

УНИВЕРЗИТЕТ У БЕОГРАДУ

МАШИНСКИ ФАКУЛТЕТ

Мирослав С. Милутиновић

**ИСТРАЖИВАЊЕ И РАЗВОЈ  
ПРОЦЕДУРЕ И МОДЕЛА ЗА  
РОБУСТНИ ДИЗАЈН МЕЊАЧКИХ  
ПРЕНОСНИКА**

докторска дисертација

Београд, 2013

UNIVERSITY OF BELGRADE  
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

Miroslav S. Milutinović

**RESEARCH AND DEVELOPMENT OF  
PROCEDURES AND MODELS FOR  
ROBUST DESIGN OF AUTOMOTIVE  
GEARBOXES**

Doctoral Dissertation

Belgrade, 2013

Комисија за оцјену и одбрану:

Ментор: Др Милосав Огњановић, редовни професор  
Машински факултет,  
Универзитет у Београду

Чланови комисије: Др Милета Ристивојевић, редовни професор  
Машински факултет,  
Универзитет у Београду

Др Божидар Росић, редовни професор  
Машински факултет,  
Универзитет у Београду

Др Горан Воротовић, научни сарадник  
Машински факултет,  
Универзитет у Београду

Др Биљана Марковић, доцент  
Машински факултет,  
Универзитет у Источном Сарајеву

## **ЗАХВАЛНОСТ**

*Са великим задовољством желим да изразим захвалност проф.др Милосаву Огњановићу, који је као ментор са великом пажњом и ангажовањем пратио и давао конструктивне савјете и сугестије како бих ова докторска дисертација добила своју праву форму.*

*Такође, желим да се захвалим члановима комисије за оцјену и одбрану докторске дисертације.*

*Поред ментора и чланова комисије који су заслужни за успјешан завршетак докторске дисертације, велику захвалност дугујем и др Горану Воротовићу, из центра за моторна возила ЦИАХ Универзитета у Београду, и његовим сарадницима који су својом стручном и несебичном помоћи дали велики допринос изради експерименталног дијела.*

*Захваљујем се и господину Блаженку Топаловићу који је омогућио да се на његовом возилу изврши експериментално испитивање.*

*Неизмјерну захвалност дугујем мојој породици која ме је подржавала цијелим током мог досадашњег школовања.*

*Ову дисертацију посвећујем својој дјеци*

**Огњену, Наташи и Марку**

## **ИСТРАЖИВАЊЕ И РАЗВОЈ ПРОЦЕДУРЕ И МОДЕЛА ЗА РОБУСТНИ ДИЗАЈН МЕЊАЧКИХ ПРЕНОСНИКА**

### **РЕЗИМЕ**

Развијене процедуре у овом раду заснивају се на коришћењу поузданости машинског система и компонената као гранични услов за одређивање конструкцијских и других параметара, као својство компонената и као показатељ квалитета система. Елементарна поузданост је дефинисана као сложена вјероватноћа коју чине вјероватноћа радних услова и вјероватноћа конкретног разарања за те услове. За жељену поузданост одређују се конструкцијски параметри компонената (зупчаника, лежаја и др.) мјењачког преносника за различите услове вожње теретних моторних возила у које је уграђен шестостепени мануелни мјењачки преносник. Статистички показатељи радних услова (коришћење одговарајућих степена преноса и спектри оптерећења за сваког од њих) одређени су експерименталним мјерењем на возилу ФАП 1620 у изабраним радним условима. Методом интервјуа возача и корисника изведене су одговарајуће статистичке процене. На основу спектара радних и критичних стања одређује се поузданост компонената преносника аналитичким путем уз коришћење посебно развијеног модела. У инверзном приступу, за дату поузданост одређује се носивост компонената и система. За ову сврху, директну и инверзну варијанту, развијен је модел и софтвер за прорачун поузданости, конструкцијских параметара и носивости мјењачких преносника. Програм је направљен у Visual Basic 6, а омогућава интерактивну комуникацију и варијацију улазних података и добијање оптималних излазних вриједности. Осим тога добијени конструкцијски параметри су робустни тј. неосјетљиви на варијацију услова рада јер су захваљујући коришћењу поузданости као статистичке величине, обухваћене могуће варијације услова рада и критичних стања компонената преносника.

### **Кључне ријечи:**

Мјењачки преносник, зупчаник, спектри оптерећења, поузданост, вјероватноћа разарања, мјерење обртног момента, Visual basic 6

Научна област: Машинство

Ужа научна област: Опште машинске конструкције

УДК број: 621.833.062(043.3)

# ***RESEARCH AND DEVELOPMENT OF PROCEDURES AND MODELS FOR ROBUST DESIGN OF AUTOMOTIVE GEARBOXES***

## **ABSTRACT**

Procedures developed in this paper are based on the use of reliability of mechanical systems and components as a boundary condition to determine the construction and other parameters, such as feature of components and indicator of system quality. Elementary reliability is defined as complex probability consisting of the probability of working conditions and the probability of concrete destruction for those conditions. For desired reliability, construction parameters of the components is being determined (gears, bearings, etc.), for the gearbox in various driving conditions of freight motor vehicles, in which six-speed manual gearbox has been installed. Statistical indicators of working conditions (use of appropriate gears and loading spectra for each of them) were determined by experimental measurement on the vehicle FAP 1620 in selected conditions. Interviewing the drivers and users has enabled deriving proper statistical evaluation. Based on the spectra of working and critical states, reliability of components of gearbox is determined using analytical method according specially developed model. In the inverse approach, carrying capacity of the components and system are determined according given reliability. For this purpose, direct and inverse version, a model and software for the calculation of reliability, constructional parameters and carrying capacity of gearboxes has been developed. Program is made to the software package Visual Basic 6, and it enables interactive communication and variation of the input data and obtaining optimal output values. Moreover, the obtained construction parameters are robust, i.e. insensitive to the variation of working conditions, because of using of reliability, as a statistical value, possible variation of working conditions and critical states of the components of gearboxes have been included.

### **Keywords:**

Gearbox, gear, loading spectra, reliability, failure probability, measuring torque, Visual Basic 6

Scientific areas: Mechanical Engineering

Field of Academic Expertise: Machine Design

UDK : 621.833.062(043.3)

## САДРЖАЈ

<b>1. УВОД..</b> .....	1
<b>2. ПРИКАЗ СТАЊА И РЕЗУЛТАТИ ИСТРАЖИВАЊА</b> .....	4
<b>3. РАДНА ОПТЕРЕЋЕЊА МЈЕЊАЧКОГ ПРЕНОСНИКА</b> .....	27
3.1 Метода интервјуа .....	28
3.2 Анкета о учешћу степени преноса код мењачког преносника .....	34
3.3 Мјерење обртног момента мјењачког преносника.....	40
3.3.1 Дефинисање услова мјерења обртних момената .....	40
3.3.2 Систем мјерења.....	41
3.3.3 Мјерење излазног обртног момента мјењача.....	46
3.3.3.2 Мјерење излазног обртног момента мјењача при вожњи оптерећеног теретног моторног возила .....	51
3.4 Спектри оптерећења за одговарајуће степене преноса .....	57
3.4.1 Спектар оптерећења за први пар зупчаника .....	59
3.4.2 Спектар оптерећења за други пар зупчаника.....	60
3.4.3 Спектар оптерећења трећег пара зупчаника .....	61
3.4.4 Спектар оптерећења четвртог пара зупчаника .....	62

3.4.5	Спектар оптерећења шестог пара зупчаника .....	63
3.4.6	Спектар оптерећења зупчаника за вожњу уназад.....	64
3.4.7	Спектар оптерећења за нулти пар зупчаника.....	65
3.4.8	Спектри оптерећења лежаја.....	66
<b>4.</b>	<b>ПОТЕНЦИЈАЛНА ОШТЕЋЕЊА.....</b>	<b>76</b>
4.1	Анализа оштећења мјењачких преносника на бази интервјуа.....	76
4.2	Приказ могућих оштећења дијелова мјењачког преносника .....	80
<b>5.</b>	<b>ПОУЗДАНОСТ ЗА РОБУСТНИ ДИЗАЈН .....</b>	<b>104</b>
5.1.	Поузданост као својство компонената система.....	104
5.2.	Декомпоновање и моделирање структуре и својстава мјењачког преносника .....	106
5.3.	Робустни дизајн заснован на жељеној поузданости .....	113
5.3.1.	Елементарна поузданост .....	114
5.3.2.	Дозвољени напон бокова зубаца зупчаника .....	116
5.3.3.	Одређивање носивости зупчаника и мјењачког преносника .....	119
5.3.3.	Одређивање конструкцијских параметара зупчаника.....	121
5.3.4.	Одређивање поузданости, носивости и вијека лежаја .....	122
5.3.5.	Поузданост синхро-спојница.....	123
5.3.6.	Поузданост заптивача .....	124
<b>6.</b>	<b>ИНТЕРАКТИВНИ МОДЕЛ И СОФТВЕР ЗА ИДЕНТИФИКАЦИЈУ КОНСТРУКЦИЈСКИХ ПАРАМЕТАРА И НОСИВОСТИ.....</b>	<b>125</b>
<b>7.</b>	<b>ЗАКЉУЧАК .....</b>	<b>136</b>
<b>8.</b>	<b>ЛИТЕРАТУРА .....</b>	<b>140</b>
<b>9.</b>	<b>ПРИЛОГ .....</b>	<b>I</b>
<b>10.</b>	<b>БИОГРАФИЈА.....</b>	<b>XXIX</b>



## 1. УВОД

Технолошка достигнућа, повећање глобалне конкуренције на тржишту и повећање очекивања купаца приморавају произвођаче да побољшавају флексибилности производа, смањују вријеме настанка производа, без угрожавања цијене, функционалности или квалитета производа. Истовремено приликом развоја производа неопходно је водити рачуна о условима рада у којима учествује производ. Са становишта купаца неуспјеси у раду производа су непожељни, док са становишта произвођача неуспјеси са производима су недопустиви. Јасно је да су улагања у нове поуздане производе скупа, али су последице које могу настати развојем непоузданог производа скупље.

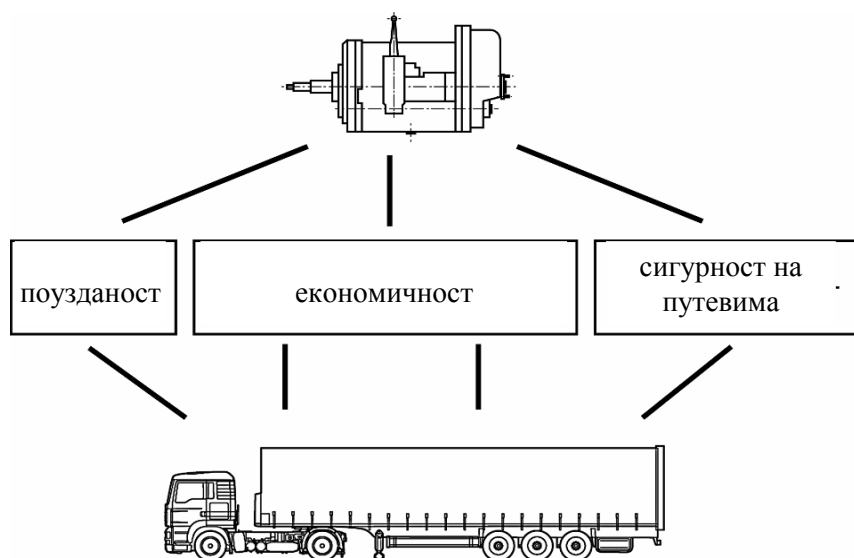
Као основа за развој поузданог производа јесте и познавање историјског значаја производа сличних карактеристика развијаном производу у циљу не понављања грешака. Сврха учења на развоју других производа јесте у томе да се сагледају тренутне могућности развоја поузданости, а самим тим и производа. Важан чинилац у развоју поузданости јесте и дефинисање неуспјеха у току развоја производа који има за циљ да избјегне одређене пропусте или да смањи њихове

последнице у даљем развоју или раду производа. Методологија за добијање квалитетних производа у првом покушају, неосјетљивих на варијацију услова рада, позната је под називом Робустни дизајн. Овај циљ је остварен уз коришћење аксиоматског приступа (Аксиоматски дизајн) за израчунавање конструкцијских параметара или функционалних потреба (носивости) и уз коришћење елементарне поузданости као граничног услова (принуде) за одређивању коефицијената аксиоматске трансформације. Уз то примјењена је и метода декомпоновања система и његових својстава да би се дошло до нивоа компонената на које се примјењују поменуте методе. На овај начин у развијене моделе укључена је и методологија дизајна заснована на својствима (Property-based design).

У основи мјењачки преносници могу се разврстати у следеће групе:

- мануелно управљани мјењачи, са различитим бројем степена преноса (брзина),
- аутоматски мјењачки преносници, такође са различитим бројем степена преноса,
- хидростатички управљани мјењачи без прекида тока снаге,
- хидраулични (хидростатички преносници) са континуалном промјеном преносног односа.

Мјењачки преносник треба да обезбиједи поуздан рад возила, економичну трансформацију енергије и сигурност у вожњи на путевима при различитим условима (слика 1.1).



Слика 1.1. Утицај преносника на опште карактеристике возила [101].

Први синхронизован мјењачки преносник појавио се на тржишту тек 1957. године под ознаком ZF S 6-55. Први полу-аутоматски мјењач за теретна возила појавио се на тржишту 1985.године као ZF-ов или Мерцедес Бенз. Већ 2000-те године у тешким возилима су се појавили аутоматски мјењачи. Међутим аутоматски мјењачи још увијек нису постали уобичајени у примјени код теретних возила, углавном због своје поузданости. За разлику од камиона код градских аутобуса аутоматски мјењачи постали су уобичајени.

Истраживања у овој области су усмјерена на усавршавање прорачуна и квалитета израде да би се побољшале радне карактеристике, повећала носивост и продужио радни вијек зупчаника и других компонената, а самим тим и вијек самог преносника.

Овај рад нема за циљ развој мјењачког преносника, нити се упушта у бројне конструкцијске детаље који су од изузетне важности за све аспекте њихове примјене приказане на слици 1.1. Циљ рада је прилагођавање савремених метода робустног и аксиоматског дизајна и дизајна заснованог на својствима, потребама развоја комплексних машинских система. Мјењач теретног (привредног) моторног возила изабран је јер представља комплексну конструкцијску структуру, остварује своју функцију у изузетно стохастичким условима, а осим тога мјењач исте конструкције уграђује се у различитим конструкцијама возила која су намењена експлоатацији у различитим условима. Поузданост је искоришћена као гранични услов, као функционална потреба и као показатељ квалитета. Она је омогућила да се ови хетерогени аспекти међусобно повежу. За ове потребе начин одређивања и смисао поузданости дефинисан је на специфичан начин. Дакле, мјењач је у овом раду само примјер на којем се верификује развијена методологија. За ефикаснију верификацију развијеног модела развијен је софтвер DRAG (Design for Reliability of Automotive Gearbox). Помоћу овог софтвера одређује се носивост мјењачког преносника на основу познатих оптерећења и жељене поузданости или конструкцијски параметри компонената за жељену носивост и поузданост у датим условима експлоатације.

## 2. ПРИКАЗ СТАЊА И РЕЗУЛТАТИ ИСТРАЖИВАЊА

Промјене стања на тржишту, као и потреба за сталним усавршавањем и увођењем нових производа доводи до повећања сложености техничких система. По правилу вријеме потребно за развој новог производа ограничено је, а ограничени су и трошкови у развоју новог или усавршавању старог производа. Глобална конкуренција, као и развој науке и технологије подстичу ове активности. Нови производ мора бити усклађен са окружењем (радним условима и ергономијом корисника) и да обезбиједи одговарајућу функционалност током радног вијека производа [8]. Показатељи квалитета техничког система (производа) су поузданост, погодност за руковање и одржавање, ниво вибрација и буке, габарит и други.

Како се у данашње вријеме са развојем конкуренције на тржишту интензивније развијају потребе за новим производима, према [115] ипак је велики број производа који су настали на основама већ постојећих. Као алат за развијање идејних рјешења на бази постојећих варијантних рјешења нуди се процедура верификована на примјеру развоја идејног рјешења дизел мотора [55]. Кроз овај

рад приказан је и начин визуелизације процеса развоја производа у циљу предвиђања могућих проблема у процесу експлоатације производа.

Развојем новог производа, или пак усавршавањем постојећег, конструктор тежи да се тај производ што боље покаже на тржишту и да је што мања потреба за промјеном конструкцијских параметара ако се тај производ користи у различитим условима рада. То значи да се исто кунструкцијско рјешење може примјенити за различите услове рада. У основи робустни дизајн представља процедуру за добијање производа неосјетљивих на варијације услова рада, тј. да његови конструкциони параметри одговарају ширем спектру услова рада. Први који је почео развијати ову методу јесте Taguchi [4]. Иако су и други аутори [83][86] писали о концепту робустног дизајна, ипак је Taguchi био тај који је популаризовао и резултирао низ истраживачких чланака о тој теми.

Према аутору [4] наведено је да таква идеја датира још од 1940. године, а указана јој је међународна пажња 1980-тих преводом на енглески језик. Као сваки развој технологије и научних досигнућа и ова идеја је праћена многим публикацијама од стране бројних аутора у којима су предложана три корака за конструисање [4]. Ти кораци су избор функционалних захтјева, поставка аналитичког модела, дефинисање конструкцијских параметара укључујући и толеранције са нагласком на употребу експерименталних метода у последња два корака. Суштину Taguchi идеје на разумљивији и свеобухватнији начин дају аутори радова [41] и [52], док је у каснијим 80-тим и 90-тим било дискусија о статистичким методама које је предлагао Taguchi. Такође, према аутору [41] од 1992. године методе за постизање робустности конструкцијских рјешења усмјерене су на употребу не статистичких метода.

У циљу постизања неосјетљивости производа или процеса током конструисања, аутори рада [29], дају преглед литературе и практичних примјера за индустријску употребу. У раду је дат преглед примјењених статистичких метода за реализацију робустности у дизајну за период од 1987. до 2003.године. Исти аутори наводе да су Arrvidson и Gremyer 2008 дали дефиницију: „Методологија робустног дизајна представља системске напоре да се постигне неосјетљивост. Ови напори се заснивају на свјесности варијације и примјени у свим фазама конструисања.“ Аутори појашњавају улогу робустног дизајна у свим фазама конструисања. Поред ових статистичких метода којима је дата пажња и дискусија, према [4] један број публикација био је усмјерен према не-статистичким методама у овој области.

Како је литература о робустаном дизајну углавном усмјерена према развоју метода за идентификацију рјешења за робустни дизајн, тако аутори рада [4] дају преглед четири централна принципа робушног дизајна (повећавање подручја варијације, неосјетљивост на промјену ефекта буке, примјена различитих метода и рјешења и примјена ових захвата у свим фазама процеса конструисања). Кроз рад су дата општа начела и терминологија у погледу примјене различитих процедура на основу којих се постиже робустност конструкцијског рјешења.

Ниво осјетљивости конструкцијских параметара компонената система зависи од хијерархије у конструкцији. На примјеру пресликавања два процеса који су дефинисани са три функционална захтјева [152], објашњен је настанак комбинованог облика начињен од четири структурне компоненте.

Робустан дизајн, представља методологију, која обезбеђује добре резултате у првом покушају и добре резултате процеса конструисања (успостављање односа између функционалних захтјева и конструкцијских параметара) за конструкцијска рјешења која ће се користити у различитим условима рада. Примјењиван је за рјешавање проблема у многим врстама специфичних конструкција. За турбине на вјетар са хоризонталним осама, робустаност конструкције је остварена примјеном Taguchi методе [39] и вишекритеријумске оптимизације конструкцијских параметара. Помоћу поменуте методе уз одговарајуће аналитичко формулисање проблема добијена је економична конструкција уз обезбјеђење минималне варијабилности перформанси вјетротурбине.

Оптимизација промјењљивих конструкцијских параметара може се извести користећи еволуативне алгоритме [126]. У раду [126] аутори предлажу побољшања рада еволуативног алгоритма заснованог на робустаном дизајну који узима у обзир одређене несигурности у податке при конструисању, а затим даје низ критеријума за оптимизацију који обезбјеђују конвергенцију оптималном рјешењу.

Даље усавршавање методологије робусности изведено је за потребе коришћења промјенљивих параметара који варирају са временом [18]. Овај рад предлаже могућност да се квантификује робустност за временски зависне карактеристике. Поузданост техничких система аутомобилског мјењача је примјер временски зависне величине. Могуће је жељену основну поузданост на крају радног вијека једне компоненте система примјенити као ограничење за дефинисање конструкцијских параметара [113]. Као предмет истраживања рада

[113] јесте предложена метода у циљу смањења броја прорачуна са различитим ограничењима. Метода поставља једну полазну тачку као замјену за све моделе помоћу које бих се смањио број итерација. Верификација и тачност методе потврђена је на примјерима различитих сложености, уз могућност примјене преко 10000 ограничења.

Design for Six Sigma (DFSS) јесте системски процес за постизање доброг рјешења. Робустни дизајн представља срце DFSS. Да би се омогућила добра робусност конструкцијских параметара развој треба започети са добрим концептом. Преко аксиоматског дизајна могуће је олакшати тиму конструктора да добије што бољи концепт. Аутори кроз рад [20][38] дају везу робузног и аксиоматског дизајна. Према ауторима [38] уколико DFSS користи аксиоматски дизајн можемо очекивати робустан производ кроз робузно концепцијско рјешење, робустне конструкцијске параметре, робустне параметре кроз CAE модел и робустне конструкцијске параметре кроз експерименте. Примјена аксиоматског дизајна оквирно омогућава DFSS с тим да се фокусира на функционалне захтјеве и побољшање креативног размишљања. Овакав процес доприноси бољим рјешењима за робустност и поузданост. Док аутори [20] на примјеру аутоматског мјеначког преносника разрађују каскадни поступак од функционалних захтјева до готових параметара и функција пружајући робустност изворима варијација.

У процесу развоја производа не успијева се увијек направити добра веза између различитих излазних величина и улазних параметара. Аутори [38] предлажу да се направи веза излазних величина и улазних промјењљиви преко преносне функције. Они наглашавају да се може направити математички поступак за повезивање аксиоматског и робузног дизајна, што илуструју примјером славине за воду.

Са развојем конкуренције на тржишту јавља се потреба да купци имају удјела у одлукама везаним за услуге и развој система. Према извршеним анализама постоји широк спектар одлука на које могу да утичу корисници и тиме помогну конструкторима да пронађу најприкладније рјешење. Аксиоматски дизајн развио је Сух [136,137] како би се формирала научна основа за конструкторе, посебно у процесу развоја производа, као и да се користи за рјешавање многобројних проблема. Аксиоматски дизајн представља ефикасно рјешење за успостављање корелације између функционалних потреба и конструкцијских параметара у кратком временском року, јер обезбјеђује

системски приступ за ову сврху. Према ауторима радова [133,136,137] процедура се заснива на два опште прихваћена аксиома. Први аксиом јесте аксиом независности према коме треба обезбједити међусобну независност корелација функционалних захтјева и конструкцијских параметара, док је други аксиом информација и према њему треба да се минимизира садржај информација тј. да број наведених корелација буде што мањи. Независност релација функционалних захтјева и конструкцијских параметара мора бити остварена на сваком нивоу процеса конструисања уз минимални скуп међусобно независних аналитичких релација.

Аутори [128] представљају различите методе за анализе садржаја информација (података о функционалним потребама и конструкцијским параметрима). На основу тога се процјењује и вјероватноћа неуспјеха. Та вјероватноћа је у два домена: домен функционалних захтјева и домен конструкцијских параметара. Развијени метод може се примјенити на вишеструке функционалне захтјеве и конструкцијске параметре.

Веза између функционалних захтјева и конструкцијских параметара представља се релацијом [133]:

$$\{FR\} = [A]\{DP\}$$

гдје су  $FR$  функционални захтјеви,  $DP$  конструкцијски параметри и  $[A]$  матрица корелације, чији чланови представљају везу између функционалних захтјева и конструкцијских параметара. Према методологији аксиоматског дизајна [135] велики системи су дефинисани као системи који морају да задовоље велики број функционалних захтјева. На основу два аксиома [133,136,137] развијено је неколико приступа за конструисање великих система. Исти аутори су предложили смјернице за конструисање великих система заснованих на аксиоматском дизајну.

Приликом конструисања важан чинилац је издржљивост компонената система. Аутори рада [25] дали су предлог за сагледавање услова и потреба у фази концепирања, за развој издржљивог производа на бази развијених аксиома. Аутори су осим тога дефинисали пет корака у циљу развијања креативности и иновативности у развоју производа. Те кораке чине: анализа и прикупљање информација, дефинисање обима и захтјева, избор и развој концепцијског рјешења, оптимизација и конструисање детаља, врједновање и верификација.

На примјерима развоја шкољке путничког аутомобила [70], дебљине уљног филма код кугличног лежаја [31], врата фрижидера [117], подешавање паркинг



мода код аутоматског мјењачког преносника [117], сложених система [139] развијан је низ оптималних методологија конструисања заснованих на принципима аксиоматског дизајна. На бази аксиоматског дизајна направљено је конструкцијско рјешење управљачког система [129]. Параметри су изабрани тако да се обезбиједи побољшање учинка управљачког система. На конструкцијском рјешењу су успјешно извршена испитивања, тако да је систем остварио задовољавајуће резултате.

У циљу бољег разумијевања аксиоматског дизајна аутори рада [61] дају преглед литературе као и преглед низа принципа примјењиваних у аксиоматском дизајну последњих двадесет година. Увели су класификацију ових принципа засновану на приказу 63 рада.

Приликом развоја нових или побољшању старих рјешења потребно је одржати квалитет који ће доћи до изражаја током његове експлоатације. У спрези са аксиоматским дизајном користи се цик-цак процедура која омогућава да се функционални захтјеви декомпонују према хијерархијској структури. За сваки ниво хијерархије конструкцијски параметри треба да задовоље функционалне захтјеве и односе међу њима. Као важан сегмент цик-цак процеса јесте да се разлагање техничког система не би требало наставити на следећи ниво уколико нису задовољени захтјеви нивоа на коме се тренутно разлаже. Аутори рада [120] кроз развој софтвера за објектно оријентисано програмирање дају везу између функционалних захтјева, конструкцијских параметара, преко цик-цак процеса. Овај рад, такође, представља процедуру декомпозиције према функционалним захтјевима. Рад се заснива на аксиомима које наводи аутор рада [134] [137] и које представљају начела и смјернице које треба да помогну конструкторима приликом развоја производа.

На примјеру клизних врата аутомобила аутори [2] дају веома корисну процедуру за сложене системе са великим бројем функционалних захтјева и конструкцијских параметара. Аутори користе цик-цак методу која омогућава побољшање физичко-функционалне декомпозиције и успостави приоритета међу компонентама. Аутори су користили и софтверски пакет FEMА (режими неуспјеха и ефекти анализе) за анализу клизних врата аутомобила.

Као основа за дефинисање функција система према становишту науке и инжењерства јесте дефинисање функције преко физичких или математичких зависности [19]. Док функцију система, аутори рада [99] дефинишу као експлицитно обновљиви улазно/излазни однос система.

Теорија аксиоматског дизајна представља однос између онога што желимо да постигнемо и како то да постигнемо. Сваки конструктор тежи да добије оно што жели кроз низ итерација са корисницима. Према ауторима [117] аксиоматски дизајн се може разложити на четири домена и то: кориснички домен у коме се дефинишу захтјеви корисника, функционални домен у коме се дефинишу функционални захтјеви инжењерским рјечником (то је еквивалент за оно шта желимо да постигнемо), физички домен у коме се дефинишу конструкцијски параметри и домен процеса у коме се дефинишу варијабле.

Повећање конкурентских притисака доводи до убрзавања развоја производа, смањења цијена производа, смањења комплексности, итд. У циљу рјешавања неких од ових захтјева аутори [91] дају предлоге о могућој интеграцији аксиоматског дизајна са квалитетним алатима као што су FEMA (режими неуспјеха и ефекти анализе), П-дијаграм (Параметар дијаграм), FRS (спецификација функционалних захтјева). Они још предлажу испитивања и провјере у циљу постизања бољег квалитета техничког система уз смањење времена развоја и трошкова.

Низ практичних метода за развој техничких система разрађен је од стране аутора радова [80]-[84], док су аутори рада [79] развили методологију представљања процедуре развоја производа од почетних захтјева до коначног рјешења. Развијена методологија није намјењена да буде исцрпни списак могућности који би практично рјешавао у свакој ситуацији, већ да послужи као полазна основа за методе које могу бити развијене у будућности.

У основи развој конструкције има за циљ да направи везу између функција, структуре и понашања производа. Функција представља однос између улазних чинилаца и излазних ефеката, док понашање производа ствара однос између производа са околином и дефинише начин како да испуни функцију на сваком нивоу. Међутим, да би се испунили одговарајући функционални захтјеви и да би се добило одговарајуће понашање система неопходно је створити одговарајућу структуру у комбинацији одговарајућих компонената. Да би се дефинисало понашање система полази се од карактеристика, својства и функције компонената система [60].

Декомпоновање система је важана процедура за припрему података ради примјене напред анализираних метода. Он је важан као и мулти-дисциплинарна оптимизација система обрађена у [15,56]. Мулти-дисциплинарна оптимизација представља спрегу оптимизованих система и рачунарских техника. Поред тога

рад [15] представља нову апстракцију за мулти-дисциплинарне анализе проблема, као и нових формулација за разлагање (декомпоновање) система. Кроз рад [56] аутор даје приказ више нивоа долажења до оптималног рјешења проблема. Циљ је да се систем декомпонује каскадно на ниже нивое. На сваком нивоу је дефинисано минимално одступање од циља што доводи до тачнијег рјешења. У раду је илустрован аналитички проблем у интеракцији са једноставном конструкцијом аутомобилске шасије преко које се показује примјена у пракси. Један од модела заснованог на хеуристичком приступу који брзо идентификује задовољавајуће декомпозиционо рјешење обрађен је од стране аутора [74]. Према ауторима хеуристичка анализа помаже у убрзавању процеса ка добијању декомпозиционог рјешења.

Оптимизација промјењљивих конструкцијских параметара може се извести користећи еволуативне алгоритме [126]. У раду [126] аутори предлажу алгоритам који узима у обзир одређене несигурности у процесу конструисању, а затим даје низ критеријума приликом процеса оптимизације конвергирајући ка оптималном рјешењу.

Као један од модела за стварање структуре производа јесте V-модел успостављен од VDI-2206. Овај модел је у раду [60] коришћен за дефинисање специфичног приступа у дизајну техничких система који је заснован на својствима система и компонената. Први блок обухвата декомпозицију система у циљу добијања структуре компонената и њихових својстава полазећи од функционалних захтјева. Овакав модел описује активности и резултате који се проводе током развоја производа. Други део модела представља интеграцију дијелова и њихову верификацију. Модел “V” се завршава “верификацијом и провјером” понашања система. Представљени поступак почиње са постављањем функционалних захтјева, а завршава се са провјером понашања система. Читав процес се одвија у 20 корака. Првих десет корака своде битне функцијске захтјева на ниво дијелова. Након тога слиједи интеграција система у циљу испуњавања жељеног понашања.

Процедура декомпоновања функционалних захтјева може бити подијељена на четири различита нивоа [114, 120]. Број декомпонованих дијелова на сваком нивоу није дефинисан, али тај број мора бити довољан да задовољи потребе конструкције за тај ниво апстракције. На првом нивоу дефинисан је случај коришћења система док су на другом нивоу дефинисани токови догађаја. Активности које треба одрадити да би се дефинисале техничке услуге на четвртном

нивоу, дају су на трећем нивоу. Рад такође представља хијерархијску декомпозицију функција система које се могу примјењивати заједно са развојем софтвера. Потенцијални технички подаци треба да се испитују и анализирају у циљу што бољег и поузданијег задовољења одговарајућих жељених режима рада. Ако конструкционо рјешење не одговара жељеним режимима рада, онда је потребно освртање према алтернативним техничким подацима [114].

Декомпоновање система може бити на различите начине. Према ауторима [47] у литератури су дефинисана четири приступа декомпоновању система. Један приступ се састоји у идентификовању подсистема чије је декомпоновање директно ријешиво. Други приступ има за циљ да одреди слабе тачке у систему за подијелу, док се трећи састоји у идентификовању подсистема који се могу директно ријешити, под условом да су сва рјешења подсистема комплементарна. Четврти начин има задатак да изврши подјелу система на компоненте, које могу бити предмет даљег дијелења.

У радовима [27,28,127] предложене су бројне хијерархијске и нехијерархијске стратегије за декомпозицију великих система, сачињених од бројних подсистема. Ови радови се фокусирају на теорију о декомпозицији, уз неколико изузетака јер немају све стратегије ригорозно теоријско оправдање. Циљ радова јесте да се добију подсистеми који могу бити независни. Такође циљ овог рада јесте да се на једноставним примјерима прикаже стратегија декомпозиције уз ригорозна теоријска оправдања. Веома комплексне структуре као што су возила [73] могу се декомпоновати на нивоу пројектних модула (мотор [1], мјењач [88,105,106], преносници итд), а затим на нивоу њихових компоненти (зупчаници, лежаји, спојнице, ...), од којих се неке и даље могу декомпоновати. Раздвајања трансформационих матрица је главни задатак овог процеса. Методологија разлагања спојнице на компоненте и оправданост дате методологије обрађена је на примјеру погонског система [73] гдје се може видјети добијена дијагонална матрица на бази анализе зависности. Генерално гледано и мањи број дијелова на које је разложен систем може дати рјешења, с тим да је боље уколико је тај број већи. На истом примјеру, декомпозиције погонског система, дат је приказ више дијагоналних матрица са више разлагања система. У основи најнижи број дијелова који би дао овакво рјешење јесте четири док је максимални дванаест.

На основу претходних процедура аутори радова [88,105,106] су извршили декомпоновање шестостепеног мјењачког преносника. Аутори [122] су развили

методологију за аутоматску оптимизацију вишебрзинских мјењачких прносника за већи број захтјева и циљева. За испитивања су коришћени мјењачки преносници са шест и осамнаест степени преноса. Развијени компјутерски програм се не бави конструкцијом вратила и лежаја.

У недостатку ефикасних класичних метода оптимизације, вишебрзински мјењачки преносници се декомпонују на више компонената које могу бити рјешаване као у [45,53]. На примјеру вишебрзинског мјењачког преносника аутори [53] су показали рјешавање проблема који укључује мјешање дискретних и релних параметара за више од једног циља коришћењем више-еволуативног алгорита. Аутори дају предности коришћења NSGA-II (Nondominated Sorting Genetic Algorithm) у руковању различитим типовима одлука о промјењљивим ограничењима.

У потрази за скраћењем времена за декомпоновање система аутори [40, 77] су дали емпиријски начин декомпозиције. У радовима је дата шема која пружа различите приступе у вријеме декомпоновања. Емпиријска декомпозиција није дефинисана кроз интегрисане трансформације, већ је дефинисана кроз алгоритам да употпуни унос података.

Као још један ефикасан приступ за рјешавање комплексних система јесте декомпоновање на бази матрица [75]. Овај рад има за циљ да допринесе развоју матрица на бази декомпозиције у два аспекта. Као прво, извршена су анкетања у различитим областима ради идентификације основних релевантних алгорита заснованих на декомпозицији, док други аспект представља прилагођавање предложеног алгорита, као алата за рјешавање различитих проблема, приликом декомпоновања система.

Правилно декомпоновање система има важну улогу на оптимизацију конструкцијских параметара. На примјеру петостепеног мјењачког преносника извршена је оптимизација параметара у циљу смањења буке [9] [10]. Добијена бука зависила је од конструкцијских параметара. Оптимизацијом конструкцијских параметара мјењачког преносника као што су: модул, број зубаца, аксијални зазор, могуће је добити лакшу конструкцију мјењачког преносника и мању буку у раду. Закључено је да оптимизовани конструкцијски параметри смањују буку до 10%, с тим да сви оптимизовани конструкцијски параметри задовољавају постављена ограничења. Поред тога, закључено је да повећање аксијалног зазора доводи до стварања зveckања у мјењачком преноснику при раду у неоптерећеном стању.

Резултати оваквих истраживања могу се примјенити за рјешавање различитих проблема попут стохастичких проблема поузданости [90]. Као једна од метода за одређивање поузданости засноване на математичким процедурама која представља један ефикасан метод за оптимизацију обрађена је у [90]. У датој методи фигуришу одговарајући конструкцијски параметри, функционални захтјеви као и индикатори квалитета.

Улагања у развој техничких система одговарајуће поузданости јесте скупа инвестиција, али развој непоузданих система још више кошта. Аутори [99] су испитивали проблеме улагања у развој поузданих система и тражили оптимум између нивоа поузданости, цене и потреба. То укључује два задатка: одлучивање о потребном нивоу поузданости и одлуке о спецификацијама компонената које то обезбјеђују. Разрадом првог задатка се баве аутори у раду [97], док се анализом другог задатке баве аутори у раду [98]. Аутори су у радовима [97,98, 99] указали на потребан ниво поузданости компонената у циљу постизања жељене поузданости на нивоу система.

Приликом конструисања техничког система од велике важности за кориснике производа а и саме конструкторе јесте одрживост поуздности за одређени временски интервал. Одрживост поузданости у основи јесте способност производа да обавља своју функцију током одређеног временског периода без отказа [63].

Како, у новије вријеме, производи треба да дођу на тржиште брзо и да задовољавају одређену поузданост, настаје проблем са статистичким методама, јер њихове реализације дуго трају. У циљу скраћења тог времена аутори [121] су развили методу верификације оштећења испитивањима која нису статистичка. Она је постављена тако да задовољи двије претпоставке: да је систем у стању да задовољи услове којима је намјењен и да ће као такав да извршава функцију током предвиђеног времена без обзира на услове рада. Коришћење ове методе може да обезбиједи довољан радни вијек и поузданост система.

На примјеру повећања поузданости код дизел мотора аутори [1] дају процедуру према којој је извршена декомпозиција мотора. Такође је развијен приступ за бржу и једноставнију анализу поузданости под називом грешке у режиму рада и ефекат анализе (FMTEA). Циљ FMTEA јесте да се изабере поуздано рјешење које даје најбољи однос између карактеристика поузданости и ограничења. Ово се најбоље постиже коришћењем стабла поузданости,

декомпозиције система помоћу AD и варијација изведених помоћу FMTEA и FTA [3,123]. На основу овога уз коришћење аксиоматског дизајна и уз стабло поузданости, које је направљено на основу методе мапирања и цик-цак методе, могуће је брже и једноставније извршити варијације прорачуна, као што је и урађено на поменутом мотору, у циљу повећања поузданости.

Поузданост техничких система проучавана је дуже времена углавном због одржавања система. Истраживања се одвијају у два правца. Један правац представља истраживања за потребе одржавања, као што су предвиђања поузданости на основу временских серија [94], краткорочне поузданости анализе електро-енергетских производних јединица [76] у циљу да се идентификују стварни нивои поузданости напајања система електричном енергијом или примјене Natving мјере за идентификацију побољшања поузданости система [100]. Други правац је усмјерен према потребама развоја производа и конструисања. То може бити за директну примјену као што су оптимизација конструкција, обрађена у [102], у условима не-Гаусове расподеле, идентификација смањења поузданости у току радног вијека [48] или инвестициону анализу за повећање поузданости техничких система [99]. Приликом одлучивања о инвестиционој анализи треба дефинисати захтјеве које треба да задовољи производ у циљу поузданости на системском нивоу и спецификацију поузданости на нивоу компонената [97][98].

У циљу омогућавања анализе и прорачуна поузданости посебно се анализирају начини повезивања елемената система са становишта обликовања структурне шеме поузданости. Према [42][107] начини повезивања могу бити: редна, паралелна, пасивно паралелна, дјелимично паралелна, специфична и комплексна. На основу одређивања начина повезивања елемената врши се алокација поузданости. Према [42] алокације поузданости могу бити различите: поступак подједнаке расподеле, ARINC-метод, AGREE-метод, ЕФТЕС поступак расподеле и поступак расподеле М-1. Кроз различите примјере аутори [42] дају приказ прорачуна за одређивање поузданости за различите начине повезивања елемената и за различите алокације поузданости.

Како је поузданост вјероватноћа да у радном вијеку машинског система под одређеним условима неће доћи до појаве неисправности, то се она може испитати у лабораторијским условима или се може пратити у експлоатацији. Пошто у току радног вијека машинског система долази до одређених промјена, тако да после одређеног временског периода долази до смањења поузданости и

довођења у питање рада система, у том тренутку је могуће израчунати непоузданост система као:

$$F(t) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{t}{\eta}\right)^\beta\right]$$

У погледу праћења утицаја на наведене факторе могуће је узети као промјењљиве: вријеме до разарања, замјена услед старости ради смањења ризика и радни вијек.

Приликом анализе поузданости важан сегмент јесте идентификација критичних мјеста (подсистеми и компоненте) система на којима су могућа оштећења и дефинисати њихову поузданост. Аутори рада [151] дају тродимензионални дијаграм идентификације критичних компонената система додјељујући им одређену поузданост. Декомпозиција поузданости на системском нивоу се постиже коришћењем показатеља критичности [151]. Приликом декомпозиције поузданости до елементарне поузданости компоненте, неопходно је разумјевање веза између компонената, оштећења, ... Аутори, такође, дају дијаграм тока дефинисања поузданости у шест корака у којима је као први дефинисање система за који се дефинише поузданост, док је шести корак упоређивање добијене вриједности поузданости са предвиђеним поузданостима за сваку компоненту. Они дају упоредне вриједности за четири подсистема и четири подфункције за дводимензионалену и тродимензионалну матрицу са нагласком да се резултати тродимензионалне матрице боље поклапају са експерименталним резултатима. Аутори користе резултате добијене на основу насталих оштећења у раду машинског система и анализе FEMA, како бих направили модел поузданости система и на основу њега демонстрирали идентификацију критичних мјеста за могућа оштећења. Они, такође, истичу предности добро дефинисаних информација у циљу идентификације критичних мјеста приликом испитивања и дефинисања поузданости.

Као што је познато, и прије самог пуштања у производњу или у рад развијеног машинског система потребно је познавати његову поузданост у смислу гаранције током рада. Да би се ово постизало аутори рада [92] дали су метод на основу нумеричких симулација у којима се поузданост компонената процјењује узимајући у обзир варијабилност процеса рада. Оптерећења која се узимају у обзир током конструисања производа анализирана су на основу захтјева купаца и на основу просјечног коришћења аутомобила. И поред добро дефинисаних захтјева и анализа система, у раду се дешавају грешке. Аутори рада [64] наводе да



80% грешака настаје у раним фазама конструисања производа и дају опис методе за процјену поузданости система у раним фазама конструисања на примјеру компресора K250-61-5 и СНВ 800/1.6.

За потребе бржих и једноставнијих варијација података, приликом одређивања поузданости различитих компонената у оквиру неког система, све чешће се развијају прогремске апликације и врше симулације [21][89]. Као једна од могућности за процјену поузданости јесте и Монте Карло симулација [21]. У раду [21] представљена је оптимизација усмјерена ка смањењу вибрација на зупчаницима. Процјена поузданости развијеног софтвера извршена је на основу 100 изабраних функција са Гаусовом расподелом.

У циљу побољшања квалитета у процесу конструисања производа инверзни инжењеринг може, али и не мора бити потпуно исплатив. У основи врло важну улогу у процесу инверзног инжењеринга имају сопствена искуства, као и основни принципи и примјери из литературе. Поред сопственог искустава и примјера из литературе, неопходни су и одређени подаци, као што су услови рада, оптерећења (уколико се ради о неком преноснику), у циљу дефинисања почетних услова за инверзни инжењеринг. Аутори рада [16] дају неке основне смјернице за инверзни инжењеринг.

Приликом испитивања аутомобилских мјењачких преносника веома важну улогу имају експерименталне методе. Аутори радова [44] и [89] добили су резултате обртних момената експерименталним испитивањима на бази мјерења брзине кретања возила [36]. Као примјер експерименталног мјерења обртног момента и угаоног убрзања на мотору помоћу сензора, који је уграђен у мотор без промјене структуре приликом монтаже обрађен је у раду [89]. Мјерење угаоног убрзања и обтног момента извршено је истим сензором, ради упоређивања динамичких карактеристика угаоног убрзања уз варијације обртног момента. Приликом студије добијени резултати су дијељени према различитим путним карактеристикама, са прелазом са једних на друге промјеном предзнака вриједности обртног момента од негативног ка позитивном.

У циљу дефинисања начина мјерења обртног момента које остварују синхрони мотори, аутори [118] су дали двије различите методе. Прва метода користи вртложне струје кочнице, а друга инерцијални метод. Прва метода је добра за континуирано мјерење обртног момента, с тим да је мана ове методе што је ограничен спољашњи пречник кочнице, који ограничава мјерење обртног момента. За овакво мјерење се могу користити мотори мање снаге. Друга метода

се користи за веома брзо мјерење великих вриједности обртних момената. Другом методом није могуће вршити континуирано мјерење обртних момената.

Поред испитивања обртног момента на моторима, мјерења обртних момената се обављају и на мјењачким преносницима [44]. Као објекат испитивања у раду [44] коришћен је мануелни мјењачки преносник, јер испитивање захтјева константност брзина приликом вожње. Поменуто испитивање је извршено са погоним на предњим и на задњим точковима. Приликом овог испитивања, помоћу одговарајућег контролера, извршено је мјерење обртног момента за задату путању вожње возила, док је у раду [36] за задате обртне моменте вршено праћење понашања излазних величина из мјењачког преносника при вожњи на одређеној релацији. На основу добијених вриједности обртног момента може се извршити одређивање нових или корекција постојећи компонента.

Поред мјерења обртних момената на моторима и мјењачким преносницима, обртни момент се мјери на вратилима [145] [149]. На примјеру тракторског вратила, аутори [149] дали су приказ поступак мјерења обртног момента. Мјерење је извршено помоћу два сензора постављена на вратило. Први сензор је постављен ближе мотору, док је други постављен ближе преносиоцу оптерећења. Измјерени сигнали се преносе до електричног контролера који на основу добијених сигнала врши израчунавање обртног момента. У раду [145] приказан је принцип мјерење обртног момента помоћу мјерних трака. Мјерне траке се лијепе на одговарајућа мјеста на вратилу тако да могу да измјере одговарајући напон. Измјерена величина се преноси до сензорског кола гдје се упоређује са подацима калибрације и на основу чега се прорачунавају вриједности обртних момената. Мјерне траке су повезане у Витстонов мост у циљу добијања тачних резултата обртних момената.

Конвенционалне методе за праћење вибрација су у стању да обезбиједо прецизне анализе о стању мјењачких преносника под различитим оптерећењима [156][157]. У радовима су представљени модели за детекцију оштећења зупчаника у мјењачким преносницима. Рад [157] представља нову технику за откривање стања мјењачких преносника. У првом случају се испитује неоштећен мјењачки преносник и прикупљају се подаци за различите услове оптерећења, док се у другом случају испитују мјењачки преносници са насталим оштећењем и то под четири различита оптерећења. Први случај је када је мјењач под сталним оптерећењем, док други случај узима у обзир скок номиналног момента са 100% на 200%. Трећи случај јесте промјена номиналног момента са 100% на 300%, док

се у четвртом случају оптерећење мијења синусоидно. Добијени резултати показују да предложена техника посједује изузетно ефикасан и робустан систем за откривање оштећења на мјењачким преносницима и који је независтан од промјене оптерећења. Систем посједује изузетну стабилност и могућност раног откривања оштећења.

У процесу функционисања преносника зупчаници заузимају веома важно мјесто. Грешке и оштећења у току рада преносника настају баш на зупчаницима, тако да практично дијагностиковање кварова показује да је добијени сигнал ефикасан и погодан за рано детектовање локалних кварова преносника [148]. Кроз рад [148] вршен је надзор и дијагностика индустријског мјењача. На основу најнижег спектра који је заснован на тренутном фреквенцијском спектру развијен је нови параметар. Параметар за процјену оштећења преносника на основу практично измјереног сигнала показао се као неосјетљив на промјене изазване услед варијација различитих брзина и оптерећења.

У раду мјењачких преносника бокови зубаца еволвентних зупчаника изложени су дјеловању контактних притисака, а самим тим и комбинацији трења и клизања [125]. Оваква врста оптерећења може изазвати специфичну врсту замора коју називамо котрљајно-клизно-контактни замор [125]. У раду су дате фазе процеса замарања материјала услед дјеловања цикличних оптерећења, као и опште карактеристике котрљајно-клизно-контактног замора. У циљу успјешног конструисање и димензионисања зупчастих парова кроз радове [24, 125] дата су могућа оштећења зупчастих парова, као и механизми који доводе до њиховог настака.

Варијацијом конструкцијских параметара (на примјер броја зубаца и модула зупчаника) долази се до оптималних комбинација. Рачунарске апликације омогућавају да се у веома кратком временском периоду добије већи број комбинација. За ту сврху аутори [13] дају приказ примјене више рачунарских софтвера. Аутори, такође, дају и графички 3Д приказ добијених рјешења за различите варијације бројева зубаца зупчаника.

Приликом рада мјењачких преносника долази до оштећења зупчаника, лежаја, спојница, заптивача, итд. На брзину оштећења ових компонената утичу и услови рада преносника. На основу дугогодишњих истраживања аутори рада [14] представљају резултате у којима наводе да сва оштећења зупчаника настају услед учесталости покретања система. Резимирајући резултате дошло се до закључка да

су лежаји подложни оштећењима више од 49%, док се оштећења зупчаника јављају 41 %. Осталих 10% оштећења се односе на остале компоненте.

На основу извјештаја Neale Consulting Engineers Ltd (NCEL-a), примарни утицаји услед којих могу настати оштећења зубаца зупчаника и котраљајних тијела лежаја, утврђене су: грешке израде зупчаника, спољашња праљавштиња, улазни обртни момент преносника, уље и металне честице у њему, оштећења лежаја, изненадна оптерећења лежаја [14]. У том извјештају дато је да су грешке у изради зупчаника заступљене са 6%, које су последица различитих утицаја који зависе од машине, мјерног прибора, поступка контроле и разних других утицаја. Уколико би се поставили строжији критеријуми приликом контроле израде зупчаника, и при томе се вршиле строге контроле накнадних дорада, ове грешке би се могле свести на минимум. Међутим, уколико се те контроле не буду проводиле строжије, проценат грешака би се могао и повећати. Пошто разарања зупчаника зависе од више фактора и како су разарања стохастичка, у раду [104] аутор даје приказ дијаграма вјероватноће разарања зупчаника за каљене зупчанике, на коме се види да се са повећањем броја промјена смањује напон који зупчаници могу да издрже. Са смањењем напона који зупчаници могу да издрже у току рада повећава се могућност бржег настанка оштећења. Аутор рада [109] даје резултате настанка оштећење зупчаника услед питинга, оштећена услед лошег подмазивања и даје појашњења разарања површински каљених зупчаника, док аутори рада [154] врше анализу утицаја зупчастих парова са различитим оштећењима и њиховог ефекта на генерисање буке и вибрација. У раду [154] испитивања су вршена на осам различитих парова зупчаника, од којих је један пар био без оштећења, три пара зупчаника били су оштећени питингом, три пара су била са спалинг оштећењем, док је један пар био са једним поломљеним зупцем. Приликом испитивања дошло се до закључка да не постоји директна сразмера између вибрација које стварају зупчаници и њиховог хабања као и других оштећења која настају током њиховог рада (ротације). Напротив, хабање може да утиче на смањење нивоа вибрација јер се зупчаници међусобно прилагођавају (уходавају).

Приликом рада мјењачких преносника долази до оштећења услед микропитинга, питинга, спалинга и др. У раду зупчаника врло је важно препознати оштећења и предвидјети даља разарања. Резултате настанка и раста питинга упарених зупчаника гдје је погонски зупчаник обрађен карбонитрирањем, а гоњени је цементиран детаљније обрађују аутори рада [32]. На настанак и раст

оштећења зупчаника веома велики утицај има и површинска обрада и површинска заштита зубаца зупчаника (површинске превлаке). Испитивања површински ојачаних зупчаника са одговарајућом завршном обрадом, на хабање (питинг) и на отпорност на заривавање (одношење материјала микрозаваривањем са контактних површина), вршена су на два пара зупчаника [158]. У раду [158] такође је испитивано хабање зубаца зупчаника али и утицај хабања и других чинилаца на степен искоришћења самих парова зупчаника и преносника у цјелини. Испитивања у радовима [32] и [49] су изведена за пробним столовима са затвореним током снаге и примјеном стандардизоване односно FZG методологије (TU Munich).

