

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Модул: Машинске конструкције и механизација

Предмет: Поузданост у развоју машинских сиситема

Број индекса: 352/2017

Јована З. Митровић

Анализа отказа редуктора

Мастер рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. **Др Добривоје Ћатић - ментор**

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог рада кандидат треба да представи и опише функционисање система за пренос снаге, односно редуктора. Затим, да објасни методу анализе стабла отказа, примени ту методу на реалном машинском систему, изведе закључке о поузданости тог система и да предлоге за побољшање конструкције у циљу добијања поузданијег система.

Препоручена литература:

- [1] Ћатић Д., *Методе поузданости машинских система*, Универзитет у Крагујевцу, Машински факултет у Крагујевцу, 2006.
- [2] Вујошевић М., *Анализа стабла неисправности*, Техничка књига, Београд, 1983.
- [3] Тодоровић Ј., Зеленовић Д., *Ефективност система у машинству*, Научна књига, Београд, 1994.

Крагујевац, 2019.

ментор:

Др Добривоје Ћатић, ред. проф.

РЕЗИМЕ

У оквиру рада, описани су циљеви ФТА, методологија анализе стабла отказа, дефинисање вршног догађаја и конструисање стабла отказа. Представљен је начин функционисања редуктора, извршено је рашчлањавање елемената и урађена је анализа стабла отказа, као и квалитативна анализа. На самом крају, извршена је процена стабла отказа, тумачење и презентовање резултата.

Кључне речи: анализа стабла отказа, вршни догађај, поузданост, редуктор.

ABSTRACT

In the course of the paper, FTA goals, fault tree analysis methodology, top event definition, and fault tree construction were described. The operation of the gearbox was presented, a classification of the elements was performed, and the fault tree analysis was made, as well as the qualitative analysis. Lastly, a evaluation of the fault tree analysis was done, and the results were interpreted and presented.

Key words: fault tree analysis, top event, reliability, gearbox.

САДРЖАЈ

1. УВОД.....	1
2. ОТКАЗИ ЕЛЕМЕНАТА И СИСТЕМА	2
2.1 Неочекивани (изненадни) отказ.....	4
2.2 Постепени отказ	4
2.3 Зависни и независни отказ	5
2.4 Потпун и делимични отказ	5
2.5 Перманентни отказ и отказ који се сам отклања	5
2.6 Случајни откази.....	5
2.7 Систематски откази.....	5
2.8 Узроци дешавања отказа.....	5
3. АНАЛИЗА ОТКАЗА.....	7
3.1 Анализа начина и последица отказа (Failure Modes and Effects Analysis – FMEA) ..	8
3.2 Анализа начина, последица и критичности отказа (Failure Mode, Effect and Criticality Analysis - FMCA).....	9
4. АНАЛИЗА СТАБЛА ОТКАЗА (FTA)	11
4.1 Историјски развој.....	12
4.1.1 Нежељено признање	13
4.1.2 Битна унапређења	13
4.2 Методологија анализе стабла отказа	14
4.2.1 Симболи примарних догађаја.....	18
4.2.2 Симболи капија.....	18
4.2.3 Симболи за пренос.....	19
5. ФОРМИРАЊЕ СТРУКТУРНОГ МОДЕЛА ИЛИ БЛОК ДИЈАГРАМА ПОУЗДАНОСТИ	20
5.1 Редна конфигурација елемената	20
5.2 Паралелна конфигурација елемената	21
5.3 Комбинована конфигурација елемената	22
5.3.1 Паралелно-редна конфигурација елемената.....	22
5.3.2 Редно-паралелна конфигурација елемената	22
5.4 Квалитативна анализа стабла отказа	23

5.5 Квантитативна анализа стабла отказа	25
6. СТРУКТУРА РЕДУКТОРА	27
6.1 Историја редуктора	27
6.2 Улога и избор редуктора.....	31
6.3 Подела редуктора	32
6.4 Редуктори са паралелним вратилима	33
6.5 Редуктори са вратилима која се секу.....	34
6.6 Редуктори са вратилима која се мимоилазе	35
6.7 Основни параметри редуктора	37
6.7.1 Преносни однос	37
6.7.2 Међуосно растојање	37
6.7.3 Снага редуктора.....	38
6.7.4 Избор редуктора	38
6.8 Елементи редуктора	38
6.8.1 Зупчаници	38
6.8.2 Редукторска вратила	42
6.8.3 Лежајеви.....	45
6.8.3.1 Клизни лежајеви	45
6.8.3.2 Котрљајни лежајеви	48
6.8.4 Кућица редуктора	50
7. СТАБЛО ОТКАЗА РЕДУКТОРА.....	52
8. ЗАКЉУЧАК	60
ЛИТЕРАТУРА	61

1. УВОД

Анализа отказа техничких система и њихових елемената заснива се на анализи отказа компоненти. Анализа стабла отказа (Fault Tree Analysis - FTA) једна је од најчешће коришћених метода за анализу поузданости техничких система [1]. То је дедуктивна метода у којој се узрочни догађаји који доводе до вршног догађаја утврђују у облику отказа разматране структурне јединице или система. Основа FTA методе је превођење физичких система у структурне логичке дијаграме.

Примена FTA методе даје најбоље резултате када анализу обавља тим за развој производа. На овај начин се добија потпуније и свеобухватније стабло отказа него када појединац изврши ову анализу. Тим стручњака може размотрити и представити шири спектар релевантних информација.

Једна од основних метода анализе сигурности система је конструисање шеме стабла отказа, на основу које треба извести аналитичке изразе за израчунавање поузданости тог система. Приликом пројектовања шеме стабла отказа, треба обратити посебну пажњу на технолошки начин међусобног повезивања елемената система за обављање одређене функције и повезивање тих елемената у шеми стабла отказа. Да би се створила структурна шема потребно је разумети логичку структуру конструкције система и симболе за њено састављање.

Овде се вршни догађај дефинише на почетку, а затим се анализира утицај понашања појединих елемената система на његово понашање. Анализа се ослања на дијаграмске описе који симболично описују логичке односе између догађаја. Индуктивна анализа открива нежељене догађаје система од којих се овде полази. Нежељена стања система до којих може доћи услед функционалних отказа појединих елемената система доводе до отказа система. Анализа започиње квалитативним дефинисањем вршног догађаја, а затим пролази кроз конфигурацију система да би се пронашли откази и грешке елемената система које могу довести до нежељеног догађаја. Односи између специфичних догађаја се приказују графички. Такође, прати се како ови догађаји могу проузроковати претходно одређени нежељени догађај, који се означава у горњем делу дијаграма. Догађаји који могу проузроковати нежељени догађај приказују се по редоследу. Пuteви отказа односе се на логичке редоследе догађаја који резултирају нежељеним догађајем. Стварање шеме стабла отказа захтева искуство и време и по правилу се започиње са израдом пројекта и монтажом конструкције, а затим се побољшавају квалитативне и квантитативне информације у шеми [2, 3].

Главни циљ овог рада је идентификовати основне факторе који могу допринети потпуном или делимичном отказу редуктора, као и идентификовати превентивне мере за спречавање ових отказа.

2. ОТКАЗИ ЕЛЕМЕНАТА И СИСТЕМА

Током употребе, технички системи су изложени механичким, топлотним, хемијским, светлосним, електричним и другим облицима енергије, које могу потицати од [4]:

- енергије околине,
- унутрашње енергије,
- потенцијалне енергије, која је сакупљена у материјалима приликом њиховог коришћења (унутрашњи напон и сл.).

Делујући на техничке системе ови облици енергије изазивају нежељене процесе у њима, који доводе до хабања, деформација, ломова, корозије и других оштећења техничких система, резултира променом њихових почетних параметара и доводи до смањења или губитка радне способности, односно до отказа система.

Под утицајем различитих фактора, током коришћења система или његових елемената величина неког од параметара елемената x ($x_1, x_2, \dots, x_n$) се временом мења у оквиру дозвољених граница a и b . За време ове промене параметар x_1 достиже једну од граница a или b , а излазак изван оквира дозвољених (допуштених) граница назива се отказом, односно отказ је догађај који се дешава у тренутку када је вредност параметра x_1 достигла или прешла једну од граница [5].

Промена параметра x_1 изван дозвољених граница не значи увек и губљење радне способности елемената. Због тога је потребно за сваки систем унапред формулисати карактеристике стања радне способности и неисправног стања, у зависности од намене система, услова експлоатације, итд.

Према брзини којом се одвијају, процеси који смањују радну способност система деле се на [6]:

- брзо пролазеће (вибрације, промена сила трења, колебање радних оптерећења и сл.),
- средње пролазеће (промена температуре, хабање и сл.) и
- споро пролазеће (прерасподела унутрашњих напона, запрљање делова, трење, корозија и сл.).

Отказ у погледу поузданости значи губитак способности уређаја да обавља одређену функцију. Током рада, системи и њихове компоненте (елементи) могу се наћи у једном од два могућа стања [5]:

- исправном или
- неисправном.

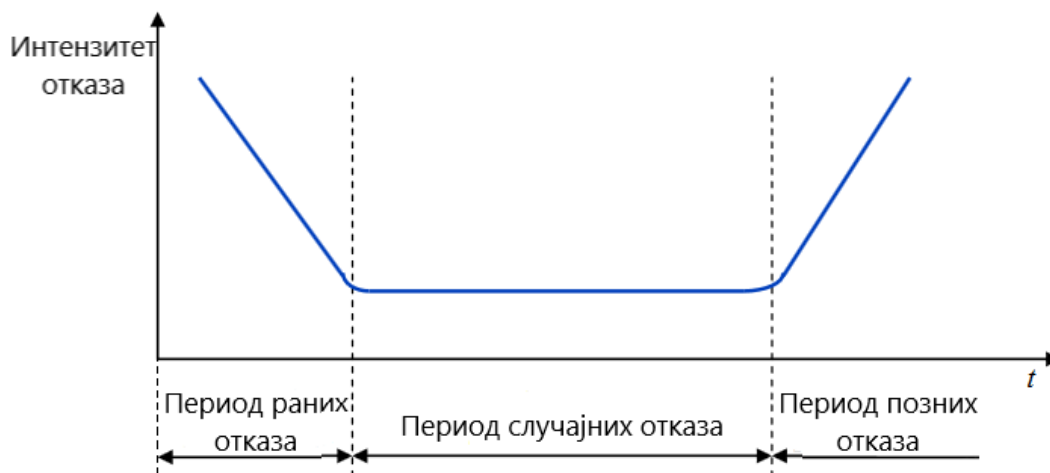
Свако одступање од прописаних радних услова може се сматрати отказом, односно отказ је догађај који резултира преласком из исправног стања (стања радне способности) у неисправно стање.

Ако дође до отказа једног дела система, то не значи да ће истовремено доћи и до отказа целог система, ако је део система на коме је дошло до отказа од периферног

значаја. Ако је део од виталног значаја за систем, његов отказ ће резултирати отказом целог система. Откази система могу бити проузроковани лошим и неадекватним одржавањем, односно појавом нежељених догађаја [7].

Постоје различити начини отклањања отказа неког техничког система, као што су: чишћење и подмазивање, подешавање, дорада резервног дела, замена саставних делова система и друго [8].

У многим техничким системима дијаграм промене интензитета отказа током експлоатације може се приказати кривом која има облик каде, као што је приказано на слици 2.1 [9].



Слика 2.1 Дијаграм промене интензитета отказа $\lambda(t)$ током радног века великог броја техничких система има облик каде

Први период је период раних, односно почетних отказа (период уходавања). То је почетак радног века у коме је интензитет отказа већи него у периоду нормалне експлоатације. Током њега откази настају као последица грешака приликом пројектовања, конструисања (лоше конструкције, лоше изабраног материјала и сл.), складиштења и пуштања система у рад. Ови откази се обично брзо отклањају. Статистички подаци о експлоатацији различитих уређаја показују да се 50% свих отказа открива у првих неколико минута рада после укључивања, након чега се интензитет отказа значајно смањује.

Други период је период случајних отказа, тј. период нормалне експлоатације у коме је интензитет отказа λ низак, а случајни откази су приближно константни током времена. За то време откази се јављају због различитих оптерећења система, нестабилних конструктивно-технолошких параметара, услова околине, руковаоца и других случајних утицаја.

Трећи је период позних отказа (период наступања дотрајалости) који представља крај радног века, у коме интензитет отказа расте и потребно је одлучити да ли је систем неопходно заменити новим или је потребно рементовати га. У овом периоду откази настају као последица дотрајалости, старења или истрошености опреме, тј. од замора, хабања, трошења, корозије и других облика слабљења основне структуре.

Да би се лакше анализирали, откази се класификују према различитим критеријумима:

- према врсти измене стања:
 - неочекивани (изненадни) отказ,
 - постепени отказ,

- према вези са другим отказима:
 - зависни отказ,
 - независни отказ,
- према могућности коришћења после отказа:
 - потпуни отказ,
 - делимични отказ,
- према периоду елиминисања отказа:
 - перманентни отказ,
 - отказ који се сам отклања (пролазни отказ, повратни отказ),
- према интензитету отказа:
 - случајни отказ,
 - систематски отказ.

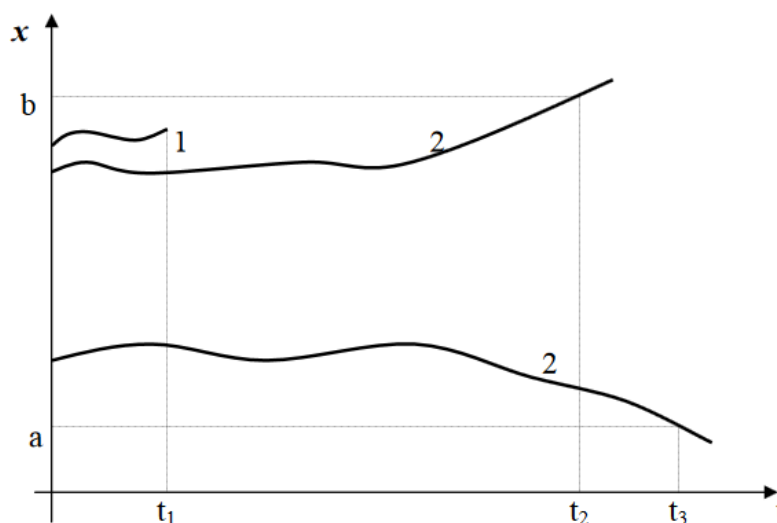
2.1 Неочекивани (изненадни) отказ

Неочекивани отказ је отказ услед нагле промене једног или више параметара елемента. Јавља се као последица нагомилавања неисправности и оштећења, а ти откази обично немају видљиве знакове њиховог приближавања. Узорци неочекиваног отказа су најчешће скривена оштећења материјала и делова елемената, као и њихова неправилна употреба. Овај отказ је коначан и доводи до потпуног губитка радне способности [5].

2.2 Постепени отказ

Постепени отказ карактерише постепена промена једног или више параметара елемената. Они настају услед истрошености материјала, старења материјала, промена напона напајања, итд. Промена параметра x може се регистровати помоћу мерних уређаја. Параметри производа могу достићи критичне вредности током рада, при чему долази до отказа производа. Будући да тренутак у којем параметар x излази из својих граница није тачно одређен, тешко је утврдити да ли је отказ настао као последица неочекиване или постепене промене. У том смислу, подела на неочекиване и постепене отказе је условна и између њих нема принципијалне разлике. Неочекивани откази најчешће су резултат постепене, али скривене промене параметра x . На пример, лом елемената сматра се неочекиваним отказом, иако је до њега дошло услед постепеног хабања [5].

На слици 2.2 [5] налази се графички приказ изненадног и постепеног отказа.



Слика 2.2 Графичко представљање изненадног (1) и постепеног (2) отказа

2.3 Зависни и независни отказ

Зависан отказ је отказ код кога се при појави једног отказа мења вероватноћа појаве другог. То је отказ елемента који је условљен отказима других елемената [5].

Код независних отказа вероватноћа појављивања једног отказа не зависи од тога да ли су се десили други откази или не. То је отказ елемента који није условљен отказима других елемената система и најчешће се јавља у једном елементу.

2.4 Потпун и делимични отказ

Отказ где систем не може да се користи до његове поправке је потпуни отказ. Многи елементи се не могу поправити након потпуног отказа (на пример, пробој кондензатора, прегревање жичаног отпорника, итд.) [5].

После настајања делимичног отказа, постоји могућност делимичне употребе елемента. То доводи само до погоршања неких карактеристика система.

2.5 Перманентни отказ и отказ који се сам отклања

Да би се утврдила функционалност елемента, при перманентним отказима, неопходно је извршити његову поправку (на пример, отказ рада телевизора услед прегревања жичаног отпорника) [5].

Отказ који се сам отклања и чије је трајање мало у поређењу са временом до следећег отказа је пролазни отказ. Ако се пролазни откази појављују један за другим, онда су то повратни откази.

2.6 Случајни откази

Случајни откази су откази код којих је интензитет отказа константан. Тада су откази условљени многим статистичким утицајима који потичу од међусобно независних фактора [5].

2.7 Систематски откази

Код ове врсте отказа интензитет отказа је променљив у току времена. Ова група укључује ране отказе и отказе услед старења. У почетку коришћења неког система обично долази до већег броја отказа услед почетних слабости или недостајућих ефеката током производње. То су тзв. рани откази. Код њих се интензитет отказа с временом нагло смањује и они се јављају у релативно кратком временском периоду [5].

2.8 Узроци дешавања отказа

„Зашто се откази дешавају?“ је често постављано питање и током година многе категорије су осмишљене да класификују опште узроке отказа. Најчешћи разлози за отказ су [10]:

- услови рада (употребе и злоупотребе),
- неправилно одржавање (намерно или ненамерно),
- неправилно тестирање или инспекција,
- грешке монтаже,
- грешке дизајна (избор материјала, претпостављено материјално стање или својство).

Већина компоненти и машине, чак и процеси, имају одређени животни век. Под нормалним условима рада, већина њих испуњавају своје време животног века. Отказ настаје када објекат откаже у краћем временском периоду него што се очекује. Важно је направити разлику између нормалне употребе и злоупотребе. На пример, возила се могу

користити на нормалан начин и имати очекиван животни век, док је злоупотреба, уколико корисници стално возе ауто великом брзином или на грубим путевима, при чему могу смањити животни век аутомобила.

Чест узрок отказа елемената и система је неправилно одржавање. Кућни апарати, рачунари, аутомобили, као и авиони, траже одржавање. Резултати неправилног одржавања су смањење животног века или довођење до потпуног отказа производа. Неправилно одржавање је понекад намерно, као што је, на пример, прескакање ремонта машина како би се обезбедило још неколико недеља коришћења. Други случај неправилног одржавања је ненамерно. Још један заједнички резултат одржавања је корозија. Монетарни губитак због корозије у Сједињеним Америчким Државама је процењен на 60 до 100 милијарди долара годишње.

Такође, узрок отказа може бити и неправилно тестирање. Понекад кадрови који се баве тестирањем имају довољно обуке, а некад премало. Овај однос у пракси може довести до ситуације у којој кадрови обављају задатак до проузроковања отказа избором погрешног теста, вршећи тест погрешно или погрешним прегледом теста. Један од примера је удар птице о млазни мотор авиона. Удар птице је био проблем током полетања и слетања авиона дуги низ година. Мотор мора бити у стању да се носи са птицама без и једног отказа, пожара или отказа постоља мотора. Мотор мора бити у стању да се угаси на контролисан начин. Индустрија млазног мотора има тест одређивања ефекта удара птица. Залеђени пилићи су одмрзнути и гурнути из топа у млазни мотор ради теста утврђивања да ли је стезник мотора у оквиру своје границе. Једног дана, нов техничар је водио тест и очигледно му нико није рекао да се одмрзну залеђени пилићи пре вршења теста. Непотребно је рећи да се мотор упалио на тесту јер га је залеђена пилетина погодила разорним ударцем.

Грешке монтаже и грешке пројектовања могу довести до отказа производа. Комбинација брзог и јефтиног уз коришћење нестручних кадрова може бити катастрофална.

3. АНАЛИЗА ОТКАЗА

Анализа отказа је процес који се обавља у циљу утврђивања узрока или фактора који су довели до нежељеног губитка функционалности. Овај обим, пре свега, односи се на пропусте компоненти, склопова или структура. Постоје многе врсте недостатака, укључујући и оне које долазе од лошег пројектовања, лошег материјала или грешке у производњи. Многи недостаци које људи траже видљиви су само под микроскопом. Иако микроскопи могу бити широко доступни, потребна знања за тумачење слика су мање доступна. Други важан тип недостатака, који се односе на питања пројектовања, може захтевати процену материјала од стране инжењера. То је зато што многи пројектанти нису добро упознати са природним варијацијама у оквиру класе материјала [11].

