



UNIVERZITET U ZENICI  
MAŠINSKI FAKULTET U ZENICI



**Mr. Raif Seferović, dipl. inž. maš.**

# **PRILOG ODREĐIVANJU STABILNOSTI PILNOG DISKA VELIKIH DIMENZIJA**

Disertacija

Zenica, novembar 2014.

**UNIVERZITET U ZENICI  
MAŠINSKI FAKULTET U ZENICI**

**KLJUČNE DOKUMENTACIJSKE INFORMACIJE**

Vrsta rada:           Doktorska disertacija  
Autor:                mr. Raif Seferović, dipl.inž.maš.  
Mentor:              red.prof.dr. Vukojević Dušan, dipl.inž.maš.

Naziv rada:                               **PRILOG ODREĐIVANJU STABILNOSTI  
PILNOG DISKA VELIKIH DIMENZIJA**

Jezik publikacije:                   bosanski  
Jezik rezimea i  
zaključaka:                           bosanski/engleski  
Zemlja publikovanja:                Bosna i Hercegovina  
Entitet:                                Federacija BiH  
Kanton:                                 Zeničko-dobojski

Godina izdanja:                       2014.

Izdavač:                                Mašinski fakultet u Zenici  
Adresa:                                 Fakultetska 1, 72000  
Zenica  
E-mail                                   mf@mf.unze.ba

Struktura rada:

Broj poglavlja	8
Broj strana	326
Broj tabela	39
Broj slika	129
Broj dijagrama	80
Broj priloga	5

Naučna oblast:                        mehanika, dinamika, vibracije  
Katedra za mehanike

Ključne riječi:                        Piljenje, pilni disk, stabilnost, identifikacija, signifikantnost,  
naponi, deformacije

UDK:                                    621.934:539.3/.5](043.3)

Mjesto čuvanja rada:                 Biblioteka Mašinskog fakulteta Univerziteta u Zenici  
Biblioteka MI „Kemal Kapetanović“ Zenica



**Mr. Raif Seferović, dipl.inž.maš.**

## **PRILOG ODREĐIVANJU STABILNOSTI PILNOG DISKA VELIKIH DIMENZIJA**

### **REZIME**

Na osnovu obimnih pretraživanja kako u literaturi, tako i u praksi, a prema postavljenim ciljevima rada, kao najpovoljniji model izabrana je pila za odsijecanje profila u vrućem stanju tipa DEMAG, koja je u eksploatacionim uslovima imala česte otkaze. Zbog povećanih zastoja u proizvodnji, izvedena je rekonstrukcija mehanizma glavnog kretanja pile u cilju stvaranja stabilnijih uslova rada. Za potrebe planiranih eksperimentalnih ispitivanja u stacionarnim i nestacionarnim uslovima rada izvršena je i rekonstrukcija mehanizma pomoćnog kretanja pile.

Provedena je teorijska, a potom i numerička analiza dinamičkog ponašanja sistema na osnovu eksperimentalne identifikacije veličina i karaktera sila i momenata odsijecanja obratka. Zbog tehničkih razloga, pažnja je usmjerena na izvršni organ pile-pilni disk kao najvažniji element cjelokupnog kinematskog lanca obradnog sistema. U dijelu eksperimentalnih ispitivanja u nestacionarnim uslovima rada, korištena je metoda indirektnog mjerenja električnih i neelektričnih veličina pogona pile.

Primjenom plana statističke višefaktorne analize izvršeno je ispitivanje signifikantnosti faktora glavnog otpora piljenja. Kod planiranja eksperimenata i analize rezultata korištene su dvije osnovne statističke metode: disperziona i regresiona analiza kako bi se utvrdio obim i nivo uticajnih parametara.

Za numeričku, a potom i eksperimentalnu analizu napona i deformacija primjenjena je metoda konačnih elemenata (MKE), kojom se dobio raspored napona i deformacija na pilnom disku za jedan od najčešćih slučajeva eksperimentalne analize, tj. kada je u toku procesa piljenja u zahvatu sa obratkom 2 do 6 zubaca. Korištenjem mjernih traka izmjereni su komponentni naponi i deformacije. Najveća izmjerena naprezanja su, kako se i očekivalo, u podnožju između dva susjedna zuba.

Istraživan je dinamički odziv sistema rotacione kompleksne strukture pilnog diska, kao i sklopa pilnog diska sa vratilom i pripadajućim elementima kao elasto-dinamičkog modela. Proveden je metod modalne analize za analizu odziva sistema sa više stepeni slobode kretanja, odnosno u cilju određivanja dinamičkih karakteristika sistema i njegove stabilnosti. Data je grafička interpretacija dijagrama stabilnosti za svaki karakteristični prečnik i debljinu pilnog diska, pri čemu je definisano područje stabilnog, odnosno nestabilnog karaktera ponašanja. Utvrđeno je da je radno područje mehaničkog sistema pilnog diska dovoljno daleko od područja rezonancije.

Na temelju iskustvenih podataka, numeričkih i eksperimentalno dobijenih rezultata, data je grafička prezentacija algoritma optimalnog projektovanja visokobrzinskog mehanizma glavnog kretanja pile sa akcentom na pilni disk kao najvažnijeg elementa ovog sklopa, što je posebno važno jer se radi o rotirajućoj strukturi velikih dimenzija, gdje težina alata i njegovo konstrukciono dizajniranje može bitno uticati na troškove izrade u serijskoj i masovnoj proizvodnji.

Prikazana metodologija provedena u ovom radu primjenljiva je i za ostale obradne sisteme i konstrukcije, ali sa uvažavanjem njihovih geometrijskih, tehnoloških, dinamičkih i drugih specifičnosti. Na osnovu sprovedene teorijske i eksperimentalne analize urađen je model algoritma koji može korisno poslužiti u budućim analizama kao i projektovanju ovakvih pila.

Za akviziciju i obradu podataka, kao i numeričke i statističke analize primjenjeni su softveri: I-DEAS, MATLAB 7.0, KOMIPS, NELINA II, EXCEL, ACAD.

**Ključne riječi:** obrada piljenjem, pilni disk, naprezanje, stabilnost, optimizacija.

**Mr. Raif Seferović, grad.mech.eng.**

## **CONTRIBUTION TO DETERMINING THE STABILITY OF LARGE SIZES CIRCULAR SAW BLADE**

### **SUMMARY**

Based on extensive search to in the literature and in practice, and to set performance targets, more especially as the model chosen is a saw for cutting profiles in the hot condition type Demag, which is in service conditions with frequent layoffs. Due to increased production stoppages, it was reconstructed mechanism main blade movement in order to create a more stable working conditions. For the purposes of the planned experimental tests in stationary and non-stationary operating conditions was performed and reconstruction mechanism auxiliary blade movement.

We conducted a theoretical and then the numerical analysis of the dynamic behavior of the system based on the experimental identification of the size and character of the forces and torques cutting off the workpiece. Due to technical reasons, the focus is on the executive body of the saw-saw blade as the most important element of the entire kinematic chain machining system. In the experimental studies in non-stationary operating conditions, using the method of indirect measurements of electric and non-electric drive size saws.

Applying statistical plan polyfactor analysis was performed to examine the significance of the main factors of resistance to cutting. When planning experiments and analyzing the results, the following two basic statistical methods: dispersion and regression analysis to determine the extent and level parameters.

For numeric and then experimental analysis of stress and strain was applied finite element method (FEM), which received distribution of stresses and strains on saw blade for one of the most common cases of experimental analysis, ie. when in the process of cutting engagement with the workpiece 2 to 6 teeth. By using strain gauges the component stresses and strains were measured. The highest measured stresses are, as expected, in the foothills between two adjacent teeth.

Investigated the dynamic response of the system of rotating the complex structure saw blade, as well as assembly pilnog drive shaft and the corresponding elements as elasto-dynamic model. Conducted a modal analysis method for analyzing the response of the system with multiple degrees of freedom, or in order to determine the dynamic characteristics of the system and its stability. It was found that the working area of mechanical systems saw blade far enough away from the areas of resonance.

Based on empirical data, numerical and experimental results, given the graphical presentation of the algorithm optimal design of the primary motion high speed saw mechanism with emphasis on saw blade as the most important element of this assembly, which is particularly important because it is large size rotating structure, where the weight of tools and its constructive design can significantly affect the cost of production in series and mass production.

Given methodology implemented in this paper is applicable for other processing systems and structures, but with respect to their geometrical, technological, dynamic, and other specifics. Based on the conducted theoretical and experimental analysis has been made a model of the algorithm that can be useful in future analyzes as well as the design of these saws.

Acquisition and data processing, as well as numerical and statistical analyzes were applied software: I-DEAS, MATLAB 7.0, KOMIPS, NELINA II, EXCEL, ACAD.

**Key words:** processing of sawing, saw blade, strain, stability, optimization.

# IZJAVA

Pod moralnom i materijalnom odgovornošću izjavljujem da sam disertaciju radio samostalno, a po uputama i u saradnji sa mentorom red.prof.dr. Vukojević Dušanom, uz korisne sugestije ostalih članova Komisije.

Mr. Raif Seferović, dipl. inž. maš.

## ZAHVALNICA

Želim se zahvaliti svom uvaženom mentoru, prof. dr. Vukojević Dušanu, na brojnim sugestijama, poticajnim razgovorima i stalnoj podršci. Njegovo veliko znanje i iskustvo mnogo su mi pomogli kod izrade ovog rada.

Zahvaljujem se poštovanim članovima Komisije koji su svojim sugestijama doprinijeli strukturi ovog rada.

Zahvalnicu upućujem i nastavnom osoblju Mašinskog fakulteta i Metalurškog instituta „Kemal Kapetanović“ Univerziteta u Zenici na usmenim savjetima i razmjeni iskustava iz predmetne oblasti, kao i kompjuterskoj obradi rada.

Za pomoć tokom eksperimentalnog ispitivanja u industrijskim uslovima dužno poštovanje i zahvalnost upućujem osoblju i kolegama zeničke Željezare.

Iskrenu zahvalnost upućujem i radnim kolegama sa MI „Kemal Kapetanović“ koji su mi prilikom eksperimentalnih ispitivanja u poluindustrijskim uslovima bezrezervno pomogli u realizaciji ovih ispitivanja.

Zahvaljujem se mojoj porodici i užoj rodbini, prijateljima i kolegama koji su me podsticali da istrajem na ovom zadatku.

Raif Seferović

# SADRŽAJ

REZIME / ABSTRACT

IZJAVA

ZAHVALNICA

		strana
<b>1</b>	<b>UVOD</b>	<b>1</b>
1.1	Uslovi rada kružnih pila	3
1.1.1	Tehnološki parametri valjačke pruge i obradnog centra	3
1.1.2	Materijal obratka	5
1.1.3	Asortiman odsijecanja	6
1.1.4	Tehnološki zahtjevi	6
1.1.5	Konstruktivski zahtjevi	7
1.2	Vibracije kružne pile	8
1.3	Ciljevi rada	12
1.3.1	Metode istraživanja	13
1.3.2	Očekivani doprinos nauci	13
1.4	Osvrt na dosadašnja istraživanja	14
<b>2</b>	<b>POSTAVKA PROBLEMA</b>	<b>23</b>
2.1	Uvod	23
2.2	Problemi u praksi	25
2.3	Izbor modela	27
2.3.1	Originalni model mehanizma glavnog kretanja pile	27
2.3.1.1	Mogući uzroci nestabilnosti pilnog diska velikih dimenzija	28
2.3.2	Model rekonstruisanog mehanizma glavnog pogona	32
<b>3</b>	<b>PROGRAM ISTRAŽIVANJA</b>	<b>35</b>
<b>4</b>	<b>TEORIJSKA RAZMATRANJA</b>	<b>37</b>
4.1	Obrada odsijecanjem (piljenjem)	37
4.2	Elementi procesa piljenja	38
4.3	Osnovno o pilnom disku	44
4.4	Naprezanja u rotirajućem disku konstantne debljine	50
4.4.1	Naprezanja i deformacije od djelovanja centrifugalne sile	50
4.4.2	Naprezanja od interakcije pilnog diska i obratka	55
4.5	Dinamika piljenja	60
4.5.1	Elektromotorni pogon (EMP)	61
4.5.1.1	Prelazni procesi	64
4.5.1.1.1	Analitičko izražavanje brzine i ubrzanja EMP-a	65
4.5.1.1.2	Momentne karakteristike EMP-a	68

4.5.1.2	Nestacionarni uslovi rada EMP-a	70
4.5.1.3	Gubici EMP-a u praznom hodu	72
4.5.1.4	Neravnomjernost kretanja EMP-a	73
4.5.2	Tromaseni torzioni sistem mehanizma glavnog kretanja pile	74
4.5.3	Sile (otpori) obrade	76
4.5.4	Snaga piljenja	80
4.5.5	Rad piljenja	80
4.6	Općenito o stabilnosti	81
4.6.1	Stabilnost EMP-a	84
4.6.2	Kritične brzine brzohodog vratila	87
4.6.3	Neuravnoteženost glavnog pogona pile	96
4.6.4	Žiroskopski efekat na konzolnom prepustu pilnog diska	99
4.6.5	Uticaj vibracija na stabilnost rada originalnog modela pile	102
4.6.5.1	Linearne vibracije	103
4.6.5.2	Torzione vibracije	105
<b>5</b>	<b>EKSPERIMENTALNA ISPITIVANJA</b>	<b>109</b>
5.1	Značaj i cilj eksperimentalnog metoda	109
5.2	Metodologija eksperimentalnog ispitivanja	110
5.2.1	Planiranje eksperimenta i uslovi izvođenja	110
5.3	Izvođenje eksperimentalnih ispitivanja	111
5.3.1	Laboratorijska ispitivanja	112
5.3.1.1	Mehanička svojstva materijala obratka	112
5.3.1.2	Materijal pilnog diska	115
5.3.2	Mjerenje vibracija na DEMG-ovoj pili za odsijecanje vrućih profila	116
5.3.2.1	Raspored vibracija na mehanizmu glavnog kretanja pile	116
5.3.2.2	Opterećenje pilnog diska i elektromotora	118
5.3.2.3	Analiza rezultata mjerenja	119
5.3.2.4	Zaključna razmatranja	122
5.3.3	Identifikacija otpora obrade na rekonstruisanoj pili	123
5.3.3.1	Moment inercije rotirajućih masa mehanizma glavnog kretanja pile	124
5.3.3.2	Prazni hod pile	126
5.3.3.3	Otpori obrade	127
5.3.3.4	Signifikantnost faktora glavnog otpora piljenja	137
5.3.3.5	Zaključna razmatranja	147
5.3.4	Eksperimentalna analiza naprezanja i deformacija u pilnom disku metodom tenzometrije	149
5.3.4.1	Plan i uslovi izvođenja eksperimenta	149
5.3.4.2	Izvođenje i rezultati eksperimentalnih mjerenja	153
5.3.4.2.1	Statičko ispitivanje	153
5.3.4.2.2	Dinamičko ispitivanje	157
5.3.4.2.2.1	Dinamički koeficijent prigušenja	160
<b>6</b>	<b>NUMERIČKA ANALIZA NAPONA I DEFORMACIJA SKLOPA PILNOG DISKA</b>	<b>165</b>
6.1	Statička analiza	165
6.1.1	Izbor modela	166
6.1.2	Osnovne jednačine elastomehanike	169

6.1.3	Primjena IDEAS aplikacije sa rezultatima proračuna	173
6.1.4	Rezultati MKE analize	184
6.1.5	Poređenje numeričkih i eksperimentalnih rezultata	185
6.2	Dinamička analiza	186
6.2.1	Dinamički proračun	187
6.2.2	Numerička analiza sklopa vratila pilnog diska	190
6.2.2.1	Sklop vratila bez zamajca	191
6.2.2.2	Sklop vratila sa zamajcem	196
6.2.3	Sklop pilnog diska	199
6.3	Dokaz Hipoteze 1	216
<b>7</b>	<b>PRILOG ODREĐIVANJU ALGORITMA OPTIMALNOG PROJEKTOVANJA PILNIH DISKOVA VELIKIH DIMENZIJA</b>	<b>219</b>
7.1	Uvodne napomene	219
7.2	Blok dijagrami aktivnosti do optimalnog dizajna strukture sklopa pilnog diska	220
7.3	Razrada modela optimizacije	225
7.3.1	Funkcija cilja	227
7.3.2	Model ograničenja	229
7.4	Dokaz Hipoteze 2	234
<b>8</b>	<b>ZAKLJUČNA RAZMATRANJA</b>	<b>237</b>
8.1	Zaključci	237
8.2	Doprinos teze	238
8.3	Nedostaci sopstvenog istraživanja	239
8.4	Pravci daljnjeg istraživanja	239

LITERATURA

SPISAK SLIKA

SPISAK TABELA

SPISAK DIJAGRAMA

SPISAK KORIŠTENIH OZNAKA

PRILOZI

## 1 UVOD

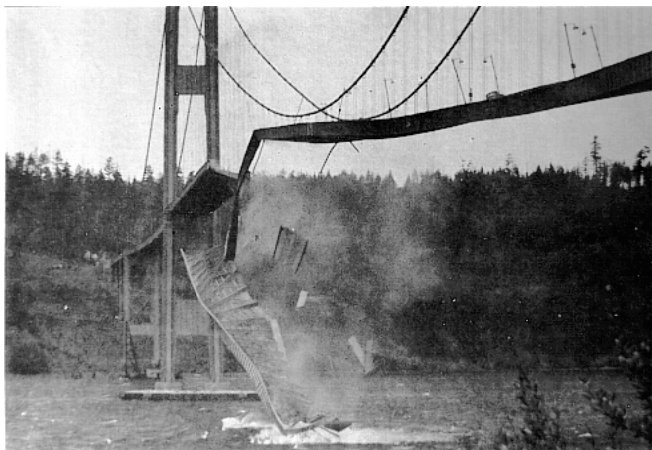
Napretkom tehnike i tehnologije postavljeni su vrlo visoki standardi i zahtjevi u izradi mehaničkih sistema sa velikim radnim brzinama i visokim produktivnostima. Sa porastom brzine i energije koju prenose, današnje rotirajuće strukture obično rade iznad prve ili više kritičnih brzina. Dodatno u njihovom radu pojavljuje se i niz drugih efekata kao što su: visoki pritisci, uticaji okolnog kontinuuma, oslonaca, temelja i sl. Sve ovo u interaktivnoj sprezi komplicira dinamičko ponašanje, tako da su zatvorena analitička rješenja gotovo nemoguća. Zbog toga se i dinamika rotirajućih struktura smatra izazovom, i u današnje vrijeme njihovo dizajniranje ne može se zamisliti bez upotrebe kompjutera i numeričkih metoda.

Od samog nastanka rotirajućih mašina, kao mehaničkih sistema koji nisu beskrajno kruti, inženjeri su suočeni s problemom **mehaničkih vibracija**, čiji je uticaj na njihovu stabilnost i pouzdanost dugi niz godina predmet interesovanja velikog broja istraživača. Kroz nekoliko zadnjih vijekova mašine sa rotirajućim elementima našle su primjenu od vjetrenjača i točkova vodenice, pa sve do mašina velike energije i brzine, npr. u sklopu alatnih mašina, pumpi, turbina, kompresora, kućnih i medicinskih aparata, automobila, svemirskih letjelica i sl. Vibracije mašina koje imaju pokretne dijelove kao i dijelove koji služe za povezivanje rezultat su dinamičkih sila. Različiti dijelovi mogu da vibriraju različitim frekvencijama i amplitudama, što je često uzrok poremećaja rada mašina.

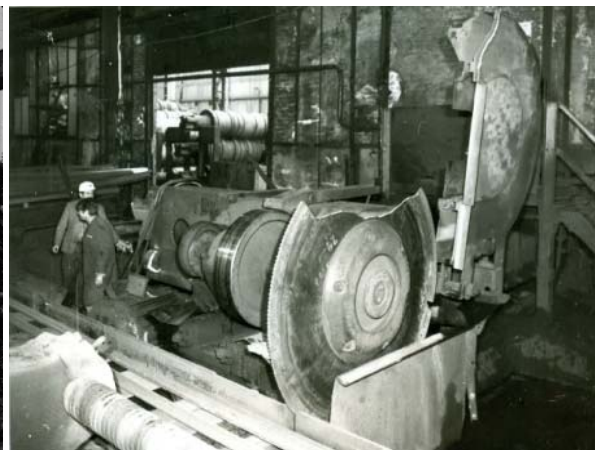
Brojna dosadašnja istraživanja vezana za rotirajuće diskove velikih brzina odnosila su se na jednostavne modele, gdje nisu uzimani u obzir uticaji opterećenja, pogonskih jedinica, uslovi oslanjanja itd. Ovaj rad temelji se na dostignutim saznanjima, ali na jednom složenom modelu koji postoji u industriji (slika 1.2).

Dinamičke analize u prošlosti najviše su ciljale samo na iznalaženje kritičnih brzina obrtanja [6], i to s pravom, jer pri određenim brzinama obrtanja rotirajuće strukture mogu biti **dinamički nestabilne**, pa se zbog toga mogu pojaviti i velike amplitude vibriranja prouzrokovane fenomenom rezonancije. **Rezonancija** je pojava kada se frekvencija pobude nalazi u blizini prirodne frekvencije strukture mašine ili kada se te frekvencije izjednače. Brzine obrtanja pri kojima nastaje pojava rezonancije, odnosno pri kojima su amplitude vibriranja nedopušteno velike, nazivaju se **kritične brzine obrtanja** [3].

Općenito posmatrano, kada se u fazi rezonancije sopstvena frekvencija vibracije mehaničke strukture podudara s frekvencijom vanjske pobude dolazi do velikih odstupanja i otkaza. Praksa je puna primjera razornog djelovanja rezonancija, (rušenje mosta na slici 1.1 sa video clip-om na [www.tacoma.mpeg](http://www.tacoma.mpeg)), ili lom pilnog diska na valjaonici zeničke željezare (slika 1.2).



Slika 1.1 Trenutak rušenja mosta



Slika 1.2 Lom pilnog diska



Zbog devastirajućeg efekta kojeg vibracije imaju na mašine i strukture, testiranje na vibracije postalo je standardan postupak u dizajnu i razvoju većine mašinskih sistema. Ranije mašine su najčešće radile ispod njihovih kritičnih brzina i njihovo ponašanje se moglo adekvatno karakterizirati koristeći relativno jednostavne matematičke modele sa nekoliko stepeni slobode, čija rješenja je bilo moguće potvrditi i eksperimentalnim putem. Međutim, sa porastom brzine i energije koju prenose, današnje rotirajuće strukture obično rade iznad prve ili više kritičnih brzina [73].

Veliki broj uticajnih parametara i štetne posljedice vibracija zahtijevaju potpunu analizu vibratornog stanja mehaničkih sistema. Dinamičke analize su komplikovane zbog uvođenja vremena kao nezavisno promjenljive veličine, tako da je relativno mali broj problema iz dinamike konstrukcija rješiv u zatvorenom analitičkom obliku. Kod velikih rotirajućih brzina povećava se i broj poremećajnih i radnih frekvencija. Potrebno je što preciznije poznavati sopstvene frekvencije i glavne oblike oscilovanja kako bi se sa sigurnošću moglo definisati radno područje mehaničkog sistema dovoljno daleko od područja rezonancije. To podrazumijeva da se, u cilju sprečavanja pojave rezonancije, u dinamičkim analizama moraju uzeti u obzir pored konstrukcionih parametara i eksploatacioni uslovi, uz prisustvo raznih poremećaja. U mnogim primjerima korištenim za analizu dinamičkog ponašanja rotora (npr. izračunavanje Campbell-ovog dijagrama ovisnosti frekvencije vibracija od brzine obrtanja ili npr. neuravnoteženo reagovanje), moralo se analizirati opterećenje, kao i izvoditi proračune koji su u vezi sa uslovima rada mašine (npr. električna analiza za motore, rotordinamička analiza prilikom projektovanja rotirajućih struktura, dinamička analiza ponašanja glavnih pogonskih mehanizama itd.).

Rezonantne vibracije mogu se smanjiti kroz stvaranje uslova za dinamičko prigušenje vibracija i povećanjem disipacije energije vibriranja. Dinamičko prigušenje moguće je izvesti kod pogonskih mehanizama sa konstantnom radnom brzinom. Tamo gdje su radne brzine promjenljive, gdje praktično nije moguće izbjeći rezonantna područja, smanjenje amplituda oscilovanja moguće je izvesti ugradnjom dinamičkih apsorbera. Najvažniji apsorber energije je trenje između elemenata u mehaničkom sistemu, trenje između obratka i pilnog diska, trenje klizanja pri translatorskom kretanju saonica pile i viskozno trenje (rukavac ležišta).

**Alatne mašine** predstavljaju veoma složene mašinske sisteme sa velikim brojem sklopova i elemenata koji imaju različita kretanja kako po obliku, tako i po brzinama. Uzroci nastanka buke i vibracija su mnogobrojni: neuravnotežene inercijalne sile obrtnih i translatorskih masa, prekomjerni zamori u sklopovima, nesaosnost ležišta, promjenljive sile trenja u kliznim spojevima, promjene sile rezanja usljed promjene dubine rezanja prilikom nailaska alata na obradak, tvrdo mjesto, nedovoljna krutost elemenata i sklopova mašina itd.

**Piljenje** je postupak obrade odvajanjem čestice koji se upotrebljava kod odsijecanja ili dijeljenja materijala. Vjeruje se da je piljenje staro oko 500.000 godina i da su pile čovjekov najstariji izum odmah uz otkriće koplja i vrha strijele. Prema načinu kretanja alata, piljenje može biti translatorsno i kružno. Sam alat se razlikuje po obliku i dijeli se na: kružne, tračne i lisnate pile.

**Kružna pila** sa pilnim diskom, kao najizrazitijim modelom tankog homogenog kružnog tijela, posebno mjesto zauzima u postupcima odsijecanja materijala u hladnom stanju, kao i materijala koji se odsijecaju kada su zagrijani na vrlo visokim temperaturama. Bez obzira da li se odsijecaju hladni ili vruće valjani nosači, gredice, šipke, fazonski komadi, cijevi i sl., javlja se niz uticajnih faktora koji, djelujući istovremeno, nepovoljno utiču na rad pilnih diskova. To su prije svega: fizičko - mehaničke osobine obratka, konstrukcione karakteristike i kvalitet materijala pilnog diska, dinamička svojstva pile, različite vrste i karakter promjene opterećenja, termodinamički procesi u pilnom disku tokom odsijecanja materijala, uticaj forme obratka, kao i uticaj drugih dijelova sistema koji se prenose na pilni disk. Navedeni su samo važniji, ali ne i jedini uticaji na rad pilnih diskova koji usljed velikih dimenzija imaju i dodatne pojave izražene u vidu **mehaničke nestabilnosti**, a kao kontinuum imaju beskonačan broj prirodnih frekvencija i načina vibriranja.

U vezi sa vrijednošću piljenih proizvoda, može se reći da je veoma mali udio procesa piljenja u ukupnim troškovima. Zbog toga se ovom postupku pridavao drugorazredan značaj i nije se puno raspravljalo o njegovoj ekonomičnosti. Ovom mišljenju ne treba podleći, jer sve dok se mogu postići uštede, treba raditi na tome. Generalno rečeno, korist koja se može postići treba da bude veća od za nju potrebnih troškova.

Ova istraživanja imaće puno opravdanje, ukoliko rezultiraju prednostima kao što su: povećanje stabilnosti rada, mogućnost boljeg održavanja usljed povećanog kapaciteta i pouzdanosti pile, smanjenja troškova skladištenja usljed izbora lakših, troškovno optimalnih pilnih diskova i sl.

## 1.1 Uslovi rada kružnih pila

Prema podacima World Steel Association (Steel Statistical Yearbook 2008.) ukupna proizvodnja čelika u svijetu u 2007. godini iznosila je 1351 miliona tona, od toga u NR Kini 500 miliona, a u Evropskoj uniji 200 miliona tona. Najveći dio današnje svjetske proizvodnje od preko 80% čelika (1080 miliona tona) i 90% ukupno proizvedenih obojenih metala preradi se u valjaonicama u toplom stanju [120], kao najčešćem postupku plastične prerade metala, gdje se uložak zagrijava iznad temperature rekristalizacije, kada se povećava plastičnost, a smanjuje deformacijski otpor. Danas brzine valjanja dostižu vrijednost iznad 100 m/s sa polufabrikatom kvadratnog presjeka 135 mm, a do 150 m/s kod proizvodnje žice tanje od 5,0 mm. Trendovima razvoja i dalje se povećavaju brzine valjanja i kapaciteti, a već izgrađene valjaonice se rekonstruišu da bi se povećali kapaciteti.

### 1.1.1 Tehnološki parametri valjačke pruge i obradnog centra

S obzirom da su istraživanja u ovom radu izvedena na pili za odsijecanje profila u vrućem stanju, navode se osnovni tehnološki parametri valjaoničkih pruga bitni za dimenzioniranje obradnog centra.

Da bi pruga bila ispravno dimenzionirana, mora postojati određen odnos između pojedinih kapaciteta koji se može iskazati sa izrazom [46]

$$Q_S \leq Q_T \leq Q_V \leq Q_A \leq Q_Z \leq Q_E \leq Q_M \quad \dots(1.1)$$

gdje je:  $Q_S$  - statistički kapacitet  
 $Q_T$  - tehnički kapacitet  
 $Q_V$  - vremenski kapacitet  
 $Q_A$  - ađustazni kapacitet  
 $Q_Z$  - zagrijevni kapacitet  
 $Q_E$  - energetska kapacitet  
 $Q_M$  - mehanički kapacitet.

Prema izrazu (1.1) najveći kapacitet pruge mora biti mehanički kapacitet, a definisan je nosivošću opreme. U mehanički kapacitet svrstava se i kapacitet obradnog centra.

Ostali tehnološki parametri bitni za dimenzioniranje obradnog centra su:

- Obradak - definisan je svojim oblikom i položajem na transportnoj kotrljači u odnosu na pilu
- Površina poprečnog presjeka obratka  $A$ , [mm<sup>2</sup>] - površina piljenja koja ima jednoznačnu vrijednost definisanu standardima, odnosno veličinom i oblikom obratka
- Masa obratka  $m$ , [kg/m] - masa jediničnog metra obratka iskazana proizvodom gustoće čelika ( $\rho$ ) i volumena obratka ( $V$ ); ( $m = \rho V = \rho A \ell_j$ )
- Ritam valjanja  $T_{rv}$ , [s] - takt valjanja, odnosno prosječno vrijeme od ulaza jednog uložka u prugu do ulaza drugog uložka u prugu, ili vrijeme od izlaza jednog do izlaza drugog izvaljanog profila iz pruge

- Masa uložka  $m_u$ , [t] - masa polufabrikata koji se nakon zagrijavanja u peći transportuje do valjačkih stanova gdje se vrši njegovo valjanje
- Teorijska satna proizvodnja pruge  $P_t$ , [t/h] - kvocijent mase uložka i ritma valjanja, maksimalni tehnički mogući kapacitet koji bi se postigao kada ne bi bilo nikakvih poremećaja tehnološkog procesa; ( $P_t = m_u / T_{rv}$ )
- Praktični satni kapacitet obradnog centra  $Q_{ps}$ , [t/h] - proizvod praktične satne proizvodnje pruge ( $P_p$ ) i koeficijenta obradnog centra ( $k_c$ ) = (1,2 ÷ 1,3); ( $Q_{ps} = P_p \cdot k_c$ )
- Broj izvaljanih uložaka na sat  $n_{us}$ , [ul/h] - kvocijent praktičnog satnog kapaciteta obradnog centra ( $Q_{ps}$ ) i mase uložka ( $m_u$ ); ( $n_{us} = Q_{ps} / m_u$ )
- Dužina odrezanog obratka  $\ell$ , [m] - trgovačka dužina obratka;  $\ell = (4 \div 25)$  metara
- Prosječna proizvodnost pile  $q$ , [mm<sup>2</sup>/s] - sekundni kapacitet pile; površina poprečnog presjeka dijela obratka koja se odreže u jednoj sekundi. Definiše se kao produkt brzine pomoćnog kretanja ( $u$ ) i visine odrezane plohe ( $h$ ). Kod vrućih pila prosječna vrijednost sekundnog kapaciteta iznosi  $q = (2000 \div 5000)$  mm<sup>2</sup>/s; ( $q = u \cdot h$ )
- Brzina pomoćnog kretanja pile  $u$ , [mm/s] - brzina prodora pilnog diska kroz obradak. Kod kliznih pila ova brzina kreće se u širokom opsegu  $u = (15 \div 300)$  mm/s
- Broj rezova po uložku  $n_{ru}$ , [rez/ul] - broj finalno izrezanih komada obratka plus jedan. U slučaju uzimanja proba broj rezova se povećava barem za jedan. Događa se da se obradak na početku reže više puta dok se ne postigne čisti presjek; ( $n_{ru} = n + 2$ )
- Broj rezova na sat  $n_{rs}$ , [rez/h] - prosječan broj rezova prilikom odsijecanja obratka na potrebnu (trgovačku) dužinu; isti se kreće u širokom opsegu: npr. prilikom kampanje valjanja nosača I-18 potrebno je izvesti 450 rezova, za U-18 izvodi se 440 rezova, ravnokraki ugaonik 120x120x11 odsijeca se 505 puta, za šinu UIC 60 u satu je potrebno izvesti 195 rezova, kvadratna gredica 115x115 mm odsijeca se 245 puta itd., [32]; ( $n_{rs} = n_{us} \cdot n_{ru}$ )
- Vrijeme manipulacije sa obratkom (za jedan uložak)  $t_{mu}$ , [s] - produkt broja rezova po uložku ( $n_{ru}$ ) i zbira vremena ubrzanja obratka ( $t_a$ ) po transportnoj kotrljači, ravnomjernog kretanja obratka ( $t_l$ ) i zaustavljanja i umirivanja obratka na odbojniku ( $t_z$ ). Ovome treba dodati i vrijeme pozicioniranja obratka za rezanje krajeva i proba ( $t_{kp}$ ); [ $t_{mu} = n_{ru}(t_a + t_l + t_z) + t_{kp}$ ]
- Vrijeme refleksnog reagovanja operatora u toku jednog sata  $t_{os}$ , [h] - produkt broja rezova na sat ( $n_{rs}$ ) i vremena ( $t_{oc}$ ), pri čemu se može uzeti da refleksno reagovanje operatora u toku jednog ciklusa rezanja iznosi  $t_{oc} = 1$  s, tj.  $t_{os} = n_{rs} \cdot t_{oc}$
- Mašinsko vrijeme odsijecanja u toku jednog ciklusa  $t_{Mc}$ , [s] - sastoji se iz vremena primicanja pile ( $t_{pr}$ ), efektivnog vremena piljenja ( $t_p$ ), vremena zaustavljanja pile ( $t_z$ ) i vremena povratnog hoda ( $t_{ph}$ ); ( $t_{Mc} = t_{pr} + t_p + t_z + t_{ph}$ )
- Mašinsko vrijeme odsijecanja u toku jednog sata  $t_{Ms}$ , [h] - produkt broja rezova na sat ( $n_{rs}$ ) i vremena ( $t_{Mc}$ ); ( $t_{Ms} = n_{rs} \cdot t_{Mc}$ )
- Vrijeme pauze u toku jednog ciklusa rada obradnog centra ( $T_{pc}$ ), [s] - zbirna veličina svih parcijalnih vremena koja se odnosi na rad obradnog centra, isključujući samo efektivno vrijeme piljenja obratka ( $t_p$ ); ta vremena su:  $t_{mc}$  - vrijeme manipulacije sa obratkom u toku

trajanja ciklusa rezanja ( $t_{mc} = t_{mu} / n_{ru}$ ),  $t_{oc} \approx 1$  s - vrijeme refleksnog reagovanja operatora u toku jednog ciklusa piljenja; ( $T_{pc} = t_{mc} + t_{oc} + t_{pr} + t_z + t_{ph}$ )

- Vrijeme efektivnog piljenja u toku jednog ciklusa rada obradnog centra  $T_{pc}$ , [s] - vrijeme proteklo od početka do završetka piljenja jednog obratka; ( $T_{pc} = t_p$ )

- Potreban broj pila obradnog centra [127]: 
$$z = \frac{(t_{Mc} + \tau_2)(n_{ru} + 1)}{T_{rv} - \tau_1}$$

gdje je:  $\tau_1$  [s]-vrijeme transporta obratka od završnog valjačkog stana do pile

$\tau_2$  [s]-vrijeme pozicioniranja obratka na transportnoj kotrljači prije odsijecanja.

### 1.1.2 Materijal obratka

Masovna primjena čelika zasniva se na njegovim izvanrednim svojstvima (velika čvrstoća, tvrdoća, duktilnost, elastičnost, otpornost prema koroziji i toploti, magnetska permeabilnost, toplinska vodljivost i dr.). Svojstva čelika mogu se mijenjati legiranjem, termičkom obradom (npr. kaljenjem, žarenjem, popuštanjem), površinskom obradom (cementiranjem, cijanizacijom, nitriranjem), hladnim oblikovanjem ili nanošenjem prevlake, pa se tako čelici mogu prilagoditi svakoj vrsti primjene. Mogu se proizvesti i višestruko modificirane vrste čelika (danas više od 2000 vrsta). Čelik se može oblikovati u toplom ili hladnom stanju: valjanjem, prešanjem, kovanjem, rezanjem i sl.

Predmet istraživanja u ovom radu zasnovan je na čelicima oblikovanim u toplom stanju na valjačkim stanovima. Uobičajeni valjački materijali su konstrukcijski ugljenični (nelegirani) čelici opšte namjene (za nosive konstrukcije) kao i čelici za mašinogradnju.

U radu su ispitana mehanička svojstva dvije vrste čelika koji se najčešće koriste kod valjanja poluproizvoda i profila:

- ugljenični čelik S235JR (BAS EN 10025-2) zatezne čvrstoće  $R_m = 400$  N/mm<sup>2</sup>
- čelik za željezničke šine prema kodeksu UIC 860V (EN 13674-1) zatezne čvrstoće  $R_m \geq 1080$  do 1400 N/mm<sup>2</sup> [141].

Rezultati mehaničkih ispitivanja ovih materijala na sobnoj i povišenim temperaturama dati u su prilogu 3 ovog rada (slike P3.1 do P3.4).

U tabeli 1.1 dat je pregled materijala koji su navedeni u ovom radu i označeni po važećim DIN - BAS - EN normama.

Tabela 1.1 Uporedni prikaz oznaka materijala

Oznaka čelika	DIN-BAS-EN norma	Stara oznaka čelika po JUS-u	Primjedba
S235JR	BAS EN 10025-2	Č.0361	
E295	BAS EN 10025-2	Č.0545	
E335	BAS EN 10025-2	Č.0645	
E360	BAS EN 10025-2	Č.0745	
C15	EN 10027	Č.1220	nije standardizovan
C22	BAS EN 10083-2	Č.1330	
C45	BAS EN 10083-2	Č.1530	
C60	BAS EN 10083-2	Č.1730	
C70W1	-	Č.1740	nije standardizovan
R1100	EN 13674-1	Č.3108	nije standardizovan
50Mn7	-	Č.3134	nije standardizovan
GX120Mn12	-	Č.3160	nije standardizovan

### 1.1.3 Asortiman odsijecanja

Kružne pile u završnoj fazi valjanja vrše odsijecanje različitih profila na trgovačke dužine (4, 6, 8, 12, 16, 20, 25) m, pri čemu se najčešće odsijeca na dužine 6 m i 12 m. To odsijecanje odnosi se na slijedeći valjaonički asortiman:

#### a) poluproizvodi

- blumovi kvadratnog i pravougaonog oblika nepravilnih površina, zaobljenih bridova, dimenzija stranica  $a > 125$  mm i odnosa  $a : b = 1 : 1$  do  $1 : 2$
- slabovi pravougaonog oblika najmanje dimenzije stranica  $a > 40$  mm i odnos  $a : b > 1 : 2$
- platina pravougaonog presjeka najveće debljine 40 mm, a najmanje širine 150 mm. Širina platine mora biti najmanje 4 puta veća od debljine. Iz platina se dalje valjaju tanki limovi. Stranica  $a < 40$  mm i odnos  $a : b > 1 : 4$
- kvadratne gredice različitih dimenzija stranica od 50 do 125 mm
- plosnate gredice pravougaonog presjeka debljine  $(30 \div 40)$  mm i širine  $(50 \div 100)$  mm

#### b) valjani profili

- okrugli profil prečnika  $(6 \div 125)$  mm
- kvadratni profil sa stranicama  $(8 \div 140)$  mm
- pravougaoni profili u više oblika: plosnati, široki plosnati, trakasti
- ravnokraki ugaonici od  $20 \times 20 \times 3$  mm do  $200 \times 200 \times 18$  mm
- I-nosači 8 do 40
- U-nosači 6,5 do 30
- Šine UIC 37, 49, 54, 60
- zvonasti profili, podložne ploče, naplatci, sigma L profil itd.

### 1.1.4 Tehnološki zahtjevi

Rad pile može se posmatrati sa tehnološkog i konstrukcionog aspekta. Osnovni tehnološki zahtjevi odnose se na slijedeće:

1. **Visoka proizvodnost** - kraće vrijeme obrade sa povećanom brzinom translatornog pomjeranja kroz obradak. Tako se pilni disk manje zagrijava pošto se piljenje vrši skidanjem strugotine velike debljine, koja ne stvara dodatno zagrijavanje metala u zoni piljenja i ne dolazi do njenog sljepljivanja među zubima pilnog diska. Osnovni uvjet kojeg treba ispuniti jeste veći korak zubaca sa povećanom čvrstoćom;
2. **Manji zastoji u proizvodnji** - smanjenje broja izmjena pilnih diskova radi potrebe oštrenja zubaca usljed zatupljenosti;
3. **Ortogonalnost reza** - ujednačena dužina obratka - smanjenje gubitaka u materijalu;
4. **Veća produktivnost** - stvaranje veće debljina strugotine od konvencionalne 0,1 mm do tehnološki povoljne 1,0 mm; ovaj zahtjev zapravo se svodi na povećanje brzine pomoćnog kretanja pile, smanjenje utroška električne energije kroz sniženje specifičnog rada, a strugotina koja nastaje za vrijeme piljenja može da se vrati na ponovno topljenje;
5. **Bolji uslovi rada** - smanjenje trajanja buke, što se postiže kraćim vremenom piljenja. Sa konvencionalnim pilama odsijecanje traje nekoliko sekundi (i više), a buka koja se tada javlja nepovoljno utiče na operatora. Djelovanje buke koju stvaraju brzohode pile traje veoma kratko (nekoliko desetinki sekunde), tako da je uticaj buke na osoblje mnogo manje izražen;
6. **Pogodnost održavanja** - smanjenje troškova održavanja kroz jednostavniju izvedbu translatorskih i rotirajućih elemenata mehanizama glavnog i pomoćnog kretanja pile, čime se smanjuju vibracije koje rezultiraju bržim trošenjem i otkazima, a također stvaraju i jaku buku.

### 1.1.5 Konstrukcijski zahtjevi

U današnjim aktuelnim uvjetima velike konkurencije posebna se pažnja mora posvetiti izboru optimalne konstrukcije elemenata pile, koji moraju ispuniti slijedeće postavljene zahtjeve:

1. **Efektivnost** - obuhvata: gotovost, pouzdanost i funkcionalnu podobnost.

**Gotovost** - vjerovatnoća da će sistem uspješno stupiti u dejstvo u datom trenutku vremena i datim uslovima okoline.

**Pouzdanost** - vjerovatnoća na određenom nivou povjerenja da će uređaj/sistem uspješno obavljati funkciju za koju je namijenjen, bez otkaza i unutar specificiranih granica performansi, uzimajući u obzir prethodno vrijeme korištenja sistema, u toku specificiranog vremena trajanja zadatka, kada se koristi na propisan način i u svrhu za koju je namijenjen pod specificiranim nivoima opterećenja [5].

Ovo je usko vezano sa stabilnošću konstrukcije pile. Pojava stanja u otkazu tokom vremena (npr. lom pilnog diska) vezana je sa režimom radnih opterećenja, kako u odnosu na vršna opterećenja koja dovode do neispravnosti u periodu normalne upotrebe (preopterećenje pilnog diska), tako i u odnosu na dinamička opterećenja koja dovode do slabljenja materijala i u konačnici do loma konstrukcije. Suština procjene pouzdanosti svodi se na određivanje veličine preklopa raspodjela kritičnih i radnih opterećenja (ili napona) koji nisu konstante, već promjenljive veličine. Površina koja odgovara preklopu ove dvije raspodjele, što se uvijek ostvaruje, ali u manjim ili većim iznosima, predstavlja neku mjeru vjerovatnoće da će radna opterećenja biti veća od kritičnih, pa prema tome i mjeru vjerovatnoće pojave neispravnosti, odnosno nepouzdanosti [100].

**Funkcionalna podobnost** - sposobnost sistema za uspješno prilagođavanje uslovima okoline u projektovanom vremenu trajanja rada. Pila mora obavljati postavljeni zadatak. Glavno obrtno kretanje kao i pomoćno (translatorno ili obrtno) kretanje treba da izvodi alat (pilni disk) s mnogo zubaca, od kojih je samo nekoliko istovremeno u zahvatu sa obratkom. Rezne oštrice nalaze se na zubima pilnog diska. Oblik zubaca ovisi o materijalu koji se pili i o postupku piljenja. Određuje se i gruboća pilnog diska, kojom se izražava broj zubaca na jedinici dužine. Što je manja debljina ili promjer obratka, to zubi trebaju biti sitniji, kako bi u zahvatu s obratkom bila barem 2 do 3 zuba.

2. **Tehnologičnost** - elementi moraju biti dovoljno jednostavni za izradu raspoloživim/dostupnim mašinskim tehnologijama.
3. **Kvalitet** - svojstva proizvedenih elemenata mogu varirati samo u okvirima dozvoljenih granica; uslovljen je nizom uticaja vezanih za kvalitet oblikovanja, materijala, obrade, montaže, ispitivanja i drugih uticaja.
4. **Rentabilnost** - proizvodnja elemenata mora donositi dobit.
5. **Ekologičnost** - elementi tokom skladištenja i korištenja, kao i po odlaganju nakon isteka njegovog vijeka trajanja ne smiju štetno djelovati na okolinu.
6. **Stabilnost** - mehanički sistem pile dovesti u ravnotežu između spoljnjih i unutarnjih sila u ovisnosti od tipa vibracija [101]:

a) **sinhrone vibracije** (kada je frekvencija približno jednaka ugaonoj brzini rotora): propisivati dozvoljeni mehanički debalans rotirajućih i translatorskih masa, povoljno konstrukciono dimenzionirati konzolni prepust pilnog diska u cilju smanjenja ugiba vratila, a time i pomjeranja pilnog diska, oblikovati što kraću izvedbu vratila pilnog diska radi povećanja njegove savojne i torzione krutosti, propisati stroge tolerancije

odstupanja elemenata mehanizma glavnog i pomoćnog kretanja pile od savršenog oblika, dimenzija i položaja u kinematskom lancu, povećati frekvenciju prolaza zubaca kroz obradak itd.

- b) **subsinkrone vibracije** (kada je frekvencija manja od ugaone brzine rotora): stabilizirati obrtanje rotora elektromotora
- c) **nadsinkrone vibracije** (kada je frekvencija veća od ugaone brzine rotora): smanjiti međusobno trenje komponenti mehanizma glavnog i pomoćnog kretanja pile, nesaosnost vratila svesti na minimum i sl.

Stabilan rad pilnog diska za vrijeme odsijecanja veoma je važan sa aspekta kvaliteta odrezane površine i ekonomične primjene obratka. Konkurencija između proizvođača na svjetskom tržištu eliminiše lošiji kvalitet proizvoda. Zbog toga je naglašena potreba za temeljito razumijevanje osnovnih procesa kod piljenja u domenu dostizanja kvaliteta odrezane površine.

Svi navedeni zahtjevi su međusobno zavisni, često u suprotnosti, tako da ih nije moguće istovremeno u potpunosti ispuniti. Zadatak dizajnera je, da s obzirom na date zahtjeve i mogućnosti, pronađe najbolje tehničko rješenje, pri čemu prvenstveno treba poštivati zahtjeve, koji su za dati primjer najvažniji.

Zahtjev funkcionalnosti kao osnovni zahtjev, određuje oblike i dimenzije mašinskih dijelova i bitan je za mehanizme glavnog i pomoćnog kretanja pile. Oblici dijelova često su vezani za način i kinematiku njihovog kretanja: kružno kretanje - cilindrični oblik, pravolinijsko kretanje - ravne površine, pretvorba pravolinijskog kretanja u kružno - vijčani oblik itd.), dok su dimenzije tih dijelova vezane za pripadajuća opterećenja. Isto tako, dijelovi trebaju imati dovoljno veliku čvrstoću i krutost, da bi u radu mogli podnositi sva opterećenja i druge utjecaje bez trajnih deformacija ili loma. Najčešće nisu dopuštene niti pukotine, kontaktne površine se ne smiju pretjerano trošiti, treba izbjeći neželjene vibracije, zagrijavanje itd, što se općenito svrstava u zahtjeve radne sposobnosti.

Zahtjevi ekonomičnosti su u savremenoj mašingradnji iznimno važni, jer konkurencija nalaže što jeftiniju izradu i eksploataciju pile. Zato oblici mašinskih dijelova moraju biti što jednostavniji, a sve što povećava troškove proizvodnje mora biti opravdano poboljšanim svojstvima, dužim vijekom trajanja, većim stepenom pouzdanosti itd. U tome standardizacija ima odlučujući uticaj na zahtjev ekonomičnosti, tako da upotreba standardiziranih elemenata i pravila bitno utiču na sniženje troškova proizvodnje.

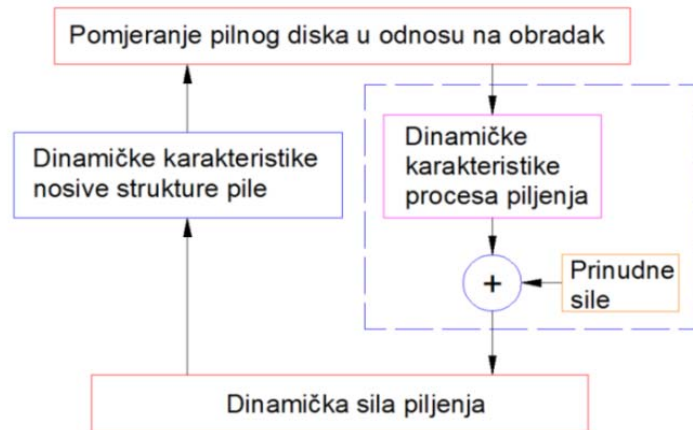
## 1.2 Vibracije kružne pile

Vibracije u opštem smislu predstavljaju oscilatorno kretanje mehaničkog sistema oko nekog ravnotežnog položaja, pri čemu su pomjeranja tačaka sistema mala u poređenju sa dimenzijama samog sistema. Vibracije su rezultat dinamičkih sila u mašinama koje imaju pokretne dijelove. One obično nastaju kao dinamički efekti postojećih proizvodnih tolerancija, zazora, kotrljajućih i kliznih kontakata između elemenata mašina, kao i zbog postojanja debalansa kod mašina sa rotirajućim kretanjem. Različiti dijelovi mašina i uređaja vibriraju sa različitim amplitudama i frekvencijama. Vibracije izazivaju zamor i habanje. Često su odgovorne za otkaz koji se može desiti nekoj mašini.

Najveći dio fenomena iz domena vibracija pile ispoljava se na relacijama dva međusobno tijesno povezana i zavisna podsistema:

- a) mehaničkog sistema pile u čiji sastav, pored njegove nosive strukture, ulaze pilni disk i obradak
- b) procesa piljenja koji se sa njom izvodi.

Oba sistema mogu se uopšteno identifikovati pojmom obradnog sistema čiji je strukturni prikaz dat na slici 1.3 u formi koja ilustruje uticajne faktore od značaja za njegovu dinamiku [10].



Slika 1.3. Strukturni prikaz obradnog sistema pile

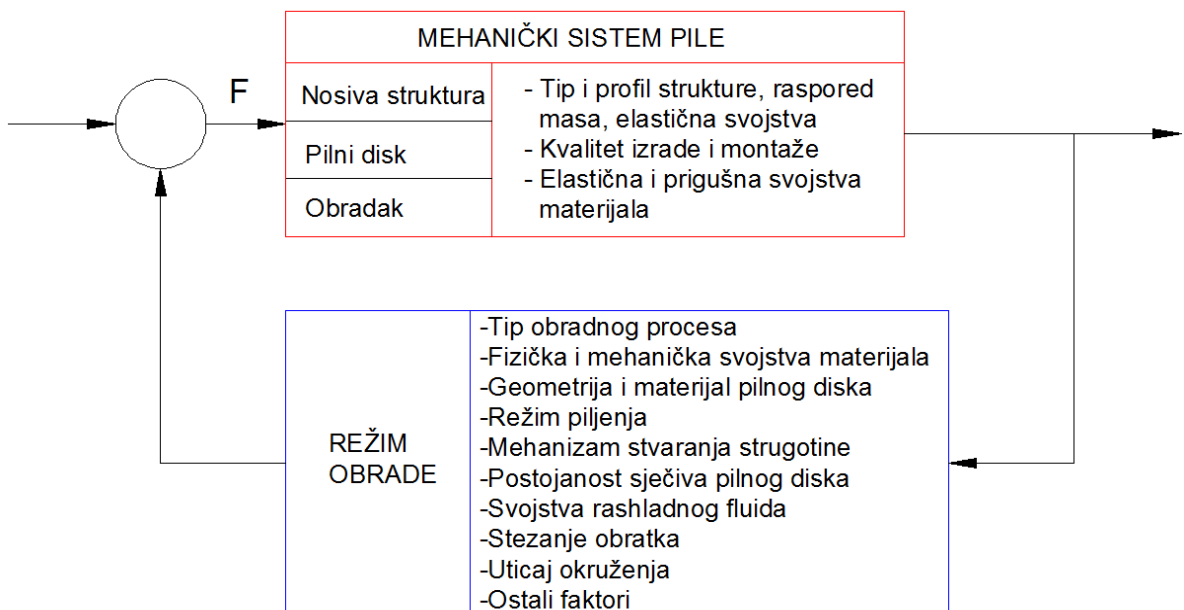
Nastanak vibracija i njihova amplituda i frekvencija zavisi od odnosa poremećajnih sila i karakteristika elastičnog sistema. Poremećajne sile mogu nastati u mehanizmu prenosa snage, u procesu piljenja ili prije početka ili kraja piljenja. Dodatna dinamička opterećenja zbog pojave vibracija prilikom piljenja utiču negativno na postojanost diska i čvrstoću dijelova pogona.

Bez obzira da li svoje porijeklo vode iz osnovnog sistema same pile, ili su u nju uvedene iz spoljnje sredine, vibracije predstavljaju prepreku kvalitetnom obradnom procesu kroz:

- smanjenje kvaliteta odrezane površine
- ubrzavanje habanja dijelova pile
- lom pilnog diska i drugih dijelova pile
- smanjenje produktivnosti procesa piljenja
- smanjenje potpunog iskorištenja energetskih kapaciteta obradnog sistema
- ugrožavanje bezbjednosti operatora.

Otklanjanje ovakvih štetnih posljedica nalaže izučavanje dinamike piljenja i dinamike obradnog sistema, dosežući do složenih analitičko - eksperimentalnih postupaka i metoda.

Obradu piljenjem redovno prate prinudne i sopstvene vibracije. Zbog toga se obradni sistem sa slike 1.3 konkretnije može prikazati u formi slike 1.4 koja ga поближе određuje.



Slika 1.4 Konkretizacija obradnog sistema



Dinamičke karakteristike obradnog sistema u najvećoj mjeri proističu iz mehaničkih svojstava njegove nosive strukture sa pilnim diskom i obratkom. Potrebno je da takav sistem bude dovoljno krut, kako bi tačnost i kvalitet reza odgovarali postavljenim zahtjevima. Međutim, radi se o elastičnom sistemu koji, teorijski posmatrano, posjeduje velik broj stepeni slobode kretanja. Rješavanjem odgovarajućeg sistema jednačina kretanja mogu se utvrditi glavni oblici njegovog vibriranja u pravcu maksimalnog sprezanja, odnosno pomjeranja sječiva pilnog diska kroz obradak.

Matematički tretman ovog zadatka je veoma složen, pa su praktični postupci u analiziranju dinamike mašinskog sistema orjentisani na simuliranje odgovarajućih modela korištenjem računarske tehnike. Praktičan značaj ima samo ograničen broj odgovarajućih glavnih oblika vibriranja, koji odgovaraju nižim sopstvenim frekvencijama mehaničkog sistema i odnose se aproksimativno, na frekventni opseg do 500 Hz [10, 72].

Postoje različiti oblici vibracija pilnih diskova. Tako su moguće vibracije u ravnini diska, kada različite tačke diska vrše pomake u tangencijalnom smjeru, tzv. **torzijske vibracije**, i u radijalnom smjeru, tzv. **vibracije izduženja**. Najveći praktični značaj kod pila imaju **savojne vibracije**, prilikom kojih različite tačke diska vrše pomake u aksijalnom smjeru okomito na ravninu diska. Različiti oblici vibracija mogu se pojaviti istovremeno. Isto tako konstrukcija diska i njegov položaj u mehanizmu glavnog kretanja pile, ovisno o snazi pogonskog motora, uvjetuju bitno različite sopstvene frekvencije diska i zahtijevaju uzimanje u obzir različitih faktora prilikom određivanja njihove frekvencije.

**Prinudne vibracije** pilnih diskova uobičajeno se javljaju kao posljedica djelovanja poremećajnih sila koje svoj izvor mogu imati kako u osnovnom-mašinskom sistemu pile, tako i izvan njega. Nesavršenost izrade, odnosno montaže najvažnijih elemenata u lancu: pila-alat-obradak, kinematika procesa piljenja, način postavljanja pile u odnosu na spoljašnju sredinu samo su neki od činilaca koji dovode do vibracija. Prinudne vibracije može da izazove pobudna sila neuravnoteženosti sklopa pilnog diska ili rotora motora. U tom slučaju frekvencija ovih prinudnih vibracija određuje brzinu obrtanja rotora. Zajednička karakteristika prinudnih vibracija je olakšan pristup identificiranju i otklanjanju.

Svaki dio obradnog sistema (pila-alat-obradak) ima sopstvenu frekvenciju pri kojoj vibrira, a vibracije nastaju kao izraz određenih unutrašnjih nestabilnosti u samom sistemu. **Sopstvene vibracije** nisu prouzrokovane spoljnjim periodičnim poremećajima, već energiju za svoje postojanje nalaze u samom procesu piljenja koristeći dio raspoložive radne energije pogonskog sistema. Amplituda i frekvencija sopstvenih vibracija zavise od parametara elastičnog sistema. Opšte svojstvo im je nelinearna zavisnost uticajnih karakterističnih parametara koji do takvog kretanja dovode. Sopstvene frekvencije vibracija diska ovise o centrifugalnoj sili i temperaturnim naprezanjima. Prilikom rotacije sopstvena frekvencija vibracija diska se povećava pod uticajem centrifugalnih sila koje nastoje ispraviti disk. Promjena temperature dovodi do promjene modula elastičnosti materijala diska, a samim time dolazi i do promjene sopstvenih frekvencija. Postoji i drugi uzrok koji dovodi sopstvene frekvencije u ovisnost o temperaturi, a to je neravnomjerno zagrijavanje diska, pri čemu se po polumjeru, u njegovoj srednjoj ravnini, javljaju temperaturna naprezanja, čiji je utjecaj različit ovisno o tome kakvog je tipa naprezanje. Ako se u srednjoj ravnini javljaju naprezanja na zatezanje, to ona povisuju sopstvenu frekvenciju kao i centrifugalne sile [10]. Obrnuto, pojava naprezanja na pritisak u srednjoj ravnini može dovesti do snižavanja sopstvene frekvencije. Campbell je eksperimentalno ukazao na značajan utjecaj temperaturnih naprezanja na frekvenciju vibracija diskova.

Za pojavu sopstvenih vibracija potreban je početni impuls u sistemu koji izaziva sila piljenja.

Uzroci promjene sile piljenja mogu biti različiti, kao što su:

- periodična pojava naslaga na pilnom disku
- ojačavanje (promjena tvrdoće) materijala obratka
- promjena sile trenja na grudnoj i leđnoj površini zuba pilnog diska
- vibracioni trag prethodnog prolaza pilnog diska kroz obradak (regenerativni efekt) itd.

Svi ovi uzroci izazivaju promjenu presjeka strugotine ili promjenu geometrije pilnog diska (zatupljenost i istrošenost zuba). Posljedica toga je promjena sile koja podržava nastale vibracije.

Pri nestabilnoj naslagi na grudnoj površini zuba pilnog diska, mijenja se ugao piljenja zbog periodičnog odlamanja naslage. Ovo dovodi do periodične promjene sile piljenja čija je frekvencija promjene jednaka frekvenciji loma naslage, a amplituda je proporcionalna veličini naslage. Tako nastala naslaga podržava vibracije.

Usljed pojave ojačavanja materijala ili neravnomjernosti mehaničkih karakteristika materijala (tvrdoće) dolazi do određene promjene dubine piljenja, a time i sile piljenja, što dovodi do vibracija.

Promjenom sile trenja na grudnoj i leđnoj površini zuba pilnog diska dolazi do nastajanja vibracija. Usljed promjene brzine piljenja nastale kao rezultat promjene koeficijenta sabijanja i promjene uglova piljenja pri habanju pilnog diska, mijenja se sila trenja na grudnoj površini. Ovo dovodi do stvaranja radijalnog titraja sječiva pilnog diska i stvara valovite površine piljenja sa promjenom presjeka i grudnog ugla zuba. Dalje se javljaju promjene deformacije strugotine i brzine strugotine, što opet stvara nove promjene sile trenja i radijalne sile i tako ciklično podržava vibracije. Promjena sile trenja na leđnoj površini zuba prouzrokuje vibracije u vertikalnoj ravni. Kao posljedica vibracija dobije se valovita površina odrezane plohe obratka. Kod analize sopstvenih vibracija treba posmatrati sistem obratka i sistem alata, koji se međusobno razlikuju u masama i krutostima, pa prema tome i u frekvencijama.

Jednim od najutjecajnijih uzroka nastanka vibracija je tzv. regenerativni efekt [81, 82], koji se može objasniti na slijedeći način. Prilikom procesa piljenja, usljed raznih uzroka i elastičnosti sistema, sistem alat-obradak uvijek međusobno vibrira sa jednim ili više sopstvenih frekvencija. Posljedica tih vibracija je određena valovitost odrezane površine. Međutim, pri bilo kako malo nastaloj valovitosti, razlika relativnog pomjeranja između pilnog diska i obratka (u pravcu okomitom na brzinu piljenja), između dva uzastopna prolaza zuba pile na istom mjestu, uzrokuje u opštem slučaju manju ili veću promjenu debljine strugotine, usljed čega opet dolazi do promjene sile piljenja koja uzrokuje nove vibracije. Na taj način se zatvara krug interaktivnog djelovanja između pile i procesa piljenja koji se naziva regenerativnim efektom. Ovo regenerativno podrhtavanje koje je, između ostalog, uslovljeno nelinearnom promjenom presjeka strugotine isključivo nastaje u specifičnim uslovima simultanog djelovanja kombinovanih uticajnih parametara i zbog toga ga nije lako analizirati niti otkloniti.

Na osnovu izloženog mogu se uočiti tri oblika sopstvenih vibracija:

- sopstvene vibracije koje nastaju pri malim brzinama piljenja sa niskom frekvencijom; ove vibracije karakteristične su za obradak u sistemu obradak-alat-pila. Izazivaju valovitost odrezane površine obratka, proizvode zvuk niskog tona, mogu oštetiti obradak i izazvati lom alata ili pile. Vibracije se mogu smanjiti prigušenjem
- vibracije visoke frekvencije koje se javljaju pri piljenju sa većim brzinama; proizvode zvuk visokog tona, a na površini obratka izazivaju malu valovitost. Ove vibracije utiču na postojanost alata jer skraćuju oštricu zuba
- vibracije vrlo niske frekvencije koje nastaju u mehanizmu pomoćnog kretanja pile.

Stanje rezonancije postoji ukoliko su sopstvene frekvencije iste kao i frekvencije pobuđivanja nastale u toku rada pile. Rezonancija dinamičkog sistema pilnog diska je moguća kada osnovna frekvencija po zubu pilnog diska, ili neki njen viši harmonik, padnu u oblast jedne od sopstvenih frekvencija sistema [71].

Smanjenjem ili povećanjem broja obrtaja pile može se spriječiti poklapanje frekvencije sile pobuđivanja sa sopstvenom frekvencijom pile. Ukoliko se frekvencija pobuđivanja ne može izmijeniti, problem se može otkloniti promjenom sopstvene frekvencije (povećanjem ili smanjenjem krutosti ili mase sistema). Rezonancija se može izbjeći eliminisanjem sila pobuđivanja.

Najbolje rješenje problema rezonancije je odvajanje sopstvenih frekvencija i frekvencija pobuđivanja.

Kod projektovanja rotirajućih struktura koje po pravilu rade pod uvjetima promjenljivog opterećenja, za konstruktora je od bitne važnosti poznavanje uticaja **torzionih vibracija** na cjelokupnu konstrukciju pogonskog mehanizma pilnog diska. Analiza takvih vibracija računskim putem u opštem slučaju je otežana. Naime, pomoću metoda teorije mehaničkih vibracija mnogi problemi iz tehničke prakse mogu se izraziti diferencijalnim jednačinama, ali je njihovo rješenje u većini slučajeva otežano zbog složenosti rubnih uvjeta nametnutih složenim geometrijskim oblicima elemenata posmatrane konstrukcije. Zato se primjenjuju eksperimentalne metode koje se temelje na tzv. elektromehaničkoj analogiji [76]. Tako npr, u slučaju mehaničkih vibracija električni napon odgovara sili, induktivitet masi, a kapacitet elastičnoj opruzi sistema.

U radu rotirajuće strukture pilnog diska pojavljuje se i niz drugih efekata kao što su: visoki kontaktni pritisci između pilnog diska i obratka, uticaji okolnog kontinuuma, oslonaca, temelja i sl. Sve ovo u interaktivnoj sprezi komplicira dinamičko ponašanje, tako da su zatvorena analitička rješenja gotovo nemoguća.

Zbog toga se i dinamika rotirajuće strukture pilnog diska smatra izazovom i u današnje vrijeme, a njihovo projektovanje ne može se zamisliti bez upotrebe računara i numeričkih metoda.

Faktori koji utiču na veličinu dozvoljenih vibracija rotirajućih diskova [12] su: rezonantne pojave, veličina prigušenja, veličina poremećajnih sila, brzina vrtnje, vrsta temelja, kvalitet balansiranja, veličina pile i slično.

### 1.3 Ciljevi rada

Cilj rada je da se na bazi stečenih saznanja i istraživanja definiše model algoritma za provjeru stabilnosti rotirajuće strukture pilnog diska u realnim uslovima, što može poslužiti kao osnova za projektovanje.

Sa aspekta postavljenog cilja nameću se slijedeći zahtjevi:

- 1) Iz literature je potrebno istražiti bitne teorijske osnove i postavke o radu strukture pilnog diska velikih dimenzija
- 2) Istraživanje usmjeriti na uticaj i ponašanje konstrukcije sa aspekta pogona, elemenata prenosa i izvršnog organa (pilnog diska)
- 3) Posebno je važno proučiti i definisati uticaj spoljnjih faktora, prvenstveno otpora piljenja
- 4) Izabrati model koji u industrijskoj praksi ima značajno mjesto u proizvodnji
- 5) Eksperimentalnim istraživanjem razjasniti teorijske postavke
- 6) Primjenom numeričke metode napraviti adekvatnu simulaciju.

Polazeći od nepoznanica koje postoje kod rotacijskih sistema, a odnose se prevashodno na: nedefinisane krutosti dijelova i sistema u cjelini, nestacionarnosti radnih opterećenja, fizičko-mehaničkih karakteristika materijala, kritične brzine vrtnje i konstrukcione karakteristike pojedinih elemenata i sistema u cjelini, u radu se provode slijedeća istraživanja:

- određivanje uticajnih opterećenja na rotacioni sistem i pilni disk
- eksperimentalna identifikacija radnih opterećenja u uslovima nestacionarnog stanja
- postavljanje kinetostatičkog modela mehanizma glavnog kretanja pile i određivanje mehaničko-rubnih uslova za nestacionarno stanje
- definisanje naponsko-deformacionog stanja variranjem konstruktivnih karakteristika pilnog diska i dinamičkih uticajnih veličina
- mjerenja osnovnih uticajnih parametara i definisanje kritičnih uslova rada pilnog diska
- određivanje sopstvenih frekvencija i oblika oscilovanja (modova) pilnog diska.

Rad se temelji na pretpostavci da pilni diskovi sa ugrađenim pogonskim mehanizmom imaju takva svojstva i komparativne prednosti koje će ih dovesti do značajnije primjene u obradnim centrima većine tehnoloških sistema. Pored prednosti u tehničkim karakteristikama očekuje se i

njihov povećani uticaj na razvoj konstrukcija, te postavljanja novih mjerila i pravila u njihovom oblikovanju.

Ciljevi istraživanja postavljeni su zato da se potvrde slijedeće hipoteze:

**Hipoteza 1:** naponsko-deformaciono stanje tanke ploče pilnog diska oponaša tzv. Flamant-ov problem koji se može tumačiti kroz Hertz - ovo rješenje kontaktnog naprezanja

**Hipoteza 2:** moguće je postaviti algoritam optimalnog projektovanja pilnih diskova velikih dimenzija.

### 1.3.1 Metode istraživanja

U navedenim istraživanjima korišteno je više naučnih metoda kojima se treba potvrditi ispravnost postavljenih hipoteza.

Osnovne naučne metode:

- analitičke metode koje uspostavljaju vezu pomjeranja, napona i deformacija, te analitičko razmatranja problema dinamike rotirajuće strukture sklopa pilnog diska
- eksperimentalne metode: laboratorijska metoda mehaničkog ispitivanja svojstava materijala obratka na sobnim i povišenim temperaturama, hemijska analiza materijala pilnog diska, indirektna metoda identifikacije otpora obrade, tenzometrijska metoda mjerenja napona i deformacija na izabranim kritičnim mjestima, mjerenje ugiba, mjerenje parametara vibriranja
- statističke metode za obradu podataka dobivenih rezultata mjerenja fizičkih veličina
- numeričke metode koje će se koristiti u cilju izračunavanja naponsko - deformacionog stanja pilnih diskova za različite ulazne parametre
- komparativna metoda kojom će se upoređivati rezultati dobiveni numerički i eksperimentalno i uočiti razlike.

Posebne naučne metode:

- metoda analize koja obuhvata analizu uticajnih parametara na stabilnost rada pilnog diska
- metoda sinteze koja povezuje i sistematizuje dobivene rezultate, odnosno modelira rotacioni sistem
- metoda indukcije koja se koristi za donošenje zaključaka o rezultatima dobivenim modeliranjem i eksperimentom
- metoda dedukcije koja se koristi da se na osnovu saznanja dobivenih istraživanjem odabere optimalno rješenje.

Načini prikupljanja podataka:

- prikupljanje bazične literature novijeg datuma koja će obuhvatiti objavljena istraživanja iz područja koja se odnose na temu disertacije
- prikupljanje sekundarnih podataka o predmetu istraživanja
- prikupljanje podataka o eksperimentalnim metodama i softverima za numeričko određivanje naponsko - deformacionog stanja.

### 1.3.2 Očekivani doprinos nauci

Na osnovu izloženog programa i metoda istraživanja, te dosad analiziranih radova, očekivani doprinos nauci ogleda se u slijedećem:

- postavljanje principa projektovanja rotirajućih pilnih diskova velikih dimenzija u uslovima nestacionarnog stanja
- stvaranje osnova za realizaciju sistema za proračun i optimalno oblikovanje konstrukcionih elemenata i sklopova pilnih diskova

- razvijanje metodološkog pristupa za određivanje stabilnosti pilnog diska, odnosno modela algoritma.

## 1.4 Osvrt na dosadašnja istraživanja

Modeliranje rotirajućih struktura i analiza njihovih dinamičkih ponašanja zauzimaju istaknuto mjesto u procesu dizajniranja i predmet su proučavanja velikog broja istraživača. Rana istraživanja u oblasti vibracija i dinamike rotirajućih struktura zasnivala su se na analitičkom pristupu, odnosno traženju rješenja u zatvorenom obliku. Zbog složenosti problema i rješavanja raspoloživim matematičkim metodama, ovakav pristup je unaprijed zahtijevao svjesno unošenje određenih aproksimacija i pojednostavljenja.

Što se tiče kružnog obrtnog diska, mnogo je publikacija posvećenih problemima kao što su: čvrstoća, prinudne i sopstvene vibracije, stabilnost, bočna krutost, naponsko stanje i sl.

U posljednjih nekoliko decenija objavljeni su mnogi radovi koji gotovo redovno obrađuju vibracije i stabilnost u interakciji rotirajućih vratila i rotirajućih diskova. Mnoga od ovih vratila prenose snagu od elektromotora preko transmisije do diska.

Pod rotirajućim diskovima najčešće se podrazumijevaju kružni pilni diskovi, disk drajveri, kočioni diskovi, zupčasti elementi i drugi slični sistemi. Analize kontinuiranog modela sistema vibracija fokusiraju se ili na vratilo (sa pričvršćenim diskovima koji su modelirani kao kruti) ili na disk (podržani krutom strukturom). Praktični sistemi kao što su disk drajveri, turbomašine, visokobrzinski zupčasti sistemi, pokazuju reakciju spojenog mehaničkog sistema disk - vratilo kod kojeg dinamička pobuda diska ili vratila izaziva pobudu elastičnih vibracija obe komponente. Na primjer, dominantna pobuda zupčanika javlja se kod sprezanja zuba, ali se primarna buka javlja iz kućišta. Vibraciona reakcija obuhvata spregnut rotirajući sistem disk - vratilo - ležajevi - kućište. Obrnut slučaj se javlja kod disk drajvera gdje reakcije ležaja i struktura nosača podstiču vibracije diska. Iako je fokus na razdvojenim modelima, postojeća literatura takođe naglašava ispitivanja slobodnih vibracija i stabilnosti, ne posvećujući veliku pažnju koja se pridaje radnim uslovima.

**Ф.К.Иванченко** i **П.И.Полухин** [25] vršili su eksperimentalna ispitivanja torzionih momenata na mehanizmima glavnog i pomoćnog kretanja pile za odsijecanje profila u vrućem stanju. U periodu ispitivanja rezane su šine S-43 i kvadratni profili 100x100 mm na temperaturi od 850°C. Eksperimentima je utvrđeno da se u pogonima mehanizama glavnog i pomoćnog kretanja pile prilikom odsijecanja pojavljuju dovoljno velika dinamička opterećenja, pogotovo u prenosnom sistemu mehanizma pomoćnog kretanja. U prvom periodu uključenja i pri reverziranju pogona, momenti sila elastičnosti trpe vibracije sa velikim amplitudama koje premašuju 2 do 2,5 puta statička opterećenja zbog sile posmaka. U liniji pogona mehanizma translatornog pomjeranja pile javljaju se i visokofrekventne vibracije pri „treperenju“ pilnog diska zbog nesaosnosti njegovog postavljanja na vratilo. Kod pila kliznog tipa, osim prigušnih vibracija tokom odsijecanja metala, u pogonu posmaka javljaju se i stalne vibracije s konstantnom amplitudom vibriranja. Rad piljenja se sastoji iz dvije komponente: rada plastičnih deformacija i rada sila trenja. Pri tome udio rada trenja u opštem bilansu energije zavisi od tipa mašine i može imati značajnu vrijednost. Kako je pokazao С.А.Серегин, gubitak energije na trenje kod ovih pila mnogo premašuje rad na plastičnoj deformaciji. Na rad trenja pilnog diska o rezani materijal gubi se (40 ÷ 58)% opšte energije, na trenje u mehanizmu pile (16 ÷ 34)% i na plastičnu deformaciju (17 ÷ 25)%. Velike sile trenja, koje zavise od brzine translatornog pomjeranja saonica pile, imaju uticaj ne samo na proces piljenja, nego i na dinamičke pojave i dodatna opterećenja u elastičnim pogonskim dijelovima pile. Pojava sopstvenih vibracija u mehanizmu posmaka pile objašnjava se elastičnošću mehanizma posmaka saonica usljed djelovanja sila trenja u zupcima diska koje zavise od parametara piljenja i brzine posmaka.

**M.Lessen** i **M.D.Gangal** [17] istraživali su dejstvo Coriolis-ovog ubrzanja na vibracije rotirajućeg diska. U dotadašnjoj analizi vibracija u rotirajućim elastičnim tijelima obično je zanemarivan član Coriolis-ovog ubrzanja u odnosu na član inercije. Pod pretpostavkom da je disk tanak, izabran

je problem formulacije komponenti napona u ravni. To analizu ograničava na „unutarravanski“ sistem vibracija. Posljedica Coriolis-ovog ubrzanja je par zateznog i smicajnog moda vibracija rotirajućeg diska. Rezultat vibracijskog moda je poput vibrirajuće spiralne opruge (satna opruga). Disk se iskrivi, zatim se komprimira ili ispravi, a potom proširi. Proračuni pokazuju da Coriolis-ovo ubrzanja zaista malo utiče na frekvencije unutrašnjih vibracija rotirajućeg diska koji znatno prije dostigne brzinu na kojoj Coriolis-ov efekt postaje značajan. Premda je matematički jednostavnije u proračun uključiti frekvencije samo centrifugalnog ubrzanja, napravila bi se pogreška u ekstenzijskoj frekvenciji. Promjena u frekvenciji dovela bi do manjeg povećanja Coriolis-ovog ubrzanja kod mekših materijala (npr. aluminijuma). Zbog toga se na visokim brzinama koriste diskovi od čeličnog materijala. Na kraju, ako je frekvencija obrtanja diska veća od najniže sopstvene frekvencije, uticaj Coriolis-ovog ubrzanja se ne pojavljuje. Istraživanja su pokazala da ne treba zanemariti ovaj efekt kod diskove izloženih ultra visokim brzinama.

**J.P. den Hartog** [14] bio je pionir u razmatranju problema mehaničkih vibracija mašina u industriji. Pedesetih godina prošlog vijeka proučavao je obrtne dijelove mašina, njihove kritične brzine i žiroskopske efekte. U slučaju kada je disk simetrično postavljen na krutim osloncima vratila koje se obrće konstantnom ugaonom brzinom, disk naglo vibrira kada su vertikalni i horizontalni impulsi ovih vibracija u rezonanciji sa sopstvenom frekvencijom, tj. kada se ugaona brzina elastičnog vratila poklopi sa sopstvenom frekvencijom nerotirajućeg diska na tom vratilu. Brzine kod kojih nastupaju ove vibracije su kritične brzine. Ustanovljeno je da pri položaju diska u blizinu jednog od ležišta, a posebno ako se smjesti na prepustu vratila, on neće vibrirati u svojoj ravni. To slijedi iz činjenice što centrifugalne sile raznih djelića diska ne leže u jednoj ravni, te prema tome obrazuju spreg koji teži da vratilo izravna. Disk ostaje paralelan samom sebi, pa je vratilo mnogo kruće nego bez efekta diska.

**Iwan i Stahl** [33] proučavali su slobodne vibracije i stabilnost stacionarnog kružnog diska pobuđen rotirajućim sistemom masa - opruga - prigušnica. Došli su do saznanja da primarni efekat rotacije ukrućuje disk, čime se povećavaju sopstvene frekvencije koje su veće od vrijednosti frekvencija stacionarnog diska sa rotirajućim opterećenim sistemom.

**Chivens i Nelson** [108] analitički su dobili sopstvene frekvencije i kritičnu brzinu aksisimetričnog rotirajućeg diska. Dokazan je uticaj fleksibilnosti diska na sopstvene frekvencije, ali i da ima neznatan uticaj na kritičnu brzinu.

**H.Martins i K.Tescher** [22] vršili su procjenu dinamičkog ponašanja rotora i ispitivali uticaj anizotropije (okolni uslovi i ležaji), unutrašnja i vanjska prigušenja ležaja, udare (ekscentrično težište, koso postavljene stezne ploče), te uticaje mase steznih ploča diska i to sve u cilju da se ispita kakvi su odnosi stabilnosti, kao i uticaj sopstvene težine i nestabilnosti vanjskih obrtnih momenata. Autori su posmatrali odstupanje kritičnog broja obrtaja što je kod neopterećenih rotora posljedica periodičkog nestabilnog vanjskog obrtnog momenta. Broj obrtaja je izražen kao kritičan broj obrtaja kod kojeg je izvijanje rotora dobilo nedopušteno visoke vrijednosti (kad je neprigušeno - povećano iznad svake mjere). Ova izvijanja su zapravo manja od onih kod „klasičnog“ broja obrtaja. Takođe, ona vode do pojave nestabilnog kretanja i zbog toga su nepoželjna i po mogućnosti ih treba spriječiti. Kod teorijski beskonačnog broja obrtaja, amplituda zaprima maksimalnu vrijednost kada se broj obrtaja izjednači sa jednom od dvije veličine rezonancije.

**Lunstrum Stanford J.** [28] je proučavao ujednačenost karakteristika pilnog diska u skladu sa principima zvučnog dizajna. Ovo je omogućilo maksimiziranje proizvodnih svojstava pile, smanjilo operativne probleme, uvećalo radni vijek pile uz povećanje koeficijenta preciznosti odsijecanja trupaca u primarnoj drvnjoj industriji. Za radnu varijablu uzet je minimalni prečnik kružnog pilnog diska kojim se mogu odsijecati različite dimenzije trupaca. Korištenje većih dimenzija pilnog diska od potrebnog povećava i vrijeme i troškove održavanja.

Teorijski moguća dubina piljenja (koja se ne primjenjuje u praksi) jednaka je razlici radijusa pilnog diska umanjenog za radijus centralnog otvora na pilnom disku. U praksi se praktično primjenjuje dubina piljenja ne veća od dvije trećine radijusa pilnog diska. Autor ovo naziva

„efektivna dubina reza“. Geometrijski parametri koji egzistiraju u donošenju ocjene o pilnom disku su širina sječiva, korak zuba, visina zuba i veličina reza. Ako je dubina reza prekoračena, rez postaje preopterećen strugotinom, ili strugotina postaje prekomjerna i dodatno opterećuje rez, te uzrokuje promjene u trupcu. Prekomjerna debljina pilnog diska uzrokuje visoka naprezanja koja često dovode do zamorne pukotine. Ukoliko je pilni disk suviše tanak, isti ne prouzrokuje zamorne pukotine, ali često ne može izdržati veća naprezanja. Određivanje optimalne debljine pilnog diska zbog toga je težak zadatak, jer ovisi o mnogo uticajnih faktora. Ako je pilni disk izložen kontinuiranim preopterećenjima, rezultat toga je skraćen radni vijek pile. Jedna od glavnih funkcija u međuzublju pilnog diska je prostor za odstranjivanje čestica piljevine prilikom odsijecanja trupca. Pogrešan izbor širine međuzublja uzrokuje prebrzo ili presporo gomilanje strugotine, previše duboko rezanje, prebrzo okretanje zuba ili premalu snagu pile. Krajnji rezultat može sadržavati prekomjernu količinu piljevine, prekomjerno fine čestice piljevine, ili da su čestice piljevine tako velike da zapune međuzublje. Odgovor na to koliko treba da bude međuzublje nije lako dobiti, jer ovisi o mnogim faktorima kao što su: gustoća drveta, sadržaj vlažnosti, postotak međuzublja koji se može efikasno koristiti, kao i koliko je rasute piljevine nastalo tokom odsijecanja. Laboratorijski testovi su pokazali da pritisak u međuzublju može narasti do 2000 udara po kvadratnom inču (1 inches = 25,4 mm). Stručnjaci se slažu da će općenito piljevina zauzimati oko 50 % zapremine međuzublja, a da dobro izveden pilni disk treba da se oslobađa piljevine kao što zub izlazi iz zahvata reza. Preopterećena međuzublja rezultiraju pretjeranim gubitkom piljevine zbog rasipanja. Pošto su čestice piljevine stiješnjene između ploče sječiva i drveta, to uzrokuje trenje, grijanje i otpor pilnom disku. U ekscenim slučajevima, preopterećenje međuzublja može zaustaviti rad pile u fazi odsijecanja. Na mjestu preopterećenja dramatično se povećava potrebna snaga.

**Wolfgang Seeman i Jörg Wauer** [27] izučavali su vibracije visokobrzinskih diskova. Izračunate su vibracije nekih modela rotora, uvodeći zavisnost sopstvene frekvencije i odgovarajuće kritične brzine u području malih radijalnih i torzionih vibracija. Glavno polje interesovanja bilo je stabilno ponašanje. Tanko vratilo i disk su važni zbog prenosa snage i obrtnog momenta u rotacionoj mašini. Razmatran je uticaj ugaone brzine, kao i žiroskopskog efekta i predeformacije uzrokovane centrifugalnom silom inercije rotora sa konstantnom brzinom vrtnje. U suštini, za visoke brzine oba efekta su takođe značajna i trebaju biti uključena kod proračuna sopstvenih frekvencija i odgovarajućih kritičnih brzina. Naročito problem bio je pitanje eventualne nestabilnosti koji nije do kraja riješen. Ürktschiev je pronašao takav efekat za rotacione cilindre, a Burdess i drugi su dobili slične rezultate za rotirajuće diskove. Ali oni zanemaruju predeformaciju usljed centrifugalnih sila. Sopstvene frekvencije i odgovarajuće kritične ugaone brzine su određene za velike ugaone brzine.

**Longxiang Yang** [102] proučavao je preciznost piljenja drvene građe sa tankim rezom, uticaj režima obrade, oblik oštrice pile i bočnu krutost pilnog diska koji je podvrgnut poprečnim silama za vrijeme piljenja. Ove sile, posebno poprečne, mogu uzrokovati bočno pomjeranje diska i pogoršati kvalitet odrezane površine. Zbog toga, povećanjem bočne krutosti smanjuje se pomjeranje oštrice tokom piljenja. Dinamičko ponašanje kružnih pila može se objasniti teorijom kritične brzine. U radu je uspostavljena relacija između prirodne frekvencije i ugaone brzine obrtanja za pilni disk sa segmentima. Kada je pilni disk stacionaran (u fazi mirovanja), svaki mod vibriranja ima samo jednu prirodnu frekvenciju. Kada pilni disk rotira, svaki mod će imati dvije prirodne frekvencije osim moda sa nultim nodal dijametrom. Ove dvije prirodne frekvencije korespondiraju sa dva putujuća talasa u disku. Dijelovi krivih naviše odgovaraju prednjim putujućim talasima u disku. Donji dijelovi krivih odgovaraju povratnim putujućim talasima koji napreduju suprotno pravcu rotiranja. Primjećeno je da prirodna frekvencija varira sa brzinom rotiranja. Ako poprečna statička sila djeluje na sječivo diska na kritičnoj brzini, dinamička krutost je jednaka nuli. Prema tome oštrica poprima zmijolik oblik. Velik broj kritičnih brzina egzistira iznad osnovne (glavne) kritične brzine. Svi pilni diskovi sa segmentima rade ispod osnovne kritične brzine. Istraživanja su provedena u cilju poboljšanja unutrašnje krutosti i spoljnog oslanjanja sistema.

**S.Yano, Kobe i T. Kotera, Fukui** [26] proučavali su odnos između sopstvenih frekvencija i brzina rotacije, kao i nestabilnost tankog rotirajućeg diska pri slobodnim vibracijama, kao što je mikro disketa s unutrašnjim stegnutim otvorom elastično podržana u tački na periferiji uvažavajući centrifugalne sile.

**Al-Shareef i Brandon** [15] su na alatnoj mašini vršili analizu sistema vreteno - ležajevi zanemarujući efekte inercije rotacije, smičuće deformacije i žiroskopske efekte. Konstatovali su da „ove aproksimacije ograničavaju primjenljivost dobijenih rezultata na niske brzine obrtanja“. Problemi stabilnosti koji se javljaju kod većine vretena alatnih mašina uzrokovani su dinamikom samog procesa rezanja, a ne usljed žiroskopskih efekata ili obrtanja vretena.

**Jen-San Chen** [18, 30] je analitički i numerički ispitivao djelovanje stacionarnog koncentrisanog rubnog opterećenja na sopstvene frekvencije i stabilnost rotirajućeg elastičnog diska. Cilj istraživanja bio je unapređenje stabilnosti pilnog diska za vrijeme odsijecanja obratka. Rubno opterećenje uzrokuje statičku nestabilnost više nego kritična brzina. Kako bi se povećala brzina rada pilnog diska, neophodno je eliminisati nestabilnost izazvanu radnim opterećenjem. U drvnoj industriji bila je uobičajena praksa izmjene središnjih steznih ploča pilnog diska radi povećanja stabilnog rada u slučaju prisustva rubnih opterećenja. Izučavan je i problem izvijanja kružnog diska podvrgnut stacionarnim opterećenjima u ravni koji u suštini predstavlja klasični problem i ranije je temeljito istražen [84]. S druge strane, relativno malu pažnju privlačio je problem obrtanja diska pod stacionarnim rubnim opterećenjima u ravnini. Vršene su analize vibracija i stabilnost obrtanja diska pod pratećim rubnim pritiskom. Ova istraživanja proizlaze iz analiza stabilnosti obrtanja kružne pile za vrijeme operacije odsijecanja (Mote i Szymani). Glavna razlika između ovog i klasičnog problema sa nerotirajućim diskom i rubnim opterećenjem je složen fenomen koji se javlja kao posljedica relativnog kretanja između obrtnog diska i stacionarnog rubnog pritiska. Srinivasan i Ramamurti su izračunali membranske napone diska podvrgnutog obrtanju, sa koncentriranim opterećenjem u ravni na vanjskom rubu. Carlin i ostali prvi su dali jednačinu kretanja za nerotirajuću kružnu ploču s asimetričnim naprezanjima zbog stacionarnog koncentriranog normalnog rubnog opterećenja. Da bi proračunali djelovanje obrtnog diska, oni su dodali osnosimetrično naprezanje zbog centrifugalne sile na polje membranskog napona uzrokovano rubnim opterećenjem. Radcliffe i Mote nastavljaju rad Carlina i ostalih razmatranjem općih rubnih koncentriranih opterećenja s normalnim i tangencijalnim komponentama. Ove dvije novine nisu uzele u obzir relativno kretanje između obrtnog diska i stacionarnog rubnog opterećenja. Naprotiv, njihovo koncentrirano rubno opterećenje obrće se zajedno s rotirajućim diskom. Da bi se proračunalo relativno kretanje između obrtnog diska i stacionarnog koncentriranog rubnog opterećenja, Chen formulira problem s obzirom na stacionarni koordinatni sistem i analizira razna svojstva stabilnosti sistema zajedno. Chen je utvrdio da nestabilnost diska nastaje kada se dvije sopstvene frekvencije superponiraju s utroškom energije.

**Xiaoqiang Wang** [87] posmatra uticaj nagnutog diska na elastično rotirajuće vratilo. Dizajneri rotora danas poklanjaju pažnju analiziranju vibracija rotirajućih mašina. Raste potreba za brzohodnim pumpama, kompresorima, motorima i potražnja za drugim vrstama rotirajućih uređaja. Pažnja je usmjerena na uticaj neuravnoteženih masa na savijanje vratila. Kompjuterskim dizajniranjem analiziran je uticaj nagnutog diska koji može prouzrokovati snažne vibracije u rotorskom sistemu. S obzirom da je elastični sistem vratila osjetljiv na uticaje sila i momenata, snažne vibracije dešavaju se mnogo lakše u elastičnom nego u krutom vratilu rotorskog sistema. Bez punog razumijevanja efekata nagnutog diska na dinamiku rotorskog sistema, brzina i veličina mašine može biti nepotrebno ograničena. Za analizu vibracija rotora, mnogi istraživači koriste računar za simulaciju nagnutog disk sistema, što je dobar put za novo područje istraživanja. Modeliranje sistema uključuje nekoliko važnih parametara uz zanemarenje viših redova ili nelinearnih efekata. Prema tome, moguće je lakše doći do konačnih rezultata.

**R.G.Parker i P.J.Sathe** [31] izučavali su obrtni sistem disk - vratilo koji se sastojao od elastičnog diska montiranog na elastično vratilo pomoću trodimenzionalnog krutog zgloba.



Problem je riješen analitički u zatvorenoj formi za sopstvene frekvencije, vibracione modove i kritične brzine. Data su tačna rješenja za slobodne i prinudne vibracije rotirajućeg sistema. Ustanovili su da su kritične brzine obrtnog sistema disk - vratilo analogne kritičnim brzinama individualnih nespregnutih sistema vratila i diska. Ranije nije bilo diskusije o kritičnim brzinama koje su analogne brzinama kod kruto oslonjenog elastičnog obrtnog diska, a u ovom radu su nazvane kritičnim brzinama diska. Rješenja u radu omogućavaju analizu poremećaja pri određivanju sopstvenih rješenja i žiroskopskog efekta za određivanje reakcije (odziva). Riješena su dva specijalna slučaja: problem sopstvene vrijednosti nulte brzine ( $\Omega = 0$ ) i problem sopstvene vrijednosti kritične brzine kod koje sopstvena vrijednost iščezava ( $\omega = 0$ ). Da bi se razlikovale od kritičnih brzina diska, termin kritičnih brzina vratila se koristi za brzine kod kojih sopstvene vrijednosti iščezavaju, dok ove kritične brzine egzistiraju za vratila koja nisu spojena sa diskom. Pri takvim kritičnim brzinama vratila, statička opterećenja u rotirajućem sistemu (npr: centar mase odstupa od ose rotacije) pobuđuju rezonantno stanje. Kritične brzine vratila pri kojima se sopstvene vrijednosti približavaju nuli (iščezavaju) samo su dio kompletne slike o kritičnoj brzini. Pored ovih kritičnih brzina izvedenih iz žiroskopskih članova jednačina kretanja vratila, postoje takođe kritične brzine diska gdje naziv reflektuje povezanost sa kritičnim brzinama klasičnog kruto oslonjenog obrtnog diska. To su brzine pri kojima je sopstvena frekvencija diska u inercijalnom referentnom okviru jednaka nuli [16]. Pri takvim brzinama bilo kakva konstantna stacionarna sila koja djeluje na disk dovodi do velikih amplitudno - rezonantnih reakcija.

**R.G Parker [21]** je razvio dinamičke jednačine kretanja za obrtni sistem disk - vratilo i oblikovao tako da otkrivaju klasičnu prirodu žiroskopskog sistema. Disk i osovina su modelirani kao elastični sistem koji su spojeni krutim, trodimenzionim zglobom. Date su jednačine kretanja komponenti diska, vratila i zgloba u kompaktnu analitičku formu. Prošireni operatori su lako identifikovani kao operatori inercije, operatori elastične krutosti, žiroskopski operatori i operatori rotacione krutosti, a isti posjeduju simetričnost i karakteristike koje definišu žiroskopsku strukturu. Zbog toga se poznati analitički metodi za žiroskopske sisteme lako mogu primjeniti na sisteme disk - vratilo. Raspravljano je o kvalitativnim osobinama sopstvenih rješenja, o egzaktnoj analizi odziva zatvorene forme i Galerkinovoj diskretizaciji koja slijedi iz strukturalne formulacije. Predstavljen je i primjer slobodne i prinudne vibracije. Ovaj rad proširuje analizu stacionarnog sistema Parkera i Mote, gdje je formulacija proširenog operatora iskorištena radi dobijanja zatvorene forme sopstvenih rješenja i ispitivanja graničnih uslova asimetrično spojenog diska i vratila.

**J.Chung, J.-E.Oh i H.H.Yoo [19]** su proučavali nelinearne vibracije fleksibilnog obrtnog diska sa ugaonim ubrzanjem. Izvedene su jednačine kretanja bazirane na Kirhofovoj teoriji ploča i von Karmanovoj teoriji napona, koje su spojne jednačine između radijalnog, tangencijalnog i transverzalnog pomjeranja. Jednačine kretanja su diskretizovane korištenjem Galerkinovog metoda približenja, a onda su izračunate nelinearne dinamičke reakcije korištenjem  $\alpha$  generaliziranog vremenskog integracionog metoda i Newton–Raphson-ovog metoda. Na osnovu ovih reakcija istraživani su efekti ugaonog ubrzanja na dinamičke reakcije.

**N.Malhotra, N.Sri Namachichivaya i T.Whalen [20]** razmatrali su konačne dinamičke amplitude fleksibilnog rotirajućeg diska. Dinamički poremećaji rotirajućeg diska mogu izazvati nestabilnosti koje značajno umanjuju njihove performanse ili čak dovesti do njihovog loma. Ovi poremećaji mogu nastati usljed širenja savojnih talasa po obimu, interakcije sa vanjskim dinamičkim sistemom i sl. Fleksibilni disk koji rotira velikom brzinom može imati određene amplitude poprečnih istezanja, pa prema tome efekti nelinearnosti mogu igrati važnu ulogu u određivanju dinamike rotirajućeg sistema, a uglavnom nastaju zbog izduženja kružnog diska u srednjoj ravni. Dinamika diska opisana je jednačinama kretanja koje su izvedene korištenjem pomjeranja kao i formulisanjem funkcija napona. Ove jednačine kretanja obuhvataju efekte usljed savojne krutosti, unutrašnjih napona koji nastaju od centrifugalnih sila, nesimetričnosti ravanskih i transverzalnih pomjeranja, geometrijske nelinearnosti, aerodinamičkog prigušenja koje nastaje iz stacionarnog zraka i kretanja u odnosu na disk, parametara pobude usljed

vremenskog variranja brzine obrtanja itd. U slučaju konstantne rotacije, riješene su linearne jednačine kretanja uzimajući u obzir naponske efekte, a takođe i efekte savojne krutosti.

**Ghias Kharmanda, Allan Mohamed i Maurice Lemaire** [85] su u svom radu prezentirali CAROD sistem kao efikasni, pouzdani i optimalni alat kao kompromis između koštanja i sigurnosti u procesu rada alatne mašine. Primjenom konkurentnog inženjerskog koncepta, isti može dizajnerima ponuditi sve numeričke informacije u procesu dizajniranja. Ovaj sistem integriše nekoliko oblasti kao što su multidisciplinarna optimizacija, analize pouzdanosti, analize konačnim elementima, geometrijsko modeliranje i sl. Kada se integrišu ove discipline, mnoge teškoće se prevaziđu kroz model spajanja. Predložena je nova metodologija pouzdanih tehničkih zahtjeva, dozvoljavajući spajanje različitih modela i skraćujući vrijeme za računanje. Rotirajući disk demonstriran CAROD sistemom predstavlja praktičnu inženjersku aplikaciju za projektovanje.

**Y.M.Stakhiev** [29] je dugi niz godina istraživao vibracije, stabilnost i napone u kružnom disku. Zbirni rezultati prikazani su u publikacijama (Stakhiev 1998, 1999, 2000), te procedurama IWMS (Stakhiev 1997, 2001) i knjigama (Stakhiev 1977, 1989). Eksperimentalna ispitivanja provedena su u drvnoj industriji na kružnim pilama sa brzinama obrtanja pilnog diska na nivou 85% od najniže kritične (destruktivne) brzine rotacije. Za pilni disk poluprečnika  $R$  i unutrašnjeg radijusa  $b$  u objavljenim radovima preporučuje se primjena jednostavne formule za određivanje kritične brzine rotacije. U većini slučajeva pilni disk se posmatra kao disk stegnut u središnjem otvoru i slobodan u vanjskoj zoni. Međutim, tokom piljenja, nekoliko zuba pile bili su fiksirani u obratku. Izučavane su promjene statičkih sopstvenih frekvencija i vibracijskih modova u slučaju fiksiranih zuba pile. Analizom specifičnih uslova istraživanja, sa prečnikom pilnog diska  $D = 500$  mm, debljine 2,5 mm, sa 48 zuba, prečnikom steznih ploča 125 mm, fiksiranim brojem zuba  $0 \div 6$  i dimenzijom krutog stezanja od vrha zuba 2 mm došlo se do slijedećih rezultata:

- fiksiranjem zuba povećavaju se statičke sopstvene frekvencije
- fiksiranost vrha zuba proizvodi povećanje sopstvene frekvencije
- kada brzina rotacije dostigne kritični raspon brzine, stegnuta pila ne može se suprostaviti transverzalnim silama i postaje nestabilna.

U procesu odsijecanja zubi pilnog diska izloženi su toplotnom gradijentu. Zbog toga je razmatran uticaj termičkih naprezanja koja dovode do statičke i dinamičke nestabilnosti. Statička nestabilnost se javlja kada pilni disk gubi elastičnu stabilnost i kada počinje izvijanje njegovog ruba. Dinamička nestabilnost nastaje kada se najniža kritična brzina smanji do radne brzine obrtanja.

**Kazimierz A. Orlowski** [86] u svom radu prezentira jednostavnu metodologiju određivanja kritičnih frekvencija obrtanja kružnih pilnih diskova, koja može biti interesantna za proizvođače i korisnike pila. Često su frekvencije obrtanja koje preporučuje proizvođač pila (ponekad su naznačene na tijelu pilnog diska) veće od vrijednosti dobivenih eksperimentalnim putem. Utvrđeno je da su veličine minimalnih kritičnih frekvencija obrtanja kružnih pilnih diskova sa spoljnjim prorezima niže od homogenih. U slučaju dizajniranja pilnih diskova sa prorezima, veličina konstante  $K$ , koja je neovisna o frekvenciji obrtanja, može se uzeti iz referentne literature (Nishio i Marui, Stakhiev).

**M. A. Hilli, M. Fakhfakh, M. Haddar** [140] analizirali su slobodne vibracije rotirajućeg sistema disk - vratilo metodom konačnih elemenata. Pomaci rotirajućeg diska opisani su Kirchhoff-ovom teorijom ploča. Vratilo je modelirano kao rotirajuća greda. Primjenom Lagrange-ovog principa uključujući pomjeranje krutog tijela i nagibno kretanje, izvedene su jednačine kretanja rotirajućeg fleksibilnog diska i vratila uz zadovoljavanje uvjeta geometrijske kompatibilnosti na unutarnjim granicama između podstrukture. Metoda konačnih elemenata se zatim koristila za diskretizaciju izvedenih glavnih jednačina. Metoda je primjenjena za rotirajući sistem disk - vratilo. Numerički je istražena osjetljivost na brzinu obrtanja, učinak fleksibilnosti diska i rubni uvjet na prirodnim frekvencijama rotirajućeg sistema. Međutim nije još proučeno dinamičko ponašanje rotirajućeg sistema disk - vratilo uzimajući u obzir geometrijske nedostatke, sa razvijenim matematičkim modelom koji je u stanju opisati te nedostatke.

**Charles B. Ponton** [24] je u industrijskim uslovima, primjenjujući MKE metodu, vršio analizu naprezanja i izučavao efekat rotiranja i odsijecanja materijala pilnim diskom. Posmatrani su različiti radni uvjeti. Istraživani su naponi i vibracije u pilnom disku usljed sila rezanja pri velikim brzinama rotacije. Nekontrolisani naponi, povećanje vibracija i deformacije uz pojavu porasta toplote često su uzrok loma pilnog diska. Radi prevazilaženja vibracija, proizvođači pilnih diskova podižu sopstvene frekvencije iznad prinudnih frekvencija na način da se namjerno indukuju zaostala naprezanja u pilnom disku. Ova naprezanja uzrokovana su plastičnim deformacijama pilnog diska. Osim toga, istraženi su uticaji na performanse pilnog diska usljed različitog broja i dužine proreza, kao i pojave naprezanja na njihovom lokalitetu. Analizirani su različiti modeli pilnih diskova koji su plastično deformisani, ostavljajući zaostala naprezanja kako bi se utvrdila sopstvena frekvencija pilnog diska. Sva ova ispitivanja izvršena su na primjerima odsijecanja drvene mase, posmatrajući podrhtavanje pilnog diska (nestabilnost - izvijanje) usljed pregrijavanja materijala diska uzrokovanog trenjem tijela pile o materijal drveta koji se odsijeca. Posmatran je i rad oštrog pilnog diska koji ima ogroman uticaj na performanse odsijecanja i vijek trajanja pilnog diska. Vršena je analiza napona pri uticaju centrifugalne sile, oboda pile, efekata različitih koraka zuba pilnog diska, sile rezanja, kvaliteta materijala pile, kao i veličine proreza na tijelu pilnog diska. Metoda konačnih elemenata pokazala se veoma djelotvornom u istraživanju performansi i dizajna pilnog diska.

**P. Thakur** [118] proučavao je elasto - plastični prelaz u tankom obrtnom disku promjenljive gustine sa uključcima primjenom teorije prelaza po Setu. Rezultati su diskutovani i prikazani grafički. Uočeno je da do tečenja kod obrtnog diska sa uključcima, izrađenog od stišljivog materijala, dolazi na unutrašnjoj površini pri manjoj ugaonoj brzini u poređenju sa diskom od nestišljivog materijala, dok je potreban veći procent povećanja ugaone brzine da dođe do potpune plastičnosti. Radijalni naponi su veći na otvoru obrtnog diska od nestišljivog materijala. To znači da postoji tendencija loma na otvoru kod obrtnog diska promjenljive gustine izrađenog od stišljivog materijala. Pod uticajem promjenljive gustine povećava se veličina radijalnog i obimnog napona na unutrašnjoj površini za stanje potpune plastičnosti.

**D. M. Lila i A. A. Martynyuk** [113] su pomoću metode malih parametara proračunali mogući gubitak stabilnosti rotirajućeg kružnog prstenastog diska promjenljive debljine u granicama teorije potpune plastičnosti. Dobijena je karakteristična jednačina kritičnog radijusa plastične zone kao prva aproksimacija. Izveden je obrazac za kritičnu ugaonu brzinu kojim se definiše gubitak stabilnosti diska. Navedena je metoda koja uzima u obzir geometriju diska i parametre opterećenja. Veličina kritične ugaone brzine obrtanja numerički je određena za različite parametre diska.

**J. N. Sharma, D. Sharma, S. Kumar** [119] svoja istraživanja bazirali su na FEM analizi termoelastičnih polja u tankom kružnom disku podvrgnut termičkim opterećenjima i inercijalnim silama zbog rotacije diska. Na osnovu dvodimenzionalne termoelastične teorije, osnosimetrični problem je formulisan u smislu obične diferencijalne jednačine drugog reda koja se rješava FEM-om. Modelirani su profili temperatura uz pomoć jednačine toplote. Neki numerički rezultati termoelastičnih polja prikazani su i analizirani za aluminijski kružni disk.

**Sekulić, S.** [84] je istraživao rad trenja na kontaktnim površinama reznog alata, strugotine i obrađene površine pri ortogonalnom piljenju. Dat je pristup određivanja zavisnosti trenja između dodirnih površina alat - strugotina, kao i leđne površine alat - obrađena površina obratka i neophodnih procesa koji dovode do formiranja strugotine. Tribološki procesi između reznog alata, strugotine i obrađene površine u zavisnosti su od izvedenog rada, a formiranje strugotine naglašava veoma važnu ulogu trenja u ukupnom balansu utrošene energije tokom procesa piljenja, kao i činjenicu da su tribološki procesi između leđne površine alata i obrađene površine obratka veliki i ne mogu se zanemariti.

**M.T. Alam, N.Kinoshita, C.Tanaka, M.Toshinabu** [80] ispitivali su bočnu stabilnost pilnog diska za vrijeme odsijecanja drveta pomoću optimalne posmične brzine. To je veoma važno sa aspekta kvalitete odrezane površine i ekonomičnog piljenja. U velikoj konkurenciji proizvođača

namještaja u svijetu, naglašena je potreba za temeljitije razumijevanje osnovnih procesa piljenja u cilju dostizanja kvalitete površine i indeksa koštanja. Analizirano je pokretno opterećenje i njegov efekat na stabilnost kružne pile (Schajer). Glavni problem u primjeni pile je bočna stabilnost sječiva pilnog diska. Problemi postaju veći sa povećanjem brzine posmaka. Doprinos ovom istraživanju dali su Beljo - Lucic i Goglia koji su mjerenjem definisali karakteristike prigušenja kružnih pilnih sječiva. Mote i Nich su posmatrali interakciju pile kod promjene veličine obratka, čime su se mijenjali uslovi stabilnog stanja sistema. Održavana je bočna stabilnost kružnih pila sa prilagođenom optimalnom brzinom posmaka povećavajući produktivnost procesa piljenja. Posmatrana je optimizacija brzine posmaka uzimanjem u obzir bočno izvijanje pilnog diska za vrijeme procesa odsijecanja materijala.

**R. Maretić, V. Glavardanov, V. Milošević - Mitić** [117] proučavali su poprečne vibracije rotirajućeg diska sastavljenog od dva prstenasta tijela izrađenih od različitih materijala. Disk je spojen po unutrašnjem rubu, dok je vanjski rub slobodan. Riješene su diferencijalne jednačine malih vibracija sa nizom proširenja primjenom Frobenius-ove metode. Rješenja su posebno prezentirana za tri slučaja koja odgovaraju vibracijama sa nultim, sa jednim i dva nodal dijametra. Analiziran je uticaj ugaone brzine, modula elastičnosti i gustoće materijala diskova na frekvencije vibracija koje su se pojavile na disku sačinjenog od aluminijuma i čelika. Prezentirani su uticaji unutrašnjeg radijusa i radijusa kontakta na frekvencije vibracija.

**A.Orlowski i Jakub Sandak** [23] ispitivali su sigurnost u toku procesa odsijecanja drveta pilnim diskom. Ta sigurnost je dostignuta kada je zadovoljena dimenzionalna tačnost i hrapavost obradne površine koja zavisi od dinamičkih osobina kružne pile, između ostalih: preciznosti izrade kružnog pilnog diska i statičke/dinamičke osobine pile. Uticaji kompaktne geometrije pilnog diska u dinamičkom ponašanju (kao što su prečnik, veličina steznih ploča i debljina diska pile) istraženi su od Schajer-a i Stakhiev-a. Isti autori posvetili su pažnju optimizaciji naprezanja pile. Chabrier i Martin su objavili pregled metoda za kontrolu obrade pilnog diska. Analizirani su različiti ograničavajući faktori brzine vrtnje kružnih pila kao što su: čvrstoća materijala, zavareni šavovi, osobine vibracija i konstrukciona struktura pilnog diska. Izučavani su i efekti pukotina na bočne vibracije pilnog diska (Stakhiev, Bishio i Marui). Saglasno sa teorijom kritične brzine vrtnje, svaka vibracija pilnog diska sastavljena je od dva putujuća talasa (direktnog i povratnog putujućeg talasa) krećući se u suprotnim pravcima na tijelu diska. Kada je frekvencija povratnog putujućeg talasa smanjena na vrijednost do nula Hz, vibracija pilnog diska rapidno poraste. Za vrijeme te pojave, brzina vrtnje pilnog diska naziva se kritična brzina vrtnje. Ona postaje glavni (osnovni) mod vibracije.



## 2. POSTAVKA PROBLEMA

### 2.1 Uvod

Istraživanja u području rotirajućih struktura oduvijek su bila predmet interesovanja zavisno od toga koje su tehnike proračuna bile na raspolaganju. Jedna od najsloženijih rotirajućih struktura su visokobrzinski pilni diskovi koji posebno mjesto zauzimaju u postupcima odsijecanja materijala u hladnom stanju, kao i materijala koji se odsijecaju kada su zagrijani na visokim temperaturama. Ovo je slučaj odsijecanja materijala u toku kontinuirane proizvodnje profila, šipkastih i pločastih materijala u valjaonicama, isjecanja i usjecanja, ali i brušenja materijala na sobnim temperaturama.

Sklop pilnog diska mora biti tako dizajniran da osigura rad bez otkaza. U protivnom, zastoji u proizvodnji profila donose velike gubitke proizvođaču. Otkaz obično uzrokuje pilni disk koji je direktno izložen opterećenjima, a predstavlja rotacionu, cirkularnu, tanku pločastu strukturu sa zubima po obodu različitog oblika i dimenzija. Zato projektiranje pouzdane konstrukcije zahtijeva analizu vibracija i naprezanja. Jedan od glavnih uzroka loma pilnog diska je visok nivo zamora materijala usljed cikličnih opterećenja na konstrukcijske elemente.

Kako rotirajući pilni diskovi zauzimaju istaknuto mjesto u obojenoj i crnoj metalurgiji, u drvnoj industriji, u građevinarstvu kod rezanja prirodnog granitnog kamena, kao i kod kućnih i medicinskih aparata, automobila, svemirskih letjelica i sl., to je mnoge proizvođače nagnalo na istraživanja da dođu do njegovih optimalnih konstruktivnih rješenja. U cilju iznalaženja optimalne konstrukcije pilnih diskova sa manjim rizikom pojave loma, vrše se istraživanja kako na homogenim diskovima, tako i na diskovima od različitih materijala sa prevlakama ili ojačanjima na pojedinim dijelovima, a naročito na ozubljenjima. Često se koriste i umetnuti zubi ili zubi u vidu segmenata koji se mehanički pričvršćuju za tijelo pilnog diska od konstrukcionog čelika. U novije vrijeme, u cilju iznalaženja konstrukcije pilnih diskova sa manjim rizikom pojave lomova, pilni diskovi se izrađuju sa izmjenljivim pločicama od tvrdog metala, sa i bez prevlaka, keramike, ili super tvrdih materijala, naročito dijamanata.

U radu rotirajućih pilnih diskova, bez obzira da li se odsijecaju hladni ili vrući materijali, javlja se niz uticajnih faktora koji, djelujući istovremeno, nepovoljno utiču na njegov rad i stabilnost. To su prije svega:

- fizičko-mehaničke osobine obratka
- konstrukcione karakteristike pilnog diska
- karakteristike materijala pilnog diska
- dinamičke karakteristike pile
- različite vrste i karakter promjene opterećenja koji djeluju na pilni disk
- uticaj drugih dijelova pile koji se prenose na pilni disk
- povišene temperature
- interakcija obratka i pilnog diska
- vibracije itd.

Ovo su najvažniji, ali ne i jedini uticaji na pilni disk koji zbog svojih velikih dimenzija ima i dodatne pojave izražene u vidu mehaničke nestabilnosti, koju redovno prate i povišene temperature. Kod pilnih diskova velikih brzina i dimenzija postoje još uvijek otvorena i neriješena pitanja. Ovo se prvenstveno odnosi na nelinearnu formulaciju deformacionog stanja, koje je posljedica centrifugalne sile, žiroskopskog efekta i neravnomjernog vanjskog opterećenja.

Kod konstrukcije diskova bilo koje rotirajuće mašine, važan korak je rotor - dinamička analiza koja obično predstavlja jednostavan model, najčešće rađen korištenjem MKE. Međutim, to nije

dovoljno, jer u formulaciji MKE nisu uneseni uticaji kao što je žiroskopski efekat, koji se rješava dodatnim procedurama, a čiji eventualni uticaj treba razmotriti.

Proračunski modeli u opštem smislu moraju omogućiti izračunavanje onih parametara koji su bitni za projektovanje sistema, a glavni njegov dio čini sklop pilnog diska, vratilo, ležišta, zamajac i elektromotorni pogon. Zbog toga bi bilo poželjno postaviti takav model za analizu koji će oponašati pilni disk na pili za odsijecanje materijala u vrućem stanju i na taj način definisati naponsko - deformaciono stanje sistema, koje je osnova za optimiranje konstrukcije. Pri tome mogu se posmatrati dva slučaja i to sa i bez uticaja povišenih temperatura.

Problematika odsijecanja obratka sa brzohodim pilama je vrlo kompleksna. U literaturi je slabo obrađena, što znači da se kod analiza i zaključaka mora biti vrlo oprezan. Također, osjetljivo područje je proračun postojećeg režima piljenja, jer različiti autori preporučuju različite empirijske vrijednosti koeficijenata, gdje se jedna mala pogreška nekoliko desetina puta više odražava na drugom mjestu (Fischer, Kronenberg). Svi podaci u literaturi odnose se na režime rezanja kod glodanja, a preporučuju se i za piljenje, ali sa neprecizno definiranim pokazateljima. Prema tome, bilo bi poželjno eksperimentalno provjeriti opterećenja pilnog diska i elektromotora u cilju potvrde teorijske postavke.

Pilni disk je u radu opterećen centrifugalnim silama, silama kojima obradak djeluje na pilni disk u toku procesa odsijecanja, silama koje se javljaju zbog pričvršćivanja tijela pilnog diska steznim pločama na rotirajuće vratilo, silama od neutavnoteženosti rotirajućih elemenata i mehanizma u cjelini, dodatnim naprezanjima zbog porasta temperature u materijalu diska i slično.

Uz pretpostavku da se naprezanja u disku javljaju samo zbog djelovanja centrifugalnih sila i sila koje su nastale primjenom steznog spoja diska na vratilo, pri ovom dosta pojednostavljenom slučaju, naprezanja u pilnom disku mogu se naći vrlo precizno rješavanjem problema teorije elastičnosti. Ovaj se problem može riješiti bilo primjenom numeričkih simulacija (na primjer pomoću konačnih elemenata) ili eksperimentalno (primjenom optičkih metoda - fotoelastometrijom). S druge strane, razdiobe naprezanja u rotirajućem disku mogu se izračunati rješavanjem jednodimenzijskog osnosimetričnog problema.

Radni uvjeti i konstrukcijska izvedba diskova obično su takvi da izazivaju različita naponska stanja u praznom hodu i u radnom režimu prilikom odsijecanja obratka. Postavlja se pitanje da li tzv. „Flamant-ov problem“ koji je u literaturi i zvanično prihvaćen i eksperimentalno potvrđen [1], može sa dovoljno tačnosti simulirati naponsko deformaciono stanje pilnog diska prema slici 4.12 (poglavlje 4). Do sada ovaj problem na pilnom disku na ovakav način nije istražen. Pretpostavka je da osnovno učešće u deformaciji pilnog diska ima površina koja se nalazi između oslonaca. Ukoliko se ova pretpostavka potvrdi, onda bi to bio slučaj polubeskonačne ravni opterećene aksijalnom silom, a Flamant-ov problem rješavao bi raspodjelu naprezanja kod tanke ploče koja se prostire beskonačno nadole, lijevo i desno, a na jednom je mjestu pritisnuta linijskim opterećenjem po svojoj debljini. Međutim, pošto pilni disk ima opterećenje u osloncu (tačka A, slika 4.12, poglavlje 4) i na mjestu kontakta zuba sa obratkom (tačka B), ovu pretpostavku trebalo bi eventualno korigovati i preći na Hertz-ov slučaj.

U ustaljenom režimu rada pile, temperatura u materijalu hlađenog diska nije homogena, tako da se ne mogu zanemariti termička naprezanja, koja se sumiraju sa naprezanjima zbog radnih opterećenja i mogu nadmašiti granicu čvrstoće mikro i makro strukture materijala diska pile. To uzrokuje pojavu naprsina na disku sa povećanim rizikom pojave loma.

Slučaj koji razmatra uticaj temperature nije predmet ovih istraživanja, kao ni uticaj krutosti sistema na pilni disk, već rad ekscentrično opterećenog pilnog diska, koji vrši odsijecanje izvaljanih profila u vrućem stanju.

Vibracije su jedan od najčešćih neposrednih poremećaja koji se ispoljavaju pri obradi piljenjem. S obzirom na karakter i prirodu nastanka, mehaničke vibracije se u opštem slučaju dijele na

dvije grupe i to: sopstvene i prinudne vibracije. Sopstvene vibracije su funkcija fizičkih konstanti mehaničkog sistema (mase, krutosti, prigušenja,...), dok su prinudne vibracije posljedica dinamičkih sila. Dio sistema koji izaziva vibracije relativno je lako pronaći. Međutim, potrebno je odrediti uzrok neispravnosti dijela, za što je potrebno znati karakteristike vibracija za svaku vrstu te neispravnosti. Vibracije predstavljaju prepreku potpunom iskorištenju energetske kapaciteta obradnog centra, ugrožavaju rentabilnost obrade i kvalitet odrezane plohe, a ne rijetko bezbjednost operatora. Otklanjanje ovakvih štetnih posljedica nalaže izučavanje dinamike piljenja i dinamike obradnog sistema, dosežući do složenih analitičko - eksperimentalnih postupaka i metoda.

U cilju lokalizovanja vibracija primjenjuju se uređaji za prigušenje, nazvani prigušivači vibracija. Javlja se u dva tipa: dinamički i oni koji iskorištavaju spoljašnju silu trenja.

Zahtjevi tržišta za primjenom visokobrzinskih pilnih diskova velikih dimenzija neprekidno rastu, dok se istovremeno osjeća manjak teorijskih istraživanja koja bi objasnila promjene u pristupu oblikovanja novog mehanizma, kao i posljedice na tok procesa konstruiranja. Rješavanje postavljenog zadatka oblikovanja sklopa vratila pilnog diska na tehničko - ekonomski prihvatljiv način treba proizaći iz istraživanja značajki novog pogonskog sistema.

Hipoteze će se dokazati postavkom novih pravila u kreiranju strukture rotirajućeg mehanizma pilnog diska, te mjerila za ocjenu kvalitete rješenja temeljenih na stabilnosti sistema. Novom postavkom utvrdiće se struktura, vrsta, količina i značaj informacija koje tvore neophodna znanja u pristupu oblikovanja pogonskog mehanizma pilnog diska.

## 2.2 Problemi u praksi

Jedna od najznačajnijih i temeljnih oblasti na čemu počiva savremeni industrijski razvoj je proizvodnja čelika. Najveći dio današnje svjetske proizvodnje od preko 1080 miliona tona čelika preradi se u valjaonicama u toplom stanju.

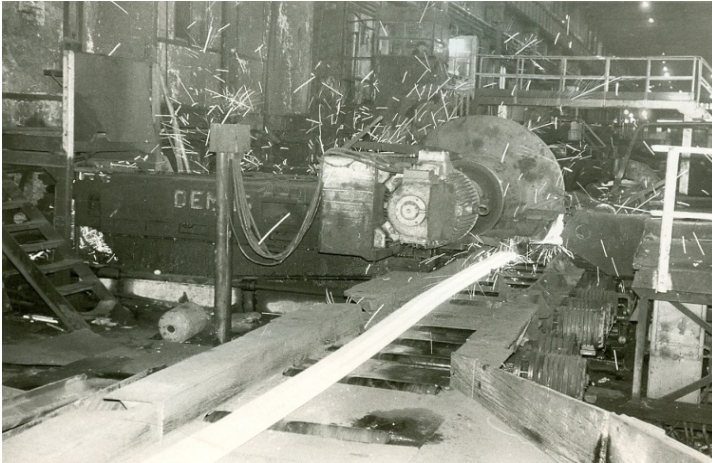
Osnovni dosadašnji zahtjev u proizvodnji toplo valjanog čelika, pored ostalog, je i proizvodnja valjanih profila sa jednim zagrvom. Kod teških nosača i željezničkih šina koje imaju i po deset provlaka u toku procesa oblikovanja u vrućem stanju, ovaj zahtjev je vrlo teško ostvariti, a da ne dođe do znatnih temperaturnih poremećaja, što se neposredno odražava i na unutrašnju strukturu i zaostale napone u materijalu.

Na Balkanu Željezara "Zenica" bila je najveći proizvođač teških profila; zato su i iskustva u ovoj oblasti vrlo velika i priznata. U cilju postizanja kontinuiteta valjanja, svi proizvodni agregati u valjaoničkom proizvodnom lancu moraju raditi besprijekorno kako bi se ostvario kontinuitet proizvodnje i ritam valjanja, što je vrlo značajno sa aspekta ujednačenosti kvaliteta proizvoda. U ovom tehnološkom lancu značajno mjesto imaju i pile za odsijecanje profila u vrućem stanju na određene trgovačke dužine (slika 2.1).

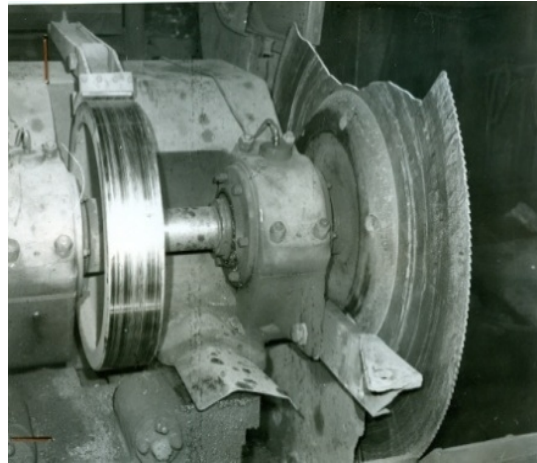
Na liniji odsijecanja pile za rezanje vrućih profila radile su u tandemu u godišnjoj produkciji 120.000 t valjanih proizvoda. Od prvog dana podizanja proizvodnje na 300.000 t/god, vibracije na pilama bile su vrlo čest uzročnik lomova, u prosjeku 8 puta godišnje, a nakon izbacivanja regulatora posmaka, toliko su bile izražene da su postale glavni uzročnik svih mogućih lomova na elektromotorima (pucanje poklopca i nožica) i pilnim diskovima (slika 2.2), što je stvaralo velike materijalne gubitke. Kada je dolazilo do pucanja poklopca na elektromotoru i nosačima ležišta, najčešći uzročnik bio je „zaglavljivanje“ rotora u statoru, tako da se elektromotor nije mogao osposobiti i dovesti u potpuno ispravno stanje.

U periodu učestalih lomova 70-tih godina prošlog vijeka, polovina proizvodnje u Željezari „Zenica“ odvijala se preko ove proizvodne linije. Pored materijalne štete, još je veća šteta bila u zastoju proizvodnje od 1 ÷ 2 dana tokom jedne obustave rada.





Slika 2.1 Pogonski ambijent pile za odsijecanje profila u vrućem stanju



Slika 2.2 Prikaz loma pilnog diska

Niz je nedostataka originalne izvedbe glavnog pogona pile (slika 2.3):

a) Elektromotor

- postavljanje i centriranje elektromotora iziskivalo je ponekad i više sati
- u slučajevima intermitiranog rada, pošto je motor izložen promjenama brzine kod učestalih odsijecanja obratka, permanentna je opasnost nastanka kvarova usljed zamora materijala
- problemi uslijed nesimetrije vanjskih otpora. Takva nesimetrija uzrokuje nesimetrične struje faza što dovodi do nejednolikog zagrijavanja faza. Ovaj problem teško je detektirati zbog malih razlika u strujama i niske frekvencije istih
- pretpostavka je da je elektromotor smješten u području najjačih vibracija
- ponekad je izložen udaru izvaljanog profila usljed formiranja petlje, a pogotovo njihovu stalnoj emisiji toplote na liniji odsijecanja
- česti kvarovi rotorskih namota: visoke temperature i centrifugalne sile kojima je rotor izložen, posebno tokom zaleta, pojave vibracije sa rezonantnim frekvencijama, velike torzijske vibracije. Ove pojave uzrok su čestih oštećenje rotora i ostalih dijelova povezanih na osovinu, poput periflex spojnice
- pojave ekscentriciteta dovodile su do oštećenja rotorskog i statorskog paketa. Rani pokazatelji ovih kvarova bile su povećane vibracije u ležajevima, sa torzijskim vibracijama osovine
- mehanički kvarovi: velika mehanička naprezanja, istrošenost ležajeva, mehanička neuravnoteženost, oštećenja izolacije namota
- trend proizvodnje elektromotora ide u pravcu smanjenja raspon stopa za pričvršćivanje na temelje, što komplikuje mogućnost stabilne ugradnje
- zbog uvoza, nabavka ovakvih elektromotora bila je otežana
- ovaj tip motora ima mnogo nestabilniji rad zbog smanjenog raspona oslonaca i konzolnog prepusta statora rotora, tako da na mjestima koja su izložena jačim dinamičkim poremećajima brzo stradaju;

b) Rukovanje

- radi izbacivanja iz upotrebe regulatora posmaka, operator je morao biti dobro obučan da spriječi nekontrolisan udarac pilnog diska od profil, što je postizano reverziranjem na zračnom regulacionom ventilu. Posljedica ove nepravilnosti je brzo istupljenje zubaca pilnog diska i njihovo često oštrenje
- temperatura valjanih profila pri odsijecanju treba biti oko 850°C. Nije bio rijedak slučaj da su se profili odsijecali i na 500°C. Posljedice ove tehnološke nediscipline su lomovi pilnog diska;

### c) Dotrajalost

- to je opšta konstatacija s obzirom na vrijeme od kada su pile za vruće rezanje puštene u rad, sa pojavom čestih lomova pilnih diskova, forsirani rad itd. Ovo se naročito ispoljavalo na kvalitet i ravnost površine reza obratka;

### d) Neuravnoteženost

- skoro svi elektromotori sa mehaničkim oštećenjima rotora, poslije osposobljavanja bili su neizbalansirani. Razlog ovome bila je nemogućnost ubacivanja dodatnih masa. Ovo isto važi za sve obrtne dijelove koji, također, iz objektivnih i subjektivnih razloga nisu bili izbalansirani.

Najčešći uzrok otkaza bile su povećane vibracije, što je dovodilo do zamora, kao i prisilnog pucanja nosive konstrukcije: nosača motora, stopa statora i sl. Štete su bile ogromne i zbog zastoja u proizvodnji od nerijetko 6 sati. Pošto od stabilnosti rada pila neposredno zavisi i proizvodnja svakog valjaoničkog postrojenja, nužno se morao rješavati ovaj problem kroz slijedeće aktivnosti:

- Izvršiti teorijsku analizu vibracija sa posebnim osvrtom na pilni disk i elektromotor
- Izmjeriti osnovne parametre vibracija u kritičnim područjima
- Izvršiti analizu opterećenja elektromotora i pilnoga diska
- Naći pravilno tehničko rješenje u pogledu zaštite elektromotora usljed nekontrolisanih vanjskih uticaja i, po mogućnosti, izvršiti rekonstrukciju pile za odsijecanje profila u vrućem stanju, čime bi se omogućila pouzdana eksploatacija.

Kako se u zeničkoj željezari ukazala potreba za rekonstrukcijom ili eventualnom nabavkom pila koje bi radile sigurnije i pouzdanije u lancu proizvodnje valjane robe, nakon niza razgovora sa poznatim svjetskim proizvođačima valjaoničke opreme, došlo se do saznanja da bi najbolje rješenje bilo razviti vlastitu konstrukciju vruće pile.

U tom smislu, pored ostalih istraživanja, ovaj rad treba sa dinamičkog aspekta dati odgovor na sve relevantne faktore bitne za njeno projektovanje, a u krajnjem dometu i proizvodnju.

U eksploataciji svi problemi na pili bili su vezani za mehanizam glavnog pogona, pa je i fokus interesovanja u ovom radu usmjeren na detaljno proučavanje ovog mehanizma koji predstavlja vibrirajući lanac sa frekvencijama slobodnih (prigušenih ili neprigušenih) vibracija koje ponajviše zavise od momenata inercije rotirajućih masa uključujući njihove krutosti, a manje od veličine unutrašnjeg prigušenja u materijalu elemenata sistema i spoljašnjeg prigušenja usljed trenja u zonama kontakta pilnog diska i obratka. Postavlja se pitanje rezonancije sistema, polazeći od činjenice da su pogonski momenti kod ovih mašina pulzirajuće funkcije određenih tonova pulzacije [34].

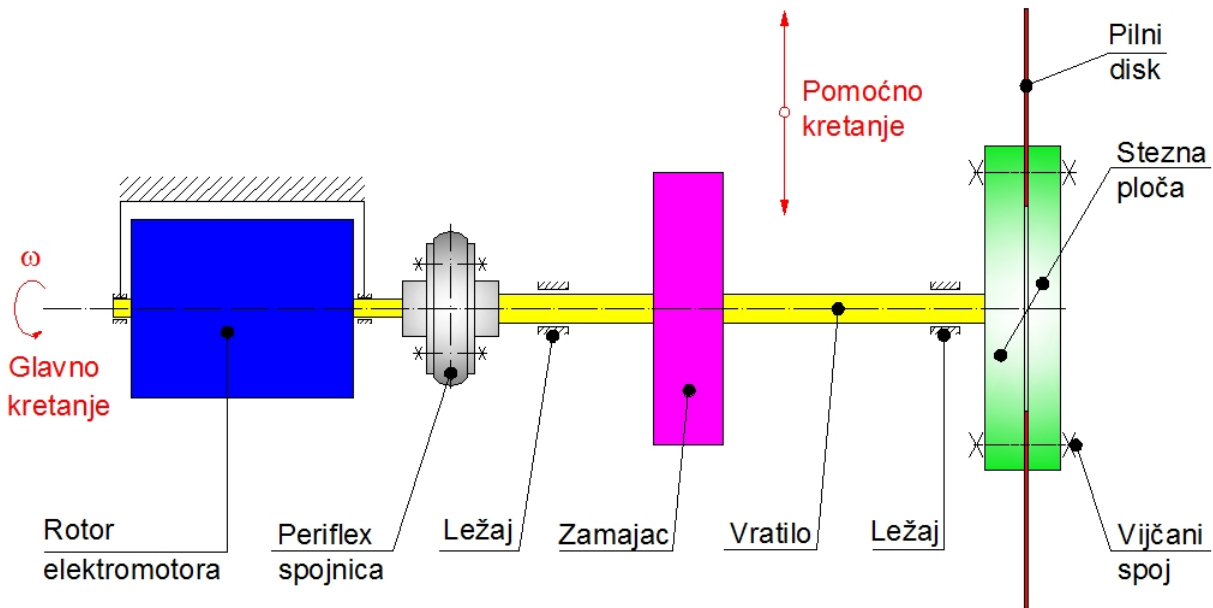
Ranije navedena istraživanja, prikazana u kratkim izvodima (tačka 1.4, poglavlje 1) bazirala su se uglavnom na jednomasenim sistemima sa dva ležišta. Problem sa tri mase i više oslonaca do danas nije ozbiljno istraživan i vrlo je složen zadatak, posebno ako se moraju odrediti dodatna dinamička opterećenja pojedinih sastavnih elemenata.

## 2.3 Izbor modela

### 2.3.1 Originalni model mehanizma glavnog kretanja pile

Na bazi obimnih literaturnih pretraga i istraživanja u praksi, kao najsloženiji i najadekvatniji model u vezi postavljenog cilja u ovom radu, izabran je originalni model mehanizma glavnog kretanja kružne pile za odsijecanje profila u vrućem stanju (slika 2.3), koji predstavlja kombinovanu elektro - pneumatsku verziju, u kojoj se glavno rotirajuće kretanje vrši preko asinhronog elektromotora, a pomoćno pravolinijsko kretanje preko pumpe i pneumatskog cilindra. Tehničke karakteristike elektromotora: tip HOR-2161-6D B7, snaga 140 kW, brzina

vrtnje  $980 \text{ min}^{-1}$ , napon  $500\text{V}$ , struja  $225\text{A}$ . Rotaciono kretanje i obrtni moment od pogonskog vratila elektromotora do gonjenog vratila pilnog diska prenosi se periflex spojnicom.



Slika 2.3 Mehaniizam glavnog kretanja pile za odsijecanje profila u vrućem stanju (originalna izvedba)

Vratilo oslonjeno na dva samoudesuva kotrljajna ležaja nosi pilni disk na konzolnom prepustu i zamajac između ležišta sa kočnicom koja se aktivira ručno, a služi samo u slučaju potrebe bržeg zaustavljanja kod izmjene pilnog diska.

### 2.3.1.1 Mogući uzroci nestabilnosti pilnog diska velikih dimenzija

Proučavanje uticaja dinamičkih opterećenja pilnih diskova velikih dimenzija predstavlja važan, ali i složen zadatak, jer i deformacije sa svoje strane utiču na promjenu ubrzanja elemenata mase diska koja se mogu manifestovati periodično po veličini i smjeru. Pri tome nastaju tzv. **elastične vibracije** [40]. U nekim slučajevima te pojave mogu uzrokovati uništenje pogonskih jedinica do loma pilnog diska. Zbog toga se prioritarno nameće pitanje stabilnosti njegovog rada, ne zanemarujući ostale uticajne parametre kao što su: kritična brzina vrtnje, nivo naprezanja, brzina pomoćnog kretanja, konstrukcija pile, interakcija pilnog diska i obratka, osnovni materijal pile, geometrija zuba sječiva i sam obradak [51].

Uzroci nestabilnosti mogu se javljati samostalno ili više njih istovremeno, što se manifestuje kroz intenzitet i karakter nastalog vibratnog stanja. Poznato je da i najmanje neispravnosti rotirajućih elemenata u mehanizmu glavnog pogona pile, koji radi sa ugaonim brzinama većim od prve ili čak i druge sopstvene frekvencije, dovode do stvaranja nepoželjnih vibracija i utiču na njegovu stabilnost. Ovo je naročito izraženo ako je razlika između sopstvenih frekvencija i radne brzine mala, odnosno ako rotirajući sistem radi u rezonantnom području ili u blizini tog područja.

Polazi se od pretpostavke da se ne poznaje uzročnik nestabilnosti pilnog diska do same pojave njegovog loma, te je potrebno istražiti elemente prenosa snage:

1. Da li je elektromotor dobro dimenzionisan?  
Ako nije, pilni disk ne može da odsijeca obradak, a pod uticajem poprečnog pomaka (sile) u njegovom naletu (udaru) na obradak isti puca;
2. Elektromotor smješten konzolno.  
Zbog nekoaksijalnosti vratila na spojnici, dolazi do vibracija i zamora materijala na osloncima motora;
3. Pilni disk nedovoljno dimenzionisan.

Problem stabilnosti rotirajuće strukture glavnog pogona pile može se podijeliti na tri područja:

- a) Prvo područje obuhvata vibracije u stacionarnom pogonskom stanju. Ovakve vrste smetnji rijetko se javljaju u velikim transmisionim sistemima;
- b) Druga dva područja odnose se na tzv. statičku i dinamičku stabilnost, gdje se pod statičkom stabilnošću podrazumijeva stabilnost kod malih promjena opterećenja, a pod dinamičkom stabilnošću - stabilnost kod konačnih promjena opterećenja. O statičkoj stabilnosti govori se samo u onom slučaju kada se opterećenje tako polagano mijenja da ne postoji uticaj inercije zamajnih masa pogona i elemenata na transmisionom vratilu. O dinamičkoj stabilnosti govori se u onom slučaju kada je promjena opterećenja brza, što je karakteristično za proces piljenja. Kada je promjena konačno velika i kada se događa u veoma kratkom vrenenu čije trajanje teži ka nuli, to je karakteristično za praktične pojavne oblike dinamičke stabilnosti.

Za dinamičku stabilnost važne su brze promjene opterećenja i to u vidu udara (poprečnih i torzionih). Brze promjene opterećenja izazivaju vibracije - vibrira rotor elektromotora skupa sa mehanički vezanim masama kao što su spojnica, zamajac i pilni disk.

**Poprečno udarno opterećenje** diska predstavlja dinamičko opterećenje pri udaru pilnog diska u obradak. Ne uzima se u obzir masa diska, a pretpostavlja se da naprezanje u disku ne prelaze granicu elastičnosti. U trenutku dodira rotirajućeg diska sa obradkom, disk nailazi na otpor obratka, zbog čega se njegova brzina vrtnje smanjuje i disk se usporava zbog rastućeg otpora obratka. Pritisak diska na obradak jeste sila inercije. Inercijalno opterećenje u elastičnom tijelu diska vrlo je izraženo jer se disk kreće ubrzano i usporeno (nejednoliko) pri kombinovanom rotaciono-translatornom kretanju. Ovo se odnosi i na vratilo, zamajnu masu, spojnicu i pokretnu konstrukciju (saonice) pile. Otpori deformacije obratka, a prema tome i sile inercije, dostižu najveću vrijednost pri najvećem prodoru diska kroz obradak, kada se brzina diska najviše smanji.

**Torziono udarno opterećenje** nastaje u slučaju naglog kočenja vratila (na kojem su ugrađeni disk i zamajac) gdje obradak predstavlja uređaj za kočenje. Vratilo sa diskom i zamajcem kreće se jednom ugaonom brzinom prije odsijecanja obratka, a nastavlja kretanje sa drugom ugaonom brzinom poslije odsijecanja obratka. Pri tome se javlja gubitak kinetičke energije sistema.

Vratilo, skupa s masama pričvršćenim na njemu, čini elastični opružni sistem. Zbog vanjskih opterećenja vratilo se elastično deformiše i vibrira sopstvenom frekvencijom. Pri obrtanju, zbog neuravnoteženosti masa, dolazi do dodatnih impulsa centrifugalnih sila koji su ovisni o brzini obrtanja i masi elemenata smještenih na vratilo. Dodatni impulsi centrifugalnih sila posljedica su neizbježnog odstupanja prilikom izrade, zbog kojih se položaj težišta na vratilu smještenih rotirajućih masa ne podudara s teorijskim položajem na liniji savijanja. Ako se pogonska brzina vrtnje podudara s vlastitom frekvencijom vibriranja vratila i na njemu smještenih masa, dolazi do rezonancije. U tom slučaju amplituda vibriranja skokovito se povećava, što može dovesti do loma vratila.

Na osnovu navedenog, može se zaključiti da mogući uzroci nestabilnosti mehanizma glavnog kretanja pile potiču od unutrašnjih i spoljašnjih faktora.

**Nestabilnost od unutrašnjih faktora** (u vidu oštećenja do loma) nastaje usljed geometrijskih i drugih karakteristika sistema:

- a) velike dužine transmisijskih vratila (niža kritična brzina vrtnje) povezane sa neadekvatnom spojnicom
- b) položaj spojnice udaljen od ležajeva (veći moment savijanja vratila)

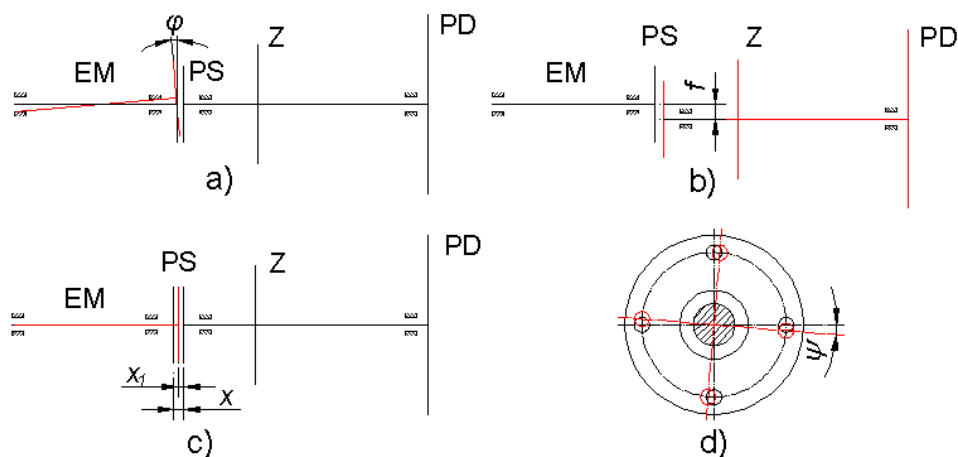
- c) po obliku spojnice eventualno odstupa od rotacionog tijela i ima povećanu težinu (a trebalo bi da je što lakša), kako bi se smanjio uticaj njene težine i eventualni uticaj neizjednačene centrifugalne sile na vratilo
- d) spojnica ne dopušta dobro centriranje tj. ne dopušta sastavljanje vratila na takav način da im se geometrijske ose podudaraju (poremećaj centričnosti spojnice i ležajeva)
- e) velik raspon između ležajeva (povećan progib vratila)
- f) istrošeni ili olabavljeni ležajevi (u eksploataciji)
- g) zakrivljenost vratila na konzolnom prepustu (zona pilnog diska)
- h) odstupanje i nesavršenost oblika i dimenzija elemenata mehanizma glavnog kretanja pile
- i) međusobna odstupanja (pomaci) vratila u odnosu na tačan položaj: ugaono, radijalno, aksijalno i zakretno odstupanje (slika 2.4), odnosno savijeno ili uvrnuto vratilo (male deformacije)
- j) kvarovi motora: pojava ekscentriciteta (nesaosnost osovina statora i rotora), nepravilnosti rotorskog kaveza, velike struje i sile pri pokretanju, problemi učvršćenja statorskih namota, mehanički kvarovi, kvarovi paketa statora, kvarovi paketa rotora, oštećenje izolacije namota, kvarovi rotorskih namota [115, 116]
- k) električne i magnetske nesimetrije kod motora
- l) mehanički kvarovi rotora motora: istrošenost ležajeva, mehanička neuravnoteženost i vibracija na rezonantnim frekvencijama
- m) ekscentricitet zračnog raspora pri čemu magnetske sile mogu izazvati velike probleme. Naime, na strani na kojoj je zračni raspor manji, manji je magnetski otpor te su sile kojima stator privlači rotor veće, što uzrokuje daljnje smanjenje zračnog raspora. Ukoliko se ovaj proces nastavi može doći do zapinjanja rotora o statorski paket. Ovi problemi rješavaju se konstrukcijom stroja, ograničavanjem dozvoljenog ekscentriciteta ili učvršćenjem vratila rotora. Osim ovih problema postojanje ekscentriciteta izaziva vibracije i buku
- n) termička naprezanja rotora motora: loša ventilacija, udar rotora od stator, kočenje usljed prevelikog tereta, uticaj blizine obratka, odnosno emisije toplote koju obradak proizvodi zagrijan na cca 850°C
- o) nepravilno definisani dinamički momenat inercije rotirajućih elemenata
- p) nehomogenost u materijalu (šljaka, uticaji valjanja i kovanja, različita gustoća)
- q) ugradnja dodatnih elemenata za učvršćivanje (klinovi, vijci, navrtke), koji nedovoljno pričvršćuju dijelove (tzv. Vagabundna neuravnoteženost)
- r) termička naprezanja u pilnom disku (statička i dinamička nestabilnost)
- s) gubljenje elastične stabilnosti pilnog diska pri čemu nastaje izvijanje ruba (statička nestabilnost)
- t) najniža kritična brzina vrtnje smanjena do radne brzine vrtnje pile (dinamička nestabilnost)
- u) periodično prekomjerne naslage na pilnom disku i njegovom međuzublju
- v) ojačavanje (promjena tvrdoće) materijala obratka u toku samog procesa piljenja
- w) promjena sile trenja na grudnoj i leđnoj površini zuba pilnog diska
- x) transport izvaljanog profila u neposrednoj blizini glavnog pogona pile
- y) oštećeni dijelovi kružne pile
- z) vibracioni trag prethodnog prolaza pilnog diska kroz obradak (regenerativni efekat) itd.

**Nestabilnost od spoljašnjih faktora:**

- a) nestabilnost snage glavnog pogona pile i brzine glavnog i pomoćnog kretanja
- b) neuravnoteženost rotora
- c) pogrešna montaža i temeljenje
- d) oštećenje temelja
- e) slučajno dodirivanje rotirajućih i mirujućih dijelova
- f) neuravnoteženost spojnice (težište njene mase nije u osi vratila, nedostatak simetričnog dizajna prije svega ovisnog od proizvodnje datih dijelova tj. da je obezbjeđena ravnomjerna popuna materijalom (izotropnost) odnosno da su greške u materijalu svedene na minimum
- g) neizbalansiranost rotirajućih masa i sklopa u cjelini (povećano djelovanje centrifugalnih sila)
- h) neuravnotežene inercijalne sile obrtnih i translatorskih masa
- i) lokalna rezonancija konstrukcijskih dijelova

j) brzina rotacije dostigla kritični raspon brzine, a pilni disk u interakciji sa obratkom ne može da se suprostavi transverzalnim (poprečnim) silama itd.

Pretpostavlja se da se najčešći uzročnici nestabilnosti rada glavnog pogona javljaju ili zbog lošeg izbora motornog pogona, ili zbog odstupanja od saosnosti vratila kao posljedica prenosa okretnog momenta, temperaturnih promjena ili grešaka pri izradi i montaži elemenata prenosa (slika 2.4).



Slika 2.4 Šematski prikaz odstupanja linijskog sistema  
 a) ugaono savojno odstupanje  
 b) radijalno (poprečno) odstupanje  
 c) aksijalno (uzdužno) odstupanje  
 d) ugaono (torzijsko) zakretanje polutke spojnice

Ni ranija primjena periflex spojnice u originalnoj verziji glavnog pogona pile nije razriješila pojavu velikih pomaka između vratila, pojačane vibracije i lomove pilnog diska zbog prisustva poprečnih i torzionih udarnih opterećenja, kao i konstrukcijsko rješenje sa elektromotorom u liniji prenosa snage.

Nestabilan rad rotirajuće strukture pilnog diska uzrokuje stvaranje dodatnih dinamičkih opterećenja, povećavanje nivoa nepovoljnih vibracija, povećanje nivoa buke i sl. Sve ovo negativno utiče na kvalitet rada mehaničkog sistema, na njegovu sigurnost i pouzdanost.

Sa povećanjem radnih brzina rotirajućeg sistema, prilikom proučavanja dinamičke stabilnosti pilnog diska potrebno je uzeti u obzir elastične deformacije vratila. Kada je radna brzina rotora motora  $\Omega$  veća od prve  $\omega_I$  ili čak druge  $\omega_{II}$  sopstvene frekvencije, vratilo dobija elastična svojstva, odnosno, geometrijske se osovine vratila rotora i pilnog diska u toku rada elastično deformišu. Elastično vratilo dobija deformaciju u odnosu na osnovnu statičku stabilnost. Sa ovakvim ekscentricitetom, pri većim brzinama vrtnje od  $1000 \text{ min}^{-1}$  sistem počinje da vibrira. Rezultat toga je intenzivni zamor materijala, uz otkaz sistema. Iz teorije, kao i iz praktičnog iskustva, poznato je da je mehanički spoj vratila i diska elastične prirode i da se tim sistemom ne mogu prenositi po volji velike snage. Analiza veze vodi k problemu računanja granične snage koja se tim sistemom može prenositi, a da sistem ostane stabilan. Usljed elastičnog spoja može doći do vibriranja sklopa i do gubitka stabilnosti.

Zbog nemogućnosti realne procjene velikog broja mogućih uzroka povećanih vibracija sa pojavom otkaza, na proizvodnoj liniji zeničkih valjaonica napravljena su dva koraka:

- Izvršena je rekonstrukcija glavnog pogona pile, slika 2.5 i slika P2.2 (prilog 2)
- Nakon rekonstrukcije provedena su eksperimentalna mjerenja momenata i otpora obrade u uslovima nestacionarnog rada pile.

Proučavanje uzroka nestabilnosti rezultuje optimalnim vrijednostima parametara potrebnih kako za dizajniranje, tako i za održavanje rotirajućeg sistema.



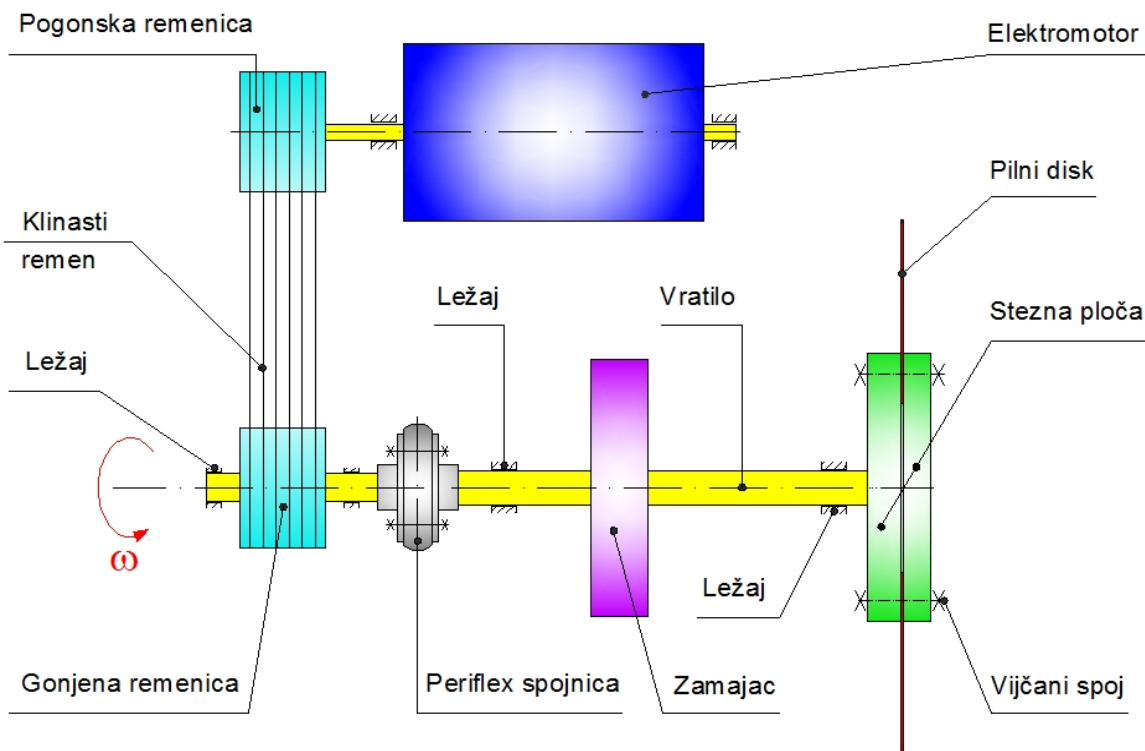
Bilo koji poremećaj, pa i najmanja pojava torzije, stvara probleme u uzajamnom odnosu pilnog diska i tačnosti odrezane površine. Racionalni izbor parametara diska i geometrije zubaca, načina izrade i termičke obrade, kao i uslova eksploatacije, omogućava bitno povećanje njegove stabilnosti.

### 2.3.2 Model rekonstruisanog mehanizma glavnog pogona

Osnovni zahtjevi rekonstrukcije:

- smanjenje vibracija
- primjena elektromotora za teške uslove rada
- prenos kružnog kretanja, snage i obrtnog momenta preko vratila sa paralelnim osama
- dislokacija elektromotora od blizine transportnog toka obratka
- ugradnja elektromotora sa nožicama bez konzolnog prepusta
- kompenzacija eventualne nepodudarnosti osa vratila zbog nejednolikog slijeganja temelja, netačne izrade, montaže, ili deformacije pri opterećenju (omogućavanje aksijalnog, radijalnog i ugaonog posmaka između linijskog sistema vratila)
- prigušenje promjenljivog opterećenja i udara, smanjenje udarnih opterećenja nastalih naglom promjenom brzine pogonskog i gonjenog dijela mehanizma tokom nestacionarnog režima rada
- proklizavanje pri preopterećenjima radi sprečavanja lomova mašinskih dijelova pogonskog mehanizma
- preuzimanje promjenljivog broja obrtaja tokom radnog režima elektromotornog pogona
- eliminisanje radijalnih sila i momenata uklještenja
- bešuman rad
- jednostavnost izrade
- mali troškovi proizvodnje i održavanja
- sigurnost i pouzdanost u eksploataciji.

Na osnovu ovih zahtjeva izvršena je rekonstrukcija mehanizma glavnog pogona pile čiji je šematski prikaz modela dat na slici 2.5 (detaljnije na slici P2.2-prilog 2).



Slika 2.5 Rekonstruisani model mehanizma glavnog kretanja pile

Rekonstrukcija se u osnovi sastoji od ugradnje asinhronog klizno - kolutnog elektromotora snage 132 kW sa brzinom vrtnje  $n = 986 \text{ min}^{-1}$ , koji preko remenskog prenosnika (prenosni odnos  $i = 1$ ) sa klinastim remenovima i periflex spojnicom tip 28-1, prenosi kružno kretanje i obrtni moment na pilni disk učvršćen steznim pločama. Sklop pilnog diska smješten je na kratkom konzolnom prepustu vratila. Između spojnice i pilnog diska, u neposrednoj blizini prednjeg ležišta, nalazi se zamajac.

Remenski prenosnik omogućio je dislokaciju elektromotora znatno dalje od zone piljenja, sa većim osnim rastojanjem između pogonske i gonjene remenice, čime je konzolni smještaj motora zamijenjen znatno stabilnijom pozicijom u gornjoj zoni tijela saonica pile. Remenovi imaju sposobnost proklizavanja pri preopterećenjima, čime štite ostale elemente u prenosu snage. Zbog velike elastičnosti imaju moć prigušivanja promjenljivih opterećenja i udara. Nedostatak remenskog prenosnika je u tome što zbog potrebe ostvarenja dovoljnog otpora klizanja izaziva veće radijalne sile na vratilima.

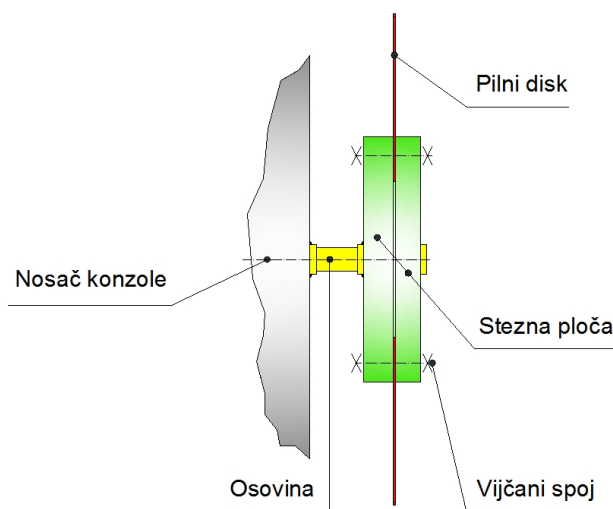
Elastični element periflex spojnice (gumeni prsten potkovičastog torusnog presjeka armiran čeličnim pletivom) uz prigušno djelovanje na udare i vibracije i dopuštanje relativnog okretanja spojenih dijelova, omogućuje i aksijalne, radijalne i ugaone pomake respektivno do 8 mm, odnosno do 4 mm i do  $4^\circ$ . Prenosi promjenljive obrtne momente koje prigušuje, pri čemu se može očekivati da te promjene budu i udarnog karaktera, te da se mogu pojaviti i torzijske vibracije. Nedostatak ove spojnice je što njen elastični prsten djelovanjem obrtnog momenta uzrokuje u vratilima aksijalne i poprečne sile koje opterećuju ležajeve.

Pilni disk sa steznim pločama zadržao je izvorne geometrijske karakteristike: prečnik  $\varnothing 1900$  mm, debljine 8 mm i 10 mm, sa 250 zubaca i korakom 23,876 mm. Disk je crno izvaljan iz jednog materijala (bez ugrađenih segmenata) i površinski strojno obrađen. Vanjski prečnik steznih ploča iznosi  $\varnothing 950$  mm.

U praksi se pokazalo da je osnovni problem u radu DEMAG-ove pile za odsijecanje vrućih profila bio konzolni smještaj elektromotora u neposrednoj blizini vruće izvaljanih komada, loši uslovi montaže (centriranje) i demontaže, kao i linijski raspored rotirajućih masa.

U rekonstruisanoj izvedbi povoljan smještaj elektromotora na gornjoj zoni saonica pile, dobra pristupačnost i dovoljna udaljenost od vrućih valjačkih profila zagrijanih na cca  $850^\circ\text{C}$ , značajno su smanjili vibracije mehanizma glavnog pogona. Remenski prenosnik od elektromotora do pogonskog vratila pilnog diska sveo je uticaj vibracija na pilni disk na minimum.

Za numerička statička i dinamička ispitivanja napona i deformacija (poglavlje 6), korišten je model sklopa osovine sa pilnim diskom prikazanog na slici 2.6 i slici P2.3 (u prilogu).



Slika 2.6 Detalj modela konzolnog sklopa pilnog diska



U cilju realizacije eksperimenta otkovana je i strojno obrađena osovina, obe stezne ploče i vijčane veze sa navrtkama. Sklop konzolnog tipa simulira realan mašinski sistem, sa pričvršćenom osovinom na vertikalnom nosaču konzole. Eksperimentalna istraživanja izvedena su primjenom hidrauličkog cilindra sa specijalnim nosačima i izmjenljivim alatima kojima je vršeno pritiskivanje na zube pilnog diska, sa ciljem simuliranja opterećenja koja se javljaju u nestacionarnim uslovima rada pile.

### 3 PROGRAM ISTRAŽIVANJA

Istraživački zadatak ovog rada nije vibriranje pile kao obradnog mašinskog sistema, već vibriranje i stabilnost pogonskog mehanizma glavnog kretanja i pilnog diska kao reznog alata, koji predstavlja glavnu mehaničku komponentu u mnogim rotirajućim strukturama. Ovim povodom, vibracije i stabilnost rotirajućih kružnih diskova dugo vremena kontinuirano proučavaju i analiziraju mnogi autori. Program rada svodi se na proučavanje stabilnosti izotropnog pilnog diska velikog prečnika, a male i konstantne debljine.

Eliminacijom mogućih uzročnika otkaza na DEMAG-ovoj pili za odsijecanje profila u vrućem stanju putem rekonstrukcije glavnog pogona, otvorena je mogućnost istraživanju uticaja različitih faktora na pilni disk u radnim uslovima i to eksperimentalno i numerički.

Očito je da će rotirajući pilni disk u radnim uslovima imati neravnomjernu deformaciju prouzrokovanu, između ostalog, promjenom uslova oslanjanja kao i vanjskim opterećenjem, što iziskuje obimna istraživanja.

Program istraživanja odnosi se na:

- a) teorijska razmatranja iz raznih literaturnih izvora koja treba da posluže kao podloga za odgovarajuće eksperimente
- b) eksperimentalna istraživanja i
- c) numerička istraživanja.

Zacrtna istraživanja obuhvataju:

- pregled i analizu dosadašnjih istraživanja i tendencije daljnjeg razvoja u području optimalne konstrukcije pilnih diskova
- istraživanje nestabilnosti rada pilnog diska na prvobitnom modelu (DEMAG)
- istraživanje nestacionarnog režima rada pilnog diska na rekonstruisanom modelu
- istraživanje karakteristika elektromotora
- istraživanje učešća momenata inercije zamajnih masa u procesu piljenja
- određivanje mehaničkih svojstava materijala obratka na sobnoj i povišenim temperaturama
- određivanje momenata i otpora obrade tokom procesa odsijecanja obratka
- regresionu metodu kod ispitivanja signifikantnosti parametara glavnog otpora piljenja
- numeričku analizu napona i deformacija u statičkim i dinamičkim uslovima
- eksperimentalnu analizu napona i deformacija na pilnom disku
- postavku algoritma optimalnog projektovanja pilnih diskova velikih dimenzija
- zaključna razmatranja.

Zadatak u ovom radu svodi se na slijedeće:

- izvršiti teorijsku analizu vibracija sa posebnim osvrtom na pilni disk i elektromotor
- odrediti parametre vibracija u kritičnim područjima
- izvršiti analizu opterećenja elektromotora i pilnog diska.

Osnovna eksperimentalna istraživanja izvršiti na DEMAG-ovoj pili za odsijecanje profila u vrućem stanju sa pilnim diskom dimenzija  $\varnothing 1900/8,10$  mm i brzine vrtnje  $1000 \text{ min}^{-1}$  u stacionarnim i dijelom u radnim (nestacionarnim) uslovima.



## 4 TEORIJSKA RAZMATRANJA

### 4.1 Obrada odsijecanjem (piljenjem)

Proces piljenja ostvaruje se u tribo-mehaničkom sistemu čiju strukturu čine rezni alat (pilni disk), obradak (profil, odnosno radni komad) i sredstvo za hlađenje i podmazivanje [67].

Piljenje je u principu identično glodanju, pošto pilni disk predstavlja višesječni alat sa zubima po obliku sličnim zubima glodala, samo znatno većeg broja, dok je debljina alata višestruko manja u odnosu na glodalo [7, 96]. Međutim, namjena pile je za razliku od glodalice ograničena samo na odsijecanje materijala kao i za izvođenje operacija isjecanja i usjecanja.

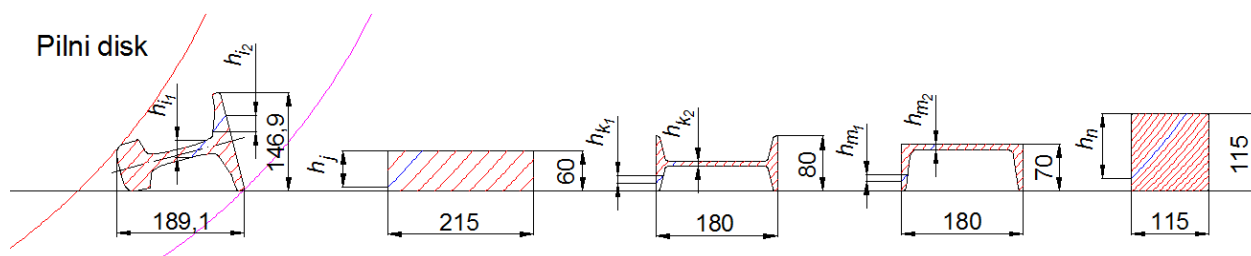
**Osnovni princip piljenja** sastoji se u prodiranju reznog klina alata kroz materijal obratka nekom brzinom ( $v$ ) pod dejstvom mehaničke sile. Na početku odsijecanja, odnosno zadiranja zuba u materijal obratka, nastaje prethodno klizanje zuba po površini obratka, poslije čega slijedi gnječenje (sabijanje) materijala ispred vrha zuba. Kada napon smicanja u ravni smicanja dostigne vrijednost čvrstoće materijala pri smicanju, nastaje klizanje - smicanje strugotine u toj ravni. Grudna površina skreće strugotinu sa svog prirodnog puta, pri čemu nastali naponi mogu dostići čvrstoću materijala pri lomu i tada dolazi do drobljenja strugotine ne na samom sječivu reznog klina, već na izvjesnom odstojanju od njega. U trenutku kada zub napušta materijal nastaje trzaj kao posljedica naglog rasterećenja. Pri tome se materijal u zoni grudne površine alata plastično deformiše, a naprezanja u materijalu dostižu granicu loma i ispred strugotine se pojavljuje pukotina.

U opštem slučaju razlikuju se koso i ortogonalno piljenje. Ukoliko je pravac relativnog kretanja između alata i obratka pod nekim uglom u odnosu na sječivo, tada je riječ o kosom piljenju. Specijalan slučaj kosog piljenja je ortogonalno piljenje. Tada je pravac relativnog kretanja između alata i obratka normalan na sječivo reznog klina, koje mora istovremeno da bude i paralelno sa odrezanom površinom.

Prema osnovnim kretanjima alata i predmeta obrade, kao i tipu mašine za obradu, razlikuju se obrade na: kružnim, trakastim i okvirnim pilama.

**Kružne pile** čine veliku familiju alatnih mašina, a posebno mjesto zauzimaju u postupcima odsijecanja materijala u hladnom stanju („hladne pile“), kao i materijala koji se odsijecaju kada su zagrijani na vrlo visokim temperaturama („vruće pile“).

Kružnim pilama odsijecaju se materijali raznih oblika presjeka, dimenzija i vrste materijala (profili na kojima su vršena ispitivanja prikazani su na slici 4.1). Na pojedinim profilima visine odrezane plohe ( $h$ ) u datom trenutku vremena odsijecanja date su sa indeksnim oznakama  $i, j, k, m, n$ .



Slika 4.1 Položaj profila za vrijeme piljenja

Radi se o odsijecanju materijala u toku kontinuirane proizvodnje profila, šipkastih i pločastih materijala u valjaonicama čelika i obojenih metala. Ti slučajevi svojstveni su radu mašina u intermitirajućem režimu, koje karakterišu promjenljiva nominalna opterećenja u vremenskim intervalima.

Obzirom da je pilni disk višesječni alat, sječivo (zub) stalno mijenja presjek strugotine u procesu piljenja. Najveći otpor zub savladava na početku procesa piljenja, jer je tada i površina presjeka strugotine najveća, tj. u momentu dodira zuba sa materijalom obratka. U daljnjem procesu piljenja presjek strugotine se stalno smanjuje sve do izlaska zuba iz materijala obratka, kada je jednak nuli kao i otpor piljenja [126].

Pri tome pila može biti dobro ili slabo uravnotežena, sa dodatnim opterećenjima zbog uticaja dinamičkih opterećenja: centrifugalnih, inercijskih i vibracijskih sila.

Koja će vrsta pila, odnosno postupak piljenja biti primjenjen, zavisi primarno od slijedećih uticajnih faktora: od dimenzije i oblika obratka, od materijala koji treba da se odsijeca, stanja obratka, zahtjevane proizvodnosti, planiranog opterećenja, potrebnog prostora i sl.

Stezanje obratka može biti mehaničko (za manje dimenzije) i hidrauličko (za veće dimenzije). Zbog odsijecanja profila na različite trgovačke dužine, obradni centar opremljen je podesivim graničnikom, a na ulaznoj strani sadrži postolje sa slobodnim kotrljačama koje su namijenjene za transport i pozicioniranje profila prije faze odsijecanja.

U obradi pilenjem razlikuju se: hladne pile (kružne, trakaste i lučne), pile za odsijecanje profila u vrućem stanju (kružne i topioničke) i elektroerozivne pile.

**Hladne** pile najzastupljenije su u praksi u pogledu tehničke mogućnosti realizacije. U poređenju sa drugim vrstama pila, za obratke dimenzija većih od  $\varnothing 200$  mm i srodnih dimenzija profila npr. pljosnatih, ove pile postižu maksimalni specifični kapacitet piljenja, ali ipak trebaju i visoku pogonsku snagu. Imaju veliku primjenu u drvenoj i metalnoj industriji, u građevinarstvu za obradu kamena, u medicini, domaćinstvu i sl.

Pile za odsijecanje profila u vrućem stanju (**vruće** pile) zauzimaju značajno mjesto u obojenoj i crnoj metalurgiji, koje u završnoj fazi vrše odsijecanje profila na potrebne dužine (slika 2.1, poglavlje 2).

**Elektroerozivne** pile rade na principu uranjanja obratka i alata u dielektrikum i priključka na izvor struje. Kada se približe, počinje proticati struja preko nastalog električnog luka čiji elektroni pri sudaru s obratkom izazivaju izbijanje čestica materijala.

Prema dimenzijama obratka dijele se na: lake, srednje i teške pile, u skladu s čim je i konstrukcija pogona pomoćnog kretanja i stezanja.

## 4.2 Elementi procesa piljenja

Obrada piljenjem obavlja se u kinematici relativnog kretanja između alata i obratka, pri čemu se definiše glavno i pomoćno kretanje [69].

Glavno kretanje je kružno, a izvodi ga višesječni alat (pilni disk). Ovo kretanje određuje brzinu piljenja. Mjera glavnog kretanja je broj obrtaja,  $n$  [ $\text{min}^{-1}$ ]. Pomoćno kretanje takođe izvodi alat, a može biti kružno (rotaciona, polužna i klatna pila) ili pravolinijsko (klizna pila). Mjera pomoćnog kretanja je brzina,  $u$  [ $\text{mm/s}$ ], jer kod piljenja ne postoji kinematska zavisnost između glavnog i pomoćnog kretanja.

Osnovne elemente procesa piljenja čine:

- broj obrtaja pilnog diska,  $n$  [ $\text{min}^{-1}$ ]
- brzina piljenja (brzina glavnog kretanja),  $v$  [ $\text{m/min}$ ]
- brzina pomoćnog kretanja,  $u$  [ $\text{mm/s}$ ]
- korak po obrtaju,  $s_o$  [ $\text{mm/ob}$ ]
- korak po zubu,  $s_z$  [ $\text{mm/zub}$ ]
- proizvodnost (specifični učinak piljenja),  $q$  [ $\text{mm}^2/\text{s}$ ]
- veličina potpora,  $a$  [ $\text{mm}$ ]

- glavno (mašinsko) vrijeme piljenja,  $t_M$  [s].

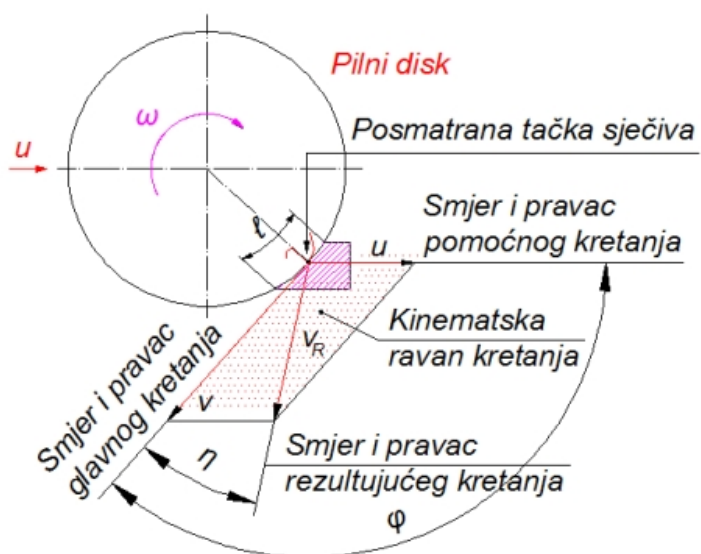
Faktori režima rada definišu se:

- na kružnoj pili kao za glodanje
- na trakastoj i okvirnoj pili kao za provlačenje,

uzimajući u obzir odgovarajuće specifične faktore za piljenje.

Svi faktori koji utiču na proces stvaranja strugotine, rezultuju preko glavnih faktora obrade i to: brzine piljenja i sile piljenja.

Pod brzinom piljenja podrazumijeva se brzina glavnog kretanja ( $v$ ), odnosno obimna brzina pilnog diska. To je trenutna brzina glavnog kretanja posmatrane tačke sječiva u odnosu na obradak (slika 4.2), [70].



Slika 4.2 Šema plana brzina

Brzina pomoćnog kretanja ( $u$ ) je trenutna brzina pomoćnog kretanja posmatrane tačke sječiva u odnosu na obradak.

Rezultujuće kretanje dobija se geometrijskim sabiranjem glavnog i pomoćnog kretanja. Brzina rezultujućeg kretanja ( $v_R$ ) je trenutna brzina rezultujućeg kretanja posmatrane tačke sječiva u odnosu na obradak.

**Broj obrtaja pilnog diska,  $n$  [ $\text{min}^{-1}$ ],** određuje se iz obrasca

$$n = \frac{1000v}{\pi D} \quad \dots(4.1)$$

gdje je:  $v$  - brzina glavnog kretanja pile [m/min]

$D$  - prečnik pilnog diska [mm].

Determinisan je brzinom vrtnje pogonskog motora i mehaničkog prenosioca snage do pilnog diska.

**Brzina glavnog kretanja pile** u zavisnosti je od vrste pile i različito se primjenjuje, što je prikazano na dijagramu 4.4. Pri odsijecanju obradaka u vrućem stanju kao i kod frikcionih pila brzina diska treba biti što veća, ali je limitirana naprezanjima u disku koja se javljaju usljed centrifugalnih sila. Sa povećanjem brzine značajno se povećava proizvodnost pile. Bira se iz tablica u priručnicima kao funkcija od materijala obratka i finoće zuba alata [7], (tabela 4.1).

Kinematska brzina piljenja računa se po formuli

$$v = \frac{\pi D n}{1000} \quad \dots(4.2)$$

Tabela 4.1 Brzina piljenja za „hladne“ kružne pile,  $v$  [m/min]

Materijal obratka	Fini zubi korak (1 ÷ 5) mm	Srednje fini zubi korak (3 ÷ 10) mm	Grubi zubi korak (7,5 ÷ 14) mm
Čelik do 500 N/mm <sup>2</sup>	80 ÷ 100	70 ÷ 80	40 ÷ 50
Čelik od 500 do 700 N/mm <sup>2</sup>	70 ÷ 90	60 ÷ 70	30 ÷ 40
Čelik od 700 do 900 N/mm <sup>2</sup>	50 ÷ 60	40 ÷ 50	20 ÷ 30
Čelik od 900 do 1100 N/mm <sup>2</sup>	30 ÷ 40	25 ÷ 40	15 ÷ 20
Nekaljeni alatni čelik, brzorezni i nehrđajući čelik	30 ÷ 40	25 ÷ 40	15 ÷ 20

Kod pila za odsijecanje obradaka u vrućem stanju brzina piljenja, odnosno brzina glavnog kretanja, zavisi od maksimalno dopuštenog naprežanja u disku čija vrijednost prema [44, 49] iznosi  $[\sigma] = 160 \text{ N/mm}^2$  za slučaj naizmjenično promjenljivog opterećenja. Brzina glavnog kretanja, uzimajući da je maksimalni tangencijalni napon u disku niži od dopuštenog, tj.  $(\sigma_t)_{max} \leq [\sigma]$ , iznosi

$$v_{max} \leq \sqrt{\frac{4g[\sigma]}{\gamma(3 + \mu) \left(1 + \frac{1 - \mu r_2^2}{3 + \mu r_1^2}\right)}} \quad \dots(4.3)$$

gdje je:  $g$  - ubrzanje zemljine teže (9,81 m/s<sup>2</sup>)  
 $\gamma$  - specifična težina čelika (7850 kg/m<sup>3</sup>)  
 $\mu$  - Poasonov koeficijent za čelik (0,3)  
 $r_1$  - poluprečnik pilnog diska [m]  
 $r_2$  - poluprečnik unutrašnjeg otvora pilnog diska [m].

Ranije primjenjivane obodne brzine pilnog diska kod pila za odsijecanje obradaka u vrućem stanju iznosile su (60 ÷ 80) m/s [48]. Danas su najčešće u upotrebi pile sa obodnim brzinama od 100 do 120 m/s [45], rjeđe do 140 m/s [44], pa čak i preko te brzine (150 ÷ 170) m/s [136].

**Brzina pomoćnog kretanja pile** zavisi od niza faktora, u prvom redu od kvaliteta materijala i debljine obratka, vrste alata, broja zuba koji istovremeno režu, koraka zuba i slično [67]. Podaci koji se nalaze u literaturi, kao iskustvene vrijednosti za brzinu pomoćnog kretanja, vrlo su različiti, pa zato i neupotrebljivi.

U inženjerskoj praksi ova brzina često se definiše na osnovu tehnološki zahtjevane proizvodnosti (sekundnog kapaciteta) zbog usaglašavanja instalisanih kapaciteta proizvodnog pogona sa obradnim centrom. Brzina pomoćnog kretanja u zavisnosti je od pogonske snage elektromotora, a time i od proizvodnosti pile [48], tj. odrezane površine poprečnog presjeka u toku jedne sekunde

$$u = \frac{q}{h} = \frac{m \ell}{t} 1000 v \cdot \frac{1}{h} = 1000 m z_z v \cdot \frac{1}{h} \quad \dots(4.4)$$

gdje je:  $q$ - proizvodnost pile (specifični učinak piljenja), [mm<sup>2</sup>/s]  
 $h$ - visina odrezane plohe obratka, [mm].  
 $m$  - debljina strugotine skinuta zubom pilnog diska, [mm]  
 $\ell$  - lučna dužina pilnog diska u kontaktu sa obratkom, [mm]  
 $t$  - korak zubaca pilnog diska, [mm]  
 $z_z = (\ell / t)$  - broj zuba u istovremenom kontaktu sa obratkom  
 $v$  - brzina glavnog kretanja pile, [m/s].

Zbog potrebe definisanja režima obrade, brzina se izražava i preko posmaka

$$u = s_0 \cdot n = s_z \cdot z \cdot n \quad \dots(4.5)$$

gdje je:  $s_0$  - korak po obrtaju  
 $s_z$  - korak po zubu  
 $z$  - broj zuba pilnog diska.