У раду [32] аутори су користили систем затвореног тока снаге за испитивање на зупчаницима гдје је погонски зупчаник карбонитриран, а гоњени каљен. За то испитивање коришћени су зупчаници 21/24. На основу података за зупчанике, броја обртаја од 1500 o/min и обртног момента 155 Nm на погонском зупчанику, као и обимне брзине 6,7 m/s вршено је испитивање за температуре мазива 50°C. Мазиво које је коришћено у овом испитивању је NLGI 00. Резултати су показали да мазиво NLGL 00 утиче на смањење настанка питинга и хабање с тим да су визуелна испитивања показала да је више од 4% зупчаника оштећено питингом након одређеног временског периода рада. Према добијеним резултатима мазиво NLGL 00 има скоро исти утицај на настанак питинга као и основно мазиво ISO VG 680. Испитивани зупчаници који су подмазивани мазивом NLGL 00, према прорачуну DIN 3990, у односу на основна уља имају већу носивост.

Према FZG методологији, аутори рада [49], вршили су испитивање на зупчаницима чији су зупци обложани специјалним поступком наношења ситиних честица материјала велике тврдоће, гдје су једни зупци облагани WC/C (Волфрам карбид угљеника), а други B4C (аморфни бор карбид). Упоредна испитивања на заривавање датих зупчаника са превлакама од WC/C и B4C и са супер-финиш завршном обрадом вршена су на нивоима од 1-12, под оптерећењем (контактним притиском) који је повећаван сваких 15 минута. Испитивања су вршена до појаве макропитинга (максимално  $40 \times 10^6$  промјена). Почетна температура уља је 90°C. Аутори рада [49] су вршили испитивање на два зупчаста пара тако да је код првог зупчастог пара један зупчаник необрађен, а други је обрађен супер-финиш обрадом и другог зупчастог пара гдје је један зупчаник необрађен, а код другог зупчаника је површинска обрада извршена наношењем превлака од WC/C. У оба

случаја испитивање је вршено при обимној брзини од 8,3 m/s и распону температуре уља од 20 -120°C. За оба случаја радни притисак на боковима зубаца износио је 1190 N/mm<sup>2</sup>, док је вријеме трајања испитивања било 20 min. У првом случају испитивања коришћено је минерално уље за подмазивање, док је у другом случају коришћено синтетичко уље. Према добијеним резултатима мањи коефицијент трења је у другом случају гдје је коришћено синтетичко уље и гдје је површина обрађена превлаком од WC/C. У оба случаја испитивања добијено је да коефицијент трења износи мање од 30%.

Као још једно испитивање оштећења зупчастих преносника јесте мјерење вибрација на мјењачком преноснику трактора [30]. Мјерење вибрација је извршено у различитим условима рада. Први услови рада су били на почетку експлоатационог вијека трактора и рад у нормалним условима. На идентичан начин је извршено мјерење на истом возилу и у случају када су зучаници били оштећени (поломљен зубац зупчаника). Оба испитивања су вршена при малом броју обртаја. Упоредивањем резултата анализа вибрација утврђено је да се могу детектовати оштећења у мјењачком преноснику (истрошени и поломљени зупци зупчаника) мјерењем вибрација на мјењачком преноснику. Корелације између анализе вибрација и дијагностиковања кварова у мјењачком преноснику била је одлична.

Заморни лом зупчаника је један неочекивани и акцидентни вид разарања зубаца зупчаника [116]. У фази настанка прслине не дају назнаке да ће доћи до лома зупца и до потпуног престанка рада зупчастог пара. Зато је врло битно детектовати оштећења у раним фазама настанка [116] и превентивно утицати на даље ширење прслине. Аутори рада [116] су закључили да је пренос таласа веома осјетљив на било које промјене вибрација изазване локалним оштећењима зубаца зупчаника и да се најбоље одражава на прогресију оштећења, па се може користити као основа за рано откривање грешака у зупчаницима.

Оштећења зупчаника доводе до промјена у спектру вибрација, до промјене општег нивоа вибрација, као и до промјена карактеристика буке коју зупчаници емитују. На основу резултата мјерења буке детектују се оштећења и величина оштећења зупчаника [23]. У овом раду предложена је методологија за ову врсту испитивања. Подешавањем резолуције могу се детектовати и мала оштећења на зупчаницима као и на коме је зупцу зупчаника настало оштећење. Тачност ове методе је 88,75%.

На основу резултата добијених побудом модела зупчаника [111] простом периодичном функцијом промјењљиве фреквенције и на основу експерименталних резултата из DIN 3990 и ISO 3663 у раду [111] дају се теоријска објашњења за појаву приближног поклапања измјерених и моделираних вибрација у докритичном и критичном подручју и до непоклапања у надкритичном подручју укључујући и разматрања „суперкритичних резонанција“. На основу експерименталних испитивања коришћењем затвореног кола снаге извршена су мјерења и дати дијаграми спектра вибрација у критичном и надкритичном подручју, као и суперкритичном подручју фреквенција спрезања зубаца зупчаника. Такође је утврђено да су у суперкритичном подручју доминантне вибрације са сопственим фреквенцијама. Ако се те вибрације поклопе са неким од виших хармоника побуде њихов интензитет се повећава и то појачање је веома изражено у критичном подручју. У надкритичном подручју нивои вибрација за фреквенцију побуде су изузетно ниски, док доминирају нивои вибрација сопствених фреквенција. Као резултате рада [111] аутор наводи да се слободне пригушене вибрације обнављају при сваком новом уласку у спрегу зубаца, да вибрације зупчаника представљају сингуларни система и да се такође при великим брзинама ротације мијења фреквенцијска карактеристика система.

У спрегама зубаца зупчаника дјелују силе трења и клизање које део механичке енергије претварају у топлоту услед чега се преносник загријава. Повишена температура зубаца зупчаника, нарочито при високим оптерећењима, је показатељ велике количине топлоте која се ослобађа у спрегама зубаца и која остварује велики утицај на перформансе и кварова зупчаника. Топлота одведена са бокова зубаца посредством мазива преноси се и на комплетан преносник. Аутори рада [141] извршили су анализу топлотних утицаја при спрезању зупчаника коришћењем методе коначних елемената, као и експериментална испитивања коришћењем инфрацрвеног радијометријског микроскопа. У раду су узети ефекти протока уља на одвођене топлоте, као и ефекти одношења површинских слојева. Аутори радова [58,68,78,146,147,153] обавили су низ опсежних истраживања и нумеричких верификација, методом коначних елемената, преношења топлоте са зупчаника.

Кроз рад [51], аутор је обрадио првенствено топлотне једначине и граничне услове, а затим и топлоту насталу услед рада силе трења. Приликом испитивања

коришћен је каљени челик 665M17 (EN-34) који се карактерише високом тврдоћом језгра, добром жилавошћу и погодан је за израду погонског и гоњеног зупчаника. Приликом испитивања температура уља износила је 90°C чија је специфична топлота 2000 J/kgK. Испитивања су вршена за четири варијанте оптерећења од 17.4 N, 26 N, 35 N и 43 N, тако да је са порастом оптерећења растао и номинални притисак на додиру зубаца. Испитивања су извршена за број обртаја погонског зупчаника од 6000 o/min. Упоредивањем резултата добијених прорачуном и експерименталних резултата добијено је да су неслагања прорачунских вриједности мања од 6% у односу на реалне услове рада.

Приликом одређивања нових или корекције постојећих конструкцијских параметара може се утицати на смањење масе тих параметара. Примјер смањења масе зупчаника обрађен је у [155]. Уз помоћ развијеног алгоритма за одређивање масе зупчаника добијени су резултати да зупчаници са мањом количином материјала за 17-18% имају исту носивост.

Аутор рада [131] вршио је упоређивање 7 зупчаника различитих геометрија. Анализа је извршена коришћењем савремених програмских пакета за моделирање и анализу. Примјеном програмских пакета Solid Works 2010, а касније превођењем тих модела у ANSYS Workbench 12.0 добијени су резултати да се бушењем отвора, на тијелу зупчаник пречника, 6,7mm добија уштеда материјала од 27%. Анализом напонског стања тијела зупчаника са седам отвора за број чворова од 533968 и 769601 елемената добијено да задовољава оптерећења на зупце зупчаника исто као и основни зупчаник без отвора са 858887 елемената и 614323 чворова. На основу различитих оптерећења на зупце зупчаника добијен је дијаграм на коме се могу сагледати резултати поклапања носивости модела са седам отвора (7M) 6,7 mm и основног зупчаника (O3) без отвора и на коме се може видјети уштеда материјала од 27% .

У раду мјењачог преносника веома важну улогу имају и лежаји уграђени у тај преносник. У раду [132] аутори су дали преглед утицајних фактора на унутрашњи зазор лежаја под одређеним мјерним оптерећењима. Како измерене вриједности радијалних зазора зависе од контактних деформација котрљајних тијела и стазе котрљања прстена лежаја, положаја укупног броја котрљајних тијела у односу на правац мјерења и грешака геометрије котрљајних тијела и прстена лежаја, аутори су дали један математички модел за прорачун унутрашњег радијалног зазора лежаја.



Оптерећење са спољашњег прстена преноси се на унутрашњи прстен преко елемената за ваљање (куглице, ваљчићи,...) са неједнаком дистрибуцијом оптерећења између елемената [67]. Степен неравнојерне дистрибуције оптерећења зависи од унутрашње геометрије лежаја и величине спољашњег оптерећења. Кроз рад аутори [67] су разматрали две граничне дистрибуције оптерећења на радијално оптерећеном кугличном лежају. Аутори су развили математички модел за дистрибуцију оптерећења поштујући класичну теорију о лежајима и уводећи нови фактор дефинисан као фактор дистрибуције оптерећења. Развијени математички модел укључује све утицаје на дистрибуцију оптерећења на лежаје (број котрљајних тијела, унутрашње и спољашње оптерећење лежаја).

Један од најважнијих узрока катастрофалних оштећења на ротационим машинама јесте оштећење на лежајима, као основним дијеловима сваке ротационе машине [144]. Мјерење вибрација је једна од најефикаснијих метода за праћење стања ротационих дијелова преносника. Најбољи начин за проучавање и анализу оштећења лежаја јесте стварање вјештачких микро-пукотина различитих величина на различитим елементима лежаја пратећи и записујући вриједности вибрација. Приликом испитивања лежаја већина техника ради задовољавајуће при раду са мањим брзинама ротације, док при већим брзинама настаје проблем. Кроз рад [144] аутори врше мјерења вибрација при већим брзинама ротације, закључујући да се амплитуда вибрација повећава са повећањем брзине ротације, али са повећањем оптерећења остаје скоро иста. Аутори су такође испитивали лежаје са повећањем величине пукотине, закључујући да се при повећању оштећења на спољашњем прстену добијају бољи резултати него при повећању оштећења на унутрашњем прстену.

Рано откривање оштећења лежаја важно је за даљи рад самог лежаја, а самим тим и преносника. На принципу мјерења вибрација врши се детектовање оштећења на лежајима [12]. Кроз рад [12] предложена је методологија за рану детекцију оштећења код ротационих машина и која је верификована за два различита случаја. Први случај се односи на детекцију пукотина на једном од зубаца зупчаника у мјењачком преноснику, док се други случај односи на откривање оштећења на унутрашњем прстену лежаја. Добијени резултати указују да се предложена метода може користити као допуна традиционалним дијагностичким системима у циљу раног дијагностиковања оштећења у мјењачком преноснику.

Кроз рад [138] аутор даје приказ методе засноване на коначним елементима којом се анализирају оштећења на спољашњем прстену кугличног лежаја користећи мјерење вибрација у фреквентном домену. Поменута анализа је извршена примјеном софтвера ABAQUS. У раду је анализиран модел лежаја да би се добиле вриједности вибрација у фреквентном домену. Такође, извршено је поређење вриједности вибрација оштећеног и неоштећеног лежаја у циљу процјене степена оштећења. У раду су извршена и експериментална испитивања у циљу потврђивања резултата симулације софтвера, тако да је анализом резултата експериментна и софтверске симулације утврђена добра сагласност.

У циљу повећања тачности ротације вретена ротационих машина ослоњених на кугличне лежаје, аутори рада [57] су развили математички модел и извршили софтверску анализу тачности ротације вретена. Да би показали утицај брзине ротације на прецизност ротације, аутори су извршили експериментална испитивања, као и компјутерску анализу. Добијеним резултатима је доказано да прецизност ротације драстично варира са повећањем брзине ротације, док је поређењем резултата показано је да развијени модел одговара реалним условим рада вретена.

Низ аутора вршило је идентификацију хабања између двије челичне површине и класификовало их према радним условима. Аутори рада [124] показују да је могуће извршити класификацију начина хабања на основу честица од похабаних површина, прије него похабаних површина. Испитивање је обављено на цилиндричном рукавцу од челика AISI 52100 са распоном брзина ротације од 0,19-5 m/s и са оптерећењем од 1 - 80 kg. Према истим ауторима могуће је одредити начине хабања посматрајући честице у мазивима откинуте са површина, без приступа похабаним површинама.

### **3. РАДНА ОПТЕРЕЋЕЊА МЈЕЊАЧКОГ ПРЕНОСНИКА**

Радна оптерећења су последица радних отпора које возило савладава у условима експлоатације. Ови услови су промјењљиви, а оптерећења стохастичка. Промјењљивост радних услова се огледа у следећем:

- Мјењачки преносник одређеног типа може бити уграђен у теретна возила различите носивости, у трансмисије аутобуса, трансмисије возила унутрашњег транспорта или радних машина.

- Експлоатација возила одређеног типа не реализује се у истим условима, исти тип возила може бити експлоатисан у условима беспућа, у просјечним путним условима или већим дијелом радног вијека на аутопуту.

- Руковање возилом или другим транспортним средством у којем је уграђен мјењачки преносник, може бити пажљиво или бахато што ће се такође одразити на остварена оптерећења.

На овим чињеницама се заснива једна од хипотеза овога рада. Иста конструкција мјењачког преносника, у зависности од наведених услова и жељеног радног вијека имаће различиту носивост исказану преко максимално допуштеног улазног

обртног момента. С тим у вези потребно је развити методологију дефинисања режима рада и спектра оптерећења за жељене (предвиђене) радне услове који ће послужити као основа за идентификацију носивости баш за те услове рада који се предвиђају за одговарајући тип возила.

Подаци о оптерећењима којима је изложен мјењачки преносник могу се прикупити на више начина од којих су најважнији праћење рада изабраног скупа или свих возила у експлоатацији на основу евиденција сервисних служби које ова возила одржавају, затим на основу података корисника возила о условима у којима одређено возило ради, на основу података које могу дати непосредни послужоци возила (возачи) и као најважније мјерењем оптерећења за изабрани репрезентативни скуп радних услова. У наредној анализи примијењена су сва три приступа ради идентификације радних оптерећења за одређени тип возила.

### **3.1 Метода интервјуа**

У сврху прикупљања података, људски ставови су веома важни, јер се људски фактор не може искључити ни из једне врсте односа према свијету у коме живимо. У сврху истраживања тих ставова развијено је више метода које омогућавају прикупљање и обраду података. Међу најважнијим методама, које се употребљавају у сврху података су методе интервјуа, анкета и упитника.

#### **Интервју лицем у лице (Face-to-face)**

Код интервјуа „лицем у лице” испитивање се проводи у директном контакту са испитаницима, односно анкетар чита питања испитанику који се налази пред њим и пажљиво биљежи његове одговоре. То омогућава анкетару да има бољу прегледност над процесом анкетирања, јер у таквим случајевима анкетар има могућност да евентуално забиљежи и додатне информације о постављеном питању које могу дати и неке позитивне информације које нису предвиђене питањем. Кроз процес интервјуа питања се постављају према тачно дефинисаној процедури уз могућност одређених прилагођавања испитанику. Овом методом се, са сигурношћу може рећи да се, испитују праве особе којима је намијењен овај интервју. Уз овакво испитивање постоји могућност давања и додатних информација како би испитаник дао што директнији и прецизнији одговор.

### Анкета

Ово испитивање се врши помоћу упитника који је унапријед припремљен. Упитник може садржати тешка, лака и просјечна питања, али то зависи и од особа на којима се врши анкетирање и средине у којој се врши анкетирање. Анкетирање се врши анонимно јер се на основу дугогодишњих испитивања дошло до закључка да се приликом анонимних испитивања долази до тачнијих и искренијих одговора који могу бити унапријед дефинисани или слободни. Достављање упитника може бити:

- непосредно, што је и најповољнији начин јер анкетар може појаснити питања испитанику што проузрокује квалитетније одговоре,
- достављање поштом,
- путем новина.

Друга два начина достављања упитника нису довољно поуздана јер немамо репрезентативну групу која би требало да одговара на питања, а маса људи која добије упитнике није компетентна за теме које се налазе у упитнику. Упитник се мора пажљиво припремити како би одговарао менталитету испитаника, и како би пробудио пажњу за ту одређену материју, па ће и анкета дати потребне податке.

### Анкетни упитник

Приликом истраживања путем анкета велики број потешкоћа може да настане услед недовољне стручности и савјесности приликом приступања прављењу анкетног упитника.

Темељна питања квалитета анкетног упитника везана су за остваривање двију психометријских одлика: *ваљаности* и *поузданости*. Проблем *ваљаности* у анкети састоји се у чињеници да анкетним питањем "мјеримо" оно што желимо и да ли смо добили реалне одговоре. С друге стране, *поузданост* резултата анкете се своди на то да испитаници дају одговоре савјесно и одговорно. Одговори-резултати који нису поуздани не могу бити ни ваљани, а одговори који су поуздани не морају бити ваљани. Заправо једноставно се може рећи да већина проблема с ваљаношћу и поузданости анкете произилази из начина постављања и садржаја анкетних питања. Утврђено је да разлике у одговорима испитаника често произилазе из различитог доживљавања и разумијевања питања него из разлика у ставовима и мишљењима. Истраживачи су вршили бројне анализе како би дошли

до што више практичних сазнања која треба слиједити да се извори грешака сведу на минимум.

*Извори и начини избјегавања грешака у анкетном упитнику [95]*

1. Више питања у једном (сложена питања)
2. Вишезначна или нејасна питања
3. Неуравнотежена питања
4. Избор ријечи и формулација
5. Нагласак и навођење у питањима
6. Форма (отворена, затворена, комбинована) питања
7. Укључивање одговора «не знам»
8. Не посједовање става
9. Редослијед питања
10. Осјетљива питања и друштвена пожељност
11. Аквиесенција (потврђивање)

Тестови се често понављају и при томе унапређују, ради подизања научне вриједности. Подаци прикупљени упитником, од којих је већина прављена само за један систем или тест, служе за једнократну употребу. Овакви упитници су један врло важан елемент система, само ријетко користи свој пуни потенцијал.

Приликом прављења упитника треба водити рачуна о томе да ли су подаци доступни неком ко примењује друге методе, јер у супротном можемо добити лоше повратне информације. За прављење упитника веома је важно придржавати се следећих основних правила:

1. Статистички репрезентативан узорак треба да има довољан број испитаника.
2. Треба да се користи параметарска скала, са тачно дефинисаним описима, то јест да добијени резултати буду приближно уравнотежени, односно да су добијени податци приближно у средини у односу на одређене податке.
3. Питања треба да се односе на уске области, а не да буду уопштена и да се односе на више области. Треба обезбиједити добро разумијевање ради добијања поузданих података, односно питања треба да одражавају специфичне и добро дефинисане задатке, а не перформансе широког значења.

4. Унапријед се мора дефинисати праг прихватљивости одговора. Увести критеријум за позитивну оцјену прихватљивости теста и дати опис процедуре оцјењивања прихватљивости.
5. Упитнике треба повезати са објективним перформансама гдје год је то могуће. Упитнике не треба користити као главни или једини метод вриједновања, без претходно исцрпљених свих других метода, да се добију објективне вриједности.

Све наведене препоруке су дате у циљу да се добију прави подаци на основу упитника и да се ти резултати могу адекватно искористити. Лоше направљен упитник може, напор око рада на том тесту, довести у питање валидност резултата добијених тестирањем.

Израда упитника одвија се у неколико фаза – корака.

#### **Први корак**

Као први корак је избор упитника. Да би се изабрао упитник потребно је направити листу области у којима ће се користити резултати добијени упитником и начин на који ће се анализирати добијени резултати. Постоји неколико врста упитника погодних за тестирање људских ставова (мишљења), међу којима су отворена питања, вишеструки избор и скала процјене. Од ових техника најчешће се користи скала за велики број узорака, јер може да произведе лако мјерљиве податке који се могу лако интегрисати са другим изворима података. Насупрот томе, за релативно мале узорке питања отвореног типа или структурних интервјуа ће више одговарати због непредвиђених информација које учесници интервјуа могу обезбиједити.

#### **Други корак**

Други корак у формирању упитника је избор одговора и описивање скале. Иако на први поглед, питања могу да подстичу тражене одговора ипак ће се на основу скале одредити облик одговора. Дефинишући подјеле на скали дефинисаће се број и тип дозвољених одговора на постављена питања. Уколико на скали има исти број позитивних и негативних алтернатива, такав упитник се зове уравнотежен. Овакав избор упитника има предности по испитивача, јер имају тенденцију да произведу нормалне расподјеле одговора. Међутим, овакав избор

упитника може да има последице из разлога што се испитаници присиљавају да изабере један од понуђених одговора и као такав може се доћи у ситуацију да испитаници уопште не одговоре на нека питања. Од броја алтернативних одговора зависиће и вријеме попуњавања упитника. Већи број алтернативних одговора може проузроковати и неразумљивост неких одговора, а самим тим смањење поузданости добијених резултата. С друге стране, ако пак имамо мањи број понуђених одговора онда можемо бити у ситуацији да нећемо имати довољно података који су нам потребни. Најадекватнији број понуђених одговора је од 5 до 7 и да ти одговори буду фиксирани.

### **Трећи корак**

Трећи корак у изградњи упитника је формулација питања.

Приликом прављења упитника постоји седам правила која треба испунити при формулацији питања:

1. Ријечник. Врло је важно разговарати на нивоу појединаца који ће одговарати на упитник и не користити жаргоне, скраћенице или претјеране техничке термине које испитаници могу погрешно протумачити.
2. Негативни одговори. У упитницима треба увијек (колико год је то могуће) користити позитивне фразе, јер једно “не” може елиминисати доста негативних одговора и никада не треба користити два негативна одговора.
3. Двосмислена питања. У упитнику не треба да стоје двосмислена питања, јер у том случају испитаник долази у ситуацију да или не одговори на питање или да да одговор на начин како је он „схватио“ питање. У таквим ситуацијама треба користити, ако је то могуће, два питања.
4. Водећа питања. Водећа питања се прожимају кроз читав упитник, али треба имати у виду да питања не произведу пристрасне одговоре.
5. Емоционалност. Питања која садрже емоционе, осјетљиве или погрдне ријечи имају потенцијал за промашај упитника. Питања доживљена као емоционална или осјетљива често укључују личне квалитете и способности, што није добро по упитник, и она треба да буду усмјерена на адекватност система, а не према корисницима.



6. Краткоћа. Питања треба да буду што краћа, ако је могуће у једној реченици, јер што је више ријечи потребно да се опише неки проблем, то је и компликованије да се разумије, односно, постоји могућност да дође до неспоразума.
7. Релевантност. Увијек треба имати на уму однос између питања и тражених одговора, јер ако су питања ирелевантна све што радимо намеће непотребан терет анкетираним и аналитичарима одговора на питања.

#### **Четврти корак**

Четврти корак јесте спајање сегмената упитника. У четвртом кораку потребно је извршити спајање свих сегмената у једну цјелину са вођењем рачуна да ти сегменти буду добро распоређени на папиру ради лакшег праћења података. Код већине упитника питања треба да буду распоређена од најједноставнијих тема до најспецифичнијих или необичних. Такав распоред је направљен да не би дошло до тога да испитаници дају пристрасне одговоре. Такође упитници треба да буду што краћи и конкретнији. Ако се утврди да је потребно више од 15 минута да се одговори на сва питања, онда треба размислити о томе да се питања подијеле у два или више упитника који ће се давати у различитим временским интервалима. Друга опција је да се формира хијерархијски упитник на основу кога ће се филтрирати питања и елиминисати она која су везана за позитивне одговоре на претходна питања. Међутим, за хијерархијски упитник је потребно више времена за припрему, али је касније лакши за обраду.

Најчешће се у медијима користе текстуални одговори, због своје флексибилности и адекватних одговора на питања, посебно у виду коментара. Величина простора за коментаре дефинише и количину података који се добијају у одговору. Распољиви простор треба да је адекватан, јер ће неки испитаници осјећати обавезу да испуне расположиви простор што може створити велики број непотребних података.

#### **Пети корак**

Пети и коначан корак у изградњи упитника је преглед и распоред. У овој фази морају бити прегледане и исправљене све граматичке и штампарске грешке. Поред тога у овој фази треба извршити и контролу квалитета теста, која може бити извршена од стране стручњака или провјера на мањем броју испитаника као

предтест. Препоручују се следећа три аспекта провјере у разматрању и усвајању тестова:

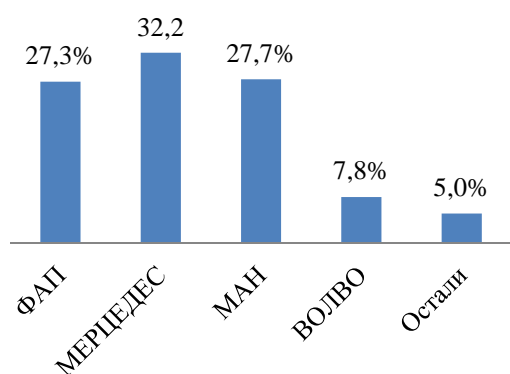
1. Релевантност питања. Треба испитати кореспонденцију (усклађеност) упитника и мјера и циљева дефинисаних у плану теста. Она питања које се идентификују као небитна за тест искључују се из даљег разматрања.
2. Текст питања. Следеће што се испитује (провјерава) јесу питања из теста и то свако питање појединачно. Питања се провјеравају с циљем да се утврди да нема двосмислених или лоше формулисаних питања. Провјеравају се још правопис и граматичке грешке.
3. Формат упитника. Подразумјева провјеру дали су у упитнику јасне инструкције, да ли је адекватно коментарисано свако поље, као и да ли је адекватна дужина упитника. Ово се обично реализује покушавајући да се попуни упитник из перспективе једног просјечног испитаника.

### **3.2 Анкета о учешћу степени преноса код мењачког преносника**

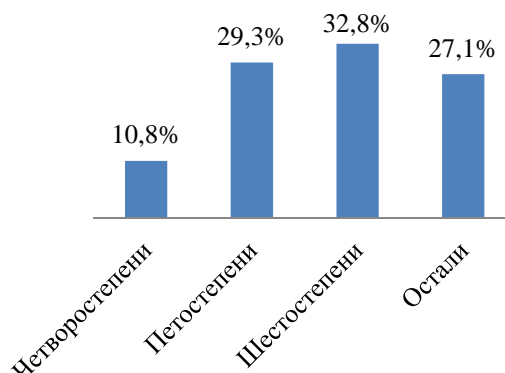
Као резултат опсежне анализе наведених препорука за израду упитника, као и предности и недостатака које имамо коришћењем упитника за потребе добијања релевантних резултата направљен је упитник за анкетирање корисника и одржавалаца теретних моторних возила. Овај упитник се користи у сврху добијања података везаних за услове рада мјењачких преносника. Добијени резултати се користе за формирање спектра оптерећења мјењачких преносника и њихових компонената. Тест обухвата двије групе питања, једна је намјењена корисницима мјењачких преносника, односно возачима теретних моторних возила и аутобуса, а друга група одржаваоцима ових возила. Број испитаника био је укупно 30, од тога су 15 возачи теретних моторних возила и аутобуса, а 15 су одржаваоци тих возила.

На основу резултата анкете може се закључити да су анкетирани искусни возачи, од којих су неки возили различите типове теретних возила и аутобуса. Неки од испитаника су провели скоро читав радни вијек возећи наведена возила. За разлику од њих анкету су попуњавали и нешто мање искусни, односно они који су провели и само неколико године за воланом и то су углавном млађе особе које су могле како кажу и да мало жустрије возе и да испробају њихове могућности. Просјечно искуство које су имали испитаници износи 21 годину и 3 мјесеца.

Анализирајући добијене податке може се још закључити да су испитаници управљали различитим возилима, а углавном су управљали возилима Мерцедес, МАН и ФАП (слика 3.1.).



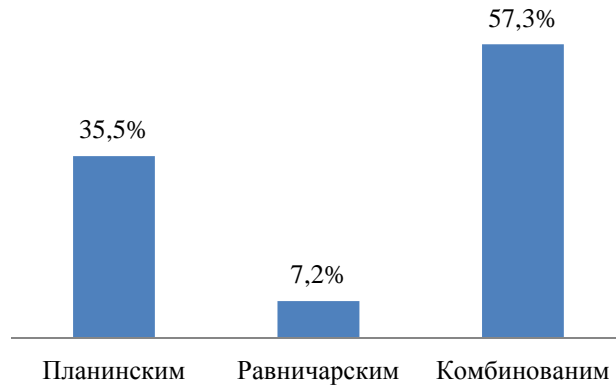
Слика 3.1 Процентуално учешће возила којима су управљали испитани возачи



Слика 3.2 Процентуално учешће типа мјењача којима су управљали испитани возачи

Као што је познато постоји могућност уградње механичких, аутоматских и даљински управљаних мјењача у теретна моторна возила, с тим да је за анализу узета у обзир само уградња механичких мјењачких преносника. У возила Мерцедес и ФАП уграђивани су углавном ZF-ови механички мјењачки преносници, а један из ове групе је предмет за који је развијен модел поузданости у овом раду. Кроз сагледавање добијених резултата види се да су у наведена возила били уграђени мјењачи са различитим бројем степени преноса (слика 3.2), тако да су највише били заступљени шестостепени механички мјењачи, а само нешто мање петостепени.

Што се тиче терена по којима су испитаници управљали возилима највећи проценат 57,3 % је одговорило да је управљало по различитим теренима, док је чак 35,5 % њих углавном транспортовало различите материјале по планинским теренима (слика 3.3). Неки су чак већи део свог радног вијека провели транспортујући тешке материјале по врло тешким и нимало приступачним предјелима. За разлику од таквих возача постоји и мали број њих од 7,2% који су, како кажу, имали ту „срећу“ да возе само по равничарским предјелима.

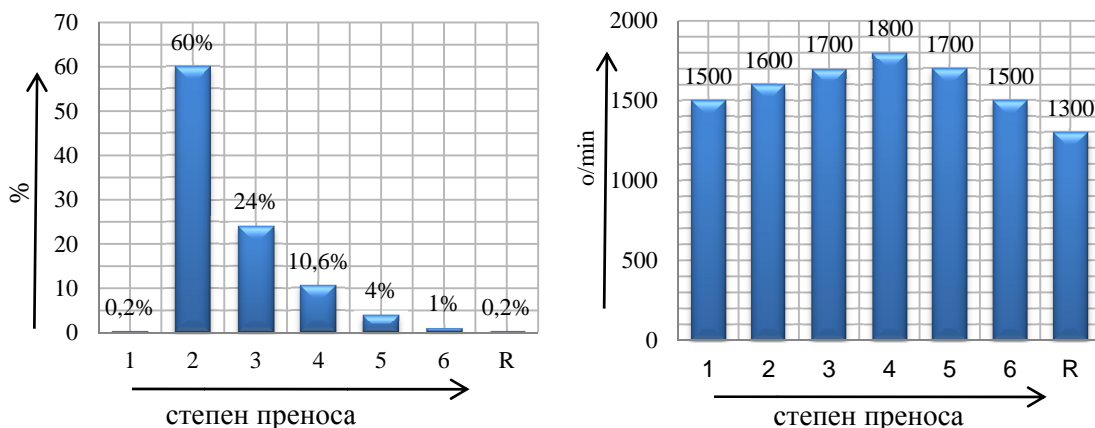


Слика 3.3. Процентуално учешће терена по којима су испитаници возили

Према резултатима анкете, као планински услови дефинисани су предјели Сарејевско-Романијске регије, као равничарски предјели је релација Братунац-Бијелина, док су као комбиновани услови дефинисани као комбинација планинских и равничарских предјела.

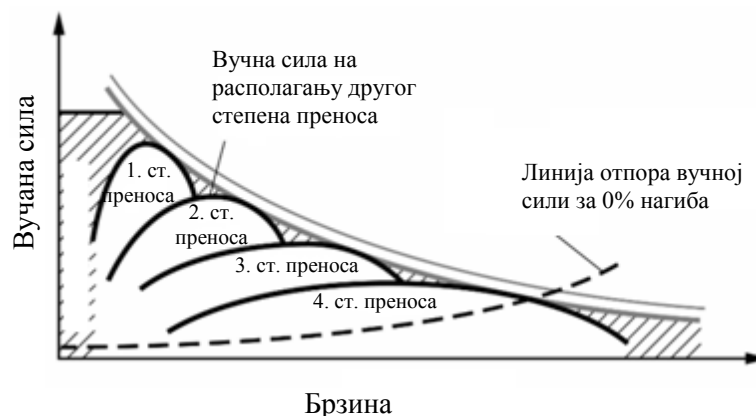
Вожња по планинским теренима

Према анализи интервјуа за вожњу по планинским теренима види се да је највише коришћен други степен преноса (слика 3.4) са 60% од укупног коришћења мјењачког преносника. После њега, као степен преноса који је највише коришћен је трећи, али два пута мање него што је коришћење другог степена. Затим слиједу четврти и пети, док се први степена преноса и степен преноса за вожњу уназад најмање користе при вожњи.



Слика 3.4. Учешће степени преноса и броја обртаја за планинске услове вожње

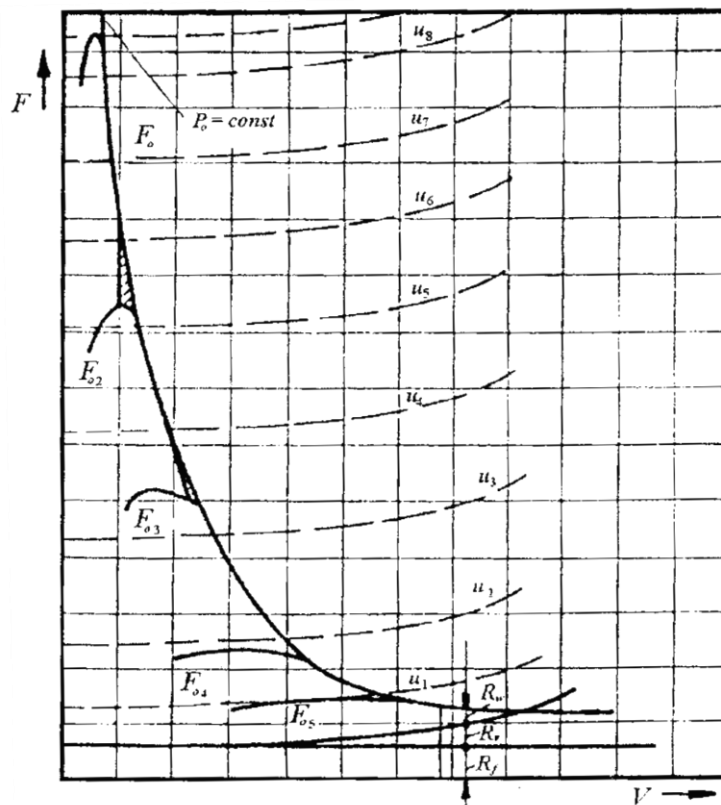
Приликом покретања теретног моторног возила користи се други степен преноса, осим у неповољним условима гдје се покретање врши првим степеном преноса. У условима вожње оптерећеног возила приликом кретања уз нагиб или у случају низ нагиб, такође, се углавном користе ова два степена преноса. Разлог оваквог распореда брзина јесте зависност вучне силе и брзине вожње возила. Са повећањем стерена преноса и брзине вожње моторних возила смањује се вучна сила и обрнуто (слика 3.5)



Слика 3.5. Дијаграм вуче мотора са унутрашњим сагорјевањем спојен са четворостепеним мјењачем [101]

Како вучно-динамичке карактеристике возила зависе од преносника који је уграђен у то возило, може се анализирати и успјешност рјешења система преноса. Анализирајући вучни дијаграм мјењачког преносника (слика 3.6) јасно се види да при оваквим условима кретања при већим брзине вожње долази до смањења вучне силе. Веће брзине вожње одговарају бољој конфигурацији терена по коме се возила крећу, односно такав терен омогућава да се за инсталисану снагу погонског система развијају веће брзине вожње.

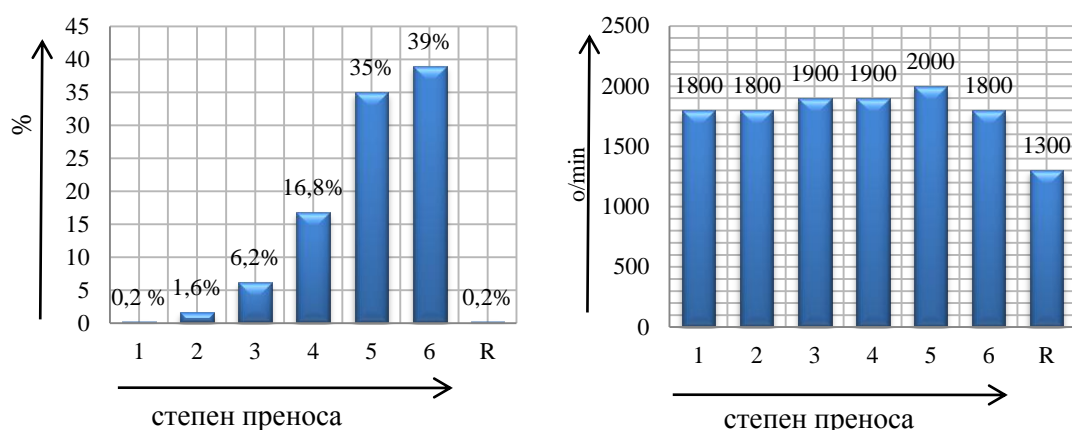
Поред терена који може да утиче на повећање брзина вожње возила као још један сегмент може бити и смањење оптерећења возила. У овом случају за добијање процентуалног учешћа коришћења степени преноса при оваквим условима вожње коришћена је комбинација оба сегмента. Сразмјерно инсталисаном преноснику са одговарајућим бројем степени преноса са смањењем вучне силе повећава се брзина кретања возила.



Слика 3.6. Дијаграм вуче за мјењач са пет степени преноса [46]

### Вожња по равничарским теренима

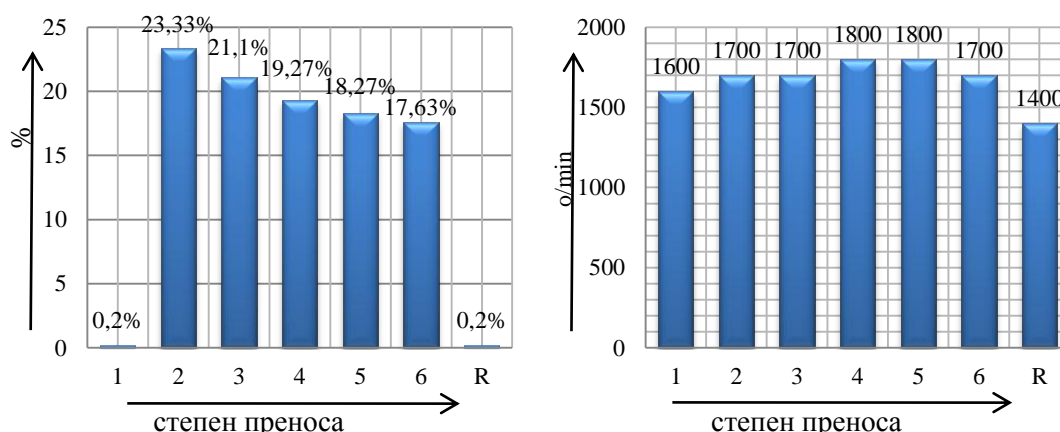
Према резултатима анализе у случају вожње теретеног моторног возила по равничарским предјелима учешће виших степени преноса постаје заступљеније, односно у оваквом случају више се користе пети и шести степен преноса. Упоредјујући претходна два случаја и дијаграм вуче, јасно се види да долази до још већег смањења вучне силе уз повећање брзине вожње. Приликом смањења вучне силе долази до смањења и обртног момента. Као и за претходни случај анализа је вршена за вожњу оптерећеног и неоптерећеног теретног моторног возила.



Слика 3.7. Учешће степени преноса и броја обртаја мотора за вожњу по равничарским теренима

Комбиновани услови вожње

Код оваквих услова вожње нешто је уједначеније коришћење свих степени преноса. За разлику од вожње по планинским теренима гдје се углавном користе нижи степени преноса, и услова рада при вожњи равничарским теренима код којих се користе виши степени преноса. Код комбинованих услова вожње равномјерније је распоређено коришћење свих степени преноса, осим првог и степена за вожњу уназад. Из резултата се види да је нешто заступљенији други степен преноса, затим трећи и приближно исто четврти и пети.



Слика 3.8. Учешће степени преноса и броја обртаја мотора за комбиноване услове вожње

### **3.3 Мјерење обртног момента мјењачког преносника**

#### ***3.3.1 Дефинисање услова мјерења обртних момената***

Како је анализом добијених резултата интервјуом утврђено да је теретним моторним возилима са одређеним процентуалним учешћем вршен транспорт различитих материјала по планинским, равничарским и комбинованим теренима, то је потребно извршити и мјерење обртног момента на мјењачком преноснику за ове услове. За вожњу по поменутиим теренима такође је потребно извршити мјерење обртног момента оптерећеног и неоптерећеног теретног моторног возила, како бих се могле утврдити и промјене оптерећења за поменуте услове вожње.

Мјерење максималних обртних момената за сваки степен преноса извршено је на теретном моторном возилу ФАП 1620 (слика 3.9) у који је уграђен шестостепени мјењачки преносник. Мјерења су извршена за изабране репрезентативне услове вожње при различитим путним карактеристикама. Мјерен је обртни момент на излазу из мјењачког преносника и то на Кардановом вратилу које овај момент преноси до задњег моста возила.

Мјерење је најприје извршено при вожњи по равничарским теренима за неоптерећено теретно моторно возило уз одређена ограничења везана за нагибе терена. Таква ограничења се користе у циљу добијања репрезентативних података за равничарске предјеле. За исте путне карактеристике такође је извршено мјерење при вожњи оптерећеног теретног моторног возила, у циљу добијања вриједности обртних момената на излазу из мјењачког преносника при одређеном оптерећењу.

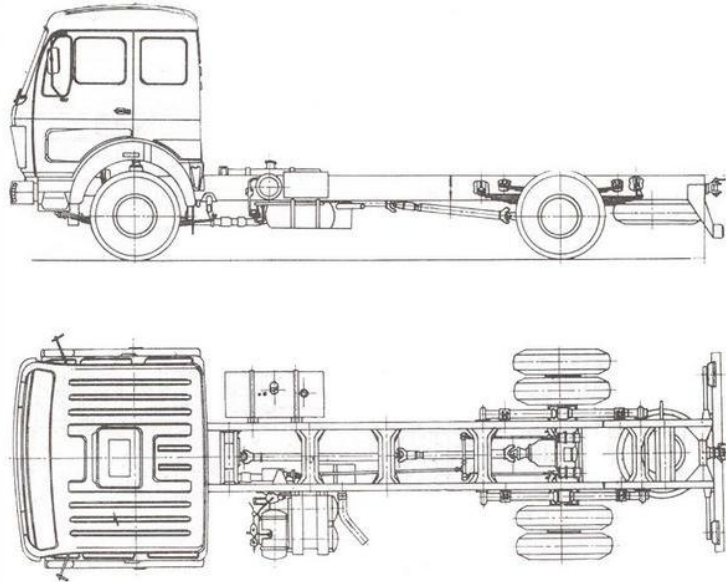
Као други случај мјерења излазних обртних момената из мјењачког преносника јесте и мјерење уз нагибе и низ нагибе као резенте планинских терена. За овај случај такође је потребно извршити мјерење за оптерећено и неоптерећено теретно моторно возило.

Трећи случај мјерења јесте и комбиновање услова вожње претходна два случаја. И за овај случај је извршено мјерење оптерећеног и неоптерећеног теретног моторног возила.

У свим случајевима мјерења коришћен је шестостепени мјењачки преносник. Разлог коришћења шестостепеног мјењачког преносника јесте то што су интервјуом добијени резултати да су и испитаници баш овај тип мјењача користили у 33% случајева, тако да је установљено да је овакав тип мјењача



најзаступљенији. Поред тога као резултат анализа добијено је да су мјењачки преносници са мањим бројем степени преноса углавном коришћени за вожњу по планинским теренима.



Слика 3.9. Возило коришћено за мјерење обртног момента – ФАП 1620 [22]

Карактеристике возила ФАП 1620:

Мотор

- Тип: FAMOS 2F 131 В
- Снага: 147 kW/2200 min<sup>-1</sup>
- Момент: 668Nm/1400-1600 min<sup>-1</sup>

Мјењач

- Тип: FAMOS 6MS-80
- Конструкција: *синхронизовани са 6 степени преноса*
- Преносни однос: 6,7; 3,86; 2,34; 1,44; 1,00; 0,73 ход уназад 6,31

**3.3.2 Систем мјерења**

Од мјењачког преносника до задњег моста возила обртни момент преносе два Карданова вратила, од којих је једано директно везано на излаз мјењачког преносника док је на другој страни ослоњено на лежај и чија је дужина фиксна, а

друго вратило је телескопско и оно се повезује на прво Карданово вратило а другим крајем за диференцијални преносник. Мјерењем на Кардановом вратилу добијају се вриједности обртних момната на излазу из мјењачког преносника. Мјерење је изведено на тај начин што су на Карданово вратило фиксне дужине, залијепљене мјерне траке на растојању 400 mm од зглоба на Кардановом вратилу, од стране мјењачког преносника (слика 3.10).

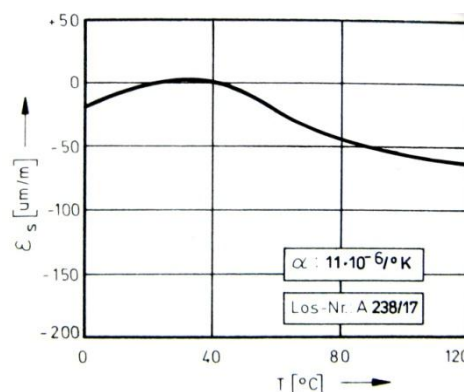


Слика 3.10. Карданово вратило на коме је изведено мјерење излазног обртног момента из мјењачког преносника

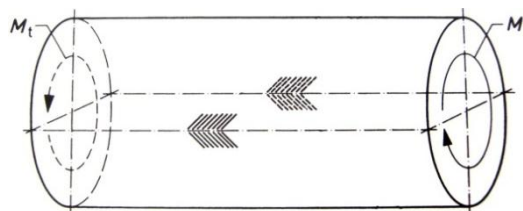
На поменуто вратило залијепљене су двије мјерне траке у облику рибље кости дијаметрално супротно по обиму Кардановог вратила (слика 3.12).

Карактеристике коришћених мјерних трака (слика 3.11) су:

- компензација  $\alpha = 11 \cdot 10^{-6} / ^\circ\text{K}$
- отпорност  $120,0 \pm 0,2\%$
- к-фактор  $2,05 \pm 1,0 \%$
- температурни коефицијент траке  $95 \cdot 10^{-6} / ^\circ\text{K}$



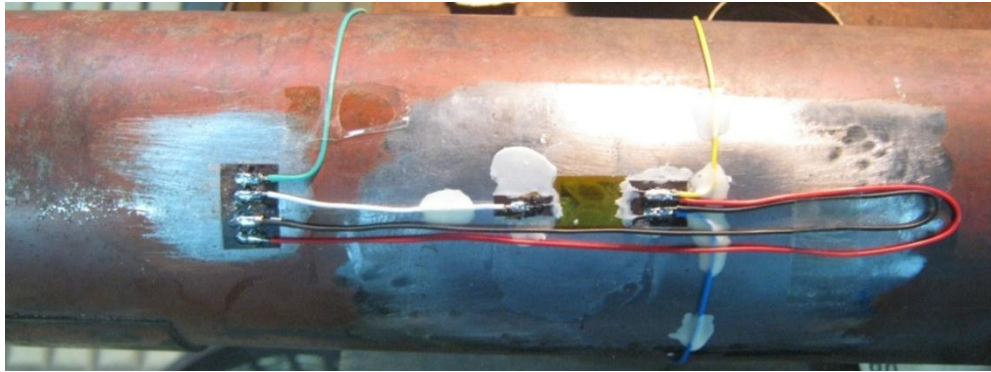
Слика 3.11. Карактеристике мјерних трака



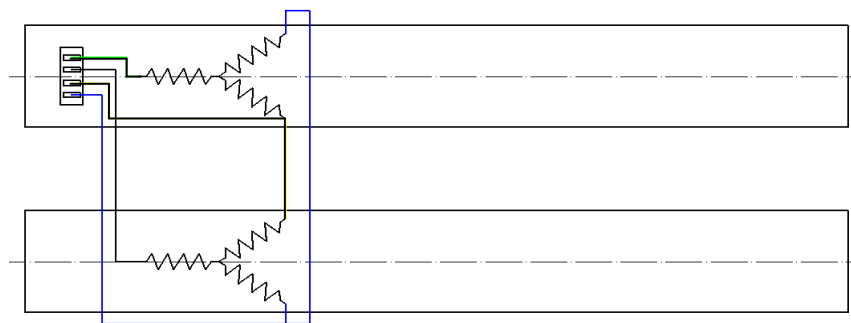
а) залијепљена трака на Кардановом вратилу б) шематски приказ лијепљења трака [33]

Слика 3.12. Мјесто лијепљења мјерних трака

Залијепљене мјерне траке повезане су у Витстонов мост и преко конектора са одговарајућим компонентама међу којима је и блутут за безконтактно одашиљање сигнала. Слика 3.13 даје приказ начина везивања мјерних трака са конекторима.



а) Начин повезивања мјерних трака са конекторима

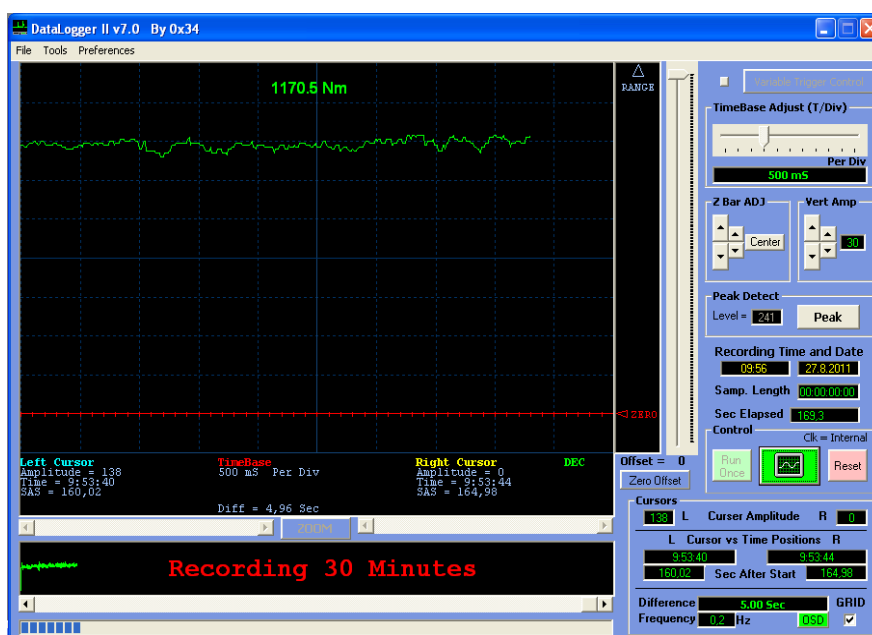


Слика 3.13. б) Шематски приказ повезивања мјерних трака са конекторима

Као подршка при мјерењу обртних момената коришћен је комуникациони модул RN41 (bluetooth). Веза између комуникационог модула RN41 и мјерних трака извршена је помоћу PIC 16 F 887 који врши трансформацију мјерних величина са мјерних трака у сигнал погодан за безконтактни пренос до пријемника. Пријемник (рачунар) има могућност визуелног приказа и снимања примљених сигнала, односно измјерених величина на Кардановом вратилу. Као основа за визуелни приказ и снимање података послужила је софтверска форма DataLogger II v7.0 на којој је извршено препрограмирање и прилагођавање мјерења обртних момената. На слици 3.14 приказана је визуелна форма на којој је вршено праћење тока мјерења. Прије почетка мјерења извршена је калибрација у циљу добијања компензационих вриједности ради елиминисања температурних промјена.