Анализа отказа подразумева примену најразноврснијих поступака и мера, како би се о отказу система стекла што потпунија и обухватнија сазнања. Основни циљ анализе отказа је утврђивање и изоловање узрочника отказа и на основу тога дефинисање превентивних мера (спречавање појаве отказа) и накнадних мера (отклањање појаве отказа), што би за крајњи резултат имало нормално функционисање система.

Три основне фазе животног века система у којима се примењује анализа отказа система су:

- пројектовање,
- производња и
- експлоатација.

Најкорисније и најкомпликованије је вршити анализу отказа система у фази пројектовања. Првобитно је потребно да се што реалније сагледају могући откази и њихови узрочници. Анализа се даље усложњава потребом да се предвиде или открију:

- последице сваког појединачног отказа,
- међусобна зависност појединих отказа,
- утицај отказа на функционалне карактеристике система, безбедност руковоаца и околину,
- вероватноће појаве појединих отказа,
- критичност, тј. значајност сваког појединачног отказа у односу на отказ система.

До спознаје ових података долази се неком од метода анализе отказа. Развијене методе анализе отказа су у основи сличне, а често се између себе надовезују и надопуњују. Разлике се огледају у свеобухватности појединих метода у односу на друге и конкретним решењима сваке од њих. Све ове методе се заснивају на истој полазној основи, детаљном опису и анализи конструкције, као и начину функционисања проучаваног система, укључујући све елементе система и њихове међусобне везе. На основу овога и на основу одговора које треба да да анализа отказа, види се да је за примену метода анализе отказа потребно много знања, искуства, полазних информација и снажне базе података [10].

Методе анализе отказа су следеће:

- Анализа начина и последица отказа (Failure Modes and Effects Analysis - FMEA),
- Анализа начина, последица и критичности отказа (Failure Mode, Effect and Criticality Analysis - FMECA) и
- Анализа стабла отказа (Fault Tree Analysis - FTA).

3.1 Анализа начина и последица отказа (Failure Modes and Effects Analysis – FMEA)

Анализа начина и последица отказа је метода помоћу које се идентификују и спречавају проблеми на производу или у процесу пре њиховог настанка. Ова метода је фокусирана на превенцију отказа и на смањење могућности да се отказ догоди [12].

FMEA методу је могуће применити приликом пројектовања производа, дефинисања и развијања процеса, као и на већ постојећим производима или процесима који захтевају побољшање. То је специфична метода за вредновање система, пројектовања, процеса или услуга којима се потенцијални откази могу догодити. За сваку препознату грешку, без обзира да ли је реч о познатој или потенцијалној грешци, ради се процена вероватноће појављивања, важности и откривања [13].

Анализа начина и последица отказа је системски начин осигурања да сви могући потенцијални откази у пројектовању, процесу или они који претходе пружању услуга буду узети у обзир. На основу тога, циљ примене FMEA је минимизирање вероватноће појављивања отказа.

Анализа начина и последица отказа (FMEA) је метода осмишљена тако да [14]:

- идентификује и потпуно разуме потенцијалне начине отказа и њихове узроке, као и последице отказа на систем или крајње кориснике, за одређени производ или процес,
- процени ризик повезан са идентификованим начинима, последицама и узроцима отказа и одреди приоритете за корективне мере,
- идентификује и спроводи корективне мере за решавање најозбиљнијих проблема.

FMEA треба да буде водич за развој комплетног скупа мера које ће смањити ризик повезан са системом, подсистемом и компонентом или процесом производње, односно монтаже на прихватљив ниво.

Три најчешће врсте FMEA су:

- системска FMEA,
- конструкциона FMEA и
- процесна FMEA.

Примарни циљ FMEA је побољшање пројектовања. Циљ системске FMEA је да се побољша пројектовање система. Циљ конструкционе FMEA је побољшање пројектовања подсистема или компоненте, док је циљ процесне FMEA да се побољша пројектовање производног процеса.

Системска FMEA користи се приликом анализе система и подсистема у раном развоју концепта пројектовања. Системска анализа утицаја и последица отказа у центар ставља потенцијалне отказе који настају у међусобној зависности појединих функција система, а њихови узроци су губици у целом систему или у појединачним функцијама система [13].

Конструкциона FMEA се користи за анализу производа пре него што се осмишљени дизајн производа реализује у производњи. Ова врста методе је оријентисана највише на потенцијалне отказе у самом дизајну.

Процесна FMEA се користи приликом анализе процеса. У сваком процесу дефинишу се улазни и излазни захтеви, контролне мере и потребни ресурси за успешну реализацију појединих процесних корака.

Основна сврха анализе начина и последица отказа је њена превентивна компонента с посебним нагласком на утицај на проблеме пре њиховог настанка, јер се на тај начин може смањити вероватноћа њиховог појављивања или је могуће минимизирати његове последице.

Постоје многи други циљеви за обављање FMEA, као што су [14]:

- идентификовање и спречавање опасности по безбедност,
- минимизирање губитка или побољшање перформанси производа,
- побољшање планова тестирања и верификације (у случају системске или конструкционе FMEA),
- побољшање планова контроле процеса (у случају процесне FMEA),
- разматрање промена у дизајну производа или производном процесу,
- идентификовање значајне карактеристике производа или процеса,
- развијање планова превентивног одржавања за машине и опрему у раду,
- развијање онлајн дијагностичке технике.

3.2 Анализа начина, последица и критичности отказа (Failure Mode, Effect and Criticality Analysis - FMECA)

Анализа начина, последица и критичности отказа (FMECA) је техника за процену поузданости која испитује потенцијалне начине отказа унутар система и његових делова, како би се утврдиле последице на перформансе делова и система. Сваки потенцијални начин отказа је класификован према успеху мисије и сигурности особља, односно опреме. FMECA је састављена од две одвојене анализе, анализе начина и последица отказа (FMEA) и анализе критичности (CA) [15].

FMECA је метода која:

- одређује ефекте сваког начина отказа на перформансе система,
- пружа податке за развој анализе стабла отказа и блок дијаграма поузданости,
- осигурава основу за идентификацију корена узрока отказа и развој корективних мера,
- олакшава истраживање алтернативних решења за разматрање високе поузданости у концептуалним фазама пројектовања,
- помаже у развоју метода тестирања и техника отклањања проблема,
- обезбеђује основу за квалитативну поузданост, одрживост, безбедносне и логистичке анализе.

Резултати FMECA:

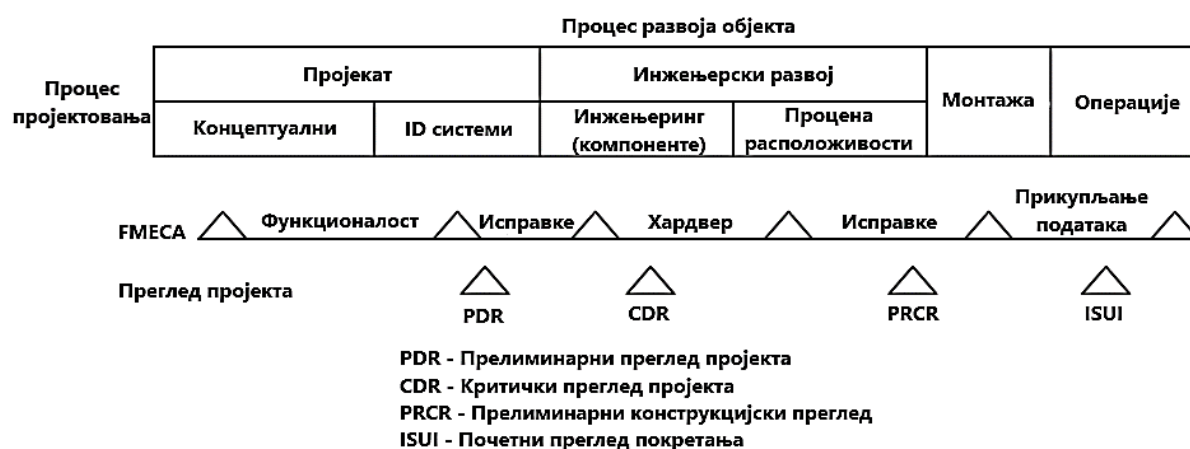
- истиче појединачне отказе који захтевају корективне мере,
- рангира сваки отказ према класификацији озбиљности последица отказа на успех мисије и безбедности особља и опреме,
- обезбеђује процене критичних интензитета отказа система,
- обезбеђује квантитативно рангирање начина отказа система или подсистема,
- идентификује компоненте за поузданост, односно безбедност.

FMECA олакшава идентификацију потенцијалних проблематичних области пројектовања, које се морају елиминисати или се мора минимизирати њихов ефекат, модификацијом дизајна или компромисом.

Информације и знање стечено обављањем FMECA могу се користити као основа за активности отклањања сметњи, израду приручника за одржавање и пројектовање ефикасних техника тестирања. FMECA пружа вредне информације за одрживост и сигурносну и логистичку анализу.

FMECA треба да буде заказана и завршена истовремено као интегрални део процеса пројектовања. Ова анализа би требала почети у раној фази концептуалне фазе пројекта, када се развијају критеријуми дизајна, захтеви мисије и параметри перформанси. Да би био ефикасан, коначни дизајн треба да одражава и обједињује резултате анализе и препоруке.

Слика 3.1 [15] приказује како би се FMECA процес требао поклапати са процесом развоја објекта.



Слика 3.1 Процес развоја објекта

Будући да се FMECA користи за подршку одрживости, сигурносне и логистичке анализе, важно је координирати анализу како би се спречило дуплирање напора унутар истог програма. FMECA је итеративни процес. Како пројекат постаје зрелији, FMECA мора одражавати додатне детаље. Када се направи измена у пројекту, FMECA се мора извршити на редизајнираним деловима. Ако је FMECA изведена исправно, она постаје важан алат за доношење програмских одлука у вези компромиса који утичу на интегритет пројекта.

FMECA може бити изведена од стране стручњака за пројектовање, инжењера поузданости, независног проценитеља или комбинације горе наведеног, уз потпуно разумевање рада и примене система који се анализира. Аналитичари затим враћају одговарајуће податке добијене од FMECA у процес пројектовања како би покренули ефективну и правовремену имплементацију корективних мера.

4. АНАЛИЗА СТАБЛА ОТКАЗА (FTA)

Систем је скуп компоненти са једином сврхом остваривања функције тог система. Вероватноћа отказа те функције одређена је интегритетом саставних компоненти као и логиком архитектуре система. Што је систем сложенији, то је већа потреба за техником дубинске анализе како би се идентификовале све могуће комбинације отказа које би могле довести до губитка интегритета система. Анализа стабла отказа (FTA) је таква техника [16].

Анализа стабла отказа је дедуктивна анализа која се фокусира на један одређени нежељени догађај и даје метод за одређивање узрока овог догађаја. Нежељени догађај представља вршни догађај у дијаграму стабла отказа који је конструисан за систем и обично се састоји од потпуног или катастрофалног отказа. Пажљив избор вршног догађаја важан је за успех анализе. Ако је сувише уопштена, анализа постаје неизводљива, а ако је сувише специфична, анализа не пружа довољно широк поглед на систем [11].

Сваки довољно комплексан систем подлеже отказу као резултат отказа једног или више подсистема или компоненти. Циљ FTA је да се користи дедуктивна логика да би се разумели сви основни узроци одређеног отказа у довољно сложенем систему, тако да се вероватноћа отказа може смањити побољшаним дизајном система (тј. одабирима различитих компоненти, строжим нивоима осигурања развоја или преко архитектонских побољшања система) [16].

FTA се спроводи да би се побољшало разумевање карактеристика система дијаграмским приказом архитектуре система, односно:

- помаже процењивању безбедности у идентификовању логичке комбинације догађаја који се прво морају десити да би дошло до нежељеног исхода и
- олакшава оптимизацију напора за одржавање.

FTA започиње од догађаја на највишем нивоу и спушта се кроз низ логичких капија према базичним догађајима (тј. догађајима који се не морају даље разбијати).

FTA се може спровести и за позитивне и за негативне догађаје:

- сегменти логичких стабала који воде до негативног догађаја, као што је случајност, дефинишу све ствари које би могле да крену наопако да би изазвале негативни догађај (Сегменти логичких стабала за негативне догађаје обично користе више „ИЛИ“ капија него „И“ капија).
- сегменти логичких стабала који воде ка позитивном догађају дефинишу све ствари које морају да раде заједно да би машина радила или да би завршила успешну мисију (Логичка стабла за позитивне догађаје обично користе више „И“ капија него „ИЛИ“ капија. Обртање излаза позитивног догађаја претвара га у негативни догађај).

Анализа стабла отказа може се једноставно описати као аналитичка техника, при којој се наводи нежељено стање система (обично стање које је критично са становишта сигурности), а систем се затим анализира у контексту свог окружења и рада, ради проналажења свих кредибилних начина на које се може догодити нежељени догађај [11].

Само стабло отказа је графички модел различитих паралелних и секвенцијалних комбинација отказа које ће резултирати појавом предефинисаног нежељеног догађаја. Откази могу бити догађаји који су повезани са хардверским грешкама компоненти, људским грешкама или било којим другим релевантним догађајима који могу довести до нежељеног догађаја. Стабло отказа приказује логичке међусобне односе основних догађаја који воде до нежељеног догађаја - који је главни догађај стабла отказа.

Важно је разумети да стабло отказа није модел свих могућих отказа система или свих могућих узрока отказа система. Стабло отказа је прилагођено његовом вршном догађају који одговара одређеном начину отказа система и оно укључује само оне грешке које доприносе овом догађају.

Такође, важно је нагласити да стабло отказа није само по себи квантитативни модел. То је квалитативни модел који се често може квантитативно оцењивати. Овај квалитативни аспект важи за готово све варијанте модела система. Чињеница да је стабло отказа посебно погодан модел за квантификацију не мења квалитативну природу самог модела.

4.1 Историјски развој

Развој FTA је резултат система везаних за безбедност који је инициран у свемирској индустрији у периоду од 1950-их до раних 1960-их [17]. Анализа стабла отказа је пружила додатну процену безбедности система увођењем концепта спречавања отказа. Уважавање и разумевање историје FTA захтева неопходност да се она сагледа у контексту безбедности система.

Историја анализе безбедности система почела је у ваздухопловној индустрији. То је био резултат изразито високих поузданости и сигурносних спецификација које су захтевали просторни и војни захтеви.

На пример, све до недавно када је развијен нови авион, он је прво дизајниран, затим је изграђен експериментални модел и на крају је био тестиран да би се утврдиле његове могућности и мане. Добијене информације, указују на неопходне промене у дизајну и циклус се понавља све док се не задовоље спецификације перформанси. Данашња авионска и путничка возила су тако сложена и скупа и спецификације су постављене тако високо да је ова процедура морала бити промењена. Данас се "грешке" морају пронаћи и кориговати, колико је то могуће, у фази пројектовања користећи аналитичку технику.

Резултат је развој системског приступа сигурности. Авион или ракета се испитује са ове тачке гледишта, а ефекти било каквих отказа или неисправности на рад авиона се процењују на основу утврђених принципијалних грешака у пројектовању које треба поправити. На овим комплексним системима развијене су софистициране аналитичке методе. Тако је тест пилот замењен инжењером за сигурност система.

Године 1961. настао је концепт анализе стабла отказа. Х. А. Вотсон из „Bell Telephone Laboratories“ користио FTA ради процене сигурности „Minuteman“ система контроле лансирања. Технологија је даље развијена и уређена од стране студијског тима компаније „Bell Telephone Laboratories“.

Тим аналитичара у компанији „Boeing“ касније је модификовао технику тако да се квантификација (одређивање појаве вероватноће догађаја отказа) стабла отказа може остварити преко дигиталног рачунара.

Иако је концепт FTA новијег датума (1961.), идеја тражења отказа у систему није сасвим нова. Друге технике као што су критична техника инцидента, анализа узрока и последица, итд. имају доста сличности с анализом стабла отказа.

FTA је првобитно коришћена 1962. године за „US Air Force“ од стране „Bell Telephone Laboratories“ на „Minuteman“ ракетном систему. Од тада, техника је усвојена и прилагођена многим компанијама које су заинтересоване за инжењеринг поузданости. FTA је добила опсежну покривеност на „Симпозијуму о сигурности система“ из 1965. године у Сијетлу, спонзорисаном од стране „Boeing“ и Универзитета у Вашингтону. „Boeing“ је почео да користи FTA за дизајн цивилних авиона око 1966. године [16].

Након тога, у америчкој војсци, примену FTA за употребу на осигурачима истраживао је „Picatinny Arsenal“ 1960-их и 1970-их. Године 1976. „Команда за материјале“ америчке војске укључила је FTA у „Приручник за инжењерски дизајн“. „Центар за анализу поузданости“ у „Rome Laboratory“ и његове организације (сада „Центар за анализу информација о системима одбране“), објавио је документе о FTA и блок дијаграмима поузданости након 1960-их.

Године 1970. америчка „Федерална управа за ваздухопловство (ФАА)“ објавила је промену прописа о пловидбености категорије превоза авиона у „Федералном регистру“. Ова промена усвојила је критеријуме вероватноће отказа за системе и опрему авиона и довела до широке употребе FTA у цивилном ваздухопловству.

1998. године FAA је објавила налог којим се утврђује политика управљања ризиком и анализа опасности у низу критичних активности изван сертификације авиона, укључујући контролу ваздушног промета и модернизацију америчког националног система ваздушног простора. То је довело до објављивања „Приручника за сигурност система“ од стране FAA, који описује употребу FTA у различитим типовима анализе опасности.

Данас је FTA методологија у широкој употреби у системској сигурности и поузданости, као и у свим главним областима инжењерства. Описана је у неколико индустријских и владиних стандарда.

4.1.1 Нежељено признање

Понекад је случај да у систему безбедности пријекту није обезбеђена одговарајућа пажња све док не дође до неког инцидента. Тада се користи систем безбедности да би се решио проблем који је проузроковао тај инцидент, као и сваки други проблем који би могао да изазове отказ [18].

NASA је, након што се подлога у Аполу 1 запалила 1967. године, ангажовала „Boeing“ да примени нов и обиман програм безбедности на цео пројекат. Као део безбедносног система, на цео Аполо систем је примењена анализа стабла отказа.

Након незгоде нуклеарног постројења на острву Три миље 1979. спроведено је неколико студија коришћењем анализе стабла отказа. Пре ове незгоде била је спроведена студија WASH-1400 да би се проценио план нуклеарног постројења. Ова студија је користила FTA методу врло опширно, што је довело до тога да се метода легитимизује и да се промовише њена употреба у истрагама незгода.

На свемирском шатлу Челинџер десила се незгода 1986. године. Након ње коришћена је метода анализе стабла отказа да би се обезбедила адекватна поузданост система. Ова студија показала је велики значај FTA методе.

4.1.2 Битна унапређења

FTA метода је веома једноставан процес, али када су стабла отказа велика и комплексна, она постају много тежа за решавање. Анализа стабла отказа је повезана

директно са обимом, комплексношћу, као и капацитетом рачунара. У почетку, спроводила су се многа истраживања за развој прилагодљивих FTA алгоритама, због тога што су тада снага и капацитет компјутера били много више ограничени него данас [18].

Рани FTA компјутерски софтвери били су ограничени због меморије и брзине компјутера, док су данашњи FTA програми постали лаки и једноставни за употребу.

Највеће предности FTA технологије су побољшан кориснички интерфејс и побољшана корисничка снага компјутера, које су повезане са побољшањем компјутерске технологије. Ове предности анализе стабла отказа не би биле постигнуте да није напредовала компјутерска индустрија.

Битна побољшања у FTA процесу су:

1. напредак од цртања стабла ручно, преко шаблона, до употребе рачунара,
2. прелаз са главног компјутера компаније на РС рачунаре,
3. прелаз са главног плотера на десктоп штампаче,
4. премештање компјутера и FTA алата на кориснички радни сто,
5. софтвер је постао лак и једноставан за употребу,
6. графички кориснички интерфејс уместо ASCII текст фајлова без визуелизације;
7. софтверски пакети су постали јефтини,
8. унапређени компјутери - алгоритми, величина, брзина, итд.