U toku procesa piljenja mijenja se veličina odrezane plohe obratka ( $h$ ) čime bi se trebala mijenjati i brzina pomoćnog kretanja, najčešće u intervalu  $u = (15 \div 300)$  mm/s. Prema [136] ova brzina se kreće u području  $(15 \div 400)$  mm/s. Potrebna brzina pomoćnog kretanja je ona pri kojoj se u jednakim vremenskim intervalima vrši piljenje uvijek jednakih površina. Ovaj princip je moguće primjeniti kod "hladnog" piljenja, jer se sam proces odvija u dužem vremenskom periodu. To, međutim, nije slučaj kod piljenja obradaka u vrućem stanju, jer se ono odvija veoma brzo (nekoliko sekundi). Zbog toga se ne mogu registrovati tako nagle promjene brzine i pored primjene hidrauličnog sistema, a razlog leži u djelomičnoj tromosti elektro-hidrauličkih komponenti  $(0,10 \pm 0,15)$  s.

Prilikom izbora brzine pomoćnog kretanja pile potrebno je u kriterij uvesti tehnološki podatak da se učešće mašinskog vremena piljenja u ukupnom vremenu rada obradnog centra značajno povećava kada se odsijecaju profili većeg poprečnog presjeka (tabela 4.2), [32]. To se povećanje kreće u opsegu od 57 % (kod piljenja I i U nosača), pa sve do 87% kod piljenja kvadratnih profila, što u kumulativu predstavlja porast učešća mašinskog vremena piljenja za 52%.

Tabela 4.2 Procentualno učešće vremena glavnih operacija u obradnom centru

Obradak	Vrijeme manipulacije sa obratkom	Vrijeme operatora	Mašinsko vrijeme piljenja
	%		
Nosač I-18 do I-40	36 ÷ 32	7 ÷ 6	57 ÷ 62
Nosač U-18 do U-30	36 ÷ 33	7 ÷ 6	57 ÷ 61
Ravnokraki ugaonik 120x11 do 200x18	31 ÷ 26	6 ÷ 5	63 ÷ 69
Šina UIC 37 do UIC 60	34 ÷ 31	4 ÷ 3	62 ÷ 66
Kvadratni profil 60x60 do 140x140	17 ÷ 11	4 ÷ 2	79 ÷ 87
Kružni profil Ø80 do Ø90	13 ÷ 12	3 ÷ 2	84 ÷ 86

Sa povećanjem brzine pomoćnog kretanja značajno se skraćuje vrijeme piljenja, a time i tehnološko vrijeme rada obradnog centra, pri čemu se ne smije ugroziti stabilnost pilnog diska.

**Korak po jednom obrtaju** predstavlja veličinu pomoćnog kretanja kod mašina sa glavnim obrtnim kretanjem [121, 126, 131, 135]. Ovaj korak označava veličinu pomjeranja alata u pravcu piljenja za jedan pun obrtaj pilnog diska i označava se sa  $s$  [mm/ob]. Između veličina pomoćnog kretanja mogu se uspostaviti slijedeće veze:

$$s_z = \frac{s}{z} \left[ \frac{mm}{zub} \right], \text{ odnosno } s = z \cdot s_z \left[ \frac{mm}{ob} \right] \quad \dots(4.6)$$

$$s = \frac{u}{n} \left[ \frac{mm}{ob} \right], \text{ odnosno } u = n \cdot s \left[ \frac{mm}{min} \right] \quad \dots(4.7)$$

gdje je:  $s_z$  - korak po zubu,  $s$  - korak po obrtaju,  $z$  - broj zuba pilnog diska.



Za brzine pomoćnog kretanja  $u = (15 \div 300) \text{ mm/s} = (900 \div 18000) \text{ mm/min}$ , npr. za nazivnu brzinu vrtnje pilnog diska  $n = 986 \text{ min}^{-1}$ , korak po obrtaju kreće se u opsegu  $s = (0,91 \div 18,25) \text{ mm/ob}$ , sa korakom po zubu  $s_z = (0,003 \div 0,073) \text{ mm/zub}$  za ispitni pilni disk prečnika 1900 mm sa 250 zubaca po obodu.

**Proizvodnost pile** zavisi od obodne brzine pilnog diska, brzine njegovog primicanja i prodora kroz obradak (brzine pomoćnog kretanja), površine poprečnog presjeka obratka kao i njegovog hemijskog sastava, mase i temperature [99, 127]. Proizvodnost je definisana izrazom

$$q = u \cdot h \quad \dots(4.8)$$

Maksimalno moguća proizvodnost, a time i brzina pomoćnog kretanja, determinisana je dopuštenim obodnim silama na pilnom disku i pritiskom na zub [48]. Pri odsijecanju tvrdih metala ili metala sa nižim temperaturama, proizvodnost pile naglo opada. Kod kliznih pila proizvodnost se obično kreće u intervalu  $q = (2000 \div 6000) \text{ mm}^2/\text{s}$  [127].

**Veličina potpora (a)** bitno utiče na konstrukcione parametre obradnog procesa: dužinu translatornog pomjeranja (radni hod) pile u toku odsijecanja obratka ( $l_p$ ), visinu odrezane plohe ( $h$ ), broj zubaca u zahvatu ( $z$ ) i ugao zahvata pilnog diska sa obratkom ( $\alpha$ ).

Rezultati kompjuterske simulacije prikazani su u tabeli 4.3 za sve profile koji su tretirani u ovom radu. Pri tome je kao rezni alat primjenjen pilni disk prečnika  $D = 1900 \text{ mm}$  sa korakom zubaca  $t = 23,876 \text{ mm}$ . Grafička prezentacija izvedena je za kvadratni profil 115x115 mm (dijagrami 4.1, 4.2 i 4.3).

Tabela 4.3 Zavisnost konstrukcionih parametara obradnog procesa od veličine potpora

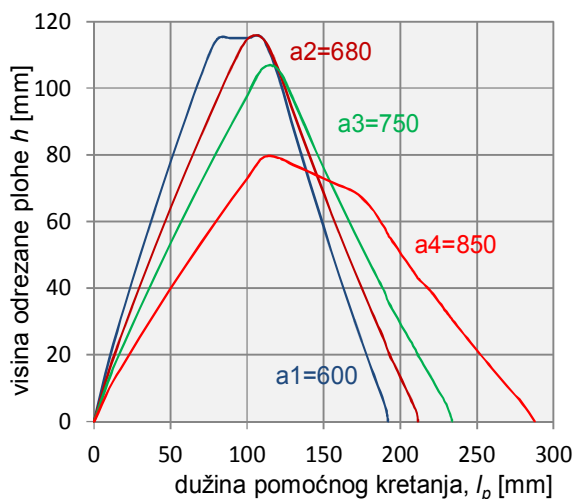
Obradak	Geometrijski parametri		Veličina potpora			
			a1	a2	a3	a4
			600	680	750	850
mm						
Kvadratni profil 115x115 mm	$l_{pmax}$	mm	192,0	211,5	234,5	287,5
	$h_{max}$	mm	115,0	115,0	106,0	79,0
	$z_{max}$	-	5,88	6,39	6,53	5,85
	$\alpha$	°	39,09	45,62	52,04	63,42
Pravougaoni profil 60x215 mm	$l_{pmax}$	mm	260,0	271,5	284,0	317,5
	$h_{max}$	mm	60,0	60,0	60,0	60,0
	$z_{max}$	-	3,14	3,45	3,86	5,01
	$\alpha$	°	39,16	45,72	52,14	63,45
Šina UIC 60	$l_{pmax}$	mm	233,0	245,0	259,0	294,5
	$h_{max}$	mm	57,0	61,0	68,0	69,0
	$z_{max}$	-	3,00	3,50	4,26	5,40
	$\alpha$	°	39,00	45,52	51,95	63,24
Nosач I-18	$l_{pmax}$	mm	240,0	255,0	272,5	315,0
	$h_{max}$	mm	29,4	20,75	19,3	16,9
	$z_{max}$	-	1,51	1,164	1,20	1,32
	$\alpha$	°	39,17	45,71	52,26	63,48
Nosач U-18	$l_{pmax}$	mm	231,7	245,0	260,30	298,0
	$h_{max}$	mm	28,8	23,18	21,2	20,0
	$z_{max}$	-	1,47	1,28	1,30	1,51
	$\alpha$	°	39,17	45,70	52,14	63,47

Na osnovu izloženog može se zaključiti slijedeće:

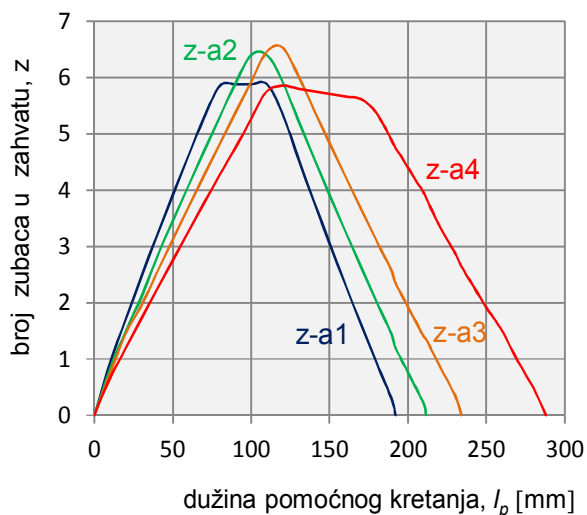
a) povećanjem potpora za 41% (od  $a1 = 600\text{mm}$  do  $a4 = 850 \text{ mm}$ ), povećava se translatorno pomjeranje pilnog diska tokom odsijecanja obratka; to povećanje je najmanje kod

pravougaonog profila (22%), a najviše (50%) kod kvadratnog profila, što predstavlja važan parametar prilikom projektovanja novih tehnoloških linija

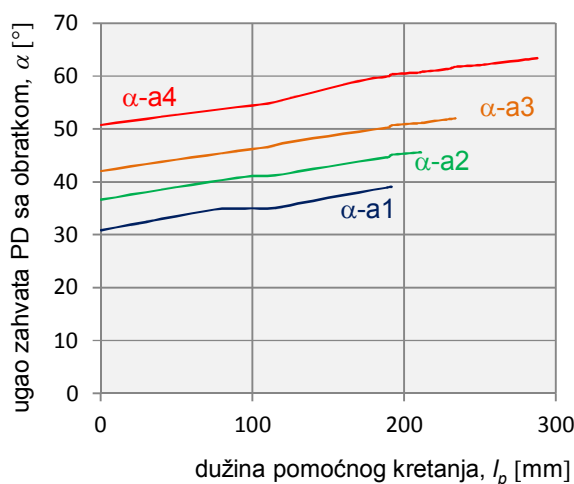
- b) tokom procesa piljenja kriva promjene broja zubaca u zahvatu sa obratkom u potpunosti korespondira sa promjenom visine odrezane plohe; što je manji broj zubaca u zahvatu, to je čak pri nižim otporima obrade ekvivalentno naprezanje u pilnom disku maksimalno, što je pokazalo numeričko i eksperimentalno ispitivanje (tabele 6.2 i 6.3) u poglavlju 6
- c) promjena ugla zahvata pilnog diska sa obratkom je linearna; sa povećanjem potpora ugao zahvata se povećava, što uslovljava povećanje otpora obrade, a time i veću vjerovatnoću pojave bočnog pomjeranja pilnog diska, čime se stvaraju uslovi nestabilnog rada pile
- d) manji potpor omogućava manje bočno pomjeranje pilnog diska, što njegov rad čini stabilnijim (u eksploataciji su bili česti zastoji radi izmjene pilnih diskova-svaka četiri sata po 20 minuta)
- e) sa povećanjem brzine pomoćnog kretanja bitno se povećava kapacitet (produktivnost) pile, a time znatno skraćuje mašinsko vrijeme piljenja obratka.



Dijagram 4.1. Visina odrezane plohe ( $h$ ) za različite vrijednosti potpora ( $a$ )



Dijagram 4.2 Broj zubaca u zahvatu ( $z$ ) za različite vrijednosti potpora ( $a$ )



Dijagram 4.3 Promjena ugla zahvata ( $\alpha$ ) tokom procesa piljenja kod različitih vrijednosti potpora ( $a$ )

S obzirom na činjenicu da najveći značaj kod projektovanja novih tehnoloških linija valjanja ima usaglašen ritam valjaoničke pruge sa proizvodnošću pile, može se zaključiti da je izbor potpora

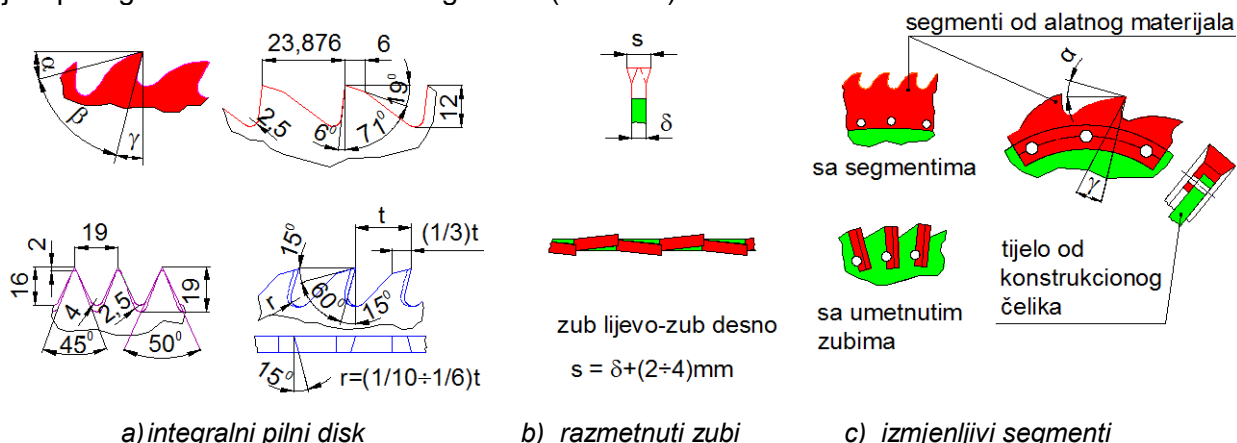
$a_2 = 680$  mm (koji odgovara originalnoj postavci na transportnoj liniji valjanja), opravdan i tehnički prihvatljiv sa aspekta optimiranja. Više zuba u zahvatu sa pilnim diskom (dijagram 4.2) determinišu stabilniji rad pile, a maksimalna visina odrezane plohe (dijagram 4.1) traje uski vremenski interval i naglo opada, što je povoljno sa aspekta opterećenja mehanizma glavnog pogona.

### 4.3 Osnovno o pilnom disku

Pilni disk predstavlja rotacionu, cirkularnu, tanku pločastu strukturu u vidu pilnog glodala. Zauzima istaknuto mjesto u obojenoj i crnoj metalurgiji, u drvenoj industriji, u građevinarstvu kod odsijecanja prirodnog granitnog kamena, kao i kod kućnih i medicinskih aparata i sl.

Primjena mu se zasniva na širokom rasponu brzina vrtnje, velikim ubrzanjima, usporenjima i visokim nazivnim momentima.

Proizvođači pilnih diskova do danas kontinuirano vrše istraživanja da dođu do optimalnih konstruktivnih rješenja u području velikih brzina. Iskustvo i intuicija karakterizirali su tehniku dimenzioniranja rotirajućih diskova početkom 19. vijeka. Dokazi o nosivosti rotirajućih diskova u kasnijoj fazi temeljili su se na eksperimentalnim ispitivanjima. Najnoviji pristup kreiranja pilnih diskova podrazumijeva primjenu principa „lakih konstrukcija“. Ovaj princip uslovio je razvoj novih materijala i tehnologija. U cilju iznalaženja optimalne konstrukcije pilnih diskova sa manjim rizikom pojave loma, vrše se istraživanja na diskovima od različitih materijala sa prevlakama ili ojačanjima na pojedinim dijelovima, a naročito na ozubljenjima. Pilni diskovi većih prečnika (iznad 250 mm), rijetko se izrađuju iz jednog komada (integralno), već se koriste umetnuti zubi ili zubi u vidu segmenata od brzoreznog čelika ili tvrdog metala, koji se mehanički pričvršćuju za tijelo pilnog diska od konstrukcionog čelika (slika 4.3).



Slika 4.3 Oblici izrade zubaca pilnog diska

Obično se pilni diskovi koriste sa grudnim uglom  $\gamma = (0 \div 30)^\circ$ . Za odsijecanje većih presjeka, a u cilju smanjenja površine strugotine pri piljenju i postizanju ravnomjernog rada, vrši se naizmjenično koso zaoštavanje bočne strane. Sličan efekat se postiže zaoštavanjem neparnih zuba za prethodno piljenje, a parnih zuba za naknadno piljenje. Na ovaj način strugotina se dijeli na tri dijela i smanjuje neravnomjernost piljenja. Za odsijecanje profila u vrućem stanju ( $800 \div 1050$ )°C, što je slučaj u željezarama, pored integralnog pilnog diska različitih formi zuba, često se koriste pilni diskovi sa razmetnutim zubima, kao i frikcionni pilni diskovi koje umjesto normalnih zuba imaju veliki broj sitnih zuba (dijagram 4.4). Zbog toga nastaje veliko trenje, intezivno razvijanje toplote i površinsko topljenje metala kojeg zubi pilnog diska odnose uz veliko prskanje varnica. Po pitanju tvrdoće zubaca, najveći zahtjevi su kod glodala.

U novije vrijeme pilni diskovi se izrađuju sa izmjenljivim pločicama od tvrdog metala sa i bez prevlaka, keramike ili super tvrdih materijala, naročito dijamantata. Nedostatak pilnih diskova sa izmjenljivim segmentima je u tome što je širina reza veća, a time i veći gubitak u materijalu. Prednost im se ogleda u velikom kapacitetu piljenja.

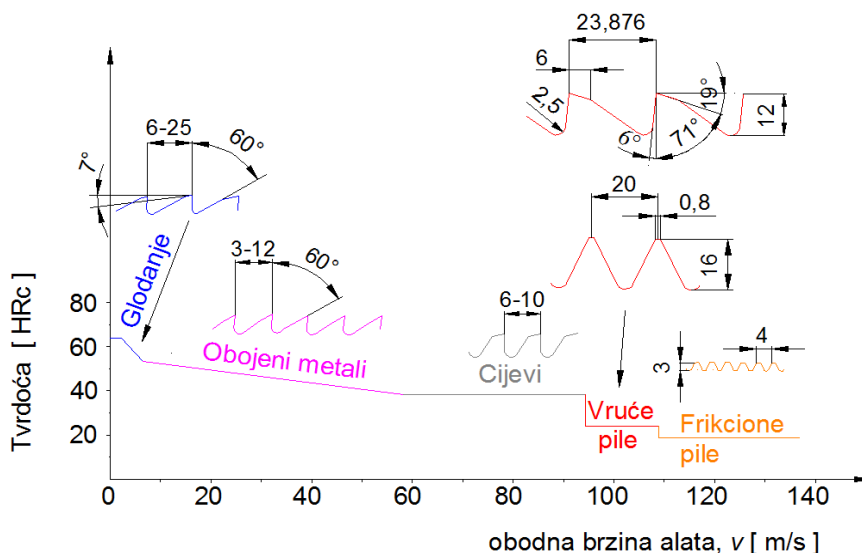
Izborom materijala i termičkom obradom zubaca postupkom kaljenja na tvrdoću od 64 HRC, uz racionalni sistem hlađenja pilnog diska, značajno se uvećava radni vijek pile. Pilni diskovi urađeni iz materijala sa hemijskim sastavom prikazan u tabeli 4.4 [43], zakaljeni na zateznu čvrstoću  $R_m = (1000 \div 1400) \text{ N/mm}^2$ , a potom otpušteni (da bi se smanjila zaostala naprezanja, poboljšala otpornost na visoke napregnutosti, a žilavost čelika povećala), izdržavaju do 20000 rezova na nosačima U6 i U8 bez oštrenja zuba. Inače, uobičajeno je da se sječivo treba oštriti poslije 6000 do 7000 rezova.

Tabela 4.4 Hemijski sastav materijala pilnog diska

C	Si	Mn	P	S <sub>max</sub>
%				
0,55 ÷ 0,58	0,19 ÷ 0,22	1,01 ÷ 1,11	0,041 ÷ 0,044	0,032

Za ove konkretne podatke iz prakse, brzina pomoćnog kretanja pile iznosila je (150 ÷ 200) mm/s pri brzini glavnog kretanja 100 m/s. Iz toga se vidi da pile za odsijecanje obratka u vrućem stanju imaju veliku proizvodnost.

Pilni diskovi prečnika do 2500 mm spadaju u alate velikog iskorištenja izrađeni sa kvalitetima čeličnih ploča zatezne čvrstoće  $R_m = (850 \div 1400) \text{ N/mm}^2$ . Primjenjuju se u čeličanicama i valjaonicama na pilama za odsijecanje profila u vrućem stanju (obično do 850°C). Kada se profil odsijeca ispod 250°C, primjenjuju se frikционе pile. Oba postupka piljenja predstavljaju odsijecanje trenjem.



Dijagram 4.4 Područje primjene pilnih diskova (Tompson), [48]

Pri odsijecanju materijala u vrućem stanju, osnovni uslov za normalnu eksploataciju pila je obezbjeđenje potrebne proizvodnosti i maksimalno mogućeg vijeka trajanja pilnih diskova, koji su u radu podvrgnuti velikom trošenju.

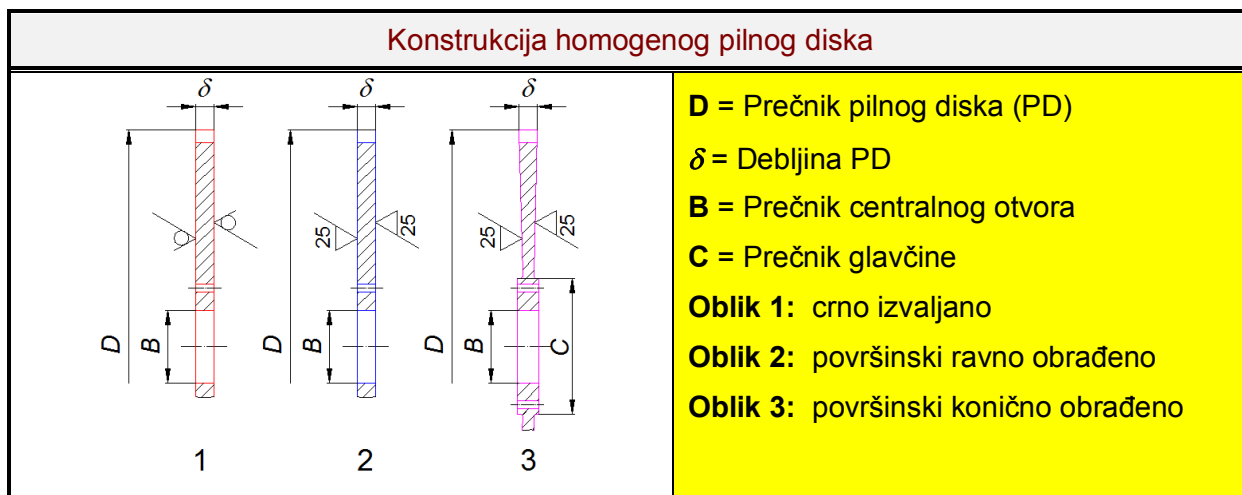
Usljed trenja za vrijeme piljenja, razvija se velika temperatura koja razmekšava obradak gotovo do plastičnog stanja, pri čemu su otpori piljenja mnogo manji kod zagrijanog materijala. Da bi se oslobodilo ostataka strugotine iz međuzublja, važno je dodavati sredstvo za hlađenje sa manjim pritiskom koji osigurava uspješno piljenje.

Zbog povećanja izdržljivost pilnog diska, izbor materijala potrebno je vršiti tako da se zadovolji odnos zatezne čvrstoće obratka na temperaturi piljenja i zatezne čvrstoće materijala pilnog diska u iznosu 1:10 (prema podacima Heslera prezentiranih u radu [43]). Materijal pilnog diska može se birati u spektru brzoreznih čelika na bazi volframa, molibdena i vanadijuma, kao i čelika za poboljšanje C60, nelegiranih ugljeničnih alatnih čelika npr. C70W1 itd.

Prekomjerna debljina pilnog diska uzrokuje visoka naprezanja koja dovode do zamorne pukotine, koja predstavlja postupno oštećenje materijala usljed dugotrajnih periodično promjenljivih opterećenja (naprezanja). Čak (80 ÷ 90)% svih lomova materijala imaju svojstvo loma od zamora materijala [128]. S druge strane, suviše tanki pilni disk ne izaziva zamorne pukotine, ali često ne može izdržati veća naprezanja. Zato se pri dizajniranju daje empirijski obrazac za debljinu diska [25, 48] u obliku

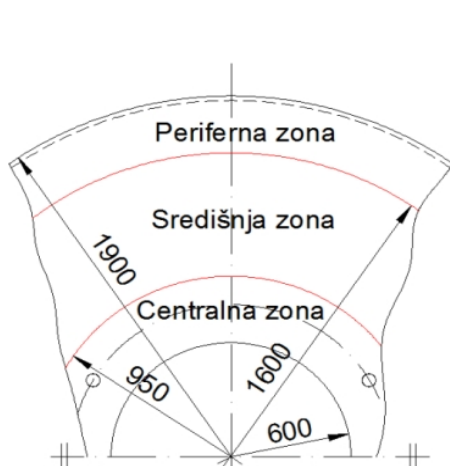
$$\delta = (0,18 \div 0,20)\sqrt{D} \quad \dots(4.9)$$

Na slici 4.4 dat je prikaz tri oblika izrade tijela homogenog pilnog diska: valjanjem, strojnom obradom jednake debljine diska i strojnom obradom koničnog oblika diska sa izraženom zonom glavčine.

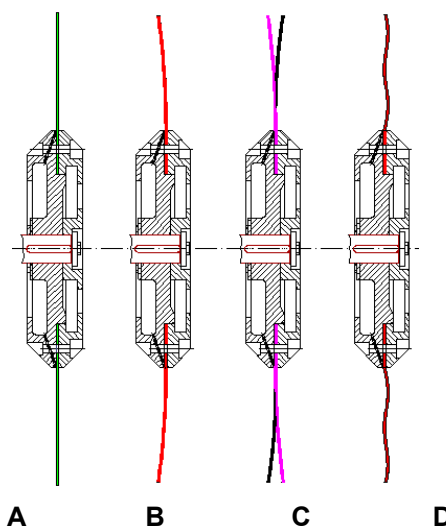


Slika 4.4 Konstrukcijski oblici tijela pilnog diska

Na slici 4.5 prikazane su tri karakteristične zone pilnog diska sa aspekta naprezanja: centralna, središnja i periferna zona [24, 28]. Zatezanje, koje uzrokuje veće tangencijalno naprezanje u perifernoj zoni, zadržava hladniji dio tijela koji je bliži centralnoj (unutrašnjoj) zoni pilnog diska.



Slika 4.5 Zone pilnog diska izložene naprezanju



Slika 4.6 Pilni disk bez i sa deformacijom

Periferna zona izložena je kompresiji. Kako su dvije zone pilnog diska sa različitim naponskim stanjima (središnje i rubno područje), javlja se izvijanje i poprečno pomjeranje diska, što uzrokuje odstupanje od ravne linije piljenja. Rezultat toga je nekvalitetno odrezana površina obratka.

Kada su naponska opterećenja u stabilnoj ravnoteži, pilni disk zadržava ravnost na povoljnim brzinama obrtanja tokom odsijecanja materijala. Ukoliko naponska opterećenja nisu u stabilnoj ravnoteži, pilni disk može izgledati identično jednom od prikaza na slici 4.6, [28].

Slučaj A predstavlja pilni disk koji je ravnomjerno napregnut prilikom obrtanja radnom brzinom, sa zategnutom oštricom. Naprezanja su u stabilnoj ravnoteži.

Slučaj B karakteriše napregnut „slobodan“ ili „otvoren“ disk, koji izgleda kao „zdjela“ jer ima prevelike napone u širokoj središnjoj zoni, uzrokujući da periferna zona bude smanjena i napregnuta. Grijanje u središnjoj zoni uobičajen je problem pošto je oštrica izložena velikom naprezanju. Drugim riječima, pilni disk se može izviti naprijed ili nazad, što uzrokuje nestabilno stanje. Tokom ovog izvijanja, pilni disk prolazi kroz naizmjenično savijanje.

Slučaj C predstavlja disk izložen velikim naprezanjima u širokoj perifernoj zoni, pri čemu je središnja zona sužena. Zbog pritiska periferna zona poprima savijen izgled. Ova pojava se također javlja kod brzohodnih pila, a grijanje u perifernoj zoni je uobičajeno.

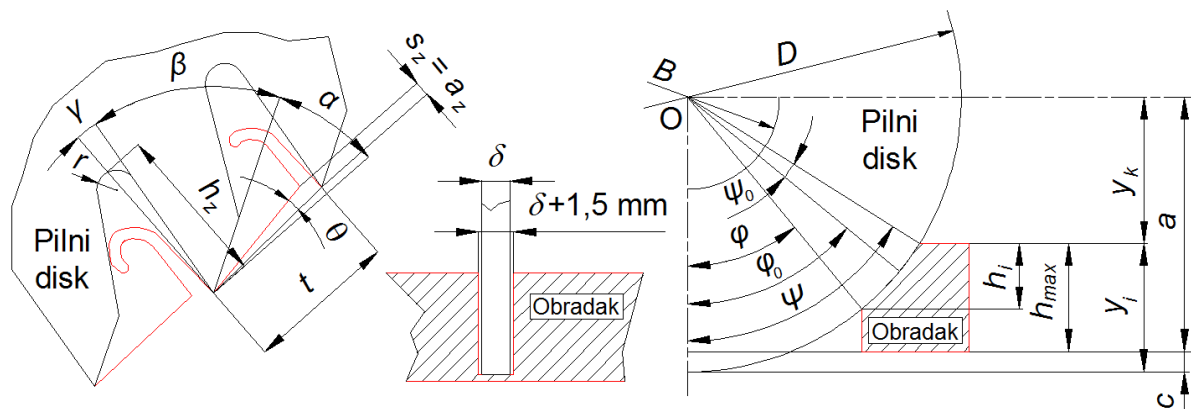
Slučaj D predstavlja pilni disk sa prevelikim naprezanjima i sadrži područja koja su pričvršćena, ali i labava.

Pilni diskovi rade u složenim uslovima i zbog toga im vijek trajanja zavisi od mnogo faktora: geometrijskih parametara diska i zubaca, karaktera zatupljenosti zubaca, načina izrade, korekcije u balansiranju diskova, tipa pile i stanja njenih dijelova, intenzivnosti hlađenja zubaca, parametara piljenja, prečnika steznih ploča pilnog diska, ugla kontakta pilnog diska sa rezanom ivicom, krutosti sistema, temperature rezanog materijala, hemijskog sastava materijala diska, karaktera ojačanja (učvršćenja) zubaca i dr.

Osnovni konstrukcijski parametri pilnog diska su:

- vanjski prečnik  $D$  [mm]
- debljina  $\delta$  [mm]
- unutrašnji otvor prečnika  $B$  [mm]
- korak između dva susjedna zuba  $t$  [mm]
- visina zuba  $h_z$  [mm]
- uglovi oštrice zuba pilnog diska  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  [°]
- dubina skidanja materijala na jedan zub  $s_z$  [mm/zub]
- broj zubaca u zahvatu  $z_z$ .

Prečnik pilnog diska kreće se u širokom opsegu  $D = (800 \div 2500)$  mm. Strugotinu skida obično jedan do šest zubaca u zahvatu, što ovisi od visine potpora, prečnika pilnog diska i koraka zubaca. Na slici 4.7 moguće je uspostaviti neke važnije korelacije između obratka i opšte geometrije pilnog diska tokom procesa piljenja.



Slika 4.7 Osnovni geometrijski parametri procesa piljenja

Tako, npr. veći ugao  $\theta$  podrazumijeva veću debljinu strugotine ( $a_z$ ) pridodanu na jedan zub

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{a_z}{t} \quad \dots(4.10)$$

Lučna dužina jednog koraka zuba pilnog diska

$$\bar{\ell} = \frac{D\pi}{z} \quad \dots(4.11)$$

Centralni ugao jednog zuba pilnog diska (ugao koraka)

$$\psi_0 = \frac{360}{z} [^\circ] \quad \text{ili} \quad \psi_0 = \frac{2\pi}{z} [\text{rad}] \quad \dots(4.12)$$

Ugao kontakta zuba sa materijalom obratka

$$\cos \psi = \frac{y_k}{\frac{D}{2}} = \frac{\frac{D}{2} - y_i}{\frac{D}{2}} = 1 - \frac{2y_i}{D} \quad \dots(4.13)$$

Kada se  $\cos \psi$  razvije u Maclaurin-ov red [126]

$$\cos \psi = \sum_{k=0}^{\infty} \frac{(-1)^k \psi^{2k}}{(2k)!} = 1 - \frac{\psi^2}{2!} + \frac{\psi^4}{4!} - \frac{\psi^6}{6!} + \dots \quad \dots(4.14)$$

a potom zanemare male vrijednosti od trećeg člana reda pa nadalje, dobija se

$$\frac{\psi^2}{2} = \frac{2y_i}{D} \quad \dots(4.15)$$

odnosno

$$\psi = 2 \sqrt{\frac{y_i}{D}} [\text{rad}] = 115 \sqrt{\frac{y_i}{D}} [^\circ] \quad \dots(4.16)$$

Na identičan način dobija se i vrijednost za ugao  $\varphi$

$$\varphi = 2 \sqrt{\frac{1}{2} - \frac{1}{D}(y_i - h_i)} [\text{rad}] = 115 \sqrt{\frac{1}{2} - \frac{1}{D}(y_i - h_i)} [^\circ] \quad \dots(4.17)$$

Kod različitih formi obradaka, veličina  $y_i$  poprima različite vrijednosti tokom procesa odsijecanja

$$\left. \begin{aligned} y_i &= c + (h_{\max} - h_i) \\ y_{\max} &= c + h_{\max} \\ y_{\min} &= c \\ c &= \frac{D}{2} - a \\ h_i &= (0 \div 140) \text{ mm} \end{aligned} \right\} \quad \dots(4.18)$$

gdje je  $a$  - visina potpora koja ima različite vrijednosti usklađene sa zahtjevima valjaoničkih linija. Kod odsijecanja obradaka obično se veličina  $c$  kreće u intervalu  $c = (40 \div 150)$  mm. Visina odrezane plohe na teškim valjaoničkim prugama poprima vrijednost i do  $h_{i\max} = 140$  mm.

Broj zubaca pilnog diska koji su u kontaktu sa materijalom obratka iznosi

$$z_i = \frac{\psi - \varphi}{\psi_0} = \frac{z}{\pi} \left( \sqrt{\frac{y_i}{D}} - \sqrt{\frac{1}{2} - \frac{1}{D}(y_i - h_i)} \right) \quad \dots(4.19)$$



U jednostavnijoj formi  $z_i$  se može izraziti u obliku

$$z_i = \frac{\widehat{\ell}_i}{t} \quad \dots(4.20)$$

gdje je :  $\widehat{\ell}_i$  - lučna dužina pilnog diska u kontaktu sa obratkom, [rad]  
 $t$  - korak zubaca pilnog diska, [mm].

Debljina strugotine koja dolazi na jedan zub pilnog diska u toku procesa piljenja

$$a_z = s_{\varphi_0} = s_z \cdot \sin \varphi_0 \quad \dots(4.21)$$

Maksimalna strugotina nastaje u momentu kada zub pilnog diska zauzme položaj  $\varphi = \psi$ , tj. na početku procesa piljenja

$$a_{zmax} = s_{zmax} = s_z \cdot \sin \psi \quad \dots(4.22)$$

Teži se ka izradi diska sa većim korakom zubaca uz povećanje njegove čvrstoće. Geometrija i korak zuba kod integralnih pilnih diskova (slika P2.4 - prilog 2) određeni su dijelom i kvalitetom materijala koji se odsijeca, kao i samom pilom.

Otpornost na trošenje zubaca uslovljeno je njihovim oblikom, tačnošću izrade, brzinom posmaka, stanjem i svojstvima obratka (naročito njegovom temperaturom za vrijeme piljenja). Obično oštri zupci ne izdržavaju intenzivan rad i brzo se tupe, naročito leđna površina zupca, što je razlog formiranja žarišta pukotina. Primjenom velikih brzina glavnog kretanja pile značajno se umanjuje uticaj zatupljenosti zubaca koja uglavnom zavisi od sile posmaka [25]. Sa povećanjem prečnika pilnog diska povećava se intenzitet trošenja zubaca. Eksperimentom je potvrđeno da je radni vijek pilnih diskova prečnika 900 mm dva puta veći od diskova prečnika 2000 mm. To se objašnjava smanjenjem stabilnosti većih pilnih diskova i dodatnim trenjem između diska i obratka. Povećanje prečnika pilnog diska dovodi i do povećanja gubitaka snage pile. Za smanjenje negativnog uticaja prečnika diska svrshishodno je povećati prečnik steznih ploča. Trošenje diskova zavisi od njihove zakrivljenosti. Što je ona veća, to je veći intenzitet trošenja zubaca. Zbog toga, korekcija diskova, čiji je rezultat otklanjanje njihove zakrivljenosti (pulzacije diska poslije korekcije su manje za 1 ÷ 5 mm), povećava postojanost diska (broj brušenja) 1,5 ÷ 2 puta. Što je niža temperatura i veća tvrdoća obratka, to je veći intenzitet trošenja. U praksi temperatura metala u trenutku odsijecanja mora biti veća od 800°C. Radijus zakrivljenosti u međuzublju je bitan faktor koji određuje vijek trajanja diskova. Između zubaca treba predvidjeti udubljenje određene zapremine koje mora biti veće od zapremine strugotine koja se skida sa metala (približno za 50%). Ta zapremina zavisi od oblika, visine i koraka zubaca, a također i od radijusa zakrivljenosti u osnovi zupca. U slučaju malog međuzublja, strugotina se sabija i lijepi za zub umjesto da ispadne, što u slijedećem zahvatu može prouzrokovati lom zuba. Što je veći promjer materijala koji se prosijeca veće je međuzublje, jer je put zuba kroz materijal dugačak, a količina strugotine znatna.

U cilju poboljšanja rada pile i povećanja proizvodnosti, razni proizvođači preporučuju slijedeće konstrukcione parametre pilnih diskova: korak zubaca  $t = (12,5 \div 25)$  mm, radijus zakrivljenosti  $r = (0,10 \div 0,33)t$ ; visina zuba  $h = 0,66t$  (u opsegu od 8 do max 20 mm). Preporučeni profili zubaca dati su na slici P2.4 (prilog 2).

Prilikom odsijecanja obratka, nepovratno se gubi dio materijala koji u vidu strugotine odlazi iz zone piljenja. Širina reza koja se ostvaruje procesom piljenja definiše se slijedećom relacijom:

$$\begin{aligned} & \text{Ukupna širina reza (ukupni gubitak materijala)} = \\ & = \text{debljina pilnog diska} + 2 \cdot \text{bočni zazor} + C \cdot (\text{standardno odstupanje prilikom piljenja}) \end{aligned}$$

U drvnoj industriji veličina  $C$  određena je osnovnim statističkim modelom profila rezane površine na velikom broju obradaka [59]. Npr., kada je  $C = 1,65$ , oko 5% rezane ravne površine mora se dodatno poravnavati nakon neregularnog piljenja. Efekti toplotnih naprezanja tokom odsijecanja obratka usljed trenja tijela pilnog diska o materijal, mogu bitno uticati na stabilnost (podrhtavanje) pilnog diska i prouzrokovati njegov lom. Pravilan izbor pilnog diska, uključujući i



kvalitet materijala od kojeg je izrađen, te izbor režima piljenja, ključni su za optimalne performanse piljenja. Rad oštrog pilnog diska ima velik uticaj na kvalitet odrezane plohe, postojanost alata i zamor materijala na pili.

#### 4.4 Naprezanja u rotirajućem disku konstantne debljine

U toku odsijecanja materijala pilni disk je izložen različitim naprezanjima i to [24]:

- od djelovanja centrifugalne sile
- od efekata oboda pile (opterećenja)
- od efekata različite veličine i oblika zubaca i materijala diska
- od sile rezanja
- od kontakta između tijela pilnog diska i materijala koji se odsijeca
- od spoja pilnog diska i steznih ploča
- od zaostalih naprezanja i sl.

##### 4.4.1 Naprezanja i deformacije od djelovanja centrifugalne sile

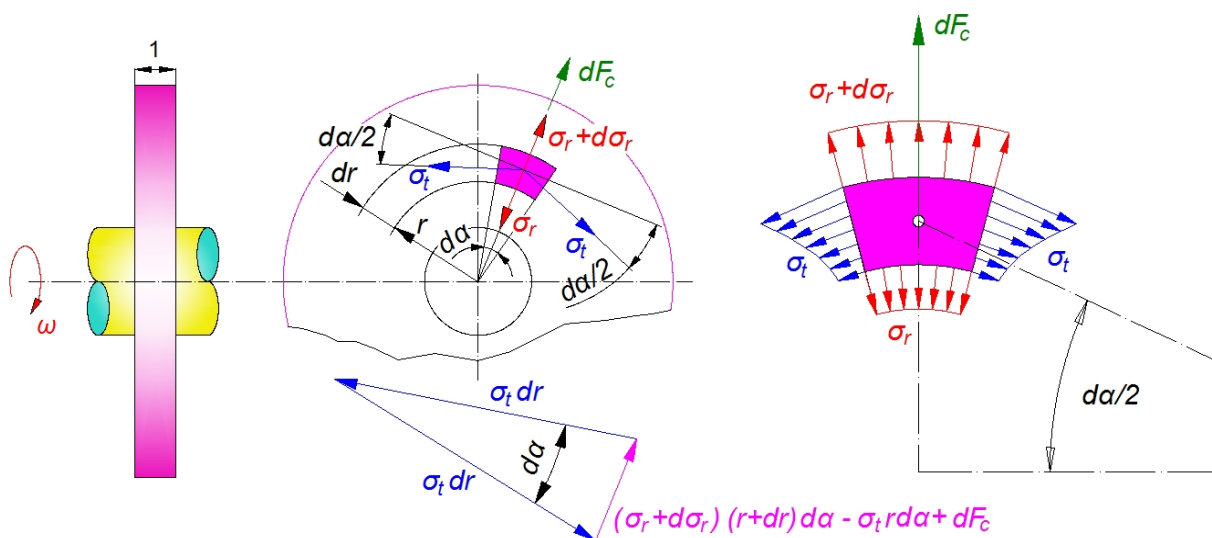
Ako se disk obrće oko ose okomite na ravan diska, koja prolazi kroz centar diska, na ploču djeluje centrifugalna sila usljed rotacije. Potencijalna energija deformacije se u tom slučaju sastoji iz dva dijela: jedan od savijanja, a drugi od centrifugalnog efekta. Da bi se skratio postupak računanja sopstvene frekvencije, primjenjuje se Southwell-ova teorema koja govori da se u nekom elastičnom sistemu restitucione (prigušne) sile mogu podijeliti u dva dijela, tako da je ukupna potencijalna energija jednaka zbiru parcijalnih potencijalnih energija [14]. Tada se sopstvena frekvencija ovakvog sistema može približno odrediti prema obrascu

$$\omega^2 = \omega_1^2 + \omega_2^2 \quad \dots(4.23)$$

gdje je:  $\omega_1$  - sopstvena frekvencija diska u stanju mirovanja  
 $\omega_2$  - sopstvena frekvencija diska usljed dejstva centrifugalne sile.

Da bi se tačno odredile deformacije usljed centrifugalnog efekta, posmatra se beskonačno mali element između dvije meridijalne ravnine koje zatvaraju ugao  $d\alpha$  i dvije koncentrične cilindrične površine s poluprečnicima  $r$  i  $r+dr$  (slika 4.8), [40].

Uzima se da je debljina elementa jednaka jedinici, a aksijalno naprezanje  $\sigma_x = 0$ . Za vrijeme rotacije diska na izdvojeni element djeluju radijalne i tangencijalne komponente naprezanja  $\sigma_r$  i  $\sigma_t$ , koje su funkcije poluprečnika  $r$ .



Slika 4.8 Naprezanje u disku konstantne debljine

Pri konstantnoj ugaonoj brzini rotacije  $\omega$  na izdvojeni element djeluje još i elementarna sila inercije

$$dF_c = dm \cdot r\omega^2 = \frac{\gamma r d\alpha dr \cdot 1}{g} r\omega^2 \quad \dots(4.24)$$

Kako sve sile djeluju u istoj ravnini, radi se o dvoosnom napregnutom stanju. Uslov dinamičke ravnoteže izdvojenog elementa glasi

$$(\sigma_r + d\sigma_r)(r + dr)d\alpha \cdot 1 - \sigma_r r d\alpha \cdot 1 - 2\sigma_t dr \cdot 1 \cdot \sin \frac{d\alpha}{2} + \frac{\gamma r d\alpha dr \cdot 1}{g} r\omega^2 = 0$$

gdje je  $\rho = \gamma/g$  - specifična masa materijala diska. S obzirom da je  $\sin d\alpha/2 \cong d\alpha/2$ , te ako se zanemare male veličine drugog reda, dobija se jednačina ravnoteže u obliku

$$d\sigma_r r + \sigma_r dr + d\sigma_r dr - \sigma_t dr + \frac{\gamma \omega^2 r^2}{g} dr = 0$$

odnosno

$$\sigma_r - \sigma_t + r \frac{d\sigma_r}{dr} = -\frac{\gamma \omega^2 r^2}{g} \quad \dots(4.25)$$

Uslov identičnosti deformacija izražen je relacijom

$$\frac{d\sigma_t}{dr} = -\frac{d\sigma_r}{dr} - \frac{1+\nu}{g} \gamma \omega^2 r \quad \dots(4.26)$$

gdje je  $\nu$  - Poisson-ov koeficijent. Deriviranjem izraza (4.25) po  $r$ , te koristeći relaciju (4.26) dobija se

$$\frac{d^2\sigma_r}{dr^2} + \frac{3}{r} \frac{d\sigma_r}{dr} = -\frac{3+\nu}{g} \omega^2 \gamma \quad \dots(4.27)$$

Opšti integral ove jednačine je

$$\sigma_r = A + \frac{B}{r^2} - \frac{3+\nu}{8g} \gamma \omega^2 r^2 \quad \dots(4.28)$$

Iz izraza (4.25) dobija se

$$\sigma_t = \sigma_r + r \frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\gamma \omega^2 r^2}{g} \quad \dots(4.29)$$

Deriviranjem izraza (4.28) po  $r$  slijedi

$$\frac{d\sigma_r}{dr} = -\frac{2B}{r^3} - \frac{3+\nu}{4g} \gamma \omega^2 r \quad \dots(4.30)$$

Kada se izraz (4.30) uvrsti u jednačinu (4.29), nakon potrebnih transformacija dobija se

$$\sigma_t = A - \frac{B}{r^2} - \frac{1+3\nu}{8g} \gamma \omega^2 r^2 \quad \dots(4.31)$$

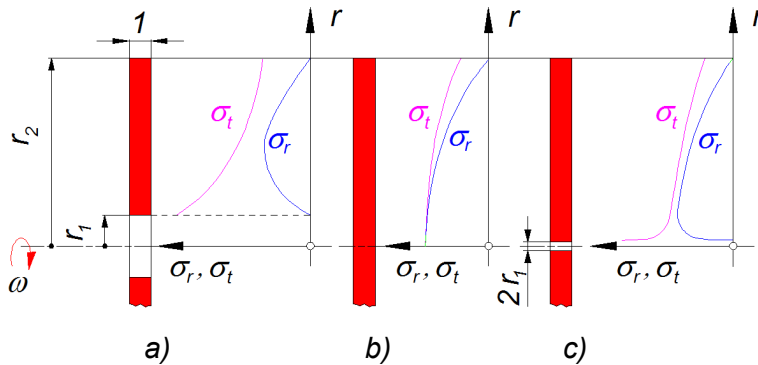
Integracione konstante  $A$  i  $B$  određuju se iz graničnih uslova (uslova na konturi diska). Posmatra se najčešći slučaj u praksi, tj. slučaj kada je disk s otvorom u sredini (dijagram 4.5-a).

Radijalna komponenta naprezanja  $\sigma_r$  za različite poluprečnike iznosi:

$$\text{za } r = r_1 \quad \sigma_r = A + \frac{B}{r_1^2} - \frac{3+\nu}{8g} \gamma \omega^2 r_1^2 = 0$$

za  $r = r_2$

$$\sigma_r = A + \frac{B}{r_2^2} - \frac{3+\nu}{8g} \gamma \omega^2 r_2^2 = 0$$



Dijagram 4.5 Raspodjela naprezanja u rotirajućem disku

Iz ove dvije jednačine proizlazi

$$A = \frac{3+\nu}{8g} \gamma \omega^2 (r_1^2 + r_2^2); \quad B = -\frac{3+\nu}{8g} \gamma \omega^2 r_1^2 r_2^2 \quad \dots(4.32)$$

Prema tome, jednačine (4.28) i (4.31) dobivaju oblik

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{3+\nu}{8g} \gamma \omega^2 \left( r_1^2 + r_2^2 - r^2 - \frac{r_1^2 r_2^2}{r^2} \right) \\ \sigma_t &= \frac{\gamma \omega^2}{8g} \left[ (3+\nu) \left( r_1^2 + r_2^2 + \frac{r_1^2 r_2^2}{r^2} \right) - (1+3\nu)r^2 \right] \end{aligned} \right\} \quad \dots(4.33)$$

Za sve vrijednosti  $r$  napreznja  $\sigma_r$  i  $\sigma_t$  su pozitivna. Deriviranjem jednačina (4.33) po  $r$  može se odrediti položaj elementa diska na koji djeluju maksimalne komponente i tangencijalna napreznja. Najveća vrijednost napreznja  $\sigma_r$  dobija se za  $r = \sqrt{r_1 r_2}$

$$(\sigma_r)_{max} = \frac{(3+\nu)}{8g} \gamma \omega^2 r_2^2 \left( 1 - \frac{r_1}{r_2} \right)^2 \quad \dots(4.34)$$

a najveća vrijednost napreznja  $\sigma_t$  iz uvjeta  $r = r_1$

$$(\sigma_t)_{max} = \frac{(3+\nu)}{8g} \gamma \omega^2 r_2^2 \left[ 2 + \left( 1 - \frac{1+3\nu}{3+\nu} \right) \frac{r_1^2}{r_2^2} \right] \quad \dots(4.35)$$

Polazeći od jednačina (4.34) i (4.35) može se zaključiti da je najveća tangencijalna komponenta napreznja uvijek veća od najveće radijalne komponente napreznja. Zato opasne tačke leže na unutrašnjoj konturi otvora diska, na udaljenosti  $r_1$  od ose rotacije, gdje je  $\sigma_r = 0$ . Na dijagramu 4.5-a prikazana je raspodjela  $\sigma_r$  i  $\sigma_t$  prema jednačinama (4.33) u zavisnosti od poluprečnika  $r$  i to kada je  $(r_1/r_2) = 1/4$ . Uslovi čvrstoće poklapaju se prema hipotezama o razaranju materijala: hipoteza najvećeg tangencijalnog (smicajnog) napreznja (Kulon), hipoteza najvećeg rada utrošenog na promjenu oblika (Huber-Mises-Hencky, skraćeno HMH) i hipoteza najvećeg normalnog napreznja (Galilej-Lame-Navije-Rankin), jer su  $\sigma_1 = (\sigma_t)_{max}$ ,  $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$ . Prema tome, čvrstoća diska biće osigurana ako je

$$(\sigma_t)_{max} = \frac{(3+\nu)}{8g} \gamma \omega^2 r_2^2 \left[ 2 + \left( 1 - \frac{1+3\nu}{3+\nu} \right) \frac{r_1^2}{r_2^2} \right] \leq \sigma_d \quad \dots(4.36)$$

Ako je otvor u disku vrlo malen,  $r_1 \ll r_2$ , onda se veličina  $(r_1/r_2)^2$  može zanemariti, te slijedi

$$(\sigma_t)_{max} = \frac{3+\nu}{4g} \gamma \omega^2 r_2^2 \quad \dots(4.37)$$

Na dijagramu 4.5c uočava se da se kod otvora vrlo malog prečnika naprezanje  $\sigma_t$  mijenja u blizini otvora veoma naglo. Osim toga, može se zaključiti da kod diska s otvorom u sredini najveće naprezanje ne mijenja se znatno pri promjeni poluprečnika otvora.

Kada se disk posmatra kao kružna ploča koja leži u koordinatnom sistemu Oxyz sa centrom u sredini ploče i u ravni Oxy, sa malom debljinom ( $\delta$ ) u smjeru z-ose, a sa srednjom površinom na  $z = 0$ , potencijalna energija elastične deformacije elementa  $dxdydz$  iznosi

$$dE_p = \left( \frac{\varepsilon_x}{2} + \frac{\varepsilon_y}{2} + \frac{\gamma_{xy}\tau_{xy}}{2} \right) dxdydz \quad \dots(4.38)$$

gdje su deformacije u tijelu diska primjenjujući Kirchoff-ove pretpostavke [132] koje se generališu na dvodimenzionalni problem savijanja konzolne grede sa zanemarljivim tangencijalnim naprezanjima, gdje se polje pomjeranja usljed rotacije poprečnog presjeka može izraziti preko

$$\left. \begin{aligned} u &= -z \frac{\partial w}{\partial x} \\ v &= -z \frac{\partial w}{\partial y} \\ w &= w(x, y) \end{aligned} \right\} \quad \dots(4.39)$$

Pod uslovom da se srednja površina ne deformiše, deformacije u ploči su [136]

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_x &= -z \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \\ \varepsilon_y &= -z \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \\ \gamma_{xy} &= -2z \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \end{aligned} \right\} \quad \dots(4.40)$$

Naprezanja u linearnom i izotropnom materijalu računaju se prema Hooke-ovom zakonu

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x &= \frac{E}{(1-\nu^2)} (\varepsilon_x + \nu \varepsilon_y) = -\frac{Ez}{(1-\nu^2)} \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) \\ \sigma_y &= \frac{E}{(1-\nu^2)} (\varepsilon_y + \nu \varepsilon_x) = -\frac{Ez}{(1-\nu^2)} \left( \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \\ \tau_{xy} &= G \gamma_{xy} = -\frac{Ez}{(1+\nu)} \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \end{aligned} \right\} \quad \dots(4.41)$$

gdje je:  $E$  - modul elastičnosti materijala ploče  
 $G$  - modul smicanja definisan izrazom (4.42).

Naprezanje  $\sigma_z$  u transverzalnom pravcu jednako je nuli jer iščezava na vanjskim slojevima ploče, a pošto je ploča male debljine, može se smatrati da ono iščezava po cijeloj debljini ploče.

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad \dots(4.42)$$

Integriranjem izraza (4.38) po zapremini  $V$  ili po površini  $A$  ploče i uvrštavanjem izraza (4.41), dobija se potencijalna energija elastične deformacije cijele ploče (deformacioni rad)

$$E_p = \iiint_V dV = \frac{D}{2} \iint_A \left\{ \left[ \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) + \left( \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) \right]^2 - 2(1-\nu) \left[ \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} - \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right)^2 \right] \right\} dx dy \quad \dots(4.43)$$

gdje je  $D = \frac{E\delta^3}{12(1-\nu^2)}$  - savojna krutost ploče debljine  $\delta$ .

Kinetička energija je

$$E_k = \frac{\rho\delta}{2} \int_A \dot{w}^2 dx dy \quad \dots(4.44)$$

Za slučaj kružne ploče (diska), primjenjuje se pogodniji polarno-cilindrični koordinatni sistem  $x = r \cos \theta$ ;  $y = r \sin \theta$ , te uvođenjem izraza za transformaciju derivacija iz pravougaonog u polarno-cilindrični koordinatni sistem

$$\frac{\partial}{\partial x} = \cos \theta \frac{\partial}{\partial r} - \frac{1}{r} \sin \theta \frac{\partial}{\partial \theta}; \quad \frac{\partial}{\partial y} = \sin \theta \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r} \cos \theta \frac{\partial}{\partial \theta}$$

jednačine (4.43) i (4.44) u polarno-cilindričnim koordinatama glase

$$E_p = \frac{D}{2} \iint_A \left\{ \left( \frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} \right)^2 - 2(1-\nu) \left[ \frac{\partial^2 w}{\partial r^2} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} \right) - \left( \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial \theta} \right) \right)^2 \right] \right\} r dr d\theta \quad \dots(4.45)$$

$$E_k = \frac{\rho\delta}{2} \int_A \dot{w}^2 r dr d\theta \quad \dots(4.46)$$

Potencijalna energija elastične deformacije izračunata prema izrazima (4.43) i (4.45), kada se uzme u obzir dejstvo centrifugalne sile [36] iznosi

$$E_p = \frac{E}{2(1+\nu)} \int_V \left\{ \frac{1-\nu}{1-2\nu} (\varepsilon_{rr}^2 + \varepsilon_{\theta\theta}^2 + \varepsilon_{zz}^2) - (\varepsilon_{rr}\varepsilon_{\theta\theta} + \varepsilon_{\theta\theta}\varepsilon_{zz} + \varepsilon_{zz}\varepsilon_{rr}) + (\varepsilon_{r\theta}^2 + \varepsilon_{rz}^2 + \varepsilon_{\theta z}^2) \right\} dV \quad \dots(4.47)$$

gdje su  $\varepsilon_{ij}$  ( $i = r, \theta, z$ ;  $j = r, \theta, z$ ) komponente Green-ovog tenzora naprezanja. Za ravno stanje naprezanja komponente tenzora naprezanja su

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_{rz} = \varepsilon_{\theta z} = \varepsilon_{zr} = \varepsilon_{z\theta} \\ \varepsilon_{zr} = \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{1}{2} \left( \frac{\partial w^2}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial r^2} \right) \\ \varepsilon_{\theta\theta} = \frac{1}{r} \left\{ \left( w + \frac{\partial v}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{2r} \left\{ \left( \frac{\partial w}{\partial \theta} - v \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial \theta} + w \right)^2 \right\} \right\} \\ \varepsilon_{r\theta} = \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{1}{r} \left\{ \left( \frac{\partial w}{\partial \theta} - v \right) + \frac{\partial w}{\partial r} \left( \frac{\partial w}{\partial \theta} - v \right) + \frac{\partial v}{\partial r} \left( \frac{\partial v}{\partial \theta} + w \right) \right\} \\ \varepsilon_{zz} = \frac{\nu}{1-\nu} (\varepsilon_{rr} + \varepsilon_{\theta\theta}) \end{aligned} \right\} \quad \dots(4.48)$$

gdje je:  $w$  - radijalna komponenta vektora pomjeranja  
 $v$  - tangencijalna komponenta vektora pomjeranja.

Uvrštavanjem (4.48) u (4.47) dobija se potencijalna energija u obliku

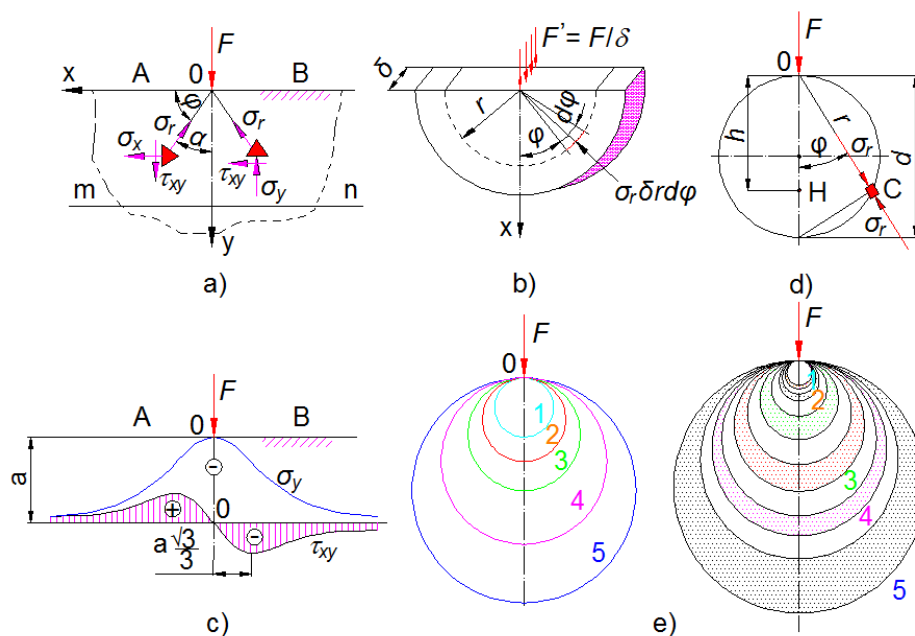
$$E_p = \frac{Eh}{2(1-\nu^2)} \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \left\{ \left[ \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{1}{2} \left( \frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial r^2} \right) \right]^2 + \frac{1}{r^2} \left[ w + \frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{1}{2r} \left[ \left( \frac{\partial w}{\partial \theta} - v \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial \theta} + w \right)^2 \right] \right]^2 \right\} + \left. \begin{aligned} &+ 2\nu \left[ \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{1}{2} \left( \frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial r^2} \right) \right] \cdot \left[ w + \frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{1}{2r^2} \left[ \left( \frac{\partial w}{\partial \theta} - v \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial \theta} + w \right)^2 \right] \right] + \\ &+ \frac{1-\nu}{2} \left[ \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{1}{r} \left[ \left( \frac{\partial w}{\partial \theta} - v \right) + \frac{\partial w}{\partial r} \left( \frac{\partial w}{\partial \theta} - v \right) + \frac{\partial v}{\partial r} \left( \frac{\partial v}{\partial \theta} + w \right) \right] \right]^2 \right\} r dr d\theta \end{aligned} \right\} \dots(4.49)$$

#### 4.4.2 Naprezanje od interakcije pilnog diska i obratka

Dvije su interakcije pilnog diska i obratka koje utiču na stabilnost rada pilnog diska:

- interakcija između zuba pile i obratka i
- interakcija između tijela pile i obratka [24].

Prvi tip interakcije predmet je analize ovog rada. Kada se pilni disk pod dejstvom sile približava obratku, tada se usljed elastičnih deformacija javljaju dodirne površine na kojima djeluju kontaktni naponi. Ova naprezanja su lokalnog karaktera i što se više udaljava od mjesta dodira oni opadaju. Na slici 4.9 prikazana je beskonačna poluravan na koju djeluje sila  $F$ , što predstavlja opšti pristup ovom problemu [74, 95]. Ovaj slučaj je Flamant-ov problem, koji se odnosi na raspodjelu naprezanja kod tanke ploče koja se prostire beskonačno nadole, lijevo i desno, a na jednom je mjestu pritisnuta linijskim opterećenjem po svojoj debljini  $\delta$ . Raspodjela napona u tom slučaju veoma je jednostavna (Flamant) i naziva se **prosta radijalna raspodjela**. Na neki element  $C$  na rastojanju  $r$  od napadne tačke sile  $F$  djeluje u radijalnom pravcu pritisak (slika 4.9-d).



Slika 4.9 Flamant-ov problem

Problem Flamant-a je specijalan slučaj opterećenja klina aksijalnom silom gdje su izrazi za komponentne napone u polarnim koordinatama [1]

$$\sigma_r = -\frac{2F \sin \varphi}{\pi r}; \quad \sigma_\varphi = 0; \quad \tau_{r\varphi} = 0 \quad \dots(4.50)$$

Prema izrazu (4.50), normalni napon  $\sigma_\varphi$  i tangencijalni napon  $\tau_{r\varphi}$  jednaki su nuli. Ovi komponentni naponi zadovoljavaju jednačinu ravnoteže [95]

$$\frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{\sigma_r}{r} = 0 \quad \dots(4.51)$$

Za  $r = 0$  (u napadnoj tački sile  $F$  naponi su teorijski beskonačni, jer konačna sila djeluje na beskonačno maloj površini), pa je naprezanje lokalno, te se ova tačka isključuje iz razmatranja. Inače, u stvarnosti, u napadnoj tački uvijek dolazi do izvjesnog tečenja materijala, pa je i rezultat taj da se sila raspoređuje po konačnoj površini [74]. Prema Saint - Venant-ovom principu ovi naponi brzo opadaju sa udaljavanjem od tačke 0. Dakle, rješenje ovog problema, isključujući tačku dodira 0, može se dobiti pomoću Airy-eve funkcije napona u obliku

$$\Phi = Cr\varphi \cos \varphi \quad \dots(4.52)$$

gdje je  $C$  konstanta funkcije napona  $\Phi$ . Konturni uslovi su zadovoljeni jer su duž prave  $AB$ , koja je neopterećena, naponi  $\sigma_\varphi = 0$ ;  $\tau_{r\varphi} = 0$ . Na cilindričnoj površini poluprečnika  $r$  djeluju unutrašnje sile koje se uravnotežavaju sa silom  $F$ , pa je ravnotežni uslov (slika 4.9-b)

$$\delta \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \sigma_r \cos \varphi (rd\varphi) = -\frac{4F'\delta}{\pi} \int_0^{\pi/2} \cos^2 \varphi d\varphi = -F'\delta = -F$$

Funkcija napona, uz zanemarivanje zapreminskih sila, mora zadovoljiti Maxwell-ovu jednačinu  $\nabla^4 \Phi = 0$ . Iz uslova invarijantnosti napona slijedi

$$\sigma_x + \sigma_y = \sigma_r + \sigma_\varphi = \nabla^2 \Phi \quad \dots(4.53)$$

gdje su  $r$  i  $\varphi$  oznake za ortogonalne smjerove polarnih koordinata. Nadalje je

$$\sigma_r = \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \varphi^2}; \quad \sigma_\varphi = \frac{\partial^2 \Phi}{\partial r^2}; \quad \tau_{r\varphi} = \frac{\partial^2 \Phi}{\partial r \partial \varphi} \quad \dots(4.54)$$

Laplace-ov operator iznosi

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \varphi^2} \quad \dots(4.55)$$

$$\nabla^2 \Phi = \frac{\partial^2 \Phi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \Phi}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \varphi^2} = \frac{\partial^2 \Phi}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \varphi^2} \quad \dots(4.56)$$

Međusobnom usporedbom očito je

$$\sigma_r = \frac{1}{r} \frac{\partial \Phi}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \varphi^2}; \quad \sigma_\varphi = \frac{\partial^2 \Phi}{\partial r^2}; \quad \tau_{r\varphi} = \frac{1}{r^2} \frac{\partial \Phi}{\partial \varphi} - \frac{1}{r} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial r \partial \varphi} = -\frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial \Phi}{\partial \varphi} \right) \quad \dots(4.57)$$

Na osnovu izraza (4.53) i (4.56) dobiju se slijedeće jednačine

$$\sigma_r = -\frac{2C}{r} \sin \varphi; \quad \sigma_\varphi = 0; \quad \tau_{r\varphi} = 0 \quad \dots(4.58)$$

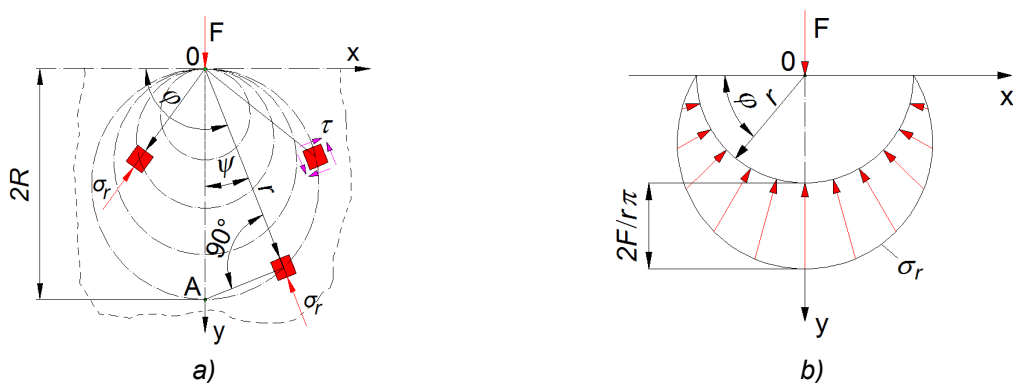
Iz izvedenih izraza (4.58) vidi se da u svakoj tački poluravni postoji samo radijalna komponenta (slika 4.10-a), dok su ostale komponente napona jednake nuli [1].

Vektor položaja kružnice čiji je centar na osi  $y$ , a tangira rub poluravni iznosi

$$r = 2R \cos \psi \quad \dots(4.59)$$

gdje je  $R$  poluprečnik kružnice. Kada se izraz (4.59) uvrsti u (4.58) i uzme u obzir transformacija  $\cos \psi = \sin \varphi$ , dobija se

$$\sigma_r = -\frac{C}{R} = const. \quad \dots(4.60)$$



Slika 4.10 Raspored napona kod polubeskonačne ploče opterećene koncentrisanom silom

Iz ovoga se može zaključiti da je radijalni napon duž svake kružnice, čije je središte na y osi i koji tangira rub poluravni konstantan. U presjecima koji sa radijalnim i cirkularnim smijerom grade ugao  $45^{\circ}$  (slika 4.10-a) javiće se maksimalni tangencijalni naponi

$$\tau_{max} = \frac{1}{2} \sigma_r \quad \dots(4.61)$$

Konstanta C iz izraza (4.58) dobija se iz ravnoteže polukruga poluprečnika r (slika 4.10-b). Ravnoteža svih sila u pravcu y ose iznosi

$$\sum F_y = 0 \quad \dots(4.62)$$

$$\int_0^{\pi} \sigma_r \sin \varphi r d\varphi + F = 0 \quad \dots(4.63)$$

Kada se uvrste vrijednosti (4.58) u (4.63) dobiće se

$$-2C \int_0^{\pi} \sin^2 \varphi d\varphi + F = 0 \quad \dots(4.64)$$

te je  $C = F/\pi$ , čime je određena konstanta C funkcije napona  $\Phi$ . U konačnom obliku funkcija napona glasi

$$\Phi = \frac{F}{\pi} r \varphi \cos \varphi \quad \dots(4.65)$$

Radijalni napon je negativan i iznosi

$$\sigma_r = -\frac{2F}{\pi r} \sin \varphi \quad \dots(4.66)$$

Time je potvrđen početni stav o aksijalno opterećenom klinu. Na nekoj horizontalnoj ravni m-n (slika 4.9) na udaljenosti a od ruba poluravni, komponentni naponi za pravouglo koordinat (za Dekart-ove ose) iznose

$$\sigma_x = \sigma_r \cos^2 \varphi + \sigma_{\varphi} \sin^2 \varphi - \tau_{r\varphi} \sin 2\varphi \quad \dots(4.67)$$

$$\sigma_y = \sigma_r \sin^2 \varphi + \sigma_{\varphi} \cos^2 \varphi + \tau_{r\varphi} \sin 2\varphi \quad \dots(4.68)$$

$$\tau_{xy} = \frac{1}{2} (\sigma_r - \sigma_{\varphi}) \sin 2\varphi + \tau_{r\varphi} \cos 2\varphi \quad \dots(4.69)$$

Za dati slučaj, pošto je  $\sigma_{\varphi} = 0$  i  $\tau_{r\varphi} = 0$ , slijedi

$$\sigma_y = \sigma_r \sin^2 \varphi \quad \dots(4.70)$$



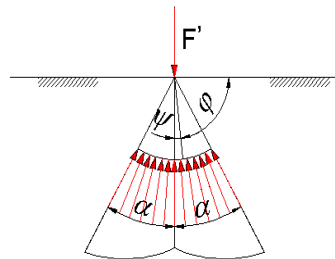
za  $\varphi = \pi/2$

$$\sigma_{y \max} = -\frac{2F}{\pi r} \quad \dots(4.71)$$

$$\sigma_x = \sigma_r \cos^2 \varphi \quad \dots(4.72)$$

$$\tau_{xy} = \frac{1}{2} \sigma_r \sin 2\varphi \quad \dots(4.73)$$

Dijagram rasporeda napona prikazan je na slici 4.9. U jednačini (4.63) pokazano je da je radijalna komponenta napona u polarnim koordinatama data izrazom (4.66) pri čemu je  $\sigma_\varphi = 0$  i  $\tau_{r\varphi} = 0$ . Iz ove postavke se vidi da ovakva raspodjela napona zadovoljava konturne uslove na jednom klinu, kako se uobičajeno naziva ovaj problem u teoriji elastičnosti koji je teorijski riješen (slika 4.11). Sa slike se uočava da je ugao  $\varphi = (\pi/2) - \psi$ .



Slika 4.11 Problem „klina“

Ovakva postavka ne zadovoljava uslove ravnoteže prema izrazu (4.66) jer je sila  $F$  na konturi poluravnini bila u ravnoteži sa radijalnim komponentama na polukružnici poluprečnika  $r$  (slika 4.9). Novi uslov ravnoteže u slučaju klina glasi

$$F' = 2 \int_0^\alpha \frac{\sin \varphi}{r} \cos \psi r d\psi = 2 \int_0^\alpha \cos^2 \psi d\psi$$

gdje je  $F'$  jedinično opterećenje. Pri ovome je pretpostavljeno je da je naprezanje u radijalnom smjeru na elementarnoj (jediničnoj) debljini

$$\sigma'_r = \frac{\sin \varphi}{r} = \frac{\cos \psi}{r}$$

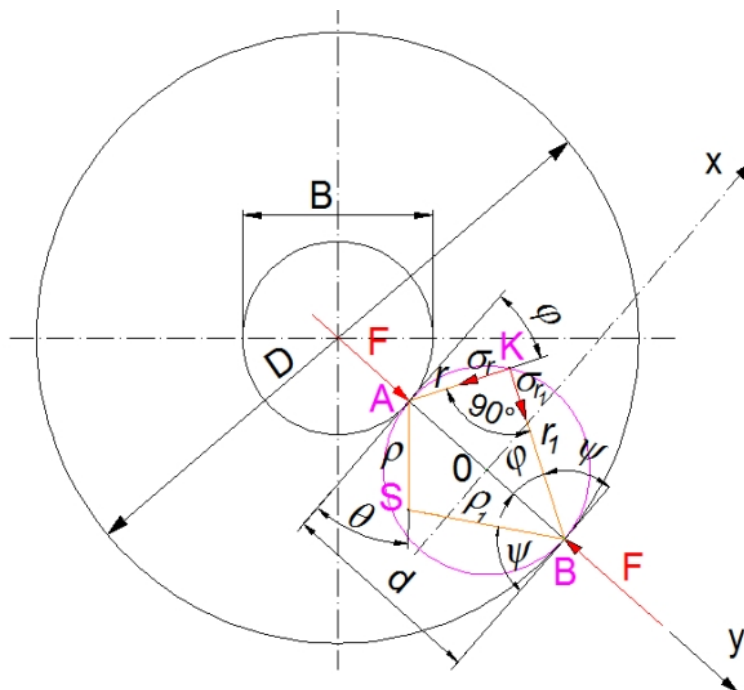
Za slučaj poluravnini i klina postoje dva slična rješenja za radijalne napone  $\sigma_r$  i  $\sigma'_r$

$$\frac{F}{F'} = \frac{\sigma_r}{\sigma'_r} \Rightarrow \sigma_r = \frac{F}{F'} \sigma'_r$$

Na sličan način može se posmatrati raspodjela naprezanja na zamišljenoj kružnoj ploči unutar pilnog diska na koju djeluju dvije aksijalne sile (slika 4.12). Rješenje ovog zadatka pripada Hertz-u [1], a dobija se na osnovu Flamant-ovog rješenja, kako je već prezentirano za napon  $\sigma_r$ , za slučaj djelovanja sile na poluravan prema jednačini (4.66). U tački (K) konture prečnika  $d$  vrijedi odnos  $(\sin \varphi / r) = (\cos \varphi / r_1) = 1/d$ .

Kada se ovaj slučaj uvrsti u jednačinu (4.66) dobija se

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= -\frac{2F}{\pi r} \sin \varphi = -\frac{2F}{\pi d} \\ \sigma_\varphi &= \tau_{r\varphi} = 0 \end{aligned} \right\} \quad \dots(4.74)$$



Slika 4.12 Pilni disk opterećen aksijalnim silama

Ovom rješenju se dodaje drugo koje odgovara naprezanju u poluravni čija bi stranica prolazila kroz tačku B u kojoj djeluje sila F. Odgovarajuće naprezanje u tački K iznosi

$$\sigma_{r_1} = -\frac{2F}{\pi r_1} \sin \psi$$

Isto kao i u prethodnom slučaju na tački konture K slijedi

$$\frac{\sin \psi}{r_1} = \frac{1}{d}$$

iz čega proizlazi

$$\sigma_{r_1} = -\frac{2F}{\pi d} = \sigma_r \quad \dots(4.75)$$

što po intenzitetu odgovara izrazu (4.74). U ovom razmatranju uzeto je u obzir da su iz uslova kružnice pravci  $r$  i  $r_1$  međusobno normalni u tački K. To znači da se superponiranjem ova dva rješenja u tačkama konture diska pojavljuje stanje biaksijalnog pritiska  $\sigma_r = \sigma_{r_1} = -2F/\pi d$ .

Poznato je iz rubnih uslova da je kontura diska neopterećena, pa je ovom rješenju potrebno dodati rješenje koje na konturi daje isto takvo biaksijalno zatezanje. Ovo se nalazi iz opšte Michell-ove diferencijalne jednačine u vidu sabirka, odnosno

$$\sigma_r = \sigma_{r_1} = 2C_0 = \frac{2F}{\pi d} \quad \dots(4.76)$$

Ovim se postiže da u graničnom pojasu diska, odnosno na njegovoj konturi budu zadovoljeni granični uslovi

$$\sigma_r = \tau_{r\varphi} = 0 \quad \text{za} \quad r = d \sin \varphi$$

Kako je  $\varphi + \psi = 90^\circ$ , to u svakoj tački oboda diska djeluju po dva jednaka pritiska.

Rezime gornjih razmatranja: Pod uticajem para koncentrisanih sila (slika 4.12) u disku se javljaju naponi koji odgovaraju superpoziciji izraza (4.74), (4.75) i (4.76) izvedenih u odnosu na

dva različita koordinatna sistema. Na osnovu jednačina transformacije, napone u proizvoljnoj tački S ploče treba svesti na zajednički pravougli koordinatni sistem Oxy, te slijedi

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x &= -\frac{2F}{\pi} \left( \frac{\sin \theta \cos^2 \theta}{\rho} + \frac{\sin \psi \cos^2 \psi}{\rho_1} - \frac{1}{d} \right) \\ \sigma_y &= -\frac{2F}{\pi} \left( \frac{\sin^3 \theta}{\rho} + \frac{\sin^3 \psi}{\rho_1} - \frac{1}{d} \right) \end{aligned} \right\} \dots(4.77)$$

pri čemu je  $d = \rho \sin \theta + \rho_1 \sin \psi$ .

U sredini kružne ploče veličine ovih komponenti su

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x &= \frac{2F}{\pi d} \\ \sigma_y &= -\frac{6F}{\pi d} \end{aligned} \right\} \dots(4.78)$$

## 4.5 Dinamika piljenja

Osnovni cilj ove analize u dinamičkom smislu je dinamička stabilnost sistema svih elemenata u radu: grupno i pojedinačno.

U dinamici piljenja pored rotirajućih elemenata mehaničkog sistema, koji osim kružnog istovremeno izvode i translatorno kretanje, učestvuju i spoljnji uticaji koji determinišu ponašanje pilnog diska, a to su:

- elektromotorni pogon
- vratilo sa spojnim elementima
- geometrijske karakteristike pilnog diska
- vanjski uticaji: otpori obrade, vibarcije usljed sila pobude (ekscitacije) i sl.

Pila kao mehanički sistem nije beskrajno kruta i ima različite stepene fleksibilnosti na različitim frekvencijama. Ovaj mehanički sistem suprostavlja se djelovanju poremećajnih sila preko svoje tri osnovne fizičke veličine: mase (odnosno inercije), krutosti i prigušenja. Pri modeliranju mehaničkog sistema pogodno je inerciju prikazati masom  $m$ , krutost predstaviti oprugom konstantne krutosti  $k$ , a prigušenje prikazati prigušnicom koeficijenta prigušenja  $c$ . Odgovarajuće sile mogu se zvati sila inercije, sila u opruzi (restituciona sila) i sila prigušenja. Smanjenje dinamičke krutosti obično znači degradaciju mehaničkog sistema, a povećanje dinamičke krutosti je obično izazvano nenormalnim režimima rada sistema, odnosno delovanjem statičkih sila na dijelove sistema.

Otpori obrade (sile piljenja) djeluju na pilni disk, a preko njega na mehanički sistem pile izazivajući određena naprezanja. Ove sile zavise od: materijala obratka, geometrije pilnog diska, te uslova njegovog hlađenja i podmazivanja ležajeva.

Pristupi analizi dinamičkih problema u radu pile mogu se svrstati u slijedeće tri osnovne kategorije: - analitički (matematički) pristup

- numerički pristup i
- eksperimentalni pristup.

Dinamičke karakteristike pile u najvećoj mjeri proističu iz svojstava mehaničkog sistema pile u čiji sastav, pored njegove nosive strukture, ulaze i pilni disk i obradak. Potrebno je da takav sistem bude dovoljno krut, kako bi tačnost i kvalitet reza odgovarali postavljenim zahtjevima. Međutim, radi se o elastičnom sistemu koji, teorijski posmatrano, posjeduje velik broj stepeni slobode kretanja. Rješavanjem odgovarajućeg sistema jednačina kretanja mogli bi se utvrditi glavni oblici njegovog vibriranja u pravcu maksimalnog sprezanja, odnosno relativnog

pomjeranja sječiva pilnog diska i obratka. Matematički tretman ovog zadatka je veoma složen, pa su praktični postupci u analiziranju dinamike mašinskog sistema orjentisani na simuliranje odgovarajućih modela korištenjem računarske tehnike. Praktičan značaj ima samo ograničen broj dinamičkih karakteristika, odnosno odgovarajućih glavnih oblika vibriranja, koji odgovaraju nižim sopstvenim frekvencijama mehaničkog sistema i odnose se aproksimativno, na frekventni opseg do 500 Hz [13].

U dinamičkom smislu problem naleta pilnog diska na obradak ne može se teorijski kvalitetno riješiti. Ovaj problem treba razmotriti jer i on može biti uzrok loma diska. Jedina realna mogućnost je eksperimentalni metod.

#### 4.5.1 Elektromotorni pogon (EMP)

Elektromotorni pogon je elektromehanički sistem namijenjen za uspostavljanje i održavanje kretanja radnih mehanizama, te za upravljanje njihovim mehaničkim kretanjem [41].

Glavni pogon pile radi u trajnom režimu sa intermitiranim opterećenjem, pri čemu treba razlikovati statička i dinamička stanja EMP-a u kojima se javljaju određene fizikalne veličine koje ih karakterišu. Tako se razlikuju:

- mehaničke veličine: brzina vrtnje, moment tereta, moment motora,...
- električne veličine: struja, napon, otpor,...
- magnetske veličine: tok, indukcija,...
- toplinske veličine: temperatura, količina toplote, ... i
- dinamičke veličine: moment inercije, krutost, prigušenje,...

Svaka mašina se sastoji iz motora, prenosnika i izvršnog organa ili mehanizma. Općenito riječ je o elektromotornom pogonu čiji su osnovni dijelovi:

- radni mehanizam (mehanizam glavnog kretanja pile)
- elektromotor - daje mehaničku energiju radnom mehanizmu
- spojni elementi - spajaju radni mehanizam i elektromotor (spojnica, remenice, ...)
- priključni i upravljački elementi - pomoću njih se EMP priključuje na izvor električne energije.

Momenti koji djeluju u EMP-u su:

- moment motora  $M_m$
- moment tereta  $M_t$
- moment ubrzanja (usporenja)  $M_u$ .

Osnovne varijable EMP-a su brzina vrtnje i moment mašine.

Dinamičko stanje EMP-a može se opisati dinamičkom ravnotežom momenata, odnosno opštom jednačinom kretanja rotirajućih masa mehanizma glavnog kretanja pile koja glasi

$$\sum M = M_m - M_t - M_u = 0 \quad \dots(4.79)$$

tj. poništava se suma svih obrtnih momenata na vratilu elektromotora i pilnog diska.

Za vrijeme praznog hoda EMP se nalazi u stacionarnom (statičkom) stanju [89], pri čemu se vremenski ne mijenja nijedna fizikalna veličina ( $n_0 = \text{const.}$ ,  $\omega_0 = \text{const.}$ ,  $M_t = M_0 = \text{const.}$ ,...). Ako se vremenski mijenja makar samo ijedna fizikalna veličina ( $n \neq \text{const.}$ ,  $\omega \neq \text{const.}$ ,  $M_t \neq \text{const.}$ ), EMP se nalazi u dinamičkom (nestacionarnom) stanju kada se, pored momenata motora  $M_m$  i tereta  $M_t$ , pojavljuje i moment ubrzanja ili usporenja  $M_u$  (u prelaznom stanju) kao posljedica djelovanja momenta inercije EMP-a. Moment  $M_u$  je reaktivan i on se kao izraz inercije (tromosti) mase opire svakoj promjeni brzine vrtnje, a u stručnoj literaturi često se zove i kinetičkim momentom  $M_k$ .

Prema II Newton-ovom zakonu koji opisuje ponašanje tijela kada na njega djeluje vanjsko opterećenje, jednačina (4.79) za rotacijsko kretanje može se pisati u obliku

$$M_u = M_m(\omega, t) - M_t(\omega, t) = \frac{d}{dt} J\omega = J \frac{d\omega}{dt} + \omega \frac{dJ}{dt} = J \frac{d\omega}{dt} + \omega \frac{d\varphi}{dt} \frac{dJ}{d\varphi} = J \frac{d\omega}{dt} + \omega \frac{dJ}{dt} \quad \dots(4.80)$$

gdje je:

- $J$  - ukupni moment inercije pogona (moment inercije svih rotirajućih elemenata reduciran na vratilo rotora motora, slika 4.13)
- $\omega$  - ugaona brzina
- $n$  - brzina vrtnje (broj obrtaja) rotora motora
- $\varphi$  - trenutni ugao vratila, položaj.

Izraz (4.80) pokazuje da se moment ubrzanja može promijeniti promjenom momenta inercije  $J$  i/ili brzine vrtnje  $\omega$ . Ako se moment ubrzanja mijenja samo sa promjenom brzine (motor isključen sa mreže kada je  $M_m = 0$ ), onda slijedi

$$M_u = J \frac{d\omega}{dt} = J \varepsilon = J \frac{d\varphi^2}{d^2t} = -M_t \quad \dots(4.81)$$

gdje je  $\varepsilon$  - ugaono ubrzanje. Moment opterećenja  $M_t$  usporava pogon do mirovanja. Tačno vrijeme zaustavljanja ne može se jednostavno odrediti analitički, pa se obično koristi grafička metoda.

Pri stacionarnom pogonskom stanju EMP-a u mehaničkom smislu, moment motora  $M_m$  i moment tereta  $M_t$  međusobno su jednaki

$$M_m = M_t \quad \dots(4.82)$$

Stacionarno stanje karakteriziraju i ostale jednačine

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt} = \text{const.}; \quad n = \text{const.} \quad \dots(4.83)$$

$$\frac{d\omega}{dt} = 0; \quad \frac{dn}{dt} = 0 \quad \dots(4.84)$$

$$\varepsilon = 0 \quad \dots(4.85)$$

$$M_u = 0 \quad \dots(4.86)$$

U tom stanju nema ubrzanja ili usporavanja, pa je brzina vrtnje konstantna, tj. ne postoji vremenska promjena brzine vrtnje. Svakom promjenom momenta tereta (u periodu piljenja), npr. povećanjem opterećenja od  $M_{t1}$  do  $M_{t2}$ , automatski se mijenjaju moment i brzina vrtnje motora (od  $M_{m1}$  do  $M_{m2}$ , respektivno od  $n_1$  do  $n_2$ ). To svojstvo automatskog prilagođavanja momenta elektromotora momentu opterećenja daje elektromotoru naročitu prednost pred ostalim vrstama motora.

Prelaz s jedne stacionarne tačke  $n_1$  na drugu  $n_2$  nužno dovodi, između dva stacionarna stanja, do mehaničkih prelaznih pojava EMP-a. U tom slučaju radi se o dinamičkom stanju EMP-a u mehaničkom smislu i tada nije ispunjen uslov jednakosti momenta motora  $M_m$  i momenta tereta  $M_t$ , pa je

$$M_m \neq M_t \quad \dots(4.87)$$

Tada je moment ubrzanja jednak razlici momenata motora i tereta (jednačina 4.81). Brzina vrtnje se mijenja

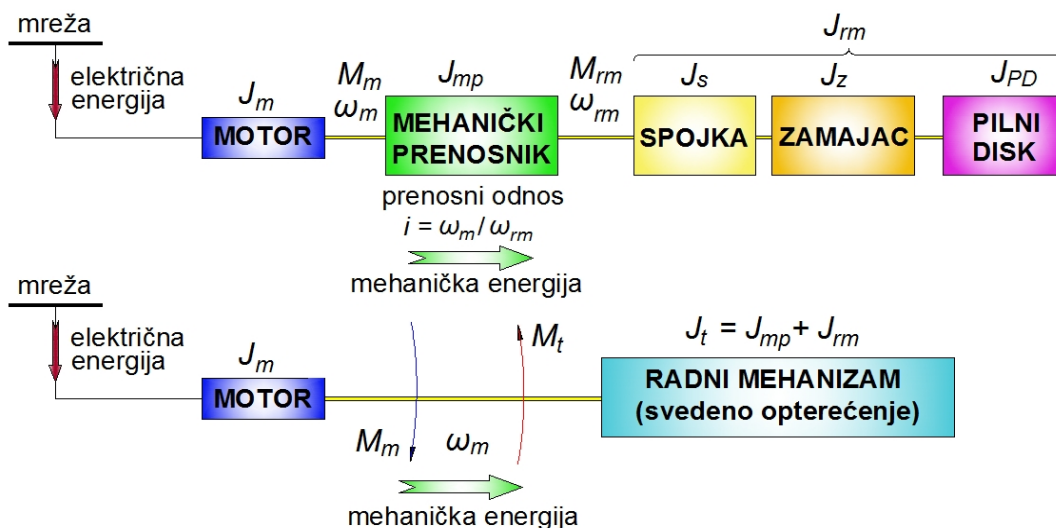
$$\omega \neq \text{const.}; \quad n \neq \text{const.} \quad \dots(4.88)$$

i to direktno sa povećanjem momenta ubrzanja

$$\frac{d\omega}{dt} = f(M_u) \neq 0; \quad \frac{dn}{dt} = f(M_u) \neq 0 \quad \dots(4.89)$$

U mehaničkom smislu jednačine (4.80) do (4.86) karakteriziraju statičko ili stacionarno stanje, a jednačine (4.87) do (4.89) dinamičko stanje EMP-a. Statička i dinamička stanja EMP-a međusobno se neprekidno izmjenjuju. Nemoguće je dovesti EMP u bilo koje stacionarno stanje, ili ga izvesti iz njega, a da se ne prođe kroz dinamičko stanje.

Za određivanje opterećenja koja djeluju, svrshishodno je stvarnu šemu mehanizma glavnog kretanja pile predstaviti u redukovanoj formi [66, 68], slika 4.13, ili u formi tromasenog rotirajućeg sistema: motor-zamajac-pilni disk kao na slici 4.14.



Slika 4.13 Šema povezivanja motora i radnog mehanizma - svođenje

Uticaj radnog mehanizma na statičke i dinamičke karakteristike pogona uzima se u obzir na taj način da se obrtni momenti i momenti inercije masa reduciraju (svedu) na jednu osu, a to je najčešće osa rotora motora.

Pogonski motor spregnut je sa obrtnim masama (zamajcem i pilnim diskom) preko mehaničkog (remenskog) prenosnika ( $i = 1$ ), slika P.2.2 (prilog 2). Radni mehanizam čine remenski prenosnik i sklop vratila pilnog diska (periflex spojnica, zamajac i pilni disk sa steznim pločama). U opštem slučaju, uticaj radnog mehanizma na statičke i dinamičke karakteristike pogona uzima se u obzir tako da se obrtni momenti i momenti inercije rotirajućih masa svedu na osu rotora motora.

Jednačina kretanja vratila (suma momenata), uz zanemarenje elastičnosti ima oblik

$$M_m(t) = M_t(t) + J \frac{d\omega_m(t)}{dt} \quad \dots(4.90)$$

gdje je:  $M_m$  - moment motora, [Nm]

$M_t$  - moment tereta, [Nm]; predstavlja moment radnog mehanizma sveden na osu rotora motora (moment opterećenja usljed procesa obrade piljenjem); najčešći slučaj u praksi je da pila prima spoljašnja opterećenja: aktivnu silu - pokretni moment vratila elektromotora, sile korisnih otpora (otpori piljenja obratka) i sile štetnih otpora (sila trenja u ležištima, otpori vazduha itd.) samo krajnjim masama

$\omega_m$  - ugaona brzina vrtnje rotora motora, [ $s^{-1}$ ]

$J$  - ukupni moment inercije svih rotirajućih masa sveden na osu rotora motora, [ $kgm^2$ ].

Drugi član izraza (4.90) određuje ubrzanje i usporenje pile, pa se naziva dinamičkim momentom

$$M_d(t) = J \frac{d\omega_m(t)}{dt} \quad \dots(4.91)$$

U stacionarnom stanju ovaj moment jednak je nuli, pa je  $M_m(t) = M_t(t)$ . U opštem slučaju je redukovani moment inercije masa svih elemenata mehanizma  $J = J_1 i_1^2 + J_2 i_2^2 + J_3 i_3^2 + \dots$

U konkretnom slučaju, za prenosni odnos remenskog para  $i = 1$ , ukupni moment inercije određen je momentom inercije motora  $J_m$  i momentom inercije tereta  $J_t$

$$J = J_m + J_t = J_m + (J_{mp} + J_{rm}) \quad \dots(4.92)$$

gdje je:  $J_m$  - moment inercije rotora motora

$J_{mp}$  - moment inercije remenskog prenosnika (pogonska i gonjena remenica)  
 $J_{rm} = (J_s + J_z + J_{PD})$  - moment inercije svih rotirajućih elemenata na vratilu pilnog diska: spojnice, zamajca i pilnog diska sa steznim pločama.

Pri redukciji momenta radnog mehanizma na osu rotora motora, polazi se od jednakosti snage realnog i svedenog sistema

$$\frac{M_{rm} \omega_{rm}}{\eta_{mp}} = M_t \omega_m \quad \dots(4.93)$$

gdje je  $\eta_{mp}$  - koeficijent iskorištenja mehaničkog prenosnika. Na temelju prethodnog izraza slijedi za moment tereta

$$M_t = \frac{M_{rm}}{\eta_{mp} \cdot i} \quad \dots(4.94)$$

gdje je  $i = (\omega_m / \omega_{rm}) = 1$ . Ako se snaga prenosi od radnog mehanizma na motor (kočni sistem rada pile), dobiva se izraz za moment tereta

$$M_t = \frac{M_{rm} \cdot \eta_{mp}}{i} \quad \dots(4.95)$$

Moment inercije sveden na vratilo motora ( $J_t$ ), dobija se na osnovu jednakosti kinetičkih energija

$$\frac{J_t \omega_m^2}{2} = \frac{J_{rm} \omega_{rm}^2}{2} \quad \dots(4.96)$$

Iz ovoga slijedi moment inercije tereta

$$J_t = \frac{J_{rm}}{i^2} = J_{rm}; \quad (i = 1) \quad \dots(4.97)$$

Newton-ova jednačina koja važi za sistem sa slike 4.13 glasi

$$M_m - M_t = (J_m + J_{mp} + J_{rm}) \frac{d\omega_m}{dt} \quad \dots(4.98)$$

Kada se u radnom mehanizmu masa  $m$  translatorno kreće brzinom  $u$ , onda se nadomješta ekvivalentnim momentom inercije tereta, koji se vrti brojem obrtaja motora, a također se određuje iz jednakosti kinetičkih energija realnog i svedenog sistema

$$J_t = m \left( \frac{u}{\omega} \right)^2 \quad \dots(4.99)$$

#### 4.5.1.1 Prelazni procesi

Prelazni procesi (puštanje i zaustavljanje) mnogih mašina za rezanje metala, za obradu drveta ili kamena, za valjanje itd. obavljaju se u odsustvu vanjskih otpora [90]. U vrijeme puštanja i zaustavljanja, elementi mašine se ispituju u odnosu na dinamičko ponašanje, pošto su dinamička naprezanja koja opterećuju rotor motora tokom rada najveća u prelaznim stanjima. Pod njima se obično misli na torzijska naprezanja vratila (u prelaznim stanjima i pri udarcima mogu poprimiti i veličine 20 puta veće od nominalnih [115]), centrifugalne sile, te ostala opterećenja koja nastaju zbog prenosa, oštećenja spojnice, remenskog prenosnika ili pilnog diska.

Dodatna mehanička naprezanja obuhvataju naprezanja koja nastaju kao posljedica ostalih nepravilnosti: loše izliveno kućište motora, nedovoljno učvršćeni limovi rotorskog paketa, loši dosjedi rotorskog paketa na vratilo, neispravnost ležajeva, rotorski štapovi nisu čvrsto u utorima te dolazi do radijalnih pomicanja tokom rada, ne postoji mogućnost uzdužnog širenja štapova u toku zagrijavanja i sl.

U praksi su veoma prisutna i termička naprezanja, kao i elektromagnetna, ali nisu predmet ovog rada.

#### 4.5.1.1.1 Analitičko izražavanje brzine i ubrzanja EMP-a

U dinamici prelaznih procesa kod proučavanja zakona kretanja mogu se, primjenom približne metode analitičkog izražavanja krivih  $\omega = \varphi(t)$  i  $\varepsilon = \gamma(t)$ , dobiti izrazi čije su karakteristike veoma bliske stvarnim uslovima koji vladaju pri zaletu i zaustavljanju EMP-a. Rezultati ispitivanja [89, 90] pokazali su da je najpodesnije primjenjivati jednačine koje predstavljaju parabole raznih stepeni. Tako se u periodu puštanja u rad daje familija parabola u obliku

$$y = \frac{an}{n-1} \left( x - \frac{x^n}{nb^{n-1}} \right) + c \quad \dots(4.100)$$

Za konstantne vrijednosti  $a$  i  $b$  i razne vrijednosti  $n$ , sve krive ove familije sijeku se u dvije tačke čije su apscise  $x = 0$  i  $x = b$ . Da bi se izrazila funkcija  $\omega = \varphi(t)$ , jednačinu (4.100) treba napisati u obliku

$$\omega = \frac{an}{n-1} \left( t - \frac{t^n}{nb^{n-1}} \right) + c \quad \dots(4.101)$$

Oblici krivih  $\omega = \varphi(t)$  određuju se iz početnih uslova:

$$\begin{aligned} \text{za } t = 0, \omega = 0, \frac{d\omega}{dt} = \varepsilon_1 \\ \text{za } t = t_1, \omega = \omega_y, \frac{d\omega}{dt} = 0 \end{aligned}$$

Ovdje je  $\omega_y$  uspostavljena ugaona brzina EMP-a,  $\varepsilon_1$  početno ugaono ubrzanje, a  $t_1$  je puno vrijeme zaleta. Iz prvog uslova ( $\omega = 0$ ) dobija se  $c = 0$ , a iz drugog ( $\frac{d\omega}{dt} = \varepsilon_1$ ) slijedi  $\varepsilon_1 = \frac{an}{n-1}$ .

Ukoliko je početno ubrzanje nepoznato, ne može se odrediti  $a$ . Pomoću trećeg i četvrtog uslova ( $\omega = \omega_y, \frac{d\omega}{dt} = 0$ ) nalazi se  $a = \frac{\omega_y}{t_1}$ ,  $b = t_1$ . Zamjenom vrijednosti konstanti  $a, b$  i  $c$  u izraz za  $\omega$  dobija se

$$\omega = \frac{\omega_y n}{t_1(n-1)} \left( t - \frac{t^n}{nt_1^{n-1}} \right) \quad \dots(4.102)$$

Ubrzanje se može napisati u obliku

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{\omega_y n}{t_1(n-1)} \left[ 1 - \frac{t^{n-1}}{t_1^{n-1}} \right] \quad \dots(4.103)$$

Uvodeći vrijednost  $a = \frac{\omega_y}{t_1}$ , početno ubrzanje (za  $t = 0$ ) postaje

$$\varepsilon_1 = \frac{\omega_y n}{t_1(n-1)} \quad \dots(4.104)$$

a jednačina (4.102) ima oblik

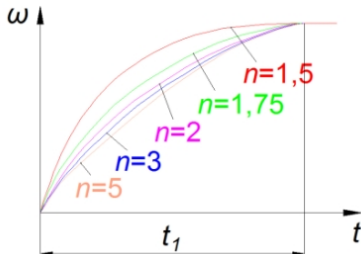
$$\omega = \varepsilon_1 \left( t - \frac{t^n}{nt_1^{n-1}} \right) \quad \dots(4.105)$$



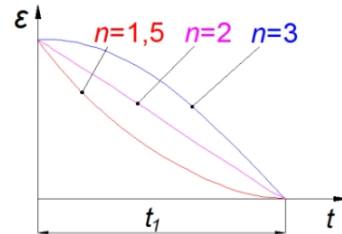
U svim jednačinama veličina  $n$  se može mijenjati u granicama  $1 < n < \infty$ . Na dijagramu 4.6 date su krive  $\omega = \varphi(t)$  za razne vrijednosti  $n$ . Ako je  $n = 2$  izrazi (4.102) i (4.105) pretvaraju se u jednačine kvadratne parabole, tj.

$$\omega = \frac{2\omega_y}{t_1} \left( t - \frac{t^2}{2t_1} \right) \quad \text{ili} \quad \omega = \varepsilon_1 \left( t - \frac{t^2}{2t_1} \right) \quad \dots(4.106)$$

Grafici ubrzanja  $\varepsilon$  za  $n > 2$  predstavljeni su konveksnim krivim, za  $n < 2$  konkavnim, a za  $n = 2$  pravim linijama (dijagram 4.7).



Dijagram 4.6 Teorijska kriva zaleta  $\omega = \varphi(t)$  za razne vrijednosti  $n$



Dijagram 4.7 Teorijska kriva ubrzanja  $\varepsilon = \gamma(t)$  za razne vrijednosti  $n$

Posljednja vrijednost za  $n$  odgovara specijalnom slučaju ravnomjerno opadajućeg ubrzanja

$$\varepsilon = \frac{2\omega_y}{t_1} \left( 1 - \frac{t}{t_1} \right) \quad \text{ili} \quad \varepsilon = \varepsilon_1 \left( 1 - \frac{t}{t_1} \right) \quad \dots(4.107)$$

koji se često primjenjuje pri proračunu zaleta EMP-a. Maksimalno početno ubrzanje iznosi

$$\varepsilon_1 = \frac{\Delta M}{J} \quad \dots(4.108)$$

gdje je:  $\Delta M$  - maksimalni prekomjerni moment  
 $J$  - redukovani moment inercije masa.

Za  $t = 0$  korištenjem jednačine (4.100) dobija se

$$\varepsilon_1 = \frac{\omega_y n}{t_1(n-1)} = \frac{\Delta M}{J} \quad \dots(4.109)$$

odakle proizlazi opšti izraz za veličinu  $n$

$$n = \frac{1}{1 - \frac{\omega_y}{\varepsilon_1 t_1}} \quad \dots(4.110)$$

Analitički izraz za puno vrijeme zaleta, odnosno vrijeme puštanja u rad glasi

$$t_1 = \frac{J}{\beta_1} \ln \frac{1}{1 - \alpha} \sum_{i=1}^k \left( 1 - \frac{\alpha}{1 + \mu} \right)^{i-1} \quad \dots(4.111)$$

pri čemu je:  $\beta_1 = (M + M_s)/\omega_0$  - početna tvrdoća prve regulacione karakteristike

$\alpha < 1$  - koeficijent nepotpunosti zaleta na datom stepenu  
 $\mu = M_s/\Delta M$ ;  $M_s$  - statički moment kojeg pogon treba da savlada.

Za srednje vrijednosti  $k$ ,  $\beta_1$ ,  $\alpha$  i  $\mu$  biće

$$t_1 \approx \frac{2\omega_y J}{\Delta M} \quad \dots(4.112)$$

Za određivanje brzine i ubrzanja kod kočenja EMP-a, primjenom približne metode analitičkog izražavanja krivih  $\omega = \varphi(t)$  i  $\varepsilon = \gamma(t)$  polazi se od jednačine familije parabola oblika

$$y = a \left( 1 - \frac{bn}{n-1} x + \frac{c}{n-1} x^n \right) \quad \dots(4.113)$$

koje imaju dvije zajedničke tačke za  $x = 0$  i  $x = x_1$ . U ovom slučaju, za razliku od jednačine (4.100), zajednička tačka koja odgovara  $x = x_1$ , mora biti na apscisnoj osi. Kada se u jednačinu (4.113) uvedu  $\omega$  i  $t$ , dobija se

$$\omega = \frac{a}{n-1} [ct^n - bnt + (n-1)] \quad \dots(4.114)$$

Iz početnih uslova ( $t = 0$ ,  $\omega = \omega_y$ ;  $t = t_1$ ,  $\omega = 0$  i  $(d\omega/dt) = 0$ ) nalazi se

$$a = \omega_y; \quad b = \frac{1}{t_1}; \quad c = \frac{1}{t_1^n} \quad \dots(4.115)$$

Kada se ove vrijednosti zamijene u jednačinu (4.114) biće

$$\omega = \frac{\omega_y}{n-1} \left[ \frac{t^n}{t_1^n} - \frac{nt}{t_1} + (n-1) \right] \quad \dots(4.116)$$

Za poseban slučaj, kada je  $n = 2$ , jednačina (4.116) predstavlja konkavnu parabolu

$$\omega = \omega_y \left[ \frac{t^2}{t_1^2} - \frac{2t}{t_1} + 1 \right] \quad \dots(4.117)$$

Sa povećanjem  $n$  kriva  $\omega = \varphi(t)$  po obliku se približava pravoj. Ubrzanje (usporenje) je

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{\omega_y n}{(n-1)t_1} \left[ \frac{t^{n-1}}{t_1^{n-1}} - 1 \right] \quad \dots(4.118)$$

Za  $n = 2$  grafik  $\varepsilon$  ima oblik prave

$$\varepsilon = \frac{2\omega_y}{t_1} \left( \frac{t}{t_1} - 1 \right) \quad \dots(4.119)$$

Što je veće  $n$ , kočenje je ravnomjernije. Kriva  $\varepsilon = \gamma(t)$  se pretvara u konveksnu parabolu, koja za  $n \rightarrow \infty$  postaje prava paralelna osi  $t$  ( $\varepsilon = \text{const.}$ ). Početno ubrzanje (za  $t = 0$ ) iznosi

$$\varepsilon_1 = -\frac{\omega_y n}{(n-1)t_1} \quad \dots(4.120)$$

gdje znak minus pokazuje da je pri kočenju kretanje usporavajuće. Maksimalno ubrzanje biće

$$\varepsilon_{1max} = \frac{M_{Tmax}}{J} \quad \dots(4.121)$$

Iz izraza

$$\frac{M_{Tmax}}{J} = \frac{\omega_y n}{(n-1)t_1} \quad \dots(4.122)$$

u kome su sve veličine date u apsolutnim vrijednostima i izostavljen znak minus, dobija se

$$n = \frac{1}{1 - \frac{\omega_y J}{M_{Tmax} t_1}} \quad \dots(4.123)$$

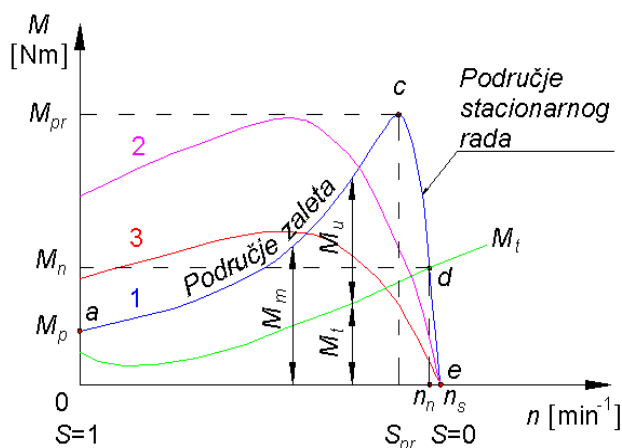
Za određivanje veličine  $n$  kod kočenja mogu se primijeniti formule izvedene za proces puštanja u rad. Može se uočiti da se maksimalni moment zaleta nalazi na samom početku procesa puštanja (na prvom stepenu), dok pri kočenju moment može imati maksimalnu vrijednost u bilo kom trenutku.

#### 4.5.1.1.2 Momentne karakteristike EMP-a

Da bi se EMP zaletio do stacionarne brzine vrtnje, potezni moment motora  $M_p$  mora biti veći od momenta tereta  $M_t$ . Razlika oba ova momenta je moment ubrzanja  $M_u$ . Potezni (polazni) moment je vrijednost momenta kojeg motor razvija u trenutku uključjenja. Moment je približno jednak odnosu kvadrata napona, a obrnuto proporcionalan odnosu kvadrata frekvencije.

Zaletnom karakteristikom asinhronog motora, koji se inače koristi za teške uslove pokretanja gdje je potreban veliki potezni moment [137], a koji pogoni mehanizam glavnog kretanja pile, definiše se promjena struje i momenta od trenutka uključjenja motora na mrežu, pa sve dok motor ne dostigne punu brzinu. Promjena ovog momenta daje se u obliku vanjske ili mehaničke krive  $M_m = f(n)$ , dijagram 4.8, čije su karakteristične tačke:

- polazni, odnosno potezni moment  $M_p$
- prekretni, odnosno maksimalni moment  $M_{pr}$
- nominalni, odnosno nazivni moment  $M_n$ .



Dijagram 4.8 Momentne karakteristike asinhronog motora

Na dijagramu 4.8 pojedine krive imaju slijedeće značenje:

kriva 1 - Prirodna karakteristika  $M_m = f(n)$

kriva 2 - Karakteristika sa uključenim otporom u kolu rotora

kriva 3 - Karakteristika u spoju zvijezda sa priključenim naponom 500 V i sa uključenim otporom u kolu rotora.

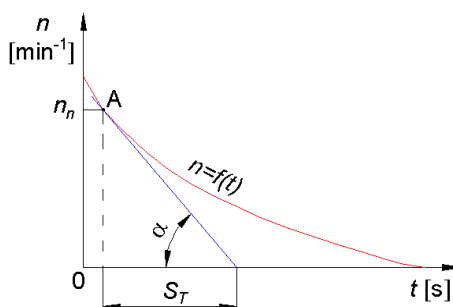
Prekretni moment  $M_{pr}$  kao važna veličina za izbor motora dat je u katalogu u vidu odnosa  $M_{pr} / M_n$ , a predstavlja odnos prekretnog i nominalnog momenta. Polazni (potezni) moment  $M_p$  može se odrediti ispitivanjem zaleta EMP-a pod uslovom da se poznaje moment inercije svih obrtnih masa pogona, pri čemu se vrši snimanje krive brzine obrtanja u funkciji vremena  $n = f(t)$  i to od trenutka uključjenja kada je motor mirovao ( $n = 0$ ), pa do postizanja brzine praznog hoda  $n_o$ . Potezni moment  $M_p$  mora biti veći od momenta tereta (momenta opterećenja)  $M_t$  da se motor može pokrenuti. Dio a-c krive momenta (područje zaleta) pri radu elektromotora na prirodnoj karakteristici može se odrediti dovoljno tačno ispitivanjem zaleta, ali strmi dio krive momenta c-e ne može se dovoljno tačno odrediti ogledom zaleta. Međutim, dio d-e dobija se tačno u ogledu opterećenja, pa se dio c-d približno nadopuni.

Kod asinhronih motora motorsko područje (uključujući zalet) ograničeno je sa dva pogonska stanja: mirovanje ( $n = 0 \Rightarrow S = (n_s - n)/n_s = 1$ ) i sinhronizam ( $n = n_s \Rightarrow S = 0$ ), dijagram 4.8. Za klizanje  $S = 1$  (kratki spoj, motor stoji) motor ima neki potezni moment  $M_p$ . S povećanjem brzine moment raste do maksimalnog ili prekretnog momenta  $M_{pr}$ . Nakon toga se smanjuje

prema nuli u sinhronizmu. Normalno radno područje asinhronog motora je između prekretnog klizanja  $S = S_{pr}$  i sinhronizma  $S = 0$  [63].

Sa ubacivanjem otpora u kolo rotora ove prirodne karakteristike kod klizno-kolutnih asinhronih motora mogu se mijenjati. Prema tome, pokretanje EMP-a vrši se pomoću otpornika koji se za vrijeme zaleta nalaze u kolu rotora. Tokom zaleta otpor se postepeno isključuje. Kod sniženog napona (kriva 3), umjesto 380V pri spoju u trokut (kriva 1) motor se priključi na 500 V u spoju zvijezda, pa je napon po fazi  $500/\sqrt{3}$ . Tada se ne mijenja maksimalno klizanje, ali se maksimalni moment smanjuje sa kvadratičnim odnosom napona. Nakon što motor za vrijeme zaleta pređe brzinu vrtnje koja odgovara prekretnom momentu  $M_{pr}$ , moment ubrzanja  $M_u$  počinje naglo padati s porastom brzine vrtnje i u trenutku dostizanja brzine vrtnje bliske sinhronoj ( $n_o = 994 \text{ min}^{-1}$ ,  $n_{sin} = 1000 \text{ min}^{-1}$ )  $M_u = 0$ . Stacionarna brzina vrtnje dobije se u sjecištu momentne karakteristike motora i karakteristike tereta (slika 4.8). Povećanjem brzine vrtnje tokom zaleta smanjuje se klizanje (S), inducirani napon i struja pokretanja. Kod direktnog pokretanja struja pokretanja je velika, a potezni moment relativno mali.

Karakteristika zaustavljanja prikazana je na dijagramu 4.9. Za razliku od zalijetanja, ovdje se određuje usporenje.



Dijagram 4.9 Karakteristika zaustavljanja

Kroz tačku A koja npr. odgovara nominalnoj brzini vrtnje ( $n_n$ ) povuče se tangenta do presjeka sa apscisom. Subtangenta ( $S_T$ ) koja predstavlja vremensku razliku naziva se fiktivno zaustavljanje i ono bi bilo jednako stvarnom zaustavljanju kada bi otporni moment bio stalan. Međutim, kako otporni moment zavisi od brzine, brzina se smanjuje sve sporije, a stvarno vrijeme trajanja zaustavljanja je duže. Usporenje u tački A je  $dn/dt = tg\alpha = n_n/S_T$

Pri zaustavljanju EMP-a u svakom trenutku važi zakon inercije za obrtno kretanje, tj. da je moment otpora jednak dinamičkom [50]:

$$M = J \frac{d\omega}{dt} \quad \dots(4.124)$$

Za savladavanje otpornog momenta koji tada postoji jedino usljed mehaničkih gubitaka, troši se isključivo kinetička energija zamajnih masa, koja se stalno smanjuje uz opadanje brzine. Množenjem prethodnog izraza sa ugaonom brzinom dobija se trenutna snaga

$$P_{meh} = M \omega = J \omega \frac{d\omega}{dt} = J \omega \frac{\pi}{30} \frac{dn}{dt} = J \left( \frac{\pi}{30} \right)^2 n \frac{dn}{dt} = \left( \frac{\pi}{30} \right)^2 J n tg\alpha \quad \dots(4.125)$$

Pošto je u eksperimentalnom ispitivanju motor bio mehanički spregnut sa pilnim diskom, mehanički (kočioni) gubici dobiju se iz izraza

$$P_{meh} = P_0 - P_{FeTV} \quad \dots(4.126)$$

gdje je:  $P_0$  - snaga praznog hoda

$P_{FeTV}$  - gubici u snazi (u željezu statora, trenja u ležištima i ventilaciji motora).

U posebnom slučaju za  $n = n_n$  (tačka A, dijagram 4.9), kada su mehanički gubici nominalni biće

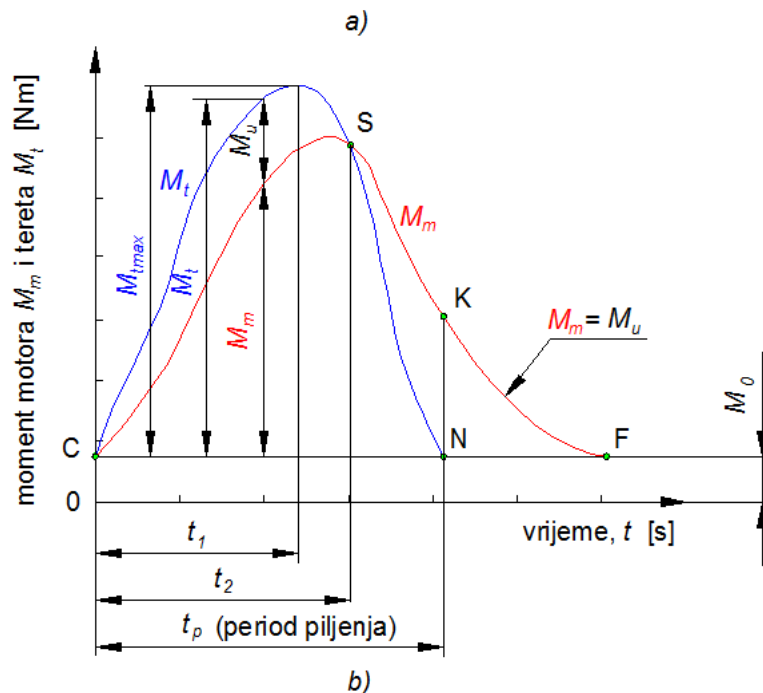
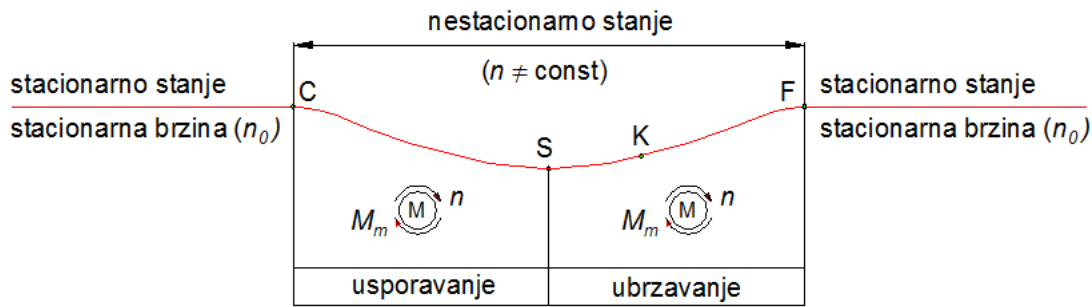
$$P_{mehn} = \left( \frac{\pi}{30} \right)^2 J \frac{n_n^2}{S_T} \quad \dots(4.127)$$

Kada se poznaju mehanički gubici, moment inercije rotirajućih masa mehanizma glavnog kretanja pile ogledom zaustavljanja pri brzini vrtnje praznog hoda ( $n_0$ ) određuje se iz obrasca

$$J = \left(\frac{30}{\pi}\right)^2 P_{meh} \frac{S_T}{n_0^2} \quad \dots(4.128)$$

#### 4.5.1.2 Nestacionarni uslovi rada EMP-a

Proces piljenja je tipično dinamički proces koji odgovara nestacionarnom stanju ( $n \neq const.$ , dijagram 4.10-a,b). Pri tome se u radu povećava, odnosno smanjuje opterećenje koje neposredno utiče na broj obrtaja EMP-a.



Dijagram 4.10 a) Motorno pogonsko stanje EMP-a u toku procesa piljenja

b) Konstrukcija krivih  $M_m = f(t)$  i  $M_t = f(t)$

- $0 < t < t_1$   $M_t > M_m, M_u > 0$
- $t = t_1$   $M_t = M_{tmax}, M_t > M_m, M_u > 0$
- $t = t_2$   $M_t = M_m, M_u = 0$
- $t = t_p$   $M_t = 0, M_m = M_u$
- $t > t_p$   $M_t = 0, M_m = M_u$

Proces piljenja karakteriše motorno pogonsko stanje, kod kojeg je obrtanje EMP-a u smjeru motornog okretnog momenta  $M_m$ , pri čemu se javljaju tri slučaja:

1. brzina vrtnje opada: moment motora  $M_m$  manji je od momenta tereta  $M_t$ , te moment ubrzanja  $M_u$  ili tzv. kinetički moment  $M_k$  koči pogon (područje krivih  $M_m$  i  $M_t$  od tačke C do S);  $t_1$  - vrijeme dostizanja maksimalnog tereta (trenutak odsijecanja obratka najveće površine strugotine);

2. brzina vrtnje se ne mijenja ( $n=\text{const}$ ): moment motora  $M_m$  jednak je momentu tereta  $M_t$  (tačka S), te je moment ubrzanja  $M_u = 0$ . Pogon je u stacionarnom radnom stanju;  $t_2$  – trenutak kada moment motora dostiže vrijednost momenta tereta;
3. brzina vrtnje raste: moment motora  $M_m$  veći je od momenta tereta  $M_t$  (područje krivih  $M_m$  i  $M_t$  od tačke S do K, pa sve do tačke F kada se dostiže stacionarna brzina vrtnje  $n_0$ ), pri čemu moment ubrzanja ubrzava pogon.

Prvo motorno stanje je kočiono, a druga dva su radna. Pojašnjenje ovakvom motornom pogonskom stanju je sljedeće: zub pilnog diska pri ulasku u materijal obratka zadire naglo pri najvećoj debljini strugotine, koja se zatim pri daljnjem kretanju zuba sve više smanjuje, tako da zub napušta materijal mirno i bez potresa (slučaj kao kod istosmjernog glodanja). Pri ulasku zuba u materijal nastaje naglo opterećenje koje dostiže maksimum u trenutku najvećeg neposrednog kontakta pilnog diska sa materijalom, tj. kada je najveći broj zuba u zahvatu, odnosno maksimalna visina odrezane plohe, a samim tim maksimalna kontaktna površina odsijecanog materijala. U EMP-u gdje je ugrađen zamajac (kao u ovom slučaju), u dijelu procesa piljenja kada je  $M_m > M_t$  brzina se povećava i izvjestan izvršeni rad akumulira se u obliku kinetičke energije u zamajcu koji djeluje kao akumulator energije [88]. Potom se ova energija upotrebljava u onom dijelu procesa piljenja kada je  $M_t > M_m$ .

Kada se zanemare elektromagnetni procesi u motoru i prihvati da je njegova momentna karakteristika u radnom dijelu linearna, onda se uz konstantan moment tereta u jediničnom intervalu vremena moment motora može, za vrijeme trajanja opterećenja, izračunati kao funkcija vremena iz sljedećeg obrasca

$$M_{mi} = 9550 \frac{P_{mi} - P_{ukg}}{n_{mi}} = M_{ti} \left( 1 - e^{-\frac{t_p}{T_{emeh}}} \right) + M_0 e^{-\frac{t_p}{T_{emeh}}} \quad \dots(4.129)$$

pri čemu je:  $P_{mi}$  - snaga koju motor uzima iz mreže u nekom vremenu  $t_i$

$P_{ukg} = P_{Cu} + P_{FeTv}$  - ukupni gubici u bakru i željezu statora, trenja u ležištu i ventilaciji

$M_{mi}$  - moment motora za određeni interval vremena trajanja opterećenja

$M_0$  - moment praznog hoda

$M_{ti}$  - moment tereta konstantnog iznosa za određeni interval vremena trajanja opterećenja

$t_p$  - trajanje opterećenja (vrijeme piljenja)

$T_{emeh}$  - elektromehanička vremenska konstanta bez dodatnog otpora u kolu rotora

$$T_{emeh} = \frac{J\omega_0 S_n}{M_n} \quad \dots(4.130)$$

$J$  = - moment inercije svih rotirajućih masa reduciran na osovinu motora

$\omega_0$  - ugaona brzina neopterećene osovine motora

$S_n = (n_{sin} - n_0)/n_{sin}$  - nazivno klizanje (klizanje motora kod nazivnog opterećenja)

$M_n$  - nazivni moment motora.

Kod prestanka opterećenja moment motora iznosi

$$M_m = M_0 \left( 1 - e^{-\frac{t_p}{T_{emeh}}} \right) + M'_t e^{-\frac{t_p}{T_{emeh}}} \quad \dots(4.131)$$

pri čemu je  $M'_t$  - moment tereta na kraju perioda opterećenja (u trenutku prestanka piljenja).

Na osnovu izraza (4.124), uzimajući u obzir dodatne otpore u kolu rotora, u nekom i-tom periodu opterećenja moment tereta ( za slučaj  $M_{ti} > 0$ ) računa se iz izraza

$$M_{ti} = \frac{M_{mi} - M_{poci} \cdot e^{-\frac{t_{pi}}{T'_{emeh}}}}{\left( 1 - e^{-\frac{t_{pi}}{T'_{emeh}}} \right)} \quad \dots(4.132)$$

gdje je:  $T'_{emeh}$  - elektromehanička vremenska konstanta sa dodatnim otporom u kolu rotora  
 $M_{poci}$  - moment motora na kraju prethodnog perioda opterećenja ( $M_{poci} = M_{m(i-1)}$ ); u početnom intervalu vremena piljenja jednak je momentu praznog hoda  $M_0$   
 $t_{pi} = t_i$  - trajanje i-tog intervala opterećenja

$$T'_{emeh} = \frac{S'_n}{S_n} T_{emeh} \quad \dots(4.133)$$

$S'_n$  - stvarno klizanje zbog dodatnog otpora u kolu rotora.

Kada je  $M_{ti} < 0$ , tada je moment tereta u i-tom periodu opterećenja

$$M_{ti} = \frac{M_{mi} - M_{poci} \cdot \left( 1 - e^{-\frac{t_{pi}}{T'_{emeh}}} \right)}{e^{-\frac{t_{pi}}{T'_{emeh}}}} \quad \dots(4.134)$$

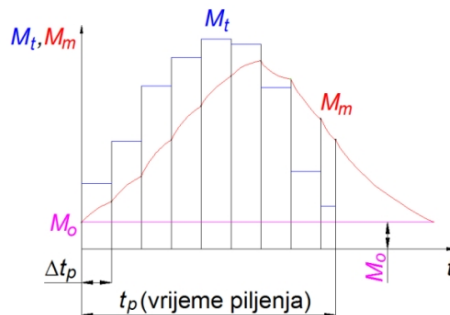
Kako je moment motora u praznom hodu

$$M_0 = 9550 \frac{P_0 - P_{FeTV}}{n_0} \quad \dots(4.135)$$

to efektivni (stvarni) moment tereta u i-tom periodu opterećenja iznosi

$$M_{efi} = M_{ti} - M_0 \quad \dots(4.136)$$

Grafička interpretacija obrazaca (4.129) i (4.132) data je na dijagramu 4.11.



Dijagram 4.11 Šema konstrukcije krivih  $M_t$  i  $M_m$

Cijelo područje vremena piljenja  $t_p$  podijeljeno je na unaprijed izabrane intervale vremena  $\Delta t_p$ . Kriva promjene momenta tereta  $M_t$  prikazana je u obliku histograma, a momenta motora  $M_m$  u obliku eksponencijalne krive.

Momenti motora  $M_m$  i  $M_t$  imaju značajnu ulogu u definisanju dinamičkog stanja pile. Zbog toga je u procesu piljenja potrebno utvrditi karakter njihove promjene u uslovima povećane proizvodnosti pile, a da se pri tome ne ugrozi njena dinamička stabilnost.

#### 4.5.1.3 Gubici EMP-a u praznom hodu

Ukupna snaga koju motor uzima iz mreže troši se na pokrivanje svih gubitaka koji postoje u elektromotoru pri praznom hodu.

Pojedini gubici [50] su:

- gubici u bakru statora  $P_{Cu01}$
- gubici u željezu statora  $P_{Fe1}$
- gubici u bakru rotora  $P_{Cu02}$
- gubici u željezu rotora  $P_{Fe2}$
- zbir mehaničkih gubitaka od trenja u ležištima i ventilaciji  $P_{TV}$ .

U praktičnim primjerima proračuna ovih gubitaka uzima se da je  $P_{Cu01} \approx 0$ ,  $P_{Cu02} \approx 0$  i  $P_{Fe2} \approx 0$ . Gubici u snazi  $P_{FeTV}$  odnose se na gubitke u željezu statora, te trenja u ležištima i ventilaciji motora  $P_{FeTV} = P_{Fe1} + P_{TV}$ . Na osnovu nazivnih podataka o elektromotoru, ovi gubici praktično se ne mijenjaju kod promjene opterećenja i iznose 4,2% od njegove nazivne snage ( $P_{FeTV} = 0,042P_n$ ). Računajući i gubitke u statoru, ukupni gubici u bakru elektromotora kod nazivnog opterećenja i sa dodatnim otporom u kolu rotora  $P_{Cund}$  iznose 9,6% ( $P_{Cund} = 0,096P_n$ ). Kod različitih opterećenja od nazivnih preračunavanje se vrši preko kvadratnog odnosa snage opterećenja i nazivne snage

$$P_{Cu} = P_{Cund} \left( \frac{P_m}{P_n} \right)^2 \quad \dots(4.137)$$

To znači da pri nazivnom opterećenju sa dodatnim otporom ukupni gubici u motoru iznose 13,8% od čega su 4,2% konstantni, a 9,6% promjenjivi.

Utrošena snaga pri praznom hodu EMP-a bez mehaničke sprege sa pilnim diskom jednaka je zbiru gubitaka u bakru statora  $P_{Cu01}$ , gvožđu statora  $P_{Fe1}$  i mehaničkih  $P_{TV}$ , tj.

$$P'_0 = P_{Cu01} + P_{Fe1} + P_{TV} \cong P_{Fe1} + P_{TV} = P_{FeTV} \quad \dots(4.138)$$

#### 4.5.1.4 Neravnomjernost kretanja EMP-a

Promjena momenta tereta u toku procesa piljenja (dijagram 4.10) prouzrokuje neravnomjernu rotaciju pilnog diska. Ako se sa  $\omega_{max}$  označi najveća, a sa  $\omega_{min}$  najmanja ugaona brzina, tada je koeficijent neravnomjernosti kretanja definisan izrazom

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{sr}} = 2 \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{max} + \omega_{min}} = 2 \frac{n_{max} - n_{min}}{n_{max} + n_{min}} \approx \frac{K}{J} \quad \dots(4.139)$$

pri čemu je:  $\omega_{sr}$  - srednja ugaona brzina  
 $J$  - moment inercije rotirajućih masa  
 $K$  - konstanta.

Promjena ugaone brzine očigledno će zavisiti od dimenzija zamajca; sa povećanjem njegovog momenta inercije, može se sve više i više približiti jednoj apsolutno jednolikoj ugaonoj brzini. Zbog promjena momenta tereta, pogonski elektromotor uzima iz mreže pulzirajuću snagu. Kod elektromotora velike snage, kao što je slučaj sa pilama, to ima neugodne posljedice na neke potrošače priključene na istu mrežu. Neravnomjernost kretanja mehanizma izaziva u kinematičkim parovima dodatna dinamička opterećenja, snižava stepen iskorištenja mehanizma ( $\eta_{meh}$ ), izaziva vibracije članova, što je također nepoželjno, kako s obzirom na čvrstoću članova, tako i obzirom na negativno djelovanje vibracija na tehnološki proces piljenja, pri čemu se dobija neravna površina odrezane plohe obratka [77].

Pri neravnomjernom obrtanju pilnog diska nastaju dopunska dinamička udarna opterećenja koja mogu biti znatna i dovesti do loma zubaca ili diska u cjelini.

U nestacionarnom režimu rada EMP-a opadanje ugaone brzine s porastom opterećenja obično nije veće od 10% [77, 89]. Koeficijent neravnomjernosti kretanja ( $\delta$ ) karakteriše amplitudu promjene ugaone brzine pri njenoj datoj srednjoj vrijednosti. Za industrijske mašine obično se zahtijeva da koeficijent neravnomjernosti bude u opsegu  $\delta = (0,025 \div 0,028)$ , [88].

Da bi se smanjila neravnomjernost kretanja, a time i koeficijent neravnomjernosti, potrebno je prema izrazu (4.139) povećati moment inercije rotirajućih masa koji je veoma važna veličina pri izboru elektromotora koji ovaj treba da zaleti. Pri konstrukciji zamajca, uz obezbjeđenje zadanog koeficijenta neravnomjernosti kretanja mehanizma koji mora biti ispod dozvoljene granice prema tipu namjene mehanizma, nastoji se da se potrebni moment inercije zamajca postigne pri što manjoj masi i prečniku zamajca.

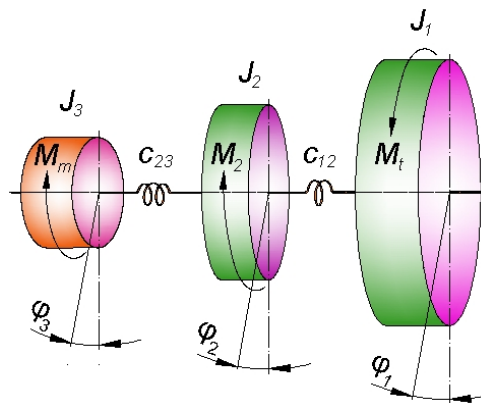


#### 4.5.2 Tromaseni torzioni sistem mehanizma glavnog kretanja pile

Zbog velikog praktičnog značaja, za analitičko definisanja dinamičkog ponašanja mehanizma glavnog kretanja pile koristi se redukovani model tromasenog torzionog sistema (slika 4.14), pri čemu mora biti zadovoljen uslov da kinetička i potencijalna energija sistema ostanu nepromjenjene. U opštem slučaju, redukovani moment inercije pojedinih masa koje se obrću u zadanom mehanizmu jednak je zbiru proizvoda momenata inercije masa elementata po stvarnoj šemi mehanizma i kvadrata prenosnog odnosa [4, 89, 90].

Kinematski lanac sklopa sveden na vratilo pilnog diska čine:

- redukovani moment inercije  $J_3$  koji sadrži momente inercije masa:  $J_m$  - rotor motora,  $J_{mp}$  - mehanički (remenski) prenosnik ( $i = 1$ ) i  $J_s$  - spojnica; ( $J_3 = J_m + J_{mp} + J_s$ )
- zamajac ( $J_2$ ) i
- pilni disk sa steznim pločama ( $J_1$ ).



Slika 4.14 Redukovana tromasena šema za određivanje dinamičkog opterećenja mehanizma glavnog kretanja pile

Za vrijeme obrtanja tromasenog sistema oko uzdužne geometrijske ose vratila, diskovi  $J_1$ ,  $J_2$  i  $J_3$  se obrću za različite uglove  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$  i  $\varphi_3$  (uglovna pomjeranja diskova). Redukovane krutosti dijelova vratila označene su sa  $c_{12}$  i  $c_{23}$ . Dati sistem ima tri stepena slobode kretanja. Za generalisane koordinate usvojeni su uglovi obrtanja diskova  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$  i  $\varphi_3$ . Dvije spoljnje mase opterećene su i to: lijeva aktivnom silom - pokretnim momentom ( $M_m$  - moment motora), a desna silama korisnih otpora ( $M_t$  - otpori obrade, moment tereta). Središnji disk je zamajna masa sa akumuliranim obrtnim momentom  $M_2$ . Momenti  $M_m$  i  $M_t$  su eksperimentalno određene vremenske funkcije [32].

Na vratilo pilnog diska pored redukcije momenta inercije  $J_3$ , redukuju se uglovi uvijanja i krutosti vratila rotora motora, gonjene remenice i spojnice, pri čemu treba primjeniti koeficijent redukcije  $k$ , koji je jednak recipročnoj vrijednosti prenosnog odnosa remenskog prenosnika mehanizma glavnog kretanja pile (za  $i = 1 \Rightarrow k = 1$ ).

Kinetička energija tromasenog sistema je

$$E_k = \frac{1}{2} J_1 \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} J_2 \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} J_3 \dot{\varphi}_3^2 \quad \dots(4.140)$$

Na dijelu između diskova  $J_1$  i  $J_2$  ugao uvijanja vratila je  $(\varphi_2 - \varphi_1)$ , a na dijelu između diskova  $J_2$  i  $J_3$  je  $(\varphi_3 - \varphi_2)$ . Usljed elastičnih deformacija rotirajućih diskova, pod pretpostavkom da je  $\varphi_3 > \varphi_2 > \varphi_1$ , a da težišta diskova leže u obrtnoj osi, potencijalna energija sistema jednaka je potencijalnoj energiji elastičnih dijelova vratila između susjednih diskova

$$E_p = \frac{1}{2} c_{12} (\varphi_2 - \varphi_1)^2 + \frac{1}{2} c_{23} (\varphi_3 - \varphi_2)^2 \quad \dots(4.141)$$

Sistem diferencijalnih jednačina kretanja (oscilovanja) odijeljenih masa [89, 90] glasi:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_t \\ J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} + c_{12}(\varphi_2 - \varphi_1) - c_{23}(\varphi_3 - \varphi_2) &= -M_2 \\ J_3 \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} + c_{23}(\varphi_3 - \varphi_2) &= -M_m \end{aligned} \right\} \dots(4.142)$$

$$\text{Početni uslovi: } t = 0, \quad \varphi_1 - \varphi_2 = \frac{M_2}{c_{12}}, \quad \varphi_2 - \varphi_3 = \frac{M_m}{c_{23}}, \quad \frac{d\varphi_1}{dt} = \frac{d\varphi_2}{dt} = \frac{d\varphi_3}{dt} = 0$$

Pri tome, opšta rješenja sistema (4.142), odnosno deformacije elastičnih opruga su

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 - \varphi_2 &= A_1 \cos k_1 t + B_1 \cos k_2 t + L_1 \\ \varphi_2 - \varphi_3 &= A_2 \cos k_1 t + B_2 \cos k_2 t + L_2 \end{aligned} \right\} \dots(4.143)$$

gdje su  $L_1$  i  $L_2$  konstante integracije, a komponentne kružne frekvencije

$$k_{1,2} = \sqrt{\frac{(J_1 + J_2)c_{12}}{2J_1J_2} + \frac{(J_2 + J_3)c_{23}}{2J_2J_3}} \pm \sqrt{\left[\frac{(J_1 + J_2)c_{12}}{2J_1J_2} + \frac{(J_2 + J_3)c_{23}}{2J_2J_3}\right]^2 - \frac{(J_1 + J_2 + J_3)c_{12}c_{23}}{J_1J_2J_3}} \dots(4.144)$$

Koristeći početne uslove i sistem (4.142) dobija se opterećenje elastičnih opruga u obliku

$$M_{12} = c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2); \quad M_{23} = c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) \dots(4.145)$$

Koristeći početne uslove i izraze (4.144) i (4.145) dobija se

$$\left. \begin{aligned} M_{12} = & -\frac{c_{12}}{k_1^2(k_1^2 - k_2^2)} \left[ \frac{M_t - M_2}{J_1} \left( \frac{c_{12}}{J_1} + \frac{c_{12}}{J_2} - k_2^2 \right) + \frac{M_m}{J_2} \left( \frac{c_{12} + c_{23}}{J_2} + \frac{c_{12}}{J_1} - k_2^2 \right) \right] \cos k_1 t + \\ & + \frac{c_{12}}{k_2^2(k_1^2 - k_2^2)} \left[ \frac{M_t - M_2}{J_1} \left( \frac{c_{12}}{J_1} + \frac{c_{12}}{J_2} - k_1^2 \right) + \frac{M_m}{J_2} \left( \frac{c_{12} + c_{23}}{J_2} + \frac{c_{12}}{J_1} - k_1^2 \right) \right] \cos k_2 t + \\ & + \frac{(M_t - M_2)(J_2 + J_3) + M_m J_1}{J_1 + J_2 + J_3} + M_2 \end{aligned} \right\} \dots(4.146)$$

$$\left. \begin{aligned} M_{23} = & \frac{c_{23}}{J_2 k_1^2(k_1^2 - k_2^2)} \left[ \frac{(M_t - M_2)c_{12}}{J_1} + M_m \left( \frac{c_{12} + c_{23}}{J_2} + \frac{c_{23}}{J_3} - k_2^2 \right) \right] \cos k_1 t - \\ & - \frac{c_{23}}{J_2 k_2^2(k_1^2 - k_2^2)} \left[ \frac{(M_t - M_2)c_{12}}{J_1} + M_m \left( \frac{c_{12} + c_{23}}{J_2} + \frac{c_{23}}{J_3} - k_1^2 \right) \right] \cos k_2 t + \frac{(M_t - M_2 - M_m)J_3}{J_1 + J_2 + J_3} + M_m \end{aligned} \right\} \dots(4.147)$$

Formule (4.146) i (4.147) određuju momente koji su primljeni elastičnim oprugama sistema, odnosno definišu karakter promjene opterećenja elastičnih opruga u vremenu. Najveće vrijednosti  $M_{12max}$  i  $M_{23max}$  javljaju se istovremeno kada je  $\cos k_1 t = -1$  i  $\cos k_2 t = 1$  ili kada je  $\cos k_1 t = 1$  i  $\cos k_2 t = -1$ . U takvim slučajevima je

$$\left. \begin{aligned} M_{12max} = & \frac{c_{12}}{k_1^2 - k_2^2} \left\{ \frac{1}{k_1^2} \left[ \frac{M_t - M_2}{J_1} \left( \frac{c_{12}}{J_1} + \frac{c_{12}}{J_2} - k_2^2 \right) + \frac{M_m}{J_2} \left( \frac{c_{12} + c_{23}}{J_2} + \frac{c_{12}}{J_1} - k_2^2 \right) \right] + \right. \\ & + \frac{1}{k_2^2} \left[ \frac{M_t - M_2}{J_1} \left( \frac{c_{12}}{J_1} + \frac{c_{12}}{J_2} - k_1^2 \right) + \frac{M_m}{J_2} \left( \frac{c_{12} + c_{23}}{J_2} + \frac{c_{12}}{J_1} - k_1^2 \right) \right] \left. \right\} + \\ & + \frac{(M_t - M_2)(J_2 + J_3) + M_m J_1}{J_1 + J_2 + J_3} + M_2 \end{aligned} \right\} \dots(4.148)$$

ili

$$M_{12max} = \frac{c_{12}}{k_1^2 - k_2^2} \left\{ \frac{1}{k_1^2} \left[ \frac{M_t - M_2}{J_1} \left( k_2^2 - \frac{c_{12}}{J_1} - \frac{c_{12}}{J_2} \right) + \frac{M_m}{J_2} \left( k_2^2 - \frac{c_{12} + c_{23}}{J_2} - \frac{c_{12}}{J_1} \right) \right] + \right. \\ \left. + \frac{1}{k_2^2} \left[ \frac{M_t - M_2}{J_1} \left( k_1^2 - \frac{c_{12}}{J_1} - \frac{c_{12}}{J_2} \right) + \frac{M_m}{J_2} \left( k_1^2 - \frac{c_{12} + c_{23}}{J_2} - \frac{c_{12}}{J_1} \right) \right] \right\} + \\ + \frac{(M_t - M_2)(J_2 + J_3) + M_m J_1}{J_1 + J_2 + J_3} + M_2 \quad \dots(4.149)$$

$$M_{23max} = \frac{c_{23}}{J_2(k_1^2 - k_2^2)} \left\{ \frac{1}{k_1^2} \left[ \frac{(M_t - M_2)c_{12}}{J_1} + M_m \left( \frac{c_{12} + c_{23}}{J_2} + \frac{c_{23}}{J_3} - k_2^2 \right) \right] + \right. \\ \left. + \frac{1}{k_2^2} \left[ \frac{(M_t - M_2)c_{12}}{J_1} + M_m \left( \frac{c_{12} + c_{23}}{J_2} + \frac{c_{23}}{J_3} - k_1^2 \right) \right] \right\} + \\ + \frac{(M_t - M_2 - M_m)J_3}{J_1 + J_2 + J_3} + M_m \quad \dots(4.150)$$

ili

$$M_{23max} = \frac{c_{23}}{J_2(k_1^2 - k_2^2)} \left\{ \frac{1}{k_1^2} \left[ M_m \left( k_2^2 - \frac{c_{12} + c_{23}}{J_2} - \frac{c_{23}}{J_3} \right) - \frac{(M_t - M_2)c_{12}}{J_1} \right] + \right. \\ \left. + \frac{1}{k_2^2} \left[ M_m \left( k_1^2 - \frac{c_{12} + c_{23}}{J_2} - \frac{c_{23}}{J_3} \right) - \frac{(M_t - M_2)c_{12}}{J_1} \right] \right\} + \\ + \frac{(M_t - M_2 - M_m)J_3}{J_1 + J_2 + J_3} + M_m \quad \dots(4.151)$$

Za pronalaženje maksimalnih veličina  $M_{12}$  i  $M_{23}$  dovoljno je odrediti maksimalne veličine koje su sadržane u  $\cos k_1 t$  i  $\cos k_2 t$ , uz pretpostavku da  $k_1 t$  i  $k_2 t$  mogu poprimiti određene vrijednosti nezavisno jedan od drugog.

Maksimalna opterećenja mogu se javiti ne samo u prvom talasu oscilovanja, a vibracije mogu biti sa visokom i niskom frekvencijom. Zbir dva harmonijska kretanja različitih frekvencija  $k_1$  i  $k_2$  nije harmonijsko kretanje [14].

### 4.5.3 Sile (otpori) obrade

Sile otpora obrade potrebno je definisati po pravcu, veličini i smijeru zbog analize opterećenja pilnog diska.

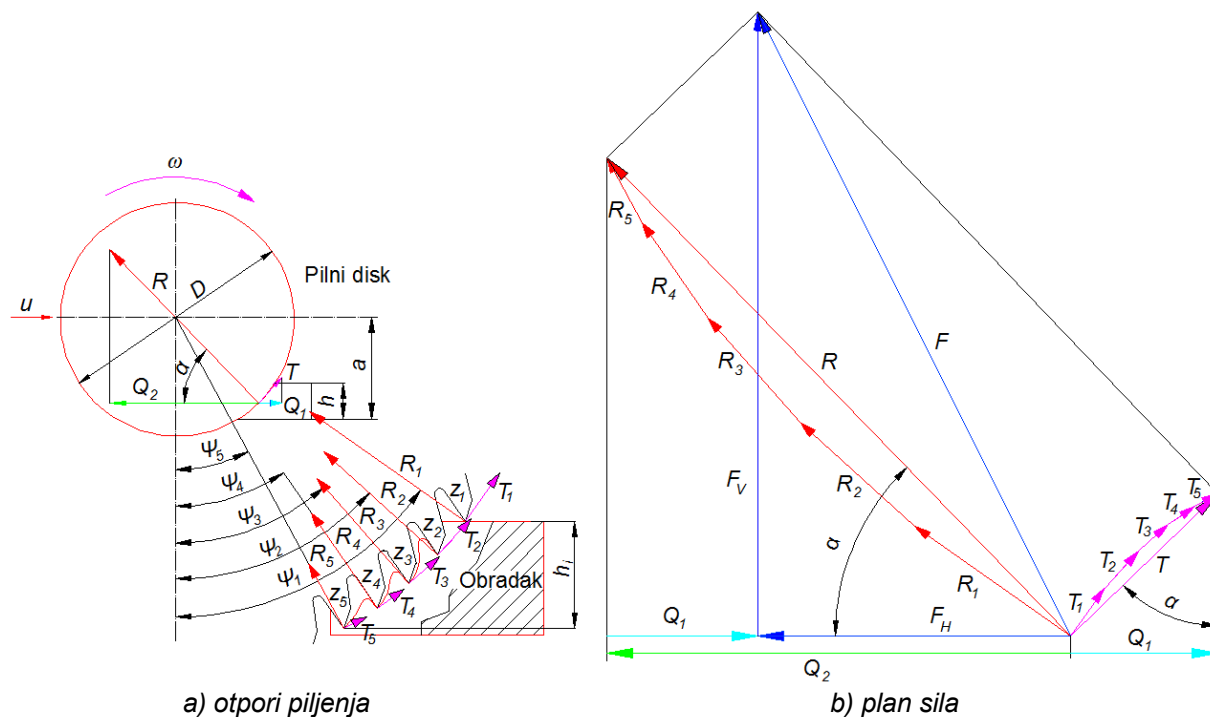
Općenito, u procesu obrade skidanjem strugotine javlja se više sila  $F_i$  koje djeluju na alat, a nastale kao otpor rezanog materijala. Sile proističu od velike brzine vrtnje (centrifugalne sile) i vanjskih sila koje djeluju na zube u periodu piljenja, a preko alata i na samu pilu, izazivajući određena naprezanja. Otpori se javljaju kao reakcije obratka na sile rezanja  $F_T$ ,  $F_R$  i  $F_Q$  koje respektivno odgovaraju otporima  $T$ ,  $R$  i  $Q$ , a imaju istu vrijednost i pravac djelovanja, ali suprotan smijer.

Otpori obrade po nekom i-tom zubu pilnog diska (slika 4.15) definišu se kao:

$T_i$  - glavni otpor piljenja koji je kolinearan sa brzinom piljenja i ima tangencijalni pravac u odnosu na pilni disk

$R_i$  - otpor prodiranja koji ima radijalan pravac u odnosu na pilni disk

$Q_i$  - otpor pomoćnog kretanja, odnosno sila posmaka s kojom pilni disk pritišće obradak.



Slika 4.15 Šematski prikaz otpora u procesu piljenja sa pravim zubima pilnog diska

U opštem slučaju, u procesu piljenja istovremeno učestvuju više zubaca reznog alata (slika 4.15-a). Za slučaj ortogonalnog piljenja, uz pretpostavku da sve sile djeluju na vrhu zuba, te da je zub oštar, sile piljenja mogu se, prema Merchant-u, prikazati u jednoj ravnini, a rezultatna sila  $F$  razložiti na horizontalnu ( $F_H$ ) i vertikalnu ( $F_V$ ) komponentu (slika 4.15-b).

Otpor  $T$  služi za proračun snage, obrtnog momenta i mehanizma glavnog kretanja pile.

Otpor  $R$  nastoji otkloniti obradak od pilnog diska i deformisati ga. Ova sila utiče na pojavu vibracija, na tačnost i kvalitet obrađene površine, a koristi se za proračun postolja i dijelova suporta pile.

Otpor  $Q$  potreban je za proračun mehanizma pomoćnog kretanja pile.

**Glavni otpor piljenja ( $T$ )** često se naziva obodna ili tangencijalna komponenta otpora i djeluje u pravcu tangente na rezni element. Sila na jednom zubu pilnog diska [48] iznosi

$$T_1 = msp \quad \dots(4.152)$$

gdje je:  $m$  - debljina strugotine skinuta zubom pilnog diska [mm]

$s$  - širina reza [mm]; može se uzeti da je jednaka debljini pilnog diska  $\delta$  plus (2÷4) mm, [44, 45, 46]

$p$  - specifični pritisak piljenja [N/mm<sup>2</sup>];

odnosi se na jedan mm<sup>2</sup> presjeka skinute strugotine. Ova veličina uglavnom zavisi od mehaničkih svojstava obratka kao i od njegove temperature [49]. Tome treba dodati i druge faktore kao što su: stanje i oblik zubaca pilnog diska, brzina piljenja, geometrija obratka i sl. Ova veličina tačno se određuje na osnovu eksperimentalnih ispitivanja. Za približan račun može se uzeti da je  $p = (40 \div 60)R_m$ , [45, 46], gdje je  $R_m$  - zatezna čvrstoća materijala na temperaturi piljenja, [N/mm<sup>2</sup>]. Specifični pritisak može se izračunati i iz odnosa specifičnog utroška energije  $e_s$  i širine piljenja  $s$ , [45, 48],  $p = 1000(e_s/s)$

Također, otpor po jednom zubu  $T_1$  može se dobiti iz proizvoda presjeka strugotine i specifičnog otpora piljenja [7]

$$T_1 = 10Ak_s = \frac{600u}{nz} s \cdot k_s \cdot \sin\Psi_1 \quad \dots(4.153)$$

gdje je:

- A – trenutni presjek strugotine;  $A = m \cdot s$ ; [mm<sup>2</sup>]
- $k_s$  – specifični otpor piljenja (nalazi se iz dijagrama 4.12 ili iz obrasca Kronenberga, izraz 4.154, [42, 94, 96]), [kN/cm<sup>2</sup>]; kako se pri piljenju presjek strugotine neprekidno mijenja, to se mijenja i vrijednost specifičnog otpora piljenja; za  $T_{1max}$  treba u proračun za  $k_s$  uzimati  $m_{max}$
- s – širina reza ; u ovom radu usvojen je strožiji kriterij  $s = \delta + 1,5$  mm; [mm]
- u – brzina pomoćnog kretanja pile, [mm/s]
- n – broj okretaja pilnog diska, [min<sup>-1</sup>]
- z – broj zuba
- $\Psi_1$  – ugao zahvata vertikalne osovine pilnog diska sa obratkom svedeno na jedan zub, [°]

$$k_s = \frac{C_k}{\varepsilon_k \sqrt{A}} = \frac{C_k}{\varepsilon_k \sqrt{s \cdot m_{max}}} \quad \dots(4.154)$$

gdje su:  $C_k$  - konstanta (jedinični specifični otpor rezanja) i eksponent čije veličine zavise odvrste materijala koji se obrađuje; npr. za ugljenični čelik sa  $R_m = 500$  N/mm<sup>2</sup>  $\Rightarrow$   $C_k = 190$  kN/cm<sup>2</sup> pri odsijecanju čeličnog materijala;  $C_k$  se može izraziti slijedećim obrascem  $C_k = (4,2 \div 4,9) \sqrt{R_m \cdot \beta^0}$ , gdje je  $R_m$  – zatezna čvrstoća materijala obratka na temperaturi piljenja, a  $\beta^0$  – ugao klina zuba (ugao oštrenja) izražen u stepenima  
 $\varepsilon_k$  - eksponet zavisano od materijala;  $\varepsilon_k = 6,1$  (za ugljenični čelik sa  $R_m = 500$  N/mm<sup>2</sup>) [7].

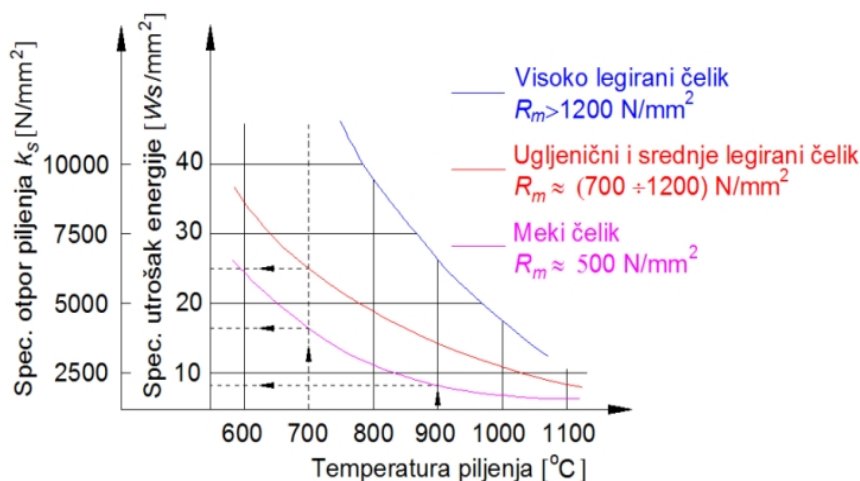
Glavni otpor piljenja iznosi

$$T = T_1 z_1 = m p s z_1 = m p s \frac{\ell}{t} \quad \dots(4.155)$$

Broj zuba koji prolaze kroz obradak za vrijeme jedne sekunde iznosi 1000 v/t. Svaki zub pri tome reže presjek površine  $m \ell$ , [mm<sup>2</sup>], gdje je  $\ell$  - lučna dužina strugotine. Površina presjeka koja se odreže u toku jedne sekunde iznosi

$$q = \frac{m \ell}{t} 1000 v \quad \dots(4.156)$$

gdje q predstavlja proizvodnost ili sekundni kapacitet pile, [mm<sup>2</sup>/s].



Dijagram 4.12 Specifični otpor piljenja  $k_s$  u funkciji od vrste čelika i temperature piljenja

Glavni otpor piljenja po jednom zubu čini samo dio ukupnog glavnog otpora piljenja ( $T$ ) koji se može dobiti sabiranjem svih komponenti sila (slika 4.16-b) koji djeluju na pojedine zube pilnog diska koji su uključeni u datom momentu u proces odsijecanja.

Uvrštavanjem izraza (4.152) u (4.155) i uzimajući u obzir (4.156), slijedi

$$T = ps \frac{q}{1000v} \quad \dots(4.157)$$

S druge strane, proizvodnost pile je  $q = uh$  (izraz 4.8), te se glavni otpor piljenja  $T$  [N] može izraziti sa [44, 46]

$$T = \frac{pshu}{1000v} \quad \dots(4.158)$$

Opšti izraz za glavni otpor piljenja preko instalisane snage pogona iznosi

$$T = \frac{2P\eta_{meh}}{D\omega} = \frac{60P\eta_{meh}}{D\pi n} \quad \dots(4.159)$$

gdje je:

- $P$  – snaga motora
- $\eta_{meh}$  – stepen iskorištenja mehaničkog prenosnika
- $n$  – broj okretaja rotora motora (za prenosni odnos  $i = 1$ )
- $D$  – prečnik pilnog diska.

**Otpor prodiranja ( $R$ )** može se odrediti samo na osnovu eksperimentalnih ispitivanja. Ugao  $\alpha$  nalazi se grafičkim putem za svaki konkretan slučaj piljenja. Za vruće piljenje [46, 48] važi odnos

$$\frac{R}{T} = (8 \div 15) \Rightarrow R = (8 \div 15)T \quad \dots(4.160)$$

**Otpor pomoćnog kretanja ( $Q$ )**, odnosno sila posmaka s kojom pilni disk pritišće obradak [46, 48, 94] određuje se na sljedeći način. Zamijeni se dejstvo obratka na pilni disk silama  $T$  i  $R$  (slika 4.15), od kojih je sila  $T$  u odnosu na smjer obrtanja diska usmjerena suprotno, a sila  $R$  radialno. Suma projekcija tih sila na pravac pomoćnog kretanja očigledno predstavlja silu s kojom je potrebno pilni disk pritiskivati na obradak. Ako se sa  $\alpha$  označi srednji ugao kontakta pilnog diska sa obratkom, odnosno ugao između radialne sile  $R$  i pravca pomoćnog kretanja pile, tada otpor pomoćnog kretanja iznosi

$$Q = Q_2 - Q_1 = R \cos \alpha - T \sin \alpha \quad \dots(4.161)$$

Ako se sa  $\Psi_i$  označi ugao kojeg  $i$ -ti zub zaklapa sa vertikalnom osom pilnog diska (slika 4.15-a), onda se u opštem slučaju horizontalna komponenta sile rezanja može izraziti kao

$$F_H = Q = R_1 \sin \Psi_1 + R_2 \sin \Psi_2 + \dots R_i \sin \Psi_i - (T_1 \cos \Psi_1 + T_2 \cos \Psi_2 + \dots + T_i \cos \Psi_i)$$

odnosno

$$F_H = \sum_{i=1}^{i_z} R_i \sin \Psi_i - \sum_{i=1}^{i_z} T_i \cos \Psi_i \quad \dots(4.162)$$

Na isti način dobija se vertikalna komponenta sile rezanja

$$F_V = R_1 \cos \Psi_1 + R_2 \cos \Psi_2 + \dots R_i \cos \Psi_i + (T_1 \sin \Psi_1 + T_2 \sin \Psi_2 + \dots + T_i \sin \Psi_i)$$

odnosno

$$F_V = \sum_{i=1}^{i_z} R_i \cos \Psi_i + \sum_{i=1}^{i_z} T_i \sin \Psi_i \quad \dots(4.163)$$

Rezultujuća sila rezanja koji opterećuje vratilo pilnog diska dobija se iz izraza

$$F = \sqrt{F_H^2 + F_V^2} \quad \dots(4.164)$$

#### 4.5.4 Snaga piljenja

Kod obrade skidanjem strugotine snagom pile savladavaju se otpori pri datom režimu piljenja i otpori trenja u samoj pili. U tom slučaju glavni pogon mora raspolagati snagom koja će savladati otpore obrade i otpore u sistemu prenosa.

U opštem slučaju pogonska snaga  $P$  [kW] može se izraziti kao [65, 96]

$$P = P_0 + P_k \quad \dots(4.165)$$

gdje je snaga za savladavanje otpora u pili  $P_0$

$$P_0 = P_{0k+} + P_{0p} \quad \dots(4.166)$$

gdje je:  $P_{0k}$  - snaga praznog hoda pile i služi za savladavanje otpora trenja i drugih otpora u pili i konstantna je

$P_{0p}$  - snaga za savladavanje dodatnih otpora u pili koji nastaju usljed pojave otpora piljenja (povećano trenje, zagrijavanje ležaja itd.) i promjenljiva je. Ovisi o veličini otpora piljenja.

Snaga  $P_k$  je korisna snaga pile kojom se savladavaju otpori obrade  $T$ ,  $R$  i  $Q$

$$P_k = P_T + P_Q + P_R \quad \dots(4.167)$$

pri čemu je:  $P_T = T \frac{D}{2} \omega$ ;  $P_Q = Q \cdot u$ , a za vruće piljenje  $P_R = (8 \div 15)P_T$ .

Snaga za svaki zahvat pilnog diska sa obratkom [62] može se izraziti i kao

$$P_p = h \delta u p_s \quad \dots(4.168)$$

gdje je:  $h$  - visina odrezane plohe obratka [mm]

$\delta$  - debljina pilnog diska [mm]

$u$  - brzina pomoćnog kretanja pile

$p_s$  - prosječna specifična snaga piljenja [kW/cm<sup>3</sup>/min]; za oštar ili tup alat, u zavisnosti od materijala obratka, tvrdoće i koraka po zubu ili obrtaju.

Potrebna pogonska snaga motora izražava se preko korisne snage

$$P = \frac{P_k}{\eta} \quad \dots(4.169)$$

gdje je  $\eta = (0,7 \div 0,8)$ , [65, 126] - stepen iskorištenja za alatne mašine sa kružnim glavnim kretanjem.

#### 4.5.5 Rad piljenja

Rad potrošen u procesu obrade skidanjem strugotine može se modelski prikazati izrazom [65]

$$W = W_{el} + W_d + W_t + W_{ks} + W_{is} \quad \dots(4.170)$$

$W_{el}$  predstavlja rad utrošen na elastične deformacije materijala, alata i strugotine. Elastične deformacije se prigušuju i pretvaraju u toplotu.

$W_d$  je rad utrošen na plastično deformisanje strugotine, rad djelimičnog rastezanja na granici tečenja i rad sila smicanja u strugotini i na obrađenoj površini. Trošenje ovog rada praćeno je stvaranjem toplote.

$W_t$  predstavlja rad sila trenja na leđnoj i grudnoj površini alata. Pretvara se u toplotu i deformaciju alata habanjem i u drugim oblicima deformacije.

$W_{ks}$  je rad utrošen na kidanje (drobljenje) strugotine i njeno savijanje izvan dodira sa alatom.

$W_{is}$  je rad utrošen na izmjenu strukture metala u površinskom sloju nastao zbog razaranja kristalne rešetke usljed pritiska i temperature.

Ispitivanja su pokazala [7] da prosječno vrijedi

$$W_d \approx 0,78W$$

$$W_t \approx 0,20W$$

$$W_{el} + W_{ks} + W_{is} \approx 0,02W$$

tako da je približno

$$W \approx W_d + W_t \quad \dots(4.171)$$

Također, rad sila piljenja mora biti jednak algebarskom zbiru rada komponenti piljenja, odnosno

$$W = W_T + W_R + W_Q \quad \dots(4.172)$$

Rad pri rezanju jedne strugotine

$$W_1 = \frac{600u}{nz} \cdot s \cdot k_{sm} \cdot h \quad \dots(4.173)$$

gdje se specifični otpor piljenja  $k_s$  zamjenjuje srednjim specifičnim otporom piljenja  $k_{sm}$  zbog presjeka strugotine koji se mijenja u toku odsijecanja te strugotine. Značenje pojedinih parametara isto je kao u izrazu (4.153).

## 4.6 Općenito o stabilnosti

Od ranije je poznato da ravnoteža nekog sistema može biti stabilna, labilna i indiferentna. Pod djelovanjem nekog poremećaja (opterećenja) tijelo se deformiše i dobiva novi oblik, koji ono i zadržava, sve dok djeluje taj poremećaj. Nakon djelovanja poremećaja tijelo se nastoji vratiti u prvobitan (ravnotežni) položaj. To je slučaj **stabilne ravnoteže**, što znači ravnotežu između vanjskih i unutarnjih sila. Svaki sistem u suštini može da vrši oscilatorno kretanje samo oko položaja stabilne ravnoteže.

Prema Lyapunov-u, kretanje se zove stabilnim [2, 4], ako je za proizvoljno malu veličinu  $\varepsilon > 0$  moguće naći odgovarajuće veličine  $\delta_1 = \delta_1(\varepsilon)$  i  $\delta_2 = \delta_2(\varepsilon)$ , takve da pri poremećenim početnim uslovima

$$|\Delta q_{i0}| \leq \delta_1 ; \quad |\Delta \dot{q}_{i0}| \leq \delta_2 ; \quad (i = 1 \dots s) \quad \dots(4.174)$$

za svo vrijeme kretanja sistema poremećaji koordinata zadovoljavaju uslove

$$|\Delta q_i| = |\varphi'_i(t) - \varphi_i(t)| < \varepsilon ; \quad (i = 1 \dots s) \quad \dots(4.175)$$

Izloženo se odnosi na holonomne, idealne i dvostrane veze materijalnog sistema, pri čemu se određivanje kretanja svodi na integracije Lagranževih diferencijalnih jednačina, pri čemu se polazi od pretpostavke da postoji konačno rješenje, dato preko generalisanih koordinata

$$q_i = \varphi_i(t, q_{10}, \dots, q_{s0}; \dot{q}_{10}, \dots, \dot{q}_{s0}) \quad \dots(4.176)$$

a koje zadovoljavaju početne uslove pri  $t = 0$ :  $q_i = q_{i0}$  i  $\dot{q}_i = \dot{q}_{i0} \dots (i = 1 \dots s)$ , gdje je  $s$  broj stepeni slobode kretanja, a  $\dot{q}_i$  generalisane brzine. Kretanje po ovom zakonu je neporemećeno. Ako se zadrže isti vanjski uslovi na sistemu uključujući tu i generalisane koordinate, a promijene se početni uslovi pri  $t = 0$ , slijedi  $q_i = q'_{i0}$  i  $\dot{q}_i = \dot{q}'_{i0} \dots (i = 1 \dots s)$ . Prema novim uslovima odgovara kretanje po zakonu

$$q_i = \varphi'_i(t, q'_{10}, \dots, q'_{s0}; \dot{q}'_{10}, \dots, \dot{q}'_{s0}); \quad (i = 1 \dots s) \quad \dots(4.177)$$

pri čemu se ovo kretanje zove poremećeno. Razlika ovih kretanja su poremećaji početnih uslova



$$\Delta q_{i0} = q'_{i0} - q_{i0}; \quad \Delta \dot{q}_{i0} = \dot{q}'_{i0} - \dot{q}_{i0}; \quad (i = 1 \dots s) \quad \dots(4.178)$$

a funkcija vremena predstavlja poremećaje koordinata

$$\Delta q_i = \varphi'_i(t) - \varphi_i(t); \quad (i = 1 \dots s) \quad \dots(4.179)$$

Stabilnost neporemećenog kretanja označava slijedeća svojstva: uvijek je moguće izabrati tako male početne uslove poremećaja da poremećaji koordinata ne izlaze iz unaprijed postavljenih granica za svo vrijeme kretanja. Stabilnost definisana na ovaj način naziva se obična stabilnost, međutim ako tokom vremena sve generalisane koordinate teže nuli, kaže se da sistem ima asimptotsku stabilnost.

O položaju stabilne ravnoteže govori Lagranž-Dirihleova teorema koja glasi: „Za materijalni sistem koji se nalazi u polju konzervativnih sila, a izložen je holonomnim, stacionarnim, zadržavajućim i idealnim vezama, potencijalna energija ima minimum ako je položaj ravnoteže stabilan.“ Polazeći od pretpostavke da je položaj stabilne ravnoteže sistema ujedno i nulti položaj, tj.  $E_p = 0$ , proizlazi da će u blizini položaja stabilne ravnoteže uvijek biti  $E_p > 0$ . Iz ovoga se može izvesti tumačenje ove teoreme na nešto drugačiji način: ako je pri svakom dovoljno malom pomjeranju sistema iz posmatranog položaja ravnoteže priraštaj potencijalne energije pozitivan, onda je taj položaj ravnoteže stabilan. Utvrđivanje minimuma potencijalne energije u položaju stabilne ravnoteže određuje se iz uslova da vrijednosti funkcije od jedne promjenljive budu minimalne

$$\frac{\partial E_p}{\partial q} = 0, \quad q = q_0; \quad \left( \frac{\partial^2 E_p}{\partial q^2} \right)_{q=q_0} > 0 \quad \dots(4.180)$$

Iako ova teorema važi za sisteme sa konačnim brojem stepeni slobode kretanja, zbog određenih matematičkih poteškoća, ona se praktično koristi samo za sisteme sa jednim stepenom slobode kretanja.

Problem primjene Lagranž-Dirihleove teoreme o stabilnosti materijalnog sistema sa više stepeni slobode kretanja prevaziđen je sa kriterijumom Silvestera. To je ustvari način rješavanja znaka proizvoljne kvadratne forme potencijalne energije  $E_p(q_1 \dots q_s) \approx 1/2 \sum_{j=1}^s \sum_{k=1}^s c_{jk} q_j q_k$ , a teorema

Silvestera glasi: „Da bi kvadratna forma potencijalne energije bila pozitivno definitna (pozitivno određena), potrebno je da svi glavni minori kvadratne forme budu pozitivni.“

Diskriminanta kvadratne forme  $E_p(q_1, q_2 \dots q_s)$  je eliminanta sistema homogenih linearnih jednačina

$$\frac{\partial E_p}{\partial q_1} = 0, \quad \frac{\partial E_p}{\partial q_2} = 0, \dots, \frac{\partial E_p}{\partial q_s} = 0 \quad \dots(4.181)$$

i predstavlja determinantu reda  $s$ . Prema kriterijumu Silvestera potrebno je da budu zadovoljeni i slijedeći uslovi iskazani nejednakostima

$$\Delta_1 = c_{11} > 0; \quad \Delta_2 = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} \\ c_{21} & c_{22} \end{bmatrix} > 0; \quad \Delta_3 = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} \end{bmatrix} > 0; \dots \Delta_s = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & \dots & c_{1s} \\ c_{21} & c_{22} & \dots & c_{2s} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ c_{s1} & c_{s2} & \dots & c_{ss} \end{bmatrix} > 0 \quad \dots(4.182)$$

Koeficijenti krutosti  $c_{jk}$  u navedenim uslovima su

$$c_{11} = \left( \frac{\partial^2 E_p}{\partial q_1^2} \right)_0, \quad c_{22} = \left( \frac{\partial^2 E_p}{\partial q_2^2} \right)_0, \dots, c_{12} = \left( \frac{\partial^2 E_p}{\partial q_1 \partial q_2} \right)_0, \quad c_{21} = \left( \frac{\partial^2 E_p}{\partial q_2 \partial q_1} \right)_0 \quad \dots(4.183)$$

pri čemu je  $c_{12} = c_{21}$  ili  $c_{kj} = c_{jk}$ ,  $k \neq j$ . Jedan sistem sa većim brojem stepeni slobode biće u položaju stabilne ravnoteže, ako zadovolji određeni odnos između parametara sistema, pri čemu će svakom priraštaju generalisane koordinate odgovarati pozitivan priraštaj potencijalne energije. U određenim uvjetima ravnotežni oblik može biti **nestabilan**. Promjena prvobitnog oblika ravnoteže naziva se gubitkom stabilnosti i ona je jednako opasna kao i lom konstrukcije.

O nestabilnosti ravnoteže govori prva i druga teorema Lyapunov-a:

Prva teorema: „Ravnoteža konzervativnog sistema je nestabilna ako funkcija potencijalne energije određena članovima drugog reda, razvijena u red po stepenima, nema minimum.“ Prema ovoj teoremi uzimanje članova višeg reda iznad drugog pri razvijanju funkcije  $E_p$  nije potrebno.

Druga teorema tvrdi da je položaj sistema labilan ako funkcija potencijalne energije ima u datom položaju maksimum.

Ova teorema pokazuje da se položaj maksimuma potencijalne energije može odrediti i iz članova prvog reda, na primjer u slučaju kad ne postoje članovi drugog reda u redu za potencijalnu energiju.

Teorijska i eksperimentalna ispitivanja pokazuju da nestabilnost ravnotežnog oblika neizbježno vodi do uništenja konstrukcije.

Termin „stabilnost“ koristi se u više različitih konteksta. Kod analize stabilnosti rješenja jednačine kretanja nekog dinamičkog sistema prikazan sistemom autonomnih nelinearnih diferencijalnih jednačina prvog reda

$$\{\dot{x}\} = \{f(\{x\}, \{\mu\})\} \quad \dots(4.184)$$

gdje je:  $\{x\} = \{x(t)\}$  -vektor varijabli stanja (npr. stepeni slobode sistema)

$\{\mu\}$  - vektor kontrolnih parametara (npr. sila),

razlikuje se nekoliko definicija stabilnosti [3]:

1. **Langranžova stabilnost** zahtijeva da rješenje  $\{x(t)\}$  ostaje u konačnim granicama, ma kako one bile velike
2. **Ljapunovljeva (Lyapunov) marginalna stabilnost** tretira singularnu tačku koja je stabilna ako svaka fazna putanja koja počinje u blizini singularne tačke ostaje u njenoj blizini
3. **Asimptotska (striktna) stabilnost** podrazumijeva da se svaka fazna putanja u blizini singularne tačke asimptotski približava singularnoj tački. Singularna tačka je asimptotski stabilna, marginalno stabilna ili nestabilna. Asimptotski stabilna singularna tačka zove se još i atraktor
4. **Inžinjerska stabilnost** podrazumijeva isto što i asimptotska stabilnost
5. **Orbitalna – Poenkarova (Poincar) stabilnost** zahtijeva da rješenje  $\{x(t)\}$  koje dostiže orbitalno stabilnu vrijednost, ostaje u njegovoj blizini svo naredno vrijeme
6. **Strukturalna (sistemska) stabilnost** podrazumijeva da je sistem stabilan ako ne mijenja kvalitativne osobine pri maloj perturbaciji vrijednosti kontrolnog parametra  $\mu$ .

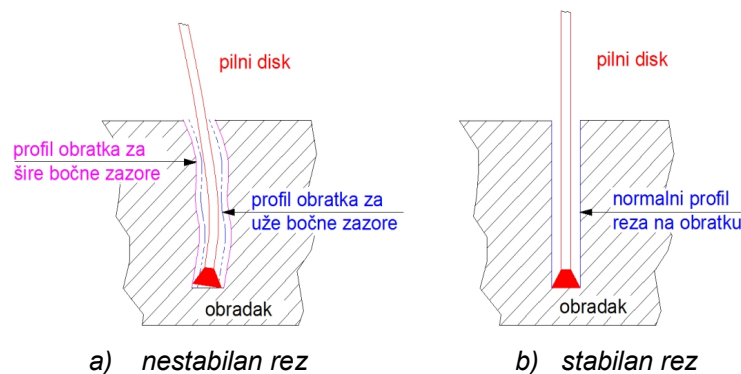
Prilikom odsijecanja obratka, pilni disk može imati stabilan i nestabilan rez, što je opet usko povezano sa mogućim lomom u slučaju pojave rezonantnih stanja ili naglog i nekontrolisanog porasta otpora obrade. Ponašanje pilnog diska u prošlosti (u pogledu loma) poslužilo je kao podloga za kvalitetnije projektovanje ovog alata u budućnosti. Zbog toga je od velikog značaja izučavanje efektivnosti pilnog diska koji podrazumijeva vjerovatnoću da će isti po stupanju u dejstvo uspješno vršiti svoju funkciju u datom vremenu i prilagoditi se datim uslovima u predviđenom vremenu rada [100]. Kako je efektivnost vezana za pojavu otkaza, proučavanje efektivnosti pilnog diska u suštini je vezano za proučavanje uzroka pojava, oblika raspodjele i načina predviđanja stanja pilnog diska u otkazu. Zbir vjerovatnoća nastanka pojava stanja u radu i u otkazu uvijek je ravan jedinici ( $F + R = 1$ ), što predstavlja osnovnu statističku jednačinu ponašanja sistema u vremenu. Jasno je da je u početku rada sistema, u trenutku  $t = 0$ ,  $F = 0$ , a  $R = 1$ , s obzirom da sistem nije stupio u dejstvo i da se pretpostavlja da je ispravan.

Struktura uticaja na pojavu otkaza pilnog diska može biti:

1. Sistemske prirode zbog grešaka: u izradi, montaži i postavljanju; dovode do otkaza obično u početku rada sistema
2. Slučajni uticaji vezani za nestabilnost: konstrukcionih parametara, tehnoloških parametara, uslova okoline
3. Monotono dejstvujući uticaji kroz procese: habanja u dijelovima sistema, zamora materijala i izmjene fizičko-hemijskih svojstava, razreguliranost elemenata sistema i sl.

Preciznost pomjeranja pilnog diska kroz obradak direktno je povezana sa veličinom neizbalansiranosti pilnog diska u sklopu mehanizma glavnog pogona pile.

Slučaj a) na slici 4.16 predstavlja nestabilan ulazak pilnog diska u obradak koji se manifestuje širokim rezom, sa povećanom količinom strugotine, porastom temperature u zoni piljenja i rizikom loma pilnog diska. Slučaj b) prikazuje pozitivno interakcijsko dejstvo pilnog diska i obratka, pri čemu takva veza stabilizira rad pilnog diska i proces piljenja u cjelini, a osigurava ortogonalnost reza sa glatkom površinom radnog komada.



Slika 4.16 Odsijecanje obratka

Mogući uzroci nestabilnosti su:

- ulazak u rezonantno područje sistema (povećane vibracija, slika 1.2 - poglavlje 1)
- prekomjerno opterećenje tokom procesa piljenja koje je veće od dozvoljenog
- loše dimenzionisan pilni disk
- osnovni materijal nepouzdan, sklon krutom lomu
- proizvodne i skrivene greške u sistemu (npr. neravan pilni disk, pojava unutrašnjih pukotina)
- habanje površina, starenje materijala diska, pojava korozije i sl. zbog niza ponovljenih radnih ciklusa
- neuravnoteženost i neizbalansiranost rotirajućih masa itd.

#### 4.6.1 Stabilnost EMP-a

Stabilnost rada pilnog diska nije moguće posmatrati izdvojeno od stabilnosti EMP-a.

Problem mehaničke stabilnosti EMP-a može se podijeliti na tri područja:

- a. prvo područje obuhvata vibracije u stacionarnom pogonskom stanju. Ovakve vrste smetnji rijetko se javljaju u velikim transmisionim sistemima kao što je mehanizam glavnog kretanja pile
- b. druga dva područja odnose se na tzv. statičku i dinamičku stabilnost, gdje se pod statičkom stabilnošću podrazumijeva stabilnost kod malih promjena opterećenja, a pod dinamičkom stabilnošću - stabilnost kod konačnih promjena opterećenja.