На самом почетку мјерења обртних момената дефинисан је датум и вријеме експеримента, као и максимално вријеме трајања експеримента. Вријеме трајања снимања експеримента усклађено је са потребним бројем података које је у току испитивања износило максимално 30 минута.

Као још један сегмент подешавања при визуелном приказу измјерених вриједности јесте и опсег величина обртних момената који се мјере. Приликом вожње напред при коришћењу првог степена преноса и вожње уназад коришћењем степена преноса за вожњу уназад добијају се приближно једнаке вриједности обртног момента са супротним предзнаком, средња вриједност обртног момента је приближно једнака нули. Из тог разлога опсег подручја мјерења је поствљен тако да су нулте вриједности на средину мјерног опсега. При мјерењу само при вожњи напред, доња граница обртног момента је била једнака нули, за мјерење обртног момента при вожњи уназад гоња граница је била једнака нули.



Слика 3.14. Софтверска маска на којој се приказује ток мјерење

Како је максимални теоријски излазни обртни момент из мјењачког преносника мањи од 6000 Nm, без преоптерећења, то је калибрација извршена према тој максималној вриједности. Поред тога скала на којој је подешен опсег показивања је подијелена на два дијела, тако да један део скале показује позитивне вриједности за кретање теретног моторног возила напред, док је други

део скале подешен на тај начин да се приказују и записују негативне вриједности за кретање возила уназад и кочење мотором.

Прије постављања Кардановог вратила на теретно моторно возило и мјерења обртног момента извршена је калибрација и баждарење мјерне опреме. Мјерење обртног момента је извршено у лабораторијским условима (слика 3.15). Помоћу полуге остварено је одговарајуће оптерећење на Кардановом вратилу које је у сваком тренутку повећавања оптерећења мјерено помоћу баждареног динамометра, док је на другој страни оптерећење вратила мјерено мјерним тракама. Утврђена је корелација показивања мјерних трака и референтног динамометра као и задовољавајући опсег варијације обртног момента која се очекује у реалним условима. Поред тога, утврђен је висок степен поклапања показивања система мјерења помоћу мјерних трака, рачунских вриједности и динамометра тј. остварена је задовољавајућа тачност резултата мјерења.



Слика 3.15. Калибрација система мјерења у лабораторијским условима

Карданово вратило и опрема за извођење експеримента уграђено је на теретно моторно возило ФАП 1620 (слика 3.16) ради мјерења обртног момента у реалним условима експлоатације при коришћењу одређених степени преноса за репрезентативне радне услове.



а) Карданово вратило прије постављања опреме      б) Карданово вратило после постављања опреме

Слика 3.16. Карданово вратило са и без мјерне опреме на теретном моторном возилу

### 3.3.3 Мјерење излазног обртног момента мјењача

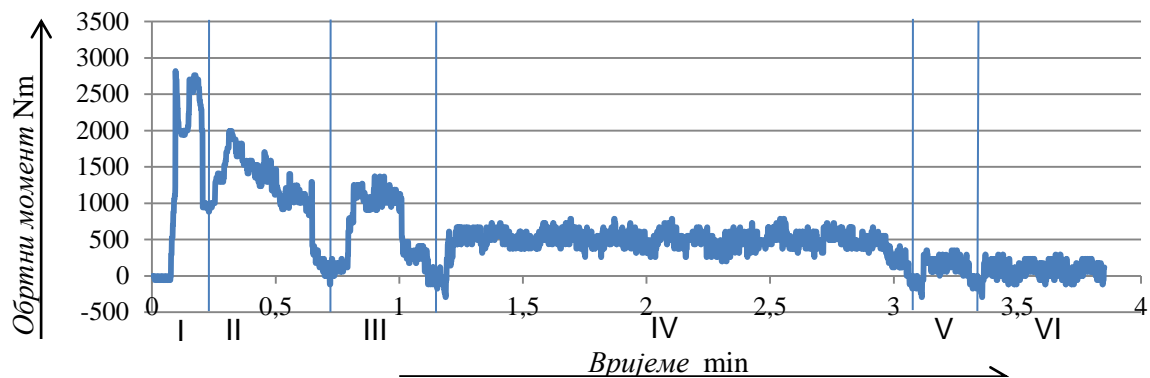
Прва испитивања су извршена на неоптерећеном теретном моторном возилу када се возило кретало по асвалтном и макадамском путу, коришћењем свих степени преноса, а возило се кретало на путевима са и без нагиба (успона), напред и у назад.

#### 3.3.3.1 Мјерење излазног обртног момента мјењача при вожњи неоптерећеног теретног моторног возила

##### - По равном терену

Приликом испитивања теретног моторног возила по равном терену, као репрезенту за равничарске услове вожње, коришћени су сви степени преноса. Из стања мировања покренуто је возило првим степеном преноса. Приликом вожње првим степеном преноса измјерена је вриједност максималног обртног момента у износу од 2820 Nm (слика 3.17). На дијаграму измјереног обртног момента, нагле промјене интензитета измјерених вриједности показују тренутке пребацивања из једног степена преноса у други. Дијаграм такође показује да се са повећањем степена преноса смањује вриједност измјереног обртног момента. Вриједности

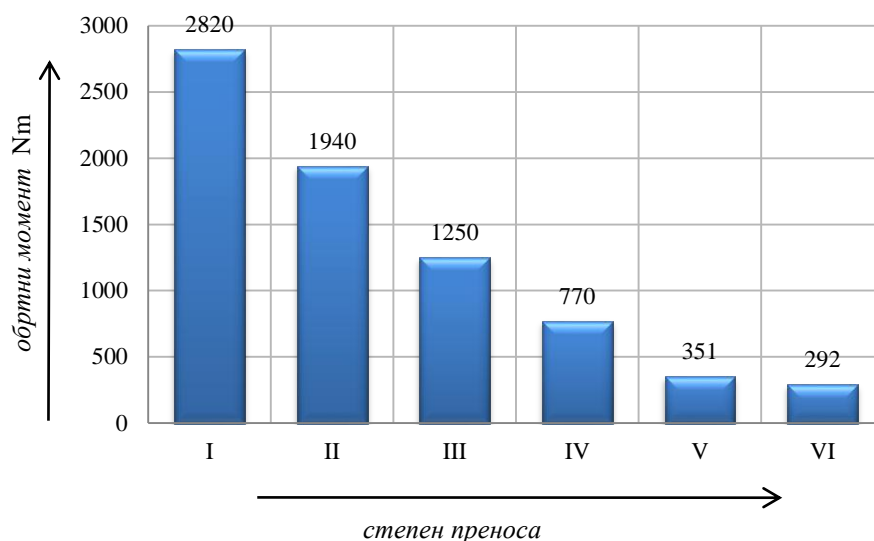
обртног момента на Кардановом вратилу измјерене су у условима вожње неоптерећеног теретног моторног возила при нормалним условима вожње (без преоптерећења). Са дијаграма (слика 3.17) може се видјети да се при дужој вожњи једним степеном преноса могу појављивати више пута максимални обртни momenti. Варијације вриједности обртног момента код виших степени преноса настају услед повећаних брзина вожње, што је слабије изражено при нижим степенима преноса.



Слика 3.17. Дијаграм измјерених обртних момената при вожњи неоптерећеног теретног моторног возила коришћењем свих степени преноса по равном терену

Табела 3.1. Вриједности максималних обртних момената при сваком степену преноса за вожњу неоптерећеног теретног моторног возила по равном терену

Степен преноса	Максимални обртни момент на Кардановом вратилу у Nm
Први степен преноса	2820
Други степен преноса	1940
Трећи степен преноса	1250
Четврти степен преноса	770
Пети степен преноса	351
Шести степен преноса	292



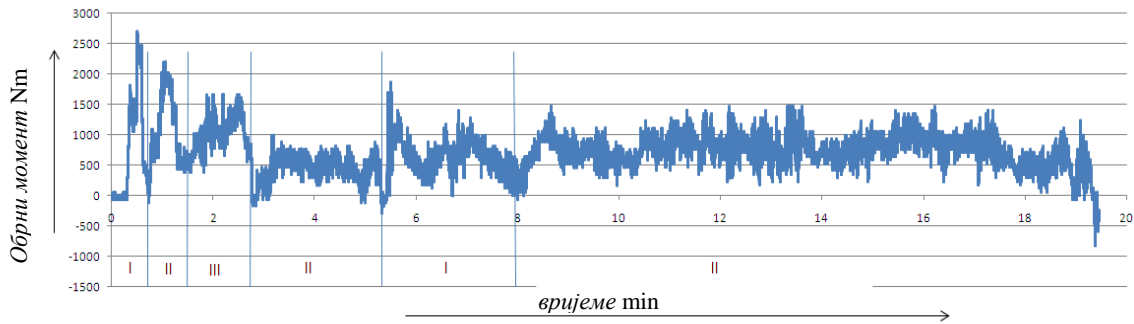
Слика 3.18. Дијаграм максималних измјерених обртних момената при вожњи неоптерећеног теретног моторног возила по равном терену

На претходном дијаграму (слика 3.18) дат је графички приказ максималних измјерених обртних момената на Кардановом вратилу при коришћењу свих степени преноса и при вожњи по равном терену.

- *Уз нагиб*

Друго по реду мјерење обртног момента било је при вожњи неоптерећеног теретног моторног возила уз нагиб које је репрезент планинских услова вожње. За разлику од вожње по равном терену гдје се користе сви степени преноса, при вожњи неоптерећеног теретног возила уз нагиб користе се само прва три степена преноса (слика 3.19). Као и у претходном случају мјерење је извршено приликом вожње возила без терета. При коришћењу другог степена преноса измјерене су различите величине обртног момента. Варијације момента у другом дијелу на дијаграму (слика 3.19) су репрезенти вожње уз нагиб по неравним теренима. Максимална вриједност измјереног обртног момента износи 2800Nm, а добијена је при коришћењу првог степена преноса. При коришћењу другог степена преноса измјерен је обртни момент на Кардановом вратилу у износу од 2200 Nm, чија вриједност је већа од измјерене вриједности при другом коришћењу првог степена преноса.



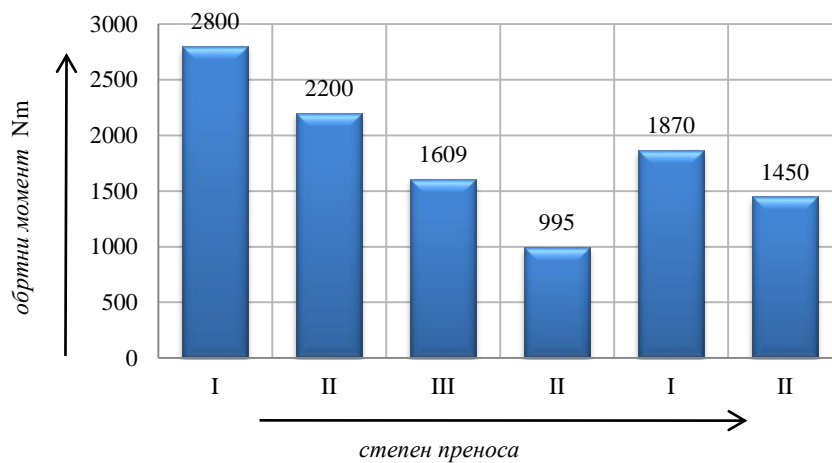


Слика 3.19. Дијаграм измјерених обртних момената при вожњи неоптерећеног теретног моторног возила уз нагиб

Табела 3.2. Вриједности максималних обртних момената при вожњи неоптерећеног теретног моторног возила уз нагиб

Степен преноса	Максимални обртни момент на Кардановом вратилу у <b>Nm</b>
Први степен преноса	2800
Други степен преноса	2200
Трећи степен преноса	1609
Други степен преноса	995
Први степен преноса	1870
Други степен преноса	1450

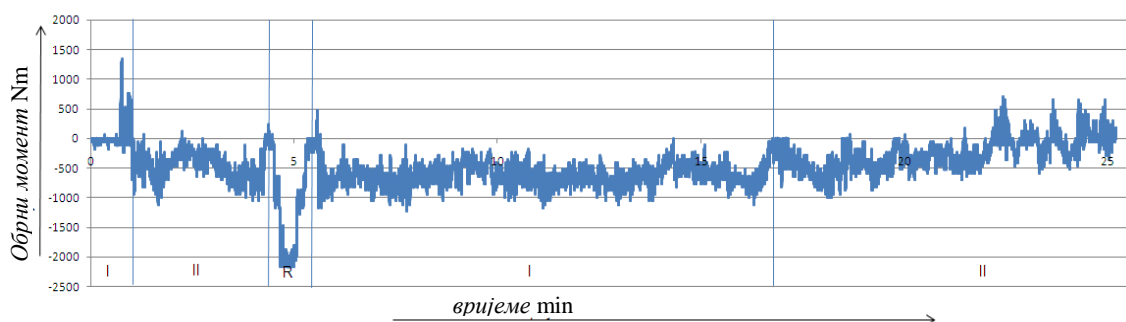
На слици 3.20 дат је приказ максималних обртних момената измјерених на Кардановом вратилу при вожњи неоптерећеног теретног моторног возила при коришћењу прва три степена преноса, као и варијације вриједности максималних обртних момената зависно од других услова при коришћењу истог степена преноса.



Слика 3.20. Дијаграм максималних измјерених обртних момената при вожњи неоптерећеног теретног моторног возила уз нагиб

- Низ нагиб

Следећи репрезентативни услов вожње је вожња по планинском терену неоптерећеног моторног возила, низ нагиб. У овом случају инерцијалне силе од сопствене тежине камиона делују у смислу убрзавања возила, те оптерећења имају супротан смјер од оних која остварује мотор, односно од оних када се возило креће уз нагиб. На почетку дијаграма (слика 3.21) постоји нагла промјена позитивних у негативне вриједности момената које су последица промјене услова вожење. При покретању возила оптерећење је било у позитивном смјеру, док при кретању возила низ нагиб оптерећење добија супротан смјер тј. преноси се од погонских точкова према мјењачком преноснику. На деоници пута на којој је измјерен обртни момент при кретању возила низ нагиб другим степеном преноса измјерен је и обртни момент при вожњи уназад. При коришћењу степена преноса за вожњу уназад измјерен је максимални обртни момент на Кардановом вратилу од 2170 Nm.

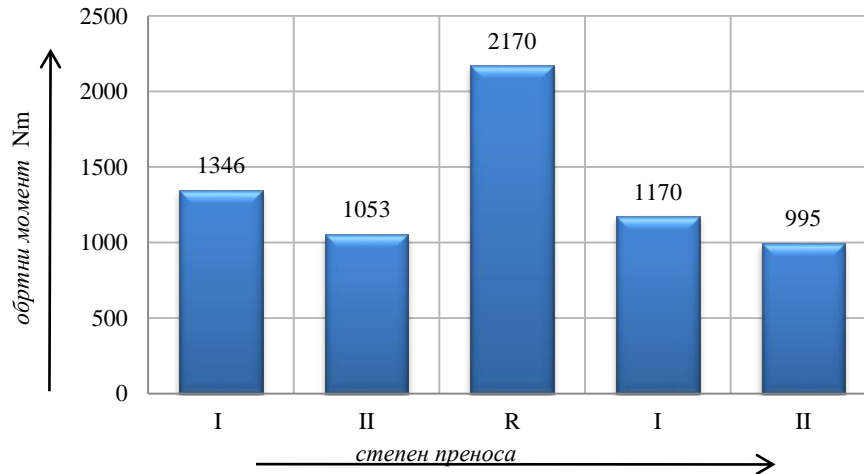


Слика 3.21. Дијаграм измјерених обртних момената при вожњи неоптерећеног теретног моторног возила низ нагиб

Табела 3.3. Вриједности максималних обртних момената при вожњи неоптерећеног теретног моторног возила низ нагиб

Степен преноса	Максимални обртни момент на Кардановом вратилу у Nm
Први степен преноса	1346
Други степен преноса	-1053
Степен преноса за вожњу уназад	-2170
Први степен преноса	-1170
Други степен преноса	-995

На слици 3.22 дат је приказ максималних измјерених обртних момената на Кардановом вратилу при вожњи неоптерећеног теретног моторног возила низ нагиб и при коришћењу прва два степена преноса. На дијаграму су такође приказане и вриједност максималног обртног момента при коришћењу степена преноса за вожњу уназад.



Слика 3.22. Дијаграм максималних измјерених обртних момената при вожњи неоптерећеног теретног моторног возила низ нагиб

### 3.3.3.2 Мјерење излазног обртног момента мјењача при вожњи оптерећеног теретног моторног возила

Мјерења излазног обртног момента мјењачког преносника за оптерећено теретно возило (слика 3.23) изведена су на истој деоници пута као и за неоптерећено возило.

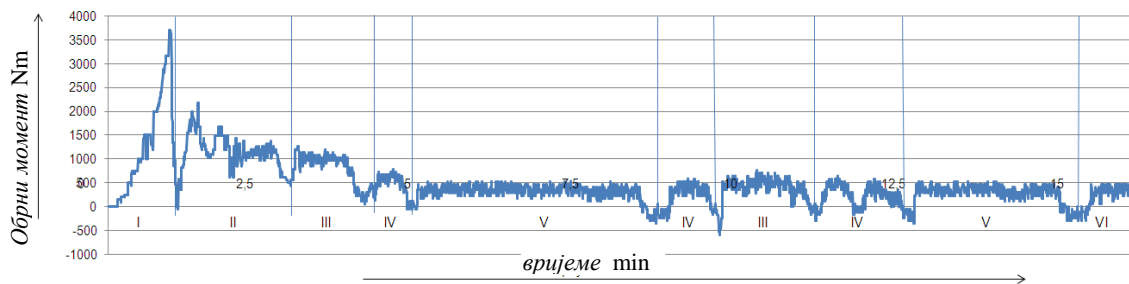


Слика 3.23. Оптерећено теретно возила коришћено за испитивање

На идентичан начин као и за неоптерећено теретно моторно возило измјерене су вриједности максималних обртних момената при вожњи по равном терену, уз нагиб и низ нагиб.

- По равном терену

На слици 3.24 приказан је дијаграм промјене обртног момента оптерећеног теретног моторног возила при коришћењу свих степени преноса за вожњу напред. Највећа измјерена вриједност обртног момента износи 3697 Nm. Ова вриједност код неоптерећеног возила била је 2820 Nm. То значи да се приликом покретања оптерећеног возила у односу на неоптерећено радни отпор повећа за око 32 %.



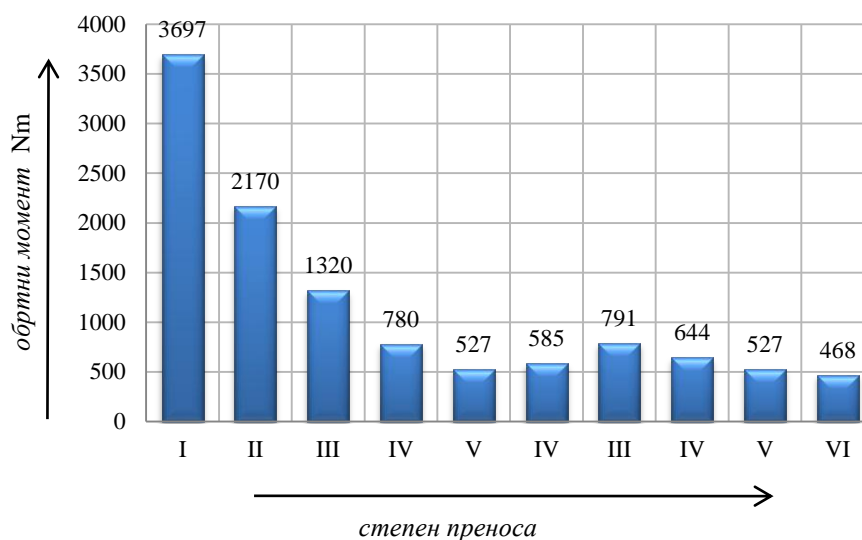
Слика 3.24. Дијаграм измјереног обртног момента при вожњи оптерећеног теретног моторног возила по равном терену

Табела 3.4. Максимални обртни моменти оптерећеног возила по равном путу при коришћењу свих степени преноса за вожњу напред

Степен преноса	Максимални обртни момент на Кардановом вратилу у Nm
Први степен преноса	3697
Други степен преноса	2170
Трећи степен преноса	1320
Четврти степен преноса	780
Пети степен преноса	527
Четврти степен преноса	585
Трећи степен преноса	791
Четврти степен преноса	644
Пети степен преноса	527
Шести степен преноса	468

На основу дијаграма на слици 3.24, утврђене су максималне вриједности за одговарајуће степене преноса и дате у табели 3.4. Ове вриједности су знатно веће од оних које су добијене при истим условима али када је возило било без корисног терета.

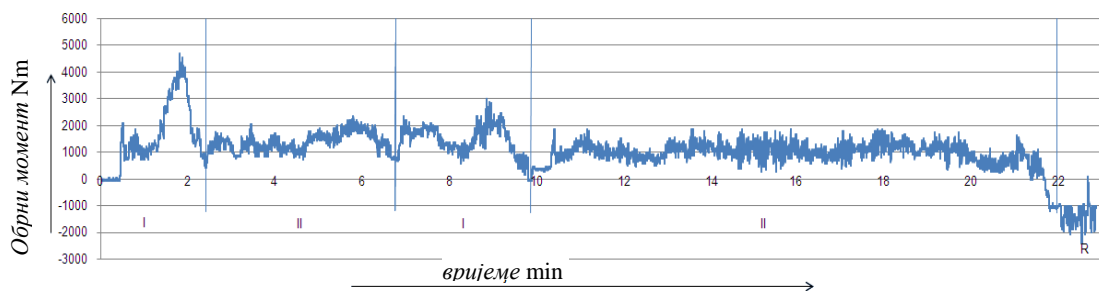
Осим тога измјерене вриједности нису увек исте и варирају у зависности од услова вожње. На слици 3.25 приказане су максималне измјерене вриједности обртних момената при коришћењу свих степени преноса. При понављању мјерења (промјени степена преноса) добијане су другачије вриједности при коришћењу одређеног степена преноса. То указује на стохастичност величине обртног момента. Измјерене вриједности су само показатељ стања за репрезентативне радне услове и полазна основа за формирање статистичких показатеља (спектра) оптерећења.



Слика 3.25. Дијаграм максималних измјерених обртних момената при вожњи оптерећеног моторног возила по равном путу

- Уз нагиб

Пето по реду мјерење обртног момента било је при вожњи оптерећеног теретног моторног возила уз нагиб које је репрезент планинских услова вожње. При вожњи оптерећеног теретног возила уз нагиб користе се прва два степена преноса (слика 3.26). Варијације момената на дијаграму (слика 3.26) су репрезенти вожње оптерећеног моторног возила уз нагиб по неравним теренима. Највећа измјерена вриједност код оптерећеног возила била је 4660 Nm, при коришћењу првог степена преноса.



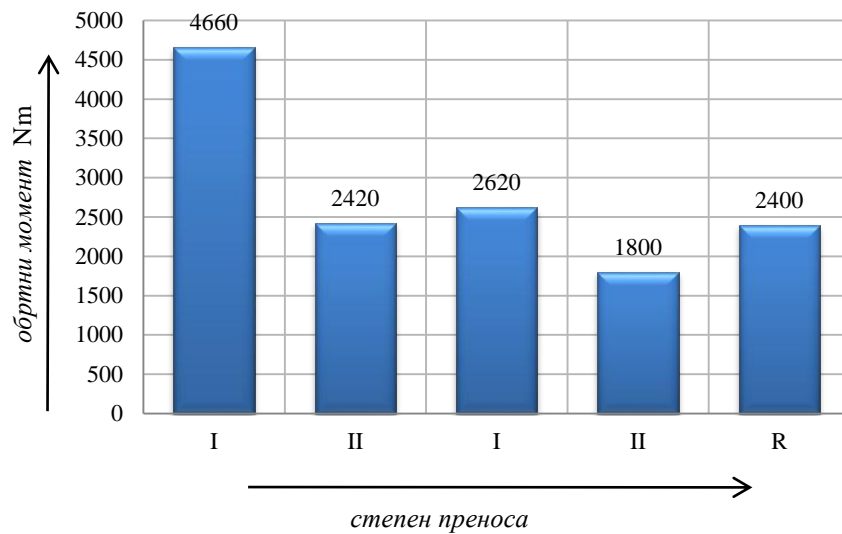
Слика 3.26. Дијаграм измјерених обртних момената при вожњи оптерећеног теретног моторног возила уз нагиб

На основу дијаграма на слици 3.26, утврђене су максималне вриједности за одговарајуће степене преноса и дате у табели 3.5. Ове вриједности су знатно веће од оних које су добијене при истим условима али када је возило било без корисног терета. Максимални пораст обртног момента измјерен је при коришћењу првог степена преноса у износу 1860 Nm.

Табела 3.5. Максимални обртни моменти при вожњи оптерећеног теретног моторног возила уз нагиб

Степен преноса	Максимални обртни момент на Кардановом вратилу у Nm
Први степен преноса	4660
Други степен преноса	2420
Први степен преноса	2620
Други степен преноса	1800
Степен преноса за вожњу уназад	2400

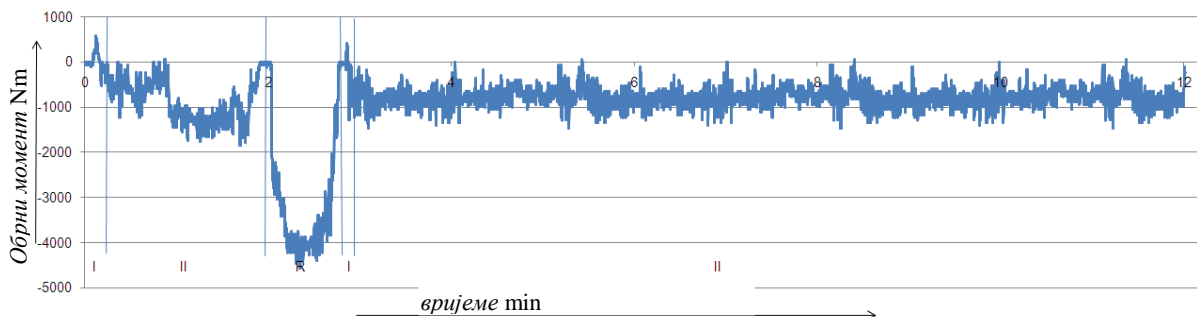
Измјерене вриједности обртних момената варирају у зависности од услова вожње. На слици 3.27 приказане су максималне измјерене вриједности обртних момената при коришћењу првог и другог степена преноса, као и степена преноса за вожњу уназад. При другом коришћењу истих степени преноса добијене су мање вриједности обртних момената. Измјерене вриједности су полазна основа за формирање статистичких показатеља оптерећења.



Слика 3.27. Дијаграм максималних измјерених обртних момената при вожњи оптерећеног моторног возила уз нагиб

- Низ нагиб

Последње у низу мјерења обртних момената било је при вожњи оптерећеног моторног возила низ нагиб. У овом случају инерцијалне силе од сопствене тежине возила веће су него у случају кретања неоптерећеног возила низ нагиб. На деоници пута на којој је измјерен обртни момент од 1677 N при кретању возила низ нагиб другим степеном преноса измјерен је и обртни момент при вожњи у назад. После друге минуте вожње измјерена је максимална негативна вриједност обртних момената од 4600 Nm (слика 3.28). При вожњи у тренутку мјерења максималне вриједности обртних момената коришћен је степен преноса за вожњу уназад.



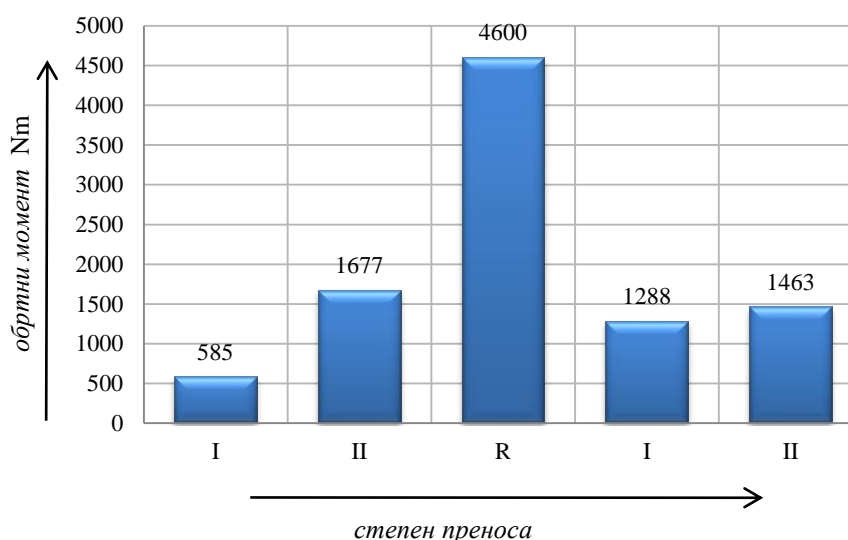
Слика 3.28. Дијаграм измјерених обртних момената при вожњи оптерећеног теретног моторног возила низ нагиб

На основу дијаграма на слици 3.28, утврђене су максималне вриједности обртних момената за одговарајуће степене преноса и дате у табели 3.6. Нагла промјена позитивних у негативне вриједности момената последица је промјене услова вожње.

При покретању возила оптерећење је било у позитивном смјеру, док при кретању возила низ нагиб оптерећење добија супротан смјер тј. преноси се од погонских точкова према мјењачком преноснику.

Табела 3.6. Максимални обртни моменти при вожњи оптерећеног теретног моторног возила низ нагиб

Степен преноса	Максимални обртни момент на Кардановом вратилу у Nm
Први степен преноса	585
Други степен преноса	-1677
Степен преноса за вожњу уназад	-4600
Први степен преноса	-1288
Други степен преноса	-1463



Слика 3.29. Дијаграм максималних измјерених обртних момената при вожњи оптерећеног теретног моторног возила низ нагиб



Измјерене вриједности нису увијек исте и варирају у зависности од услова вожње. На слици 3.29 приказане су максималне измјерене вриједности обртних момената при коришћењу прва два степена преноса, као и степена преноса за вожњу у назад. Варијације измјерених вриједности на дијаграму 3.28 су показатељ стохастичких величина обртног момента.

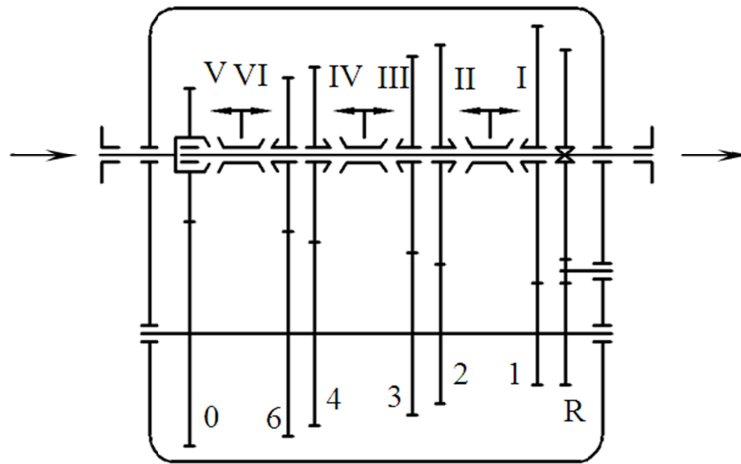
Измјерене вриједности обртних момената су само показатељ стања за репрезентативне радне услове и полазна основа за формирање статистичких показатеља (спектра) оптерећења.

### **3.4 Спектри оптерећења за одговарајуће степене преноса**

Анализом резултата добијених интервјуом и експерименталних података добијених мјерењем добијени су подаци потребни за формирање спектра оптерећења компонената мјењачког преносника. Спектри су формиран коришћењем резултата мјерења излазних обртних момената за репрезентативне услове експлоатације (оптерећено и неоптерећено теретно моторно возило при различитим условима вожње) и на основу података добијених примјеном методе интервјуа. Комбиновање измјерених вриједности за репрезентативне услове рада остварено је на основу слободне процјене засноване на искуству.

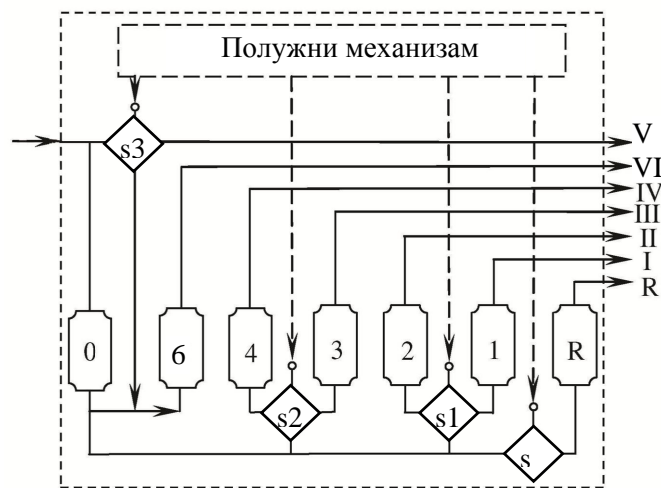
Модел техничког система а тиме и мјењачког преносника истиче својства важна за одређено разматрање. За анализу мјењача користиће се неколико модела, као што су модел функција, модел структуре и облика дијелова и склопова, модел поузданости, итд.

На слици 3.30 приказана је концепција мјењача тј. структура компонената које извршавају функције у мјењачу. То је мјењач са шест степени преноса и степеном преноса за вожњу уназад. Ова структура се састоји од три вратила, улазно, излазно и средње вратило. На овим вратилима се налазе зупчасти парови 0, 1, 2, ..., R, заједно са спојницама. Излазно и улазно вратило су коаксијални и сви зупчасти парови у мјењачком преноснику имају исто осно растојање. Улазна брзина се трансформише у спорију брзину на средњем вратилу, а онда се свака излазна брзина трансформише поново на одговарајући ниво брзине. Пети степен преноса има исту брзину ротације на излазу као и на улазу у мјењачки преносник, без трансформације. При кретању уназад брзина се додатно смањује и мјења смјер ротације.



Слика 3.30. Концепција мјењачког преносника

На слици 3.31 представљен је модел функција мјењачког преносника. Трансформацијом брзине и обртног момента настају ефекти овог техничког система у виду брзина кретања возила означене са I, II, III, IV, V, VI и R, а они су резултат извршавања функција које остварују парови зупчаника 0, 1, 2, 3, 4, 6 и R. Контрола и избор степена преноса обезбјеђује се управљачким системом са спојницама s1, s2, s3 и sR којим управља возач возила.



Слика 3.31. Структура функција шестостепеног мјењача

Приликом испитивања коришћен је шестостепени мјењачки преносник са одговарајућим зупчастим паровима који имају карактеристике дате у табела 3.7 и према којима је израчунат број обрта малог зупчаника у зупчаном пару по једном километру пређеног пута, уколико би се возило кретало истим степеном преноса.

Табела 3. 7. Карактеристике зупчастих парова шестостепеног мјењачког преносника са бројем обрта малог зупчаника за један километар пређеног пута

Зупчасти пар	0		1		2		3		4		6		R			
Број зубаца	23	37	12	50	15	36	22	32	29	26	42	19	12	21	47	
Преносни однос	1,609		4,167		2,4		1,454		0,896		0,452		1,75		2,238	
Број обрта малог зупчаника по километру пређеног пута	Табела 3.8		9710		5593		3388		2330		2330		9127			

На основу вожње теретног моторног возила по један километар сваким степеном преноса израчунат је број обрта малог зупчаника нултог зупчастог пара и дат у табели 3.8.

Табела 3. 8. Број обрта млог зупчаника нултог зупчастог пара при преласку теретног моторног возила по један километар пута сваким степеном преноса

Степен преноса	1	2	3	4	6	R
Број обрта малог зупчаника нултог зуп.пара по километру пређеног пута	15624	8999	5452	3360	1695	14685
Укупно	49815					

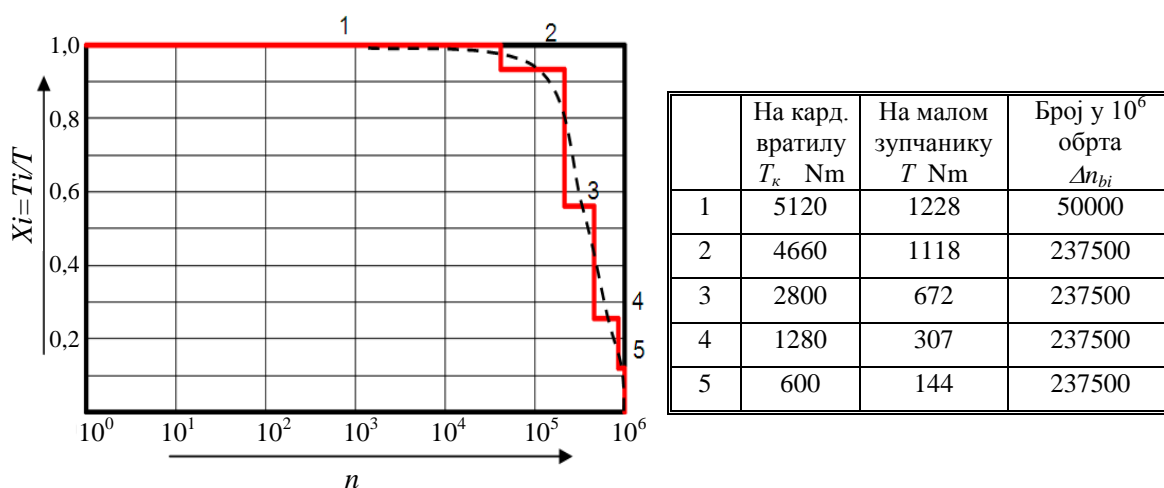
### 3.4.1 Спектар оптерећења за први пар зупчаника

При коришћењу првог степена преноса при преоптерећењу, на излазном вратилу мјењача измјерен је обртни момент 5120 Nm, односно трансформацијом добијен је момент од 1228 Nm на малом зупчанику првог степена преноса. Ова вриједност оптерећења узета као максимална вриједност при формирању спектра оптерећења овог зупчаника. Максимална измјерена вриједност излазног обртног момента на кардановом вратилу, при вожњи оптерећеног теретног моторног возила је  $T_k=4660$  Nm, односно 1118 Nm на малом зупчанику првог пара ( $T$ ) (слика 3.32). Према анализи резултата интервјуа утврђено је да први степен преноса учествује са истим процентуалним учешћем при вожњи по планинским и

равничарским теренима, тако да при преносу максималног измјереног обртног момента малог зупчаника направи 237500 обрта у радном вијеку од  $10^6$  обрта малог зупчаника, односно према табели 3.7 возило пређе 24,5 километара.

При преносу максималне измјерене вриједности на излазу од 2800 Nm (табела, слика 3.32) при вожњи неоптерећеног теретног моторног возила мали зупчаник направи 237500 обрта.

Четврта и пета измјерена вриједност обртног момента коришћене за формирање спектра оптерећења јесу најмање измјерене вриједности при вожњи оптерећеног и неоптерећеног теретног моторног возила. Учешће броја обрта малог зупчаника првог степена преноса при тим вриједностима такође су добијене на основу методе интервјуа и укупно милион обрта малог зупчаника.



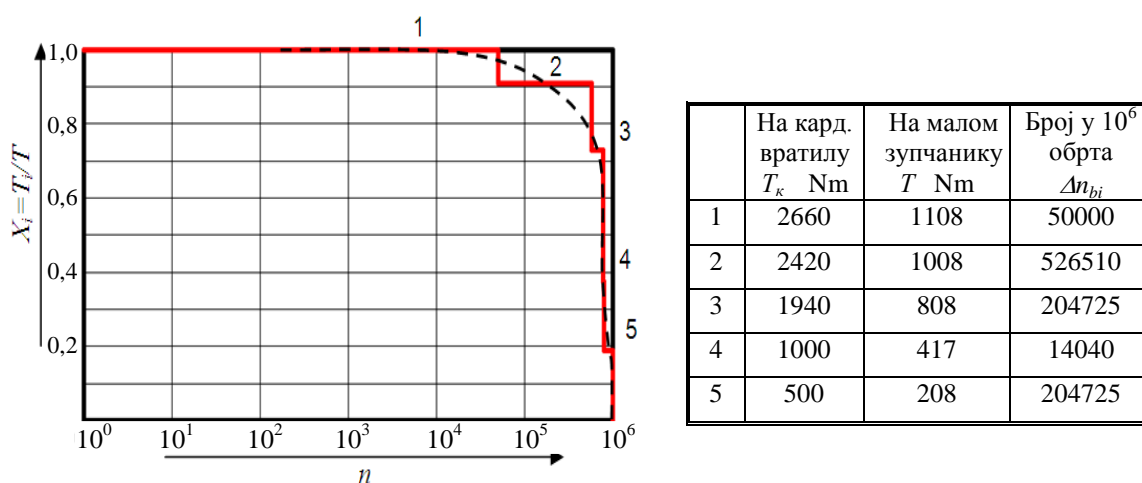
Слика 3.32. Спектар оптерећења првог пара зупчаника

### 3.4.2 Спектар оптерећења за други пар зупчаника

Код вожње теретног моторног возила другим степеном преноса оптерећења су мања, односно максимална вриједност обртног момента на излазном вратилу у стању преоптерећења је 2660 Nm (слика 3.33). Максимална измјерена вриједност обртног момента на кардановом вратилу при вожњи оптерећеног теретног моторног возила износи 2420 Nm, односно 1008 Nm на малом зупчанику другог пара зупчаника. Статистичком процјеном на основу резултата методе интервјуа утврђено је да при овом обртном моменту мали зупчаник другог степена преноса направи 526510 обрта у спектру величине  $10^6$  обрта (слика 3.33).

Трећа вриједност обртног момента коришћена за формирање спектра оптерећења јесте максимална измјерена вриједност обртног момента на кардановом вратилу од 1940 Nm при вожњи неоптерећеног теретног моторног возила. Притом мали зупчаник другог пара зупчаника направи 204725 обрта у јединичном спектру од  $10^6$  обрта.

Четврта и пета вриједност обртног момента коришћена за формирање спектра оптерећења јесу минималне измјерене вриједности при вожњи оптерећеног и неоптерећеног теретног моторног возила. Учешћа броја обрта тих вриједности добијене су статистичком процјеном, а на основу резултата методе интервјуа.



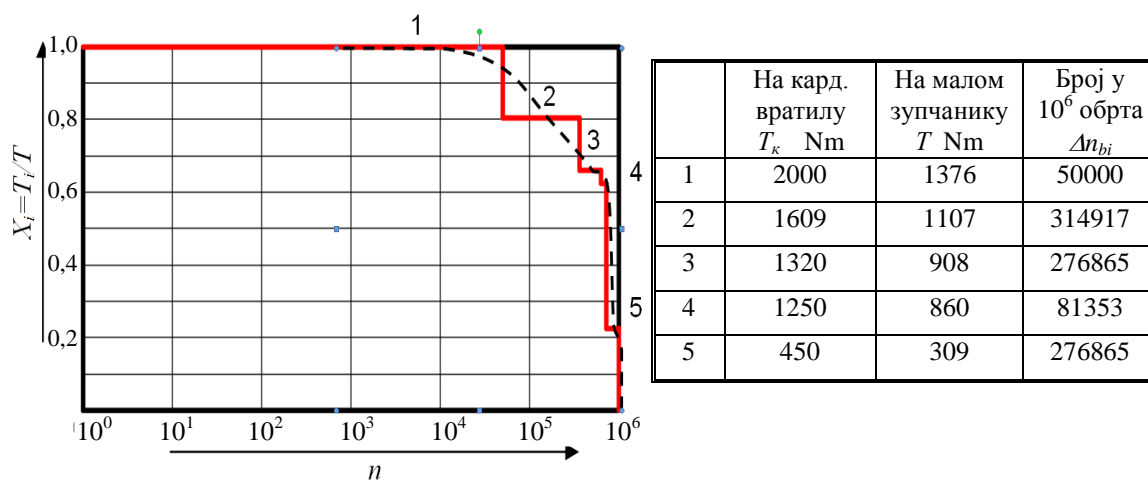
Слика 3.33. Спектар оптерећења другог пара зупчаника

### 3.4.3 Спектар оптерећења трећег пара зупчаника

Код трећег степена преноса оптерећења у односу на први и други степен преноса су по правилу мања. Као максимална вриједност која може бити на излазном вратилу у стању високог преоптерећења при коришћењу трећег степена преноса јесте 2000 Nm, док је максимална измјерена вриједност обртног момента при вожњи неоптерећеног теретног моторног возила овом брзином 1609 Nm, односно 1107 Nm на малом зупчанку трећег пара. Статистичком процјеном на основу резултата методе интервјуа утврђено је да при преносу максималног измјереног обртног момента мали зупчаник трећег степена преноса направи 314917 обрта у спектру величине  $10^6$  обрта. При преносу максималне измјерене

вриједности од 1320 Nm при вожњи оптерећеног теретног моторног возила мањи зупчаник направи 276865 обрта. Четврта и пета вриједност обртног момента коришћена за формирање спектра оптерећења јесу минималне вриједности при вожњи оптерећеног и неоптерећеног теретног моторног возила. Учешћа броја обрта тих вриједности су добијене статистичком процјеном на основу резултата методе интервјуа.

На основу формираног спектра оптерећења за трећи степен преноса (слика 3.34) може се закључити да испитивано теретно моторно возило ради у тешком режиму рада.

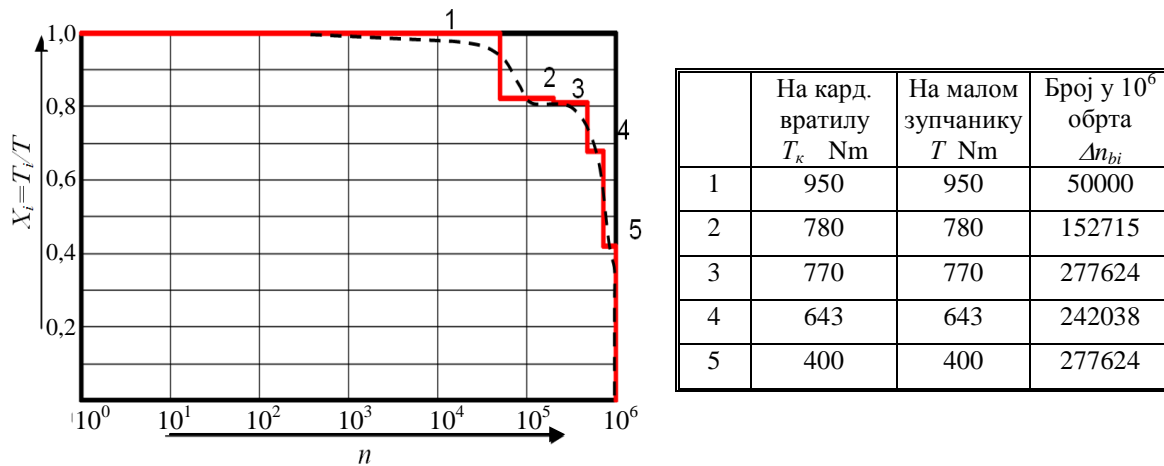


Слика 3.34. Спектар оптерећења трећег пара зупчаника

#### 3.4.4 Спектар оптерећења четвртог пара зупчаника

За разлику од прва три степена преноса, код четвртог степена преноса (слика 3.35) мали зупчаник се налази на излазном вратилу тако да је измјерено оптерећење на Кардановом вратилу уједно и оптерећење које је на малом зупчанику. При коришћењу четвртог степена преноса у стању високог преоптерећењу преко малог зупчаника преноси се максимално оптерећење од 950 Nm. Максимална измјерена вриједност обртног момента при вожњи оптерећеног теретног моторног возила при коришћењу четвртог степена преноса износи 780 Nm, који је уједно и обртни момент на малом зупчанику. При преносу оптерећења од 780 Nm мали зупчаник направи 152715 обрта у спектру величине  $10^6$  обртаја.

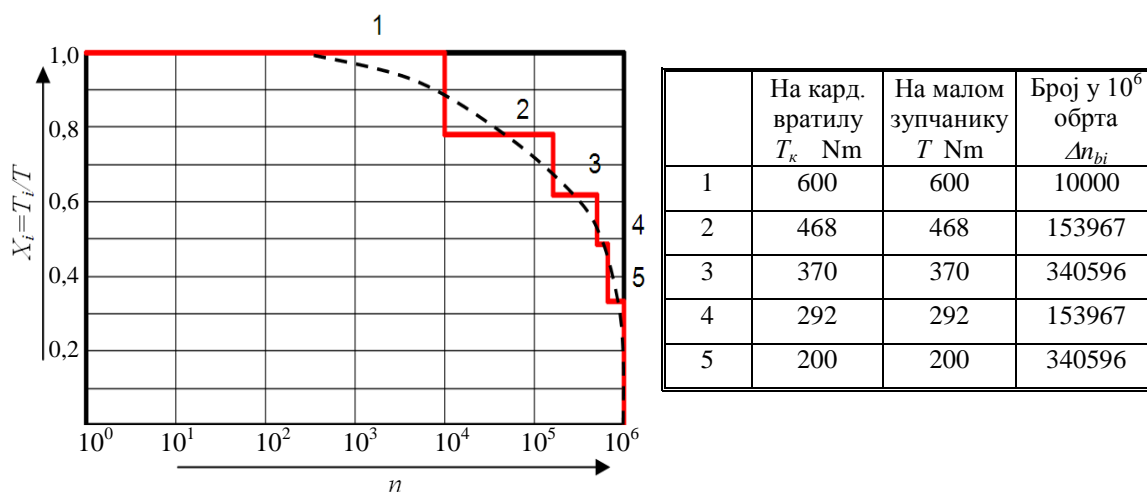
Као минимална вриједност обртног момента при вожњи оптерећеног теретног моторног возила четвртим степеном преноса јесте 643 Nm, при чијем преношењу мали зучаник направи 242038. При вожњи неоптерећеног теретног моторног возила измјерен је обртно момент од 400 Nm, при чему мали зучаник направи 277624 у  $10^6$  обртаја.



Слика 3.35. Спектар оптерећења четвртог пара зучаника

### 3.4.5 Спектар оптерећења шестог пара зучаника

Код шестог степена преноса, као и код четвртог степена преноса, мали зучаник се налази на излазном вратилу тако да је измерени обртни момент на Кардановом вратилу уједно и обртни момент на малом зучанику. Коришћењем шестог степена преноса испитиваног теретног моторног возила, максимално оптерећење које може бити пренешено на излазно вратило при преоптерећењу износи 600 Nm, док је максимална измјерена вриједност обртног момента 468 Nm (слика 3.36). При преносу максимално измјереног обртног момента мали зучаник направи 153967 у  $10^6$  обрта. Минималне вриједности при вожњи оптерећеног и неоптерећеног теретног моторног возила шестим степеном преноса износе 292 Nm, односно 200 Nm, чија су учешћа такође добијена статистичком процјеном на основу резултата методе интервјуа.