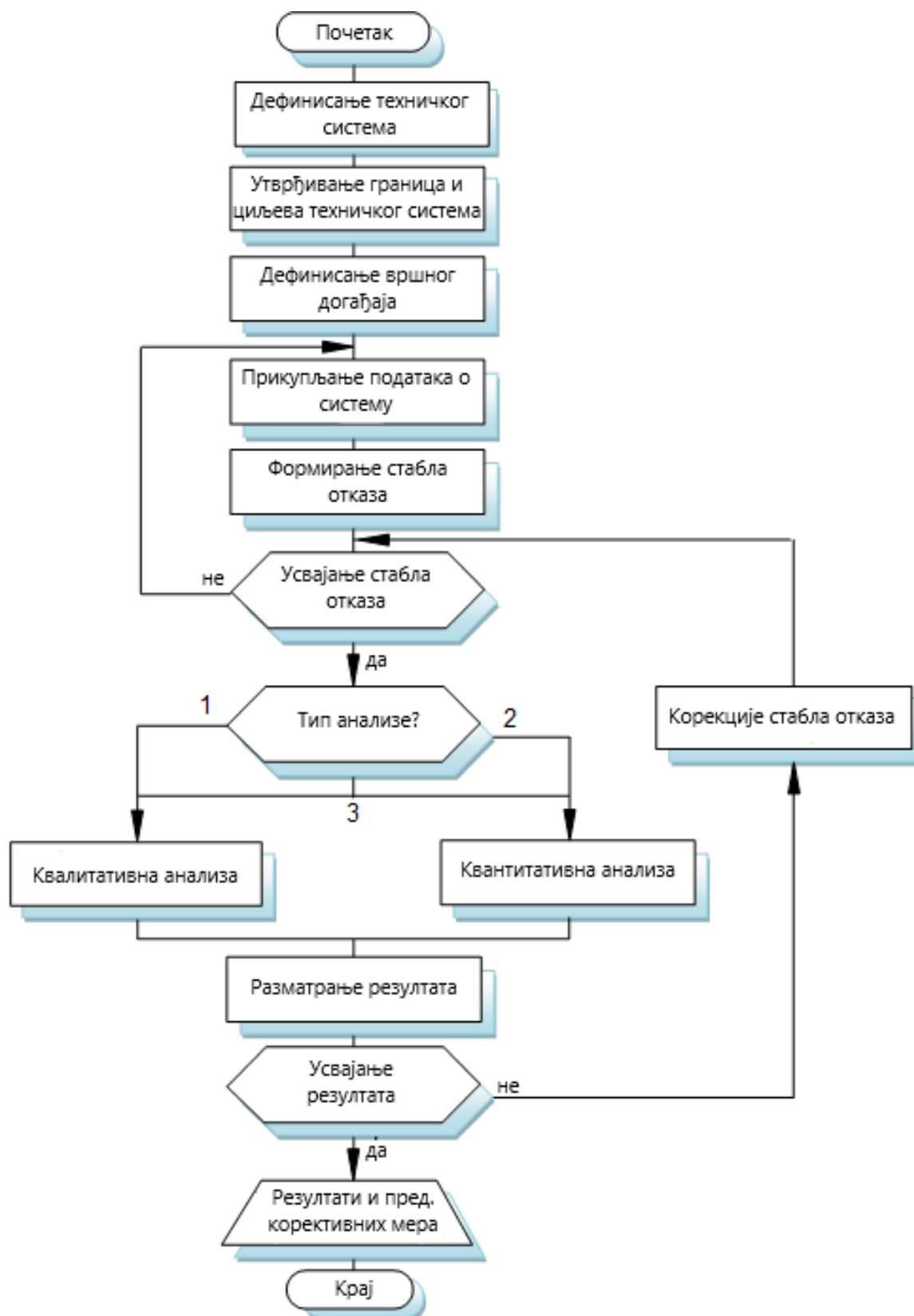
4.2 Методологија анализе стабла отказа

Анализа стабла отказа је дедуктивна метода која предвиђа највероватније узроке отказа система. Моделирањем и симулацијом услова који доводе до отказа система долази се до резултата анализе стабла отказа. FTA је метода која разматра потенцијалне отказе, пропусте и њихове узроке. Пошто је реч о дедуктивној анализи, потребно је прво дефинисати систем и описати услове који дефинишу делимични и потпуни отказ система. Анализа се наставља тако што се систем дели на подсистеме, склопове, подсклопе и елементе и дефинише услове под којима они отказују, тј. узрок отказа. Да би се извршила исправна и најједноставнија анализа, мора се дефинисати методологија анализе стабла отказа [1].

Анализом броја и редоследа корака анализе стабала отказа различитих техничких система створена је методологија анализе стабла отказа машинских система. Пошто је FTA један од два поступка анализе стабла догађаја, генерализација поменуте методологије је резултирала методологијом анализе стабла отказа приказаном на слици 4.1 [1], која се може применити на било који технички систем. Као што се може видети са слике, методологија анализе стабла отказа укључује:

- дефинисање техничког система,
- утврђивање ограничења и циљева техничког система,
- дефинисање вршног догађаја,
- систематско прибављање и анализа података о систему,
- формирање стабла отказа за унапред одређени вршни догађај,
- проверу и усвајање стабла отказа,
- квалитативну и квантитативну анализу,
- преглед резултата и верификацију комплетности и усклађености са захтевима,
- усвајање резултата и
- представљање резултата и предлог корективних мера.

На почетку анализе поузданости машинског система, методом анализе отказа дефинишу се и одређују границе и циљеви система. Из практичних разлога, наводе се све претпоставке које се односе на систем и које ће се користити у будућем раду.



Слика 4.1 Методологија анализе стабла отказа

Вршни догађај у стаблу отказа може бити општи (у облику отказа или правилног рада система) или специфичан (ако се односи на само нека стања система или његових компоненти), зависно од система који се анализира. Пажљив избор вршног догађаја је врло важан за успех анализе. Ако је догађај превише општи, анализа постаје преобимна и неизводљива. Ако је догађај превише специфичан, анализа не пружа довољан увид у систем. Вршни догађај мора бити у потпуности дефинисан да би узрочни догађаји могли бити јасно идентификовани [1].

Аналитичар мора веома добро проучити систем пре него што размотри формирање стабла отказа са становишта структуре, начина рада и међусобног односа компоненти. То се заснива на скупу информација садржаних у конструкционој документацији произвођача, прорачунима, извештајима о испитивањима, каталозима, упутствима за одржавање, рекламацијама купаца итд. Само потпуно познавање функционисања система и његових компоненти као и њихових веза омогућава да се логичком анализом утврде потребни и довољни услови за реализацију вршног догађаја. У првој фази пројектовања, функционални блок дијаграм може послужити као основа за креирање стабла отказа. Функционална анализа структурних целина техничког система и стварање функционалног блок дијаграма врши се тако што се:

- идентификују компоненте система као и начин њиховог рада,
- издвајају елементи система најнижег структурног нивоа и описују њихове елементарне функције,
- идентификују сви улази и излази система и сумирају њихове везе са другим системима и
- црта функционални блок дијаграм система, који не само да показује како су компоненте међусобно повезане, већ и јасно дефинише спољашње везе система.

Стабло отказа се формира помоћу симбола за догађаје, логичких капија и симбола за пренос. Велика предност симболике стабла отказа је у томе што се симболи догађаја повезани са логичким капијама могу лако превести у алгебарске изразе.

За догађаје се користи много различитих симбола који показују да ли су у питању сложени или базични иницирајући догађаји. Правоугаоник се користи за сложене догађаје. Међу симболима за базичне догађаје најчешћи је круг који показује стање елемента система у зависности од његових својстава и ромб који означава неразвијени догађај. Број симбола у облику ромба у стаблу отказа указује на дубину анализе.

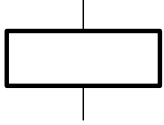
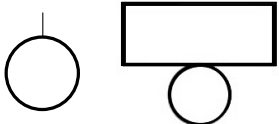
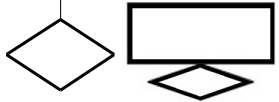
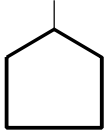
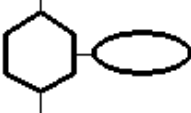
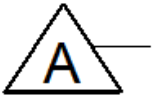
Логички симболи у стаблу отказа омогућавају условљеност и повезаност догађаја нижег и вишег нивоа. Поред симбола логичких капија, постоји и низ других мање коришћених симбола, нпр. приоритетна „И“ капија, искључива „ИЛИ“ капија, итд.

Преносни симболи у облику троуглова са идентификационим симболом у облику слова омогућавају формирање сложених стабала отказа у облику матичног стабла и одређеног броја подстабала. Ако постоје идентични делови стабла отказа, употребом ових симбола избегавају се непотребна понављања истих делова стабла, чиме се штеди простор и побољшава видљивост стабла.

Када се стабло отказа заврши, систематски се анализира због разумевања логичке повезаности догађаја и бољег разумевања различитих стања система. Процес анализе требао би се усредсредити на грешке које ће се највероватније догодити. Ако стабло отказа не одражава стварно стање или нису обухваћени сви важни догађаји или не постоји логичка веза између базичних и вршног догађаја, обављају се додатне аквизиције системских података и промене у стаблу отказа.

Типично стабло отказа је састављено од низа симбола који су дати у табели 4.1 [1].

Табела 4.1 Символи за догађаје, логичке капије и пренос

СИМБОЛИ ПОСРЕДНИХ ДОГАЂАЈА	
	Вршни или посредни догађај
СИМБОЛИ ПРИМАРНИХ ДОГАЂАЈА	
	Примарни (изворни) базични догађај
	Условни догађај
	Секундарни (неразвијени) базични догађај
	Нормално очекивани догађај
СИМБОЛИ КАПИЈА	
	„И“ капија
	„ИЛИ“ капија
	Блокирајућа капија
СИМБОЛИ ЗА ПРЕНОС	
	Пренос „у“
	Пренос „из“

4.2.1 Символи примарних догађаја

Правоугаоник означава догађај на излазу из логичке капије (вршни или посредни), који се јавља као последица логичке комбинације улазних догађаја. Овај догађај настаје због једног или више претходних узрока који делују преко логичких капија. Сви посредни догађаји су симболизовани правоугаоником.

Круг описује примарни базични догађај који покреће отказ и не захтева даљи развој. Другим речима, круг означава да је постигнут одговарајући лимит даљег разлагања. То је независан догађај који се користи само као улаз у логичку капију и представља завршетак стабла отказа у тој тачки [1, 11].

"Овал" означава условни догађај дефинисан у облику специфичних услова или ограничења, која се односе на било које логичке капије и обично се примењује у комбинацији са логичким капијама.

Ромб описује секундарни базични догађај који није даље развијен било зато што је догађај недовољан или зато што информације које су релевантне за догађај нису доступне, или мале значајности последица, или избегавања паралелности анализе.

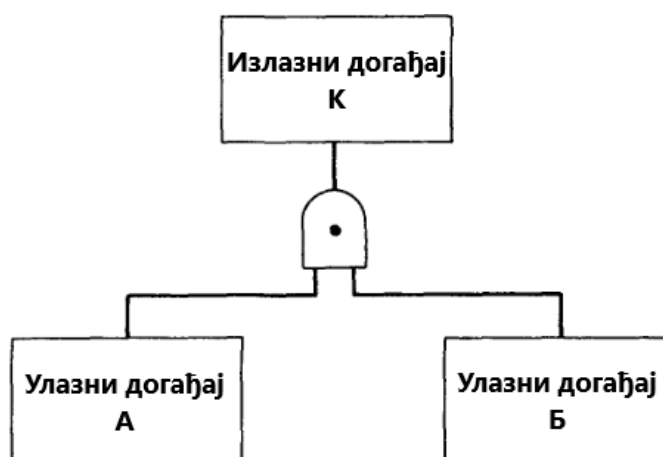
"Кућица" се користи да означи догађај чије се појављивање очекује у току нормалног функционисања техничког система у пројектованим условима рада и који може узроковати вршни догађај: на пример, промена фазе у динамичком систему. Дакле, симбол кућице приказује догађаје који сами по себи нису грешке.

4.2.2 Символи капија

Постоје два основна типа капија за стабло отказа: „И“ капија и „ИЛИ“ капија. Све остале капије су посебни случајеви ова два основна типа. Са једним изузетком, капије су симболизоване штитом са равном или закривљеном базом [1, 11].

„И“ капија се користи да покаже да се отказ на излазу појављује само ако се појаве сви улазни догађаји. Може бити било који број улазних догађаја на „И“ капији. Графички симбол садржи идентификациони знак "." и "И".

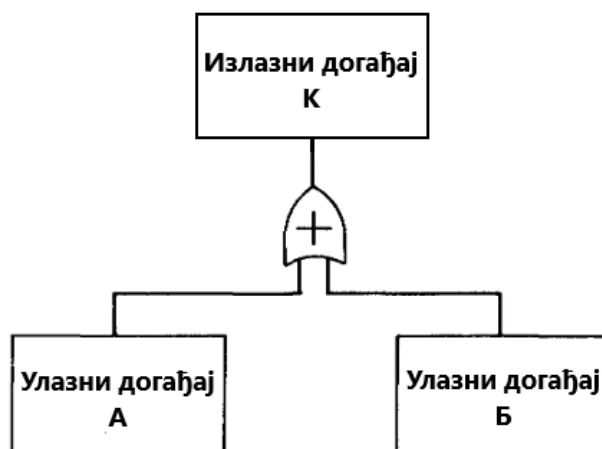
Слика 4.2 [11] приказује типичан улаз са улазним догађајима А и Б и излазним догађајем К. Догађај К се појављује само ако се догоде догађаји А и Б.



Слика 4.2 „И“ капија

„ИЛИ“ капија се користи да покаже да се излазни догађај појављује само ако се догоди један или више улазних догађаја. Може постојати било који број улазних догађаја за „ИЛИ“ капију. Графички симбол садржи идентификациони знак "+" или "ИЛИ".

На слици 4.3 [11] приказана је типична „ИЛИ“ капија са два улаза са улазним догађајима А и Б и излазним догађајем К. Догађај К се појављује ако се појави или само догађај А или само догађај Б, или ако се појављују оба.



Слика 4.3 „ИЛИ“ капија

Улазни догађај у блокирајућу логичку капију доводи до реализације излазног догађаја само у случају ако је задовољен условни догађај [1].

4.2.3 Символи за пренос

Троуглови се уводе као симболи преноса и користе се као погодност да би се избегло велико дуплирање у стаблу отказа. Линија из врха троугла означава пренос „у“, а линија са стране пренос „из“. Пренос „у“ прикључен на капију ће се повезати са његовим одговарајућим преносом „из“. Овај пренос „из“, на другом листу папира, садржи још један део стабла који описује улаз у капију [1, 11].

Пренос „у“ означава да је стабло отказа даље развијено на догађај одговарајућег преноса „из“ који је означен истим идентификационим великим словом (нпр. на другој страни).

Пренос „из“ означава да се овај део стабла отказа мора припојити на одговарајући пренос „у“ који је означен истим идентификационим великим словом.

5. ФОРМИРАЊЕ СТРУКТУРНОГ МОДЕЛА ИЛИ БЛОК ДИЈАГРАМА ПОУЗДАНОСТИ

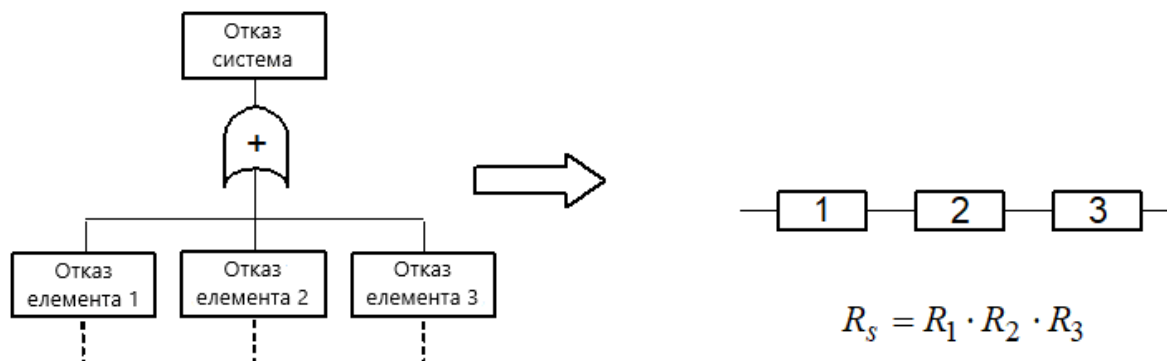
Сви технички системи представљају функционалну целину која се састоји од елемената, односно компоненти које су повезане одређеним односима. Да би се разумело како елементи функционишу, морају се разумети њихови односи. Треба направити разлику између блок дијаграма и блок шеме система, јер блок шема наглашава функционалне везе елемената, док блок дијаграм приказује утицај отказа елемента на отказ система [19].

Начини повезивања у структурном блок дијаграму могу бити:

- редна конфигурација елемената,
- паралелна конфигурација елемената,
- комбинована конфигурација елемената (редно-паралелна или паралелно-редна конфигурација),
- специфичне везе елемената (за сложене системе) и
- резервисани системи.

5.1 Редна конфигурација елемената

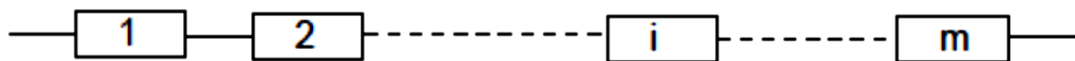
Редна веза се у поузданости користи да представи „ИЛИ“ логичку капију у стаблу отказа (слика 5.1 [1]).



Слика 5.1 Претварање стабла отказа са „ИЛИ“ логичком капијом у блок дијаграм поузданости

Ако се систем приказује преко редне везе (слика 5.2 [1]), то значи да исправно ради ако сви елементи система раде исправно. Ако X_i представља елемент у исправном стању, онда је поузданост таквог система једнака вероватноћи прсека догађаја, $X_1, X_2, \dots, X_i, \dots, X_m$, односно:

$$R_s = P(X_1 \cap X_2 \cap \dots \cap X_i \cap \dots \cap X_m). \quad (5.1)$$



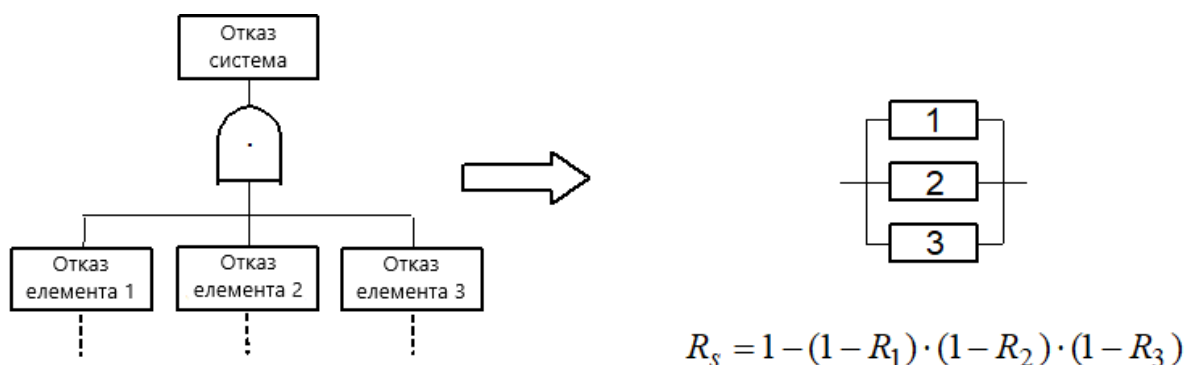
Слика 5.2. Пример редне везе

Ако рад једног елемента не утиче на рад осталих елемената или ако су откази независни, поузданост система може се описати на следећи начин:

$$R_s = R_1 \cdot R_2 \cdot \dots \cdot R_i \cdot \dots \cdot R_m = \prod_{i=1}^m R_i. \quad (5.2)$$

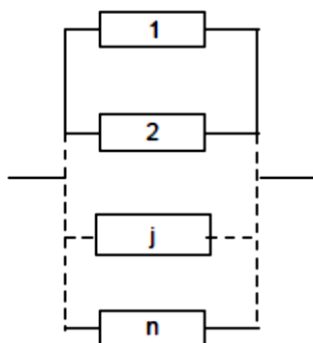
5.2 Паралелна конфигурација елемената

Паралелна веза се у поузданости користи да представи „И” логичку капију у стаблу отказа (слика 5.3 [1]).



Слика 5.3 Претварање стабла отказа са „И” логичком капијом у блок дијаграм поузданости

Систем са паралелном конфигурацијом отказује ако сви елементи система откажу, тј. поузданост система са паралелном везом је приказана на слици 5.4 [1].



