

Организатор скупа
ФАКУЛТЕТ ТЕХНИЧКИХ НАУКА, НОВИ САД

У сарадњи са
ЈУДЕКО, БЕОГРАД

Уз подршку
МИНИСТАРСТВА НАУКЕ И ЗАШТИТЕ ЖИВОТНЕ
СРЕДИНЕ РЕПУБЛИКЕ СРБИЈЕ, БЕОГРАД

ЗБОРНИК РАДОВА

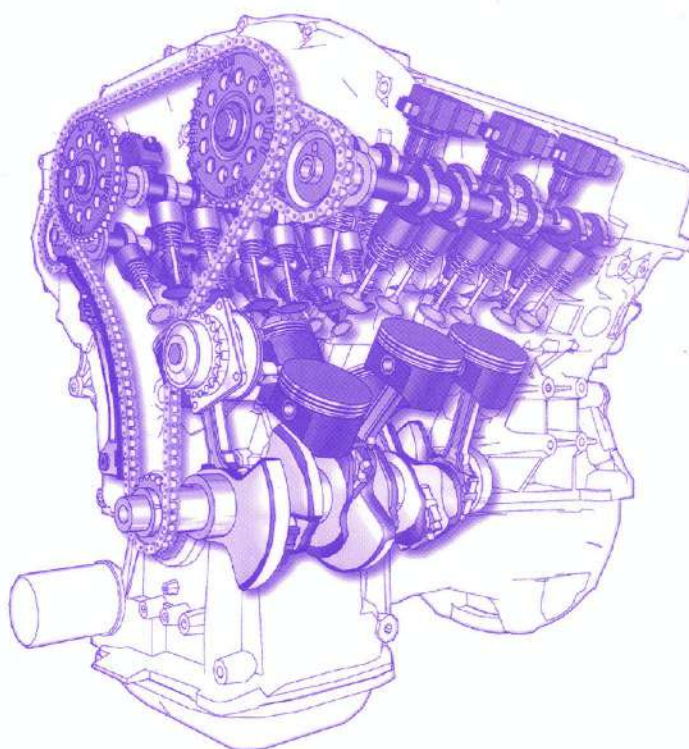
ТРЕЋЕГ СКУПА О КОНСТРУИСАЊУ, ОБЛИКОВАЊУ И ДИЗАЈНУ

3. КОД 2004

PROCEEDINGS

3rd CONFERENCE ABOUT CONSTRUCTION, SHAPING & DESIGN

3. KOD 2004



НОВИ САД, 19.05.2004

Организатор Скупа:

ФАКУЛТЕТ ТЕХНИЧКИХ НАУКА, 21000 Нови Сад, Трг Д. Обрадовића бр.6
тел.: 021 350 122 локал 114

у сарадњи са:

ЈУДЕКО, 11000 Београд, 27. Марта 80.

Уз финансијку подршку Министарства науке и заштите животне средине
Републике Србије, 11000 Београд, Немањина 22 - 26

Почасни председник Симпозијума:

Коста КРСМАНОВИЋ
Факултет примењених уметности, 11000 Београд, Краља Петра 4

Председник програмског одбора:

Синиша КУЗМАНОВИЋ, ФТН, 21000 Нови Сад, Трг Д. Обрадовића бр.6
kuzman@uns.ns.ac.yu

Чланови програмског одбора:

З. АНИШИЋ, ФТН, Н. Сад
К. АРНАУДОВ, МФ, Софија
С. БЕЛА, ФТН, Н. Сад
Р. БУЛАТОВИЋ, МФ, Подгорица
С. ВАСИЉЕВ, ЕкФ, Суботица
Д. ВИЛОТИЋ, ФТН, Н. Сад
Ј. ВЛАДИЋ, ФТН, Н. Сад
А. ВУЛИЋ, МФ, Ниш
М. ГЕОРГИЈЕВИЋ, ФТН, Н. Сад
В. ЂОКИЋ, МФ, Ниш
М. ЂУРЂЕВИЋ, МФ, Бањалука
М. ЗЕЉКОВИЋ, ФТН, Н. Сад
С. ЈАНИЦИ, ФЕ, Ресита, Румунија
М. ЈОВАНОВИЋ, МФ, Ниш
С. ЈОВИЧИЋ, МФ, Крагујевац
З. МАРИНКОВИЋ, МФ, Ниш
В. МИЛТЕНОВИЋ, МФ, Ниш
Р. МИТРОВИЋ, МФ, Београд
С. НАВАЛУШИЋ, ФТН, Н. Сад
Вера НИКОЛИЋ, МФ, Крагујевац
М. ОГЊАНОВИЋ, МФ, Београд,
М. ПЛАНЧАК, ФТН, Н. Сад
Сузана САЛАИ, ЕкФ, Суботица
С. ТАНАСИЈЕВИЋ, МФ, Крагујевац
В. ТОДИЋ, ФТН, Н. Сад
Р. ТОПИЋ, МФ, Београд
И. ЋОСИЋ, ФТН, Н. Сад
Ј. ХОДОЛИЧ, ФТН, Н. Сад
М. ШАРЕНАЦ, МФ, Срп. Сарајево

Председник организационог одбора:

Јован ВЛАДИЋ, ФТН, Н. Сад

Чланови организационог одбора:

Н. БАБИН, ФТН, Н. Сад
С. КУЗМАНОВИЋ, ФТН, Н. Сад

Технички секретари скупа:

Ружица ТРБОЈЕВИЋ, ФТН, Н. Сад
М. РАЦКОВ, ФТН Н. Сад
В. ВАСИЋ, ФТН Н. Сад

Дизајн корица:

Н. ВРАНЕШ, ФТН, Н. Сад

САДРЖАЈ:

1. Коста Крсмановић: РАЧУНАРОМ ПОДРЖАН ИНДУСТРИЈСКИ ДИЗАЈН - CAID	1
2. Милосав Огњановић: ИСТРАЖИВАЊА У КОНСТРУИСАЊУ	7
3. Војислав Милтеновић: МЕСТО И УЛОГА КРЕАТИВНОСТИ У ПРОЦЕСУ КОНСТРУИСАЊА	11
4. Жарко Војнић, Синиша Кузмановић: УТИЦАЈ ИМИЦА МАРКЕ НА РАЗВОЈ ПРОИЗВОДА	17
5. Илија Ћосић, Зоран Анишић, Igor Fürstner: ИНТЕГРИСАЊЕ DFE АЛАТА У IPS-DFX МЕТОДОЛИГИЈУ ЗА ИНТЕГРАЛНИ РАЗВОЈ ПРОИЗВОДА	21
6. Бојан Зупан, Божидар Лукић: ПОРЕЂЕЊЕ 3D И 2D СИСТЕМА ЗА РАЧУНАРОМ ПОДРЖАНО ПРОЈЕКТОВАЊЕ	27
7. Јован Владић, Велибор Васић, Драган Живанић: ПРОБЛЕМАТИКА ПРОЈЕКТОВАЊА ПУТЕМ РАЧУНАРА СА ПРИМЕРИМА ИЗ ПРАКСЕ	31
8. Cvijan Krsmanović: SIMULACIONI PRISTUP PROJEKTOVANJU KAO OSNOVA OBEZBEĐENJA KVALITETA PROIZVODA I EFEKTIVNE PROIZVODNJE	39
9. Pele Alexandru-Viorel, Baban Marius, Groza Mihai Dan: PRECISION SIMULATION OF AN INDUSTRIAL ROBOT ENDTOOL IN FLEXIBLE MANUFACTURING CELL	45
10. Слободан Навалушић, Милан Зељковић, Зоран Милојевић: ИНЖЕЊЕРСКО ПРОЈЕКТОВАЊЕ СА СТАНОВИШТА БЕЗБЕДНОСТИ	47
11. Sava Ianici, Liviu Coman, Codruta Hamat, Lenuta Suciu: MECHATRONICS – PRESENT AND PROSPECT SCIENCE FOR HUMAN SOCIETY DEVELOPMENT IN THE XXI ST CENTURY	53
12. Божидар Лукић, Цвијан Крсмановић: АУТОМАТИЗАЦИЈА ПРОЦЕСА ПРОЈЕКТОВАЊА ДЕЛОВА ЕКСТЕРИЈЕРА ГРАЂЕВИНСКИХ ОБЈЕКТА	57
13. Александар Живковић, Милан Зељковић, Зоран Милојевић: УТИЦАЈ ТИПА КОНАЧНОГ ЕЛЕМЕНТА НА ТАЧНОСТ АНАЛИЗЕ ПРИ ИСПИТИВАЊУ СТАТИЧКОГ ПОНАШАЊА АКСИЈАЛНИХ СТРУКТУРА	61
14. Драган Милчић, Мирослав Мијајловић: ПАРАМЕТАРСКО МОДЕЛИРАЊЕ ДЕЛОВА ЗУПЧАСТОГ ПРЕНОСНИКА СНАГЕ	67
15. Kyrill Arnaudow, Dimitar Karaivanov: RAUM- UND MASSESPARENDE ZAHNRADGETRIEBE	73
16. Миомир Јовановић, Александар Милтеновић: ВИРТУЕЛНИ ПРИСТУП ОДРЕЂИВАЊА СЛИКЕ НОШЕЊА И ТОКА ХАБАЊА ПУЖНИХ ПАРОВА	79
17. В. Јовановић, К. Рафа, М. Симић, М. Лазаревић, З. Ташин: РАЧУНАРОМ ПОДРЖАНО ПРОЈЕКТОВАЊЕ НОСАЧА БАЗНОГ ДЕЛА ПРЕДМЕТА РАДА У ПРОЦЕСИМА МОНТАЖЕ	85
18. Милосав Георгијевић: УТИЦАЈ АУТОМАТИЗАЦИЈА РАДА И УПРАВЉАЊА НА ВЕК ТРАЈАЊА МАШИНА	89
19. Juliana G. Javorova: STABILITY OF HD JOURNAL BEARINGS -GRAPH-ANALYTICAL METHOD	95
20. Миомир Јовановић, Предраг Милић: ОБЛИКОВАЊЕ ГЕОМЕТРИЈЕ ВЕЛИКИХ ПОДЕСИВИХ ОСЛОНАЦА	99

21. Вујадин Алексић, Миодраг Арсић, Зоран Анђелковић: ИЗБОР ОБЛИКА ЧЕЛИЧНОГ ВОДОТОРЊА У ЗАВИСНОСТИ ОД УСЛОВА ЕКСПЛОАТАЦИЈЕ	105
22. Gilbert-Rainer Gillich, Nicoleta Gillich: ERGONOMIC SEATING IN INDUSTRIAL APPLICATIONS	111
23. Sava Ianici, Lenuta Suciu, Draghita Ianici, Karina Lay: THE EVOLUTION OF THE BEARING MANUFACTURING FOR DIESEL MOTORS AT RESITA	115
24. Tiberiu Ștefan Mănescu, Camelia Bretotean, Sava Ianici: CONSIDERATION ON TENSION AND DEFORMATION APPEARING IN THE DOUBLE DECKER BUTERFLY COCK TYPE OBTURATORS	119
25. Michail Leparov, Georgy Dinev: MULTIPLICATION OF THE FUNCTIONS OF AN ASSEMBLED UNIT	121
26. Војкан Нојнер: ОБЛИКОВАЊЕ И КОНСТРУИСАЊЕ КЛИНГЕЛНБЕРГ КОНУСНИХ ЗАВОЈНИХ ЗУПЧАНИКА	125
27. Мићо Станојевић, Милосав Ђурђевић, Жељко Јовичић: ПОСТУПАК 3D – РЕКОНСТРУКЦИЈЕ У ЦИЉУ ПРОИЗВОДЊЕ ИНДИ-ВИДУАЛНО ПРИЛАГОЂЕНИХ ИМПЛАНТАТА	133
28. Зоран Маринковић, Миомир Јовановић, Предраг Милић, Горан Петровић: ПАРАМЕТАРСКО-ГЕОМЕТРИЈСКО ПРОЈЕКТОВАЊЕ ФАМИЛИЈА ЛЕПТИРАСТИХ ЗАТВАРАЧА	137
29. Răduca Eugen, Răduca Mihaela: TECHNICAL STATE ANALYSE OF MEDIUM POWER BULB HYDROGENERATORS FOR THE RE-TECHNOLOGY	145
30. Mihai-Dan Groza, Alexandru-Viorel Pele, Marius Băban: TWO CHANNEL OPTICAL INTERRUPTERS MAY BE USED FOR DETERMINING DIRECTION OF ROTATION SPEED	149
31. Răduca Mihaela, Răduca Eugen : RE-TECHNOLOGY OF MEDIUM POWER BULB HYDROGENERATORS	151
32. Клара Рафа, Цвијан Крسمановић: МОДЕЛИРАЊЕ СИСТЕМА PVC И AL РОЛЕТНИ ЗА СПОЉНУ УГРАДЊУ	157
33. Десимир Јовановић, Слободан Танасијевић: МЕХАНИЗАМ СЛОБОДНОГ ХОДА ИМПУЛСНИХ ВАРИЈАТОРА, ОБЛИК И КАРАКТЕРИСТИКЕ	163
34. Јован Владић, Драган Живанић, Велибор Васић: АУТОМАТИЗАЦИЈА ПОСТУПКА ФОРМИРАЊА ТРАСЕ КАО ПОДЛОГА ЗА ПРОЈЕКТОВАЊЕ ЖИЧАРА	167
35. Marius Baban, Calin Baban, Alexandru Pele, Mihai Groza: RELIABILITY ASSURANCE OF THE CUTTING TOOLS	173
36. Atanas Tashev, Georgy Dinev: SOME PRODUCTIONAL MARKETING ISSUES IN MEASURING AND ASSESSMENT OF PRODUKT QUALITIES	175
37. Desimir Jovanović, Mirko Ćirković: UTICAJ OBLIKA PROFILA MEHANIZMA SLOBODNOG HODA NA STEPEN KORISNOG DEJSTVA IMPULSNIH VARIJATORA	179
38. Marusia Teofilova: IMAGIN OF FUNDAMENTAL GEOMETRIC OBJECTS ON CYLINDER-PERSPECTIVE PROJECTION	183
39. Говедаровић Јелена, Зорица Ђорђевић: ОСНОВНЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ ЗУПЧАНИКА ИЗРАЂЕНИХ ОД КОМПОЗИТНИХ МАТЕРИЈАЛА	189
40. Зорица Ђорђевић, Јелена Говедаровић: ПРЕДНОСТИ ПРИМЕНЕ КОМПОЗИТНИХ МАТЕРИЈАЛА ЗА ИЗРАДУ ТРАНСМИСИОНИХ ВРАТИЛА	193

41. Liviu Coman: SOME TECHNOLOGICAL OPTIONS FOR FINE BLANKING	197
42. Liviu Coman, Sava Ianici: GENERAL CONSIDERATIONS REGARDING THE STRUCTURE AND THE QUALITY OF A STEEL FOR FINEBLANKING	201
43. Мирко Благојевић, Ненад Срећковић: ПЛАСТИЧНИ МАТЕРИЈАЛИ У ИНДУСТРИЈИ ЛЕЖАЈА	205
44. Драгослав Јаношевић, Коста Крсмановић: ОБЛИКОВАЊЕ И ДИЗАЈН ХИДРАУЛИЧКОГ БАГЕРА	209
45. Живота Тасић, Милош Милованчевић, Александар Милтеновић: ЕЛЕКТРОНЕМИЈСКИ АКТУАТОРИ КАО САВРЕМЕНИ ПОГОНСКИ АГРЕГАТИ У ИНДУСТРИЈИ	215

CONTENT:

1. Kosta Krsmanović: COMPUTER AIDED INDUSTRIAL DESIGN – CAID	1
2. Milosav Ognjanović: DESIGN RESEARCH	7
3. Vojislav Miltenović: PLACE AND ROLE OF CREATIVITY IN DESIGN PROCESS	11
4. Žarko Vojnić, Siniša Kuzmanović: DEVELOPMENT ACTIVITIES INFLUENCING BRAND EQUITY	17
5. Ilija Ćosić, Zoran Anišić, Igor Fürstner DESIGN FOR ENVIRONMENT IN IPS-DFX METHODOLOGY FOR INTEGRATED PRODUCT DEVELOPMENT AS A PART OF CONCURRENT ENGINEERING	21
6. Bojan Zupan, Božidar Lukić: 3D VS 2D CAD SOFTWARE	27
7. Jovan Vladić, Velibor Vasić, Dragan Živanić: COMPUTER AIDED DESIGN WITH PRACTICAL EXAMPLES	31
8. Cvijan Krsmanović: A SIMULATION APPROACH TO DESIGN AS A BASE FOR PRODUCT QUALITY AND SYSTEM EFFECTIVENESS ASSURANCE	39
9. Pele Alexandru-Viorel, Baban Marius, Groza Mihai Dan: PRECISION SIMULATION OF AN INDUSTRIAL ROBOT ENDOOL IN FLEXIBLE MANUFACTURING CELL	45
10. Slobodan Navalušić, Milan Zeljković, Zoran Milojević: ENGINEERING DESIGN FROM THE ASPECT OF THE SAFETY	47
11. Sava Ianici, Liviu Coman, Codruta Hamat, Lenuta Suciu: MECHATRONICS – PRESENT AND PROSPECT SCIENCE FOR HUMAN SOCIETY DEVELOPMENT IN THE XXI ST CENTURY	53
12. Božidar Lukić, Cvijan Krsmanović: PROCESS AUTOMATION IN THE DESIGN OF PARTS FOR EXTERIOR OF CIVIL OBJECTS	57
13. Aleksandar Živković, Milan Zeljković, Zoran Milojević: THE INFLUENCE OF FINITE ELEMENT TYPE ON THE ANALYSING ACCURACY BY AXIAL STRUCTURES STATIC'S BEHAVIOUR EXAMINATION	61
14. Dragan Milčić: PARAMETRIC MODELING OF THE PARTS OF GEAR POWER TRANSMISSIONS	67
15. Kyrill Arnaudow, Dimitar Karaivanov: GEAR SAVING VOLUME AND MASS	73
16. Miomir Jovanović, Aleksandar Miltenović: VIRTUAL APPROACH OF DETERMING THE CONTACT PATTERN AND WEARING PROCESS OF WORM GEARS	79
17. V. Jovanović, K. Rafa, M. Simić, M. Lazarević, Z. Tašin: COMPUTER AIDED DESIGN OF THE BASE PART HOLDING FIXTURE IN ASSEMBLY PROCESS	85
18. Milosav Georgijević: RAISING LIVING AGE OF TRANSPORT MACHINERY THROU MECHATRONICS SYSTEMS	89
19. Juliana G. Javorova: STABILITY OF HD JOURNAL BEARINGS -GRAPH-ANALYTICAL METHOD	95
20. Miomir Jovanović, Predrag Milić: THE GEOMETRIC DESIGN OF LARGE ADJUSTABLE SUPPORTS	99
21. Vujadin Aleksić, Miodrag Arsić, Zoran Andelković: SELECTION OF STEEL WATER TOWER IN DEPENDENCE OF EXPLOITATION CONDITIONS	105

22. Gilbert-Rainer Gillich, Nicoleta Gillich: ERGONOMIC SEATING IN INDUSTRIAL APPLICATIONS	111
23. Sava Ianici, Lenuta Suci, Draghita Ianici, Karina Lay: THE EVOLUTION OF THE BEARING MANUFACTURING FOR DIESEL MOTORS AT RESITA	115
24. Tiberiu Ștefan Mănescu, Camelia Bretotean, Sava Ianici: CONSIDERATION ON TENSION AND DEFORMATION APPEARING IN THE DOUBLE DECKER BUTTERFLY COCK TYPE OBTURATORS	119
25. Michail Leparov, Georgy Dinev: MULTIPLICATION OF THE FUNCTIONS OF AN ASSEMBLED UNIT	121
26. Vojkan Nojner: SHAPING AND CONSTRUCTING OF KLINGELNBERG SPIRAL BEVEL GEARS	125
27. Mićo Stanojević, Milosav Đurđević, Željko Jovičić: 3D RECONSTRUCTION PROCEDURE IN THE PURPOSE OF CUSTOM MADE IMPLANTS PROCESSING	133
28. Zoran Marinković, Miomir Jovanović, Predrag Milić, Goran Petrović: PARAMETER-GEOMETRICAL DESIGN OF FAMILIES OF BUTTERFLY VALVES	137
29. Răduca Eugen, Răduca Mihaela: TECHNICAL STATE ANALYSE OF MEDIUM POWER BULB HYDROGENERATORS FOR THE RE-TECHNOLOGY	145
30. Mihai-Dan Groza, Alexandru-Viorel Pele, Marius Băban: TWO CHANNEL OPTICAL INTERRUPTERS MAY BE USED FOR DETERMINING DIRECTION OF ROTATION SPEED	149
31. Răduca Mihaela, Răduca Eugen : RE-TECHNOLOGY OF MEDIUM POWER BULB HYDROGENERATORS	151
32. Klara Rafa, Cvijan Krsmanović: MODELLING PVC AND AL ROLL – BAR SYSTEMS	157
33. Desimir Jovanović, Slobodan Tanasijević: FREE MOTION MECHANISM OF IMPULSIVE VARIATORS, FORM AND CHARACTERISTICS	163
34. Jovan Vladić, Dragan Živanić, Velibor Vasić: AUTOMATION PROCEDURE FORMATION ROUTE LIKE BASE FOR PROJECTING OF ROPEWAY	167
35. Marius Baban, Calin Baban, Alexandru Pele, Mihai Groza: RELIABILITY ASSURANCE OF THE CUTTING TOOLS	173
36. Atanas Tashev, Georgy Dinev: SOME PRODUCTIONAL MARKETING ISSUES IN MEASURING AND ASSESSMENT OF PRODUKT QUALITIES	175
37. Desimir Jovanović, Mirko Ćirković: THE INFLUENCE OF FORM TYPES OF FREE MOTION MECHANISM TO UTILIZATION RATIO OF IMPULSIVE VARIATORS	179
38. Marusia Teofilova: IMAGIN OF FUNDAMENTAL GEOMETRIC OBJECTS ON CYLINDER-PERSPECTIVE PROJECTION	183
39. Govedarović Jelena, Zorica Đorđević: MAIN CHARACTERISTICS COMPOSITE GEARS	189
40. Zorica Đorđević, Jelena Govedarović: ADVANTAGES OF APPLICATION COMPOSITE MATERIALS FOR PRODUCTION TRANSMISSION SHAFTS	193
41. Liviu Coman: SOME TECHNOLOGICAL OPTIONS FOR FINE BLANKING	197
42. Liviu Coman, Sava Ianici: GENERAL CONSIDERATIONS REGARDING THE STRUCTURE AND THE QUALITY OF A STEEL FOR FINEBLANKING	201
43. Mirko Blagojević, Nenad Srećković: PLAIN BEARINGS MADE FROM PLASTICS	205

44. Dragoslav Janosevic, Kosta Krsmanovic: DEVELOPMENT OF A NEW GENERATION OF BUILDING MACHINES 209
45. Života Tasić, Miloš Milovančević, Aleksandar Miltenović: ELECTROCHEMICAL ACTUATORS, NEW DRIVES FOR APPLICATIONS 215

RAČUNAROM PODRŽAN INDUSTRIJSKI DIZAJN - CAID

*red. prof. Kosta Krsmanović, spec. produkt dizajna,
Fakultet primenjenih umetnosti,
Kralja Petra 4, 11 000 Beograd*

Rezime

Tema rada je problematika industrijskog dizajna i savremena metodologija oblikovanja zasnovana na upotrebi softvera. Specifičnost struke uslovljava da se koristi veći broj raznovrsnih softvera. U početnoj i završnoj, prezentacionoj fazi koriste se 2D programi za crtanje, obradu slike i pripremu štampe, u fazi koncepta i preliminarog dizajna koriste se pretežno CAID i CAD softveri za 3D modeliranje. Slično tradicionalnom procesu razvoja i predloženi metod oblikovanja pomoću CAID i CAD softvera obuhvata sve karakteristične faze razvoja proizvoda, ali je razvoj znatno kvalitetniji i brži.

ključne reči: industrija, dizajn, CAID/CAD/CAM razvoj

1. UVOD

U savremenim tržišnim uslovima privredjivanja, presudnu ulogu za uspeh novog proizvoda ima njegov kvalitet, pri čemu pod kvalitetom, u najširem smislu, podrazumevamo satisfakciju krajnjeg korisnika proizvoda tj. kupca. Tržište je mehanizam koji određuje cenu proizvoda, a kupac se po sopstvenom naodjenju opredeljuje, između sličnih proizvoda, za izbor jednog, na osnovu uočenih njegovih kvaliteta, kao npr. da li dobro funkcioniše, da li je trajan, da li se lako održava, kao i da li poseduje savremen i privlačan oblik, inovativnost i multifunkcionalnost.

Danas je razvoj novog proizvoda posao za multidisciplinarni razvojni tim u kome svako ima svoju određenu ulogu, a koga najčešće čine eksperti specijalizovani za sledeće oblasti:

- marketing i istraživanje tržišta
- analiza konkurencije
- osiguranje kvaliteta
- proizvodnja
- industrijski dizajn i inženjering
- finansije i prodaja

Ovakav tim je najbolji ambijent za integraciju pojedinačnih znanja. U timu se radi simultano, počev od osnovne ideje i definisanja zadatka, do konačnog rešenja, tj. novog proizvoda, a do rešenja se dolazi postupno, brže i kvalitetnije nego na tradicionalan način, u nizu iteracija između članova tima.

Pored dobre ideje o novom proizvodu, kao i znanja, umešnosti i veštine svakog pojedinog člana tima, za uspeh će biti važno i koordiniranje rada, kako bi se što kvalitetnije i brže stiglo do planiranog cilja. U osnovi ovog problema, nalazi se i poznavanje metoda rada različitih specijalnosti uključenih u razvojni tim, kao i savremenih softverskih alata kojima se služe u radu i međusobno komuniciraju.

Tema ovoga rada je da prikaže savremenu metodologiju dizajna koja se primenjuje u timskom procesu razvoja proizvoda, koja se zasniva na timskom radu i upotrebi različitih softverskih alata.

2. PROBLEMI PROJEKTOVANJA U INDUSTRIJSKOM DIZAJNU

U praksi razvoja industrijskih proizvoda susrećemo raznovrsne problemske situacije. Postoje dva osnovna tipa. Jedne odlikuju atributi kao što su npr.: kvantitativnost, zasnovanost na činjenicama koje su proverljive, principijelna rešivost, deljivost, deterministički karakter, kao i činjenica da je čovek "izvan problemske situacije". To su problemi kvantiteta, kao npr.: problemi dimenzija, kinematike, krutosti, tehnoloških postupaka proizvodnje ili motaže, antropometrijskih analiza ili analiza cene koštanja i sl. Druge karakterišu atributi kao što su: kvalitativnost, zasnovanost na vrednosnim sudovima, principijelna nerešivost ili delimična rešivost, loša definisanost, stohastički karakter, a na kraju i činjenica da je čovek "unutar problemske situacije". Tipični problemi sa kojima se susreću industrijski dizajneri prtežno su kvalitativne prirode [2].

Ovo najbolje ilustruje pitanje "dobre forme" koje predstavlja suštinu industrijskog dizajna, gde je najvažnije postići optimalan odnos između forme i funkcije, uz uslov da budu zadovoljeni tržišni, tehničko-tehnološki i proizvodni zahtevi. To je zapravo je estetski sadržaj dizajna, koji je deskriptivnog i ne normativnog karaktera. Primera radi, estetske kategorije pomoću kojih opisujemo "dobru formu" kao kvalitet nekog dizajna mogu biti: jednostavnost, jasnoća, povezanost, lakoća, identitet, jedinstvo. Takođe, forma može sadržati i određene semantičke karakteristike, kao što su: aerodinamičnost, biomorfnost, dekorativnost, i sl. Na taj način možemo opisati formu, ali da bi bili u stanju i da je vrednujemo, što je veoma važno za projektante, moramo je komparirati sa nekim opšte prihvaćenim sistemom vrednosti. To nas dovodi do pojmova: mode, trendova, pravaca ili stilova u oblikovanju. U svom radu dizajner se rukovodi ličnim stavom, osećanjem mere, iskustvom i veštinom da gradi formu novog proizvoda u skladu sa proklamovanim i opšte prihvaćenim stavovima. Drugi uobičajeni metod koji

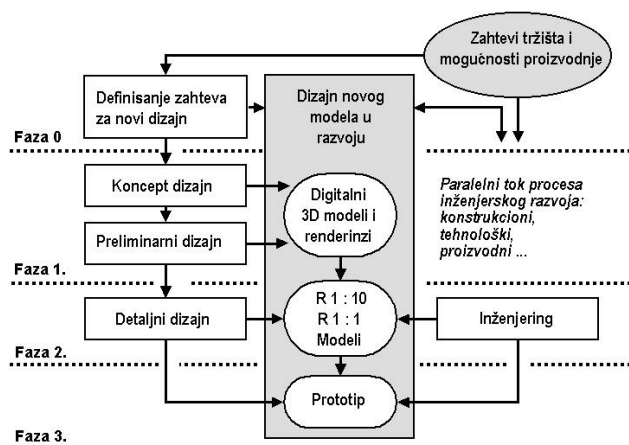
se koristi jeste da se omogući da korisnici participiraju u rešenju, što bi značilo da se dizajner uzdržava od krajnjeg izbora dok ne proveri "mišljenje korisnika". Za tu svrhu služe ankete, testovi, intervjui i sl. pomoću kojih se ispituju predstavnici budućih korisnika, tzv "fokus grupe", što olakšava dizajneru da donese konačnu odluku, npr.: koje od predloženih rešenja je "najbolje", pa treba da se izabere za dalju razradu ili proizvodnju.

Bez obzira da li se radi o dizajnu kreiranom na osnovu poznavanja opšte prihvaćenih stavova, o dizajnu razvijanom uz kontrole rešenja pomoću testova, ili o kombinaciji oba metoda, što je i čest slučaj, uvek se prvo kreira dizajn rešenje, a zatim se analizira, proverava i testira kako bi se što sigurnije obezbedio uspeh proizvoda na tržištu.

3. RAČUNAROM PODRŽAN PROCES INDUSTRIJSKOG DIZAJNA

Veliki napredak u bavljenju poslovima dizajna novih proizvoda doneli su savremeni softveri, koncipirani kao jedinstveni informacioni i komunikacioni sistemi koji suštinski i praktično povezuju sve procese - od projektovanja i proizvodnje, od postprodukcije. Njihova upotreba u kombinaciji sa Internet i Intranet tehnologijom omogućila je da se različiti segmenti projekta razvijaju simultano, čak na više različitih mesta, kao i da u njima učestvuje veći broj različitih specijalnosti grupisanih oko rešenja jednog projekta.

Takođe, oni su omogućili da se kreiraju delovi, sklopovi, proizvodi, proizvodnja ili proces upotrebe proizvoda, koji se zatim na različite načine "virtuelno" analiziraju i testiraju pre nego što se bilo šta napravi u stvarnosti.



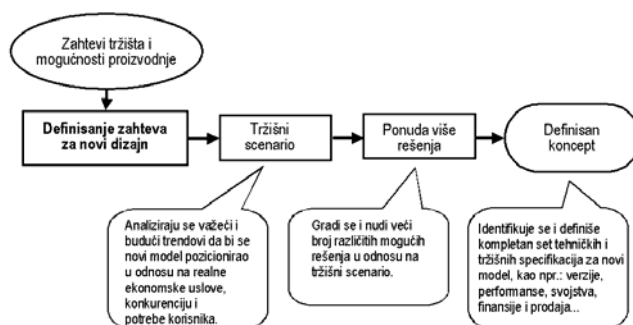
Sl. 1. Faze razvoja projekta u oblasti industrijskog dizajna

3. "Zagato Centro Stile" je renomirani italijanski studio za dizajn i izgradnju prototipova automobila i drugih transportnih sredstava, osnovan 1919. god. U periodu od 1989 - 1991. god, u ovom studiju

je izgrađen "Alfa Romeo SZ", prvi ikada proizveden automobil u potpunosti razvijen u CAD/CAM tehnologiji. (www.zagato.it). Ponavljanjem ovog postupka sve dok se ne dobije rešenje zadovoljavajuće u svakom pogledu, veoma su unapređeni kvalitet i brzina projektovanja. Sve ovo uslovalo je da se većina razvojnih problema rešava u mnogo ranijim fazama, da su istraživanja kompleksnija, da se obavlja daleko veći broj istraživanja, smanjujući tako rizik od greške, podižući ukupni kvalitet proizvoda, a drastično smanjujući potrebno vreme i cenu.

Predloženi proces dizajna (Sl. 1.) razvijen je na osnovu ličnog iskustva stečenog u projektovanju i realizaciji industrijskih proizvoda tokom dugogodišnje saradnje sa preduzećem CAD CAM DATA iz Beograda, kao i na osnovu iskustava renomiranog italijanskog studija za dizajn Zagato Centro Stile [3].

Dizajn proces baziran na primeni informacionih tehnologija počinje od definisanja zahteva za dizajn, preko razvoja dizajna pomoću digitalnih 2D i 3D modela, do realizacije fizičkih modela u razmeri i prototipa koji u celini i svim detaljima treba da prikaže i potvrdi kvalitete projektovanog rešenja i bude osnova za pripremu serijske proizvodnje.

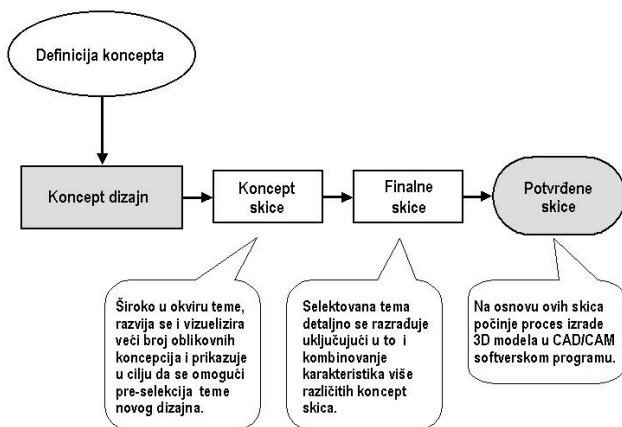


Sl. 2. Početak projekta (faza 0) definisanje zahteva za novi dizajn

Početak rada na projektu predstavlja **Definisanje zahteva za novi dizajn** (Sl. 2.). U ovoj fazi se zahteva pre svega prikupljanje svih neophodnih podataka i informacija o stanju na potencijalnom tržištu, kao i uspostavljenim tržišnim scenariom. U sledećem koraku koncipira se veći broj različitih mogućih rešenja i to u odnosu na materijalne i tehničke mogućnosti za proizvodnju. Analiziraju se važeći i budući trendovi u dizajnu, kao i tehničko tehnološke proizvodne mogućnosti, kako bi se novi model ispravno pozicionirao u odnosu na realne ekonomske uslove i konkurenciju. U ovoj fazi identifikuje se kompletan set **tehničkih i tržišnih specifikacija** u skladu sa kojima će se tražiti rešenja.

Pošto je setom specifikacija definisan koncept novog modela počinje faza 1. koja obuhvata Koncept dizajn i Preliminarni dizajn. **Koncept dizajn** (Sl. 3.) predstavlja početak rada na konkretnom oblikovanju, a karakteriše ga izrada što većeg broja što raznovrsnijih **koncept skica** gde se, prema predhodno definisanom konceptu, u najširim

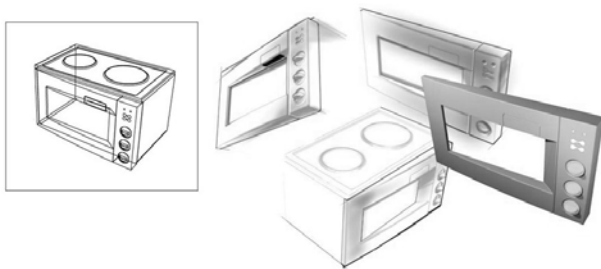
crtama i veoma slobodno istražuju moguća rešenja dizajna. Detaljnom analizom i razradom ovih skica, pri čemu nije isključeno ni međusobno kombinovanje karakteristika više različitih skica, selekcijom se dolazi do **finalnih skica**. Selektovanjem ovih skica, u smislu novosti, kvaliteta i prihvatljivosti rešenja novog oblika proizvoda u odnosu na zahteve specificirane u definiciji koncepta, dolazi se do jedne ili više **potvrđenih skica** koje ilustruju rešenje dizajn koncepta za dalju razradu.



Sl. 3. Koncept dizajn (faza 1)

Istraživanje rešenja u okvirima definisanog koncepta

U ovoj fazi projekta, pored softvera opšte namene, najčešće se u radu koriste softveri za 2D crtanje, grafičku obradu slike (vektorskog i rasterskog tipa) i pripremu za štampu, kao što su Corell Draw i Corel Photo, ili Adobe Photoshop i Adobe Illustrator.



Sl. 4. Skiciranje doradom grubog žičanog digitalnog 3D modela, (Rhinceros, PainterClassic, Photoshop)

Prednja ploča za mini električni šporet MES4000, "AlfaPlam", Vranje, autor Mr D. Nešić

U konceptualnoj fazi koriste se, u kombinaciji sa grafičkom tablom, za izradu skica i traženje forme, tako što se pomoću njih doradjuju rukom radjene skice ili grube linearne podloge radjene u nekom 3D modeleru (Sl 4. i 5.).

Ovaj način traženja rešenje pokazao se u praksi izuzetno delotvornim, jer omogućava da se veoma brzo dodje do

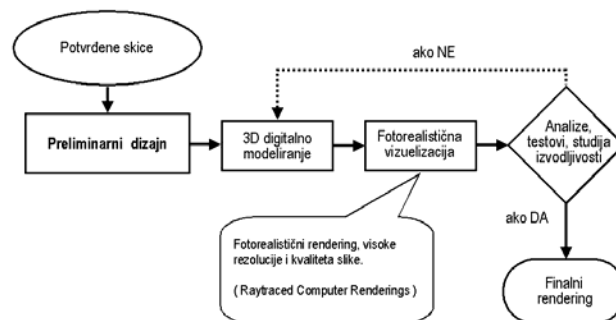
brojnih i kvalitetnih vizuelnih zapisa o budućem novom dizajnu čijim se sagledavanjem vrše prve analize i traže putevi za njegovo usavršavanje.



Sl. 5. Izrada koncept skice retuširanjem digitalne fotografije postojećeg vozila (PhotoShop)

Redizajn kabine vozila Turbo Zeta, "Zastava kamioni", Kragujevac, autri M. Luković, mentor K.Krsmanović

Dok se prilikom izrade koncept dizajna istraživalo "po širini" problemskog polja, pri čemu je naglasak bio na traženju što većeg broja različitih, tržišno i tehnički mogućih rešenja nove "dobre forme" proizvoda u celini, dotle će se potvrđena skica rešenja tokom **Preliminarnog dizajna** (Sl. 6.) istraživati "po dubini". Potvrđeno rešenje se modelira u 3D softveru sa ciljem da se napravi detaljnije razrađen digitalni 3D model, uključujući tu i sve moguće komponente koje se u njega ugrađuju.



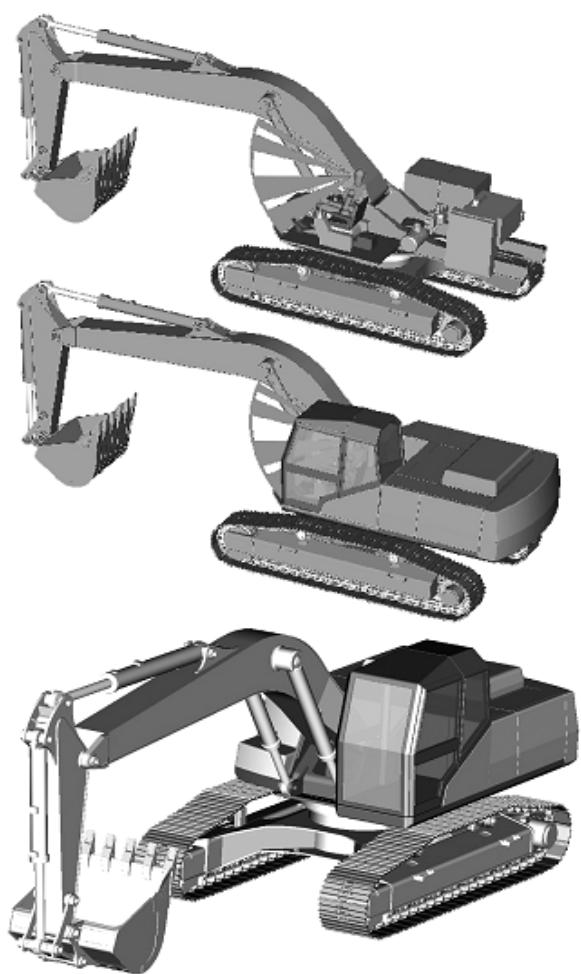
Sl. 6. Preliminarni dizajn (faza 1)

Razrada potvrđene skice i kvalitetna vizuelizacija rešenja

U ovoj fazi razvoja ideje dizajneri koriste CAID i CAD softvere. Naravno treba voditi računa o tome da se ovi softveri razlikuju, jer svaki ima svoje specifičnosti i služi drugačijoj svrsi. CAID se odnosi na konceptualnu fazu razvoja proizvoda i prevashodno je fokusiran na definisanje površina, dok CAD najviše odgovara za kasniju doradu i fokusiran je na solide. Ovaj softver je razvijen za industrijske dizajnere, sa grafičkim okruženjem stvorenim da stimuliše kreativnost lakom izmenom forme, boje i kvaliteta površine 3D modela. Takođe CAID alati se odlikuju mogućnostima vizuelizacije i prezentacije dizajn koncepta

fotorealističnim renderingom. Najpoznatiji softveri ovoga tipa su: Alias / Wavefront, McNeel & Associates (Rhino / Flamingo), SolidWorks i drugi, a njihove karakteristike koje najviše odgovaraju industrijskim dizajnerima, odnosile bi se ukratko na sledeće:

- integrisano 2D skiciranje i 3d modeliranje;
- jednostavnost i lakoća eksperimentisanja formom, bojom i teksturom,
- mogućnost kreiranja i pročišćavanja bilo koje zamišljene organske forme;
- mogućnosti vizuelizacije i prezentacije;
- razmena podataka sa CAD/CAM sistemima, sa očuvanim integritetom podataka i namene dizajna;
- mogućnost komunikacije sa dizajnerima i inženjerima iz proizvodnje.



Sl. 7. Preliminarni dizajn (faza 1)

Preliminarna studija forme, 3D digitalni model, CAD/CAM softver Micro Cadam Helyx Design System

Redizajn platforme bagera BHG 250 NLC, "14.oktobar" Kruševac, autor. K. Krsmanović

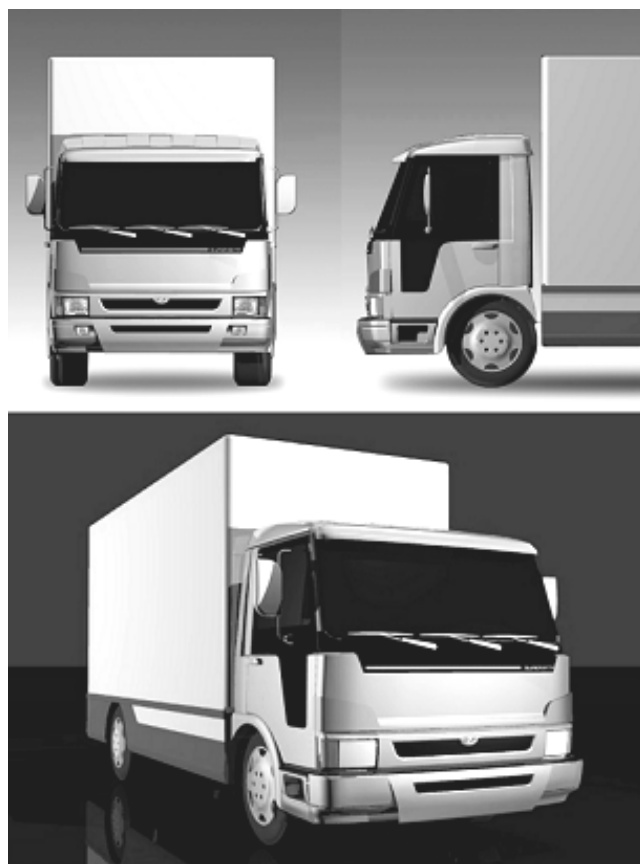
Tokom procesa oblikovanja vodi se računa o materijalima od kojih će biti izrađeni delovi, na koji način i kako se

međusobno povezuju. Forma se postupno gradi i sklapa od detaljno modeliranih i tačno dimenzioniranih delova povezanih u sklopove prema oblikovnoj, konstruktivnoj i tehnološkoj logici, kako bi se što pre sagledala realna izvodljivost novog rešenja. Pošto je napravljen kompletan digitalni 3D model, izrađuje se njegova fotorealistična vizuelizacija u cilju sagledavanja i provere potpunog izgleda novog rešenja. Ukoliko se na osnovu obavljenih analiza ustanovi da rešenje ne zadovoljava u nekom pogledu, npr. po odnosu forme prema:

- funkcionalnim i ergonomske zahtevima;
- savremenim tržišnim zahtevima, kao i estetskim, stilskim vrednostima;
- komponentama i delovima koji se ugrađuju i čine tehnički i funkcionalni sadržaj proizvoda;

vrši se korekcija digitalnog 3D modela sve dok se ne dobije zadovoljavajuće rešenje.

Takođe, već u ovom stepenu razvoja rešenje se podvrgava različitim inženjerskim analizama, a rezultati se podnose tehnolozima i inženjerima koji se bave proizvodnjom i izradom alata, u cilju revidiranja nekih komplikovanih oblika, izbora materijala i samih proizvodnih procesa koji će se koristiti. Preliminarni dizajn i njegova verifikacija moraju sa sigurnošću da potvrde izvodljivost projektovanog rešenja.



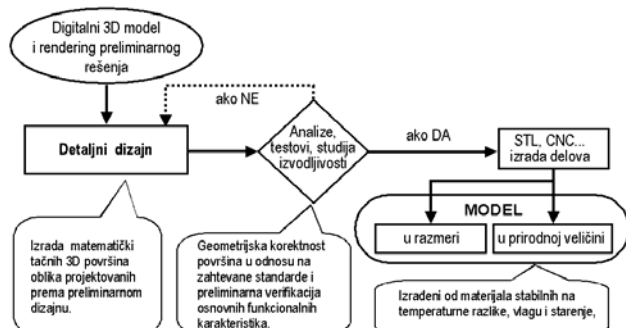
Sl. 8. Preliminarni dizajn (faza 1)

Preliminarna studija forme, 3D digitalni model, Raytraced rendering, CAID softver Rhinoceros/Flamingo

Redizajn kabine vozila Turbo Zeta, "Zastava kamioni",

Kragujevac, autri M. Luković, mentor K.Krsmanović

Faza 2. počinje **Detaljnim dizajnom** (Sl. 9.). Modelira se detaljni digitalni 3D model projektovanog oblika sa matematički tačnim površinama i njegova dokumentacija koja će se koristiti za izradu modela-maketa, prvo u razmeri



Sl. 9. Detaljni dizajn (faza 2)

Detaljna konstrukciona razrada dizajna, studija izvodljivosti, modeli u razmeri i u prirodnoj veličini

1:10 ili 1:5, a kasnije i u prirodnoj veličini, najčešće pomoću CNC tehnologije ili stereo litografije i tehnologije izrade brzog prototipa (Rapid prototyping). Sada se vrše najfinija doterivanja oblika koji ne bi trebalo da se više menja tokom izrade prototipa. Proizvod je oblikovno razrađen u celini i u svim detaljima, uključujući odabrane materijale i njihove finalne obrade, kvalitet površina i boju, kao i rešenja grafičkih simbola i oznaka koji se apliciraju.



Sl. 10. Detaljni dizajn (faza 2)

Detaljni 3D digitalni model branika i maske, CAID softver Rhinoceros/Flamingo i CAD/CAM softver Catia

Redizajn kabine vozila Turbo Zeta, "Zastava kamioni",

Kragujevac, autri M. Luković, mentor K.Krsmanović

U ovoj fazi dizajneri i inženjeri moraju da budu u stalnom, neposrednom kontaktu i da rade zajedno kako bi se osiguralo da svi delovi mogu biti proizvedeni sa alatima i opremom sa kojom raspolaže preduzeće, kao i da proizvod bude lako sklopiv i rastavljiv.



Sl. 11. Prototip (faza 3)

Izrada projektovanih delova putem CNC tehnologije i probna montaža na fabričkom prototipu

Redizajn kabine vozila Turbo Zeta, "Zastava kamioni",

Kragujevac, autri M. Luković, mentor K.Krsmanović

Za fazu Detaljnog dizajna karakterističan je i proces **Inženjeringa**. Finalni oblik razrađuje se takođe i do najsitnijih konstruktivnih finesa, zatim se kompletno analizira uključujući oblik, dimenzije, tolerancije, materijale, završnu obradu, čvrstoću delova i ostalo. I ovde su dominantni digitalni 3D modeli i primena strukturne analize gde se model podvrgava mehaničkim, termičkim i drugim analizama. Rezultati ovih analiza – simulacija sa dovoljnom verovatnoćom ukazuju na moguće slabosti i navode na potrebe za poslednjim modifikacijama delova i proizvoda.



Sl. 12. Fabrički prototip (faza 3)

*Redizajn kabine vozila Turbo Zeta, "Zastava kamioni",
Kragujevac, autri M. Luković, mentor K.Krsmanović*

Rezultati računarskih testova i analiza koriste se za reviziju ili ocenu dizajna svakog dela i celog proizvoda. Izlazi iz ove faze su digitalni 3D modeli celog proizvoda i svakog dela, elementa posebno, 2D dokumentacija, spisak materijala i sastavnice proizvoda i rezultati analiza sa tumačenjem eksperata.

Po završetku faze Detaljnog dizajnerskog i inženjerskog dizajna prelazi se u fazu izrade prototipa. Prototip se danas najčešće izrađuje putem CNC tehnologije (Sl. 11. i 12.). Njegova osnovna funkcija je da omogući, kako potpunu verifikaciju novog dizajna proizvoda, tako i detaljnu pripremu za početak serijske proizvodnje.

LITERATURA

- [1] Mr. Pero Dragičević, *Realizacija analize i modeliranja novog proizvoda*, Izložbena sveska br. 8, **Muzej nauke i tehnike : Fakultet primenjenih umetnosti i dizajna**, Beograd 1998.
- [2] Dr Ivan Petrović, *O problemima i metodima projektovanja*, Materijali za poslediplomske studije, sveska 21, **Arhitektonski fakultet**, Beograd, 1977.
- [3] "Zagato Centro Stile", www.zagato.it.

COMPUTER AIDED INDUSTRIAL DESIGN – CAID

Full Professor Kosta Krsmanovic,
Specialist for product-design
Faculty of Applied Arts,
Kralja Petra 4, 11 000 Beograd

Summary

The subject of the article is problems in industrial design and modern shaping methodology based on use of software. Particularities of the profession condition the use of a number of different software. In the first and in the last, presentational phase the 2D drawing, picture-processing and print set-up programs are being used. In the concept and preliminary design phase CAID and CAD 3D modeling software are mainly used. Just like in traditional development process the proposed shaping method using CAID and CAD software comprises all typical phases of product development, the only difference being that the development is considerably better and faster.

Key words: industry, design, CAID/CAD/CAM development

Adresa za kontakt:

red. prof. Kosta Krsmanović
E-mail: costa@sbb.co.yu

Fakultet primenjenih umetnosti,
Kralja Petra 4, 11 000 Beograd
E-mail: costa@sbb.co.yu <http://www.arts.bg.ac.yu>

Odsek industrijski dizajn
Slobodanke Danke Savić 21, 11 000 Beograd
<http://www.fpud.bg.ac.yu/indesign>
E mail: indesign@fpud.bg.ac.yu

Beograd, 03.maj 2004. god.

ISTRAŽIVANJA U KONSTRUISANJU

Prof. dr Milosav Ognjanović,
Mašinski fakultet Beograd

Rezime

Tokom poslednjih tridesetak godina razvila se oblast nauke o konstruisanju čiji je cilj da definiše pravce i podstakne razvoj metoda stvaranja novih tehničkih sistema. Polazeći od činjenice da je konstruisanje transformacija dostignutog nivoa znanja u tehnički sistem, potrebno je doći do što efikasnije metodologije (procedure) za ovu transformaciju. Ona do danas nije u osnovi definisana. Zasnivala se na iskustvu, inteligenciji, eksperimentima. Cilj nauke o konstruisanju je da podstakne pre svega teorijska istraživanja koja će dovesti do razvoja metodologije za što efikasniju transformaciju znanja u tehnički sistem. Članak obuhvata prikaz ciljeva i sadržaja ovih pretežno teorijskih istraživanja koja nemaju za cilj stvaranje proizvoda već metodologije koja vodi tom cilju.

Ključne reči: Nauka o konstruisanju (*Design Science*), Znanje, Modeliranje, Odlučivanje

1. UVOD

Projektovanje i konstruisanje je aktivnost koja se odvija u industriji ili za industriju. Na razvoju novih proizvoda se zasniva ekonomski, društveni i tehnološki rast i razvoj. Ljudi su konstruisali tokom vekova i nema sumnje da su uvek nastojali da usavrše ovaj proces. Tokom druge polovine dvadesetog veka, a naročito poslednjih tridesetak godina konstruisanje je postalo područje istraživanja. Uključuje rad velikog broja istraživača, organizuju se konferencije, workshop-ovi i štampa veliki broj uglednih časopisa. International Conference on Engineering Design – ICED, organizuje se svake druge godine u različitim istraživačkim centrima u svetu. Okuplja preko 600 učesnika i više od 300 oštro selektiranih radova. Takođe svake druge godine, kada se ne održava ICED, održava se veći broj manjih konferencija ili workshop-ova na ovu temu, kao što su Design u Dubrovniku, Workshop u Kopenhagenu, Workshop u Erlangenu, Workshop u Sidneju i td. Veliki broj univerziteta u svetu osnovao je istraživačke centre za Engineering Design, a neki od njih su: Lingby-Danska

(prof. Andreasen), Erlangen (prof. Merkam), Berlin (prof. Blesing), Darmštadt (prof. Birkhofer), Minhen (prof. Lindeman), Kembridž (prof. Volis), Melburn (prof. Semjuel), Sidnej (prof. Gero), Oregon (prof. Ulman) i dr. Ovi i drugi centri saraduju na međunarodnim projektima u oblasti istraživanja u konstruisanju, a finansiraju ih međunarodne institucije i fondacije. Na navedenim konferencijama, vorkshop-ovima i u časopisima objavljuju rezultate koji bi trebali da predstavljaju iskorak i rezultat zajedničkih napora. Organizaciono su povezani u organizaciju *Design Society* koja je osnovana 2000. godine transformacijom *International Society for the Science in Engineering Design*. Područje istraživanja u oblasti konstruisanja pokriva veliki broj časopisa sa visokim *citation* indeksom i *impact* faktorom od kojih su najznačajniji *Research in Engineering Design* i *Journal of Engineering Design*.

Nesumnjivo je da se radi o ogromnom istraživačkom potencijalu, ogromnoj istraživačkoj energiji i visokoj konkurenciji u tom masovnom pristupu istraživanju određene problematike. Malo je naučnih oblasti sa tako visokim istraživačkim potencijalom. Postavlja se pitanje šta je to istraživanje u konstruisanju ili nauka o konstruisanju, koji su ciljevi i zadaci ovih istraživanja, a takođe i pitanje, šta je to što podstiče ovu izuzetno intenzivnu aktivnost. Treba odmah reći da odgovori na ova pitanja nisu uvek bili jasni i da su se kristalisali uporedo sa pojačavanjem intenziteta istraživačkih aktivnosti. Često se razvoj istraživanja u oblasti konstruisanja meša sa razvojem kompjuterske tehnike (softvera i hardvera). Treba odmah istaći da razvoj kompjuterske tehnike predstavlja izuzetno jak podsticaj istraživanju u konstruisanju ali da su ova istraživanja započeta i razvijala se kao posebna celina.

Cilj ovoga članka je da razjasni pojam istraživanja u konstruisanju ili nauke o konstruisanju (*Design Science*), da razjasni ciljeve i svrhu ovih istraživanja kao i užih područja koja se u ovoj oblasti podstiču.

2. STANJE I CILJEVI ISTRAŽIVANJA

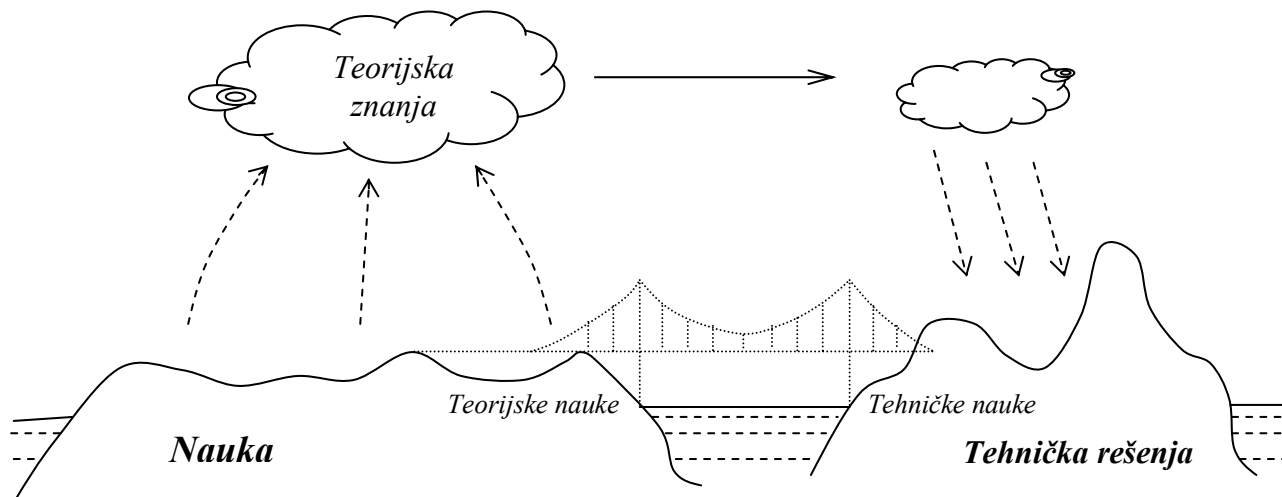
Teorijske nauke su usmerene na razjašnjavanje prirodnih i društvenih zakona, pojava i procesa. Ovi zakoni, posebno prirodni, su uglavnom nepromenljivi i prirodno definisani. I ako izgleda da su znanja u ovoj oblasti obimna, višestruko je veći obim nerazjašnjenih prirodnih pojava i procesa. Sa ovog aspekta čini se da su ova znanja nedovoljna za zadovoljenje tehničkih, ekonomskih i društvenih potreba.

Na drugoj strani radi zadovoljenja navedenih potreba, razvijani su tehnički sistemi, počev od primitivnih prema sve složenijim. Za razvoj ovih sistema i rešenja korišćena su naučna znanja u meri koja je odgovarala i nivou nauke i nivou samih rešenja. Nastala je nauka zasnovana na samim tehničkim rešenjima i za potrebe razvoja novih tehničkih sistema. Oblast tehničkih nauka bi trebala da se nadoveže na znanja iz oblasti prirodnih nauka i da značajano doprinosi razvoju prirodnih nauka. Stanje ipak nije takvo. Ne može se reći da se ova dva područja nadovezuju, prožimaju i dopunjuju. Pre se može reći da na mnogim mestima postoje, za sada, nesavladive prepreke. Teorijske

nauke istražuju analitičke modele i rešenja koji "će možda jednom, negde naći primenu". U oblasti tehničkih nauka, često isti fenomeni i problemi rešavaju se eksperimentalno ili numerički čak i bez teorijske podloge. Do tehničkih rešenja se mora doći ne čekajući razvoj teorijskih i analitičkih znanja. Tako se produbljuje jaz između analitike i empirije. To je samo jedan od nesklada i problema koji su prisutni u razvoju tehničkih sistema.

možda već u nekom obliku poznato sa malo verovatnoće da se rezultati povežu i uporede.

Kroz razvoj nauke i tehnike uvek su činjeni pokušaji da se što više znanja transformiše u tehnička rešenja. Ova transformacija je bila povremena, sporadična i u izuzetnim prilikama, analogno letnjoj kiši. Dugi niz godina pokušava se sa uspostavljanjem veze između ostrva teorijskih nauka



Slika 1. Transfer naučnih znanja u tehnička rešenja

Razvoj novih tehničkih sistema ne može se zasnivati samo na tehničkim naukama. Samo razjašnjavanje prirodnih (fizičkih, hemijskih, bioloških i drugih) procesa i rešenja, može biti izvor ideja za nove tehničke sisteme. Transver znanja iz oblasti prirodnih, ekonomskih i društvenih nauka u tehničke sisteme je sporadično. Na slici 1. prikazana je simbolička paralela sa atmosferskim transverom kiše. Oblasti nauke i tehnike predstavljeni su kao posebna, međusobno razdvojena ostrva ili kontinenti. Pošto je konstruisanje (stvaranje) tehničkih rešenja transformacija dostignutog nivoa znanja u tehničko rešenje i pošto procedura za ovu transformaciju ne postoji, onda se logično nameće zaključak da se radi o dva sveta. Ne postoji način niti direktna veza između ovih područja. Samo manji deo "filtriranog" znanja "atmosferskim putem" nalazi primenu u tehničkim rešenjima. Ne samo da su istraživači razdvojeni u posebne i nezavisne oblasti već ne postoji način da se znanje direktno transformiše u tehničko rešenje.

Istraživači u oblasti teorijskih nauka po pravilu nisu zainteresovani za primenu rezultata svojih istraživanja. Svoje modele i analitičke procedure izbegavaju da povežu sa realnim tehničkim sistemima. Pošto su realni sistemi i pitanja koja treba rešiti, uvek kompleksna, u teorijskim naukama se smatra da bi njihove postavke izgubile na egzaktnosti, a rešenja sputavana neposrednim i konkretnim potrebama. Na drugoj pak strani, istraživači u oblasti tehničkih nauka, najčešće nisu u mogućnosti da primene mnoge rezultate teorijskih nauka pošto ne mogu biti ispunjeni uslovi, ograničenja i pretpostavke pod kojim se do rezultata došlo. Eksperimentalne i numeričke metode su tada izlaz pri rešavanju konkretnih pitanja za konkretnu primenu. Tako se često događa da se istražuje ono što je

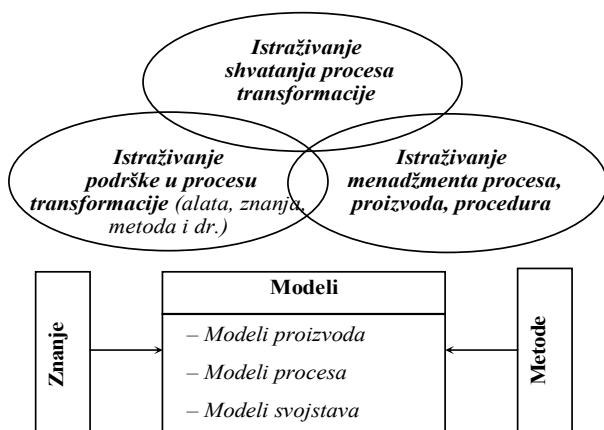
i ostrva tehničkih rešenja. Za sada su ove veze na nivou plovidbe splavovima gonjenih na vetar. Postavljene su procedure za odvijanje procesa konstruisanja koje podrazumevaju transformaciju znanja u tehnički sistem ali su one na nivou mentalnih razmišljanja sa malom verovatnoćom za dobijanje najvećeg efekta od dostignutog nivoa znanja. Cilj je da se prikazana ostrva povežu mostom koji bi predstavljao proceduru za efikasnu transformaciju znanja u tehnička rešenja. Ova ideja nije nova. Bilo je mnogo ideja i pokušaja dok nije VDI normama definisana početna procedura procesa konstruisanja. Time ipak nije navedeni problem rešen, a istraživanja u oblasti konstruisanja su još uvek u početnom periodu razvoja.

Istraživanja u konstruisanju su usmerena na shvatanje fenomena konstruisanja, na razvoj znanja o konstruisanju, na razvoj metoda i alata za unapredjenje procesa konstruisanja i uočenih fenomena. Ova istraživanja su pretežno **teorijska**, orijentisana na stvaranje znanja o konstruisanju i za konstruisanje i predstavljaju instrument za razvoj procesa konstruisanja u smislu kako je već navedeno. Istraživanja su teorijska i zbog toga što se zasnivaju na iskustvima i observacijama, a treba da definišu metodologiju i podršku za odvijanje ovog procesa. Drugim rečima treba da se trasira most između teorijskih nauka i tehničkih rešenja. Takodje je potrebno da se delovanjem u oblasti teorijskih i tehničkih nauka smanjuje prazan prostor između prikazanih ostrva na slici 1. Teorijske naučne osnove su izuzetno heterogene i divergentne. Reč je o filozofskim shvatanjima fenomena transformacije. Fenomeni nisu jedinstveni, predstavljaju širok i nedefinisan skup parcijalnih činilaca. Razumevanje ovih fenomena su takodje neusklađena. Teorijska razmatranja i suprotstavljanje mišljenja vode ka navedenom cilju.

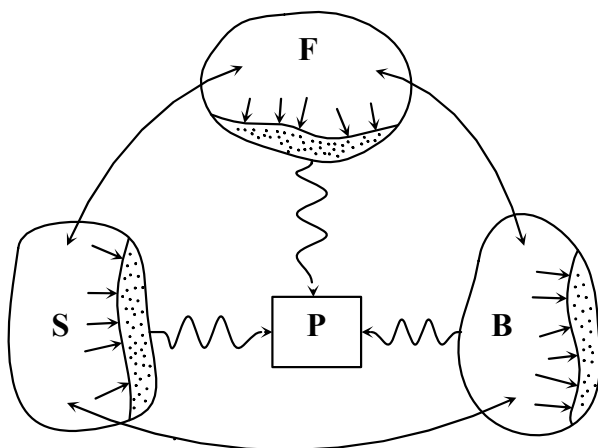
3. OBLASTI ISTRAŽIVANJA

Teorijska istraživanja se odnose uglavnom na sledeća tri područja odnosno oblasti. Prvu oblast čini **shvatanje procesa transformacije** znanja u tehnička rešenja. To je osnovna oblast odnosno osnovni pravac istraživanja. Drugu oblast čini istraživanje svih onih činilaca koji se odnose na **podršku** odvijanju navedene transformacije: alati, potrebe, znanja i sl. Upravljanje i koordinacija (**Menadžment**) procesima, potrebama, znanjem i dr., je takodje jedna od oblasti teorijskih istraživanja u konstruisanju. Ovako široko trasirane oblasti pružaju veliku slobodu delovanja istraživača od kojih se ne očekuje da daju konkretna i zatvorena rešenja. Cilj je da otvore što veći broj dilema i podstaknu razmišljanja i rad drugih istraživača. Označeni most na slici 1 jeste želja i cilj istraživača i konstruktora dugi niz godina. Svi pokušaji da se on definiše u obliku algoritma ili procedure su bili uglavnom neuspešni. Noviji pristupi se zasnivaju na podsticanju mašte, a da se rezultat očekuje kristalizacijom manjih doprinosa u ovom pravcu.

Istraživanja se zasnivaju na korišćenju modela kao što su različiti modeli proizvoda, modeli procesa i procedura i dr. Za realizaciju i primenu modela potrebna su znanja i odgovarajuće metode (sl.2).

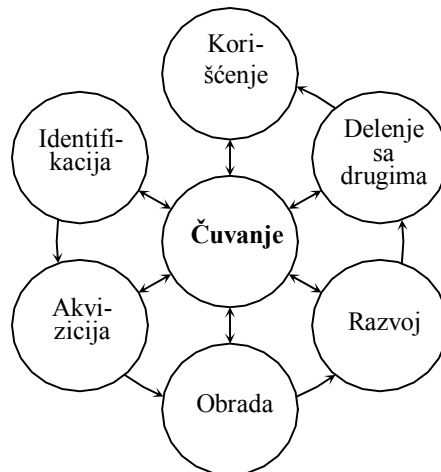


Slika 2. Oblasti istraživanja



Slika 3. Područja istraživanja i razvoja proizvoda

Modeli i područja istraživanja i razvoja proizvoda (P) odnose se na njihovu strukturu (S), na funkcije (F) koje se u strukturu odvijaju i na ponašanje (B) – sl.3. Razvojem proizvoda svako od ovih područja se proširuje, a proizvodi unapređuju.



Slika 4. Područja istraživanja i obrade znanja

Znanje je osnovni "materijal" za transformaciju u proizvode odnosno u tehnička rešenja. Osim toga znanje je i "sredstvo" za ovu transformaciju. Stim u vezi znanje se istražuje sistematski, počev od identifikacije, akvizicije, obrade, razvoja, deljenja sa drugima (transvera), do korišćenja za razvoj proizvoda (sl.4). Čuvanje znanja pogodno za neposrednu primenu i transformaciju je takodje značajna oblast istraživanja. Štampan je veći broj knjiga i objavljen je veliki broj naučnih radova koji su rezultat projekata na ovu temu, koje finansiraju ugledne institucije i organizacije u svetu.

Uže oblasti razvrstavanja radova odnosno uža područja istraživanja uglavnom obuhvataju teorijska pitanja i odgovore koji u konačnom cilju mogu dovesti do uspostavljanja procesa transformacije znanja u tehničko rešenje. Neke od njih su sledeće. **Teorija konstruisanja i metodologija istraživanja u konstruisanju** obuhvata i podstiče teorijska i filozofska razmišljanja i ideje koje doprinose uspostavljanju korelacije znanja i tehničkih rešenja. **Metode u konstruisanju, tehnike i alati** je uža oblast koja podrazumeva konkretizaciju osnovnih filozofskih ideja i pravaca. Softverska rešenja, konkretne metode i primena, uključuju se u ovu oblast. **Modeliranje proizvoda i analize konstrukcijskih rešenja** obuhvata dalju konkretizaciju tj. realizaciju procesa konstruisanja. **Konstruisanje u industriji** je područje kojim se žele prikazati efekti i rezultati istraživanja tj. podsticaji, doprinosi i rešenja za praktičnu primenu. **Obrazovanje konstruktora** je takodje jedno od užih područja istraživanja koje podrazumeva efikasniji transvers znanja ka primeni u industriji. **Organizacija i upravljanje procesom konstruisanja**, procesom prikupljanja podataka o potrebama ili potencijalnim potrebama. Osim toga kao uža područja mogu biti nametnute i neke propulzivne oblasti u kojima se očekuje viši intenzitet aktivnosti istraživača, kao što su **aksiomatsko konstruisanje**, **empirijsko konstruisanje** i sl.

4. RAZVOJ METODOLOGIJE KONSTRUISANJA

Rad na razvoju metodologije konstruisanja intenziviran je u periodu kada se shvatilo da ekonomski razvoj društva zavisi od sukcesivnog razvoja i uvođenja novih proizvoda. U to vreme je ideja za novi proizvod bila rezultat izuzetne nadarenosti i kreativnosti pojedinaca. Činjenica da ekonomski razvoj društva zavisi od "nadahnuća" pojedinaca, nije mogla da bude prihvaćena. Krenulo se u razvoj sistematske metodologije konstruisanja. Potrošač (korisnik) proizvoda i tržište je polazna tačka i cilj u ovom tzv. "potrošačkom" sistemu. Polazi se od ovih potreba i pokušava da se generiše što više ideja koje bi u skladu sa tehnološkim nivoom i razvijenim potrebama mogle biti nametnute korisniku. Iz velikog skupa ponudjenih metoda i principa ostale su aktuelne neke od njih kao što su neke varijante *Breimstorming* metode. Konkretna konstrukcijska rešenja razvijana su na osnovu analize postojećih struktura zasnovane na grafičkoj prezentaciji *SADT-Structure Analysis and Design Technique*.

Radovima Hubke i Edera, Pahla i Beitza i drugih, posle 80-tih godina dvadesetog veka, razvijen je sveobuhvatni pristup (Total Design) koji čine faze Definicija projektnog zadatka (*Design problem definition*), Koncipiranje idejnog rešenja (*Conceptual design*), Materijalizacija (*Embodiment design*), Konstrukcijska razrada (*Detail design*). U ovom periodu naročita pažnja je posvećena razvoju *Conceptual design* faze. Osim toga faze *Embodiment design* i *Detail design* obuhvatile su mnoge aspekte ključne za razvoj mašinskih sistema kao što su *Design for Production*, *Design for reliability*, *Design for tolerances*, *Design for vibration and noise* i druge aspekte *Design for X*. U ovom periodu koji je obeležen vodjstvom profesora Hubke, razvijena je nauka o konstruisanju *Design Science* čiji su sadržaji i ciljevi dati u ovom radu.

Aktuelni, posthubkovski period karakteriše intenzivna teorijska istraživanja usmerena ka iznalaženju efikasne metodologije za transformaciju znanja u tehnička rešenja. Jedna od njih je poznata pod nazivom *Axiomatic design*. Nastala je od integrisanih pristupa kao što je *Concurrent Engineering* ili *Virtual Engineering*. Kod ovih paralelnih (simultanih) pristupa postoji sprega između parametara konstrukcije (*Design parameters*) i funkcionalnih parametara (*Functional requirements*). Prvi aksiom je da se parametri učine međusobno nezavisnim, a drugi je da se postigne minimum ovih parametara. U tom cilju i za ove potrebe posvećuje se naročita pažnja postupcima i procedurama odlučivanja odnosno razvoju inteligentnih procedura (sistema) za donošenje odluka. Osim aksiomatskog pristupa, u ovom periodu se intenzivno radi na pitanjima koji se mogu podvesti pod pojam *Empirical design*. Proces mentalnog konstruisanja tj. proces donošenja odluka u konstruisanju se studira i analizira s ciljem da se transformiše u inteligentne sisteme i definišale procedure za ovu svrhu. I kod aksiomatskog i kod empirijskog pristupa procedura svodi na odlučivanje. Proces donošenja odluka je i u dosadašnjem razvoju procesa konstruisanja zauzimao značajno mesto. Aksiomatskim i empirijskim rešenjima čiji je cilj razvoj inteligentnih sistema u procesu konstruisanja vode daljem uobličavanju procedure za transformaciju znanja u tehnička rešenja.

5. ZAKLJUČAK

Konstruisanje je transformacija dostignutog nivoa znanja u tehnička rešenja. Procedura za ovu transformaciju nije do kraja definisana. Osim toga prisutan je veliki raskorak između teorijskih i primenjenih (tehničkih) nauka. Ciljevi i svrha istraživanja u oblasti konstruisanja su.

1. Uspostavljanje jasne procedure za efikasnu transformaciju znanja u tehnička rešenja.
2. Uspostavljanje sprege između teorijskih istraživanja osnovnih fizičkih i bioloških principa i procesa, primenjenih istraživanja i procesa konstruisanja.
3. Utvrđivanje procedure, podrške, alata i organizacije procesa transformacije znanja u tehnička rešenja.

Istraživanja su teorijskog karaktera, a predmet i rezultati podeljeni su u tri vremenske etape: *SADT*-etapa, *Total design*-etapa i *Axiomatic and Empirical design*-etapa

LITERATURA

- [1] Hubka, V., Eder, E.: *Design Science*, - Springer 1996.
- [2] Sen P. (2001) Communicating preferences in multiple-criteria decision-making: the role of the designers, - *Journal of Engineering Design*, Vol.12, No 1, 15-24.
- [3] Helander M., Lin L. (2002) Axiomatic design in ergonomics and an extension of the information axiom, - *Journal of Engineering Design*, Vol.13, No 4, 321-339.
- [4] Bender B. (2003) Task design and task analysis for empirical studies into design activity, - *Journal of Engineering Design*, Vol. 14, No 4, 399-408.
- [5] Blessing L.: What is this thing called design research, - *ICED'03-Stocholm*, CD-Keynotes

DESIGN RESEARCH

Prof. dr Milosav Ognjanović,
Faculty of Mechanical Engineering, University of Belgrade

Summary

Design research is a field developed in the last 30 years with the aims to increasing and understanding of the phenomena of design in all of its complexity and at development and validation of knowledge, methods and tools to improve the observed situation in design. Design research has past through three overlapping phases: Experiential, Intellectual, and Experimental, but a theoretical framework has been largely missing. In the near future it is necessary to focus on the improvement established methodology by theoretical research. Transformation of the reached level of knowledge in the technical system have to be performed using precise procedure.

Key words: Design science, Knowledge, Design methods, Decision making, Design methodology

Adresa za kontakt: Prof. dr Milosav Ognjanović,
Mašinski fakultet, ul. 27.marta 80, 11000 Beograd,
ognjen@EUnet.yu

MESTO I ULOGA KREATIVNOSTI PROCESU KONSTRUISANJA

Prof. dr Vojislav Miltenović
Mašinski fakultet Niš

Rezime

Ulaz u svaku proizvodnju je konstrukciono-tehnološka dokumentacija koja nastaje u procesu konstruisanja. Proces konstruisanja je kao kreativni proces transformacije ideje za realizaciju proizvoda u projekat. U toku procesa konstruisanja primenom odgovarajućih metoda traži se rešenje za postavljeni konstrukcioni zadatak. Kod metoda za traženje rešenja treba razlikovati metode sa težištem na diskurzivne postupke, i sa težištem na intuitivne postupke. Skoro sve metode za nalaženje rešenja koriste kombinovanu formu.

Od inženjera se zahteva originalnost, osećaj za probleme, bogatstvo ideja i fleksibilnost – dakle sve u svemu kreativnost. Predmet rada je mesto i uloga kreativnosti u procesu konstruisanja.

Ključne reči: konstruisanje, kreativnost, razvoj proizvoda

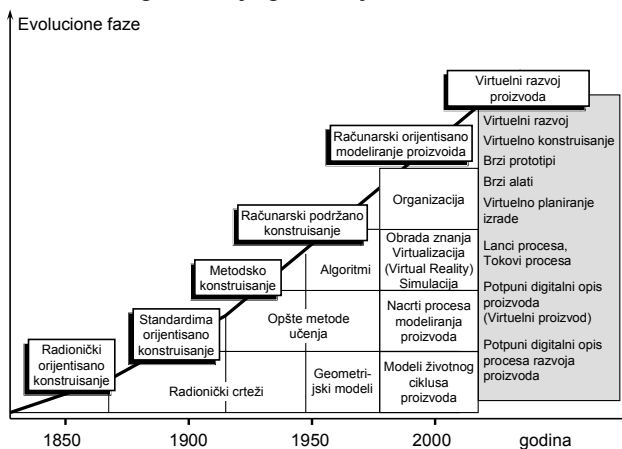
1. UVOD

U toku poslednjih dve stotine godina razvoja industrijskih proizvoda došlo je do razvoja i značajnih suštinskih izmena u oblasti konstruisanja i oblikovanja. Na slici 1 te izmene su prikazane preko evolucionih faza razvoja konstruisanja [9]. U prethodnom veku razvoj i izrada proizvoda odvijao se u samim radionicama. U toku dalje industrijalizacije nastaje potreba za intenziviranjem aktivnosti u toj oblasti, što dovodi do daljeg razvoja u oblasti konstruisanja i primene serijski i standardima orijentisanih konstrukcija. Isporučivani su radionički crteži sa detaljima vezanim za izradu. Tek u trećoj evolucionoj fazi sa primenom metodike konstruisanja, bilo je omogućeno da se proces konstruisanja opiše u opštoj, apstraktnoj formi.

Sa primenom računarski podržanog konstruisanja radikalno se menjaju pomoćna sredstva i alati u razvoju proizvoda. Velika brzina proračuna i mogućnost lakog upravljanja i memorisanja podataka doveli su do razvoja i primene algoritamskih sistema, kao što je metoda konačnih elemenata. Primenom geometrijskog modeliranja dobijani su modeli proizvoda, na osnovu kojih je bila moguća izrada konstrukcione dokumentacije, izvođenje proračuna numeričkim metodama, planiranje izrade kao i dobijanje podloga za rad sa NC- i CNC- alatnim mašinama i robotima.

Prednosti raspoloživih geometrijskih sistema ogledaju se u mogućnosti interaktivnog rada sa geometrijskim podacima. U mnogim slučajevima morao je konstruktor pojedine

konture, površine ili zapreminske elemente medjusobno da poveže. Kod trodimenzionalnog predstavljanja ovaj zadatak je bio dosta složen, tako da potencijalne mogućnosti 3D-sistema nisu bile u potpunosti iskorišćene. Problem rešava korisnički modul sa interaktivnom konstrukcionom logikom, koji omogućuje konstruktoru automatsko generiranje geometrije.



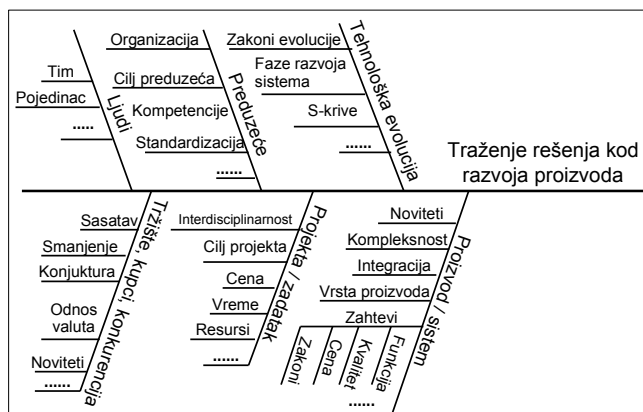
Sl.1. Evolucionne faze konstruisanja

Na taj način omogućeno je zajedničko razmatranje funkcije, geometrije i tehnologije kao i međuzavisnosti koje između njih postoje. Računarski podržano modeliranje proizvoda integriše navedene zadatke i omogućuje formiranje kompjuterski integrisane fabrike. Proces modeliranja proizvoda, daje na raspolaganje podatke o modelu proizvoda kao osnove za razvoj virtuelnih proizvoda.

2. PREGLED UTICAJNIH FAKTORA KOD TRAŽENJA REŠENJA

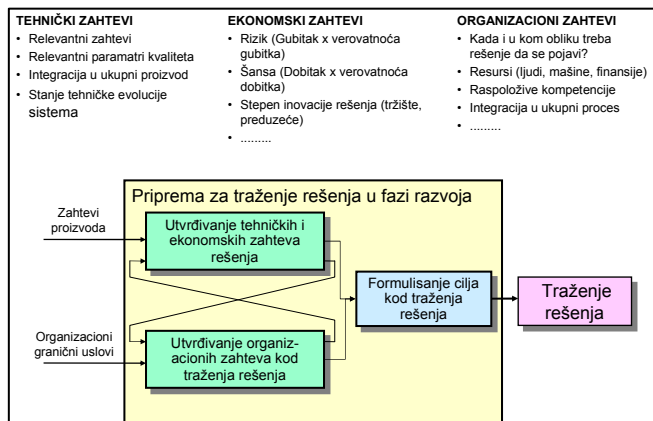
Kod traženja konstrukcionog rešenja postoji veliki broj mogućih uticajnih faktora (sl.2) koje treba razraditi da bi u datom slučaju rešenje bilo odgovarajuće.

Izlazni parametri su ovde tržišni faktori koji igraju glavnu ulogu kod trenda u jednoj oblasti u pogledu ispunjenja ključnih zahteva proizvoda (na primer u pogledu snage, troškova izrade i eksploatacije, tačnosti rada, pouzdanosti). Tržišni faktori su u izvesnoj meri specifična «pravila igre» u nekoj oblasti (branši). To su faktori koji određuju uspeh proizvoda na tržištu, i gde je moguća diferencijacija u odnosu na konkurenciju, a samim tim i odlučujući uticaj na samo tržište.



Sl.2. Uticajni faktori kod traženja rešenja

Zbog toga njihova relevantnost određuje u odnosu na kupce, ali mora kroz faktore tržišta da ispunji postavljene zahteve. To je takođe kompromis između ispunjenja pojedinih faktora tržišta i sredstava koja stoje na raspolaganju (oprema, personal, finansijska sredstva). To znači da zahteve kupaca i tehničke zahteve kod traženja rešenja treba uporediti sa ekonomskim i organizacionim zahtevima i u iteracionom postupku doći do kompromisa. Uticajni faktori kod traženja rešenja dele se na tehničke, ekonomske i organizacione (sl.3).



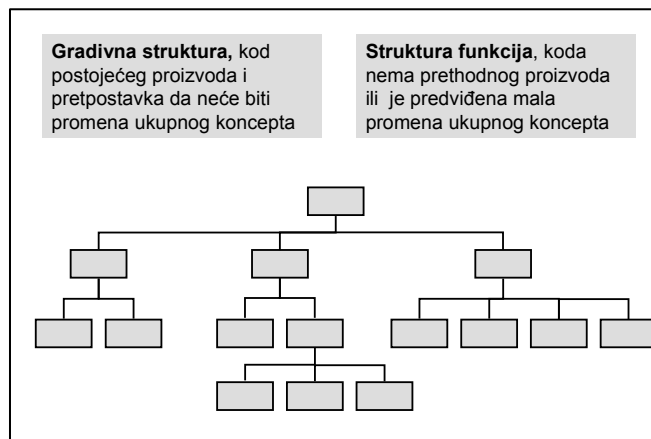
Sl.3. Priprema za traženje rešenja

- **Tehnički zahtevi:** Ovde se polazi od toga da treba identifikovati tehničke zahteve i osobine kvaliteta, koji predstavljaju barijeru traženju rešenja razmatranog globalnog sistema, odnosno njegovih parcijalnih sistema. Treba imati u vidu da mnoga iskustva za rešavanje takvih problema već postoje.
- **Ekonomski zahtevi:** Ovde se polazi od saznanja da treba proceniti šanse i rizike koji su povezani sa rešenjem zadatka odnosno problema. Ovde se pod šansom podrazumeva mogući porast zadovoljstva kupca, gde se uzimaju u obzir i eksterni i interni kupci. Ovu potencijalnu korist treba uzeti samo sa određenom verovatnoćom. Pod rizikom se podrazumeva potencijalni gubitak kod neuspešnog traženja rešenja. U svakom slučaju i ovde je u pitanju odgovarajuća verovatnoća. Pored troškova postoje još nekoliko faktora koji se ne mogu tačno kvantificirati. Tu spadaju na primer štete zbog gubitka ugleda ili demotivacija saradnika.
- **Organizacioni zahtevi** kod traženja rešenja nalaze se u vremenskim okvirima i to pre svega vezanih za termin i formu nalaženja rešenja. Mora biti razjašnjeno koja Know-how za traženje rešenja je neophodna i da li može u predviđenom vremenu biti na raspolaganju. Pored pitanja o raspoloživosti potrebnog osoblja mora da se postavi i pitanje raspoloživosti svih ostalih resursa.

3. ANALIZA SISTEMA

Polazi se od toga da samo mali deo razvojnih zadataka obuhvata novi razvoj. Klasično pomoćno sredstvo za analizu sistema je u ovom slučaju izrada strukture funkcija. Cilj je da se ukupna funkcija sistema rasčlani na manje kompleksne parcijalne funkcije. Po mogućstvu parcijalne funkcije se pri tome formulišu neutralno u odnosu na

rešenje. Ovakvo razmatranje parcijalnih funkcija čini osnovu za dalje traženje rešenja u procesu razvoja.



Sl.4. Analiza sistema

Najveći deo razvojnog zadatka odnosi se na podešavanje ili varijantne konstrukcije, pri čemu se u konceptu razmatranog sistema samo ograničene izmene dozvoljavaju. U tim slučajevima se analiza sistema izvodi na osnovu zadate gradivne strukture sistema. Obim a pre svega stepen detaljnosti modela mora se pri tome striktno zadati na već definisanim uticajnim faktorima za traženje rešenja. Na osnovu takvog modela može se na primer izvršiti detaljna analiza slabih mesta s obzirom na postavljeni zadatak.

4. UTVRĐIVANJE GRANICA SISTEMA KOD TRAZENJA REŠENJA

Kao rezultat analize sistema stoje na raspolaganju ili struktura funkcija ili gradivna struktura (sl.4), koje razmatrani sistem dovoljno detaljno opisuju. Pomoću već definisanih uticajnih faktora za traženje rešenja, može da se ustanovi za koje elemente strukture je svrsishodno tražiti ispunjenje tehničkih, ekonomskih i organizacionih zahteva. Organizacioni zahtevi kod traženja rešenja u industrijskoj praksi predstavljaju najčešća ograničenja.

Za podešavanje konstrukcije ili varijantne konstrukcije stoje u aktuelnim uslovima razvoja na raspolaganju ograničeni kapaciteti, ograničeni budžet i ograničeno vreme. Uzimajući u obzir i tehničke probleme može da se ustanovi, koje komponente i elemente u datim okolnostima kod traženja rešenja treba uzeti u obzir.

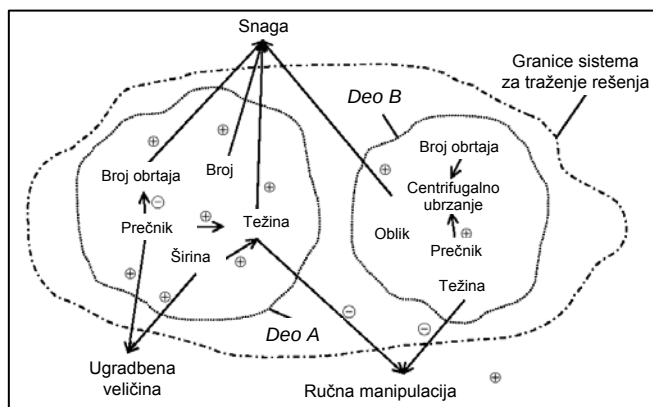
Kod razvoja novih konstrukcija na sličan način se razmatra struktura funkcija sistema. Takođe i ovde se prema graničnim uslovima razvojnog projekta uvek postoje ograničenja kod traženja rešenja. Zbog toga se definišu funkcionalni elementi strukture, koji se eksplicitno razmatraju kod traženja rešenja.

Kod utvrđivanja granica traženja rešenja, ni u kom slučaju ne sme da se ograniči kreativnost razvojnog inženjera. Uvek treba ići za tim da se kreativni proces traženja rešenja i rešavanja problema efektivno odvija.

5. IDENTIFIKACIJA STEPENA SLOBODE UNUTAR GRANICA SISTEMA

Utvrdjivanjem granica sistema za traženje rešenja definisan je i prostor za traženje rešenja razmatranog problema (sl.5). Time je utvrđeno i koje funkcije i/ili sastavne delove (izvršioce funkcija) u okviru traženja rešenja mogu da se menjaju a koje ne. Za dalju pripremu traženja rešenja nije

samo važno da se unutar granica sistema eksplicitno ustanovi stepen slobode oblikovanja.

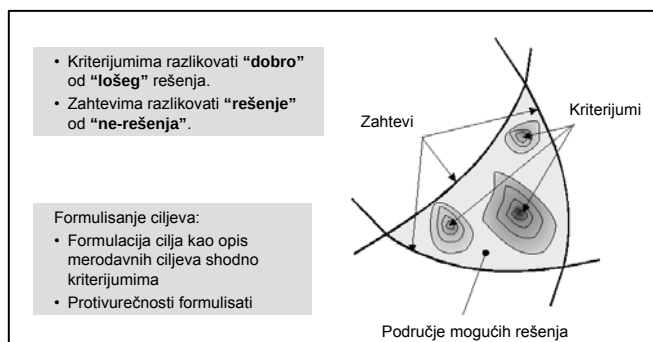


Sl.5. Određivanje proizvodne logike

Kao stepeni slobode oblikovanja moraju da odrediti i konstrukcioni parametri, koji kod traženja rešenja, mogu a i oni koji ne mogu da se menjaju. Zbog toga se za razmatrani sistem moraju dobiti odgovori na sledeća pitanja:

- Koji parametri mogu da se menjaju?
- Koji parametri smeju da se menjaju?
- Koji parametri ne smeju da se menjaju?

U ovoj fazi treba razmatrati sve parametre koji su prisutni kod varijantnih kriterijuma u razvoju proizvoda. Tu se pre svega misli na broj oblik i dimenzije pojedinih delova. Konstrukcioni parametri opisuju tehničke karakteristike razvoja, na koje se tokom konstruisanja može direktno da utiče.



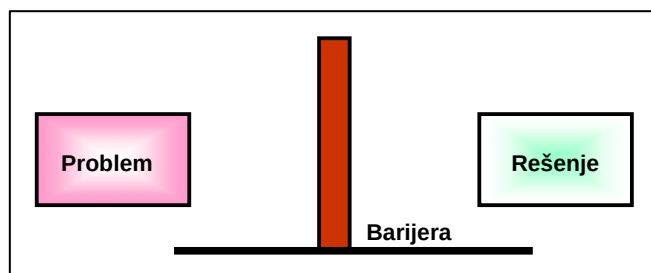
Sl.6. Razlika između formulacije cilja i zahteva

Pri određivanju stepena slobode za traženje rešenja važno je uvek imati u vidu i faktor konkurencije. Samo je tada moguće traženje rešenja, odnosno promenu pojedinih parametara usmeriti ka pravom cilju. Moraju se shodno mogućnostima odrediti, kako kvalitativne, tako i kvantitativne zavisnosti između faktora konkurencije i konstrukcionih parametara. Višestrukim razmatranjem ovih uzročno posledičnih zavisnosti dobija se postupak koji je osnova za logiku proizvoda. Tako se dobija ne samo zavisnost između faktora konkurencije i konstrukcionih parametara, nego se uspostavlja i zavisnost između pojedinih konstrukcionih parametara. Upravo ukoliko se razmatra veliki broj konstrukcionih parametara potrebno je za predstavljanje zavisnosti koristiti matricu uticaja. Treba razlikovati pozitivne i negativne uticaje između pojedinih parametara, tako da se uticaji i mogućnosti promene mogu da analiziraju računskim putem.

Kao rezultat analize ustanovljeni su konstrukcioni parametri, koji imaju srazmerni uticaj na faktore konkurencije.

6. FORMULACIJA CILJA KOD TRAŽENJA REŠENJA

Polazeći od formulisanog cilja moguće je traženje rešenja pomoću odgovarajućih sistematskih, intuitivnih ili asocijativnih metoda. Formulacija cilja treba pre svega da se koncentriše na suštinske stvari problema. Zbog toga se kod formulacije cilja daju kako formalni tako i suštinski zahtevi.



Sl.7. Problem-barijera-rešenje

Formulacija cilja predstavlja poziv za pojedinca ili članova tima, i najpre mora biti usmeren na traženje rešenja na usko ograničeno područje problema. Zbog toga formulacija cilja mora uvek biti jednoznačna, a cilj traženja rešenja mora biti kratko i sažeto definisan.

Sadržajno treba formulacija cilja sve identifikovane stepene slobode u pogledu oblikovanja i protivurečnosti da dokumentuje kao radne zadatke. Zbog toga je razjašnjenje ciljeva pogodnije izvesti pomoću odgovarajućih kriterijuma.

Kod zahteva se razlikuje «rešenje» od «ne-rešenja». Kriterijumi omogućuju podelu na «dobra» i «loša», ali ipak oboja ispunjavaju zahteve (sl.6). Međutim kriterijumi ponekad nedovoljno precizno definišu svojstva sistema. Opisani postupak formulacije cilja je osnova za traženje odgovarajućeg rešenja. Za neposrednu podršku nalaženju rešenja postoje veliki broj metoda.

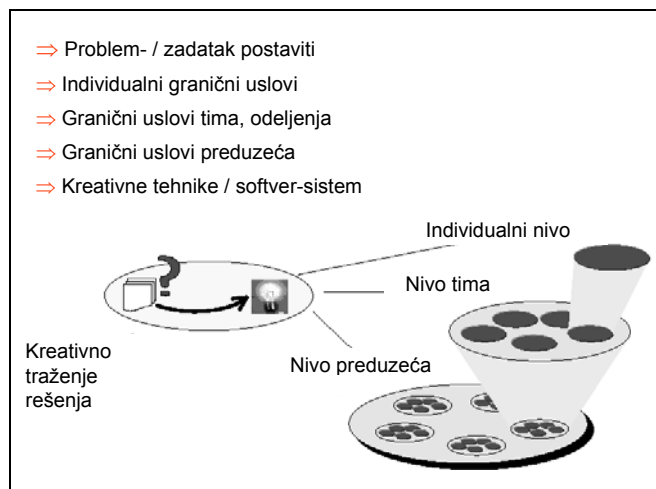
	Rešenje traži pojedinac Ograničeni način gledanja zbog ličnih osobina i stručnih kvalifikacija
	Rešenje traži tim Prošireni način gledanja zbog različitih ličnih osobina i širih stručnih kvalifikacija

Sl.8. Pojedinačno i timsko traženje rešenja

7. NALAŽENJE REŠENJA I KREATIVNOST

Postavlja se pitanje, zašto su neophodne metode za nalaženje rešenja? Postoji problem i traži se rešenje problema, ali na tom putu postoji barijera (sl.7). U osnovi može ova barijera da se savlada i dođe sa druge strane, ali može i da se zaobiđe (sl.10).

Kod metoda za traženje rešenja treba razlikovati metode sa težištem na diskurzivne postupke, i sa težištem na intuitivne postupke (sl.13). Skoro sve metode za nalaženje rešenja koriste kombinovanu formu.

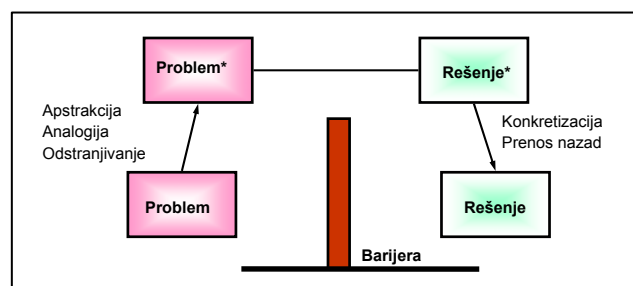


Sl.9. Uticajni faktori kod kreativnog traženja rešenja

Kod diskurzivnih metoda sa prvenstveno analitičko-sistematskim aktivnostima nove ideje nastaju pre svega kroz kombinaciju postojećih parcijalnih rešenja. Barijere na putu ka rešenju bivaju savladane.

Kod intuitivnih metoda nove ideje nastaju pre svega kroz slobodne ili usmerene asocijacije, protivurečnosti, i/ili analogijom sa postojećim parcijalnim rešenjima. One su sa kreativnim metodama vrlo usko povezane. Barijere na putu za traženje rešenja bivaju zaobiđene (sl.10).

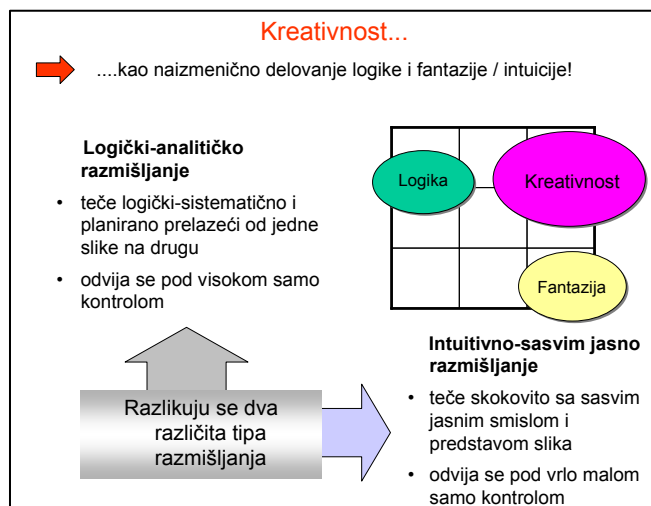
Od inženjera se zahteva originalnost, osećaj za probleme, bogatstvo ideja i fleksibilnost – dakle sve u svemu kreativnost (sl.11).



Sl.10. Kreativni put za rešenje

Dugo se smatralo da je sposobnost za kreativnost samo u manjoj meri vezana za samu ličnost već da je to «božji dar» što je i prihvaćeno kao objašnjenje za ovaj nedovoljno jasni fenomen.

Takođe se u početku smatralo da su naučna istraživanja prvenstveno vezana za kreativnost, tako da u najvećoj meri to mogu da rade samo posebno obdareni ljudi. Tek kasnije je preovladalo mišljenje je nastanak kreativnosti proces koji treba tražiti u samoj ličnosti. Šestdesetih godina prošlog veka razvijena je pre svega u Americi kao posledica takozvanog «Sputnik-Sckoocks» korisnički orijentisana istraživanja kreativnosti, koja su se odvijala u oblastima «kreativna osoba», «kreativni proces», «kreativno okruženje» i «kreativni proizvod».



Sl.11. Kreativnost

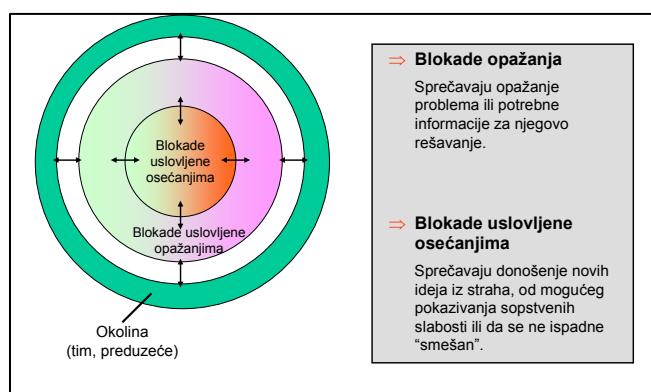
Danas je ustanovljeno da svaki čovek poseduje kreativni potencijal, samo treba naći način da se on izrazi.

Do sada je kreativni proces na ličnoj osnovi opisan. Kreativni procesi u okviru preduzeća zavise od ipak saradnje između pojedinaca i osoba u timu, ali takođe i od celog preduzeća (sl.9). Ove zavisnosti mogu pozitivno ili negativno da utiču na kreativni proces.

U poređenju sa jednom osobom, jedan tim poseduje različite karakteristike ličnosti i ima više znanja i mogućnosti rešenja u kreativnom procesu (sl.8). Ali samo tim sa dobrom kooperacijom može više kreativnih misli da motiviše u odnosu na pojedinca.

U okviru preduzeća može vođenje saradnika, kao i sama atmosfera pozitivno ili negativno da utiče na kreativnost.

Faktori kao što su stil rukovođenja i komunikacije, sam izgled i struktura preduzeća imaju veliki uticaj na rad i kreativnost pojedinca. Ovi nevidljivi aspekti utiču na emocije i intuiciju ljudi a u visokoj meri i na njihovu spremnost za rad.



Sl.12. Blokade kod traženja rešenja

Postavlja se pitanje koje mere preduzeti da bi se poboljšala (oslobodila) kreativnost. Dva važna stava pri tome su:

- Staviti na raspolaganje potrebna znanja za kreativnu snagu. Saradnicima i učesnicima na inovacionim zadacima treba omogućiti neposredni pristup korisnim izvorima znanja. Pored toga obavezno uspostaviti razmenu znanja i informacija između samih saradnika.
- Postići takve uslove okoline, koji pobuđuju kreativnost. Mere za oslobađanje kreativnosti mogu biti neophodne samo tada, kada se predviđeni psihološki mehanizmi na kreativnost pozitivno podstiču. Ovi mehanizmi moraju imati za cilj povećanje integracije i motivacije saradnika u timu i preduzeću.

Intuitivne	Diskurzivne	Prinzip metode	Primer
		Sistematsko traženje	Katalog, patenti, internet, proračuni
		Asocijacije - slobodne	Brainstorming, Brainwriting, Gallerie, Metoda 635
		Asocijacije - usmerene	Synektik, analiza ključnih reči
		Analogije - slobodne	Synektik, Bionik (1)
		Analogije - sistematske	Bionik (2)
		Strukturiranje	Mind Mapping
		Varijacije	Varijacije – Check-liste
		Kombinacije	Uređena šema, morfološka kutija
		Konfiguracije	Konfiguracija (računarske metode)

Sl.13. Pregled metoda za traženje rešenja

Kreativne metode trebaju kreativne misaone procese da podstiču, kreativne blokade da uklone, i kroz podršku faktorima za podizanje kreativnosti postižu željene efekte.

Kreativne metode aktiviraju kroz veštačke asocijativne skokove dalja saznanja. Iskustvena znanja i uobičajeni načini gledanja često koče «sasvim drugi» pogled na postavljeni problem, koji možda vodi ka rešenju. Zbog toga mogu različite psihološke polazne tačke da pomognu za obilaženje barijere na putu ka rešenju.

8. ZAKLJUČAK

Na osnovu napred izloženog može se zaključiti sledeće:

1. Pregled evolucionih faza konstruisanja jasno pokazuje, da je danas jako zastupljeno računarski orijentisano modeliranje proizvoda. Razvijeni su sistemi sa interaktivnom konstrukcionom logikom, koji omogućuju konstruktoru automatsko generiranje geometrije uz zajedničko razmatranje funkcije, geometrije i tehnologije kao i međuzavisnosti koje između njih postoje. Računarski podržano modeliranje proizvoda integriše navedene zadatke i omogućuje formiranje kompjuterski integrisane fabrike. Proces modeliranja proizvoda, daje na raspolaganje podatke o modelu proizvoda kao osnove za razvoj virtuelnih proizvoda.
2. Kod traženja konstrukcionog rešenja postoji veliki broj mogućih uticajnih faktora koji se mogu podeliti na tehničke (performanse vezane za radnu funkciju i parametri kvaliteta), ekonomske (šanse i rizici kod traženja rešenja i uspeha proizvoda na tržištu) i organizacione (vremenski okvir za traženje rešenja i raspoloživi kadrovski i tehnički resursi).

3. Za uspešno nalaženje rešenja u toku procesa konstruisanja od velikog je značaja kreativnost. Za poboljšanje kreativnosti neophodno je da konstruktor ima neposredni pristup korisnim izvorima znanja, da postoji razmena znanja i inovacija između samih saradnika, da konstruktor radi uslovima okoline koja pobuđuje kreativnost, da postoji pozitivno podsticanje psiholoških mehanizama za oslobađanje kreativnosti, kao i integracija i motivacija saradnika kod timskog rada.

9. LITERATURA

- [1] Eder, E.: **EDC – Engineering Design and Creativity**, - WDK 24 – Heurista 1996.
- [2] Höhn, B.-R., Steingröver, K., Dyla, A.: **Rechner-basierte Produktentwicklung**. Konstruktion 2000 1/2, s.36-40.
- [3] Klein, B.: **TRIZ-TIPS - Methodik des erfinderischen Problemlösens**. Oldenbourg. 2002.
- [4] Kuzmanović S.: **Osnove konstruisanja-konstruisanje, oblikovanje, dizajn (I-deo)**. Univerzitet u Novom Sadu - Fakultet tehničkih nauka. Novi Sad 2001. str.194
- [5] Miltenović, V.: **Savremene metode oblikovanja mašinskih elemenata**. Monografija Katedre za mašinske konstrukcije. Mašinski fakultet, Niš, 2000.god. s.91-96.
- [6] Miltenović, V., Stanković, M., **Savremeni prilaz razvoju proizvoda i unapređenju poslovanja**. 6. Međunarodna konferencija "Upravljanje kvalitetom i pouzdanošću DQM-2003. Beograd, 18-19 jun 2003. Zbornik radova. s. 891-897.
- [7] Miltenović, V.: **Razvoj proizvoda u funkciji opstanka preduzeća na tržištu**. Međunarodni naučno-stručni skup "Istraživanje i razvoj mašinskih elemenata i sistema" JAHORINA - IRMES'2002, Zbornik radova, str.33-38. 19. - 20. septembar 2002., Srpsko Sarajevo - Jahorina.
- [8] Miltenović, V.: **Razvoj proizvoda – strategija, metode, primena**. Univerzitet u Nišu - Mašinski fakultet, Niš, I - izdanje 2003. str.293.
- [9] Miltenović, V.: **Mašinski elementi - oblici, proračun, primena**. Univerzitet u Nišu - Mašinski fakultet, Niš, V- izdanje 2004. s.585.
- [10] Miltenović, V.: **Mašinski elementi - tablice i dijagrami**. Univerzitet u Nišu - Mašinski fakultet, Niš, V-dopunjeno izdanje 2004. s.189.
- [11] Manić, M., Miltenović, V., Stojković, M.: **Feature Models in virtuel Product Development**. FACTA UNIVERSITATIS. Series Mechanical Engineering. Published by University of Niš.
- [12] Spur, G., Krause F.L. **Das virtuelle Produkt**. C.Hanser Verlag. Munchen, 1997.

PLACE AND ROLE OF CREATIVITY IN DESIGN PROCESS

Prof. dr Vojislav Miltenović, Mašinski fakultet Niš

Summary

Every production input is constructional documentation, which is made in the design process. Design process, as creative process of transformation idea for realisation of product in project, is the most important phasa in product development of new products. Dominant role and importance in design process has a part of design that reefers to creativity.

From an engineer is demanded originality, problem sensitivity, wealth of ideas and flexibility – in one word creativity. This paper consider place and role of creativity in design proses.

Keywords: design, embodiment design, product evelopment

Adresa za kontakt:

Prof. dr Vojislav Miltenović
Mašinski fakultet Niš
SCG 18000 Niš
Aleksandra Medvedeva 14
E-mail: milten@eunet.yu

УТИЦАЈ ИМИЦА МАРКЕ НА РАЗВОЈ ПРОИЗВОДА

Жарко Војнић, Економски факултет, Суботица
Проф. др Синиша Кузмановић, ФТН, Нови Сад
и Економски факултет, Суботица

Резиме

У раду је разматран утицај имица марке на развој и усавршавање производа. Изграђен имиц марке има изузетно велик утицај на развојне активности и даља усавршавања производа, јер се тим активностима желе побољшати или бар одржати, постојеће карактеристике и остварене предности производа. У раду је посебно истакнут утицај имица на нове генерације производа и погодности које из тога произилазе.

Кључне речи: марка, имиц, развој

1. УВОД

Неоспорно је да тржишна марка производа има велики утицај на пласман производа, због чега сви произвођачи изградњи имица марке и посебно, имица производа посвећују велику пажњу. Истовремено, изграђен имиц марке производа има велики утицај на његов даљи развој и усавршавање, је све наредне верзије и генерације производа треба да буду боље, или бар на истом нивоу квалитета, дизајна и цене, као и претходна верзија и/или генерација производа. То свакако представља велики напор и обавезу за сваког произвођача али се он у сваком случају исплати. У оквиру овог рада покушаће се указати на врсту, значај и обим активности које из тога произилазе.

2. МАРКА ПРОИЗВОДА

Марка (реч, симбол, знак, облик или њихова комбинација) је основно средство идентификације производа и услуга произвођача и/или продавца а све у циљу њиховог диференцирања у односу на конкуренцију. Производна марка има вишеструк значај: информативни, идентитетски, конкурентски и симболички. Креирање имена марке никако не би смело да буде случајно. Креирање производне марке је изузетно одговоран, сложен и тежак посао, али и важна пословна одлука, а по правилу законска обавеза. Име тржишне марке треба да буде кратко за изговор, читање и писање, не више од 4-5 слова. Треба тражити име које

ће бити препознатљиво свугде у свету и која ће се на свим језицима изговарати исто. Да би компаније успеле да створе јединствен идентитет на тржишту у виду препознатљивости и разликовања од конкуренције, оне врше велике инвестиције у промотивне активности, дизајн и паковање производа. Инвестиција у марку производа отвара пут свакој компанији ка јединствености, мада јединственост створена на овај начин представља и одређени ризик са којим се компанија суочава у суровој борби за тржиште. Треба имати у виду да једна марка може имати добар имиц у једној земљи, а сасвим супротан у некој другој.

3. ИМИЦ МАРКЕ

Имиц марке (Brand image) је представа која се формира на тржишту и у јавности о компанији, или пак о конкретном производу и услузи. Остварени имиц марке је резултат дугогодишњих напора ка јединственошћу и тежња ка продору на нова тржишта, односно успех у оптималној комбинацији рационалних и емоционалних елемената и симбола маркетинг понуде помоћу којих се ствара тржишна препознатљивост и чврста повезаност са крајњим потрошачима. Значење и симболика марке за непосредне креаторе идентитета марке се разликују у односу на значење и симболику коју конкретна марка ужива на тржишту. Марка са позитивним имицом на тржишту симболизује квалитет укупне маркетинг понуде, а не само један од битних елемената тржишног обликовања производа. Квалитет оствареног имица марке се непосредно манифестује и кроз испољен ниво лојалности крајњих купаца и потрошача. Приликом увођења новог производа на тржиште, исти може да има знатно већу предност у односу на друге због позитивног имица саме компаније. На имиц марке највећи утицај имају промотивне активности, квалитет, дизајн, цена, асортиман, амбалажа, пројектни и каталожки материјал и гаранција, рок испоруке, техничка подршка, сервис, постојање могућности кредитирања, поступност, могућност пробе, испоруке на кућну адресу, могућност замене и враћања производа итд. Популарна марка може диктирати цену која је вишеструко већа од трошкова производње. Понекад је стварни производ много мање важан од његовог имена. Доказано је да већина купаца купује нп. "Мерцедес" због имена а тек затим због уживања у вожњи и његовим возним карактеристикама.

4. УПРАВЉАЊЕ ИМЕНОМ МАРКЕ

Управљање репутацијом производа је једна од најважнијих активности са којим се компаније баве. Име марке је подједнако важан фактор као и објекти и опрема за производњу у власништву компаније. Квалитетна марка је важна у глобалној борби против фалсификата и плагијата тј, производа који су направљени скоро исто као оригинали са веома сличним именом марке и/или паковањем, али знатно нижим ценама. Плагијат често наводи купце на размишљање да ли је производ познате светске марке. На тај начин се светске компаније суочавају са великим проблемом који се огледа не само у изгубљеном приходу, већ и репутацији својих марки, које су

оштећене лошијим сабститутима. Постоји пет категорија основних карактеристика марке: Лојалност, свесност, стварни квалитет, асоцијације и други фактори марке.

1. Лојалност марке. Најјаче мерило вредности марке је лојалност (поновна куповина, word of mouth) која се ствара међу потрошачима, и која издваја марку од конкурентских притисака као што је реклама и снижавање цена. Понекада је лојалност случајна: поновна куповина због недостатка прихватљивих алтернатива. Марка се аутоматски селекује и минимизира се труд око избора

2. Свесност марке. Најједноставнија карактеристика квалитетне марке је препознатљивост марке. Позната марка одаје купцу осећај поверења (смањеног ризика), и тиме је много већа могућност да ће марка бити одабрана. Одабир познате марке даје купцу оправданост његове одлуке, објашење његовог потеза. Ова оправданост такође има и социјалну улогу, указујући да је особа купила нешто од вредности.

3. Стварни (приметни) квалитет. Позната марка често изражава ауру квалитета. На пример: "Mercedes" има изванредну репутацију како за своје производе тако и као место за рад. Квалитет је уједно и тесно повезан са ценама. Многи производи имају ниску цену и, вероватно, низак квалитет такође).

4. Асоцијација марке. Као субјективна и емоционална категорија, асоцијација је такође веома важан део вредности марке, и формира личност марке. Она може бити повезана са географским регионом (земља порекла јапанских аутомобила, швајцарски сатови).

5. Други фактори марке. Други фактори, као што су патенти и заштитни знак, су такође драгоцени.

Имиц марке ствара вредност и за купца и за произвођача. Инвестирање у име марке може да буде повраћено кроз ширење марке и повећану дистрибуцију. Јак имиц марке често допушта да високе цене буду оправдане и представља знатну конкурентску предност.

Концепт имица марке отвара три важна питања са којима се компанија суочава. Прво, најважније је да се за успех производа на дуге стазе гради име марке. Друго, питање проширења производне линије постаје значајно: колико далеко успешна марка може бити "истегнута"? Јасно је да су Toyota, Nissan и Honda веровали да се луксузни аутомобили не могу продавати са јефтинијим. Не само да су имена њихових престижних марки различита него су се и ти аутомобили продавали у различитим трговинским кућама. Треће, мора да постоји менаџер марке који мора имати увид у управљање и одржавање марке као најважнији задатак. То подразумева тежњу како за проценом тако и постављањем циљева за имиц марке. Постоји 10 тачака за стварање јаке марке:

1. Идентитет марке. Свака марка мора имати свој идентитет, личност, уз могућност њене модификације.

2. Јединствена вредносна теорема. Свака марка мора имати јединствен начин у остваривању свог имица и своје вредности.

3. Позиција марке. Позиција марке мора створити основне услове за имплементирање програма комуникације.

4. Извођење. Комуникациони програм обавезно мора да обухвати идентитет и позицију, који такође мора да буде трајан.

5. Конзистенција током времена. Компанија мора поставити за циљ одржавање конзистентности идентитета, позиције и извођења током времена.

6. Систем марке. Марке у портфолиу требају бити конзистентне и синергистичне.

7. "Полуга" марке. Ширење марке и развој нових је прилика само у случају да идентитет марке буде коришћен и појачан.

8. Праћење. Имиц марке мора да буде праћен током времена укључујући свесност, приметни квалитет, лојалност и асоцијацију марке.

9. Одговорност марке. Неко мора бити задужен за марку, неко ко ће створити њен идентитет, позицију и координирати извођење.

10. Инвестирање. Инвестирање у марку мора бити настављено чак и када финансијски циљеви нису у потпуности остварени.

Управљање марком је веома озбиљан, сложен, дугорочан, стручан и вишедимензионалан посао. Ефекти се не остварују ни лако ни брзо. Основни циљ стратегијског управљања марком је да се основни идентитет пословне и производне марке преведе у статус познате фирме и познате марке производа.

5. ОДРЕЂИВАЊЕ ВРЕДНОСТИ МАРКЕ

Укупна вредност марке може се одредити на различите начине, у бити, она захтева одговор на питање "Колико већу вредност има производ са тим именом марке?"

Постоје три подручја која се морају узети у обзир приликом процењивања вредности марке, а то су: будућа добит која се очекује са марком, улога марке у стварању ове добити, и ризик у очекиваној добити коју марка треба да створи. Користе се четири основне процене: целисходност (колико је марка битна у свакодневном животу), колико се снажно особа односи према марки ("share of heart"), дистинктивност (колико је уникатна и различита марка у односу на конкуренцију), колико је особа блиска са марком ("share of mind").

На основу табеле 1, може се видети да су управо инвестиције у имиц марке, чак и када се они не подударају са финансијским циљевима одржале многе светске марке у самом врху. У највећем броју случајева најпознатије марке на свету су оне са великом традицијом и дугим животним веком. Данас је основни селемент идентитета марка производа и један од основних услова успеха и стварања моћнијих компаније на тржишту. Очигледно је да снажна веза између позитивног мишљења и куповине дају гаранцију да се снага марке претвара у актуелну куповну навику.

Табела 1 Рангирање снаге имица на тржишту Европске уније

1. Mercedes Benz	6. Coca Cola
2. Philips	7. Ferrari
3. Volkswagen	8. BMW
4. Rolls – Royce	9. Michelin
5. Porsche	10. Volvo

6. УТИЦАЈ ИМИЦА МАРКЕ НА РАЗВОЈ ПРОИЗВОДА

Изграђен имиц производа има изузетно велики утицај на развојне активности јер пројектанти новог или модификованог производа морају да испуне очекивања досадашњих купаца, да и нови или модификовани производ задржи све добре особине постојећег производа и има неке нове, још боље карактеристике. То се постиже непрестаним истраживањем потреба купаца, понуде конкуренције и посебно карактеристика сопственог производа. Сталним изналажењем новина на подручју дизајна и сталним техничким побољшањем техничких карактеристика може се одржати приврженост купаца за производ и, посебно, марку. Постоји чврста веза између познатости компаније и оцене производа. Веома важна тржишна вредност марке производа представља њен углед (brand goodwill). Углед марке није краткорочна активност већ дугорочна стратегија и ствара се у циљу задржавања тржишног учешћа и добијања признања од стране крајњих купаца и потрошача. Углед марке се може приказати и као позитивни имиц на тржишту са реалним покрићем. Сигурно је да је немогуће изградити углед марке без ефикасне маркетинг стратегије и сталним техничким усавршавањем производа. У циљу одржавања стеченог имица марке и његовог утицаја на развој производа неопходно је стално уводити иновације. Веома се често поставља питање „Да ли је стварно неопходно изменити оно што постоји“. Испреплетен ризик и стваралачка радозналост у стварању нечег новог модернијег, али често и задржавајући традиционална решења омогућују компанији да истакну нови, или благо измењени производ али задржавајући најважније карактеристике имица компаније, и марке. Символика и значење марке са позитивним имицом је много шири од значења и симболике неутралног идентитета марке. Наиме, лаички посматрано, много је лакше за компанију са „светлим“ имицом да изради нови производ у односу на компанију без идентитета марке. У стварности, одговорност коју прва компанија са собом носи може се мерити реченицом „Немамо право на грешку“ јер грешке се не изражавају само у огромним трошковима него и изгубљеним купцима. Даље, позитивна страна „светлог“ имица је да уз додатне напоре грешку може исправити а и даље остати на високом нивоу (што се десило, на пример, приликом пуштања на тржиште новог Mercedes-овог модела А класе). Од друге компаније се може очекивати да нов производ неће направити неки бум на тржишту, а такође ни неку већу препознатљивост и профит. Када се говори о утицају имица марке на модификацију раније створеног производа у циљу његовог побољшања и боље представе купцима, и остварења већег профита, мора се водити рачуна да производ задржи основне карактеристике које га везују за саму марку, односно његово име у циљу одржавања традиције али уз побољшање његових перформанси. Један очити пример оваквог утицаја јавља се код VW модела „Golf“ (Сл. 1). Golf је још код првог модела дао нагласак на његове карактеристике које га чине препознатљивим код купаца аутомобила у оквиру средње класе као што су: снага, издржљивост, комфор, дизајн, брзина. Уз напредак технологије VW се трудио да развије нови, бољи, бржи,

1. Генерација



2. Генерација



3. Генерација



4. Генерација



5. Генерација



Сл. 1. Хронолошки развој облика аутомобила (VW Golf)

удобнији, лепши, али „исти“ онај Golf које је купце везао и ранијих година. Остварен имиџ утицао је на задржавање основних облика овог аутомобила (посебно карактеристичног Ц стуба), затим положаја и облика знака произвођача и основних перформанси производа, док су се незнатно мењале (углавном повећавале) његове димензије, брзина и удобност.

Зато није ни чудо што је овај аутомобил бележио изузетан раст продаје током протеклих година остварујући лојалност својих купаца који су већ навикли да свака нова генерација Golfa буде некако слична претходној а опет боља. Пошто захтеви и очекивања купаца морају бити увек испуњени, а имиџ марке одржан на високом нивоу (што одговара и пословној стратегији компаније у циљу остваривања све већег профита) нечуди што Golf све своје иновације врши у духу традиционалног са једне и модерног са друге стране задржавајући онај јединствени изглед који га разликује од свих осталих аутомобила.

7. ЗАКЉУЧАК

Вредност производа у највећој мери одређује његово име. У данашње време једини начин опстанка маркираних производа је давање нагласка на име марке пошто је борба путем снижења цена већ превазиђена. Управо захваљујући оствареном имиџу марке, пред компанију се ставља још тежи задатак да га и одржи. Да би се овај циљ остварио неопходно је купцима понудити нешто ново, боље, интересантније, квалитетније. На тај начин се компанија налази у ватри остварења својих интереса, са једне стране, суочена са собом а, са друге, са купцима. Као резултат развијају се нове технологије које на тржиште избацују технички савршеније производе и утичу на стварање још бољег имиџа и задовољавања купаца. Имиџ марке игра најважнију улогу у опстанку компаније. Главни задатак менаџера мора бити усмерен ка управљању и одржавању марке путем развоја нових производа. У савременим условима, у мноштву производа, потрошачу је све теже доношење одлуке о избору у односу на исте или сличне групе производа. Компанија која је успела новим производима да се диференцира у односу на друге произвођаче, неоспорно је да ће успети да задовољи и своју основну дугорочну стратегију. У циљу могућности потрошача да одабере „свој“ производ, управо инвестиција у имиџ постаје оправдана. Све више постаје популарна реченица „Продаје се имиџ, а не роба“.

ЛИТЕРАТУРА

- /1/ С. САЛАИ и И. ХЕГЕДИШ, Тржишно комуницирање, Економски факултет, Суботица, 1994.
- /2/ С. ВАСИЉЕВ, Маркетинг принципи, Бирографија, Суботица, 1999.
- /3/ Ф. КОТЛЕР, Управљање маркетингом 1 и 2, Информатор, Загреб, 1988.
- /4/ В. МИЛТЕНОВИЋ, Развој производа, машински факултет, Ниш, 2003.
- /5/ D. LEHMANN R. WINER, Product management, McGraw-Hill Higher Education, Boston, 2002.
- /6/ С. КУЗМАНОВИЋ, Менаџмент производима,

интерна публикација, Економски факултет, Суботица, 2004.

/7/ Б. РАКИТА, Међународни маркетинг, Универзитет у Београду – Економски факултет, Београд 1998.

/8/ ATTUYEN S. ROBERT, WENNER L. DAVID, "Critical Mass", "Eye to Export Profits", Business Horizons, December 1979.

/9/ SHAW JOHN, Onkvisit Sak, 1997.

/10/ Љ. ЦВЕТКОВИЋ, Менаџмент производа, Технолошки факултет, Лесковац, 2003

DEVELOPMENT ACTIVITIES INFLUENCING BRAND EQUITY

*Žarko Vojnić, Faculty of economics, Subotica
Prof. dr Siniša Kuzmanović, FTN: Novi Sad - Faculty of
economics, Subotica*

Summary

The paper contains the information about the influence of development activities on brand image. Strong brand name has enormous influence in developing new products emphasizing its characteristics, advantages, as this is the way to improve them and stay competitive among many other products.

Key words: brand, image, development

Адреса за контакт:

Жарко Војнић
Економски факултет
24000 Суботица

E-mail: zvojnec@yunord.net

INTEGRISANJE DFE ALATA U IPS-DFX METODOLIGIJU ZA INTEGRALNI RAZVOJ PROIZVODA

Prof. dr Ilija Ćosić, Fakultet tehničkih nauka Novi Sad
Dr Zoran Anišić, Viša tehnička škola Subotica
Igor Fürstner, Viša tehnička škola Subotica

Rezime

U radu će se prikazati Design for Environment (DFE) alat, koji na sistematizovan način uključuje attribute vezane za zaštitu životne sredine u proces integralnog razvoja proizvoda. Razvijeni alat predstavlja dodatni deo postojeće integralne platforme koja sadrži module za Design for Assembly (DFA), Design for Manufacturing (DFM) and Design for Costs (DFC). Razvijeni alati su prilagođeni za upotrebu u internet okruženju. DFE razmatra mogući uticaj proizvoda tokom celokupnog životnog ciklusa na životnu sredinu. Mogući uticaj proizvoda na životnu sredinu između ostalog uključuje ispuštanje toksičnih hemikalija u okolinu, upotrebu neobnovljivih izvora, prekomernu potrošnju energije... Životni ciklus proizvoda uključuje sve procese, počevši od trenutka eksploatacije prirodnih resursa potrebnih za proizvodnju proizvoda, do trenutka odbacivanja proizvoda. U radu će se prikazati upotreba DFE alata na realnom primeru, uz upotrebu razvijene matrice razmatranih parametara, koji uključuju periode pripreme proizvodnje, proizvodnje proizvoda, pakovanja i distribucije, upotrebe proizvoda i održavanja, odnosno kraja životnog ciklusa proizvoda, sa osvrtom na upotrebu materijala, upotrebu energije, kao i na otpad koji se pojavljuje tokom životnog ciklusa proizvoda, a koji može biti čvrst, tečan ili gasovit.

Ključne reči: Design for Environment, Design for eXcellence, Integralni razvoj proizvoda

1. Uvod

Novi propisi vezani za zaštitu životne sredine koji su usvojeni u Evropi, zahtevaju od proizvođača, da budu odgovorniji za svoje proizvode, obezbeđujući odlaganje ili ponovnu upotrebu proizvoda na kraju njihovog životnog ciklusa. Označavanje karakteristika proizvoda vezanih za njegov uticaj na životnu sredinu može olakšati razlikovanje samih proizvoda.

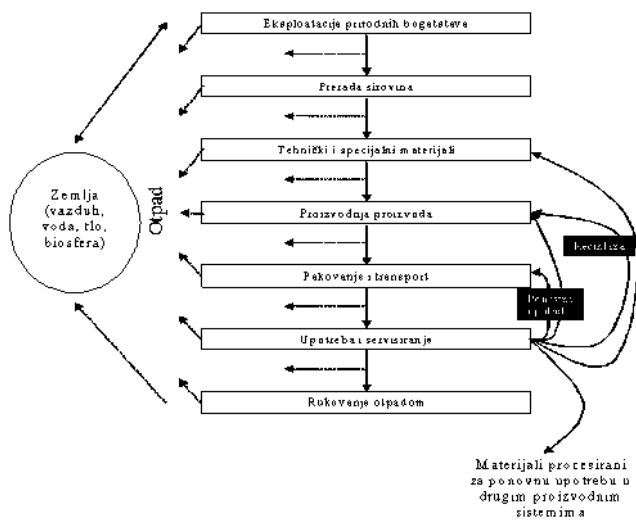
Projektovanje pogodno za zaštitu životne sredine (DfE) je postupak za sistematsko uključivanje faktora koji utiču na životnu sredinu u proces razvoja proizvoda. DfE ima tri jedinstvene karakteristike:

- Kompletan životni ciklus proizvoda je uključen u razmatranje;
- Trenutak primene DfE analize je u početnoj fazi razvoja proizvoda;
- Odluke se donese koristeći vrednosti koje su usklađene sa industrijskim ekološkim standardima, ili drugim propisima.

Od preduzeća se danas od strane zakonodavca, potrošača, grupa za zaštitu životne sredine i udruženja industrijalaca zahteva razvoj proizvoda i procesa koji uzimaju u obzir uticaje na životnu sredinu. DfE analiza u procesu razvoja proizvoda predstavlja odgovor na postavljene zahteve. Moguće prednosti za proizvođača uključuju:

- Skraćene vremenske cikluse;
- Umanjene troškove;
- Poboljšane proizvode;
- Umanjene probleme vezane za zakonsku regulativu;
- Umanjenu odgovornost kompanije u budućnosti;
- Poboljšanu poziciju na tržištu;
- Poboljšane karakteristike vezane za zaštitu životne sredine.

DfE uzima u obzir mogući uticaj proizvoda na životnu sredinu u periodu njegovog životnog ciklusa. Mogući uticaj proizvoda na životnu sredinu je mnogostruk, a između ostalog uključuje ispuštanje toksičnih materijala u okolinu, eksploataciju neobnovljivih resursa i prekomernu potrošnju energije. Životni ciklus proizvoda uključuje vreme od eksploatacije prirodnih bogatstava, do odbacivanja proizvoda. Zbog ovoga, prilikom razvoja proizvoda osim razvoja samog proizvoda, projektuje se celokupan životni ciklus proizvoda. Uzimajući u obzir životni ciklus proizvoda, kompanija može da izbegne iznenađenja vezana za zagađenje životne sredine i moguću odgovornost u budućnosti. Idealno, prilikom razvoja proizvoda uticaje na životnu sredinu treba svesti na minimalnu moguću meru.



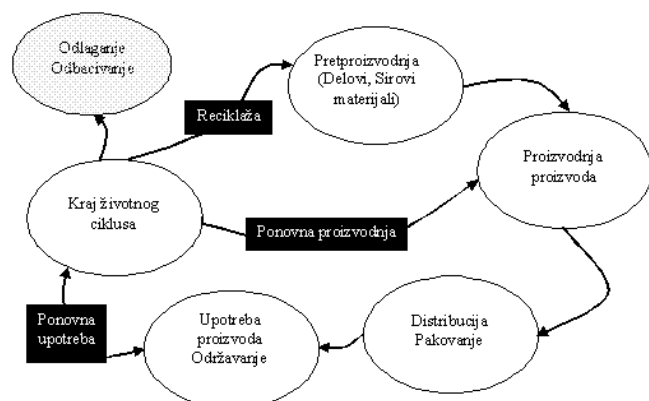
Slika 1 Opšti životni ciklus proizvoda

Opšti životni ciklus proizvoda prikazuje Slika 1. Što se ranije u životnom ciklusu proizvoda uključe u razmatranje faktori vezani za zaštitu životne sredine, to su mogućnosti za očuvanje životne sredine i uštede veće. Radi upotrebe

prikazanog alata, životni ciklus proizvoda je sažet u pet faza što prikazuje Slika 2. Faze životnog ciklusa prikazane u sažetom obliku inkorporirane su u matrični sistem prikazan u alatu.

Pet faza životnog ciklusa su:

- **Priprema proizvodnje** – Tokom ove faze, standardni delovi i sirovine se obezbeđuju radi upotrebe u procesu proizvodnje;
- **Proizvodnja** – Sve faze proizvodnje unutar preduzeća, od trenutka kada sirovine uđu upreduzeće, do trenutka kada je proizvod spreman za pakovanje. Proizvodnja uključuje i hemijsku i termičku obradu, monatažu i završne radove;
- **Pakovanje i distribucija** – Materijal se pakuje i za transport i za kupovinu (prodaju), upućuje odgovarajućim transportnim sistemom i isporučuje potrošaču;
- **Upotreba i održavanje** – Vreme od kada potrošač preuzme proizvod, do trenutka kada je potrošač spreman da proizvod odbaci. Ovaj period uključuje i održavanje, kao i vreme nakon delimične izmene delova ili generalnog remonta, odnosno svo vreme dok je proizvod kod potrošača;
- **Kraj životnog ciklusa** – Proizvod se reciklira, ponovno proizvodi, ili odlaze (odstranjuje) na deponije, odnosno spaljuje.



Slika 2 Sažet životni ciklus proizvoda

Isključivo fokusiranje na zahteve vezane za zaštitu životne sredine može biti praćeno izuzetno visokim troškovima. Rukovanje opasnim otpadom stvara nepotrebne troškove, ako se pokaže da se opasni materijali koji stvaraju otpad mogu eliminisati iz procesa proizvodnje. DfE ima aktivno učešće u razmatranju pitanja vezanih za zaštitu životne sredine. Postavljanjem prikladnih pitanja u vreme razvoja proizvoda, često se otkrivaju moguća mesta na kojima se određenim izmenama može proizvod poboljšati.

DfE ne pretpostavlja razvoj proizvoda isključivo usmeren ka zadovoljavanju zahteva vezanih za zaštitu životne sredine. DfE ima za cilj da postane integralni deo procesa razvoja proizvoda, zajedno sa drugim aspektima razvoja proizvoda, kao što su ekonomičnost proizvoda, zahtevi potrošača, pogodnost za proizvodnju, te zahtevani vezani za funkcije proizvoda. Ovi parametri mogu da se posmatraju kao delovi jedinstvene DfX tehnologije, gde X-evi predstavljaju pojedinačne, ranije nabrojane aspekte.

DfX mora da bude zasnovan na tri principa IPS – Integraciji, Paralelizaciji i Standardizaciji, što generiše puno ime IPS-DFX metodologije.