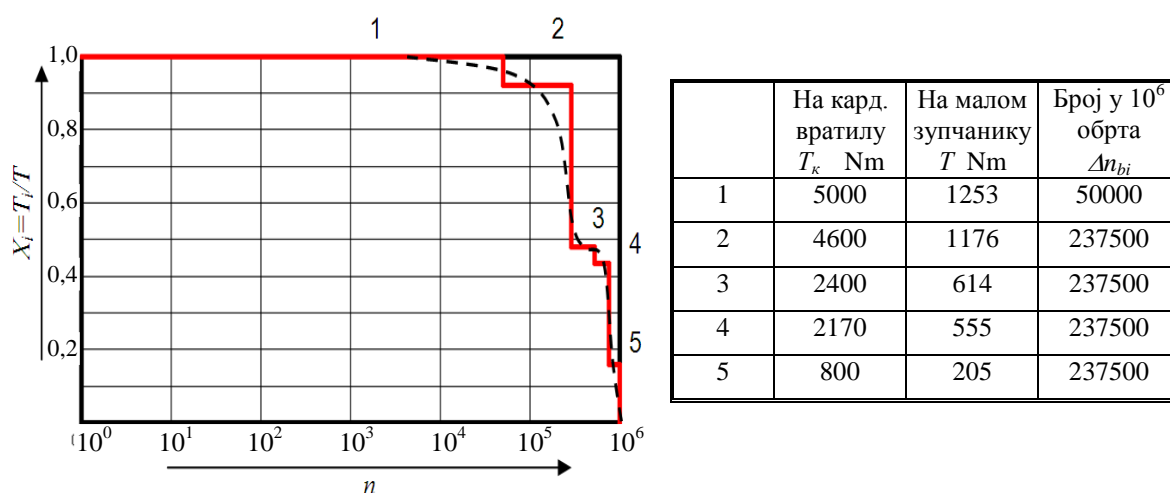


Слика 3.36. Спектар оптерећења шестог пара зупчаника

### 3.4.6 Спектар оптерећења зупчаника за вожњу уназад

На основу есперименталних резултата утврђено је да максимални обртни момент који може бити остварен на излазном вратилу у стању високог преоптерећења, коришћењем степена преноса за вожњу уназад износи 5000 Nm, односно 1253 Nm на малом зупчанику. То је максимална вриједност у спектру оптерећења овог зупчаника. Као друга вриједност која се користи за формирање спектра оптерећења за степен преноса при вожњи уназад јесте максимална измјерена вриједност обртног момента од 4660 Nm (слика 3.37). При преносу максимално измјереног обртног момента мали зупчаник направи 237500 у  $10^6$  обрта. Као минималне вриједности при вожњи степеном преноса за вожњу уназад оптерећеног и неоптерећеног теретног моторног возила измјерене су 2170 Nm, односно 800 Nm. Учешћа бројева обрта малог зупчаника за ове вриједности су добијене статистичком процјеном на основу резултата примјене методе интервјуа.

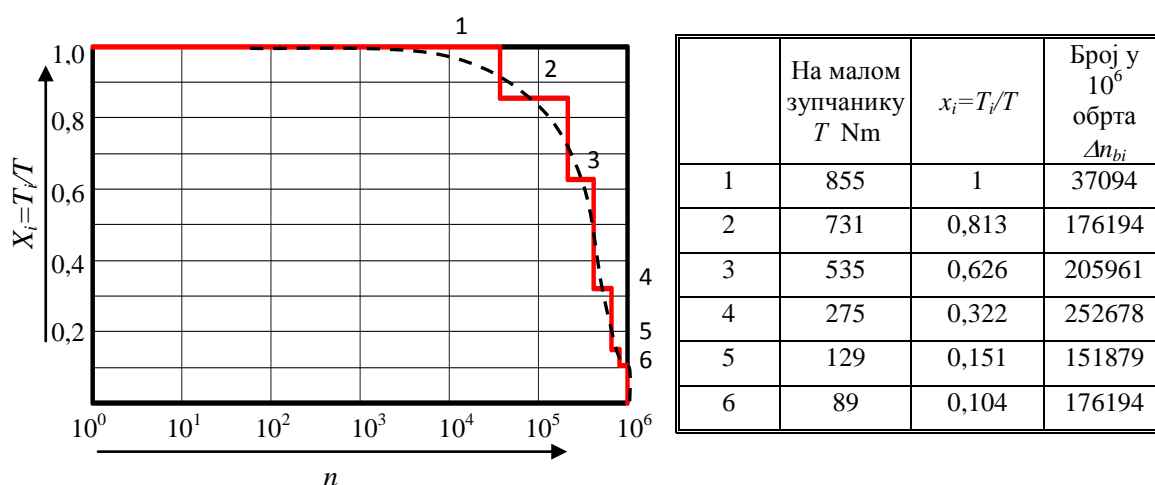




Слика 3.37. Спектар оптеређења зупчаника за вожњу уназад

### 3.4.7 Спектар оптеређења за нулти пар зупчаника

Приликом рада свих степени преноса, осим петог, користи се нулти зупчasti пар. Пошто нулти пар учествује у преносу оптеређења при коришћењу свих степени преноса, осим петог, формирање спектра оптеређења се може извршити за различите комбинације измјерених обртних момената на излазном вратилу, односно за различите вриједности обртних момената на малом зупчанику нултог пара. Структура спекта оптеређења нултог зупчастог пара при коришћењу одређеног степена преноса идентична је структури спектра оптеређења за тај пар.



Слика 3.38. Спектар оптеређења нултог пара зупчаника

Анализом експерименталних резултата утврђено је да максимални обртни момент који може бити остварен на малом зупчанику у стању преоптерећења износи 855 Nm, односно 2000 Nm на излазном вратилу. То је и максимална вриједност у спектру оптерећења овог зупчаника. Као друга вриједност коришћена за формирање спектра оптерећења за нулти пар зупчаника јесте максимална измјерена вриједност на излазном вратилу при коришћењу степена преноса за вожњу уназад, односно 731 Nm на малом зупчанику (слика 3.38). При преносу измјереног обртног момента коришћењем степена преноса за вожњу уназад мали зупчаник направи  $176194 \text{ у } 10^6$  обрта. Као минималне вриједности обртног момента на малом зупчанику нултог зупчастог пара су 129 Nm при коришћењу другог степена преноса, односно 89 Nm при коришћењу првог степена преноса. Учешћа бројева обрта малог зупчаника за ове вриједности су добијене статистичком процјеном на основу резултата примјене методе интервјуа.

### ***3.4.8 Спектри оптерећења лежаја***

Приликом вожње моторних возила долази до честих промјена степени преноса, што зависи од терена по којима се возило креће и субјективног осјећаја возача тог возила. Варијације степени преноса и оптерећења које се преноси при сваком степену преноса утичу на формирање спектра оптерећења лежаја уграђених у мјењачки преносник. На основу методе интервјуа добијене су вриједности учешћа свих степени преноса за шестостепени мјењачки преносник, на основу којих се одређују бројеви обртаја лежаја у том мјењачком преноснику за одређени пређени пут возила. Силе које дјелују на лежаје израчунате су на основу оптерећења које се преноси од улазног до излазног вратила коришћењем одређеног степена преноса. Оптерећење сваког од лежаја је резултат спектра оптерећења шест брзина на средњем вратилу, односно свих степени преноса у мјењачком преноснику осим петог (директног) степена преноса. Сваки од тих степени преноса има више нивоа оптерећења и бројева промјена.

За формирање спектра оптерећења лежаја израчунато је еквивалентно оптерећење за сваки од лежаја, на основу вриједности оптерећења и бројева промјена коришћених за формирање спектра оптерећења зупчастих парова, наравно прерачунатих за вратило на коме се налази лежај.

У шестостепени мјењачки преносник уграђено је седам лежаја, од којих је један куглични, два ваљчана и два конусно ваљчана и два куглична за зупчаник степена преноса за вожњу уназад. За сваки од лежаја уграђен у шестостепени мјењачки преносник формиран је спектар оптерећења, осим за два куглична који преносе само силе са средњег зупчаника степена преноса за вожњу уназад.

#### *3.4.8.1 Улазно вратило*

На улазном вратилу уграђен је ваљчани лежај чије се оптерећење мијења са промјеном степена преноса. Интензитет ових оптерећења зависи од величине обртног момента који се преноси од улазног до излазног вратила. У овом ослонцу се јавља четрнаест величина силе, односно силе које се јављају при вожњи возила свим степенима преноса, осим петог. С друге стране улазно вратило је ослоњено на излазно вратило. У споју улазног и излазног вратила налази се лежај који преноси силе при раду свих степени преноса, осим петог, тако да се аксијалне силе већим дијелом уравнотежују. Силе које дјелују на лежаје израчунате су на основу оптерећења које се преноси од улазног до излазног вратила коришћењем одређеног степена преноса. На основу процентуалног учешћа степени преноса израчунат је број обртаја улазног вратила, на основу чега је добијено процентуално учешће броја обртаја лежаја на улазном вратилу у радном вијеку од  $10^6$  обртаја

У табели 3.9 дате су вриједности оптерећења и бројеви обртаја на излазу из мјењачког преносника за сваки степен преноса, као и еквивалентно оптерећење на излазу из мјењачког преносника. За еквивалентна оптерећења израчунате су силе које дјелују на лежај при раду сваког степена преноса, као и број обртаја лежаја у радном вијеку од  $10^6$  обртаја.

Табела 3.9. Еквивалентно оптерећење и број обртаја лежаја на улазном вратилу

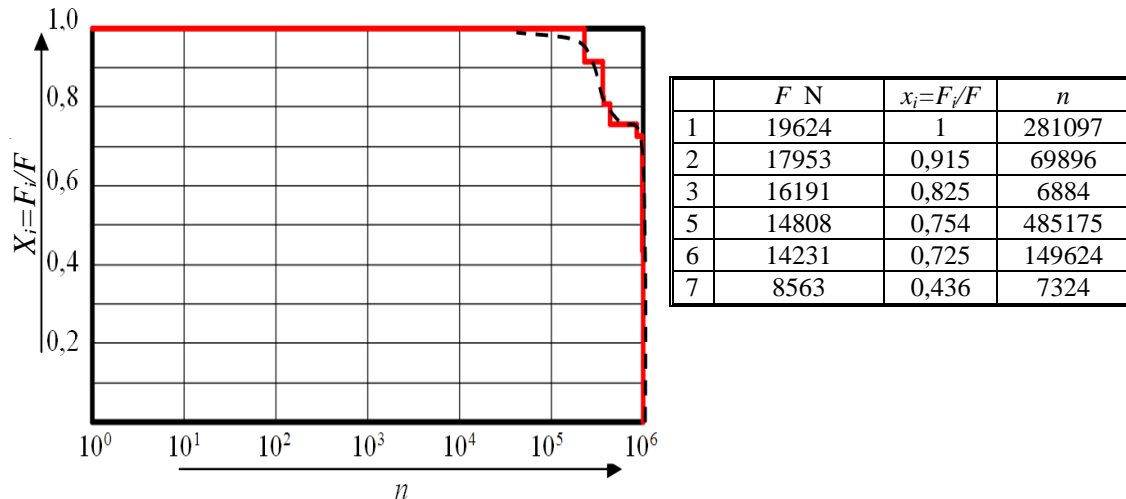
Зупч. пар	Оптерећења и бројеви обртаја на излазу из мјењачког преносника						Еквивалентна сила на лежају у N	Број обртаја лежаја у спектру од $10^6$ обртаја
Нулти пар	4257	2444	1373	845	399	3302		
	4840	62539	88374	22509	362659	35403		
1	5120	4660	2800	1280	600	8563	7324	
	2880	13678	13678	13678	13678			
2	2660	2420	1940	1000	500	14808	485175	
	8680	91408	35542	2438	35542			
3	2000	1609	1320	1250	450	19624	281097	
	23651	148959	130960	38481	130960			
4	950	780	770	643	400	14231	149624	
	50000	152715	277624	242038	277624			
6	600	468	370	292	200	17953	69896	
	10000	153967	340596	153967	340596			
R	5000	4600	2400	2170	800	16191	6884	
	3260	15483	15483	15483	15483			

#### 3.4.8.1.1 Лежај на улазном вратилу

На основу сила које дјелују на лежај уграђен на улазно вратило формиран је спектар оптерећења за тај лежај (слика 3.39). Максимално оптерећење лежаја на улазном вратилу од 19624 N јавља се у раду мјењачког преносника при коришћењу трећег степена преноса, које је коришћено као максимална вриједност при формирању спектра оптерећења. Ова вриједност је добијена прорачунски на основу оптерећења које се преноси са улазног на излазно вратило, односно сила које дјелују на лежај при коришћењу трећег степена преноса. При коришћењу трећег степена преноса укључени су нулти пар и пар зупчаника трећег степена преноса. Остала оптерећења су добијена на идентичан начин за одговарајући степен преноса.

Као друго по величини оптерећење 17953 N тог лежаја јавља се при раду шестог степена преноса, док се као шеста вриједности оптерећења лежаја на улазном вратилу се јављају при коришћењу четвртог од 14231 N, односно шесто оптерећење је при раду првог степена преноса 8563 N. На основу процентуалног учешћа степени преноса, у раду мјењачког преносника, израчунат је број обртаја улазног вратила, на основу чега је добијено процентуално учешће броја обртаја лежаја у спектру од  $10^6$  обртаја. Максималан број обртаја од 485175 лежај направи

приликом рада другог степена преноса, док при преношењу максималног оптерећења лежај направи 281097 обртаја. Минималан број обртаја (7324) лежај направи при коришћењу степена преноса за вожњу у назад.



Слика 3.39. Спектар оптерећења за лежаја на улазном вратилу

### 3.4.8.2 Излазно вратило

Преко излазног вратила преносе се оптерећења током рада свих степени преноса. Излазно вратило је са једне стране ослоњено на улазно вратило, а са друге је спојено са Кардановим вратилом. На њему су уграђена два лежаја, од којих је један једнореди куглични на излазу из мјењачког преносника и један ваљчани које се налази на споју улазног и излазног вратила. За оба лежаја су израчуната оптерећења при сваком степену преноса, осим петог, и која су различита због растојања од зупчаника до лежаја на коме се рачуна оптерећење. Иако се оба лежаја налазе на истом вратилу и обрћу у истом смјеру неће имати исти број обртаја. Број обртаја лежаја (ваљчани лежај) на споју улазног и излазног вратила једнак је разлици броја обртаја та два вратила. У табели 3.10 дате су вриједности оптерећења и бројеви обртаја на излазу из мјењачког преносника за сваки степен преноса, као и еквивалентно оптерећење на излазу из мјењачког преносника. За еквивалентна оптерећења израчунате су силе које дјелују на оба лежаја при раду сваког степена преноса, као и број обртаја лежаја у спектру величине  $10^6$  обртаја.

Табела 3.10. Еквивалентно оптерећење и силе за оба лежаја, број обртаја лежаја на излазном вратилу

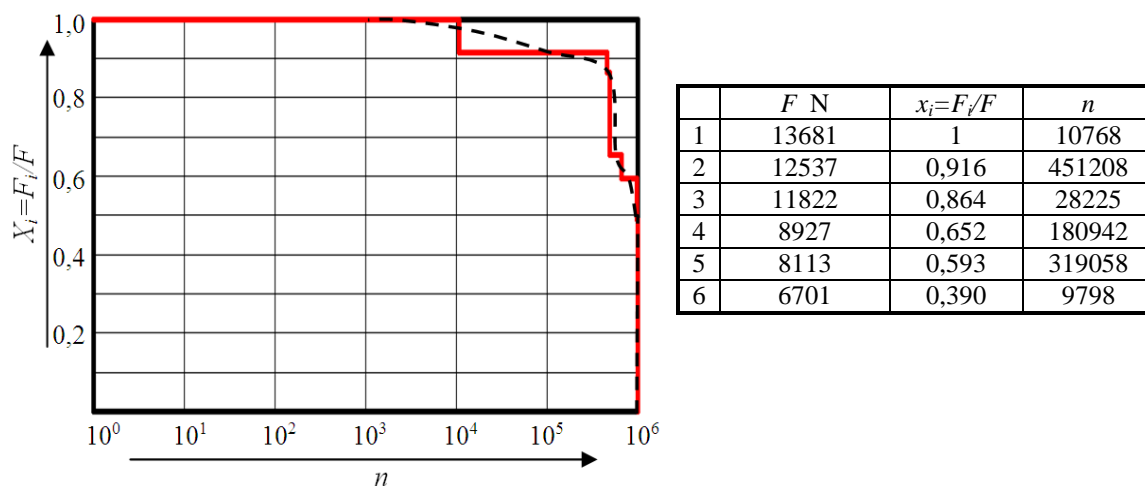
Зупч. пар	Оптерећења и бројеви обртаја на излазу из мјењачког преносника						Еквив. сила на ваљчаном лежају у N	Број обртаја ваљчаног лежаја у спектру од $10^6$ обртаја	Еквив. сила на кугличном лежају у N	Број обртаја кугличног лежаја у спектру од $10^6$ обртаја
Нулти пар	4257	2444	1373	845	399	3302				
	4840	62539	88374	22509	362659	35403				
1	5120	4660	2800	1280	600		13681	10768	17416	2439
	2880	13678	13678	13678	13678					
2	2660	2420	1940	1000	500		11822	451208	12029	280488
	8680	91408	35542	2438	35542					
3	2000	1609	1320	1250	450		12537	28225	5659	268293
	23651	148959	130960	38481	130960					
4	950	780	770	643	400		6701	180942	3416	231707
	50000	152715	277624	242038	277624					
6	600	468	370	292	200		8113	319058	597	214634
	10000	153967	340596	153967	340596					
R	5000	4600	2400	2170	800		8927	9798	23757	2439
	3260	15483	15483	15483	15483					

#### 3.4.8.2.1 Ваљчани лежај на излазном вратилу

Преко ваљчаног лежаја на излазном вратилу преносе се оптерећења приликом рада свих степени преноса, осим петог. Максимално оптерећење које се преноси преко ваљчаног лежаја у току рада мјењачког преносника износи 13681 N при коришћењу првог степена преноса (слика 3.40). Ова вриједност је добијена прорачунски на основу оптерећења које се преноси на излазно вратило, односно сила које дјелују на вратило при коришћењу првог степена преноса, и ова вриједност је коришћена као максимална вриједност при формирању спектра оптерећења лежаја. Поменута сила је добијена на основу сила при раду нултог зупчастог пара и пара првог степена преноса. Остала оптерећења су добијена на идентичан начин за одговарајући степен преноса.

Као друга по величини максимална вриједност је 12537 N која се преноси преко лежаја коришћењем трећег степена преноса, док се најмање оптерећење коришћено за формирање спектра оптерећења за ваљчани лежај на излазном вратилу преноси при коришћењу четвртог степена преноса.

Бројеви обртаја добијени су методом интервјуа на основу процентуалног учешћа степени преноса при радну мјењачког преносника и прерачунавањем на спектар величине  $10^6$  обртаја. Максималан број обртаја 451208 лежај направи при раду другог степена преноса, док минималан број обрта 9798 лежај направи при коришћењу степена преноса за вожњу уназад.



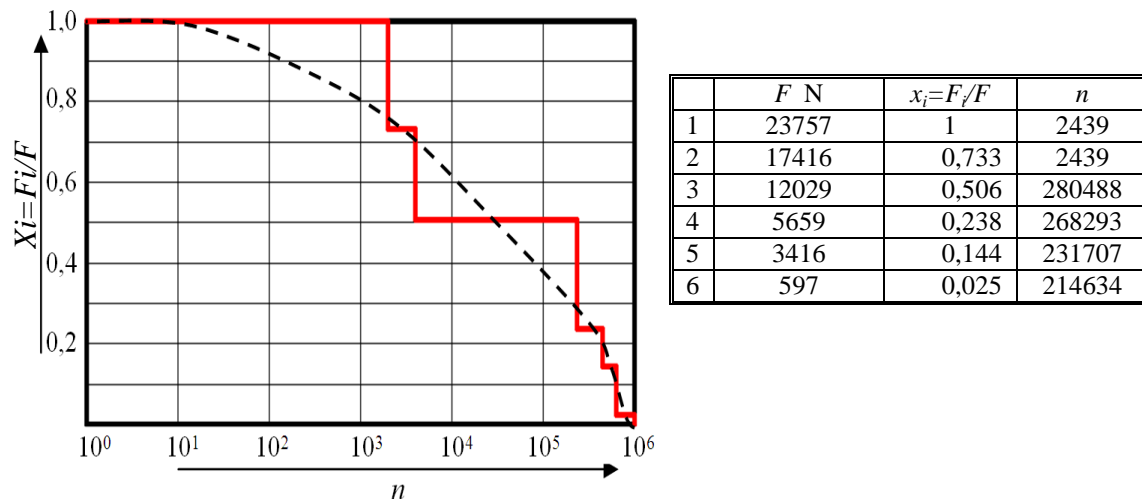
Слика 3.40. Спектар оптерећења за ваљчани лежаја на излазном вратилу

#### 3.4.8.2.2 Куглични лежај на излазном вратилу

Преко кугличног лежаја на излазном вратилу, као и код ваљчаног лежаја, врши се пренос оптерећења приликом коришћења свих степени преноса, осим петог. Максимално оптерећење које се преноси преко кугличног лежаја је 23757 N при коришћењу степена преноса за вожњу у назад (слика 3.41) и које је коришћено као максимална вриједност при формирању спектра оптерећења. При коришћењу првог степена преноса куглични лежај преноси оптерећење од 17416 N, док се минимално оптерећење 597 N преноси приликом коришћења шестог степена преноса.

На слици 3.41 приказан је број обртаја лежаја у спектру величине  $10^6$  обртаја, зависно од процентуалног учешћа степени преноса.

При преношењу максималних оптерећења лежај направи 2439 обртаја, док максималан број обртаја (280488) лежај направи при коришћењу другог степена преноса.



Слика 3.41. Спектар оптерећења за куглични лежаја на излазном вратилу

### 3.4.8.3 Средње вратило

Оптерећење са улазног на излазно вратило при коришћењу свих степени преноса, осим петог преноси се преко средњег вратила. На средњем вратилу су уграђена два конусно ваљчана лежаја и на средњем вратилу растојања зупчаника од лежаја су фиксна, тако да оптерећења која се преносе преко ових лежаја зависе само од промјене оптерећења. Те промјене настају услед промјене степена преноса или услова вожње. Оба лежаја имају исти број обртаја.

У табели 3.11 дате су вриједности оптерећења и бројеви обртаја на излазу из мјењачког преносника за сваки степен преноса, осим петог, као и еквивалентно оптерећење на излазу из мјењачког преносника. За еквивалентна оптерећења израчунате су силе које дјелују на оба лежаја при раду сваког степена преноса, као и број обртаја лежаја у спектру величине од  $10^6$  обртаја.



Табела 3.11. Еквивалентно оптерећење и силе за оба лежаја, број обртаја лежаја на средњем вратилу

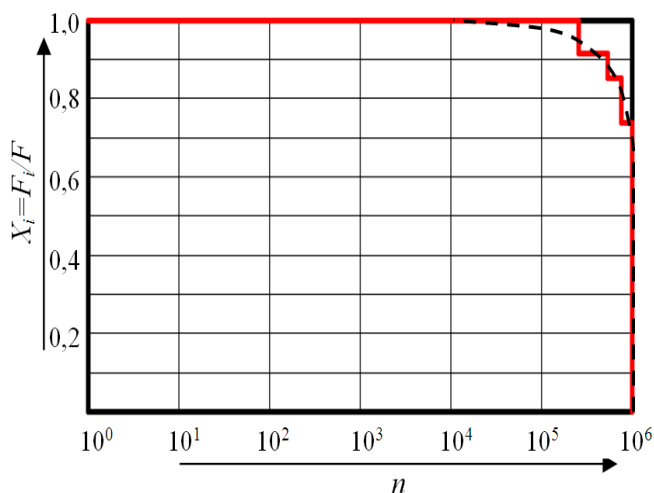
Зупч. пар	Оптерећења и бројеви обртаја на излазу из мјењачког преносника						Еквивалентна сила на конусно ваљчаном лежају у N	Еквивалентна сила на конусно ваљчаном лежају у N	Број обртаја лежаја у спектру од $10^6$ обртаја
Нулти пар	4257	2444	1373	845	399	3302			
	4840	62539	88374	22509	362659	35403			
1	5120	4660	2800	1280	600		7278	13948	2446
	2880	13678	13678	13678	13678				
2	2660	2420	1940	1000	500		8680	914	285326
	8680	91408	35542	2438	35542				
3	2000	1609	1320	1250	450		9495	483	258053
	23651	148959	130960	38481	130960				
4	950	780	770	643	400		7020	2312	235672
	50000	152715	277624	242038	277624				
6	600	468	370	292	200		8098	2333	215615
	10000	153967	340596	153967	340596				
R	5000	4600	2400	2170	800		7398	16920	2446
	3260	15483	15483	15483	15483				

3.4.8.3.1 Конусно ваљчани лежај на средњем вратилу са стране улазног вртила

Лежаји на средњем вратилу преносе оптерећења за све степене преноса, осим претог директног степена преноса. Максимално оптерећење које конусно ваљчани лежај на средњем вратилу са стране улазног вртила преноси јесте 9495 N при коришћењу трећег степена преноса (слика 3.42). Ова вриједност добијена је на основу оптерећења које се преноси од улазног, преко средњег до излазног вртила на основу сила које дјелују на лежај при коришћењу трећег степена преноса и она је коришћена као максимална вриједност при формирању спектра оптерећења за овај лежај. Остала оптерећења су добијена на идентичан начин зависно од степена преноса који је коришћен. Најмање оптерећење 7020 N конусно ваљчани лежај преноси при коришћењу четвртог степена преноса.

Бројеви обртаја лежаја су добијени на основу процентуланог учешћа степени преноса у раду мјењачког преносника и броја обрта вртила које направи зупчаник на средњем вратилу. Највећи број обртаја 285326 лежај направи при коришћењу другог степена преноса, док при преносу максималног оптерећења

лежај направи 258053 обртаја. Најмањи број обртаја лежај направи при коришћењу првог степена преноса и степена преноса за вожњу уназад.



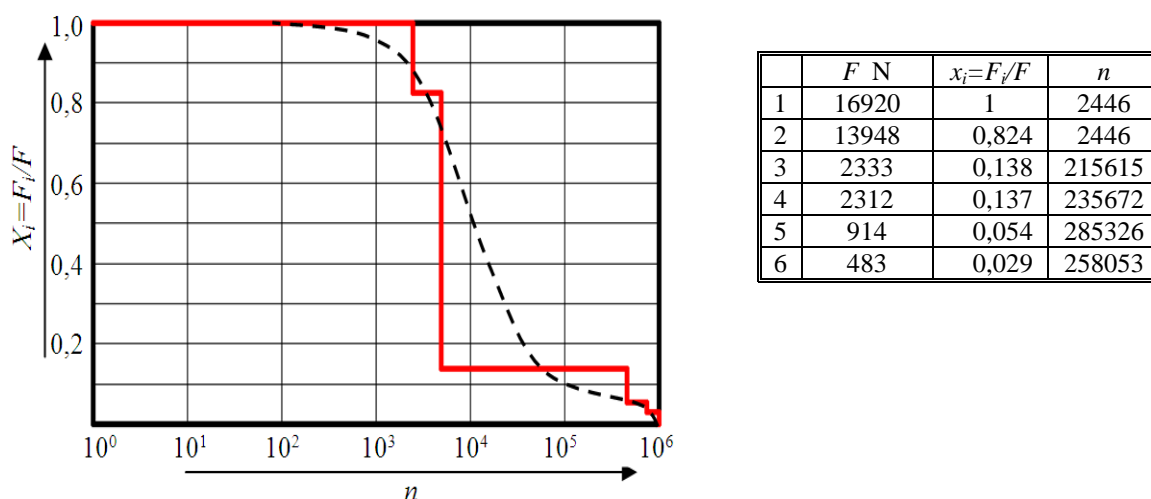
	$F$ N	$x_i = F_i/F$	$n$
1	9495	0,914	258053
2	8680	0,853	285326
3	8098	0,779	215615
4	7398	0,766	2446
5	7278	0,739	2446
6	7020	0,914	235672

Слика 3.42. Спектар оптерећења за конусно ваљчани лежај на средњем вратилу са стране улазног вратила

#### 3.4.8.3.2 Конусно ваљчани лежај на средњем вратилу са стране излазног вратила

Максимално оптерећење које конусно ваљчани лежај на средњем вратилу са стране излазног вратила преноси јесте 16920 N при коришћењу степена преноса за вожњу уназад (слика 3.43). Ова вриједност оптерећења је добијена на основу оптерећења које се преноси од улазног, преко средњег до излазног вратила на основу сила које дјелују на лежај при коришћењу степена преноса за вожњу уназад и она је коришћена као максимална вриједност при формирању спектра оптерећења за овај лежај. Остала оптерећења су добијена на идентичан начин зависно од степена преноса који је коришћен. Најмање оптерећење 483 N конусно ваљчани лежај преноси при коришћењу трећег степена преноса.

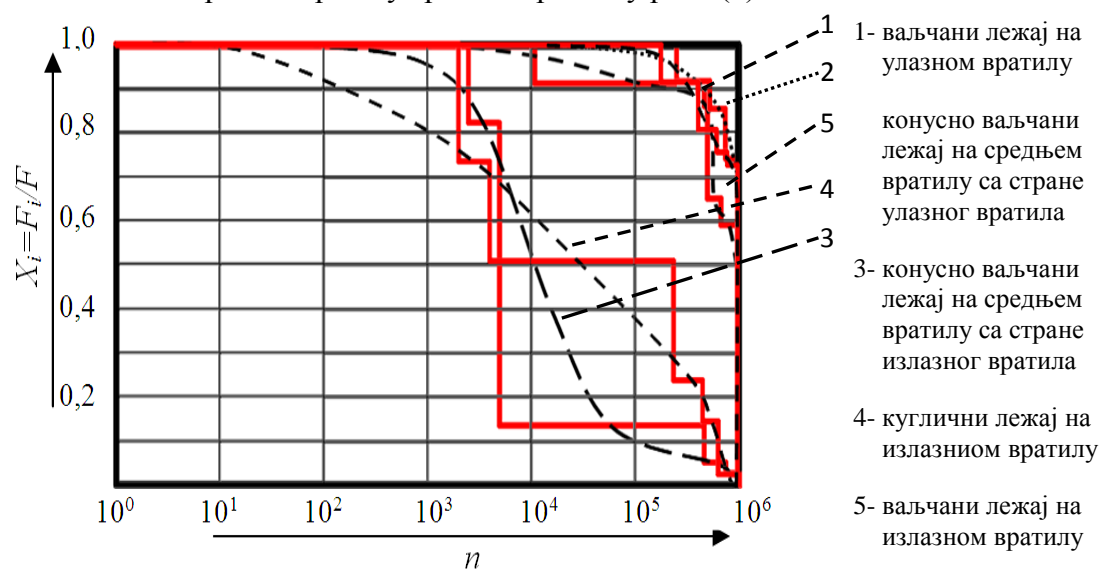
Највећи број обртаја 285326 лежај направи при коришћењу другог степена преноса, док при преносу максималног оптерећења лежај направи 2446 обртаја.



Слика 3.43. Спектар оптерећења за конусно ваљчани лежаја на средњем вратилу са стране излазног вратила

Анализирајући формиране спектре оптерећења за лежаје уграђене у шестостепени мјењачки преносник у који је уграђено седам лежаја, закључује се да сваки од лежаја има различит спектар оптерећења и различите режиме рада.

За први лежај, односно ваљчани лежај на улазном вратилу (1) може се закључити да за овакве услове рада ради у тешким условима (слика 3.44). Сличан спектар оптерећења има и конусно ваљчани лежај на средњем вратилу са стране улазног вратила (2). Нешто блажи режим рада има ваљчани лежај на излазном вратилу (5). Као најблажи режим рада има куглични лежај на излазном вратилу и за њега се може рећи да ради у средњем режиму рада (4).



Слика 3.44. Спектар оптерећења за све лежаје у шестостепеном мјењачком преноснику

## 4. ПОТЕНЦИЈАЛНА ОШТЕЋЕЊА

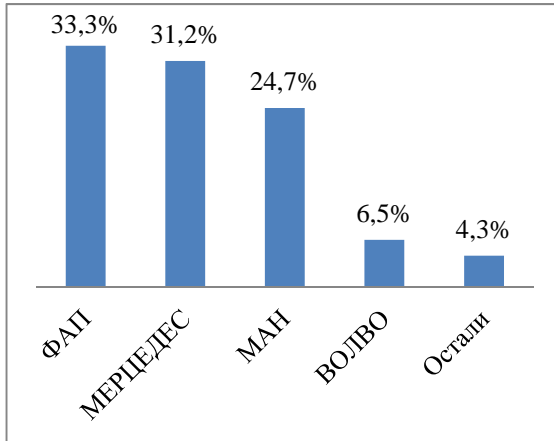
### 4.1 Анализа оштећења мјењачких преносника на бази интервјуа

У току рада машинских система, већина компонената је изложена промјењљивом оптерећењу које настаје услед промјењљивих напона и замора. Промјене напона и параметара радних услова могу бити устаљене или стохастичке. Осим тога услови коришћења једног истог типа машинског система, могу бити различити. Све то се различито одражава на оштећења компонената система. Оштећења могу бити различита, а према статистичким подацима у најмање 80% случајева од свих механичких оштећења приписују се оштећењима услед замора.

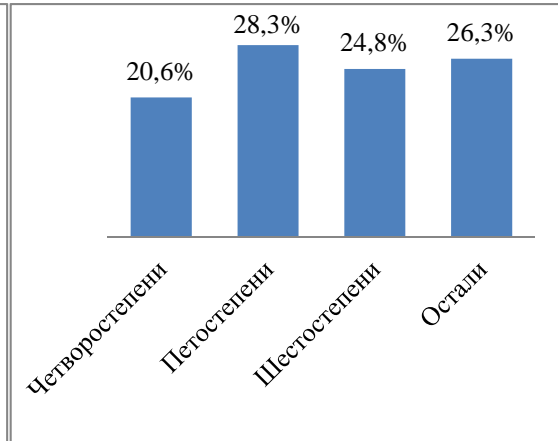
Према дугогодишњем праћењу оштећења мјењачких преносника снаге и статистичким анализама добијени су резултати да чак 60% оштећења свих преносника снаге настаје на зупчаницима, док само 20% оштећења настаје на лежајима и 20% на осталим компонентама.

На основу анализе резултата добијених методом интервјуа корисника мјењачких преносника теретних моторних возила, утврђено је да је мањи број испитаника имао проблема приликом руковања мјењачким преносницима и то приликом пребацивању из првог степена у други. И поред тога није долазило до значајнијих кварова прије пређених 300.000 km, а кварови који су настајали при тој пређеној километражи су углавном на синхро-спојницама и ријетко који преносник је отказивао због оштећења унутрашњег лежаја (лежаја на споју излазног и улазног вратила). Неки од кварова су наступали услед испадања једне од куглица у синхро-спојници, па је долазило до заглављивања управљачког система за промјену брзина. Већ од 500.000 km настајали су кварови на мјењачком преноснику и постајали су све чешћи, о чему говори 28% испитаника. До отказа је долазило због оштећења унутрашњег лежаја, оштећења синхро-спојнице, али се и понеки зупчасти пар морао мијењати услед оштећења хабањем, док је веома ријетко долазило до ломова зубаца зупчаника. Један од испитаника је одговорио да је са једним возилом у које је био уграђен шестостепени мјењачки преносник прешао око 900.000 km без оштећења зупчастих парова, и да је до тада функционисао беспријекорно. У току радног вијека мјењачког преносника најчешће су се мијењали заптивачи на улазном и излазном вратилу.

Осим возача, упитник су попуњавали и одржаваоци моторних возила који иако су имали искуства углавном у одржавању моторних возила, давали су приближно сличне одговоре као и возачи моторних возила. За разлику од возача моторних возила одржаваоци тих возила су имали нешто више искуства, односно радног стажа у области одржавања теретних моторних возила (просјек 32 године и 4 мјесеца). Већина испитаника имала је пун пензиони стаж проведен у одржавању моторних возила. Њихови одговори се могу сматрати врло поузданим. Возила које су одржавали углавном су старија, а најзаступљанија су ФАП-ова и Мерцедесова теретна возила (слика 4.1). Разлика између заступљености ова два типа и других типова возила у наведеном дијаграму, резултат је наведене старосне доби испитаника који су у својој младости углавном имали посла са ФАП и Мерцедес возилима.



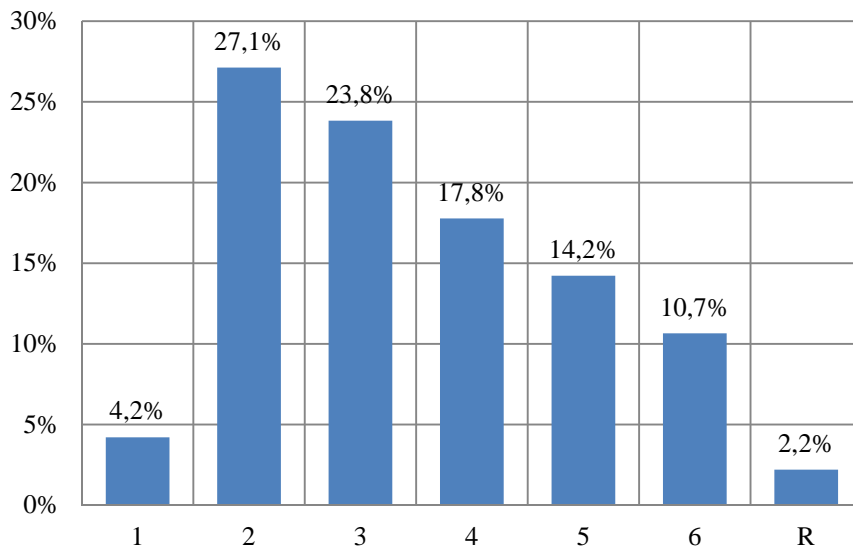
Слика 4.1. Процентуално учешће мјењача које су одржавали испитаници



Слика 4.2. Процентуално учешће возила која су одржавали испитаници

Испитаници су одржавали мјењаче са механичким и са аутоматским управљањем. За потребе овог рада анализом су обухваћени само мјењачки преносници са механичким управљањем. Структура учешћа различитих типова ових преносника у резултатима анкете приказана је на слици 4.2. Највећи број отказа био је на петостепним преносницима, од којих су то били мањи кварови при мање пређених километара. Мања оштећења која су настајала на мјењачким преносницима везана су углавном за заптивне спојеве и оштећења синхро спојница. Оштећења заптивних спојева везана су за пропуштање мазива из унутрашњости мјењачког преносника, док оштећења везана за синхро-спојнице настајала су углавном услед испадања куглице и заглављивања брзина, као и оштећења прстена синхрона. Поправке мањих оштећења синхро-спојнице била су могућа отклонити без посебног расклапања мјењачког преносника.

Оштећења која су настајала везана за зупчасте парове су углавном настајала приликом пређеног већег броја километара (300.000 km и више). Та оштећења су углавном била уједначенија код теретних моторних возила која су се кретала по комбинованим теренима, док је код теретних возила која су се кретала по тешким планинским теренима и код којих су се користиле углавном мање брзине и оштећења била на зупчастим паровима нижих стапени преноса. На слици 4.3. приказан је дијаграм најчешћих оштећења зупчастих парова.



Слика 4.3. Дијаграм оштећења на свим степенима преноса

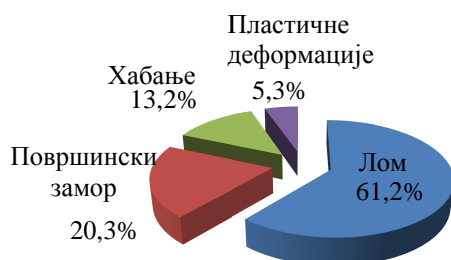
Као и на зупчаницима оштећења су настајала и на лежајима, с тим да су најчешћа оштећења била на унутрашњем лежају који спаја улазно са излазним вратилом. Поред тог лежаја оштећења су настајала и на лежајима на улазном и излазном вратилу, само нешто рјеђе у односу на поменути лежај. Приликом промјене лежаја вршена је и провјера оштећења зупчаника, с тим уколико би оштећења наступила на зупчаницима, а нису се манифестовала на рад мјењачког преносника онда бих се на основу процјене одржаваоца мјењачког преносника, уколико се сматра да ће се у скорије вријеме оштећења убрзано развијати, вршена замјена и зупчаника степена преноса који је оштећен.

Приликом сваког расклапања мјењачког преносника вршена је контрола лежаја и уколико је било каквих назнака оштећења на било ком лежају вршена је замјена тог лежаја. Тачније приликом расклапања мјењачког преносника вршена је замјена свих оштећених дијелова мјењачког преносника.

На основу резултата теста који је вршен на возачима теретних моторних возила и аутобуса, као и одржаваоцима тих возила може се закључити да би карактеристике мјењачких преносника првенствено требале да зависе од услова вожње и начина коришћења мјењачког преносника.

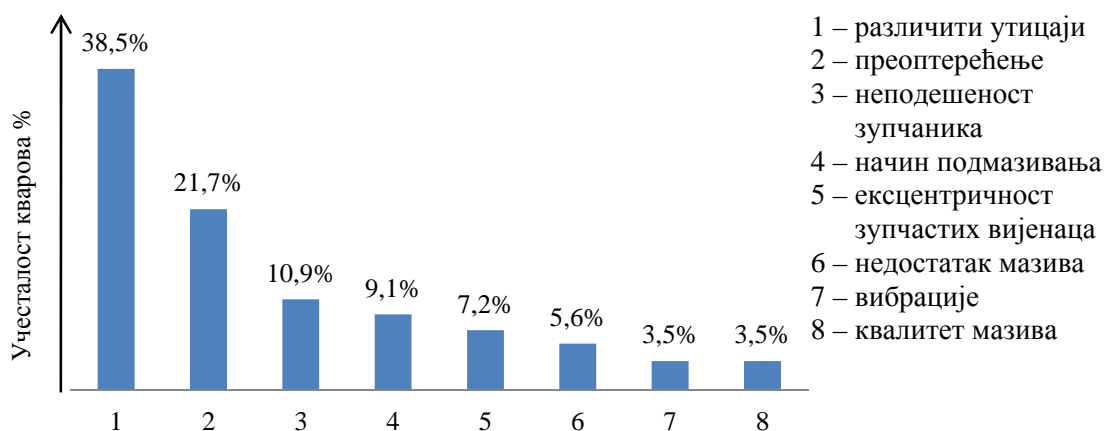
#### 4.2 Приказ могућих оштећења дијелова мјењачког преносника

У вршењу преноса снаге преко зупчаника постоји више разлога за неуспијех. На основу испитивања зупчастих преносника у трајању од 35 година појавила су се оштећења на 931 зупчанику [142]. Према датим испитивањима дошло је до различитих оштећења (слика 4.4). Оштећења која су се манифестовала на зупчаницима се односе на различите врсте преносника.



Слика 4.4. Процент оштећења зупчаника уграђених у различите преноснике

На основу статистичке обраде података за групу 55 испитиваних зупчастих преносника велике снаге добијени су подаци настанка кварова зависно од узрока њиховог настанка (слика 4.5 [150]). На основу добијених резултата може се утврдити да приликом анализе преносника треба посветити велику пажњу анализи оштећења зупчаника.



Слика 4.5. Приказ статистичких резултата узрока настанка кварова на зупчастим преносницима велике снаге [150]



У зависности од оптерећења и радних услова постоји могућност појаве преко 20 врста оштећења зупчастих преносника. DIN 3979 даје објашњења основних облика оштећења бокова зубаца и котрљајних лежаја. Било које оштећење зупчастих преносника које спрјечава даљи нормалан рад преносника спада у једну од двије групе и то: у једну спада потпуни лом зубаца зупчаника који се обично дешава у корјену, а у другу оштећење или потпуно уништење радне површине зубаца зупчаника.

Било која од ових група оштећења може настати као последица комбинације следећих утицаја:

- заостали напони
- употреба материјала лошијег квалитета
- лош квалитет израде зубаца зупчаника
- лоша термичка обрада
- лоше монтирање у лоше конструисано кућиште
- повишене радне температуре
- повишено оптерећење услед спољашњих или унутрашњих сила
- лоше подмазивање.

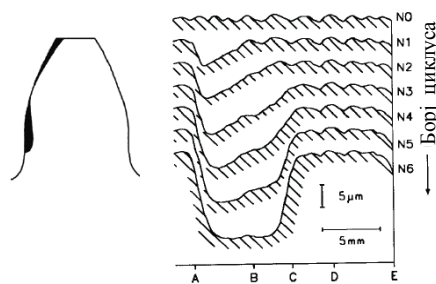
Разарања бокова зубаца зупчаника је перманентни процес који је у почетку рада врло спор и слабо изражен да би при крају радног вијека постао прогресиван. Овај процес је комплексан и чине га ентитети као што су питинг, скоринг, скафинг и др. и као такав свакако је и стохастичан. Ломови зубаца код преносника, нарочито код мењача, су последица акцидентних ситуација [106].

Неке од ових утицаја који утичу на оштећења зупчаника није могуће једноставно примјетити, нпр. као што је грешка у материјалу, али су испитивања показала да неки зупчаници и поред грашака у материјалу могу да издрже дуже времена у раду, али ипак проценат оваквих оштећења је мали.

Најважнија оштећења која се јављају код зупчаника су:

- микропитинг
- питинг
- спалинг
- абразија (scuffing)
- зарибавање (scoring)
- гребање и пластично утискивање честица

Наведена оштећења представљају типичне врсте (дефинисане облике) које настају под одређеним условима. Најзаступљенија су прва четири оштећења. Ако су испуњени услови за одређени тип оштећења, оно се шири до потпуног разарања и доводи до престанка рада зупчастог пара. У случајевима праћења настанка оштећења могуће је извршити одређене корекције и заустављање даљег разарања, односно превентивно утицати на оштећење комплетног преносника. Код мјењачких преносника услови рада су промјењљиви тако да су оштећења зупчаника комбинована од више наведених ентитета разарања.



Слика 4.6. Микро-питинг [7]  
[34]

**Микро-питинг** је врста оштећења која се јавља на боковима зубаца на мјестима повишеног притиска и повећане брзине клизања (слика 4.6). Микро-питинг се јавља у почетку радног вијека зупчаника, управо када због неравнина на површинама зупчаника долази до изравнавања тих неравнина у почетку рада. Тако започет процес наставља да односи слој материјала посебно у зонама контакта са вишим притиском и већом брзином клизања. Оваква врста оштећења може настати и после релативно малог броја спрезања (лошији материјали зупчаника) и после већег броја спрезања код површински ојачаних зупчаника. У случају даљег ширења микропрслина може доћи до озбиљних оштећења површина.

У данашње вријеме мазива са софистицираним адитивима која омогућавају да зупчаници раде у екстремним условима могу индиректно да допринесу настанку микро-питинга. Микро-питинг се јавља на боковима зубаца и настаје услед неравномјерног додира бокова зубаца и код неотврднутих зубаца. У почетном стадијуму настанак микропрслина и даље њихово ширење слично је абразивном хабању што је разлог да доста инжењера погрешно тумачи микро-питинг као једну врсту абразивног хабања. Абразивно хабање настаје услед додира малих тврдих металних честица из мазива са контактним површинама. Такве честице могу бити различитог порјекла као што су честице настале услед хабања зупчаника, лежаја, и које такође могу бити као заостале честице пијеска услед ливења кућишта мјењача. Као такве честице убрзано разарају зубце зупчаника тако да је потребна честа промјена мазива.

Микро-питинг се може препознати голим оком као сива боја на боковима зубаца. Јавља се у облику „пега“ на боковима зубаца. Микропитинг означава појаву великог броја микропрслина и јамица дубина до неколико микрона.

На следећим сликама (слика 4.7, слика 4.8) приказана су оштећења услед микро-питинга. На лијевој фотографији је дат приказ површине на којој је дошло до оштећења микро-питингом која је означена црвеном линијом.



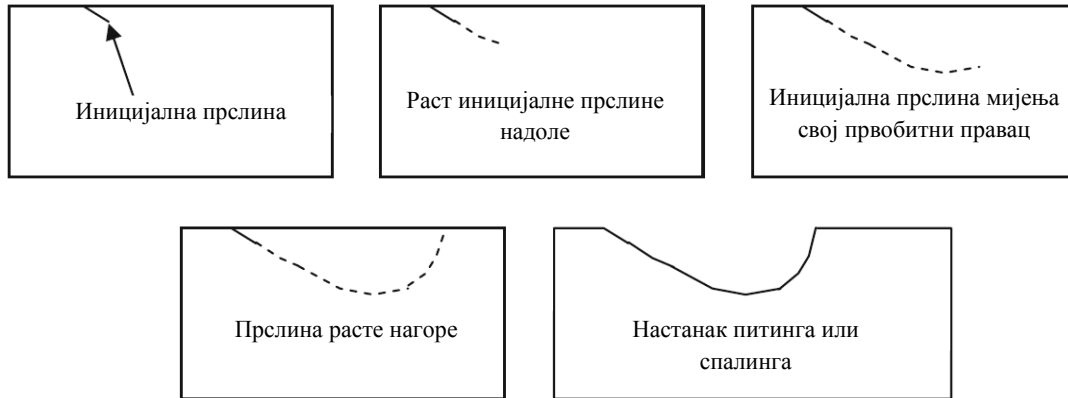
Слика 4.7. Микропитинг (означен црвеном линијом) [50]



Слика 4.8. Микропитинг [125]

### Питинг

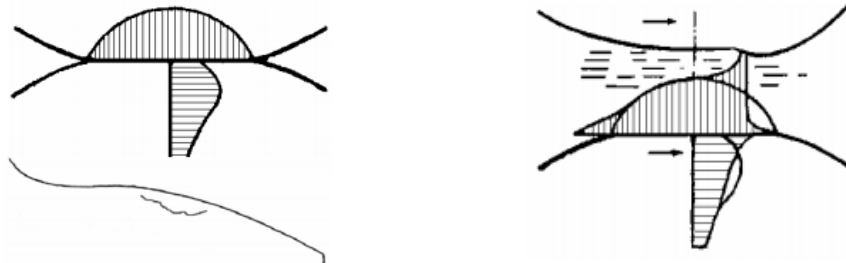
Питинг је један од најчешћих оштећења који се јавља код зубаца зупчаника. Он настаје између клизних површина под великим оптерећењем. Када су упарени зупчаници истог материјала и исте термичке обраде, питинг се појављује на зупчаницима са мањим бројем зубаца. Питинг представља оштећења бокова зубаца који се карактерише појавом јамица на површинама (слика 4.11). Прслине су у почетку мале, али уласком средства за подмазивање у јамице током спрезања зупчаника повећава притисак уља који се преноси на оштећене површине изазивајући даље разарање. У основи разликујемо двије врсте питинга и то иницијални питинг и прогресивни. На слици 9. дат је шематски приказ раста и ширења иницијалне прслине.



Слика 4.9. Шематски приказ ширења иницијалне прслине [54]

Максимална дубина јемица која се јавља оваквим оштећењима је величине до 10  $\mu\text{m}$  (слика 4.14), док пречник јамица може да буде до неколико милиметара, а у случају великих озубљења и више. Питингу су изложенији погонски зупчаници због чешћег улажења у захват и то посебно њихови дијелови око и испод кинематског круга, због неповољније комбинације висине и начина дјеловања оптерећења на том дијелу бока зубца.

Код лошијег подмазивања према Херцовом притиску максималан напон је испод површинског слоја (слика 4.10 а). Повећавањем уљног филма између контактних површина доводи до смањења Херцовог притисак и помјерања максималног притиска на контактну површину (слика 4.10 б). Може се закључити да услед бољег подмазивања прслине настају између неравнина на површини, односно на површини зубца и откида ситне комадиће.

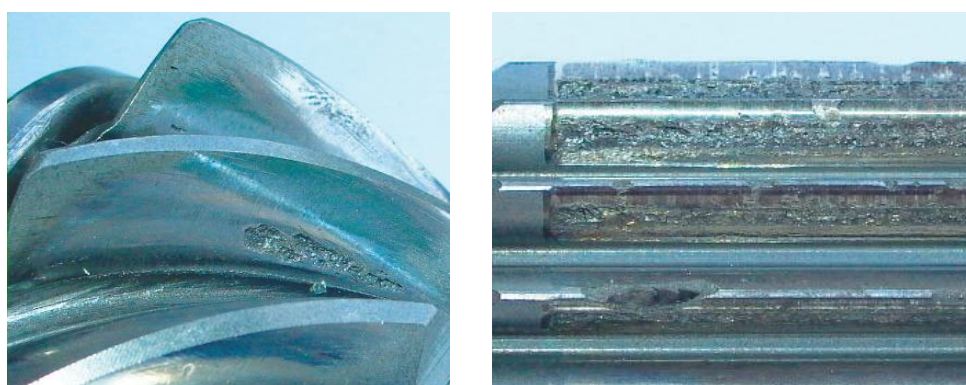


а) Расподјела Херцовог притиска, б) ефекат мазива на дистрибуцију  
и напона у унутрашњим слојевима напона и развој оштећења

Слика 4.10. Услови настанак питинга [109]



Слика 4.11. Питинг на боковима зубца зупчаника [50]



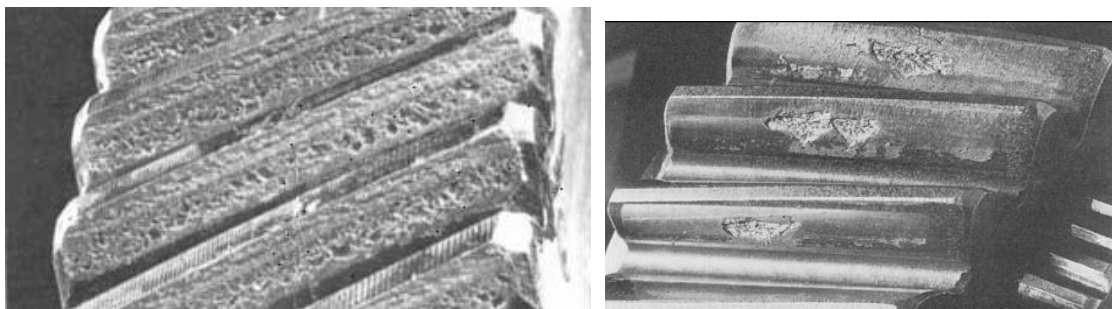
Слика 4.12. Оштећења зупчаника питингом [119]

Питинг се обично јавља при већем броју промјена, односно након  $10^5$  броја промјена и скоро је немогућа његова појава при мањем броју промјена оптерећења од  $10^4$ . Како силе трења зависе од храпавости обрађених површина, у овом случају бокова зубаца, а појава питинга је условљена појавом површинског притиска и силе трења, то значи да настанак питинга зависи и од квалитета обрађених површина. Према томе код боље обрађених површина и бољег подмазивања смањује се сила трења а самим тим и могућност за појаву питинга.