Слика 5.4 Блок дијаграм поузданости система са паралелном везом

Поузданост система са паралелном везом може се описати на следећи начин:

$$R_s = 1 - F_s = 1 - \prod_{j=1}^n (1 - R_j), \quad (5.3)$$

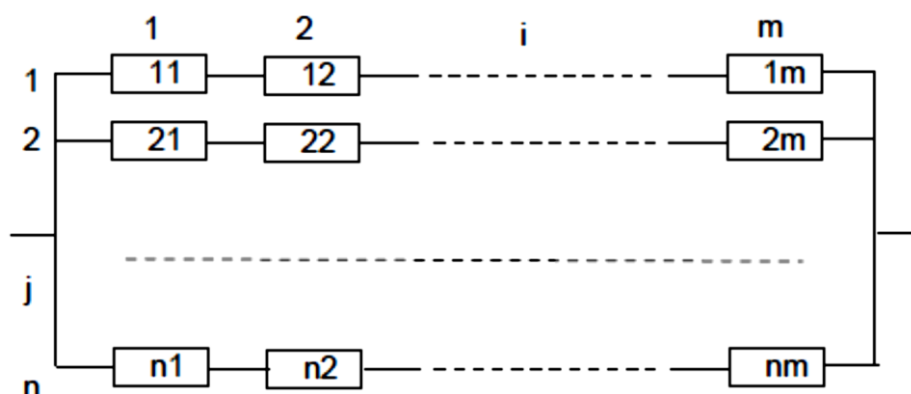
$$R_s = 1 - (1 - R)^n. \quad (5.4)$$

5.3 Комбинована конфигурација елемената

У системима са комбинованом конфигурацијом елемената, одређивање поузданости своди се на откривање редних и паралелних веза. Тада се за њих утврђује поузданост, а систем се затим своди на еквивалентни редни или паралелни модел. Подразумева се да су откази елемената међусобно независни. Постоје две основне комбиноване конфигурације, а то су паралелно-редна и редно-паралелна [19].

5.3.1 Паралелно-редна конфигурација елемената

Блок дијаграм система представљен паралелно-редном везом садржи n грана са по m редно везаних елемената, као што је приказано на слици 5.5 [19].



Слика 5.5 Блок дијаграм поузданости система са паралелно-редном везом

Поузданост система се може одредити коришћењем следећег израза:

$$R_s(t) = 1 - \prod_{j=1}^n [1 - R_j(t)], \quad (5.5)$$

где је:

$R_j(t)$ - поузданост рада j -те гране у току времена рада и

n - број грана у паралелној вези у блок дијаграму поузданости.

Ако су вредности поузданости свих елемената исте, користи се следећи образац:

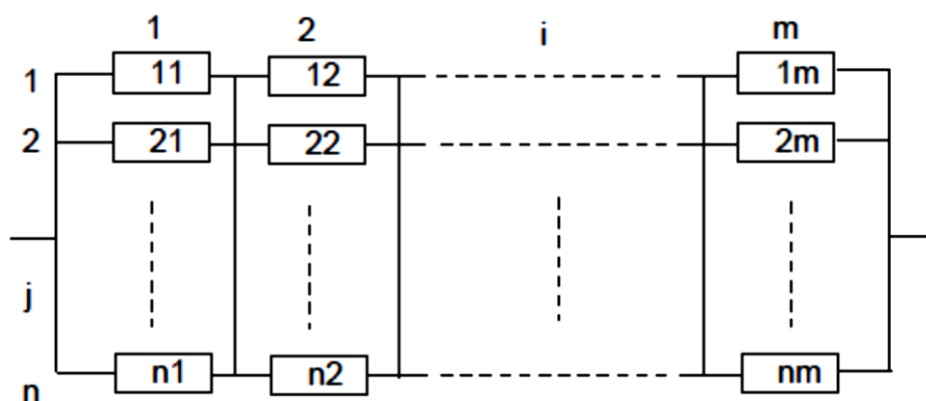
$$R_s(t) = 1 - (1 - R^m)^n, \quad (5.6)$$

где је:

m - број редно везаних елемената у свакој од грана.

5.3.2 Редно-паралелна конфигурација елемената

Ове везе се користе за представљање система са m група од по n паралелно везаних елемената у свакој групи. Блок дијаграм оваквог система приказан је на слици 5.6 [19].



Слика 5.6 Блок дијаграм система са редно-паралелном везом

Поузданост система се одређује помоћу следећег израза:

$$R_s(t) = \prod_{j=1}^n R_i(t) = \prod_{j=1}^n R_i(t) \{1 - \prod_{j=1}^n [R_{ij}(t)]\}, \quad (5.7)$$

где је:

R_i - поузданост i -те групе.

Уколико сви елементи имају исту поузданост, користи се следећи образац:

$$R_s = [1 - (1 - R)^n]^m. \quad (5.8)$$

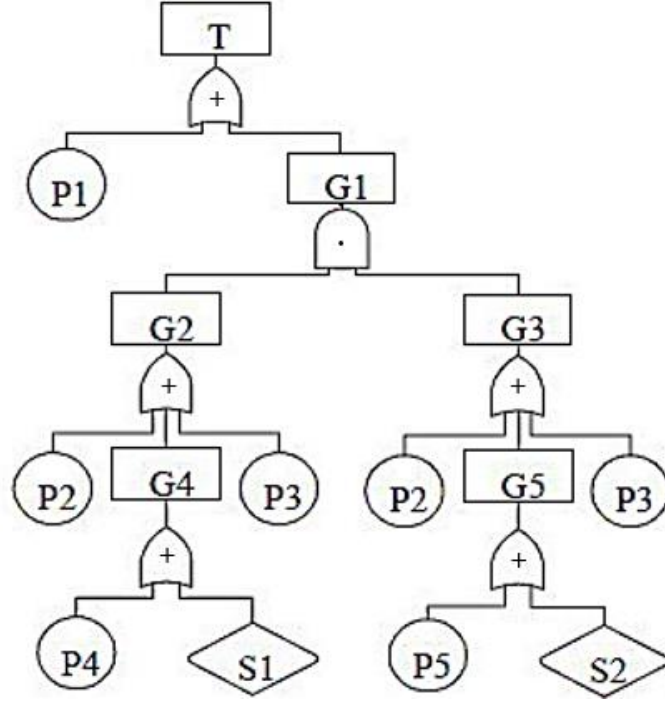
5.4 Квалитативна анализа стабла отказа

Стабло отказа само је по себи квалитативна процена догађаја и односа који воде ка вршном догађају. Поред разумевања услова који доводе до вршног догађаја, најважнији корак у квалитативној анализи стабла отказа је формирање, као и анализа стабла отказа. Наредни кораци су одређивање минималног пресека догађаја, рангирање елемената према значају и анализа заједничког узрока [1, 19].

Да би се одредио скуп минималних пресека догађаја, сви догађаји у стаблу морају бити означени Буловим променљивама, на следећи начин:

- T - вршни догађај,
- G_i - посредни догађај,
- P_n - примарни догађај и
- S_m - секундарни догађај.

На слици 5.7 дато је хипотетичко стабло отказа са означеним догађајима.



Слика 5.7 Пример стабла отказа

Одређивање скупа минималних пресека стабла отказа врши се у три корака [1]:

1. Формирање логичких једначина за свако логичко коло у стаблу отказа. Свако логичко коло има једну једначину која му одговара. За стабло отказа које је приказано на слици 5.7 добија се:

$$\begin{aligned}
 T &= P_1 + G_1, \\
 G_1 &= G_2 \cdot G_3, \\
 G_2 &= P_2 + G_4 + P_3, \\
 G_4 &= P_4 + S_1, \\
 G_3 &= P_2 + G_5 + P_3, \\
 G_5 &= P_5 + S_2.
 \end{aligned} \tag{5.9}$$

2. Изражавање вршног догађаја у функцији од базичних догађаја, заменом посредних догађаја одговарајућим изразима:

$$T = \sum_{i=1}^5 P_i + \sum_{j=1}^2 S_j. \tag{5.10}$$

Из овог израза следи да је:

$$\begin{aligned}
 G_5 &= P_5 + S_2, \\
 G_3 &= P_2 + G_5 + P_3 \Rightarrow G_3 = P_2 + P_5 + S_2 + P_3, \\
 G_4 &= P_4 + S_1, \\
 G_2 &= P_2 + G_4 + P_3 \Rightarrow G_2 = P_2 + P_4 + S_1 + P_3, \\
 G_1 &= G_2 \cdot G_3 \Rightarrow G_1 = (P_2 + P_4 + S_1 + P_3) \cdot (P_2 + P_5 + S_2 + P_3),
 \end{aligned} \tag{5.11}$$

при чему је:

$$\begin{aligned}
 T &= P_1 + G_1 \Rightarrow T = P_1 + (P_2 + P_4 + S_1 + P_3) \cdot (P_2 + P_5 + S_2 + P_3) = P_1 + P_2P_2 + \\
 &P_2P_5 + P_2S_2 + P_2P_3 + P_4P_2 + P_4P_5 + P_4S_2 + P_4P_3 + S_1P_2 + S_1P_5 + S_1S_2 + S_1P_3 + P_3P_2 + \\
 &P_3P_5 + P_3S_2 + P_3P_3.
 \end{aligned} \tag{5.12}$$

3. Редукција добијеног израза врши се правилом Булове алгебре. За кохерентна стабла отказа (стабла отказа у којима не постоје два супротна базична догађаја и посебна логичка кола која користе негацију) довољно је користити само закон идемпотенције ($P \cdot P = P + P = P$) и закон апсорпције ($P + P \cdot Q = P \cdot (P + Q) = P$).

Помоћу правила Булове алгебре треба извршити редукцију израза 5.12, при чему се добија минимални пресек догађаја:

$$T = P_1 + P_2 + P_3 + P_4P_5 + P_4S_2 + S_1P_5 + S_1S_2. \quad (5.13)$$

Минимални пресеци догађаја су распоређени према броју чланова. Најзначајнији су они који имају најмањи број чланова, док се у обзир узимају они са већим бројем, али њихово појављивање захтева да се поклопи већи број услова, па су стога и ређи [19].

Треба напоменути да је могуће добити минимални пресек догађаја за било који догађај у стаблу отказа, а не само за вршни догађај. Минимални скупови догађаја који садрже само један елемент представљају најслабије карике у систему, јер отказ овог елемента резултира отказом на вишем нивоу.

Користећи описани поступак, на крају другог корака добијају се сви пресеци стабла отказа, док се на крају трећег корака добија скуп минималних пресека догађаја. Односно, резултат другог корака је дисјунктивна нормална форма, а резултат трећег корака је минимална дисјунктивна нормална форма [1].

Веома важан део квалитативне анализе стабла отказа је анализа заједничког узрока. Она анализира понашање система који подлеже специјалним условима и секундарним узроцима и процењује њихов утицај на појаву вршног догађаја.

Специјални услов је карактеристика која уско повезује неколико примарних догађаја (нпр. елементе истог произвођача).

Секундарни узрок је догађај који може допринети појави више базичних догађаја у стаблу отказа.

Резултати квалитативне анализе стабла отказа су [19]:

- минимални пресеци догађаја стабла отказа,
- квалитативна процена сваке компоненте и
- рангирање минималних пресека догађаја и посебно обраћање пажње на оне са најмањим бројем догађаја.

5.5 Квантитативна анализа стабла отказа

Поузданост је физичко својство система да извршава одређену функцију под одређеним условима током задатог временског периода. Анализа поузданости захтева квантитативну процену система. У том смислу, поузданост се може дефинисати као вероватноћа да ће производ обављати захтеване функције током одређеног временског периода под дефинисаним радним условима [19].

За извршавање квантитативне анализе потребно је да буде одређен минималан скуп пресека. Употреба ове анализе захтева познавање тачних података о систему, што је често проблем. Подаци углавном долазе из сличних система, а проблем настаје због разлике између система и специфичности радног окружења, временског периода и оптерећења.

Одређивање минималног скупа пресека догађаја задовољава први услов за добијање квантитативних резултата о стаблу отказа и о самом систему. Резултати су добијени методама теорије вероватноће и теорије поузданости. Неке потешкоће обично настају због недостатка података о поузданости компонената најнижег нивоа. Компонента је овде било који базични догађај у стаблу отказа (круг или ромб) [1].

Пошто сваки елемент система може да откаже на различите начине, за сваки од ових начина отказа морају се одредити одговарајући показатељи поузданости.

Величина која се користи за квантификацију поузданости је вероватноћа и њена вредност је између 0 и 1, односно 0 и 100%. Вероватноћа је однос између успешно обављених задатака и укупног броја задатака од почетка посматрања, тј. када је $t = 0$ [19]:

$$R'(t) = \frac{m(t)}{n}. \quad (5.14)$$

где је:

t - време трајања задатка,
 $R'(t)$ - процена поузданости,
 $m(t)$ - број успешно изведених задатака и
 N - укупан број задатака.

Ако су учесталости или вероватноће појаве базичних догађаја познате или се могу претпоставити, вероватноћа да ће се догодити вршни догађај може се утврдити применом квантитативне анализе стабла отказа. Претходно разматрање ових проблема захтева да компоненте стабла отказа имају константан интензитет отказа λ [1].

Константан интензитет отказа резултира експоненцијалним законом расподеле времена рада до отказа са густином:

$$f(t) = \lambda \cdot e^{-\lambda \cdot t}. \quad (5.15)$$

Функција поузданости $R(t)$ за константан интензитет отказа λ има следећи облик:

$$R(t) = e^{-\lambda \cdot t}. \quad (5.16)$$

За мале вредности производа $\lambda \cdot t$ развојем претходног израза у ред помоћу Меклоренове формуле и занемаривањем чланова нижег реда величина, функција поузданости може се апроксимирати изразом:

$$R(t) \approx 1 - \lambda \cdot t. \quad (5.17)$$

Наведена апроксимација задовољава тачност од 5% за $\lambda_t < 0.1$.

Треба напоменути да квантитативна метода пружа решења која су приближна стварним решењима, али су у већини случајева та одступања прихватљива и дозвољена [19].

Резултати квантитативне анализе стабла отказа су:

- нумеричке и апсолутне вредности вероватноће и
- квантитативне вредности компоненти.

6. СТРУКТУРА РЕДУКТОРА

6.1 Историја редуктора

Зупчаници су били логичан наставак проналаска точка [20]. Процењено је да су Грци први пут овај механизам користили 300 година пре нове ере у Александрији.

Из незваничних записа се види да су у Кини већ 800-тих година пре нове ере прављени различити системи зупчаника. Први зупчаници били су од дрвета, са дрвеним штаповима и зупцима. Дотрајали зупци су се могли посебно заменити.

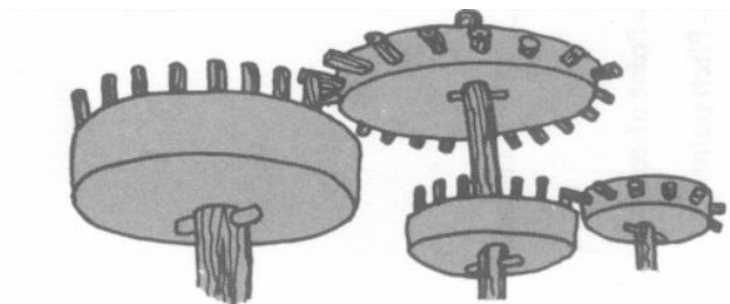
До 100-те године пре нове ере Грци су користили металне зупчанике са цилиндричним зупцима у сложеној рачунској опреми и астрономским календарима. То знамо по открићу Антикитера механизма, приказаног на слици 6.1 [20], најстаријег познатог зупчастог механизма. Произведени механизам пронађен је 1900-те године у олупини крај обале грчког острва Антикитера. Механизам садржи више од 30 зупчаника за компликоване астрономске прорачуне времена. У каснијим вековима, зупчаник је био један од најважнијих делова савремене технологије, уграђен у готово све механизме, машине и возила.



Слика 6.1 Антикитера механизм

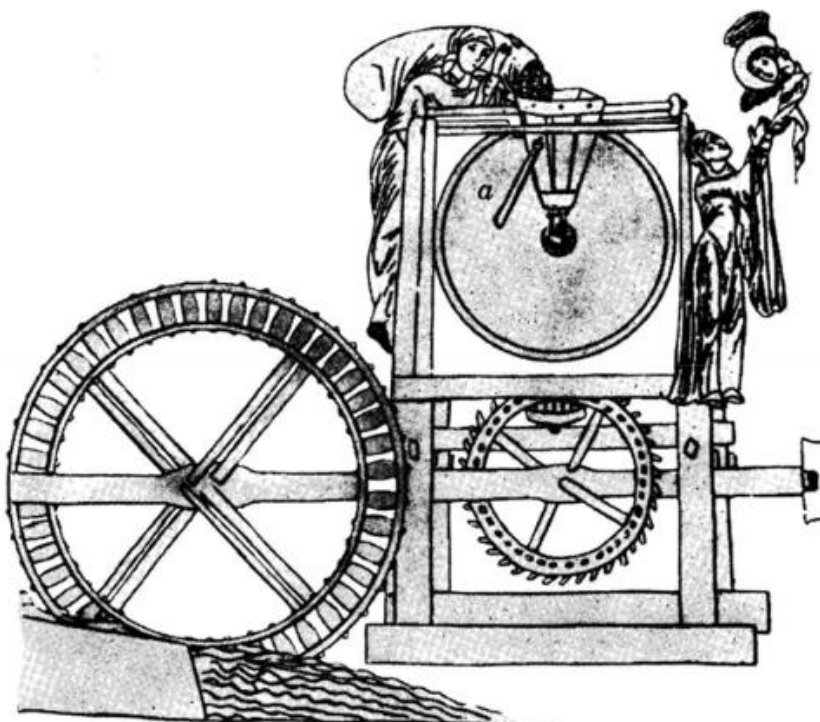
Индијска историја према нашим митолошким причама стара је више од 12.000 година. Од тада људи који овде живе настоје да побољшају услове живота. Такође знамо да су раније људи живели у пећинама, а врата пећина била су од гранита. Како су се тешка врата отварала и затварала? Отварао их је и затварао нико други него систем са механизмом зупчаника, точковима, полугама и канапима. Међутим, документовани докази су изгубљени због уништења од стране окупатора и неправилног складиштења литературе. Потом су зупчанике генијално користили у колима за мерење брзине и другим механизмима [21].

Примитивни зупчаници приказани на слици 6.2 [21] и први су пут коришћени за погон врата у храмовима и пећинама и за подизање воде 2600-те године пре нове ере у Индији и другде.

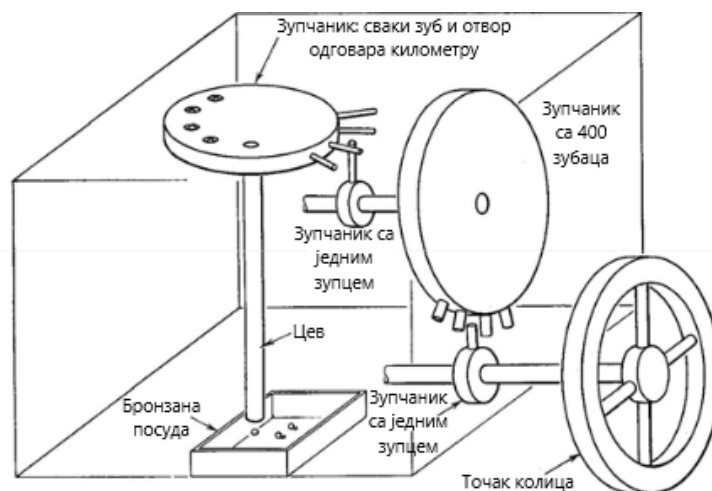


Слика 6.2 Примитивни зупчаници од дрвета

Аристотел у четвртном веку пре нове ере у својим списима спомиње да се зупчаници користе често у многим применама. Класично порекло пужног зупчаника направио је Архимедес између 287-212-е године пре нове ере. Витрувије је војни инжењер који је у свом писању 28-е године пре нове ере описао бројне примене зупчаника, од којих су типичне примене приказане на сликама 6.3 [21] и 6.4 [21].