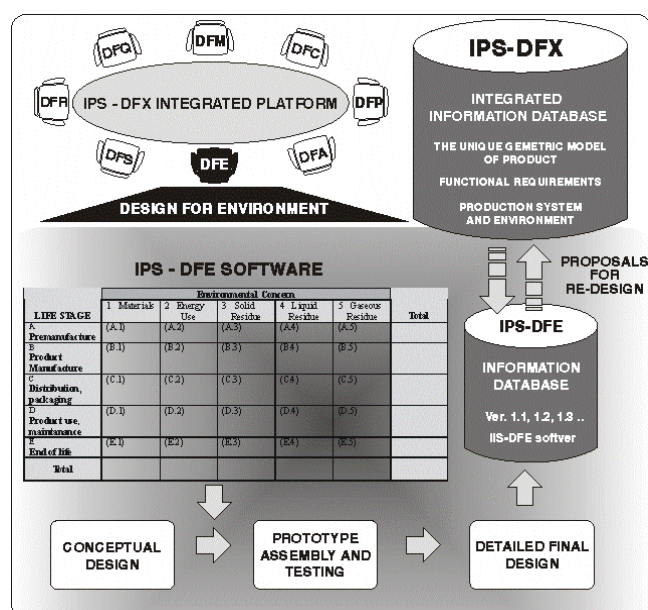
2. IPS-DFX metodologija

IPS-DFX metodologija je razvijena na jasno definisanim principima opisanim u uvodu, koji ukazuju na sveobuhvatnost metodologije, povezujući je sa drugim IPS-DFX metodologijama u kontekstu šireg koncepta IPS-DFX platforme. Osnovna karakteristika platforme je **zajednička informaciona baza podataka** u kojoj proces integralnog razvoja proizvoda započinje i teče.

Baza podataka sadrži informacije o:

- definisanim funkcionalnim zahtevima;
- proizvodnom sistemu i okruženju;
- jedinstvenom geometrijskom modelu proizvoda,

kao i o drugim potrebnim informacijama koje se koriste prilikom razvoja proizvoda.



Slika 3 IPS-DFX integralna platforma

Slika 3 prikazuje koncept sveobuhvatne IPS-DFE metodologije, zasnovane na principima IPS-DFX platforme, koja omogućava simultanu aplikaciju svih postojećih IPS-DFX metodologija.

DfE metodologija uzima potrebne podatke iz zajedničke baze podataka, procesira ih pomoću razvijenih procedura i kao rezultat daje izveštaj sa predlozima za poboljšanje proizvoda. Integralna platforma upoređuje sve predložene izmene od strane različitih učesnika u razvojnom procesu, usaglašava ih i upoređuje, uglavnom po ekonomskim kriterijumima, ali isto tako i po drugim uobičajenim kriterijumima evaluacije, koji ne mogu uvek biti iskazani kroz troškove.

Predlozi za izmene moraju biti jasno prikazani u dokumentu "Predlog za izmenu", gde su posebno istaknute uštede u vremenu i troškovima vezanim za odgovarajuću izmenu. Predložene izmene moraju biti kritički analizirane u odnosu na negativne konsekvence, do kojih kod ostalih aspekata razvojnog procesa mogu da dovedu.

Ako DfE ekspert, sa određenim znanjem i iskustvom ne vidi razloge za neprihvatanje predložene izmene, ona mora biti prosleđena na verifikaciju DfX timu, gde mogu nastupiti dva slučaja:

- Predlog za izmenu nije osporen ni po jednom aspektu, te direktno može da se implementira u procesu razvoja proizvoda;
- Predlog za izmenu je osporen od strane ekspertskog tima i poslat na detaljnu analizu troškova, što sa sobom povlači naknadnu ponovnu verifikaciju od strane DfX tima.

DfX tim eksperata treba da vraća predloge na ponovne analize, sve do trenutka kada svi članovi tima prihvate predloženu izmenu, odnosno kada se postigne konsenzus o predloženoj izmeni.

3. IPS-DfE Matrica

IPS-DfE matrica (Tabela 1) sadrži 100 pitanja koja se odnose na širok spektar pitanja vezanih za konstrukciju proizvoda, te za uticaj na životnu sredinu.

Pitanja su postavljena na način da ohrabre razvojni tim da obrati pažnju na moguće uticaje proizvoda na životnu sredinu tokom procesa proizvodnje, upotrebe i odlaganja proizvoda.

Pitanja su pisana dovoljno uopšteno da bi se mogla primeniti na širok spektar proizvoda. Sintaksa pitanja je ponekad neizbežno neodređena. Ostavljen je prostor za korisnika da doda, odnosno zabeleži specifične karakteristike proizvoda. Postoji mogućnost da se prilikom analize proizvoda jave dodatni parametri koji se moraju uvrstiti u razmatranje, i razvojni tim treba slobodno da dodaje nova pitanja ili da modifikuje postojeća pitanja, da bi zadovoljio svoje potrebe.

Tabela 1 Matrica razvoja proizvoda

Faze životnog ciklusa	Ekološki rizik							Suma			
	1	Materijali	2	Potrošnja energije	3	Čvrst otpad	4		Tečan otpad	5	Gasovit otpad
A	(A.1)		(A.2)		(A.3)		(A.4)		(A.5)		
A	Priprema proizvodnje										0
B	(B.1)		(B.2)		(B.3)		(B.4)		(B.5)		
B	Proizvodnja proizvoda										0
C	(C.1)		(C.2)		(C.3)		(C.4)		(C.5)		
C	Distribucija, pakovanje										0
D	(D.1)		(D.2)		(D.3)		(D.4)		(D.5)		
D	Upotreba proizvoda, održavanje										0
E	(E.1)		(E.2)		(E.3)		(E.4)		(E.5)		
E	Kraj životnog ciklusa										0
	Suma	0		0		0		0		0	

4. Upotreba DfE matrice

1. Informacije koje se dobijaju od dobavljača sirovog materijala i standardnih delova se koriste da bi se odgovorilo na pitanja A.1. – A.5. DfE matrice. Ako se u datom trenutku ne žele dobiti informacije od dobavljača, matrica može da se popunjava počevši od elementa B.1.

2. Potrebno je odgovoriti na sva pitanja DfE matrice sa «Da» ili «Ne». Ako je odgovor «Da», potrebno je zaokružiti broj bodova koji se nalazi u koloni «Da» za postavljeno pitanje. Ako je odgovor «Ne» broj bodova je 0. Ako pitanje ne može da se primeni na proizvod koji se analizira, potrebno je odgovoriti sa «Da».
3. Za svaki element matrice, potrebno je odrediti ocenu od 0 do 5 u zavisnosti od odgovora na postavljena pitanja. Ovu ocenu je potrebno uneti u matricu.
4. Potrebno je sabrati rezultate u svakom redu i svakoj koloni, te svaki zbir upisati u odgovarajući element matrice.

Potrebno je sabrati sve rezultate i dobijeni zbir upisati u odgovarajući element matrice. Rezultat je relativna ocena proizvoda, koja može da se koristi prilikom analize varijantnih rešenja proizvoda. Zbir za svaki red (faza životnog ciklusa proizvoda), odnosno zbir za svaku kolonu (uticaj na životnu sredinu), može da ukaže na eventualne slabosti proizvoda vezane za pojedine oblasti analize. Rezultat je relativan i ograničen je na internu upotrebu unutar preduzeća. Maksimum bodova koji može da se postigne je 125, odnosno 100 bodova, ako se ne vrši analiza prvog reda matrice.

Ako je pitanje praćeno tekстом «vidi...», potrebno je pročitati date dodatne informacije ili objašnjenja vezana za postavljeno pitanje.

Sistem bodovanja u matrici omogućuje razvojn timeru da:

- Boduje analiziranu varijantu proizvoda kao deo opšte ocene proizvoda;
- Upoređuje varijante proizvoda;
- Uoči područja koja u najvećoj meri zahtevaju izmene sa gledišta zaštite životne sredine.

Rezultat matrice je relativna mera karakteristika proizvoda. On dopunjuje parametre vezane za druge oblasti koje se mogu ocenjivati. Rezultat matrice treba da postane deo sveobuhvatne procene karakteristika proizvoda i treba da se koristi prilikom odluke o prihvatanju varijante proizvoda koja će se proizvoditi.

Usled činjenice da su mnoga pitanja postavljena u upitniku subjektivna, praktično je nemoguće uspostaviti sistem za ocenjivanje, koji bi bio dosledan, te na taj način istovetno primenljiv za različite proizvođače. Razvojni timovi prilagođavaju alat svojim potrebama, pa su stoga ocene relevantne samo unutar preduzeća. Ocene omogućavaju proizvođaču da upoređuje varijantna rešenja proizvoda, odnosno njihov uticaj na životnu sredinu. Na primer, jedna varijanta proizvoda može dobiti ocenu 84, dok druga varijanta proizvoda može dobiti ocenu 56. Očigledno je da je prva varijanta bolja sa stavovišta zaštite životne sredine. Ako su ocene bliže jedna drugoj (na primer 63 prema 65) tada je potrebno doneti subjektivne odluke od strane razvojnog tima da bi se odredilo koja varijanta je zaista bolja.

Razvojni tim treba da odredi koje izmene je nemoguće izvršiti zbog datog stanja u preduzeću, te zbog funkcionalnih zahteva proizvoda, a koje izmene je moguće izvršiti, odnosno koje izmene su isplative. Pravi izazov je da se ne zadrže ustaljeni procesi unutar preduzeća, ako postoje razložne promene koje se mogu izvršiti.

5. Princip modularnosti kao uticajni parametar na reciklažu proizvoda

Drugi aspekt u analizi je mogućnost reciklaže proizvoda. Mogućnost reciklaže uzima u obzir samo jednu dimenziju usklađenosti sa životnom sredinom, ali se na nju od strane proizvođača lako može uticati. Osim toga, naglo povećanje količine čvrstog otpada, tera zakonodavce mnogih država, da zakonski obavežu proizvođače na brigu o proizvodu na kraju njegovog životnog ciklusa. Da bi pospešili ponovnu upotrebu delova i reciklažu materijala, proizvođači moraju da ugrade stratešku modularnost u svoje proizvode i da umanje troškove preduzeća za reciklažu. Ključni faktor je ugrađivanje principa modularnosti u proizvod u ranim fazama razvoja proizvoda

Osnovna karakteristika proizvoda koja utiče na mogućnost reciklaže je kompleksnost sortiranja demontiranih grupa delova u delove ili materijal koji se ponovno može koristiti u skladu sa strategijom preduzeća vezanom za rukovanje proizvodima na kraju njihovog životnog ciklusa. Faktori koji utiču na kompleksnost sortiranja uključuju:

- Namere vezane za vreme nakon kraja životnog ciklusa;
- Izolaciju grupa delova od proizvoda;
- Teškoće separacije;
- Metode spajanja/pričvršćivanja komponenata koje trebaju biti sortirane;
- Potrebne alate/obuku.

Princip modularnosti za reciklažu uključuje procenu strategije rukovanja sa proizvodom nakon njegovog životnog ciklusa. Modularnost proizvoda mora da uključi lakoću demontaže i mogućnost optimalne ponovne upotrebe materijala. Komponente ili podsklopove je potrebno grupisati u module, ako zahtevaju intenzivno održavanje. Modul za reciklažu treba da se sastoji od kompatibilnih materijala ili od grupe materijala čija je tehnologija razdvajanja ekonomski opravdana.

Drugi važan princip modularnosti uključuje dužinu tehnološkog životnog ciklusa svakog modula. Prilikom razvoja proizvoda potrebno je izvršiti modularizaciju grupa delova u zavisnosti od tehnološkog životnog ciklusa grupa delova, na način da se grupe delova sa dugim tehnološkim životnim ciklusom mogu ponovno upotrebiti, a da se grupe delova sa kratkim tehnološkim životnim ciklusom projektuju za laku reciklažu.

6. Primena DFE metodologije

Slika 4 prikazuje eksplodirani sklop osnovnog proizvoda koji je analiziran uz upotrebu IPS-DFE metodologije.

Sastavnica proizvoda sa rezultatima DFE analize je prikazana u tabeli (Tabela 2). Rezultati prikazuju relativnu ocenu karakteristika pojedinačnih delova, kao i sveobuhvatnu procenu karakteristika proizvoda.

DFE matrica sa rezultatima za jednu poziciju (Poz. 1) je prikazana u tabeli (Tabela 3).

Svaka pojedinačna DFE matrica za pojedinu poziciju omogućava razvojnom timu da dobije uvid u relativnu ocenu karakteristika posmatrane pozicije uzimajući u obzir njen uticaj na životnu sredinu, kao i da bude u mogućnosti da analizira uticaje na životnu sredinu odvojeno (kolone), ili pojedinačne faze životnog ciklusa pozicije (redovi).

Evaluacija rezultata DFE analize pokazuje da se mogu izvršiti određene izmene. Izmene su prikazane na slici (Slika 5), koja prikazuje eksplodirani sklop konačnog proizvoda.

Rezultati DFE analize konačnog proizvoda pokazuju da je moguće smanjiti broj upotrebljenih materijala u proizvodu (broj upotrebljenih materijala je smanjen sa 10 na 5), te da je moguće je izvršiti optimizaciju proizvoda eliminacijom elemenata za spajanje i smanjenjem broja delova proizvoda (**Error! Reference source not found.**).

Tabela 2 Sastavnica delova osnovnog proizvoda

Poz.	NAZIV DELA	Kol. (kom)	Materijal	Suma (max 100)	Procenatni iznos bodova
1	ZUPCANIK	1	POLIAMID 6	87	87.0%
2	VEZNA PLOCA	1	C0147 P3	87	87.0%
3	SKALA	1	C0147 HT30	87	87.0%
4	VIJAK A 2.9x9.5 A3E	1	JUS M.B1.465	87	87.0%
5	KARIKA POLUGA	1	C0146 P3M	87	87.0%
6	KARIKA POLUGA ZA SKLOP DESN	1	C0146 P3M	87	87.0%
7	PLOCICA ZA REGULACIJU	1	C0147 P3	87	87.0%
8	VIJAK M6x35	1	JUS M.B1.103	86	86.0%
9	ZUPCASTA LETVA	1	C0147 P3	87	87.0%
10	POLUGA KRACA	2	C0147 P3M	87	87.0%
11	OSOVINICA	1	C0370	87	87.0%
12	POKLAPAC	1	C0147 P3M	87	87.0%
13	RADNA OPRUGA	1	ZICA	87	87.0%
14	NOSAC SKALE	1	HIPOLEN-MA 320 T	87	87.0%
15	OPRUGA	1	ZICA	87	87.0%
16	KLACKALICA	1	C0147 P3M	86	86.0%
17	KUCISTE	1	C0147 P3	87	87.0%
18	GAZISTE	1	DUNAV 504/A	87	87.0%
19	NOGICA	4	PVC MEKI	80	80.0%
20	PLOCICA	1	C0147 P3	87	87.0%
21	ZATEZNA OPRUGA	2	ZICA	87	87.0%
22	PROZOR	1	POLISTIREN	87	87.0%
23	ZAKIVAK	1	C0545.3	86	86.0%
24	PRITISKIVAC	4	C0147 P3	87	87.0%
25	POLUGA DUZA	2	C0147 P3M	87	87.0%
26	OSLONI NOZ	4	C0147 P3	87	87.0%
Vaga za kupatilo				69	69.0%

Tabela 3 DFE matrica sa rezultatima za jednu poziciju (Poz. 1)

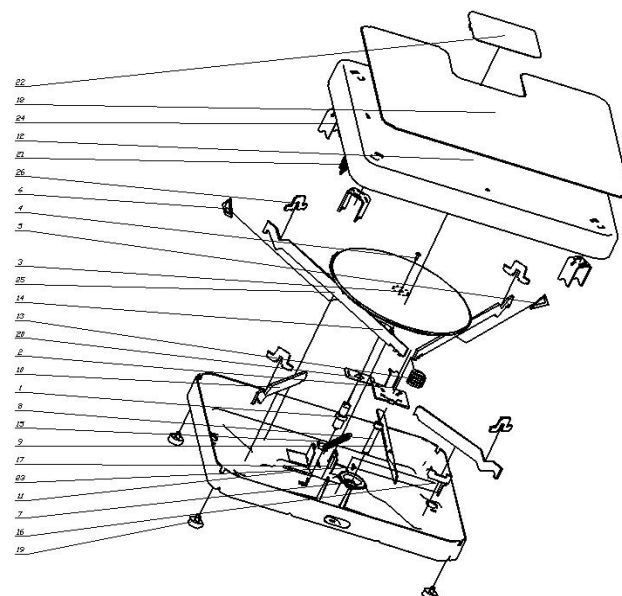
Faze životnog ciklusa	Ekološki rizik					Suma
	1 Materijali	2 Potrošnja energije	3 Čvrst otpad	4 Tečan otpad	5 Gasovit otpad	
A Priprema proizvodnje	(A.1)	(A.2)	(A.3)	(A.4)	(A.5)	0
B Proizvodnja proizvoda	(B.1)	(B.2)	(B.3)	(B.4)	(B.5)	16
C Distribucija, pakovanje	(C.1)	(C.2)	(C.3)	(C.4)	(C.5)	25
D Upotreba proizvoda, održavanje	(D.1)	(D.2)	(D.3)	(D.4)	(D.5)	22
E Kraj životnog ciklusa	(E.1)	(E.2)	(E.3)	(E.4)	(E.5)	24
Suma	17	17	14	20	19	87

Tokom razvoja proizvoda izvršene su sledeće izmene koje doprinose promeni uticaja proizvoda na životnu sredinu:

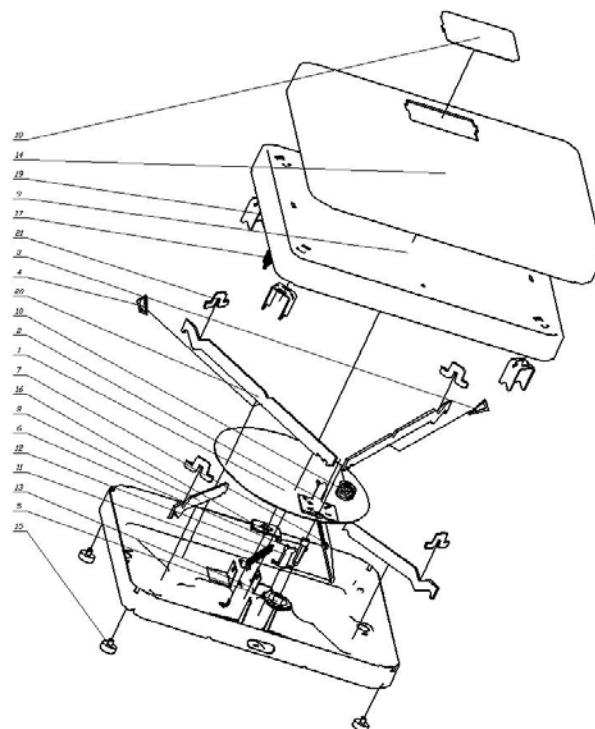
- Pozicija 18 (Tabela 2) je izmenjena konstruktivno (pozicija 14 **Error! Reference source not found.**), čime je izbegnuta upotreba lepka kao elementa za spajanje i potreba za estetskim farbanjem poklopca i izvršena je izmena vrste materijala, čime je broj materijala smanjen za jedan;
- Izmenjen je materijal pozicije 19 (Tabela 2) čime je broj materijala smanjen za jedan (pozicija 15 **Error! Reference source not found.**);
- Pozicije 1, 3 i 14 (Tabela 2) su integrisane (pozicija 1 **Error! Reference source not found.**) i izvršena je izmena vrste materijala pozicije, čime je broj materijala smanjen za jedan. Pozicija 20 (Tabela 2) je izmenjena konstruktivno (pozicija 16 **Error! Reference source not found.**) i izmenjena je vrsta materijala, tako da pozicija 1 i 16 čine jedan modul (**Error! Reference source not found.**);
- Pozicije 7 i 8 (Tabela 2) su izmenjene konstruktivno i izmenjena je vrsta materijala (pozicije 5 i 6 **Error! Reference source not found.**), tako da one čine jedan modul, a smanjen je broj materijala za jedan;
- Pozicije 11, 16 i 23 (Tabela 2) su integrisane (pozicija 12 **Error! Reference source not found.**) i izvršena je izmena vrste materijala pozicije, čime je broj materijala smanjen za jedan. Pozicija 9 (Tabela 2) je izmenjena konstruktivno (pozicija 7 **Error! Reference source not found.**) i izmenjena je vrsta materijala, tako da pozicija 7 i 12 čine jedan modul (**Error! Reference source not found.**).

Tabela 4 Sastavnica delova konačnog proizvoda

Poz.	NAZIV DELA	Kol. (kom)	Materijal	Suma (max 100)	Procentualni iznos bodova
1	ZUPCANIK	1	HIPOLEN-MA 320 T	92	92.0%
2	VEZNA PLOČA	1	C0147 P3	87	87.0%
3	KARIKA POLUGA	1	C0146 P3M	87	87.0%
4	KARIKA POLUGA ZA SKLOP DESNO	1	C0146 P3M	87	87.0%
5	PLOČICA ZA REGULACIJU	1	HIPOLEN-MA 320 T	92	92.0%
6	VIJAK M6x35	1	HIPOLEN-MA 320 T	92	92.0%
7	ZUPCASTA LETVA	1	HIPOLEN-MA 320 T	92	92.0%
8	POLUGA KRACA	2	C0147 P3M	87	87.0%
9	POKLOPAC	1	C0147 P3M	87	87.0%
10	RADNA OPRUGA	1	ZICA	87	87.0%
11	OPRUGA	1	ZICA	87	87.0%
12	KLACKALICA	1	HIPOLEN-MA 320 T	92	92.0%
13	KUCISTE	1	C0147 P3	87	87.0%
14	GAZISTE	1	HIPOLEN-MA 320 T	92	92.0%
15	NOGICA	4	HIPOLEN-MA 320 T	92	92.0%
16	PLOČICA	1	HIPOLEN-MA 320 T	92	92.0%
17	ZATEZNA OPRUGA	2	ZICA	87	87.0%
18	PROZOR	1	POLISTIREN	87	87.0%
19	PRITISKIVAC	4	C0147 P3	87	87.0%
20	POLUGA DUZA	2	C0147 P3M	87	87.0%
21	OSLONI NOZ	4	C0147 P3	87	87.0%
	Vaga za kupatilo			85	85.0%



Slika 4 Eksplozirani sklop osnovnog proizvoda



Slika 5 Izmene na proizvodu kao rezultat DFE analize

7. Zaključak

Usled rastućih zahteva vezanih za smanjenje negativnog uticaja proizvoda na životnu od strane proizvođača, kao i pooštrene zakonske regulative vezane za oblast zaštite životne sredine, DFE kao sistematski način uključivanja parametara vezanih za zaštitu životne sredine u procesu razvoja proizvoda privlači veliku pažnju.

Prikazani rad daje pregled trenutnih istraživanja i iskustava vezanih za DFE u Srbiji i Crnoj Gori, kroz razvoj IPS-DFE metodologije u kontekstu šireg koncepta IPS-DFX platforme u okviru koje počinje i odvija se integralni razvoj proizvoda.

Upotreba IPS-DFE metodologije u razvoju i analizi novih proizvoda pokazala je da je inkorporacijom atributa vezanih za zaštitu životne sredine u procesu razvoja proizvoda, ostvarena mogućnost poboljšanja proizvoda, a kao rezultat toga, smanjenje troškova i poboljšanje položaja na tržištu.

Na osnovu toga, može se zaključiti da je IPS-DFE metodologija važan sastavni deo IPS-DFX platforme, kao uspešan sistematski način implementacije karakteristika vezanih za zaštitu životne sredine u procesu razvoja novih proizvoda.

Literatura

/1/ Huang, G.Q., Mak, K.L.. 1998. "The DFX Shell: A Generic Framework for Applying 'Design For X' (DFX) Tools", International Journal of Computer Integrated Manufacturing, Vol.11, No 6, pp.475-484.

/2/ Bullinger, H.J. Warschat, J.. 1996. "Concurrent Simultaneous Engineering Systems", Springer-Verlag, London,Berlin, Heilderberg, New York, ISBN 3-540-76003-2.

/3/ Anišić, Z.. 2002. "Investigation of the Effects of Integrated Product Development on Technological Assembly Structures and Determining the Optimal Level of Automation", PH.D. thesis, Faculty of Technical Sciences, University of Novi Sad.

/4/ Anišić, Z., Ćosić, I.. 2002. "IPS-DFA Methodology for Assembly Suitability Enhancement", Journal of Mechanical Engineering Design, Vol.5, No.1, pp.1-11, ISSN 1450-5401.

/5/ Jarwood, J.M., Eagan, P.D.. 2001. "Design for the Environment", Minnesota Office of Environmental Assistance.

consumption of non-renewable resources and excessive energy use. Life stages of a product include the time from the extraction of resources needed to make the product to its disposal. The paper will provide an insight into the application of DFE tool in several case studies, using the matrix concerning period of premanufacture, product manufacture, distribution and packaging, product use and maintenance and end of life with respect to materials, used energy, solid, liquid and gaseous residues.

Keywords: Design for Environment, Design for eXcellence, Integrated Product Development

DESIGN FOR ENVIRONMENT IN IPS-DFX METHODOLOGY FOR INTEGRATED PRODUCT DEVELOPMENT AS A PART OF CONCURRENT ENGINEERING

*Prof. dr Ilija Ćosić, Fakultet tehničkih nauka Novi Sad
Dr Zoran Anišić, Viša tehnička škola Subotica
Igor Fürstner, Viša tehnička škola Subotica*

Summary

The paper will present a Design for Environment (DFE) tool as a systematical way of incorporating environmental attributes into the integrated product development. The developed tool is a part of the integrated platform which already includes Design for Assembly, Design for Manufacturing and Design for Costs, additionally the platform and tools are developed and functioning in the internet surrounding. DFE considers the potential environmental impacts of a product throughout its life-cycles. A product's potential environmental impacts range from the release of toxic chemicals into the environment to

Adresa za kontakt:

Prof. dr Ilija Ćosić
Trg D.Obradovica 6
21000 Novi Sad,

E-mail: ftndean@uns.ns.ac.yu

POREĐENJE 3D I 2D SISTEMA ZA RAČUNAROM PODRŽANO PROJEKTOVANJE

Mr Bojan Zupan, ib-CADdy – Ljubljana
Mr Božidar Lukić, Metal LB - Polzela

Rezime

Mnoga preduzeća su još uvek u dilemi da li da uvedu 3D CAD sisteme. 2D CAD sistemi se koriste u velikom broju preduzeća između 10 i 20 godina. Takođe su u mnogima uspešno optimizirali njihov CAD software mnoštvom 2D pomoćnih funkcija. Pored toga, neke aplikacije, kao što su elektro sheme, su nerazdvojivo dvodimenzionalne, tako da ih 3D sistemi ne mogu zameniti. Sa 2D metodama, crtež je osnovni dokument koji definiše kako će se pojedini element izraditi i izgledati u gotovom proizvodu, a on može biti izrađen na tabli ili sa nekim od CAD sistema. Osnovni nedostatak 2D metoda je taj što je projekcijama elementa, teško vizuelno prikazati kako taj proizvod izgleda. Zbog toga projektanti moraju crteže dopunjavati fizičkim prototipovima ili da eventualne greške u crtežima i njihovim interpretacijama ispravljaju u realnim procesima, što je sporo i veoma skupo.

Dilemu dodatno povećava činjenica da se 3D CAD projektovanje fundamentalno razlikuje od dvodimenzionalnih procesa.

Ključne reči: CAD, 3D projektovanje, 2D projektovanje

1. NAČIN RADA U 2D SISTEMIMA

Danas je računarom podržano projektovanje skoro potpuno zamenilo klasičnu metodu crtanja na dasci. Neka preduzeća upotrebljavaju različite 2D CAD sisteme već više od 10 godina. Ti sistemi (na primer AutoCAD, CADdy, ME-10, IntelliCAD,...) su u zadnjih 20 godina postali pouzdani i nezamenjivi, a brojni korisnici su ih svojim funkcijama (makroima i programima) dopunili i prilagodili svojim potrebama.

Neka područja, kao što je na primer elektrotehničko projektovanje jedno i tripolnih elektro shema, su u samoj osnovi dvodimenzijski problem. Stoga na tim područjima i nema razmišljanja da bi programu dodali treću dimenziju. U primeru upotrebe 2D sistema, slika je osnovni dokument, koji određuje, kako će neki element biti izrađen ili povezan.

Ustvari su 2D sistemi u osnovi samo elektronska daska, a sam sistem razmišljanja i rada je skoro potpuno sličan.

Glavna slabost 2D sistema je, da je teško predstaviti, kako će proizvod stvarno izgledati u prostoru. Naravno, imaju ti sistemi razna pomagala, kao što je npr: kako izraditi projekciju u perspektivi. Problem se pojavljuje kada na modelu izvršimo korekciju. Pojavljuje se dosta dodatnog rada već u primeru da promenimo samo jednu dimenziju. Ponovni prikaz modela zahteva dodatno vreme, što sve zajedno za posledicu ima veće troškove.

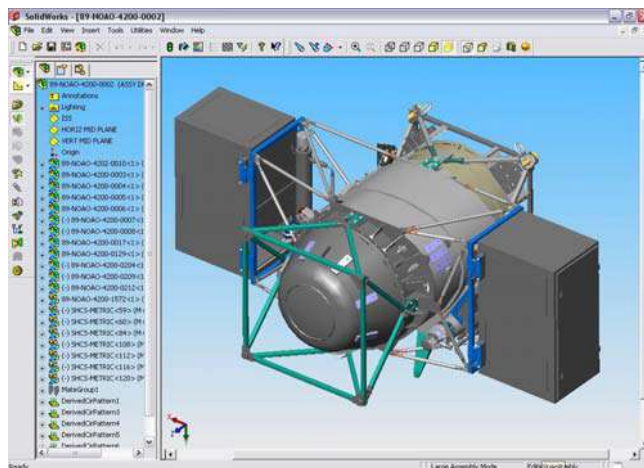
Drugi primer je izrada prototipova. Izradu prototipova na savremenim mašinama možemo naručiti kao uslugu u specijalizovanim preduzećima, a ukoliko imamo takve mašine u svom preduzeću, do prototipova možemo doći daleko brže uz postojeće ili izgrađene 3D modele.

Treći primer je priprema modela za različite analize i proračune. Ako uzmemo primer analize po metodi konačnih elemenata, ti sistemi uvek zahtevaju svoj 3D model, da generišu mrežu i posledično manje jedinice, koje su im osnova za proračune. U primeru upotrebe 2D sistema, potrebno je trodimenzijske modele generisati tako reći od nule.

2. NAČIN PROJEKTOVANJA U 3D CAD SISTEMIMA

Trodimenzionalno projektovanje je već u osnovi drugačije od dvodimenzionalnog projektovanja. Glavna razlika je da se u 3D sistemima najpre generira model, a zatim se izrađuju crteži i proizvodna, odnosno radionička dokumentacija. Koncept, dakle temelji na modelu a ne na crtežu. Tako izrađeni trodimenzijski model se zatim koristi za različite sledeće postupke:

- analizu modela po metodi konačnih elemenata
- generisanje programa za numerički upravljane (CNC) mašine
- izradu izometrijske dokumentacije za tehnička uputstva i uputstva za montažu
- kontrolu modela pomoću različitih metoda merenja (laseri, optika,...)
- izradi fizičkih prototipova (na primer stereolitografiju,...)
- izradu sastavnica



Sl. 1. Rad sa velikim sklopovima

2D projekcije se izrađuju iz 3D CAD modela praktično automatski. Isto važi takođe za različite poglede, a pri izradi preseka određujemo samo ravan koja preseca model. Greške u crtanju koje su uobičajene u primerima kada crtamo u dvodimenzionalnom sistemu, se na taj način eliminiraju. Promene na modelu se odražavaju automatski na crtežima bez dodatnih operacija. Isto tako i promene na crtežu automatski menjaju model.

Upotreba 3D CAD sistema je na primer posebno produktivna pri radu sa elementima od lima, koje savijamo u potreban proizvod. Program nam automatski razvije lim za dalju obradu na mašinama.

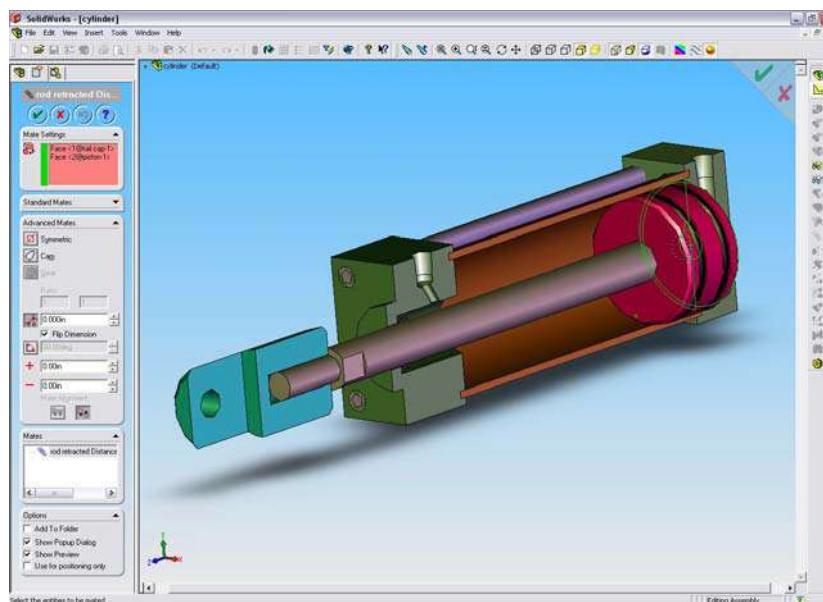
U primeru sastavljanja elemenata u sklop 3D sistem nas upozorava, ako dođe do kolizije. Na taj način popravljamo sklop tako da elementi pravilno naležu i takve greške potom nije potrebno popravljati prilikom izrade prototipa.

Sa izrađenim 3D modelom možemo dosta brzo da izradimo fotorealistične prikaze budućeg proizvoda, koje upotrebljavamo u kontaktima sa investitorima, odnosno u marketinške svrhe. I tu važi takođe, da se u primeru korekcije modela, samo osveži renderiranje i program sam izradi novu prezentaciju.

uzeti u obzir da samo školovanje nije dovoljno. Za određena područja je potrebna takođe duža praksa, da bi korisnik potpuno iskoristio mogućnosti koje mu nudi taj sistem. Tako je danas goruća tema područje školovanja i prilagođavanja 3D sistema za što bržu upotrebu u preduzeću. Među vodećim na tom području je, na primer, preduzeće SolidWorks, gde je pri izradi novih verzija uvek naglašena jednostavnost korišćenja i primene.

Naravno da mora preduzeće pre uvođenja 3D sistema proveriti da li mu taj sistem opravdava trošak investicije. U većini primera se to pokaže kao opravdana investicija. Na primer u preduzeću SIP Šempeter Slovenija je bio osnovni trošak jednog takvog radnog mesta približno iste vrednosti kao jedan izgrađeni prototip. Zato što se na izgrađenom 3D CAD modelu mogu izvršiti sve provere, bilo je moguće eliminisati izradu prototipa.

U drugim preduzećima možemo ustanoviti znatnu uštedu na vremenu već pri izradi radioničke dokumentacije. Posebno dolazi do izražaja ušteda pri korekcijama postojećih 3D modela. U tim primerima možemo u nekoliko minuta promeniti model i izraditi dokumentaciju bez grešaka. Ako



Sl.2. 3D sistemi omogućavaju jednostavno dobijanje preseka

3. TROŠKOVI UVOĐENJA 3D CAD SISTEMA

U prošlosti su 3D CAD sistemi prvenstveno upotrebljavali površine (tkzv, »surface« sistemi), odnosno žičane (»wire«) modele, a danas 3D sistemi uglavnom koriste prostorne, odnosno zapreminske (tkzv, »solid« sisteme). Vodeći među tim sistemima su na primer: SolidWorks, CATIA, Pro/Engineer, Unigraphics, Solid Edge, Autodesk Inventor, CoCreate Solid Designer, VX CAD,... Značajno je to, da su najpopularniji sistemi koji su vezani za automobilsku i avio industriju (Dassault Systemmes, EDS, PTC) i Autodesk.

Pri uvođenju 3D sistema je potrebno uzeti u obzir, da ti sistemi zahtevaju novu opremu (računar), kao i da je potrebno doškolovati osoblje da bude sposobno da upravlja sa tom tehnologijom. Kako cena aparaturne opreme danas ne predstavlja više takav problem kao nekada, potrebno je

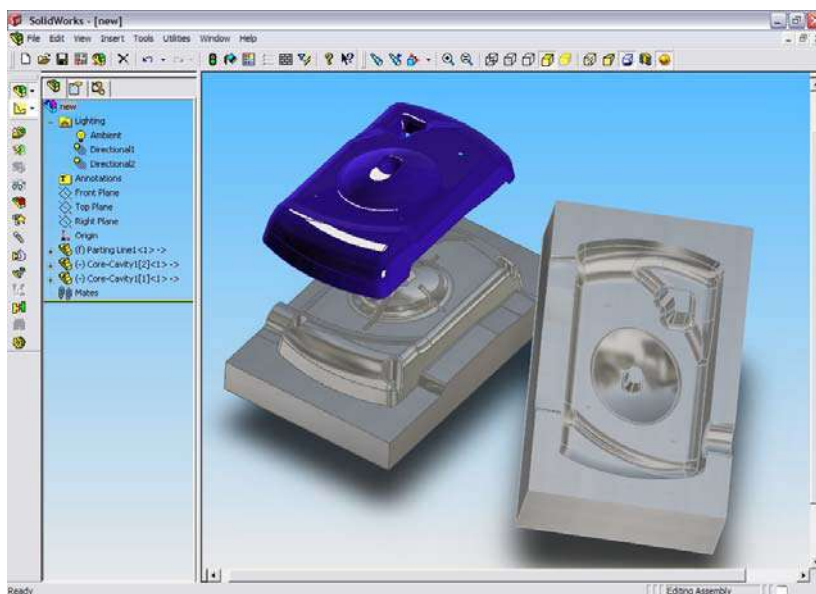
bi to radili ručno, odnosno preko dvodimenzijanskog sistema, za isti rad bi nam bilo potrebno više sati ili čak dana.

Treba uzeti u obzir takođe i proizvođače standardnih komponenti (na primer FESTO, SMC, HASCO, STRACK,...) koji svoje komponente pripremaju kao 3D modele, a neki ih čak i parametrično pripremaju, te je potrebno samo da upišemo gabarite, pa nam se komponenta postavi sa tačnim dimenzijama.

Posebno područje prednosti 3D sistema je područje automatizacije. Savremeni zapreminski 3D sistemi omogućavaju nam da napišemo sopstvene makroe, koji nam izvršavaju rutinske poslove. Sistemi koji su prilagođeni za rad u okruženju Windows (na primer SolidWorks,...) te makroe zapišu u strukturi Visual Basic a s

pozivom API funkcija 3D CAD sistema. Na taj način možemo takav makro da prenesemo u neki drugi Microsoft Office program (Excel, Access,...) i preko VBA (Visual Basic for Application) da ga upotrebimo. Istovremeno možemo da upotrebimo i funkcionalnost tog programa za dodatne funkcije. Tako je na primer u okruženju

montiran. Ako to automatizujemo sa programom, prepuštamo projektantu samo taj rad za kojeg je osposobljen i ima znanje (know-how). Pored toga da ga oslobađamo rutinskog posla, skraćujemo vreme izrade tehničke dokumentacije i minimiziramo greške.

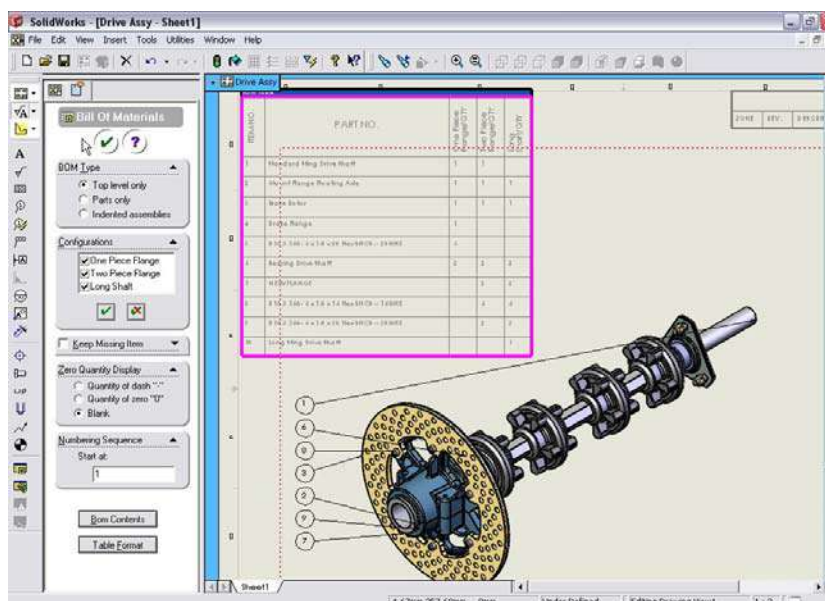


Sl. 3. Izradu kompleksnih alata je teško zamisliti bez 3D CAD programa

SolidWorks vrlo korisno upotrebiti Excel tabele za generisanje familije sličnih delova. Mogućnosti sistema možemo dodatno povećati upotrebom klasičnih programskih zahvata (.NET, C/C++,...), kojima možemo isprogramirati dodatne aplikacije koje deluju u okruženju 3D sistema. Na taj način možemo potpuno automatizovano da odradimo rutinske poslove, koji bi u drugom slučaju zahtevali bar nekoliko saradnika. Uzmimo na primer projektovanje velikog klimatskog postrojenja za hlađenje, odnosno zagrevanje kompleksnih građevina (trgovački centri, bazeni,...). Kada projektanti odrede gabarite i karakteristike, već je poznato kako će uređaj biti

3. ZAKLJUČAK

3D CAD sistemi se uprkos opšte priznatim prednostima danas još uvek mnogima čine kompleksni za uvođenje u preduzeće. Zato je preporučljivo analizirati prednosti 3D CAD sistema prema 2D CAD sistemima. Iskustva iz prakse ukazuju na to da su rezultati pozitivni. Preduzeća, koja su uspešno osvojila 3D CAD tehnologiju, takoreći potpuno napuštaju upotrebu 2D CAD tehnologije.



Sl. 4. Izrada sastavnica u 3D CAD sistemu je automatizirana

LITERATURA

- /1/ KRSMANOVIĆ, C, *Automatizacija projektovanja u industrijskom inženjerstvu*, FTN, Novi Sad, 1997. god.
/2/ BOJANIĆ, P, KRSMANOVIĆ, C, *Putevi i raskršća u razvoju i primeni CAx tehnologija u inženjerstvu na kraju II milenijuma*, časopis IS, 1999 god.
/3/ Solid Works Online User's Guide

3D VS 2D CAD SOFTWARE

Mr Bojan Zupan, ib-CADdy – Ljubljana
Mr Božidar Lukić, Metal LB - Polzela

Summary

Many companies are still wrestling with the question of whether or not to upgrade to 3D CAD systems and methods. 2D CAD methods have been in use at some firms for 10 to 20 years. Many have optimized their CAD software to automate a variety of 2D drafting functions. Some applications, such as drawing wiring schematics, are inherently two dimensional, so 3D systems can't replace these altogether.

3D design differs fundamentally from two-dimensional processes. With 2D methods, drawings are the master documents that define how each part in a product should be made and illustrate how the product is assembled. Drawings may be made on a drafting board or with a CAD system such as AutoCAD, CADAM, Cadkey, Medusa, or ME-10 that's used to make digital equivalents of drawings. The principal disadvantage of 2D methods is that it is hard to visualize how a 2D product looks from views projected on drawings. Consequently, designers sometimes supplement drawings with shop-fabricated physical prototypes in order to check drawing accuracy and solve problems. With industrial machinery, the prototype may be the first or only delivered article. Mistakes in drawings or the interpretation of drawings must be corrected in the physical machine, a process that can be slow and costly.

Adresa za kontakt:
Mr Božidar Lukić
Metal-LB,
3313 Polzela, Slovenija

Key words: CAD, engineering design

e-mail: metal.lb@siol.net

ПРОБЛЕМАТИКА ПРОЈЕКТОВАЊА ПУТЕМ РАЧУНАРА СА ПРИМЕРИМА ИЗ ПРАКСЕ

Проф др Јован Владић, ФТН – Нови Сад
Дипл. инж. Велибор Васић, ФТН – Нови Сад
Дипл. инж. Драган Живанић, ФТН – Нови Сад

Резиме

У раду се анализирају карактеристичне фазе пројектовања са становишта могућности њихове аутоматизације применом CAD - CAE програмских пакета. Специфичност пројектовања појединих уређаја се огледа у њиховој разнородности како по геометријским и функционалним карактеристикама тако и по условима рада што захтева примену различитих програма и различитог нивоа аутоматизације поступака пројектовања путем рачунара. Као илустрација наведени су неки пројекти израђени у оквиру Катедре за машинске конструкције, транспортне системе и логистику.

Кључне речи: CAD, примери, фазе пројектовања

1. УВОД

Унутрашњи осећај односно свест о сопственој несавршености мотивише човека да непрекидно трага за таквим помоћним средствима која би му омогућила остварење замишљеног идеала. Појавом “револуционарних” проналазака (нпр. парна машина) често се чинило да је тај идеал на дохват руке али непосредно након тога, када је остварен, он постаје историја и само темељ за нове покушаје. Сведоци смо праве експлозије развоја и примене рачунара у свим областима људског друштва, чиме је то изузетно моћно, али ипак помоћно, средство постало незаобилазно у било којој друштвеној делатности. Већ данас је превазиђена бојазан, која је била веома наглашена у непосредној прошлости, да ће ова висока технологија постати сама себи циљ. Да би се избегле тешкоће, евентуална разочарања, која могу да прерасту у аверзију, треба бити свестан да су могућности рачунара, ма како оне биле велике, ипак ограничене. Друга врста проблема се може јавити због изузетно велике понуде апликативних програма који нуде непрегледну масу опција чиме се у “мору” могућности могу да “удаве” и најбоље идеје. Разумна специјализација и адекватна интеграција овако

специјализованих програмских целина, која омогућује прави избор за конкретан проблем, је основни задатак непосредне будућности.

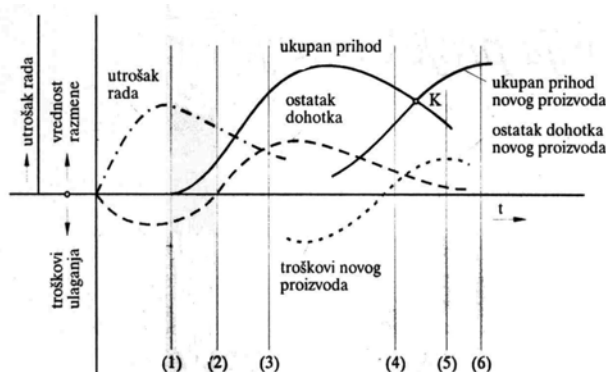
Данас је примена рачунара у пројектовању практично незаобилазна чињеница. Међутим увођење рачунара у ову област је имало своју предисторију. На крају XIX и почетком XX века, на ниском нивоу производних снага, пројектовање (конструисање) се изводило истовремено са израдом да би се убрзо затим одвојило од тог процеса и развило у засебну и заокружену целину. Тај период је био карактеристичан по високој аутоматизацији производних система тако да је пројектовање, као значајна фаза у реализацији производа, постало “уско грло”. У недавној прошлости било је правило да се развој нових техничких решења базира на идејама које су првенствено плод интуиције појединца на коју се не може значајније утицати, јер се *добра идеја не може изнудити* са познатом чињеницом да *праве идеје по правилу не долазе у правом тренутку*. Управо, да би се избегла зависност од појединаца и “решавање проблема на случај” након II светског рата се почела развијати наука о пројектовању - конструисању као методички поступак чији је циљ да се, применом научних сазнања, развије јединствена општа метода за пројектовање (конструисање), на основу које би се истим поступцима решавали различити задаци. У исто време се врше први експерименти са рачунарском графиком која је, уз већ значајну примену рачунара у делу техничких прорачуна, наговестила перспективну могућност пројектовања путем рачунара. Од посебног значаја за примену рачунара при пројектовању је управо развој методичких поступака који омогућавају да се цео процес пројектовања представи у алгоритамском облику, који је погодан за обраду помоћу рачунара. Тако су се повољности које пружа рачунар, кроз аутоматизацију појединих фаза пројектовања, и циљеви методских поступака веома добро уклопили у општу тежњу за повећањем ефикасности односно продуктивности пројектовања.

Да би се могао сагледати значај и положај пројектовања на сл.1 је приказана структура века трајања производа И положај пројектовања у процесу реализације производа. Означене области представљају: 1-развој, 2-увођење, 3-раст размене са околином, 4-уравнотеженост размене, 5-опашање размене (критичан период и потреба увођења новог), 6-замена постојећег новим производом.

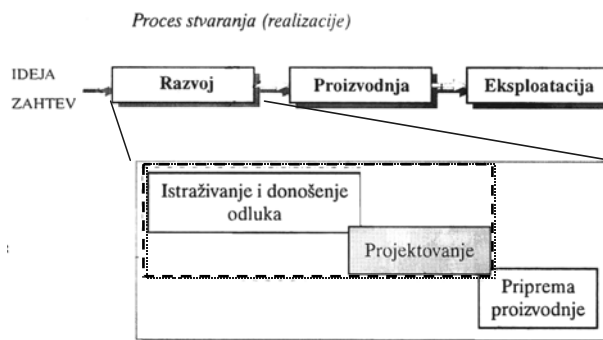
2. ПРОБЛЕМАТИКА И ДЕФИНИЦИЈА ПРОЈЕКТОВАЊА

Циљ пројектовања је да за дате услове и ограничења створи подлогу, најчешће у облику техничке документације (цртежи, прорачуни, саставнице,...), на основу које је могућа израда машине односно машинског система која задовољава захтеве дефинисане у пројектном задатку.

Пројектовање представља сложену инжењерску делатност, јер поставља високе захтеве пред пројектанте као што су поседовање широких знања из теоријских наука, добро познавање струке, искуство, умешност, креативност итд.



Сл. 1 Структура века производства и положение проектирования



Да би се избегла зависност резултата пројектовања искључиво од способности (надарености) појединаца, циљ савремених метода пројектовања је да се на научним основама развије процес пројектовања као јединствена, интегрална и уопштена метода. Међутим, интензиван развој науке и технике, са друге стране, захтева све већу специјализацију у подручју машинства да би се створиле специфичне подлоге, неопходне за квалитетно пројектовање тих машина. Овај дуализам се може на задовољавајући начин решети управо организованом и адекватном применом рачунара. Тешкоће пројектовања савремених машина се огледају и у томе што пројектанти, поред обимних општих и специфичних базних знања из области машинства морају да владају и посебним знањима из области електронике, управљања и аутоматике јер се учешће “немашинске” опреме у склопу неких машина креће и преко 50%. Ова знања су им неопходна, како за адекватно конципирање нових решења, тако и за исправно дефинисање пројектних задатака, односно ефикаснију сарадњу са стручњацима из граничних области.

Поред горе наведеног, проблематика пројектовања је базирана и у чињеници да се решење налази у предвиђању неког будућег стања на основу полазних података дефинисаних пројектним задатком. често се у појединим фазама пројектовања јављају непредвиђене тешкоће или се откривају нове повољније могућности, због чега се мења и сам пројектни задатак. Управо та нестабилност, не само процеса пројектовања већ и самог пројектног задатка, условљава веома сложен карактер ове делатности.

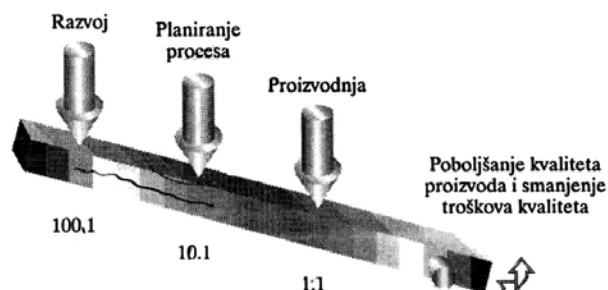
У литератури која обрађује ову проблематику може се срести низ дефиниција пројектовања* на основу којих се, уз уважавање постојећих и перспективних могућности развоја, пројектовање може дефинисати на следећи начин:

Под појмом пројектовања у машинству се подразумева процес мисаоног (стваралачког) рада и његове трансформације у погодан информациони садржај (најчешће још увек у облику техничке документације) на основу кога је могуће израдити нову

машину односно машинску конструкцију за дате услове и ограничења.

2.1 ЗНАЧАЈ ПРОЈЕКТОВАЊА

Значај пројектовања се може сагледати кроз приказе његовог утицаја на квалитет, трошкове и појаву грешака у поређењу са осталим фазама реализације производа. Један од показатеља је однос трошкова и утицаја пројектовања на приходе предузећа при чему трошкови пројектовања износе 10 до 30% прихода предузећа док је његов утицај на профитабилност фирме 70 до 90%. На сл. 2 је приказана тзв. “полука квалитета” где се на прегледан начин приказују утицаји пројектовања, припреме производње и саме производње на квалитет и трошкове реализације производа.



Сл. 2 “Полука квалитета”

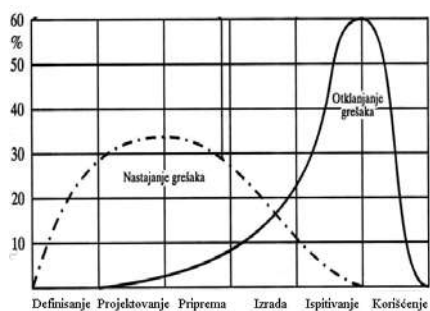
Сл. 3 представља илустрацију могућег учешћа појединих фаза реализације производа у настајању и отклањању грешака и њиховим трошковима. Број могућих промена, нарочито ако се као помоћни алат користи рачунар, је изузетно велик у фази пројектовања уз релативно мале трошкове. Отклањање грешака у каснијим фазама је скопчано са вишеструко већим трошковима

2.2 ПРОЦЕС ПРОЈЕКТОВАЊА

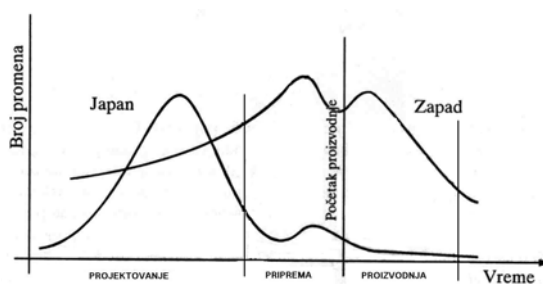
Процес пројектовања почиње идејом да се нека машина реализује односно дефинисањем пројектног задатка а завршава формирањем (издавањем) документације (пројекта) на основу које је могуће израдити ту машину. Многи ауторитети сматрају да се најважнији део процеса пројектовања дешава у глави пројектанта. Поставља се

* 1. Вујаклија: Пројекат је план (нацрт) у главним цртама

3. Јонес, Ј.Ц.: Остваривање веома сложеног чина интуиције.



Сл. 3 Учешће фаза реализације производа у трошковима, настајању и отклањању грешака

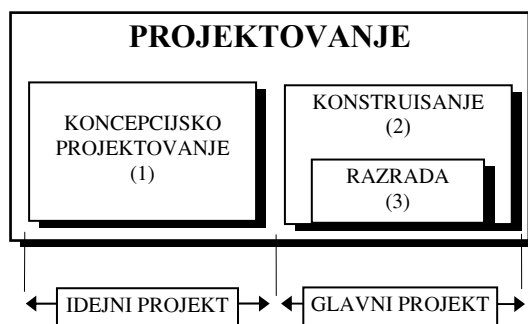


питање да ли је могуће објаснити процес који се дешава у глави пројектанта односно да ли је могуће извршити његову објективизацију? Ако се анализирају нпр. описи великих научних открића, као што су нпр. Њутнов закон механике или Теслино решење мотора на основу обртног магнетног поља полифазних наизменичних струја, онда се може доћи до закључка да је сваком открићу претходио дуготрајан период интензивног проучавања и сагледавања проблема који је у себи носио елементе “приближавања” решењу на основу размишљања, асоцијације, интуиције,... Иако се, у оваквим случајевима, до решења проблема долази изненада, у једном тренутку, несвесно, без правог објашњења како је оно настало не треба заборавити дуготрајну свесну “припрему” којом се формира систематизована подлога за решење кроз подвест као плод тренутно повезаних чињеница. У подвести се, на непознат начин, врши “повезивање и обрада” свих релевантних утицаја тако да се решење у свести појављује одједном. На резултат ове “унутрашње обраде” проблема се не може утицати споља, осим у смислу припреме релевантних утицаја и стварањем подстицајних услова за решавање. Готово је сигурно да ће и даље остати привилегија само човека управо овај подсвесни део одлучујући за велика открића. Међутим, део свесног је могуће објективизовати и приказати га у облику логичног процеса. Логички начин решавања проблема подразумева свесно усмерене активности тако да се на њих може утицати. Важна карактеристика овог процеса је анализа (рачлањавање) задатка на одговарајући број парцијалних задатака који се могу лакше решити, између осталог, и интуицијом. Имајући у виду да пројектовање, без обзира на аналогне умне активности са научним методом стварања, има за циљ да реализује конкретан објекат, у условима низа ограничења при чему су од посебног утицаја трошкови и време, није неопходно одредити недвосмислено најбоље решење, већ формирати већи број технички прихватљивих решења са могућношћу избора оптималног. Све ово указује на могућност постављања процеса пројектовања као логичног процеса у облику алгоритма који није супротстављен креативном начину стварања већ, напротив, омогућује његову ефикаснију интеграцију.

Савремено пројектовање се све више ослања на методiku проналажења нових идеја која представља скуп поступака за долажење до решења, корак по корак, на основу померања процеса размишљања са конкретног у сферу апстрактног, чиме се омогућује “бежање” од постојећих решења. Ово “бежање” није

карактеристично за цео процес пројектовања већ само за фазу конципирања решења, док је за остале фазе корисно применити позната решења. Овакав приступ није супростављен креативном стварању пројектанта, супротно, он би требао да му буде комплементаран. Примена савремених метода пројектовања треба да припреми систематизовану подлогу и буде генератор стварања нових идеја а у неким случајевима кад је то могуће, кроз интерактиван рад формира решење. **Инжењерској пракси је потребно правовремено, јефтино и са техничког становишта прихватљиво решење проблема,** у поређењу са скупим и дуготрајним, и због тога најчешће неизвесним за директну примену, резултатом научно-истраживачког поступка. Наравно да при томе треба избећи проблем упадања у замку постојећих решења, што је главни непријатељ стваралачком раду, и покушати, управо применом дотадашњих резултата научно-истраживачког и стручног рада, формирати решење које представља оптимум новог и постојећег у оквирима ограничења дефинисаних у пројектном задатку.

На сл. 4 су приказане основне фазе и резултати процеса пројектовања.



Сл. 4 Фазе пројектовања

Анализом поступака “класичног” пројектовања машина од иницијалног предлога до израде техничке документације, може се утврдити који су поступци погодни за аутоматизацију применом рачунара. Почетне фазе пројектовања од иницијалног предлога до пројектног задатка се обично реализују на “класичан” начин. Преостале фазе пројектовања могуће је делимично или потпуно аутоматизовати применом одговарајућих пакета и специфичних рачунарских програма.

Посматрајући кондезовано представљене фазе аутоматизованог пројектовања на сл. 5 може се закључити да је на данашњем нивоу примена рачунара,

истина различитог интензитета, могућа у свим његовим фазама. Мада су у ширем смислу прорачуни присутни у свакој фази и практично у свакој операцији процеса пројектовања, у ужем смислу прорачуни имају истакнуто место и улогу у склопу фазе конструисања и

фази рачунар се или није користио, или се врло мало користио за неке периферне активности (поједини груби прорачуни). Развојем експертних система потпомогнутих програмским језицима вештачке интелигенције, омогућено је коришћење рачунара у све



Сл. 5 Фазе пројектовања и могућности примене рачунара

то поступцима инжењерске анализе и оптимизације и (маркирано на сл. 5). Прорачунске методе, посебно развој нумеричких метода за решавање сложених инжењерских проблема а пре свега методе коначних елемената (МКЕ), су због погодности њихове алгоритмизације биле подручје пројектовања где су примењени рачунари још у почетној фази њиховог развоја. Могућности савремених софтвера и хардверске опреме не само да обезбеђују висок ниво аутоматизованости и прорачун појава, које пре нису могле бити решене или су се за њихово решавање морали укључити високи специјалисти најчешће из области механике и математике, већ својим могућностима у великој мери афирмише нови прилаз пројектовању као методолошком процесу.

У фази ПРЕДПРОЈЕКТА на основу анализе тржишта, испитивања унутрашњих ресурса, испитивања и анализе конкурентних производа, доноси се програм развоја нових производа. У складу са постављеним циљем и потребама тржишта поставља се пројектни задатак који дефинише сва битна својства која мора производ да испуни. Примена рачунара у овој фази углавном се састоји у претраживању различитих информација, пре свега о трендовима тражње на тржишту и о сличним производима других произвођача.

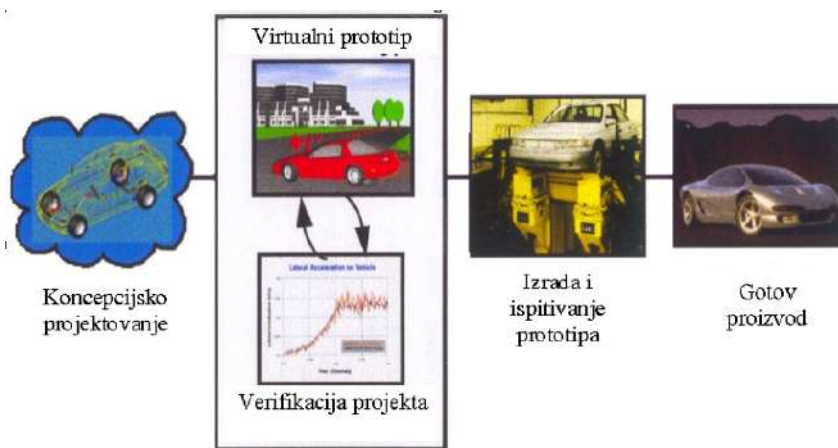
У фази КОНЦЕПЦИОНОГ ПРОЈЕКТОВАЊА (идејно пројектовање) - дефинише се основна структура производа, анализира се и врши избор основних принципа рада производа, његових саставних компоненти, врши избор погонског система, преносних система, одређује се основни облик носеће структуре, одређују оквирне димензије итд. До концепта и идејног решења производа долази се после низа итеративних и оптимизационих претраживања различитих варијанти, при чему се упоређују својства квалитета, трошкова производње, технолоичности конструкције и др. У овој фази рачунар се користи за извршење различитих техноекономских анализа, оптимизација идејног решења, претраживање својстава различитих типова производа и за синтезу различитих погонских и преносних система и механизма. Ово је изузетно креативна фаза те је карактеришу мисаони процеси у циљу креирања оптималног решења. До скоро у овој

већој мери у креативним, мисаоним фазама пројектовања. Рачунар у креативним активностима треба да пружи интелигентни савет, на основу извршене анализе, претраживања базе знања, али пројектант је тај који треба да донесе коначну одлуку. Време које стоји на располагање конструктору за развој нових конструкција је све краће.

Средства и алати CAD технологије имају најширу примену у аутоматизацији инжењерског пројектовања и појављују се као механизми подршке у процесима моделирања објеката, инжењерске анализе и оптимизације и контроле решења.

У фази КОНСТРУИСАЊА врши се дефинисање облика димензија свих саставних делова производа. Рачунарска графика и методи геометријског моделирања производа представљају рачунарске методе које се користе у овој фази. Формира се рачунарска геометријски модел у виду тзв. просторног модела (солид модел) који служи као извор информација о геометрији производа и његових компонената у наредној фази пројектовања. На основу претходно дефинисаних главних димензија и облика конструкције, даље се спроводи прорачун, оптимизације и симулације рада. Ову фазу карактерише изразито висок степен алгоритамског рада те је погодна примена рачунара. На бази постављених модела и изабраног метода врши се прорачун својстава модела и врши оптимизација конструктивних параметара у циљу задовољења постављене функције циља. За прорачун еластодинамичких својстава најчешће се користи метод коначних елемената (МКЕ), којим се могу вршити и прорачуни напрезања, температурних поља, анализа проблема струјања итд. Посебно је значајна могућност примене рачунара у контроли пројектног решења формирањем тзв. ВИРТУАЛНОГ ПРОТОТИПА. Ова могућност је од изузетног значаја управо за подручје мобилних машина, сл. 6.

Оно што је од посебног значаја је могућност провере пројектног решења и у случајевима појединачне и малосеријске производње док се развојни процес знатно убрзава и појефтиније код производње у већим серијама који захтевају израду реалног прототипа машине, сл. 6.



Сл. 6 Савремени начин производње

Као што је напоменуто за реализацију оваквог концепта је неопходно располагати са одговарајућим софтвером и хардверском опремом. Централно место у овој реализацији заузима софтвер који омогућује динамичку анализу система са великим померањем (кретањем) делова и елемената што је карактеристика мобилних машина.

или одређени сопствени програмски пакети за грубе прорачуне или вредновање решења. Овде ће бити приказан један карактеристичан пример студије решења жичаре која би повезивала Новосадски кеј са Петроварадинском тврђавом. Треба напоменути да је коришћен програмски пакет *3D Studio* првенствено са становишта анализирања – визуелног представљања



Сл.7 Пример жичаре; Новосадски кеј – Петроварадинска тврђава

3. ПРИКАЗ ПРИМЕРА ПРОЈЕКТА

У овом делу рада, као илустрација проблематике пројектовања путем рачунара биће приказани неки од пројеката израђених на Катедри за машинске конструкције, транспортне системе и логистику Факултета техничких наука у Новом Саду. Као подлога за квалитетно пројектовање сарадницима Катедре стоје на располагању најпознатији лиценцирани програми или програми са пуним или ограниченим правом коришћења као што су: CATIA V5, ProENGINEER, Mechanical Desktop, Inventor, AutoCAD, ADAMS, ANSYS, MathCAD, MATLAB, KRASTA-KRANDYN, Taylor, Flexim итд.

3.1 ПРОБЛЕМАТИКА КИНЕМАТСКОГ ПРОЈЕКТОВАЊА – СТУДИЈА РЕШЕЊА

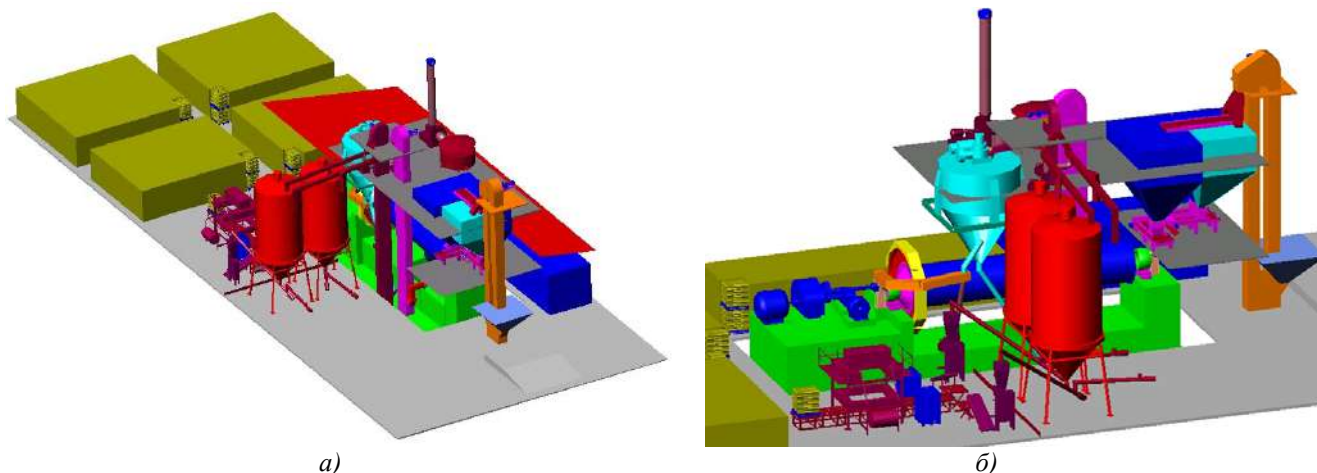
Као што је већ наведено ова фаза још увек није покривена у завидној мери одговарајућим програмским пакетима универзалне намене у оквиру експертских система па се рачунар користи од случаја до случаја у домену симулација, токова материјала (*Taylor* и *Flexim*)

проблематике политичким руководиоцима и стручним службама града Новог Сада ради доношења одлуке о решењу проблема превоза на тврђаву и њене заштите, сл. 7.

Као други пример се приказује део идејног пројекта цементааре где је уочљива проблематика размештаја опреме (*layout*) складишта са критеријумом минимизације простора а првенствено висине објекта, сл. 8.

3.2 ПРОБЛЕМАТИКА ФАЗЕ КОНСТРУИСАЊА

За ову фазу пројектовања се може рећи да је готово у потпуности покривена одговарајућим софтверским системима са моделима (*CATIA V5*, *ProENGINEER*, *Mechanical Desktop*, *Inventor*, *AutoCAD*, *ADAMS*, *ANSYS*, *MathCAD*, *MATLAB*, *KRASTA-KRANDYN*) за поједине активности (геометријско моделирање – обликовање, инжењерска анализа, оптимизација, симулације – виртуални прототип). Због тога се приказују примери пројеката којима су наведене активности више наглашене.



Сл.8 Пример layout-a цементаре, а) цео објекат, б) млин

3.2.1 ГЕОМЕТРИЈСКО МОДЕЛИРАЊЕ

Као пример велике ефикасности примене геометријског моделирања се даје пример машине за паковање (пунилица) за пастозне материјале (паштета, јогурт, и др.), сл. 9.

3.2.2 КИНЕМАТСКО МОДЕЛИРАЊЕ

Као пример решења кинематског механизма се даје пример ротационог дистрибутера полуаутоматске кланице живине, сл. 10.

3.2.3 АНАЛИЗА ОПТЕРЕЋЕЊА, НАПРЕЗАЊА И ДЕФОРМАЦИЈА

У оквиру ове активности се највише користе програми чији се рад заснива на методи коначних елемената –

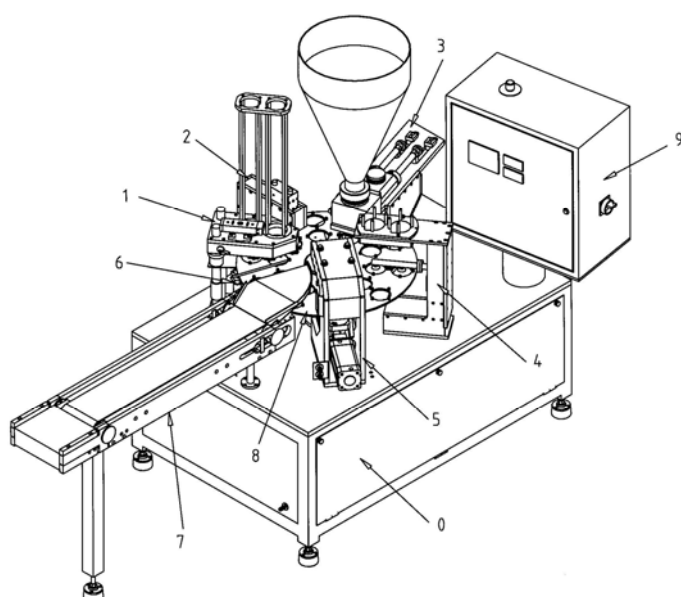
MKE (load analysis, contact analysis, Buckling analysis, modal analysis, и др.), као што су модули CATIA-е и PROENGINEER-а или ANSYS. Као пример се даје анализа оптерећења стубова ГСО у руднику Угљевик на основу које је урађен пројекат санације овог објекта, сл.11.

3.2.4 МЕХАНИЧКО МОДЕЛИРАЊЕ

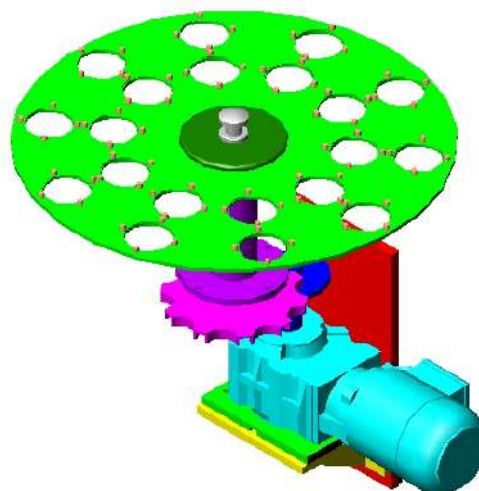
Формирање одговорних одговорних механичких модела је од изузетне важности у домену инжењерске анализе. Овде се приказује пример пројектовања специфичног проблема динамичке анализе жичаре у програмском пакету ADAMS, сл. 12.

3.2.5 СИМУЛАЦИЈЕ И ВИРТУАЛНИ ПРОТОТИП

Као пример за ову активност фазе конструисања се даје приказ пројекта складиштења “дезен” ваљака, сл. 13.



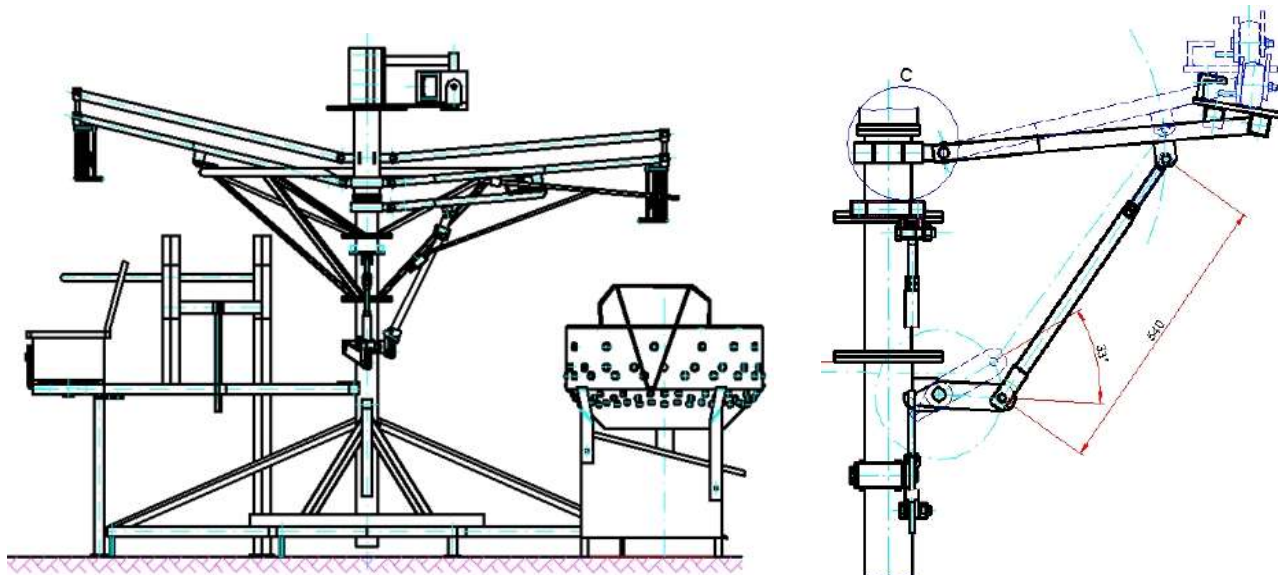
Сл. 9 Машина за паковање



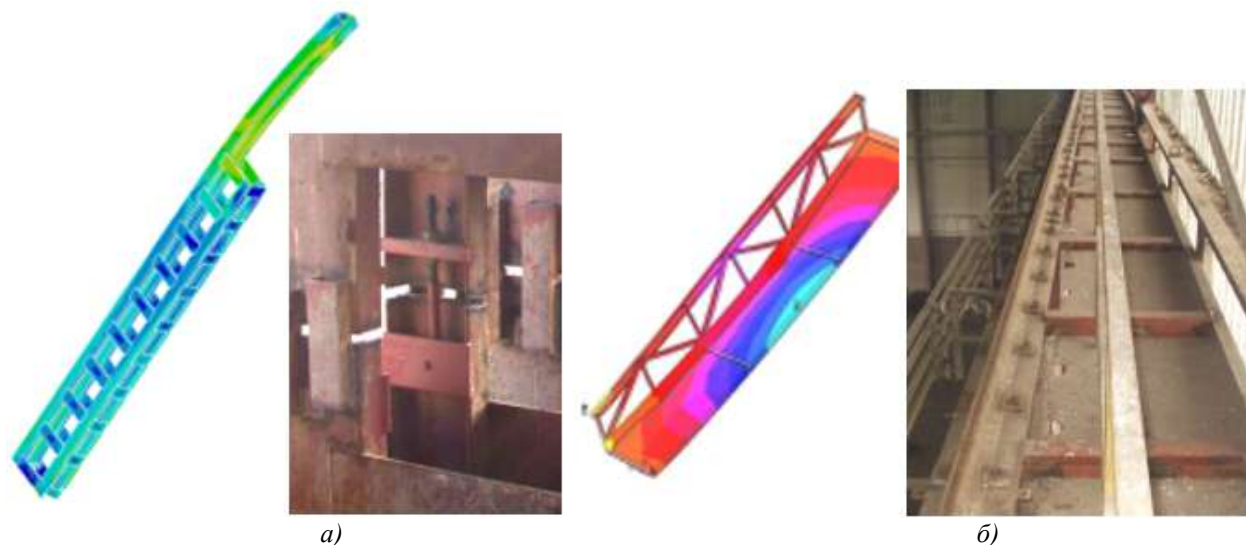
4. ЗАКЉУЧАК

Несумљиво је да се значајан напредак у пројектовању десио применом рачунара. Садашњи ниво програмских пакета и система за пројектовање је на завидном нивоу при чему, због сложености проблематике пројектовања посебно фазе конструисања, условљава сналажење у

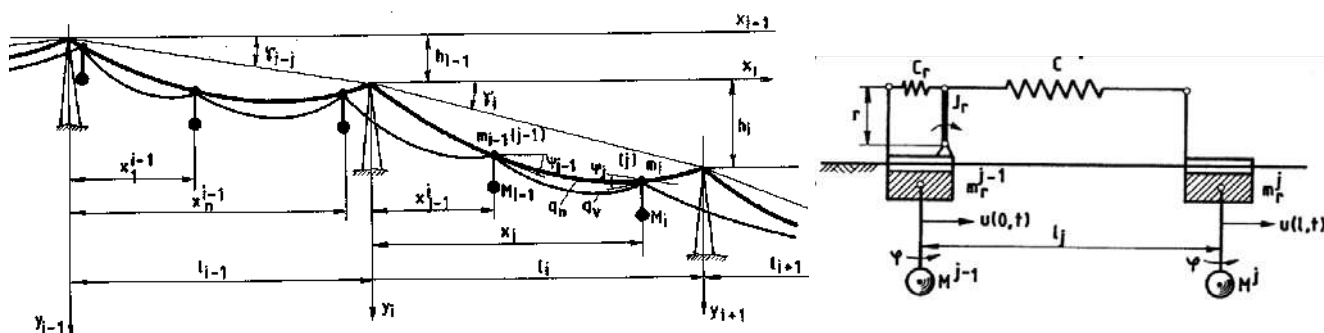
интеграцији различитих програма. Задатак непосредне будућности је управо формирање рачунарских система са модулима који обезбеђују висок ниво покривености свих фаза и активности у пројектовању а посебно фазе концепцијског пројектовања. Различити примери пројеката приказани у овом раду илуструју само део могућности савремених софтвера.



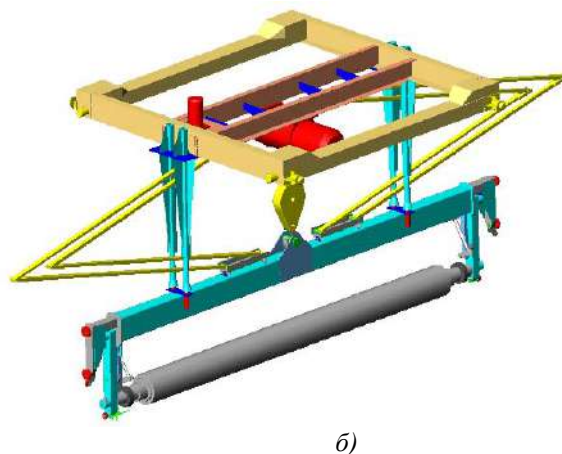
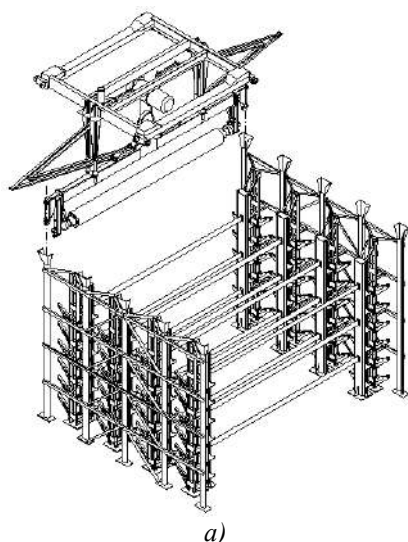
Сл.10 Ротациони дистрибутер полуаутоматске линије за примарну обраду живине (кланице живине)



Сл.11 Анализа оптерећења стубова и кранске стазе, а) Слика напона оптерећеног стуба хоризонталном силом, б) Померање дизаличке стазе у вертикалној равни



Сл.12 Динамичко оптерећење жицаре



Сл.13 Складиште дезен ваљака, а) Складиште са манипулатором, б) 3Д модел манипулатора

ЛИТЕРАТУРА

- /1/ ATREK E., GALLAGHER R.H. RAGSDELL K.M., ZEINKIEWICZ O.C, *New directions in optimum structural design*, John Wiley & Sons, Chichester, 1984
- /2/ GRUVER M., ZIMMERS E., *SAPR i automatizacija proizvoda*, "Mir", Moskva, 1987.
- /3/ ЈОВАНОВИЋ М., *Теорија пројектовања конструкција рачунаром*, Машински факултет Ниш , Ниш, 1994.
- /4/ КОС М., *Конструкциони биро*, Господарски вестник, Љубљана, 1985.
- /5/ МИЛАЧИЋ В., *Теорија пројектовања технолошких система*, Машински факултет, Београд, 1987.
- /6/ ОБЕРШМИТ Е., *Основне конструисања*, Загреб, 1983.
- /7/ ОГЊАНОВИЋ М., *Методика конструисања машина*, Машински факултет, Београд, 1990.
- /8/ КРАУЗЕ Ф., *Автоматизованое пројектирование в машиностроении*, Машиностроение, Москва, 1988.
- /9/ ВЛАДИЋ Ј., БАБИН Н., *Проблематика пројектовања аутоматизованих линија за паковање ситнозрних пољопривредних производа*, Савремена пољопривредна техника, бр. 1/2, 1990
- /10/ ВЛАДИЋ Ј., *Реалне могућности, изазови и проблеми аутоматизованог пројектовања машина*, ФТН, Нови Сад, 1995
- /11/ ВЛАДИЋ Ј., БАБИН Н., *Примена САД пакета при пројектовању специфичних транспортних машина*, 19. ЈУПИТЕР конференција, Прохор Пчињски, 1993.
- /12/ ВЛАДИЋ Ј., ЈОВАНОВИЋ М., БАБИН Н., ТОРОВИЋ Т., *Неки проблеми аутоматизованог пројектовања машина*, МФ, Београд, 1995.
- /13/ ВЛАДИЋ Ј., БАБИН Н., ШОСТАКОВ Р., *Анализа опште проблематике пројектовања машина као подлоге за реализацију погонских механизма транспортних машина*, V Симпозијум о електромеханичким преносницима, Суботица, 1995.
- /14/ VLADIĆ J., *Characteristic of the design of transport machines from the aspect application of CAD-CAE software*, IRMES 95, Niš, 1995.

COMPUTER AIDED DESIGN WITH PRACTICAL EXAMPLES

PhD Jovan Vladic, FTN - Novi Sad
B.Sc. Velibor Vasic, FTN – Novi Sad
B.Sc. Dragan Zivanic, FTN – Novi Sad

Summary

In this paper specific design phases are analyzed, regarding possibilities of their automation and applying CAD-CAE software. Especially in designing devices are reflected through variousness of their geometrical and functional characteristics and working conditions, which demands applying different kinds of software and levels of automations computer aided design. Like illustration, the projects which are done by Chair for Engineering Design, Transport Systems and Logistic are also presented in the paper.

Key words: CAD, examples, design phases

Адреса за контакт:

Проф. др Јован Владић
Факултет техничких наука
21000 Нови Сад
Трг Доситеја Обрадовића 6

E-mail: vladic@uns.ns.ac.yu

SIMULACIONI PRISTUP PROJEKTOVANJU KAO OSNOVA OBEZBEĐENJA KVALITETA PROIZVODA I EFEKTIVNE PROIZVODNJE

prof. dr ing. Cvijan Krsmanović, FTN – Novi Sad

Rezime

Funkcija objekta projektovanja, a samim tim i njegova forma i struktura su, u nizu praktičnih slučajeva inženjerskog projektovanja, u tolikoj meri složeni da prevazilaze individualne mogućnosti percepcije projektanta. U takvim slučajevima postoji ozbiljna i sasvim realna opasnost da se u krajnjem rezultatu procesa pojave skrivene (neuočene i neočekivane) greške i propusti čije uklanjanje redovno predstavlja dugotrajan, mukotrpan i skup posao. Da bi se takvi propusti (funkcionalni nedostaci, morfološke neodređenosti i / ili greške u geometriji) izbegle, neophodno je u proceduri projektovanja predvideti barem jednu iteraciju (a poželjno je da ih bude i više) simulacione analize objekta, sa posebnim akcentom na aktivnosti funkcionalne simulacije. Na taj način se, još u fazi projektovanja, obezbeđuje potreban i dovoljan nivo kvaliteta sistema (proizvoda), a može se ostvariti značajan uticaj i na efektivnost njegove proizvodnje.

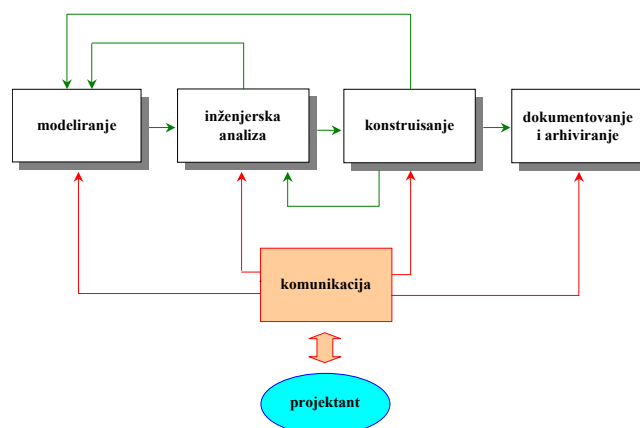
Ključne reči: inženjersko projektovanje, simulacija, CA tehnologije, kvalitet, efektivnost

1. UVOD

Inženjer - projektant se, u svom svakodnevnom poslu, uvek ispočetka, suočava sa projektnim zadacima i, nezavisno od raspoloživih sredstava i alata za svoj projektantski rad, njihovom izvršavanju uvek pristupa na isti ili veoma sličan način. Procedura po kojoj inženjer – projektant radi, a da toga vrlo često nije sasvim ni svestan, može se nazvati **strukturnom invarijantom** procesa projektovanja [1], a njen sadržaj i tok je prikazan na slici 1. 1.

Veoma je važno, pri svemu tome, naglasiti da proces predstavljen na slici 1.1 nikada nema sekvencijalan tok, već se odvija po **iterativnom principu**, često sa veoma velikim brojevima iteracija. To se naročito odnosi na aktivnosti **modeliranja** i **inženjerske analize** koje, u čitavom nizu prekičnih zadataka obrazuju 'petlju' koja se ponavlja u više ciklusa i sve dotle dok model nastao u procesu modeliranja

u celosti ne zadovolji kriterijume koji se u fazi inženjerske analize definišu kao granični uslovi.

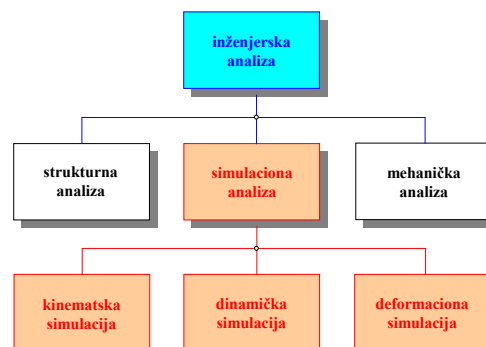


Slika 1.1

Strukturalna invarijantna procesa projektovanja

Takav sled stvari naglašava egzistenciju 'instant modela' objekta projektovanja (tehničkog sistema, proizvoda) i taj se model u inženjerskoj praksi često naziva **konceptualni model**. Njegove metamorfoze (rezultati svih modifikacija i doterivanja) u već pomenutom iterativnom procesu modeliranja uvek su uslovljene i usmerene rezultatima inženjerske analize koja je procesu modeliranja pridružena i koja sa njim čini iterativnu 'petlju'.

Inženjerska analiza na instant modelu, a zatim i na svim njegovim metamorfozama, u osnovi, može uzeti veći broj različitih pravaca što zavisi od projektnog zadatka i *funkcije cilja* sistema koji se projektuje. Mogući pravci u tom procesu pokazani su na slici 1.2, a bilo koji od njih može biti dominantan, jednako kao i bilo koja struktura nad skupom mogućih inženjerskih analiza.



Slika 1.2

Mogući pravci inženjerske analize u procesu inženjerskog projektovanja

Ako se za dominantni pravac u inženjerskoj analizi odabere simulaciona analiza, tada se celokupan proces inženjerskog projektovanja usmerava (orijentiše) ka tom procesu i takav pristup u inženjerskom projektovanju se može proglasiti **simulacionim pristupom** u inženjerskom projektovanju. Takav izbor može biti veoma produktivan u slučajevima kada funkcija objekta projektovanja, njegove kinematske karakteristike ili (na primer) struktura i veličina

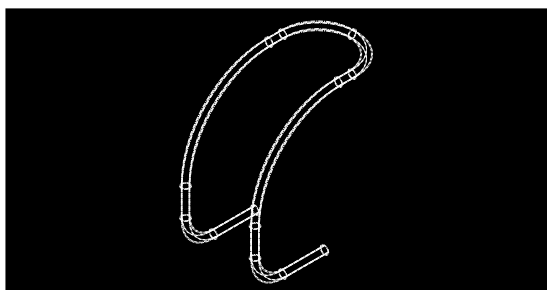
deformacija, imaju prioritetan značaj za krajnjeg korisnika, a (samim tim) i za projektanta. Sličnost, pak, simulacionog pristupa sa prototipskim pristupom je očigledna i nije je potrebno detaljno eleborirati, a jedina značajna razlika je, zapravo, u tome što se u simulacionom pristupu u funkciji prototipa sistema (stvarnog modela) pojavljuje njegov virtualni (najčešće digitalni, odnosno geometrijski) model.

2. FUNKCIJA CILJA KAO OSNOVA SIMULACIONOG PRISTUPA

Funkcija cilja u procesu projektovanja jeste apstraktan pojam koji se izvodi iz projektnog zadatka i predstavlja misaono jezgro tog zadatka. Ona vrlo često (najčešće) nije eksplicitno zadata ili, u najmanju ruku, nije na prvi pogled prepoznatljiva. Stoga je, neretko, neophodno da projektant tehničkog sistema (proizvoda) uložiti dodatni napor i dopunsko vreme za njenu specifikaciju, jer mu ona predstavlja neophodno i formalno polazište u procesu projektovanja, ma kakav pristup da je odabrao za izvršenje svog zadatka.

Definisanje funkcije cilja u slučajevima projektovanja jednostavnih proizvoda (predmeta rada) ne zahteva previše vremena niti projektantovog intelektualnog napora. Međutim, sa porastom složenosti željene funkcije objekta projektovanja i (saglasno tome) njegove strukture, to postaje sve kompleksniji i ozbiljniji zadatak. Samo primera radi, u procesima projektovanja i izgradnje proizvodnih mašina, transportnih sistema i drugih tehničkih sistema sličnog stepena složenosti, valjana artikulacija funkcije cilja podrazumeva izvršavanje veoma složenih radnih procedura i dodatne mehanizme koji nisu i ne mogu biti prosti opis ciljeva čije postizanje treba da omogući objekat projektovanja.

Neka je, isto tako primera radi, projektni zadatak postavljen tako da se od inženjera - projektanta zahteva da definiše model tehnološkog sistema (specijalne mašine) za proizvodnju dela pokazanog na slici 2.1 u količinama koje su tako velike da u celosti opravdavaju investiciju u razvoj i izgradnju predmetnog tehnološkog sistema i obezbeđuju neophodnu dobit za proizvođača.



Slika 2.1
Model predmeta rada kao
formalna artikulacija funkcije cilja u
projektovanju tehnoloških sistema

Već nakon inicijalnog promišljanja, projektant će zaključiti da je zadatak veoma delikatan, a funkcija cilja u njegovom

poslu višeslojna i definisana čitavim nizom ograničenja koja proizilaze iz geometrije predmeta rada i tehnoloških solucija koje mu se nude, a koja bi se mogla sistematizovati prema sledećem:

- *predmet rada predstavlja vrlo kompleksnu 3D formu, krajnje nepodesnu za konvencionalne postupke oblikovanja hladnom ili toplom deformacijom,*
- *polazni materijal za izradu predmeta rada je cev (za ovo istraživanje je uzet prečnik od 1") koja je, sama po sebi, potencijalni izvor komplikacija kakve su nabiranje zidova na pritisnutoj strani, spljoštenje profila i sl.,*
- *kretanje priprema pri obradi i tečenje materijala su, čak i pri nekonvencionalnim metodama oblikovanja, takvi da ih je veoma teško sagledati i predvideti bez eksperimenta i*
- *pri izvršavanju procesa oblikovanja proizvoda (koji je, u isto vreme, osnovna funkcija tehnološkog sistema) može doći do pojave kolizionih kretanja (sudara) i nepoželjne degradacije osnovne geometrije proizvoda.*

Na osnovu svega rečenog, primarni projektni zadatak se, u datom primeru, transformiše u funkciju cilja procesa projektovanja koja bi mogla da glasi: **za predmet rada dat na slici 2.1 i za njegove dimenzije date na radioničkom crtežu, potrebno je razviti tehnološki sistem koji omogućuje produktivno oblikovanje cevi savijanjem uz primenu nekonvencionalnih metoda oblikovanja i sa imperativom obezbeđenja mogućnosti simulacije procesa oblikovanja proizvoda na hibridnom (digitalnom) modelu koji obuhvata kinematsku spregu predmeta rada i tehnološkog sistema tokom ciklusa oblikovanja u celini.**

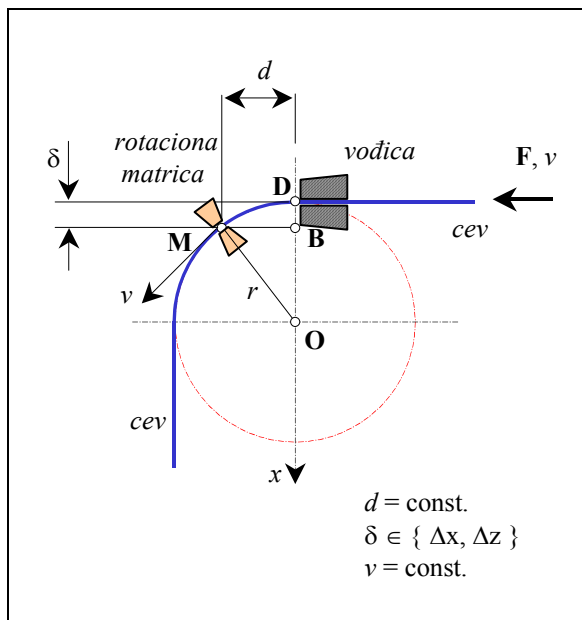
Tek tako definisana funkcija cilja procesa projektovanja, u daljem toku tog procesa, može da posluži kao formalna osnova za izgradnju zahtevanog modela tehnološkog sistema, ali i za simulaciju njegove funkcionalnosti.

3. OSNOVE MODELIRANJA I IZGRADNJE SIMULACIONOG MODELA

Dobrog poznavaoa problema oblikovanja proizvoda deformacijom ovakvo usmerenje (sadržano u definiciji funkcije cilja za dati slučaj predmeta rada) prilično nedvosmisleno vodi ka projektovanju tehnološkog sistema specijalne namene za **slobodno oblikovanje savijanjem** cevi. Ta i takva obrada oblikovanjem, van svake sumnje, pripada klasi *nekonvencionalnih* tehnoloških procedura. Ona je, zapravo, zasnovana na kontinualnom "protiskivanju" priprema (komada cevi unapred utvrđene dužine) kroz matricu čija je pozicija u odnosu na osu nepokretne vodice za sirov materijal promenljiva i kojom se može upravljati tokom procesa (u realnom vremenu).

Matrica koja izvršava **slobodno oblikovanje savijanjem** je, nadalje, slobodno obrtna u svom ležištu sfernog tipa, a njena unutrašnja kontura je oblikovana tako da obezbeđuje nesmetano savijanje sirovog materijala (cevi) po bilo kom radijusu krivine. To praktično znači da unutrašnja kontura matrice može da kontaktira sa spoljnom površinom cevi

samo po jednoj liniji (kružnici) ili po cilindru veoma male visine koja ne bi smela da budu faktor ograničenja za dobijanje vrlo glatkih krivina (to su, praktično, visine od nekoliko desetinki do svega par milimetara, pri čemu ulazna i izlazna zaobljenja na unutrašnjoj površini matrice moraju imati radijus koji je manji od najmanjeg potrebnog radijusa savijanja cevi). Shematski prikaz radnih delova sistema koji se projektuje i njihovih međusobnih odnosa dat je na slici 3.1.



Slika 3.1

Elementi sistema za slobodno oblikovanje savijanjem i njihovi međusobni odnosi u proizvoljno odabranoj ravni

Za uspešnu izgradnju geometrijskog modela sistema namenjenog za oblikovanje (izradu) dela prikazanog na slici 2.1, a u saglasnosti sa funkcionalnom shemom datoj na slici 3.1, potrebno je izvršiti **morfološku analizu** sistema prema sledećim stavovima:

- 1 sila 'protiskivanja' i kretanje priprema konstantnom brzinom usmerenom ka pokretnoj matrici obezbeđuje se potiskivačem u obliku trna čiji vrh naleže na čeonu površinu priprema smeštenog u pribor za pozicioniranje i pravolinijsko klizno vođenje, a čiji je pogon najbolje obezbediti primenom koračnog elektromotora sa odgovarajućom transmisijom
- 2 matrica (oblikač) je postavljena na pokretnom delu noseće strukture sistema koji obezbeđuje mogućnost podešavanja njenog rastojanja od nepokretne vodice (distanca d), koje (prevashodno) zavisi od prečnika priprema koji se oblikuje slobodnim savijanjem
- 3 relativno pomeranje matrice u odnosu na osu mašine (reč je, naravno, o osi Oy) za oblikovanje predmeta rada slobodnim savijanjem obezbeđuje se sa dva zasebna aktuatora (koračna elektromotora) i uz posredovanje zavojnih vretena usmerenih u pravcima drugih dveju glavnih mašinskih osa (Ox i Oz) i

- 4 integracija svih vitalnih delova u jedinstven sistem obezbeđena je posredstvom noseće strukture (postolja mašine) predviđenog za prihvatanje i pozicioniranje širokog izbora priprema sa stanovišta njihove dužine

U delu analize sistema koji se može deklarirati kao **funkcionalna analiza** neophodno je dodati i neke osnovne pretpostavke u vezi sa sistemom upravljanja koji je neophodno implementirati na zadatoj mašinskoj platformi. Taj deo se primarno odnosi na upravljanje kretanjima matrice (oblikača) koje mora biti sinhronizovano sa kretanjem priprema i definisano tekućim radijusom krivine koja se želi realizovati na predmetu rada.

Krivina na predmetu rada se može realizovati u horizontalnoj (leva i desna) i u vertikalnoj ravni, a za njenu realizaciju (i upravljanje veličinom radijusa krivine merenog na neutralnoj osi priprema) dovoljno je da se ostvari funkcija upravljanja pomeranjem matrice δ u odnosu na glavnu mašinsku osu. Pri tome je, saglasno slici 3.1, poluprečnik krivine **na neutralnoj osi savijanja** funkcija koja se može predstaviti u formi:

$$r = \frac{1}{2} \left(\delta + \frac{d^2}{\delta} \right) \dots\dots\dots (1)$$

koja je potpuno identična i za horizontalnu i za vertikalnu ravan i iz koje se uvek može izraziti veličina potrebnog pomeraja δ za potrebnu vrednost radijusa krivine r :

$$\delta = 1 + \sqrt{r^2 - d^2} \dots\dots\dots (2)$$

Pri svemu tome, sistem upravljanja mora biti realizovan tako da se kretanja priprema i matrice (oblikača) mogu izvršavati simultano (istovremeno) što obezbeđuje kontinuirano oblikovanje ciljne geometrije predmeta rada.

3.1 Principi i metode modeliranja sistema

Na temelju izvršenih neophodnih i prethodno specificiranih analiza moguće je pristupiti geometrijskom modeliranju sistema po standardnom inženjerskom principu *bottom-up*, odnosno geometrijskom modeliranju pojedinih delova njegove strukture (definisanih u procesu morfološke analize) i, konačno, sistema u celini uz primenu postupaka za objedinjavanje modela njegovih delova u celinu i uz uspostavljanje njihovih odgovarajućih međusobnih odnosa u odabranom prostoru modeliranja.

Takvim pristupom izgrađen idejni (geometrijski) model tehnološkog sistema za oblikovanje cevi slobodnim savijanjem (kakav je prikazan na slici 3.2) može i treba da bude upotrebljen u tri osnovne svrhe:

- za marketinške potrebe (prezentacija poznatom ili potencijalnom naručiocu),
- za potrebe funkcionalne simulacije (provera funkcionalnosti sistema na njegovom modelu i bez potrebe za izradom njegovog prototipa) i

- za dalju konstruktivnu razradu detalja (konstruktivnu i tehnološku pripremu za potrebe realizacije sistema).



Slika 3.2
Model sistema za slobodno oblikovanje
cevi savijanjem

3.2 Pretpostavke, metode i ciljevi simulacije

U procesu simulacije funkcionalnosti sistema se, u startu, uvek postavlja pitanje: šta je to što će biti predmet simulacije? U većini slučajeva to je proces ili izvestan broj procesa koje projektovani sistem treba da izvrši na temelju svojih programiranih i/ili upravljanih promena stanja. U nekim slučajevima, pak, to mogu biti samo moguće promene stanja objektnog sistema, a moguće su i druge solucije ili izbori.

U primeru koji je odabran za ovaj rad i na kome je građen eksperiment, prirodan izbor je simulacija procesa oblikovanja predmeta rada (slika 2.1), a osnovu za simulaciju u takvoj konstelaciji stvari predstavlja *model sistema za slobodno oblikovanje savijanjem* objedinjen sa *modelom predmeta rada* koji, pored svih ostalih i mogućih, treba da nastane u rezultatu njegovih programiranih ili upravljanih promena stanja.

Da bi se, nadalje, kvaliteteno simulirala funkcija projekovanog sistema za dati slučaj predmeta rada, autor je (u osnovnom prilazu) smatrao dovoljnim da se simulacija artikuliše kao **kinematska simulacija** u kombinaciji sa elementima **deformacione simulacije**, odnosno kao mehanizam koji će dovoljno jasno ilustrovati kretanja pojedinih elemenata tehnološkog sistema, željene deformacije predmeta rada i sva neophodna kretanja predmeta rada tokom njegovog oblikovanja.

Temeljni metod simulacije koji je primenjen u eksperimentu jeste metod **dinamičkog generisanja** ciljne geometrije predmeta rada. Pri tome su elementi geometrije

predmeta rada definisani (ili funkcionalno određeni) vrednošću jednog parametra, a to je veličina pomeranja oblikača (matrice) u odnosu na glavnu mašinsku osu Oy . Ako je to pomeranje, primera radi, $\delta = 0$, iz jednačine (1) vrlo jasno sledi da je $r = \infty$, a ta činjenica dalje implicira zaključak da je neutralna osa savijanja prava linija i da predmet rada predstavlja pravolinijsku cevnu formu. Sa svakom promenom pozicije rotacione matrice (oblikača) u odnosu na glavnu osu mašine, geometrija predmeta rada će se menjati prema sledećem:

- $\delta = (\Delta x \mid \Delta x > 0)$ – predmet rada se savija u pozitivnom smeru Ox , u ravni xOy sa radijusom krivine koji se može odrediti prema (1), a ako je, pored toga, zadat dopunski uslov da je radijus krivine promenljiv, odnosno $r = r(t)$ tada je i $\delta = \delta(t)$;
- $\delta = (\Delta x \mid \Delta x < 0)$ – predmet rada se savija u negativnom smeru Ox , u ravni xOy sa istim pratećim uzansama kao i u prethodnom stavu;
- $\delta = (\Delta z \mid \Delta z > 0)$ – predmet rada se savija u pozitivnom smeru Oz , u ravni yOz .

Realno vreme (koje je pri svemu tome, jedna od osnova za simulaciju i treba da bude iskorišćeno i kao osnova za upravljanje sistemom koji se projektuje) je jedinstveno za ceo sistem, a budući da je brzina kretanja predmeta rada konstantna, to vreme je uvek jednako $t = l / v$, gde je l dužina (tekuća ili konačna) predmeta rada.

U takvoj postavci rešenja problema, važna dodatna osnova za uspešnu simulaciju procesa (i funkcionalnosti sistema) jeste segmentiranje predmeta rada na njegovom geometrijskom modelu i stvaranje konačnih uslova za dinamičko modeliranje njegove konačne forme koja nastaje iz pravolinijskog odsečka cevi.

Neka je osnovni profil predmeta rada (kružni prsten unutrašnjeg prečnika $1''$) u početnom trenutku pozicioniran u koordinatnom početku mašinskog koordinatnog sistema, neka leži u ravni zOx i neka potiskivanje priprema započinje sa konstantnom brzinom v . Budući da je prvi segment predmeta rada pravolinijski i da treba da ima dužinu 150 [mm], pomak matrice će biti $\delta = 0$, a osnovni profil će biti ekstrudiran u pravolinijski segment zadate dužine za vreme koje iznosi $t = 150 / v$ (za slučaj da je brzina zadata u [mm/s]). Nakon toga dolazi drugi segment predmeta rada koji je krivolinijski i ima radijus krivine na neutralnoj osi veličine $r = 100$ mm. Taj segment će dinamički moći da se oblikuje ako se, u istom trenutku, obezbedi odgovarajući pomak matrice δ (prema jednačini (2), izračunava se automatski) i nastavi kretanje sa istom brzinom sve dotle dok centar osnovnog profila iz koordinatnog početka ne dođe u tačku u kojoj je vrednost koordinate x jednaka $x = 100$ mm. To je trenutak kada se osnovni profil nanovo postavlja u koordinatni početak mašinskog koordinatnog sistema i pristupa se oblikovanju trećeg i svih narednih segmenata predmeta rada sa konačnom (deformisanom) geometrijom.

Osnovni cilj simulacionog procesa je da se na modelu projektovanog sistema (mašine za slobodno oblikovanje

savijanjem) spregnutom sa modelom predmeta rada prikaže tok procesa i stekne pregled svih mogućnosti za njegovo izvršavanje. Pored toga, simulacija će pokazati i sva eventualna koliziona (sudarna) kretanja i na taj način će projektantu omogućiti sva potrebna podešavanja i na samom modelu sistema i u pogledu parametara ciljnog procesa.

4. SIMULACIJA U VIRTUALNOJ REALNOSTI

Procesi simulacije se, u opštem slučaju, mogu izvršavati na čitavoj lepezi simulacionih modela počev od trivijalnih 2D modela do modela u 3D i nD prostorima [1]. Prostor u kome se simulacija vrši se, pri tome, bira na osnovu postavljenih zahteva (ciljeva) simulacije. U predmetnom slučaju, zbog prirode predmeta rada, mogućnost simulacije u 2D prostoru je isključena, a prva sledeća (i realna) mogućnost je bila simulacija u 3D prostoru.

Opređenje autora je ovde bilo nešto drugačije zbog veoma bitnog upliva dinamike procesa i potrebe da se projektovani sistem i sam proces prikažu u što realnijem svetlu (što približnije realnom doživljaju sistema). U rezultatu takvog promišljanja autor se opredelio za nD simulacioni prostor dodajući, pri tome, osnovnom 3D prostoru 2 (dve) dopunske dimenzije. To su, što je jasno uočljivo, dimenzija **vreme** (uslovljena dinamikom procesa) i dimenzija **boja** (uslovljena težnjom ka najvišem mogućem nivou realnosti prikaza).

Na taj način su, zapravo, obezbeđeni minimalni uslovi za simulaciju u *virtualnoj realnosti* i jedina nedostajuća dimenzija (za relativno potpunu emulaciju realnog sveta na simulacionom modelu koji je ovde prezentovan) jeste dimenzija **zvuk**. Ta činjenica, po mišljenju autora, nema preveliki značaj sa stanovišta rešavanja osnovnog problema i ne umanjuje bitno vrednost rezultata koji su ostvareni u samom istraživanju.

VR (*Virtual Reality*) simulacija predmetnog proizvodnog procesa (izrada predmeta rada prema slici 2.1) na projektovanom sistemu za slobodno oblikovanje savijanjem (*Free Forming*) daje se u prilogu (prezentaciji) ovog rada u formi filma.

5. ZAKLJUČAK

Na osnovu svega prezentovanog u radu i, naročito, na bazi rezultata dobijenih tokom odgovarajućeg eksperimenta, moguće je izvesti čitav niz zaključaka od kojih su najvažniji sledeći:

1

Uvođenje simulacionog aspekta u procese inženjerskog projektovanja podržanog računarom ima veoma veliki značaj za uspešnost procesa projektovanja (sa stanovišta **obezbeđenja kvaliteta** krajnjeg rezultata i sa aspekta **funkcionalnosti** projektovanog sistema), ali je isto tako

značajno i zbog postizanja krajnjeg cilja (**obezbeđenje kvalitetnih podloga za upravljanje** promenama stanja projektovanog sistema i ostvarivanje značajnog uticaja na proizvodnost tehnološkog sistema - ako je takav sistem objekat koji se projektuje). Da bi se sve ovo valjano ilustrovalo (a naročito drugi deo prethodno iskazane tvrdnje), dovoljno je da se kaže da simulacija procesa pokazuje da optimalno operacijsko vreme oblikovanja slobodnim savijanjem za dati predmet rada iznosi $t \approx 19$ [s], da je to vreme rezultat višestruke simulacije procesa i da se teško može osigurati neko kraće ciklusno vreme, a da ne dođe do pojave prskotina na zidovima cevi (zbog prevelike brzine deformisanja).

2

Druga, pak, stvar (koja se autoru čini važnijom od prethodne) jeste činjenica da je oblikovanje datog predmeta rada slobodnim savijanjem (opet prema rezultatima simulacije), po redosledu stvari koji je izložen u poglavlju 3.2, potpuno nemoguće izvršiti jer dolazi do pojave kolizionog kretanja predmeta rada u odnosu na delove tehnološkog sistema (predmet rada bi težio da prodre u prostor koji je već zauzet nosećom strukturom mašine), odnosno dolazi do sudara predmeta rada sa postoljem mašine.

Da bi se to izbeglo, neophodno je da se svim kretanjima matrice (oblikača) i predmeta rada doda još jedno – neophodno je, naime, obezbediti još jedan stepen slobode kretanja za predmet rada, a to je njegovo rotaciono kretanje oko glavne mašinske ose. Pri tome, predmet rada treba da rotira za 180° u jednoj rotaciji ili 2 puta za po 90° (za slučaj dve rotacije). Za to kretanje je, nadalje, neophodno obezbediti još jedan (peti po redu) aktuator sa mogućnošću upravljanja (koračni elektromotor), a rotaciju treba obezbediti kao prinudno kretanje posredstvom samog trna potiskivača (sila pritiska na njegovom čelu obezbeđuje dovoljnu silu trenja koja se za tu namenu može iskoristiti).

U slučaju, pak, da pomenuta sila trenja nije dovoljna za obezbeđenje potrebne i veoma tačne rotacije predmeta rada (slučaj oblikovanja cevi malog prečnika i male debljine zidova), postoji mogućnost da se vrh potiskivača uobličići kao ozubljeni konus koji do izvesne mere ulazi u otvor cevi i njenom deformacijom osigurava rotaciono kretanje cevi.

Vremenski period (ili periodi) za rotaciju (ili rotacije) priprema su oni u kojima se oblikuju pravolinijski segmenti predmeta rada (pravolinijski segment 3 i pravolinijski segment 5). Ako se rotacije izvrše u tim fazama oblikovanja, uporedo sa kretanjem definisanim brzinom potiskivanja, ne postoji nikakva opasnost od degradacije geometrijske forme predmeta rada, a rotacija je sasvim moguća jer postoji potreban i dovoljan zazor između predmeta rada i matrice koja ga oblikuje. Naravno, moguće je definisati i dopunski uslov za rotaciono kretanje i on se odnosi na vreme tog kretanja koje mora biti kraće od vremena oblikovanja odgovarajućeg pravolinijskog segmenta na predmetu rada. To bi nadalje značilo da je gornja vremenska granica za izvršavanje rotacionog kretanja u toku protiskivanja pravolinijskog segmenta 3 na predmetu rada:

$$t_k = l_3 / v = 100 / 200 = 0.5 \text{ [s]},$$

dok je odgovarajući vremenski limit za rotaciono kretanje pri protiskivanju pravolinijskog segmenta 5:

$$t_k = l_5 / v = 50 / 200 = 0.25 \text{ [s]}.$$

3

Simulacionim pristupom u projektovanju se obezbeđuje još jedan vrlo značajan kvalitet koji se odnosi na mogućnost izbora režima rada sistema koji se projektuje u sistemu za koji se on projektuje, a sve sa ciljem osiguranja maksimalnog stepena efektivnosti tog sistema. U datom slučaju je, primera radi, moguće da se od sistema za slobodno oblikovanje savijanjem u nekom (hipotetičkom ili stvarnom) proizvodnom sistemu zahteva proizvodni takt od 50 [proizvoda / sat]. Tada se uz vrlo malo napora može veoma precizno odrediti svaki od elemenata režima rada i upravljanja sistemom pri kojima će tehnološki sistem doista proizvoditi zahtevani broj jedinica proizvoda u jedinici vremena i ni jednu više ili manje!

4

Imajući u vidu prethodna tri zaključka, moguće je izvesti i izvestan generalni sud o zaista velikom potencijalu koji postoji u simulacionom pristupu inženjerskom projektovanju i njegovom značaju za inženjersko-projektantski rad uz samo jednu važnu napomenu: celokupan prilaz i sva izložena razmatranja imaju vrednost jedino i samo ako je proces inženjerskog projektovanja u vrlo ozbiljnom stepenu automatizovan, odnosno podržan odgovarajućim sredstvima informacione tehnologije.

LITERATURA

[1] Krsmanović, C.

Automatizacija projektovanja u industrijskom inženjerstvu, udžbenik, FTN, Novi Sad, 1997. god.;

[2] Tianfield, H.

Advanced Life-cycle Model for Complex Product Development via Stage-aligned Information – Substitutive Concurrency and Detour,

Int. Jour. Computer Integrated Manufacturing, 2001., Vol. 14, No 3, pages 281 – 303;

[3] Joneja, A., Pang, A., Lam, D., Yuen, M.

A CAD/CAM System for Vector-based Layered Manufacturing Systems,

Int. Jour. Computer Integrated Manufacturing, 2000., Vol. 13, No 5, pages 388 – 400;

[4] Bojanić, P, Krsmanović, C,

Putevi i raskršća u razvoju i primeni CAX tehnologija u inženjerstvu na kraju II milenijuma,

Industrijski Sistemi '99, zbornik radova, Novi Sad, 1999. god.

[5] Tor, S. B., Lee, S. G., Lye, S. W., Hian, S. C. Y.

Design Automation of Two-stage Collapsible Core Using Design Prototype,

Int. Jour. Computer Integrated Manufacturing, 2000., Vol. 13, No 1, pages 31 – 39;

[6] Wei, Y., Egbelu, P. J.

A Framework for Estimating Manufacturing Cost from Geometric Design Data,

Int. Jour. Computer Integrated Manufacturing, 2000., Vol. 13, No 3, pages 50 – 63.

A SIMULATION APPROACH TO DESIGN AS A BASE FOR PRODUCT QUALITY AND SYSTEM EFFECTIVENESS ASSURANCE

Prof. dr ing. Cvijan Krsmanović, FTN – Novi Sad

Summary

In a number of practically cases of engineering design, product function, its geometric form and its structure are so much complex that they overrunning individual perception possibilities of engineer - designer. Those cases usually result with serious and real danger of hide, invisible and unexpected mistakes in final result of design process which removing is a long, difficult and expensive job. For prevention of mistakes as soon as product malfunctions, morphological indeterminacies and geometric mistakes, we need (in the design process) at list one iteration of simulation analysis with special emphasize at functional simulation. On that way, we can (in the design phase) to assure need and enough level of product quality and realize significant influence at its manufacturing effectiveness.

Key words: engineering design, simulation, CA technologies, product quality, manufacturing effectiveness

Adresa za kontakt:

prof. dr **Cvijan Krsmanović**

Fakultet tehničkih nauka

21000 Novi Sad

Trg Dositeja Obradovića 6

e-mail: cvijan@iis.ns.ac.yu

PRECISION SIMULATION OF AN INDUSTRIAL ROBOT ENDTOOL IN FLEXIBLE MANUFACTURING CELL

Ass.Prof. Pele Alexandru-Viorel, PhD, University of Oradea
Lecturer., Baban Marius, PhD, University of Oradea
Ass.Prof., Groza Mihai Dan, PhD, University of Oradea

Summary

Precision of end tool movement of an industrial robot depends on dynamical response of their mechanical structure, especially when the links and joints must be considered flexible. Errors resulting from difference between theoretical and actually coordinates on work trajectory supplies useful information for design and command of system including robots. Numerical simulation is proposed to estimate these errors.

Key words: industrial robot, dynamical analysis, simulation

1. INTRODUCTION

Industrial robot under studding is a component of CFF-2R-2002 flexible manufacturing cell, designed and built for educational activities. The components of CFF-2R-2002 cell are command subsystem, handling subsystem, manufacturing subsystem, transfer subsystem, AS/RS subsystem, Figure 1.



Fig. 1 CFF – 2R – 2002 cell

2. DYNAMICAL MODEL OF ROBOT

Industrial Robot Movemaster RV-M1 is a part of handling system of CFF – 2R – 2002 cell. It is built on RRR mechanism and the dynamical comportment may be experimentally determined only in a fixed position, Figure 2. Accelerometers are mounted in the critical points of structure, as end tooling (EF), link d3 nearly joint O3 (O3), respectively near joint O2 on link d2 (O2). Mechanical structure is excited with a vertical force F_{ex} , applied in the end tooling

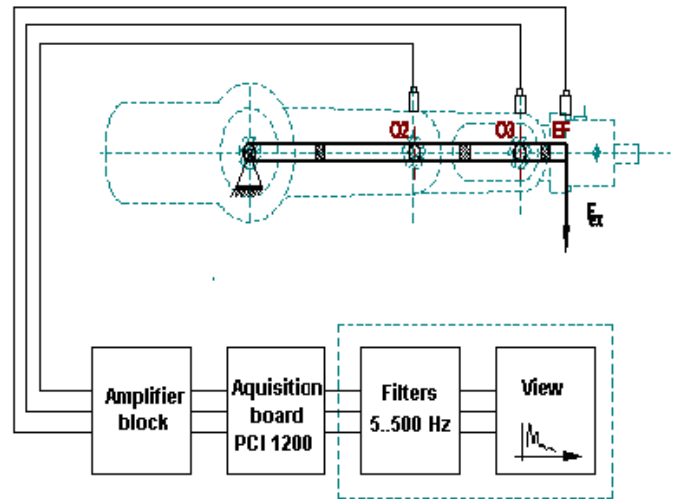


Fig. 2 Experimental data acquisition

The main inconvenient of experimental determination of dynamical response of robot structure is that it may be due with major difficulties when the arms are in movement. In this situation on accept at least the following two hypothesis [1] a) over a transport rigid body motion on added a relative motion of links, due by elastic deformation of links ; that involve to consider a centrifugal stiffness and a gyroscopic dumping yield by Coriolis acceleration components of relative elastic deformation of links ; b) actuator joints are compliant and they have a local stiffness significantly less then rigid body of adjacent links.

Dynamical response of the mechanical structure of an industrial robot may be estimated using finite element method. Nodes of mashed structure are the longitudinal displacements, transversal displacements and rotation as generalized unknown, which are the amplitudes of vibrational motion of nodes according to these directions [1, 2]. On define a special isoparametric three node beam finite element representing a portion of link of the mechanical structure consisting of a planar open mechanism with links and joints. The element nodal displacements, or generalized coordinates, can be written in a matrix formulation

$$\{u\}^e = [u_1, u_2, \dots, u_9]^T \quad (1)$$

where u_1, u_4, u_7 are longitudinal displacements ; u_2, u_5, u_8 are transversal displacement; u_3, u_6, u_9 are rotary displacements.

After all calculus specific for a generally mashed system with more degrees of freedom, like a finite element meshed

structure, dynamic equations of motion form a differential equations systems

$$[M]\{\ddot{U}\} + [C]\{\dot{U}\} + [K]\{U\} = \{F(t)\}, \quad (2)$$

with initial conditions $t = 0$, $\{U\} = \{U_0\}$, $\{\dot{U}\} = \{\dot{U}_0\}$, where $[M]$, $[C]$, $[K]$ are mass, damping and stiffness matrix, $\{\dot{U}\}$, $\{U\}$, $\{U\}$, $\{F\}$ are vectors of velocity, accelerations and external forces, written in global coordinate system.

Characteristic matrix of equations system, $[M]$, $[C]$, $[K]$, have the following components

$$[K] = [K^c] + [K^s] + [K^j], [M] = [M^s] + [M^e], \quad (3)$$

$$[C] = [C^g] + [C^s] + [C^e],$$

where $[K_s]$ is structural stiffness matrix, $[K_c]$ is centrifugal stiffness matrix, $[M_s]$ is structural mass matrix, and $[C^g]$ is gyroscopic damping matrix. Matrix $[K^j]$, $[M^e]$ and $[C^e]$ are equivalent rigidity of joints of manipulator, actuator units mass and external damping. Matrix $[C^s]$ represents structural damping of manipulator and is determined using Rayleigh proportional damping method considering a linear form between structural mass matrix and structural stiffness matrix [1,3].

The hypothesis a) involve existence of centrifugal stiffness and gyroscopic damping [1,2], due by transport velocity and Coriolis forces, generated by relative elastic deformation motion of link. These components are time varying, that involve at any time step of integration, numerical values of elements of characteristic matrix $[K]$, $[C]$, $[M]$ are different. Of this reason the equations system (1) are nonlinear.

For b) hypothesis, compliance of an actuator joint is indicated by producers through equivalent stiffness via compliance factor[2], the ratio between compliant joint stiffness and the adjacent link stiffness. The elements of stiffness matrix, corresponding nodes with joints are corrected using a partial Gauss reduction.

3. NUMERICAL RESULTS AND CONCLUSIONS

Integration of motion equations are completed at discrete time steps, within study time interval, and at each time step i characteristic matrix of structure and the external load forces vector must be recalculated :

$$[M]_i = [\Phi(t_i)], [C]_i = [C(t_i)], [K]_i = [K(t_i)], \{F\}_i = \{F(t_i)\}. \quad (4)$$

In fact at each time step on integrate a different linear system of differential equations, because of the characteristic matrix are changed. For hole time interval of dynamic response the system has a week nonlinear comportment. Using this method, for a Mitsubishi industrial robot, MovemasterEX, RV-M1 model, Figure 3, the estimated errors from a theoretical endintool trajectory are shown in Figure 4. On can observe the zones with maximum errors are situated at the start and end point positions. The amount of errors may be used for corrections in command system of robot.

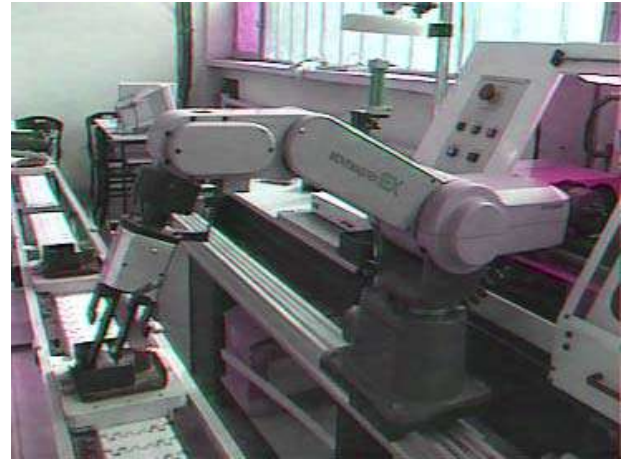


Fig. 3 . Analyzed robot MovemasterEX



Fig. 4 .Errors on work trajectory

LITERATURE

- /1/ Ahmad A., Smaili, A *Three-node Finite Beam Element for Dynamic Analysis of Planar Manipulators with Flexible Joints*, Mech. Mach. Theory, Vol. 28, No. 2, pp. 193-206, 1993.
- /2/ Silas, Gh., Pele, A.V., "Numerical simulation of dynamic response of compliant mechanical structures", Proceedings of IX-th Mechanical Vibrations Conference", pp.1-6, Timisoara, 1999 (in romanian).
- /3/ Pele, A.-V., Băban, C.F., Bungău, C., *Numerical Solution of Differential Equations Systems in Dynamical Analysis of Structures*, MicroCAD 2002 International Scientific Conference, pp. 53-58, ISBN 963 661 515 2, Miskolc, Hungary, 2002.

Contact address :

Ass.Prof. Pele Alexandru-Viorel, Oradea University, e-mail aapele@uoradea.ro

INŽENJERSKO PROJEKTOVANJE SA STANOVIŠTA BEZBEDNOSTI¹

Prof. dr Slobodan Navalušić, FTN - Novi Sad

Prof. dr Milan Zeljković, FTN - Novi Sad

Ass. mr Zoran Milojević, FTN - Novi Sad

Rezime

U radu je, na osnovu dostupnih literaturnih informacija i vsegodišnjeg projektantskog iskustva, dat osvrt na bezbednosne zahteve koji moraju biti zadovoljeni tokom projektovanja jednog proizvoda - mašine alatke. Date su osnovne informacije o bezbednosnim preporukama - standardima, definisanim od strane Evropske zajednice, koji moraju biti zadovoljeni pri projektovanju jedne mašine alatke u cilju nesmetane razmene roba u okviru Evropske zajednice.

Ključne reči: inženjersko projektovanje, bezbednost, direktiva za mašine, rizik, procena rizika

1. UVOD

Projektovanje, globalno gledajući, predstavlja proces koji se sastoji od niza povezanih koraka sa određenim, definisanim, ciljem - kreiranjem i razvojem novih ideja, procesa i proizvoda. Inženjersko projektovanje, takođe, predstavlja proces koji rešava društvene potrebe, želje i probleme primenom naučnih principa, iskustva i kreativnosti. Relativno manji broj ljudi je kreativan i prirodno nadaren za obavljanje aktivnosti projektovanja, ali (svako)se može postati projektant ako se nauče da koriste odgovarajući alati i tehnike koji su uključene u proces projektovanja.

Uspešan proces projektovanja zahteva mnogo iskustva i znanja u određenoj oblasti za iznalaženje odgovarajućeg rešenja za zadati projektni zadatak. Teorija projektovanja, koja treba da obezbedi podršku procesu iznalaženja rešenja, zahteva korišćenje nezavisnog projektnog znanja za rešavanje zadanog projektnog zadatka.

Proces razvoja proizvoda je, u današnje vreme, podržan od pojedinačno integrisanih korisničkih elemenata. Ovo je razumljivo kada se prihvati činjenica da danas razvoj jednog proizvoda nije ograničen ni geografski ni

vremenski. Takav sistem usmerava pojedinačne zadatke razvoja novog proizvoda na razvojne centre (delove istraživačkog tima) koji su geografski raspoređeni, obezbeđujući im pristup svim neophodnim alatima i podacima u različitim fazama procesa razvoja proizvoda zbog konačnog cilja - proizvodnje proizvoda.

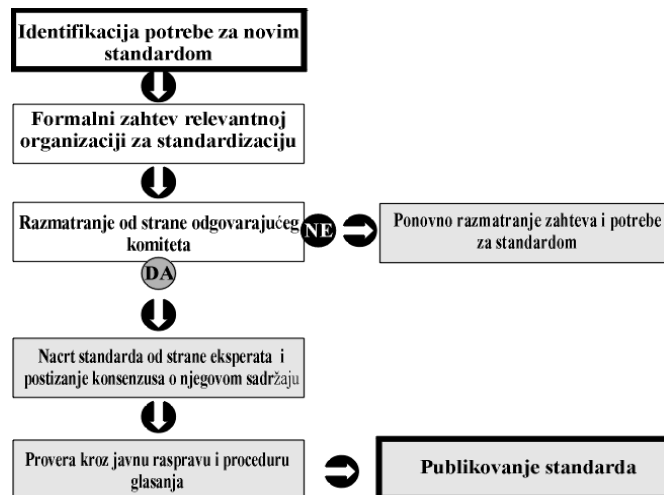
Osnovni zahtevi o kojima se pri projektovanju, bez obzira na dislociranost projektantskog mesta, mora voditi računa su funkcionalnost, tehnološkičnost, radna sposobnost, optimalnost i estetika. Svaki od ovih zahteva, pored ostalog, mora da zadovolji i osnovne kriterijume bezbednosti.

U ovom radu se od alata i tehnika, koji su uključeni u proces projektovanja, razmatra aspekt bezbednosti, kao vrlo važan segment (celokupnog) procesa projektovanja.

2. BEZBEDNOST I ODGOVARJUĆI STANDARDI

Osnovni cilj tehnologija koje se razvijaju u cilju zaštite je da se potencijalne opasnosti za ljude i okolinu zadrže na što je moguće nižem nivou primenom i korišćenjem odgovarajućih mera. Visok nivo zaštite treba da se postigne bez nekih značajnijih ograničenja u korišćenju mašina ili u industrijskoj proizvodnji. Primenom međunarodno usaglašenih propisa ljudi i okolina treba da budu zaštićeni na istom nivou u svim zemljama, i da se, eventualne, razlike u sigurnosnim zahtevima, ako je moguće, eliminišu. Zbog toga se u procesu projektovanja, najranijoj fazi nastanka jednog proizvoda, mora izuzetno voditi računa i o aspektu bezbednosti.

U različitim svetskim regionima zemljama postoje različiti



Slika 1 Dijagram toka nastanka novog standarda [5]

koncepti i zahtevi za obezbeđenje zaštite/sigurnosti. Savet Evropske zajednice objavio je Rezolucija o novom prilazu tehničkoj harmonizaciji i standardima. Evropski niz zakonskih propisa postavlja osnovne zahteve koje proizvod mora da zadovolji da bi mogao da se pojavi na evropskom tržištu. "Novi prilaz" je predstavljao (je) osnovu i smernice tehničkoj harmonizaciji i razvoju standarda u kojima su Direktive ograničene na osnovnu sigurnost ili druge zahteve od opšteg, javnog interesa, dok su tehnički detalji ostavljeni evropskim organizacijama za standardizaciju, kao što su

¹ Rad predstavlja deo rezultata istraživanja na projektu "Retrofitting familije mašina za brušenje složenih oblika", br. MIS 3.02.3220.B koji finansira Ministarstvo za nauku, tehnologiju i razvoj Republike Srbije

CEN (European Committee for Standardisation), CENELEC (European Committee for Electrical European Committee i ETSI (European Telecommunications Standards institute). Evropski standardi (EN) stoga predstavljaju alate koji pomažu i proizvođačima i korisnicima da se povinuju Direktivama obezbeđenjem praktičnih smernica za zadovoljenje njihovih zahteva. Na slici 1 prikazan je uprošćen dijagram toka za nastanak novog standarda [5].

Nastanak - odobrenje novog standarda, kao što se vidi sa sl. 1, je definisan jasnom procedurom. Smatra se da je standard/promena prihvaćen ako ga prihvati 71% zemalja [8] članica Evropske unije.

Potrebno je razlikovati različite tipove zaštite/sigurnosti i uzroka potencijalnih rizika i opasnosti. Na pr. potrebno je razlikovati zaštitu koju treba obezbediti od opasnosti koje može da izazove električna struja, od zaštite koja zavisi od korektne funkcije mašine ili uređaja.

Ova razlika se odražava u najvećem broju sadašnjih standarda tako da postoje specijalni standardi koji su uključeni sa funkcionalnom sigurnošću. Oblast sigurnosti mašina, označena sa EN 954, posebno se bavi relevantnom sigurnošću delova upravljačkih sistema, pa je stoga i koncentrisana na funkcionalnu sigurnost. Funkcionalna sigurnost je definisana kao [2]:

"deo ukupne sigurnosti koja se odnosi na opremu koja se kontroliše i na kontrolni sistem koji zavisi od korektnog funkcionisanja električnih, elektronskih, elektronskih programabilnih sigurnosnih sistema, sigurnosnih sistema drugih tehnologija kao i od uređaja za redukciju spoljašnjih rizika".

Neophodni zahtevi za postizanje funkcionalne sigurnosti baziraju na sledećim osnovnim ciljevima, o kojima se mora voditi računa još u fazi projektovanja:

- Izbegavanje sistematskih grešaka
- Kontrola sistematskih grešaka
- Kontrola slučajnih grešaka i otkaza

Kao mera dotignutog nivoa funkcionalne sigurnosti može se uzeti verovatnoća pojave opasnih otkaza, tolerancija grešaka i kvalitet koji se garantuje izbegavanjem sistematskih grešaka.

Zahtev da se uređaj ili mašina naprave što je moguće sigurnijim koristeći najmodernija tehnološka dostignuća, potiče od odgovornosti i proizvođača i korisnika određene opreme za njenom sigurnošću. Svi važni aspekti sigurnosti korišćenja najmodernijih tehnologija su definisani u standardima. Pridržavanjem i ispunjavanjem tih standarda odgovornost za sigurno funkcionisanje uređaja i mašina biće na vrlo visokom nivou.

3. PROPISI I STANDARDI U EVROPSKOJ UNIJI (EU)

Zakonski propisi utvrđuju na koji način se moraju usmeriti naponi za očuvanje i zaštitu kvaliteta okoline i zaštitu ljudskog zdravlja preko određenih preventivnih aktivnosti. EC (European Commission) Direktive sadrže pomenute zakonske propise preko kojih se dostižu postavljeni ciljevi. EC Direktive:

Sve EC Direktive imaju isti nivo važnosti, odnosno, kada se primenjuje više Direktiva za pojedine delove opreme ili uređaja, tada zahtevi svih relevantnih Direktiva moraju biti ispunjeni (na pr. kod mašine sa električnom opremom mora

biti primenjena i Direktiva za mašine i Direktiva o niskom naponu). Pregled EC Direktiva dat je u [1].

U nastavku se daju najosnovnije informacije o Direktivi za mašine, odgovarajućim standardima i proceni i redukciji mogućih rizika, o kojima se mora voditi računa prilikom projektovanja proizvoda.

3.1 Sigurnost mašina - Direktive za mašine (98/37/EC)

Uspostavljanjem zajedničkog Evropskog tržišta, doneta je i odluka da se izvrši harmonizacija nacionalnih standarda i propisa svih članica Evropske zajednice. To je značilo da se Direktiva za mašine mora implementirati u zakonske propise zemalja članica. Pregled Direktive za mašine dat je na slici 2.