**Statička stabilnost** je u stvari dinamički problem [54]. Hoće li se u pogonskoj radnoj tački pogon održati, ovisi o dinamičkoj analizi, koja se sastoji u razmatranju ponašanja EMP-a nakon djelovanja smetnje. Do statičke stabilnosti se dolazi razmatranjem odnosa između mehaničkih karakteristika pile i radnog mehanizma sa pilnim diskom.

Šira definicija stabilnosti bi se mogla izraziti na ovaj način: Kada stabilni EMP nakon djelovanja smetnje promijeni svoju radnu brzinu, onda će se on nakon prestanka djelovanja smetnje vratiti

na vrijednost brzine koju je imao prije djelovanja te smetnje. Smetnje mogu biti različite: mogu dolaziti s mrežne strane (promjena napona, frekvencije, impedancije), sa strane radnog mehanizma (kratkotrajna opterećenja, udarci tereta) ili pak mogu dolaziti iz radne okoline (vibracije tla usljed transporta obratka po kotrljači, prinudna promaja u hali,...).

O statičkoj stabilnosti govori se samo u onom slučaju kada se opterećenje tako polagano mijenja da ne postoji uticaj inercije zamajnih masa pogona i elemenata na transmisionom vratilu. To znači da promjena pogonskog stanja teži ka nuli, tj.

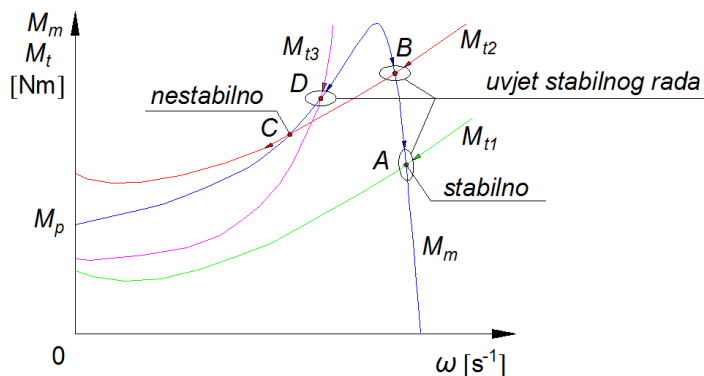
$$\frac{\Delta P_s}{\Delta t} \rightarrow 0 \quad \dots(4.185)$$

gdje je  $P_s$  funkcija pogonskog stanja, a  $t$  vrijeme.

Relacija (4.185) može biti realizovana na dva načina:

1. promjena pogonskog stanja događa se u konačno dugom vremenu, ali je vrlo mala i
2. promjena pogonskog stanja ima konačnu veličinu, ali prijelaz iz jednog u drugo stanje traje dosta dugo.

Spora promjena pogonskog stanja može dovesti do prekoračenja granične snage stabilnog prenosa i time do gubitka statičke stabilnosti. Motor je u ustaljenom (stacionarnom) stanju, ako je moment na osovini motora jednak momentu tereta. U tom slučaju moment i brzina vrtnje su konstantni. Jednakost električnog momenta (pogonski, elektromagnetni, motorni, unutrašnji momenat) i mehaničkog momenta (otporni, kočni, spoljnji, moment opterećenja, moment radne mašine, moment tereta) u stacionarnom stanju ( $M_m = M_t$ ) grafički je izražena tačkom gdje se presjecaju karakteristike motora i opterećenja (tereta) na dijagramu koji prikazuje ova dva momenta u funkciji brzine (dijagram 4.13). Presjek karakteristike motora ( $M_m$ ) i tereta ( $M_{t1}$ ) u tački A pokazuje radnu tačku tog pogona.



Dijagram 4.13 Stabilna (A i B) i nestabilna (C) radna tačka

Dakle, radna tačka ili tačka stacionarnog stanja jeste tačka u kojoj sve promjenljive posmatranog sistema imaju stalne vrijednosti, tj.

$$\frac{d(x_i)}{dt} = 0 \quad \dots(4.186)$$

Na drugoj karakteristici  $M_{t2}$  javlja se još jedna tačka. B predstavlja stabilnu radnu tačku dok C predstavlja nestabilnu, jer bi i malo povećanje brzine zbog povećanja  $M_m$  i smanjenja  $M_t$  uslovalo daljnje povećanje brzine, dok bi malo smanjenje brzine uslovalo njeno daljnje smanjenje. Nasuprot ovome, kod radnih tačaka A i B malo povećanje brzine dovodi do smanjenja  $M_m$  i povećanja  $M_t$ , što dovodi do smanjenja brzine, i obrnuto. Na trećoj karakteristici  $M_{t3}$  u radnoj tački D malo smanjenje brzine zbog smanjenja  $M_m$  i smanjenja  $M_t$  uslovalo njeno daljnje smanjenje. Za sisteme koji se poslije kratkotrajnog poremećaja vraćaju u prvobitnu radnu tačku kaže se da su stabilni. Ako je ova osobina svojstvena samo nekim radnim tačkama, onda se za njih kaže da su stabilne radne tačke. Međutim, ne pokazuje svaka presječna tačka stabilno ustaljeno stanje u kojem su brzina i moment konstantni, pa se jednačina kretanja, zanemarujući trenje ili ga uračunavajući u moment opterećenja, svodi na jednakost  $M_m = M_t$ .

Radna tačka je stabilna, ako usljed poremećaja izazvanog momentom tereta  $M_t$  i smanjenjem brzine u odnosu na radnu tačku ( $\omega < 0$ ), nastane dinamički moment  $M_m - M_t = M_d > 0$ , pri čemu je omjer prirasta momenta  $M_d$  i postignutog prirasta brzine  $\Delta\omega$  u toj tački negativan [54], tj.

$$\frac{M_d}{\Delta\omega} < 0 \quad \dots(4.187)$$

Drugim riječima, promjena brzine vrtnje od te radne tačke i dinamički moment koji pri tome nastane, moraju imati suprotne predznake.

Za pogon u kome važe slijedeće pretpostavke [66]:

- momenti motora i moment tereta ne zavise od položaja vratila (ugla)
- vrijeme trajanja elektromagnetnih prelaznih procesa je zanemarljivo, moguće je izvesti kriterijum stabilnosti.

Jednačina koja opisuje ovakav sistem – pogon je

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_m(\omega t) - M_t(\omega t) \quad \dots(4.188)$$

U posmatranoj radnoj tački - stacionarnom stanju, važi

$$M_m(\omega_1) = M_t(\omega_1) \quad \dots(4.189)$$

Linearizirajući jednačinu (4.188) u okolini posmatrane radne tačke dobija se izraz

$$J \frac{d(\Delta\omega)}{dt} = \left. \frac{\partial M_m}{\partial \omega} \right|_{\omega_1} \Delta\omega - \left. \frac{\partial M_t}{\partial \omega} \right|_{\omega_1} \Delta\omega \quad \dots(4.190)$$

Uvođenjem smjene

$$k = \left. \frac{\partial}{\partial \omega} (M_m - M_t) \right|_{\omega_1} \quad \dots(4.191)$$

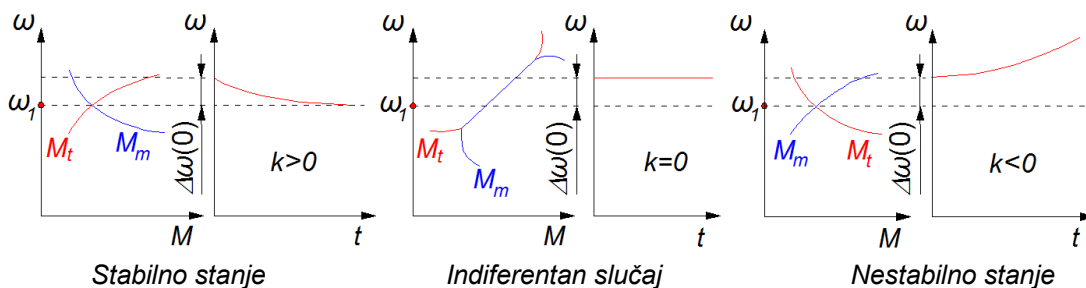
dobija se linearna diferencijalna jednačina

$$\frac{J}{k} \frac{d(\Delta\omega)}{dt} + \Delta\omega = 0 \quad \dots(4.192)$$

Rješenje jednačine (4.192) je

$$\Delta\omega(t) = \Delta\omega(0) e^{-\frac{kt}{J}} \quad \dots(4.193)$$

gdje je  $\Delta\omega(0)$  - vrijednost promjene brzine u  $t = 0$ . Na osnovu date definicije stabilnosti, potreban uslov stabilnosti u radnoj tački je  $k > 0$  (dijagram 4.14),



Dijagram 4.14 Slučajevi stanja pogona

odnosno

$$\left. \frac{\partial M_t}{\partial \omega} \right|_{\omega_1} > \left. \frac{\partial M_m}{\partial \omega} \right|_{\omega_1} \quad \dots(4.194)$$

U slučaju:  $k = 0$  sistem je indiferentan  
 $k < 0$  sistem je nestabilan u posmatranoj radnoj tački.

Stacionarna i dinamička stanja EMP-a u mehaničkom smislu međusobno se izmjenjuju, jer je nemoguće dovesti EMP u bilo koje stacionarno stanje ili ga izvesti iz njega a da ne prođe kroz dinamičko stanje.

Pitanje **dinamičke stabilnosti** predstavlja pitanje dozvoljenih elastičnih deformacija, kao i karakter tih deformacija. O dinamičkoj stabilnosti govori se u slučajevima kada je promjena opterećenja (tereta) brza, što je karakteristično za proces vrućeg piljenja. U tom slučaju brzina promjene teži beskonačnosti

$$\frac{\Delta P_s}{\Delta t} \rightarrow \infty \quad \dots(4.195)$$

To je karakteristično za praktične pojavne oblike dinamičke stabilnosti. Relacija (4.195) može se ostvariti na dva načina:

1. promjena je beskonačno velika i događa se u konačnom vremenu (ne dolazi u praksi)
2. promjena je konačno velika i događa se u veoma kratkom vremenu čije trajanje teži ka nuli.

Za dinamičku stabilnost važne su brze promjene opterećenja i to u vidu udara. Brze promjene opterećenja izazivaju vibracije pile (vibrira rotor pogonskog elektromotora skupa sa mehanički vezanim masama kao što su spojnica, zamajac i pilni disk).

#### 4.6.2 Kritične brzine brzohodog vratila

Ono što je specifično za rotacione kompleksne strukture jeste pojam dinamičke stabilnosti, odnosno **pojam dinamičke nestabilnosti**, kada se pri određenom broju obrtaja sklopa mogu pojaviti velike amplitude vibriranja prouzrokovane rezonancijom. U tehničkoj praksi od posebnog je značaja određivanje one brzine obrtanja vratila pri kojem nastaje pojava rezonancije. Dinamička nestabilnost, odnosno kritično dinamičko stanje praćeno izrazitim povećanjem amplitude vibracija, nastaje ako je vratilo izloženo periodično promjenljivim radijalnim i aksijalnim silama ili obrtnim momentima, koji izazivaju periodično promjenljive deformacije, odnosno vibracije cijelog sistema, i ako se učestanost promjena pobudnih opterećenja poklopi sa učestanošću slobodnih oscilacija rotirajuće strukture vratila.

Brzine obrtanja vratila pri kojima nastaje pojava rezonancije, odnosno pri kojima su amplitude vibriranja vratila nedopušteno velike, nazivaju se **kritičnim brzinama obrtanja vratila** [3].

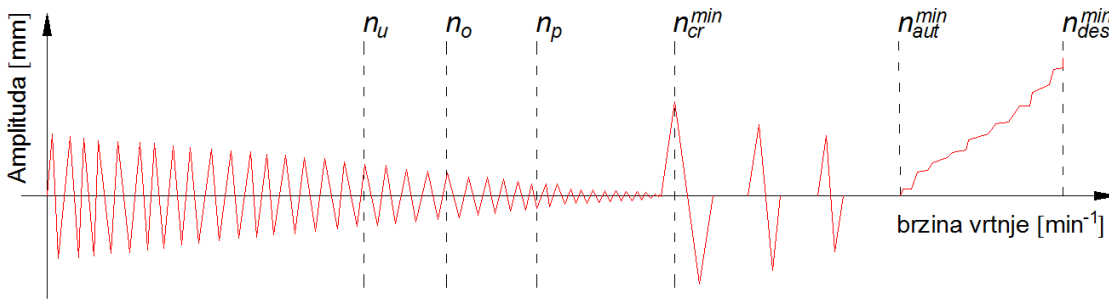
Razumljivo je da su kritične brzine vrtnje bile predmet mnogih naučnih publikacija: Charbier, Lapin, Li Martin, Marui, Mote, Nishio, Schajer, Stakhiev [13], Orlowski i Sandak [23] i drugi.

Teorija kritične brzine vrtnje svodi se ukratko na slijedeće:

- vibracija pilnog diska je slaganje dva putujuća talasa (prednjeg i povratnog), krećući se u suprotnim pravcima u pilnom disku
- ako je frekvencija povratnog putujućeg talasa smanjena približno do nula Hz, vibracija pilnog diska rapidno poraste
- dokle god se dešava takva pojava, brzina vrtnje diska se naziva kritična brzina vrtnje
- postoji za najveći broj modova vibracije.

Razlikuju se slijedeće karakteristične brzine vrtnje (dijagram 4.15):

- univerzalna (opšta) brzina vrtnje  $n_u$
- optimalna (radna) brzina vrtnje  $n_o$
- dopuštena brzina vrtnje  $n_p (= 0,85 n_{cr}^{min})$
- najmanja kritična brzina vrtnje  $n_{cr}^{min}$
- najmanja samopobudna brzina vrtnje  $n_{aut}^{min}$
- razarajuća brzina vrtnje  $n_{des}^{min}$ .



Dijagram 4.15 Brzine vrtnje kružnih pila

Kritična brzina vrtnje determiniše maksimalnu brzinu rotacije pile i stabilnost pilnog diska. Kada brzina vrtnje dostigne područje kritične brzine, stezne ploče ne mogu spriječiti pojavu poprečnih sila i pilni disk postaje nestabilan. Mada izgleda da je teorija kritične brzine prihvatljiva, potrebno je limitirati praktičnu implementaciju ove teorije. Osim toga, kritična brzina zavisi od nekih dopunskih faktora kao što su: unutrašnja opterećenja, naprezanja i temperaturni gradijenti. Praktična implementacija teorije kritične brzine vrtnje je limitirana jer su metodologije proračuna kritičnih brzina date u literaturi specifične da bi se jednostrano mogle primjeniti u industriji, a alternativni put za određivanje veličina kritičnih brzina može biti dovoljan primjenom isključivo eksperimentalnih istraživanja, na temelju kojih se proizvođači pila mogu opredjeljivati prilikom upotrebe pilnih diskova.

Najmanja kritična brzina vrtnje  $n_{cr}^{min}$  računa se iz slijedećeg obrasca [13]

$$n_{cr}^{min} = \frac{60f_n(0)}{\sqrt{n^2 - K}} \quad \dots(4.196)$$

gdje je:  $f_n(0)$ , [Hz] - funkcija prirodne frekvencije pilnog diska vezana na nodalni dijametar  $n$  (dobijen iz impulsno-pobudnog testa;  $n = 1,2,3,\dots$ )

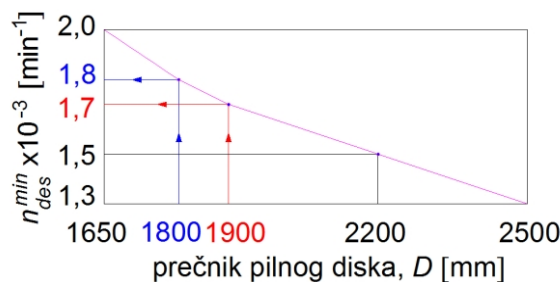
$K$  - nezavisna konstanta brzine vrtnje; bezdimenziona je veličina i zove se koeficijent centrifugalne sile;  $K = 2,51$  za pilni disk bez proreza (Schajer 1986, Stakhiev 1989, Nishio i Marui 1996).

U slučajevima  $n = 0$  i  $n = 1$  nema kritične brzine vrtnje. U najvećem broju slučajeva najmanja kritična brzina vrtnje je za nodalni dijametar  $n = 2$  (Stakhiev, 1989). Dinamička nestabilnost nastaje kada se najniža kritična brzina vrtnje  $n_{cr}^{min}$  smanji do radne brzine obrtanja  $n_o$ .

Za pilni disk poluprečnika  $R$  i unutrašnjeg radijusa otvora  $r_1$  može se primjeniti jednostavna formula za određivanje destruktivne brzine vrtnje

$$n_{des}^{min} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{3R_m(R - r_1)}{\rho(R^3 - r_1^3)}} \quad \dots(4.197)$$

gdje je  $R_m$  - zatezna čvrstoća, a  $\rho$  - gustoća materijala. Stakhiev i Koroljev [13, 44] su predstavili izračunate vrijednosti  $n_{des}^{min}$  za diskove vanjskog prečnika  $D$  od 360 do 1500 mm. Za pilne diskove većih prečnika od 1500 mm, primjenom obrasca (4.197) dobija se znatno sporiji pad destruktivne brzine vrtnje sa porastom prečnika  $D$ , što je prikazano na dijagramu 4.16.



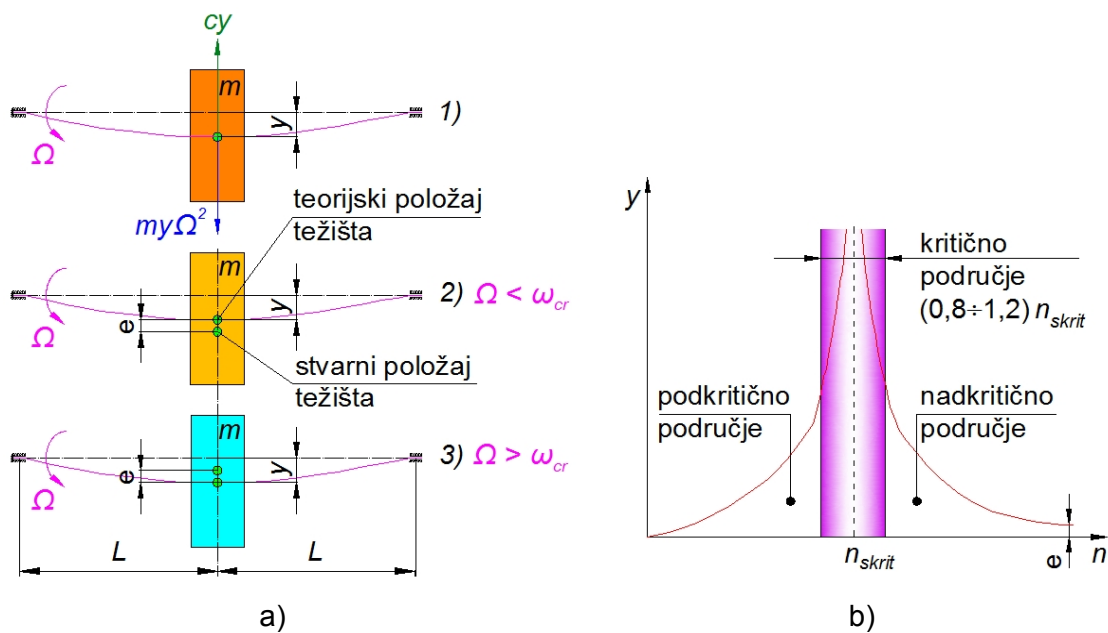
Dijagram 4.16 Minimalne destruktivne brzine vrtnje u ovisnosti od prečnika pilnog diska

Za proračun su primjenjene slijedeće vrijednosti pojedinih veličina:  $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$ ,  $R_m = 1100 \text{ N/mm}^2$ ; prečnik unutrašnjeg otvora u disku ( $D_1$ ): za  $D = 1650 \text{ mm} \rightarrow D_1 = 520 \text{ mm}$ ; za  $D = 1800 \text{ mm} \rightarrow D_1 = 570 \text{ mm}$ ; za  $D = 1900 \text{ mm} \rightarrow D_1 = 600 \text{ mm}$ ; za  $D = 2200 \text{ mm} \rightarrow D_1 = 700 \text{ mm}$ , i za  $D = 2500 \text{ mm} \rightarrow D_1 = 800 \text{ mm}$ . Uočavaju se približno jednake vrijednosti destruktivnih brzina vrtnje kod velikih dimenzija pilnih diskova.

Prema načinu djelovanja opterećenja, vibracije vratila mogu biti longitudinalne (aksijalne), transversalne (poprečne) i torziona (obimne). Dok se drugim dvjema vibracijama poklanja znatna pažnja, longitudinalne vibracije se zanemaruju, jer su aksijalna opterećenja i aksijalne deformacije neznatne [64].

Sa analitičkog aspekta razmatranja problematike kritične brzine brzohodog vratila razvijen je određen broj metoda koje sa ograničenom tačnošću opisuju dinamičko ponašanje sistema uzimajući u obzir geometriju, granične uslove oslanjanja i ostale faktore.

Brzohodo vratilo glavnog pogona pile skupa sa masama pričvršćenim na njemu predstavlja elastični savojni opružni sistem. Djelovanjem vanjskih opterećenja mase na vratilu počinju vibrirati pri čemu se vratilo deformiše i vibrira sopstvenom frekvencijom [55]. Pri izvjesnim brzinama, vratilo gubi dinamičku stabilnost. Broj obrtaja pri kome nastupa rezonancija naziva **savojnom kritičnom brzinom vrtnje**,  $n_{skrit}$ , slika 4.17 [125]. Ako je savojna kritična brzina vrtnje manja od brzine vrtnje vratila tokom rada ( $n_{skrit} < n$ ), prilikom pokretanja i zaustavljanja pile mora se osigurati što brži prelaz preko kritičnog područja. Tako će vratilo vrlo kratko vrijeme raditi u kritičnom području, pa će uticaj rezonancije biti zanemarljiv.



Slika 4.17 Odnosi kod savojnog vibriranja vratila  
 a) teorijski (1) i stvarni (2) i (3) položaj vratila  
 b) zavisnost progiba vratila  $y$  o brzini vrtnje

Prilikom određivanja savojne kritične brzine vrtnje, uzima se u obzir da vanjska opterećenja na savijanja samo potiču sopstvene vibracije na vratilu namještenih elemenata, ali nemaju uticaj na sopstvenu frekvenciju tog vibriranja. Ona je ovisna o krutosti vratila, te na vratilu ugrađenih elemenata.

Ako je na vratilu ugrađen samo jedan disk mase  $m$ , uz pretpostavku da je prilikom navlačenja ovog diska postignuto idealno centriranje, tj. da se centar inercije diska poklapa sa uzdužnom osom vratila (slika 4.17-a-1), usljed obrtanja vratila slijedi

$$n_{skrit} \approx \frac{K}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}} = \frac{K}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{y}} \quad \dots(4.198)$$

gdje je:  $n_{skrit} \text{ [s}^{-1}\text{]}$  savojna kritična brzina vrtnje



$K$		koeficijent uležištenja vratila: $K=1,0$ (rotirajuća vratila kod obostranog uležištenja) $K=0,9$ (rotirajuća vratila kod konzolnog uležištenja) $K=1,3$ (mirujuće osovine)
$c$	[N/m]	krutost vratila u težištu mase rotirajućeg elementa; $c = mg/f$
$m$	[kg]	masa diska
$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	gravitaciono ubrzanje
$y$	[m]	progib vratila u težištu mase diska zbog sile teže $F_G = m \cdot g$ .

Ako se disk nalazi na sredini vratila i ako bi rastojanje između ležišta bilo jednako  $L$ , primjenom poznatih obrazaca iz otpornosti materijala slijedi da je krutost vratila na savijanje

$$c = \frac{48EJ_x}{L^3} \quad \dots(4.199)$$

Uslov ravnoteže između centrifugalne sile diska  $m y \Omega^2$  i elastične sile savijenog vratila može se iskazati jednačinom

$$m y \Omega^2 = c y \quad \dots(4.200)$$

Posljedica ovakvog stanja su poprečne vibracije vratila, pri čemu diferencijalna jednačina poprečnih vibracija centra inercije diska ima oblik

$$m \ddot{y} = -c y; \quad m \ddot{y} + c y = 0 \quad \dots(4.201)$$

Kružna frekvencija ovih slobodnih poprečnih vibracija centra inercije diska, pa samim tim i vratila ima oblik  $\Omega^2 = \omega^2 = c/m$ . Ovdje je  $\Omega$  ugaona brzina (radna brzina) vratila pri kojoj nastaju poprečne vibracije vratila, a  $\omega$  sopstvena frekvencija vratila. Jednakost  $\omega = \Omega = \omega_{cr}$  predstavlja broj obrtaja vratila pri kome nastaje rezonancija, tj. kritična brzina obrtanja

$$\omega_{cr}^2 = \frac{c}{m} \quad \dots(4.202)$$

Za slučaj ekscentričnog diska na vratilu koje se obrće ugaonom brzinom  $\Omega$  kao na slici 4.17-a-2 uslov ravnoteže (4.200) između centrifugalne sile mase navučenog diska i elastične sile savijenog vratila glasi [3, 4]

$$m(y + e)\Omega^2 = c y \quad \dots(4.203)$$

odakle je

$$y = \frac{m e \Omega^2}{c - m \Omega^2} = \frac{e}{\frac{c}{m \Omega^2} - 1} = \frac{e}{\left(\frac{\omega_{cr}}{\Omega}\right)^2 - 1} \quad \dots(4.204)$$

gdje je  $e$  - ekscentricitet diska pri kome se centar inercije diska ne poklapa sa tačkom u kojoj uzdužna osa vratila prodire kroz ravan diska.

Iz izraza (4.204) je vidljivo da je  $y = \infty$  za slučaj kada je  $\Omega = \omega = \omega_{cr}$ , odnosno kada se vratilo bude obrtalo kritičnom brzinom obrtanja. U tom slučaju nastupa rezonancija, odnosno amplituda vibriranja vratila će biti nedopušteno velike.

Kada se broj obrtaja vratila  $\Omega$  poveća iznad kritičnog broja obrtaja ( $\Omega > \omega_{cr}$ ), tada dolazi do dinamičke stabilnosti sistema i do umanjenja amplituda poprečnih vibracija. To znači da je sistem pri pokretanju, dok je broj obrtaja ispod kritične brzine, u zoni dinamičke nestabilnosti, a nakon kritične brzine je u zoni dinamičke stabilnosti. Ovaj efekat je poznat pod nazivom **De Lavalov paradoks**, a teorijsko obrazloženje (slučaj na slici 4.17-a-3) dato je na osnovu uslova ravnoteže

$$m(y - e)\Omega^2 = c y \quad \dots(4.205)$$

$$y = \frac{e}{1 - \left(\frac{\omega_{cr}}{\Omega}\right)^2} \quad \dots(4.206)$$

Iz izraza (4.206) uočava se da kad  $(\omega_{cr}/\Omega) \rightarrow 0$ , odnosno kada se ugaona brzina vratila povećava, nastupiće smanjenje amplitude i  $y \rightarrow e$ .

Često se u takvim analizama, a radi jednostavnijeg rješenja diferencijalnih jednačina, zanemaruje masa vratila.

Ako je na vratilu ugrađeno više rotirajućih elemenata s masama  $m_1, m_2, m_3$  itd., računaju se pojedine savojne kritične brzine vrtnje  $n_{skrit1}, n_{skrit2}, n_{skrit3}$  itd. prema izrazu (4.198).

Savojna kritična brzina vrtnje čitavog sistema tada iznosi

$$\frac{1}{n_{uskrit}^2} \approx \frac{1}{n_{skrit1}^2} + \frac{1}{n_{skrit2}^2} + \frac{1}{n_{skrit3}^2} \quad \dots(4.207)$$

Prilikom određivanja savojne kritične brzine vrtnje, prema izrazima (4.198) i (4.207) nije uzimana u obzir masa vratila. To znači da je izračunata savojna kritična brzina vrtnje veća od stvarne (razlika je veća kod većih masa, te kod većih progiba vratila). Odstupanja na ovaj način izračunatih brojeva obrtaja iznose (3 ÷ 10) % od stvarne kritične brzine vrtnje [97]. Zbog toga je, iz sigurnosnih razloga, vratila u praksi potrebno dimenzionirati tako da stvarna brzina vrtnje prilikom rada pile bude za približno 20% veća ili manja od savojne kritične brzine vrtnje [55]:

$1,2 \cdot n_{skrit} \leq n \leq 0,8 \cdot n_{skrit}$ , slika 4.17-b. Veličina kritične brzine vrtnje ne ovisi o tome da li je vratilo horizontalno, koso ili vertikalno. Kod teških vratila na koje su smješteni lakši mašinski elementi, u izrazima (4.191) i (4.200) uzima se u obzir masa dijela vratila na kojemu je ugrađen pojedini mašinski element.

Radna brzina vrtnje  $n$  vratila pilnog diska ne smije biti blizu kritične brzine vrtnje  $n_{krit}$ . Najčešće sistem radi u podrezonantnom području, te je poželjno da  $n_{krit}$  bude što viši. To se postiže:

- malim razmakom ležajeva kako bi progib vratila  $f$  bio manji
- balansiranjem rotirajućeg sistema kako bi se smanjilo djelovanje centrifugalne sile i
- minimiziranjem težine kako bi progib  $f$  bio manji.

Ako rotirajući sistem sklopa vratila pilnog diska radi u nadrezonantnom području, pri puštanju glavnog pogona u rad i pri zaustavljanju područje kritične brzine treba brzo preći.

Vratilo skupa sa rotirajućim masama ugrađenih na njemu, stvaraju torzijski opružni sistem koji torziono vibrira sopstvenom frekvencijom pod uticajem vanjskog opterećenja (okretnog momenta). Ako je torzijski moment promjenljiv (zbog neuravnoteženosti elemenata namještenih na vratilo), dolazi do dodatnih torzijskih impulsa koji su ovisni o brzini vrtnje i masi elemenata na vratilu. Tada se mijenja ugao uvijanja, te može doći do torzijskih vibracija i rezonancije kod **torzijske kritične brzine vrtnje**  $n_{tkrit}$  [55], koja se računa prema izrazu

$$n_{tkrit} \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_t}{J}} \quad \dots(4.208)$$

gdje je:  $c_t$  [Nm/rad] - torzijska krutost vratila  
 $J$  [kgm<sup>2</sup>] - moment inercije (otpora) mase vratila i na njemu namještenih elemenata.

Torzijska krutost  $c_t$  za glatko vratilo iznosi

$$c_t = \frac{\pi d^4 G}{32 \ell} \quad \dots(4.209)$$

a za stepenasto vratilo

$$c_t = \frac{\pi G}{32} \cdot \frac{1}{\frac{\ell_1}{d_1^4} + \frac{\ell_2}{d_2^4} + \frac{\ell_3}{d_3^4} + \dots} \quad \dots(4.210)$$

gdje je:  $d$  [m] - promjer vratila; kod stepenastog vratila promjer pojedinog odsječka vratila  
 $\ell$  [m] - dužina vratila; kod stepenastog vratila dužina pojedinog odsječka vratila  
 $G$  [N/m<sup>2</sup>] - modul smicanja materijala vratila.

Pri izvođenju obrazaca za kritične brzine horizontalnih brzohodnih vratila sa jednim ili više diskova (slučaj i kod sklopa vratila pilnog diska), koriste se slijedeće **energetske metode** [3, 4]:

### 1. Metoda Morley-a

Primjenjuje se princip izjednačenja maksimuma kinetičke i potencijalne energije sistema

$$(E_k)_{max} = (E_p)_{max} \quad \dots(4.211)$$

uz pretpostavku da je masa vratila mala u odnosu na masu navučenih diskova, kao i da vratilo pri svom osnovnom obliku vibriranja, tj. da pri prvom glavnom obliku vibriranja koje se vrši najnižom frekvencijom slobodnih vibracija  $\omega$  sistema, vibrira u obliku tzv. statičke elastične linije, tj. elastične linije vratila pod teretima  $G_i$  (težinama navučenih diskova). Preko Morley-evog obrasca može se odrediti ova najniža frekvencija slobodnih vibracija sistema  $\omega$ , tj. frekvencija njegovog prvog glavnog, odnosno osnovnog oblika vibriranja. Ako se broj obrtaja vratila  $\Omega$  poklopi sa frekvencijom  $\omega$  osnovnog oblika vibriranja slobodnih vibracija sistema, tj. kada bude  $\Omega = \omega = \omega_{cr}$ , onda će ovaj broj obrtanja vratila biti kritičan broj obrtanja.

Ako se statički ugibi ispod tereta  $G_i$  označe sa  $f_i$ , pod pretpostavkom da su svi diskovi idealno centrirani, može se pretpostaviti da centri inercije pojedinih diskova težina  $G_i$  vibriraju u vertikalnoj ravni savijanja po zakonu  $y_i = f_i \cos \omega t$ . Potencijalna energija deformacije vratila akumulirana u samom vratilu određuje se izrazom

$$E_p = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n G_i y_i = \frac{1}{2} g \sum_{i=1}^n m_i y_i \quad \dots(4.212)$$

S obzirom da je  $|y_i|_{max} = |f_i|$ , maksimalna potencijalna energija iznosi

$$(E_p)_{max} = \frac{1}{2} g \sum_{i=1}^n m_i f_i \quad \dots(4.213)$$

Kinetička energija pri kretanju centra inercije diskova u vertikalnoj ravni savijanja iznosi

$$E_k = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n m_i \dot{y}_i^2 = \frac{1}{2} \omega^2 \sum_{i=1}^n m_i f_i^2 \quad \dots(4.214)$$

jer je  $|\dot{y}_i|_{max} = |\omega f_i|$ . Smjenjivanjem izraza (4.214) i (4.213) u jednačinu energije (4.211) dobija se

$$\frac{1}{2} \omega^2 \sum_{i=1}^n m_i f_i^2 = \frac{1}{2} g \sum_{i=1}^n m_i f_i \quad \dots(4.215)$$

U konačnom obliku Morley-ev obrazac ima oblik

$$\omega^2 = \frac{g \sum_{i=1}^n m_i f_i}{\sum_{i=1}^n m_i f_i^2} = \frac{g \sum_{i=1}^n G_i f_i}{\sum_{i=1}^n G_i f_i^2} \quad \dots(4.216)$$

Ovaj obrazac daje utoliko tačnije rezultate ukoliko je veći broj diskova na vratilu. Problem primjene obrasca (4.216) je u određivanju svih statičkih ugiba  $f_i$  ispod tereta  $G_i$  analitičkim putem, pa se određivanje ovih ugiba vrši konstruisanjem elastične linije grafičkim putem. Kod većeg broja diskova može se uzeti u obzir i masa vratila  $M$  koja se dijeli na  $n$  dijelova, tj. na dijelove mase  $M/n$  i svaki takav dio može se pridodati masi odgovarajućeg diska, tako da se u obrazac (4.209) umjesto masa  $m_i$ , trebaju stavljati mase  $m_i^*$  određene izrazom  $m_i^* = m_i + M/n$ .

## 2. Metoda Reley-a

Ova metoda također koristi princip maksimalne potencijalne i kinetičke energije sistema. Pogodna je jer uzima u obzir i mase vratila i diska/diskova, a kao kriva prvog glavnog oblika vibriranja ne mora se obavezno pretpostavljati statička elastična linija koja je nekada veoma kompleksna polinomijalna linija, nego se može koristiti i jednostavniji oblik aproksimacije. Preko Reley-evog obrasca određuje se takođe kružna frekvencija prvog glavnog oblika slobodnih vibracija sistema, tj. najniža frekvencija  $\omega$  iz tzv. spektra frekvencija glavnih oblika vibriranja. Kada se broj obrtaja vratila  $\Omega$  poklopi sa frekvencijom  $\omega$ , tj. kada je  $\Omega = \omega = \omega_{cr}$ , onda će taj broj obrtaja vratila  $\Omega$  biti kritičan broj obrtaja. Pretpostavlja se da osa vratila vibrira u obliku neke funkcije  $f(z)$  koja predstavlja krivu prvog glavnog oblika vibriranja sistema. Ako se sa  $\rho'$  obilježi masa jedinice dužine vratila, onda će kinetička energija elementa mase vratila dužine  $dz$ , mase  $dm = \rho' dz$  biti

$$dE_k = \frac{1}{2} dm v_z^2 = \frac{1}{2} \rho' v_z^2 dz$$

gdje je  $v_z$  - brzina elementa vratila na udaljenosti  $z$  od oslonca (koordinatnog početka). Nadalje se pretpostavlja da pojedini elementi vratila po njegovoj dužini vibriraju po zakonu  $y(z,t) = f(z) \cos \omega t$ , pri čemu je  $f(z)$  kriva prvog glavnog oblika vibriranja, a raspored brzina  $v_z$  pojedinih elemenata vratila na proizvoljnoj udaljenosti  $z$  po dužini vratila iznosi  $v_z = \dot{y}(z,t) = -f(z)\omega \sin \omega t$ . S obzirom da je  $|(v_z)_{max}| = |f(z)\omega|$ , maksimalna kinetička energija elementa mase vratila dužine  $dz$  iznosi

$$(dE_k)_{max} = \frac{1}{2} \rho' (v_z)_{max}^2 dz = \frac{1}{2} \rho' f^2(z) \omega^2 dz$$

Kada se uzme u razmatranje vibriranje vratila dužine  $L$  (bez diskova na njemu), maksimalna kinetička energija zbog mase kompletnog vratila raspona  $L$  iznosi

$$(E_k)_{max} = \int_0^L (dE_k)_{max} = \frac{1}{2} \rho' \omega^2 \int_0^L f^2(z) dz \quad \dots(4.217)$$

Potencijalna energija deformacije vratila pri savijanju (kada se zanemari uticaj smicanja zbog transverzalnih sila) glasi

$$E_p = \frac{1}{2} EJ_x \int_0^L [y''(z)]^2 dz$$

Kako je  $[y''(z)]_{max} = [f''(z)]$ , slijedi

$$(E_p)_{max} = \frac{1}{2} EJ_x \int_0^L [f''(z)]^2 dz \quad \dots(4.218)$$

Kada se uzme u obzir jednačina energije (4.211), dobija se

$$\frac{1}{2} \rho' \omega^2 \int_0^L f^2(z) dz = \frac{1}{2} EJ_x \int_0^L [f''(z)]^2 dz$$

odnosno



$$\Delta_n(\omega^2) = \begin{vmatrix} (1 - m_1\alpha_{11}\omega^2) & -m_2\alpha_{12}\omega^2 & \dots & -m_n\alpha_{1n}\omega^2 \\ -m_1\alpha_{21}\omega^2 & (1 - m_2\alpha_{22}\omega^2) & \dots & -m_n\alpha_{2n}\omega^2 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ -m_1\alpha_{n1}\omega^2 & -m_2\alpha_{n2}\omega^2 & \dots & (1 - m_n\alpha_{nn}\omega^2) \end{vmatrix} = 0 \quad \dots(4.224)$$

Uvođenjem oznaka  $z = 1/\omega^2$  i  $\bar{z}_i = m_i\alpha_{ii}$  i ako se svaki član determinante (4.224) podijeli sa  $\omega^2$ , frekventna jednačina prelazi u oblik

$$\Delta_n(z) = \begin{vmatrix} (z - \bar{z}_1) & -m_2\alpha_{12} & \dots & -m_n\alpha_{1n} \\ -m_1\alpha_{21} & (z - \bar{z}_2) & \dots & -m_n\alpha_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ -m_1\alpha_{n1} & -m_2\alpha_{n2} & \dots & (z - \bar{z}_n) \end{vmatrix} = 0 \quad \dots(4.225)$$

koja u razvijenom polinomijalnom obliku glasi  $z^n - (\bar{z}_1 + \bar{z}_2 + \dots + \bar{z}_n)z^{n-1} + \dots = 0$  i ima  $n$  korjenova  $z_1, z_2, \dots, z_n$ , pri čemu je iz više algebre poznato da između ovih korjenova polinoma i koeficijenta uz član koji se množi sa  $z^{n-1}$  postoji odnos  $z_1 + z_2 + \dots + z_n = \bar{z}_1 + \bar{z}_2 + \dots + \bar{z}_n$ . Od svih izračunatih korjenova može se doći do zaključka da prvi korijen  $z_1$  ima daleko najveću brojnu vrijednost, dok svi ostali korjenovi  $z_2, z_3, \dots, z_n$  imaju zanemarljivo malu veličinu u odnosu na prvi korijen  $z_1$ , te se može napisati da je  $z_1 \approx (\bar{z}_1 + \bar{z}_2 + \dots + \bar{z}_n)$ , odnosno

$$z_{max} = z_1 \leq (\bar{z}_1 + \bar{z}_2 + \dots + \bar{z}_n) = \sum_{i=1}^n \bar{z}_i \quad \dots(4.226)$$

i nadalje

$$\frac{1}{\omega^2} = z_1 \leq \sum_{i=1}^n m_i\alpha_{ii} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{\omega_{ii}^2} = \frac{1}{\omega_{11}^2} + \frac{1}{\omega_{22}^2} + \dots + \frac{1}{\omega_{nn}^2} \quad \dots(4.227)$$

Izraz (4.227) predstavlja Dankerle-ov obrazac na osnovu čega slijedi: recipročna vrijednost kvadrata najniže kružne frekvencije sistema (frekvencije prvog glavnog oblika vibriranja) koncentrisanih masa, manja je ili približno jednaka zbiru recipročnih vrijednosti kvadrata kružnih frekvencija svih masa sistema, pretpostavljajući da svaka od masa posebno sama vibrira na vratilu. Prilikom izvođenja Dankerle-ovog obrasca zanemarena je masa vratila. Na sličan način kao i kod Morley-evog obrasca može se uzeti u obzir i uticaj mase vratila  $M$  podijeljena na  $n$  dijelova, tako da se u obrazac (4.227) umjesto masa  $m_i$  trebaju stavljati mase  $m_i^*$  određene izrazom  $m_i^* = m_i + M/n$ . Kada se u ovaj obrazac, koji inače daje najbolje rezultate kada je na vratilu veliki broj diskova, pređe sa sume na integral, tj. ako  $i \rightarrow \infty$ , tada se u tom slučaju dobija

$$\frac{1}{\omega^2} \leq L \int_0^L \alpha_{zz} dm \quad \dots(4.228)$$

gdje je  $L$  raspon vratila. Preko ovog izraza može se odrediti najniža frekvencija  $\omega$  slobodnih vibracija vratila, kada se masa sistema sastoji samo iz mase vratila, slično kao što se to može učiniti i preko obrasca (4.219).

**Sigurnost protiv pojave kritičnih vibracija** provjerava se određivanjem odnosa kritične i radne ugaone brzine, odnosno učestanosti obrtanja.

Za vratila sa velikom krutošću, koja rade pri broju obrtaja  $n$  manjem od  $n_{kr}$ , ovaj odnos treba da je veći od 1,25 [97] tj.

$$S = \frac{\omega_{kr}}{\omega} > 1,25; \quad S = \frac{n_{kr}}{n} > 1,25 \quad \dots(4.229)$$

Sličnu sigurnost treba obezbijediti i za elastična vratila koja se obrću sa ugaonom brzinom iznad kritične

$$S = \frac{\omega}{\omega_{kr}} > 1,3; \quad S = \frac{n}{n_{kr}} > 1,3 \quad \dots(4.230)$$

Provjera sigurnosti protiv kritičnih vibracija vrši se za vratila sa velikim ugaonim brzinama kao što je vratilo pilnog diska, dok za veći broj mašina i prenosnika koji rade se relativno malom učestanošću obrtanja i imaju vratila sa velikom krutošću ova provjera nije potrebna.

### 4.6.3 Neuravnoteženost glavnog pogona pile

Pri vrtnji, zbog neuravnoteženosti masa, dolazi do dodatnih impulsa centrifugalnih sila koji su ovisni o brzini vrtnje i masi elemenata ugrađenih na vratilu, a posljedica su neizbježnog odstupanja prilikom izrade, zbog kojih se položaj težišta rotirajućih masa na vratilu ne podudara s teorijskim položajem na liniji savijanja (slika 4.17-a-2 i 3). Neuravnoteženost mehanizma glavnog pogona pile je najčešći izvor vibracija, buke i nestabilnosti obrtanja sklopa. Ovu neuravnoteženost gotovo da i nije moguće primjetiti pomoću ljudskog čula, barem ne u ranoj fazi pojave neuravnoteženosti i u slučaju male neuravnoteženosti. Ukoliko je to moguće učiniti, tada je neuravnoteženost već uzela maha i postaje vrlo opasna i po sistem u kojem se javlja i po okolinu, pošto može doći do lomova sa ozbiljnim posljedicama. Najčešće se ljudskim čulima registruje zvuk - brujanje i pomjeranje - vibracije. Kako je ljudsko čulo sluha ograničeno na zvukove između 20 Hz i 20000 Hz, mogu se registrovati vibracije diska koji se okreće brzinom 20 m/s pa naviše (u konkretnom slučaju pilni disk se obrće brzinom cca 100 m/s). Čulo dodira je mnogo inertnije, tako da se vibracije mogu osjetiti do 10 ili 20 Hz, odnosno do 600 ili 1200 vibracija - obrtaja u minuti. Rotiranje neuravnoteženog pilnog diska moguće je registrovati i pomoću vida i tada se, umjesto oštih ivica rotirajućeg diska, vidi samo maglovita oblast u kojoj se ivica rotirajućeg diska kreće - vibrira. Pojedinačno balansiranje svih elemenata u prenosu snage od elektromotora do pilnog diska, kao i balansiranje kompletnog sklopa u velikoserijskoj proizvodnji, imaju svoje specifičnosti uslovljene prije svega raspoloživim vremenom za ovu tehnološku operaciju. Zbog toga konstrukcija sklopa treba biti podređena ovom zahtjevu.

Do pojave neuravnoteženosti može doći usljed raznih uzroka. Nekad je to posljedica konstrukcije rotora (nemogućnost projektovanja simetričnog rotora usljed konstrukcionih zahtjeva), nekad je posljedica nepreciznosti izrade, nepreciznosti montaže ili pak nehomogenosti materijala od kojeg je izrađen rotor sa elementima prenosa snage do pilnog diska. Do pojave neuravnoteženosti može doći i tokom rada sistema, usljed deformacije i habanja kako rotora, tako i elemenata preonsa snage, a ponajviše pilnog diska. Ljepljenje strugotine za zub i međuzublje kao i istupljenje pilnog diska može uzrokovati neuravnoteženost, što u ekstremnim slučajevima dovodi do lomova.

Uzroci neuravnoteženosti svrstavaju se u četiri glavne grupe: u konstrukciji, obradi, montaži i samoj primjeni, tabela 4.5 [92].

Tabela 4.5 Uzroci neuravnoteženosti

Uzroci neuravnoteženosti	Neuravnoteženost uzrokovana
<b>Funkcionalna asimetrija:</b> spojnica, vratilo, ležišta, zamajac, stezne ploče pilnog diska - <a href="#">poglavlje 2 ovog rada</a>	konstrukcijom
<b>Nehomogenosti u materijalu:</b> šljaka, uticaji valjanja i kovanja, različita gustoća, netačnost - nepreciznost obrade (ovalnost, ekscentricitet) itd.	obradom
<b>Ugradnja dodatnih elemenata za učvršćenje:</b> klinovi, vijci, navrtke, nedovoljno pričvršćeni ili nepričvršćeni dijelovi (tzv. vagabundna neuravnoteženost), dijelovi nejednake težine ili momenta inercije (nejednako istrošeni zubi na pilnom disku), ugradnja nesimetričnih grupa (namotaji u elektromotoru), „bacanje“ (valjkasti ležaji, spojka)	montažom
<b>Istrošenost elemenata u sklopu:</b> zubi na pilnom disku, taloženje materija (industrijska prašina), promjena oblika rotora pri rotaciji (vratila, ventilatori za hlađenje, termički uticaji), promjena opterećenja (faza odsijecanja obratka)	primjenom

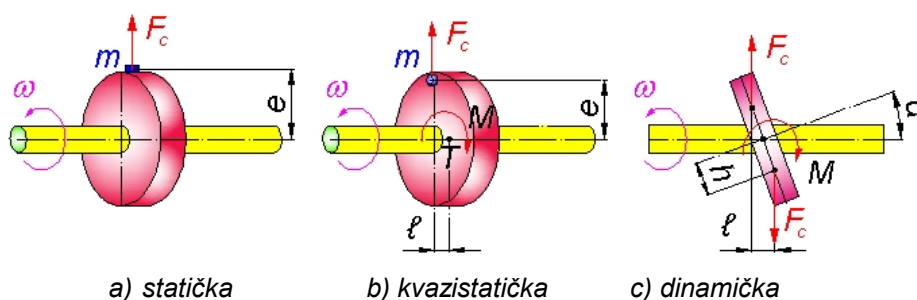
Pilni diskovi su općenito elastični, dakle deformabilni. Ukoliko se radi o elastičnom disku, uravnoteženost se definiše kao slučaj kada:

- disk na svoje oslonce ne prenosi sile koje su posljedica obrtanja diska i kada
- osa diska, odnosno mehanizma glavnog kretanja nije deformisana (prava je linija).

Potpuno je jasno da ove definicije predstavljaju idealne slučajeve i da u praksi tako nešto nije moguće. Naime, uvijek će postojati neka neuravnoteženost. Pitanje je samo: da li sila koju tu neuravnoteženost izaziva, predstavlja smetnju za ispravno funkcionisanje sistema i da li utiče na skraćenje radnog vijeka tog sistema?

Ukoliko je sila neuravnoteženosti ispod neke propisane granice, kao i deformacija ose mehanizma glavnog kretanja, smatra se da je pilni disk sa ovim mehanizmom uravnotežen.

Tri su glavna oblika neuravnoteženosti rotora: statička, kvazistatička i dinamička. Ove neuravnoteženosti će se prikazati na opštim jednostavnim primjerima neuravnoteženosti diska na vratilu (slika 4.18).



Slika 4.18 Primjeri neuravnoteženosti masa

**Statička neuravnoteženost** se javlja kada je osa vratila diska paralelna sa osom obrtanja. Ovaj slučaj se dešava kada se na uravnoteženi disk koji se obrće ugaonom brzinom  $\omega$  [s<sup>-1</sup>] doda teg - neuravnotežavajuću masu  $m$  [kg] na određenoj udaljenosti od ose obrtanja diska  $e$  [m], a u ravni težišta (ravan težišta je normalna na osu obrtanja i na njoj se nalazi težište diska). Dobijena neuravnoteženost je jednaka proizvodu mase tega i njegove udaljenosti od ose diska. Posljedica neuravnoteženosti (debalansa) je rezultujuća centrifugalna sila  $F_c$  koja raste sa kvadratom brzine rotacije

$$F_c = me\omega^2 \quad (4.231)$$

**Kvazistatička neuravnoteženost** se javlja kada se uravnoteženom disku doda masa koja se ne nalazi u istoj ravni sa težištem diska (masa je pomjerena u odnosu na težište diska prema jednom osloncu - ležaju). Tada centrifugalna sila dodate mase  $F_c$  proizvodi, u odnosu na težište, obrtni moment  $M$  [Nm]. Ovo stvara situaciju da se osa diska siječe sa osom rotacije pod ostrim uglom. Ovaj oblik neuravnoteženosti je dobio naziv kvazistatički, pošto se, kao i statički oblik neuravnoteženosti, može uravnotežiti samo sa jednim tegom.

$$M = F_c \cdot \ell = me\omega^2 \ell \quad \dots(4.232)$$

**Dinamička neuravnoteženost** se javlja kada se disk pogrešno postavi (umjesto pod pravim uglom na os rotacije, montaža se izvrši pod nekim drugim uglom). Tada se, ukoliko se disk posmatra kao dva poludiska, formiraju dvije centrifugalne sile koje djeluju u težištima poludiskova. U normalnim okolnostima te dvije sile bi se nalazile u istoj ravni i bile bi neutralisane unutrašnjim silama materijala samog diska, ali usljed loše montaže, centrifugalne sile djeluju u različitim ravnima koje su međusobno udaljene za

$$\ell = 2h \cdot \sin\alpha$$

gdje je:  $\ell$  - međusobna udaljenost težišta poludiskova  
 $h$  - udaljenost težišta poludiskova od osnovice poludiska  
 $\alpha$  - ugao koji grade osa obrtanja i osa diska.



Centrifugalne sile se izračunavaju po istom izrazu (4.231), ali je potrebno napomenuti da se u ovom slučaju za masu koristi vrijednost mase poludiska.

Dinamička neuravnoteženost predstavlja opšti slučaj neuravnoteženosti (najčešće se sreće u praksi) i predstavlja kombinaciju statičke (ili kvazistatičke) i dinamičke neuravnoteženosti. Karakteristika ovog slučaja neuravnoteženosti je da se težište ne nalazi na osi obrtanja, a glavna osa inercije se mimoilazi sa osom obrtanja (nisu paralelne, ne sijeku se, nego grade određeni ugao u prostoru).

U opštoj teoriji neuravnoteženosti, u slučaju diska koji se obrće konstantnom brzinom oko nepokretne ose, oslonjenom na dva oslonca - ležaja, definiše se šest uslova dinamičke ravnoteže

$$\left. \begin{aligned} \sum X &= A_x + B_x + \int x \cdot \omega^2 \cdot dm = A_x + B_x + m \cdot x_T \cdot \omega^2 = 0 \\ \sum Y &= A_y + B_y + \int y \cdot \omega^2 \cdot dm = A_x + B_x + m \cdot y_T \cdot \omega^2 = 0 \\ \sum Z &= 0 \\ \sum M_x &= B_y \cdot \ell + \int y \cdot z \cdot \omega^2 \cdot dm = B_y \cdot \ell + \omega^2 \cdot J_{yzA} = 0 \\ \sum M_y &= B_x \cdot \ell + \int x \cdot z \cdot \omega^2 \cdot dm = B_x \cdot \ell + \omega^2 \cdot J_{xzA} = 0 \\ \sum M_z &= 0 \end{aligned} \right\} \dots(4.233)$$

gdje su:  $A_x, A_y, B_x, B_y$  - komponente reakcije oslonaca A i B

$x_T, y_T$  - komponente položaja diska

$J_{xzA}, J_{yzA}$  - centrifugalni moment inercije mase diska s obzirom na ose x, y i z, za ležaj A.

Od ovih šest uslova, dva uslova su automatski zadovoljena, pošto nema sila koje djeluju u pravcu z - ose, a takođe je i suma momenata za z - osu jednaka nuli.

Da bi disk bio uravnotežen potrebno je da sile reakcije u ležajevima A i B budu jednake nuli (reakcije na dinamičke sile - podrazumijeva se da reakcije na statičke sile ne mogu biti jednake nuli u uslovima postojanja gravitacione sile), odnosno:

$$x_T = y_T = J_{xyA} = J_{zyA} = 0 \quad \dots(4.234)$$

Drugim riječima, disk je uravnotežen ako mu se težište nalazi na osi rotacije i ako se osa rotacije poklapa sa jednom od glavnih osa inercije diska.

Problem neuravnoteženja elastičnih diskova je promjena sile neuravnoteženosti sa promjenom broja obrtaja. Zbog toga se uravnoteženje elastičnih diskova mora sprovoditi na radnom broju obrtaja. Problem se uvećava kada se radni broj obrtaja poklapa (ili je blizak) jednoj od sopstvenih frekvencija. Tada dolazi do rezonantnog oscilovanja i deformisanja elastične linije diska, a to deformisanje ima oblik koji uglavnom zavisi od frekvencija vibriranja, a ne od rasporeda masa sklopa.

Potrebno je uzeti u obzir konstruktivne parametre rotirajućeg sistema, karakteristike elastičnih oslonaca, kao i uticaj vanjskih poremećaja. Zbog elastičnih svojstava rotirajuće strukture i prisutnih poremećajnih sila u toku odsijecanja metala, geometrijska osa sklopa ne poklapa se sa osom obrtanja, tako da se svaka tačka rotirajuće strukture kreće po nekoj prostornoj putanji.

U slučaju da je radna brzina rotirajuće strukture veća od prve ili druge sopstvene frekvencije ( $\Omega > \omega_1$  i/ili  $\omega_2$ ), neophodno je uzeti u obzir uticaj elastičnih deformacija sistema na njegovu stabilnost. Međutim, ukoliko je radna brzina rotora pogonskog elektromotora  $\Omega$  znatno manja od prve sopstvene frekvencije  $\omega_1$ , tako da je  $\Omega \ll 0,5\omega_1$ , uticaj elastičnih deformacija rotirajuće strukture na njegovo vibratorno ponašanje je neznatno i može se zanemariti [73].

Usljed neuravnoteženosti masa, nestabilan rad rotirajuće strukture uzrokuje stvaranje dodatnih dinamičkih opterećenja, povećavanje nivoa nepovoljnih vibracija, povećanje nivoa buke i sl. Sve ovo negativno utiče na kvalitet rada mehaničkog sistema, na njegovu sigurnost i pouzdanost.

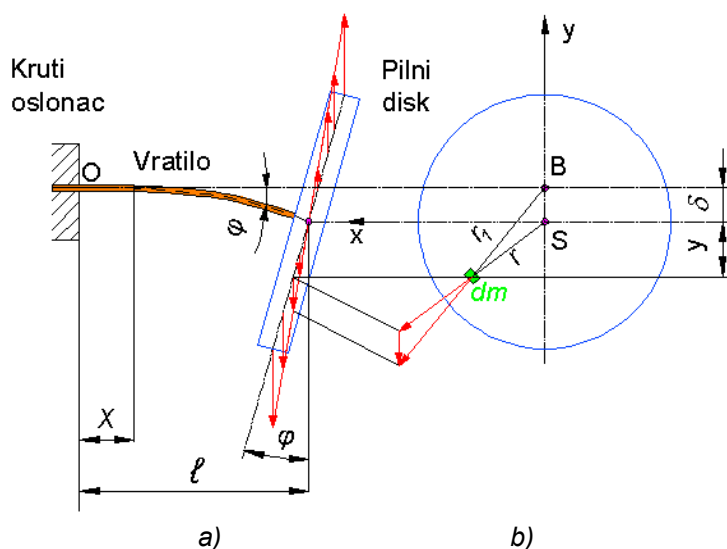
#### 4.6.4 Žiroskopski efekat na konzolnom prepustu pilnog diska

Pod žiroskopom se podrazumijeva svako kruto tijelo koje rotira velikom ugaonom brzinom oko svoje ose materijalne simetrije, pri čemu ta osa ima jednu nepomičnu tačku i mijenja pravac u prostoru (primjer čigre). Ugaona brzina okretanja tijela mnogo puta je veća od ugaone brzine kojom se okreće osa tijela. Prema tome, žiroskop u opštem slučaju vrši sferno kretanje [8, 56].

Karakter vibratornog kretanja diska zavisi od njegovog položaja u odnosu na oslonce rotirajućeg sistema. Ako je disk u sredini raspona između krutih oslonaca vratila koje se obrće konstantnom ugaonom brzinom, disk mnogo vibrira približno u ravni svoje materijalne simetrije i to kada se broj obrtaja vratila podudara sa kružnom frekvencijom sistema pri čemu nastaje rezonancija. U tom slučaju amplituda vibriranja se uvećava do beskonačnosti [8].

Međutim, ukoliko je disk postavljen bliže osloncu, ili je na konzolnom prepustu vratila, što je slučaj kod originalne i rekonstruisane izvedbe mehanizma glavnog kretanja pile (slike P2.1 i P2.2 - prilog 2), onda njegovo vibratorno kretanje (kovitlanje) neće se izvoditi samo u ravni materijalne simetrije. Tada je pored vibriranja u toj ravni potrebno uzeti u obzir i zakretanje diska oko dijametralnih prečnika paralelnih  $Ox$  i  $Oy$  osama [14, 35, 36]. Da bi se uzelo u obzir ovo zakretanje diska i njegov uticaj na sopstvene frekvencije i stabilnost sistema, razmotriće se slučaj prikazan na slici 4.19. Centrifugalne sile pojedinih elementarnih masa diska ne leže u istoj ravni (slika 4.19-a), već stvaraju sprega koji nastoji da izravna elastično deformisano vratilo. Intenzitet ovog sprega definisan je primjenom zakona o promjeni momenta količine kretanja za odgovarajuće ravni. Za ugaonu brzinu kovitlanja središta vratila pretpostavlja se da je ista kao i ugaona brzina obrtanja vratila. Prema tome, svaka pojedina tačka diska kreće se po krugu u ravni koja je upravna na neporemećenu središnju liniju vratila. Usljed ovog kretanja nastaju centrifugalne sile.

Na slici 4.19-b vidi se da je centrifugalna sila  $\omega^2 r_1 dm$  elementa mase  $dm$  upravljena od tačke B. Ova sila se može razložiti u dvije komponente:  $\omega^2 \delta dm$  vertikalno naniže i  $\omega^2 r dm$  usmjerenu od diska ili središta vratila S. Sile  $\omega^2 \delta dm$  za razne elemente masa se sabiraju u jednu silu  $m\omega^2 \delta$  (gdje je  $m$  masa cijelog diska) koja djeluje u tački S naniže. Sve sile  $\omega^2 r dm$  su usmjerene radijalno od središta S diska. Komponenta  $y$  sile  $\omega^2 r dm$  je  $\omega^2 y dm$ . Momentni krak ove elementarne sile je  $y\varphi$ , gdje je  $\varphi$  ugaon disk u odnosu na vertikalu.



Slika 4.19 Centrifugalne sile i momenti na pilnom disku

Prema tome, moment djelića  $dm$  jednak je  $\omega^2 y^2 \varphi dm$ , a ukupni moment  $M$  centrifugalnih sila je

$$M = \omega^2 \varphi \int y^2 dm = \omega^2 \varphi J_d \quad \dots(4.235)$$

gdje je  $J_d$  moment inercije diska u odnosu na jedan od njegovih prečnika.

Kraj vratila izložen je sili  $P = m\omega^2\delta$  i momentu  $M = \omega^2\varphi J_d$ , pri čemu je  $\delta$  ugib, a  $\varphi$  ugao. To se može dogoditi samo kod neke određene brzine  $\omega$ , pa se zbog toga proračun kritične brzine svodi na statički problem, naime, da se nađe kod koje vrijednosti  $\omega$  će vratilo, koje je izloženo sili  $P$  i momentu  $M$ , dobiti ugib  $\delta$  i nagib  $\varphi$ . Neka je savojna krutost obrtnog konzolnog prepusta vratila  $EJ$  dužine konzole  $\ell$ . Za analizu ugiba i nagiba konzole usljed dejstva sile  $P$  i momenta  $M$  koristiće se obrasci iz otpornosti materijala [11].

Diferencijalna jednačina elastične linije konzolnog prepusta od djelovanja sile  $P$  glasi

$$EJ\ddot{y} = P\ell \Rightarrow \ddot{y} = \frac{P\ell}{EJ} \quad \dots(4.236)$$

Na bilo kojem rasponu konzole ( $x$ ) važi

$$EJ\ddot{y} = P(\ell - x) \quad \dots(4.237)$$

Rješenje diferencijalne jednačine je

$$y = \frac{P}{6} \cdot \frac{\ell^3}{EJ} \left\{ \left( \frac{x}{\ell} \right)^2 \left[ 3 - \left( \frac{x}{\ell} \right) \right] \right\} \quad \dots(4.238)$$

Za  $x = \ell$ , izrazi za ugib  $\delta_P$  i nagib  $\varphi_P$  od dejstva sile  $P$  glase

$$\delta_P = \frac{P\ell^3}{3EJ}; \quad \varphi_P = \frac{P\ell^2}{2EJ} \quad \dots(4.239)$$

Diferencijalna jednačina elastične linije konzolnog prepusta od djelovanja momenta  $M$  glasi

$$EJ\ddot{y} = M \Rightarrow EJ\dot{y} = Mx \quad \dots(4.240)$$

Rješenje diferencijalne jednačine je

$$y = \frac{M}{2} \cdot \frac{x^2}{EJ} = \frac{M}{2} \cdot \frac{\ell^2}{EJ} \cdot \left( \frac{x}{\ell} \right)^2 \quad \dots(4.241)$$

Za  $x = \ell$ , izrazi za ugib  $\delta_M$  i nagib  $\varphi_M$  od dejstva momenta  $M$  glase

$$\delta_M = \frac{M\ell^2}{2EJ}; \quad \varphi_M = \frac{M\ell}{EJ} \quad \dots(4.242)$$

Tada je

$$\left. \begin{aligned} \delta &= \left( m\omega^2\delta \right) \frac{\ell^3}{3EJ} - \left( J_d\omega^2\varphi \right) \frac{\ell^2}{2EJ} \\ \varphi &= \left( m\omega^2\delta \right) \frac{\ell^2}{2EJ} - \left( J_d\omega^2\varphi \right) \frac{\ell}{EJ} \end{aligned} \right\} \quad \dots(4.243)$$

Nakon sređivanja izraza (4.243) slijedi

$$\left. \begin{aligned} \left( m\omega^2 \frac{\ell^3}{3EJ} - 1 \right) \delta + \left( -J_d\omega^2 \frac{\ell^2}{2EJ} \right) \varphi &= 0 \\ \left( -m\omega^2 \frac{\ell^2}{2EJ} \right) \delta + \left( \omega^2 J_d \frac{\ell}{EJ} + 1 \right) \varphi &= 0 \end{aligned} \right\} \quad \dots(4.244)$$

Ovo je sistem linearnih homogenih jednačina koji će imati rješenje za  $\delta$  i  $\varphi$  samo ako mu je determinanta sistema jednaka nuli, tako da se za  $\omega^2$  dobije slijedeća jednačina

$$\omega^4 + \omega^2 \frac{12EJ}{mJ_d \ell^3} \left( \frac{m\ell^2}{3} - J_d \right) - \frac{12E^2 J^2}{mJ_d \ell^4} = 0 \quad \dots(4.245)$$

koja se rješava po  $\omega^2$ . Prije nego što se to učini, ova jednačina svede se na bezdimenzionalni oblik sa varijablama  $K$  (funkcija kritične brzine) i  $D$  (efekat diska)

$$K = \omega \sqrt{\frac{m\ell^3}{EJ}}; \quad D = \frac{J_d}{m\ell^2} \quad \dots(4.246)$$

te jednačina (4.245) poprima slijedeći oblik

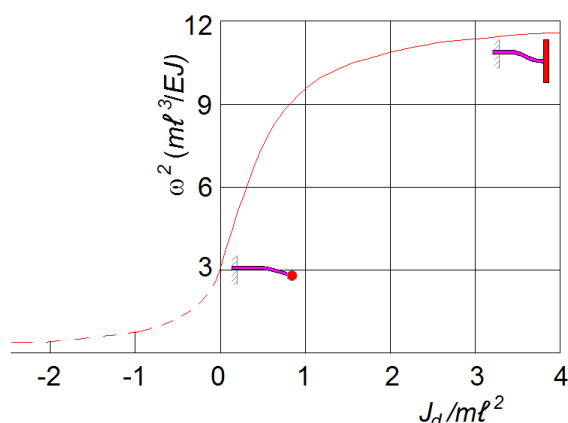
$$K^4 + K^2 \left( \frac{4}{D} - 12 \right) - \frac{12}{D} = 0 \quad \dots(4.247)$$

čije je rješenje u formi

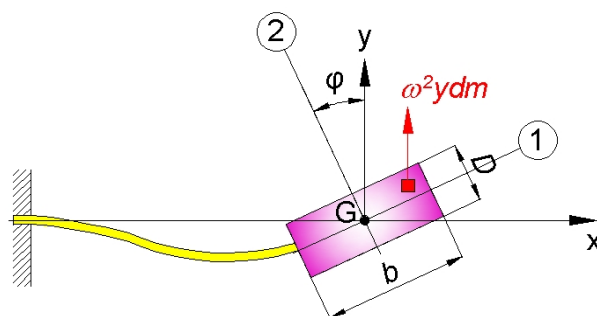
$$K^2 = \left( 6 - \frac{2}{D} \right) \pm \sqrt{\left( 6 - \frac{2}{D} \right)^2 + \frac{12}{D}} \quad \dots(4.248)$$

Ovaj obrazac prikazan je dijagramom 4.17, gdje je ordinata  $K^2$  kvadrat bezdimenzionalne sopstvene frekvencije, tj. kvadrat faktora kojim treba množiti  $\sqrt{EJ/m\ell^3}$  da bi se dobila frekvencija. Apscisa je efekat diska  $D$  koji je za koncentrisanu masu jednak nuli. U tom slučaju je frekvencija  $\omega^2 = 3EJ/m\ell^3$ . S druge strane, za  $J_d = \infty$  (tj. disk pri kome je sva masa koncentrisana na velikom poluprečniku) nije moguć konačan ugao  $\varphi$ , jer bi se tada tražio beskonačan torzioni moment koji vratilo ne može proizvesti. Disk ostaje paralelan samom sebi, pa je vratilo mnogo kruće nego bez efekta diska. Frekvencija je  $\omega^2 = 12EJ/m\ell^3$ .

Do sada je posmatran disk koji je veoma tanak. Kada on postepeno povećava svoju debljinu do npr. jednog prečnika, više liči na tačku nego na disk, tako da je žiroskopski efekat beznačajan. Ako disk postaje još duži, dužine jednake veličini mnogo prečnika, on se pretvara u štap. Kada se na takav oblik crtaju centrifugalne sile, lako je uočiti da je spreg centrifugalni sila obrnut: centrifugalnim spregom vraća se disk natrag, ali štap je pritiskivan ugaono od svog položaja. U opštem slučaju posmatra se čestica na slici 4.20. Ovdje se težište tijela već nalazi na osi rotacije  $x$ , tako da nema centrifugalnih sila, već postoji samo moment.



Dijagram 4.17 Promjena kvadrata funkcije kritične brzine  $K^2$  od efekta diska  $D$



Slika 4.20 Slučaj debelog diska

Sila na česticu je  $\omega^2 y dm$ , a njen momentni krak oko G je  $x$ , tako da je moment  $\omega^2 x y dm$ . Integracija po čitavom tijelu daje  $\omega^2 \int x y dm$ . Za tanki disk je  $x = y\varphi$ . Kada se posmatraju dvije glavne ose tijela (1 i 2), pri čemu su momenti inercije u odnosu na ove ose  $J_1$  i  $J_2$ , navedene ose

prema osama  $x$  i  $y$  zatvaraju ugao  $\varphi$ . Pomoću Morovog kruga nalazi se centrifugalni moment (za malo  $\varphi$ )

$$\int xydm = \frac{J_1 - J_2}{2} \sin 2\varphi \approx (J_1 - J_2)\varphi \quad \dots(4.249)$$

Za tanki disk je  $J_1 = 2J_d$ , a  $J_2 = J_d$ . Za disk prečnika  $D$  i debljine  $b$  slijedi

$$J_1 = \frac{mD^2}{8}; \quad J_2 = \frac{mD^2}{16} + \frac{mb^2}{12} \quad \dots(4.250)$$

Žiroskopski moment iznosi

$$\omega^2 (J_1 - J_2)\varphi = \left( \frac{mD^2}{16} - \frac{mb^2}{12} \right) \omega^2 \varphi \quad \dots(4.251)$$

Odavde slijedi da je moment centrifugalnih sila za  $b = 0,866D$  jednak nuli, a za veće dužine postaje i negativan. Slika 4.20 ostaje primjenljiva za taj slučaj, ako se  $J_d$  interpretira kao dio izraza (4.251) u zagradi, a isprekidani dio sa lijeve strane dijagrama 4.17 zadržava značenje kao i za tanki štap. Također, potrebno je da se vratilo bez promjene produži do središta cilindra. Kada se vratilo učvrsti kao i obično za kraj cilindra, mijenjaju se i uticajni koeficijenti. Ovaj opisani efekat naziva se **žiroskopski efekat**. Naziv nije najpodesniji, jer žiroskop obično označava tijelo koje se veoma brzo obrće, pri čemu mu se osa rotacije polako kreće. Kod posmatranog diska kovitlanje ose rotacije toliko je brzo kao i sama rotacija, tako da se to u principu teško može nazvati žiroskopom.

Sa aspekta uticaja žiroskopskog efekta najpogodniji odnos debljine diska i njegovog prečnika (teorijski posmatrano) je  $b = 0,866D$ , jer je tada moment centrifugalnih sila žiroskopskog efekta jednak nuli.

Ukoliko se konkretno posmatra realni model iz ovog rada, dužina konzole je vrlo mala ( $\ell \approx 0$ ), a savojna (fleksijska) krutost vratila  $EJ$  je vrlo velika, tako da je zakrivljenost elastične linije vratila na prepustu neznatna, te pomjeranja ose rotacije skoro i nema.

#### 4.6.5 Uticaj vibracija na stabilnost rada originalnog modela pile

Cilj ove analize je da teorijski predoči razne forme vibriranja, poveže ih sa realnim stanjem i ukaže na njihovu ulogu i uticaj na cjelokupan sistem.

Vibracije na vrućim pilama mogu se svrstati u dvije grupe, s obzirom na vremenski period djelovanja i vrstu vibriranja:

- a) vibracije u praznom hodu
- b) vibracije u periodu odsijecanja obratka.

S obzirom na složenost rotirajuće strukture, istovremeno su prisutne linearne, torzijske i fleksione (savojne) vibracije u oba perioda rada pile.

Posmatrajući strukturu pile, geometrijski raspored pojedinih elemenata, kao i sam cjelokupni radni sistem, procjenjuje se da bi se pomenute vrste vibracija javile na slijedećim dijelovima:

- Linearne vibracije: na svim djelovima nosive konstrukcije vruće pile u radnom i praznom hodu
- Torzijske i fleksione vibracije: na svim obrtnim dijelovima koji se nalaze na vratilu i u vezi sa vratilom u radnom i praznom hodu.

Vibracije se javljaju sa različitim frekvencijama i amplitudama u radnom i praznom hodu. Uzrok ovoj razlici treba tražiti u poremećajnim silama - otporima piljenja koji djeluju na pilni disk u nestacionarnim uslovima rada.

#### 4.6.5.1 Linearne vibracije

Ova vrsta vibracija posmatra se u vertikalnoj ravni  $zy$ , odnosno u pravcu ose  $z$  (slika 4.21), a nastaje kao posljedica debalansa (neuravnoteženosti) obrtnih masa, lošeg centriranja i otpora piljenja.

Neuravnoteženost obrtnih masa (tačka 4.6.3) posljedica je više uzroka, a obradiće se najutjecajnije na stabilan rad sistema:

a) Debalans elektromotora

Ranije je navedeno da su svi elektromotori nakon popravke bili neizbalansirani, a usljed zaribavanja oštećeni dio na rotoru se jednostavno isjecao;

b) Necentričnost pilnog diska

Uzrok ovome je istrošenost mjesta nasjeda pilnog diska, odnosno velika odstupanja otvora na pilnom disku i dosjeda na steznoj ploči koja ga nosi. Ponašanje je isto kao i kod elektromotora;

c) Nesaosnost polutki spojnice rotora motora i vratila pilnog diska

Ovo je veliki problem u izvornom konstrukcionom sklopu (slika 2.4, poglavlje 2). Da bi se elektromotor centrirao potrebno je 2 do 3 sata. Uzrok ovom je njegov smještaj, zatim velika težina (preko 1000 kg) i nepristupačnost. Nepravilnosti kod centriranja (visinska i kombinovana) mogu se javiti kao ugaono, radijalno i aksijalno odstupanje. Necentričnost spojke je najčešća pojava, a u najvećoj mjeri ovisi od stručnosti i marljivosti osoblja održavanja. Uticaj spojke na dva obrtna sistema koja spaja za sada još nije stručno obrađen po pitanju prenošenja vibracija, što bi bilo vrlo interesantno kod brzohodnih vratila;

d) Proces piljenja

Ulaskom pilnog diska u usijani materijal obratka, dinamička ravnoteža obrtnog sistema i pokretnog dijela se poremeti. Obrtni sistem, odnosno elektromotor, dobija dio energije zamajca i usporava se, a radijalna sila  $R$  (slika 4.15) kao dopunska reakcija suporta preuzima na sebe dio tereta.

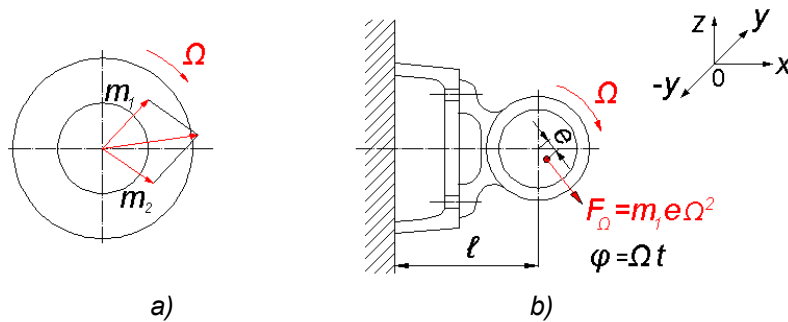
U procesu piljenja važnu ulogu ima zračni cilindar u mehanizmu pomoćnog kretanja pile. Ovo konstrukciono rješenje na kliznim pilama ima dosta prednosti u odnosu na pile sa mehaničkim pogonom pomoćnog kretanja (elektromotor, reduktor, zupčasta letva). Zračni cilindar posmatran sa stanovišta vibracija djeluje kao prigušivač zbog svoje tromosti i ne prenošenja vibracija na okolinu. Ovo nije slučaj sa mehaničkim pogonom koji u periodu vibriranja djeluje kao elastična sprega i ima značajnog udjela kod horizontalnih vibracija.

Prema [7], potrebna brzina pomoćnog kretanja pile je ona pri kojoj se u jednakim vremenskim intervalima vrši odsijecanje uvijek jednakih površina, pri čemu se održava otpor pomoćnog kretanja  $Q$  konstantnim. Ovo je vrlo važno sa aspekta ravnomjernosti piljenja. Ovaj princip je moguće primijeniti kod „hladnog“ piljenja, jer se sam proces odvija u dužem periodu vremena. To, međutim, nije slučaj kod „vrućeg“ piljenja, jer se proces odvija veoma brzo (nekoliko sekundi). Zbog toga se ne mogu registrovati tako nagle promjene brzine i pored primjene pneumatskog sistema, a razlog leži u djelomičnoj tromosti zračne instalacije. Isto važi i za hidraulički pogon zbog tromosti elektro-hidrauličkih komponenti ( $0,10 \pm 0,15$  s).

Kako nije moguće ostvariti ravnomjerno kretanje saonica pile u toku procesa odsijecanja, propisuje se srednja brzina kojom se karakterizira brzina promjenljivog kretanja;

e) Centrifugalne sile

Za vrijeme okretanja u radu pilni disk osim otpora piljenju, izložen je i dejstvu centrifugalnih sila ovisno od svoga položaja. Za vratila sa prepustom, odnosno kod konzolnog smještaja pilnog diska, usljed težine i sila piljenja, vratilo se na kraju deformiše, slika 4.19. Dejstvo centrifugalne sile u ovakvim slučajevima je pozitivno, jer nastoji izravnati pilni disk, pa prema tome povećava krutost cijelog sistema (vratila). Linearne vibracije intenzivne su na elektromotoru i mogu se posmatrati u sva tri pravca ( $x$ ,  $y$  i  $z$ ), slika 4.21.



Slika 4.21 Prikaz neuravnoteženog elektromotora

S obzirom na konstrukciju, krutost i postojeća ograničenja za očekivati je da su vibracije u pravcu z ose s najvećim amplitudama.

Elektromotor na pili za odsijecanje profila u vrućem stanju smješten je konzolno (slika P2.1-prilog 2). Dejstvo neuravnoteženih masa elektromotora  $m_1$ , pilnog diska  $m_2$  itd. (slika 4.21-a), ispoljava se preko centrifugalne sile (slika 4.21-b), a njihovo zajedničko dejstvo pored veličine masa, ekscentriciteta, ugaone brzine, ovisi takođe i od međusobnog položaja. Rezultirajuća centrifugalna sila je vektorski zbir svih centrifugalnih sila na vratilu.

U položaju statičke ravnoteže u pravcu ose z nalazi se opterećenje  $G$  na konzoli i reakcija konzole  $F_c$ . Ugib  $f_{st}$  ovisi od tereta  $G$ , odnosno momenta i krutosti konzole  $c$ . Cjelokupni sistem vibrira oko ravnotežnog položaja [42].

Diferencijalna jednačina vibriranja u pravcu z ose, prema D' Alambert-u može se dati u obliku

$$m\ddot{z} = G - c(f_{st} + z) + m_1 e \Omega^2 \cos(\Omega t) \quad \dots(4.252)$$

gdje je:

- $m$  - rezultujuća masa
- $\varphi = \Omega t$  - ugao zakretanja
- $c$  - krutost konzolnog nosača.

$$\ddot{z} + \omega^2 z = \frac{m_1}{m} e \Omega^2 \cos(\Omega t) \quad \dots(4.253)$$

Izrazi za amplitudu prinudnih vibracija, statički progib i krutost konzole pišu se u obliku

$$A = \frac{\frac{m_1}{m} e \Omega^2}{\frac{c}{m} - \Omega^2} = \frac{\frac{m_1}{m} e \Omega^2}{\frac{3EJ}{m\ell^3} - \Omega^2}; \quad f_{st} = \frac{G}{c}; \quad c = \frac{G}{f_{st}} = \frac{3EJ}{\ell^3} \quad \dots(4.254)$$

gdje je:

- $f_{st}$  - statički progib
- $J$  - moment inercije poprečnog presjeka konzole
- $E$  - modul elastičnosti.

Moment inercije poprečnog presjeka konzole

$$J = \frac{\Omega^2 \ell^3 (Am + em_1)}{3EA} \quad \dots(4.255)$$

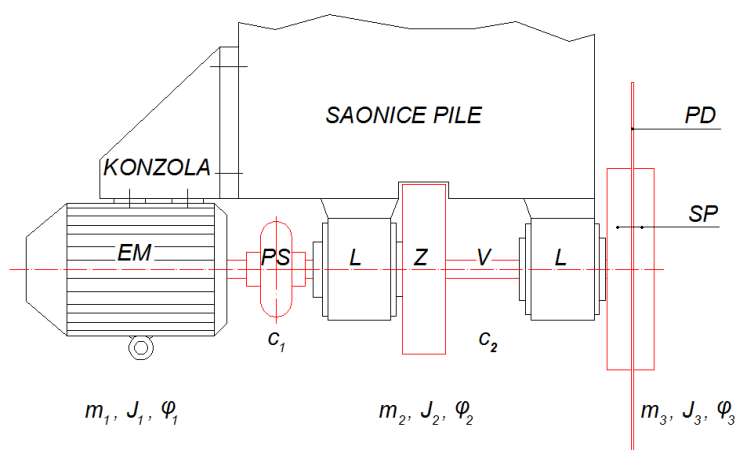
Ako je veličina amplitude u dozvoljenim granicama, jednačina (4.255) mjerodavna ja za provjeru momenta inercije. Usporedbom sa stvarnim momentom inercije, moglo bi se zaključiti u kakvoj situaciji se nalazi sistem i šta se mora dalje uraditi u cilju njegovog stabilnijeg rada. S obzirom da je konzola složenog poprečnog presjeka, treba što preciznije odrediti moment inercije konzolnog nastavka elektromotora.

## 4.6.5.2 Torzione vibracije

Kod posmatranja sistema obrtnih masa (vratilo sa tri mase  $m_1, m_2, m_3$ ), u slučaju kada cijeli sistem vertikalno vibrira u z pravcu, isti ima četiri generalisane koordinate, odnosno četiri stepena slobode (slika 4.22).

Da bi ovaj sistem obrtnih masa vibrirao torziona, mora postojati vanjska poremećajna sila. Ova sila prenosi se sa kraja na kraj obrtnog sistema u vidu momenta, a proizvodi je pilni disk, odnosno elektromotor.

Za vrijeme piljenja cijeli sistem je uvrnut za  $(\varphi_1 - \varphi_3)$  i napregnut. Nakon presjecanja obratka sistem obrtnih masa: rotor motora, zamajac i pilni disk sa steznim pločama trenutno su rasterećeni i počinju vibrirati oko svojih ravnotežnih položaja. Ovaj trenutak ponašanja obrtnih masa treba posmatrati u njihovoj uzajamnoj vezi sa stanovišta vibracija.



Slika 4.22 Mehaniizam glavnog kretanja pile

Značenje pojedinih veličina:

- $M$  - cjelokupna masa (vertikalno vibrira)
- $m_i$  - obrtne mase
- $J$  - moment inercije
- $\dot{\varphi}$  - ugaona brzina
- $E_k$  - kinetička energija
- $\varphi$  - ugao zakretanja vratila.

Kinetička energija  $E_k$  i potencijalna energija  $E_p$  sistema iznose

$$\left. \begin{aligned} E_k &= \frac{1}{2} M \dot{z}^2 + \frac{1}{2} J_1 \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} J_2 \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} J_3 \dot{\varphi}_3^2 \\ E_p &= \frac{c z^2}{2} + \frac{1}{2} c_1 (\varphi_1 - \varphi_2)^2 + \frac{1}{2} c_2 (\varphi_2 - \varphi_3)^2 \end{aligned} \right\} \dots(4.256)$$

Iz izraza za kinetičku i potencijalnu energiju po Lagranžu mogu se postaviti diferencijalne jednačine vibriranja:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}} - \frac{\partial E_k}{\partial q} + \frac{\partial E_p}{\partial q} &= 0 \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial E_k}{\partial \dot{z}} &= M \ddot{z} \\ \frac{\partial E_k}{\partial z} &= 0; \quad \frac{\partial E_p}{\partial z} = cz \end{aligned}$$



gdje je  $\partial E_p / \partial q$  generalisana sila, a  $q$  generalisana (poopćena) koordinata.

$$-M\ddot{z} + cz = 0 \quad \dots(4.257)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial E_k}{\partial \dot{\varphi}_1} = J_1 \ddot{\varphi}_1; \quad \frac{\partial E_k}{\partial \varphi_1} = 0; \quad \frac{\partial E_p}{\partial \varphi_1} = c_1(\varphi_1 - \varphi_2)$$

$$-J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_1(\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \quad \dots(4.258)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial E_k}{\partial \dot{\varphi}_2} = J_2 \ddot{\varphi}_2; \quad \frac{\partial E_k}{\partial \varphi_2} = 0; \quad \frac{\partial E_p}{\partial \varphi_2} = c_1(\varphi_1 - \varphi_2) + c_2(\varphi_2 - \varphi_3)$$

$$-J_2 \ddot{\varphi}_2 + c_1(\varphi_1 - \varphi_2) + c_2(\varphi_2 - \varphi_3) = 0 \quad \dots(4.259)$$

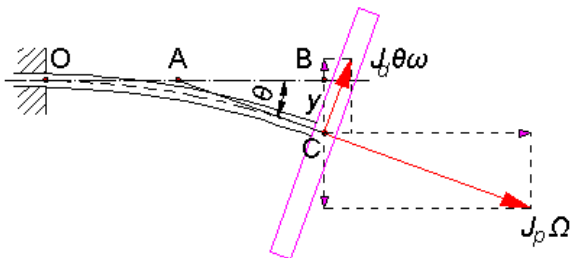
$$\frac{d}{dt} \frac{\partial E_k}{\partial \dot{\varphi}_3} = J_3 \ddot{\varphi}_3; \quad \frac{\partial E_k}{\partial \varphi_3} = 0; \quad \frac{\partial E_p}{\partial \varphi_3} = c_2(\varphi_2 - \varphi_3)$$

$$-J_3 \ddot{\varphi}_3 + c_2(\varphi_2 - \varphi_3) = 0 \quad \dots(4.260)$$

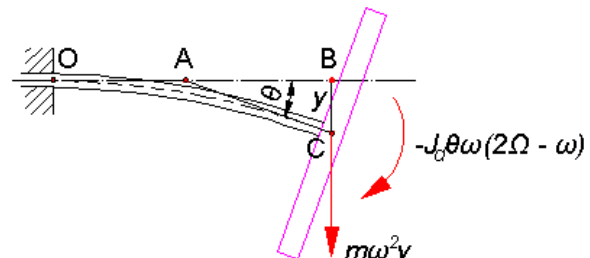
Izrazi (4.257) do (4.260) definiraju vibriranje masa  $m_1$ ,  $m_2$ ,  $m_3$  i cjelokupne mase  $M$ . Može se zaključiti da mase na vratilu vibriraju kružno (torziono) oko svoga ravnotežnog položaja, dok cjelokupni sistem u koji spadaju i ostale mase na vratilu vibrira linearno u pravcu ose  $z$ .

- Uticaj pilnog diska na vibracije sistema

U slučaju konzolno oslonjenog pilnog diska, potrebno je poći od određenih pretpostavki kao i posebnih objašnjenja prije konačne postavke ponašanja cjelokupnog sistema. Na slici 4.23 prikazana je konzola koja rotira sa kovitlanjem, na čijem kraju se nalazi disk [14]. Pretpostavlja se da srednja linija vratila u prikazanom savijenom položaju rotira oko prvobitnog položaja OA ugaonom brzinom  $\omega$ .



Slika 4.23 Vratilo u kovitlajućem položaju, sa amplitudama  $y$  i  $\theta$  kod diska. Strelice su trenutne komponente momenta količine kretanja diska



Slika 4.24 Inercijalna sila i inercijalni spreg koji djeluje od diska na vratilo nastali usljed rotacije  $\Omega$  i kovitljanja  $\omega$  vratila

Pretpostavlja se da istovremeno i nezavisno rotiraju i disk i vratilo oko savijene srednje linije OC ugaonom brzinom  $\Omega$ . Kada se disk samo obrće, a ne kovitla, moment količine kretanja je vektor  $J_p \Omega$ , gdje je  $J_p$  polarni moment inercije diska oko (savijene) srednje linije vratila. Ako se pretpostavi da je  $\Omega = 0$ , tj da nema rotacije, postoji samo kovitlanje  $\omega$ . Tada disk u prostoru treperi i teško je uočiti njegovu ugaonu brzinu. U tački C vratilo je uvijek upravno na disk. Prava CA je tangenta na vratilo u tački C, a dio  $ds$  vratila kod diska kreće se kruto sa pravom AC opisujući konus sa vrhom u tački A. Ugao između dva položaja prave AC je  $\omega y dt / AC$  jer je  $(y/AC) = \theta$  (kad je  $\theta$  mala veličina). Ugaona brzina prave AC (ujedno i diska) je  $\omega \theta$ . Disk se obrće oko prečnika u ravni slike upravno na AC u tački C, tako da je moment inercije  $J_d = (1/2) J_p$  za tanki disk. Moment količine kretanja diska u odnosu na kovitlanje tada je  $J_d \theta \omega$  u pravcu prikazanom na slici 4.23. Ukupni moment količine kretanja je vektorski zbir od  $J_p \Omega$  i  $J_d \theta \omega$ . Kada se vektor momenta količine kretanja razloži na komponente, tada se komponenta paralelna sa

OA obrće oko OA paralelno samoj sebi u krugu poluprečnika  $y$  i isti održava svoju dužinu, tako da je priraštaj promjene jednak nuli. Međutim, komponenta koja je upravna na OA je vektor duž pravca CB i on je obrtni poluprečnik kruga sa središtem u B.

Iz slike 4.24 uočava se da je za male  $\theta$  ova komponenta  $J_d\Omega\theta - J_d\theta\omega = J_d\theta(2\Omega - \omega)$  u pravcu od B prema C. U trenutku  $t = 0$  ovaj vektor leži u ravni slike. U trenutku  $dt$  je iza te ravni za ugao  $\omega dt$ . Priraštaj vektora (usmjeren upravno na ravan slike unutra) je dužina vektora pomnožena sa  $\omega dt$ , tj.  $J_d\theta(2\Omega - \omega)\omega dt$ , a vremenski priraštaj momenta količine kretanja  $J_d\theta(2\Omega - \omega)\omega$ .

Prema poznatom zakonu Mehanike to je moment koji djeluje na disk, dok je prema zakonu akcije i reakcije moment kojim disk djeluje na vratilo jednak i suprotan, tj. to je vektor usmjeren od ravni slike, upravan na nju u tački C, kao što je prikazano na slici 4.24. Osim tog sprega postoji i centrifugalna sila  $m\omega^2 y$  koja djeluje na disk.

Prema tome ovakvo kretanje gdje imamo okretanje diska na vratilu ugaonom brzinom  $\Omega$  i okretanje cjelokupnog sistema vratila sa diskom ugaonom brzinom  $\omega$  oko zamišljene nepomične tačke A, poznato je pod nazivom žiroskopski efekat, odnosno kretanje koje vrši osa simetrije AC naziva se precesijom.

Po Maksvelu, kod promatranja elastičnih svojstava vratila na mjestu gdje je disk, kao i međusobni uticaj vanjskih sila na vratilo, moguće je uvesti u sistem slijedeće uticajne veličine:

$\alpha_{11}$  - ugib  $y$  kod diska usljed jedinične sile

$\alpha_{12}$  - nagib  $\theta$  kod diska od jedinične sile

$\alpha_{22}$  - nagib  $\theta$  kod diska od jediničnog momenta.

Kod konzole ove uticajne veličine iznose

$$\alpha_{11} = \frac{\ell^3}{3EJ}; \quad \alpha_{12} = \frac{\ell^2}{2EJ}; \quad \alpha_{22} = \frac{\ell}{EJ} \quad \dots(4.261)$$

što je identično obrascima (4.239) i (4.242) ali sa jediničnom silom  $P$  i jediničnim momentom  $M$ .

Uzevši da je ugib vratila  $y$  nastao usljed sile  $m\omega^2 y$  i momenta  $J_d\theta\omega(2\Omega - \omega)$  slijedi

$$y = \alpha_{11}m\omega^2 y - \alpha_{12}J_d\omega(2\Omega - \omega)\theta \quad \dots(4.262)$$

$$\theta = \alpha_{12}m\omega^2 y - \alpha_{22}J_d\omega(2\Omega - \omega)\theta \quad \dots(4.263)$$

Ove jednačine su homogene u  $y$  i  $\theta$ . Frekventnu jednačinu moguće je dobiti kada se iz izraza (4.261) i (4.262) izračunaju vrijednosti  $y/\theta$  i jedna sa drugom izjednači. Tada se dobija izraz

$$\omega^4(-m\alpha_{11}\alpha_{22}J_d + m\alpha_{12}^2J_d) + \omega^3(m\alpha_{11}\alpha_{22}J_d 2\Omega - m\alpha_{12}^2J_d 2\Omega) + \omega^2(\alpha_{22}J_d + m\alpha_{11}) + \omega(-\alpha_{22}J_d 2\Omega) - 1 = 0$$

Ova jednačina sadrži sedam parametara sistema:  $\omega, \Omega, m, J_d, \alpha_{11}, \alpha_{12}, \alpha_{22}$ , što predstavlja određen problem. Uvođenjem novih nepoznanica broj promjenljivih može se svesti sa sedam na četiri

$$F = \omega\sqrt{\alpha_{11}m} \quad \text{- bezdimenzionalna frekvencija}$$

$$D = \frac{J_d\alpha_{22}}{m\alpha_{11}} \quad \text{- efekat diska}$$

$$E = \frac{\alpha_{12}^2}{\alpha_{11}\alpha_{22}} \quad \text{- elastična sprega}$$

$$S = \Omega\sqrt{\alpha_{11}m} \quad \text{- bezdimenzionalna brzina.}$$

Frekventna jednačina kovitlanja tada glasi:

$$F^4 - 2SF^3 + \frac{D+1}{D(E-1)}F^2 - \frac{2S}{E-1}F - \frac{1}{D(E-1)} = 0 \quad \dots(4.264)$$

Ovo je algebarska jednačina četvrtog reda po  $F$ , tako da se za neko dato vratilo  $E$ , koji nosi disk  $D$  i rotira izvjesnom brzinom  $S$  postoje četiri sopstvene frekvencije kovitlanja.

U ovoj općoj jednačini (4.264) mogu se primjenjivati različiti uvjeti npr.:

- Za  $D = 0$ , masa je koncentrisana u jednoj tački, treći i peti član postaju tada mnogo veći od drugih, pa se ostali članovi mogu zanemariti. Jednačina se tada svodi na  $F^2 = 1$ ,  $F = \pm 1$ , pri čemu je  $\omega = \pm 1 / \sqrt{\alpha_{11}m}$ . Kako je  $\alpha_{11} = 1/k$ , taj rezultat je veoma blizak
- Za  $E = 0$ , nema elastične sprege, tj. sila izvodi samo ugib  $y$  bez nagiba  $\theta$ , odnosno spreg izvodi samo nagib  $\theta$  bez ugiba  $y$ . To je slučaj vratila koje je slobodno oslonjeno na oba kraja, sa diskom u sredini
- Za  $D = 1$ , disk je tako dimenzionisan da je frekvencija vertikalne translacije ista kao i frekvencija treperenja bez vertikalnog kretanja, kad nema rotacije ( $S = 0$ ). Tada se četiri frekvencije svode na  $F = \pm 1$ , što je ustvari jedna frekvencija, jer  $F = 1$  znači kovitlanje koje je suprotno smjeru kazaljke na satu, a za  $F = -1$  suprotno.

Prema tome, za različite vrijednosti  $E$  i  $D$  mogu se konstruisati krive  $F$  u funkciji od  $S$ .

Ova razmatranja, ponašanja vratila sa diskom na prepustima, potrebna su kod savojnih vibracija cjelokupnog obrtnog sistema. Iz ovoga, kod razmatranja savojnih vibracija treba obavezno isključiti elektromotor, pošto je on sa sistemom povezan periflex spojnicom koja nije u stanju da prenosi međusobni uticaj dijelova vratila kod savijanja, pa bi elastična linija na mjestu spojke imala "skok".

Iz gore postavljenih jednačina vidi se da sopstvena frekvencija sistema varira, kao posljedica žiroskopskog dejstva. Znači, kada je kovitlanje usmjereno u smjeru vrtnje  $\Omega$  dolazi do povećanja frekvencije i obrnuto, do smanjenja frekvencije sistema.

## 5 EKSPERIMENTALNA ISPITIVANJA

### 5.1 Značaj i cilj eksperimentalnog metoda

Eksperimentalni metod je jedan od osnovnih gnoseoloških naučnih metoda koji se temelji na empiriji i indukciji kao posebnom naučnom metodu. Među glavne ciljeve eksperimentalnog metoda spada otkrivanje uzročno-posljedičnih relacija među objektima, dakle nužnih stanja i pojava. Postoje kauzalni i statistički zakoni. Kauzalnim se definiraju uzročno - posljedični odnosi, a statističkim se definiraju kvantitativni odnosi i promjene. Čak 90% istraživačkih radova bazirano je na eksperimentalnim ispitivanjima [61]. Masovna primjena eksperimenta uslovlila je naučni pristup i dovodi do kreiranja nove oblasti poznate kao matematička teorija eksperimenta, koja je dio opšte teorije eksperimenta.

Eksperimenti se koriste u završnom stadiju istraživanja i predstavljaju glavni kriterij provjere ispravnosti teorije i hipoteza.

Postoje dva glavna koncepta planiranja eksperimenta: klasična i savremena teorija planiranja i izvođenja eksperimenta, te matematička obrada eksperimentalnih rezultata.

U klasičnoj teoriji eksperimenta, pri ispitivanju nekog fenomena varira se samo jedan faktor, dok se ostali drže konstantnim [60]. Procedura se ponavlja za svaki faktor, što prouzrokuje velik broj eksperimentalnih opita i izaziva problem kod višefaktornih eksperimentalnih istraživanja.

Moderna teorija eksperimentalnih istraživanja zasniva se na planovima statističke višefaktorne analize. Pomoću nje moguće je matematičko modeliranje pojava, te optimiranje procesa.

Kod planiranja eksperimenata i analize rezultata koriste se dvije osnovne statističke metode: disperziona i regresiona analiza. Disperzionom analizom se određuje značajnost faktora i stepena mađuticaja faktora na izlaznu karakteristiku nekog objekta. Time se uticajni faktori selektiraju na bitne i nebitne. Kod bitnih faktora može se vršiti rangiranje po veličini uticaja na izlaznu karakteristiku. Regresionom analizom se postavlja stohastički model objekta ispitivanja kojim se sa dovoljnom pouzdanošću opisuje objekt unutar obuhvaćenog eksperimentalnog hiperprostora.

Matematičkim modeliranjem pojava moguće je povećanje iskorištenja obradnog centra, povećanje kvaliteta proizvoda, smanjenje troškova pripreme, smanjenje vibracija obradnog sistema, smanjenje opterećenja alata što povećava vijek njegovog trajanja, smanjenje troškova obrade i sl.

Zadatak eksperimentalnih ispitivanja odnosi se na:

- a) određivanje mehaničkih svojstava materijala obratka na sobnoj i povišenim temperaturama kao preduvjet za definisanje glavnih parametara odsijecanja metala u industrijskim uslovima
- b) mjerenje vibracija na DEMAG-ovoj kružnoj pili u cilju iznalaženja osnovnih uzroka čestih stanja otkaza na elektromotornom pogonu i lomova pilnog diska u eksploatacijskim uslovima
- c) identifikacija opterećenja u nestacionarnim uslovima rada i definisanje signifikantnosti pojedinih parametara na glavni otpor piljenja na rekonstruisanom modelu glavnog pogona pile
- d) uticaj zamajnih masa i pogonskog momenta na stabilnost procesa piljenja i pilnog diska kao izvršnog organa
- e) statička i dinamička mjerenja napona i deformacija na pilnom disku primjenom tenzometrijskih mjernih traka kao preduslov za daljnja ispitivanja stabilnosti pilnog diska

Dakle, osnovni cilj eksperimentalnih ispitivanja jeste definisanje stvarnog ponašanja pogonskih elemenata i pilnog diska kao najvažnijeg elementa pile, te analiza uticaja vanjskih i unutrašnjih faktora na njegov stabilan rad u realnim uslovima.

### 5.2 Metodologija eksperimentalnog ispitivanja

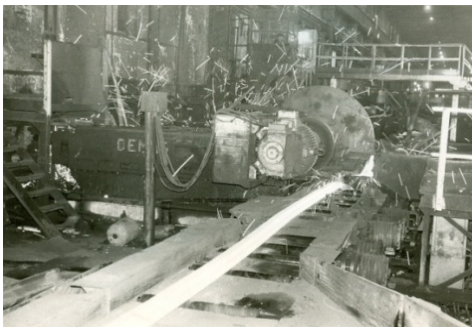
Cilj primjene planiranog eksperimenta jeste definisanje takvih nivoa pojedinačnih faktora da se postigne maksimalna ili minimalna vrijednost funkcije cilja koja karakteriše posmatrani fizički proces. Npr., ako je u procesima piljenja posmatrana funkcija cilja habanje pilnog diska, onda se želi postići minimalno habanje alata i veći vijek trajanja. Metodologija primjene planiranog eksperimenta uključuje određene korake koji se mogu grupisati u tri glavne grupe: planiranje eksperimenta, izvođenje, analiziranje i potvrđivanje rezultata.

#### 5.2.1 Planiranje eksperimenta i uslovi izvođenja

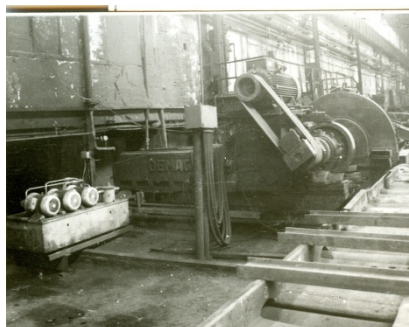
Plan eksperimenta sastoji se od skupa eksperimenata u kojima se mijenjaju parametri procesa piljenja, pilnog diska i obratka koji se žele analizirati. Nakon provođenja eksperimenata podaci se analiziraju u cilju određivanja uticaja pojedinih parametara.

U radu su primjenjene tri faze planiranja eksperimenta:

1. Laboratorijska faza za ispitivanje mehaničkih svojstava materijala obratka na sobnoj i povišenim temperaturama primjenom Amsler kidalice (slika 5.8);
2. Industrijska faza za mjerenje vibracija, momenata i otpora obrade u nestacionarnim uslovima rada. Mjerenja su izvedena na originalnoj izvedbi mehanizma glavnog pogona pile za odsijecanje profila u vrućem stanju (slika 5.1-a), kao i na rekonstruisanoj izvedbi ove pile (slika 5.1-b);
3. Poluindustrijska faza za mjerenje naponsko-deformacionog stanja i određivanje stabilnosti pilnog diska korištenjem konzolnog modela sklopa PD-a (slika 5.2), sa obradom rezultata primjenom numeričke FEM metode.



a) Originalna izvedba (DEMAG)



b) Rekonstruisana izvedba

Slika 5.1 Pile za odsijecanje profila u vrućem stanju



Slika 5.2 Konzolni sklop PD-a

Ovakav pristup istraživanju omogućio je da se plan eksperimenta sprovede u širokom opsegu:

- Ispitivanje mehaničkih svojstava materijala obratka na sobnoj i povišenim temperaturama
- Mjerenje vibracija na originalnoj izvedbi mehanizma glavnog kretanja pile tipa DEMAG, sa analizom rezultata i prijedlogom novog tehničkog rješenja
- Određivanje ukupnog momenta inercije svih rotirajućih masa rekonstruisanog mehanizma glavnog kretanja pile
- Identifikacija momenata motora i tereta ( $M_m$  i  $M_t$ ) i otpora obrade ( $T$ ,  $Q$  i  $R$ ) u nestacionarnim uslovima rada pile korištenjem metode indirektnog mjerenja električnih i neelektričnih veličina pogona pile

- Verifikacija teze da na veličinu otpora piljenja utiču slijedeći faktori: brzina glavnog kretanja ( $v$ ), brzina pomoćnog kretanja ( $u$ ), oblik, dimenzije i mehanička svojstva materijala obratka, temperatura obratka ( $\vartheta$ ), debljina pilnog diska ( $\delta$ ) itd.
- Ispitivanje signifikantnosti faktora glavnog otpora piljenja primjenom plana statističke višefaktorne analize. Kod planiranja eksperimenata i analize rezultata korištene su dvije osnovne statističke metode: disperziona i regresiona analiza
- Definisanje naponsko-deformacionog stanja pilnog diska u statičkim i dinamičkim uslovima opterećenja
- Određivanje stabilnosti pilnog diska primjenom MKE metode
- Izrada algoritma optimalnog projektovanja pilnih diskova velikih dimenzija i postavka modela optimizacije uzimajući za kriterij njegovu minimalnu debljinu vodeći računa o stabilnosti rada.

Za ispunjenje ciljeva eksperimenta bilo je potrebno obezbijediti slijedeće uslove:

- Eksperiment izvesti u proizvodnim uslovima, na raspoloživim kapacitetima obradnog centra, uvažavajući tehnološku prirodu procesa valjanja
- Koristiti sva prethodna iskustva i saznanja iz domena piljenja
- U skladu sa teorijskim osnovama izvršiti izbor promjenljivih veličina i odrediti nivoe njihovih variranja
- Za vrijeme eksperimentalnih ispitivanja, sve promjene električnih i neelektričnih veličina na pogonima mehanizama glavnog i pomoćnog kretanja registrovati u vidu kontinualnih vremenskih zapisa:  $P = f(t)$ ,  $U = f(t)$ ,  $I_s = f(t)$ ,  $n = f(t)$  i to pomoću oscilografa ili direktnog pisaa sa konstantnom brzinom kretanja trake papira. Mjerenjem strujnih opterećenja motora u toku procesa odsijecanja obratka, definisati momente motora i tereta, na osnovu čega se dobiju komponente otpora piljenja ( $T$ ,  $Q$  i  $R$ )
- U toku procesa piljenja brzinu pomoćnog kretanja pile održavati konstantnom ( $u = \text{const.}$ ) uz osiguranje ortogonalnosti reza.

### 5.3 Izvođenje eksperimentalnih ispitivanja

Pošto su pilni diskovi u radu bili skloni otkazu (slika 1.2, poglavlje 1), jedan od mogućih uzroka je i neadekvatan osnovni materijal pilnog diska, materijal obratka, njihov osnovni oblik i geometrija, pouzdanost konstrukcije pile sa aspekta čvrstoće itd. Kako su otkazi pilnog diska nastajali isključivo u interakciji sa obratkom za vrijeme piljenja, pošlo se od pretpostavke da je glavni uzročnik otkaza mehaničko svojsvo materijala obratka na različitim temperaturama piljenja.

Zbog toga su u mehaničkom laboratoriju metalurškog instituta u Zenici vršena ispitivanja mehaničkih svojstava materijala obradaka na sobnoj i povišenim temperaturama primjenom Amsler kidalice, dok je u hemijskom laboratoriju vršena analiza materijala pilnog diska. Postupak ispitivanja detaljno je objašnjen u tački 5.3.1 ovog poglavlja.

U industrijskim uslovima, na originalnoj izvedbi DEMAG-ove pile (slika 5.1-a), vršena su mjerenja vibracija mehanizma glavnog kretanja i dat prijedlog novog tehničkog rješenja rekonstrukcije sklopa (detaljnije u tački 5.3.2).

Nakon rekonstrukcije mehanizma glavnog kretanja, za potrebe eksperimentalnih ispitivanja izvršena je zamjena pneumatskog sa hidrauličkim pogonom pomoćnog kretanja pile (slika 5.1-b) sa slijedećim karakteristikama: rezervoar ulja zapremine  $V = 650$  litara, zupčasta pumpa kapaciteta  $Q = 40$  l/min, snaga pumpe  $P = 10$  kW, ventil za ograničenje pritiska, trograni regulator protoka, elektromagnetni razvodnik, dvosmjerni hidraulički cilindar i sl. Pomoću diferencijalnog klipa na tlačnom vodu, trogranim regulatorom protoka održava se konstantna razlika pritiska na ručno podešljivom prigušniku, usljed čega protok, a time i brzina pomoćnog kretanja ostaju konstantni ( $u = \text{const.}$ ). Na taj način omogućeno je odsijecanje u širem području brzina  $u = (0 \div 100)$  mm/s. Izradom novog para remenica i njihovom pojedinačnom spregom sa postojećim remenicama, omogućen je veći izbor brzina glavnog kretanja pile  $v = (80,9; 98,1; 121,5)$  m/s.

### 5.3.1 Laboratorijska ispitivanja

#### 5.3.1.1 Mehanička svojstva materijala obratka

U praksi se redovno zapaža da su sile rezanja veće kod obradaka sa većim čvrstoćama, ali povećanje sila nije proporcionalno povećanju čvrstoće. Uzrok ovoj pojavi je u tome da se pri povećanju tvrdoće materijala mijenja njegova plastičnost i zato je sabijanje manje.

Kod odsijecanja obratka sa zateznom čvrstoćom  $R_m = 1000 \text{ N/mm}^2$ , sile rezanja se ne povećavaju za duplo u usporedbi odsijecanja obratka sa zateznom čvrstoćom  $R_m = 500 \text{ N/mm}^2$ . Na ove sile mnogo utiče i termička obrada sa kojom se mijenja čvrstoća materijala.

Jedan od osnovnih materijala za odsijecanje valjačkih proizvoda jeste čelik za željezničke šine R1100 i konstrukcioni čelik S235JR.

Čelici za šine rade se po Kodeksu UIC 860V bez propisivanja granice plastičnosti. Uzorkovanjem šine UIC 60 urađen je hemijski nalaz (tabela 5.1) sa definisanim postocima pojedinih hemijskih elemenata i njihovim graničnim vrijednostima.

Tabela 5.1 Hemijski sastav epruveta od čelika za šinu R1100

Oznaka uzorka	Sadržaj, %							
	C	Si	Mn	P	S	Cu	Al	Cr
Glava šine	0,70	0,29	1,08	0,010	0,020	0,06	0,006	1,05
Vrat šine	0,74	0,29	1,09	0,010	0,022	0,06	0,006	0,95
Stopa šine	0,72	0,30	1,09	0,010	0,022	0,06	0,006	0,92
Čelik za željezničku šinu R1100	0,65 do 0,80	0,50 do 0,90	0,80 do 1,20	≤0,03	≤0,03	-	-	0,70 do 1,10

Hemijska analiza rađena je i za ugljeni konstrukcioni čelik sa negarantovanim hemijskim sastavom S235JR prema protokolu o izradi šarže br. T673 (tabela 5.2), pomoću atomskog apsorpcionog spektrofotometra Perkinelmer model 3110 (slika 5.17).

Tabela 5.2 Hemijski sastav epruvete od ugljeničnog čelika S235JR

Oznaka čelika	Sadržaj, %				
	C	Si	Mn	P	S
S235JR	0,04	0,09	0,12	0,012	0,008

U okviru ispitivanja mehaničkih osobina materijala na povišenim temperaturama, vršen je opit zatezanjem, i to samo iz jedne taline po jednoj probi. Iz profila glave, vrata i stope šine UIC 60 odrezani su uzorci (slika 5.3). Na hidrauličkoj presi i zračnom čekiću otkovane su šipke Ø23 mm od S235JR (slika 5.4). Potom su na tokarskom stroju izrađene standardne epruvete za ispitivanje materijala zatezanjem prema standardima BAS EN 10002-1/02 i BAS EN 10002-5/01 (slike 5.6 i 5.7). Cilj je bio određivanje mehaničkih osobina materijala R1100 i S235JR na sobnoj i na povišenim temperaturama.

Ispitivanja zatezanjem na sobnoj i povišenim temperaturama izvedena su na Univerzalnoj ispitnoj mašini za statička ispitivanja – kidalica od 200 kN, proizvođač Alfred J. Amsler (slika 5.8), modernizovana od strane kompanije ZWICK, tip 20SZBDA, serijski broj 599/625. Ispitivanja su praćena putem software-a testXpert V 7.1.

Kod ispitivanja zatezanjem na sobnoj temperaturi, za mjerenje malih deformacija korišten je precizni elektronski ekstenziometar, serijski broj 072225-801815 mjernog područja od 0,02 mm do 2,0 mm (slika 5.11), a ispitna epruveta se montira direktno u držače kidalice (slika 5.13).

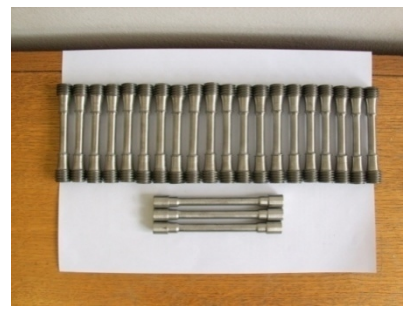




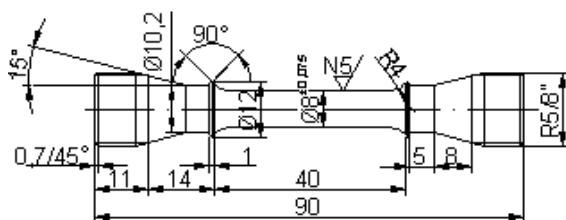
Slika 5.3 Odsijecanje stope šine UIC 60 na okvirnoj pili



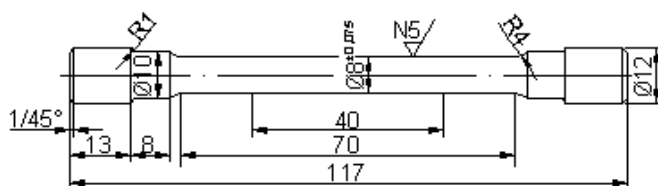
Slika 5.4 Šipke Ø23 mm za izradu epruveta



Slika 5.5 Epruvete za ispitivanje zatezanjem



Slika 5.6 Epruveta za ispitivanje zatezanjem na povišenoj temperaturi



Slika 5.7 Epruveta za ispitivanje zatezanjem na sobnoj temperaturi



Slika 5.8 Amsler kidalica



Slika 5.9 Držać epruvete



Slika 5.10 Peć na kidalici

Kod ispitivanja zatezanjem na povišenim temperaturama, ispitna epruveta se postavi u držać epruvete (slika 5.9), koji se potom ugradi u peć (slika 5.10) i sve se odgovarajućim pristojima pričvrsti u traverzne kidalice. Za mjerenje malih deformacija koristi se dupli ekstenziometar, serijski broj 072224 mjernog područja 0,02 mm do 2,0 mm (slika 5.12). Peć se učvrsti na vodilice kidalice (slika 5.10). U gornjoj, srednjoj i donjoj zoni peći postoje otvori u koje se ugrade tri termoelementa za mjerenje temperature tip K (NiCr-Ni), slika 5.15. Funkcija termoelemenata se manifestuje na pokazivaču temperature. Pri dostizanju željene temperature, ista se održava regulatorom temperature (slika 5.14) najmanje 15 minuta da bi se obezbijedilo progrijavanje epruvete po presjeku. Nakon stabilizacije, iz peći se vade termoelementi i regulator temperature, a montiraju se dupli ekstenziometri za mjerenje malih deformacija.





Slika 5.11 Ekstenziometar za mjerenja malih deformacija na sobnoj temperaturi



Slika 5.12 Ekstenziometar za mjerenja malih deformacija na povišenim temperaturama

Podese se fajl u software-u testXpert, unesu potrebni podaci o ispitnoj epruveti koja se potom optereti za (10 ÷ 15)% od vrijednosti napona tečenja materijala. Nakon toga sistem se rastereti i starta se sa ispitivanjem. Tok ispitivanja se prati na dijagramu napon–deformacija (software testXpert).



Slika 5.13 Ispitivanje zatezanjem na sobnoj temperaturi



Slika 5.14 Montaža regulatora temperature u peć



Slika 5.15 Ugradnja termoelemenata u tri zone peći

Opterećenje se nanosi do loma epruvete (slika 5.16).



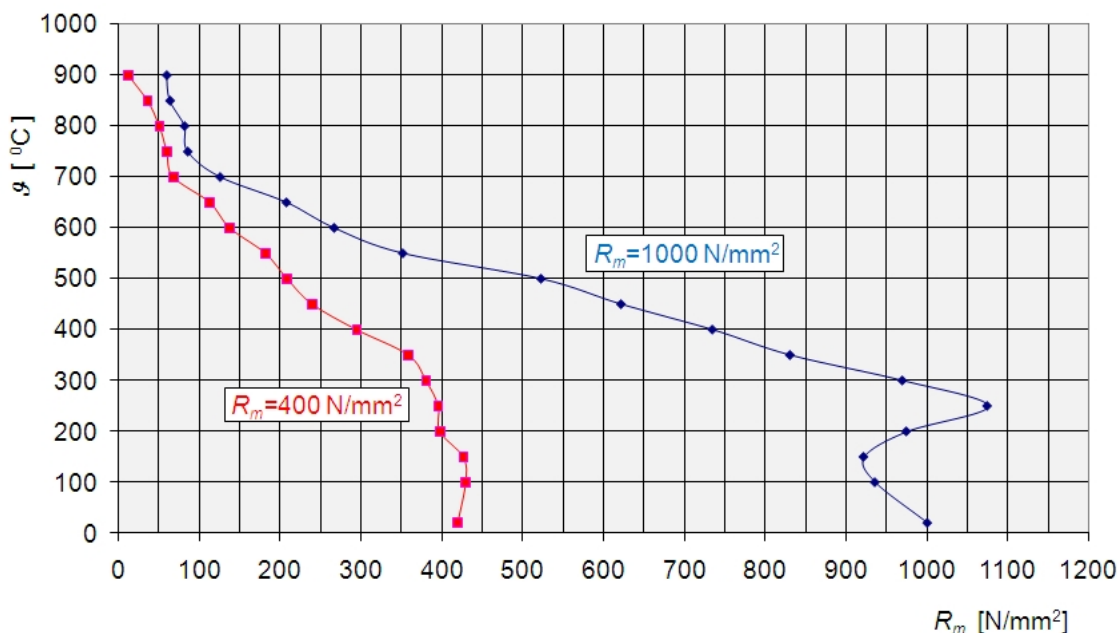
Slika 5.16 Polomljene ispitne epruvete

Nakon loma, epruveta se demontira iz pristroja i ohladi na zraku, nakon čega se mjeri njena dužina radi proračuna izduženja. Na polomljenoj epruveti mjeri se i promjer epruvete. Informacija o promjeru epruvete unosi se u softver koji automatski proračuna suženje nakon

loma. Također, software proračuna i čvrstosne karakteristike materijala epruvete (napon tečenja i čvrstoću).

Rezultati laboratorijskih ispitivanja daju zavisnost zatezne čvrstoće materijala od temperature kod ove dvije vrste čelika, reprezentanata valjanja. U Prilogu 3 dati su dijagrami P3.1 do P3.4 sa tabelarnim prikazima mehaničkih svojstava za materijale S235JR i R1100 i to na sobnoj i povišenim temperaturama u opsegu od 100°C do 900°C sa razmakom 50°C.

Kumulativne krivulje tih svojstava date su na dijagramu 5.1, iz kojih se vidi da čvrstoća znatno opada sa porastom temperature. Ova dva dijagrama u velikoj mjeri korespondiraju sa istraživanjima A.Gelej-a prilikom praktičnog određivanja otpora deformacije na povišenim temperaturama [46], pri čemu, zbog pojave rekristalizacije, materijali pokazuju veću plastičnost i manji otpor deformaciji nego pri nižim temperaturama. Porast čvrstoće čelika na povišenim temperaturama (100 ÷ 300)°C u odnosu na odgovarajuće vrijednosti utvrđene na sobnoj temperaturi, rezultat je deformacionog ojačavanja (povećanja gustine dislokacija) tokom ispitivanja praćenog deformacijom uslovljenog izdvajanja koherentnih precipitata (karbidi željeza i mangana) koji otežavaju klizanje dislokacija, zbog čega je potrebno koristiti veće vanjsko opterećenje za nastavak deformacije. Inače, tokom navedenog procesa deformacije, precipitati (karbidi željeza ili mangana), ili pak kompleksni karbidi željeza i mangana, vežu sav slobodni ugljik, odnosno ugljik koji je prije deformacije bio rastvoren u rešetki ferita ( $\alpha_{Fe}$ ).



Dijagram 5.1 Kumulativne krivulje zavisnosti čvrstoće materijala od temperature

Sa daljim povećanjem temperature ispitivanja rastvorivost ugljika u rešetki ferita ( $\alpha_{Fe}$ ) se povećava, čime se smanjuje tendencija za precipitacijom karbida tokom deformacije. Precipitati manganovih karbida su stabilniji od precipitata željeznog karbida zbog čega se u čeliku sa višim sadržajem mangana opisani porast čvrstosnih osobina dešava na višim temperaturama [103].

### 5.3.1.2 Materijal pilnog diska

Materijal za izradu pilnog diska je najčešće visokolegirani čelik. Kod manjih zahtjeva (pilane), materijal može biti i slabije legirani brzorezni čelik, dok se za ručnu obradu upotrebljavaju i ugljenični čelici.

DEMAG-ova pila za odsijecanje vrućih profila koristi pilne diskove njemačke firme LUDWIG KÖHLER sa internom oznakom UH 90U, zatezne čvrstoće  $R_m = (900 \div 1100) \text{ N/mm}^2$ . Na atomskom apsorpcionom spektrofotometru proizvođača Perkinelmer model 3110 (slika 5.17) izvršena je hemijska analiza materijala pilnog diska (tabela 5.3), nakon čega je ustanovljeno da se radi o čeliku 50Mn7.

Tabela 5.3. Hemijski sastav materijala pilnog diska

C	S	Si	Mn	P	Cr	Ni	Mo	V
%								
0,55	0,013	0,23	1,74	0,012	0,35	0,13	0,06	0,01

Mjerenje površinske tvrdoće tijela pilnog diska izvedeno je sa elektronskim indicirajućim uređajem za ispitivanje tvrdoće EQUOTIP-jednicom (slika 5.18) sa ekstremno kratkim udaračima tipa G sa mjernim opsegom (90 ÷ 646) HBW i udaračem D sa mjernim opsegom (90÷698) HB ili (80÷950) HV. Mjerenje tvrdoće vršeno je u radijalnom pravcu od unutrašnjeg otvora prema periferiji i kreće se između 180 HV i 200 HV.



Slika 5.17 Atomski apsorpcioni spektrofotometar Perkinelmer model 3110



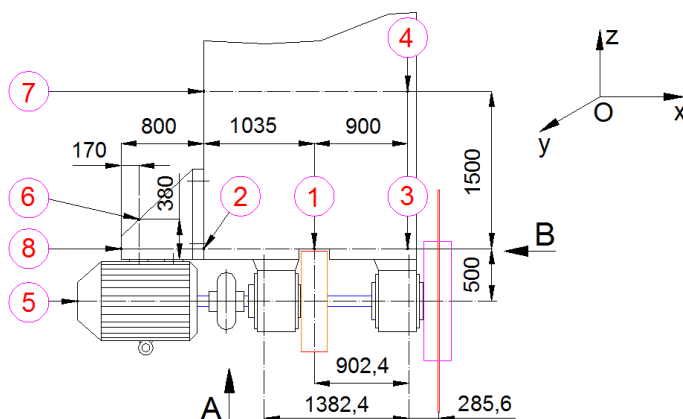
Slika 5.18 Elektronski indicirajući uređaj za ispitivanje tvrdoće EQUOTIP

### 5.3.2 Mjerenja vibracija na DEMAG-ovoj pili za odsijecanje vrućih profila

Zbog čestih otkaza pilnih diskova i elektromotora na originalnom modelu pile, a u cilju pronalaženja uzroka ovakom stanju, pristupilo se mjerenju osnovnih parametara vibracija u kritičnim područjima, kao i opterećenja elektromotora i pilnog diska. Prethodno su uočeni problemi vibracija na nosaču elektromotora, odnosno linearne vibracije koje podstiču torzione i fleksione vibracije obrtnih masa.

#### 5.3.2.1 Raspored vibracija na mehanizmu glavnog kretanja pile

Pošto je konstrukcija suporta (saonica) vrlo kruta, to cijeli sistem ravnomjerno vibrira, a amplitude su raspoređene proporcionalno udaljenošću od težišta sistema. Linearne vibracije mjerene su pomoću AEG prenosnih mjerača vibracija, koji su namjenjeni za linearne vibracije sinusoidnog karaktera. Vibracije su mjerene na mjestima prema slici 5.19 u naznačenim smjerovima. Kod mjerenja vibracija (mjerna mjesta 1, 2, 3, 4) instrumenti su se morali postavljati na saonicama pile. Ovakav način mjerenja bio je veoma opasan, jedino moguć, ali i manje pouzdan.



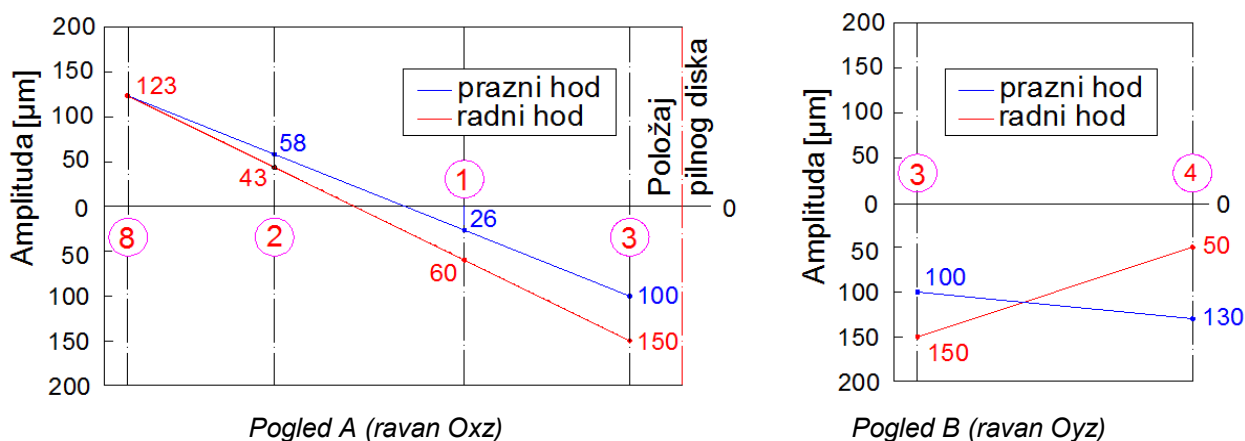
Slika 5.19 Mjerna mjesta na pili

Prenosni mjerac vibracija (AEG) radi na principu električne indukcije. U primaču vibracija (dio mjernog uređaja sa pipalicom), usljed vibriranja u magnetnom polju indukuje se električna energija. Indukovana struja preko tranzistorskih pojačala manifestuje se na pokaznom instrumentu kao amplituda vibracija, kao brzina vibracija i frekvencija. Izmjerene veličine amplituda, brzina i frekvencija prikazane su u tabeli 5.4.

Tabela 5.4 Izmjereni podaci parametara vibracije

Mjerno mjesto	Amplituda, A [ $\mu\text{m}$ ]		Brzina vibracije, $v_{\text{eff}}$ [mm/s]		Frekvencija, $f$ [ $\text{s}^{-1}$ ]	
	prazni hod	radni hod	prazni hod	radni hod	prazni hod	radni hod
1	26,0	60,0	1,5	5,5	13,0	20,5
2	58,0	43,0	3,5	3,2	13,6	16,7
3	100,0	150,0	8,8	14,0	19,8	21,0
4	130,0	50,0	10,0	5,0	17,3	22,5
5	Ne može se mjeriti (preko 250 $\mu\text{m}$ )					
6	90,0	10,0	8,0	1,0	20,0	22,5
7	75,0	15,0	5,0	1,5	15,0	22,5
8	Ne može se mjeriti					

Na dijagramima 5.2 unešene su izmjerene vrijednosti amplituda u pravcu y i x ose za mjerna mjesta prema slici 5.19 i tabeli 5.4.



Dijagram 5.2 Amplitude vibracija

Srednje vrijednosti frekvencija:

$$f_{p,r} = \frac{1}{N} \sum_1^6 x_i$$

gdje je  $f_p$  – frekvencija u praznom hodu,  $f_r$  – frekvencija u radnom hodu. Izmjerene su dvije srednje vrijednosti frekvencija:  $f_p = 16,4 \text{ s}^{-1}$  i  $f_r = 20,9 \text{ s}^{-1}$ .

Može se zaključiti, da su promjene amplituda za pojedine tačke u pravcu y i x ose za radni i prazni hod različite i linearno zavisne, što je omogućilo iznalaženje amplitude za tačku 8 i pokazalo da je suport vruće pile vrlo krut.

Na mjernom mjestu „5“ dolazi redovno do loma nosača elektromotora. Iz dijagrama se uočava da su osnovni parametri vibriranja linearno raspoređeni po nosivoj konstrukciji i da su najmanji u težišnom području „1“. Razlog je u tome što je osnovna konstrukcija nosača suporta vrlo masivna i kruta.



**5.3.2.2 Opterećenje pilnog diska i elektromotora**

Ranije su spomenuta dva perioda rada pile za odsijecanje vrućih profila: prazni hod (kada se pilni disk slobodno obrće) i radni hod (period piljenja). Za potrebe eksperimenta, na originalnoj izvedbi pile odsijecani su kvadratni profili dimenzija 77x77 mm od materijala S235JR čija zatezna čvrstoća na sobnoj temperaturi iznosi  $R_m = 400 \text{ N/mm}^2$ . Eksperiment je vršen sa jednim profilom, potom su odsijecana dva u tandemu i na kraju istovremeno tri profila istih dimenzija. Sam proces piljenja izveden je sa slijedećim parametrima: brzina pomoćnog kretanja  $u = 77 \text{ mm/s}$ , broj obrtaja pilnog diska  $n = 980 \text{ min}^{-1}$ , brzina glavnog kretanja  $v = 92,3 \text{ m/s}$ , temperatura profila  $\vartheta = 800 \text{ }^\circ\text{C}$  zatezna čvrstoća  $R_m = 51 \text{ N/mm}^2$ , prečnik pilnog diska  $D = 1800 \text{ mm}$  debljine  $\delta = 10 \text{ mm}$  sa  $z = 300$  zuba po obodu, širina reza  $s = (\delta + 1,5) \text{ mm} = 11,5 \text{ mm}$ , korak po jednom zubu  $s_z = (u/zn) = [60 \cdot 77 / (300 \cdot 980)] = 0,0157 \text{ mm/zub}$ . Sa dosta tačnosti može se uzeti da je rad piljenja u jednoj sekundi  $w = u \cdot s \cdot k_s \cdot h$ . Specifični otpor rezanja  $k_s$  dat je izrazom (4.154), poglavlje 4. Kada se uzme da su vrijednosti  $C_k = 190 \text{ kN/cm}^2$  i  $\varepsilon_k = 6,1$ , tada je specifični otpor piljenja

$$k_s = \frac{190}{\sqrt[6,1]{A}} \cdot 10 = \frac{1900}{\sqrt[6,1]{s \delta_m}} = \frac{1900}{\sqrt[6,1]{s \cdot s_z \sqrt{\frac{h}{D}}}} = \frac{1900}{\sqrt[6,1]{11,5 \cdot 0,0157 \sqrt{\frac{77}{1800}}}} \approx 3260 \text{ N/mm}^2$$

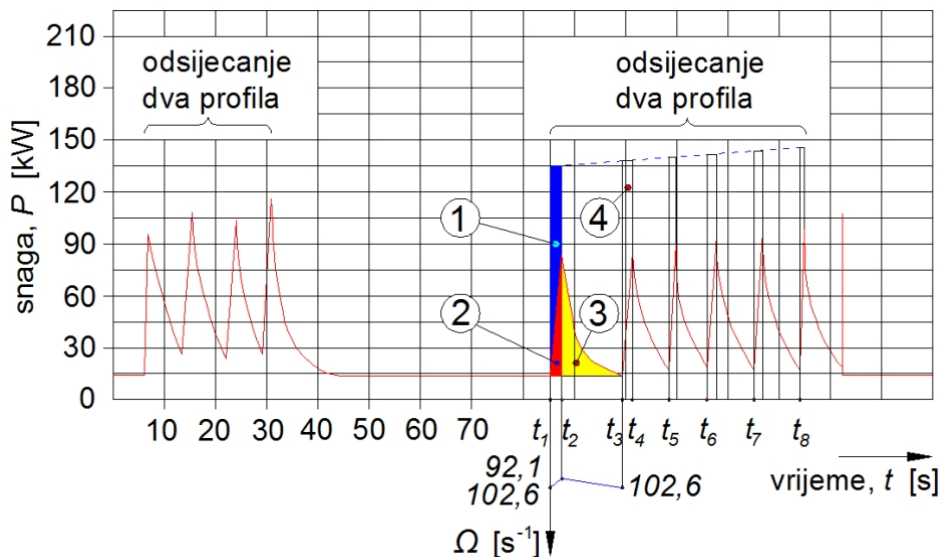
Značenje pojedinih veličina dato je u poglavlju 4. Na dijagramu 4.12 (poglavlje 4) prikazan je specifični otpor piljenja  $k_s$  u funkciji vrste čelika i temperature obratka. Može se vidjeti da je vrijednost  $k_s$  dobijena računskim putem skoro identična i na dijagramu 4.12, što znači da dijagram može poslužiti svojoj svrsi. Rad u jednoj sekundi iznosi

$$W = u \cdot s \cdot k_s \cdot h = \frac{77 \cdot 11,5 \cdot 3260 \cdot 77}{1000} = 222278 \text{ Nm}$$

Otpor piljenja jednoga zuba može se odrediti primjenom izraza 4.85 (poglavlje 4)

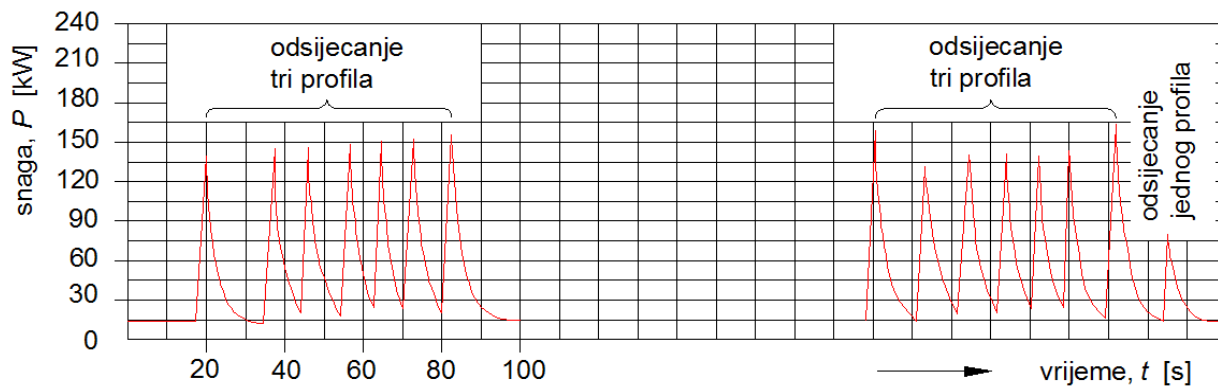
$$T_1 = Ak_s = \frac{600u}{nz} s \cdot k_s \cdot \sin \Psi_1 = \frac{600 \cdot 77}{980 \cdot 300} \cdot 11,5 \cdot 3260 \cdot 0,8 \approx 4700 \text{ N/zub}$$

Vrijednost ovog otpora znatno je veća u momentu naleta zuba na materijal. Promjena snage, odnosno struje elektromotora, data je na vremenskim dijagramima 5.3 i 5.4 pomoću ampermetra sa registrirajućom trakom.



Dijagram 5.3 Utrošak snage u procesu odsijecanja dva kvadratna profila dimenzija 77x77 mm od materijala S235JR

Da bi se dobila bolja preglednost dijagrama, brzina trake je podešena na 1mm/s, a snaga 3 kW/1 mm. Maksimalno izmjerena snaga elektromotora tokom piljenja iznosila je  $P = 124$  kW. Kada se u obzir uzme stalni otpor usljed trenja i ventilacije elektromotora, koji na osnovu mjerenja iznosi 15 kW, tada je ukupna snaga elektromotora  $P_n = 124 + 15 = 139$  kW. Znači, ukoliko su osigurani normalni uvjeti odsijecanja obratka, postojeći elektromotor snage 140 kW je u potpunosti iskorišten.



Dijagram 5.4 Utrošak snage u procesu odsijecanja jednog i tri kvadratna profila dimenzija 77x77 mm od materijala S235JR

Značenja pojedinih površina sa dijagrama 5.3 su slijedeća:

- površina 1 – opterećenje koje preuzimaju zamajne mase glavnog pogona pile
- površina 2 – opterećenje koje preuzima elektromotor
- površina 3 – opterećenje elektromotora, ubrzanje rotirajućih masa
- površina 4 – udarno opterećenje, otpor piljenja.

Pod normalnim uvjetima podrazumijeva se dobra naoštrenost pilnog diska, sa odgovarajućim uglovima rezanja, kao i temperaturom piljenja 850°C. Vrijedi relacija za struju  $I$ :

$$I = P / (\sqrt{3} U \cos \varphi) = P \cdot 1000 / (\sqrt{3} \cdot 500 \cdot 0,8) = 1,44P$$

### 5.3.2.3 Analiza rezultata mjerenja

Na osnovu izmjerenih vrijednosti vibriranja može se zapaziti slijedeće:

- frekvencije su različite u radnom i praznom hodu
- amplitude su na raznim mjernim mjestima i u istim tačkama u radnom i praznom hodu različite
- cijeli gornji dio pile vibrira u svim pravcima
- postoji prelazni period vibriranja iz praznog hoda u radni i obrnuto.

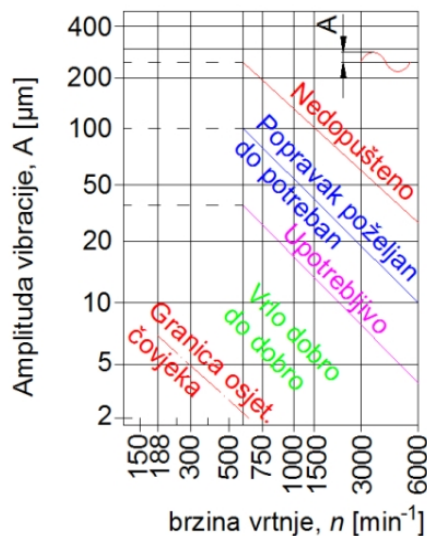
U startu se pošlo od pretpostavke da su glavni uzročnici prinudnih vibracija u praznom hodu debalansi obrtnih masa, čiji broj promjena u sekundi iznosi  $f = (\omega / 2\pi) = n/60 = 980/60 = 16,3 \text{ s}^{-1}$  što je vrlo blizu izmjerene vrijednosti.

U periodu odsijecanja pilni disk na sebe preuzima dio tereta, tako da se pokretni dijelovi pile uz pilni disk izdignu u granicama dozvoljenog odstupanja graničnika. Uzrok ovome je promjena odnosa težina na osloncima, kao i boljeg i tješnjeg nasjeda pokretnog dijela na kliznoj stazi, pa su i amplitude u tačkama 2 i 4 za vrijeme rada smanjene.

Iz tabele 5.4 može se zaključiti da cijeli gornji dio vibrira u svim pravcima kao i da su amplitude najveće u pravcu z-ose. U inženjerskoj praksi često se kod brze dijagnostike stanja koriste nomogrami i dijagrami kojima se vrlo lako uspostavlja veza između amplituda, frekvencija i brzina vibracija, kao i praktično određivanje područja u kome se nalazi ispitivani rotacioni stroj. Kod sinusoidnih vibracija, radi linearne zavisnosti nomogram omogućava vrlo jednostavno proračunavanje veličine frekvencije preko izraza  $f = (10^3 v_{eff} / 4,443A)$  na osnovu izmjerenih veličina amplitude i brzine vibriranja.

Na dijagramu 5.5, koji odgovara velikim rotirajućim mašinama kao što je pila, može se pronaći "radna tačka" elektromotora, sa ocjenom stanja vibriranja, na osnovu čega se izvodi zaključak šta treba dalje činiti.

Treba istaći da se međusobni uticaj zamajnih masa kod torzionih vibracija, ukoliko su te mase veće (većeg momenta inercije), negativno odražava na ove vibracije. U samom procesu piljenja postoje udarna opterećenja, tako da rotirajuće zamajne mase  $m_1$ ,  $m_2$  i  $m_3$  (slika 4.22-poglavlje 4), djeluju korisno na elektromotorni pogon. Kod opterećenja elektromotornog pogona tokom procesa piljenja prikazanih na dijagramima 5.3 i 5.4, u periodu odsijecanja uočava se veliko opterećenje elektromotora, da bi u praznom hodu isti bili minimalni. U takvim slučajevima zamajne mase moraju obavezno postojati u rotirajućem sistemu radi ravnomjernijeg opterećenja elektromotora. Očito je da se u trenucima  $t_1$  i  $t_3$  ne može javiti veliki porast struje ( $I$ ), tj. razviti moment tereta  $M_t$ , kao ni u trenucima  $t_2$  i  $t_4$  naglo svesti struju i moment tereta na nulu.



Dijagram 5.5 Ocjena stanja vibriranja u funkciji brzine vrtnje i amplitude vibriranja

Od početka do završetka piljenja koje traje cca 2 sekunde, snaga raste linearno, a daljnji period promjene snage mijenja se po eksponencijalnoj krivoj, koja ima relativno dug tok trajanja (desetak sekundi). Ovaj period vremena potreban je za ubrzavanje rotirajućih masa, koje elektromotor ponovo dovodi do nominalnog broja okretaja. Sa oba dijagrama može se zapaziti da snaga motora, bez obzira o kojoj se vrsti opterećenja radilo, ima tendenciju porasta. Uzrok tome je što u periodu ubrzanja rotirajućih masa, nakon završenog piljenja, iste nisu dostigle nominalni broj okretaja. Kod odsijecanja kvadratnih profila u tandemu, na osnovu vrijednosti snage elektromotora (139 kW), u dijagram 5.3 uneseno je udarno opterećenje u jedinici vremena u odgovarajućem mjerilu.

Na istom dijagramu, sa donje strane nanešena je promjena ugaone brzine  $\Omega$  u funkciji vremena. Ugaona brzina mijenja se linearno sa promjenom opterećenja.

Vrijednosti momenata motora i tereta u pojedinim fazama piljenja dobiju se preračunavanjima po obrascima (4.129) i (4.132), poglavlje 4, uvođenjem i elektromehaničke vremenske konstante, obrazac (4.133). Iz dijagrama 5.3 površina 1 prikazuje dio udarnog opterećenja koje na sebe preuzimaju zamajne mase. Površine 1 i 3 trebaju biti približno jednake, pošto utrošak energije rotirajućih masa mora ponovo da nadoknadi elektromotor.

Stepen neravnomjernosti kretanja

$$\delta = 2 \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{max} + \omega_{min}} = 2 \frac{n_{max} - n_{min}}{n_{max} + n_{min}} = \frac{n_{max} - n_{min}}{n_{sr}} = 2 \frac{980 - 880}{980 + 880} = 0,11$$

Stepen neravnomjernosti za ovu vrstu opterećenja prelazi granicu maksimalno dopuštene vrijednosti 0,1. Također, udarno opterećenje kojeg su ublažile zamajne mase, prilično se odrazilo i na struju koja je smanjena za 35%.

Izbor oblika i veličine zuba pilnog diska vrlo je složen problem da bi se rješavao računskim putem. Za ovo je vezano niz podataka kao što su: određivanje optimalnog režima piljenja obzirom na postojanost oštrice alata, što je opet uslovljeno načinom hlađenja, brzinom piljenja, vrstom materijala pilnog diska, a sve u funkciji vrste materijala i njegove temperature na kojoj se vrši odsijecanje, pri čemu je potrebno varirati osnovne rezne uglove zuba, kao i veličinu, odnosno broj zuba pilnog diska. Na slici 5.20 prikazan je pilni disk sa naoštrenim zupcima koji se istupi nakon više izvedenih operacija odsijecanja materijala u vrućem stanju. Uzroci istupljenosti dijele se u četiri klase:

- 1) plastična deformacija alata usljed dejstva temperature (termička preopterećenja sa nedovoljnim hlađenjem za primjenjeni režim piljenja)
- 2) mehaničko habanje na grudnoj i leđnoj površini
- 3) krzanje sječiva usljed periodično promjenljivog opterećenja pri pojedinim fazama stvaranja strugotine
- 4) odvaljivanje pojedinih dijelova alata pri periodičnom odvajanju naslage sa alata.



Slika 5.20 Pilni disk sa naoštrenim zupcima

Najčešći uzročnici intenzivnog tupljenja zubaca su poprečno i torziono udarno opterećenje koja se javljaju zbog fizikalnih svojstava samog procesa piljenja, pogotovo u trenutku udara pilnog diska u obradak. Svaki udarni kontakt zuba diska nailazi na otpor obratka čiji intenzitet je najveći u trenutku interakcije, zbog čega se brzina vrtnje pilnog diska smanjuje i disk se usporava. Brzina vrtnje je minimalna kada otpori deformacije i sile inercije dostižu maksimum u trenutku najvećeg prodora diska kroz obradak, tj. u trenutku odsijecanja najveće zapremine obratka. Pritisak diska na obradak jeste sila inercije. Inercijalno opterećenje u elastičnom tijelu diska vrlo je izraženo jer se disk kreće ubrzano i usporeno, (nejednoliko) pri kombinovanom rotaciono-translatornom kretanju. Ovo se odnosi i na vratilo, zamajnu masu i spojnicu. Kako obradak praktično predstavlja uređaj za kočenje, naglo kočenje vratila (sa ugrađenim diskom i zamajcem) uzrokuje torziono udarno opterećenje, pri čemu vratilo sa diskom i zamajcem kreće se jednom ugaonom brzinom prije odsijecanja obratka, a nastavlja kretanje sa drugom ugaonom brzinom poslije odsijecanja obratka. Pri tome se javlja gubitak kinetičke energije sistema. Radi se očito o neusaglašenosti ritma valjanja sa obradnim centrom pile, što je opet usko povezano sa postojanošću oštrice alata. Na osnovu vršenih opita na pilama za odsijecanje profila u vrućem stanju u Rusiji sa prečnikom pilnog diska  $D = 2000$  mm na teškim valjaoničkim prugama sličnog asortimana kao u zeničkoj željezari [42], u upotrebi je specifičan oblik sječiva diska pile prema slici 4.3-a sa profilom tzv. „vučji zub“ sa korakom 19 mm, visinom zuba 16 mm i koso zasječnim profilom koji zaklapa ugao trougaone forme u iznosu od  $50^\circ$ . Ovakav oblik zuba mnogo je čvršći i postojaniji jer ima bolje odvođenje toplote i lakše ispadanje strugotine. Međutim, kod ovakve forme zuba može se očekivati povećana radijalna sila, koja se može prihvatiti samo na početku piljenja, jer će u daljnjim operacijama odsijecanja zub izgubiti svoj početni oblik.



### 5.3.2.4 Zaključna razmatranja

Osnovni problem na pilama za odsijecanje profila u vrućem stanju je nepovoljan smještaj elektromotora s obzirom na vrlo visoke amplitude vibracija, njegova neposredna blizina izvaljanim vrućim profilima (temperatura, udarci), kao i vrlo loše rješenje s obzirom na montažu (centriranje) i demontažu.

Prema tome, da bi se ublažili ili potpuno eliminisali uočeni nedostaci na DEMAG-ovoj pili, provedena mjerenja i analize nameću sami od sebe rješenje ovoga problema.

Motor treba locirati u području mjernih tačaka 1 i 2 (slika 5.19) koje imaju relativno male amplitude vibriranja, ravnu i veliku površinu za smještaj elektromotora, dobru pristupačnost i dovoljnu udaljenost od vrućih profila. Vrstu mehaničkog prenosa od elektromotora do pogonskog vratila odabrati tako da uticaj vibracija iz područja mjerne tačke 5 u područje 2 bude minimalan, a to drugim riječima znači da bi trebalo ugraditi remenski prenos. Proračun veličine i broja remenova vršen je na osnovu snimljenih opterećenja) uz učešće zamajnih masa (dijagrami 5.3 i 5.4) sa slijedećim faktorima korekcije:  $\xi_1 = 1$  (faktor obuhvatnog ugla remena  $180^\circ$ );  $\xi_2 = 1,2$  (faktor opterećenja - za srednje teški pogon uz dnevni rad do 16 sati);  $\xi_3 = 1$  (faktor duljine remena);  $\xi_4 = 1$  (faktor djelovanja);  $\xi_5 = 1$  (faktor prenosnog odnosa), [98]. Stepenn iskorištenja remenskog prenosnika za otvoreni remenski par iznosi  $\eta = 0,98$  [97]. Zamajne mase smanjuju udarna opterećenja sa 140 kW na 100 kW, što povoljno utiče na elemente prenosa, pogotovo na remenski prenos sa trapeznim remenom  $40 \times 4000$  ( $z = 6$  remenova). Iz literature je poznato da jedan remen može prenijeti nazivnu snagu od  $P_n = 20$  kW, pri čemu je korisna snaga koju treba prenositi  $P = (\xi_1 \xi_3 \xi_4 \xi_5 \cdot z P_n) / \xi_2 = (1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 6 \cdot 20) / 1,2 = 100$  kW što zadovoljava opterećenje koje ima elektromotor. Također, postojeće SKF ležajeve elektromotora treba zamijeniti sa novim, što je mjera predostrožnosti s obzirom na dodatna radijalna opterećenja usljed remenskog prenosa.

Sa aspekta vibracija radi se o vrlo složenom mašinskom sistemu, gdje su zastupljene skoro sve vrste vibracija. Vibracije su najintenzivnije na konzolnom prepustu, a izmjerene vrijednosti na kritičnim tačkama pile potvrđuju teorijsku analizu, pa se kao takva može prihvatiti.

Na osnovu proračuna i izmjerenih vrijednosti može se konstatovati slijedeće:

1. Režimi piljenja su nepovoljni s obzirom na iskorištenje snage motora (veliki stepen neravnomjernosti) i postojanosti alata (intenzivno trošenje zuba pilnog diska). Ovaj problem treba posebno razmotriti i riješiti;
2. Mjerenje snage elektromotora (struje) pomoću vatmetra, mogla bi se vrlo uspješno iskoristiti za snimanje uravnoteženosti teških i komplikovanih mehanizama, određivanja momenta inercije, neuravnoteženog dijela i sl., što bi olakšalo balansiranje;
3. Konstruktivno, ovakav tip DEMAG-ove pile, sa horizontalnim kliznim površinama i konzolnim smještajem elektromotora, vrlo je nepovoljan sa stanovišta vibracija.

Konstruktivski nedostaci originalne izvedbe pile bili su osnovni uzročnici nestabilnosti rada elektromotornog pogona i pilnog diska kao njegovog najvažnijeg dijela. Nestabilan rad sa čestim lomovima pilnog diska potiču od unutrašnjih i spoljnjih faktora, kako se i pretpostavljalo u samoj postavci problema (poglavlje 2), što je bila dobra polazna osnova za uspješnost rekonstruktivnog zahvata na glavnom pogonu pile.

Na slici P2.2 (u prilogu) dato je izvedbeno rješenje rekonstrukcije mehanizma glavnog pogona DEMAG-ove pile u cilju smanjenja otkaza na elektromotoru i pilnom disku, sa slijedećim prednostima:

1. Elektromotor je smješten u području mnogo manjih vibracija što znači eliminaciju pucanja nožica elektromotora, kao i lomova na njegovim poklopcima;
2. Suport pile je mnogo bolje uravnotežen i osigurava mirniji rad po pitanju vibracija;
3. Montaža i demontaža elektromotora mnogo je jednostavnija, sigurnija i brža;
4. Olakšano je centriranje elektromotora;

5. Elektromotor je smješten u području manjih temperatura (isijavanje);
6. Više pažnje obratiti na remenski prijenos sa uvođenjem preventive (pregled za vrijeme dekadnih remonata);
7. Ova rekonstrukcija daje mnogo bolje rezultate od postojećeg stanja. Ulaganja u njenu realizaciju značajno su manja od iznosa dotadašnjih šteta u toku proizvodne godine;
8. Konačnu ovjeru i podobnost ovog rješenja pokazala je praktična primjena.

### 5.3.3 Identifikacija otpora obrade na rekonstruisanoj pili

Po obavljenim rekonstruktivnim zahvatima na DEMAG-ovoj pili, pristupilo se izvođenju eksperimentalnih ispitivanja u industrijskim nestacionarnim uslovima na profilima različitih formi i mehaničkih osobina prikazanih u tabeli 5.5. Osnovni cilj ovom ostraživanju bio je uspostavljanje režima piljenja koji će u stabilnim uslovima rada obradnog centra osigurati proizvodnost valjaoničke pruge, rad bez zastoja i otkaza pojedinih elemenata u mehaničkom lancu sprege. Dosadašnja istraživanja nisu davala odgovore na odnose otpora obrade, zamajnih masa i pogonskog momenta. Ukoliko bi ovaj odnos bio nepovoljan, pilni disk ne bi mogao ravnomjerno i periodično odsijecati osnovni materijal obratka. U odsutnosti sinhronizacije ovih fizikalnih veličina, dolaziće do zaglavlivanja pilnog diska u interakciji sa obratkom, a kao krajnji rezultat pojaviće se nestabilnost rada sa lomovima pilnog diska, ili pojedinih dijelova sklopa glavnog pogona pile u toku prenosa kružnog kretanja, obrtnog momenta i snage piljenja.

Zbog toga se i provode ova istraživanja kako bi se dobili intenziteti i karakteri promjene slijedećih veličina: otpora obrade, uticaj pojedinih faktora na intenzitet glavnog otpora piljenja, momenata motora i tereta, momenta inercije rotirajućih masa sistema i sl., a sve u cilju definisanja rada pilnog diska u stabilnim uslovima.

Tabela 5.5 Oblici i mehanička svojstva ispitnih profila

Oblik poprečnog presjeka profila	Dimenzije mm	Materijal	Zatezna čvrstoća materijala na sobnoj temperaturi $R_m$ [N/mm <sup>2</sup> ]	Površina poprečnog presjeka $A$ [mm <sup>2</sup> ]
I-nosač	18x1000	S235JR	400	2790
U-nosač	18x1000	S235JR	400	2800
Šina	S60x1000	R1100	1000	7686
Kvadrat	115x115x1000	S235JR	400	12900
Pravougaonik	60x215x1000	S235JR	400	12900
Kvadrat	115x115x1000	R1100	1000	12900
Pravougaonik	60x215x1000	R1100	1000	12900

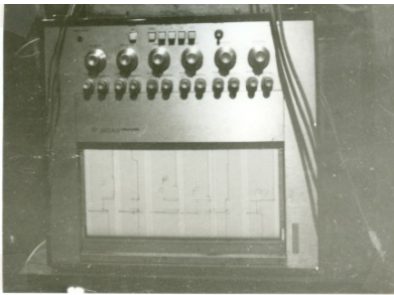
Zbog činjenice da se pri istrošenosti (zatupljenosti) zubaca povećavaju gubici energije, pogoršava kvalitet piljenja, savijaju ivice, iskrivljuju i lome zubi [43], u eksperimentu su korišteni novi pilni diskovi prečnika  $D = 1900$  mm, debljine  $\delta = 10$  mm, sa pravim zubima oblika prikazanog na slikama P2.4 i P2.5 (prilog 2). Proizvođač pilnih diskova je njemačka firma LUDWIG KÖHLER. Tokom ispitivanja brzina glavnog kretanja iznosila je  $v = 98,1$  m/s = const. Brzina pomoćnog kretanja varirana je u širokom opsegu  $u = (25; 40; 50; 75; 100)$  mm/s, a profili su odsijecani na temperaturama  $\vartheta = (650; 700; 750; 800; 850)^{\circ}\text{C}$ .

Visina potpora  $a = 680$  mm, koja predstavlja rastojanje gornje izvodnice kotrljače na kojoj se nalazi obradak i horizontalne osovine pilnog diska, zbog praktične nemogućnosti njenog variranja, u svim provedenim ispitivanjima bila je konstantna veličina.

Mjerene su električne i neelektrične veličine. U električne veličine ubrajaju se: struja statora ( $I_s$ ), aktivna snaga ( $P$ ) i napon ( $U$ ). U neelektrične veličine ubrajaju se: temperatura obratka ( $\vartheta$ ), brzina vrtnje ( $n$ ), klizanje motora ( $S_0$ ) i pritisak hidrauličkog medija ( $p$ ).

Sve promjene električnih i neelektričnih veličina na pogonima glavnog i pomoćnog kretanja registrovane su u vidu kontinualnih vremenskih zapisa pomoću direktnog pisača sa konstantnom brzinom kretanja trake papira,  $P = f(t)$ ,  $U = f(t)$ ,  $I_s = f(t)$ ,  $n = f(t)$ . U toku procesa piljenja hidraulički pogon pomoćnog kretanja pile osiguravao je konstantnu brzinu translacije saonice pile ( $u = \text{const.}$ ) uz ortogonalnost reza.

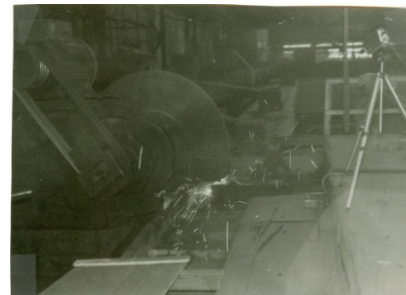
Mjerenja električnih veličina izvedena su indirektno - preko mjernih transformatora ugrađenih u glavni razvod pogonske hale, a potom preko QUPI pretvarača vremenske funkcije registrovane su na šestokanalnom pisaču BRUSH-USA, maksimalne brzine trake 125 mm/s (slika 5.21). Temperatura je mjerena u radnoj atmosferi vertikalne elektropeći (slika 5.22) u kojoj su zagrijavani profili. Korisna zapremina elektropeći je 0,3 m<sup>3</sup>, maksimalne radne temperature 1100°C, a mjerenje je vršeno pomoću termometra modela 950 SC TYPE S, United System Corporation, opsega 500°C do 1600°C. Prije procesa piljenja, temperatura je mjerena na površini obratka optičkim pirometrom IRCON 300 TSC (slika 5.23), mjernog područja od 70°C do 1650°C, kontinualnog zapisa izlaznog signala na pisač. Brzina obrtanja rotora motora mjerena je mehaničkim spajanjem tahogeneratora sa osovinom motora, tip BD2510B United Kingdom, pri čemu je informacija promjene brzine direktno išla na pisač. Mjerenje pritiska u tlačnom vodu hidrocilindra vršeno je manometrom, a preko oduzimača i ATM pretvarača informacije o promjeni pritiska registrovane su na pisaču. Mjerni uređaji ukomponovani su u ambijentalne valjaoničke uslove.



Slika 5.21 Šestokanalni pisač



Slika 5.22 Elektro peć



Slika 5.23 Optički pirometar

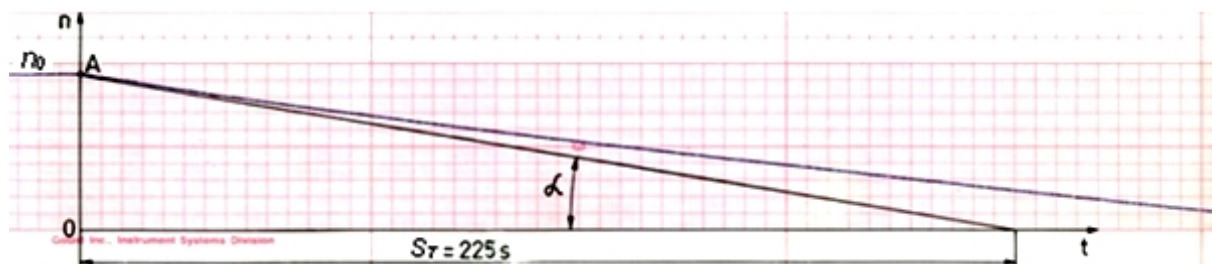
### 5.3.3.1 Moment inercije rotirajućih masa mehanizma glavnog kretanja pile

Postupak eksperimentalnog određivanja momenata inercije krutih tijela primjenom metode oscilacije klatna ili metode torzionih oscilacija poznat je iz literature, npr. [9]. Za slučaj elektromotornog pogona sa više obrtnih krutih masa pogodna je primjena eksperimenta zaustavljanja [50], što je iskorišteno kod određivanja momenta inercije rotirajućih masa mehanizma glavnog kretanja pile (dijagram 5.6, kao i dijagram 4.9-poglavlje 4) redukovan na osu motora.

Ovaj moment bilo je potrebno odrediti iz tri razloga:

- zbog prelaznih pojava EMP-a, jer su iste posljedica pored elektromagnetne i mehaničke inertnosti koju karakterizira elektromehanička vremenska konstanta koja je, kako je navedeno u izrazu (4.130-poglavlje 4), u direktnoj zavisnosti od veličine momenta inercije svih rotirajućih masa redukovan na osu motora
- zbog bitne uloge u toku samog procesa odsijecanja materijala, jer na sebe preuzimaju dio opterećenja, da bi nakon toga na osu motora predavali dio akumulirane kinetičke energije potrebne za ponovno odsijecanje
- zbog mogućeg uticaja na smanjenje neravnomjernosti kretanja obrtnih masa.

Nakon završetka oglada zaustavljanja, u tački A (trenutak kada se nakon kraćeg rada u praznom hodu, u kojem dostigne brzinu vrtnje blisku sinhronoj, elektromotor odvoji od mreže) povuče se tangenta na krivu zaustavljanja. Odsječak na vremenskoj apscisnoj osi  $t$  zove se subtangenta  $S_T$  (fiktivno zaustavljanje), dok ordinatu predstavlja brzina vrtnje  $n$ .

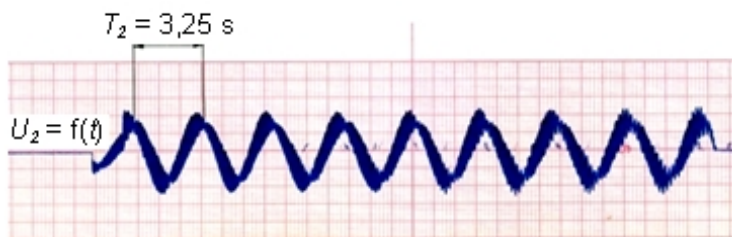


Dijagram 5.6 Karakteristika zaustavljanja

Eksperimentalna vrijednost subtangente iznosi  $S_T = 225$  s. Nakon odvajanja elektromotora od mreže, moment tereta tada postoji jedino usljed mehaničkih gubitaka, a u tom slučaju se troši isključivo kinetička energija zamajnih masa, koja se smanjuje sa opadanjem brzine vrtnje. Stvarno vrijeme trajanja zaustavljanja bilo je duže (320 s). U posebnom slučaju ( $n = n_0$  - tačka A na dijagramu,  $tg\alpha = \overline{OA}/S_T$ ) [50], slijedi

$$P_{meh} = \left(\frac{2\pi}{60}\right)^2 J \frac{n_0^2}{S_T} \quad \dots(5.1)$$

Vežu između  $n_0$  i  $S_T$  daje karakteristika zaustavljanja. Mehanički (kočioni) gubici snage ( $P_{meh} = P_0 - P_{FeTV}$ ) iznose  $P_{meh} = 18 - 5,5 = 12,5$  kW. Kada se znaju ovi gubici, iz izraza (5.1) može se odrediti moment inercije svih rotirajućih masa. Sa dijagrama 5.7 vremenske promjene napona rotora  $U_2 = f(t)$ , očita se period harmonijskog oscilovanja napona koji iznosi  $T_2 = 3,25$  s. Tada je u praznom hodu frekvencija napona rotora  $f_2 = (1/T_2) = (1/3,25) = 0,307$  Hz. Kada bi se rotor obrtao istom brzinom kao i obrtno polje statora ( $n_{sin} = 1000 \text{ min}^{-1}$ ), frekvencija napona rotora bila bi jednaka nuli, a kad bi rotor bio ukočen, frekvencija napona bila bi  $f_1 = 50$  Hz.



Dijagram 5.7 Vremenska promjena napona rotora

Izmjerena frekvencija napona prema tome je mjera relativnog zaostajanja rotora za obrtnim poljem statora za koje je uobičajen termin klizanje  $S_0$ . Broj obrtaja rotora u praznom hodu ( $n_0$ ) može se izračunati iz odnosa  $n_0 = n_{sin} - n_{sin}S_0 = n_{sin}(1 - S_0)$ , pri čemu je

$$S_0 = \frac{f_2}{f_1} = \frac{0,307}{50} = 0,006; \quad n_0 = 1000 (1 - 0,006) = 994 \text{ min}^{-1}.$$

Mjerenje klizanja kod asinhronog motora direktno je povezano sa mjerenjem brzine vrtnje. Poznato je da je frekvencija elektromotornih sila i struja rotora vrlo mala i da je srazmjerna klizanju  $f_2 = Sf_1$  [50], a to znači da se mjerenje klizanja svodilo na mjerenje rotorske frekvencije tako što se između dvije faze ugradio voltmetar. Moment inercije svih rotirajućih masa redukovan na osovinu motora mehanizma glavnog kretanja pile iznosi

$$J = \left(\frac{60}{2\pi}\right)^2 \cdot 12,5 \cdot 10^3 \cdot \frac{225}{994^2} = 260 \text{ kgm}^2$$

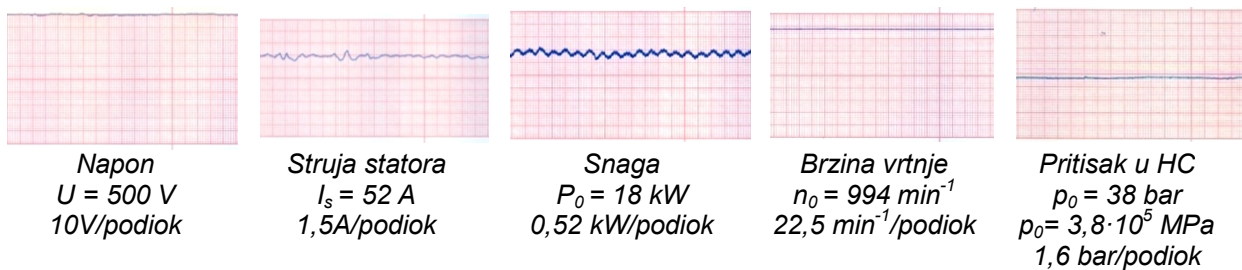
Moment inercije rotora motora tipa ZP 355 L-6 snage  $P_n = 132$  kW iznosi  $J_m = 15 \text{ kgm}^2$  (kataloška vrijednost), pa je moment inercije preostalih rotirajućih masa

$$J_{meh} = J - J_m = 260 - 15 = 245 \text{ kgm}^2$$

Veličina momenta inercije značajno utiče na neravnomjernost kretanja obrtnih masa sistema. Sa povećanjem momenta inercije  $J$ , smanjuje se neravnomjernost kretanja izražena preko stepena neravnomjernosti  $\delta$ , čime se ublažavaju kolebanja momenta tereta koja smanjuju opterećenje elektromotora u toku procesa piljenja.

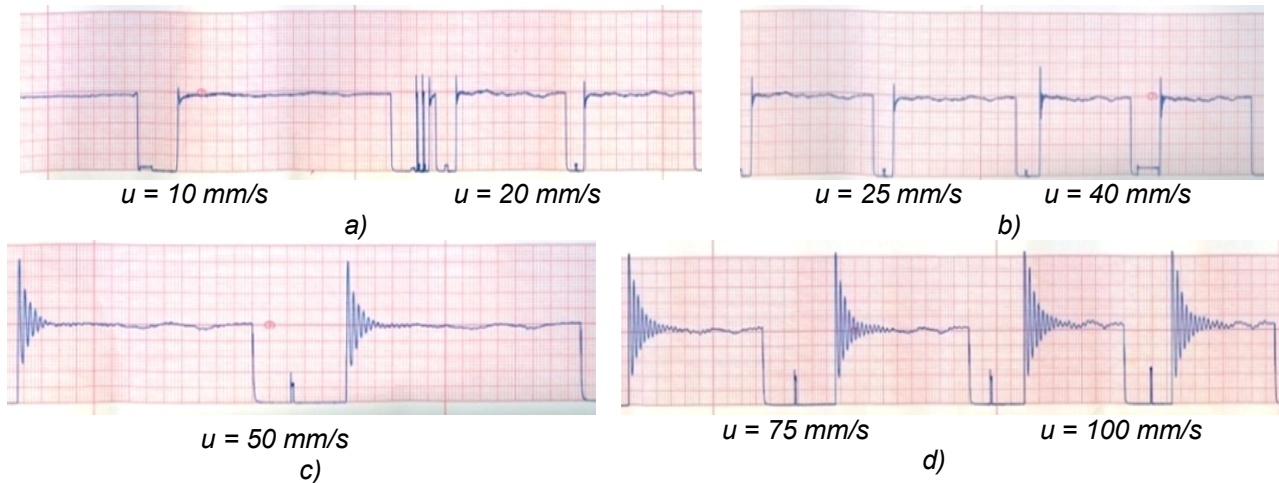
### 5.3.3.2 Prazni hod pile

Snaga praznog hoda izmjerena je veličina kod napona mreže od 500 V i iznosi  $P_0 = 18$  kW. Radi kontrole izvršeno je dodatno mjerenje. Zbog simetričnog opterećenja motora, snaga je mjerena jednim vatmetrom. Ovo zbog toga što struja praznog hoda uvijek zakašnjava iza faznog napona za više od 1/6 perioda, čime se gubici u mjernim instrumentima poništavaju, te je snaga koju pokazuje vatmetar, kod mehaničke sprege motora sa pilnim diskom, jednaka snazi samo jedne faze i iznosi  $P_w = 6$  kW. Ukupna snaga praznog hoda je  $P_0 = 3P_w = 18$  kW. Brzina vrtnje rotora motora u praznom hodu ( $n_0 = 994 \text{ min}^{-1}$ ) dobijena je preko sinhronne brzine vrtnje i veličine klizanja, što je navedeno u prethodnoj tački.



Dijagram 5.8 Veličine parametara u praznom hodu pile

U praznom hodu, pri različitim brzinama translatorskog pomjeranja saonica pile, mijenja se pritisak u tlačnom vodu hidrocilindra mehanizma pomoćnog kretanja (dijagram 5.9). Brzine pomoćnog kretanja varirane su u opsegu  $u = (10 \div 100) \text{ mm/s}$ . Zapaža se da se sa povećanjem brzine pomoćnog kretanja pile ( $u$ ) povećava pritisak ( $p_0$ ), koji u periodu startanja ima izražen oscilatorni karakter sa većim amplitudama (krive c i d).

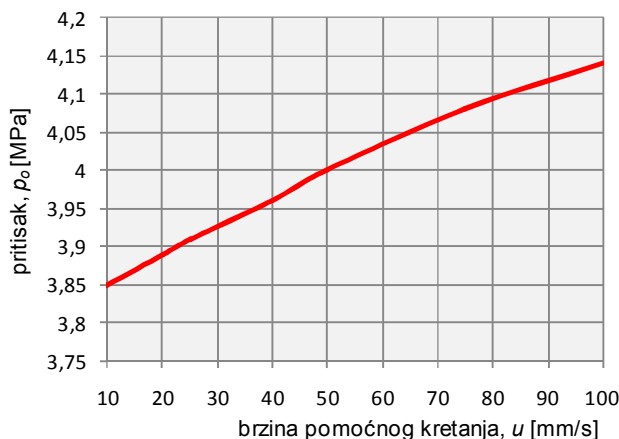


Dijagram 5.9 Promjene pritiska u tlačnom vodu HC mehanizma pomoćnog kretanja pile za vrijeme praznog hoda (razmjera 1,6 bar/podiok)

Više je uzroka ovoj pojavi. Sila potrebna za pokretanje sistema iz stanja mirovanja u stanje jednolikog kretanja veća je od sile koja je potrebna za održavanje ovog kretanja (koeficijent trenja mirovanja veći je od koeficijenta trenja kretanja). U slučaju trenja između podmazanih površina, sila trenja ne zavisi od materijala tijela koji se dodiruju, već od viskoznosti maziva i brzine kretanja i proporcionalna je navedenim veličinama. Sila trenja između kliznih površina, otpor vazduha i unutrašnje trenje usljed nepotpune elastičnosti materijala prigušuju vibracije



saonica pile u fazi pokretanja. Primjenom proporcionalne hidraulike, finom regulacijom hidrauličkog sistema moguće je otkloniti ove vibratorne pojave. Usljed sila prigušenja period vibriranja sistema je kratak i saonice pile se sa  $p_o = \text{const.}$  primiču obratku. Ovo je veoma važno jer omogućava određivanje efektivne vrijednosti pritiska u hidrocilindru za vrijeme odsijecanja profila, čime se stvaraju uslovi za definisanje otpora pomoćnog kretanja pile ( $Q$ ). Sa poznatim prečnikom klipa hidrocilindra ( $d_k = 80 \text{ mm}$ ), izmjerenom veličinom pritiska ulja u tlačnom vodu tokom praznog hoda ( $p_o$ ) i poznatom masom saonica pile skupa sa mehanizmom glavnog kretanja ( $m = 12500 \text{ kg}$ ), moguće je odrediti sile trenja saonica pile po vođicama ( $F_{\mu}$ ) za konkretnu brzinu pomoćnog kretanja pile prema izrazu  $F_{\mu} = p_o \cdot (d_k^2 \pi / 4)$ . Grafički prikaz promjene pritiska u hidrocilindru u funkciji pomoćnog kretanja ( $u$ ) dat je na dijagramu 5.10.



Dijagram 5.10 Kriva promjene pritiska ( $p_o$ ) u tlačnom vodu HC u funkciji brzine pomoćnog kretanja pile ( $u$ )

Sa dijagrama se uočava linearna promjena pritiska sa porastom brzine pomoćnog kretanja. Efektivni pritisak ulja u tlačnom vodu hidrocilindra za vrijeme odsijecanja profila definisan je izrazom

$$p_{efi} = p_i - p_o \quad \dots(5.2)$$

gdje je  $p_i$  – pritisak u tlačnom vodu u nekom  $i$ -tom momentu odsijecanja. Uzimajući u obzir gubitke u željezu statora, te trenja u ležištima i ventilaciji motora ( $P_{FeTV}$ ), moment praznog hoda iznosi  $M_0 = 120 \text{ Nm} = \text{const.}$ , obrazac (4.135), poglavlje 4.

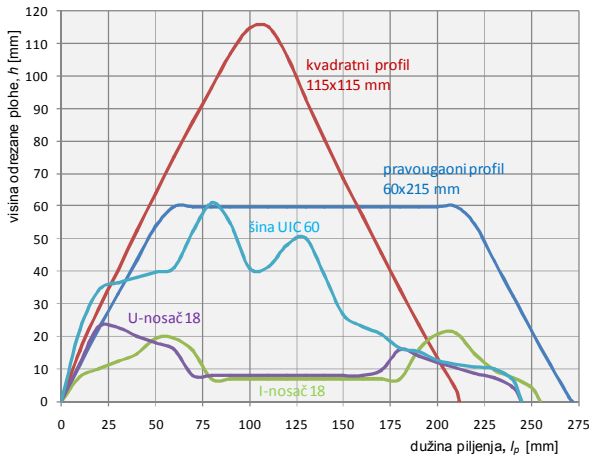
### 5.3.3.3 Otpori obrade

Pri ispitivanju fenomena otpora obrade primjenjena je klasična teorija eksperimenta. Procedura se ponavljala za svaki faktor, što je prouzrokovalo veći broj eksperimentalnih ispitivanja. Mjerene su slijedeće veličine:  $P$  - aktivna snaga [W],  $U$  - električni napon motora [V],  $I_s$  - struja statora motora [A],  $n$  - broj obrtaja rotora motora [ $\text{min}^{-1}$ ] i  $t$  - vrijeme [s], pokazni dijagram 5.13.

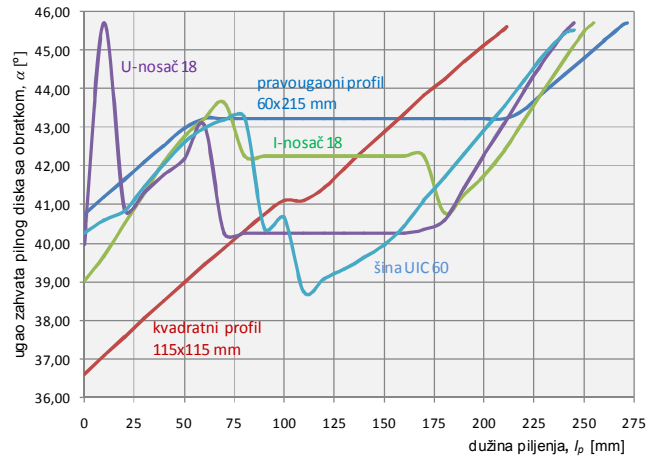
Iz mjerenjem utvrđenih veličina, izračunati su momenti motora  $M_m$  i tereta  $M_t$ , na osnovu čega su potom određene komponente otpora obrade  $T$ ,  $Q$  i  $R$  prema obrascima (5.3), (5.4) i (5.5).

Za obradu dobijenih rezultata bilo je potrebno izvesti kompjutersku simulaciju procesa piljenja, a sve u cilju tačnog određivanja veličine odrezane plohe  $h$  (dijagram 5.11) i ugla zahvata pilnog diska sa obratkom  $\alpha$  (dijagram 5.12). Rastojanje početka i kraja njihovog međusobnog kontakta, mjereno po izvodnici rolne kotrljače, predstavlja translatorno pomjeranje pile (put piljenja)  $l_p$ .