Слика 6.3 Водени точак и млин за зрно који је описао Витрувиус 40-е године пре нове ере



Слика 6.4 Шематски дијаграм бројача километара за превоз описан у Витрувију 28-е године пре нове ере

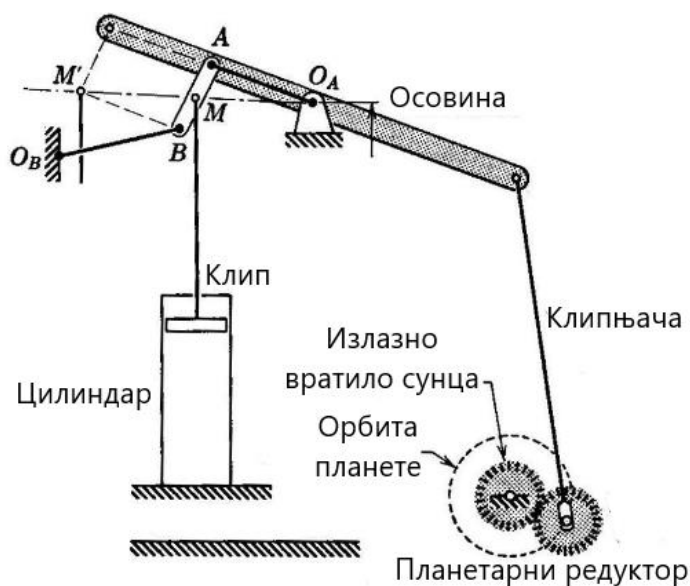
Леонардо да Винчи користио је мноштво зупчаника у разним механизмима које је развио. Грчка и римска литература показују широку употребу зупчаника за кретање. Зупци зупчаника који се користе за сатове катедрала и других црквених зграда током средњег века и даље су сачувани у многим местима. Катедрала Салисбури још увек поседује најстарији сат у Енглеској, направљен 1386. Сат из катедрале у Велсу, направљен 1392. године, чува се у научном музеју, Јужни Кенсингтон. Иако су се гвоздени зупчаници донеке истрошили, они и даље одржавају добар тајминг.

Гравуре немачког уметника Албрета Дурера приказују возило дизајнирано за цара Максимилијана I у 15. веку, што је приказано на слици 6.5 [21]. То возило се покретало пужним зупчаницима на сва четири точка. То јасно показује да је знао концепт зупчаника који му је помогао да их тачно нацрта.



Слика 6.5 Возило користи пужне зупчанике

У 18. веку, индустријска револуција у Енглеској довела је до употребе циклоидних зупчаника за сатове, уређаје за наводњавање, воденице и машине. Слика 6.6 [21] даје приказ њиховог доприноса примени мотора.



Слика 6.6 Шематски дијаграм Ватовог ротирајућег мотора из 1784. године, првог мотора који је произвео снагу директно на осовини

Индустријализација запада имала је велики утицај на технологију зупчаника која је кључна за модерни развој, при чему технологија зупчаника брзо напредује.

Брз развој редуктора догодио се у 19. веку, када се енергија парних мотора почела користити у текстилној индустрији, млинарству и бродоградњи, нарочито почетком 20. века, када су почели да се производе електромотори и мотори са унутрашњим сагоревањем. У то време није било специјализованих фабрика за производњу преносника, као ни фабрика за производњу машина и алата за израду зупчаника, али оне су се временом развијале. Већина познатих фабрика ових преносника основана је у другој половини 20. века [22].

Данас се, у милионима серија, редуктори праве као специјални преносници у аутомобилској индустрији, железничком машинству, индустрији грађевинских машина, итд., али и као универзални који се примењују у свим областима машинства, а обично у склопу са електромоторима, где представљају тзв. погонске јединице. Употреба механичких преносника је ових дана изузетно велика и може се рећи да не постоји индустрија у којој преносници нису заступљени. Универзални механички преносници се најчешће користе у рудницама, термалоелектранама и хидроелектранама, у прехранбеној индустрији, индустрији грађевинских материјала, комуналним предузећима, итд.

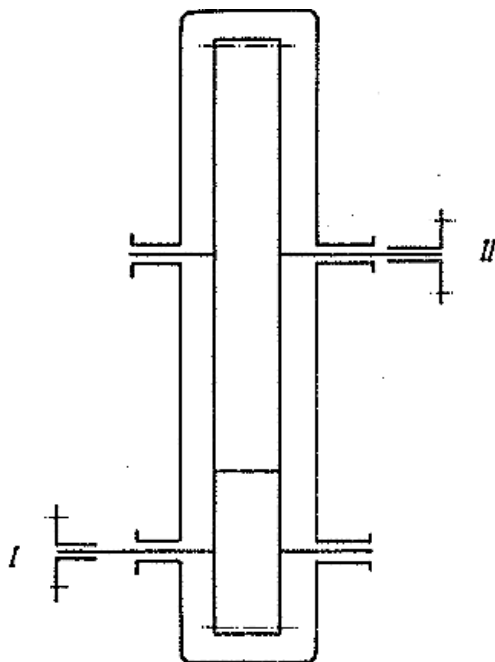
Због снажног пораста потражње за механичким преносницима, они се стално развијају. Развијају се различити типови цилиндричних, коничних и пужних редуктора, затим планетарни, хармонични, цикло и многи други специјални редуктори. Појединачна решења се развијају свакодневно. Називни обртни моменти и преносни односи се повећавају на истој осној висини преносника. Они постају компактнији, имају мању масу и већи степен искоришћења. Конкретно, развој нових материјала и технологија обраде има позитиван утицај на побољшање механичких преносника. Све је већа потреба за уштедом енергије, већом ефикасношћу и сигурношћу, а у последње време дизајн и екодизајн (заштита животне средине) имају велики утицај на развој

преносника. Са даљим развојем појединих компоненти ових преносника, конкуренција на тржишту преносника расте. Ако све ово укључује квалитет производа, цену, брзину испоруке, услугу и могућност ремонта и рециклаже, битка за опстанак тржишта биће изузетно оштра.

6.2 Улога и избор редуктора

Редуктор је зупчасти или пужни преносник, који је смештен у посебну кутију. Циљ овог преносника је да преноси снагу са мотора на одређену машину са одговарајућом променом обртног момента. У већини случајева брзина обртања се смањује, односно редукује [23].

Вратило редуктора, које уводи снагу у преносник, назива се улазним вратилом, док се вратило које одводи снагу из редуктора назива излазним вратилом. У одређивању положаја снаге која се улази у преносник и снаге која излази из преносника, редуктор се посматра у положају у којем је улазно вратило испред посматрача. Тада улаз снаге може бити лево или десно, а понекад и лево и десно. То се такође односи и на излаз снаге који може бити или само лево, или само десно или са обе стране (слика 6.7 [23]).



Слика 6.7 Оријентисани редуктор (улазно вратило се налази са доње стране, испред посматрача (I), а излазно с горње стране, позади (II))

Намењени су за [24]:

- висококвалитетни пренос и трансформацију обртног момента погонског мотора,
- смањивање, односно редукацију броја обртаја вратила погонског мотора на број обртаја потребан за погон радне машине,
- обезбеђивање сигурног рада радне машине.

Редуктори се израђују за преносне односе од 1 до 10.000, снаге до 100 MW, обимне брзине до 30 m/s (изузетно до 150 m/s), уз ефикасност до 0,97-0,99 (са повећањем преносног односа овај коефицијент може драстично опати).

Избор кинематске шеме редуктора уско је повезан са:

- врстом погонског мотора,
- начином довода погонске снаге,
- функцијом коју обавља гоњена, односно радна машина.

Додатни услови за избор су:

- ограничења димензија и тежине,
- захтеви за монтажу,
- погодност за одржавање и ремонт, итд.

Отежавајући услови за избор су услови радне средине, односно:

- прашина,
- влажност,
- корозионо дејство,
- присуство експлозивних гасова.

6.3 Подела редуктора

У зависности од употребљених преносних елемената редуктори се даље могу поделити на [25]:

- фриксионе,
- каишне,
- ланчане,
- зупчасте,
- пужне и
- специјалне редукторе.

Према намени, редуктори могу бити:

- универзални, тзв. стандардни, који се најчешће користе у машинској пракси јер су намењени за различите области примене и производе се у различитим стандардизованим осним висинама, преносним односима и носивостима;
- специјални редуктори, који имају неку посебну намену, као што су на пример редуктори за алатне, грађевинске, пољопривредне и сличне машине.

Редуктори се према типу деле на редукторе са [23]:

- паралелним вратилима,
- вратилима која се секу и
- вратилима која се мимоилазе.

Посебна група укључује планетарне редукторе, односно мотор-редукторе, код којих мотор заједно са редуктором формира засебну погонску јединицу.

Према положају улазног и излазног вратила, редуктори са паралелним вратилима су подељени на редукторе са:

- вратилима у хоризонталној равни,
- вратилима у вертикалној равни и
- вратилима у косој равни.

За редукторе са вратилима која се секу, улазно вратило је обично у хоризонталној равни, док излазно вратило може бити у хоризонталној или вертикалној равни.

Код редуктора са вратилима која мимоилазе, улазно вратило пужа може бити испод, изнад или са стране пужног зупчаника. У прва два случаја, вратило пужног зупчаника је у хоризонталној равни, а у трећем случају је у вертикалној.

Редуктори са паралелним вратилима могу имати улазно и излазно вратило са једним или са два улаза или излаза.

У зависности од броја степена преноса, редуктори могу бити:

- једноступени и
- вишеступени.

Једноступени редуктори са паралелним вратилима имају пар цилиндричних зупчаника, а вишеступени редуктори имају више парова.

Једноступени редуктори са вратилима које се секу имају пар коничних зупчаника, док вишеступени редуктори имају један или више парова цилиндричних зупчаника.

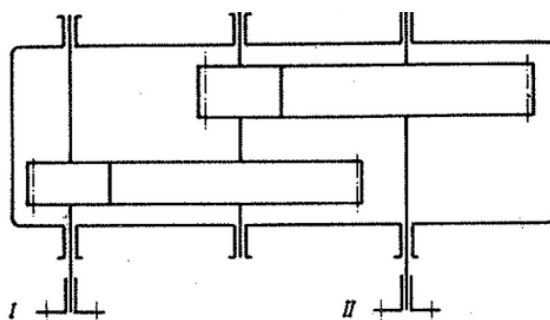
Једноступени редуктори са вратилима која се мимоилазе имају један пужни пар, а двоступени два пужна пара.

Комбиновани двоступени редуктор има пужни и цилиндрични пар зупчаника.

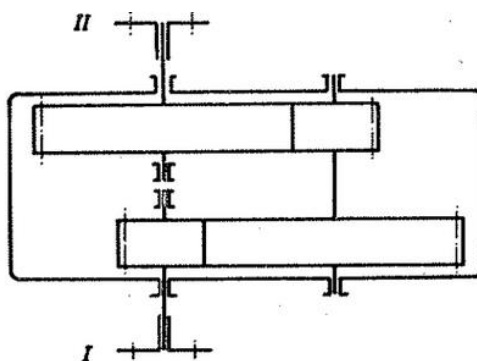
Планетарни редуктори могу бити једноступени и вишеступени.

6.4 Редуктори са паралелним вратилима

Редуктори са паралелним вратилима користе цилиндричне зупчанике са правим, хеликоидним или стреластим зупцима. Њихова улазна и излазна вратила су паралелна. Ови двоступени редуктори се изводе у развученој конструкцији, као што је приказано на слици 6.8 [23], или као коаксијални, слика 6.9 [23].

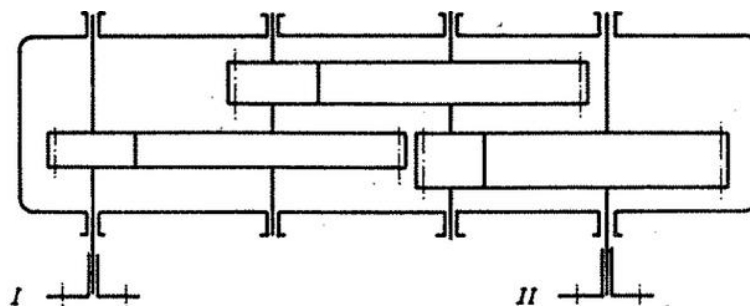


Слика 6.8 Двоступени редуктор развучене конструкције



Слика 6.9 Двоступени коаксијални редуктор

Тростепени редуктори са паралелним вратилима најчешће су развучене конструкције, што је приказано на слици 6.10 [23].



Слика 6.10 Тростепени редуктор развучене конструкције

Опште карактеристике редуктора са паралелним вратилима су следеће [26]:

- за високо прецизне зупчанике, ефикасност преноса је врло висока (98 до 95% за једностепени редуктор),
- када се правилно подмазују, могу се користити дужи временски период,
- могу се произвести релативно јефтино, јер се користе стандардизовани зупчаници,
- за повећање брзине користе се редуктори са зупчаницима са правим зупцима.

Величине редуктора са зупчаницима са правим зупцима су обично велике. У поређењу са пужним редукторима са истим преносним односом, њихови спољашњи облици су велики, а број делова расте, што доводи до недостатака у конструкцији. Због тога се користе за машине са високом ротацијом на страни оптерећења или којима је потребна већа излазна ротација (за повећање брзине).

Редуктори са паралелним вратилима обично користе спиралне зупчанике. Користе се у челичним погонима, бродовима, дизалицама, лифтовима и транспортерима.

6.5 Редуктори са вратилима која се секу

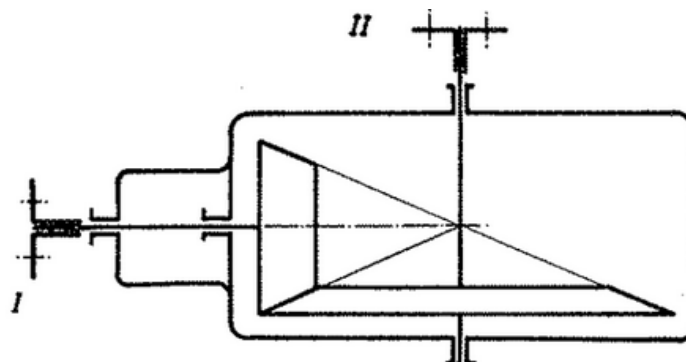
Редуктори са вратилима која се секу познати су и као конични редуктори, чија су улазна и излазна вратила нормална једно на друго. Ови редуктори се обично користе као уређаји за гранање снаге на лицу места [26].

Прецизност редуктора са ортогоналним вратилима је мања од редуктора са паралелним. Поготово, зупчаник који се држи само с једне стране лако се одваја, што доводи до нешто ниже ефикасности преноса (98%) због лоших додира зубаца. Редуктори са коничним зупчаницима са правим зупцима погодни су за споро обртање испод 1000 обртаја.

Поред тога, преносни однос редуктора са спиралним зупчаницима је велики и погодан је за велико оптерећење и брзу ротацију у поређењу са редукторима са коничним зупчаницима са правим зупцима.

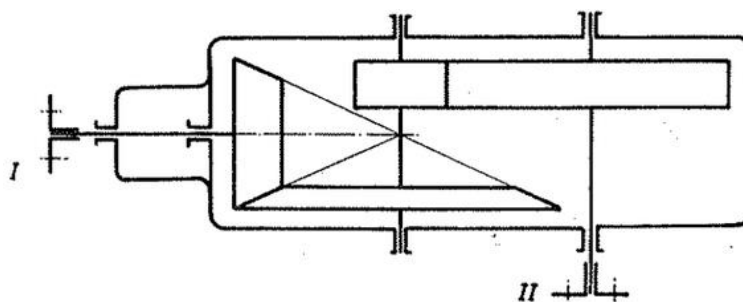
Код свих ових редуктора, оса улазног вратила је и подужна оса кућишта преносника и она дели кутију на два симетрична дела [23].

Једностепени редуктор са вратилима која се секу приказан је на слици 6.11 [23]. Са овим решењем, пријемни зупчаник може да се постави било где, са леве или десне стране предајног зупчаника.

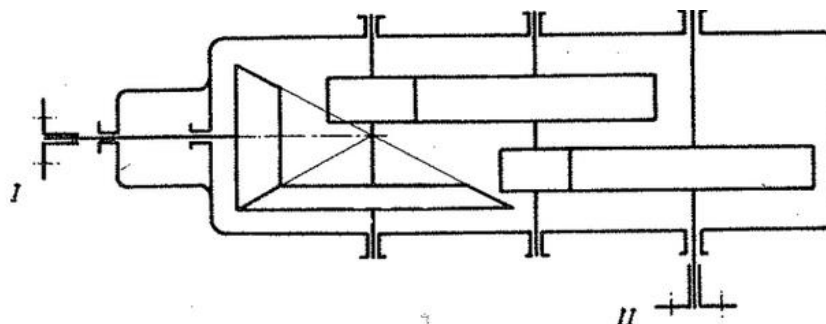


Слика 6.11 Једноступени редуктор са вратилима која се секу

На сликама 6.12 [23] и 6.13 [23] приказани су двоступени и троступени редуктор.



Слика 6.12 Двоступени редуктор са вратилима која се секу



Слика 6.13 Троступени редуктор са вратилима која се секу

6.6 Редуктори са вратилима која се мимоилазе

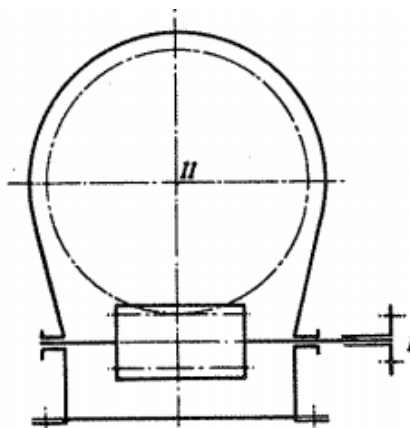
Редуктори чија су улазна и излазна вратила међусобно померена и постављена под правим углом углавном користе хипоидне или пужне зупчанике. Пужни зупчаници се већ дуже време користе за смањење брзине и тренутно се веома често користе [26].

Карактеристике ових редуктора су следеће:

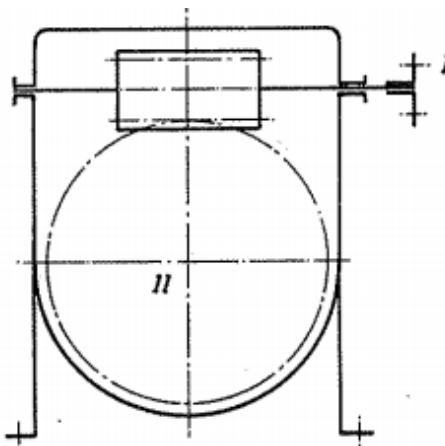
- висок преносни однос у једној фази - Распон редукције је између 1:5 и 1:100. Могуће је добити преносни однос од 1:10.000 ако се комбинују два редуктора.
- мање буке и вибрација - Пужни зупчаници стварају мање буке и вибрација јер углавном долази до клизног контакта. Међутим, због слабе ефикасности преноса, замењени су редукторима са вратилима која се секу, као што су редуктори са хипоидним зупчаницима или зупчаницима са паралелним осама.

- улазне и излазне осе су под правим углом – Имају мањи број делова и њихове величине су мале, тако да штеде простор за уградњу.
- само-закључавајућа својства - Када је преносни однос висок, можда излазно вратило (пужни зупчаник) неће моћи обрнути улазно вратило (пуж) - то се назива само-закључавањем. У стварности апсолутно само-закључавање је тешко.
- мала ефикасност преноса - Губици трења пужних зупчаника су велики јер користе клизне контакте. Стога је ефикасност преноса мала и варира у зависности од водећег угла. (Кад је водећи угао 5 до 40°, ефикасност преноса је 60 до 95%.) Њихов недостатак је брз пад ефикасности преноса, који се дешава када се водећи угао приближава 15°.
- брз пораст температуре - Пужни зупчаници клизе дуж трага зубаца. Пошто је овај клизни траг дуж зубаца веома велики, ако је контакт зубаца дуж трага зубаца кратак, ствара се висок површински притисак и може се оштетити уљни филм. Када је температура на тачки мреже висока и када се користи минерално уље, 90°C се сматра границом дозвољене температуре на спољашњем кућишту.

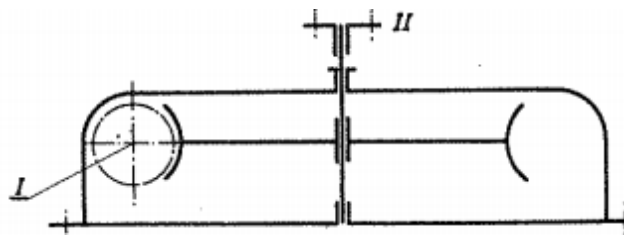
Једноступени пужни преносник са пужним завртњем испод пужног зупчаника приказан је на слици 6.14 [23]. Изведба таквог редуктора са пужом изнад пужног зупчаника приказана је на слици 6.15 [23], док је варијанта са пужним зупчаником са стране пужа приказана на слици 6.16 [23].