Projektant, proizvođač mora primeniti sledeće principe vezane za sigurnost mašine:

- Projektovanje mašine mora garantovati da manipulacija, opremanje i održavanje, kada se mašina ispravno i korektno koristi, ne predstavlja nikakvu

Direktive za mašine			
Oblast primene, prodaja, marketing, zdravlje i igurnosni zahtevi	Procedure za sertifikaciju	CE označavanje zaštita od proizvodnog izvršenja	Pprelazna pravila opoziv pravila
ČL. 1 - ČL. 7	ČL. 8 - ČL. 9	ČL. 10 - ČL. 12	ČL. 13 - ČL. 14
Aneks			Član
I	Osnovni zdravstveni i sigurnosni zahtevi koji se odnose na projektovanje mašina i * zamenljivu opremu * sigurnosne komponente		3 5 10
II	Sadržina 1. EC Deklaracije o pogodnosti za mašine i * zamenljivu opremu * sigurnosne komponente 2. Deklaracija o proizvođača za * specifične komponente mašina * nefunkcionalne mašine		4 5 8 4
III	CE označavanje		10
IV	Tipovi mašina i sigurnosnih komponenata gde procedura u skladu sa Članom 8 mora biti primenjena		8
V	1. EC Deklaracije o pogodnosti za mašine i * zamenljivu opremu * sigurnosne komponente		8
VI	1. EC tip ispitivanja za mašine i * zamenljiva oprema * sigurnosne komponente		8
VII	Minimalni kriterijum za testiranje elemenata		9

Slika 2 Pregled Direktive za mašine [2]

opasnost za osoblje. Mere zaštite moraju isključiti bilo kakav rizik od incidenta.

- Pri izboru odgovarajućih rešenja proizvođač se mora pridržavati sledećih osnovnih napomena:

- Što je moguće više eliminisati ili redukovati pojavu rizika (integrisati sigurnosni koncept pri razvoju i projektovanju mašina);
- Predvideti takve neophodne zaštitne mere protiv rizika koje ne mogu biti eliminisane;

- Informisati korisnike o ostalim rizicima koji se javljaju zbog nedostataka usvojenih zaštitnih mera.

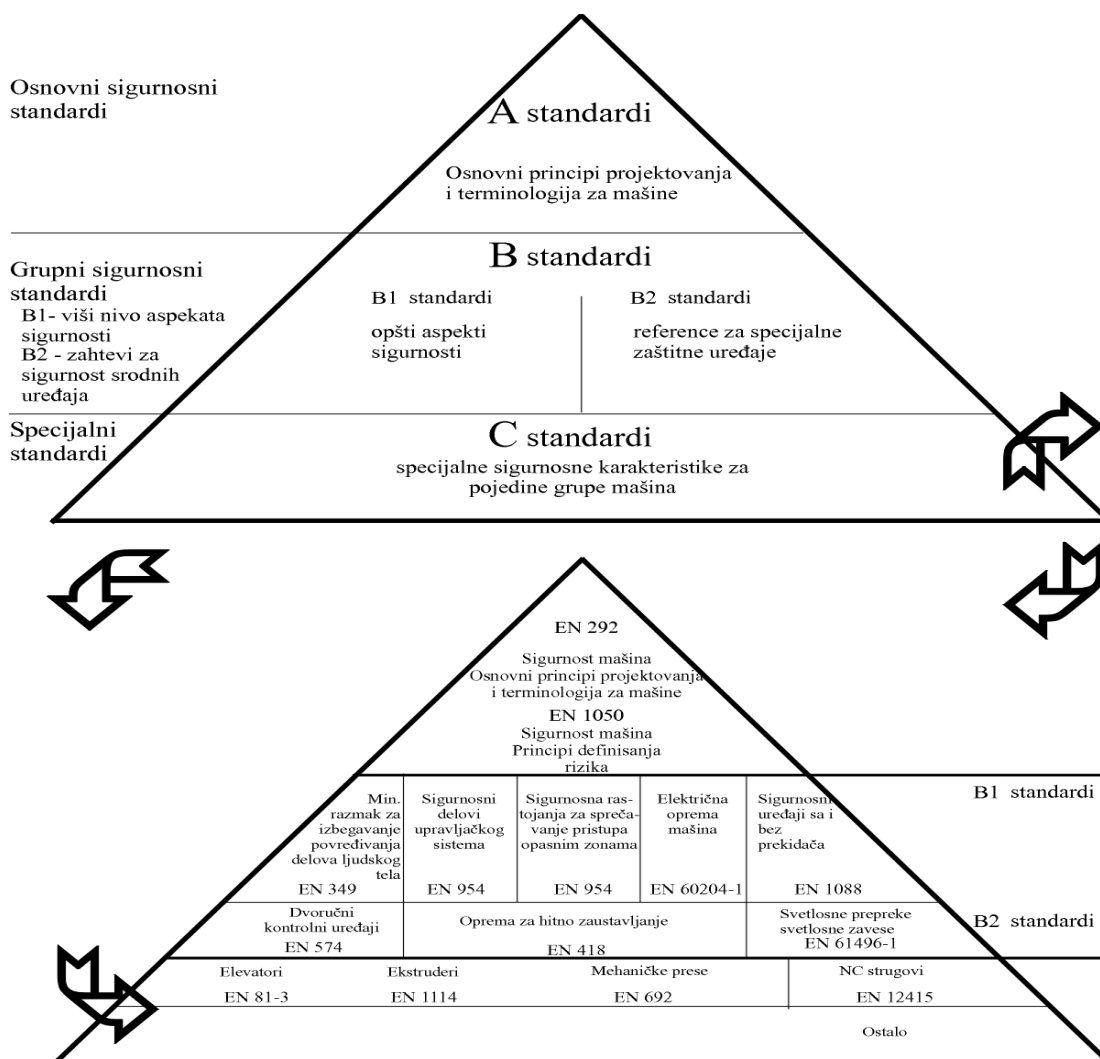
Zaštitni ciljevi se moraju vrlo odgovorno implementirati da bi se ispunili svi zahtjevi vezani za Direktivu. Proizvođač mašine mora potvrditi da su osnovni zahtjevi sigurnosti ispunjeni. Donošenje ovakve potvrde se olakšava primenom harmonizovanih standarda.

Certifikacija se obavezno zahteva za mašine navedene u Aneksu IV Direktive za mašine, koje predstavlja značajniji potencijal opasnosti.

kao Evropski standardi, moraju se uključiti, nepromenjeni, u nacionalne standarde zemalja članica.

4.1 Harmonizovani Evropski standardi

Harmonizaciju Evropskih standarda izvršile su dve organizacije CEN i CENELEC u cilju da se ispune zahtjevi EC Direktiva za specifičan proizvod. Ti standardi (EN standardi) su nepromenjeni uključeni u nacionalne standarde. Oni služe da u potpunosti ispune osnovne zdravstvene i sigurnosne zahtjeve i zaštitne ciljeve specificirane u Aneksu 1 u Direktivi za mašine. Treba istaći



Slika 3 Evropski standardi za bezbednost mašina

4. EVROPSKI STANDARDI

Za projektovanje, prodaju i rukovanje/korišćenje proizvodima, oni moraju ispunjavati osnovne sigurnosne zahteve EC Direktiva. Standardi mogu biti od velike pomoći kada uključuju ispunjavanje pomenutih sigurnosnih zahteva. U tom slučaju se mora napraviti razlika između Evropskih standarda i ostalih standarda, koji mada ratifikovani, još uvek nisu harmonizovani u skladu sa odgovarajućom Direktivom, kao i sa drugim tehničkim pravilima i propisima koji se u Direktivama nazivaju "Nacionalni standardi". Svi standardi koji su ratifikovani

i činjenicu da je standard harmonizovan (dobija oznaku EN) onda kada bude objavljen u službenom listu Evropske zajednice.

Evropski standardi za sigurnost mašina su hijerarhijski raspoređeni u tri kategorije [2], [8], (slika 3):

- **A STANDARDI** - bazni standardi - definišu fundamentalne koncepte i opšte principe projektovanja koji se primenjuju kod svih vrsta mašina. Ovde treba istaknuti standard EN 292. On je definisan da bi se obezbedila pomoć konstruktorima, proizvođačima i ostalim

zainteresovanim pri tumačenju Direktiva za mašine.

- **B STANDARDI** - grupni standardi - odnose se na pojedinačne aspekte sigurnosti (B1 standardi) ili na tip sigurnosnog uređaja ili komponente (B2 standardi) i primenljivi su kod najvećeg broja mašina. Primer za B1 standard je EN 294 u kome je definisano bezbednosno rastojanje koje sprečava dohvrat opasnih područja gornjim ekstremitetima. Znači, definisana je visina zaštitne ograde, rastojanje zaštitne rešetke od obrtnih delova mašine i dr. EN 418 je primer B2 standarda koji se bavi uređajima za isključivanje u slučaju opasnosti.
- **C STANDARDI** - specijalni standardi za pojedine mašine - daju minimum sigurnosnih instrukcija za specifičnu grupu mašina. U odsustvu C standarda projektanti mašina trebaju da koriste A i B standarde. Zahtevi koji su uključeni u ove standarde, pod određenim uslovima, odstupaju od baznih i grupnih standarda. Za pojedine grupe mašina ovaj tip standarda ima najveći prioritet. Defakto, pridržavanje ovih standarda je propisano za obavezno, budući da oni sadrže i tumače zahteve Direktive za mašine. Harmonizovani standardi predstavljaju veliku pomoć pri primeni Direktive za mašine, jer što je konkretnije formulisani određeni zahtev za neku mašinu, to je jednostavnije njegovo ispunjenje. Ako se tokom vremena sigurnosna tehnologija usavrši, pa se promene i zahtevi za mašine definisani u harmonizovanim standardima, postavlja se pitanje obaveze naknadnog opremanja mašina koje se već nalaze u pogonu. Pošto ovo nije predviđeno, znači da

4.2 Nacionalni standardi

Ako harmonizovani Evropski standardi nisu dostupni ili se ne mogu primenjivati iz raznih razloga, tada proizvođači mogu da koriste "Nacionalne standarde". Sva tzv. tehnička pravila primadaju pomenutim standardima, kao i propisi o prevenciji nesreća i standardi koji nisu navedeni u odgovarajućoj publikaciji Evropskog saveta. Primenom ratifikovanih standarda proizvođači praktično dokazuju da su korišćenje priznate moderne tehnologije.

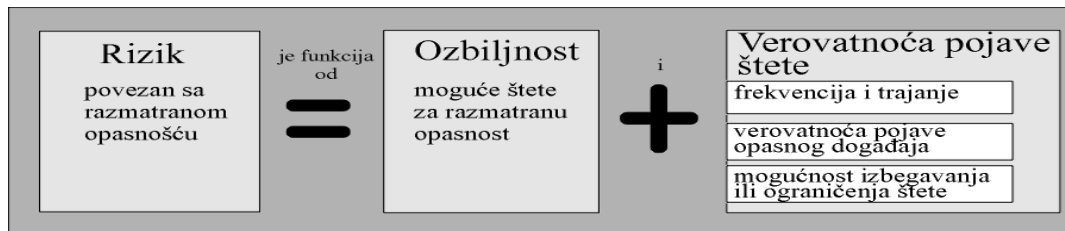
U članu 5 Direktive za mašine stoji da nacionalni standardi i tehničke specifikacije mogu biti važni i od pomoći pri pravilnom provođenju bezbednosno - zdravstvenih zahteva, i celovkupni pregled ovih dokumenata mora biti dostupan svim proizvođačima u jednoj zemlji.

5. RIZIK

Bez obzira na ispunjavanje svih zahteva u vezi sigurnosti/bezbednosti prilikom projektovanja mašina i uređaja, oni ipak predstavljaju potencijalni rizik. Iz tog razloga Direktiva za mašine zahteva procenu rizika za svaku mašinu i, ako je to važno, redukciju rizika, tako da preostali rizici budu manji od onih koji se tolerišu. U nastavku se daju standardi koje bi trebalo primenjivati da bi se postigli prethodno definisani ciljevi:

- EN 292 - "Sigurnost mašina - bazni koncepti, osnovni principi projektovanja" i
- EN 1050 "Sigurnost mašina - principi za procenu rizika"

EN 292 uglavnom zahteva da se rizik mora proceniti i daje



Slika 4 Elementi rizika

mašine sa CE - znakom, u principu, mogu da se koriste neograničeno. Samo nove mašine, koje se puštaju u promet moraju odgovarati uslovima koje nude nove tehnologije. Treba napomenuti da još uvek, (kod nekih proizvođača,) za neke mašine ne postoji standard tipa C.

U cilju da obezbede odgovarajuću metodologiju za harmonizaciju baznih zahteva u Direktivi oformljena je tehnička komisija (od članova CEN i CENELEC) za mašine ili grupe mašina iz skoro svih oblasti. Pored proizvođača u ovu komisiju su uključeni i predstavnici trgovačkih asocijacija, kao i korisnici/potrošači. Kompletan pregled standarda kao i aktivnosti koje su im pridružene dat je u [1], [9].

Tehnološki razvoj, u današnje vreme, napreduje (u) ogromnim koracima, što se logično reflektuje i na promene u konceptima mašina. Iz ovoga razloga, posebno kada se koriste C standardi, oni moraju biti pažljivo provereni da bi se uverili da li odgovaraju najnovijim tehnološkim dostignućima. Potrebno je još istaći da nije obavezno primeniti standard, ali umesto toga, sigurnosni cilj mora biti dostignut na bilo koji način.

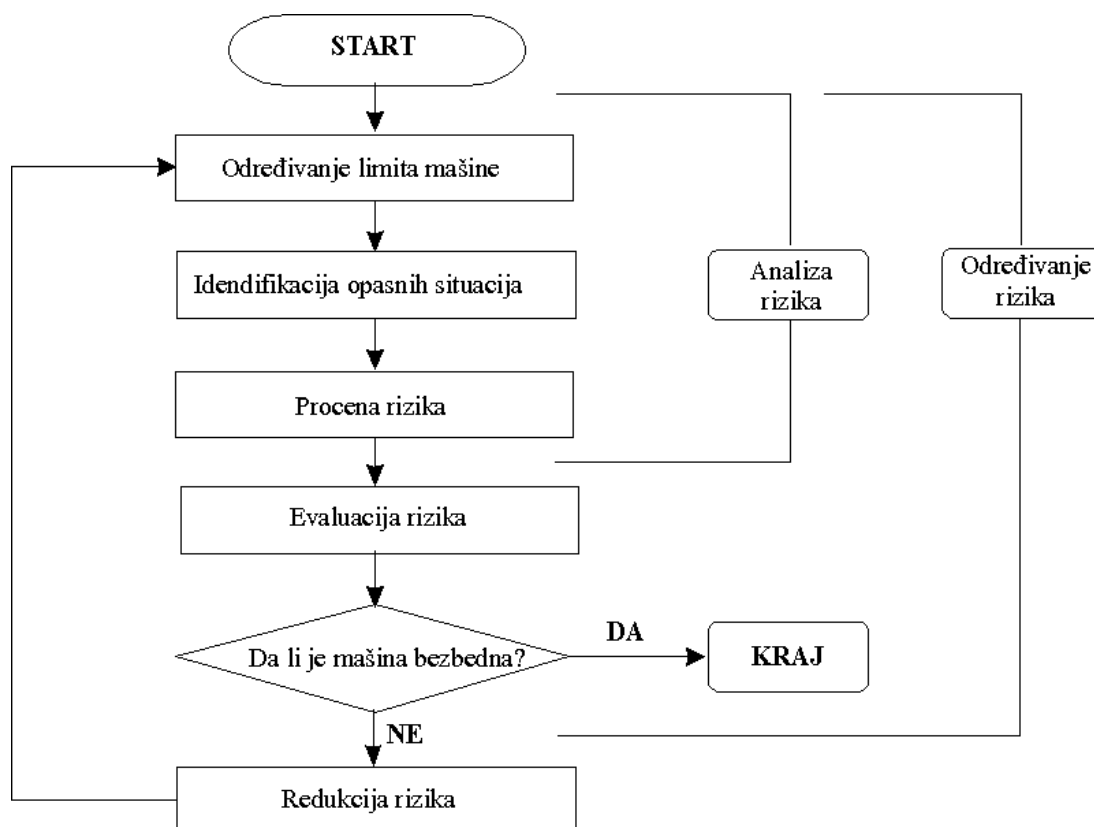
osnovne projektne principe za redukovanje rizika. EN 1050 u osnovi definiše iterativni postupak sa procenom i redukcijom rizika u cilju postizanja sigurnosti.

Osnovni elementi rizika treba da budu definisani kao pomoćni alat za evaluaciju rizika. Na slici 4 [2], [4] prikazana je veza (tih) elemenata rizika.

5.1 Određivanje rizika

Određivanje rizika je procedura koju predstavlja niz koraka koji predviđaju da nezgode, koje su izazvane od mašine, treba da budu sistematski ispitivane. Kada je to neophodno, faza procene rizika je praćena sa aktivnošću redukcije rizika. Iterativni proces (slika 5) je prikazan sa ponavljanjem ove procedure. Određivanje rizika podrazumeva:

- Analizu rizika
 - a. Određivanje granica mašine (EN 292, EN 1050 Paragraf 5)
 - b. Identifikacija opasnih situacija (EN 292, EN 1050 Paragraf 6)
 - c. Metode procene rizika (EN 1050 Paragraf 7)



Slika 5 Iterativni proces postizanja bezbednosti u skladu sa EN 1059

- Evaluacija rizika (EN 1050 Paragraf 8)

Nakon procene rizika vrši se i njegova evaluacije kao deo iterativnog procesa kojim se obezbeđuje sigurnost. U tom slučaju mora biti donešena i odluka o sigurnosti kada se želi redukovati rizik.

Ako se želi da se rizik unapred redukuje, onda je neophodno odabrati i primeniti odgovarajuće zaštitne mere. U tom slučaju evaluacija rizika mora biti ponovljena.

Ukoliko zahtevani nivo sigurnost još uvek nije dostignut, zahtevaju se mere da se unapred redukuje rizik. **Rizik mora biti redukovan odgovarajućim projektovanjem i implementiranjem mašine.**

Sigurnost je relativan termin u našem tehničkom okruženju. Na nesreću, još uvek je nemoguće implementirati tzv. "garancije nula rizika", gde ništa pod bilo kakvim okolnostima ne može da se desi. Residualni (preostali) rizik se definiše kao "rizik koji je preostao nakon što su implementirane zaštitne mere". U ovom slučaju zaštitne mere predstavljaju sve mere za redukovanje rizika.

5.2 Redukcija rizika

U nastavku primene strukturnih mera, redukcija rizika za mašine može da se realizuje korišćenjem relevantnih sigurnosnih kontrolnih funkcija. Za te kontrolne funkcije moraju se razmatrati specijalni zahtevi koji su klasifikovani u zavisnosti od nivoa rizika. Ovo je opisano u EN 954-1 i, za kompleksne kontrolne sisteme sa programabilnom elektronikom, u IEC 61508.

Zahtevi ugrađni u relevantne sigurnosne delove kontrolnog sistema su klasifikovani u kategorije koje zavise od nivoa rizika. Tehnologije za izbor odgovarajuće kategorije kao

referentne tačke za konfiguraciju različitih sigurnosnih delova kontrolnog sistema su preporučeni u Aneksu B EN 945-1. Detaljni koncept za evaluaciju rizika i određivanje neophodnih zahteva koji se ugrađuju u kontrolni sistem su prezentovani u IEC 62061. Važno je da svi delovi i komponente kontrole, koji su uključeni u implementaciju relevantnih sigurnosnih funkcija ispunjavaju prethodno pomenute zahteve.

Predmet "vrednovanja" je obradjen u nacrtu standarda prEN954-2 "Sigurnost mašina - sigurnosni delovi kontrolnih sistema". U ovom slučaju vrednovanje podrazumeva da dostignuta funkcionalna sigurnost mora biti proverena i ocenjena. Ovaj standard odgovara statusu B1 sigurnosne grupe standarda (opšti aspekti sigurnosti). Svrha vrednovanja je da potvrdi definicije i nivo konformnosti sigurnosnih delova kontrole unutar globalne definicije sigurnosnih zahteva za mašine.

Vrednovanje mora pokazati da svaki sigurnosni deo ili komponenta ispunjava zahteve iz EN 954-1. Opisani su sledeći aspekti:

- Vrednovanje pomoću analiza
- Vrednovanje testiranjem
- Lista grešaka
- Vrednovanje sigurnosnih funkcija
- Vrednovanje kategorija
- Vrednovanje zahteva okruženja
- Vrednovanje zahteva usluge/održavanja

Na osnovu prethodnog pri realizaciji retrofitovane mašine za brušenje uzdužnih žljebova na provlakačima u fazi projektovanja elemenata mašine /11/, 12/, kao i mašine kao celine, uzeti su u obzir zahtevi relevantnih direktiva:

Direktive za mašine, Direktive za niski napon i Direktive o elektromagnetnoj kompatibilnosti. Takodje je formirana lista opasnosti, odnosno identifikovane su opasne situacije, ukupno 30, pri korišćenju i održavanju mašine. Formirana je Lista opasnosti sa definisanim područjima delovanja opasnosti, u skladu sa Dodatkom A iz EN 414, pri čemu su opasnosti grupisane u: 1. mehaničke; 2. električne; 3. toplotne; 4. opasnosti od buke; 5. opasnosti od vibracija; 6. opasnosti od sirovine i ostalih materija 7. ergonomske; i 10. smetnje u snabdevanju energijom. Izvršena je procena rizika i definisane mere za smanjenje rizika (konstruktivne, ugradnja zaštitne opreme i postavljanje upozorenja). Analizom rezultata procene rizika može se konstatovati da je u 53,6% opasnih situacija rizik manji ili jednak 0,1%, u 35,7% je rizik ispod 10%, dok je kod 10,7% opasnih situacija rizik od 10% do 25%. Najveći rizik je, od mehaničkih opasnosti, vezan za izletanje delova, tj. izletanje delova tocila, pa su u cilju smanjenja ovog rizika preduzete konstruktivne mere i ugradnja zaštitne opreme. Zaštitnik tocila je projektovan i izradjen u skladu sa relevantnim standardom, a pored toga radni prostor mašine je zaštićen zaštitnom ogradom koja je otvorena samo sa gornje strane, i mašina može da radi samo kada je zaštitna ograda zatvorena. Na taj način se može smatrati da je mašina bezbedna, tj. zadovoljava propisane uslove bezbednosti. Pored toga izvršeno je vrednovanje "Uputstva za upotrebu, bezbedan rad i održavanje". Za vrednovanje Uputstva definisan je opšti Upitnik prema kojem se vrši vrednovanje po sledećim kriterijumima: 1. rasčlanjavanje (jasno definisanje pojedinih celina); 2. razumljivost; 3. vizuelnost; 4. sigurnost u rukovanju i 5. oprema Uputstva. U okviru svakog kriterijuma definisano je 8 – 10 pitanja. Prema kriterijumu dvotrećinske većine pozitivnih odgovora u okviru svakog kriterijuma smatra se da Uputstvo zadovoljava zahteve Direktive za mašine. Poželjno je da vrednovanje vrši više ocenjivača. U konkretnom slučaju Uputstvo je bilo neophodno korigovati jer nije zadovoljilo navedeni kriterijum.

6. ZAKLJUČAK

U radu su date najosnovnije informacije o standardima i propisima koji važe u Evropskoj uniji po pitanju bezbednosti. Isto tako su date preporuke za određivanje i evaluaciju potencijalnih rizika.

Činjenica je da bezbednosni aspekt polako postaje jedan od dominantnijih aspekata pri projektovanju, prodaji, rukovanju-korišćenju proizvoda, a da sertifikat o bezbednosti proizvoda (na pr. CE znak kod mašine) postaje jedan od dominantnih zahteva za svaki proizvod. Evropsko i svetsko tržište postaje sve probirljivije, pa ovakav dokument predstavlja vrlo važan elemenat prilikom vrednovanja kvaliteta i upotrebljivosti određenog proizvoda, odnosno uopšte mogućnosti plasmana proizvoda na tržište.

Bitna komponenta zajedničkog Evropskog tržišta je slobodan protok roba - proizvoda. Ova komponenta uslovljava, širom Evrope, jedinstvene zahteve za sve proizvode u pogledu zaštite korisnika. Za veliki deo tehničkih proizvoda ovi zahtevi se nalaze u tzv. Direktivi za mašine. Njen sadržaj se mora poštovati i ispunjavati kod svih onih koji projektuju, razvijaju, proizvode, prodaju i koriste/rukuju odgovarajućim proizvodima. Na primeru

razvoja jedne mašine u konkretnim uslovima prikazani je deo rezultata istraživanja vezanih za bezbednost proizvoda.

7. LITERATURA

European Standardisation, Office for Official Publications of the European Communities, 2003.

- /1/ Safety of Machinery, TUTB Newsletter, N°1, 1995.
- /2/ The Direct Route through the Standards Maze, SICK Industrial Safety Systems, Germany, 2003.
- /3/ The EN Standards, Industrial Safety Products, Honeywell, 2003.
- /4/ Safety of Machinery Advisory, CEN Management Centre, 2003.
- /5/ Safety of Machinery Advisory Nucleus, CEN Management Centre, 2003.
- /6/ Guidelines on Consultant Assessment of Machinery Safety Standards, CEN Management Centre, 2002.
- /7/ Guidelines to Harmonised Standards in the field of Machinery, CEN Management Centre, 2002.
- /8/ Guidelines for the Activities of Consultant - Machinery Safety and Noise, CEN Management Centre, 2001.
- /9/ Ruplett, C.: CEN's Role in Standardisation Related to the Machinery Directive, CEN Management Centre, 2003.
- /10/ Zeljković, V., Zeljković, M: Usklađenje bezbednosti mašina prema zahtevima direktive 98/37/EC, VIII Međunarodna konferencija fleksibilne tehnologije MMA 2003, Novi Sad, pp. 57-58.
- /11/ Navalusić S., Zeljković M., Milojević Z., Tabaković S.: Rekonfiguracija i retrofiting – trend u razvoju mašina alatki, XXX JUPITER Konferencija, Beograd, 20004.

ENGINEERING DESIGN FROM THE ASPECT OF THE SAFETY

Prof. dr Slobodan Navalusić, FTN - Novi Sad
Prof. dr Milan Zeljković, FTN - Novi Sad
Ass. mr Zoran Milojević, FTN - Novi Sad

Summary

In the paper, based on the available literature information and perennial experience in this field, an attention of the safety requirements, which should be satisfied during design process of the one machine tool are given. Also, a basic information about safety recommendations - standards established by European community, which have to be satisfied during machine tool design are shown.

Key words: *engineering design, safety, machinery directive, risk, risk estimation*

Adresa za kontakt:

Prof. dr Slobodan Navalusić

Fakultet tehničkih nauka

21000 Novi Sad, Trg Dositeja Obradovića 6

E-mail: naval_sl@uns.ns.ac.yu

MECHATRONICS – PRESENT AND PROSPECT SCIENCE FOR HUMAN SOCIETY DEVELOPMENT IN THE 21ST CENTURY

*Prof. Sava Ianici, D. Sc., UEM - Resita
Dep.Prof. Liviu Coman, D. Sc., UEM - Resita
Dep.Prof. Codruta Hamat, D. Sc., UEM - Resita
Asist. Lenuta Suci, UEM - Resita*

Summary

The present paper makes a concise presentation of the formation mode of the mechatronics notion and the positive impact to the educational process in the technical international high school.

Mechatronics is the science of intelligent machines.

In the 21st century expectation assess the technical fast progress in scientific research education and the mechatronics, micromechatronics, nanomechatronics and biomechatronics machine production.

Key words: intelligent machines, mechatronics education

1. INTRODUCTION

The beginning of the second industrial revolution in the human society, over half a century ago, it was marked by the appearance, in the technologically development countries, at the first great electronics computers.

In the same way, was started informatically researches to increase the work speed, at the capacity of acquisition and of the automatic procession of data, of the computer's memory, of the development of some advanced hardware and software.

The development of the calculus technically was accompanied by the continuous miniaturization and the fast cut in computer's cost prices, delivered in large or mass series to the large transnational companies who have in their production this kind of stuff.

All these lead at the effectuation of fast steps in introducing some optimal methods, assisted by the computer, in the design of some advanced machines, with artificial intelligence, marking the appearance of the first mechatronics products as: automatic orbital stations or spacecrafts, strategically and high transport capacity planes, nuclear power stations, industrial robots, computer assisted automatic washing - machines, vehicles endowed with computer sensors and commands, machine tools with numerical command, the modern technical of calculation,

biomedical and research apparatus, etc.

Before the foundation of the mechatronics philosophy, some practical achievements of mechanisms and automatic machines appeared, commanded by mechanical, mechano-electric systems and then with electronic components.

We can mention as relevant examples: the chronological evolution of some automatic toys, of some systems of numerical calculation, of some automatisations of technological processes of splinting procession of parts, the mechanization and automatisations of the technological processes of welding, the dynamics of equipping with measurement apparatus, the control and command of planes, vehicles, the industrial, biomedical and professional robotics, etc.

The above mentioned achievements were produced by the creative work of some engineers having different specialisations and who were forced to work in mixed staffs which were formed in order to achieve some complex research themes placed at the borders of technical sciences which were considered as totally separate.

2. ASPECTS OF THE APPEARANCE AND EVOLUTION OF MECHATRONICS ON THE INTERNATIONAL PLAN

The harsh competition of the industrial products on the international market imposed the formation of some groups of applied and fundamental scientific research in the framework of some advanced firms as well as for the superior education institutes.

As a rule the superior education institutes tackled especially the fundamental research, but the firms that made products were interested in the applied scientific research which leads to the increase of performances and to the cut of cost price.

The large firms financed their own applied scientific research and sometimes they accepted to fund, by contracts, the institutes of scientific research in the superior education system, if the fundamental research was completed by applied researches which should made the firm's products more competitive on the market.

It is obvious that all serious groups received or formulated complex themes which imposed to solve some border problems between different sciences and so the success was assured only by the work together of some scientists of different specializations with: research skills, inventive spirit, ability, high scientific education and perseverance for the optimal completion of the themes approached.

Japanese firm Yaskawa Electric Cp. patented the terms mechatronics. Only in 1972, in order to define the synergetic joining of three technologies: mechanics-electronics-informatics, which until then were separately studied.

In this way, there appeared a new and integrator philosophy whose evolution leads to the rapid technologic development, which stimulates the initiative and the creativity of the designers and the interest of the producers in the mechatronics products.

The traditional technologies operated separately with two components: material and energy.

The mechatronics technology introduces a third component under the form of information, which, in time gets a bigger and bigger weight according as we pass from an industrialized society to an advanced informatized society.

We find that mechatronics is based on a systematic, flexible thinking which is based on the cultivation of the skills of creative teamwork.

This condition imposes the renouncement to the superannuated traditional sequential conceptions, of the specialist in a narrow field who does not accept the dialogue with the “dilettantes” of other specializations.

Nowadays in the advanced informatized society there is outlined the fast passage from the sequential engineering to the simultaneous or rival engineering.

In this context a new philosophy is imposed for the engineering educational system.

In Fig. 1 there is presented a scheme, /4/, /5/, /6/, of the fusion of the three technologies, which lead to the foundation of the philosophy of the mechatronical science.

It is anticipated that the countries with a solid market economy and advanced informatized will achieve high shares in the mechatronical, micromechatrical, nanomechatrical and biomechatrical research.

3. MECHATRONICAL EDUCATIONAL PROGRAMS ELABORATED ON INTERNATIONAL PLAN

The necessity for the change of the content of engineering educational programs are imperative because the speed of their implementation influences the essence of the development of the mechatronics and of today’s technically progress and the perspective of human society of the 21st century.

Those countries, which would not invest in mechatronical educational programs and in their application, will be condemned to buy mechatronical licenses and products from those, which efficiently acted in this direction and

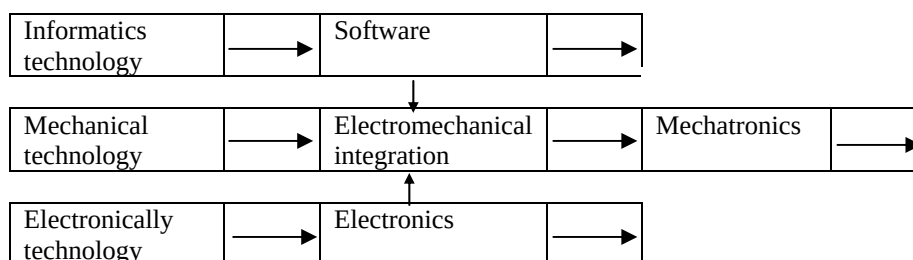


Fig.1 The scheme of the fusion of the component technologies of mechatronics

The next century, the 21st will mark an explosion of technological development, so that optimistic prognosis estimates that only in the first decade it will reach the development level of the 20th century.

Informatics is an essential component of mechatronics and it has an important role which continuously increases, having the human origin of resources, it disposes of unlimited reserves and demand which assures a high level of living for the members of the human society including the satisfaction of some spiritual needs.

The relationship of informatics to other components of mechatronics, /7/,/8/, is presented in the scheme in Fig. 2.

they have reached high shares in the mechatronical scientific research.

The first programs of mechatronical education appeared /5/, /6/ in Japan in 1978 at the Technological University of Toiohashy.

The European Community promptly acted to the Japanese initiative and in 1986 through the Research and Development Consultative Committee proclaimed /5/: “mechatronics represents a major objectives for the European research and for the educational programs.”

Starting with 1988 it is organized under the aegis of

Industrialized society		The origin of resources	Reserves	Demand	Vital needs
The society evolution in time	Material →	Nature →	Limited	Limited ←	Food/dwelling/ clothes
	Energy →				
	Information →	Human →	Unlimited	Limited ←	Plus spiritual needs
Advanced informatized society					

Fig. 2 The scheme of the correlation of informatics with mechanics and electronics

T.H.Aachen, the Catholic University of Leuven and the Cranfield Technological Institute in England, the first post-universitarian course in mechatronics.

One can see the lag behind with one decade in the field of mechatronical educational programs in Europe in relation to those in Japan, which became a great exporter of mechatronical products on the European and American market.

The advanced informatized countries approached the programs of mechatronical education as major problems of national interest and they did not let those ones to take place only at universitarian level and at the firms interested. In this way there were financed and finalised some educational programs in mechatronics with all the staff categories.

USA done and is still doing great efforts for the fast and efficient popularization and implementation of some mechatronical educational programs elaborated by the American technological universities.

These ones are supported so that the mechatronical educational programs should be published in specialized magazines addressed also to the pre-universitarian educational system, the coordination being assured by the National Foundation for Science in USA.

In the European countries which are in transition to the market economy, the situation of the implementation of the mechatronical educational programs is lagged behind. These ones started relatively late, in this way in 1992 in Poland the first mechatronical educational program with the help of UNESCO at Lodz, the International Engineering Faculty, teaching in English.

In the Czech Republic, Slovakia and Bulgaria there were elaborated some mechatronical educational programs starting in 1994.

4. THE NATIONAL PROGRAM FOR MECHATRONICAL EDUCATION

In our country some mechatronical educational programs took place beginning with 1992 at the Technical University in Cluj-Napoca where it was set up a mechatronical specialization guaranteed by the Chair of Mechanisms, Precision Mechanics and Mechatronics.

There appeared simultaneously some similar mechatronical educational programs also at the Polytechnic Universities of Bucharest, Brasov, Timisoara, Iasi and Suceava.

The slow progress of the mechatronical education in Romania is the result of the limited thinking of the political decision factors of efficient technological progress and referring to the funds which should be allotted from the budget for the mechatronical technological education and for the Romanian scientific research, especially in the context of the vacillating reform of the educational system and of the extreme austerity which marked the Romanian economy in the last decade of the 20th century.

However there were some remarkable actions in the domain of promoting the Mechatronics started by the Ministry of National Education, some state universities and some foundations as:

➤ The foundation of the Romanian Society of Mechatronics (SROMECA) on 5.06.1998, as a non-profit,

apolitical and non-governmental organisation having the headquarters at the Polytechnic University in Bucharest, the president being prof.dr.eng. Nicolae Alexandrescu, having as founder members some scientific personalities from the majority of technical universities in the country, including the author of this article.

➤ The foundation of the National Council for Technological Education and Innovation by Order nr.3205/03.02.1999 of the Ministry of National Education made up of 33 university professors and teaching staff of the School Inspectorates. The first task of this Council being the elaboration of the national Program of Mechatronical Education, an objective already accomplished.

The start of Mechatronical Education Program for the pre-universitarian education in the counties: Cluj-Napoca, Satu Mare and Caras-Severin under the direct guidance of the General Inspector of MEN (Ministry of National Education) prof.univ.dr.eng. Vistrian Maties, the main **promoter** of the Mechatronics in Romania.

➤ The initiation of some debates in the engineering senates and faculties referring to the introduction of some new mechatronical specialisations and as a part of some **curricular** programs to introduce Mechatronical courses for all the existing specialisations.

5. CONCLUSIONS

Mechatronics is an **integrating** science of other technical sciences considered as separate for a long time: Mechanics, Electronics and Informatics which mark deeply the present and the future of the technological progress of the present-day advanced informatized society and of the intelligent products of high performance.

The necessity of rapid passage to the implementation in the technical universitarian and pre-universitarian educational system of some Romanian mechatronical programs is indisputable.

The next century will bring the progress and prosperity only to those countries that will quickly develop some efficient programs of education and scientific research in Mechatronics, Micromechatronics, Nanomechatronics and Biomechatronics.

BIBLIOGRAPHIE:

/1/ ANGHEL, St and others, *Contributions to kinetostatic calculus of a new swing speed reduce*, The 8th Symposium on Mechanics and Mechanical Transmissions with International participation, Timisoara, 19-22 October 2000.

/2/ ANGHEL, St and others, *On design of swing link cycloid speed reduce*, The 8th Symposium on Mechanisms and Mechanical Transmissions with International Participation, Timisoara, 19-22 October 2000.

/3/ IANICI, S, *Contributions to the synthesis of the transmission with deformable elements*, Doctorship disseration, University Timisoara, 1998.

/4/ IANICI, S, *Double Harmonic Transmission (D.H.T.)* Academic Journal of Manufacturing Engineering, No 2, Timisoara, ISSN 1583 -7904, 2003.

/5/ MATIES, V, and others, *The measurement of kinematical parameteres in the functioning of the displacement units operated by d.c. linear motors*, The Symposium MTM 96, Resita, 1996.

/6/ MATIES, V. and others, *The mechatronical technology and mechanisms*, SYROM 97, vol.1, Bucharest, 1997.

/7/ MATIES, V, *The Mechatronical education the key for the success of the reform in Romania*, Univers ingineresc, Nr. 15, August, 1998.

/8/ MATIES, V. and others, *Actuators in Mechatronics*, Editorial Mediamira, Cluj – Napoca, 2000.

Contact address:

Prof. Sava Ianici, PhD.
Faculty of Engineering
“Eftimie Murgu” University of Resita
320085 Resita, Caras-Severin County, Romania
Traian Vuia Square 1-4
E-mail : s.ianici @uem.ro

AUTOMATIZACIJA PROCESA PROJEKTOVANJA DELOVA EKSTERIJERA GRAĐEVINSKIH OBJEKATA

*Mr ing Božidar Lukić, Metal-LB, Polzela
Prof Dr ing Cvijan Krsmanović, FTN, Novi Sad*

Rezime

Sve veća orijentacija proizvodnih sistema ka korisnicima proizvoda, odnosno ka zadovoljenju njihovih pojedinačnih potreba i želja, navodi na zaključak da će se tržište budućnosti sve više okretati ka unikatnim proizvodima, a u masovnoj i velikoserijskoj proizvodnji oblikovanju proizvoda za zadovoljenje pojedinačnih korisnika. Svakako da takav nastup na tržištu zahteva drugačije pristupe i u samom procesu projektovanja, odnosno, pristupe koji ostvaruju mogućnost realizovanja skoro neograničenog broja varijantnih rešenja, i to, naravno, u veoma kratkom roku. U radu je prikazan jedan prilaz automatizovanog projektovanja unikatnih konstrukcija, na primeru modeliranja delova eksterijera i enterijera građevinskih objekata, od kovanog gvožđa, uz primenu sredstava informacionih tehnologija i na temeljima modularnog pristupa u dizajnu i projektovanju.

Ključne reči: inženjersko projektovanje, unikatni proizvodi, CA tehnologije

1. UVOD

Zahtevi savremenog tržišta ka sve većem plasmanu i realizaciji unikatnih proizvoda kao i sve prisutnija težnja proizvodnih sistema ka oblikovanju proizvoda za zadovoljenje pojedinačnih korisnika, dolaze u suprotnost sa prirodnom težnjom samih proizvodnih sistema za povećanjem serijnosti proizvodnje, te na taj način uživanja svih prednosti i pojava koje ono nosi.

Tendencija ka plasmanu unikatnih proizvoda, odnosno proizvoda izrađenog za pojedinačnog kupca prema njegovim zahtevima i željama, danas je uobičajena čak i kod proizvoda koji su bili godinama produkt masovne i velikoserijske proizvodnje. Karakterističan primer je auto industrija u kojoj se već duže vreme montiraju automobili za pojedinačne korisnike prema njihovim željama. S druge strane imamo pojavu da se proizvodi koji su nekada bili unikatni i tradicionalno ručno izrađivani, danas izrađuju serijski u velikim proizvodnim sistemima. Stari zanati odumiru tako da je danas teško negde naći kovača - zanatliju koji ručno kuje unikatne elemente i stvara unikatni

proizvod. Stoga se danas, čak i pojedini elementi od kovanog gvožđa, elementi za kapije, ograde, terase i slično, fabrički izrađuju. Kako je zahtev tržišta unikat, kompromis u ovom primeru je nađen u serijskoj proizvodnji pojedinih elemenata u velikim proizvodnim sistemima, a montaža elemenata se vrši u manjim proizvodnim sistemima ili radionicama koje se po pravilu nalaze bliže kupcu, odnosno korisniku. Ta montaža elemenata u gotov proizvod se vrši prema zahtevu pojedinačnog naručioca, te se na taj način realizuje zahtevani unikatni proizvod.

Dakle, može se zaključiti da se u svakom slučaju teži, u krajnjem rezultatu ka unikatnom proizvodu, koji ispunjava očekivanja pojedinačnog krajnjeg korisnika.

2. STRUKTURA PROCESA PROJEKTOVANJA UNIKATNIH PROIZVODA

Opšta struktura procesa projektovanja je svima dobro poznata (vidi lit.2) i obuhvata sve faze tog procesa, od konceptualnog modeliranja do procesa koji predstavlja arhiviranje dokumentacije. Ona je primenjiva za sve procese projektovanja. Međutim, postoje grupe proizvoda kod kojih u postupak projektovanja nije neophodno ugraditi sve faze tog procesa. Primer za takvu grupu proizvoda mogu biti već pomenuti proizvodi građevinske bravarije, kao što su ograde, kapije, terase, rešetke, pregrade, giteri isl. To je grupa proizvoda za koju se uglavnom ne radi inženjerska analiza, odnosno mehanički i/ili statički proračuni za proizvod, jer su sile uticaja i opterećenja, u najvećem delu slučajeva kod tih proizvoda zanemarljive. Kod te vrste proizvoda odlučujuća je estetska komponenta proizvoda, pri čemu se, naravno, funkcija proizvoda podrazumeva. U određivanju estetskog izgleda proizvoda, pogotovo unikatnog proizvoda, svakako da odlučujuću ulogu mora imati kupac-korisnik proizvoda. Time se na neki način umanjuje uloga inženjera-projektanta u celokupnom procesu projektovanja, a povećava uloga, odnosno uticaj koji ima kupac proizvoda na definisanje konačnog izgleda proizvoda. Zato je potrebno strukturu procesa projektovanja kod takve vrste proizvoda donekle izmeniti, tako što se u proces konceptualnog modeliranja mora uključiti korisnik proizvoda.

Da bi se korisnik aktivno uključio u proces konceptualnog modeliranja taj proces se mora maksimalno automatizovati, odnosno ubrzati. Svakako da su za pristup u kome je korisnik uključen u proces projektovanja neophodni uslovi: primena računara u procesu projektovanja kao i modularni prilaz u samom modelovanju.

Osnovni razlozi za uključivanje korisnika u proces projektovanja su:

- a) **generisanje potrebnih informacija o proizvodu**, o željama i očekivanjima korisnika koje se može najefikasnije ostvariti direktnom komunikacijom sa korisnikom proizvoda. To je svakako neophodan razlog za uključivanje korisnika u proces konceptualnog modeliranja, jer je poznato da o ukusima ne treba raspravljati a pogotovo kod unikatnih proizvoda kod kojih je primarna estetska komponenta
- b) **brza analiza i korekcije predloženih rešenja** mogu se obaviti samo uz saglasnost i uz prisustvo korisnika, pri čemu je neophodno je da se korisnik saglasi sa predloženim rešenjima. Unikatni

proizvod je »po meri« određenog kupca, a vrlo često i skup, i za slučaj bilo kakvih konfliktnih situacija potrebno je imati potpuno definisano i prihvaćeno (uglavnom grafičko) rešenje, jer su kupcima druga rešenja najčešće nejasna i neprihvatljiva

Rezultat ovakvog prilaza je izrada konceptualnih rešenja u najkraćem mogućem roku. Brzo realizovanje konceptualnog modela nam daje:

- **moгуćnost ponude velikog broja varijantnih rešenja**, što sigurno dalje utiče na lakše odlučivanje, odnosno na konačnu odluku korisnika. Često se događa da kupac nije do kraja definisao svoje potrebe i želje te je mogućnost izbora između većeg broja varijantnih rešenja vrlo dobra pretpostavka za neophodno »ubediavanje« kupca.

velikih vodenih tobogana (lit 1). (Dakle - *dati najveći broj varijantnih rešenja sa najmanjim mogućim brojem različitih elemenata-modula, u što kraćem roku*)

- proizvodi za koje je potrebno izgraditi veliki broj varijantnih rešenja u što kraćem roku, korišćenjem *velikog broja različitih* gradivnih elemenata-modula, pri čemu taj broj nije fiksna, već se stalno proširuje. Primer pristupa u projektovanju ove grupe proizvoda prikazan je u daljem tekstu na primeru projektovanja elemenata građevinske bravarije.

Za automatizovano građenje konceptijskih modela elemenata građevinske bravarije, izgrađena su jednostavna programska rešenja u ACAD-u korišćenjem VisualLISP-a. Rešenja su izgrađena na modularnom principu i koriste se u



Sl. 1. Prikaz balkonske ograde realizovane na predloženi način

3. PROCES AUTOMATIZOVANOG GRAĐENJA KONCEPTUALNIH MODELA

Danas na tržištu robe široke potrošnje već postoje proizvođači koji pokušavaju da slede ovaj trend. Na približan način se danas može kupiti npr. kuhinjski nameštaj. Na osnovu želje kupca i prema datim merama raspoloživog stanbenog prostora sastavljaju se na računaru standardni elementi izabranog tipa kuhinje u željeni model kuhinje. Taj proces građenja modela zbog pojedinačnog importovanja elemenata u zadati prostor i pojedinačnog međusobnog vezivanja po određenim tačkama, traje relativno dugo (15-30 min za jednu varijantu), što pri građenju više varijanti za jednog kupca može predstavljati dosta dugo ukupno vreme.

Dakle, osnovni problem je kako proces modeliranja približiti kupcu i skratiti u maksimalno mogućoj meri, odnosno definisati ga u okvirima maksimalno raspoloživog vremena, koje bi trebalo da iznosi do 2 min (efektivno) za jedno izgrađeno varijantno rešenje.

Analizirajući rešenja za ovakav pristup, u klasi unikatnih proizvoda mogu se uočiti dve grupe proizvoda:

- proizvodi za čije građenje se koristi *minimalan broj različitih* gradivnih elemenata/modula. Taj slučaj je prikazan na primerima projektovanja

zavisnosti od toga koju vrstu proizvoda želimo projektovati. U daljem tekstu je prikazan programski kod za konceptualno modeliranje ograda od kovanih elemenata.

```
(defun C:OG (/ sifra uksir selx sely selz 1)
  (initget 1 "" e1 e2 ei en "")
  (setq sifra (getkeyword ""/nUpiši šifru elementa: ""))
  (setq uksir (getint ""/nUkupna širina ograde: ""))
  (setq selx (getint ""/nŠirina među vertikalnim elementima: ""))
  (setq broj 0)
  (setq sely 0)
  (setq selz 0)
  (setq br (+ 1 (/ uksir selx)))

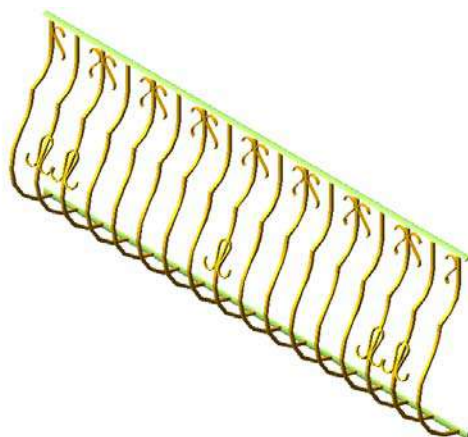
  (while (< broj br)
    (command ""_insert"" sifra ""0,0,0"" ""1"" ""1"" "")
    (setq l (list selx sely selz))
    (command ""_ucs"" ""_move"" l)
    (setq broj (+ 1 broj))
  )
  (command ""vpoint"" ""1,1,1'")
  (command ""zoom"" ""e'")
)
```



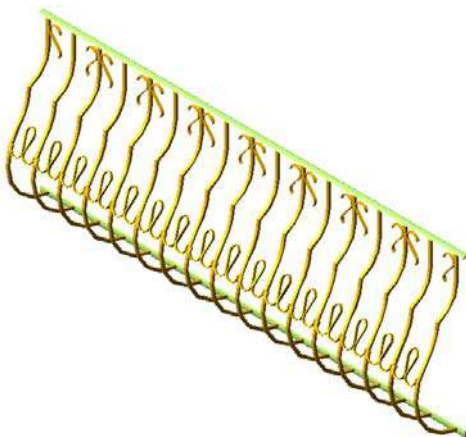
Sl. 2. Prikaz realizovane balkonske ograde

Korišćenjem ovog i sličnih modularno izgrađenih programskih rešenja može se veoma brzo i lako dobiti jednostavan 3D žičani model gotove ograde po meri i želji naručioca. Korišćenjem komandi »Gouraud Shaded« ili

»Flat Shaded«, koje su sastavni deo ACAD, dobija se vizuelna prezentacija koja je prihvatljivija za korisnika. Na sl. 3 i sl. 4, prikazana su dve varijante rešenja za balkonsku ogradu, izgrađene na predloženi i predhodno opisani način.



Sl. 3. Jedno varijantno rešenje za balkonsku ogradu izgrađeno na predloženi način



Sl. 4. Drugo varijantno rešenje za balkonsku ogradu

4. ZAKLJUČAK

AutoCAD kao vodeći alat za 2D projektovanje i oblikovanje, i AutoLISP, odnosno Visual LISP, koji se nalaze unutar tog programskog paketa, omogućavaju brzu i jednostavnu izradu komandi i rutina za potpuno automatizovanu sintezu elemenata u željeni sklop. Na taj način se može ostvariti potpuno automatizovano izgradnja konceptijskog modela u veoma kratkom roku. Takođe se na taj način jednostavno i brzo može dobiti osnovna 3D vizuelizacija projektovanog proizvoda koja se može veoma korisno iskoristiti u marketinške svrhe.

LITERATURA

- /1/ LUKIĆ, B, *Jedan prilaz inovaciji principa i postupaka projektovanja i izgradnje unikatnih konstrukcija*, Magistarski rad, FTN Novi Sad, 2001 god
/2/ KRSMANOVIĆ, C, *Automatizacija projektovanja u industrijskom inženjerstvu*, FTN Novi Sad, 1997 god
/3/ LUKIĆ B, KRSMANOVIĆ C, *Mesto i uloga korisnika u savremenom pristupu razvoju i projektovanju unikatnih tehničkih sistema*, Naučna konferencija IS 2002, Vrnjačka Banja
/4/ LUKIĆ, B, *Prikaz modela za automatizovano projektovanje složenih mašinskih sistema linijskih struktura*, DEMI 2003, Banja Luka,

PROCESS AUTOMATION IN THE DESIGN OF PARTS FOR EXTERIOR OF CIVIL OBJECTS

*Mr ing Božidar Lukić, Metal-LB, Polzela
Prof Dr ing Cvijan Krsmanović, FTN, Novi Sad*

Abstract

Dominant customer orientation of manufacturing systems and all efforts oriented to satisfying of their needs and wishes, guides us to conclusion that the marketing of the future will be more and more oriented to uniquely products, but serial and/or mass production will indicates product design for individual user. Those outgoing on the market place requires new and different approach in engineering design processes which is warranty of realizing of great number variant solutions in very short time. The article shows one and similar approach in engineering design applicable on modeling of exterior and interior black-iron parts for civil objects. That approach, naturally, is based on modular design and contemporary information technology tools.

Key words: engineering design, uniquely products, CA technologies

Adresa za kontakt:

Mr ing Božidar Lukić
Metal-LB
3313 Polzela, Ločica 33a
Slovenija

E-mail: metal-LB siol.net

UTICAJ TIPRA KONAČNOG ELEMENTA NA TAČNOST ANALIZE PRI ISPITIVANJU STATIČKOG PONAŠANJA AKSIJALNIH STRUKTURA

*Aleksandar Živković, dipl.ing., FTN – Novi Sad
Prof. Dr Milan Zeljković, FTN – Novi Sad
Mr Zoran Milojević, asistent, FTN – Novi Sad*

Rezime

Inženjerska analiza primenom metoda konačnih elemenata, danas, predstavlja opšte prihvaćen način razvoja proizvoda. Pri tome su u primeni programski sistemi univerzalne namene koji se baziraju na metodi konačnih elemenata (MKE), ili se pak, koriste programski sistemi posebno razvijeni za određenu namenu.

U radu se analizira tačnost rezultata statičkog ponašanja aksijalnih struktura, korišćenjem izoparametarskih konačnih elemenata oblika heksaedra sa 8, 10 i 20 čvorova. Analiza obuhvata rezultate proračuna metodom konačnih elemenata primenom programskog sistema ANSYS R7.0 i usko orijentisanog programskog sistema, za analizu aksijalnih struktura, razvijenog na Institutu za proizvodno mašinstvo Fakulteta tehničkih nauka u Novom Sadu, kao i poređenje tih rezultata sa rezultatima dobijenim eksperimentalnim ispitivanjem.

Ključne reči: *Metod konačnih elemenata, Izoparametarski konačni elementi, Sklop glavnog vretena*

1.0 UVOD

Potrebe za proizvodima visokog kvaliteta i izuzetno velika konkurencija na svetskom tržištu, postavljaju pred ljude i sredstva sve veće zahteve. Intenzivan razvoj i prodor savremene opreme, posebno računarske, i tehnologija u proizvodne pogone učinio je da moto "brže – kvalitetnije – rentabilnije" bude prisutno u svim fazama razvoja proizvoda.

Veliki deo inženjerskih aktivnosti, u današnje vreme, je usmeren ka osvajanju novih znanja, metoda i tehnologija u cilju podizanja nivoa kvaliteta i kvantiteta proizvoda i usluga. Proizvođači računarske opreme teže da svoje proizvode prilagode za upotrebu u raznim granama tehnike, sopstvenim razvojem, usavršavanjem programskih sistema koji pokrivaju širok dijapazon konstruktorskih aktivnosti u pomenutim granama tehnike. Sa druge strane, javlja se

potreba za specijalizovanim programskim sistemima koji su namenjeni za automatizaciju samo određenih faza u procesu projektovanja i to u određenoj grani tehnike.

Inženjerska analiza predstavlja veoma specifičnu fazu u procesu razvoja i "oživljavanja" novog proizvoda, pa je sasvim razumljivo što je, u prethodnom periodu, intenzivno razvijana programska podrška za realizaciju ove faze. Poslednjih godina, se od programskih sistema za inženjersku analizu zahteva da omoguće što realniju simulaciju ponašanja proizvoda u eksploatacionim uslovima.

Mehanička analiza, kao integralni segment inženjerske analize, obuhvata programske postupke koji omogućavaju korisniku da, u automatizovanom režimu rada, izvrši mehaničku (statičku, kinematsku i dinamičku) analizu ponašanja proizvoda u uslovima koji odgovaraju eksploatacionim.

Jedan od osnovnih problema koji se javljaju pri radu sa programskim sistemima baziranim na metodi konačnih elemenata je taj što su oni razvijeni za analizu modela proizvoljnog oblika, i najčešće je automatsko generisanje mreže konačnih elemenata, pa korisniku ne ostavljaju mnogo mogućnosti za definisanje elemenata na modelu interesantnih za konkretne analize. Pored toga, danas se sve više sistema razvija u pravcu proširenja biblioteke konačnih elemenata u skladu sa razvojem teorije konačnih elemenata, tako da korisnici imaju veći broj mogućnosti pri izboru tipa konačnog elementa za konkretnu analizu. Osnovni problem kod ovakvih sistema nastaje pri izboru tipa konačnog elementa, jer se postavlja pitanje koji konačni element daje najtačnije rezultate za konkretnu analizu.

Zbog svega gore navedenog u ovom radu se daje osvrt na tačnost rezultata analize primenom konačnih elemenata različitog geometrijskog oblika korišćenjem programskog sistema ANSYS R7.0 (programski sistem opšte namene) i sistema razvijenog na Institutu za proizvodno mašinstvo u Novom Sadu (namenski orijentisan programski sistem za analizu aksijalnih struktura).

2.0 ANALIZA TAČNOSTI REZULTATA NA PRIMERU KONZOLE

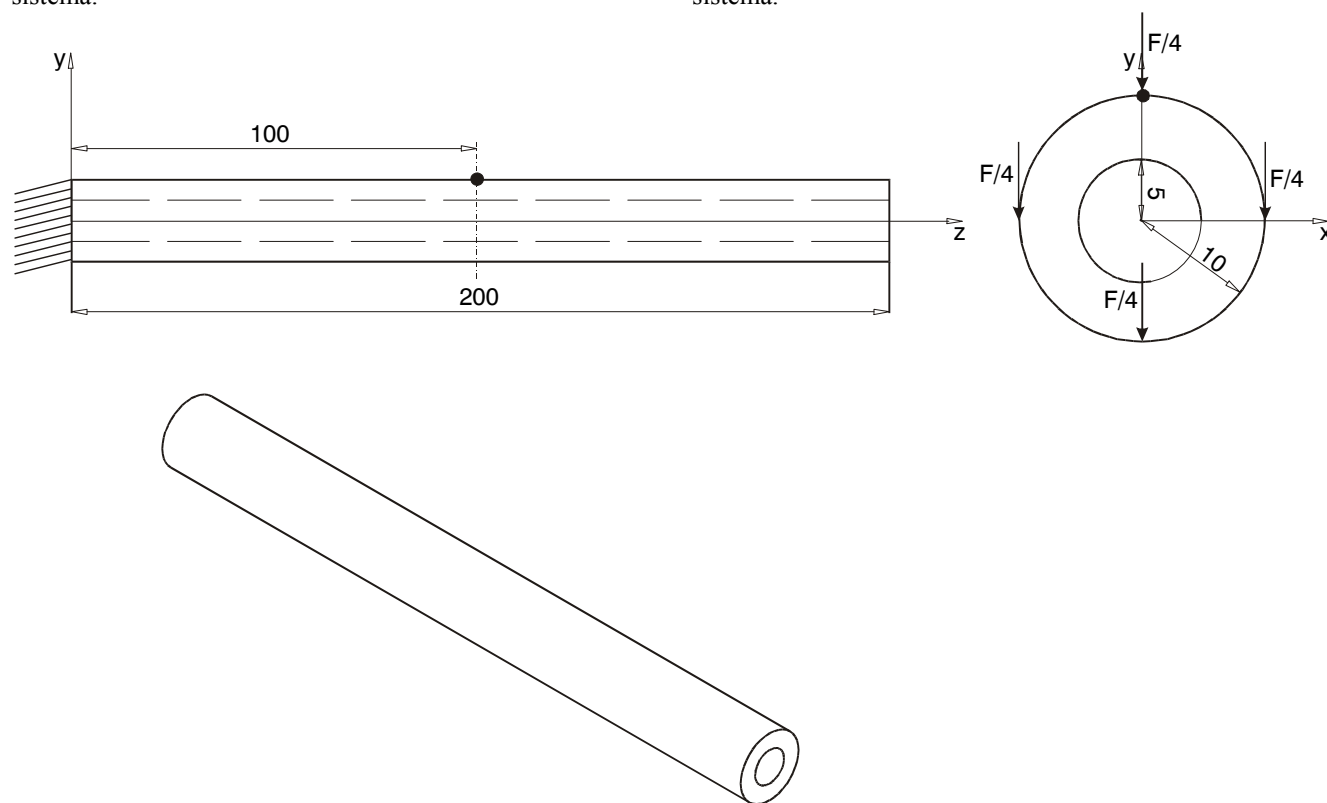
U radovima /3/ i /4/ prikazani su rezultati proračuna statičkog ponašanja na savijanje konzole kvadratnog poprečnog preseka opterećene koncentrisanom silom na vrhu. Pri analizi su generisane mreže konačnih elemenata tipa tetraedra (sa 4 i 10 čvorova), i heksaedra (sa 8 i 20 čvorova). Na osnovu rezultata analize može se zaključiti da su heksaedarski elementi dali rezultate približnije analitičkim od tetraedarskih elemenata.

Ovi rezultati, su između ostalog, inicirali potrebu za razvojem usko orijentisanih programskih sistema sa konačnim elementima različite geometrije.

Programski sistem koji je, pored ostalih, razvijen na Institutu za proizvodno mašinstvo /6/, namenjen je za analizu statičkog ponašanja sklopa glavnog vretena mašina alatki, kao tipičnog predstavnika aksijalnih struktura koja uglavnom imaju prstenasti poprečni presek. Interesantno je izvršiti analizu takvih struktura diskretizovanih mrežom konačnih elemenata, generisanom primenom izoparametarskim konačnim elementima oblika heksaedra sa 8, 20 i 32 čvora, obzirom da oni mogu skoro idealno opisati geometriju modela i za mnogo manji broj stepeni

slobode očekuje se da daju zadovoljavajuće rezultate. Rezultati analize dobijene analitičkim putem poređeni su sa rezultatima dobijenim primenom navedenih programskih sistema.

Računarski model je prikazan na slici 1. i predstavlja konzolu prstenastog poprečnog preseka. Isti model je korišćen i pri analizi primenom navedenih programskih sistema.



Slika 1. Model analizirane konzole prstenastog poprečnog preseka

2.1 Analiza primenom analitičke metode

Analiza primenom analitičke metode je izvršena slično kao u radu [4] i [6]. Pomeraji tačaka konzole u pravcu dejstva sile F (pravac y ose) određeni su kao suma dva pomeraja; pomeraja izračunatog Timošenkovom tehničkom teorijom grede i komponentom pomeraja usled tangencijalnih napona (1), tj. proširenom Timošenkovom teorijom grede:

$$\delta = \delta_T + \delta_U \quad (1)$$

Prva komponenta pomeraja određen je prema jednačini (2):

$$\delta_T = \frac{\mu z y^2 F}{2EI_x} + \frac{Fz^3}{6EI_x} - \frac{Fl^2 z}{2EI_x} + \frac{Fl^3}{3EI_x} \quad (2)$$

$F=1000\text{N}$, $z=100\text{mm}$, $l=200\text{mm}$, $y=10\text{mm}$, $E=210000\text{N/mm}^2$, $\mu=0.3$,

$$I_x = \frac{R^4(1-\varphi^4)\pi}{4}, \text{ pri čemu je } \varphi=r/R=0.5, \text{ a sile su}$$

raspoređene kao na slici 1.

Druga komponenta pomeraja usled uticaja tangencijalnih napona predstavljena je izrazom (3) [4]

$$\delta_U = \frac{kFz}{AG} \quad (3)$$

$k=1.289$ koeficijent smicanja [6] $\rightarrow 28$, $z=100\text{ mm}$, A -poprečni presek konzole i $G=E/(2(1+\mu))$ modul klizanja. Zamenom vrednosti u jednačine 1, 2 i 3 dobijen je sledeći rezultat:

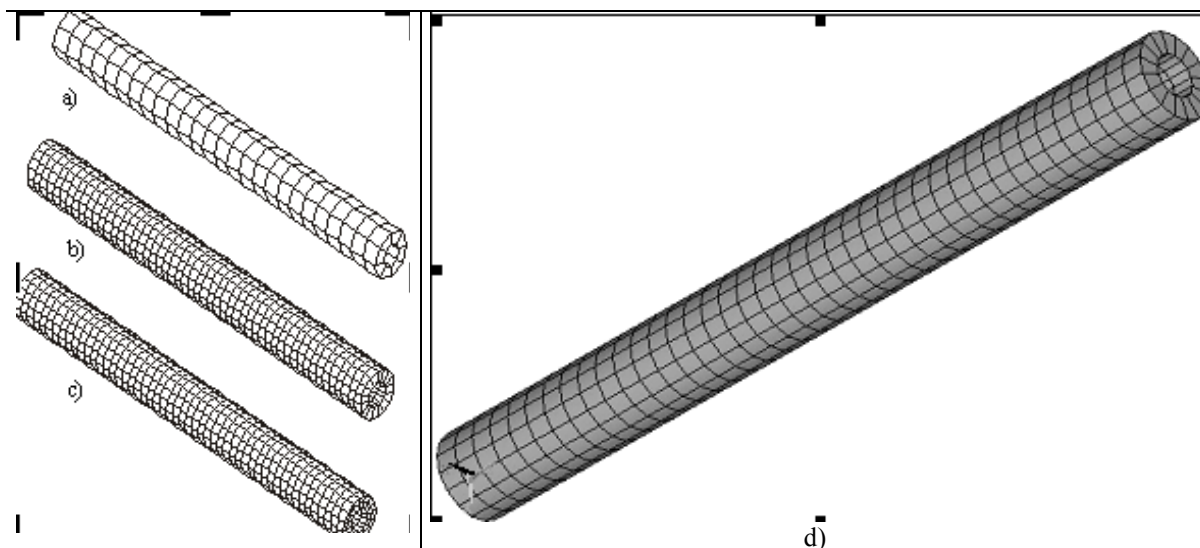
Pomeraj analizirane tačke na sredini konzole u pravcu dejstva sile je: $\delta=0.546681\text{ [mm]}$.

2.2 Generisanje mreže konačnih elemenata

Podela modela analizirane konzole primenom razvijenog programskog sistema [6], [7] je izvršena na sledeća 4 načina:

1. $kp = 8$ (kružna podela po obimu), $zp = 26$ (podele u pravcu "z" ose), $yp = 1$ (podele u pravcu "y" ose),
2. $kp = 16$, $zp = 52$, $yp = 1$,
3. $kp = 16$, $zp = 52$, $yp = 2$,
4. ANSYS R7.0, 640 heksaedarskih elementa sa 20 čvorova (tip elementa solid 95), 4320 stepeni slobode, $kp = 16$, $zp = 40$, $yp = 1$,

Izgled mreže konačnih elemenata za analiziranu konzolu, za razmatrane konačne elemente, prikazan je na slici 2



Slika 2. Podele modela: a) $kp=8$, $zp=26$, $yp=1$, b) $kp=16$, $zp=52$, $yp=1$, c) $kp=16$, $zp=52$, $yp=2$, d) ANSYS R7.0 heksaedarski konačni element sa 20 čvorova

2.3 Rezultati proračuna

U tabeli T1 su prikazani rezultati analize statičkog ponašanja konzole prstenastog poprečnog preseka u vidu

pomeraja tačke konzole na udaljenosti 100 [mm] od uklještenja

Tabela T.1. Rezultati pomeraja odabrane tačke na modelu u zavisnosti od načina podele i odstupanje od analitičkog rezultata

podela	B.S.S. (broj stepeni slobode)	8	20	32	pomeraj (% greška)
kp=8, zp=26, yp=1	1248	0.61222			-11.99
	4368		0.542568		0.75
	7488			0.542673	0.73
kp=16, zp=52, yp=1	4992	0.557498			-1.98
	17472		0.543067		0.66
	29952			0.5432955	0.62
kp=16, zp=52, yp=2	7492	0.559625			-2.37
	27456		0.543294		0.63
	47424			0.543482	0.59
ANSYS 7.0 kp=16, zp=40, yp=1	4320	heksaedar 20 čvorova 0.54281			0.73

Iz tabele T.1 se vidi da konačni element sa 8 čvorova sa manjim brojem stepeni slobode (1248) daje nezadovoljavajuće rezultate. Odstupanje od rezultata dobijenih analitičkom metodom su oko 12 % što se može objasniti linearnom funkcijom pomeraja, koja nije pogodna za opisivanje geometrije razmatranog modela.

Elementi sa 20 i 32 čvora, daju zadovoljavajuće rezultate (prosečna greška oko 0,6 %) sa stanovišta pomeraja. Ovo se može objasniti tipom funkcije oblika, pošto su u pitanju izoparametarski konačni elementi sa kvadratnom i kubnom funkcijom oblika, te da su isti pogodni za opisivanje geometrije modela kružnog i kružno-prstenastog poprečnog preseka.

Posebno je interesantno uporediti rezultate programskog sistema ANSYS R7.0, sa razvijenim programskim sistemom. Za isti broj podela i manjim brojem stepeni

slobode (4320 umesto 7488) ANSYS-ov konačni element (Solid 95) sa 20 čvorova (koji se pojavio u biblioteci ANSYS-ovih konačnih elemenata tek u ovoj verziji programa) je dao iste rezultate kao i element sa 32 čvora korišćenjem razvijenog programskog sistema. Posebna pažnja je posvećena konačnom elementu sa 20 čvorova kod jednog i drugog programskog sistema. Element sa 20 čvorova kod razvijenog programskog sistema sa većim brojem stepeni slobode, prikazanim u tabeli T.1 daje nešto preciznije rezultate nego Ansys R7.0 sa istim konačnim elementom, ali ovde treba imati u vidu da je u razvijenom programskom sistemu izvršena veća kružna podela odnosno generisana je mreža sa većim brojem konačnih elemenata pa samim tim i većim brojem stepeni slobode (17472 umesto 4320).

Imajući to u vidu u programskom sistemu ANSYS R7.0 izvršeno je ponovno generisanje mreže sa većim brojem konačnih elemenata (2176 konačnih elemenata i 11968 stepeni slobode) gde je broj podela ($z_p = 54$) približen razvijenom programskom sistemu. Pri ovakvoj diskretizaciji pomeraj u pravcu dejstva sile je iznosilo **0,54345**. Za ovaj slučaj odstupanje od analitičkog rezultata je **0,53%**, što ukazuje da najpribližniji rezultat analitičkom daje ANSYS R7.0 sa konačnim elementom od 20 čvorova.

Može se zaključiti da na tačnost analize pored geometrijskog oblika konačnog elementa znatan uticaj ima način diskretizacije i broj konačnih elmenata koji opisuju model.

3.0 ANALIZA TAČNOSTI REZULTATA NA PRIMERU STATIČKOG PONAŠANJA SKLOPA GLAVNOG VRETENA MAŠINA ALATKI

Za proveru tačnosti rezultata statičkog ponašanja realnih aksijalnih struktura primenom metoda konačnih elemenata odabrano je glavno vreteno struga sa konusno – valjčastim ležištima. Na analiziranom sklopu je u Laboratoriji za mašine alatke izvršeno i eksperimentalno

ispitivanje pa je bilo moguće verifikovati rezultate računarske analize.

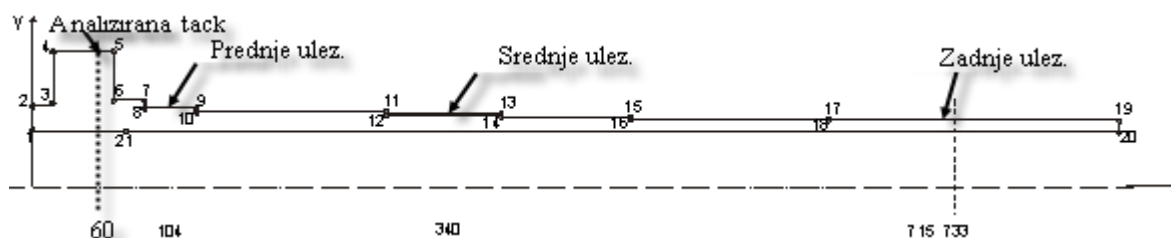
U radu je prikazana samo analiza statičkog ponašanja glavnog vretena, sa stanovišta pomeraja.

Pri analizi statičkog ponašanja modela prikazanog na slici 3. u /6/ i /7/ su korišćeni konačni elementi sa 8, 20 i 32 čvora. U biblioteci konačnih elemenata programskog sistema ANSYS R7.0 ne postoji konačni element sa 32 čvora, pa je primenom ovog sistema generisana mreža sa 8 (Solid 45), 10 (Solid 92) i 20 (Solid95) čvorova.

Model analiziran primenom programskog sistema ANSYS R7.0 podeljen je na dva domena. Prvi domen je imao 28 podela po obimu jer su se na tim mestima nalazila ležišta sa po 28 kotrljanih tela, dok je drugi domen podeljen na 72 podele po obimu. Na slici 3 je prikazan aksijalni presek sklopa glavnog vretena sa karakterističnim tačkama.

Računarska analiza je sprovedena za slučaj radijalnog opterećenja $F_r = 3500$ [N]. Vrednost opterećenja predstavlja merodavno opterećenje za tipične operacije obrade na datoj mašini alatki, pri tom u ovom slučaju opterećenje deluje preko spoljašnjeg konusa glavnog vretena.

Krutost ležišta je aproksimirana konačnim elementom tipa opruge sa prigušenjem (Link 11) tako što je na mestima uležištenja generisan odgovarajući broj opruga sa prigušenjem



(Solid 95) je i u razmatranom slučaju pokazao veliku tačnost, pošto je greška u odnosu na eksperimentalna ispitivanja 6,16 [%].

Dosta je interesantno da kod razvijenog programskog sistema /6/ sa porastom broja čvorova raste i greška analize, pa tako ispada da je najneprecizniji element sa 32 čvora dok je element sa 8 čvorova najbliži ANSYS-ovm elementu sa 20 čvorova pa samim tim i eksperimentalnim rezultatima. Ovo se može objasniti time da nije uzet u obzir odnos stranica konačnog elementa heksaedra koji treba da je

manji od 5, jer kada je odnos stranica veći od 5 raste netačnost rezultata i obrnuto.

U tabeli T3 su prikazani uporedni rezultati pomeraja na karakterističnim mestima sklopa glavnog vretena iz koje se vidi da na pojedinim mestima programski sistem ANSYS R7.0 i razvijeni programski sistem imaju skoro identične rezultate. Posebno treba izdvojiti veliku sličnost rezultata elemenata sa 20 čvorova jednog i drugog programskog sistema na mestu prednjeg i zadnjeg oslonca.

Tabela T3 Pomeraji u pravcu opterećenja u karakterističnim presecima glavnog vretena u [μm]

Način određivanja pomeraja	Tip elementa	Vrednosti pomeraja u y-pravcu					
		Vrh vretena	Prednji oslonac	Srednji oslonac	Zadnji oslonac I	Zadnji oslonac II	Kraj vretena
ANSYS R7.0	Element sa 8 čvorova	4,65	2,92	1,22	0,04	0,025	0,024
	Element sa 10 čvorova	5,38	3,18	1,11	0,60	0,023	0,60
	Element sa 20 čvorova	5,69	2,94	1,18	0,38	0,023	0,021
Razvijeni programski sistem /6/	Element sa 8 čvorova	7,55	2,94	0,44	0,18	0,048	0,776
	Element sa 20 čvorova	7,94	2,95	0,45	0,1	0,026	0,833
	Element sa 32 čvorova	8,05	2,95	0,44	0,1	0,026	0,838

4.0 ZAKLJUČAK

Iz celokupne analize tačnosti konačnih elemenata može se zaključiti da se pri proračunu metodom konačnih elemenata mora voditi računa o: izboru konačnog elementa za generisanje mreže, raspodeli elemenata koji opisuju model (potrebno je što preciznije odrediti raspodelu elemenata odnosno treba izbegavati slobodno generisanje mreže tamo gde je moguće), mestima od značaja za konkretno ispitivanje (treba generisati mrežu sa većim brojem elemenata), odnosu stranica konačnog elementa. Analiza tačnosti konačnih elemenata jasno pokazuje da su rezultati dobijeni u programskom sistemu opšte namene (ANSYS R7.0) sa identičnim elementima dali nešto manju grešku u odnosu na analitičko rešenje, nego razvijeni programski sistem, po pitanju pomeraja. Izbor pomeraja kao parametra za analizu tačnosti različitih tipova konačnih elemenata je posledica zahteva koji se postavljaju pred sklop glavnog vretena, kao vitalni sklop mašine alatke. Kod mašina alatki, zbog zahteva tačnosti, poseban zahtev se postavlja u vezi sa dozvoljenim deformacijama. U cilju sveobuhvatne analize i donošenja što pouzdanijih zaključaka sličnu analizu je neophodno sprovesti i sa stanovišta napona, što je posebno interesantno za mašinske elemente opšte namene.

Na osnovu analize dosadašnjih rezultata u ovoj oblasti, na osnovu dostupnih literaturnih informacija, realizovanih u svetu moguće je definisati istraživačke zahteve u narednom periodu. Pravac razvoja programskih sistema mogao bi da se usmeri prema:

1.Optimizaciji mreže konačnih elemenata, pre svega u smislu optimizacije dužine stranica konačnih elemenata.

2.Povećanju tipova (proširivanju biblioteke) konačnih elemenata koje dati programski sistem podržava.

LITERATURA

- /1/ ANSYS basic analysis procedures guide, Frist edition, SAS IP, Inc., 2000
- /2/ ANSYS strutral analysis guide, edition, SAS IP, Inc., 2000
- /3/ Benzley, S., Perry, E., Merkley, K., Clark, B.: A Comparasion of All Hexagonal and All Tetrahedral Finite Element Meshes for Elastic and Elasto-plastic Analysis, Proceedings, 5th International Meshing Roundtable, Sandia National Laboratories, October 1995., pp:179-191.
- /4/ Li, G., Jayaseelan, R., Gerstle, W.: Investigation of Hexahedral Elements Generated from Tetrahedral Elements, Proceedings of the 7th Intl. Conference on Numerical Grid Generation in Computational Field Simulations, Intl. Soc. of Grid Generation, MSU, 2000 pp. 315-323,
- /5/ Kovačević, Ž.: Računarska analiza statičkog i dinamičkog ponašanja sklopa glavnog vretena i eksperimentalno ispitivanje strugova familije PA, diplomski rad, Fakultet tehničkih nauka, Novi Sad, 1997.
- /6/ Milojević, Z.: Razvoj specijalizovanog programskog sistema za analizu statičkog ponašanja sklopa glavnog vretena mašina alatki korišćenjem savremenih softverskih paketa, magistarski rad, Fakultet tehničkih nauka, Novi Sad, 2002..
- /7/ Milojević, Z., Navalusić, S., Zeljković, M., Gatalo, R.: Prilog analizi karakteristika izopremetarskih konačnih elemenata oblika heksaedra, 29. Savetovanje proizvodnog mašinstva, Redni broj 43, str 1-5, Beograd, 2002.

/8/ Zeljković, M.: Sistem za automatizovano projektovanje i predikciju ponašanja sklopa glavnog vretena mašina alatki, doktorska disertacija, Fakultet tehničkih nauka, Novi Sad, 1996.

THE INFLUENCE OF FINITE ELEMENT TYPE ON THE ANALYSING ACCURACY BY AXIAL STRUCTURES STATIC'S BEHAVIOUR EXAMINATION

*Aleksandar Živković, BSc, FTN – Novi Sad
Ph.D Milan Zeljković, FTN – Novi Sad
MSc Zoran Milojević, FTN – Novi Sad*

Summary

An engineering analysis by the finite element method represents a generally adopted method of product development. This involves the application of universal

programme systems which are based on the finite element method (FEM) or programme systems developed for specific purposes In this work the accuracy of the results of the statics behaviour of mechanical structures is analysed using isoparametric finite elements with 8, 10, and 20 nodes. The analysis includes calculated finite element

Key words: *Finite element method, Isoparametric finite elements, Main spindle assembly*

Adresa za kontakt:

Aleksandar Živković, dip. ing.
Fakultet tehničkih nauka
21000 Novi Sad
Trg Dositeja Obradovića 6

E-mail: acoz@uns.ns.ac.yu

PARAMETARSKO MODELIRANJE DELOVA ZUPČASTOG PRENOSNIKA SNAGE

Doc. dr Dragan Milčić, Miroslav Mijajlović
Mašinski fakultet - Niš

Rezime

Modeliranje oblika mašinskih delova je simultani iteracioni proces sa proračunom, analizom tehnologije za izradu i uslova eksploatacije. Veoma važan razvoj CAD tehnologija predstavlja parametarsko modeliranje. U radu je dat pristup parametarskog modeliranja na primeru modeliranja delova zupčastih prenosnika snage.

Ključne reči: Parametarsko modeliranje, CAD

1. UVOD

Oblikovanje proizvoda je bitna faza procesa konstruisanja. Teorija oblikovanja je naučna disciplina čiji je predmet proučavanja postupak i metodika formiranja oblika mašinskih delova, sklopova i strukture cele mašine. U okviru ove naučne discipline proučavaju se i alati za izvođenje procesa oblikovanja delova, a to su hardver i softver za stvaranje vizuelne predstave o obliku zasnovane na kompjuterskoj grafici.

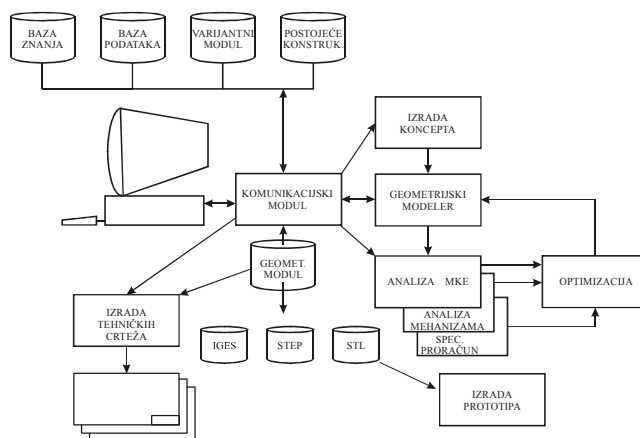
Primena računara u procesu oblikovanja proizvoda podrazumeva primenu CA tehnologija (CAD, CAM, CAE). Od softverskih paketa koji se koristi u ovoj fazi zahteva se:

- statički i dinamički proračuni,
- modeliranje elemenata nekog proizvoda, uključujući složene oblike ili prostorne površine,
- sklapanje modeliranih elemenata u sklopove, sa tačno definisanim međusobnim odnosima,
- korišćenje standardnih elemenata iz odgovarajuće baze delova i podsklopova (opruge, elementi za vezu, ležaji i td.),
- generisanje tehničke dokumentacije kao rezultat već modeliranih delova i sklopova,
- dobijanje automatskih sastavnica,
- simulacija kretanja i ponašanja u različitim uslovima,
- generisanje CNC koda, kako bi modelirani delovi mogli da se urade na numerički upravljanim mašinama,
- podrška za konstruisanje delova od lima, alata za livenje plastičnih masa i sl.,
- mogućnost formiranja standardne IGES i STEP datoteke kao i program za njeno formiranje i čitanje

zbog komunikacije sa drugim CAD ili CAM sistemima.

- mogućnost optimizaciju konstrukcije,
- analiza mehanizama,
- analiza eksperimentalnih podataka dobijenih testiranjem prototipa,
- podrška marketingu kroz izradu renderovanih slika visokog kvaliteta, animacija, prezentacija.

Arhitektura jednog programskog sistema za konstruisanje, koji sadrži gore navedene osobine data je na slici 1.



Slika 1.

Sredstva i alati CAD tehnologije imaju dominantnu i vodeću ulogu u kontekstu automatizacije procesa konstruisanja, a to se temelji na sledećim činjenicama:

1. izlazi koji se obezbeđuju posredstvom sredstava i alata CAD tehnologije (grafičke informacije) čine 70 - 80 % svih izlaza kojima rezultira izvršavanje funkcije inženjerskog konstruisanja,
2. rezultati CAD procesa su ulaz u procese koje podržavaju sredstva drugih CA tehnologija (CAE, CAPP, CAM).

Ovo znači da sredstva i alati CAD tehnologije primenjeni u procesu konstruisanja predstavlja jezgro oko koga treba okupiti preostale mehanizme automatizacije integrišući ih sredstvima i postupcima koji stoje na raspolaganju za te svrhe.

Modeliranje mašinskog dela je izvršna operacija procesa formiranja oblika. Geometrijski modelirati mašinski deo znači definisati njegov oblik u 3D prostoru.

Modeliranje mašinskog sistema (MS) ostvaruje se u nekoliko nivoa, saglasno strukturi mašine ili sistema. Ako se uzme da je osnovna jedinica mašinski deo, više delova funkcionalno povezanih čine sklop ili podsklop, a više sklopova, podsklopova funkcionalno povezanih čine mašinsku grupu ili mašinu, otuda je shvatljiva podela modeliranja oblika u konstruisanju na:

- modeliranje delova,
- modeliranje sklopova i
- modeliranje sistema.

2. PARAMETARSKO MODELIRANJE

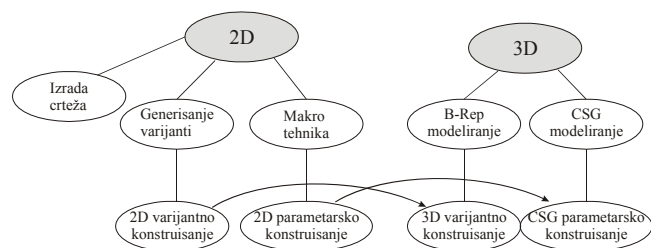
Pored eksplicitnog geometrijskog modeliranja za mnoge konstrukcione zadatke primenjuje se parametarsko modeliranje. Najčešći zadatak u virtuelnom konstruisanju sastoji se u prilagođavanju postojećih projekta novim zahtevima. Glavni zahtev CAD sistema za konstruisanje sastoji se odatle u podršci varijantnom konstruisanju i ponovnoj upotrebljivosti postojećih projekata.

Za bavljenje sa parametarskim modeliranjem treba praviti razliku između čisto parametarskog i varijantnog modeliranja.

Osnova parametarskog i varijantnog konstruisanja je takozvana dimenziona geometrija (dimension driven geometry). Za razliku od klasičnih vrsta konstruisanja, dimenziona geometrija omogućava promene na konstrukciji kroz promene dimenzija. To znači da konstruktor najpre skicira konstrukciju, da bi se kasnije preko tačnih dimenzija bavio detaljisanjem. Drugim rečima dimenzioni podaci predstavljaju u dimenzionom projektu granične uslove geometrije. Stoga, govoriti o parametarskom i varijantnom konstruisanju znači govoriti o konstruisanju zasnovanom na ograničenjima (constraint based design).

Značajni ciljevi računarom podržanog konstruisanja su automatizacija delova konstrukcionog procesa i ponovna primenljivost već egzistirajućih rešenja.

Na osnovu slike 2 može se pratiti razvoj računarom podržanog konstruisanja sa stanovišta parametarskog modeliranja. Najpre se težilo razvoju sistema koji su podržavali čisto izradu crteža. Kasnije su ovi sistemi prošireni sa mogućnošću konstruisanja varijanti, npr. kroz pozivanje odgovarajućih geometrijski proizvedenih programa, koji su često integrisani u sistem ili izradom eksternog opisa varijanti za složene delove. Istovremeno se razvijaju postupci, koji dozvoljavaju geometrijske granične uslove kao što su paralelnost i ortogonalnost kao i negeometrijske granične uslove kao što je definisanje funkcionalnih zavisnosti u crtežu. Zajedno sa razvojem dimenzione geometrije iz nje se razvijaju principi varijantnog konstruisanja.



Slika 2.

Kod makrotehnike konstrukcioni koraci i geometrijski modeli su memorisani u biblioteci modela, koji se, sa odgovarajućim parametrima, proizvoljno često ponovo izvršava, odnosno može se povezati sa geometrijom postojećeg modela. Iz ovoga je razvijena metoda 2D-parametarskog konstruisanja. U prošlosti su se primenjivali atributi "parametarski" i "varijantni" uopšte kao sinonimi.

Osnova parametarskom i varijantnom konstruisanju je mehanizam, koji povezuje geometriju konstrukcije sa

parametrima, a ovi su jedni sa drugim u vezi. U biti razlikuju se dve metode:

- zamena dimenzionisanja preko promenljivih parametara u eksplicitnom opisu kao što je B-Rep i
- implicitni opis konstrukcije preko opisnog jezika kao što je CSG ili PDGL.

Prva metoda se najčešće koristi kod 2D crteža i za ekstrudiranje 3D objekata iz 2D skica, dok se druga metoda primenjuje isključivo za opis 3D objekata. Veze između parametara se daju u obliku jednačina i nejednačina. Zajedno sa geometrijskim graničnim uslovima, kao što je paralelnost i upravnost, koje se na isti način prevode u oblik jednačina i nejednačina, daju sistem graničnih uslova (constraint system).

Parametarske i varijantne konstrukcije se razlikuju se preko vrste rešenja ovih sistema graničnih uslova: dok kod parametarskih nastaju strogo sekvencijalna rešenja, dotle se kod varijantnih simultano rešavaju jednačine. Otuda je kod parametarskih konstrukcija neophodan sekvencijalni redosled ulaznih podataka graničnih uslova, dok se kod varijantnih konstrukcija mogu dati granični uslovi u proizvoljnom redosledu.

2.1. Ograničenja

Problem rešavanja odgovarajućih ograničenja sistema preko parametarskog i varijantnog konstruisanja označava se kao centralni problem razvijenih sistema. S toga se, kada je u pitanju parametarsko konstruisanje, govori često samo o konstruisanju zasnovanom na ograničenjima.

Ograničenja su prinudni uslovi na parametre oblika i položaja odnosno na geometrijske objekte modeliranog objekta. Oni se predstavljaju kao sistem jednačina i nejednačina parametara. Pri tom se razlikuju geometrijska i funkcionalna ograničenja. Često se ova ograničenja označavaju i kao topološki i ne geometrijski granični uslovi.

Na primer geometrijska odnosno topološka ograničenja su:

- vezivanje tačaka jedne linije,
- paralelnost linija, površina,
- tangentnost linija na krivama, glatkost površina na krivim površinama,
- položaj prijanjanja tačaka, linija, površina.

Funkcionalna odnosno ne geometrijska ograničenja predstavljaju zavisnosti između parametara oblika i položaja. Ova se sastoje od promenljivih dimenzija i drugih, npr. tehnološki uslovljenih parametara. Primer za ovo su:

- određivanje rastojanja dveju tačaka,
- funkcija parametara treba da ima određenu vrednost, npr. zapremina je funkcija parametara L, H i B, ne sme da prekorači 100 mm^3 ($V=f(L, H, B) \leq 100$),
- zavisnost između parametara definiše npr. $l=(a+b)/2$,
- dužinu poluge izabрати srazmerno sili kao i
- montaža podsklopova u kućištu.

Sistem ograničenja može biti:

- *preodređen*, kada ograničenja zavise od drugih ograničenja, tj. naveden je preveliki broj ograničenja,
- *dobro određen* odnosno *tačno određen*, kada postoji konačan broj rešenja odnosno tačno jedno rešenje i
- *podređen*, kada ne egzistiraju jednoznačna rešenja odnosno neograničen broj rešenja.

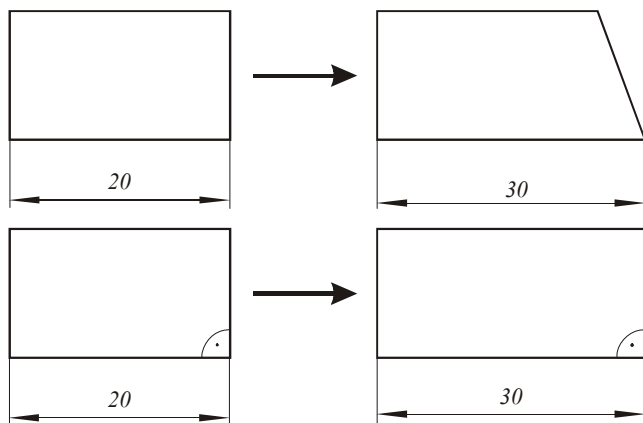
Problem predodređenog sistema ograničenja je da za ovaj slučaj često ne egzistira rešenje. U praksi se najčešće sreće podređen sistem ograničenja.

Za predstavljanje ograničenja uglavnom se primenjuju dva oblika:

1. sistemi jednačina i nejednačina za čije rešavanje se koriste numeričko-algebarski solveri,
2. sistem ograničenja u obliku predikata i pravila za čije rešavanje se koristi simboličko-algebarski solveri koji su baziran na pravilima.

2.2. Konstruisanje sa ograničenjima

Pretpostavka za parametarsko i varijantno konstruisanje je sistem, koji je u stanju da geometrijske promene dostigne promenom dimenzija ili drugih graničnih uslova. Ove metode se označavaju kao dimenziona geometrija (dimension driven geometry). One omogućavaju najpre skiciranje geometrije, da bi se nakon toga preko podataka podešavale tačne mere u pogledu konstrukcije.



Slika 3.

Na slici 3 je prikazan pravougaonik sa dimenzionim podatkom 20 mm koji određuje širinu pravougaonika. Sledećom promenom dimenzije na 30 mm treba pravougaonik proširiti. U slučaju a) predstavljena je varijanta kod koje nedostaje ograničenje "pravougaonost", pri čemu se samo donja strana pravougaonika produžuje. Međutim, varijanta b) daje korektan rezultat. Ustvari, mnogi sistemi rade tako, da oni konstrukcioni cilj "pravougaonik" implicitno pamte preko ortogonalnih veza. Razlika parametarskog i varijantnog konstruisanja može se predstaviti uprošćeno na sledeći način: kroz sekvencijalni postupak nastajanja nove konstrukcije parametarskim postupkom. Tek dodavanjem dopunskih graničnih uslova nastaje u toku procesa konstruisanja varijantna konstrukcija. Pri radu sa konkretnim CAD sistemima, često se ne može proceniti koji se od ova dva sistema konstruisanja zaista koristi. Razlog tome leži u postupku modeliranja koji je isti za obe metode:

1. Najpre se radi skicu željene konstrukcije. Uopšte primenjuje se 2D skiciranje ili 3D CSG modeliranje.
2. U drugom koraku definišu se geometrijske veze između konstrukcionih elemenata. Tu se ubrajaju kako geometrijska ograničenja kao što su ortogonalnost i

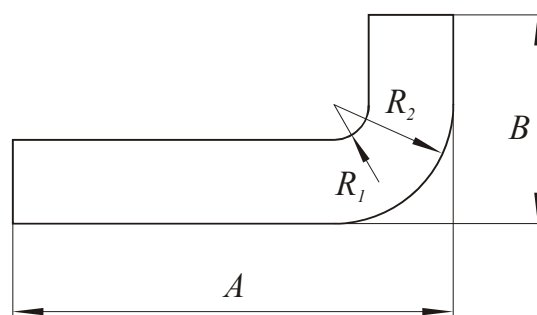
paralelnost linija i površina, tako i dimenzioni podaci i funkcionalne zavisnosti između mera. Sistem prevodi geometrijska ograničenja u matematičke jednačine. U tabeli 1 dat je primer ograničenja u vidu ortogonalnosti i paralelnosti i njihov matematički oblik.

Tabela 1.

Ograničenja	Matematičke jednačine
	$(x_1 - x_0)/(y_1 - y_0) + (x_2 - x_0)/(y_2 - y_0) = 0$
	$(y_4 - y_3)/(x_4 - x_3) - (y_2 - y_1)/(x_2 - x_1) = 0$

3. U trećem koraku sistem traži, za definisana ograničenja, rešenje sistema jednačina. Rezultat ove operacije treba da rezultira promenjenom geometrijom. U slučaju da je sistem ograničenja ne rešiv, ili solver ograničenja ne nalazi rešenje, sistem treba da izda obaveštenje i saopšti razlog za to.
4. Različite varijante projekta mogu se proizvoditi promenom varijabli (promenljivih) sistema ograničenja. Pod pretpostavkom jednoznačne rešivosti sistema ograničenja menja se geometrija odgovarajuće konstrukcije.

Razlika između čisto parametarskog modelera i modelera koji koristi i varijacioni dodatak, postaju jasne tek pri određenim operacijama modeliranja. Ova razlika će biti pokazana preko primera na slici 4. Moguće veze između parametara date su u tabeli 2. Na prvi pogled, mogu se uočiti marginalne razlike.



Slika 3.

Tabela 2.

Slučaj 1.	Slučaj 2.
$B=20$	$B=R_1+1$
$A=2 \cdot B$	$A=2 \cdot B$
$R_1=A/6$	$R_1=A/6$
$R_2=R_1 \cdot 2$	$R_2=R_1 \cdot 2$

Međutim, ako se pažljivo posmatra tabela 2, za slučaj 1 uočava se sekvencijalna zavisnost između jednačina, jer

započet sa parametrom B mogu se proračunati svi drugi parametri jedan za drugim. Kod slučaja 2 se međutim uočava ciklična zavisnost između parametra B i parametra R_1 . Čisto parametarski modeli ne omogućavaju predstavljanje konstrukcije ako je veza parametara data kao u tabeli 2 – slučaj 2. Zapaža se kod obe konstrukcije, da je niz graničnih uslova samo implicitno dat, a na crtežu nije predstavljen. Za jednoznačnu rešivost sistema ograničenja projekat sadrži još dodatne veze ortogonalnosti i paralelnosti između linija i veze tangencnosti između kružnog luka i linija, kojim sistem interno upravlja. Prednost parametarske metode konstruisanja leži u konzistentnosti konstrukcije u svakom trenutku. Parametarsko konstruisanje je stoga preovlađujuća metoda koju sistemi nude.

Problemi čisto parametarskog modeliranja pokazuju se pri editovanju konstrukcije. Posebno brisanje i dodavanje geometrije i ograničenja može da vodi privremenoj nekonzistentnosti.

3. PARAMETARSKO MODELIRANJE DELOVA ZUPČASTIH PRENOSNIKA SNAGE

Kod zupčastih prenosnika snage mogu da se uoče mašinski delova čiji se oblik ponavlja sa različitim veličinama dimenzija. To znači da je raspored i tip površina koje se koriste pri definisanju oblika uvek isti, samo se menjaju njihove dimenzije. Forma može biti standardna ili parametarska.

Modeliranje mašinskih delova kod kojih ne može da se utvrdi zavisnost između dimenzija je modeliranje mašinskih delova standardnog oblika. Njihovi oblici se čuvaju u datotekama oblika.

Na slici 5 dat je primer modeliranja prirubnice krute spojnice. Dimenzije prirubnice su standardne i one su memorisane u Excel datoteci. Ova datoteka je povezana sa modelerom. Konstruktor ima zadatak da izvrši izbor prirubnice spojnice na osnovu proračunatog prečnika vratila prenosnik (ulazno ili izlazno vratilo), a model prirubnice se dobija automatski.

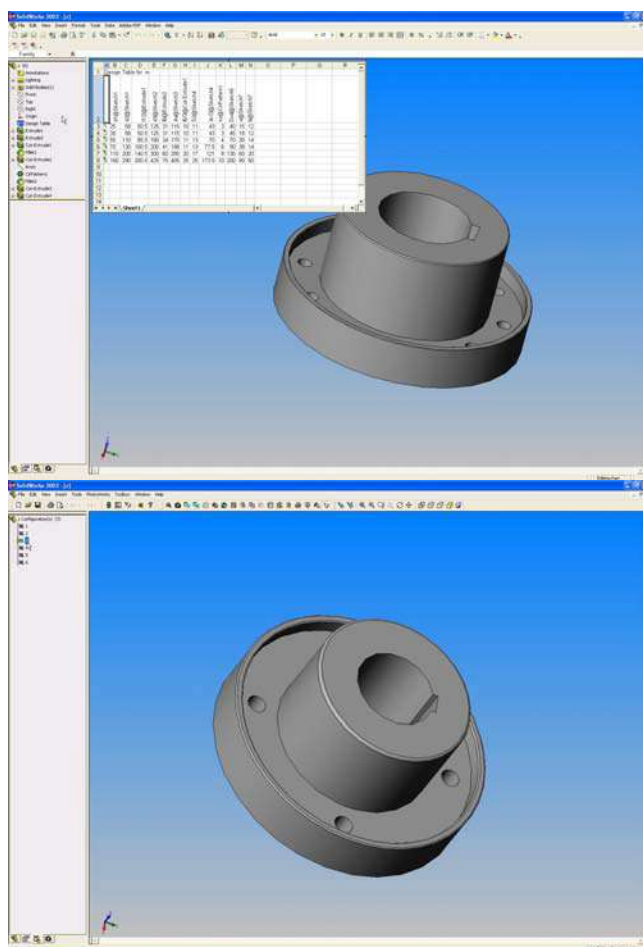
Parametarska forma se zasniva na funkcionalnoj zavisnosti dimenzija mašinskog dela od nekoliko nezavisnih dimenzija-parametara oblika.

Nezavisne dimenzije odnosno parametri oblika su one, čija veličina ne zavisi od oblika već od uslova vezanih za funkciju, čvrstoću, krutost, ili neke druge uslove, pa se parametri mogu podeliti u četiri grupe:

1. parametri oblika vezani za funkciju dela,
2. parametri oblika vezani za čvrstoću i krutost,
3. parametri oblika vezani za poziciju mašinskog dela u konstrukciji i
4. parametri oblika vezani za standarde.

Za oblike zupčanika (cilindrični, konusni, pužni), oblike kućišta u literaturi su date preporučene konstrukcije mere u vidu izraza. Ovi izrazi su osnova parametarskog modeliranja.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O
1	Design Table for: m														
2		d1@Sketch1	d2@Sketch1	1/2@Extrude1	d3@Sketch2	d4@Extrude2	d5@Sketch3	d6@Cut-Extrude1	d7@Sketch4	d8@Sketch4	d9@Sketch5	d10@Sketch7	d11@Sketch7		
3	1	25	58	50.5	125	31	115	10	11	43	3	40	15	12	
4	2	30	58	50.5	125	31	115	10	11	43	3	45	18	12	
5	3	55	110	85.5	180	34	170	11	13	70	4	70	30	14	
6	4	70	130	100.5	200	41	188	11	13	77.5	6	90	38	14	
7	5	110	200	140.5	300	60	285	20	17	121	8	130	60	20	
8	6	160	290	200.5	425	75	405	25	25	173.5	10	200	90	50	
9															
10															



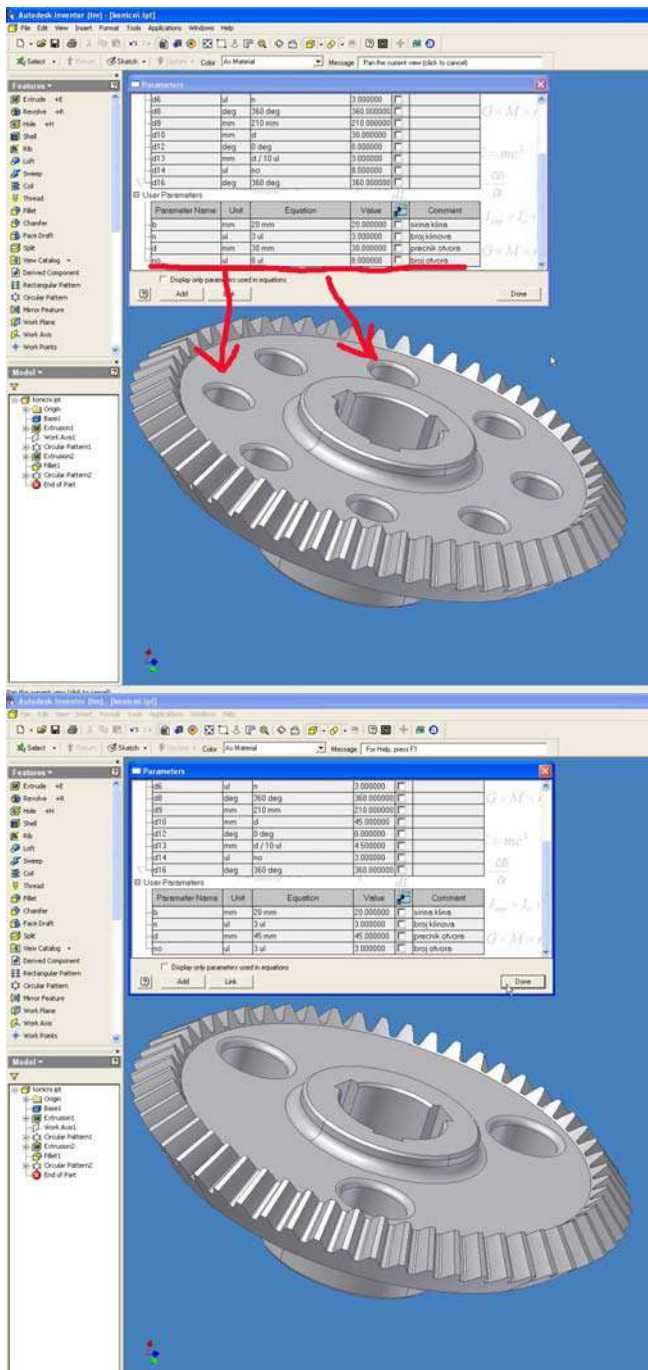
Slika 5.

Prednosti parametarskog modeliranja su vidljive pri modeliranju familije nekog proizvoda. Proces parametarskog modeliranja se sastoji iz sledećih faza:

- Kreiranje nominalne topologije objekta - reprezentativnog člana familije. Rezultat je model koji sadrži željene geometrijske elemente i relacije između elemenata, ali ne i dimenzije.
- Definisanje geometrijskih ograničenja između entiteta modela.
- Definisanje vrednosti parametara, čime se dobija željeni predstavnik iz familije mašinskih delova. Sve dok nije završena ova faza, model je predstavljao celu familiju mašinskih delova, definisanu na osnovu

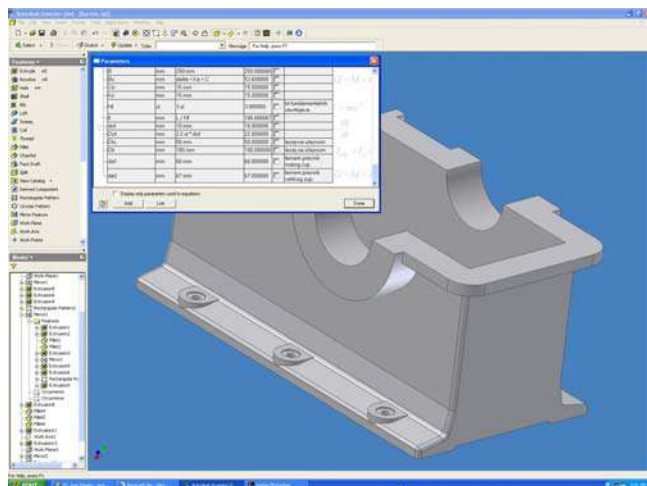
opšteg reprezentativnog člana. Nakon ove faze, potuno je definisan jedan član te familije.

- U završnoj fazi sistem za modeliranje primenjuje proceduru kojom, na osnovu zadatih vrednosti parametara i definisanih matematičkih relacija proračunava sve dimenzije modela, tako da deklarirana ograničenja budu zadovoljena. Ako ograničenja ne mogu biti zadovoljena, sistem upozorava korisnika i vraća ga na redefiniciju parametara.



Slika 6.

Na slikama 6 i 7 dati su primeri parametarskog modeliranja konusnog zupčanika i donjeg dela kućišta prenosnika. Parametarsko modeliranje sa svojim prednostima dolazi do punog izražaja ako broj parametara oblika mašinskog dela nije suviše veliki. To je uglavnom i slučaj kod najvećeg broja mašinskih delova.

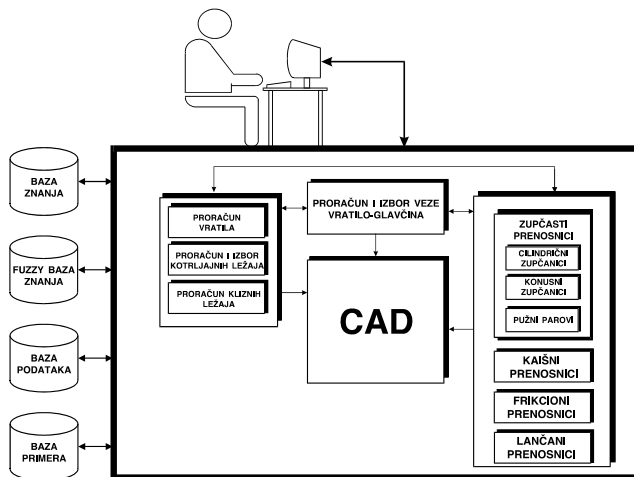


Slika 7.

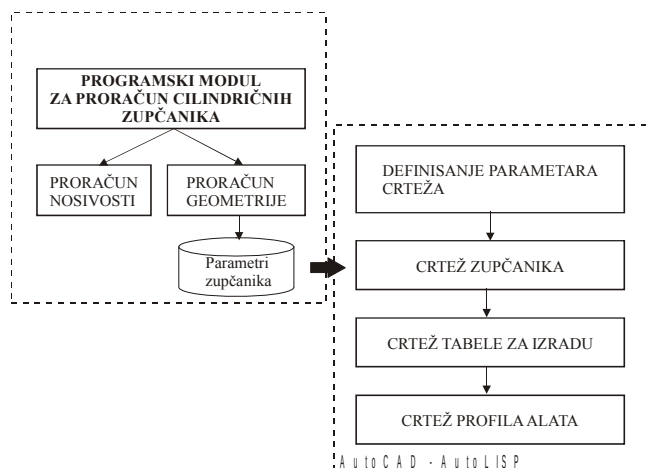
Kod varijantnog modeliranja ili kako neki zovu *proceduralnog parametarskog modeliranja*, cela sekvenca modeliranja se čuva u obliku procedure koja je napisana u C ili C++, ili Visual Basicu, ili u AutoLISP-u, zavisno od CAD programa. To znači da konstrukcija praktično predstavlja sekvencu dodeljivanja vrednosti parametara promenljivim dimenzijama modela, gde svaki korak predstavlja proračun vrednosti promenljive u funkciji prethodne vrednosti, ili originalnih ulaznih parametara. Da bi se kreirala varijacija, cela sekvenca se ponavlja nakon svake promene bilo kojeg ulaznog parametra. Ovakvi sistemi se nazivaju jednosmerno parametarski ili proceduralni.

Kao primer proceduralnog parametarskog modeliranja je 2D parametarsko modeliranje cilindričnog zupčanika korišćenjem programskog jezika AutoLISP u okviru CAD programa AutoCAD.

Proračun geometrije i nosivosti zupčanika se vrši programskim sistemom za proračun prenosnika snage PTD, koji je razvijen na Mašinskom fakultetu u Nišu, čija je arhitektura data na slici 8. Veza programa za proračun zupčanika i programa kojim se vrši 2D modeliranje zupčanika je datoteka u koju su smešteni parametri zupčanika (slika 9).



Slika 8.



Slika 9.

Program kojim se vrši iscrtavanje oblika zupčanika, sastoji se iz dela u kome se definišu parametri crteža, dela u kome se modelira zupčanik, dela u kome se formira tabela sa neophodnim podacima za izradu i dela u kome se dobija crtež profila alata.

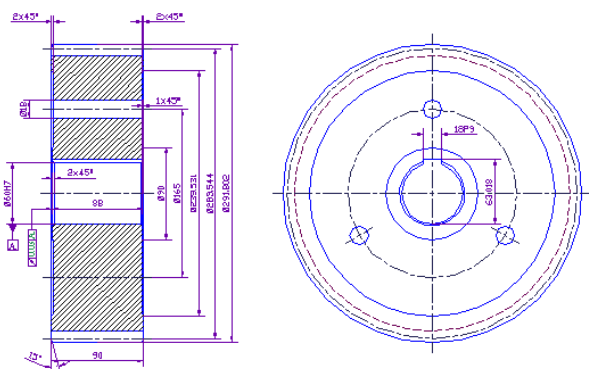
U zavisnosti od modula m_n i temenog prečnika d_{a2} postoje dve varijante oblika zupčanika sa 3 i 4 otvora. Uslov kojim se definiše varijanta oblika tela zupčanika:

```
(if (and (<= mn 8) (<= da2 630)) (setq brrupa 3) (setq brrupa 4))
```

Deo programa napisan u AutoLISP-u koji se odnosi na crtanje druge projekcije:

```
;Crtanje druge projekcije ###
(setq cen (list (eval xc) (eval yc)))
(command "LAYER" "set" "debele" "")
(command "CIRCLE" cen (/ da2 raz 2))
(command "CIRCLE" cen (/ d3 raz 2))
(command "CIRCLE" cen (/ d2AB raz 2))
(command "CIRCLE" cen (/ dv raz 2))
(command "CIRCLE" cen (/ (+ dv F F) raz 2))
```

Na slici 10 dat je jedan od oblika cilindričnih zupčanika koji se automatski dobija izvršavanjem programa.



RAUM- UND MASSESPARENDE ZAHNRADGETRIEBE

Prof. Dr.-Ing. Kyrill Arnaudow,
Doz. Dr.-Ing. Dimitar Karaivanov

GEAR SAVING VOLUME AND MASS

Summary

Among all types of gears, planetary gears have the greatest compactness and the least mass. Certain geometric conditions must be observed when planetary gears are constructed: conditions for coinciding axles, assembly and proximity. This paper shows how these three conditions can be avoided, which results in maximum carrying capacity and therefore minimal constructive volume and mass.

Key words: planetary gears, compactness, carrying capacity

1. EINLEITUNG UND AUFGABENSTELLUNG

Die immer schärfer werdende internationale Konkurrenz zwingt zu einer möglichst effektiveren Ausnutzung des Werkstoffes von Maschinen und Mechanismen, dabei billig und zuverlässig zu bauen. Die Planetengetriebe allgemein und vor allem die mit Abstand meistgebaute Planetengetriebe-Bauart (**Bild 1**), welche sich durch hohe Raumleistung P/V und unübertroffenen Wirkungsgrad auszeichnet und sich somit bestens als Leistungsgetriebe eignet, bietet die Möglichkeit für eine solche raum- und massespärende Bauweise. Ihre hohe Raumleistung ist bekanntlich zwei Umständen zu verdanken. Einerseits, daß sämtliche Zahnräder innerhalb des Hohlrades untergebracht sind und andererseits, daß mehrere Planetenräder angeordnet werden können. Dadurch kann die durchgesetzte Leistung und die Raumleistung P/V um ein vielfaches erhöht, bzw. das Bauvolumen V und das Drehmomentgewicht G/T_{BP} verringert werden. **Bild 2** gibt darüber Auskunft.

Das Ziel vorliegender Arbeit ist auf die Probleme einzugehen, die der meistgebauten Planetengetriebe-Bauart

eigen sind und die Wege zum Erreichen höchster Raumleistung zu zeigen.

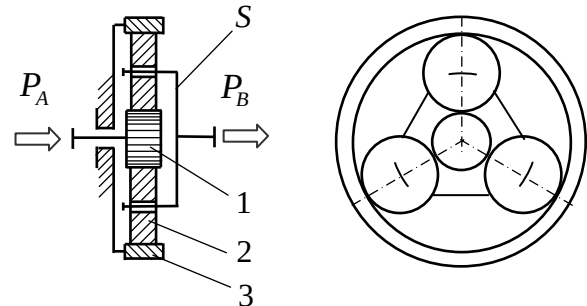


Bild 1 - Das $\overline{AI}$ -Planetengetriebe - die mit Abstand meistgebaute Planetengetriebe-Bauart

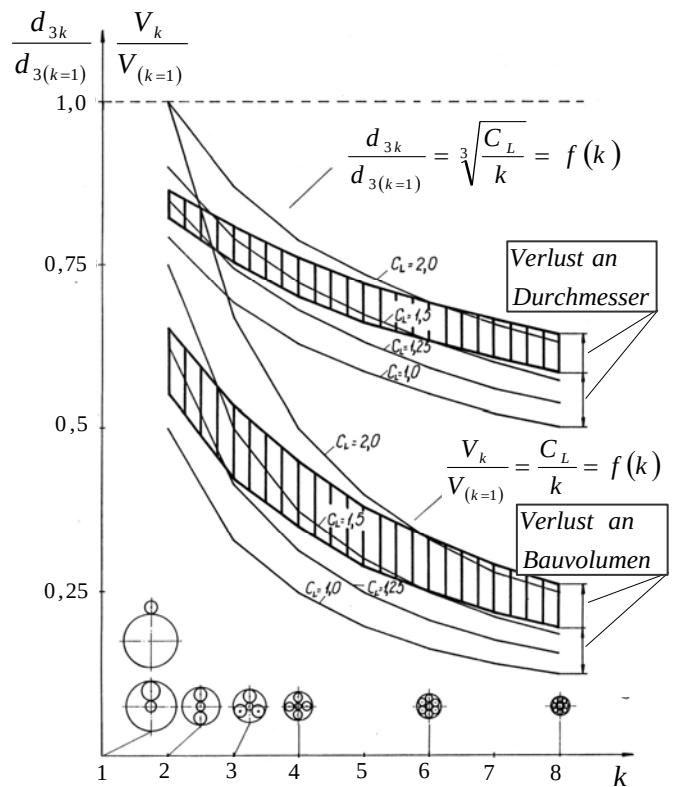


Bild 2 – Bauvolumen V und Durchmesser d_3 der Planetengetriebe in Abhängigkeit von der Anzahl k der Planetenräder und von dem Lastverteilungsfaktor C_L

2. PROBLEME BEIM EINSATZ DER PLANETENGETRIEBE

Die Planetengetriebe werden in der Regel mit mehreren Planetenrädern versehen. Dabei ergibt sich jedoch ein spezifisches, sehr ernst zu nehmendes Problem. Das ist das Problem der ungleichmäßigen inneren Lastverteilung und die sich daraus ergebende Notwendigkeit von einem zufriedenstellenden Lastausgleich [1], [2], [3], [4].

Es existiert eine Menge Patentlösungen für verschiedene Lastausgleichsvorrichtungen, die jedoch in ihrer Wirksamkeit nicht gleichwertig sind. **Bild 3** gibt Auskunft über die experimentell ermittelte Effektivität verschiedener Ausgleichsvorrichtungen [1]. Es ist kein Wunder, daß der beste Lastausgleich bei dem Getriebeelement mit der geringsten Masse - das Ritzel 1 - verbunden mit höchster Empfindlichkeit seiner Ausgleichsvorrichtung, erreicht werden kann [3], [5]. Es ist aber etwas überraschend, daß das Getriebeelement mit der größten Masse - der Planetenträger S - an zweiter Stelle rangiert. Trotz aller Bemühungen und konstruktiver Kunstgriffe ist es prinzipiell nicht möglich einen 100-prozentigen

Lastausgleich zu erreichen. **Bild 4** veranschaulicht den Verlust an Tragfähigkeit T_{BP} (Abtriebsdrehmoment am Planetenträger S) mit steigender Anzahl k der Planetenräder 2, so daß diese Tragfähigkeit T_{BP} nicht linear mit der Anzahl k ansteigt.

Ein anderes Problem, das sich ebenfalls beim Einsatz der Planetengetriebe ergibt, ist der Erwärmung. Aufgrund der hohen Raumleistung, bzw. Leistungsdichte P/V infolge ihrer kompakten Bauweise, kann die Erwärmung bei nicht genügend hohem Wirkungsgrad unzulässig hoch werden und Gegenmaßnahmen erforderlich machen.

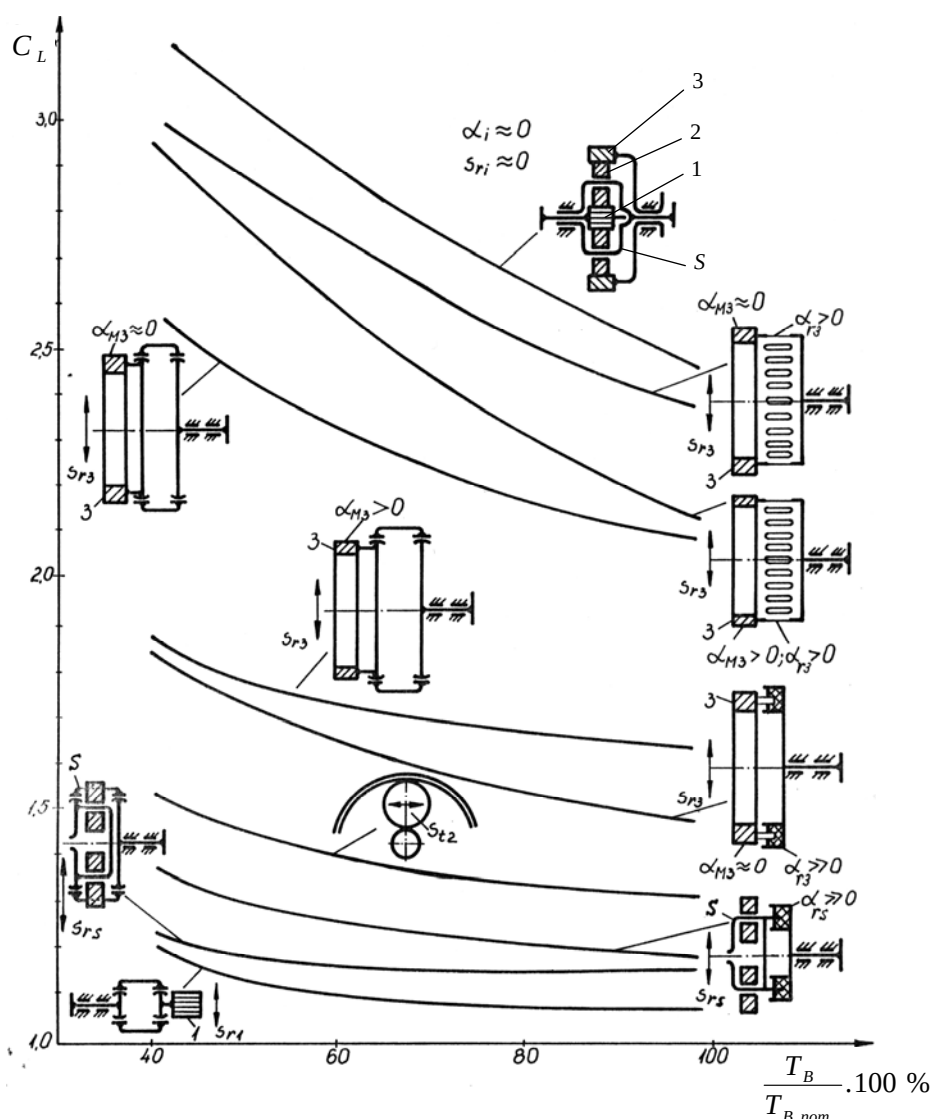


Bild 3 - Lastverteilungsfaktor C_L in Abhängigkeit von der Belastung T_B des Getriebes, der Nachgiebigkeit α_i und dem einstellbeweglichen Getriebeelement: Ritzel 1, Planetenräder 2, Hohlräder 3 und Planetenträger S [1], [2], [3], [4]

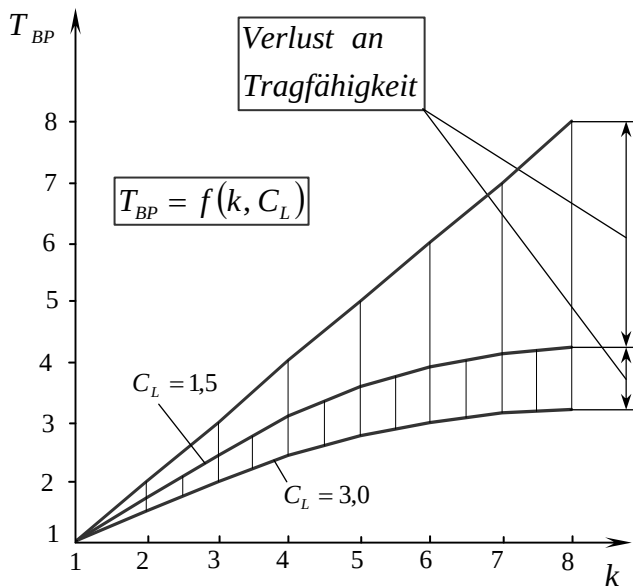


Bild 4 - Tragfähigkeit T_{BP} (Abtriebsdrehmoment am Planetenträger S) der Planetengetriebe in Abhängigkeit von der Anzahl k der Planetenräder und dem Lastverteilungsfaktor C_L

3. PROBLEME BEI DER KONSTRUKTION DER PLANETENGETRIEBE

Bekanntlich sind bei der Konstruktion der Planetengetriebe bestimmte Bedingungen einzuhalten [6], [7], [8], [9]. Sie werden jedoch allgemein in einer solchen Form den Studenten dargeboten, was einen falschen Eindruck bei ihnen hinterläßt. Diese 3 Bedingungen werden im folgenden zunächst in ihrer unzulänglichen Form beschrieben und dann wird gezeigt, wie man sie umgehen kann.

3.1. Koaxialitätsbedingung

Es handelt sich um die Achsabstände a_{12} und a_{23} beider Zahnradpaare Ritzel 1 mit Planetenrädern 2 und Planetenräder 2 mit Hohlrad 3, die gleich groß sein müssen. Unter der Annahme, daß sämtliche Zahnräder ohne Profilverschiebungen sind ($x_1 = x_2 = x_3 = 0$), gipfelt diese Bedingung in eine Zähnezahlabedingung:

$$z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2} \quad (1)$$

3.2. Einbaubedingung

Eine Besonderheit der Planetengetriebe mit mehreren Planetenrädern ist, daß die Zähnezahl der Zahnräder nicht willkürlich gewählt werden kann, da sonst kein Einbau der Planetenräder möglich sein wird. Auch hier, unter der Annahme einer gleichmäßigen Anordnung der Planetenräder 2 am Umfang, d.h. wenn der Zentralwinkel $= 360^\circ/k$ genau sein soll, ist folgende Zähnezahlabedingung einzuhalten:

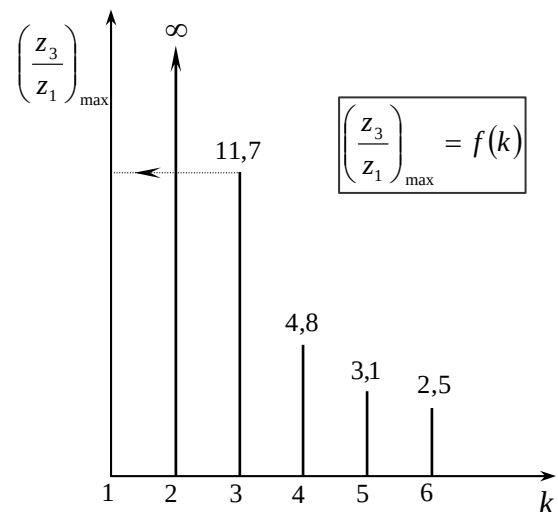
$$\frac{z_1 + z_3}{k} = \text{ganz Zahl} \quad (2)$$

3.3. Nachbarschaftsbedingung

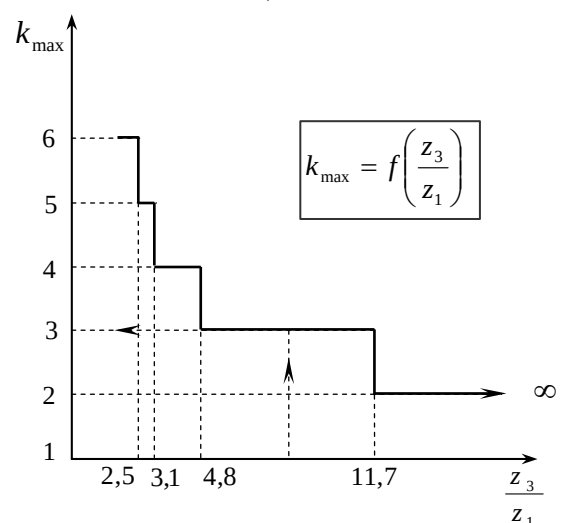
Unter der Annahme, daß sämtliche Zahnräder in einer Ebene liegen, was der normale Fall ist, schreibt diese Bedingung vor, daß die Kopfkreise der Planetenräder 2 nicht kollidieren dürfen:

$$\frac{d_{a2}}{2} < a_w \cdot \sin \frac{\pi}{k} \quad (3)$$

Bild 5 gibt Auskunft darüber bei gegebener Anzahl k der Planetenräder 2 welches Zähnezahlverhältnis $(z_3/z_1)_{\max}$ maximal gewählt werden kann (Bild 5.a) und umgekehrt - bei gegebenem Zähnezahlverhältnis z_3/z_1 wieviel Planetenräder $k_{\max}$ maximal angeordnet werden können (Bild 5.b).



a.)



b.)

Bild 5 - Zusammenhang zwischen der maximal möglichen Anzahl $k_{\max}$ der Planetenräder und dem maximal möglichen Zähnezahlverhältnis $(z_3/z_1)_{\max}$ [6]

In der oben geschilderten Form werden die 3 Bedingungen den Studenten unterrichtet, wobei unwillkürlich der Eindruck erweckt wird, daß es sich um einen festen, unabdingbaren Tatbestand, bzw. um ein Dogma handelt. In der Tat lassen sich alle 3 Bedingungen umgehen, wie im folgenden gezeigt wird.

4. WEGE ZUM ERZIELEN HÖCHSTER RAUMLEISTUNG DER PLANETENGETRIEBE

In manchen Fällen ist es nicht nur möglich, sondern auch notwendig von den oben geschilderten Bedingungen abzugehen.

4.1. Koaxialitätsbedingung

Relativ am leichtesten läßt sich diese Bedingung durch Profilverschiebungen umgehen. Da von den korrigierten Achsabständen a_{w12} und a_{w23} ausgegangen wird, läßt sich die Zähnezah z_2 der Planetenräder 2 nicht mehr nach der Formel (1) bestimmen, sondern kann sein:

$$z'_2 < \frac{z_3 - z_1}{2} \quad (4)$$

Da die Außenverzahnung Ritzel 1 mit Planetenrädern 2 und Innenverzahnung Planetenräder 2 mit Hohlrad 3 gekoppelt sind, können die Profilverschiebungen nicht unabhängig voneinander gewählt werden.

Die richtige, bzw. günstigste Wahl der Profilverschiebungsfaktoren x_1 , x_2 und x_3 sowie der Zähnezah z_2 der Planetenräder 2, verlangt sogar von einem versierten Konstrukteur schon ein gewisses Geschick, dabei unter Beachtung verschiedener Umstände. Das ist aber ein anderes, sehr umfangreiches Thema, das über den Rahmen dieses Vortrages hinausgeht [6], [9].

Folgendes Beispiel soll zeigen wie durch Profilverschiebungen bei der Rekonstruktion eines existierenden Getriebes seine Tragfähigkeit erhöht werden kann. Mit einer solchen Aufgabe wurden wir bei der Rekonstruktion des zweistufigen Planetengetriebes eines Elektrozuges konfrontiert (**Bild 6**). Diese Aufgabe ist anders als bei einer Neukonstruktion zu lösen. Sie kann folgendermaßen klar formuliert werden:

Es sind die Profilverschiebungsfaktoren x_1 und x_2 vom Ritzel 1 und von den Planetenrädern 2 sowie den veränderten Achsabstand $a_{w12} = a_{w23} \neq a_{12} = a_{23}$ zwecks Erhöhung der Tragfähigkeit bei folgenden Randbedingungen zu bestimmen:

- 1.) Beibehaltung der Zähnezahlen z_1 und z_3 vom Ritzel 1 und Hohlrad 3, weil das Übersetzungsverhältnis i unverändert bleiben muß, ebenfalls den Profilverschiebungsfaktor x_3 des Hohlrades 3;
- 2.) Minderung der Zähnezah z_2 der Planetenräder 2 um positive Profilverschiebungsfaktoren x_1 und x_2 vom Ritzel 1 und den Planetenrädern 2 zu ermöglichen.

- 3.) Bei der I. Getriebestufe, die sich als schwach erwiesen hat, ist noch die Anzahl k der Planetenräder zu erhöhen.

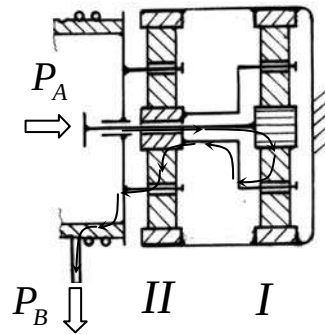


Bild 6 - Zweistufiges Planetengetriebe eines Elektrozuges

Für beide Getriebestufen sind folgende Ergebnisse erzielt worden:

I. Getriebestufe:

Vor dem Umbau: $z_1 = 14$; $z_2 = 50$; $z_3 = 114$; $x_1 = x_2 = x_3 = 0$; $m = 3,5 \text{ mm}$; $a_{12} = a_{23} = 112 \text{ mm}$; $k = 2$.

Nach dem Umbau: $z'_2 = 49$; $x'_1 = +0,52$; $x'_2 = +0,25$;

$a_{w12} = a_{w23} = 112,85 \text{ mm}$; $k' = 3$.

Erhöhung der Tragfähigkeit um 32 %, ausgehend nur von der Biegetragfähigkeit des Ritzels 1;

II. Getriebestufe:

Vor dem Umbau: $z_4 = 18$; $z_5 = 48$; $z_6 = 114$; $x_4 = x_5 = x_6 = 0$; $m = 3,5 \text{ mm}$; $a_{45} = a_{56} = 115,5 \text{ mm}$; $k = 3$.

Nach dem Umbau: $z'_5 = 47$; $x'_4 = +0,54$; $x'_5 = +0,25$;

$a_{w45} = a_{w56} = 116,35 \text{ mm}$; $k = 3$.

Erhöhung der Tragfähigkeit um 22%, ausgehend von der Biegefestigkeit des Ritzels 4.

4.2. Einbaubedingung

Wenn bei einer Neukonstruktion ein ganz bestimmtes Übersetzungsverhältnis i realisiert werden muß, d.h. auch Zähnezahverhältnis z_3/z_1 und noch die Notwendigkeit besteht eine bestimmte Anzahl k Planetenräder unterzubringen, kann unter Umständen die gleichmäßige Anordnung der Planetenräder am Umfang nicht erzielt werden.

Eine andere Aufgabe liegt bei der Rekonstruktion eines existierenden Planetengetriebes mit seinen Zähnezahlen

z_1 , z_2 und z_3 sowie Anzahl k der Planetenräder 2 vor,

wenn man zwecks Erhöhung der Tragfähigkeit T_{BP} des Getriebes zusätzlich Planetenräder unterbringen will. Bei der Lösung dieser Aufgabe kann die Zähnezahbedingung in der Form lt. Formel (2) nicht mehr benutzt werden und es muß anders vorgegangen werden. Wenn man annimmt,

daß das Ritzel 1 bei festgehaltenem Hohlrads 3 stets nur um eine Winkelteilung $\Delta\varphi_1 = 360^\circ/z_1$ gedreht wird, so dreht sich der Planetenträger S um den Zentralwinkel $\Delta\varphi_s = \Delta\varphi_1/i$. Das Ritzel 1 muß um q Winkelteilungen gedreht werden, damit sich der Planetenträger S um einen Zentralwinkel φ'_s entsprechend der neuen Anzahl k' der Planetenräder genau oder zumindest ungefähr genau dreht. Somit kann an dem freigewordenen Platz des ersten Planetenrades ein zweites Planetenrad eingebaut werden usw. Infolgedessen ist

$$\varphi'_s = q \frac{\Delta\varphi_1}{i} = q \frac{360^\circ/z_1}{1 + z_3/z_1} = q \frac{360^\circ}{z_1 + z_3} = \frac{360^\circ}{k'} \quad (5)$$

Hieraus folgt

$$q = \frac{z_1 + z_3}{k'} \quad (6)$$

Bei den konkreten Zahlenwerten der I. Getriebestufe ($z_1 = 14$; $z_3 = 114$) ergibt sich für q eine nicht ganze Zahl $q = 42,66...$ Damit ergeben sich 2 Möglichkeiten für die Anordnung der Planetenräder bei 3 geraden Zahlenwerten für q : $q = 42$; 43 und 44. Bei der einen Möglichkeit sind 2 Zentralwinkel $\varphi'_s = 118^\circ 7' 30''$ und der dritte Zentralwinkel ist $\varphi'_s = 123^\circ 45'$. Bei der anderen Möglichkeit liegt andere Konstellation der Zentralwinkel φ'_s vor. Ein der Zentralwinkel ist $\varphi'_s = 118^\circ 7' 30''$ und die anderen 2 sind $\varphi'_s = 120^\circ 56' 15''$. Die Summe der Zentralwinkel in beiden Fällen ergibt selbstverständlich 360° (**Bild 7**).