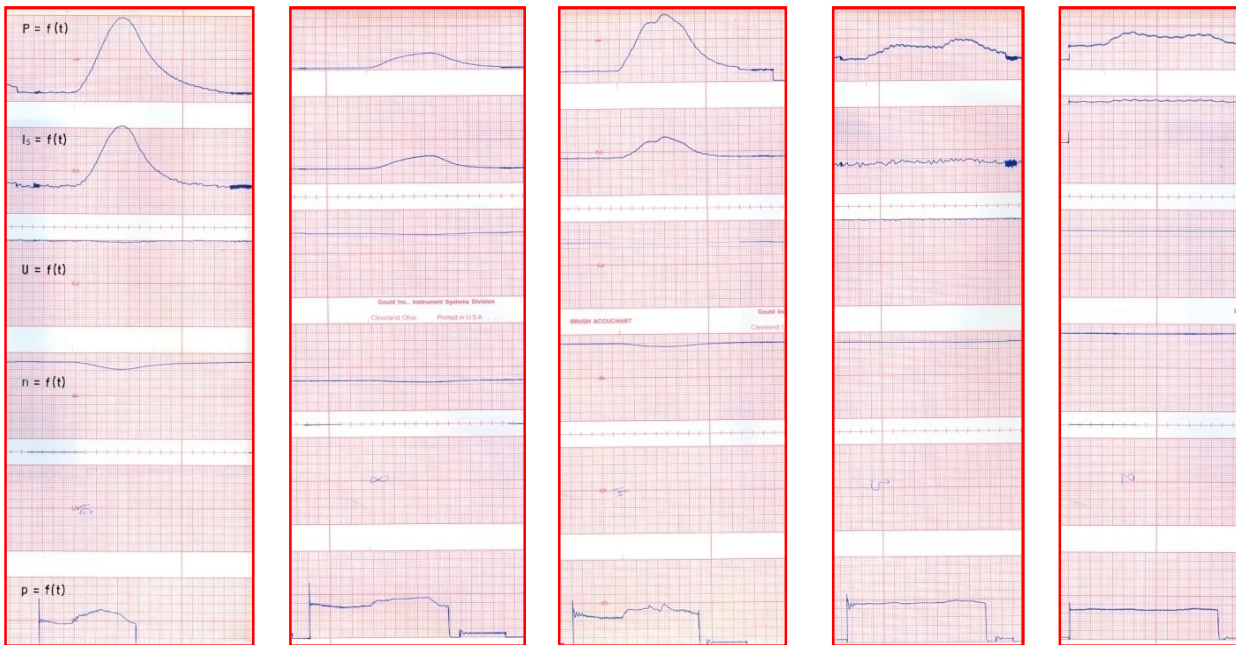
Ogledni primjeri odsijecanja obratka prikazani su na dijagramu 5.13, a detaljna metodologija proračuna data je u radu [32]. Otpori obrade  $T$ ,  $Q$  i  $R$  određeni su indirektnom metodom mjerenjem vrijednosti električnih i neelektričnih veličina u tačno određenim vremenskim intervalima piljenja preko zapisa registrovanih na traci šestokanalnog pisača, pri čemu u petom retku nije vršen vremenski zapis niti jedne fizikalne veličine.



Dijagram 5.11 Visina odrezane plohe ( $h$ ) tokom piljenja obratka



Dijagram 5.12 Promjena ugla zahvata ( $\alpha$ ) pilnog diska sa obratkom



Kvadratni profil  
115x115 mm

Pravougaoni profil  
60x215 mm

Šina UIC 60

I-nosač 18

U-nosač 18

Dijagram 5.13 Snimci električnih i neelektričnih veličina u procesu piljenja

Na dijagramu 5.13 uočava se uticaj zamajnih masa na promjenu električnih i neelektričnih veličina, a time i na intenzitet momenta motora. Zbog toga je praćena promjena snage ( $P_m$ ) i brzine vrtnje ( $n$ ) u toku i nakon završetka piljenja do trenutka kada EMP iz nestacionarnog stanja ( $n \neq \text{const.}$ ) pređe u stacionarno stanje ( $n = \text{const.}$ ).

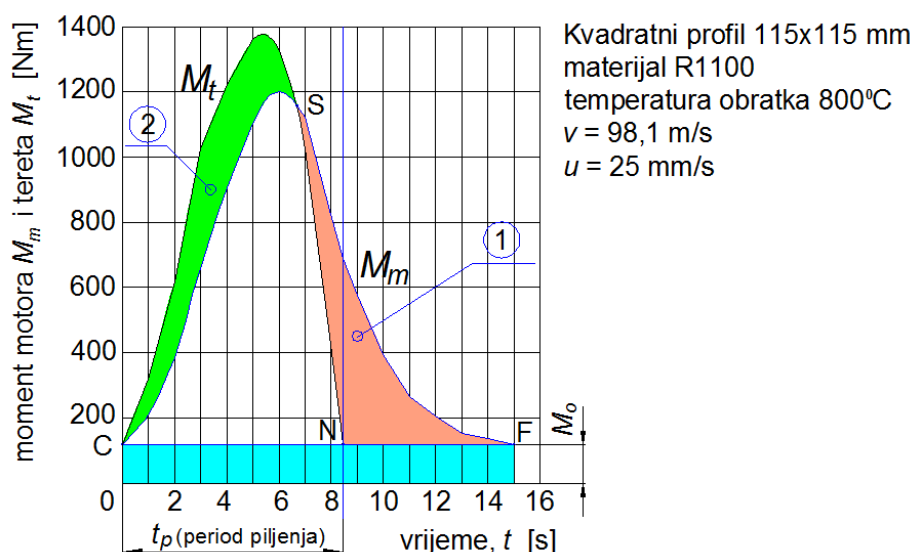
U tabeli 5.6 prikazane su vrijednosti pojedinih veličina za definisanje uticaja zamajnih masa. Vrijednost početnog momenta jednaka je momentu praznog hoda ( $M_{poć} = M_0$ ), dok je za svaki naredni interval jednaka vrijednosti  $M_{poć} = M_{m(i-1)}$ .

Grafovi promjene momenata  $M_t$  i  $M_m$  sa naglašenim uticajem zamajnih masa prikazani su na dijagramu 5.14, a ilustruju odsijecanje kvadratnog profila. Efektivni (stvarni) moment tereta u nekom i-tom intervalu vremena računa se prema izrazu  $M_{eff} = M_{ti} - M_0$ .

Tabela 5.6 Izmjerene i preračunate vrijednosti električnih i neelektričnih veličina za vrijeme piljenja kvadratnog profila 115x115 mm sa  $R_m = 1000 \text{ N/mm}^2$ ;  $\varrho = 800^\circ\text{C}$ ;  $\delta = 10 \text{ mm}$ ;  $v = 98,1 \text{ m/s}$ ;  $u = 25 \text{ mm/s}$ ;  $t_p = 8,4 \text{ s}$ ,  $\Sigma t = 15 \text{ s}$

$t$ s	$n$ $\text{min}^{-1}$	$P_m$ kW	$\alpha$ °	$M_m$ Nm	$M_{poć}$ Nm	$M_t$ Nm	$M_{ef}$ Nm	$\rho_{ef}$ MPa	$T$ N	$Q$ N	$R$ N
0,0	994,0	18,0	53,40	120,0	120,0	120,0	0	0	0	0	0
1,0	989,6	27,5	37,81	206,6	120,0	318,5	198,9	0,80	190,5	4021,2	5237,6
2,0	980,6	46,8	38,96	386,3	206,6	618,7	499,0	1,10	478,0	5529,2	7497,3
3,0	963,0	76,9	40,09	665,0	386,3	1025,4	905,7	1,40	867,6	7037,2	9928,9
4,0	952,0	104,0	40,07	908,8	665,0	1224,0	1104	1,76	1057,8	8846,7	12450,2
5,0	938,1	125,8	41,67	1107,1	908,8	1363,5	1244	2,02	1191,4	10153,6	14653,1
6,0	933,7	136,7	42,87	1202,5	1107,1	1325,8	1206	1,46	1155,4	7338,8	11085,9
7,0	937,5	127,9	44,02	1125,2	1202,5	1025,2	905,6	0,98	867,4	4926,0	7688,5
8,0	956,0	94,6	45,13	824,6	1125,2	425,8	316,2	0,40	302,9	2010,6	3154,2
8,4	964,9	80,0	45,30	690,9	824,6	171,4	51,7	0,34	49,6	1709,0	2479,8
9,0	973,0	67,6	-	576,5	690,9	-	-	-	-	-	-
10,0	977,0	47,8	-	396,8	576,5	-	-	-	-	-	-
11,0	985,0	33,8	-	265,9	396,8	-	-	-	-	-	-
12,0	989,6	27,5	-	206,6	265,9	-	-	-	-	-	-
13,0	991,7	21,8	-	153,2	206,6	-	-	-	-	-	-
14,0	992,5	20,0	-	136,3	153,2	-	-	-	-	-	-
15,0	993,5	18,3	-	120,3	136,3	-	-	-	-	-	-

Moment praznog hoda  $M_0$  označava moment potreban za obrtanje svih elemenata mehanizma glavnog kretanja pile za vrijeme kada je pilni disk pogonjen, a da nije u kontaktu sa obratkom.



Dijagram 5.14 Konstrukcija krivih  $M_m = f(t)$  i  $M_t = f(t)$

Kriva promjene momenta tereta  $M_t$  ima jasno izražen maksimum u zoni srednjeg perioda piljenja  $t_p$ , a bliska je po obliku parabolli. U dijelu ciklusa piljenja kada je moment tereta  $M_t$  veći od momenta motora  $M_m$ , dio opterećenja preuzima motor, a dio zamajac.

Ovo proizlazi iz smanjenja brzine vrtnje rotora motora za vrijeme vršnog opterećenja. Zbog toga se dio akumulirane kinetičke energije (površina 2 omeđena dijelovima krivih  $M_m$  i  $M_t$  od tačke C do S) predaje na osovinu motora u vidu kinetičkog momenta  $M_k$ . U periodu smanjenja opterećenja kada brzina pogona raste sve do brzine praznog hoda, u zamajne mase ponovo se akumulira kinetička energija (površina 1 omeđena dijelom krive  $M_m$  od tačke S do F i  $M_0$ , te dijelom krive  $M_t$  do tačke N do S). Ovim se smanjuje neravnomjernost obrtanja za vrijeme procesa piljenja. U fizikalnom smislu ove dvije površine (1 i 2) su jednake. Na osnovu poznatih momenata motora i tereta moguće je odrediti efektivni moment tereta  $M_{efi}$ , a time i otpore obrade: glavni otpor piljenja ( $T_i$ ), otpor pomoćnog kretanja ( $Q_i$ ) i otpor prodiranja ( $R_i$ ) za neki  $i$ -ti interval vremena:



$$T_i = \frac{2M_{eff}}{D} i \eta_{meh}; \quad (\eta_{meh} = 0,91) \quad \dots(5.3)$$

$$Q_i = p_{eff} \cdot \frac{d_k^2 \pi}{4} \quad \dots(5.4)$$

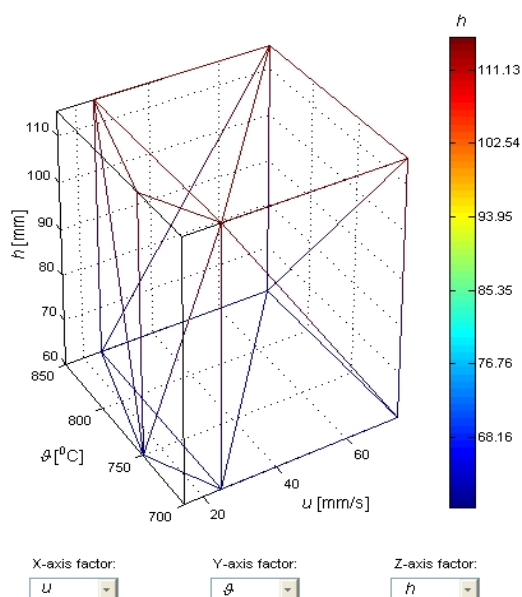
$$R_i = \frac{Q_i + T_i \sin \alpha_i}{\cos \alpha_i} \quad \dots(5.5)$$

Prema odabranoj metodologiji prikupljanja i obrade eksperimentalnih rezultata definirana je matrica izvođenja eksperimentalnih ispitivanja data u tabeli 5.7 (vrijednost faktora pri kojima se izvodio eksperiment) i trodimenzionalnim prikazom eksperimentalnih tačaka plana (slika 5.26). Plan ispitivanja pripremljen je koristeći metodologiju koja je prilagodna industrijskim uslovima u kojima je ispitivanje provedeno. Eksperimentalna ispitivanja izvedena su sa novim pilnim diskom prečnika  $D = 1900$  mm debljine  $\delta = 10$  mm i brzinom glavnog kretanja pile  $v = 98,1$  m/s. Varirani su brzina pomoćnog kretanja ( $u$ ), temperatura obratka ( $\vartheta$ ) i visina odrezane plohe ( $h$ ). Odsijecan je obradak kvadratnog poprečnog presjeka  $115 \times 115$  mm od najčešće korištenog valjačkog materijala S235JR.

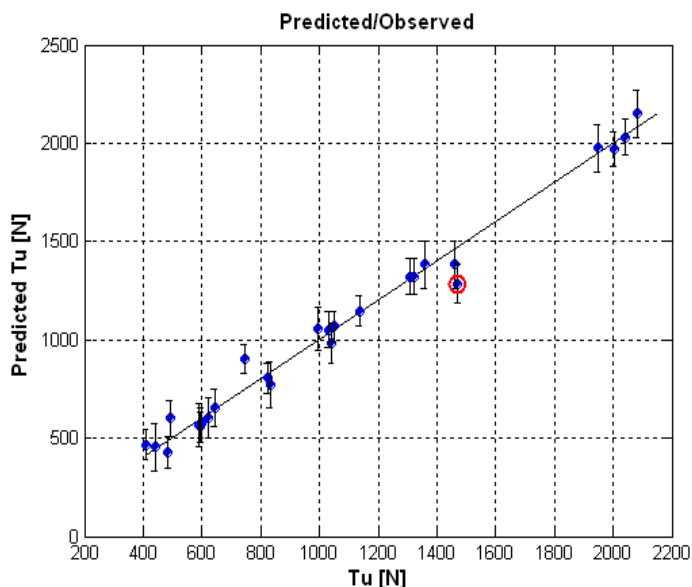
Za obradu podataka korišten je interaktivni matični kalkulator interpreterskog tipa, MATLAB (verzija 7.0), zasnovan na varijablama koji omogućuje izvođenje Matlab funkcija, i posjeduje grafičko korisničko sučelje [110]. Upotrebljen je njegov modul Model-Based Calibration Toolbox [111, 112]. Kod planiranja eksperimenta, MATLAB nudi optimalan dizajn. Prednost primjene modula za eksperimentalna ispitivanja sotvera MATLAB je u činjenici da se kreiranje regresionog modela može vršiti sa realnim parametrima, kao i sa kodiranim vrijednostima [37].

Tabela 5.7 Pregled eksperimentalnih i modelskih vrijednosti glavnog otpora piljenja  $T_u$  za kvadratni profil  $115 \times 115$  mm od S235JR

Tabela P3.	Faktori			$T_{uE}$	$T_{uM}$	Odstupanje
	$u$	$\vartheta$	$h$			
	mm/s	°C	mm	N	N	%
80	15	750	60	622,8	603,25	-3,14
80	15	750	115	1040,8	981,55	-5,69
37	25	850	60	440,0	454,28	3,24
37	25	850	115	831,5	769,78	-7,42
38	25	800	60	484,2	429,79	-11,23
38	25	800	115	822,2	804,19	-2,19
39	25	750	60	409,9	467,32	14,01
39	25	750	115	745,3	900,61	20,84
40	25	700	60	590,4	566,85	-3,99
40	25	700	115	996,0	1059,04	6,33
41	50	850	60	491,3	599,55	22,03
41	50	850	115	1030,0	1052,55	2,19
42	50	800	60	595,4	556,30	-6,57
42	50	800	115	1050,0	1068,20	1,73
43	50	750	60	597,5	575,05	-3,75
43	50	750	115	1136,1	1145,85	0,86
44	50	700	60	643,1	655,82	1,98
44	50	700	115	1471,1	1285,52	-12,61
45	75	850	60	1459,2	1384,20	-5,14
45	75	850	115	1946,8	1974,71	1,43
46	75	800	60	1307,4	1322,19	1,13
46	75	800	115	2001,9	1971,59	-1,51
47	75	750	60	1322,8	1322,19	-0,04
47	75	750	115	2042,3	2030,49	-0,58
48	75	700	60	1357,0	1384,19	2,00
48	75	700	115	2081,5	603,25	-3,14



Slika 5.24 Plan eksperimenta-  
“matrix design” modul  
(eksperimentalne tačke plana)



Slika 5.25 Grafička interpretacija eksperimentalnih  
tačaka, regresione prave i granice intervala  
pouzdanosti zavisno promjenljive

Za različite vrijednosti pojedinih faktora dobijena je regresiona jednačina za glavni otpor piljenja u obliku nepotpunog kvadratnog modela

$$T_{UM} = 7997,7394 - 51,311855 u - 19,063205\varphi + 21,441772 h + 0,51151394 u^2 + \left. \begin{aligned} &+ 0,015010367 u\varphi + 0,10000149 uh + 0,012401686 \varphi^2 - 0,021418213 \varphi h \end{aligned} \right\} \dots(5.6)$$

Odstupanje vrijednosti glavnog otpora piljenja dobijenih pomoću modela (regresione jednačine) u odnosu na eksperimentalno dobijene vrijednosti, računa se prema obrascu (5.7)

$$\text{Odstupanje} = \frac{T_{UM} - T_{uE}}{T_{uE}} \cdot 100 \text{ [%]} \dots(5.7)$$

gdje je: \$T\_{UM}\$ - vrijednost \$T\$ dobijena pomoću modela  
\$T\_{uE}\$ - vrijednost \$T\$ dobijena pomoću eksperimenta.

Na slici 5.25 prikazana su odstupanja modela od eksperimentalnih tačaka. Na apscisi su nanasene vrijednosti dobijene eksperimentom, a na ordinati vrijednosti koje daje dobijeni matematički model (predicted-modelom dobijene vrijednosti).

Na osnovu predstavljenih karakteristika modela, tj. njihovih odstupanja od eksperimentalnih rezultata, uočava se da je apsolutno odstupanje modela za većinu tačaka ispod 5%. Može se zaključiti da izvedeni model zadovoljavajuće predstavlja rezultate ispitivanja uticaja faktora \$u\$, \$\varphi\$ i \$h\$ na glavni otpor piljenja. Statističke karakteristike modela za \$T\_u\$ date su u tabeli 5.8, pri čemu je značenje pojedinih veličina [52]:

- \$R\$ - koeficijent korelacije (stepen slaganja između promjenljivih u posmatranoj linearnoj međuzavisnosti);  $R = \frac{\sum (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum (x_i - \bar{x})^2 \cdot \sum (y_i - \bar{y})^2}}$
- \$R^2\$ - koeficijent determinacije; predstavlja odnos regresione sume kvadrata i ukupne sume kvadrata;  $R^2 = SS_{reg}/SS_{tot}$
- \$SS\_{rez}\$ - rezidualna suma kvadrata; predstavlja sumu kvadrata odstupanja izmjerenih vrijednosti zavisno promjenljive od očekivanih (modelskih) vrijednosti; to je onaj dio ukupnog varijabiliteta zavisno promjenljive koji nastaje kao rezultat djelovanja svih ostalih faktora osim posmatrane nezavisno promjenljive  $SS_{rez} = \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2$
- \$SS\_{reg}\$ - regresiona suma kvadrata; predstavlja sumu kvadrata odstupanja očekivanih

(modelskih) vrijednosti zavisno promjenljive od njene aritmetičke sredine; to je onaj dio varijabiliteta zavisno promjenljive koji nastaje kao rezultat djelovanja nezavisno promjenljive, a kada se isključi djelovanje svih ostalih faktora;  $SS_{reg} = \sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - \bar{y})^2$

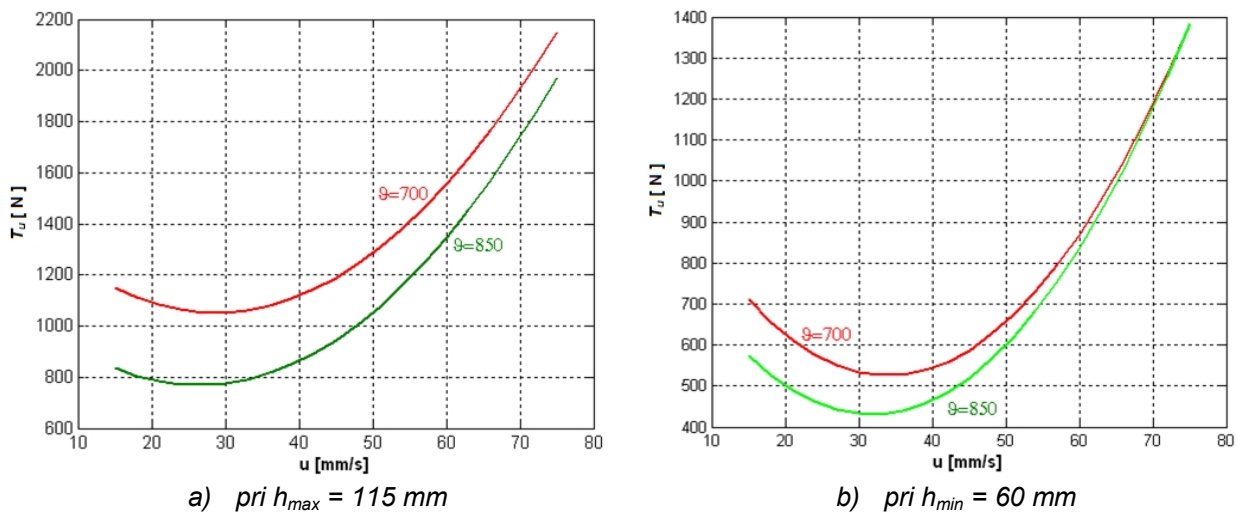
$F$  - računska vrijednost disperzionog odnosa;  $F = \frac{SS_{reg}}{df_{reg}} \bigg/ \frac{SS_{rez}}{df_{rez}} = MS_{reg} / MS_{rez}$ , gdje su  $df_{reg}$  i  $df_{rez}$  odgovarajući stepeni slobode (*degrees of freedom*) koji prate svaku sumu kvadrata, a pokazuju na osnovu koliko nezavisnih obavještenja se ta suma kvadrata zasniva;  $MS_{reg}$  i  $MS_{rez}$  su varijanse (sredine kvadrata-*mean of squares*).

Tabela 5.8 Statističke karakteristike modela

Statistička karakteristika	Vrijednost
$R$	0,9923
$R^2$	0,9847
$SS_{reg}$	$6,819 \cdot 10^6$
$SS_{rez}$	$1,057 \cdot 10^5$
$F$	64,5

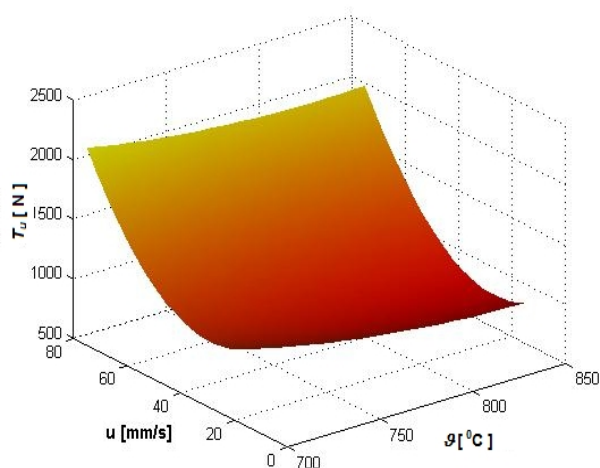
Iz tabele 5.8 uočava se značajnija razlika između regresione i rezidualne sume kvadrata, a kvalitet regresije je definisan i razlikom ove dvije sume kvadrata. Kvadratni model daje manju standardnu grešku, a kao što je poznato manja standardna greška proizlazi iz manje rezidualne sume kvadrata, odnosno proizlazi iz bolje regresione jednačine. Vrijednost koeficijenta korelacije je iznad 0,99, a koeficijent determinacije pokazuje da se 98,47% varijabiliteta zavisno promjenljive pripisuje djelovanju nezavisno promjenljivih. Ovo potvrđuje ispravnost odluke o izboru kvadratne regresione jednačine.

Na dijagramu 5.15 prikazani su grafovi koji ilustruju istovremeni uticaj faktora  $u$  i  $\vartheta$  na funkciju cilja ( $T_u$ ) za kvadratni matematički model (obrazac 5.6).

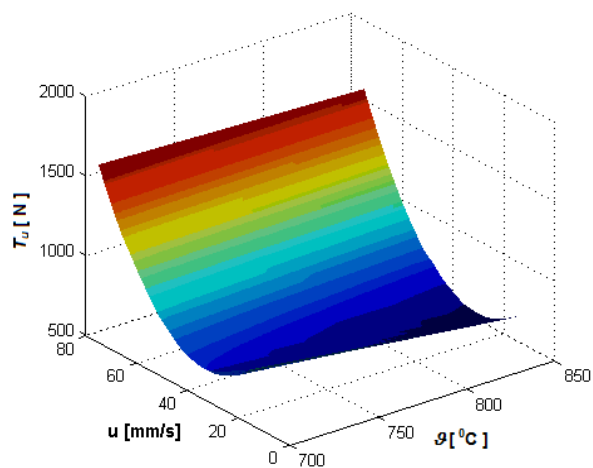


Dijagram 5.15 Efekt interakcije združenih faktora  $u$  i  $\vartheta$  na glavni otpor piljenja  $T_u$

Iz položaja linija na dijagramima može se zaključiti da postoji interakcija između faktora  $u$  i  $\vartheta$  pri različitim visinama odrezane plohe obratka. Kod suženja (dijagram b) interakcija postoji, ali nije posebno izražena. Na nižim brzinama pomoćnog kretanja ( $u$ ), uticaj temperature obratka ( $\vartheta$ ) na glavni otpor piljenja ( $T_u$ ) je znatno viši nego pri višim brzinama, kada se taj uticaj osjetno smanjuje. Funkcionalna zavisnost rezultata glavnog otpora piljenja o faktorima  $u$  i  $\vartheta$  pri graničnim visinama odrezane plohe ( $h$ ) prikazana je na dijagramu 5.16.



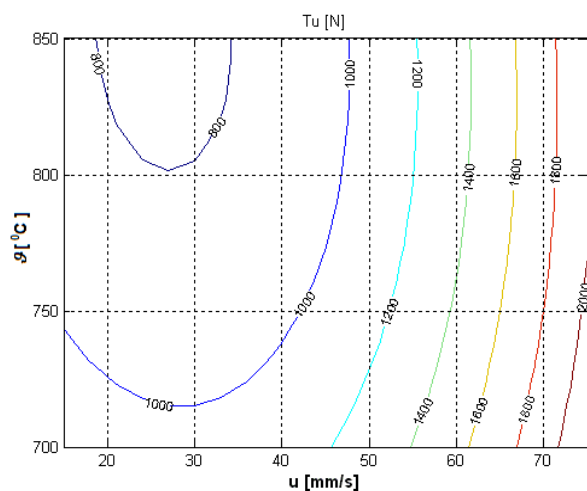
a) pri  $h_{max} = 115 \text{ mm}$



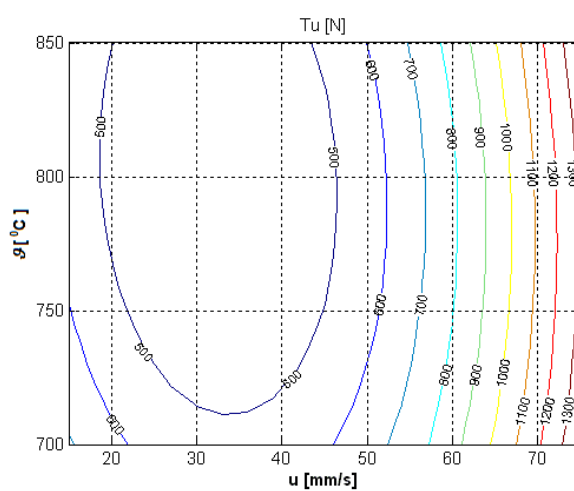
b) pri  $h_{min} = 60 \text{ mm}$

Dijagram 5.16 Funkcionalna zavisnost  $T_u$  od  $u$  i  $\vartheta$

Za potrebe inženjerskih proračuna pogodnije je krivu  $T_u$  prikazati u obliku grafika prikazanih sa dijagramom 5.17.



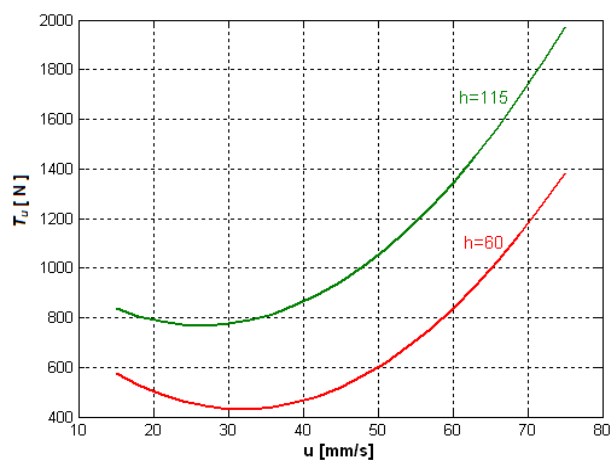
a) pri  $h_{max} = 115 \text{ mm}$



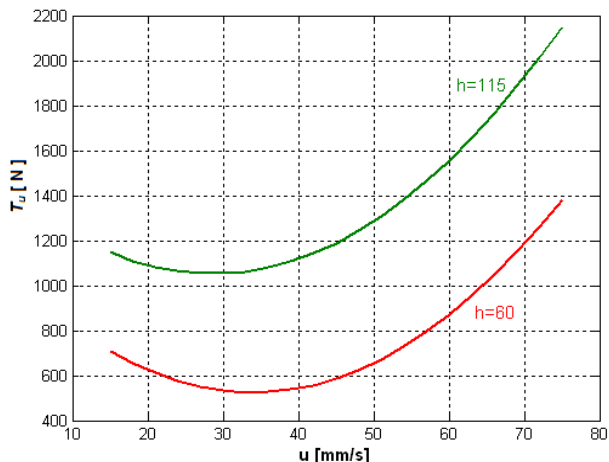
b) pri  $h_{min} = 60 \text{ mm}$

Dijagram 5.17 Grafički prikaz  $T_u$  u zavisnosti od  $u$  i  $\vartheta$

U daljnjoj analizi posmatrana je interakcija  $u$  i  $h$  pri različitim temperaturama obratka  $\vartheta$ . Na dijagramu 5.18 prikazani su grafovi koji ilustruju istovremeni uticaj faktora  $u$  i  $h$  na funkciju cilja ( $T_u$ ) za kvadratni matematički model (obrazac 5.6).

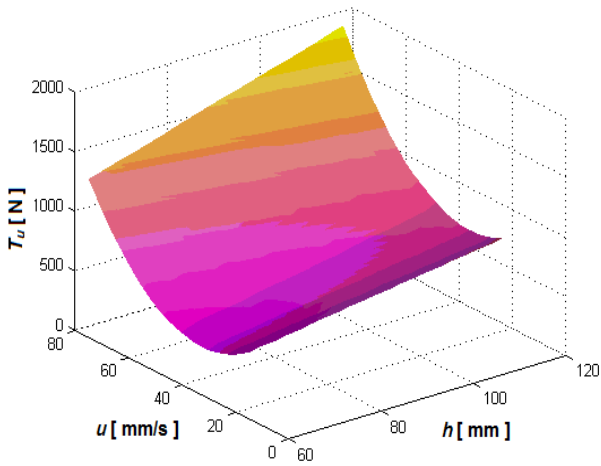


a) pri  $\vartheta_{max} = 850 \text{ }^\circ\text{C}$

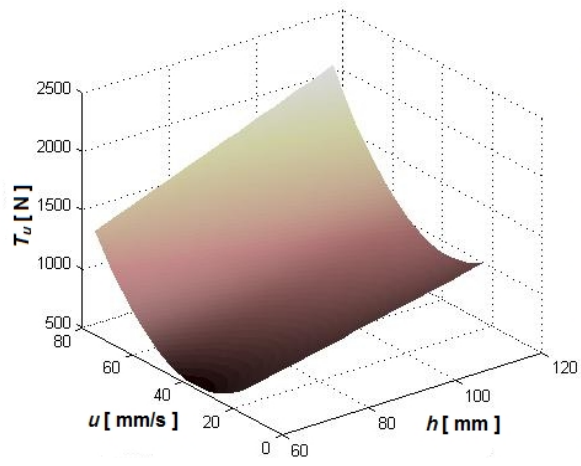


b) pri  $\vartheta_{min} = 700 \text{ }^\circ\text{C}$

Dijagram 5.18 Efekt interakcije združenih faktora  $u$  i  $h$  na glavni otpor piljenja  $T_u$



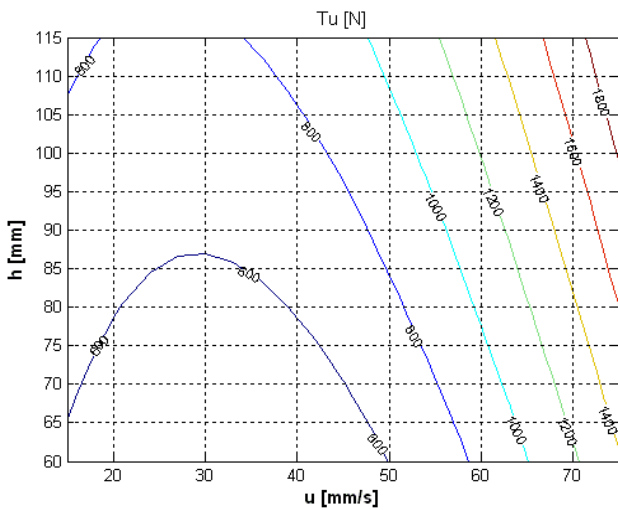
a) pri  $\vartheta_{max} = 850 \text{ }^{\circ}\text{C}$



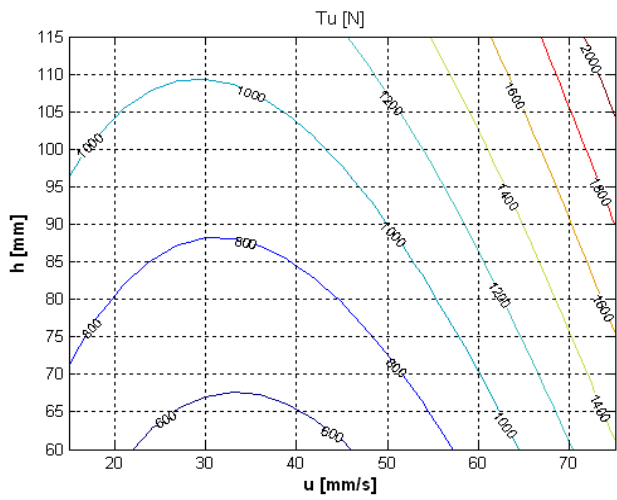
b) pri  $\vartheta_{min} = 700 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Dijagram 5.19 Funkcionalna zavisnost  $T_u$  od  $u$  i  $h$

Za potrebe inženjerskih proračuna pogodnije je krivu  $T_u$  prikazati u obliku grafika (dijagram 5.20).



a)  $\vartheta_{max} = 850 \text{ }^{\circ}\text{C}$

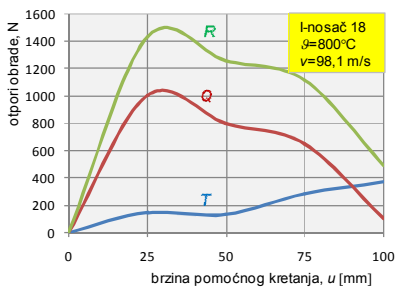


b)  $\vartheta_{min} = 700 \text{ }^{\circ}\text{C}$

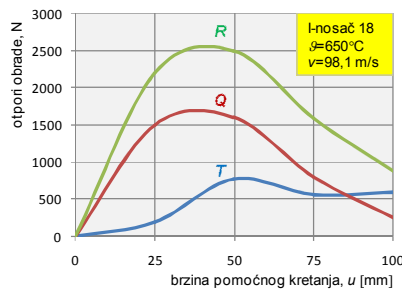
Dijagram 5.20 Grafički prikaz  $T_u$  u zavisnosti od  $u$  i  $h$

U industrijskim uslovima vršena su odsijecanja profila (tabela 5.5) pri različitim režimima kako bi se dobili karakteristični dijagrami promjene otpora obrade u vidu kontinualnih vremenskih funkcija (dijagrami 5.21 do 5.25). Brzina glavnog kretanja pile u ovim ispitivanjima bila je konstantna veličina ( $v = 98,1 \text{ m/s}$ ), prečnik pilnog diska  $D = 1900 \text{ mm}$ , debljina pilnog diska  $\delta = 10 \text{ mm}$ , visina potpora  $a = 680 \text{ mm}$ .

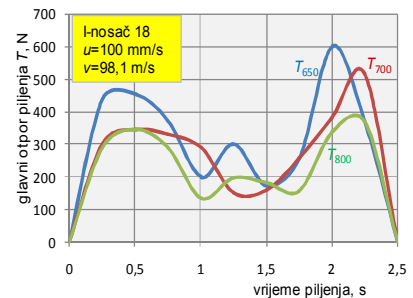
I-nosač 18



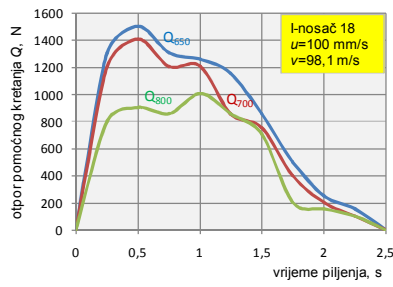
1)



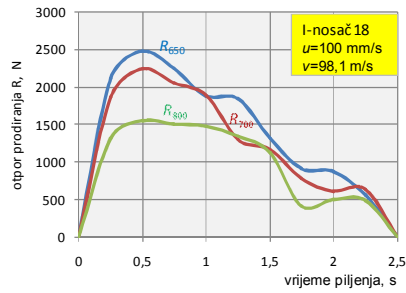
2)



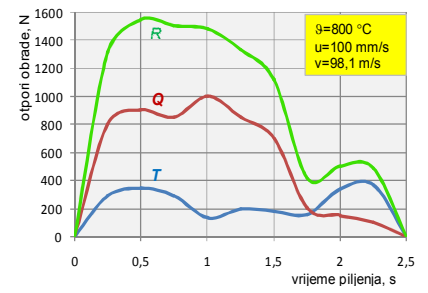
3)



4)



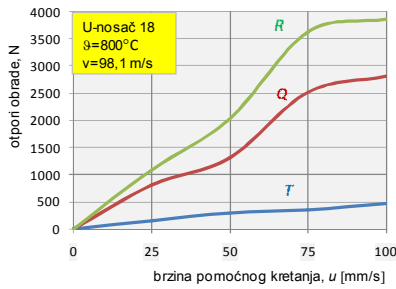
5)



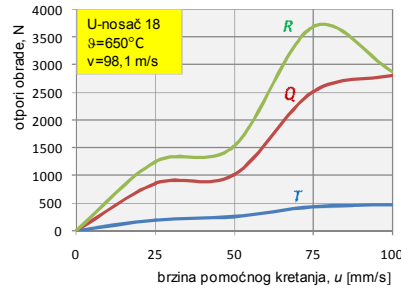
6)

Dijagram 5.21 Promjene otpora obrade u različitim režimima odsijecanja I-nosača 18

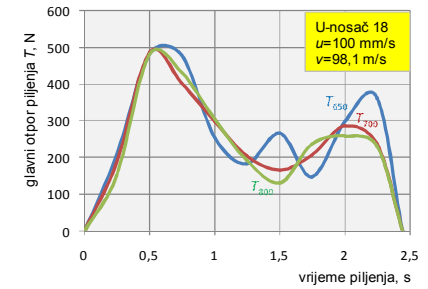
U-nosač 18



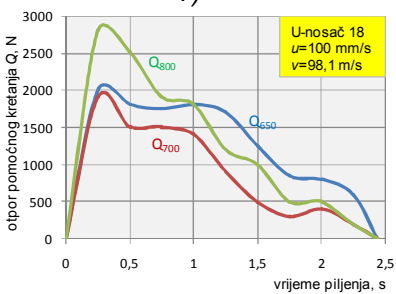
7)



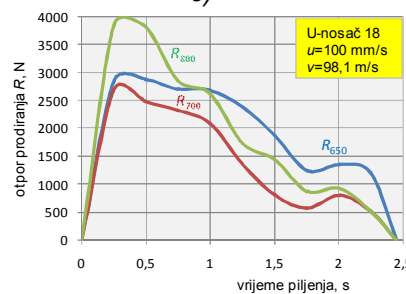
8)



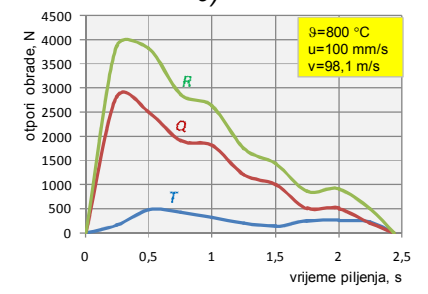
9)



10)



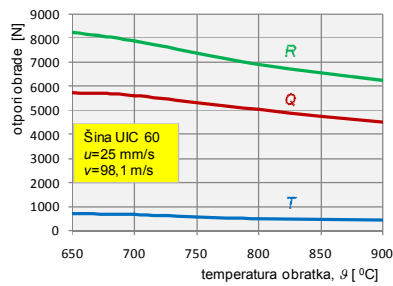
11)



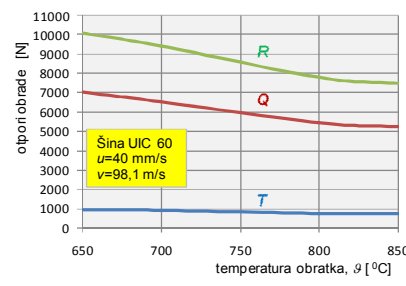
12)

Dijagram 5.22 Promjene otpora obrade u različitim režimima odsijecanja U-nosača 18

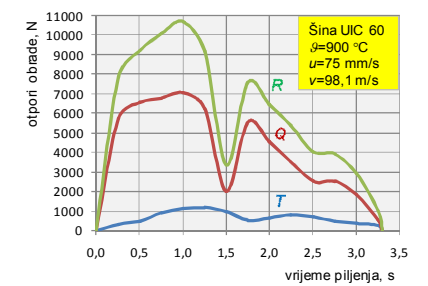
Šina UIC 60



13)



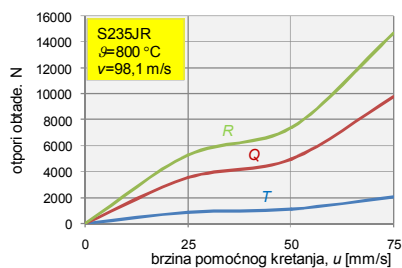
14)



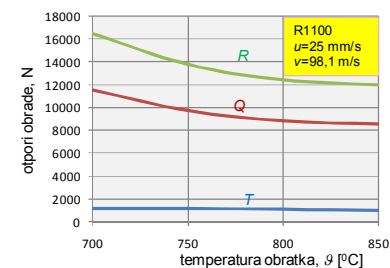
15)

Dijagram 5.23 Promjene otpora obrade u različitim režimima odsijecanja šine UIC 60

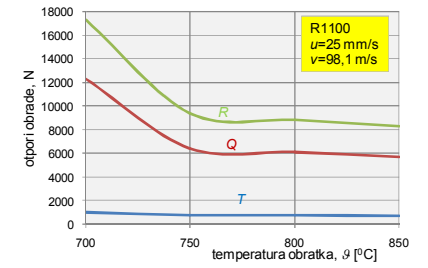
Kvadratni profil 115X115 mm



16)

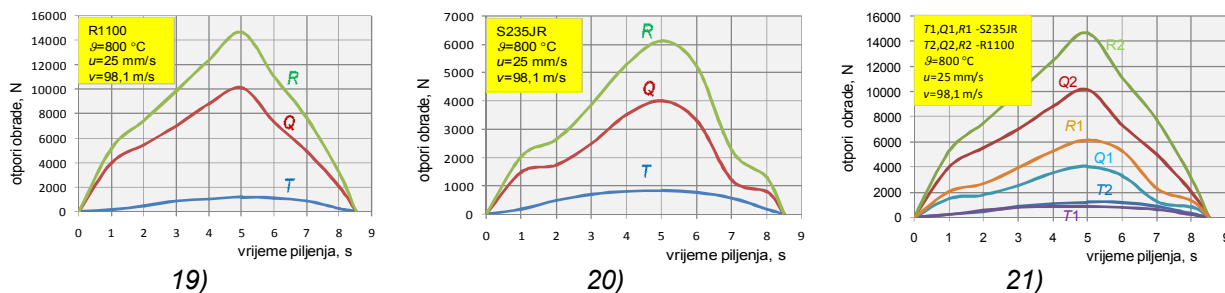


17)



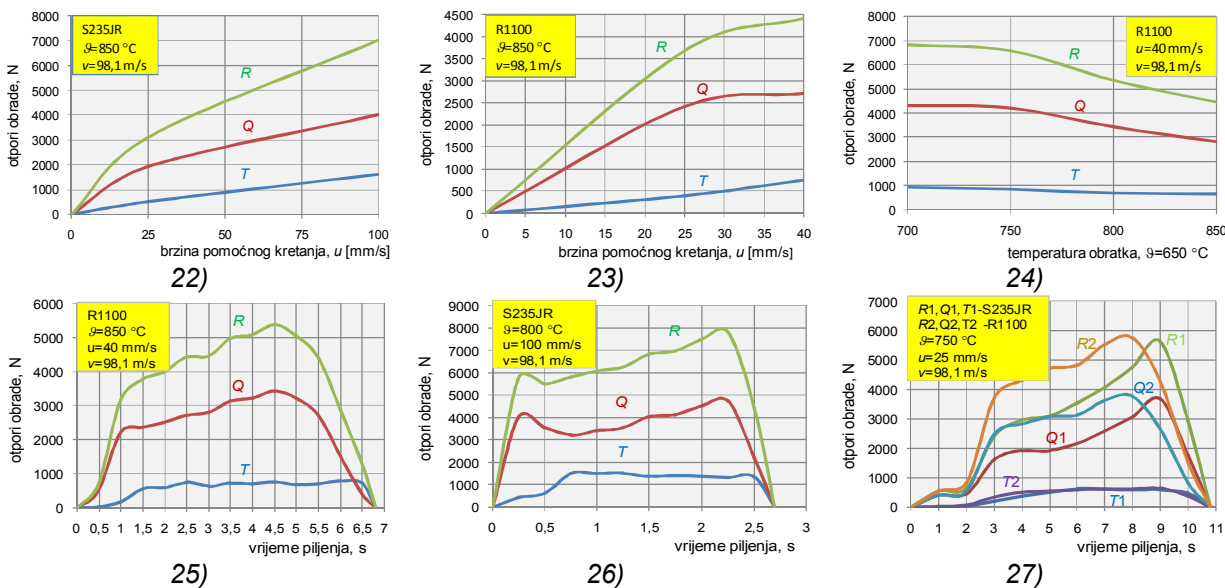
18)





Dijagram 5.24 Promjene otpora obrade u različitim režimima odsijecanja kvadratnog profila 115x115 mm

Pravougaoni profil 60X215 mm



Dijagram 5.25 Promjene otpora obrade u različitim režimima odsijecanja pravougaonog profila 60x215 mm

U prilogu 3 ovog rada date su eksperimentalno dobijene vrijednosti momenata i otpora obrade u nestacionarnim uslovima rada pile (tabele P3.1÷P3.73), sa grafičkom prezentacijom promjena otpora obrade pri različitim režimima odsijecanja metala (dijagrami P3.1 ÷ P3.73). Povoljan režim odsijecanja zavisi, između ostalog, od hemijskog sastava materijala i temperature obratka. Prema Hesleru [43], temperatura obratka pri odsijecanju profila u vrućem stanju treba biti konstantna i ne niža od 800°C, kako bi se održao visok nivo proizvodnosti pile pri sniženim mehaničkim osobinama i tvrdoći obratka. Na tehnološki najpovoljnijoj temperaturi obratka od 800°C, zatezne čvrstoće različitih materijala su prilično ujednačene (tabela 5.9). Ova činjenica stvara pretpostavke za unificiranje režima piljenja kod veće grupe valjaoničkih proizvoda.

Tabela 5.9 Zatezne čvrstoće pojedinih materijala na temperaturi  $\beta = 800\text{ }^{\circ}\text{C}$

Temperatura obratka	Zatezna čvrstoća $R_m$ [N/mm <sup>2</sup> ]								
	$\beta$ [°C]	S235JR	E295	E335	E360	R1100	C15	C22	C45
800		51	90	110	90	86	50	100	120

Na osnovu dobijenih rezultata mogu se izvesti slijedeći **zaključci**:

- Kod vršnih opterećenja otpori R i Q su mnogo veći od T. Kod piljenja šine, njihove ekstremne vrijednosti ne podudaraju se u potpunosti sa ekstremnim vrijednostima visine odrezane plohe h (dijagram 5.11). Ovo se objašnjava intenzivnijim hlađenjem vrata šine zbog tanjeg presjeka i relativno niskom brzinom pomoćnog kretanja pile za vrijeme odsijecanja

- Uticaj oblika i dimenzije profila na otpore obrade treba posmatrati kroz veličinu odrezane plohe ( $h$ ): sa povećanjem presjeka odvojene strugotine veći su otpori obrade i obrnuto. To povećanje nije u potpunosti srazmjerno povećanju presjeka strugotine jer je kod većeg presjeka strugotine sabijanje manje
- Metali veće zatezne čvrstoće i tvrdoće pružaju veće otpore piljenju. Za razne profile to povećanje je različito i nije strogo proporcionalno povećanju čvrstoće. Sa povećanjem tvrdoće metala smanjuje se plastičnost i zbog toga je sabijanje strugotine manje
- Odsijecanje metala na nižim temperaturama od tehnološki najpovoljnije temperature  $\vartheta=800^{\circ}\text{C}$  praćeno je sa povećavanjem otpora obrade. Ispod ove temperature piljenje je neracionalno, sa velikim povećanjem snage glavnog pogona, što u krajnjem slučaju utiče na stabilnost rada sistema i prouzrokuje intenzivnije trošenje reznog alata
- Zbog niskih vrijednosti otpora obrade, a u cilju povećanja stepena iskorištenja snage glavnog pogona pile, tankostijene profile treba rezati sa većim brzinama glavnog i pomoćnog kretanja
- Sa povećanjem brzine pomoćnog kretanja pile ( $u$ ) glavni otpor piljenja ( $T$ ) se također povećava, ali to povećanje nije srazmjerno povećanju brzine. Pri tome su posmatrane ekstremne vrijednosti glavnog otpora piljenja. Dakle, sa izborom  $u$  direktno se utiče na veličinu  $T$ , a time i na trajnost reznog alata i dinamičku stabilnost sistema.

#### 5.3.3.4 Signifikantnost faktora glavnog otpora piljenja

Cilj ispitivanja bio je određivanje stepena uticaja tehnološki važnih faktora ( $R_m, u, v, \vartheta, h, \delta$ ) na veličinu glavnog otpora piljenja ( $T$ ). Selekcija uticajnih faktora predstavljala je važan segment u proceduri eksperimentalnih istraživanja. Primjenjen je plan statističke višefaktorne analize (nepotpuni višefaktorni ortogonalni plan tipa 1/8 replike).

Disperzionom analizom vršena je ocjena pojedinih disperzija ( $s_R^2, s_E^2, s_{LF}^2$ ) i provjera statističkih hipoteza (provjera signifikantnosti parametara modela, provjera adekvatnosti modela i sl.). Korištene su statističke metode obrade rezultata primjenom regresione analize i Fisher-ovog testa sa usvojenim nivoom značajnosti  $\alpha = 0,05$ . Izvedeno je šesnaest eksperimenata sa dva mjerenja u svakoj tački plana (tabela 5.10). Veličine  $X_i$  predstavljaju kodirane vrijednosti nezavisno promjenljivih varijabli ( $R_m, u, v, \vartheta, h, \delta$ ), a  $x_i$  njihove fizikalne vrijednosti.

Eksperimentalna ispitivanja vršena su sa novim pilnim diskovima prečnika  $D = 1900$  mm debljine  $\delta = (8; 10)$  mm. Režim obrade variran je prema sačinjenom planu eksperimenta sa brzinama glavnog kretanja  $v = (80,9; 121,5)$  m/s i brzinama pomoćnog kretanja  $u = (15; 25)$  mm/s. Glavni otpori piljenja određeni su pri visinama odrezane plohe obradaka  $h = (60; 115)$  mm. Odsijecanja su vršena na dva nivoa temperatura  $\vartheta = (750; 850)^{\circ}\text{C}$  (tabele P3.74-P3.105, prilog 3). Čvrstoće metala na sobnoj temperaturi  $R_m = (400; 1000)$  N/mm<sup>2</sup> predstavljale su ekstremne vrijednosti valjaoničkih proizvoda na pruži za valjanje.

Za ispitivanje nepoznatog ranga uticaja korišten je prošireni matematički model funkcionalne zavisnosti između glavnog otpora piljenja i parametara procesa obrade

$$T = f(R_m, u, v, \vartheta, h, \delta)$$

oblika stepene funkcije

$$T = CR_m^{a_1} u^{a_2} v^{a_3} \vartheta^{a_4} h^{a_5} \delta^{a_6} \quad \dots(5.8)$$

gdje su:  $C, a_1, \dots, a_6$  - konstanta i eksponenti koji zavise od elemenata režima obrade, ali i od geometrijskih faktora reznog dijela alata, materijala obratka, sredstva za hlađenje i podmazivanje kao i drugih uslova obrade.

Vrijednosti eksponenata  $a_1, \dots, a_6$  definišu karakter i veličinu pojedinačnog, odvojenog uticaja odgovarajućih faktora modela na glavni otpor piljenja  $T$ .



Tabela 5.10 Plan - matrica

Broj eksperimenta	Redoslijed izvođenja	Plan – matrica Kodovi faktora							Faktori					
		X <sub>0</sub>	X <sub>1</sub>	X <sub>2</sub>	X <sub>3</sub>	X <sub>4</sub>	X <sub>5</sub>	X <sub>6</sub>	R <sub>m</sub>	u	v	g	h	δ
									N/mm <sup>2</sup>	mm/s	m/s	°C	mm	mm
1	4	1	-1	-1	-1	-1	1	1	400	15	80,9	750	115	10
2	5	1	1	-1	-1	1	-1	-1	1000	15	80,9	850	60	8
3	1	1	-1	1	-1	1	-1	1	400	25	80,9	850	60	10
4	8	1	1	1	-1	-1	1	-1	1000	25	80,9	750	115	8
5	12	1	-1	-1	1	1	1	-1	400	15	121,5	850	115	8
6	16	1	1	-1	1	-1	-1	1	1000	15	121,5	750	60	10
7	10	1	-1	1	1	-1	-1	-1	400	25	121,5	750	60	8
8	14	1	1	1	1	1	1	1	1000	25	121,5	850	115	10
9	9	1	1	1	1	1	-1	-1	1000	25	121,5	850	60	8
10	13	1	-1	1	1	-1	1	1	400	25	121,5	750	115	10
11	11	1	1	-1	1	-1	1	-1	1000	15	121,5	750	115	8
12	15	1	-1	-1	1	1	-1	1	400	15	121,5	850	60	10
13	2	1	1	1	-1	-1	-1	1	1000	25	80,9	750	60	10
14	7	1	-1	1	-1	1	1	-1	400	25	80,9	850	115	8
15	3	1	1	-1	-1	1	1	1	1000	15	80,9	850	115	10
16	6	1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	400	15	80,9	750	60	8

Da bi se složeni matematski model preveo u kvazilinearni model pogodan za regresionu i disperzionu analizu, primjenjeno je logaritmiranje izraza (5.8), čime se dobija linearni model u obliku polinoma prvog reda

$$\ln T = \ln C + a_1 \ln R_m + a_2 \ln u + a_3 \ln v + a_4 \ln g + a_5 \ln h + a_6 \ln \delta \quad \dots(5.9)$$

odnosno polinoma oblika

$$Y = B_0 + B_1 X_1 + B_2 X_2 + B_3 X_3 + B_4 X_4 + B_5 X_5 + B_6 X_6 \quad \dots(5.10)$$

$$Y = \ln T, \quad B_0 = \ln C, \quad X_1 = \ln R_m, \quad X_2 = \ln u, \quad X_3 = \ln v, \quad X_4 = \ln g, \quad X_5 = \ln h, \quad X_6 = \ln \delta$$

Eksponentima  $a_1, \dots, a_6$  odgovaraju respektivno  $B_1, \dots, B_6$ . Pošto se posmatra skup od  $k=6$  nezavisno promjenljivih  $\{X_1, X_2, \dots, X_6\}$ , tada se može formirati ukupno  $2^k - 1$  različitih linearnih regresionih jednačina. Tako npr. za posmatranih šest nezavisno promjenljivih, može se formirati ukupno  $2^6 - 1 = 64 - 1 = 63$  regresione jednačine, od kojih je samo  $\binom{k}{k} = \binom{6}{6} = 1$  regresiona jednačina (5.11) sa svih  $k = 6$  nezavisno promjenljivih oblika

$$\hat{y} = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_4 x_4 + b_5 x_5 + b_6 x_6 \quad \dots(5.11)$$

gdje su  $b_0, \dots, b_6$  - koeficijenti regresije (faktori modela) dobijeni iz izraza

$$b_i = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N x_{iu} \bar{y}_u, \quad i = 0, 1, 2, \dots, N \quad \dots(5.12)$$

U obrascu (5.12)  $N$  predstavlja broj eksperimentalnih tačaka plana, a  $\bar{y}_u$  vektor srednjih vrijednosti eksperimentalnih rezultata u svakoj tački plana prema izrazu (5.13).

$$\{\bar{y}\} = \begin{Bmatrix} \bar{y}_1 \\ \bar{y}_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \bar{y}_N \end{Bmatrix}; \quad \bar{y}_u = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m y_{uj}, \quad u = 1, 2, \dots, N. \quad \dots(5.13)$$

Skup svih eksperimentalnih ili mjernih tačaka (u obuhvaćenoj eksperimentalnoj oblasti ili prostoru) može se izraziti plan-matricom (5.14), pri čemu  $x_{iu}$  predstavlja moguće vrijednosti varijabli (faktora) za koje važi uslov simetričnosti u plan-matrici izraženoj obrascem (5.15).

Kako na glavni otpor piljenja utiče veći broj kontrolisanih i nekontrolisanih faktora, neophodno je minimizirati broj eksperimenata. To omogućuje parcijalni ortogonalni plan tipa 1/8 replike (tabela 5.11), gdje su od potpunog šestofaktornog ortogonalnog plana  $2^k = 2^6 = 64$  formirane dvije 1/8 replike ( $1/2^3$ ) svaka sa

$$N = \frac{1}{n} \cdot 2^k = \frac{1}{2^3} \cdot 2^6 = 2^{6-3}$$

različitih eksperimentalnih tačaka

$$X = \begin{bmatrix} x_{11} & x_{21} & x_{31} & \dots & x_{k1} \\ x_{12} & x_{22} & x_{23} & \dots & x_{k2} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ x_{1N} & x_{2N} & x_{3N} & \dots & x_{kN} \end{bmatrix} \quad \dots(5.14)$$

uz uslov simetričnosti 
$$\sum_{u=1}^N x_{iu} = 0 \quad i = 1, 2, 3, \dots, k; \quad u = 1, 2, 3, \dots, N \quad \dots(5.15)$$

Dakle, 64 eksperimentalne tačke plana  $2^6$  svedene su na  $2 \cdot 2^{6-3} = 16$  tačaka parcijalnog plana, a da se pri tome ne gubi na pouzdanosti dobijenih rezultata [104, 105, 106]. Faktori su varirani na dva nivoa, sa dva eksperimenta u svakoj tački plana.

Tabela 5.11 Struktura plana tipa 1/8 replike

Broj faktora	Replika tipa (1/n) od $2^k$	Oznaka replike	Broj eksperimenata replike	Potpuni višefaktorni plan	Broj eksperimenata u potpunom planu
6	(1/8) od $2^6$	$2^{6-3}$	8	$2^6$	64

Načini formiranja 1/8 replika putem generatora, kontrasta i ocjene efekata navedenog linearnog modela razrađeni su u pomenutoj literaturi. Gornji nivo intervala varijacije faktora kodiran je sa +1, a donji nivo sa -1. Kodiranje se izvodi pomoću jednačina transformacije [104]

$$\left. \begin{aligned} X_1 &= 1 + 2 \frac{\ln R_m - \ln R_{m \max}}{\ln R_{m \max} - \ln R_{m \min}} & X_4 &= 1 + 2 \frac{\ln \vartheta - \ln \vartheta_{\max}}{\ln \vartheta_{\max} - \ln \vartheta_{\min}} \\ X_2 &= 1 + 2 \frac{\ln u - \ln u_{\max}}{\ln u_{\max} - \ln u_{\min}} & X_5 &= 1 + 2 \frac{\ln h - \ln h_{\max}}{\ln h_{\max} - \ln h_{\min}} \\ X_3 &= 1 + 2 \frac{\ln v - \ln v_{\max}}{\ln v_{\max} - \ln v_{\min}} & X_6 &= 1 + 2 \frac{\ln \delta - \ln \delta_{\max}}{\ln \delta_{\max} - \ln \delta_{\min}} \end{aligned} \right\} \quad \dots(5.16)$$

Npr. za vrijednost  $v = v_{\max}$  dobiva se  $X_3 = +1$ , a za  $v = v_{\min}$  dobiva se  $X_3 = -1$  itd. Na osnovu ortogonalne plan matrice (promjenljiva X) i rezultata mjerenja (promjenljiva Y), određene su nepoznate veličine iz jednačine (5.8), odnosno (5.9). U tabeli 5.12 dati su nivoi faktora i dobijene vrijednosti za obje 1/8 replike pri čemu je

$$\bar{T}_u = \frac{T_{u1} + T_{u2}}{2}; \quad u = 1, 2, 3, \dots, 16 \quad \dots(5.17)$$

odnosno:  $T_{u1}$  - rezultat prvog mjerenja  $u$  - te eksperimentalne tačke  
 $T_{u2}$  - rezultat drugog mjerenja  $u$  - te eksperimentalne tačke.

U tabelama 5.12 i 5.13 preostale veličine imaju slijedeće značenje:

$\bar{Y}_u$  - aritmetička sredina rezultata mjerenja

$\hat{Y}_u$  - modelski rezultati (izračunate vrijednosti na osnovu regresione jednačine)

$N = 16$  - broj eksperimentalnih tačaka plana

$n = 2$  - broj ponavljanja eksperimenata

$N_E = n \cdot N = 2 \cdot 16 = 32$  - ukupan broj eksperimenata

$k = 6$  - broj faktora

$f_R = N_E - (k + 1) = 32 - (6 + 1) = 25$

$f_E = N(n - 1) = 16 \cdot (2 - 1) = 16$

$f_{LF} = f_R - f_E = 25 - 16 = 9$

} stepeni slobode

$S_R = \sum_{u=1}^{16} (\bar{Y}_u - \hat{Y}_u)^2$  - rezidualna suma

$S_E = \sum_{u=1}^{16} \sum_{j=1}^2 (Y_{uj} - \bar{Y}_u)^2$  - suma vezana za grešku eksperimenata

$S_{LF} = S_R - S_E$  - razlika suma.

Tabela 5.12 Rezultati eksperimentalnih ispitivanja

Rezultati eksperimenata						Modelski rezultati	$(\bar{Y}_u - \hat{Y}_u)^2$	$\sum_{j=1}^2 (Y_{uj} - \bar{Y}_u)^2$
$T_{u1}$	$T_{u2}$	$\bar{T}_u$	$Y_{u1} = \ln T_{u1}$	$Y_{u2} = \ln T_{u2}$	$\bar{Y}_u$	$\hat{Y}_u$		
N	N	N						
1041,0	956,7	998,8	6,9477	6,8635	6,9056	6,6950	0,044352	0,003545
338,8	365,6	352,2	5,8254	5,9015	5,8634	6,0421	0,031933	0,002895
641,6	653,1	647,4	6,4639	6,4817	6,4728	6,4996	0,000718	0,000153
1317	1563	1440,0	7,1829	7,3543	7,2686	7,1903	0,006131	0,014689
377,5	438,3	407,9	5,9335	6,0829	6,0082	5,8961	0,012566	0,011160
348,9	326,9	337,9	5,8548	5,7896	5,8222	5,8309	0,000075	0,002125
434,9	375,1	405,0	6,0751	5,9272	6,0011	5,8147	0,034745	0,010922
565,4	605,4	585,4	6,3375	6,4059	6,3717	6,4867	0,013225	0,002339
379,3	414,6	397,0	5,9383	6,0273	5,9828	5,8241	0,025185	0,003396
440,6	605,7	523,2	6,0881	6,4064	6,2472	6,4773	0,052946	0,050657
485,4	413,1	449,3	6,1849	6,0237	6,1043	6,2087	0,010899	0,012993
259,3	240,0	249,7	5,5580	5,4806	5,5193	5,5183	0,000001	0,002995
944,6	938,1	941,4	6,8507	6,8438	6,8472	6,8125	0,001204	0,000024
904,8	876,5	890,7	6,8077	6,7759	6,7918	6,8777	0,007379	0,000505
914,7	954,5	934,6	6,8186	6,8612	6,8399	6,7047	0,018279	0,000907
324,9	383,3	354,1	5,7835	5,9488	5,8661	6,0327	0,027755	0,013662
						$\sum_{u=1}^{16}$	0,287393	0,133531

Poslije određivanja numeričkih vrijednosti glavnog otpora piljenja u svim eksperimentalnim tačkama ( $T_{u1}$ ,  $T_{u2}$ ), izvodi se disperziona analiza eksperimentalnih i modelskih rezultata (tabela 5.13) radi ocjene eksperimentalnih grešaka, provjere adekvatnosti modela, ocjene granice pouzdanosti modela i ocjene signifikantnosti faktora. To znači da se grupa nesignifikantnih faktora može isključiti iz modela ne korigujući pri tome vrijednosti ostalih signifikantnih faktora koji ostaju u modelu. Pri ocjeni signifikantnosti stoje na raspolaganju bilo koja od dva poznata kriterijuma:  $t$  ili  $F$  - kriterijum, pošto između njih postoji zavisnost oblika

$$F(1; f) = t^2(f) \quad \dots(5.18)$$

U ovom radu primjenjen je  $F$ -kriterijum, odnosno  $F$ -test za ocjenu signifikantnosti faktora i adekvatnosti modela. Za određivanje koeficijenata regresije  $b_0, b_1, \dots, b_6$  može se koristiti metoda najmanjih kvadrata, gdje je potrebno odrediti sumu kvadrata odstupanja teorijskih vrijednosti od stvarnih. Koeficijenti regresije  $b_i$  računaju se prema izrazu (5.12) kako slijedi:

$$b_0 = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N x_{0u} \bar{y}_u = \frac{1}{16} (6,9056 + 5,8634 + 6,4728 + \dots + 6,7918 + 6,8399 + 5,8661) = 6,3070$$

$$b_1 = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N x_{1u} \bar{y}_u = \frac{1}{16} (-6,9056 + 5,8634 - 6,4728 + \dots - 6,7918 + 6,8399 - 5,8661) = 0,0805$$

Na identičan način odrede se i ostali koeficijenti regresije čije su vrijednosti date u tabeli 5.13. Kako je ocjena signifikantnosti vršena prema Fisher-ovom kriterijumu ( $F$ -test), to tablična vrijednost  $F_t$  prema [107] za stepene slobode  $f_1 = 1$  i  $f_E = 16$  i usvojeni nivo značajnosti  $\alpha = 0,05$  (pri 95% pouzdanosti) iznosi  $F_t = 4,49$ . Faktor je signifikantan ukoliko je računaska vrijednost disperzionog odnosa  $F_{ri}$  veća od tablične vrijednosti  $F_t$ , tj.  $F_{ri} > F_t$ .

Provjeravanje adekvatnosti modela sastoji se u upoređenju disperzije srednjih vrijednosti eksperimentalnih rezultata  $s_{LF}^2 = S_{LF} / f_{LF}$  u odnosu na liniju regresije i disperzije eksperimentalnih rezultata u tačkama višefaktornog prostora  $s_E^2 = S_E / f_E$  preko Fisher-ovog  $F$ -kriterijuma za ocjenu adekvatnosti modela

$$F_{rLF} = \frac{S_{LF}^2}{S_E^2} \quad \dots(5.19)$$

Tablična vrijednost  $F$ -kriterijuma, za stepene slobode  $f_{LF} = 9$  i  $f_E = 16$ , te usvojeni nivo značajnosti  $\alpha = 0,05$  iznosi  $F_t = 2,54$ . Ukoliko se na kraju provjere pokaže da je  $F_{rLF} < F_t$ , jednačinom višestruke regresije prvog reda kao matematičkim modelom (5.8) adekvatno se opisuju respektivni proces.

Tabela 5.13 Provjera signifikantnosti faktora i adekvatnosti modela

Disperziona analiza		Stepen slobode	Suma kvadrata	Disperzija	Disperzioni odnos	Zaključak o signifikantnosti faktora
		$f_i$	$S_{bi} = N_E \cdot b_i^2$	$S_{bi}^2 = S_{bi} / f_i$	$F_{ri} = S_{bi}^2 / S_E^2$	
Koeficijenti regresije	$b_0 = 6,3070$	1	1272,903968	1272,903968	152534,9273	SIGNIFIKANTAN
	$b_1 = 0,0805$	1	0,207368	0,207368	24,8494	SIGNIFIKANTAN
	$b_2 = 0,1909$	1	1,166170	1,166170	139,7447	SIGNIFIKANTAN
	$b_3 = -0,2999$	1	2,878080	2,878080	344,8867	SIGNIFIKANTAN
	$b_4 = -0,0758$	1	0,183860	0,183860	22,0323	SIGNIFIKANTAN
	$b_5 = 0,2601$	1	2,164864	2,164864	259,4205	SIGNIFIKANTAN
	$b_6 = 0,0712$	1	0,162222	0,162222	19,4394	SIGNIFIKANTAN
$\hat{y} = 6,3070 + 0,0805x_1 + 0,1909x_2 - 0,2999x_3 - 0,0758x_4 + 0,2601x_5 + 0,0712x_6$						
Rezidualna suma	$f_R=25$	$S_R = 0,287393$	$S_R^2 = 0,011496$	<b>TABLIČNE VRIJEDNOSTI</b> <b><math>F</math> - testa</b> za $f_1 = 1, f_E = 16$ i $\alpha = 0,05 \rightarrow F_t = 4,49$ za $f_{LF} = 9, f_E = 16$ i $\alpha = 0,05 \rightarrow F_t = 2,54$		<b>USLOVI:</b> $F_{ri} > 4,49$ $F_{rLF} < 2,54$
Greška eksperimenta	$f_E=16$	$S_E = 0,133531$	$S_E^2 = 0,008345$			
Adekvatnost modela	$f_{LF}=9$	$S_{LF} = 0,153862$	$S_{LF}^2 = 0,017096$	$F_{rLF} = 2,0486$	<b>MODEL ADEKVATAN</b>	

Obradom eksperimentalnih rezultata (tabela 5.12) dobija se modelski oblik funkcije reagovanja

$$\hat{Y} = 6,3070 + 0,0805x_1 + 0,1909x_2 - 0,2999x_3 - 0,0758x_4 + 0,2601x_5 + 0,0712x_6 \quad \dots(5.20)$$

Za odabrani nivo pojedinih faktora  $x_i$  ( $i = 1, \dots, 6$ ) datih u plan-matrici (tabela 5.10), a na osnovu jednačina transformacije (5.16), dobiju se sljedeće vrijednosti faktora:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= 2,1827 \ln R_m - 14,0776 \\ x_2 &= 3,1952 \ln u - 11,6026 \\ x_3 &= 4,9176 \ln v - 22,6042 \\ x_4 &= 15,9791 \ln \vartheta - 106,7831 \\ x_5 &= 3,4026 \ln h - 14,9314 \\ x_6 &= 8,9628 \ln \delta - 19,6377 \end{aligned} \right\} \dots(5.21)$$

Unošenjem vrijednosti (5.21) u (5.20), linearizirana funkcija (5.8) prelazi u oblik

$$Y = 12,5502 + 0,1757 \ln R_m + 0,7474 \ln u - 1,4748 \ln v - 1,2112 \ln \vartheta + 0,8850 \ln h + 0,6381 \ln \delta \quad \dots(5.22)$$

Prema tome, tražene konstante iznose

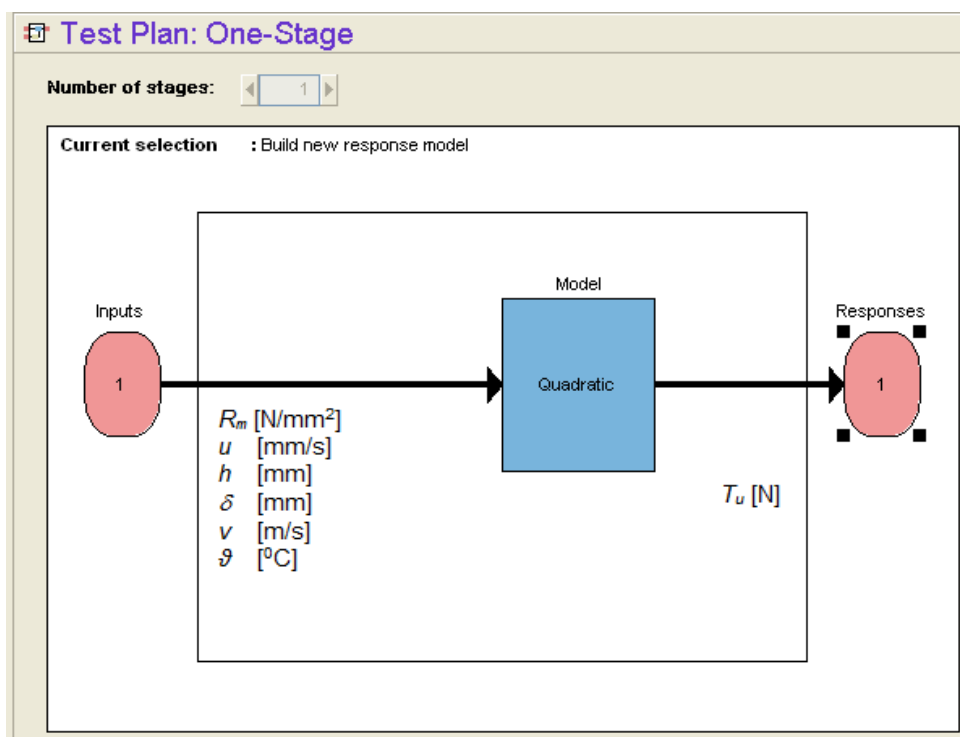
$$\begin{aligned} C &= e^{B_0} = e^{12,5502} = 282151 \\ a_1=B_1 &= 0,1757 & a_4=B_4 &= -1,2112 \\ a_2=B_2 &= 0,7474 & a_5=B_5 &= 0,8850 \\ a_3=B_3 &= -1,4748 & a_6=B_6 &= 0,6381 \end{aligned}$$

čime se prošireni izraz za glavni otpor piljenja (5.8) može napisati u obliku matematskog modela

$$T_{uM1} = 282151 \frac{R_m^{0,1757} u^{0,7474} h^{0,8850} \delta^{0,6381}}{v^{1,4748} \vartheta^{1,2112}} \quad \dots(5.23)$$

Ova modelska jednačina nije pogodna za analizu međusobnih uticaja posmatranih faktora na glavni otpor piljenja. Zbog toga je za statističku regresionu i disperzionu analizu rezultata eksperimenta, kao i za grafičku obradu podataka, korišten softver MATLAB (verzija 7.0) sa modulom Model Based Calibration Toolbox. Pogodnost primjene modula za eksperimentalna istraživanja je u činjenici da se kreiranje regresionog modela može vršiti sa realnim parametrima, kao i sa kodiranim vrijednostima.

Na slici 5.26 dat je prikaz unosa podataka za svih šest faktora kao ulaznih varijabli pri čemu je korišten prošireni matematički model funkcionalne zavisnosti između glavnog otpora piljenja i parametara procesa obrade dat u obliku stepene funkcije, izraz (5.8).



Slika 5.26 Modul za statističku analizu

Efekat nekog faktora često zavisi od nivoa drugih faktora, a to znači da može postojati efekat uzajamnog dejstva (interakcija) dvaju i više faktora prikazan opštim izrazom

$$\hat{y} = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + \dots + b_6x_6 + b_{12}x_1x_2 + \dots + b_{16}x_1x_6 + \dots + b_{56}x_5x_6 + \dots + b_7x_1^2 + b_8x_2^2 + \dots + b_{12}x_6^2 \quad \dots(5.24)$$

Na ovaj oblik regresionog modela primjenjena je „stepwise“ analiza u nekoliko koraka na osnovu čega se došlo do konačnog oblika regresione jednačine (5.25), uz smanjenje broja članova korištenjem opcije Min PRESS, što je za različite vrijednosti pojedinih faktora prezentirano u modelskom obliku.

U MATLAB-ovom alatu za stepwise regresiju date su opcije analize modela i isključivanja nepotrebnih članova preko minimiziranja PRESS-a, te dodavanja ili oduzimanja članova na osnovu njihove statističke značajnosti (*forward selection* i *backward selection*). U svakom modelu glavnog otpora piljenja ( $T_u$ ) su kao obavezni članovi postavljeni konstanta C i članovi prvog reda  $x_1, x_2$  do  $x_6$ . Na taj način je dobiven matematički model - izraz sa 8 članova (5.25), gdje su izračunati koeficijenti korelacije i promjena regresione površine.

$$T_{uM2} = 1712,9606 - 0,494875 R_m - 2,5104167 u - 9,8642241 v - 1,231125 g + \left. \begin{aligned} &+ 5,7847727 h + 32,6375 \delta + 0,034754167 R_m u \end{aligned} \right\} \dots(5.25)$$

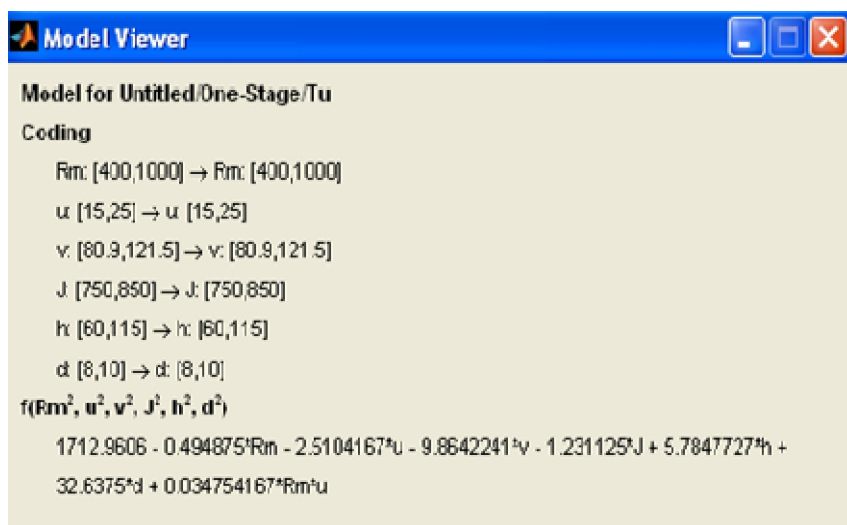
Pregled eksperimentalnih i dobijenih modelskih vrijednosti za glavni otpor piljenja, kao i procentualni nivo njihovih odstupanja dat je u tabeli 5.14.

Tabela 5.14 Pregled eksperimentalnih i modelskih vrijednosti  $T_u$  sa prikazom odstupanja u %

Tab. P3	Red. br.	$R_m$	$u$	$v$	$g$	$h$	$\delta$	$T_{u1}; T_{u2}$	$T_{uM1}$	Odstup.	$T_{uM2}$	Odstup.
		N/mm <sup>2</sup>	mm/s	m/s	°C	mm	mm	N	N	%	N	%
80	1	400	15	80,9	750	115	10	1041,0	896,1	-13,91	954,6	-8,30
82	2	1000	15	80,9	850	60	8	338,8	441,1	30,20	461,6	36,24
74	3	400	25	80,9	850	60	10	641,6	634,3	-1,14	627,2	-2,24
88	4	1000	25	80,9	750	115	8	1317,0	1337,4	1,55	1225,3	-6,96
96	5	400	15	121,5	850	115	8	377,5	366,6	-2,88	365,7	-3,12
104	6	1000	15	121,5	750	60	10	348,9	324,9	-6,88	249,5	-28,49
92	7	400	25	121,5	750	60	8	434,9	351,4	-19,20	284,6	-34,56
100	8	1000	25	121,5	850	115	10	565,4	727,4	28,65	767,0	35,65
90	9	1000	25	121,5	850	60	8	379,3	354,7	-6,48	383,5	1,11
99	10	400	25	121,5	750	115	10	440,6	720,6	63,55	668,0	51,61
94	11	1000	15	121,5	750	115	8	485,4	501,1	3,24	502,4	3,49
102	12	400	15	121,5	850	60	10	259,3	237,7	-8,34	112,8	-56,48
76	13	1000	25	80,9	750	60	10	944,6	867,1	-8,21	972,4	2,94
86	14	400	25	80,9	850	115	8	904,8	978,4	8,13	880,1	-2,73
78	15	1000	15	80,9	850	115	10	914,7	904,6	-1,10	845,0	-7,62
84	16	400	15	80,9	750	60	8	324,9	437,0	34,50	571,1	75,79
81	17	400	15	80,9	750	115	10	956,7	896,1	-6,33	954,6	-0,22
83	18	1000	15	80,9	850	60	8	365,6	441,1	20,66	461,6	26,25
75	19	400	25	80,9	850	60	10	653,1	634,3	-2,88	627,2	-3,96
89	20	1000	25	80,9	750	115	8	1563,0	1337,4	-14,43	1225,3	-21,60
97	21	400	15	121,5	850	115	8	438,3	366,6	-16,35	365,7	-16,56
105	22	1000	15	121,5	750	60	10	326,9	324,9	-0,61	249,5	-23,68
93	23	400	25	121,5	750	60	8	375,1	351,4	-6,32	284,6	-24,13
101	24	1000	25	121,5	850	115	10	605,4	727,4	20,15	767,0	26,69
91	25	1000	25	121,5	850	60	8	414,6	354,7	-14,44	383,5	-7,49
98	26	400	25	121,5	750	115	10	605,7	720,6	18,97	668,0	10,29
95	27	1000	15	121,5	750	115	8	413,1	501,1	21,31	502,4	21,61
103	28	400	15	121,5	850	60	10	240,0	237,7	-0,97	112,8	-52,99
77	29	1000	25	80,9	750	60	10	938,1	867,1	-7,57	972,4	3,65
87	30	400	25	80,9	850	115	8	876,5	978,4	11,62	880,1	0,41
79	31	1000	15	80,9	850	115	10	954,5	904,6	-5,23	845,0	-11,47
85	32	400	15	80,9	750	60	8	383,3	437,0	14,01	571,1	49,01

Iz matematskog izraza regresionog modela (5.25) uočava se da je u odnosu na početnu opštu postavku polinomskog modela (5.24) došlo do isključenja pojedinih članova jer je disperzionom

analizom zaključeno da je njihov uticaj značajan, te se mogu izostaviti iz regresione formulacije posmatranog procesa piljenja, što potvrđuju i krivulje u dijagramu 5.27.



Slika 5.27 Regresioni model tretiranog procesa piljenja

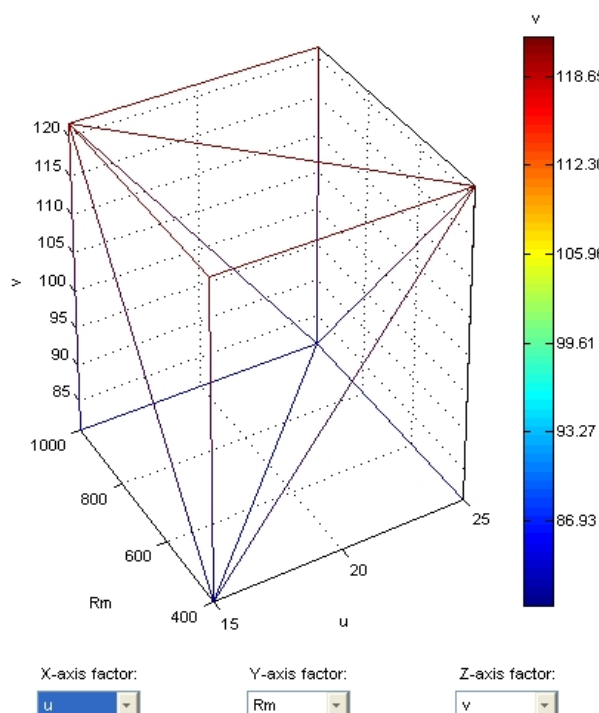
Summary table	
Observations	32
Parameters	8
Box-Cox	1
PRESS RMSE	165.2
RMSE	143.1
R <sup>2</sup>	0.8521
R <sup>2</sup> adj	0.809

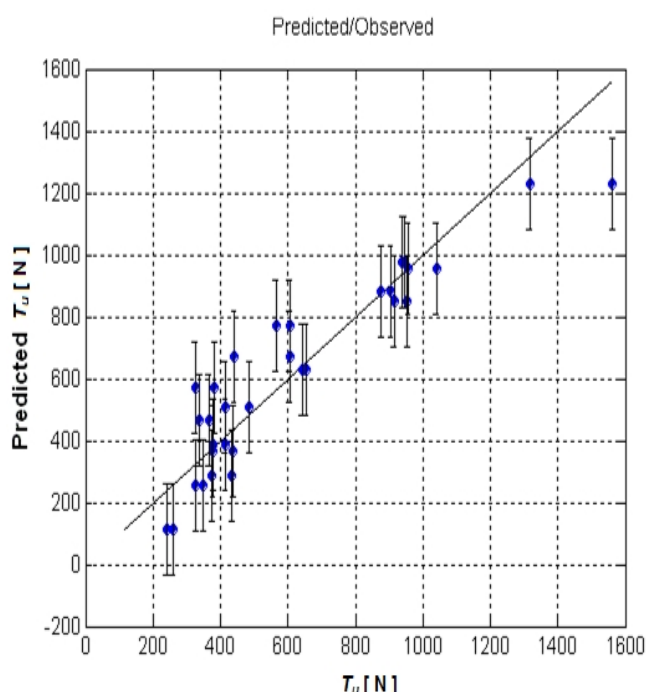
Anova table		
Source	SS	df
Regression	2.831e+006	7
Error	4.914e+005	24
Total	3.323e+006	31

Slika 5.28 Statističke karakteristike

Statističke karakteristike regresionog modela PRESS RMSE, RMSE i R<sup>2</sup> ukazuju na zadovoljavajuću podudarnost realnih podataka eksperimenta i „predicted“ podataka, tj. podataka koji se dobiju preračunavanjem prema regresionom matematskom modelu za svaku eksperimentalnu tačku plan-matrice eksperimentalnog dizajna. Na slici 5.29 prikazane su eksperimentalne tačke plana u hiperprostoru, a slika 5.30 daje prikaz „predicted/observed“ odnos koji pokazuje dobru saglasnost matematskog izraza sa realnim vrijednostima.

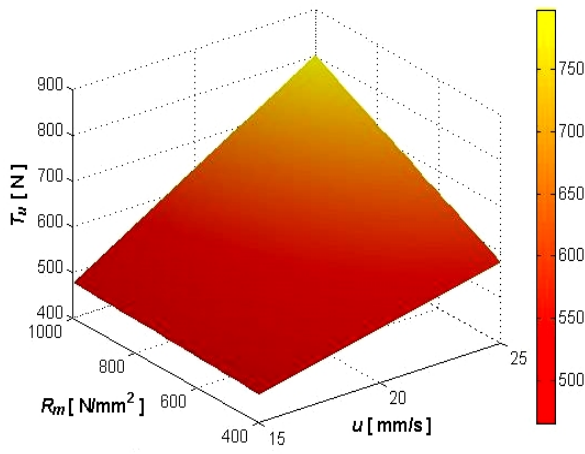


Slika 5.29 „Matrix design“ modul (eksperimentalne tačke plana)

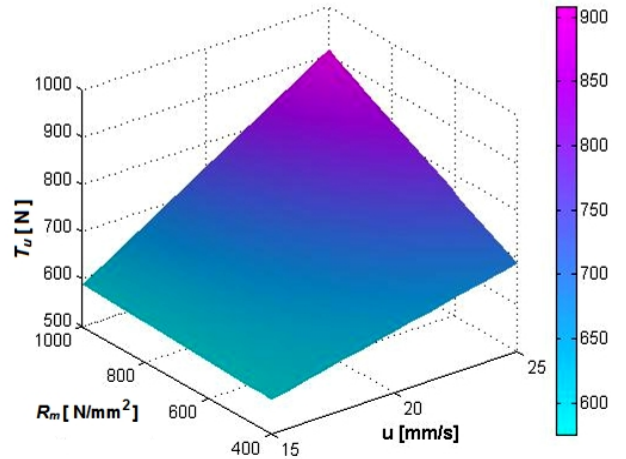


Slika 5.30 Saglasnost realnih podataka i regresionog modela

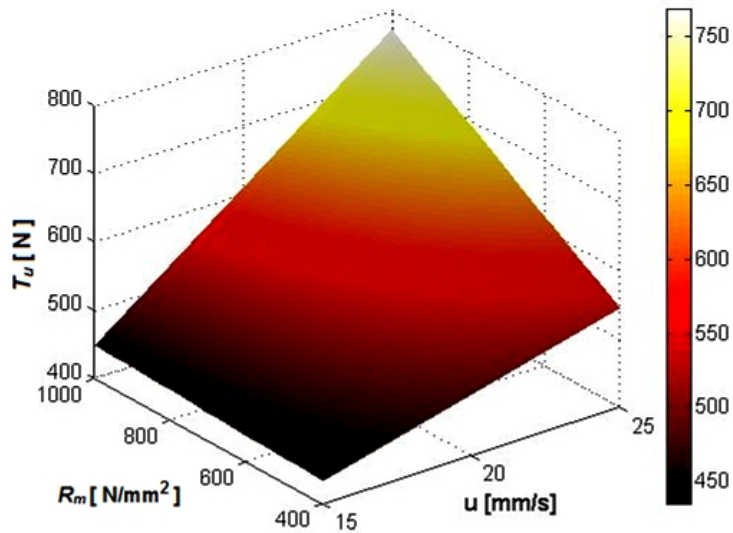
Funkcionalna zavisnost rezultata glavnog otpora piljenja Tu o faktorima Rm i u pri različitim nivoima ostalih uticajnih faktora (v, J, h i δ) prikazana je na dijagramu 5.26.



a) pri srednjim vrijednostima ostalih faktora



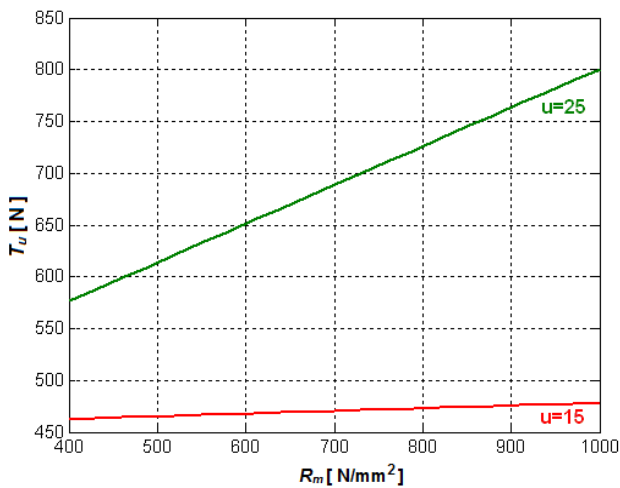
b) pri minimalnim vrijednostima ostalih faktora



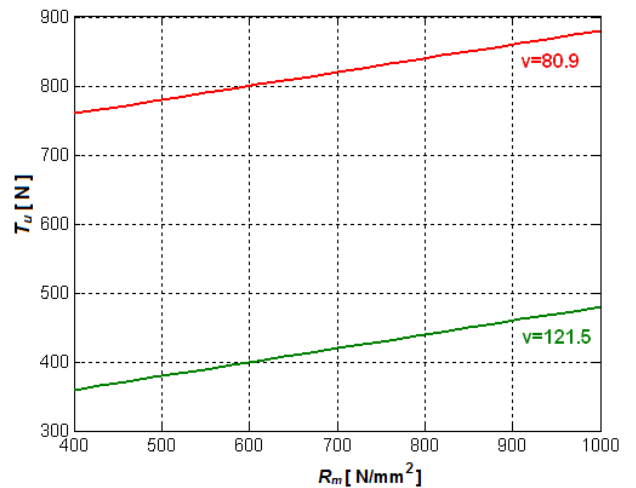
c) pri maksimalnim vrijednostima ostalih faktora

Dijagram 5.26 Funkcionalna zavisnost glavnog otpora piljenja  $T_u$  od  $R_m$  i  $u$

U daljnjoj analizi posmatrane su interakcije pojedinih faktora pri srednjim, minimalnim i maksimalnim nivoima preostalih uticajnih faktora (dijagrami 5.27 i 5.28).

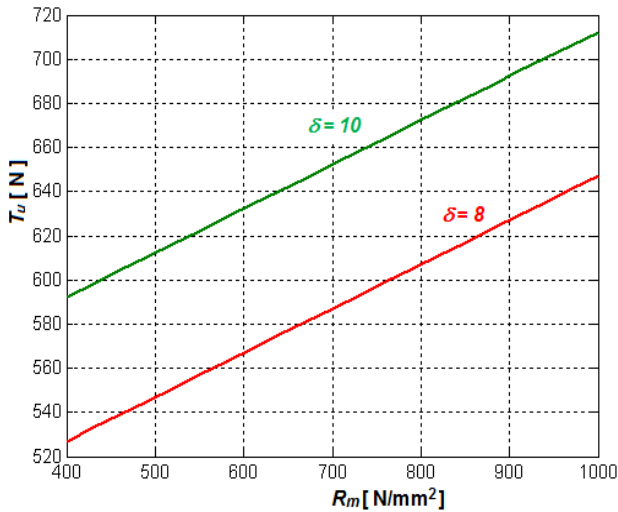


a) interakcija  $R_m$ - $u$

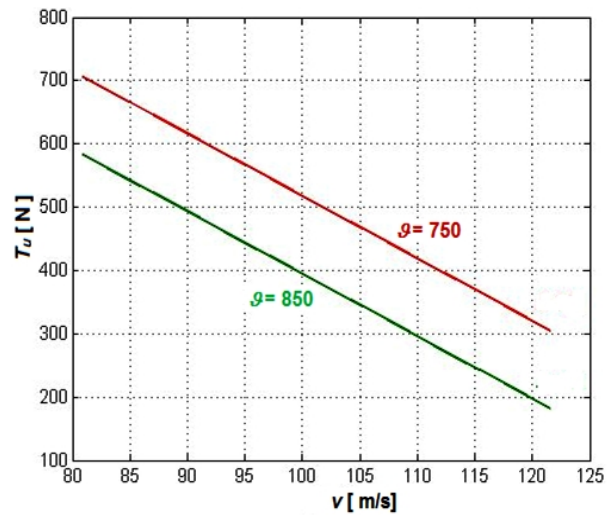


b) interakcija  $R_m$ - $v$



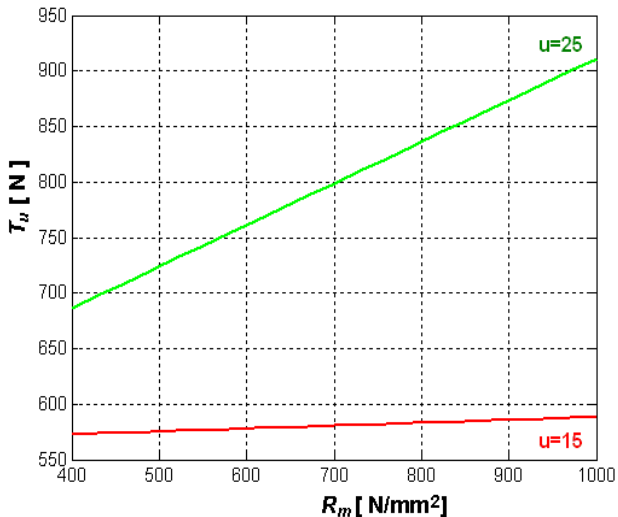


c) interakcija  $R_m-\delta$

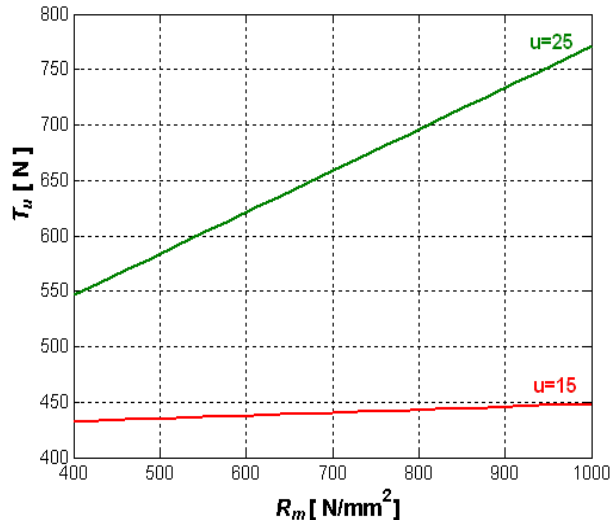


d) interakcija  $v-g$

Dijagram 5.27 Efekti interakcije združenih faktora na  $T_u$  pri srednjim vrijednostima ostalih faktora



a) pri  $(v, g, h, \delta)_{min}$



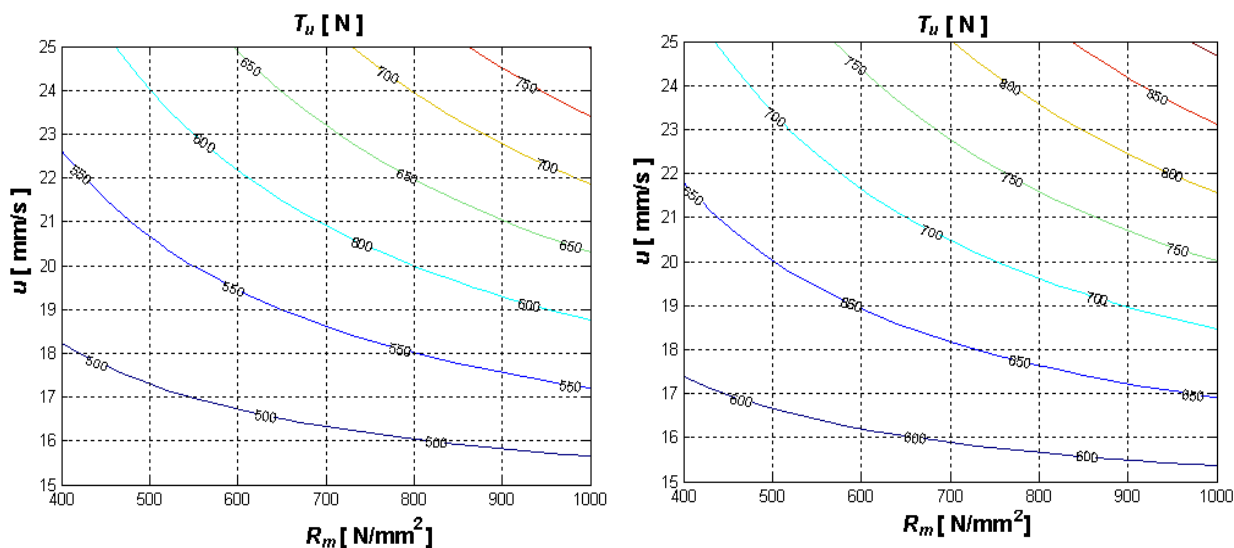
b) pri  $(v, g, h, \delta)_{max}$

Dijagram 5.28 Efekti interakcije faktora  $R_m-u$  na  $T_u$

Iz položaja linija istovremenog uticaja kombinacija dva faktora na funkciju cilja ( $T_u$ ) prikazanih na dijagramu 5.27, može se zaključiti da postoji interaktivno dejstvo faktora  $R_m-u$ , dijagram a), što potvrđuje i njihovo uključnje u regresioni model funkcije cilja, izraz (5.25). Naime, sa porastom brzine pomoćnog kretanja ( $u$ ), uticaj zatezne čvrstoće ( $R_m$ ) se povećava i obrnuto. Analogno tome, dijagrami b), c) i d) ne pokazuju interakcijsko dejstvo između navedenih faktora, te su zbog toga ti članovi isključeni iz regresionog modela (5.25). Zbog ovih saznanja, na dijagramu 5.28 posmatrano je samo interakcijsko dejstvo faktora  $R_m-u$  pri ostalim minimalnim i maksimalnim vrijednostima faktora, dijagrami a) i b).

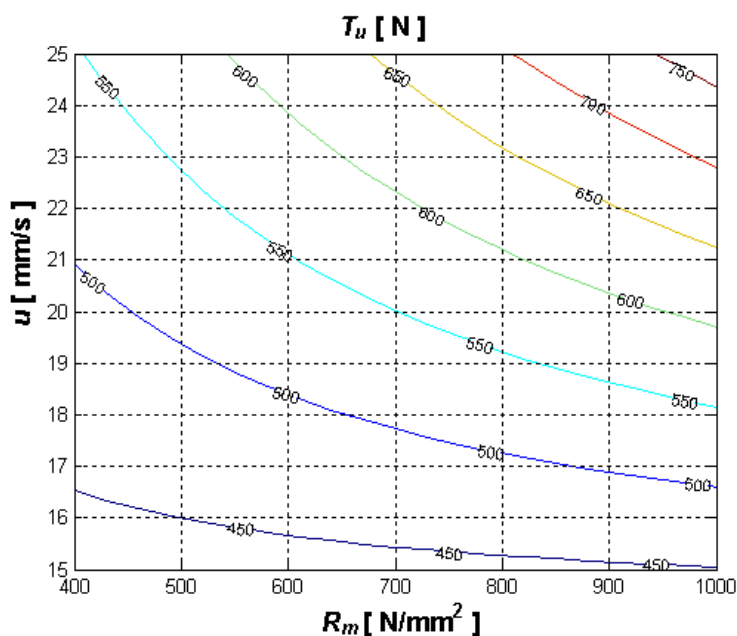
Ovi dijagrami su pogodni za kvalitativnu i kvantitativnu analizu linearnih interakcija uticajnih faktora. Interakcije drugog i višeg reda se, po pravilu, mogu zanemariti [114].

Za potrebe inženjerskih proračuna, na dijagramu 5.29 dat je konturni prikaz („contour plot“ opcija) zavisne izlazne veličine ( $T_u$ ) u odnosu na tretirane varijable u različitim kombinacijama njihovih vrijednosti u obliku grafika a), b) i c).



a) pri (v, g, h,  $\delta$ )<sub>sred</sub>

b) pri (v, g, h,  $\delta$ )<sub>min</sub>



c) pri (v, g, h,  $\delta$ )<sub>max</sub>

Dijagram 5.29 Grafički prikaz  $T_u$  u zavisnosti od  $R_m$  i  $u$   
(„Contour plot“ prikazi za odgovarajuće odnose parametara)

### 5.3.3.5 Zaključna razmatranja

Saglasno prethodno provedenim eksperimentalnim ispitivanjima i analizama otpora obrade mogu se izvesti slijedeći zaključci:

1. Indirektna metoda mjerenja električnih i neelektričnih veličina, a sve u cilju određivanja momenata i otpora obrade prilikom odsijecanja profila u vrućem stanju, realizovana je očitavanjem njihovih izmjerenih vrijednosti u jednakim vremenskim intervalima sa kontinualnih vremanskih zapisa dobivenih u formi krivulja;
2. Glavni pogon pile radi u uslovima intermitiranog opterećenja;
3. Momenti tereta, a time i otpori obrade, mijenjaju se i postižu maksimalne vrijednosti koje približno odgovaraju trenutima stvaranja najveće strugotine;

4. Za ravnomjieran rad glavnog pogona pile veliki značaj ima zamajac. Ispitivanjima je uočeno da je moment rotora motora za vrijeme većeg perioda piljenja manji od momenta tereta, dok je za vrijeme pauze veći;
5. Za pogon mehanizma glavnog kretanja pile koristiti asinhroni klizno-kolutni elektromotor;
6. U mehanizmu pomoćnog kretanja pile povremeno se javljaju sopstvene vibracije ne samo u režimima uključenja i kočenja, nego i djelimično u periodu piljenja, pogotovo tankostjenih profila: što je brzina pomoćnog kretanja pile veća, to su i sopstvene vibracije mehanizma izraženije;
7. Promjene režima piljenja utiču na povećanje ili smanjenje otpora obrade;
8. Glavni otpor piljenja  $T$  mnogo je manji od otpora pomoćnog kretanja  $Q$ , a pogotovo od otpora prodiranja  $R$ , što je posebno izraženo u početnoj fazi procesa piljenja kada je manji broj zubaca u zahvatu sa materijalom obratka. Kod odsijecanja različiti profila, u trenutku formiranja maksimalnog presjeka strugotine, ustanovljeno je da se otpor prodiranja kreće u rasponu  $R = (6 \div 9)T$  bez obzira na režim piljenja, vrstu obratka i njegovu temperaturu;
9. Na otpore obrade utiču mehaničke osobine obratka, njegov oblik i dimenzije, temperatura obratka i režim piljenja;
10. Rang uticaja pojedinih faktora na glavni otpor piljenja omogućava optimizaciju inženjerskog dizajna, a time i kvalitetan i pouzdan rad pile u eksploatacijskim uslovima;
11. Primjena teorije višefaktornog planiranja eksperimenta pokazala je svoje prednosti u odnosu na klasični jednofaktorni eksperiment. Značajnija prednost se odnosi na minimizaciju materijalnih i vremenskih gubitaka (troškova) pri realizaciji planiranog eksperimenta. Izborom adekvatnog modela plan-matrice, broj neophodnih opita dodatno je redukovan;
12. Prilikom planiranja eksperimenta primjena softverskog paketa MATLAB (verzija 7.0) nudi optimalan dizajn;
13. Na osnovu provedenog ispitivanja i statističke obrade podataka, mogu se izvesti sljedeći zaključci:
  - Matematički model dat izrazom (5.23) kojim se uspostavlja veza između glavnog otpora piljenja, faktora režima obrade, karakteristika obratka i reznog alata, zadovoljava kako u pogledu adekvatnosti modela, tako i u pogledu njegove tačnosti
  - Svi faktori režima obrade, mehaničke osobine materijala, temperatura i oblik obratka, kao i debljina pilnog diska, varirani su na dva nivoa i utiču na glavni otpor piljenja, tj. svi su signifikantni
  - Rangiranjem signifikantnih faktora prema stepenu uticaja dobija se sljedeći redoslijed:
    1.  $x_3$  (brzina glavnog kretanja  $v$ )
    2.  $x_4$  (temperatura obratka pri piljenju  $\vartheta$ )
    3.  $x_5$  (visina odrezane plohe obratka  $h$ )
    4.  $x_2$  (brzina pomoćnog kretanja pile  $u$ )
    5.  $x_6$  (debljina pilnog diska  $\delta$ )
    6.  $x_1$  (zatezna čvrstoća materijala obratka  $R_m$ )
  - Za odabrane intervale varijacije pojedinih faktora na proces piljenja, iz modelskog izraza (5.23) vidi se da su faktori  $R_m$ ,  $u$ ,  $h$  i  $\delta$  direktno proporcionalni, a  $v$  i  $\vartheta$  obrnuto proporcionalni glavnom otporu piljenja  $T$
  - Obzirom da se faktori režima piljenja nalaze pri samom vrhu rangiranja stepena uticaja, to se pri projektovanju pila mora pokloniti velika pažnja ovim faktorima, posebno prilikom konstruiranja i dimenzioniranja sklopa vratila pilnog diska i mehanizma pomoćnog kretanja pile
  - Sa povećanjem vrijednosti faktora  $R_m$ ,  $u$ ,  $h$  i  $\delta$  povećava se glavni otpor piljenja  $T$
  - Sa povećanjem vrijednosti faktora  $v$  i  $\vartheta$  smanjuje se glavni otpor piljenja  $T$
  - U režimu piljenja primjenjenom u ovom radu, na glavni otpor piljenja najveći uticaj ima brzina glavnog kretanja pile  $v$ , a najmanji debljina pilnog diska  $\delta$ .

### 5.3.4 Eksperimentalna analiza naprežanja i deformacija u pilnom disku metodom tenzometrije

Eksperimentalna analiza naprežanja vrlo je važno područje u procesu konstruiranja, odnosno rekonstruiranja. Analitički i numerički proračuni koji su prisutni na početku ciklusa konstruiranja, daju rezultate koji uveliko ovise o pretpostavkama i idealizacijama koje se uvode kako bi se problem mogao riješiti. Nakon provedenih proračuna i konstrukcije, slijedi izrada prototipa na kojem se provodi mjerenje radi verifikacije proračuna, odnosno potvrđivanja ili opovrgavanja da proračun daje valjane rezultate.

Tenzometrija omogućava da se izmjere naprežanja u svakoj tački konstrukcije, što je preduvjet za optimalnu konstrukciju. Također, mjerenja na pojedinim elementima mogu se provoditi paralelno sa fazom konstruiranja, kako bi se potvrdila valjanost proračunskih modela komponenti.

Naprežanja i deformacije ne mogu se direktno mjeriti, nego se mjere neke druge veličine koje ovise o naprežanju, odnosno o deformaciji, te se zatim računski određuju iznosi naprežanja i deformacije [57]. U praksi se obično govori o mjerenju deformacije, ali zapravo se mjeri produljenje  $\Delta\ell$  između dviju tačaka A i B na površini ispitivanog objekta, a koje su prije opterećivanja bile udaljene za iznos  $AB = \ell$ . Po definiciji srednja je duljinska deformacija određena izrazom  $\varepsilon_{sr} = \Delta\ell/\ell$ , dok je izraz za proračun poprečne deformacije  $\varepsilon_{pop} = (\Delta d/d) = -\nu\varepsilon$  [38], gdje je  $\varepsilon$  podužna dilatacija, a  $\nu$  je Poisson-ov koeficijent i određuje se eksperimentalno. Zbog svojih dimenzija, tenzometri mjere tu srednju deformaciju.

Kod linearne promjene deformacije ili kad je ona konstantna, prava je deformacija na sredini mjerne dužine AB i jednaka je srednjoj deformaciji. Mjerači deformacije (tenzometri) mjere srednju deformaciju, te treba uzimati mjernu duljinu  $\ell$  što manju, ali još toliku da se mjerenjem produljenja  $\Delta\ell$  dobivaju pouzdani rezultati. Mjerna duljina  $\ell$  ovisi od dimenzija konstrukcije i željene tačnosti mjerenja, npr. kod velikih konstrukcija (mostova, zgrada, dizalica) mjerna je duljina 10 cm i više, dok je kod strojeva (0,6 ÷ 1) cm, a na mjestima nagle promjene naprežanja i deformacija (mjesto koncentracije naprežanja) je oko (1 ÷ 2) mm. U praksi se danas redovito koriste elektrootpornički tenzometri različitih duljina. Produljenje  $\Delta\ell$  može se mjeriti direktno mehanički ili indirektno mjerenjem drugih veličina. Prema principu koji se koristi razlikuju se razni tipovi tenzometara: mehanički, akustički, optički, električni.

Električni tenzometri mogu biti: elektrootpornički, elektrokapacitivni i elektroinduktivni.

#### 5.3.4.1 Plan i uslovi izvođenja eksperimenta

Cilj ovih eksperimentalnih istraživanja je utvrđivanje stabilnosti pilnog diska u statičkim i dinamičkim uslovima. Ispitivanja naponsko-deformacionih stanja izvedena su pomoću 14 elektrootpornih mjernih traka (prilozi 4 i 5) fiksiranih na površini pilnog diska prema šemi prikazanoj na slici 5.33. Mjerenja su prvo izvršena u **statičkim uslovima** uvođenjem opterećenja pomoću hidrauličkog cilindra sa držačem (slike 5.38 do 5.42). Sa ručicom klipne pumpe (slika 5.39) dodavan je pritisak u tlačnom vodu hidrocilindra. Na klipu HC ugrađen je držač posebno izrađenih čeličnih ploča sa urezanim zupcima koji odgovaraju profilu zupca pilnog diska (slike 5.40 i 5.41), a simuliraju formiranu strugotinu prilikom odsijecanja obratka u industrijskim uslovima. Opterećenje se izvodilo na dva načina:

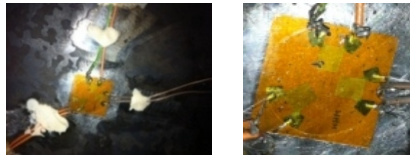
- postepenim povećanjem pritiska od 0 do 130 bara sa prirastom od 10 bara na tlačnom vodu hidrauličkog cilindra
- intenzivnim uvođenjem pritiska od 0 do 100 bara na tlačnom vodu hidrauličkog cilindra.

Za mjerenje naponsko-deformacionog stanja u **dinamičkim uslovima** primjenjeno je udarno klatno (slika 5.45) sa senzorom sile pričvršćenog na njegovom batu (slike 5.46 i 5.47). Otklonom bata iz ravnotežnog položaja na definisanim odstojanjima (1100 ÷ 1500) mm sa korakom od

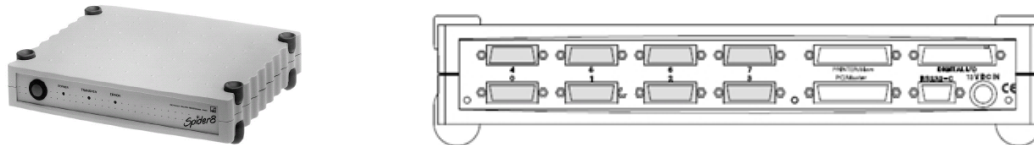
100 mm simulirano je udarno opterećenje na pilni disk preko čeličnih ploča sa urezanim zupcima primjenjenim i u statičkom ispitivanju.

Za mjerenje su korištene troosne eletrootporne mjerne trake (rozete) tip RY11 10/120 proizvođača HBM Darmstadt Njemačka (slika 5.31). Akvizicija podataka u odgovarajućim ciklusima vršena je pomoću 2 mjerna sistema: Spider 8-30 i 8-55, HBM Darmstadt Njemačka i pripadajućeg software-a Catman Professional 5.0, slika 5.32.

Elektronskim mjernim sistemom Spider 8 HBM za personalne računare mogu se vršiti električna mjerenja mehaničkih varijabli kao što su: deformacija, sila, pritisak, pomijeranje, ubrzanje i temperatura. Radno područje pojačivača Spider 8-55 pokriva tehnologiju noseće frekvencije od 4,8 kHz za S/G ili induktivne davače. Moduli koji se mogu instalirati su SR55 do SR01. Radno područje drugog pojačivača Spider 8-30 pokriva tehnologiju noseće frekvencije od 600 kHz za S/G i namjenjen je za elektrootporne mjerne trake spojene u  $\frac{1}{4}$ ,  $\frac{1}{2}$  ili puni most.



Slika 5.31 Troosna mjerena traka



Slika 5.32 Elektronski mjerni sistem Spider 8 HBM

Sva signalna stanja – pobude za pasivne davače i pojačavanje, digitalizaciju, kompjuterski interfejs i konekcionu tehnologiju za maksimalno 8 kanala kombinirana su u jednom kućištu, tako da se istovremeno moglo mjeriti 16 veličina pomoću dva Spider-a 8.

Spider 8 se konektuje na kompjuter preko printerskog porta ili preko RS232 interfejsa. Sva potrebna podešavanja se vrše putem komandi-nema potencijometara, prekidača, spojnih mostova i sl. Ugradnja modula vrši se jednostavno instalacijom modula u odgovarajući dio kućišta. Mjerni uređaj sadrži komplet od 4 digitalna pojačivača osnovne frekventne tehnologije od 4,8 kHz za S/G ili induktivne davače sa brojevima kanala 0 do 3. Svaki kanal radi sa zasebnim A/D konvertorom koji dozvoljava mjerno područje od 1/s do 96000/s. To znači da Spider 8 pokriva kompletno područje zahtijeva kod mehaničkih mjerenja.

Spider 8 može se konektovati na PC/MASTER port. Ovo omogućava kaskadno priključenje do 8 uređaja sa ukupnih 64 kanala. Tu nema potrebe za dodatnim podešavanjima, tj. PC podržava Spider 8 sistem kao jedan sistem sa 8, 16 ili 64 kanala, koji su svi sinhronizirani jedan sa drugim. Kanali se automatski numerišu kao 0 do 8, 10 do 18 ili 60 do 68.

Mjerna mjesta za pričvršćenje elektrootpornih mjernih traka određena su prema očekivanim najvećim naprezanjima u zonama međuzublja (5 međuzublja kod maksimalnog zahvata 6 zubaca sa obratkom), kao i na određenim rastojanjima po tijelu diska u odnosu na kontaktno područje (slika 5.33).

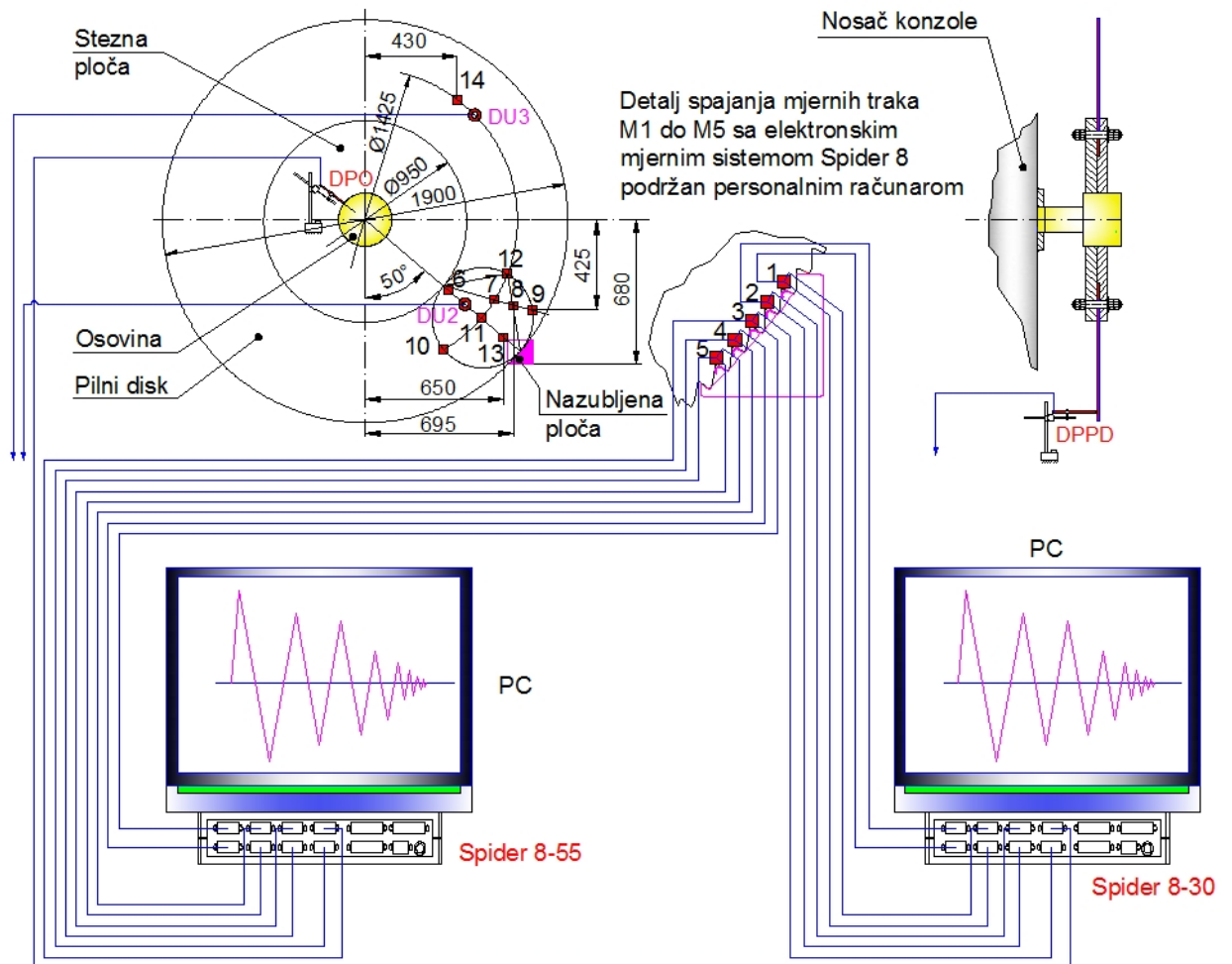
Za reprezentante mjerenja ugiba pilnog diska Ø1900 mm, mjerenja su vršena na dvije lokacije gdje se očekuju maksimalna pomjeranja:

- na disku, bočni ugib na mjestu spregnutih zubaca (slike 5.33 i 5.37) i
- na konzolnom prepustu osovine na pravcu djelovanja sile pritiska (slike 5.33 i 5.36).

Korišteni su senzori pomjeranja HBM tip WA100, mjernog opsega 0 do 100 mm. Dva senzora ubrzanja METRIX tip SA6200B fiksirana su na tijelu diska u zoni naprezanja i izvan nje (slike 5.33 i 5.36). U radu su sva mjerenja provedena na sobnoj temperaturi, dok je pritisak direktno očitavan sa manometra na klipnoj pumpi. Zbog ograničene mogućnosti elektronskog mjernog sistema Spider 8 i istovremenog mjerenja najviše 16 mehaničkih varijabli sa radom dva Spider-a

u tandemu (slika 5.34), mjerenja su vršena u tri faze sa identičnim ponavljanjem procesa dodavanja opterećenja na pilni disk putem klipne pumpe i hidrocilindra (slike 5.38 i 5.39) preko držača i nazubljenih ploča (slike 5.40 i 5.41):

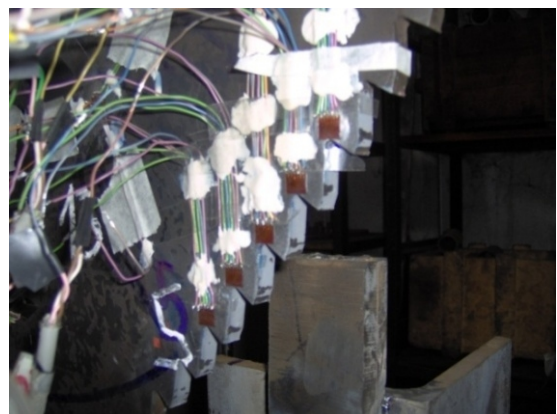
- I faza: mjerna mjesta M1 do M5 (slika 5.35)+ davač pomjeranja osovine (DPO)
- II faza: mjerna mjesta M6, M10, M11, M12, M13
- III faza: mjerna mjesta M7, M8, M9 i M14 + dva davača ubrzanja METRIX na pilnom disku (DU2 i DU3) + davač pomjeranja pilnog diska (DPPD).



Slika 5.33 Raspored mjernih traka (1 do 14), davača pomjeranja (DP) i davača ubrzanja (DU) na pilnom disku sa prikazom povezivanja jednog seta mjeranih uređaja na elektronski mjerni sistem Spider 8



Slika 5.34 Spideri 8 sa PC



Slika 5.35 Mjerne trake (1 do 5) u međuzubljinama





Slika 5.36 Davač pomjeranja i davači ubrzanja



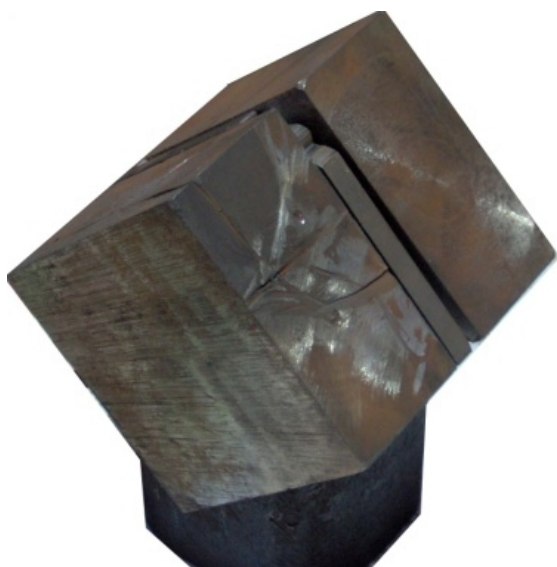
Slika 5.37 Davač pomjeranja pilnog diska (DPPD)



Slika 5.38 Hidraulički cilindar sa držačem



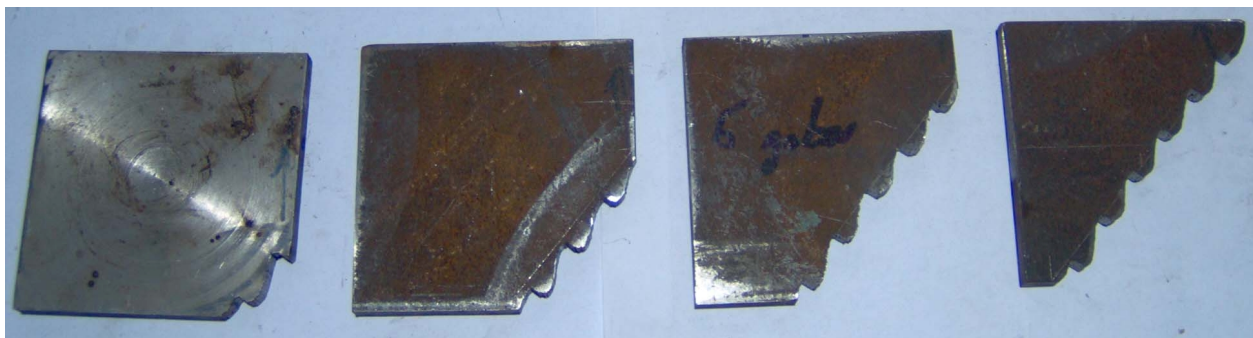
Slika 5.39 Klipna pumpa hidrauličkog cilindra



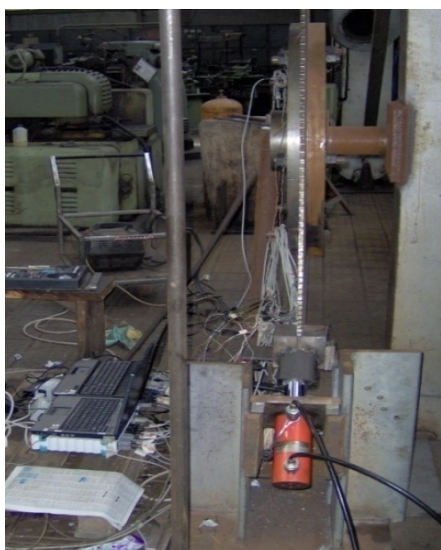
Slika 5.40 Držać nazubljenih ploča



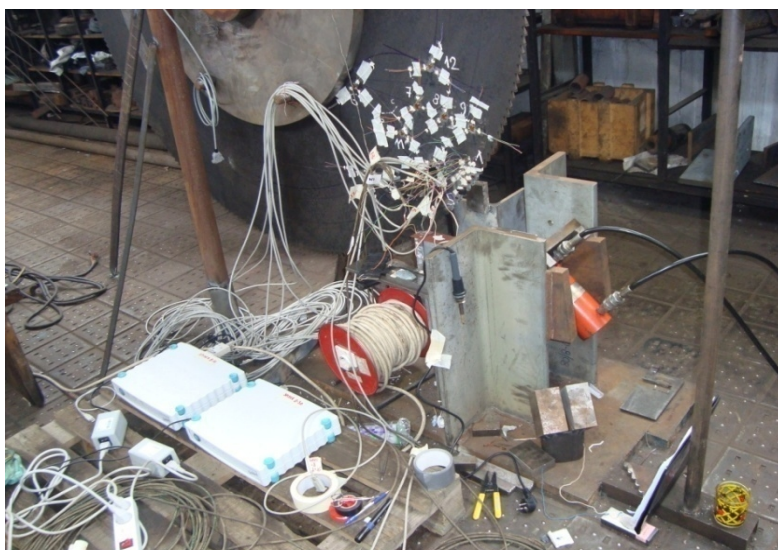




Slika 5.41 Nazubljene ploče sa 2, 3, 5 i 6 zubaca



Slika 5.42 Položaj HC



Slika 5.43 Raspored mjerne opreme

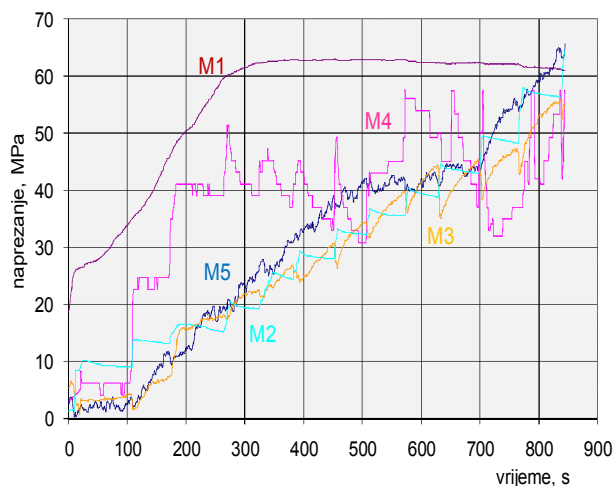
#### 5.3.4.2 Izvođenje i rezultati eksperimentalnih mjerenja

Eksperimentalna ispitivanja izvedena su u poluindustrijskim uslovima u mehaničkoj radionici MIZ-a. Model konzolnog sklopa pilnog diska u velikoj mjeri je odgovarao rekonstruisanoj izvedbi glavnog pogona pile sa konzolnim prepustom vratila i pilnim diskom na njegovom kraju.

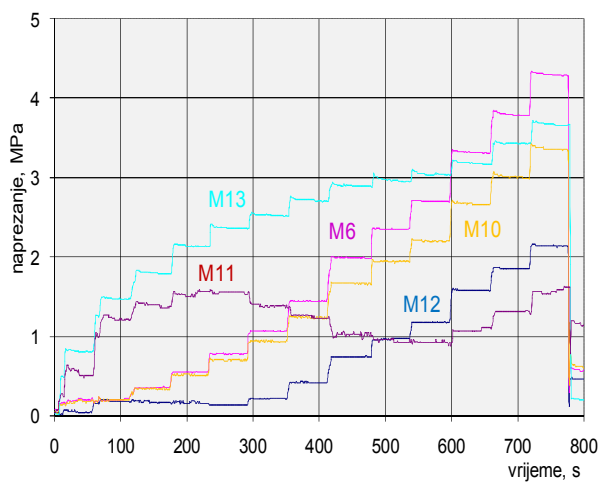
##### 5.3.4.2.1 Statičko ispitivanje

Direktnim uvođenjem opterećenja ispitnim pritiskom klip je preko držača i seta nazubljenih ploča djelovao na zupce pilnog diska. Cilj ispitivanja svodio se na određivanje stvarnog rasporeda i intenziteta naprezanja na pilnom disku, čime bi se utvrdila ispravnost numeričkog modela i potvrdila hipoteza da raspored naprezanja odgovara slučaju kontakta tijela i tanke ploče koja se prostire beskonačno nadole, lijevo i desno, a na jednom mjestu je ravnomjerno pritisnuta linijskim opterećenjem po svojoj debljini - Flamant-ov problem, koji se može tumačiti kroz Hertz - ovo rješenje kontaktnog naprezanja analizirajući raspodjelu pritiska dvaju tijela u dodiru. Na dijagramima 5.30 do 5.35 prikazane su promjene napona na pilnom disku izazvane djelovanjem statičke sile. Deformacije vratila date su na dijagramu 5.36. Zbog velikog obima izvršenih ispitivanja (postavljanje ukupno 14 mjernih traka na ozubljenom dijelu i tijelu pilnog diska, te mjerenja uz izmjenu četiri nazubljene ploče sa prekidnim i kontinuiranim uvođenjem sile pritiska), u radu su prikazani karakteristični dijagrami za slučaj ispitivanja sa dva zupca, dok su kompletni rezultati deformacija prikazani u tabeli 5.15, sa pripadajućim dijagramima od P5.1 do P5.21 (prilog 5).

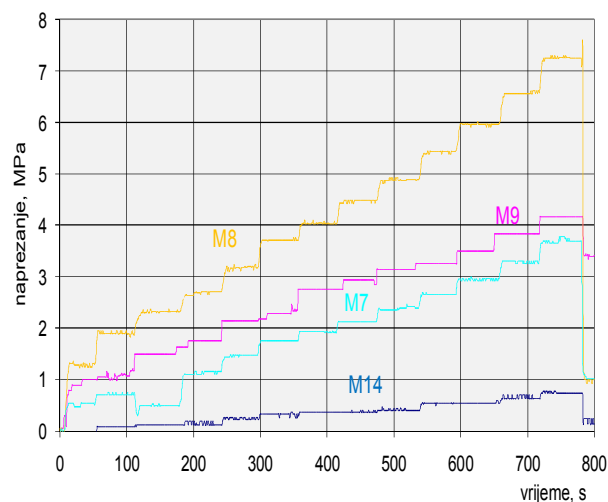




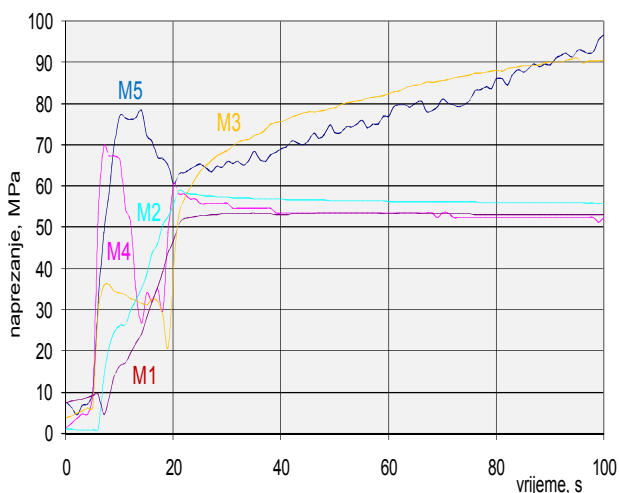
Dijagram 5.30 Napreznja M1-M5 pri povećanju sile pritiska (0-25500) N, prirast 1960 N (test Z2-130 bara)



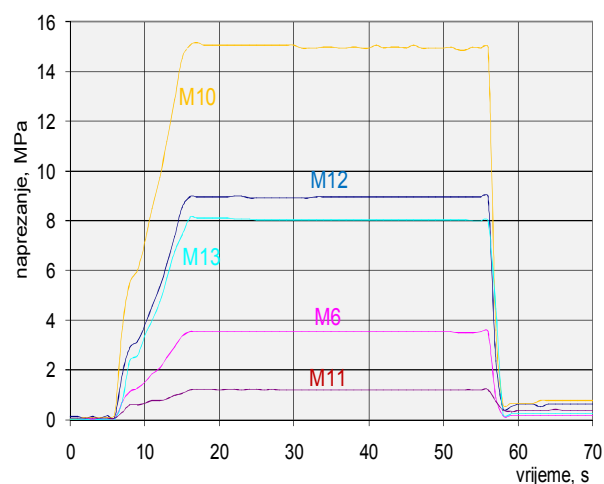
Dijagram 5.31 Napreznja M6 i M10-M13 pri povećanju sile pritiska (0-25500) N, prirast 1960 N (test Z2-130 bara)



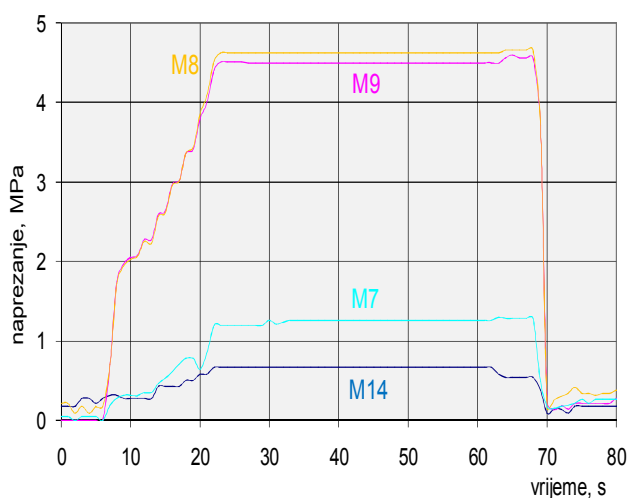
Dijagram 5.32 Napreznja M7, M8, M9 i M14 pri povećanju sile pritiska (0-25500) N, prirast 1960 N (test Z2-130 bara)



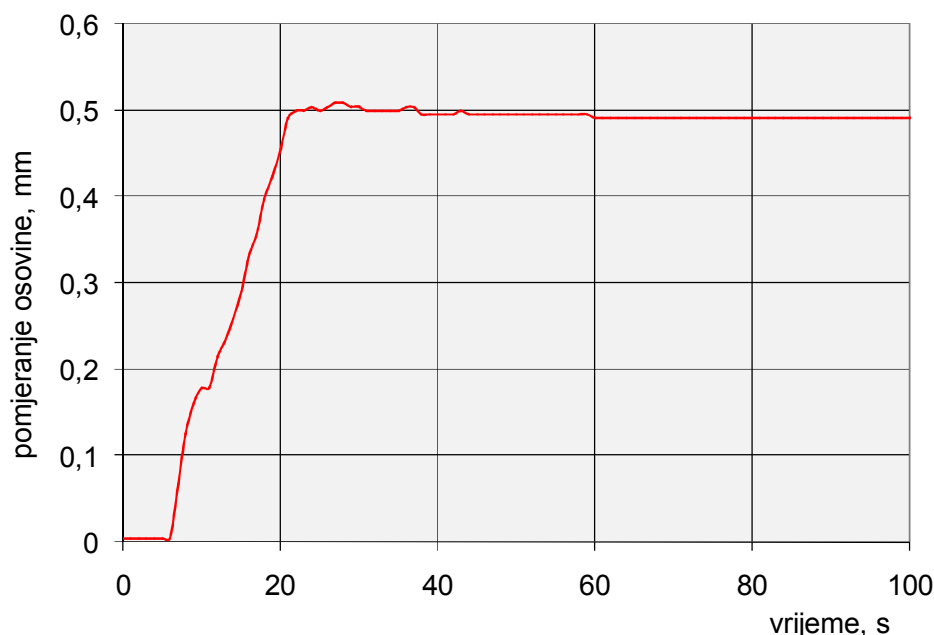
Dijagram 5.33 Napreznja M1-M5 pri kontinuiranom povećanju sile pritiska (0-19600) N (test Z2-100 bara)



Dijagram 5.34 Napreznja M6 i M10-M13 pri kontinuiranom povećanju sile pritiska (0-19600) N (test Z2-100 bara)



Dijagram 5.35 Napreznja M7, M8, M9 i M14 pri kontinuiranom povećanju sile pritiska (0-19600) N (test Z2-100 bara)



Dijagram 5.36 Pomjeranje osovine pilnog diska pri kontinuiranom porastu sile pritiska (0÷19600) N - zahvat sa dva zuba

Tabela 5.15 Rezultati ispitivanja pilnog diska

Postepeno povećanje sile pritiska (0÷25500) N sa prirastom od 1960 N (test 0÷130 bara sa prirastom pritiska 10 bara)					Kontinuirani porast sile pritiska (0÷19600) N (test 0÷100 bara)				
Mjerno mjesto	Broj zubaca u zahvatu				Mjerno mjesto	Broj zubaca u zahvatu			
	Z2	Z3	Z5	Z6		Z2	Z3	Z5	Z6
Naprezanje, MPa					Naprezanje, MPa				
1	61	48	56	49	1	53	49	38	38
2	63	59	56	37	2	56	49	56	44
3	56	56	52	36	3	90	59	49	28
4	57	40	51	50	4	53	42	47	24
5	65	57	80	48	5	95	73	65	45
6	4,3	7,8	3,2	3,6	6	3,5	7,4	2,4	8,3
7	4,0	6,1	3,6	4,7	7	1,2	4,2	1,2	4,1
8	7,0	10,4	8,0	6,7	8	4,6	7,5	5,2	6,3
9	4,0	3,8	5,6	5,6	9	4,5	4,4	1,9	3,8
10	3,3	6,0	2,8	6,2	10	6,0	6,3	3,7	7,5
11	1,5	6,8	4,4	4,8	11	1,2	2,7	3,4	2,3
12	2,1	4,1	4,2	3,9	12	8,9	4,8	2,6	3,8
13	3,6	16	9,5	4,2	13	8,0	6,5	7,6	11,7
14	0,7	0,6	0,8	0,7	14	0,7	0,5	0,6	0,5
Pomjer. osovine mm	0,55	0,57	0,52	0,56	Pomjer. osovine mm	0,49	0,53	0,48	0,47

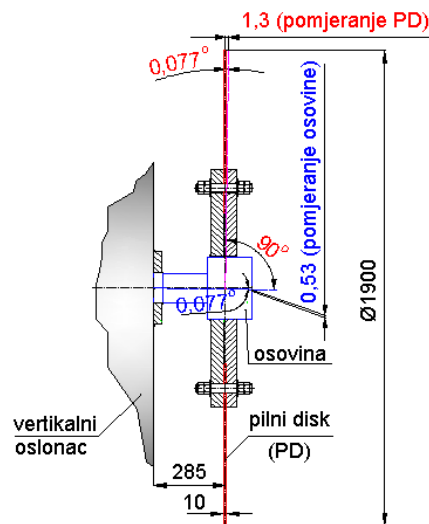
Provedena procedura eksperimentalnih ispitivanja pokazuje svu složenost istraživanja naponsko-deformacionih stanja na realnoj kompleksnoj strukturi pilnog diska. Iako su tenzometrijska ispitivanja veoma zahtjevnja u pogledu primjenjene opreme, stručnosti operatora i troškova istraživanja, to je jedini pristup koji daje realne rezultate posmatranih veličina u smislu procjene polaznih i konačnih stanja stvarne konstrukcije.

Rezultati prikazani u tabeli 5.15 predstavljaju preračunate vrijednosti izmjerenih mikrodeformacija na troosnim mjernim trakama u ekvivalentne napone prema von Mises-ovoj hipotezi o razaranju materijala. Ovi naponi mogu se porediti sa naponima dobijenim numeričkim

proračunom datim u tabeli 6.2 (poglavlje 6) za slučaj sprezanja sa 2, 3, 5 i 6 zubaca pod dejstvom statičke sile. Vrijednosti napona odnose se na najveće sile pritiska na pilni disk. Pomjeranja na vratilu izmjerena pomoću induktivnog davača pomjeranja, pokazuju ujednačene vrijednosti koje niti u jednom slučaju opterećenja nisu bila veća od 0,6 mm. Distribucija naprezanja omogućava pravilan izbor mjernih mjesta za postavljanje mjernih traka radi daljnjih ispitivanja stabilnosti pilnog diska u statičkim i dinamičkim uslovima. Rezultati izmjerenih ekvivalentnih napona na pilnom disku opterećenog statičkom silom pokazuju prilično niske vrijednosti u odnosu na dozvoljeni napon ( $160 \text{ N/mm}^2$ ). Dejstvom sile pritiska preko nazubljene ploče potvrđena su očekivanja da su najveći naponi u zoni mjernih traka 1 do 5 jer su iste pričvršćene u području velikih koncentracija napona izazvanih geometrijom zubaca. Na mjernim mjestima koja su udaljena od mjesta dejstva sile pritiska izmjerene vrijednosti napona su toliko niskog intenziteta da su u suštini beznačajne, jer ne utiču na stabilnost pilnog diska u stacionarnim uslovima.

Na dijagramu 5.30 kod mjernih mjesta M1 i M4 uočava se drukčiji karakter promjene naprezanja nego na ostalim mjernim mjestima koja imaju postepeni, odnosno stepenasti uspon koji prati način uvođenja opterećenja. Ova odstupanja su posljedica neravnomjernog nalijeganja zubaca ploče za uvođenje opterećenja i zubaca pilnog diska. Jasno je da su se određena odstupanja mogla očekivati zbog nemogućnosti realne simulacije stvaranja strugotine i statičkih izvođenja eksperimenta, pri čemu se ova odstupanja u realnom procesu odsijecanja obratka ne pojavljuju.

Pomjeranja konzolne osovine usljed djelovanja sile pritiska iznose oko 0,5 mm i uzrokuju zakrivljenje osovine za  $0,077^\circ$  (slika 5.44). S obzirom na krutu vezu osovine i pilnog diska preko steznih ploča, ovaj ugao se prenosi i na pilni disk prečnika  $\varnothing 1900 \text{ mm}$ , te uzrokuje pomjeranje vrha pilnog diska od 1,3 mm, što predstavlja prihvatljivo odstupanje sa aspekta statičke i dinamičke stabilnosti pilnog diska. Literaturni podaci [44, 45, 46] navode da se dozvoljena bočna pomjeranja homogenog pilnog diska kod pila za vrijeme odsijecanje profila u vrućem stanju kreću u opsegu 2 do 4 mm, pri kojima pilni disk radi u stabilnim uslovima.



Slika 5.44 Pomjeranje osovine i pilnog diska usljed djelovanja sile piljenja

Eksperimentalna ispitivanja su pokazala da pod istim uvjetima opterećenja, sa povećanjem broja zubaca sa 3 na šest koji su u istovremenom zahvatu sa materijalom obratka, pomjeranje osovine pilnog diska smanjuje se sa 0,53 mm na 0,37 mm (dijagrami P5.19, P5.20 i P5.21 u prilogu). Na taj način se smanjuje pomjeranje pilnog diska sa 1,3 mm na 1,2 mm, čime se proces odsijecanja obratka odvija u poboljšanim uslovima rada sa aspekta stabilnosti pilnog diska, usljed čega se osigurava kvalitetniji rez sa manjom površinskom hrapavosti odrezane plohe obratka.

Sa statičkog aspekta, naprezanja na svim mjernim mjestima pilnog diska su znatno manja od dozvoljenog naprezanja.

### 5.3.4.2.2 Dinamičko ispitivanje

Sa identičnom mjernom opremom namjenjenoj za statička ispitivanja, vršena su i dinamička ispitivanja naponsko-deformacionog stanja na pilnom disku. Razlika je samo u dodavaču opterećenja. Umjesto hidrauličke opreme kod statičkih ispitivanja, za dinamičko opterećenje korišteno je udarno klatno (slika 5.45). Na batu klatna zavarena je čelična ploča dimenzija 20x45x125 mm (slika 5.46) na kojoj je pričvršćena jednoosna mjerna traka 10/120 LY11 (slika 5.47) koja služi kao senzor sile, pomoću koje se putem elektronskog mjernog sistema Spider 8 registruje sila udara na način da se deformacija pretvara u električni signal, a potom preračunati napon u fizički parametar (silu udara).

Udar je vrlo složena pojava i nemoguće ga je definisati u potpunosti bez uvođenja određenih hipoteza o strukturi tijela [9]. Sila udara djeluje u vrlo kratkom vremenskom intervalu i dostiže određenu vrijednost. U samom procesu udara, udarna sila raste od nule do neke maksimalne vrijednosti, a zatim opada i postaje jednaka nuli u trenutku prestanka kontakta. Zato je pojava udara neposredno vezana sa deformacijom tijela u okolini tačke dodira, gdje se moraju uvažiti elastična svojstva tijela.

Ovim eksperimentom simuliran je nalet (udar) pilnog diska na obradak za slučaj da se pilni disk ne obrće dovoljno brzo. Kontakt pilnog diska sa obradkom simuliran je sa dva, tri i pet zubaca, sa udarima bata klatna na rastojanjima (1200 ÷ 1500)mm od kontaktne zone. Na taj način, udarnom silom oponašan je proces odsijecanja obratka.

Izvođenjem udarnog klatna iz ravnotežnog položaja na određeno rastojanje i puštanjem bez početne brzine, preko držača sa nazubljenim pločama (slike 5.40 i 5.41) vršen je udar na pilni disk. Davačima pomjeranja mjerene su istovremeno deformacije osovine (slika 5.36) i pilnog diska (slika 5.37), pri čemu je bočno pomjeranje pilnog diska mjereno u neposrednoj blizini udarne sile. Sa induktivnim davačima ubrzanja (slika 5.36) mjereno je ubrzanje pilnog diska.



Slika 5.45 Udarno klatno

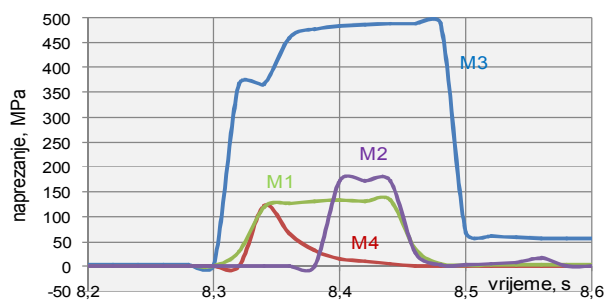


Slika 5.46 Senzor sile na batu udarnog klatna

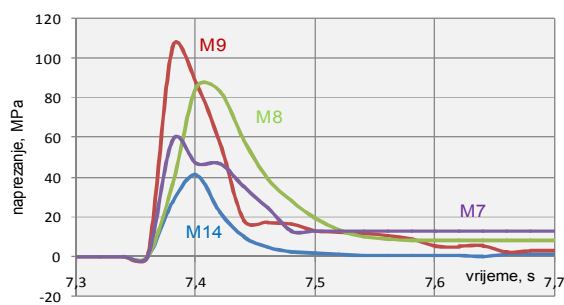


Slika 5.47 Jednoosna mjerna traka 10/120 LY11 koja služi kao senzor sile

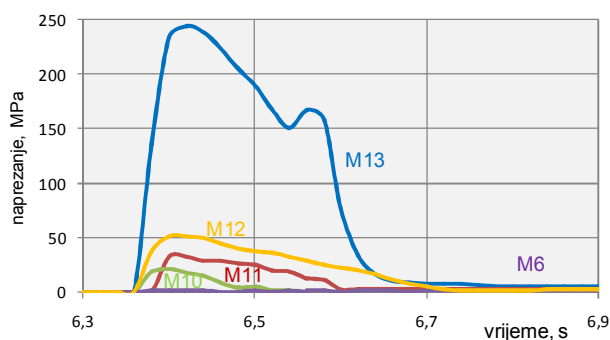
Zbog obimnosti ispitivanja, u radu su prikazani karakteristični dijagrami za jedan slučaj ispitivanja i to udar na dva zupca, a kompletni rezultati prikazani su u tabelama 5.16 i 5.17. Zbog mehaničkog oštećenja tokom početnog ispitivanja, na mjernoj traci M5 nisu se mogle registrovati deformacije.



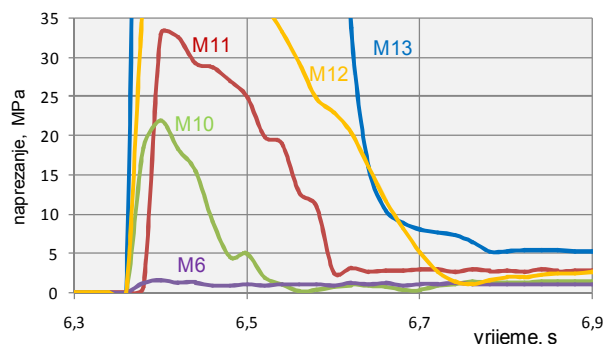
Dijagram 5.37 Naprezanja na mjernim mjestima M1 ÷ M4 pri udaru na dva zuba – test 1500



Dijagram 5.38 Naprezanja na mjernim mjestima M7, M8, M9, M14 pri udaru na dva zuba – test 1500

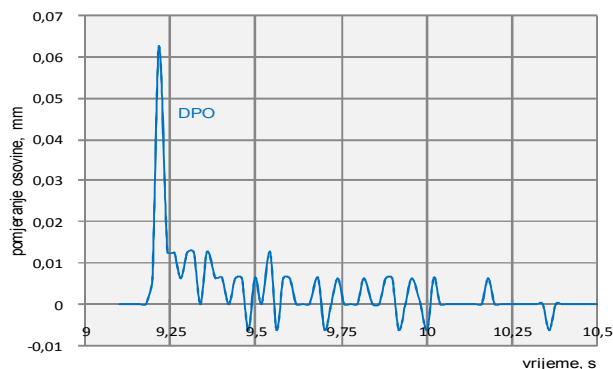


a) Krive naprezanja

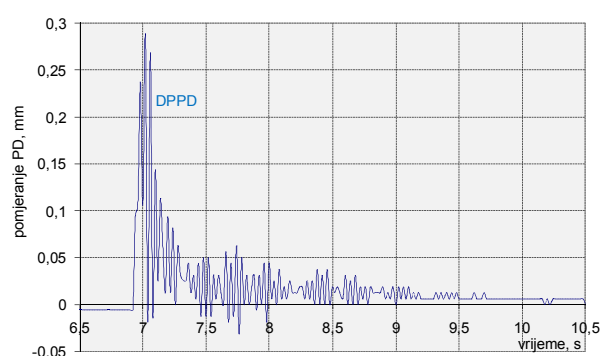


b) Uvećani detalj naprezanja

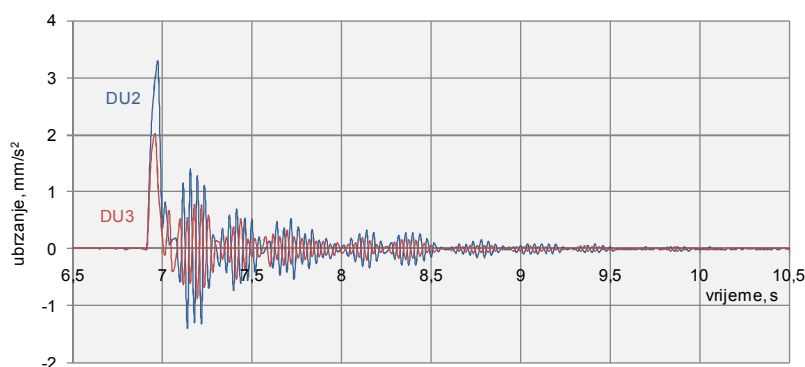
Dijagram 5.39 Naprezanja na mjernim mjestima M6, M10, M11, M12, M13 pri udaru na dva zuba – test 1500



Dijagram 5.40 Pomjeranje osovine pri udaru na dva zuba – test 1500



Dijagram 5.41 Pomjeranje pilnog diska pri udaru na dva zuba - test 1500



Dijagram 5.42 Ubrzanja na pilnom disku pri udaru na dva zuba - test 1500

Tabela 5.16 Vrijednosti vršnih naprežanja pri referentnim udarnim opterećenjima

Slučaj udarnog opterećenja	Udarna sila	Maksimalno ekvivalentno naprežanje													
		MPa													
		Mjerno mjesto													
		N	M1	M2	M3	M4	M6	M7	M8	M9	M10	M11	M12	M13	M14
Z2 - 1200	6676	13	44	76	25	1	6	7	15	12	8	23	19	2	
Z2 - 1300	7707	16	56	295	41	4	9	11	18	14	12	25	95	3	
Z2 - 1400	8508	22	58	355	61	3	15	25	36	17	15	31	136	10	
Z2 - 1500	10424	133	173	488	121	2	59	85	105	22	3	51	244	41	
Z3 - 1200	6855	9	14	37	19	2	6	1	39	41	7	128	15	5	
Z3 - 1300	8087	6	98	211	66	1	23	62	61	86	10	130	94	13	
Z3 - 1400	9645	14	103	299	96	3	41	59	75	20	41	164	124	14	
Z3 - 1500	10774	19	124	385	114	4	56	110	89	54	18	183	193	17	
Z5 - 1200	6401	5	35	61	15	1	3	1	3	5	1	17	14	1	
Z5 - 1300	7660	34	88	190	60	1	31	76	46	28	6	140	87	3	
Z5 - 1400	8813	36	108	235	80	2	51	91	77	33	4	186	122	11	
Z5 - 1500	10813	110	140	294	111	3	72	81	98	74	107	23	136	12	

Tabela 5.17 Rezultati ispitivanja pilnog diska

Slučaj udarnog opterećenja	Udarna sila	Rezultati mjerenja			
		ubrzanje		pomjeranje osovine	pomjeranje pilnog diska
		DU2	DU3	DPO	DPPD
		N	mm/s <sup>2</sup>	mm/s <sup>2</sup>	mm
Z2 - 1200	6676	0,408÷2,119	0,381÷1,007	0,019	0,058
Z2 - 1300	7707	2,938÷3,040	2,275÷2,280	0,024	0,197
Z2 - 1400	8508	1,571÷5,573	2,510÷5,625	0,050	0,222
Z2 - 1500	10424	3,272÷5,656	2,004÷3,971	0,062	0,280
Z3 - 1200	6855	0,464÷0,554	0,297÷0,377	0,019	0,120
Z3 - 1300	8087	0,830÷1,007	0,287÷1,320	0,025	0,137
Z3 - 1400	9645	2,964÷3,042	2,959÷5,646	0,035	0,150
Z3 - 1500	10774	2,250÷4,362	1,612÷2,450	0,055	0,244
Z5 - 1200	6401	0,402÷1,503	0,261÷0,657	0,020	0,143
Z5 - 1300	7660	3,470÷3,674	1,884÷4,665	0,023	0,154
Z5 - 1400	8813	6,100÷7,232	3,788÷5,406	0,031	0,237
Z5 - 1500	10813	4,795÷4,978	0,369÷2,332	0,038	0,369

### Zaključna razmatranja

- Pojedini eksperimentalno dobiveni vršni ekvivalentni naponi, a naročito u zoni međuzublja, iznad su dozvoljene vrijednosti. Na njihovu veličinu uticala je nagla promjena geometrije zupca, uz pojavu koncentracije napona, koja ne uzima u obzir vrstu materijala, površinsku hrapavost i vitkost zupca.
- Najveći izračunati ekvivalentni napon bio je u podnožju zupca M3 prilikom udara na dva zuba-test 1500 koji je iznosio 488 MPa, što je trostruko veće od  $\sigma_d=160$  MPa.
- U napadnoj tački sile udara napon je teorijski beskonačno velik, jer konačne sile djeluju na beskonačno maloj površini. U stvarnosti u napadnoj tački dolazi do izvjesnog tečenja materijala, pa je rezultat taj da se sila raspoređuje po konačnoj površini.
- Sa prestankom nanošenja udarnog opterećenja, deformacije pilnog diska u zoni ozubljenja se nisu u potpunosti poništile. Znači da se deformacije nisu ponašale po Hook-ovom zakonu prema kojem je normalno naprežanje proporcionalno aksijalnoj deformaciji. S obzirom da se s prestankom nanošenja udarne sile deformacije nisu u potpunosti poništile, u zoni međuzublja je evidentno došlo do plastičnih deformacija, što se naročito odnosi na mjerno mjesto M3, gdje se pojavila permanentna (nepovratna) deformacija pošto je normalno naprežanje premašilo tačku popuštanja materijala. Tačka popuštanja je nivo naprežanja koje je veće od onoga koje se može podnijeti elastično. Pošto se materijal pilnog diska na ovoj tački deformisao bez loma, radi se o plastičnim ili duktilnim deformacijama.



5. Dijagrami 5.41 i 5.42 prezentiraju podrhtavanje pilnog diska, tj. slučaj kada se kružna frekvencija slobodnih vibracija vrlo malo razlikuje od kružne frekvencije prinudnih vibracija.
6. Zbog nemogućnosti realnog oponašanja samog procesa stvaranja strugotine sa dva i više zubaca u zahvatu sa obratkom (u fazi procesa piljenja), ova eksperimentalna simulacija udarnog opterećenja poslužila je više za posmatranje kretanja naponsko-deformacionog stanja gdje su očekivano najveći naponi izmjereni u zonama međuzublja (mjerna mjesta M1 do M4). Udaljavajući se od zone udara ti naponi se značajno smanjuju i na većoj udaljenosti imaju vrlo niske vrijednosti (mjerna mjesta M6 i M14).
7. Zbog kratkotrajnosti djelovanja udarnog opterećenja odziv krutog sistema konzolne osovine sa pilnim diskom i steznim pločama na prepustu bio je takav da su sa davačima pomjeranja registrovana prilično niska pomjeranja osovine i pilnog diska. Najveće pomjeranje osovine, što je i očekivano, izmjereno je za vrijeme izvođenja testa Z2-1500 i iznosilo je 0,062 mm.

### 5.3.4.2.1 Dinamički koeficijent prigušenja

Dinamički parametri: sopstvene frekvencije, prigušenja i modalni oblici, funkcije su globalne krutosti i najbolji su pokazatelj realnog stanja konstrukcije. Svaka ozbiljnija promjena koja se dogodi na konstrukciji uzrokovat će i promjenu vrijednosti dinamičkih parametara. Objektivno te promjene neće biti velike, pa je potrebno postignuti visoku tačnost primijenjenih eksperimentalnih metoda [60].

Od tri fizička parametra vibracija: masa, krutost i prigušenje, na konstrukcijama je najteže izmjeriti prigušenje [138]. Masa i krutost svojstva su koja se određuju na odgovarajući način za svaku pojedinu konstrukciju, uzimajući u obzir njezinu inženjersku svrhu. Tipično pretpostavljeno viskozno prigušenje često je grub prikaz mehanizma disipacije energije koje je odgovorno za smanjivanje dinamičkog odziva [53]. Prigušenje je prirodno svojstvo svakog materijala pri slobodnim vibracijama, a stepen prigušenja ovisi o samoj vrsti materijala, pri čemu se stepen prigušenja povećava se rastom amplitudnog odziva. Općenito, stepen prigušenja vrlo kratke dinamičke pojave ima malen uticaj na odziv. No pri harmonijskim pobudama (s odzivima u dinamičkoj ravnoteži) prigušenje može biti ključno u držanju odziva pod "kontrolom" u slučaju kada su frekvencije pobude blizu rezonancije konstrukcije.

Prigušenje vibratornih sistema mogu se svrstati u dvije kategorije:

- a) spoljašnje (apsolutno) prigušenje - prigušenje zbog spoljašnjih otpora kretanju; odnosi se na masu i zavisi od apsolutne ugaone brzine mase
- b) unutrašnje (relativno) prigušenje - prigušenje nastalo zbog unutrašnjih otpora u elastičnim dijelovima (pilni disk, stezne ploče, vratilo, ležaji i sl.); odnosi se na krutost i funkcija je relativne ugaone brzine.

Za pouzdano određivanje karakteristika prigušenja za pojedine elemente ili cijele sisteme nužno je primjeniti eksperimentalna mjerenja. Na osnovu poznatih eksperimentalnih zapisa „deformacija (opterećenje) – vrijeme“ ili „opterećenje – deformacija“ određuje se logaritamski dekrement ( $\delta$ ) koji predstavlja mjeru prigušenja. Na osnovu logaritamskog dekrementa izračunava se koeficijent relativnog prigušenja ( $\zeta$ ).

Za slučaj slobodnih prigušenih vibracija u realnim uslovima, na materijalnu tačku sistema osim sile restitucije (elastične sile koja održava prouzrokovane harmonijske oscilacije) djeluje i sila otpora, koja je usmjerena suprotno od kretanja materijalne tačke [2, 4]. Tada dolazi do trošenja energije na savlađivanje sila otpora, pa tako dolazi do prigušenja, odnosno amortizacije vibracija. Sile otpora nastaju usljed trenja između materijalnih čestica pri savijanju konstrukcije, kao i usljed nesavršene elastičnosti materijala od koga je konstrukcija izgrađena. Ovi otpori nastaju i usljed trenja u čvorovima i osloncima sistema, kao i na spojevima konstruktivnih dijelova. Također, javljaju se i otpori sredine u kojoj se vrši kretanje, zatim trenja površine o površinu, tzv. Coulomb-ovo suho trenje i slično .

U cilju realne aproksimacije dinamičkih ponašanja konstrukcijskih sistema [4, 138], slobodne prigušene vibracije definisane su slijedećim izrazom

$$m\ddot{y}(t) + c\dot{y}(t) + ky(t) = 0 \quad \dots(5.26)$$

$$\ddot{y}(t) + \frac{c}{m}\dot{y}(t) + \frac{k}{m}y(t) = 0 \quad \dots(5.27)$$

gdje su parametri dinamičkog sistema:  $m$  - masa,  $c$  - prigušenje i  $k$  - krutost, a  $\dot{y}(t)$  - funkcija brzine modela. Uvođenjem u prethodni izraz koeficijent prigušenja  $\varepsilon = c/2m$  i kružnu frekvenciju  $\omega = \sqrt{k/m}$ , jednačina (5.27) glasi

$$\ddot{y}(t) + 2\varepsilon\dot{y}(t) + \omega^2y(t) = 0 \quad \dots(5.28)$$

Ova jednačina predstavlja diferencijalnu jednačinu slobodnih prigušenih vibracija sistema sa jednim stepenom slobode. Rješenje ove jednačine traži se u obliku eksponencijalnih funkcija:

$y = e^{rt}$ ;  $\dot{y} = re^{rt}$ ;  $\ddot{y} = r^2e^{rt}$ , tako da se dobija karakteristična jednačina

$$r^2 + 2\varepsilon r + \omega^2 = 0 \quad \dots(5.29)$$

sa slijedećim rješenjem za eksponent  $r$

$$r_1 = -\varepsilon + \sqrt{\varepsilon^2 - \omega^2}; \quad r_2 = -\varepsilon - \sqrt{\varepsilon^2 - \omega^2} \quad \dots(5.30)$$

Opšti oblik rješenja homogene diferencijalne jednačine drugog reda (5.28) glasi

$$y = Ae^{r_1t} + Be^{r_2t} \quad \dots(5.31)$$

Kod vibracija realnih konstrukcija poseban značaj predstavlja slučaj kada je koeficijent prigušenja  $\varepsilon$  manji od kružne frekvencije  $\omega$ , tj.  $\varepsilon < \omega$ . Formiranjem pozitivne razlike kvadrata

$$\omega_d^2 = \omega^2 - \varepsilon^2 > 0 \quad \dots(5.32)$$

korijeni karakteristične jednačine mogu se napisati u obliku konjugovano-kompleksnih brojeva

$$r_1 = -\varepsilon + \omega_d i; \quad r_2 = -\varepsilon - \omega_d i \quad \dots(5.33)$$

Rješenje (5.31) diferencijalne jednačine (5.28), uz primjenu Euler-ovih obrazaca  $e^{iz} = \cos z + i \sin z$ ;  $e^{-iz} = \cos z - i \sin z$ , može se napisati u formi slijedećeg izraza

$$y = e^{-\varepsilon t} (\bar{A}e^{i\omega_d t} + \bar{B}e^{-i\omega_d t}) = e^{-\varepsilon t} (A \sin \omega_d t + B \cos \omega_d t) \quad \dots(5.34)$$

Kružna frekvencija prigušenih oscilacija  $\omega_d$  određena izrazom (5.32) nadalje iznosi

$$\omega_d = \omega \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon}{\omega}\right)^2} = \omega \sqrt{1 - \zeta^2}; \quad \zeta = \frac{\varepsilon}{\omega} \quad \dots(5.35)$$

gdje je  $\zeta$  vrijednost relativnog prigušenja. Grafik slobodnih prigušenih vibracija sistema (dijagram 5.44) prostire se između dvije simetrične krive oblika [37, 61, 138]

$$y = \pm y_{max} \cdot e^{-\zeta \cdot t} \quad \dots(5.36)$$

$$\frac{y_t}{y_{t+\tau}} = \frac{y_{max} \cdot e^{-\zeta \cdot t}}{y_{max} \cdot e^{-\zeta \cdot (t+\tau)}} = e^{\zeta \cdot \tau} \quad \dots(5.37)$$

$$\ln \frac{y_t}{y_{t+\tau}} = \frac{2\zeta\pi}{\sqrt{1 - \zeta^2}} = \delta \quad \dots(5.38)$$

Značenje pojedinih veličina u navedenim izrazima je:



- $y_{max}$  - maksimalna amplituda ugiba strukture, mm
- $y_t$  - pomjeranje u datom trenutku vremena, mm
- $y_{t+\tau}$  - pomjeranje u narednom trenutku vremena, mm
- $\delta$  - logaritamski dekrement slobodnih prigušenih vibracija koji služi za ocjenu brzine prigušenja vibracija, odnosno kao pokazatelj brzine smanjenja amplituda prigušenih vibracija
- $\tau$  - period jedne prigušene vibracije, s
- $\zeta$  - koeficijent relativnog prigušenja modela.

Period slobodnih prigušenih vibracija ( $\tau$ ) vremenski je interval koji se nalazi između dva uzastopna prolaska tačke u istom smijeru kroz isti položaj (dijagram 5.44). Ovaj period naziva se prividnim periodom prigušenja [4] i iznosi

$$\tau = \frac{2\pi}{\omega_d} = \frac{2\pi}{\sqrt{\omega^2 - \varepsilon^2}} \quad \dots(5.39)$$

Period slobodnih prigušenih vibracija veći je od perioda neprigušenih vibracija  $\tau > T_\omega$ . Aproximativna veza između ova dva perioda dobiće se ako se izraz (5.39) podijeli sa  $\omega$  sa desne strane, te uz primjenu Newton-ovog obrasca slijedi

$$\tau = \frac{2\pi}{\omega \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon}{\omega}\right)^2}} \quad \dots(5.40)$$

odnosno

$$\tau = T_\omega \left[ 1 + \frac{1}{2} \left(\frac{\varepsilon}{\omega}\right)^2 + \dots \right] \approx T_\omega \left[ 1 + \frac{1}{2} \zeta^2 \right] \quad \dots(5.41)$$

Veza između sopstvenih frekvencija prigušenih ( $f_d$ ) i neprigušenih ( $f$ ) vibracija dobije se na osnovu slijedećih izraza

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{T}; \quad f_d = \frac{\omega_d}{2\pi} = \frac{1}{\tau} = \frac{\omega}{2\pi} \sqrt{1 - \zeta^2} \quad \dots(5.42)$$

i iznosi

$$\left(\frac{f_d}{f}\right)^2 + \zeta^2 = 1 \quad \dots(5.43)$$

Kako je  $\zeta^2 = (\varepsilon^2/\omega^2) \ll 1$ , jednačina kruga (5.43) može se zamijeniti jednačinom parabole

$$\frac{f_d}{f} = 1 - \frac{1}{2} \zeta^2 \quad \dots(5.44)$$

Između logaritamskog dekrementa  $\delta$  i relativnog prigušenja  $\zeta$  postoji slijedeća veza

$$\delta = \varepsilon\tau = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1 - \zeta^2}} \quad \dots(5.45)$$

Koeficijent prigušenja  $\varepsilon$  tada je

$$\varepsilon = \frac{\delta}{\tau} = \zeta\omega \quad \dots(5.46)$$

Na osnovu realnih pokazatelja ponašanja sistema pri eksperimentalnim istraživanjima moguće je izvršiti određivanje koeficijenta prigušenja elementa ili sklopa sistema, kao i doći do podatka

o ostalim realnim vrijednostima određenih dinamičkih parametara analizirane konstrukcije pilnog diska. Za realizaciju eksperimenta upotrebljeno je udarno klatno (slika 5.45). Da bi se ocijenila brzina prigušenja vibriranja posmatraju se dvije uzastopne amplitude. Uobičajena gornja vrijednost logaritamskog dekrementa za metalne konstrukcije iznosi  $\delta = 0,2$ . Vibriranje se smatra praktično završenim kada je minimalna amplituda oko 20 puta manja od početne amplitude pomjeranja (ugiba) pilnog diska. Na osnovu pomjeranja (dijagrami 5.43 i 5.44) vidljivo je da period jedne prigušene vibracije iznosi  $\tau = 0,1$  s.

Za konkretan slučaj vibriranja (test Z2-1500) može se prigušenje sistema definisati kao

$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}} = \frac{0,223}{\sqrt{4\pi^2 + 0,223^2}} = 0,036 \quad \dots(5.47)$$

Time se potvrđuju literaturni navodi da je kod čeličnih konstrukcija koeficijent prigušenja oko 5%. Sa dovoljnom tačnošću može se tada smatrati da je kod malih vrijednosti prigušenja

$$\omega_d = \sqrt{\omega^2 - \varepsilon^2} \approx \omega \quad \dots(5.48)$$

odnosno, da su sopstvene frekvencije prigušenih i neprigušenih vibracija bliskih vrijednosti. Kružna frekvencija prigušenih vibracija iznosi  $\omega_d = (2\pi/\tau) = 62,83 \text{ s}^{-1}$ , a sopstvena frekvencija  $f_d = 10 \text{ Hz}$ . U tabeli 5.18 dat je princip izračunavanja koeficijenta relativnog prigušenja za različite slučajeve opterećenja pilnog diska preko zubaca u zahvatu sa obratkom. Vidljivo je da se vrijednosti kreću oko ukupne srednje vrijednosti od 0,036.

Tabela 5.18 Eksperimentalne vrijednosti za određivanje stepena prigušenja pilnog diska

Slučaj optereć.	$y_t$	$y_{t+\tau}$	$\delta = \ln(y_t / y_{t+\tau})$	$4\pi^2$	$\delta^2$	$\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}$	koef.relat. prigušenja	max sila
							$\zeta$	N
Z2-1100	0,063	0,050	0,231	39,438	0,053	6,284	<b>0,037</b>	4064
Z2-1200	0,200	0,160	0,223	39,438	0,050	6,284	<b>0,036</b>	6676
Z2-1300	0,063	0,050	0,231	39,438	0,053	6,284	<b>0,037</b>	7707
Z2-1400	0,138	0,110	0,227	39,438	0,051	6,284	<b>0,036</b>	8508
Z2-1500	0,125	0,100	0,223	39,438	0,050	6,284	<b>0,036</b>	10424
Srednja vrijednost							<b>0,036</b>	
Z3-1100	0,063	0,050	0,231	39,438	0,053	6,284	<b>0,037</b>	3900
Z3-1200	0,063	0,050	0,231	39,438	0,053	6,284	<b>0,037</b>	6855
Z3-1300	0,175	0,138	0,238	39,438	0,056	6,284	<b>0,038</b>	8087
Z3-1400	0,225	0,180	0,223	39,438	0,050	6,284	<b>0,036</b>	9645
Z3-1500	0,600	0,475	0,234	39,438	0,055	6,284	<b>0,037</b>	10774
Srednja vrijednost							<b>0,037</b>	
Z5-1100	0,063	0,050	0,231	39,438	0,053	6,284	<b>0,037</b>	4000
Z5-1200	0,088	0,070	0,229	39,438	0,052	6,284	<b>0,036</b>	6401
Z5-1300	0,225	0,180	0,223	39,438	0,050	6,284	<b>0,036</b>	7660
Z5-1400	0,200	0,163	0,205	39,438	0,042	6,283	<b>0,033</b>	8813
Z5-1500	0,263	0,213	0,211	39,438	0,044	6,284	<b>0,034</b>	10813
Srednja vrijednost							<b>0,035</b>	
Z6-1100	0,050	0,040	0,223	39,438	0,050	6,284	<b>0,036</b>	3053
Z6-1200	0,113	0,090	0,228	39,438	0,052	6,284	<b>0,036</b>	6496
Z6-1300	0,125	0,100	0,223	39,438	0,050	6,284	<b>0,036</b>	7865
Z6-1400	0,280	0,220	0,241	39,438	0,058	6,285	<b>0,038</b>	9182
Z6-1500	0,113	0,088	0,250	39,438	0,063	6,285	<b>0,040</b>	10496
Srednja vrijednost							<b>0,037</b>	

Na dijagramu 5.43 dat je prikaz realnog zapisa pomjeranja (deformacije) pilnog diska na osnovu davača pomjeranja (DPPD). Prikazan je i princip za određivanja koeficijenta prigušenja preko



## 6 NUMERIČKA ANALIZA NAPONA I DEFORMACIJA SKLOPA PILNOG DISKA

### 6.1 Statička analiza

U statičkom proračunu nosivih struktura potrebno je odrediti pomjeranje karakterističnih tačaka i napone u karakterističnim presjecima, ili ukupni bilans pomjeranja i naponsku sliku za zadati slučaj statičkog opterećenja. MKE uz primjenu računara omogućava efikasan statički proračun i vrlo složenih nosivih struktura. Tačnost proračuna u prvom redu zavisi od usvojenog računskog modela, izbora tipa i broja konačnih elemenata, i konačno od samog računara i mogućih numeričkih grešaka.

MKE opisan korak po korak za statičku analizu obuhvata:

1. modeliranje, idealizaciju i diskretizaciju strukture;
2. izbor pravog interpolacionog modela za polje pomjeranja;
3. formiranje matrica krutosti i vektora opterećenja konačnih elemenata;
4. sastavljanje ukupne matrice krutosti, vektora opterećenja i graničnih uslova strukture;
5. rješavanje nepoznatih pomjeranja čvorova iz jednačina statičke ravnoteže;
6. izračunavanje deformacije i napona konačnih elemenata;
7. izračunavanje napona tačaka strukture.

Za formiranje ukupne (globalne) jednačine statičke ravnoteže polazi se od rada spoljašnjih sila

$$R_p = \sum F_i \delta_i = \{F\}^T \{\delta\} = \{\delta\}^T \{F\} \quad \dots(6.1)$$

odnosno, on se izražava kao proizvod vektora spoljašnjeg opterećenja i pomjeranja tačaka tijela [47]. Ukupna energija deformacije elastičnog tijela glasi

$$E = \sum e_e = \frac{1}{2} \sum \{\delta\}_e^T [k]_e \{\delta\}_e = \frac{1}{2} \{\delta\}^T \sum [k]_e \{\delta\} = \frac{1}{2} \{\delta\}^T [K] \{\delta\} \quad \dots(6.2)$$

Jednačina statičke ravnoteže može se izraziti kao jednakost proizvoda matrice krutosti i pomjeranja sa opterećenjem na nivou elementa i elastičnog tijela kao sistema.

Potencijalna energija elastičnog tijela iznosi

$$E_p = E - R_p = \sum e_e - R_p \quad \dots(6.3)$$

Jednačine statičke ravnoteže dobiju se na osnovu principa minimuma energije elastičnog tijela (rad spoljašnjih sila jednak je energiji deformacije elastičnog tijela u slučaju statičke ravnoteže). Princip minimuma glasi: parcijalni izvod potencijalne energije po pomjeranju iznosi nula, odnosno

$$\frac{\partial E_p}{\partial \delta_1} = \frac{\partial E_p}{\partial \delta_2} = \dots = \frac{\partial E_p}{\partial \delta_n} = 0 \quad \dots(6.4)$$

Parcijalni izvod energije tijela u matricnom obliku iznosi

$$\frac{\partial E_p}{\partial \{\delta\}} = \frac{\partial \left( \frac{1}{2} \{\delta\}^T [K] \{\delta\} - \{\delta\}^T \{F\} \right)}{\partial \{\delta\}} = 0 \quad \dots(6.5)$$

Na osnovu izloženog, kod statičkog proračuna nosivih struktura osnovna jednačina statičke ravnoteže sila - pomjeranje u matricnom obliku i globalnom koordinatnom sistemu [47, 122] glasi

$$[K] \cdot \{\delta\} = \{F\} \quad \dots(6.6)$$

gdje su:  $[K] = \sum_{e=1}^m \bar{[k]}_{rs} ]_e$  - globalna matrica krutosti

$\{\delta\} = \{\{\delta_i\}^T\}^T$  - globalni vektor pomjeranja; za čvornu tačku „i“ sastoji se iz najviše tri translacije i tri rotacije (zavisi od vrste problema) koji ujedno predstavljaju stepene slobode kretanja tačke

$\{F\} = \{\{F_i\}^T\}^T$  - globalni vektor opterećenja

$\bar{[k]}_{rs} ]_e = [T]^T [k_{rs}]_e [T]$  - matrica krutosti konačnog elementa u globalnom sistemu

$[T]$  - matrica transformacije lokalnog u globalni sistem

$[k_{rs}]_e = \left( \int_V [B]^T [D] [B] dV \right)_e$  - matrica krutosti konačnog elementa u lokalnom sistemu

$[D]$  - matrica elastičnosti materijala

$[B] = [L][N]$  - matrica veze deformacije i pomjeranja

$[L]$  - matrica diferencijalnih operatora problema

$[N]$  - funkcije oblika konačnog elementa

$\{\sigma\} = [D] ([B]\{\delta\}_e - \{\varepsilon_0\}_e)$  - vektor napona konačnog elementa

$\{\varepsilon\}_e = [B]\{\delta\}_e$  - vektor deformacije konačnog elementa

$\{\varepsilon_0\}_e$  - inicijalna deformacija elementa

$\{\delta\}_e$  - vektor pomjeranja konačnog elementa.