Слика 6.14 Пужни редуктор са пужним завртњем испод пужног зупчаника

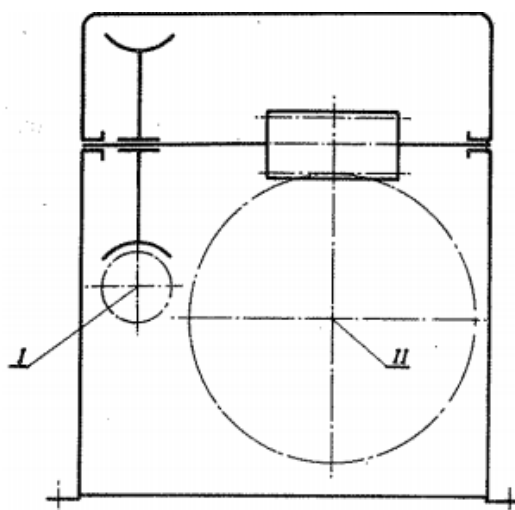


Слика 6.15 Пужни редуктор са пужним завртњем изнад пужног зупчаника



Слика 6.16 Пужни редуктор са пужним завртњем са стране пужног зупчаника

Двостепени пужни преносник у којем је у првом степену преноса пуж испод пужног зупчаника, а у другом степену преноса изнад пужног зупчаника приказан је на слици 6.17 [23].



Слика 6.17. Комбиновани двостепени редуктор

Пужни редуктори се такође производе у комбинацији са цилиндричним зупчастим паром. Тада је обично први степен преноса направљен од пужног пара, а други са цилиндричним зупчастим паром. Ова врста редуктора се назива комбинованим редуктором.

6.7 Основни параметри редуктора

6.7.1 Преносни однос

Преносни однос је однос бројева обртаја улазног n_{ul} и излазног n_{iz} вратила. За редукторе, преносни однос је увек већи од један и обично је то стандардни број [23].

Преносни однос се израчунава на основу израза:

$$i = \frac{n_{ul}}{n_{iz}}. \quad (6.1)$$

6.7.2 Међуосно растојање

Међуосно растојање редуктора са паралелним вратилима је растојање између осе улазног и осе излазног вратила. За редукторе са вратилима која се секу назначено је само

међуосно растојање оса цилиндричних зупчаника, док је код пужних редуктора то најкраћа удаљеност између оса пужа и пужног зупчаника.

6.7.3 Снага редуктора

Снага редуктора је номинална снага која одговара максималном оптерећењу константног интензитета које преносник може трајно преносити. Снага на улазу је P_{ul} је већа од снаге на излазу P_{iz} .

Степен искоришћења преносника је близак 1 и одређује се на основу израза:

$$\eta = \frac{P_{iz}}{P_{ul}}. \quad (6.2)$$

6.7.4 Избор редуктора

Избор редуктора заснован је на номиналној снази P_n , која се у овом случају израчунава из снаге радне машине P_k , карактера рада мотора и радне машине, као и дневног трајања рада. Утицај рада мотора и радне машине, као и утицај дневног трајања рада обухваћен је фактором радних услова K . Подаци за овај фактор су дати у табели 6.1 [23].

Табела 6.1 Фактор радних услова K

Карактер рада конзумне машине	Дневно трајање погона у часовима					
	1	2	4	8	16	24
Миран рад I	0,6	0,7	0,8	1,0	1,2	1,5
II	0,7	0,8	0,9	1,1	1,4	1,7
Рад са лаким ударима I	0,75	0,85	1,0	1,1	1,3	1,65
II	0,8	0,9	1,1	1,3	1,6	2,0
Рад са осетним ударима I	0,9	1,0	1,2	1,25	1,5	1,8
II	0,95	1,1	1,3	1,5	1,8	2,2
Рад са јаким ударима I	1,0	1,15	1,3	1,4	1,7	2,1
II	1,1	1,2	1,45	1,7	2,1	2,5
Рад са врло јаким ударима I	1,15	1,3	1,4	1,5	1,8	2,25
II	1,2	1,4	1,7	2,0	2,4	2,8

I означава једносмерно оптерећење, а II означава реверзибилно оптерећење. Подаци у табели односе се на погон електромотором или турбином, док када је погон вишецилиндрични мотор са унутрашњим сагоревањем, податке из табеле требало би повећати за око 20 процената.

6.8 Елементи редуктора

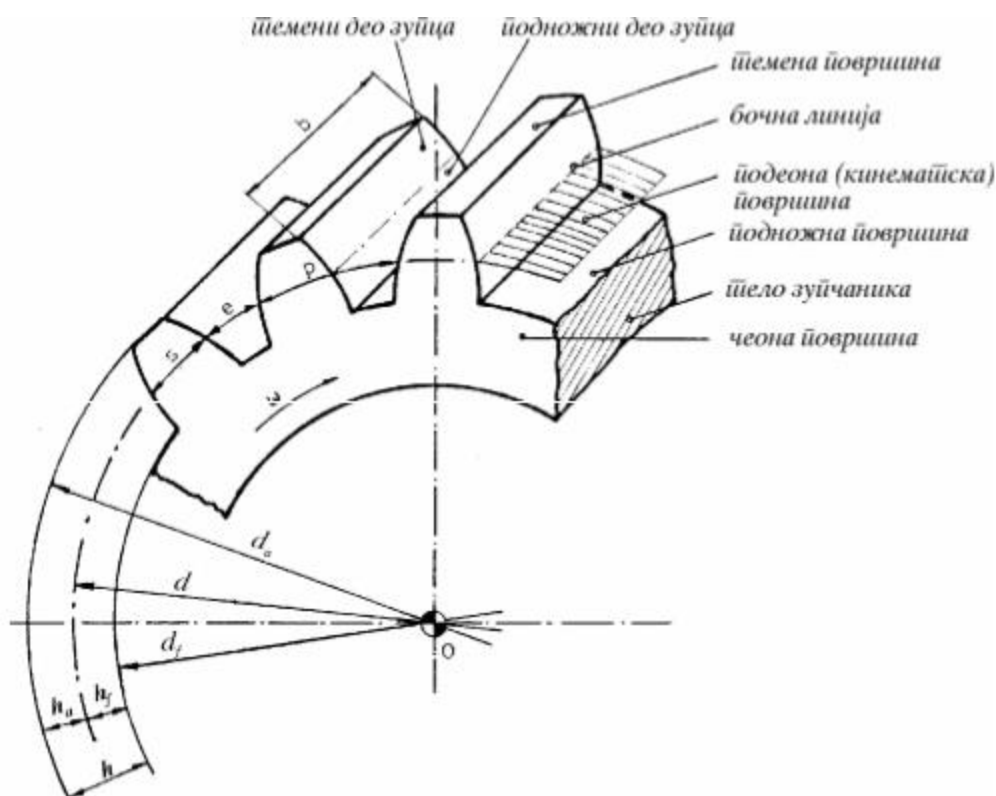
6.8.1 Зупчаници

Зупчасти преносници преносе кретање и обртни момент помоћу зупчаника са једног вратила на друго. У том случају се врши и одређена трансформација броја обртаја и обртног момента [27].

Најједноставнији зупчasti преносник састоји се од два зупчаника у спрези која чине зупчasti пар. Један од та два зупчаника је погонски, а други гоњени. Погонски зупчаник преноси кретање и обртни момент на гоњени зупчаник. Погонски зупчаник је ближи погонској машини, док је гоњени ближи радној. Зупчаници који чине зупчasti пар називају се спрегнути зупчаници.

Поред ових чести су и називи мали и велики зупчаник. Мали зупчаник има мањи број зубаца, мањи пречник и мањи обртни момент, али већу угаону брзину. Велики зупчаник ротира спорије, има већи број зубаца или већи пречник. Због ових разлика зупчasti парови мењају своја својства приликом преноса оптерећења и кретања, односно трансформишу их. Ова трансформација је пропорционална преносном односу.

Зупчаник је машински део који се састоји од тела зупчаника и озубљеног венца (слика 6.18 [27]).



Слика 6.18 Ознаке код цилиндричних зупчаника са правим зупцима: b - ширина зупчаника; d_a - пречник темене кружнице; d_f - пречник подножне кружнице; d - пречник подеоне кружнице; h - висина зупца; h_a - висина теменог дела зупца; h_f - висина подножног дела зупца; s - лучна дебљина зупца на подеоној кружници; e - лучна ширина међузубља на подеоној кружници; p - подеони корак; ω - угаона брзина

Венац зупчаника се састоји од зубаца и међузубља и ограничен је теменом и подножном површином односно чеоним површинама у аксијалном правцу. Зупци и међузубља ограничени су бочним површинама - десном и левом. Линија пресека бочне површине зупца са равни која је управна на осу обртања зупчаника представља профил зупца.

Корак профила зупца је лучно растојање између суседних левих или десних бокова зубаца. Величина корака зависи од величине кружнице на којој се врши мерење. Овај појам је увек везан за одговарајућу кружницу. Корак је једнак збиру лучне дебљине зупца s и лучне ширине међузубља e .

Подеона раван односно подеони цилиндар дели зупце на темени део (глава зупца) и подножни део (нога зупца). Пресек теменог, подеоног, подножног и других цилиндара чеоном равни резултира теменом, подеоном или подножном кружницом. Ако је обим подеоне кружнице пречника d једнак обиму који настаје као производ корака на подеоној кружници p и броја зубаца зупчаника z , онда следи да је:

$$O = p \cdot z = d \cdot \pi, \quad (6.3)$$

односно да је пречник подеоне кружнице:

$$d = \frac{p}{\pi} \cdot z = m \cdot z. \quad (6.4)$$

У изразу (6.4), m означава модул зупчаника који је основни параметар зупчаника кроз који се одређују скоро све димензије зубаца и зупчаника. Да би се ограничио број алата и прибора за израду и контролу зупчаника, величине модула су стандардизоване.

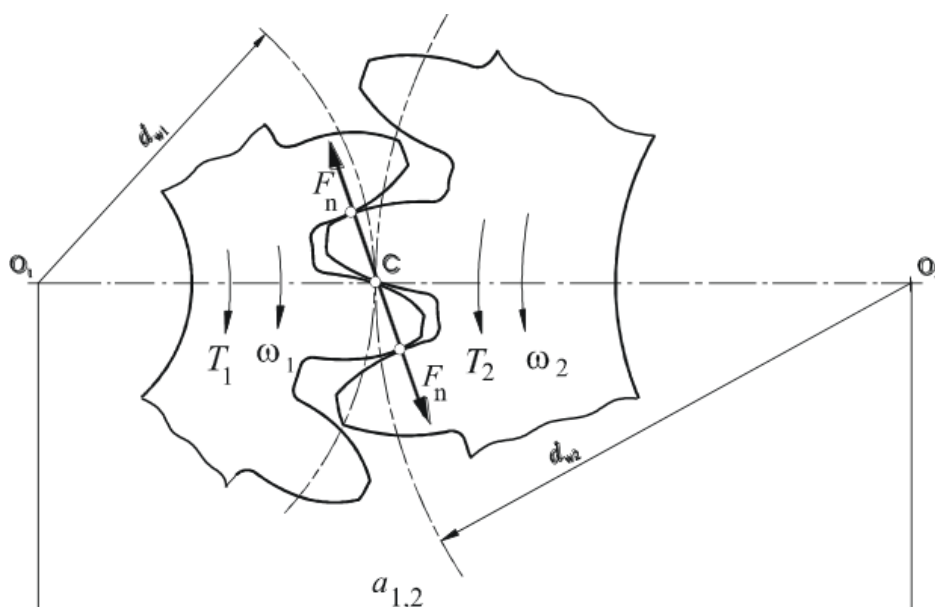
Стандардни модули су распоређени у два нивоа приоритета. При прорачуну првенствено треба користити вредности за модуле I степена приоритета. Вредности модула II нивоа приоритета треба користити само у посебним случајевима.

Приликом спрезања зупци спрегнутих зупчаника додирују се бочним површинама. Део бочне површине на којем се остварује контакт зубаца приликом спрезања назива се активним делом бока зупца и игра најважнију улогу у кинематици зупчаника, јер преноси обимну силу и кретање. Остале површине зупца су од мањег значаја. Бочна површина зупца је повезана преко прелазног дела бока зупца са подножном површином.

За време спрезања бокови зубаца спрегнутих зупчаника додирују се дуж линија које се називају линије додира бокова зубаца.

Да би преносни однос зупчастог пара био константан, пренос мора бити постављен тако да се на вратилу окрећу два цилиндра, која се котрљају један по другом без клизања. Ови замишљени цилиндри називају се кинематским цилиндрима. Пресек кинематског цилиндра са чеоном равни одређује кинематску кружницу, а додирна тачка кинематских кружница назива се кинематским или тренутним полом.

Будући да се кинематски цилиндри спрегнутих зупчаника котрљају један по другом без клизања (слика 6.19 [27]) њихове обимне брзине су исте,



Слика 6.19 Котрљање кинематских цилиндара без клизања

па се њихов преносни однос може одредити као:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}}, \quad (6.5)$$

где су:

ω_1 и ω_2 - угаоне брзине малог и великог зупчаника,
 n_1 и n_2 - бројеви обртаја малог и великог зупчаника,
 d_{w1} и d_{w2} (r_{w1} и r_{w2}) - пречници (полупречници) кинематских кружница.

То је такозвани радни преносни однос, у коме индекс 1 означава погонски зупчаник, а индекс 2 гоњени зупчаник. Даље следи да је:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}, \quad (6.6)$$

где су:

z_1 и z_2 - бројеви зубаца зупчаника, а
 d_1 и d_2 - пречници подеоних кругова.

Осим радног преносног односа одређује се и кинематски преносни однос који се добија помоћу израза:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{n_1}{n_2}, \quad (6.7)$$

где се индекс 1 односи на мали, а индекс 2 на велики зупчаник.

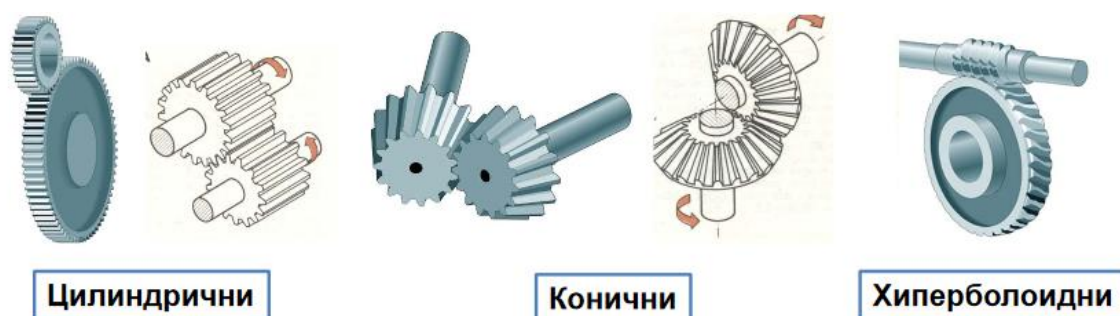
И радни и кинематски преносни однос израчунавају се користећи исте величине, али радни преносни однос i је однос одговарајућих вредности гоњеног и погонског зупчаника, а кинематски преносни однос u је однос одговарајућих вредности великог и малог зупчаника и увек је $u \geq 1$. Код редуктора је мали зупчаник погонски, а велики гоњени, па је у том случају $u = i$. Обрнут однос је код мултипликатора који повећавају угаону брзину од улаза до излаза, па је $u = 1/i$, при чему је $i \leq 1$.

Спрезање зубаца зупчастог пара врши се котрљањем замишљених кинематских кружница и истовременим додиривањем бокова спрегнутих зубаца. Тачка додира профила зубаца помера се код погонског зупчаника од подножја према темену, а код гоњеног зупчаника од темена према подножју.

У свакој тачки додира бокови зубаца спрегнутих зупчаника имају заједничку тангенту и заједничку нормалу. Заједничка нормала на бокове зубаца спрегнутих зупчаника у било којој тачки додира назива се нападна линија бокова зубаца.

Према међусобном положају оса вратила погонског и гоњеног зупчаника разликују се (слика 6.20 [27]):

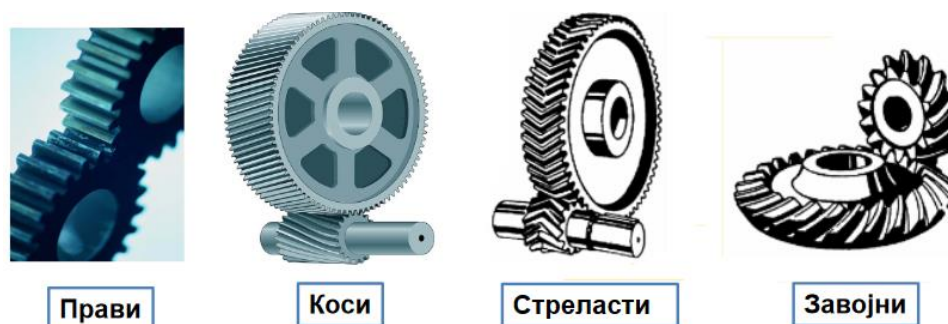
- цилиндрични зупчасти парови (осе вратила су паралелне),
- конични зупчасти парови (осе вратила се секу),
- хиперболоидни зупчасти парови (осе вратила се мимоилазе).



Слика 6.20 Подела зупчаника према међусобном положају оса вратила погонског и гоњеног зупчаника

Према облику зубаца, зупчаници могу бити са (слика 6.21 [27]):

- правим,
- косим,
- стреластим и
- завојним зупцима.



Слика 6.21 Подела зупчаника према облику зубаца

6.8.2 Редукторска вратила

Вратила су носачи обртних машинских делова као што су: зупчаници, каишници, ланчаници, фрикциони точкови, спојнице, итд. [27]. Вратила се најчешће обрћу, а ређе осцилују и омогућавају обртање делова који се на њима налазе, спајање у функционалну целину и преношење оптерећења. За разлику од осовина, вратила преносе снагу, односно обртни момент, поред уздужних и попречних сила и зато су изложена сложеном напрезању. Најчешће се израђују поступцима обраде резањем на стругу, а затим обрадом брушењем.

Редукторска вратила обично имају потпуни кружни пресек, који се степенасто мења по дужини и израђују се углавном од јефтинијег челика, мање су јачине и отпорна су на концентрацију напона, осим ако су пријемно вратило и предајни зупчаник направљени од једног комада, те материјал вратила зависи од материјала зупчаника [23].

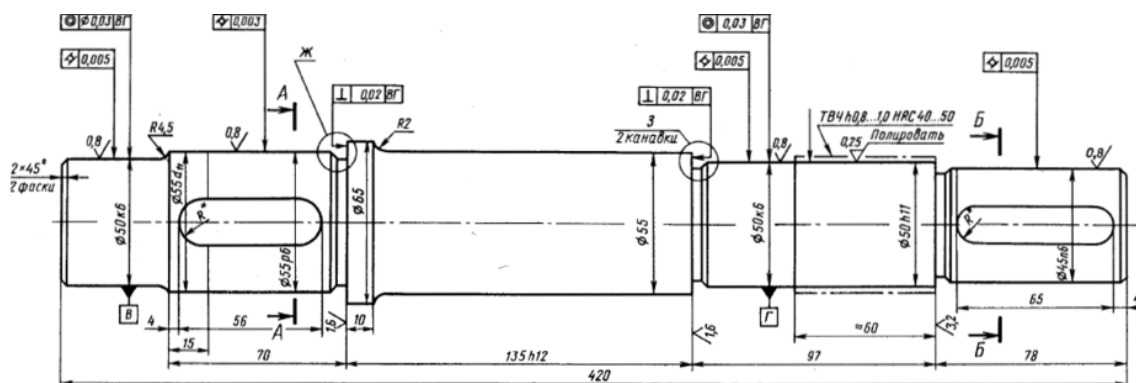
Степенасо вратило је при једнакој чврстоћи повољније због мање тежине од вратила са константним попречним пресеком. У планетарним редукторима, као и код многих машина, конструишу се и израђују шупља вратила у случају строжих захтева за смањењем тежине, а у неким случајевима и димензија.

Вратила морају бити довољно крута како би се обезбедило правилно спрезање зупчаника чак и у најтежим радним условима.

На оптерећеном делу вратила не би требало да постоје други извори концентрације напона, осим прелазних заобљења и жлебова за клинове. Канали за усковнике, завојнице за навртке и други извори концентрације смеју се изводити само на неоптерећеном делу вратила.

Према облику геометријске осе вратила се деле на [27]:

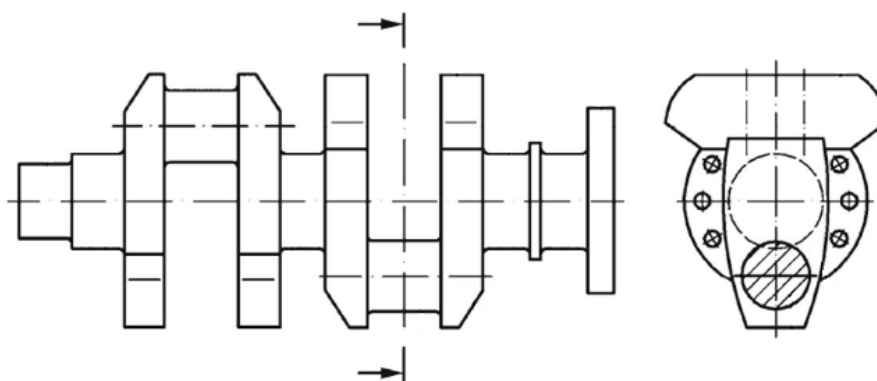
- права (слика 6.22 [27]) и
- коленаста вратила (слика 6.23 [27]).