Allgemein betrachtet kann festgestellt werden, daß beim Übergang von $k=2$ auf $k=3$ Planetenräder, 2 Möglichkeiten für die ungleichmäßige Anordnung der 3 Planetenräder am Umfang existieren, wie im betrachteten Beispiel. Beim Übergang von $k=3$ auf $k=4$ Planetenräder besteht aus Symmetriegründen nur eine Möglichkeit. 2 gegenüberliegende Zentralwinkel sind $\varphi'_s > 90^\circ$ und die anderen 2 gegenüberliegenden Zentralwinkel sind $\varphi'_s < 90^\circ$, wie das auf **Bild 8** gezeigt ist.

Bei der II. Getriebestufe läßt sich die Anzahl k der Planetenräder von $k=3$ auf $k=4$ nicht erhöhen, weil die Nachbarschaftsbedingung nicht erfüllt wird.

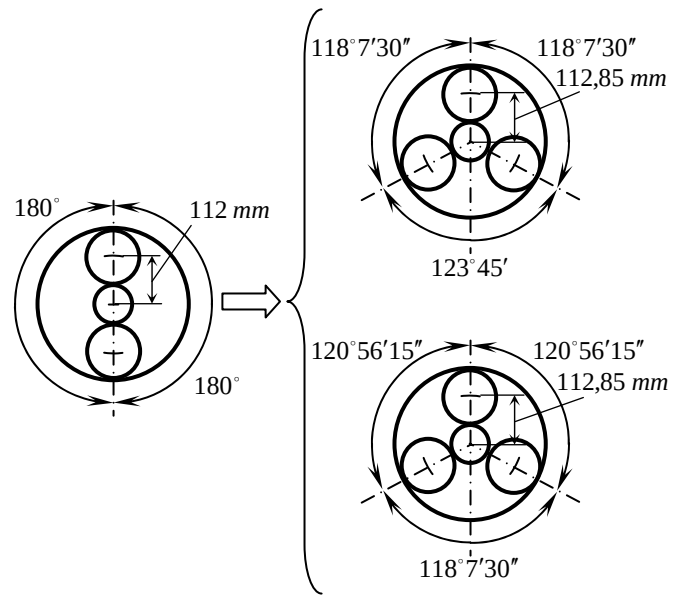
4.3. Nachbarschaftsbedingung

Auch die dritte Bedingung läßt sich umgehen, obwohl das äußerst selten vorkommt, wenn man bei gerader Anzahl $k = 4, 6, 8 \dots$ der Planetenräder sie in zwei Ebenen anordnet. **Bild 9** veranschaulicht diese Möglichkeit. Sie kann jedoch vor allem bei einer Neukonstruktion benutzt werden.

I. Getriebestufe

Vor dem Umbau

Nach dem Umbau



II. Getriebestufe

Vor dem Umbau

Nach dem Umbau

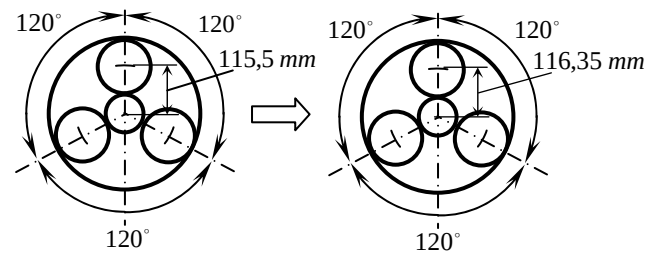


Bild 7 - Anordnung der Planetenräder in beiden Stufen des Planetengetriebes eines Elektrozes vor und nach dem Umbau

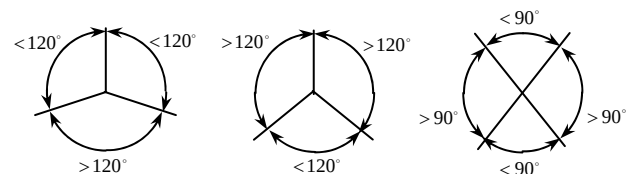


Bild 8 - Mögliche ungleichmäßige Anordnung der Planetenräder am Umfang bei $k=3$ und $k=4$ Planetenrädern

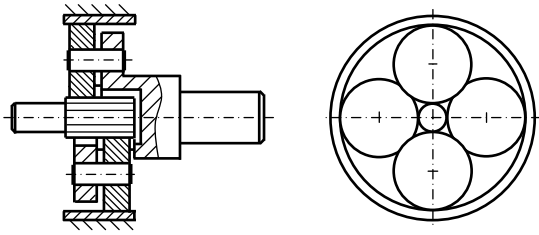


Bild 9 - Anordnung der Planetenräder in 2 Ebenen zwecks Erhöhung der Tragfähigkeit T_{BP} eines Planetengetriebes

5. ZUSAMMENFASSUNG

Bei der Neukonstruktion oder bei der Rekonstruktion eines existierenden Planetengetriebes sind bestimmte Bedingungen im Prinzip einzuhalten. In der Form in der sie jedoch im Lehrbetrieb den Studenten angeboten werden, erwecken sie einen falschen Eindruck, nämlich den Eindruck eines Dogma. Durch die obenbeschriebenen Maßnahmen wurde gezeigt wie sie umgangen werden können, womit eine Großzügigkeit bei der Konstruktion von Planetengetrieben erzielt und damit eine wesentliche Erhöhung ihrer Tragfähigkeit T_{BP} , bzw. Raumleistung P/V erreicht werden kann. Allerdings setzt das einen guten Lastausgleich und einen guten Wirkungsgrad des Getriebes voraus.

SCHRIFTTUM

/1/ ARNAUDOW, K., *Untersuchung des Lastausgleiches in Planetengetrieben*, Dissertation, Technische Universität Dresden, 1968

/2/ ARNAUDOW, K., *Untersuchung des Lastausgleiches in Planetengetrieben*, "Maschinenbautechnik", 1973, H. 6, S. 275 - 280 und H. 8, S. 361 - 366 (übersetzt in Rußland in Express-Information "Detali maschin", 1973, Nr. 42, S. 23 - 40)

/3/ ARNAUDOW, K., *Theoretisch-experimentelle Untersuchungen der inneren Lastverteilung in Planetengetrieben*, Habilitationsschrift, Bulgarische Akademie der Wissenschaften, Sofia, 1990 (Orig. Bulgarisch)

/4/ ARNAUDOW, K., Binev, A., Zenov, P., *Die Lastverteilung in Planetengetrieben mit mehreren Planetenrädern - ihr spezifisches Kernproblem*, Internationale Tagung "Maschinenelemente", Brno, 1988

/5/ ARNAUDOW, K., *Die Empfindlichkeit der Ausgleichsvorrichtungen der Planetengetriebe und ihre Auswirkung auf die Lastverteilung*, 3-eme Congres Mondial des Engrenages et Transmissions, Paris, 1992, pp. 1293 ÷ 1302

/6/ KUDRJAWZEW, N., *Planetengetriebe*, Moskau, Maschinostroenie, 1966 (Orig. Russisch)

/7/ LEISTNER, F., LÖRSCH, G., WILHELM, O., *Umlaufrädergetriebe*, Berlin, VEB Verlag Technik, 1987

/8/ LOOMAN, J., *Zahnradgetriebe*, Berlin, Springer Verlag, 1996

/9/ TKATSCHENKO, V., *Planetenmechanismen*, Charkow, HAI, 2003 (Orig. Russisch)

Für Kontakte:

Prof. Dr.-Ing. Kyrill Arnaudow
Bulgarische Akademie der Wissenschaften
Institut für Mechanik und Biomechanik
Akademik-Georgi-Bontschew-Str., Block 4
BG - 1113 Sofia / Bulgarien
E-mail: k_arnaudov@abv.bg

ВИРТУЕЛНИ ПРИСТУП ОДРЕЂИВАЊА СЛИКЕ НОШЕЊА И ТОКА ХАБАЊА ПУЖНИХ ПАРОВА

Проф. др Миомир Јовановић, МФН – Ниш
дипл. инж. Александар Милтеновић, МФН – Ниш

Резиме

Пужни преносници имају веома широку примену код преноса снаге и кретања и од њиховог исправног рада зависи и рад комплетних машинских система. Најновија истраживања у овој области показују да у њиховом раду могу да се јаве већи број граничних стања која могу да се идентификују на основу стања радних површина. У раду је детаљно је разматрано гранично стање везано за хабање бокова зубаца пужног зупчаника. Извршено је моделирање процеса хабања бокова зубаца пужног зупчаника и према оригиналном приступу дефинисан критеријум критичне похабаности.

Кључне речи: пужни зупчаник, хабање, носивост

1. Увод

Слика ношења је површина додира између бокова зубаца пужа и пужног зупчаника која настаје у процесу преношења обртног момента односно деловања оптерећења између самих бокова. У току експлоатације бокови зубаца прилагођавају се један другоме због еластичних деформација и процеса хабања. Самим тим мења се облик слике ношења током експлоатације.

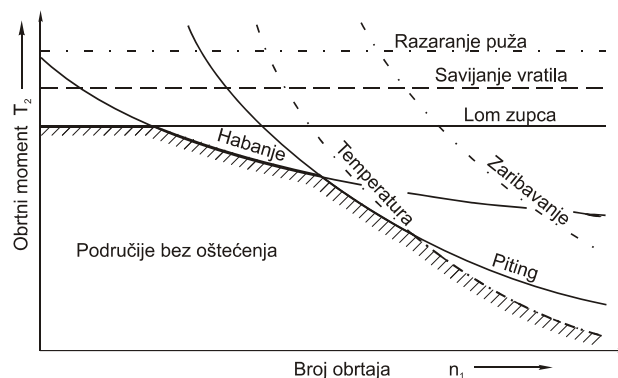
Због сложености одређивања величина промена геометрија пужног зупчаника сврсисходна је примена виртуелног приступа. Виртуелни приступ подразумева реално 3D графичко интерпретирање, у овом случају запреминских елемената, као и њихову међусобну корелацију.

2. Гранична стања пужних парова

Код савремених конструкционих решења најчешће се пужни зупчаник израђује од калајне бронза а пуж од каљеног и брушеног челика. Ограничења у погледу обртног момента пужног зупчаника с озиром на могућа гранична стања приказана су на сл.1.

Дакле, код пужних парова могу да уоче следећа гранична стања:

- разарање бокова зубаца услед питинга,
- хабање бокова зубаца,
- лом зупца пужног зупчаника у подножју,
- загревање односно нарушавање топлотне стабилности преносника,
- заривање,
- савијање вратила пужа



Сл.1. Носивост пужног пара за различита гранична стања

Ограничења везана за топлотну стабилност преносника могу се решити уградњом додатног система хлађења. Лом зупца присутан је само за мање учестаности обртања, и дефинисан је појавом критичног напона у подножју зупца пужног зупчаника. Онда се сходно сл.1 може закључити да су основна ограничења носивости пужних парова питинг и хабање [2]. Како хабање утиче и на критични напон подножја зупца пужног зупчаника и на остале параметре експлоатације, то се овом процесу посвећује изузетна пажња.

3. Носивост пужних парова у односу на хабање

Хабањем, тј. континуалним скидањем материјала смањује се дебљина зупца. У почетној фази хабање има позитивни ефекат јер доводи до скидања сувишног материјала и међусобног прилагођавања облика бокова, уз каснији престанак даљег хабања. Међутим у случајевима већег интензитета хабања, критеријум радног века може бити носивост у односу на хабање. Промена смера обртања, услова и режима рада као и често укључивање и искључивање преносника доводе до увећања ефекта хабања.

Степен сигурности у односу на хабање одређује се зависно од стварне δ_{Wn} и критичне δ_{Wlim} дебљине похабаног слоја у нормалном пресеку зупца пужног зупчаника [1,4]:

$$S_W = \frac{\delta_{Wlim}}{\delta_{Wn}} \geq S_{Wlim} = 1,1 \quad (1)$$

Дебљина похабаног слоја у нормалном пресеку зупца δ_{Wn} као последица абразивног хабања износи

$$\delta_{Wn} = J_W \cdot s_{Wn} \quad (2)$$

Са s_{Wn} означен је пут хабања а са J_W интензитет хабања:

$$J_W = J_{0T} \cdot W_{ML} \quad (3)$$

Основни интензитет хабања износи:

➤ за минерална уља:

$$J_{0T} = 2,4 \cdot 10^{-11} \cdot K_W^{-3,1} \leq 400 \cdot 10^{-9} \quad (4)$$

➤ синтетичка уља:

$$J_{0T} = 127 \cdot 10^{-12} \cdot K_W^{-2,24} \quad (5)$$

➤ за полиалфаолефин:

$$J_{0T} = 318 \cdot 10^{-12} \cdot K_W^{-2,24} \quad (6)$$

Параметар дебљине уљног филма опређује се према:

$$K_W = h_{minm} \cdot W_S \quad (7)$$

где је h_{minm} минимална средња дебљина уљног филма а W_S фактор структуре средства за подмазивање.

4. Дозвољени обим хабања

Постоји већи број критеријума за одређивање дозвољеног обима хабања, који се у техничкој пракси [4] своде на 4 могућа приступа:

- a) Према првом критеријуму обим хабања одређује се према дебљини теменог дела зупца пужног зупчаника. Ова дебљина ни у ком случају не сме бити нула, односно не сме доћи до појаве шиљатог зупца пужног зупчаника. Према томе обим хабања је овде одређен теменом дебљином зупца у нормалном пресеку. У пракси се темена дебљина зупца одређује преко дебљине зупца на средњој кружници пужног зупчаника. Узимајући у обзир да је темена висина зупца $h_a = m_x$, добија се израз за одређивање дозвољеног критичног обима хабања у облику:

$$\delta_{W \lim} = m_x \cdot \cos \gamma_m \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 2 \cdot \tan \alpha_0 \right) \quad (8)$$

- b) Критеријум дозвољеног обима хабања у овом случају је минимални степен сигурности против лома зупца пужног зупчаника у подножју $S_{F \min}$. Критични обим хабања при томе износи:

$$\delta_{W \lim} = \Delta s \cdot \cos \gamma_m \quad (9)$$

Дозвољено смањење дебљине због хабања Δs зависи од захтеваног радног века.

- c) Као критеријум дозвољено хабања овде се узима маса хабања Δm која мора бити мања од унапред задате вредности $\Delta m_{\lim}$. Критични обим хабања према томе износи:

$$\delta_{W \lim} = \frac{\Delta m_{\lim}}{A_{fl} \cdot \rho_{pz}} \quad (10)$$

Са ρ_{pz} означена је густина материјала пужног зупчаника а са A_{fl} укупна површина бокова свих зубаца пужног зупчаника која је једнака:

$$A_{fl} = \frac{z_2 \cdot 2m_x \cdot d_{m1} \cdot \pi \cdot \varphi}{\cos \gamma_m \cdot \cos \alpha_0 \cdot 360} \quad (11)$$

где је φ - угао ширине захвата пужног зупчаника

$$\varphi = \arcsin \frac{b_2}{d_{a1}} \quad (12)$$

- d) Критеријум хабања овде је гранична вредност бочног зазора пужног зупчаника, која је унапред задата. Овај приступ узима у обзир и одговарајућу сигурност у раду за предвиђени радни век. За тај случај критична дебљина похабаног слоја у нормалном пресеку одређује се зависно од модула m према:

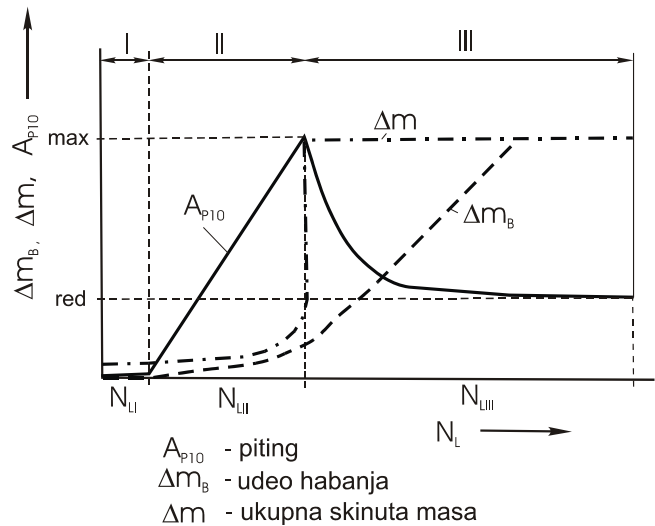
$$\delta_{W \lim} = 0,3 \cdot m_x \cdot \cos \gamma_m \quad (13)$$

У изразима (7) – (13) су са: m_x - означен је модуо пужног пара у чеоном пресеку; α_0 – угао профила алата; γ_m – угао завојнице на средњем цилиндру пужа; b_2 – ширина пужног зупчаника; d_{a1} – пречник теменог цилиндра пужа.

5. Ток процеса хабања и питинга

Током процеса хабања и питинга (сл.2.) у току времена код подмазивања синтетичким уљем, где принципијелно могу да се уоче три фазе:

- Фаза I – фаза почетка настајања питинга. У овој фази до броја протена циклуса оптерећења N_{LI} јавља се мало почетно оштећење од питинга, а хабања скоро и да нема.
- Фаза II – фаза развоја питинга. У овој фази долази до пораста оштећења од питинга, а ток пораста је приближно линеаран. На крају ове фазе после броја протена циклуса оштећења N_{LII} ($N_{LII} = 3 \dots 5 \times N_{LI}$) питинг по свом интензитету добија максимум. Хабање се у овој фази јавља у мањој мери
- Фаза III – фаза хабања. У овој фази долази до наглог пораста хабања уз истовремену редукцију обима питинга. Услед повећања носеће површине бокова зубаца обим хабања се смањује и у даљем току рада остаје приближно константно. Површина оштећења од питинга се смањује на отприлике $A_{P10red} = 3 \dots 30\%$, а укупни износ скидања материјала са бокова зубаца Δm_B за обе врсте оштећења остаје приближно константна.



Сл.2. Трендови процеса хабања и питинга

Најчешћа ограничења носивости пужних парова везани за питинг и хабање бокова зубаца пужног зупчаника. Приказани ток фаза развоја ових оштећења показује између њих да постоји узајамна зависност.

6. Геометријско моделирање пужа и пужног зупчаника

Због своје геометријске сложености пужа на пужном вратилу и пужног зупчаника као додатак Solidworks-a користи се GearTrax 2003 за Solidworks фирме Camnetics (www.camnetics.com). Овај додатак омогућава квалитетну интерпретацију геометријских форми комплекснијег облика (еволвенте, завојнице и др.) који се не могу постигнути уобичајним геометријским примитивима. Програм нам омогућава геометријско моделирање зупчаника са правим, косим или хеликоидним зупцима, конусних зупчаника, пужа са пужним зупчаником (сл.3.) са или без елемената за

спајање по различитим стандардима у склопу или појединачно и др.



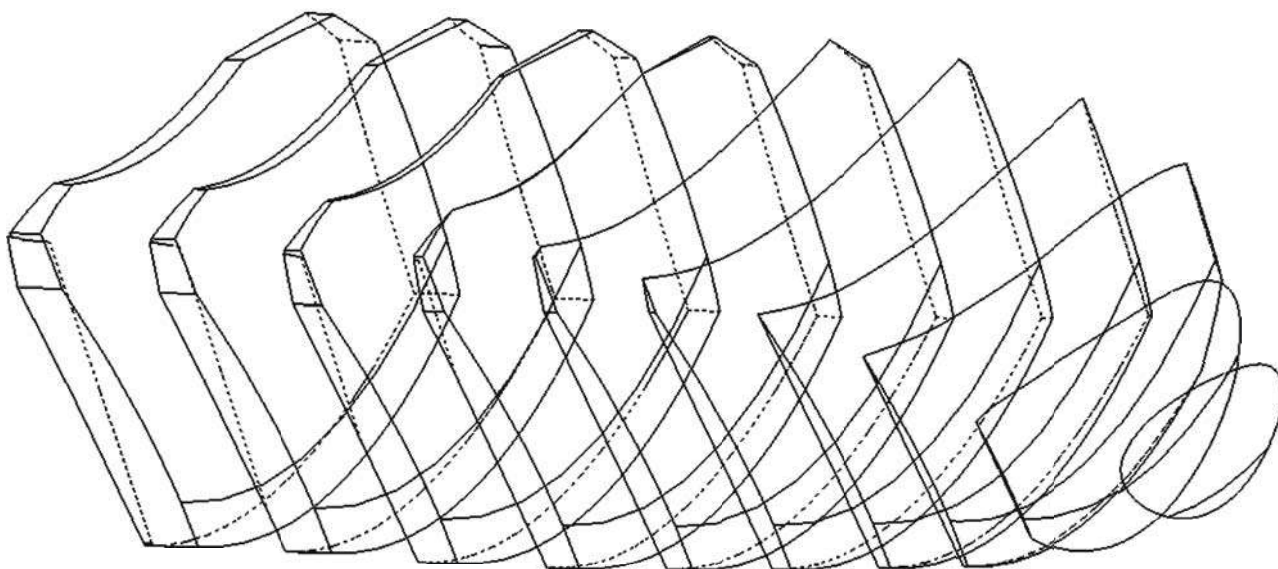
Сл. 3. Пуж са пужним зупчаником

Софтвер на основу предходно унешених улазних података ствара геометрију пужа и пужног зупчаника. Сложене геометрије профила зубаца пужног зупчаника и пужа исцртавају се провлачењем сплајна кроз тачке које програм сам срачунава.

Combine. Операција геометријског пресека јесте опцијом Common, а геометријске разлике представљена је опцијом Subtract.

На слици 4. виде се волумени хабања који су постигнути преклапањем пужа и пужног точка. Преклапање је изведено релативним кретањем пужа око сопствене осе. У одеђеном тренутку долази до преклапања а онда се преклапање, даљим кретањем пужа, повећава.

Моделирање је извршено са реалним подацима: осно растојање $a = 100 \text{ mm}$; број ходова пужа $z_1 = 2$; број зубаца пужног зупчаника $z_2 = 41$; преносни однос $i = 20,5$; модул $m = 4 \text{ mm}$; угао успона завојнице на средњем цилиндру $\gamma_m = 12,5^\circ$; померање профила $x = 0$; активна ширина пужног зупчаника $b_2 \cong 29,29 \text{ mm}$; пречник средњег круга пужа $d_{a1} = 44 \text{ mm}$; пречник теменог круга пужа $d_{m2} = 36 \text{ mm}$.



Сл.4. Волумен хабања

7. Волумен хабања

Волумен хабања је запремина пужа и пужног зупчаника која се процесима питинга и хабања скидају са површина пужа и пужног зупчаника (сл.4.). С обзиром да је пужни зупчаник израђен од мекшег материјала може се рећи да је највећи део волумена хабања отпада на запремину која се скида са површине пужног зупчаника.

Добијање волумена хабања добија се Буловом операцијом геометријског пресека (интерференција), Овом операцијом настаје тело формирано пресечном контуром двају сабирних елемената. Добијање изгледа зупца пужног зупчаника са скинутим волуменом хабања добија се Буловом операцијом геометријске разлике (диференција). Овом операцијом се уклања запремина настала пресеком двеју примитива. [5]

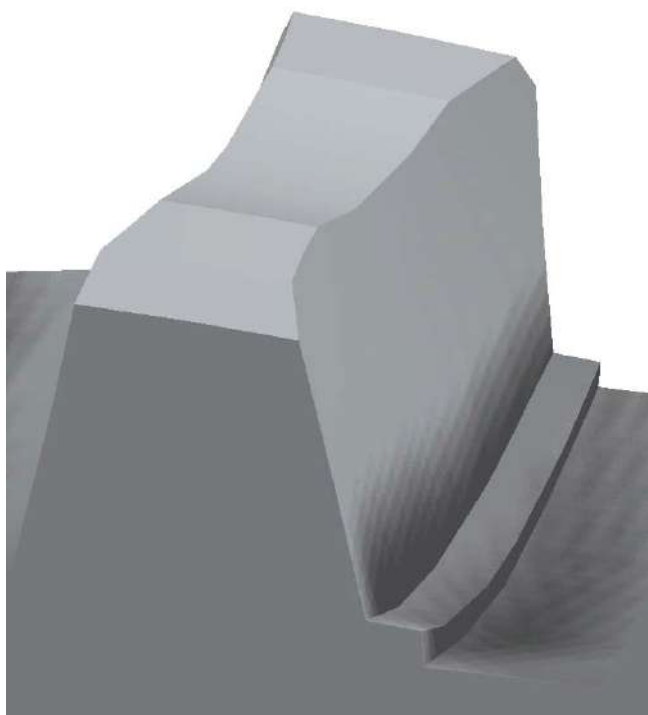
Графичким (3D) приближавањем пужа и пужног зупчаника долази до преклапања геометрија. У Solidworks Булове операције представљене су опцијом

Гранична вредност бочног зазора за дати пужни зупчаник, према критеријума хабања (4д), износи:

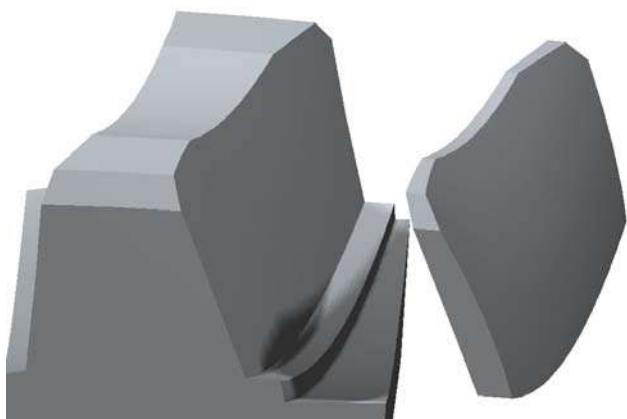
$$\delta_{W \text{ lim}} = 0,3 \cdot m_x \cdot \cos \gamma_m = 0,3 \cdot 4 \cdot \cos 12,5 = 1,171 \text{ mm}$$

Слика 5 приказује изглед зуба пужног зупчаника са граничном вредности бочног зазора пужног зупчаника од 1,171mm. За почетну вредност додира пужа и пужног зупчаника узета је позиција при којој додир постоји али је вредност додира $0,00276 \text{ mm}^3$, а величина површине додира $1,55576 \text{ mm}^2$, а геометријска величина зазора приближна $1 \text{ }\mu\text{m}$. С обзиром да су величине готово занемарљиве можемо узети да је ова позиција и позиција додира. Гранична вредност бочног зазора постигнута је окретањем пужа за 17,5 степени око осе пужа. На основу овог зазора укупна запремина је $122,50777 \text{ mm}^3$, а површина додира је $127,07099 \text{ mm}^2$. Укупна запремина хабања на свим зупцима је:

$$V_{uk} = z_2 \cdot V = 41 \cdot 122,50777 = 5022,81857 \text{ mm}^3$$



Сл.5. Изглед зуба пужног зупчаника са критичном формом бока



Сл. 6. Однос волумена хабања и преосталог дела зупца

У табели 1. дати су подаци зависности промене површине додира и повећања волумена хабања пужног зупчаника у зависности од угла окретања пужа око сопствене осе. За критеријум дозвољеног хабања (4с) узима се да маса хабања Δm која мора бити мања од унапред задате вредности Δm_{lim} . Критични обим хабања према томе износи:

$$A_{fl} = \frac{z_2 \cdot 2m_x \cdot d_{m1} \cdot \pi}{\cos \gamma_m \cdot \cos \alpha_0} \cdot \frac{\varphi}{360} \quad 4687,106 \text{ mm}^2$$

$$\varphi = \arcsin \frac{b_2}{d_{a1}} = 41,73$$

$$\delta_{w lim} = \frac{\Delta m_{lim}}{A_{fl} \cdot \rho_{pz}}$$

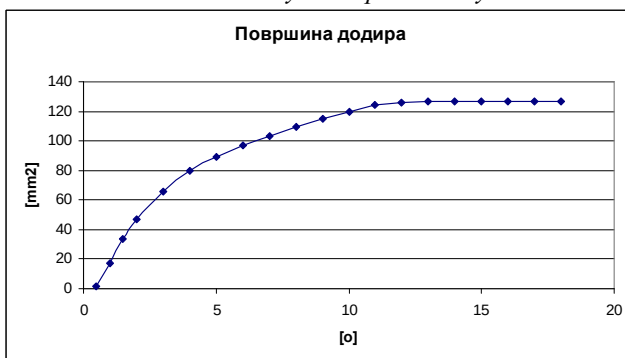
С обзиром да је густина материјала ρ_{pz} иста:

$$\delta_{w lim} = \frac{V_{uk}}{A_{fl}} = \frac{5022,82}{4687,106} = 1,07 \text{ mm}^2$$

Закључује се да је по овом критеријуму величина зазора нешто мања.

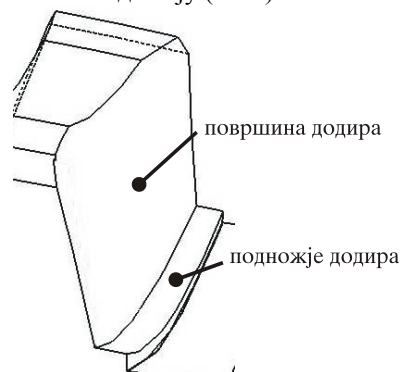
[°]	$\delta_{w lim} [\text{mm}^2]$	P [mm ²]	V [mm ³]
-	> 0,001	1.55576	0.00276
0,5	> 0,01	17.23390	0.31950
1	> 0,01	33.36871	1.17785
1,5	> 0,01	46.65302	2.55247
2,5	0,03	65.82079	6.42631
3,5	0,10	79.90142	11.47050
4,5	0,17	89.21973	17.26616
5,5	0,24	96.81177	23.62681
6,5	0,32	103.61074	30.47964
7,5	0,39	109.72145	37.76497
8,5	0,47	115.18343	45.43402
9,5	0,54	120.01303	53.45502
10,5	0,62	124.06377	61.80129
11,5	0,69	126.83685	70.37376
12,5	0,76	126.99090	79.04179
13,5	0,84	127.00947	87.71641
14,5	0,91	127.02669	96.39832
15,5	0,99	127.04196	105.08723
16,5	1,06	127.05672	113.64635
17,5	1,15	127.07099	122.50777

Табела 1. Додира пужа и пужног зупчаника у зависности од угла окретања пужа



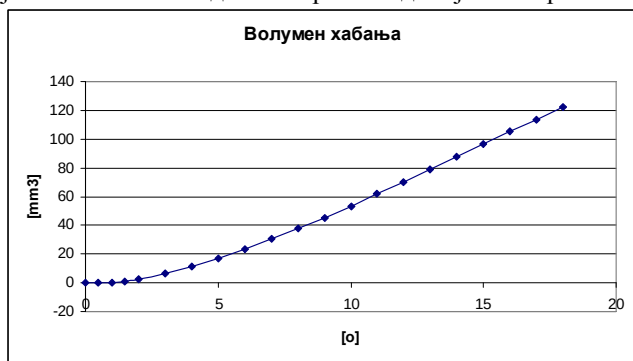
Сл.7. Ток промене површине додира у току ротације пужа

Слика 7. представља графички приказ тока промене површине додира пужа и пужног зупчаника. Види се да се површина додира на почетку хабања нагло расте, затим постиже одређену величину и онда се веома споро повећава. Ово је сагласно току процеса хабања нових склопова и међусобном прилагођавању облика додирних површина. У обзир није узета могућа површина додира темена пужа и хабањем створене нове површине на подножју (сл.8.).



Сл.8. Положаји површина додира и подножја додира на зупцу пужног зупчаника

Слика 9. приказује повећање волумена хабања у односу на угао окретања пужа. На почетку повећање волумена је минимално а онда нагло расте и добија линеарни ток.



Сл.9. Ток промене запремине хабања при ротацији пужа

Током рада долази до еластичних деформација осе пужа и самим тим мења се слика ношења као и положај волумена хабања. Овај утицај није узет у обзир.

8. ЗАКЉУЧАК

На основу напред изложеног може се закључити:

- [1] Анализа могућих граничних стања код пужних парова показује да су најчешћа ограничења носивости везана за питинг и хабање бокова зубаца пужног зупчаника. Ако се узме у обзир и утицај хабања на појаву ударних оптерећења и лом зупца, онда се долази до констатације о значају идентификације критичне похабаности бокова зубаца пужног зупчаника.
- [2] У литератури се могу наћи више критеријума за одређивање критичне похабаности бокова зубаца пужног зупчаника, али се обим и ток хабања најбоље могу сагледати преко укупне масе похабаног слоја. У раду је волумен хабања добијен моделирањем реалне геометрије пужног пара, при чему јасно може да се сагледа ток процеса хабања и слика ношења у току рада.
- [3] Ток промене додирне површине после почетног наглог раста добија стабилан ток, док волумен хабања после почетних минималних вредности врло брзо добија стабилни ток. Добијени подаци сагласни су са критеријумом који дефинише DIN 3996, па сходно томе овакав приступ има одговарајући апликативни значај.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] МИЛТЕНОВИЋ, В.: Машински елементи - облици, прорачун, примена. Универзитет у Нишу - Машински факултет, Ниш, IV издање 2002. стр.305 – 326.
- [2] STEINGRÖVER, K.: Untersuchungen zu Verschleiß, Verlustgrad und Fressen bei Zylinder-Schneckengetrieben. Dissertation. TU München, 1995.
- [3] NIEMANN G., WINTER H.: Maschinenelemente. Band III. Springer-Verlag. Berlin 1986.

- [4] DIN 3996. Tragfähigkeitsberechnung von Zylinder-Schneckengetrieben. Beuth Verlag GmbH Berlin 1998.
- [5] JOVANOVIĆ, M., JOVANOVIĆ, J.: CAD/FEA Praktikum. MCAE biblioteka. Univerzitet u Podgorici – Mašinski fakultet, Podgorica 2000

VIRTUAL APPROACH OF DETERMING THE CONTACT PATTERN AND WEARING PROCESS OF WORM GEARS

*Prof. dr. Miomir Jovanović, MF -Niš
dipl. ing Aleksandar Miltenović MF - Niš*

Summary: Worm gearing have very wide use in power transmission in movement and on there correct work depends complete machine system. Latest research in this area show that in their work there may be large number of limit status which are identified on bases of state of working surface. In this paper we consider some limited states for wearing tooth surface of worm gears. Modeling of wearing process of tooth surface was performed and it is defined criterion of critical wearing with original approach.

Keywords: worm gear, wearing, load-carrying capacity

Адреса за контакт:

Проф. др Миомир Јовановић
Машински факултет
Александра Медведева 14
18000 Ниш
E-mail: miomir.j@eunet.yu

дипл. инж Александар Милтеновић
Машински факултет
Александра Медведева 14
18000 Ниш
E-mail: milten@eunet.yu

РАЧУНАРОМ ПОДРЖАНО ПРОЈЕКТОВАЊЕ НОСАЧА БАЗНОГ ДЕЛА ПРЕДМЕТА РАДА У ПРОЦЕСИМА МОНТАЖЕ

Вукица Јовановић, дипл. инж., ФТН – Нови Сад
Клара Рафа, дипл. инж., ФТН – Нови Сад
мр Момчило Симић, дипл. инж., ФТН – Нови Сад
Милован Лазаревић, дипл. инж., ФТН – Нови Сад
Зоран Ташин, дипл. инж., Микроконтрол - Београд

Резиме

У овом раду је дат приказ примене параметарског приступа моделирању носача базног дела предмета рада монтажног система. Овај приступ је постигнут уз коришћење софтвера најновије генерације који се заснива на јединственој, параметарској технологији моделирања чврстим телима (Pro/Engineer). Посебан осврт је дат на варијантно конструисање тела носача базног дела и то помоћу креирања табеле која садржи све информације које једнозначно дефинишу конструкцију посматраног дела производа (Family Table).

Кључне речи: носач базног дела, СА технологије, монтажа

1. УВОД

Најснажније средство рационализације процеса пројектовања сложених техничких система подразумева модуларни приступ пројектовању (што се огледа смањењем укупног времена настајања монтажних система и свеукупних трошкова израде). За модуларни приступ су од значаја основни и надградни модули. Основни модули су радни сто и столица, а у надградне спадају модули за руковање материјалом и модули за спајање. Елементи модула се могу изабрати из одговарајућих каталога или се посебно пројектују. У зависности од њиховог начина избора разликујемо: стандардне и нестандартне модуле. Базни део технолошког монтажних система ни по једном критеријуму не спада у стандардне модуле већ је примерен производу који се монтира. Геометријски облик носача базног дела се генерише из геометријских параметара предмета монтаже (димензионих кота, толеранција облика и положаја, мерних ланаца итд.), односно његовог базног дела.

У једном монтажном систему број носача базног дела предмета рада одговара броју захвата у операцији. Ако

је процес аутоматизован и ако се операција одликује великим бројем захвата, проблем је велики број носача базног дела које карактерише изузетно сузјен дијапазон тачности мера и облика. Што је монтажни систем сложенији, то је и компликованије уношење било које измене у конструкцији предмета рада у све носаче базног дела који постоје у једном монтажном систему. Предметну проблематику поједностављује примена параметарског приступа моделирању чврстим телима што је суштина овог рада.

2. НЕСТАНДАРДНИ ЕЛЕМЕНТИ

Нестандардни елементи су они који се, због своје специфичности, нису могли наћи у каталозима произвођача, морали су се посебно пројектовати. Идејна решења нестандартних елемената су дата током пројектовања поступака рада при чему су разрађене подлоге у смислу габаритних димензија и начина функционисања прибора и уређаја.

Развој и изградњу модела носача базног дела, веома често карактерише оригиналност дизајна неких елемената који улазе у његову конструкцију. Само моделирање таквих елемената се мора вршити уз стриктно поштовање функције циља пројектовања и датих ограничења при пројектовању. Из тога следи закључак да се за све овакве елементе мора развијати нова конструкциона и технолошка документација, тако се реализација пројектованог монтажних система у великој мери поскупљује, као и цена коштања система (јер је извесност његовог понављања мала).

3. ПРОЦЕС ПРОЈЕКТОВАЊА НОСАЧА БАЗНОГ ДЕЛА ПРЕДМЕТА РАДА

Сами трошкови укупне израде монтажних система су у директној зависности од броја носача базног дела који се морају конструисати. Ако се ради о аутоматским монтажним линијама и о роботизованој монтажи, где се за сваки захват мора посебно моделирати носач базног дела, ова цена је од великог утицаја на то да ли ће се произвођач уопште одлучити за овакав један систем. Сви носачи базног дела који се налазе у таквом систему уз то, имају и повишене захтеве у односу на тачност и прецизност израде као и на квалитет, јер су обично предвиђени за рад са веома великим серијама.

У савременим условима тржишне компетитивности све се чешће мењају производни програми, а сами производи теже константном унапређивању. Монтажни системи, чак и аутоматизовани све више имају испред себе захтеве за високом флексибилношћу и са статичког прелазе на динамички приступ пројектовању. Носач базног дела мора бити пројектован тако да се у њега може унети свака измена у конструкцији производа. Сам процес развоја производа мора бити у директној спрези са развојем монтажних система, а овоме у знатној мери доприноси све већи тренд примене пројектовања производа погодног за монтажу. Коришћењем модерних алата информационе технологије се знатно могу смањити трошкови и време пројектовања носача базног дела. Савремени технолошки монтажни системи се у новије време

пројектују применом софтверских производа најновије генерације као што су Pro/Engineer, CATIA, IDEAS, SolidEdge и др. Применом алата савремене информационе технологије знатно се убрзава пројектовање како технолошких поступака, тако и пројектовање технолошких система за монтажу.

Као свеобухватно софтверско решење, Pro/ENGINEER процесом аутоматизације обухвата целокупан развојни циклус производа, од развоја концепције, преко детаљне разраде варијантних решења, пројектовања технолошких монтажних система, па све до тестирања прототипа. Мала, средња и велика предузећа која користе програме ове генерације при пројектовању монтажних система остварују значајно повећање конкурентности пре свега захваљујући:

- ефикасном стварању увек нових и атрактивних производа, који се у најкраћем могућем року појављују на тржишту (могућност пројектовања монтажних технолошких система док је производ још у развојној фази, коришћењем његовог тродимензионалног модела може се већ ући у прелиминарне анализе које су неопходне као улазне величине у самом процесу пројектовања технолошког монтажних система);
- производима који се лако прилагођавају бројним захтевима за изменама, које намеће савремено тржиште (могућност брзог уношења измена у самој конструкцији производа у монтажни систем на коме ће се тај нови производ склапати)
- ефикасној комуникацији и сарадњи између конструктора и технолога у оквиру самог предузећа, што резултује уочавањем и исправљањем грешака у најранијој фази развоја производа (примена методологије пројектовања производа погодног за монтажу).

Развијање базе података тродимензионалних модела и техничке документације у електронском облику свих производа који улазе у производни програм олакшава моделирање носача базног дела. Сви подаци потребни за дефинисање свих површина за позиционирање и ослањање се директно читавају из солид модела параметарски моделираних у Pro/Engineer-у.

Поступци пројектовања се знатно могу унапредити ако се пројектантима омогући коришћење посебних модула као што су:

- Pro/Intralink - који обезбеђује прегледан сет алата за управљање развојем и подршком сложених параметарских пројеката. Ови алати обухватају: планирање пројеката за конкурентне пројектантске тимове, централизацију датотека и архивираних података, контролу приступа, процедуре измена, историју измена, управљање склопним саставницама, као и широк сет функција за претраживање, проналажење и генерисање различитих врста извештаја;
- Pro/Review - пружа могућност кориснику да приступи свим Pro/Engineer-овим подацима, укључујући: цртеже склопова и елемената и свим производним информацијама. Корисник може прегледати, користити или обележити објекте, али не може учинити никакве измене на њима. Pro/Review је изузетно користан за лица из управљачких структура, којима је потребан приступ Pro/Engineer-

овим моделима ради: процене цена, израде презентација или маркетиншког материјала.

- Pro/LibraryAccess отвара дизајнерима приступ у било коју од осам опсежних база података - библиотека система Pro/Engineer. Употреба стандардних, одобрених компонената поједностављује процес пројектовања и осигурава квалитет, истовремено елиминишући трошкове поновног пројектовања истих или сличних делова итд.
- Основне функције Pro/Engineer-а могу бити проширене додавањем специјализованих модула као што је Pro/Assembly. То је параметарски систем за: дефинисање, организацију и управљање пројектовањем склопова, који подржава табеларно креирање склопова и аутоматску супституцију појединих елемената склопа. Pro/Assembly укључује Pro/Program, који обезбеђује окружење за развој и стартовање програма за аутоматизацију параметарског дизајнирања елемената и склопова. Овакви програми омогућују чак и корисницима, који нису техничке струке, да дефинишу низ варијанти склопова једноставним варирањем дизајнерских параметара.

4. ПАРАМЕТАРСКО МОДЕЛИРАЊЕ

Параметарски приступ пројектовању чини олакшано варијантно конструисање. Постојећа конструктивна решења се могу редефинисати, а преко фамилија сличних елемената, знатно упростити и убрзати време конструисања ТМС. У процесу конструисања делова систем се формира од запремински дефинисаних тела која садрже одговарајуће информације реалног објекта. Сви ти геометријски параметри се могу користити за дизајн елемената за позиционирање и стезање делова које треба монтирати.

Програмско решење Pro/Engineer, пружа могућност спајања делова у целину, употребом геометријских ограничења која одговарају замисли пројектанта, на веома сличан начин као што се део гради склапањем елемената. Геометријска ограничења на нивоу склопа одржавају делове у таквом односу да промена на једном од њих условљава промене на свим са њим повезаним деловима.

Pro/Engineer користи параметарско моделирање, базирано на техничким елементима (енг. "features") да би се креирао модел неког дела. Термин "параметарски" подразумева да овај софтвер користи параметре (нпр. у вредностима димензија). Димензије су само један од многих типова параметара и параметри могу да се позивају на друге параметре, кроз релације или једначине.

Компоненте склопа

Додавање компоненти у склоп налик је додавању елемената у део по томе што је први објекат који се у њега дода "основа" за све остале објекте и дефинише се као основна (базна) компонента. Базни део (у монтажи) има тенденцију да буде темељ у односу на који се гради остатак склопа. Када се у склоп додају нове компоненте, оне се постављају у односу на основну

и/или у односу на остале компоненте, зависно од шеме односа која се користи.

Основни концепти креирања склопова у Pro/ENGINEER-у су следећи:

- Планирање структуре склопа
- Употреба геометријских ограничења за постављање компоненти
- Израда правилних низова и понављање компоненти
- Почетак израде склопа (помоћу почетних помоћних равни)
- Редифинисање положаја компоненти
- Модификовање делова у режиму за израду склопова
- Провера преклопа
- Креирање експлозивне шеме (растављеног приказа склопа)
- Креирање слојева
- Подешавање боје различитих компоненти
- Моделирање директно из монтажне датотеке (применом концепта Top Down дизајна)
- Моделирање у односу на неке унапред задате референце (коришћењем скелетног модела Skeleton Model)

Pro/ENGINEER је робустан систем за 3D параметарско, солид моделирање, базирано на тзв. техничким елементима или формама (features). Комплетна замисао пројектанта може се пренети свим учесницима у процесу пројектовања, конструисања и производње. Информације креиране у Pro/ENGINEER-у се углавном налазе у једној јединој датотеци која представља јединствену базу података и назива се солид моделом. Поменута база података креира се и модификује за време рада у режиму за израду делова (Part Mode). Остали радни режими као што је режим за израду цртежа или режим за израду склопова, позивају се на овај модел у оквиру својих датотека, тако што креирају линк (везу) према моделу.

Приликом рада у режиму за израду цртежа или режиму за израду склопова, информације које се односе на базе података цртежа или склопа креирају се и чувају у засебним датотекама. Подаци о делу се никада не копирају у датотеке делова и склопова; базе података су увек јединствене и могу се повезивати једна са другом.

Модуларни прилаз

Модуларни прилаз у развоју и изградњи модела машинских система заснива се на синтези функционалних и физичких комплекса у моделе система при чему ти комплекси делова треба да буду типски или стандардизовани.

Примена модуларног прилаза у моделирању омогућила је да се на темељу примене одређеног и ограниченог броја типских и/или стандардних делова машинских система изгради велик број модела система за сличне функције циља пројектовања и различита пратећа ограничења. Коришћење типских или стандардних компоненти у изградњи модела система омогућује примену типских и / или стандардизованих конструктивних решења и поступака рада чиме се цена коштања развоја и производње смањује.

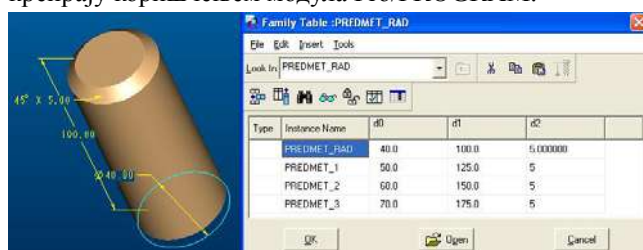
Изградња модела система на модуларном принципу врши се на основу једноставног алгоритма који се састоји у следећем:

- избор базног модула система – базног дела који представља носач свих других делова и
- повезивање других модула система на базни модул уз извршавање потребних трансформација над моделима тих модула.

Такав алгоритам је подесан за аутоматизовано извршавање (извршавање подржано рачунаром) али подразумева развој и изградњу низа веома сложених процедура за процесирање над подацима из базе података и базе знања као и за све потребне трансформације над геометријским моделима што је мањи проблем с обзиром на чињеницу да постоји богата понуда веома квалитетних програмских решења за те и такве намене.

5. ВАРИЈАНТНО КОНСТРУИСАЊЕ НОСАЧА БАЗНОГ ДЕЛА ПРИМЕНОМ FAMILY TABLE

Коришћењем опције Family Table се брзо и ефикасно могу креирати више варијанти једног истог модела у једној истој датотеци. Ако се упоредно уз развој солид модела једног дела развије и библиотека склопова, и то оних који садрже геометрију која се често користи при конструисању носача базних делова, могу се генерисати варијанте (варијације) оригиналног (генеричког) модела. Коришћењем ове методе може се повећати продуктивност и то: чувањем више сличних модела у истој датотеци, чувањем више позиција у покретној монтажи и трајним чувањем варијанти модела које се креирају коришћењем модула Pro/PROGRAM.

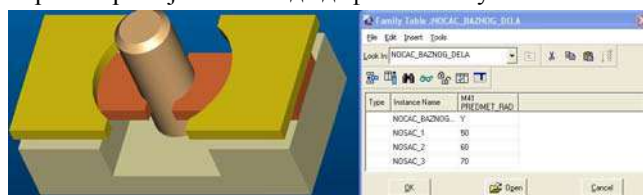


Сл. 1 Приказ предмета рада креираног применом опције Family Table

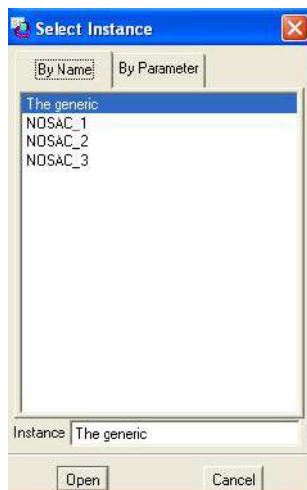
Кад се креира Family Table, мора се прво моделовати генерички део пре него што се креира табела која садржи параметре чије вредности дефинишемо као инстанце.

Моделовање генеричког дела:

Дефинисање варијанти се врши након завршетка моделовања генеричког дела. Веома је важно правилно одредити које димензије, параметри и типски елементи ће се мењати од једне варијанте до друге. Све ове величине се уносе у табелу (Family Table) која се креира за део или склоп и то у колоне табле. Редослед формирања колона је исти као и редослед уношења параметара које желимо да дефинишемо у табели.

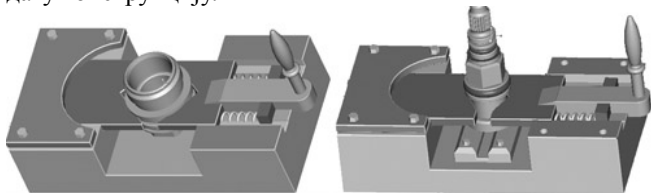


Сл. 2 Упрошћени приказ генеричког дела носача базног дела моделираног у Pro/Engineer



Сл. 3 Отварање датотеке носача

У табелу монтажне датотеке се могу унети следеће вредности: растојања која дефинишу међусобни положај компоненти у склопу, типски елементи склопа, параметри склопа и компоненте које се налазе у склопу. Након што је једном дефинисана *Family Table* се може касније мењати, а такође и генерички модел дела или скопа који је послужио као основа за креирање табеле. Код пројектовања носача базног дела било би веома добро када бисмо могли груписати носаче у групе које садрже потпуно исте делове различитих димензија. Вероватно то није увек могуће извести, али свако овакво груписање би веома помогло пројектанту монтажних система. Ако се ради о монтажи која садржи цилиндричне делове, могли бисмо користити исти генерички носач базног дела, а за различите цилиндре бисмо изменили вредности на котима које дефинишу дату конструкцију.



Сл. 4 Носачи базног дела

На Сл. 4 је дат приказ две варијанте једне исте конструкције носача базног делца за два захвата монтаже. Обе варијанте су дате само у једној датотеци.

4. ЗАКЉУЧАК

Аутоматизација поступака пројектовања технолошких поступака и система за монтажу убрзава и појефтиније време производње и пуштања у рад технолошког монтажних система. Било да се ради о ручним, ручно - механизованим или аутоматизованим монтажним системима, пројектовање подржано рачунаром обезбеђује знатна унапређења како и у току пројектовања тако и након завршетка пуштања у рад монтажних система.

Ако се предузеће бави аутоматизованом монтажом, свака чак и најмања унификација носача базног дела ће резултовати смањењем укупне цене и смањивањем

укупног времена пројектовања и производње носача а тиме и целог монтажних система.

ЛИТЕРАТУРА

- /1/ ЗЕЛЕНОВИЋ, Д., ЋОСИЋ И.: Монтажни системи, Наука, Београд, 1991.
- /2/ ЋОСИЋ И., МИЛИЋ, Д., ШЕШЛИЈА Д.: Монтажни системи - Приручник за вежбе, Наука, Београд 1991.
- /3/ КРСМАНОВИЋ Ц., Аутоматизација поступака пројектовања у индустријском инжењерству ФТН, Нови Сад, 1997.
- /4/ СИМИЋ, М., Магистарски рад, ФТН 1999.
- /5/ ЈОВАНОВИЋ, В., Дипломски рад, ФТН 2001.
- /6/ Internet site www.ptc.com

COMPUTER AIDED DESIGN OF THE BASE PART HOLDING FIXTURE IN ASSEMBLY PROCESS

Vukica Jovanović, B.Sc., FTN – Novi Sad
Klara Rafa, B.Sc., FTN – Novi Sad
Momčilo Simić, M.Sc., FTN – Novi Sad
Milovan Lazarević, B.Sc., FTN – Novi Sad
Zoran Tašin, B.Sc., Mikrokontrol - Beograd

Summary

In this work suggestion is given to an example of appliance of parametric approach on modelling base part holding fixture in assembly system. This approach is achieved by using software of newest generation which is based at the unique, parametric technology of solid modeling (Pro/Engineer). Special attention is given to a variant designing of the holding fixture body with creating the table which have all informations that fully define design of the product part that is shown in the work (Family Table).

Key words: base part holding fixture, CA technologies, assembling

Адреса за контакт:

Вукица Јовановић, дипл.инж.
Факултет техничких наука
21000 Нови Сад
Трг Доситеја Обрадовића 6

E-mail: vukica@uns.ns.ac.yu

UTICAJ AUTOMATIZACIJA RADA I UPRAVLJANJA NA VEK TRAJANJA MAŠINA

Prof. dr ing. M. Georgijević, Univerzitet u Novom Sadu

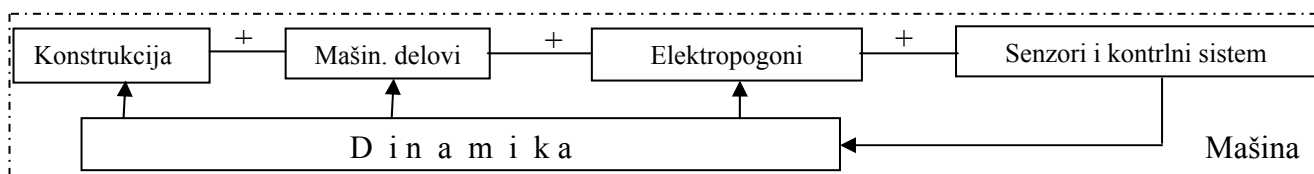
Rezime

Pošto su transportne mašine već više od 20 godine mehatronski sistemi, čak često manipulacioni roboti, rad daje pregled tehničke regulative koja podrazumeva klasiranje radnih zadataka i pogonske grupe, koje u sprezi sa nivoima upravljanja daju podloge za dimenzionisanje i proračune veka trajanja. Na primeru obalske dizalice pokazuje se uticaj spektara opterećenja i proračunava odgovarajući vek trajanja. Kombinacijama koncepata srednjeg napona i lokalnih napona, može se tokom inspekcija redefinisati prethodno planirani vek trajanja mašine (delova).

Ključne reči: automatizacija, zamor, transportne mašine

1. UVOD

Mehatronika kao pojam o spoju mehanike i elektrotehnike-elektronik došla je oko 1980. godine iz Japana [1]. U Evropi ima užu definiciju u odnosu na Japan, pa bi moglo



Biti: *Mehatronika je interdisciplinarno područje inženjerske nauke, koje se sastoji od klasičnih disciplina: mašinstva, elektrotehnike i informatike.*

U oblasti transportne tehnike mehatronika postaje prisutna već posle 1960. godine, jer se pre 1970. godine prave poluautomatizovana regalna skladišta (sa bušenim korticama) [2].

Elektronske komponente (primitivne ili procesori) na transportnim uređajima mogu imati višestruku namenu kao:

- monitoring ciklusa rada i kapaciteta pretovara,
- monitoring statusa pojedinih delova sistema radi servisiranja i održavanja,
- praćenje aktivnog stanja pojedinih pogona,

- hardver (i softver) za određivanje dozvoljene veličine tereta, u zavisnosti od uslova stabilnosti ili kao graničnici preopterećenja,
- elementi za delimičnu ili potpunu automatizaciju-robotizaciju mašina i sl.

Uvodjenje mikročipa u tehničku primenu (1972.godina), omogućilo je da se upravljačke jedinice ugrađuju na transportne uređaje, što je brzo rezultovalo novom koncepcijom gradnje upravljačkih sistema, koji i sada imaju dva nivoa i to:

- procesori koji upravljaju energetskom elektronikom, tj. radom svakog pogonskog elektromotora i
- računarski sistem koji upravlja radom mašine, dakle prima radne zadatke za izvođenje ciklusa rada od rukovaoca ili nadređenog računara, prosledjuje ih (i koordinira) ka procesorima elektromotora.

Gde je veza mehatronike i pogonske čvrstoće ili veka trajanja uređaja. Na slici 1. dat je primer mehatroničkog sistema koji je karakterističan za transportne mašine, koje imaju metalnu konstrukciju, mašinske delove i aktuatora (najčešće elektromotore), gde svaka od ovih komponenata ima svoja dinamička svojstva koja nameće celom sistemu u zajedničkoj interakciji. Procesori (elektronski deo sistema) treba da pored upravljanja radom i ostvarenje što većih radnih učinaka, koordiniraju dinamikom celog sistema radi postizanja sklada – dinamičke usaglašenosti, što je preduslov za veće radne efekte. Upravo navedeni dinamički sklad u funkcionisanju svih delova u složenom sistemu je preduslov da mehatronski sistem omogući pozitivan uticaj na naponsko stanje konstrukcije i mašinskih delova, kroz smanjenje i /ili kontrolu, vršnih opterećenja koja nastaju po bilo kom osnovu, a time i duži radni vek.

Kontrola opterećenja mašine, a time i naponskih stanja postiže se kroz već uobičajenu primenu PID regulacije sve do aktivne kontrole, čime mašina postaje aktivni sistem [3], gde se unapred ograničavaju dinamička opterećenja, a time i parametri za proračune konstrukcije (veka trajanja, broja radnih ciklusa itd.).

Prilaz proračunima čvrstoće, zamora i veka trajanja koji u

Slika 1. Primer mehatroničkog sistema

svim varijantama podrazumeva transportne uređaje kao mehatroničke sisteme podrazumeva analizu radnih zadataka i broja radnih ciklusa u polju:

- do npr. $2 \cdot 10^6$, gde spada znatan broj mašina (npr. autodizalice, mosne i portalne dizalice, za opštu namenu i montažu, građevinske dizalice,...) i gde je interesantan proračun veka trajanja preko akumulacije oštećenja (zamora) tokom rada i
- preko $2 \cdot 10^6$ ili 10^7 ciklusa (npr. transportni uređaji u tehnološkim procesima, lukama, skladištima, itd.) gde se proračuni porede sa trajnom dinamičkom čvrstoćom. Pošto je cena ovih mašina često više miliona EUR, i kod njih bi bilo interesantno preko monitoringa na neki način pratiti rad i trošenje projektovanog veka, preko broja ciklusa rada.

2. STANJE TEHNIČKE REGULATIVE

Standard DIN 15018, koji je bar dvadeset godina u primeni i koga mnogi smatraju biblijom za ovu oblast, uveo je proračune pogonske čvrstoće (tačka 7.4) preko idealizovanih kolektiva napona kritičnog dela konstrukcije ili pogona i pri tome polje naponskih ciklusa (što bi trebalo da odlikava radne cikluse) od $2 \cdot 10^4$ do $2 \cdot 10^6$ ciklusa deli u tri dela N1, N2 i N3 a N4 je polje preko $2 \cdot 10^6$ naponskih ciklusa. Navedena polja se upoređuju sa naponskim kolektivom (S_0 –vrlo lak do S_3 težak), što daje radne grupe B1 do B6, od kojih zavise dozvoljeni naponi (zul $\sigma_{D(-1)}$) za npr. noseću konstrukciju, pogone itd.

Nov ili dosta izmenjen prilaz istih autora u vrednovanju dinamike (prof. dr R.Neugebauer i saradnici) dat je u ISO 8686-1, koji je u nekim zemljama još pre 1990. godine prihvaćen kao nacionalni standard ali ne obuhvata proračun pogonske čvrstoće. Definitivno oblikovanje ideje za proračunima veka trajanja (broja radnih ciklusa) dato je u pripremi pr EN 13001. Ciklusi rada se detaljno analiziraju, grupišu, uzima se u obzir i dodatno dinamičko opterećenje zbog višestrukog pozicioniranja, grupišu se vezani parametri σ_m (srednji napon) i σ_a (očekivani amplitudni napon) i prevode se u naponske cikluse sa konstantnim srednjim naponom ili preko odnosa (ekstremne vrednost donjeg / ekstremnu vrednost gornjeg) napona, jednog naponskog ciklusa.

3. OD STATIČKOG PRORAČUNA DO *on line* PRORAČUNA VEKA TRAJANJA

Pošto transportni uređaji imaju vek trajanja bar 10 godina pa da preko 30 godina, kao problem je skoro uvek procena-projekcija radnih zadataka u budućem vremenu korišćenja. Projektni zadatak određuje kupac – budući korisnik i od njegove temeljne analize očekivanih radnih zadataka zavise podloge za konstruktora, dakle i smisao proračuna koji podrazumeva i vek trajanja.

Postojeće stanje tehnike nudi mogućnosti simulacija tokova materijala (procesa) za široki spektar očekivanih radnih zadataka, odakle se mogu dobiti zahtevani tehnički parametri mašina i spektri pojava radnih opterećenja, jer ne mora biti u svakom radnom ciklusu uvek najveći teret ili najnepovoljniji položaj tereta koji će izazvati vršne napone značajne za proračune veka trajanja [4].

Posle simulacija procesa, moguće su simulacije rada mašina (koje su u svim varijantama mehatronički proizvodi) za sve planirane radne cikluse, odakle se dobijaju kolektivi opterećenja koji su podloga za proračune veka.

Zbog nepouzdanosti procena u predviđanju radnih zadataka, rešenje problema bi bio procesor na mašini u okviru već postojećeg monitoringa, koji posle svakog ciklusa rada i direktno ili indirektno izmerenih veličina napona na referentnim mestima, utvrđuje koji je deo veka potrošen u odnosu na referentni iz projektnog zadatka. Ovo je u pravom smislu spoj mehatronike i proračuna zamora.

4. UTICAJ UPRAVLJANJA NA DINAMIČKA OPTEREĆENJA

Kako je navedeno, pored učinka, sledeći razlog za automatizaciju (u puno slučajeva se može reći robotizaciju)

transportnih uređaja je smanjenje dinamičkih opterećenja kroz kontrolisane tranzientne procese, što direktno utiče na dimenzionisanje konstrukcije i na zamor.

Najbolji primer je analiza dinamičkih faktora u važećim standardima, kojima se množi teret, da bi se dobila merodavna sila za proračun. Prema DIN 15018, za npr. lučke kontejnerske dizalice, preporučuje se usvajanje klase dizanja H2. Za brzinu dizanja npr. 60 m/min (1 m/s), merodavni dinamički faktor je

$$\psi = 1.2 + 0.0044 v_H = 1.2 + 0.0044 \cdot 60 = 1.46$$

Prema Entw. DIN EN 13001, ovo je faktor ϕ_2 za klasu HC2 i datu brzinu ima vrednost

$$\phi_2 = 1.1 + 0.34 v_h = 1.1 + 0.34 \cdot 1 = 1.44$$

ali i napomenu da se za tip pogona dizanja HD4 (kontinualna promena brzine dizanja) može računati sa polovinom brzine dizanja, što daje veličinu $\phi_2 \cong 1.27$, a za tip pogona dizanja HD3 (fina brzina dizanja za početni stadijum do odvajanja tereta od podloge), važi da su uzima u račun fina brzina dizanja ($v_{h,CS}$), koja može biti npr. 0.2 m/s, pa je

$$\phi_2 = 1.1 + 0.34 v_{h,CS} = 1.1 + 0.34 \cdot 0.2 = 1.17$$

Pri tome se napominje da se mogu vrednosti ϕ_2 usvojiti nezavisno od klase dizanja, dobijeni kroz merenja ili analize (simulacije), što daje velike mogućnosti da se primenom elektronike i upravljanja dinamički efekti smanje na minimum.

Prethodno ukazuje da ako se primeni upravljanje koje ima mehatronička svojstva (npr. HD3), dizalica umesto nosivosti 40t može imati nosivost čak preko 50t, ili obrnuto konstrukcija može uz manje dimenzije (masu, inercijalne sile, cenu, ...) imati istu ili češće čak veću pogonsku sigurnost, jer kvalitetno upravljanje sprečava grubo rukovanje.

Proširivanjem klasične PID regulacije ka aktivnoj kontroli, moguće je unapred ograničiti veličine vršnih opterećenja.

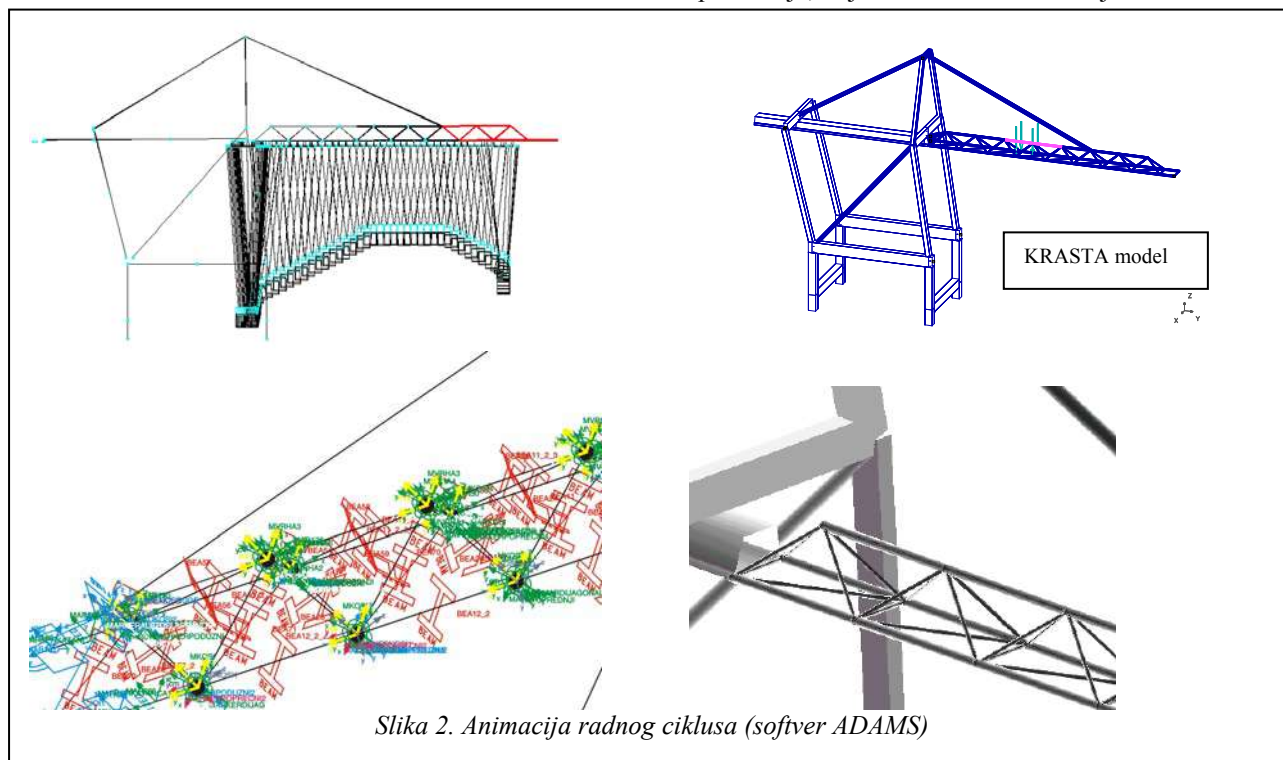
4.1 Primer obalske dizalice

Za pretovar kontejnera (oko 1970. godine) nastale su posebne dizalice, nosivosti i preko 50t, dohvata preko 60m, brzina dizanja preko 2m/s, mase preko 1000t. Brzina kolica je odavno veća od 3m/s, ali prosečno vreme ciklusa pretovara od 1 min je još uvek san. Na slici 2 data je animacija pretovara kontejnera sa optimizacijom trajektorije, gde pored upravljanja pogonima postoje i posebni procesorski sistemi za prigušenje njihanja tereta i snimanje profila radi optimizacije trajektorije. Postoje i potpuno automatizovane- robotizovane ovakve dizalice, sa do 11 stepeni slobode, a najčešće su poliautomatizovane (semiautomatizovane).

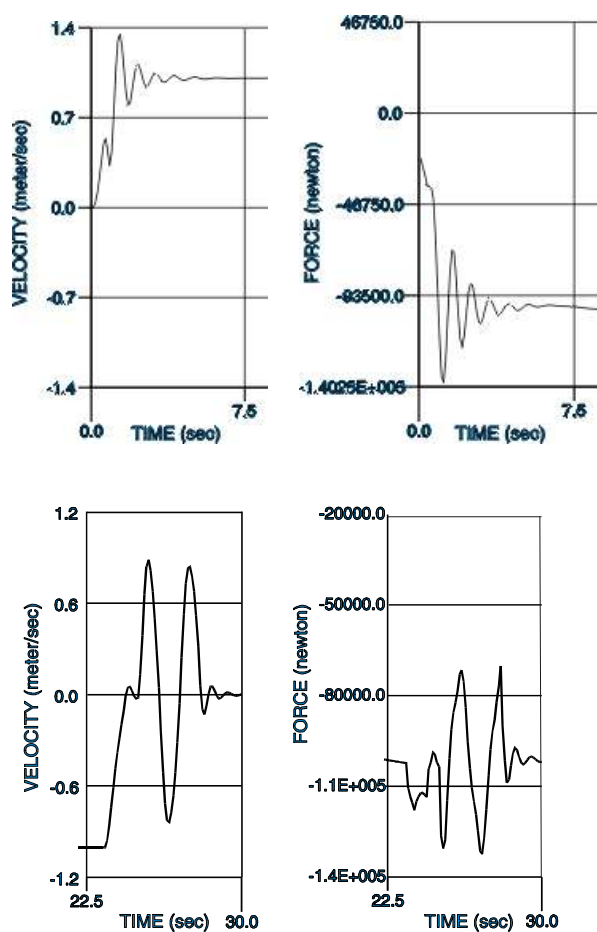
Simulacijama rada, pored testova upravljanja dobijaju se spektri opterećenja za sve interesne delove konstrukcije, koji se modeliraju kao štapovi (BEAM) sa matricama 12×12 i struktirnom prigušenjem. Sa aspekta zamora, značajna je analiza spektara opterećenja kritičnih delova konstrukcije, sa različitim ciklusima pretovara u domenu dohvata nad vodom od nekoliko metara do npr. oko 60m, koliko su Overpanama brodovi (imaju do 22 reda kontejnera). Brojanje samo ciklusa ili vremena rada npr. pogona dizanja za zamorna opterećenja konstrukcije nisu merodavna, jer se za svaki dalji red kontejnera u brodu

menja naponski spektar, pa je i po ovom osnovu potrebna statistička analiza.

Za analizu uticaja upravljanja pogona dizanja na spektre opterećanja, daju se rezultati simulacije kada su kolica na



Slika 2. Animacija radnog ciklusa (softver ADAMS)

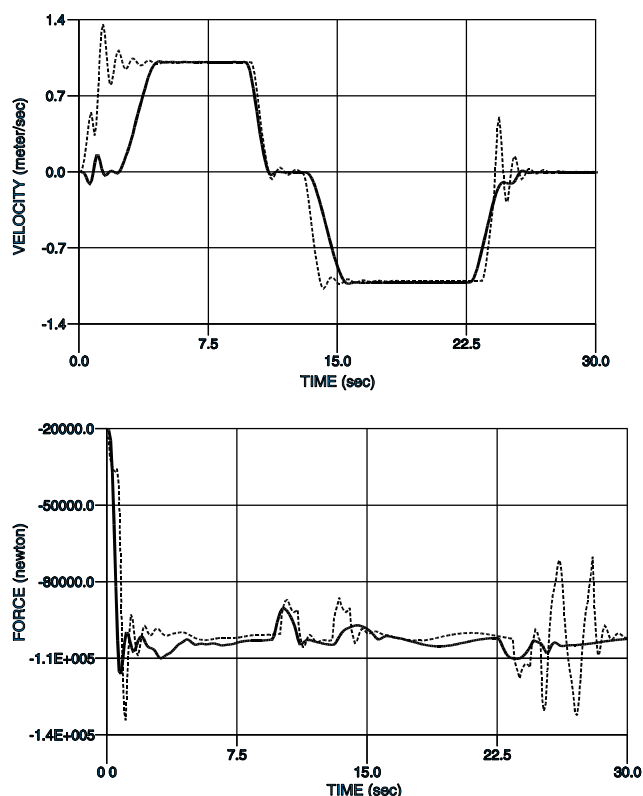


Slika 3. Promene brzine dizanja i sile u užetu tokom ubrzanja pri grubom rukovanju, pri dizanju i spuštanju

najvećem dohvat (kao na slici 2 simulacije) i na sredini polja između oslonaca prepust (kao na slici KRATA modela). Na slici 3 (gore) dati su primeri promene brzine dizanja i sile u užadima za slučaj početka dizanja sa rasterećenim užadima (zakasnelog opterećenja) kod grubog upravljanja (bez procesorske kontrole), pri čemu je ostvaren dinamički parametar $\phi = 1.42$. Pošto je vreme zakašnjenja tereta (a time i brzina dizanja pri kojoj počinje opterećenje) stohastička varijabla i zavisi od rukovaoca, ova veličina može biti i preko 1.5.

Na slici 3 (dole) data je promena brzine prilikom spuštanja tereta (i kočenja) sa korekcijama zbog pogrešne procene pri pozicioniranju sa pripadajućom promenom sile u užetu, što je takođe varijabla i uzrokuje pojave vršnih napona, sa mogućnošću superponiranja trenutnih oscilacija sa nametnutim. U datim uslovima dobijeni su dinamički koeficijenti $\phi = 1.33$, simulirani su uslovi rada sa 1.45, a takođe mogu biti i veće vrednosti od 1.5.

Procesorskim upravljanjem (slika 4) sa početnim dizanjem na malu visinu sa zategnutim užadima (radi kontrole zahvata kontejnera) i upravljanim smanjenjem brzine radi pozicioniranja, ostvaruju se minimalni dinamički efekti (i ispod 1.2) u užadima.



Slika 4. Uticaj procesorskog upravljanja na dinamička opterećenja (puna linija) i grubog upravljanja (tačkasta) radi poređenja ciklusa sa slike 3

Izračunavanjem napona u konstrukciji (software KRASTA) za više naznačenih slučajeva upravljanja (prema pripadajućim dinamičkim parametrima ϕ) u dva položaja kolica, daje se analiza dozvoljenih ciklusa opterećenja za naznačene štapove konstrukcije prepusta (gornji podužni nosač, naznačen na slici 2).

Poređenje se daje prema DIN 15018, za kolektiv napona S_2 (tabela 14), materijal St 52-3 za zavarene delove konstrukcije od cevi (slučaj zarez 3). Na osnovu Woehlerovih linija za dozvoljeni napon $\sigma_{D(-1)}$ dobijene su odgovarajuće Woehlerovi linija za $\sigma_{D(k=0.375)}$ ($k=3.175$). Različite veličine srednjih napona daju polje Woehlerovi linija za delove konstrukcije koji su najčešće iz tehnoloških razloga istih poprečnih preseka (slika 2, 5).

Područje iza $N = 6 \times 10^6$ ciklusa (gde linija dobija vrednost dozvoljenog napona za polje iznad 2×10^6), dato je sa modifikovanom formom Miner-Regel prema Heibach-u (k'

$= 2k$), što daje slika 5.

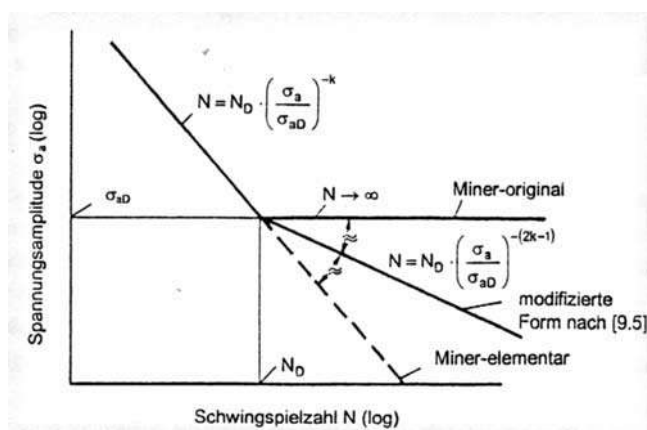
Brojevi dovoljenih ciklusa opterećenja za štap 1 (prema slici 2) su u polju od $1.45 \text{ E}5$ (za $\phi = 1.5$) do $7.6 \text{ E}5$ (za $\phi = 1.2$). Za štap 2 ove veličine su $1.24 \text{ E}6$ ciklusa ((za $\phi = 1.5$) do $5.4 \text{ E}6$ ciklusa (za $\phi = 1.2$). Napominje se da je ovo polje sa velikim uticajem sopstvenih masa i srednjeg napona, pa za slučaj da su kolica na vrhu prepusta teret samo rasterećuju ove štapove. Pri tome se mora dodatno proveravati stabilnost pritisnutih štapova.

Pored obalskih dizalica, autori imaju primer i za dizalicu viljuškara.

5. TENDENCIJE RAZVOJA

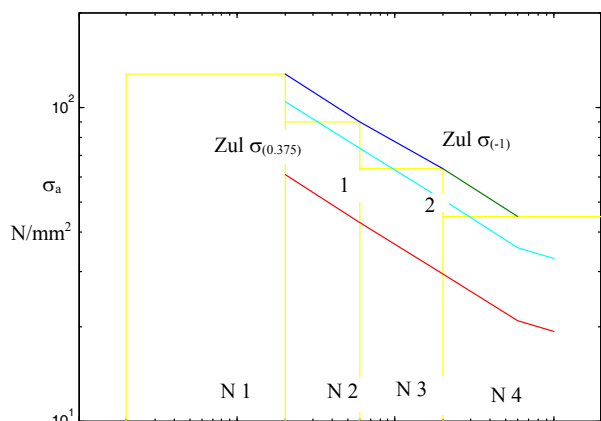
Prethodno ukazuje da su transportni uređaji u praktično svim varijantama mehatroničke naprave koje, a ako su potpuno automatizovane spadaju u manipulative robote. Dalje tendencije razvoja idu ka još većem prisustvu elektronskih komponenta, što ih i sa aspekta veka trajanja približava aktivnim sistemima.

Sadašnji proračuni uzimajući u obzir standarde primenjuju koncept nazivnog napona, koji je onoliko merodavan, koliko i procene uslova rada u budućem vremenu. Simulacijama (npr. softverom ADAMS ili sličnim) mogu se za različite grupe i podgrupe konstrukcije i pogona dobiti spektri opterećenja za pretpostavljene uslove rada, od kojih se potom dobijaju odgovarajuće veličine napona (npr. softverima KRASTA ili sličnim), na osnovu kojih se dalje obradom opterećenja sa različitim veličinama srednjih i amplitudnih napona moraju svesti preko faktora uticaja srednjeg napona F_m na one za koje postoji Woehlerova linija (npr. za $R = \sigma_u / \sigma_o$ sledi $\sigma_{a,R=1} = \sigma_{a,sm} / F_m$ [8]). Za sumiranje različitih amplitudnih napona na raspoloženju stoje hipoteze za lineare akumulacije lokalnih oštećenja, a za područje npr. preko $2 \cdot 10^6$ ciklusa ($\sum \sigma_{ai}^m n_i \leq \sigma_D^m n_D$) uzima se trajna dinamička čvrstoća ili npr. modifikovana forma Miner-Regel prema Heibach-u slika 6.



Slika 6. Woehlerova linija i modifikacija u polju posle N_D [8]

Kritične tačke konstrukcije i mesta sa koncentracijama naprezanja, proveravaju se kroz mikro FEM analize (spojna mesta, prelazi poprečnih preseka itd.).



Slika 5. Woehlerove linije za dozvoljeni napon za naznačene štapove

Praktično već sadašnja primena upravljačke elektronike omogućava brojanje ciklusa (C_i), registrovanje veličine tereta (Q_i), merenje puteva (Di) itd, što su dovoljni podaci da se uz memorisanje i obradu tokom inspekcija konstatuje da li se mašina upotrebljava sa pretpostavljenim parametrima, kao što je (prema Entw. DIN EN 13001-1) parametar kolektiva opterećenja kQ_r za čiju je ispravnu procenu odgovoran naručilac dizalice, dakle korisnik, a od koje zavise dimenzije i cena.

$$kQ = \sum_r \frac{C_r}{C} kQ \left(\frac{Q_r}{Q} \right)^3$$

Proširenje monitorskog sistema ka *on line* praćenju (u vremenskom domenu) napona kritičnih tačaka konstrukcije preko sensora, obrada signala posle svakog ciklusa rada (npr. rasterećenja) i memorisanjem stvarnih spektara napona tokom eksploatacije, dalo bi nov pristup projektovanju i sigurnost tokom eksploatacije. Pošto je ovo put ka lokalnom konceptu i dvoparametarskoj metodi, moguće je kroz jednoparametarsku obradu dobiti kolektive opterećenja koji će pokazati tokom eksploatacije: - učestanost, - vršnih vrednosti, - srednji napon, - amplitudne vrednosti. Zavisnost srednji napon, - amplitudni napon, može se dobiti klasiranjem kolektiva amplitudnog napona tokom ciklusa rada prema klasama veličina srednjeg napona, npr. za neke unapred definisane veličine vršnih vrednosti.

Pošto za sada nema dovoljno iskustava, za početak bi bilo korisno odrediti da se za napone veće od očekivanih, memorišu merene vrednosti sa svim podacima, radi naknadne analize prilikom inspekcija. Kao dalji cilj bi mogao biti primena npr. *Rain Flow* metoda za izračunavanje dela potrošenog veka trajanja za svaki ciklus, primenom poznatih softvera za ove namene.

Tokom inspekcija upoređuje se projektovano i staro stanje i na nekom nivou potrošenog projektovanog veka (npr. 50 do 60%), posle propisanog testa i snimanja kritičnih zona (metodama bez razaranja), kroz kontrolni proračun može se dati nova procena veka trajanja, koja će se bazirati na pouzdanosti podataka iz prethodnog perioda upotrebe. Slučajevi nepredviđenih prekoračenja napona, što bi moglo da znači akcidentne situacije (forma *crne kutije*), obrađuju se naknadno, radi ocene ekstremnih spektara opterećenja koji nalažu poseban tretman.

6. Zaključak

Od pre četrdesetak godina, kada je u domenu transportne tehnike počela primena elektronskih komponenata za upravljanje, prisustva je blagorodna posledica svih nivoa automatizacije. Najpre su tu korisnički zahtevi za povećanje učinka. Posle manjih prvih problema oko neusaglašenosti elektronskog i mehaničkog dela, elektronske komponente uvek su imale pozitivan uticaj na vek trajanja delova mašina, što se ogleda indirektno kroz:

- Preuzimanje nekih funkcija operatora, čime su usporava njegov zamor i mogućnost da napravi nedovoljno osmišljen pokret sa udarnim ili čak havarijskim efektima,
 - Monitoring i interakciju mašine i rukovaoca ili nadzora kod automatizovanih mašina.
- Direktni uticaji ogledaju se kroz:

- Kontrolu nad radom aktuatora (pogonskih motora), čime se delimično ili potpuno utiče na dinamičke efekte, naročito u tranzientnim procesima, a time i na pojavu vršnih napona konstrukcije koji su najčešći uzrok (izvor) zamora,
- Automatizaciju delova ciklusa rada (kretanja) koja omogućava jednoznačno pozicioniranje, čime se izbegavaju česta nepredviđena korekturna kretanja sa udarima, koji su rezultat superpozicije prethodnog stanja i dejstva prinudnih sila,
- Koordinaciju rada više pogona, za npr.:
 - o paralelno kretanje leve i desne strane portalnih ili mosnih dizalica do tačnosti reda veličina milimetara, čime se praktično eliminiše problem zakošenja dizalica pri radu, koji se ranije teško jednoznačno određivao i kontrolisao, zbog čega se lomio velik broj dizalica (lomovi usled zamora),
 - o blaži prelaz rada grabilica iz režima zatvaranja u režim dizanja sa preuzimanjem dela opterećenja od drugog pogona,
- Mogućnosti memorisanja parametara radnih ciklusa, radi praćenja i kontrole projektovanih i realizovanih tokom vremena rada i spektara opterećenja, čime se tokom inspekcija može korigovati projektovani vek, jer je odnos broja radnih ciklusa najlakše i najteže pogonske grupe do 1:8,

Uvažavajući postojeća stanja kada čak i semiautomatizovane mašine imaju po dva procesorska sistema i monitoring, moguće je očekivati proširivanje njihovog opsega rada ka monitoringu veka trajanja sa:

- Registrovanjem broja radnih ciklusa i spektara opterećenja. Ovo se odnosi kako na mašine sa predvidivim radnim zadacima (npr. obalske dizalice, regalne dizalice, mosne dizalice sa definisanim tehnološkim zadacima, ..) tako i na mašine kao što su autodizalice, viljuškari i druge slične dizalice opšte namene, kojima je skoro nemoguće u fazi projektovanja strožije definisati radne parametre,
- *On line* praćenju (u vremenskom domenu) napona kritičnih tačaka konstrukcije, definisanih prethodnim analizama i simulacijama, obradi signala posle svakog ciklusa rada (npr. rasterećenja) i definisanjem stvarnih spektara napona tokom eksploatacije. Kao cilj može biti i proračun udela zamora (oštećenja) ili ostatak veka (broja ciklusa) i *crne kutije* za akcidentne situacije,

Pozitivne komercijalne posledice mogu biti npr.:

- Produženje garancije za mašine kod kojih se posle prvih inspekcija konstatuju blaži spektri opterećenja od projektovanih, bez akcidentnih situacija,
- Deklaracije o produženom vremenu trajanja delova i cele mašine itd.

LITERATURA

Ovaj rad je skraćena verzija predavanja (po pozivu) na 30. *Tagung DVM – Arbeitskreis Betriebsfestigkeit-Stuttgart, 2003*,
 Georijević M. Kostić R.: *Erhöhung der Lebensdauer von Fördermaschinen durch mechatronische Systeme*,
 Mechatronik und Betriebsfestigkeit, DVB Bericht 130, Seite 139-162,

gde je navedena literatura, kako sledi:

1. Roddeck W.: *Einführung in die Mechatronik*, Taubner, Stuttgart, 1997,
2. Hausmann G.: *Automatisierte Läger*, Krausskopf, Mainz, 1972,
3. Georgijević M.: *Increase of technical performances and safety of transport devices by application of active control*, Scientific Review 29-30 Belgrade, Serbian Scientific Society 2002, p.101-117.
4. Georgijević M.: *Using simulations in material flow processes and machine designing*, Simulation News Europe, July, 2002, p 18-20,
5. Georgijević M.: *Krindynamik*, Zaduzbina Andrejevic, Belgrad, 1995. (in serbo-croat. Sprache),
6. Sudhop H, Höhn C.: *Lastwechselgesteuerter digitaler Lastkollektivzähler*, dhf, 11/95, S. 52-57,
7. Neugebauer R.: *Zuschrift zu 'Lastwechselgesteuerter digitaler Lastkollektivzähler'* (dhf, 11/95, S. 52-57), dhf, 1/2 -96, S. 53- 55,
8. Gudehus H, Zenner H.: *Leitfaden für eine Betriebsfestigkeitsrechnung*, VBFeh, Verlag Stahleisen, Düsseldorf, 1999,
9. Neubereit H, Weihert J.: *Einführung in die Ermüdungsfestigkeit*, Hanser, München, 1999,
10. Scheffler M.: *Grundlagen der Fördertechnik-Elemente und Triebwerke*, Vieweg, Braunschweig, 1994,
11. Kostic K.: *Istraživanje i razvoj Regalgabelstapler, bazinanog na Gabelstapler TU-35*, Magisterarbeit, Uni Novi Sad, 1999. (in serbo-croat. Sprache),

Standardi: DIN 15018: 1984. god, ISO 8686-1989. godine, Entw. DIN EN 13001-1:1997. god, VDI Richtlinie

RAISING LIVING AGE OF TRANSPORT MACHINERY THROU MECHATRONICS SYSTEMS

Prof. Dr. Eng. M. Georgijević, University of Novi Sad

Summary

Since the transport machines are more then 20 years mechatronic system, even often manipulation robot, paper give a revue of technical regulative which is throw choice of operation classes and groups take in consideration a control level by dimension and calculate useful life age. Then for the examples port crane on load specters and allowed number of working cycle. Combination of nominal and local stress concept is proposed like a test during inspections, for redefine useful life age.

Keywords: *automatisation, fatigue, transport machine*

Адреса за контакт:

Проф. др инж. Милосав Георгијевић
Универзитет у Новом Саду, Факултет техничких наука
21000 Нови Сад
Трг Доситеја Обрадовића 6

E-mail: georgije@uns.ns.ac.yu

STABILITY OF HD JOURNAL BEARINGS - GRAPH-ANALYTICAL METHOD

Ass. Prof. PhD Juliana G. Javorova
University of Chemical Technology and Metallurgy
Sofia, Bulgaria, e-mail: july@uctm.edu

Summary

The object of a current investigation is the problem of hydrodynamic (HD) instability of finite journal bearings. The rigid rotor is good balanced, such is investigated the motion of the shaft centre, provoked from the unbalanced HD forces of the lubricant. Modified criteria for stability by Hurwitz and Ljapunov are used, as well as an original program system, which is adequate of the theoretical treatment. On the base of large number bearing's simulative models and numerical solutions a graph-analytical calculation of the critical stability is presented.

Key words: stability criteria, journal bearings

1. INTRODUCTION

Fluid film bearings are commonly used to support the rotors of a wide range of rotating machinery. In most cases they provide stable support for the rotor. In some circumstances, however, fluid reactions on the rotating journals can destabilize the simple rotation mode and excite whirling modes [1]. In these cases incidental deviations from the positions or from the shaft centre velocity, lead to vibrations, the amplitude values of which can be increase in the time. As result come into view different breakdown situations. This problem necessitates to investigating the stability of the equilibrium position of the shaft in journal bearing film, which is the object of many old and recent papers.

The present work is a further attempt in this respect. In an earlier our study [2] a modified criteria for stability of the considered system was derived. The elaborated there new approach is easier for use and program provided yet. An original algorithm and a program system, which is adequate of the theoretical treatment, are created [3]. Along with that the graph-analytical calculation of the critical stability is very suitable for use. Similar graph-analytical solutions are published yet [4, 5], but they are based on the Korovchinskii [6] and Poznjak [7] methods. The goal of a current paper is to develop a base for graph-analytical calculation of stability problem at a use of modified criteria by Hurwitz and Ljapunov.

It is assumed, that a rigid rotor is good balanced, so that the centrifugal inertia forces of unbalanced masses are excluded from the shaft centre equations of motion. They may be expelling even by reasons, that here will investigate the stability zone of the lubricant film.

The task can be formulated as follows: at a specified operational mode, the shaft centre position is determined by the relative eccentricity ratio ε , which corresponds to a point from the dynamic equilibrium curve.

Must be defining the character of the shaft centre motion, if this center brings out from dynamic equilibrium position and moves in other point.

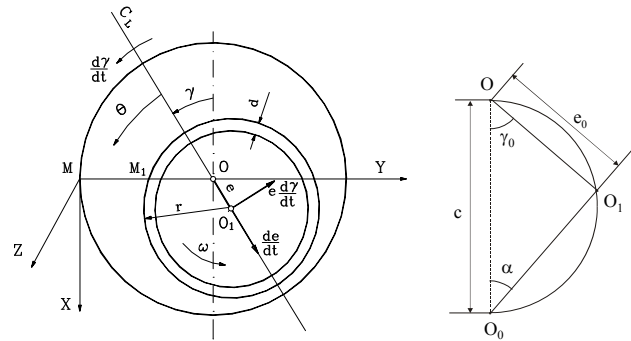


Fig. 1 Hydrodynamic journal bearing

In the present investigation is considered the motion of the shaft center, provoked from the unbalanced hydrodynamic forces of the lubricant. The shaft supports a constant load W in the equilibrium position (Fig.1). The fluid inertia forces are neglected. The equilibrium position is dynamic and it is determine by coordinates eccentricity and attitude angel. It is assumed, that the troubled motion is oscillations with small amplitude values, which enables to make a linearization.

2. THEORETICAL BACKGROUND

The calculating analysis for the bearing capability to generate self-excited vibrations requires a simultaneous solution of the problems of vibration theory and HD theory of lubrication. Consequently, the estimate for stability system reduces to determination of a functional relation between non-dimensional load parameter S (Sommerfeld number), which determinates the fixed position of the shaft centre on the trajectory of her movable equilibrium and stability parameters, which represent the influence of angular frequency and rotor flexibility. To solve the problem of stability – this means to determine the critical stability of the dynamic system in the plane of indicated parameters.

The journal bearing ability to generate self-excited vibrations is described with a stability parameter [4, 8]

$$(1) \quad \varphi = \frac{2M\omega\beta^3}{\eta L},$$

where $2M$ – mass of the rotor, ω – shaft angular velocity, β – relative radial clearance, η – lubricant dynamic viscosity, L – bearing axial length.

The critical value of stability parameter φ_0 can be determined on the base of modified stability criteria of the considered dynamic system.

These modified criteria are received at the solution of differential equations of shaft centre motion [2]:

$$(2) \quad M \ddot{x} + R_x + S_x = 0; \quad M \ddot{y} + R_y + S_y = 0,$$

where R_x, R_y – hydrodynamic forces in lubricant flow; S_x, S_y – damping forces of the lubricant film.

Through roots values of the relevant characteristic equation can be draw up the Hurwitz matrix, whose principal minors must be positive [9]. For the considered case, the Hurwitz conditions are transforming to the following expresses [2]:

$$(3) \quad \bar{A}_1 = \alpha_1 > 0; \quad \bar{A}_2 = \alpha_1 \alpha_2 - \alpha_3 > 0; \\ \bar{A}_3 = \alpha_3 \bar{A}_2 - \alpha_1^2 \alpha_4 > 0; \quad \bar{A}_4 = \alpha_4 \bar{A}_3 > 0,$$

where c – radial clearance and

$$(4) \quad \alpha_1 = a_1 (c/g)^{1/2} = 2(B_{xx} + B_{yy}); \\ \alpha_2 = a_2 (c/g) = T_{11} + T_{22} + 4(B_{xx} B_{yy} - B_{xy}^2); \\ \alpha_3 = a_3 (c/g)^{3/2} = 2(B_{yy} T_{11} + B_{xx} T_{22}) - 2B_{xy}(T_{12} + T_{21}); \\ \alpha_4 = a_4 (c/g)^2 = T_{11} T_{22} - T_{12} T_{21}.$$

In the above expresses is introduced in an non-evident mode a critical value of stability parameter φ_0 . Here the Sommerfeld number S is defined in terms, given by Kodnir and improved by us

$$(5) \quad S = \frac{W \beta^2}{\eta \omega L d} = (1 + 0,3 \varepsilon) \times \\ \times \frac{1,02 [1 - (1 - \varepsilon)^4]}{(1 - \varepsilon) \{1 + \alpha^2 [0,12 + 2,31(1 - \varepsilon)]\}}.$$

The full determination of modified stability criteria are detailed presented in [2].

It is known that, the journal precession in a bearing can be three types [4]: attenuating, established and increasing (Fig.

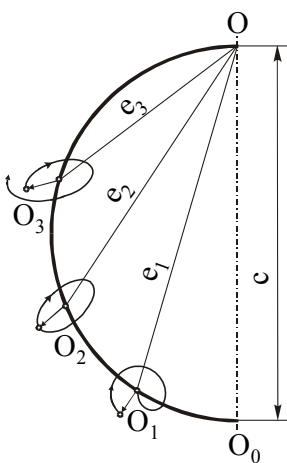


Fig. 2 Precession types of journal

O_2) corresponds to small shaft oscillations around equilibrium position, i.e. at $\varepsilon_2 = e_2 / c$ the equality $\varphi = \varphi_0$ is correct. The basic performance of the increasing precession ($\varphi > \varphi_0$) is an appearance of intensive

oscillations, which lead to destruction (oscillation in a point O_3).

By this way, calculation of the shaft motion stability in a bearing film lubricant reduces to determination of a stability parameter φ and comparison of this quantity with critical value φ_0 . This calculation must be carrying out after determination of basic bearing characteristics (especially Sommerfeld number).

At the same time, since the critical value of the stability parameter φ_0 represents a function only of the relative eccentricity ε , the bearing ability at HD lubrication to generate self-excited vibrations largely depends on the bearing geometrical proportions and operational parameters. The relation between relative radial clearance β , lubricant dynamic viscosity η , load parameter S (Sommerfeld number) with the stability parameter can be shown with a special nomograms of the stability [4, 5].

3. GRAPH-ANALITICAL METHOD FOR BEARING STABILITY CALCULATION

A typical nomogram about stability of journal bearing, which shows the relation between stability parameter φ on one hand and relative eccentricity, relative radial clearance, bearing length and viscosity is presented on a Fig. 3.

All of the abovementioned parameters are bind in between by the complex load coefficients [4]

$$(6) \quad b^* = \frac{W}{\omega \eta L d} = \frac{p}{\omega \eta}; \quad a^* = \frac{\omega^2}{g} b^* d,$$

such $\varphi = a^* \beta^3$.

The stability condition is determined with $\varphi < \varphi_0$.

The stability calculation of rigid, balanced rotor is carrying out as follows:

- calculation of basic operational bearing characteristics;
- determination of stability parameter φ ;
- graphical draw up of stability nomogram, which corresponds of bearing type.

The location of intersection point (ε, φ) set up the precession character.

Application example:

Initial data: $W = 200$ [kN]; $d = 0,3$ [m]; $L = 0,3$ [m]

($\alpha = \frac{d}{L} = 1$); $c = 3 \cdot 10^{-4}$ [m]; $\beta = 2 \cdot 10^{-3}$ [m];

$\omega = 314$ [rad/s]; $\eta = 0,015$ [Pa.s]. In this case

$b^* = 0,47 \cdot 10^6$; $a^* = 2,85 \cdot 10^9$; $S = 1,89$; $\varepsilon = 0,703$.

Stability parameter is:

$$\varphi = \frac{2M\omega\beta^3}{\eta L} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 10^4 \cdot 314 \cdot (2 \cdot 10^{-3})^3}{0,015 \cdot 0,3} = 22,8.$$

A graphical draw up for this example is shown on the Fig.3. It is evident that the intersection of straight lines $\varepsilon = 0,703$ and $\varphi = 22,8$ is located in stable zone. Then the journal precession is not dangerous.

From the nomogram is clear, that at constant loading the system can be located in a stable state at lower viscosities and smaller angular velocities, such the stable zone expanding at heavier loads.

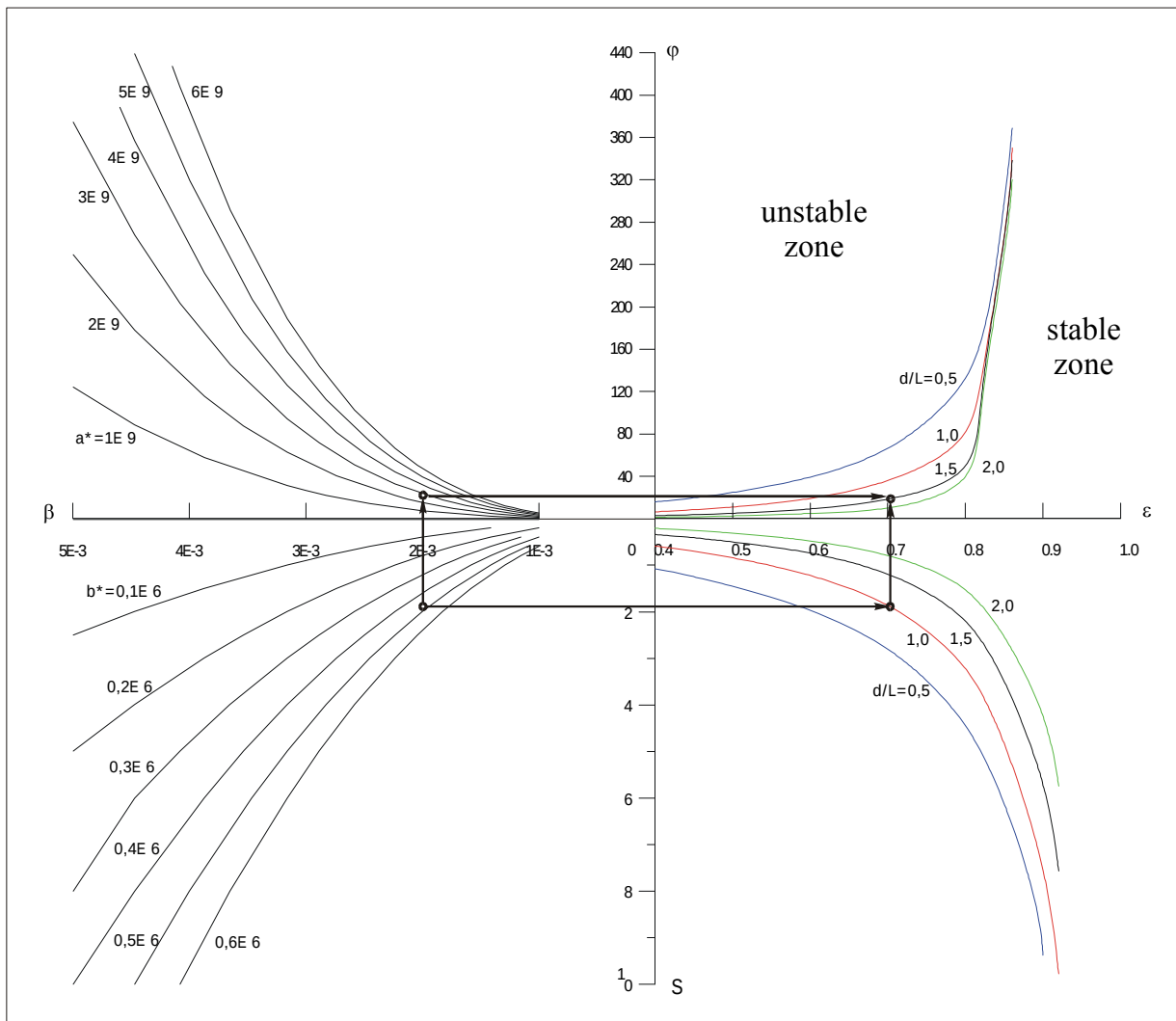


Fig. 3 Nomogram for graph-analytical calculation of journal bearing stability

On the other hand it is evident, that the bearing can be bring out from the unstable zone at $b^* = \text{const}$ with choice of higher value of β . If it is impossible, then should be increase clearance and load coefficient b^* .

4. CONCLUSION

Current paper represents a new approach for investigation of the mechanism of HD instability in finitely long journal bearing. At the assumption for rigid good balanced rotor in the differential equations of the shaft loci motion are involved HD and damping forces. The modified stability criteria in first approximation by Hurwitz and Ljapunov are used. On the base of large number numerical solutions by new-creating program system a graph-analytical calculation of critical stability is suggested. The difference between the results, obtained according to [4, 5] and the present method are non-considerable. All of them are applicable and have own significance. Furthermore the presented method is adaptive and can be modifying for different kind of problems, i.e. lubrication with non-Newtonian fluids, deformability of the bearing surfaces (EHD problems, dynamic loading, etc. The graph-analytical method is intended for scientific investigation, but can be used and in direct engineering practice.

ACKNOWLEDGMENTS

The author is grateful for the financial support provided by the Research and Development Sector at UCTM-Sofia. The author also thanks the reviewers for the helpful suggestions.

REFERENCES

- /1/ CRANDALL S.H., *The instability mechanism responsible for oil whirl and oil whip*, Proc. of the 4th Greek Nat. Congress on Mechanics, Democritus Univ. of Thrace, Xanthi, 1995.
- /2/ JAVOROVA J.G., ALEXANDROV V.A., *Journal bearing instability and modified criteria for stability*, Proc. of the Nat. Conf. Intern. Particip. "Bultrib'03", S., 10.2003.
- /3/ JAVOROVA J.G., *Algorithm and program system for critical stability determination of HD journal bearings*, Proc. of the Nat. Conf. Intern. Particip. "Transport'03", S., 11, 2003.
- /4/ VOSKRESENSKII V.A., DJAKOV V.I., *Calculation and design of journal bearings*, Mashinostroenie, M., 1980.
- /5/ HEBDA M., CHICHINADZE A.B., *Tribotechnics reference book*, Mashinostroenie, M., 1990.

- /6/ KOROVCHINSKII V., *Theoretical backgrounds of journal bearings*, Mashgiz, M., 1959.
- /7/ POZNJAK E.L., *Investigation on the motion stability of journal bearing rotor*, Izv. ANSSSR, Meh. i mash., 2, 1963.
- /8/ ALEXANDROV V.A., DUKOVA S.G., *Analysis of the effect of small elastic deformations on the dynamic performances of finite journal bearings*, Trenie i iznos, vol. V, 3, 1984.
- /9/ MERKIN D.R., *Introduction in the theory of stability of motion*, Nauka, M., 1971.

OBLIKOVANJE GEOMETRIJE VELIKIH PODESIVIH OSOLONACA

Miomir Jovanović, Predrag Milić,
Mašinski fakultet Univerziteta u Nišu

Abstract: Radom¹ je posmatran kontaktni zadatak velikih oslonaca koji se koriste na industrijskim i građevinskim objektima. Radom je analizirana mogućnost povećanja nosivosti ležišta, na bazi izbora oblika kontaktnih delova. Uočeno je da elastična deformacija u određenim slučajevima rasterećuje zonu visokog kontaktnog napona, pa je predložen OBLIK oslonca, nastao na bazi izo-linija složenih napona. Oblik novog profila je tako podešen da se smanjuje maksimalan napon kontakta a sigurnost naponskog rasporedjivanja se postiže primenom geometrijskog "limitera" ekstremnog napona. Predložen oblik ploče je podešenog ugiba, tako da rasterećuje kontaktne elemente i limitira najveći napon. Potvrda je tražena primenom nelinearne kontaktne analize. Nelinearnost modela je uslovljena promenljivošću graničnih uslova, trenjem i klizanjem i uvođenjem realne krutosti kontaktnih tela. Elastoplastični model materijala je uveden sa multilinearom karakteristikom σ - ϵ . Rešavanje jednačina strukture izvedeno je inkrementalnom Newton-Raphson-ovom metodom. Rezultati dobijeni novim oblikom su komparativno grafički izloženi.

1.0 UVOD

Osnovno pitanje dizajna je kako oblikovati konstrukciju pa da ona u funkcionalnom smislu bude savršenija? Bazni element funkcije kod ležišta – oslonaca velikih objekata je nosivost. U okviru takvog dizajna, postavlja se zahtev oblikovanja masivnih tela oslonaca koja trpe ekstremna kontaktna dejstva a čije funkcije su istovremeno najviše odgovornosti.

Klasična hipoteza *Hertz*-a ukazuje na smanjuje kontaktnih napona prelaskom iz ravnog kontakta u unutrašnji konkavno-konveksni kontakt. Ova ideja otvara pitanje da li na bazi promene elastičnog oblika kontaktnih tela može da se poveća površina kontakta? Ideja je najpre obrazložena na analitičkoj formi dva uporediva modela. Obzirom da teorijska rešenja analitičkih kontaktnih zadataka (*Hertz*-ovi modeli) ne uključuju sve uticaje koji se mogu pojaviti u tehničkim objektima, uradjena je numerička kontaktna analiza, primenom metode konačnih elemenata (*Finite Element Method* - FEM), kojom je posmatran efekat ideje **elastičnog kontaktnog tela**. Za analizu je korišćeno tehničko rešenje izvedenog oslonaca [5], formiranog od dve ravne ploče izmedju kojih je kotrljajuće telo. Ploče i kotrljajuće telo su masivni konstruktivni elementi od legiranog hrom-nikl čelika², slika 1.a U konstrukciji se može javiti plastična deformacija pa sa njom i klizanje kontaktnih površina. Radi toga je numerički vršena nelinearna kontaktna analiza kojom su obuhvaćena sve ove pojave.

Model oslonca pokazan na slici 1.-a, tretira dva kontaktna elementa: cilindar i ploču. Pritisak je ravnomeran po dužini kontakta. Da bi se dobilo savijanje ploče postavljene su dve linije oslonaca (kako to zahtevaju velike konstrukcije). Izbor merodavnog napona za ocenu naponskog nivoa kontakta, izvršen je na bazi očekivanja elastičnog ponašanja, kod koga se najveći deo rada troši na deformaciju geometrije, (metoda *Henky – Huber-Mises*). Analiza je izvedena na primeru sa jediničnim kontinualnim opterećenjem po dužini oslonca $q=F/B=6.9 \cdot 10^6/0.98=7040816$ [N/m']. U ovoj relaciji dužina oslonaca je $B=0.98$ [m], prečnik valjka u kontaktu $D_1=0.55$ [m], modul elastičnosti čelika $E=2.1 \cdot 10^{11}$ [N/m²], Poisson-ov koeficijent $\mu=0.30$, prema realnom objektu [5].

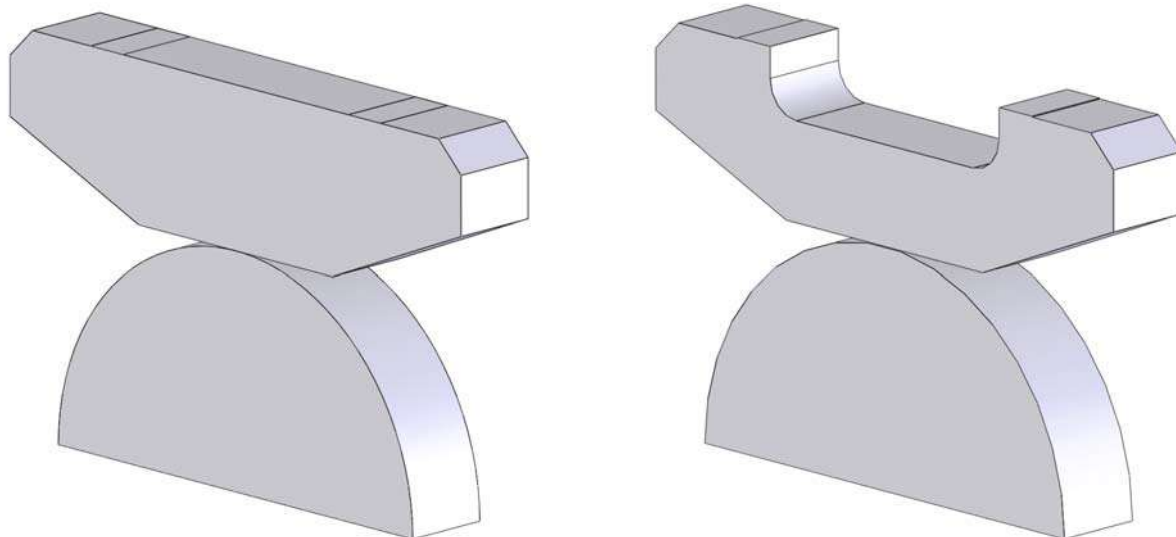
2.0 ANALITIČKE OSNOVE BOLJEG OBLIKA

Maksimalan pritisak u kontaktu beskonačne-ravne ploče-cilindra, prema teoriji elastičnosti [8], određuje se na bazi *Hertz*-a, za podatke posmatranog ležišta:

$$p_{MAX} = \sqrt{\frac{q \cdot E}{D_1 \cdot \pi \cdot (1 - \mu^2)}} = \sqrt{\frac{7040816 \cdot 2.1 \cdot 10^{11}}{0.55 \cdot \pi \cdot (1 - 0.3^2)}} = 969.007.818, \frac{N}{m^2} \quad (1)$$

¹ Projekat MNTR Srbije TR 3.07.0082.A

² Granica plastičnosti $R_H < 560$ MPa i čvrstoća $R_M = 800$ MPa,



Slika 1.a-b Bazna i nova geometrija – OBLIK povoljnijeg podesivog (kotrljajućeg) oslonca – ležišta

Radijus krivine savijene ploče, sa kontrolisanim ugibom $\Delta y = 0.006$ m, pri nazivnoj sili može se odrediti iz uslova čistog savijanja modela konzole, iz jednačine elastične linije konzole, poznatog ugiba, i raspona $L = 0.2$ m, prema relaciji:

$$\Delta y = \frac{P \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I_x} = \frac{M \cdot L^2}{3 \cdot E \cdot I_x}, \rightarrow \frac{M}{E \cdot I_x} = \frac{3 \cdot \Delta y}{L^2} = \frac{1}{R_2}$$

$$\rightarrow R_2 = \frac{L^2}{3 \cdot \Delta y} = \frac{0.2^2}{3 \cdot 0.006} = 2.222222 \text{ m}, \quad (2)$$

Maksimalan pritisak u kontaktu konkavnog cilindra-cilindra (unutrašnji kontakt dva cilindra), prema [8], za podatke posmatranog ležišta i napred izračunatu krivinu $R_2 = 2.222222$ m, ($D_2 = 2 \cdot R_2 = 4.44444$ m), je:

$$p_{\text{MAX}} = 0.798 \sqrt{\frac{q \cdot E}{2 \cdot (1 - \mu^2)} \cdot \frac{D_2 - D_1}{D_2 \cdot D_1}} = \quad (3)$$

$$= 0.798 \sqrt{\frac{7040816 \cdot 2.1 \cdot 10^{11}}{2 \cdot (1 - 0.3^2)} \cdot \frac{4.44444 - 0.55}{4.44444 \cdot 0.55}} =$$

$$= 907.864.450, \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]$$

Poredjenjem rezultata jednačina (1,2), maksimalan pritisak u kontaktu dva cilindra, manji je usled savijanja za 6.30986 %. Ovi rezultati su izvedeni za linearan model napon-deformacija i odsustvo plastičnih deformacija. Da bi se dobila savitljiva ploča traženog ugiba Δy , uveden je novi oblik ploče, koji sa suprotne strane od kontakta ima slabljenje u vidu kanala. Oduzetim materijalom dozvoljava se veće savijanje ploče. Kontrola maksimalnog ugiba je izvedena graničnikom oslonca, čime je kontrolisan maksimalan ugib, pa time i maksimalan napon izazvan savijanjem. Baznu i Novu geometriju preseka

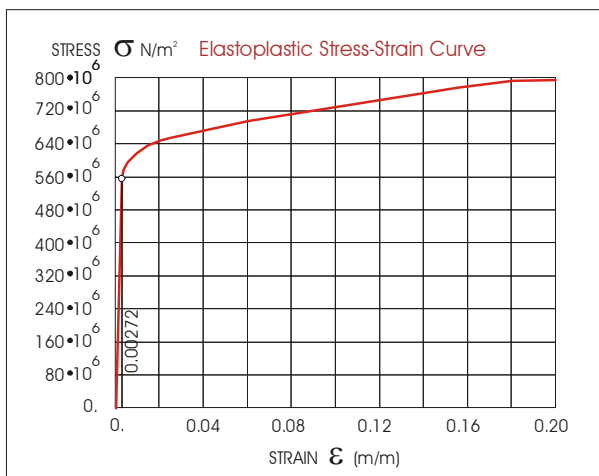
kontaktne ploče pokazuje slika 1. Ovako izvedenim oblikovanjem, dobijen je **fleksibilni kontaktni element**. Kontrola dozvoljenog ugiba izvedena je umetanjem oslonca u prostor kanala, sa zazorom pre unošenja opterećenja koji odgovara nazivnom ugibu ploče. Kod prekoračenja sila, dno kanala se naslanja na umetnuti oslonac, što ograničava dalje savijanje.

3.0 NELINEARNA KONTAKTNA ANALIZA

Nelinearnosti kontaktnih zadataka uslovljene su nelinearnošću materijala, geometrije i graničnih uslova. Nelinearnost materijala određena je klasom "metalnih" materijala sa nelinearnom elasto-plastičnom karakteristikom napon-deformacija [6], pokazanom na slici 2. Karakteristika očvršćavanja je definisana kao višestruko-linearizovana kriva napona i deformacija. Na ovaj način uvedena je mogućnost da model bude i u plastičnoj oblasti. Geometrijske nelinearnosti su uslovljene elastičnim deformacijama profila kontaktnih površina. Ove deformacije su male jer se izborom materijala i oblika, teži krutim geometrijama koje obezbeđuju kotrljanje po kinematskim prečnicima. Nelinearnost graničnih uslova uzrokovana je promenljivošću položaja tačaka oslanjanja pri uvećanju kontaktnih sila do pune vrednosti. Kontaktne sile su sile radnog pritiska i sile trenja.

Prema *Prandtl-Reuss* generalizaciji elasto-plastičnog problema, priraštaj plastičnih deformacija proporcionalan je devijatoru napona [3]. Shodno tome, ekvivalentan napon u plastičnoj oblasti, σ_e određen je na bazi komponenata normalnih $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ i tangentnih napona $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{xz}$, prema relaciji (5):

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \cdot \tau_{xy}^2 + 6 \cdot \tau_{yz}^2 + 6 \cdot \tau_{xz}^2 \right]^{0.5} \quad (5)$$



Slika 2. Kriva elasto-plastičnog materijala napon-deformacija (Hrom-Nikl čelik)

Zadatak je rešavan inkrementalnom punom (full) *Newton-Raphson* metodom. Pomeranja do uspostavljanja kontakta su velika. Procedura se zasniva na iterativnom rešavanju jednačine:

$$[K_{n,i}^T] \cdot \{\Delta u_i\} = \{F_n^a\} - \{F_{n,i}^{nr}\} \quad (6)$$

U jednačini (6), $[K_{n,i}^T]$ je matrica tangentne krutosti za korak n u iteraciju i , *Newton-Raphson* metode. $\{F_n^a\}$ je ukupni (apsolutni) vektor sile u koraku n , dok je $\{F_{n,i}^{nr}\}$ vektor sile za korak n u iteraciju i . $\{\Delta u_i\}$ je vektor traženih rešenja čvornih pomeranja diskretnog sistema.

Konvergencija iterativnog procesa je postignuta kada je veličina reziduma manja od tolerancije za zadatu veličinu. Polazna vrednosti tolerancije je 0,001.

Konvergencija je proveravana Euklidskom L2 normom koja je formirana kao koren sume kvadrata neuravnoteženih sila R_i u svim stepenima slobode kretanja. L2 norma je data jednačinom (7):

$$L_{2\text{norm}} = \|\{R\}\|_2 = \left(\sum R_i^2 \right)^{0.5} \quad (7)$$

Rešavanje ovog zadatka realizovano je metodom direktnih ograničenja, korišćenjem kontaktnih parova [6,7]. Kontaktni parovi kod dodira valjka i ploče su kontaktne površine (*surface-to-surface*). Pri tome se

definišu ciljna (*target*) i kontaktna (*contact*) dodirna površina. Metodom se prati kinematika kontaktne površine, da bi se u trenutku dodira, postavili granični uslovi i ograničilo dalje kretanje. U dodirnim čvorovima se postavljaju kontaktne sile F_i . Ovom metodom se određuje: skup konačnih elemenata koji čine kontaktna tela, skupovi čvorova koji potencijalno mogu doći u kontakt i ivice koje potencijalno dolaze u kontakt. Kada u tolerantnu oblast udje čvor druge kontaktne površine, uspostavljaju se mehanički uslovi dodira. Određuje se način ostvarivanja pritiska, pravac kretanja, prisustvo klizanja, krutost čvorova ciljne površine. To se realizuje Gausovom metodom. Njome se utvrđuju koje su Gausove tačke u kontaktu, koje su izvan kontakta a koje su blizu kontakta. Na ovaj način se određuju granični uslovi nelinearne analize, koji su nezavisni od početnih pretpostavki o krutosti kontaktnog para. Tribološke pojave unutrašnjeg trenja su u kontaktni zadatak uvedene eksponencijalnom funkcijom (8),[6]:

$$\mu = \mu_d \cdot \left[1 + (k - 1)^{-d \cdot v} \right] \quad (8)$$

U jednačini (8), μ je računski koeficijent trenja, μ_d je dinamički koeficijent trenja, k je količnik statičkog i dinamičkog trenja, d je decay coefficient (sec/m), v brzina klizanja (slip rate) ($\mu=0.2$).

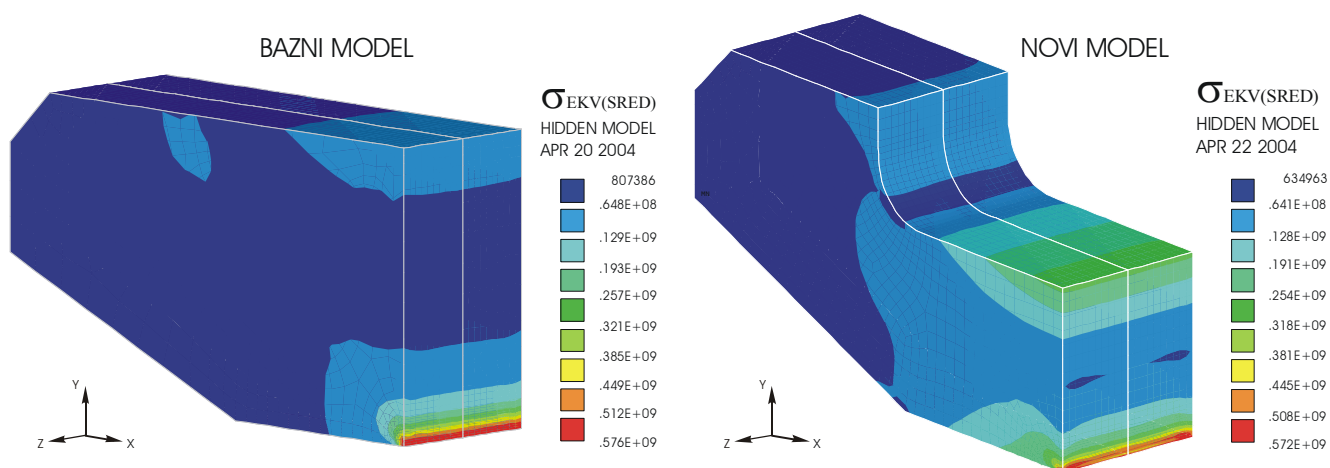
4.0 FEM ANALIZA BAZNOG I NOVOG MODELA

Postavljeni zadatak BAZNOG modela, ima 10150 - 3D solid baznih elemenata, 100 kontaktna elementa **T-170** i 100 kontaktna elementa **C-174**. Uvodjenjem simetrije modela, problem je opisan sa 12155 čvorova i 34425 stepeni slobode kretanja³.

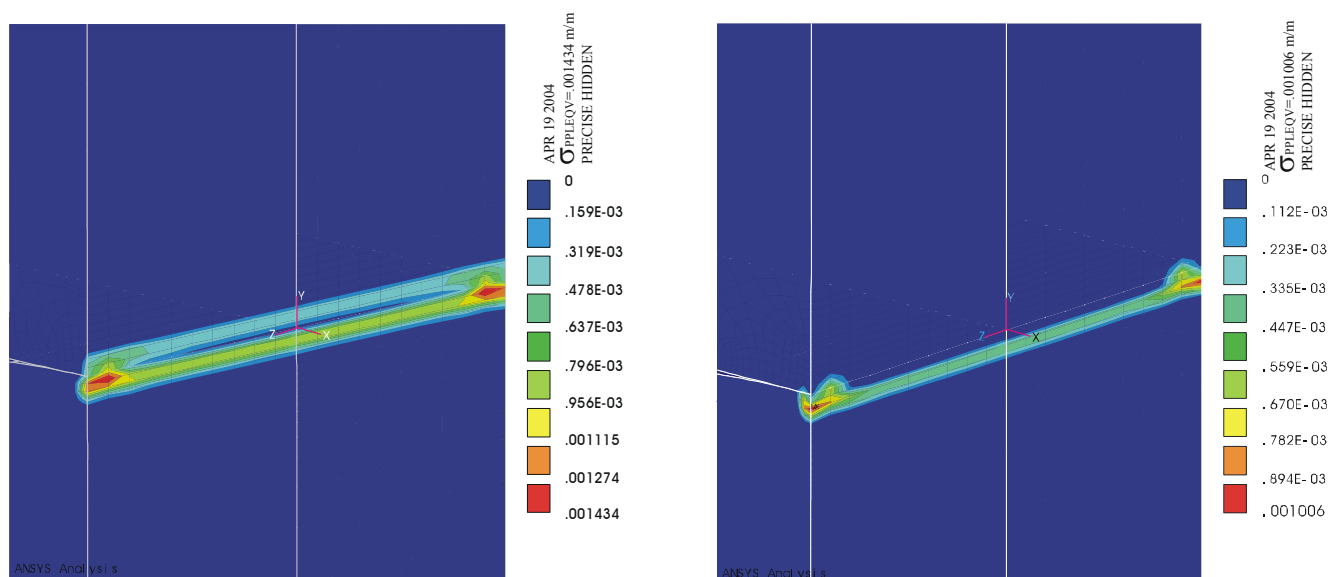
Sličnom procedurom, na bazi geometrije NOVOG modela, razvijen je NOVI modifikovan diskretni model za analizu sa 16990 čvorova i 57855 stepeni slobode kretanja.

Dobijeni ekvivalentni napon u analizi BAZNOG modela je $557 \cdot 10^6$ N/m². Uporedni ekvivalentni napon u analizi NOVOG modela je $512 \cdot 10^6$ N/m². Ekvivalentni naponi za oba modela, dati su na slici 3. Slika 4. pokazuje plastične deformacije koje su rezultat nelinearne analize i prekomerne sile u osloncu. Slika 5 pokazuje kontaktnu penetraciju koja je naravno veća kod BAZNOG modela. Tabela T.1 daje pregled rezultata FEM analiza za poredjenje.

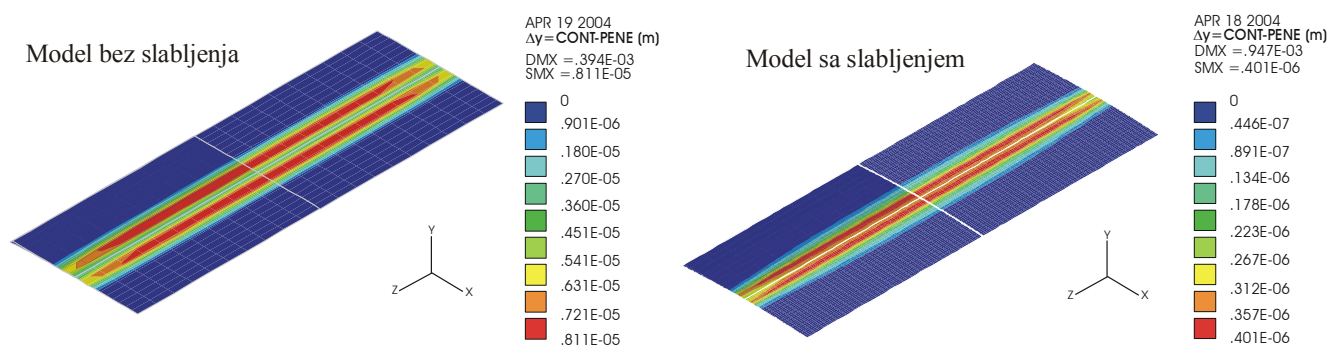
³ Realizacija je na PC Intel P4/1.8 GHz izvedena za 960 sCP, sa n=17 koraka i prosečno 100 poditeracija.



Slika 3. Uporedan prikaz: Ekvivalentni naponi u analizi BAZNOG-MODELA i NOVOG MODELA (polovina modela)

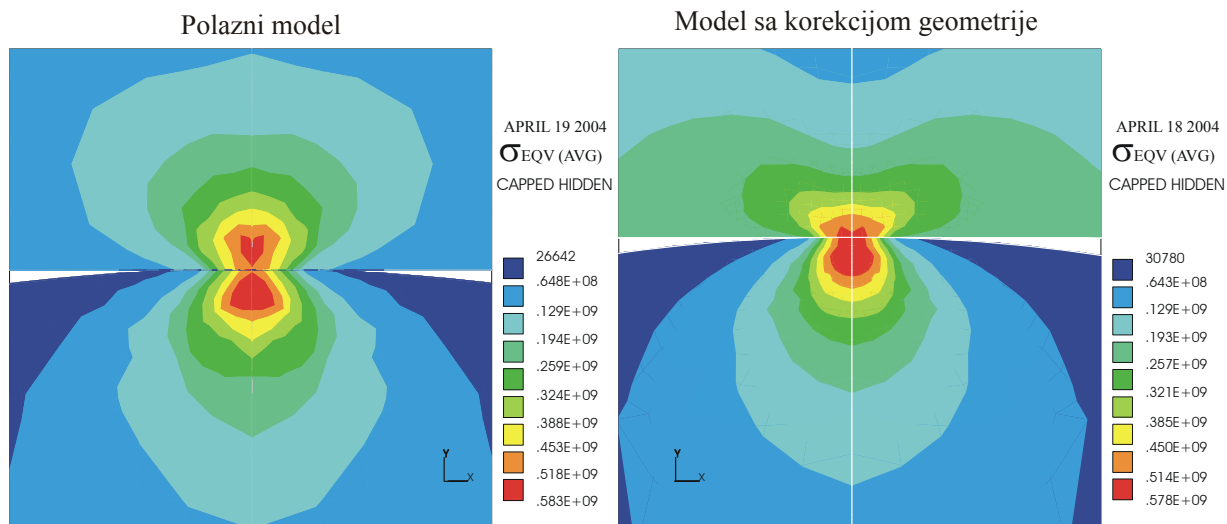


Slika 4. Uporedan prikaz: Plastična deformacija po kriterijumu Von Mises-Napona (polovina modela)



Slika 5. Uporedan prikaz: Kontaktne penetracija (manja kod NOVOG modela)

Tabela T.1 Model analize	MODEL BAZNI -OBLIK	MODEL NOVI - OBLIK
Broj elemenata - solida (3D)	10150	16990
Broj kontaktnih elemenata T-170/C-174	100+100	100+100
Broj čvorova	12155	48328
Broj stepeni slobode kretanja (DOF)	34425	57855
Max. Ekvivalent napon u sredini kontakta σ_{VM} (N/m ²)	557.E+6	512.E+6
Max. Tangential napon u sredini kontakta τ_{x-y} (N/m ²)	131.E+6	61.8E+6
Deformacija (u pravcu vektora sile) Δy (m)	-0.000393	-0.000918



Slika 6. Pogled na kontakt sa profila: Poredjenje Von Mises-ovih ekvivalentnih napona

5.0 ZAKLJUČAK

Primer izveden na analitičkom modelu i drugi primer na numeričkom FEM modelu, pokazuju kako se promenom oblika rasterećuje kontakt. Ideja je da se u kontakt uvede elastična ploča, oslonjena na dva oslonca, suprotno dosadašnjoj praksi u kojoj su se koristili kruti kontaktni elementi. Savijanjem ploče, prelazi se sa cilindrično-ravnog kontakta na cilindrično-cilindrični. Ovim tipom kontakta povećava se površina dodira, pa se samim tim smanjuju visok kontaktni naponi. Naponi dobijeni kontaktnom analizom uključuju uticaj savijanja ploče (kao globalnu deformaciju) i kontaktni pritisak (kao lokalnu deformaciju). Dobijen maksimalni napon $\sigma_{EKV} = 557. E+6 \text{ N/m}^2$ u zoni kontakta, smanjen je osetno, na $\sigma_{EKV} = 512.E+6 \text{ N/m}^2$, promenom oblika dodira koji se realizuje povećanjem elastične deformacije od 0.000393 [m] na 0.000918 [m]. Elastičnijom kontaktnom pločom, može se značajnije još umanjiti ekvivalentni napon. Analiza sa uključenom plastičnom deformacijom materijala, uopštava predloženi model, jer se plastičnost može realno očekivati kod ekstremnih kontaktnih uticaja. Novi oblik visoko-opterećenih kontaktnih elemenata

ima povoljniju elasto-plastičnu deformaciju, pa se može preporučiti kao “koncept” rasterećenja velikih oslonaca ili koncept povećanja njihove nosivosti.

LITERATURA

- [1] Zienkiewicz O.C., ADAPTIVITY AND MESH GENERATION, Int.Journal for num.met. in engin. Vol. 32, 783-810, 1991.
- [2] Timoshenko S., STRENGTH OF MATERIALS, Part II, Princeton, New Jersey, 1956.
- [3] Kojić M.: APPLIED THEORY PLASTICITY, University of Kragujevac, 1979.
- [4] Sekulović M., ACTUAL PROBLEMS OF THE NONLINEAR ANALYSIS, Architectural book, Beograd, 1992.
- [5] Jovanović M., Vacev T., Jovanović M.: STRESS-STRAIN SLIDING-PLATE SUPPORT ANALYSIS OF THE MIDDLE HEAD, NAVAL SHIPING PORT THE POWER-STATION “ĐERDAP-1” KLADOVO, Report, MININSTITUT, MIN Holding Co., Niš, 1998.
- [6] ANSYS - Release 7.0, Theory Reference, Nonlinear Structural Analysis, 2000.
- [7] MSC/NASTRAN for Windows V 4.0, Theory Reference, FEMAP, 1998.
- [8] Rašković D., TEORIJA ELASTIČNOSTI, Naučna knjiga Beograd, 1985. str.266.

THE GEOMETRIC DESIGN OF LARGE ADJUSTABLE SUPPORTS

Abstract

This paper deals with the contact task of large supports used on objects in industry and buildings. The possibility to increase the carrying ability was analyzed, based on the shape selection of the parts in contact. It was noticed that the elastic deformation in certain cases disburdens the high contact stress zone, so the support SHAPE was suggested, based on the iso-lines of the composite stresses. The new profile shape was adjusted so that the maximal contact stress is lowered and the safety of stress distribution is achieved using geometrical "limiter" for extreme stresses. The plate shape suggested has adequate deflection, so it disburdens contact elements and limits the highest stress. The verification was made using nonlinear contact analysis. The model nonlinearity was qualified by the boundary conditions relevance, friction and sliding and by the use of real contact bodies rigidity. Elasto-plastic material model was involved with multi-linear σ - ϵ characteristic. The equations solution was performed using incremental Newton-Raphson method. The results achieved using new shape are graphically showed for comparison.

E-mail: miomir.j @ Eunet.yu
miomir @ masfak.ni.ac.yu

IZBOR OBLIKA ČELIČNOG VODOTORNJA U ZAVISNOSTI OD USLOVA EKSPLOATACIJE

Mr Vujadin Aleksić, istraživač saradnik, GOŠA Institut
Dr Miodrag Arsić, naučni saradnik, GOŠA Institut
Zoran Anđelković, GOŠA Institut

Rezime

U radu se razmatraju različiti oblici čeličnih vodotorneva u tehnološkom lancu snabdevanja vodom i njihov izbor sa stanovišta uticaja pozitivnih i negativnih uslova eksploatacije na ekonomičan i siguran rad objekta.