Globalni koordinatni sistem se uvodi da bi se utvrdili čvorni pomaci konstrukcije pod opterećenjem iz lokalnog koordinatnog sistema. Globalni vektor pomjeranja čvorne tačke se sastoji iz najviše tri translacije i tri rotacije (zavisi od vrste problema). Globalni vektor opterećenja čvorne tačke se sastoji najviše iz tri sile i tri momenta.

Metode za rješavanje statičke matrične jednačine ravnoteže podjeljene su u dvije grupe: direktne i iterativne. U direktne spadaju metode Gauss-ove eliminacije i dekompozicije Choleski, dok su iterativne metode Gauss-Seidel-ova metoda i gradijentna metoda.

### 6.1.1 Izbor modela

U strukturalnoj analizi inženjerskih problema cilj dizajnera je da odredi pomjeranja i napone u cijeloj strukturi koja je izložena djelovanju opterećenja. Za mnoge probleme nemoguće je naći raspodjelu napona i deformacija korištenjem klasičnih analitičkih metoda, te se u tu svrhu koristi metoda konačnih elemenata zasnovana na fizičkoj diskretizaciji razmatranog modela. Umjesto elementa diferencijalno malih dimenzija, osnovu za sva proučavanja predstavlja dio područja konačnih dimenzija, manje područje ili konačni element. Zbog toga su osnovne jednačine pomoću kojih se opisuje stanje u pojedinim elementima, a pomoću kojih se formuliše i problem u cjelini, umjesto diferencijalnih ili integralnih, obične algebarske jednačine.

Dva su osnovna pristupa u MKE analizi [39]:

1. Metod sila ili metod fleksibilnosti gdje nepoznate veličine u problemu koji se analizira jesu sile, pri čemu se postavljaju jednačine ravnoteže;
2. Metod pomjeranja (metod deformacija) ili metod krutosti, u kome su osnovne nepoznate pomjeranja u čvorovima.

U ovom radu primjenjen je metod pomjeranja sa kompjuterskom podrškom I-DEAS softvera. Inače, većina programa (NASTRAN, ALGOR, IDEAS, SAP, FLOW CATIA itd.) napravljena je na

osnovu metoda pomjeranja, pri čemu se primjenjuju jednačine ravnoteže i jednačine veza između sila i pomjeranja.

Polazni osnov procesa modeliranja čini fizički model sa svojom geometrijom i graničnim uslovima (oslonci i opterećenja) i pretpostavljena vrsta i raspored pomjeranja, deformacija i napona po modelu. Modeliranje se ostvaruje kroz izbor tipa, broja i veličine konačnih elemenata za diskretizaciju, stepene slobode čvorova i graničnih uslova, kao i uvođenje idealizacije i uprošćenja. Za statički model izabran je model sklopa homogenog pilnog diska sa steznim pločama (slike P2.3 i P2.5 u prilogu). Pilni disk sa steznim pločama tipičan je primjer trodimenzionalnog tijela opšteg oblika (3D kontinuuma).

Pilni disk izrađen je plastičnom deformacijom od čelika interne oznake UH90U proizvođača Ludwig Köhler (Njemačka) slijedećih mehaničkih karakteristika: zatezna čvrstoća  $R_m = (900 \div 1100) \text{ N/mm}^2$ , Young-ov modul elastičnosti  $E = 2,15 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ , prosječna površinska tvrdoća 190 HV. Nakon provedene hemijske analize materijala (poglavlje 5) ustanovljeno je da se radi o poboljšanom čeliku 50Mn7. S obzirom da mehaničke osobine ovog materijala nisu standardizovane, to se ne daju ostala mehanička svojstva: napon tečenja, izduženje i kontrakcija. Riječ je o niskolegiranom manganskom čeliku (0,5% C, 1,1% Mn) otporan na habanje [57], pošto je u radu isti izložen visokim pritiscima i udarima (kontakt zuba pilnog diska i obratka). Njegova primjena u praksi je opravdana jer bi primjena visokolegiranih manganskih čelika otpornih prema habanju (npr. čelik GX120Mn12 sa 1,2% C i 12,5% Mn) bila necjelishodna iz ekonomskih razloga, ili zbog teške strojne obrade, pogotovo nazubljenog dijela (sječiva). U poglavlju 4 navedeno je da proces odsijecanja prati otpor kretanju reznog alata kroz obradak, pri čemu rezni klin alata prodire u materijal obratka pod dejstvom mehaničke sile piljenja. Pored sila otpora glavnom kretanju i prodiranju pojavljuje se i sila otpora pomoćnom kretanju kojom pilni disk pritišće obradak (slika 4.15, poglavlje 4). U analizi naprezanja pilnog diska otpor pomoćnog kretanja  $Q$  ne uzima se u obzir jer nastaje kao razlika otpora  $R$  i  $T$ , obrazac (4.161), poglavlje 4.

Za numeričku analizu napona i deformacija u radu je korištena MKE metoda čijom primjenom se dobije raspored napona i deformacija na pilnom disku za jedan od najčešćih slučajeva eksperimentalne analize, tj. kada se u zahvatu sa obratkom kvadratnog poprečnog presjeka dimenzija 115x115 mm u toku procesa piljenja nalaze od 2 do 6 zubaca.

Oblik pilnog diska je rotaciono simetrična struktura u odnosu na dvije ravni, te se za izradu modela primjenjuje analiza naponsko-deformacionog stanja  $\frac{1}{4}$  ukupne strukture, čime se skraćuje vrijeme potrebno za izračunavanje. Ovo omogućuje i dodatnu podjelu na sitnije elemente. Duž ose simetrije, kod analize  $\frac{1}{4}$  tijela diska pile, postave se oslonci tako da je pomjeranje čvorova okomito na ose simetrije jednako nuli. Ovo je slučaj sa statičkim problemima, kod kojih su zbog simetričnosti geometrije simetrični naponi i deformacije. U problemima vibracija osna simetričnost ne znači istovremeno i simetričnost vibracija ili modova savijanja.

U numeričkoj analizi primjenjena su opterećenja dobijena eksperimentalnim mjerenjima pri odsijecanju obratka u industrijskim uslovima sa slijedećim režimom obrade:

▪ obradak	kvadratni profil 115x115 mm
▪ materijal obratka	S235JR
▪ prečnik pilnog diska	$D = 1900 \text{ mm}$
▪ debljina pilnog diska	$\delta = 10 \text{ mm}$
▪ prečnik steznih ploča	$D_s = 950 \text{ mm}$
▪ brzina posmaka	$u = 75 \text{ mm/s}$
▪ temperatura obratka	$\vartheta = 700^\circ\text{C}$
▪ obodna brzina pilnog diska	$v = 98,1 \text{ m/s}$

Vrijednosti sila otpora piljenju preuzete su iz tabele P3.48 (prilog 3), a prikazane su u tabeli 6.1 za različite brojeve zubaca u zahvatu sa obratkom.

Tabela 6.1 Sile otpora piljenju za različite brojeve zuba u zahvatu

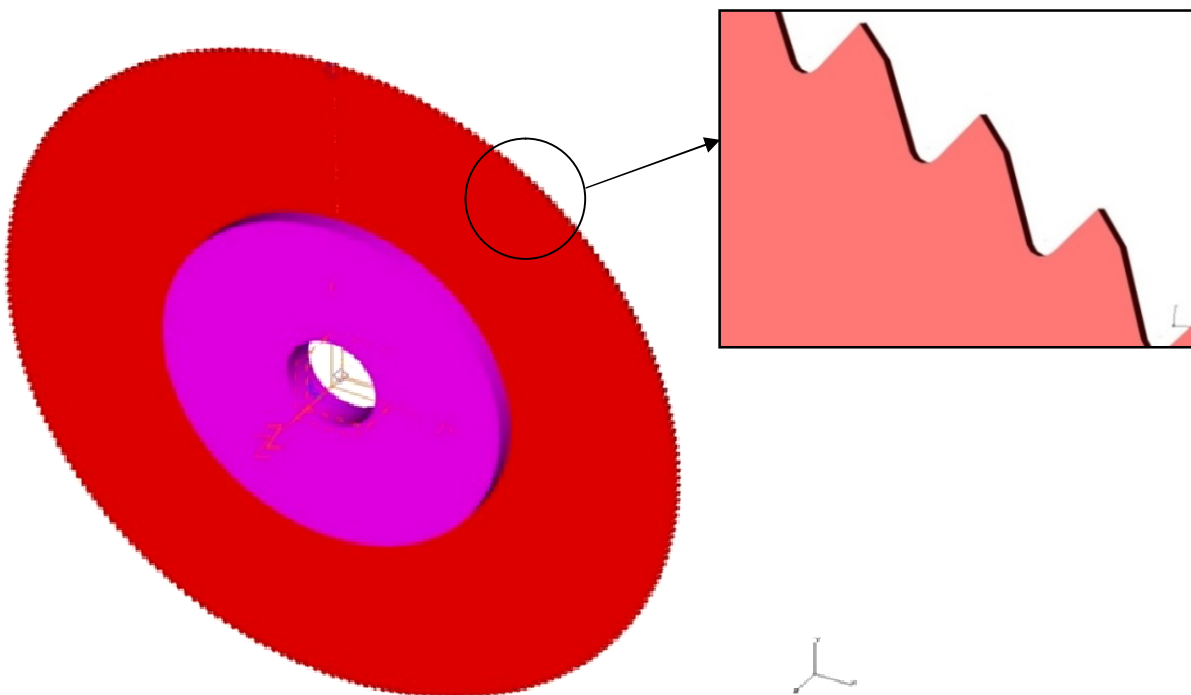
Vrijeme piljenja $t_p$ [s]	Brzina vrtnje pilnog diska $n$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	Broj zuba u zahvatu $z$	Ugao zahvata $\alpha$ [°]	Glavni otpor piljenja $T$ [N]	Otpor prodiranja $R$ [N]
0,25	992,0	2	37,51	218,4	7391,5
0,50	987,2	3	38,34	854,4	10673,1
0,75	977,0	4	39,26	1357,0	12534,8
1,00	963,7	5	40,05	1937,8	14367,9
1,50	942,7	6	41,13	2081,5	17166,6

Opterećenja na sječivo pilnog diska nanešena su ravnomjerno tako da se na grudnoj površini veličine  $0,6 \times 10$  mm u vrhu zuba pozicionirao glavni otpor piljenja  $T$ , a na leđnoj površini veličine  $7 \times 10$  mm u vrhu zuba pozicionirao otpor prodiranja  $R$  (sve u zavisnosti od broja zuba u zahvatu). U analizama napona i deformacija primjenjen je softverski paket I-DEAS sa pripadajućim aplikacijama. Geometrijski model kreiran je CAD softverom za projektovanje. Time nastaje datoteka podataka koji realno opisuju geometriju objekta sa svim potrebnim detaljima za izradu. Geometrijski model sadržava geometrijske elemente koji imaju značaja za analizu jer utiču na naponsko-deformacionu sliku objekta.

Pod diskretizacijom se podrazumijeva djeljenje modela strukture na niz odgovarajućih konačnih elemenata, pri čemu se posmatrani domen sa beskonačnim brojem stepena slobode zamjenjuje diskretizovanim modelom, koji ima konačni broj stepena slobode. U procesu diskretizacije vrši se: izbor vrste konačnih elemenata kojim će se izvršiti diskretizacija, određivanje veličine i oblika pojedinih elemenata, odnosno položaj čvorova i numeracija elemenata i čvorova, podataka o materijalu, diskretnom opterećenju i diskretnim graničnim uslovima. Diskretni model ima potrebna prilagođavanja mreže konačnih elemenata graničnim uslovima oslanjanja i tačkama i površinama dejstva spoljašnjih sila.

Prvo se iz ravne konture formira CAD model sklopa pilnog diska (FE model), slika 6.1, koji je poslužio kao osnova za kreiranje mreže konačnih elemenata. Model je opterećen ravnomjerno raspoređenim silama po zubima u zahvatu sa obratkom prema tabeli 6.1. i to:

- na leđnoj površini zuba ukupnom rezultujućom silom  $R$
- na grudnoj površini zuba silom intenziteta  $T$  i
- silom sopstvene težine (gravitacionom silom).



Slika 6.1 Diskretizovani CAD model pilnog diska sa steznim pločama

### 6.1.2 Osnovne jednačine elastomehanike

Pošto je određivanje matrice krutosti za konačne elemente bazirano na elastomehanici, to će se u daljnjem izlaganju navesti osnovni izrazi ove oblasti [122]. Ako se posmatra bilo koja tačka pilnog diska u prostoru sa koordinatama  $(x, y, z)$ , njeno **pomjeranje** pod dejstvom sila određeno je preko vektora

$$\{\delta\} = \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} u(x, y, z) \\ v(x, y, z) \\ w(x, y, z) \end{Bmatrix} = \{u \ v \ w\}^T \quad \dots(6.7)$$

gdje su funkcije pomjeranja u tri okomita pravca

$$\left. \begin{aligned} u &= a_1 + a_2x + a_3y + a_4z \\ v &= a_5 + a_6x + a_7y + a_8z \\ w &= a_9 + a_{10}x + a_{11}y + a_{12}z \end{aligned} \right\} \quad \dots(6.8)$$

linearne funkcije koordinata čvorova. U ovom radu izabrani model konačnih elemenata sastoji se od 3D konačnih elemenata oblika zakrivljenog tetraedra, koji su određeni sa četiri čvora sa vektorom nepoznatih pomjeranja u čvorovima.

Opšta funkcija pomjeranja bilo koje tačke tetraedra pod dejstvom opterećenja može se pisati u obliku linearne kombinacije njenih koordinata

$$\left\{ \begin{aligned} u &= a_1 + a_2x + a_3y + a_4z \\ v &= a_5 + a_6x + a_7y + a_8z \\ w &= a_9 + a_{10}x + a_{11}y + a_{12}z \end{aligned} \right\} = \begin{bmatrix} 1 & x & y & z & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x & y & z & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x & y & z \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ a_{12} \end{Bmatrix} \quad \dots(6.9)$$

gdje je  $\{a\} = \{a_1 \ a_2 \ a_3 \dots a_{12}\}^T$  vektor konstanti. Funkcije nepoznatih pomjeranja u čvorovima su

$$\left. \begin{aligned} u_1 &= a_1 + a_2x_1 + a_3y_1 + a_4z_1 \\ u_2 &= a_1 + a_2x_2 + a_3y_2 + a_4z_2 \\ u_3 &= a_1 + a_2x_3 + a_3y_3 + a_4z_3 \\ u_4 &= a_1 + a_2x_4 + a_3y_4 + a_4z_4 \\ v_1 &= a_5 + a_6x_1 + a_7y_1 + a_8z_1 \\ v_2 &= a_5 + a_6x_2 + a_7y_2 + a_8z_2 \\ \cdot & \\ \cdot & \\ w_4 &= a_9 + a_{10}x_4 + a_{11}y_4 + a_{12}z_4 \end{aligned} \right\} \quad \dots(6.10)$$

Posljednji izraz može se napisati u obliku vektora pomjeranja u funkciji od  $a_i$  koeficijenata

$$\begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & x_1 & y_1 & z_1 \\ 1 & x_2 & y_2 & z_2 \\ 1 & x_3 & y_3 & z_3 \\ 1 & x_4 & y_4 & z_4 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ a_4 \end{Bmatrix}, \quad \begin{Bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ v_3 \\ v_4 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & x_1 & y_1 & z_1 \\ 1 & x_2 & y_2 & z_2 \\ 1 & x_3 & y_3 & z_3 \\ 1 & x_4 & y_4 & z_4 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a_5 \\ a_6 \\ a_7 \\ a_8 \end{Bmatrix}, \quad \begin{Bmatrix} w_1 \\ w_2 \\ w_3 \\ w_4 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & x_1 & y_1 & z_1 \\ 1 & x_2 & y_2 & z_2 \\ 1 & x_3 & y_3 & z_3 \\ 1 & x_4 & y_4 & z_4 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a_9 \\ a_{10} \\ a_{11} \\ a_{12} \end{Bmatrix} \quad \dots(6.11)$$

Koeficijenti  $a_i$  dobiju se na osnovu slijedećih izraza, [39]

$$\{a_{1,\dots,4}\} = [x]^{-1}\{u\}; \quad \{a_{5,\dots,8}\} = [x]^{-1}\{v\}; \quad \{a_{9,\dots,12}\} = [x]^{-1}\{w\} \quad \dots(6.12)$$

gdje je  $[x]$  matrica 4x4, čija je inverzna matrica  $[x]^{-1}$ .



Determinanta matrice 4x4 je zapremina tetraedra V

$$V = \frac{1}{6} \begin{vmatrix} 1 & x_1 & y_1 & z_1 \\ 1 & x_2 & y_2 & z_2 \\ 1 & x_3 & y_3 & z_3 \\ 1 & x_4 & y_4 & z_4 \end{vmatrix} \quad \dots(6.13)$$

Inverzna matrica iz prvog izraza (6.11) je

$$[x]^{-1} = \frac{1}{6V} \begin{bmatrix} \alpha_1 & \alpha_2 & \alpha_3 & \alpha_4 \\ \beta_1 & \beta_2 & \beta_3 & \beta_4 \\ \gamma_1 & \gamma_2 & \gamma_3 & \gamma_4 \\ \delta_1 & \delta_2 & \delta_3 & \delta_4 \end{bmatrix} \quad \dots(6.14)$$

pri čemu je prema [39] dat primjer obrazaca za  $\alpha_1, \beta_1, \gamma_1, \delta_1$  iz cijelog seta koeficijenata  $\alpha_1 \dots \delta_4$

$$\alpha_1 = \begin{vmatrix} x_2 & y_2 & z_2 \\ x_3 & y_3 & z_3 \\ x_4 & y_4 & z_4 \end{vmatrix}; \quad \beta_1 = - \begin{vmatrix} 1 & y_2 & z_2 \\ 1 & y_3 & z_3 \\ 1 & y_4 & z_4 \end{vmatrix}; \quad \gamma_1 = \begin{vmatrix} 1 & x_2 & z_2 \\ 1 & x_3 & z_3 \\ 1 & x_4 & z_4 \end{vmatrix}; \quad \delta_1 = - \begin{vmatrix} 1 & x_2 & y_2 \\ 1 & x_3 & y_3 \\ 1 & x_4 & y_4 \end{vmatrix} \quad \dots(6.15)$$

koji predstavljaju kofaktore članova prve vrste determinante (6.13). Ostali su faktori članovi druge, treće i četvrte vrste determinante (6.13). U opštem obliku funkcija pomjeranja može se napisati u zavisnosti od poznatih funkcija oblika i nepoznatih funkcija pomjeranja u čvorovima

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & 0 & N_3 & 0 & 0 & N_4 & 0 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & 0 & N_3 & 0 & 0 & N_4 & 0 \\ 0 & 0 & N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & 0 & N_3 & 0 & 0 & N_4 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ w_1 \\ \cdot \\ \cdot \\ u_4 \\ v_4 \\ w_4 \end{Bmatrix} \quad \dots(6.16)$$

gdje su  $N_1$  do  $N_4$  funkcije pomjeranja i nalaze se iz izraza

$$\left. \begin{aligned} N_1 &= \frac{\alpha_1 + \beta_1 x + \gamma_1 y + \delta_1 z}{6V} & N_2 &= \frac{\alpha_2 + \beta_2 x + \gamma_2 y + \delta_2 z}{6V} \\ N_3 &= \frac{\alpha_3 + \beta_3 x + \gamma_3 y + \delta_3 z}{6V} & N_4 &= \frac{\alpha_4 + \beta_4 x + \gamma_4 y + \delta_4 z}{6V} \end{aligned} \right\} \quad \dots(6.17)$$

**Deformacija** u bilo kojoj tački tetraedra sastoji se od svih šest komponenti, koje napisane vektorski glase

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial z} \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \end{Bmatrix} \quad \dots(6.18)$$

Kada se odrede parcijalni izvodi izraza (6.17), deformacija je

$$\{\varepsilon\} = [B]\{\delta\} \quad \dots(6.19)$$

gdje se matrica  $[B]$  sastoji od četiri submatrice  $[B_1]$  do  $[B_4]$ , tj.

$$[B] = [[B_1][B_2][B_3][B_4]] \quad \dots(6.20)$$

gdje je npr.

$$[B_1] = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_1}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial N_1}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial N_1}{\partial z} \\ \frac{\partial N_1}{\partial y} & \frac{\partial N_1}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial N_1}{\partial z} & \frac{\partial N_1}{\partial y} \\ \frac{\partial N_1}{\partial z} & 0 & \frac{\partial N_1}{\partial x} \end{bmatrix} = \frac{1}{6V} \begin{bmatrix} \beta_1 & 0 & 0 \\ 0 & \gamma_1 & 0 \\ 0 & 0 & \delta_1 \\ \gamma_1 & \beta_1 & 0 \\ 0 & \delta_1 & \gamma_1 \\ \delta_1 & 0 & \beta_1 \end{bmatrix} \quad \dots(6.21)$$

Analogni izrazi mogu se dati za preostale matrice  $[B_2]$ ,  $[B_3]$  i  $[B_4]$ .

U bilo kojoj tački tetraedra **napon** se sastoji od šest komponenti koje čine vektor napona napisan u transponovanom obliku

$$\{\sigma\} = \{\sigma_{xx} \quad \sigma_{yy} \quad \sigma_{zz} \quad \tau_{xy} \quad \tau_{yz} \quad \tau_{zx}\}^T \quad \dots(6.22)$$

Prema Hook-ovom zakonu je

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} \quad \dots(6.23)$$

gdje je  $[D]$  **matrica elastičnosti** koja zavisi od karakteristika materijala  $E$  i  $\nu$  i ima dimenzije 6x6, a predstavlja vezu između komponenata napona i komponenata deformacija

$$[D] = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ & & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ & & & \frac{1-2\nu}{2} & 0 & 0 \\ & sim. & & & \frac{1-2\nu}{2} & 0 \\ & & & & & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \quad \dots(6.24)$$

Kada se (6.19) uvrsti u (6.23) dobija se napon u bilo kojoj tački tetraedra

$$\{\sigma\} = [D][B]\{\delta\} \quad \dots(6.25)$$

**Matrica krutosti** tetraedra za koordinatni sistem xyz iznosi

$$[k] = \iiint_V [B]^T [D] [B] dV \quad \dots(6.26)$$

gdje se integraljenje vrši po cijeloj zapremini tetraedra. Za konstantne matrice  $[B]$  i  $[D]$  matrica krutosti je reda 12x12.

$$[k] = [B]^T [D] [B] V \quad \dots(6.27)$$

**Vektor čvornih sila sopstvene težine tijela** je

$$[f_b] = \iiint_V [N]^T \{x\} dV \quad \dots(6.28)$$

gdje je  $[N]$  matrica reda  $3 \times 12$  i

$$\{x\} = \begin{Bmatrix} x_b \\ y_b \\ z_b \end{Bmatrix} \quad \dots(6.29)$$

Ako su sile sopstvene težine konstantne, one se mogu ravnomjerno rasporediti u čvorove tetraedra. Po površini  $S$  određenu čvorovima površinske sile daju se izrazom

$$\{f_s\} = \iint_s [N]^T \{T\} dS \quad \dots(6.30)$$

Za slučaj kada npr. na površinu određenu čvorovima 1, 2, 3 djeluje pritisak  $p$ , vektor površinskih sila je

$$\{f_s\} = \iint_s [N]^T \{p_x \ p_y \ p_z\}^T dS \quad \dots(6.31)$$

gdje su  $p_x$ ,  $p_y$  i  $p_z$  projekcije pritiska na ose  $x$ ,  $y$  i  $z$ .

**Jednačine statičke ravnoteže** predstavljaju vezu između napona i spoljašnjih zapreminskih sila u tački  $(x, y, z)$  i u matičnom obliku [122] glase

$$[L]^T \{\sigma\} + \{F\} = \{0\} \quad \dots(6.32)$$

gdje je  $[L]^T$  transponovana matrica diferencijalnih operatora. Ako su  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$  normalne komponente spoljašnjih zapreminskih sila, tada izraz (6.25) poprima oblik

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} & \frac{\partial}{\partial z} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{Bmatrix} = \{0\} \quad \dots(6.33)$$

Parcijalno diferencirajući vektor napona (6.22) iz jednačine (6.33) slijedi Navier-ov sistem jednačina statičke ravnoteže

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + X &= 0 \\ \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + Y &= 0 \\ \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} + Z &= 0 \end{aligned} \right\} \quad \dots(6.34)$$

Prema Zakonu o uzajamnosti posmičnih naprezanja važi  $\tau_{ij} = \tau_{ji}$ ;  $i \neq j$ ;  $(i, j = x, y, z)$ .

Prema energetske teoriji čvrstoće (HMH) ekvivalentno naprezanje primjenjeno u ovoj numeričkoj analizi mora ispuniti uvjet čvrstoće za dvoosno naponsko stanje

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2^2} \quad \langle \sigma_d \quad \dots(6.35)$$

### 6.1.3 Primjena I-DEAS aplikacije sa rezultatima proračuna

I-DEAS (Integrated Design Engineering Analysis Software-Integrirani softver za konstruiranje i inženjersku analizu) Master Series je složeni američki softverski paket sa velikim brojem aplikacija koje služe za razne etape procesa konstruiranja: 3D modeliranje, statičku i dinamičku analizu sistema, analizu mehanizama, tehničko crtanje i sl. Potrebno je prethodno izvršiti preliminarni proračun nekom od klasičnih metoda radi rasvjetljavanja karaktera sistema, a onda izvršiti modeliranje konačnih elemenata, unijeti podatke o geometriji i materijalu sistema, o načinu oslanjanja, o opterećenjima itd.

Prije generisanja mreže konačnih elemenata, a da bi isti bili nezavisni od mreže, zadaje se set graničnih uslova (*Boundary Condition Set*) pošto je sistem pilnog diska sa steznim pločama više od jedne dimenzije i kombinacija je seta geometrijskih graničnih uslova (*Restraint Set*) i seta opterećenja (*Load Set*). U ovom radu granični uslovi su odabrani tako da simuliraju trenutno stanje pilnog diska: na mjestima uklonjenog dijela strukture spriječeni su pomaci, slike 6.6 i 6.7. Prije kreiranja konačnih elemenata, treba podesiti tabelu sa osobinama materijala. Korišten je ponuđeni materijal (*Generic Isotropic Steel*) sa osobinama konstrukcionog čelika.

U opciji *Meshing* definiše se način generisanja mreže konačnih elemenata. Prvi korak je definisanje tipa i veličine elementa. Drugi korak je sam proces generisanja mreže. Ukupan broj konačnih elemenata na modelu je 195487 sa brojem čvorova 332466. Konačni element je tip : solid, oblika zakrivljenog tetraedra, sa izradom mreže konačnih elemenata u opciji Free Meshing. Izabere se površina koja leži u ravni u kojoj će se generisati mreža. Izabere se dužina stranice elementa (*Element Length*), te izabere familija elementa (*Plane Stress*). Generisanje mreže vrši se ikonom *Shell Mesh*. Na pitanje „*Pick Surfaces*“ izabere se površina za koju je prethodno definisana mreža. Mreža se generiše tako da svi elementi budu približno one veličine koja je izabrana u prethodnom koraku. Ikonom *Physical Property* mogu se mijenjati osobine generisane mreže.

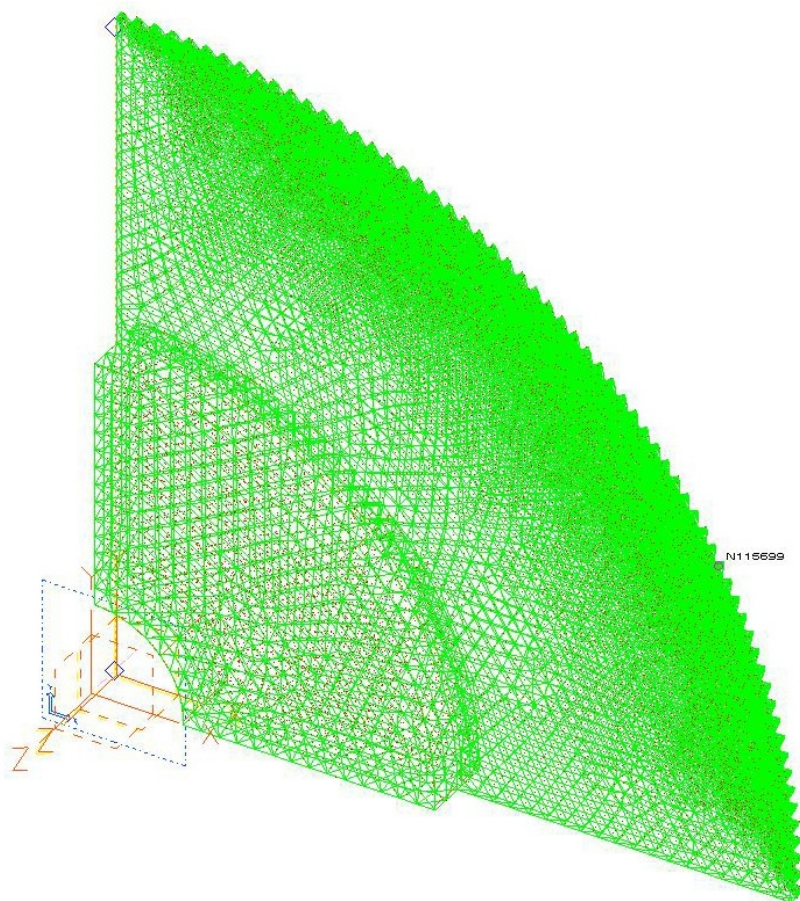
Razvoj mreže konačnih elemenata izveden je automatskom procedurom koja podrazumijeva generisanje mreže kao cjeline jednom komandom kojom nastaje cio diskretni model iz zadatog geometrijskog modela i negeometrijskih instrukcija o osloncima, opterećenju, materijalu i fizičkim osobinama.

Nakon pripreme modela ide se na zadatak *Model Solution*. Prvi korak je formiranje seta rješenja, sa izborom izlaznih rezultata ikonom *Solution Set*...U dijalogu *Manage Solution Sets* izabere se opcija *Create*... kako bi se kreirao novi set rješenja. Proračun se pokreće ikonom *Manage Solve*.

Nakon provedene procedure ide se na prikazivanje rezultata proračuna preko *Post Processing*. Ikonom *Results*... vrši se izbor rezultata koji će se prikazati na ekranu. Izabere se opcija *Maximal Principal*, u polju *Component* kako bi se prikazale vrijednosti najvećih glavnih napona. Ikonom *Display* se prikazuju rezultati izabrani u prethodnom koraku. Na pitanje *Pick Elements* treba pritiskom na *Enter* izabrati sve elemente.

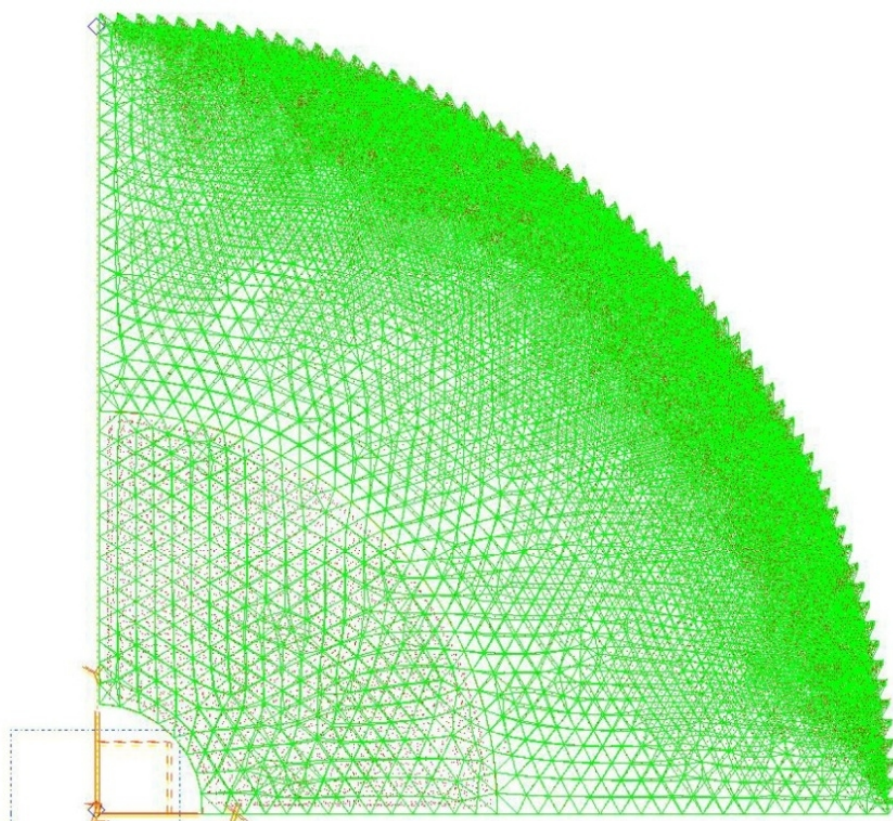
Rezultati proračuna prikazani su odvojeno: za cijeli pilni disk i za detalj zubaca izdvojen iz sistema.

Generalno je pravilo da se proračun prvo izvede sa krupnijim konačnim elementima kako bi se dobila područja u kojima se očekuju najveće vrijednosti napona. U narednim koracima mreža se rafiniše, tj. mreža se generiše sa sitnijim ili kvalitetnijim elementima u području gdje su naponi najveći. Nije moguće modifikovati mrežu ako je proračun gotov, tj. ako model konačnih elemenata sadrži rezultate. Zato i treba preći u zadatak *Model Solution* i izabrati set rješenja (*Solution Set*) ikonom *Solution Sets*... i tipkom *Delete*.



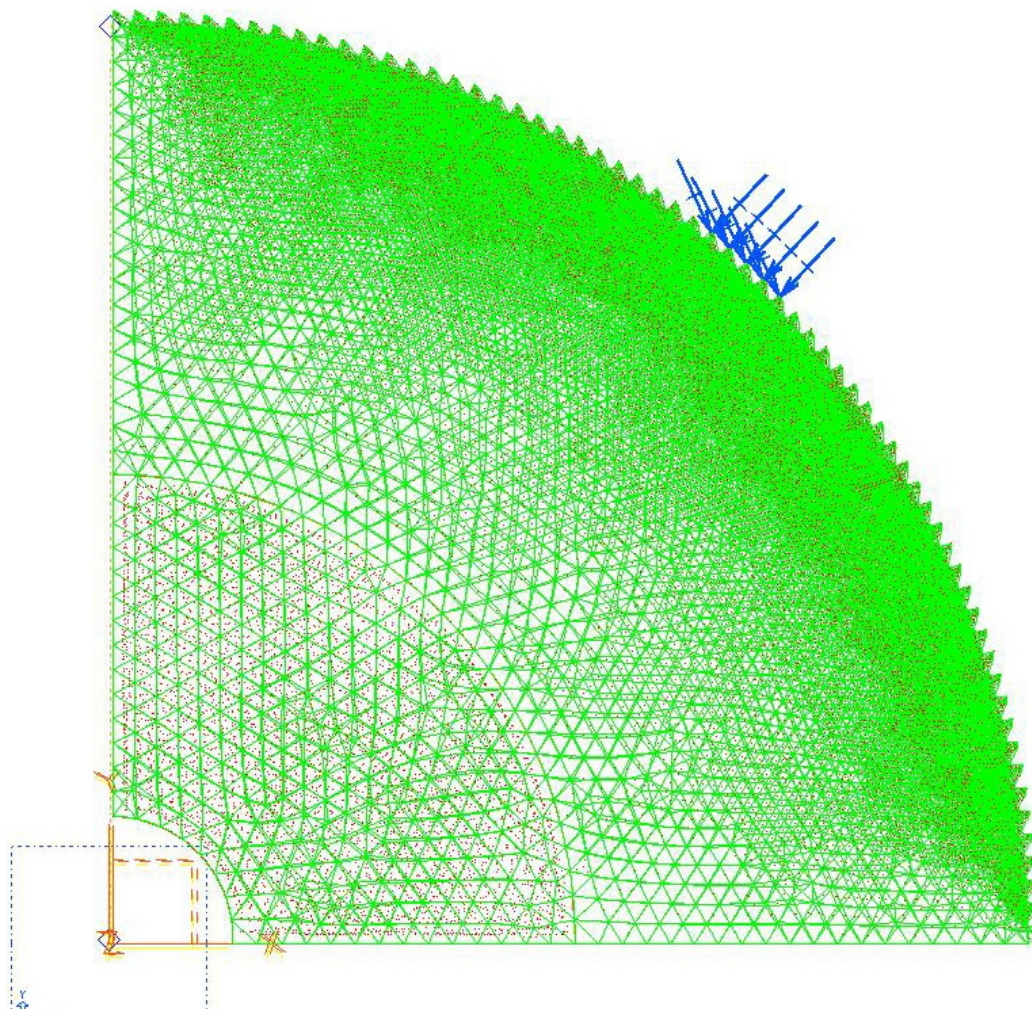
Slika 6.2 Model  $\frac{1}{4}$  pilnog diska

Ravan u kojoj se formira mreža konačnih elemenata mora biti ravan XY (slika 6.3).

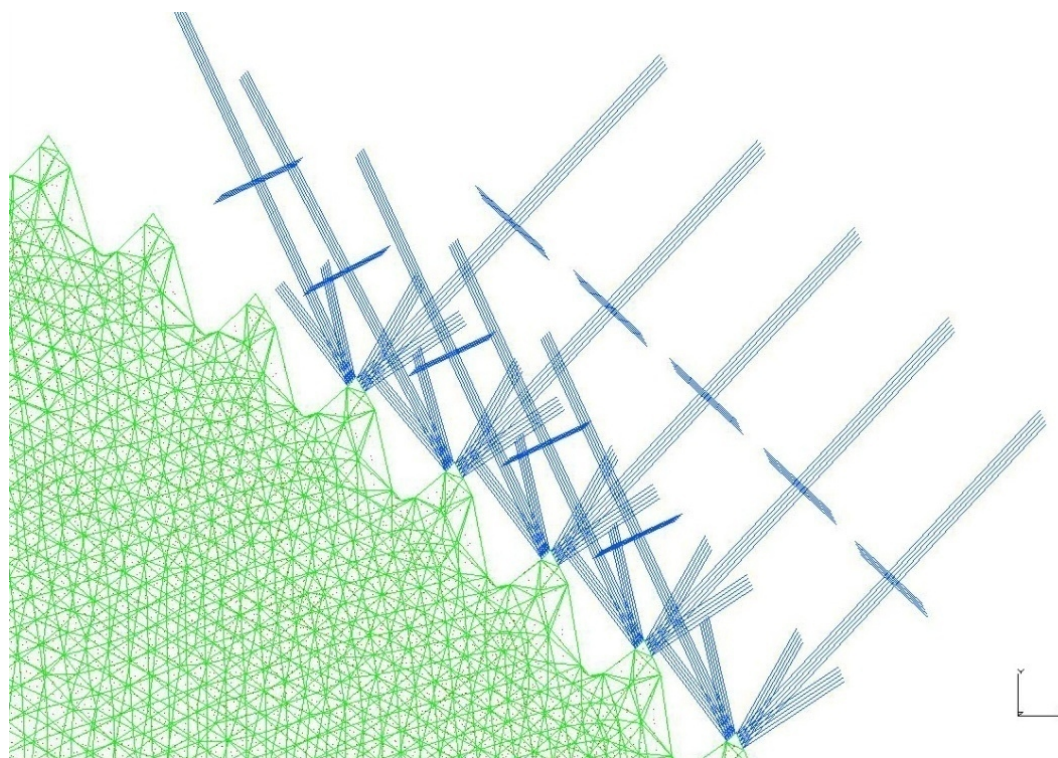


Slika 6.3 Model  $\frac{1}{4}$  pilnog diska u XY ravni

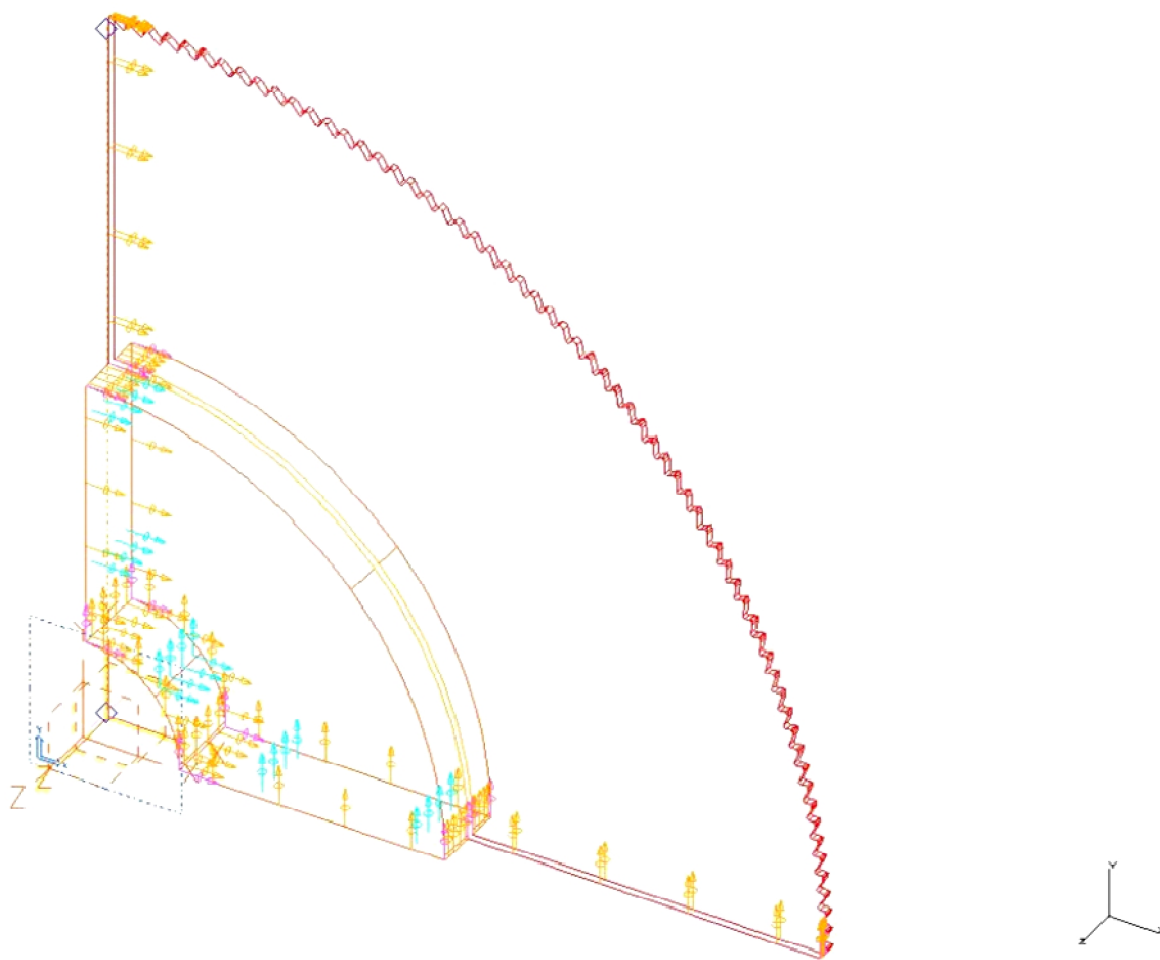




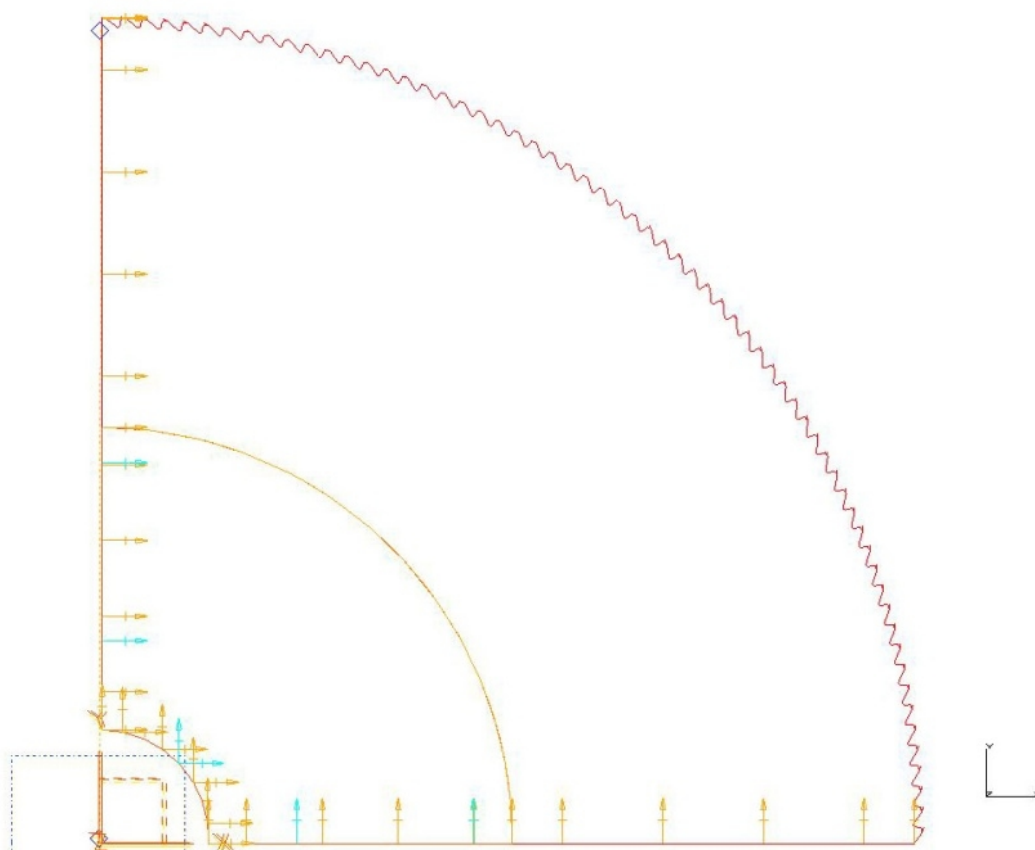
Slika 6.4 Sile na zupcima - pet zubaca u zahvatu



Slika 6.5 Sile na zupcima - detalj

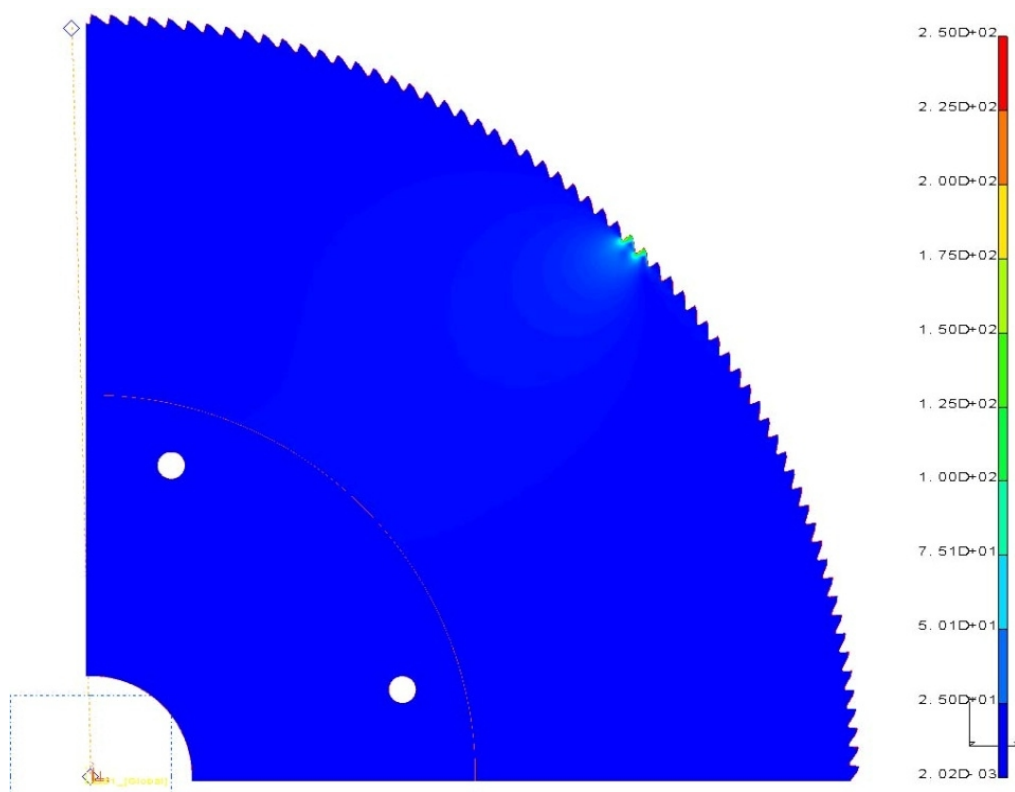


Slika 6.6 Granični uslovi

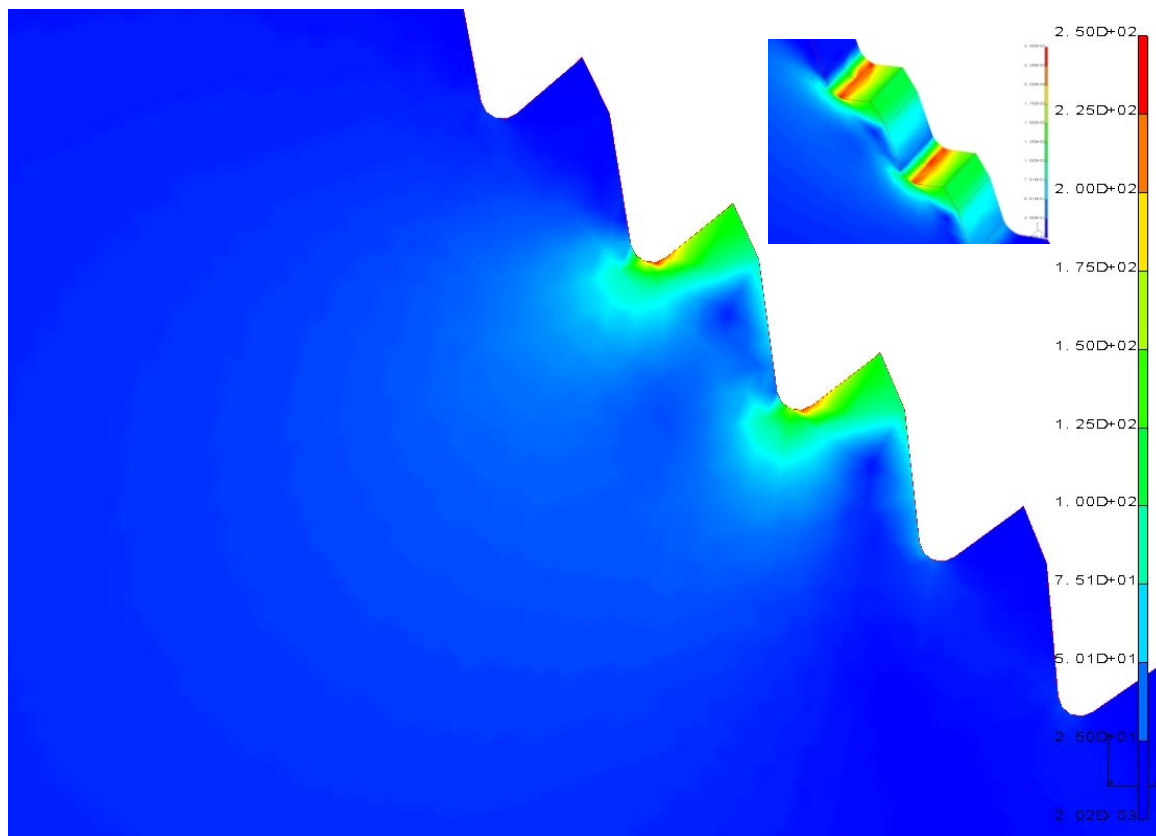


Slika 6.7 Granični uslovi XY ravan

Rezultati numeričke analize za slučaj kada su u zahvatu samo dva zuba prikazani su kao ekvivalentna naprezanja prema energetske teoriji čvrstoće (HMH), slike 6.8 i 6.9.



Slika 6.8 Ekvivalentna naprezanja na pilnom disku u MPa - Z2

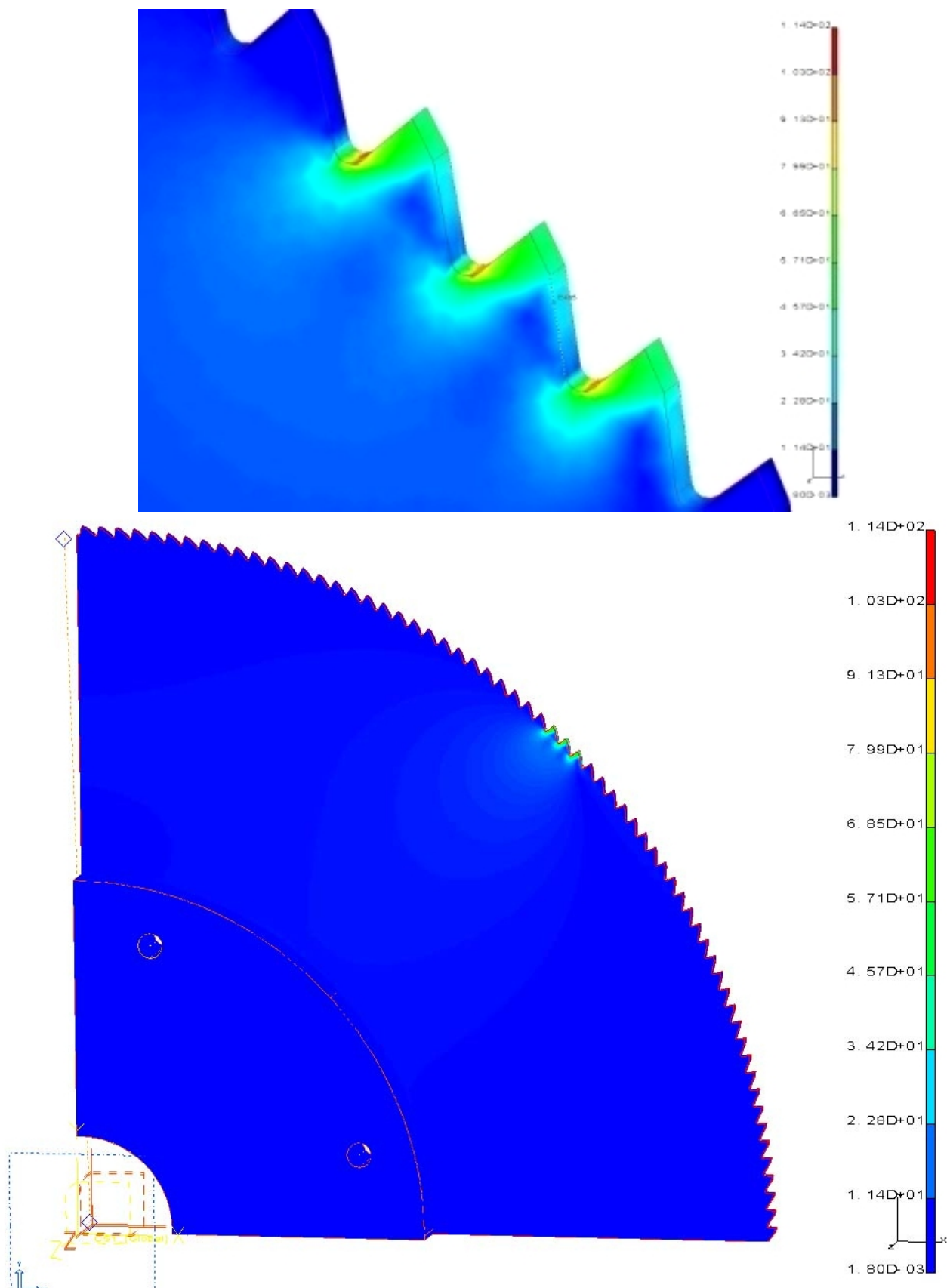


Slika 6.9 Ekvivalentna naprezanja na pilnom disku u MPa u XY ravni - Z2

Najveći izračunati ekvivalentni napon u zoni zubaca, za zahvat dva zupca iznosi 250 MPa.



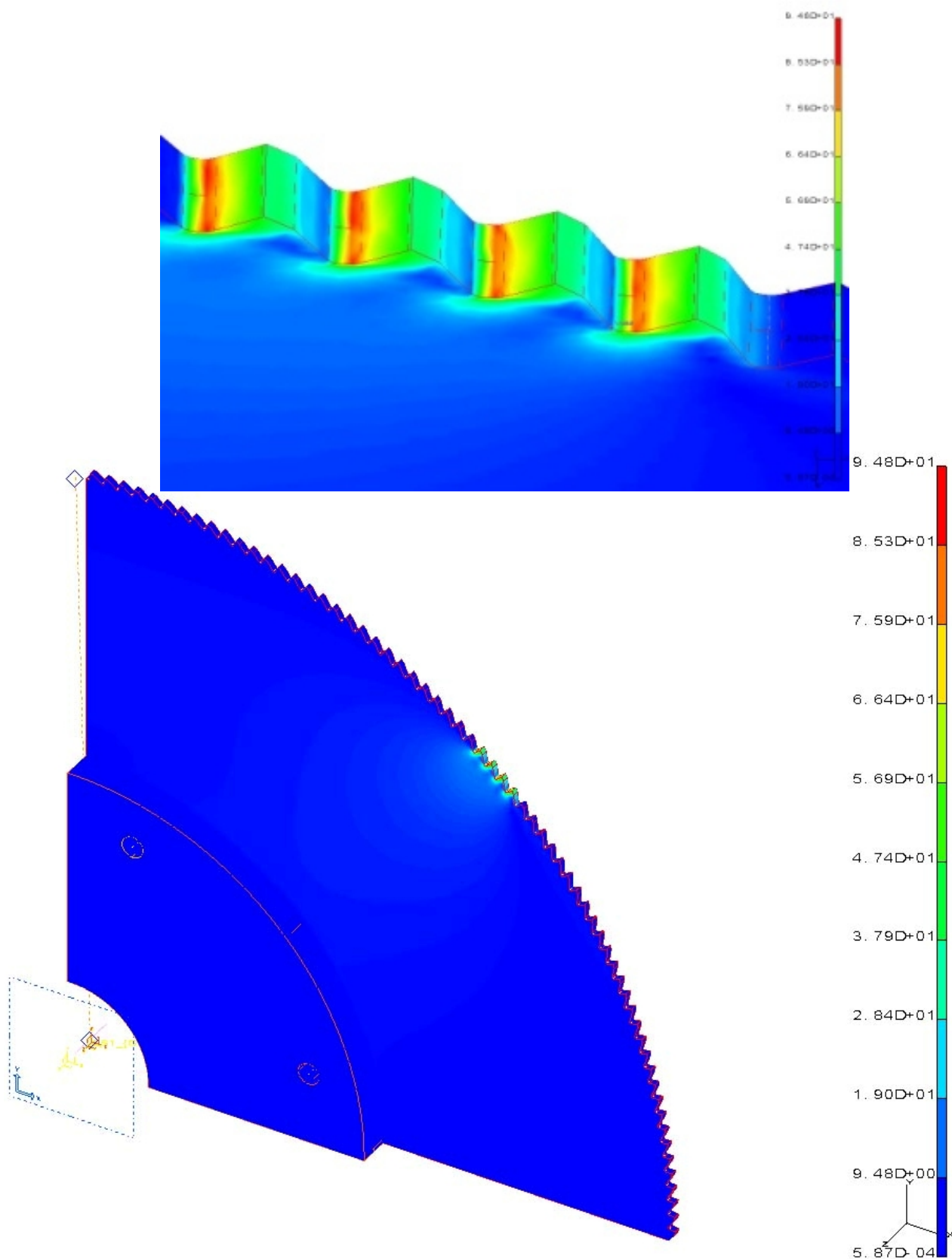
Rezultati numeričke analize za slučaj kada su u zahvatu tri zupca prikazani su kao ekvivalentna naprezanja prema energetske teoriji čvrstoće (HMH), slika 6.10.



Slika 6.10 Ekvivalentna naprezanja na pilnom disku u MPa - Z3

Najveći izračunati ekvivalentni napon u zoni zubaca, za zahvat tri zupca iznosi 114 MPa.

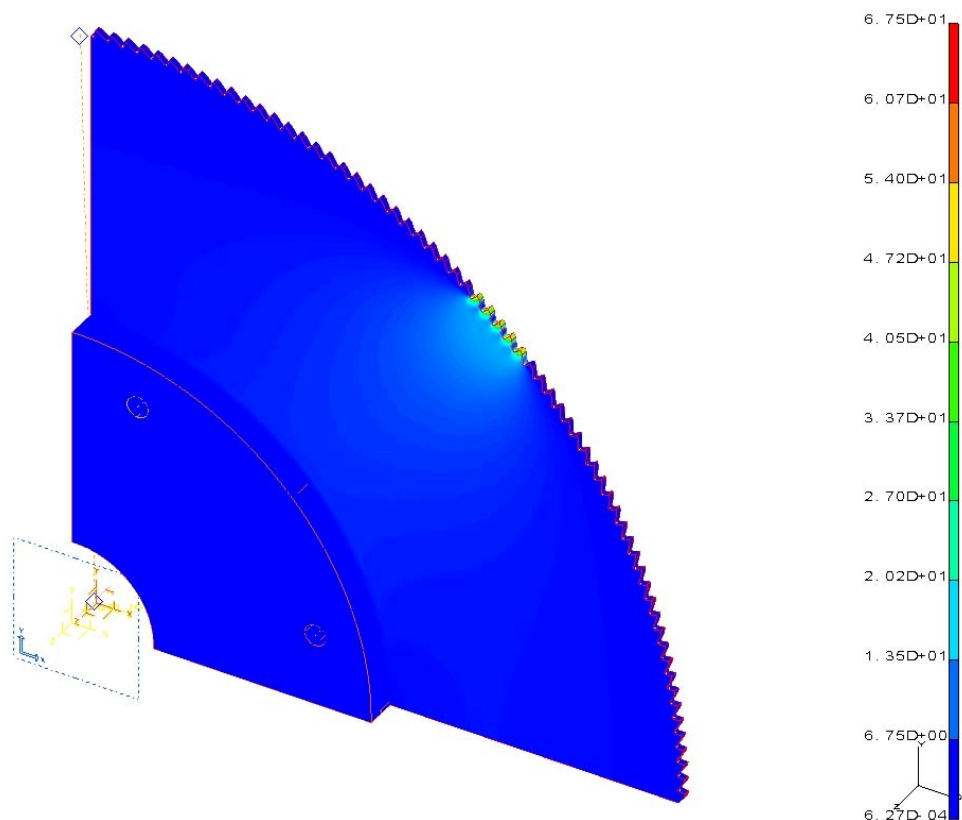
Rezultati numeričke analize za slučaj da su u zahvatu četiri zupca prikazani su kao ekvivalentna naprežanja prema energetske teoriji čvrstoće (HMH), slika 6.11.



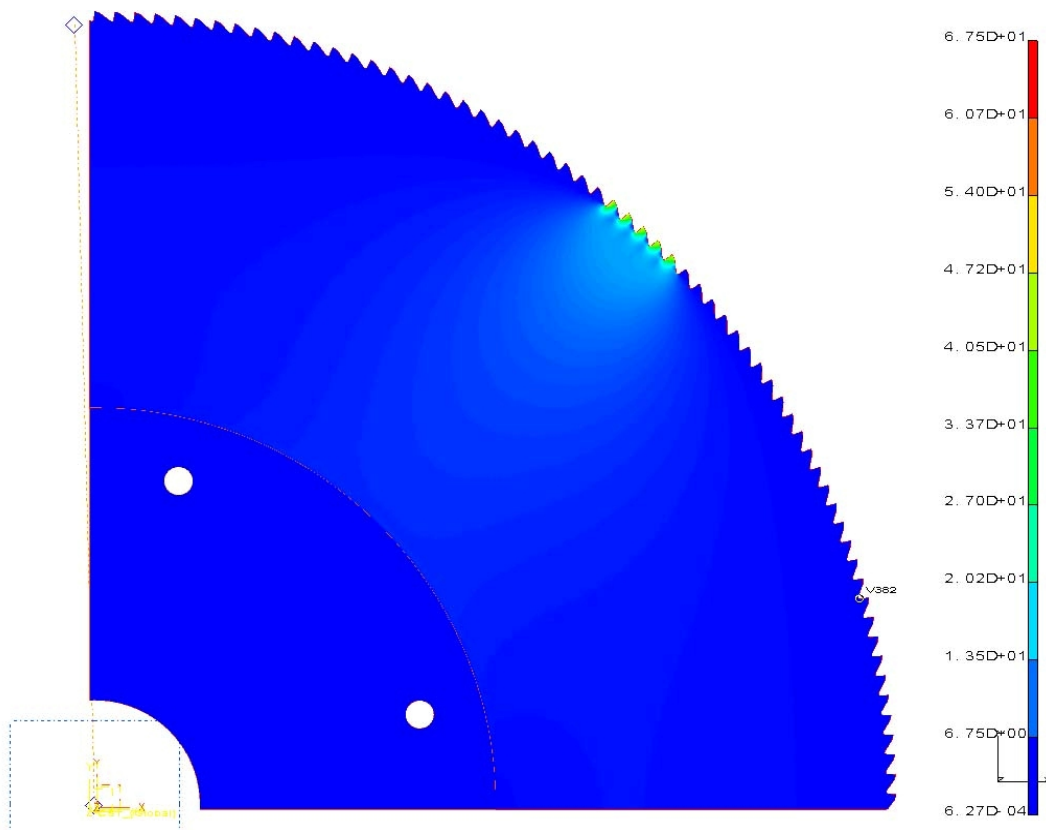
Slika 6.11. Ekvivalentna naprežanja na pilnom disku u MPa - Z4

Najveći ekvivalentni napon u zoni zahvata sa četiri zupca iznosi 94,8 MPa.

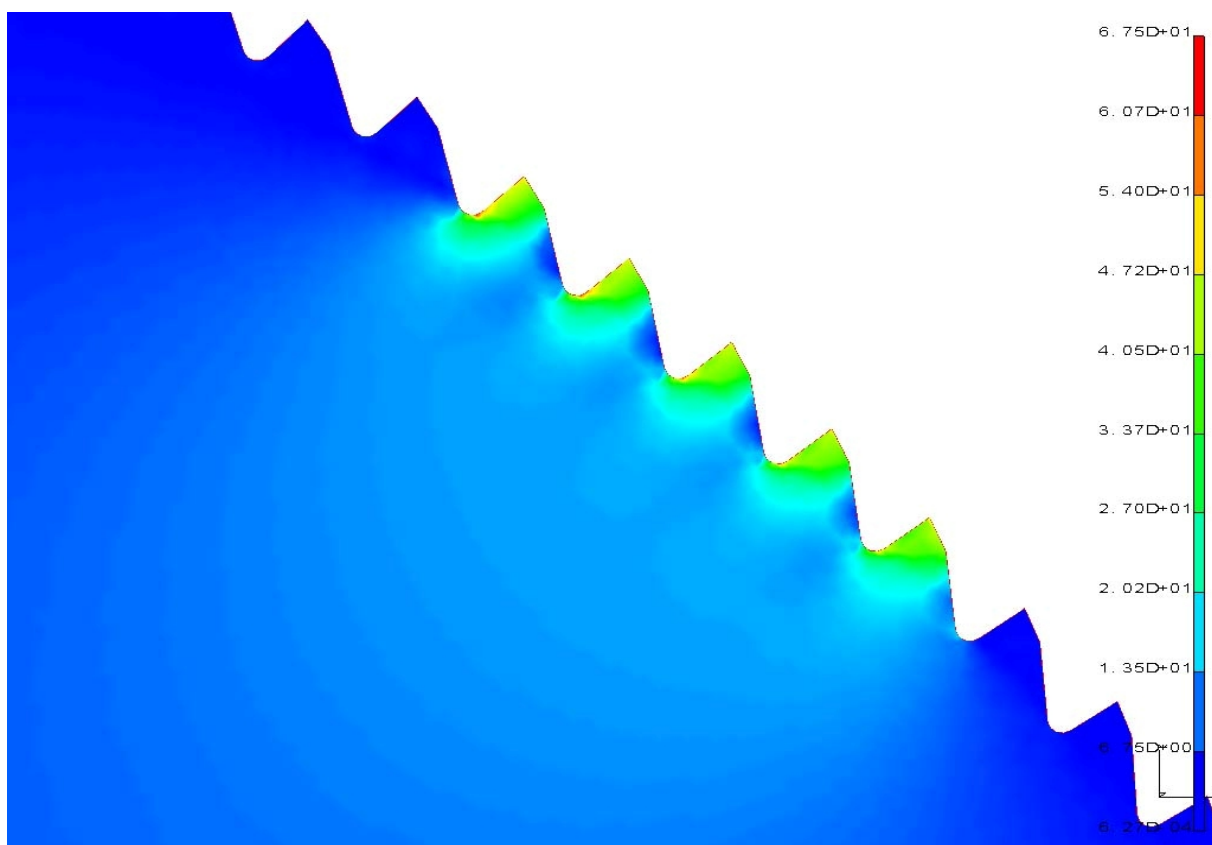
Rezultati numeričke analize za slučaj da je u zahvatu pet zubaca prikazani su kao ekvivalentna naprezanja prema energetske teoriji čvrstoće (HMH), slike 6.12 do 6.14.



Slika 6.12 Ekvivalentna naprezanja na pilnom disku u MPa - Z5

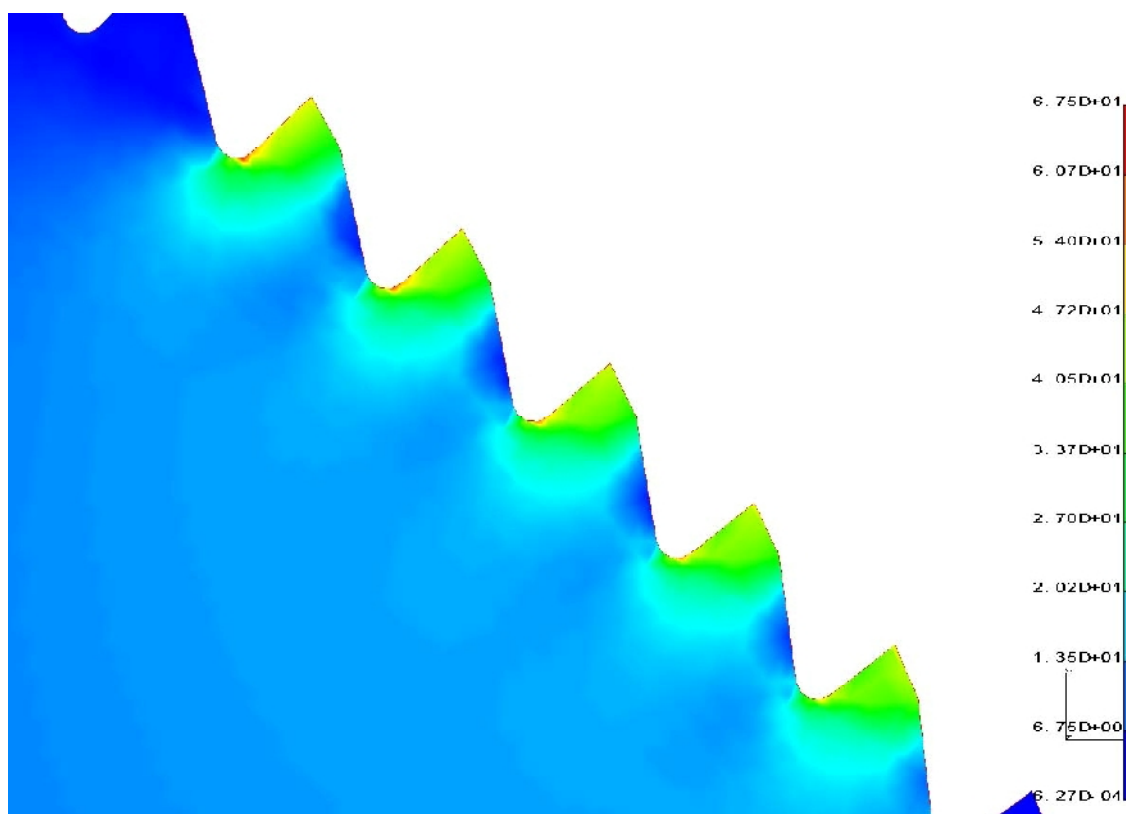


Slika 6.13 Ekvivalentna naprezanja na pilnom disku u MPa u XY ravni - Z5



Slika 6.14 Ekvivalentna naprezanja na pilnom disku u MPa - detalj - Z5

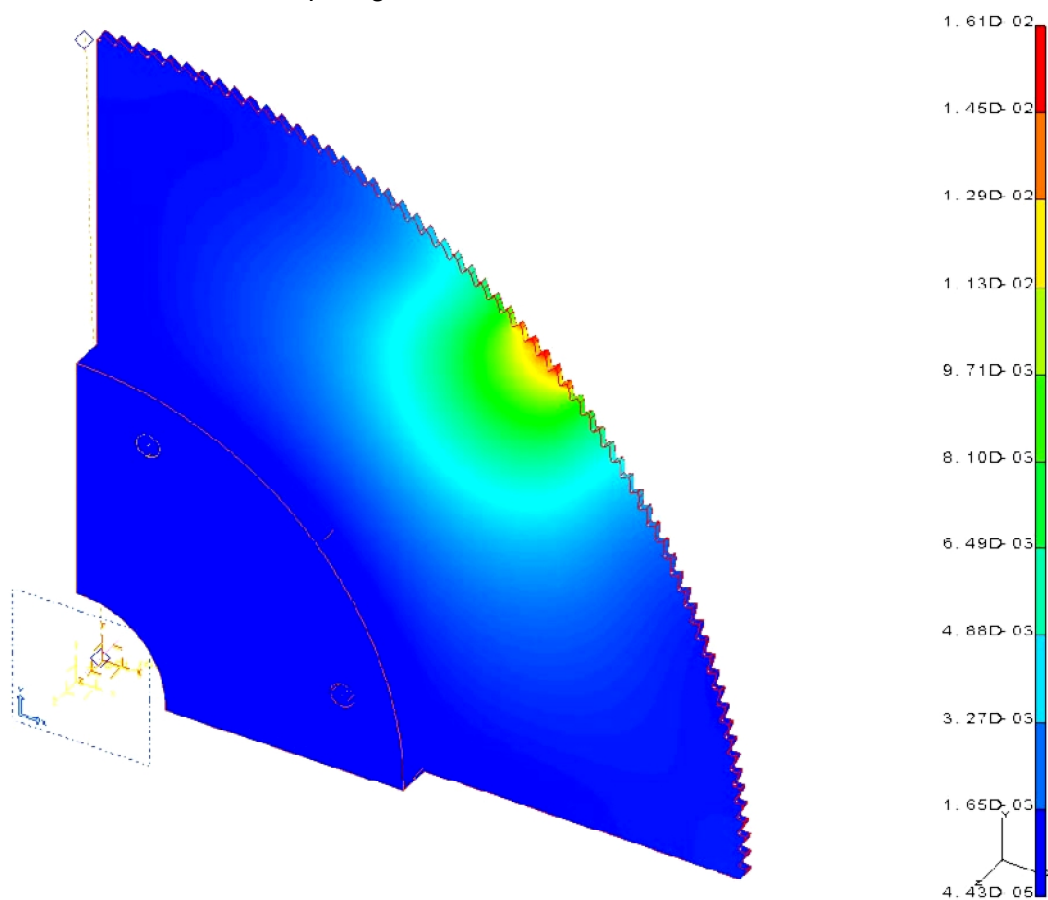
S obzirom da je analiza naprezanja na disku značajnija sa aspekta analize samih zubaca, na slici 6.15 prikazana su ekvivalentna naprezanja na detaljima zubaca.



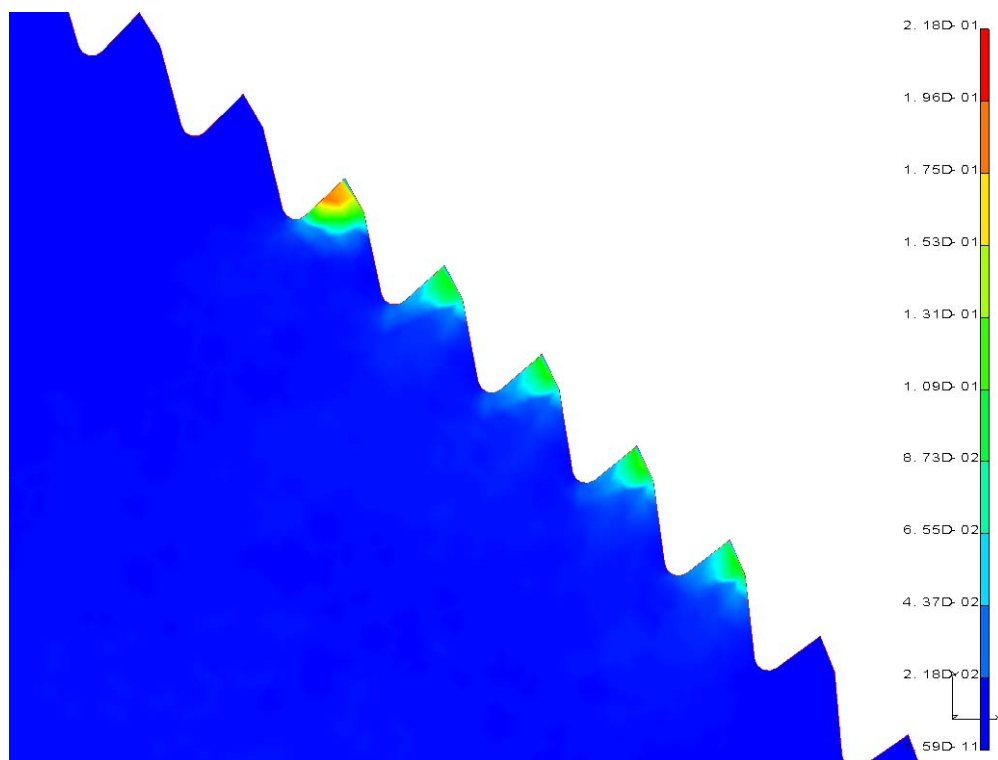
Slika 6.15 Ekvivalentna naprezanja na pet zubaca u zahvatu u MPa, detalj - Z5

Najveći ekvivalentni napon u zoni zahtvata sa pet zubaca iznosi 67,5 MPa.

Na slikama 6.16 i 6.17 prikazane su deformacije i raspored energije deformacije kada je u zahvatu sa obratkom 5 zubaca pilnog diska.

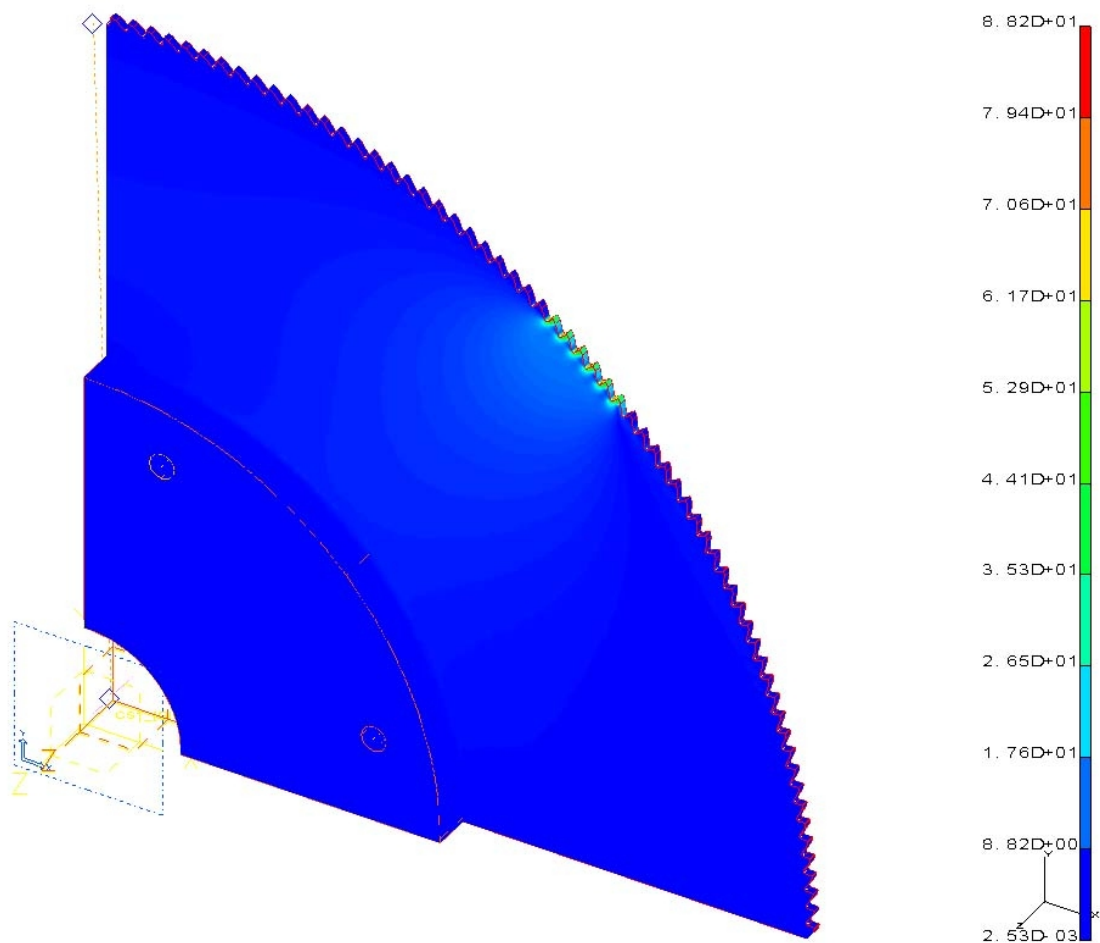


Slika 6.16 Deformacije na zupcima u [mm] - Z5

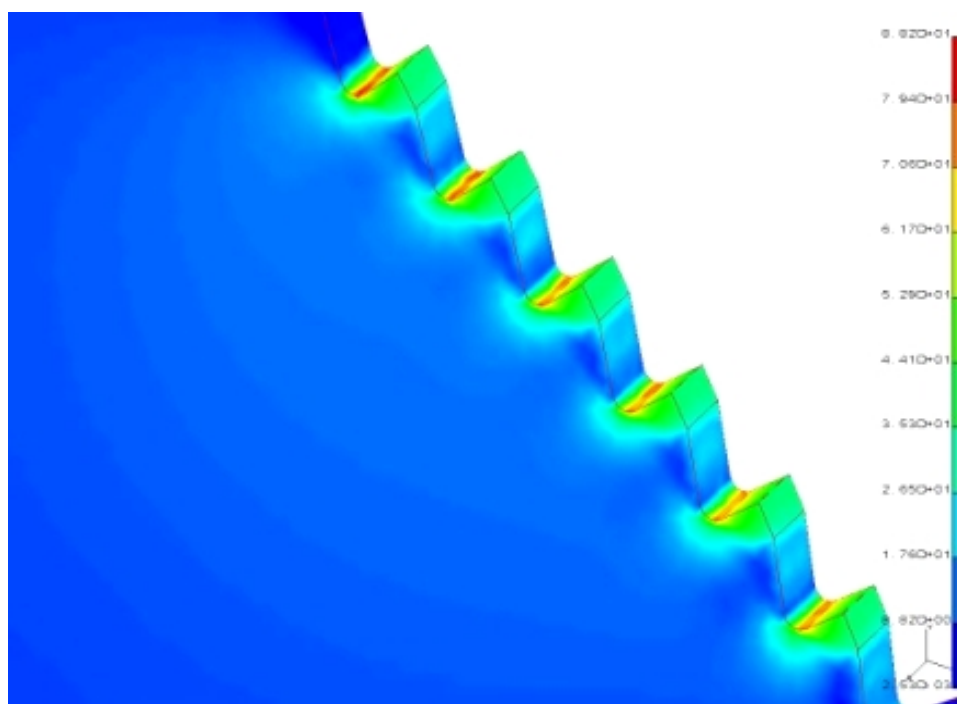


Slika 6.17 Raspored energije deformacije na zupcima [Nmm] - Z5

Rezultati numeričke analize za slučaj da je u zahvatu šest zubaca prikazani su kao ekvivalentna naprezanja prema energetske teoriji čvrstoće (HMH), slike 6.18 i 6.19.



Slika 6.18 Ekvivalentna naprezanja na pilnom disku u MPa - Z6



Slika 6.19 Ekvivalentna naprezanja na pilnom disku u MPa, detalj - Z6

Najveći ekvivalentni napon u zoni zahvata sa šest zubaca iznosi 88,2 MPa.



### 6.1.4 Rezultati MKE analize

Numeričko istraživanje u ovom radu je efikasan alat za preliminarna istraživanja problema naponsko-deformacionog stanja pilnog diska u smislu skraćivanja istraživanja problema i smanjenja troškova, ali kod analiza ovog tipa složenosti jedino eksperiment daje najtačnije rezultate uz preduslov pravilno provedene procedure pripreme i izvođenja eksperimenta.

Rezultati proračuna prikazani su na slikama 6.8 do 6.19 za  $\frac{1}{4}$  tijela pilnog diska kao i na detaljima njegovih zubaca. Na slici 6.16 prikazano je rješenje za deformaciju na 5 zubaca čija maksimalno dobijena vrijednost iznosi 0,0161 mm, a na slici 6.17 raspored energije deformacije za slučaj zahvata obratka sa pet zubaca čija maksimalna vrijednost iznosi 0,218 Nmm.

Kako se radi o osnosimetričnom tijelu izloženom djelovanju sila, može se zaključiti da rezultati pokazuju dobro slaganje rasporeda napona i deformacija sa literaturno poznatom raspodjelom napona i deformacija kod ovakvih struktura. Raspored i degradacija naprezanja jasno ukazuju na slučaj **kontaktnih naprezanja** kod kojih veličina napregnute površine direktno zavisi od veličine sile pritiska. Ove vrste naprezanja su lokalnog karaktera i njihov intenzitet se brzo smanjuje sa udaljavanjem od mjesta kontakta što je jasno vidljivo na prikazanim slikama.

Maksimalne vrijednosti napona su na očekivanim mjestima, odnosno u zonama zubaca na koje djeluju sile u toku procesa piljenja. Raspored naprezanja izazvan djelovanjem sile prodiranja ima prepoznatljiv izgled.

Na cilindričnom dijelu tijela pilnog diska najveća su naprezanja izračunata na unutrašnjoj strani zupca, u zoni međuzublja.

U tabeli 6.2 prikazane su vrijednosti ekvivalentnih napona na četrnaest karakterističnih tačaka koje su izabrane za eksperimentalna mjerenja pomoću tenzometrijskih mjernih traka. Raspored mjernih mjesta prikazan je na slici 5.33 (poglavlje 5).

Tabela 6.2 Vrijednosti ekvivalentnih naprezanja za karakteristična mjerna mjesta

Broj zuba	Ugao zahv.	Opterećenje		Mjerno mjesto										Max. napon
		T	R	1 do 5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
Z	$\alpha$ [°]	N		Ekvivalentno naprezanje, MPa										MPa
2	37,51	218,4	7391,5	59÷71	0,01	4,2	4,3	3,7	0,8	4,4	2,4	8,8	-	<b>250,0</b>
3	38,34	854,4	10673,1	45÷56	0,01	2,7	3,0	2,5	0,7	3,0	1,7	5,0	-	<b>114,0</b>
4	39,26	1357,0	12534,8	33÷40	0,01	3,2	3,8	3,3	0,9	3,8	2,1	6,3	-	<b>94,8</b>
5	40,05	1937,8	14367,9	39÷56	0,01	3,8	4,5	4,2	0,9	4,0	2,4	5,7	-	<b>67,5</b>
6	41,13	2081,5	17166,6	27÷46	0,01	4,4	5,8	5,7	0,9	4,4	2,9	6,2	-	<b>88,2</b>

Iz literature je poznato da se najmanja vrijednost stepena sigurnosti protiv loma mašinskog dijela (S) kreće od 1,3 do 1,5 (sa dovoljno povjerenja u preuzete veličine i tačno određene vrijednosti napona), odnosno od 1,5 do 2,5 (za nepouzdanu vrijednost napona) [97].

Za srednju vrijednost zatezne čvrstoće materijala pilnog diska  $R_m = 1000$  MPa, dozvoljeni napon za  $S = 2,5$  u tom slučaju iznosi  $\sigma_d = R_m / S = 1000 / 2,5 = 400$  MPa  $> 250$  MPa.

Može se zaključiti da su numerički određeni maksimalni ekvivalentni naponi znatno manji od dozvoljene vrijednosti i najveći su u zoni sječiva jer se sa zupcima odsijeca obradak, pri čemu se opterećenje prenosi na tijelo pilnog diska, a preko njega na vratilo, ležajeve i nosivu konstrukciju pile. Također, na vrijednost radnog (vršnog) napona od bitnog značaja je nagla promjena geometrije zupca, uz pojavu koncentracije napona, koja ne uzima u obzir vrstu materijala, površinsku hrapavost i vitkost zupca. Adekvatnim oblikom zupca, veličinom zaobljenja i zapreminom međuzublja, korakom i visinom zupca itd., naponskim linijama se može omogućiti rasterećenje (što blaži prelaz iz jednog presjeka u drugi). Na taj način se izbjegavaju



visoki radni naponi na mjestima gdje se obično javlja zamor materijala i odakle se razvijaju naprsline.

### 6.1.5 Poređenja numeričkih i eksperimentalnih rezultata

Rezultati prikazani u tabeli 5.15 (poglavlje 5) predstavljaju preračunate vrijednosti izmjerenih mikrodeformacija na troosnim mjernim trakama u ekvivalentne napone prema von Mises-ovoj hipotezi. Ovi naponi mogu se porediti sa naponima dobijenim numeričkim proračunom datim u tabeli 6.3 za slučaj sprezanja sa 2, 3, 5 i 6 zubaca pod dejstvom statičke sile.

Tabela 6.3 Uporedni rezultati eksperimentalnih i numeričkih analiza napona;  $F = (0 \div 25500) N$

Postepeni priraštaj pritiska u potisnom vodu hidrocilindra $p = (0 \div 130) \text{ bar}$								
Mjerno mjesto	Z2		Z3		Z5		Z6	
	Naprezanje, MPa							
	Exp.	Num.	Exp.	Num.	Exp.	Num.	Exp.	Num.
1	61	59÷71	48	45÷56	56	39÷56	49	27÷46
2	63	59÷71	59	45÷56	56	39÷56	37	27÷46
3	56	59÷71	56	45÷56	52	39÷56	36	27÷46
4	57	59÷71	40	45÷56	51	39÷56	50	27÷46
5	65	59÷71	57	45÷56	80	39÷56	48	27÷46
6	4,3	0,01	7,8	0,01	3,2	0,01	3,6	0,01
7	4,0	4,2	6,1	2,7	3,6	3,8	4,7	4,1
8	7,0	4,3	10,4	3,0	8,0	4,5	6,7	4,1
9	4,0	3,7	3,8	2,5	5,6	4,2	5,6	3,3
10	3,3	0,8	6,0	0,7	2,8	0,9	6,2	1,8
11	1,5	4,4	6,8	3,0	4,4	4,0	4,8	4,7
12	2,1	2,4	4,1	1,7	4,2	2,4	3,9	1,9
13	3,6	8,8	16,0	5,0	9,5	5,7	4,2	7,7
14	0,7	0,0	0,6	0,0	0,8	0,0	0,7	0,0

Pomjeranja na osovini koja su izmjerena pomoću induktivnog davača pomjeranja, pokazuju ujednačene vrijednosti koje niti u jednom slučaju opterećenja nisu bila veća od 0,6 mm.

Distribucija naprezanja omogućava pravilan izbor mjernih mjesta za daljnja eksperimentalna ispitivanja stabilnosti pilnog diska u statičkim i dinamičkim uslovima, a koja se vrše pomoću tenzometrijskih mjernih traka.

Na odstupanja naprezanja utiču stezne ploče, čije se učešće ne može pravilno definisati.

Rezultati izračunatih i izmjerenih ekvivalentnih napona na pilnom disku opterećenog statičkom silom (tabela 6.3) pokazuju prilično niska odstupanja. Određena odstupanja su bila očekivana i to posebno u zoni mjernih traka 1 do 5 jer su iste pozicionirane u području velike koncentracije napona izazvane geometrijom zubaca, kao i nemogućnošću osiguranja idealnog nalijeganja zubaca pilnog diska i nazubljene ploče za uvođenje sile.

Na mjernim mjestima koja su udaljena od mjesta dejstva sile odstupanja se kreću i 3 ÷ 4 puta, što ne predstavlja razlog za zaključivanje o neadekvatnosti numeričkog modela. Izmjerene vrijednosti su toliko niskog intenziteta da su i odstupanja u suštini beznačajna, jer ne utiču na stabilnost pilnog diska u stacionarnim uslovima.

Na dijagramu 5.30 (poglavlje 5) kod mjernih mjesta M1 i M4 vidi se drugačiji karakter promjene naprezanja nego na ostalim mjernim mjestima koja imaju postepeni, odnosno stepenasti uspon koji prati način uvođenja opterećenja. Ova odstupanja su posljedica nalijeganja zubaca ploče za uvođenje opterećenja i zubaca pilnog diska. Jasno je da su odstupanja morala biti prisutna jer je

simuliran proces piljenja u statičkim uslovima, a ova odstupanja se u realnom procesu odsijecanja obratka ne pojavljuju.

Rezultati izračunatih i izmjerenih ekvivalentnih napona na pilnom disku opterećenog statičkom silom prikazani u tabeli 6.4 pokazuju također prilično niska odstupanja.

Tabela 6.4 Usporedni rezultati eksperimentalnih i numeričkih analiza napona;  $F = (0 \div 19600) N$

Kontinuirani priraštaj pritiska u potisnom vodu hidrocilindra $p = (0 \div 100)$ bara								
Mjerno mjesto	Z2		Z3		Z5		Z6	
	Naprezanje, MPa							
	Exp.	Num.	Exp.	Num.	Exp.	Num.	Exp.	Num.
1	53	59÷71	49	45÷56	38	39÷56	38	27÷46
2	56	59÷71	49	45÷56	56	39÷56	44	27÷46
3	90	59÷71	59	45÷56	49	39÷56	28	27÷46
4	53	59÷71	42	45÷56	47	39÷56	24	27÷46
5	95	59÷71	73	45÷56	65	39÷56	45	27÷46
6	3,5	0,01	7,4	0,01	2,4	0,01	8,3	0,01
7	1,2	4,2	4,2	2,7	1,2	3,8	4,1	4,1
8	4,6	4,3	7,5	3,0	5,2	4,5	6,3	4,1
9	4,5	3,7	4,4	2,5	1,9	4,2	3,8	3,3
10	6,0	0,8	6,3	0,7	3,1	0,9	7,5	1,8
11	1,2	4,4	2,7	3,0	3,4	4,0	2,3	4,7
12	8,9	2,4	4,8	1,7	2,6	2,4	3,8	1,9
13	8,0	8,8	6,5	5,0	7,6	5,7	11,7	7,7
14	0,7	0,0	0,5	0,0	0,6	0,0	0,5	0,0

Odstupanja su uglavnom u granicama koje su izračunate numeričkim putem. I ovdje su rasipanja rezultata najveća u zoni mjernih traka 1 do 5 jer su pozicionirane u području velike koncentracije napona izazvane geometrijom zubaca, kao i nemogućnošću osiguranja idealnog nalijeganja zubaca pilnog diska i nazubljene ploče za uvođenje sile.

Na mjernim mjestima koja su udaljena od mjesta dejstva sile odstupanja su višestruko veća što, kao i u prethodnom slučaju, ne predstavlja razlog za zaključivanje o neadekvatnosti numeričkog modela. Izmjerene vrijednosti su toliko niskog intenziteta da su i odstupanja u suštini beznačajna, jer ne utiču na stabilnost pilnog diska u stacionarnim uslovima.

U oba slučaja najveća odstupanja rezultata su na mjernom mjestu br. 6, u neposrednoj blizini spoljnje stezne ploče. Značajno veće vrijednosti izmjerenih napona u odnosu na izračunate su posljedica načina izrade numeričkog modela kod kojeg pilni disk i stezna ploča pilnog diska čine jedan cjeloviti dio, dok kod stvarnog ispitivanog modela to su dva dijela spojena vijčanom vezom. Povećanje nosivosti poprečnog presjeka koje je nastalo modeliranjem, značajno je uzrokovalo smanjenju izračunatih napona na mjernom mjestu br. 6 pod djelovanjem pritiskne sile hidrauličkog klipa.

## 6.2 Dinamička analiza

Stalni trend povećanja brzohodnosti rada pojedinih mašina podrazumijeva upotrebu različitih softvera koji omogućavaju proračun dinamičkih karakteristika sa mogućnošću optimiranja, što daje novi kvalitetniji nivo procesu konstruiranja.

Složena struktura sklopa pilnog diska sadrži niz masa, elastičnih veza i izvora prigušenja koji su na određen način povezani. Cilj kreiranja modela sa varijacijom rasporeda masa na vratilu pilnog diska je analiza stabilnosti ovog mehaničkog sistema, kao i pilnog diska koji je najvažniji elementa glavnog pogona pile. Osnova ovog dijela istraživanja jeste potpunije shvatanje

dinamičkog odziva sistema rotacione kompleksne strukture pilnog diska, kao i sklopa pilnog diska sa vratilom i pripadajućim elementima.

Analizu dinamičkog ponašanja sistem vratilo-pilni disk teško je vršiti analitički, te je u analizi takvih i sličnih sistema iz realne industrijske prakse svrsishodno koristiti numeričku analizu. Najširu primjenu danas su našle numeričke metode koje koriste MKE analize uz primjenu više komercijalnih softverskih paketa kao npr. NELINA II, NASTRAN, I-DEAS, KOMIPS i sl.

Svaki tip vibracija definira se sopstvenom vrijednošću (rezonantna frekvencija) i korespondentnim sopstvenim vektorom (oblik moda). To znači da sopstvene vrijednosti jednačina kretanja odgovaraju frekvencijama kojima struktura teži da osciluje. Amplituda ovog talasnog kretanja strukture se definiše kao korespondirajući sopstveni vektor. Svakako, poznavanje oblika oscilovanja strukture je korisna informacija, koja govori pri kojim frekvencijama struktura može biti dovedena do rezonantnog kretanja i koji preovlađujući talasni oblik kretanja se može pretpostaviti pri rezonantnoj frekvenciji. U mnogim slučajevima ova informacija je dovoljna za modificiranje dizajna strukture u cilju smanjenja buke i vibracija.

U dosta slučajeva kreirani model je veće krutosti nego stvama struktura. Uzrok može biti korištenje neadekvatnog oblika i broja konačnih elemenata i nerealnih graničnih uslova između elemenata. Navedeni nedostaci ukazuju na potrebu izvođenja dinamičkih ispitivanja strukture u cilju potvrde modela.

### 6.2.1 Dinamički proračun

Za razliku od statičkih proračuna, u dinamičkom proračunu sve veličine su još u funkciji vremena. Pošto je statički proračun specijalni slučaj dinamičkog (vrijeme  $t = 0$ ), globalna matrica krutosti ostaje ista, odnosno formira se na isti način. Na konačni element pored statičkih djeluju još i dinamičke sile (inercijalne i prigušujuće sile).

Pomjeranje i brzina bilo koje tačke elementa glasi

$$\{f(x, y, z, t)\} = \begin{Bmatrix} u(x, y, z, t) \\ v(x, y, z, t) \\ w(x, y, z, t) \end{Bmatrix} = [N(x, y, z)]\{\delta(t)\}_e; \quad \{\dot{f}\} = [N]\{\dot{\delta}\}_e \quad \dots(6.36)$$

Osnovni uticaj na ponašanje strukture imaju glavne sopstvene oscilacije i vektori i raspored kinetičke i potencijalne energije po modelu. To znači da identifikacija ponašanja modela na nivou sopstvenih vibracija već ukazuje na njegovo ponašanje pri prinudnim vibracijama.

Kinetička energija, funkcija rasipanja i potencijalna energija [47] za cio model (uzimajući u obzir sve konačne elemente) glase:

$$E_k = \sum_{e=1}^m e_k = \frac{1}{2} \{\dot{\delta}(t)\}^T [M] \{\dot{\delta}(t)\} \quad \dots(6.37)$$

$$R = \sum_{e=1}^m r_e = \frac{1}{2} \{\dot{\delta}(t)\}^T [B] \{\dot{\delta}(t)\} \quad \dots(6.38)$$

$$E_p = \sum_{e=1}^m e_p = \frac{1}{2} \{\delta(t)\}^T [K] \{\delta(t)\} - \{\delta(t)\}^T \{F(t)\} \quad \dots(6.39)$$

gdje su:  $[M] = \sum_{e=1}^m [\bar{m}_{rs}]_e + [M]_c$  - globalna matrica masa

$[M]_c$  - matrica spoljašnjih (dodatnih) koncentrisanih masa

$[\bar{m}_{rs}]_e = \left( \int_V [N_r]^T \rho [N_s] dV \right)_e$  - matrica masa konačnog elementa

$\rho$  - gustina, odnosno masa jedinice zapremine konačnog elementa

$$[B] = \sum_{e=1}^m [b_{rs}]_e = \sum_{e=1}^m \left( \int_V [N_r]^T \beta [N_s] dV \right)_e - \text{globalno prigušenje}$$

$\beta$  - koeficijent proporcionalnosti

$\{\ddot{\delta}(t)\}, \{\dot{\delta}(t)\}, \{\delta(t)\}$  - globalni vektor ubrzanja, brzine i pomjeranja u funkciji vremena

$[K]$  - globalna matrica krutosti

$\{F(t)\} = \{F(t)\}_c + \{F(t)\}_e$  - prinudni globalni vektor sila

$\{F(t)\}_c$  - prinudni globalni vektor koncentrisanog opterećenja

$\{F(t)\}_e$  - prinudni globalni vektor opterećenja konačnih elemenata.

Dinamička jednačina kretanja strukture može biti izvedena primjenom Lagrange-ove jednačine ili Hamilton-ovog principa. Lagrange-ova dinamička jednačina glasi

$$\frac{d}{dt} \left\{ \frac{\partial L}{\partial \dot{\delta}} \right\} - \left\{ \frac{\partial L}{\partial \delta} \right\} + \left\{ \frac{\partial R}{\partial \dot{\delta}} \right\} = \{0\} \quad \dots(6.40)$$

gdje je Lagrange-ova funkcija mehaničkog sistema  $L = E_k - E_p$ .

Diferenciranjem izvedenih veličina dobija se osnovna dinamička jednačina prinudnih prigušenih vibracija u matricnom obliku i globalnom sistemu

$$[M]\{\ddot{\delta}(t)\} + [B]\{\dot{\delta}(t)\} + [K]\{\delta(t)\} = \{F(t)\} \quad \dots(6.41)$$

Matrica masa konačnog elementa i cijelog modela može biti definisana kao puna matrica sa inercionim članovima i kao dijagonalna sa koncentrisanim masama. Metoda koncentrisanih masa je više u upotrebi zbog mnogo lakšeg rješavanja dinamičke matrice. Po ovoj metodi se u svaki čvor konačnog elementa ravnomjerno koncentriše masa elementa ( $m_e$ ) podjeljena sa brojem čvorova ( $n$ ) elementa, odnosno

$$[m_e] = \text{diag} \left\{ \frac{m_e}{n} \right\} \quad \dots(6.42)$$

Dinamički model nosive strukture svodi se na konačni broj stepeni slobode. Slobodne neprigušene vibracije u matricnom obliku glase

$$[M]\{\ddot{\delta}(t)\} + [K]\{\delta(t)\} = \{0\} \quad \dots(6.43)$$

Ova jednačina sa lijeve strane pomnožena sa inverznom matricom masa može se napisati u direktnom (6.44) ili inverznom obliku (6.45)

$$\{\ddot{\delta}(t)\} + [H]\{\delta(t)\} = \{0\} \quad \dots(6.44)$$

$$[H]^{-1}\{\ddot{\delta}(t)\} + \{\delta(t)\} = \{0\} \quad \dots(6.45)$$

gdje je  $[H] = [M]^{-1}[K]$  - dinamička matrica sistema. Pretpostavljanjem partikularnog rješenja vektora pomjeranja u harmonijskom obliku  $\{\delta(t)\} = \{\delta_0\}e^{i\omega t}$ ; ( $e^{i\omega t} = \cos\omega t + i\sin\omega t$ ), dinamička jednačina poslije dvostrukog diferenciranja, smjene u jednačini (6.44) i skraćivanja po  $e^{i\omega t}$  postaje

$$(-\omega^2[I] + [H])\{\delta_0\} = \{0\} \quad \dots(6.46)$$

gdje je  $I$ -jedinična (kvadratna) matrica  $n$ -tog reda. Determinanta ove jednačine mora biti jednaka nuli. Ona daje sopstvene vrijednosti

$$\{\Omega_0^2\} = \text{diag} \{ \omega_{01}^2, \omega_{02}^2, \dots, \omega_{0r}^2, \dots, \omega_{0n}^2 \} \quad \dots(6.47)$$

na osnovu kojih se određuju matrice sopstvenih vektora  $[\{\mu\}_1^{ns}, \{\mu\}_2^{ns}, \dots, \{\mu\}_r^{ns}, \dots, \{\mu\}_n^{ns}]$  za " $n$ "

sopstvenih vrijednosti sa "ns" stepeni slobode. Sopstvene vrijednosti dinamičke matrice sistema predstavljaju sopstvene frekvencije sistema (modela). Određivanje sopstvenih frekvencija svih stepeni slobode sistema nema praktičnog smisla, te se obično traži prvih deset. Kompiuterski programi imaju mogućnost određivanja malog broja sopstvenih frekvencija. Na osnovu sopstvenih frekvencija slijedi određivanje glavnih oblika oscilovanja, koji treba da budu opisani glavnim normalnim "q" (normiranim po masama) koordinatama.

Metode za rješavanje dinamičke jednačine podjeljene su na transformacione (Jacobi) i iterativne (Power metoda, iteracija polinomima, iteracija podprostora-Rayleigh-Ritz, metoda traženja determinante).

Glavni oblici oscilovanja imaju oblike deformacija modela pod "zamišljenim" opterećenjem. Najlošije ponašanje konstrukcije se iskazuje prvim oblikom oscilovanja i dalje redom.

Konstrukcija ima dobro dinamičko ponašanje ukoliko je prva frekvencija velika i ukoliko je razmak između frekvencija veliki. To je moguće ostvariti ukoliko je konstrukcija izvedena sa maksimalnom krutošću i minimalnom masom. Sopstvena frekvencija je proporcionalna  $\sqrt{k/m}$ .

Rješenje prinudnih prigušenih vibracija u frekventnom domenu predstavljaju frekventne karakteristike nosive strukture. One zahtijevaju prvo određivanje sopstvenih vibracija izražene u glavnim normalnim koordinatama i sa glavnim oblicima vibriranja. Ovim se spregnute diferencijalne jednačine svode na nespregnute.

Dinamička jednačina napisana u glavnim normalnim koordinatama (q) glasi

$$[I]\{\ddot{q}\} + [B]\{\dot{q}\} + [\Omega^2]\{q\} = [\mu]^T \{F(t)\} \quad \dots(6.48)$$

gdje je  $[B] = [\mu]^T [B] [\mu] = \text{diag}\{b_1 b_2 \dots b_r \dots b_n\}$  - modalni vektor prigušenja,  $b_r = 2\xi_r \omega_r$  - r-to modalno prigušenje,  $\xi_r$  - koeficijent. Za r-ti oblik vibriranja dinamička jednačina u modalnom obliku i sa pobudom u jednom čvoru i pravcu (jedan stepen slobode) glasi

$$\ddot{q}_r + 2\xi_r \omega_r \dot{q}_r + \omega_r^2 q_r = \mu_{pr} F_p(t) \quad \dots(6.49)$$

Pobudna sila  $F_p(t)$  djeluje u čvoru sa rednim brojem p. Frekventna jednačina (prenosna funkcija, dinamička popustljivost) za pobudu u pravcu koordinate p i odziv u pravcu koordinate r, korištenjem Laplace-ove transformacije pomjeraja  $q_r(i\omega)$  i pobudne sile  $F_p(i\omega)$  glasi

$$W(i\omega)_p^r = \frac{q_r(i\omega)}{F_p(i\omega)} = \mu_{pr} \frac{1}{\omega_r^2 - \omega^2 + 2i\xi_r \omega_r \omega} \quad \dots(6.50)$$

gdje su:  $\omega_r$  - sopstvene kružne frekvencije sistema, a  $\xi_r$  - modalna prigušenja. Pošto je modalna matrica ujedno i normirana, važi relacija  $\{\delta(i\omega)\} = \{\mu\}\{q(i\omega)\}$ . Frekventna karakteristika sada se može napisati kao odnos Laplace-ove transformacije s-te pravouglo koordinata  $\delta_s(i\omega)$  i p-te Laplace-ove transformacije pobude  $F_p(i\omega)$  kao

$$[W(i\omega)]_p^s = \frac{q_s(i\omega)}{F_p(i\omega)} = \sum_{r=1}^n \frac{\mu_{sr} \mu_{pr}}{\omega_r^2 - \omega^2 + 2i\xi_r \omega_r \omega} \quad \dots(6.51)$$

Iz prethodne jednačine može se dobiti realni i imaginarni dio

$$\left. \begin{aligned} [U(\omega)]_p^s &= R_e [W(i\omega)]_p^s = \sum_{r=1}^n \frac{\mu_{sr} \mu_{pr} (\omega_r^2 - \omega^2)}{(\omega_r^2 - \omega^2)^2 + (2\xi_r \omega_r \omega)^2} \\ [V(\omega)]_p^s &= I_m [W(i\omega)]_p^s = \sum_{r=1}^n \frac{\mu_{sr} \mu_{pr} (-2\xi_r \omega_r \omega)}{(\omega_r^2 - \omega^2)^2 + (2\xi_r \omega_r \omega)^2} \end{aligned} \right\} \quad \dots(6.52)$$

Amplitudno-frekventne i fazno-frekventne karakteristike glase

$$\left. \begin{aligned} [A(\omega)]_p^s &= \sqrt{([U(\omega)]_p^s)^2 + ([V(\omega)]_p^s)^2} \\ [\varphi(\omega)]_p^s &= \text{arc tg } \frac{[V(\omega)]_p^s}{[U(\omega)]_p^s} \end{aligned} \right\} \dots(6.53)$$

Dakle, za izračunavanje frekventnih karakteristika nosive strukture, prethodno je potrebno odrediti sopstvene kružne frekvencije sistema i normirati modalnu matricu sastavljenu od sopstvenih vektora. Sopstveni vektori opisuju glavne oblike (modove) slobodnih vibracija strukture. Za odabrane koordinate pobude i odziva (redni broj koordinate se određuje na osnovu rednog broja čvorne tačke i njenog broja stepeni slobode), zadaju se frekventni opseg i modalna prigušenja. Frekventne karakteristike se u jednom interaktivnom postupku u grafičkom postprocesoru direktno izračunavaju i grafički procesiraju.

S druge strane, kako je riječ o sklopu vratilo-pilni disk, za upoređenje varijanti kao kriterijum se uzima što manja apsolutna maksimalna vrijednost negativnog dijela frekventne karakteristike, odnosno

$$MIN\{max(abs(-[V(\omega)]_p^s))\} \dots(6.54)$$

Frekventna karakteristika daje potvrdu dominantnog uticaja prve sopstvene frekvencije. Ona daje ujedno faktor dinamičkog pojačanja i stabilnosti strukture. Obično iskustveni pokazatelji ukazuju na veličinu prigušenja od 5% na svakom glavnom obliku oscilovanja.

Ono što je specifično za kompleksne rotacione strukture jeste pojam **dinamičke stabilnosti**, odnosno **pojam dinamičke nestabilnosti**, kada se pri određenom broju obrtaja sklopa mogu pojaviti velike amplitude vibriranja. U tehničkoj praksi od posebnog je značaja određivanje one brzine obrtanja vratila pri kojem nastaje pojava rezonancije (tačka 4.6.2, poglavlje 4). Dinamička nestabilnost, odnosno kritično dinamičko stanje praćeno izrazitim povećanjem amplitude vibracija, nastaje ako je vratilo izloženo periodično promjenljivim radijalnim i aksijalnim silama ili obrtnim momentima, koji izazivaju periodično promjenjive deformacije, odnosno vibracije cijelog sistema, i ako se učestanost promjena pobudnih opterećenja poklopi sa učestanošću slobodnih vibracija rotirajuće strukture vratila.

## 6.2.2 Numerička analiza sklopa vratila pilnog diska

U ovom dijelu primjenjen je program NELINA II za dinamičku analizu aksijalne strukture čiji je tipičan predstavnik vratilo pilnog diska. Ovaj program sastoji se iz više programskih paketa koji su međusobno povezani i čine strukturu sa grafičkim procesiranjem sistema modela u dinamici, posebno glavnih oblika oscilovanja, animacijom slobodnih vibracija i grafičkim procesiranjem frekventnih karakteristika. Ovim programom proračunavaju se i analiziraju poprečne (transverzalne ili savojne) vibracije vratila. Na osnovu realne konstrukcije vratila pilnog diska usvojen je simplificiran (pojednostavljen) model u kojem se uvode sva moguća uprošćenja koja ne utiču bitno na ishod kao što je npr. zanemarivanje prelaznih radijusa zaobljenja, zamjena dijelova sa navojem sa usrednjenim cilindričnim oblicima i sl. Dalje se simplificirani model zamjenjuje diskretizovanim modelom čime se prelazi na mogućnost upotrebe numeričke metode konačnih elemenata. Pri diskretizaciji se označe i numerišu tzv. čvorne tačke i između njih konačni elementi. Za aksijalne strukture konačni elementi su grede, a čvorne tačke su mjesta gdje se nalaze sve bitne karakteristike strukture: mjesta oslonaca, mjesta djelovanja opterećenja, mjesta promjene poprečnog presjeka, ili položaj dodatnih elemenata na vratilu: remenica, zamajac, pilni disk sa steznim pločama itd. Za daljnji proračun definišu se granični uslovi, a to su: krutosti oslonaca i položaj i intenzitet djelovanja spoljašnjih sila i momenata na vratilo.

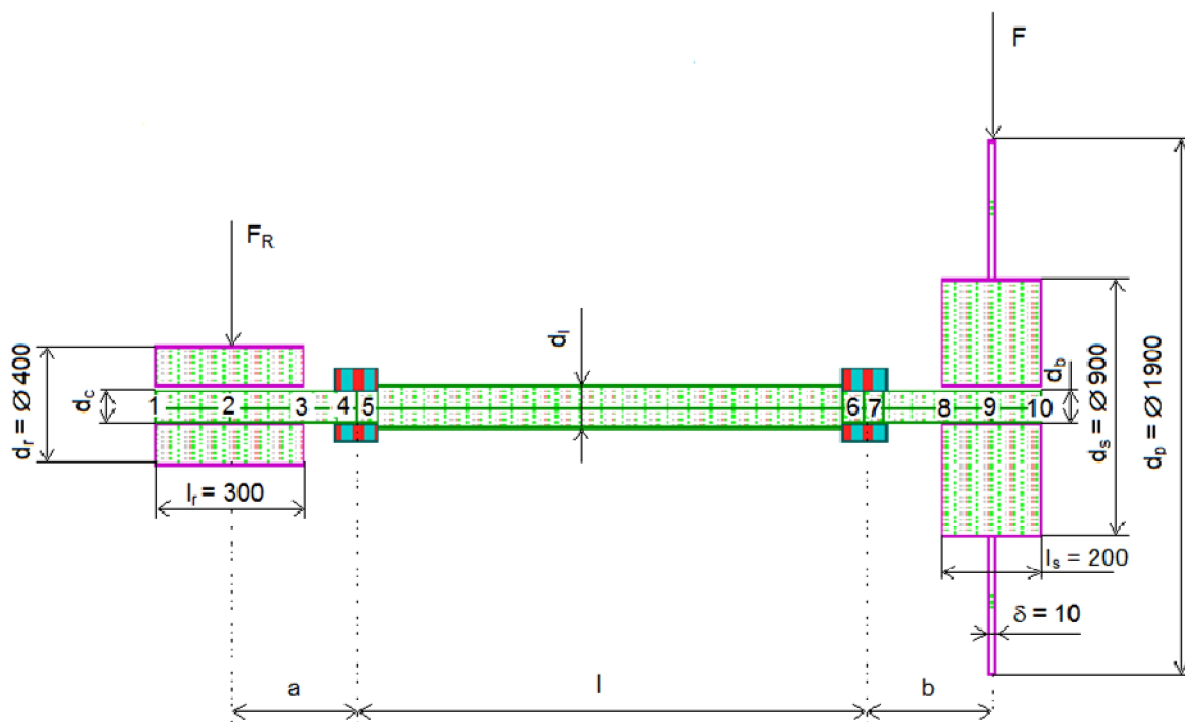
Deformacije sklopa vratila izazvane opterećenjima i naprezanjima dovode do odstupanja položaja obrtnih dijelova na vratilu, koji zaizimaju položaj koji odgovara ugibu, nagibu i uglu

uvijanja vratila na mjestu nalijeganja. Usljed toga mogu nastati poremećaji funkcije, kinematike, dinamike i čvrstoće obrtnih dijelova, koji mogu imati presudan uticaj na njihov rad i vijek trajanja.

U ovoj analizi korištena su istraživanja iz magistarskog rada [32]. Vratilo se posmatralo kao skup konačnih grednih elemenata izloženih savijanju, pri čemu svaki element neke dužine ( $l$ ) ima matricu krutosti. Čvorne tačke elemenata su: oslonci, promjene prečnika vratila i mjesta dejstva opterećenja. Kako je vratilo kružnog punog i prstenastog presjeka, momenti inercije presjeka su  $J_x = J_y = J$ , te mjera savojne krutosti  $B = EJ$  nema poseban indeks.

### 6.2.2.1 Sklop vratila bez zamajca

Matematički model (slika 6.20) diskretizovan je bez zamajca, što ne gubi na opštosti, jer su na lakim i srednjim valjaoničkim prugama mehanizmi glavnog kretanja pile bez zamajnih masa. Model predstavlja dvomaseni sistem opterećen koncentrisanim silama koje potiču od pogona i otpora piljenja. Statička i dinamička identifikacija sklopa vratila pilnog diska vršena je primjenom koncentrisanih masa. Sklop predstavlja aksijalnu strukturu - klasa dugačkih rotacionih dijelova i uslovio je izbor samo jednog tipa konačnih elemenata - grede. Definisane granice konačnih elemenata vršilo se na bazi elemenata konture prema položaju oslonaca i prema položaju opterećenja.



Slika 6.20 Diskretizovani model sklopa vratila

U okviru drugog segmenta ovog modela vrši se generisanje podataka o krutosti oslonaca, opterećenjima u pojedinim ravnima, veličinama masa i momenata inercije dodatnih elemenata koji opterećuju aksijalnu strukturu (vratilo pilnog diska).

Geometrijski aspekti varijacije sklopa vratila zasnovani su na dosadašnjim konstrukcionim rješenjima koji uvažavaju mogućnost montaže. Varirane su veličine i razmještaj unutar granica odabranog sistema koji se ne mijenja. Varijacija geometrije znači promjena na geometrijskom obliku, položaju, broju i dimenzijama elemenata.

Na osnovu realne konstrukcije usvojen je simplificiran model vratila. Ovdje se podrazumijevaju sva uprošćenja konstrukcije vratila koja su neophodna, npr. svi radijusi, prelazi između različitih prečnika, utori za klin i slično se zanemaruju, svi konačni elementi se usrednjavaju i zamjenjuju cilindričnim oblicima. Na osnovu simplificiranog modela definiše se diskretizovan model u koordinatnom sistemu XY. Osa strukture poklapa se sa X-osom. Isto tako, na mjestu svakog



ležaja ili oslonca obavezno se postavlja čvorna tačka. Spoljašnje sile i/ili momenti savijanja, za statički proračun, definišu se u odgovarajućoj čvornoj tački. Granični uslovi se određuju preko ležajeva i oslonaca. Krutost "uklještenja" kotrljajnih ležajeva "zanemarena" je, jer je kod jednoredih vrlo mala, a kod dvoredih se teško definiše, te se dvoredi ležajevi modeliraju sa dva elastična oslonca prema preporuci [123].

Kao kriterijum za poboljšanje sklopa vratila važno je radijalno pomjeranje vratila u osi uležištenja pilnog diska. Ugib na ovom mjestu postupno se reducirao na minimum izmjenom konstrukcije. Za upoređenje su se uzimale prve tri sopstvene frekvencije i posebno, za kriterijum stabilnosti maksimalni realni negativni dio amplitudno-fazne karakteristike.

Kompleksni kriterijum optimizacije geometrijskog sistema navedenog sklopa obuhvata povezivanje rastojanja oslonaca (ležišta), momenata inercije vratila, krutosti ležišta i položaja zamajca uz kontrolu uticaja kvaliteta materijala elemenata sklopa vratila na njegovo dinamičko ponašanje. Uticaj koncentracije napona na mjestima promjene presjeka vratila nije razmatran, jer se vodilo računa da promjene prečnika budu blaže sa što većim poluprečnikom zaobljenja na prelazu sa jednog na drugi prečnik.

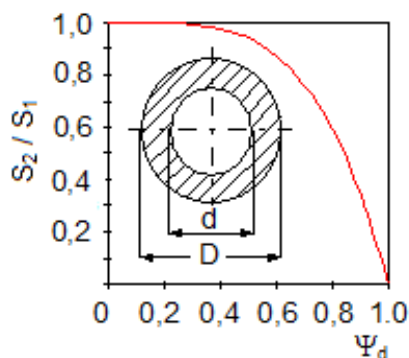
Za određivanje uticaja prečnika i dužine vratila na njegove dinamičke karakteristike razmatrani su:

- faktor profila, odnosno faktor šupljine  $\Psi_d = d / D$
- faktor dužine  $\Psi_\ell = \ell / b$

pri čemu je za analizu usvojen odnos prečnika  $\varphi = (d_b / d_\ell) = 0,766$  ( $d_b = 115$  mm,  $d_\ell = 150$  mm). Slučaj vratila sa dvije mase na krajevima važan je zbog česte pojave u mašinskim konstrukcijama.

#### a) Uticaj faktora profila $\Psi_d$

Uticaj faktora profila na dinamičke karakteristike vratila analiziran je sa promjenom unutrašnjeg prečnika vratila  $d$  pri konstantnom vanjskom prečniku prepusta  $d_b = 115$  mm. Pošlo se od principa lake konstrukcije koji se sve više koristi jer smanjuje inercijalne sile, a povećava nosivost na račun smanjenja mase. Činjenica da pri dizajniranju proizvoda oko 70% troškova pripada troškovima materijala [75], ukazuje na neophodnost optimiranja konstrukcije uvodeći faktor profila u proračun, te izborom odgovarajućeg oblika mašinskih dijelova, pri čemu se bitno ne umanjuje savojni stepen sigurnosti vratila (slika 6.21).



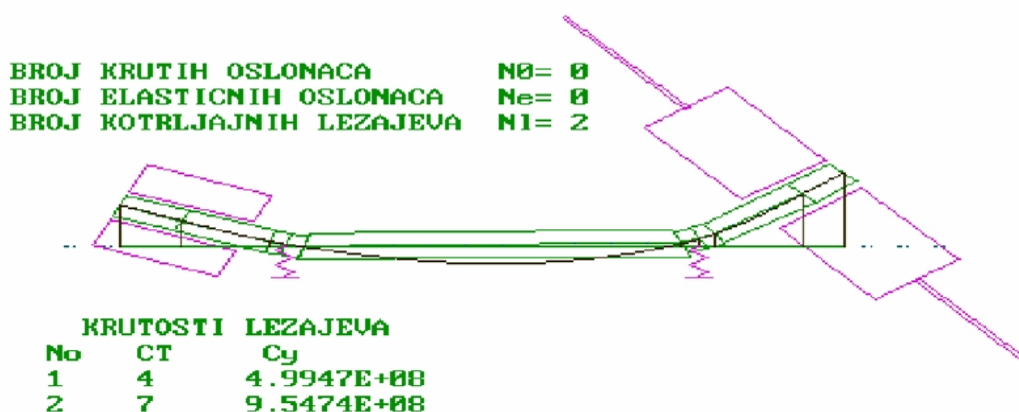
Slika 6.21 Zavisnost odnosa savojnih stepena sigurnosti šupljeg i punog vratila  $S_2/S_1$  od faktora profila  $\Psi_d$

Sa grafa se može zaključiti da se nosivost i savojna sigurnost punog ( $S_1$ ) i šupljeg vratila ( $S_2$ ) istog spoljnog prečnika razlikuju u maloj mjeri u području  $\Psi_d = (0 \div 0,5)$ . Ovaj graf odgovara i u slučaju kada je vratilo izloženo torzionom naprezanju. Praktično, to znači da su šuplja vratila pri istoj čvrstoći lakša, manja je potrošnja snage, ali su i skuplji od punih vratila. Dimenzije gonjene remenice i stezača sa pilnim diskom preuzete su sa rekonstruisanog sklopa glavnog pogona pile za odsjecanje vrućih profila. Usvojen je raspon ležaja  $l = 1000$  mm kao i veličine prepusta

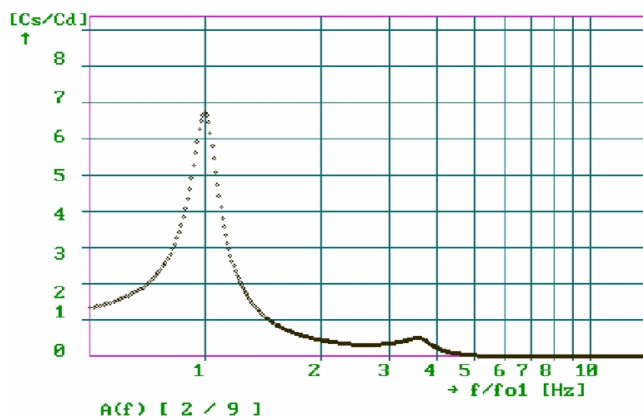
vratila  $a = b = 250$  mm sa napadnim silama  $F_R = 6000$  N u čvornoj tački 2 (ČT2) i  $F = 18\,000$  N u ČT9, tabela 7.1.

Vratilo je diskretizovano sa 10 ČT i 9 KE, a postavljeno na dva samoudesiva valjkasta dvoreda ležaja FAG 22324 S.MB i tretirano je kao nelinearan sistem s obzirom da su krutosti ležajeva u funkciji radijalne sile (nelinearna krutost).

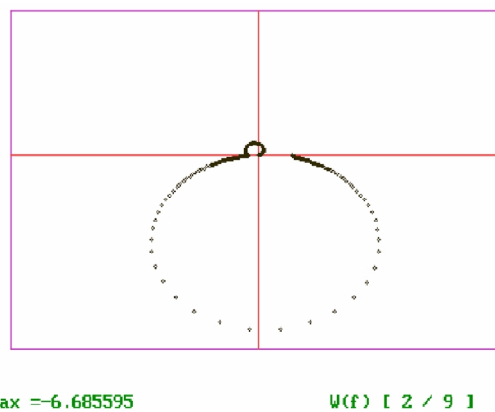
Na dijagramima 6.1 i 6.2 (pri  $\Psi_d = 0$ ) dati su rezultati proračuna vratila u grafičkom obliku, a odnose se na statički i dinamički proračun. Iz praktičnih razloga, za upoređenje su uzete prve tri sopstvene frekvencije, a za kriterijum stabilnosti maksimalni realni negativni dio amplitudno-fazne karakteristike, tj.  $V_{m1}$  koji se odnosi na pobudu na pilnom disku (ČT 9) i odziv na remenici (ČT 2) i  $V_{m2}$  koji se odnosi na pobudu i odziv na pilnom disku (ČT 9). Usvajeno je modalno prigušenje od 0,08 i frekventni opseg (0 ÷ 400) Hz, a uporedni karakteristični parametri rezultata proračuna prikazani su u tabeli 6.5. Amplitudno-fazna karakteristika u suštini predstavlja recipročnu vrijednost dinamičke krutosti sistema, gdje je dinamička krutost odnos amplitude pomjeranja i amplitude pobudne sile.



Slika 6.2 Deformisani model vratila



Dijagram 6.1 Amplitudno-frekventna karakteristika (pobuda/izlaz-pilni disk/remenica)



Dijagram 6.2 Amplitudno-fazna karakteristika (pobuda/izlaz-pilni disk/remenica)

Tabela 6.5 Uporedni karakteristični parametri rezultata proračuna

$\Psi_d$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
$C_{r7}/C_{r4}$	1,91	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14
$V_{max}$ , m (ČT 10)	$2,42 \cdot 10^{-4}$	$1,55 \cdot 10^{-4}$	$1,55 \cdot 10^{-4}$	$1,56 \cdot 10^{-4}$	$1,56 \cdot 10^{-4}$	$1,61 \cdot 10^{-4}$
$f_{01}$ , Hz	28,90	28,80	28,79	28,72	28,55	28,17
$f_{02}$ , Hz	80,75	78,47	78,53	78,56	78,42	77,97
$f_{03}$ , Hz	105,10	102,36	102,35	102,22	101,81	100,84
$V_{m1}$	-6,685	-6,338	-6,342	-6,358	-6,379	-6,413
$V_{m2}$	-5,153	-5,055	-5,058	-5,064	-5,060	-5,093

Uticaj prečnika prepusta  $d_b$  na dinamičke karakteristike vratila ispitan je sa faktorom profila  $\Psi_d = 0$  uz ranije navedene ostale uslove, a rezultati proračuna prikazani su u tabeli 6.6.

Tabela 6.6 Upporedni karakteristični parametri rezultata proračuna

$d_b$ , mm	80	90	100	110	120
$C_{r7}/C_{r4}$	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14
$V_{max}$ , m (ČT 10)	$2,72 \cdot 10^{-4}$	$2,14 \cdot 10^{-4}$	$1,82 \cdot 10^{-4}$	$1,62 \cdot 10^{-4}$	$1,49 \cdot 10^{-4}$
$f_{01}$ , Hz	18,48	21,96	25,06	27,68	29,80
$f_{02}$ , Hz	72,30	77,46	78,23	78,40	78,49
$f_{03}$ , Hz	78,42	82,14	89,87	98,16	106,51
$V_{m1}$	-5,122	-17,075	-6,257	-6,564	-6,111
$V_{m2}$	-4,591	-4,529	-4,872	-5,030	-5,038

### b) Uticaj faktora dužine $\Psi_l$

Uticaj dužine izražen preko faktora dužine  $\Psi_l$  na dinamičke karakteristike vratila ispitan je sa  $d_c = d_b = 115$  mm,  $\varphi = 0,766$ ,  $\Psi_d = 0$  i to za dva slučaja:

- pri konstantnoj veličini prepusta  $b = 250$  mm sa promjenom raspona ležaja  $l = (1000 \div 1500)$  mm, (tabela 6.7)
- pri konstantnom rasponu ležaja  $l = 1000$  mm sa promjenom veličine prepusta  $b = (200 \div 400)$  mm, (tabela 6.8).

Tabela 6.7 Upporedni karakteristični parametri rezultata proračuna

$l$ , mm	1000	1100	1200	1300	1400	1500
$\Psi_l$	4	4,4	4,8	5,2	5,6	6,0
$C_{r7}/C_{r4}$	1,91	2,25	2,14	2,06	1,99	1,94
$V_{max}$ , m (ČT 10)	$2,42 \cdot 10^{-4}$	$2,09 \cdot 10^{-4}$	$2,17 \cdot 10^{-4}$	$2,25 \cdot 10^{-4}$	$2,33 \cdot 10^{-4}$	$2,42 \cdot 10^{-4}$
$f_{01}$ , Hz	28,90	26,17	25,77	25,36	24,96	24,57
$f_{02}$ , Hz	80,75	77,17	76,54	75,68	74,64	73,41
$f_{03}$ , Hz	105,10	94,80	94,80	94,71	94,56	94,40
$V_{m1}$	-6,685	-6,622	-7,278	-7,613	-7,801	-7,826
$V_{m2}$	-5,153	-5,376	-5,406	-5,437	-5,497	-5,541

Tabela 6.8 Upporedni karakteristični parametri rezultata proračuna

$b$ , mm	200	250	300	350	400
$\Psi_l$	5	4	3,3	2,8	2,5
$C_{r7}/C_{r4}$	1,89	2,14	2,56	3,68	3,92
$V_{max}$ , m (ČT10)	$1,06 \cdot 10^{-4}$	$1,55 \cdot 10^{-4}$	$2,188 \cdot 10^{-4}$	$2,98 \cdot 10^{-4}$	$3,95 \cdot 10^{-4}$
$f_{01}$ , Hz	32,25	28,80	25,84	23,24	21,04
$f_{02}$ , Hz	79,60	78,44	76,58	72,05	71,49
$f_{03}$ , Hz	112,77	102,35	92,65	84,15	76,94
$V_{m1}$	-5,702	-6,337	-6,659	-6,131	-4,485
$V_{m2}$	-4,256	-5,055	-5,419	-5,623	-5,835

### c) Analiza rezultata proračuna

Testiranjem postavljene koncepcije modela sklopa vratila zapaža se sljedeće:

- Tabela 6.5

Sa porastom faktora profila  $\Psi_d$  neznatno se povećavaju elastične deformacije vratila koje su najviše izražene u zoni pilnog diska. Istovremeno se beznačajno umanjuju prve sopstvene frekvencije (do 3%). U najpovoljnijoj varijanti (za  $\Psi_d = 0,1$ )  $f_{01}$  iznosi 28,80 Hz što u pogledu kritičnih brzina vratila odgovara broju obrtaja od  $1728 \text{ min}^{-1}$ . Kako je radna brzina vratila  $986 \text{ min}^{-1}$ , to je kritična brzina veća 1,7 puta od radne i dovoljna je garancija da neće doći do

samopobudnih vibracija. Radna frekvencija sistema  $f = n/t = 986/60 = 16,4$  Hz nije bliska niti jednoj od izračunatih  $f_{01}$ ,  $f_{02}$ ,  $f_{03}$  koje se u eksperimentima uzimaju približno kao rezonantne frekvencije. Može se primijetiti da se kod brzina većih od kritičnih opet javljaju uslovi stabilnog kretanja, što je pokazano na dijagramu 6.1. Sa aspekta dinamičke stabilnosti, najpovoljnija je varijanta sa  $\Psi_d = 0,1$  koja daje najmanju maksimalnu vrijednost realnog negativnog dijela amplitudno-fazne karakteristike ( $V_{m1}$ ,  $V_{m2}$ ). Može se zaključiti da se sa porastom  $\Psi_d$  dinamička stabilnost vratila smanjuje.

- Tabela 6.6

Sa povećanjem prečnika vratila na prepustu ( $d_b$ ) u značajnoj mjeri se snižavaju deformacije (i do 50% u razmatranom području). Istovremeno se povećavaju prve sopstvene frekvencije (i do 60%), što je vrlo važno sa aspekta radnih i kritičnih brzina vrtnje: iz gotovo rezonantnog područja ( $f_{01} = 18,48$  Hz za  $d_b = 80$  mm) prelazi se u potpuno stabilno područje ( $f_{01} = 29,80$  Hz za  $d_b = 120$  mm). Najpovoljnija varijanta dobija se pri  $d_b = 120$  mm koja osigurava dinamički stabilan rad sklopa vratila.

- Tabela 6.7

Povećanjem faktora dužine  $\Psi_l$  neznatno se povećavaju deformacije vratila koje imaju maksimalne vrijednosti na kraju konzolnog prepusta sa pilnim diskom. Pri tome se snižavaju sopstvene frekvencije, ali su u svim varijantama veće od radne frekvencije. Najpovoljnija varijanta postiže se kod vrijednosti  $\Psi_l = 4,4$  koja ima najmanju vrijednost  $V_m$ .

- Tabela 6.8

Kada se povećava dužina prepusta vratila uz konstantan raspon ležišta ( $l = 1000$  mm) povećavaju se deformacije vratila za čak 3,7 puta. Istovremeno se smanjuju sopstvene frekvence sistema za 35%. Najpovoljnija varijanta je sa najmanjim prepustom vratila  $d_b = 200$  mm kada su i najmanje vrijednosti maksimalnog realnog dijela amplitudno-fazne karakteristike  $V_m$ .

#### d) Najpovoljnija izvedba sklopa

U ovoj analizi uziman je po jedan izveden sistem vratilo-uležištenje sa najpovoljnijim varijantama uticaja prečnika i dužine vratila na njegove dinamičke karakteristike datim u tabelama 6.5 do 6.8.

Najpovoljnija izvedba sklopa vratila diskretizovana je sa 12 ČT i 11 KE, postavljena na dva samoudesiva valjkasta dvoreda ležaja  $\varnothing 280/130 \times 93$ , FAG 22326 S.MB i posmatrana kao nelinearan sistem sa opterećenjima  $F_R = 6000$  N u ČT2 i  $F = 18000$  N u ČT11.

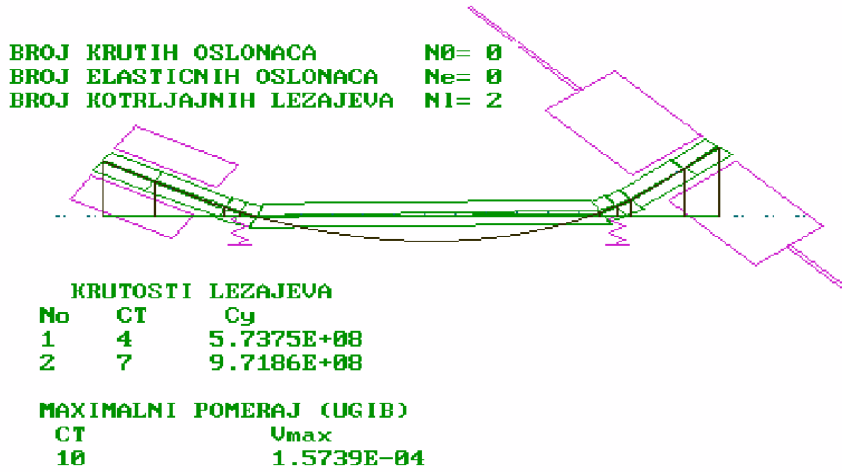
Proračun je izvršen sa slijedećim geometrijskim parametrima vratila:

$d_c = d_b = 120$  mm;  $d_l = 150$  mm;  $d = 12$  mm;  $a = 250$  mm;  $b = 200$  mm;  $l = 1100$  mm,  $\Psi_d = 0,1$ ,  $\Psi_l = 5,5$ ,  $\varphi = 0,8$ .

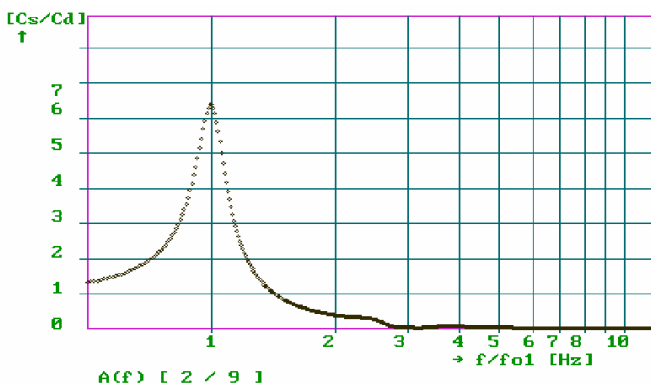
Grafička prezentacija rezultata proračuna prikazana je na slici 6.23 i dijagramima 6.3 i 6.4.

Karakteristične veličine imaju slijedeće vrijednosti:

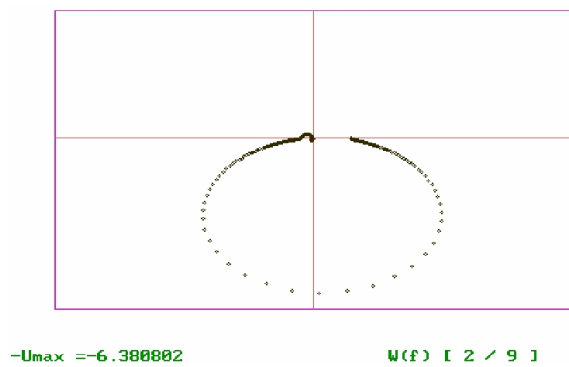
- odnos krutosti oslonaca	$(c_{r7}/c_{r4}) = 1,69$
- maksimalni pomjeraj u ČT 10	$V_{max} = 1,57 \cdot 10^{-4}$ m
- sopstvene frekvencije:	$f_{01} = 33,82$ Hz
	$f_{02} = 85,44$ Hz
	$f_{03} = 121,79$ Hz
- maksimalna vrijednost realnog negativnog dijela amplitudno-fazne karakteristike.....	$V_{m1} = -6,381$
	$V_{m2} = -4,372$ .



Slika 6.23 Deformisani model vratila pri  $\Psi_d = 0,1$  i  $\Psi_l = 5,5$



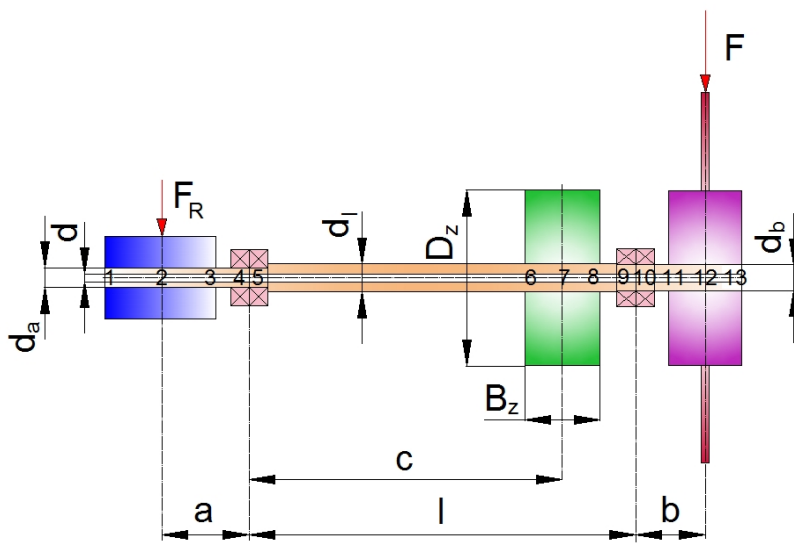
Dijagram 6.3 Amplitudno-frekventna karakteristika pri  $\Psi_d = 0,1$  i  $\Psi_l = 5,5$



Dijagram 6.4 Amplitudno-fazna karakteristika pri  $\Psi_d = 0,1$  i  $\Psi_l = 5,5$

6.2.2.2 Sklop vratila sa zamajcem

Na slici 6.24 prikazan je zamajac pridodan pogonskom sklopu čiji je položaj determinisan kotom  $c$ , sa dimenzijama definisanim sa  $B_z$  i  $D_z$ . Cilj ispitivanja je uticaj zamajne mase na dinamičke karakteristike rotirajuće strukture.



Slika 6.24 Model pogonskog sklopa sa zamajcem pri  $\Psi_d = 0,1$  i  $\Psi_l = 5,5$

Za analizu uticaja zamajca korištena je optimalna konstrukcija sklopa vratila iz prethodnog primjera sa faktorom profila  $\Psi_d = 0,1$ , faktorom dužine  $\Psi_l = 5,5$  i  $\varphi = 0,8$ . Vratilo je diskretizovano

sa 13 ČT i 12 KE, opterećeno u ČT 2 silom  $F_R=6000$  N, a u ČT 12 silom  $F=18000$  N. Rezultati proračuna prikazani su u tabelama 6.9 i 6.10.

Tabela 6.9 Uporedni karakteristični parametri rezultata proračuna ( $B_z = 200$  mm,  $D_z = 900$  mm)

c, mm	200	400	550	700	900
$C_{r8}/C_{r4}$	1,69	1,69	1,69	1,69	1,69
$V_{max}$ , m (ČT 13)	$1,57 \cdot 10^{-4}$	$1,57 \cdot 10^{-4}$	$1,57 \cdot 10^{-4}$	$1,57 \cdot 10^{-4}$	$1,57 \cdot 10^{-4}$
$f_{01}$ , Hz	33,18	32,74	32,56	32,62	32,88
$f_{02}$ , Hz	73,08	69,65	69,02	71,45	78,17
$f_{03}$ , Hz	99,52	98,70	98,73	99,71	104,69
$V_{m1}$	-6,361	-6,850	-7,391	-7,002	-5,500
$V_{m2}$	-6,232	-6,177	-6,184	-6,184	-6,096

Tabela 6.10 Uporedni karakteristični parametri rezultata proračuna ( $c = 900$  mm,  $B_z = 300$  mm)

$D_z$ , mm	1100	1300	1500	1700
$C_{r8}/C_{r4}$	1,69	1,69	1,69	1,69
$V_{max}$ , m (ČT 13)	$1,57 \cdot 10^{-4}$	$1,57 \cdot 10^{-4}$	$1,57 \cdot 10^{-4}$	$1,57 \cdot 10^{-4}$
$f_{01}$ , Hz	30,75	28,16	24,66	20,98
$f_{02}$ , Hz	58,97	50,28	45,30	42,67
$f_{03}$ , Hz	88,57	76,49	66,48	58,71
$V_{m1}$	-31,836	-31,014	-31,653	-15,298
$V_{m2}$	-4,869	-3,790	-3,704	-3,781

#### a) Uticaj vrste ležaja

Svi slučajevi ispitivanja uticaja ležišta na dinamičko ponašanje vratila odnose se na kotrljajne ležaje, pri čemu se vratilo posmatra kao nelinearan sistem. S obzirom da su krutosti ležaja u funkciji radijalne sile (obraci 6.55 i 6.56), to se u prvom koraku proračuna određuju reakcije oslonaca koje služe za određivanje radijalne krutosti ležaja čije su vrijednosti prema [97, 124]:

$$\text{- za kuglične ležajeve} \quad c_r = 1,19 (iz)^{2/3} d_k^{1/3} F_r^{1/3} \quad (6.55)$$

$$\text{- za valjkaste ležajeve} \quad c_r = 3,401 (iz)^{0,9} l_a^{0,8} F_r^{0,1} \quad (6.56)$$

gdje je:

$i$  - broj redova kotrljajnih tijela

$z$  - broj kotrljajnih tijela u jednom redu

$d_k$  - prečnik kuglice ležaja, mm

$l_a$  - aktivna dužina valjčića valjkastih ležaja, mm

$F_r$  - radijalno opterećenje ležaja, N.

Za analizu su posmatrani uticaji tri vrste kotrljajnih ležaja datih u tabeli 6.11.

Tabela 6.11 Uporedni karakteristični parametri rezultata proračuna

Vrsta ležaja	Kosi kugl. jednoređi Ø230/130x40 FAG B7226E.TPA.P4.UL	Konični valjk. jednoređi Ø230/130x40 FAG 30226A	Valjk. dvoređi samoud. Ø280/130x93 FAG 22326S.MB
$C_{r10}/C_{r4}$	1,54	1,71	1,69
$C_{r9}/C_{r5}$	4,66	1,79	1,69
$V_{max}$ , m, ČT 13 (11)	$1,47 \cdot 10^{-4}$	$6,99 \cdot 10^{-5}$	$1,57 \cdot 10^{-4}$
$f_{01}$ , Hz	33,41	33,62	32,88
$f_{02}$ , Hz	79,06	79,72	78,17
$f_{03}$ , Hz	101,26	106,69	104,69
$V_{m1}$	-5,344	-5,926	-5,500
$V_{m2}$	-6,081	-6,185	-6,096

**b) Uticaj opterećenja i vrste materijala elemenata montiranih na vratilo**

Sve aktivne sile, koje se kao otpori javljaju u toku procesa piljenja, promjenljive su vremenske funkcije i opseg njihove promjene može dostići znatnu vrijednost, što je potvrđeno eksperimentalnim ispitivanjima. Dejstvo ovih sila na sistem vratilo-uležištenje uzrokuje pojavu elastičnih deformacija vratila. U ovoj analizi aktivne sile su predstavljene kao proizvoljne poprečne koncentrisane sile koje djeluju u čvornim tačkama remenice  $F_R$  i pilnog diska  $F$ , a rezultati proračuna dati su u tabeli 6.12.

Tabela 6.12. Uporedni karakteristični parametri rezultata proračuna

Opterećenje, N	$F_R=5000$ $F=15000$	$F_R=10\ 000$ $F=15\ 000$	$F_R=15\ 000$ $F=15\ 000$	$F_R=20\ 000$ $F=20\ 000$
$C_{r10}/C_{r4}$	1,55	1,14	0,97	0,97
$C_{r9}/C_{r5}$	3,33	1,38	1,00	1,01
$V_{max}$ , m	ČT 13	$1,24 \cdot 10^{-4}$	$1,33 \cdot 10^{-4}$	$1,42 \cdot 10^{-4}$
	ČT 11	$0,96 \cdot 10^{-4}$	$1,60 \cdot 10^{-4}$	$2,21 \cdot 10^{-4}$
$f_{01}$ , Hz	33,39	33,53	33,56	33,65
$f_{02}$ , Hz	78,59	78,96	78,73	79,40
$f_{03}$ , Hz	100,47	103,88	102,96	106,40
$V_{m1}$	-5,026	-4,826	-4,797	-4,972
$V_{m2}$	-5,981	-5,609	-5,411	-5,561

Spoljašnje mase kao što su: remenica, zamajac, stezač pilnog diska i pilni disk, preko veličine i gustine materijala  $\rho$  utiču na dinamičko ponašanje vratila. Zamajac i pilni disk rade se od čeličnih materijala, dok stezač pilnog diska i remenice mogu biti i od sivog ljeva. Stoga je ovdje vršena analiza sa tim kvalitetima materijala čiji su rezultati proračuna prikazani u tabeli 6.13.

Vratilo pilnog diska najčešće se radi od konstrukcionih srednje ugljeničnih i manganskih čelika, koji se poslije podvrgavaju termičkoj obradi poznatoj kao strukturalno poboljšanje (žarenje) praćeno visokim kaljenjem do tvrdoće (22 ÷ 28) HRC, respektivno (28 ÷ 35) HRC.

Tabela 6.13 Uporedni karakteristični parametri rezultata proračuna

Remenica	čelik ( $\rho=7850\text{ kg/m}^3$ )	sivi liv ( $\rho=7300\text{ kg/m}^3$ )
Zamajac	čelik ( $\rho=7850\text{ kg/m}^3$ )	čelik ( $\rho=7850\text{ kg/m}^3$ )
Stezač PD	čelik ( $\rho=7850\text{ kg/m}^3$ )	sivi liv ( $\rho=7300\text{ kg/m}^3$ )
PD	čelik ( $\rho=7850\text{ kg/m}^3$ )	čelik ( $\rho=7850\text{ kg/m}^3$ )
$C_{r10}/C_{r4}$	0,97	1,72
$C_{r9}/C_{r5}$	1,00	1,79
$V_{max}$ , m	ČT 13	$7,16 \cdot 10^{-5}$
	ČT 11	$3,57 \cdot 10^{-5}$
$f_{01}$ , Hz	33,56	34,24
$f_{02}$ , Hz	78,73	80,88
$f_{03}$ , Hz	102,96	106,98
$V_{m1}$	-4,797	-5,836
$V_{m2}$	-5,411	-6,154

**c) Analiza rezultata proračuna**

Analizirajući rezultate proračuna može se zaključiti sljedeće:

- Tabela 6.9

Povećanjem rastojanja između prednjeg ležišta i zamajca, veličine deformacija na prepustima vratila ostaju nepromijenjene, a promjene sopstvenih frekvenci su neznatne i dva puta veće od radne frekvence. U slučaju kad se zamajac nalazi na sredini raspona ležišta, dinamička



stabilnost vratila je najniža. Najpovoljnija varijanta postiže se pri  $c = 900$  mm kada je zamajac do ležišta pilnog diska.

- Tabela 6.10

Sa porastom mase zamajca generisane prečnikom  $D_z$  i širinom  $B_z$ , deformacije vratila na prepustima se ne mijenjaju, ali se značajno smanjuju sopstvene frekvencije. Proističe zaključak da je u predloženoj koncepciji modela vratila najpovoljnije zadržati dimenzije zamajca izvorne varijante ( $B_z = 200$  mm,  $D_z = 900$  mm), kada se dobija bitno veća dinamička stabilnost u odnosu na ispitivane varijante sa povećanom masom zamajca.

- Tabela 6.11

Izmjena ležajeva u konstrukciji sklopa vratila bitno utiče na maksimalna pomjeranja. Najniže deformacije se dobijaju primjenom koničnih valjkastih jednoredih ležajeva. Sa izmjenom ležajeva ne utiče se na sopstvene frekvence koje su do 2 puta veće od radnih. Međutim utiče se na povećanje dinamičke stabilnosti koja je najpovoljnija ako se u ležišta ugradi par kosih kugličnih jednoredih ležaja.

- Tabela 6.12

Na deformacije vratila i sopstvene frekvencije neznatan uticaj ima porast opterećenja na pogonskoj strani vratila. Najpovoljnije je kada su remenica i pilni disk opterećeni istim silama. Tada se dobija veća dinamička stabilnost vratila. Radna frekvencija vratila je dva puta niža od kritične (prve sopstvene frekvencije  $f_{01}$ ).

- Tabela 6.13

Kvalitet materijala dodatnih elemenata bitno utiče na deformacije vratila. U slučaju remenice i stezača pilnog diska od sivog liva maksimalne deformacije na prepustu vratila su manje od onih kada su navedeni elementi izrađeni od čelika. Međutim, ispitivanje je pokazalo da se neznatno mijenjaju sopstvene frekvencije sistema, a dinamička stabilnost se povećava sa dodatnim elementima od čelika.

### 6.2.3 Sklop pilnog diska

S obzirom da kompleksna rotirajuća struktura pilnog diska sa dinamičkog aspekta predstavlja složeni prostorni problem, kao što je već ranije istaknuto, korisna je primjena numeričkih metoda u procjeni stanja dinamičke stabilnosti. Cilj numeričke analize je istraživanje uticaja različitih parametara radnih uslova na stabilnost prostorne strukture pilnog diska.

Kreiraju se dva modela:

- model sklopa pilnog diska na konzolnom vratilu (slika 6.25)
- model vratila oslonjenog na dva mjesta i sklopom pilnog diska na prepustu vratila

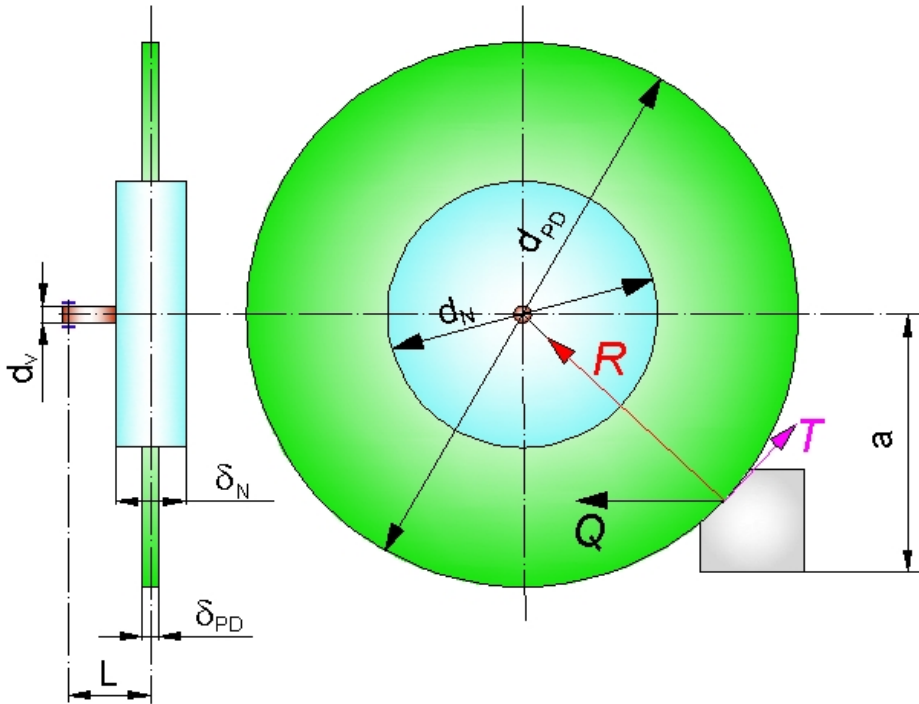
Procedura dinamičkog numeričkog istraživanja podrazumijeva kreiranje diskretizacionih modela sa određenim kombinacijama geometrijskih parametara, mase, stepena prigušenja i sopstvene frekvencije karakterističnih oblika vibriranja strukture.

U radu je primjenjen softverski paket KOMIPS koji omogućava: modeliranje i proračun složenih konstrukcija, određivanje pomjeranja i naprezanja i iznalaženje stvarnog ponašanja konstrukcije i njenih sastavnih elemenata. Pored toga nudi pouzdanu prognozu reagovanja konstrukcije, a pogonskim inženjerima olakšava rad pri donošenju odluka na području sanacije, rekonstrukcije i optimizacije, kao i određivanje uzroka lošeg ponašanja, procjenu eksploatacionog vijeka i sl.

Na osnovu dinamičke analize prostornog modela sklopa pilnog diska dolazi se do informacija o rezonantnim (sopstvenim) oblicima i frekvencijama oscilovanja strukture, kao i maksimalnoj očekivanoj fleksiji pri „zamišljenom“ opterećenju. Prvo se vrši određivanje sopstvenih oblika oscilovanja i frekvencija oscilovanja za date kombinacije, a zatim i frekventna analiza za

odgovarajuće kombinacije pobude i odziva. U tom smislu će se također izvršiti statička analiza sa odgovarajućim vrijednostima uticajnih sila.

Na slici 6.25 prikazana je skica modela konzolnog sklopa pilnog diska, a u tabeli 6.14 date su vrijednosti osnovnih dimenzija i djelujućih sila, odnosno podaci koji će se uzeti u obzir pri numeričkoj analizi. Treba navesti da će se iz spektra frekvencija glavnih oblika oscilovanja uzeti u obzir prve tri najniže frekvencije  $\omega$  i to: prvog, drugog i trećeg oblika oscilovanja ( $f_{01}$ ,  $f_{02}$  i  $f_{03}$ ).



Slika 6.25 Šematski prikaz osnovnih dimenzija konzolne forme pilnog diska

Tabela 6.14 Podaci za numeričku analizu

Naziv parametra	Oznaka	Mjerna jedinica	Numeričke vrijednosti pojedinih parametara					
Prečnik pilnog diska	$d_{PD}$	mm	1500		1900		2500	
Debljina pilnog diska	$\delta_{PD}$		6	7	8	10	11	12
Prečnik steznih ploča	$d_N$		750		950		1250	
Debljina nosača pilnog diska	$\delta_N$		80		100		130	
Prečnik vratila	$d_v$		120		120		120	
Dužina konzolnog prepusta vratila	L		190		240		315	
Visina potpora	a		600		680		900	
Glavni otpor piljenja	T		N	300		2100		3700
Otpor pomoćnog kretanja	Q	2600		11600		16000		
Otpor prodiranja	R	3900		17200		25500		

Diskretizacija strukture numeričkog modela izvršena je zapreminskim konačnim elementima koji se inače preporučuju za ovu vrstu problematike.

Unos podataka izvršen je prema proceduri koja se ukratko sastoji od kreiranja datoteke čvornih tačaka dizajniranjem zapreminske strukture vratila i pilnog diska, a prema realnim dimenzijama i međusobnim položajima elemenata. Datoteka tačaka sadrži informacije o ukupnom broju tačaka modela, tip analize, broj slučajeva opterećenja, globalno definisanje graničnih uslova (rotacije i translacije), lokalno definisanje graničnih uslova, skaliranje dužine, Dekartove koordinate čvornih tačaka, itd.

Datoteka konačnih elemenata sadrži informacije o ukupnom broju konačnih elemenata, broj različitih materijala, modul elastičnosti, Poisson-ov koeficijent, te lokalne oznake čvorova elemenata sa definisanom orijentacijom lokalne ose u odnosu na globalnu.

Datoteka opterećenja sadrži broj čvora strukture u kojoj se nanosi opterećenje, broj slučajeva opterećenja i opterećenje (statika) ili masa (dinamika).

Struktura konzolnog slučaja dijela vratila sa pilnim diskom diskretizirana je sa: 7680 čvornih tačaka i 5580 zapreminskih elemenata. Granični uslovi su postavljeni prema realnom stanju, pri izvođenju eksperimentalnih ispitivanja, tj. kruta veza konzolnog tipa, slika 6.25.

### a) Sopstveni oblici oscilovanja

Karakteristike sopstvenih frekvencija sa vrijednostima maksimalnih pomjeranja (fleksija) u pripadajućim ravninama prikazane su u tabeli 6.15.

Tabela 6.15 Vrijednosti sopstvenih oscilacija, maksimalne vrijednosti i ravnine pomjeranja

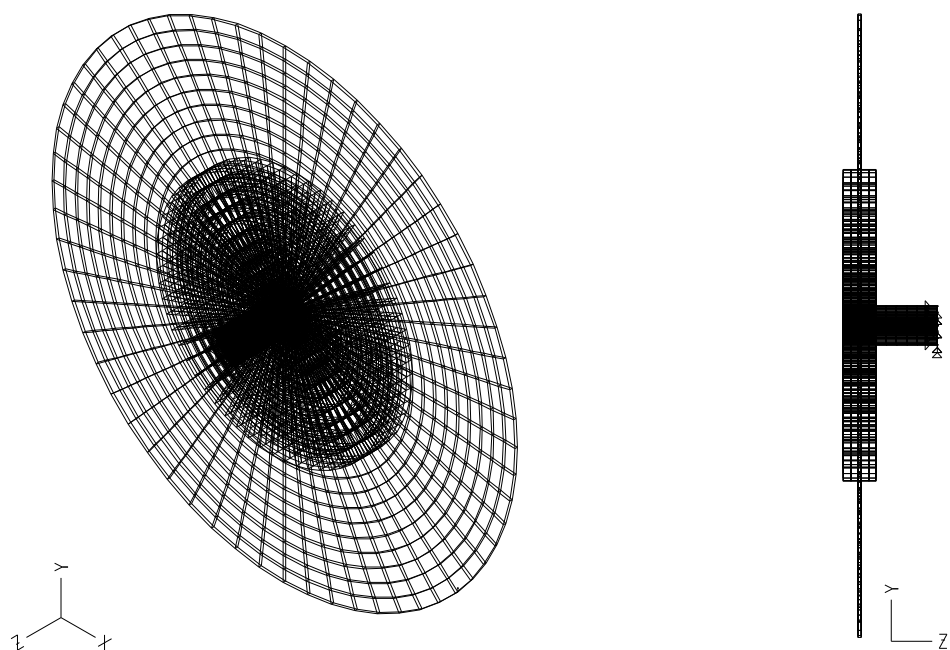
$d_{PD}$ mm	$\delta_{PD}$ mm	Frekvencija Hz		Maksimalno pomjeranje cm	Ravan
1900	10	$f_{01}$	38,95	0,238	x-z
		$f_{02}$	39,43	0,214	y-z
		$f_{03}$	40,03	0,110	osa z
1900	8	$f_{01}$	26,07	0,417	y-z
		$f_{02}$	31,22	0,386	x-z
		$f_{03}$	41,27	0,286	y-z
2500	11	$f_{01}$	24,88	0,076	osa z
		$f_{02}$	29,24	0,148	y-z
		$f_{03}$	30,18	0,155	x-z / y-z
2500	12	$f_{01}$	21,21	0,191	y-z
		$f_{02}$	23,41	0,172	x-z / y-z
		$f_{03}$	24,05	0,079	osa z
1500	7	$f_{01}$	40,96	0,494	x-z
		$f_{02}$	45,85	0,407	y-z
		$f_{03}$	48,79	0,431	x-z / y-z
1500	6	$f_{01}$	48,11	0,547	x-z
		$f_{02}$	53,82	0,474	y-z
		$f_{03}$	56,28	0,485	y-z

Na osnovu rezultata numeričke analize sopstvenih oscilacija vidljivo je da je najniža vrijednost sopstvene frekvencije za pilni disk najvećeg prečnika i najveće debljine, ali i da se najveće "zamišljeno" bočno pomjeranje diska dešava za slučaj najmanjeg prečnika i najmanje debljine pilnog diska.

Radne frekvencije na osnovu broja obrtaja diska u nestacionarnim uslovima rada su:  $f_{min} = 13,55$  Hz,  $f_{naz} = 16,43$  Hz,  $f_{max} = 20,35$  Hz.

Na osnovu ovih parametara može se konstatovati da je nazivna frekvencija sistema ispod najniže prve sopstvene frekvencije mogućih kombinacija sistema, što je povoljno jer pri pokretanju sistema isti ne prolazi kroz neku od sopstvenih vrijednosti. Kritična vrijednost je pri postizanju maksimalnog broja obrtaja kada je sistem blizu prve sopstvene vrijednosti, što može biti nepovoljno sa aspekta porasta faktora dinamičkog pojačanja.

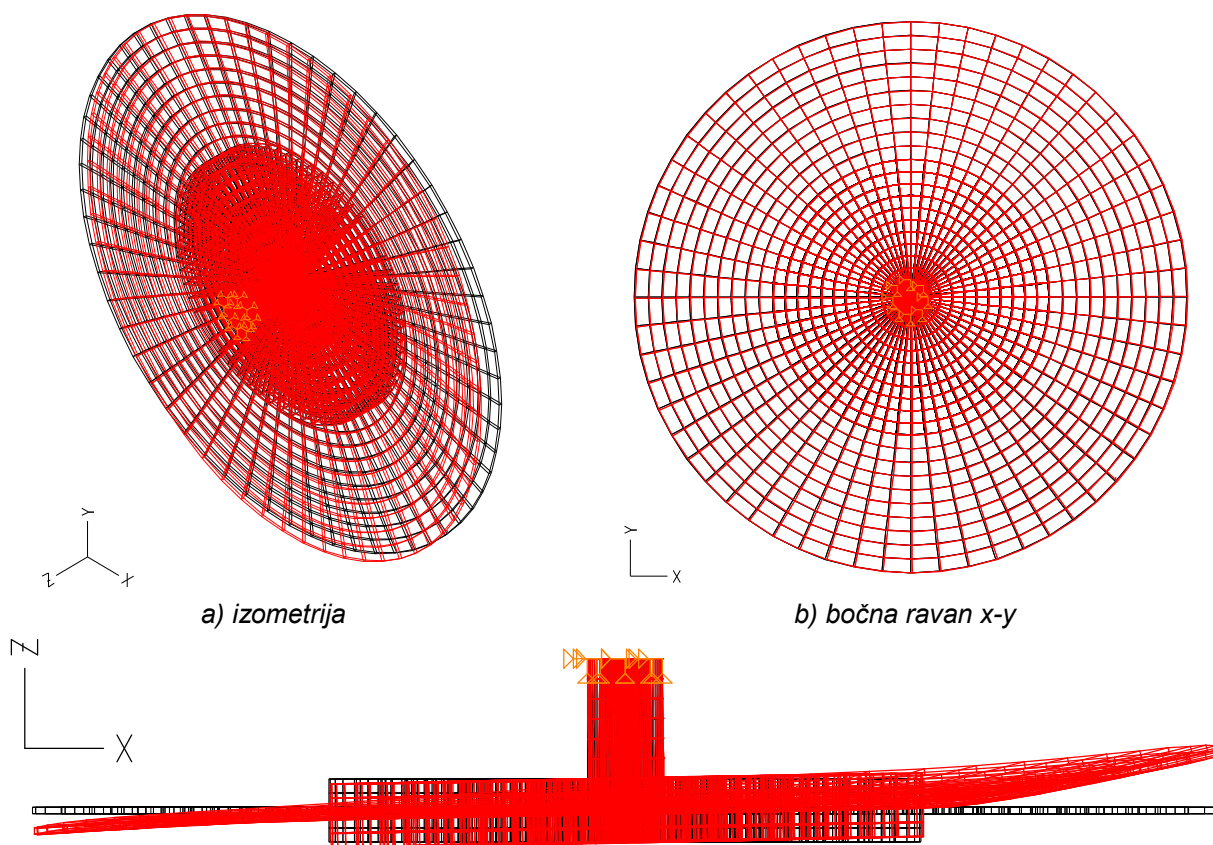
Na slikama 6.26 do 6.34 dati su prikazi oblika oscilovanja i vrijednosti sopstvenih frekvencija za različite slučajeve geometrijskih parametara sklopa pilnog diska konzolne izvedbe.



a) izometrija

b) nacrtna ravan

Slika 6.26 Diskretizacija konzolnog pilnog diska  $d_{PD} = 1900 \text{ mm}$ ,  $\delta_{PD} = 10 \text{ mm}$



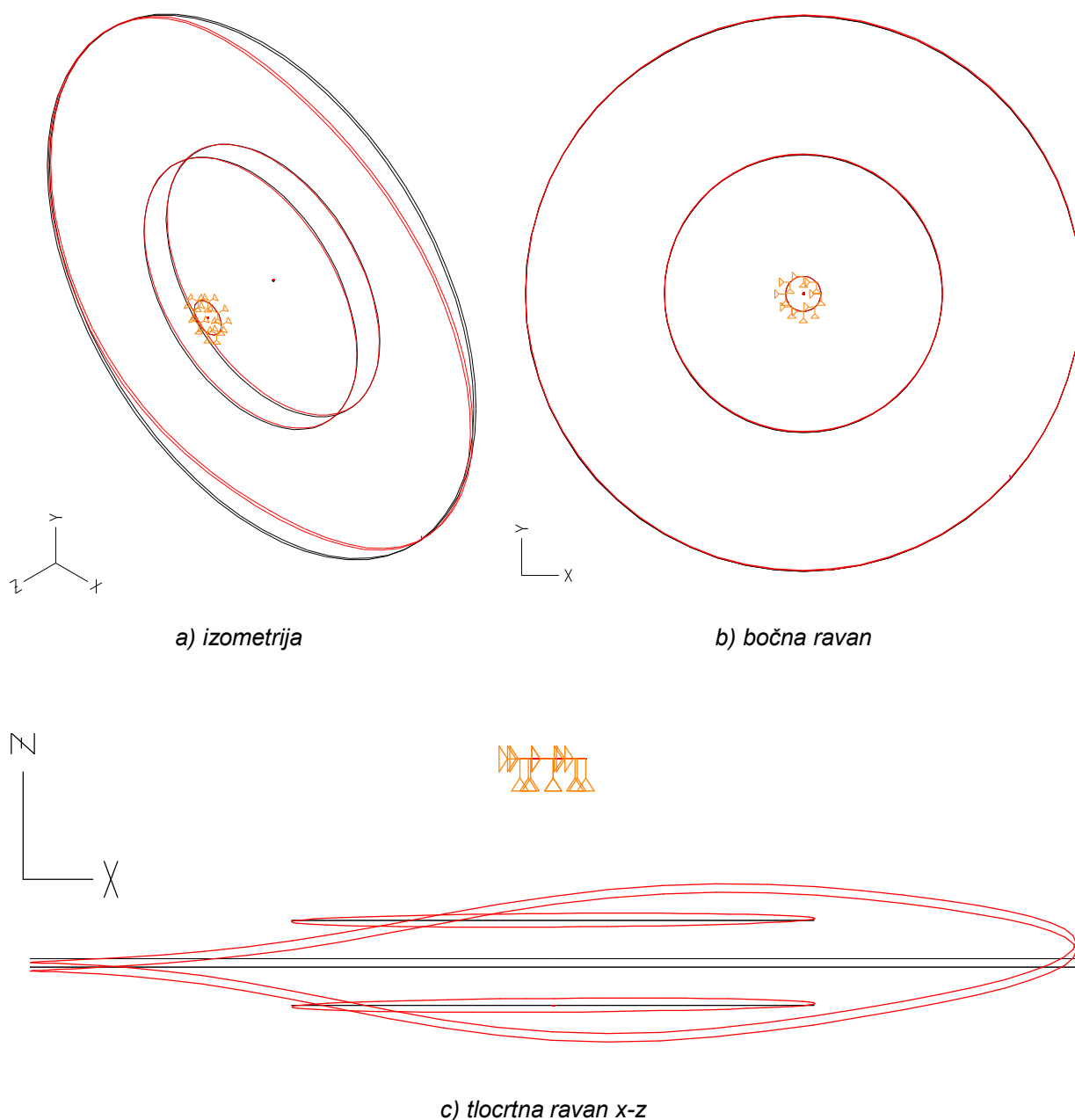
a) izometrija

b) bočna ravan x-y

c) tlocrtna ravan x-z

Slika 6.27 Prvi sopstveni oblik oscilovanja  $f_{01} = 38,95 \text{ Hz}$

Na osnovu slike 6.27 je moguće primijetiti da se najveće pomjeranje pri prvom sopstvenom savojnom obliku oscilovanja dešava u horizontalnoj ravni x-z pri frekvenciji 38,95 Hz, sa vrijednošću pomjeranja od 0,238 cm.



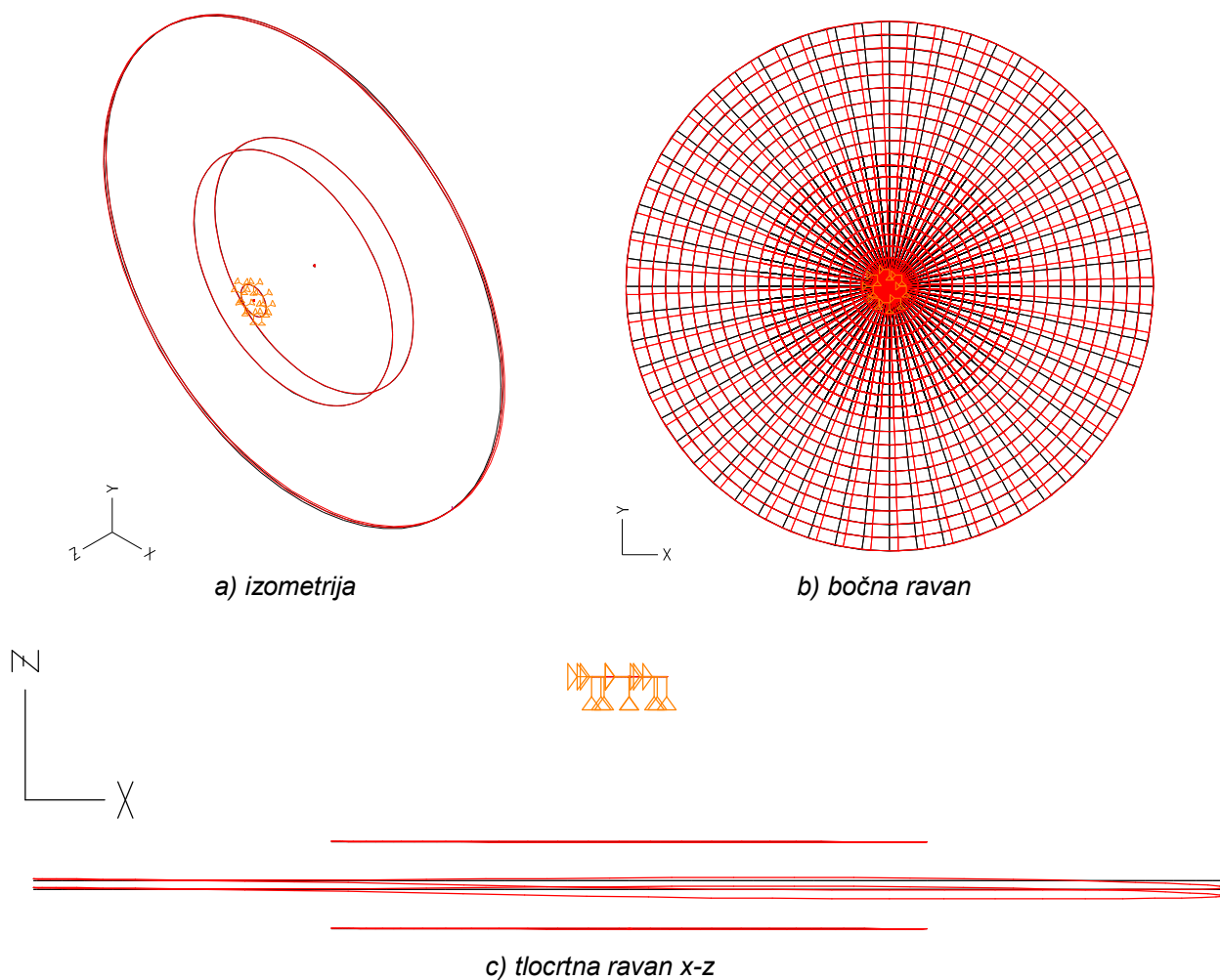
Slika 6.28 Drugi sopstveni oblik oscilovanja  $f_{02} = 39,43$  Hz diska  $d_{PD} = 1900$  mm,  $\delta_{PD} = 10$  mm

Na osnovu slike 6.28 moguće je primijetiti da se najveće pomjeranje pri drugom sopstvenom savojnom obliku oscilovanja dešava u vertikalnoj ravni y-z pri frekvenci 39,43 Hz, sa vrijednošću pomjeranja od 0,214 cm.

Potrebno je napomenuti da se u prvom redu posmatraju dinamička ponašanja konzolnog sklopa diska i vratila za slučaj slobodnog obrtanja i prilaženja obratku.