Слика 6.22 Право вратило

Основни облици правих вратила су:

- степенаста вратила, која су цилиндричног облика са променљивим пресеком по дужини,
- глатка вратила, која имају попречни пресек који је константан по целој дужини,
- вратила израђена изједна са појединим елементима,
- ожлебљена вратила (машине алатке, локомотиве,...), која се примењују код већих оптерећења и аксијалног померања дуж вратила,
- вратила троугаоног или неког другог профилисаног облика, која ублажавају концентрацију напона и примењују се код машина алатки,
- пуна вратила,
- шупља вратила са цилиндричним уздужним отвором,...



Слика 6.23 Коленасто вратило

Коленаста вратила имају изломљену геометријску осу и примењују се код клипних мотора.

Идеални пречник вратила у произвољном пресеку вратила се добија из услова да је идеални (еквивалентни) напон σ_i мањи или једнак дозвољеном напону σ_{sdoz} , односно:

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W} \leq \sigma_{sdoz}, \quad (6.8)$$

$$M_i = \sqrt{M^2 + \left(\frac{\sigma_{DS(-1)}}{\tau_{Du(0)}} \cdot \frac{T_t}{2} \right)^2}. \quad (6.9)$$

где је:

M_i - еквивалентни момент вратила,

M - момент савијања,

T_t - момент увијања,

$\sigma_{DS(-1)}$ - динамичка издржљивост материјала вратила при чисто наизменично променљивом напрезању на савијање и

$\tau_{Du(0)}$ - динамичка издржљивост материјала вратила при чисто једносмерно променљивом напрезању на увијање.

Идеални пречник пуног вратила кружног попречног пресека је:

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_i}{\pi \cdot \sigma_{sdoz}}} \approx \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_i}{\sigma_{sdoz}}}. \quad (6.10)$$

Спољашњи и унутрашњи пречник вратила прстенастог попречног пресека су:

$$d_{si} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_i}{\pi \cdot \sigma_{sdoz} \cdot (1 - \psi^4)}} \approx \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_i}{\sigma_{sdoz} \cdot (1 - \psi^4)}}. \quad (6.11)$$

$$d_u \leq \psi \cdot d_s, \quad (6.12)$$

где је $\psi = \frac{d_u}{d_s}$ однос спољашњег и унутрашњег пречника.

Када је веза вратила и елемента остварена клином, на прорачунату вредност пречника треба додати вредност дубине жлеба за клин t , па је $d_{vr} = d_i + t$, или $d_{vr} = d_{si} + t$. На основу прорачунате вредности пречника вратила d_{vr} усваја се прва већа стандардна вредност.

Ако је веза остварена пресованим склопом, стандардизује се вредност идеалног пречника вратила d_i .

Код ожлебљених вратила прорачуната вредност идеалног пречника одговара подножном пречнику жлебова d_f .

Вратила су оптерећена силама и спреговима ротирајућих делова на њима, сопственом тежином самог вратила и делова и инерцијалним силама.

У зависности од функције, најважнија оптерећења вратила су силе и спрегови, тј. моменти савијања и увијања који потичу из ротирајућих делова.

Оптерећења вратила сопственом тежином узрокују веома мале напоне у поређењу са напонима од спољашњих оптерећења и обично се занемарују. Попречне силе инерције генерисане тежином масе, обртним ексцентрично постављеним масама и другим елементима постављеним на вратило могу се занемарити чак и при мањим бројевима обртаја. При већим бројевима обртаја ове силе се повећавају, тако да могу бити много веће од спољашњих оптерећења, тј. сила на зупчаницима, каишницима, ланчаницима итд.

С обзиром на функцију, најважније оптерећење је обртни момент који се добија помоћу израза:

$$T_n = 9549 \cdot \frac{P}{n}, \text{ Nm} \quad (6.13)$$

где је:

n - број обртаја вратила у min^{-1} ,

P - снага у kW,

T_n - номинални обртни момент у Nm.

Стварни обртни момент не одговара номиналном обртном моменту због динамичког утицаја погонске и радне машине на систем. Стварни обртни момент је много већи од номиналног обртног момента и може се тачно утврдити само мерењем. У пракси, наведени утицаји се узимају у обзир приликом израчунавања фактора рада C_A , тако да је обртни момент који се примењује једнак:

$$T = C_A \cdot T_n. \quad (6.14)$$

6.8.3 Лежајеви

Лежајеви су машински склопови који се најчешће користе у ослонцима вратила и осовина. Њихов главни задатак је преношење оптерећења са покретних делова на непокретне делове машина и стварање услова за релативно кретање обртних делова. Они преносе само силе, а не и обртне моменте [27].

Лежајеви се, према врсти отпора при кретању, деле на:

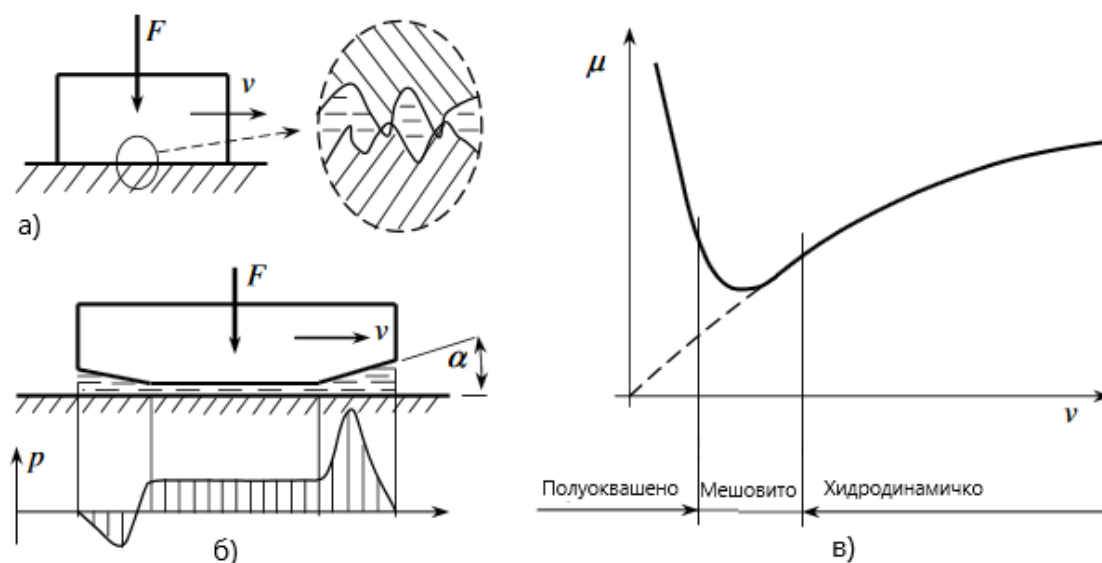
- клизне и
- котрљајне лежајеве.

6.8.3.1 Клизни лежајеви

Клизни лежајеви се користе када употреба котрљајних лежајева није могућа. На местима која нису приступачна за уградњу котрљајних лежајева клизни лежајеви могу бити погодна решења, јер се могу произвести као дводелни или вишеделни лежајеви. Типичан пример су рукавци коленастог вратила мотора у који су уграђени дводелни клизни лежајеви. Такође, ако котрљајни лежај производи неприхватљив ниво вибрација и буке, решење је употреба клизних лежајева. Многи котрљајни лежајеви нису погодни за екстремно високе брзине ротације због чега се решења такође проналазе у примени специјалних клизних лежајева [28].

Клизни спој састоји се од две релативно покретне површине које су у додиру или близу једна другој. Уколико су површине суве и међусобно се додирују, између њих се ствара суво трење. Ако су површине подмазане, а уље истиснуто под оптерећењем, тако да се површине додирују, ради се о клизању полуоквашених површина - слика 6.24 [28] под а). При довољно великој брзини кретања једне површине у односу на другу, уље продире између површина и раздваја њихов контакт. Формира се уљни филм тј. постигнуто је хидродинамичко пливање - слика 6.24 под б). Ови услови подразумевају да брзина v буде већа од граничне при одговарајућој динамичкој вискозности уља η и уз присуство одговарајућег угла клина α . Слика 6.24 под в) приказује дијаграм промене отпора μ између релативно покретних површина као функцију брзине релативног кретања. При клизању полуоквашених површина, отпор μ се смањује са повећавањем брзине v , а код хидродинамичког пливања овај отпор се постепено повећава услед

повећавања хидродинамичких отпора. Између ова два подручја је прелазно подручје тј. подручје са мешовитим стањем кретања са додиром и без додира.

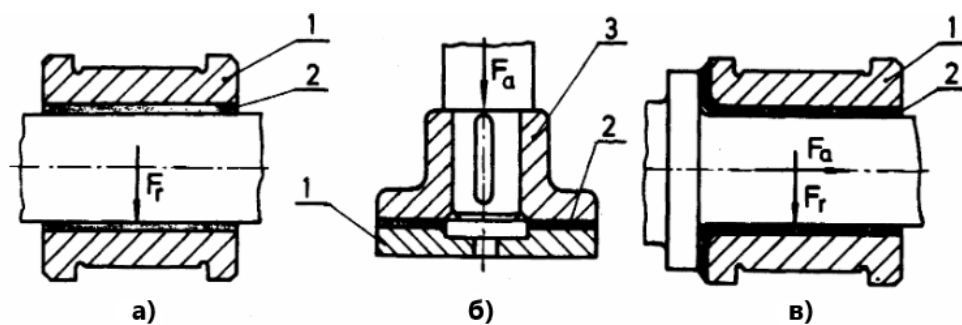


Слика 6.24 Стање у клизном споју

Класификација клизних лежајева може се вршити на основу више различитих критеријума:

- према правцу деловања спољашњег оптерећења на:
 - радијалне,
 - аксијалне и
 - радиаксијалне,
- према врсти примењеног мазива на лежајеве са:
 - течним,
 - полутечним,
 - гасовитим или
 - чврстим мазивом,
- према карактеру трења на лежајеве са:
 - потпуним подмазивањем и "течним трењем" и
 - делимичним подмазивањем и "мешовитим трењем".

Основни елемент сваког радијалног клизног лежаја је постељица (1), а аксијалног - плоча, односно прстен (1) (слика 6.25 [28]).



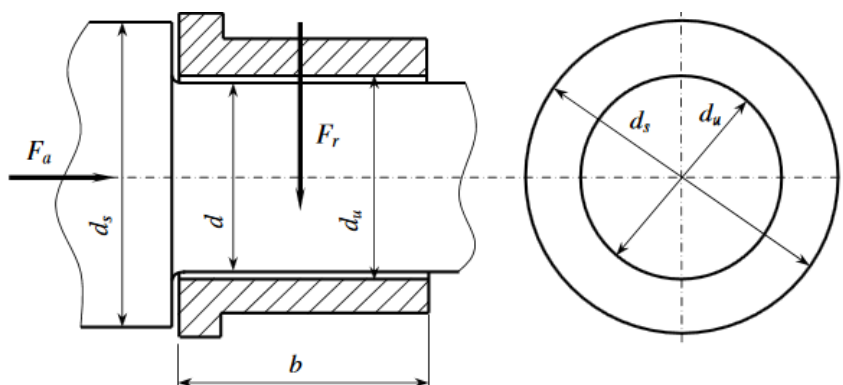
Слика 6.25 Врсте клизних лежајева а) радијални, б) аксијални, в) радиаксијални

Код радијалног лежаја рукавац вратила непосредно налаже на постелицу, а код аксијалног вратило се, по правилу, не ослања директно чеоном површином на плочу, већ се на крај вратила учвршћује главчина са венцем (3), чија фино обрађена прстенаста површина налаже на плочу. Постелица радиаксијалног лежаја има прстенасто проширење, на једној чеоној страни или на обе, на које налаже венац вратила у циљу преношења аксијалне компоненте спољашње силе. Уколико аксијална сила у току рада мења смер, мора се предвидети ослањање и на другој чеоној страни. Површине постелице и плоча обично су обложене слојем антифрикционог материјала (2), а између клизних површина доводи се мазиво. Постелице и плоче обично се не израђују изједна од лежајног материјала из више разлога:

- материјал за лежајеве је скуп,
- има мању чврстоћу од челика,
- ако је клизна површина оштећена или истрошена, поправка (обично наливањем) може бити лакша од замене целе постелице или плоче.

Постелица може бити једноделна, у облику цилиндричне чауре. Међутим, да би се поједноставила монтажа, чешће се израђује као дводелна (састављена од две полуцилиндричне чауре). Постелица радијалног лежаја може такође бити израђена из више цилиндричних сегмената.

На слици 6.26 [28] приказан је облик клизног лежаја који формира везу између клизне чауре (постелице) и рукавца вратила, између којих се може остварити неко од ових клизања: полуоквашено, мешовито или хидродинамичко.



Слика 6.26 Општи облик клизног лежаја

Клизни лежајеви се у модерним редукторима не примењују често. Најчешће имају примену код брзоходних и тешко оптерећених редуктора, где употреба котрљајних лежајева не долази у обзир (на пример турбински редуктори).

Добре карактеристике ових лежајева у односу на котрљајне лежајеве су [23]:

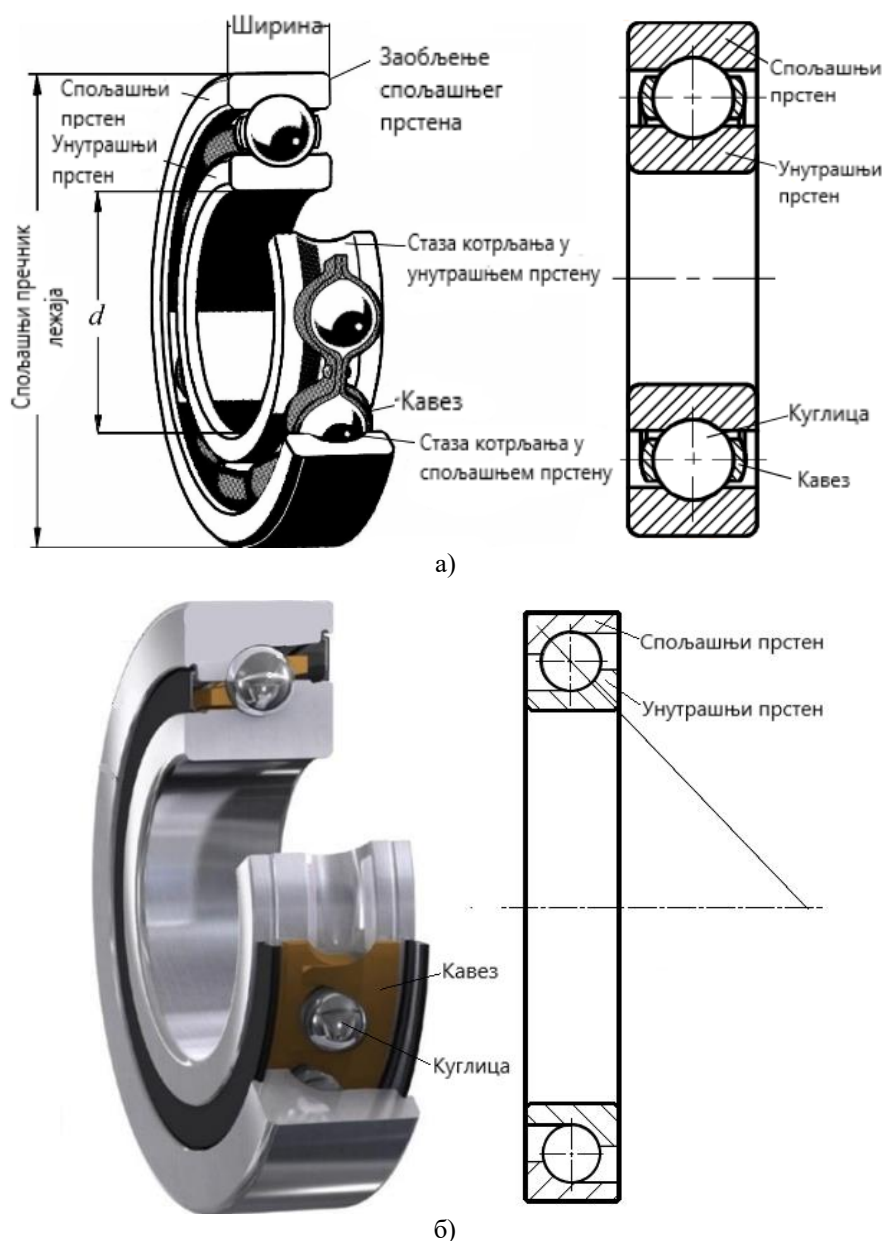
- уз прави избор материјала и уља, могу се користити и у агресивним окружењима у широком температурном опсегу,
- у условима подмазивања течномшћу могу поднети веома велике бројеве обртаја са врло малим губицима због трења у лежају,
- ови лежајеви су веома добри пригушивачи осцилација вратила, што позитивно утиче на правилан рад и радни век зупчаника,
- у поређењу са пречником рукавца, клизни лежајеви су много мањи, што утиче на компактност конструкције редуктора,
- монтажа вратила са клизним лежајевима је једноставнија од монтаже вратила са котрљајним лежајевима,

6.8.3.2 Котрљајни лежачеви

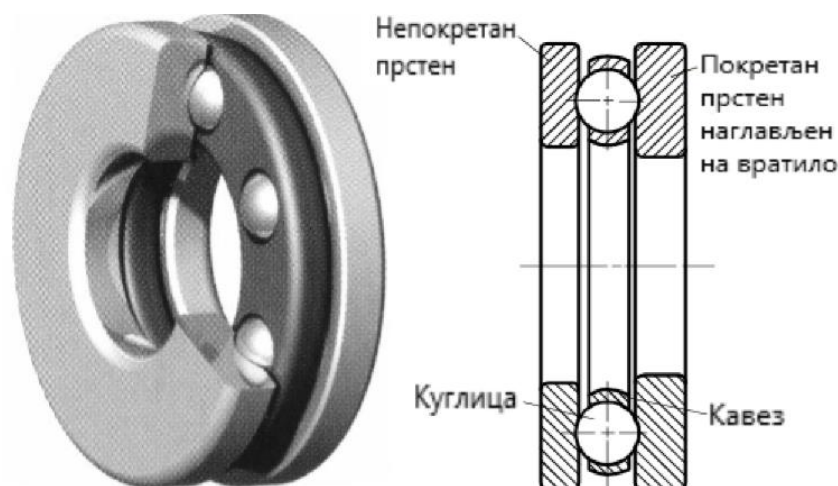
У котрљајним лежачевима се куглице, ваљци, иглице и други облици котрљајних тела котрљају по отворднутим, брушеним и полираним површинама, што резултира отпором котрљања као главним отпором. Уопштено, овај отпор је много мањи од отпора клизања [29].

Употреба котрљајних лежачева је много већа од употребе клизних лежачева. То се углавном дешава због високог степена стандардизације и масовне производње у специјализованим фабрикама у тој области.

Котрљајни лежачеви састоје се од прстенова или колутова, котрљајних тела и кавеза (држача котрљајних тела). Котрљајна тела налазе се између спољашњег и унутрашњег прстена, код прстенастих лежачева (слика 6.27 [27]), односно између колутова код колутних лежачева (слика 6.28 [27]).



Слика 6.27 Саставни делови прстенастог лежача - а) радијални лежач и б) радијално-аксијални лежач



Слика 6.28 Саставни делови колутног лежаја

Према правцу дејства силе могу се поделити на:

- радијалне, слика 6.27 под а),
- радијално-аксијалне лежајеве, слика 6.27 под б) и
- аксијалне, слика 6.28 и

Основне предности котрљајних лежајева у односу на клизне су [29]:

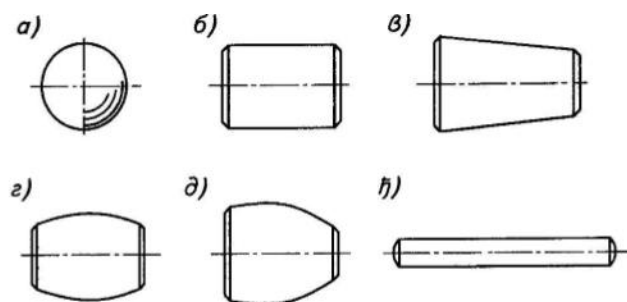
- нижа производна цена и лака набавка,
- задовољавајућа носивост за ниже и средње учестаности обртања,
- једноставно подмазивање и одржавање,
- лака замена, јер нема хабања рукавца, па није потребна његова накнадна обрада,
- мањи губици енергије,
- реализују тачније вођење.