Ključne reči: čelični vodotoranj, oblik, eksploatacija, analiza

1. UVOD

Vodotoranji su objekti u sistemu vodosnabdevanja tehničkom vodom ili vodom za piće koji su nosećom konstrukcijom odignuti od zemlje, a služe za akumulaciju rezervi vode. Osim toga ovi objekti olakšavaju rad pumpnih stanica, regulišu pritisak i potrošnju vode u vodovodnoj mreži. Mogu biti postavljeni na bilo kakvom terenu, a najčešće se postavljaju u ravnica radi obezbeđenja odgovarajućeg pritiska u vodovodnoj mreži.

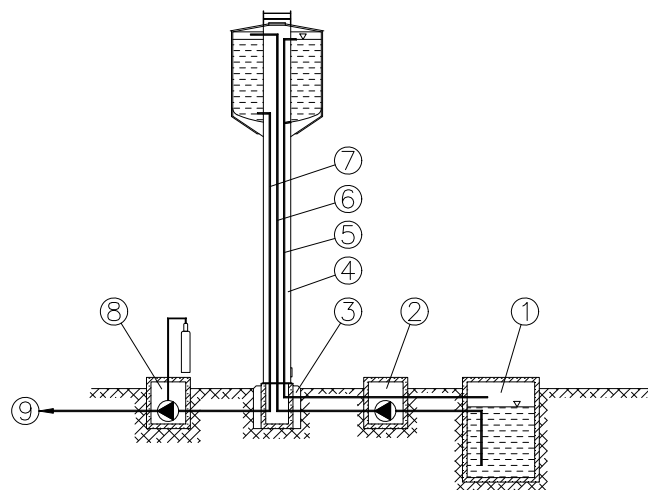
Izrađuju se od različitih materijala: armirani beton, cigla, čelik ili kombinacijom ovih materijala sa mogućnošću akumulacije 10-tak do 500 m³ vode u rezervoaru.

2. VODOTORANJ U SISTEMU VODOSNABDEVANJA

Zbog jednostavne konstrukcije i mogućnosti izrade različitih oblika u funkciji integriteta konstrukcije, uštede u materijalu i lakog održavanja u svetu se izrađuju uglavnom čelični vodotoranji. Slika 1 prikazuje čelični vodotoranj u tehnološkoj shemi vodosnabdevanja /1,2/.

Uz objekat vodotoranja nalaze se:

- Bunar iskopan u neposrednoj blizini vodotoranja koji treba da obezbedi odgovarajući kapacitet;
- Pumpna stanica sa potrebnim brojem pumpi, kapaciteta uslovljenog zapreminom rezervoara;
- Električna mreža za elektrosnabdevanje pumpne stanice i drugih elektropotrošača vodotoranja;



Slika 1. Tehnološka shema vodosnabdevanja
1-bunar, 2-pumpna stanica, 3-temelj vodotoranja,
4-vodotoranj, 5-prelivni vod i vod za pražnjenje,
6-potisni vod, 7-povratni vod
8-stanica za hlorisanje i prečišćavanje vode,
9-krajnji potrošači

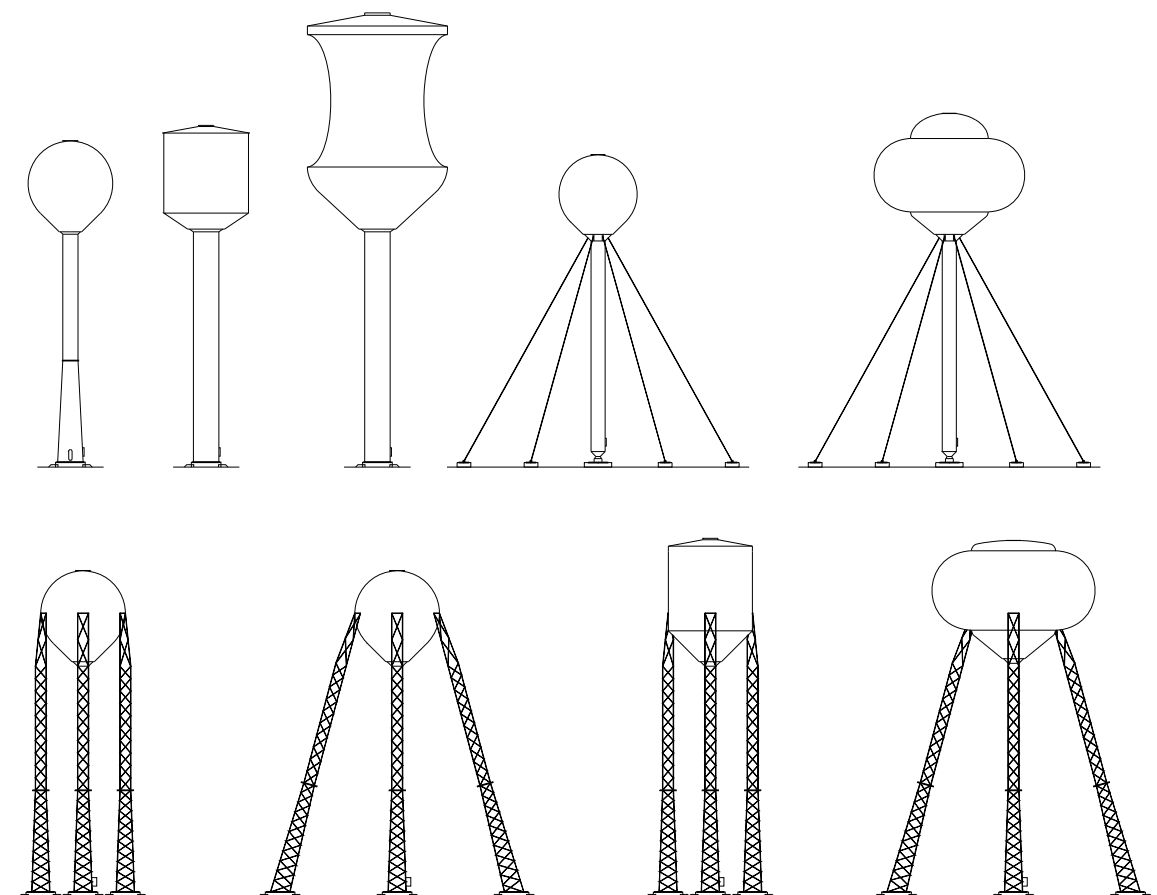
3. ELEMENTI ČELIČNIH VODOTORNJEVA

Čelični vodotoranj se sastoji iz rezervoara i nosećeg stuba ili stubova različitih oblika. Spoljne dimenzije i debljina plašta rezervoara su u funkciji kapaciteta vodotoranja. Noseći stubovi su u obliku: cevi, konusa, rešetki i visine H=30÷50 m, zavisno od toga koliki se pritisak želi postići u vodovodnoj mreži. Oslonci su u obliku prirubnice ili zgloba, što zavisi od toga da li vodotoranj ima zatege ili ne. Potisni, povratni i prelivni cevovod su sastavni deo vodotoranja, a izrađeni su od PVC ili čeličnog materijala. Prelivni cevovod ima mogućnost potpunog pražnjenja rezervoara. Prateća oprema su priključni ormari za napajanje potrošača u i na rezervoaru, instalacija za osvetljavanje, signalizaciju i regulisanje nivoa vode u rezervoaru i gromobranska instalacija.

Oblik i dimenzije rezervoara zavise od kapaciteta, a sastavljen je iz zavarenih segmenata lima potrebne debljine. Termički je izolovan slojem mineralne vune i obložen pocinkovanim limom.

Noseći stub, koji nosi rezervoar, izrađen je zavarivanjem šavnih cevi odgovarajućeg prečnika i debljine zida ili kao rešetkasti nosač izveden zavarivanjem. Kod vodotoranja sa zategama, donji deo stuba se završava konusom, na čijem vrhu se nalazi čelična kugla preko koje je ostvarena zglobova veza sa temeljom. Veza stuba-ova sa temeljom kod vodotoranja bez sajli ostvarena je prirubnicom-ama. Unutar nosećeg stuba nalaze se cevovodi, el. instalacija i merdevine.

Oslonac je okrugla ploča sa temeljnom čašicom na sredini, na koju se naslanja stubna kugla, kod vodotorneva sa sajlama, ili prirubnica koja se veže za temeljnu ploču. Na sl. 2 su prikazana neka od varijantnih rešenja vodotorneva s obzirom na oblik i konstrukciju.

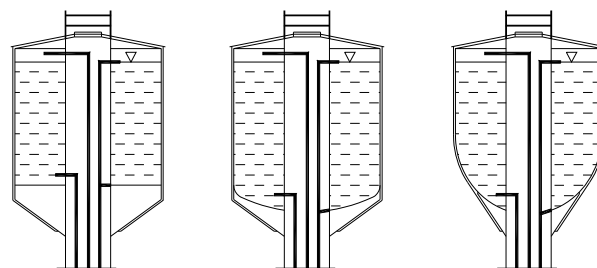


Slika 2. Različiti oblici čeličnih vodotornjeva

4. ANALIZA OBLIKA REZERVOARA ČELIČNIH VODOTORNJEVA

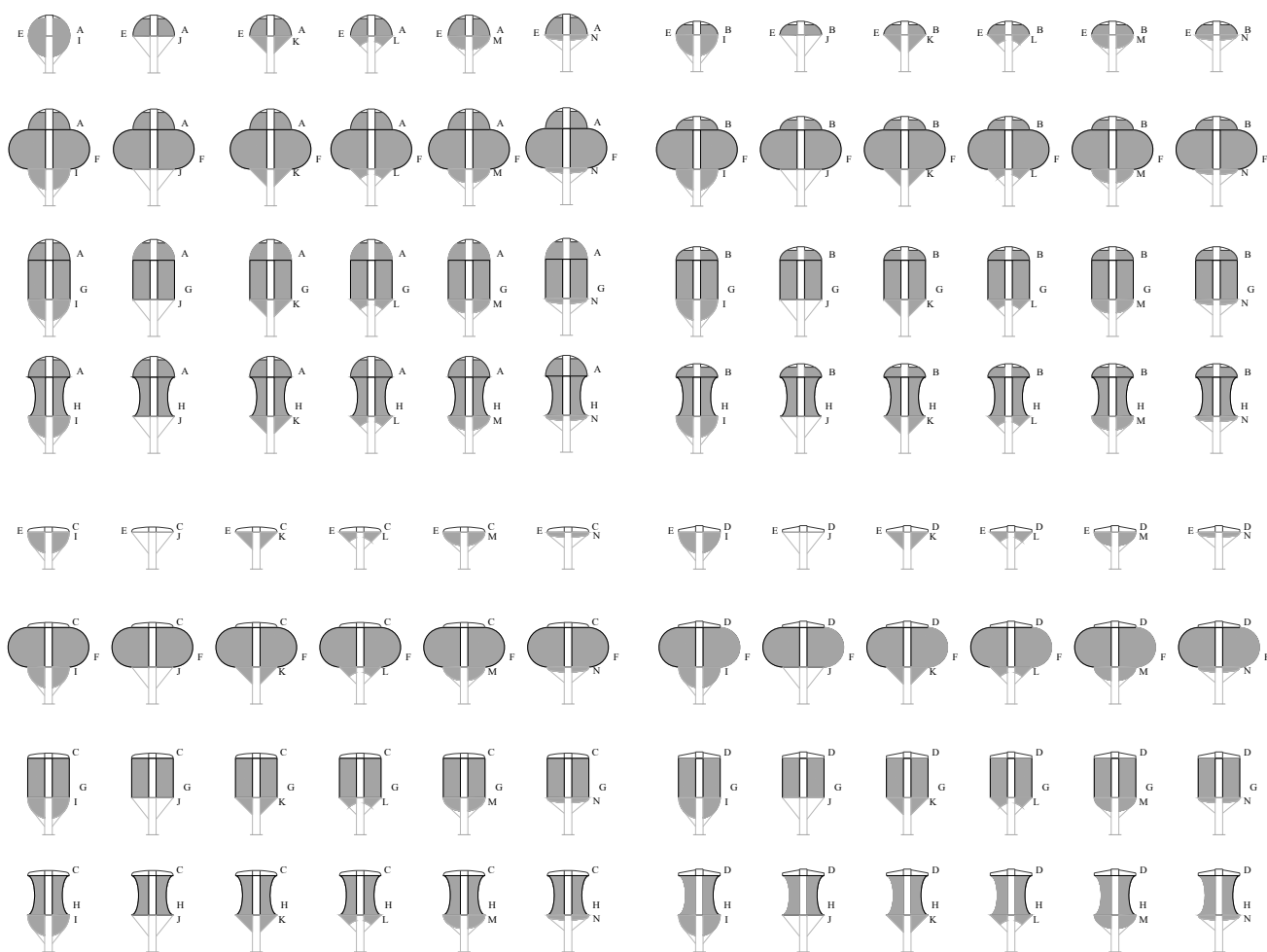
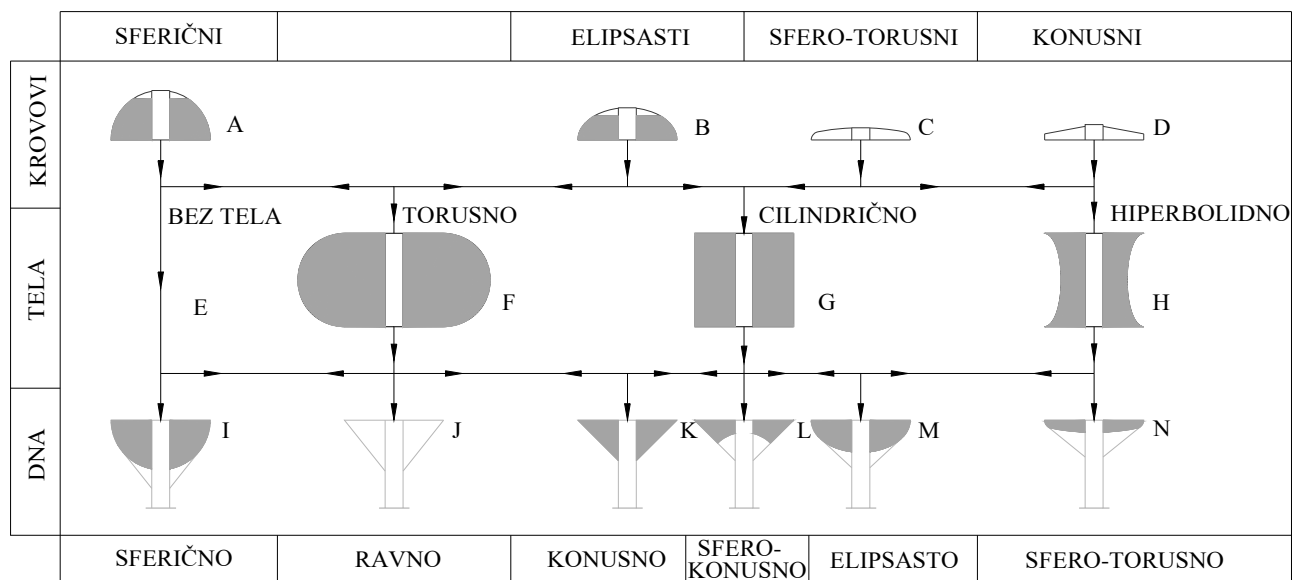
Oblici rezervoara mogu biti različiti, a uticajni faktori su: čvrstoća rezervoara i stabilnost vodotornja pod uticajem vetra, tehnoložnost izrade, transporta i montaže kao i sam kapacitet rezervoara. Svi oblici rezervoara na mestu spajanja rezervoara i nosećeg stuba imaju ojačavajuća rebra. Težina vode u rezervoaru prouzrokuje hidrostatski pritisak u rezervoaru čiji intenzitet je najveći na samom dnu rezervoara koje takođe može da ima različit oblik (ravno dno, torisferično, sferično), sl. 3. Pri izboru oblika rezervoara potrebno je voditi računa i o obliku dna (sa rebrima, bez, sa kragom, ravno, sferno itd...) da bi se izbegao fenomen pritiska "igle na balon".

I ostali elementi rezervoara kao što su krov i telo rezervoara mogu imati različit oblik, a neke od mogućih varijantnih oblika rezervoara prikazani su na slici 4, dok su parametri razmatrani sa stanovišta oblika, a u funkciji parametara izrade i eksploatacije procenjeni u tabeli 1.



Slika 3. Različite izvedbe oblika dna rezervoara

Rezervoar se proračunava na pritisak po važećim standardima JUS M.E2.../3/. Pretpostavka je da je pritisak mase posude zajedno sa masom vode, na noseći stub veći od proračunskog unutrašnjeg pritiska i da postoji mogućnost oštećenja posude usled njihovog uticaja, pa se oni moraju uzeti u obzir pri određivanju proračunskog pritiska, tačka 4.5 JUS M.E2.250. Uticaj statičkog pritiska vode na zidove rezervoara i rezervoara na stub je znatno manji u odnosu na uticaj vetra pri ukupnoj nosivosti.



Slika 4. Varijantna rešenja oblika rezervoara

Tabela 1. Procena izbora oblika rezervoara čeličnog vodotornja

Varijanta	Parametri procene izbora oblika rezervoara čeličnog vodotornja pri konstantnoj zapremini rezervoara										Procena(+/-)/ Prioritet
	Gabarit	δ zida	δ dna	Količina utrošenog materijala	Izrada	Transport	Montaža	Održavanje	Utica vetra	Utica slobodne površine vode	
AEI	++	++	++	++	--	+-	--	+-	++	++	14/6(2.3)/I
AEJ	+	++	--	-	-	+-	-	+-	+	++	9/9(1.0)/VII
AEK	+	++	--	+-	-	+-	-	+-	+	++	9/7(1.3)/V
AEL	+	++	+-	+-	-	+-	-	+-	+	++	10/6(1.7)/III
AEM	+	++	-	+-	--	+-	-	+-	+	++	9/7(1.3)/V
AEN	+	++	--	-	--	+-	-	+-	+	++	8/8(1.0)/VII
AFI	+-	+	--	-	--	-	--	-	+-	++	5/11(0.5)/XII
AFJ	+-	+	--	-	--	-	--	-	+-	++	5/11(0.5)/XII
AFK	+-	+	--	-	--	-	--	-	+-	++	5/11(0.5)/XII
AFL	+-	+	--	-	--	-	--	-	+-	++	5/11(0.5)/XII
AFM	+	+	-	-	--	-	--	-	+-	++	5/9(0.6)/XI
AFN	+-	+	-	-	--	-	--	-	+-	++	5/10(0.5)/XII
AGI	+-	+	+-	+-	--	+-	-	+-	+	++	9/8(1.1)/VI
AGJ	+-	+	--	+-	-	+-	+-	+-	+	++	9/8(1.1)/VI
AGK	+-	+	--	+-	-	+-	+-	+-	+	++	9/8(1.1)/VI
AGL	+-	+	+-	+-	-	+-	+-	+-	+	++	10/7(1.4)/IV
AGM	+	+	+-	+-	--	+-	-	+-	+	++	9/7(1.3)/V
AGN	+-	+	+-	+-	--	+-	-	+-	+	++	9/8(1.1)/VI
AHI	-	++	-	-	--	-	--	-	+	++	5/9(0.6)/XI
AHJ	-	++	--	-	--	-	--	-	+	++	5/10(0.5)/XII
AHK	-	++	--	-	--	-	--	-	+	++	5/10(0.5)/XII
AHL	-	++	+-	-	--	-	--	-	+	++	6/9(0.7)/X
AHM	-	++	+-	-	--	-	--	-	+	++	6/9(0.7)/X
AHN	-	++	+-	-	--	-	--	-	+	++	6/9(0.7)/X
/...	/...	/...	/...	/...	/...	/...	/...	/...	/...	/...	/...
DEI	+	+	+-	+-	-	+-	+-	+-	+-	--	8/9(0.9)/VIII
DEJ	///	///	///	///	///	///	///	///	///	///	///
DEK	+	--	--	-	+	+-	+-	+-	+-	--	6/11(0.5)/XII
DEL	+-	+-	+-	-	+	+-	+-	+-	+-	--	8/10(0.8)/IX
DEM	+	+	+-	-	+-	+-	+-	+-	+-	--	8/9(0.9)/VIII
DEN	+-	+	--	--	+-	+-	+-	+-	+-	--	7/12(0.6)/XI
DFI	+-	+	+-	+-	+-	-	-	-	-	--	5/10(0.5)/XII
DFJ	+-	+	--	+-	--	-	-	-	-	--	3/12(0.3)/XIV
DFK	+-	+	--	+-	--	-	-	-	-	--	3/12(0.3)/XIV
DFL	+-	+	+-	+-	--	-	-	-	-	--	4/11(0.4)/XIII
DFM	+-	+	+-	+-	--	-	-	-	-	--	4/11(0.4)/XIII
DFN	+-	+	--	+-	--	-	-	-	-	--	3/12(0.3)/XIV
DGI	+-	+	+-	+	+-	+-	+-	+	+	--	9/7(1.3)/V
DGJ	+-	+	--	+	+-	+-	+	+	+	--	8/7(1.1)/VI
DGK	++	+	--	+	+-	+-	+-	+	+	--	9/7(1.3)/V
DGL	++	+	+-	+	-	+-	+	+	+	--	9/5(1.8)/II
DGM	++	+	+-	+	-	+-	+	+	+	--	9/5(1.8)/II
DGN	++	+	--	+	--	+-	+	+	+	--	8/7(1.1)/VI
DHI	-	+	+-	-	--	-	--	-	+	--	3/11(0.3)/XIV
DHJ	-	+	--	-	--	-	--	-	+	--	2/12(0.2)/XV
DHK	-	+	--	-	--	-	--	-	+	--	2/12(0.2)/XV
DHL	-	+	+-	-	--	-	--	-	+	--	3/11(0.3)/XIV
DHM	-	+	+-	-	--	-	--	-	+	--	3/11(0.3)/XIV
DHN	-	+	--	-	--	-	--	-	+	--	2/12(0.2)/XV

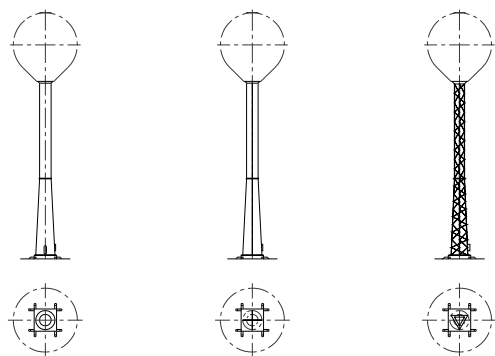
Ocene izbora oblika rezervoara: ++ vrlo dobra, + dobra, +- osrednja, - loša, -- vrlo loša, ne razmatra se ///

5. ANALIZA OBLIKA STUBOVA ČELIČNIH VODOTORNJEVA

Kao što postoje različiti oblici rezervoara, tako postoje i različiti oblici nosećih stubova na koje se oslanja rezervoar. Noseći stubovi obezbeđuju čitavom sistemu odgovarajuću

nosivost i stabilnost u svim uslovima eksploatacije, vetar, padavine, zemljotres. Neki od oblika su samonoseća cev konstantnog poprečnog preseka ili cev poduprta zategama, samonoseća cev promenljivog poprečnog preseka, tri i više cevi, rešetka konstantnog ili promenljivog gabarita, radiljalno zavareni limovi konstantnog ili promenljivog

gabaritnog preseka, sl.5. Moguća je i varijanta sa više podupirača rezervoara koji mogu stajati vertikalno ili pod nekim uglom, sl.6.



Slika 5. Rešenja sa jednim stubom

Stub vodotornja je izložen pritiscima, pa mora da zadovolji uslove stabilnosti, što važi i za ostale elemente izložene pritisku /4/.

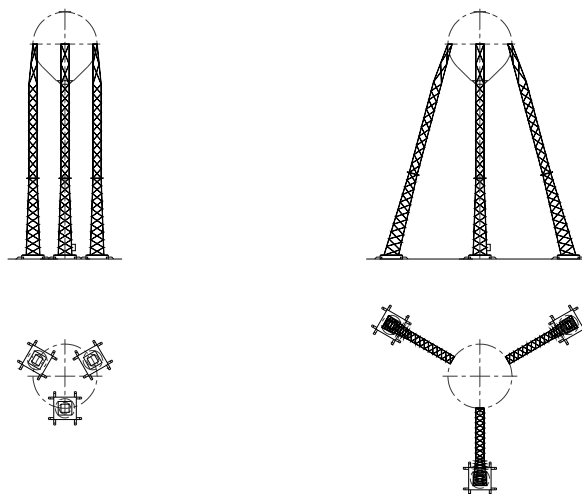
6. OBLIK U FUNKCIJI PARAMETARA EKSPLOATACIJE

Parametri eksploatacije koji direktno utiču na oblik, čvrstoću konstrukcije, a time i cenu vodotornja su:

- kapacitet vodotornja;
- potrebna količina materijala za izradu;
- uticaj ruže vetrova, zemljotresa, padavina;
- položaj otvora na stubovima i rezervoaru vodotornja;
- mogućnost održavanja;
- blizina naseljenog mesta.

Analizom uticaja eksploatacionih parametara na konstrukciju vodotornja pristupa se izboru oblika, a nakon toga, dimenzionom proračunu, proračunu debljine zida rezervoara, stabilnosti vodotornja, proračunu potrebnog materijala za izradu vodotornja. Tom prilikom je potrebno uraditi statički i dinamički proračun naponskog stanja primenom metode konačnih elemenata, da bi se videla raspodela napona usled uticaja svih opterećenja prisutnih u uslovima eksploatacije. Zbog izraženog dinamičkog opterećenja vodotoranj je potrebno proračunati na vetar za poznato područje eksploatacije i ružu vetrova. Takođe je važno pravilno odrediti stranu za otvor vrata na cevnom stubu za poznate uslove eksploatacije, zbog izražene koncentracije napona u uslovima dinamičkog opterećenja.

Kod izbora oblika stuba potrebno je izvršiti analizu sa aspekta održavanja i uraditi detaljan elaborat o održavanju vodotornja imajući u vidu opremu koju je potrebno dizati ili provlačiti kroz otvore stuba i rezervoara.



Slika 6. Rešenja sa više stubova

7. ZAKLJUČAK

Zbog uticaja vetra veoma je bitan izbor oblika kako stubova, tako i rezervoara. Oblik utiče na tehnologiju izrade, način održavanja i ukupnu cenu vodotornja.

Zbog značaja investicije i potrebe da vodotoranj služi više decenija potreban je uvek detaljan elaborat sa obrazloženjem o izboru konkretnog rešenja, da bi se potom pristupilo njegovom oblikovanju, modeliranju, proračunu i projektovanju.

LITERATURA

- [1] Projekat "VODOTORANJ SA SAJLAMA 200-500 m³, Institut GOŠA, Beograd, 2000.
- [2] Projekat "VODOTORANJ BEZ SAJLI 200-500 m³, Institut GOŠA, Beograd, 2001.
- [3] Standardi JUS M.E2...
- [4] Vujadin Aleksić, Miodrag Arsić, Zoran Anđelković: Prilog analizi izbora čeličnog vodotornja u funkciji parametara eksploatacije, 6. Međunarodno savetovanje o dostignućima elektro I mašinske industrije DEMI, Banja Luka, 2003

SELECTION OF STEEL WATER TOWER IN DEPENDENCE OF EXPLOITATION CONDITIONS

*Mr Vujadin Aleksić, istraživač saradnik, GOŠA Institut
Dr Miodrag Arsić, naučni saradnik, GOŠA Institut
Zoran Anđelković, GOŠA Institut*

Summary

Different forms of steel water towers in water supply technological chain are presented in this paper. Selection of water towers based on their positive and negative exploitation conditions influence to cost-effective and safe operation of object is also considered.

Key words: steel water tower, exploitation, analysis

Adresa za kontakt:

mr Vujadin Aleksić, istraživač saradnik, GOŠA Institut
11000 Beograd, Milana Rakića 35
E-mail: v_aleksic@hotmail.com i razvoj@verat.net

ERGONOMIC SEATING IN INDUSTRIAL APPLICATIONS

Ass. Prof. Gilbert-Rainer Gillich, D. Sc., UEM - Resita

Prof. Nicoleta Gillich, D. Sc., UEM - Resita

Summary

A good designed tool or machine allows height productivity and height quality of realized products. It is also important for the capability of the human resources. A good design includes also the ergonomic aspect, because no matter what the job is, ergonomics plays an important role. Vibration is classified as one of the physical occupational hazards encountered in the workplace, so an important task is to isolate them. The paper presents some considerations about the design of seats used in industrial applications.

Keywords: vibration, ergonomic seats, model

1. INTRODUCTION

No matter what the job is, ergonomics plays an important role in preventing injury and illness. It contributes also to grow up the quality of products or services. What is ergonomics? Ergonomics [1] is simply "fitting the job task to the person performing the job". For example truck, bus or tractor drivers, operators of underground mobile equipment, particularly shuttle cars, operators of equipment in metallurgical factories are often exposed to significant levels of shock and vibration. Studies have reported that as many as one-third drivers or operators could be exposed to adverse levels of shock and vibration. Moreover, especially seats on mining or metallurgical factories equipment, historically, are inadequate relative to the ergonomic needs of the equipment operator. In the extreme, a mine vehicle seat has sometimes consisted of blocks of wood or a bent steel plate bolted to the machine frame. Also, the lack of sufficient vertical clearance in some underground mines is an impediment to providing adequate shock isolation systems on mine equipment seats. Ergonomic machines, including seats, can solve a lot of health problems of operators.

2. VIBRATION AND ITS INFLUENCE ON THE OPERATOR'S CAPABILITY

Vibrations can be defined as oscillations of mass about a fixed point [2]. The human body is made up of organ systems composed of tissues with different mass. When the body comes in contact with a mechanical source of vibration the tissues of the body become displaced from their resting position. There are basically two types of vibration

that are significant to the worker. These include whole body vibration and segmental vibration (usually hand-arm vibration). The most common form of whole body vibration is vehicular vibration. In this case vibration enters the body through the buttocks and the feet and to a lesser extent the hands. What happens in this case? When the specified body segments come in contact with mechanical vibration there is a direct adverse physical and physiological effect on the body. The effect interferes with work efficiency and in some situations can put the worker at risk for injury. Any factor that has the potential to impair the worker's function is a significant issue in ergonomics and therefore must be eliminated or reduced to the greatest extent possible. How vibration affects the operator? When the muscles of the body are exposed to vibration they react by exhibiting a protective reflex. The reflex causes the muscles to contract and shorten resulting in an increase in energy consumption. These sustained static muscle contractions result in a rapid fatiguing of the muscle. Fatigued muscles are much more susceptible to injury. The most significant effect is the contraction of the muscles that line the walls of the small blood vessels. These muscles serve to regulate blood flow by constricting and dilating the vessel size. Blood flow is cut off to the affected body part resulting in numbness and tingling. The worker consequently loses sensation and motor control. This condition is known as vibration syndrome or white finger syndrome. Susceptibility is particularly increased when coupled with cold working conditions, eliciting a condition known as Raynaud's disease. It has been known for some time that truck drivers and heavy equipment operators are at risk for developing Intervertebral Disc Disease. Aside from the damaging effects on the lumbar spine from sitting for prolonged periods of time it has been suspected that vertical whole body vibrations have a weakening effect directly on the disc. Constant vibration of the lumbar discs coupled with long periods of constant sitting make the worker vulnerable to a lumbar disc injury. Tractor drivers have been found to have an above average incidence of prostate problems and hemorrhoids. It is known that there are measurable effects on visual acuity with vibrations of the eyes beyond 4 Hz and especially in the range of 10-30 Hz. Images in the visual field become blurred and visual acuity is sharply reduced. Studies involving strong vibrations such as those seen in resonance frequencies, the brain's ability to process information and the performance of skilled motor tasks become impaired.

We can consider a human body like a system composed of different tissues. By the contact with a source of vibration it reacts as a set of linked masses. Each tissue mass has its own natural frequency. Smaller structures tend to resonate at higher frequencies and larger masses tend to resonate at lower frequencies. When they are exposed to sources of vibration corresponding to their natural frequency these tissues go into resonance. That is, the strength or amplitude of the vibrations exceeds that of the source. This is the worst situation.

Heavy equipment operators and drivers are particularly exposed at risk for accidents and injury due to the above factors. It is important to offer them good work conditions, and this is possible by using ergonomic tools and machines. So, the goal for the worker should be to eliminate or minimize all sources of vibration as much as possible. In the case of whole body vibration the worker should avoid con-

tinuous contact with vibrating surfaces. If possible, machines should be designed in such a way that the machine controls do not come in contact with vibrating surfaces. The workstation should be isolated from the source of the vibration. Excessive vibration can be avoided by keeping machinery properly maintained. For drivers it is desirable to utilize a vertical seat suspension system in order to attenuate unwanted vibrations.

3. VIBRATIONS IN VEHICLES AND HEAVY EQUIPMENT

Different vehicles or equipments have different vibration levels [3]. A European database, realized as part of activities within the EU BIOMED 2 Concerted Action Program "Research Network on Detection and Prevention of Injuries Due to Occupational Vibration Exposures", contains vibration levels measured during working conditions in accordance with ISO 2631. There are a lot of types of vehicles, Band excavator, Dumper, Excavator, Forklift truck, Freight container tractor, Garbage truck, Harvester-thresher, Industrial container truck, Loader, Mini city bus, Mobile crane, Overhead crane, Port crane, Road grader, Snowgroomer, Straddle carrier, Tractor excavator, Wheel loader, Wheel tractor, etc.

Following is presented an example about the content of the database. The characteristics for a tractor excavator VOLVO BM 616 B (figure 1) are presented in table 1 (main characteristics) and 2 (frequency weighted vibration levels) and in figure 2.



Fig. 1 Tractor excavator (VOLVO BM 616 B)

Table 1. Main characteristics of VOLVO BM 616 B

Vehicle	Tractor excavator
Manufacturer	VOLVO
Model	BM 616 B
Work	Digging of cable trench
Driver seat	Bostrom viking 300E
Tyres, Band	Good Year
Road surface	Asphalt

We can see the importance of the seat; it is especially mentioned in table 1. This shows that the problem of seats for various vehicles and heavy equipments is an important one. The seat has an important role in risk diminution.

Table 2. Frequency weighted vibration levels (m/s^2)

	a (x)	a (y)	a (z)	
Effective value RMS	0.4	0.3	0.4	m/s^2
Peak value	2.0	1.3	2.4	m/s^2

The graph in figure 2 presents the acceleration levels in 1/3-octave bands and shows also limits for fatigue and decreased work capacity for 1, 4 and 8 hours exposure respectively, according to ISO 2631

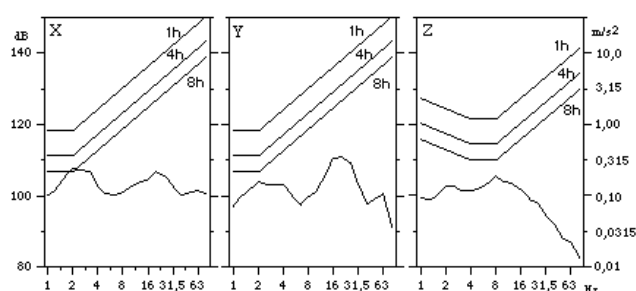


Fig. 2 Acceleration levels in 1/3-octave bands for VOLVO BM 616 B tractor excavator

Many other studies compared also the vehicle vibration levels to the whole body vibration standard of the International Standards Organization (ISO 2631/1 Evaluation of Human Exposure to Whole-body Vibration). The ISO standard differs for the three vibration axes, since the critical frequencies with respect to health are different for the vertical (Z; 4-8 Hz) and the two horizontal axes (X, Y: 1-2 Hz). Unless averaged (as described next), each axis is compared individually to its respective ISO 2631 standard. Alternatively, the ISO 2631 standard suggests averaging the three axes, after applying the ISO's standard weighting to the individual measurements at each frequency (related to the expected health effects), then root-mean-square averaging to create the "vector sum". Several investigators report the vector sum, which is then compared directly to ISO recommendations for the Z-axis at 4 to 8 Hz.

The ISO provides three exposure standards:

- the level at which "fatigue decreases proficiency" ("FDP");
- the "exposure level" ("EL"; set at 2 x the FDP), defined as one-half the exposure which results in pain or voluntary withdrawal of subjects in experimental tests; and
- the "reduced comfort boundary" ("comfort standard"; set at the FDP/3.15).

The 8-hour FDP for the z-axis at 4 to 8 Hz is $0.315 m/s^2$, the standard against which a vector sum would be compared.

Crest factors are a way of determining whether there are peak accelerations greatly in excess of the average levels.

They are calculated as the peak acceleration divided by the root-mean-square average over a one-minute measurement duration. By definition, a sinusoidal vibration has a crest factor of 1.41 (the square root of 2). The use of root-mean-square measurements such as the ISO standards should be limited to situations where the crest factor is less than 6, or the measurement is likely to underestimate the true vibration exposure. Some authors have also reported the presence of jolts and shocks as a way of accounting for the additional effects these forces would have beyond the root-mean-square averaged acceleration levels.

Measurement studies on vehicle vibration levels report that the vibrations exceeds the ISO 2631 FDP 8-hour standard. Redmond and Remington [4] found 4 of 12 mining vehicles to have a zero probability of exceeding the higher ISO 2631 limit, the EL: blast hole drills, motor graders, shovels and draglines, and bridge conveyors levels below the FDP, but again above the comfort standard.

Suvurov et al. [5] measured consistently low vibration levels in tractor drivers, bulldozer operators, open cast mine excavator operators, and drill rig operators. These results do not agree with those of other studies examining the same types of equipment, perhaps because this study appeared to use data summarization methods that differed from the ISO 2631, though the details are difficult to ascertain from their description. Ozkaya et al. [6] compared vibration levels in new and old design subway cars and found reduced levels in the newer cars, though one of the two new cars still exceeded the FDP, and the other the comfort level. This can be generalized, in my opinion, for mining equipment too.

The balance of the evidence indicates that caterpillars, excavators, bulldozers, graders, off-road forestry vehicles, heavy equipment used in mining, tractors, combines, forklifts, carrier trucks, other trucks, buses, vans, trains, subway cars, helicopters, snowmobiles, cranes, and even some cars, typically expose their operators to vibration levels in excess of those recommended by ISO 2631.

A number of studies examined factors which modify the vibration exposure, including terrain, vehicle characteristics, and driving characteristics. Continuous, well-maintained, road surfaces were associated with lower vibration exposure levels. Changing grades or side slopes influenced exposure. Village et al [7] found that smaller and lighter vehicles could produce the highest vibration levels, perhaps because smaller tires are more sensitive to irregularities in the driving surface. Piette and Malchaire [8] found that both the span of a crane and the position of its cab influenced vibration levels, which increased with span length and when cabs were placed in the center of the span. Suspension, of either the vehicle or the seat, does not necessarily result in a reduction in exposure. For maximum damping, the seat's resonant frequency needs to be smaller than the frequencies produced by the vehicle. This is often not achieved, and the result is that some suspension systems can result in an amplification, rather than attenuation of the vibration exposure [8], [9] and [10].

Ozkaya et al. [11] demonstrated a positive association between train speed and vibration levels. Piette and Malchaire [8] showed that on cranes with speed regulators, vibration exposure was reduced. Johanning et al. [12] and Ozkaya et al. [11] describe driving style and experience as factors also influencing exposure.

4. ERGONOMIC SEATS

To reduce the risks of injury and illness for drivers and heavy equipment operators, it is important to equip this kind of vehicles with ergonomic seats. Unfortunately, many factors combine to make it difficult to design a suitable seat for the mentioned equipments.

Numerous studies are dedicated to this problem. Models of human body, seats and human body/seats systems are realized. This models permit to optimize the seats for different tips of vehicles and different users. Most of them are discrete models, [13] and [14], because these have an easier way to be solved and are sufficient exactly. The main objective of the first study [13] was to develop a lumped parameter model describing the apparent mass of a seated human body in all three main vibration directions (X, Y and Z - figure 3).

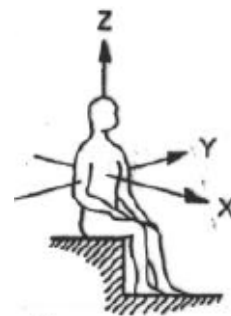


Fig. 3 Coordinate system for a sitting person

The global human body model was developed to describe the local dynamics of the human pelvis/vibrating seat contact using a cushioning interface. Studying this unique interface with the model led to the development of basic guidelines for composite cushion design that incorporated both the shape and materials composition for human body protection in vibration environments. The second one [14] had as objective the realization of a general model for the human body. Trough determination of all the characteristics for each subsystem of the body (for different types of humans) is than possible to describe the dynamics of the whole human body.

The (American) National Institute for Occupational Safety and Health is conducting research to improve seats on mine shuttle cars. They found out that satisfying conditions for seating design for underground mobile mining equipment for a given seat-workstation design will be difficult. Nevertheless, the designer should attempt to do so, given that the operator's comfort and productivity depends in large part on his/her seating. This research corroborated with conclusions of Rosen and Arcan [13] offer guidelines for an ergonomic seat design.

4.1. Seat's dimensions

Usually, the optimal *seat height* for many purposes is close to the popliteal height. If this is not possible, a seat that is too low is preferable to one that is too high.

Most people require a *seat width* between 45.7 cm and 50.8 cm for support. This distance should provide adequate clearance between the armrests for the largest user.

If the design increases the *seat pan depth* beyond the buttock-popliteal length, the user cannot engage the backrest effectively without putting pressure on the backs of the knees. Furthermore, if the seat pan is deeper, there are greater problems by standing up and sitting down.

The *angle of the seat pan* relative to the cab floor is important for comfort and body support during rapid decelerations or collisions. Excessive tilt reduces the hip-trunk angle and makes getting in and out of the seat more difficult.

The *seat pan to seat back angle* should be between 130 and 165 degrees as the seat back approaches the horizontal position, and can be 180 degrees for some particular cases.

The *seat surface* should be mostly flat rather than shaped; although a rounded front edge is desirable to reduce under-thigh pressure.

It is important to design *vibration isolation* into the seat-workstation installation whenever possible to reduce operator exposure to bumps, jolts, and other mechanical shocks. When space permits, this isolation is generally achieved by a spring and shock absorber or damper. Take care, the suspension of the vehicle and seat must be coordinated. Always, for maximum damping, the seat's resonant frequency needs to be smaller than the frequencies produced by the vehicle. If this is not achieved, the result is that in the suspension system can result an amplification, rather than attenuation of the vibration exposure. Although cushions are used primarily for static comfort, they are also effective in decreasing the transmission of vibration above the resonance range of the human body. They are ineffective in the resonance range and may even amplify the vibration in the subresonance range.

4.2. The backrest and the footrest

The human body in the reference sitting posture presented two heavily damped resonance modes of vibration along the X and Y axes and a single resonance mode along the Z axis (figure 4a) [13]. The main effect of the backrest is along the X and Y axes where it reduced the number of resonance modes from two to one (figure 4b). Moreover, the resonance frequencies and apparent mass modulus with a backrest were higher than corresponding parameters of the first mode without the backrest. The minor effect on the apparent mass along the Z axis was displayed as a small decrease in the apparent mass modulus at the resonance frequency without any change to the resonance frequency itself.

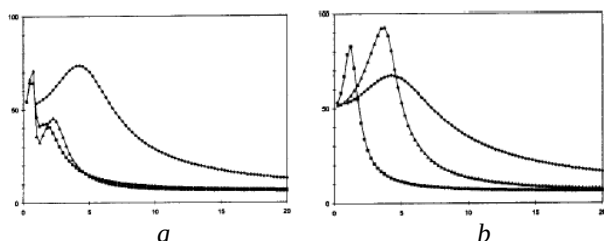


Fig. 4 Resonance modes of vibration of the human body (a. without backrest; b. with backrest)

The greatest effect of footrest location in a sitting posture on the apparent mass was evidenced at low frequencies below the resonance frequency.

5. CONCLUSIONS

Seats in industrial applications have to be comfortable and offer limited risk exposure. They must be realized individually for each application but the presented guidelines in this paper are general valuable.

LITERATURE

- [1] MEYERS, J. - *Ergonomic Risk Factors in Agriculture*, Internet site
- [2] KROEMER, K. H. E. and GRANDJEAN, E. - *Noise and Vibration*, London, Taylor and Francis, 1997
- [3] *** - *Centralized European Database for Whole-Body Vibration in Earth-Moving Vehicles*, Internet site
- [4] REDMOND, G.W. and REMINGTON, P.J. - *Whole body vibration exposures of coal mining machineoperators*. Ann Am Conf Gov Ind Hyg 14:475-486, 1986
- [5] SUVOROV, G.A. and STAROZCHUK, I.A. - *Prediction and risk of the development of vibration pathology from the action of whole body vibration*. Meditsin Truda I Promyshlennaya Ekologiya 12:1-5, 1996
- [6] OZKAYA, N., GOLDSHEYDER, D and WILLEMS, B - *Effect of subway car design on vibration exposure*, Int. Journal of Ind. Ergonomics 19:377-85, (1997)
- [7] VILLAGE, J., MORRISON J.B. and LEONG D. - *Whole-body vibration in underground load-haul-dump vehicles*, Ergonomics 32:1167-83, 1989
- [8] PIETTE A.J., MALCHAIRE - *Technical characteristics of overhead cranes influencing the vibration exposure of the operators*, Appl Ergonomics 23:121-27, 1992
- [9] ANTTONEN, H. and NISKANEN, J. - *Whole body vibration and the snowmobile*, Arctic Med Res 3:24-8, 1994
- [10] BURDORF A, SWUSTE P. - *The effect of seat suspension on exposure to whole-body vibration of professional drivers*, Annals Occup Hyg 37:45-55, 1993
- [11] OZKAYA, N., WILLEMS, B., and GOLDSHEYDER, D. - *Whole-body vibration exposure: a comprehensive field study*. American Ind Hyg Assoc J 55:1164-1171, 1994
- [12] JOHANNING, E., WILDER, D.G. et al. - *Whole-body vibration exposure in subway cars and review of adverse health*, J Occup Med 33:605-12, 1991
- [13] ROSEN, J., ARCAN, M. - *Modeling the HumaBody/Seat System in a Vibration Environment*, Journal of Biomechanical Engineering, Vol. 125, pag. 223, April 2003
- [14] GILLICH, G.R., et. al. - *Behavior of human body in vibrating environment*, Jupiter XXX Konferencija, Belgrad, April 2004

Contact address:

Ass. Prof. Gilbert-Rainer Gillich, D.Sc.
 "Eftimie Murgu" University of Resita
 P-ta Traian Vuia 1-4
 320085 Resita
 Romania
 E-mail: raini@uem.ro

THE EVOLUTION OF THE BEARING MANUFACTURING FOR DIESEL MOTORS AT RESITA

Prof. Sava Ianici, D.Sc, UEM - Resita

Asist. Lenuta Suciu, UEM - Resita

Eng. Draghita Ianici, MBW - Resita

Eng. Karina Lay, MBW - Resita

Summary

It is presented here the evolution of the bearing manufacturing for high power Diesel motors at Resita Works, since 1967. It is given emphasis to constructive and technological perfectings made in time, which led to the manufactured bearing quality improving and implicitly to the lastingness increasing in bearing exploitation.

Key words: Diesel motor, bearing, manufacturing

1. INTRODUCTION

The perfecting of the construction and the bearing manufacturing technology is very much related to the fuel-burning motor development in general and to the Diesel motor especially. The progress obtained in the construction and the technology in bearing manufacturing allowed the improvement of some Diesel motor characteristics.

It is known that the friction in the bearing at a nominal load determines 25...40% of the total loss by friction, and the fuel consumption increases with 10...43% due to the loss by friction, /3/. For this reason, along with the demand increase concerning the Diesel motor performances, grow also the demands towards the bearing.

The first Diesel motors manufactured in Resita starting with 1960, type 12LDA28-Sulzer, with the power of 2300 CP, had imported bearings /1/. Since 1961, problems have been set in assimilating in the country the bearing manufacturing for high power Diesel motors, closing with a licence contract with the Lauchertal firm in Germany.

2. THE LEAD BRONZE AND WM BEARING MANUFACTURING TECHNOLOGY

After an attempt of technological preparation and assimilation at the ICTCM from Bucharest, the licence constructive documentation Lauchertal was taken over by

UCM Resita in 1965.

Within the LDE Technological Service, the technology matching for the bearing series manufacturing with existent equipment at the UCM Resita was performed. For this reason, a bearing manufacturing workshop was technologically organised in 1966, in an appendix of the Diesel motor manufacturing. In 1967, UCMR started producing the following bearing types:

For the Diesel motor type LDA28 manufacturing:

➤ 5 types of lead-bronze bearings (symbol Z30) centrifugally moulded on a steel support and a PbIn bed galvanically deposited;

➤ 4 types of White metal WM89 bearings.

For the Maybach Diesel motor manufacturing, at the 23 August works from Bucharest, called Faur:

➤ 8 types based on lead-bronze bearings (Z30) centrifugal moulded on a steel support and a PbIn bed galvanically deposited.

In Fig.1.a, according to the Lauchertal licence there are presented the lead-bronze bearing construction and a sliding bed from PbIn galvanically deposited.

The technology contained the following main operations: steel pipe dividing, interior and exterior facing, lead-bronze centrifugal moulding, moulded nut calibrating, interior bronze bed facing, end trimming axial sectioning in semibearing, semibearing formation by pressing in the semicircular matrix, joint surface, frontal facing and a pair of semibearing bevelling, exterior facing, exterior readjustment, drilling, oilway plane milling, joint surface readjustment, bore, galvanization.

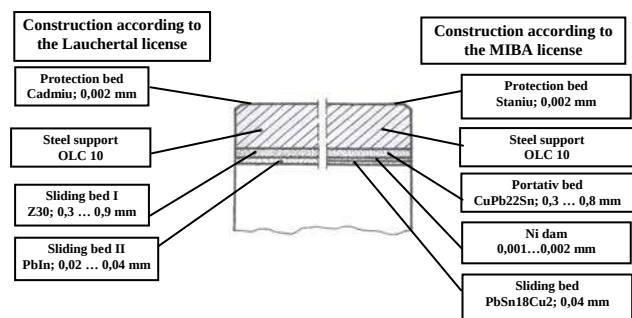


Fig. 1 a. Bearings for Diesel motors type LDA 28

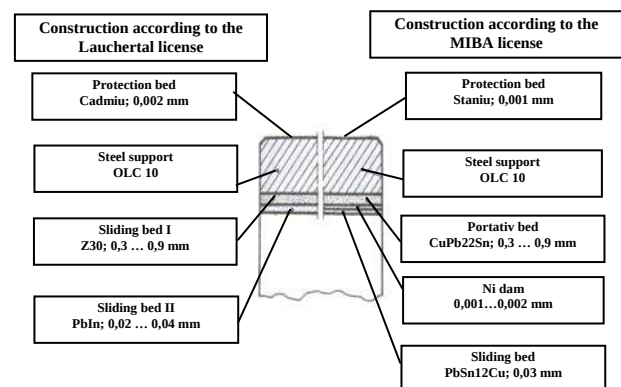


Fig. 1 b. Bearings for Diesel motors type MAYBACH

According to Lauchertal, the bearing construction allows medium specific loads in the bearing up to 30 MPa and has important drawbacks. Due to the absence of the Ni

dam between the lead bronze bed and the PbIn bed galvanically deposited, during the functioning of the Diesel motor, the diffusion of the indium in bronze and the impoverishment of the sliding bed II take place. This phenomenon has a negative influence upon the mechanical resistance of the sliding bed, making it fragile and decreasing the resistance at the corrosion. As a consequence, the bearing endurance exploitation is reduced.

The improvement necessity of the bearing construction manufactured at UCMR as well as the manufacturing necessity of new bearing types for the Diesel motors type R251 ALCO where the manufacturing at the UCMR started in 1974 and for semirapid Diesel motors type L52/55A and slow type KSZ90/160A where the manufacturing at the UCMR started in 1977, imposed the acquisition of a new manufacturing licence.

In 1981 the contract with the MIBA firm from Austria was closed, for the granting of the bearing manufacturing know-how for the rapid, semirapid and slow Diesel motors. Out of the collaboration of the MIBA and UCMR resulted an improved construction, presented in Fig.1.b, comparatively to the construction according to the Lauchertal licence. It can be noticed that between the lead-bronze bed centrifugally moulded and the sliding bed from PbSnCu stored galvanically, an intermediate Ni bed is also galvanically deposited. The Ni dam is needed in order to prevent the formation, by diffusion, of a SnCu very fragile bed that, during the exploitation, under load operation, encourages the sliding bed detachment. Another necessity of the Ni dam is the closing of the micropore space from the lead bronze bed. The unclosed micropore spaces include chemicals that decompose during the exploitation under the warmth operation, appearing gas products that determine the sliding bed detachment. It results the necessity of moulding a lead bronze bed with less micropore space and the deposit of an adherent, malleable Ni dam, that should cover the lead bronze bed and should fill up the micropore space from this bed.

The sliding bed from the PbSnCu has characteristics that are superior to the PbIn bed, because tin increases the corrosion resistance and copper increases the erosion resistance.

The lead bronze bearings constructed by the MIBA allow medium specific loads in bearings up to 70...90 MPa and the exploitation endurance rises with more than 300%, /3/,/4/.

The licence contract with the MIBA firm had as object, the manufacturing of the following processes:

- Bearings and bimetal nuts (steel/lead-bronze) with the exterior diameter up to 450 mm, with and without a collar.
- Bearings and bimetal nuts (steel/tin-lead alloy) with the exterior diameter up to 1000 mm, with or without a collar.
- Axial bimetallic rings and semirings (steel-lead-bronze) with the exterior diameter up to 600 mm, with or without a galvanically stored sliding bed.
- Axial bimetallic rings and semirings (steel/tin-lead alloy) with the exterior diameter up to 700 mm.

Based on technology and with the equipment indicated by MIBA, the project of an integral bearing work was

elaborated at IPCM Bucharest in 1982, with a production capacity of 322.500 bearings/year, organized in the following sectors: moulding workshop, mechanical processing workshop, galvanization workshop, semiware deposit and bearing warehouse, technical control sector, auxiliary tools sharpening and equipment maintenance units. The bearing manufacturing in UCMR was designed to work in two shifts, with 134 productive workers, serving a number of 75 equipments.

The MIBA firm supplied the following specialized machines and installations:

- the centrifugal moulding installation GMZ 70/450;
- the centrifugal moulding installation GMZ 350/1000;
- two vertical stitching machines RST 15/1100V;
- the vertical stitching machine RST 30/500V;
- the specialized boring machine FB 540/1-H;
- the end and interior trimming machine EB21/290HBL
- two perimeter measuring machines HyM 200/390;
- the perimeter measuring machine HyM 200/690;
- the perimeter measuring machine HyM 40/290;
- galvanization equipment GVL 2/1-205-500;
- non-corrosive protection equipment GK 1/3-200.

The bearing work was constructed during 1882-1984. Based on the licence documentation there have been elaborated in the UCMR, sections of technological conception, the mechanical processing, moulding and galvanization technologies and special SDV were designed, necessary for the bearing manufacturing, destined to the following types of the rapid, semirapid and slow Diesel motors, R251 ALCO in 1983, 6L40/54A in 1983, Maybach in 1983-1984, LDA28 in 1984, KSZ 52/105C and KSZ 70/150C in 1984, L52/55A and KSZ 90/160A in 1984-1985.

The lead bronze bearing manufacturing technology contains the following operation groups:

1. the nut facing of OLC10 before moulding;
2. the centrifugal moulding of the lead bronze bed;
3. the processing of the moulded nuts and the band turning;
4. the ring sectioning and semibearing processing;
5. final mechanical processing;
6. the galvanization for the Ni dam deposit of the sliding bed from PbSnCu and of the protection bed from Sn;
7. crack detector and dimensional control.

In most of the cases we start from the material having the shape of a pipe from OLC 10, discharged at a certain length. For the bearings with a larger diameter, a plate of a corresponding gauge (width) is used, enroled and welded on the generator. There are seldom used forged or pressed semifabricates.

At the nut facing before the moulding, a restraint tolerance at the wall gauge and a small asperity are imposed.

At the centrifugal moulding operation of the lead bronze bed in the steel nut, a controlled cooling after moulding is assured, so that the lead segregation is as low as possible.

The nut calibrating after moulding has the role of eliminating the deviations from the circularity that appears during the moulding. The moulded nut, after the cleaning and the tension release, is pressed and passed through a shifting bolt. The calibrating value, that is the

difference between the exterior diameter of the processed nut and the interior diameter of the shifting bolt, has to be of 0,6...0,9% from the exterior diameter. After the calibrating, the nut returns through elasticity with 0,1...0,15%. At the calibrating, a new exterior diameter is performed, as technological basis for the further processings.

After the interior facing of the moulded bronze bed and the nut cutting-off in the ring having the bearing length, follows the ring sectioning in the semibearings. By separation, the diameter suffers an important modification, that characterizes the behavior at the semifabricate opening. In the lead bronze moulding process, due to the bimetallic effect, there appear voltages that don't disappear totally after the tension release operation.

Due to the fact that the semibearings come from a nut with a certain diameter, through the sectioning with a slitting cutter having a certain width, they become submedium. Through the pressing-formation operation, a semibearing "over medium" is obtained, that is with a processing addition on the joint surfaces. This is obtained in a semicircular matrix with a smaller diameter, where the semibearing is pressed with a mandrel on the joint surfaces. This obtained exterior diameter corresponds to the one of the finite bearing, with a prescribed opening, with facing and adjustment additions, as well as with stitching additions on the joint surfaces. After the pressing and the removal from the matrix, the semibearing curves outside, its opening becoming bigger than the matrix diameter. Because the semibearings curve differently, their opening correction is needed in order to eliminate the differences, two procedures being used: the correction through the semibearing end pressing and the correction through the control between three rollers.

By the joint surface stitching a semibearing with a medium separation plan is performed. After the stitching a pair of semibearing forms a body with a circular section, that simplifies the attachment at the further processing operations.

By smoothing facing and the exterior adjustment we almost get to the final shape of the semibearings. If it is necessary, processing operations are inserted through milling and drilling of some constructive details such as: pockets, orifices and oil channels, fixation holes, locations, threaded holes, etc. As through these mechanical processings can appear modifications of the prescribed openings, before the final processing, an inspection/analysis and a correction of the semibearing opening is performed.

The final mechanical processings consist of the smoothing through the joint surface stitching, the smoothing through the sliding surface bore with the wall gauge performance, the bearing marking before the galvanization. The final joint surface stitching is performed on the specialized stitching machines, using two stitches simultaneously, and the perimeter length and the joint surface bevel is verified on the specialized measuring machines, supplied by the MIBA firm. The final turning out operation is performed on the specialized bore machines. The semibearing is placed in a device-lower hold, having the diameter equal to the diameter of bore where it will be mounted, and it is pressed on the

joint surfaces with the prescribed force. The sliding surface asperity $Ra = 0,8\mu m$ and deviations from the wall gauge under $5\mu m$ are obtained.

After dimensional control operations and crack detector control (Rontgen), the semibearings pass to the galvanization operations, for the sliding bed and the non-corrosive protection deposit. The technological flux of the sliding bed has the following phases: ungearing in the organic solvent, alkaline chemical cleaning, alkaline electrochemical cleaning, acid padding in sulphuric acid, Ni bed deposit, acid activation in fluoroboric acid, PbSnCu bed deposit, neutralization. For the detection of some eventual errors, the semibearings are undermined to a thermal test, consisting of the heating and the maintenance at the temperature of $170^{\circ}C$ for 4 hours, after which every semibearing is controlled in order to observe the eventual sliding bed exfoliations. Finally, the bearings are passed to the deposit equipment of the non-corrosive protection bed, made of tin.

The Diesel motor type LDA28 and the naval semirapid and slow Diesel motors, use also semibearings with a sliding bed made of a lead-tin alloy usually called Weissmetall (WM), that is white metal.

According to the MIBA licence, the white metal composition has as basic elements: 89% Sn, 0,35% Pb, 7,5% Sb, 3% Cu. In Fig. 2 there is presented the simplified construction of the semibearings with white metal, types B04 and B05, used by the Diesel motor type LDA28.

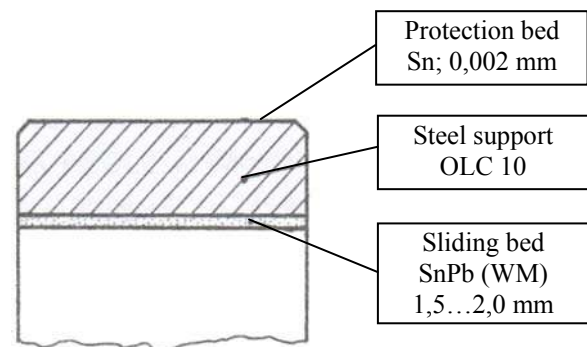


Fig. 2 The construction of the semibearings with white metal

The bearing manufacturing with WM presents certain differences towards the lead bronze bearing manufacturing, presented in what follows.

At the WM moulded steel nuts, the calibrating operation is not applied, because the deformations after the centrifugal moulding are very small. By calibrating, in the adherence region between steel and WM appear voltages that can very much reduce the adherence.

At the WM moulded nut sectioning, their centring and fixing on the machine is performed with cylindrical centring elements, corresponding to the bore, unlike the centring cones used at the lead bronze nut sectioning.

The pressing formation operation of the semibearings is not applied, in order not to influence the adherence region of the alloy non-friction on steel. But the pressing operation is applied in the interior: the semibearing is placed between the semicircular matrix having the diameter smaller than the computed diameter and it is

pressed in the interior with a semicircular mandrel, in 3 positions of the semibearing shifted at 45°. It is very important that the semibearing diameter modification is as small as possible, for the reduction of the influence on the adherence zone between WM and steel. For this purpose, the width of the disk-cutter that sections the nuts in the semibearings, has to be as small as possible (unde 3 mm). At the frontal facing of the semibearing ends, the advance movement of the knife has to have the direction from WM to steel. At the milling processing of the joint surfaces, case met at the big semibearing manufacturing, for the naval Diesel motors, that can't be stitched, the end milling cutter has to have the rotation movement diredction such as the milling cutter teeth should start processing from WM towards the steel. These precautions have the role of preventing the detachment from the steel bar/support, of the sliding bed.

After the final bore operation, where the wall width in the foreseen tolerance field is obtained, the semibearings with WM are passed to the galvanization sector, for the deposit of the tin non-corrosive protection bed.

BIBLIOGRAPHIE:

- /1/ LUNGU, I, *"40 years of Diesel manufacturing in Resita", technological retrospection*. In the annals of the "Eftimie Murgu" University of Resita, No.1, 1999.
- /2/ GROTH, K, *"Zukunftige Schwerpunkte des Dieselmotoren – Entwicklung"*, MIBA – Symposium, 1990.
- /3/ EHRENTANT, O, *"Qualitatssicherung in der Gleitlagerproduktion"*, MIBA – Symposium, 1990.
- /4/ *** *"U.C.M.R - tradition, proficiency, quality in Machines Building Field"*, InterGraf, Resita, 2002.

Contact address:

Prof. Sava Ianici, PhD.
 Faculty of Engineering
 "Eftimie Murgu" University of Resita
 320085 Resita, Caras-Severin County, Romania
 Traian Vuia Square 1-4
 E-mail : s.ianici @uem.ro

CONSIDERATION ON TENSION AND DEFORMATION APPEARING IN THE DOUBLE DECKER BUTTERFLY COCK TYPE OBTURATORS

Prof. Tiberiu Ștefan Mănescu, D. Sc., UEM - Resita
Ș.L. .Camelia Bretotean - Pinca, D. Sc., UP- Timisoara
Prof. Sava Ianici, D. Sc., UEM -Resita

Abstract

This study propose the tension and deformation survey issued by a static request of a double decker butterfly cock with 1500 mm diameter, charged with a pressure $p = 1 \text{ N/mm}^2$ using the finite element method, experimentally verified with the help of electrical resistive tensometry. The exact knowledge of this vein type behavior in exploitation is very distinguished in settlement with the admissible losses.

Key word: equipments, double decker butterfly cock, finite element

1. INTRODUCTION

Double decker butterfly cock is an element with a complex structure, used as obturator in hydroelectrically centrals, located as in upriver extremity of forced pipes, in downriver of the evenness castle, as in front of the hydraulics turbine.

The diameter of the butterfly cock floats between: 100... 10000 mm, and the work pressure is comparative high, having in general value $p > 10 \text{ atm}$.

Because of this reason, the classical projecting methods in which the cock is assimilated under the form of a simple incumbent beam, lead us to inconclusive results which have to be analyzed with attention (for example for a load with $p = 1 \text{ N/mm}^2$ pressure we obtain normal maximal tension $\sigma_{\max} = 36 \text{ N/mm}^2$ and respective maximal arrow at the middle of the cock $v = 0,1 \text{ mm}$).

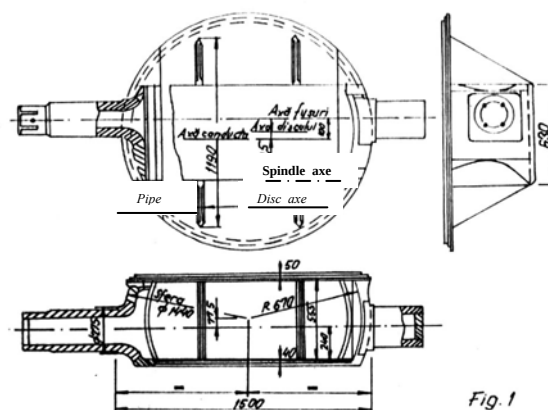
These values especially low would wrong conduct at the interpretation that in exploitation the double decker butterfly cock doesn't raise function ability problems and the sealed of the cock is assured by the closing garnish elasticity.

Because of the advantages of the double decker butterfly cock, in the steel consume point of view, of functional ability, especially of hydraulic parameters is necessary an

investigation regarding the flap by the finite element method.

2. THE CHARACTERISTICS OF THE DOUBLE DECKER BUTTERFLY COCK

The double decker cock (Escherwyss type) was realized practically by casting in the factories from Reșița town, having a diameter of 1500 mm (Fig. 1) being caste from a T20Mn14N material, having the following characteristics at environmental temperature as: $R_{p0,2} = 295 \text{ N/mm}^2$, $R_m = 600 \text{ N/mm}^2$, $A_5 = 18 \%$, $Z = 25 \%$, $KCU_{300/2} = 49 \text{ J/cm}^2$.



3. THE ANALYSIS OF THE TENSION STATUS IN THE DISC OF THE DOUBLE DECKER BUTTERFLY COCK BY THE FINITE ELEMENT METHOD

For inconspicuous cock was used a finite element thin plate of qualified shape, with 20 freedom degrees (named and Clough-Felipa) over viewing the fact that all constituent elements of the cock are stressed so at axial stress as at inflection. Because of the geometrical and loading equability was possible taking in calculus only half of the cock, in nods situated on the equability axe, being imposed by the due restrictions.

The inconspicuous of the clap is presented in (Fig.2), where the numbers 9; 10; 11; 12 represents the central finite element (that where investigated and in the experimental way), and the others figures a part of the network nods. In all have resulted 82 finite elements with 99 nods.

The deformed image of the central structure of the cock, as an answer to the exterior action of distributed pressure $p = 1 \text{ N/mm}^2$ is presented in (Fig.3). The critical analysis of using simplified calculus procedures is justified because we obtain maximal arrow $w = 0,2 \text{ mm}$ (error being 100%).

These values especially low would wrong conduct at the interpretation that in exploitation the double decker butterfly cock doesn't raise function ability problems and the sealed of the cock is assured by the closing garnish elasticity.

Double decker butterfly cock is an element with a complex structure, used as obturator in hydroelectrically centrals, located as in upriver extremity of forced pipes, in downriver of the evenness castle, as in front of the hydraulics turbine.

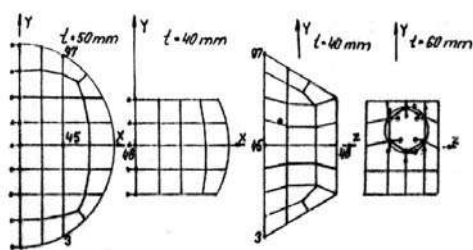


Fig. 2

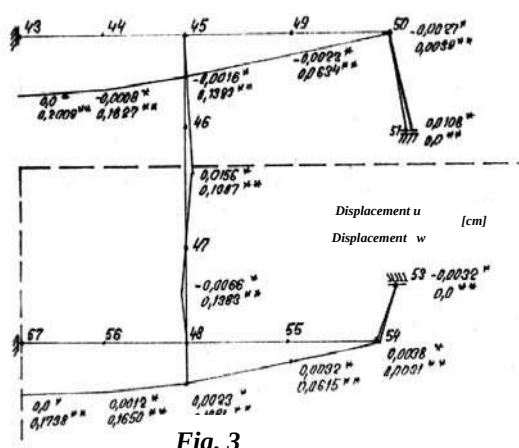


Fig. 3

4.THE EXPERIMENTAL ANALYSIS

The tensiometric measures of the double decker butterfly cock were made with the help of tensiometric Hottinger type equipment. It was used an adequate installation for realizing a water pressure, $p = 1 \text{ N/mm}^2$, formed by a pump, watertight cover, the properly cock, connection pipes and a manometer having the precision class 1.6, design for the readings in different load pitches.

Main comparative results (theoretical and experimental) are presented in table 1.

Table 1

Crt. nr.	Nr. of finite elem.	Strain σ [N/mm ²] Analytic determination		Strain σ [N/mm ²] Experimental determination	
		σ_1	σ_2	σ_1	σ_2
1	9	79,04	28,40	85,58	25,04
2	10	23,87	12,39	25,09	11,08
3	11	80,59	27,39	87,33	23,89
4	12	28,40	12,03	29,32	9,48

4. CONCLUSIONS

Comparing theoretical and experimental results, we can say that:

The maxim strains value calculated in central section with simplified relations (Navier' formula) push off by 85 % from the calculated one with finite element method, and deformations have errors up to 100% in the same area.

The graphical representation and the interpretation of the experimental values come to confirm the truth of numeric calculus used, reaching the conclusion that a simplified calculus through assimilation of the double decker butterfly cock with a simple incumbent beam leads to discovering values of the strains and deformations, much further from their real values.

BIBLIOGRAPHIE

- 1/ MĂNESCU, T, *Contributions at the resistance calculus of the double decker butterfly cock*, Monografii Rezmă, Ed. Mirton, Timișoara, 1999.
- 2/ MĂNESCU, T.Ș, CÂMPIAN, V, NEDELCU, D, PINCA B.C, *A Vane Analysis by Finite Element Model*, The VIIth International Symposium Interdisciplinary Regional Research ISIRR 2003, 25-26 September 2003, Hunedoara, România
- 3/ MĂNESCU, T, *The analysis to the distorted of the double decker butterfly cocks structure, by classical methods and finite element method*, Technical and Scientific Studies, Reșița, 1985.
- 4/ MĂNESCU, T, *The double decker butterfly cocks calculus (Escherwyss variant) by assimilation with a frame*, Construcția de Mașini Magazine, Nr.3/1981.

Contact address:

Prof. Manescu Tiberiu, PhD.
Faculty of Engineering
“Eftimie Murgu” University of Resita
320085 Resita, Caras-Severin County, Romania
Traian Vuia Square 1-4
E-mail : t.manescu @uem.ro

MULTIPLICATION OF THE FUNCTIONS OF AN ASSEMBLED UNIT

Prof. Michail Leparov, Dr., TU-Sofia, Bulgaria
Assoc. Prof. Georgy Dinev, Dr., TU-Sofia, Bulgaria

Summary

In the present work are presented some methods for multiplication of a given technical object. These methods solve the following task: 1.) there should be a given initial assembled unit; 2.) a technical object is to be developed whose main function is the initial AU. In the current work are presented the following methods: a.) 'detail symmetry'; b.) 'removing of a part of an AU'; c.) 'parting of details'; d.) 'axial multiplication'. The methods are presented by the use of heuristic algorithms and depicted by figures. Part of the algorithmic steps could be accomplished by formalization. The methods allow regular search of versions of multiplied AU-s. They could be used for the purpose of 'manual' designing as well as a basis for development of a system for formalized producing of multiplied products.

Key words: multiplication, functions, assembled, technical, object, axial, method, algorithm, formalization, product.

1. INTRODUCTION

Sometimes during the designing process the following task is to be solved: 1.) there should be a given AU; a technical object is to be designed and its main function should be a dual or triple repetition of the main function of the initial AU. This process could be figuratively called 'multiplication of a given AU'. The purpose of the current work is to propose a few methods developed by the authors which could help for the accurate multiplication of a given AU.

The issue of multiplication is discussed in (1-3).

2. METHODS OF MULTIPLICATION

2.1 'Symmetry of detail' method

1. The main function of the initial AU is to be specified as well as of the details which realize it.

2. For each detail of the initial AU.

2.1. A coordination system is to be applied by the use of the vertices and the axes of the corresponding detail.

2.2. For each coordination axis.

2.2.1. The end of the detail is to be determined. It is parallel to the shown axis. For axis of detail symmetry a new symmetry detail is to be constructed.

2.2.2. The new detail is to be adopted to the rest of the AU details in order to obtain a multiplied AU. If necessary, the rest of the details should be added as well as the points between them.

3. New realization of the multiplied AU should be developed, and they should be realized in the previous points.

Example

The initial AU is shown on fig.1. Its main function is 'the accomplishment of rectilinear reciprocating movement of a detail'. The details that realize it are respectively 1 and 5. The rest of the details provide the main function.

Part of the results of the application of the algorithm is shown fig.2 & 6 and contain:

-fig.2a&fig.3a-the initial details.

-fig.2b&fig.3b-the corresponding symmetrical details.

-fig.4a&b-multiplied AU-s obtained in correspondence to the detail shown on fig.2b&fig.2c.

-fig.5a,b-multiplied AU-s obtained on the basis of details on fig.3b&3c.

-fig.6 – multiplied AU-s obtained by a combination of the elements on fig.4 & fig.5.

2.2 'Removal of AU parts' method (algorithm)

1. Determination of the axis of symmetry of the initial AU and a line of which figuratively appears to be the middle of the AU. This symmetry axis is figuratively called 'medial line'. It divides the initial AU in two parts-left and right.

2. Both parts are removed in parallel to the 'medial line' at a distance which gives a location for the AU within the free space.

3. The AU is to be finished after the removal.

4. The initial AU is placed in the inlet of the secondary AU.

5. In cases of urgent assembling and disassembling, the details should undergo proper changes.

6. A summation AU is formed on the basis of the two initial and secondary AU-s.

Example (fig.1)

The application of the algorithm is apparent on fig.7 showing the following:

-fig.7a-the removed left & right parts of the initial AU (secondary AU).

-fig.7c-a summation AU. The fixation of both AU (initial & secondary) is accomplished by the application of a screw that is to be placed on their dividing surface.

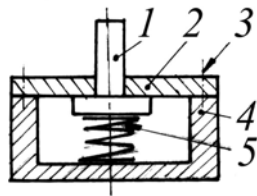


Fig.1

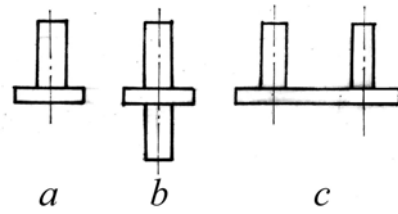


Fig.2

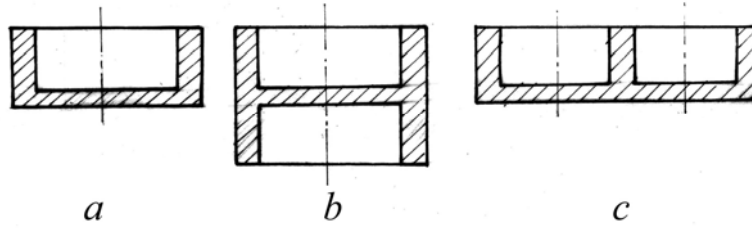


Fig.3

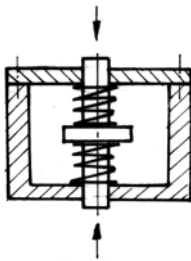


Fig.4

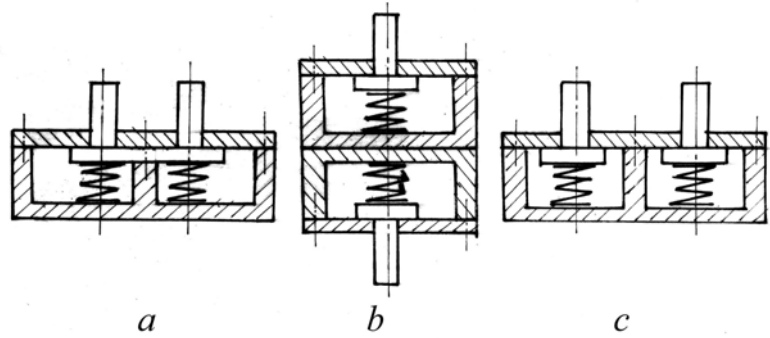


Fig.5

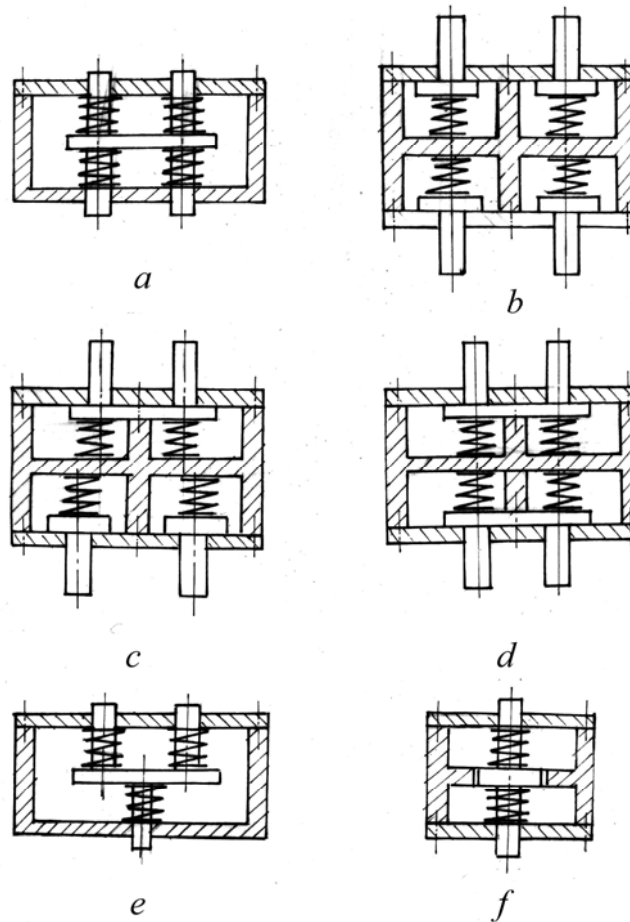


Fig.6

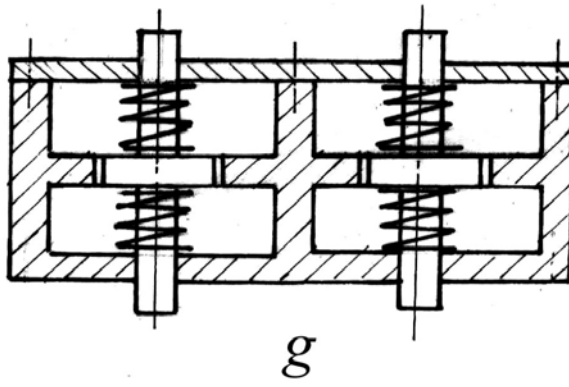


Fig.6

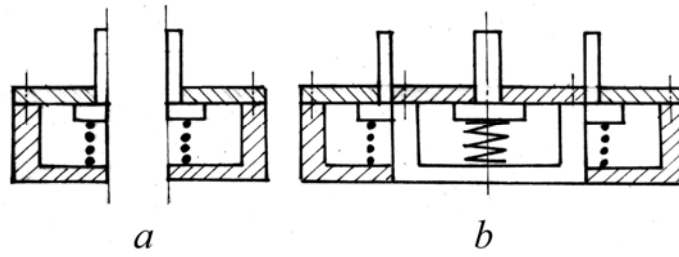


Fig.7

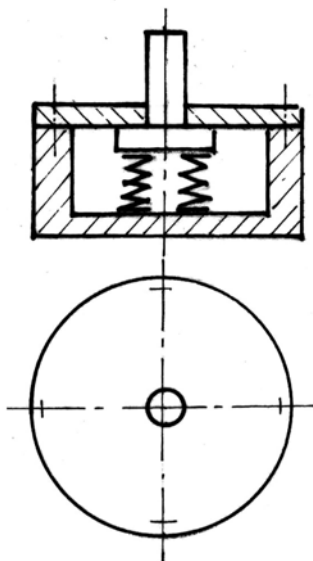


Fig.8

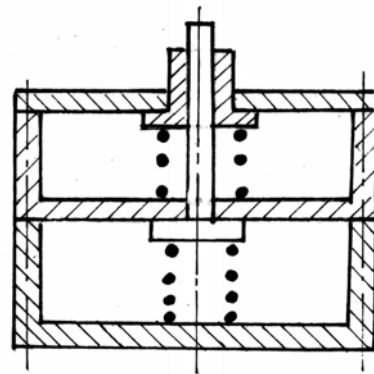


Fig.9

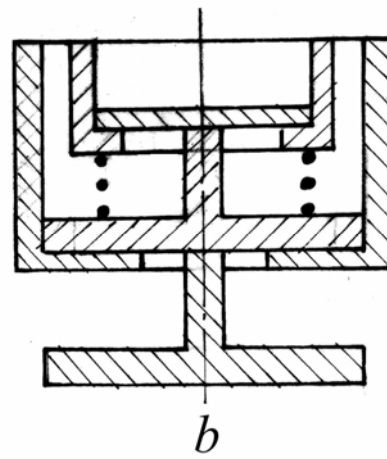
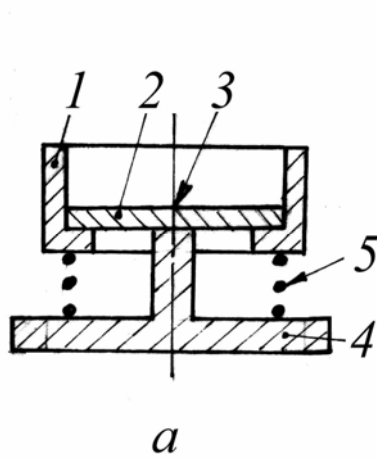


Fig.10

2.3 'Parting of details' method

(Algorithm)

1. Defining of the movable details of the initial AU.
2. Each detail of point 1 should undergo:
 - 2.1. Division into 2 parts in order to have two groups of equal movable details which could provide doubling of the main function of the initial AU. If the detail could not be parted, it should be multiplied.
 - 2.2. Checking for possibilities for assembling and realization of a multiplied product. If necessary, the details should undergo proper changes.

Example (fig.1)

The results of the application of this method are shown on fig.8.

2.4 'Axial multiplication' method

1. Defining of the symmetry plain (axis) of the initial AU.
2. It is to be assumed that these are two AU-s-the initial & its duplicate.
3. The duplicate is to be placed next to the initial AU and the symmetry plains (axes) should coincide.
4. The two AU-s are to be grouped so they could function as a multiplied AU.
5. In case of urgent disassembling or assembling, the AU-s should undergo changes like unification, removal and addition of details.

Example

The results of the application of the algorithm about the initial AU on fig. 1 is shown on fig.9.

There are many methods for modification of AU. 'Modification' is to be understood modification of the product which is different from that of the initial AU but it serves as its main function. Some methods of modification of AU are presented on (4,5).One type of those modifications of AU (fig.1) is shown on fig.10a.

The final result of the application of the algorithm of the current method (fig.10a) is shown on fig.10b.

3. CONCLUSION

In the current work are presented 4 methods for multiplication of the functions of an assembled unit(AU).These methods give options for choice of a multiplied main function for a given AU.

REFERENCES

- /1/ Лепаров М. Мултиплициране на сглобени единици, 6-th International Conference on Accomplishments of Electrical and Mechanical Industries, DEMI'2003. Banja Luka, Bosna and Herzegovina, 2003.
- /2/ Лепаров М. По въпроса за мултиплицирането на сглобени единици, 6-th International Conference on Accomplishments of Electrical and Mechanical Industries, DEMI'2003. Banja Luka, Bosna and Herzegovina, 2003.
- /3/ Leparov M., G. Dinev. About Multiplication of Assembled Unit, 3-th International Conference "Research and Development in Mechanical Industry", RaDMI2003, Herceg Novi, Montenegro, 2003.
- /4/ Leparov M., G. Dinev. About Modification of Mechanical Transmissions, Conference "Research and Development of Mechanical Elements and Systems, IRMES-2002", Srpsko Sarajevo, Republika Srpska, 2002.
- /5/ Leparov M., G. Dinev. About Formalization in Searching for Versions of Assembled Units, 3-th International Conference "Research and Development in Mechanical Industry", RaDMI2003, Herceg Novi, Montenegro, 2003.

Contact address:

Prof. Michail Leparov. Dr.
Faculty of Mechanical Engineering
Technical University of Sofia,
Bvd. Kliment Ochridski-8
1576 Sofia
Bulgaria
E-mail: mleparov@tu-sofia.bg

Assoc. Prof. Georgy Dinev, Dr.,
Faculty of Mechanical Engineering
Technical University of Sofia,
Bvd. Kliment Ochridski-8
1576 Sofia,
Bulgaria
E-mail: gdinev@tu-sofia.bg

OBLIKOVANJE I KONSTRUISANJE KLINGELNBERG KONUSNIH ZAVOJNIH ZUPČANIKA

Vojkan Nojner, GOŠA-FOM - Smed. Palanka

Rezime

Razni faktori, zahtevi kupca, uslovi izrade, tehnološka ograničenja utiču na oblik konusnih zupčanika sa zavojnim ozubljenjem. U radu se daju određeni konstruktivni oblici ozubljenja i tela zupčanika pri ozubljivanju tzv. Klingelberg paloidnim ili ciklo-paloidnim postupkom, zasnovanih na iskustvima iz konstruisanja i oblikovanja ovog specifičnog tipa ozubljenja predviđenih za ugradnju u prenosnike srednjih i većih nosivosti različitih proizvođača, namene i mesta ugradnje.

Ključne reči : Oblik ozubljenja i tela zupčanika, korekcija ugla, skraćanje glave zupca

1. UVOD

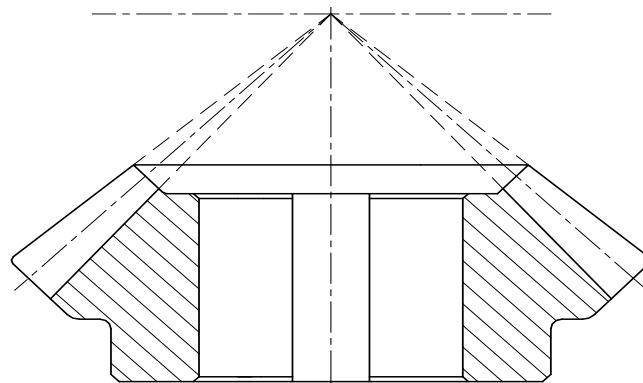
Zupčanicu su odavno najbolji način za pouzdani mehanički prenos snage i kretanja od pogonske do radne mašine. Od ukupne proizvodnje zupčanika oko jednu šestinu čine konusni zupčasti parovi. Koriste se uglavnom u višestepenim prenosnicima u kombinaciji sa cilindričnim zupčanicima, na prvom stepenu, sa brojevima obrtaja od oko 750-1500 %/min. Ovi delovi su vrlo odgovorni i posebno značajni zbog samog načina izrade. Usled različitih sistema ozublivanja konusni zupčanicu se uvek izrađuju u paru.

Konusni zupčanicu mogu biti sa pravim, kosim ili zavojnim zupcima, sa promenljivom ili konstantnom visinom zuba. Danas u Evropi postoje nekoliko vodećih firmi, koje izrađuju glodalice za konusno ozubljenje (npr. Klingelberg, Gleason, Oerlikon). Svaka firma ima razvijen svoj nezavisni postupak ozublivanja. U okviru jedne firme ponekad ima i više primenjenih vrsta ozublivanja i razvijenih odgovarajućih mašina za ozublivanje. Nemačka fabrika Klingelberg primenjuje dva sistema zavojnog ozubljenja: tzv. Palloid-no i Zyko-Palloid-no ozubljenje. Palloidno ozubljenje je sa nepromenljivom visinom, istim profilom i debljinom zupca, a različitim uglovima temenog i podeonog konusa, dok je kod ciklo-paloidnog konstantna visina, a različita debljina zupca u raznim poprečnim preseccima.

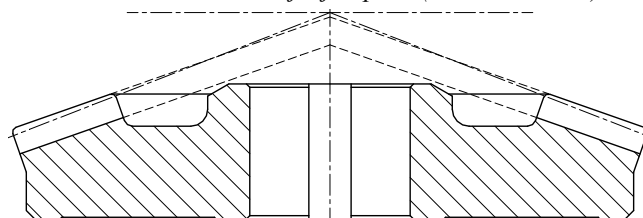
Kod konusnih zupčanika sa konstantnom visinom zupca izvodnice temenih i podnožnih konusa su uvek

međusobno paralelne, ali ne moraju biti paralelne i sa izvodnicama podeonog konusa. Kod zupčanika sa promenljivom visinom zupca izvodnice sva tri konusa se razlikuju, a vrhovi im se dodiruju u tački koja leži na osi spregnutog zupčanika.

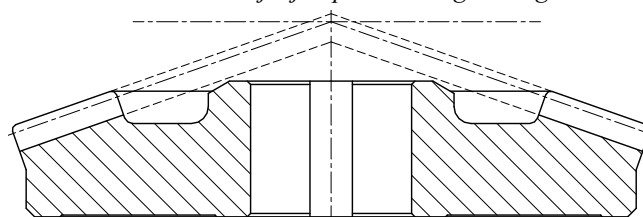
2. TIPOVI KONUSNOG OZUBLJENJA



Sl. 1a. Konusno ozubljenje tipa I (sistem Gleason)



Sl. 1b. Kon. zav. ozubljenje tipa II - Klingelberg-Palloid



Sl. 1c. Kon. zav. ozubl. tipa III - Klingelberg Zyko-Palloid

U pogledu geometrije konusnog ozubljenja razlikuju se tri karakteristična slučaja (tipa zuba), a zavise od međusobnog položaja vrhova, odnosno uglova temenog, podeonog i podnožnog konusa.

Na slici 1. su prikazana tri osnovna oblika ozubljenja konusnih zupčanika sa pravim, kosim ili zavojnim zubima.

U prvom slučaju vrhovi sva tri konusa - temeni, podeoni i podnožni - seku se u istoj tački koja se nalazi na osi spregnutog zupčanika (a odgovarajući uglovi su različiti). Za ozubljenje II tipa uglovi temenog i podnožnog konusa su međusobno isti, dok se ugao podeonog konusa razlikuje. Kod ozubljenja trećeg tipa sva tri konusa su ravnomerno (ekvidistantno) pomerena, odnosno odgovarajući uglovi su međusobno isti.

Opšte gledano, ozubljenje prvog tipa se primenjuje kod kinematskih prenosa, prenosnika malih snaga, za pomoćne motorne pogone manjeg značaja ili ručne mehanizme. Drugi i treći tip se upotrebljavaju za prenosnike snage srednjih i većih vrednosti.

Tip I je obično zastupljen za konusno ozubljenje sa pravim zupcima, a tipovi II i III za zavojno ozubljenje tipa Klingelberg (Palloid i Zyko-Palloid), Oerlikon-Spiromatik No.2, i sl. U daljem tekstu prvenstveno će biti razmatrana ova druga dva tipa kao mnogo zanimljivija (u

odnosu na tip I) i svakako značajnija u pogledu nosivosti.

3. GEOMETRIJSKE VELIČINE OZUBLJENJA

Polazište za oblik ozubljenja su geometrijske veličine.

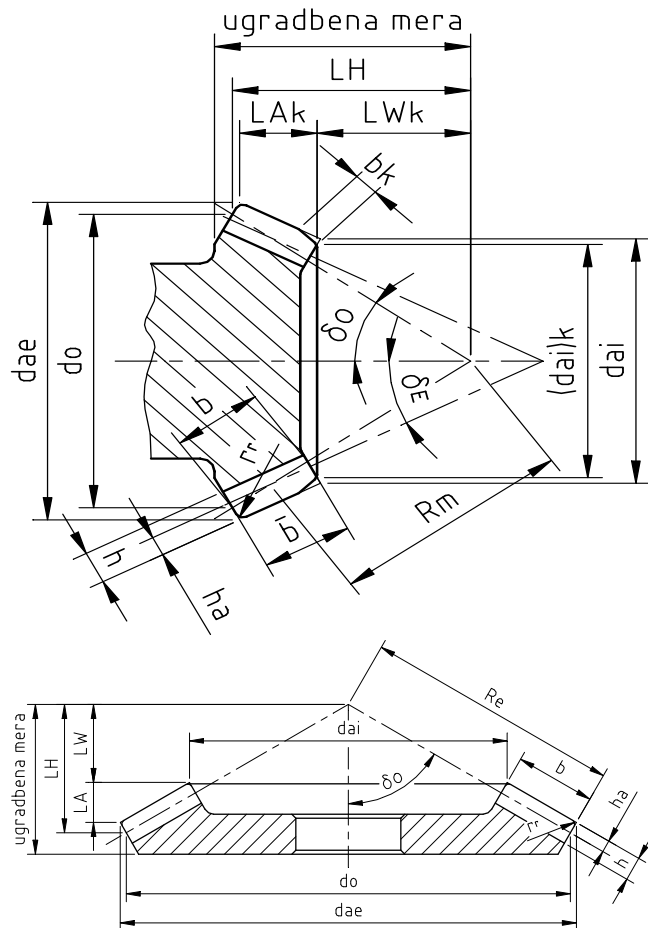
Osnovne geometrijske veličine su: osni ugao Σ [°], prenosni odnos u , podeoni prečnik velikog zupčanika d_{o2} [mm], širina ozubljenja b [mm], normalni modul na sredini širine zupca m_n [mm], broj zubaca malog zupčanika z_1 , ugao spirale na sredini zupca β_m [°] (a za hipoidni par i osno pomeranje a_v [mm]). Ove veličine nalaze se u sledećoj funkcionalnoj zavisnosti:

$$d_{o2} - b \cdot \sin \delta_{o2} = u \cdot z_1 \cdot m_n / \cos \beta_m \quad (1),$$

$$\tan \delta_{o2} = \frac{\sin \Sigma}{1/u + \cos \Sigma} \quad (2) \text{ ili } z_1 = \frac{d_{o2} ((R_e/b) - 1) \cos \beta_m}{2u \cdot m_n (R_e/b)} \quad (3),$$

$R_e = d_{o2} / (2 \cdot \sin \delta_{o2})$ (4), gde je R_e - spoljna dužina pod konusa [mm]. Za prosečan konusni par $R_e/b = 3..3,5$, ugao $\beta_m = 30..35^\circ$, modul $m_n = b/(8..10)$, odnosno $m_n = R_e/(27..30)$.

Na slici 2. prikazane su ugradbene i uobičajene mere koje se daju na crtežima konusnog para tipa Klingelberg.



Sl. 2. Uobičajene mere Klingelberg zavojnih zupčanika

Opšti oblik Klingelberg zavojnog ozubljenja i zupčanika u celini zavisi od vrste postupka, odnosno načina, uslova i ograničenja pri izradi.

Ograničenja su za paloidno ozubljenje povezana sa uslovima pravilnog prosecanja unutrašnje i spoljašnje strane modulnog odvalnog glodala (i dobijanje pravilnog profila zuba), kao i tehnološke mogućnosti mašine, a kod ciklo-paloidnog ozubljenja vezani su za ispunjenje osnovnog geometrijskog uslova postupka ($R_m \cdot \sin \beta_m < r < R_e \cdot \sin \beta_e$) (5), gde je r - veličina rezne glave), tehnološke mogućnosti mašine, karakteristike reznih noževa, kao i za

međusobni odnos uslovljenih parametara modula m_n i ugla β_m .

3.1. Koeficijenti pomeranja profila i promene debljine zuba

Koeficijent pomeranja profila po kriterijumu sprečavanja podsecanja bokova zuba x_{1P} je uobičajeni pojam koji se nalazi u literaturi. Kod konusnog ozubljenja kontrola podsecanja bokova se obavlja uglavnom na unutrašnjem prečniku pogonskog zupčanika, gde je ugao zavojnice najmanji. Za Klingelberg-postupke koeficijent x_{1P} zavisi od osnovnih geometrijskih veličina, kao i od karakteristika mašine, vrste i veličine odabranog alata. On je od praktičnog značaja ($x_{1P} \neq 0$) za brojeve zuba $z_1 \leq 12$.

Kod konusnog ozubljenja vrlo je značajan još jedan koeficijent pomeranja profila - po kriterijumu ujednačenog (kompenzovanog) specifičnog klizanja bokova zuba oba zupčanika x_{1K} /4, 5/. Kompenzacija se odnosi na izjednačavanje max. vrednosti sledećih izraza: za pogonski $\zeta_1 = (v_1 - v_2)/v_1$ a za gonjeni zupčanic $\zeta_2 = (v_2 - v_1)/v_2$, gde su $v_{1,2}$ - tangencijalne brzine. Koeficijent x_{1K} može se koristiti samo za osni ugao $\Sigma = 90^\circ$, što je zastupljeno u ogromnom broju slučajeva. Pokazuje se da je koeficijent x po ovom kriterijumu bolji parametar za dobijanje maksimalno moguće nosivosti konusnog para /1/, pa se stoga i više koristi. Koeficijent ima praktični značaj ($x_{1K} \neq 0$) za veliku oblast brojeva zuba $z_1 = 6..40$.

Koeficijent promene debljine zupca x_s nema praktično nikakvu važnost (vrednost) za određivanje geometrijskih podataka ili oblika konusnog ozubljenja.

Kod tzv. V-nula-prenosnika (najčešći slučaj), za oba koeficijenta važi jednakost $x_2 = -x_1$, $x_{S2} = -x_{S1}$.

4. UTICAJNI ČINIOCI NA OBLIK ZUPČANIKA

Za oblik zuba zupčanika najvažnije su osnovne geometrijske veličine, uključujući i koeficijent pomeranja profila. Dalji činioci (pojmovi) koji utiču na izgled zupčanika su korekcija ugla $\mathcal{Q}_k$ i skraćenje glave zupca.

4.1. Korekcija ugla

Korekcija ugla je povezana za način ozublivanja, odnosno tip zuba. Načelno, kod paloidnog postupka ona je uvek prisutna, dok se kod ciklo-paloidnog ne koristi. Naravno, uvek postoje izuzeci.

Korekcija ugla $\mathcal{Q}_k$ je razlika uglova temenog i podeonog konusa velikog zupčanika i on je značajan ($\mathcal{Q}_k \neq 0$) pogotovo za paloidno ozubljenje. Ovaj ugao zavisi od prenosnog odnosa kon. para i kreće se u rasponu od $0..2^\circ$. Za ciklo-paloidno $\mathcal{Q}_k = 0$ i menja se samo u izuzetnim situacijama.

Za prenosni odnos $u = 1$, korekcija ugla ne postoji ($\mathcal{Q}_k = 0$), bez obzira na postupak ozublivanja.

4.1.1. Korekcija ugla $\mathcal{Q}_k$ kod paloidnog postupka

Za najčešći slučaj kod konusnih parova (osni ugao $\Sigma = 90^\circ$) ugao $\mathcal{Q}_k$ za paloidno ozubljenje se može izraziti preko empirijski dobijenih približnih numeričkih j-na :

$\mathcal{Q}_k = 1,8 \cdot \sin (22,5 (u - 1))$ (5a) (izraženo u [°]), za prenosne odnose kon. para $u = 1..6$, odnosno

$\mathcal{Q}_k = 0,021 (u - 6)^2 - 0,35 (u - 6) + 1,66$ (5b) [°], za $u > 6$.

Tada je $\delta_{o2} = \arctan(z_2/z_1)$ (6), odnosno $\delta_{E2} = \delta_{o2} + \mathcal{Q}_k$ (7),

gde su δ_{E2} ugao temenog (polaznog) konusa, a δ_{o2} ugao podeonog konusa velikog zupčanika. Za paloidno ozubljenje ugao δ_{E2} je standardizovan i zaokružen na $0,5^\circ$, a korekcija ugla se izračunava.

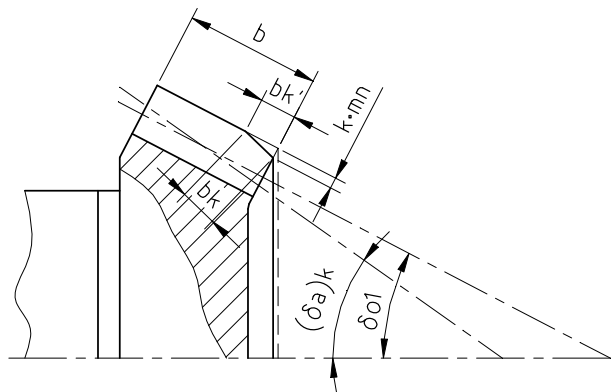
Za osni ugao $\Sigma \neq 90^\circ$ ne primenjuje se korekcija ugla (dakle, usvaja se $\mathcal{A}_k = 0$), pa je tada $\delta_{E2} = \delta_{o2}$.

4.1.2. Korekcija ugla $\mathcal{A}_k$ kod ciklo-paloidnog postupka

U nepovoljnim slučajevima, kod ciklo-paloidnog postupka, može se dogoditi da rezna glava useca rukavac ležaja koji se nalazi neposredno uz ozubljenje. Ako se to ne može izbeći promenom konstrukcije ili parametara ozubljenja, ravan rezne glave u računskoj tački na srednjem prečniku d_m , gonjenog i pogonskog zupčanika mora da se za mali ugao $\mathcal{A}_k$ pomeri iz zahtevanog položaja $\delta_{o1,2}$ u ugao polaznog konusa $\delta_{E1,2}$. Ovu meru koja, preko širine zuba, izgleda kao promena pomeranja profila treba ograničiti na izuzetne slučajeve zbog geometrije ozubljenja i ni u kom slučaju za $\mathcal{A}_k$ ne bi smela da se prekorači granica od 4° .

Za ciklo-paloidno ozubljenje ugao $\mathcal{A}_k$ je sporedna veličina i obično jednaka nuli ($\mathcal{A}_k = 0$). U retkim prilikama kada se mora izabrati vrednost različita od nule, potrebna vrednost se uzima na osnovu ostalih podataka sa crteža (npr. dimenzija rukavca). Dozvoljene granice su $\mathcal{A}_{k,max} = \pm 4^\circ$. Ugao δ_{E2} se tada izračunava iz relacije (7).

4.2. Skraćenje glave zupca kod pogonskog zupčanika



Sl. 3. Mere pri skraćanju glave zupca malog zupčanika

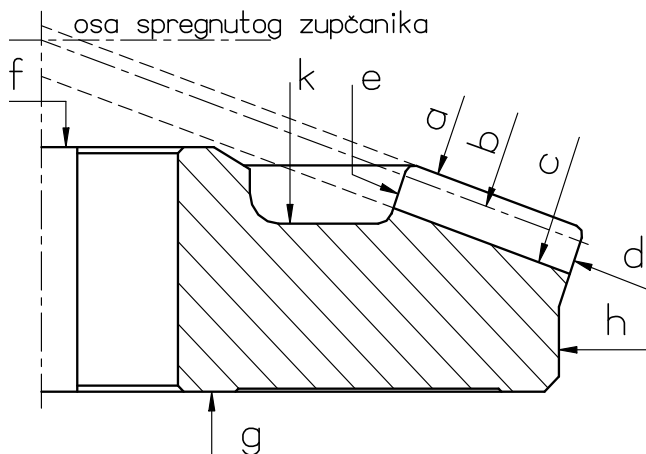
Ako je na konusnom zupčaniku temena debljina zupca s_a manja od određene vrednosti (koja zavisi od modula m_n) mora se izvršiti skraćenje glave zupca za određenu meru $k \cdot m_n$, kako bi se izbeglo prokaljivanje glave zuba. Opasnost od pojave "špicastog zupca" je najveća na unutrašnjem prečniku temenog konusa i stoga je na tom mestu potrebno obaviti proveru proračuna. Taj faktor se obično nalazi u granicama $0,25 \dots 0,4$ i zavisi od materijala (npr. za poboljšane čelike je manja vrednost, dok se za prokaljive cementirane čelike preporučuje gornja vrednost), a kao prihvatljiva najčešće se usvaja prosečna vrednost, odakle sledi kontrolna relacija: $(s_a)_{ni} \geq 0,3 \cdot m_n$.

Ako je potrebno skraćivanje glave, ugao temenog konusa se, preko širine b'_k , povećava na ugao $(\delta_a)_k$, tako da se u uvom području podesi približno konstantna temena debljina zupca od $0,3 \cdot m_n$. Pokazuje se da je, pri izboru koeficijenta pomeranja profila po kriterijumu ujednačenog klizanja x_{IK} (za vrednosti $> 0,3$) temena debljina zupca s_a nedovoljna, odnosno skraćenje glave zupca kod pogonskog

zupčanika neophodno pri prenosnom odnosu $u \geq 4$, za brojeve zuba $z_1 \leq 11$.

5. OBLICI ZUPČANIK A

Na slici 4 su date konturne površine koje određuju oblik konusnih zupčanika.



Sl. 4. Važne površine konusnog zupčanika

Oznake na sl. 4 : a - temeni konus, b - podeoni konus, c - podnožni konus, d - spoljašnja strana zuba (dopunski konus), e - unutrašnja strana zuba, f - prednja čeona (naslona) površina, g - zadnja čeona površina, h - pomoćna spoljašnja površina, k - pomoćna čeona površina.

Pomoćna spoljašnja površina (h) može, zavisno od konstrukcije, biti cilindrična ili konusna. Cilindrična je znatno povoljnija za oslanjanje i stezanje u mašinu-alatku; potrebno je $10 \dots 15$ mm širine za pouzdano stezanje. Konusna pomoćna površina je praktično nastavak dopunskog konusa (d) i nije prikladna za stezanje, pa je potrebno predvideti tehnološki dodatak cilindričnog oblika. Čeone površine (f i g) imaju prvenstveno ulogu naslona zupčanika i obezbeđuju lanac mera. Pomoćna čeona površina (k) služi za utiskivanje oznake dela.

Pri prelasku sa jednog na drugi sistem ozublivanja (pri izradi rezervnih delova) mogu se na malom ili velikom zupčaniku pojaviti različiti oblici ovih površina.

Oblik zupčanika sačinjavaju tri povezana pojma - oblik ozubljenja, tela i naslona.

Ozubljenje je svakako najbitniji deo zupčanika, a njegov oblik je uslovljen tehnološkim postupkom izrade, načinom ozublivanja, ograničenjima mašine i oblikom alata za ozublivanje, kako je to napred navedeno. Oblik i položaj ozubljenja dalje uslovljava izgled tela i naslona zupčanika.

Oblik tela zupčanika treba da ispuni više zahteva. Prvo, da obezbedi dovoljnu stabilnost, krutost i čvrstoću pri zahtevanoj funkciji ovog dela. Drugo, mora imati potrebna mesta za oslanjanje, stezanje, centriranje. Treće, treba da omogući sigurno rukovanje i transport.

Naslona mora biti tako konstruisan da obezbedi pravilan kontakt sa susednim delovima, tj. imati mere dovoljne za pouzdani prenos opterećenja.

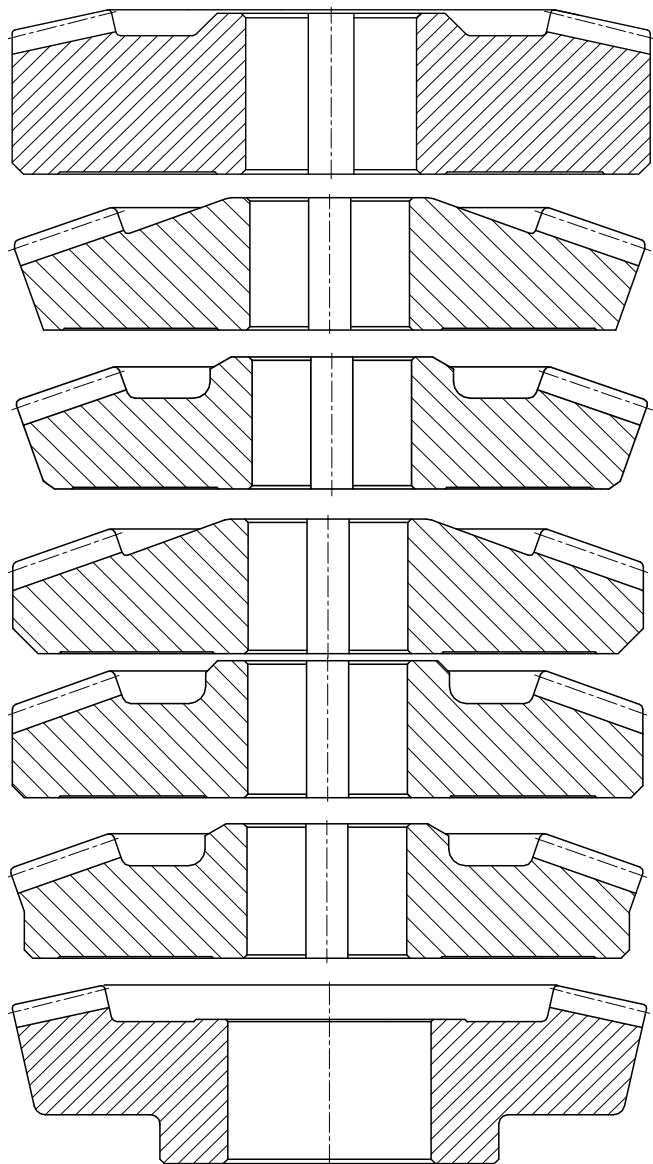
Radi povećanja krutosti i kompaktnosti konstrukcije, konusni zupčanici manjih dimenzija izrađuju se izjedna sa vratilom. Za gonjene zupčanike većih dimenzija izrađuju se u obliku tanjira u jednom komadu ili kao formiran podsklop sa glavčinom od jeftinijeg materijala.

U daljem tekstu su prikazani brojni primeri izvođenja sa različitim oblicima ozubljenja, tela i naslona konusnih zupčanika sa zavojnim zubima.

5.1. Oblik tela konusnih zupčanika

Osnovni oblik tela zupčanika zavisi od međusobnog položaja prednjeg čeonog dela glavčine (površina f na sl. 4) u odnosu na unutrašnju stranu ozubljenja (e), kao i pomoćne cilindrične / konusne površine (h) prema spoljašnjoj strani zuba (d).

Karakteristični slučajevi oblika tela velikog konusnog zupčanika prikazani su na slici 5.



Sl. 5. Različiti oblici tela konusnog zupčanika

Na slici 5.a, d, e je prikazano nekoliko karakterističnih oblika koje koriste pojedini evropski proizvođači. Koristi se radi što boljeg iskorišćenja raspoloživog prostora u kućištu kada se mašinskom obradom uklanja deo konusnih površina temenog i dopunskog konusa. Temeni prečnik je tada jednak podeonom. Mana ovog oblika je velika masa i moment inercije zato ga treba olakšati tehnološkim otvorima. Po mogućstvu ga treba izbegavati.

Oblik prednjeg naslona tela prikazan na slici 5b. i 5d. je dobar sa stanovišta ojačanog tela zupčanika, jer

povećava krutost, ali je donekle otežan za izradu jer se za svaki par zavisno od prenosnog odnosa menja i taj ugao.

Oblika tela pod 5f. se ne menja za različite prenosne odnose pa je pogodan za kovanje, odnosno maloserijsku proizvodnju.

Ako postoji samo dopunski konus, ali ne i pomoćna cilindrična površina, onda je stezanje otežano i složeno. Najpovoljniji oblik tela je kad postoji i dopunski konus d i pomoćna cilindrična površina h .

Idealni raspored tela i ozubljenja - sa gledišta najboljeg iskorišćenja šipkastog materijala i najmanjeg skidanja strugotine ("dubljenja") - je kada je prednja čeona strana približno u ravni sa unutrašnjim temenim prečnikom (potreban je tehnološki dodatak od samo 3-5mm).

Preporuka je da se koriste poslednja dva oblika koji imaju manju masu od prethodnih slučajeva, pogotovo što su sve potrebne tehnološke površine cilindrične ili ravne.

U domaćoj i nemačkoj terminologiji za veliki konusni zupčanik se jako često koristi izraz "tanjirasti zupčanik" upravo zbog njegovog oblika. To se naročito odnosi za slučaj relativno velikog prenosnog odnosa ($u > 4$).



Sl.6. Tanjirasti zupčanik

Veza tanjirastog zupčanika i glavčine ostvaruje se zavrtnjima sa šestostranom ili cilindričnom glavom, koji se uvrću u telo i čivijama za centriranje (videti sliku 11.) ili samo sa podešenim zavrtnjima, kada postoji prostor za šestostranu navrtku.

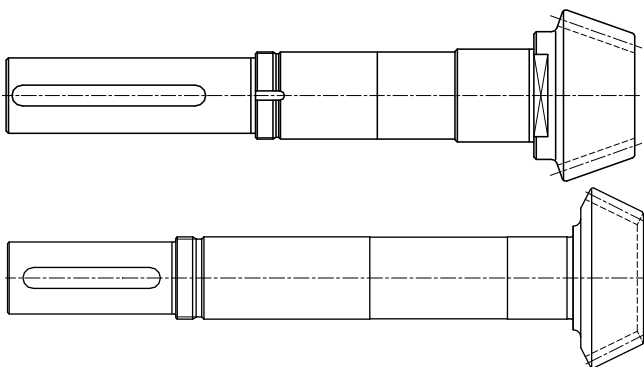
Kod tanjirastog zupčanika može se pojaviti problem da suviše mala širina naslona izaziva gubitak krutosti i savijanje tela i uvijanje ozubljenja i tada je potrebno predvideti veliki tehnološki dodatak za mašinsku obradu.

5.2. Oblik pogonskog zupčanika

Pogonski zupčanik može biti urađen zajedno sa vratilom ili posebno.

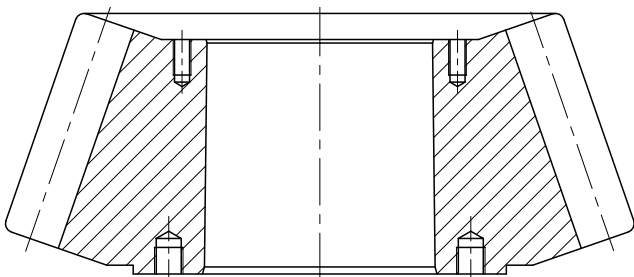
Najčešći oblik pogonskog zupčanika je kada je (zbog malog broja zuba $z_1 \leq 20$) ozubljenje izjedno sa vratilom. Za veliki broj zuba malog zupčanika ($z_1 > 20$) ozubljenje je na posebnom zupčaniku ili kao ozubljeno vratilo, ali je oslonjeno između ležaja (slike 15. i 16.). U prvom slučaju štedi se materijal, ali su povećani ugibi vratila. U drugom slučaju radi se o velikim gabaritima i značajnim silama koje se javljaju na ozubljenju, tako da se one preraspodeljuju na više ležaja (da ne bi došlo do velikih pritisaka i kontaktnih naprežanja na kotrljajna tela bližeg ležaja).

Poseban konusni zupčanik se kao pogonski kod starijih reduktora primenjivao za male i srednje prenosne odnose (kad god je to bilo moguće), kako bi se uštedeo kvalitetni materijal od koga je napravljeno ozubljenje, uz upotrebu jeftinijeg (livenog) materijala glavčine. Veza sa vratilom je preko klina, a osiguranje sa dva-tri zavrtnja, pločicom i žicom. Kako je tehnologija izrade materijala napredovala ovaj oblik konusnog zupčanika je sve više potiskivan od konusnih ozubljenja napravljenih zajedno sa vratilom. Razlog leži pre svega u činjenici da je krutost smanjena, ugib i bacanje ozubljenja pri radu relativno veliki (i prevazilaze dozvoljene granice) pa je potrebno dinamičko balansiranje. Danas se samo mali prenosni odnosi ($u < 1,6$) rade sa posebnim zupčanikom.



Sl. 7. Oblici konusnog ozubljenog vratila

Za visoko odgovorne pogone pogonski zupčanik je sa konusnim otvorom i uz pomoć zavrtnja se preko pločice dovodi u tačan položaj na vratilu (sl. 8.).



Sl. 8. Pogonski zupčanik sa konusnim otvorom

Ozubljenje koje je izjedno sa vratilom je modernije rešenje i kod novih konstrukcija u masovnoj upotrebi. Pri izradi zajedno sa vratilom dobija se veća krutost i manje bacanje.

5.3. Oblik naslona kod pogonskog zupčanika

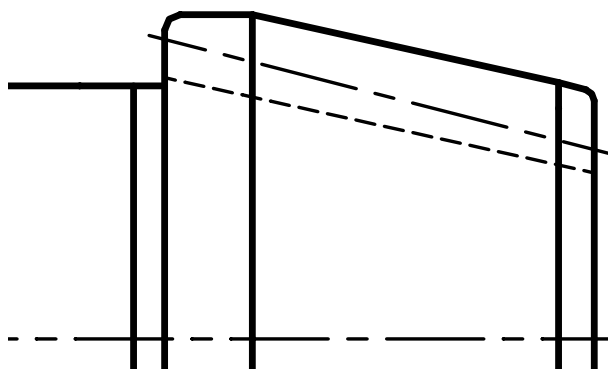
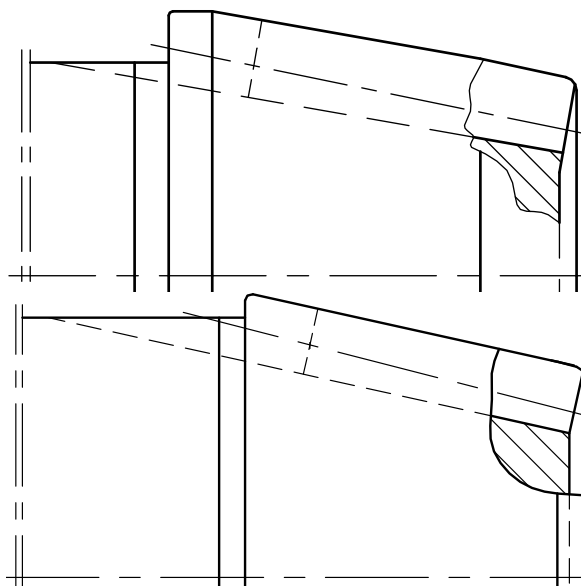
Kod pogonskog zupčanika ozubljenje se nalazi na prepustu, ali što bliže ležaju, kako ne bi došlo do velikog ugiba (savijanja) vratila. Moraju se obezbediti potrebne vrednosti naslona po preporuci proizvođača ležaja (katalozi SKF, FAG, INA,...).

Oblik naslona sa ravnom cil. površinom (sl. 9a.) je karakterističan za sledeće uslove: $u > 4,5$ ($z_1 \leq 9$) i tada je ukupna širina ozubljenja veća od aktivne. Pri izradi rezervnog dela sa izvorno drugim postupkom ozubljenja može doći do iznuđenog rešenja, oblika sa zaobljenjem (sl. 9b.) Uobičajeni oblik naslona je za $u < 4$ ($z_1 > 11$) (sl. 10.).

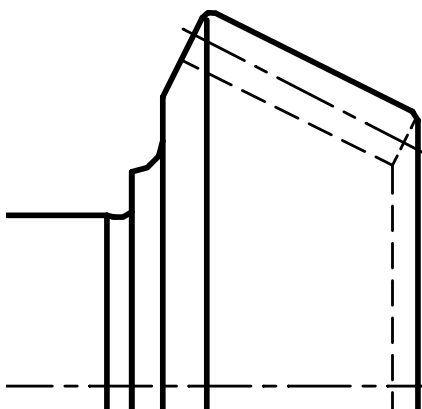
Najmanje rastojanje od naslona ležaja pogonskog do podeonog prečnika gonjenog zupčanika treba da bude 10mm.

Ukoliko se radi potpuno novi prenosnik sa istim prenosnim odnosom moguća je modifikacija konstrukcije tako što se ležaj maksimalno pomeri kako bi produžetak temenog konusa mogao da ima dovoljan prečnik za naslon ležaja.

U ovom slučaju neaktivni deo ozubljenja se koristi kao naslon za ležaj. Ozubljenje je prošireno, kako bi se izbegli uskočnici i povećanje koncentracije napona u prelaznoj oblasti, ili po mogućnosti izbeglo veliko podsecanje rukavca i tako oslabila oslona, odnosno smanjila dodirna površina između ležaja i rukavca koja je inicijalna za brzo oštećenje ležaja, jer pri opterećenju kotrljajna tela ležaja vrše neravnomeran pritisak na unutrašnju košuljicu ležaja koja se dodatno opterećuje i vrlo brzo počinje da propada.



Sl.9. Naslon malog zupčanika sa proširenim ozubljenjem



Sl.10. Normalni oblik naslona malog zupčanika

5.3.1. Oblik naslona sa cilindričnom površinom

Što je manji broj zuba karakter promene naprezanja unutrašnjeg prstena ležaja je sve neravnomerniji, a uz to brzina obrtanja konusnog pogonskog vratila je relativno velika (reda 1000 min^{-1}) pa je nosivost ležaja u celini sve manja. Veoma je važno da podnožni konus što manje oštećuje rukavac ispod ležaja neposredno uz konusno ozubljenje. Ako su iskorišćene druge konstrukcione mogućnosti treba povećati ugradbenu meru.

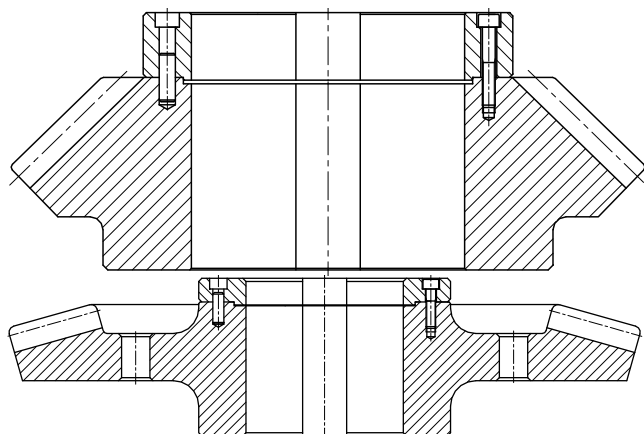
Na slici 9a. i 9b. se vidi nepovoljni slučaj kada podnožni konus podseca aktivnu površinu rukavca ispod ležaja na određenoj širini. Ovaj oblik treba izbegavati promenom konstrukcije. Naslon na malom zupčaniku je izveden kao cilindrična površina (sl. 9a), potrebnog

prečnika za naslon ležaja (iz kataloga proizvođača), koja se nadovezuje na temeni prečnik radi lakše strugarske obrade.

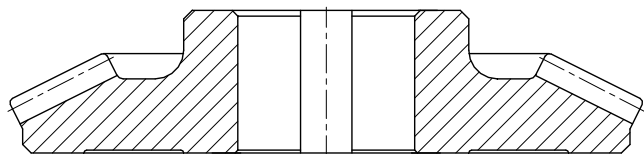
Unutrašnja čeona površina paloidnog ozubljenja je uvučena kako bi se osiguralo ispravno prosecanje i pravilan profil i "čista bočna površina" na krajevima širine zuba. Spoljašnja strana prema naslonu ležaja, koja prevazilazi potrebnu aktivnu širinu ozubljenja b se koristi samo za normalan ulaz (izlaz) glodala i ne mora imati potpuno pravilan profil. Za ciklo-paloidni zupčanik unutrašnja strana može po želji biti ravna ili uvučena, jer noževi na reznoj glavi potpuno prosecaju ceo prostor prema osi spregnutog zupčanika.

5.4. Oblik unutrašnje strane ozubljenja

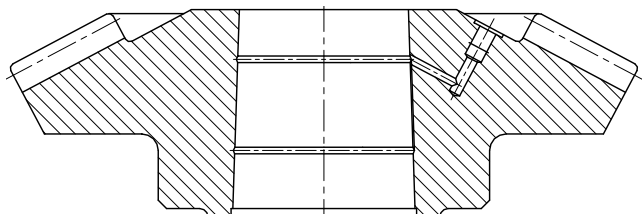
Unutrašnja strana zuba (površina e na sl. 4) kod ciklo-paloidnog postupka može biti i cilindrična, jer se reznom glavom obrađuje čitav prostor ispred, dok kod paloidnog mora biti udubljena, zbog upotrebe glodala (određene aktivne dužine rezanja) i pravilnog prosecanja na spoljašnjoj i unutrašnjoj strani zuba. situacija je obrnuta za položaj prednje čeone površine (glavčine) f : kod paloidnog ona nije uopšte važna (dozvoljena je pojava tzv. "trbuha", sl. 12), dok kod ciklo-paloidnog ima veliki značaj; da bi se obezbedila ugradbena mera po potrebi se umeću čaure koje se vezuju za telo zupčanika zavrtnjima i čivijama (sl. 11).



Sl. 11. Potreban konačan oblik ciklo-paloidnog zupčanika



Sl. 12. Dozvoljeni oblik tela paloidnog zupčanika



Sl. 13. Zupčanik predviđen za hidrauličku demontažu

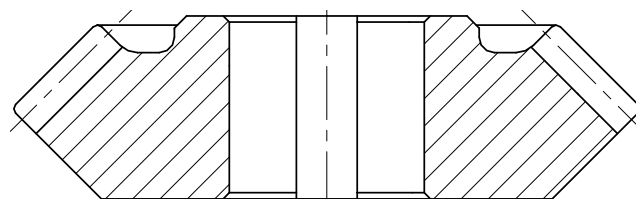
Geometrija ozubljenja, ugradbene mere i oblik tela su, sa teorijskog stanovišta, nezavisni od izabranog postupka ozubljenja po sistemu Klingelberg za sledeće vrednosti osnovnih geometrijskih veličina: $d_{o2} \geq 355$, $u = 2..4$ ($\Rightarrow m_n \geq 6,5$). Ipak, prema mogućnostima mašina, ovo su vrednosti koje su bliže ciklo-paloidnom postupku. U Goši se paloidni

postupak koristi do modula $m_n=5,5$, a preko toga se primenjuje ciklo-paloidno ozubljenje.

Kod zupčanika koji sa vratilom obrazuje konusni presovani sklop radi olakšane demontaže predviđeni su kanali za raspresivanje pod pritiskom (sl. 13).

Ponekad se zbog mogućnosti ozubljenja ciklo-paloidnim postupkom i ispunjavanja osnovnog uslova, jednačina (5), mora povećavati prečnik d_{o2} , pa zbog blizine maksimalnog dozvoljenog prečnika $d_{2,max}$, zupčanici mogu imati sličan oblik kao na sl. 5a.

Udubljeni oblik na ozubljenom vratilu, pokazan npr. na sl. 5. je vrlo povoljan, pre svega sa stanovišta izrade, jer glodalo ima potpuno prosecanje i pravilan izlaz pa se dobija "čista" bočna površina zuba sa dobrim kvalitetom aktivne površine. Treba dodati da udubljeni oblik podseća na oblik "kade (korita)" tako da pripomaže boljem radu, jer zadržava određenu količinu ulja i tako usporava proces habanja zupca.



Sl. 14. Primer nepovoljnog tela zupčanika

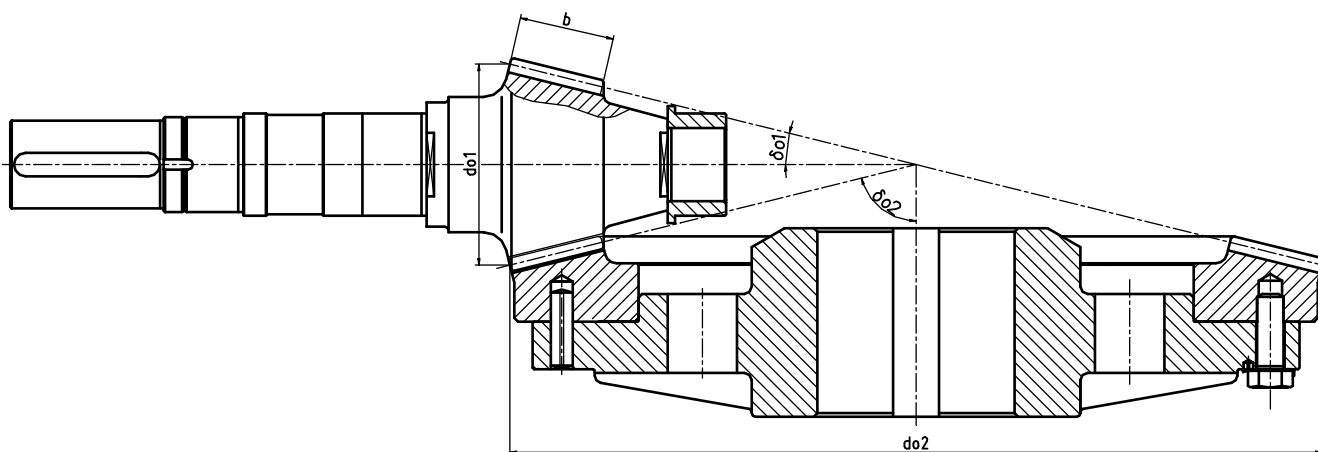
Oblik tela sa pomoćnom spoljnom konusnom površinom (kao na slici 14.) je dosta nepovoljan, pa se koristi tehnološki dodatak za mašinsku obradu, stezanje i centriranje, a potom se uklanja. Ovakav zupčanik je dosta masivan, ali nema pogodnog mesta za tehnološke otvore za stezanje na radni sto mašine, pa je rukovanje dosta otežano.

6. PRIMERI IZVEDENIH REŠENJA I KOMENTARI

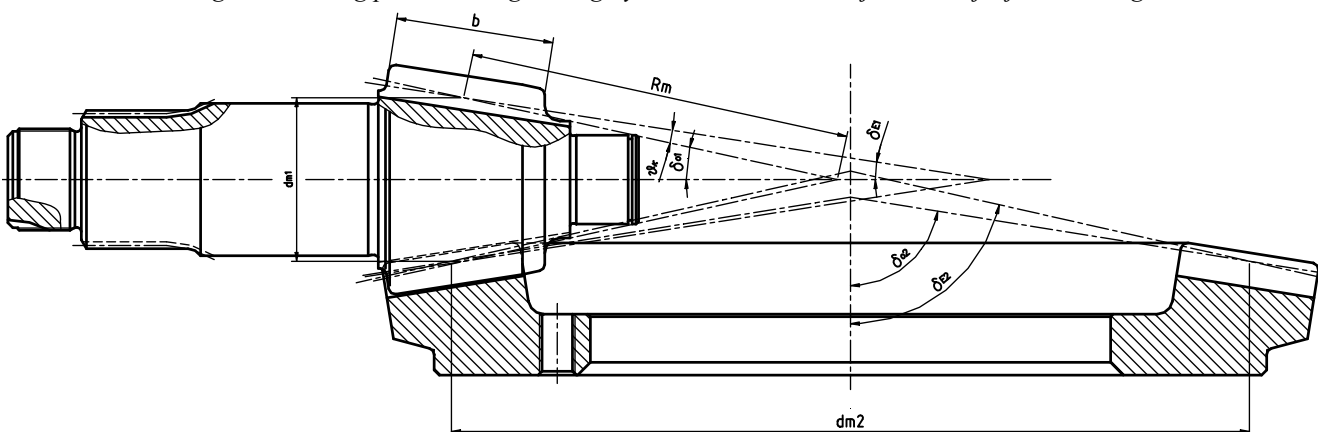
U uslovima domaće privrede sistem Klingelberg predstavlja vodeći sistem za izradu konusnih zupčanika sa zavojnim zubima. Ipak, zbog osobenosti svakog sistema izrade pri izradi rezervnih delova javljaju se određeni slučajevi koji su dosta interesantni, ali ponekad se neki zupčanici ne mogu ni uraditi sa zahtevanim dimenzijama.

Najinteresantniji slučajevi se javljaju za velike prenosne odnose, kao i pri prelasku sa jednog sistema izrade na drugi, npr. kod proizvodnje rezervnih delova kada se vrši zamena (supstitucija) stranog proizvođača opreme. Na slici 15. prikazan je konusni par sa ciklo-paloidnim zavojnim ozubljenjem sa dimenzijama koje su vrlo bliske maksimalno mogućim na mašini za ozubljenje AMK-855: $d_{o2} = 1112$ mm; $b = 130$ mm; $m_n = 9,11$ mm; $z = 23/93$. Ozubljenja su od Č.4320, a glavčina kon. zupčanika je od čeličnog liva. Zbog svojih dimenzija kon. ozubljeno vratilo je obostrano uležišteno sa tri ležaja.

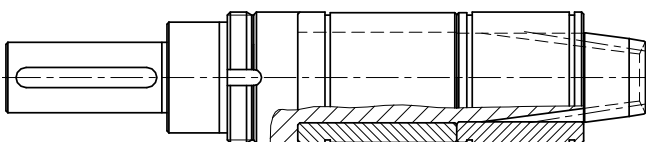
Na sl. 17. prikazan je vrlo interesantan slučaj kod velikog prenosnog odnosa ($u=6,3$), gde je nedostatak naslona odgovarajućeg prečnika prevaziđen upotrebom dve čaure (sa žlebovima za uskočnike), koje su tvrdo navučene na kon. ozubljeno vratilo. Čaure naležu na površinu prosečenu od glodala. Tako je obezbeđeno da rukavci ležaja imaju glatke neprekinute površine. Ležaji se uskočnicima osiguravaju od aksijalnog pomeranja (kretanja). Podaci: $d_{o2}=225$; $m_n=2,5$; $z=9/57$; $b=24$.



Sl. 15. Izgled konusnog para sa Klingenberg Zyko-Paloid-nim zavojnim ozubljenjem velikih gabarita



Sl. 16. Izgled hipoidnog konusnog para sa Klingenberg Zyko-Paloid-nim zavojnim ozubljenjem



Sl. 17. Izgled ozubljenog vratila velikog pren. odnosa

Primer hipoidnog konusnog para sa različitim vrednostima korekcije ugla ϑ_k za pogonski i gonjeni zupčanik prikazan je na slici 16. Na malom zupčaniku postoji i skraćanje glave zuba za $z_1=6$ ili 7.

Kod hipoidnog para sa vrlo velikim prenosnim odnosom ($u \geq 5$), čak i za veoma mali broj zuba ($z_1=6..8$) pogonski zupčanik je uležišten između ležaja (sl. 16.) zbog velikih brzina obrtanja i povećanja krutosti (odnosno manjih ugiba i vibracija).

Iz razloga podsecanja rukavca vratila na mestu ležaja uz ozubljenje preporučuje se da kod visoko-opterećenih prenosnika snage max. prenosni odnos konusnog para sa zavojnim zubima ne pređe 5, sa najmanje 8 zuba, odnosno za hipoidne $u \leq 6,3$, $z_1 \geq 7$.

5. ZAKLJUČAK

Način (sistem) izrade ozubljenja neposredno utiče na proračun geometrijskih i tehnoloških parametara i nosivosti konusnih zavojnih zupčanika. Određena tehnološka ograničenja (mogućnosti mašine za ozubljenje, geometrija

alata, izbor rezne glave i noževa, i dr.) utiču na konačno usvajanje geometrijskih parametara konusnog para sa zavojnim zubima.

Izbor koeficijenta pomeranja profila bitno utiče na geometriju i oblik konusnih zavojnih parova. Koeficijent x_{IK} po kriterijumu ujednačenog klizanja znatno utiče na pojavu skraćivanja glave zupca na pogonskom zupčaniku.