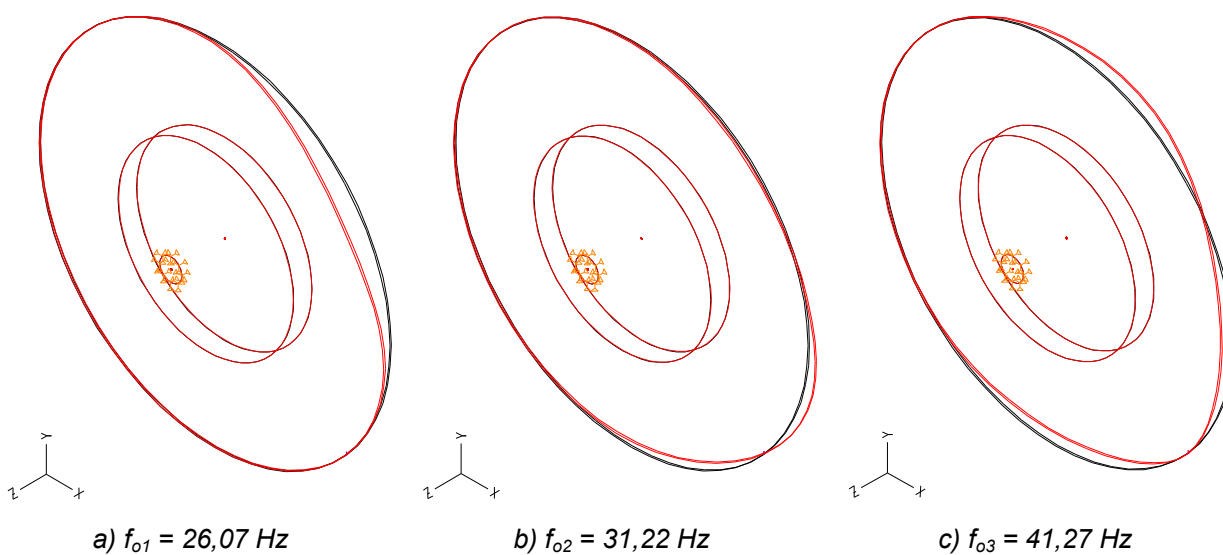
**Sa aspekta tolerancija pri formiranju reza u obratku za kriterij stabilnosti sistema, osim kriterija kritičnih brzina, usvaja se i dimenzioni kriterij ( $\delta_{PD} + 1,5$ ) mm.**

Nakon formiranja početnog reza u obratku nastaju nešto drukčiji granični uslovi pri numeričkoj analizi kroz djelovanje otpora obrade: glavnog otpora piljenja, otpora pomoćnog kretanja i otpora prodiranja.



Slika 6.29 Treći sopstveni oblik oscilovanja  $f_{03} = 40,03$  Hz diska  $d_{PD} = 1900$  mm,  $\delta_{PD} = 10$  mm

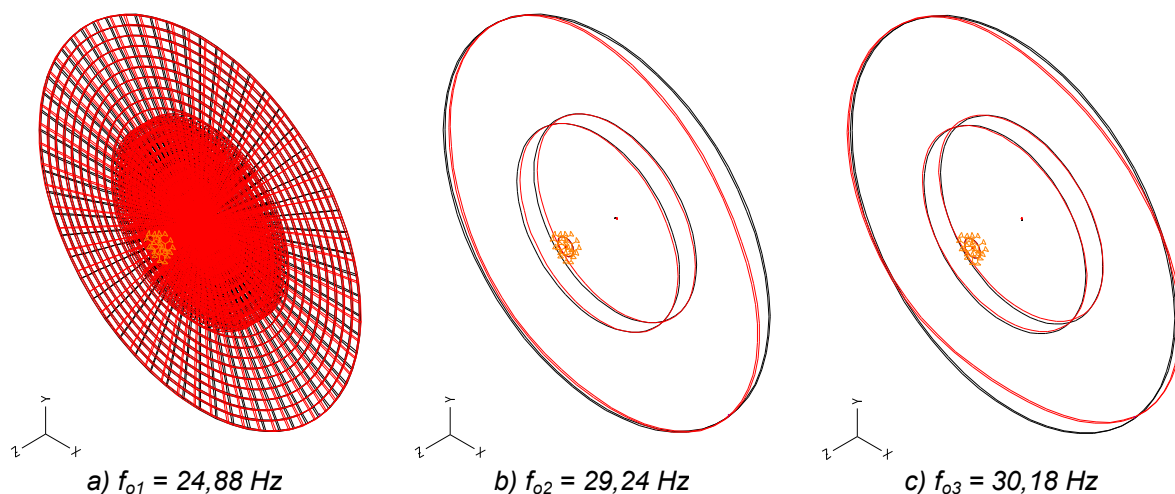
Na slici 6.29 moguće je primijetiti da je treći sopstveni oblik oscilovanja torzioni oko ose "z" i tada se dešava najveće pomjeranje u vertikalnoj ravni x-y pri frekvenciji 40,03 Hz, sa vrijednošću pomjeranja od 0,110 cm.



Slika 6.30 Sopstveni oblici oscilovanja diska  $d_{PD} = 1900$  mm,  $\delta_{PD} = 8$  mm

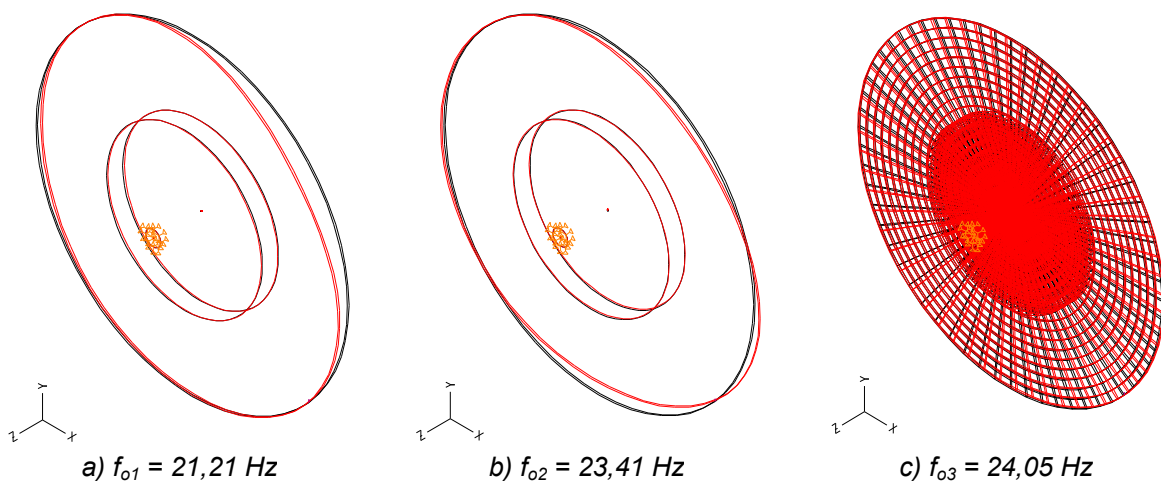
Na slici 6.30 vidljivo je da za pilni disk karakteristika  $d_{PD} = 1900$  mm i  $\delta_{PD} = 8$  mm sva tri oblika oscilovanja su savojna sa pomjeranjima u y-z ravnini, dakle nema uticaja torzionih oscilacija. Maksimalno pomjeranje je za prvi sopstveni oblik oscilovanja 0,417 cm.





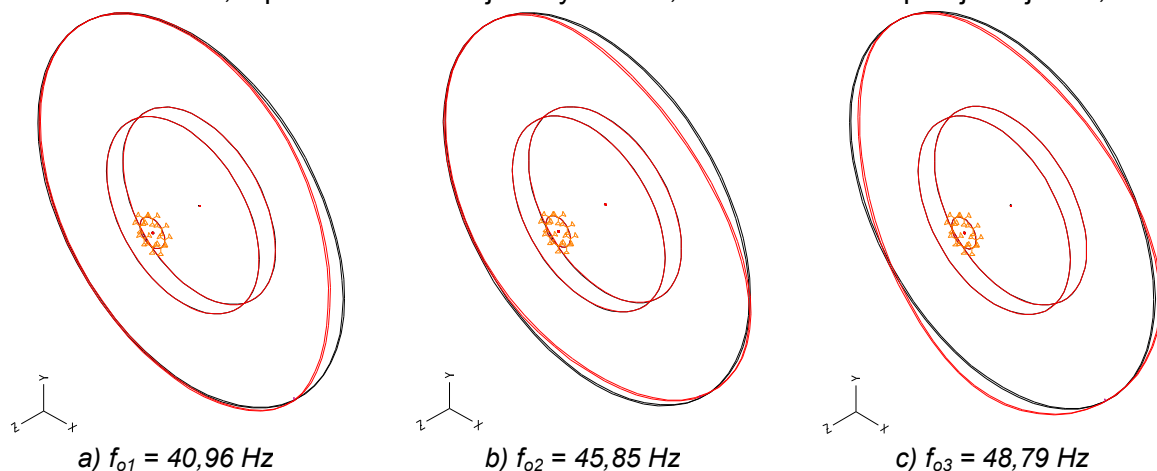
Slika 6.31 Sopstveni oblici oscilovanja diska  $d_{PD} = 2500$  mm,  $\delta_{PD} = 11$  mm

Na slici 6.31 vidljivo je da za pilni disk karakteristika  $d_{PD} = 2500$  mm i  $\delta_{PD} = 11$  mm prvi sopstveni oblik oscilovanja je torzioni oko ose "z", a druga dva su savojna u y-z ravni, sa maksimalnim pomjeranjem 0,155 cm.



Slika 6.32 Sopstveni oblici oscilovanja diska  $d_{PD} = 2500$  mm,  $\delta_{PD} = 12$  mm

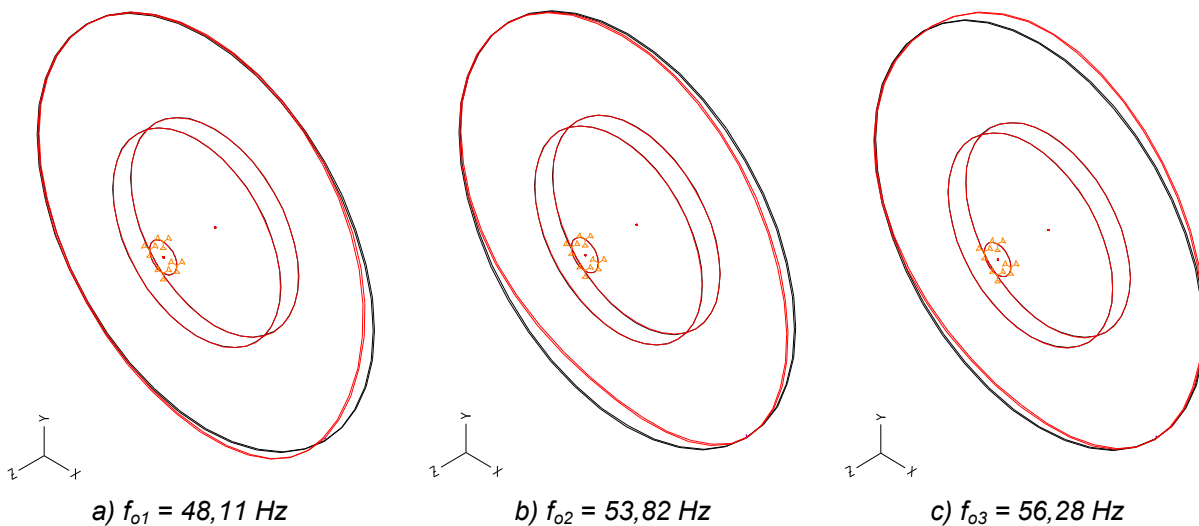
Za pilni disk sa  $d_{PD} = 2500$  mm i  $\delta_{PD} = 12$  mm (slika 6.32) treći sopstveni oblik oscilovanja je torzioni oko ose "z", a prva dva su savojna u y-z ravni, sa maksimalnim pomjeranjem 0,191 cm.



Slika 6.33 Sopstveni oblici oscilovanja diska  $d_{PD} = 1500$  mm,  $\delta_{PD} = 7$  mm

Na slici 6.33 vidljivo je da za pilni disk karakteristika  $d_{PD} = 1500$  mm i  $\delta_{PD} = 7$  mm sva tri sopstvena oblika oscilovanja su savojna u y-z ravni, sa maksimalnim pomjeranjem 0,494 cm.





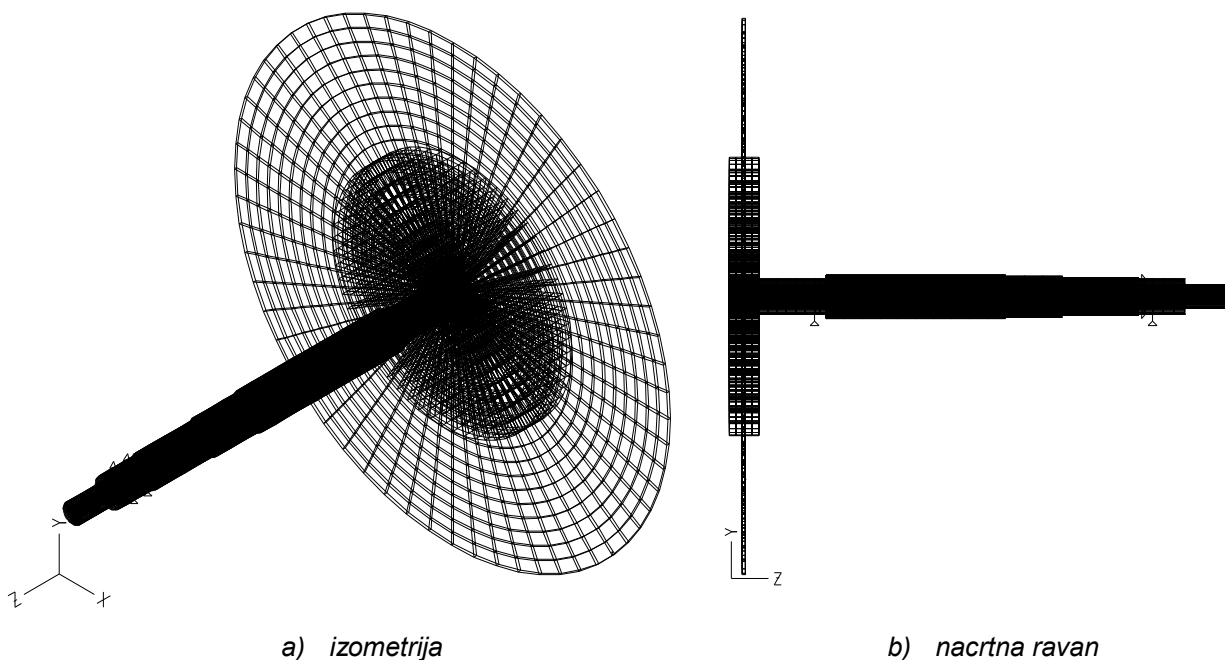
Slika 6.34 Sopstveni oblici oscilovanja diska  $d_{PD} = 1500 \text{ mm}$ ,  $\delta_{PD} = 6 \text{ mm}$

Na slici 6.34 vidljivo je da za pilni disk karakteristika  $d_{PD} = 1500 \text{ mm}$  i  $\delta_{PD} = 6 \text{ mm}$  sva tri sopstvena oblika oscilovanja su savojna u y-z ravni, sa maksimalnim pomjeranjem 0,547 cm.

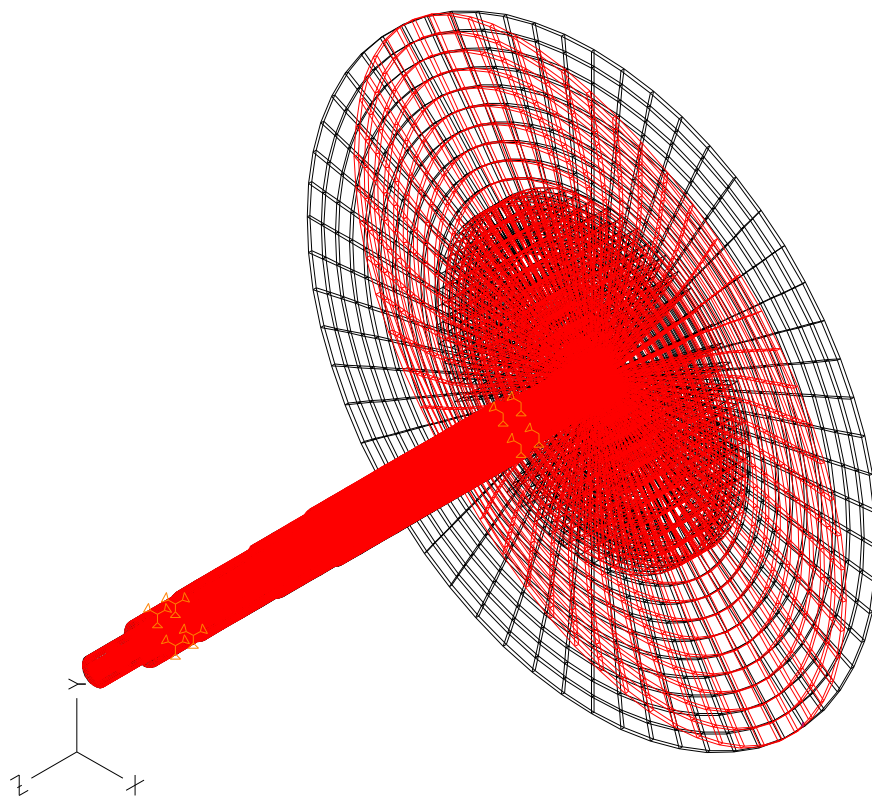
U nešto realnijem uslovima posmatran je **drugi slučaj modeliranja**, odnosno međusobni uticaj vratila i pilnog diska na sopstvene oblike oscilovanja sklopa za slučaj kada se radi o pilnom disku dimenzija  $d_{PD} = 1900 \text{ mm}$  i  $\delta_{PD} = 10 \text{ mm}$ .

Diskretizacija dinamičkog modela izvršena je sa 16380 tačaka i 12540 zapreminskih konačnih elemenata.

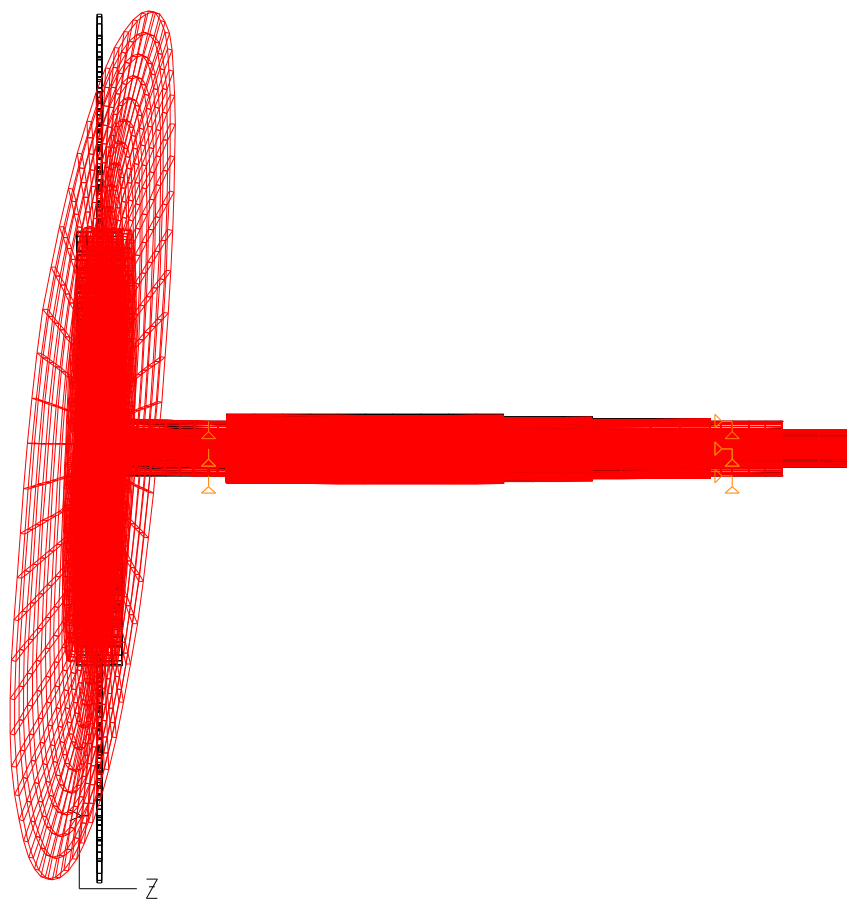
Na slici 6.35 dat je prikaz diskretizacije sklopa vratila i pilnog diska u izometrijskom i bočnom položaju.



Slika 6.35 Diskretizacija sklopa vratila i pilnog diska

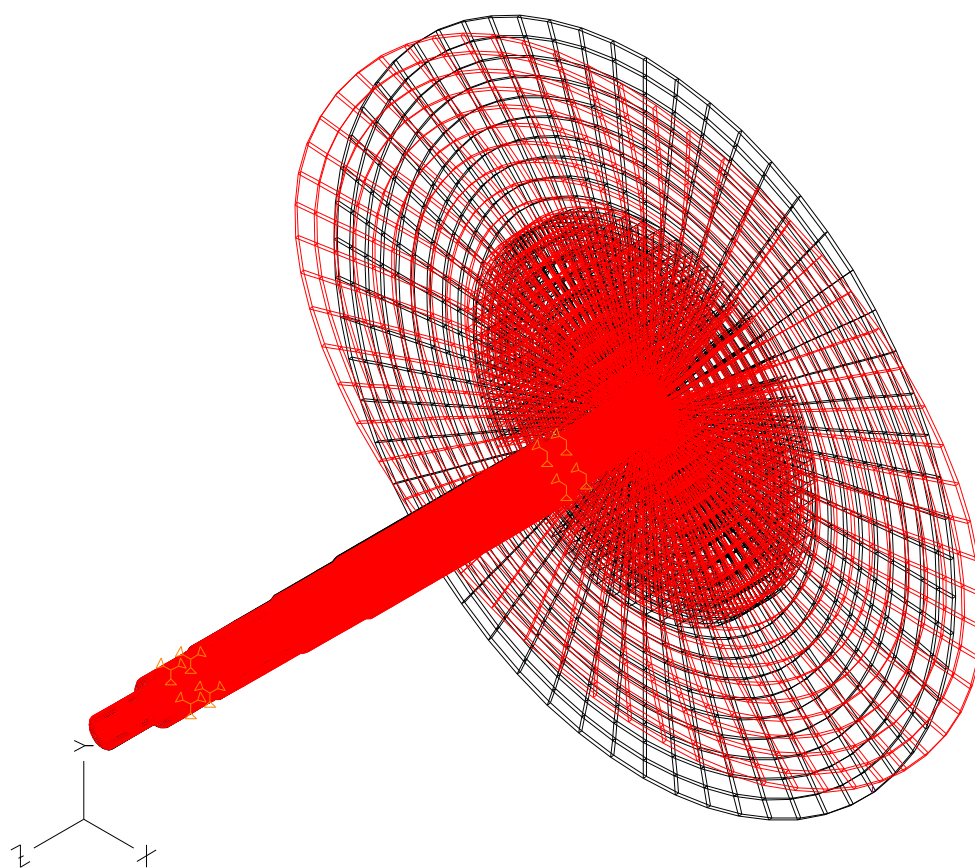


a)

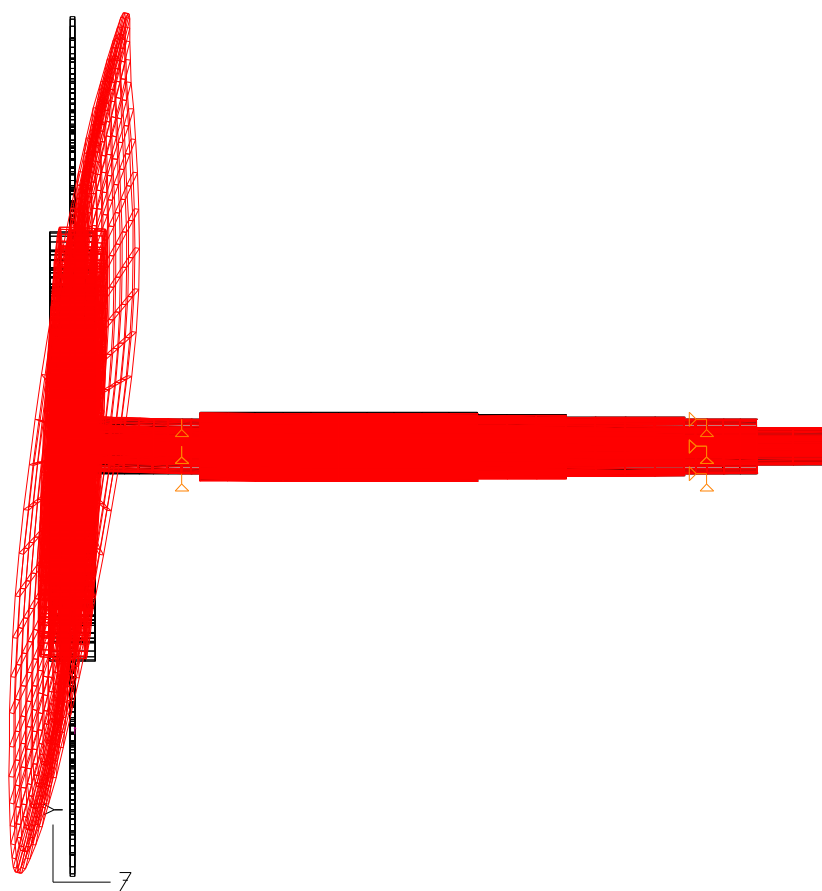


b)

Slika 6.36 Prvi oblik oscilovanja:  $f_{01} = 34,79$  Hz, max. pom 0,169 cm

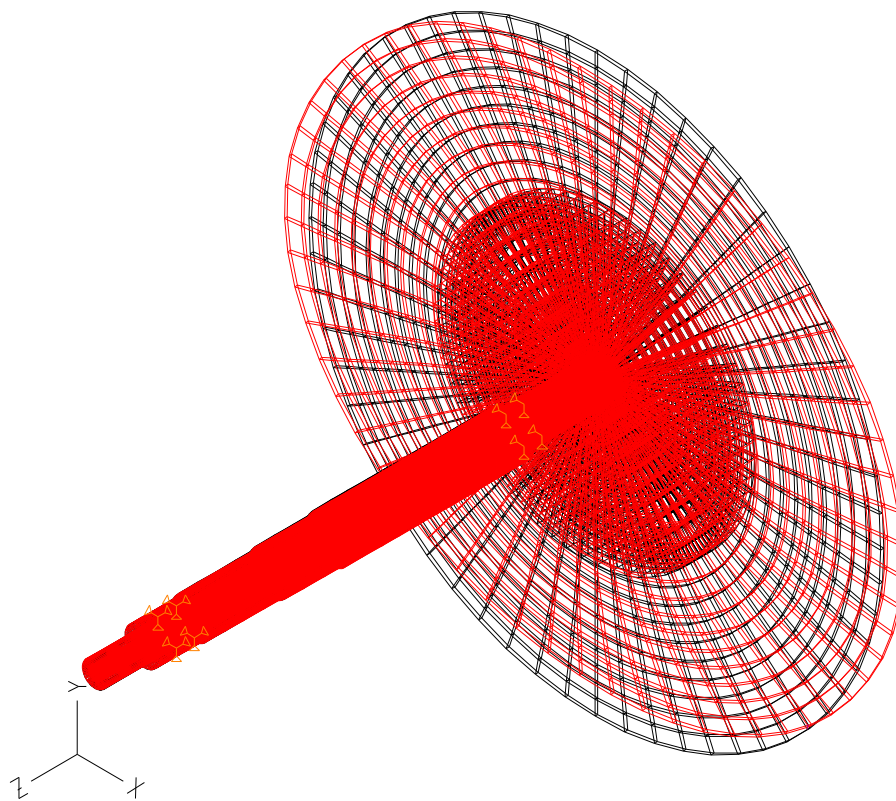


a)

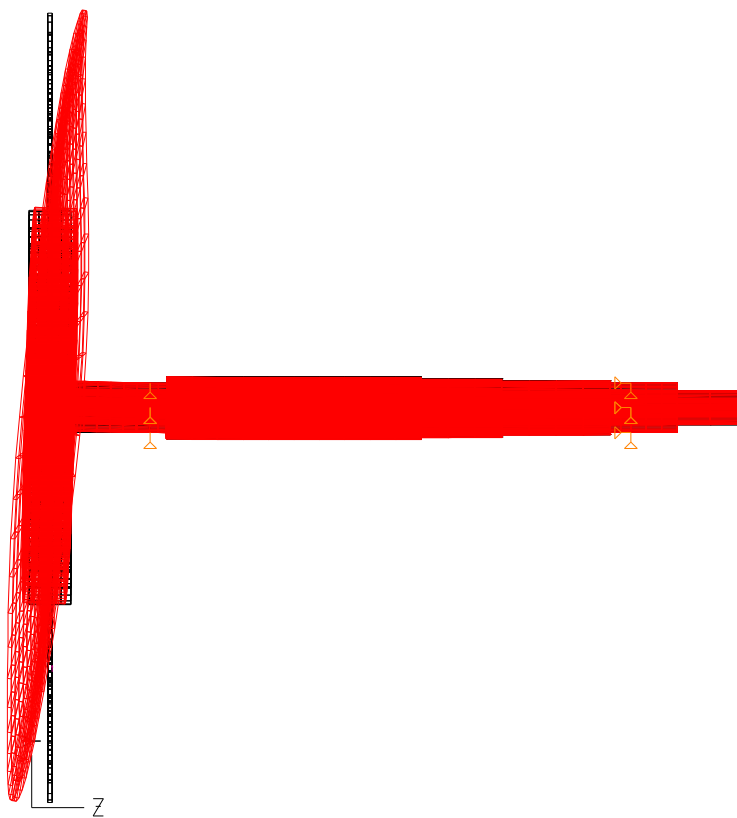


b)

Slika 6.37 Drugi oblik oscilovanja:  $f_{02} = 35,78$  Hz, max. pom 0,140 cm



a)



b)

Slika 6.38 Treći oblik oscilovanja:  $f_{o3} = 36,31$  Hz, max. pom 0,123 cm

Na slici 6.36 vidljivo je da prvi sopstveni oblik oscilovanja sklopa vratila i pilnog diska jeste savojni, a na slikama 6.37 i 6.38 sopstveni oblici oscilovanja za drugi i treći oblik su kombinacija savojnih i torzionih oscilacija sistema.

Kod sklopa pilnog diska sa vratilom fleksije pilnog diska su izražajnije u odnosu na fleksije samoga vratila između dva oslonca, a razlog su veći prečnik diska i njegova manja krutost u poređenju sa pripadnim vratilom. Također, u poređenju sa konzolnom izvedbom sklopa diska i vratila primjećuju se i manje vrijednosti fleksija kod značajnih oblika oscilovanja.

Analiza sopstvenih oblika oscilovanja već na određen način ukazuje na ponašanje sistema pri prinudnim oscilacijama, tako da se može konstatovati da su fleksiona ponašanja pilnog diska u dinamičkim uslovima najizraženija, a za potpunu ocjenu dinamičkog ponašanja treba provesti i frekventnu analizu sistema sa procjenom najnepovoljnijih odnosa pobude i odziva sistema.

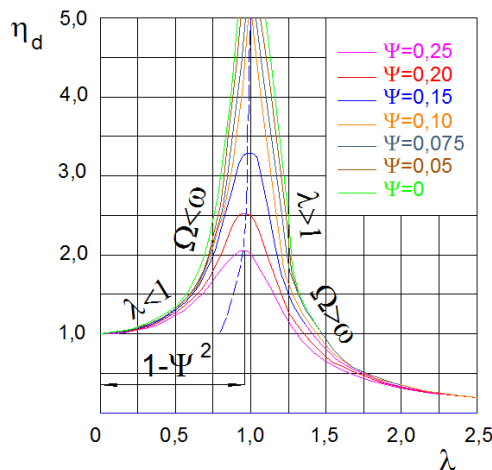
**b) Frekventna analiza konzolnog sistema pilnog diska**

Nakon analize vrijednosti sopstvenih frekvencija i oblika oscilovanja vrši se i frekventna analiza u smislu analize prinudnih prigušenih oscilacija u frekventnom domenu za koju je potrebno iznaći najnepovoljnije kombinacije pobude i odziva sistema. Potrebno je napomenuti da je za frekventni odziv u navedenim tačkama korištena srednja vrijednost prigušenja 0,036 koja je dobijena eksperimentalnim mjerenjima u realnim uslovima (tačka 5.3.4, poglavlje 5).

Frekventna analiza je veoma značajan alat u procjeni dinamičkog ponašanja kompleksnih sistema jer daje procjenu odziva u željenim tačkama strukture za očekivane kombinacije dinamičkih opterećenja. U tom smislu moguće je dobiti spektar odziva tačaka sistema po svim koordinatama.

Za postojeće kombinacije prečnika i debljine pilnog diska (tabela 6.14), kreirano je ukupno 153 moguće pobude i odzivi u karakterističnim tačkama sistema. Također, uzeto je u obzir ponašanje sistema pri sopstvenim oscilacijama, pa se na osnovu toga vršio odabir karakterističnih tačaka za odziv sistema. Pobuda je locirana u tačkama djelovanja sila na pilnom disku. Odziv je praćen u sva tri pravca koordinatnog sistema.

Faktor dinamičkog pojačavanja (dijagram 6.5) predstavlja odnos amplituda prinudnih vibracija pri dinamičkom i statičkom dejstvu poremećajne sile [4].

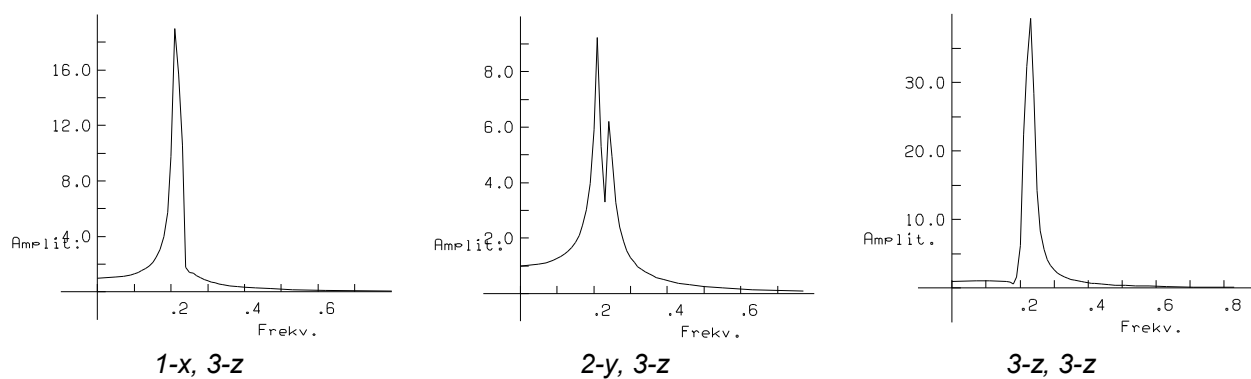


Dijagram 6.5 Faktor dinamičkog pojačavanja

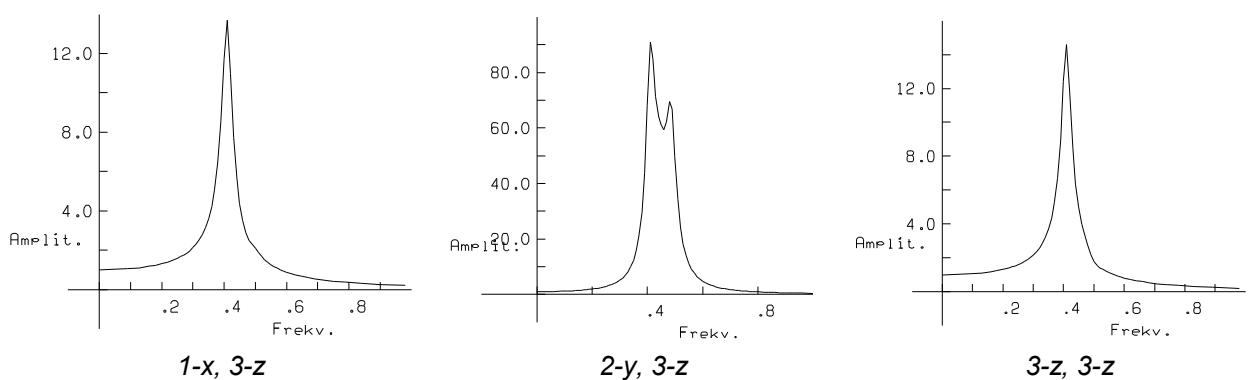
$$\eta_d = \frac{A}{A_{st}} = \frac{h / \omega^2 \sqrt{(1 - \lambda^2)^2 + 4\psi^2 \lambda^2}}{h / \omega^2} = \frac{1}{\sqrt{(1 - \lambda^2)^2 + 4\psi^2 \lambda^2}} \quad \dots(6.57)$$

gdje je:  $\lambda = \frac{\Omega}{\omega}$  - koeficijent poremećaja;  $\Psi = \frac{\delta}{\omega}$  - bezdimenzionalni koeficijent prigušenja;  
 $\Omega$  - kružna frekvencija prinudnih vibracija,  $\omega$  - kružna frekvencija slobodnih vibracija.

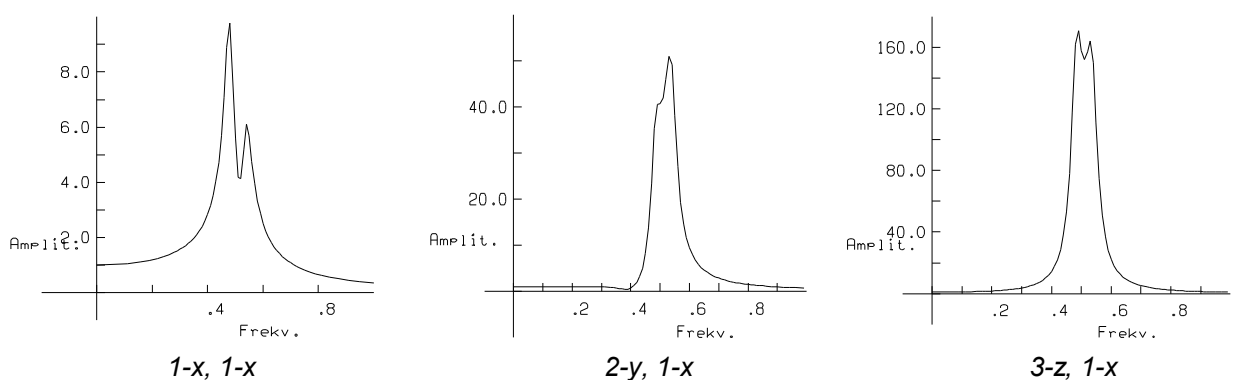




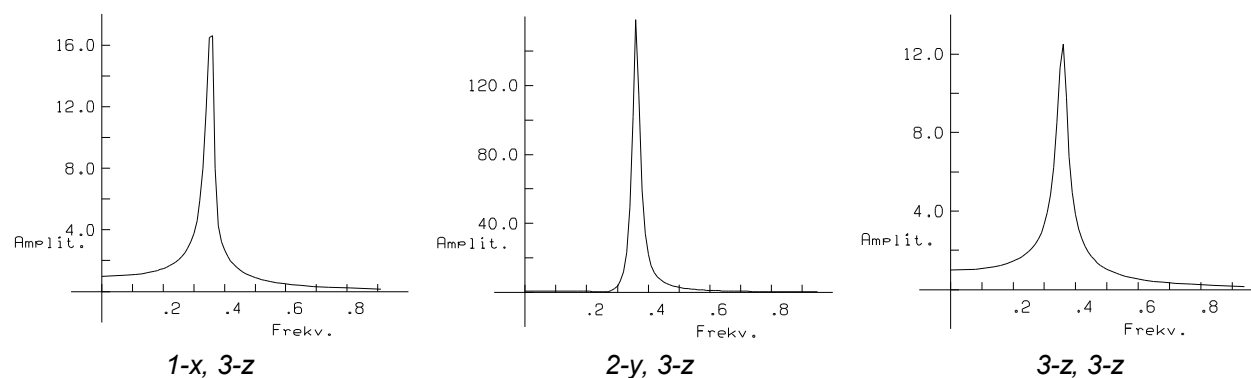
Dijagram 6.9 Amplitudno-frekventni dijagram odziva strukture:  $d_{PD}=2500$  mm,  $\delta_{PD}=12$  mm



Dijagram 6.10 Amplitudno-frekventni dijagram odziva strukture:  $d_{PD}=1500$  mm,  $\delta_{PD}=7$  mm



Dijagram 6.11 Amplitudno-frekventni dijagram odziva strukture:  $d_{PD}=1500$  mm,  $\delta_{PD}=6$  mm

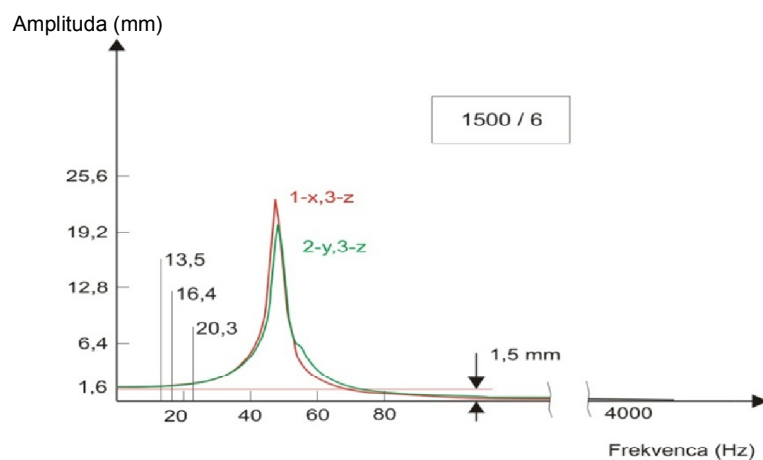


Dijagram 6.12 Amplitudno-frekventni dijagram odziva strukture:  $d_{PD}=1900$  mm,  $\delta_{PD}=10$  mm – sklop vratila i pilnog diska

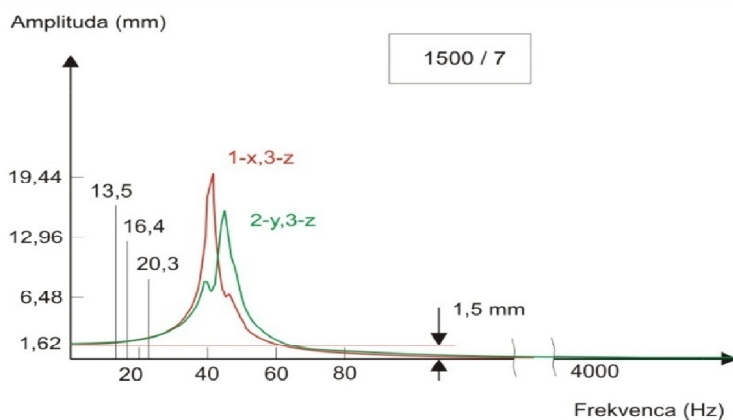


Na osnovu gore prikazanih frekventnih odziva moguće je, za svaki karakteristični slučaj prečnika i debljine pilnog diska, odrediti područje stabilnog, odnosno nestabilnog karaktera ponašanja.

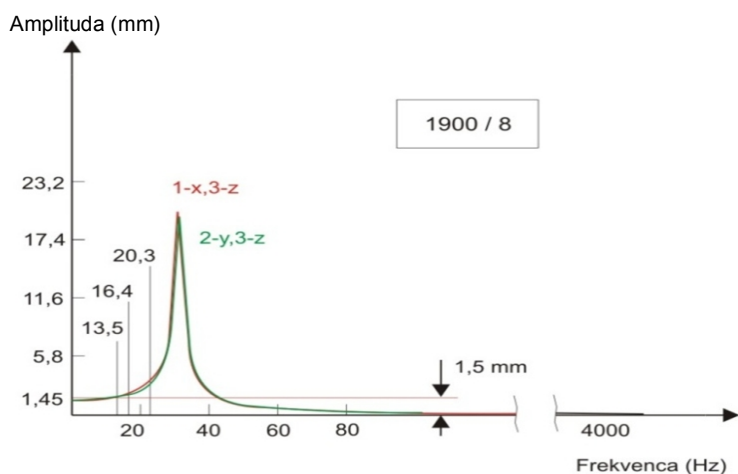
Na slijedećim slikama prikazani su dijagrami stabilnosti za svaku karakterističnu grupu.



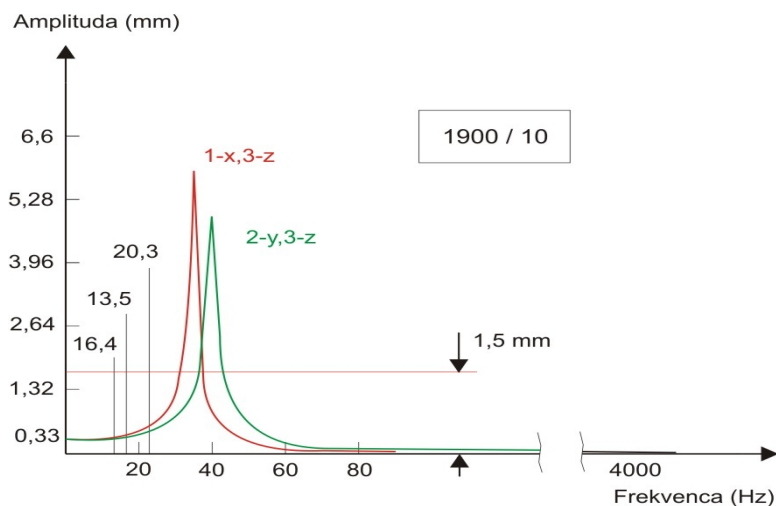
Dijagram 6.13 Amplitudno-frekventna karakteristika za slučaj:  
 $d_{PD}=1500 \text{ mm}$ ;  $\delta_{PD}=6 \text{ mm}$ ; 1-x, 3-z; 2-y, 3-z



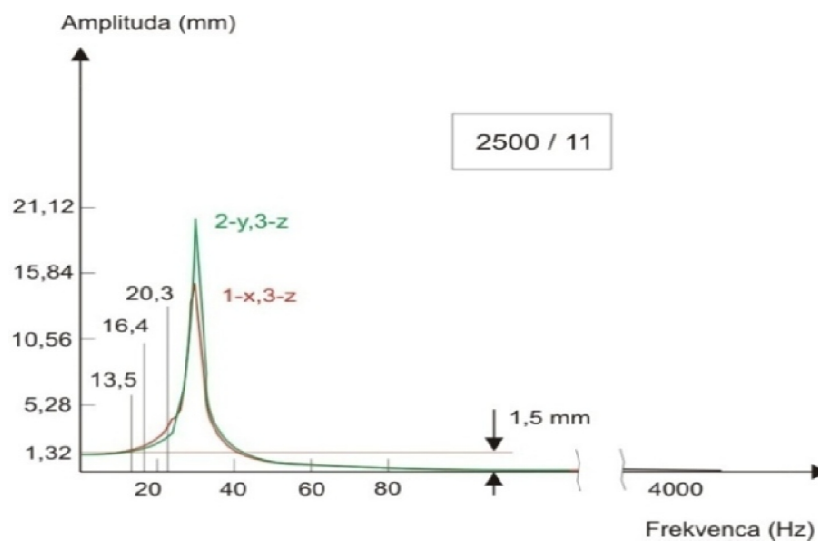
Dijagram 6.14 Amplitudno-frekventna karakteristika za slučaj:  
 $d_{PD}=1500 \text{ mm}$ ;  $\delta_{PD}=7 \text{ mm}$ ; 1-x; 3z; 2-y, 3-z



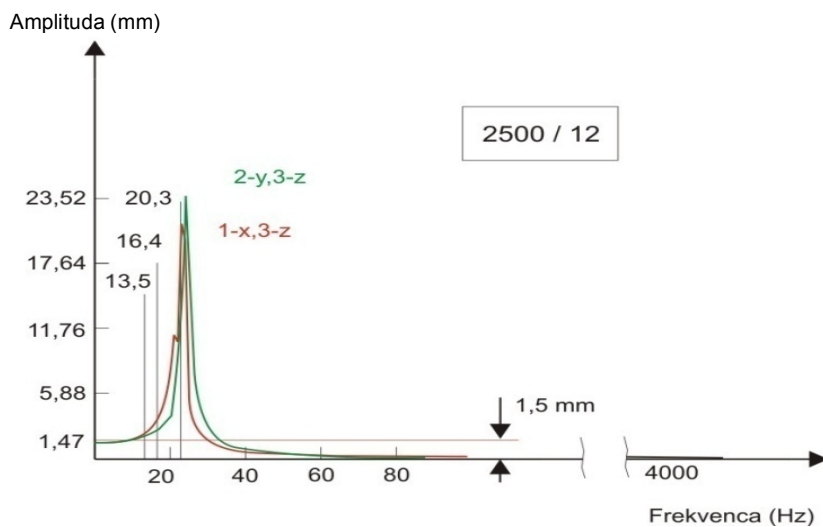
Dijagram 6.15 Amplitudno-frekventna karakteristika za slučaj:  
 $d_{PD}=1900 \text{ mm}$ ;  $\delta_{PD}=8 \text{ mm}$ ; 1-x, 3-z; 2-y, 3-z



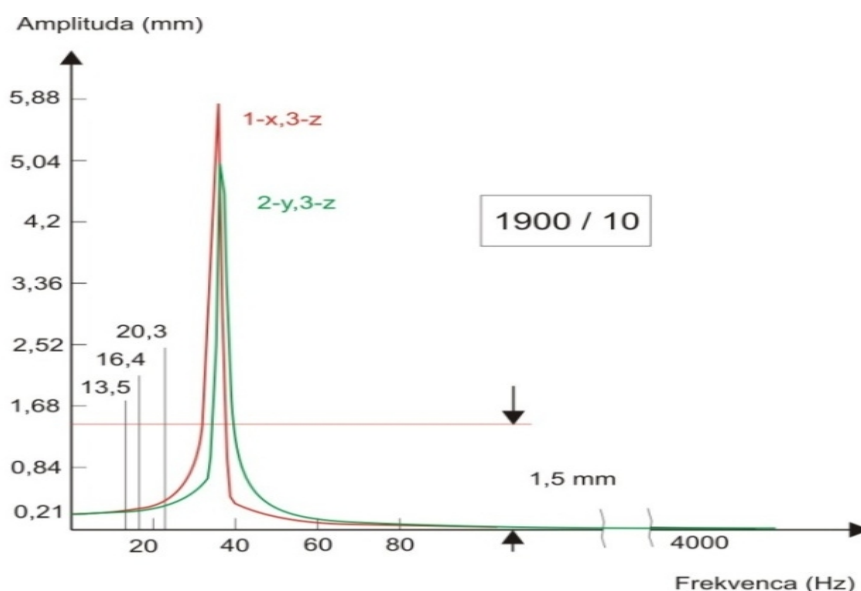
Dijagram 6.16 Amplitudno-frekventna karakteristika za slučaj:  
 $d_{PD}=1900 \text{ mm}$ ,  $\delta_{PD}=10 \text{ mm}$ ; 1-x, 3-z; 2-y, 3-z



Dijagram 6.17 Amplitudno-frekventna karakteristika za slučaj:  
 $d_{PD}=2500 \text{ mm}$ ;  $\delta_{PD}=11 \text{ mm}$ ; 1-x, 3-z; 2-y, 3-z



Dijagram 6.18 Amplitudno-frekventna karakteristika za slučaj:  
 $d_{PD}=2500 \text{ mm}$ ,  $\delta_{PD}=12 \text{ mm}$ ; 1-x, 3-z; 2-y, 3-z



Dijagram 6.19 Amplitudno-frekventna karakteristika za slučaj:  
 $d_{PD}=1900 \text{ mm}$ ,  $\delta_{PD}=10 \text{ mm}$ ; 1-x, 3-z; 2-y, 3-z  
 (sklop vratila i pilnog diska - max. pomjeranje = 0,02193 cm)

### c) Analiza rezultata

Osnova ovog dijela istraživanja jeste potpunije shvatanje dinamičkog odziva sistema rotacione kompleksne strukture pilnog diska, kao i sklopa pilnog diska sa vratilom primjenom metode konačnih elemenata. Osnova MKE je dijeljenje strukture na sklop mnogo manjih elemenata od ploča, greda, vratila, itd. Tada cjelokupne jednačine kretanja strukture se kreiraju od jednačina koje opisuju kretanja svakog pojedinačnog elementa plus granični uslovi na mjestima spajanja između elemenata. Primarna prednost ovakvog pristupa je u kompjuterizaciji i primjeni softverskih paketa kao npr. NELINA, NASTRAN, I-DEAS, KOMIPS itd. za kreiranje dinamičkog modela kompleksne strukture pilnog diska.

Cilj je bio da se predvide vrijednosti parametara dizajna koje utiču na kritično ponašanje sistema i koliko je realan sistem blizu takvog stanja. U tu svrhu provedena je **modalna analiza** zbog određivanja dinamičkih karakteristika sistema. Dinamičko modeliranje mehaničkih sistema ovakve vrste veoma je složen zadatak s obzirom da se radi o sistemima sa više stepeni slobode kretanja, prisustvo prigušenja i krutosti te sila ili momenata, što zapravo problem definira kao nelinearan i analitički nerješiv. Broj stepeni slobode kretanja u sistemu definiran je brojem pokretnih elemenata i brojem smjerova u kojima se svaki od elemenata može kretati. Više od jednog stepena slobode znači više od jedne sopstvene frekvence, čime se znatno povećava mogućnost rezonancije.

Pitanje stabilnosti pilnog diska za vrijeme operacije piljenja od velike je važnosti za glatku površinu reza i njegovu ekonomičnu primjenu. Glavni problem pila je bočna stabilnost pilnog diska i nepravilnosti koje se javljaju sa značajnijim povećanjem brzine pomoćnog kretanja. Interakcija pile sa obratkom povećava ili podržava nestabilnost koja utiče na tačnost dimenzija obratka i postojanost alata.

Oblik oscilovanja je matematski opis defleksije i veoma je važan jer ukazuje na dvije bitne osobine sistema: sopstvenu frekvenciju i njoj svojstven oblik oscilovanja.

Na osnovu provedene numeričke analize može se zaključiti slijedeće:

- a) svi slučajevi razmatranja frekventne analize za razne kombinacije pravca pobude i odziva konstrukcije (dijagrami 6.13 do 6.19), a s obzirom na maksimalne vrijednosti sila opterećenja u iznosu cca 19 kN u x-pravcu i cca 17 kN u y-pravcu, te s obzirom na respektne frekvencije

obrta (13,5; 16,4 i 20,3) Hz u sprezi sa 250 zubaca po obodu pilnog diska su u **stabilnom dinamičkom području**. Realna frekvencija pobude je daleko iznad sopstvenih frekvencija sistema u svim kombinacijama, te ne dolazi do narušavanja tolerancijskog dimenzionog kriterija od 1,5 mm

- b) Kritične su faze prolaska sistema kroz rezonantne frekvencije ukoliko bi vrijeme pokretanja sistema bilo duže
- c) Debljina pilnog diska povećava sopstvene frekvencije poprečnih vibracija, dok na torzione vibracije ima mali uticaj
- d) Ako bi se posmatrale samo frekvencije obrtanja bez uzimanja u obzir broja zubaca, tada bi u svim slučajevima osim kod 6.16 i 6.19 dolazilo do narušavanja kriterija stabilnosti zbog prekoračenja dimenzione tolerancije, a pogotovo na rezonantnim frekvencijama sistema vratila i pilnog diska, ako se posmatraju vrijednosti maksimalnih sila pri odsijecanju pilnog diska.

Poznavanje oblika oscilovanja strukture je korisna informacija, koja govori pri kojim frekvencijama struktura može biti dovedena do rezonantnog kretanja. U mnogim slučajevima ova informacija je dovoljna za modificiranje dizajna strukture u cilju smanjenja buke i vibracija.

Analiza je pokazala da se u nestacionarnim uslovima rada pilni disk nalazi u stabilnom dinamičkom području.

### 6.3 Dokaz Hipoteze 1

**Hipoteza 1:** naponsko-deformaciono stanje tanke ploče pilnog diska oponaša tzv. Flamant-ov problem koji se može tumačiti kroz Hertz - ovo rješenje kontaktnog naprezanja

Na temelju provedenih analitičkih, numeričkih i eksperimentalnih istraživanja naponsko-deformacionog stanja pilnog diska u uslovima nestacionarnog stanja, može se zaključiti slijedeće:

- riječ je o tipičnom Flamant-ovom problemu poluprostora opterećenog koncentrisanom silom kao jednim od osnovnih problema u domenu kontaktne mehanike unutar okvira teorije elastičnosti
- usljed interakcije pilnog diska i obratka u tijelu diska nastaju kontaktna naprezanja koja imaju izrazito lokalni karakter i naglo se mijenjaju i na malim udaljenostima od mjesta dodira
- mjesto kontakta sječiva pilnog diska i obratka ostvaruje se preko relativno male površine i predstavlja područje visoke koncentracije naprezanja, te je stoga važno mjesto u konstrukciji
- da je riječ o Hertz-ovom kontaktu potvrđuju slijedeći uslovi koji su zadovoljeni u praksi:
  - pomaci i deformacije su mali: u najnepovoljnijim uslovima opterećenja bočno pomjeranje pilnog diska iznosilo je max 1,3 mm; deformacija na 5 zubaca u kontaktu sa obratkom imala je maksimalnu vrijednost 0,0161 mm, a energija deformacije za isti kontaktni slučaj iznosila je maksimalno 0,218 Nmm
  - naprezanja i deformacije u kontaktu dva tijela (pilnog diska i obratka) razmatrani su na način da se tijelo pilnog diska posmatralo kao elastični poluprostor na koji djeluje rezultujući kontaktni pritisak u vidu otpora prodiranja i glavnog otpora piljenja
  - tijelo diska je homogeno [svojstva materijala su u svim tačkama jednaka, npr. gustoća  $\rho$  (kg/m<sup>3</sup>), i izrađeno je od čelika], te izotropno (fizičko-mehanička svojstva kao što su: elastična, mehanička, toplinska i druga u svim smjerovima su jednaka, npr. modul elastičnosti  $E = E_x = E_y = E_z = 2,1 \cdot 10^5$  N/mm<sup>2</sup>) - time razmatranje problema uvijek ostaje

unutar okvira linearne teorije elastičnosti, bez razmatranja materijalne ili geometrijske nelinearnosti

- kontaktne površine tvore nekonforman kontakt (kontakt pri kojemu se tijela diska i obratka u odsutnosti vanjskog opterećenja dodiruju duž linije), što implicira malu poluširinu kontaktne površine, a površine kontakta su posmatrane idealno glatkima, pa između njih nije uzimano trenje
- u okolini središta dodira pritisnutih tijela pilnog diska i obratka nastaje prostorno (troosno) naponsko stanje. U takvom stanju naprezanja materijal pilnog diska može podnijeti velike površinske pritiske
- dimenzije dodirnih površina su izrazito male s obzirom na poluprečnik i dimenziju tijela pilnog diska
- raspored i degradacija naprezanja jasno ukazuju na slučaj kontaktnih naprezanja kod kojih veličina napregnute površine direktno zavisi od veličine sile pritiska. Ove vrste naprezanja su lokalnog karaktera i njihov intenzitet se brzo smanjuje sa udaljavanjem od mjesta kontakta, što je jasno vidljivo na prikazanim slikama 6.8 do 6.19 za  $\frac{1}{4}$  tijela pilnog diska kao i na detaljima njegovih zubaca
- pomaci, deformacije i naprezanja direktno su proporcionalni intenzitetu opterećenja
- raspodjela kontaktnih naprezanja u zoni vrha sječiva pilnog diska je eliptična i na rubu kontaktne površine uvijek poprima nultu vrijednost
- na cilindričnom dijelu tijela pilnog diska najveća su naprezanja izračunata na unutrašnjoj strani zupca i to u zoni međuzublja
- Hertz-ovo rješenje elastičnog kontakta dva tijela elipsoidalnog oblika bez pojave trenja ne vrijedi u neposrednoj blizini kontakta gdje vlada prostorno stanje naprezanja.

Sagledavajući navedene aspekte posmatranja rezultata numeričke i eksperimentalne metode, može se konstatovati da je dokazana Hipoteza 1.

## 7 PRILOG ODREĐIVANJU ALGORITMA OPTIMALNOG PROJEKTOVANJA PILNIH DISKOVA VELIKIH DIMENZIJA

### 7.1 Uvodne napomene

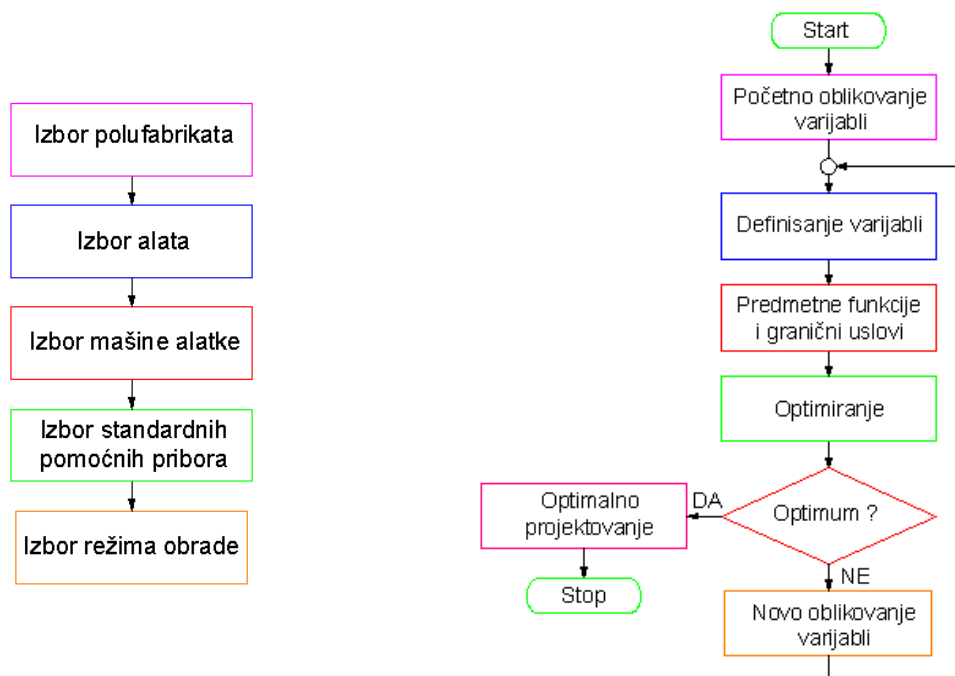
Za svaku fazu projektovanja ma kojeg sistema potrebno je formulisati kriterije optimalnosti koji su bitan element projektovanja tehnoloških procesa. Danas se koriste matematski kriteriji bazirani na analitičkim, grafoanalitičkim, numeričkim i mašinskim metodama optimalnosti.

Općenito, rješenje koje zadovoljava sva postavljena ograničenja i pretvara u minimum ili maksimum kriterije efikasnosti konstrukcijskog dizajna, naziva se optimalnim.

Optimizacija je postupak definisanja najpovoljnijih rješenja za date početne uslove iz skupa mogućih rješenja [109]. Objekt optimizacije može biti neki proces u širem ili užem obliku ili sistem: tehnološki, obradni, proizvodno-pogonski ili neko drugo postrojenje, proizvod, alat itd.

Pri projektovanju novih tehnoloških procesa, ili pak rekonstrukcije postojećih, u svojstvu kriterija optimalnosti mogu se razmatrati slijedeći pokazatelji: cijena proizvoda, proizvodnost, osnovno tehnološko vrijeme, minimalna težina, stabilnost sistema i sl. Algoritam toka projektovanja čini niz preciznih uputa koje korak po korak vode do rješenja nekog problema. Ove upute moraju biti jednostavne i precizne zbog mogućnosti upotrebe računara.

Projektovanje obradnih ili tehnoloških procesa obuhvata niz aktivnosti prikazanih na slici 7.1 [62], a put do optimalne procedure dat je na blok dijagramu (slika 7.2), [130].



Slika 7.1 Tok projektovanja tehnologije mašinske obrade

Slika 7.2 Algoritam toka optimizacije procedure

Kako su svi problemi u radu pile bili vezani za mehanizam glavnog kretanja pile, što se odrazilo na stabilan rad pilnog diska uz pojavu čestih lomova, to je i fokus interesovanja bio usmjeren na detaljnom proučavanju ovog mehanizma koji predstavlja oscilirajući lanac sa sopstvenim frekvencijama slobodnih (prigušenih ili neprigušenih) vibracija.

Zbog toga je i bio jedan od ciljeva ovog rada da se metodičkim pristupom otklanjanja problema dođe optimalnog dizajniranja ovog sklopa.

Do sada je publikovan veliki broj radova posvećen optimizaciji konstrukcije, međutim u njima se rijetko tretira uticaj tehnoloških faktora na konstrukciju [133].

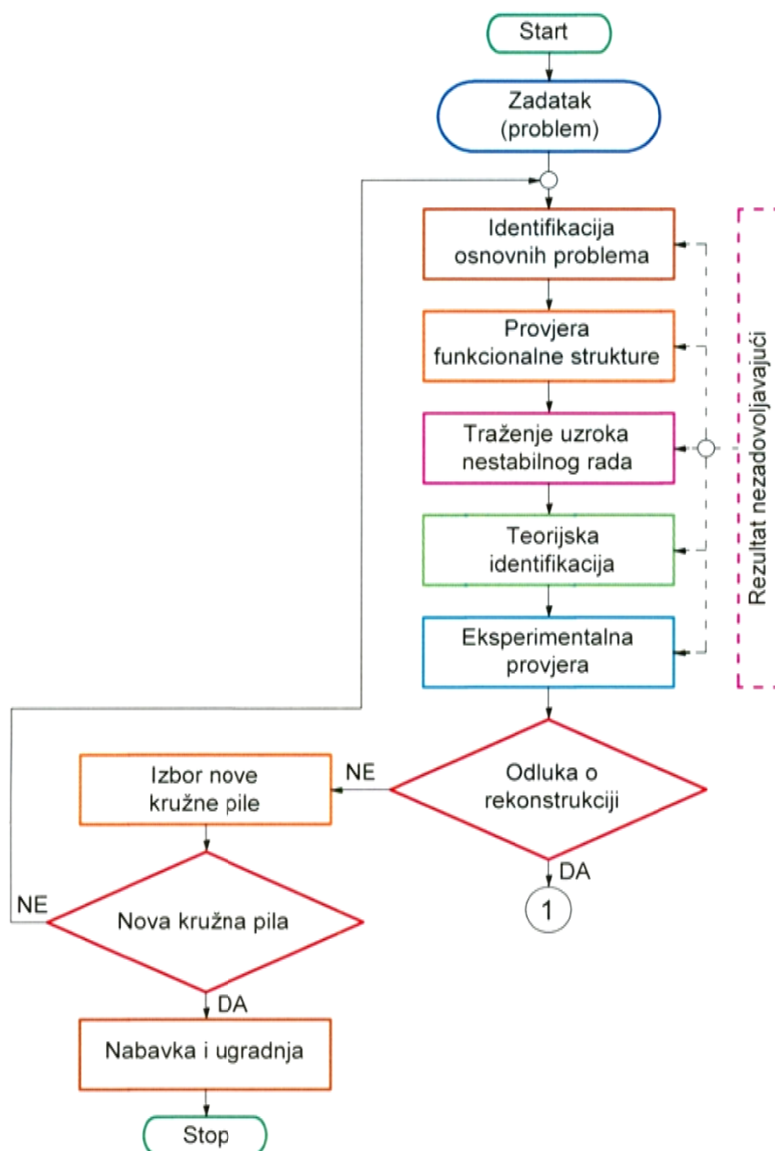
## 7.2 Blok dijagrami aktivnosti do optimalnog dizajna strukture sklopa pilnog diska

Vrlo obimna prethodna istraživanja ukazuju da se pilni disk, odnosno njegova stabilnost, ne može posmatrati individualno, već u sklopu rada same mašine ili uređaja u koji je ugrađen.

Postupak identifikacije problema u radu originalne izvedbe pile dat je blok dijagramom na slici 7.3. Dva su moguća pravca otklanjanja problema:

- a) izbor i provjera stabilnosti nove strukture sklopa pilnog diska
- b) provjera stabilnosti postojeće strukture sklopa pilnog diska.

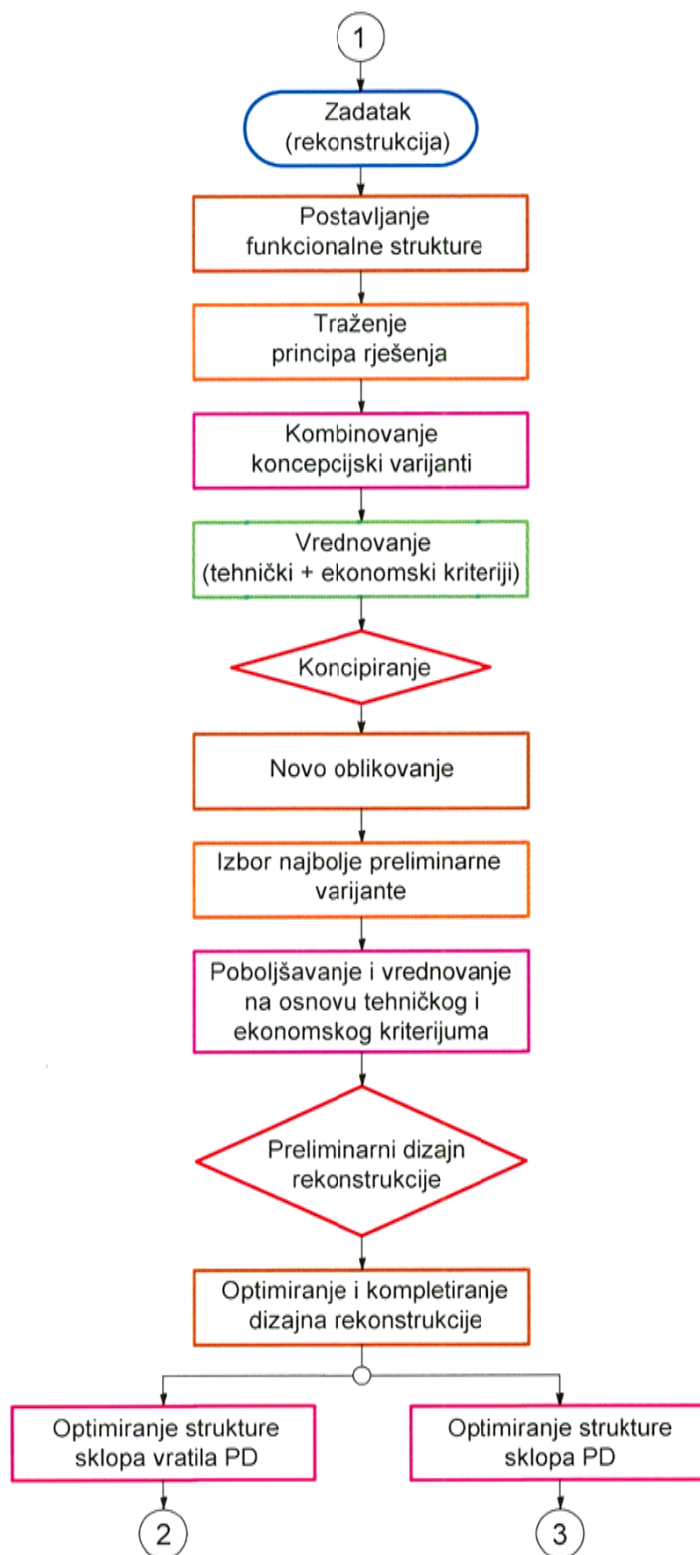
Koji će se od ova dva postupka primjeniti zavisi od niza faktora koji na donošenje odluke utiču pojedinačno ili u interakciji sa drugim faktorima. Kod visokobrzinskih pilnih diskova osnovni kriterij koji mora biti zadovoljen jeste njegova mehanička stabilnost.



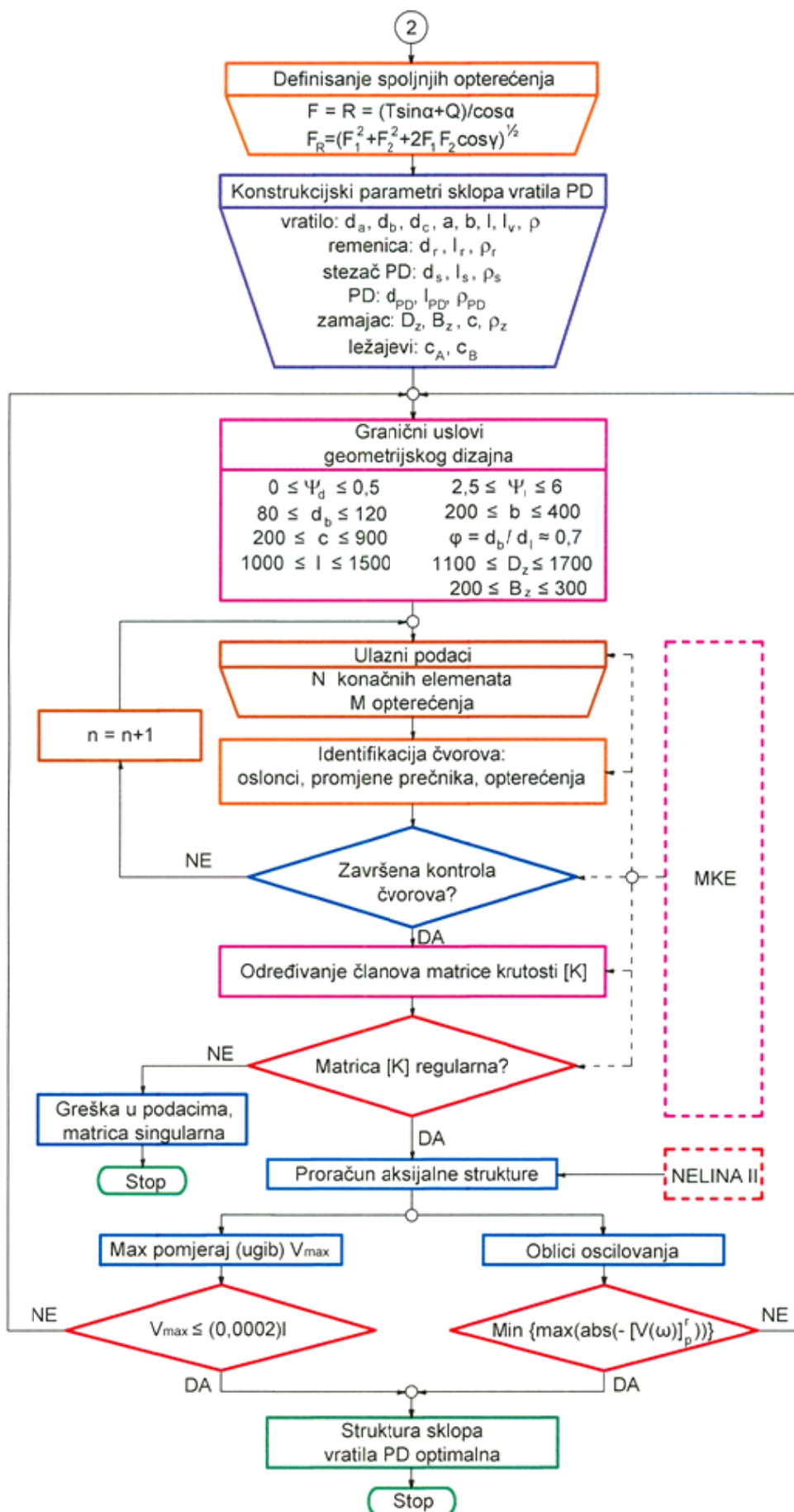
Slika 7.3 Blok dijagram identifikacije problema u praksi i donošenje odluke šta treba poduzeti



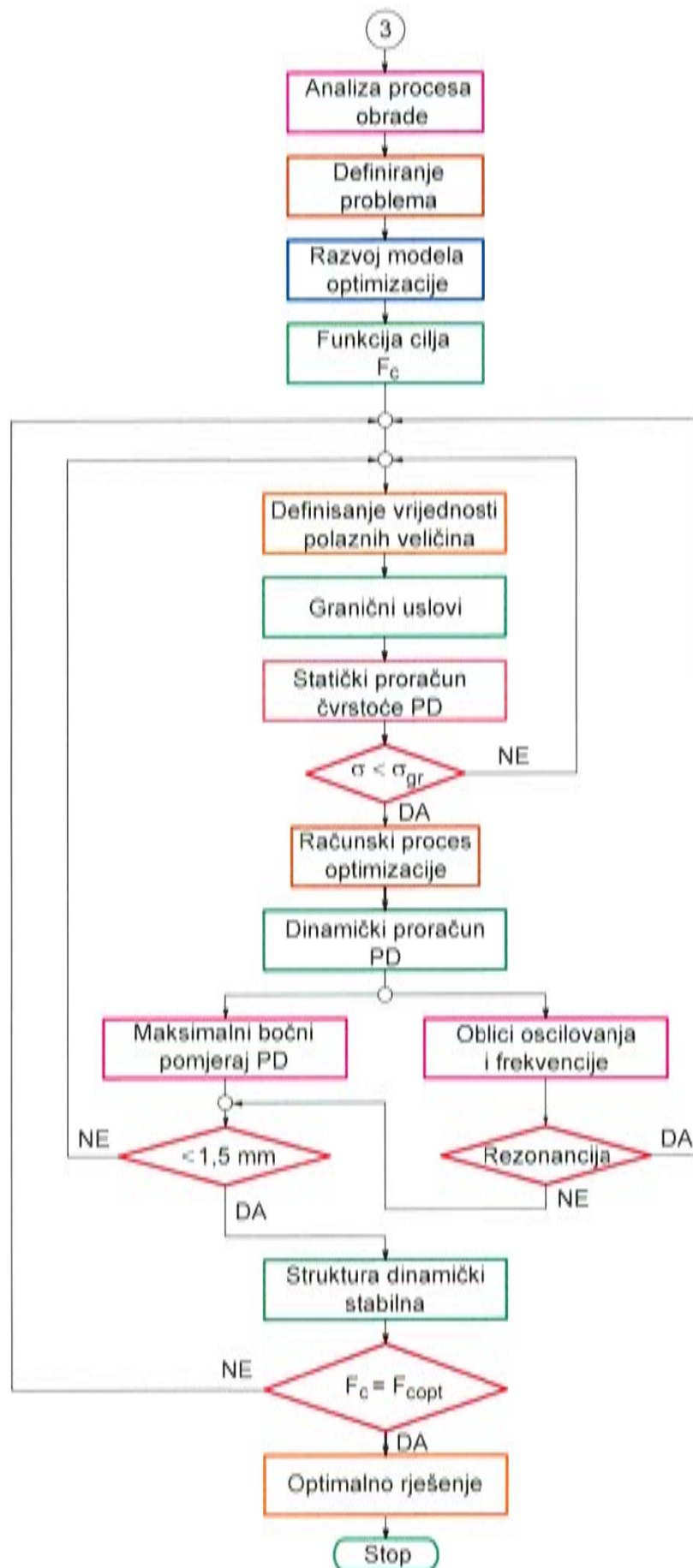
S obzirom da je nakon poduzetih eksperimentalni ispitivanja u pogonskim uslovima donešena odluka o rekonstrukciji originalne izvedbe kružne pile, tok daljnjih aktivnosti usmjeren je na traženje adekvatnog redizajna strukture mehanizma glavnog kretanja pile (slika 7.4) primjenom modalne analize i MKE metode. Na slici 7.5 dat je algoritam toka optimizacije sklopa vratila pilnog diska. Potom je dat metodološki pristup optimiranja sklopa pilnog diska (slika 7.6) uzimajući za funkciju cilja najmanju debljinu pilnog diska ( $\delta$ ), uz uvođenje u proces sva ograničenja i osnovni kriterij koji se mora zadovoljiti, a to je njegova dinamička stabilnost.



Slika 7.4 Algoritam toka redizajna mehanizma glavnog kretanja pile



Slika 7.5 Algoritam toka optimizacije sklopa vratila pilnog diska



Slika 7.6 Algoritam toka optimizacije sklopa pilnog diska

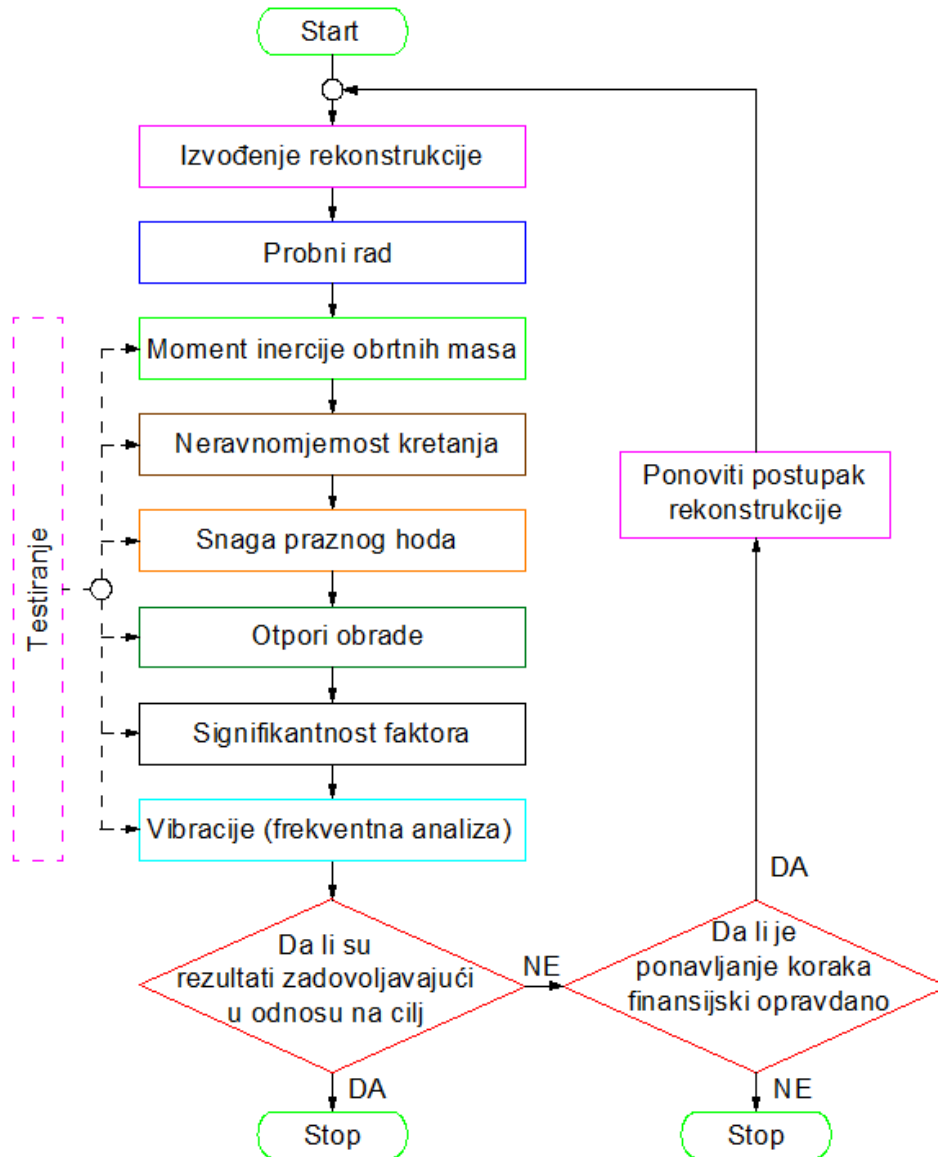
Nakon provedenih procedura datih u formi blok dijagrama (slike 7.1 do 7.6), izvršene rekonstrukcije mehanizma glavnog kretanja pile (slika P2.2 u prilogu), kao i ponovnog puštanja u pogon vruće pile, obavljeno je eksperimentalno ispitivanje u industrijskim-nestacionarnim uslovima rada.

Testiranje se svodilo na:

- eksperimentalno određivanje momenata inercije svih obrtnih masa mehanizma glavnog kretanja pile
- određivanje snage praznog hoda
- neravnomjernost kretanja u nestacionarnom režimu rada
- identifikaciju otpora obrade
- utvrđivanje signifikantnosti faktora na glavni otpor piljenja.

Mjerenje vibracija na konzolnom sklopu pilnog diska vršeno je u poluindustrijskim uslovima.

Blok dijagram validacije rekonstrukcije prikazan je na slici 7.7. U fazi eksploatacije potvrđena je valjanost rekonstrukcije vruće pile na kojoj se više nisu javljala havarijalna stanja. Nije bilo lomova pilnih diskova, što je ranije bio čest slučaj. To praktično znači da je rekonstrukcija mehanizma glavnog kretanja pile u potpunosti uspjela, te da je pilni disk kao najvažniji element tog sklopa dinamički stabilan.



Slika 7.7 Blok dijagram validacije rekonstrukcije

### 7.3 Razrada modela optimizacije

Zadatak optimizacije može se rješavati različitim metodama: metodom matematičkog programiranja, analitičkom, statističkom i adaptivnom metodom, uz mogućnost sjedinjavanja pojedinih metoda kroz intenzivnu razradu dijaloga čovjek-mašina i korištenje veće banke podataka.

Opšti algoritam razvoja matematičkog modela kojim se daje niz preciznih uputa koje korak po korak vode do rješenja problema procesa piljenja može se predstaviti blok dijagramom (slika 7.8).

Metoda matematičkog programiranja dijeli se na metode linearnog, nelinearnog i dinamičkog programiranja.

Metode linearnog programiranja su: grafička, simpleks i transportna metoda.

Linearno programiranje se primjenjuje kod optimalnog korištenja materijala i sirovina, određivanja optimalnih režima obrade, povećanja efikasnosti rada obradnog ili transportnog sistema i sl. Dakle, ova metoda omogućava iznalaženje optimalnih varijanti rješenja različitih problema, pri čemu postoji veća sloboda izmjene različitih parametara i niza uslova ograničenja, primjenjujući simpleks metodu, kojom se istražuje funkcija kriterija za koju je potrebno odrediti maksimalnu ili minimalnu vrijednost.

Uopšteno posmatranje zadatka linearnog programiranja svodi se na pronalaženje „n“ pozitivnih varijabli  $x_i$  ( $i = 1, 2, \dots, n$ ) maksimiranjem ili minimiziranjem linijske funkcije [121]:

$$f(x_1, x_2, \dots, x_m) = \sum_{i=1}^n c_i x_i \quad \dots(7.1)$$

sa slijedećim ograničenjem

$$\left. \begin{aligned} h_j(x_1, x_2, \dots, x_n) &= \sum_{i=1}^n a_{ij} x_i \quad \{ \leq, =, \geq b_j \} \\ x_i &\geq 0 \quad (i = 1, 2, \dots, n); \quad j = 1, 2, \dots, m \end{aligned} \right\} \quad \dots(7.2)$$

gdje su:  $c_i$  – koeficijenti funkcije kriterija  
 $a_{ij}$  – koeficijenti ograničenja (realni brojevi).

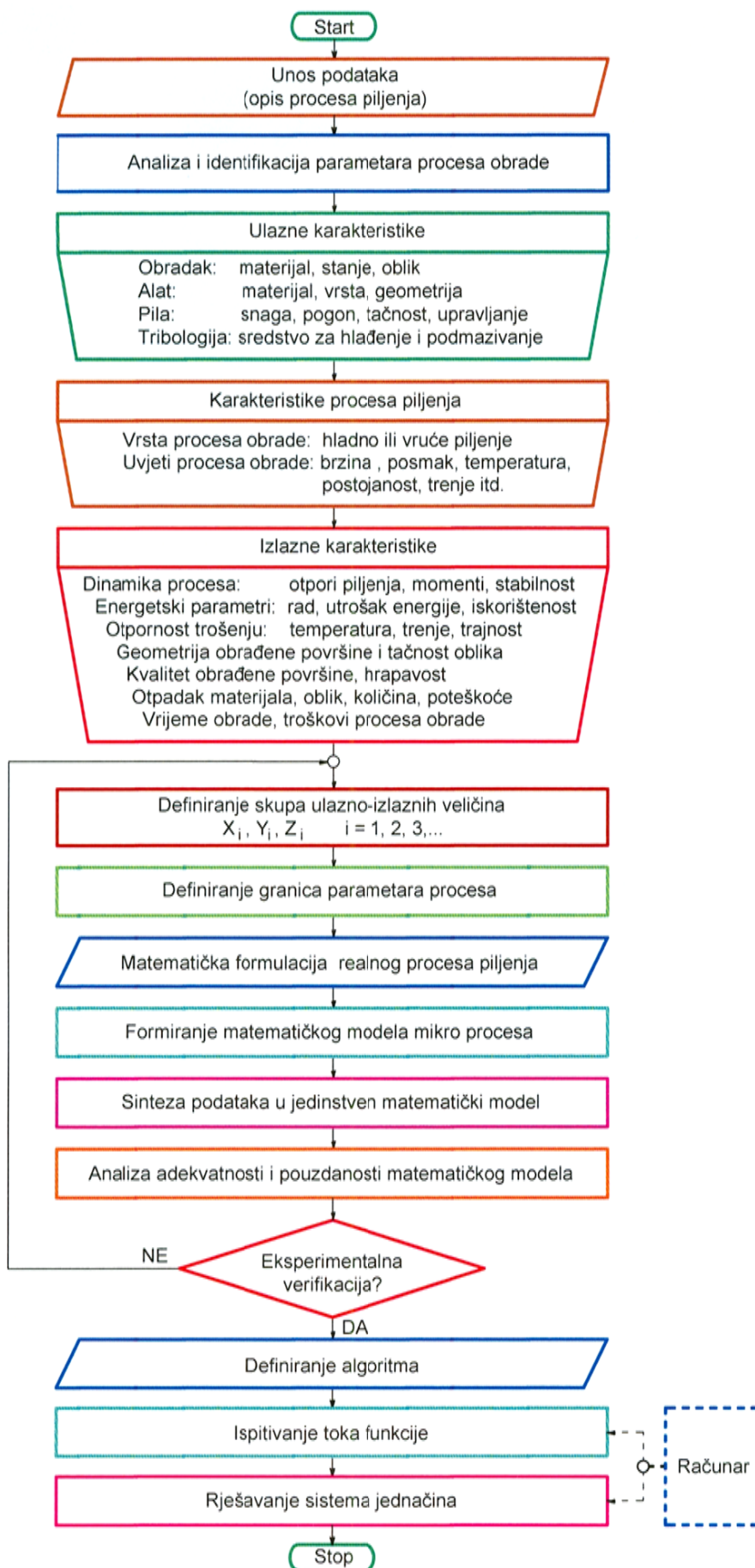
Npr. pri istraživanju minimalne vrijednosti funkcije kriterija ( $\min f_k$ ), jednačine (7.1) i (7.2), matematski model se može napisati u obliku

$$\left. \begin{aligned} \min f_k &= c_1 x_1 + c_2 x_2 + \dots + c_n x_n \\ c_i &> 0 \quad i = 1, 2, \dots, n \end{aligned} \right\} \quad \dots(7.3)$$

uz slijedeće nejednačine ograničenja:

$$\left. \begin{aligned} a_{11}x_1 + a_{12}x_2 + a_{13}x_3 + \dots + a_{1n}x_n &\leq b_1 \\ \dots &\dots \\ a_{m1}x_1 + a_{m2}x_2 + a_{m3}x_3 + \dots + a_{mn}x_n &\leq b_m \\ i &= 1, 2, \dots, m \\ j &= 1, 2, \dots, n \end{aligned} \right\} \quad \dots(7.4)$$

Sistem jednačina, uz funkciju kriterija, predstavlja opšti oblik matematičkog modela. Završni oblik tog modela dobija se izračunavanjem članova sa desne strane nejednačina (7.4) i članova uz varijable na njihovim lijevim stranama. Na osnovu ulaznih podataka se izračunavaju ove vrijednosti. Ulazni podaci koji se daju u vidu eksponenata, konstanti i koeficijenata moraju biti što realnije određeni.



Slika 7.8 Opšti blok dijagram razvoja matematičkog modela

### 7.3.1 Funkcija cilja

Kako je pilni disk najvažniji element pile, to je osnovni razlog što se teži usavršavanju njegove konstrukcije, koja se postiže modeliranjem i optimizacijom konstrukcije ovog alata. Optimizacija konstrukcije pilnog diska može se izvršiti u cjelosti, što je znatno teži cilj od optimizacije pojedinih geometrijskih elemenata pilnog diska. Strugotinu različite debljine skida obično 1 do 6 zubaca u zahvatu, a što ovisi od oblika i dimenzije obratka, te visine potpora ( $a$ ).

Optimizacija svih mogućih rješenja izražava se putem funkcije cilja. Pri tome je potrebno uzeti u obzir najmjerodavnije veličine kao što su:

- troškovi obrade piljenjem
- troškovi izrade alata
- najmanja težina alata
- režim obrade
- mašinsko vrijeme piljenja
- minimalna sila na zub
- maksimalni vijek trajanja pilnog diska i sl.

Poznati su određeni iskustveni podaci koji ukazuju na pravce mogućeg optimiranja. Tako npr., sa minimalnom širinom reza smanjuju se gubici u materijalu obratka, što nije beznačajno kada se zna da se sa jednim pilnim diskom do ponovnog brušenja zubaca može izvesti i do 20000 rezova tankostijenih profila (I i U nosači), [43]. To se postiže kaljenjem zubaca na zateznu čvrstoću  $R_m = (1200 \div 1400) \text{ N/mm}^2$  i otpuštanjem. Inače, kod piljenja debelostijenih profila zube treba brusiti nakon 6000 do 7000 rezova.

Nije potrebno dokazivati da pri konstantnoj brzini piljenja povećanje prečnika pilnog diska povećava razliku između vremena rada zuba i vremena njegovog hlađenja, što vodi ka povećanju izdržljivosti pilnog diska. Kod neizmjenjenog koraka zubaca i istog režima piljenja, izdržljivost pilnog diska stalno raste pri povećanju broja zuba.

Međutim, povećanjem prečnika pilnog diska smanjuje se stabilnost, a javlja se i dodatno trenje između pilnog diska i obratka.

Prilikom dizajniranja profila ozubljenja, volumni prostor međuzublja mora bit minimalno za 20% veći od volumena strugotine koja se formira odsijecanjem metala.

Linearnim programiranjem mogu se dobiti optimalne vrijednosti dizajna zuba pilnog diska, pri čemu kriterij optimizacije može biti maksimalni vijek trajanja, minimalna debljina, minimalna sila na zub itd.

Različitim kombinovanjem spoljašnjeg ( $D$ ) i unutrašnjeg ( $d$ ) prečnika pilnog diska kao i broja zubaca ( $z$ ) po vanjskom obodu pile moguće je postići brzinu piljenja i do 9000 m/min, pri čemu materijal za izradu alata može biti ugljenični čelik.

Sa stanovišta troškova proizvodnje alata, funkcija cilja ( $F_c$ ) može biti minimalna težina pilnog diska

$$F_c = G = \gamma \cdot V = \gamma \cdot \delta \frac{D^2 \pi}{4} (1 - \Psi^2) \rightarrow \min \quad \dots(7.5)$$

gdje je  $\Psi = d/D$  konstruktivna karakteristika.

Najmanja debljina pilnog diska ( $\delta$ ) može se dobiti iz izraza (4.158), poglavlje 4, gdje je  $p = 50R_m$ ,  $s = \delta + 1,5 \text{ mm}$ , a  $v$  izražena u [mm/s].



$$F_c = \delta = \frac{20Tv}{R_m hu} - 1,5mm \rightarrow min \quad \dots(7.6)$$

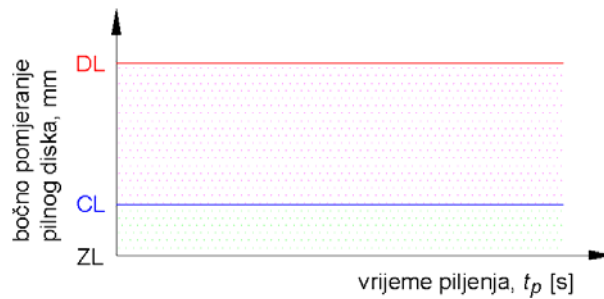
Izbor najmanje debljine ( $\delta$ ) je posebno važno kada se ima na umu da se radi o brzohodim pilnim diskovima velikih dimenzija, gdje težina alata može bitno uticati na troškove izrade u serijskoj i masovnoj proizvodnji, pri čemu u radu pilni disk mora da zadovolji ograničavajuće uslove kao što su npr.: maksimalno dozvoljeno naprezanje, pomjeranje u važnim tačkama, dinamičku krutost, zahtjeve u pogledu frekvencije itd.

Projektovanje konstrukcije pilnog diska minimalne težine je u cilju ostvarenja ušteda u materijalu uz smanjenje cijene koštanja respektujući tehnološke aspekte.

Kao jedan od bitnih parametara obradnog procesa, brzina pomoćnog kretanja može se odrediti optimizacionim postupkom.

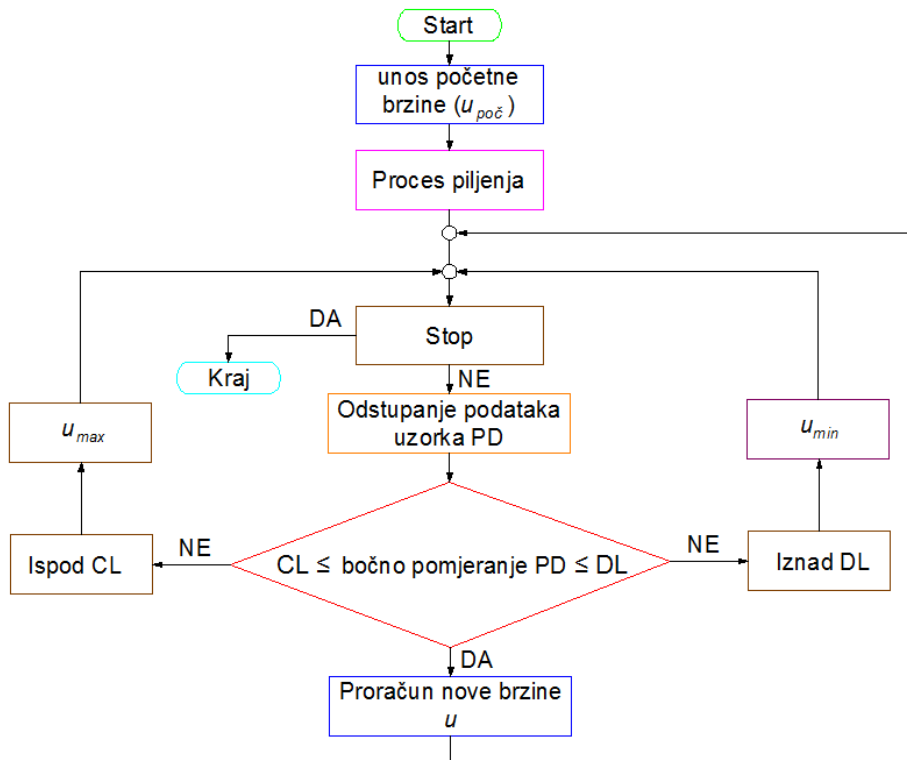
Pri izboru optimalne brzine pomoćnog kretanja pile, autori [129] posmatraju tri prilagodna nivoa bočnog pomjeranja (ugiba) pilnog diska u interakciji sa obratkom:

- ZL (Zero level) – nulti nivo ugiba
- CL (Control level) – kontrolni nivo ugiba
- DL (Desired level) – željeni nivo ugiba.



Slika 7.9 Prilagodni nivoi ugiba pilnog diska tokom procesa piljenja

Optimiranje brzine pomoćnog kretanja može se izvesti po slijedećoj proceduri



Slika 7.10 Algoritam toka optimizacije brzine pomoćnog kretanja (posmične brzine)

Glavni problem primjene kružnih pila je bočno pomjeranje pilnog diska koje je uzrok nestabilnosti u radu usljed prevelike brzine pomoćnog kretanja (brzine posmaka). Zbog toga se propisuje maksimalna veličina bočnog pomjeranja pilnog diska koja u praksi ne prelazi 1,5 mm. Iskustveni podaci govore da se u eksploataciji širina reza smatra veličinom  $s = \delta + (2 \div 4)$  mm, pri čemu je  $\delta$  - debljina pilnog diska, što jasno govori o praktično mogućem bočnom pomjeranju pilnog diska. Eksperimentalna ispitivanja u nestacionarnim uslovima rada potvrđuju ovu vrijednost, pri čemu nije dolazilo do nestabilnog rada. U poluindustrijskim uslovima maksimalno izmjereno bočno pomjeranje pilnog diska iznosilo je 1,2 mm. U toku procesa piljenja mijenja se veličina odrezane plohe obratka ( $h$ ) čime bi se trebala mijenjati i brzina pomoćnog kretanja, najčešće u intervalu  $u = (15 \div 300)$  mm/s.

U poglavlju 4 date su osnovne smjernice za izbor brzine glavnog kretanja pile ( $v$ ), koja je limitirana prečnikom pilnog diska, brzinom obrtanja rotora motora, a ponajviše dopuštenim naprezanjem u tijelu pilnog diska usljed centrifugalnih sila, širinom piljenja i posmakom. Eksperimentalna ispitivanja su pokazala da na glavni otpor piljenja ( $T$ ) najveći uticaj ima brzina glavnog kretanja pile koja se najčešće definiše na bazi preporuka datih u prospektnoj dokumentaciji proizvođača alata i/ili literaturi, a kreće se u opsegu  $v = (80 \div 140)$  m/s. Maksimalna brzina uslovljena je kinematikom mehanizma glavnog kretanja i mogućnostima pilnog diska. Primjena većih brzina umanjuje uticaj zatupljenosti zubaca koja uglavnom zavisi od sile posmaka (otpora pomoćnog kretanja pile).

### 7.3.2 Model ograničenja

Za izbor optimalnih parametara pri projektovanju neophodno je uzeti u obzir ograničenja koja određuju polje mogućih rješenja. Dva su vida ograničenja [121]:

- ograničenje fizičke zakonomjernosti (postavlja se obično algebarskim ili diferencijalnim jednačinama-jednačinama veze)
- ograničenja resursa ili veličina koje, usljed specifičnosti sistema, ne mogu ili ne trebaju da prelaze određene granice (izražavaju se u vidu sistema algebarskih jednačina ili nejednačina koje pokazuju promjenljivo stanje sistema).

Od mnoštva zavisnosti, koja predstavljaju određena ograničenja, uzimaju se u obzir ona koja su neophodna za određivanje optimalnog rješenja.

#### I. Ograničenje

Ovo ograničenje utvrđuje zavisnost između brzine piljenja, uslovljene postojanošću alata, materijalom reznog dijela alata i njegovim geometrijskim parametrima, dubinom piljenja, posmakom i mehaničkim osobinama obratka.

Postojanost alata ( $T$ ) je vrijeme neprekidnog rada reznog alata do njegovog zatupljenja (u minutama), odnosno vrijeme njegovog rada između dva susjedna oštrenja [121], i predstavlja značajnu veličinu pri određivanju brzine piljenja, pri čemu povećanje brzine piljenja ima za posljedicu smanjenje postojanosti [7]. Kriteriji postojanosti alata zasnovani su na djelovanju sile, toplote, habanja oštrice alata i vibracija.

Kriterij vibracija obuhvata nestabilnost procesa odsijecanja i povećanje hrapavosti obrađene površine.

Prošireni izraz za brzinu rezanja za sve vrste obrade može se napisati u obliku

$$v = \frac{C_v D^i}{T^m a_z^x s_z^y \delta^q z^u} \quad \dots(7.7)$$

gdje je:  $T$  [min] – postojanost alata  
 $a_z$  [mm] – debljina strugotine koja dolazi na jedan zub pilnog diska (dubina rezanja)  
 $s_z^y$  [mm/zub] – korak za jedan zub  
 $\delta$  [mm] – debljina pilnog diska  
 $z$  – broj zuba pilnog diska

$D$  [mm] – prečnik pilnog diska.

$C_v, m, x, y, q, u, i$  – konstanta i eksponenti koji zavise od proizvodnih uslova obrade (od vrste materijala); prema literaturnim podacima [7], za obradak od ugljeničnog čelika sa  $R_m = 400 \text{ N/mm}^2$  slijedi:  $C_v = 61,5$ ;  $m = 0,30$ ;  $x = 0,27$ ;  $y = 0,30$ ;  $q = 0,09$ ;  $u = 0,10$ ;  $i = 0,5$

Izjednačavanjem ovog izraza sa izrazom za brzinu glavnog kretanja pile  $v = \pi Dn/1000$  [m/min], dobija se prvo ograničenje u obliku

$$\delta \leq q \sqrt{\frac{318 C_v D^{i-1}}{T^m a_z^x s_z^y z^u n}} \quad \dots(7.8)$$

## II. Ograničenje

Maksimalna brzina glavnog kretanja pile ( $v$ ) ne smije da pređe vrijednost definisanu izrazom

$$v_{max} \leq \sqrt{\frac{4g[\sigma]}{\gamma(3+\mu) \left(1 + \frac{1-\mu r_2^2}{3+\mu r_1^2}\right)}} \quad \dots(7.9)$$

gdje je  $[\sigma] = \sigma_{gr} = 160 \text{ N/mm}^2$  - maksimalno dopuštenog naprezanja u disku kod pila za odsijecanje vrućih obradaka, za slučaj naizmjenično promjenljivog opterećenja.

Brzina glavnog kretanja pile ne bi smjela biti manja od minimalne brzine koja zavisi od kinematike pogona, a sa kojom je moguća efikasna obrada uz povoljno korištenje alata

$$v_{min} \geq \frac{\pi D n_{min}}{1000} \quad \dots(7.10)$$

## III. Ograničenje

Ovo ograničenje proizlazi iz činjenice da brzina vrtnje ne smije biti manja od minimalne brzine koja zavisi od kinematike pogona

$$n_{min} \geq \frac{318 v_{min}}{D}$$

Uvodeći u razmatranje i stepen neravnomjernosti kretanja čija je vrijednost utvrđena eksperimentalnim ispitivanjima i ne prelazi vrijednost 0,1, tada je

$$n_{min} \geq 0,9 n_{max}$$

Kod asinhronih motora maksimalna brzina vrtnje  $n_{max}$  je brzina vrtnje praznog hoda  $n_o$  koja je manja od sinhronne brzine za veličinu klizanja. Rotor pod djelovanjem okretnog magnetskog polja uvijek ima manju brzinu od sinhronne. Klizanje je karakteristika različitih brzina rotacionog magnetskog toka i rotora asinhronog motora i kod nominalnog opterećenja iznosi (4 ÷ 6)% [133].

Ograničenje se može dati u obliku

$$n \geq \max \left[ \left( \frac{318}{D} \right) \cdot v_{min}, n_{min} \right] \quad \dots(7.11)$$

što znači da se vrijednost u zagradi uzima ona vrijednost koja je veća.

Nejednačina tehnički dozvoljene brzine vrtnje

$$n < \min \left[ \left( \frac{318}{D} \right) \cdot v_{max}, n_{max} \right] \quad \dots(7.12)$$

što znači da se vrijednost u zagradi uzima ona vrijednost koja je manja.

#### IV. Ograničenje

Ovim ograničenjem utvrđuje se veza između efektivne snage (snage piljenja) i snage pogonskog motora glavnog kretanja pile. Primjenom obrazaca (4.165) do (4.169) proizlazi da potrebna pogonska snaga motora mora da zadovolji slijedeći uvjet

$$\left. \begin{aligned} P &\geq (1,25 \dots 1,43) P_k \\ P &\geq (1,25 \dots 1,43) [(0,5 \dots 0,8) TDn + Q \cdot u] \end{aligned} \right\} \quad \dots(7.13)$$

Moment glavnog otpora piljenja - moment tereta treba da bude manji od obrtnog momenta vratila pilnog diska, odnosno od momenta snage motora ( $M_t \leq M_m$ )

$$M_t = T \cdot \frac{D}{2}$$

$$M_m = 9550 \frac{P \cdot \eta_{meh}}{n}$$

Glavni otpor piljenja mora zadovoljiti slijedeći uvjet

$$T \leq 19100 \frac{P \cdot \eta_{meh}}{n \cdot D} \quad \dots(7.14)$$

Sa povećanjem brzine vrtnje i prečnika pilnog diska smanjuje se glavni otpor piljenja.

#### V. Ograničenje

Zbog potrebe definisanja režima obrade, brzinu pomoćnog kretanja potrebno je izraziti u vrijednostima koraka  $s$  (mm/ob), odnosno  $s_z$  (mm/zub).

$$u = n \cdot s \text{ [mm/min]}$$

S obzirom da je pilni disk redovno smješten na konzolnom prepustu vratila dužine  $\ell$ , to brzinu pomoćnog kretanja (posmak) treba definisati preko ugiba vratila koji iznosi

$$f_{max} = \frac{F_{max} \ell^3}{3EJ}$$

Kod piljenja obratka u vrućem stanju otpor prodiranja je desetak puta veći od glavnog otpora piljenja, tj.  $R = \varepsilon T$ , pri čemu se vrijednost bezdimenzionalnog koeficijenta  $\varepsilon$  kod ovog odsijecanja kreće u opsegu  $\varepsilon = (8 \div 15)$ , što zavisi od geometrije zuba i drugih uslova kojima se izvodi piljenje. Glavni otpor piljenja po jednom zubu je  $T_1 = Ak_s$ , a maksimalna debljina strugotine  $s_{zmax} = s_z \cdot \sin \psi$ .

Kada se uzme da je  $R_{max} = F_{max}$ ,  $k_s = 50R_m$ , gdje je  $R_m$  - zatezna čvrstoća materijala obratka na temperaturi piljenja, koja za ugljenični čelik S235JR na optimalnoj temperaturi piljenja  $\vartheta = 800^\circ\text{C}$  iznosi  $R_m = 51 \text{ N/mm}^2$ , a za šinski čelik R1100  $R_m = 82 \text{ N/mm}^2$ , dobija se uslov za brzinu pomoćnog kretanja u funkciji od maksimalnog ugiba vratila

$$u \leq \frac{0,006EJf_{max}zn}{R_m \ell^3 \delta \sin \psi} \quad \dots(7.15)$$

gdje je:

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ [N/mm}^2\text{]} - \text{modul elastičnosti materijala vratila pilnog diska}$$

$J \approx 0,05d^4$  [mm<sup>4</sup>] - moment inercije poprečnog presjeka vratila pilnog diska prečnika  $d$   
 $f_{max} = 0,2$  [mm] - maksimalno dozvoljena vrijednost ugiba vratila glodalice (za grubu obradu [93])

$z$  - broj zubaca pilnog diska

$n$  - brzina vrtnje pilnog diska [min<sup>-1</sup>]

$\delta$  - debljina pilnog diska [mm]

$\Psi$  - ugao [°] pri kojem nastaje maksimalna debljina strugotine; u ovisnosti od oblika i dimenzije obratka kreće se u opsegu  $\Psi = (48 \div 52)^\circ$  za visinu potpora  $a = 680$  mm.

Za redizajnirano konstrukciono rješenje konzolnog sklopa pilnog diska ova vrijednost  $f_{max}$  je prihvatljiva s obzirom da omogućava mnogo veću silu otpora prodiranja  $R$  u odnosu na eksperimentalno dobijene vrijednosti  $R_{max} = 18000$  N, a da je pritom pomjeranje pilnog diska na znatno nižoj vrijednosti (0,66 mm) od granične vrijednosti usvojene u ovom radu (1,5 mm).

## VI. Ograničenje

Ovim ograničenjem uzima se u obzir veza između brzine pomoćnog kretanja i pomaka sa zadanom proizvodnošću pile, koja se može izraziti preko broja odsijecanja na sat, ili sekundnim kapacitetom koji se izražava u mm<sup>2</sup>/s

$$q = u \cdot h = s \cdot n \cdot h \quad \left[ \frac{\text{mm}^2}{\text{s}} \right]$$

Broj piljenja na sat ( $n_{ps}$ ) u tehnološkom lancu valjaoničke proizvodnje računa se iz odnosa mašinskog vremena piljenja na sat ( $t_{Ms}$ ) i mašinskog vremena piljenja u toku jednog ciklusa ( $t_{Mc}$ )

$$n_{ps} = n_{us} \cdot n_{pu} = \frac{t_{Ms}}{t_{Mc}}$$

gdje je  $n_{us}$  - broj valjaoničkih uložaka na sat, a  $n_{pu} = (n+2)$  - broj piljenja po ulošku uvećan za dva reza zbog uzimanja probe i postizanja eventualno čistog presjeka nakon odsijecanja.

Mašinsko vrijeme rezanja u toku jednog ciklusa ( $t_{Mc}$ ) sastoji se iz vremena primicanja pile ( $t_p$ ) efektivnog vremena rezanja ( $t_r$ ), vremena zaustavljanja pile ( $t_z$ ) i povratnog hoda ( $t_{ph}$ )

$$t_{Mc} = t_p + t_r + t_z + t_{ph}$$

Mašinsko vrijeme piljenja u toku jednog sata ( $t_{Ms}$ ) predstavlja produkt broja piljenja na sat ( $n_{ps}$ ) i vremena ( $t_{Mc}$ )

$$t_{Ms} = n_{ps} \cdot t_{Mc}$$

Vrijeme pauze u toku jednog ciklusa rada obradnog centra  $T_{pc}$  predstavlja zbirnu veličinu svih parcijalnih vremena koja se odnose na rad obradnog centra isključujući efektivno vrijeme piljenja obratka  $t_{pef}$

$$T_{pc} = t_{mc} + t_{oc} + t_p + t_z + t_{ph}$$

Vrijeme efektivnog piljenja u toku jednog ciklusa rada obradnog centra  $T_{pcef}$  predstavlja vrijeme proteklo od početka do završetka piljenja jednog obratka  $T_{pcef} = t_{pef}$ .

Nakon skraćene analize tehnoloških vremena obradnog procesa preuzete iz [32], može se navesti slijedeće ograničenje vezano za proizvodnost [121]

$$uh \leq \frac{\ell_p \cdot Z_0 \cdot n_{ps}}{K_0 m_d + T_{pc} \cdot n_{ps}} \quad \left[ \frac{\text{mm}^2}{\text{s}} \right] \quad \dots(7.16)$$

gdje je:  $\ell_p$  - dužina piljenja ovisna od visine potpora ( $a$ ) i oblika i dimenzije obratka

$Z_0$  - dodatak na piljenje (1,5 mm)

$K_0$  - koeficijent opterećenja pile ( $K_0 = P_s / P_n$ )

$m_d$  – broj detalja koji se obrađuju (za odsijecanje = 1)

## VII. Ograničenje

U praksi su zbog konstrukcijskih razloga (dosjedi ležajeva, nasloni za sprječavanje aksijalnog posmaka elemenata itd.), vratila općenito izrađena sa različitim prečnicima po dužini. Ugao torzije vratila između dva usporedna presjeka (obično između dovoda i odvoda snage, u konkretnom slučaju između remenice i pilnog diska) računa se po zbroju progiba na pojedinim odsječcima s konstantnim poprečnim presjekom. Pri tome se uzima u obzir da glavčine na vratilu smještenih elemenata (remenica, zamajac, pilni disk sa steznim pločana) pridonose većoj krutosti vratila, te se računaju dužine pojedinih odsječaka od ruba glavčine [125]

$$\varphi = \frac{T}{G} \sum_{i=1}^k \frac{\ell_i}{J_{0i}} \leq \varphi_{dop} \quad \dots(7.17)$$

gdje je:

$\ell_i$	[mm]	- dužina odsječka vratila s konstantnim presjekom
$J_{0i}$	[mm <sup>4</sup> ]	- polarni moment inercije odsječka vratila s konstantnim presjekom
		$J_{0i} = \frac{\pi}{2} r^4 \approx 0,05d^4$ , gdje je $r$ poluprečnik, a $d$ prečnik vratila
$k$		- broj odsječaka vratila s različitim presjecima, (u ovom radu $k = 7$ )
$\varphi_{dop}$	[rad]	- dopušteni ugao torzije vratila (dopušteni ugao uvijanja)
		$\varphi_{dop} = (4...6) \cdot 10^{-6} \cdot L$ (za transmisijsko vratilo)
$L$	[mm]	- udaljenost između mjesta dovođenja i odvođenja okretnog momenta na vratilu (u ovom radu $L=2000$ mm)
$G$	[N/mm <sup>2</sup> ]	-modul klizanja $G = \frac{E}{2(1 + \mu)}$
$\mu$	= 0,3	- Poisson-ov koeficijent za čelik.

## VIII. Ograničenje

Čvrstoća pilnog diska biće osigurana ako je

$$(\sigma_t)_{max} = \frac{\gamma \omega^2 r_2^2}{8g} (3 + \mu) \left[ 2 + \left( 1 - \frac{1 + 3\mu}{3 + \mu} \right) \frac{r_1^2}{r_2^2} \right] \leq \sigma_{gr} \quad \dots(7.18)$$

gdje je  $\sigma_{gr} = [\sigma] = 160$  N/mm<sup>2</sup> za originalnu verziju materijala pilnog diska koji odgovara materijalu 50Mn7.

## IX. Ograničenje

Za prečnik pilnog diska može se navesti slijedeće ograničenje

$$\frac{(100Tv)^2}{(R_m hu)^2} \leq D \leq \frac{(110Tv)^2}{(R_m hu)^2} \quad \dots(7.19)$$

gdje je:

$D$	[mm]	- prečnik pilnog diska
$T$	[N]	- glavni otpor piljenja
$v$	[m/s]	- brzina glavnog kretanja pile
$R_m$	[N/mm <sup>2</sup> ]	- zatezna čvrstoća materijala obratka
$h$	[mm]	- visina odrezane plohe
$u$	[mm/s]	- brzina pomoćnog kretanja pile

## X. Ograničenje

Navode se preporučene vrijednosti pojedinih konstrukcionih veličina zuba, a odnose se na slijedeće: radijus zaobljenja podnožja međuzublja ( $r$ ), debljina pilnog diska ( $\delta$ ) koja je u funkciji njegovog prečnika ( $D$ ), korak ( $t$ ), visina ( $h_z$ ) i sl.

$$\left. \begin{aligned} 0,1t &\leq r \leq 0,33t \\ 0,18\sqrt{D} &\leq \delta \leq 0,20\sqrt{D} \\ t &\geq 1,5h_z \\ 8\text{mm} &\leq h_z \leq 20\text{mm} \\ 12\text{mm} &\leq t \leq 30\text{mm} \end{aligned} \right\} \dots(7.20)$$

## XI. Ograničenje

Sa aspekta tehničko-tehnoloških potreba, osnovni elementi režima odsijecanja obratka u vrućem stanju preporučavaju se u slijedećem opsegu

$$\left. \begin{aligned} 75\text{ m/s} &\leq v \leq 150\text{ m/s} \\ 15\text{ mm/s} &\leq u \leq 300\text{ mm/s} \end{aligned} \right\} \dots(7.21)$$

gdje je  $v$  - brzina glavnog kretanja, a  $u$  - brzina pomoćnog kretanja pile.

Daljnji postupak optimizacije koristeći metodu linearnog programiranja (simleks metodu), gdje se sve nejednačine tehničkih ograničenja i jednačina funkcije cilja preobražavaju u linearan oblik pomoću logaritmiranja izraza, nije predmet ovog rada.

## 7.4 Dokaz Hipoteze 2

**Hipoteza 2:** moguće je postaviti algoritam optimalnog projektovanja pilnih diskova velikih dimenzija.

Model optimalnog projektovanja pilnih diskova velikih dimenzija predstavlja proces koji se sastoji od predviđanja, razvoja i propisa za određene postupke. Da bi proces proticao svrshishodno i racionalno, dijelovi procesa obavljani su putem računara korištenjem određenih uputa, algoritama ili preporuka.

U fazi projektovanja i razrade procesa odsijecanja obratka, bilo je potrebno iz obilja varijanti mogućih rješenja izabrati ona koja su najpovoljnija u pogledu stabilnosti obradnog procesa i pilnog diska velikih dimenzija.

Razrađen je model optimizacije sa određivanjem granične vrijednosti funkcije cilja, a to je minimalna debljina pilnog diska u stabilnim uslovima odsijecanja materijala.

Riječ je o prilagodnom konstrukcijskom postupku temeljen na poznatim principima rješenja, pri čemu se u projektnoj fazi vrši dizajniranje, dimenzioniranje i optimiranje pilnog diska i sklopa u cjelini. Bilo je vrlo važno prikupiti sve potrebne informacije (iz samog zadatka, literature, standarda, statistike, analitičkih i numeričkih proračuna, uz eksperimentalnu evaluaciju), koje se odnose na konstrukciju kružne pile i njenog glavnog pogonskog sklopa sa pilnim diskom kao najvažnijim dijelom.

Metodičkim projektiranjem omogućeno je da se cijeli proces uočavanja problema u praksi, redizajniranja i novog dizajniranja razradi algoritamski i rješava primjenom analitičkih, numeričkih i eksperimentalnih metoda.



Postupci i zadaci primjenjeni u ovom radu ogledaju se kroz provedene slijedeće procedure:

- tok projektovanja tehnologije mašinske obrade sa algoritmom toka optimizacije procedure
- blok dijagram identifikacije problema u praksi i donošenje odluke šta treba poduzeti
- algoritam redizajniranja mehanizma glavnog kretanja
- procedura optimiranja sklopa vratila pilnog diska
- algoritam toka optimizacije sklopa pilnog diska
- blok dijagram validacije redizajniranja
- opšti blok dijagram razvoja matematičkog modela.

Na osnovu navedenih procedura može se konstatovati da je dokazana Hipoteza 2 koja u praksi daje niz prednosti:

- primjenom ovakvih procedura moguće je rješavati različite zadatke
- omogućava pronalaženje optimalnog rješenja
- omogućava pojednostavljenje i olakšavanje u inženjerskoj praksi
- ušteduje vrijeme
- smanjuje mogućnost pogrešnih rješenja
- ne omogućava da se do rješenja dolazi slučajno
- omogućava da se rješenja lako prenose na slične zadatke iz domena stabilnosti rotirajućih struktura.





## 8 ZAKLJUČNA RAZMATRANJA

U ovom poglavlju data su zaključna razmatranja sopstvenih istraživanja, doprinos disertacije, nedostatke provedenih istraživanja i moguće pravce budućih istraživanja. U tački 8.1 dati su opšti zaključci do kojih se došlo provedenim istraživanjima. U tačkama 8.2 i 8.3 sumirani su doprinosi teze i prikazani nedostaci provedenih istraživanja u predmetnoj oblasti. U tački 8.4 ukazano je na moguće pravce daljnjih istraživanja.

### 8.1 Zaključci

Glavni cilj istraživanja bio je da se izvrši identifikacija stabilnosti pilnih diskova velikih dimenzija kroz eksperimentalna i numerička istraživanja. Demonstrirana je primjena i validacija sa metodom konačnih elemenata u cilju identifikacije naprezanja i deformacija u pilnom disku kod rotacije i odsijecanja materijala.

Istraživanjima se došlo do slijedećih zaključaka:

1. Kod razmatranja dinamičke stabilnosti moraju se uzeti u obzir spoljašnji i unutrašnji uticaji.  
U spoljašnje uticaje spadaju:
  - oblik zuba pilnog diska
  - postojanost ozubljenog dijela za dati režim obrade
  - stabilnost osnovne konstrukcije.U unutrašnje uticaje spadaju:
  - pogonska jedinica (motor), kao i ostali rotirajući prenosni elementi;
2. Pokazano je da dugački transmisioni prenosi nisu pouzdani;
3. Obavezno izvršiti statičko i dinamičko balansiranje elemenata glavnog kretanja pile, kao i sistema u cjelini;
4. Kod konzolnih pila sa velikim dimenzijama i brzinama obrtanja izbjegavati vitka vratila i konstrukciono oblikovati sklop sa što manjim prepustom zbog izbjegavanja žiroskopskog efekta;
5. Numerička analiza sklopa vratila pilnog diska pokazala je da položaj zamajca treba locirati što bliže pilnom disku radi povećanja stabilnosti rotirajućeg sistema;
6. Svi slučajevi razmatranja frekventne analize, i to za razne kombinacije pravca pobude i odziva konstrukcije, primjenjujući eksperimentalno dobijene maksimalne vrijednosti otpora obrade, te s obzirom na respektne frekvencije obrtaja (13,5; 16,4 i 20,3) Hz, su u stabilnom dinamičkom području. Realna frekvencija pobude je daleko iznad sopstvenih frekvencija sistema u svim kombinacijama, te ne dolazi do narušavanja tolerancijskog dimenzionog kriterija bočnog pomjeranja pilnog diska od 1,5 mm;
7. Može se zaključiti da su numerički i eksperimentalno određeni maksimalni ekvivalentni naponi znatno manji od dozvoljene vrijednosti i najveći su u zoni sječiva, jer se sa zupcima odsijeca obradak, pri čemu se opterećenje prenosi na tijelo pilnog diska, a preko njega na vratilo, ležajeve i nosivu konstrukciju pile;
8. Rezultati eksperimentalnih istraživanja u industrijskim uslovima pokazali su da otpori obrade najviše zavise od oblika obratka i visine odrezane plohe, što je bitno za dizajniranje novih konstrukcija pile;
9. Istraživanjima se došlo do saznanja da se otpor prodiranja kod odsijecanja profila u vrućem stanju najčešće kreće u opsegu  $R = (6 \div 9)T$ . Kako ova radijalna sila najviše utiče na pojavu vibracija, na tačnost i kvalitet odrezane površine, a koristi se i u proračunima postolja i dijelova suporta pile, to je veoma važno s obzir da su dosadašnji podaci iz literature tu vrijednost propisivali u opsegu  $R = (8 \div 15)T$ ;
10. Primjenom blok dijagrama aktivnosti, uvodeći u proces oblikovanja model ograničenja, moguće je postići optimalno dizajniranje strukture sklopa pilnog diska;

11. Potvrđena je polazna hipoteza da naponsko - deformaciono stanje tanke ploče pilnog diska oponaša tzv. Flamant-ov problem koji se može tumačiti kroz Hertz - ovo rješenje kontaktnog naprezanja, pri čemu osnovno učešće u deformaciji pilnog diska ima površina koja se nalazi između oslonca pilnog diska i obratka s kojim se vrši pritiskivanje.

### 8.2 Doprinos teze

Provedenim istraživanjima dato je bolje razumijevanje o radu rotirajućih pilnih diskova velikih dimenzija. Sistematičnim pristupom u metodologiji izvođenja samog procesa piljenja, data su nova i šira saznanja o otporima obrade, njihovim vrijednostima i karakteru promjene, kao i uticaju i međusobnoj korelaciji parametara glavnog otpora piljenja.

Na temelju eksperimentalnih istraživanja u industrijskim uslovima, utvrđena su slaba mjesta u konstrukcionom oblikovanju rotirajuće strukture mehanizma glavnog kretanja pile za odsijecanje profila u vrućem stanju kod originalne izvedbe njemačke firme DEMAG. Izvršena je rekonstrukcija ovog mehanizma na kojem su nastavljena istraživanja koja su predmet ovog rada. Potvrđeno je u praksi da se ovom rekonstrukcijom riješio problem nestabilnog rada pile, te povećala njena proizvodnost i pouzdanost u radu. U uslovima kontinuirane industrijske proizvodnje istražen je uticaj pojedinih faktora režima piljenja, geometrije pilnog diska i oblika obratka na glavni otpor piljenja. Primjenjen je plan statističke višefaktorne analize (nepotpuni višefaktorni ortogonalni plan tipa 1/8 replike) kroz matematičko modeliranje planiranja eksperimenta. Korištene su statističke metode obrade rezultata primjenom disperzione i regresione analize. Rezultati istraživanja upućuju na koje faktore se mora obratiti posebna pažnja prilikom projektovanja ovih, inače slabo istraženih mašinskih sistema. U inženjerskim proračunima moguće je primjenjivati eksperimentalno dobijene dijagrame ovisnosti glavnog otpora piljenja prilikom projektiranja novih tehnoloških valjaoničkih linija koje u svom sastavu imaju ovaj obradni sistem.

Eksperimentalna istraživanja u poluindustrijskim uslovima izvedena su direktnim uvođenjem opterećenja na zupce pilnog diska. Na taj način je utvrđen stvarni raspored i intenzitet napona na pilnom disku, čime je potvrđena ispravnost numeričkog modela i hipoteza da raspored napona odgovara slučaju kontakta tijela i tanke ploče koja se prostire beskonačno nadole, lijevo i desno, a na jednom mjestu je pritisnuta površinskim opterećenjem po svojoj debljini (Flamantov problem), odnosno da rezultati odgovaraju rješenjima koje je dobio Hertz analizirajući raspodjelu pritiska dvaju tijela u dodiru. Rezultati izračunatih i izmjerenih ekvivalentnih napona na pilnom disku opterećenog statičkom silom sasvim zadovoljavaju zbog relativno niskih odstupanja.

Dinamičke analitičke, numeričke i eksperimentalne analize dale su značajan doprinos u razumijevanju suštine mogućih nestabilnosti pilnog diska u uslovima nestacionarnog rada. Uspostavljena eksperimentalna procedura ima opšti karakter, tj. može se obezbijediti primjenjivost na različite konstrukcije rotirajućih struktura. Značajan doprinos je dat kroz primjenu numeričkih metoda, te je time ukazano na mogućnost pouzdanog umanjenja nivoa relativno skupih eksperimentalnih istraživanja sa numeričkim. Pri frekventnoj analizi za razne kombinacije pravca pobude i odziva konstrukcije sklopa pilnog diska različitih dimenzionih karakteristika, u svim slučajevima, a s obzirom na maksimalne vrijednosti sila opterećenja, te s obzirom na respektne frekvencije obrtaja (13,5; 16,4 i 20,3) Hz u sprezi sa 250 zubaca po obodu pilnog diska, može se zaključiti da pilni disk radi u **stabilnom dinamičkom području**. Realna frekvencija pobude je daleko iznad sopstvenih frekvencija sistema u svim kombinacijama, te ne dolazi do narušavanja tolerancijskog dimenzionog kriterija od 1,5 mm pomjeranja pilnog diska. Ovim je potvrđeno da su rekonstruktivni zahvati na mehanizmu glavnog kretanja pile uspjeli i da pila radi u stabilnim uslovima, što je definitivno potvrdila i praksa.

Za razliku od dosadašnjih izučavanja stabilnosti tankih pločastih struktura, ovaj rad je sa šireg aspekta dao prijedlog algoritma optimalnog projektovanja rotirajuće strukture sklopa pilnog

diska uzimajući za osnovni kriterij njegovu stabilnost. Za funkciju cilja usvojena je njegova minimalna debljina, s obzirom da težina alata može bitno uticati na troškove izrade u serijskoj i masovnoj proizvodnji, vodeći računa o određenim ograničenjima da se ne ugrozi stabilnost sistema. Primjenom takve metodologije projektantima i proizvođačima pila date su smjernice u optimalnom oblikovanju mehanizma glavnog kretanja pile i dizajniranju pilnog diska kao najvažnijeg elementa sklopa.

Na osnovu literaturnih podataka i eksperimentalnih ispitivanja provedenih u ovom radu izvršen je

- detaljan i sistematiziran pregled istraživanja u području stabilnosti rotacionih sistema sa pilnim diskom velikih dimenzija
- postavljen je princip projektovanja rotacionih pilnih diskova velikih dimenzija i brzina u uslovima nestacionarnog stanja
- razvijen je metodološki pristup za određivanje stabilnosti pilnog diska.

### 8.3 Nedostaci sopstvenog istraživanja

Prilikom određivanja otpora kod odsijecanja metala, u industrijskim uslovima primjenjena je indirektna metoda mjerenja električnih i neelektričnih veličina kao pokazatelja opterećenja elektromotornog pogona i elemenata u kinematskom lancu mehanizma glavnog i pomoćnog kretanja pile za odsijecanje vrućih obradaka u nestacionarnim uslovima rada. Mjerenjem strujnih opterećenja motora tokom piljenja, iz mjerenjem utvrđenih veličina izračunati su moment motora i tereta, na osnovu čega su se potom određivale komponente otpora obrade.

Direktna metoda mjerenja ima prednost, a podrazumijeva upotrebu specijalnih elastičnih uređaja (dinamometara) zasnovanih na raznim fizičkim principima: tenzometarske mjerne trake, induktivni, kapacitivni, piježometarski i drugi princip.

Rezultati izračunatih i izmjerenih ekvivalentnih napona na pilnom disku pokazuju određena odstupanja koja su očekivana i to posebno u zoni mjernih traka 1 do 5 jer su pozicionirane u području velike koncentracije napona izazvane geometrijom zubaca kao i nemogućnošću osiguranja idealnog nalijeganja zubaca pilnog diska i nazubljene ploče za uvođenje sile. Jasno je da su odstupanja morala biti prisutna jer je simuliran proces piljenja u statičkim uslovima, a ova odstupanja se u realnom procesu piljenja ne pojavljuju.

### 8.4 Pravci daljnjeg istraživanja

Rezultati dobijeni u ovom radu usmjeravaju pravce budućih istraživanja kroz slijedeće teme:

- istražiti toplotna naprezanja izazvana trenjem između obratka i pilnog diska prilikom odsijecanja; ova studija trebala bi istražiti indukovani toplotni gradijent i usporediti tlačna naprezanja indukovana u pilnom disku u sve tri njegove karakteristične zone
- proanalizirati uticaj toplotnog naprezanja na snižavanje sopstvene frekvenije pilnog diska
- odrediti nelinearnost deformacionog stanja pilnog diska kao posljedicu centrifugalne sile, žiroskopskog efekta i nestacionarnog vanjskog opterećenja
- u kojoj mjeri tupi zubi u odnosu na oštre zube pilnog diska utiču na stabilnost obrtanja i na povećanje toplote u tijelu pilnog diska, odnosno koje su to kritične zone u kojima se povećava indukovani toplotni gradijent
- u formulaciji MKE kod vitkih vratila unijeti uticaje žiroskopskog efekta, koje treba riješiti dodatnim proračunima

- analizirati naprezanja i stabilnost pilnog diska usljed procesa rotiranja i odsijecanja praćenjem učinka najvažnijih geometrijskih parametara pilnog diska, oblika zuba, veličine koraka zubaca, zapremine međuzublja i slično
- koliko na otpore obrade utiču i drugi faktori kao što su: oblik i naoštrenost zuba (leđni i grudni ugao kao i ugao klina sječiva), položaj ose pilnog diska u odnosu na radni komad (visina potpora), način i intenzitet hlađenja pilnog diska i sl.
- provjeriti koja je vrsta emulzije rentabilna sa aspekta hlađenja, sa posebnim osvrtom na njihovu agresivnost
- analizirati uticaj krutosti sistema na dinamičku stabilnost pilnog diska.

**LITERATURA**

- [1] D. Vukojević: „Teorija elastičnosti sa eksperimentalnim metodama“, Univerzitet u Sarajevu, Mašinski fakultet u Zenici, Zenica, 1998.
- [2] D. Vukojević, E. Ekinović: „Teorija oscilacija“ Mašinski fakultet u Zenici, Zenica, 2004.
- [3] V. Doleček, A. Voloder, S. Isić: „Vibracije“, Univerzitetska knjiga, Sarajevo, 2009.
- [4] D. Vukojević: „Teorija oscilacija“, Univerzitet u Sarajevu, Mašinski fakultet u Zenici, Zenica, 1997.
- [5] M. Imamović: „Pouzdanost elemenata u fazi konstruisanja-Monografija“, Zenica, 2013.
- [6] G. Genta, E. Brusa: „Rotordynamic analysis in the design of rotating machinery International Workshop on Multidisciplinary design optimization“, Pretoria, South Africa, 2000.
- [7] P. Stanković: „Mašinska obrada-I knjiga Obrada metala rezanjem, Šesto izdanje“, Građevinska knjiga, Beograd, 1976.
- [8] D. Vukojević, E. Ekinović: „Dinamika“, Mašinski fakultet Univerziteta u Zenici, Zenica, 2008.
- [9] D. Vukojević: „Dinamika“, Univerzitet u Sarajevu, Mašinski fakultet u Zenici, Zenica, 1990.
- [10] Wang Man-Yuan, M. Tomašević: „Prilog proučavanju dinamike obradnog sistema na primeru obimnog glodanja“, Institut za alatne mašine i alate, Mašinski fakultet, Beograd, Mašinstvo 33, 1984.
- [11] D. Vukojević i drugi autori: „Tehnička mehanika I-Statika; Otpornost materijala“, Univerzitet u Zenici, MF u Zenici, Zenica, 2009.
- [12] M. Butković, A. Vučetić i drugi: „Prilog analizi korelacije između dozvoljenih neuravnoteženosti rotora i dozvoljenih vibracija turbostrojeva“, Strojarsvo 24, 1982.
- [13] Stakhiev, Y.: “Research on circular saw disc problems: several of results”, Springer-Verlag, Heidelberg 62(1), February 2002.
- [14] Den Hartog: „Vibracije u mašinstvu“, prevod s engleskog dr.inž. V. Brčić, Građevinska knjiga Beograd, 1972.
- [15] Al-Shareef, K.J. H., Brandon, J.A.: „On the Effect of Variations in the Design Parameters on the Dynamic Performance of Machine Tool Spindle-bearing Systems“, Int. Journal of Mach. Tools Manufacturing, Vol.30, 1990.
- [16] C. D. Mote, Jr.: „Stability of circular plates subjected to moving loads“, Journal of the Franklin Institute 290 329-344, 1970.
- [17] M. Lessen i M.D. Gangal: „Effect of Coriolis acceleration on the vibrations of rotating disks“, Appl. Sci. Res. 22, 1970.
- [18] Jen-San Chen: „Stability Analysis of a Spinning Elastic Disk Under a Stationary Concentrated Edge Load“, Journal of Applied Mechanics, vol.61/789, 1994.
- [19] J. Chung, J. E. Oh, H. H. Yoo: „Non-linear Vibration of a Flexible Spinning Disc with Angular Acceleration“, Journal of Sound and Vibration (2000) 231(2), 375-391
- [20] N. Malhotra, N. Sri Namachivaya i T. Whalen: „Finite Amplitude Dynamics of a Flexible Spinning Disc“, Department of Aeronautical and Astronautical Engineering, University of Illinois at Urbana-Champaign, Urbana IL 61801
- [21] R. G. Parker: „Analytical Vibration of Spinning, Elastic Disk - Spindle Systems“, Journal of Applied Mechanics, March 1999., Vol. 66/219
- [22] H. Martins i K. Tescher: „Beigekritische Drehzahlen unwuchtiger Rotoren infolge Drehmomentschwankungen“, Lageranisotropie und Eigengewicht, Konstruktion 35 (1983) H.1, S. 3-10
- [23] A. Orłowski, J. Sandak: „Measurement of the Critical Rotational Speed of Circular Saw“, Faculty of Mechanical Engineering, Depart. Of Manufacturing Engineering and Automation Gdansk University of Technology, Poljska, 2014.



- [24] Charles B. Ponton: „Finite element analysis of industrial circular sawblade with respect to tensioning, rotating, cutting, and expansion slots“, Thesis submitted to the Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University, 2007.
- [25] Ф. К. Иванченко; П. И. Полухин и други: „Динамика и Прочность Прокатного Оборудования“ Москва, 1970.
- [26] S. Yano, Kobe i T. Kotera, Fukui: „Instability of the vibrations of a rotating thin disk due to an additional support“, Archive of Applied Mechanics 61, 1991., 110-118
- [27] W. Seeman i Jörg Wauer: „Vibration of High Speed Disk Rotors, Symposium on Transport Phenomene“, Dynamics and Design of Rotating Machinery, Part II, 1988, Honolulu, Hawaii
- [28] Lunstrum, Stanford J.: „Balanced Saw Performance“, Technical Report No. 12. Madison, WI: U.S., 1985.
- [29] Y. M. Stakhiev: „Search on Circular Saw Disc Problems: Several of Results“, Holz als Roh-und Werkstoff 61 (2003) 13-22, Springer-Verlag, 2003.
- [30] Jen-San Chen: „Natural Frequencies and Stability of a Spinning Disk Under Follower Edge Traction“, Journal of Vibration and Acoustics, vol.119/405, 1997.
- [31] R. G. Parker i P. J. Sathé: „Exact solutions for the free and forced vibrations of a rotating disk-spindle system“, Journal of Sound and Vibration (1999) 223(3), 445-465
- [32] R. Seferović: „Izrada modela algoritma za izbor dinamičkih konstrukcionih veličina pila za vruće rezanje“, Magistarski rad, Zenica, 1997.
- [33] Iwan, W. D i Stahl, K. J.: „The response of an elastic disk with a moving mass system“, J.Appl.Mech.40:445-451, 1973.
- [34] R. Jovanović: „Prinudne prigušene torzione oscilacije lokomotivskih vratila, s posebnim osvrtom na rad u uslovima stieck-slip efekta“, Mašinstvo 36 (1987) 3, 318-320
- [35] Green I.: „Gyroscopic and support effects on the steady state response on non contacting flexibly mounted rotor mechanical face seal“, American Society of Mechanical Engineers, Baltimore, 1988.
- [36] S. Lemeš: „Vibracije centrifugalnih pumpi u sistemima za hlađenje automobilskih motora-magistarski rad“, Univerzitet u Sarajevu, Mašinski fakultet u Zenici, Zenica, 2002.
- [37] F. Hadžikadunić: „Prilog razvoju metode vibrorelaksacije zaostalih napona na prostornom modelu zavarene čelične konstrukcije-disertacija“, Univerzitet u Zenici, Mašinski fakultet u Zenici, Zenica, 2011.
- [38] V. Doleček i drugi: „Elastostatika-Prvi dio“ Univerzitetska knjiga, Tehnički fakultet, Bihać, 2003.
- [39] N. Z. Uzunović, S. Lemeš: „Metod konačnih elemenata“, Dom štampe Zenica, 2002.
- [40] D. Bazjanac: „Nauka o čvrstoći“, Tehnička knjiga Zagreb, 1968.
- [41] F. Kolonić, D. Sumina: „Predavanje 01-Uvodno o elektromotornim pogonima“ Zagreb, ak. god. 2013/2014.
- [42] D. Vukojević: „Problematika vrućih pila pruge Ø800 sa prijedlogom rješenja“, Zenica, 1972.
- [43] В. Д. Кузнецов: „Физика Резания И Трения Металлов и Кристаллов“ Издательство "НАУКА" МОСКВА, 1977.
- [44] A. A. Koroljev: „Konstrukcija i rasčot mašina i mehanizmov prokatnih stanova“, Izdateljstvo "Metalurgija", Moskva, 1969.
- [45] A. I. Celikov i drugi autori: „Mašini i agregati metalurškičkih zavodov-tom 3“, Izdateljstvo "Metalurgija", Moskva, 1988.
- [46] M. Čaušević: „Obrada metala valjanjem“, Veselin Masleša, Sarajevo, 1983.
- [47] T. Maneski: „Kompjutersko modeliranje i proračun struktura KOMIPS“, Mašinski fakultet Beograd, 1998.
- [48] A. I. Celikov: „Mehanizmi prokatnih stanova“, Mašgiz, Moskva, 1946.
- [49] A. A. Koroljev: „Mehaničeskoe oborudovanije prokatnih cehov“, Izdateljstvo, "Metalurgija", 1965.
- [50] B. Mitraković: „Ispitivanje električnih mašina“, Naučna knjiga, Beograd, 1989.

- [51] Suresha Udipi: „Effect of Saw Tooth Side Clearance on Stability and Cutting Accueacy of Guided Circular Saws“, The University of British Columbia, Deparment of Mechanical Engineering, October 2001.
- [52] S. Ekinović: „Metode statističke analize u Mikrosoft Excel-u“, Univerzitet u Zenici, Mašinski fakultet, Zenica, 2008.
- [53] S. Scitovski: „Dinamika konstrukcija-Numerička rješenja sustava s jednim i više stupnjeva slobode“, Sveučilište Josipa Jurja Strossmayera u Osijeku, Građevinski fakultet, 2009.
- [54] F. Kolonić, D. Sumina: „Upravljanje elektromotornim pogonima UEMP-Predavanje 01 - Uvodno o elektromotornim pogonima“, Zagre, ak.god. 2013/2014.
- [55] B. Križan, S. Zelenika: „Osovine i vratila-pomoćni nastavni materijali uz kolegij Konstrukcijski elementi I“, Ak. Godina 2010/2011.
- [56] V. Đurković: „Žiroskop-osnovni merni element sistema upravljanja“, Vojnotehnički glasnik 4/08, Beograd, 2008.
- [57] [www.sfsb.unios.hr/ksk/cvrstoca/web\\_cvrstoca/N.../N\\_d.pdf](http://www.sfsb.unios.hr/ksk/cvrstoca/web_cvrstoca/N.../N_d.pdf)
- [58] Lunstrum, S.: „Circular Sawmills and Their Efficient Operation“, U.S. Department of Agriculture, USDA Forest Service State and Private Forestry, 1993.
- [59] Brown, T. D.: „Quality Control in Lumber Manufacturing“, Miller Freeman Publications, San Francisco, CA 1982.
- [60] D. Damjanović, Lj. Herceg, I. Duvnjak: „Dinamička ispitivanja zavješanih i visećih mostova“, Građevinar (2010) 10, 905-912
- [61] Grupa autora: „Elektroničke komponente mehatroničkih sustava“, Tehnički fakultet Sveučilišta u Rijeci, Zavod za konstruiranje u strojarstvu; [www.riteh.uniri.hr/.../EKMS%20-%20P06-1%20-%20WEB.pdf](http://www.riteh.uniri.hr/.../EKMS%20-%20P06-1%20-%20WEB.pdf)
- [62] M.Kalajdžić i drugi autori: „Teorija obrade rezanjem - priručnik“, Univerzitet u Beogradu, Beograd, 1998.
- [63] I. Mandić, V. Tomljenović, M. Pužar: „Sinkroni i asinkroni električni strojevi“, Udžbenici Tehničkog sveučilišta u Zagrebu, Zagreb, 2012.
- [64] M. Trbojević i drugi: „Reduktori“, Naučna knjiga Beograd,1984.
- [65] S. Brdarević, Dž.Tufekčić: „Obrada rezanjem i alatne mašine“, Univerziteti u Sarajevu i Tuzli, Tuzla, 1995.
- [66] B. Jeftenić: „Elektromotorni pogoni - Elektromotorni pogoni i regulacija pogona“ Univerzitet u N.Sadu, Fakultet tehničkih nauka, N.Sad
- [67] B. Ivković: „Tribologija rezanja-sredstva za hlađenje i podmazivanje“, Građevinska knjiga, Beograd, 1979.
- [68] J. Velagić: „Električni strojevi-lekcija 2“, Elektrotehnički fakultet Sarajevo, Kolegij: Aktuatori, Sarajevo
- [69] M. Kalajdžić: „Tehnologija mašinogradnje I-I deo“, Mašinski fakultet, Beograd, 1981.
- [70] D. Vukelja, A. Mišković: „Konstrukcija alata za obradu rezanjem“, Mašinski fakultet univerziteta "Džemal Bijedić" u Mostaru, Mostar, 1983.
- [71] Z. Guzović: „Konstrukcija i proračun čvrstoće elemenata parnih i plinskih turbina“, Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu, Zavod za energetska postrojenja, Zagreb, 2010.
- [72] Sweeney G.: „Vibration of Machine Tools“,The MichineryPublishing Co. Ltd, London, 1971.
- [73] M. Ječmenica: „Analiza uticaja prisutnih poremećaja i konstruktivnih parametara na poprečno oscilatorno kretanje rotirajućih sistema“, Disertacija, Zenica, 1990.
- [74] S. Timošenko, J. N. Gudier: „Teorija elastičnosti“, Građevinska knjiga Beograd, 1962.
- [75] S. Olević, S. Lemeš: „Osnovi konstruiranja - konstruiranje pomoću računara (CAD)“, Univerzitet u Sarajevu, Mašinski fakultet u Zenici, Zenica, 1998.
- [76] D. Bazjanac, M. Kolaj, A. Vučetić: „Eksperimentalno određivanje vibracija pogonskih sistema s pomoću električnih metoda“, Strojarstvo br. 5-6, Zagreb, 1970.
- [77] B. Hufnagl: „Mehanizmi I-Opšti dio“, Mašinski fakultet Sarajevo, 1975.

- [78] M. Essert: „Elektrotehnika-pristup modeliranjem“, Fakultet strojarstva i brodogradnje sveučilišta u Zagrebu, Katedra za strojarsku automatiku, Zagreb 2004.
- [79] Z. Borić: „Elektromotorni pogoni 2-nastavni sat 5, 6, 7“
- [80] M. T. Alam, N. Kinoshita, C. Tanaka, M. Toshinabu: „Circular saw lateral stability by optimization of feed speed“, Shimane University, Matsue, Japan
- [81] M. Weck, K. Teipel: „Dynamische Verhalten spanender Werkzeugmaschinen“, Springer Verlag, Berlin-Heidelberg - New York, 1977.
- [82] B. Hufnagl: „Bezdimenzionalne karte stabilnosti samopobuđujućih oscilacija alatnih mašina“, Strojarstvo 27 (1985) 3, 133-137
- [83] M. Bebić, L. Ristić: „Elektromotorni pogoni“, Elektrotehnički fakultet u Beogradu, Izborni praktikum
- [84] Sekulić, S.: „Frictional work in orthogonal cutting-relations of frictional work between the contact surfaces of cutting tool and chip and machined surfaces“, Journal of Production Engineering No.1, Vol.15, 2012.
- [85] G. Kharmanda, A. Mohamed i M. Lemaire: „CAROD: Computer-Aided Reliable and Optimal Design as a concurrent system for real structures“, International Journal of CAD/CAM, volume 2, paper number 1-2002.
- [86] Kazimierz A. Orłowski: „Identification of critical speeds of clamped circular saws“, Drvna industrija 56 (3) 103-106, 2005.
- [87] Xiaoqiang Wang: „The Influence of a Skwved Disk on a Flexible Rotating Shaft“, Thesis submitted to the Faculty of the Virginia Polytecnic Institute and State University, Blacksburg, Virginia, 1997.
- [88] S. Timošenko, D. H. Jang: „Viša dinamika“, Građevinska knjiga Beograd, 1962.
- [89] M. S. Komarov: „Dinamika mehanizmov i mašin“, Izdateljstvo „Mašinostroenie“, Moskva, 1969.
- [90] V. Doleček: „Dinamika mašina i mehanizama-skripta“, Sarajevo, 1984. god.
- [91] S. Podrug: „Elementi strojeva-predavanja za stručni studij Brodogradnje za šk.god. 2006/2007., Sveučilište u Splitu, Fakultet elektrotehnike, strojarstva i brodogradnje u Splitu
- [92] Z. Vukelić: „Uravnoteženje rotora u velikoserijskoj proizvodnji“, Mašinstvo 37, 1988.
- [93] B. Nedić, M. Lazić: „Proizvodne tehnologije - Obrada metala rezanjem predavanja“, Mašinski fakultet Kragijevac, Kragujevac, 2007.
- [94] B. Ivković: „Teorija rezanja-Osnovi mehanike, termodinamike, tribologije i ekonomije procesa rezanja“, Biblioteka „Nauka i tehnologija“, Kragujevac, 1991.
- [95] D. Rašković: „Teorija elastičnosti“ Naučna knjiga Beograd, 1985.
- [96] Hrvatska enciklopedija, Leksikografski zavod Miroslav Krleža, Zagreb, 2014.
- [97] Grupa autora: „Inženjersko-mašinski priručnik“, Zavod za udžbenike i nastavna sredstva Beograd, 1987.
- [98] Karl-Heinz Decker: „Elementi strojeva“, Tehnička knjiga Zagreb, 1975.
- [99] A. I. Serovatin: „Raščet proizvoditeljnosti oborudovanja prokatnjih cehov“, Izdateljstvo „Metalurgija“, Moskva, 1970.
- [100] J. Todorović, D. Zelenović: „Efektivnost sistema u mašinstvu“, Naučna knjiga Beograd, 1981.
- [101] Bolleter U., Frei A.: „Causes and control of synchronous vibrations of multi-stage pumps“, I.Mech.E. Seminar, Vibration in Centrifugal Pumps, London, 1990.
- [102] Longxiang Yang: „Supercritical speed response of circular saws“, University of British Columbia, 1990.
- [103] J. Glen: „An Experimental Study of the Strength and Ductility of Steels at Elevated Temperatures“, Symposium of Sterngth and Ductility of Metals at Elevated temperatures, ASTM, 1953. (pages 184-222)
- [104] J. Stanić: „Metod inženjerskih merenja - Osnove matematičke teorije eksperimenata“, Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet, Beograd, 1981.
- [105] I. Pantelić: „Primena statističke metode u istraživanjima i procesima proizvodnje“, Univerzitet u N. Sadu, N. Sad, 1984.

- [106] Ermakov S. M. i drugi autori: „Matematičeskaja teorija planirovanija eksperimenta“, Nauka, Moskva, 1983.
- [107] M. Zec: „Matematička statistika s primjenom u metalurgiji“, Univerzitet u Sarajevu, Sarajevo, 1975.
- [108] Chivens D. R. i Nelson H. D.: „The natural frequencies and critical speeds of a rotating flexible shaft-disk-spindle system“, ASME J. Eng. Indus. 96, pp.1328-1333, 1975.
- [109] M. Jurković: „Matematičko modeliranje inženjerskih procesa sistema“, Mašinski fakultet, Bihać, 1990.
- [110] Ž. Ban: „Osnove Matlaba“, Sveučilište u Zagrebu, Fakultet Elektrotehnike i računarstva, Zagreb, 2006
- [111] Lazić D., V., Ristanović M., R.: „Uvod u Matlab“, Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet, Beograd, 2005.
- [112] Shampine L., F., Reichtel M.: „Matlab Version 5“ Help Documentation, The Matlab ODE suite, 1996.
- [113] D. M. Lila, A. A. Martynyuk: „Stability loss of Rotating Elastoplastic Discs of the Specific Form“, Applied Mathematics, 2011, 2, 579-585
- [114] V. Marinković. „Racionalizacija eksperimentalnih istraživanja primenom teorije višefaktornog eksperimenta“, IMK-14 Istraživanje i razvoj, godina XIII, Broj (26-27) 1-2/2007.
- [115] A. Miletić: „Dijagnostičke metode i kriteriji za ocjenu elektromehaničkog stanja asinkronog stroja - magistarski rad“, Sveučilište u Zagrebu, Fakultet elektrotehnike i računarstva, Zagreb, 2002.
- [116] G. Rovišan, S.Vujić, K.Ivić: „Dijagnostika i monitoring strojeva i pogona-laboratorijske vježbe“, Sveučilište u Zagrebu, Fakultet elektrotehnike i računarstva, Zagreb, 2014.
- [117] R. Maretić, V. Glavardanov, V. Milošević-Mitić: „Vibration and stability of rotating annular disks composed of different materials“, Arch Apl Mech, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2014.
- [118] P. Thakur: „Elastično-plastični prelaz u tankom obrtnom disku promenljive gustine sa uključcima“, Integritet i vek konstrukcija, 2009. Vol.9, br.3, str.171-179
- [119] J. N. Sharma, D. Sharma, S. Kumar: „Analysis of Stresses and Strains in a Rotating Homogeneous Thermoelastic Circular Disk by using Finite Element Method“, International Journal of Computer Applications (0975-8887), Volume 35-No. 13, December, 2011.
- [120] [www.enciklopedija.hr/Natuknica.aspx?ID=63798](http://www.enciklopedija.hr/Natuknica.aspx?ID=63798)
- [121] N. H. Hadžiomerović: „Tehnologija mašinogradnje“, Mašinski fakultet Univerziteta „Džemal Bijedić“ u Mostaru, Mostar, 1981.
- [122] M. Kalajdžić: „Metod konačnih elemenata - osnovi teorije, statika nosećih struktura, dinamika nosećih struktura, primene“, Beograd, 1978.
- [123] M. Kalajdžić: „Proračun i analiza aksijalnih struktura - NELINA II“, Institut za proizvodno mašinstvo i kompjuterski integrisane tehnologije, Beograd, 1990.
- [124] Orlov, P. I.: „Osnovi konstruiranja“, Moskva, 1972.
- [125] D. Jelaska: „Elementi strojeva-skripta za studente Industrijskog inženjerstva“, Sveučilište u Splitu, Fakultete elektrotehnike, strojarstva i brodogradnje, Split, 2005.
- [126] S. Urošević: „Proizvodno mašinstvo I deo - Teorijske osnove mašinske obrade u komadnoj proizvodnji“, Naučna knjiga Beograd, 1987.
- [127] I. G. Kuljbačnij: „Mehaničeskoe Oborudovanie Prokatnjih Cehov“, Metalurgizdat, Moskva, 1946.
- [128] S. Rešković: „Ispitivanje materijala“, Metalurški fakultet Sveučilišta u Zagrebu, Zagreb, 2010.
- [129] M. T. Alam, N. Kinoshita, C.Tanaka, M.Yoshinobu: „Circular saw latera stability by optimization of feed speed“, Shimane University, Matsue 690-8504, Japan
- [130] H. R. Rahai: „Development of optimim design configuration and performance for vertical axis wind turbine“, California State University, Long Beach, 2005.
- [131] S. N. Filonenko: „Rezanije metalov“, Izdateljstvo „Tehnika“, Kiev, 1975.