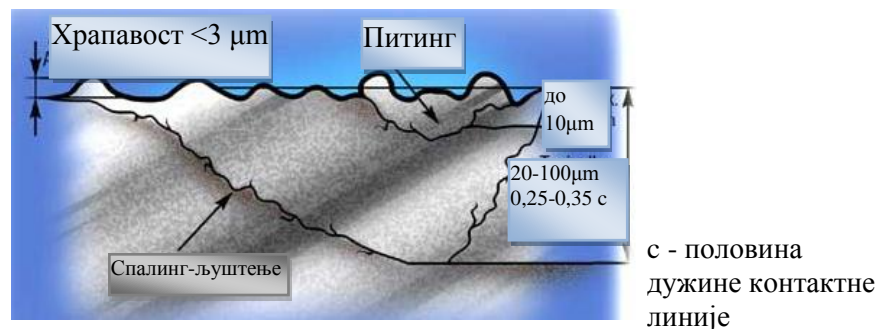
### Спалинг-љуштење

Спалинг-љуштење се одликује појавом удубљења од неколико десетина  $\mu\text{m}$  до  $0,2\text{mm}$  односно то су оштећења на контактним површинама бокова зубаца дубине од  $0,25-0,35$  од половине дужине контактне линије на боку зубаца [158]. Поменута разарања настају услед повишених површинских притисака који доводе до

замарања површинских слојева и стварања микропрлина испод површинских слојева. Иницијалне пррлине се у почетку шире испод површине зубаца и то паралелно с њом, тако да у једном тренутку промјене свој смјер према површинским слојевима изазивајући крзање површине (слика 4.14) и избијајући честице у облику пахуља са површинских слојева (слика 4.13). Пррлине се шире према површинама зубаца зупчанка под углом од  $5^\circ$  до  $20^\circ$  у смијеру клизања бокова. Код зупчаника са површински отврдућеним зубцима долази до одвајања већих комада површинског слоја зубаца, при чему остаје значајно оштећење чије се дно обично налази између отврдућеног и неотврдућеног слоја.



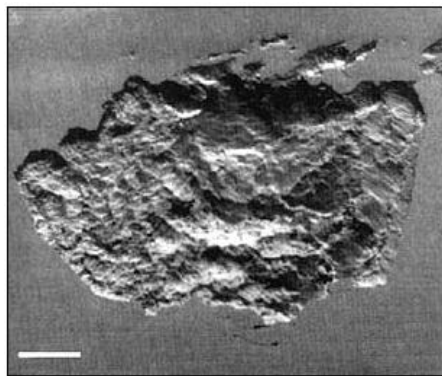
Слика 4.13. Спалинг



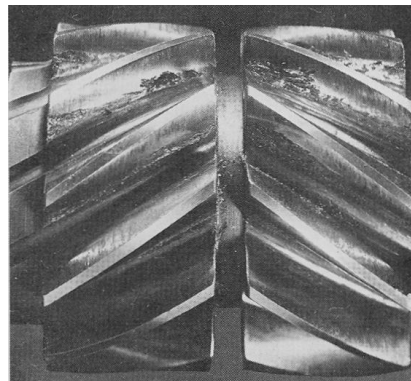
Слика 4.14. Питинг и спалинг [60]

На каљеним површинама може доћи до значајних оштећења површинских слојева услед замора материјала, односно до појаве спалинга-љуштења површине (слика 4.15). Током рада преносника јављају се одређена оптерећења услед којих се због клизања бокова зубаца врши хабање површина. Хабање настаје као последица недостатка уљног филма између додирних површина и као такво после одређеног периода достиже критичну вриједност услед које може да наступи лом. Хабање се јавља као издубљење у зони високих брзина клизања између подножне и кинематске кружнице.

Слика 4.15.а. даје приказ оштећење услед спалинга величине око 250  $\mu\text{m}$ . Иницијалне честице за спалинг су обично 30 – 50  $\mu\text{m}$ , али ако се заједнички генерише више таквих честица на једно мјесто настаје оваква прелина. Са слике се види да су оштре ивице уз саму површину.



Слика 4.15. Спалинг [26] а)



б)

### Зарибавање

Као још једна од врста оштећења зупчаника јесте и зарибавање (слика 4.16). Оно настаје приликом дјеловања високих површинских притисака и великих брзина клизања. Овакав облик оштећења манифестује се као велики број уздужних бразди у смјеру брзине клизања, као и пруга у истом смјеру. У основи до зарибавања долази због прекида уљног филма на контактним боковима зубаца што може бити изазвано преоптерећењима или великим брзинама клизања. Услед прекида уљног филма долази до непосредног контакта бокова зубаца при чему се повећава трење и изазива се повећано загријавање површина. Услед таквог рада на неким контактним површинама долази до знатног повећавања температуре површинских слојева што изазива локално заваривање површина бокова зубаца. Тако заварене површине у наредном тренутку негло се раздвајају изазивајући насилно кидање површинских слојева. Откинуте површине остају на једном боку зубаца зупчаника оштећујући следећу површину са којом дођу у контакт.



Слика 4.16. Оштећење бокова зубаца услед заривавања [119]

У основи постоје двије врсте заривавања и то топло и хладно заривавање.

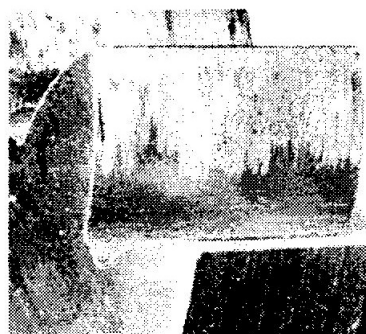
Хладно заривавање настаје при малим брзинама клизања и то углавном код побољшаних челика лошијег квалитета. За разлику од хладног заривавања, топло заривавање настаје при знатно већим површинским притисцима и знатно већим брзинама клизања код термички обрађених површина.

*a)*



а) Почетни стадијум

*б)*



б) напредни стадијум

Слика 4.17. Оштећење бокова зубаца услед заривавања [87,140]

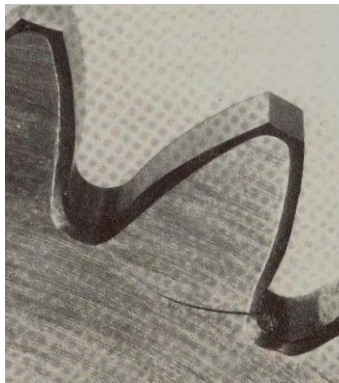
Током рада зупчаника као још једно оштећење које настаје јесте и лом зубаца зупчаника. Иницијална прслина која се јавља на најслабијем мјесту, где постоји висока концентрација напона и напон услед савијања, оштећење се полако шири преко читаве површине подножја зупца зупчаника изазивајући лом. Постоје двије врсте ломова које се јављају код зупчаника и то насилни ломови и заморни.

Насилни ломови настају услед дјеловања ударних оптерећења тако да се у подножју зупца јављају напони већи од статичке чврстоће. Насилни ломови се карактеришу тиме што преломне површине имају крупнозрну структуру.



За разлику од насилног лома, заморни ломови настају услед дјеловања динамичких оптерећења тако да се у подножју зупца јављају напони већи од трајне динамичке издржљивости. Код оваквих ломова на преломљеној површини се могу уочити двије зоне и то зона у којој је ситнозрна структура услед заморног лома и крупнозрна структура на дијелу гдје је настао потпуни лом.

Примјер једне прслине у корјену зупца приказан је на слици 4.18, док је на слици 4.19. приказан лом више зубаца зупчаника изазван високоциклусним замором.



Слика 4.18. Прслина корена зупца [26]



Слика 4.19. Лом више зубаца зупчаника [116]

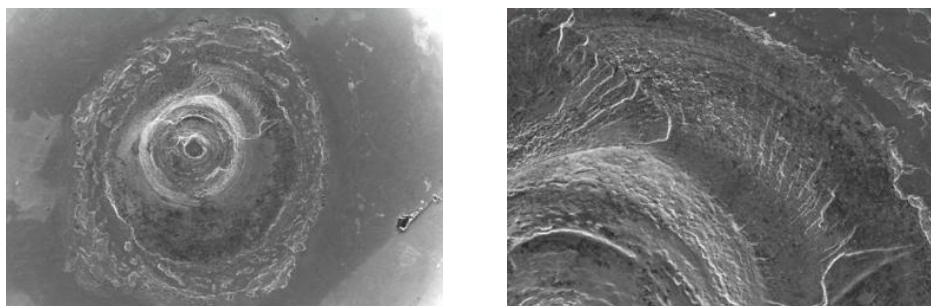
У условима рада мјењачких преносника долази до честих промјена оптерећења. Услед промјењљивих условима рада долази и до промјена оптерећења која дјелују на зупчанике. Такве промјене доводе до ширења иницијалних прслина и до ломова зупца зупчаника. Код мјењачких преносника ломови зубаца зупчаника су веома ријетка појава, али када настану јављају се услед заморних оптерећења. Такви ломови настају на зупчаницима мјењачких преносника који су уграђени у возила која се крећу по неравним теренима. Према доступној литератури није било познато да на мјењачким преносницима настају насилни ломови.

### **Оштећења лежаја**

У раду мјењачког преносника поред оштећења која могу настати на зупчаницима, оштећења такође могу настати и на лежајима. Код лежаја такође могу настати различита оштећења као што су питинг, хабање, абразија

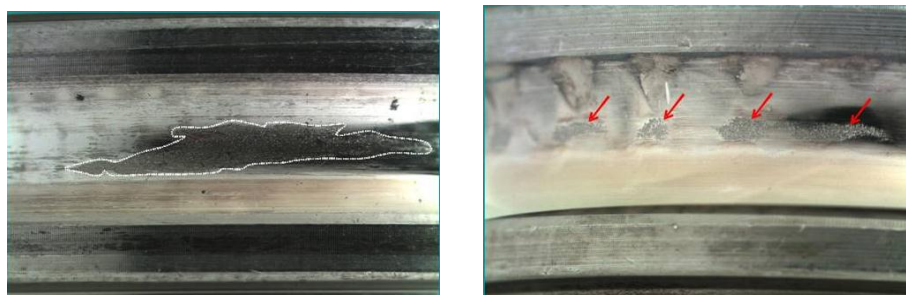
(scffuing),... На неколико следећих примјера биће приказана могућа оштећења лежаја приликом рада.

**Питинг** настаје на додирним површинама под великим оптерећењем. Питинг представља оштећења који се карактерише појавом јамица на површинама (Слика 4.20). Прслине су у почетку мале, али уласком средства за подмазивање у јамице током котрљања котрљајних тијела повећава се притисак уља који се преноси на оштећене површине изазивајући даље разарање. На слици 4.20 дато је увећано оштећење куглице питингом.



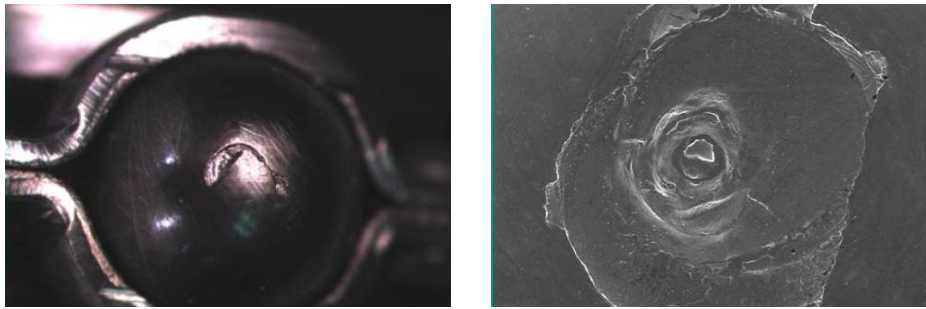
а) оштећење куглице      б) увећано оштећење куглице  
Слика 4.20. Питинг [37]

Као што оштећења питингом настају на котрљајним тијелима тако оштећења настају и на унутрашњем и спољашњем прстену лежаја. На слици 4.21 су дата оштећења унутрашњег прстена кугличног лежаја.

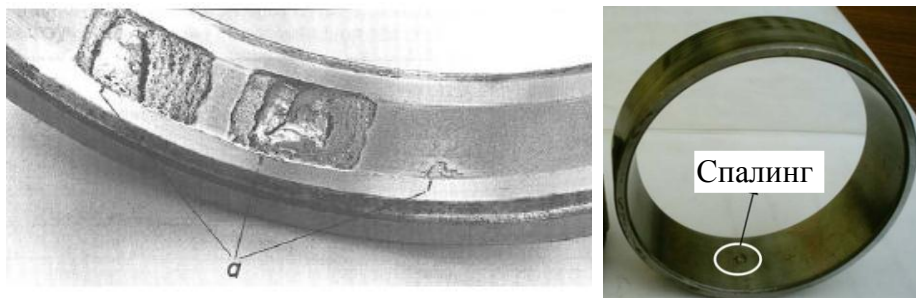


Слика 4.21. Оштећење унутрашњег прстена лежаја питингом [37]

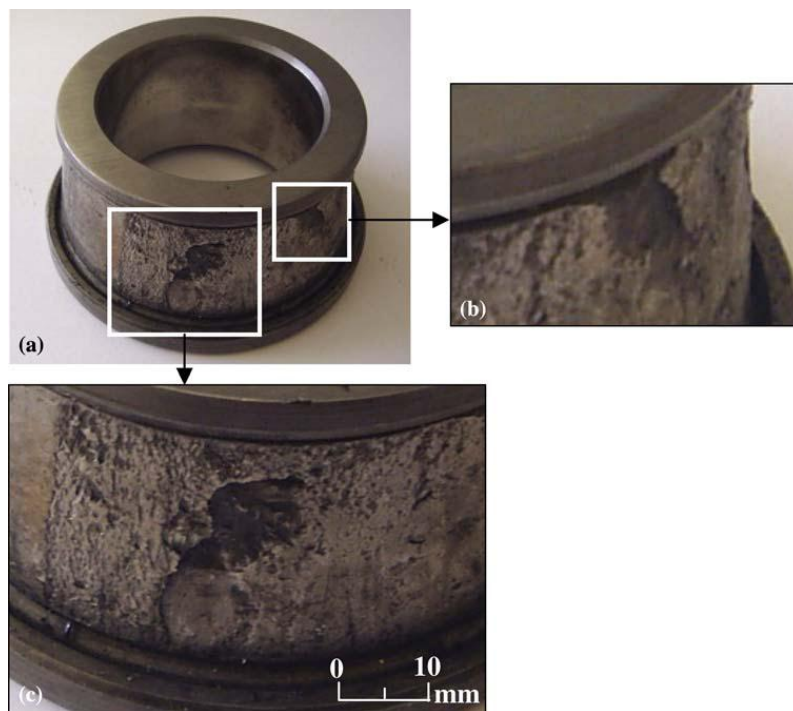
**Спалинг-љуштење** се одликује појавом удубљења од неколико десетина  $\mu\text{m}$  до  $0,2\text{mm}$  (слика 4.22) [158]. Поменута разарања настају услед повишених површинских притисака који доводе до замарања површинских слојева и стварања прслина испод површинских слојева. На следећим сликама 4.22, 4.23, 4.24 приказана су оштећења услед спалинга.



Слика 4.22. Спалинг [37]

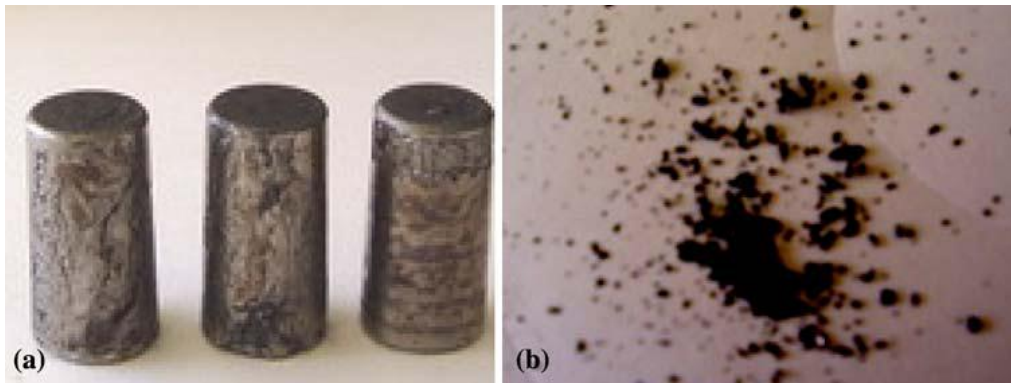


Слика 4.23. Оштећење спољашњег прстена лежаја услед спалинга [85]



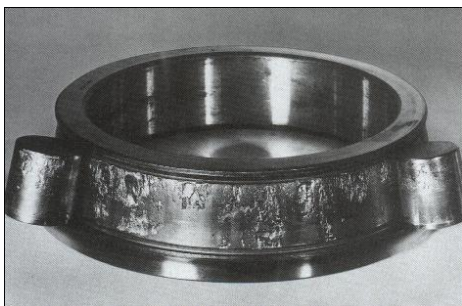
Слика 4.24. Питинг и спалинг оштећење унутрашњег прстена ваљчаног лежаја [54]

Како су видна оштећења унутрашњег прстена ваљчаног лежаја, то су услед рада лежаја морала настати оштећења и котрљајних тијела (ваљчића) (слика 4.25)



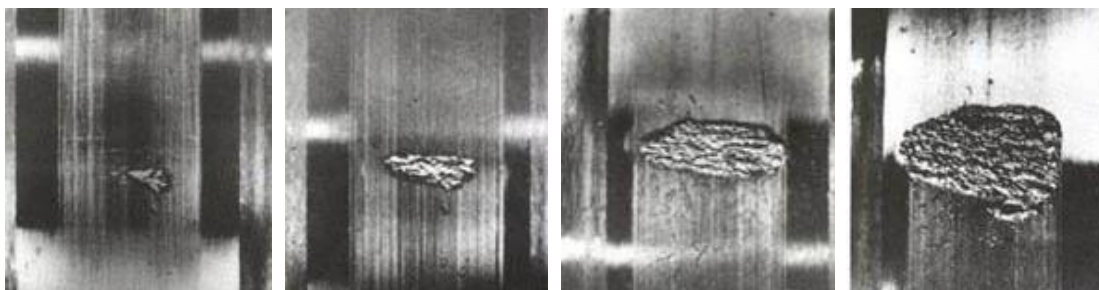
Слика 4.25. а) оштећења ваљчића конусно ваљкастог лежаја  
 б) дијелови оштећених ваљчића [54]

На слици 4.26. дат је приказ оштећења конусно-ваљкастог лежаја, гдје су видна оштећења ваљчића и унутрашњег прстена настала услед великог оптерећења и неадекватног подмазивања. Поменуто оштећење може још настати услед доласка честица нечистоће, посредством средства за подмазивање, у додир са неким од котрљајних тијела које може изазвати додатна оштећења.



Слика 4.26. Оштећења унутрашњег прстена и ваљчића [101]

Да би дошло до оваквог оштећења лежаја неопходно је да лежај прође одређене фазе оштећења (слика 4.27), које се могу развијати различитом брзином и у различитим правцима зависно од оптерећења лежаја и врсте подмазивања.



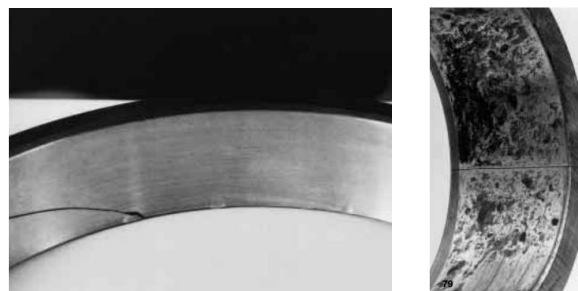
Слика 4.27. Прогресивни раст оштећења унутрашњег прстена лежаја [37]

**Абразија** је феномен који настаје услед комбинације контактнoг притиска, подмазивања, брзине и трења. Абразија се сматра као феномен услед термалних промјена услед нестанка уљног филма. При већим температурама долази до локалног заваривања или лијепљења контактних површина. Настављањем рада лежаја долази до откидања површинских слојева са контактних површина и у наредном додиру са неоштећеним површина долази до њиховог оштећења. На слици 4.28 приказано је оштећење ваљчаног лежаја услед абразије.



Слика 4.28. Оштећења ваљчаног лежаја услед абразије [59]

У раду мјењачког преносника постоји могућност настанака оштећења услед лома. Ломови на лежајима могу настати из више разлога. Честа оштећења лежаја настају услед монтирања или демонтирања. На слици 4.29. приказане су прслине спољашњег прстена лежаја, док је на слици 4.30. приказан лом прстена лежаја.



Слика 4.29. Оштећења спољашњег лежаја услед прслине [130]



Слика 4.30. Ломови лежаја [137]

**Оштећења синхро-спојница**

Синхро-спојнице током свога рада трпе велика оптерећања. Поред наведених оштећења која могу настати на зупчаницима и лежајима, оштећења се такође могу појавити на синхро-спојницама. У току рада синхро-спојнице најпре долази до контакта површина фрикционог дијела спојнице, а када се угаоне брзине клизањем изједначе, спреже се зупчани део спојнице. Ако до контакта зубаца дође прије изједначавања брзина слободно ротирајућих дијелова, долази до сударања зубаца спољашњег и унутрашњег озубљења спојнице. На слици 4.31 приказана су оштећења зубаца унутрашњег прстена настала на овај начин.

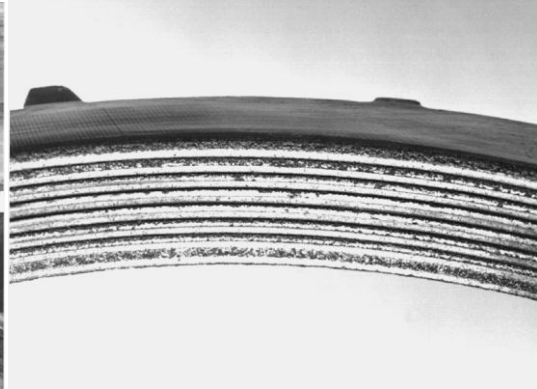


Слика 4.31. Оштећења зубаца спољашњег конусног прстена услед сударања при клизању и покушају укључења зупчаног дијела спојнице код теретних возила [101]

Приликом рада дијелови синхро-спојнице могу да претрпе велика топлотна преоптерећења која се крећу до  $1000^{\circ}\text{C}$ , тако да се у том тренутку површине убрзано оштећују. На слици 4.32. приказано је оштећење гребена услед температурних промјена на спољашњем конусном прстену, док је на слици 4.33. приказано оштећење дијелова синхро-спојнице услед термичког преоптерећења.



Слика 4.32. Оштећење спољашњег конусног прстена [101]



Слика 4.33. Оштећење услед термичког преоптерећења [101]

Поред наведених оштећења која се јављају у мјењачким преносницима постоје још једна оштећења која могу да настану, али која не утичу директно на даљи рад мјењачког преносника. Оштећења могу настати и на заптивним спојевима тако што услед повишене температуре долази до деформисања заптивних спојева, а самим тим и могућности истицања средства за подмазивање из унутрашњости преносника и уласка нечистоћа са вана у преносник и тиме нарушити правилан рад осталих компонената преносника. Таква оштећења захтјевају привремени прекид реда преносника и замјену заптивних спојева без расклапања преносника.

### **Испитивање вјероватноће разарања**

Вјероватноћа да ће под одређеним условима доћи до критичне похабаности зубаца (Елементарна поузданост) је сложена вјероватноћа коју чине вјероватноћа да ће се појавити одређена величина радног напона и вјероватноћа да ће при том напону наступити разарање бокова зубаца [107]. Вјероватноћа разарања се добија на основу статистичке обраде података добијених испитивањем компонената преносника, на примјер зупчаника, односно она представља однос броја разорених зупчастих парова под одређеним оптерећењем и броја испитаних зупчастих парова под тим оптерећењем.

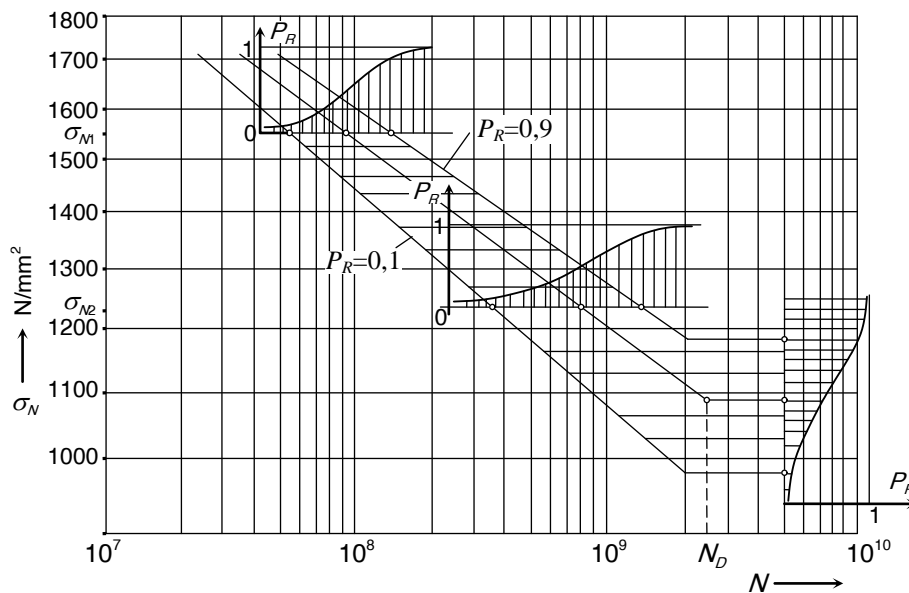
На основу расподјеле вјероватноћа разарања добијених испитивањем за два нивоа напона у области временске издржљивости и за надгранични број промјена напона у области трајне издржљивости формира се подручје вјероватноће

разарања. Ово подручје обухвата све нивое напона и бројеве промјена до разарања и оно је ограничено линијама са вјероватноћама разарања  $P_R=0,1$  и  $P_R=0,9$ , док се најчешће користи вјероватноћа разарања  $P_R=0,5$ . Са добијеног подручја се по потреби одређује функција вјероватноће разарања за било који напон или за било који број промјена до разарања.

Оштећења настају при различитом броју промјена  $N$ , које се сврставају по величини и за које се израчунавају вјероватноће разарања  $P_R$ . Добијене вјероватноће разарања при одговарајућим бројевима промјена се уносе у Вејбулову координатну мрежу. Апроксимирањем добијених тачака утврђују се параметри ових распоdjела. На основу формираних функција распоdjеле за сваки од три нивоа напона се могу израчунати бројеви промјена до разарања  $N$  за сваку вјероватноћу разарања  $P_R=0,1$ ;  $P_R=0,5$  и  $P_R=0,9$ . Спајањем тачака са истом вјероватноћом разарања формира се подрује расипања ограничено линијама за  $P_R=0,1$  и  $P_R=0,9$ . За сваки број циклуса  $N$  може се дефинисати функција  $P_R(\sigma_{HN})$  (слика 4.34). Средња линија у подручју расипања представља Велерову криву.

Експонент којим се одређује нагиб Велерове криве добија се на основу [107]:

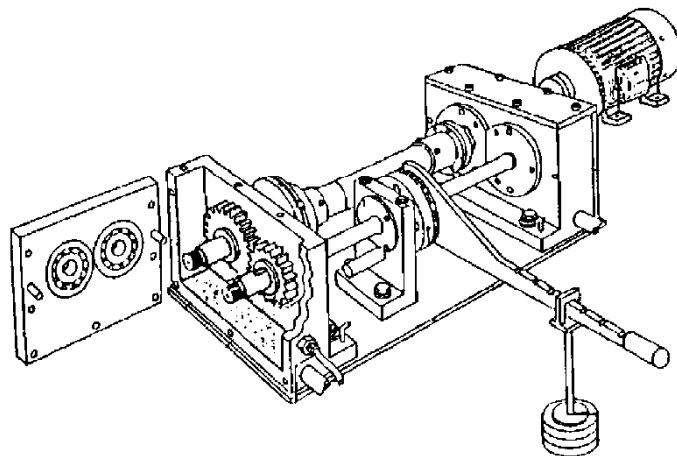
$$m = \frac{\log(N_{I(0,5)}/N_D)}{\log(\sigma_D/\sigma_{N1})} \quad (1)$$



Слика 4.34 Подручје расипања вјероватноће разарања за основну динамичку издржљивост



У области временске издржљивости довољно је да се испитивање изврши на два нивоа напона, док у области трајне издржљивости испитивање се врши за један фиксирани број промјена напона до разарања  $N_{DV}$  који је сигурно већи од граничног  $N_D$ . Испитивање ротационих машинских дијелова, као што су зупчаници, вратила, спојнице, испитују се помоћу уређаја са отвореним и затвореним током оптерећења. Отворени ток оптерећења подразумијева претварање укупне механичке енергије (којом се оптерећују зупчаници) у топлотну енергију. Код затвореног тока оптерећења енергија се троши само за савладавање унутрашњег отпора у систему. На слици 4.35 приказано је ово патентно рјешење професора Нимана код којег се оптерећење остварује помоћу спојнице, а на слици 4.36 рјешење код којег се оптерећење остварује угаоним помјерањем једног кућишта.



Слика 4.35 Патентно рјешење професора Нимана за испитивање зупчаника [49]



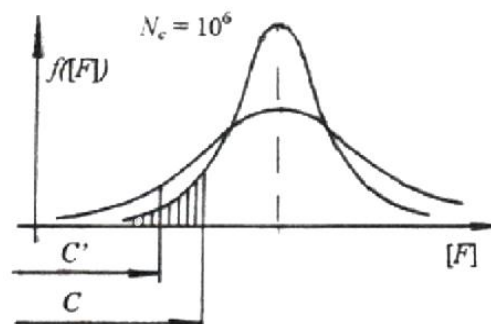
Слика 4.36 Принцип остваривања оптерећења угаоним помјерањем једног кућишта [158]

Испитивања лежаја

Лежај је машински елемент који омогућава релативно кретање и преношење оптерећења између два дијела, као што су вратила и кућишта, са минималним отпором и са што вишом тачношћу ротације. Они су компоненте које се уграђују у ротационе машине и имају важну улогу у њиховом правилном раду. Оштећења која настају у лежајима су један од најчешћих кварова, а који су резултат низа узрока, почев од неодговарајуће носивости, стохастичких радних процеса и сл., али најчешће због грешака у монтажи и услед лошег одржавања. Благовремено откривање грешака и процјена времена до настанка оштећења лежаја су од веома важног значаја за предупређење застоја цјелокупног система.

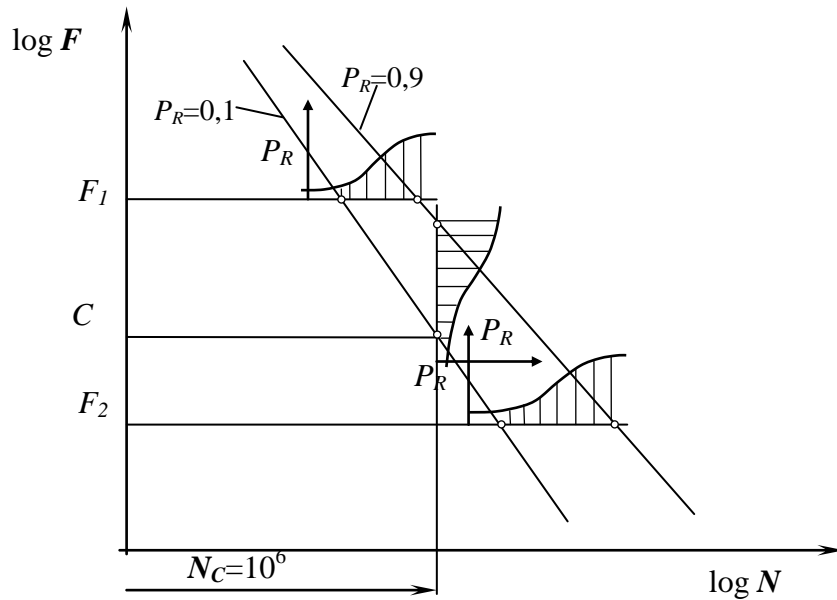
Откривање оштећења, дијагностика и процјена времена рада лежаја су три чиниоца битна за правилно одржавање. Откривање оштећења обухвата утврђивање да је до оштећења дошло на лежају док дијагностика подразумијева одређивање локације и врсте оштећења. Сама процјена подразумијева прогнозу преосталог радног вијека оштећеног лежаја и утврђивање разлога настанка оштећења.

У циљу процјене радног вијека лежаја за одређене режиме радна неопходно је извршити испитивања која могу бити у лабораторијским условима или у реалним условима рада система. Испитивања лежаја у лабораторијским условима предвиђена су стандардима, под дејством сталне радијалне силе и при сталној угаоној брзини од почетка испитивања до настанка трагова оштећења на радним површинама лежаја. Динамичка моћ ношења лежаја  $C$  је сила коју лежај може да носи  $N_c=10^6$  обртаја а да се притом не разори више од 10% испитиваних лежаја (вјероватноћу разарања  $P_R=0,1$ ) (слика 4.37). У мјењачком преноснику јављају се промјењљиви услови рада.



Слика 4.37 Расипање броја циклуса (обртаја) до разарања [110]

Са слике 4.37 се може видјети да се подручје расипања вјероватноће разарања увећава са снижавањем квалитета производње лежаја. Уже подручје расипања доприноси повећању носивости за 10% разорених лежаја.

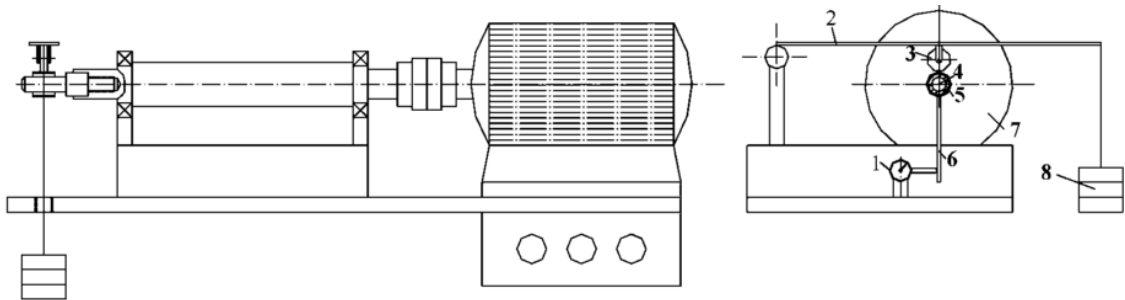


Слика 4.38 Подручје расипања вјероватноће разарања лежаја

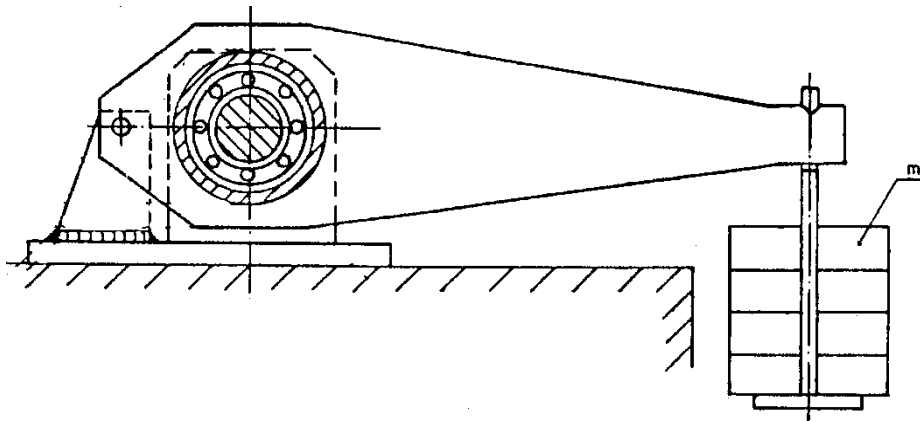
Испитивање вјероватноће разарања лежаја остварује се за два нивоа оптерећења (слика 4.38), слично као код зупчаника у области временске издржљивости. За оба изабрана нивоа оптерећења испита се по скуп истовјетних лежаја. На основу добијених бројева обртаја до разарања одреде се функције расподеле вјероватноће разарања приказане на овој слици. Спајањем тачака са вјероватноћом разарања 0,1 и 0,9 на овим функцијама добијају се границе подручја расипања вјероватноће разарања. Тачка на линији са вјероватноћом 0,1 која одговара броју обртаја  $10^6$ , дефинише динамичку носивост лежаја  $C$ . Само подручје расипања вјероватноће разарања користи се за одређивање параметара Вејбулове расподеле за одговарајући број обртаја или оптерећење и за израчунавање непоузданости (поузданости) лежаја.

На сликама 4.39, 4.40, 4.41 приказани су принципи испитивања лежаја ради одређивања носивости или вјероватноће разарања. Реазликују се у конструкцијским рјешењима за увођење оптерећења на лежај, начину остваривања ротације, регистравању броја обртаја до разарања и начину идентификовања тренутка када је разарање почело. Најједноставнији начин за

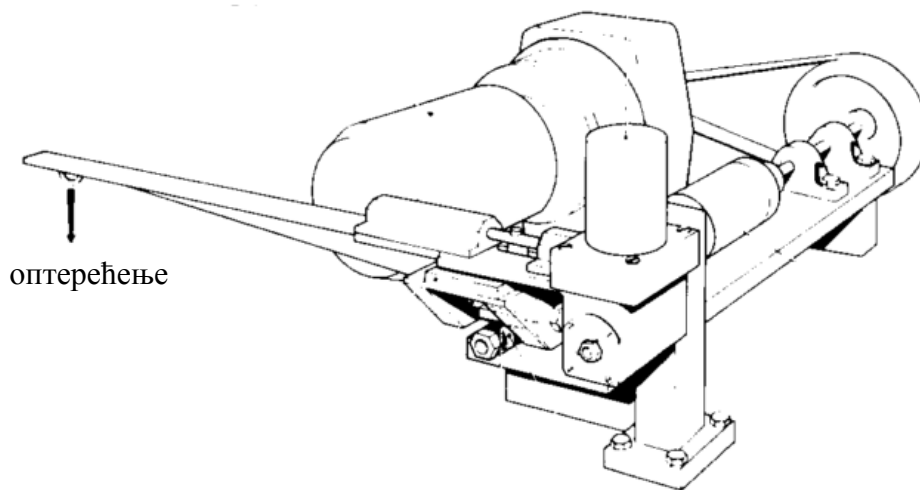
праћење стања лежаја током испитивања и за утврђивање тренутка када је разарање почело, заснива се на мјерењу и на анализи вибрација.



Слика 4.39 Пробни сто за испитивање носивости и вјероватноће ратарања радијалних лежаја [143]



Слика 4.40 Уређај за испитивање носивости и вјероватноће разарања лежаја



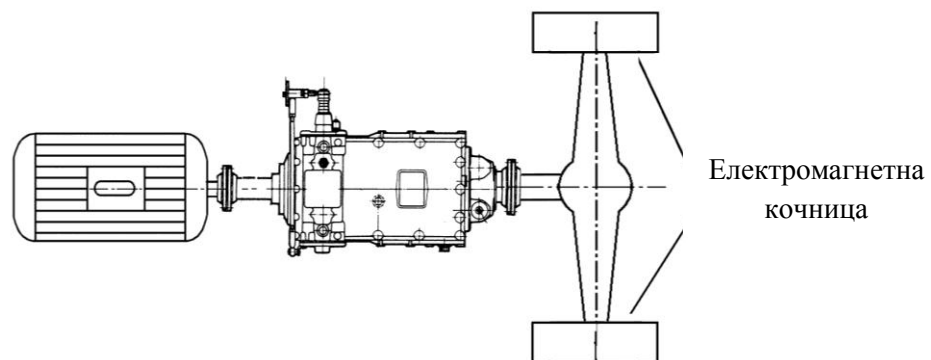
Слика 4.41 Уређај за испитивање носивости и вјероватноће разарања лежаја [65]

Испитивања поузданости мјењачких преносника

Испитивање поузданости мјењачких преносника подразумјева испитивање комплетног преносника под оптерећењем које није сталне величине и које одговара спектру оптерећења које је утврђено за одговарајуће радне услове. Испитивање треба да траје до разарања неке од компонената (зупчаника, лежаја, спојнице и др.). Разорена компонента се замјени и процес настави до разарања следеће компоненте. После предвиђеног радног вијека испитивање се завршава, а на основу остварених разарања одређује се укупна непоузданост (поузданост) и поузданост компонената. Овакав поступак је изузетно дуготрајан, а није довољно једно овакво испитивање јер је поузданост статистичка величина. Стога се поузданост врло ријетко испитује комплетно и систематски. У овом раду се нуди модел за њено израчунавање, а испитивање се користи само за провјеру израчунатих вриједности.

На слици 4.42 приказан је један од уређаја (пробни сто) за ово испитивање на принципу отвореног тока снаге са електромагнетним кочницама на излазним вратилима. На кочници се излазни момент из мјењачког преносника претвара у други облик енергије, односно у топлотну енергију. Овакав принцип није рационалан током дуготрајних испитивања, јер сва уложена енергија се губи са аспекта корисника резултата тестирања.

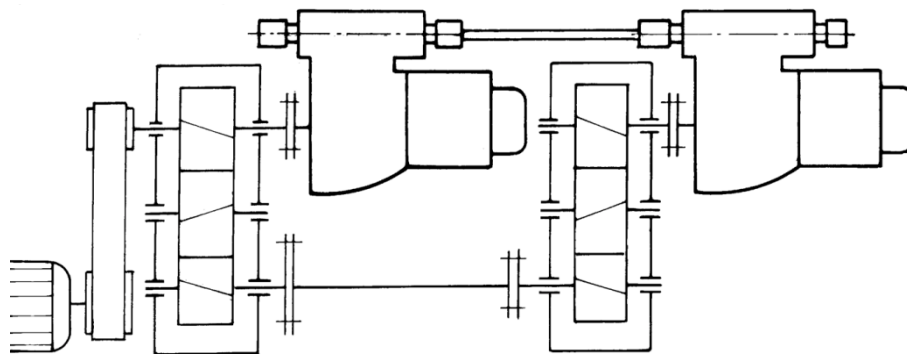
Уколико бих се електромагнетна кочница користила као генетарор електричне енергије која би се могла користити у друге сврхе, можда чак и за напајање погонског електромотора, то би се могло окарактерисати као затворени систем на електричном принципу. Осим тога, добијена енергија се може користити и за покретање дугих система, чији рад зависи од рада првог система.



Слика 4.42 Испитивање мјењачких преносника системом отвореног тока снаге

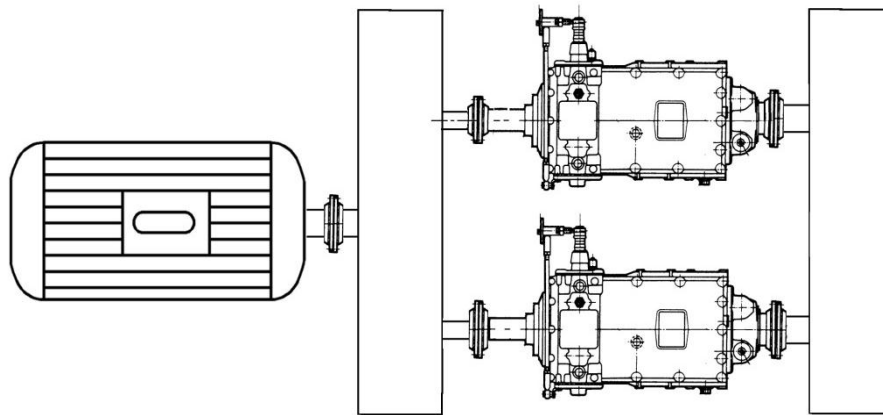
[88]

Затворени систем тока енергије се најчешће изводи на механичком принципу. Два идентична мјењачка преносника су упарени један са другим супротним странама. У овом случају један преносник има улогу редуктора, а други мултипликатора. На овај начин су брзине ротације вратила изједначене, а један мјењачки преносник ствара отпор другом, односно ствара му оптерећење. На овај начин остварен је ткз. “back to back“ систем. На овај начин, за разлику од отвореног тока снаге, иста енергија циркулише у цјелокупном систему и она се само троши на савладавање отпора трења. Оптерећење у затвореном тока снаге је остварено еластичном торзионом деформацијом компонената. На слици 4.43 приказано је рјешење затвореног “back to back“ система за испитивање аутомобилских мјењачких преносника, тако да је излазно вратило првог мјењачког преносника директно повезано на улазно вратило другог преносника. У овом случају код оба мјењачка преносника морају бити укључени исти степени преноса.



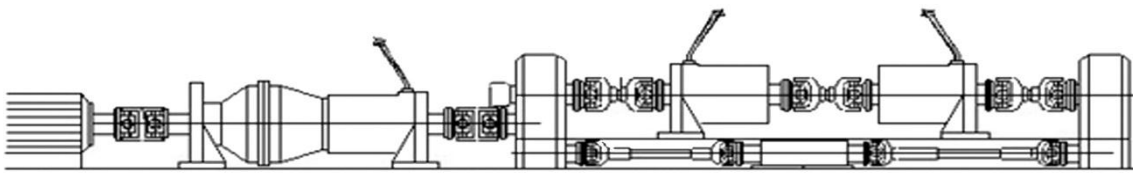
Слика 4.43 Затворени ток снаге за испитивање аутомобилских мјењачких преносника [88]

Као друго рјешење за испитивање затвореним током снаге мјењачких преносника чине два паралелна мјењачка преносника (слика 4.44), код којих су укључени исти степени преноса. Затворено коло снаге се остварује помоћу посебних зупчастих редуктора са степеном преноса 1:1, које је специјално конструисано за овакву врсту испитивања. Код оба мјењачка преносника улазна вратила су повезана на један редуктор, док су излазна вратила повезана на други редуктор. Због могуће неусаглашености вратила су повезана са редукторима еластичним спојницама. Једна од спојница није еластична преко које се уводи предоптерећење система.



Слика 4.44 Затворени ток снаге за испитивање камионских мјењачких преносника [88]

На принципу затвореног тока снаге на слици 4.45 приказано је повезивање два идентична мјењачка преносника окренута један према другом, тако да се њихова излазна вратила обрћу истом брзином ротације. Бочни редуктори имају преносни однос 1:1. Затворени коло снаге се остварује спајањем помоћу Карданових вратила између којих се налази хидраулична торзиона теретница. Ова теретница омогућава континуалну варијацију обртног момента у затвореном колу снаге без заустављања ротације и без прекида испитивања. Додатни мјењачки преносник омогућава мијењање брзине ротације у складу са радним режимом који се очекује у експлоатацији.



Слика 4.45. Затворени ток снаге за испитивање мјењачких преносника камиона [88]

## 5. ПОУЗДАНОСТ ЗА РОБУСТНИ ДИЗАЈН

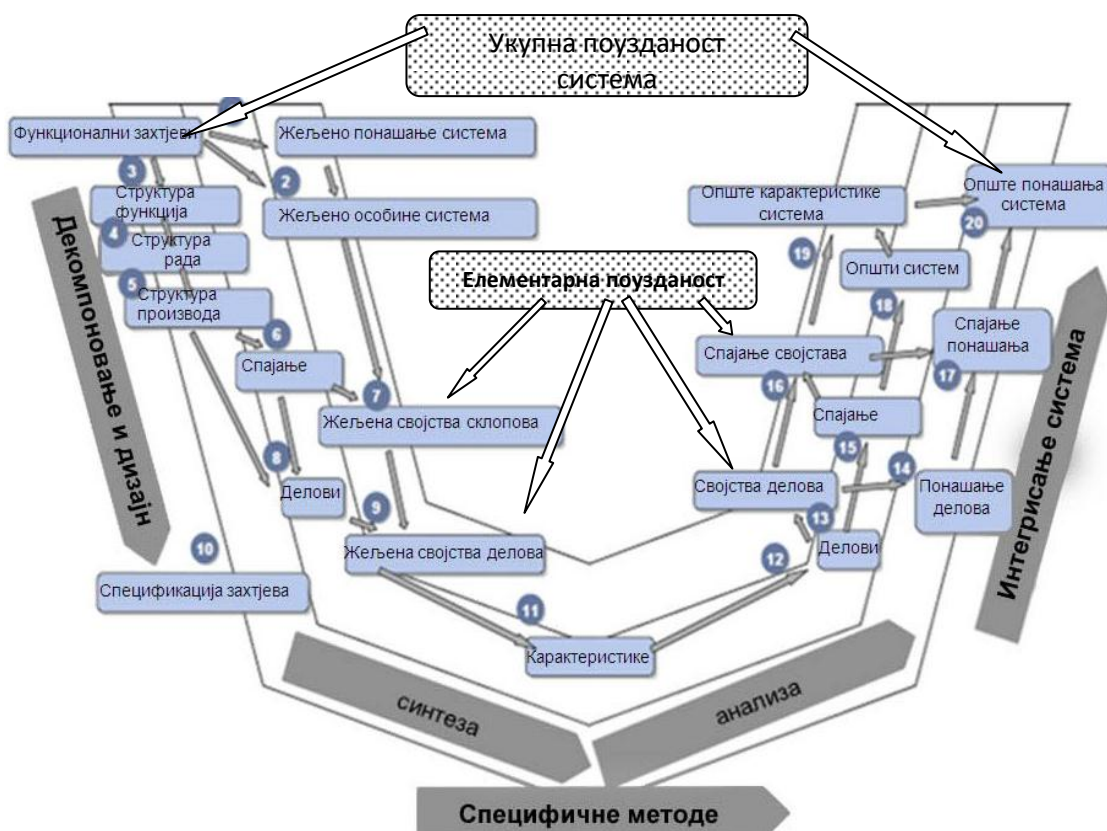
### 5.1. Поузданост као својство компонената система

У основи као главни задатак у процесу развоја производа јесте остваривање везе између функционалних захтјева, структуре производа и понашања производа. Да би испунили функционалне захтјеве и добили жељено понашање система неопходно је створити задовољавајућу структуру машинског система комбинацијом одговарајућих компонената. Један од модела за стварање структуре производа јесте V модел успостављен према VDI-2206 „Методологија конструисања мехатроничких система“. Модел обухвата анализу и синтезу система засновану на функционалним захтјевима и анализама са циљем да се интегришу у понашања система. То представља синхронизован процес дефинисања својстава структуре на основу функционалних захтјева и њихове трансформације у понашање система. Ради развоја методологије дизајна заснованог на својствима у раду [60] искоришћен је наведени V модел. За ту сврху у V моделу овај процес је подијељен у 20 корака, почиње са декомпоновањем функционалних захтјева, а завршавајући се одређивањем показатеља понашања



система. Првих десет корака обухвата декомпоновање функционалних захтјева до нивоа дијелова и својстава дијелова. Надаље слиједи синтеза својстава дијелова (конструкцијских и радних), као и њихова анализа у циљу идентификације и интегрисања у систем. Понашање система, према овом приказу, резултат је интеракције својстава његових компонената.

Као један од важних функционалних захтјева и индикатора квалитета система јесте поузданост техничких система. У фази конструисања поузданост је један од главних функционалних захтјева, док у процесу рада техничког система поузданост је један од главних показатеља квалитета техничког система. Да би поузданост као показатељ квалитета техничког система одговарала жељеном нивоу укупне поузданости од којег се пошло у виду функционалног захтјева, потребно је да као својство прође кроз трансформацију приказану у V моделу [60], на слици 5.1.