Za paloidno ozubljenje standardizovan je ugao temenog konusa, koji se još naziva i polazni ugao (jer se koristi za strugarsku predobradu i ozublјivanje).

Oblikovanje konusnih zupčastih parova mnogo zavisi od tehnoloških mogućnosti i ograničenja pri izradi.

Pojedinačno gledano svaki postupak za izradu kon. zavojnih zupčanika ima komparativne prednosti i mane. Zbog toga je Klingenberg razvio dva nezavisna postupka, sličnog imena, koji se dopunjuju, i danas predstavlja lidera u proizvodnji mašina za ozubljenje. Ova dva postupka, kao tandem, danas predstavljaju vodeći način izrade, jer pružaju određene prednosti u odnosu na druge sisteme ozublјivanja, pošto pokrivaju veoma veliki prostor sa različitim i širokim mogućnostima, tako da se raznovrsne geometrijske i ugradbene mere zupčanika drugih proizvođača mogu uspešno zameniti. Ipak, neki put nije moguća izrada bez promene dimenzija.

Pri izradi rezervnih delova sa strogo zadatim ugradbenim merama, pri prelazu sa nekog drugog na sistem Klingenberg, kao i međusobnoj zameni sa paloidnog na ciklo-paloidno, pogotovo za veće prenosne odnose, javljaju se vrlo zanimljivi primeri oblika gonjenog kon. zupčanika, naslona kod pogonskog ili samog ozublјjenja.

LITERATURA

- /1/NOJNER, V, *Određivanje geometrijskih faktora zupca i optimalne nosivosti Klingelnberg ciklo-paloidnog spiralnog ozubljenja*, Deveti Severov simpozijum o mehaničkim prenosnicima, Subotica, 2003.
- /2/MILTENOVIĆ, V, *Mašinski elementi - oblici, proračun, primena*, MF, Niš, 2001.
- /3/MILTENOVIĆ, V, OGNJANOVIĆ, M, *Mašinski elementi II, Elementi za prenos snage*, MF, Niš, Beograd, 1995.
- /4/Klingelnberg - fabrička norma KN 3025, izdanje 1969.
- /5/Klingelnberg - fabrička norma KN 3028, izdanje br. 2.
- /6/KUZMANOVIĆ, S, *Metodologija konstruisanja*, FTN, Novi Sad, 1998.
- /7/Katalozi proizvođača ležaja - FAG, SKF, INA.

SHAPING AND CONSTRUCTING OF KLINGELNBERG SPIRAL BEVEL GEARS

Vojkan Nojner, GOŠA-FOM - Smed. Palanka

Summary

Different factors, client's requirements, conditions of fabrication, technological limitations effect to the shape of bevel gear wheels with straight and spiral toothing. In paper are given certain structural shapes of toothing, body and support of gear wheel with the toothing by, so called, Klingelnberg Palloid- or Zyklo-Palloid- procedure, based on the experiences from constructing and shaping of this specific type of toothing designed for installation in gearboxes of medium and higher load capacity from the different manufacturers, purpose and place of installation.

Keywords: Toothing and body shape of gear, angle correction, pinion addendum shortening

Adresa za kontakt :

Vojkan Nojner, dipl. maš. ing.
GOŠA - Fabrika opreme i mašina
11420 Smederevska Palanka
Industrijska 70

E-mail: gfom.ing@EUnet.yu, gosa.fom@EUnet.yu

ПОСТУПАК 3D –РЕКОНСТРУКЦИЈЕ У ЦИЉУ ПРОИЗВОДЊЕ ИНДИВУАЛНО ПРИЛАГОЂЕНИХ ИМПЛАНТАТА

В. асист. мр Мићо Станојевић, МФ – Бања Лука
Др Милосав Ђурђевић, доцент, МФ – Бања Лука
Др Жељко Јовичић, ортопедски хирург, Клиника за ортопедију – Бања Лука

Резиме

У овом раду се презентује један оригиналан алгоритам и процедура подржан са неколико прилагођених CATIA модула при обради CT–података и постизања 3D–реконструкције у циљу припреме процесирања индивидуално прилагођених имплантата. Актуелне методе 3D–реконструкције базиране на "Volume Rendering" или "вокселизацији" омогућују брзу квалитативну анализу, али квантитативна димензиона анализа је ограничена. Радом се показује могућност примјене неинвазивних метода реконструкције органа уз очување високе димензионе тачности, што омогућује биомеханичку анализу или производњу квалитетних имплантата.

Кључне речи: CT – подаци, 3D – реконструкција, пред-процесирање индивидуално прилагођених имплантата

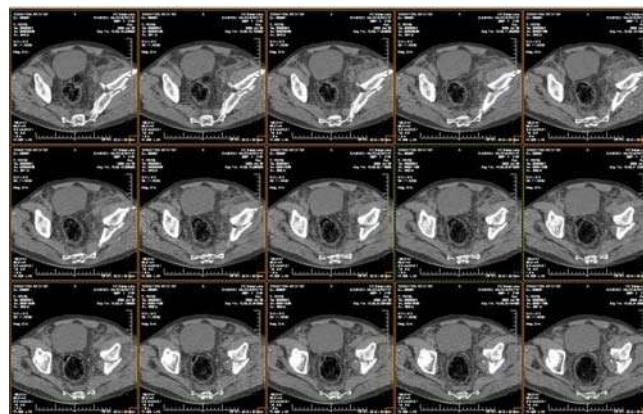
1. УВОД И ДЕФИНИСАЊЕ ПРОБЛЕМА

Савремена наука захтјева све већу сарадњу истраживача из различитих области науке. Све је теже правити случајне помаке појединца у науци. Иоле мали помак захтјева синергичан и комплементаран рад већег броја разнородних стручних профила. У области примјењене биомеханике посебно је наглашена мултидисциплинарност. Поред медицине неопходно је учешће различитих области техничке струке. Тако је и структура истраживача у овом раду заснована на овом принципу.

У основној поставци овај рад је фокусиран могућностима успостављања неинвазивних метода тродимензионе реконструкције органа, посебно кости и зглобова у циљу добијања комплетне квантитативне слике: линеарне и угловне димензије, волуметрија, тежишта, моменти инерције.

Један од основних проблема у добијању ваљаних резултата је очување размјере 1:1 у фази екстракције контура растерских слика пресека тијела. Добрим избором параметара који је заснован на калибрацији

контраста у фази дигиталне обраде слике може се постићи висока тачност екстракције ивица и њихова векторизација. При томе постоји једна олакшавајућа околност - повећан контраст коштаних структура у односу на мека ткива. Такође као олакшање, на савременим ситемима за компјутерску томографију постоји већ неколико предефинисаних параметара за снимање различитих врста ткива (па тако и коштаног) добијени калибрацијом система од стране произвођача. Прво ће се упроштено илустровати основни задатак и уопштено описати проблеме, те дефинирати основне појмове. На сл. 1. су приказани стандардни CT – снимци (у датом примјеру је регион кука и ацетабулума) у DICOM формату.



Сл. 1. Стандардни CT – снимци у DICOM формату

DICOM "The Digital Imaging and Communications in Medicine" је стандард формиран од стране "The National Electrical Manufacturers Association (NEMA)" са циљем да се нормира и поједностави дистрибуција, визуализација и даље процесирање медицинских слика генерисаних CT, MRI или ултразвучном технологијом. Овај формат је боље прихваћен од такође популарног "Analyze format" из два основна разлога:

1) Подаци о једном снимку су код "Analyze format" похрањени у две одвојене датотеке *.img – (подаци о сликама) *.hdr – ("хедер" подаци о пацијенту, типу скенирања, димензијама слика, итд.), док је DICOM датотетка јединствена са екстензијом *.dcm. и

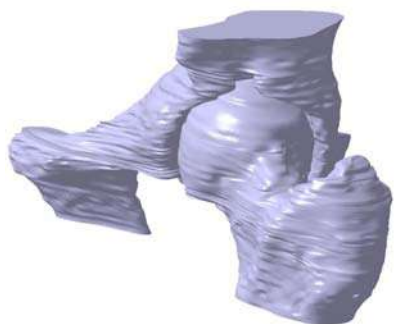
2) DICOM датотека има могућност компресије података слика који могу бити огромни. Обично су у популарном *.jpg компресованом формату.

Ипак најважнија особина DICOM датотеке за наш рад је очување података о сликаном органу (односно димензиони податак о "растеру" слике).

Из овако формираних медицинских података у облику низу пресека (обично на еквидистантном растојању), приказаних у растерској форми, циљ је извести векторску 3D реконструкцију или боље речено CAD модел тијела. Таквим моделом се постиже комплетна димензиона информација: линеарне и угловне димензије, волуметрија органа, површина, тежишта и моменти инерције. Ови подаци су често од пресудног значаја за добру припрему операције, израду имплантата, а такође и различита биомеханичка испитивања.

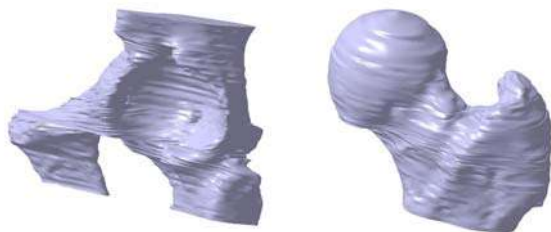
На сл.2. је приказан параметризиран 3D модел кука и ацетабулума након реконструкције без додатног

глаголања, генерисан са неколико различитих модула CATIA-e V5.



Сл. 2. Параметризовани 3D модел кука и ацетабулума након реконструкције

Такође, велика предност у односу на друге 3D реконструкције (нпр. популарни SSD воксел метод) овако генерисаног модела је могућност демонтаже компоненти уз очување свих димензионих параметара што је неопходно за биомеханичке анализе. На сл.3. је приказана демонтажа модела са слике 2.



Сл. 3. Демонтирани модел без глачања

CAD модел показује многе већ поменуте предности у односу на воксел форме, али има и неколико недостатака: датотеке су примјетно веће и већи број корака процесирања, што повлачи веће вријеме израде. Горе поменута анализа показује да свака метода има предности и недостатке. Коначно, можемо доћи до закључка да је за визуално – дијагностичке анализе кориснија воксел метода (нпр. SSD), док за квантитативно димензионе анализе, биомеханичке анализе и предпроцесирање индивидуално прилагођених имплантата, неопходна CAD – метода.

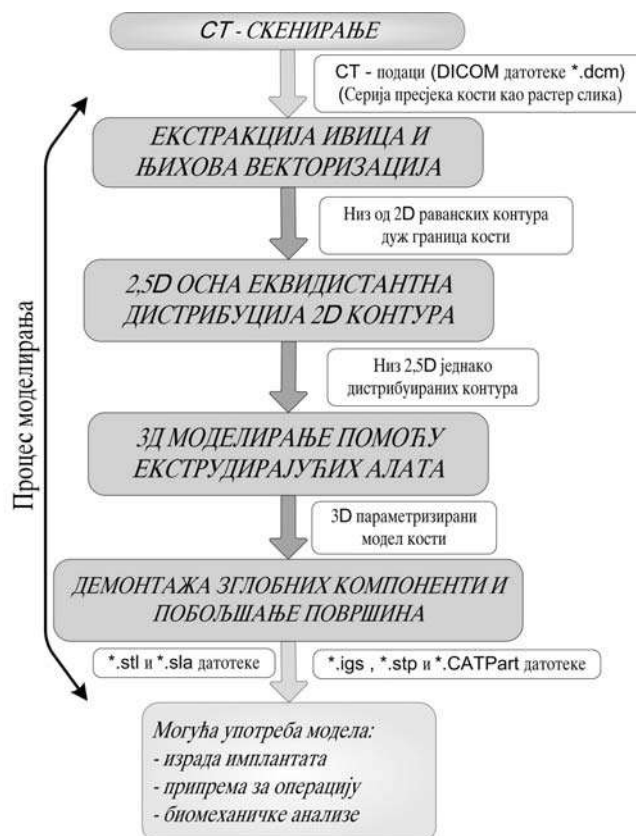
2. РАЗВИЈЕНА ПРОЦЕДУРА ГЕНЕРИСАЊА 3D МОДЕЛА

"High – range" CAD софтвери као Catia V5, имају могућности увоза растер слика у простор модела, придружити их неким од референтних равни, скалирати или сачувати реалне димензије и коначно, екструдирати екстраховане и векторизоване контуре пресека. Али ни један од ових софтвера није систематизирао процедуру 3D реконструкције у медицинске сврхе, односно развио такве модуле који су интегрисани и прилагођени обради CT или MRI датотека.

Показала се потреба да се постојећи модули неки од поменутих софтвера прилагоде за ове потребе. Изабран је софтверски пакет CATIA, због великог броја моћних модула који би се могли прилагодити, али и због user-

friendly графичког интерфејса који олакшава и убрзава обраду великог броја контура и других података. Такође даје могућности аутоматизирања неких процеса путем програмских могућности САА алата, што је и природни наставак у будућем раду.

На сл. 4. је приказана генерална шема алгоритма процедуре 3D реконструкције развијене у овом раду.



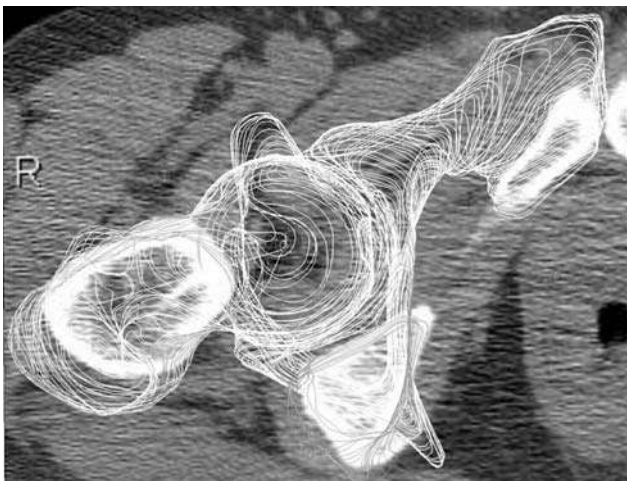
Сл.4. Алгоритам процедуре 3D реконструкције

Поступак се састоји из четири фазе описане на следећи начин:

1) Фаза екстракције ивица и њихова векторизација

Као што је познато из увода, CT – снимци представљају низ растер слика. Из ових слика (обично jpg) је потребно реконструисати ивице (контуре) кости. Постоји неколико метода које могу бити аутоматске или полуаутоматске. Аутоматски метод се заснива на препознавању ивица (*edge detection*) у зонама одговарајућег контраста и формирање затворених контура погодних за 3D екстудирање. Код аутоматског препознавања контура, основни је проблем дефинисања прелазних зона (нпр зглобови). Садашњи CT – апарати не креирају јасну дистинкцију на таквим мјестима и растер слика практично "повезује" кости. Док се тај проблем снимања квалитетније не ријеша, довољно добар метод је анатомска хеуристика, која нам помаже да се такве зоне мануелно реконструишу. За ову фазу су симултано примјењена два алата. CATIA V5 R12: *Sketch Tracer* и *Generative Shape Editor*. *Sketch Tracer* омогућује уношење растер слике у простор модела CATIA-e, дефинише референтну раван и коначно, дефинише жељену размјеру између модела и растер снимка (што је врло важно). Ова особина је

обезбјеђена примјеном *CT - DICOM* датотеке која садржи фактор размјере, односно претходно калибрисану димензију пиксела (растера). *Generative Shape Editor* модул омогућује креирање низа референтних равни, потпуно аналогно распореду пресека *CT*-снимка, а затим векторски дефинисани и затворени сплајн криви. Иако су пресеци еквидистантни у једној серији снимања, резолуција се може мјењати унутар једног снимања, што омогућује да у неколико мањих група имамо различите резолуције у функцији комплексности површина граница (њихове рељефности). Да би се убрзао овај процес за процесирање већи број равни, могуће је овај процес аутоматизирати, што је учињено. Значи, *CATIA* – алати су прилагођени у ове сврхе. Такође, постоји још много простора за аутоматизацију што се планира у будућем раду. На примјер, у централној зони бедрене кости гдје се топологија пресека незнатно мијења, а при томе важност пресека у тој зони је снижена, онда се може примјенити знатно грубља резолуција. А на другој страни, зона главе фемура и зона ацетабулума (као зона повишене рељефности граница и повишене важности њихове дефиниције) повлаче повишену или максималну резолуцију. На сл. 5 је приказана фаза векторизације и екстракције ивица.



Сл.5. Фаза екстракције ивица и векторизација

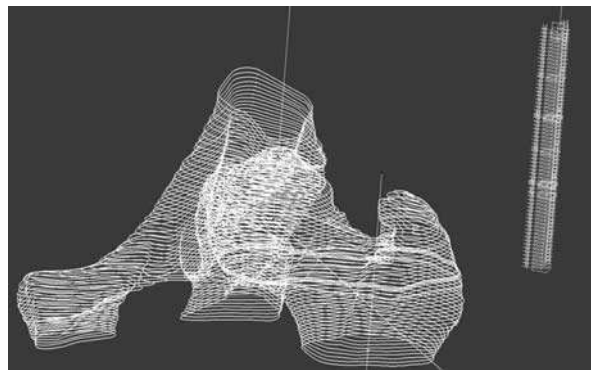
II) 2,5D осна еквидистантна дистрибуција 2D контура

Након креирања равни које су компатибилно дистрибуиране према дефиницији пресека *CT* – снимка и креирања одговарајућих контура, оне се затим распоређују у одговарајућим равнима. Ова фаза се такође извршава са одговарајућим алатима из модула *Generative Shape Editor*.

На слици 6. је приказана 2,5D дистрибуција 2D контура.

III) 3D моделирање помоћу екструдирајућих алата

Трећу фазу карактерише дефинисања сегмената тијела између затворених контура. Постоје две могућности: примјена *Pad* – екструдирајућег алата константног попречног пресека или примјена *Loft* – промјенљивог попречног пресека. *Pad* – алат је једноставнији, бржи са процесирање али је површина грубља и без интерполације са "глачањем". Такође је проблем што се



Сл. 6. 2,5D дистрибуција затворених 2D

не може повезивати више пресека (скица) истовремено. *Loft* – алат омогућује повезивање више скица истовремено са глатким интерполирајућим прелазима, уз услов очувања оријентације, али је датотека комплекснија и не може ријешити проблем гранања, што је чест случај код људских органа са сложеним топологијама. Неопходно је за свако гранање формирати независна тијела која се касније повезују. Може се примјетити да постоје алати са опцијом гранања, као *Multi- Pad* (вишеструка екстудирања једне скице са више компоненти), што показује да постоји простор за проширење и побољшање ове методе са *Loft* – алатом.

На слици 2. се може видјети модел који је формиран *Loft* алатима. На поменутој слици се примјећује нешто хрпавија површина узрокована различитим шумовима, како током *CT* – снимања, тако и током реконструкције. Квалитет површина се може побољшати, ако постоје захтјеви за израду модела технологијом *Rapid Prototyping*. Алатима модула *STL Rapid Prototyping*, као што су *Mesh Smoothing* и *Decimation* могуће је постићи "глачање" поменутих површина и елиминисати овај шум, уз оптималан избор параметара.

IV) Демонтажа зглобних компоненти и побољшање површина

Помоћу *Assembly Design* модула могуће је креирање компоненти (тијела) чији се међусобни положај може мијењати, што омогућује и симулацију кинематике. На слици 3. се види демонтиран модел.

Из претходно реченог се види да је кориштен читав низ *CATIA* модула и алата. Током рада се показало да се ови алати могу програмски оптимизирати или евентуално интегрисати у циљу поједностављења задатка.

3. ПРАКТИЧНА ПРИМЈЕНА МЕТОДЕ И ДАЉИ ПРАВЦИ РАЗВОЈА

Развијена метода описана у тачки 2. обезбјеђује 3D реконструкцију, димензионо врло вјерну реалној кости на неинвазиван начин. Друге методе немају ову могућност (на примјер метод вокселизације). То омогућује израду високо квалитетних имплантата, што и јесте крајњи циљ комплетног истраживања (видјети шему на слици 4.). Метода се такође може искористити у фази припреме операције и њено планирање. Добија се низ врло корисних података битних, како за квалитетно позиционирање имплантата, тако и за анализу стања коштаног ткива, те припрему његове

санације и ојачања прије уградње имплантата (посебно код старијих особа чије је коштано ткиво истрошено). Хирург има далеко више података прије операције, њено краће трајање, бржи опоравак пацијента и коначно, квалитетнији имплантат који омогућује правилну кинематику покрета, те виши квалитет живота пацијента. Даље, због могућности високо вјерне реконструкције, постоји могућност прецизног прорачуна запремине, дефинисања тежишта, прорачун момената инерције и одређивање главних праваца. Ово обезбјеђује могућност биодинамичких истраживања. Такође, примјеном алата (*Assembly Design*) за израду склопова и могућност дефинисања кинематских ланаца кости и зглобова, ствара се потенцијал за комплетну биомеханичку анализу. Што би било компатибилно са *CATIA* модулом - *Ergonomics Design & Analysis*, који садржи ергономске алате за дизајн и анализу, на чему *CATIA* тренутно има ексклузивитет. Ово додатно потврђује добар избор *CATIA* окружења. Посебан квалитет даје могућност програмирања у циљу развоја кориснички прилагодивих макроа, САА програма и команди.

У даљем истраживању се планира извести усавршавање презентоване "CAD" методе за 3D реконструкцију. Показао се потенцијал за убрзавање реконструкције пресека у фази 1 – фази екстракције и векторизације. У фази 3. неопходно је развити опције за вишеструко гранање "Loft" структура, на аналоган начин као и *Multi-Pad* структура.

4. ЗАКЉУЧАК

Кроз развој и анализу методе показао се низ потенцијала како у примјени у медицинске сврхе, тако усавршавање и даљи развој методе.

Прије свега, основни квалитет методе је прецизност 3D реконструкције, што омогућује квантитативно-димензиону анализу реконструисаних органа. Даље, са прецизно реконструисаним моделом, могуће је произвести квалитетан индивидуално прилагођени имплантат (*Customized Implants*). Познато је да сваки човјек има оригиналне индивидуалне димензије сваке кости појединачно, што повлачи немогућност стандардизоване производње имплантата, а да се не оштети квалитет кинематике и покрета. Неправилном кинематиком и неправилним распоредом активних сила, повлачи се убрзаније трошење имплантата и коштано ткива на додатно оптерећеним мјестима.

Уз примјену развијене методе може се произвести такав имплантат који ће очувати кинематику усклађену са другим кинематским ланцима организма и знатно побољшати квалите живота пацијента.

У даљем раду ће се истраживати могућност конкретне производње имплантата из реконструисаних модела примјеном интеграције *Rapid Prototyping* технологије и прецизног лива (*Investment Casting*), искористивши капацитете *ThermoJet* система, који посједује матични Машински факултет - Бања Лука и уз сарадњу са предузећем „Микро Лив“ из Бања Луке.

ЛИТЕРАТУРА

- /1/ Dassault Systemes: *Technical Documentation CATIA V5 R12*; Јули 2003.
- /2/ Douglas G. Smith, MD; Ernest M. Burgess, MD: *The use of CAD/CAM technology in prosthetics and orthotics*, Journal of Rehabilitation Research and Development, Vol.38 No. 3; Мај/Јуни 2001.
- /3/ Cheri Steidle, Don Klostermann, Richard Chartoff: *Automated Fabrication of Custom Bone Implants Using Rapid Prototyping*, 44th International SAMPE Symposium and Exhibition, Long Beach, CA; Мај 1999.
- /4/ Chandrajit L. Bajaj, Daniel R. Schikore; *Custom Prosthesis Design, Visualization and Prototyping*; SPIE Proceedings: Visualization in Biomedical Computing, pp 504-510, Октобар 1999, Rochester
- /5/ C.Y.Lee, E.K. Antonsson: *Surface Reconstruction of Etched Contours*; Technical Proceedings of the 1999 International Conference on Modeling and Simulation in Microsystems, pp 117-119, Април 1999, San Juan, USA
- /6/ Ivo Ruskowski; *Osnove primjenjene biomehanike zgloba kuka*, Medicinski Fakultet u Zagrebu, 1989, Zagreb

3D RECONSTRUCTION PROCEDURE IN THE PURPOSE OF CUSTOM MADE IMPLANTS PROCESSING

В. асист. мр Мићо Станојевић, МФ – Бања Лука

Проф. др Милосав Ђурђевић, МФ – Бања Лука

Др Жељко Јовичић, ортопедски хирург, Клиника за ортопедију – Бања Лука

Resume: In this paper, the original procedure of medical 3D reconstruction from CT data, supported by CATIA modules, is presented. The aim is the preparation of customized implants processing. Current methods based on voxelization provide fast qualitative analysis, but quantitative and dimensional analysis is limited. In this paper it was shown the capability of non-invasive 3D reconstruction with conservation of high dimensional accuracy, as a first condition to customized implant manufacturing.

Keywords: Computer Tomography Data, 3D Reconstruction, Customized Implants

Адреса за контакт:

Мр Мићо Станојевић,
Машински факултет,
51000 Бања Лука
Степе Степановића 73,

Др Милосав Ђурђевић,
доцент
Машински факултет,
Бања Лука,
Степе Степановића 73,

E-mail: micostan@blic.net

E-mail: djuka@urc.bl.ac.yu

PARAMETARSKO-GEOMETRIJSKO PROJEKTOVANJE FAMILIJA LEPTIRASTIH ZATVARAČA¹⁾

Prof. dr Zoran Marinković, Mašinski fakultet Niš,
Prof. dr Miomir Jovanović, Mašinski fakultet Niš,
Predrag Milić, dipl. inž. maš., Mašinski fakultet Niš,
Goran Petrović, dipl. inž. maš., Mašinski fakultet Niš.

Rezime

Rad daje postupak parametarsko-geometrijskog modeliranja standardnih familija leptirastih zatvarača iz proizvodnog programa firme "MIN-AGH" iz Gadžinog Hana kod Niša. Ovaj postupak koristi CAD/FEA procedure projektovanja. U okviru ovih procedura primenom softvera SolidWorks i Exel realizovano je efikasno projektovanje tipskih modela leptirastih zatvarača. Parametarski modeli CAD/FEA tehnologija daju mogućnost da se na bazi sličnosti geometrijskih modela generišu i proveravaju strukturne osobine kontrolnih članova razvijenih standardnih familija leptirastih zatvarača.

Ključne reči: leptirasti zatvarači, parametarsko-geometrijsko modeliranje, CAD/FEA modeli.

1. UVOD

Leptirasti zatvarači predstavljaju posebne mašinske komponente iz grupacije cevni armatura, uz čiju se pomoć sprečava ili ograničava količina i brzina proticanja fluida kroz velike cevne industrijske sisteme. Kvalitetnija i ekonomičnija proizvodnja ovih zatvarača nameće potrebu za razvojem manjeg broja tipskih modela svrstanih u familije.

"MIN-AGH" a.d. iz Gadžinog Hana kod Niša je preduzeće za razvoj, proizvodnju i promet cevni armatura. Njegov proizvodni program u oblasti ove opreme je veoma širok po asortimanu i broju tipskih modela. On obuhvata veći broj familija leptirastih zatvarača, zasuna, ventila i niz drugih pomoćnih komponenti u okviru cevni sistema /1, 2/.

Za veliki broj tipskih modela (članova) više familija cevni armatura nije racionalno raditi tehničku dokumentaciju klasično, već treba primeniti savremene CAD/FEA procedure projektovanja. Upravo rad daje deo ostvarenih rezultata u okviru projekta iz Programa tehnološkog razvoja MNZŽS R. Srbije i

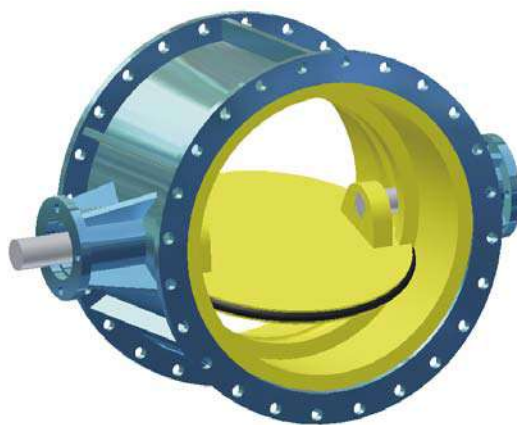
¹⁾ Rad je urađen u okviru projekta "Optimizacija industrijskih cevni zatvarača i formiranje informatičke baze proizvoda" iz Programa tehnološkog razvoja, br. MIS. 3.07.0079.A, finansiran od strane Ministarstva nauke i zaštite životne sredine R. Srbije.

postupak projektovanja jednog tipskog modela leptirastih zatvarača, kao i njihovih standardnih familija /2, 3, 4/.

2. FAMILIJE LEPTIRASTIH ZATVARAČA I STRATEGIJA NJIHOVOG RAZVOJA

U okviru standardnih familija leptirastih zatvarača firme "MIN-AGH" ponuđena su dva konstruktivna rešenja. Prvo je klasično, a drugo savremeno sa gumenom oblogom /1, 2, 3, 4/. Ovde biće analizirano samo prvo rešenje leptirastih zatvarača.

Slika 1 prikazuje klasični leptirasti zatvarač, koji se sastoji iz cilindričnog kućišta, rotirajućeg kružnog zapornog tela i priključka za ručni, elektro-mehanički ili drugi pogon /3, 5/. Glavni i osnovni parametri familija ovih zatvarača su: nazivni prečnici DN = 80 ÷ 3000 (mm), pritisci NP = 2.5 ÷ 40 (bar) i temperatura područja do 80, 150 i 250 (°C). Tabela 1 prikazuje 19 familija klasičnih leptirastih zatvarača (LZ) sa oznakama, vrstama pogona, brojem zatvarača (članova) u okviru familije i opsegom prečnika DN (mm), pritiska NP (bar) i temperatura T (°C). U okviru ovih familija ima ukupno 287 članova ovog tipa zatvarača.



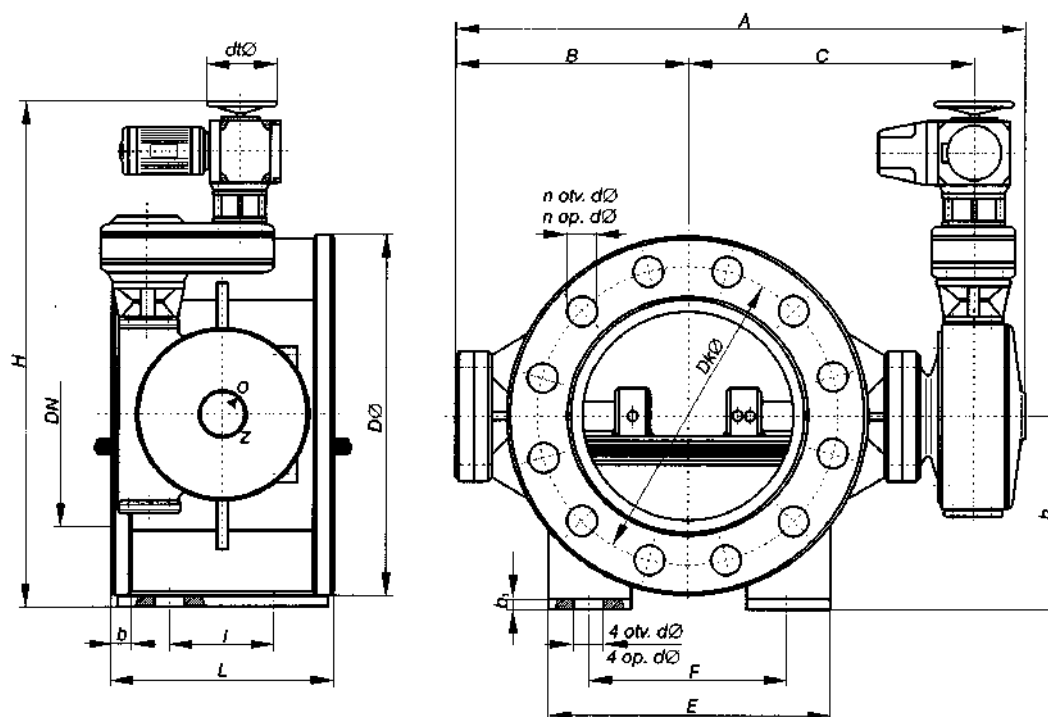
Sl. 1 Leptirasti zatvarač klasičnog izvođenja

Tabela 1: Familije klasičnih leptirastih zatvarača (LZ)

	Ozn. zatvar.	Vrsta pogona	Broj zatv.	DN (mm)	NP (bar)	T (°C)
1	LZR	ručni – T+R	19	500 ÷ 3000	2.5	80
2	LZE	elektro-meh.	19			
3	LZR	ručni – T+R	14	500 ÷ 2000	6	
4	LZE	elektro-meh.	14			
5	LZR	ručni preko ručice	3×3= 9	80 ÷ 125	10 16 25	i
6	LZR	ručni – T+R	18	150 ÷ 1500	10	150
7	LZE	elektro-meh.	18			
8	LZR	ručni – T+R	15	150 ÷ 1200	16	
9	LZE	elektro-meh.	15			
10	LZR	ručni – T+R	13	150 ÷ 1000	25	250
11	LZE	elektro-meh.	13			
12	LZTR	ručni – T+R	15	150 ÷ 1200	10	
13	LZTE	elektro-meh.	15			
14	LZTR	ručni – T+R	15	150 ÷ 1200	16	
15	LZTE	elektro-meh.	15			
16	LZTR	ručni – T+R	15	150 ÷ 1200	25	
17	LZTE	elektro-meh.	15			
18	LZTR	ručni – T+R	15	150 ÷ 1200	40	
19	LZTE	elektro-meh.	15			

Kućiste i zaporno telo leptirastih zatvarača su od čelika. Za temperature do 80 i 150 (°C) izrađuju se kao jednostruko ekscentrični. Ovde se zaptivanje ostvaruje preko specijalno profilisanog gumenog prstena, smeštenog po obimu zapornog tela, koji naleže na uporni prsten kućišta. Izabrani ugao upornog prstena obezbeđuje obostrano zaptivanje uz minimalne otpore trenja između zaptivnog i upornog prstena. Zbog toga se ovi zatvarači mogu upotrebljavati za strujanje fluida u oba smera, ali je prioritetatan onaj smer koji je naznačen strelicom na kućištu.

Slika 2 prikazuje standardni leptirasti zatvarač sa elektro-mehaničkim pogonom, firme "MIN-AGH", čije priključne i ugradbene mere sa opštim oznakama A, B, C... odgovaraju standardima JUS M.B6.011 i DIN 2501, odnosno JUS M.C5.505 i DIN 3202. Upravo tabela 2 daje prethodno spomenute mere, kao parametri geometrije svih članova familije leptirastih zatvarača (LZE) za NP = 6 (bar), pod rednim brojem 3. iz tabele 1.



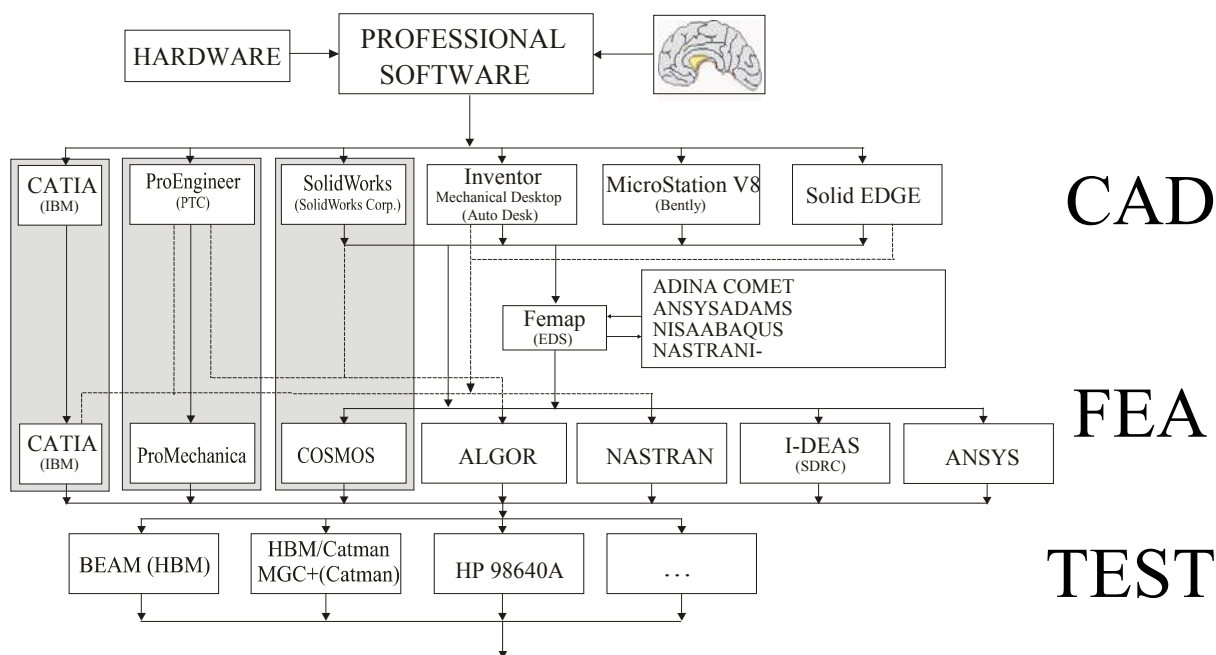
Sl. 2 Parametarska formulacija geometrijskih modela leptirastih zatvarača sa elektro-mehaničkim pogonom

Tabela 2: Priključne i ugradbene mere familije leptirastih zatvarača LZE (slika 2) za NP = 6 (bar)

DN	L	DØ	DkØ	n	dØ	b	h	H	A	B	C	E	F	dtØ	l	b ₁	m (kg)
500	350	645	600	20	22	24	370	807	1080	445	525	500	370	220	190	20	304
600	390	755	705	20	26	24	430	915	1232	520	602	600	450	220	220	20	439
700	430	860	810	24	26	24	470	1027	1360	570	660	750	630	280	220	25	593
800	470	975	920	24	30	24	520	1077	1485	620	725	850	720	280	250	25	778
900	510	1075	1020	24	30	26	570	1307	1620	680	800	900	750	280	250	25	1008
1000	550	1175	1120	28	30	26	640	1377	1790	765	885	1000	800	280	300	25	1308
1100	590	1305	1240	28	30	28	690	1393	1960	820	940	1100	850	400	325	30	1633
1200	630	1405	1340	32	33	28	750	1575	2109	910	999	1200	900	400	350	30	2018
1300	670	1520	1450	32	36	30	800	1625	2189	950	1039	1300	1250	400	400	30	2533
1400	710	1630	1560	36	36	32	850	1675	2369	1040	1129	1400	1250	400	400	35	2988
1500	750	1730	1660	36	36	34	920	1745	2534	1120	1214	1500	1280	400	425	35	3318
1600	790	1830	1760	40	36	34	980	1805	2679	1195	1284	1600	1300	400	450	35	3718
1800	870	2045	1970	44	39	36	1100	2109	3005	1290	1390	1800	1400	650	475	35	4752
2000	950	2265	2180	48	42	38	1200	2209	3205	1400	1505	2000	1700	650	500	40	5862

Pošto je konstatovano da za veliki broj članova standardnih familija cevnih armatura, odnosno u ovom slučaju leptirastih zatvarača, nije racionalno raditi tehničku dokumentaciju klasično, pristupilo se kompleksnom 3D parametarsko-geometrijskom projektovanju. Ovaj pristup se bazira na CEA/FEA procedurama projektovanja, kako je šematski dato na sl. 3 /2, 3, 4/.

CAD parametarsko-geometrijski 3D model karakteriše se definisanjem izmenljive vrednosti geometrijskih veličina. Ova osobina je od kapitalnog značaja za efikasnost geometrijskog modeliranja jer omogućuje stalnu promenljivost dimenzija zadate forme koje pripadaju istoj familiji proizvoda, kao što su familije leptirastih zatvarača /2, 3, 4, 6/.



Sl. 3 Šematski prikaz CAD/FEA procedure projektovanja, modeliranja i proračuna

Automatizacija projektovanja zahteva izbor softvera za generisanje geometrijskog modela. Deo savremene softverske ponude na našem tržištu, daje sl. 3. Poznati proizvođači ponudili su više funkcionalno povezanih projektnih modula za uzastopne faze CIM sistema. To je firma PTC (ProENGINEER), WORKS (Solid Works), Dassault Systems (CATIA) i drugi. Oni su integrisali geometrijske modelere, diskretne modelere za FEM i FEA i softvere za proizvodne tehnologije (CIM). Slika 3 pokazuje savremeni koncept softverske podrške realizaciji jednog zatvarača: etapa CAD modeliranja, FEA modeliranja, etapa izrade tehničke dokumentacije (CADD) i na kraju eksperimentalne analize. Proizvod proističe iz prototipova kao konačno rešenje. Poslednji red na ovoj slici, navodi softvere za eksperimentalnu analizu (BEAM, Catman, HP 98640A) /3, 4/.

3. CAD/FEA PROCEDURA PROJEKTOVANJA, LEPTIRASTIH ZATVARAČA

Često se javlja potreba za formiranjem familije CAD modela mašinskih delova ili sklopova, npr. venitla iste ili slične konstrukcije za različite protoke, radne temperature itd. Da bi se izbeglo geometrijsko modeliranje svakog dela familije posebno, koristi se rad sa konfiguracijama. Ovaj način formiranja familije 3D CAD modela ima prednosti u tome što se u ovom slučaju vrši modeliranje samo jednog člana familije dok se svi ostali članovi dobijaju na osnovu modeliranog baznog člana.

Formiranje familije modela moguće je samo u softverima koji podržavaju rad sa parametarskim modelima i rad sa konfiguracijama. Ovoj grupi softvera pripada i softver SolidWorks, koji upotrebljen za rešavanje ove problematike /6/. Modeliranje ovim softverom sastoji se od niza operacija kojima se postepeno vrši nadograđivanje modela do konačne geometrije. Softver pruža mogućnost korisniku da u svakom trenutku izvrše promene u modelu, što omogućava izgradnju postojećeg modela sa novim vrednostima parametara. Proces modeliranja beleži se u vidu stabla koje je hierarhijski uređeno. Osim toga i dimenzije modela se mogu menjati jer

su i one predstavljene u vidu parametara a ne konačnih brojnih veličina.

Pre samog procesa modeliranja potrebno je izabrati bazni model. Bazni model je predstavnik familije. Na osnovu njega dobijaju se ostali članovi familije. U skladu sa tim on bi trebao imati najveći stepen složenosti kako bi bio u stanju da opiše ostale članove familije. Primera radi pojedini članovi familije mogu sadržati delove i relacije koje ostali članovi familije ne sadrže.

Pri modeliranju ovim softverom razlikuju se tri različite međusobno zavisna nivoa modeliranja. To su /6/:

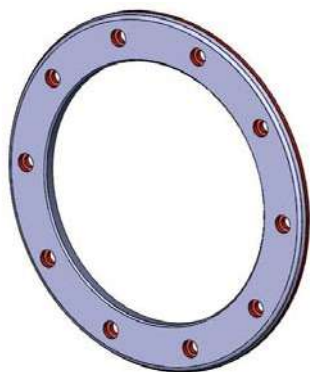
- mašinski deo (*Part*),
- sklop (*Assembly*),
- tehnički crtež (*Drawing*).

Modeliranje se počinje u *Partu-u*, podsklopovi i sklopovi se formiraju u *Assembly-u*, a izrada tehničke dokumentacije delova, podsklopova i sklopova se realizuje u *Drawing-u*. Da bi se objasnio proces 3D parametarskog modeliranja familije industrijskih cevnih zatvarača počinje se od modeliranja u *Part-u*. Kao primer uzet je pritezni prsten zapornog tela leptirastog zatvarača DN 700 (sl. 4).



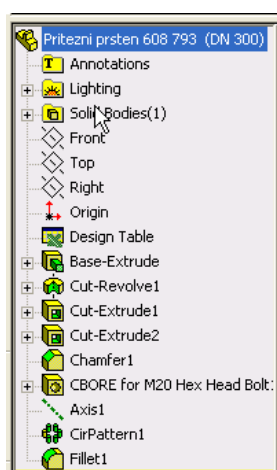
Sl. 4 Pritezni prsten zapornog tela LZ DN 700 (3D model)

Promenom vrednosti dimenzija i broja otvora na modelu dobija se nova konfiguracija koja je nastala od početnog modela. Ovaj model bi izgledao kao na slici 5. Može se uočiti razlika između ove dve konfiguracije iako je reč o istom modelu.



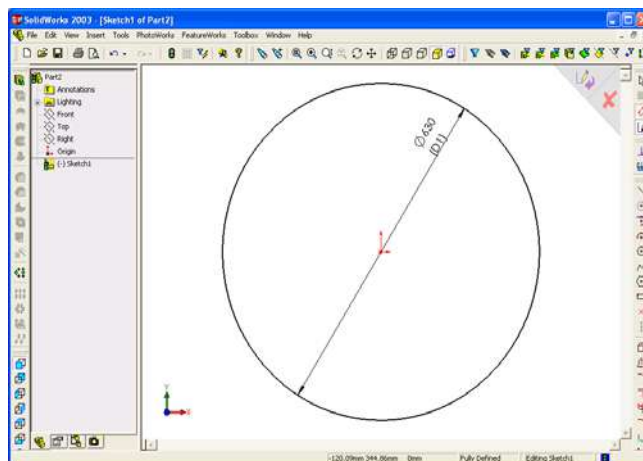
Sl. 5 Pritezni prsten zapornog tela LZ DN 300 (3D model)

Ovakav način modeliranja familija delova i sklopova u velikoj meri ubrzava rad. On omogućuje da se za relativno kratko vreme napravi tehnička dokumentacija cele familije, a ako se uzme u obzir da i druge familije cevnih zatvarača imaju neke iste ili slične delove sa modeliranom familijom, to će i njihovo modeliranje učiniti još bržim. Za prikazani pritezni prsten može se videti na slici 6 tok modeliranja u *feature menager-u*.



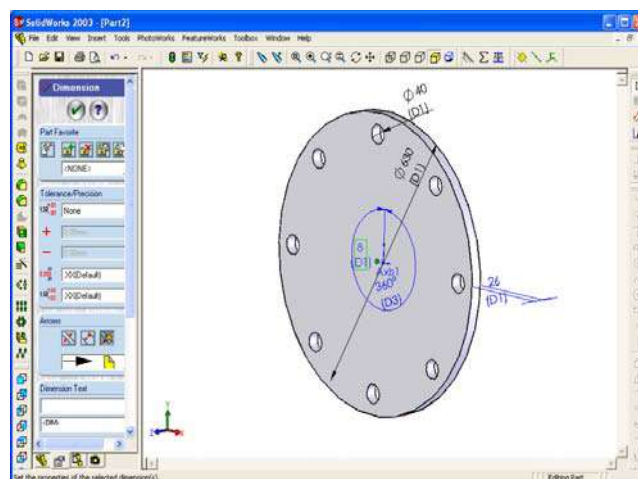
Sl. 6 Feature menager

Spoljni prečnik prstena dimenzije $\varnothing 630$ označen je parametrom D1 koji ima pun naziv D1@Sketch1. Ovakav način označavanja parametara pokazuje hijerarhijsku uređenost modela. Pun naziv parametra pored osnovnog dela (D1) sadrži i mesto na kome je, u procesu modeliranja, nastao ovaj parametar (npr. skica1 prikazana na sl. 7). Da je vršena npr. ekstruzija tada bi naziv parametra bio D1@Extrude1 itd. U parametre modela ne spadaju samo dimenzije već i druga svojstva modela kao što su npr. jednačine kojim se ostvaruju određene relacije u modelu, aktivnost pojedinih features-a i sl. Nazive parametara program sam generiše. Naziv parametara menja se u polju *Name*, pritom ne može se promeniti celo ime parametra već samo prvi deo, dok drugi deo i dalje mora opisivati mesto parametra u modelu. Kako korisnik ne bi morao da pamti gde je koji parametar nastao, poželjno je vršiti izmenu imena radi lakšeg operisanja sa njima.

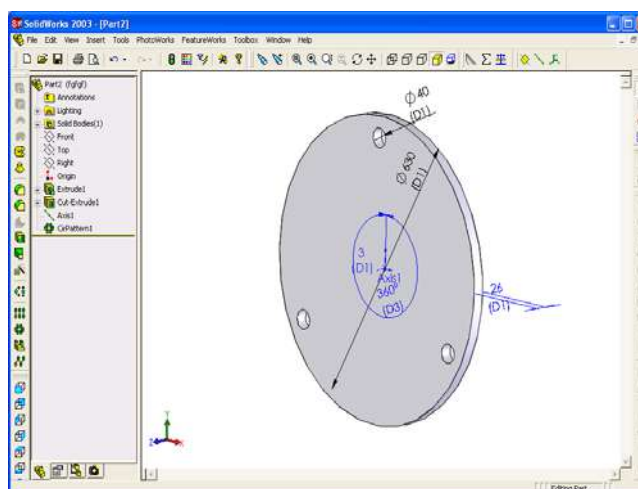


Sl. 7 Skica 1 (D1@Sketch1)

Na slici 7 se vidi da osim dimenzija parametar može biti i broj otvora ukoliko je upotrebljena opcija *circular-ni pattern*. Ukoliko se za vrednost ovog parametra uzme 3 umesto prethodnih osam otvora model bi izgledao kao na slici 9.

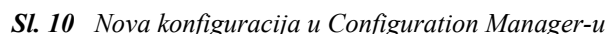


Sl. 8 Opcija circular-ni pattern (n=8)



Sl. 9 Opcija circular-ni pattern (n=3)

Kreiranje nove konfiguracije vrši se iz *Configuration Manager-a* izborom opcije *Add Configuration*, nakon čega se u njemu pojavljuje nova konfiguracija (sl. 10).



- formiranje novih konfiguracij kod složenijih modela je otežano zbog ograničenih performansi računara,
- postupak nije dovoljno automatizovan.

Pored prethodno prikazanog postupka formiranja novih konfiguracija može se koristiti i postupak primene dizajn tabela. Ovaj način formiranja konfiguracija je nastao iz potrebe jedinstvene baze modela sa kojom se može lakše operisati (nezavisno od SolidWorksa) i koja se koristi kao veza modela sa drugim softverima koji nemaju direktnu povezanost sa SolidWorksom a u kojima se mogu određivati vrednosti parametara modela po nekim drugim kriterijumima. Dizajn tabela (***Design table***) koju koristi SolidWorks je tabela ***Microsoft Excel***-a.

- *Blank*. Kreiranje prazne dizajn tabele (ova opcija se koristi ukoliko korisnik - konstruktor želi sam da kreira tabelu bez pomoći softvera).
- *Auto-create*. Ovom opcijom dizajn tabela će biti automatski kreirana. Pritom pod ovim se podrazumeva da će softver sve parametre uneti u dizajn tabelu, postojeće konfiguracije i komentare konfiguracija. Ova opcija omogućuje brz unos parametara, a nedostatak joj je taj što ne moraju svi parametri biti u dizajn tabeli već samo oni koji se menjaju. Ukoliko je broj parametara koji se ne menja dizajn tabelom mali ova opcija je dobar izbor.

- *From file.* Ovom opcijom se može povezati dizajn tabela koja je kreirana u Microsoft Excelu za model u SolidWorks-u. Pritom iako je dizajn tabela nastala nezavisno od SolidWorks-a ona mora biti kreirana po zahtevima SolidWorkas-a kako bi je on pravilno pročitao. U protivnom SolidWorks je neće razumeti i ona kao takva imaće grešku.
- Druge dve opcije u *Edit control* delu dozvoljavaju, odnosno ne dozvoljavaju povezanost modela i dizajn tabele. To znači da će pri izboru prve opcije program dozvoljavati promene u tabeli ako se izvrše promene na modelu, a u drugoj opciji neće dozvoliti.
- Ostale tri opcije omogućavaju unošenje novog parametra ili konfiguracije, ukoliko je nastao prilikom modeliranja, prilikom editovanja dizajn tabele automatizovanim putem, kao i mogućnost obaveštavanja ukoliko dolazi do bilo kakve promene u dizajn tabeli.

konfiguracije modela leptirastih zatvarača DN 700 i DN 300 kao i niz parametara koji opisuju ovu konfiguraciju.

[illegible]

Sl. 11 Primer dizajn tabele

Sl. 12 Kućište leptirastog zatvarača DN 700 (3D model)

- dimenzije i relacije korišćene za uspostavljanje odnosa između delova sklopa,
- dimenzije i relacije *feature*-a korišćenih kao naknadna obrada delova u sklopu (npr. obrada čeonih površina prirubnica zatvarača u sklopu).

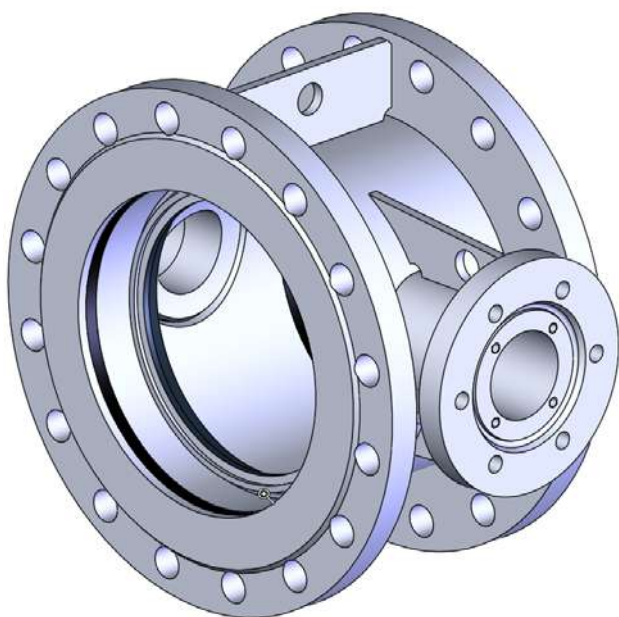
U ove parametre može se uvrstiti sledeće:

- status pojedinih delova u pojedinim konfiguracijama (pojedine konfiguracije nemaju sve delove koji ulaze u sastav baznog modela, pa je u tom slučaju potrebno

- predvideti parametar koji reguliše aktivnost delova u okviru konfiguracija),
- status relacija između delova modela (jedan deo u različitim konfiguracijama može zahtevati različito definisanje njegovog odnosa sa ostalim delovima sklopa, pa je u tom slučaju potrebno uvesti parametar statusa aktivnosti pojedinih relacija),
 - parametar kojim se definiše konfiguracija dela u okviru različitih konfiguracija sklopa, tj. mora se definisati koje konfiguracije delova čine određenu konfiguraciju sklopa.

Formiranje dizajn tabele u *Assembly*-u se vrši na isti način kao za *Part*.

Poštujući ova načela dobija se sledeći član familije, npr. LZ DN 300, koji je prikazan na slici 13.



Sl. 13 Kućište leptirastog zatvarača DN 300 (3D model)

Kako je dizajn tabela zbog obima modela veće sadržine to će se njeno kreiranje objasniti kroz karakteristične oblasti koje treba da sadrži, kako je dato na slici 14.

Microsoft Excel - Sklop kućista leptirastog zatvarača i medju elementa.xls

File Edit View Insert Format Tools Data Window Help Adobe PDF

Type a question for help

BQ2 \$CONFIGURATION@Vijak (Brezon) 608 806<3>

	A	C	D	E	F	AY	AZ	BA	BB	BC	BD	BE	BF	BG	BH	BI	BJ	BK	BL	BM	BN	BO	
1	Design Table for: Sklop kućista leptirastog zatvarača i medju elementa																						
2																							
3	DN 700	S	S	S	S	\$STATE@Concetric4	\$STATE@DerivedCirPattem2	\$STATE@Concidents	\$STATE@Concetric8	\$STATE@Heavy Her. Screw_AM M30 - 80<1>	\$STATE@Flat Washer Narrow_AM M 30<1>	\$STATE@Flat Washer Narrow_AM M 16<1>	\$STATE@Heavy Her. Screw_AM M16 - 60<1>	DN 700	DN 700	DN 700	DN 700	DN 700	DN 700	DN 700	DN 700	DN 700	
4	DN 300	U	U	U	U					\$CONFIGURATION@Zapivni prsten 608 808<1>	\$CONFIGURATION@Poklopac 608 802<1>	\$CONFIGURATION@Klizni lezaj 608 804<1>	\$CONFIGURATION@Polu prsten 608 801<1>	\$CONFIGURATION@Zapivni prsten 608 805<1>	\$CONFIGURATION@Zapivna caura 608 803<1>	\$CONFIGURATION@Vijak (Brezon) 608 806<1>	\$STATE@Flat Washer Narrow_AM M12<7>	\$STATE@Hex Nut Heavy_AM M12<1>					

Ready

Sheet1

NUM

Sl. 12 Primer dizajn tabele sklopa kućišta leptirastog zatvarača

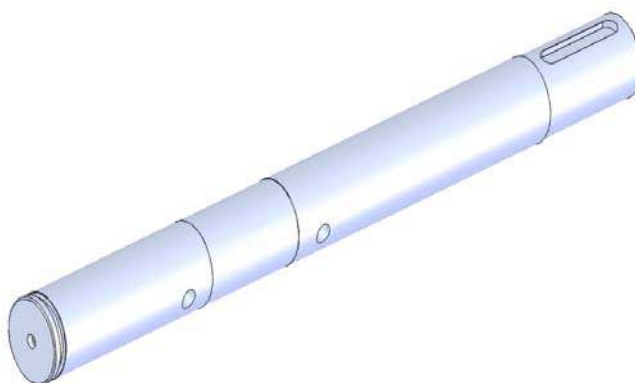
Sa prethodne slike mogu se uočiti određene zakonitosti formiranja dizajn tabele. Kao i kod modeliranja mašinskih delova u prvoj koloni se definišu konfiguracije sklopa za koji se kreira dizajn tabelu. U delu gde se unose imena parametara mogu se na ovom primeru uočiti tri grupe parametara.

Prvu grupu čine status odnosa delova u sklopu. Sa slovom "S" (*suppress*) je označeno poništavanje zadatog odnosa dok oznaka "U" (*unsuppress*) označava aktiviranje odnosa. Druga grupa definiše konfiguracije delova sklopa u okviru konfiguracija sklopa. Treća grupa definiše učešće dela u sklopu ili njegovo izuzimanje iz trenutne konfiguracije. Pored ovih parametara u okviru dizajn tabele mogu se naći i parametri dimenzija *features*-a koji su korišćeni kao obrada u sklopu.

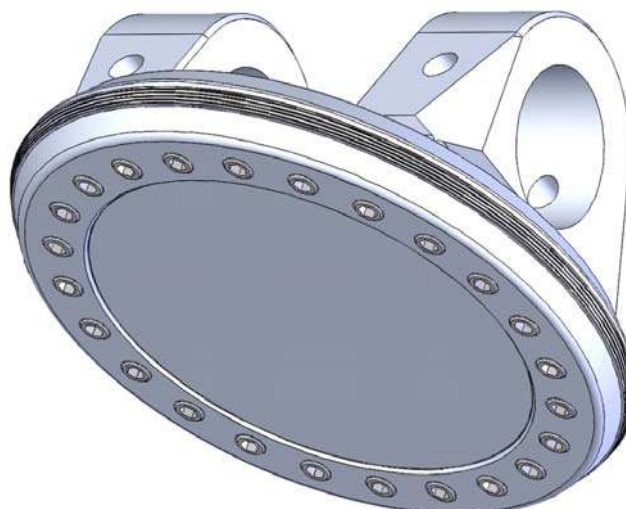
Formiranje dizajn tabele na ovaj način može da prouzrokuje greške oko ispravnog unosa naziva parametara pa se preporučuje da se formiranje tabele izvodi automatskim putem, a da se za ostale konfiguracije vrednost parametara može vršiti i ručnim putem.

Na gore prikazanim sklopovima kućišta za dve različite konfiguracije može se uočiti da date konfiguracije nemaju jednak broj delova u sklopu.

Prethodni primenjeni postupak parametarsko geometrijskog modeliranja leptirastog zatvarača na elementu prsten i podsklopu kućišta je sproveden i na ostale njegove sastavne elemente i podsklopove. Prikaz nekih od glavnih elemenata i podsklopova dat je na narednim slikama, kao što su vratilo (sl. 15) i zaporno telo (sl. 16).

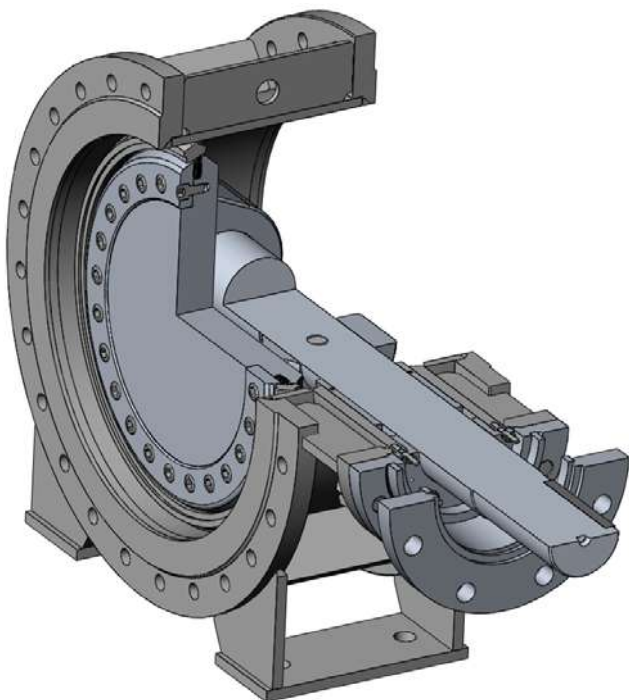


Sl. 13 Vratilo leptirastog zatvarača (3D model)

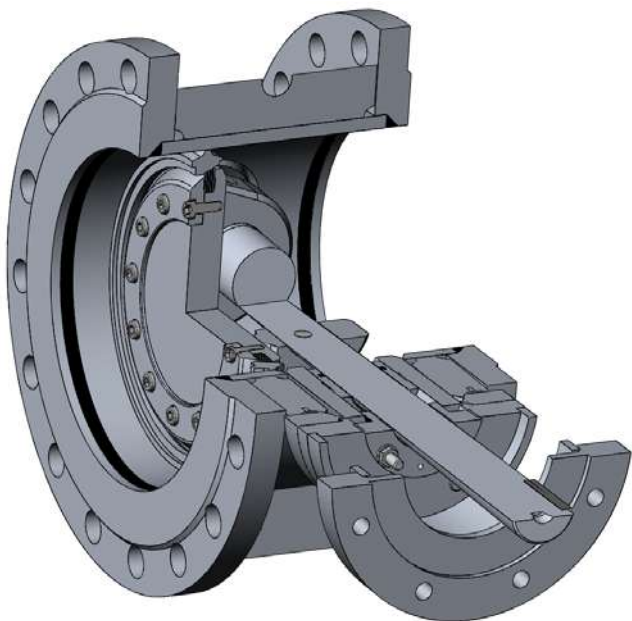


Sl. 14 Zaporno telo leptirastog zatvarača (3D model)

Nakon sačinjenih modela sastavnih elemenata i podsklopova zatvarača pristupilo se formiranju njegovog sklopa u *Assembly-u* po istoj proceduri parametarsko geometrijskog modeliranja podsklopa kućišta. Upravo naredne dve slike prikazuju sklop modela u preseku leptirastog zatvarača DN 700 (sl. 17) i DN 300 (sl. 18).



Sl. 17 Sklop leptirastog zatvarača DN 700 (3D model)

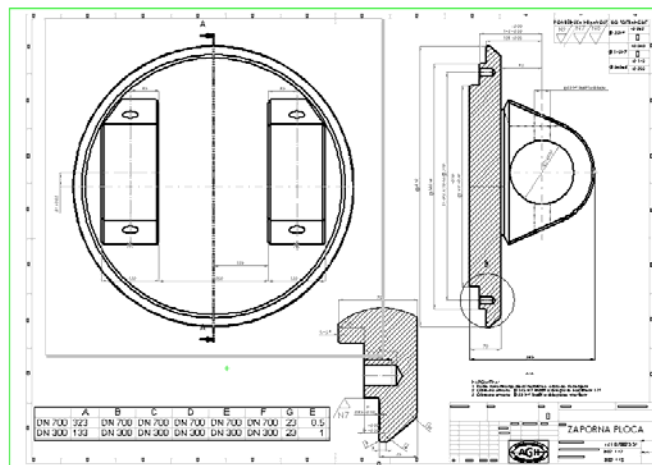


Sl. 18 Sklop leptirastog zatvarača DN 300 (3D model)

Rad sa familijama ukoliko model to dopušta ima niz prednosti. Osnovna prednost je lakoća u radu kao i brzina izrade tehničke dokumentacije za celu familiju. Osim toga pošto je reč o 3D CAD modeliranju to su i greške prilikom modeliranja svedene na minimum. Konstruktor u toku procesa konstruisanja ima pregled odnosa među delovima tako da se isključuju pojave grešaka u tim odnosima.

Izrada tehničke dokumentacije je automatizovana u *Drawing-u*, tj. u trećem nivou modeliranja *SolidWorks-a*. Na osnovu urađenog 3D CAD modela predstavljanje projekcija na crtežu se vrši jednostavnim izborom projekcija ovog CAD modela u odgovarajućoj razmeri. Pri tome se vrši i izbor konfiguracije za koju se pravi tehnička dokumentacija. Osim opcija za pravljenje projekcija modela postoje i niz naprednih opcija uz čiju se pomoć mogu predstaviti i najsitniji detalji.

Ukoliko složenost modela nije velika kao i da konfiguracije delova ili sklopova imaju potpunu ili delimičnu geometrijsku sličnost može se izraditi tehnička dokumentacija za više članova familije na jednom listu kao što je prikazano na slici 19.



Sl. 19 Radionički crtež zapornog tela za dva člana familije

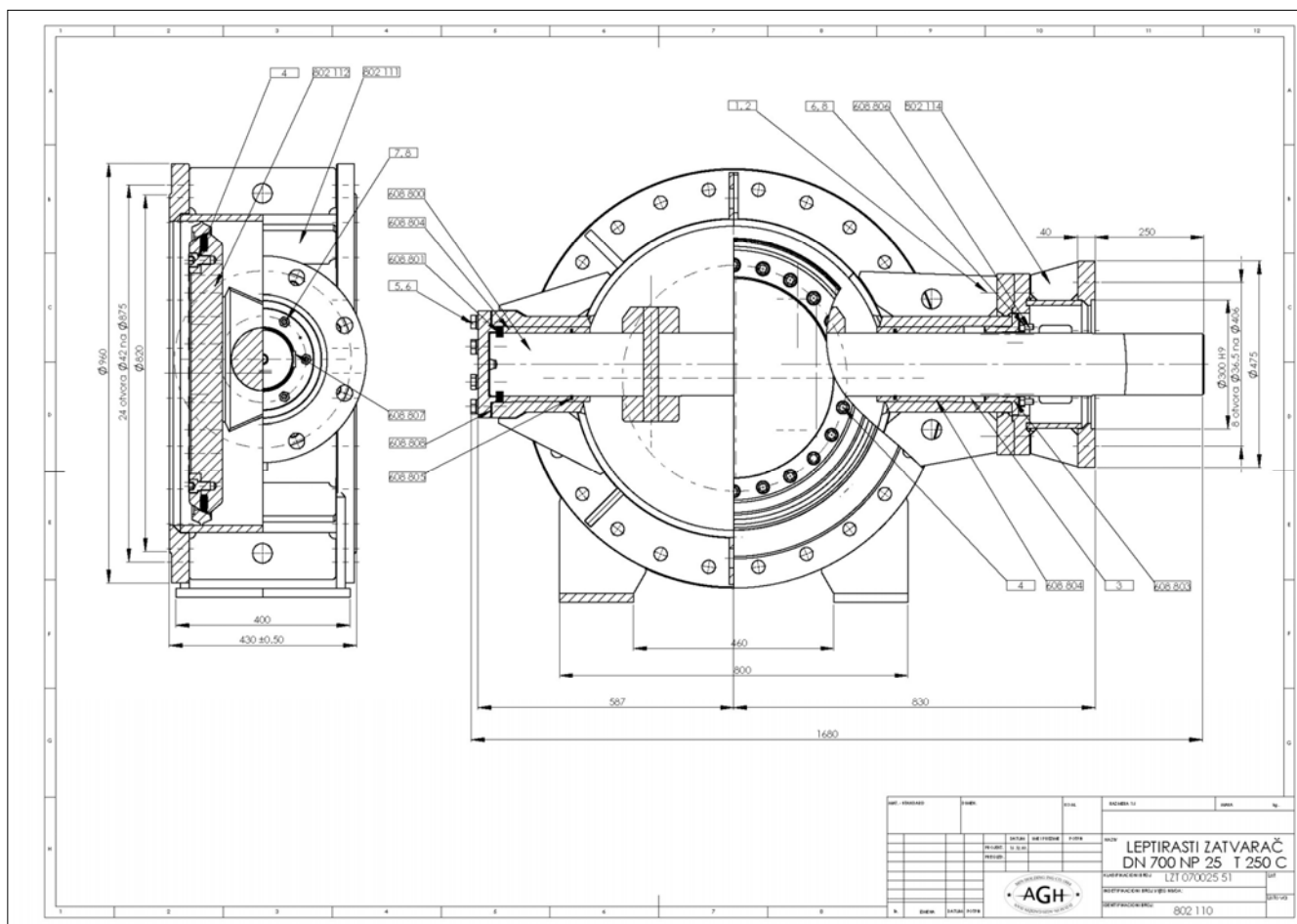
Kod izrade dokumentacije na ovaj način dimenzije prikazane na projekcijama imaju uopštene nazive (A, B, C...) a njihove vrednosti su date u tabeli za različite konfiguracije modela.

Na kraju slika 20 prikazuje sklopni crtež leptirastog zatvarača DN 700, koji je na relativno jednostavan način realizovan u *Drawing-u* primenjenog softvera *SolidWorks*.

ZAKLJUČAK

Na osnovu izloženog mogu se izvući sledeći zaključci:

- leptirasti zatvarači su važne komponente cevnih armatura, kojima se ograničava ili sprečava protok fluida u cevovodima,
- razvijene standardne familije leptirastih cevnih zatvarača, firme "MIN-AGH" d.d. iz Gadžinog Hana, odlikuju se relativno širokim dijapazonom tehničkih karakteristika koje se odnose na nazivne prečnike, pritiske i temperature,
- veliki broj tipskih modela ovih familija cevnih zatvarača nalaze široku primenu u različitim oblastima komunalne i privredne delatnosti,
- predložena 3D CAD-FEA procedura projektovanja, modeliranja, proračuna i ispitivanja tipskih modela razvijenih familija cevnih zatvarača omogućava dobijanje savremenih, konkurentnih i visoko efektivnih proizvoda,
- parametarski modeli CAD/FEA tehnologija daju mogućnost da se na bazi sličnosti geometrijskih modela generišu i proveravaju strukturne osobine kontrolnih članova razvijenih standardnih familija leptirastih zatvarača.



SI. 20 Sklopni crtež leptirastog zatvarača DN 700

LITERATURA

- /1/ Katalog, prospektni materijali i tehnička dokumentacija "MIN-AGH" d.d., Gadžin Han kod Niša,
- /2/ **Optimizacija industrijskih cevnih zatvarača i formiranje informatičke baze proizvoda**, projekat iz Programa tehnološkog razvoja, br. MIS. 3.07.0079.A, Ministarstva nauke i zaštite životne sredine Republike Srbije, rukovodilac projekta Z. Marinković, Mašinski fakultet u Nišu, (projekat je u toku),
- /3/ Marinković Z., Jovanović M., Vulić A., Petrović Ž., Milić P.: **Strategija razvoja familija cevnih zatvarača "MIN-AGH"**, Drugi skup o konstruisanju, oblikovanju i dizajnu, KOD-2002 Novi Kneževac, Zbornik radova, Fakultet tehničkih nauka Novi Sad, 2002, str. 115 ÷ 122.
- /4/ Jovanović M, Marinković Z, Milić P., Petrović G.: **Parametarsko-geometrijski modeli u praksi (na primeru leptirastih zatvarača)**, Simpozijum o računarskim naukama i informacionim tehnologijama YUINFO 2003 – Kopaonik, Zbornik radova – CD ROM 2003.
- /5/ Marinković Z., Vulić A., Marinković D.: **Electro-mechanical drives of butterfly valves**, International Conference POWER TRANSMISSION '03, Varna, Bulgaria, Proceedings Sections III "Experimental investigations and applications", 2003., pp. 70 ÷ 75.
- /6/ **Introducing SolidWorks**, SolidWorks Corporation, Conrad, Massachusetts 01742 USA, 2002.

PARAMETER-GEOMETRICAL DESIGN OF FAMILIES OF BUTTERFLY VALVES

dr Zoran Marinković, dr Miomir Jovanović,
Predrag Milić, dipl. ing., Goran Petrović, dipl. ing.

Summary

The paper gives the procedure of parameter-geometrical design of standard families of butterfly valves from the manufacture program of the company "MIN-AGH" from Gadžin Han near Niš. This procedure makes use of the CAD/FEA design procedures. By applying the SolidWorks and Excel software, efficient design of typological models of butterfly valves was realized within these procedures. Parameter models of CAD/FEA technologies have the option to generate and check structural features of control members of developed standard families of butterfly valves, on the basis of similarity of geometrical models.

Key words: butterfly valves, parameter-geometrical design, CAD/FEA models.

Adresa za kontakt:

Prof. dr Zoran Marinković, e-mail: zoranm@masfak.ni.ac.yu,
Mašinsku fakultet Univerziteta u Nišu,
18000 NIŠ, A. Medvedeva 14.
Telefoni: 018/500-600 (centrala), 500-642, 500-644 (direktni).

TECHNICAL STATE ANALYSE OF MEDIUM POWER BULB HYDROGENERATORS FOR THE RE-TECHNOLOGY

*Prof. Răduca Eugen UEM – Reșita, Romania
Dipl.Eng.. Răduca Mihaela UCM – Reșita, Romania*

Summary

In this paper are presented the technical view of the bulb hydro generators and the causes which has generated any defected in the function an 12 - 14 MW from the Romania rivers. The technical state of the bulb hydro generators is based on the informations at the measurements of a each unit in part and on the experience of authors.

Key words: hydrogenerator bulb, technical state defects

1. INTRODUCTION

The generators in discussion represented the firsts bulb generators, in water immersed, realized and exploited in Romania. The estimation of the good functions of these generators has of 20 –25 years, in cases following: correct exploitation and proposing revisions at time.

In hydrogenerators exploitation process, the deviations from the normal conditions are inevitable, these deviations depending of the voltage, frequency, stator current, power factor, cooling agent temperature and so. Thus, these deviations not exceed the following conditions:

a) the mechanical stresses which may occur in any point of the generator metallic components, during all normal or emergency conditions, will not exceed 2/3 of the yelled point of the respective material grade.

b) any part of the generator parts will not be thermally stressed by to high over-temperatures. These requirements especially refer to the winding insulations of the stator and rotor and to the magnetic core. These parts will be designed, according to these conditions, in order to ensure the normal operation and the longest service life for the materials. Important conditions are:

- the stator magnetic core will not have separation planes;

- the noise level, made by the running hydro-unit, will not exceed 80÷90 dB(A), measured at 1 m distance from the generator perimeter

- the static and dynamic balance of the rotor will be made so that dangerous vibrations and resonance effects should be avoided; the maximum admissible vibration amplitudes are in accordance with VDE 2056.

c) the maximum admissible over-temperature of the generator different parts, during continuous operation at rated output, under a voltage variation range between -10% and +10% of the rated value, and a power factor variation range between nominal power factor and power factor equal 1, will have the following limits, according to IEC Publication 34-1, corresponding to insulation class B :

- stator winding (measured by resistance type temperature detector): 80°C

- rotor winding (measured by resistance type method): 90°C

- magnetic core (measured by thermometer): 80°C

All parts of the cooling system (coolers, pipes, flanges, vents, flowmeters, etc.) have been designed for a normal pressure of 2 bar and a testing pressure of 4 bar.

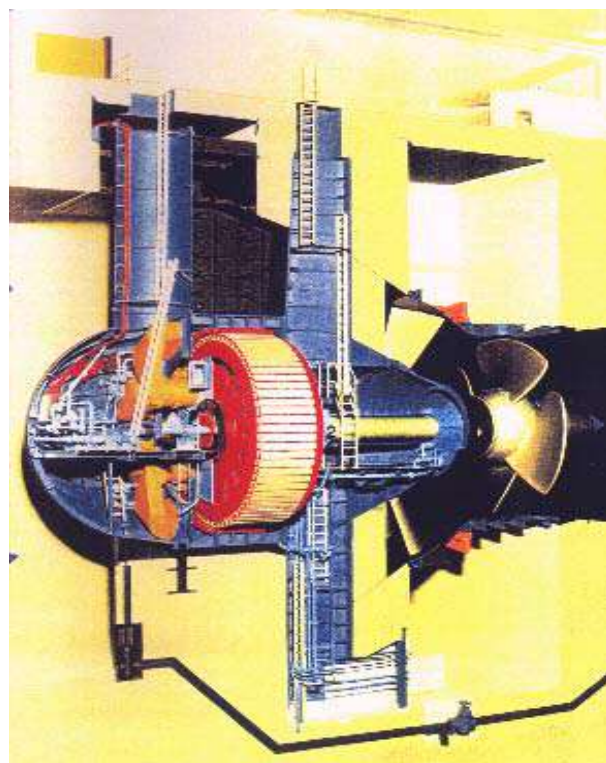


Fig.1 Generator bulb

The lots of hydrogenerators are correct function without major errors but a few hydrogenerators was an important damage. The errors were caused of faults depending the designing and manufacturing, transport, mounting and exploitation.

In exploitation are the transitory working regimes and different time damages.

The all these damages, a lot of expected, for the first units this complexity, realization, mounting and exploitation in country, was analyzed and solved.

The principal subjects was to reduce a maintenance operations volume, revisions, repairs, respectively function in the best condition of the machine at rated output, in generator and motor (pump) regime, for to prolong the function at $25 \div 30$ years.

The new first units was put in operation, this units has a good features in all function regimes.

Thus, analyzed hydrogenerators has the proper features in exploitation but the technical features not identically at all, the unitary conclusions can be presented from point in view the different subassemblies features, because the many identically elements was perceived.

2. THE CONSIDERATIONS AT TECHNICAL FEATURES OF HYDROGENERATORS

The hydrogenerators behavior in exploitation can be “good” consideration for this unit type, put in evidence the specific defects the followings:

- stator sheet deformations, owing to thermal dilatation impossibility a stator core in frame, witch to make a rotor frictions in stator
- the rated output is not realization because the electrical, termic and magnetic stresses are high for this unit type
- ventilating - cooling system defects can be to make the over-temperatures in machine magnetic parts and a non-uniformly cooling
- water cooling system defects can be product a rapid clogging of air coolers and a collectors.

In paper, the hydrogenerator technical features for subassemblies are presented.

2.1 Stator

At stator was analyzed the material state, a welding from frame and intermediary rings, behavior in function of stator sheet and “old” phenomenon’s appeared at stator winding.

2.1.1 Frame

The frame was, in generally, behavior good. The evidence visible deformations, inadmissible defects at based material and welding not appear.

The only find defects are at fixing rigid system of stator core in frame, respectively cutting fixing hooks of sheet wedges, because of thermal dilatation which appear at core dilatation in frame.

2.1.2 Stator sheet

The stator sheet are subassembly at a lot of defects, this defects provided high damages which shut-down machines from operation. Also, this defects cannot be remove through standard and simple or complex operations and therefore for hydrogenerator a new constructive solution is adopted, respectively to start a re-technology operations.

These defects can be grouped the following:

- 1) Deformations and buckling owing to:
 - very high rigidity of frame, necessary for to avoid the stator mechanical deformation.

- fixing rigid system of core in frame, which opposed dilatations.
- the high different of temperature between core and frame.
- non-uniformly heating of core at machine length.

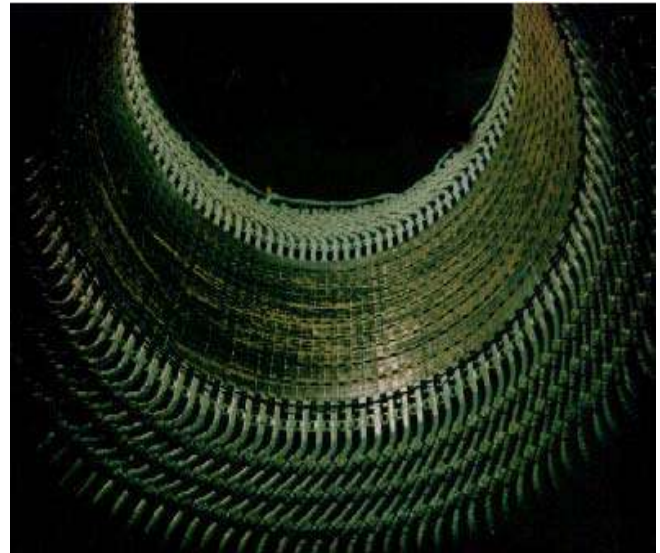


Fig.2 Stator generator bulb

- 2) Inadequately ventilating and cooling owing to:
 - very high thermal and magnetic stresses for this machine type.
 - elementary stacks with high height.
 - ventilation ducts non correlated with elementary stacks height.
 - non-uniformly distribution of ventilation ducts on the elementary stacks length.
- 3) Stator core pressing reduce owing to:
 - high stresses produce by thermal dilatation of stator core which is blocking in frame.
 - used the fixing wedges from separation planes of the core.
 - non-uniformly heating of core at machine length and periphery.
 - stator core deformations during the handling, transport and mounting.
 - capsule vibration produced by moto-ventilator

2.1.3 Stator winding

The stator winding was, in generally, behaviour good, the insulating system being very good in difficulty condition of working (condense, dust and oil depositions in lower part, especially, function at high and non-uniformly temperatures).

The principal defects, which carry out al “old” insulation and breakdown of winding bars, are the following:

- 1) Thermal and electrical stresses values are high from recommended values:

- high stator density $j_1 \cong 3.5 \text{ A/mm}^2$.
- high product $Axj_1 : \cong 2150$
- 2) Decreased introduction of bars in slot
 - stator slots deformation owing to buckling stator core.
 - the lower dimensions of slot closing wedges through drying and carbonising owing to function at high temperatures.
 - the high stator core vibrations owing to decreased stator core pressing.
 - Losses elastically properties of siliconic rubs used at radial impanare.
 - non-uniformly dilatations of bars owing to variation temperature on the machine length.
 - wedge mover along slot owing to decreased introduction and a stator core vibrations.
- 3) Checking, maintenance and repairing
 - Very difficulty and a lot of intervention for checking or repairing of stator winding.
 - Impossibility removed of winding bars in machine lower part.

These defects are, in especially, at stator sheet, ventilation system, at a non-corresponding dimension for these machines.

For elimination these defects will be re-dimensioned machine and change the constructive solution for different subassemblies.

2.1.4 Intermediary rings

The intermediary rings were, in generally, behavior good and was corresponding functional. The evidence visible deformations, inadmissible defects at welding or in based material not appear.

The only observations are looking at form of guide baring support, from upstream intermediary ring. This not permitted access in lower part for checking or interventions at stator bars.

At these, in based re-technology operations, will be modified.

2.2 Rotor

At rotor will be analyzed the subassemblies general state, of welding and of materials, respectively, behavior in operation.

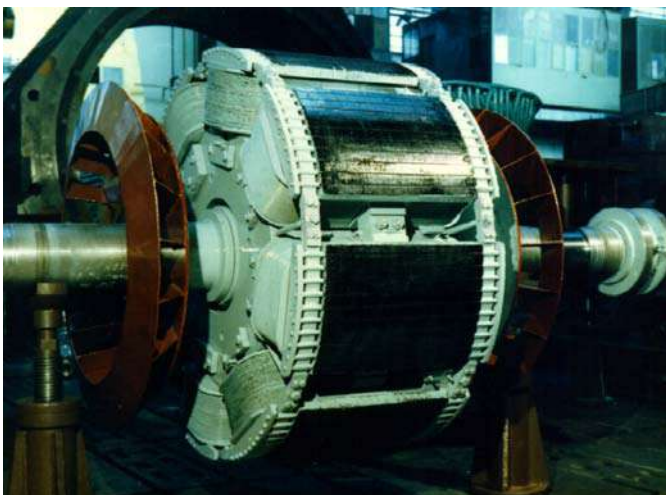


Fig.3 Rotor generator bulb

2.2.1 Shaft

The generator shaft was good and the defects not appear during the function.

2.2.2 Rotor rim

Rotor rim together with rotor hub was corresponding functional point of view and defects not appear along function. In based re-technology operations, the supplementary shields for guide air and ventilation holes in

2.2.3 Contact rings

The contact rings are in good state and not appear defects in function. The defects of insulation pieces will be view, which in dust coal conditions can be at short-circuits between rings, the static excitation system will be damage.

At these, in based re-technology operations will be modified for eliminated these defects.

2.2.4 Rotor winding

The rotor winding was, in generally, behavior good and was corresponding functional.

During the function, was appearing the grounding from carbonised the textolite frames, together condensed, oil, through by ventilating-cooling systems. These defects will be removing in based re-technology operations.

2.2.5 Rotor poles

At rotor poles, respectively at damping bars and connections between poles not appear defects and corresponding at function in pump regime.

2.3 Ventilating-cooling system

The ventilating-cooling system was defect point of view of adequate and constructive solution.

The most defect which appear are:

- the ventilation scheme is heavy owing to constructive solution at capsule.
- moto-ventilators not realised necessary performances for cooling system and not adequate.
- the coolers are non-corresponded dimensioning, the space for other coolers with a high cooling capacity not exist.
- the machine cooling are non-symmetrical, the zones in lower and upstream parts are existed where the machine is lower ventilation.
- the cooling is non-uniformly, air temperature increased along downstream to upstream.
- very difficulty and a lot of operations for mounting, maintenance and repaired.
- very high noise in machine capsule.
- rapid clogging of air cooler at inside owing to bad quality water cooling.
- fins clogging at cooling elements of coolers owing to impurity by means of moto-ventilators.
- machine impossibility function with-out a moto-ventilators or clogging cooler.

2.4 Bearings

Both thrust bearing and guide bearings have good behaved and the problems in function not appear.

To observe that at the oil of counter-bearing is not appearing, being to eliminate.

2.5 Cooling installation

The cooling installation with water, respectively the collector of air coolers are correct designed and functional corresponding.

In inside the cloggings seen because the quality of used water is bad, these are decreased the cooling system efficiency. For these, the removes and cleanings have make been. The measures for treatment of water are taking of.

2.6. Annexes

The generator annexes subassemblies (stairs, platforms, shields, and so) not are defects or deformations.

3. CONCLUSIONS

The generator's technical state analyzed indicates the defects and "old" phenomenon, which make a most damages and the generators, are out of function.

The re-technology action is start for quality assurance with ISO 9000 standards. Thus, the all finding defects will be eliminated, the machines will be modernized and the exploited and maintenance conditions will be improved.

Is proposed an optional equipment, equipment for vibration and air gap measurement, equipment for parameters monitorization, and so.

LITERATURE

- *** - Hidrogenerators realizung documentations and technology
- *** - Quality passports for used materials
- *** - Realizing standards
- *** - Testing and measurement passports

Contact adresse

Prof. Raduca Eugen – University „Eftimie Murgu”
Of Resita,, Faculty of Engineering, P-ta Traian Vuia
nr.1 – 4 , 1700 Resita, Romania
E-mail: e.raduca@uem.ro

Dipl.Eng.drd.Raduca Mihaela - UCM Resita S.A.
Str.Golului.nr.1, 1700 Resita, Romania

TWO CHANNEL OPTICAL INTERRUPTERS MAY BE USED FOR DETERMINING DIRECTION OF ROTATION SPEED

Ass.Prof.dr.Eur.ing.Mihai-Dan GROZA
Ass.Prof.dr.ing.Alexandru-Viorel PELE
Lecturer.dr.ing.Marius BĂBAN¹
University of Oradea, ROMÂNIA

Summary

These standard parts may be used for determining direction of rotation, speed, and relative location of a rotating shaft. This bulletin will discuss some of the design aspects of two channel encoding along with circuit concepts and unit performance.

Key words: Rotational direction, speed, location information, channels of an optical interrupter, number of openings around the circumference.

1. GENERAL DISCUSSION

Rotational direction of a shaft can be readily determined by utilizing the two channels of an optical interrupter, an encoder disc with a number of openings around the circumference, and some simple electronics. The speed and relative shaft location information is available as a by product and requires some additional electronics.

Figure 1 is a pictorial definition of terms used in this bulletin and should be referred to for clarification.

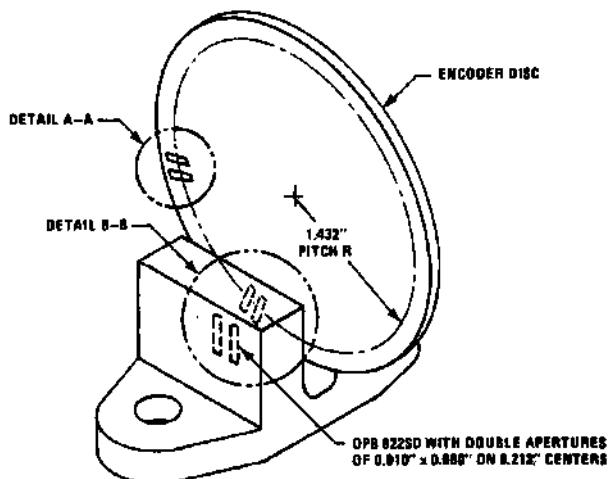


Fig.1 Pictorial Definition of Terms

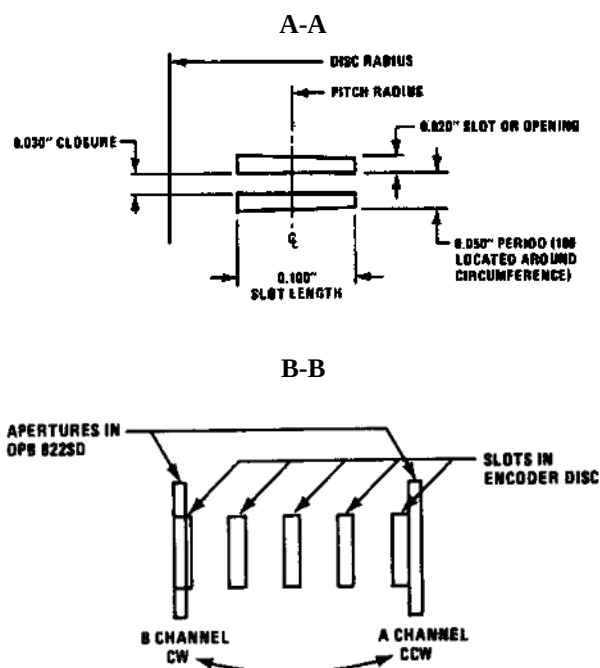


Figure 2

A period is defined as 360 electrical degrees or the mechanical width of one opening plus one closure at the central point of the slot near the circumference of the encoder disc.

When using a vertical, dual-channel unit, the outer row of periods are normally offset by 90 electrical degrees, or $\frac{1}{4}$ period, from the inner row of periods. This will cause one channel to turn on approximately 90 electrical degrees ahead of the other as a function of rotation. In shaft encoding terminology, quadrature is the term defining determination of rotational direction by the phase relationship between the outputs of the two channels. System design normally uses 90° for this phase shift. Speed can be determined by accumulating the number of signal pulses for a fixed period of time, dividing by the number of periods per revolution thus obtaining the revolutions for this time period. Relative location is determined by dividing 360 by the number of periods around the circumference. A pulse is generated for each of these rotational segments. Counters may be used to relate a certain number of pulses to a desired action. This bulletin will describe the method of obtaining the three pieces of information (rotation direction, speed, and relative location) rather than what is done with the information.

2. PERFORMANCE CHARACTERISTICS

The OPB 822SD is used as the demonstration interrupter to describe method and operation. Apertures ($0.010'' \times 0.080''$) are mounted in front of both sensors and LED's. The $0.010''$ dimension is perpendicular to the rotational vector of the encoder disc at the slot between the sensor and LED. A system is desired with 2° mechanical resolution of rotational movement, thus $360^\circ/2$ or 180 cycles or periods around the circumference. Each cycle or period corresponds to an opening and a closure in the encoder disc passing a sensor and LED combination.

An off-multiple of periods between the center line of the sensor apertures ($0.212''$) is required for the 90° phase shift.

This off-multiple can be $\frac{1}{4}$, $\frac{3}{4}$, $1\frac{1}{4}$, $1\frac{3}{4}$, $2\frac{1}{4}$, $2\frac{3}{4}$ etc. periods. For example, a period of 0.050" will yield 4-1/4 cycles or periods in the 0.212" distance between these apertures.* The radius of the encoder disc is determined to be 1.432". (0.050" period x 180 periods per revolution x $\frac{1}{2}$ TT = radius). The opening in the disc should not be less than 0.010" as this would decrease the guaranteed output, signal. A good rule for designing encoders is to keep the ratio of the opening to the closure at 2/3's. The disc can now be specified as:

Pitch radius – 1.432" (From center of wheel to Q. of slots and apertures)

Slot length – 0.100" (0.020" tolerance above 0.080" aperture)

Disc radius – 1.562" (0.025" tolerance between disc and bottom of slot)

Openings -0.020" on chord @ 1.432" radius (180 required)

Closure – 0.030" on chord @ 1.432" radius (180 required)

Disc material and thickness — Polycarbonate plastic, 0.060" thick

Crosstalk will not occur due to the narrow apertures (0.010") on both sensor and LED.

For clockwise rotation, channel "A" turns on prior to channel "B" and the "Q" output of the latch will be low (O state). The pulses at A out or B out may be used for speed and/or relative location. Speed may be determined by counting the output pulses for a given time period and dividing the total count by 180 (pulses per revolution). Relative event location may be controlled within approximate 2° accuracy ($360^\circ/180^\circ$) by specifying the number of pulses between related events. For example, 45 pulses would correspond to $\frac{1}{4}$ rotation or 90 mechanical rotational degrees.

The photographs shown in Figure 2 demonstrate the "O" and "I" level for clockwise and counterclockwise rotation. •

The left photograph shows a "O" level denoting clockwise rotation. The right photograph shows the opposite. Additional circuitry may be added using the time base pulses already present. If a third interrupter channel were added that could relate back to a fixed location of the shaft, then the relative location could be changed to true location. This might become the left margin control, right margin control and/or index for next line control. All of these functions could be performed quite easily. The same technique may be used in linear motion where the encoder disc is replaced by a comb with a series of openings and closures. The direction of movement, speed, and the relative location of the comb could be used as discussed before by molding the comb with the openings 0.020" wide by 0.100" high every 0.050" length along the comb.

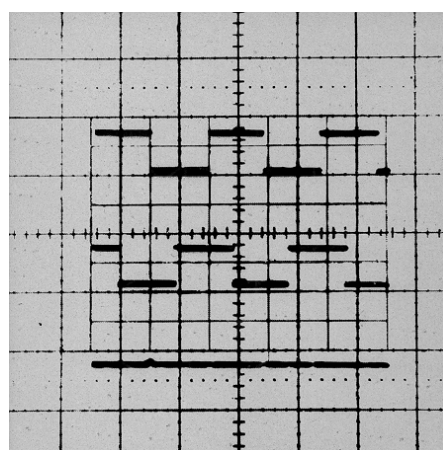
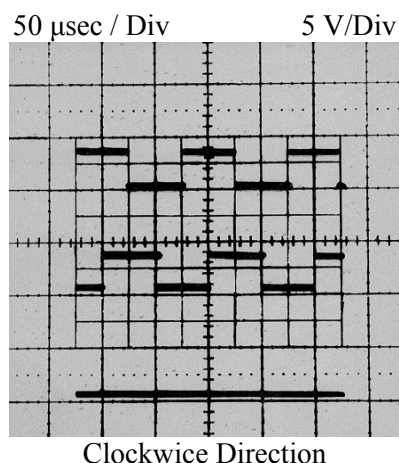


Figure 3

3. CONCLUSION

In summary, this is a very versatile technique for relating electrical signals to linear or rotational motion, speed and either relative or true location of that motion.

LITERATURE

[***] Optek Technology, Infrared optoelectronics, magnetic sensors, fiber optics, Corporate Headquarters, Texas, U.S.A., 2003.

Ass.Prof. Mihai-Dan Groza, Oradea University, e-mail grozamd@uoradea.ro

RE-TECHNOLOGY OF MEDIUM POWER BULB HYDROGENERATORS

Dipl.Eng. Răduca Mihaela UCM – Reșita, Romania
Prof. Răduca Eugen UEM – Reșita, Romania

Summary

In this paper is presented, summary, re-technology of first bulb generators make in Romania, with power of 12 ÷ 14 MW and immersed in water of national rivers. The solution for the defects excluded and increased him performances are based of the new information's, on the measurements, on the technical view and a technical state of a each unit in part and the experience of authors.

Key words: bulb hydrogenerator, re-technology

1. INTRODUCTION

The present generators functioning has assurance been for a period of 25 years approximate in correctly exploited conditions and a checking's and revisions at proposed time and correctly. In reality, in a few cases, because of unrespectable exploited and revision conditions, because of designed and construction deficient in 10÷20 years have damage been. After these damages but and programming revisions at each of units was draw-up technical state findings (a synthetic of these findings are presented by authors in [2]). In these bases, was realized a assembly plan for re-technology units, synthetic elements being evidence in this paper.

2. TECHNICAL SOLUTION PROPOSED FOR RE-TECHNOLOGY AND MODERNIZATION GENERATOR/MOTOR GROUPE

The technical solutions propose for re-technology are at base the unit's technical states findings established at revisions, measurements but and at unit damages in function. The same time, in base the experience of designed is high and tendencies on world in this domain are greats, and exploitation information's, and in base of to which the tender's options, the design of unit is improved.

The technical solution and volume of re-technology operations will be proposed take of generator/motor all principal subassemblies which have a lot of labour great

volume for dismantling-mounting, long cycle of repair or manufacturing, special conditions of factory and transport, and high costs.

In accordance with technical data of rally hydraulic turbines, the two re-technology alternatives will be analyzed:

Alternative 1 – generator/motor re-technology for function at, nominal initially speed of 125 rpm.

Alternative 2 – generator/motor re-technology for function at, superior speed of 150 rpm.

For each alternative, the drawn-up documents refer to:

- design and technological engineering works
- factory and delivery a new assemblies works
- re-technology works for re-used subassemblies
- technical assistance at mounting and put in operation (PIF)
- guaranteed tests

The established norms concerning the admissible deviation from the rated conditions are imposed to the manufacturers of hydrogenerators, to the manufacturers of protection equipment and to the operating personnel.

The hydrogenerator develops the rated power for a long time operation at rated values for voltage, stator current, frequency, power factor, the maximum value of the cooling air temperature, at the inlet of the hydrogenerator, being 40°C.

In case of necessity, the hydrogenerator can develop a power of 110% from the rated one for the long time operation at the rated values for: voltage, frequency, power factor, the maximum value of the cooling air temperature being 40°C.

The rehabilitate works volume will be make in accordance with the "List of re-technology operations for generator/motor installation and auxiliary equipments".

The subassemblies and a new pieces volume will be make in accordance with "Supply specification (new assemblies) for generator/motor installation and auxiliary equipments".

For carry out a generator/motor unit at guaranteed nominal parameters will be applied the following complex re-technology solution:

2.1 Alternative 1 - generator/motor re- technology for function at, nominal initially speed of 125 rpm

2.1.1 New assemblies

The new assemblies will be delivered:

A) Generator/motor stator

Stator sheet

Stator winding

B) Generator/motor rotor

Downstream axial fan

C) Generator/motor annexes

Air coolers

Shields for ventilating air

D) Monitored instruments, measurement and parameters checking

2.1.2 Re-technology and modernized assemblies

The followings subassemblies will be re-technology, re-vitalizing and modernization:

- A) Generator/motor stator
 - Frame
 - Stator terminals
 - Upstream intermediary ring
 - Downstream intermediary ring
- B) Generator/motor rotor
 - Rotor poles
 - Rotor winding
 - Rotor rim
 - Shaft
 - Contact rings
- C) Bearings
 - Guide bearing and counter bearing
 - Guide bearing
 - Support rim axial bearing
 - Oil tank axial bearing
- D) Auxiliary installation
 - Cooling installation
 - Injection installation
 - Ventilating-cooling installation
- E) Annexes
 - Shields for ventilating air

2.2 Alternative 2 - generator/motor re-technology for function at, superior speed of 150 rpm.

2.2.1 New assemblies

The new following assemblies will be delivered:

- A) Generator/motor stator
 - Stator sheet
 - Stator winding
- B) Generator/motor rotor
 - Rotor poles
 - Rotor winding
 - Rotor rim
 - Downstream axial fan
- C) Generator/motor annexes
 - Air coolers
 - Shields for ventilating air in downstream
- D) Monitored instruments, measurement and parameters checking

2.2.2 Re-technology and modernized assemblies

The followings subassemblies will be re-technology, re-vitalizing and modernization:

- A) Generator/motor stator
 - Frame
 - Stator terminals
 - Upstream intermediary ring
 - Downstream intermediary ring
- B) Generator/motor rotor
 - Shaft
 - Contact rings
- C) Bearings
 - Guide bearing and counter bearing
 - Guide bearing
 - Support rim axial bearing
 - Oil tank axial bearing
- D) Auxiliary installation
 - Cooling installation
 - Injection installation

Ventilating-cooling installation

F) Annexes

Shields for ventilating air

2.3 Summary constructive description of some subassemblies

2.3.1 Summary constructive description of some new subassemblies

The generator/motors re-technology will be make of new subassemblies, re-designed and executed in accordance with the best practices in domain.

Any applied technical solutions are presented below, in paper.

2.3.1.1 Generator/motor stator

The generator/motor stator is new, redesigned in new construction solution for established elimination defects. The only subassembly reused is the frame, but, after complex re-technology operations, which permit core radial dilatation during the operation.

2.3.1.1.1 Stator sheet

The new applied constructive solution has new constructive technical characteristics presented in documentation. All necessary technological works, included passports and testing are make in factory and in power plant the 'completely assembled' stator will be furnished after the finally winding works.

2.3.1.1.2 Stator winding

The stator winding will be new, make in Roebel bars, waving type.

For the bars insulation will be used the insulated system in RESHIN RICH technology – from ISOVOLTA AUSTRIA, which are the performances indicated in firm documentation.

2.3.1.1.3 Temperatures distribution in active parts of modernization stator

The temperatures distribution in active parts of modernization stator is presented in fig.1 in comparison with actual hydrogenerator (fig.2)

Slot wedge

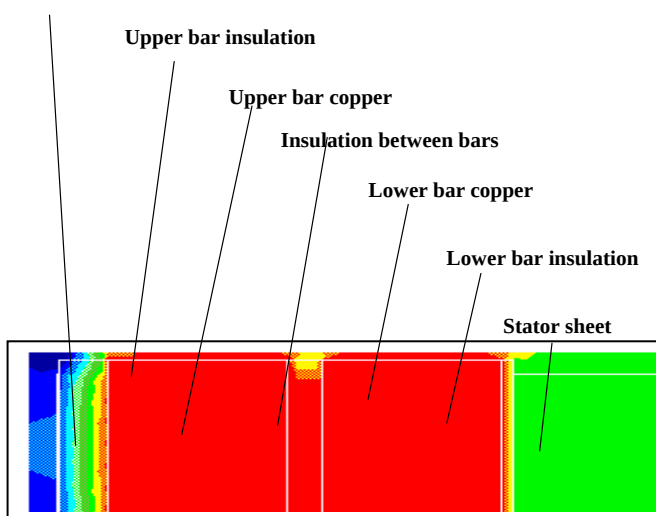


Fig.1 The temperatures distribution in active parts of the actual stator

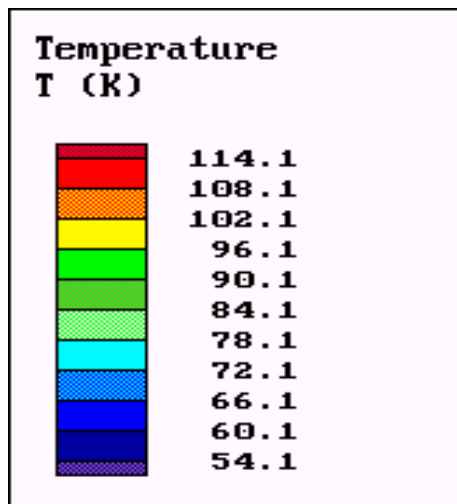


Fig.1b The correspondence between the temperatures distribution in active parts of the actual stator and the colors

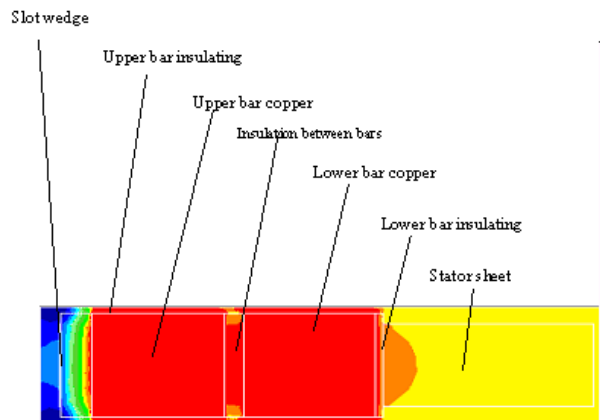


Fig.2 The temperatures distribution in active parts of the modernization stator

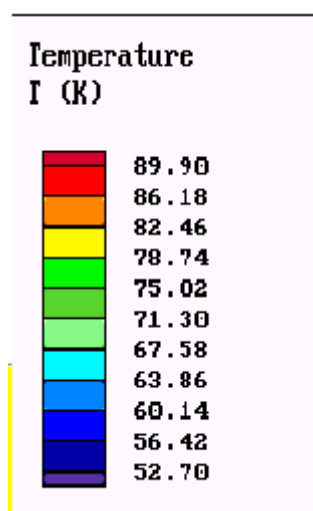


Fig.2b The correspondence between the temperatures distribution in active parts of the modernization stator and the colors

2.3.1.2 Generator/motor rotor

The rotor subassemblies are new, redesigned in performed solution only in re-technology alternative with removed actually speed when will be modified the dimensions of winding rotor poles.

2.3.1.2.1 Rotor rim

The rotor rim is completely new, in welded construction, with number of spokes in accordance with the new poles number. The rotor rim is in roll construction and has holes for poles fastening with bolts, respectively ventilating holes between poles. For ventilating air direction inside the rotor rim are the shields for direction of air and in upstream are the sealing labyrinths.

The rotor rim redesigned for a high speed respectively a lower number of poles, have permit the major of passing surfaces for ventilating air, respectively of ventilation holes between poles. These solutions take care of optimally air circulation and machine thermal regimes.

2.3.1.2.2 Axial fan – downstream

For optimally air circulation in downstream and introduce forced of air between poles, the axial ventilating blades are provided, mounted on the rotor rim.

Number of blades is correlated with number of poles and your dimensioning is make through is corresponded with airflow of principal moto-ventilators.

2.3.1.2.3 Completely winding poles

The rotor poles and rotor winding are new completely assembly, dimensioning in accordance with new speed, respectively in the pump regime.

In fig. 3 and fig.4 the constructive solution of winding rotor poles is presented.

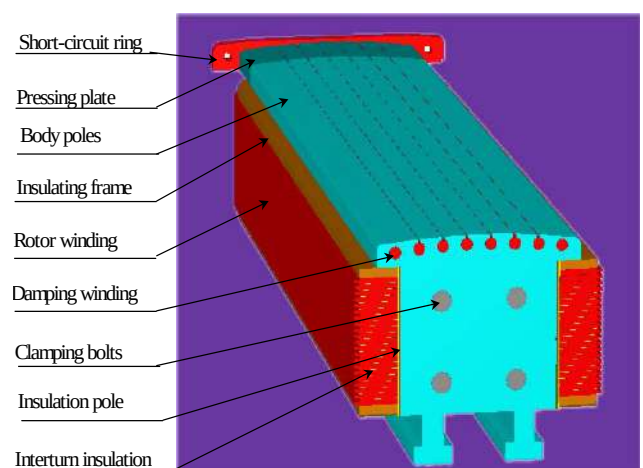


Fig.3 Rotor pole

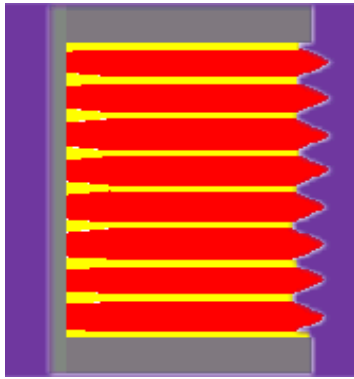


Fig. 4 Rotor winding

2.3.1.3 Annexes

At re-technology the supply will be contained and new shield for air direction and the actual air coolers will be removed with new coolers with high-evacuated warm capacity.

2.3.1.3.1 Shield direction ventilation air downstream

The shield are role by direction of ventilation air outside by moto-ventilators through by rotor rim at downstream axial ventilating blades and from the rotor poles. The shield is conic, in welded construction and fixed on the actual shield, which closed the machine in downstream part.

2.3.1.3.2 Air coolers

For generator cooling warm air will be delivered new 6 (six) air coolers, in modernization alternative.

In figure 5. is presented the construction of air cooler.

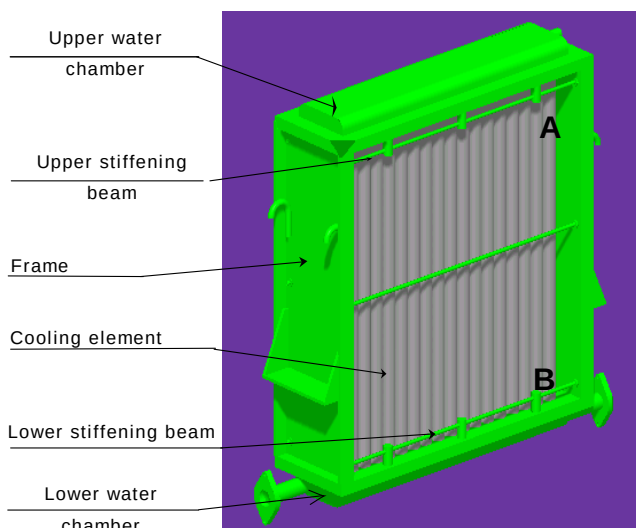


Fig. 5 Air cooler

In figure 6 is presented the constructive form of cooling elements make by copper tubes with high cooling surfaces with help by aluminum fins, obtained by repressed on the total active length of a copper tube.

The cooling element is realized in new technology with help a special repressed device which assurance 95%

contact between these, eliminated inner tensile of repressed process.

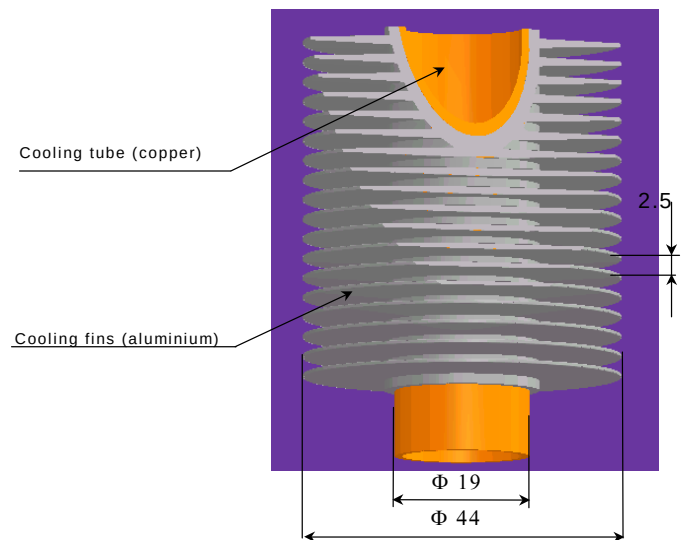


Fig. 6 Cooling tube

The air coolers are fixed on foundation by means a cooling assemblies.

2.3.2 Summary described of re-technology, revitalizing and modernization operations at some reused subassemblies

The actual generator/motor carried at operating rated parameters, respectively assurance a good operation in safety and optimally operation, will be make, supposed the new subassemblies, redesigned, and re-technology, revitalization and modernization a actual subassemblies.

2.3.2.1 Generator/motor stator

At generator/motor stator will be proposed re-technology operations at frame, respectively revitalization and modernization operations at stator terminals, upstream and downstream intermediary rings and at extinguishing installation with water.

2.3.2.1.1 Frame

The completely new solutions applied at stator sheet and stator winding imposed the re-technology works great volume and at unit frame.

These operation consist in the followings:

- replaced fixing wedges of magnetic core with modern, new system which permission the radial dilatation of stator core in frame.
- cutting of windows in downstream rack for permission of cooled air circulated.
- the major surfaces of warm lost through welding in frame inner surfaces a cooling fins.
- remaking protection coatings.

2.3.2.1.2 Stator terminals

The stator terminals not modified constructive. At terminals the insulating from ground will be revitalizing by means bands, varnishes and eopxi resins of high classes, identically with the stator winding.

2.3.2.1.3 Upstream intermediary ring

The upstream intermediary ring will be reused after the current operation: cleaning and remaking protection coatings. The modification of radial bearings support will be proposed for to create access space at frontal bars of stator winding from lower parts of capsule. This modernization will be permitted maintenance, checking and, eventually, reshuffling at stator winding bars in this zone.

2.3.2.1.4 Downstream intermediary ring

The downstream intermediary ring is used in actual constructive solution. The operation will be make are: cleaning and remaking protection coatings.

2.3.2.1.5 Fire extinguishing installation with water

The fire extinguishing installation is reused. The modernization of collectors form frontal zone is proposed. These are gifted with injections for cooling water pulverization for good continue pellicle of water in followings zones: frontal end-bars, a clamping plates and a end-poles.

2.3.2.2 Generator/motor rotor

The works rehabilitation volume proposes for rotor is different for two alternatives.

In case in which the speed is same, actual rotor reused integral, summary interventions of modernization are applied and insulation winding rotor will be revitalization.

In case in which the speed is modified, actual rotor not used after the lot of many operations of re-technology. These operations consist in removed actual rotor rim, actual rotor poles, rotor winding and a rotor connections with a new completely subassemblies.

2.3.2.2.1 Rotor poles

The rotor poles not modified constructive. At poles will be make the checking and revitalizing operations, respectively:

- damping winding checking
- replaced insulation at body pole
- remaking protection coatings

2.3.2.2.2 Rotor winding

The rotor winding will be reused after the revitalization and modernization operations. The operations make in factory and consist in:

- high number of winding rotor (2 spires in plus)
- execution insulation between spires with modern insulation by Nomex (Fig. 7).
- Replaced winding frame with sticlotextolit frames
- Fixing winding on the body pole in pressed state by means blocking with welded of lower metallic frame.

2.3.2.2.3 Rotor rim and shaft

The rotor rim with shaft subassembly will be used integrally after the modernization and revitalizing operations. These operations are making in factory and consist in:

- execution ventilating holes in rotor rim
- good sealing, in upstream
- introducing of new type air direction shields

- remaking trunnions and shaft flanges
- remaking protection coatings

2.3.2.2.4 Contact rings

The contact rings will be reused but supported the modernization operations, which eliminated the apparition possibility of short-circuit between rings, when appear dust at brushes. In these conditions will be high good operated times of machine and of static system of excitation.

2.3.2.2.5 Rotor connections

The rotor connections will be reused in actual constructive solution. At the re-technology works, the connections will be revitalizing through by rehabilitation insulation from ground and remaking protection coatings with impregnated and protection varnishes.

2.3.2.3 Bearings

2.3.2.3.1 Axial bearing and counter-bearing

At re-technology operations will be proposed the modernization and revitalization works at generator bearings in especially at axial bearing and counter-bearing for a increased good operated these and for eliminated the appeared defects.

This operation consist in the followings:

- modernization the oil circuit for assurance oil at axial counter bearings sleeves
- decreased clearance at counter-bearing at 2 mm
- revitalizing bearings sleeves through remake babit pellicle
- high thermal control system of axial bearing
- revitalizing tightening through replaced brass sleeves

2.3.2.3.2 Support rim of axial bearing

At this assembly the protection coated will be remake.

2.3.2.3.3 Oil tank axial bearing

The oil tank axial bearing will be revitalized through remake of planarity joint surfaces, replaced sealing and tightening labyrinth, tightening devices for thermal control and remake a anticorrosive protections.

2.3.2.3.4 Radial bearings

At radial bearings followings operation will be make:

- revitalizing sleeves through remake babit pellicle
- revitalizing tightening through replaced brass sleeves
- remake anticorrosive protections

2.3.2.4 Auxiliary installations

All generator auxiliary installation will be supported the following operations: cleanings, revitalizing and modernization for will be make at rated parameters functions.

2.3.2.4.1 Cooling installation

The cooling installation must be completely dismantling and chemic and mechanical cleaning for to eliminate all dust of inside tubes. The replacing the tightening sealing, the checking cocks remake anticorrosive protections.

2.3.2.4.2 Injection installation

The injection installation will be reused. In rehabilitation works will be make checking, eliminated the lost oil and remake anticorrosive protections.

2.3.2.4.3 Ventilating installation

The ventilating installation must be dismantling and cleaning. Moto-ventilators will be checking, the roller bearings are oiled and the motors are used replacing with new motors.

The closing shield, respectively of fixing of moto-ventilators, at which appear cracks will be revitalization, or completely removed.

2.3.2.5 Annexes

The all generator annexes: shields for air direction, protection shields, brushes supports, stairs, platforms, shields, and so, will be cleaning and checking after remake anticorrosive protections.

2.3.2.6 Option equipments for unit modernization

At rehabilitation works, at re-technology will be proposed and modernization works which help to Owner in exploitation, checking of equipments of power plants.

3. CONCLUSIONS

For first hydrogenerators, the applied re-technology, the some subassemblies used in completely, is success, because is achieved for high efficiency, a good insulated which resist at high temperatures in operation, increased the long life of units, to reduce the damages.

Used this re-technology the cost prices is lower for the same hydrogenerators with the same performances in comparison with the hydrogenerators, with the same performances, will be new built this price is very high.

LITERATURE

/1/ RADUCA E, RADUCA M., - Technical state analyze of medium power bulb hydrogenerators for the re-technology - KOD 2004, Novi Sad

*** - Hydrogenerators realizing documentations and technology

*** - Quality passports for used materials

*** - Realizing standards

***- Testing and measurement passports

Contact adrese

Prof. Raduca Eugen – University „Eftimie Murgu” of Resita,, Faculty of Engineering, P-ta Traian Vuia nr.1 – 4 , 1700 Resita, Romania

E-mail: e.raduca@uem.ro

Dipl.Eng.drd.Raduca Mihaela - UCM Resita S.A. Str.Golului.nr.1, 1700 Resita, Romania

MODELIRANJE SISTEMA PVC I AL ROLETNI ZA SPOLJNU UGRADNJU

Klara Rafa, dipl. inž., FTN – Novi Sad
dr Cvijan Krsmanović, vanr. prof., FTN – Novi Sad

Rezime

U radu se prezentira jedan prilaz projektovanju i dizajnu sistema roletni. Sistem roletni, u opštem slučaju, čini veliki broj komponenti specijalizovane forme i namene, kao i standardnih pribora i elemenata za vezu. Izrada i ugradnja svakog pojedinačnog sistema je specifična (svaka pojava u okviru ove klase sistema, na izvestan način, predstavlja unikat) a standardne i komercijalno dostupne roletne su, gotovo redovno, proizvodi relativno kratkog veka trajanja, niskog stepena pouzdanosti i nedovoljne fleksibilnosti. Ta činjenica je, zapravo, i bila osnovni motiv za istraživanje mogućnosti povišenja fleksibilnosti pomenutih sistema, pogodnosti za montažu kao i pouzdanosti sistema. Kao rezultat tog istraživanja u radu su ponuđena izvesna poboljšanja u odnosu na postojeća rešenja.

Ključne reči: sistem roletni, fleksibilnost, pouzdanost, montaža

1. UVOD

Sistemi roletni su proizvodi veoma dobro poznati u svakom domaćinstvu i u svakodnevnoj upotrebi. Stari sistemi drvenih roletni u današnje vreme polako izlaze iz upotrebe i zamenjuju savremenijim, modernijim sistemima zahvaljujući novim materijalima i tehnologijama izrade. Neprekidno izlaganje sistema roletni dejstvima spoljašnjih uticajnih faktora nepovoljno utiče na konstrukciju u celini. Jedan od najčešćih problema je deformacija (savijanje) letvica što svakako rezultira u nepravilnom funkcionisanju sistema i dovodi do nemogućnosti eksploatacije istog. Kidanje traka ili užadi čijim povlačenjem se ostvaruju osnovne funkcije (podizanje odnosno spuštanje) sistema roletni su takođe glavni razlozi koji onemogućavaju pravilan rad ovih proizvoda. Cilj rada je da se analiziranjem:

- elemenata sistema (njihovih oblika),
- materijala primenjenih za izradu elemenata sistema kao i
- primenjenih postupaka montaže,

istraže mogućnosti otklanjanja osnovnih problema karakterističnih za sisteme roletni. Poseban akcenat je

stavljen na povišenje fleksibilnosti i pouzdanosti pomenutih sistema, kao i na pogodnost za montažu ovih proizvoda. Stalno usavršavanje (poboljšavanje karakteristika) postojećih materijala i nove tehnologije izrade doprinose poboljšanju kvaliteta proizvoda – sistema roletni. Danas se na domaćem tržištu nude razne varijante. Sa stanovišta materijala od kojih su komponente sistema izrađene razlikuju se:

- PVC sistemi roletni i
- sistemi aluminijumskih roletni.

1.1. Uloga naručioca u definisanju karakteristika sistema

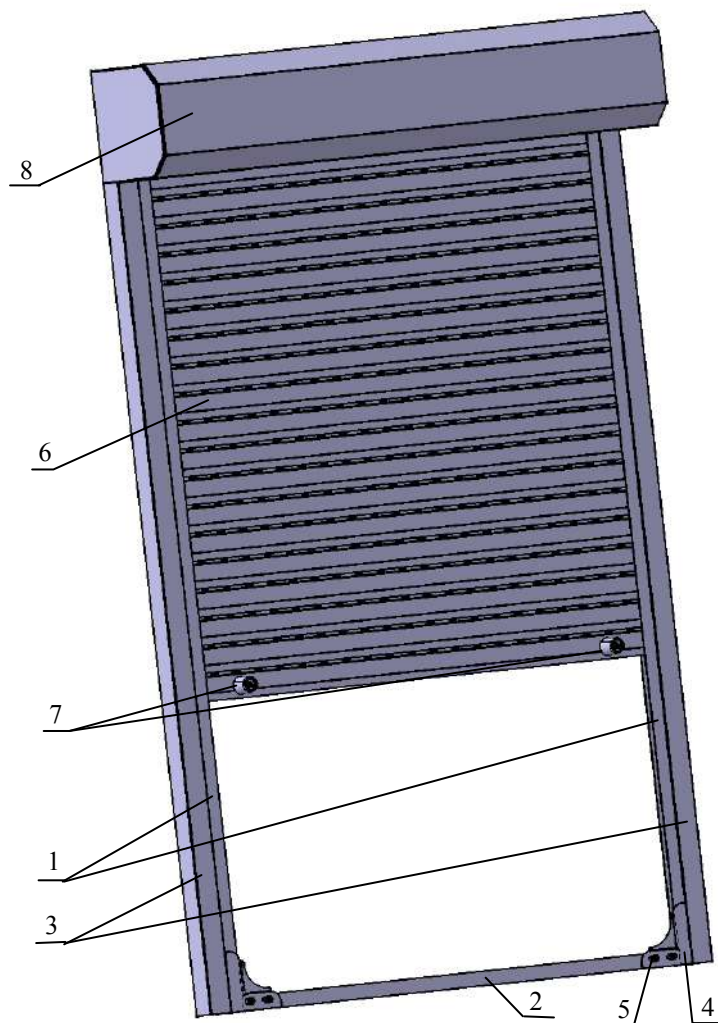
U izboru varijante sistema roletni odlučujuću ulogu, svakako, ima kupac. Zahtevi kupca su na prvom mestu i ni u jednom trenutku se ne smeju gubiti iz vida. Na osnovu ponuđenih rešenja kao i definisanih cena, naručilac sistema se opredeljuje za odgovarajuću varijantu:

- aluminijumske roletne - skuplja ali trajnija varijanta ili
- PVC roletne - jeftinija varijanta ali kraćeg veka trajanja.

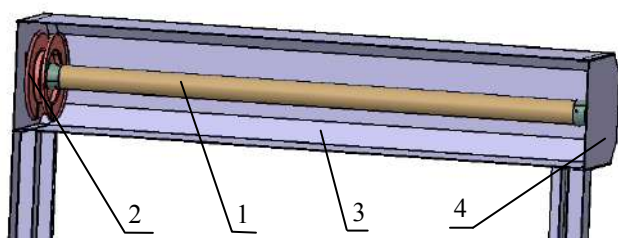
Osim definisanja tipa sistema, naručilac može specificirati i druge karakteristike sistema, kao što je npr. mogućnost izbora boja PVC ili Al letvica iz ponuđene i trenutno aktuelne palete boja. Boja okvira konstrukcije se takođe može definisati prema želji i ukusu kupca. Kombinacijom odgovarajućih boja, postiže se veoma lep estetski izgled konstrukcije što je svakako u interesu kako naručioca proizvoda tako i proizvođača.

2. ELEMENTI STRUKTURE I FUNKCIJE SISTEMA

U svakoj od mogućih realizacija, sistem roletni sastoji se od velikog broja različitih delova čiji je osnovni set prikazan na slici 1 i slici 2. Bazni (noseći) deo sistema je, svakako, ram koji čine tri standardna U-profila koji imaju funkciju vođica. Bočne vođice (pozicija 1 na sl. 1) se obično spajaju sa stubovima (pozicija 3 na sl. 1) primenom tačkastog zavarivanja ("punktovanjem"), dok se spajanje bočnih sa donjom vođicom (pozicija 2 na sl. 1) ostvaruje vijčanom vezom (pozicija 5 na sl. 1) pomoću posebnog elementa tzv. ugla (pozicija 4 na sl. 1). Stubovi su standardni U-profil koji nose ceo sistem roletni te predstavljaju nosače konstrukcije pomoću kojih se sistem roletni ugrađuje u prozorski otvor ili otvor vrata. Pogodnim izborom oblika vođica (U-profil) omogućeno je kretanje (podizanje i spuštanje) roletni. Prilikom podizanja sistema, letvice (pozicija 6 na sl. 1) se slažu (namotavaju) na vreteno pomoću gornje letvice koja je vezana za vreteno. Letvice se međusobno povezuju pomoću posebnog žleba na njima. Pokretanje sistema roletni se ostvaruje pomoću trake, užeta ili specijalnog lanca koji se namotavaju na doboš na jednom kraju vretena (pozicija 2 na sl. 2). Vreteno rotira oslanjajući se na specijalna ležišta na njegovim krajevima, a smešteno je unutar kutije (pozicija 8 na sl. 1, pozicija 3 na sl. 2). Kutija se sa strane zatvara pomoću bočnih stranica (pozicija 4 na sl. 2) i dodatnim elementima vezuje za ram. Ulazak poslednje letvice u kutiju sprečava se graničnicima (pozicija 7, sl. 1).



Sl. 1. Sistem roletni



Sl. 2. Kutija i elementi unutar nje

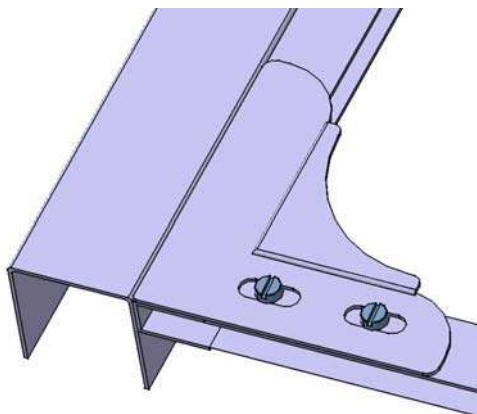
3. OBEZBEĐENJE FLEKSIBILNOSTI SISTEMA

Izrada svakog sistema je specifična i međusobno se razlikuje. Dimenzije konstrukcije zavise od veličine otvora u koji se sistem ugrađuje i utvrđuju se direktnim merenjem na licu mesta – nakon toga se pristupa izradi.

Elementi sistema nabavljaju se kao gotovi standardni proizvodi ili kao poluproizvodi (ploče, profili, šipke) od kojih se raznim postupcima (odsecanjem, isecanjem, savijanjem, zavarivanjem, itd.) oblikuju delovi potrebnih mera. Primenom standardnih oblika konstrukcija je jeftinija, a vreme izrade i montaže je kraće.

Elementi sistema u svakom konkretnom slučaju moraju obezbediti prilagodljivost konstrukcije zahtevanim dimenzijama. Ovaj problem se primenom gotovih standardnih proizvoda veoma jednostavno rešava. Komponente koje su odgovorne za fleksibilnost konstrukcije su, pre svega, vodice. Nakon utvrđenih dimenzija (visina i širina otvora) one se odsecaju na potrebnu meru i spajaju se međusobno i sa stubovima čineći ram. U zavisnosti od visine prozorskog (ili drugog) otvora određuje se broj potrebnih letvica i potrebna veličina kutije dok širina prozora definiše dužinu na koju se odseca vreteno (u vidu šipke) kao i dužinu letvica. Svi ostali sastavni delovi sistema su standardnih dimenzija i ne zavise od veličine otvora u koji se sistem ugrađuje (prozorski otvor, otvor vrata). Dakle, osnovni zadatak prilikom izrade sistema roletni je tačna izrada rama, kutije kao i potrebna i dovoljna dužina vretena a preduslov za uspešnu ugradnju je, svakako, tačnost merenja dimenzija otvora.

Prilikom ugradnje sistema u odgovarajući otvor mora se obezbediti mogućnost finog podešavanja "donje širine" rama. Ovo se može ostvariti upotrebom specijalnog elementa (tzv. ugla) koji spaja bočne sa donjom vodicom i pomoću vijčane veze obezbeđuje potreban razdvojni sklop (slika 3, slika 1).



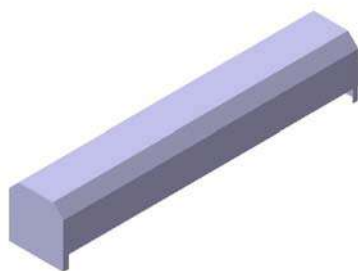
Sl. 3. Fino podešavanje donje širine rama

3.1. Oblikovanje spoljašnje kutije

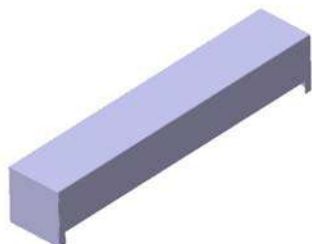
Fleksibilnost sistema u znatnoj meri zavisi od oblika elemenata sistema. Pogodan oblik komponenata obezbeđuje dobro funkcionisanje sistema i povoljno utiče na njegov kvalitet.

Komponenta sistema koja se ne kupuje kao gotov proizvod već ju je potrebno izraditi, je tzv. kutija – sastavni deo sistema u kojem se nalazi vreteno sa svojim pratećim elementima (doboš, specijalna ležišta) i skup letvica prilikom podizanja sistema (sl. 2.). Dimenzije kutije određene su dimenzijama (širinom i visinom) prozorskog otvora ili otvora vrata odnosno brojem letvica koje treba smestiti u nju. Kutija se, u opštem slučaju, izrađuje od crnog lima (s obzirom da je ovaj materijal, sa stanovišta ekonomičnosti, najpovoljniji) i to primenom postupaka savijanja pomoću odgovarajućih mašina. Razlikuju se:

- šestougona kutija (sl. 4a) i
- četvrtasta kutija (sl. 4b).



a)



b)

Sl. 4. Oblici kutije:

a) Šestougaona kutija, b) Četvrtasta kutija

Unutrašnji prostor kutije koji se dobija šestougaonim oblikom kutije pogodniji je za smeštanje letvica namotanih na vreteno. Sa druge strane, ovakvim oblikovanjem kutije postiže se veća ušteda u materijalu u odnosu na četvrtastu kutiju.

3.2. Materijali elemenata sistema

Na povišenje fleksibilnosti konstrukcije eksploatacionim uslovima u velikoj meri utiču primenjeni materijali i njihove osobine.

Osnovni materijal za izradu delova sistema roletni na domaćem području je crni lim (standardni U – profili, specijalni elementi, pribori). Ovaj materijal se lako obrađuje i ima najnižu cenu. Međutim, crni lim ima i niz nedostataka kao što je, na prvom mestu, podložnost koroziji zbog čega se pribegava njegovom farbanju što povećava cenu izrade.

Mnogo veća fleksibilnost se može realizovati primenom drugih materijala kao što su polimeri i aluminijum koji se upotrebljavaju prvenstveno za izradu letvica. Za obezbeđenje boljeg kvaliteta sistema roletni potrebno je, dakle, gde god je to moguće, koristiti:

- polimerne materijale - plastične mase (polivinilhlorid – PVC) i
- aluminijum.

S obzirom da se zahteva što manja težina gotovog proizvoda, veliku prednost imaju polimerni materijali zbog njihove male gustine. Mala gustina doprinosi nižoj ceni po jedinici zapremine i mnogo nižoj inerciji pri spuštanju u rad sistema roletni. Plastične mase imaju malu toplotnu provodljivost što omogućava primenu ovih materijala za toplotnu izolaciju. Prednosti polimera su i osobine kao što su: otpornost na koroziju, savitljivost, razne mogućnosti spajanja, slaba provodljivost toplote, kao i lakoća prerade i završne obrade, mogućnost bojenja pri proizvodnji i preradi i dobar spoljni izgled. Međutim, polimeri poseduju slabe mehaničke osobine koje se znatno menjaju sa promenom temperature. Komercijalno dostupne PVC letvice na domaćem tržištu su relativno slabog kvaliteta. Njihov osnovni nedostatak je činjenica da su one tanke a unutrašnjost im je šuplja. Pod uticajem spoljašnjih uticajnih faktora vremenom se deformišu (savijaju se) što predstavlja osnovni problem kada su u pitanju PVC roletne. Deformisane letvice ne dozvoljavaju pravilno funkcionisanje (podizanje, spuštanje) sistema te se moraju zameniti (povećanje troškova). Iz istog razloga, plastične letvice se preporučuju samo za manje širine prozora i nisu pogodne za velike dimenzije. Zbog navedenih nedostataka, za izradu sistema roletni (elementa rama i letvica) se preporučuje aluminijum.

Primenom aluminijumskih roletni ukupna težina celog sistema se neznatno povećava (aluminijum ima relativno malu specifičnu težinu) ali je vek trajanja sistema čak i do pet puta duži u odnosu na PVC roletne. Letvice izradene od aluminijuma odlikuju se većom izdržljivošću pri eksploataciji, nisu podložne deformacijama te su pogodne i za veće prozorske širine. Aluminijum je otporan na koroziju i obezbeđuje bolju toplotnu izolaciju u odnosu na plastične mase. Dobro se oblikuje plastičnom deformacijom, toplim i

hladnim postupcima, pri čemu se menjaju njegova mehanička svojstva. Sa ciljem da se obezbedi što bolja izolacija poželjno je punjenje unutrašnjosti aluminijumskih letvica poliuretanom - kombinacija aluminijuma i plastičnih masa.