- [132] Geradin M, Rixen D.: „Mechanical Vibrations; Theory and application to structural dynamics“, John Wiley & Sons, 1997.
- [133] D. Vukelja, A. Mišković: „Inženjerske metode optimizacije sa primerima iz prakse“, IRO „Građevinska knjiga“ Beograd, 1985.
- [134] B. Jeftenić i drugi: „Elektromotorni pogoni-Zbirka rešenih zadataka“ Univerzitet u N.Sadu, Fakultete tehničkih nauka, N.Sad, 2003.
- [135] B. Vlach a kolektiv: „Technologie obrábění a montaži“, SNTL, Praha, 1990.
- [136] Dimargonas A.: "Vibration for Engineers", Prentice-Hall, 1996.
- [137] M. Essert: „Elektrotehnika-pristup modeliranjem“, Fakultet strojarstva i brodogradnje sveučilišta u Zagrebu, Katedra za strojarsku automatiku, Zagreb, 2004.
- [138] B. Ćorić, S. Ranković, R. Salatić: „Dinamika konstrukcija“, Univerzitet u Beogradu, Beograd, 1998.
- [139] [http://menso88.weebly.com/uploads/1/7/5/8/17586891/hipoteze\\_o\\_razaranju.pdf](http://menso88.weebly.com/uploads/1/7/5/8/17586891/hipoteze_o_razaranju.pdf)
- [140] M. A. Hilli, T. Fakhfakh, M. Haddar: „Vibration analysis of a rotating flexible shaft - disk system“, Springer Science + Business Media B. V., 2006.
- [141] I. Vitez, T. Hozjan: „Usporedba normi o svojstvima čelika za željezničke tračnice“, Građevinar, 55 (2003) 5, 279-284

## SPISAK SLIKA

Slika 1.1	Trenutak rušenja mosta
Slika 1.2	Lom pilnog diska
Slika 1.3	Strukturni prikaz obradnog sistema pile
Slika 1.4	Konkretizacija obradnog sistema
Slika 2.1	Pogonski ambijent pile za odsijecanje profila u vrućem stanju
Slika 2.2	Prikaz loma pilnog diska
Slika 2.3	Mehanizam glavnog kretanja pile za odsijecanje profila u vrućem stanju (originalna izvedba)
Slika 2.4	Šematski prikaz odstupanja linijskog sistema
Slika 2.5	Rekonstruisani model mehanizma glavnog kretanja pile
Slika 2.6	Detalj modela konzolnog sklopa pilnog diska
Slika 4.1	Položaj profila za vrijeme piljenja
Slika 4.2	Šema plana brzina
Slika 4.3	Oblici izrade zubaca pilnog diska
Slika 4.4	Konstruktivski oblici tijela pilnog diska
Slika 4.5	Zone pilnog diska izložene naprezanju
Slika 4.6	Pilni disk bez i sa deformacijom
Slika 4.7	Osnovni geometrijski parametri procesa piljenja
Slika 4.8	Naprezanje u disku konstantne debljine
Slika 4.9	Flamant-ov problem
Slika 4.10	Raspored napona kod polubeskonačne ploče opterećene koncentrisanom silom
Slika 4.11	Problem „klina“
Slika 4.12	Pilni disk opterećen aksijalnim silama
Slika 4.13	Šema povezivanja motora i radnog mehanizma - svođenje
Slika 4.14	Redukovana tromasena šema za određivanje dinamičkog opterećenja mehanizma glavnog kretanja pile
Slika 4.15	Šematski prikaz otpora u procesu piljenja sa pravim zubima pilnog diska
Slika 4.16	Odsijecanje obratka
Slika 4.17	Odnosi kod savojnog vibriranja vratila
Slika 4.18	Primjeri neuravnoteženosti masa
Slika 4.19	Centrifugalne sile i momenti na pilnom disku
Slika 4.20	Slučaj debelog diska
Slika 4.21	Prikaz neuravnoteženog elektromotora
Slika 4.22	Mehanizam glavnog kretanja pile
Slika 4.23	Vratilo u kovitlajućem položaju, sa amplitudama $y$ i $\theta$ kod diska
Slika 4.24	Inercijalna sila i inercijalni spreg koji djeluje od diska na vratilo nastali usljed rotacije $\Omega$ i kovitlanja $\omega$ vratila
Slika 5.1	Pile za odsijecanje profila u vrućem stanju
Slika 5.2	Konzolni sklop PD-a
Slika 5.3	Odsijecanje stope šine S-60 na okvirnoj pili
Slika 5.4	Šipke $\varnothing 23$ mm za izradu epruveta
Slika 5.5	Epruvete za ispitivanje zatezanjem
Slika 5.6	Epruveta za ispitivanje zatezanjem na povišenoj temperaturi
Slika 5.7	Epruveta za ispitivanje zatezanjem na sobnoj temperaturi
Slika 5.8	Amsler kidalica
Slika 5.9	Držać epruvete
Slika 5.10	Peć na kidalici
Slika 5.11	Ekstenziometar za mjerenja malih deformacija na sobnoj temperaturi
Slika 5.12	Ekstenziometar za mjerenja malih deformacija na povišenim temperaturama
Slika 5.13	Ispitivanje zatezanjem na sobnoj temperaturi
Slika 5.14	Montaža regulatora temperature u peć
Slika 5.15	Ugradnja termoelemenata u tri zone peći
Slika 5.16	Polomljene ispitne epruvete

- Slika 5.17 Atomski apsorpcioni spektrofotometar Perkinelmer model 3110  
 Slika 5.18 Elektronski indicirajući uređaj za ispitivanje tvrdoće EQUOTIP  
 Slika 5.19 Mjerna mjesta na pili  
 Slika 5.20 Pilni disk sa naoštrenim zupcima  
 Slika 5.21 Šestokanalni pisač  
 Slika 5.22 Elektro peć  
 Slika 5.23 Optički pirometar  
 Slika 5.24 Plan eksperimenta-“matrix design” modul (eksperimentalne tačke plana)  
 Slika 5.25 Grafička interpretacija eksperimentalnih tačaka, regresione prave i granice intervala pouzdanosti zavisno promjenljive  
 Slika 5.26 Modul za statističku analizu  
 Slika 5.27 Regresioni model tretiranog procesa piljenja  
 Slika 5.28 Statističke karakteristike  
 Slika 5.29 „Matrix design“ modul (eksperimentalne tačke plana)  
 Slika 5.30 Saglasnost realnih podataka i regresionog modela  
 Slika 5.31 Troosna mjerna traka  
 Slika 5.32 Elektronski mjerni sistem Spider 8 HBM  
 Slika 5.33 Raspored mjernih traka (1 do 14), davača pomjeranja (DP) i davača ubrzanja (DU) na pilnom disku sa prikazom povezivanja jednog seta mjeranih uređaja na elektronski mjerni sistem Spider 8  
 Slika 5.34 Spideri 8 sa PC  
 Slika 5.35 Mjerne trake (1 do 5) u međuzubljinama  
 Slika 5.36 Davač pomjeranja i davači ubrzanja  
 Slika 5.37 Davač pomjeranja pilnog diska (DPPD)  
 Slika 5.38 Hidraulički cilindar sa držačem  
 Slika 5.39 Klipna pumpa hidrauličkog cilindra  
 Slika 5.40 Držač nazubljenih ploča  
 Slika 5.41 Nazubljene ploče sa 2, 3, 5 i 6 zubaca  
 Slika 5.42 Položaj HC  
 Slika 5.43 Raspored mjerne opreme  
 Slika 5.44 Pomjeranje osovine i pilnog diska usljed djelovanja sila piljenja  
 Slika 5.45 Udarno klatno  
 Slika 5.46 Senzor sile na batu udarnog klatna  
 Slika 5.47 Jednoosna mjerna traka 10/120 LY11 koja služi kao senzor sile
- Slika 6.1 Diskretizovani CAD model pilnog diska sa steznim pločama  
 Slika 6.2 Model  $\frac{1}{4}$  pilnog diska  
 Slika 6.3 Model  $\frac{1}{4}$  pilnog diska u XY ravni  
 Slika 6.4 Sile na zupcima - pet zubaca u zahvatu  
 Slika 6.5 Sile na zupcima -detalj  
 Slika 6.6 Granični uslovi  
 Slika 6.7 Granični uslovi XY ravan  
 Slika 6.8 Ekvivalentna naprezanja na pilnom disku u MPa – Z2  
 Slika 6.9 Ekvivalentna naprezanja na pilnom disku u MPa u XY ravni - Z2  
 Slika 6.10 Ekvivalentna naprezanja na pilnom disku u MPa – Z3  
 Slika 6.11 Ekvivalentna naprezanja na pilnom disku u MPa – Z4  
 Slika 6.12 Ekvivalentna naprezanja na pilnom disku u MPa – Z5  
 Slika 6.13 Ekvivalentna naprezanja na pilnom disku u MPa u XY ravni – Z5  
 Slika 6.14 Ekvivalentna naprezanja na pilnom disku u MPa – detalj – Z5  
 Slika 6.15 Ekvivalentna naprezanja na pet zubaca u zahvatu u MPa, detalj – Z5  
 Slika 6.16 Deformacije na zupcima u [mm] – Z5  
 Slika 6.17 Raspored energije deformacije na zupcima [Nmm] - Z5  
 Slika 6.18 Ekvivalentna naprezanja na pilnom disku u MPa – Z6  
 Slika 6.19 Ekvivalentna naprezanja na pilnom disku u MPa, detalj – Z6  
 Slika 6.20 Diskretizovani model sklopa vratila  
 Slika 6.21 Zavisnost odnosa savojnih stepena sigurnosti šupljeg i punog vratila  $S_2/S_1$  od faktora profila  $\Psi_d$   
 Slika 6.22 Deformisani model vratila  
 Slika 6.23 Deformisani model vratila pri  $\Psi_d = 0,1$  i  $\Psi_l = 5,5$   
 Slika 6.24 Model pogonskog sklopa sa zamajcem pri  $\Psi_d = 0,1$  i  $\Psi_l = 5,5$   
 Slika 6.25 Šematski prikaz osnovnih dimenzija konzolne forme pilnog diska  
 Slika 6.26 Diskretizacija konzolnog pilnog diska  $d_{PD} = 1900$  mm,  $\delta_{PD} = 10$  mm

- Slika 6.27 Prvi sopstveni oblik oscilovanja  $f_{01} = 38,95$  Hz  
 Slika 6.28 Drugi sopstveni oblik oscilovanja  $f_{02} = 39,43$  Hz diska  $d_{PD} = 1900$  mm,  $\delta_{PD} = 10$  mm  
 Slika 6.29 Treći sopstveni oblik oscilovanja  $f_{03} = 40,03$  Hz diska  $d_{PD} = 1900$  mm,  $\delta_{PD} = 10$  mm  
 Slika 6.30 Sopstveni oblici oscilovanja diska  $d_{PD} = 1900$  mm,  $\delta_{PD} = 8$  mm  
 Slika 6.31 Sopstveni oblici oscilovanja diska  $d_{PD} = 2500$  mm,  $\delta_{PD} = 11$  mm  
 Slika 6.32 Sopstveni oblici oscilovanja diska  $d_{PD} = 2500$  mm,  $\delta_{PD} = 12$  mm  
 Slika 6.33 Sopstveni oblici oscilovanja diska  $d_{PD} = 1500$  mm,  $\delta_{PD} = 7$  mm  
 Slika 6.34 Sopstveni oblici oscilovanja diska  $d_{PD} = 1500$  mm,  $\delta_{PD} = 6$  mm  
 Slika 6.35 Diskretizacija sklopa vratila i pilnog diska  
 Slika 6.36 Prvi oblik oscilovanja:  $f_{01} = 34,79$  Hz, max. pom 0,169 cm  
 Slika 6.37 Drugi oblik oscilovanja:  $f_{02} = 35,78$  Hz, max. pom 0,140 cm  
 Slika 6.38 Treći oblik oscilovanja:  $f_{03} = 36,31$  Hz, max. pom 0,123 cm
- Slika 7.1 Tok projektovanja tehnologije mašinske obrade  
 Slika 7.2 Algoritam toka optimizacije procedure  
 Slika 7.3 Blok dijagram identifikacije problema u praksi i donošenje odluke šta treba poduzeti  
 Slika 7.4 Algoritam toka redizajna mehanizma glavnog kretanja pile  
 Slika 7.5 Algoritam toka optimizacije sklopa vratila pilnog diska  
 Slika 7.6 Algoritam toka optimizacije sklopa pilnog diska  
 Slika 7.7 Blok dijagram validacije rekonstrukcije  
 Slika 7.8 Opšti blok dijagram razvoja matematičkog modela  
 Slika 7.9 Prilagodni nivoi ugiba pilnog diska tokom procesa piljenja  
 Slika 7.10 Algoritam toka optimizacije brzine pomoćnog kretanja (posmične brzine)
- Slika P2.1 Originalna izvedba mehanizma glavnog kretanja pile DEMAG  
 Slika P2.2 Rekonstruisana izvedba mehanizma glavnog kretanja pile  
 Slika P2.3 Konzolni sklop pilnog diska za statička i dinamička ispitivanja  
 Slika P2.4 Normalni oblici zuba integralnog pilnog diska  
 Slika P2.5 Pilni disk
- Slika P3.1 Mehanička svojstva materijala S235JR na sobnoj temperaturi  
 Slika P3.2 Mehanička svojstva materijala R1100 na sobnoj temperaturi  
 Slika P3.3 Mehanička svojstva materijala S235JR na povišenim temperaturama  
 Slika P3.4 Mehanička svojstva materijala R1100 na povišenim temperaturama
- Slika P4.1 Konfiguracija rozeta  
 Slika P4.2 Obilježavanje mjernih traka u rozeti  
 Slika P4.3 Određivanje kvadranta na osnovu vrijednosti ugla  $\Psi$  šema za određivanje ugla  $\varphi$  pravca glavnih napona  
 Slika P4.4 Određivanje ugla  $\varphi$  glavnog pravca 1 na mjernom mjestu (pravac glavnog napona  $\sigma_1$ )  
 Slika P4.5 Pravci i predznaci komponentnih napona  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ,  $\tau_{xy}$  na elementu



## SPISAK TABELA

Tabela 1.1	Usporedni prikaz oznaka materijala
Tabela 4.1	Brzina piljenja za hladne kružne pile, $v$ [m/min]
Tabela 4.2	Procentualno učešće vremena glavnih operacija u obradnom centru
Tabela 4.3	Zavisnost konstrukcionih parametara obradnog procesa od veličine potpora
Tabela 4.4	Hemijski sastav materijala pilnog diska
Tabela 4.5	Uzroci neuravnoteženosti
Tabela 5.1	Hemijski sastav epruveta od čelika za šinu R1100
Tabela 5.2	Hemijski sastav epruvete od ugljeničnog čelika S235JR
Tabela 5.3	Hemijski sastav materijala pilnog diska
Tabela 5.4	Izmjereni podaci parametara vibracije
Tabela 5.5	Oblici i mehanička svojstva ispitnih profila
Tabela 5.6	Izmjerene i preračunate vrijednosti električnih i neelektričnih veličina za vrijeme piljenja kvadratnog profila 115x115 mm sa $R_m = 1000 \text{ N/mm}^2$ ; $\vartheta = 800^\circ\text{C}$ ; $\delta = 10 \text{ mm}$ ; $v = 98,1 \text{ m/s}$ ; $u = 25 \text{ mm/s}$ ; $t_p = 8,4 \text{ s}$ , $\Sigma t = 15 \text{ s}$
Tabela 5.7	Pregled eksperimentalnih i modelskih vrijednosti glavnog otpora piljenja $T_u$ za kvadratni profil 115x115 mm od S235JR
Tabela 5.8	Statističke karakteristike modela
Tabela 5.9	Zatezne čvrstoće pojedinih materijala na temperaturi $\vartheta = 800^\circ\text{C}$
Tabela 5.10	Plan - matrica
Tabela 5.11	Struktura plana tipa 1/8 replike
Tabela 5.12	Rezultati eksperimentalnih ispitivanja
Tabela 5.13	Provjera signifikantnosti faktora i adekvatnosti modela
Tabela 5.14	Pregled eksperimentalnih i modelskih vrijednosti $T_u$ sa prikazom odstupanja u %
Tabela 5.15	Rezultati ispitivanja pilnog diska
Tabela 5.16	Vrijednosti vršnih naprezanja pri referentnim udarnim opterećenjima
Tabela 5.17	Rezultati ispitivanja pilnog diska
Tabela 5.18	Eksperimentalne vrijednosti za određivanje stepena prigušenja pilnog diska
Tabela 6.1	Sile otpora piljenju za različite brojeve zubaca u zahvatu
Tabela 6.2	Vrijednosti ekvivalentnih naprezanja za karakteristična mjerna mjesta
Tabela 6.3	Usporedni rezultati eksperimentalnih i numeričkih analiza napona; $F = (0\div 25500) \text{ N}$
Tabela 6.4	Usporedni rezultati eksperimentalnih i numeričkih analiza napona; $F = (0\div 19600) \text{ N}$
Tabela 6.5	Usporedni karakteristični parametri rezultata proračuna
Tabela 6.6	Usporedni karakteristični parametri rezultata proračuna
Tabela 6.7	Usporedni karakteristični parametri rezultata proračuna
Tabela 6.8	Usporedni karakteristični parametri rezultata proračuna
Tabela 6.9	Usporedni karakteristični parametri rezultata proračuna ( $B_z=200 \text{ mm}$ , $D_z=900 \text{ mm}$ )
Tabela 6.10	Usporedni karakteristični parametri rezultata proračuna ( $c=900 \text{ mm}$ , $B_z=300 \text{ mm}$ )
Tabela 6.11	Usporedni karakteristični parametri rezultata proračuna
Tabela 6.12	Usporedni karakteristični parametri rezultata proračuna
Tabela 6.13	Usporedni karakteristični parametri rezultata proračuna
Tabela 6.14	Podaci za numeričku analizu
Tabela 6.15	Vrijednosti sopstvenih oscilacija, maksimalne vrijednosti i ravnine pomjeranja
Tabela P1.1	Korištena mjerna oprema sa nekim karakteristikama
Tabele P3.1÷P3.12	Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju I-nosača 18
Tabele P3.13÷P3.24	Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju U-nosača 18
Tabele P3.25÷P3.33	Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju šine UIC 60
Tabele P3.34÷P3.57	Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm
Tabele P3.58÷P3.73	Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju pravougaonog profila 60x215 mm
Tabele P3.74÷P3.105	Signifikantnost parametara glavnog otpora piljenja

## SPISAK DIJAGRAMA

- Dijagram 4.1 Visina odrezane plohe ( $h$ ) za različite vrijednosti potpora ( $a$ )
- Dijagram 4.2 Broj zubaca u zahvatu ( $z$ ) za različite vrijednosti potpora ( $a$ )
- Dijagram 4.3 Promjena ugla zahvata ( $\alpha$ ) tokom procesa piljenja kod različitih vrijednosti potpora ( $a$ )
- Dijagram 4.4 Područje primjene pilnih diskova (Tompson), [48]
- Dijagram 4.5 Raspodjela naprezanja u rotirajućem disku
- Dijagram 4.6 Teorijska kriva zaleta  $\omega = \varphi(t)$  za razne vrijednosti  $n$
- Dijagram 4.7 Teorijska kriva ubrzanja  $\varepsilon = \gamma(t)$  za razne vrijednosti  $n$
- Dijagram 4.8 Momentne karakteristike asinhronog motora
- Dijagram 4.9 Karakteristika zaustavljanja
- Dijagram 4.10 a) Motorno pogonsko stanje EMP-a u toku procesa piljenja  
b) Konstrukcija krivih  $M_m = f(t)$  i  $M_t = f(t)$
- Dijagram 4.11 Šema konstrukcije krivih  $M_t$  i  $M_m$
- Dijagram 4.12 Specifični otpor piljenja  $k_s$  u funkciji od vrste čelika i temperature piljenja
- Dijagram 4.13 Stabilna (A i B) i nestabilna (C) radna tačka
- Dijagram 4.14 Slučajevi stanja pogona
- Dijagram 4.15 Brzine vrtnje kružnih pila
- Dijagram 4.16 Minimalne destruktivne brzine vrtnje u ovisnosti od prečnika pilnog diska
- Dijagram 4.17 Promjena kvadrata funkcije kritične brzine  $K^2$  od efekta diska D
- 
- Dijagram 5.1 Kumulativne krivulje zavisnosti čvrstoće materijala od temperature
- Dijagram 5.2 Amplitude vibracija
- Dijagram 5.3 Utrošak snage u procesu odsijecanja dva kvadratna profila dimenzija 77x77 mm od materijala S235JR
- Dijagram 5.4 Utrošak snage u procesu odsijecanja jednog i tri kvadratna profila dimenzija 77x77 mm od materijala S235JR
- Dijagram 5.5 Ocjena stanja vibriranja u funkciji brzine vrtnje i amplitude vibriranja
- Dijagram 5.6 Karakteristika zaustavljanja
- Dijagram 5.7 Vremenska promjena napona rotora
- Dijagram 5.8 Veličine parametara u praznom hodu pile
- Dijagram 5.9 Promjene pritiska u tlačnom vodu HC mehanizma pomoćnog kretanja pile za vrijeme praznog hoda (1,6 bar/podiok)
- Dijagram 5.10 Kriva promjene pritiska ( $p_0$ ) u tlačnom vodu HC u funkciji brzine pomoćnog kretanja pile ( $u$ )
- Dijagram 5.11 Visina odrezane plohe ( $h$ ) tokom piljenja obratka
- Dijagram 5.12 Promjena ugla zahvata ( $\alpha$ ) pilnog diska sa obratkom
- Dijagram 5.13 Snimci električnih i neelektričnih veličina u procesu piljenja
- Dijagram 5.14 Konstrukcija krivih  $M_m = f(t)$  i  $M_t = f(t)$
- Dijagram 5.15 Efekt interakcije združenih faktora  $u$  i  $\vartheta$  na glavni otpor piljenja  $T_u$
- Dijagram 5.16 Funkcionalna zavisnost  $T_u$  od  $u$  i  $\vartheta$
- Dijagram 5.17 Grafički prikaz  $T_u$  u zavisnosti od  $u$  i  $\vartheta$
- Dijagram 5.18 Efekt interakcije združenih faktora  $u$  i  $h$  na glavni otpor piljenja  $T_u$
- Dijagram 5.19 Funkcionalna zavisnost  $T_u$  od  $u$  i  $h$
- Dijagram 5.20 Grafički prikaz  $T_u$  u zavisnosti od  $u$  i  $h$
- Dijagram 5.21 Promjene otpora obrade u različitim režimima odsijecanja I-nosača 18
- Dijagram 5.22 Promjene otpora obrade u različitim režimima odsijecanja U-nosača 18
- Dijagram 5.23 Promjene otpora obrade u različitim režimima odsijecanja šine UIC 60
- Dijagram 5.24 Promjene otpora obrade u različitim režimima odsijecanja kvadratnog profila 115x115 mm
- Dijagram 5.25 Promjene otpora obrade u različitim režimima odsijecanja pravougaonog profila 60x215 mm
- Dijagram 5.26 Funkcionalna zavisnost glavnog otpora piljenja  $T_u$  od  $R_m$  i  $u$
- Dijagram 5.27 Efekti interakcije združenih faktora na  $T_u$  pri srednjim vrijednostima ostalih faktora
- Dijagram 5.28 Efekti interakcije faktora  $R_m - u$  na  $T_u$
- Dijagram 5.29 Grafički prikaz  $T_u$  u zavisnosti od  $R_m$  i  $u$  („Contour plot“ prikazi za odgovarajuće odnose parametara)

- Dijagram 5.30 Naprezanja M1÷M5 pri povećanju sile pritiska (0÷25500) N, prirast 1960 N (test Z2-130 bara)
- Dijagram 5.31 Naprezanja M6 i M10÷M13 pri povećanju sile pritiska (0÷25500) N prirast 1960 N (test Z2-130 bara)
- Dijagram 5.32 Naprezanja M7, M8, M9 i M14 pri povećanju sile pritiska (0÷25500) N prirast 1960 N (test Z2-130 bara)
- Dijagram 5.33 Naprezanja M1÷M5 pri kontinuiranom povećanju sile pritiska (0÷19600) N (test Z2-100 bara)
- Dijagram 5.34 Naprezanja M6 i M10÷M13 pri kontinuiranom povećanju sile pritiska (0÷19600) N (test Z2-100 bara)
- Dijagram 5.35 Naprezanja M7, M8, M9 i M14 pri kontinuiranom povećanju sile pritiska (0÷19600) N (test Z2-100 bara)
- Dijagram 5.36 Pomjeranje osovine pilnog diska pri kontinuiranom porastu sile pritiska (0÷19600) N - zahvat sa 2 zuba
- Dijagram 5.37 Naprezanja na mjernim mjestima M1 ÷ M4 pri udaru na dva zuba – test 1500
- Dijagram 5.38 Naprezanja na mjernim mjestima M7, M8, M9, M14 pri udaru na dva zuba – test 1500
- Dijagram 5.39 Naprezanja na mjernim mjestima M6, M10, M11, M12, M13 pri udaru na dva zuba – test 1500
- Dijagram 5.40 Pomjeranje osovine pri udaru na dva zuba – test 1500
- Dijagram 5.41 Pomjeranje pilnog diska pri udaru na dva zuba - test 1500
- Dijagram 5.42 Ubrzanja na pilnom disku pri udaru na dva zuba - test 1500
- Dijagram 5.43 Pomjeranje pilnog diska za slučaj opterećenja Z2-1500 (dva zupca u zahvatu sa udarnom silom  $F_{ud} = 10424$  N)
- Dijagram 5.44 Detalj a (veza sa dijagramom 5.43)

- Dijagram 6.1 Amplitudno-frekventna karakteristika (pobuda/izlaz-pilni disk/remenica)
- Dijagram 6.2 Amplitudno-fazna karakteristika (pobuda/izlaz-pilni disk/remenica)
- Dijagram 6.3 Amplitudno-frekventna karakteristika pri  $\Psi_d = 0,1$  i  $\Psi_l = 5,5$
- Dijagram 6.4 Amplitudno-fazna karakteristika pri  $\Psi_d = 0,1$  i  $\Psi_l = 5,5$
- Dijagram 6.5 Faktor dinamičkog pojačavanja
- Dijagram 6.6 Amplitudno-frekventni dijagram odziva strukture:  $d_{PD}=1900$  mm,  $\delta_{PD}=10$  mm
- Dijagram 6.7 Amplitudno-frekventni dijagram odziva strukture:  $d_{PD}=1900$  mm,  $\delta_{PD}=8$  mm
- Dijagram 6.8 Amplitudno-frekventni dijagram odziva strukture:  $d_{PD}=2500$  mm,  $\delta_{PD}=11$  mm
- Dijagram 6.9 Amplitudno-frekventni dijagram odziva strukture:  $d_{PD}=2500$  mm,  $\delta_{PD}=12$  mm
- Dijagram 6.10 Amplitudno-frekventni dijagram odziva strukture:  $d_{PD}=1500$  mm,  $\delta_{PD}=7$  mm
- Dijagram 6.11 Amplitudno-frekventni dijagram odziva strukture:  $d_{PD}=1500$  mm,  $\delta_{PD}=6$  mm
- Dijagram 6.12 Amplitudno-frekventni dijagram odziva strukture:  $d_{PD}=1900$  mm,  $\delta_{PD}=10$  mm – sklop vratila i pilnog diska
- Dijagram 6.13 Amplitudno-frekventna karakteristika za slučaj:  $d_{PD}=1500$  mm;  $\delta_{PD}=6$  mm; 1-x, 3-z; 2-y, 3-z
- Dijagram 6.14 Amplitudno-frekventna karakteristika za slučaj:  $d_{PD}=1500$  mm;  $\delta_{PD}=7$  mm; 1-x; 3z; 2-y, 3-z
- Dijagram 6.15 Amplitudno-frekventna karakteristika za slučaj:  $d_{PD}=1900$  mm;  $\delta_{PD}=8$  mm; 1-x, 3-z; 2-y, 3-z
- Dijagram 6.16 Amplitudno-frekventna karakteristika za slučaj:  $d_{PD}=2500$  mm;  $\delta_{PD}=10$  mm; 1-x, 3-z; 2-y, 3-z
- Dijagram 6.17 Amplitudno-frekventna karakteristika za slučaj:  $d_{PD}=2500$  mm;  $\delta_{PD}=11$  mm; 1-x, 3-z; 2-y, 3-z
- Dijagram 6.18 Amplitudno-frekventna karakteristika za slučaj:  $d_{PD}=2500$  mm,  $\delta_{PD}=12$  mm; 1-x, 3-z; 2-y, 3-z
- Dijagram 6.19 Amplitudno-frekventna karakteristika za slučaj:  $d_{PD}=1900$  mm,  $\delta_{PD}=10$  mm; 1-x, 3-z; 2-y, 3-z (sklop vratila i pilnog diska - max. pomjeranje = 0,02193 cm)

- Dijagrami P3.1÷P3.12 Otpori obrade T, Q i R za vrijeme odsijecanja I-nosača 18 od S235JR sa pilnim diskom prečnika  $D=1900$  mm debljine  $\delta=10$  mm
- Dijagrami P3.13÷P3.24 Otpori obrade T, Q i R za vrijeme odsijecanja U-nosača 18 od S235JR sa pilnim diskom prečnika  $D=1900$  mm debljine  $\delta=10$  mm

## SPISAK DIJAGRAMA

---

- Dijagrami P3.25÷P3.33*    *Otpori obrade T, Q i R za vrijeme odsijecanja šine UIC 60 od R1100 sa pilnim diskom prečnika D=1900 mm debljine  $\delta=10$  mm*
- Dijagrami P3.34÷P3.57*    *Otpori obrade T, Q i R za vrijeme odsijecanja kvadratnog profila 115x115 mm od R1100 i S235JR sa pilnim diskom prečnika D=1900 mm debljine  $\delta=10$  mm*
- Dijagrami P3.58÷P3.73*    *Otpori obrade T, Q i R za vrijeme odsijecanja pravouganog profila 60x215 mm od R1100 i S235JR sa pilnim diskom prečnika D=1900 mm debljine  $\delta=10$  mm*
- Dijagrami P5.1÷P5.9*        *Postepeni porast sile pritiska (0÷25500) N sa prirastom od 1960 N  
Test (0÷130) bara*
- Dijagrami P5.10÷P5.18*    *Kontinuirani porast sile pritiska (0÷19600) N; Test (0÷100) bara*
- Dijagrami P5.19÷P5.21*    *Pomjeranje osovine konzolnog sklopa pilnog diska pri kontinuiranom porastu sile pritiska (0÷19600) N; Test (0÷100) bara*

## SPISAK KORIŠTENIH OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Naziv
$E$	$N/mm^2$	- Young-ov modul elastičnosti
$EJ_x$	$Nm^2$	- fleksiona (savojna) krutost
$n$	$min^{-1}$	- broj obrtaja
$v$	$m/min$	- brzina piljenja (brzina glavnog kretanja)
$u$	$mm/s$	- brzina pomoćnog kretanja
$s_0$	$mm/ob$	- korak po obrtaju
$s_z$	$mm/zub$	- korak po zubu
$q$	$mm^2/s$	- proizvodnost (specifični učinak piljenja),
$t_M$	$s$	- glavno (mašinsko) vrijeme piljenja
$D, d_{PD}$	$mm$	- prečnik pilnog diska
$[\sigma]$	$N/mm^2$	- maksimalno dopušteno naprezanje u pilnom disku
$A$	$\mu m$	- amplituda oscilovanja
$v_{eff}$	$Mm/s$	- brzina vibracije
$f_{p,r}$	$Hz$	- srednja vrijednost frekvencije
$f_p$	$Hz$	- frekvencija u praznom hodu
$f_r$	$Hz$	- frekvencija u radnom hodu
$g$	$m/s^2$	- ubrzanje zemljine teže
$\gamma$	$kg/m^3$	- specifična težina
$\mu$	-	- Poisson-ov koeficijent
$r_1$	$m$	- poluprečnik pilnog diska
$r_2$	$m$	- poluprečnik unutrašnjeg otvora pilnog diska
$\pi$	-	- matematička Arhimedova konstanta ili Ludolfov broj
$h$	$mm$	- visina odrezane površine obratka
$z$	-	- broj zuba pilnog diska
$\omega$	$s^{-1}$	- ugaona brzina rotacije
$dF_c$	$N$	- elementarna sila inercije
$\sigma_x$	$N/mm^2$	- aksijalno naprezanje
$\sigma_r$	$N/mm^2$	- radialno naprezanje
$\sigma_t$	$N/mm^2$	- tangencijalno naprezanje
$A, B$	-	- integracione konstante
$C$	-	- konstanta funkcije napona $\Phi$
$\Phi$	-	- Airy-eva funkcija napona
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	$N/mm^2$	- najveća normalna naprezanja
$\sigma_\varphi, \tau_{r\varphi}$	$N/mm^2$	- komponentni naponi u polarnim koordinatama
$\nabla^2$	-	- Laplace-ov operator
$\tau_{max}$	$N/mm^2$	- maksimalni tangencijalni napon
$\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}$	$N/mm^2$	- komponentni naponi za pravouglo koordinata
$J$	$kgm^2$	- moment inercije (tromosti) svih rotirajućih elemenata reduciran na osovinu motora; redukovani moment inercije masa
$J_{meh}$	$kgm^2$	- moment inercije preostalih rotirajućih masa
$\varepsilon$	$s^{-2}$	- ugaono ubrzanje
$M_t$	$Nm$	- moment tereta
$M_m$	$Nm$	- moment motora
$M_u$	$Nm$	- moment ubrzanja (usporenja)
$\Delta M$	$Nm$	- maksimalni prekomjerni moment

Oznaka	Jedinica	Naziv
$\beta_1$	-	- početna tvrdoća prve regulacione karakteristike
$\alpha$	-	- koeficijent nepotpunosti zaleta na datom stepenu
$M_S$	Nm	- statički moment kojeg pogon treba da savlada
$t_1$	s	- puno vrijeme zaleta
$\varepsilon_{1max}$	$s^{-2}$	- maksimalno ugaono ubrzanje
$M_{12}, M_{23}$	Nm	- opterećenje elastičnih opruga
$M_p$	Nm	- polazni (potezni) moment
$M_{pr}$	Nm	- prekretni (maksimalni) moment
$M_n$	Nm	- nominalni, nazivni moment
$P_{meh}$	kW	- mehanička snaga
$P_n$	kW	- nazivna snaga elektromotora
$I$	A	- jačina struje
$I_s$	A	- struja statora
$U$	V	- napon
$V$	l	- zapremina rezervoara ulja
$Q$	l/min	- kapacitet pumpe
$p_0$	MPa	- pritisak hidrocilindra u praznom hodu pile
$p_i$	MPa	- pritisak u tlačnom vodu u nekom i-tom momentu odsijecanja
$M_k$	Nm	- kinetički moment
$n_0$	$min^{-1}$	- brzina vrtnje u praznom hodu
$P_{mi}$	kW	- snaga koju motor uzima iz mreže u nekom vremenu $t_i$
$P_{ukg}$	kW	- ukupni gubici u bakru i željezu statora, trenja u ležištu i ventilaciji
$P_{Cu}$	kW	- ukupni gubici u bakru statora
$P_{FeTV}$	kW	- ukupni gubici u željezu statora, trenja u ležištu i ventilaciji
$M_{mi}$	Nm	- moment motora za određeni interval vremena trajanja opterećenja
$M_0$	Nm	- moment u praznom hodu
$M_{ti}$	Nm	- moment tereta konstantnog iznosa za određeni interval vremena trajanja opterećenja
$t_p$	s	- trajanje opterećenja (vrijeme piljenja)
$T_{emeh}$	-	- elektromehanička vremenska konstanta bez dodatnog otpora u kolu rotora
$\omega_0$	$s^{-1}$	- ugaona brzina neopterećene osovine motora
$S_n$	-	- nazivno klizanje, klizanje motora kod nazivnog opterećenja
$M'_t$	Nm	- moment tereta na kraju perioda opterećenja (u trenutku prestanka piljenja)
$T'_{emeh}$	-	- elektromehanička vremenska konstanta sa dodatnim otporom u kolu rotora
$M_{poči}$	Nm	- moment motora na kraju prethodnog perioda opterećenja
$t_{pi} = t_i$	s	- trajanje i-tog intervala opterećenja
$S'_n$	-	- stvarno klizanje zbog dodatnog otpora u kolu rotora
$M_{efi}$	Nm	- efektivni (stvarni) moment tereta u i-tom periodu opterećenja
$\Delta t_p$	s	- unaprijed izabrani intervali vremena
$P_{Cu01}$	kW	- gubici u bakru statora
$P_{Fe1}$	kW	- gubici u željezu statora
$P_{Cu02}$	kW	- gubici u bakru rotora
$P_{Fe2}$	kW	- gubici u željezu rotora
$P_{TV}$	kW	- zbir mehaničkih gubitaka od trenja u ležištima i ventilaciji

SPISAK KORIŠTENIH OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Naziv
$P_{Cund}$	kW	- ukupni gubici u bakru elektromotora kod nazivnog opterećenja i sa dodatnim otporom u kolu rotora
$P'_0$	kW	- utrošena snaga pri praznom hodu EMP-a bez mehaničke sprege sa pilnim diskom
$\vartheta$	°C	- temperatura obratka
$\xi_1$	-	- faktor obuhvatnog ugla
$\xi_2$	-	- faktor opterećenja
$\xi_3$	-	- faktor duljine remena
$\xi_4$	-	- faktor djelovanja
$\xi_5$	-	- faktor prenosnog odnosa
$\eta$	-	- stepen iskorištenja
$p$	MPa	- pritisak hidrauličkog medija
$p_{eff}$	MPa	- efektivni pritisak ulja u tlačnom vodu hidrocilindra u i-tom intervalu odsijecanja
$d_k$	mm	- prečnik klipa hidrocilindra mehanizma pomoćnog kretanja pile
$i$	-	- prenosni odnos
$\delta$	-	- stepen neravnomjernosti kretanja
$T_i$	N	- glavni otpor piljenja u i-tom intervalu vremena odsijecanja
$R_i$	N	- otpor prodiranja u i-tom intervalu vremena odsijecanja
$Q_i$	N	- otpor pomoćnog kretanja u i-tom intervalu vremena odsijecanja
$F_T, F_R$ i $F_Q$	N	- sile piljenja koje respektivno odgovaraju otporima T, R i Q
$T$	N	- glavni otpor piljenja
$R$	N	- otpor prodiranja
$Q$	N	- otpor pomoćnog kretanja
$T_1$	N	- sila na jednom zubu
$m$	mm	- debljina strugotine skinuta zubom pilnog diska
$s$	mm	- širina piljenja (širina reza)
$\delta$	mm	- debljina pilnog diska
$p$	N/mm <sup>2</sup>	- specifični pritisak piljenja
$R_m$	N/mm <sup>2</sup>	- zatezna čvrstoća materijala
$A$	mm <sup>2</sup>	- površina poprečnog presjeka strugotine
$k_s$	N/mm <sup>2</sup>	- specifični otpor piljenja
$\delta_n$	mm	- debljina strugotine
$w$	Nm	- rad piljenja u jednoj sekundi
$\psi$	°	- ugao zahvata vertikalne osovine pilnog diska sa obratkom
$\ell$	mm	- lučna dužina pilnog diska u kontaktu sa obratkom
$t$	mm	- korak zubaca pilnog diska
$z_\ell$	-	- broj zuba u istovremenom kontaktu sa obratkom
$z_1$	-	- jedan zub
$f, q$	mm <sup>2</sup> /s	- proizvodnost ili sekundni kapacitet
$\eta_{meh}$	-	- koeficijent iskorištenja mehaničkog prenosnika
$P$	kW	- snaga pogona, snaga elektromotora
$\alpha$	°	- srednji ugao kontakta pilnog diska sa obratkom
$F_H$	N	- horizontalna komponenta otpora piljenja
$F_V$	N	- vertikalna komponenta otpora piljenja
$R_1, R_2, \dots, R_i$	N	- otpori prodiranja na određenom zubu
$T_1, T_2, \dots, T_i$	N	- glavni otpori piljenja na određenom zubu
$P_{0k}$	kW	- korisna snaga praznog hoda pile i služi za savladavanje otpora trenja i drugih otpora u pili i konstantna je vrijednost

SPISAK KORIŠTENIH OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Naziv
$P_{Op}$	kW	- snaga za savladavanje dodatnih otpora u pili koji nastaju usljed pojave otpora piljenja
$P_k$	kW	- korisna snaga pile
$P_p$	kW	- snaga za svaki zahvat pilnog diska sa obratkom
$P_s$	kW/cm <sup>3</sup> /min	- prosječna specifična (jedinična) snaga piljenja
$P_{EM}$	kW	- potrebna snaga elektromotora
$M$	Nm	- moment na vratilu pilnog diska
$W$	Nm	- rad potrošen u procesu obrade skidanjem strugotine, rad sila piljenja
$W_{el}$	Nm	- rad utrošen na elastične deformacije materijala, alata i strugotine
$W_d$	Nm	- rad utrošen na plastičnu deformaciju sabijanja
$W_f$	Nm	- rad sila trenja na leđnoj i grudnoj površini alata
$W_{ks}$	Nm	- rad utrošen na kidanje strugotine i njeno savijanje izvan dodira sa alatom
$W_{is}$	Nm	- rad utrošen na izmjenu strukture metala u površinskom sloju nastao usljed razaranja kristalne rešetke usljed pritiska i temperature
$W_T, W_Q, W_R$	Nm	- rad komponenti otpora obrade, rad komponenti piljenja
$P_s$	-	- funkcija pogonskog stanja
$P_{pr}$	kW	- prekretna snaga
$P_m$	kW	- snaga pogonskog stroja (mehanička snaga na osovini rotora)
$P_{el}$	kW	- električna radna snaga, snaga koja se predaje elektroenergetskom sistemu
$n_u$	min <sup>-1</sup>	- univerzalna (opšta) brzina vrtnje
$n_0$	min <sup>-1</sup>	- optimalna brzina vrtnje
$n_p$	min <sup>-1</sup>	- dopuštena brzina vrtnje
$n_{cr}^{min}$	min <sup>-1</sup>	- najmanja kritična brzina vrtnje
$n_{aut}^{min}$	min <sup>-1</sup>	- najmanja samopobudna brzina vrtnje
$n_{des}^{min}$	min <sup>-1</sup>	- razarajuća brzina vrtnje
$n_{s\ krit}$	s <sup>-1</sup>	- savojna kritična brzina vrtnje
$K$	-	- koeficijent uležištenja vratila
$c$	N/m	- krutost vratila u težištu mase rotirajućeg elementa
$m$	kg	- masa strojnog elementa na vratilu
$F_G$	N	- sila teže
$f$	mm	- progib vratila u težištu rotirajućeg elementa
$n_{tkrit}$	s <sup>-1</sup>	- torzijska kritična brzina vrtnje
$c_t$	Nmm/rad	- torzijska krutost vratila
$d$	mm	- promjer vratila
$\ell$	mm	- dužina vratila
$G$	N/mm <sup>2</sup>	- modul smicanja materijala vratila
$F_c$	N	- rezultujuća centrifugalna sila
$e_t$	m	- udaljenost od ose obrtanja diska
$\varphi$	°	- kut zakretanja
$E_k$	kgm <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>	- kinetička energija
$V, E_p$	kgm <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>	- potencijalna energija
$L$	-	Lagrange-ova funkcija mehaničkog sistema
$\alpha_{11}$	-	- ugib y kod diska usljed jedinične sile
$\alpha_{12}$	-	- ugib y od jediničnog momenta



SPISAK KORIŠTENIH OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Naziv
$\alpha_{22}$	-	- nagib $\theta$ kod diska od jediničnog momenta
$F$	-	- bezdimenzionalna frekvencija
$D$	-	- efekat diska
$E$	-	- elastična sprega
$S$	-	- bezdimenzionalna brzina
$J_p$	$\text{kgm}^2$	- polarni moment inercije diska
$T_{uE}$	$N$	- eksperimentalno dobijena vrijednost galvnog otpora piljenja
$T_{uM}$	$N$	- vrijednost glavnog otpora piljenja dobijena preko modela
$R$	-	- koeficijent korelacije
$R^2$	-	- koeficijent determinacije
$SS_{REZ}$	-	- rezidualna suma kvadrata-
$SS_{REG}$	-	- regresiona suma kvadrata
$F$	-	- računska (dobijena) vrijednost disperzionog odnosa
$a$	$\text{mm}$	- visina potpore
$C$	-	- koeficijent regresionog modela
$a_1, \dots, a_6$	-	- eksponenti režima obrade
$b_0, \dots, b_6$	-	- koeficijenti regresije
$X_i, x_i$	-	-realne i kodirane vrijednosti parametara regresionog modela
$\hat{y}$	-	- funkcija reagovanja-jednačina regresije
$\hat{Y}$	-	- modelski oblik funkcije reagovanja
$\bar{Y}_u$	-	- aritmetička sredina rezultata mjerenja
$\hat{Y}_u$	-	- modelski rezultati (izračunate vrijednosti na osnovu regresione jednačine)
$N$	-	- broj eksperimentalnih tačaka plana
$n$	-	- broj ponavljanja eksperimenata
$N_E$	-	- ukupan broj eksperimenata
$f_R, f_E, f_{LF}$	-	- brojevi stepeni slobode
$S_R$	-	- rezidualna suma
$S_E$	-	- suma vezana za grešku eksperimenta
$S_{LF}$	-	- razlika suma
$F_{rLF}$	-	- Fišerov kriterijum za ocjenu adekvatnosti modela glasi
$\epsilon_a, \epsilon_b, \epsilon_c$	$\mu\text{m}/\text{m}$	- deformacije u pravcima mjernih rozeta
$\sigma_1, \sigma_2$	$\text{N}/\text{mm}^2$	- glavni normalni naponi
$\varphi$	$^\circ$	- ugao pravca glavnih normalnih napona
$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$	$\text{N}/\text{mm}^2$	- komponentni normalni naponi
$\tau_{xy}, \tau_{yx}$	$\text{N}/\text{mm}^2$	- tangencijalni komponentni naponi
$Z_1, \dots, Z_6$	-	- brojevi zubaca u zahvatu
$[M]$	$\text{kg}$	- globalna matrica masa
$[M]_c$	$\text{kg}$	- matrica spoljašnjih koncentrisanih masa
$[\bar{m}_{rs}]_e$	$\text{kg}$	- matrica masa konačnog elementa
$[K]$	$\text{N}/\text{mm}$	- globalna matrica krutosti
$\{F(t)\}$	$N$	- globalni vektor opterećenja
$\{F(t)\}_c$	$N$	- prinudni globalni vektor koncentrisanih opterećenja
$\{F(t)\}_e$	$N$	- prinudni globalni vektor opterećenja konačnih elemenata
$[B]$	-	- globalno prigušenje

<b>Oznaka</b>	<b>Jedinica</b>	<b>Naziv</b>
$[H]$	-	- dinamička matrica sistema
$f_{01}, f_{02}, f_{03}$	Hz	- sopstveni oblici oscilovanja
$y_t$	mm	- pomjeranje u datim trenutku vremena
$y_{t+\tau}$	mm	- pomjeranje u narednom trenutku vremena
$y_{max}$	mm	- maksimalna amplituda ugiba gredne strukture
$\tau$	s	- period jedne prigušene oscilacije
$\omega$	Hz	-sopstvena frekvencija neprigušenih slobodnih vibracija modela
$\omega_d$	Hz	-sopstvena frekvencija prigušenih slobodnih vibracija modela
$d_N$		- prečnik nosača pilnog diska (steznih ploča)
$\delta_N$	mm	- debljina nosača pilnog diska
$d_V$	mm	- prečnik vratila
$L$	mm	- dužina konzolnog prepusta vratila

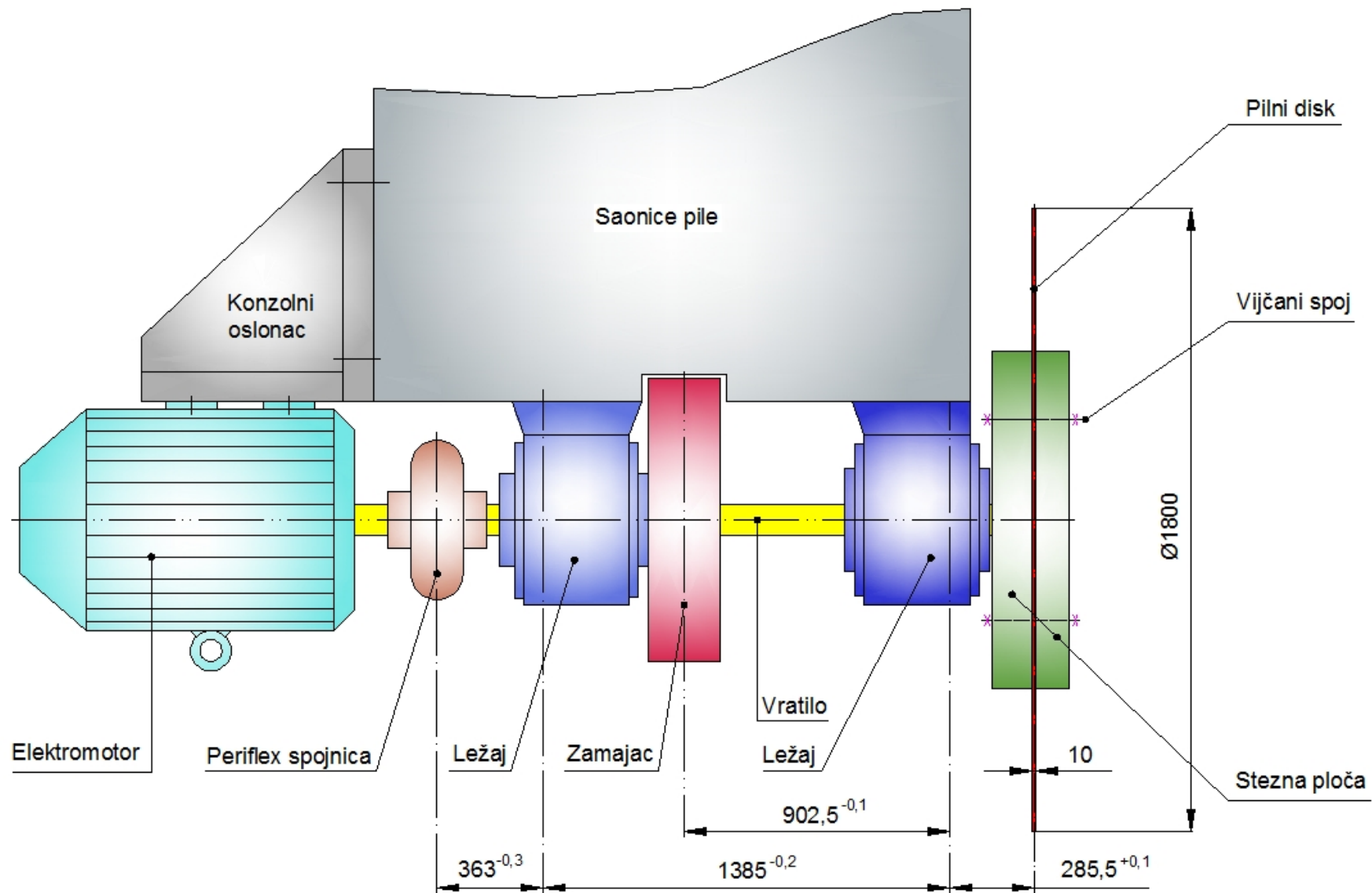
**PODACI O MJERNOJ OPREMI**

Tabela P1.1 Korištena mjerna oprema sa nekim karakteristikama

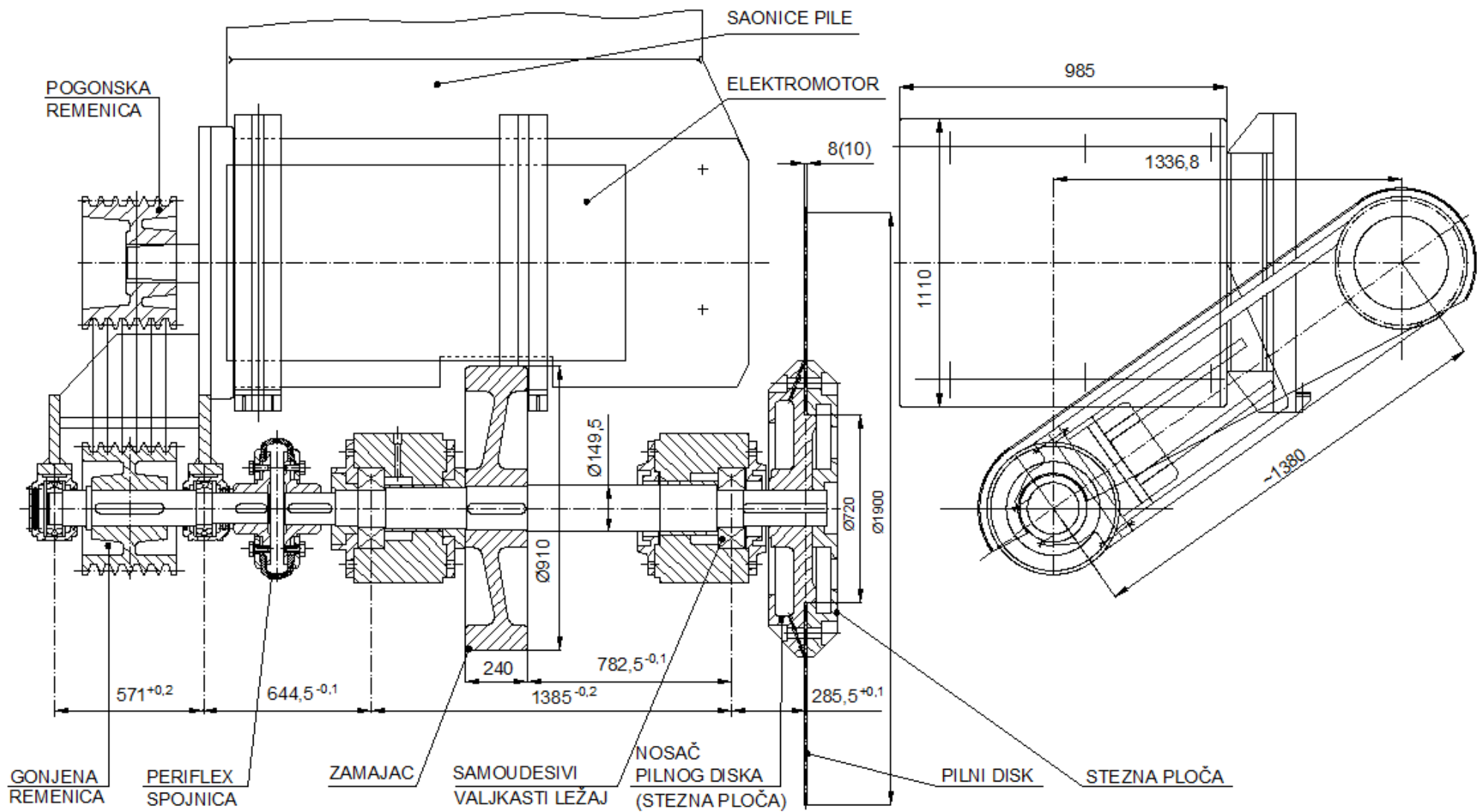
NAZIV	TIP	KARAKTERISTIKE
Hidraulički pogon		-rezervoar ulja 650 l -zupčasta pumpa Q=40 l/min, P=10 kW -ventil za ograničenje pritiska 16.-89.15 -elektromagnetni razvodnik 13-70.81 x 01.2 x 50.6 x 89.1 -trograni regulator protoka 1542.4.45 -elektromagnetni razvodnik 13-70.71 x 01.2 x 50.4 -hidraulički cilindar E1 B-80/45/1/750
Elektro peć	Vertikalna	Korisna zapremina 0,3 m <sup>3</sup> , maksimalna radna temperatura 1100°C
Termometar	S	Model 950 SC TYPE S, United System Corporation, opseg 500°C do 1600°C
Optički pirometar	300 TSC	Mjerno područje od 70°C do 1650°C, IRCON
Tahogenerator	BD2510B	United Kingdom
Šestokanalni pisač	BRUSH-USA	Brzina trake pisača 5-125 mm/s, sa QUPI pretvaračem
Spektrometar	Model 3110	Atomski apsorpcioni spektrometar, Perkinelmer
Elektronski indicirajući uređaj	EQUOTIP	Jedinica sa ekstremno kratkim udaračem mernog opsega: - udarač tip G (90 ÷ 646) HBW - udarač tip D (90 ÷ 698) HB ili (80 ÷ 950) HV
Manometar		Pritisak (0 ÷ 100)bar
Mjerne trake	Principal HBM	<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ trake orijentisane pod uglovima 0<sup>o</sup>, 45<sup>o</sup> i 90<sup>o</sup> (pravouglu rozeta), RY91-1,5/120, rozete 0/45/90<sup>o</sup>, sa preklopljenim mjernim vlaknima, prilagođene čeliku</li> <li>▪ RY91-3/120, rozete 0/45/90<sup>o</sup>, sa preklopljenim mjernim vlaknima, prilagođene čeliku</li> <li>▪ LY11-10/120</li> <li>▪ Z70-jednokomponentno, brzostežuće ljepilo za mjerne trake sa priborom za aplikaciju</li> </ul>
Hidrocilindar	BS 206RO/A	EURO PRESS PACK-Italy, p=700 bar, 221,7kN, prečnik klipa d <sub>k</sub> =50 mm
Hidro pumpa	PML 262	EURO PRESS PACK-Italy, 1000 bar
Manometar		p <sub>max</sub> = 1000 bar
Spektrofotometar	model 3110	Atomski apsorpcioni spektrofotometar Perkinelmer
Kidalica	tip 20SZBDA	Univerzalna ispitna mašina za statička ispitivanja–Kidalica od 200 kN, proizvođač Alfred J. Amsler, modernizovana od strane kompanije ZWICK, serijski broj 599/625
Davač pomjeranja HBM	WA-100	Senzor pomjeranja sa radnim opsegom (0÷100) mm
Davač ubrzanja	METRIX	Tip SA6200B-01-010, registruje širok opseg vibracija, osjetljivost (±5%) 100mV/g sa rezolucijom 0,002g, raspon frekvencije:(0,5Hz÷12kHz(±3dB);1Hz÷8kHz(±10%); (1,2÷7)kHz (±5%), rezonantna frekvencija 13 kHz, mjerni opseg ±50g, udarno ograničenje 5000g
Elektronski mjerni sistem za personalni računar	Spider 8 HBM	Električno mjerenje mehaničkih varijabli kao što su deformacija, sila, pritisak, pomije ranje, ubrzanje i temperatura. Radno područje pojačivača Spider 8-55 pokriva tehnologiju noseće frekvence od 4,8 kHz za S/G ili induktivne davače. Moduli koji se mogu instalirati su SR55 do SR01. Radno područje pojačivača Spider 8-30 pokriva tehnologiju noseće frekvence od 600 kHz za S/G i namijenjen je za elektrootporne mjerne trake spojene u ¼, ½, ili puni most. Spider 8 se konektuje na kompjuter preko printerskog porta ili preko RS232 interfejsa. Mjerni uređaj sadrži komplet od 4 digitalna pojačivača osnovne frekventne tehnologije od 4,8 kHz za S/G ili induktivne davače sa brojevima kanala 0 do 3.Svaki kanal radi sa zasebnim A/D konvertorom koji dozvoljava mjerno područje od 1/s do 9600/s. To znači da Spider 8 pokriva kompletno područje zahtijeva kod mehaničkih mjerenja.Primjenjeni software Catman Professional
Ekstenziometar		Precizni elektronski ekstenziometar, serijski broj 072225-801815 mjerno područje od 0,02 mm do 2,0 mm

## SKLOPOVI PILNOG DISKA ZA EKSPERIMENTALNA ISPITIVANJA

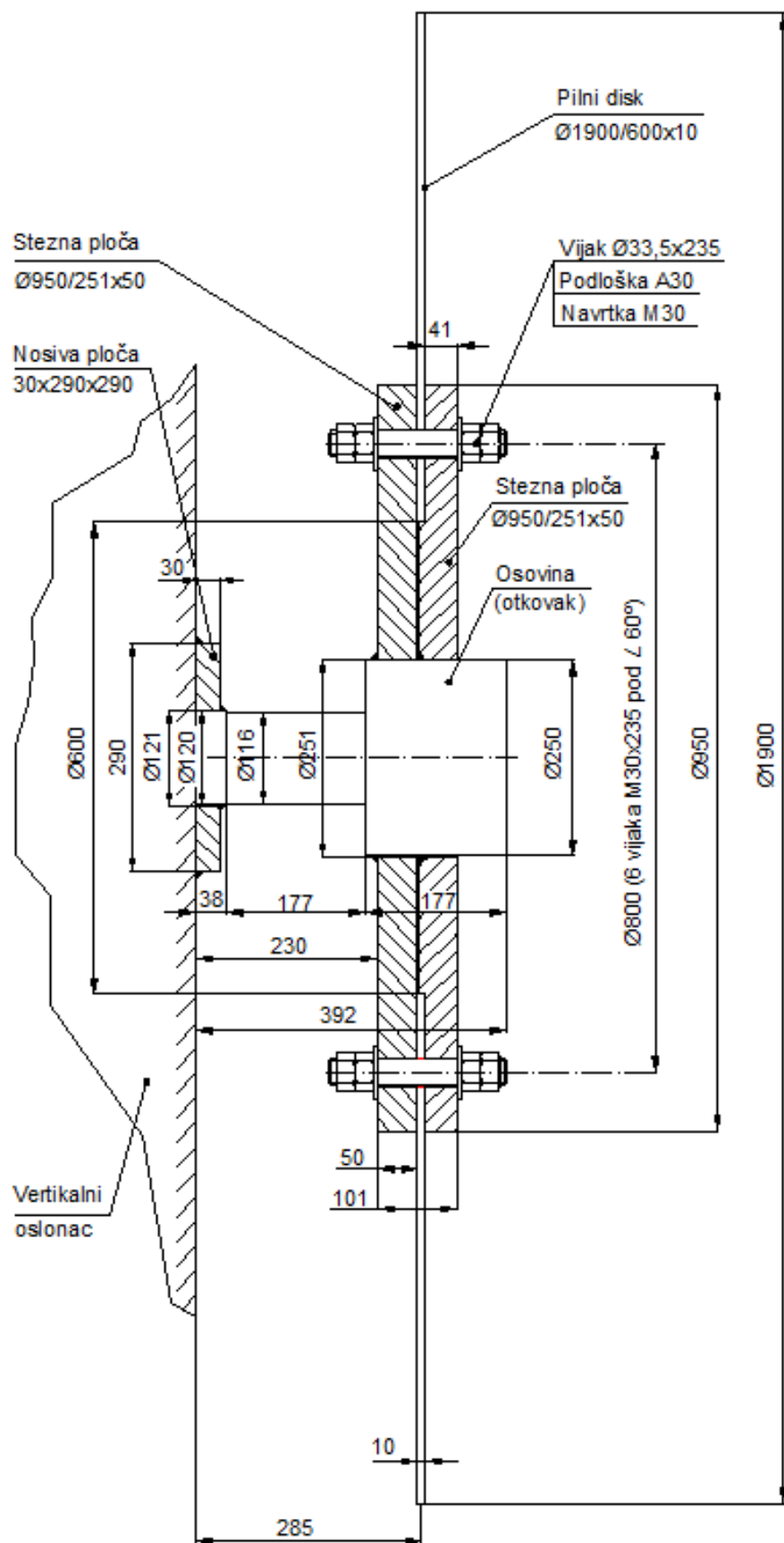
- Slika P2.1 Originalna izvedba mehanizma glavnog kretanja pile DEMAG***
- Slika P2.2 Rekonstruisana izvedba mehanizam glavnog kretanja pile***
- Slika P2.3 Konzolni sklop pilnog diska za statička i dinamička ispitivanja***
- Slika P2.4 Normalni oblici zuba integralnog pilnog diska***
- Slika P2.5 Pilni disk***



Slika P2.1 Originalna izvedba mehanizma glavnog kretanja pile DEMAG



Slika P2.2 Rekonstruisana izvedba mehanizma glavnog kretanja pile

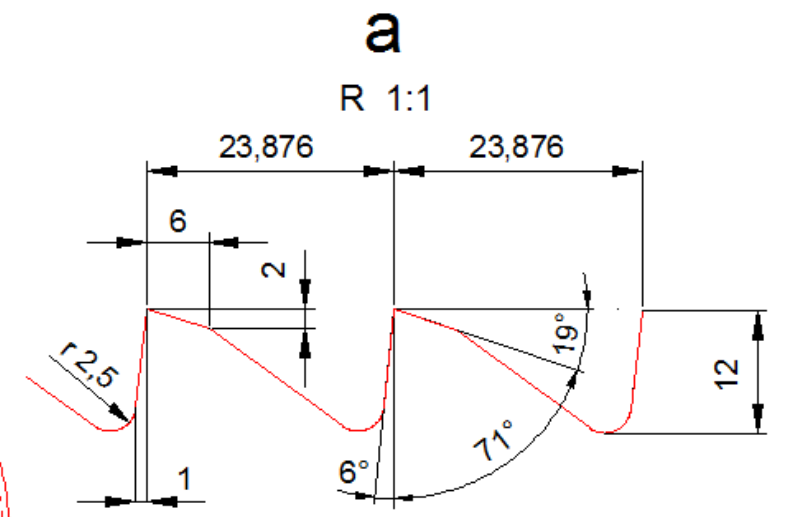
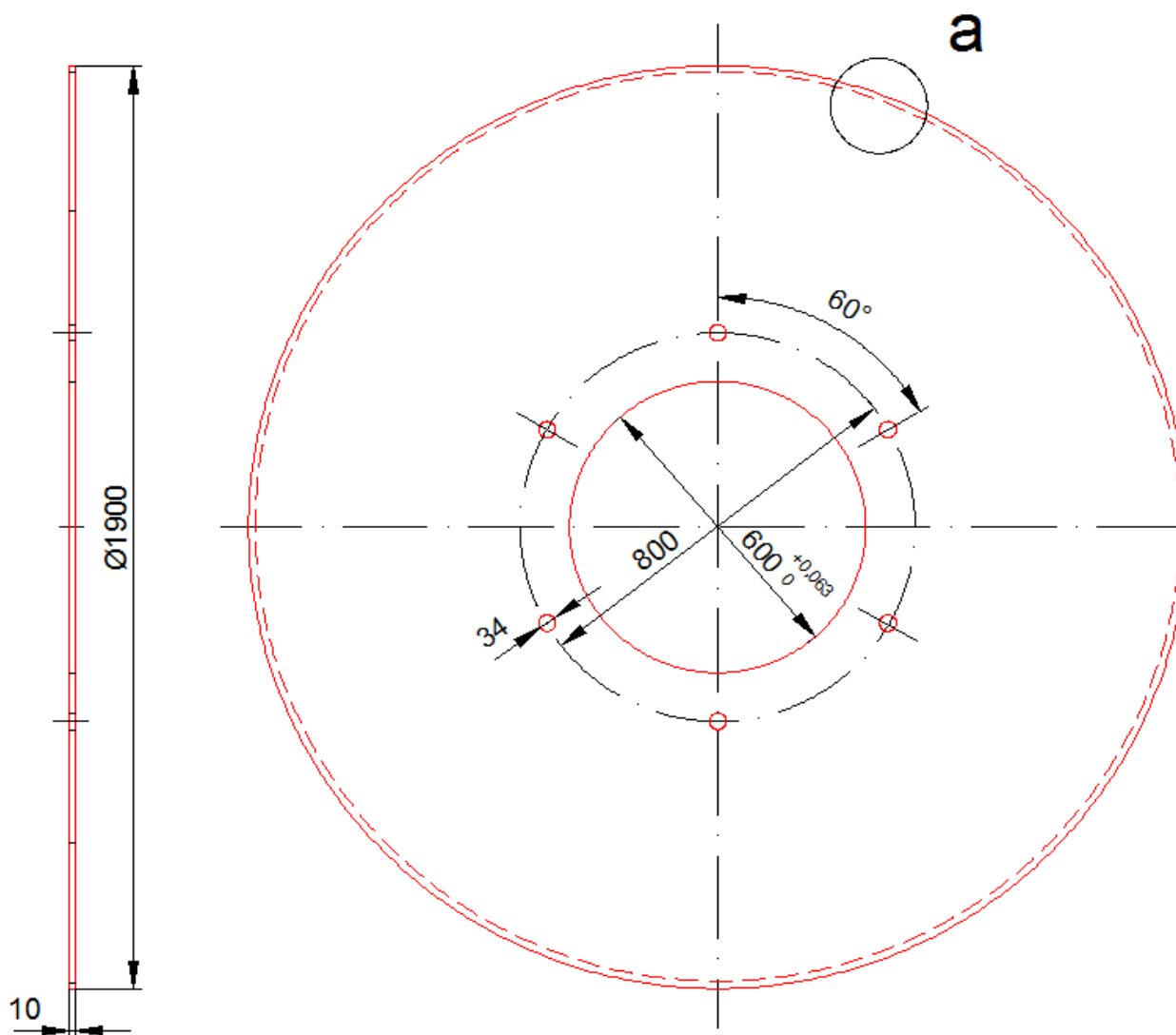


Slika P2.3 Konzolni sklop pilnog diska za statička i dinamička ispitivanja



<p> <math>t</math> = korak zuba (mm)  <math>\alpha</math> = leđni ugao (<math>^{\circ}</math>)  <math>\beta</math> = ugao oštrenja (klina) (<math>^{\circ}</math>)  <math>\gamma</math> = grudni ugao (<math>^{\circ}</math>)  <math>\delta</math> = debljina PD (mm)         </p>			<p>           oblik i geometrija zuba PD korištenog u eksperimentu prečnik PD = 1900 (mm)         </p>	
<p>           promjenljivi oblika zuba  <math>\alpha = 30^{\circ}</math>            preporučeno za odsijecanje vrućih i hladnih cijevi, profila, gredica i čvrstih materijala         </p>	<p> <math>\alpha = 25^{\circ}</math>, <math>\gamma = 40^{\circ}</math>            preporučeno za odsijecanje vrućih i hladnih cijevi, profila, gredica i čvrstih materijala         </p>	<p> <math>\gamma = 0^{\circ}</math>, <math>\alpha = 8^{\circ}</math>, <math>\beta = 82^{\circ}</math>            preporučeno za odsijecanje vrućih i hladnih cijevi, profila i gredica         </p>	<p> <math>t = 23,876</math> mm  <math>\alpha = 19^{\circ}</math>, <math>\beta = 71^{\circ}</math>, <math>\gamma = 6^{\circ}</math>            preporučeno za odsijecanje vrućih profila, kružnih i kvadratnih gredica, zvonastih profila, šina, nosača         </p>	
			<p>           poprečno vijuganje za povećanje zazora odsijecanja preporučeno za odsijecanje debelostijenih vrućih cijevi i čvrstih materijala         </p>	

Slika P2.4 Normalni oblici zuba integralnog pilnog diska

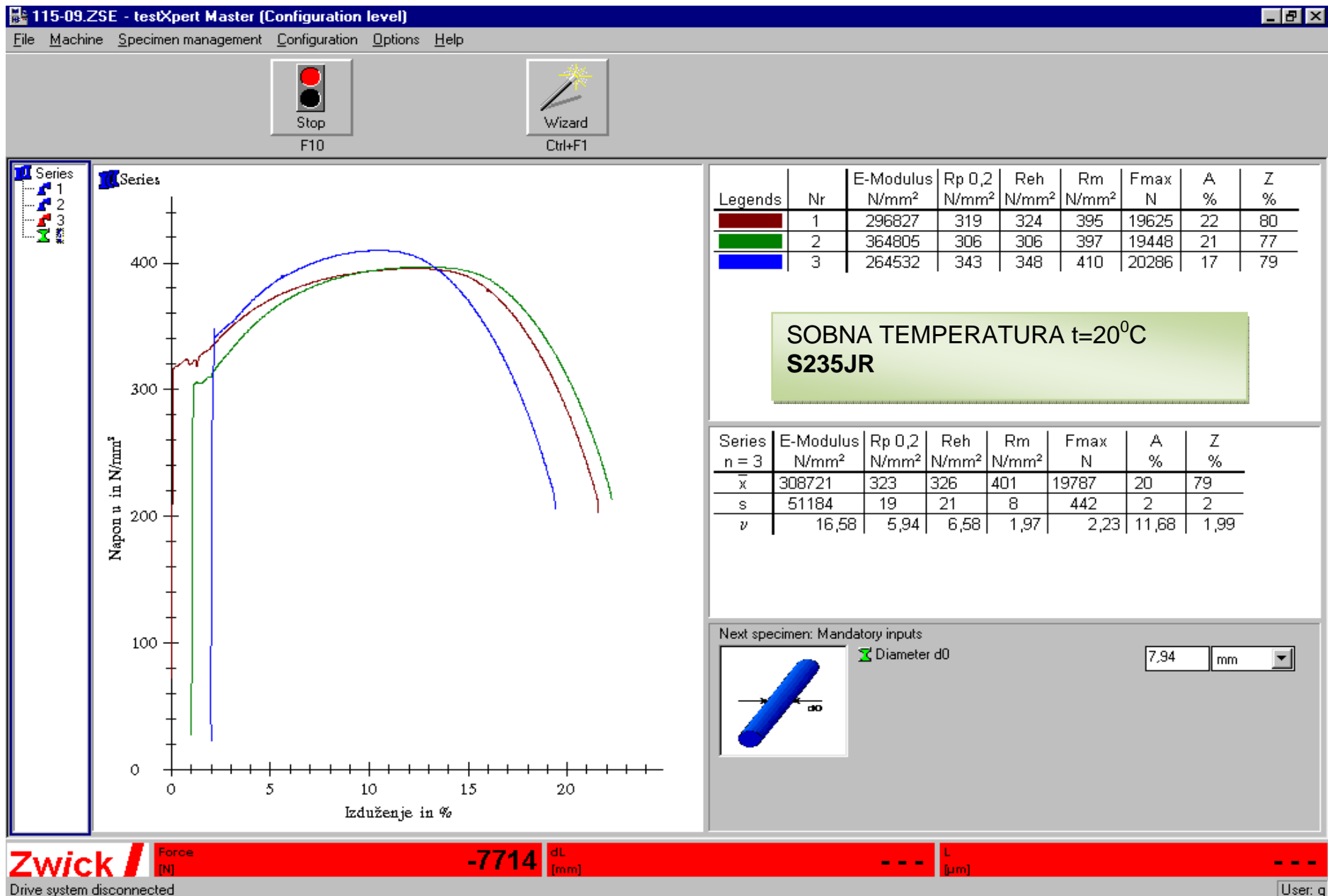


1. Pilni disk namjenjen je za odsijecanje vrućeg metala do max Ø300 mm
2. Pilni disk fino brušen i izbalansiran
3. Otvori Ø34 u svakom položaju moraju se podudarati sa otvorima na steznim pločama
4. Uglovi zuba pilnog diska:  
 $\alpha = 19^\circ$  - leđni ugao  
 $\beta = 71^\circ$  - ugao oštrenja (ugao klina)  
 $\gamma = 6^\circ$  - grudni ugao
5. Broj zuba  $z = 250$
6. Zatezna čvrstoća materijala interne oznake UH 90 U iznosi  $R_m = 900 \text{ N/mm}^2$
7. Proizvođač: LUDWIG KÖHLER, Njemačka

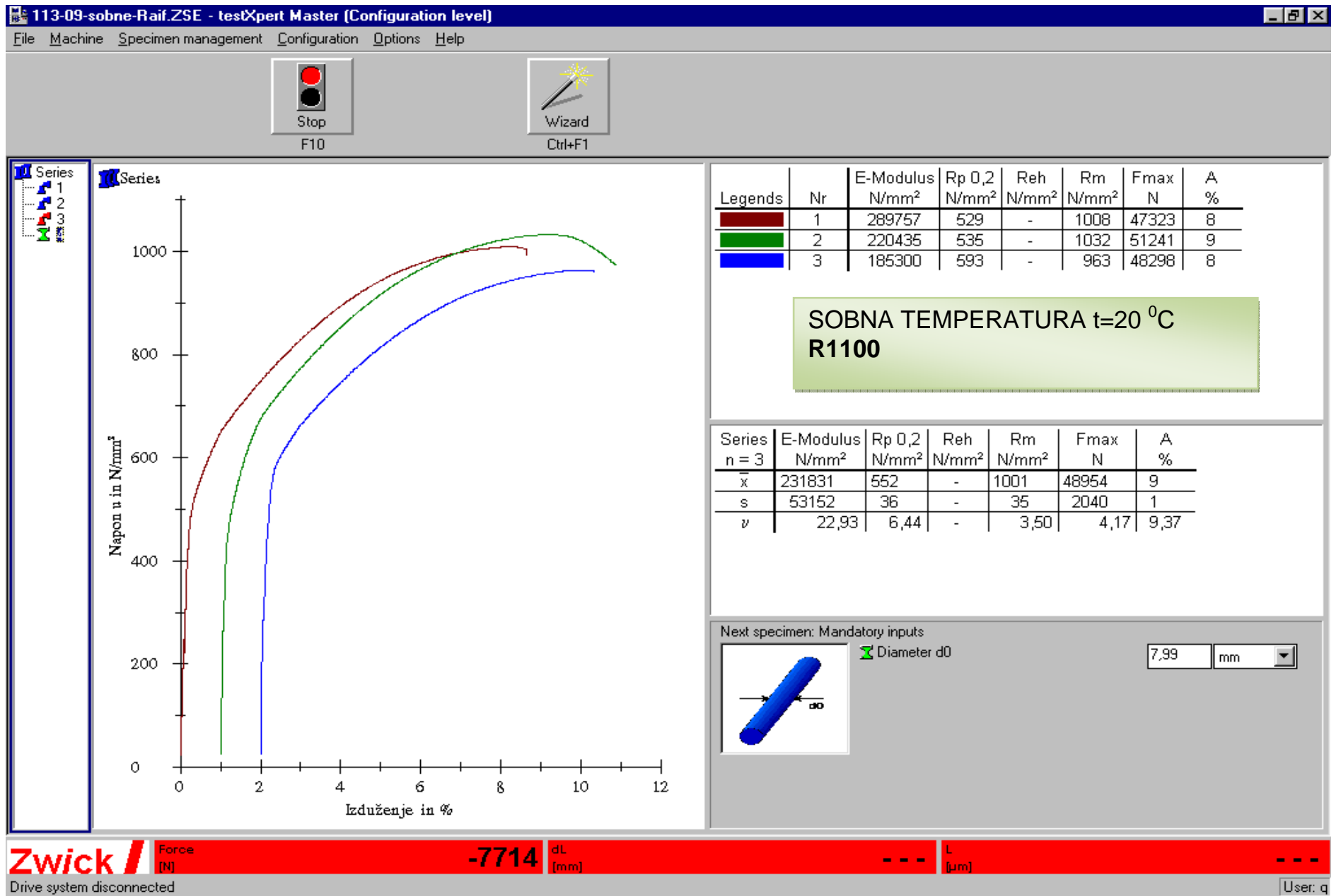
Slika P2.5 Pilni disk

## EKSPERIMENTALNA ISPITIVANJA

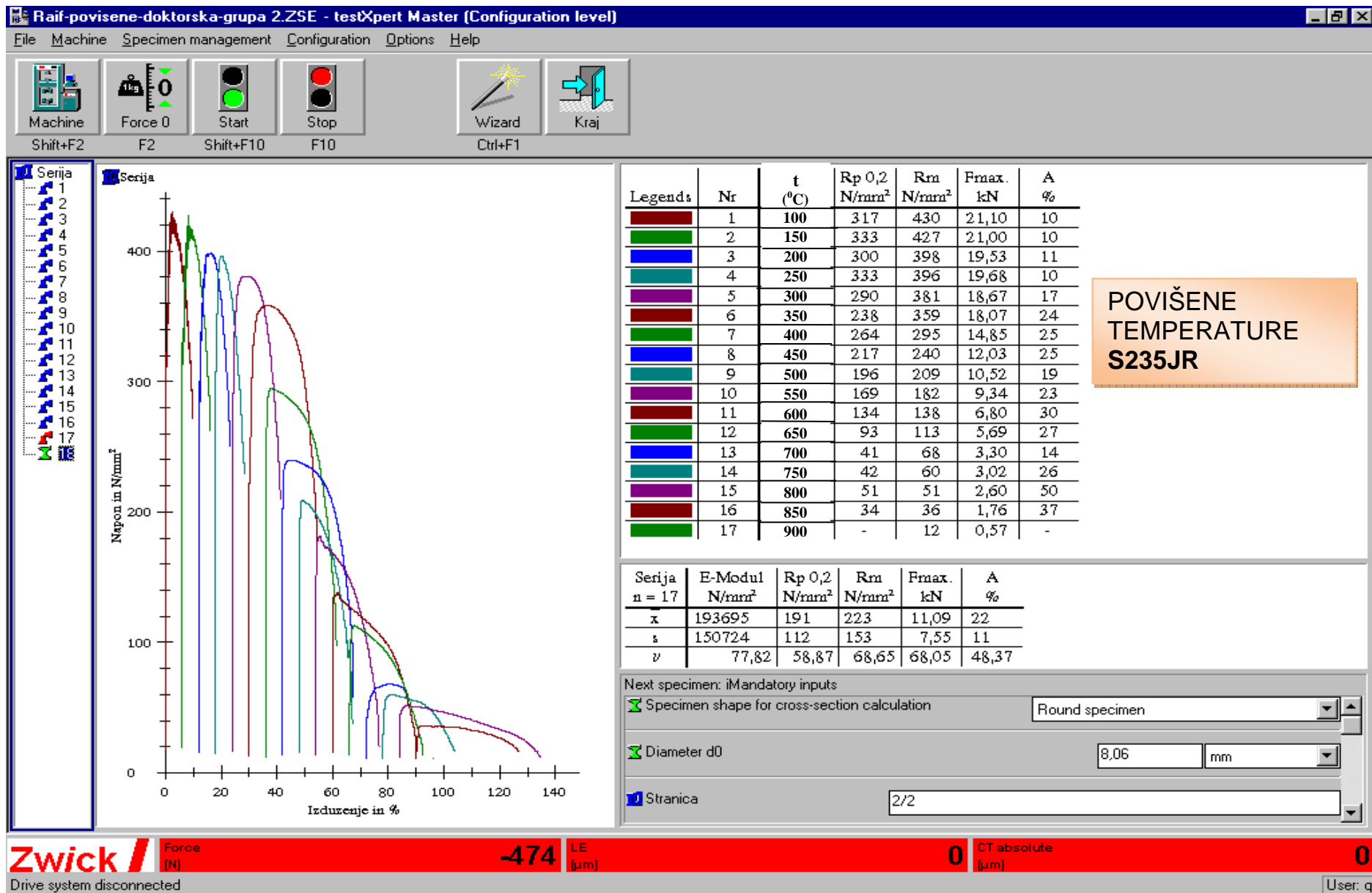
<i>Slika P3.1</i>	<i>Mehanička svojstva materijala S235JR na sobnoj temperaturi</i>
<i>Slika P3.2</i>	<i>Mehanička svojstva materijala R1100 na sobnoj temperaturi</i>
<i>Slika P3.3</i>	<i>Mehanička svojstva materijala S235JR na povišenim temperaturama</i>
<i>Slika P3.4</i>	<i>Mehanička svojstva materijala R1100 na povišenim temperaturama</i>
<i>Tabele P3.1÷P3.73</i>	<i>Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju obradaka</i>
<i>Tabele P3.74÷P3.105</i>	<i>Signifikantnost parametara glavnog otpora piljenja</i>
<i>Dijagrami P3.1÷P3.73</i>	<i>Dijagrami otpora obrade u nestacionarnim uslovima rada pile</i>



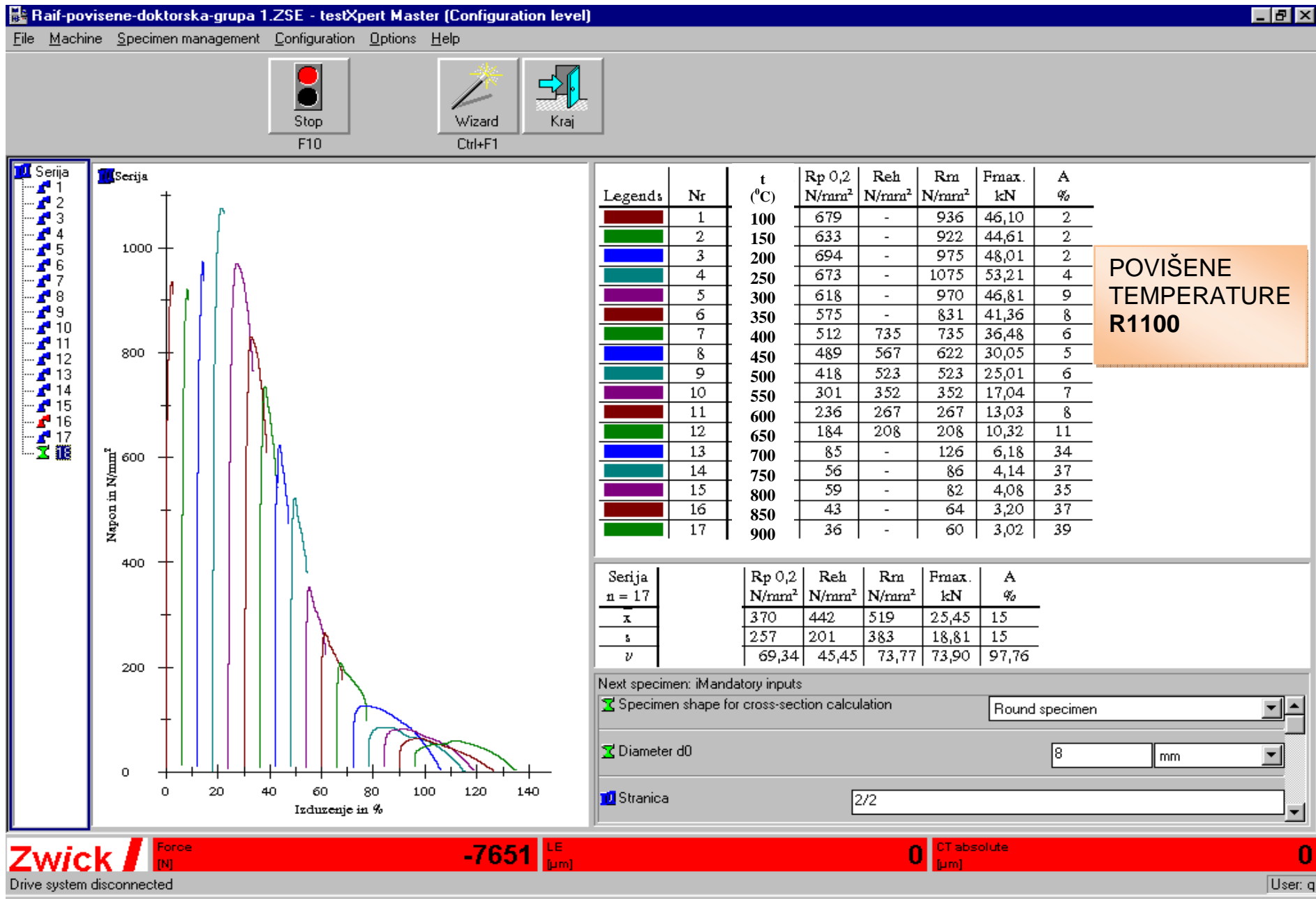
Slika P3.1 Mehanička svojstva materijala S235JR na sobnoj temperaturi



Slika P3.2 Mehanička svojstva materijala R1100 na sobnoj temperaturi



Slika P3.3 Mehanička svojstva materijala S235JR na povišenim temperaturama



Slika P3.4 Mehanička svojstva materijala R1100 na povišenim temperaturama

Tabela P3.1 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju I-nosača 18 na 800°C

obradak	oznaka materijala	zatezna čvrstoća		prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade			broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	momenti obrade				efektivni pritisak u hidrocilindru	otpori obrade			odnos R/T								
		temperatura 20°C	temperatura piljenja				temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja				moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta		glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja									
		$R_m$	$R_m$				$D$	$\delta$	$z$				$\varrho$	$v$	$u$	$n$		$P_m$	$\alpha$	$M_m$		$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>				mm	mm	kom				°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>		kW	°	Nm		Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
I-nosač 18	S235JR	400	51	1900	10	0,45	800	98,1	25	992,0	18,7	39,86	124,2	120,0	136,9	17,2	0,20	16,5	1005,3	1323,4	80,21								
						0,63				990,9	20,1	40,90	137,5	124,2	177,4	57,8	0,10	55,3	502,7	713,0	12,89								
						0,70				989,0	22,3	41,91	158,3	137,5	221,1	101,4	0,10	97,1	502,7	762,6	7,85								
						1,12				988,6	23,6	42,77	170,5	158,3	207,3	87,7	0,17	84,0	854,5	1241,7	14,78								
						1,06				988,0	24,9	43,21	182,7	170,5	219,6	100,0	0,13	95,8	653,5	986,6	10,30								
						0,39				987,3	25,9	42,26	192,2	182,7	220,8	101,1	0,13	96,8	653,5	970,9	10,03								
						0,39				987,5	25,2	42,26	185,6	192,2	165,8	46,1	0,13	44,2	653,5	923,2	20,89								
						0,39				987,6	25,1	42,26	184,7	185,6	181,9	62,2	0,15	59,6	754,0	1072,9	18,00								
						0,39				988,4	23,8	42,26	172,4	184,7	135,4	15,7	0,11	15,0	552,9	760,7	50,71								
						0,39				988,4	23,8	42,26	172,4	172,4	172,4	52,8	0,08	50,5	402,1	589,2	11,67								
						0,39				988,7	23,0	42,26	164,9	172,4	142,3	22,6	0,08	21,6	402,1	562,9	26,06								
						0,39				988,7	23,0	42,26	164,9	164,9	164,9	45,2	0,08	43,3	402,1	582,6	13,46								
						0,39				989,0	22,3	42,26	158,3	164,9	138,4	18,8	0,08	18,0	402,1	559,7	31,09								
						0,39				989,0	22,3	41,25	158,3	158,3	158,3	38,7	0,10	37,0	502,7	701,1	18,95								
						1,09				988,7	23,0	41,72	164,9	158,3	184,8	65,1	0,13	62,4	653,5	931,2	14,92								
						1,16				988,3	23,9	42,60	173,4	164,9	198,9	79,2	0,20	75,9	1005,3	1435,5	18,91								
						0,79				986,2	26,5	43,59	198,0	173,4	272,1	152,4	0,20	146,0	1005,3	1527,0	10,46								
						0,62				986,3	26,4	44,56	197,0	198,0	194,1	74,4	0,17	71,3	854,5	1269,5	17,80								
						0,45				986,2	26,5	45,47	198,0	197,0	201,0	81,3	0,20	77,9	1005,3	1512,7	19,42								
						0,24				987,3	25,6	45,65	189,4	198,0	163,4	43,7	0,23	41,9	1156,1	1696,7	40,49								
						0,12				987,5	25,2	44,30	185,6	189,4	154,5	34,8	0,22	33,4	1105,8	1577,7	47,24								

Tabela P3.2 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju I-nosača 18 na 700°C

I-nosač 18	S235JR	400	68	1900	10	0,45	700	98,1	25	991,1	19,4	39,86	130,9	120,0	16,7	44,0	0,26	42,1	1306,9	1737,7	41,3
						0,63				898,3	21,9	40,90	154,5	130,9	225,8	106,1	0,14	101,6	703,7	1019,0	10,0
						0,70				988,1	23,3	41,91	167,8	154,5	207,9	88,2	0,14	84,5	703,7	1021,4	12,1
						1,12				987,0	25,8	42,77	191,3	167,8	262,2	142,5	0,20	136,5	1005,3	1495,7	11,0
						1,06				986,0	26,8	43,21	200,8	191,3	229,5	109,8	0,16	105,2	804,2	1202,2	11,4
						0,39				984,8	28,4	42,26	216,0	200,8	261,7	142,0	0,16	136,0	804,2	1210,2	8,9
						0,39				985,4	27,3	42,26	205,6	216,0	174,2	54,5	0,16	52,2	804,2	1134,0	21,7
						0,39				985,4	27,3	42,26	250,6	205,6	205,6	85,9	0,18	82,3	904,8	1297,3	15,8
						0,39				986,5	26,2	42,26	195,1	205,6	163,6	43,9	0,14	42,0	703,7	989,0	23,5
						0,39				986,1	26,4	42,26	197,1	195,1	203,0	83,4	0,10	79,8	502,7	751,7	9,4
						0,39				987,3	25,5	42,26	188,5	197,1	162,4	42,7	0,10	40,9	502,7	716,4	17,5
						0,39				986,9	25,9	42,26	192,3	188,5	203,6	83,9	0,10	80,4	502,7	752,3	9,4
						0,39				988,0	24,9	42,26	182,7	192,3	153,9	34,2	0,10	32,8	502,7	709,0	21,6
						0,39				987,5	25,4	41,25	187,5	182,7	201,9	82,3	0,12	78,8	603,2	871,4	11,1
						1,09				987,6	25,1	41,72	184,7	187,5	176,2	56,5	0,16	54,1	804,2	1125,7	20,8
						1,16				984,5	28,6	42,60	217,9	184,7	317,9	198,3	0,24	189,9	1206,4	1813,5	9,5
						0,79				983,8	30,3	43,59	233,8	217,9	281,9	162,2	0,24	155,4	1206,4	1813,6	11,7
						0,62				985,5	31,2	44,56	241,8	233,8	265,8	146,1	0,20	139,9	1005,3	1548,7	11,1
						0,45				984,6	29,7	45,47	228,1	241,8	186,7	67,0	0,26	64,2	1306,9	1928,8	30,0
						0,24				985,0	28,5	45,65	216,8	228,1	182,9	63,2	0,28	60,6	1407,4	2075,3	34,2
						0,12				985,6	27,5	44,30	207,4	216,8	130,1	10,4	0,26	10,0	1306,9	1835,8	184,1



Tabela P3.3 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju I-nosača 18 na 650 °C

obradak	oznaka materijala	zatezna čvrstoća		prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade			broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	momenti obrade				efektivni pritisak u hidrocilindru	otpori obrade			odnos R/T								
		temperatura 20°C	temperatura piljenja				temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja				moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta		glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja									
		$R_m$	$R_m$				$D$	$\delta$	$z$				$\varrho$	$v$	$u$	$n$		$P_m$	$\alpha$	$M_m$		$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>				mm	mm	kom				°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>		kW	°	Nm		Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
I-nosač 18	S235JR	400	113	1900	10	0,45	650	98,1	25	990,5	20,6	39,86	142,2	120,0	209,1	89,4	0,26	85,7	1306,9	1774,1	20,8								
						0,63				988,4	23,8	40,90	172,4	142,2	263,5	143,8	0,26	137,8	1306,9	1848,4	13,4								
						0,70				987,1	25,5	41,91	188,5	172,4	237,0	117,4	0,28	112,4	1407,4	1992,1	17,7								
						1,12				984,7	28,4	42,77	216,0	188,5	298,8	179,2	0,28	171,6	1407,4	2076,0	12,1								
						1,06				984,4	29,9	43,21	230,0	216,0	272,1	152,5	0,28	146,0	1407,4	2068,1	14,2								
						0,39				983,4	31,6	42,26	246,0	230,0	294,2	174,5	0,26	167,2	1306,9	1917,8	11,5								
						0,39				983,4	30,7	42,26	237,6	246,0	212,4	92,8	0,26	88,8	1306,9	1846,5	20,8								
						0,39				984,8	29,4	42,26	225,2	237,6	188,0	68,3	0,26	65,4	1306,9	1825,3	27,9								
						0,39				984,8	29,4	42,26	225,2	225,2	225,4	105,7	0,20	101,3	1005,3	1450,4	14,3								
						0,39				984,7	28,4	42,26	216,0	225,2	188,2	68,5	0,16	65,6	804,2	1146,2	17,5								
						0,39				985,2	27,5	42,26	207,5	216,0	181,9	62,2	0,16	59,6	804,2	1140,8	19,1								
						0,39				985,0	28,0	42,26	212,5	207,5	226,3	106,7	0,17	102,2	854,5	1247,4	12,2								
						0,39				985,4	27,3	42,26	205,6	212,2	185,7	66,0	0,20	63,2	1005,3	1415,8	22,4								
						0,39				984,7	28,8	41,25	219,7	205,6	262,2	142,5	0,24	136,5	1206,4	1724,3	12,6								
						1,09				984,0	31,6	41,72	245,8	219,7	324,6	205,0	0,30	196,3	1508,0	2195,4	11,2								
						1,16				982,7	33,3	42,60	261,9	245,8	310,4	190,8	0,34	182,7	1709,0	2489,7	13,6								
						0,79				982,0	34,4	43,59	272,3	261,9	303,5	183,8	0,34	176,1	1709,0	2527,2	14,4								
						0,62				982,0	34,4	44,56	272,3	272,3	272,1	152,5	0,32	146,0	1608,5	2401,3	16,4								
						0,45				982,8	33,2	45,47	260,9	272,3	226,7	107,0	0,34	102,5	1709,0	2541,2	24,8								
						0,24				983,7	32,0	45,65	249,6	260,9	215,6	95,9	0,34	91,9	1709,0	2538,8	27,6								
0,12	983,4	30,7	44,30	237,6	249,6	139,1	19,4	0,31	18,6	1558,2	2195,3	118,0																	

Tabela P3.4 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju I-nosača 18 na 800 °C

I-nosač 18	S235JR	400	51	1900	10	0,45	800	98,1	50	991,9	18,8	39,86	125,2	120,0	158,6	39,0	0,12	37,3	603,2	817,0	21,9
						0,63				989,8	21,6	40,90	151,6	125,2	323,4	203,7	0,16	195,1	804,2	1233,0	6,3
						0,70				988,2	23,2	41,91	166,8	151,6	265,9	146,2	0,16	140,0	804,2	1206,3	8,6
						1,12				987,6	25,1	42,77	184,7	166,8	300,8	181,1	0,16	173,5	804,2	1256,0	7,2
						1,06				986,4	26,3	43,21	196,1	184,7	270,0	150,3	0,10	144,0	502,7	825,0	5,7
						0,39				985,6	27,1	42,26	203,7	196,1	253,0	133,3	0,13	127,7	653,5	999,0	7,8
						0,39				985,2	27,5	42,26	207,5	203,7	232,2	112,5	0,16	107,8	804,2	1184,6	11,0
						0,39				985,6	27,1	42,26	203,7	207,5	179,0	59,3	0,20	56,8	1005,3	1409,9	24,8
						0,39				986,0	26,8	42,26	200,8	203,7	182,1	62,4	0,16	59,8	804,2	1140,9	19,1
						0,39				986,2	26,7	42,26	199,8	200,8	193,7	74,0	0,10	70,9	502,7	743,7	10,5
						0,39				986,0	26,8	42,26	200,8	199,8	207,4	87,8	0,13	84,1	653,5	959,4	11,4
						0,39				986,3	26,4	42,26	197,0	200,8	172,6	52,9	0,08	50,7	402,1	589,4	11,6
						0,39				986,6	26,1	42,26	194,2	197,0	175,9	56,2	0,10	53,8	502,7	728,1	13,5
						0,39				986,5	26,2	41,25	195,1	194,2	201,2	81,5	0,10	78,1	502,7	737,1	9,4
						1,09				984,9	29,3	41,72	224,3	195,1	413,9	294,3	0,10	281,9	502,7	924,8	3,3
						1,16				984,6	29,7	42,60	228,1	224,3	252,6	132,9	0,06	127,3	301,6	526,8	4,1
						0,79				984,4	29,9	43,59	230,0	228,1	242,2	122,5	0,05	117,3	251,3	458,6	3,9
						0,62				984,5	30,3	44,56	233,7	230,0	257,5	137,8	0,16	132,0	804,2	1258,7	9,5
						0,45				983,7	30,2	45,47	232,9	233,7	227,9	108,2	0,17	103,7	854,5	1323,9	12,8
						0,24				985,2	28,9	45,65	220,5	232,9	140,0	20,4	0,14	19,5	703,7	1026,6	52,6
0,12	985,4	28,3	44,30	214,9	220,5	120,2	0,2	0,10	1,1	502,7	703,5	639,5									

Tabela P3.5 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju I-nosača 18 na 700 °C

obradak	oznaka materijala	zatezna čvrstoća		prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade			broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	momenti obrade				efektivni pritisak u hidrocilindru	otpori obrade			odnos R/T																		
		temperatura 20°C	temperatura piljenja				temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja				moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta		glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja																			
		$R_m$	$R_m$																			$D$	$\delta$	$z$	$\varrho$	$v$	$u$	$n$	$P_m$	$\alpha$	$M_m$	$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>																			mm	mm	kom	°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>	kW	°	Nm	Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
I-nosač 18	S235JR	400	68	1900	10	0,45	700	98,1	50	991,5	19,0	39,86	127,1	120,0	173,1	53,4	0,13	51,1	653,5	894,0	17,5																		
						0,63				989,6	21,8	40,90	153,5	127,1	325,3	205,6	0,18	197,0	904,8	1367,7	6,9																		
						0,70				987,8	23,5	41,91	169,7	153,5	275,0	155,4	0,17	148,8	854,5	1281,8	8,6																		
						1,12				986,9	25,8	42,77	191,3	169,7	331,8	212,1	0,17	203,2	854,5	1352,0	6,7																		
						1,06				984,9	29,3	43,21	224,3	191,3	438,6	318,9	0,12	305,5	603,2	1114,6	3,6																		
						0,39				984,0	30,1	42,26	231,9	224,3	281,5	161,8	0,14	155,0	703,7	1091,7	7,0																		
						0,39				984,0	30,1	42,26	231,9	231,9	232,1	112,4	0,18	107,7	904,8	1320,4	12,3																		
						0,39				984,0	30,1	42,26	231,9	231,9	232,1	112,4	0,21	107,7	1055,6	1524,2	14,2																		
						0,39				983,3	30,7	42,26	237,7	231,9	275,1	155,4	0,18	148,9	904,8	1357,8	9,1																		
						0,39				984,5	29,8	42,26	329,0	237,7	172,7	53,0	0,12	50,8	603,2	861,2	17,0																		
						0,39				984,6	29,7	42,26	228,1	229,0	222,1	102,4	0,14	98,1	703,7	1040,0	10,6																		
						0,39				984,0	30,1	42,26	231,9	228,1	266,8	137,1	0,10	131,3	502,7	798,5	6,1																		
						0,39				984,0	30,1	42,26	231,9	231,9	232,1	112,4	0,12	107,7	603,2	912,9	8,5																		
						0,39				984,8	29,4	41,25	225,2	231,9	182,0	62,3	0,12	59,7	603,2	854,7	14,3																		
						1,09				984,2	30,6	41,72	236,5	225,2	310,0	190,4	0,12	182,3	603,2	970,7	5,3																		
						1,16				982,6	33,8	42,60	266,5	236,5	461,7	342,1	0,08	327,6	402,1	847,5	2,6																		
						0,79				981,8	34,5	43,59	273,2	266,5	317,0	197,3	0,06	189,0	301,6	596,3	3,2																		
						0,62				981,6	34,8	44,56	276,1	273,2	294,7	175,0	0,18	167,6	904,8	1434,9	8,6																		
						0,45				982,5	35,9	45,47	286,0	276,1	350,0	230,3	0,19	220,6	955,0	1586,0	7,2																		
						0,24				980,5	35,5	45,65	282,8	286,0	262,3	142,7	0,16	136,7	804,2	1290,3	9,4																		
						0,12				981,6	34,8	44,30	276,1	282,8	161,8	42,1	0,11	40,3	552,9	811,9	20,1																		

Tabela P3.6 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju I-nosača 18 na 650 °C

I-nosač 18	S235JR	400	113	1900	10	0,45	650	98,1	50	990,7	20,3	39,86	139,4	120,0	265,1	145,4	0,20	139,3	1005,3	1426,0	10,2
						0,63				988,6	23,6	40,90	170,5	139,4	372,6	252,9	0,26	242,3	1306,9	1938,9	8,0
						0,70				987,2	25,4	41,91	187,5	170,5	298,3	178,6	0,30	171,1	1508,0	2179,9	12,7
						1,12				984,8	29,4	42,77	225,2	187,5	470,4	350,7	0,00	336,0	1508,0	2365,1	7,0
						1,06				983,0	32,3	43,21	252,6	225,2	430,3	310,7	0,24	297,6	1206,4	1934,8	6,5
						0,39				982,6	33,8	42,26	266,5	252,6	357,1	237,5	0,18	227,5	904,8	1429,3	6,3
						0,39				982,6	33,8	42,26	266,5	266,5	266,9	147,2	0,19	141,0	955,0	1418,5	10,1
						0,39				981,7	34,6	42,26	274,2	266,5	324,1	204,4	0,24	195,8	1206,4	1808,0	9,2
						0,39				981,5	34,9	42,26	277,0	274,2	295,3	175,6	0,25	168,2	1256,6	1850,7	11,0
						0,39				982,3	34,0	42,26	268,5	277,0	213,1	93,4	0,18	89,5	904,8	1303,9	14,6
						0,39				981,8	34,5	42,26	273,2	268,5	304,1	184,3	0,17	176,6	854,5	1315,0	7,4
						0,39				981,6	34,8	42,26	276,1	273,2	294,7	175,0	0,16	167,6	804,2	1238,9	7,4
						0,39				982,8	33,6	42,26	264,6	276,1	190,2	70,6	0,17	67,6	854,5	1216,0	18,0
						0,39				982,2	34,2	41,25	270,4	264,6	307,7	188,1	0,20	180,1	1005,3	1495,1	8,3
						1,09				981,5	37,7	41,72	302,8	270,4	513,4	393,7	0,32	377,2	1608,5	2491,3	6,6
						1,16				989,7	39,4	42,60	319,0	302,8	424,4	304,7	0,14	291,9	703,7	1224,4	4,2
						0,79				979,7	40,5	43,59	329,1	319,0	394,8	275,2	0,10	263,6	502,7	945,0	3,6
						0,62				978,9	41,1	44,56	334,9	329,1	372,5	252,9	0,12	242,2	603,2	1085,1	4,5
						0,45				978,4	41,4	45,47	337,8	334,9	356,8	237,1	0,13	227,1	653,5	1162,7	5,1
						0,24				979,0	41,0	45,65	333,9	337,8	308,9	189,2	0,06	181,2	301,6	616,8	3,4
						0,12				980,0	37,5	44,30	301,4	333,9	299,5	179,9	0,05	172,3	251,3	519,3	3,0

Tabela P3.7 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju I-nosača 18 na 800 °C

obradak	oznaka materijala	zatezna čvrstoća		prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade			broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	momenti obrade				efektivni pritisak u hidrocilindru	otpori obrade			odnos <i>R/T</i>								
		temperatura 20°C	temperatura piljenja				temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja				moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta		glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja									
		$R_m$	$R_m$				$D$	$\delta$	$z$				$\varrho$	$v$	$u$	$n$		$P_m$	$\alpha$	$M_m$		$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>				mm	mm	kom				°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>		kW	°	Nm		Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
I-nosač 18	S235JR	400	51	1900	10	0,54	800	98,1	75	989,3	22,1	40,38	156,4	120,0	392,8	273,1	0,12	261,6	603,2	1014,3	3,9								
						0,79				988,4	24,7	41,90	180,8	156,4	339,3	219,6	0,13	210,4	653,5	1066,8	5,1								
						1,24				985,4	27,3	42,92	205,6	180,8	366,7	247,0	0,22	236,6	1105,8	1730,0	7,3								
						0,78				984,7	29,6	43,85	227,1	205,6	366,9	247,3	0,24	236,9	1206,4	1900,4	8,0								
						0,39				984,7	29,6	42,26	227,1	227,1	277,3	107,6	0,26	103,1	1306,9	1859,5	18,0								
						0,39				984,0	30,1	42,26	231,9	227,1	263,3	143,6	0,24	137,6	1206,4	1755,1	12,8								
						0,39				983,8	30,3	42,26	233,8	231,9	246,4	126,7	0,22	121,4	1105,8	1604,4	13,2								
						0,39				984,4	29,9	42,26	230,0	233,8	205,2	85,5	0,15	81,9	754,0	1093,2	13,5								
						0,39				983,7	32,1	42,26	250,5	230,0	383,9	264,3	0,14	253,1	703,7	1180,8	4,7								
						1,08				982,0	34,4	41,25	272,3	250,5	413,6	293,9	0,13	281,5	653,5	1116,1	4,0								
						0,91				981,9	35,3	42,14	280,6	272,3	334,5	214,8	0,14	205,8	703,7	1135,2	5,5								
						0,62				980,9	36,0	43,59	287,3	280,6	331,1	211,5	0,16	202,6	804,2	1303,2	6,4								
						0,40				985,5	36,5	45,05	292,1	287,3	323,1	203,4	0,16	194,8	804,2	1333,4	6,8								
						0,20				981,0	35,5	45,30	282,7	292,1	177,9	58,2	0,02	55,8	100,5	199,3	3,6								

Tabela P3.8 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju I-nosača 18 na 700 °C

I-nosač 18	S235JR	400	68	1900	10	0,54	700	98,1	75	989,0	22,3	40,38	158,3	120,0	407,1	287,5	0,13	275,4	653,5	1092,1	4,0
						0,79				987,4	25,3	41,90	186,6	158,3	370,2	250,6	0,18	240,0	904,8	1431,0	6,0
						1,24				984,5	28,6	42,92	217,9	186,6	421,1	301,4	0,24	288,7	1206,4	1915,9	6,6
						0,78				982,8	32,5	43,85	254,5	217,9	492,0	372,3	0,26	356,7	1306,9	2154,9	6,0
						0,39				983,2	32,2	42,26	251,6	254,5	232,7	113,0	0,24	108,3	1206,4	1728,5	16,0
						0,39				983,2	32,2	42,26	251,6	251,6	251,5	131,9	0,20	126,3	1005,3	1473,1	11,7
						0,39				982,6	33,4	42,26	262,9	251,6	335,9	216,3	0,18	207,1	904,8	1410,7	6,8
						0,39				982,6	33,4	42,26	262,9	262,9	262,5	142,9	0,18	136,8	904,8	1346,8	9,8
						0,39				983,0	33,0	42,26	259,0	262,9	234,0	114,3	0,15	109,5	754,0	1118,3	10,2
						1,08				980,5	36,4	41,25	291,1	259,0	500,0	380,3	0,16	364,3	804,2	1389,1	3,8
						0,91				979,3	39,0	42,14	315,5	291,1	473,8	354,1	0,10	339,2	502,7	984,9	2,9
						0,62				977,8	40,9	43,59	333,4	315,5	449,9	330,2	0,08	316,3	402,1	856,3	2,7
						0,40				976,5	41,9	45,05	343,1	333,4	405,9	286,2	0,06	274,1	301,6	701,5	2,6
						0,20				978,1	40,9	45,30	331,5	343,1	202,1	82,5	0,02	79,0	100,5	222,7	2,8

Tabela P3.9 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju I-nosača 18 na 650 °C

I-nosač 18	S235JR	400	113	1900	10	0,54	650	98,1	75	988,0	23,4	40,38	168,7	120,0	485,4	365,7	0,34	350,3	1709,0	2541,4	7,3
						0,79				984,8	29,5	41,90	226,2	168,7	599,5	479,8	0,40	459,6	2010,6	3113,7	6,8
						1,24				982,9	33,1	42,92	260,0	226,2	479,5	359,8	0,34	344,7	1709,0	2654,3	7,7
						0,78				981,9	35,1	43,85	278,7	260,0	400,5	280,9	0,28	269,0	1407,4	2210,0	8,2
						0,39				981,5	35,5	42,26	282,6	278,7	307,6	187,9	0,25	180,0	1256,6	1861,4	10,3
						0,39				980,1	36,8	42,26	295,0	282,6	375,2	255,6	0,24	244,8	1206,4	1852,5	7,6
						0,39				980,3	36,6	42,26	293,1	295,0	280,4	160,7	0,20	154,0	1005,3	1498,3	9,7
						0,39				980,5	37,0	42,26	296,7	293,1	319,9	300,3	0,18	191,8	904,8	1396,8	7,3
						0,39				979,3	39,0	42,26	315,5	296,7	437,4	317,7	0,30	304,3	1508,0	2314,1	7,6
						1,08				977,8	41,6	41,25	339,9	315,5	498,1	378,4	0,33	362,5	1658,8	2524,2	7,0
						0,91				975,1	46,8	42,14	388,5	339,9	703,8	584,2	0,16	559,6	804,2	1590,9	2,8
						0,62				974,0	48,7	43,59	406,2	388,5	521,4	401,7	0,14	384,8	703,7	1337,9	3,5
						0,40				974,5	48,0	45,05	399,6	406,2	357,1	237,4	0,06	227,4	301,6	654,7	2,9
						0,20				975,5	46,5	45,30	385,6	399,6	229,0	109,4	0,02	104,8	100,5	248,8	2,4

Tabela P3.10 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju I-nosača 18 na 800°C

obradak	oznaka materijala	zatezna čvrstoća		prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade			broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	momenti obrade				efektivni pritisak u hidrocilindru	otpori obrade			odnos $R/T$								
		temperatura 20°C	temperatura piljenja				temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja				moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta		glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja									
		$R_m$	$R_m$				$D$	$\delta$	$z$				$\varrho$	$v$	$u$	$n$		$P_m$	$\alpha$	$M_m$		$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>				mm	mm	kom				°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>		kW	°	Nm		Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
I-nosač 18	S235JR	400	51	1900	10	0,63	800	98,1	100	988,8	22,5	40,89	160,2	120,0	421,4	301,7	0,16	289,0	804,2	1314,1	4,5								
						1,13				985,7	27,0	42,77	202,7	160,2	479,1	359,4	0,18	344,3	904,8	1551,0	4,5								
						0,78				984,0	30,1	45,33	231,9	202,7	421,8	302,1	0,17	289,4	854,5	1508,2	5,2								
						0,39				983,7	30,5	42,25	235,7	231,9	260,5	140,8	0,20	134,9	1005,3	1480,6	11,0								
						0,39				983,4	31,8	42,25	247,8	235,7	326,7	207,0	0,17	198,3	854,5	1334,5	6,7								
						0,39				983,2	32,7	42,25	256,2	247,8	310,9	191,2	0,14	183,2	703,7	1117,1	6,2								
						0,39				982,9	33,1	42,25	260,0	256,2	284,7	165,0	0,04	158,0	201,1	415,2	2,6								
						1,16				980,7	36,1	41,71	288,3	260,0	472,3	352,6	0,03	337,8	150,8	503,1	1,5								
						0,62				979,1	39,2	43,59	317,4	288,3	506,2	386,6	0,02	370,3	100,5	491,3	1,3								
						0,24				979,3	39,0	45,48	315,5	317,4	305,2	185,5	0,01	177,7	50,3	252,4	1,4								

Tabela P3.11 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju I-nosača 18 na 700°C

I-nosač 18	S235JR	400	68	1900	10	0,63	700	98,1	100	988,5	22,7	40,89	162,1	120,0	435,8	316,1	0,24	302,8	1206,4	1858,0	6,1
						1,13				985,5	27,2	42,77	204,6	162,1	481,0	361,3	0,28	345,1	1407,4	2236,4	6,5
						0,78				983,7	30,9	45,33	239,4	204,6	465,6	345,9	0,24	331,4	1206,4	2051,3	6,2
						0,39				982,8	33,5	42,25	263,7	239,4	421,7	302,0	0,24	289,3	1206,4	1892,6	6,5
						0,39				982,6	33,7	42,25	265,6	263,7	278,1	158,4	0,17	151,8	854,5	1292,3	8,5
						0,39				982,3	34,0	42,25	268,5	265,6	287,2	167,5	0,15	160,4	754,0	1164,3	7,3
						0,39				981,7	35,7	42,25	284,3	268,5	387,2	267,6	0,08	256,3	402,1	776,0	3,0
						1,16				979,3	39,0	41,71	315,5	284,3	517,9	398,3	0,04	381,5	201,1	609,4	1,6
						0,62				976,9	43,9	43,59	361,3	315,5	658,5	538,8	0,02	516,1	100,5	630,1	1,2
						0,24				978,5	40,3	45,48	327,7	361,3	148,4	28,7	0,01	27,5	50,3	99,7	3,6

Tabela P3.12 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju I-nosača 18 na 650°C

I-nosač 18	S235JR	400	113	1900	10	0,63	650	98,1	100	988,2	24,7	40,89	180,8	120,0	576,0	456,3	0,26	437,1	1306,9	2107,3	4,8
						1,13				983,7	30,5	42,77	235,7	180,8	592,4	472,7	0,30	452,8	1508,0	2473,1	5,5
						0,78				982,0	34,4	45,33	272,3	235,7	509,7	390,0	0,26	373,6	1306,9	2236,9	6,0
						0,39				981,6	35,2	42,25	279,8	272,3	328,2	208,5	0,25	199,7	1256,6	1879,0	9,4
						0,39				980,1	37,4	42,25	300,5	279,8	434,9	315,2	0,23	301,9	1156,1	1836,1	6,1
						0,39				980,1	37,4	42,25	300,5	300,5	300,4	180,7	0,17	173,1	854,5	1311,6	7,6
						0,39				979,7	38,6	42,25	311,7	300,5	384,2	264,5	0,10	253,4	502,7	909,3	3,6
						1,16				976,5	44,8	41,71	369,6	311,7	746,0	626,3	0,05	600,0	251,3	871,4	1,5
						0,62				976,5	46,8	43,59	387,9	369,6	506,8	387,1	0,03	370,8	150,8	561,2	1,5
						0,24				977,3	45,5	45,48	375,7	387,9	310,8	191,1	0,02	183,1	100,5	329,5	1,8

Tabela P3.13 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju U-nosača 18 na 800 °C

obradak	oznaka materijala	zatezna čvrstoća		prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade			broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	momenti obrade				efektivni pritisak u hidrocilindru	otpori obrade			odnos $R/T$								
		temperatura 20°C	temperatura piljenja				temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja				moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta		glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja									
		$R_m$	$R_m$				$D$	$\delta$	$z$				$\varrho$	$v$	$u$	$n$		$P_m$	$\alpha$	$M_m$		$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>				mm	mm	kom				°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>		kW	°	Nm		Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
U-18	S235JR	400	51	1900	10	800	98,1	25	0,81	990,3	20,9	40,53	145,0	120,0	220,5	100,8	0,16	96,6	804,2	1140,7	11,8								
									1,59	898,9	23,3	41,09	167,5	145,0	235,3	115,6	0,16	110,8	804,2	1163,7	10,5								
									1,16	986,4	26,4	41,56	197,0	167,5	286,0	166,3	0,14	159,3	703,7	1081,7	6,8								
									1,01	985,5	27,2	42,14	204,6	197,0	227,7	108,0	0,13	103,5	653,5	975,0	9,4								
									0,88	984,5	28,7	42,72	218,8	204,6	261,7	142,0	0,12	136,0	603,2	946,6	7,0								
									0,44	985,7	26,9	40,26	201,8	218,8	150,6	30,9	0,13	29,6	653,5	881,4	29,8								
									0,44	986,0	26,6	40,26	199,0	201,8	190,4	70,7	0,13	67,7	653,5	913,7	13,5								
									0,44	987,6	25,1	40,26	184,7	199,0	141,5	21,8	0,14	20,9	703,7	939,8	45,0								
									0,44	988,0	24,6	40,26	179,9	184,7	165,6	45,9	0,16	44,0	804,2	1091,1	24,8								
									0,44	987,8	23,5	40,26	167,7	179,9	139,0	19,3	0,13	18,5	653,5	872,0	47,1								
									0,44	987,8	23,5	40,26	167,7	169,7	169,8	50,1	0,12	48,0	603,2	831,1	17,3								
									0,44	988,6	22,7	40,26	162,1	169,7	139,2	19,5	0,11	18,7	552,9	740,4	39,6								
									0,44	988,9	23,3	40,26	167,7	162,1	184,4	64,8	0,11	62,0	552,9	777,0	12,5								
									0,44	989,1	22,5	40,44	160,2	167,7	137,4	17,7	0,11	17,0	552,9	741,0	43,6								
									0,68	988,9	23,3	41,22	167,7	160,2	190,2	70,5	0,12	67,5	603,2	861,1	12,8								
									0,80	988,5	23,8	42,28	172,4	167,7	186,5	66,9	0,11	64,1	552,9	805,6	12,6								
									0,68	988,5	23,8	43,32	172,4	172,4	172,4	52,7	0,14	50,5	703,7	1014,9	20,1								
									0,57	987,8	24,1	44,34	175,3	172,4	184,1	64,4	0,14	61,7	703,7	1044,2	16,9								
									0,46	988,1	23,3	45,30	167,8	175,3	145,2	25,5	0,14	24,4	703,7	1025,1	42,0								
									0,33	989,0	22,6	45,70	161,1	167,8	125,4	5,8	0,12	5,5	603,2	869,3	158,1								

Tabela P3.14 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju U-nosača 18 na 700 °C

U-18	S235JR	400	68	1900	10	700	98,1	25	0,81	989,7	21,3	40,53	148,9	120,0	235,9	116,2	0,17	111,3	854,5	1219,4	11,0
									1,59	988,3	23,9	41,09	173,4	148,9	247,1	127,5	0,17	122,1	854,5	1240,3	10,2
									1,16	986,1	26,5	41,56	198,0	173,4	272,2	152,5	0,16	146,1	804,2	1204,3	8,2
									1,01	985,2	27,5	42,14	207,5	198,0	236,1	116,5	0,16	111,6	804,2	1185,5	10,6
									0,88	985,1	29,0	42,72	221,5	207,5	263,6	143,9	0,15	137,8	754,0	1153,5	8,4
									0,44	985,7	27,0	40,26	202,7	221,5	146,2	26,5	0,14	25,4	703,7	943,6	37,2
									0,44	985,8	26,8	40,26	200,9	202,7	195,3	75,6	0,11	72,4	552,9	785,8	10,9
									0,44	987,5	25,3	40,26	186,6	200,9	143,3	23,6	0,08	22,6	402,1	546,1	24,2
									0,44	987,5	25,3	40,26	186,6	186,6	186,4	66,8	0,08	63,9	402,1	581,0	9,1
									0,44	988,0	24,6	40,26	179,9	186,6	159,9	40,2	0,10	38,5	502,7	691,3	18,0
									0,44	987,7	24,9	40,26	182,8	179,9	191,5	71,8	0,10	68,6	502,7	716,8	10,4
									0,44	987,7	24,9	40,26	182,8	182,8	182,8	63,1	0,10	60,4	502,7	709,9	11,8
									0,44	987,8	24,1	40,26	175,3	182,8	152,7	33,1	0,08	31,7	402,1	553,8	17,5
									0,44	987,9	24,9	40,44	182,8	175,3	205,2	85,6	0,14	82,0	703,7	994,5	12,1
									0,68	988,0	24,5	41,22	179,0	182,8	167,6	47,9	0,20	45,9	1005,3	1376,7	30,0
									0,80	987,3	25,5	42,28	188,5	179,0	217,0	97,3	0,20	93,2	1005,3	1443,5	15,5
									0,68	987,2	25,6	43,32	189,4	188,5	192,1	72,5	0,26	69,4	1306,9	1861,8	26,8
									0,57	986,1	26,5	44,34	198,0	189,4	224,0	104,3	0,26	99,9	1306,9	1924,9	19,3
									0,46	986,5	26,3	45,30	196,1	198,0	190,2	70,5	0,20	67,6	1005,3	1497,5	22,2
									0,33	987,5	25,2	45,70	185,6	196,1	129,7	10,1	0,14	9,7	703,7	1017,5	104,9

Tabela P3.15 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju U-nosača 18 na 650 °C

obradak	oznaka materijala	zatezna čvrstoća		prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade			broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	momenti obrade				efektivni pritisak u hidrocilindru	otpori obrade			odnos $R/T$								
		temperatura 20°C	temperatura piljenja				temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja				moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta		glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja									
		$R_m$	$R_m$				$D$	$\delta$	$z$				$\varrho$	$v$	$u$	$n$		$P_m$	$\alpha$	$M_m$		$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>				mm	mm	kom				°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>		kW	°	Nm		Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
U-18	S235JR	400	113	1900	10	0,81	650	98,1	25	989,5	21,5	40,53	150,8	120,0	243,5	123,8	0,20	118,6	1005,3	1424,0	12,0								
						1,59				988,1	24,0	41,09	174,3	150,8	245,3	125,6	0,18	120,3	904,8	1305,4	10,9								
						1,16				985,1	27,7	41,56	209,4	174,3	315,2	195,5	0,17	187,3	854,5	1308,0	7,0								
						1,01				984,9	28,4	42,14	215,9	209,4	235,6	116,0	0,17	111,1	854,5	1252,9	11,3								
						0,88				984,6	29,7	42,72	228,1	215,9	264,8	145,1	0,16	139,0	804,2	1223,0	8,8								
						0,44				984,9	28,4	40,26	215,9	228,1	179,2	59,6	0,15	57,1	754,0	1036,4	18,2								
						0,44				985,4	27,3	40,26	205,6	215,9	174,5	54,8	0,12	52,5	603,2	834,9	15,9								
						0,44				985,8	26,8	40,26	200,9	205,6	186,6	66,9	0,11	64,1	552,9	778,8	12,1								
						0,44				986,6	26,0	40,26	193,2	200,9	170,2	50,5	0,10	48,4	502,7	699,7	14,5								
						0,44				986,4	26,2	40,26	195,2	193,2	201,0	81,4	0,10	77,9	502,7	724,7	9,3								
						0,44				986,8	25,8	40,26	191,3	195,2	179,7	60,1	0,10	57,5	502,7	707,4	12,3								
						0,44				986,8	25,8	40,26	191,3	191,3	191,5	71,8	0,11	68,8	552,9	782,8	11,4								
						0,44				986,8	25,8	40,26	191,3	191,3	191,5	71,8	0,08	68,8	402,1	585,2	8,5								
						0,44				986,8	25,8	40,44	191,3	191,3	191,5	71,8	0,08	68,8	402,1	587,0	8,5								
						0,68				985,8	26,8	41,22	200,9	191,3	229,7	110,0	0,10	105,4	502,7	760,7	7,2								
						0,80				985,1	27,7	42,28	209,4	200,9	235,0	115,3	0,15	110,4	754,0	1119,5	10,1								
						0,68				985,2	27,5	43,32	207,5	209,4	201,8	82,1	0,16	78,6	804,2	1179,5	15,0								
						0,57				985,1	27,7	44,34	209,4	207,5	215,1	95,4	0,27	91,4	1357,2	1987,0	21,7								
						0,46				986,1	26,5	45,30	198,0	209,4	163,6	44,0	0,24	42,1	1206,4	1757,7	41,7								
						0,33				986,8	25,8	45,70	191,3	198,0	155,9	36,2	0,24	34,7	1206,4	1762,9	50,8								

Tabela P3.16 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju U-nosača 18 na 800 °C

U-18	S235JR	400	51	1900	10	0,81	800	98,1	50	991,0	20,0	40,53	136,5	120,0	243,7	124,0	0,30	118,8	1508,0	2085,6	17,6
						1,59				989,2	21,9	41,09	165,5	136,5	271,7	152,0	0,30	145,6	1508,0	2127,8	14,6
						1,16				987,8	25,0	41,56	183,7	154,5	373,4	253,7	0,26	243,1	1306,9	1962,1	8,1
						1,01				984,9	28,4	42,14	215,9	183,7	425,3	305,6	0,26	292,8	1306,9	2027,4	6,9
						0,88				984,6	29,7	42,72	228,1	215,9	307,2	187,5	0,20	179,6	1005,3	1534,2	8,5
						0,44				983,8	30,4	40,26	234,8	228,1	278,0	158,3	0,20	151,7	1005,3	1445,8	9,5
						0,44				984,6	29,7	40,26	228,1	234,8	184,4	64,7	0,20	62,0	1005,3	1369,9	22,1
						0,44				983,8	30,4	40,26	234,8	228,1	278,0	185,3	0,20	151,7	1005,3	1445,8	9,5
						0,44				984,6	29,7	40,26	228,1	234,8	184,4	64,7	0,15	62,0	754,0	1040,6	16,8
						0,44				984,7	29,5	40,26	226,2	228,1	213,8	94,2	0,10	90,2	502,7	735,1	8,2
						0,44				984,7	29,5	40,26	226,2	226,2	226,2	106,5	0,09	102,0	452,4	679,2	6,7
						0,44				985,0	29,2	40,26	223,3	226,2	204,8	85,1	0,07	81,5	351,9	530,2	6,5
						0,44				985,3	28,5	40,26	216,8	223,3	174,4	54,7	0,07	52,4	351,9	505,5	9,6
						0,44				984,9	29,2	40,44	223,4	216,8	266,0	146,3	0,07	140,2	351,9	581,9	4,2
						0,68				985,1	29,0	41,22	221,5	223,4	208,9	89,2	0,10	85,5	502,7	743,2	8,7
						0,80				985,0	28,8	42,28	219,6	221,5	207,5	87,8	0,14	84,1	703,7	1027,6	12,2
						0,68				985,1	29,0	43,32	221,5	219,6	233,6	113,9	0,17	109,1	854,5	1277,4	11,7
						0,57				984,9	29,3	44,34	224,3	221,5	242,4	122,8	0,20	117,6	1005,3	1520,5	12,9
						0,46				985,1	29,0	45,30	221,5	224,3	203,0	83,4	0,20	79,9	1005,3	1510,0	18,9
						0,33				985,3	28,5	45,70	216,8	221,5	164,1	44,4	0,20	42,6	1005,3	1483,1	34,8

Tabela P3.17 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju U-nosača 18 na 700 °C

obradak	oznaka materijala	zatezna čvrstoća		prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade			broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	momenti obrade				efektivni pritisak u hidrocilindru	otpori obrade			odnos $R/T$								
		temperatura 20°C	temperatura piljenja				temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja				moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta		glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja									
		$R_m$	$R_m$				$D$	$\delta$	$z$				$\varrho$	$v$	$u$	$n$		$P_m$	$\alpha$	$M_m$		$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>				mm	mm	kom				°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>		kW	°	Nm		Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
U-18	S235JR	400	68	1900	10	0,81	700	98,1	50	990,6	20,5	40,53	141,2	120,0	279,2	159,5	0,24	152,8	1206,4	1717,9	11,2								
						1,59				988,5	22,8	41,09	163,1	141,2	305,0	185,4	0,24	177,6	1206,4	1755,6	9,9								
						1,16				986,6	26,0	41,56	193,2	163,1	289,1	269,4	0,20	258,1	1005,3	1572,3	6,1								
						1,01				984,5	28,7	42,14	218,8	193,2	385,2	265,5	0,20	254,3	1005,3	1585,9	6,2								
						0,88				984,3	29,8	42,72	229,1	218,8	295,8	176,1	0,20	168,7	1005,3	1524,1	9,0								
						0,44				983,7	30,5	40,26	235,7	229,1	278,7	159,0	0,20	152,3	1005,3	1446,3	9,5								
						0,44				984,2	30,0	40,26	231,0	235,7	200,1	80,4	0,20	77,1	1053,0	1445,2	18,7								
						0,44				983,3	30,7	40,26	237,7	231,0	280,9	161,3	0,20	154,5	1005,3	1448,2	9,4								
						0,44				984,2	30,0	40,26	231,0	237,0	187,1	67,5	0,15	64,6	754,0	1042,8	16,1								
						0,44				984,5	298	40,26	229,0	231,0	216,2	96,5	0,13	92,5	653,5	934,7	10,1								
						0,44				984,5	29,8	40,26	229,0	229,0	229,2	109,5	0,10	104,9	502,7	747,6	7,1								
						0,44				984,7	29,5	40,26	226,2	229,0	208,0	88,3	0,10	84,6	502,7	730,4	8,6								
						0,44				984,2	28,9	40,26	220,7	226,2	185,2	65,6	0,10	62,8	502,7	711,9	11,3								
						0,44				984,7	29,5	40,44	226,2	220,7	261,9	142,2	0,08	136,2	402,1	644,4	4,7								
						0,68				984,7	29,5	41,22	226,2	226,2	226,2	106,5	0,10	102,0	502,7	757,7	7,4								
						0,80				984,9	29,3	42,28	224,3	226,2	211,9	92,2	0,12	88,4	603,2	895,7	10,1								
						0,68				985,1	29,0	43,32	221,5	224,3	203,0	83,4	0,15	79,9	754,0	1111,7	13,9								
						0,57				984,7	29,5	44,34	226,2	221,5	256,7	137,0	0,20	131,3	1005,3	1533,9	11,7								
						0,46				984,9	29,3	45,30	224,3	226,2	211,9	92,2	0,20	88,4	1005,3	1518,5	17,2								
						0,33				985,0	28,8	45,70	219,6	224,3	167,6	47,9	0,20	45,9	1005,3	1486,4	32,4								

Tabela P3.18 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju U-nosača 18 na 650 °C

U-18	S235JR	400	113	1900	10	0,81	650	98,1	50	989,2	21,9	40,53	154,5	120,0	378,9	259,2	0,20	248,3	1005,3	1534,9	6,2
						1,59				988,0	24,5	41,09	179,0	154,5	338,2	218,5	0,22	209,3	1105,8	1649,7	7,9
						1,16				985,8	26,8	41,56	200,9	179,0	342,8	223,2	0,21	213,8	1055,6	1600,3	7,5
						1,01				984,5	28,7	42,14	218,8	200,9	335,1	215,5	0,20	206,4	1005,3	1542,5	7,5
						0,88				984,2	30,0	42,72	231,0	218,8	309,9	190,2	0,18	182,2	904,8	1399,8	7,7
						0,44				984,4	30,4	40,26	234,6	231,0	258,1	138,4	0,16	132,6	804,2	1166,1	8,8
						0,44				984,0	30,1	40,26	231,9	234,6	214,6	94,9	0,13	90,9	653,5	933,3	10,3
						0,44				984,5	30,3	40,26	233,7	231,9	245,1	125,5	0,08	120,2	402,1	628,7	5,2
						0,44				984,0	30,1	40,26	231,9	233,7	220,4	100,7	0,07	96,5	351,9	542,9	5,6
						0,44				984,4	29,9	40,26	230,0	231,9	217,5	97,8	0,06	93,7	301,6	474,6	5,1
						0,44				984,5	29,8	40,26	229,0	230,0	222,7	103,0	0,07	98,7	351,9	544,7	5,5
						0,44				984,5	29,8	40,26	229,0	229,0	229,2	109,5	0,08	104,9	402,1	615,8	5,9
						0,44				984,5	29,8	40,26	229,0	229,0	229,2	109,5	0,10	104,9	502,7	747,6	7,1
						0,44				984,6	29,7	40,44	228,1	229,0	222,1	102,4	0,16	98,1	804,2	1140,3	11,6
						0,68				984,2	30,0	41,22	231,0	228,1	249,5	129,8	0,20	124,3	1005,3	1445,4	11,6
						0,80				983,5	30,6	42,28	236,7	231,0	273,6	154,0	0,24	147,5	1206,4	1764,7	12,0
						0,68				983,9	30,3	43,32	233,8	236,7	215,0	95,3	0,20	91,3	1005,3	1467,9	16,1
						0,57				984,6	29,7	44,34	228,1	233,8	190,9	71,2	0,18	68,2	904,8	1331,7	19,5
						0,46				984,8	29,5	45,30	226,2	228,1	213,7	94,0	0,17	90,0	854,5	1305,8	17,2
						0,33				985,1	29,0	45,70	221,5	226,2	168,7	49,0	0,16	46,9	804,2	1199,5	25,6

Tabela P3.19 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju U-nosača 18 na 800 °C

obradak	oznaka materijala	zatezna čvrstoća		prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade			broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	momenti obrade				efektivni pritisak u hidrocilindru	otpori obrade			odnos <i>R/T</i>								
		temperatura 20°C	temperatura piljenja				temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja				moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta		glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja									
		$R_m$	$R_m$				$D$	$\delta$	$z$				$\varrho$	$v$	$u$	$n$		$P_m$	$\alpha$	$M_m$		$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>				mm	mm	kom				°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>		kW	°	Nm		Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
U-nosač 18	S235JR	400	51	1900	10	1,21	800	98,1	75	988,8	23,4	40,81	168,6	120,0	484,4	364,7	0,50	349,3	2516,3	3626,2	10,4								
						1,16				984,9	28,4	41,55	215,9	168,6	523,4	403,7	0,46	386,7	2312,2	3432,3	8,9								
						0,94				983,8	31,2	42,44	242,2	215,9	412,9	293,2	0,34	280,8	1709,0	2572,5	9,2								
						0,44				982,2	34,1	40,26	269,4	242,9	441,8	322,1	0,26	308,5	1306,9	1973,8	6,4								
						0,44				982,1	34,3	40,26	271,3	269,4	283,7	164,0	0,20	157,1	1005,3	1450,4	9,2								
						0,44				982,6	33,8	40,26	266,5	271,3	235,7	116,0	0,16	111,1	804,2	1147,9	10,3								
						0,44				981,2	35,1	40,26	278,9	266,5	359,8	240,1	0,14	230,0	703,7	1116,9	4,9								
						0,44				981,6	34,8	40,26	276,1	278,9	257,6	138,0	0,12	132,2	603,2	902,4	6,8								
						0,51				982,6	34,2	40,32	270,4	276,1	233,0	113,4	0,10	108,6	502,7	751,5	6,9								
						0,80				980,5	36,4	41,23	291,1	270,4	425,9	306,3	0,10	293,4	502,7	925,5	3,2								
						0,62				981,1	35,9	42,81	286,4	291,1	255,6	135,9	0,12	130,2	603,2	942,8	7,2								
						0,47				980,5	36,4	44,34	291,1	286,4	322,0	202,3	0,16	193,8	804,2	1313,8	6,8								
						0,06				981,1	35,9	45,66	286,4	291,1	255,6	135,9	0,10	130,2	502,7	852,5	6,5								

Tabela P3.20 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju U-nosača 18 na 700 °C

U-nosač 18	S235JR	400	68	1900	10	1,21	700	98,1	75	988,8	23,6	40,81	170,5	120,0	498,6	378,9	0,45	363,0	2261,9	3301,9	9,1
						1,16				984,7	28,5	41,55	216,9	170,5	518,3	398,7	0,45	381,9	2261,9	3360,9	8,8
						0,94				983,3	31,7	42,44	246,9	216,9	442,0	322,3	0,30	308,8	1508,0	2325,8	7,5
						0,44				982,1	34,3	40,26	271,3	246,9	429,8	310,2	0,28	297,1	1407,4	2095,9	7,1
						0,44				982,1	34,3	40,26	271,3	271,3	271,3	151,7	0,22	145,3	1105,8	1572,1	10,8
						0,44				982,4	33,9	40,26	267,5	271,3	243,0	123,3	0,16	118,1	804,2	1153,8	9,8
						0,44				981,6	35,2	40,26	279,8	267,5	359,4	239,7	0,10	229,6	502,7	853,2	3,7
						0,44				981,4	35,0	40,26	278,0	279,8	266,1	146,4	0,10	140,2	502,7	777,5	5,5
						0,51				981,6	34,8	40,32	276,1	278,0	263,5	143,8	0,10	137,8	502,7	776,3	5,6
						0,80				980,7	36,3	41,23	290,2	276,1	381,5	261,9	0,18	250,8	904,8	1422,9	5,7
						0,62				980,9	36,0	42,81	287,3	290,2	268,8	149,1	0,22	142,8	1105,8	1639,6	11,5
						0,47				980,5	36,4	44,34	291,1	287,3	316,2	196,5	0,20	188,2	1005,3	1589,5	8,4
						0,06				980,3	35,9	45,66	286,6	291,1	257,3	137,7	0,10	131,9	502,7	854,2	6,5

Tabela P3.21 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju U-nosača 18 na 650 °C

U-nosač 18	S235JR	400	113	1900	10	1,21	650	98,1	75	988,2	24,7	40,81	180,8	120,0	576,0	456,3	0,50	437,1	2513,3	3698,0	8,5
						1,16				984,4	29,9	41,55	230,0	180,8	549,4	429,7	0,48	411,6	2412,7	3588,7	8,7
						0,94				983,0	33,0	42,44	259,0	230,0	447,7	328,0	0,40	314,2	2010,6	3011,8	9,6
						0,44				981,8	34,5	40,26	273,2	259,0	365,7	246,0	0,30	235,7	1508,0	2175,7	9,2
						0,44				981,7	34,6	40,26	274,2	273,2	280,6	160,9	0,24	154,2	1206,4	1711,5	11,1
						0,44				982,0	34,4	40,26	272,3	274,2	259,6	140,0	0,20	134,1	1005,3	1430,9	10,7
						0,44				981,6	35,2	40,26	279,8	272,3	328,2	208,5	0,15	199,7	754,0	1157,2	5,8
						0,44				980,5	35,6	40,26	283,8	279,8	309,5	189,9	0,12	181,9	603,2	944,5	5,2
						0,51				980,1	37,4	40,32	300,5	283,8	408,9	289,2	0,13	277,0	653,5	1092,2	3,9
						0,80				980,3	37,2	41,23	298,6	300,5	286,2	166,5	0,20	159,5	1005,3	1476,5	9,3
						0,62				980,3	37,2	42,81	298,6	298,6	298,5	178,8	0,25	171,3	1256,6	1871,6	10,9
						0,47				980,3	37,2	44,34	298,6	298,6	298,5	178,8	0,23	171,3	1156,1	1783,9	10,4
						0,06				980,9	36,0	45,66	287,3	298,6	214,2	94,5	0,11	90,6	552,9	883,8	9,8



Tabela P3.22 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju U-nosača 18 na 800 °C

obradak	oznaka materijala	zatezna čvrstoća		prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade			broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	momenti obrade				efektivni pritisak u hidrocilindru	otpori obrade			odnos $R/T$								
		temperatura 20°C	temperatura piljenja				temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja				moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta		glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja									
		$R_m$	$R_m$				$D$	$\delta$	$z$				$\varrho$	$v$	$u$	$n$		$P_m$	$\alpha$	$M_m$		$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>				mm	mm	kom				°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>		kW	°	Nm		Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
U-nosač 18	S235JR	400	51	1900	10	1,60	800	98,1	100	990,6	20,5	41,10	141,2	120,0	279,2	159,5	0,56	152,8	2814,9	3868,7	25,3								
						1,01				985,4	27,3	42,14	205,6	141,2	623,9	504,2	0,50	483,0	2513,3	3826,5	7,9								
						0,44				983,3	32,5	40,25	254,3	205,6	570,9	451,3	0,38	432,3	1910,1	2868,6	6,6								
						0,44				981,2	35,1	40,25	278,9	254,3	439,0	319,4	0,36	305,9	1809,6	2629,9	8,6								
						0,44				981,7	35,7	40,25	284,3	278,9	319,7	200,0	0,24	191,6	1206,4	1742,8	9,1								
						0,44				981,9	35,3	40,25	280,6	284,3	256,5	136,8	0,20	131,1	1005,3	1428,1	10,9								
						0,68				980,3	36,5	40,44	292,1	280,6	367,0	247,4	0,10	236,9	502,7	862,4	3,6								
						0,68				979,9	37,9	42,30	305,2	292,1	390,0	270,3	0,10	258,9	502,7	915,2	3,5								
						0,46				979,7	38,7	44,34	312,6	305,2	360,5	240,9	0,04	230,7	201,1	506,6	2,2								
						0,30				980,3	38,2	45,00	307,8	312,6	268,2	148,5	0,03	142,3	150,8	355,6	2,5								

Tabela P3.23 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju U-nosača 18 na 700 °C

U-nosač 18	S235JR	400	68	1900	10	1,60	700	98,1	100	990,0	21,0	41,10	146,0	120,0	314,9	195,2	0,38	187,0	1910,1	2697,9	14,4
						1,01				985,1	27,8	42,14	210,3	146,0	628,0	508,4	0,30	487,0	1508,0	2474,4	5,1
						0,44				983,3	32,5	40,25	254,3	210,3	540,4	420,7	0,30	403,0	1508,0	2317,0	5,7
						0,44				981,5	35,0	40,25	277,9	254,3	431,5	311,8	0,28	298,7	1407,4	2096,9	7,0
						0,44				981,1	35,8	40,25	285,4	277,9	334,4	214,7	0,18	205,7	904,8	1359,6	6,6
						0,44				981,0	35,9	40,25	286,4	285,4	292,8	173,1	0,10	165,9	502,7	799,1	4,8
						0,68				980,1	36,6	40,44	293,1	286,4	336,7	217,1	0,06	207,9	301,6	573,5	2,8
						0,68				979,5	38,4	42,30	309,9	293,1	418,9	299,2	0,08	286,6	402,1	804,4	2,8
						0,46				979,0	39,2	44,34	317,4	309,9	366,2	246,5	0,04	236,1	201,1	511,9	2,2
						0,30				979,3	39,0	45,00	315,5	317,4	299,6	179,9	0,01	172,3	50,3	243,4	1,4

Tabela P3.24 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju U-nosača 18 na 650 °C

U-nosač 18	S235JR	400	113	1900	10	1,60	650	98,1	100	989,7	21,3	41,10	148,9	120,0	336,3	216,6	0,40	207,5	2010,6	2849,1	13,7
						1,01				985,0	28,0	42,14	212,2	148,9	623,3	503,6	0,36	482,4	1809,6	2876,9	6,0
						0,44				982,6	33,8	40,25	266,5	212,2	619,6	499,9	0,35	478,8	1759,3	2710,4	5,7
						0,44				981,5	35,5	40,25	282,6	266,5	386,8	267,2	0,36	255,9	1809,6	2587,6	10,1
						0,44				981,0	35,9	40,25	286,4	282,6	311,0	191,3	0,34	183,3	1709,0	2394,3	13,1
						0,44				980,0	37,5	40,25	301,4	286,4	399,1	279,5	0,25	267,7	1256,6	1873,0	7,0
						0,68				980,4	37,1	40,44	297,6	301,4	273,2	153,5	0,17	147,0	854,5	1248,0	8,5
						0,68				979,3	39,0	42,30	315,5	297,6	431,6	311,9	0,16	298,7	804,2	1359,1	4,6
						0,46				977,8	41,6	44,34	339,9	315,5	498,1	378,4	0,12	362,5	603,2	1197,6	3,3
						0,30				978,3	40,6	45,00	330,5	339,9	253,1	133,5	0,08	127,8	402,1	696,5	5,4

Tabela P3.25 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju šine UIC 60 na 850 °C

obradak	oznaka materijala	zatezna čvrstoća		prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade			broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	momenti obrade				efektivni pritisak u hidrocilindru	otpori obrade			odnos $R/T$								
		temperatura 20°C	temperatura piljenja				temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja				moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta		glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja									
		$R_m$	$R_m$				$d_p$	$\delta$	$z$				$\varrho$	$v$	$u$	$n$		$P_m$	$\alpha$	$M_m$		$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>				mm	mm	kom				°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>		kW	°	Nm		Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
Šina UIC 60	R1100	1000	64	1900	10	1,42	850	98,1	25	992,8	20,8	40,63	143,7	120,0	215,3	95,6	0,30	91,6	1508,0	2065,6	22,6								
						1,98				989,5	27,8	41,15	209,4	143,7	407,4	287,8	0,40	275,6	2010,6	2911,0	10,6								
						2,12				987,2	33,8	41,91	265,3	209,4	433,9	314,2	0,40	301,0	2010,6	2971,9	9,9								
						2,26				985,0	39,0	42,63	313,6	265,3	459,4	339,8	0,42	325,5	2111,1	3169,0	9,7								
						2,75				982,8	44,2	43,03	361,8	313,6	507,2	387,6	0,48	371,2	2412,7	3647,1	9,8								
						3,22				980,5	48,9	43,24	405,3	361,8	536,7	417,0	0,64	399,4	3217,0	4791,6	12,0								
						3,26				977,2	53,3	41,35	446,5	405,3	570,8	451,1	0,80	432,2	4021,2	5737,1	13,3								
						2,30				976,1	57,2	39,41	482,1	446,5	589,5	469,8	0,90	450,1	4523,9	6225,1	13,8								
						2,31				975,0	58,0	38,82	489,8	482,1	513,2	393,5	0,84	376,9	4222,3	5722,6	15,2								
						2,95				976,0	57,5	39,16	484,9	489,8	469,9	350,3	0,84	335,5	4222,0	5718,3	17,0								
						2,25				976,5	55,9	39,54	470,2	484,9	426,1	306,4	0,70	293,5	3519,0	4805,4	16,4								
						1,57				974,7	58,2	39,97	491,8	470,2	556,9	437,2	1,00	418,8	5026,5	6909,8	16,5								
						1,25				973,9	60,1	40,65	509,2	491,8	561,7	442,1	0,86	423,4	4322,8	6061,2	14,3								
						1,07				974,0	59,8	41,40	506,5	509,2	498,3	378,6	0,80	362,6	4021,2	5680,5	15,7								
						0,90				974,3	59,0	42,16	499,2	506,5	477,0	357,3	0,78	342,3	3920,7	5599,1	16,4								
						0,73				976,1	57,2	42,93	482,1	499,2	430,6	310,9	0,60	297,8	3015,9	4396,1	14,8								
						0,64				978,3	52,5	43,72	438,8	482,1	308,3	188,6	0,60	180,6	3015,9	4345,7	24,1								
						0,64				980,2	49,4	44,46	410,0	438,8	323,1	203,5	0,60	194,9	3015,9	4416,8	22,7								
						0,60				982,4	44,4	45,32	363,8	410,0	224,4	104,7	0,56	100,3	2814,9	4104,7	40,9								
						0,49				984,7	41,6	45,49	337,5	363,8	197,1	77,4	0,54	74,1	2714,3	3947,2	53,3								

Tabela P3.26 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju šine UIC 60 na 800 °C

Šina UIC 60	R1100	1000	82	1900	10	1,42	800	98,1	25	993,0	19,7	40,63	133,4	120,0	173,9	54,3	0,32	52,0	1608,5	2164,0	41,6
						1,98				990,5	26,0	41,15	192,5	133,4	370,7	251,0	0,50	240,4	2513,3	3547,8	14,8
						2,12				988,5	31,4	41,91	242,9	192,5	394,8	275,1	0,58	263,5	2915,4	4154,0	15,8
						2,26				987,0	37,9	42,63	303,0	242,9	484,1	364,4	0,72	349,1	3619,1	5240,3	15,0
						2,75				982,8	44,2	43,03	361,8	303,0	539,2	419,5	0,74	401,9	3719,6	5463,6	13,6
						3,22				980,0	49,6	43,24	411,9	361,8	562,9	443,3	0,73	424,6	3669,4	5436,3	12,8
						3,26				976,5	54,8	41,35	460,4	411,9	606,5	486,8	0,76	466,3	3820,2	5499,3	11,8
						2,30				974,0	59,8	39,41	506,5	460,4	645,4	525,8	1,00	503,6	5026,5	6919,6	13,7
						2,31				973,0	62,6	38,82	532,0	506,5	609,0	489,4	0,90	458,8	4523,9	6175,6	13,5
						2,95				973,7	61,6	39,16	522,7	532,0	494,8	375,1	0,76	359,3	3820,2	5219,5	14,5
						2,25				973,9	61,1	39,54	518,2	522,7	504,4	384,8	0,88	368,6	4423,4	6040,2	16,4
						1,57				973,0	62,6	39,97	532,0	518,2	573,7	454,1	1,08	435,0	5428,7	7448,2	17,1
						1,25				969,4	66,8	40,65	571,5	532,0	690,6	570,9	0,90	546,9	4523,9	6432,3	11,8
						1,07				969,3	66,9	41,40	572,4	571,5	575,3	455,6	0,80	436,4	4021,2	5745,5	13,2
						0,90				970,5	65,8	42,16	562,0	572,4	530,4	410,8	0,68	393,5	3418,0	4967,3	12,6
						0,73				970,0	64,2	42,93	548,0	562,0	505,7	386,0	0,74	369,8	3719,6	5424,1	14,7
						0,64				974,0	59,8	43,72	506,5	548,0	381,3	261,6	0,50	250,6	2513,3	3717,2	14,8
						0,64				976,8	55,4	44,46	465,6	506,5	342,3	222,6	0,50	213,3	2513,3	3730,6	17,5
						0,60				979,3	51,5	45,32	429,3	465,6	320,0	200,3	0,46	191,9	2312,2	3482,4	18,1
						0,49				980,7	46,8	45,49	386,2	429,3	156,5	36,9	0,44	35,3	2211,7	3190,8	90,4

Tabela P3.27 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju šine UIC 60 na 700 °C

obradak	oznaka materijala	zatezna čvrstoća		prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade			broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	momenti obrade				efektivni pritisak u hidrocilindru	otpori obrade			odnos R/T								
		temperatura 20°C	temperatura piljenja				temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja				moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta		glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja									
		$R_m$	$R_m$																			$d_p$	$\delta$	$z$	$\varrho$	$v$	$u$	$n$	$P_m$
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>				mm	mm	kom				°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>		kW	°	Nm		Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
Šina UIC 60	R1100	1000	126	1900	10	700	98,1	25	992,8	20,8	40,63	143,7	120,0	215,3	95,6	0,40	91,6	2010,6	2727,8	29,8									
									1,42	989,5	27,5	41,15	206,6	143,7	396,3	276,6	0,60	265,0	3015,9	4236,8	16,0								
									1,98	988,0	36,4	41,91	288,9	206,6	537,2	417,6	0,64	400,0	3217,0	4681,8	11,7								
									2,12	983,4	43,7	42,63	357,1	288,9	562,6	442,9	0,68	424,3	3418,0	5036,2	11,9								
									2,26	980,2	49,4	43,03	410,0	357,1	569,5	449,8	0,69	430,9	3468,3	5146,9	11,9								
									2,75	976,5	55,9	43,24	470,2	410,0	651,9	532,3	0,84	509,8	4222,3	6275,4	12,3								
									3,22	973,2	62,4	41,35	530,1	470,2	710,9	591,2	1,00	566,3	5026,5	7194,2	12,7								
									3,26	968,8	67,3	39,41	576,3	530,1	715,6	595,9	1,00	570,8	5026,5	6974,8	12,2								
									2,30	968,7	68,1	38,82	583,5	576,3	605,1	485,4	0,70	464,9	3518,6	4890,2	10,5								
									2,31	968,5	67,6	39,16	579,1	583,5	566,0	446,3	0,64	427,5	3217,0	4497,1	10,5								
									2,95	968,8	67,3	39,54	576,3	579,1	567,8	448,2	1,00	429,3	5026,5	6872,3	16,0								
									2,25	967,2	73,3	39,97	630,4	576,3	793,7	674,0	1,12	645,6	5629,7	7887,0	12,2								
									1,57	964,9	77,5	40,65	668,9	630,4	785,2	665,5	0,80	637,5	4021,2	5847,5	9,2								
									1,25	965,3	75,4	41,40	650,2	668,9	593,8	474,1	0,60	454,2	3015,9	4421,0	9,7								
									1,07	968,0	72,8	42,16	625,5	650,2	551,0	431,3	0,56	413,2	2814,9	4171,5	10,1								
									0,90	968,0	68,9	42,93	591,0	625,5	486,9	367,2	0,54	351,8	2714,3	4034,4	11,5								
									0,73	969,7	64,5	43,72	550,8	591,0	429,7	310,0	0,45	296,9	2261,9	3413,6	11,5								
									0,64	974,7	59,0	44,46	499,0	550,8	342,6	222,9	0,34	213,5	1709,0	2603,9	12,2								
									0,60	977,2	53,3	45,32	446,5	499,0	288,3	168,6	0,33	161,5	1658,8	2522,4	15,6								
									0,49	985,0	37,0	45,49	295,3	446,5	267,0	147,3	0,31	141,1	1558,2	2366,3	16,8								

Tabela P3.28 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju šine UIC 60 na 650 °C

obradak	oznaka materijala	zatezna čvrstoća		prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade			broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	momenti obrade				efektivni pritisak u hidrocilindru	otpori obrade			odnos R/T								
		temperatura 20°C	temperatura piljenja				temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja				moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta		glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja									
		$R_m$	$R_m$																			$d_p$	$\delta$	$z$	$\varrho$	$v$	$u$	$n$	$P_m$
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>				mm	mm	kom				°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>		kW	°	Nm		Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
Šina UIC 60	R1100	1000	208	1900	10	650	98,1	25	990,8	23,4	40,63	168,3	120,0	313,8	194,2	0,66	186,0	3317,5	4530,9	24,4									
									1,42	989,0	30,4	41,15	233,5	168,3	430,2	310,5	0,86	297,5	4322,8	6000,8	20,2								
									1,98	984,0	39,0	41,91	314,0	233,5	556,6	436,9	0,96	418,5	4825,5	6859,8	16,4								
									2,12	981,0	46,8	42,63	386,1	314,0	603,6	483,9	0,98	463,6	4926,0	7122,0	15,4								
									2,26	976,9	54,6	43,03	458,4	386,1	676,3	566,6	0,99	533,2	4976,3	7305,3	13,7								
									2,75	973,7	61,6	43,24	522,7	458,4	716,7	597,0	1,04	571,9	5227,6	7713,7	13,5								
									3,22	967,2	70,7	41,35	607,4	522,7	863,0	743,3	1,14	712,0	5730,3	8260,0	11,6								
									3,26	963,8	76,7	39,41	662,7	607,4	829,3	709,7	0,95	679,8	4775,2	6739,1	9,9								
									2,30	962,7	78,0	38,82	674,9	662,7	711,6	591,9	0,86	567,0	4322,8	6004,5	10,6								
									2,31	963,6	76,9	39,16	664,6	674,9	633,4	513,7	0,74	492,1	3719,6	5197,9	10,6								
									2,95	965,6	75,1	39,54	647,4	664,6	595,4	475,7	0,80	455,7	4021,2	5590,5	12,3								
									2,25	962,3	79,3	39,97	686,6	647,4	804,7	685,0	1,10	656,2	5529,2	7764,7	11,8								
									1,57	961,6	81,9	40,65	709,9	686,6	780,0	660,4	0,84	632,6	4222,3	6108,3	9,7								
									1,25	961,9	80,1	41,40	693,9	709,9	645,6	525,9	0,70	503,8	3518,6	5134,9	10,2								
									1,07	964,5	75,9	42,16	655,1	693,9	538,3	418,6	0,64	401,0	3217,0	4702,9	11,7								
									0,90	968,0	72,0	42,93	618,4	655,1	507,9	388,2	0,63	371,9	3166,7	4670,9	12,6								
									0,73	968,7	68,1	43,72	583,5	618,4	478,1	258,4	0,45	343,3	2261,9	3458,0	10,1								
									0,64	973,7	61,9	44,46	525,4	583,5	350,2	230,5	0,36	220,8	1809,6	2752,1	12,5								
									0,60	976,9	54,1	45,32	453,9	525,4	238,1	118,5	0,36	113,5	1809,6	2688,3	23,7								
									0,49	980,0	49,0	45,49	406,5	453,9	153,4	33,7	0,36	32,3	1809,6	2614,2	80,9								

Tabela P3.29 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju šine UIC 60 na 850 °C

obradak	oznaka materijala	zatezna čvrstoća		prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade			broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	momenti obrade				efektivni pritisak u hidrocilindru	otpori obrade			odnos $R/T$								
		temperatura 20°C	temperatura piljenja				temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja				moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta		glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja									
		$R_m$	$R_m$				$d_p$	$\delta$	$z$				$\varrho$	$v$	$u$	$n$		$P_m$	$\alpha$	$M_m$		$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>				mm	mm	kom				°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>		kW	°	Nm		Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
Šina UIC 60	R1100	1000	64	1900	10	1,90	850	98,1	40	990,0	26,0	40,88	192,6	120,0	411,5	291,8	0,86	279,5	4322,8	5959,3	21,3								
						2,15				987,3	36,4	42,08	289,1	192,6	580,3	460,6	0,94	441,2	4725,0	6764,5	15,3								
						2,63				980,6	48,8	42,94	386,3	289,1	679,3	559,7	0,88	536,1	4423,4	6541,2	12,2								
						3,50				976,1	58,5	38,82	493,8	386,3	817,8	698,2	0,96	668,8	4825,5	6731,6	10,1								
						2,25				967,2	69,7	40,66	598,6	493,8	914,6	794,9	1,08	761,4	5428,7	7810,3	10,3								
						1,98				966,0	73,6	39,62	633,9	598,6	740,2	620,5	0,86	594,4	4322,8	6104,0	10,3								
						2,63				966,8	72,8	40,40	626,3	633,9	603,3	483,6	1,01	463,3	5076,8	7060,8	15,2								
						2,10				963,8	77,5	40,45	669,7	626,3	800,6	680,9	1,00	652,3	5026,5	7161,5	11,0								
						1,28				964,0	76,7	41,70	662,5	669,7	640,9	521,2	0,80	499,3	4021,2	5830,6	11,7								
						0,74				967,2	74,1	42,90	637,5	662,5	562,0	442,4	0,76	423,7	3820,2	5608,7	13,2								
						0,61				971,6	67,6	44,22	577,3	637,5	395,7	276,0	0,60	264,4	3015,9	4465,5	16,9								
						0,39				976,1	60,6	45,42	512,5	577,3	317,2	197,5	0,50	189,2	2513,3	3772,7	19,9								
						0,25				978,1	57,2	45,30	481,1	512,5	222,6	103,0	0,35	98,6	1759,3	2600,8	26,4								

Tabela P3.30 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju šine UIC 60 na 800 °C

Šina UIC 60	R1100	1000	82	1900	10	1,90	800	98,1	40	989,5	24,7	40,88	180,6	120,0	363,3	243,7	0,44	233,4	2211,7	3127,2	13,4
						2,15				987,2	33,8	42,08	265,3	180,6	520,7	401,1	0,90	384,2	4523,9	6442,1	16,8
						2,63				982,3	44,7	42,94	366,6	265,3	671,9	552,2	0,92	529,0	4624,4	6809,2	12,9
						3,50				976,2	55,1	38,82	463,2	366,6	754,5	634,8	0,94	608,1	4725,0	6553,8	10,8
						2,25				968,7	68,1	40,66	583,5	463,2	946,1	826,5	1,00	791,7	5026,5	7306,1	9,2
						1,98				967,7	72,8	39,62	625,7	583,5	752,9	633,3	0,84	606,6	4222,3	5983,6	9,9
						2,63				967,7	72,8	40,40	625,7	625,7	625,7	506,0	0,94	484,7	4725,0	6617,1	13,7
						2,10				962,5	80,6	40,45	697,8	625,7	915,4	795,7	1,04	762,2	5227,6	7519,5	9,9
						1,28				962,5	80,6	41,70	697,8	697,8	697,9	578,3	0,84	553,9	4222,3	6148,6	11,1
						0,74				964,5	78,0	42,90	673,6	697,8	600,7	481,0	0,80	460,7	4021,2	5917,5	12,8
						0,61				967,0	72,5	44,22	623,5	673,6	472,4	352,7	0,70	337,9	3518,6	5238,5	15,5
						0,39				972,0	64,5	45,42	549,5	623,5	326,4	206,8	0,64	198,1	3217,0	4784,3	24,2
						0,25				974,0	60,0	45,30	508,3	549,5	168,5	48,9	0,50	46,8	2513,3	3620,4	77,4

Tabela P3.31 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju šine UIC 60 na 700 °C

Šina UIC 60	R1100	1000	126	1900	10	1,90	700	98,1	40	989,5	24,7	40,88	180,6	120,0	363,3	243,7	0,90	233,4	4523,9	6185,4	26,5
						2,15				983,7	39,5	42,08	318,6	180,6	734,9	615,2	0,92	589,3	4624,4	6762,7	11,5
						2,63				977,2	53,3	42,94	446,5	318,6	832,3	712,6	0,92	682,6	4624,4	6952,1	10,2
						3,50				968,9	67,8	38,82	580,7	446,5	985,3	865,6	1,10	829,2	5529,2	7763,9	9,4
						2,25				961,3	82,1	40,66	711,8	580,7	1107,3	987,6	1,30	946,1	6534,5	9426,6	10,0
						1,98				961,1	82,4	39,62	714,6	711,8	723,1	603,4	0,86	578,0	4322,8	6090,4	10,5
						2,63				962,1	80,8	40,40	699,9	714,6	655,1	535,8	1,10	513,2	5529,2	7697,3	14,9
						2,10				960,0	89,7	40,45	779,0	699,9	1017,4	897,7	1,20	859,9	6031,9	8659,7	10,1
						1,28				959,2	93,1	41,70	809,0	779,0	899,3	779,7	0,98	746,8	4926,0	7262,9	9,7
						0,74				959,8	90,2	42,90	783,5	809,0	706,4	586,7	0,94	562,0	4725,0	6972,4	12,4
						0,61				961,0	85,0	44,22	737,4	783,5	598,3	478,6	0,80	458,5	4021,2	6057,2	13,2
						0,39				963,8	77,5	45,42	669,7	737,4	465,6	345,9	0,70	331,3	3518,6	5349,1	16,1
						0,25				967,0	73,0	45,30	627,9	669,7	283,6	164,0	0,60	157,1	3015,9	4446,4	28,3

Tabela P3.32 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju šine UIC 60 na 650 °C

obradak	oznaka materijala	zatezna čvrstoća		prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade			broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	momenti obrade				efektivni pritisak u hidrocilindru	otpori obrade			odnos $R/T$								
		temperatura 20°C	temperatura piljenja				temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja				moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta		glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja									
		$R_m$	$R_m$				$d_p$	$\delta$	$z$				$\varrho$	$v$	$u$	$n$		$P_m$	$\alpha$	$M_m$		$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>				mm	mm	kom				°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>		kW	°	Nm		Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
Šina UIC 60	R1100	1000	208	1900	10	650	98,1	40	989,0	25,2	40,88	185,3	120,0	382,4	262,7	1,00	251,7	5026,5	6866,0	27,3									
									984,0	39,0	42,08	314,0	185,3	702,0	582,3	1,04	557,8	5227,6	7546,9	13,5									
									978,5	52,0	42,94	434,2	314,0	796,7	677,0	1,00	648,5	5026,5	7469,6	11,5									
									969,3	67,6	38,82	578,7	434,2	1014,3	894,6	1,18	857,0	5931,3	8302,4	9,7									
									961,2	82,7	40,66	717,2	578,7	1134,7	1015,0	1,40	972,3	7037,2	10111,8	10,4									
									960,0	89,7	39,62	779,0	717,2	965,2	845,6	1,04	809,9	5227,6	7457,0	9,2									
									960,3	89,5	40,40	777,0	779,0	770,9	651,3	1,00	623,8	5026,5	7131,4	11,4									
									958,3	96,2	40,45	836,4	777,0	1015,4	895,7	1,50	858,0	7539,8	10639,6	12,4									
									953,8	102,2	41,70	891,7	836,4	1058,5	938,9	1,04	899,3	5227,6	7802,8	8,7									
									958,3	98,8	42,90	858,6	891,7	758,8	639,1	0,90	612,2	4523,9	6744,5	11,0									
									960,5	91,2	44,22	791,5	858,6	589,2	469,5	0,90	449,8	4523,9	6750,1	15,0									
									963,6	83,8	45,42	725,0	791,5	524,3	404,6	0,84	387,6	4222,3	6408,8	16,5									
									965,0	79,0	45,30	682,0	725,0	328,0	208,3	0,74	199,5	3719,6	5489,7	27,5									

Tabela P3.33 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju šine UIC 60 na 900 °C

Šina UIC 60	R1100	1000	60	1900	10	900	98,1	75	990,8	23,2	40,79	166,4	120,0	467,8	348,2	1,14	333,5	5730,3	7856,4	23,6
									988,0	29,9	41,91	223,1	166,4	636,7	517,0	1,30	495,2	6534,5	9225,1	18,6
									983,5	41,6	42,87	337,9	229,1	1044,5	924,9	1,35	885,9	6785,8	10081,2	11,4
									976,9	55,2	43,25	463,8	337,9	1281,3	1161,6	1,40	1112,7	7037,2	10708,3	9,6
									968,5	67,6	40,50	579,1	463,8	1328,3	1208,6	1,24	1157,8	6232,9	9185,7	7,9
									965,3	75,4	38,82	650,2	579,1	1112,0	992,4	0,40	950,6	2010,6	3345,5	3,5
									965,3	75,4	39,35	650,2	650,2	650,2	530,5	1,10	508,2	5529,2	7567,0	14,9
									962,7	78,0	39,97	674,9	650,2	835,1	715,5	0,90	658,3	4523,9	6454,7	9,8
									961,6	81,9	41,02	709,9	674,9	937,0	817,4	0,70	782,9	3518,6	5344,6	6,8
									960,2	83,8	42,16	727,5	709,9	842,0	722,3	0,50	691,9	2513,3	4017,0	5,8
									961,0	82,5	43,30	715,6	727,5	638,0	518,4	0,50	496,5	2513,3	3921,3	7,9
									962,3	79,3	44,55	686,6	715,6	498,1	378,4	0,36	362,5	1809,6	2896,1	8,0
									965,3	75,4	45,49	650,2	686,6	413,8	294,1	0,10	281,7	502,7	1003,6	3,6

Tabela P3.34 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 800°C

115x115	R1100	1000	82	1900	10	800	98,1	25	991,0	25,4	37,81	186,8	120,0	273,3	153,6	1,04	147,1	5227,6	6731,0	45,76
									981,0	46,8	38,96	386,1	186,8	643,9	524,8	1,28	502,2	6434,0	8680,4	17,28
									964,6	71,7	40,09	618,0	386,1	917,8	798,2	1,30	764,6	6534,5	9185,1	12,01
									958,5	93,6	40,07	813,9	618,0	1067,2	947,5	1,84	907,6	9248,8	12849,3	14,16
									943,5	113,3	41,67	996,2	813,9	1232,0	1112,3	2,20	1065,5	11058,4	15752,3	14,78
									941,5	123,7	42,87	1085,6	996,2	1201,3	1081,6	1,74	1036,1	8746,2	12895,5	12,45
									938,2	128,9	44,02	1132,6	1085,6	1193,5	1073,8	1,10	1028,6	5529,2	8683,1	8,44
									942,0	119,6	45,13	1050,8	1132,6	945,1	825,4	0,50	790,7	2513,3	4356,7	5,51
									950,0	108,0	45,30	944,7	1050,8	532,5	412,8	0,12	395,5	603,2	1257,2	3,18

Tabela P3.35 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 750°C

obradak	oznaka materijala	zatezna čvrstoća		prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade			broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	momenti obrade				efektivni pritisak u hidrocilindru	otpori obrade			odnos $R/T$								
		temperatura 20°C	temperatura piljenja				temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja				moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta		glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja									
		$R_m$	$R_m$				$d_p$	$\delta$	$z$				$\varrho$	$v$	$u$	$n$		$P_m$	$\alpha$	$M_m$		$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>				mm	mm	kom				°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>		kW	°	Nm		Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
115x115	R1100	1000	86	1900	10	1,82	750	98,1	25	990,0	26,0	37,81	192,6	120,0	286,5	166,8	0,88	159,8	4423,4	5722,9	35,81								
						3,44				982,5	43,1	38,96	351,9	192,6	558,0	438,3	1,10	419,8	5529,2	7450,2	17,75								
						4,99				966,0	70,2	40,09	603,8	351,9	929,5	809,8	1,26	775,7	6333,4	8931,5	11,51								
						6,37				957,5	98,3	40,07	855,0	603,8	1180,0	1060,3	1,46	1015,5	7338,8	10444,2	10,28								
						5,58				943,3	115,9	41,67	1018,3	855,0	1229,6	1109,9	2,26	1063,2	11360,0	16154,0	15,19								
						3,91				938,5	128,7	42,87	1130,6	1018,3	1275,9	1156,2	1,62	1107,6	8143,0	12138,8	10,96								
						2,32				935,0	131,5	44,02	1158,1	1130,6	1193,6	1073,9	1,20	1028,7	6031,9	9382,2	9,12								
						0,80				940,8	125,8	45,13	1103,9	1158,1	1033,7	914,1	0,45	875,6	2261,9	4085,7	4,67								
						0,40				942,9	118,0	45,30	1036,4	1103,9	774,4	654,7	0,20	627,1	1005,3	2062,9	3,29								

Tabela P3.36 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 700°C

115x115	R1100	1000	126	1900	10	1,82	700	98,1	25	989,5	26,5	37,81	197,3	120,0	297,3	177,7	0,94	170,2	4725,0	6112,7	35,91
						3,44				979,7	49,9	38,96	414,7	197,3	695,4	576,3	1,00	552,0	5026,5	6910,6	12,52
						4,99				962,0	78,0	40,09	675,4	414,7	1012,5	892,8	1,30	855,2	6534,5	9261,3	10,83
						6,37				954,0	102,9	40,07	897,5	675,4	1184,7	1065,1	1,86	1020,2	9349,4	13075,5	12,82
						5,58				941,5	123,7	41,67	1085,6	897,5	1328,9	1209,3	2,30	1158,3	11561,1	16507,9	14,25
						3,91				932,2	134,1	42,87	1183,0	1085,6	1309,0	1189,3	1,76	1139,3	8846,7	13128,4	11,52
						2,32				930,0	139,3	44,02	1228,6	1183,0	1287,6	1167,9	1,20	1118,7	6031,9	9469,2	8,46
						0,80				931,2	135,2	45,13	1193,4	1228,6	1147,8	1028,1	0,46	984,8	2312,2	4266,7	4,33
						0,40				935,5	131,0	45,30	1153,3	1193,4	997,6	877,9	0,26	840,9	1306,9	2707,7	3,22

Tabela P3.37 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 850°C

115x115	S235JR	400	36	1900	10	1,82	850	98,1	25	988,5	27,0	37,81	202,2	120,0	308,4	188,8	0,18	180,8	904,8	1285,5	7,11
						3,44				977,5	44,5	38,96	366,5	202,2	579,1	459,4	0,35	440,0	1759,3	2618,3	5,95
						4,99				965,2	69,0	40,09	593,6	366,5	887,3	767,6	0,60	735,3	3015,9	4561,1	6,20
						6,37				958,5	88,0	40,07	765,4	593,6	987,7	868,0	0,70	831,5	3518,6	5297,4	6,37
						5,58				953,7	97,1	41,67	848,1	765,4	955,2	835,5	0,94	800,3	4725,0	7037,7	8,79
						3,91				951,5	99,4	42,87	869,9	848,1	898,1	778,4	0,84	745,6	4222,3	6453,2	8,66
						2,32				956,0	93,6	44,02	816,0	869,9	746,3	626,6	0,45	600,2	2261,9	3725,5	6,21
						0,80				967,2	68,9	45,13	591,5	816,0	301,0	181,4	0,10	173,8	502,7	887,1	5,10
						0,40				972,0	58,7	45,30	497,6	591,5	133,1	13,4	0,05	12,9	251,3	370,3	28,71

Tabela P3.38 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 800°C

115x115	S235JR	400	51	1900	10	1,82	800	98,1	25	987,5	27,5	37,81	207,0	120,0	319,6	199,9	0,30	191,5	1508,0	2057,3	10,74
						3,44				977,5	47,0	38,96	389,3	207,0	625,1	505,5	0,35	484,2	1759,3	2654,1	5,48
						4,99				964,6	69,8	40,09	601,1	389,3	875,0	755,3	0,50	723,5	2513,3	3894,2	5,38
						6,37				958,5	88,0	40,07	765,4	601,1	978,0	858,3	0,70	822,2	3518,6	5289,5	6,43
						5,58				952,7	99,3	41,67	867,9	765,4	1000,6	880,9	0,80	843,8	4021,2	6134,2	7,27
						3,91				950,5	101,5	42,87	888,8	867,9	915,9	796,2	0,66	762,7	3317,5	5234,5	6,86
						2,32				955,9	94,0	44,02	819,5	888,8	729,9	610,3	0,24	584,6	1206,4	2242,6	3,84
						0,80				967,0	69,0	45,13	592,5	819,5	298,9	179,2	0,16	171,7	804,2	1312,4	7,64
						0,40				972,5	58,6	45,30	496,5	592,5	123,6	3,9	0,06	3,8	301,6	432,6	113,85

Tabela P3.39 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 750°C

obradak	oznaka materijala	zatezna čvrstoća		prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade			broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	momenti obrade				efektivni pritisak u hidrocilindru	otpori obrade			odnos $R/T$								
		temperatura 20°C	temperatura piljenja				temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja				moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta		glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja									
		$R_m$	$R_m$				$d_p$	$\delta$	$z$				$\varrho$	$v$	$u$	$n$		$P_m$	$\alpha$	$M_m$		$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>				mm	mm	kom				°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>		kW	°	Nm		Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
115x115	S235JR	400	60	1900	10	1,82	750	98,1	25	983,4	27,6	37,81	208,8	120,0	323,7	204,0	0,35	195,4	1759,3	2378,4	12,17								
						3,44				972,3	43,2	38,96	356,5	208,8	547,6	427,9	0,58	409,9	2915,4	4080,8	9,96								
						4,99				958,9	64,0	40,09	552,5	356,5	806,0	686,4	0,66	657,5	3317,5	4889,9	7,44								
						6,37				943,4	79,6	40,07	703,0	552,5	897,7	778,0	0,82	745,3	4121,8	6013,1	8,07								
						5,58				932,3	93,1	41,67	832,3	703,0	999,5	879,9	0,90	842,8	4523,9	6806,3	8,08								
						3,91				927,8	98,3	42,87	882,4	823,3	958,9	839,2	0,95	803,9	4775,2	7261,7	9,03								
						2,32				928,8	97,3	44,02	872,6	882,4	860,0	740,4	0,69	709,2	3668,3	5786,6	8,16								
						0,80				934,3	91,3	45,13	814,6	872,6	739,6	619,9	0,47	593,8	2362,5	3945,2	6,64								
						0,40				939,5	86,1	45,30	764,0	814,6	567,7	448,0	0,45	429,2	2261,9	3649,4	8,50								

Tabela P3.40 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 700°C

115x115	S235JR	400	68	1900	10	1,82	700	98,1	25	986,6	31,7	37,81	246,1	120,0	409,2	289,5	0,70	277,3	3518,6	4668,8	16,84
						3,44				974,0	54,6	38,96	459,7	246,1	736,0	616,4	0,86	590,4	4322,8	6036,7	10,22
						4,99				962,0	83,2	40,09	720,9	459,7	1058,8	939,1	1,00	899,6	5026,5	7327,6	8,15
						6,37				948,5	104,0	40,07	912,1	720,9	1159,4	1039,7	1,06	996,0	5328,1	7800,3	7,83
						5,58				945,5	111,8	41,67	981,1	912,1	1070,4	950,7	1,04	910,7	5227,6	7808,8	8,57
						3,91				944,7	114,4	42,87	1004,2	981,1	1034,1	914,4	0,90	875,9	4523,9	6985,7	7,98
						2,32				946,9	109,2	44,02	958,0	1004,2	898,2	778,5	0,56	745,7	2814,9	4635,1	6,22
						0,80				957,0	89,2	45,13	777,1	958,0	543,1	423,4	0,30	405,6	1508,0	2544,9	6,27
						0,40				967,1	75,4	45,30	649,0	777,1	151,4	31,8	0,20	30,4	1005,3	1459,9	48,02

Tabela P3.41 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 850°C

115x115	S235JR	400	36	1900	10	1,82	850	98,1	50	989,0	23,8	37,81	172,3	120,0	330,0	210,4	0,24	210,5	1206,4	1690,3	8,03
						3,44				976,0	35,8	38,96	286,9	172,3	632,6	512,9	0,32	491,3	1608,5	2465,9	5,02
						4,99				962,0	54,5	40,09	464,6	286,9	1000,3	880,6	0,54	843,5	2714,3	4258,0	5,05
						6,37				949,0	72,3	40,07	633,5	464,6	1142,9	1023,3	0,80	980,2	4021,2	6079,2	6,20
						5,58				933,2	89,7	41,67	801,3	633,5	1307,5	1187,8	0,88	1137,8	4423,4	6934,3	6,09
						3,91				926,6	100,9	42,87	906,5	801,3	1223,6	1104,0	0,80	1057,5	4021,2	6468,4	6,12
						2,32				924,0	103,5	44,02	931,9	906,5	1008,5	888,8	0,57	851,4	2865,1	4807,1	5,65
						0,80				925,5	97,5	45,13	877,5	931,9	713,6	593,9	0,17	568,9	854,5	1782,7	3,13
						0,40				929,9	92,8	45,30	831,8	877,5	455,2	335,5	0,04	321,4	201,1	610,7	1,90

Tabela P3.42 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 800°C

115x115	S235JR	400	51	1900	10	1,82	800	98,1	50	988,0	24,5	37,81	179,0	120,0	357,0	237,3	0,40	227,3	2010,6	2721,3	11,97
						3,44				974,1	39,2	38,96	319,0	179,0	741,2	621,5	0,67	595,4	3367,8	4812,6	8,08
						4,99				956,4	60,3	40,09	520,4	319,0	1127,6	1007,9	0,80	965,4	4021,2	6068,9	6,29
						6,37				943,2	80,1	40,07	707,6	520,4	1272,3	1152,6	0,99	1104,1	4976,3	7431,5	6,73
						5,58				929,9	97,0	41,67	869,0	707,6	1355,6	1235,9	1,09	1183,9	5478,9	8388,4	7,09
						3,91				924,5	105,0	42,87	944,5	869,0	1172,4	1053,7	0,75	1008,4	3769,9	6079,9	6,03
						2,32				923,3	106,1	44,02	955,4	944,5	988,3	868,6	0,29	832,0	1457,0	2830,2	3,40
						0,80				927,7	98,8	45,13	886,9	955,4	680,4	560,7	0,17	537,1	854,5	1750,7	3,26
						0,40				931,0	93,6	45,30	837,9	886,9	434,2	314,5	0,13	301,3	653,5	1233,5	4,09

Tabela P3.43 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 750°C

obradak	oznaka materijala	zatezna čvrstoća		prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade			broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	momenti obrade				efektivni pritisak u hidrocilindru	otpori obrade			odnos R/T								
		temperatura 20°C	temperatura piljenja				temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja				moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta		glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja									
		R <sub>m</sub>	R <sub>m</sub>				D	δ	z				φ	v	u	n		P <sub>m</sub>	α	M <sub>m</sub>		M <sub>poč</sub>	M <sub>t</sub>	M <sub>ef</sub>	p <sub>ef</sub>	T	Q	R	-
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>				mm	mm	kom				°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>		kW	°	Nm		Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
115x115	S235JR	400	60	1900	10	1,82	750	98,1	50	987,0	25,5	37,81	188,5	120,0	395,1	275,5	0,32	263,9	1608,5	2240,7	8,49								
						3,44				973,2	40,0	38,96	326,7	188,5	743,4	623,8	0,51	597,5	2563,5	3779,9	6,33								
						4,99				955,6	61,0	40,09	527,2	326,7	1131,7	1012,0	0,73	969,4	3669,4	5612,4	5,79								
						6,37				942,0	81,5	40,07	721,1	527,2	1305,7	1186,0	1,04	1136,1	5227,6	7786,8	6,85								
						5,58				927,5	100,1	41,67	898,6	721,1	1433,7	1314,0	1,06	1258,7	5328,1	8253,1	6,56								
						3,91				916,7	111,8	42,87	1012,3	898,6	1355,0	1235,3	0,80	1183,3	4021,2	6585,1	5,57								
						2,32				912,0	116,4	44,02	1057,6	1012,3	1194,4	1074,7	0,48	1029,5	2412,7	4350,0	4,23								
						0,80				914,5	113,1	45,13	1026,0	1057,6	930,9	811,2	0,16	777,0	804,2	1920,4	2,47								
						0,40				921,1	109,5	45,30	987,4	1026,0	669,5	549,8	0,03	526,6	150,8	746,5	1,42								

Tabela P3.44 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 700°C

115x115	S235JR	400	68	1900	10	1,82	700	98,1	50	986,0	26,0	37,81	193,4	120,0	414,6	294,9	0,48	282,5	2412,7	3273,1	11,59
						3,44				971,0	41,6	38,96	342,2	193,4	791,1	671,4	0,51	643,1	2563,5	3816,8	5,93
						4,99				953,1	67,6	40,09	588,5	342,2	1331,2	1211,6	0,88	1160,5	4423,4	6758,9	5,82
						6,37				927,7	95,1	40,07	854,2	588,5	1655,5	1535,8	1,21	1471,1	6082,1	9185,2	6,24
						5,58				910,0	119,6	41,67	1087,8	854,2	1792,2	1672,5	1,28	1602,1	4725,0	7751,3	4,84
						3,91				903,5	128,7	42,87	1174,4	1087,8	1435,7	1316,0	0,99	1316,0	4976,3	8011,5	6,09
						2,32				901,2	130,8	44,02	1195,5	1174,4	1259,1	1139,4	0,72	1091,4	3619,1	6087,5	5,58
						0,80				905,6	124,8	45,13	1138,2	1195,5	965,3	845,6	0,24	810,0	1206,4	2523,7	3,12
						0,40				910,0	119,6	45,30	1087,8	1138,2	672,4	552,8	0,03	529,5	150,8	749,5	1,42

Tabela P3.45 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 850°C

115x115	S235JR	400	36	1900	10	1,40	850	98,1	75	993,0	20,2	37,51	138,1	120,0	255,6	188,8	0,18	180,8	904,8	1279,4	7,08
						2,64				989,5	27,3	38,34	204,7	138,1	637,6	518,0	1,40	496,1	7037,2	9364,4	18,88
						3,84				982,0	48,0	39,26	396,6	204,7	1643,0	1523,3	1,42	1459,2	7137,7	10411,1	7,13
						4,99				968,5	69,0	40,05	591,6	396,6	1858,0	1738,3	1,74	1665,1	8746,2	12825,4	7,70
						6,11				960,0	92,0	40,05	798,8	591,6	2144,8	2025,2	1,76	1939,9	8846,7	13187,7	6,80
						6,36				947,5	111,8	41,13	979,3	798,8	2152,1	2032,4	1,94	1946,8	9751,5	14646,5	7,52
						5,16				941,5	124,8	41,99	1094,8	979,3	1844,8	1725,1	1,68	1652,4	8444,6	12848,8	7,78
						3,92				934,2	132,6	42,84	1168,1	1094,8	1644,4	1524,8	1,40	1460,6	7037,2	10951,6	7,50
						2,72				930,7	136,3	43,80	1203,1	1168,1	1430,2	1310,5	0,96	1255,3	4825,5	7889,5	6,28
						1,56				930,1	137,5	44,59	1213,7	1203,1	1282,6	1162,9	0,68	1114,0	3418,0	5897,7	5,29
						0,43				931,2	135,0	45,40	1191,7	1213,7	1074,4	954,8	0,30	914,6	1508,0	3075,1	3,36



Tabela P3.46 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 800°C

obradak	oznaka materijala	zatezna čvrstoća		prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade			broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	momenti obrade				efektivni pritisak u hidrocilindru	otpori obrade			odnos R/T								
		temperatura 20°C	temperatura piljenja				temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja				moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta		glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja									
		$R_m$	$R_m$				$D$	$\delta$	$z$				$\varrho$	$v$	$u$	$n$		$P_m$	$\alpha$	$M_m$		$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>				mm	mm	kom				°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>		kW	°	Nm		Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
115x115	S235JR	400	51	1900	10	800	98,1	75	992,7	20,5	37,51	140,9	120,0	277,0	157,3	0,95	150,7	4775,2	6135,5	40,71									
									2,64	988,8	30,5	38,34	234,5	140,9	842,4	722,8	1,20	692,3	6031,9	8237,9	11,90								
									3,84	981,6	48,5	39,26	401,3	234,5	1484,6	1364,9	1,40	1307,4	7037,2	10157,2	7,77								
									4,99	966,0	70,2	40,05	603,8	401,3	1918,9	1799,2	1,60	1723,5	8042,5	11955,2	6,94								
									6,11	958,5	93,6	40,05	813,9	603,8	2178,3	2058,6	1,64	1972,0	8243,5	12426,7	6,30								
									6,36	943,0	113,7	41,13	1000,1	813,9	2209,6	2089,9	1,94	2001,9	9751,5	14694,6	7,34								
									5,16	939,5	127,4	41,99	1118,7	1000,1	1888,9	1769,2	1,64	1694,7	8243,5	12616,4	7,44								
									3,92	933,3	134,0	42,84	1180,8	1118,7	1584,8	1464,5	1,34	1402,8	6735,6	10486,7	7,48								
									2,72	930,1	137,8	43,80	1216,2	1180,8	1445,9	1326,2	0,94	1270,4	4725,0	7764,8	6,11								
									1,56	929,0	139,0	44,59	1227,5	1216,2	1300,6	1180,9	0,44	1131,2	2211,7	4220,8	3,73								
									0,43	931,0	135,5	45,40	1196,1	1227,5	1028,5	908,9	0,22	870,6	1105,8	2457,7	2,82								

Tabela P3.47 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 750°C

115x115	S235JR	400	60	1900	10	750	98,1	75	992,5	21,0	37,51	145,6	120,0	312,1	192,5	0,86	184,4	4322,8	5591,0	30,32	
									2,64	988,5	30,7	38,34	236,4	145,6	826,3	706,6	0,86	676,9	4825,5	6687,6	9,88
									3,84	981,2	48,9	39,26	405,1	236,4	1500,6	1380,9	1,20	1322,8	6031,9	8871,5	6,71
									4,99	969,2	66,3	40,05	567,2	405,1	1619,8	1500,1	1,36	1437,0	6836,1	10138,4	7,06
									6,11	961,5	91,0	40,05	789,0	567,2	2229,4	2109,8	1,66	2020,9	8344,1	12599,2	6,23
									6,36	944,5	112,0	41,13	984,2	789,0	2251,8	2132,1	1,76	2042,3	8846,7	13528,7	6,62
									5,16	939,0	127,0	41,99	1116,0	984,2	1971,8	1852,1	1,56	1774,1	7841,4	12146,8	6,85
									3,92	932,1	134,5	42,84	1186,4	1116,0	1644,0	1524,3	1,06	1460,2	5328,1	8620,4	5,90
									2,72	929,0	139,0	43,80	1227,5	1186,4	1494,2	1374,5	0,92	1316,6	4624,4	7669,7	5,83
									1,56	928,6	139,5	44,59	1232,1	1227,5	1261,9	1142,2	0,70	1094,1	3518,6	6019,4	5,50
									0,43	930,0	136,5	45,40	1205,6	1232,1	1064,3	944,7	0,18	904,9	904,8	2206,2	2,44

Tabela P3.48 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 700°C

115x115	S235JR	400	68	1900	10	700	98,1	75	992,0	21,5	37,51	150,4	120,0	347,7	228,0	1,14	218,4	5730,3	7391,5	33,84	
									2,64	987,2	33,8	38,34	265,3	150,4	1011,7	892,0	1,56	854,4	7841,4	10673,1	12,49
									3,84	977,0	52,0	39,26	434,9	265,3	1536,4	1416,7	1,76	1357,0	8846,7	12534,8	9,24
									4,99	963,7	76,7	40,05	662,7	434,9	2142,7	2023,0	1,94	1937,8	9751,5	14367,9	7,41
									6,11	955,0	101,4	40,05	883,8	662,7	2319,8	2200,2	1,94	2107,5	9751,5	14510,5	6,89
									6,36	942,7	122,2	41,13	1071,8	883,8	2282,7	2173,0	2,30	2081,5	11561,1	17166,6	8,25
									5,16	932,0	135,2	41,99	1192,3	1071,8	1975,3	1855,6	1,84	1777,5	9248,8	14043,4	7,90
									3,92	927,5	141,6	42,84	1250,8	1192,3	1630,4	1510,8	1,30	1447,2	6534,5	10253,6	7,09
									2,72	927,0	144,2	43,80	1272,6	1250,8	1414,6	1294,9	1,10	1240,4	5529,2	8850,2	7,13
									1,56	926,5	144,3	44,59	1274,1	1272,6	1284,2	1164,5	0,66	1115,5	3317,5	5758,1	5,16
									0,43	927,3	143,0	45,40	1262,5	1274,1	1200,4	1080,7	0,10	1035,2	502,7	1765,7	1,71

Tabela P3.49 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 850°C

obradak	oznaka materijala	zatezna čvrstoća		prečnik pilnog diska	debjina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade			broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	momenti obrade				efektivni pritisak u hidrocilindru	otpori obrade			odnos R/T								
		temperatura 20°C	temperatura piljenja				temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja				moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta		glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja									
		$R_m$	$R_m$																			$D$	$\delta$	$z$	$\varrho$	$v$	$u$	$n$	$P_m$
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>				mm	mm	kom				°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>		kW	°	Nm		Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
115x115	R1100	1000	64	1900	10	1,15	850	98,1	15	992,5	21,0	37,32	145,6	120,0	178,8	59,1	0,20	56,6	1005,3	1307,3	23,10								
						2,16				991,0	22,7	38,04	161,7	145,6	182,6	62,9	0,23	60,2	1156,1	1515,0	25,17								
						3,94				988,4	36,0	38,73	285,2	161,7	444,8	325,2	0,46	311,5	2312,2	3213,8	10,32								
						4,08				982,0	44,2	39,42	362,1	285,2	461,6	341,9	0,58	327,5	2915,4	4043,1	12,35								
						4,99				976,0	54,0	40,08	453,4	362,1	571,4	451,8	0,74	432,8	3719,6	5225,5	12,07								
						5,89				972,3	63,7	40,73	542,2	453,4	657,1	537,4	0,90	514,8	4523,9	6413,1	12,46								
						6,40				964,5	75,4	41,09	650,7	542,2	791,1	671,4	1,02	643,2	5127,1	7363,7	11,45								
						5,96				961,0	86,4	41,46	749,6	650,7	877,4	757,7	1,14	725,8	5730,3	8287,6	11,42								
						4,93				959,5	91,0	42,17	790,6	749,6	843,6	724,0	1,12	693,5	5629,7	8224,0	11,86								
						3,00				958,5	93,6	42,88	813,9	790,6	843,9	724,3	1,03	693,8	5177,3	7709,5	11,11								
						2,94				956,8	100,0	43,57	870,2	813,9	943,0	823,3	0,92	788,7	4624,4	7132,9	9,04								
						2,00				960,0	92,9	44,25	806,6	870,2	724,3	604,6	0,74	579,1	3719,6	5756,9	9,94								
						1,09				962,5	80,6	44,90	697,8	806,6	557,2	437,5	0,46	419,1	2312,2	3681,9	8,79								
						0,20				974,5	58,5	45,50	494,6	697,8	231,7	112,1	0,34	107,3	1709,0	2547,5	23,74								

Tabela P3.50 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju kvadratnog profila 115 x115 mm na 800°C

115x115	R1100	1000	82	1900	10	1,15	800	98,1	15	991,7	21,8	37,32	153,2	120,0	196,2	76,5	0,34	73,3	1709,0	2204,9	30,08
						2,16				988,0	26,8	38,04	200,4	153,2	261,5	141,8	0,50	135,8	2513,3	3297,4	24,28
						3,94				988,0	36,5	38,73	289,9	200,4	405,6	285,9	0,54	273,8	2714,3	3699,0	13,51
						4,08				982,0	45,5	39,42	373,9	289,9	482,6	362,9	0,70	347,7	3518,6	4840,6	13,92
						4,99				976,5	55,0	40,08	462,2	373,9	576,3	456,6	0,90	437,4	4523,9	6280,5	14,36
						5,89				968,0	67,6	40,73	579,4	462,2	731,1	611,4	1,06	585,7	5328,1	7535,4	12,87
						6,40				961,0	79,3	41,09	687,5	579,4	827,3	707,7	1,07	677,9	5378,4	7727,4	11,40
						5,96				959,3	89,7	41,46	779,5	687,5	898,6	778,9	1,22	746,1	6132,4	8842,0	11,85
						4,93				956,7	99,4	42,17	865,2	779,5	976,0	856,3	1,28	820,2	6434,0	9424,0	11,49
						3,00				955,1	101,4	42,88	883,7	865,2	907,6	787,9	1,14	754,8	5730,3	8520,9	11,29
						2,94				955,5	101,2	43,57	881,6	883,7	878,9	759,2	0,94	727,3	4725,0	7213,3	9,92
						2,00				958,1	94,9	44,25	825,4	881,6	752,7	633,0	0,88	606,3	4423,4	6766,0	11,16
						1,09				961,8	81,9	44,90	709,7	825,4	560,1	440,4	0,62	421,9	3116,5	4820,2	11,42
						0,20				973,5	62,4	45,50	530,0	709,7	297,5	177,9	0,18	170,4	904,8	1464,3	8,59

Tabela P3.51 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 750°C

115x115	R1100	1000	86	1900	10	1,15	750	98,1	15	990,8	22,8	37,32	162,7	120,0	217,9	98,2	0,30	94,1	1508,0	1968,0	20,91
						2,16				989,7	27,3	38,04	204,7	162,7	259,0	139,4	0,54	133,5	2714,3	3550,8	26,60
						3,94				987,5	37,0	38,73	294,6	204,7	410,8	291,2	0,64	278,9	3217,0	4347,5	15,59
						4,08				980,2	49,4	39,42	410,0	294,6	559,2	439,6	0,70	421,1	3518,6	4900,9	11,64
						4,99				973,9	61,3	40,08	517,9	410,0	662,1	542,5	0,86	519,6	4322,8	6086,9	11,71
						5,89				963,5	76,9	40,73	664,6	519,9	851,8	732,2	1,00	701,3	5926,5	8424,6	12,01
						6,40				959,0	89,9	41,09	781,5	664,6	932,7	813,0	1,14	778,8	5730,3	8282,3	10,63
						5,96				958,0	94,6	41,46	822,9	781,5	876,4	756,8	1,06	724,9	5328,1	7750,1	10,69
						4,93				955,8	100,9	42,17	878,8	822,9	951,1	831,4	1,28	796,4	6434,0	9402,4	11,81
						3,00				948,7	108,1	42,88	946,8	878,8	1034,8	915,1	1,28	915,1	6434,0	9630,0	10,52
						2,94				949,7	107,4	43,57	939,9	946,8	930,9	811,3	1,10	777,1	5529,2	8370,6	10,77
						2,00				957,0	98,8	44,25	859,8	939,9	756,1	636,5	1,00	609,7	5026,5	7611,2	12,48
						1,09				962,0	84,2	44,90	729,7	859,8	561,3	441,6	0,90	423,1	4523,9	6808,2	16,09
						0,20				971,6	67,6	45,50	577,3	729,7	380,2	260,5	0,18	249,5	904,8	1544,8	6,19

Tabela P3.52 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 700°C

obradak	oznaka materijala	zatezna čvrstoća		prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade			broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	momenti obrade				efektivni pritisak u hidrocilindru	otpori obrade			odnos $R/T$								
		temperatura 20°C	temperatura piljenja				temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja				moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta		glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja									
		$R_m$	$R_m$				$D$	$\delta$	$z$				$\varrho$	$v$	$u$	$n$		$P_m$	$\alpha$	$M_m$		$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>				mm	mm	kom				°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>		kW	°	Nm		Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
115x115	R1100	1000	126	1900	10	1,15	700	98,1	15	990,5	23,0	37,32	164,6	120,0	222,3	102,6	1,02	98,3	5127,1	6522,0	66,35								
						2,16				988,7	33,2	38,04	259,4	164,6	382,0	262,3	0,96	251,3	4825,5	6323,6	25,16								
						3,94				981,0	46,8	38,73	386,1	259,4	550,0	430,3	1,16	412,2	5830,8	7805,0	18,93								
						4,08				973,0	63,4	39,42	539,2	386,1	737,1	617,5	1,46	591,5	7338,8	9986,1	16,88								
						4,99				960,8	79,5	40,08	689,4	539,2	883,7	764,0	1,64	731,8	8243,5	11389,6	15,56								
						5,89				958,0	94,6	40,73	822,9	689,4	995,5	875,9	1,94	839,0	9751,5	13590,7	16,20								
						6,40				949,2	108,7	41,09	951,4	822,9	1117,6	997,9	2,10	955,9	10555,7	14839,2	15,52								
						5,96				942,0	119,6	41,46	1050,8	951,4	1179,4	1059,8	2,44	1015,1	12264,8	17262,6	17,01								
						4,93				938,7	128,4	42,17	1127,9	1050,8	1227,6	1108,0	1,34	1061,3	6735,6	10049,3	9,47								
						3,00				938,2	128,9	42,88	1132,6	1127,9	1138,8	1019,1	1,34	976,2	6735,6	10098,3	10,34								
						2,94				936,5	130,0	43,57	1143,8	1132,6	1158,3	1038,6	1,34	994,9	6735,6	10242,9	10,30								
						2,00				939,0	126,3	44,25	1110,1	1143,8	1066,6	946,9	1,14	907,1	5730,3	8883,5	9,79								
						1,09				948,0	110,2	44,90	965,3	1110,1	778,1	658,4	0,86	630,7	4322,8	6731,2	10,67								
						0,20				962,0	78,0	45,50	675,4	965,3	300,4	180,7	0,40	173,1	2010,6	3044,7	17,59								

Tabela P3.53 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 850°C

115x115	R1100	1000	64	1900	10	1,82	850	98,1	25	987,0	30,1	37,81	231,2	120,0	375,1	255,4	1,06	244,6	5328,1	6933,8	28,35
						3,44				978,0	50,9	38,96	424,5	231,2	674,5	554,8	1,10	531,5	5529,2	7540,5	14,19
						4,99				964,0	72,0	40,09	628,1	424,5	891,4	771,7	1,32	739,3	6635,0	9295,1	12,57
						6,37				953,0	98,8	40,07	863,4	628,1	1167,7	1048,0	1,70	1003,9	8545,1	12010,8	11,96
						5,58				939,3	123,7	41,67	1088,2	863,4	1378,9	1259,2	1,30	1206,2	6534,5	9821,4	8,14
						3,91				938,2	128,9	42,87	1132,6	1088,2	1190,1	1070,5	1,20	1025,4	6031,9	9182,0	8,95
						2,32				942,6	118,0	44,02	1036,8	1132,6	912,8	793,1	1,00	759,7	5026,5	7724,2	10,17
						0,80				958,2	92,5	45,13	804,6	1036,8	504,4	384,7	0,54	368,5	2714,3	4217,5	11,45
						0,40				963,0	81,1	45,30	701,8	804,6	302,8	183,1	0,30	175,4	1508,0	2321,1	13,23