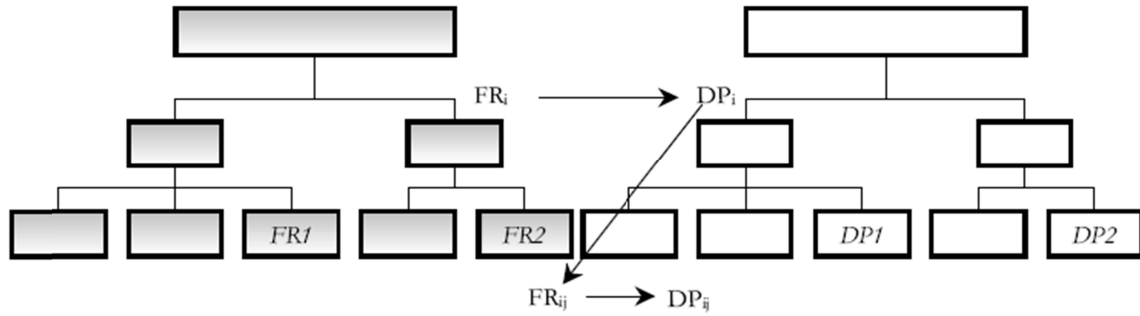


Слика 5.1. Поузданост као функционални захтјев и индикатор квалитета и понашања система у V- моделу и дизајну заснованом на својствима [60]

На овој слици, у овај модел [60] поузданост је уведена као једно од својстава које представља базу за остваривање основног циља, а то је развој модела за робустни дизајн мјењачког преносника. Укупна жељена поузданост мјењачког преносника је означена као функционални захтјев, а такође и као показатељ квалитета рада (понашања) преносника у експлоатацији. Декомпоновањем укупне поузданости до нивоа дијелова и склопова преносника, добија се жељена елементарна поузданост сваког од њих. После дефинисања конструкцијских параметара дијелова и склопова слиједи одређивање остварених елементарних поузданости, а затим њихово интегрисање у укупну поузданост као показатеља понашања и квалитета. Да би се ова процедура разрадила потребно је формирати неколико модела мјењачког преносника као што су модел структуре преносника, модел функција преносника и модел структуре својстава. Ови модели треба да одразе декомпозицију и интегрисање система дефинисано V моделом.

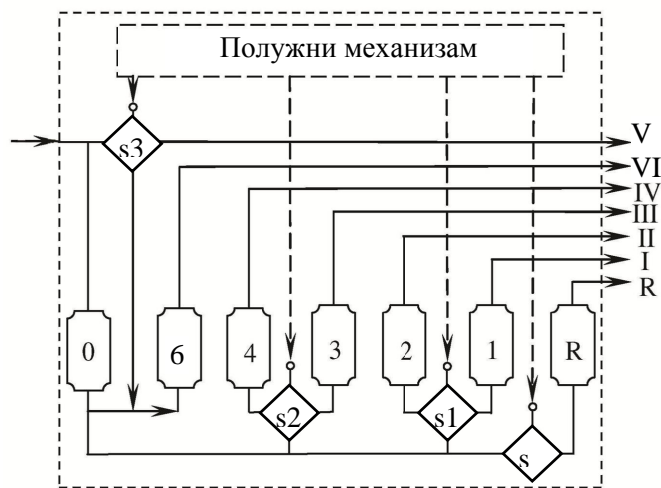
## **5.2. Декомпоновање и моделирање структуре и својстава мјењачког преносника**

У основи модел техничког система омогућава истицање одабраних својстава за анализу и уклањање оних које за ту сврху нису потребне. За анализу мјењачког преносника потребно је неколико модела, а то су модел функција, модели својстава и модели структуре система. Модел поузданости ситема и компонената као један од модела својстава је у овим разматрањима од кључног значаја. Основна улога модела, поред осталог, је успостављање хијерархијске међузависности функционалних захтјева (*FR*), својстава, конструкцијских параметара (*DP*) и структуре система. На слици 5.2 дат је општи приказ ових структура с циљем да се укаже на вертикалну, хоризонталну и међусобну корелацију наведених чинилаца.



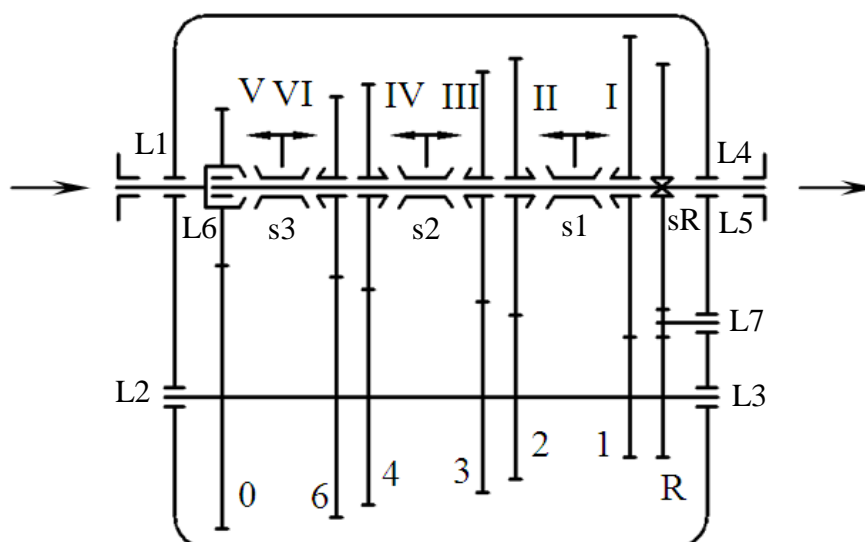
Слика 5.2. Уопштена хијерархијска структура функционалних захтјева (*FR*) и конструкцијских параметара (*DP*) [1][73]

На слици 5.3 приказана је структура функција за мјењачки преносник са шест степени преноса за вођњу напред и једним степеном преноса за вођњу уназад. Однос улазне и излазне брзине одговара потребној брзини кретања возила које су на слици означене бројевима I до VI укључујући и брзину за вођњу уназад R. Трансформација снаге (угаоне брзине и обртног момента) од улаза до излаза врши се помоћу функција означених 0, 1, 2, 3, 4, 6 и R. Ове функције извршавају парови зупчаника који се према потреби укључују помоћу полужног управљачког механизма. Једино пар зупчаника означен са 0 стално преноси оптерећење изузев при коришћењу брзине V. Код разматране конструкције мјењачког преносника брзина V се остварује директним спајањем излазног са улазним вратилом. Већа брзина означена бројем VI добија се преко пара зупчаника 6 чији је преносни однос такав да увећава брзину изнад брзине улазног вратила у преносник.



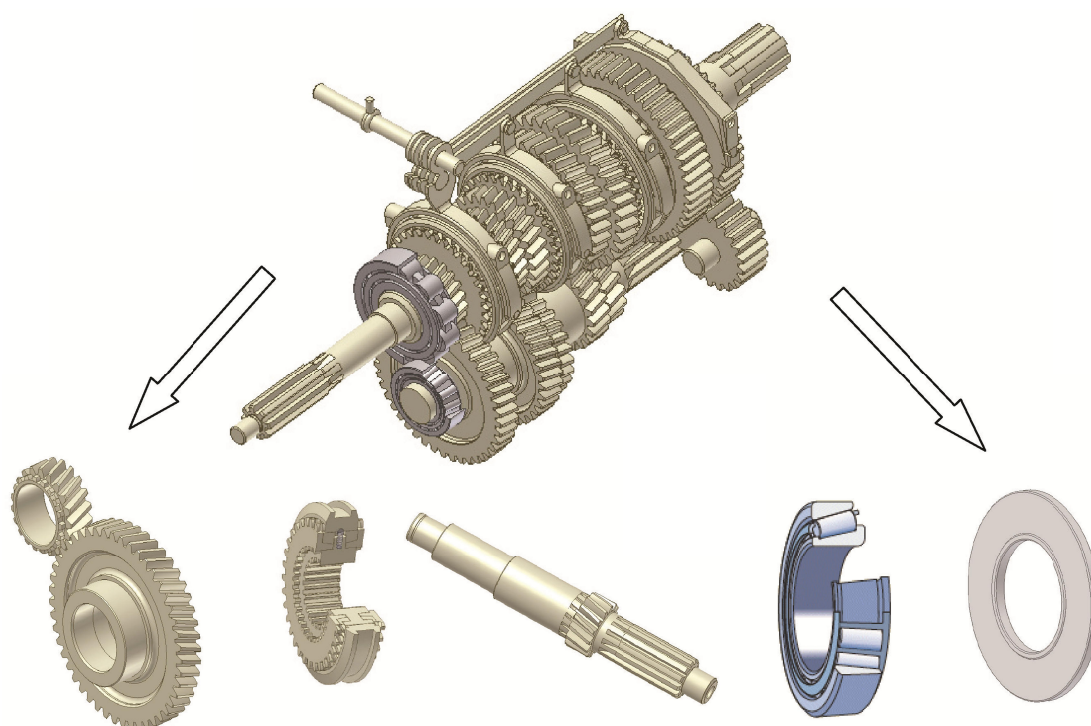
Слика 5.3. Модел функција мјењачког преносника

Приказане функције трансформације угаоне брзине и обртног момента 0, 1, 2, 3, 4, 6 и R (слика 5.3) остварују парови зупчаника 0, 1, 2, 3, 4, 6 и R (слика 5.4). Осим ових главних, извршиоци помоћних функција су улазно, средње (посредно) и излазно вратило као и спојнице s1, s2, s3 и sR заједно са управљачким полужним механизмом. Управљачка функција спојнице s1 обезбјеђује укључивање парова зупчаника 1 и 2 ради обезбјеђења првог и другог степена преноса. Спојницом s2 укључују се парови зупчаника 3 и 4 ради обезбјеђења трећег и четвртог степена преноса. Спојницом s3 врши се спајање улазног вратила са излазним при коришћењу петог степена преноса, односно укључивање и искључивање зупчаног пара 6 ради обезбјеђења шестог степена преноса. Због потребе за супротним смјером ротације излазног вратила при коришћењу степена преноса за вожњу уназад, преносни пар зупчаника је снабдјевен међузупчаником, а укључивање се остварује помоћу спојнице sR. Улазно и излазно вратило су коаксијални, тако да сви зупчasti парови у мјењачком преноснику имају исто осно растојање. Улазно вратило се ослања на лежај L1, средње вратио на лежаје L2 и L3, а излазно вратило на лежаје L4 и L6. Међузупчаник за вожњу уназад ослања се на лежај L5 и L7. Излазно вратило се ослања на улазно преко лежаја L6 који је по правилу ваљчани.



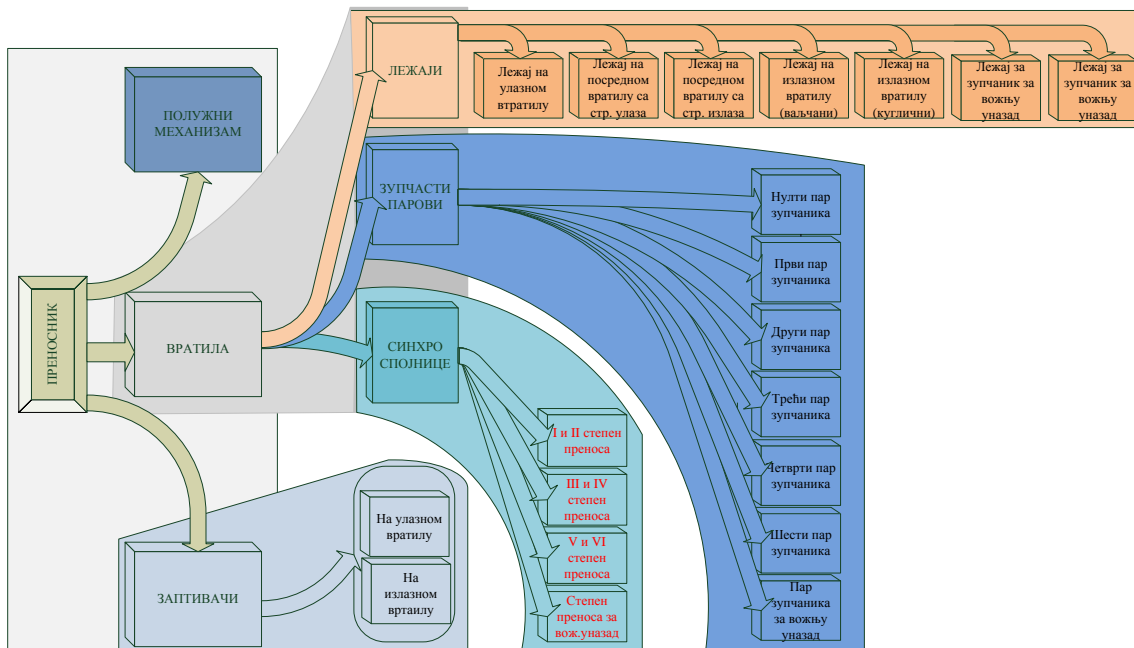
Слика 5.4. Концепција (структура органа) мјењачког преносника

За мјењачки преносник који је предмет анализе у овом раду израђен је 3D-модел приказан на слици 5.5. По један представник основних компоненти које су предмет анализе (парови зупчаника, синхро-спојнице, вратила, лежаји, заптивачи,...) издвојени су као посебне цјелине. Ове компоненте се замјењују као цјелине када настане оштећење на тим компонентама. То су седам зупчастих парова, три синхро-спојнице и једна зупчаста, седам лежаја, три вратила, два заптивача и полужни механизам.

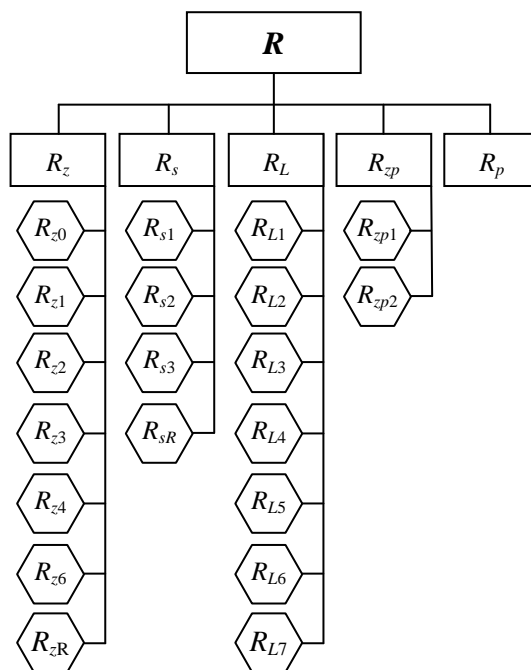


Слика 5.5. 3D-модел мјењачког преносника и његових компонената

Са слике 5.6 може се видјети да укупна поузданост мјењачког преносника зависи од парцијалних (елементарних) поузданости зупчаника, спојница, лежаја, вратила, полужног механизма и заптивача. Ове се компоненте комплетне замјењују при оштећењу те представљају елементарну поузданост у моделу укупне поузданости који је приказан на слици 5.7.



Слика 5.6. Декомпозиција шестостапеног мјењачког преносника



Слика 5.7. Модел поузданости мјењачког преносника

Уколико би поузданости компонената биле једнаке, радни вијек свих компонената би се завршио у исто вријеме. Том идеалном ријешењу се може само

тежити, али и примјенити у овом инверзном приступу, тј. декомпоновању укупне поузданости у редно везаном систему поузданости.

Према декомпозицији укупна поузданост мјењача може се представити посредством парцијалних поузданости зупчаника, лежаја, спојница, заптивача, управљачких система и др.(1) [88][105][106]

$$R = R_z R_L R_s R_{zp} R_p \quad (1)$$

гдје је  $R_z$  - поузданост зупчаника у односу на хабање,  $R_L$  - поузданост лежаја,  $R_s$  - поузданост синхро-спојница,  $R_{zp}$  - поузданост заптивача и  $R_p$  - поузданост полужног механизма.

Уколико је мјењачки преносник сачињен од  $r$  компонената које су ушле у модел поузданости, онда под претпоставком да су елементарне поузданости једнаке, поузданост сваке од њих износи

$$R_j = \sqrt[r]{R} \quad (2)$$

гдје је:  $r = z + L + s + zp + p = 7 + 7 + 4 + 2 + 1 = 21$

$z$  – број парова зупчаника

$L$  – број лежаја

$s$  – број спојница (три синхро-спојнице и једна зупчаста за вожњу уназад)

$zp$  – број заптивних спојева

$p$  – број полужних механизма

Конструкцијско рјешење коме треба тежити је оно код којег радни вијек свих компонената истиче у исто вријеме и код којег је поузданост свих компонената једнака. Реално стање је ипак другачије, неке од компонената су готово неограниченог радног вијека, док је радни вијек неких од њих врло кратак, на примјер неметалних и сличних компоненти. Да би се ипак задовољила идеалност којој се тежи, може се предвидјети повремена замјена компоненти краћег вијека, а да се вијек осталих у што вишем степену изједначи. У наставку овога рада биће задржан приступ декомпоновања укупне поузданости на једнаке елементарне поузданости. После одређивања конструкцијских параметара на основу ових вриједности, за компоненте краћег вијека одредиће се период замјене у току експлоатације када њихов ресурс истекне. Тако је постигнут услов да се декомпоновање укупне поузданости оствари на једнаке дијелове (према једначини

2), а да се ниво жељене поузданости одржава на основу повремених замјена дијелова кратког вијека. Ово ријешење не одговара систему поузданости које се користи у одржавању техничких система али одговара принципу декомпоновања поузданости.

Када су зупчаници у питању, према једначини 2 добијене су истовјетне вриједности поузданости сваког пара зупчаника  $R_{z0}, R_{z1}, R_{z2}, R_{z3}, R_{z4}, R_{z6}, R_{zR}$  који се мијењају у пару приликом оштећења једног од зупчаника. Број ових поузданости одговара броју парова зупчаника  $x=7$  (слика 5.4).

Имајући у виду да приликом рада мјењачког преносника настанак оштећења услед хабања вјероватнији у односу на лом зубаца зупчаника, то је и елементарна поузданост једнака поузданости у односу на хабање. На тај начин поузданост зупчастог пара је одређена настанком оштећења зупчаника услед хабања.

На основу жељене поузданости за комплетан мјењачки преносник на идентичан начин, као и код зупчаника, могуће је израчунати парцијалну поузданост сваког од лежаја у мјењачком преноснику без обзира на њихов број. У преноснику који је предмет разматрања уграђено је седам лежаја, а декомпоновањем поузданости према једначини 2, сви би требали да буду исте поузданости  $R_{L1}, R_{L2}, R_{L3}, R_{L4}, R_{L5}, R_{L6}$  и  $R_{L7}$ .

На бази жељене поузданости и радног вијека лежаја, односно броја пређених километара возила у који је уграђен мјењачки преносник, одређује се потребна динамичка носивост лежаја која служи као основа за избор лежаја. При овом одабиру, пошто су већ изједначене поузданости, потребно је изједначити и радни вијек лежаја и зупчаника, а у складу са одговарајућим спектрима оптерећења сваког од њих, зупчаног пара односно лежаја.

Синхро-спојнице су комплексне структуре сачињене од више дијелова те и поузданост спојнице зависи од поузданости тих дијелова. Пошто је спојница склоп који се може анализирати као посебна цјелина, то у овом раду није рађено њено декомпоновање на дијелове тако да је приликом оштећења неког дијела спојнице узето да се мијења комплетан склоп спојнице. Елементарна поузданост спојнице изједначена је са најмањом поузданошћу дијела услед чијег оштећења долази до неправилног рада спојнице. Декомпоновањем укупне жељене поузданости мјењача, поузданост сваке од спојница је  $R_{s1}, R_{s2}, R_{s3}$  и  $R_{sR}$  које су једнаке елементарним поузданостима сваког од парова зупчаника и лежаја.



Пошто се према моделу једначине 2 тежи да поузданост свих компонената буде једнака, то је и поузданост заптивних спојева утврђена да буде идентична као и поузданост осталих компонената. За разлику од осталих компонената према методи интервјуа утврђено је да у току радног вијека долази до замјене заптивача који су краћег вијека. Према добијеним подацима заптивни спојеви се мијењају два до три пута у току радног вијека мјењачког преносника. У даљој анализи биће усвојена иста жељена поузданост заптивача  $R_{zp1}$   $R_{zp2}$  као и за зупчанике и лежаје али ће она одговарати трећини радног вијека од укупног вијека преносника.

### **5.3. Робустни дизајн заснован на жељеној поузданости**

Робустност у дизајну подразумјева формирање конструкцијског рјешења које ће бити примјењиво у различитим условима експлоатације тј. које неће бити осјетљиво на промјену радних услова. Када је ријеч о мјењачком преноснику то значи да се исто конструкцијско рјешење може уграђивати у различите конструкције возила што подразумјева различите услове експлоатације као и различите услове експлоатације истог типа возила у којем је мјењач уграђен. Робустност (неосјетљивост) на промјену радних услова постиже се на два начина. Први подразумјева укључивање промјенљивих и стохастичких услова преко вјероватноће радних и критичних стања на основу којих се одређује елементарна поузданост, а на основу ње конструкцијски параметри. Други начин подразумјева да се на основу дефинисаних конструкцијских параметара и жељене поузданости за дате услове експлоатације одреди носивост мјењачког преносника као функционални захтјев. То значи да се исто конструкцијско рјешење може на тржишту нудити за различите носивости зависно од услова експлоатације. У основи и једног и другог приступа су елементарне поузданости компонената система које се одређују на основу вјероватноће радних и вјероватноће критичних стања, а користе се као гранични услов (constraint – принуда) за одређивање дозвољених напона односно конструкцијских параметара или носивости.

### 5.3.1. Елементарна поузданост

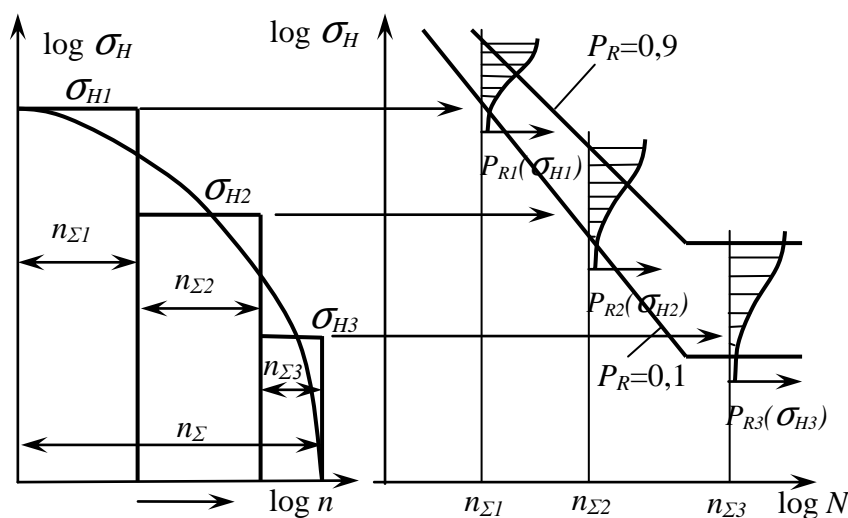
Елементарна непоузданост је сложена вјероватноћа која се састоји од вјероватноће одређених услова рада (спектри оптерећења) и вјероватноће отказа при тим условима. Комбиновањем вјероватноће разарања  $P_{Ri}(\sigma_{Hi})$  прогресивног хабања зупчаника и статистичке тежине (вјероватноће појаве) услова рада  $p_i(\sigma_{Hi})$ , могуће је добити сложеноу вјероватноћу разарања.

$$F_{pj} = \sum_{i=1}^k p_i(\sigma_{Hi}) P_{Ri}(\sigma_{Hi}) \quad (3)$$

гдје је  $p_i$  вјероватноћа учешће нивоа напона  $\sigma_{Hi}$  у радном вијеку зупчаника у спреси, а  $P_{Ri}$  вјероватноћа разарања (wear failure probability) зубаца под тим напонем  $\sigma_{Hi}$ . На основу једначине 3 елементарна поузданост је представљена релацијом  $R_{gj}=1-F_{pj}$ . Настанак разарања је могућ само ако су испуњена два услова, тј. да постоји напона и да је тај напон довољан да произведе оштећење. Уколико неки од ових услова не постоји непоузданост је приближно једнака нули.

Ако су бокови зубаца зупчаника изложени напону  $\sigma_{H1}$  са бројем појава (промјена)  $n_{\Sigma 1}$ , напону  $\sigma_{H2}$  са бројем промјена  $n_{\Sigma 2}$ , напону  $\sigma_{H3}$  са бројем промјена  $n_{\Sigma 3}$  и тако даље све до последњег  $\sigma_{Hk}$  са бројем  $n_{\Sigma k}$ , (слика 5.8) онда је укупан број промјена дат следећом једначином [88]:

$$n_{\Sigma} = \sum_{i=1}^k n_{\Sigma i} \quad (4)$$



Слика 5.8. Корелација спектра напона и вјероватноће разарања зупчаника за одређивање елементарне поузданости зупчастог пара

Статистичка тежина (вјероватноћа учешће) сваке од величине напона у укупном броју промјена је [88][105][106]

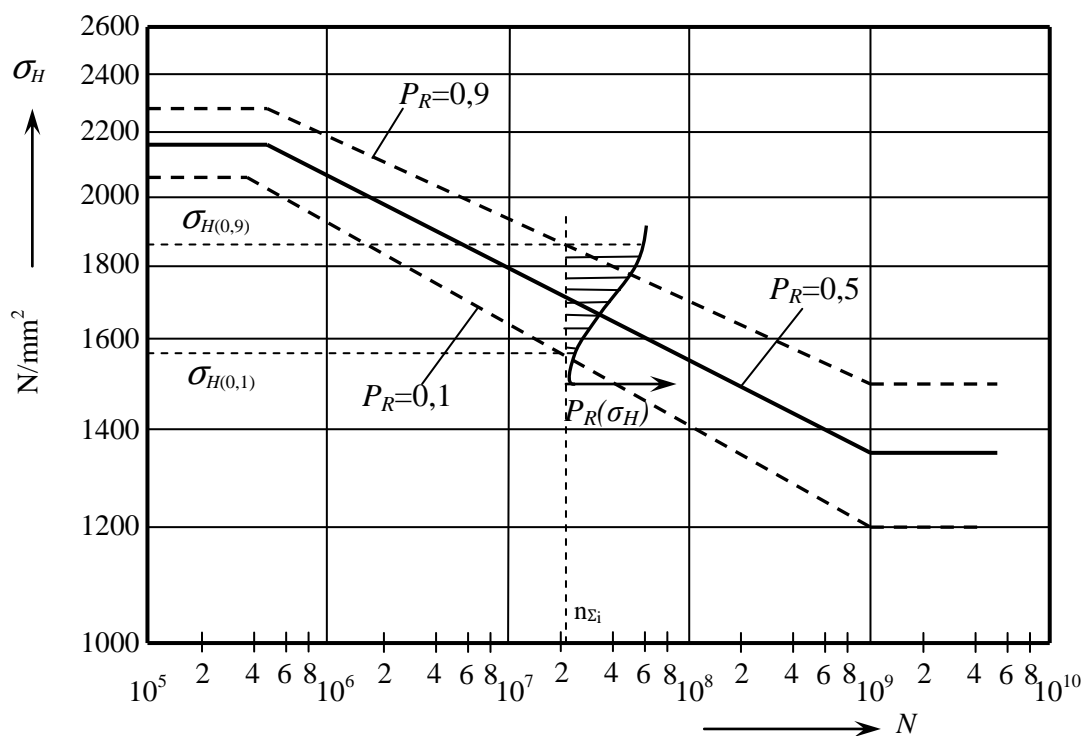
$$p_i(\sigma_{Hi}) = \frac{n_{\Sigma i}}{n_{\Sigma}}, \quad \sum_{i=1}^k p_i(\sigma_{Hi}) = 1 \quad (5)$$

На основу претходно приказаног може се за сваки од бројева промјена  $n_{\Sigma i}$  радног напона  $\sigma_{Hi}$  дефинисати расподјела вјероватноће разарања (слика 5.8).

Ова расподјела може се представити Weibull-овом функцијом у облику

$$P_{Ri}(\sigma_{Hi}) = 1 - e^{-\left(\frac{\sigma_{Hi}}{\eta_i}\right)^{\beta_i}} \quad (6)$$

уз коришћење одговарајућих параметара  $\eta$  и  $\beta$ . Они су дефинисани на основу граничних вриједности издржљивости бокова зубаца  $\sigma_H$  за вјероватноће разарања  $P_R(\sigma_H)=0,1$  и  $P_R(\sigma_H)=0,9$  (слика 5.9).



Слика 5.9. Подручје расипања вјероватноће разарања за цементиране зупчанике

Прва вриједност одговара визуелном почетку разарања бока зупца зупчаника (10% оштећење), а друга одговара дебљини оштећеног слоја ношења од  $0,3m_n$  ( $m_n$  – модул зупчаника). Уврштавањем ових вриједности у једначину 6 могу се израчунати коефицијенти  $\eta$  и  $\beta$ .

$$\beta = \frac{\log(-\ln 0,1 / -\ln 0,9)}{\log(\sigma_{H0,9} / \sigma_{H0,1})} \quad \eta = \frac{\sigma_{H0,1}}{\beta \sqrt{-\ln(1-0,1)}} \quad (7)$$

Средња линија у подручју расипања представља Велерову криву.

Експонент којим се одређује нагиб Велерове криве добија се на основу [107]:

$$m = \frac{\log(N_{I(0,5)} / N_D)}{\log(\sigma_D / \sigma_{N1})} \quad (8)$$

### 5.3.2. Дозвољени напон бокова зубаца зупчаника

Дозвољени напон је основна величина која обезбјеђује робустност мјењачког преносника јер обухвата могуће варијације услова рада и стохастичност процеса разарања бокова зубаца зупчаника. Један од начина прорачуна јесте итеративни прорачун поузданости са различитим величинама напона  $\sigma_{Hi}$  (задржати исти однос између њих у спектру). Када је израчуната поузданост приближна жељеној поузданости, максимални напон у спектру напона јесте дозвољени напон  $\sigma_{Hdoz} = \sigma_{N1}$ .

Први корак у тој итерационој процедури је одређивање Херцовог притиска, односно трансформација максималног обртног момента  $T_1$  у максимални напон на боковима зубаца спрегнутог пара зупчаника  $\sigma_{N1}$ . На основу спектра оптерећења (дефинисани у поглављу 3) одређују се нивои обртног момента на малом зупчанику на основу којих се одређују остали нивои радног напона на боковима спрегнутих зупчаника. Трећи корак јесте прорачун укупног броја промјена оптерећења и учешће броја промјена сваког од нивоа напона у укупном броју промјена који се оствари током експлоатације. Учешће је дефинисано јединичним спектрима оптерећења у поглављу 3 који се односе на јединични број промјена од  $10^6$  циклуса. Следећи корак је одређивање параметара Вејбулове раподјеле вјероватноће разарања зубаца зупчаника  $\eta$  и  $\beta$  за сваки од нивоа напона  $\sigma_{Hi}$  и одговарајући број промјена тог напона у радном вијеку  $n_{\Sigma}$ . За дефинисане параметре Вејбулове раподјеле и за одговарајуће нивое напона  $\sigma_{Hi}$  одређују се вјероватноће разарања које се множе са статистичком тежином

(вјероватноћом учешћа) сваког од нивоа напона  $p_i = n_{\Sigma} / n_{\Sigma}$ . Збир умножака даје елементарну непоузданост, а комплемент до 1, елементарну поузданост. Поступак се итерационо понавља док се израчуната елементарна поузданост не поклопи са жељеном која је добијена декомпоновањем укупне жељене поузданости до нивоа зупчаног пара чији се дозвољени напон одређује. Вриједност највећег напона у спектру за тако добијену елементарну поузданост је дозвољени напон  $\sigma_{Hdoz} = \sigma_{H1}$ .

За један од парова зупчаника, (нулти пар) у табели 5.1. дати су подаци о геометријским мјерама, а у табели 5.2. процедура израчунавања елементарне непоузданости тог пара зупчаника. У поглављу 6 развијен је подпрограм за прорачун дозвољеног напона за све парове зупчаника зависно од услова рада.

Табела 5. 1. Подаци о малом зупчанику нултог зупчастог пара

Пречник зупчаника	$d$	107,151
Ширина зупчаника	$b$	35
Преносни однос зупчаника	$u$	1,609
Преносни однос диференцијала	$i_k$	7,75
Угао	$\beta$	15°
Угао профила	$\alpha_t$	23,646°
Угао додирнице	$\alpha_{wt}$	23,841°
Степен спрезања профила	$\varepsilon_\alpha$	1,811
Степен спрезања бочних линија	$\varepsilon_\beta$	0,64

Табела 5. 2. Поступак одређивања дозвољеног напона за нулти пар зупчаника

	1	2	3	4
Спектар момената у Nmm	1000000	700000	400000	100000
Фактор еластичности $Z_E$	$Z_E = \sqrt{0,175 \cdot E} = \sqrt{0,175 \cdot 206000} = 189,9$			
Фактор облика бока зупца $Z_H$	$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_{wt}}} = 2,282$			
Фактор утицаја степена спрезања	$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} = 0,7849$			
Фактор утицаја нагиба зубаца	$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} = \sqrt{\cos 15^\circ} = 0,9828$			
Коефицијент $Z$	<b>334,1884</b>			
Фактор унутрашњих дин.сила $K_v$	<i>Како није дефинисан број обртаја при сваком моменту и није дефинисан степен толеранције зупчаника онда је фацтор унутрашњих дин.сила усвојен 1,11</i>			
Јединично отерећење	За највећи момент $\frac{F_t K_A K_v}{b} = 591,955$			

Фактори утицаја неравнојерне расподеле оптерећења на парове зубаца у спрези $K_{H\alpha}$	1,1			
$K_{F\beta} = 1 + (K_{\beta} - 1) \cdot f_w \cdot f_p \cdot f_l = 1 + (1,11 - 1) \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,3 = 1,143$				
Фактор утицаја неравнојерне расподјеле оптерећења дуж зубаца у спрези $K_{H\beta}$	$K_{H\beta} = K_{F\beta}^{1,39} = 1,204$			
Коефицијент $K$	$K = K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} = 1,47$			
Израчунати напони $\sigma_H = Z \sqrt{\frac{2T_1}{b \cdot d_1^2} \frac{u+1}{u}} K$	1151	963	728	364
Број обрта точка при пређеном путу	$n = \frac{s}{O_i} = 308832613$			
Број обрта мањег зупчаника при директној вези	$n_{\Sigma} = n \cdot i_k = 2393452749$			
Процентуално учешће промјена у спектру момената $p_i$	0,008	0,410	0,252	0,330
Број промјена при сваком напону при пређеном путу $n_{\Sigma}$	19147622	981315627	603150093	789839407
$[\sigma_{Hi}]_{0,1}$	1800	1305	1350	1320
$[\sigma_{Hi}]_{0,9}$	2100	1655	1700	1690
Фактор криве $\beta$ $\beta = \frac{\log(-\ln 0,1 / -\ln 0,9)}{\log(\sigma_{H0,9} / \sigma_{H0,1})}$	20,01	12,98	13,38	12,48
Параметар $\eta = \frac{\sigma_{H0,1}}{\sqrt{\beta \cdot (-\ln 0,9)}}$	2014,27	1552,01	1597,27	1580,77
Вјероватноћа разарања $P_R(\sigma_{Hi}) = 1 - e^{-\left(\frac{\sigma_{Hi}}{\eta_i}\right)^{\beta_i}}$	0,0000137279	0,0020381976	0,0000271767	0,0000000109
$F_p = \sum_{i=1}^n p_{i(\sigma_i)} P_{Ri(\sigma_i)}$	0,00090614			
Поузданост $R = 1 - F_p$	0,99909386			
Дозвољени напон $\sigma_{Hdoz}$	1151			

**НАПОМЕНА:**

$n_{\Sigma}$  - број обрта мањег зупчаника када се налази на излазном вратилу, односно на улазном вратилу при директној вези улазног и излазног вратила. Тај број зависи од броја обрта точка при коришћењу одређеног степена преноса и преносног односа диференцијала.

$n_{\Sigma i}$  - броја обрта зупчаника при одређеној величини напона, зависно од процентуалног учешћа величине напона у спектру оптерећења за одговарајући зупчасти пар

**5.3.3. Одређивање носивости зупчаника и мјењачког преносника**

Носивост зупчаног пара представља највећу вриједност обртног момента у спектру оптерећења (слике 3.32-3.38), на малом зупчанику у зупчаном пару коју он може да преноси током предвиђеног радног вијека (нпр. током  $10^6$  пређених километара) за услове рада којима одговара спектар оптерећења и за жељену непоузданост која је добијена декомпоновањем укупне жељене непоузданости. За ову непоузданост односно поузданост одговарајућег пара зупчаника  $R_{zx}$ ,  $x=0, 1, 2, 3, \dots$ , ( $R_{z0} \dots R_{zR}$ ) одређен је дозвољени напон на боковима зубаца овог пара зупчаника  $\sigma_{Hdoz}$ . Из услова да радни напон на боковима зубаца буде мањи или једнак дозвољеном напону, на основу ISO 6336 и DIN 3990, добија се:

$$\sigma_{Hx} = Z \sqrt{\frac{2T_{x1}}{b_x d_{x1}^2} \frac{u_x + 1}{u_x}} K \leq (\sigma_{Hdoz})_x \tag{9}$$

За дате радне услове и за дате конструкцијске параметре носивост зучаног пара  $z$  је

$$T_{x1} = \frac{(\sigma_{Hdoz})_x^2 b_x d_{x1}^2}{2Z^2 K} \frac{u_x}{u_x + 1} \tag{10}$$

Гдје је:  $b_x$  – ширина зупчаника

$d_{x1}$  – пречник зупчаника

$u_x$  – преносни однос зупчастог пара

$x=0, 1, 2, 3, \dots$  – ознака зупчастог пара

Утицај параметара озубљења на напонско стање обухваћен посредством полинома  $Z$ , као и код одређивања дозвољеног напона [108]

$$Z = Z_E Z_H Z_\varepsilon Z_\beta \quad (11)$$

Утицај динамике зупчаника и расподјеле оптерећења обухваћен је коефицијентом  $K$  [108].

$$K = K_A K_v K_{H\alpha} K_{H\beta} \quad (12)$$

Обртни моменти на малим зупчаницима сваког од парова зупчаника трансформишу се, на основу преносних односа и степене искоришћења, у обртне моменте на улазу, односно на излазу из мјењачког преносника. За нулти пар зупчаника  $x=0$ , мањи зупчаник је на улазном вратилу па је

$$T_{ul} = T_{01} \quad (13)$$

Ако је мањи зупчаник на средњем вратилу, као што је случај са I, II и III степеном преноса, односно за  $x=1, 2$  и  $3$ , обртни момент на улазном и на излазном вратилу је

$$T_{ul} = \frac{T_{x1}}{i_0 i_x \eta^2} \quad T_{izl} = T_{x1} i_x \eta \quad (14)$$

Гдје је:  $T_{ul}$  – обртни момент на улазу у мјењачки преносник

$i_0, i_x$  – радни преносни однос одговарајућег пара зупчаника

$\eta$  – степен искоришћења зупчастог пара

Када је мањи зупчаник на излазном вратилу, као код четвртог и шестог степена преноса овог мјењача ( $z=4$ , односно  $z=6$ ), онда је  $T_{izl}=T_{41}$ , односно  $T_{izl}=T_{61}$  а на улазном вратилу

$$T_{ul} = \frac{T_{41}}{i_0 i_4 \eta^2} \quad \text{или} \quad T_{ul} = \frac{T_{61}}{i_0 i_6 \eta^2} \quad (15)$$

Гдје је:  $T_{ul}$  – обртни момент на улазу у мјењачки преносник

$i_4$  – радни преносни однос четвртог зупчастог пара

$i_6$  – радни преносни однос шестог зупчастог пара

$\eta$  – степен искоришћења зупчастог пара

Тако се добијају обртни моменти на улазу или на излазу који одговарају носивостима сваког од парова зупчаника. Идеално рјешење би било када би моменти на улазу и на излазу из мјењачког преносника за сваки од парова зупчаника били међусобно једнаки. Пошто обично нису једнаки, онда се као мјеродавна усваја најмања вриједност. За мјењачке преноснике као носивост се декларише обртни момент на улазном вратилу. То у овом случају значи да је



носивост мјењачког преносника најмања величина обртног момента на улазном вратилу  $T_{ul}$ . Варијацијом услова рада и спектра оптерећења, зависно од услова експлоатације, за исто конструкцијско рјешење, на овај начин се добијају различите носивости. У поглављу 6 за конкретни мјењачки преносник ове вриједности су израчунате.

### 5.3.3. Одређивање конструкцијских параметара зупчаника

У напред приказаној процедури прорачуна носивости мјењачког преносника на бази конструкцијских параметара сваког од парова зупчаника, добијају се различите величине улазног обртног момента којима преносник може бити изложен. Као укупна носивост дефинише се најмања од њих. То значи да ресурс (могућност) оних парова чија је носивост већа, није искоришћен. То указује на потребу да се конструкцијски параметри зупчаника међусобно ускладе са спектрима оптерећења (радним режимом), потребном поузданошћу и потребним радним вијеком. Тако усклађени конструкцијски параметри обезбеђују уједначену носивост за сваки пар зупчаника. Остаје питање, који је то конструкцијски параметар чијом се варијацијом на најједноставнији начин може постићи наведена усклађеност. Осна растојања, бројеви зубаца, модули и др. су за један мјењачки преносник фиксне вриједности и не могу се мијењати. Ширина зупчаника остаје као параметар чијом се варијацијом у ужим границама може постићи склад између конструкцијских параметара и функционалних потреба мјењачког преносника. То се може постићи инверзним коришћењем једначине 10. Полази се од тога да је потребна носивост малог зупчаника у пару зупчаника  $x$ ,  $T_{x1}$ , одређена на основу улазног обртног момента који представља укупну жељену носивост мјењача. Да би пар зупчаника  $x=0, 1, 2, 3, 4, 6$  и  $R$ , имао ту носивост, потребно је да је његова ширина

$$b_x = \frac{2T_{x1}}{(\sigma_{Hdoz})_x^2 d_{x1}^2} \frac{u_x + 1}{u_x} Z^2 K \quad (16)$$

Утицај параметара озубљења на напонско стање обухваћен је коефицијентом  $Z$ , а утицај карактера расподеле оптерећења и динамике зупчаника обухваћен је коефицијентом  $K$ .

### 5.3.4. Одређивање поузданости, носивости и вијека лежаја

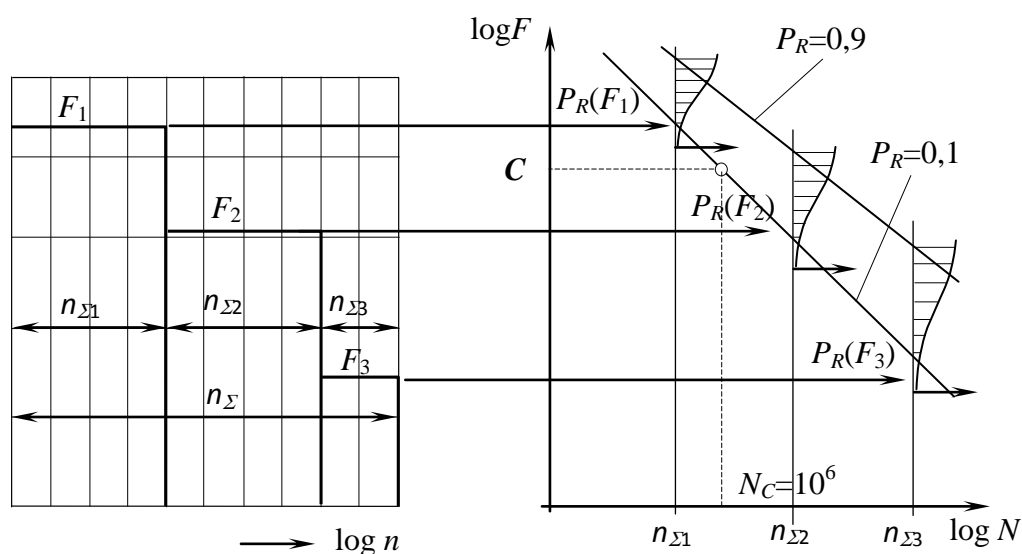
У поглављу 3.4.8. за сваки од седам лежаја ( $y=1, 2, 3, 4, 5, 6$  и  $7$ ) у мјењачком преноснику који је предмет ових разматрања, одређени су спектри оптерећења за примјер изабраних услова експлоатације. Спектри ових оптерећења показују највећу вриједност еквивалентне силе која у том режиму рада може дјеловати на одговарајући лежај, као и структуру учешћа осталих величина ове силе у спектру величине  $10^6$  обртаја. У сваком од ових седам ослонаца уграђен је одговарајући лежај са одговарајућом носивошћу  $C$  која одговара радном вијеку од  $N_C=10^6$  обртаја и вјероватноћи разарања  $P_R=0,1$ . На основу овог податка на слици 5.10. приказана је доња граница подручја расипања вјероватноће разарања лежаја за  $P_R=0,1$ . Горња граница за вјероватноћу разарања лежаја  $P_R=0,9$ , утврђена је процјеном. По истој методологији као и код зупчаника, за сваки од нивоа силе из спектра оптерећења одређена је Вејбулова функција вјероватноће разарања лежаја

$$P_{Ri}(F) = 1 - e^{-\left(\frac{F}{n_i}\right)^{\beta_i}} \quad (17)$$

гдје индекс  $i$  одговара нивоу силе у одговарајућем спектру оптерећења лежаја. Сваком том нивоу одговара и статистичка тежина (вјероватноћа појаве) те силе  $p_i(F_i) = n_{\Sigma i} / n_{\Sigma}$ . Непоузданост лежаја је за ове вриједности, сложена вјероватноћа коју чине вјероватноћа појаве оптерећења и вјероватноћа разарања лежаја при том оптерећењу,

$$F_p = \sum_{i=1}^k p_i(F_i) P_{Ri}(F_i) \quad (18)$$

Израчуната непоузданост односно поузданост  $R_{Ly} = 1 - F_{pLy}$  сваког од лежаја  $y=1 \dots 7$  треба да одговара жељеној вриједности за предвиђени вијек мјењачког преносника. Ако тај услов није задовољен потребно је промијенити лежај тј. изабрати онај који ће га задовољити. Ако то из конструкцијских или других разлога није могуће, радни вијек тог лежаја може бити скраћен тј. подијељен у два дјела уз навођење у упутству за одржавање да се он мора замјенити по истеку овог ресурса. Ипак то код мјењачких преносника није уобичајено.



Слика 5.10. Корелација спектра оптерећења и вјероватноће разарања лежаја за одређивање елементарне поузданости лежаја

У инверзном приступу, када је потребно за жељену елементарну поузданост изабрати одговарајући лежај, процедура подразумијева проверу задовољења наведеног услова од ширег скупа лежаја различитих носивости, који се могу уградити у одговарајући ослонац. То значи да се за одговарајући спектар оптерећења одреди непоузданост (поузданост) сваког од њих, у складу са напред наведеном процедуром. Као одговарајуће рјешење изабере се онај лежај чија израчуната поузданост одговара жељеној која је добијена декомпоновањем укупне жељене поузданости мјењачког преносника. Ако није могуће да се пронађе рјешење да неки од лежаја својом носивошћу задовољи цјелокупни радни вијек мјењачког преносника, може се ићи на скраћење радног вијека лежаја и на замјену послје истека тог ресурса.

### 5.3.5. Поузданост синхро-спојница

У мјењачком преноснику који је предмет ових разматрања уграђене су три синхро синхро-спојнице и једна зупчаста за укључивање степена преноса за вожњу у назад (sR), тј. жељена поузданост сваке од њих је  $R_{sz}$ , за  $z=1, 2, 3$  и R. Функција синхро спојнице остварује се приликом укључивања одговарајућег степена преноса и наставља се током одржавања тог степена у

укљученом стању. Стога се као параметар радног вијека спојнице може користити број укључивања одговарајуће брзине. Пошто се свака од спојница користи за укључивање два степена преноса (осим спојнице sR) то број укључења у радном вијеку  $n_{\Sigma s_z}$  одговара збиру укључивања једног и другог степена преноса. Вјероватноћа да на спојници настане квар може се представити Вејбуловом функцијом

$$F_{pz} = P_{Rz} (n_{\Sigma s_z}) = 1 - e^{-\left(\frac{n_{\Sigma s_z}}{\eta_z}\right)^{\beta_z}} \quad (19)$$

гдје параметри ове расподеле  $\eta_z$  и  $\beta_z$  одговарају спојницама  $z=1, 2, 3$  и  $4$  тј. s1, s2, s3 и sR. Одговарајуће поузданости су  $R_{s1}, R_{s2}, R_{s3}$  и  $R_{sR}$ .

Синхро-спојница је склоп који чине више различитих дијелова као што су конусни фриксиони прстенови са зупцима, зупчаста обујмица, еластични системи за фиксирање положаја и др. Карактеристична су разарања у виду оштећења система за фиксирање положаја, похабаност конусних фриксионих површина, оштећења зубаца зупчастог дијела спојнице. Стога поузданост спојнице може бити декомпонована на елементарне поузданости нижег нивоа које би биле од значаја за разраду спојнице која није предмет ових разматрања.

### 5.3.6. Поузданост заптивача

Поузданост заптивача у односу на истицање уља из кућишта и улазак прљавштине у кућиште, у зависности је од укупног броја обртаја које оствари вратило током радног вијека  $n_{\Sigma zp}$ , а према Вејбуловој функцији

$$F_{pzp} = P_{Rzp} = 1 - e^{-\left(\frac{n_{\Sigma zp}}{\eta_{zp}}\right)^{\beta_{zp}}} \quad (20)$$

гдје су параметри  $\eta_{zp}$  и  $\beta_{zp}$  за одговарајуће заптиваче  $zp=1$  и  $zp=2$ . Заптивач на улазном вратилу оствари знатно већи број обртаја у јединици времена те је радни вијек краћи а поузданост нижа. Осим тога гума и природно стари. Стога се за ове компоненте предвиђа повремена замјена током радног вијека. За заптивач на улазном вратилу број замјена је већи у односу на излазно.

## **6. ИНТЕРАКТИВНИ МОДЕЛ И СОФТВЕР ЗА ИДЕНТИФИКАЦИЈУ КОНСТРУКЦИЈСКИХ ПАРАМЕТАРА И НОСИВОСТИ**

На основу претходно разрађене процедуре развијан је софтвер DRAG (**D**esign for **R**eliability of **A**utomotive **G**earboxes) за одређивање конструкцијских параметара и носивости изабраног мјењачког преносника. Софтвер се састоји од пет модула, преко којих се у интеракцији са корисником долази до крајњег ријешења (слика 6.1). Интерактивност је остварена у два смисла, између програмских модула и између програмских модула и корисника при чему корисник доноси одлуке и уноси потребне податке. Једном унијети подаци, потребни за прорачун кроз више корака у којима учествује корисник, не морају се поново уносити, већ сам софтвер повлачи већ унешене податке и користи их даље.



Слика 6.1 Модули софтвера DRAG за оптимизацију аутомобилских мјењача

Први од поменутих модула јесте модул за прорачун дозвољеног напона на зупчаницима. Модул садржи итерациони прорачун поузданости на основу спектра оптерећења и вјероватноће разарања зупчаника. Прорачун се врши према процедури у табели 5.2. Улазни подаци за прорачун у овом модулу су спектри оптерећења и расподјела вјероватноће разарања зупчаника. Прорачун се понавља све док израчуната елементарна поузданост зупчаника не буде једнака елементарној поузданости добијеној декомпоновањем укупне жељене поузданости мјењалког преносника на крају радног вијека. Максимани напон који се добије у последњој итерације јесте и  $\sigma_{H_{doz}}$ . Спектар оптерећења репрезентује услове рада мјењачког преносника, док је вјероватноћа разарања резултат опсежних лабораторијских испитивања, чији су подаци приказани у DIN

3990. Тако добијена варијације  $\sigma_{Hdoz}$  обезбјеђује робустност конструкцијских параметара или носивости добијених на бази овог дозвољеног напона.