Obrtno vreteno (pozicija 1 na sl. 2) predstavlja deo sistema na koji se namotavaju letvice pri podizanju odnosno odmotavaju letvice pri spuštanju sistema. Ovaj element trpi, dakle, određeno opterećenje, te da bi sistem pravilno funkcionisao, vreteno mora biti kvalitetno, što se obezbeđuje odgovarajućim materijalom. U cilju postizanja najbolje funkcionalnosti, vreteno bi trebalo da se izrađuje od metala (pocinkovanog lima). Ovakvo vreteno ne podleže deformacijama, međutim predstavlja najskuplju varijantu. Osim metala, u ovu svrhu može se upotrebiti polimer ili drvo. Drveno vreteno se nabavlja po nižoj ceni i pod uslovom da drvo ne sadrži puno grešaka, u potpunosti odgovara nameni vretena. Plastične šipke su sa stanovišta ekonomičnosti najpovoljnije ali se zbog male izdržljivosti i podložnosti deformisanju mogu upotrebiti samo za sisteme malih dimenzija.

3.3. Obezbeđenje ventilacije

Jedan od veoma čestih zahteva naručilaca sistema roletni jeste zahtev za obezbeđenjem ventilacije u slučaju zatvorenog sistema. Postojeća rešenja za ovaj problem su se pokazala nepouzdanim jer su specijalni elementi koji se u ovu svrhu koriste veoma lošeg kvaliteta - vrlo su tanki, te stoga imaju kratak životni vek (često se savijaju i lome). Rešavanje ovog problema je moguće ukoliko se za izradu ovih delova upotrebe elementi većih debljina (sa većom izdržljivošću).

4. OSNOVE POUZDANOSTI SISTEMA

4.1. Materijali elemenata sistema

Roletne su izložene uticaju toplote, svetlosti, kiseonika, vlage kao i mehaničkom opterećenju. Nabrojani faktori utiču na vek trajanja sistema. Brzina starenja konstrukcije kao i karakter i veličina promena zavise kako od vrste i jačine uticaja tako i od osnovnih osobina materijala primenjenih za izradu elemenata sistema.

Sisteme roletni sa PVC letvicama karakteriše vek trajanja od 15 – 20 god. I pored niza dobrih osobina, podložnost polivinilhlorida deformacijama (savijanju) pod dejstvom spoljašnjih uticajnih faktora, čini ove sisteme manje pouzdanim.

Sistemi roletni sa aluminijumskim letvicama su, sa stanovišta pouzdanosti bolji, zbog povoljnih karakteristika aluminijuma: veće izdržljivosti kao i otpornosti na koroziju i na deformacije. Pravilan rad Al sistema roletni garantuje se čak i do 100 godina.

4.1.1. Bojenje (farbanje) – zaštita od korozije

Veliki broj elemenata sistema roletni izrađuje se od crnog lima. Pri izboru boje ovih komponenata, nije dovoljno da boja zadovolji samo dekorativno svojstvo, ona mora da vrši

i zaštitu od korozije, tokom celokupnog predviđenog veka trajanja i pri svim predviđenim eksploatacionim uslovima. Tu se mora voditi računa o svojstvima materijala na koji se boja nanosi, o načinu farbanja i sušenja kao i o ceni bojenja. Pri izboru boje mora se voditi računa o estetskoj izražajnosti i harmoniji različitih boja (boja letvica - boja rama) kao i o harmoničnom uklapanju sistema roletni u ambijent u kojem ona radi. Treba imati u vidu da lepo obojen proizvod izaziva veću pažnju i brižljiviju negu, što sigurno doprinosi dužem veku trajanja proizvoda. Naravno, izbor boje vrši kupac tako da konstruktor tada može samo da sugeriše najpovoljniju boju za dotičan sistem roletni.

4.2. Oblikovanje elemenata sistema

4.2.1. Kutija

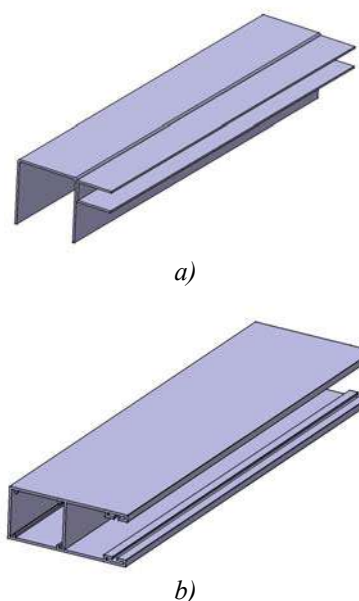
Sa stanovišta pouzdanosti, prednost ima šestougaona kutija (nad četvrtastom kutijom) jer se ovakav oblik dobija većim brojem savijanja materijala čime sama kutija postaje jača (sl. 4). Iz tog razloga, šestougaona kutija se preporučuje za velike prozore, dok se četvrtasta može ugraditi u manje sisteme.

4.2.2. Letvice

Povećanjem širina letvica (PVC ili Al) može se uticati na pouzdanost sistema u celini. Letvice većih širina otpornije su na uticajne faktore (uslove eksploatacije) te se njihovom upotrebom može produžiti životni vek konstrukcije.

4.2.3. Vodica i stub

Vodice i stubovi se nabavljaju posebno kao gotovi U - profili i potrebno je njihovo međusobno povezivanje (sl. 5a). Ovo se može izbeći ako se ovi elementi izrađuju zajedno – iz jednog komada (sl. 5b). Na ovaj način konstrukcija postaje stabilnija, povećava se pouzdanost sistema i znatno skraćuje vreme potrebno za montažu.



Sl. 5. Vodica i stub:
a) kao posebni elementi, b) izrađeni iz jednog komada

4.2.4. Sredstva za pokretanje sistema

Sistem roletni se redovno podiže odnosno spušta pomoću traka ili užeta. Vremenom dolazi do njihovog kidanja što onemogućava rad sistema. Primenom specijalnih lanaca izrađenih isključivo za ovu svrhu, pouzdanost konstrukcije bi se mogla znatno povećati.

4.3. Postupci povezivanja elemenata sistema

Primenjeni postupci povezivanja elemenata sistema igraju značajnu ulogu kada je u pitanju pouzdanost sistema roletni.

U opštem slučaju, na primer, elementi rama se spajaju primenom tačkastog zavarivanja što podrazumeva posedovanje odgovarajućeg aparata za ovaj postupak i shodno tome, povećanje troškova izrade. Prelaskom na druge postupke spajanja elemenata, npr. zakivanjem, nitnovanjem takođe se može ostvariti zahtevani nerazdvojav sklop koji se odlikuje visokom pouzdanošću a montaža je jeftinija.

5. POGODNOST ZA MONTAŽU

Proces montaže sistema roletni sastoji se iz dve faze:

1. sklapanje sastavnih elemenata sistema (u radionici) i
2. montaža na licu mesta – ugradnja sistema roletni u odgovarajući otvor - prozorski otvor ili otvor vrata.

5.1. Sklapanje sastavnih elemenata sistema

Pogodnost sistema roletni za montažu je određena oblikom konstrukcije i vrstom materijala, funkcijama koje ovaj proizvod treba da realizuje kao i principom rada koji je usvojen za ostvarivanje ovih funkcija. Struktura sistema roletni direktno utiče na strukturu procesa sklapanja.

Na proces montaže na prvom mestu utiče složenost sistema roletni. Složenost je izražena kroz masu, veličinu, zahteve tačnosti i kroz broj i složenost sastavnih delova. Porast veličine navedenih parametara dovodi do porasta vremena potrebnog za montažu.

Masu konstrukcije određuje broj sastavnih delova kao i vrste materijala od kojih su oni izrađeni. Sistem roletni spada u lake konstrukcije (što se postiže primenom odgovarajućih materijala). Sa porastom potrebnih dimenzija sistema raste i njena masa, te konstrukcija postaje manje pogodna za montažu. Ovo dolazi do izražaja posebno prilikom ugradnje na licu mesta u slučajevima kada se sistem roletni koristi kod balkonskih vrata i za zatvaranje terasa.

Sistem roletni sačinjava veliki broj različitih delova, pribora i elemenata za vezu. Veliki broj ovih sastavnih delova kupuje se kao gotov proizvod. Primenom standardnih elemenata vreme montaže se bitno skraćuje. Racionalno izvođenje procesa montaže u značajnoj meri zavisi od tačnosti potrebnih sastavnih delova (po kvalitetu, vremenu i količini). Nedostaci u vezi kvaliteta isporučenih delova dovode pri montaži do dodatnog, neplaniranog utroška vremena na doradu, podešavanje i kontrolu.

Proces montaže u velikoj meri zavisi od konstrukcije proizvoda (sistema roletni) i sastavnih delova, koje treba montirati. Da bi se montaža mogla racionalnije izvoditi,

potrebno je broj elemenata za vezu svesti na minimum ili ih čak prelazom na druge postupke spajanja (npr. zavarivanje), potpuno izbaciti. Iz tog razloga prilikom sklapanja sistema roletni svuda gde je to moguće (sklapanje rama, kutije) primenjuje se tačkasto zavarivanje. Osim postupka zavarivanja, elementi se sklapaju i mehanički, pomoću eksera, vijaka i navrtki.

Spajanje elemenata sistema roletni obavlja se priručnim alatima i ručno.

5.2. Montaža na licu mesta – ugradnja sistema roletni u otvor

Sistem roletni se ugrađuje u odgovarajući otvor pomoću stubova – odgovarajućih delova konstrukcije i fiksira se pomoću vijčane veze. Kroz otvor na okviru prozora provlači se traka kojom se podiže odnosno spušta sistem tj. ostvaruje se veza konstrukcija – prozorski otvor. Povlačenje i zaustavljanje ove trake se reguliše specijalnim elementima koji su pričvršćeni za okvir prozora. Tačno i precizno izmerene dimenzije garantuju uspešnu ugradnju sistema.

6. ZAKLJUČAK

Na osnovu svega napred izloženog može se zaključiti sledeće:

- Izrada svakog sistema roletni je specifična i zavisi od konkretnih dimenzija otvora (u koji se sistem ugrađuje) koje se utvrđuju merenjem na licu mesta. Uspešnost ugradnje sistema roletni u odgovarajući otvor podrazumeva veliku tačnost i preciznost pri utvrđivanju potrebnih dimenzija.
- Odgovarajućim oblikovanjem sistema roletni i njegovih sastavnih elemenata, broj elemenata sistema treba svesti na minimum – time se vreme izrade i montaže skraćuje i cena postaje povoljnija.
- U cilju povišenja fleksibilnosti kao i pogodnosti za montažu treba upotrebljavati gotove standardne delove. Ovim se obezbeđuje i zamenljivost elemenata sistema.
- Zbog niza nedostataka crnog lima - pre svega korozije, za izradu delova sastavnih komponenata sistema (vođice, stubovi) treba koristiti kvalitetnije materijale kao što su PVC ili aluminijum.
- S obzirom da se postavlja strogi zahtev da konstrukcija bude što manje težine preporučuje se primena polimernih materijala gde god je to moguće.
- Najpovoljniju varijantu trenutno (na našem tržištu) predstavljaju, svakako, sistemi aluminijumskih roletni jer se odlikuju velikom izdržljivošću i otpornošću na eksploatacione uslove i garantuju dug životni vek (oko 100 god.).

LITERATURA

- /1/ KRSMANOVIĆ, C, *Automatizacija projektovanja u industrijskom inženjerstvu*, FTN, Novi Sad, 1997. god.
- /2/ KUZMANOVIĆ, S, *Konstruisanje, oblikovanje i dizajn*, Novi Sad, 2001. god.
- /3/ *Inženjersko - mašinski priručnik*, Zavod za udžbenike i nastavna sredstva, Beograd, 1992. god.

/4/ ZELENović, D, ĆOSIĆ, I, *Montažni sistemi*, Nauka, Beograd 1991. god.

/5/ RADAković, N, ĆOSIĆ, I, *Tehnološke osnove efektivne proizvodnje (Skripta)*, FTN, Novi Sad, 2003. god.

MODELLING PVC AND AI ROLL – BAR SYSTEMS

*Klara Rafa, dipl. inž., FTN – Novi Sad
dr Cvijan Krsmanović, vanr. prof., FTN – Novi Sad*

Summary

The paper presents an approach in projecting and design of roll – bar systems. In general case, roll – bar system consists of a great number of components with special shapes and purposes as well as standard sets and connecting elements. Making and building in every single system is specific (every apperance in this class of systems, in a way, represents a unique product) but standard and commercially available roll – bar systems are often products with short lifetime, low reliability and insufficient flexibility. This fact was, actually the main motive for searching possibilities for flexibility advancing, improvements in assembling and reliability of this systems. As a result of this searching, this paper gives some improved solutions.

Key words: roll-bar system, flexibility, reliability, assembling

Adresa za kontakt:

Klara Rafa, dipl. inž.
Fakultet tehničkih nauka
21000 Novi Sad
Trg Dositeja Obradovića 6

E-mail:
klara@iis.ns.ac.yu

MEHANIZAM SLOBODNOG HODA IMPULSNIH VARIJATORA, OBLIK I KARAKTERISTIKE

*Desimir Jovanović, dipl. ing.- ZASTAVA oružje,
Kragujevac*

*Prof. Dr Slobodan Tanasijević, dipl. ing.- Mašinski fakultet,
Kragujevac*

Rezime

Impulsni varijatori su veoma specifični prenosnici snage. Razlikuju se od ostalih prenosnika po tome što se prenos snage i kretanja ne vrši neprekidno već u obliku periodičnih impulsa.

Mehanizam slobodnog hoda predstavlja jedan od vitalnih delova u prenosu snage impulsnih polužnih varijatora, koji oscilatorno kretanje spoljašnjeg omotača (kulise) pretvara u obrtno kretanje gonjenog vratila varijatora. U radu je dat princip rada mehanizma slobodnog hoda impulsnih varijatora, konstrukcioni oblici i karakteristike.

Ključne reči: Impulsni varijator, mehanizam slobodnog hoda, oblik.

1.UVOD

Kod impulsnih prenosnika se energija ne prenosi neprekidno, već u obliku periodičnih impulsa. Kod ovih prenosnika se vrše dve transformacije kretanja. Najpre se obrtno kretanje sa konstantnom ugaonom brzinom pogonskog elementa, pretvara u oscilatorno kretanje elementa na gonjenom vratilu, a zatim se oscilatorno kretanje pomoću mehanizma slobodnog hoda (MSH) pretvara u obrtno kretanje gonjenog vratila.

Mehanizam koji pretvara obrtno kretanje pogonskog vratila prenosnika u oscilatorno kretanje kulise, kruto vezane za pogonski element MSH-a zove se transformacioni mehanizam.

Da bi se ublažili problemi izazvani zastojem u prenosu i neravnomernošću brzine, pri konstrukciji se spaja nekoliko slogova transformacionih mehanizama i mehanizama slobodnog hoda. Ti mehanizmi su zaokrenuti jedan u odnosu na drugi za faznu razliku, $\Delta\varphi$, određenu izrazom:

$$\Delta\varphi = \frac{360^\circ}{n}$$

gde je n - broj slogova mehanizama.

2. MEHANIZAM SLOBODNOG HODA

Mehanizam slobodnog hoda kod impulsnih varijatora vrši transformaciju oscilatornog kretanja kulise u obrtno kretanje gonjenog vratila. Čine ga tri osnovna dela:

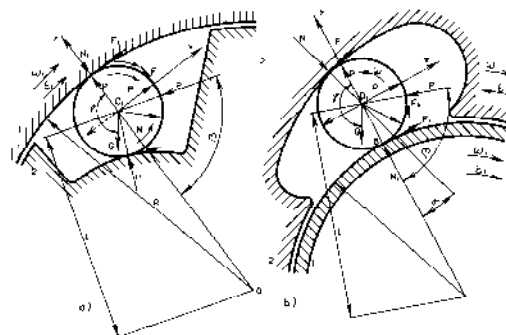
- spoljašnji prsten,
- unutrašnje vratilo (zvezda), i
- valjčići.

Mehanizam slobodnog hoda (sl.2.1) se uključuje kada nastupi zaklinjeno stanje koje nastaje pri obrtanju zvezde (2) u odnosu na spoljašnji prsten (1) u smeru kazaljke na satu odnosno pri obrtanju spoljašnjeg prstena (1) oko zvezde (2) suprotno od kretanja kazaljke na satu. Pri tome se valjčići uklone između zvezde i spoljašnjeg prstena. Sjedinijujući u jednu celinu osnovne elemente MSH. Pri relativnom kretanju spoljašnjeg prstena u suprotnom smeru, dolazi do rasklinjavanja, odnosno isključenja mehanizma.

Pogonski i gonjeni deo MSH impulsnih varijatora se kreću ciklično. Puni ciklus kretanja valjčića MSH se sastoji od sledećih faza: slobodni hod, zaklinjavanje i rasklinjavanje. Pod periodom slobodnog hoda se podrazumeva vreme kretanja mehanizma kada rotoidi nisu zaklinjeni i kreću se relativno jedan u odnosu na drugi. Pri tome su valjčići pod dejstvom opruge prislonjeni uz njihove radne površine, ali su nezaklinjeni među njima.

Slobodni hod mehanizma traje od kraja rasklinjavanja do početka zaklinjavanja u novom ciklusu. Ako je sa ω_1 označena ugaona brzina spoljašnjeg prstena, a sa ω_2 ugaona brzina zvezde, onda je tokom celog perioda slobodnog hoda zadovoljen uslov: $\omega_1 > \omega_2$. Smer ugaone brzine ω_1 se pri tome usvaja za pozitivan.

Dejstvo dinamičkih opterećenja na elemente MSH izaziva oscilatorne procese u periodu slobodnog hoda i može dovesti do narušavanja kontakta valjčića sa radnim površinama spoljašnjeg i unutrašnjeg elementa.



Slika 2.1 Zaklinjeno stanje MSH

Oscilovanje valjčića povećava gubitke u periodu slobodnog hoda i na taj način ugrožava pravilno odvijanje procesa zaklinjavanja. Odsustvo kontakta u trenutku kada bi trebalo da počne zaklinjavanje je nedopustivo jer može doći do kašnjenja početka procesa zaklinjavanja ili, do njegovog

potpunog izostajanja. Pri tome može doći do pojave većih dinamičkih opterećenja zbog nepravovremenog zaklinjavanja, odnosno većeg habanja elemenata.

Svi mehanizmi slobodnog hoda (MSH) se mogu podeliti na [2]:

- frikcione,
- zupčaste, i
- hidraulične.

Frikcioni MSH se prema tipu kontakta zaklinjenih elemenata dele na one kod kojih je dodir:

- po liniji ili u tački (valjčasti i ekscentrični MSH), i
- po površini (klinasti, diferencijalni i opružni MSH).

Zupčasti MSH se najčešće dele prema načinu sprezanja i to na

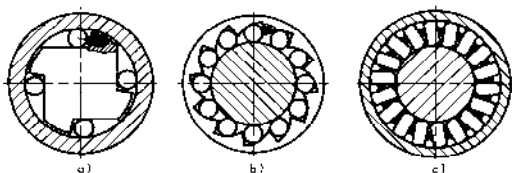
- MSH sa opružnim sprezanjem, i
- MSH sa frikcionim sprezanjem.

Najčešće primenjivani i najbolje proučeni su valjčasti i ekscentrični (sa ekscentričnim valjčićima) MSH. Za njih je karakteristično da je normalna sila na liniji kontakta između zaklinjenih tela $15 \div 20$ puta veća od obimne sile koja se prenosi. Uobičajeno je da imaju $3 \div 5$ valjčića, pri čemu se zna da se opterećenje ne prenosi ravnomerno između ovih valjčića. Frekvencija uključenja ovih MSH dostiže i nekoliko desetina u sekundi. Da bi MSH funkcionisao mora jedan od njegovih delova biti profilisan, pa se na osnovu toga razlikuju:

- MSH sa unutrašnjom zvezdom (slika 2.2, a)
- MSH sa spoljašnjom zvezdom (slika 2.2, b)
- MSH sa profilisanim valjčićima (slika 2.2, c).

Ispitivanja su pokazala da frikcioni MSH, kod impulsnih varijatora, imaju dovoljnu nosivost i trajnost samo u slučaju kontakta zaklinjenih tela po površini. Ovde se mogu izdvojiti diferencijalni MSH i klinasti MSH sa dodatnim prstenom. Zaklinjavanje tela može biti ostvareno na dva načina:

- pritiskanjem tela sa dve površine koje se približavaju, ili
- ubacivanjem tela u klinasti prostor koji, u tangencijalnom pravcu, obrazuju dve površine



Slika 2.2 Oblici profila MSH

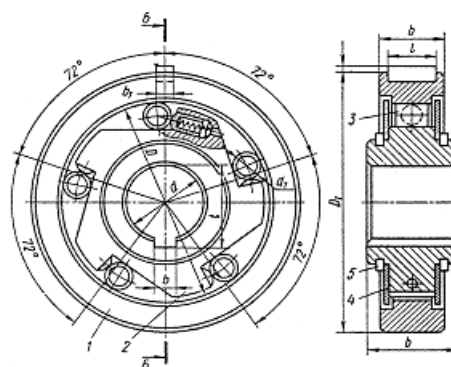
U drugom slučaju, pomeranje površina koje se zaklinjuju se izvodi trenjem kotrljanja i praćeno je gubicima energije pri zaklinjavanju i rasklinjavanju. Pored toga, taj proces se odvija pri promenljivim silama trenja, pa je stoga bolje konstruisati mehanizme kod kojih se zaklinjavanje ostvaruje na prvi način.

3. KONSTRUKCIONI OBLICI

3.1 FRIKCIONI MSH

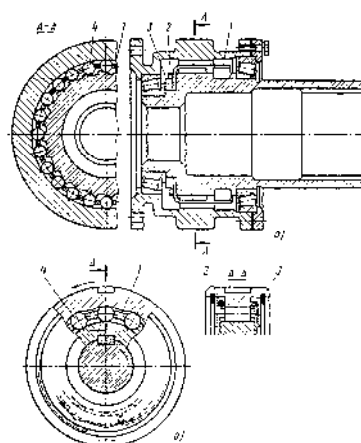
Među veoma različitim oblicima MSH koji se javljaju kod impulsnih varijatora, najrasprostranjeniji su valjčasti mehanizmi sa cilindričnim valjčićima koji su simetrično raspoređeni po kontaktnoj površini.

Na slici 3.1 prikazan je frikcioni MSH koji se sastoji od: spoljašnjeg omotača (1), unutrašnjeg vratila sa profilom (2) (zvezda) i valjčića (3). Za obezbeđivanje stalnog kontakta valjčića sa radnom površinom omotača i, samim tim, stalne spremnosti mehanizma za uklinjenje, služi pritiski mehanizam koji se sastoji od opruge (6) i pritiskivača u obliku klipe (7). Pomeranje valjčića u aksijalnom pravcu je onemogućeno sa dva prstena (4) koji su učvršćeni na profilisanom vratilu (zvezdi) pomoću osigurača (5).



Slika 3.1 Frikcioni MSH

Za prenos većih obrtnih momenata se koriste mehanizmi sa većim brojem valjčića sa unutrašnjom ili spoljašnjom (zvezdom, kod kojih su valjčići (4) razmešteni na jednakom međudostojanju pomoću separatora i pritisnuti uz radne površine zvezde i omotača spiralnom oprugom. Jedan kraj opruge je vezan za separator a drugi za zvezdu.



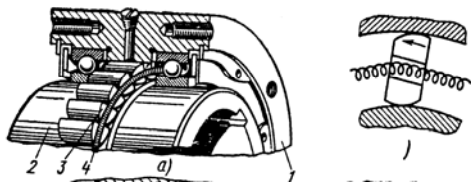
Slika 3.2 MSH sa separatorom

Separator, kao i pojedinačni pritiski mehanizmi, obezbeđuje neprekidni kontakt valjčića sa zvezdom i omotačem, kao i istovremeno uklinjevanje valjčića i ravnomerniju raspodelu opterećenja među njima. Prsten (3) sprečava aksijalno pomeranje separatora, ali dozvoljava njegovo slobodno okretanje oko ose zvezde.

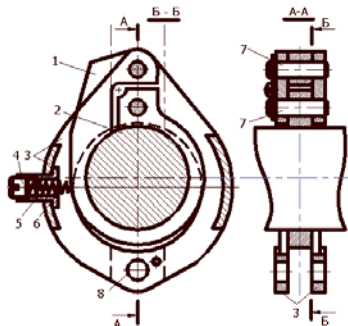
Na slici 3.3 data je konstrukcije MSH sa ekscentričnim valjčićima. Kod njih su radne površine i zvezde i omotača cilindrične. U prostoru između vratila i omotača su razmešteni ekscentrični valjčići (3) koji su među sobom povezani spiralnom oprugom (4), koja je provučena kroz otvore na valjčićima. Otvori na valjčićima nisu tangentialni već pod nekim uglom tako da elastična sila opruge zaokreće valjčiće (težeći da zauzme najkraću dužinu, tj. da otvori postanu tangencijalni) pritiskujući ih uz radne površine omotača, što za posledicu ima stalnu spremnost mehanizma za uklinjenje.

Ako se spoljni omotač okreće u odnosu na unutrašnji u smeru kazaljke na satu, tada se, pod dejstvom sile trenja, i valjčići zaokreću u istom smeru i zbog toga radne površine oba omotača proklizavaju preko valjčića pa nema prenosa kretanja i snage (rasklinjeno stanje). U obratnom slučaju valjčići se sa omotačima kotrljaju po radnim površinama u smeru suprotnom od kazaljke na satu dok se ne uklone i ne naprave čvrst spoj. To je zaklinjeno stanje i tada ima prenosa kretanja i snage.

Na slici 3.4 prikazana je konstrukcija jednog diferencijalnog MSH [3].



Slika 3.3 MSH sa ekscentričnim valjčićima

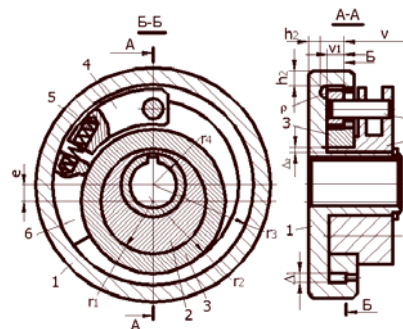


Slika 3.4 Diferencijalni MSH

Odlična karakteristika ovog MSH je oblik elastičnog steznog prstena (1) i poluge (3). MSH se sastoji od gonjenog vratila (2) koje je obuhvaćeno steznim prstenom (1), osovinica (7) koje spajaju stezni prsten i polugu (3) i mehanizma za prethodno pritiskivanje steznog prstena uz vratilo (opruga 6, čaura 5 i vijak 4). Klipnjača, koja pokreće polugu (3), spojena je sa njom preko otvora (8). MSH se zaklinjuje kada se poluga okreće u smeru kazaljke na satu. Pri kretanju poluge u suprotnom smeru, stezni prsten kliza po vratilu jer je pritisnut uz njega silom pruge. Nedostatak diferencijalnih MSH je to što je stezni prsten opterećen u toku rada na istezanje. Ovo može biti izbegnuto korišćenjem MSH kod kojeg se stezni prsten nalazi u otvoru gonjenog vratila i opterećen je na pritisak.

Na slici 3.5 prikazan klinasti MSH sa dopunskim prstenom. Na glavčinu gonjenog omotača (1), postavljen je ekscentar (2), na koji je slobodno navučen dopunski prsten (3), koji je

u kinematskoj vezi sa gonjenim omotačem. Između prstena i omotača postavljen je klin (6), koji se odupire oprugom (5) i klinom (4). Klin (4) stoji na isturenom delu osovinice (7). Pri kretanju ekscentra u smeru kretanja kazaljke na satu, delovi se pritiskaju i obrću kao jedna celina; pri kretanju u suprotnom smeru, klin se oslobađa pa se omotač (1) i ekscentar (2) kreću nezavisno, a klin ostaje, sve vreme, pritisnut oprugom uz površine prstena i omotača. Konstrukcija ovog tipa omogućava da se na jedno gonjeno vratilo postavi više MSH; i to se primenjuje pri izradi nesaosnih impulsnih varijatora i u slučajevima kada MSH nije na kraju vratila.

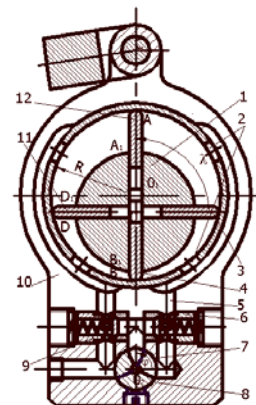


Slika 3.5 Klinasti MSH

3.2 HIDRAULIČNI MSH

Ovi MSH koriste princip slobodnog preticanja (prelivanja) tečnosti pri kretanju nekog elementa u jednu stranu, odnosno sprečavanja protoka pri kretanju u suprotnu stranu. Pritisak koji se javlja stvara obrtni moment na gonjene elemente MSH. Na slici 3.6 prikazana je jedna konstrukcija hidrauličnog MSH [3].

Gonjeno vratilo (1) ima radijalne kanale, u kojima su postavljene ploče (3), (4), (11) i (12) koje su pritisnute uz otvor kućišta (10). Kućište (10) može da se kreće oko osovine (8), koja se koristi za napajanje MSH tečnošću i predstavlja dvotaktnu slavinu za promenu smera obrtanja MSH. Za prekid protoka služe ventili (6) i (9). Pri kretanju kućišta u smeru kazaljke na satu, tečnost u levom delu MSH ostaje zatvorena (ventil 9 je zatvoren) i pritisak koji se u njoj stvara zaokreće gonjeno vratilo (1) u smeru kazaljke na satu. Pri kretanju kućišta na drugu stranu, tečnost se iz desne polovine MSH, kroz kanale (2), (5) i (7) slobodno prelijeva u levi deo – MSH je rasklinjen.



Slika 3.6 Hidraulični MSH

4. UTICAJ OBLIKA NA RADNE KARAKTERISTIKE

Što se tiče oblika elemenata mehanizma slobodnog hoda, prevashodno profilisanog omotača (zvezde), matematički model daje prostora za pretpostavku da će različit profil pružiti i različite radne karakteristike. Teorijska razmatranja i eksperimentalna istraživanja, to delimično i potvrđuju.

Istraživanja uticaja oblika profila zvezde na dve najvažnije karakteristike impulsnih prenosnika: neravnomernost obrtanja gonjenog vratila i stepen korisnog dejstva impulsnog varijatora su najčešće vršena sa zvezdom u obliku Arhimedove spirale (ujedno i kružni luk), logaritamske spirale i pravolinijskim profilom.

Ustanovljeno je da vrsta profila ne utiče na neravnomernost obrtanja gonjenog vratila. Kod sva tri profila se uočava (pri manjim ω_2 izraženije) periodičnost ugaone brzine gonjenog vratila ω_2 pri čemu je parametar koji služi za ocenu te neravnomernosti – koeficijent δ približno jednak za sve profile i kreće se u granicama od približno 2.5 pa do 11% (sa povećanjem ekscentriciteta tj. srednje ugaone brzine ω_{2sr} raste).

Takođe je ustanovljeno da se, pri svim ostalim istim uslovima, kod različitih profila dobijaju različite ω_{2sr} , odnosno različiti koeficijenti korisnog dejstva. Ipak treba naglasiti da se zvezda sa profilom u obliku Arhimedove spirale pokazala kao najbolja.

Osim što ima najveći stepen korisnog dejstva, ovaj profil se odlikuje još jednom, verovatno važnijom, karakteristikom: pri habanju zvezde ona se može remontovati upotrebom valjčica manjeg ili većeg prečnika, čime se linija kontakta valjčica i zvezde pomera ulevo ili udesno u zonu nove, nepohabane radne površine zvezde. Međutim, pri tome se menja ugao zaklinjavanja, ali je njegova promena (bilo povećanje, bilo smanjenje) sa promenom prečnika valjčica, najmanja kod profila u obliku Arhimedove spirale. Poznato je (i u literaturi i u praksi) da je ugao zaklinjavanja jedan od osnovnih parametara u projektovanju MSH-a.

Ovaj način remonta nije pogodan za mehanizme sa ravnim profilom (radne površine zvezde su ravne) jer se značajno menja ugao zaklinjavanja.

Zbog svega napred rečenog zaključuje se, sa gledišta radnih karakteristika, dugovečnosti i mogućnosti remonta, da je najbolje usvojiti profil u obliku Arhimedove, odnosno odgovarajućeg kružnog luka, ekscentrično pomerenog u odnosu na osu zvezde.

5. ZAKLJUČAK

Iako je poznat veliki broj MSH sa različitom geometrijom osnovnih elemenata, nisu svi našli primenu kod impulsnih varijatora. Ovo se objašnjava time što pri izboru geometrije glavnih elemenata MSH u praksi, treba voditi računa o kinematici, dinamici, tehnološkim i eksploataciji konstrukcije.

MSH sa cilindričnim valjčicama izlaze iz upotrebe usled zamornog loma i habanja radnih površina zvezde, a MSH sa ekscentričnim valjčicama gube radnu sposobnost zbog razaranja površina valjčica.

Pri zaklinjavanju i rasklinjavanju valjčici se kotrljaju sa klizanjem po površini omotača, što daje osnova da se naponsko stanje na površinama kontakta valjčica i omotača uporedi sa naponskim stanjem na površinama zuba zupčanika. Zbog toga se pri proračunu MSH koriste podaci o dopuštenim naponima za zupčanike.

LITERATURA

/1/ Мальцев В.Ф.: Механические импульсные передачи; "Машиностроение", Москва; 1978.

/2/ Мальцев В.Ф.: Роликовые механизмы свободного хода; М. "Машиностроение"; 1968.

/3/ Кропп А.Е.: Приводы машин с импульсными вариаторами; "Машиностроение", Москва; 1988.

/4/ Пилипенко М.Н.: Механизмы свободного хода; "Машиностроение", Москва; 1966.

FREE MOTION MECHANISM OF IMPULSIVE VARIATORS, FORM AND CHARACTERISTICS

Summary

Impulsive variators are different from the other types of variators. Therefore they don't transmit power and motion constantly. They transmit it in the form of periodical impulses.

Free motion mechanism is one of the vital part in power transmitting of impulsive lever variators, which oscillating motion of external couliuse convert in rotation movement of driving spindle. In this paper is given working principle of free motion impulsive variators, design forms and characteristics.

Keywords: impulsive variator, free motion mechanism, design form.

*Desimir Jovanović, dipl. inž.
Zastava oružje DP
34000 Kragujevac
Trg topolivaca 4*

АУТОМАТИЗАЦИЈА ПОСТУПКА ФОРМИРАЊА ТРАСЕ КАО ПОДЛОГА ЗА ПРОЈЕКТОВАЊЕ ЖИЧАРА

Проф. др Јован Владић, ФТН - Нови Сад
Драган Живанић, дипл. инж., ФТН - Нови Сад
Велибор Васић, дипл. инж., ФТН - Нови Сад

Резиме

Проблем у почетној фази пројектовања жичара је формирање и избор трасе. На бази топографских карти терена пројектант израђује уздужне профиле и врши селекцију оптималних траса на основу утицајних параметара. Коришћењем програма Autodesk Land Project прво се креира дигитални модел терена дигитализацијом, односно векторизацијом топографске карте а затим се формирају уздужни профили терена.

Кључне речи: жичара, траса, дигитализација

1. УВОД

Савремене жичаре представљају високоефективан вид транспорта на кратким и средњим растојањима (2÷50 км), за превоз људи и материјала са посебно израженим предностима при експлоатацији у брдовитим и неприступачним пределима. У ширем смислу, оне представљају конвејер код кога је носећи и вучни елемент уже.

Могу да раде на најтежим теренима са великом висинском разликом нивоа крајњих станица. Омогућавају премошћавање неприступачних терена распона и преко 500 метара, уз савлађивање успона и преко 45°, што зависи од рељефа терена кроз који пролази жичара. У планинским условима жичаре по многим показатељима имају предности у односу на остале видове транспорта, а некада су и једино могуће решење. Жичарама се остварује веома економичан транспорт чак и на потпуно равним теренима, где су повољније решење од камионског транспорта са изградњом новог пута, односно од коришћења тракастих транспортера. Код транспорта жичарама веома је мала потрошња енергије по тони превезеног

материјала и веома велик степен искоришћења целог система који се креће и до 95%.

Рад жичаре је знатно мање зависан од временских прилика и годишњег доба у односу на друге видове транспорта.

У савременим технологијама прераде материјала користе се сировине чије се количине крећу до неколико милиона тона годишње. Расположиви системи транспорта, за овако велике количине сировина дају различите економске показатеље посебно када се има у виду да је транспорт ових материјала везан за неурбанизоване средине. Гледано са тог становишта чињеница је да би велики део овог транспорта требао да припадне жичарама као систему који најкраћим путем - праволинијски савлађује растојање од утоварног до истоварног места при чему најчешће погонски механизам ради у генераторском режиму (жичара спушталица) где се уместо потрошача систем јавља као енергетски извор. И поред ових чињеница, зачуђујуће је то да, укључујући и проблеме енергетске кризе, жичаре још увек не налазе онакву примену, посебно код нас, какву би према економским показатељима требало очекивати.

На основу економске анализе извршене у раду /2/ може се констатовати да је транспорт жичаром 3÷5 пута јефтинији него транспорт камионима. Наравно, при томе не треба занемарити предност камионског транспорта која се огледа у флексибилности његове примене која се умањује и на крају губи уколико је потреба за превозом материјала несмањена у току амортизационог века ових уређаја што је у пракси најчешћи случај.

Заштита околине је такође битан фактор који се не сме занемарити у анализи процеса транспорта. Посебно проблем загађења околине при транспорту прашкастих материјала. У ту сврху код жичара се користе посебни затворени вагонети и савремени, побољшани поступци пуњења са отпрашивањем чиме се знатно смањује распршивање материјала. Ниво буке је код модерних жичара на ниском нивоу. У поређењу са сталном буком моторних возила и тракастих транспортера, жичара се одликује изузетно тихим радом. Висина стубова и положај ужета могу бити тако одабрани да прате терен па се жичара може уклопити у предео тако да буде једва приметна. Простор испод жичаре је слободан за коришћење у друге сврхе.

2. ФОРМИРАЊЕ И ИЗБОР ТРАСЕ

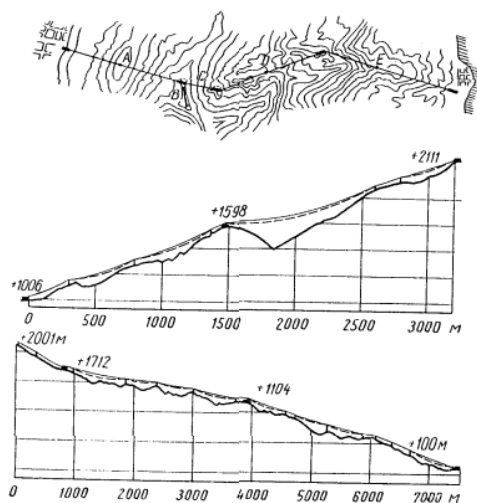
При пројектовању жичара се као први проблем јавља формирање и избор трасе. Траса је у грубим цртама практично задана, јер уколико је то могуће треба да представља праву линију између почетне и крајње станице, наравно уз претпоставку да то неће изазвати неповољне вредности параметра ланчанице и других параметара жичаре. Ако то није могуће, употребиће се изломљена линија трасе уз употребу угаоних станица. Дужина на којој је могуће одржати непрекидан погон жичаре зависи од захтеваног капацитета и облика земљишта. Данас постоје дужине пруга жичара и до 10 км при чему се низањем појединих одсека жичара и прелажењем возила у крајњим станицама са једног одсека на други, могу постићи неограничене дужине.

Ако пројектант може бирати трасу према терену, он ће сигурно изабрати терен који има приближно константан нагиб између станица и који нема великих успона и падова. Треба избегавати, уколико је то могуће, оштре прелазе преко брежуљака и брда јер такви прелазни поскупљују градњу жичаре због нагомилавања стубова или због употребе посебно конструисаних прелазних па чак и тунела што доводи и до трошења веће количине енергије за погон.

Израдом уздужних профила трасе, на бази топографских карата терена, могуће је извршити прву селекцију траса ка одређивању најповољније уз разматрање следећих утицајних фактора:

- конфигурација терена обзиром на учесталост изохипси и нагиба појединих деоница трасе жичаре,
- дужине појединих траса преко насељених места,
- броја прелазних преко далековаода, река, путева I, II и III реда, магистрала, железница и других објеката,
- културе земљишта на појединим трасама,
- геомеханичког састава земљишта при чему обратити пажњу на појаву клизања земљишта, вододерина, одрона и подземних вода,
- удаљеност појединих траса од места напајања електричном енергијом,
- удаљеност приступних путева до појединих траса,
- могућност приступа траси у зимском периоду,
- власништво земљишта на појединим трасама.

На слици 1 је приказан пример уздужног профила трасе на основу топографске карте.



Сл.1. Уздужни профил трасе жичаре

Елиминацијом већег броја могућих траса жичаре преко набројаних утицајних фактора врши се сужавање избора на две или три погодне варијанте а затим се врши премеравање терена.

Премеравање терена врши се обично помоћу тахиметријског снимања. Пожељно је да се висине одреде што тачније и да се резултати контролишу тригонометријски. Репере за обележавање трасе, који морају бити нумерисани, треба стављати на сва она места која су важна за добијање слике уздужног пресека терена и на она места где се предвиђа да би могли бити стубови. На равном и терену са константним нагибом те означене тачке биће удаљене једна од друге око 40÷80 метара. На брежуљцима,

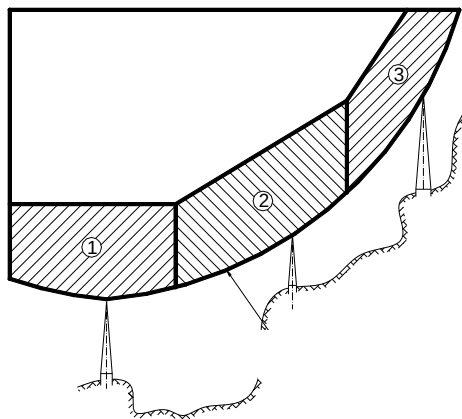
посебно око њихових врхова, терен треба премерити што тачније пошто на њима стубове треба постављати у што краћим размацима 5÷10 метара. Према [1], не препоручује се да растојање између стубова буде мање од 8÷10 метара.

Такође терен треба снимити што тачније у близини различитих комуникација које ће сећи траса жичаре, а такође и у близини других важних објеката на траси.

Средњи нагиб трасе код теретних једноужних жичара не би смео бити већи од 60% (31°), а нагиб појединих распона од 80% (38,6°). Код туристичких жичара се не препоручује средњи нагиб већи од 50% (26,5°). Код ски лифтова се не препоручује средњи нагиб трасе већи од 40% (22°), а уколико је уже ниско постављено па се скијаши држе директно за њега, не препоручује се средњи угао нагиба већи од 25% (14°). Укупни отклон у хоризонталној равни не би смео бити већи од 4-5% (2,5°). [1/]

За одабране варијанте, а на основу података добијених премеравањем терена, конструишу се уздужни профили трасе у размери за висину 1:500 а за дужину 1:2000. Оваква карикатурна размера за висину и дужину (1:4) се користи да би се боље истакле особине подужног пресека терена. Подужни профил жичаре са истим размерама за висину и дужину није довољно изразит па се не препоручује његово коришћење. На такав профил уцртавамо висински положај ужета у станицама и вршимо постављање и распоређивање стубова.

За распоређивање стубова на траси користимо шаблоне ланчанице који могу ради лакше манипулације са њима да буду направљени и из више сегмената, слика 2.



Сл.2. Шаблон ланчанице сачињен из више сегмената

Распоред и висина стубова се одређује коришћењем истовремено графичке и аналитичке методе, односно морају се стално контролисати величине преломних углова ужета на стубовима. Генерално гледано, при распоређивању стубова у попречном пресеку терена треба разликовати три врсте подужног пресека терена који својим специфичностима намећу одређене поступке за правилно вођење линије жичаре а то су:

- раван и равномерно нагнут терен,
- конвексни терен (испупчен на горе) и
- конкавни терен (удубљен на доле).

Раван или равномерно нагнут терен захтева вођење линије жичаре са стубовима висине 10÷12 метара. Међусобни размак стубова одређује се на основу економских начела односно повећањем распона

стубова се смањује потребан број стубова али су исти више оптерећени и морају бити већих висина због већег угиба оптерећеног ужета. Уобичајено је да се стубови на оваквом терену распоређују са распонима у просеку од $100 \div 120$ изузетно 150 метара. Висине стубова, због линије која се води уз терен, су такве да обезбеђују сигуран прелаз преко препрека, односно неометано обављање делатности испод жичаре (угиб ужета $\sim 2,5 \div 3$ метра, висина возила $\sim 2,5$ метра, заштитни појас $\sim 2,5 \div 3$ метра). Ако се линија жичаре води преко испарцелисаног земљишта, стубове увек треба стављати на границе парцела што смањује трошкове експропријације.

Конвексни терен захтева уграђивање стубова на мањим међусобним растојањима. Мањи размак стубова доводи до тога да се линија посматра као равничарска. Висина стубова у низу, којима се савлађују велики теренски превоји треба да буде што мања у границама $4,5 \div 5$ метара с тим да висина ивичних стубова не би требало да буде већа од 15 метара. Растојање између стубова на оваквим теренима према домаћој пракси треба да буде у интервалу $10 \div 15$ максимално до 20 метара. /4/

Код јаких теренских превоја са великим превојним углом и са стрмим прилазним падинама потребан је велики број стубова на малом растојању са изузетно високим ивичним стубовима, слика 3.



Сл.3. Распоред стубова на јаком конвексном превоју са превојном конструкцијом

Конкавни издубљени подужни профил терена изазива појаву малих превојних углова ужета на стубовима што изазива и мале силе притиска ужета на исте. У одређеним ситуацијама распореда променљивог оптерећења (посебно изражено код путничких жичара са колебањем броја путника у кабинама) може доћи до издизања ужета са котурних батерија. Оваква појава наравно није дозвољена и може се избећи повећањем висине стубова у толикој мери да транспортна ужад увек сигурно леже на стубовима.

Положај стубова се тако одређује да доња ивица оптерећених возила буде око 5 метара изнад земље код мањих распона између стубова, односно $20 \div 30$ метара код великих распона $500 \div 1000$ метара. Растојање возила од терена може се нешто и смањити у непосредној близини стубова.

Такође се при избору трасе, распореда и висине стубова морају поштовати прописи у погледу остварења потребног слободног простора, обезбеђења сигурног налагања ужета на котурне батерије и равномерног оптерећења погонског механизма.

Ти прописи су дефинисани у /5/ и за туристичке жичаре, најмање вертикално растојање ужади, односно доње ивице возила од терена или снежне површине, у пољима жичаре, треба да износи:

- на неприступачним или забрањеним местима 2 м,
- на приступачним местима 3 м,
- изнад фиксних препрека (зграда) 1,5 м,
- изнад путева 6 м.

Растојање по вертикали од најниже тачке возила жичаре, према /1/ не сме бити мање од:

- 3 метра до земље на местима где је могуће присуство људи, узимајући у обзир висину снежног покривача на том месту,
- 2 метра до земље на местима која су неприступачна за човека, узимајући у обзир висину снежног покривача и висину дрвећа на тим местима, с тим да при уласку у станице и у самим станицама оно може бити мање,
- 1 метар од највише тачке зграда изнад којих пролази жичара.

Такође је, према истом аутору, код путничких жичара због удобности возње ограничено максимално вертикално растојање возила до земље и оно не сме бити веће од:

- 8 метара (односно 15 на кратким деоницама) код жичара са отвореним кабинама и седиштима,
- 25 метара (односно 40 на кратким деоницама) код жичара са полуотвореним и затвореним кабинама.

Пошто уже треба приближно да прати рељеф терена (због уједначених висина стубова) јављају се конкавне и конвексне кривине односно места где се уже на котурну батерију ослања са доње (позитивна котурна батерија) и са горње стране (негативна котурна батерија), слика 4.



Сл.4. Стуб са позитивном и негативном котурном батеријом

Пре одређивање дефинитивних локација станица и стубова односно њихових висина и пре извођења радова потребно је извршити контролна геодетска мерења са уносом тачака где се предвиђају ослонци, односно стубови, а иста се понављају након

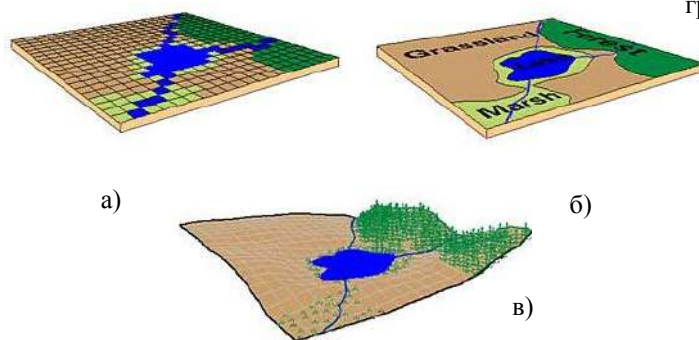
постављања фундамената односно монтаже стубова. Резултати снимања сваке етапе се проучавају и по потреби се врше неопходне корекције.

3. ДИГИТАЛНИ МОДЕЛ ТЕРЕНА

Да би се аутоматизовао први корак у пројектовању жичара, а то је формирање и избор трасе, потребно је пре свега тачно премерити постојећи терен где се жели саградити жичара. Данас постоје софтверски пакети (као што је *Autodesk Land Project*) који формирају дигитални модел терена од неограниченог броја тачака и структурних линија које описују рељеф терена. Ти програми такође омогућавају цртање подужних и попречних профила терена, односно уздужних профила трасе пресеком дигиталног модела терена.

Формирање дигиталног модела терена може се на најбржи начин постићи дигитализацијом односно векторизацијом топографских карата. Дигитализација је процес креирања САД вектора (препознатљивих рачунару) тако што копирамо односно прецртавамо папирни документ или растерске линије.

Векторски модел представља наше окружење у форми тачака, линија и полигона (површина). Ови геометријски елементи чувају се као парови x, y координата. Положај објекта као што је дрво или бандера може се представити тачком са x, y координатом. Пuteви или реке могу се представити линијама односно низом тачака. Површински објекти, као што су језера, парцеле или зграде такође се представљају повезаним тачкама при чему се почетна и завршна тачка поклапају.



Сл.5. Растерска (а), векторска (б) и слика реалног света (в)

За разлику од векторских објеката, који су описани групом математичких једначина, растерски објекти су састављени од тачака на екрану (*pixels*). Растерска слика личи на матрицу где свака ћелија има одређене атрибуте и вредности. Растерски објекти се добијају када се на скенеру скенира неки папирни документ или слика. *Autodesk Land Project* не може да препозна растерску линију као посебан објекат. То значи да у поменутом програму не можемо директно да користимо скенирану топографску карту за добијање дигиталног модела терена јер изохипсе не представљају засебне векторске објекте. Постоје два начина за решавање овог проблема, слика 6.

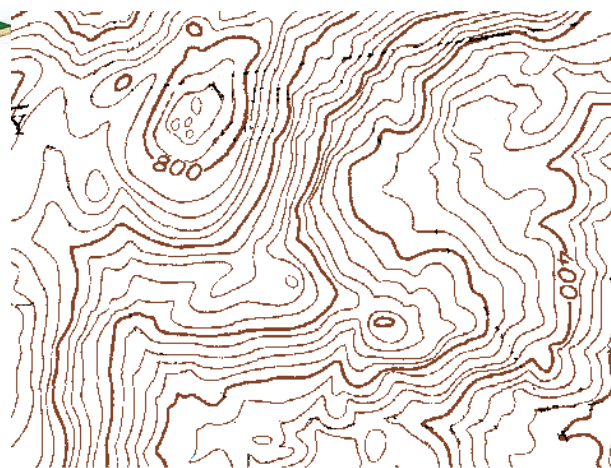


Сл.6. Методе дигитализације

Први начин примењујемо ако имамо скенирану топографску карту терена чији дигитални модел желимо да формирамо. Такву растерску слику унећемо у цртеж (са одговарајућом размером) а затим користимо команду *Digitize Contours* да би се прекопирао рељеф терена и то тако што слику користимо као подлогу преко које цртамо геометријске објекте (линије и лукове) који представљају изохипсе. То је нека врста мануелне векторизације. Касније је потребно наравно свакој линији придружити одговарајућу надморску висину.

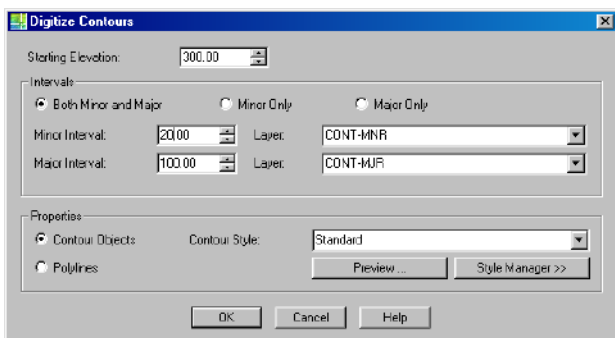
Други начин можемо да применимо уколико имамо дигитајзер. Тада једноставно по топографској карти повлачимо дигитајзер тако да прати одређену изохипсу. То кретање дигитајзера доводи до креирања линија на екрану којима касније придружимо одређене атрибуте тако да представљају карту терена у препознатљивом облику за рачунар.

Детаљније ће бити објашњен први начин, јер је он био коришћен у овом раду. Топографску карту терена потребно је скенирати и сачувати у неком од познатих графичких формата (*bmp, jpg, gif, igs, psx, ...*), слика 7.



Сл.7. Топографска карта терена

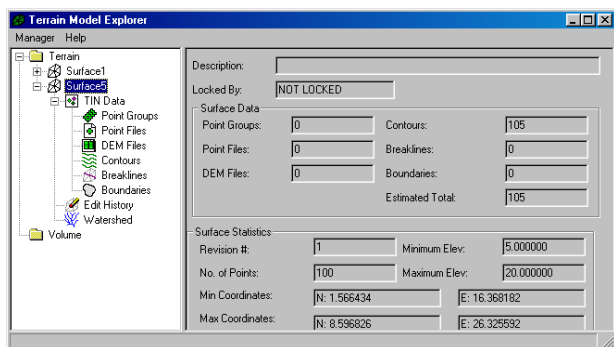
Такву слику унећемо у *Autodesk Land Project* користећи команду *Map > Image > Insert* где задајемо размеру и тачку уметања. Сliku можемо унети у размери 1:1 када је једна јединица дужине на цртежу једнака једном метру скениране топографске карте, или у размери 1:1000 када она представља један милиметар карте. Након тога покрећемо команду *Terrain > Contours Utilities > Digitize Contours* када се појављује прозор као на слици 8.



Сл. 8. Прозор команде *Digitize Contours*

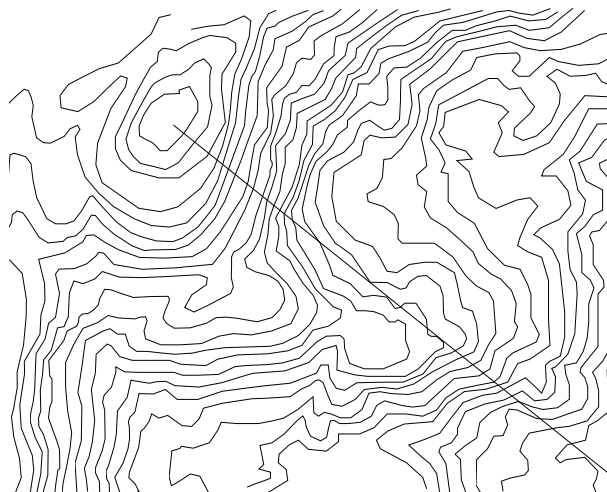
У њему се задаје стартна (најмања) надморска висина, интервали повећања висине између суседних изохипси и стил приказа контурних објеката (заобљеност изохипси). Такође се задају слојеви на цртежу у којима ћемо памтити нацртане линије, а постоји могућност да исте запамтимо у два слоја тако да главне изохипсе (које представљају повећање висине за нпр. 100м) ставимо у један где задамо једну дебљину линија, а помоћне изохипсе (које представљају повећање висине за нпр. 20м) ставимо у други и задамо другу (мању) дебљину линија како би се на цртежу разликовале. Након избора датих параметара, прелазимо на цртање линија преко уметнуте слике чиме се добија копија топографске карте коју чине линије постављане у једној равни са задатом трећом димензијом (надморска висина).

Сада је потребно формирати површину од нацртаних линија а то се ради употребом команде *Terrain > Terrain Model Explorer*, приказаном на слици 9. Десним кликом на *Terrain* и одабиром команде *Create New Surface* на списку површина појављује се нова. У оквиру те нове површине треба са списка елемената који ће је дефинисати одабрати *Contours* (контурне линије - изохипсе). Селектовањем претходно нацртаних линија дефинишемо површину односно тиме формирамо дигитални модел терена.



Сл. 9. Прозор команде *Terrain Model Explorer*

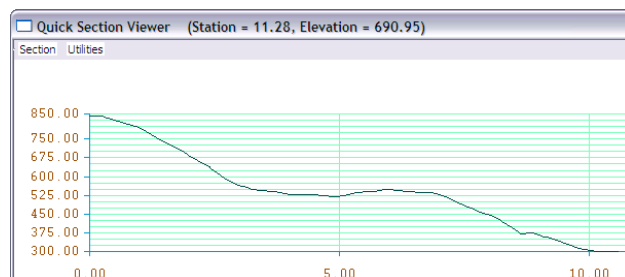
На формираном моделу терена потребно је дефинисати линију жичаре односно положаје крајњих станица. Пошто је најчешћи случај да је траса жичаре права линија између крајњих станица, нацртаћемо линију на моделу терена која ће представљати замишљену трасу жичаре, слика 10.



Сл. 10. Дигитализована карта терена и линија која представља трасу жичаре

Да би се формирао подужни профил терена треба дефинисати површину чији ће се профил формирати, линију која дефинише подужни профил а затим задати вертикалну размеру, основну надморску висину (*datum elevation*) и ознаку пресека. Резултат тога је подужни пресек терена.

Пресек можемо да погледамо и са детаљнијим приказом и у тзв. динамичком приказу где се померањем линије на карти терена истовремено мења и подужни профил, слика 11.



Сл. 11. Динамички приказ подужног профила терена

На овај начин брзо и једноставно за одређене линије трасе добијамо попречне пресеке терена који представљају подлогу за размештање елемената жичаре (станице и стубови). Тиме се елиминацијом већег броја могућих траса, узимајући у обзир наведене утицајне факторе, долази до оптималне трасе жичаре.

Данас постоји више инструмената који снимањем терена бележе одређене тачке на земљи са припадајућим атрибутима, а затим коришћењем одговарајућег програма формирају дигитални модел терена. Тиме није потребно коришћење топографске карте терена.

Америчка фирма *Tramway Engineering*, са богатим искуством у пројектовању жичара, користи уређај *Nikon 520 Total Station*, приказан на слици 12а, који приликом снимања терена чува његове топографске информације као скуп тродимензионалних тачака. Тако добијени подаци се могу директно преbacити у рачунар и њиховим процесирањем у одређеним програмима добија се тродимензионална слика терена.

На слици 12б је приказан уређај *Trimble 5503 DR* који представља оптичку тоталну станицу са сервомотором

и даљиномером без призме. Одликује се високом тачношћу мерења дужина и углова а помоћу њега се може решити низ геодетских задатака као што су скенирање површи и терена, прорачун запремина и површина, програмирано снимање детаља, индиректно мерење висина и др.



Сл.12. Уређај за премеравање терена Nikon 520 Total Station (а) и оптичка станица Trimble 5503 DR (б)

4. ЗАКЉУЧАК

У раду је описана процедура аутоматизације решавања проблема формирања и избора трасе коришћењем савремених рачунарских програма. Проблем у почетној фази пројектовања жичара је формирање и избор трасе. На бази топографских карти терена пројектант израђује уздужне профиле и врши селекцију оптималних траса на основу утицајних параметара као што су конфигурација терена (број и учесталост изохипси и нагиба), дужине појединих траса преко насељених места, броја прелаза преко далековода, река, путева итд. Формирање уздужних профила терена могуће је уз коришћење софтверског пакета *Autodesk Land Project* у коме се креира дигитални модел терена од неограниченог броја тачака и структурних линија које описују рељеф терена. Дигитални модел терена се формира дигитализацијом, односно векторизацијом топографских карти чиме се генеришу векторски објекти које рачунар препознаје као посебне ентитете.

ЛИТЕРАТУРА

- /1/ Подвесные канатные дороги, Машиностроение, Москва, 1984.,
- /2/ БАБИН Н., ВЛАДИЋ Ј.: Могућности и оправданост примене жичара, 8. стручни скуп о транспортним процесима, СМЕИТС, Београд, 1985.,
- /3/ Пројекат теретне једноужетне жичаре, књига 1, Прорачун линије жичаре, Институт за механизацију, ФТН, Нови Сад, 1983.,
- /4/ ДЕБЕЉКОВИЋ М.: Индустијске жичаре, Саобраћајни институт – ЦИП, Београд, 1999.,

/5/. Правилник о техничким нормативима за путничке жичаре, Београд, 1986.,

AUTOMATION PROCEDURE FORMATION ROUTE LIKE BASE FOR PROJECTING OF ROPEWAY

Проф. др Јован Владић, ФТН - Нови Сад
Драган Живанић, дипл. инж., ФТН - Нови Сад
Велибор Васић, дипл. инж., ФТН - Нови Сад

Summary

Problem in the beginning of projecting ropeway is formation and choice route. From topographic chart of terrain designer build longitudinally profile and perform selection optimally route according to influential parameters. Use of software Autodesk Land Project create digitize model of terrain and subsequently create longitudinally profile of terrain.

Key words: ropeway, route, digitize

Адреса за контакт:

Проф. др Јован Владић
Факултет техничких наука
21000 Нови Сад
Трг Доситеја Обрадовића 6

E-mail: vladic@uns.ns.ac.yu

RELIABILITY ASSURANCE OF THE CUTTING TOOLS

Lecture Marius Baban, PhD, University of Oradea
Professor Calin Baban, PhD, University of Oradea
Ass. Prof. Alexandru Pele, PhD, University of Oradea
Ass. Prof. Mihai Groza, PhD, University of Oradea

Summary

In this paper, the reliability assurance of cutting tools used in leather industry was performed. The global reliability analysis of the equipments was performed by the Kolmogorov-Smirnov goodness-of-fit test. After the reliability modeling, the inspection planning and renewal policies were achieved.

Key words: modeling, renewal policies

1. INTRODUCTION

The intense global competition, the development of highly sophisticated systems and the rapid progresses in technology enlarged the scope of the notion of quality, to include aspects concerning the reliability performance of the systems. The mathematical modeling of the cutting tools used in the leather industry reliability may be realized either from a global level, without regard to the equipments structure, or from a structural point of view, taking into account the components of the equipments and their inter-relationships. In both cases, the analysis is performed considering the time interval elapsed since the initial moment of equipments operation up to the moment of failure. In reliability theory, the concept of failure is defined as the event when at least one of the equipment performances exceeds its tolerance limits.

The failure mechanisms are based on physical and chemical processes, which are not governed by deterministic laws, so that the probability theory and mathematical statistics are used to modeling the reliability of the equipments [2,3].

2. RELIABILITY MODELING OF CUTTINGS TOOLS USED IN THE LEATHER INDUSTRY

In the global reliability modeling, the reliability measures are defined using the statistical model for the times to failure of the equipment. The statistical model for reliability is the cumulative distribution function (cdf). Denoted by $F(t)$, the cdf represents the probability that the equipment fails after a specified time of functions.

The essential step in global reliability description is the adoption of the distribution law, which will model the reliability. Combining physical analysis and experimental data, three distribution laws were proposed for the reliability modeling of cutting tools: alpha, power and Weibull. The adoption of one of these laws can be performed by a goodness-of-fit test based on the theory of hypothesis testing. According to this theory, the null hypothesis H_0 regarding the distribution law and the alternate hypothesis H_1 which excluded the distribution law selected by the H_0 hypothesis are formulated. A decision between the two hypotheses is taken according to a goodness-of-fit test and is affected by the first (α) and second (β) risks. One of the most used goodness-of-fit test is the Kolmogorov-Smirnov test, which uses the times to failure of the tools under the observation. For this test, the distribution law is accepted if and only if [2]:

$$\sup_{1 \leq i \leq n} |F(t) - \hat{F}(t)| < e_{1-\alpha}(n) \quad (1)$$

where $F(t)$ and $\hat{F}(t)$ are the true and estimated cdf and $e_{1-\alpha}(n)$ is the $1-\alpha$ percentile of the Kolmogorov-Smirnov distribution.

3. INSPECTION PLANNING AND RENEWAL POLICIES

In order to plan the inspection, the percentile of the time to failure $X_{\gamma,t}$ may be used. This is the solution of the equation [1]:

$$R(t+x)/R(t) = \gamma \quad (2)$$

where t is the number of cycles produced previously by the equipment, x is the supplementary cycles and γ is the probability that the supplementary cycles will be realized in good conditions.

The best reliability methods are those which prevent failures. One of these methods is the renewal policy, which consists in preventive renewals of the system prior to failure. The preventive renewal eliminates the cumulative wear (the system became "good as new") and thus prolongs the time to failure of the system.

A renewal policy is specified by the scheduled times of preventive renewals and may be deterministic or random events, according to the type of renewal policy. There are two main types of renewal policies: periodic and non-periodic[3].

In this paper, two renewal policies will be considered: the block replacement policy and the age replacement policy. The block replacement policy (BRP) is the simplest preventive policy. According to this policy, the system is restored to its initial state either upon failure or at equally time intervals kT ($k=1,2,\dots$). The age replacement policy (ARP) is a random renewal policy. In this random renewal policy, preventive renewal is performed if and only if the system has reached a specific age x .

Several criteria may be used in formulating renewal policies. In this paper, two criteria were chosen. The first criterion is that the operational reliability should exceed a

specific lower value. The second criterion is the minimization of the average maintenance cost rate. Using the first criterion, the time interval between two successive preventive renewals for the BRP policy, which starts at kT and lasts until $(k+1)T$, is determined from the relation:

$$R(T) \geq R_0 \quad (3)$$

If the criterion of minimum reliability level is used, the replacement age x for ARP policy results equal to the period T given by equation (9) for the BRP policy.

In order to evaluate the maintenance cost, the cost of a failure is considered as unity and the cost of preventive renewals is expressed by fraction a of the unity. In the case of BRP policy the impediment in calculating the cost of failure lies in the difficulty or impossibility of calculation the Laplace transforms for the life distribution proposed to modeling the reliability of the tools. For the ARP policy, the maintenance cost of the system is considered equal to unity if the system fails before it reaches age x and equal to a in the opposite case. Dividing the average maintenance cost by the mean lifetime, we get:

$$c_{ARP} = [F(x) + a \cdot R(x)] / \int_0^x R(t) dt \quad (4)$$

Minimizing expression (4), the equation of the age x^* when preventive renewal should be performed is obtained:

$$z(x^*) \int_0^{x^*} R(t) dt + R(x^*) = \frac{1}{1-a} \quad (5)$$

The average maintenance cost of renewal policy must be compared to the average maintenance cost when no preventive renewals are carried out. We describe this situation as the failure replacement policy (FRP). In this case, the average maintenance cost is:

$$c_{FRP} = 1 / m \quad (6)$$

4. CASE STUDY

The integrated system was applied for a cutting tools used in the leather industry. The following times to failure of the tools were obtained (in cycles): 1001, 2997, 3105, 3213, 3365, 3587, 3874, 4215, 4456, 4879, 5255, 5549.

Using the Kolmogorov-Smirnov test the general reliability model was adopted. The risk of the first order was adopted at $\alpha=0.20$. Because only for the power law the relation (1) is true, this law was adopted. The parameters of the power law were also computed: $\hat{\delta} = 1.576$; $\hat{b} = 5953.8$.

Taking into account a minimum level of reliability $R_0=0.80$, the number of supplementary cycles after which the inspection planning must be achieved was computed: $X_{0.8;0} = 2140$ cycles. The time for next verification was established: $X_{0.8;2140} = 967$ cycles and so on.

The time of preventive renewals taking into account the minimum reliability level criterion $R_0=0.80$: $T=2140$ cycles.

Suppose that the cost of a preventive is 40% of the cost of a renewal upon failure ($a=0.40$) and $R_0=0.80$, the age x^* after which the preventive renewal should be performed

was established: $x^*=3669$ cycle. The average maintenance cost rate for ARP and FRP were also computed: $c_{ARP}=1,14 \cdot 10^{-4}$ cost units, $c_{FRP}=2,75 \cdot 10^{-5}$ cost units, so that $c_{ARP} < c_{FRP}$. Thus, the average maintenance cost of the ARP policy is less than in the case of FRP policy, but in this case the reliability function becomes $R(3669)=0,63$.

5. CONCLUSION

The adoption of the reliability model of the time to failure equipments of the cutting tools used in the leather industry allows the estimation of the reliability measures of these equipments. Using these measures, the reliability assurance can be achieved by inspection planning and renewal policies.

LITERATURE

- /1/. Baban, C.F., Baban, M., - Reliability assurance of the equipments, International Conference TCMR 2000, Iasi, 2000, pp. 393-396
- /2/. Bain, L.J., Engelhardt, M., - Statistical Analysis of Reliability and Life-Testing Models, Marcel Dekker, 1991.
- /3/. Catuneanu, V., Mihalache, A., - Reliability Fundamentals, Elsevier, 1989.
- /4/. Park, W.J., Kim, Y.G., - Goodness-of-fit Tests for the Power-law process, IEEE Transaction on Reliability, vol. 41, 1992, no.1, p.107-111.

SOME PRODUCTIONAL MARKETING ISSUES IN MEASURING AND ASSESSMENT OF PRODUKT QUALITIES

*Assoc. Prof. Atanas Tashev, Dr., TU-Plovdiv
Assoc. Prof. Georgy Dinev Dr., TU-Sofia*

Summary

In the present article are described some issues of methodical and practical nature. They refer to measure and evaluation of the quality of other products. These issues have been formed on the basis of information obtained by conducted researches in the sphere of marketing and production.

Here we have worked out some methodical approaches for the purpose of accurate evaluation of the quality of products. These approaches are the basis of the benchmarking. They allow us to assess and match our achievements to those of other competitors.

As a result, the manufactured products acquire much more competitiveness on the market.

Key words: marketing measuring, assessment, economical, methodical, quality, produkt

1. INTRODUCTION

The transition from planning to marketing economical system in our country has been going on within the confinement of a total economical crisis which concerns all spheres in our lives, and it leads to utter collapse of manufacture and productional systems.

Regarding the curriculum of other countries that had similar problems (like Germany and Japan after the II-nd World War), one could see that they had for-sighted, purposeful policy about important matters like export of goods, conquering of new market fields, increasing of the level of production, increasing of competitiveness, the conversion of the national currency into convertible currency, etc. And all these processes were accompanied by incessant rise of the quality of production.

Still, during the 50-ies of the last century crisis and collapse somewhat concerned almost all of the countries, and the level

of export and import was one and the same for all of them. Nowadays, the situation is radically different. The markets from the 50-ies and the 90-ies of the last century were in a state of complete circulation and they were evenly distributed. Therefore, they were exceptionally sensitive to quality and price of goods and services. Broader niches in markets exist only in the ex-countries of planning economy which have to be explored and used thoroughly and methodically either within the span of a short-termed or a long-termed schedule.

The purpose of strategic matter for our country is to find places on the map of global markets which could be achieved only by the presence of high-quality, and competitive production. The latter imposes the necessity of measurement and assessment of the quality and competitiveness of the products as well as the development of a for-sighted state of policy and economical strategy which could guarantee marketing prosperity.

For that end, constant marketing activity should be established which has the main function of defining the requirements the users have in regard of the quality of the products they want to buy. By the use of marketing researches we define the level of the present necessity of products, services as well as the extent and the content of the users' requirements about their quality. The constant changes of the markets, the goods, and the preferences impose the need for incessant marketing activity which could provide prosperity for the private producers.

2. ANALYSIS OF PRODUCTIONAL – MARKETING ISSUES

The most important marketing issues in relation to researches of users' preferences are as follows:

- What is the relative importance of the single indicators for quality, and what are their characteristics?

- How the production of the producer has been presented in comparison to production of the competitors?

- Are the differences of quality between different competitors' products considerable?

- What influence do the differences cause to the financial status and the prosperity of the users?

The criteria for quality include 11 groups with indicators for purpose, reliability, quick transport, manufacturability, ergonomics, safety, standartization and unification, patentability, patent clarity, ecology and economy as well.

The development of a measuring system passes 3 stages:

- Contemplation, arranging and building of hierarchy of the indicators of quality;

- Determining of the methods for assessment of indicators;

- Determination of the links, and dependence between the indicators of quality.

Contemplation, arranging and building of hierarchy are conducted by a marketologist - qualimetrist by the help of marketing research and productional research. A very important task is the establishment of new marketing niches, covert necessities specific requirements of the users, and dominating values of the goods.

For each indicator (qualitative or quantitative) is to be defined the Index of Quality (IQ) which could range from 0 to 1, where $IQ = 1$ corresponds to the highest rang of quality, while $IQ = 0$ -it corresponds to the lowest rang.

3. APPROACHES FOR EXPLORATION AND ASSESSMENT OF QUALITY

The basis for building of a system for measure and assessment of quality is the productional researches that are conducted among the potential, real users .In order to reply the questions, the user is to leave a single mark on the index scale which corresponds to his preferences about the possible versions of each of the marked indexes (fig.1).

0	0,15	0,50	0,75	1,00
I don't like it I'm indifferent I like it				
C		B	A	

Fig.1 An example of definition of (IQ) Index of Quality.

The δ omission of the defined IQ depends on the number n of the users asked, as well as on the percentage p which is to be defined for each IQ of the index of the competitive product. In the case of probability 0,95 the omission is equal to

$$\delta = \pm 2\sigma p = \pm 2\sqrt{\frac{p(1-p)}{n}} \quad (1)$$

The values of the quantitative indexes for quality are mingled between the given specifications 'upper Tr' and 'downer T1' admissible limits.

According Thaguchi (2) the theory that the level of quality remains equal to all values which exist in the admissible field is wrong.

The level of quality is usually increased if the rise and the fall of the indicators around the expected values is decreased. For indicators with 2 admissible limits the required value is to be the average of the admissible field Tm . For each instance of deviation of X , the required value is to be decreased according to the dependency that follows:

$$IQ = 1 - \frac{2(X - Tm)}{T} \quad (2)$$

In the case of $IQ = 1$ will correspond to the index of $X - Tm = 0$,while $IQ = 0$ – corresponds to $X - Tm = T/2$.

If the admissible field T is divided into 3 intervals (fig.2) the IQ will be determined for each interval.

The average values for the intervals $X - Tm = T/12$, $X - Tm = T/4$, and $X - Tm = 5/12T$ are obtained in accordance to equation (2),and IQ are equal to 0,83;0,50, and 0,16.They are to be used for the purpose of assessment of single qualitative indicators and that's why they are considered the same as those on fig.2.Following these steps one could achieve unification in assessment of the quantitative and qualitative indicators of quality.

The average square omission δ for equation (2) is the following:

$$\sigma = (2/T)\sigma x \quad (3)$$

where δx is the average square omission of measuring. It should not be higher than that of $T/12$.According to this condition, we have $\delta = 1/6$ the omission δ of IQ with probability is $\gamma = 0,95$, and it should not outrange $\delta = \pm 2\sigma = \pm 1/3$.

The metrological omission could be decreased to $\sqrt{n}$ times if there are accomplished n number of measures. The average result of X is used in order to determine the interval to which it belongs in order to determine the respective of the control indicator IQ .

All products, goods and services have many types of indicators for quality but none of them is economical, and none of them could be improved above a certain level, because they are not all equally important for both users and producers.

In order to arrange the chosen indicators on stages of importance, we apply the method of dual equation. We apply this method by the conduct of range arrangement of the significant indicators in accordance to the users asked. On the basis of all research we estimate the range coefficient which determines the relative significance of each indicator. The credibility of the results is verified by the coefficient of concordation Kk .

The values compared of IQ are assumed as an assessment of quality

$$OQ = IQ.VV \quad (4)$$

In accordance to the dependency (4) the omission δ is

$$\delta ok = VV.\delta \quad (5)$$

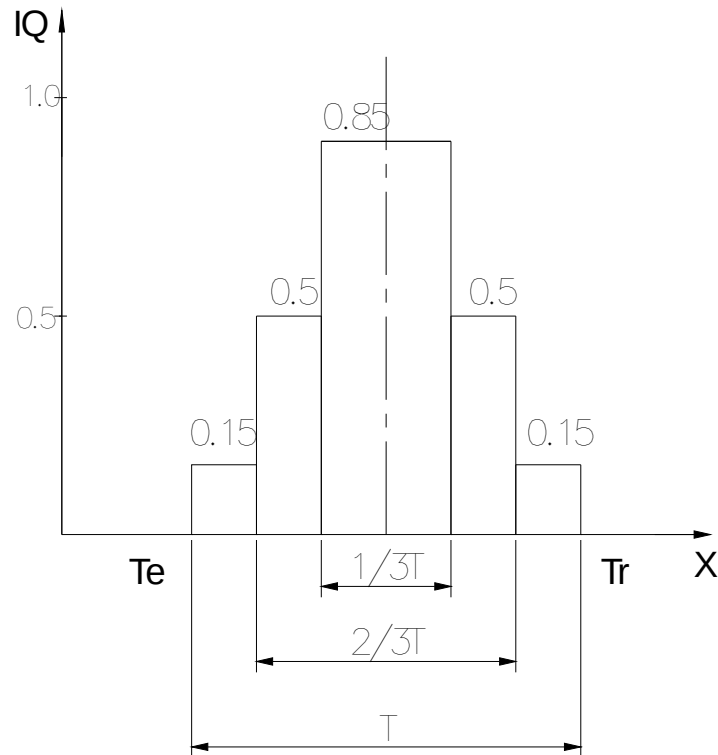


Fig.2 Intervals for determination of indexes for quality of the measured quantitative indicator

The omission δok of OK is necessary as an answer to the question whether there are differences in the assessment of the quality between the different competitors.

3. Suggestion for application of the approaches

The results of the productional - marketing research of the quality among the competitors are presented in table 4. For each of the 11 groups of indicators the average IQ is to be determined as well as its corresponding omission and its relative significance. By this method we assess the quality of the competitors' production in accordance to the various qualitative and quantitative indicators. The results are shown on table 2. The presented comparison of the qualities of a pair of indicators is accomplished on the positional diagram of quality. The diagram gives a clear vision of the positional process of our products compared to those of the competitors. The surface of the rectangle around the point assessment is the probable field according to the chosen indicators of quality for each competitor. If those fields are covered, it should be assumed that the differences which were found in ok were not considerable i.e., there were no considerable

differences between technical and sensor indicators of their products. The numerical values of OK that estimate about 1,00 according to the explored indicators of quality show that there is considerable presence of competitiveness which is due to the high range of product quality.

Regarding the diagrams of quality, we can easily consider the market stage of the respective company, as well as we can consider which indicators of quality should undergo improvements in order to conquer a broader field of markets. The main purpose of the market departments and production is to explore the preferences of the users incessantly. Also, their task is to compare the quality of their products in comparison to those of their competitors, and to form a prosperous strategy in the field of quality which would lead to success in the competition.

4. CONCLUSION

In this paper are developed methodological approaches for identification on quantitative and qualitative indexes for measurement the quality of the products.

As a result the qualities of products will be evaluated in view to reach higher market competition ability.

LITERATURE

- /1/ Брагин В., Ф. Чобан Оценка риска и последствий отказов комплексной системы, конструкций, процессов, Рынок и качество, Ярославль, 1997.
- /2/ Директива 98/37/ЕЕС/22 юни 1998 за сближаване на законодателството и административните разпоредби на страните членки по отношение на машините.
- /3/ Кокар Р. Философията на Тагучи за качеството. Quality Progress , Decembre 1, 1986.
- /4/ Каору И. Тоталното управление на качеството в Япония, Издателство “Хр. Ботев”, С., 1994.
- /5/ Ташев А. Реинженеринг, ТУИ София, филиал Пловдив, 2003.
- /6/ Ташев А. Перспективен инструментариум за реинженеринг на бизнес процесите, Първа международна конференция “ Мениджмънт и инженеринг “ 2003, София, 366-369.
- /7/ Kamisske G., J. Brauer Qualitätsmanagement von A bis Z, 3. Aufgabe. Carl Hanser Verlag, Munchen Wien, 1999.
- /8/ Qualitätsmanagementberater. Verlag TUV Rheinland, Koln, 2000.
- /9/ Q-Jahrbuch 2000/01. Carl Hanser Verlag, Munchen Wien, 2000.
- /10/ Scheuchert F. Qualitätsmanagement Methoden und Werkzeugel zur Planung und Sicherung der Qualitet(nach DIN ISO 9000 ff); 5/4.1; WEKA Verlag, Ausburg (1993-1996).
- /11/ Spath D. Qualitetatsmanagement, Teil 1,2. TU Karlsruhe, 1997.
- /12/ Tashev A., G. Dinev Optimization of technical products quality by the aid of functionally value analysis. Proc. Of Int. cnf. VSB – Ostrava, Czech Republic, 1995, vol.14, 13-16.

Contact address:

Assoc. Prof. Atanas Tashev, Dr.,
Technical University of Plovdiv,
2000 Plovdiv, Bvd.
Bulgaria
atashev@tu-pld.techno-link.com
Assoc. Prof. Georgy Dinev, Dr.,
Faculty of Mechanical Engineering
Technical University of Sofia,
Bvd. Kliment Ochridski-8
1576 Sofia, Bulgaria
E-mail: gdinev@tu-sofia.bg

UTICAJ OBLIKA PROFILA MEHANIZMA SLOBODNOG HODA NA STEPEN KORISNOG DEJSTVA IMPULSNIH VARIJATORA

Desimir Jovanović, dipl. ing.- ZASTAVA oružje,
Kragujevac
Mr Mirko Ćirković, dipl. ing.- ZASTAVA oružje,
Kragujevac

Rezime

Impulsni varijatori su veoma specifični prenosnici, na našim prostorima su nedovoljno poznati, još manje istraženi, a najmanje primenjeni u praksi.

Razlikuju od ostalih vrsta prenosnika po tome što se prenos snage i kretanja ne vrši neprekidno već u obliku periodičnih impulsa, što je i jedan od njihovih osnovnih nedostataka.

U radu su prikazani rezultati ispitivanja uticaja oblika unutrašnjeg omotača (zvezde), mehanizma slobodnog hoda na stepen korisnog dejstva prenosnika.

Ključne reči: impulsni varijator, mehanizam slobodnog hod, stepen korisnog dejstva.

1. UVOD

Varijatori su prenosiooci snage i kretanja kod kojih se broj obrtaja gonjenog vratila menja u određenom opsegu pri konstantnom broju obrtaja pogonskog vratila. Prve ideje o ovim prenosnicima javljaju se tridesetih godina 20. veka, a punu ekspanziju razvoj varijatora dostiže pedesetih godina.

Impulsni varijatori se razlikuju od ostalih vrsta prenosnika po tome što se prenos snage i kretanja ne vrši neprekidno već u obliku periodičnih impulsa, što je i jedan od njihovih osnovnih nedostataka. Kod ovih prenosnika se vrše dve transformacije kretanja. Najpre se obrtno kretanje sa konstantnom ugaonom brzinom pogonskog elementa, pretvara u oscilatorno kretanje elementa na gonjenom vratilu, a zatim se oscilatorno kretanje pomoću mehanizma slobodnog hoda (MSH) pretvara u obrtno kretanje gonjenog vratila.

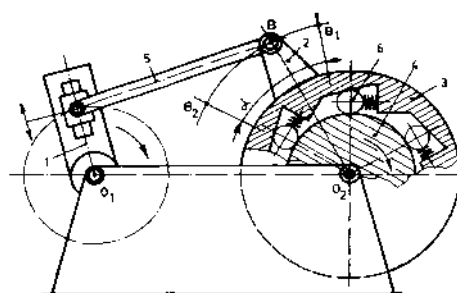
Što se tiče oblika elemenata mehanizma slobodnog hoda, prevashodno profilisanog omotača (zvezde), matematički model daje prostora za pretpostavku da će različiti profili

pružati i različite radne karakteristike. Teorijska razmatranja i eksperimentalna istraživanja, to delimično i potvrđuju.

2. PRINCIP RADA IMPULSNIH PRENOSNIKA

Kod impulsnih prenosnika se energija ne prenosi neprekidno, već u obliku periodičnih impulsa. Mehanizam koji pretvara obrtno kretanje pogonskog vratila prenosnika u oscilatorno kretanje kulise, kruto vezane za pogonski element MSH-a, zove se transformacioni mehanizam. Kod prenosnika prikazanog na slici 2.1 transformacioni mehanizam čine krivaja (1), klipnjača (5) i kulisa (2).

Omotač sa unutrašnjim profilom (3), gonjeno vratilo (4) i valjčići (6) čine mehanizam slobodnog hoda (MSH), koji vrši transformaciju oscilatornog kretanja u obrtno kretanje.



Slika 2.1 Šematski prikaz impulsnog prenosnika

Pri obrtanju pogonskog elementa – krivaje (1), preko klipnjače (5), kulisa (2) osciluje od desne mrtve tačke B₁ do leve mrtve tačke B₂ i obratno. Poluga (2) je kruto vezana za omotač (3) sa unutrašnjim profilom, tako da zajedno osciluju oko ose O₂. Omotač (3) oscilovanjem goni vratilo (4) preko valjčića (6). Valjčići su pomoću opruga pritisnuti uz unutrašnji profil omotača (3) i vratilo (4), tako da je obezbeđen stalni kontakt.

Na početku zaokretanja omotača (3), od tačke B₂ ka tački B₁, za ugao α , dolazi do uklinjavanja valjčića. Tako uklinjeni valjčići dovode do zaokretanja gonjenog vratila (4) u istom smeru kao i omotač (3). U povratnom hodu, onodno pri zaokretanju omotača od tačke B₁ do tačke B₂ valjčići se rasklinjuju, pa gonjeno vratilo stoji (pri čemu je zanemareno kretanje po inerciji). Kod impulsnih prenosnika se javlja prekid u prenosu kretanja, obimna brzina tačke B je promenljiva po intenzitetu, pa se i ugaona brzina vratila (4) menja od nule do neke maksimalne vrednosti.

Da bi se ublažili problemi izazvani zastojem u prenosu i neravnomernošću brzine, pri konstrukciji se spaja nekoliko slogova transformacionih mehanizama i mehanizama slobodnog hoda. Ti mehanizmi su zaokrenuti jedan u odnosu na drugi za faznu razliku, $\Delta\varphi$, određenu izrazom:

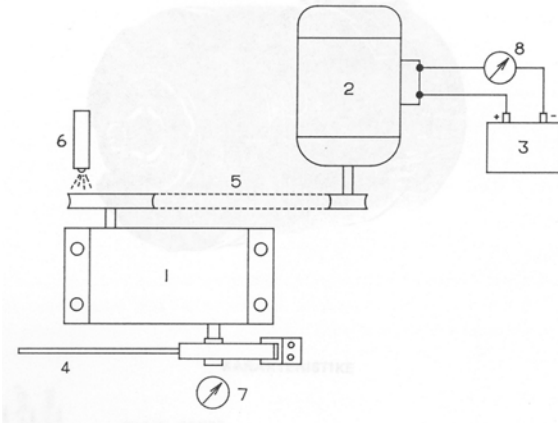
$$\Delta\varphi = \frac{360^\circ}{n}$$

gde je n - broj slogova mehanizama

Treba reći da je kod impulsnih varijatora pogonski u bilo kom trenutku vremena samo jedan MSH i to onaj čija je brzina pozitivna (radni hod) i po intenzitetu najveća.

3. OPIS EKSPERIMENTA

Varijator (1), je pogonjen elektromotorom (2), tipa MN-1 koji se napaja jednosmernom strujom napona 24 [V] iz akumulatora (3). Snaga se prenosi sa motora na varijator kaišnim prenosnikom (5) (slika 3.1). Broj obrtaja pogonskog vratila n_1 se meri optičkim beskontaktnim davačem (6), dok se n_2 meri štopericom (7), obzirom da se n_2 kreće u granicama od 50÷100 o/min. Ampermetrom (8) se meri jačina struje kojom se motor napaja.



Slika 3.1 Šematski prikaz uređaja za ispitivanje

Moment M_l se određuje posredno, merenjem jačine struje I kojom se motor napaja. Na osnovu kataloga proizvođača motora [5], se, sa dijagrama na osnovu izmerene jačine struje, očitava moment na vratilu motora.

Eksperiment je izvršen tako što je svako merenje e ponovljeno 5 puta (zbog veće tačnosti), pri potpuno istim uslovima, tako da se u narednim tabelama i dijagramima radi sa srednjim vrednostima jačine struje.

Mehanički prenosnici, po definiciji, vrše prenos kretanja i opterećenja sa pogonske na radnu mašinu. Pri tome oni, u svakoj jedinici vremena, "prime" veću količinu energije od pogonske, nego što je "predaju" radnoj mašini. Drugim rečima, snaga na ulaznom vratilu prenosnika (u opštem slučaju na elementu prenosa koji prima moment od pogonske mašine) P_{ul} je veća od snage na izlaznom vratilu (u opštem slučaju na elementu prenosa koji energiju predaje radnoj mašini) P_{kor} . Razlika ove dve vrednosti predstavlja snagu gubitaka koji su neminovni u svakom realnom prenosniku:

$$P_{gub} = P_{ul} - P_{kor},$$

dok odnos korisne i ulazne snage predstavlja stepen korisnog dejstva:

$$\eta = \frac{P_{kor}}{P_{ul}}.$$

Očigledno je da je uvek $\eta \leq 1$.

Pri praznom hodu sistema, kada je gonjeno vratilo prenosnika neopterećeno, je $P_{kor}=0$, dok je snaga na ulazu jednaka snazi potrebnoj za savlađivanje otpora i gubitaka i pokretanje prenosnika: $P_{ul}=P_{gub}$. Za taj slučaj proizilazi da je:

$$\eta = \frac{P_{kor}}{P_{ul}} = \frac{0}{P_{gub}} = 0.$$

Naravno, opterećivanjem prenosnika i puštanjem mašine u rad, stepen korisnog dejstva raste.

Moment kočenja M_2 je definisan teretom G i položajem njegovog kačenja x , ali su te vrednosti pre početka eksperimenta praktično proverene pomoću sistema tegova i precizne vage, iz uslova ravnoteže momenta kočenja i momenta koji na gonjenom vratilu stvaraju tegovi.

Za svako vratilo merene su navedene veličine pri variranju ekscentriciteta e :

$$e \in \{3, 3.5, 4, 4.5, 5\}$$

i položaja kačenja tereta $G=5N$ na poluzi kočnice – x , pri čemu je moment kočenja uzimao sledeće vrednosti:

$$M_2 \in \{0, 1.045, 1.339, 1.617, 1.983, 2.446, 2.763, 2.999\}.$$

4. DISKUSIJA REZULTATA

Merenjem i analizom dobijenih rezultata uočene su sledeće zakonitosti:

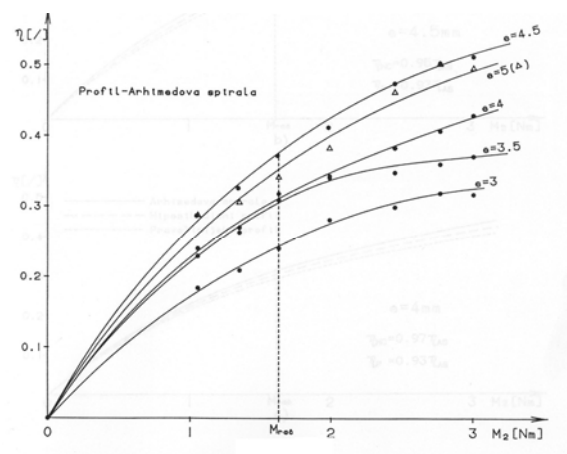
1. M_2 raste η - raste

Uočeno je da sa porastom opterećenja na gonjenom vratilu – M_2 , stepen korisnog dejstva η raste (slike 4.1 i 4.2). To je u skladu sa činjenicom da su gubici u variatoru približno konstantni (veoma blago rastu) za sve režime rada (za sva opterećenja M_2 i za sve prenosne odnose i , odnosno svaki ekscentricitet e).

$$\eta = \frac{P_{kor}}{P_{ul}} = \frac{P_{ul} - P_{gub}}{P_{ul}} = \frac{P_{kor}}{P_{kor} + P_{gub}} = \frac{M_2}{M_2 + C \cdot P_{gub}}.$$

$$\lim_{M_2 \uparrow} \eta = \lim_{M_2 \uparrow} \frac{M_2}{M_2 + C \cdot P_{gub}} = 1.$$

Teorijski gledano, uz gubitke koji su približno konstantni, ili koji vrlo malo variraju, stepen korisnog dejstva teži jedinici pri velikom povećanju opterećenja na gonjenom vratilu (a time i korisne snage).



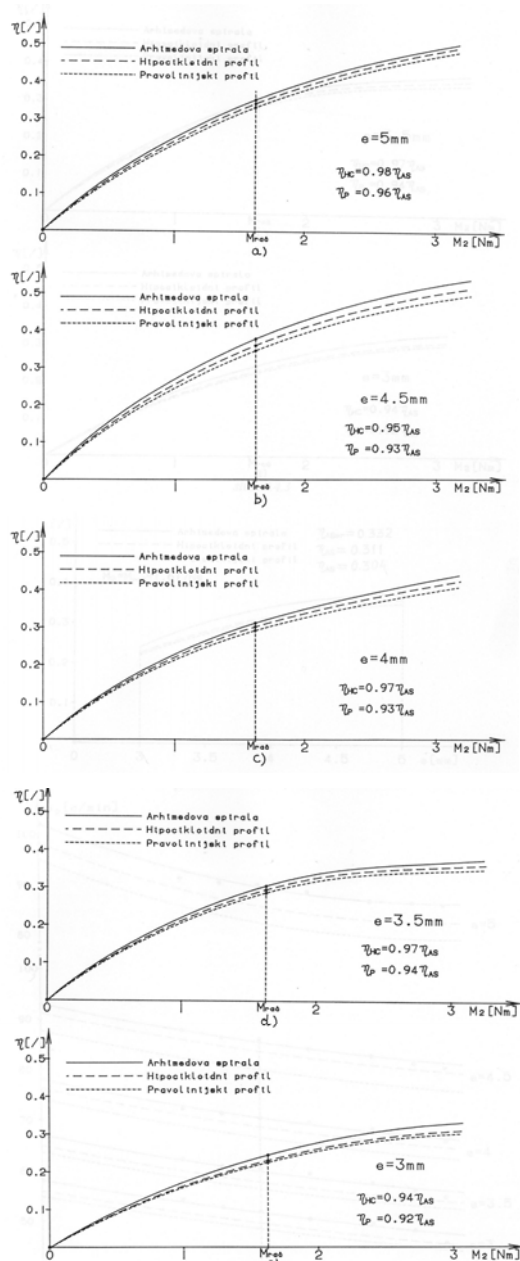
Slika 4.1

2. Gubici približno konstantni

Gubici u variatoru su približno konstantni za sve režime rada. Za različite vrednosti ekscentriciteta $e=5\div 3$, za $M_2=0$, M_l poprima vrednosti:

$$M_l = \{0.197, 0.202, 0.213, 0.242, 0.232\}, \text{ dakle gotovo}$$

zanemarljivo raste, pa se gubici mogu smatrati približno konstantnim.



Slika 4.2

3. η nisko

Uočava se da je stepen korisnog dejstva varijatora pri nominalnom opterećenju proračunskim momentom $M_2=1.61\text{Nm}$, relativno nizak i da se kreće u granicama $\eta=0.24\div 0.385$. Ovo se može objasniti ako se imaju u vidu specifičnosti impulsnih varijatora. Kod impulsnih varijatora se, prenosni odnos menja promenom ekscentriciteta, čime se ograničava oscilovanje kulise, dok napadna tačka pogonske sile u odnosu na osu MSH-a ne menja (ili zanemarljivo malo promeni u odnosu na promenu prenosnog odnosa) svoj položaj. **Prenosni odnos između momenta na gonjenom i momenta na pogonskom vratilu, i prenosni odnos između brojeva obrtaja pogonskog i gonjenog vratila nisu isti.** Prvi je definisan geometrijom transformacionog mehanizma i približno je

konstantan, a drugi je definisan geometrijom regulacionog mehanizma i menja se sa promenom ekscentriciteta i te promene umeju da budu veoma nagle (često i do beskonačnosti kada je $e=0$).

Povećanjem, ekscentriciteta i smanjenjem kinematskog prenosnog odnosa, stepen korisnog dejstva može da se poveća. Kod "brzohodih" (manji kinematski prenosni odnos) varijatora se, dakle, javlja veći stepen korisnog dejstva.

4. i raste - η opada

Uočeno je još i da sa povećanjem kinematskog prenosnog odnosa (smanjivanjem ekscentriciteta) stepen korisnog dejstva opada. To se uočava i sa dijagrama sa slike 4.1.

Objašnjenje za ovu pojavu treba potražiti u prethodnoj, trećoj tački. Naime tamo je već rečeno da je $\frac{M_2}{M_1} \neq \frac{n_1}{n_2}$, i

da je $\frac{M_2}{M_1}$ približno konstantno za svaki kinematski prenosni odnos (ekscentricitet e).

$$\eta = \frac{M_2 n_2}{M_1 n_1}, \text{ dobija se:}$$

$$\eta = C_{TM} \cdot \frac{n_2}{n_1} = \frac{C_{TM}}{i_{kin}},$$

upravo ono što je i rečeno, da je stepen korisnog dejstva obrnuto proporcionalan kinematskom prenosnom odnosu. Gde je C_{TM} – konstanta koja zavisi od geometrije transformacionog mehanizma (zapravo $C_{TM} = \frac{M_2}{M_1}$).

5. M_2 raste - n_2 opada

Uočeno je da pri povećanju opterećenja na gonjenom vratilu – M_2 , broj obrtaja – n_2 istog opada, a pri svim ostalim uslovima istim. To se poklapa sa teorijskim objašnjenjem. Naime, pri povećanju opterećenja na gonjenom vratilu sve se više eliminiše uticaj inercionih sila i momenata koji deluju na gonjeni element MSH-a, i sve se više koči taj isti element, pa sve ranije i ranije dolazi do rasklinjavanja i kriva $\omega_2(t)$ strmije pada što za posledicu ima ukupno smanjenje broja obrtaja n_2 .

6. Profil različit - η različit

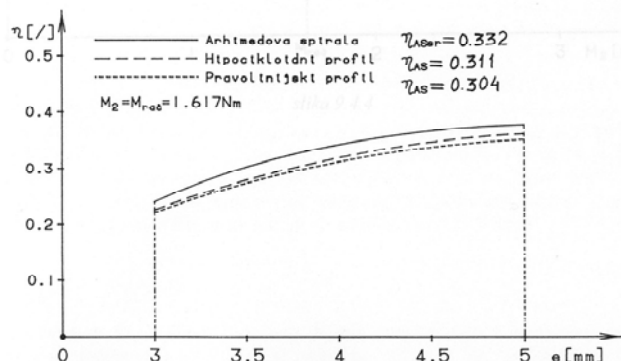
Na kraju, uočena je još jedna, ali za predmet istraživanja i najvažnija pojava: **sa promenom profila, menja se i stepen korisnog dejstva** impulsnog varijatora, a pri svim ostalim uslovima istim.

Ovo je dijagramski prikazano na slici 4.2 a÷e, gde je prikazana promena stepena korisnog dejstva za različite profile i prenosne odnose u funkciji od opterećenja na gonjenom vratilu M_2 . Dijagrami su dobijeni eksperimentalno, ponavljanjem potpuno istog postupka kao i za profil u obliku Arhimedove spirale. Pri tome su svi ostali uslovi zadržani istim i dobijene su iste vrednosti za sve veličine osim za broj obrtaja gonjenog vratila n_2 .

Kako su M_2 , M_1 i n_1 bili isti za sve profile došlo je do pada stepena korisnog dejstva.

Indeksi AS , HC i P odnose se na Arhimedovu spiralu, hipocikloidu i pravolinijski profil.

Najmanji gubici su bili kod Arhimedove spirale, a najveći kod pravolinijskog profila. Na slici 4.3 je prikazana i promena stepena korisnog dejstva za različite profile u funkciji od prenosnog odnosa, kao i njihova srednja vrednost na čitavom dijapazonu rada.



Slika 4.3

Vidi se da je:

$$\eta_{ASsr} = 0.332,$$

$$\eta_{HCSr} = 0.311,$$

$$\eta_{Psr} = 0.304,$$

odnosno:

$$\frac{\eta_{HCSr}}{\eta_{ASsr}} = \frac{0.311}{0.332} = 0.94,$$

$$\frac{\eta_{Psr}}{\eta_{ASsr}} = \frac{0.304}{0.332} = 0.92.$$

Neka srednja vrednost stepena korisnog dejstva na čitavom dijapazonu rada pri nominalnom opterećenju, je za profil u obliku Arhimedove spirale za nekih 2% veća od SKD-a hipocikloidnog profila, a za 3% veća od SKD-a pravolinijskog profila.

Kako su svi geometrijski parametri MSH-a osim oblika profila isti, ova pojava se može objasniti jedino uticajem zakrivljenosti profila na složene dinamičke procese u mehanizmu slobodnog hoda i na brzinu kojom zazor između zvezde i omotača opada, odnosno raste pri zaokretanju valjčića u smeru uklinjenja, odnosno rasklinjenja.

5. ZAKLJUČAK

Što se tiče vrste profila zvezde u MSH, matematički model daje prostora za pretpostavku da će različit profil pružiti i različite radne karakteristike. Od profila je praćena Arhimedova spirala (a time ujedno i kružni luk), pravolinijski i hipocikloidni profil kao jedno novo rešenje koje se ne sreće u literaturi i praksi.

Ustanovljeno je da se, pri svim ostalim uslovima istim, kod različitih profila dobijaju različite ω_{2sr} , odnosno različiti

koeficijenti korisnog dejstva. Tako su, dobijeni srednji prenosni odnosi za sve profile u čitavom dijapazonu rada.

- $\eta_{ASsr} = 0.332$,
- $\eta_{HCSr} = 0.311$ i
- $\eta_{Psr} = 0.304$.

Sa gledišta radnih karakteristika, dugovečnosti i mogućnosti remonta, najbolje je usvojiti profil u obliku Arhimedove ili logaritamske spirale, odnosno odgovarajućeg kružnog luka, ekscentrično pomenog u odnosu na osu zvezde.

Na samom konstruktoru je da shodno svojim potrebama, zahtevima i mogućnostima odabere pravi profil zvezde MSH-a, koji će, svakako, u datom trenutku biti optimalan.

LITERATURA

- /1/ **Berthold H.:** Stufenlos verstellbare mechanische Getriebe; VEB Verlag Technik BerlinM; 1954
- /2/ **Кропп А.Е.:** Приводы машин с импульсными вариаторами; "Машиностроение", Москва; 1988.
- /3/ **Мальцев В.Ф.:** Механические импульсные передачи; "Машиностроение", Москва; 1978.
- /4/ **Miloiu Gh., Dudita Fl.:** Transmisii mecanice moderne; "Editura tehnica", Bucuresti; 1971.
- /5/ **KATALOG:** ISKRA Avtoelektrika; Izrađen prema PKP 1314; Nova Gorica.

THE INFLUENCE OF FORM TYPES OF FREE MOTION MECHANISM TO UTILIZATION RATIO OF IMPULSIVE VARIATORS

Summary

Impulsive variators are different from the other types of variators, we don't know them well, and we don't use them in applications.

They differs from the other types of transmitters because power transmitting and motions is not constantly then in the form of periodical impulses, which is theirs main disadvantage.

In this paper is given the results of influence of internal outline form (star) of free motion mechanism to the utilization ratio of transmitter.

Keywords: *impulsive variator, free motion mechanism, utilization ratio.*

Desimir Jovanović, dipl. ing.

Zastava oružje DP

34000 Kragujevac

Trg topolivaca 4

IMAGIN OF FUNDAMENTAL GEOMETRIC OBJECTS ON CYLINDER-PERSPECTIVE PROJECTION

Marusia Teofilova, TU – Sofia

Summary

The cylinder-perspective-projection is a method of Central projection. In this way the object projects on projection half cylinder-surface from point and the cylinder image projects ortho to vertical plane. This work offers a method to transition from ortho- to cylinder-perspective projection and optimally to combine the Cylinder-perspective to Monge-projection system. Cylinder-perspective-projections of fundamental geometric objects are presenting and analyzing depending of disposition of original.

Key words: Cylinder-perspective-projection, Cylinder image.

1. INTRODUCTION

The painters, architects and mathematicians always have interest how to receive more expressive image of theirs pictures /1, 2, 3, 4/. One of method, give them this possibility's, is central cylinder-perspective projection. This was known from some centuries. It possible to understand from works of Leonardo da Vinci, Albrecht Durer, Baratini, Boronini and another. Linear perspective is only part of science perceptive perspective, which give quality of universalism, when projecting goes to curve surfaces. Raushenbah create, projective system on analytic method, where central projection appear on vertical cylindrical surface, which possible to open to picture plate surface after objects projection on /5/.

Cylinder-perspective projection (CP) is method of central projection, when the angle of looking field is 180° , where geometrical objects are projecting on hemi cylindrical project surface from center, belonging to axis, after they go orthogonal on vertical plane.

We give in this work, using applying geometry construction of cylinder-perspective projection (CPP) of foundation geometrical objects and are shown analyses of specific point of images.

1. EXPLANATION

Full explanation of method and elements of cylinder-perspective-project system (CPPS) was given on /6/, fig.1.

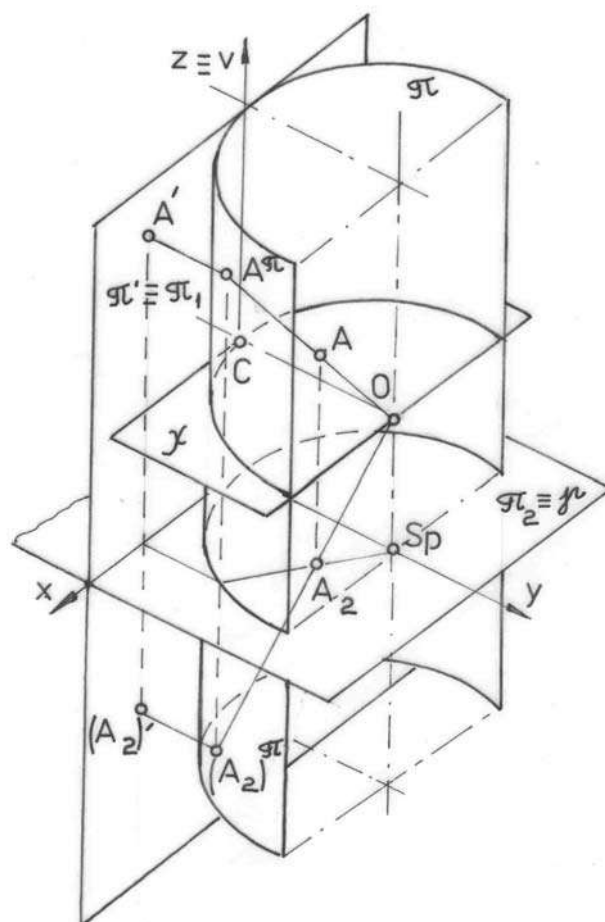


Fig.1 Cylinderperspective-project system

Here was written algorithm and was analysis specific lines of projection of point dependent of dislocation of first imagine – fig. 2. CPPS is tied with orthogonal project system of Monge, and including signs correspondent on ISO 5456-4-1996 /7, 8/. In shown projective system was build CPP of parallel lines *a*, *b* and *d*, which was imaged on own projections on front projects plane π_1 , corresponded a_1 , b_1 and d_1 and on horizontal project plane π_2 corresponded a_2 , b_2 and d_2 – fig.3. CPP of straight lines was signed as a' , b' and d' and was build on connection with Wight curves of CPP (points of them).

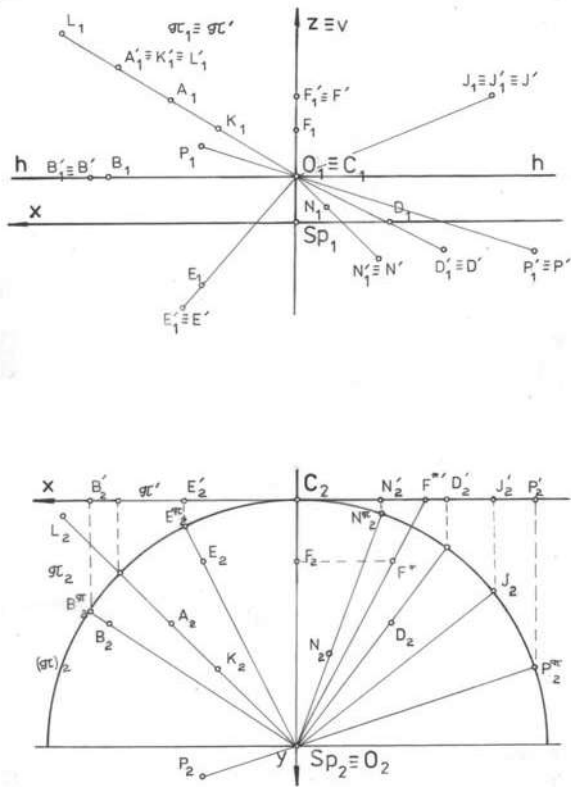


Fig.2 Cylinder-perspective projection of points

It possible to see on picture, that the degree of curve of CPP increase when point go to first-image, point O . Let build straight line n from point O to, parallel given lines. After let build n_1 , through point O_1 , parallel lines a_1 , b_1 и d_2 and n_2 through point O_2 , parallel lines a_2 , b_2 and d_2 . Let N mean section of line n and cylinder surface π

$$N = n \cap \pi, \quad N_2 = n_2 \cap \pi_2, \text{ to build } N_1 \subset n_1.$$

N is by name “horizont point” of lines. Now point $N_1 \equiv N_1'$. It is seen, that CPP a' , b' and d' goes to N_1' . In power is the rule of linear perspective projection, that parallel lines on perspective view goes to “horizon-point”.

On fig. 4 was shown different faced square on orthogonal projection in CPP. For this aim it was shown 4 to 6 works points on sides of every figures. CPP-image of square on common case is figure with two parallel vertical sides and two closed curves. It is interesting CPP of square, belong on parallel of axis z and perpendicular of π_1 plane. Correspondently to linear perspective view CPP of left square is trapezium, bigger side of which is CPP of nearer to center O vertical section of line.

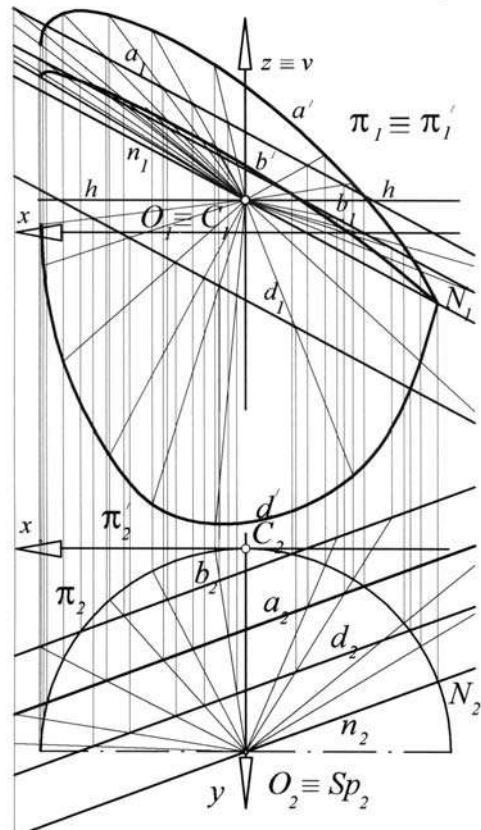


Fig.3 Cylinder-perspective projection of lines

CPP of symmetrical to z and belonging to parallel to π_1 plane is symmetrical to axis z figure. It is on power the rule of linear perspective for projecting of vertical section of line. Their CPP are vertical section of line, decrease to go far of first image O .

Fig. 5 show CPP of cubes, different orientated.

Fig. 6 show specific of CPP of different faced to point O circles. CPP was build on imaging of CPP 4 to 8 points of them. It all cases CP image is curve. Symmetrical to z image we have on circles situated on plane parallel to π_1 and symmetrical to axis z . Right images horizontal circles have CP projections, belongs on vertical direction on leering from plane of horizon, the same as linear perspective.

Defined curves, ellipses, on big vertical axe are CPP only of circles, belonging to vertical planes, parallel to π_1 , which center lay on main axe OC – fig.7. The nearer has longer vertical axe to first image.

To compare the visual effect of central project-method on rotation surfaces are shown: fig. 8 – perspective projection of real object in linear perspective, on fig. 9 – the same on spherical perspective and on fig. 10 – in CPP.

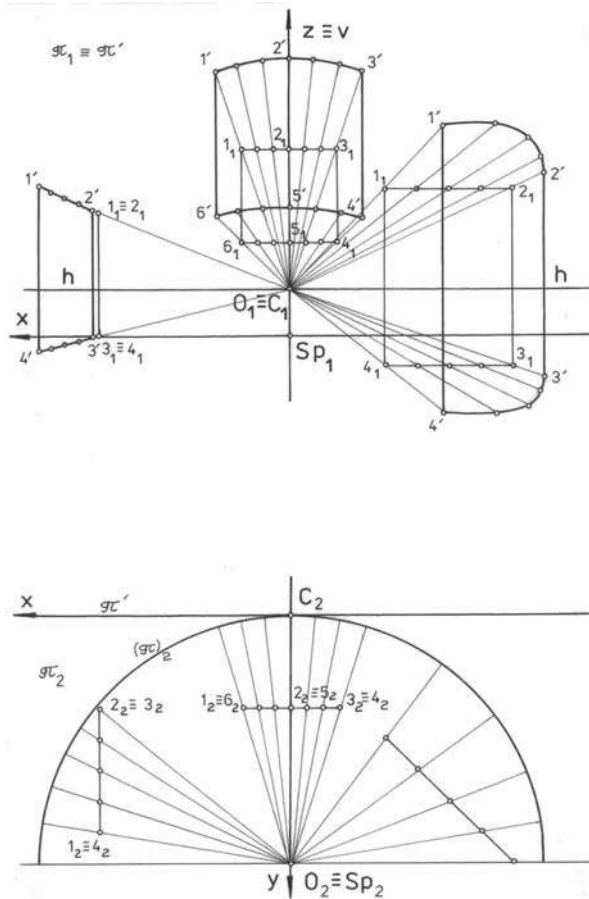


Fig.4 Cylinderperspective projection of square

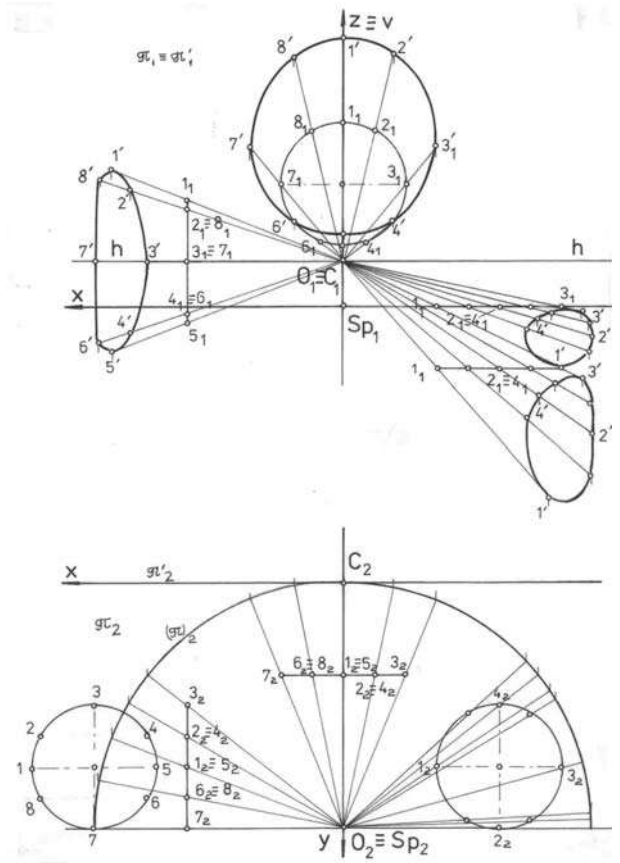


Fig.6 Cylinderperspective projection of circles

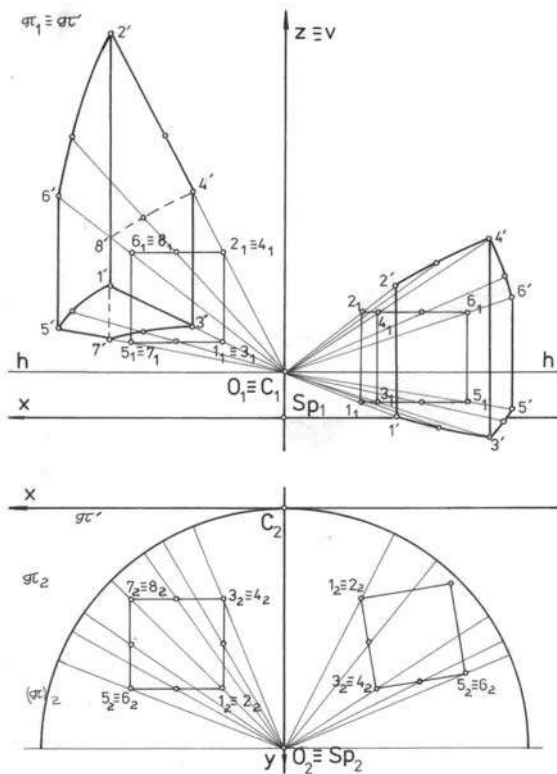


Fig.5 Cylinderperspective projection of cube

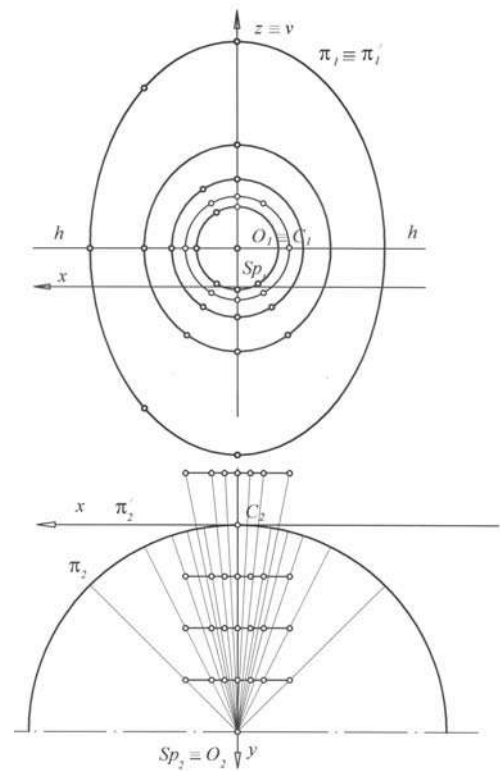


Fig.7 Cylinderperspective projection of circles, central situated

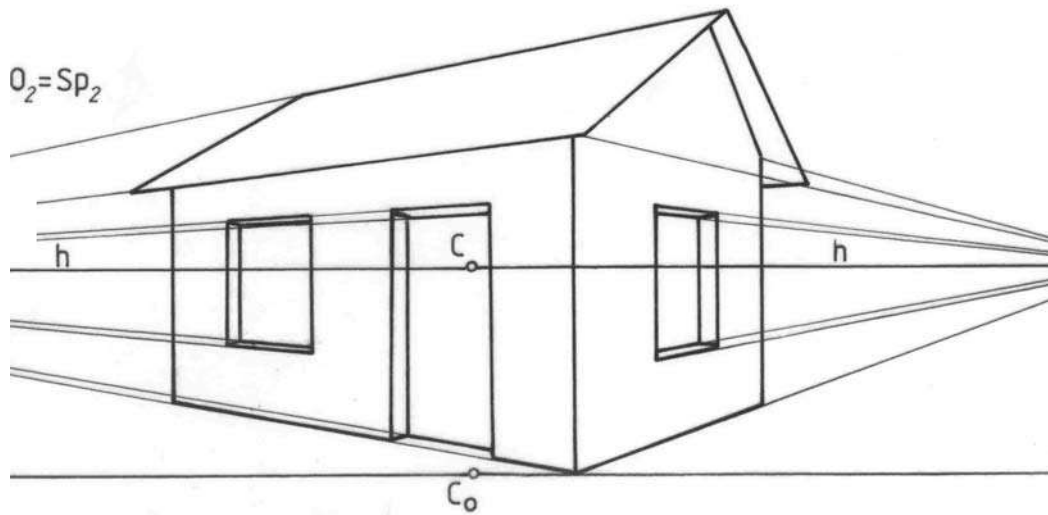


Fig.8 Linear-perspective projection of real object

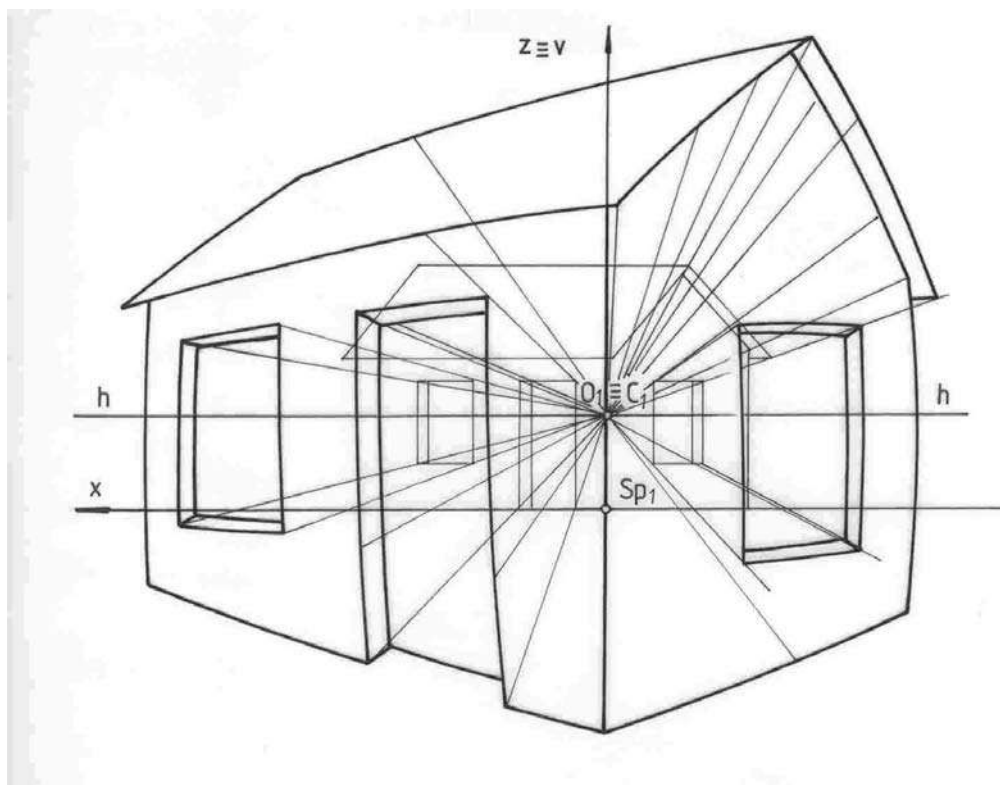


Fig.9 Spherical- perspective projection of real object

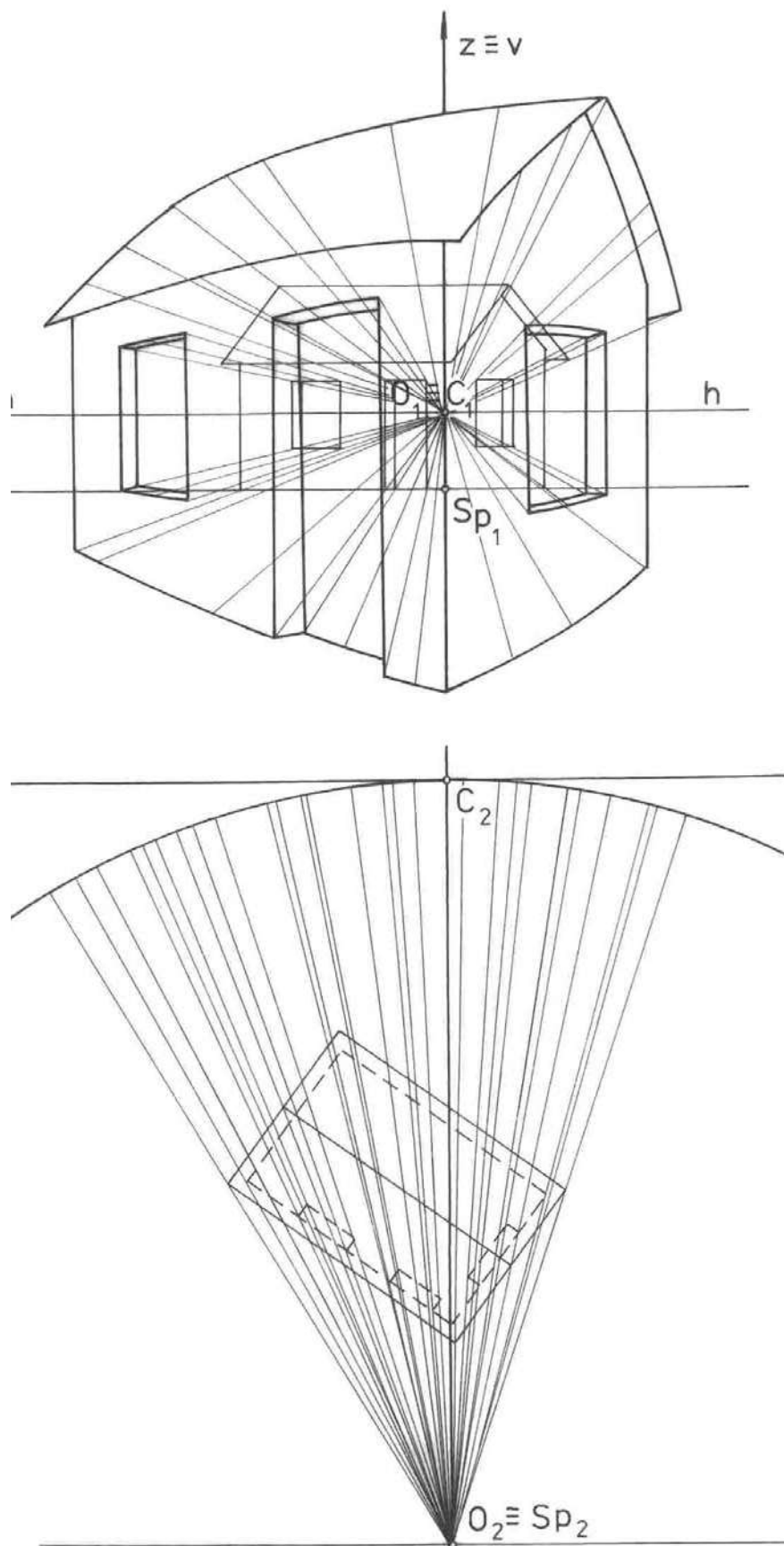


Fig.10 Cylinder-perspective projection of real object

3. CONCLUSION

At last we have fundamental algorithms for construction of CPP of fundamental geometric objects on method of applied geometry, using ortho-images.

Analysis specificity of CPP character faced geometric figures we compare them to rules of linear perspective.

It possible to use this method to create algorithm for automatic projecting in CPP. The problem is beginning of creation of new projection aerie in contemporary CAD systems for using of engineering design and geometrical shaping.

LITERATURE

/1/. Conev, K., P. Bacili, B. Angelushev. Leonardo da Vinci, "Bulgarian book", Sofia, 1942.

/2/. Thuhovski, P. Constructive perspective, Sofia, "Science and art", 1968.

/3/. Kemp, M. THE SCIENCE OF ART. Optical themes in western art from Brunelleschi to Seurat. Yale Univ. Press, 1989.

/4/. Lazarov, St., Spherical perspective in drawing, "Bulgarian artist", Sofia, 1995.

/5/. Раушенбах, Б.В. Системы перспективы в изобразительном искусстве, М. Наука, Изд.АН СССР, 1986.

/6/. Teofilova, M. Method end algorithm of cylinder-perspective-projection of geometric objects, Scientific conference of Technical University in Ruse, 30.10 – 01.11. 2003.

/7/. Крылов, Н. и др. Начертательная геометрия, Москва, "Высшая школа", 1984.

/8/. ISO 5456-4-1996 TECHNICAL DRAWINGS – PROJECTION METHODS. CENTRAL PROJECTION.

Contact address:

Dr.Eng. Marusia Antova Teofilova,
Faculty of Machine,
OTSK,

Technical University - Sofia
1797 Sofia, bul. "Kl. Ohridski" 8, bl.4

e-mail: mteofilova@yahoo.com

OSNOVNE KARAKTERISTIKE ZUPČANIK A IZRAĐENIH OD KOMPOZITNIH MATERIJALA

Govedarović Jelena, dipl. ing. maš., Mašinski fakultet
Kragujevac

mr Zorica Đorđević, Mašinski fakultet Kragujevac

Rezime

Široka primena kompozitnih materijala za izradu različitih mašinskih elemenata leži u tome što savremeni razvoj tehnologije i industrije nameće sve strožije zahteve u pogledu karakteristika materijala. Zupčanici izrađeni od kompozitnih materijala predstavljaju mašinske elemente koji omogućavaju smanjenje troškova, mase, habanja i buke. Pravilnim izborom sastava kompozitnih materijala postiže se poboljšanje mehaničkih i fizičkih karakteristika kompozitnih zupčanika, a samim tim i nude velike prednosti primene u odnosu na metalne zupčanike. Napredak u ispitivanju materijala omogućuje proizvođačima da predvide ponašanje kompozitnih zupčanika usled prisustva vlage u kombinaciji sa povišenim temperaturama, i time uklone nedostatke koji se mogu javiti prilikom eksploatacije.

Ključne reči: Kompozitni zupčanici, podmazivanje, cena

1. UVOD

Savremene mašinske konstrukcije zahtevaju često materijale specijalnih oblika i osobina koji mogu da odgovore težim radnim uslovima: povećanoj snazi, pritisku, temperaturi, brzini, udarima, vibracijama. Primenom novih materijala, tačno određenim spektrima opterećenja konstrukcije, racionalnim projektovanjem, oblikovanjem i uvođenjem novih tehnologija izrade, dolazi se do optimalnih rešenja koja mogu da zadovolje prethodno postavljene zahteve.

Sve je veća potražnja za materijalima koji imaju povoljne mehaničke osobine (veliku otpornost i modul elastičnosti), malu težinu, i cena da bude što je moguće niža.

Kompozitni materijali nastaju kombinovanjem dva ili više materijala s ciljem da se dobije novi materijal sa većim brojem povoljnih osobina. Prednost kompozita je ta što se kod njih najčešće koriste najbolje osobine sastavnih materijala i često postižu osobine koje sastavni materijali pojedinačno uopšte ne poseduju. Otpornost na koroziju, krutost, otpornost na habanje, smanjenje težine, vek trajanja, termička i akustička izolovanost, povećanje modula elastičnosti, itd. su osobine koje se poboljšavaju

formiranjem kompozita, pri čemu se one ne mogu istovremeno poboljšati, ali optimizacijom osobina materijala mora se voditi računa o svim željenim osobinama /1/.

Upotrebljavaju se najviše u vazduhoplovnoj i kosmičkoj industriji, automobilske industriji i kod konstrukcija koje trebaju da imaju takve mehaničke osobine koje ne bi mogle da se postignu konvencionalnim materijalima.

2. OSOBINE ZUPČANIK A IZRAĐENIH OD KOMPOZITNIH MATERIJALA

U savremenoj tehnologiji i industriji sve veću primenu nalaze zupčanici izrađeni od kompozitnih materijala, jer omogućavaju smanjenje mase, habanja, buke i troškova konstrukcije. Prilikom konstruisanja i oblikovanja kompozitnih zupčanika postavljaju se sledeća pitanja: Koja je funkcija zupčanika i gde njihova primena ima najviše smisla? Koliko je očekivano vreme rada zupčanika? Koliko je opterećenje koje zupčanici treba da prenose? Kako utiču eksploatacioni uslovi i spoljašnja okolina na rad i naponsko stanje zupčanika? Kolika je očekivana težina? Da li je neophodno podmazivanje? Kakva je ušteda kada se koriste kompozitni zupčanici umesto metalnih?

Odgovori na ova pitanja biće izloženi u ovom radu, kao osnovne karakteristike zupčanika izrađenih od kompozitnih materijala.

• *Fleksibilnost u konstruisanju*

Kompozitni materijali imaju tu prednost, u odnosu na metalne, da eliminišu sekundarnu proizvodnju i omogućavaju veliku fleksibilnost u konstruisanju, pri čemu se smanjuje vreme proizvodnje. Kompozitni zupčanici se mogu konstruisati kao jednodeln a ili dvodelna konstrukcija (sa umetnutom glavčinom od metala), sa unutrašnjim ozubljenjem, ekscentrični, sa rebrima i izjedna sa vratilom, pri čemu se u poređenju sa metalnim zupčanicima, koji zahtevaju mašinsku obradu i dodatnu montažu, smanjuje broj delova, montažne i troškove izrade /2/. Na slici 1 su prikazani zupčanici izrađeni od poliamida sa umetnutom glavčinom od metala, koji imaju tu prednost da se mogu lakše montirati na vratilo, termičko opterećenje je smanjeno za 50%, i imaju mogućnost prenošenja velikog obrtnog momenta.



Slika 1. Kompozitni zupčanici sa metalnom glavčinom

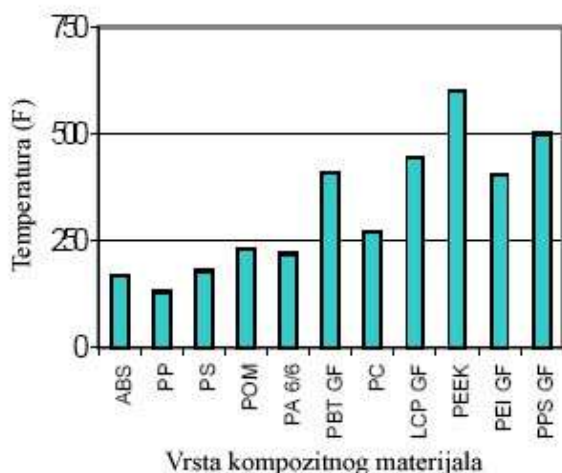
Ovi zupčanici se izrađuju brizganjem u kalupe, čime se dobijaju gotovi, višefunkcionalni i delovi složenog oblika.

Ovo je precizna, ekonomična i efikasna tehnologija izrade kompozitnih zupčanika, kod kojih nije potrebna završna obrada. Kompjuterizovane metode konačnih elemenata, kao što je MFA (Mold-Filling Analysis), smanjuju vreme i cenu alata za livenje.

Zupčanici izrađeni od termoplastičnih i termostabilnih polimera imaju mnogo prednosti u odnosu na metalne kod prenosnika manje snage, koji se ne podmazuju. Zupčanici izrađeni od fenola i drugih termostabilnih polimera mogu se koristiti u radu sa visokim temperaturama, i više su otporni na sredstva za podmazivanje koji se u ovom slučaju zahtevaju. Međutim, termoplastični zupčanici, izrađeni brizganjem u kalupe, imaju bolju otpornost na zamor materijala, i u odnosu na termostabilne zupčanike, mogu znatno smanjiti troškove proizvodnje u poređenju sa metalnim zupčanicima. Danas termoplasti nalaze primenu kod prenosnika velike snage gde se zahteva podmazivanje i visok standard kvaliteta.