Tabela P3.54 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 800°C

115x115	R1100	1000	82	1900	10	1,82	800	98,1	25	989,6	27,5	37,81	206,6	120,0	318,5	198,9	0,80	190,5	4021,2	5237,6	27,49
						3,44				980,6	46,8	38,96	386,3	206,6	618,7	499,0	1,10	478,0	5529,2	7497,3	15,68
						4,99				963,0	76,9	40,09	665,0	386,3	1025,4	905,7	1,40	867,6	7037,2	9928,9	11,44
						6,37				952,0	104,0	40,07	908,8	665,0	1224,0	1104,3	1,76	1057,8	8846,7	12450,2	11,77
						5,58				938,1	125,8	41,67	1107,1	908,8	1363,5	1243,8	2,02	1191,4	10153,6	14653,1	12,30
						3,91				933,7	136,7	42,87	1202,5	1107,1	1325,8	1206,2	1,46	1155,4	7338,8	11085,9	9,59
						2,32				937,5	127,9	44,02	1125,2	1202,5	1025,2	905,6	0,98	867,4	4926,0	7688,5	8,86
						0,80				956,0	94,6	45,13	824,6	1125,2	425,8	316,2	0,40	302,9	2010,6	3154,2	10,41
						0,40				964,9	80,0	45,30	690,9	824,6	171,4	51,7	0,34	49,6	1709,0	2479,8	50,00

Tabela P3.55 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 750°C

obradak	oznaka materijala	zatezna čvrstoća		prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade			broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	momenti obrade				efektivni pritisak u hidrocilindru	otpori obrade			odnos R/T								
		temperatura 20°C	temperatura piljenja				temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja				moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta		glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja									
		$R_m$	$R_m$				$D$	$\delta$	$z$				$\varrho$	$v$	$u$	$n$		$P_m$	$\alpha$	$M_m$		$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>				mm	mm	kom				°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>		kW	°	Nm		Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
115x115	R1100	1000	86	1900	10	1,82	750	98,1	25	990,0	26,0	37,81	192,6	120,0	286,5	166,8	0,80	159,8	4021,2	5213,8	32,63								
						3,44				981,0	44,2	38,96	362,5	192,6	582,2	462,5	1,10	443,1	5529,2	7507,0	16,94								
						4,99				960,4	78,0	40,09	676,5	362,5	1082,6	962,9	1,60	922,4	8042,5	11289,1	12,24								
						6,37				942,6	111,8	40,07	984,4	676,5	1382,7	1263,0	1,94	1209,9	9751,5	13760,5	11,37								
						5,58				931,4	137,8	41,67	1214,5	984,4	1512,0	1392,4	2,50	1333,7	12566,4	18009,8	13,50								
						3,91				922,5	149,7	42,87	1323,6	1214,5	1464,8	1345,1	1,28	1288,4	6434,0	9974,8	7,74								
						2,32				930,3	140,4	44,02	1237,2	1323,6	1125,4	1005,8	1,04	963,4	5227,6	8200,7	8,51								
						0,80				942,0	112,3	45,13	989,3	1237,2	668,7	549,0	0,50	525,9	2513,3	4090,7	7,78								
						0,40				953,7	96,2	45,30	840,4	989,3	262,1	142,4	0,45	136,4	2261,9	3353,5	24,59								

Tabela P3.56 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 800°C

115x115	R1100	1000	82	1900	10	1,82	800	98,1	25	989,6	27,5	37,81	206,6	120,0	318,5	198,9	0,80	190,5	4021,2	5237,6	27,49
						3,44				980,6	46,8	38,96	386,3	206,6	618,7	499,0	1,10	478,0	5529,2	7497,3	15,68
						4,99				963,0	76,9	40,09	665,0	386,3	1025,4	905,7	1,40	867,6	7037,2	9928,9	11,44
						6,37				952,0	104,0	40,07	908,8	665,0	1224,0	1104,3	1,76	1057,8	8846,7	12450,2	11,77
						5,58				938,1	125,8	41,67	1107,1	908,8	1363,5	1243,8	2,02	1191,4	10153,6	14653,1	12,30
						3,91				933,7	136,7	42,87	1202,5	1107,1	1325,8	1206,2	1,46	1155,4	7338,8	11085,9	9,59
						2,32				937,5	127,9	44,02	1125,2	1202,5	1025,2	905,6	0,98	867,4	4926,0	7688,5	8,86
						0,80				956,0	94,6	45,13	824,6	1125,2	435,8	316,2	0,40	302,9	2010,6	3154,2	10,41
						0,40				964,9	80,0	45,30	690,9	824,6	171,4	51,7	0,34	49,6	1709,0	2479,8	50,00

Tabela P3.57 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 850°C

115x115	R1100	1000	64	1900	10	1,82	850	98,1	25	991,4	25,0	37,81	183,0	120,0	244,6	144,9	0,72	138,8	3619,1	4688,6	33,78
						3,44				984,0	39,0	38,96	314,0	183,0	483,3	363,7	0,94	348,4	4725,0	6358,2	18,25
						4,99				975,0	61,9	40,09	524,7	314,0	797,2	677,6	1,12	649,0	5629,7	7905,1	12,18
						6,37				959,8	88,4	40,07	768,5	524,7	1083,8	964,2	1,60	923,6	8042,5	11286,4	12,22
						5,58				947,5	111,8	41,67	979,3	768,5	1252,1	1132,4	2,04	1084,7	10254,1	14692,7	13,55
						3,91				941,5	123,7	42,87	1085,6	979,3	1223,1	1103,5	1,92	1057,0	9651,0	14149,4	13,39
						2,32				935,5	131,0	44,02	1153,3	1085,6	1240,9	1121,2	1,22	1074,0	6132,4	9565,8	8,91
						0,80				940,0	126,3	45,13	1109,0	1153,3	1051,6	932	0,50	892,7	2513,3	4459,2	5,00
						0,40				942,0	119,6	45,30	1050,8	1109,0	824,9	705,3	0,16	675,6	804,2	1826,0	2,70

Tabela P3.58 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju pravougaonog profila 60x215 mm na 850 °C

60x215	R1100	1000	64	1900	10	1,57	850	98,1	25	991,8	18,4	41,87	121,4	120,0	123,3	3,6	0,24	3,4	1206,4	1623,1	477,4
						3,07				986,9	19,8	44,00	135,2	121,4	153,0	33,4	0,48	32,0	2412,7	3384,9	105,8
						3,45				971,8	31,7	43,22	249,9	135,2	398,1	278,5	0,40	266,8	2010,6	3009,8	11,3
						3,45				960,7	43,7	43,22	365,5	249,9	515,0	395,3	0,51	378,7	2563,5	3873,6	10,2
						3,45				954,0	51,5	43,22	440,7	365,5	538,0	418,4	0,48	400,7	2412,7	3687,4	9,2
						3,45				951,8	57,7	43,22	499,0	440,7	574,4	454,8	0,53	435,6	2664,1	4065,2	9,3
						3,45				946,2	63,2	43,22	552,6	499,0	621,9	502,3	0,59	481,1	2965,7	4521,8	9,4
						3,45				941,7	67,6	43,22	595,6	552,6	651,3	531,6	0,56	509,2	2814,9	4341,3	8,5
						3,45				938,5	72,3	43,66	640,6	595,6	698,8	579,2	0,22	554,8	1105,8	2057,9	3,7
						2,74				940,7	70,4	44,74	621,8	640,6	597,5	477,9	0,04	457,8	201,1	736,8	1,6
						1,20				951,8	57,7	45,24	499,0	621,8	287,8	168,1	0,03	161,0	150,8	376,5	2,3

Tabela P3.59 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju pravougaonog profila 60x215 mm na 750 °C

obradak	oznaka materijala	zatezna čvrstoća		prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade			broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	momenti obrade				efektivni pritisak u hidrocilindru	otpori obrade			odnos R/T								
		temperatura 20°C	temperatura piljenja				temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja				moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta		glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja									
		$R_m$	$R_m$				$D$	$\delta$	$z$				$\varrho$	$v$	$u$	$n$		$P_m$	$\alpha$	$M_m$		$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>				mm	mm	kom				°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>		kW	°	Nm		Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
60x215	R1100	1000	86	1900	10	1,57	750	98,1	25	989,9	18,5	41,87	122,6	120,0	125,9	6,3	0,08	6,0	402,1	545,4	90,9								
						3,07				980,7	21,3	44,00	150,2	122,6	185,9	66,3	0,11	63,5	552,9	829,9	13,1								
						3,45				970,7	36,4	43,22	294,1	150,2	480,2	360,5	0,49	345,3	2463,0	3704,3	10,7								
						3,45				954,0	51,5	43,22	440,7	294,1	630,4	510,7	0,56	489,2	2814,9	4322,5	8,8								
						3,45				949,6	62,4	43,22	543,3	440,7	676,0	556,4	0,61	532,9	3066,2	4708,4	8,8								
						3,45				940,1	70,2	43,22	620,4	543,3	720,1	600,4	0,62	575,2	3116,5	4817,1	8,4								
						3,45				936,3	76,2	43,22	677,6	620,4	751,6	631,9	0,72	605,3	3619,1	5535,1	9,1								
						3,45				934,1	80,0	43,22	713,6	677,6	760,2	640,6	0,75	613,6	3769,9	5749,9	9,4								
						3,45				931,9	82,7	43,66	739,7	713,6	773,5	653,8	0,53	626,3	2664,1	4280,2	6,8								
						2,74				940,7	72,8	44,74	643,7	739,7	519,4	399,8	0,16	382,9	804,2	1511,6	3,9								
						1,20				954,0	55,9	45,24	481,3	643,7	202,0	82,3	0,02	78,9	100,5	222,3	2,8								

Tabela P3.60 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju pravougaonog profila 60x215 mm na 800 °C

obradak	oznaka materijala	temperatura 20°C	temperatura piljenja	prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade	broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta	efektivni pritisak u hidrocilindru	glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja	odnos R/T																				
																				$R_m$	$R_m$	$D$	$\delta$	$z$	$\varrho$	$v$	$u$	$n$	$P_m$	$\alpha$	$M_m$	$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
																				N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>	mm	mm	kom	°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>	kW	°	Nm	Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
																				N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>	mm	mm	kom	°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>	kW	°	Nm	Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
60x215	R1100	1000	126	1900	10	1,57	700	98,1	25	989,5	18,7	41,87	124,5	120,0	130,4	10,7	0,11	10,2	552,9	751,6	73,7																		
						3,07				980,7	21,3	44,00	150,2	124,5	183,5	63,8	0,19	61,1	955,0	1386,6	22,7																		
						3,45				977,5	29,1	43,22	224,1	150,2	319,7	200,1	0,42	191,6	2111,1	3077,0	16,1																		
						3,45				962,9	46,8	43,22	393,4	224,1	612,3	492,6	0,59	471,9	2965,7	4513,1	9,6																		
						3,45				949,6	65,0	43,22	567,0	393,4	791,6	671,9	0,70	643,7	3518,6	5433,3	8,4																		
						3,45				936,3	80,1	43,22	712,9	567,0	901,5	781,8	0,69	748,9	3468,3	5463,1	7,3																		
						3,45				929,6	88,4	43,22	792,8	712,9	896,2	776,5	0,75	743,8	3769,9	5872,2	7,9																		
						3,45				926,3	94,1	43,22	846,6	792,8	916,2	796,5	0,80	763,0	4021,2	6235,1	8,2																		
						3,45				922,7	96,7	43,66	873,1	846,6	907,3	787,7	0,82	754,5	4121,8	6417,4	8,5																		
						2,74				923,0	96,4	44,74	870,1	873,1	866,3	746,6	0,56	715,2	2814,9	4671,7	6,5																		
						1,20				940,7	70,4	45,24	621,8	870,1	194,7	75,0	0,03	71,9	150,8	286,7	4,0																		

Tabela P3.61 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju pravougaonog profila 60x215 mm na 650 °C

obradak	oznaka materijala	temperatura 20°C	temperatura piljenja	prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade	broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta	efektivni pritisak u hidrocilindru	glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja	odnos R/T																				
																				$R_m$	$R_m$	$D$	$\delta$	$z$	$\varrho$	$v$	$u$	$n$	$P_m$	$\alpha$	$M_m$	$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
																				N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>	mm	mm	kom	°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>	kW	°	Nm	Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
																				N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>	mm	mm	kom	°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>	kW	°	Nm	Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
60x215	R1100	1000	208	1900	10	1,57	650	98,1	25	984,0	20,0	41,87	137,5	120,0	160,1	40,4	0,30	38,7	1508,0	2059,8	53,2																		
						3,07				976,2	33,8	44,00	268,3	137,5	437,5	317,8	0,75	304,4	3769,9	5534,7	18,2																		
						3,45				957,4	52,2	43,22	445,6	268,3	675,0	555,3	0,75	531,9	3769,9	5673,1	10,7																		
						3,45				946,0	69,0	43,22	605,6	445,6	812,6	693,0	0,70	663,8	3518,6	5452,2	8,2																		
						3,45				938,5	78,0	43,22	692,3	605,6	804,4	684,7	0,76	655,9	3820,2	5858,6	8,9																		
						3,45				931,9	86,3	43,22	772,1	692,3	875,2	755,6	0,78	723,8	3920,7	6060,4	8,4																		
						3,45				925,2	97,5	43,22	877,8	772,1	1014,5	894,9	0,94	857,2	4725,0	7289,4	8,5																		
						3,45				914,0	107,9	43,22	981,0	877,8	1114,5	994,8	0,97	952,9	4875,7	7586,1	8,0																		
						3,45				909,7	114,0	43,66	1039,3	981,0	1114,8	995,1	0,62	953,2	3116,5	5217,5	5,5																		
						2,74				924,1	98,8	44,74	890,4	1039,3	697,8	578,1	0,14	553,8	703,7	1539,5	2,8																		
						1,20				940,0	73,7	45,24	652,3	890,4	252,7	123,0	0,09	117,8	452,4	761,3	6,5																		

Tabela P3.62 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju pravougaonog profila 60x215 mm na 850 °C

obradak	oznaka materijala	temperatura 20°C	temperatura piljenja	prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade	broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta	efektivni pritisak u hidrocilindru	glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja	odnos R/T																				
																				$R_m$	$R_m$	$D$	$\delta$	$z$	$\varrho$	$v$	$u$	$n$	$P_m$	$\alpha$	$M_m$	$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
																				N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>	mm	mm	kom	°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>	kW	°	Nm	Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
																				N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>	mm	mm	kom	°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>	kW	°	Nm	Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
60x215	S235JR	400	36	1900	10	1,57	850	98,1	25	991,8	18,4	41,87	121,4	120,0	123,3	3,6	0,08	3,4	402,1	543,0	159,7																		
						3,07				985,5	19,0	44,00	127,9	121,4	136,2	16,5	0,08	15,8	402,1	574,2	36,3																		
						3,45				979,6	28,6	43,22	219,0	127,9	336,8	217,1	0,09	207,9	452,4	816,2	3,9																		
						3,45				974,0	38,5	43,22	312,6	219,0	433,6	313,9	0,29	300,7	1457,7	2282,9	7,6																		
						3,45				965,1	46,8	43,22	392,5	312,6	495,8	376,1	0,35	360,3	1759,3	2752,8	7,6																		
						3,45				958,5	53,3	43,22	455,2	392,5	536,4	416,7	0,40	399,1	2010,6	3134,1	7,9																		
						3,45				956,3	58,5	43,22	504,0	455,2	567,1	447,4	0,48	428,6	2412,7	3713,6	8,7																		
						3,45				950,5	63,7	43,22	554,7	504,0	620,2	500,5	0,56	479,4	2814,9	4313,3	9,0																		
						3,45				949,6	65,5	43,66	571,6	554,7	593,4	473,8	0,69	453,8	3468,3	5227,2	11,5																		
						2,74				951,8	61,6	44,74	534,8	571,6	487,1	367,4	0,40	352,0	2010,6	3179,4	9,0																		
						1,20				960,7	48,9	45,24	413,7	534,8	205,4	85,7	0,12	82,1	603,2	939,4	11,4																		

Tabela P3.63 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju pravougaonog profila 60x215 mm na 750 °C

obradak	oznaka materijala	zatezna čvrstoća		prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade			broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	momenti obrade				efektivni pritisak u hidrocilindru	otpori obrade			odnos R/T								
		temperatura 20°C	temperatura piljenja				temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja				moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta		glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja									
		$R_m$	$R_m$				$D$	$\delta$	$z$				$\varrho$	$v$	$u$	$n$		$P_m$	$\alpha$	$M_m$		$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>				mm	mm	kom				°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>		kW	°	Nm		Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
60x215	S235JR	400	60	1900	10	1,57	750	98,1	25	991,5	18,5	41,87	122,4	120,0	125,5	5,8	0,08	5,6	402,1	545,0	97,3								
						3,07				984,5	19,5	44,00	132,7	122,4	146,0	26,3	0,09	25,2	452,4	653,2	25,9								
						3,45				979,0	29,0	43,22	222,8	132,7	339,4	219,8	0,32	210,5	1608,5	2405,1	11,4								
						3,45				968,5	41,6	43,22	343,1	222,8	498,7	379,1	0,38	363,1	1910,1	2962,3	8,2								
						3,45				956,3	55,9	43,22	480,2	343,1	657,5	537,8	0,38	515,2	1910,1	3105,3	6,0								
						3,45				947,5	68,9	43,22	603,8	480,2	763,6	643,9	0,43	616,8	2161,4	3545,6	5,7								
						3,45				940,8	75,1	43,22	664,4	603,8	742,8	623,2	0,51	596,9	2563,5	4078,7	6,8								
						3,45				939,5	78,0	43,22	691,5	664,4	726,6	607,0	0,61	581,4	3066,2	4753,9	8,2								
						3,45				938,5	80,1	43,66	711,2	691,5	736,6	617,0	0,73	591,0	3669,4	5636,1	9,5								
						2,74				940,7	75,4	44,74	667,2	771,2	610,3	490,6	0,35	470,0	1759,3	2942,6	6,3								
						1,20				949,6	66,3	45,24	578,9	667,2	426,9	307,2	0,08	294,3	402,1	867,8	2,9								

Tabela P3.64 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju pravougaonog profila 60x215 mm na 650 °C

60x215	S235JR	400	113	1900	10	1,57	650	98,1	25	984,4	19,8	41,87	135,5	120,0	155,6	36,0	0,43	34,4	2161,4	2933,4	85,3
						3,07				978,4	30,6	44,00	237,9	135,5	370,4	250,7	0,57	240,2	2865,1	4214,9	17,5
						3,45				962,9	50,7	43,22	429,3	237,9	676,9	557,2	0,70	533,7	3518,6	5329,9	10,0
						3,45				949,6	67,6	43,22	590,7	429,3	799,4	679,7	0,72	651,1	3619,1	5578,2	8,6
						3,45				943,6	75,4	43,22	665,2	590,7	761,4	641,8	0,72	614,8	3619,1	5544,1	9,0
						3,45				934,1	81,9	43,22	730,8	665,2	815,6	695,9	0,80	666,6	4021,2	6144,5	9,2
						3,45				930,7	85,5	43,22	765,9	730,8	811,3	691,6	0,80	662,5	4021,2	6140,7	9,3
						3,45				928,5	99,0	43,22	887,9	765,9	1045,7	926,1	0,88	887,1	4423,4	6903,6	7,8
						3,45				926,4	93,5	43,66	841,2	887,9	780,7	661,1	0,88	633,2	4423,4	6718,6	10,6
						2,74				929,6	88,1	44,74	790,1	841,2	724,1	604,4	0,53	578,9	2664,1	4324,3	7,5
						1,20				946,3	67,6	45,24	592,7	790,1	253,2	133,5	0,24	127,9	1206,4	1842,3	14,4

Tabela P3.65 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju pravougaonog profila 60x215 mm na 700 °C

60x215	S235JR	400	68	1900	10	1,57	700	98,1	25	989,0	18,7	42,0	124,6	120,0	130,5	10,8	0,27	10,4	1357,2	1835,7	176,5
						3,07				982,0	24,7	43,1	182,0	124,6	256,2	136,5	0,48	130,8	2412,7	3426,7	26,2
						3,45				969,6	41,6	43,6	342,7	182,0	550,6	431,0	0,59	412,8	2965,7	4488,4	10,9
						3,45				958,5	56,7	43,6	486,4	342,7	672,2	552,6	0,69	529,3	3468,3	5293,4	10,0
						3,45				947,4	67,0	43,6	586,6	486,4	716,2	596,5	0,71	571,4	3568,8	5472,2	9,6
						3,45				940,7	76,2	43,6	674,4	586,6	788,0	668,4	0,73	640,2	3669,4	5676,7	8,9
						3,45				934,1	83,2	43,6	742,5	674,4	830,5	710,8	0,80	680,9	4021,2	6201,2	9,1
						3,45				929,6	88,4	43,6	792,8	742,5	857,9	738,2	0,96	707,1	4825,5	7336,8	10,4
						3,45				927,4	92,3	44,0	829,6	792,8	877,1	757,5	0,91	725,6	4574,2	7059,6	9,7
						2,74				931,8	87,3	45,0	781,1	829,6	718,4	598,7	0,62	573,5	3116,5	4980,9	8,7
						1,20				947,4	67,6	44,3	592,0	781,1	266,8	147,1	0,11	140,9	552,9	910,0	6,5

Tabela P3.66 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju pravougaonog profila 60x215 mm na 850 °C

60x215	S235JR	400	36	1900	10	1,57	850	98,1	100	990,0	24,4	41,87	177,7	120,0	552,6	432,9	0,70	414,7	3518,6	5096,8	12,3
						3,07				984,0	40,0	44,00	323,1	177,7	1267,6	1148,0	0,50	1099,6	2513,3	4555,8	4,1
						3,45				975,0	58,7	43,22	496,1	323,1	1619,9	1500,2	0,50	1437,1	2513,3	4799,3	3,3
						3,45				965,0	75,9	43,22	654,8	496,1	1685,7	1566,0	0,50	1500,1	2513,3	4858,6	3,2
						3,45				959,2	90,5	43,22	786,5	654,8	1642,2	1522,6	0,50	1458,4	2513,3	4819,4	3,3
						3,45				955,0	101,4	43,22	883,8	786,5	1515,7	1396,0	0,60	1337,2	3015,9	5395,2	4,0
						3,45				949,0	109,2	43,22	955,8	883,8	1423,8	1304,1	0,86	1249,2	4322,8	7105,9	5,7
						3,45				946,5	116,5	43,22	1019,9	955,8	1436,5	1316,8	0,80	1261,4	4021,2	6703,5	5,3
						3,45				943,0	123,7	43,66	1083,9	1019,9	1499,5	1379,9	0,60	1321,8	3015,9	5430,2	4,1
						2,74				938,2	128,9	44,74	1132,6	1083,9	1449,3	1329,6	0,14	1273,6	703,7	2252,8	1,8
						1,20				939,4	127,4	45,24	1118,8	1132,6	1005,0	885,4	0,10	848,1	502,7	1569,2	1,9

Tabela P3.67 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju pravougaonog profila 60x215 mm na 800 °C

obradak	oznaka materijala	zatezna čvrstoća		prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade			broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	momenti obrade				efektivni pritisak u hidrocilindru	otpori obrade			odnos R/T								
		temperatura 20°C	temperatura piljenja				temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja				moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta		glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja									
		$R_m$	$R_m$				$D$	$\delta$	$z$				$\varrho$	$v$	$u$	$n$		$P_m$	$\alpha$	$M_m$		$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>				mm	mm	kom				°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>		kW	°	Nm		Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
60x215	S235JR	400	51	1900	10	1,57	800	98,1	100	990,0	24,4	41,87	177,7	120,0	552,6	432,9	0,80	414,7	4021,2	5771,7	13,9								
						3,07				988,0	32,7	44,00	255,0	177,7	756,9	637,2	0,70	610,4	3518,6	5480,9	9,0								
						3,45				976,0	53,0	43,22	444,4	255,0	1674,3	1554,7	0,64	1489,2	3217,0	5814,0	3,9								
						3,45				965,7	70,7	43,22	608,4	444,4	1673,6	1553,9	0,68	1488,5	3418,0	6089,1	4,1								
						3,45				961,0	86,8	43,22	753,0	608,4	1692,5	1572,8	0,70	1506,6	3518,6	6244,2	4,1								
						3,45				956,5	98,8	43,22	860,2	753,0	1556,6	1437,0	0,80	1376,5	4021,2	6811,6	4,9								
						3,45				949,0	109,2	43,22	955,8	860,2	1577,1	1457,4	0,82	1396,0	4121,8	6968,0	5,0								
						3,45				944,3	118,0	43,22	1034,9	955,8	1548,6	1428,9	0,90	1368,8	4523,9	7494,2	5,5								
						3,45				942,0	125,3	43,66	1098,3	1034,9	1510,3	1390,7	0,94	1332,1	4725,0	7802,4	5,9								
						2,74				937,0	131,5	44,74	1155,6	1098,3	1527,6	1408,0	0,44	1348,7	2211,7	4450,2	3,3								
						1,20				936,3	132,6	45,24	1165,5	1155,6	1247,1	1127,5	0,05	1080,0	251,3	1446,0	1,3								

Tabela P3.68 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju pravougaonog profila 60x215 mm na 750 °C

60x215	S235JR	400	60	1900	10	1,57	750	98,1	100	992,8	20,8	41,87	143,7	120,0	297,8	178,2	0,78	170,7	3920,7	5418,1	31,7
						3,07				988,0	36,4	44,00	288,9	143,7	1232,3	1112,7	0,80	1065,8	4021,2	6619,4	6,2
						3,45				976,0	55,6	43,22	467,8	288,9	1629,8	1510,1	0,80	1446,5	4021,2	6877,4	4,8
						3,45				965,2	74,9	43,22	645,9	467,8	1802,5	1682,8	0,80	1611,9	4021,2	7032,8	4,4
						3,45				959,0	89,9	43,22	781,5	645,9	1662,4	1542,7	0,96	1477,7	4825,5	8010,4	5,4
						3,45				952,0	104,0	43,22	908,8	781,5	1735,3	1615,7	0,96	1547,6	4825,5	8076,1	5,2
						3,45				943,0	114,9	43,22	1010,2	908,8	1669,1	1549,5	1,00	1484,2	5026,5	8292,4	5,6
						3,45				940,0	122,2	43,22	1074,8	1010,2	1494,7	1375,0	1,04	1317,1	5227,6	8411,3	6,4
						3,45				937,5	131,0	43,66	1150,8	1074,8	1644,8	1525,1	0,90	1460,9	4523,9	7647,4	5,2
						2,74				934,0	136,2	44,74	1198,0	1150,8	1504,5	1384,8	0,40	1326,5	2010,6	4145,1	3,1
						1,20				935,0	135,2	45,24	1188,5	1198,0	1110,3	990,7	0,05	949,0	251,3	1313,9	1,4

Tabela P3.69 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju pravougaonog profila 60x215 mm na 700 °C

60x215	S235JR	400	60	1900	10	1,57	700	98,1	100	991,8	21,8	41,87	153,2	120,0	368,9	249,2	0,70	238,7	3518,6	4939,0	20,7
						3,07				987,7	36,9	44,00	293,6	153,2	1205,6	1085,9	0,08	1040,2	4021,2	6594,6	6,3
						3,45				975,5	56,1	43,22	472,5	293,6	1634,8	1515,1	0,86	1451,3	4322,8	7295,8	5,0
						3,45				964,8	75,4	43,22	650,5	472,5	1807,0	1687,3	0,86	1616,3	4322,8	7450,8	4,6
						3,45				958,5	93,6	43,22	813,9	650,5	1875,0	1755,3	0,88	1681,4	4423,4	7650,1	4,5
						3,45				951,0	105,5	43,22	922,5	813,9	1627,7	1508,1	0,88	1444,6	4423,4	7427,5	5,1
						3,45				942,5	117,0	43,22	1028,5	922,5	1716,8	1597,1	0,90	1529,8	4523,9	7645,5	5,0
						3,45				939,0	127,4	43,22	1119,3	1028,5	1708,9	1589,2	1,10	1522,3	5529,2	9018,0	5,9
						3,45				935,0	135,0	43,66	1186,9	1119,3	1625,8	1506,1	1,16	1442,7	5830,8	9436,5	6,5
						2,74				929,0	140,0	44,74	1235,7	1186,9	1552,3	1432,7	0,90	1372,4	4523,9	7728,9	5,6
						1,20				926,0	144,0	45,24	1272,4	1235,7	1574,7	1455,0	0,05	1393,8	251,3	1762,4	1,2

Tabela P3.70 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju pravougaonog profila 60x215 mm na 850 °C

obradak	oznaka materijala	zatezna čvrstoća		prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade			broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	momenti obrade				efektivni pritisak u hidrocilindru	otpori obrade			odnos R/T								
		temperatura 20°C	temperatura piljenja				temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja				moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta		glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja									
		$R_m$	$R_m$				$D$	$\delta$	$z$				$\varrho$	$v$	$u$	$n$		$P_m$	$\alpha$	$M_m$		$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>				mm	mm	kom				°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>		kW	°	Nm		Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
60x215	R1100	1000	64	1900	10	1,33	850	98,1	40	993,2	18,5	41,70	122,2	120,0	128,8	9,1	0,10	8,7	502,7	681,0	78,3								
						2,54				990,6	23,4	42,57	168,3	122,2	307,3	187,7	0,44	179,8	2211,7	3168,3	17,6								
						3,45				985,2	37,7	43,22	301,7	168,3	703,9	584,2	0,47	559,6	2362,5	3767,8	6,7								
						3,45				980,3	49,4	43,22	410,0	301,7	736,4	616,7	0,50	590,8	2513,3	4004,1	6,8								
						3,45				973,3	62,4	43,22	530,1	410,0	892,2	772,5	0,54	740,0	2714,3	4420,1	6,0								
						3,45				968,0	68,9	43,22	591,0	530,1	774,6	654,9	0,56	627,4	2814,9	4452,3	7,1								
						3,45				963,8	76,7	43,22	662,7	591,0	878,8	759,1	0,62	727,2	3116,5	4960,0	6,8								
						3,45				962,0	81,9	43,22	709,6	662,7	850,9	731,3	0,64	700,5	3217,0	5072,8	7,2								
						3,45				960,0	87,1	43,22	756,4	709,6	987,6	778,0	0,68	745,2	3418,0	5390,6	7,2								
						3,45				959,0	89,0	43,22	773,7	756,4	825,9	706,2	0,64	676,5	3217,0	5050,3	7,5								
						3,45				957,0	91,0	43,53	792,7	773,7	849,9	730,2	0,54	699,5	2714,3	4408,3	6,3								
						3,07				956,0	94,9	44,39	827,2	792,7	931,2	811,5	0,30	777,4	1508,0	2871,3	3,7								
						1,82				955,0	96,2	45,26	839,3	827,2	875,6	755,9	0,08	724,1	402,1	1302,0	1,8								
						0,61				956,7	93,6	45,50	815,4	839,3	660,1	540,4	0,03	517,7	150,8	742,0	1,4								

Tabela P3.71 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju pravougaonog profila 60x215 mm na 800 °C

60x215	R1100	1000	82	1900	10	1,33	800	98,1	40	992,0	18,7	41,70	126,1	120,0	144,4	24,7	0,20	23,7	1005,3	1367,6	57,7
						2,54				987,7	27,3	42,57	205,1	126,1	443,4	323,7	0,54	310,1	2714,3	3970,5	12,8
						3,45				983,0	42,9	43,22	349,9	205,1	786,6	667,0	0,54	638,9	2714,3	4325,1	6,8
						3,45				977,3	54,6	43,22	458,2	349,9	784,7	665,0	0,58	637,0	2915,4	4599,3	7,2
						3,45				969,5	66,3	43,22	567,0	458,2	895,0	775,4	0,64	742,7	3217,0	5112,5	6,9
						3,45				965,3	76,7	43,22	661,6	567,0	947,0	827,4	0,66	792,5	3317,5	5297,2	6,7
						3,45				962,0	81,9	43,22	709,6	661,6	854,3	734,6	0,68	703,7	3418,0	5351,6	7,6
						3,45				959,5	88,4	43,22	768,1	709,6	944,5	824,9	0,74	790,1	3719,6	5846,7	7,4
						3,45				958,5	93,6	43,22	813,9	768,1	951,9	832,2	0,84	797,1	4222,3	6543,1	8,2
						3,45				956,5	98,8	43,22	860,2	813,9	999,9	880,2	0,80	843,2	4021,2	6310,5	7,5
						3,45				954,0	102,7	43,53	895,8	860,2	1003,1	883,4	0,74	846,2	3719,6	5934,2	7,0
						3,07				950,0	106,6	44,39	932,8	895,8	1044,4	924,7	0,40	885,8	2010,6	3680,8	4,2
						1,82				950,0	106,6	45,26	932,8	932,8	932,8	813,1	0,10	778,9	502,7	1500,2	1,9
						0,61				954,7	101,4	45,50	884,1	932,8	567,5	447,8	0,06	428,9	301,6	866,7	2,0

Tabela P3.72 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju pravougaonog profila 60x215 mm na 750 °C

60x215	R1100	1000	86	1900	10	1,33	750	98,1	40	991,4	19,2	41,70	129,0	120,0	156,0	36,3	0,50	34,8	2513,3	3397,2	97,6
						2,54				987,7	27,3	42,57	205,1	129,0	434,7	315,0	0,60	301,7	3015,9	4372,3	14,5
						3,45				981,0	45,5	43,22	374,3	205,1	884,6	764,9	0,60	732,7	3015,9	4827,1	6,6
						3,45				972,8	63,7	43,22	541,9	374,3	1047,5	927,8	0,70	888,8	3518,6	5663,6	6,4
						3,45				964,0	75,4	43,22	651,1	541,9	980,3	860,6	0,80	824,4	4021,2	6292,8	7,6
						3,45				960,5	87,1	43,22	756,0	651,1	1072,5	952,8	0,80	912,7	4021,2	6375,8	7,0
						3,45				958,5	93,6	43,22	813,9	756,0	988,3	868,7	0,84	832,1	4222,3	6576,0	7,9
						3,45				955,0	101,4	43,22	883,8	813,9	1094,5	974,8	0,84	933,8	4222,3	6671,6	7,1
						3,45				950,0	106,6	43,22	932,8	883,8	1080,6	960,9	0,90	920,4	4523,9	7072,8	7,7
						3,45				947,5	110,5	43,22	968,4	932,8	1075,6	955,9	0,84	915,7	4222,3	6654,6	7,3
						3,45				944,0	115,7	43,53	1015,9	968,4	1159,2	1039,5	0,84	995,7	4222,3	6769,6	6,8
						3,07				944,0	115,7	44,39	1015,9	1015,9	1015,9	896,2	0,70	858,5	3518,6	5764,3	6,7
						1,82				950,0	106,6	45,26	932,8	1015,9	682,2	562,5	0,08	538,8	402,1	1115,0	2,1
						0,61				954,7	101,4	45,50	884,1	932,8	567,5	447,8	0,06	428,9	301,6	866,7	2,0



Tabela P3.73 Eksperimentalna identifikacija momenata i otpora obrade pri piljenju pravougaonog profila 60x215 mm na 700 °C

obradak	oznaka materijala	zatezna čvrstoća		prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade			broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	momenti obrade				efektivni pritisak u hidrocilindru	otpori obrade			odnos R/T							
		temperatura 20°C	temperatura piljenja				temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja				moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta		glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja								
		$R_m$	$R_m$				$D$	$\delta$	$z$				$\varrho$	$v$	$u$	$n$		$P_m$	$\alpha$	$M_m$		$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>				mm	mm	kom				°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>		kW	°	Nm		Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N
60x215	R1100	1000	126	1900	10	1,33	700	98,1	40	991,0	20,0	41,70	136,5	120,0	186,3	66,6	0,60	63,8	3015,9	4096,1	64,2							
						2,54				987,5	29,9	42,57	229,3	136,5	509,0	389,3	0,66	372,9	3317,5	4847,2	13,0							
						3,45				982,0	48,1	43,22	397,5	229,3	904,7	785,0	0,68	752,0	3418,0	5397,0	7,2							
						3,45				969,0	66,3	43,22	567,3	397,5	1079,3	959,6	0,86	919,2	4021,2	6381,9	6,9							
						3,45				961,0	79,3	43,22	687,5	567,3	1050,0	930,3	0,82	891,2	4121,8	6493,6	7,3							
						3,45				957,0	91,0	43,22	792,7	687,5	1109,8	990,2	0,82	948,5	4121,8	6547,5	6,9							
						3,45				955,0	100,1	43,22	872,7	792,7	1113,9	994,2	0,86	952,4	4322,8	6827,0	7,2							
						3,45				950,0	106,6	43,22	932,8	872,7	1114,0	994,4	0,90	952,5	4523,9	7103,0	7,5							
						3,45				945,7	113,1	43,22	992,2	932,8	1171,3	1051,6	1,00	1007,3	5026,5	7844,2	7,8							
						3,45				943,0	118,3	43,22	1038,8	992,2	1179,5	1059,8	1,00	1015,2	5026,5	7851,6	7,7							
						3,45				942,1	120,9	43,53	1061,6	1038,8	1130,3	1010,7	0,90	968,1	4523,9	7159,4	7,4							
						3,07				942,1	120,9	44,39	1061,6	1061,6	1061,6	941,9	0,40	902,3	2010,6	3696,9	4,1							
						1,82				944,0	117,0	45,26	1026,8	1061,6	922,0	802,3	0,06	768,5	301,6	1204,0	1,6							
						0,61				949,0	107,9	45,50	944,8	1026,8	412,3	292,7	0,05	280,4	251,3	643,9	2,3							

Tabela P3.74 Signifikantnost parametara glavnog otpora pri piljenju pravougaonog profila 60x215 mm na 850 °C

60x215	S235JR	400	36	1900	10	1,57	850	80,9	25	987,3	25,2	41,87	185,7	120,0	320,3	200,6	0,50	233,0	2513,3	3583,9	15,38
						3,07				978,4	42,9	44,00	351,6	185,7	691,7	572,0	0,44	664,2	2211,7	3716,0	5,59
						3,45				972,8	57,7	43,17	488,2	351,6	768,5	648,8	0,38	753,3	1910,1	3325,6	4,41
						3,45				967,3	64,7	43,17	554,0	488,2	688,9	569,2	0,44	660,9	2211,7	3652,5	5,53
						3,45				965,1	68,9	43,17	592,8	554,0	672,3	552,6	0,60	641,6	3015,9	4737,1	7,38
						3,45				960,6	74,1	43,17	641,9	592,8	742,5	622,8	0,64	723,1	3217,0	5089,2	7,04
						3,45				958,4	78,9	43,17	668,2	641,9	722,1	602,4	0,66	699,4	3317,5	5204,8	7,44
						3,45				957,3	78,5	43,17	668,1	668,2	713,7	594,0	0,76	689,6	3820,2	5884,9	8,53
						3,45				957,9	79,3	43,17	689,7	683,1	703,3	583,7	0,76	677,7	3820,2	5873,7	8,67
						2,74				962,8	74,0	43,66	639,5	689,7	536,6	416,9	0,50	484,1	2513,3	3936,0	8,13
						1,20				969,0	59,0	44,74	501,9	639,5	134,0	14,3	0,40	16,6	2010,6	2847,1	171,51

Tabela P3.75 Signifikantnost parametara glavnog otpora pri piljenju pravougaonog profila 60x215 mm na 850 °C

60x215	S235JR	400	36	1900	10	1,57	850	80,9	25	985,0	28,6	41,87	217,8	120,0	418,3	298,6	0,53	346,7	2664,1	3888,3	11,22
						3,07				977,5	43,7	44,00	359,2	217,8	649,2	529,5	0,45	614,8	2261,9	3738,1	6,08
						3,45				972,0	58,5	43,17	495,8	359,2	776,1	565,4	0,40	762,1	2010,6	3471,7	4,56
						3,45				967,0	65,0	43,17	556,8	495,8	682,0	562,3	0,44	652,9	2211,7	3645,0	5,58
						3,45				964,0	69,4	43,17	597,9	556,8	682,2	562,5	0,76	653,1	3820,2	5850,6	8,96
						3,45				961,5	72,5	43,17	627,1	597,9	686,9	567,2	0,90	658,6	4523,9	6820,7	10,36
						3,45				959,2	74,6	43,17	647,2	627,1	688,5	568,9	0,88	660,5	4423,4	6684,6	10,12
						3,45				958,5	76,4	43,17	663,7	647,2	697,5	577,8	0,84	670,9	4222,3	6418,7	9,57
						3,45				956,5	80,5	43,17	701,3	663,7	778,5	658,8	0,80	764,9	4021,2	6231,1	8,15
						2,74				958,1	77,6	43,66	674,6	701,3	619,8	500,1	0,44	580,6	2211,7	3611,2	6,22
						1,20				967,5	64,0	44,74	547,6	674,6	208,1	88,4	0,34	102,6	1709,0	2507,7	24,44

Tabela P3.76 Signifikantnost parametara glavnog otpora pri piljenju pravougaonog profila 60x215 mm na 750 °C

60x215	R1100	1000	86	1900	10	1,57	750	80,9	25	988,4	22,9	41,87	164,0	120,0	254,3	134,6	0,44	156,3	2211,7	3110,2	19,90
						3,07				978,4	43,7	44,00	358,9	164,0	758,5	638,9	0,78	741,8	3920,7	6166,8	8,31
						3,45				970,6	65,0	43,17	554,8	358,9	956,5	836,8	0,50	971,6	2513,3	4357,5	4,48
						3,45				958,4	80,6	43,17	700,8	554,8	1000,3	880,6	0,60	1022,4	3015,9	5094,3	4,98
						3,45				953,9	88,9	43,17	777,0	700,8	933,2	813,5	0,82	944,6	4121,8	6537,6	6,92
						3,45				951,7	94,9	43,17	830,9	777,0	941,5	821,9	0,84	954,2	4222,3	6684,4	7,01
						3,45				949,5	99,3	43,17	870,9	830,9	952,8	833,1	0,98	967,3	4926,0	7661,6	7,92
						3,45				947,3	104,0	43,17	913,3	870,9	1000,1	880,5	1,06	1022,3	5328,1	8264,5	8,08
						3,45				945,0	109,2	43,17	859,9	913,3	1055,4	935,8	1,00	1086,5	5428,7	8462,7	7,79
						2,74				943,9	107,9	43,66	949,9	959,9	929,5	809,8	0,80	940,2	4021,2	6455,6	6,87
						1,20				952,3	93,6	44,74	819,2	949,9	469,6	349,9	0,44	406,3	2211,7	3516,3	8,65

Tabela P3.77 Signifikantnost parametara glavnog otpora pri piljenju pravougaonog profila 60x215 mm na 750 °C

obradak	oznaka materijala	zatezna čvrstoća		prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade			broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	momenti obrade				efektivni pritisak u hidrocilindru	otpori obrade			odnos R/T								
		temperatura 20°C	temperatura piljenja				temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja				moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta		glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja									
		$R_m$	$R_m$				$d_p$	$\delta$	$z$				$\varrho$	$v$	$u$	$n$		$P_m$	$\alpha$	$M_m$		$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>				mm	mm	kom				°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>		kW	°	Nm		Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
60x215	R1100	1000	86	1900	10	1,57	750	80,9	25	982,5	33,0	41,87	259,2	120,0	544,6	424,9	0,50	493,4	2513,3	3817,3	7,74								
						3,07				970,0	61,1	44,00	520,2	259,2	1055,6	935,9	0,80	1086,6	4021,1	6639,3	6,11								
						3,45				957,0	76,7	43,17	667,4	520,2	969,2	849,5	0,73	986,4	3669,4	5956,5	6,04								
						3,45				955,0	85,8	43,17	749,0	667,4	916,4	796,7	0,85	925,1	4272,6	6726,1	7,27								
						3,45				952,7	92,3	43,17	807,5	749,0	927,6	807,9	0,88	938,1	4423,4	6945,1	7,40								
						3,45				951,0	97,5	43,17	854,0	807,5	949,4	829,7	0,90	963,3	4523,9	7106,5	7,38								
						3,45				950,0	101,0	43,17	885,0	854,0	948,6	828,9	1,00	962,4	5026,5	7794,8	8,10								
						3,45				948,0	106,1	43,17	930,5	885,0	1023,8	904,2	1,10	1049,8	5529,2	8566,0	8,16								
						3,45				947,5	107,0	43,17	938,7	930,5	955,4	835,7	1,05	970,3	5177,9	8009,8	8,25								
						2,74				949,0	102,0	43,66	894,5	938,7	803,9	684,2	0,80	794,4	4021,1	6316,3	7,95								
						1,20				957,0	82,0	44,74	714,2	894,5	232,0	112,3	0,40	130,4	2010,6	2959,8	22,70								

Tabela P3.78 Signifikantnost parametara glavnog otpora pri piljenju pravougaonog profila 60x215 mm na 750 °C

60x215	R1100	1000	64	1900	10	1,15	850	80,9	15	989,5	18,7	37,32	124,5	120,0	133,8	14,1	0,40	16,4	2010,6	2540,7	154,92
						2,16				985,0	29,1	38,04	222,4	124,5	423,2	3030,5	0,66	352,4	3317,5	4488,0	12,74
						3,94				980,0	36,9	38,73	295,9	222,4	446,7	327,0	0,70	379,7	3518,6	4815,0	12,68
						4,08				976,1	47,3	39,42	392,6	295,9	591,0	471,3	0,74	547,2	3719,6	5264,7	9,62
						4,99				969,4	59,0	40,08	501,7	392,6	725,4	605,7	0,74	703,3	3719,6	5453,1	7,75
						5,89				961,6	73,3	40,73	634,1	501,7	905,6	786,0	0,80	912,5	4021,2	6092,2	6,68
						6,40				958,3	83,2	41,09	723,7	634,1	907,5	787,8	0,82	914,7	4121,8	6266,6	6,85
						5,96				952,7	82,3	41,46	807,5	723,7	979,5	859,8	1,10	998,3	5529,2	8260,0	8,27
						4,93				951,6	96,2	42,17	842,3	807,5	913,5	793,9	1,20	921,7	6031,9	8973,4	9,74
						3,90				950,5	97,5	42,88	854,4	842,3	879,4	759,7	1,04	882,1	5227,6	7953,0	9,02
						2,94				949,8	98,3	43,57	862,0	854,4	877,5	757,8	0,96	879,9	4825,5	7497,2	8,52
						2,00				951,6	96,7	44,25	846,6	862,0	814,9	695,2	0,90	807,2	4523,9	7102,0	8,80
						1,09				960,5	81,9	44,90	710,7	846,6	431,9	312,3	0,82	362,6	4121,8	6180,3	17,04
0,20	969,4	55,9	45,55	473,7	710,7	358,1	238,4	0,54	276,9	4062,8	6083,9	21,97									

Tabela P3.79 Signifikantnost parametara glavnog otpora pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 850 °C

115x115	R1100	1000	64	1900	10	1,15	850	80,9	15	987,0	26,0	37,32	193,2	120,0	343,2	223,6	0,50	259,6	2513,3	3358,2	12,94
						2,16				980,5	36,4	38,04	291,1	193,2	492,0	372,4	0,70	432,3	3518,6	4805,8	11,12
						3,94				976,8	46,8	38,73	387,8	291,1	586,0	466,4	0,80	541,5	4021,2	5589,0	10,32
						4,08				970,5	59,8	39,42	508,3	387,8	755,4	635,8	0,82	738,2	4121,8	5942,4	8,05
						4,99				967,0	71,5	40,08	614,7	508,3	832,8	713,1	0,90	828,0	4523,9	6609,2	7,98
						5,89				958,3	83,2	40,73	723,7	614,7	947,3	827,6	0,92	960,9	4624,4	6929,8	7,21
						6,40				954,0	91,0	41,09	795,2	723,7	941,7	822,1	1,00	954,5	5026,5	7501,7	7,86
						5,96				951,2	96,7	41,46	846,9	795,2	953,0	833,3	1,15	967,5	5780,5	8568,1	8,86
						4,93				949,0	100,1	42,17	878,2	846,9	942,4	827,7	1,10	955,2	5529,2	8325,4	8,72
						3,90				948,5	104,0	42,88	912,1	878,2	981,6	862,0	1,07	1000,8	5378,4	8269,1	8,26
						2,94				948,0	106,8	43,57	936,5	912,1	986,4	866,8	1,00	1006,4	5026,5	7894,9	7,84
						2,00				949,0	100,1	44,25	878,2	936,5	758,7	639,0	0,95	741,9	4775,2	7389,2	9,96
						1,09				958,3	83,2	44,90	723,7	878,2	406,9	287,2	0,75	333,5	3769,9	5654,5	16,96
0,20	969,7	62,0	45,55	528,5	723,7	128,1	8,4	0,57	9,8	2865,1	4101,3	418,50									

Tabela P3.80 Signifikantnost parametara glavnog otpora pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 750 °C

obradak	oznaka materijala	zatezna čvrstoća		prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade			broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	momenti obrade				efektivni pritisak u hidrocilindru	otpori obrade			odnos R/T								
		temperatura 20°C	temperatura piljenja				temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja				moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta		glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja									
		$R_m$	$R_m$				$d_p$	$\delta$	$z$				$\varrho$	$v$	$u$	$n$		$P_m$	$\alpha$	$M_m$		$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>				mm	mm	kom				°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>		kW	°	Nm		Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
115x115	S235JR	400	60	1900	10	750	80,9	15	1,15	988,4	23,9	37,32	173,3	120,0	282,7	163,1	0,74	189,3	3719,6	4821,5	25,47								
									2,16	985,0	36,4	38,04	289,8	173,3	528,8	409,1	0,74	475,0	3719,6	5094,5	10,73								
									3,94	980,5	49,4	38,73	409,9	289,8	656,1	536,4	0,66	622,8	3317,5	4752,1	7,63								
									4,08	970,5	60,0	39,42	510,1	409,9	715,6	595,9	0,66	691,9	3317,5	4863,2	7,03								
									4,99	963,7	73,0	40,08	630,1	510,1	876,1	756,4	0,74	878,2	3719,6	5600,3	6,38								
									5,89	961,5	85,1	40,73	737,9	630,1	958,9	839,2	0,86	974,4	4322,8	6543,5	6,72								
									6,40	954,8	95,0	41,09	829,1	737,9	1016,1	896,5	0,86	1040,8	6692,7	9787,7	9,40								
									5,96	951,4	102,0	41,46	892,3	829,1	1021,8	902,1	0,86	1047,4	4322,8	6693,6	6,39								
									4,93	952,6	100,6	42,17	879,2	892,3	852,2	732,6	0,90	850,5	4523,9	6874,2	8,08								
									3,90	957,0	93,1	42,88	810,8	879,2	670,6	550,9	0,90	639,7	4523,9	6767,6	10,58								
									2,94	962,6	81,5	43,57	705,6	810,8	490,0	370,3	0,90	429,9	4523,9	6652,8	15,48								
									2,00	970,0	63,0	44,25	537,3	705,6	192,0	72,3	0,86	84,0	4322,8	6116,7	72,82								
									1,09	980,0	50,0	44,90	415,5	537,3	165,7	46,0	0,70	53,5	3518,6	5020,7	93,84								
									0,20	984,0	29,0	45,55	221,7	415,5	127,2	7,5	0,46	8,8	2312,1	3310,6	376,21								

Tabela P3.81 Signifikantnost parametara glavnog otpora pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 750 °C

115x115	S235JR	400	60	1900	10	750	80,9	15	1,15	989,0	23,0	37,32	164,8	120,0	256,8	137,1	0,65	159,2	3267,3	4229,8	26,57
									2,16	987,0	33,5	38,04	262,6	164,8	463,2	343,5	0,70	398,8	3518,6	4779,6	11,99
									3,94	983,0	45,5	38,73	373,6	262,6	601,1	481,4	0,70	559,0	3518,6	4958,8	8,87
									4,08	975,0	56,0	39,42	471,9	373,6	673,4	553,7	0,75	642,9	3769,9	5408,5	8,41
									4,99	967,0	68,0	40,08	583,6	471,9	812,7	693,0	0,80	804,6	4021,2	5932,5	7,37
									5,89	962,5	77,0	40,73	666,2	583,6	835,6	715,9	0,90	831,3	4523,9	6685,6	8,04
									6,40	958,0	87,0	41,09	757,1	666,2	943,6	823,9	0,90	956,7	4523,9	6836,7	7,15
									5,96	953,0	100,0	41,46	873,7	757,1	1112,7	993,0	0,85	1153,0	4272,6	6719,9	5,83
									4,93	949,0	105,0	42,17	920,2	873,7	1015,4	895,8	0,82	1040,0	4121,8	6503,3	6,25
									3,90	952,5	100,1	42,88	875,0	920,2	782,2	662,6	0,80	769,3	4021,2	6202,0	8,06
									2,94	956,0	89,0	43,57	776,1	875,0	573,4	453,7	0,70	526,8	3518,6	5357,5	10,17
									2,00	963,2	73,3	44,25	633,0	776,1	339,7	220,0	0,50	255,4	2513,3	3757,5	14,71
									1,09	973,0	58,4	44,90	494,4	633,0	210,3	90,6	0,30	105,2	1508,0	2233,8	21,23
									0,20	982,0	46,5	45,55	282,0	494,4	154,6	34,9	0,10	40,5	502,7	759,1	18,74

Tabela P3.82 Signifikantnost parametara glavnog otpora pri piljenju pravougaonog profila 60x215 mm na 850 °C

60x215	R1100	1000	64	1900	8	850	80,9	15	1,02	991,2	20,8	41,50	144,0	120,0	193,1	73,4	0,70	85,2	3518,6	4773,4	56,03
									1,94	987,3	26,0	42,14	193,1	144,0	293,8	174,2	0,74	202,2	3719,6	5199,2	25,71
									2,85	982,9	32,2	42,79	251,7	193,1	371,8	252,1	0,66	292,7	3317,5	4791,6	16,37
									3,45	980,6	39,2	43,22	316,9	251,7	450,6	330,9	0,66	384,2	3317,5	4913,5	12,79
									3,45	978,4	42,9	43,22	351,6	316,9	422,6	303,0	0,74	351,8	3719,6	5434,8	15,45
									3,45	978,4	44,7	43,22	368,0	351,6	401,7	282,0	0,86	327,4	4322,8	6239,6	19,06
									3,45	978,4	45,5	43,22	375,3	368,0	390,3	270,6	0,86	314,2	4322,8	6227,2	19,82
									3,45	978,4	46,8	43,22	387,1	375,3	411,4	291,8	0,89	338,8	4322,8	6250,3	18,45
									3,45	978,4	46,8	43,22	387,1	387,1	387,2	267,6	0,90	310,7	4523,9	6499,9	20,92
									3,45	978,4	46,8	43,22	387,1	387,1	387,2	267,6	0,52	310,7	2613,8	3878,8	12,48
									3,45	978,4	46,8	43,22	387,1	387,1	387,2	267,6	0,54	310,7	2714,3	4016,7	12,93
									3,45	978,4	46,8	43,22	387,1	387,1	387,2	267,6	0,60	310,7	3015,9	4430,5	14,26
									3,45	978,4	46,8	43,22	387,1	387,1	387,2	267,6	0,66	310,7	3317,5	4844,4	15,59
									3,45	976,2	47,3	43,22	392,6	387,1	403,8	284,1	0,66	329,9	3317,5	4862,5	14,74
									2,75	978,4	46,3	43,74	382,6	392,6	362,1	242,4	0,56	281,4	2814,9	4165,4	14,80
									1,82	978,4	44,2	44,38	363,4	382,6	324,2	204,5	0,48	237,4	2412,7	3608,1	15,20
									0,91	978,4	44,2	45,05	363,4	363,4	363,5	243,9	0,40	283,1	2010,6	3129,5	11,05
0,02	981,5	36,0	45,62	287,2	363,4	130,8	11,2	0,30	12,9	1508,0	2169,3	168,16									

Tabela P3.83 Signifikantnost parametara glavnog otpora pri piljenju pravougaonog profila 60x215 mm na 850 °C

obradak	oznaka materijala	zatezna čvrstoća		prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade			broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	momenti obrade				efektivni pritisak u hidrocilindru	otpori obrade			odnos R/T								
		temperat. 20°C	temperat. piljenja				temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja				moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta		glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja									
		$R_m$	$R_m$				$d_p$	$\delta$	$z$				$\varrho$	$v$	$u$	$n$		$P_m$	$\alpha$	$M_m$		$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>				mm	mm	kom				°C	m/s	mm/s	mm		kW	°	Nm		Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
60x215	R1100	1000	64	1900	8	850	80,9	15	987,0	26,0	41,50	193,2	120,0	343,2	223,6	0,75	259,6	3769,9	5263,2	20,27									
									982,0	35,1	42,14	278,7	193,2	454,1	334,4	0,80	388,3	4021,2	5774,4	14,87									
									2,85	979,0	40,5	42,79	329,4	278,7	433,2	0,82	364,1	4121,8	5953,7	16,35									
									3,45	976,0	48,1	43,22	399,9	329,4	544,6	0,85	493,4	4272,6	6326,7	12,82									
									3,45	975,0	52,0	43,22	435,8	399,9	509,3	0,85	452,4	4272,6	6288,2	13,90									
									3,45	974,7	54,6	43,22	459,4	435,8	507,8	0,85	450,6	4272,6	6286,5	13,95									
									3,45	974,0	55,9	43,22	471,5	459,4	496,2	0,87	437,1	4373,1	6411,7	14,67									
									3,45	974,7	54,6	43,22	459,4	471,5	434,6	0,87	365,6	4373,1	6344,6	17,35									
									3,45	974,7	54,6	43,22	459,4	459,4	459,4	0,87	394,5	4373,1	6371,7	16,15									
									3,45	974,7	54,6	43,22	459,4	459,4	459,4	0,89	394,5	4473,6	6509,6	16,50									
									3,45	974,7	54,6	43,22	459,4	459,4	459,4	0,89	394,5	4473,6	6509,6	16,50									
									3,45	972,9	57,2	43,22	483,7	459,4	533,5	0,89	480,5	4473,6	6590,4	13,72									
									3,45	972,0	58,0	43,22	491,3	483,7	507,0	0,90	449,7	4523,9	6630,5	14,74									
									3,45	972,0	58,0	43,22	491,3	491,3	491,4	0,90	431,7	4523,9	6613,6	15,32									
									2,75	971,7	58,5	43,74	496,0	491,3	505,6	0,90	448,1	4523,9	6690,4	14,93									
									1,82	972,9	57,2	44,38	483,7	496,0	458,5	0,90	339,4	4523,9	9650,4	2,84									
									0,91	976,5	50,0	45,05	417,0	483,7	280,2	0,60	186,4	3015,9	4456,6	23,90									
									0,02	979,5	40,0	45,62	324,6	417,0	135,1	0,40	17,9	2010,6	2893,0	161,62									

Tabela P3.84 Signifikantnost parametara glavnog otpora pri piljenju pravougaonog profila 60x215 mm na 750 °C

60x215	S235JR	400	60	1900	8	750	80,9	15	991,2	20,8	41,50	144,0	120,0	193,1	73,4	0,10	85,2	502,7	746,6	8,76
									985,1	27,3	42,14	205,7	144,0	332,1	212,4	0,24	246,6	1206,4	1850,1	7,50
									2,85	982,8	36,4	42,79	290,5	205,7	464,3	0,28	400,1	1407,4	2288,2	5,72
									3,45	981,7	41,3	43,22	335,8	290,5	428,6	0,34	358,7	1709,0	2682,3	7,48
									3,45	980,6	44,2	43,22	362,6	335,8	417,7	0,36	346,0	1809,6	2808,4	8,12
									3,45	979,5	44,4	43,22	364,9	362,6	369,5	0,38	290,1	1910,1	2893,7	9,98
									3,45	978,4	45,0	43,22	370,7	364,9	382,7	0,40	305,4	2010,6	3046,0	9,97
									3,45	977,7	46,0	43,22	380,1	370,7	399,5	0,44	324,9	2211,7	3340,3	10,28
									3,45	977,3	47,0	43,22	389,4	380,1	408,5	0,52	335,3	2613,8	3901,9	11,64
									3,45	976,2	48,1	43,22	399,9	389,4	421,3	0,54	350,2	2714,3	4053,8	11,58
									3,45	976,2	48,1	43,22	399,9	399,9	399,8	0,60	325,2	3015,9	4444,2	13,67
									3,45	976,2	48,1	43,22	399,9	399,9	399,8	0,64	325,2	3217,0	4720,1	14,51
									3,45	976,2	48,1	43,22	399,9	399,9	399,8	0,68	325,2	3418,0	4996,0	15,36
									3,45	976,2	48,1	43,22	399,9	399,9	399,8	0,70	325,2	5168,5	7398,1	22,75
									2,75	977,7	46,8	43,74	387,4	399,9	361,8	0,58	281,2	2915,4	4304,3	15,31
									1,82	980,2	42,1	44,38	343,6	387,4	253,8	0,52	155,7	2613,8	3809,5	24,47
									0,91	980,2	42,1	45,05	343,6	387,4	253,8	0,52	155,7	2613,8	3855,7	24,76
									0,02	983,3	33,3	45,62	261,7	326,6	128,7	0,38	10,5	1910,1	2741,7	261,12

Tabela P3.85 Signifikantnost parametara glavnog otpora pri piljenju pravougaonog profila 60x215 mm na 750 °C

60x215	S235JR	400	60	1900	8	750	80,9	15	990,0	23,4	41,50	168,4	120,0	267,7	148,0	0,15	171,8	754,0	1158,7	6,74
									983,5	31,2	42,14	242,3	168,4	393,7	274,0	0,30	318,2	1508,0	2321,6	7,30
									2,85	981,2	38,5	42,79	310,3	242,3	449,7	0,32	383,1	1608,5	2546,5	6,65
									3,45	980,5	41,6	43,22	338,9	310,3	397,6	0,35	322,7	1759,3	2717,4	8,42
									3,45	980,1	42,1	43,22	343,6	338,9	353,4	0,37	271,3	1859,8	2807,1	10,35
									3,45	979,6	44,2	43,22	363,0	343,6	402,8	0,40	328,7	2010,6	3067,9	9,33
									3,45	978,0	45,5	43,22	375,5	363,0	401,0	0,44	326,7	2211,7	3342,0	10,23
									3,45	976,2	48,1	43,22	399,9	375,5	449,8	0,48	383,3	2412,7	3671,0	9,58
									3,45	975,5	50,7	43,22	423,8	399,9	472,7	0,50	409,9	2513,3	3834,1	9,35
									3,45	974,6	53,3	43,22	447,7	423,8	496,7	0,60	437,8	3015,9	4550,0	10,39
									3,45	974,6	53,3	43,22	447,7	447,7	447,7	0,60	380,9	3015,9	4496,5	11,80
									3,45	974,6	53,3	43,22	447,7	447,7	447,7	0,60	380,9	3015,9	4496,5	11,80
									3,45	974,0	54,6	43,22	459,7	447,7	484,4	0,61	423,5	3066,2	4605,6	10,88
									3,45	974,0	54,6	43,22	459,7	459,7	459,8	0,62	394,9	3116,5	4647,7	11,77
									2,75	974,0	54,6	43,74	459,7	459,7	459,8	0,63	394,9	3166,7	4761,0	12,06
									1,82	975,7	49,4	44,38	411,9	459,7	313,8	0,60	225,4	3015,9	4440,3	19,70
									0,91	980,5	41,6	45,05	338,9	411,9	189,3	0,50	80,8	2513,3	3638,4	45,03
									0,02	981,0	34,5	45,62	273,5	338,9	139,3	0,40	22,7	2010,6	2897,9	127,66

Tabela P3.86 Signifikantnost parametara glavnog otpora pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 850 °C

obradak	oznaka materijala	zatezna čvrstoća		prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade			broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	momenti obrade				efektivni pritisak u hidrocilindru	otpori obrade			odnos R/T								
		temperatura 20°C	temperatura piljenja				temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja				moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta		glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja									
		$R_m$	$R_m$				$d_p$	$\delta$	$z$				$\varrho$	$v$	$u$	$n$		$P_m$	$\alpha$	$M_m$		$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>				mm	mm	kom				°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>		kW	°	Nm		Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
115x115	R1100	1000	64	1900	8	850	80,9	25	1,82	985,1	26,5	37,81	198,2	120,0	358,6	238,9	0,16	277,4	804,2	1233,2	4,45								
									3,44	981,7	39,0	38,96	314,7	198,2	553,6	433,9	0,28	503,8	1407,4	2217,3	4,40								
									4,99	976,2	54,6	40,09	458,7	314,7	754,0	634,3	0,40	736,5	2010,6	3248,1	4,41								
									6,37	967,2	70,2	40,07	603,0	458,7	899,0	779,3	0,46	904,8	2312,2	3782,6	4,18								
									5,58	961,7	76,7	41,67	664,1	603,0	789,5	669,8	0,54	777,7	2714,3	4325,8	5,56								
									3,91	962,8	72,8	42,87	628,9	664,1	556,6	437,0	0,46	507,4	2312,2	3625,9	7,15								
									2,32	971,7	61,1	44,02	519,3	628,9	294,6	174,0	0,32	203,1	1608,5	2433,1	11,98								
									0,80	980,0	42,0	45,13	342,8	519,3	256,7	137,0	0,20	159,1	1005,3	1584,8	9,96								
									0,50	984,0	31,2	45,40	242,1	342,8	224,8	105,1	0,10	122,1	502,7	839,8	6,88								

Tabela P3.87 Signifikantnost parametara glavnog otpora pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 840 °C

obradak	oznaka materijala	temperatura 20°C	temperatura piljenja	prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja	broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta	efektivni pritisak u hidrocilindru	glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja	odnos R/T																				
																						$R_m$	$R_m$	$d_p$	$\delta$	$z$	$\varrho$	$v$	$u$	$n$	$P_m$	$\alpha$	$M_m$	$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
																						N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>	mm	mm	kom	°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>	kW	°	Nm	Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
																						1,82	987,0	26,0	37,81	193,2	120,0	343,2	223,6	0,20	259,6	1005,3	1473,9	5,68							
3,44	978,2	37,7	38,96	303,8	193,2	530,7	411,1	0,30	477,3	1508,0	2325,3	4,87																													
4,99	975,7	52,2	40,09	437,3	303,8	711,0	591,3	0,40	686,5	2010,6	3206,0	4,67																													
6,37	966,0	67,6	40,07	580,6	437,3	874,6	754,9	0,45	876,5	2261,9	3693,0	4,21																													
5,58	959,5	74,1	41,67	642,6	580,6	769,7	650,1	0,59	754,8	2965,7	4642,0	6,15																													
3,91	965,0	68,9	42,87	592,8	642,6	490,8	371,1	0,55	430,8	2764,6	4172,0	9,68																													
2,32	970,7	60,0	44,02	510,0	592,8	340,2	220,5	0,40	256,0	2010,6	3043,4	11,89																													
0,80	976,0	50,0	45,13	417,2	510,0	226,9	107,2	0,25	124,5	1256,6	1906,2	15,31																													
0,50	988,0	27,1	45,40	204,1	417,2	167,4	47,8	0,12	55,5	603,2	915,4	16,49																													

Tabela P3.88 Signifikantnost parametara glavnog otpora pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 750 °C

obradak	oznaka materijala	temperatura 20°C	temperatura piljenja	prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja	broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta	efektivni pritisak u hidrocilindru	glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja	odnos R/T																				
																						$R_m$	$R_m$	$d_p$	$\delta$	$z$	$\varrho$	$v$	$u$	$n$	$P_m$	$\alpha$	$M_m$	$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
																						N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>	mm	mm	kom	°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>	kW	°	Nm	Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
																						1,82	988,4	28,6	37,81	217,0	120,0	416,0	296,3	0,42	344,0	2111,1	2939,0	8,54							
3,44	981,7	44,2	38,96	362,2	217,0	660,1	540,4	0,70	627,4	3518,6	5032,4	8,02																													
4,99	970,5	66,3	40,09	566,4	362,2	985,2	865,5	0,84	1004,9	4222,3	6365,0	6,33																													
6,37	958,2	91,0	40,07	791,7	566,4	1253,7	1134,0	1,00	1316,7	5026,5	7676,0	5,83																													
5,58	943,6	114,4	41,67	1005,4	791,7	1443,6	1323,9	1,20	1537,2	6031,9	9443,1	6,14																													
3,91	938,0	127,4	42,87	1120,5	1005,4	1356,4	1236,8	1,12	1436,0	5629,7	9014,4	6,28																													
2,32	935,8	135,2	44,02	1187,5	1120,5	1324,9	1205,2	1,08	1399,3	5428,7	8901,6	6,36																													
0,80	942,5	119,6	45,13	1050,3	1187,5	768,9	649,2	0,76	753,7	3820,2	6172,0	8,19																													
0,50	950,5	104,5	45,40	914,4	1050,3	125,5	5,8	0,56	6,7	2814,9	4015,7	599,37																													

Tabela P3.89 Signifikantnost parametara glavnog otpora pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 750 °C

obradak	oznaka materijala	temperatura 20°C	temperatura piljenja	prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja	broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta	efektivni pritisak u hidrocilindru	glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja	odnos R/T																				
																						$R_m$	$R_m$	$d_p$	$\delta$	$z$	$\varrho$	$v$	$u$	$n$	$P_m$	$\alpha$	$M_m$	$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
																						N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>	mm	mm	kom	°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>	kW	°	Nm	Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
																						1,82	987,0	29,0	37,81	221,0	120,0	428,2	308,0	0,50	358,3	2513,3	3459,2	9,65							
3,44	975,5	53,0	38,96	444,6	221,0	903,1	783,4	0,75	909,6	3769,9	5583,7	6,14																													
4,99	953,0	87,0	40,09	761,1	444,6	1410,2	1290,5	0,90	1498,4	4523,9	7174,7	4,79																													
6,37	945,0	113,0	40,07	992,1	761,1	1465,8	1346,1	1,20	1562,9	6031,9	9196,9	5,88																													
5,58	940,0	127,0	41,67	1114,8	992,1	1366,3	1246,7	1,22	1447,5	6132,4	9497,8	6,56																													
3,91	938,0	131,0	42,87	1150,2	1114,8	1222,9	1103,2	1,05	1280,9	5277,9	8390,4	6,55																													
2,32	942,0	125,0	44,02	1095,8	1150,2	984,4	864,7	0,88	1004,0	4423,4	7121,6	7,09																													
0,80	952,5	100,0	45,13	874,1	1095,8	419,5	299,8	0,78	348,1	3920,7	5907,0	16,97																													
0,50	952,5	89,0	45,40	779,0	874,1	226,6	107,0	0,45	124,2	2261,9	3347,3	26,95																													

Tabela P3.90 Signifikantnost parametara glavnog otpora pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 850 °C

obradak	oznaka materijala	temperatura 20°C	temperatura piljenja	prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja	broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta	efektivni pritisak u hidrocilindru	glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja	odnos R/T																				
																						$R_m$	$R_m$	$d_p$	$\delta$	$z$	$\varrho$	$v$	$u$	$n$	$P_m$	$\alpha$	$M_m$	$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
																						N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>	mm	mm	kom	°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>	kW	°	Nm	Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
																						1,57	988,4	28,6	41,87	217,0	120,0	289,2	169,5	0,05	131,1	251,3	455,0	3,47							
3,07	987,3	39,0	44,00	312,9	217,0	384,2	264,6	0,10	204,6	502,7	896,4	4,38																													
3,45	982,3	50,9	43,17	422,6	312,9	504,2	384,6	0,28	297,5	1407,4	2208,8	7,42																													
3,45	978,3	59,8	43,17	504,2	422,6	565,0	445,3	0,36	344,4	1809,6	2804,3	8,14																													
3,45	976,1	66,5	43,17	564,9	504,2	610,1	490,4	0,42	379,3	2111,1	3250,4	8,57																													
3,45	973,9	70,2	43,17	598,9	564,9	624,1	504,5	0,56	390,2	2814,9	4225,6	10,83																													
3,45	971,6	73,8	43,17	632,0	598,9	656,6	536,9	0,62	415,3	3116,5	4662,7	11,23																													
3,45	969,4	77,5	43,17	665,8	632,0	691,0	571,3	0,79	441,9	3920,7	5790,3	13,10																													
3,45	968,7	78,0	43,17	670,7	665,8	674,3	554,7	0,68	429,0	3418,0	5088,9	11,86																													
2,74	968,7	78,0	43,66	670,7	670,7	670,7	551,0	0,44	426,2	2211,7	3463,9	8,13																													
1,20	976,1	66,5	44,74	564,9	670,7	456,7	337,0	0,20	260,7	1005,3	1673,6	6,42																													

Tabela P3.91 Signifikantnost parametara glavnog otpora pri piljenju pravougaonog profila 60x215 mm na 850 °C

obradak	oznaka materijala	zatezna čvrstoća		prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade			broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	momenti obrade				efektivni pritisak u hidrocilindru	otpori obrade			odnos R/T								
		temperatura 20°C	temperatura piljenja				temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja				moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta		glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja									
		$R_m$	$R_m$				$d_p$	$\delta$	$z$				$\varrho$	$v$	$u$	$n$		$P_m$	$\alpha$	$M_m$		$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>				mm	mm	kom				°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>		kW	°	Nm		Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
60x215	R1100	1000	64	1900	8	1.57	850	121,5	25	983,0	32,2	41,87	251,6	120,0	349,5	229,9	0,18	177,8	904,8	1374,4	7,73								
						3,07				981,0	42,6	44,00	347,9	251,6	419,5	299,8	0,20	231,9	1005,3	1621,5	6,99								
						3,45				975,5	56,7	43,17	477,9	437,9	574,6	454,9	0,30	351,9	1508,0	2397,8	6,81								
						3,45				966,0	67,6	43,17	580,6	477,9	657,0	537,4	0,35	415,7	1759,3	2802,2	6,74								
						3,45				964,0	72,3	43,17	623,7	580,6	655,7	536,0	0,50	414,6	2513,3	3835,0	9,25								
						3,45				959,0	74,9	43,17	650,0	623,7	669,6	549,9	0,60	425,4	3015,9	4534,2	10,66								
						3,45				957,0	77,5	43,17	674,5	650,0	692,7	573,0	0,70	443,2	3518,6	5240,2	11,82								
						3,45				955,0	85,8	43,17	749,0	674,5	804,4	684,8	0,80	529,7	4021,2	6010,5	11,35								
						3,45				953,0	88,4	43,17	773,3	749,0	791,5	671,8	0,80	519,6	4021,2	6001,0	11,55								
						2,74				951,5	81,1	43,66	710,3	773,3	663,5	543,8	0,50	420,7	2513,3	3875,5	9,21								
						1,20				968,0	66,5	44,74	569,6	710,3	425,7	306,0	0,30	236,7	1508,0	2357,6	9,96								

Tabela P3.92 Signifikantnost parametara glavnog otpora pri piljenju pravougaonog profila 60x215 mm na 750 °C

60x215	S235JR	400	60	1900	8	1.57	750	121,5	25	988,4	28,6	41,87	217,0	120,0	289,2	169,5	0,36	131,1	1809,6	2547,6	19,43
						3,07				982,8	43,1	44,00	351,8	217,0	452,1	332,4	0,36	257,1	1809,6	2763,9	10,75
						3,45				976,1	56,7	43,17	477,6	351,8	571,2	451,5	0,44	349,3	2211,7	3360,2	9,62
						3,45				973,9	67,1	43,17	571,5	477,6	641,3	521,7	0,44	403,5	2211,7	3411,0	8,45
						3,45				967,2	73,8	43,17	634,8	571,5	681,9	562,3	0,44	434,9	2211,7	3440,5	7,91
						3,45				962,7	78,0	43,17	674,9	634,8	704,7	585,0	0,48	452,5	2412,7	3732,6	8,25
						3,45				958,2	81,6	43,17	709,8	674,9	735,7	616,0	0,56	476,5	2814,9	4306,6	9,04
						3,45				957,1	22,7	43,17	720,2	709,8	728,0	608,3	0,62	470,5	3116,5	4714,5	10,02
						3,45				956,0	83,2	43,17	725,5	720,2	729,4	609,7	0,62	471,6	3116,5	4715,5	10,00
						2,74				956,0	83,2	43,66	725,5	725,5	725,4	605,8	0,40	468,5	2010,6	3312,0	7,07
						1,20				963,8	72,8	44,74	628,2	725,5	528,7	409,0	0,22	316,4	1105,8	1870,3	5,91

Tabela P3.93 Signifikantnost parametara glavnog otpora pri piljenju pravougaonog profila 60x215 mm na 750 °C

60x215	S235JR	400	60	1900	8	1.57	750	121,5	25	988,0	28,0	41,87	211,5	120,0	279,6	160,0	0,40	123,7	2010,6	2810,9	22,72
						3,07				983,2	42,6	44,00	347,1	211,5	448,0	328,3	0,42	253,9	2111,1	3180,0	12,52
						3,45				979,0	53,0	43,17	443,0	347,1	514,3	394,6	0,45	305,3	2261,9	3387,7	11,10
						3,45				972,5	58,2	43,17	492,9	443,0	530,0	410,3	0,43	317,4	2161,4	3261,3	10,28
						3,45				974,5	65,5	43,17	557,0	492,9	604,6	485,0	0,50	375,1	2513,3	3797,9	10,13
						3,45				959,0	74,9	43,17	650,0	557,0	719,2	599,6	0,60	463,8	3015,9	4570,3	9,85
						3,45				962,7	78,0	43,17	674,9	650,0	693,4	573,7	0,50	443,8	2513,3	3862,4	8,70
						3,45				955,0	85,8	43,17	749,0	674,9	804,1	684,5	0,55	529,4	2764,6	4287,2	8,10
						3,45				954,5	88,0	43,17	768,6	749,0	783,2	663,6	0,80	513,3	4021,2	5995,1	11,68
						2,74				956,0	86,0	43,66	750,0	768,6	736,1	616,5	0,57	476,8	2865,1	4415,3	9,26
						1,20				966,0	75,4	44,74	649,7	750,0	547,1	427,5	0,30	330,6	1508,0	2450,6	7,41

Tabela P3.94 Signifikantnost parametara glavnog otpora pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 750 °C

115x115	R1100	1000	86	1900	8	1.15	750	121,5	15	991,2	24,7	37,32	180,3	120,0	225,1	105,4	0,20	81,6	1005,3	1326,3	16,25
						2,16				989,5	31,2	38,04	240,8	180,3	285,8	166,1	0,30	128,5	1508,0	2015,3	15,68
						3,94				985,1	37,7	38,73	301,7	240,8	347,0	227,3	0,50	175,8	2513,3	3362,7	19,13
						4,08				980,7	46,8	39,42	386,2	301,7	449,1	329,4	0,76	254,8	3820,2	5154,6	20,23
						4,99				976,2	55,9	40,08	470,4	386,2	533,0	413,3	0,76	319,7	3820,2	5261,8	16,46
						5,89				971,8	67,6	40,73	577,2	470,4	656,6	536,9	0,76	415,3	3820,2	5398,8	13,00
						6,40				963,9	78,0	41,09	674,7	577,2	747,3	627,6	0,84	485,4	4222,3	6025,6	12,41
						5,96				958,5	87,9	41,46	764,6	674,7	831,4	711,7	0,94	550,5	4725,0	6791,2	12,34
						4,93				955,5	93,6	42,17	816,4	764,6	854,9	735,3	1,00	568,7	5026,5	7297,1	12,83
						3,90				954,0	96,2	42,88	840,1	816,4	857,8	738,1	1,06	570,9	5228,1	7664,7	13,43
						2,94				954,5	95,7	43,57	835,4	840,1	831,9	712,2	1,08	550,9	5428,7	8016,8	14,55
						2,00				955,6	94,4	44,25	823,2	835,4	814,2	694,5	1,08	537,2	5428,7	8102,1	15,08
						1,09				960,7	84,5	44,90	733,3	823,2	666,4	546,7	0,50	422,9	2513,3	3969,6	9,39
0,20	971,8	65,0	45,55	554,1	733,3	420,8	301,1	0,34	232,9	1709,0	2677,8	11,50									

Tabela P3.95 Signifikantnost parametara glavnog otpora pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 750 °C

obradak	oznaka materijala	zatezna čvrstoća		prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade			broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	momenti obrade				efektivni pritisak u hidrocilindru	otpori obrade			odnos R/T								
		temperatura 20°C	temperatura piljenja				temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja				moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta		glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja									
		$R_m$	$R_m$				$d_p$	$\delta$	$z$				$\varrho$	$v$	$u$	$n$		$P_m$	$\alpha$	$M_m$		$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>				mm	mm	kom				°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>		kW	°	Nm		Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
115x115	R1100	1000	86	1900	8	750	121,5	15	993,0	22,1	37,32	155,8	120,0	182,4	62,8	0,28	48,5	1407,4	1806,7	37,25									
									990,0	29,9	38,04	155,8	155,8	163,2	0,30	126,2	1508,0	2013,5	15,95										
									985,1	37,7	38,73	301,7	228,7	356,0	236,3	0,50	182,8	2513,3	3368,4	18,43									
									981,2	45,5	39,42	374,2	301,7	428,2	308,5	0,90	238,6	4523,9	6052,2	25,37									
									978,0	53,3	40,08	446,2	374,2	499,7	380,0	0,90	293,9	4523,9	6159,8	20,96									
									975,0	62,9	40,73	533,6	446,2	598,6	478,9	0,76	370,5	3820,2	5360,2	14,47									
									968,0	70,2	41,09	602,5	533,6	653,8	534,1	0,96	413,1	4825,5	6762,8	16,37									
									964,0	78,0	41,46	674,0	602,5	727,1	607,4	1,06	469,8	5328,1	7524,7	16,02									
									960,0	88,1	42,17	765,1	674,0	832,9	713,2	1,10	551,6	5529,2	7959,9	14,43									
									956,7	94,1	42,88	819,7	765,1	860,3	740,6	1,14	572,9	5730,3	8351,9	14,58									
									952,9	98,2	43,57	858,3	819,7	887,0	767,4	1,20	593,6	6031,9	8889,9	14,98									
									955,2	94,9	44,25	827,9	858,3	805,3	685,6	1,10	530,3	5529,2	8235,7	15,53									
									960,7	84,5	44,90	733,3	827,9	662,9	543,2	0,52	420,2	2613,8	4108,8	9,78									
									977,0	60,0	45,55	506,7	733,3	338,2	218,5	0,40	169,0	2010,6	3043,4	18,01									

Tabela P3.96 Signifikantnost parametara glavnog otpora pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 850 °C

obradak	oznaka materijala	temperatura 20°C	temperatura piljenja	prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja	broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta	efektivni pritisak u hidrocilindru	glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja	odnos R/T																				
																						$R_m$	$R_m$	$d_p$	$\delta$	$z$	$\varrho$	$v$	$u$	$n$	$P_m$	$\alpha$	$M_m$	$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
																						N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>	mm	mm	kom	°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>	kW	°	Nm	Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
																						115x115	S235JR	400	36	1900	8	850	121,5	15	992,9	23,4	37,32	167,9	120,0	203,5	83,9	0,30	64,9	1508,0	1945,7
989,5	28,6	38,04	216,8	167,9	253,1	133,5	0,36	103,2	1809,6	2378,4	23,05																														
982,9	34,3	38,73	271,1	216,8	311,5	191,8	0,50	148,3	2513,3	3340,7	22,53																														
980,7	43,7	39,42	358,0	271,1	422,7	303,0	0,84	234,4	4222,3	5658,4	24,14																														
976,2	51,5	40,08	430,7	358,0	484,8	365,1	0,68	282,4	3418,0	4704,8	16,66																														
971,8	60,3	40,73	512,1	430,7	572,6	453,0	0,56	350,4	2814,9	4016,3	11,46																														
969,6	66,3	41,09	566,9	512,1	607,7	488,0	0,56	377,5	2814,9	4064,1	10,77																														
965,1	72,0	41,46	620,3	566,9	660,0	540,3	0,66	417,9	3317,5	4796,0	11,48																														
962,9	74,6	42,17	644,8	620,3	662,9	543,3	0,70	420,2	3518,6	5128,1	12,20																														
964,0	74,1	42,88	639,6	644,8	635,7	516,1	0,86	399,2	4322,8	6269,9	15,71																														
964,5	72,8	43,57	627,8	639,6	619,0	499,3	0,54	386,2	2714,3	4113,7	10,65																														
969,6	66,3	44,25	566,9	627,8	521,7	402,0	0,52	310,9	2613,8	3951,9	12,71																														
974,0	59,0	44,90	499,3	566,9	449,0	329,4	0,46	254,8	2312,2	3518,2	13,81																														
976,9	50,9	45,55	425,0	499,3	369,7	250,0	0,40	193,4	2010,6	3068,3	15,86																														

Tabela P3.97 Signifikantnost parametara glavnog otpora pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 850 °C

obradak	oznaka materijala	temperatura 20°C	temperatura piljenja	prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja	broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta	efektivni pritisak u hidrocilindru	glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja	odnos R/T																				
																						$R_m$	$R_m$	$d_p$	$\delta$	$z$	$\varrho$	$v$	$u$	$n$	$P_m$	$\alpha$	$M_m$	$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
																						N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>	mm	mm	kom	°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>	kW	°	Nm	Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
																						115x115	S235JR	400	36	1900	8	850	121,5	15	993,0	23,0	37,32	164,2	120,0	197,0	77,4	0,10	59,8	502,7	677,7
988,7	29,9	38,04	229,0	164,2	277,1	157,5	0,14	121,8	703,7	988,8	8,12																														
981,0	36,9	38,73	295,6	229,0	345,1	225,5	0,50	174,4	2513,3	3361,6	19,28																														
979,0	46,8	39,42	386,9	295,6	454,8	335,1	0,50	259,2	2513,3	3466,5	13,37																														
975,1	54,6	40,08	459,2	386,9	513,0	393,3	0,50	304,2	2513,3	3540,7	11,64																														
970,5	62,4	40,73	531,6	459,2	585,5	465,8	0,50	360,3	2513,3	3626,8	10,07																														
965,1	72,0	41,09	620,3	531,6	686,3	566,6	0,66	438,3	3317,5	4784,0	10,91																														
962,0	76,2	41,46	659,5	620,3	688,6	569,0	0,70	440,1	3518,6	5083,9	11,55																														
960,7	78,0	42,17	676,3	659,5	688,8	569,1	0,56	440,2	2814,9	4196,7	9,53																														
959,9	79,3	42,88	688,3	676,3	697,2	577,5	0,40	446,7	2010,6	3158,6	7,07																														
962,0	76,2	43,57	659,5	688,3	638,1	518,4	0,30	401,0	1508,0	2462,8	6,14																														
966,0	69,4	44,25	596,7	659,5	549,9	430,3	0,20	332,8	1005,3	1727,7	5,19																														
974,0	57,2	44,90	483,2	596,7	398,7	279,0	0,10	215,8	502,7	924,7	4,29																														
980,0	45,9	45,55	378,3	483,2	300,4	180,7	0,03	139,8	150,8	357,9	2,56																														

Tabela P3.98 Signifikantnost parametara glavnog otpora pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 750 °C

obradak	oznaka materijala	zatezna čvrstoća		prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade			broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	momenti obrade				efektivni pritisak u hidrocilindru	otpori obrade			odnos R/T								
		temperatura 20°C	temperatura piljenja				temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja				moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta		glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja									
		$R_m$	$R_m$				$d_p$	$\delta$	$z$				$\varrho$	$v$	$u$	$n$		$P_m$	$\alpha$	$M_m$		$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>				mm	mm	kom				°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>		kW	°	Nm		Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
115x115	S235JR	400	60	1900	10	1,82	750	121,5	25	989,0	28,6	37,81	216,9	120,0	288,9	169,3	0,20	130,9	1005,3	1374,0	10,50								
						3,44				971,0	52,5	38,96	442,1	216,9	609,6	489,9	0,30	378,9	1508,0	2245,7	5,93								
						4,99				959,0	80,6	40,09	700,4	442,1	892,4	772,8	0,40	597,7	2010,6	3131,3	5,24								
						6,37				952,4	93,3	40,07	816,5	700,4	902,8	783,1	0,44	605,7	2211,7	3399,6	5,61								
						5,58				947,0	101,2	41,67	889,5	816,5	943,8	824,2	0,44	637,5	2211,7	3528,2	5,53								
						3,91				950,5	97,0	42,87	850,1	889,5	820,9	701,2	0,40	542,4	2010,6	3246,9	5,99								
						2,32				963,0	89,0	44,02	770,5	850,1	711,3	591,6	0,30	457,6	1508,0	2539,3	5,55								
						0,80				975,0	64,6	45,13	548,7	770,5	383,8	264,1	0,20	204,3	1005,3	1630,2	7,98								
						0,50				977,0	53,5	45,40	448,4	548,7	201,5	81,8	0,08	63,3	402,1	636,9	10,06								

Tabela P3.99 Signifikantnost parametara glavnog otpora pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 750 °C

115x115	S235JR	400	60	1900	10	1,82	750	121,5	25	993,0	22,1	37,81	155,8	120,0	182,4	62,8	0,05	48,5	251,3	355,7	7,33
						3,44				987,2	36,4	38,96	289,2	155,8	388,4	268,7	0,18	207,8	904,8	1331,6	6,41
						4,99				983,9	48,1	40,09	396,7	289,2	476,7	357,0	0,22	276,2	1105,8	1677,9	6,08
						6,37				973,8	66,3	40,07	564,5	396,7	689,2	569,6	0,34	440,6	1709,0	2603,9	5,91
						5,58				967,1	82,1	41,67	707,6	564,5	814,0	694,3	0,44	537,0	2211,7	3438,8	6,40
						3,91				962,6	89,7	42,87	776,9	707,6	828,4	708,7	0,44	548,2	2211,7	3526,6	6,43
						2,32				964,9	86,3	44,02	745,7	776,9	722,4	602,8	0,28	466,2	1407,4	2407,7	5,16
						0,80				969,4	74,1	45,13	636,0	745,7	554,5	434,8	0,10	336,3	502,7	1050,4	3,12
						0,50				973,8	58,5	45,40	494,9	636,0	147,6	27,9	0,02	21,6	161,6	252,1	11,67

Tabela P3.100 Signifikantnost parametara glavnog otpora pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 850 °C

115x115	R1100	1000	64	1900	10	1,82	850	121,5	25	987,3	28,1	37,81	212,6	120,0	281,5	161,8	0,20	125,2	1005,3	1369,6	10,94
						3,44				984,0	41,1	38,96	333,2	212,6	422,8	303,1	0,40	234,5	2010,6	2775,3	11,84
						4,99				976,2	58,5	40,09	493,7	333,2	333,2	613,1	0,40	381,6	3317,5	4657,6	12,20
						6,37				961,7	80,6	40,07	698,4	493,7	850,6	731,0	0,84	565,4	4222,3	5993,1	10,60
						5,58				953,9	97,7	41,67	853,1	698,4	968,2	848,5	0,78	656,3	3920,7	5832,8	8,89
						3,91				951,6	105,3	42,87	920,2	853,1	970,1	850,4	0,74	657,8	3719,6	5685,8	8,64
						2,32				953,9	104,0	44,02	906,9	920,2	897,1	777,4	0,58	601,3	2915,4	4635,3	7,71
						0,80				958,3	88,4	45,13	769,1	906,9	666,6	546,9	0,14	423,0	703,7	1422,4	3,36
						0,50				962,8	78,0	45,40	674,8	769,1	442,6	323,0	0,04	249,8	201,1	539,7	2,16

Tabela P3.101 Signifikantnost parametara glavnog otpora pri piljenju kvadratnog profila 115x115 mm na 850 °C

115x115	R1100	1000	64	1900	10	1,82	850	121,5	25	987,0	29,9	37,81	229,4	120,0	310,7	191,0	0,30	147,8	1508,0	2023,4	13,69
						3,44				983,0	44,2	38,96	361,7	229,4	460,2	340,5	0,50	263,4	2513,3	3445,2	13,08
						4,99				974,0	65,0	40,09	552,8	361,7	695,0	575,3	0,78	445,0	3920,7	5499,5	12,36
						6,37				958,5	86,6	40,07	753,3	552,8	902,3	782,7	0,80	605,4	4021,2	5763,9	9,52
						5,58				953,9	104,0	41,67	906,9	753,3	1021,2	901,5	0,80	697,3	4021,2	6003,8	8,61
						3,91				949,8	108,7	42,87	950,8	906,9	983,5	863,8	0,76	668,1	3820,2	5832,6	8,73
						2,32				953,0	98,8	44,02	863,4	950,8	798,4	678,7	0,60	525,0	3015,9	4701,3	8,95
						0,80				960,0	81,9	45,13	711,1	863,4	597,8	478,1	0,24	369,8	1206,4	2081,5	5,63
						0,50				965,0	70,2	45,40	604,4	711,1	341,7	222,0	0,10	171,7	502,7	890,1	5,18



Tabela P3.102 Signifikantnost parametara glavnog otpora pri piljenju pravougaonog profila 60x215 mm na 850 °C

obradak	oznaka materijala	zatezna čvrstoća		prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade			broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	momenti obrade				efektivni pritisak u hidrocilindru	otpori obrade			odnos R/T								
		temperatura 20°C	temperatura piljenja				temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja				moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta		glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja									
		$R_m$	$R_m$				$d_p$	$\delta$	$z$				$\varrho$	$v$	$u$	$n$		$P_m$	$\alpha$	$M_m$		$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>				mm	mm	kom				°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>		kW	°	Nm		Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
60x215	S235JR	400	36	1900	10	1,02	850	121,5	15	992,0	26,0	41,50	192,2	120,0	245,9	126,2	0,02	97,6	100,5	220,5	2,26								
						1,94				990,7	31,2	42,14	240,5	192,2	276,4	156,7	0,04	121,2	201,1	380,9	3,14								
						2,85				987,3	35,9	42,79	284,6	240,5	317,3	197,7	0,04	152,9	201,1	415,6	2,72								
						3,45				986,2	41,6	43,22	337,0	284,6	375,9	256,2	0,10	198,2	502,7	876,1	4,42								
						3,45				985,0	44,7	43,22	365,5	337,0	386,8	267,1	0,10	206,6	502,7	884,0	4,28								
						3,45				982,8	48,1	43,22	397,2	365,5	420,7	301,1	0,10	232,9	502,7	908,7	3,90								
						3,45				981,7	50,7	43,22	421,1	397,2	438,9	319,2	0,10	246,9	502,7	921,8	3,73								
						3,45				980,6	52,8	43,22	440,5	421,1	454,9	335,2	0,20	259,3	1005,3	1623,2	6,26								
						3,45				979,9	53,3	43,22	445,3	440,5	448,8	329,2	0,20	254,6	1005,3	1618,8	6,36								
						3,45				979,5	54,6	43,22	457,2	445,3	466,0	346,3	0,20	267,9	1005,3	1631,3	6,09								
						3,45				979,5	54,6	43,22	457,2	457,2	457,1	337,4	0,20	261,0	1005,3	1624,8	6,23								
						3,45				978,8	55,1	43,22	462,0	457,2	465,5	345,8	0,30	267,5	1508,0	2320,7	8,68								
						3,45				978,3	55,9	43,22	469,4	462,0	474,9	355,2	0,34	274,7	1709,0	2603,3	9,48								
						3,45				978,3	55,9	43,22	469,4	469,4	469,4	349,7	0,42	270,5	2111,1	3151,2	11,65								
						2,75				977,2	57,2	43,74	481,6	469,4	490,6	370,9	0,34	286,9	1709,0	2640,0	9,20								
						1,82				977,2	58,5	44,38	493,2	481,6	501,8	382,2	0,22	295,6	1105,6	1836,2	6,21								
						0,91				978,3	55,3	45,05	464,0	493,2	442,3	322,6	0,20	249,5	1005,3	1672,9	6,70								
						0,02				985,0	46,8	45,62	384,6	464,0	325,5	205,8	0,12	159,2	603,2	1025,1	6,44								

Tabela P3.103 Signifikantnost parametara glavnog otpora pri piljenju pravougaonog profila 60x215 mm na 850 °C

60x215	S235JR	400	36	1900	10	1,02	850	121,5	15	993,0	22,1	41,50	155,2	120,0	182,4	62,8	0,10	48,5	502,7	714,1	14,72
						1,94				990,0	28,6	42,14	216,7	155,8	261,9	142,3	0,11	110,0	552,9	845,2	7,68
						2,85				988,7	32,5	42,79	253,0	216,7	279,9	160,2	0,14	123,9	703,7	1073,6	8,67
						3,45				987,2	38,5	43,22	308,4	253,0	349,6	229,9	0,20	177,8	1005,3	1546,6	8,70
						3,45				986,0	43,9	43,22	357,9	308,4	394,8	275,1	0,20	212,8	1005,3	1579,5	7,42
						3,45				982,8	48,1	43,22	397,2	357,9	426,4	306,7	0,20	237,2	1005,3	1602,4	6,76
						3,45				982,0	49,4	43,22	409,2	397,2	418,2	298,5	0,30	230,9	1508,0	2286,3	9,90
						3,45				981,7	50,7	43,22	421,1	409,2	429,9	310,3	0,36	240,0	1809,6	2708,8	11,29
						3,45				979,9	53,3	43,22	445,3	421,1	463,3	343,6	0,36	265,8	1809,6	2733,0	10,28
						3,45				979,7	54,1	43,22	452,6	445,3	458,0	338,3	0,36	261,7	1809,6	2729,1	10,43
						3,45				979,5	54,6	43,22	457,2	452,6	460,5	340,9	0,40	263,7	2010,6	3006,9	11,40
						3,45				978,8	55,1	43,22	462,0	457,2	465,5	345,8	0,44	267,5	2211,7	3286,4	12,29
						3,45				979,9	53,3	43,22	445,3	462,0	432,9	313,2	0,46	242,3	2312,2	3400,6	14,03
						3,45				977,6	56,4	43,22	474,2	445,3	495,7	376,0	0,40	290,9	2010,6	3032,4	10,42
						2,75				977,6	56,4	43,74	474,2	474,2	474,2	354,5	0,40	274,2	2010,6	3045,3	11,11
						1,82				978,3	55,9	44,38	469,4	474,2	465,8	346,1	0,32	267,7	1608,5	2512,5	9,39
						0,91				979,5	54,6	45,05	457,2	469,4	448,0	328,4	0,24	254,0	1206,4	1962,0	7,72
						0,02				985,6	44,2	45,62	360,8	457,2	289,1	169,4	0,14	131,1	703,7	1140,1	8,70

Tabela P3.104 Signifikantnost parametara glavnog otpora pri piljenju pravougaonog profila 60x215 mm na 750 °C

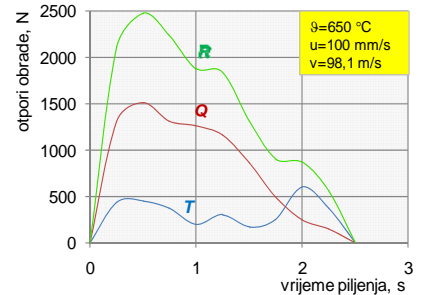
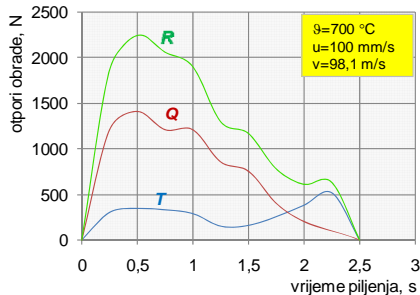
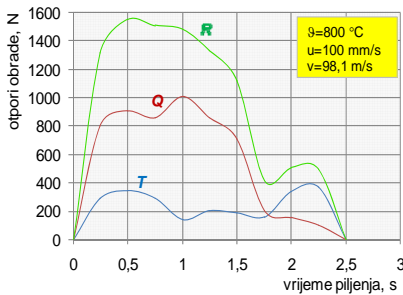
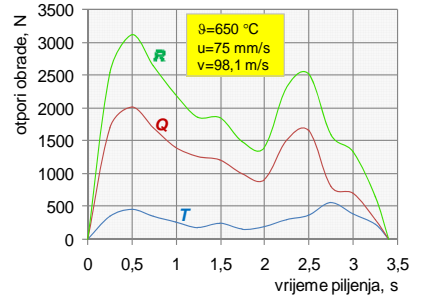
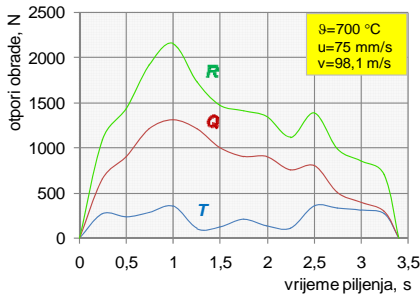
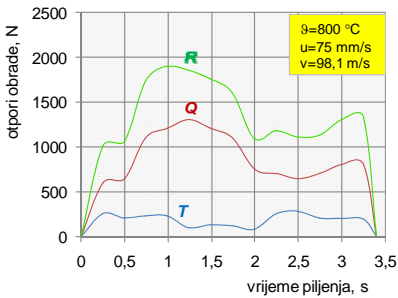
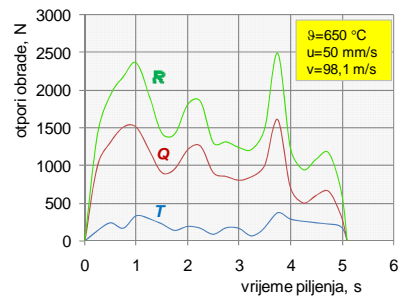
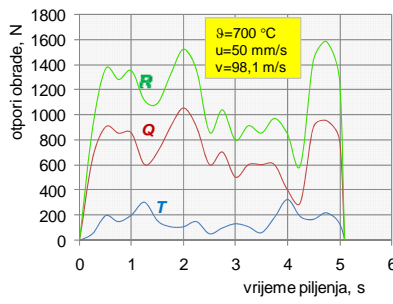
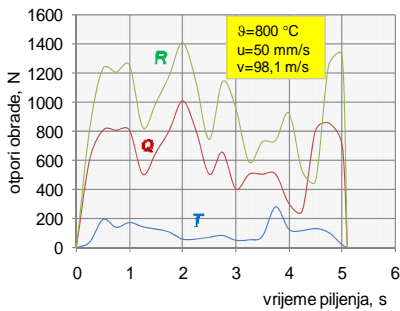
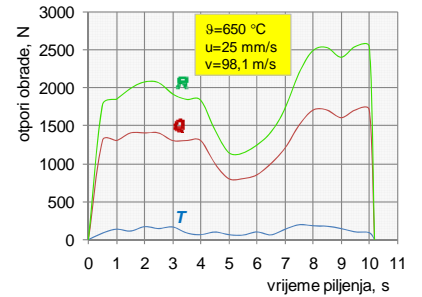
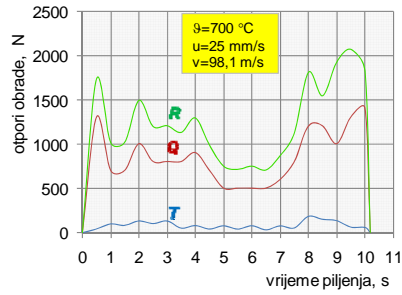
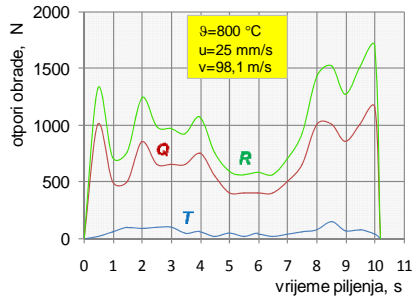
obradak	oznaka materijala	zatezna čvrstoća		prečnik pilnog diska	debljina pilnog diska	broj zuba u zahvatu	režim obrade			broj obrtaja	snaga motora	ugao zahvata	momenti obrade				efektivni pritisak u hidrocilindru	otpori obrade			odnos R/T								
		temperatura 20°C	temperatura piljenja				temperatura obratka	brzina glavnog kretanja	brzina pomoćnog kretanja				moment motora	početni moment	moment tereta	efektivni moment tereta		glavni otpor piljenja	otpor pomoćnog kretanja	otpor prodiranja									
		$R_m$	$R_m$				$d_p$	$\delta$	$z$				$\varrho$	$v$	$u$	$n$		$P_m$	$\alpha$	$M_m$		$M_{poč}$	$M_t$	$M_{ef}$	$p_{ef}$	$T$	$Q$	$R$	-
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>				mm	mm	kom				°C	m/s	mm/s	min <sup>-1</sup>		kW	°	Nm		Nm	Nm	Nm	MPa	N	N	N	-
60x215	R1100	1000	86	1900	10	750	121,5	15	990,6	27,3	41,50	204,5	120,0	267,4	147,7	0,02	114,2	100,5	235,2	2,06									
									988,4	33,8	42,14	265,0	204,5	310,0	190,3	0,08	147,2	402,1	675,5	4,59									
									2,85	985,0	39,2	42,79	315,5	265,0	353,0	233,3	0,16	180,5	804,2	1263,0	7,00								
									3,45	983,5	46,8	43,22	385,1	315,5	436,9	317,2	0,28	245,4	1407,4	2161,9	8,81								
									3,45	981,7	52,0	43,22	432,8	385,1	468,3	348,6	0,34	269,6	1709,0	2598,5	9,64								
									3,45	980,6	57,2	43,22	479,9	432,8	514,9	395,3	0,36	305,7	1809,6	2770,5	9,06								
									3,45	978,3	62,4	43,22	527,4	479,9	562,7	443,0	0,36	342,7	1809,6	2805,3	8,19								
									3,45	975,0	65,0	43,22	552,3	527,4	570,8	451,1	0,36	348,9	1809,6	2811,1	8,06								
									3,45	971,6	68,1	43,22	581,7	552,3	603,6	483,9	0,32	374,3	1608,5	2559,0	6,84								
									3,45	969,4	70,7	43,22	606,1	581,7	624,2	504,5	0,34	390,2	1709,0	2711,9	6,95								
									3,45	969,0	71,7	43,22	615,2	606,1	621,9	502,2	0,46	388,5	2312,2	3538,0	9,11								
									3,45	968,3	72,8	43,22	625,3	615,2	632,8	513,2	0,60	396,9	3015,9	4511,5	11,37								
									3,45	968,3	72,8	43,22	625,3	625,3	625,3	505,6	0,74	391,1	3719,6	5471,7	13,99								
									3,45	968,3	72,8	43,22	625,3	625,3	625,3	505,6	0,90	391,9	4523,9	6576,2	16,78								
									2,75	967,2	75,4	43,74	648,9	625,3	666,5	546,8	0,90	423,0	4523,9	6666,4	15,76								
									1,82	963,8	79,3	44,38	685,5	648,9	712,7	593,1	0,50	458,7	2513,3	3965,4	8,64								
									0,91	969,0	73,3	45,05	629,3	685,5	587,4	467,8	0,26	361,8	1306,9	2212,3	6,11								
									0,02	976,1	61,1	45,62	517,0	629,3	433,5	313,8	0,10	242,7	502,7	966,8	3,98								

Tabela P3.105 Signifikantnost parametara glavnog otpora pri piljenju pravougaonog profila 60x215 mm na 750 °C

60x215	R1100	1000	86	1900	10	750	121,5	15	993,4	21,0	41,50	145,5	120,0	164,5	44,8	0,08	34,6	402,1	567,5	16,40	
									992,0	24,0	42,14	173,6	145,5	194,6	74,9	0,10	57,9	502,7	730,3	12,61	
									2,85	990,2	28,6	42,79	216,6	173,6	248,6	129,0	0,30	99,7	1508,0	2147,2	21,54
									3,45	986,7	36,4	43,22	289,3	216,6	343,4	223,7	0,46	173,1	2312,2	3335,6	19,27
									3,45	984,7	41,6	43,22	337,5	289,3	373,3	253,6	0,54	196,2	2714,3	3909,1	19,92
									3,45	983,5	46,8	43,22	385,1	337,5	420,6	300,9	0,60	232,7	3015,9	4357,2	18,72
									3,45	981,5	54,6	43,22	456,2	385,1	509,1	389,4	0,60	301,2	3015,9	4421,6	14,68
									3,45	979,2	60,0	43,22	505,6	456,2	542,3	422,6	0,66	326,9	3317,5	4859,6	14,87
									3,45	979,2	67,6	43,22	576,9	505,6	630,0	510,3	0,60	394,7	3015,9	4509,5	11,43
									3,45	971,0	69,7	43,22	596,2	576,9	610,6	490,9	0,68	379,7	3418,0	5047,2	13,29
									3,45	969,0	72,3	43,22	620,4	596,2	638,5	518,8	0,70	401,3	3518,6	5205,5	12,97
									3,45	968,2	74,1	43,22	636,8	620,4	649,0	529,4	0,74	409,5	3719,6	5489,0	13,40
									3,45	967,2	75,4	43,22	648,9	636,8	657,9	538,3	0,90	416,3	4523,9	6599,1	15,85
									3,45	967,2	75,4	43,22	648,9	648,9	648,9	529,3	1,00	409,4	5026,5	7282,3	17,79
									2,75	967,2	75,4	43,74	648,9	648,9	648,9	529,3	1,00	409,4	5026,5	7349,0	17,95
									1,82	967,2	75,4	44,38	648,9	648,9	648,9	529,3	0,76	409,4	3820,2	5745,7	14,03
									0,91	971,3	68,9	45,05	589,0	648,9	544,4	424,8	0,50	328,5	2513,3	3886,5	11,83
									0,02	979,5	59,8	45,62	503,6	589,0	440,1	320,5	0,26	247,9	1306,9	2121,9	8,56

# DIJAGRAMI OTPORA OBRADE U NESTACIONARNIM USLOVIMA RADA PILE

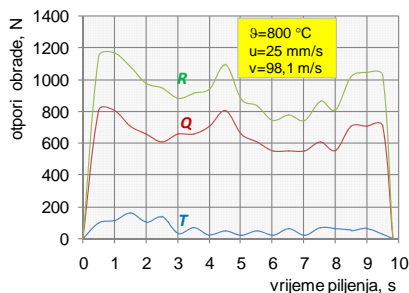
## I-nosač 18



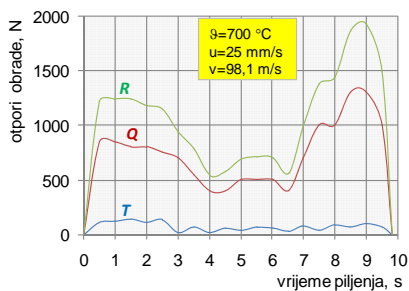
*Dijagrami P3.1-P3.12* Otpori obrade T, Q i R za vrijeme odsijecanja I-nosača 18 od S235JR sa pilnim diskom prečnika  $D = 1900$  mm debljine  $\delta = 10$  mm

1. nastavak dijagrama otpora obrade u nestacionarnim uslovima rada pile

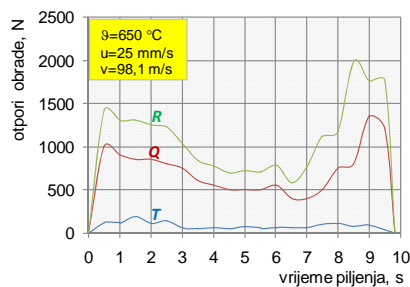
**U-nosač 18**



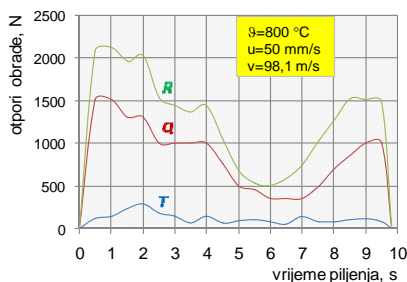
Dijagram P3.13



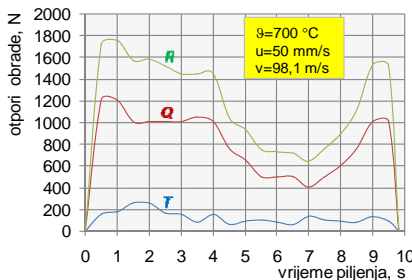
Dijagram P3.14



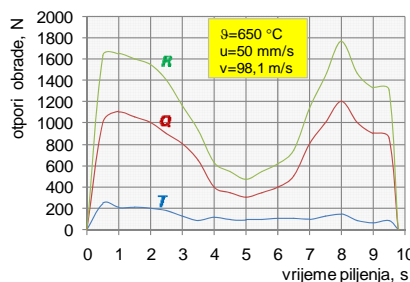
Dijagram P3.15



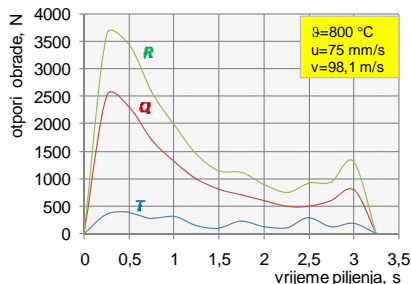
Dijagram P3.16



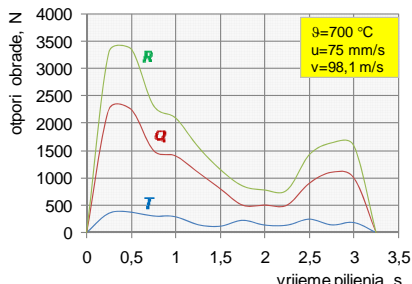
Dijagram P3.17



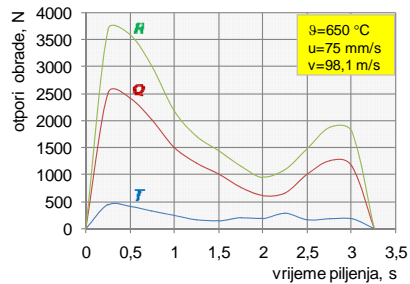
Dijagram P3.18



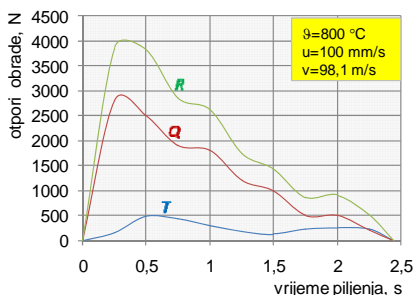
Dijagram P3.19



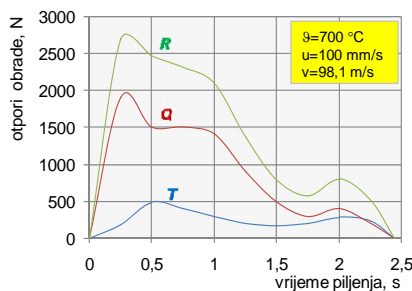
Dijagram P3.20



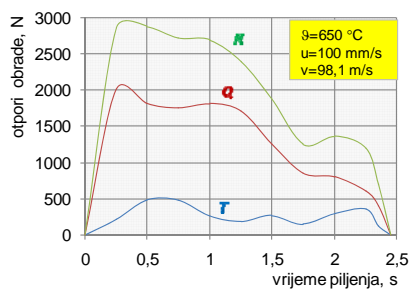
Dijagram P3.21



Dijagram P3.22



Dijagram P3.23

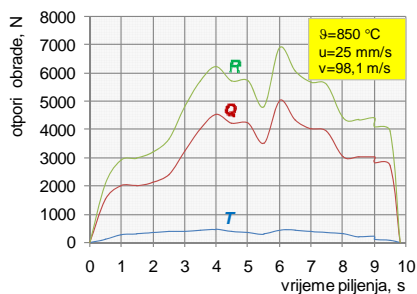


Dijagram P3.24

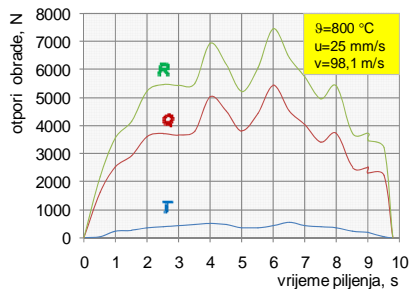
Dijagrami P3.13-P3.24 Otpori obrade T, Q i R za vrijeme odsijecanja U-nosača 18 od S235JR sa pilnim diskom prečnika  $D = 1900$  mm debljine  $\delta = 10$  mm

2. nastavak dijagrama otpora obrade u nestacionarnim uslovima rada pile

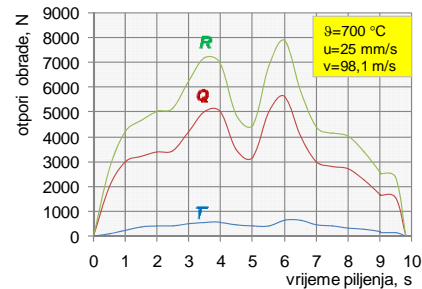
Šina UIC 60



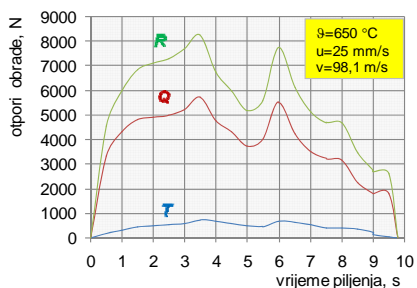
Dijagram P3.25



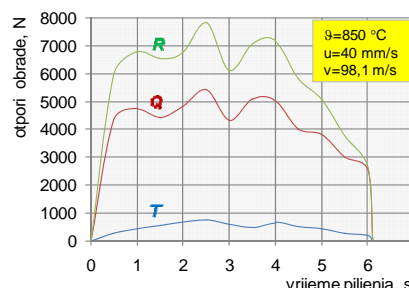
Dijagram P3.26



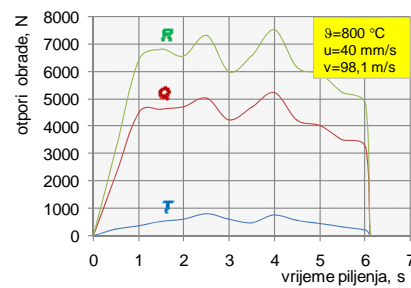
Dijagram P3.27



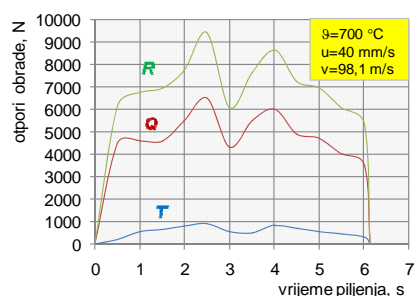
Dijagram P3.28



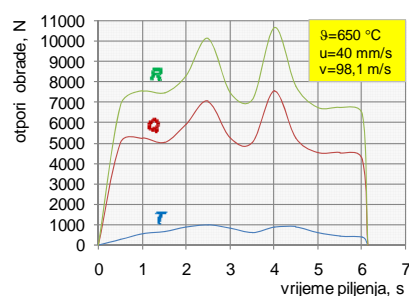
Dijagram P3.29



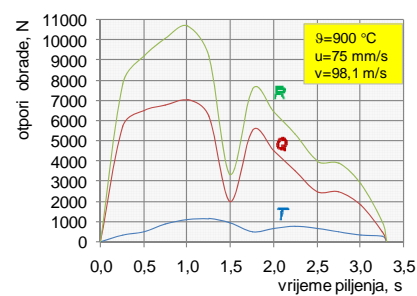
Dijagram P3.30



Dijagram P3.31



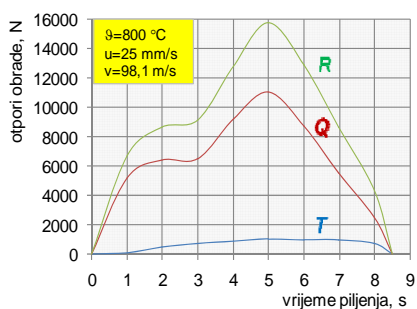
Dijagram P3.32



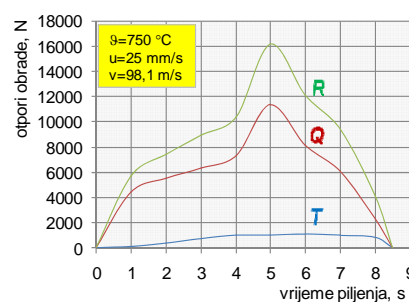
Dijagram P3.33

Dijagrami P3.25-P3.33 Otpori obrade T, Q i R za vrijeme odsijecanja šine UIC 60 od R1100 sa pilnim diskom prečnika  $D = 1900$  mm debljine  $\delta = 10$  mm

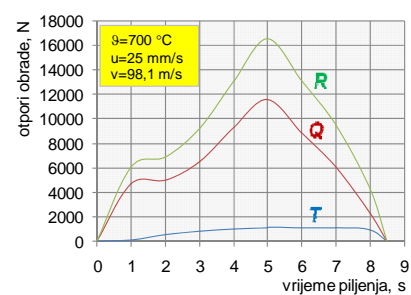
KVADRATNI PROFIL 115X115 mm



Dijagram P3.34 (R1100)

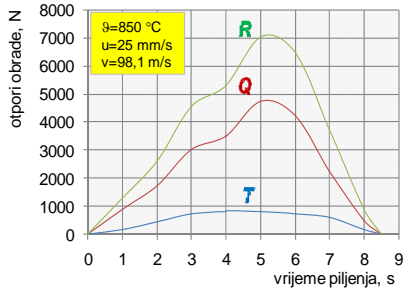


Dijagram P3.35 (R1100)

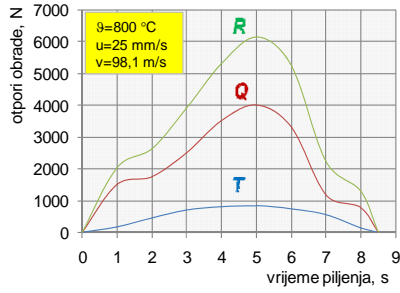


Dijagram P3.36 (R1100)

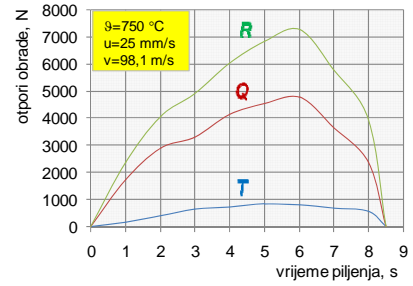
### 3. nastavak dijagrama otpora obrade u nestacionarnim uslovima rada pile



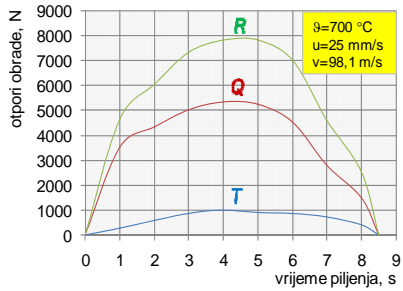
Dijagram P3.37 (R1100)



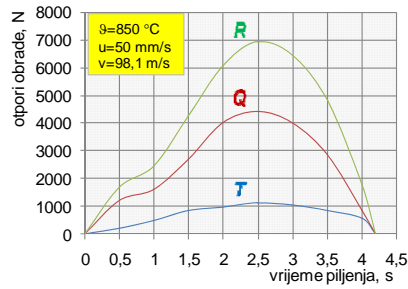
Dijagram P3.38 (R1100)



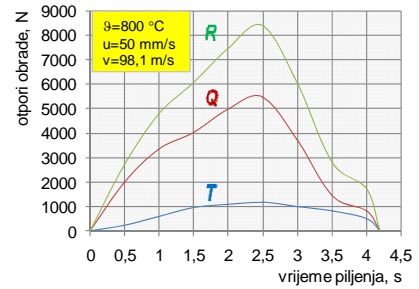
Dijagram P3.39 (R1100)



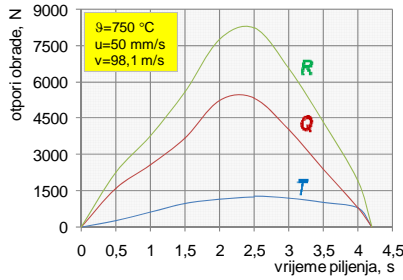
Dijagram P3.40 (R1100)



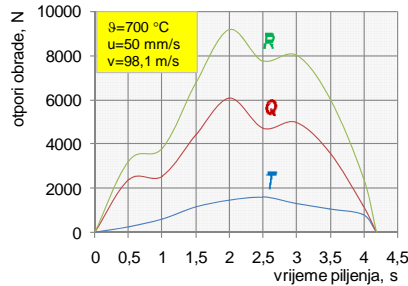
Dijagram P3.41 (R1100)



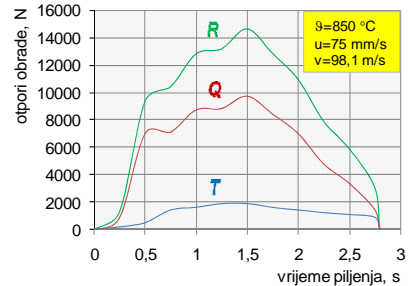
Dijagram P3.42 (S235JR)



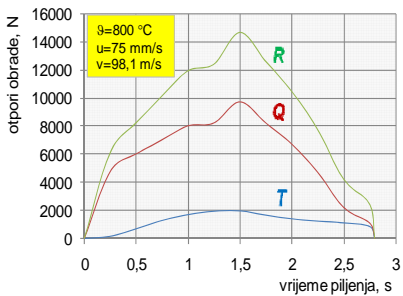
Dijagram P3.43 (S235JR)



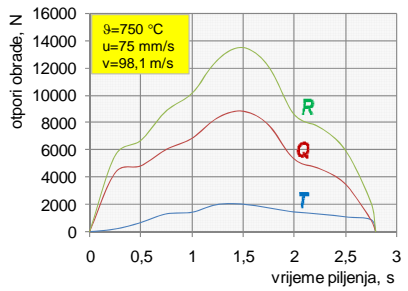
Dijagram P3.44 (S235JR)



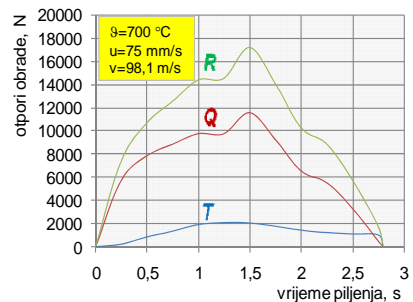
Dijagram P3.45 (S235JR)



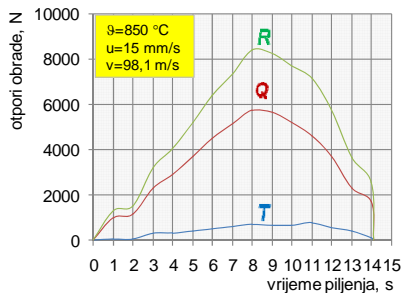
Dijagram P3.46 (S235JR)



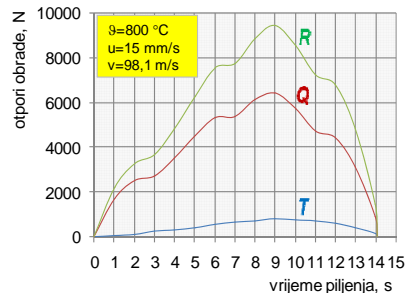
Dijagram P3.47 (S235JR)



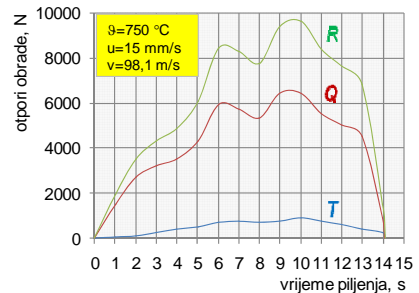
Dijagram P3.48 (S235JR)



Dijagram P3.49 (S235JR)

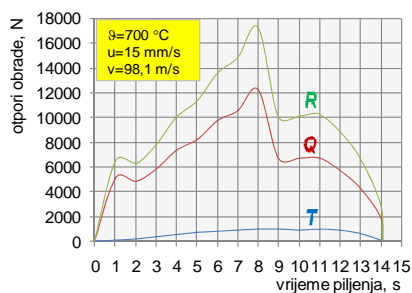


Dijagram P3.50 (S235JR)

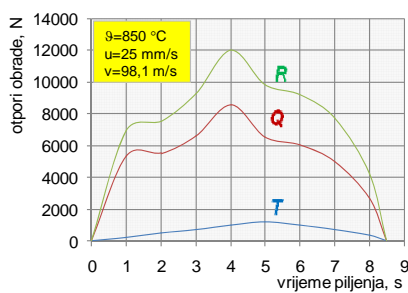


Dijagram P3.51 (S235JR)

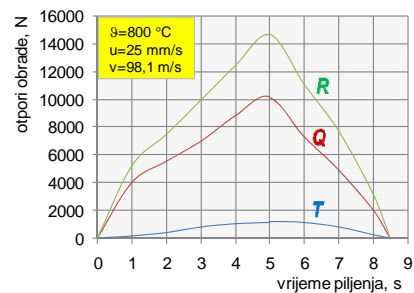
#### 4. nastavak dijagrama otpora obrade u nestacionarnim uslovima rada pile



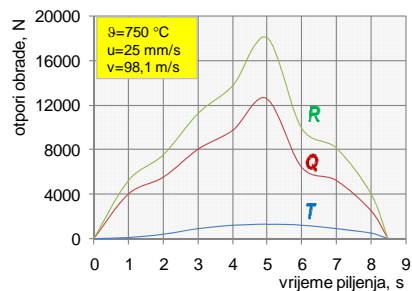
Dijagram P3.52 (S235JR)



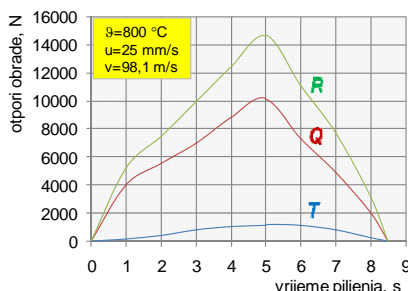
Dijagram P3.53 (S235JR)



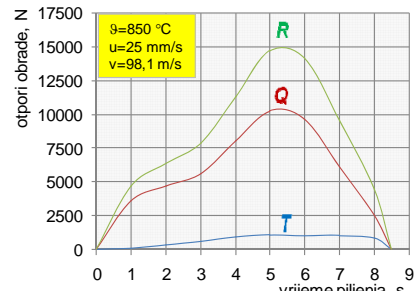
Dijagram P3.54 (R1100)



Dijagram P3.55 (R1100)



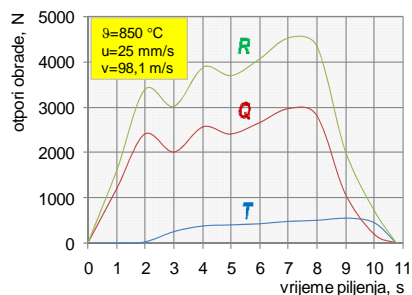
Dijagram P3.56 (R1100)



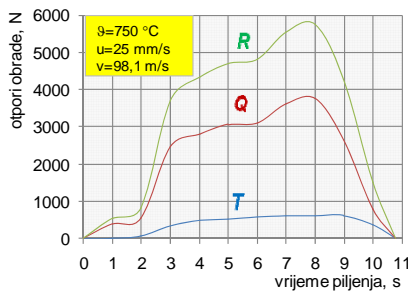
Dijagram P3.57 (R1100)

Dijagrami P3.34-P3.57 Otpori obrade T, Q i R za vrijeme odsijecanja kvadratnog profila 115x115 mm od R1100 i S235JR sa pilnim diskom prečnika  $D = 1900$  mm debljine  $\delta = 10$  mm

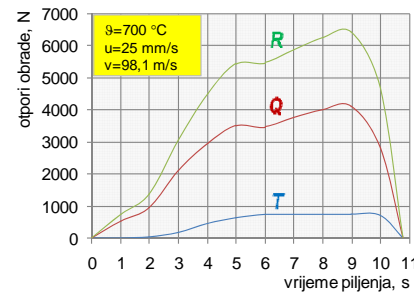
### PRAVOUGAONI PROFIL 60X215 mm



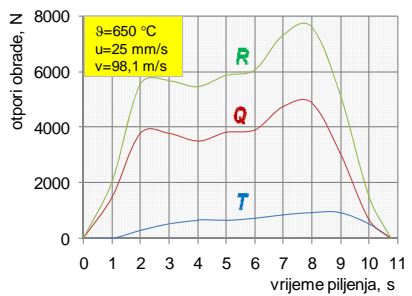
Dijagram P3.58 (R1100)



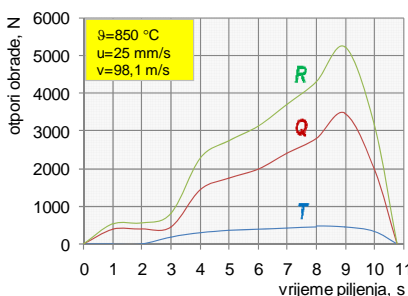
Dijagram P3.59 (R1100)



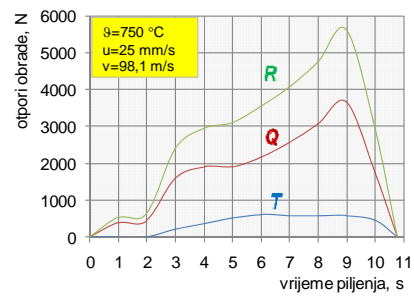
Dijagram P3.60 (R1100)



Dijagram P3.61 (R1100)



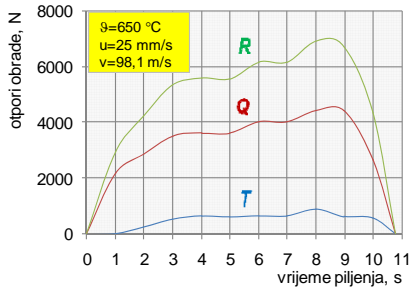
Dijagram P3.62 (S235JR)



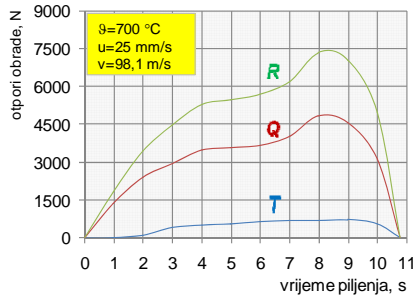
Dijagram P3.63 (S235JR)



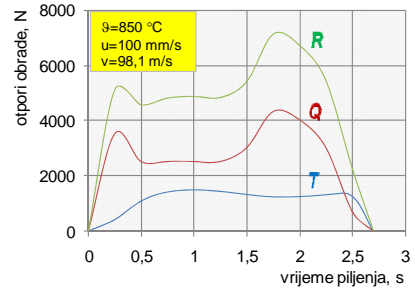
5. nastavak dijagrama otpora obrade u nestacionarnim uslovima rada pile



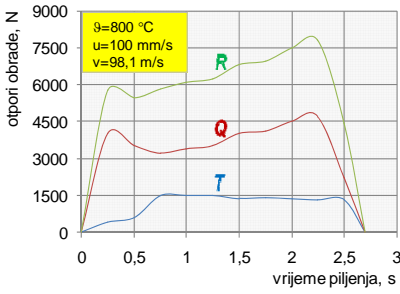
Dijagram P3.64 (S235JR)



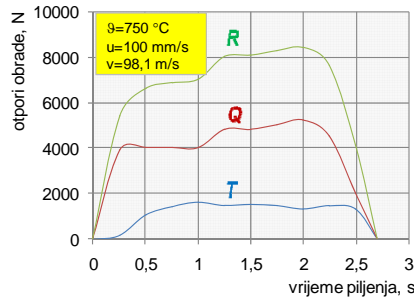
Dijagram P3.65 (S235JR)



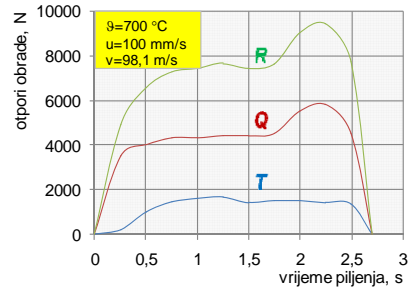
Dijagram P3.66 (S235JR)



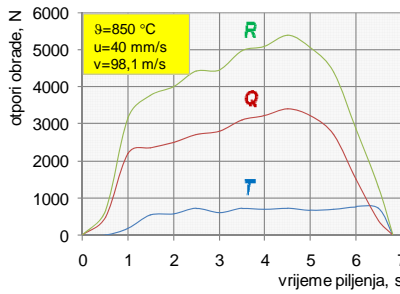
Dijagram P3.67 (S235JR)



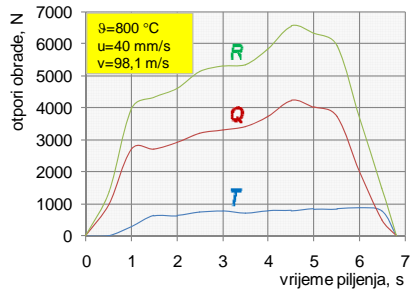
Dijagram P3.68 (S235JR)



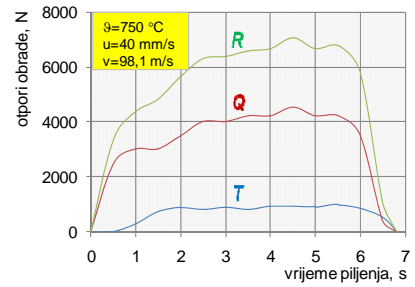
Dijagram P3.69 (S235JR)



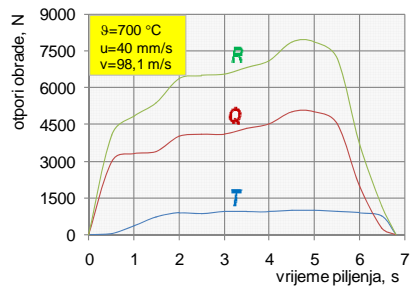
Dijagram P3.70 (R1100)



Dijagram P3.71 (R1100)



Dijagram P3.72 (R1100)



Dijagram P3.73 (R1100)

Dijagrami P3.58-P3.73 Otpori obrade T, Q i R za vrijeme odsijecanja pravougaonog profila 60x215 mm od R1100 i S235JR sa pilnim diskom prečnika  $D = 1900$  mm debljine  $\delta = 10$  mm



**ELEKTROOPTORNIČKI TENZOMETRI (MJERNE TRAKE)**

## ELEKTROOTPORNIČKI TENZOMETRI (MJERNE TRAKE)

Elektrootporne mjerne trake (*strain gauges*) imaju veliku primjenu u različitim područjima, naročito pri projektiranju i razvoju novih konstrukcija, te njihovom modelskom ispitivanju. Zahvaljujući njihovim prednostima, upotreba mjernih traka danas je vrlo raširena, a vrlo uspješno se mogu koristiti za analizu jednoosnog i dvoosnog stanja naprezanja kao i zaostalih naprezanja u materijalu. Primjenjive su kako za statička tako i dinamička mjerenja na konstrukcijama i mašinskim dijelovima, te posredno omogućuju mjerenje različitih mehaničkih veličina: sila i masa, deformacija i naprezanja, okretnih momenata, pritisaka, pomaka, vibracija...

Princip eksperimentalne analize napona korištenjem tenzometrijskih elektrootpornih mjernih traka sastoji se u korištenju mjernih traka za mjerenje komponentnih napona površine. Od izmjerenih deformacija i poznatih svojstava materijala, kao što su Young-ov modul elastičnosti i Poisson-ov broj, određene su apsolutne vrijednosti i smjer tih mehaničkih naprezanja. Kod mjerenja elektrootpornim trakama pretpostavlja se linearna međuzavisnost naprezanja i deformacija - mjerenja na konstrukcijama provode se u linearno-elastičnom području tj. u području važenja Hook-ovog zakona ( $\sigma = \varepsilon E$ ) gdje je:  $\sigma$  - normalno naprezanje na mjestu mjerenja na konstrukciji, MPa ili N/mm<sup>2</sup>,  $\varepsilon$  - deformacija mjernog objekta na mjestu mjerne trake,  $\mu\text{m}/\text{m}$ .

Osnovni princip rada elektrootpornih mjernih traka zasniva se na promjeni električnog otpora žice mjerne trake uzrokovanog promjenom njene duljine.

U neopterećenom stanju

$$R_0 = \rho \frac{\ell_0}{A_0} = \rho \frac{4\ell_0}{d_0^2 \pi} \quad \dots(\text{P4.1})$$

U opterećenom stanju

$$R = \frac{\rho \ell}{A} = \frac{4\rho \ell}{d^2 \pi} \quad \dots(\text{P4.2})$$

gdje je:  $R$  [ $\Omega$ ] - otpor vodiča (žice krušnog poprečnog presjeka)

$\rho$  [ $\Omega\text{mm}^2/\text{m}$ ] - specifični otpor

$\ell$  [m] - duljina vodiča.

Vrijede izrazi:

$$\left. \begin{aligned} \ell &= f(\varepsilon) = \ell_0(1 + \varepsilon) \\ A &= f(\varepsilon) = A_0(1 - \nu\varepsilon)^2 \\ \rho &= f(\varepsilon) = \rho_0(1 - \beta\varepsilon) \end{aligned} \right\} \quad \dots(\text{P4.3})$$

gdje je  $\beta$  - koeficijent promjene otpora žice u ovisnosti od naprezanja u žici.

Ako se žica produlji za iznos  $\Delta\ell$ , istovremeno će se poprečni presjek smanjiti za iznos  $\Delta A$ , pa će se njen električni otpor promijeniti za iznos  $\Delta R$ . Promjena otpora usljed opterećenja je  $R = R_0 + \Delta R$ .

Relativna promjena otpora žice mjerne trake iznosi

$$\frac{dR}{R} = \frac{d\rho}{\rho} + \frac{d\ell}{\ell} - \frac{dA}{A}; \quad \frac{\Delta R}{R} \approx \frac{\Delta\rho}{\rho} + \frac{\Delta\ell}{\ell} - \frac{\Delta A}{A} \quad \dots(\text{P4.4})$$

$$\frac{\Delta R}{R} \approx \frac{\Delta\rho}{\rho} + \frac{\Delta\ell}{\ell} - 2\frac{\Delta d}{d} = (\beta\varepsilon + \varepsilon + 2\nu\varepsilon) = (1 + \beta + 2\nu)\varepsilon = k\varepsilon \quad \dots(\text{P4.5})$$

gdje je  $k$  – osjetljivost mjerne trake ili faktor tenzometra, čiji iznos ovisi od materijala žice trake.

Odnos promjene otpora tenzometra i deformacije  $\varepsilon$  koja je jednaka deformaciji ispitivanog objekta na tom mjestu, određen je izrazom

$$\varepsilon = \frac{1}{k} \frac{\Delta R}{R} \quad \dots(P4.6)$$

U praksi se najčešće koriste mjerne trake s vrijednostima faktora  $k$  :

- kod metalnih žica tenzometra:  $k = (2,00 \div 2,10) \pm 1\%$

- kod poluvodiča  $k \cong 120$ .

Kao metalni vodič najčešće se koristi žica od konstantana promjera oko 20  $\mu\text{m}$ . Zbog svoje velike duljine žica je savijena vijugavo i zalijepljena na podlogu od papira ili između dva listića plastike (folije), tako da je duljina mjerne trake u praksi od 0,6 do 120 (700) mm. Tenzometarske trake upotrebljavaju se u mjernom području od -270 do 1000 °C. Mjerne trake se izrađuju od žice otpora od 120  $\Omega$ , 350  $\Omega$  ili 600  $\Omega$ . Za mjerenje na čeličnim konstrukcijama uglavnom se koriste tenzometri izrađene fotonagrizanjem tanke folije metala, npr. konstantana, koja je umetnuta između dvaju listića (folijski tenzometri). Najčešće se u praksi koriste tenzometri duljine traka (6÷10) mm i otpora 120  $\Omega$ .

Promjenu otpora je teško precizno izmjeriti – zato se ona određuje posredno putem promjene napona primjenom Ohm-ovog zakona ( $U = I \cdot R$ ), gdje je:  $U$  – napon [V],  $I$  – jačina struje [A], a  $R$  – otpor [ $\Omega$ ], [61].

Kod mjerenja na više mjesta konstrukcije (kao što je slučaj mjerenja na pilnom disku), sva su mjerna mjesta spojena na preklopnik pomoću kojeg se jedna po jedna mjerna traka uključuje u krug mjernog mosta (mjernog pojačala), a pri tom se zapisuju izmjerene vrijednosti kod željene vrijednosti opterećenja objekta. Zapisane vrijednosti iz mjernog pojačala se oduzimaju ili zbrajaju s nul-vrijednostima očitanih kod neopterećene konstrukcije i tako se određuju deformacije u pojedinim mjernim tačkama. Dakle, iz mjerenja promjene otpora tenzometra određuje se iznos deformacije u pravcu osi trake u mjernoj tački ispitivanog objekta.

Budući da je mjerna traka zalijepljena za element koji se ispituje, doživljava iste deformacije kao i ispitivani element.

Prikladna upotreba mjernih traka zavisi od određenog načina na koji se naprezanje povezuje sa deformacijom. Praktični slučajevi analize naprezanja su rijetko jedostavni. Mjerna traka se obično koristi gdje je nemoguće izračunati naprezanje, uglavnom zbog složenosti ispitivane konstrukcije. Da bi se korektno interpretirala informacija mjerne trake, potrebno je osnovno poznavanje zakona elastičnosti materijala. Karakteristike materijala uopšte, kao što je granica razvlačenja i zatezna čvrstoća, izražavaju se kao naponi.

Napon nije fundamentalna već izvedena veličina. Napon kao fizičku veličinu nije moguće mjeriti. On se mora izračunati bilo na osnovu uvedene sile i karakteristika poprečnog preseka dijela izloženog istezanju ili sabijanju, odnosno na osnovu unijetih deformacija i njihove raspodjele kada je konstrukcija izložena istezanju, pritisku, savijanju, uvijanju ili složenom naprezanju.

Normalna deformacija je promjena dimenzija i stoga je fundamentalna veličina podložna direktnom mjerenju.

Pošto se naprezanje univerzalno koristi za opisivanje otpornosti materijala, potrebno je prevesti deformacije koje se mogu mjeriti u naprezanja koja se mogu razumjeti.

Maksimalna i minimalna vrijednost napona leže duž dva uzajamno normalna pravca, a za bilo koji uslov opterećenja uvijek se nalaze pod pravim uglom.

U inženjerskim konstrukcijama značajne su ekstremne vrijednosti ovih napona kao i pravac njihovog dejstva [38]. Nazivaju se **glavni naponi**, a ravni u kojima oni djeluju su glavne ravni. Kako je jedan od glavnih napona uvijek najveći napon koji djeluje u tački, njegova veličina i pravac su obično od primarnog značaja.

Relacije koje postoje za napone su, također, primjenjive na deformacije. Glavne deformacije su maksimalne i minimalne vrijednosti oko tačke i one su uzajamno normalne. Druga odlika koja karakteriše glavne ravni je da u njima ne djeluju naponi ili deformacija smicanja.

Ako se više mjernih traka postavi zajedno ili tako da jedna preklapa drugu za dobijanje glavnih deformacija na nekoj površini, rezultujuća konfiguracija se naziva **rozeta**.

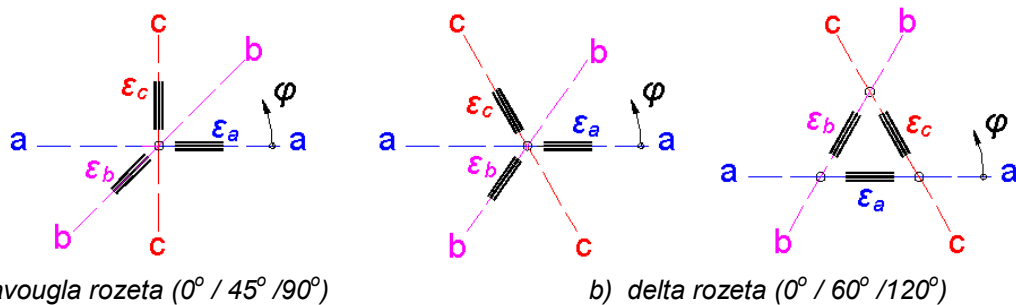
Kod ispitivanja konstrukcije u kojoj vlada ravansko stanje napreznja (slučaj pilnog diska kao tanke ploče konstantne debljine opterećen otporima obrade) potrebna su najmanje dva tenzometra (koji su postavljeni međusobno okomito) i to u slučaju da su **poznati** glavni pravci napreznja. Mjerenjem glavnih deformacija  $\varepsilon_1$  i  $\varepsilon_2$ , pomoću Hook-ovog zakona mogu se izračunati glavna napreznja u mjerenoj tački konstrukcije [57]:

$$\sigma_1 = \frac{E}{1-\nu^2}(\varepsilon_1 + \nu\varepsilon_2); \quad \sigma_2 = \frac{E}{1-\nu^2}(\varepsilon_2 + \nu\varepsilon_1) \quad \dots(P4.7)$$

Ako u tački konstrukcije u kojoj vlada ravansko stanje napreznja **nisu poznati** pravci glavnih napreznja, potrebno je mjeriti deformacije u najmanje tri pravca.

Najviše se u praksi koriste:

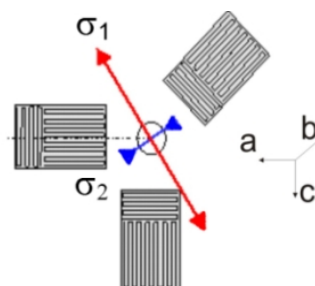
- pravougla rozeta (trake orijentisane pod uglovima  $0^\circ$ ,  $45^\circ$  i  $90^\circ$ ), slika P4.1-a i
- delta rozeta (trake orijentisane pod uglovima  $0^\circ$ ,  $60^\circ$  i  $120^\circ$ ), slika P4.1-b.



Slika P4.1 Konfiguracija rozeta

Tri odvojena tenzometra tvornički su već spojeni u rozetu s potrebnim međusobnim uglovima. Već je navedeno da za slučaj ravanskog napreznja potrebno je izmjeriti deformaciju u najmanje tri pravca u cilju nalaženja glavnih deformacija i njihovih pravaca. Rozete se, prema tome, obično sastoje od tri mjerne trake. Ako se deformacija izmjeri i u četvrtom pravcu, ova veličina se može takođe koristiti bilo direktno za izračunavanje deformacije ili za provjeru dobijenih rezultata ostalih triju traka. Za slučaj kada su poznati pravci glavnih deformacija očitavanja dvije deformacije biće dovoljna za određivanje glavnih napona. Na taj način, za ovaj specijalan slučaj, biće adekvatna rozeta sa dvije trake postavljene pod pravim uglom jedna prema drugoj. Kada su pravci glavnih deformacija približno poznati, pogodna je upotreba pravougla rozeta pošto se dvije trake mogu orijentisati u procjenjenom pravcu glavnih deformacija. Kada je pravac glavne deformacije potpuno nepoznat, mogu se koristiti delta ili T-delta rozeta pošto ovaj tip ima maksimalni mogući ugao između osa traka.

Na osnovu izmjerenih mikrodeformacija na trakama u rozeti koje su obilježene prema šemi datoj na slici P4.2 izračunavaju se komponentni i glavni naponi.



Slika P4.2 Obilježavanje mjernih traka u rozeti

Za objekte kompleksnog oblika sa superimpozicijom različitih tipova opterećenja (normalna, savojna ili torziona opterećenja) ili za tačke nehomogenosti (zone promjene geometrijskog oblika) pretpostavka pravaca glavnih napona je praktično nemoguća. Stoga se i izvode praktična mjerenja i analize u cilju utvrđivanja veličina glavnih napreznja, kao i pravaca njihovog djelovanja. Mjerenje deformacija se tada izvode u tri različita pravca za svako mjerno mjesto.

U eksperimentalnoj analizi napona primjenjene su takozvane 3-žične rozete za mjerenje napreznja i to verzija  $0^{\circ}/45^{\circ}/90^{\circ}$  principala RY91—1,5/120 i RY91-3/120 sa preklopljenim mjernim vlaknima prilagođene čeliku. Tri mjerne žice rozete su označene sa oznakom **a**, **b** i **c** (slika P4.1). Prema tome, 3-žične rozete mjere tri deformacije  $\varepsilon_a$ ,  $\varepsilon_b$  i  $\varepsilon_c$  u smijerovima a, b i c. Pravci mjerenja koji se ne poklapaju sa pravcima glavnih napona su raspoređeni u matematski pozitivnom redosljedu u ravni mjerenja.

Deformacije se mogu mjeriti u bilo kojem pravcu, a obično su to kombinacije rozeta sa rasporedom pojedinačnih traka  $0^{\circ}/45^{\circ}/90^{\circ}$  ili  $0^{\circ}/60^{\circ}/120^{\circ}$ .

U proceduri obrade podataka prvo se odrede normalni i tangencijalni naponi tamo gdje su najveći, pa se odrede glavni naponi, a onda odredi ekvivalentni napon zavisno od teorije koja se primjenjuje [53].

Za slučaj korištenja rozete tipa  $0^{\circ}/45^{\circ}/90^{\circ}$  glavni normalni naponi se određuju prema slijedećem izrazu [57]

$$\sigma_{1,2} = \frac{E}{1-\nu} \cdot \frac{\varepsilon_a + \varepsilon_c}{2} \pm \frac{E}{\sqrt{2}(1+\nu)} \sqrt{(\varepsilon_a - \varepsilon_b)^2 + (\varepsilon_c - \varepsilon_b)^2} \quad \dots(P4.8)$$

a ugao  $\varphi$  pravca glavnih napona određuje se pomoću ugla  $\Psi$  prema jednačini (P4-9)

$$\operatorname{tg} \psi = \left| \frac{2\varepsilon_b - \varepsilon_a - \varepsilon_c}{\varepsilon_a - \varepsilon_c} \right| \left| \frac{N}{D} \right| \quad \dots(P4.9)$$

Za slučaj korištenja rozete tipa  $0^{\circ}/60^{\circ}/120^{\circ}$  glavni normalni naponi se određuju prema izrazu

$$\sigma_{1,2} = \frac{E}{1-\nu} \cdot \frac{\varepsilon_a + \varepsilon_b + \varepsilon_c}{3} \pm \frac{E}{1+\nu} \sqrt{\left( \frac{2\varepsilon_a - \varepsilon_b - \varepsilon_c}{3} \right)^2 + \frac{1}{3}(\varepsilon_b - \varepsilon_c)^2} \quad \dots(P4.10)$$

Kako u presjeku pilnog diska djeluju normalna i tangencijalna napreznja, potrebno je odrediti ekvivalentno napreznje, koje na različite načine uključuje utjecaj tangencijalnih napreznja na stanje napreznja. Dakle, ekvivalentno (reducirano) napreznje je ono normalno jednoosno napreznje, koje na konstrukciju u pogledu čvrstoće ima jednaki učinak kao djelujuće višeosno napreznje.

Ekvivalentno napreznje računato je prema hipotezi najvećeg specifičnog deformacionog rada (Huber, von Mises, Hencky) pri čemu kod duktilnog (žilavog) materijala kao što je materijal pinog diska, za biaksijalno opterećenje važi izraz

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} \quad \dots(P4.11)$$

Ugao  $\varphi$  pravca glavnih napona određuje se pomoću ugla  $\Psi$  prema jednačini

$$\operatorname{tg} \psi = \left| \frac{\sqrt{3}(\varepsilon_b - \varepsilon_c)}{2\varepsilon_a - \varepsilon_b - \varepsilon_c} \right| \left| \frac{N}{D} \right| \quad \dots(P4.12)$$

Nejednakost tangensa čini potrebu definisanja brojnika oznake ( $N$ ) prije izvođenja krajnjeg proračuna gore pomenutog količnika. Određivanje predznaka (simbola) je važno zato što oni ukazuju na kvadrant kružnom luku u kojoj se ugao  $\Psi$  nalazi. Za numeričku vrijednost tangensa može se odrediti veličina ugla  $\Psi$

$$|\Psi| = \operatorname{arctg} [^{\circ}]$$

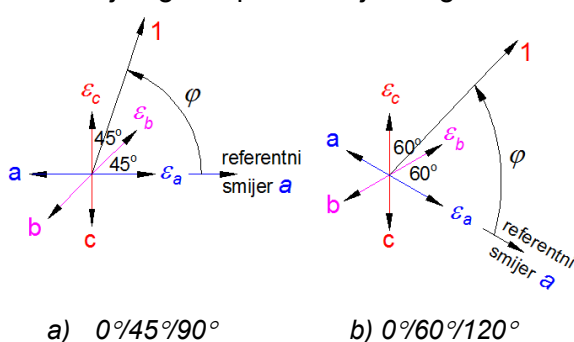
Ugao  $\varphi$  može se odrediti jednim od mogućih slučajeva

$$\left. \begin{aligned} \left. \begin{aligned} N \geq 0 (+) \\ D > 0 (+) \end{aligned} \right\} \varphi = \frac{1}{2}(0^\circ + |\Psi|) \\ \left. \begin{aligned} N > 0 (+) \\ D \leq 0 (-) \end{aligned} \right\} \varphi = \frac{1}{2}(180^\circ - |\Psi|) \\ \left. \begin{aligned} N \leq 0 (-) \\ D < 0 (-) \end{aligned} \right\} \varphi = \frac{1}{2}(180^\circ + |\Psi|) \\ \left. \begin{aligned} N < 0 (-) \\ D \geq 0 (+) \end{aligned} \right\} \varphi = \frac{1}{2}(360^\circ - |\Psi|) \end{aligned} \right\} \dots(P4.13)$$

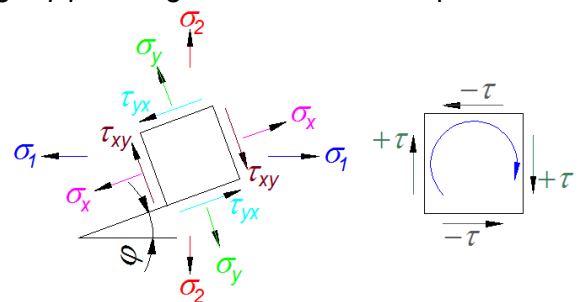
<b>N</b>	$\geq 0 (+)$	$> 0 (+)$	$\leq 0 (-)$	$< 0 (-)$
<b>D</b>	$> 0 (+)$	$\leq 0 (-)$	$< 0 (-)$	$\geq 0 (+)$
Odgovarajući kvadrant	I	II	III	IV
$\varphi =$	$\frac{1}{2}(0^\circ + \psi)$	$\frac{1}{2}(180^\circ - \psi)$	$\frac{1}{2}(180^\circ + \psi)$	$\frac{1}{2}(360^\circ - \psi)$

Slika P4.3 Određivanje kvadranta na osnovu vrijednosti ugla  $\Psi$ -šema za određivanje ugla  $\varphi$  pravca glavnih napona

Iznalaženje ugla  $\Psi$  potrebno je zbog određivanja ugla  $\varphi$  pravca glavnih normalnih napona.



Slika P4.4 Određivanje ugla  $\varphi$  glavnog pravca 1 na mjernom mjestu (pravac glavnog napona  $\sigma_1$ )



Slika P4.5 Pravci i predznaci komponentnih napona  $\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}$  na elementu

Ugao  $\varphi$  pronađen na ovaj način, treba primijeniti od osi referentne mjerne mreže **a** u matematički pozitivnom smjeru (suprotno kazaljci sata). Osa mjerne mreže **a** oblikuje jednu stranicu ugla  $\varphi$ , druga stranica daje glavni pravac 1. To je pravac glavnog normalnog napona  $\sigma_1$  koji je identičan pravcu glavne deformacije  $\epsilon_1$ . Vrh ugla nalazi se na presjecištu osa mjerne mreže. Glavni pravac 2 (pravac glavnog normalnog napona  $\sigma_2$ ) je ugao  $\varphi+90^\circ$ .

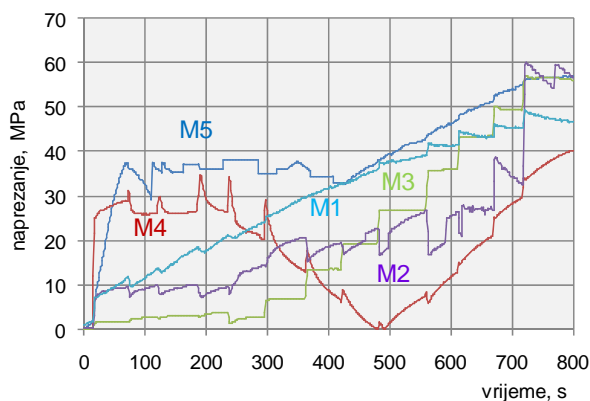
## EKSPERIMENTALNA MJERENJA NA PILNOM DISKU U STATIČKIM USLOVIMA

*Rezultati tenzometrijskih mjerenja naprezanja i deformacija pilnog diska sa 2, 3, 5 i 6 zubaca u zahvatu i to za dva slučaja uvođenja statičkog djelovanja opterećenja:*

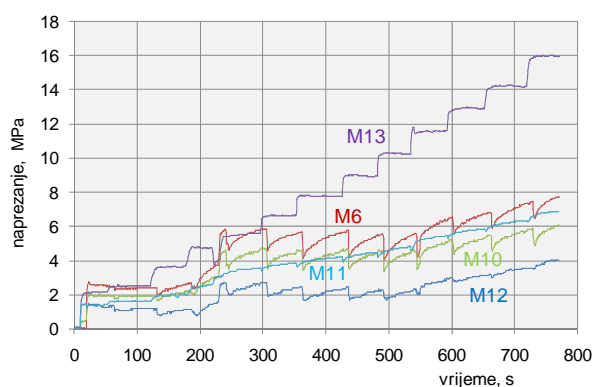
- 1) *Dijagrami P5.1 ÷ P5.9  
Postepeni porast sile pritiska (0 ÷ 25500) N sa prirastom od 1960 N  
Test (0 ÷ 130) bara*
- 2) *Dijagrami P5.10 ÷ P5.18  
Kontinuirani porast sile pritiska (0 ÷ 19600) N  
Test (0 ÷ 100) bara*
- 3) *Dijagrami P5.19 ÷ P5.21  
Pomjeranje osovine konzolnog sklopa pilnog diska pri kontinuiranom porastu sile pritiska (0 ÷ 19600) N  
Test (0 ÷ 100) bara*

**POSTEPENI PORAST SILE PRITISKA (0 ÷ 25500) N SA PRIRASTOM OD 1960 N  
TEST (0 ÷ 130) bara**

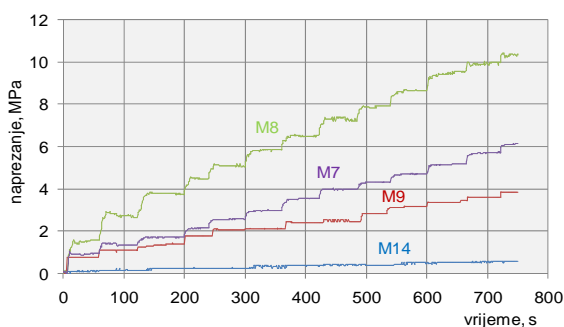
**Tri zuba u zahvatu**



*Dijagram P5.1 Mjerna mjesta od M1 do M5*

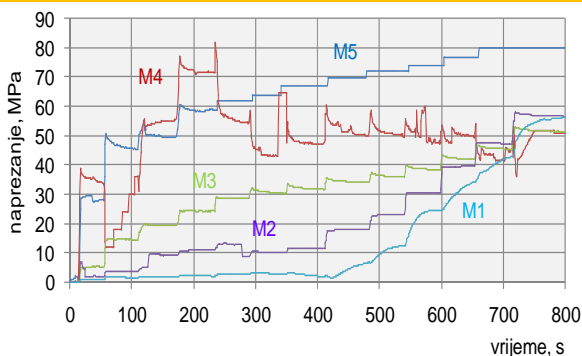


*Dijagram P5.2 Mjerna mjesta M6 i M10 ÷ M13*

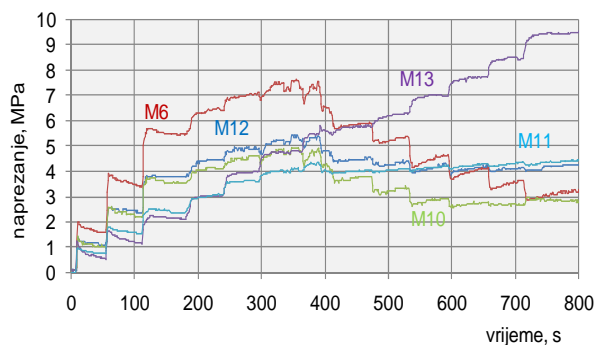


*Dijagram P5.3 Mjerna mjesta M7, M8, M9 i M14*

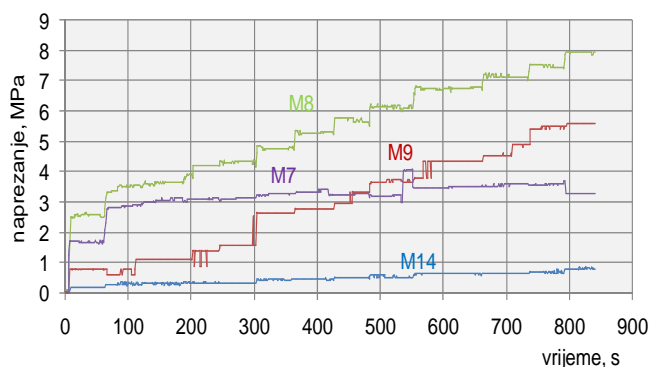
**Pet zuba u zahvatu**



*Dijagram P5.4 Mjerna mjesta od M1 do M5*



*Dijagram P5.5 Mjerna mjesta M6 i M10 ÷ M13*

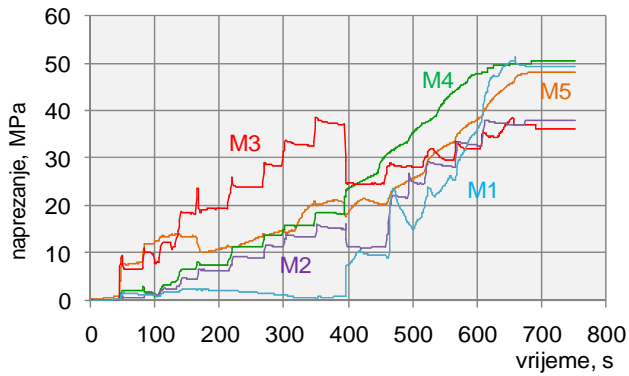


*Dijagram P5.6 Mjerna mjesta M7, M8, M9 i M14*

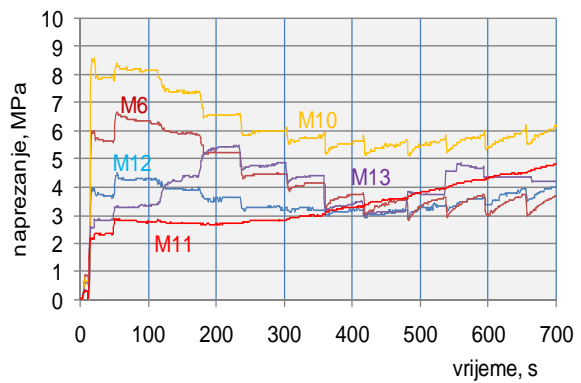


1.nastavak – Postepeni porast sile pritiska (0 ÷ 25500) N; test (1 ÷ 130) bara

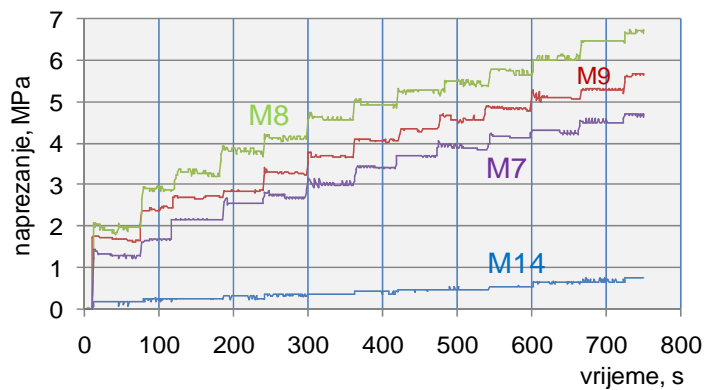
Šest zuba u zahvatu



Dijagram P5.7 Mjerna mjesta M1 do M5



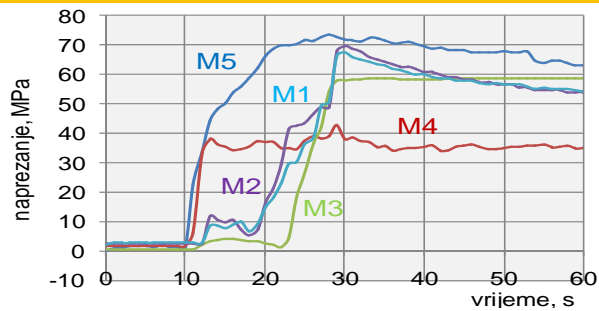
Dijagram P5.8 Mjerna mjesta M6 i M10 ÷ M13



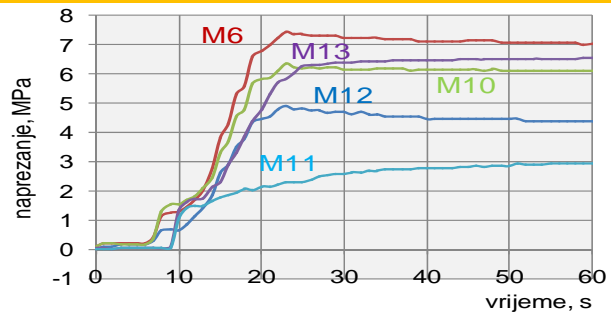
Dijagram P5.9 Mjerna mjesta M7, M8, M9 i M14

**KONTINUIRANI PORAST SILE PRITISKA (0 ÷ 19600) N  
TEST (0 ÷ 100) bara**

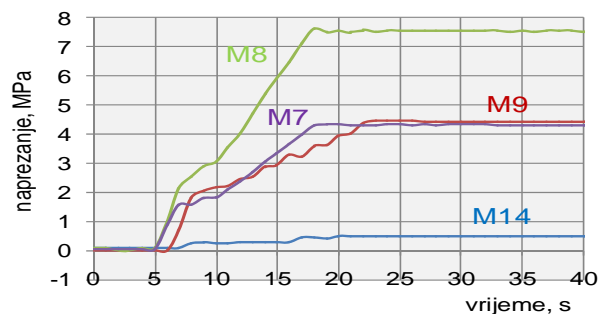
Tri zuba u zahvatu



Dijagram P5.10 Mjerna mjesta od M1 do M5



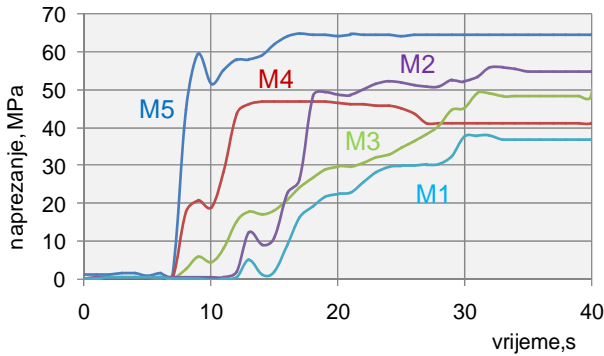
Dijagram P5.11 Mjerna mjesta M6 i M10 ÷ M13



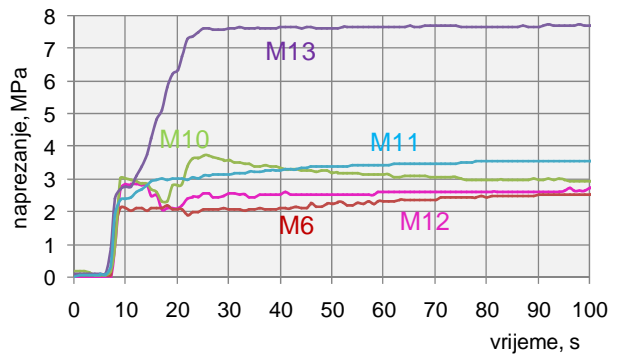
Dijagram P5.12 Mjerna mjesta M7, M8, M9 i M14

1.nastavak - Kontinuirani porast sile pritiska (0 ÷ 19600) N; test (0 ÷ 100) bara

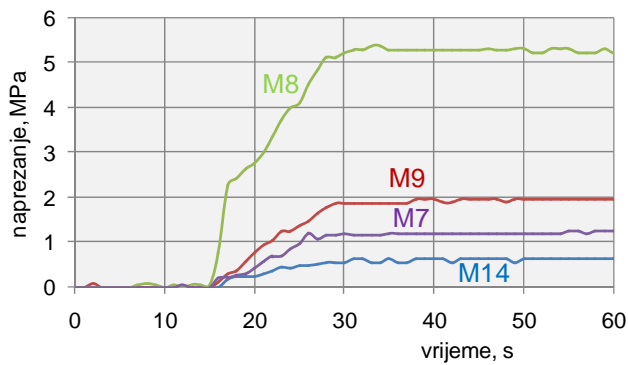
**Pet zuba u zahvatu**



Dijagram P5.13 Mjerna mjesta od M1 do M5

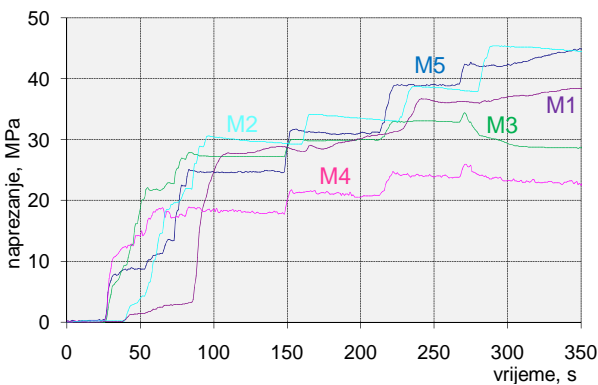


Dijagram P5.14 Mjerna mjesta M6 i M10÷M13

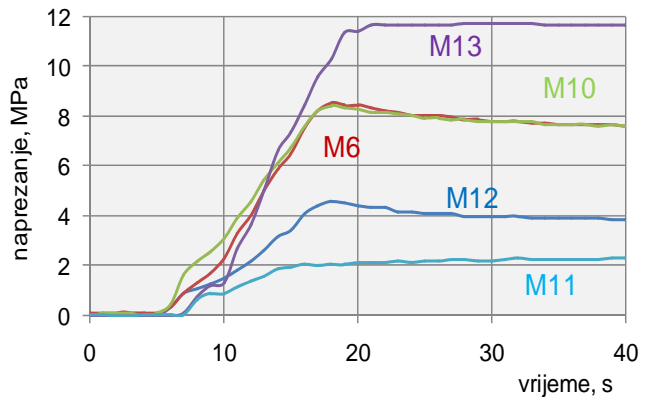


Dijagram P5.15 Mjerna mjesta M7, M8, M9 i M14

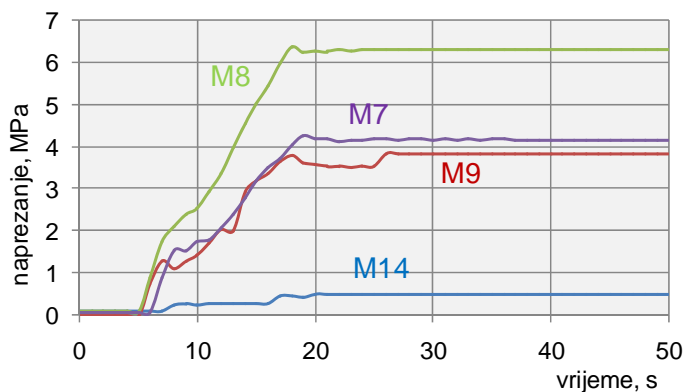
**Šest zuba u zahvatu**



Dijagram P5.16 Mjerna mjesta M1 do M5

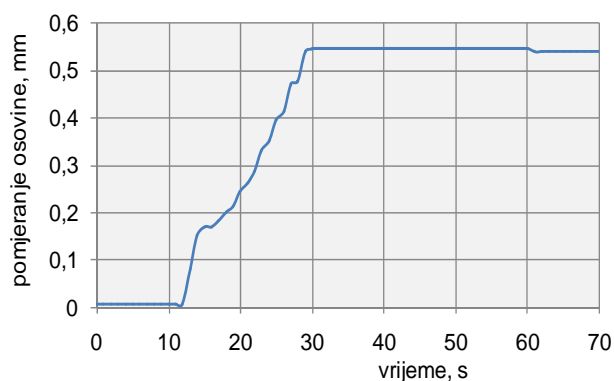


Dijagram P5.17 Mjerna mjesta M6 i M10÷M13

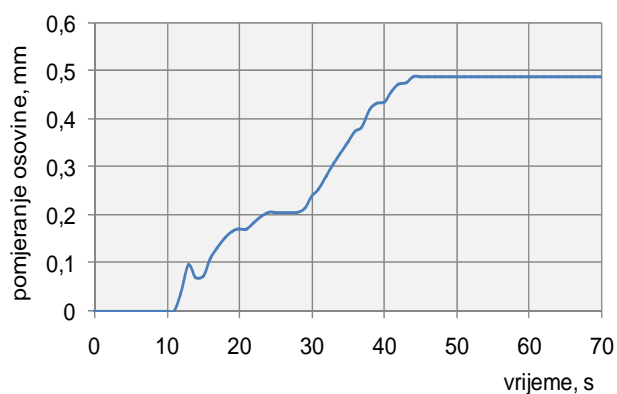


Dijagram P5.18 Mjerna mjesta M7, M8, M9 i M14

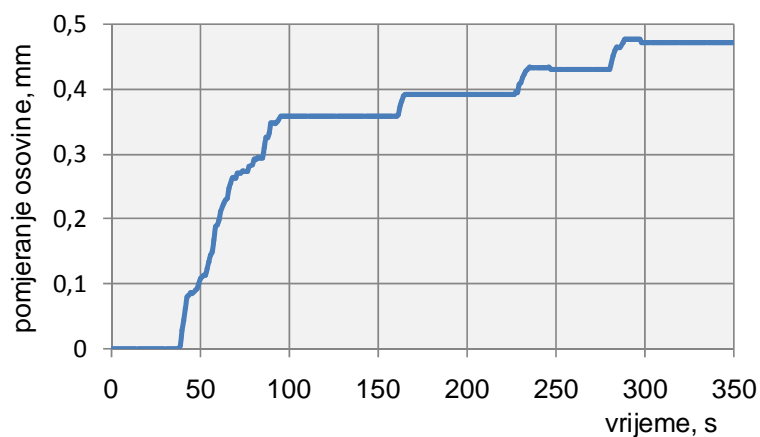
**POMJERANJE OSOVINE KONZOLNOG SKLOPA PILNOG DISKA PRI  
KONTINUIRANOM PORASTU SILE PRITISKA (0 ÷ 19600) N  
TEST (0 ÷ 100) bara**



*Dijagram P5.19 Tri zuba u zahvatu*



*Dijagram P5.20 Pet zuba u zahvatu*



*Dijagram P5.21 Šest zuba u zahvatu (kontinuirano + postepeno uvođenje opterećenja u tri navrata po 1960 N)*