Други модул, приказан на слици 6.1, јесте прорачун носивости мјењачког преносника. Централни део у овом модулу јесте одређивање чланова матрице у једначини 1, на основу које се дефинишу носивости појединачних зупчастих парова у мјењачком преноснику.

$$\begin{cases} T_{01} \\ T_{11} \\ T_{21} \\ T_{31} \\ T_{41} \\ T_{61} \\ T_{R1} \end{cases} = \begin{bmatrix} a_{00} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & a_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & a_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & a_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{66} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{RR} \end{bmatrix} \begin{cases} b_0 \\ b_1 \\ b_2 \\ b_3 \\ b_4 \\ b_6 \\ b_R \end{cases} \quad (1)$$

Вриједности чланова матрице  $a$  одређују се на основу већ дефинисаних дозвољених напона. Вриједности обртних момената  $T_{x1}$  су основа за прорачун вриједности улазних  $T_{ul}$  и излатних обртних момената  $T_{izl}$  мјењачког преносника који одговарају носивости сваког од степена преноса. Минимална вриједност добијеног улазног обртног момента декларише се као носивост мјењачког преносника. Оптимално усклађена конструкција мјењачког преносника са радним условима подразумијева усаглашеност конструкцијских параметрима и радних услова тако да се по овом прорачуну добију сличне вриједности улазних обртних момената за сваки од степена преноса. Тако укупна носивост преносника мало одступа од носивости која одговара сваком степену преноса појединачно.

Трећи модул софтвера DRAG развијен је за потребе усклађивања конструкцијских параметара са радним условима преносника тј. за реконструкцију постојећег или за развој нове конструкције мјењачког преносника. Конструкцијски параметри се одређују за одређене функционалне захтјеве, као што су жељена носивост и одређени ниво поузданости у раду за одређени радни вијек. На основу жељене носивости дефинисане величином улазног обртног момента одређује се обртни момент на малом зупчанику зупчаног пара сваког пара зупчаника  $T_{x1}$ . У овом модулу интегрисна су два прорачуна. Ако су пречници зупчаника и осно растојање унапред дефинисани усклађивање параметара се

остварује варијацијом вриједности ширине сваког од парова зупчаника. Друга могућност подразумијева знатно комплекснији приступ који обухвата итерационо понављање израчунавања пречника зупчаника за изабране односе ширине и пречника, за позанте преносне односе. Итерационо понављање води према изједначавању осних растојања свих парова зупчаника и прилагођавању ширине зупчаника потребној носивости. Овај модул представља инверзни приступ у поређењу са другим модулом. Као и други програмски модули и овај је заснован на јако заступљеној интерактивани тј. програм реализује само функције убрзавања прорачуна и избора прорачунских величина који су засновани на алгоритамском принципу одлучивања. Све остале одлуке и усмјеравање тока прорачуна реализује корисник програма.

За потребе интерактивног усклађивања конструкцијских параметара са носивошћу мјењачког преносника за одговарајуће услове рада, развијен је четврти модул. Модул заправо представља примјену већ постојећих секвенци у програмском пакету, а користи се за одређивање носивости мјењачког преносника за жељене услове рада. Ова потреба се јавља онда када треба постојеће конструкцијско рјешење декларисати за другу носивост која одговара другачијим условима експлоатације. За другачије спектре оптерећења добијају се другачије носивости појединачних парова зупчаника и другачија укупна носивост. Ако су услови експлоатације лакши, израчуната носивост ће бити већа. Тако се постиже виши степен робустности тј. неосетљивост конструкцијских параметара на варијацију радних услова. Произвођач је у прилици да исти мјењачки преносник нуди корисницима за различите носивости зависно од тежине услова експлоатације (спектра оптерећења). Економски, технички и тржишни ефекти овог приступа су значајни.

Пети и последњи модул у софтверу DRAG јесте прорачун лежаја (слика 6.1). Модул обухвата двије могућности прорачуна лежаја. У првој за већ дефинисане лежаје и за дефинисане радне услове преносника одређује се поузданост сваког од лежаја. Инверзно, могуће је одредити број пређених километара сваког од лежаја прије разарања са вјероватноћом која одговара елементарној поузданости добијене декомпоновањем укупне жељене поузданости мјењача. Други део модула омогућује да се за одговарајуће спектре оптерећења (режим рада мјењача) и жељену елементарну поузданост после одређеног броја

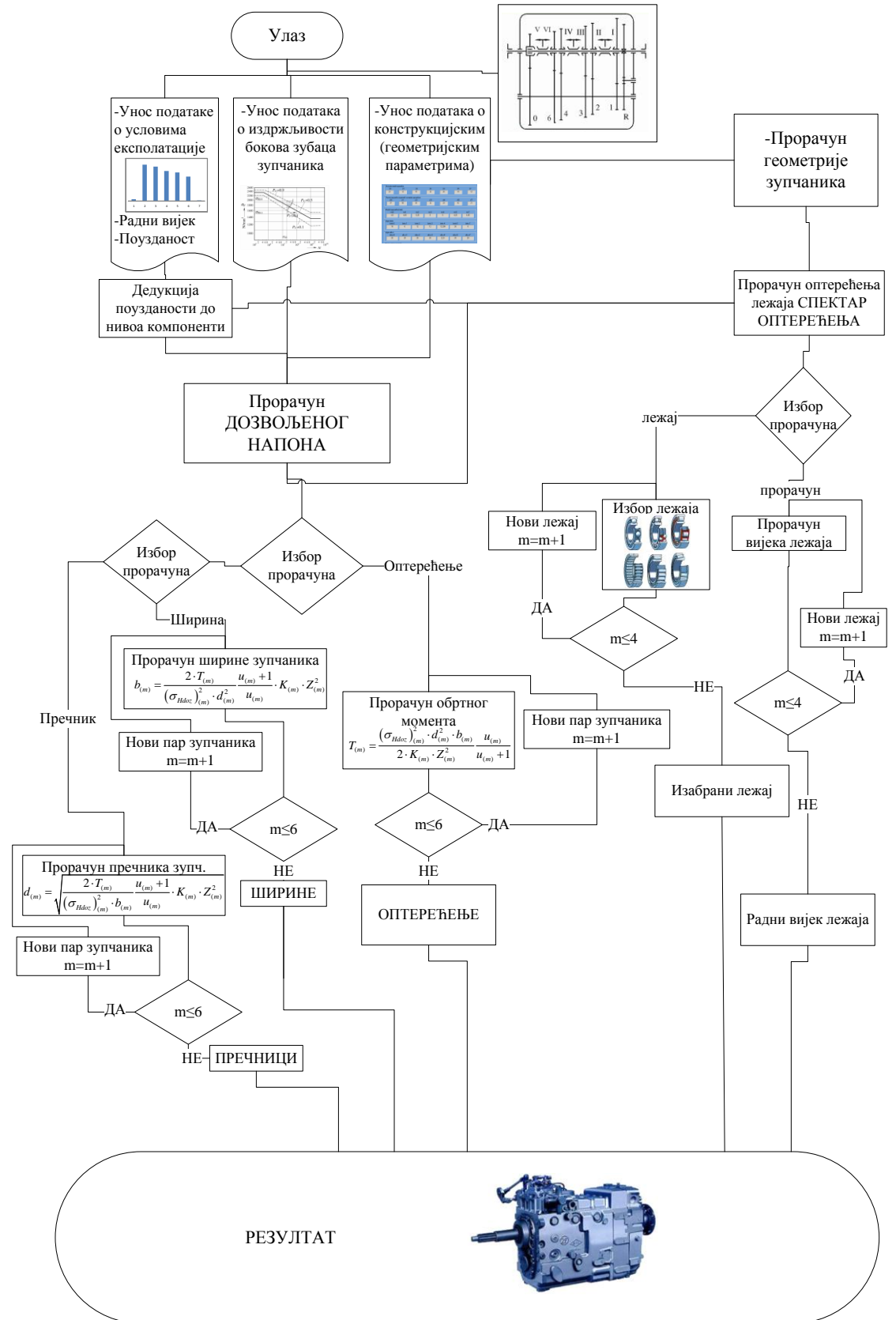


пређених километара, одреди потребна динамичка носивост лежаја која омогућава избор одговарајућег лежаја.

На основу шематског приказа (слика 6.1) направљен је блок дијаграм софтвера за идентификацију конструкцијских параметара и носивости (слика 6.2). Блок дијаграм се састоји из два дијела, од којих лијеви део дијаграма показује програм за извршавање прва четири модула, односно одређивање дозвољеног напона, прорачун носивости и прорачун конструкцијских параметара, зависно од тога шта желимо да добијемо као излазну величину, док десни део представља пети модул, прорачун лежаја. На мјесту одлуке које излазне величине желимо да добијемо прорачун добија другачији ток. Уносом ширина зупчаника, као жељене величине, прорачуном се добијају вриједности обртних момената на зупчастим паровима, а уједно и величине обртних момената на улазу и излазу из мјењачког преносника, односно уносом вриједности обртних момената на улазу у мјењачки преносник добијају се потребне ширине зупчаника свих зупчастих парова. Као даљи ток прорачуна јесте прорачун лежаја, што је процедурално приказано на десном дијелу блок дијаграма.

Као први корак у прорачуну лежаја јесте прорачун сила које дјелују на вратило при раду одређеног степена преноса и које одговарају елементарној поузданости добијене декомпоновањем укупне жељене поузданости мјењачког преносника. За дате силе врши се прорачунавање сила на лежајима, тако да се на основу њих даље може формирати дијаграм спектра оптерећења или да се изврши избор лежаја на основу еквивалентне силе која дјелује на лежај при раду свих степени преноса. На основу тога, као даљи ток рада са софтвером постоји могућност да се на основу добијених података изврши избор лежаја из постојеће базе лежаја и добију њихове карактеристике или да се изврши прорачун радног вијека лежаја изражен у пређеним километрима.

# ИНТЕРАКТИВНИ МОДЕЛ И СОФТВЕР ЗА ИДЕНТИФИКАЦИЈУ КОНСТРУКЦИЈСКИХ ПАРАМЕТАРА И НОСИВОСТИ



РЕЗУЛТАТ

Слика 6.2. Блок дијаграм софтвера за идентификацију конструкцијских параметара и носивости

## ИНТЕРАКТИВНИ МОДЕЛ И СОФТВЕР ЗА ИДЕНТИФИКАЦИЈУ КОНСТРУКЦИЈСКИХ ПАРАМЕТАРА И НОСИВОСТИ

Као први корак у раду софтвера (слика 6.3) јесте унос жељене поузданости коју треба да задовољи мјењачки преносник при одређеном процентуалном учешћу степени преноса за пређени пут при познатом преносном односу Кардановог вратила. За израчунавање елементарних поузданости зупчастих парова, лежаја, спојница, заптивача, полужних механизма, неопходно је унијети број свих тих компонената. Како се тежи да радни вијек свих компонената буде исти (осим изузетака), то и елементарна поузданост свих компоненате треба да буде једнака. Активирањем команде **ДЕКОМПОНОВАЊЕ ПОУЗДАНОСТИ** аутоматски се извршава одређивање потребних елементарних поузданости свих компонената и укупне потребне поузданости свих зупчастих парова, свих лежаја, свих синхро спојница, свих заптивача и полужних механизма. Уколико је корисник софтвера у недоумици у које поље које вриједности треба да унесе, може у сваком тренутку прочитати додатне информације о уносу података на команду **ПОМОЋ**.

Поузданост $R$	Обим точка $O_t$	Пређени пут $s$
<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
<input type="button" value="ПОМОЋ"/>	<input type="button" value="ПОМОЋ"/>	<input type="button" value="ПОМОЋ"/>
Број зупчастих парова <input type="text"/>	<b>ДЕКОМПОНОВАЊЕ ПОУЗДАНОСТИ</b>	Поузд. зупчастих парова $R_z$
<input type="button" value="ПОМОЋ"/>	Елементарна поузданост $R_f$	<input type="text"/>
Број лежаја <input type="text"/>	<input type="button" value="ПОМОЋ"/>	Поузданост лежаја $R_L$
<input type="button" value="ПОМОЋ"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Број синхро-спојница <input type="text"/>	<input type="button" value="ПОМОЋ"/>	Поузд. синхро-спојница $R_s$
<input type="button" value="ПОМОЋ"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Број заптивача <input type="text"/>	<input type="button" value="ПОМОЋ"/>	Поузданост заптивача $R_{zp}$
<input type="button" value="ПОМОЋ"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Број полужних механ. <input type="text"/>	<input type="button" value="ПОМОЋ"/>	Поузд. полужних механ. $R_p$
<input type="button" value="ПОМОЋ"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
<input type="button" value="ДАЉЕ"/>		

Слика 6.3 Софтверска форма 1

За наставак прорачуна, израчунавање дозвољеног напона на боковима зубаца зупчаника, односно трансформација максималног обртног момента  $T_1$  у максимални напон на боковима зубаца спрегнутог пара зупчаника  $\sigma_{H1}$ , неопходно је извршити унос додатних података. Унос гометријских мјера, као што су пречник и ширина зупчаника, преносни однос зупчаника, као и преносни однос

## ИНТЕРАКТИВНИ МОДЕЛ И СОФТВЕР ЗА ИДЕНТИФИКАЦИЈУ КОНСТРУКЦИЈСКИХ ПАРАМЕТАРА И НОСИВОСТИ

до Кардановог вратила врши се на софтверској форми 2 (слика 6.4) која се отвара активирањем команде ДАЉЕ. Ради адекватног прерачунавања броја обрта точка на број обрта малог зупчаника неопходно је изабрати да ли се мали зупчаник налази на средњем или излазном вратилу, што се одражава на преносни однос од точка до малог зупчаника. Основни податак (максимални обртни момент) за прорачун дозвољеног напона такође се уноси на истој форми.

Пречник малог зупчаника  $d$   ПОМОЋ

Угао нагиба профила  $\beta$

Ширина зупчаника  $b$   ПОМОЋ

Угао профила  $\alpha$

Преносни однос зупчаника  $u$   ПОМОЋ

Угао додирница  $\alpha_{wt}$

Преносни однос диференц.  $u_k$   ПОМОЋ

Степен спрезања профила  $\varepsilon_\alpha$

Мањи зупчаник се налази на  ПОМОЋ

Степен спрез. бочних лин.  $\varepsilon_\beta$

СПЕКТАР МОМЕНАТА

$T_1$   $T_2$   $T_3$   $T_4$

НАЗАД ДАЉЕ

Слика 6.4. Софтверска форма 2

$Z_E$    $Z_H$    $Z_\varepsilon$    $Z_\beta$    $Z$

$K_v$   **Јединично оптерећење**  Јединично оптерећење

$K_{H\alpha}$

Степен толер.   **$K_{F\beta}$**

$K_{H\beta}$

$K$

Процентуално учешће оптерећења у спектру

НАЗАД ДАЉЕ

Слика 6.5. Софтверска форма 3

## ИНТЕРАКТИВНИ МОДЕЛ И СОФТВЕР ЗА ИДЕНТИФИКАЦИЈУ КОНСТРУКЦИЈСКИХ ПАРАМЕТАРА И НОСИВОСТИ

Утицаји параметара озубљења на напонско стање обухваћени полономом  $Z$  (поглавља 5, једначина 11) и утицаји динамике зупчаника и расподеле оптерећења обухваћени коефицијентом  $K$  (поглавља 5, једначина 12) прорачунавају се на софтверској форми 3 (слика 6.5). На истој форми се уносе и вриједности процентуалног учешћа оптерећења у спектру оптерећења зупчаника (поглавље 3). Активирањем команде ДАЉЕ отвара се прозор (слика 6.6) на коме су приказане израчунате вриједности напона на боковима зубаца зупчаника, као и вриједности напона за вјероватноће разарања 0,1 и 0,9. Следећи корак је одређивање параметара Вејбулове расподеле вјероватноће разарања зубаца зупчаника  $\eta$  и  $\beta$  за сваки ниво напона. За дефинисане параметре Вејбулове расподеле и за одговарајуће нивое напона одређује се вјероватноћа разарање. Активирањем команде ПРОРАЧУН ЕЛЕМЕНТАРНЕ ПОУЗДАНОСТИ добија се вриједност елементарне поузданости за дати спектар оптерећења.

Израчунати напон

$\sigma_H$

Напон за вјероватноћу разарања 0,1

$[\sigma_H]_{0,1}$

Напон за вјероватноћу разарања 0,9

$[\sigma_H]_{0,9}$

**ПРОРАЧУН ЕЛЕМЕНТАРНЕ  
ПОУЗДАНОСТИ**

Фактор облика криве

$\beta$

Параметар

$\eta$

Вјероватноћа разарања

$P_R$

Израчуната елементарна поузданост

$R$

НАЗАД ДАЉЕ

Graph showing stress  $\sigma_w$  (Y-axis, 1000 to 2600) versus number of cycles  $N$  (X-axis, logarithmic scale from  $10^5$  to  $10^{10}$ ). Three curves are plotted for failure probabilities  $P_f=0.1$ ,  $P_f=0.5$ , and  $P_f=0.9$ .

Слика 6.6. Софтверска форма 4

## ИНТЕРАКТИВНИ МОДЕЛ И СОФТВЕР ЗА ИДЕНТИФИКАЦИЈУ КОНСТРУКЦИЈСКИХ ПАРАМЕТАРА И НОСИВОСТИ

Поступак се итерационо понавља док се израчуната елементарна поузданост не поклопи са жељном поузданошћу која је добијена декомпоновањем укупне жељене поузданости мјењачког преносника до нивоа зупчастог пара чији се дозвољени напон одређује. Добијена вриједност највећег напона у спектру за тако израчунату елементарну поузданост је дозвољени напон  $\sigma_{Hdoz} = \sigma_{H1}$ .

На основу израчунаог дозвољеног напона на боковима зубаца зупчаника, као следећи корак у раду софтвера, јесте прорачун носивости зупчастог пара за дате радне услове и за дате конструкцијске параметре. У првом реду се за одређену вриједност ширине зупчаника врши прорачун носивости зупчастог пара, а уједно на основу већ унешених преносних односа и избора вратила на коме се налази мали зупчаник прорачун обртних момената на улазу у мјењачки преносник и излазу из преносника (слика 6.7). Као следећи сегмент рада софтвера јесте један вид провјере. На основу унешене носивости зупчастог пара одређује се ширина зупчаника.

The image shows a software interface with three main calculation sections, each with a title bar and a background color:

- Red Section: ПРОРАЧУН ОБРТНОГ МОМЕНТА НА ИЗЛАЗУ ИЗ МЈЕЊАЧА**  
Inputs:  $b_x$  (text box),  $T_x$  (text box),  $T_{iz}$  (text box),  $T_{ul}$  (text box).  
Buttons: **ПРОРАЧУН ОПТЕРЕЂЕЊА**, **ПОМОЋ**.  
Text: "Преносни одн.нултог" (dropdown), "Мали зупчаник се налази на" (dropdown).
- Orange Section: ПРОРАЧУН ШИРИНЕ ЗУПЧАНИКА НА ОСНОВУ ОБРТНОГ МОМЕНТА НА МАЛОМ ЗУПЧАНИКУ**  
Inputs:  $T_x$  (text box),  $b_x$  (text box).  
Button: **ПРОРАЧУН ШИРИНЕ**.
- Yellow Section: ПРОРАЧУН ШИРИНЕ ЗУПЧАНИКА НА ОСНОВУ УЛАЗНОГ ОБРТНОГ МОМЕНТА У МЈЕЊАЧ**  
Inputs:  $T_{ul}$  (text box),  $T_x$  (text box),  $b_x$  (text box),  $T_{iz}$  (text box),  $d_x$  (text box).  
Buttons: **ПРОРАЧУН ШИРИНЕ**, **ПРОРАЧУН ПРЕЧНИКА**, **ПОМОЋ**.  
Text: "Преносни одн.нултог" (dropdown), "Мали зупчаник се налази на" (dropdown).

At the bottom right, there are two buttons: **НАЗАД** (red) and **КРАЈ** (green).

Слика 6.7. Софтверска форма 5

У току развоја конструкцијског рјешења мјењачких преносника указује се потреба за усаглашавање конструкцијских параметара са спектрима оптерећења (режимом рада), потребном поузданошћу и потребним радним вијеком. Како су за један мјењачки преносник осна растојања, бројеви зубаца, и др. фиксне вриједности и не могу се мијењати, то остаје ширина зупчаника као параметар чијом се варијацијом може постићи склад између конструкцијских параметара и функционалних потреба мјењачког преносника. Имајући у виду да се за мјењачке преноснике декларише обртни момент на улазу у мјењачки преносник, то се у наредном сегменту софтвера извршава прорачун ширине зупчаника за декларисани обртни момент на улазу у преносник (слика 6.7). Активирањем исте команде добијају се вриједности обртног момента на излазу из мјењачког преносника, као и носивост на зупчастом пару.

На основу наведеног и добијених резултата мјерења може се закључити да ли добијени резултати задовољавају потребне услове или не. Међутим, уколико се у неком кораку рада установи да је приликом уноса података направљена грешка може се у сваком тренутку вратити уназад до мјеста на коме је установљена грешка и исправити. Ако пак и поред добро унешених података нису добијени задовољавајући резултати може правити већи број итерација (што је и основни циљ развоја овог софтвера) уз одговарајуће промјене док коначан резултат не задовољи функционалне потребе. Такву врсту итерација представља четврти модул софтвера.

## 7. ЗАКЉУЧАК

Текст дисертације даје приказ резултата истраживања изведених с циљем да се примјене савремене методе инжењерског дизајна, трансформишу и прилагоде потребама одређивања конструкцијских параметара (Embodiment Design) одређеног машинског система. Као примјер за ову сврху изабран је мјењачки преносник привредног возила. Ради се о комплексном конструкцијском рјешењу које функцију остварује у екстремно промјенљивим условима рада где само методологија робусног и аксиоматског дизајна може довести до ефикасне процедуре. Осим тога постојала је потреба да се за ову врсту конструкцијског рјешења развије ефикасна методологија за усклађивање нивоа декларисане носивости исте конструкције мјењача са планираним условима експлоатације, као и за усклађивање конструкцијских параметара са очекиваним условима експлоатације. У оба случаја гранични услов је потребан ниво поузданости за предвиђени радни вијек.

Развијена методологија полази од показатеља услова експлоатације тј. од режима рада мјењачког преносника. На основу дефинисаног режима дефинишу се спектри оптерећења зупчаника и лежаја као и других компонената мјењача. Стога



је полазни истраживачки задатак у раду био развој и примјена методологије за ову сврху. Она је заснована на коришћењу методе интервјуа корисника возила у којима се уграђује мјењач који је предмет истраживања (власника, возача, одржавалаца и др.). Резултати ових истраживања омогућили су да се дефинишу статистички показатељи учешћа сваког од степена преноса при вожњи у изабраним узорцима услова експлоатације (вожња на изабраним условима пута и конфигурације терена). Друга метода примјењена за идентификацију услова експлоатације је метода мјерења обртног момента на излазу из мјењача за ове услове и за одговарајуће степене преноса. Статистичким комбиновањем наведених ентитета добија се жељени режим експлоатације, а на основу тако добијеног режима формирају се спектри оптерећења зупчаника и лежаја.

Наставак рада обухватио је приказ понашања мјењачких преносника у експлоатацији. Спроведена је анализа разарања на зупчаницима, лежајима, спојницама, заптивачима и др. Ова анализа обухвата општи приказ могућих разарања са посебним освртом на она која се догађају на мјењачким преносницима односно на она која су по методи интервјуа идентификовали одржаваоци ових компонената привредних возила. Обухваћен је и приказ методологије испитивања ових компонената до разарања као и методологије испитивања комплетних мјењача ради експерименталног одређивања поузданости компонената и укупне поузданости. Пошто испитивање поузданости за изабране услове експлоатације, на пробном столу у лабораторији, представља дуготрајну и скупу методологију, она је овде приказана као могућност за верификацију развијених модела помоћу којих се прорачуном долази до показатеља поузданости.

Одређивање носивости за изабране услове као и усклађивање конструкцијских параметара за те услове и потребну носивост изведено је на основу потребног нивоа поузданости за жељени вијек експлоатације. Поузданост је за ову сврху дефинисана као поузданост за дизајн, на инверзан начин од поузданости која дефинише процедуру одржавања техничких система. Елементарна поузданост је у спречи са највероватнијим разарањем компоненте система и представља сложену вјероватноћу коју чини вјероватноћа појаве одређене величине оптерећења и вјероватноћа разарања при том оптерећењу. Структура поузданости мјењача дефинисана је у складу са методологијом декомпоновања техничког система ради примјене метода аксиоматског дизајна и дизајна заснованог на својствима. У том смислу, а у складу са најновијим V-

моделом за дизајн техничког система, поузданост је у овом раду коришћена као функционални захтјев, затим као својство компонената (склопова и дјелова) и као показатељ квалитета система. У процедури робусног и аксиоматског дизајна, елементарна поузданост је искоришћена као гранични услов (принуда-constraint) за дефинисање чланова матрице трансформације односно дозвољених напона од којих зависе носивости и конструкцијски параметри компонената. На основу ових поставки развијена је методологија робусног дизајна мјењачког преносника. Робусност се огледа у неосјетљивости конструкцијских параметара који се по методи добијају варијацијом услова рада. Захваљујући статистичком укључењу услова рада обухваћени су сви очекивани услови током радног вијека те добијени параметри одговарају свим тим условима. Метода омогућава да се одреди носивост мјењача за жељену комбинацију услова рада, жељену поузданост и радни вијек. У инверзном приступу омогућава одређивање и усклађивање конструкцијских параметара за жељену комбинацију услова рада, носивост, поузданост и радни вијек. За примјену ове методологије развијен је компјутерски програм који у интерактивној комуникацији са корисником омогућава реализацију наведених задатака.

У научне доприносе ове дисертације могу се сврстати следећи резултати.

- Методологија за одређивање услова експлоатације мјењачких преносника заснована на примјени метода интервјуа и експерименталног мјерења излазног обртног момента мјењача за сваки узорак радних услова и степен преноса.
- Спектри оптерећења парова зупчаника и лежаја за одговарајућу комбинацију услова рада тј. режим експлоатације.
- Модели мјењачког преносника (модел функције, модел структуре и модел својстава) укључујући хијерархијско декомпоновање ради формирања модела.
- Модел поузданости мјењачког преносника заснован на коришћењу и одређивању елементарне поузданости за дизајн.
- Модел и процедура робусног дизајна мјењачког преносника заснован на примјени аксиоматских метода и елементарне поузданости за дизајн као граничног услова (constraint).

- Компјутерски програм DRAG као алат за интерактивно одређивање носивости мјењачког преносника или конструкцијских параметара за дате услове експлоатације, на основу развијене методологије за робусни дизајн.

Наведени резултати указују на чињеницу да они осим научног значаја представљају и резултате који су оријентисани непосредној примјени за потребе индустрије. Сама поставка и полазишта дисертације усмјерена су према непосредној индустријској примјени. Током примјене биће дата оцјена понашања резултата прорачуна носивости и конструкцијских параметара. Одступања ових резултата могу бити последица недовољно добрих резултата испитивања компонената преносника (зупчаника, лежаја, спојница, ....), посебно њихове вјероватноће разарања. Такође је потребно продужити са испитивањима и увећавањем обима података о условима рада преносника (режима експлоатације) како у погледу учешћа сваке од брзина тако и у погледу мјерења обртних момената, како би спектри оптерећења били вјеродостојнији. Коришћењем пробних столова, који су приказани у поглављу 4, требало би извршити испитивања која би потврдила резултате развијеног модела. Треба имати у виду да су ова испитивања дуготрајна и скупа. Развијени модел за робусни дизајн јесте алтернатива овим испитивањима и практични допринос овога рада у смислу смањења потребе за овим експериментима.

## 8. ЛИТЕРАТУРА

- [1] Arcidiacono G., Campatelli G.: Reliability Improvement of a Diesel Engine Using theFMETA Approach, *Quality and Reliability Engineering. Int.* 2004; 20, pp.143-154
- [2] Arcidiacono G., Citti P., Fontana V., Martelli T.: Reliability improvement of car sliding door using axiomatic approach, *The Third International Conference on Axiomatic Design Seoul – June 21-24, 2004*, pp.1-7
- [3] Arcidiacono G.: Axiomatic design for reliability. *ATA Motor Car Engineering Journal* 2000; **53**(9/10):309–315.
- [4] Arvidsson M., Gremyr I.: *Principles of Robust Design Methodology, quality and reliability engineering international*, Published online 14 June 2007 in Wiley InterScience, pp 23-35
- [5] Aslantaş, K., Tasgetiren S.: A study of spur gear pitting formation and life prediction. *Wear* 257, 2004, pp 1167–1175
- [6] Augustaitis V. K., Bučinskas V.: Dependency of bearing noise properties on surfaces lubrication, *MECHANICS*. 2011. 17(4): pp.381-386, ISSN 1392 - 1207

- 
- [7] Benur M., Ognjanovic M.: Testing of gear wear probability, Power Transmissions '09, 1-2 October, Chalkidiki, Greece, Vol.2009, pp. 533-539
- [8] Birolini, A.: Reliability Engineering: Theory and Practice, 6th Edition, 2010 (Springer Verlag)
- [9] Bozca M., Fietkau P.: Empirical model based optimization of gearbox geometric design parameters to reduce rattle noise in an automotive transmission, Mechanism and Machine Theory, Volume 45, Issue 11, November 2010, pp 1599–1612
- [10] Bozca M.: Torsional vibration model based optimization of gearbox geometric design parameters to reduce rattle noise in an automotive transmission, Mechanism and Machine Theory 45, 2012, pp.1583–1598
- [11] Buzbuchi N., Stan L.C.: Axial thrust bearing influence on the dynamic behaviour of an elastic shaft, Constanta Maritime University Annals, Year XI, Vol.14, pp.47-52
- [12] César M. S., Estupiñán E., Daniel M. S.: A methodology for the detection and diagnostic of localized faults in gears and rolling bearings systems, Ingeniare. Revistachilena de ingenieria, vol. 18 No 1, 2010, pp. 44-52
- [13] Chira F., Banica M., Stoicovici D.: On the Computational Design Methods for Improving the Gear Transmission Performances, SCIENTIFIC BULLETIN, Serie C, Volume XXIV, Fascicle: Mechanics, Tribology, Machine Manufacturing Technology ISSN 1224-3264, pp.7-12
- [14] Collins J.A.: Failure of Materials in Mechanical Design Analysis, Prediction, Prevention, John Wiley&Sons, New York, 1981
- [15] Cramer E., J. E. Dennis, Frank Paul, Lewis R., Shubin G.: Problem Formulation for Multidisciplinary Optimization, SIAM J Optim 4(4), 1993, pp.754–776
- [16] Curtis S, Harston S, Mattson C: The fundamentals of barriers to reverse engineering and their implementation into mechanical components, Research in Engineering Design 22, 2011, pp. 245–261
- [17] Davis J.R.: Gear materials, properties, and manufacture, ASM International Materials Park, OH 44073-0002, September 2005
- [18] Du X: Toward Time-Dependent Robustness Metrics, Journal of Mechanical Design 134(1) 011004, 2012 (8 pages)
- [19] Ehrlenspiel, K., Integrierte Produkt-entwicklung – Denkabläufe, Methodeneinsatz, Zusammenarbeit, 4. Überarbeitete Auflage, 2009 (Hanser Verlag)
- [20] El-Haik B., Wasiloff J.: Axiomatic design quality engineering - a transmission planetary case study, The Third International Conference on Axiomatic Design Seoul – June 21-24, 2004, pp.1-8
-

- 
- [21] Faggioni M., Saman S. F., Bertacchi G., Pellicano F.: Dynamic optimization of spur gears, *Mechanism and Machine Theory* 46, 2011, pp.544–557
- [22] FAP- Fabrika Automobila Priboj, tehničko prodajna knjiga, V izdanje, Priboj, Mart 1996.
- [23] Farag O., Gaouda A.M.: Gear tooth diagnosis using wavelet multi-resolution analysis enhanced by Kaiser's windowing, *Transactions of the Institute of Measurement and Control* 33, 5, 2011, pp. 573–590
- [24] Fernandes P.J.L., McDuling C.: Surface contact fatigue failures in gears, *Engineering Failure Analysis*, Vol. 4, No. 2, 1997, pp. 99–107
- [25] Goel, P. S., Singh, N.: Creativity and innovation in durable product development. *Computers and Industrial Engineering*, 35(1-2), 1998, pp.5–8
- [26] Gopinath K., Mayuram M.M.: *Machine Design II*, Indian Institute of Technology Madras
- [27] Haftka R., Watson L.: Decomposition theory for multidisciplinary design optimization problems with mixed integer quasiseparable subsystems, *Optimization and Engineering*, June 2006, Volume 7, Issue 2, pp. 135-149
- [28] Haftka R., Watson L.: Multidisciplinary Design Optimization with Quasiseparable Subsystems, *Optimization and Engineering*, March 2005, Volume 6, Issue 1, pp. 9-20
- [29] Hasenkamp T., Arvidsson M., Gremyra I.: A review of practices for robust design methodology, *Journal of Engineering Design*, Vol. 20, No. 6, December 2009, pp.645–657
- [30] Heidarbeigi K., Ahmadi H., Omid M.: Adaptive Vibration Condition Monitoring Techniques for Local Tooth Damage in Gearbox, *Modern Applied Science*, Vol. 4, No. 7; July 2010, pp.104-110, ISSN 1913-1844, E-ISSN 1913-1852
- [31] Hirani, H., Suh, N. P.: Journal bearing design using multiobjective genetic algorithm and axiomatic design approaches. *Tribology International*, 38, 2005, pp.481–491.
- [32] Hoenn B.R., Michaelis K., Hochmann M.: Grease lubrication – Pitting load-carrying capacity of gears, *Power Transmissions '09*, 1-2 October, Chalkidiki, Greece, Vol.2009, pp 475-479
- [33] Hoffmann K.: *An introduction to Measurements using Strain Gauges*, Hottinges Baldwin Messtechnik GmbH, Darmstadt, 1989.
-

- 
- [34] Höhn B.R.: Modern gear calculation, - Proceedings of the International conference on gears, VDI Brerichte Nr.1665, Munich 2002. Vol.1, pp. 23-43.
- [35] Holt R, Barnes C: Towards an integrated approach to “Design for X”: an agenda for decision-based DFX research, *Research in Engineering Design* 21: 2010, pp.123–136
- [36] Hong M, Ouyang M., Shen: Torque-based optimal vehicle speed control, *International Journal of Automotive Technology* [12\(1\)](#), 2011, pp. 45-49
- [37] <http://met-tech.com/failure-analysis-of-ball-bearings.html> Failure analysis of ball bearings
- [38] Hu M., Pieprzak J., Glowa J.: Essentials of Design Robustness in Design for Six Sigma (DFSS) Methodology, SAE World Congress Detroit, Michigan March 8-11 2004, pp.1-11
- [39] Hu Y, Rao S: Robust Design of Horizontal Axis Wind Turbines Using Taguchi Method, *Journal of Mechanical Design* 133(11): 111009, 2011, (15 pages)
- [40] Huang NE, Shen Z, Long SR, Wu MC, Shih HH, Zheng Q, et al.: The empirical mode decomposition and Hilbert spectrum for nonlinear and nonstationary time series analysis. *Proceedings of Royal Society of London Series* 1998;A454:903–95
- [41] Hunter JS. Statistical design applied to product design. *Journal of Quality Technology* 1985; 17: pp.210–221.
- [42] Ivanovic G., Stanivukovic D.: Pouzdanost tehničkih sistema, Mašinski fakultet Beograd,1987
- [43] Ireson WG, Coombes CF Jr: Handbook of reliability engineering and management. McGraw-Hill, New York, 1988
- [44] Irimescu A, Mihon L, Pădure G: Automotive transmission efficiency measurement using a chassis dynamometer, *International Journal of Automotive Technology* 12(4): 2011, 555-559
- [45] Jain, P., Agogino, A. M.: Theory of Design: An Optimization Perspective, *Mechanism and Machine Theory*, Volume 25, Issue 3, 1990, pp.287-303
- [46] Janković D., Todorović J., Ivanović G. Rakićević B.: Teotija kretanja motornih vozila, Mašinski fakultet Beograd 2001.
- [47] Jauregui-Becker J. M., Schotborgh W. O.: A Decomposition Algorithm for Parametric Design, *International Conference on Engineering Design, ICED11* 15 - 18 August 2011
- [48] Jiang R, Murthy P :A study of Weibull shape parameter: Properties and significance, *Reliability Engineering and System Safety* 96: 2011, pp.1619–1626
-

- 
- [49] Joachim F., Kurz N., Glatthaar B.: Influence of Coating and Surface Improvements on the Lifetime of Gears, International Conference on Gears, Volume 2, March 13-15, VDI-BERICHT NR.1665, 2002, pp.565-582
- [50] Jose A.DE S. F. B.: Gear micropitting prediction using the dang van high-cycle fatigue criterion, A DISSERTATION SUBMITTED TO THE FACULDADE DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE DO PORTO FOR THE DEGREE OF MESTRE EM ENGENHARIA MECANICA, DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECHANICA E GESTAO INDUSTRIAL, 2007
- [51] Jovanovic J., Bulatovic R.: Numerical modeling of spur gear frictional heat, IRMES 2011, Zlatibor 2011, pp 481-486
- [52] Kackar RN.: Off-line quality control, parameter design, and the Taguchi method. Journal of Quality Technology 1985; 17:pp.176–188.
- [53] Kalyanmoy D., Sachin J.: Multi-Speed Gearbox Design Using Multi-Objective Evolutionary Algorithms, Journal of Mechanical Design, SEPTEMBER 2003, Vol. 125, pp.609-619
- [54] Kayal Y., Uzun I., Aslantas K.: Contact Fatigue Failure of a Tapered Roller Bearing Used in a Lorry Wheel, J Failure Analysis And Prevention, 2009, 9:288–294, pp. 288-294
- [55] Keller R., Eckert C.M., Clarkson P.J.: Using an engineering change methodology to support conceptual design, Journal of Engineering Design, Vol. 20, No. 6, December 2009, pp.571–587
- [56] Kim HM, Michelena NF, Papalambros PY, Jiang T: Target cascading in optimal system design. ASME Journal Mechanical Design 125(3), 2003, pp.474–480
- [57] Kim J.D., Zverv I., K. Lee B.: Model of Rotation Accuracy of High-Speed Spindles on Ball Bearings, Engineering, 2010, 2, pp.477-484
- [58] Koshigoe S., Murdock J.W., Akin L.S., Townsend, D.P.: Computer program for the computation of running gear temperatures using Green's function, 7<sup>th</sup> International Power Transmission and Gearing Conference, San Diego, California, USA, 1996pp. 1-8.
- [59] Koyo: Rolling Bearings: Failures, Causes and Countermeasures, JTEKT CORPORATION, CA T.NO.B300 1 E
- [60] Krehmer H., Meerkamm H., Wartzack S.: Monitoring a property based product development – from requirements to a mature product, ICED11, 15-18 August 2011, Technical University of Denmark
-



- 
- [61] Kuhnell B. T. : Wear in Rolling Element Bearings and Gears- How Age and Contamination Affect Them, Monash University Tags: bearing lubrication
- [62] Kulak O., Cebi S., Kahraman C.: Applications of axiomatic design principles: A literature review, *Expert Systems with Applications* 37, 2010, pp.6705–6717
- [63] Kuo T-C, Huang SH, Zhang HC: Design for manufacture and design for ‘X’: concepts, applications and perspectives. *ComputInd Eng* 41: 2001, 241–260
- [64] Клепиков С. И., Румановский И. Г., Пяткова Г. И.: Анализ надлежности механических систем на стадии проектирования, *Машиностроение и машиноведение, Вестник ТГУ* 2010, pp. 85-96
- [65] Lancaster J.K.: Accelerated wear testing of PTFE composite bearing materials, *TRIBOLOGY*, April 1979, pp 65-75
- [66] Laurian T., Tudor A., Maftei C., Turcan D., Kraft G.: SKF TOROIDAL ROLLER BEARING CARB – PRODUCTIVITYIMPROVEMENT AND MAINTENANCE COST REDUCTIONTHROUGH RELIABILITY AND SUSTAINABILITY, *Fiabilitate si Durabilitate – Fiability & Durability nr.1/2010 Editura “Academica Brâncuși”* , TârguJiu, ISSN 1844 – 640X
- [67] Lazovic T., Mitrovic R., Ristivojevic M., Mathematical model of load distribution in rolling bearing, *FME Transactions* 36, 2008, pp.189-196.
- [68] Lazovic T.:Uticaj unutrašnjeg radijalnog zazora kotrljajnog ležaja na raspodelu opterećenja na kotrljajna tela, *Konstruisanje mašina* 2001, vol. 4, br. 1, str. 25-32
- [69] Ledenyov V. V., Chu Thi Hoang Anh: Load bearing capacity of drilled pier foundationsunder arbitrary application of inclined force, *Scientific Herald of the Voronezh State University of Architecture and Civil Engineering. Construction and Architecture*, 2011, ISSN 2075-0811, pp.34-41
- [70] Lee, H., Seo, H., Park, G. J.: Design enhancements for stress relaxation in automotive multi-shell-structures. *International Journal of Solids and Structures*,2003, pp.5319–5334
- [71] Li F, Wu T, Hu M, Dong J: An accurate penalty-based approach for reliability-based design optimization, *Research in Engineering Design* 21: 2010, 87–98
- [72] Li P., Kong F., He Q., Liu Y.: Multiscale slope feature extraction for rotating machinery faultdiagnosis using wavelet analysis, *Measurement* 46, 2013, pp.497–505
- [73] Li S: A matrix-based clustering approach for the decomposition of design problems, *Research in Engineering Design* 22, 2011: pp.263–278
-

- 
- [74] Li S: Methodical extensions for decomposition of matrix-based design problems. ASME Journal Mechanical Design 132(6), 2010,061003
- [75] Li, S.: Matrix-Based Decomposition Algorithms for Engineering Applications: The Survey and Generic Framework, Int. J. Product Development, **9**, 2009, pp.78–110.
- [76] Lisnianski A, Elmakias D, Laredo D, Haim HB: A multi-state Markov model for a short-term reliability analysis of a power generating unit, Reliability Engineering and System Safety 98: 2012, pp.1–6
- [77] Liu B., Riemenschneider S., Xu Y.: Gearbox fault diagnosis using empirical mode decomposition and Hilbert spectrum, Mechanical Systems and Signal Processing 20, 2006, pp.718–734
- [78] Long H., Lord A.A., Gethlin D.T., Roylance BJ.: Operating temperatures of oil-lubricated medium-speed gears: numerical models and experimental results, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering, Vol,217, 2003, pp.87-106.
- [79] Maier .J. R. A., Fadel G. M.: Affordance-based design methods for innovative design, redesign and reverse engineering, Research Engineering Design (2009) 20:225–239, DOI 10.1007/s00163-009-0064-7, 2009
- [80] Maier JRA, Fadel GM: Understanding the complexity of design. In: Braha D, Minai A, Bar-Yam Y (eds) Complex engineering systems. Springer, 2005a, New York
- [81] Maier JRA, Fadel GM: A case study contrasting German systematic engineering design with affordance based design. In: Proceedings of ASME design theory and methodology conference, 2005b, Long Beach, CA. Paper no. DETC2005-84954
- [82] Maier JRA, Fadel GM: Affordance: the fundamental concept in engineering design. In: Proceedings of ASME design theory and methodology conference, 2001, Pittsburgh, PA. Paper no. DETC2001/DTM-21700
- [83] Maier JRA, Fadel GM: Affordance-based methods for design. In: Proceedings of ASME design theory and methodology conference, 2003, Chicago, IL. Paper no. DETC2003/DTM-48673
- [84] Maier JRA, Fadel GM: Comparing function and affordances as bases for design. In: Proceedings of ASME design theory and methodology conference, Montreal, 2002, Canada. Paper no. DETC2002/DTM-34029
- [85] Menasri N., Bouchoucha A.: Study the Influence of Isolated Defects of Bearing Wear on the Vibration Acceleration Signals, International Review of Mechanical Engineering (I.R.E.M.E.), Vol. 5, N. 4 May 2011, pp. 654-657
-

- 
- [86] Michaels, S.E.: The usefulness of experimental design. *Applied Statistics, Journal of the Royal Statistical, Series C*, 13, 1964, pp.221–235.
- [87] Miltenović V.: *Mašinski elementi, oblici, proračun, primena*, 4. Izdanje, Univerzitet u Nišu – Mašinski fakultet, Niš 2002.
- [88] Milutinovic M., Ognjanovic M.: Failure Probability of Gear Drive and Reliable Life Time Estimation, *POWER TRANSMISSIONS '09*, 1-2 October 2009, Chalkidiki, Greece pp. 285-291.
- [89] Minehane S, Duane R, O'Sullivan P et al: Design for reliability. *Microelectron Reliab* 40: 2000, pp. 1285–1294
- [90] Minguez R, Conejo A, Garcia-Bertrand R: Reliability and decomposition techniques to solve certain class of stochastic programming problems, *Reliability Engineering and System Safety* 96: 2011, pp.314–323
- [91] Mohsen H., Cekecek E.: Thoughts on the use of axiomatic designs within the product development process, *First International Conference on Axiomatic Design Cambridge, MA - June 21-23, 2000*, pp.188-195
- [92] Morin G., Cardona J.M., Prince O., Pendola M., Perrin F.: Reliability assessment of innovative designs in automotive industry, *Structure and Infrastructure Engineering*, Vol. 5, No. 5, October 2009, pp. 367–379
- [93] Morrison, S.J.: The study of variability in engineering design. *Applied Statistics*, 6 (2), 1957, 133–138.
- [94] Moura M, Zio E, Lins I, Droguett E: Failure and reliability prediction by support vector machines regression of time series data, *Reliability Engineering and System Safety* 96: 2011, pp.1527–1534
- [95] Muharemović S.: *Tehnike prikupljanja empirijskih podataka*, Sarajevo, April 2009
- [96] Muhsin I. A., Hussein A. H.: Study the Effect of Thermal Distortion and Elastic Deformation on the Hydrodynamic Bearing Performance, *European Journal of Scientific Research* ISSN 1450-216X Vol.55 No.1, 2011, pp.15-27
- [97] Murthy D.N.P., Hagmark P.-E., Virtanen S.: Product variety and reliability. *Reliability Engineering and System Safety* 94, 2009, pp.1601–1608
- [98] Murthy D.N.P., Østera T., Rausand M.: Component reliability specification. *Reliability Engineering and System Safety* 94, 2009, pp.1609–1617
- [99] Murthy, D.N.P et. Al.: Investment in new product reliability, In *Reliability Engineering and System Safety*, Volume 94, Issue 10, pp 1593 – 1600, October 2009
-

- 
- [100] Natvig B, Huseby A, Reistadbakk M: Measures of component importance in repairable multistate systems—a numerical study, *Reliability Engineering and System Safety* 96: 2011, pp.1680–1690
- [101] Naunheimer H., Bertsche B., Ryborz J., Novak W.: *Automotive transmissions, Fundamentals, Selection, Design and Application, Second Editions*, Springer Heidelberg Dordrecht London New York, 2011.
- [102] Noh Y, Choi K, Lee I: Reliability-Based Design Optimization With Confidence Level for Non-Gaussian Distributions Using Bootstrap Method, *Journal of Mechanical Design* 133(9): 091001, 2011, (12 pages)
- [103] Njundam T.S., Paetzold K.; Design for Reliability: An event – and function – based framework for failure behavior analysis in the conceptual design of cognitive products, International conference on engineering design, ICED11, 15 - 18 AUGUST 2011, TECHNICAL UNIVERSITY OF DENMARK, Universität der Bundeswehr München
- [104] Ognjanovic M.: Failure Probability of Gear Teeth Wear, Fracture of Nano and Engineering Materials and Structures, C., 19., 2006, pp 1059-1060
- [105] Ognjanovic M., Milutinovic M.: Carrying Capacity Model of Automotive Gearboxes Based on Reliability as Design Constraint, International Conference on Gears, 4<sup>th</sup> to 6<sup>th</sup> October 2010, Munich, Germany (pp.1377 - 1380 ) ISBN: 978-3-18-092108-2
- [106] Ognjanovic M., Milutinovic M.: Design for reliability of automotive gearboxes, International Scientific Conference, 28 i 29 april, Zlatibor, Srbija 2011, pp.225-230
- [107] Ognjanovic M.: *Konstruisanje mašinskih sistema*, Mašinski fakultet Beograd, 2003.
- [108] Ognjanovic M.: *Mašinski elementi*, Mašinski fakultet Beograd, 2006.
- [109] Ognjanovic M.: Progressive Gear Teeth Wear and Failure Probability Modeling, RESEARCH, Tribology in industry, Volume 26, No. 3&4, 2004 pp.44-49
- [110] Ognjanović M., Mitrović R., Ristivojević M.: Ispitivanje kotrljajnih ležaja u mjenjačkim prenosnicima primenom zatvorenog kola snage
- [111] Ognjanović M.: Fenomeni vibracija zupčanika u superkritičnom području frekvencija sprezanja zupčanika, *Demi* 2003, Banja Luka 2003, pp 23-32.
- [112] Oh H.: Unifying axiomatic design and robust design through the transfer function, The Third International Conference on Axiomatic Design Seoul – June 21-24, 2004, pp.1-4
- [113] Osman K, Stamenkovic D, Lazarevic M: Robust Product Architecture Development Combining Matrix-Based Approaches and Function-Based Failure
-

- 
- Propagation Method – M-FBFP Framework, FME Transactions 39, 2011, pp. 145-156
- [114] Osteras T., Murthy D.N.P.: Rausand M.: Reliability Performance and Specifications in New Product Development, ISBN 82-91917-17-5
- [115] Otto K, Wood K.: Product design: techniques in reverse engineering and new product development. Prentice-Hall, 2001, Upper Saddle River
- [116] Ozturka H., Yesilyurt I., Sabuncu M.: Investigation of effectiveness of some vibration based techniques in early detection of real-time fatigue failure in gears, Shock and Vibration 17, 2010, pp.741–757, ISSN 10709622/10
- [117] Park G.: Analytic Methods for Design Practice, Springer-Verlag London Limited 2007, ISBN 978-1-84628-472-4, e-ISBN 978-1-84628-473-1
- [118] Pfister P. D., Perriard Y.: Torque Measurement Methods for Very High Speed Synchronous Motors, International Conference on Electrical Machines, 2008, 978-1-4244-1736-0/08, pp.1-5
- [119] Piermaria D., Klaus M.: Recognizing gear failures, MACHINE DESIGN, JUNE 21, 2007, pp 64-67
- [120] Pimentel A. R., Stadzisz P. C. :Application of the Independence Axiom on the Design of Object-oriented Software Using the Axiomatic Design Theory, Society for Design and Process Science, March 2006, Vol. 10, No. 1, pp. 57-69
- [121] Porter A.: Accelerated Reliability Qualification in Automotive Testing, QUALITY AND RELIABILITY ENGINEERING INTERNATIONAL, 2004; 20:pp.115–120
- [122] Rao S. S., Eslampour H. R.: Multistage Multiobjective Optimization of Gearboxes, Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, DECEMBER 1986, Vol. 108, pp.461-468
- [123] Rao SS.: Reliability-based Design. McGraw-Hill: New York, 1992.
- [124] Reda A.A., Bowen R., Westcott V.C.: Characteristics of particles generated at the interface between sliding steel surfaces, Wear, 34 (1975), pp.261-273
- [125] Robert B., Marina F., Markus L., Božidar K.: ROLLING-SLIDING-CONTACT FATIGUE DAMAGE OF THE GEARTOOTH FLANKS, Eng. Rev. 30-2 , 2010, pp. 37-46
- [126] Saha A, Ray T: Practical Robust Design Optimization Using Evolutionary Algorithms, Journal of Mechanical Design 133(10): 101012, 2011, (19 pages)
- [127] Schutte JF, Haftka RT, Watson LT: Decomposition and two-level optimization of structures with discrete sizing variables. Proc. AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC
-