Brzina rada kompozitnih zupčanika utiče na porast radne temperature. Ali, odnos brzina-opterećenje može takođe uticati na karakteristike materijala. Kod nekih materijala ako je opterećenje veliko i zupčanici rade velikom brzinom, modul elastičnosti i zatezna jačina se ne menjaju. Visoka temperatura smanjuje modul elastičnosti i zateznu jačinu, a utiče na povećanje puzanja. Ovi uticaji se moraju uzeti u obzir prilikom konstruisanja zupčanika. Na slici 2 je dat prikaz temperaturne izdržljivosti za pojedine vrste kompozitnih zupčanika, koji je dobila korporacija Ticona, ispitivanjem materijala.

ABS- Akrilonitril-butadienstiroil, PP- Polipropilen, PS- Polistirol, POM- Polioksimetilen, PA 6.6- Poliamid, PBT GF- Polibutilen-tereftalat ojačan staklenim vlaknima, PC- Polikarbonat, LCP GF- Tečni kristalni polimer ojačan staklenim vlaknima, PEEK- Polietereterkiton, PEI GF- Polietilenimid ojačan staklenim vlaknima, PPS GF- Polifenilensulfid ojačan staklenim vlaknima



Slika 2. Temperaturna izdržljivost pojedinih vrsta kompozitnih materijala

• Smanjenje težine

Kompozitni zupčanici su takođe i znatno lakši od metalnih. Specifična gustina čelika je 7,85, dok specifična gustina poliamida 6.6 ojačanog staklenim vlaknima i acetal kopolimera je blizu 1,4 (tabela 1). Da bi se prenela ista snaga, kompozitni zupčanici imaju veće dimenzije od metalnih, ali značajno smanjenje težine može se realizovati.

Tabela 1. Mehaničke karakteristike kompozitnih materijala

Materijal	Gustina materijala [kg/m ³]	Zatezna čvrstoća [MPa]	Modul elastičnosti [MPa]
PA 4.6, termički stabilan, 30% ojačan staklenim vlaknima	1,41	210	10500
PA 4.6, termički stabilan, 50% ojačan staklenim vlaknima	1,62	230	16800
PA 4.6, termički stabilan, 60% ojačan staklenim vlaknima	1,76	240	20000
PA 4.6, termički stabilan, 30% ojačan karbonskim vlaknima	1,3	230	20000
PA 6, termički stabilan, 40% ojačan karbonskim vlaknima	1,33	230	20700
PA 6.6, termički stabilan, 40% ojačan karbonskim vlaknima	1,33	275	28275
Aluminijum	2,65	225	70000
Čelik	7,81	450	206000

• Rad bez buke

Kompozitni zupčanici nude mogućnost smanjivanja buke smanjivanjem dinamičkog opterećenja. Usled ne slaganja i malih grešaka kod zubaca javljaju se mali udari što rezultira pojavom šuma. Međutim, mali moduli zubaca kompozitnih zupčanika i njihov mekani materijal, što apsorbuje udare, su razlozi zašto plastični zupčanici imaju rad bez buke u odnosu na skuplje metalne zupčanike.

• Podmazivanje zupčanika

U prošlosti, kompozitni zupčanici su bili vazduhom hlađeni, bilo da nisu bili podmazivani ili su podmazivani mašću. Kako je razvoj tehnologije i proizvodnje zahtevao primenu kompozitnih zupčanika kod većih prenosnika snage i veću preciznost, konstruktori su se suočili sa izborom podmazivanja uljem, mašću ili ne podmazivanja zupčastih prenosnika. Odlučiti da li podmazivati ili ne, i kojim sredstvima za podmazivanje važni su faktori koje treba konstruktor razmotriti.

Mali koeficijent trenja kod kompozitnih materijala utiče da je habanje kod ovih zupčanika minimalno. Manje trenje znači i da se manje snage utroši na zagrevanje. Maytag je proračunao da za rashladni uređaj koji poseduje kompozitne zupčanike, koji proizvodi, smanjena je toplota za 10%-15% u poređenju sa istim uređajem koji ima metalne zupčanike.

Podmazivanje uljem ili mašću omogućava dodatno iskorišćavanje jačine kompozitnih zupčanika koji su ojačani staklenim vlaknima bez prekomernog habanja. Npr. glavni snabdevač automobila eliminisao je škripu i habanje kod automatskih sedišta kola tako što je zamenio metalni set zupčanika sa acetal polimernim zupčanicima koji se podmazuju.

Samopodmazujući kompozitni zupčanici se koriste tamo gde podmazivanje treba da se izbegne, kao što je kod štampača ili motorizovanih igračaka, gde se curenje ulja ili masti ne toleriše.

Kod kompozitnih zupčanika koji vrše prenos snage potopljani u ulje, toplota usled trenja se otklanja i prenosi se veće opterećenje. Zupčanici koji se ne pomazuju i oni koji se podmazuju mašću hlade se vazuhom, i kod njih se javlja povišena temperatura i prenose manje opterećenje.

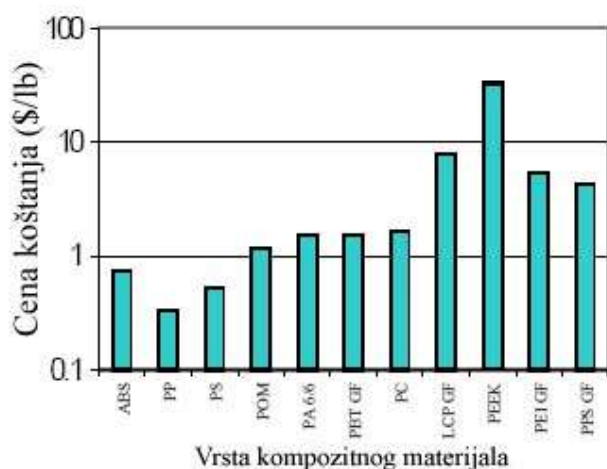
Uopšte, opterećenje i vek trajanja zupčanika koji se podmazuju zavise od opterećenja u podnožju zubaca. Zupčanici koji se ne pomazuju, koji razvijaju visoke temperature i prenose manje opterećenje, često su izloženi habanju i pregrevanju na bokovima zubaca. Postoji mogućnost da se zupčanici koji se podmazuju mašću mogu habati ukoliko se mast ne zadrži u sprezi.

Sredstva za podmazivanje se moraju pažljivo birati, jer mogu prouzrokovati velike promene mehaničkih karakteristika i dimenzija zupčanika.

• *Isplativost plastike*

Brizganje u kalupe je brzo i ekonomično u poređenju sa postupkom glodanja zubaca metalnog zupčanika. Cena koštanja može biti smanjena za polovinu pa sve do jedne desetine u odnosu na presovane, mašinski izrađene ili zupčanike izrađene od sinter metala, zavisno od načina izrade. Na primer, proizvođač prigušnih motora za grejanje, ventilaciju i klima uređaje je izračunao da primenom 14 acetal kopolimerna zupčanika, cena koštanja tih uređaja se smanjuje za polovinu u odnosu na isti sa metalnim zupčanicima. Whirlpool je u novim veš mašinama koristio acetal kopolimer zupčanike ojačane staklenim vlaknima. Ti zupčanici su jeftiniji za petinu cene koštanja metalnih zupčanika i mašina ima mnogo manju težinu.

Na slici 3 je dat prikaz cene koštanja u Americi za različite vrste kompozitnih materijala.



Slika 3. Prikaz cene koštanja za različite vrste kompozitnih materijala

3. PRIMENA ZUPČANIK A IZRAĐENIH OD KOMPOZITNIH MATERIJALA

Kada su inženjeri u Maytag-u u njihovim novim veš mašinama upotrebili kompozitne zupčanike (slika 4), eliminisali su buku koju su pravili metalni zupčanici, smanjili su troškove i broj delova u poređenju sa reduktorima koji su imali metalne zupčanike. Neojačani zupčanici i zupčanici sa staklenim vlaknima Celcon acetal kopolimer zadržavaju čvrstoću i dimenzije čak i kad su potopljeni u ulje, imaju mali koeficijent trenja, odličnu otpornost na habanje, otpornost na dejstvo hemijskih agenasa i malu apsorpciju vlage. Takođe, imaju veliki radni vek, koji je značajan zbog vremena servisiranja.



Slika 4. Kompozitni zupčanici kod Maytag veš mašina

Hewlett-Packard i UFE primenjuju kompozitne zupčanike kod štampača (slika 5). Acetal kopolimerni zupčanici ispunjavaju visoke kvalitete definisane AGMA standardom. Tačnost je neophodna zbog kretanja papira, da bi se sprečilo zaglavljanje papira ili loše štampanje.



Slika 5. Primena kompozitnih zupčanika kod Hewlett-Packard štampača

Za poboljšanje pouzdanosti World Washer mašina, Whirlpool Corporation je primenio zupčastu spojnicu (slika 6), kod koje su zupčanici izrađeni od acetal kopolimera. Planetarni prenosnik sa kompozitnim zupčanicima, koji se malo habaju, imaju vek trajanja četiri puta veći. Takođe,

smanjen je broj delova za 20% u poređenju sa ranijim konstrukcijama koje su imale metalne zupčanike.



Slika 6. Zupčasta spojnica sa kompozitnim zupčanicima primenjena kod World Washer mašina Whirlpool Corporation

4. ZAKLJUČAK

Poslednjih godina sve se više vrši zamena metalnih zupčanika sa kompozitnim. Metalni zupčanici koji prenose velika opterećenja moraju da se podmazuju, dok kompozitni zupčanici to ne moraju. Sledeći parametri se moraju definisati, prilikom konstruisanja kompozitnih zupčanika: opseg radne temperature, maksimalno opterećenje, puzanje i zamor, habanje i vrsta materijala, udarna opterećenja, hemijska jedinjenja koja će se koristiti u radu, ultravioletno zračenje i smanjenje broja delova.

Još jedan važan parametar je napon. Konstruktori moraju odrediti vrstu i veličinu napona. Takođe je važna i temperatura, pri kojoj se javljaju naponi.

Kompozitni delovi često su manje debljine, težine, i manjih dimenzija u odnosu na metalne zupčanike.

Kako primena ovih zupčanika raste, primena kompjuterskih softvera je napredovala. Npr. CAD softver sada može optimizirati konstrukciju kompozitnog zupčanika na osnovu temperature, vlažnosti i drugih uticajnih faktora okoline.

Ispitivanjem zupčanika izrađenih od kompozitnih materijala, pri različitim opterećenjima i dejstvu okoline, dobijaju se podaci koji omogućavaju konstruktorima da predvide ponašanje zupčanika. Bolja predviđanja proizvode brže i kraće cikluse konstruisanja.

LITERATURA

- /1/ D. Milosavljević, *Kompozitni materijali i osnove njihovog dinamičkog ponašanja*, Seminar-Kompozitni materijali, Mašinski fakultet Kragujevac, 1990. god.
- /2/ L. N. Phillips, *Design with Advanced Composite Materials*, The Design Council and Springer, Verlag, London, 1989. god.
- /3/ E. Oberšmit, *Ozubljenja i zupčanici*
- /5/ Department of Engineering, *Composite materials*, The Australian national University, 2000 god.

MAIN CHARACTERISTICS COMPOSITE GEARS

Govedarović Jelena, Faculty of Mechanical Engineering
Kragujevac

Zorica Đorđević, Faculty of Mechanical Engineering
Kragujevac

Summary

Modern technology and industry impose development requirements about characteristics materials, so composite materials has widely application for manufacturing different mechanical elements. Composite gears are mechanical elements which enable reduction of costs, weight, wear and noise. Proper selection of contents composite materials has accomplished better mechanical and physical characteristics of composite gears, and also has widely application compared with metal gears. Progress in testing materials make possible that producers can provide bearing composite gears in exploitation (presence moisturing and temperature) and thereby prevent possible failure during exploitation.

Keyword: Composite gears, lubricating, cost

Adresa za kontakt:

Govedarović Jelena, dipl. inž. maš.
Mašinski fakultet Kragujevac
34000 Kragujevac
Sestre Janjić 6
E-mail: hellene@ptt.yu

PREDNOSTI PRIMENE KOMPOZITNIH MATERIJALA ZA IZRADU TRANSMISIONIH VRATILA

*Mr Zorica Đorđević, Mašinski fakultet Kragujevac
Jelena Govedarović, dipl. maš. ing., Mašinski fakultet
Kragujevac*

Rezime

Izrada transmisionih vratila od kompozitnih materijala u svetu nije novost. Tradicionalno čelično pogonsko vratilo je ograničene dužine, zbog vibracija, tako da se uglavnom radi iz dva dela. Konstrukcija ovakvog vratila je veoma složena, vratilo ima veliku težinu i stvara buku i vibracije centralnog ležaja automobila.

Jednodelno kompozitno pogonsko vratilo u potpunosti zadovoljava vibracione zahteve, osnovne karakteristike vratila su unapređene, pojednostavljen je postupak ugradnje ovakvog vratila, a težina je smanjena.

Navedene prednosti kompozitnih u odnosu na odgovarajuća čelična vratila svakako su značajnije od nešto većih troškova i težine organizacije njihove proizvodnje pa se mora raditi na intenziviranju njihove primene u našoj automobilskoj industriji.

Ključne reči: kompozitni materijali, vratila

1. UVOD

Vlaknima ojačani kompozitni materijali danas se koriste za izradu strukturnih elemenata u mnogim granama industrije. Kompoziti sve više prodiru i osvajaju nova tržišta tako da je količina i mogućnost primene kompozita u stalnom porastu. Moderni kompozitni materijali zauzimaju danas značajnu poziciju na tržištu materijala za primenu u inženjerstvu. Primenom kompozitnih materijala obezbeđuje se ušteda u masi, a pri tome su otpornost i izdržljivost delova nešto veće u poređenju sa klasičnim metalnim materijalima. Ono što se, u isto vreme, postavlja kao veliki izazov ispred mašinskih inženjera je pokušaj smanjenja nešto veće cene kompozita. Primena atraktivnih kompozitnih komponenata zahteva razvoj novih tehnika proizvodnje u industriji. Danas je primena kompozita još na nivou pojedinačne proizvodnje pa je samim tim i cena nešto veća. Kompozitna industrija zastupa stav da treba istaći komercijalnu stranu kompozita i omogućava mnogo veće ponude posla i mogućnosti primene posebno u avio i transportnoj industriji.

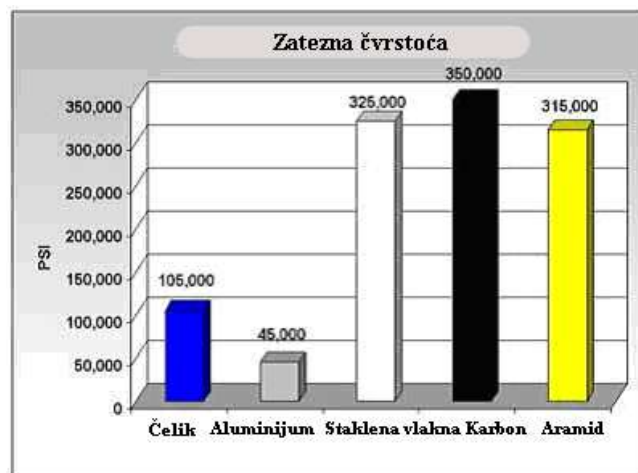
Sve veća primena novih polimernih smola, kao matrica, i dobre karakteristike armirajućih vlakana od stakla, karbona i aramida obezbeđuju sve veći proboj ovih materijala i stalno proširenje oblasti primene. Povećani obim primene rezultira očekivan pad cene. Zbog svojih dobrih karakteristika kompoziti imaju različitu primenu i služe za izradu: cilindara za gorivo na automobilima, lopatica turbina, pogonskih vratila, potpornih greda na autoputevima, valjaka štamparskih mašina i dr.

Karakteristike kompozita (tj. krutost, otpornost, termičko širenje idr.) mogu da variraju zavisno od vrste primenjenog materijala, količine, ugla orijentacije vlakana i dr. Izbor materijala zavisi od zahtevanog radnog veka, broja pozicija, složenosti oblika proizvoda, veštine proračuna optimalnih karakteristika kompozita i dr. U nekim slučajevima najbolji rezultati mogu biti postignuti korišćenjem kombinacije kompozita i tradicionalnih metalnih materijala.

2. PREDNOSTI KOMPOZITNIH MATERIJALA

Kompozitni materijali su karakteristični po uštedi u masi i dobrom odnosu masa-otpornost u poređenju sa klasičnim materijalima. Neke od najznačajnijih prednosti kompozitnih materijala u poređenju sa tradicionalnim materijalima su sledeće:

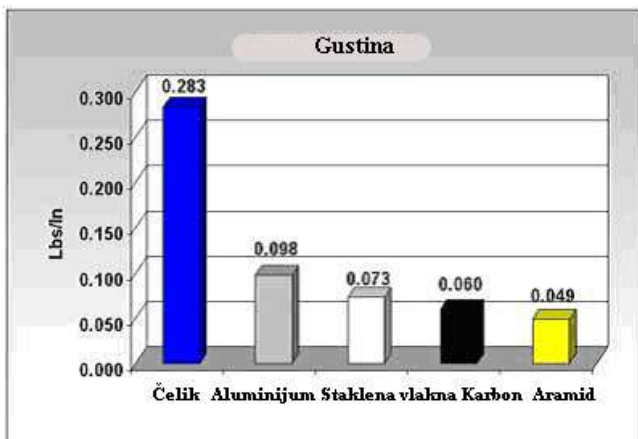
- Zatezna čvrstoća kompozita je nekoliko puta veća u poređenju sa čelikom ili aluminijumom; sa grafikona, prikazanog na slici 1. (vrednosti koje su dobili istraživači u firmi BAC Technologies Ltd) vidi se da je zatezna čvrstoća kompozitnih materijala negde oko tri odnosno sedam puta veća u poređenju sa opštepoznatim metalnim materijalima;



Sl. 1. Uporedne vrednosti zatezne čvrstoće

- Znatno manja masa; Odnos gustine čelika, aluminijuma i najčešće korišćenih kompozitnih materijala dat je na grafikonu prikazanom na slici 2. (rezultati firme BAC Technologies Ltd);
- Povećana je torziona krutost i otpornost na udar;
- Povećana je granica izdržljivosti na zamor (iznosi negde oko 60% vrednosti zatezne otpornosti);
- Lakša je ugradnja delova od kompozita u poređenju sa čeličnim ili aluminijumskim delovima;

- Otporniji su na buku i vibracije;
- Kompoziti imaju još veću primenu u poređenju sa metalima i mogu se tako oblikovati da zadovolje i najsloženije zahteve;
- Duži životni vek i lako održavanje;
- Dobra otpornost prema koroziji i temperaturnim promenama, i dr.



Sl. 2. Uporedne vrednosti gustine

3. KOMPOZITNO POGONSKO VRATILO

Sa razvojem kompozitnih vratila otpočelo se još šezdesetih godina prošlog veka. Još 1962. god. Spicer Universal Joint Division of Dana Corporation je napravio svoju prvu verziju kompozitnog vratila. Sredinom 60-tih taj razvoj je bio nešto usporen zbog nedovoljnog razvoja tehnologije u industriji. Istraživanja su nastavljena 1975. i 1983. god. Spicer Universal Joint Division of Dana je prema projektu Strongwella napravio grafit/aluminijumsku cev za Ford econoline model. Strongwell koristi novu opremu i tehnologiju za proračun i proizvodnju vratila. Kompoziti od staklenih vlakana, grafita i specijalnih smola su urađeni oko aluminijumske cevi.

Strongwell i Dana sa njihovim saradnicima stalno tragaju za novim mogućnostima primene karbonskog sloja oko aluminijumskog pogonskog vratila. U razvoju je testiranje pogonskih vratila od karbonskih i staklenih vlakana.

General Motors je 1988. god. napravio vratilo od staklenih vlakana/karbonskih vlakana i poliesterskih smola oko aluminijumske cevi za model GMT-400 pikap.



Sl. 3. Čelična vratila

Testiranjem u laboratoriji BAC (Burkett Advanced Composite Technologies Ltd.) je utvrđeno da kompozitna vratila imaju znatno veću torzionu otpornost a manju masu u poređenju sa klasičnim čeličnim vratilom (slika 3), ili sa popularnim aluminijumskim vratilom (slika 4).



Sl. 4. Aluminijumsko vratilo

Zamonom klasičnog dvodelnog čeličnog vratila kompozitnim (slika 5), postignute su sledeće prednosti :

- 60% je lakše od dvodelnog čeličnog pogonskog vratila, a samim tim smanjena je i masa auta;
- Višedelni pogonski deo zamenjen je jednodelnim, pa je samim tim smanjeno vreme montaže, smanjeni su troškovi održavanja i broj sastavnih delova;
- Više nije potreban centralni ležaj;
- Imaju bolju torzionu otpornost u poređenju sa čeličnim i aluminijumskim vratilom;



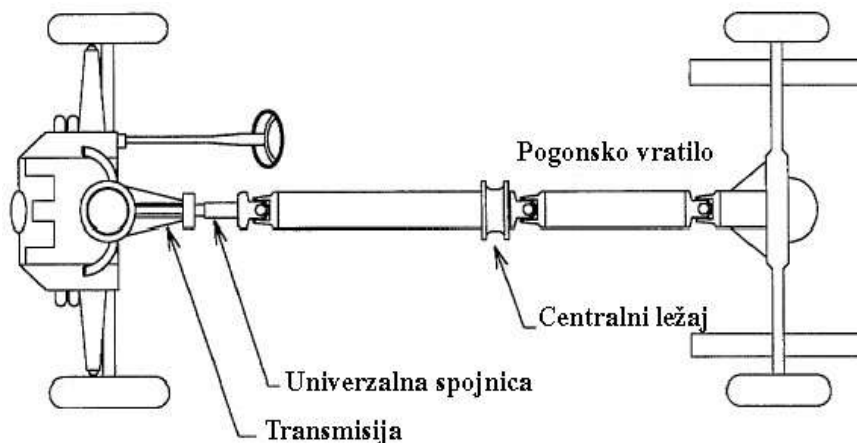
Sl.5. Kompozitno vratilo

- Prenos zvuka i vibracija do putničkog dela auta je smanjen zahvaljujući dobrim prigušnim karakteristikama kompozitnih materijala, a i rotaciona masa je manja;
- Ima veću zamornu izdržljivost u odnosu na čelična ili aluminijumska vratila;
- Istu stabilnost i u stanju mirovanja kao i pri velikim vrednostima brojeva obrtaja od 14000 min⁻¹;
- Kompozitni materijali imaju veću korozionu postojanost čime je povećan radni vek pogonskog dela;
- Povećana je bezbednost vozača.

Jedno čelično pogonsko vratilo kod automobila sa zadnjom vučom je prikazano na slici 6., i služi za prenos snage od

motora, preko diferencijala do zadnjih točkova automobila. Ovakvo dvodelno vratilo ima i tri univerzalne spojnice, a na sredini je oslonjeno u centralnom ležaju, što sve povećava ukupnu masu automobila.

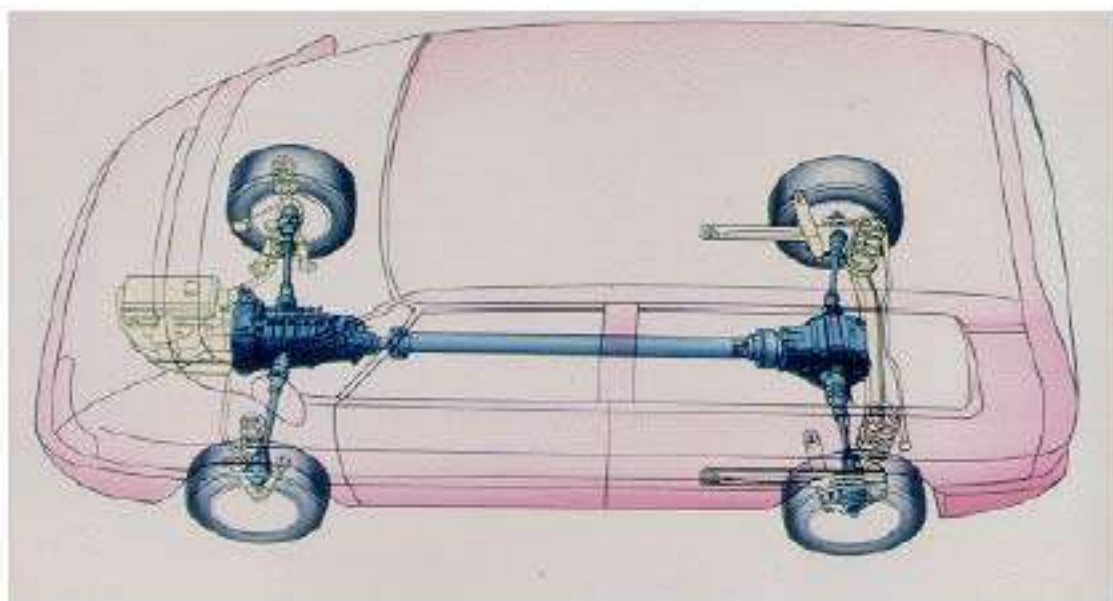
Pošto karbonska vlakna i epoksi kompozitni materijali imaju negde oko četiri puta veću specifičnu krutost od čelika ili aluminijuma, to je moguća izrada jednodelnog kompozitnog pogonskog vratila (slika 7.) /1/ čiji kritični broj obrtaja dostiže i 9200 min^{-1} .



Sl. 6. Šema čeličnog pogonskog vratila sa zadnjom vučom

Zbog visoke cene karbonskih vlakana i epoksi kompozita pravi se kombinovano pogonsko vratilo od aluminijuma i kompozitnog materijala, gde je uloga aluminijuma da

prenese potrebnu vrednost obrtnog momenta, a uloga karbonskih vlakana/epoksi kompozita povećanje sopstvenih frekvencija usled savijanja.



Sl. 7. Šema kompozitnog pogonskog vratila

U početku kompozitni sloj je rađen po spoljašnjoj površini aluminijumske cevi /3/. Međutim, ovakav višeslojni spoljašnji omotač može da bude oštećen i imao je malu sposobnost apsorpcije. Sada je razvijen nov način proizvodnje gde su slojevi karbonskih vlakana/epoksi kompozita urađeni po unutrašnjoj površini aluminijumske cevi /2/, čime je eliminisana

mogućnost oštećenja kompozitnog sloja a i dobra je apsorpcija vlage.

Još jedan kompozitni materijal, pogodan za izradu vratila, a koji zadnjih godina ima sve veći prodor na tržište je metal matrica kompozit. Osnovne prednosti ovakvog materijala su njegove fizičke, mehaničke i termičke karakteristike koje znatno premašuju

karakteristike metala. Zbog svojih dobrih karakteristika, metal matrica kompoziti danas nalaze sve veću primenu. Ovakva vratila se proizvode u Dana Spicer korporaciji.

4. ZAKLJUČAK

Uprkos potencijalnim prednostima što se tiče manje mase i povećane izdržljivosti, a kao rezultat toga i veće korozione otpornosti, kompoziti još uvek ne nalaze tako veliku primenu u automobilske industriji. Glavna prepreka je visoka cena sirovina – veštački proizvedenih materijala u poređenju sa postojećim mogućnostima. Međutim, ipak je značajna primena kompozita za izradu specifičnih komponenata, između ostalih i pogonskih vratila, u automobilske industriji.

Kompozitna industrija širom sveta stalno ulaže sredstva u cilju poboljšanja tehnologije izrade kompozitnih automobila.

LITERATURA:

- /1/ POLLARD A., *Polymer matrix composites in driveline applications*, GKN Technology, UK, 1999. god.
- /2/ LEE D.G., KIM H.S., KIM J.W., KIM J.K., *Design and manufacture of an automotive hybrid aluminum/composite drive shaft*, Composite Structures, Vol. 63, 2004. god.
- /3/ CHO D.H., LEE D.G., CHOI J.H., *Manufacture of one-piece automotive drive shafts with aluminum and composite materials*, Composite Structures, Vol. 38, 1997. god.
- /4/ SPENCER B., GEE Mc. J., *Design methodology for a composite drive shaft*, Proc Advanced Composites, Dearborn, MI, USA, 1985. god.

ADVANTAGES OF APPLICATION COMPOSITE MATERIALS FOR PRODUCTION TRANSMISSION SHAFTS

*Zorica Đorđević, Faculty of Mechanical Engineering
Kragujevac*

*Jelena Govedarović, Faculty of Mechanical Engineering
Kragujevac*

Summary

Production of transmission composite shafts is not novelty. Vibration is reason why traditional drive shaft made of steel has limited length, and therefore shaft has two parts. Metal shaft is heavy and its construction are very complexed, and create noise and vibration of center supporting bearing.

One piece composite drive shaft is completely accomplished requirements of vibration, light weight, construction and function.

Specified advantages composites drive shafts as compared with metal shafts are significant than theirs costs and organization of production, so in our automobile industry application composite transmission shafts has to be developed.

Keywords: composite materials, shafts

Adresa za kontakt:

mr Zorica Đorđević
Mašinski fakultet Kragujevac
34000 Kragujevac
Sestre Janjić 6
E-mail: hellene@ptt.yu

SOME TECHNOLOGICAL OPTIONS FOR FINE BLANKING

Dep.Prof. Liviu Coman, D. Sc., UEM – Resita

Summary

In this paper are presented some technological limits of the fine-blanking process, limits which stays to the basis of part's shape design and also to the elaboration basis of manufacturing technological process. Are so presented problems related to the minimum dimensions of some geometrical elements of the parts obtained by fine-blanking (circular or rectangular holes, distances, internal or external outline radius) and also related to the functional parameters of the stamping die.

Key words: fineblanking, quality, technology.

1. INTRODUCTION

As it is known, fine-blanking is a sheet metal working method for the cutting out and piercing of sheet metal components with cutting edges which are smooth and free of cracks and tears. This method is an alternative to the conventional stamping followed by shaving, as shown in fig.1. Shaving can be compared to the broaching process. The tool takes a fine chip off the whole thickness of the part by means of repeated light blows.

Fine - blanking is distinguished from conventional die - cutting by its ability to reduce or completely eliminate any tearing of the separated surfaces. This is achieved by optimizing the following points:

- the press itself (action, guides, rigidity) – hydraulical or with combined drive;
- the relative movement between all elements involved in the system (punch, die plate, pressure plate and the part itself), at low speed, aided by the use of suitable lubricants;
- the tools (geometry, materials, rigidity), the material being in a spatial compresion state of stress.

The sheared faces (especially if they are required to fulfill mechanical functions) must comply with defined requirements concerning the smooth or rough area ratio, the surface roughness, perpendicularity, burr – formation and other factors. If the manufacturing process cannot produce parts with suitably smooth and accurate edges, further machining is necessary, and this generates extra costs: additional operations, temporary storage, longer through-put times. With fineblanking, the sheared faces are free of torn surfaces and have low roughness values, so that in most cases additional machining is unnecessary (fig.2).

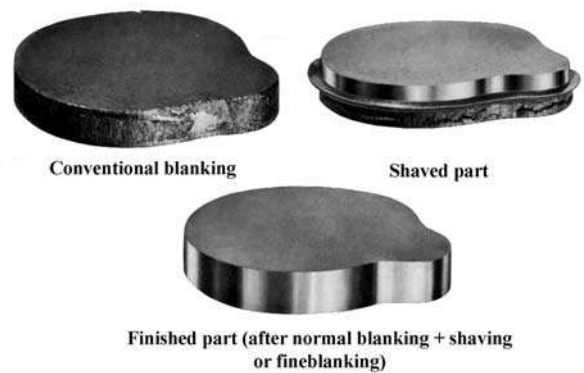


Fig.1. Aspect of part after shaving or fine-blanking

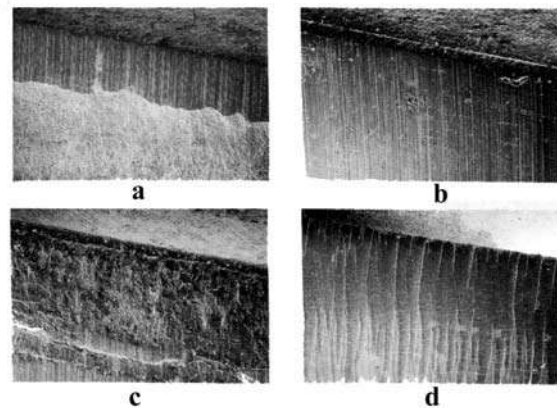


Fig.2. Sheared edge surfaces obtained by different methods: a – normal blanking; b – fine-blanking; c – counter blanking; d - laser cutting (St. 14, 1,5 mm thick).

In order to obtained high quality parts must be chosen the most suitable grade of metal sheet, with optimum metallurgical structure and strength characteristics for the application.

2. TECHNOLOGICAL LIMITS

Each production process imposes its own limits on part manufacture. Exceeding these limits results in less reliable production, shorter tool life and lower quality. Fine-blanking has allowed the limits on the possible shapes and accuracy of parts produced by presswork to be pushed back. This is chiefly due to the controlled cutting speed, the action within the process of 3 coordinated forces, and the small die clearances used for fineblanking. Taking the exemple of the cam shown in fig.3, it can be seen that the part is made up of features such as the whole, the web, the tooth module, the corner angle and the corner radius, all of which can be graded according to the difficulty of producing them satisfactorily. The hole, for example, can be calculated following the next steps:

$$R_{cs} \geq p_m \Leftrightarrow p_m = F_c / A \Leftrightarrow F_c = 0,9 \cdot L \cdot g \cdot R_m \Leftrightarrow L = d \cdot \pi$$

$$\Leftrightarrow A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Leftrightarrow d = \frac{4 \cdot g \cdot R_m \cdot 0,9}{R_{cs}}$$

where R_{cs} – 0,2 x compressive strength of the punch (MPa); p_m – mean pressure on the punch (MPa); F_c – cutting force (N); A – cross-sectional area of the punch (mm²); L – circumference of the punch (mm); g – metal sheet thickness (mm); d – punch diameter (mm); R_m – material tensile strength (MPa).

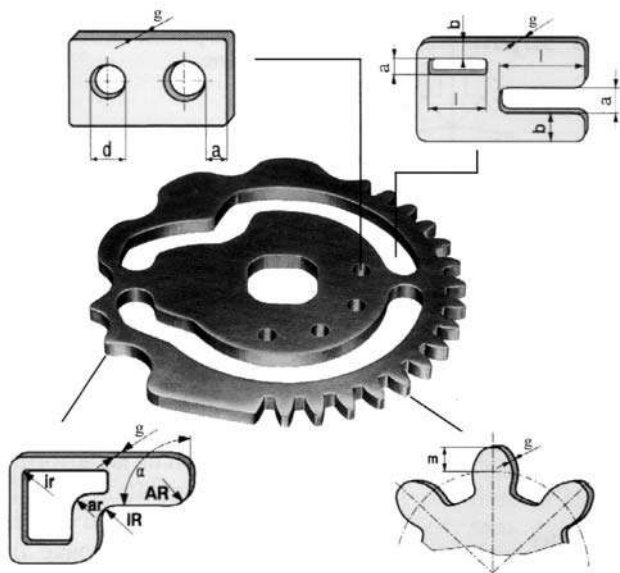


Fig.3. Features of a high precision flat part which contributes to the difficulty of manufacturing: hole, slit, tooth module and corner radius and angle.

Some possibilities and recommendations for product design are giving in the next passages.

2.1. Edge and web widths

This deals with material consumption or blanking grid. A basic distinction must be made between edge and web widths of the blanking grid and those of the part to be blanked, as its will be presented in the next chapters.

To obtain good fine-blanked parts, or respectively to ensure the correct impression of the V-ring into the material, fine-blanking normally demands a greater material width than conventional blanking. In fig.4 is given the corresponding diagram for determining the required width.

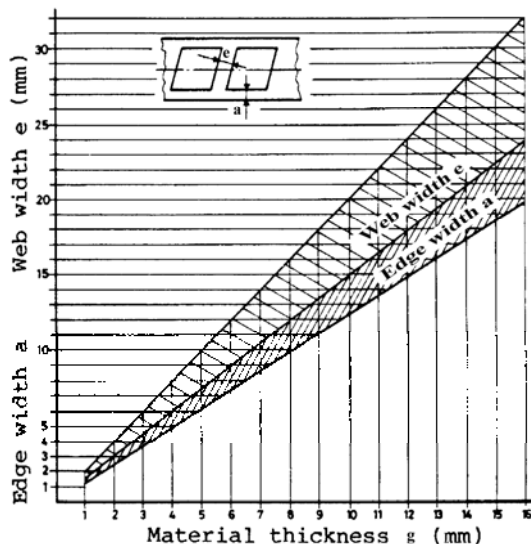


Fig.4. Diagram for determining the web and edge widths.

The following is a rule of thumb: width of the part measured transverse to the feed direction, plus two to three times material thickness. Important influence variables are: shape of the production part, material quality, size and shape of the V-ring. The width of the web between two blanked parts is basically dependent on the same factors.

A reduction in strip width is possible under certain circumstances where those sections of the blanked parts situated near the strip edge do not have to be 100% free of incipient cracks.

2.2. Sharp-edged forms and gear tooth systems

The achievement of absolutely sharp corners is impossible with both inner and outer forms. The diagram in fig. 5 gives details of permissible minimum radii. Area S3 represents the zone "difficult" in which efficient production cannot be expected to be achieved. Area S1 means "easy" and S2 means "medium".

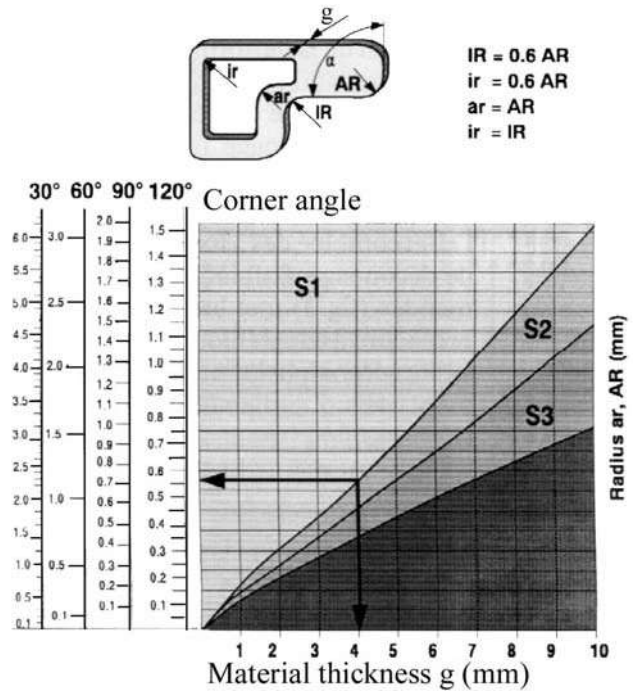


Fig.5. Determining the technological difficulties for radius

In the reading example from above, for 4 mm thickness and 2,3 mm radius at 30° corner angle we are at the limit between S1 and S2 domain, meaning the limit between "easy" and "medium" technical difficulties. The same result is obtained in the case of 1,2 mm - 60°, 0,7 mm - 90° and approximate 0,5 mm - 120°.

The following rule of thumbs applies: minimum permissible radius = 0,1 x metal sheet thickness. Sometimes the minimum radius obtainable by fine-blanking is unacceptable from the view point of part function, and this may make redesigning necessary, as shown in fig. 6.

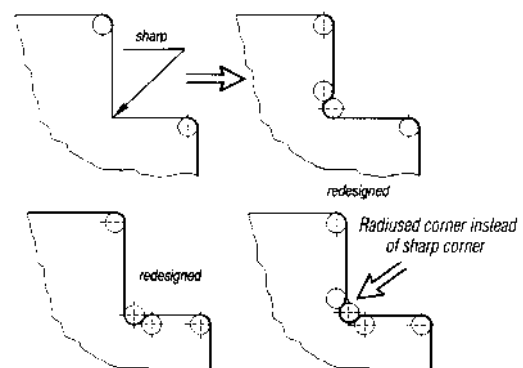


Fig.6. Redesigning the corner radius of the part.

In general, internal corners are less troublesome than external corners. In the case of external corners, the problem of high tool loading is compounded by the problem of cracks on the cut edges of parts, and this imposes higher demands on work materials or concessions in the tolerances applied to cut edge quality.

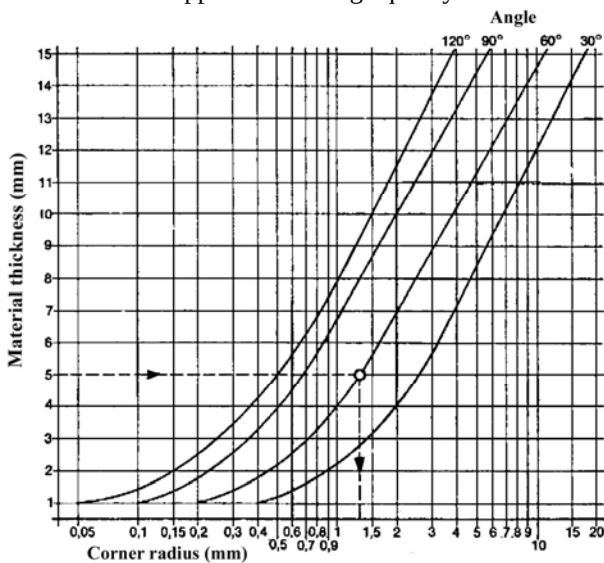


Fig.7. Diagram for determining of corner radius.

In fig.7 is given another diagram which can be use to determine the minimum corner radius. In the shown example, 5 mm thickness with an angle equal to 60° corresponds to a minimum radius equal to 1,3 mm. However, the values determined from the diagrams in fig. 5 and 7 must be experimentally checked.

One of the most interesting and profitable areas of application for fine-blanking is the production of gear wheels, respectively gear tooth systems of all kinds. The diagram in fig.8 provides informations on involute tooth systems which can be produced. In the example, for 4 mm thickness and a module equal to 2,3 mm, the difficulty factor is S2, meaning “medium” technological difficulties.

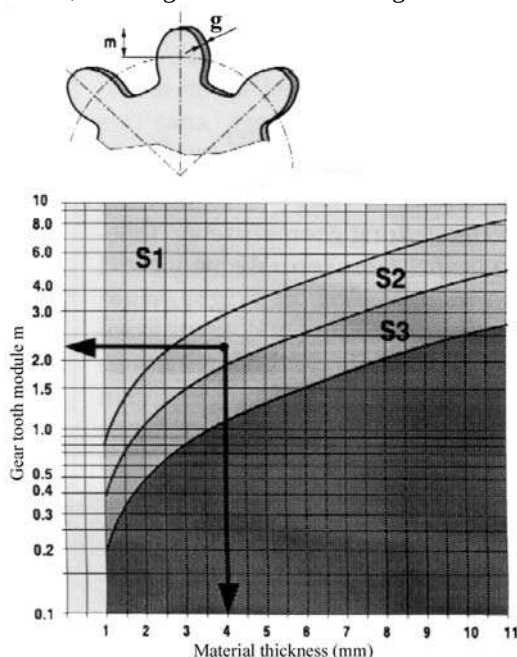


Fig.8. Determining the technological difficulties in the case of gear tooth systems.

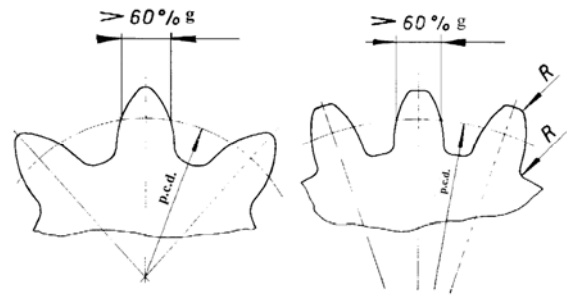


Fig.9. Tooth shape and size.

In general, the minimum width of tooth measured on pitch circle diameter (p.c.d.) must be above 60% material thickness (fig.9). In certain cases, it's possible to decrease to 40%. The tooth shape and the material are most important factors.

2.3. Hole diameters and inner forms

With conventional blanking the rule applies that edge distances, hole diameters, webs, slots, etc., should be at least equivalent to the thickness of the material in question. With fine-blanking, the rule of thumb applies that these values can normally be reduced to approximately 0,7 x metal sheet thickness (general criterion is the ratio $g/d = 1,67$). For soft materials this limit can be exceeded. On the other side, the ratio g/d can also be used as a measure of the compressive stress in the punch. The following limiting value can be assumed: $g/d \leq 833/R_m$. The minimum hole diameters, respectively edge and web distance, are however heavily dependent on material thickness and in particular on the tensile strength of the material.

Therefore only a detailed assessment of the part to be produced will yield what is possible for the individual case. The diagram in fig.10 shows how to determine the technological difficulties in the case of minimum diameter.

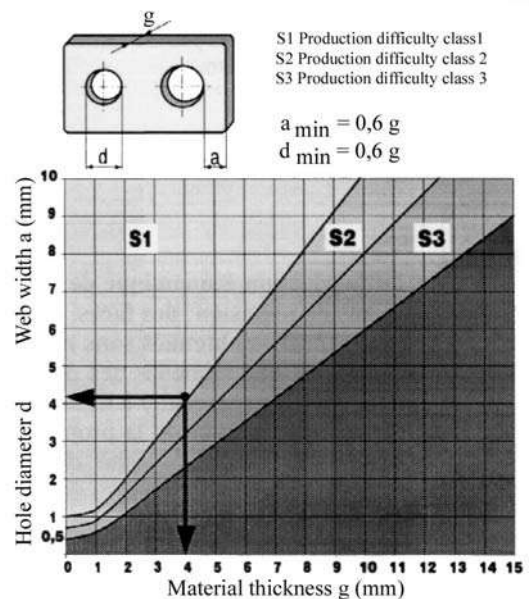


Fig.10. Minimum hole diameter and web width.

The thickness (a) of a web should not be less than 50...60% of the material thickness, but the length of the web also plays a part. By limiting this length and specifying finer position and features tolerances, narrower webs may be

produced satisfactorily. However, such measures imply the use of complex tools, which in turn mean higher investment and maintenance costs. The production of narrow webs often causes a thickness reduction on the die roll side of the part (fig.11). This reduction, which can reach 15% of the initial thickness, may compromise the parallelism and smoothness of the surface. It is therefore important to designate correctly which is to be the burr side of the part.

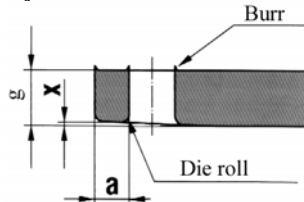


Fig.11. Thickness reduction x on the die roll side.

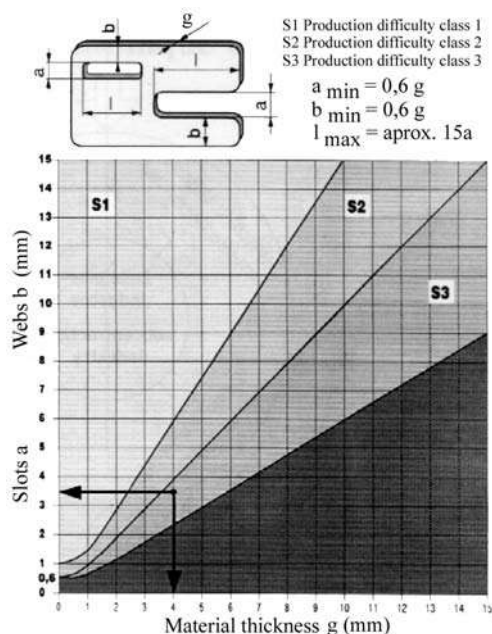


Fig.12. Minimum slots and web width.

In the example above, for 4 mm thickness and 3,5 mm slot width results a difficulty factor S3. The same reading principle is applied in the ring width diagram in fig. 13.

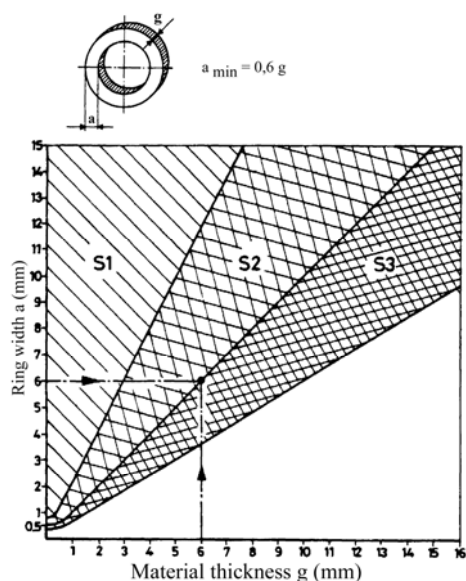


Fig.13. Minimum ring width.

The die roll is however less pronounced than with conventional blanking. The degree of indentation is dependent on the size of the angle – the more acute the angle and the smaller the radius, the greater the degree of indentation (fig.14 and 15) – also on the material thickness and quality. Also playing a part is the size and disposition of the V-ring. Die roll can be considerably reduced by using a second V-ring, mounted on the blanking die.

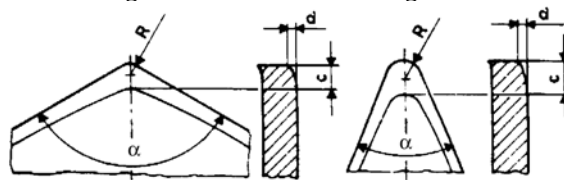


Fig.14. Die roll indentation: R -corner radius, α -corner angle, c -die roll width, d -die roll depth.

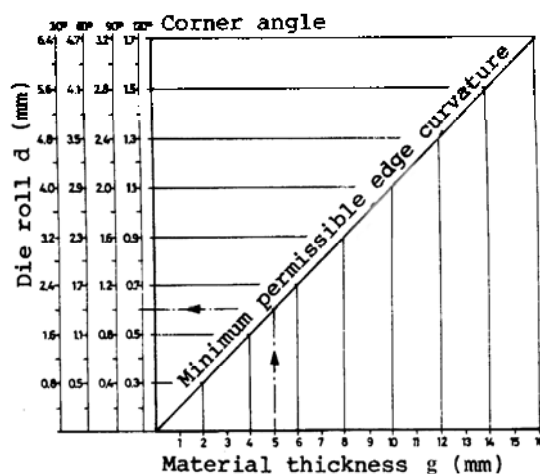


Fig.15. Reference values for maximum die roll with minimum permissible edge curvature.

3. CONCLUSIONS

Using the recommendations included in this paper, the tools and parts designers can improve the quality of the parts manufactured by fine-blanking. Obviously, this is just a brief overview of a little domain of the manufacturing problems. Without being exhaustive, it is intended to provide approximate guidelines for the limits of the fine-blanking process.

LITERATURE

- /1/ HAACK, J, *Le decoupage fin. Manuel pratique*, Editeur Feintool AG, Lyss, Switzerland, 1973;
- /2/ ***, *Collection of "Feintooling Information" review*, Feintool AG, Lyss, Switzerland;
- /3/ ***, *Fineblanking. Possibilities, applications, developments*, Hydrel AG, Romanshorn, Switzerland.

Contact address:

Deputy Prof. Liviu Coman, D. Sc.
Faculty of Engineering, "Eftimie Murgu" University of Resita, Romania
1700 Resita, Caras-Severin County
Traian Vuia Squire, nr. 1-4
E-mail: l.coman@uem.ro

GENERAL CONSIDERATIONS REGARDING THE STRUCTURE AND THE QUALITY OF A STEEL FOR FINEBLANKING

Dep.Prof. Liviu Coman, D. Sc., UEM – Resita
Prof. Sava Ianici, D. Sc UEM – Resita

Summary

This paper presents a study regarding to the influence of structure and steel chemical composition on the quality of the blanked perimeter surface. Different classes of steels are presented, depending on their characteristics, and also are presented the results obtained for these materials in the case of manufacturing by fine-blanking. For a better understanding, are graphically presented the used structures, being made references to the quality of the parts having these structures.

Key words: fineblanking, structure, quality.

1. INTRODUCTION

In fine-blanking, even on totally flat parts, material costs have a strong influence on the cost of the part. So careful choice of materials is an important factor in keeping costs under control. This choice must take two aspects into account: productivity in manufacturing and quality of the finished parts. Price alone is not the answer because cheap, low grade materials can cause problems in production, and corrective extra manufacturing costs then required can easily wipe out the savings gained at the buying stage. On the other hand, specifying unnecessary material quality can severely penalize the cost-effectiveness of the process. The range of suitable materials available is often huge.

When choosing, four important properties can be distinguished in fine-blanking materials: forming and blanking ability, size and form accuracy, surface finish and supply state.

In these conditions, the choice must be narrowed down to the one which fits all requirements in the best way. Furthermore, these requirements are sometimes in contradiction with those imposed to conventional blanking. So, in conventional blanking, the tendency is to use materials with high hardness, in order to reduce the burr formation. In the case of fine-blanking, contrary to above tendency, the best results has been obtained with materials having a high flow capacity, with high elongation at fracture.

2. ANALYSIS OF STRUCTURE AND QUALITY

When producing batches of fineblanking components, difficulties are always occurring. Systematic examination often reveals that the cause is the material being worked. This is illustrated in fig. 1 and 2. These pictures shows two almost identical materials but with completely different structures [2]. The material has a structure which consists of individual particles varying in form, size and hardness.

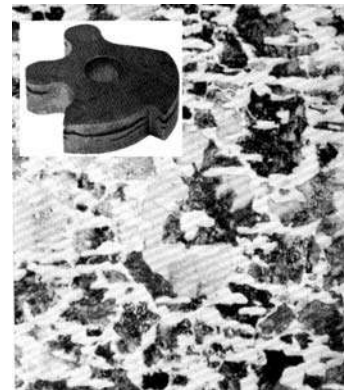


Fig.1. Blanked edges badly torn. Material: C=0,43%, Si=0,27%, Mn=0,63%, P=0,014%, S=0,017%. Tensile strength 590 MPa. Structure: rough perlite – sorbite structure. Hot-rolled without further heat treatment.



Fig.2. Blanked edges very smooth. Material: C=0,36%, Si=0,27%, Mn=0,61%, P=0,018%, S=0,031%. Tensile strength 490 MPa. Structure: well transformed spherical cementite. Hot-rolled with further heat treatment.

In order to be able to fine-blank economically, claims are made on the material to be fine-blanked, that vary in difficulty depending on the type of material to be worked. So, 3 groups are distinguished:

- killed and unkilld soft steels with a maximum C content of 0,10 %;
- non-alloyed C and Ck steels with a C content from 0,12 to 1,0 % (Ck steels are those steels with 0,1 to 0,7 % C containing less P and S content than the normal C steels);
- alloyed steels with a definite Cr, Ni, Mo, etc. content.

In general, the first named group cause the least difficulty when fine-blanking, above all the killed soft steels with little segregation. Despite its low carbon content, the unkilld soft steel can cause difficulties in fine-blanking, due to a distinctive block form segregation. One must consider that C, P and S content are strongly enriched in the

segregation zone, often leading to a banded structure of the grain and thus causing surface tears when fine-blanking. A further influence is the degree of cold-rolling carried out after annealing. When answering to the question if it is possible to fine-blank a soft unkilld or killed steel with a tensile strength of 490 to 590 MPa, several explanations must be given.

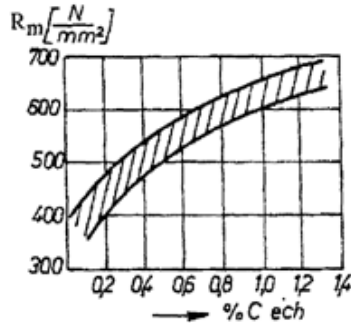


Fig.3. The optimum domain of the steels ultimate tensile strength for fine blanking.

As we know [2], by cold-hardening, through increasing degrees of cold forming, the crystals are straightened in the grain directions, whereby the tensile strength increases and the ductility decreases. Thereby the fine-blanking quality of the material worsens until eventually it can no longer be utilized for fine-blanking.

Whether the material can be used or not, depends also on the complexity of the inner and outer form of the part. A round disc could be cleanly fine-blanked, whereas a gear wheel would show signs of surface tears on the crest of the teeth. Obviously, it can be said that that with an increasing degree of hardness in the material being worked, the process of fine-blanking is made more difficult. The geometrical form of the part plays an important roll in this context. The more complicated the part, the more reserve there must be available in the material.

Unkilled steels tend to age through storage. This causes an increase in the material tensile strength and decrease in the material ductility, thereby decreasing the fine-blanking suitability. For complicated parts then, killed steels of certain age should be worked. If unkilled steels must be used for reasons of price, then the period of storage must be taken into consideration.

Materials with a low C content don't cause too many difficulties, but if the C content rise above approximately 0,45 % then the hard iron-carbide Fe_3C (cementite) in the structure can cause some trouble. This is because the Fe_3C has a tensile strength well above 1960 MPa, while the elementary matter of ferrite reaches only approximately 200 MPa. This means that before manufacturing by fine-blanking, the Fe_3C must be brought to the most favourable form, through annealing. In the hot-rolled (normalised conditions), the Fe_3C lies in a lamina form in the basis perlite and it is difficult to cut by the cutting edge of the active elements of the stamping die. The cementite lamella is hang up by the cutting edge and, being too hard to cut, it is pull out from the basis material (as seen in fig. 4 and 5). From this reason, on the cutted surface tears can be observed. Through soft annealing, the lamella are transformed to tiny spheres which cause far less resistance in the moving of cutting edge of the blanking tool (when a sphere is touched by the edge, it shelters by rolling from the

cutting tool way). The further the degree of transformation of the lamina Fe_3C in spherical form is carried, the more the steel is suited for the process of fine-blanking. Naturally, the degree of transformation can not be carried out at will, as the cementite transformation costs money. The required degree of transformation is, however, dependent on the C content, the cementite quota and the geometrical form of the part.

In general terms, it can be stated that the more complicated the part and the higher the C content, the further must the transformation of the cementite be carried, in order to achieve trouble free production.

Anyhow, non-metallic inclusions are injurious in steels, contributing to tears formation. The material homogeneity must be also appropriate, in contrary case the strains being non-uniform. Si, S, N, P, O contents must be kept in close domains, because the bad influence on the steels plasticity.

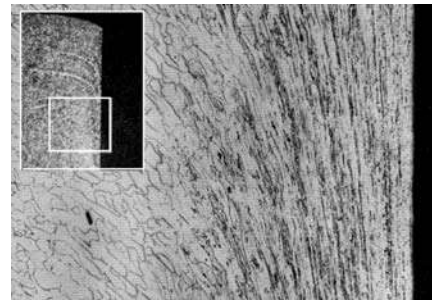


Fig.4. Material with an appropriate structure for fine blanking. Clean cutted surface.

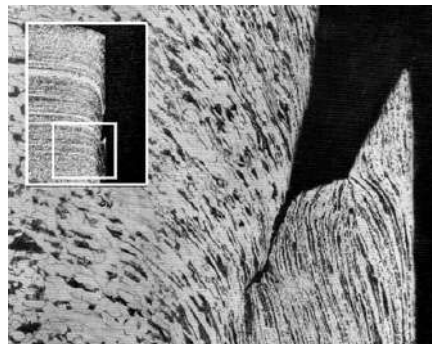


Fig.5. Material with an inadequate structure for fine blanking. Cutted surface with crack.

The question of the most economic production of a part by fine-blanking is given by the geometrical form, the degree of the transformation of the cementite, the quality and conditions of the tooling and other factors. Herefrom, the quality of the parts and the production rate per re-grind are derived.

A further group of steels are the low or medium alloyed steels. The alloy elements occuring most frequently together with the carbon content are mainly Cr, Ni, Mo and Mn.

With these steels, as with the non-alloyed C steels, the important factors are the C content and the degree of transformation of the Fe_3C . Further influence is also exerted by the other alloy elements, and these, together with the carbon, its can form special carbides. These special carbides must also be transformed, else can cause interference when fine-blanking.

3. EXAMPLES OF STRUCTURES

The influence of the structure on the quality of fine-blanking is presented in the following figures, for three qualities of steels, 5 mm thickness [1]: **OLC 20** (Romanian standard – STAS) or C 22 (DIN) with chemical composition C=0,23%, Si=0,30%, Mn=0,42%, P=0,012%, S=0,020%,; **OLC 45** or C 45 (DIN) with C=0,48%, Si=0,31%, Mn=0,62%, P=0,010%, S=0,020% and **18MnCr10** (STAS) or 16MnCr5 (DIN) with C=0,17%, Si=0,25%, Mn=1,16%, P=0,013%, S=0,020%, Cr =1,01%. Each steel has also three different structures: a hot rolling one and two obtained by annealing. The same die was used in each studied case.

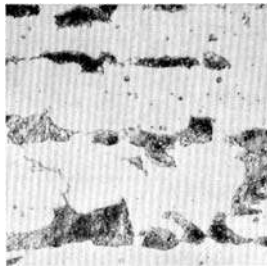


Fig. 6. OLC 20 steel structure, hot-rolled. Ultimate stress $R_m = 500$ MPa. Elongation at fracture 29%. Structure: ferrite and perlite, banded structure. Acceptable quality of the cutted surface, but only for very simple shape parts. In angular zones tears can occurs.

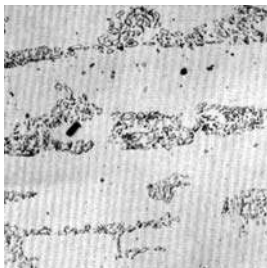


Fig. 7. OLC 20 steel structure, annealed, ½ good for fine blanking. $R_m = 430$ MPa. Elongation at fracture 31%. Structure: spheroidal cementite, banded structure. Good quality of the cutted surface, even in the zones with small radius of Material: C=0,43%, Si=0,27%, Mn=0,63%, P=0,014%, S=0,017%. Tensile strength 590 MPa. Structure: rough perlite – sorbite structure. Hot-rolled without further heat treatment. filleted corners.

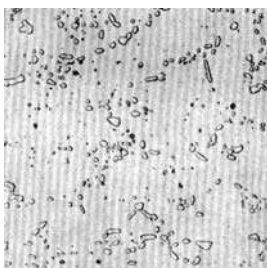


Fig. 8. OLC 20 steel structure, annealed, special for fine blanking. $R_m = 400$ MPa. Elongation at fracture 35%. Structure: spheroidal cementite, equally dispersed. The best quality of the cutted surface, even for complicated shape parts. Maximum edge endurance.

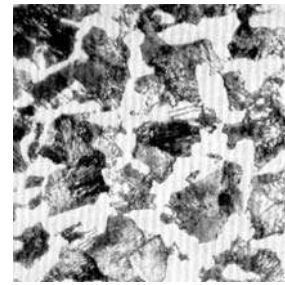


Fig. 9. OLC 45 steel structure, hot-rolled, without heat treatment. $R_m = 710$ MPa. Elongation at fracture 18%. Structure: ferrite and perlite. Inadequate quality of the cutted surface, with tears and cracks.

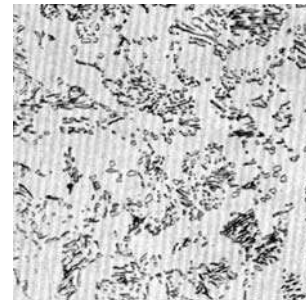


Fig. 10. OLC 45 steel structure, annealed, ½ good for fine blanking. $R_m = 530$ MPa. Elongation at fracture 31%. Structure: perlite and spheroidal cementite. Acceptable quality of the cutted surface, but only for very simple shape parts. In angular zones tears can occurs.



Fig. 11. OLC 45 steel structure, annealed, special for fine blanking. $R_m = 400$ MPa. Elongation at fracture 35%. Structure: spheroidal cementite, equally dispersed. The best quality of the cutted surface, even for complicated shape parts. Maximum edge endurance.



Fig. 12. 18 MnCr 10 steel structure, hot-rolled. $R_m = 570$ MPa. Elongation at fracture 22%. Structure: ferrite and perlite, banded structure. Inadequate quality of the cutted surface, with traces of impurities carried in from the hot-rolled surface. Low edge endurance.

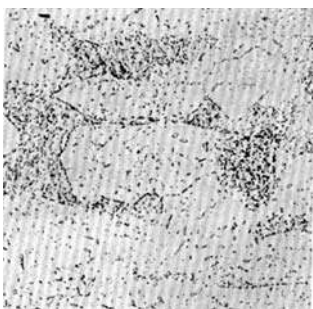


Fig. 13. 18 MnCr 10 steel structure, annealed, ½ good for fine blanking. $R_m = 510$ MPa. Elongation at fracture 28%. Structure: spheroidal cementite with fine granule, very dense sometimes. Mediocre quality of the cutted surface.

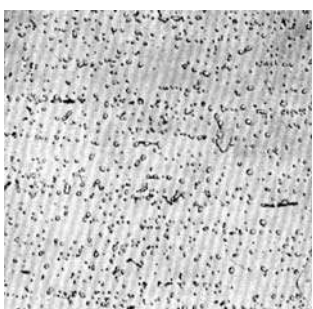


Fig.14. 18Mn Cr 10 steel structure, annealed, special for fine blanking. $R_m = 460$ MPa. Elongation at fracture 29%. Structure: spheroidal cementite with fine granule, equally dispersed. The best quality of the cutted surface, even for complicated shape parts. Maximum edge endurance.

4. CONCLUSION

We can say that the higher the quota of brittle and hard phases in the structure, the more the fine-blanking quality of the cutted surface is decreased. Suitability of some steels for fine-blanking is presented in table 1 [3].

Although the initial phases of die cutting produce separated surfaces showing both die-roll and smooth shearing, the tearing action of the final phase produces a very rough area on the separated surfaces. Also, a burr is produced with a height which depends on the die clearance and the thickness and strength of the material. These undesirable features are more accentuated when the material is inadequate.

Table 1. Suitability of some steels for fine-blanking

Material	Excellent	Medium	Poor
Low C steel 1010 – 1020 AISI (OLC 10, 15, 20 STAS)	RB 45 – 75, soft	RB 70 – 85	RB 84 – 90, t.g.
Medium C steel 1021 – 1035 AISI (OLC 25, 35 STAS)	-	RB 75 – 86	-
High C steel 1030 – 1075 AISI (OLC 45, 55, 60 STAS)	-	Sphero., annealed	Sphero., annealed
Alloy steel 8615 – 8640, 4130, 4140, 4340, 4620 AISI	-	under 3 mm, fully annealed	above 3 mm, sphero. annealed

Semnifications: t.g. – thin gauge, sphero. - spheroidized

The borders of fine-blanking capability with regard to the form and quality of the parts are not clearly definable, even the studies reaches a relative great number. It is known that numerous influences exerted by the machine, the material and the part geometry all play a role together and thus the relationships are not so easily established as in the case of conventional blanking.

So, the principle characteristics of materials for fine-blanking is a high degree of deformability, to ensure that yielding is maintained in the shearing zone, without cracking taking place. Assessment of a material's capability for fine-blanking is possible to a limited degree according to known material standards and possible measurement of mechanical characteristics. Anyhow, it's obvious that the greater the interval between ultimate stress limit and yield point, the higher the degree of suitability for fine-blanking. Fine-blanking is carried out today in the case of ferrous metals with non-alloyed steels, general structural steels, heat-treatable steels and case hardened steels.

With increasing sheet thickness attention must be paid to factors such as segregations, degree of purity, aging, rolling hardness, even with the relatively troublefree soft steels. Of great importance, especially with high grade steels, is the material structure, meaning constituents such as cementite and carbide should be as small as possible and uniformly distributed in the softer ambient material to guarantee good fineblanking capability and reasonable tool wear.

Most strip steel manufacturers, at least the large suppliers, are today aware of the demands imposed on their material by the fine-blanking operator. Therefore by appropriate preliminary discussion with his supplier, the processor can to a large extent protect himself from possible unpleasant surprises. There are of course always exceptional or extreme causes, especially with high-alloy steels. Here however it is a question of performing a trial blanking operation combined with annealing and laboratory tests. This will provide information as to whether the material in question is suitable for fine-blanking, or respectively whether an acceptable degree of tool performance can or cannot be achieved with such a material.

LITERATURE

- /1/ HAACK, J, *Le decoupage fin. Manuel pratique*, Editeur Feintool AG, Lyss, Switzerland, 1973;
- /2/ ***, *Collection of "Feintooling Information" review*, Feintool AG, Lyss, Switzerland;
- /3/ ***, *Fineblanking. Possibilities, applications, developments*, Hydrel AG, Romanshorn, Switzerland.

Contact address:

Deputy Prof. Liviu Coman, D. Sc.
Faculty of Engineering, "Eftimie Murgu" University of Resita, Romania
1700 Resita, Caras-Severin County
Traian Vuia Square, nr. 1-4
E-mail: l.coman@uem.ro

PLASTIČNI MATERIJALI U INDUSTRIJI LEŽAJA

Mr Mirko Blagojević, Mašinski fakultet Kragujevac
Nenad Srečković, dipl.inž., Mašinski fakultet Kragujevac

Rezime

Osnovni problem koji se javlja kod ležaja je pojava trenja koje izaziva zagrevanje kako samog ležaja, tako i mašinskih elemenata koji se nalaze u njegovom okruženju. Cilj brojnih istraživanja u ovoj oblasti je smanjenje trenja.

Jedan od načina prevazilaženja ovog problema je primena plastičnih materijala. U radu su opisane brojne prednosti primene ovih materijala sa pregledom njihovih karakteristika. Ukazano je na nedostatke prouzrokovane primenom plastičnih materijala.

Ovaj rad je proistekao iz rezultata istraživanja u okviru naučno - istraživačkog projekta «MEHANIKA KOMPOZITNIH MATERIJALA» finansiranog od strane Ministarstva za nauku, tehnologiju i razvoj.

Ključne reči: klizni ležaj, plastika, trenje

1. UVOD

Plastični materijali predstavljaju materijale napravljene na bazi polimera. Osnovne osobine plastičnih materijala su, [2]:

- *Veoma mala gustina.* Kreće se u intervalu $900\div 1400 \text{ kg/m}^3$. Ovo direktno utiče na manju težinu gotovih proizvoda, nižu cenu po jedinici zapremine kao i na manje inercijalne sile prilikom pokretanja delova napravljenih od plastike.
- *Niže vrednosti pojedinih mehaničkih osobina u poređenju sa metalnim materijalima.* Zatezna čvrstoća polimernih materijala varira od $2 - 100 \text{ N/mm}^2$, dok je za čelik $400 - 1000 \text{ N/mm}^2$. Ove osobine se međutim mogu znatno poboljšati ojačavanjem plastičnih materijala staklenim ili nekim drugim vlaknima. Pomenuta vlakna su najbolje iskorišćena kada opterećenje deluju duž njih. Ojačavanjem plastičnih materijala zatezna čvrstoća se povećava i do 630 N/mm^2 . U odnosu na čelik, polimerni materijali imaju znatno manju krutost, dok im je jačina na pritisak izuzetno visoka. Izduženje pri zateznom opterećenju za skoro sve plastične materijale je izuzetno visoko. Neki od plastičnih materijala poseduju znatnu otpornost i na udarna opterećenja.

- *Izvanredne elektroizolacione osobine.* Za toplotnu izolaciju su najpovoljnije plastične mase u ekspaniranom obliku. Nedostatak polimera, u pogledu električnih osobina, je taj što se usled velikog površinskog otpora stvara elektrostatički elektricitet koji utiče na skupljanje čestica prašine na površini polimera, prenošenje varnica,...

- *Lošije termičke osobine u poređenju sa metalnim materijalima.* Naime, plastični materijali imaju nisku maksimalnu temperaturu primene, nisku termopostojanost (sa porastom temperature smanjuje se zatezna čvrstoća), malu toplotnu provodljivost (ovo je posebno nepovoljna osobina u slučaju primene gde je potrebno odvoditi razvijenu toplotu – klizna ležišta).

- *Pojava starenja plastičnih materijala.* Pod starenjem se podrazumevaju sve fizičke i hemijske promene nastale na plastičnim masama u toku korišćenja, prerade ili skladištenja.

- *Odlične optičke osobine* (prozirnost određenih plastičnih materijala).

- *Lakoća prerade, mogućnost štampanja, bojenja i dr.*

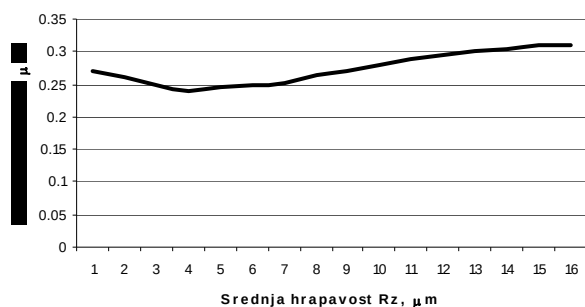
U cilju poboljšanja određenih fizičkih i mehaničkih osobina, u plastične mase se ubacuju određene materije: kalcijum karbonat, silicijum dioksid, vlaknasti materijali i dr. Ovako dobijeni materijali se još zovu i *kompozitni materijali – kompoziti*, [5,6].

S obzirom na širok opseg fizičko – hemijskih, mehaničkih i drugih osobina, plastični materijali su našli veoma široku primenu u savremenom mašinstvu. U okviru ovog rada poseban akcenat je stavljen na primenu plastičnih materijala kod kliznih ležaja.

2. PRIMENA PLASTIČNIH MATERIJALA KOD KLIZNIH LEŽAJA

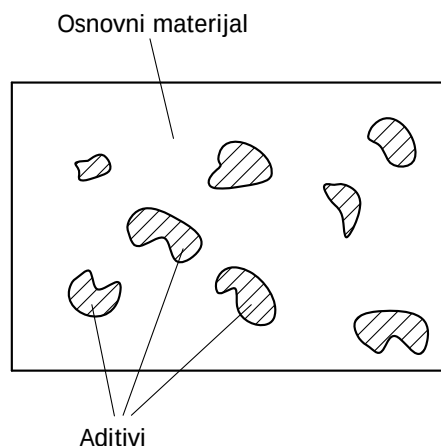
I pored manje nosivosti u poređenju sa metalnim ležajima, plastični klizni ležaji se sve češće koriste u savremenoj mašinogradnji zbog niza prednosti koje poseduju: mogućnost rada bez spoljašnjeg podmazivanja, nizak nivo buke, hemijska otpornost, električna izolacija, i dr. U principu, klizna ležišta napravljena od polimernih materijala mogu da rade bez podmazivanja. Bez obzira na tip plastike od koje je napravljen ležaj, najbolji uslovi klizanja za slučaj kada je rukavac od čelika, postižu se pri tvrdoći površine rukavca većoj od 50 HRC, [7]. Pri vrednostima tvrdoće nižim od 50 HRC, može doći do odvajanja čestica metala i do njihovog abrazivnog dejstva na površinu plastičnog ležaja. I za slučaj kada je rukavac napravljen od nemetalnog materijala, poželjno je da ima što veću tvrdoću spoljašnje površine. Međutim, u praksi treba izbegavati kombinaciju materijala ležaja i rukavca plastika/plastika zbog male nosivosti usled nedovoljnog odvođenja toplote.

Interesantna je i analiza uticaja veličine hrapavosti na koeficijent trenja (Slika 1), [7]. Za materijal ležišta uzet je politetrafluoretilen (PTFE). U slučaju veoma glatke površine rukavca napravljenog od čelika, mogu se uočiti nešto veće vrednosti koeficijenta trenja. Sa porastom hrapavosti, koeficijent trenja prvo opada, a zatim blago raste. Ova pojava je znatno izraženija kod nekih drugih plastičnih materijala.



Slika 1: Zavisnost koeficijenta trenja od hrapavosti površine rukavca

Već je rečeno da u nekim slučajevima klizni ležaji napravljeni od plastičnih materijala ne moraju ni da se podmazuju dodatnim sredstvima. U slučaju kada se podmazivanje ipak vrši, karakteristike trenja klizanja više ne zavise od vrste materijala ležišta i rukavca već od maziva, [1]. Pored spoljašnjeg (tradicionalnog) načina podmazivanja, kod plastičnih kliznih ležaja sve češće se koristi samopodmazivanje. Naime, plastičnom materijalu se dodaju određeni aditivi kao što su: kalcijum karbonat, PTFE, silikonsko ulje i sl. Aditivi nisu potpuno rastvoreni u osnovnom materijalu već su u njemu raspoređeni kao ostrvca, slika 2.



Slika 2: Unutrašnje podmazivanje plastičnih kliznih ležišta

Što su ova ostrvca manjih dimenzija, bolji je efekat unutrašnjeg podmazivanja. Dolaskom aditiva u zonu klizanja, formira se uljni film. Pored smanjenja koeficijenta trenja kontaktnih površina, aditivi utiču i na smanjenje habanja plastičnog kliznog ležaja. Naime, oni popunjavaju neravnine na površini rukavca i samim tim umanjuju njihovo abrazivno dejstvo. U mnogim slučajevima efekat smanjenja habanja ležaja je važniji od efekta smanjenja koeficijenta trenja. Tako, dodavanjem kalcijum karbonata ili staklenih vlakana u mnogome se povećava otpornost na habanje, dok koeficijent trenja čak beleži blagi rast.

3. NOSIVOST PLASTIČNIH KLIZNIH LEŽIŠTA

Samo u slučajevima sa ekstremno malom brzinom klizanja gde je oslobađanje toplote beznačajno i može se zanemariti,

nosivost radijalnog ležaja se određuje na osnovu dozvoljenog površinskog pritiska, odnosno, [1]:

$$p = \frac{F_r}{A} = \frac{F_r}{D \cdot B} \leq p_{\text{doz}} \quad (1)$$

gde je:

F_r , N - radijalno opterećenje ležišta,

D , mm – unutrašnji prečnik posteljice

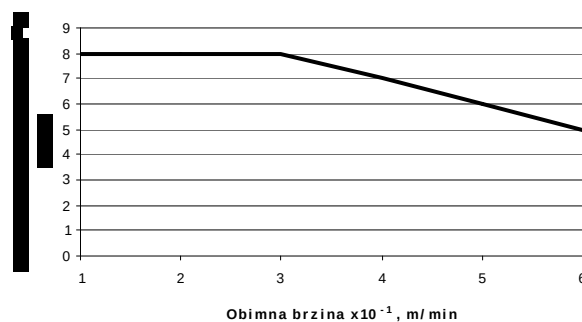
B , mm – širina ležišta.

U većini slučajeva, međutim, nosivost je ograničena količinom odvedene toplote koja se oslobodi usled trenja u toku rada. Zbog mogućnosti većeg odvođenja toplote, najčešće se koristi kombinacija u kojoj je ležaj od plastičnog materijala, a rukavac od metala. Ako je iz nekih razloga neophodno usvojiti oba materijala od plastike, potrebno je predvideti veće zazore nego za slučaj kombinacije metal/plastika.

Kao i kod konvencionalnih tipova ležišta, i kod ležaja napravljenih od plastičnih materijala ponekada se proverava karakteristika ležaja, odnosno:

$$p \cdot v \leq (p \cdot v)_{\text{doz}} \quad (2)$$

Dozvoljene vrednosti karakteristike ležaja napravljenog od materijala poliacetal (prema standardu firme Ticona Hostaform-POM) u funkciji brzine date su na slici 3, [7].



Slika 3: Zavisnost dozvoljene vrednosti karakteristike ležišta u funkciji obimne brzine

Temperatura ležaja napravljenih od plastičnih materijala ima presudni uticaj na nosivost i dužinu radnog veka. Za slučaj radijalnog kliznog ležaja i pod pretpostavkom da je na početku rada srednja temperatura okoline jednaka srednjoj temperaturi ležišta, temperatura ležišta v_L se izračunava na osnovu sledeće jednačine:

$$\vartheta_L = \vartheta_0 + f \cdot \frac{318,3 \cdot p_m \cdot v^k}{\frac{0,18}{s} + B} \cdot \mu \cdot \rho \quad (3)$$

gde je:

ϑ_0 - temperatura okoline, °C

p_m - srednji površinski pritisak, N/mm²

v - brzina klizanja, m/s

μ - koeficijent trenja klizanja,

ρ - koeficijent hrapavosti,

$$\rho = 1,1 \quad (R_z < 2\mu\text{m})$$

$$\rho = 1,0 \quad (2\mu\text{m} < R_z < 4\mu\text{m})$$

$$\rho = 0,9 \quad (4\mu\text{m} < R_z < 6\mu\text{m})$$

κ - koeficijent vrste kretanja ležaja,

$\kappa = 1,4$ (radijalni ležaj sa obrtnim kretanjem)

$\kappa = 1,0 - 1,3$ (radijalni ležaj sa oscilatornim kretanjem)

f – korekcionni faktor koji uzima u obzir dužinu vremena rada,

$$f = 0,35 + 0,0137 \cdot OT - 0,75 \cdot 10^{-4} \cdot (OT)^2 \quad (4)$$

gde je:

OT – procentualno učešće vremena rada t u ukupnom vremenu T , odnosno:

$$OT = \frac{t}{T} \cdot 100\% \quad (5)$$

s – debljina zida ležišta, mm

B – dužina ležišta, mm

Porast temperature ležišta zavisi od niza faktora: vrste opterećenja ležišta, geometrijskih dimenzija ležišta, uslova podmazivanja, hrapavosti rukavca, brzine klizanja, i dr. Ako se kontaktne površine podmazuju, osobine klizanja zavise i od osobina maziva. U slučaju podmazivanja uljem, koeficijent trenja je $\mu = 0,05$, a kod podmazivanja mašću $\mu = 0,1$.

Temperatura površine radijalnih kliznih ležaja ϑ_F izračunava se na osnovu izraza:

$$\vartheta_F = \vartheta_0 + \left(1,15 + \frac{\vartheta_L}{170}\right) \cdot (\vartheta_L - \vartheta_0) \quad (6)$$

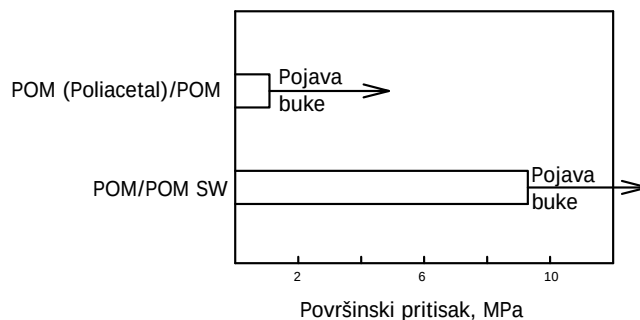
Uslov za pouzdan i siguran rad kliznog ležaja je da temperatura površine kliznog ležaja ϑ_F bude niža od dozvoljene vrednosti ϑ_{Fdop} , odnosno:

$$\vartheta_F \leq \vartheta_{Fdop} \quad (7)$$

Dozvoljena vrednost temperature površine kliznog ležaja kreće se u intervalu $\vartheta_{Fdop} = 95 - 100^\circ\text{C}$.

4. BUKA KOD PLASTIČNIH KLIZNIH LEŽIŠTA

Pored trenja i habanja, veoma je interesantna pogodnost plastičnih kliznih ležišta po pitanju sklonosti ka generisanju buke. Na osnovu brojnih istraživanja obavljenih u firmi Ticona, pokazalo se da je po pitanju ove pojave povoljnije da materijali rukavca i ležišta budu različite vrste plastike (za slučaj da su i rukavac i ležište napravljeni od plastičnog materijala). Na slici 4 prikazana je zavisnost trenutka nastajanja buke u toku rada u funkciji površinskog pritiska.



Slika 4: Zavisnost trenutka nastajanja buke u toku rada u funkciji površinskog pritiska

Analiza je vršena za dve kombinacije materijala rukavca i ležišta:

1. Oba elementa su napravljena od poliacetala (Hostaform-POM)
2. Jedan element je napravljen od poliacetala (Hostaform-POM), a drugi od poliacetala Hostaform – SW, koji je posebno otporan na pojavu buke u toku rada.

Dok se kod prve kombinacije materijala buka javlja pri veoma malim vrednostima površinskog pritiska, u slučaju druge kombinacije ona nastaje kada površinski pritisak pređe vrednost od 9 MPa.

5. ZAKLJUČAK

U okviru ovog rada prvo su istaknute najvažnije prednosti i nedostaci plastičnih materijala. Zatim su istaknute osnovne prednosti korišćenja plastičnih materijala u industriji ležaja. Detaljnije su obrađeni načini podmazivanja kliznih ležaja napravljenih od plastičnih materijala. Za razliku od konvencionalnih tipova kliznih ležaja, osnovni ograničavajući faktor za ugradnju ovih ležaja je mogućnost odvođenja generisane toplote. U radu su dati izrazi za izračunavanje temperature ležaja kao i temperature same kontaktne površine. Zatim je analizirana pojava buke u toku rada kliznih ležajeva napravljenih od različitih vrsta plastičnih masa.

Bez obzira na to što klizna ležišta napravljena od plastičnih materijala imaju ograničenu mogućnost odvođenja toplote, ova ležišta se sve više koriste u savremenoj mašingradnji i zbog toga je ovoj vrsti ležišta potrebno posvetiti posebnu pažnju u naučnim istraživanjima.

LITERATURA

- /1/ Nikolić, V, *Mašinski elementi*, Kragujevac, 2004. god.
- /2/ *Inženjersko mašinski priručnik 1*, Beograd 1992. god.
- /3/ *Inženjersko mašinski priručnik 2*, Beograd 1992. god.
- /4/ Miltenović, V, Ognjanović, M, *Mašinski elementi III*, Niš – Beograd 1995. god
- /5/ Milosavljević, D, *Kompozitni materijali I osnove njihovog dinamičkog proučavanja*, Kragujevac, 1990. god.
- /6/ Green, R, *Osnove mehanike kompozitnih materijala*, Kragujevac, 1990. god.
- /7/ *Rezultati laboratorijskih istraživanja firme TICONA*, USA

PLAIN BEARINGS MADE FROM PLASTICS

*Mr Mirko Blagojević, Faculty of Mechanical Engineering
Kragujevac
Nenad Srecković, mechanical engineer, Faculty of
Mechanical Engineering Kragujevac*

Parts of this research were supported by the Ministry of Sciences, Technologies and Development of Republic Serbia through Faculty of Mechanical Engineering University of Kragujevac – The Mechanic of Composite Materials.

Key words: plain bearings, plastic, friction

Summary

The main problem of plain bearings is the friction. The friction is detrimental appearance which induce a heating of bearing and other parts in machines near bearing. The main aim of numerous investigations in this area is reduction of friction. One manner for solving this type bearings are described in this paper. Some disadvantages are presented in yhis paper too.

Blagojević Mirko
Mašinski fakultet Kragujevac
34000 Kragujevac
Sestre Janjić 6

E-mail: mirkob@kg.ac.yu

ОБЛИКОВАЊЕ И ДИЗАЈН ХИДРАУЛИЧКОГ БАГЕРА

др Драгослав Јаношевић, доцент

Машински факултет Универзитета у Нишу

проф. Коста Крسمановић,

Факултет примењене уметности и дизајна у Београду

Резиме

У раду је дат део досадашњих резултата истраживања добијених реализацијом пројекта: **Развој нове генерације грађевинских машина**, који финансира Министарство науке и заштите животне средине Републике Србије. Резултати рада су настали током поступака концептирања и обликовања варијантних решења новог модела хидрауличког багера.

кључне речи: хидраулички багер, пројектовање

1. УВОД

Већ трећу годину Министарство науке и заштите животне средине Републике Србије финансира пројект под називом, **Развој нове генерације грађевинских машина**. Реализатори пројекта су Институт ИМК 14. Октобар Крушевац, Машински факултет у Нишу и Факултет примењене уметности и дизајна у Београду. Партиципанти пројекта су Индустрија машина и компонента ИМК 14. Октобар АД Крушевац и Холдинг Прва Петолетка Трстеник.

У оквиру пројекта се развијају два нова модела грађевинских машина: хидраулички багер гусеничар BGH 250 NLC и утоваривач точкаш ULT 250.

У овом раду се даје мањи део резултата који су настали током поступака концептирања и обликовања варијантних решења новог модела хидрауличког багера BGH 250 NLC.

2. КОЦЕПЦИЈА БАГЕРА

Пројектовање новог модела хидрауличког багера BGH 250 NLC је засновано на постављеним захтевима и ограничењима који су проистекли из свеобухватне маркетинг анализе потреба тржишта, затим, функционалне, структурне и параметарске анализе светске продукције хидрауличких багера као и сагледавања производних могућности домаће машиноградње, посебно Индустрије машина и компонента ИМК 14. Октобар АД Крушевац.

Захтевима је, поред осталог, дефинисано да је примарна функција багера ефикасно и поуздано обављање земљаних радова у грађевинарству, комуналним дела-

тностима и делимично у рударству. Посебно су наглашени високи захтеви за ергономско управљање и укупни дизајн багера. Један од постављених циљева је да нови модел багера буде профитабилан и усмерен према извозу.

При развоју багера коришћен је изразити модуларни поступак симултаног начина пројектовања, интегрисан мултидисциплинарним носиоцима (реализаторима пројекта) појединих активности (концептирање, обликовање-дизајн, конструисање).

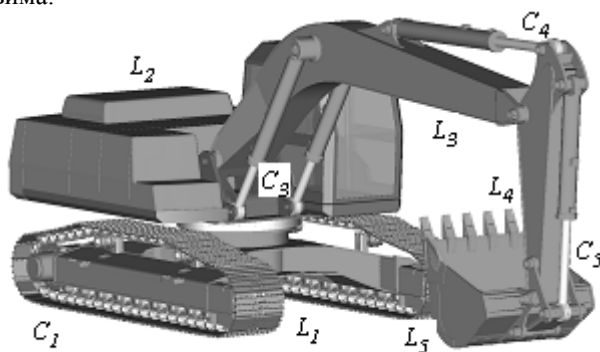
На основу спроведених анализа, за нови модел багера BGH 250 NLC усвојена је пројектна маса од око 25000 kg и петочлана конфигурација кинематичког ланца са: гусеничним кретним механизмом (L_1) (сл.1), обртном платформом (L_2) и трочланим дубинским манипулатором са стрелом (L_3), руком (L_4) и кашиком (L_5). Категорија багера масе око 25000 kg припада стандардном реду у типажу светске продукције хидрауличких багера и задржала се већ тридесет и више година. И данас, сви водећи светски произвођачи (CATERPILLAR, KOMATSU, LIEBHERR, KOBELCO, O&K, ATLAS, CESE, FURUKAWA,...) имају моделе багера у овој категорији изведене са усвојеном петочланом конфигурацијом кинематичког ланца.

Треба рећи да и садашњи серијски багер BGH 1000 F Индустрије машина и компонента ИМК 14. Октобар АД Крушевац, који је пројектован пре двадесет и више година, припада овој категорији багера. И нови багер BGH 250 NLC припада истој категорији али ће имати нове параметре.

У наставку рада даје се делимична упоредна анализа појединих решења и карактеристика постојећег багера BGH 1000 F и новог модела багера BGH 250 NLC.

Укупна маса, односно тежина, багера је основни параметар који одређује његову величину-катеорију. Зато нови модел багера BGH 250 NLC у својој ознаци садржи податак о тежини (250 kN) за разлику од постојећег багера BGH 1000 F који у ознаци садржи податак о стандардној запремини кашике (1000 l).

Код већине светских произвођача у ознаци модела садржана је маса односно тежина багера. Одређивање и поређење багера према запремини кашике, какво се код нас задржало, може да доведе до погрешних закључака па чак и дилема, јер се исти модел багера може опремити са десетак и више кашика различитих запремина. Тако је могуће да суседне категорије багера, са израженим разликама у маси, имају исте запремине кашике које се користе под различитим условима.



Сл. 1 Нови модел хидрауличког багера BGH 250 NLC

3. ГУСЕНИЧНИ КРЕТНИ МЕХАНИЗАМ

За нови модел багера BGH-250 NLC усвојена је продужена варијанта (NLC) гусеничног кретног механизма (сл.2а) са већом дужином налегања и основним елементима гусеница типа B60 са кораком ланца $t=190\text{ mm}$. Постојећи багер BGH-1000 се опрема са стандардном варијантом (ST) кретног механизма са нешто краћом дужином налегања и елементима гусеница типа D6 са кораком ланца $t=203,2\text{ mm}$.

Костур кретног механизма новог модела BGH-250 NLC (сл.2б, 2б₁) је са подужним носачима гусеница (1) кутијастог попречног пресека облика трапеза. Леви и десни подужни носачи гусеница спојени су попречним кутијастим носачем (2) X облика чији централни део по целој висини повезује вертикални стуб кружног прстенастог облика на чијем се горњем ободу налази венац за везу аксијалног лежаја (3), односно обртне платформе багера.

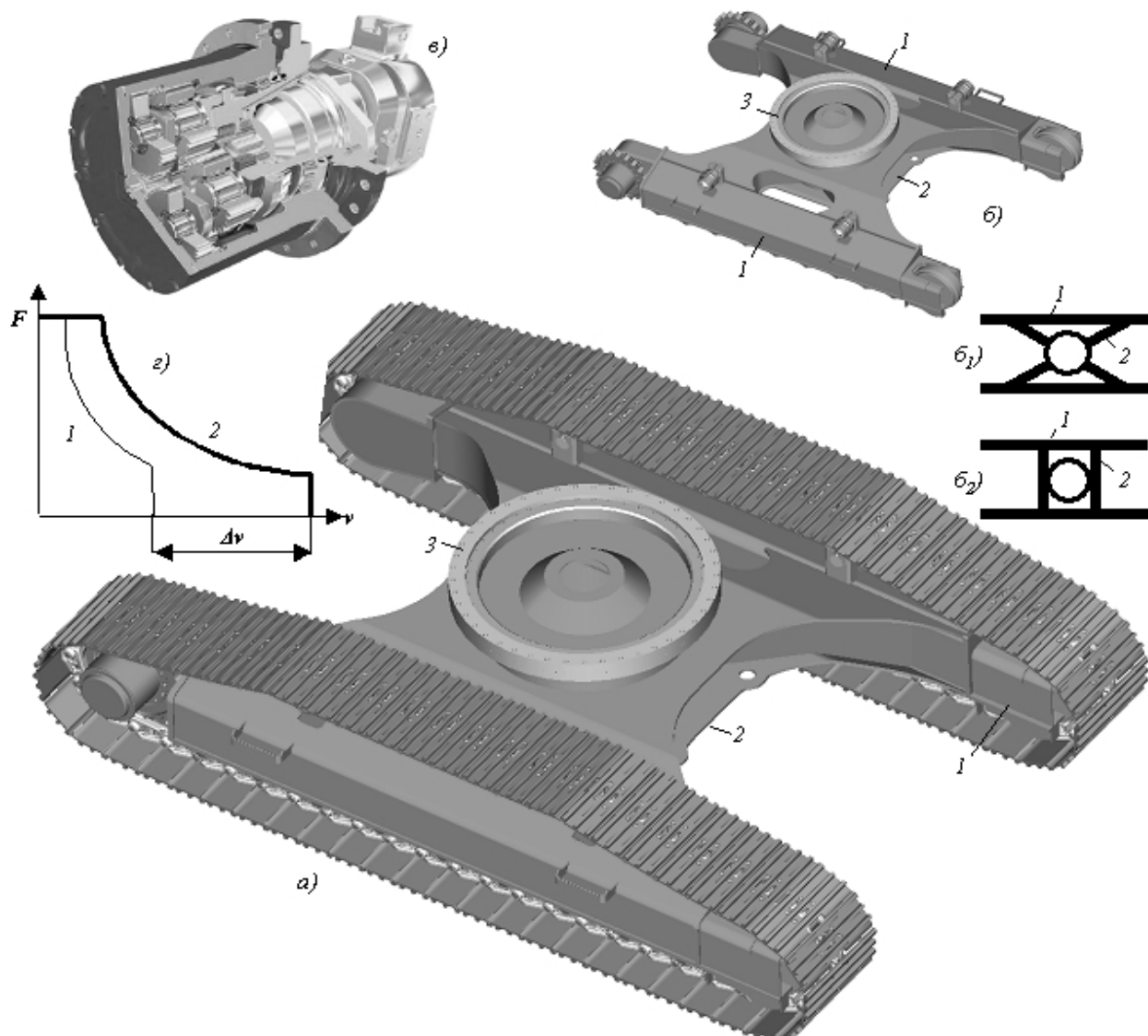
Костур кретног механизма постојећег багера BGH-1000 има подужне носаче гусеница правоугаоног кутијастог попречног пресека а попречне кутијасте носаче облика слова Н (сл.2б₂).

Обликовани костур новог кретног механизма има повећану крутост и данас се јавља, код већине произвођача багера, као стандардно извођење, посебно код кретних механизма са повећаним дужинама налегања гусеница.

Костур кретног механизма је структурно анализиран са моделом од 15992 коначна елемента, облика тетраедара, помоћу програма NASTRAN V4.0 [2].

Погони кретања новог модела багера BGH-250 NLC (сл.2в) су интегрални погони (BOSCH-REXROTH) са клипно-аксијалним хидромотором променљиве радне запремине и тростепеним планетарним редуктором са ламеластом кочницом. Нови интегрални погони гусеница су компактне конструкције која је остварена: новим концепцијом кинематике редуктора, прилагођеним обликом кућишта хидромотора и једноставним прстенастим обликом ланчаника.

Вучне карактеристике новог модела багера (сл.2г, крива 2) се знатно разликују од постојећег багера (крива 1) у погледу брзине кретања. Код новог багера променом радне запремине хидромотора може се остварити максимална брзина скоро три пута већа од максималне брзине кретања постојећег багера.



Сл.2 Ослоно-кретни механизам новог хидрауличког багера гусеничара BGH 250 NLC

4. ОБРТНА ПЛАТФОРМА

Обртна платформа новог модела багера BGN-250 NLC (сл.3а) се разликује по концепцији од обртне платформе постојећег багера.

Костур платформе новог модела багера (сл.3б и 3б₂) има главне подужне лимене носаче (1) попречног пресека облика Т и I профила. На почетку, подужни носачи имају Т профил са вертикалним лимовима у облику ушица за везу уређаја багера. У наставку, ови носачи се непрекидно продужавају изнад аксијалног лежаја и погонске групе а завршавају се прикључцима, I профила, за везу противтега (5). Подужни носачи су са доње стране повезани лимом за који се причвшћује аксијални лежај. Лева и десна помоћна платформа (2) су танки лимени U носачи висине 150 мм.

На садашњем багеру BGN-1000 главни подужни носачи костура платформе (1) (сл.3б₁) су затвореног попречног пресека (два спојена стандардна профила U 300) који не иду целом дужином платформе већ само до погонске групе. За њих се vare кутијасте ушице за везу уређаја багера. Лева и десна помоћна платформа (2) су такође направљене од профила U 300.

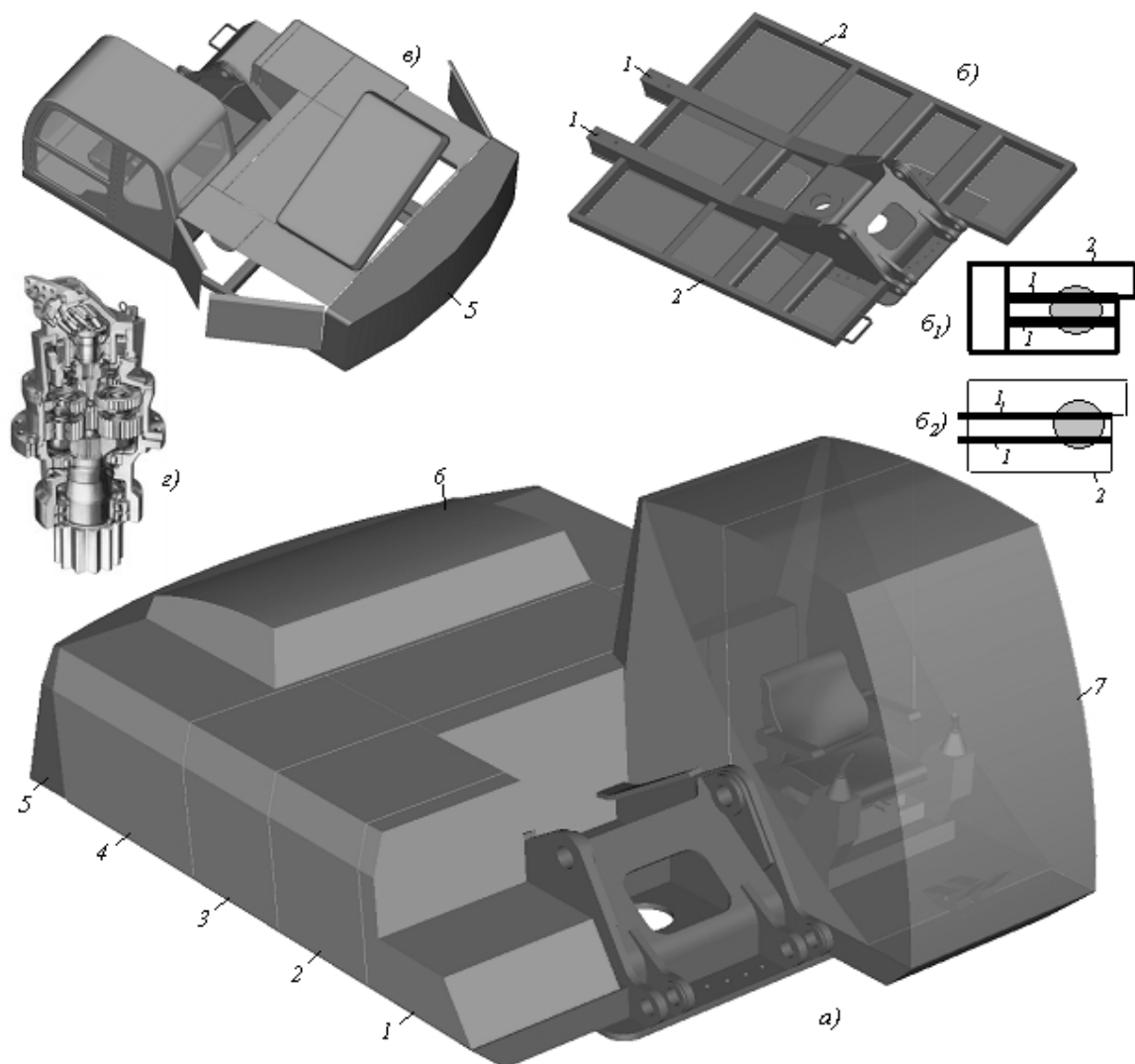
Нови концепт костура платформе је технолошки простији за израду и лакши од костура постојећег багера. Код новог модела багера координате зглобова на ушицама за везу уређаја и цилиндара стреле за платформу су померене хоризонтално према оси окретања платформе. На тај начин је избегнут непожељан препуст платформе у односу на аксијални лежај.

Код новог модела багера, за спољашњу страну десног подужног носача спаја се помоћна платформа за смештај: акумулатора, алата и прибора (1) (сл.3а), резервоара горива (2), резервоара хидрауличног уља (3) и капотаже (4) погонске групе коју чине: дизел мотор и хидропумпе.

Резервоари горива и хидрауличног уља новог модела багера имају исту висину као и капотажа платформе.

Противтег новог модела багера је заварене лимене конструкције, испуњене металним опилцима, са лучном спољашњом страницом која заатвара задњи део платформе по целој њеној ширини и висини. Код постојећег багера BGN-1000 противтег је одливак.

Капотажа погонске групе има лева и десна бочна врата (сл.3в) и покретни поклопац са горње стране изнад погонске групе.



Сл.3 Варијантна решења обртне платформе новог хидрауличног багера гусеничара BGN 250 NLC

Погон окретања платформе (сл.3г) новог модела багера BGH-250 NLC је интегрални погон (BOSCH-REXROTH) [3] са клипно-аксиалним хидромотором константне радне запремине и планетарним реду-ктом са ламеластом кочницом.

За спољашњу страну левог подужног носача костура платформе, гледано од противтега према уређају, спаја се помоћна платформа за смештај: кабине руковаоца (7), помоћних разводника хидростатичког система, система централног подмазивања (могућа опција) и усисног и расхладног система дизел мотора.

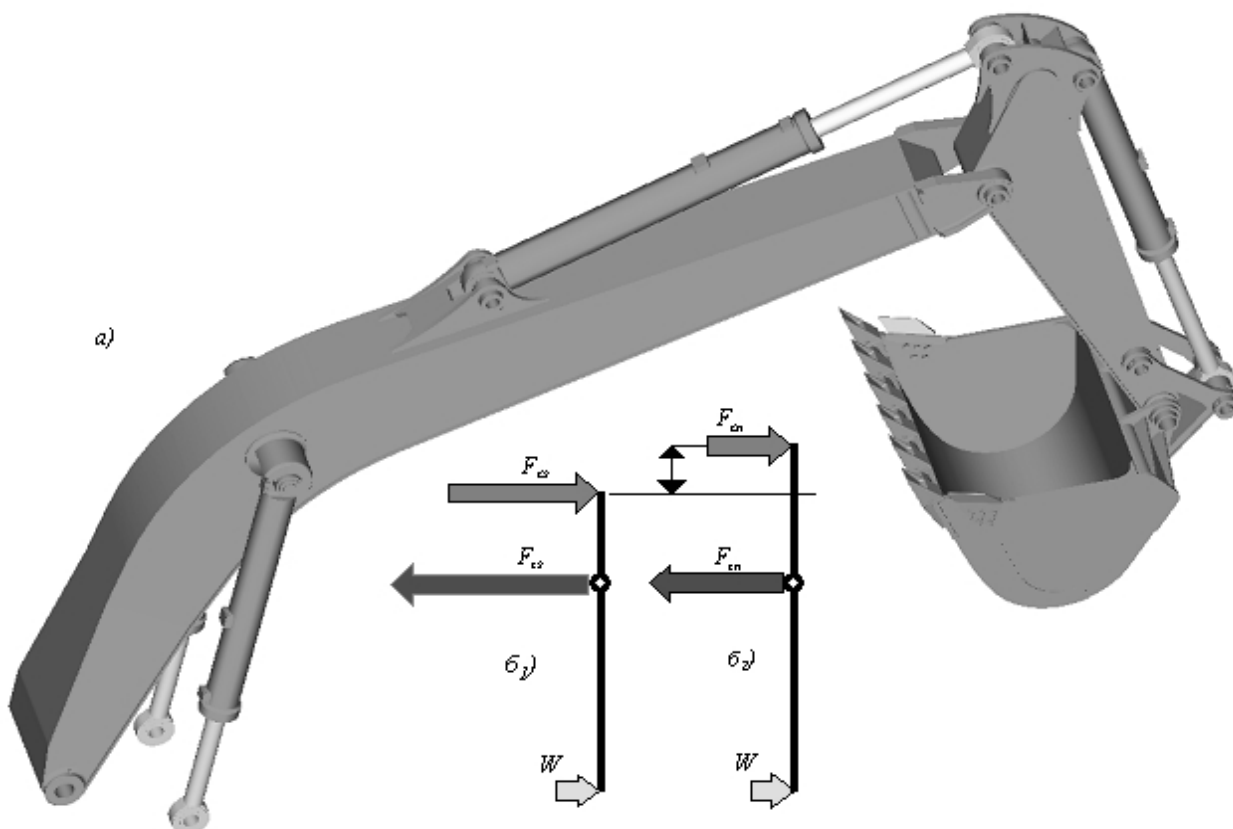
Кабина са командним местом руковаоца и свим пратећим компонентама и инсталацијама чини модул који се амортизерима везује за костур платформе а затим, преко својих сабирних прирубница и утичница, повезује за хидраулички и електрични систем багера.

Хидростатички систем новог модела багера чине два отворена кола са компонентама фирме BOSCH REXROTH. Систем напаја дупла клипно-аксијална пумпа са тах. радним притиском $p = 35 \text{ MPa}$ и тах. протоком $Q = 2 \times 218 \text{ l/min}$, за разлику од постојећег багера који има тах. радни притисак $p = 30 \text{ MPa}$ и тах. проток $Q = 2 \times 155 \text{ l/min}$. Код новог багера пумпе су са регулацијом хидростатичких параметера по критеријуму **константне снаге** и могућношћу да се на њихов опсег регулације утиче преко електроског система селективним избором три нивоа заједничког рада са дизел мотором. Избором нивоа снаге дизел мотора (CUMMINS), притиском тастера у кабини, енергетски параметри багера се могу прилагодити за тешке, средње и лаке услове рада, и на тај начин остварити оптимални манипулативни захвати багера уз економичан и еколошки рад дизел мотора.

4. УРЕЂАЈИ

Нови модел багера BGH-250 NLC се опрема са основним дубинским уређајем (сл.4а) са једноделном и дводелном зглобном стрелом. Кинематике ових уређаја су тако решене да испуњавају захтеве у погледу граничних радних дохвата, декларисаних сила копања и носивости. На новом багеру се задржавају дубинске кашике запремина: 0,8; 1 и 1,2 m^3 постојећег багера, а уводе нове кашике запремина: 0,4; 0,6; 1,4; 1,8 и 2 m^3 . Нови модел багера је могуће опремити кашикама већих запремина због промењене расподеле укупне масе багера на поједине чланове кинематичког ланца. За нови модел багера се не предвиђа дубински уређај са дводелном помичном (крутом) стрелом, који има постојећи багер, јер планирани уређај са дводелном зглобном стрелом може да обави и његове функције. И утоварни уређај постојећег багера се не предвиђа за нови модел багера јер се, како анализе показују, оптималан рад са утоварним уређајем постиже на великим багерима, масе преко 50000 kg.

Цилиндри уређаја новог багера су мањих пречника а већих ходова клипова (сл.4б₂), у односу на постојећи багер (сл.4б₁). Али се зато цилиндри новог багера везују на већим (Δr) прикључним крацима за поједине чланове кинематичког ланца, градићи тако погонске механизме који могу да савладају исте отпоре (W) као и погонски механизми постојећег багера. Међутим, код новог багера отерећења зглобова погонских механизма су знатно мања ($F_{zs} > F_{zn}$) што се повољно одражава на триболошке појаве и век трајања елемената зглобова.



Сл.4 Дубински уређај новог хидрауличног багера дусеничара BGH 250 NLC

5. ДИЗАЈН БАГЕРА

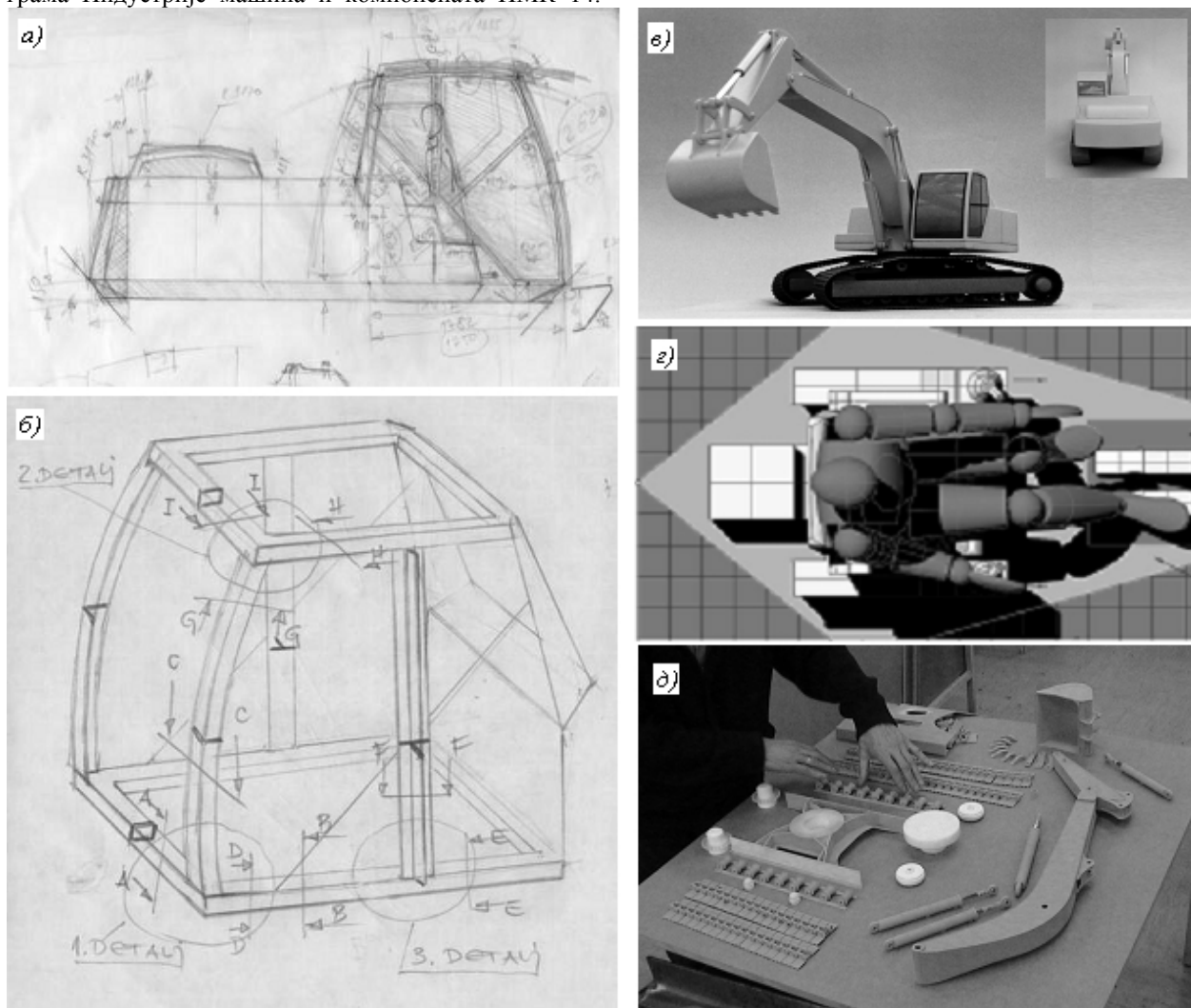
Развој дизајна новог модела багера BGN-250 NLC текао је у следећим фазама [3]:

- дефинисање захтева за нови дизајн,
- концепт дизајн и прелиминарни дизајн,
- детаљни дизајн багера.

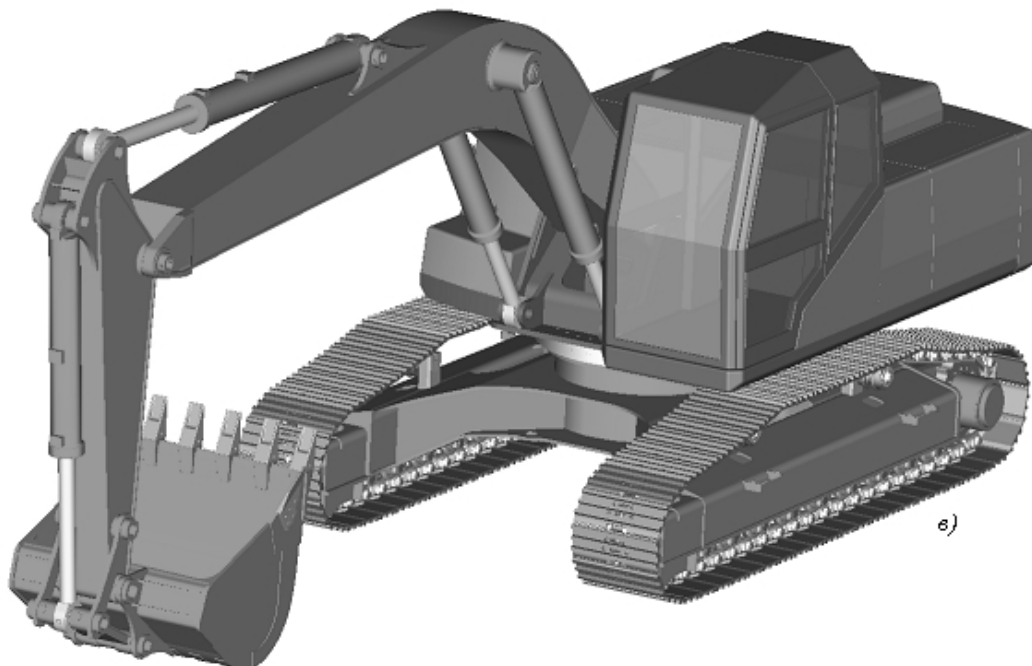
У првој фази је формирана база знања од прикупљених података и информација о стању домаће и светске продукције грађевинских машина. Паралелно са овим прикупљена је и обједињена сва документација о важећим стандардима који се односе на дефинисање, ергономију, безбедност, означавање и испитивање грађевинских машина. Скупљене су информације о примени нових материјала, њиховим карактеристикама и технолошким поступцима за обраду. Располагајућа документација о могућим техничким решењима појединих готових модула, система и компонентама новог модела багера је урађена у форми дигиталних 3D модела као подлога за развој новог дизајна.

На основу формиране базе знања анализирали су постојећи и очекивани трендови дизајна и дефинисали захтеви за нови дизајн багера. Уочено је да при решавању дизајна новог багера треба водити рачуна о стилском јединству свих машина из производног програма Индустрије машина и компонента ИМК 14.

Октобар АД Крушевац. Не ићи на сувише "футуристичке" већ оплемене класичне форме које могу технолошки да се изведу и економски подрже. Осим тога закључено је да код дизајна новог багера акценат треба ставити на обртну платформу и кабину руковођаца, док је облик уређаја багера условљен самом кинематиком а облик ослоно-кретног механизма багера унифицираним (стандарним) елементима гусеница. У другој фази, према предходно дефинисаном концептском решењу багера, урађен је већи број разноврсних **концепт скица** [4] (сл.5а,б) где су у најширим цртама и веома слободно истражена могућа решења дизајна појединих чланова кинематичког ланца багера. Детаљном анализом и међусобним комбиновањем концепт скица дошло се до **финалних скица** на основу којих су урађене варијанте **концепт модела-макета** багера (сл.5в) у размери 1:20. Свеобухватном анализом концепт скица и модела, у смислу новости, квалитета, прихватљивости решења у односу на почетне захтеве, дошло се до две варијанте дигиталног 3D модела (сл.6б,в) прелиминарног решења укупног дизајна новог модела багера. Паралелно су текле и активности на: анализи ергономије управљања у кабини багера (сл.5г) и изради појединих делова за модел-макету багера (сл.5д), у размери 1:10, која је предвиђена у трећој фази развоја детаљног дизајна.



Сл.5 Концепт скице и модели настали развојем дизајна новог модела багера BGN 250 NLC



Сл. 6 Дизајн багера: а) постојећи багер BGH 1000, б) дигитални 3D модел новог багера BGH 250 NLC - варијанта 1, в) дигитални 3D модел новог багера BGH 250 NLC - варијанта 2

6. ЗАКЉУЧАК

У току је израда концепт дизајна графике дигиталних 3D модела варијантних решења укупног дизајна новог модела багера. У оквиру ових активности врши се избор и композиција боја и дефинишу апликације ознака на машини. По завршетку овог задатка, реализатори и партиципанти (корисници) пројекта, кроз оцену понуђених решења, изабраће варијанту новог модела багера која ће се конструкционо даље разрађивати.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Д. Јаношевић, *Идејни пројект багера BGH 250 NLC*, Институт ИМК 14. Октобар Крушевац, 1999.
- [2] М. Јовановић, Д. Јаношевић, П. Милић, *Структурна МСАЕ анализа граничних оптерећења багера*, YUINFO, Копаоник, 2004.
- [3] К. Крсмановић, *Савремени поступак обликовања грађевинских машина*, ИМК 14 Истраживање и развој, број 14-15, Крушевац, 2002.
- [4] К. Крсмановић, М. Костић, Д. Вуксан, Д. Нешић, С. Ковач, *Концепти дизајна BGH 250 NLC, радни материјал*, Факултет примењене уметности и дизајна, Београд, 2002-2003.

DEVELOPMENT OF A NEW GENERATION OF BUILDING MACHINES

*dr Dragoslav Janosevic
prof. Kosta Krsmanovic*

Abstract

The paper provides part of the results achieved so far in realising the project 'Development of a New Generation of Building Machines', financed by Ministry of Science and Environment Protection of Republic of Serbia. These results have to do with the procedure of conceiving and designing variant solutions of a new model of a hydraulic excavator.

Key words: hydraulic excavator, design

Адреса: др Драгослав Јаношевић, доцент
Машински факултет Универзитета у Нишу,
18000 НИШ, А. Медведева 14, janos@masfak.ni.ac.yu

ЕЛЕКТРОХЕМИЈСКИ АКТУАТОРИ КАО САВРЕМЕНИ ПОГОНСКИ АГРЕГАТИ У ИНДУСТРИЈИ

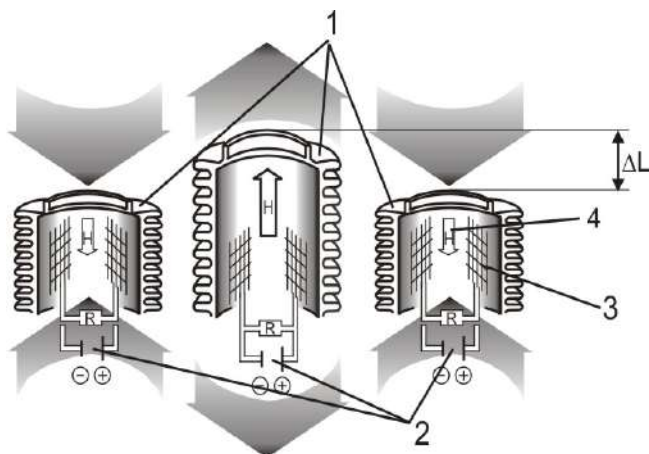
Проф. др Живота Тасић, МФ – Ниш
дипл. инж Милош Милованчевић, МФ – Ниш
дипл. инж Александар Милтеновић, МФ – Ниш

Резиме: Савремени развој технологије и технике уопште, ствара захтев за нове погонске уређаје код којих се захтевано кретање реализује непосредно без преноснике снаге. У раду је описан електрохемијски актуатор чији је рад заснован на новим принципим, који обухватају процесе који се јављају код акумулатора и у области пнеуматике. Помоћу описаних актуатора обезбеђује се погонска сила и при малим износима енергије са повољним еколошким карактеристикама.

Кључне речи: електрохемијски актуатори, инкрементално кретање

1. УВОД

Електрохемијски актуатори (electrochemical actuators ЕСА) су херметички затворени погонски уређаји (сл.1.). Радни флуид се налази између електрода облика плоче које се повезују за извор електричне струје и тела актуатора чијим се померањем претвара потенцијална енергија притиска радног флуида у кретање. Ови адаптивни погонски агрегати могу имати широку примену [1], при генерисању погонске силе одвијају се хемијске реакције [1] приказане у табели 1.



Сл.1. Изглед електрохемијског актуатора (1.тело, 2. извор електричне енергије, 3.електроде, 4.радни флуид)

Постоје различити поступци за добијање механичке енергије из електричне а основни принцип рада електрохемијског актуатора базиран је на једачини идеалног гас (1). Под дејством електричног пуњења радни флуид се преводи у гасно стање и мења запремину.

$$P \cdot V = n \cdot R \cdot T \quad (1)$$

Промена притиска гаса доводи до промене димензија актуатора односно до праволинијског кретања бочне стране актуатора. Овим поступком добија се линијско кретање без трансформације обртног кретања помоћу преносника снаге.

Упоредивањем радних карактеристика различитих електрохемијских решења актуатора може се закључити да само хемијски систем у коме се налазе никл и радни флуид резултира добијањем потенцијалне хемијске енергије без појаве воде у крајњим производима реакција, што заправо значи да код електрохемијских актуатора маса електролита остаје непромењена у току рада. Ова предност као и изузетно велики број циклуса су разлог за употребу никл-водоничних система [2]. Електрохемијски актуатори се обично састоје из редно везаних ћелија са напоном од 1,32V/по ћелији.

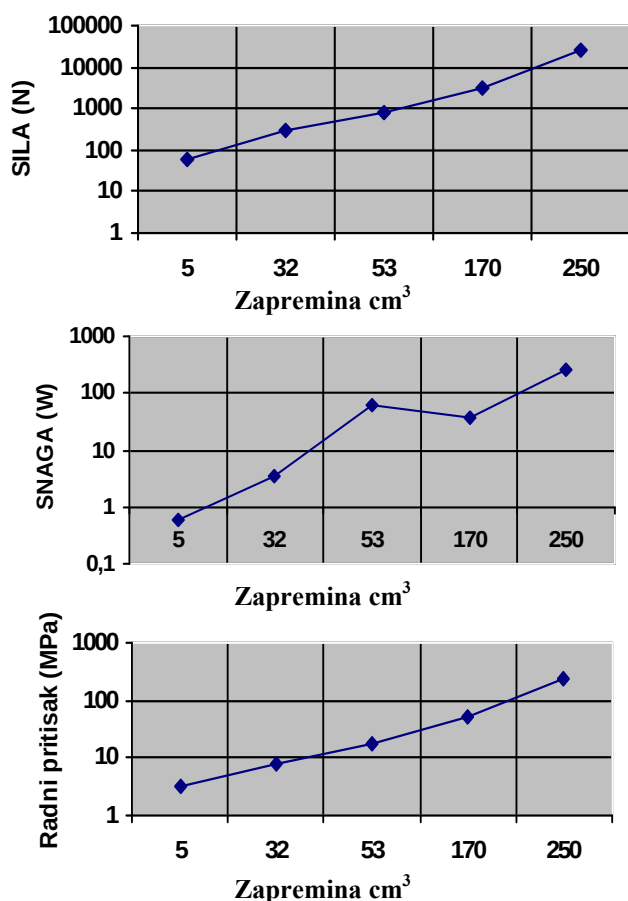
Реакција на аноди (оксидација)	I $Ni(OH)_2 + OH^- \rightarrow NiO(OH) + H_2O + e^-$ II $Ag + 2OH^- \rightarrow AgO + H_2O + 2e^-$
Реакција на катоди (редукција)	$H_2O + e^- \rightarrow \frac{1}{2} H_2 + OH^-$ I $Ni(OH)_2 \xrightleftharpoons[\text{празнjenje}]{\text{пуњење}} NiO(OH) + \frac{1}{2} H_2$ II $Ag + H_2O \xrightleftharpoons[\text{празнjenje}]{\text{пуњење}} AgO + H_2$

Табела 1. Хемијске реакције у актуатору (I: Никл-водонични систем II Сребро-водонични систем)

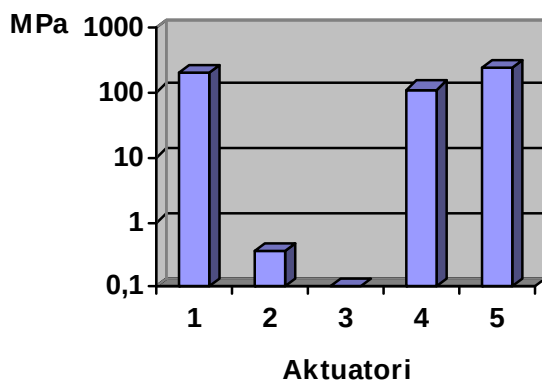
При пропуштању електричне струје код електричног пуњења врши се промена запремине радног флуида а самим тим и механички рад актуатора. Могуће је вршити управљање рада актуатора само помоћу електричног пуњења. Само са повећањем електричног пуњења јавља се повећање количине јона радног флуида. Све ово за последицу има да мала количина електричног пуњења изазива добијање мале количине радног флуида а ово за последицу има мало померање актуатора, односно могуће је остварити бесконачно мала померање.

На основу података из литературе може се закључити да савремени електрохемијских актуатори могу да обезбеде погонску силу до највише 30000N и највећи померај од 25mm. Опсег радних температура је од $-5^{\circ}C$ до $+60^{\circ}C$ а температуре приликом складиштења могу бити од $-30^{\circ}C$ до $+80^{\circ}C$ и снаге до 250W.

На дијаграмима сл.2а,б приказане су сила F и снага P актуатора у зависности од радне запремине. Назначене координате на дијаграмима односе се на податке из литературе на основу којих су дијаграми формиран. На дијаграму сл.2с приказана је зависност притиска, на бочној страни актуатора, од радне запремине. Уочава се да ове зависности нису линеарне.



Сл.2. Дијаграми карактеристика актуатора



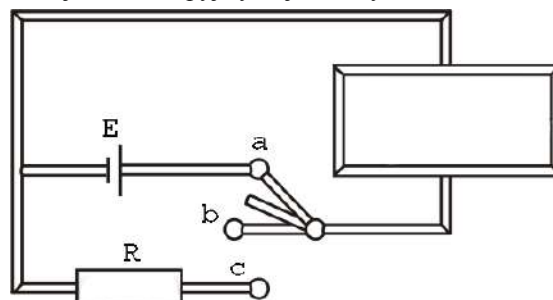
Сл.3. (1. H₂-O₂ актуатор, 2. Људски мишић, 3. Електромагнетни актуатор, 4. Пиезоелектрична керамика, 5. EXA)

2. ОСНОВНЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ ЕЛЕКТРОХЕМИЈСКОГ АКТУАТОРА

Електрохемиски актуатор може да се посматра и као пнеуматски елемент без обзира што у традиционалном смислу заправо не постоји ваздух већ радни флуид, али задржане су све особине пнеуматског елемента. Повећање силе реакције доводи до појаве реверзибилног кретања [3]. Са повећањем температуре повећава се нагло запремина која изазива механички удар.

Унутар електрохемиског актуатора притисак може варирати између 0-4 bar-а па све до 50 bar-а при чему се остварује сила од 30000N. Високи притисци (>10 bar-а)

могу се остварити само са вишезидним чланцима тела актуатора. Захваљујући електрохемиском принципу рада актуатори имају велики број предности: могућност коришћења једносмерне струје, мали ниво буке и мале амплитуде вибрација у раду. Једна ћелија електрохемиског актуатора може да ради са напонем од 2V и јачином струје у дијапазону од mA до 2A.



Сл.4. Режији рада актуатора

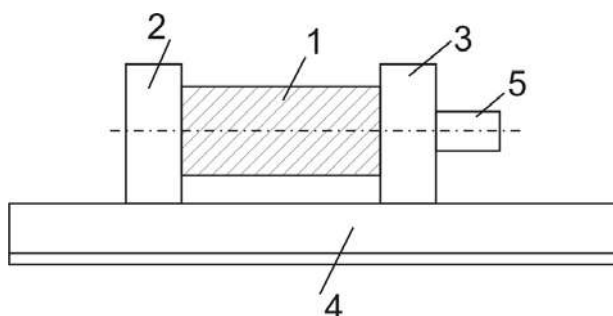
Електрохемиски актуатор има три различита режима рада сл.4, 1. пуњење «а», 2. држање «b», 3. пражњење «с». Режим рада «одржавања позиције b» односно мировања омогућава задржавање у одређеној позицији без потрошње енергије. Како сваки електрохемиски систем показује ефекат само-пражњења електрохемиски актуатор може смањити силу за 3% у временском интервалу од 10 дана. Ово је веома дуг временски период а велики број индустријских процеса могуће је окончати у овом року пре заузимања новог положаја актуатора. Истовремено са пуњењем врши се и процес складиштења енергије унутар актуатора. Процес електричног растеређивања врши се преко отпорника R_i у струјно коло сл.4, на овај начин омогућава се висок степен искоришћености до 70%.

Енергија која је складиштена у електрохемиском актуатору, при кретању актуатора из одређене позиције у почетну позицију, може се користити за друге намене. Животни век електрохемиског актуатора ограничен је само конструкцијски [4]. Како се животни век актуатора повећава са смањењем односа «радног електричног пуњења и максимално могућег електричног пуњења» изводи се закључак да већа површина електроде изазива веће максимално могуће пуњење а самим тим и дужи животни век. Такође смањењем јачине струје повећава се животни век актуатора. У случају када је потребан изузетно висок ниво поузданости врши се паралелно повезивање ћелија уместо редног, тако да се функција очува у случају отказа неке од ћелија. Захваљујући томе што постоји одређена динамика електрохемиских процеса брзина кретања се креће од 0,1-10 s/mm. Брзина коју је могуће постићи такође зависи од типа конструкције актуатора.

3. МОГУЋНОСТИ ПРИМЕНЕ АКТУАТОРА

Основна предност електрохемиског актуатора је његова особина да се директно добија линијско кретање, није потребно вршити претварање ротационог кретања у линијско, само линијско кретање може да се креће у дијапазону од 1mm до кретања од 2,5cm.

У оквиру рада сагледана је и могућност реализације система сл.5 који обезбеђује кретање на дужим растојањима од максималне дилатације ΔL у оквиру једног радног циклуса.



Сл.5. Скица предложеног решења корачног мотора са ЕХА актуатором (1. ЕХА- електрохемијски актуатор, 2 и 3. држачи (хватаљке), 4. вођице, 5. пипак помоћу кога се остварује веза са радним предметом)

Помоћу делова система 2 и 3 помоћу којих се остварује сила налегања која обезбеђује спој хватача са вођицом и позиционирање система. Ова сила се може обезбедити на више начина: помоћу електромагнета, помоћу пиезо-електричних компоненти и др. Сам систем врши инкрементално корачно кретање као код линеарног корачног мотора.

Фаза	A2	A3	ЕХА	Графички приказ
1	1	0	b	
2	1	0	a	
3	1	1	b	
4	0	1	b	
5	0	1	c	
6	1	1	b	
7	1	0	b	
8	1	0	a	

Табела 3. Графички приказ рада корачног мотора

За управљање радом система потребна су два скупа сигнала:

Сигнали којима се обезбеђује држање имају два логичка стања $x \in \{0,1\}$. При стању «1» хватаљка је побуђена и обезбеђена је сила држања (позиционирања) у датој позицији.

При стању «0» хватач није побуђен и између вођице и хватача не делује сила.

Друга група сигнала односи се на рад ЕХА $y \in \{a,b,c\}$, процес дилатације реализује се дејством сигнала «а»; одржавање у датој позицији дејством сигнала «b» а контракција дејством сигнала «с».

Графички приказ рада предложеног актуатора приказан је у табели 3. Сам процес померања за један корак подељен је у осам фаза. За управљање радом система користи се управљање помоћу електронских кола чија је брзина далеко већа од брзине ЕХА, тако да је трајање приказаних осам фаза у оквиру једног корака ограничено динамиком корака ЕХА. Приказан систем у суштини представља једноставан мехатронички систем у коме се конверзија електричне у механичку енергију врши помоћу електрохемијских актуатора.

4. ЗАКЉУЧАК

Описани ЕХА представљају мултидисциплинарни приступ решавању проблема везаних за развој нових погонских система са повољним еколошким карактеристикама. Њихов принцип рада обухвата поједине области хемије, електротехнике, електронике и машинства. Њихове основне особине су: релативно мале димензије, одсуство вибрација, повољне еколошке карактеристике, чине га погодним за ширу примену. Сам актуатор може служити као основа за реализацију сложених погонских система са корачним праволинијским или ротационим кретањем.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Z. G. Wei, R. J. Sanstom, J. Mater, Sci.1998
- [2] R. H. Baughman, Sci.1998
- [3] S. E. Park, T. R. Shrout, J. Appl. Phys. 1997
- [4] Q. M. Zhang, V. Bharti, X. Zhao, Sci.1998
- [5] R. Kornbluh, Science 2000.
- [6] W.Nicholson, Chem. Arts.

ELECTROCHEMICAL ACTUATORS, NEW DRIVES FOR APPLICATIONS

*Проф. др Живота Тасић, МФ – Ниш
дипл. инж Милош Милованчевић, МФ – Ниш
дипл. инж Александар Милтеновић, МФ – Ниш*

Summary

Electrochemical actuators are a new class of drives based on a new function principle. By the combination of an electrochemical hydrogen-producer, they bring together the world of accumulators and pneumatics. The result is compact actuators, which can apply high forces with low energy-consumption and without any noise.

Key words: Electrochemical actuators

Адреса за контакт:

Проф. др Живота Тасић
Машински факултет; Александра Медведева 14
18000 Ниш

дипл. инж Милош Милованчевић
Машински факултет;
Александра Медведева 14; 18000 Ниш
E-mail: milovanc@InfoSky.net

дипл. инж Александар Милтеновић
Машински факултет
Александра Медведева 14; 18000 Ниш
E-mail: milten@eunet.yu