- Structures, Structural Dynamics and Materials Conference. Palm Springs CA, USA, 2004, pp.349–353
- [128] Shin G., Yi J., Yi S., Kwon Y., Park G.: Calculation of information content in axiomatic design, The Third International Conference on Axiomatic Design Seoul – June 21-24, 2004, pp.1-6
- [129] Shin MK, Hong SW, Park GJ: Axiomatic Design of the Motor-Driven Tilt/Telescopic Steering System for Safety and Vibration. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D, Journal of Automobile Engineering 215(2): 2001, pp.179–187
- [130] SKF: Bearing failures and their causes, Product information 401 (<http://www.skf.com/files/099926.pdf>)
- [131] Solmaz M. Y., Topkaya T., Adim H.: HELİS DIŞLI ÇARKLARDA FARKLI DIŞ TABAN GEOMETRİSİNİN DIŞLI ÇARK AĞIRLIĞINA VE GERİLME ANALİZİNE ETKİSİ, e-Journal of New World Sciences Academ, 2011, Volume: 6, Number: 1, Article Number: 1A0121
- [132] Stefanović S., Nikolić Stanojević V. : Matematički model za proračun unutrašnjeg radijalnog zazora ležaja, , DEMI 2005, Banja Luka 2005, pp 133-138
- [133] Suh N. P.: Ergonomics, axiomatic design and complexity theory, Theoretical Issues in Ergonomics Science, Vol. 8, No. 2, March–April 2007, pp.101–121,
- [134] Suh, N. P.: Axiomatic design: Advances and Applications. Oxford University Press. 2001, New York.
- [135] Suh, N. P.: Design and operation of large systems. Journal of Manufacturing Systems, 14(3), 1995, pp.203–213.
- [136] Suh, N. P.: Design of thinking design machine. Annals of the CIRP, 39(1), 1990, pp.145–149.
- [137] Suh, N. P.: The Principles of Design. Oxford University Press. 1990, New York.
- [138] Taha Z., Dung N. T.: Rolling Element Bearing Fault Detection with a Single Point Defect on the Outer Raceway Using Finite Element Analysis, The 11th Asia Pacific Industrial Engineering and Management Systems Conference, The 14th Asia Pacific Regional Meeting of International Foundation for Production Research, Melaka, 7 – 10 December 2010.
- [139] Thielman J., Ge P.: Applying axiomatic design theory to the evaluation and optimization of large-scale engineering systems, Journal of Engineering Design, Vol. 17, No. 1, January 2006, pp.1–16,

- 
- [140] Tobie T.: Zur Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit einatzgehärteter Zahnräder. Dissertation. TU München, 2001.
- [141] Townsend D.P., Akin L.S.: Analytical and experimental spur gear tooth temperature as affected by operating variables, *Journal of Mechanical Design*, Vol.103, No. 1, 1981, pp. 219-226.
- [142] Uche R.: Reliability model in gear life prediction, *International Journal of Academic Research*, Vol. 3. No. 3. May 2011, II Part, pp 468-492
- [143] Ünlü B. S.: Tribological and mechanical properties of PM journal bearings, *Powder Metallurgy*, 2011, VOL54 NO3, pp338-342
- [144] Utpat A., Ingle R. B., Nandgaonkar M. R.: Experimental Study of Bearing Failure Analysis at Higher Speed by Simulating Local Defect on its Races, *International Review of Mechanical Engineering (I.R.E.M.E.)*, Vol. 5, N. 3 March 2011, pp 442-448
- [145] Vernon A.: Method and apparatus for measuring torque, 11.05.2000, publication number WO/2000/026625
- [146] Wang K.L., Cheng H.S.: A numerical solution to the dynamic load, film thickness and surface temperatures in spur gears, Part I: analysis, *Journal of Mechanical Design*, Vol.103, No.1, 1981, pp.177-187.
- [147] Wang K.L., Cheng H.S.: A numerical solution to the dynamic load, film thickness and surface temperatures in spur gears, Part I: results, *Journal of Mechanical Design*, Vol.103, No.1, 1981, pp.188-194.
- [148] Wang Y, He Z, Xiang J, Zi Y: Application of local mean decomposition to the surveillance and diagnostics of low-speed helical gearbox, *Mechanism and Machine Theory* 47: 2012, pp.62–73
- [149] White R., Kilworth T.: Torque measurement method and apparatus, 2012-08-23, Patent application number: 20120210767
- [150] Woljhafen G.P.: Schadenskunde–ein Kriterium der Vorbeugenden Instandhaltung im Rahmen der Tribotechnik, Klüber Lubrication, München, 1982, pp. 17-23
- [151] Yadav O. P., Singh N., Goel P. S.: Reliability demonstration test planning: A three dimensional consideration, *Reliability Engineering and System Safety* 91, 2006, pp. 882–893
- [152] Yang K., Cekecek E.: Design Vulnerability Analysis and Design Improvement by Using Warranty Data, *Quality and Reliability Engineering. Int.* 2004; 20:121–133 (DOI: 10.1002/qre.617), pp.121-133
-

- [153] Yi J., Quinone ,P.D.: Gear surface temperature monitoring, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, Vol.219, 2005, pp.99-105.
- [154] Yibo C., Xiaopeng X., Yan L., Tianhuai D.: A Study of the Correlation between Gear Wear and Vibration, ADVANCED TRIBOLOGY2010, Part 3, II., 2pp.73-277,
- [155] Zeyveli M.: Design of Bevel Gearbox with Genetic Algorithms, e-Journal of New World Sciences Academy, 2009, Volume: 4, Number: 4, Article Number: 1A0045
- [156] Zhan Y., Makis V.: A robust diagnostic model for gearboxes subject to vibration monitoring, Mechanical Systems and Signal Processing 20, 2006, pp.928–955
- [157] Zhan Y., Makis Y., Jardine A.K.S.: Adaptive state detection of gearboxes under varying load conditions based on parametric modelling, Mechanical Systems and Signal Processing 20, 2006, pp.188-221
- [158] Živković P.: Istraživanje gubitaka energije i razaranja delova planetarnih prenosnika snage, Doktorska disertacija, Beograd 2006



## 9. ПРИЛОГ

Геометријске мјере зупчаника нултог пара

Ред.бр.	Величина	Озн.	Јед.	Формула	Зупчаник 1	Зупчаник 2
1.	Број зубаца	$z$			23	37
2.	Преносни однос	$u$			1,608	
3.	Стандардни модул	$m_n$	mm		4,5	
4.	Модул	$m$	mm		4,6587	
5.	Угао нагиба	$\beta_o$	°		15	
6.	Помјерање профила		mm	$xm$	2,050	1,44
7.	Угао нагиба профила	$\alpha_o$	°		23°38'49"	

8.	Угао додирнице	$\alpha_{wt}$	$^{\circ}$		23°51'28"	
9.	Полуп. заоб. главе алата	$\rho_w$			3,2 max	
10.	Смјер завојнице				лијеви	десни
11.	Пречник подеоне кружнице	$d$	mm	$d_1 = m_t z_1$ $d_2 = m_t z_2$	107,151	172,373
12.	Пречник основне кружнице	$d_b$	mm	$d_{b1} = d_1 \cos \alpha_t$ $d_{b2} = d_2 \cos \alpha_t$	100,269	161,302
13.	Пречник подножне кружнице $c_{a0} = 0,25$	$d_f$	mm	$d_{f1} = d_1 - 2m_n(1 - x_1 + c_{a0})$ $d_{f2} = d_2 - 2m_n(1 - x_2 + c_{a0})$	98,8 <sup>-0,6</sup>	164
14.	Пречник кинематске кружнице	$d_w$	mm	$d_{w1} = \frac{2a}{u+1}$ $d_{w2} = u d_{w1}$	109,633	176,373
15.	Осно растојање	$a$	mm		143 <sup>±0,03</sup>	
16.	Пречник темене кружница $c = 0,2$	$d_a$	mm	$d_{a1} = 2a - d_{f2} - cm_n$ $d_{a2} = 2a - d_{f1} - cm_n$	121,1	186,3
17.	Активна дужина додирнице	$l$	mm	$l = 0,5 \left( \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) - a \sin \alpha_{wt}$	23,505	
18.	Број зубаца спрегнутог зупчаника	$z$			37	23
19.	KONTROLA Мерни број зубаца	$z_w$			4	6

20.	Мера преко зубаца	$W_{Awd}^{Avg}$	mm		49,498 <sup>-0,160</sup> <sub>-0,200</sub>	76,624 <sup>-0,160</sup> <sub>-0,200</sub>
21.	Толеранција бочне линије зупца	$T_\beta$	mm		0,011	
22.	Дозвољено радијлно бацање зуб.	$T_r$	mm		0,04	
23.	Толеранција профила зупца	$T_{ev}$	mm		0,014	0,013
24.	Степен спрезања прифила	$\varepsilon_\alpha$		$\varepsilon_\alpha = \frac{l}{p_b}$	1,811	
25.	Степен спрезања бочних линија зубаца	$\varepsilon_\beta$		$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \operatorname{tg} \beta}{p_t} = \frac{b \cdot \sin \beta}{m_n \pi}$	0,64	0,549
					1,189	

Прорачун нултог пара

	1	2	3	4
Спектар момената у Nmm	1000000	700000	400000	100000
Фактор еластичности	$Z_E = \sqrt{0,175 \cdot E} = \sqrt{0,175 \cdot 206000} = 189,9$			
Фактор облика бока зупца	$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_{wt}}} = 2,282$			
Фактор утицаја степена спрезања	$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} = 0,7849$			
Фактор утицаја нагиба зубаца	$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} = \sqrt{\cos 15^\circ} = 0,9828$			
Коefицијент Z	<b>334,1884</b>			
Фактор унутрашњих динамичких сила Kv	<i>Како није дефинисан број обртаја при сваком моменту и није дефинисан степен толеранције зупчаника онда је фактор унутрашњих дин.сила усвојен 1,11</i>			

Јединично оптерећење	За највећи момент $\frac{F_l K_A K_v}{b} = 591,955$			
Фактори утицаја неравнојерне расподјеле оптерећења на парове зубаца у спрези	1,1			
$K_{F\beta} = 1 + (K_\beta - 1) \cdot f_w \cdot f_p \cdot f_l = 1 + (1,11 - 1) \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,3 = 1,143$				
Фактор утицаја неравнојерне расподјеле оптерећења дуж зубаца у спрези	$K_{H\beta} = K_{F\beta}^{1,39} = 1,204$			
Коефицијент $K$	$K = K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} = 1,47$			
Израчунати напони $\sigma_H = Z \sqrt{\frac{2T_1}{b \cdot d_1^2} \frac{u+1}{u} K}$	1151	963	728	364
Број обрта точка при пређеном путу	1962631253			
Број обрта мањег зупчаника	4381488103			
Процентуално учешће промјена у спектру момената $p_\Sigma$	0,008	0,410	0,252	0,330
Број промјена при сваком напону при пређеном путу $n_\Sigma$	35051905	1796410122	1104135002	1445891074
$[\sigma_{Hi}]_{0,1}$	1656,42	1300	1300	1300
$[\sigma_{Hi}]_{0,9}$	1974,96	1650	1650	1650
Фактор криве $\beta = \frac{\log(-\ln 0,1 / -\ln 0,9)}{\log(\sigma_{H0,9} / \sigma_{H0,1})}$	17,54	12,94	12,94	12,94

Параметар $\eta = \frac{\sigma_{H0,1}}{\beta \sqrt{-\ln P_{R0,9}}}$	1883,23	1546,99	1546,99	1546,99
Вјероватноћа разарања $P_R(\sigma_{Hi}) = 1 - e^{-\left(\frac{\sigma_{Hi}}{\eta_i}\right)^{\beta_i}}$	0,0001781658	0,0021708400	0,0000582045	0,0000000074
$F_p = \sum_{i=1}^n p_{i(\sigma_i)} P_{Ri(\sigma_i)}$	0,00090614			
Поузданост $R = 1 - F_p$	0,99909386			
Дозвољени напон $\sigma_{Hdoz}$	1151			
Обртни момент $T_1 = \left( \sigma_{Hdoz}^2 \frac{d_1^2}{2KZ^2} \frac{u}{u+1} \right) b$	1000000			

Геометријске мјере зупчаника првог степена преноса

Ред.бр.	Величина	Озн.	Јед.	Формула	Зупчаник 1	Зупчаник 2
1.	Број зубаца	$z$			12	50
2.	Преносни однос	$u$			4,166	
3.	Стандардни модул	$m_n$	mm		4,45	
4.	Модул	$m$	mm		4,45	
5.	Угао нагиба	$\beta_o$	°		0	
6.	Помјерање профила		mm	$x m$	+2,225	3,314
7.	Угао нагиба профила	$\alpha_o$	°		22°30'	
8.	Угао додирнице	$\alpha_{wt}$	°		26°58'08"	
9.	Полуп. заоб. главе алата	$\rho_w$			1,17 max	
10.	Смјер завојнице					

11.	Пречник подеоне кружнице	$d$	mm	$d_1=m_t z_1$ $d_2=m_t z_2$	53,4	222,5
12.	Пречник основне кружнице	$d_b$	mm	$d_{b1}=d_1 \cos \alpha_t$ $d_{b2}=d_2 \cos \alpha_t$	49,335	205,563
13.	Пречник подножне кружнице $c_{a0}=0,25$	$d_f$	mm	$d_{f1}=d_1-2m_n(1-x_1+c_{a0})$ $d_{f2}=d_2-2m_n(1-x_2+c_{a0})$	$45,27^{-0,65}$	$216,7^{-0,5}$
14.	Пречник кинематске кружнице	$d_w$	mm	$d_{w1}=\frac{2a}{u+1}$ $d_{w2}=u d_{w1}$	55,355	230,646
15.	Осно растојање	$a$	mm		$143^{\pm 0,033}$	
16.	Пречник темене кружница $c=0,2$	$d_a$	mm	$d_{a1}=2a-d_{f2}-cm_n$ $d_{a2}=2a-d_{f1}-cm_n$	69,11	239,84
17.	Активна дужина додирнице	$l$	mm	$l=$ $0,5 \left( \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) - a \sin \alpha_{wt}$	21,987	
18.	Кружни зазор	$j$	mm		$0,18 \div 0,33$	
19.	Број зубаца спрегнутог зупчаника	$z$			50	12
20.	КОНТРОЛА	Мерни број зубаца	$z_w$		2	8
21.		Мера преко зубаца	$W_{Awd}^{Avg}$	mm	$22,138_{-0,180}^{-0,140}$	$103,828_{-0,200}^{-0,160}$
22.		Толеранција бочне линије зупца	$T_\beta$	mm		0,029

23.	Дозвољено радијлно бацање зуб.	$T_r$	mm		0,04
24.	Толеранција профила зупца	$T_{ev}$	mm		0,014   0,013
25.	Степен спрезања прифила	$\varepsilon_\alpha$		$\varepsilon_\alpha = \frac{l}{p_b}$	1,758
26.	Степен спрезања бочних линија зубаца	$\varepsilon_\beta$		$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \operatorname{tg} \beta}{p_t} = \frac{b \cdot \sin \beta}{m_n \pi}$	0

Прорачун првог степена преноса

	1	2	3	4
Спектар момената у Nmm	1200000	850000	500000	150000
Фактор еластичности	$Z_E = \sqrt{0,175 \cdot E} = \sqrt{0,175 \cdot 206000} = 189,9$			
Фактор облика бока зупца	$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_{wt}}} = 2,146$			
Фактор утицаја степена спрезања	$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} = 0,8752$			
Фактор утицаја нагиба зубаца	$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} = 1$			
Коefицијент Z	356,4888			
Фактор унутрашњих динамичких сила $K_v$	<i>Како није дефинисан број обртаја при сваком моменту и није дефинисан степен толеранције зупчаника онда је фактор унутрашњих дин.сила усвојен 1,11</i>			
Јединично отерећење	За највећи момент $\frac{F_t K_A K_v}{b} = 1133,810$			

Фактори утицаја неравнојерне расподјеле оптерећења на парове зубаца у спрези	1,1			
$K_{F\beta} = 1 + (K_{\beta} - 1) \cdot f_w \cdot f_p \cdot f_l = 1 + (1,13 - 1) \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,3 = 1,169$				
Фактор утицаја неравнојерне расподјеле оптерећења дуж зубаца у спрези	$K_{H\beta} = K_{F\beta}^{1,39} = 1,242$			
Коефицијент $K$	$K = K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} = 1,378$			
Израчунати парони $\sigma_H = Z \sqrt{\frac{2T_1}{b \cdot d_1^2} \frac{u+1}{u} K}$	2035	1712	1313	719
Број обрта точка при пређеном путу	$n = \frac{s}{O_t} \cdot f = 617665$			
Број обрта мањег зупчаника	$n_{\Sigma} = n \cdot i_k \cdot u = 19947035$			
Процентуално учешће промјена у спектру момената $p_{\Sigma}$	0,012	0,410	0,252	0,330
Број промјена при сваком напону при пређеном путу $n_{\Sigma}$	239364	8178284	5026653	6582522
$[\sigma_{Hi}]_{0,1}$	2270	2085	1770	1965
$[\sigma_{Hi}]_{0,9}$	2470	2330	2070	2230
Фактор криве $\beta = \frac{\log(-\ln 0,1 / -\ln 0,9)}{\log(\sigma_{H0,9} / \sigma_{H0,1})}$	36,53	27,76	19,70	24,38
Параметар $\eta = \frac{\sigma_{H0,1}}{\sqrt{\beta \cdot -\ln P_{R0,9}}}$	2414,24	2261,04	1984,19	2155,00



Вјероватноћа разарања $P_R(\sigma_{Hi}) = 1 - e^{-\left(\frac{\sigma_{Hi}}{\eta_i}\right)^{b_i}}$	0,0019331195	0,0004459389	0,0002950825	0,0000000000
$F_p = \sum_{i=1}^n P_{i(\sigma_i)} P_{Ri(\sigma_i)}$	0,000229699			
Поузданост $R = 1 - F_p$	0,9997703014			
Дозвољени напон $\sigma_{Hdoz}$	2035			
Обртни момент $T_1 = \left( \sigma_{Hdoz}^2 \frac{d_1^2}{2KZ^2} \frac{u}{u+1} \right) b$	1200000			

Геометријске мјере зупчаника другог степена преноса

Ред.бр.	Величина	Озн.	Јед.	Формула	Зупчаник	
					1	2
1.	Број зубаца	$z$			15	36
2.	Преносни однос	$u$			2,4	
3.	Стандардни модул	$m_n$	mm		5,25	
4.	Модул	$m$	mm		5,367	
5.	Угао нагиба	$\beta_o$	°		12	
6.	Помјерање профила		mm	$xm$	+3,448	
7.	Угао нагиба профила	$\alpha_o$	°		20°24'37"	
8.	Угао додирнице	$\alpha_{wt}$	°		26°14'16"	
9.	Полуп. заоб. главе алата	$\rho_w$				
10.	Смјер завојнице				десни	лијеви

11.	Пречник подеоне кружнице	$d$	mm	$d_1=m_t z_1$ $d_2=m_t z_2$	80,509	193,212
12.	Пречник основне кружнице	$d_b$	mm	$d_{b1}=d_1 \cos \alpha_t$ $d_{b2}=d_2 \cos \alpha_t$	75,455	181,08
13.	Пречник подножне кружнице $c_{a0}=0,25$	$d_f$	mm	$d_{f1}=d_1-2m_n(1-x_1+c_{a0})$ $d_{f2}=d_2-2m_n(1-x_2+c_{a0})$	$73,1^{-0,5}$	$186^{-0,1}$
14.	Пречник кинематске кружнице	$d_w$	mm	$d_{w1}=\frac{2a}{u+1}$ $d_{w2}=u d_{w1}$	84,117	
15.	Осно растојање	$a$	mm		$143^{+0,03}$	
16.	Пречник темене кружница $c=0,2$	$d_a$	mm	$d_{a1}=2a-d_{f2}-cm_n$ $d_{a2}=2a-d_{f1}-cm_n$	98,95	211,85
17.	Активна дужина додирнице	$l$	mm	$l=$ $0,5 \left( \begin{array}{l} \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \\ + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \end{array} \right)$ $-a \sin \alpha_{wt}$	23,98	
18.	Кружни зазор	$j$	mm		$0,18 \div 0,3$	
19.	Број зубаца спрегнутог зупчаника	$z$			36	15
20.	КОНТРОЛА	Мерни број зубаца	$z_w$		3	5
21.		Мера преко зубаца	$W_{Awd}^{Avg}$	mm	$42,31_{-0,180}^{-0,140}$	$74,95_{-0,220}^{-0,180}$
22.		Толеранција бочне линије зупца	$T_\beta$	mm		0,011

23.	Дозвољено радијлно бацање зуб.	$T_r$	mm		0,04
24.	Толеранција профила зупца	$T_{ev}$	mm		0,014
25.	Степен спрезања прифила	$\varepsilon_\alpha$		$\varepsilon_\alpha = \frac{l}{p_b}$	1,619
26.	Степен спрезања бочних линија зубаца	$\varepsilon_\beta$		$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \operatorname{tg} \beta}{p_t} = \frac{b \cdot \sin \beta}{m_n \pi}$	0,387
					0,403
					0,79

Прорачун другог степена преноса

	1	2	3	4
Спектар момената у Nmm	1100000	630000	330000	130000
Фактор еластичности	$Z_E = \sqrt{0,175 \cdot E} = \sqrt{0,175 \cdot 206000} = 189,9$			
Фактор облика бока зупца	$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_{wt}}} = 2,125$			
Фактор утицаја степена спрезања	$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} = 0,85$			
Фактор утицаја нагиба зубаца	$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} = 0,989$			
Коefицијент Z	339,179			
Фактор унутрашњих динамичких сила $K_v$	Како није дефинисан број обртаја при сваком моменту и није дефинисан степен толеранције зупчаника онда је фактор унутрашњих дин.сила усвојен 1,11			
Јединично отерећење	За највећи момент $\frac{F_t K_A K_v}{b} = 1662,22$			

Фактори утицаја неравнојерне расподјеле оптерећења на парове зубаца у спрези	1,1			
$K_{F\beta} = 1 + (K_{\beta} - 1) \cdot f_w \cdot f_p \cdot f_l = 1 + (1,11 - 1) \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,3 = 1,143$				
Фактор утицаја неравнојерне расподјеле оптерећења дуж зубаца у спрези	$K_{H\beta} = K_{F\beta}^{1,39} = 1,204$			
Коефицијент $K$	$K = K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} = 1,47$			
Израчунати парони $\sigma_H = Z \sqrt{\frac{2T_1}{b \cdot d_1^2} \frac{u+1}{u} K}$	1520	1206	873	548
Број обрта точка при пређеном путу	$n = \frac{s}{O_t} \cdot f = 71031501$			
Број обрта мањег зупчаника	$n_{\Sigma} = n \cdot i_k \cdot u = 1321185917$			
Процентуално учешће промјена у спектру момената $p_{\Sigma}$	0,008	0,200	0,399	0,393
Број промјена при сваком напону при пређеном путу $n_{\Sigma}$	10569487	264237183	527153181	519226065
$[\sigma_{Hi}]_{0,1}$	1826,41	1451	1381,6	1383,09
$[\sigma_{Hi}]_{0,9}$	2086,15	1752	1687,66	1689,05
Фактор криве $\beta = \frac{\log(-\ln 0,1 / -\ln 0,9)}{\log(\sigma_{H0,9} / \sigma_{H0,1})}$	23,20	16,38	15,41	15,43
Параметар $\eta = \frac{\sigma_{H0,1}}{\beta \sqrt{-\ln P_{R0,9}}}$	2012,47	1665,12	1598,77	1600,20

Вјероватноћа разарања $P_R(\sigma_{Hi}) = 1 - e^{-\left(\frac{\sigma_{Hi}}{\eta_i}\right)^{\beta_i}}$	0,0014859268	0,0050957426	0,0000892622	0,0000000657
$F_p = \sum_{i=1}^n P_{i(\sigma_i)} P_{Ri(\sigma_i)}$	0,001066677			
Поузданост $R = 1 - F_p$	0,9989333226			
Дозвољени напон $\sigma_{Hdoz}$	1520			
Обртни момент $T_1 = \left( \sigma_{Hdoz}^2 \frac{d_1^2}{2KZ^2} \frac{u}{u+1} \right) b$	1100000			

Геометријске мјере зупчаника трећег степена преноса

Ред.бр.	Величина	Озн.	Јед.	Формула	Зупчаник 1	Зупчаник 2
1.	Број зубаца	$z$			22	32
2.	Преносни однос	$u$			1,454	
3.	Стандардни модул	$m_n$	mm		5	
4.	Модул	$m$	mm		5,1117	
5.	Угао нагиба	$\beta_o$	°		12	
6.	Профил алата				h <sub>kw</sub> IV $\alpha_n = 20^\circ$	
7.	Помјерање профила		mm	$xm$	2,893	2,673
8.	Угао нагиба профила	$\alpha_o$	°		20°24'37"	
9.	Угао додирнице	$\alpha_{wt}$	°		25°14'12"	
10.	Полуп. заоб. главе алата	$\rho_w$			3,2 max	1,3 max
11.	Смјер завојнице				десни	лијеви

12.	Пречник подеоне кружнице	$d$	mm	$d_1 = m_t z_1$ $d_2 = m_t z_2$	112,457	163,575
13.	Пречник основне кружнице	$d_b$	mm	$d_{b1} = d_1 \cos \alpha_t$ $d_{b2} = d_2 \cos \alpha_t$	105,397	153,305
14.	Пречник подножне кружнице $c_{a0} = 0,25$	$d_f$	mm	$d_{f1} = d_1 - 2m_n(1 - x_1 + c_{a0})$ $d_{f2} = d_2 - 2m_n(1 - x_2 + c_{a0})$	$104,5^{-0,6}$	$154,9^{-0,6}$
15.	Пречник кинематске кружнице	$d_w$	mm	$d_{w1} = \frac{2a}{u+1}$ $d_{w2} = u d_{w1}$	116,518	169,475
16.	Осно растојање	$a$	mm		$143^{+0,03}$	
17.	Пречник темене кружница $c = 0,2$	$d_a$	mm	$d_{a1} = 2a - d_{f2} - cm_n$ $d_{a2} = 2a - d_{f1} - cm_n$	130,1	180,5
18.	Активна дужина додирнице	$l$	mm	$l = 0,5 \left( \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) - a \sin \alpha_{wt}$	25,02	
19.	Број зубаца спрегнутог зупчаника	$z$			32	22
20.	Мерни број зубаца	$z_w$			4	5
21.	Мера преко зубаца	$W_{Avg}$ $W_{Awd}$	mm		$55,282_{-0,200}^{-0,160}$	$70,638_{-0,200}^{-0,160}$
22.	Толеранција бочне линије зупца	$T_\beta$	mm		0,011	

23.	Дозвољено радијлно бацање зуб.	$T_r$	mm		0,04
24.	Толеранција профила зупца	$T_{ev}$	mm		0,014
25.	Степен спрезања прифила	$\varepsilon_\alpha$		$\varepsilon_\alpha = \frac{l}{p_b}$	1,759
26.	Степен спрезања бочних линија зубаца	$\varepsilon_\beta$		$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \operatorname{tg} \beta}{p_t} = \frac{b \cdot \sin \beta}{m_n \pi}$	0,390
					0,410
					0,8

Прорачун трећег степана преноса

	1	2	3	4
Спектар момената у Nmm	1367000	1000000	700000	400000
Фактор еластичности	$Z_E = \sqrt{0,175 \cdot E} = \sqrt{0,175 \cdot 206000} = 189,9$			
Фактор облика бока зупца	$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_{wt}}} = 2,174$			
Фактор утицаја степена спрезања	$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} = 0,82$			
Фактор утицаја нагиба зубаца	$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} = 0,989$			
Коefицијент Z	334,943			
Фактор унутрашњих динамичких сила $K_v$	Како није дефинисан број обртаја при сваком моменту и није дефинисан степен толеранције зупчаника онда је фактор унутрашњих дин.сила усвојен 1,11			
Јединично отерећење	За највећи момент $\frac{F_t K_A K_v}{b} = 870,5$			
Фактори утицаја неравномјерне расподеле оптерећења а парове зубаца у спреси	1,1			

$K_{F\beta} = 1 + (K_{\beta} - 1) \cdot f_w \cdot f_p \cdot f_l = 1 + (1,11 - 1) \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,3 = 1,143$				
Фактор утицаја неравномерне расподјеле оптерећења дуж зубаца у спреси	$K_{H\beta} = K_{F\beta}^{1,39} = 1,204$			
Коефицијент $K$	$K = K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} = 1,47$			
Израчунати парони $\sigma_H = Z \sqrt{\frac{2T_1}{b \cdot d_1^2} \frac{u+1}{u} K}$	1393	1192	997	754
Број обрта точка при пређеном путу	$n = \frac{s}{O_t} \cdot f = 67943175$			
Број обрта мањег зупчаника	$n_{\Sigma} = n \cdot i_k \cdot u = \mathbf{765617665}$			
Процентуално учешће промјена у спектру момената $p_{\Sigma}$	0,009	0,410	0,255	0,326
Број промјена при сваком напону при пређеном путу $n_{\Sigma}$	6890559	313903243	195232505	249591359
$[\sigma_{Hi}]_{0,1}$	1869	1418,2	1467,74	1441,9
$[\sigma_{Hi}]_{0,9}$	2160	1760	1805,47	1781,83
Фактор криве $\beta = \frac{\log(-\ln 0,1 / -\ln 0,9)}{\log(\sigma_{H0,9} / \sigma_{H0,1})}$	21,30	14,28	14,89	14,57
Параметар $\eta = \frac{\sigma_{H0,1}}{\beta \sqrt{-\ln P_{R0,9}}}$	2077,28	1660,22	1707,14	1682,70
Вјероватноћа разарања $P_R(\sigma_{Hi}) = 1 - e^{-\left(\frac{\sigma_{Hi}}{\eta_i}\right)^{\beta_i}}$	0,0002019927	0,0000000000	0,0003320230	0,0000082627
$F_p = \sum_{i=1}^n p_{i(\sigma_i)} P_{Ri(\sigma_i)}$	0,0000891774			



Поузданост $R=1-F_p$	0,9999108226
Дозвољени напон $\sigma_{Hdoz}$	1393
Обртни момент $T_1 = \left( \sigma_{Hdoz}^2 \frac{d_1^2}{2KZ^2} \frac{u}{u+1} \right) b$	<b>1367000</b>

## Геометријске мјере зупчаника четвртог степена преноса

Ред.бр.	Величина	Озн.	Јед.	Формула	Зупчаник	
					1	2
1.	Број зубаца	$z$			29	26
2.	Преносни однос	$u$			0,896	
3.	Стандардни модул	$m_n$	mm		5	
4.	Модул	$m$	mm		5,1156	
5.	Угао нагиба	$\beta_o$	°		12°12'18"	
6.	Профил алата				$h_{kw}=7 \quad \alpha_n=22^\circ 30'$	
7.	Помјерање профила		mm	$xm$	1,079	1,345
8.	Угао нагиба профила	$\alpha_o$	°		22°58'01"	
9.	Угао додирнице	$\alpha_{wt}$	°		25°04'12"	
10.	Полуп. заоб. главе алата	$\rho_w$			3,2 max	3,4 max
11.	Смјер завојнице				десни	лијеви
12.	Пречник подеоне кружности	$d$	mm	$d_1=m_t z_1$ $d_2=m_t z_2$	148,353	133,006

13.	Пречник основне кружнице	$d_b$	mm	$d_{b1} = d_1 \cos \alpha_t$ $d_{b2} = d_2 \cos \alpha_t$	136,593	122,463
14.	Пречник подножне кружнице $c_{a0}=0,25$	$d_f$	mm	$d_{f1} = d_1 - 2m_n(1 - x_1 + c_{a0})$ $d_{f2} = d_2 - 2m_n(1 - x_2 + c_{a0})$	$137,4^{-0,6}$	$122,3^{-0,6}$
15.	Пречник кинематске кружнице	$d_w$	mm	$d_{w1} = \frac{2a}{u+1}$ $d_{w2} = u \cdot d_{w1}$	150,8	135,2
16.	Осно растојање	$a$	mm		$143^{\pm 0,03}$	
17.	Пречник темене кружница $c=0,2$	$d_a$	mm	$d_{a1} = 2a - d_{f2} - cm_n$ $d_{a2} = 2a - d_{f1} - cm_n$	162,7	147,6
18.	Активна дужина додирнице	$l$	mm	$l = 0,5 \left( \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) - a \sin \alpha_{wt}$	24,992	
19.	Број зубаца спрегнутог зупчаника	$z$			26	29
20.	КОНТРОЛА	Мерни број зубаца	$z_w$		5	4
21.		Мера преко зубаца	$W_{Awd}^{Avg}$	mm	$69,205_{-0,200}^{-0,160}$	$54,578_{-0,200}^{-0,160}$
22.		Толеранција бочне линије зупца	$T_\beta$	mm	0,011	
23.		Дозвољено радијлно бацање зуб.	$T_r$	mm	0,04	

24.	Толеранција профила зупца	$T_{ev}$	mm		0,014
25.	Степен спрезања прифила	$\varepsilon_\alpha$		$\varepsilon_\alpha = \frac{l}{p_b}$	1,756
26.	Степен спрезања бочних линија зубаца	$\varepsilon_\beta$		$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \operatorname{tg} \beta}{p_t} = \frac{b \cdot \sin \beta}{m_n \pi}$	0,354
					0,367
					0,721

Прорачун четвртог степена преноса

	1	2	3	4
Спектар момената у Nmm	950000	670000	520000	370000
Фактор еластичности	$Z_E = \sqrt{0,175 \cdot E} = \sqrt{0,175 \cdot 206000} = 189,9$			
Фактор облика бока зупца	$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_{wt}}} = 2,223$			
Фактор утицаја степена спрезања	$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} = 0,825$			
Фактор утицаја нагиба зубаца	$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} = 0,988$			
Коefицијент Z	344,521			
Фактор унутрашњих динамичких сила $K_v$	<i>Како није дефинисан број обртаја при сваком моменту и није дефинисан степен толеранције зупчаника онда је фактор унутрашњих дин. сила усвојен 1,11</i>			
Јединично оптерећење	За највећи момент $\frac{F_t K_A K_v}{b} = 497,69$			
Фактори утицаја неравнојерне расподјеле оптерећења на парове зубаца у спрези	1,1			
$K_{F\beta} = 1 + (K_\beta - 1) \cdot f_w \cdot f_p \cdot f_l = 1 + (1,11 - 1) \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,3 = 1,143$				

Фактор утицаја неравномјерне расподјеле оптерећења дуж зубаца у спреси	$K_{H\beta} = K_{F\beta}^{1,39} = 1,204$			
Коефицијент $K$	$K = K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} = 1,47$			
Израчунати парони $\sigma_H = Z \sqrt{\frac{2T_1}{b \cdot d_1^2} \frac{u+1}{u} K}$	1137	955	841	710
Број обрта точка при пређеном путу	$n = \frac{s}{O_t} \cdot f = 58678196$			
Број обрта мањег зупчаника	$n_\Sigma = n \cdot i_k = 454756022$			
Процентуално учешће промјена у спектру момената $p_\Sigma$	0,007	0,400	0,265	0,328
Број промјена при сваком напону при пређеном путу $n_\Sigma$	3183292	181902409	120510346	149159975
$[\sigma_{Hi}]_{0,1}$	1968,59	1469	1513,72	1490,55
$[\sigma_{Hi}]_{0,9}$	2244,88	1807	1847,26	1826,24
Фактор криве $\beta = \frac{\log(-\ln 0,1 / -\ln 0,9)}{\log(\sigma_{H0,9} / \sigma_{H0,1})}$	23,49	14,91	15,49	15,19
Параметар $\eta = \frac{\sigma_{H0,1}}{\beta \sqrt{-\ln P_{R0,9}}}$	2166,56	1708,63	1750,42	1728,64
Вјероватноћа разарања $P_R(\sigma_{Hi}) = 1 - e^{-\left(\frac{\sigma_{Hi}}{\eta_i}\right)^{\beta_i}}$	0,0000000471	0,0001701393	0,0000117612	0,0000013410
$F_p = \sum_{i=1}^n p_{i(\sigma_i)} P_{Ri(\sigma_i)}$	0,000071614			

Поузданост $R=1-F_p$	0,9999283859
Дозвољени напон $\sigma_{Hdoz}$	1136,958
Обртни момент $T_1 = \left( \sigma_{Hdoz}^2 \frac{d_1^2}{2KZ^2} \frac{u}{u+1} \right) b$	<b>950000</b>

Геометријске мјере зупчаника шестог степена преноса

Ред.бр.	Величина	Озн.	Јед.	Формула	Зупчаник	
					1	2
1.	Број зубаца	$z$			42	19
2.	Пренос. однос	$u$			0,452	
3.	Стандардни модул	$m_n$	mm		4,25	
4.	Модул	$m$	mm		4,52275	
5.	Угао нагиба	$\beta_o$	°		20	
6.	Помјерање профила		mm	$xm$	2,732	2,872
7.	Угао нагиба профила	$\alpha_o$	°		21°10'22"	
8.	Угао додирнице	$\alpha_{wt}$	°		25°53'59"	
9.	Полуп. заоб. главе алата	$\rho_w$			2,8 max	3,0 max
10.	Смјер завојнице				десни	лијеви
11.	Пречник подеоне кружнице	$d$	mm	$d_1 = m_t \cdot z_1$ $d_2 = m_t \cdot z_2$	189,956	85,932
12.	Пречник основне кружнице	$d_b$	mm	$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha_t$ $d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha_t$	177,133	80,132

13.	Пречник подножне кружнице $c_{a0}=0,25$	$d_f$	mm	$d_{f1}=d_1-2m_n(1-x_1+c_{a0})$ $d_{f2}=d_2-2m_n(1-x_2+c_{a0})$	183,8 <sup>-0,5</sup>	79,3 <sup>-0,6</sup>
14.	Пречник кинематске кружнице	$d_w$	mm	$d_{w1}=\frac{2a}{u+1}$ $d_{w2}=u \cdot d_{w1}$	196,949	89,097
15.	Осно растојање	$a$	mm		143 <sup>±0,03</sup>	
16.	Пречник темене кружница $c=0,2$	$d_a$	mm	$d_{a1}=2a-d_{f2}-cm_n$ $d_{a2}=2a-d_{f1}-cm_n$	205,85	101,35
17.	Активна дужина додирнице	$l$	mm	$l=$ $0,5 \left( \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) - a \sin \alpha_{wt}$	21,81	
18.	Број зубаца спрегнутог зупчаника	$z$			19	42
19.	Мерни број зубаца	$z_w$			6	4
20.	Мера преко зубаца	$W_{Awd}^{Avg}$	mm		73,859 <sup>-0,150</sup> <sub>-0,190</sub>	47,228 <sup>-0,140</sup> <sub>-0,180</sub>
21.	Толеранција бочне линије зупца	$T_\beta$	mm		0,011	
22.	Дозвољено радијлно бацање зуб.	$T_r$	mm		0,04	
23.	Толеранција профила зупца	$T_{ev}$	mm		0,013	

24.	Степен спрезања прифила	$\varepsilon_\alpha$		$\varepsilon_\alpha = \frac{l}{p_b}$	1,750	
25.	Степен спрезања бочних линија зубаца	$\varepsilon_\beta$		$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \operatorname{tg} \beta}{p_t} = \frac{b \cdot \sin \beta}{m_n \pi}$	0,768	0,832
					1,6	

Прорачун шестог степна преноса

	1	2	3	4
Спектар момената у Nmm	600000	450000	300000	150000
Фактор еластичности	$Z_E = \sqrt{0,175 \cdot E} = \sqrt{0,175 \cdot 206000} = 189,9$			
Фактор облика бока зупца	$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_{wt}}} = 2,109$			
Фактор утицаја степена спрезања	$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} = 0,775$			
Фактор утицаја нагиба зубаца	$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} = 0,969$			
Коefицијент Z	301,038			
Фактор унутрашњих динамичких сила $K_v$	<i>Kako nije definisan broj obrtaja pri svakom momentu i nije definisan stepen tolerancije zupčanika onda je factor unutrašnjih din.sila usvojen 1,11</i>			
Јединично отерећење	За највећи момент $\frac{F_t K_A K_v}{b} = 476,941$			
Фактори утицаја неравнојерне расподеле оптерећења на парове зубаца у спреси	1,1			
$K_{F\beta} = 1 + (K_\beta - 1) \cdot f_w \cdot f_p \cdot f_l = 1 + (1,11 - 1) \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,3 = 1,143$				
Фактор утицаја неравнојерне расподеле оптерећења	$K_{H\beta} = K_{F\beta}^{1,39} = 1,204$			

дуж зубаца у спреси				
Коефицијент $K$	$K = K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} = 1,47$			
Израчунати напони $\sigma_H = Z \sqrt{\frac{2T_1}{b \cdot d_1^2} \frac{u+1}{u}} K$	984	852	696	492
Број обрта точка при пређеном путу	$n = \frac{s}{O_i} \cdot f = 54354540$			
Број обрта мањег зупчаника	$n_\Sigma = n \cdot i_k = 421247684$			
Процентуално учешће промјена у спектру момената $p_\Sigma$	0,007	0,390	0,275	0,328
Број промјена при сваком напону при пређеном путу $n_\Sigma$	2948734	164286597	115843113	138169240
$[\sigma_{Hi}]_{0,1}$	1961,1	1461	1549,26	1490,02
$[\sigma_{Hi}]_{0,9}$	2275,45	1838	1882,28	1854,84
Фактор криве $\beta = \frac{\log(-\ln 0,1 / -\ln 0,9)}{\log(\sigma_{H0,9} / \sigma_{H0,1})}$	20,75	13,45	15,84	14,08
Параметар $\eta = \frac{\sigma_{H0,1}}{\beta \sqrt{-\ln P_{R0,9}}}$	2185,79	1727,41	1785,74	1748,18
Вјероватноћа разарања $P_R(\sigma_{Hi}) = 1 - e^{-\left(\frac{\sigma_{Hi}}{\eta_i}\right)^{\beta_i}}$	0,0000003667	0,0000000000	0,0000000000	0,0000000000
$F_p = \sum_{i=1}^n P_{i(\sigma_i)} P_{Ri(\sigma_i)}$	0,0000003667			
Поузданост $R = 1 - F_p$	0,9999996333			
Дозвољени напон $\sigma_{Hdoz}$	984			



Обртни момент	<b>600000</b>
$T_1 = \left( \sigma_{Hdoz}^2 \frac{d_1^2}{2KZ^2} \frac{u}{u+1} \right) b$	

Геометријске мјере зупчаника степена преноса за вожњу уназад

Ред.бр.	Величина	Озн.	Јед.	Формула	Зупч. 1	Зупч. 2	Зупч. 3
1.	Број зубаца	$z$			12	21	47
2.	Преносни однос	$u$			1,75		
						2,238	
3.	Стандардни модул	$m_n$	mm		4,45		
4.	Модул	$m$	mm		4,45		
5.	Угао нагиба	$\beta_o$	°		0		
6.	Помјерање профила		mm	$x \cdot m$	+2,225	+3,061	+1,454
7.	Угао нагиба профила	$\alpha_o$	°		22°30'		
8.	Угао додирнице	$\alpha_{wt}$	°		26°58'08"	29°34'39"	25°58'58"
9.	Полуп. заоб. главе алата	$\rho_w$			1,17 max		1,0 max
10.	Смјер завојнице						
11.	Пречник подеоне кружнице	$d$	mm	$d_1 = m_t \cdot z_1$ $d_2 = m_t \cdot z_2$	53,4	93,45	209,15
12.	Пречник основне кружнице	$d_b$	mm	$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha_t$ $d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha_t$	49,335	86,336	193,229
13.	Пречник подножне кружнице $c_{a0} = 0,25$	$d_f$	mm	$d_{f1} = d_1 - 2m_n(1 - x_1 + c_{a0})$ $d_{f2} = d_2 - 2m_n(1 - x_2 + c_{a0})$	45,27 <sub>0,65</sub>	88,05 <sub>0,55</sub>	00,55 <sup>-0,5</sup>

14.	Пречник кинематске кружнице	$d_w$	mm	$d_{w1} = \frac{2a}{u+1}$ $d_{w2} = u d_{w1}$	55,355	99,273	214,95 6
15.	Осно растојање	$a$	mm		$78^{\pm 0,035}$		
						$155,55^{\pm 0,035}$	
16.	Пречник темене кружница $s=0,2$	$d_a$	mm	$d_{a1} = 2a - d_{f2} - c m_n$ $d_{a2} = 2a - d_{f1} - c m_n$	69,11	109,84	222,16
17.	Активна дужина додирнице	$l$	mm	$l =$ $0,5 \left( \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) - a \sin \alpha_{wt}$	21,77		21,59
18.	Број зубаца спрегнутог зупчаника	$z$			21	12 47	21
19.	КОНТРОЛА	Мерни број зубаца	$z_w$		2	3	7
20.		Мера преко зубаца	$W_{Awd}^{Avg}$	mm	22,138 -0,140 -0,180	36,49 -0,150 -0,190	89,224 -0,150 -0,190
21.		Толеранција бочне линије зупца	$T_\beta$	mm	0,029	0,020	0,022
22.		Дозвољено радијлно бацање зуб.	$T_r$	mm	0,04		0,06
23.		Толеранција профила зупца	$T_{ev}$	mm	0,014	0,015	0,018
24.		Степен спрезања прифила	$\varepsilon_\alpha$		$\varepsilon_\alpha = \frac{l}{P_b}$	1,741	

25.	Степен спрезања бочних линија зубаца	$\varepsilon_\beta$		$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \operatorname{tg} \beta}{p_t} = \frac{b \cdot \sin \beta}{m_n \pi}$	0
-----	--------------------------------------	---------------------	--	--	---

Прорачун степена преноса за вожњу уназад

	1	2	3	4
Спектар момената у Nmm	1255000	1055000	855000	655000
Фактор еластичности	$Z_E = \sqrt{0,175 \cdot E} = \sqrt{0,175 \cdot 206000} = 189,9$			
Фактор облика бока зупца	$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_{wt}}} = 2,146$			
Фактор утицаја степена спрезања	$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} = 0,878$			
Фактор утицаја нагиба зубаца	$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} = 1$			
Коefицијент Z	357,805			
Фактор унутрашњих динамичких сила $K_v$	<i>Како није дефинисан број обртаја при сваком моменту и није дефинисан степен толеранције зупчаника онда је фактор унутрашњих дин.сила усвојен 1,11</i>			
Јединично оптерећење	За највећи момент $\frac{F_t K_A K_v}{b} = 915,336$			
Фактори утицаја неравномјерне расподеле оптерећења на парове зубаца у спреси	1,1			
$K_{F\beta} = 1 + (K_\beta - 1) \cdot f_w \cdot f_p \cdot f_l = 1 + (1,13 - 1) \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,3 = 1,169$				
Фактор утицаја неравномјерне расподеле оптерећења дуж зубаца у спреси	$K_{H\beta} = K_{F\beta}^{1,39} = 1,242$			

Коефицијент $K$	$K = K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} = 1,378$			
Израчунати напони $\sigma_H = Z \sqrt{\frac{2T_1}{b \cdot d_1^2} \frac{u+1}{u} K}$	2070	1897	1708	1495
Број обрта точка при пређеном путу	$n = \frac{s}{O_t} \cdot f = 617665$			
Број обрта мањег зупчаника	$n_\Sigma = n \cdot i_k = 18747915$			
Процентуално учешће промјена у спектру момената $p_\Sigma$	0,012	0,410	0,252	0,330
Број промјена при сваком напону при пређеном путу $n_\Sigma$	224975	7686645	4724475	6186812
$[\sigma_{Hi}]_{0,1}$	2266	1848,91	1915,14	1878,16
$[\sigma_{Hi}]_{0,9}$	2475	2142,8	2199,49	2167,9
Фактор криве $\beta = \frac{\log(-\ln 0,1 / -\ln 0,9)}{\log(\sigma_{H0,9} / \sigma_{H0,1})}$	34,96	20,91	22,28	21,50
Параметар $\eta = \frac{\sigma_{H0,1}}{\beta \sqrt{-\ln P_{R0,9}}}$	2416,65	2059,01	2118,68	2085,41
Вјероватноћа разарања $P_R(\sigma_{Hi}) = 1 - e^{-\left(\frac{\sigma_{Hi}}{\eta_i}\right)^{\beta_i}}$	0,0000529592	0,0000000000	0,0000000000	0,0000000000
$F_p = \sum_{i=1}^n P_{i(\sigma_i)} P_{Ri(\sigma_i)}$	0,0000529592			
Поузданост $R = 1 - F_p$	0,999947041			
Дозвољени напон $\sigma_{Hdoz}$	2070			
Обртни момент $T_1 = \left( \sigma_{Hdoz}^2 \frac{d_1^2}{2KZ^2} \frac{u}{u+1} \right) b$	1255000			

## 10. БИОГРАФИЈА

Мирослав Милутиновић, рођен је 28. јуна 1982. године у Љубовији општина Љубовија. Основну школу је завршио у Братунцу 1997. године. Средњу техничку школу, машинског смјера, завршио је 2001. године у Братунцу. Након завршетка средње школе, као дјете палог борца уписао се, школске 2001/02. године на Машински факултет у Источном Сарајеву. Дипломирао је марта 2007. године на одсјеку за производну технику на Машинског факултета у Источном Сарајеву на тему из предмета Пројектовње производних система.

Од априла 2006. године до октобра 2007. године, радио је на техничком прегледу Д.О.О.“РАДОВИЋ“ Братунац као технички контролор возила.

Од октобра 2007. године запослен је на Машинском факултету у Источном Сарајеву и радио као асистент на предметима: Машински елементи I, Машински елементима II, Развој машинских система, Испитивање конструкција.

Током рада на факултету, поред наведеног, знатан део активности усмерио је ка стручном усавршавању. Овладао је специјализованим програмским пакетима за машинско пројектовање и анализу производа: AutoCAD, Autodesk Inventor, Ansys, CATIA и SolidWorks, од којих је већина уведена у наставу као дио одговарајућих предмета. Аутор или коаутор је већег броја радова из области машинства. Учесник је мањег броја пројеката.

Ожењен и отац је троје дјеце

Прилог 1.

## Изјава о ауторству

Потписани-а Мирослав (Славко) Милутиновић

број уписа Д14/06

Изјављујем

да је докторска дисертација под насловом

**ИСТРАЖИВАЊЕ И РАЗВОЈ ПРОЦЕДУРЕ И МОДЕЛА ЗА РОБУСТНИ ДИЗАЈН**

---

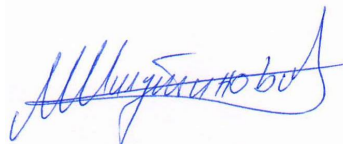
**МЕЊАЧКИХ ПРЕНОСНИКА**

---

- резултат сопственог истраживачког рада,
- да предложена дисертација у целини ни у деловима није била предложена за добијање било које дипломе према студијским програмима других високошколских установа,
- да су резултати коректно наведени и
- да нисам кршио/ла ауторска права и користио интелектуалну својину других лица.

Потпис докторанда

У Београду, 19.04.2013.год.



---

Прилог 2.

## Изјава о истоветности штампане и електронске верзије докторског рада

Име и презиме аутора Мирослав (Славко) Милутиновић

Број уписа Д14/06

Студијски програм Докторске студије Машинског факултета Београд

Наслов рада ИСТРАЖИВАЊЕ И РАЗВОЈ ПРОЦЕДУРЕ И МОДЕЛА ЗА

РОБУСТНИ ДИЗАЈН МЕЊАЧКИХ ПРЕНОСНИКА

Ментор Проф.др Милосав Огњановић

Потписани \_\_\_\_\_

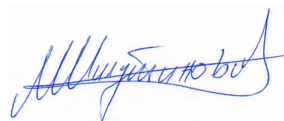
изјављујем да је штампана верзија мог докторског рада истоветна електронској верзији коју сам предао/ла за објављивање на порталу **Дигиталног репозиторијума Универзитета у Београду**.

Дозвољавам да се објаве моји лични подаци везани за добијање академског звања доктора наука, као што су име и презиме, година и место рођења и датум одбране рада.

Ови лични подаци могу се објавити на мрежним страницама дигиталне библиотеке, у електронском каталогу и у публикацијама Универзитета у Београду.

Потпис докторанда

У Београду, 19.04.2013.год.



Прилог 3.

## Изјава о коришћењу

Овлашћујем Универзитетску библиотеку „Светозар Марковић“ да у Дигитални репозиторијум Универзитета у Београду унесе моју докторску дисертацију под насловом:

**ИСТРАЖИВАЊЕ И РАЗВОЈ ПРОЦЕДУРЕ И МОДЕЛА ЗА РОБУСТНИ ДИЗАЈН**

---

**МЕЊАЧКИХ ПРЕНΟΣНИКА**

---

која је моје ауторско дело.

Дисертацију са свим прилозима предао/ла сам у електронском формату погодном за трајно архивирање.

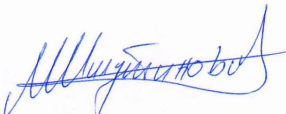
Моју докторску дисертацију похрањену у Дигитални репозиторијум Универзитета у Београду могу да користе сви који поштују одредбе садржане у одабраном типу лиценце Креативне заједнице (Creative Commons) за коју сам се одлучио/ла.

1. Ауторство
2. Ауторство - некомерцијално
3. Ауторство – некомерцијално – без прераде
4. Ауторство – некомерцијално – делити под истим условима
5. Ауторство – без прераде
6. Ауторство – делити под истим условима

(Молимо да заокружите само једну од шест понуђених лиценци, кратак опис лиценци дат је на полеђини листа).

У Београду, 19.04.2013.год.

Потпис докторанда



---