Основни недостаци котрљајних лежајева у односу на клизне су:

- виши ниво буке и вибрација,
- већа осетљивост на ударна оптерећења,
- котрљајни лежајеви су једноделни, па је код њих конструкционих извођења лакше уградити дводелне клизне лежајеве,
- за високе учестаности обртања не могу да раде тако успешно као клизни лежајеви, јер им се носивост, односно радни век јако смањује.

Облици котрљајних тела (слика 6.29 [29]):

- куглица (а),
- цилиндрични ваљчић са праволинијском изводницом (б),
- конусни ваљчић са праволинијском изводницом (в),
- цилиндрични ваљчић са кружно-лучном изводницом (г),
- конусни ваљчић са кружно-лучном изводницом (д),
- иглица (ђ).



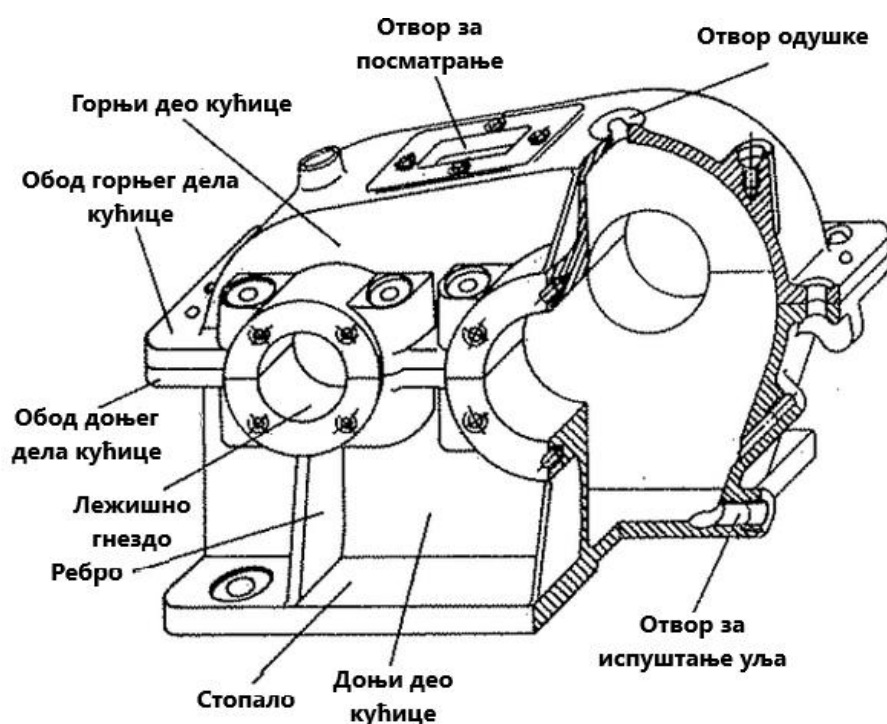
Слика 6.29 Облици котрљајних тела

6.8.4 Кућица редуктора

Кућица редуктора има неколико функција [23]:

- обезбеђује потребан узајамни положај делова редуктора,
- прима оптерећења са лежишта и преноси их на постоље,
- одваја простор у којем су смештени погонски елементи, вратила и лежишта од спољашње средине, итд.

Кућице су обично дводелне (слика 6.30 [23]), али могу бити и вишеделне, нпр. код вишестепених вертикалних редуктора или код врло великих редуктора.



Слика 6.30 Основни елементи кућице

Да би испунила своју функцију кућица мора имати довољну чврстоћу и крутост. Делови кућице требају бити повезани на такав начин да прашина и страна тела не могу да продру унутар ње и да мазива не могу истећи. Конструкција кућице треба да је таква да склапање и подешавање механизма буде лако, а одржавање редуктора током рада једноставно. Све ово се мора узети у обзир ради поједностављења израде како би цена била нижа.

Кућице су најчешће ливене, од сивог лива, а за јача оптерећења од челичног лива. Када је у питању смањење тежине редуктора, кућица може бити изливена од алуминијумских легура. Заварене кућице лакше су од ливених и израђују се обично за мање серије или у случају врло великих димензија. Такође, израђују се и кућице од пластичних маса за мале редукторе кућних апарата, који су слабо оптерећени и сл. Понекад је кућица направљена комбинованим поступком, односно ливењем и заваривањем. То се обично постиже одливањем дебљих делова кућице (гнезда за лежишта) од челичног лива и заваривањем са лименим елементима. Мање су уобичајена решења код којих је доњи, носећи део кућице ливен, а горњи заварен од челичних лимова. Када су у питању велике серије за зидове се могу користити тањи лимови који су профилисани пресовањем ради повећања крутости.

На избор решења да ли ће се кућица изградити ливењем или заваривањем највише утиче величина серије. Код ливене кућице већи су тзв. константни трошкови (модел, калупи за језгра), али су зато мањи варијабилни трошкови, тј. трошкови сразмерни броју израђених комада. Корисно је да се у сваком конкретном случају изврши одговарајућа анализа, тј. упореде оба решења. Понекад произвођач, посебно ако није специјализован за производњу редуктора, бира ливену или заварену конструкцију у складу са својим постојећим капацитетима. Постоје случајеви када се конструишу обе варијанте, а производња се покреће засебно, у зависности од тога да ли су слободнији ливачки или заваривачки погони.

При конструисању кућице треба тежити компактности, али је често потребно обезбедити довољну пространост кућице, како би се један те исти одливак кућице могао користити за смештање различитих парова зупчаника, чиме се обезбеђују различити преносни односи. У овом погледу обично постоје два приступа:

- код редуктора опште намене (индустријских), који се производе серијски у специјализованим фабрикама, једна кућица треба да обезбеди да се у њу сместе разне комбинације зупчаника за неколико преносних односа при истом међуосном растојању,
- код редуктора посебне намене, који су израђени за неке специфичне захтеве који се не могу испунити ниједним редуктором опште намене који стоји на располагању, кућица се уобичава за само један одређени преносни однос, тј. за одређене погонске елементе, вратила и лежишта, тако да може бити врло компактна.

Да би се повећала крутост кућице обично се обезбеђују ребра на местима лежишних гнезда (слика 6.30), где је оптерећење највеће. Ребра доприносе и бољем хлађењу редуктора. У случајевима када је загревање редуктора нарочито велико (углавном код пужних редуктора), конструишу се посебна ребра за хлађење, којима је повећање крутости секундарна улога.

Кућица има бројне конструктивне облике и посебне елементе који се на њу причвршћују и који имају одређену намену (нпр. отвор за посматрање зупчаника са поклопцем, испусти за преношење редуктора, отвор за испуштање уља при замени, уређај за контролу нивоа уља у редуктору, итд.). Све то доводи до релативно сложеност облика кућице.

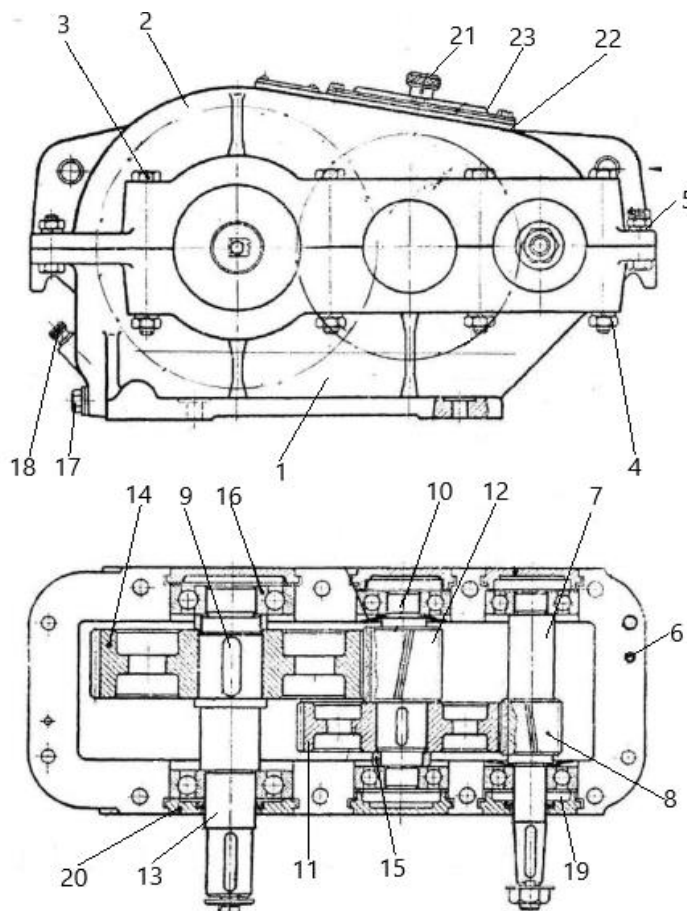
7. СТАБЛО ОТКАЗА РЕДУКТОРА

Основни задатак редуктора је да преноси снагу од неке моторне машине на одређену радну машину, при чему се број обртаја вратила смањује, односно редукује, а снага на излазном вратилу повећава [30].

Двостепени редуктор са два пара цилиндричних зупчаника, приказан на слици 7.1 [30], извршава своју функцију на следећи начин. Кућиште редуктора је дводелно и састоји се од доњег дела (1), који се назива кућиште и горњег дела (2), који се назива поклопац кућишта. Израђено је ливењем, а веза између кућишта и поклопца се остварује помоћу завртњева (3), навртки (4) и подлошки (5). Положај горњег дела у односу на доњи је учвршћен помоћу две игле (6), које се налазе на највећој удаљености једна од друге.

На погонском вратилу редуктора (7) налази се мањи, тј. погонски зупчаник (8) који је помоћу клина (9) повезан са вратилом. Окретањем погонског вратила, претходно спрегнути зупчаници долазе у спрегу и на тај начин се преноси снага са улаза на излазни део.

Као и код погонског вратила, за везу вратила (10) са зупчаницима (11) и (12) и излазног вратила (13) са зупчаником (14) коришћен је клин, док су зупчаници са бочних страна причвршћени ускочницима (15).

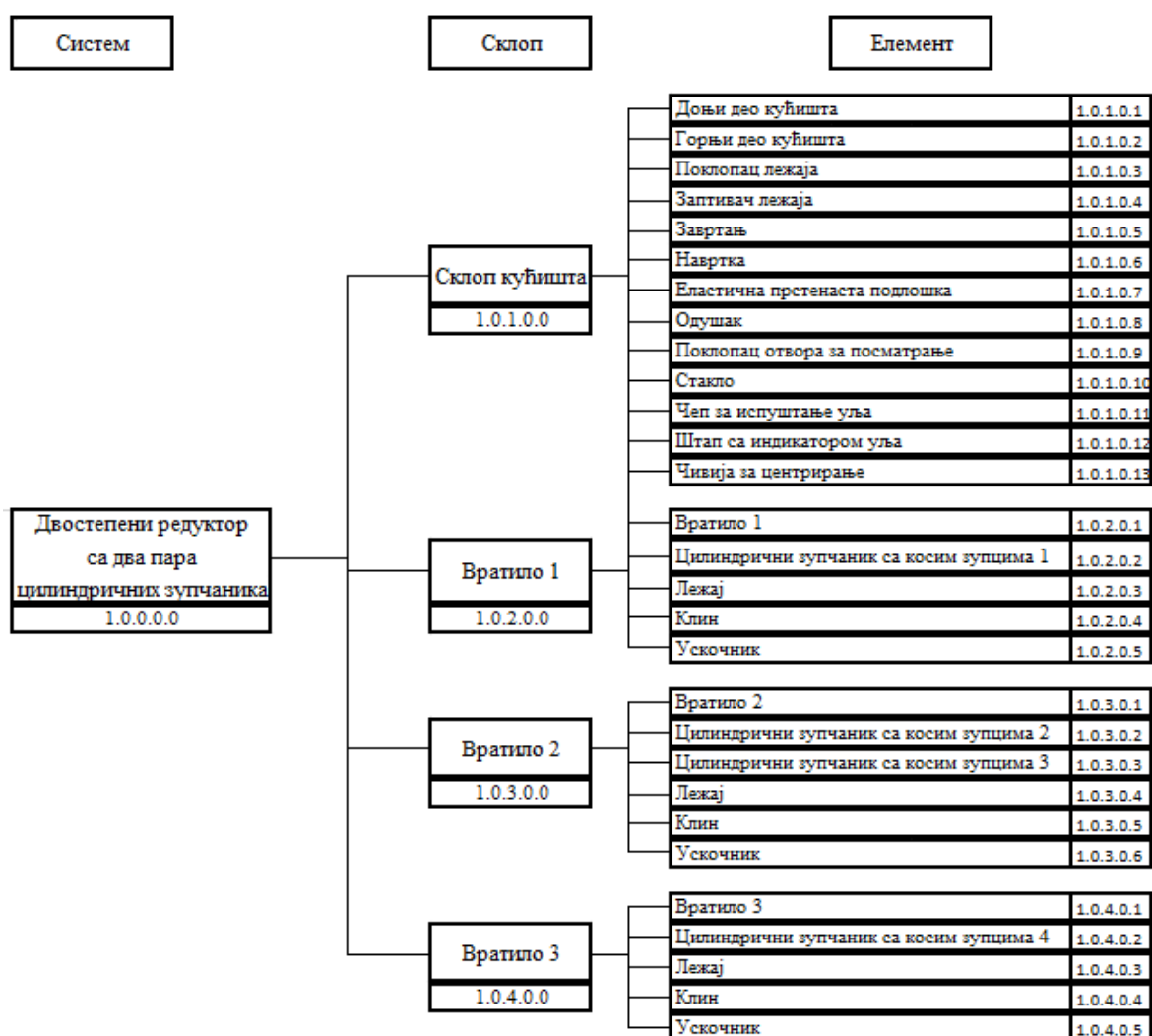


Слика 7.1 Двостепени редуктор са извученим позицијама

Сва вратила су улежиштена котрљајним лежајевима (16), који се за време рада подмазују прскањем уља. Ради лакшег рада потребно је користити адекватно уље за подмазивање. За испуштање искоришћеног уља, приликом његове замене, постоји одвод за уље у доњем делу кућишта, који је затворен чепом (17). Контрола нивоа уља врши се индикатором уља штапа (18). Заптивач на месту лежаја (19) уграђује се за уклањање цурења уља и уласка прашине и влаге у преносник кроз поклопце (20), који су за кућиште спојени завртњевима.

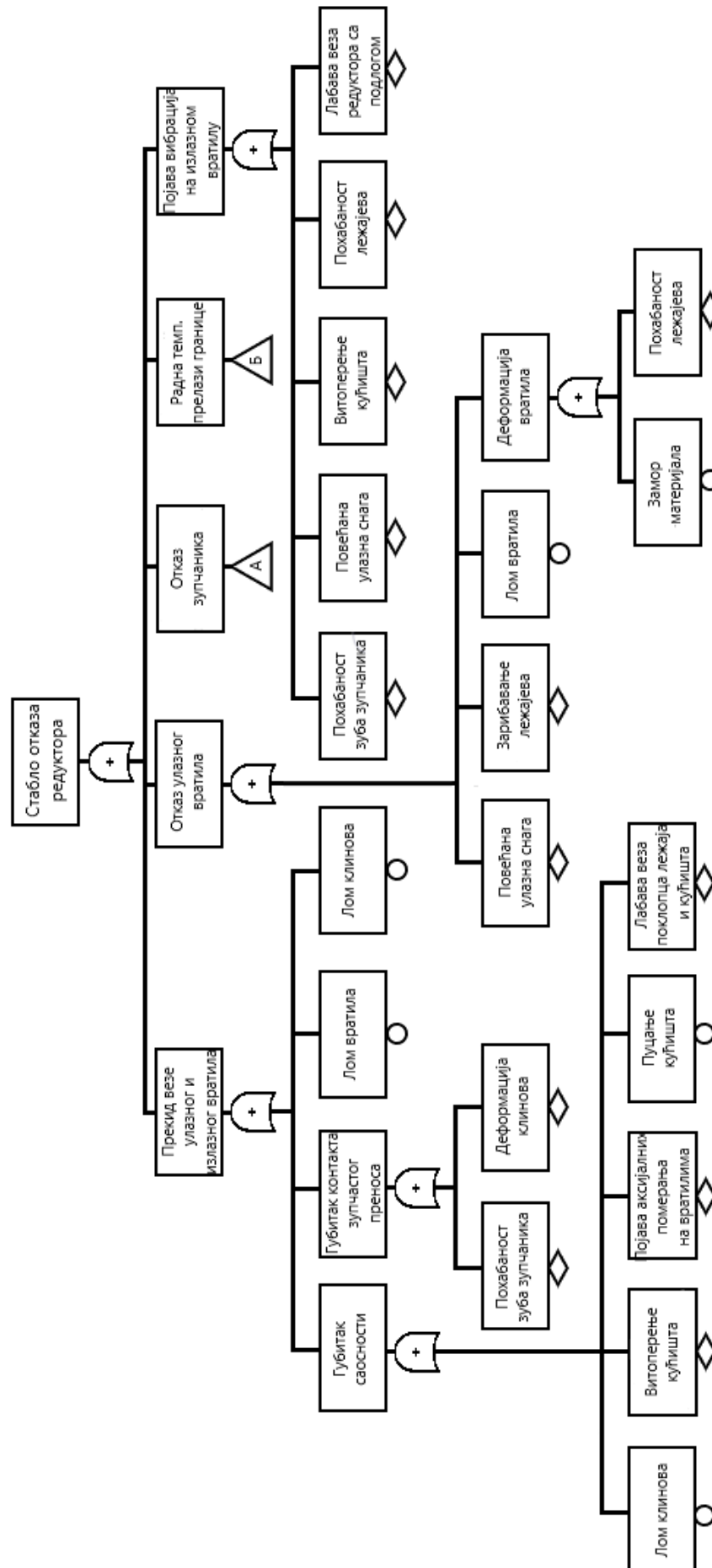
Отвор (21) омогућава да се притисак у кућишту изједначи са атмосферским. За преглед зупчаника и уливања уља на поклопцу кућишта налази се отвор за посматрање, који је покривен стаклом (22) и поклопцем (23).

Конструисање шеме стабла отказа је дедуктивна анализа система, која се врши од општег ка појединачном. Да би се конструисала структурна шема, потребно је разумети логичку структуру конструкције система и симболе за њено састављање. Најприкладније је користити стандардизовани принцип конструисања структурне шеме и усвојене логичке симболе. На слици 7.2 приказана је шема рашчлањавања двостепеног редуктора са два пара цилиндричних зупчаника.



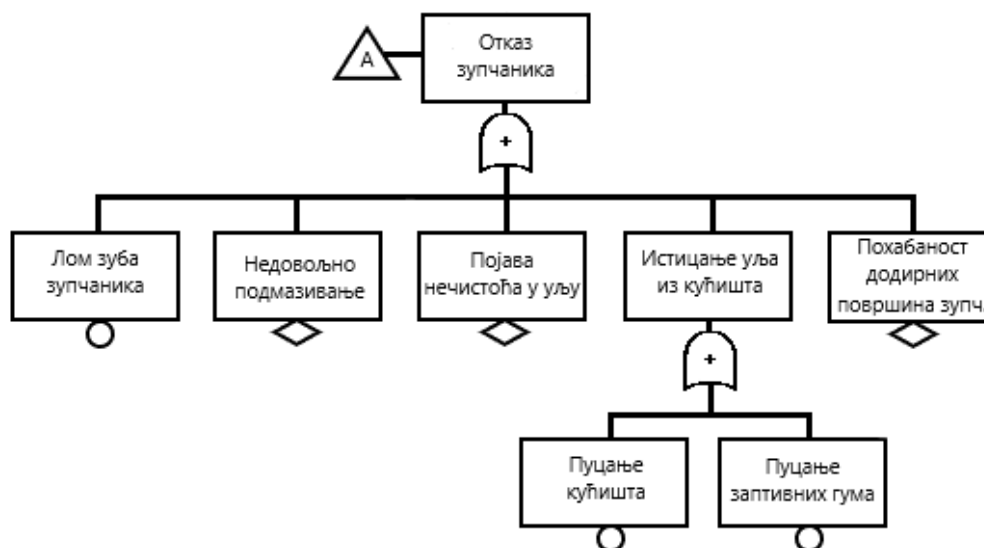
Слика 7.2 Шема рашчлањавања двостепеног редуктора

Стабло отказа формирано за вршни догађај „Отказ двостепеног редуктора“ приказано је на слици 7.3.



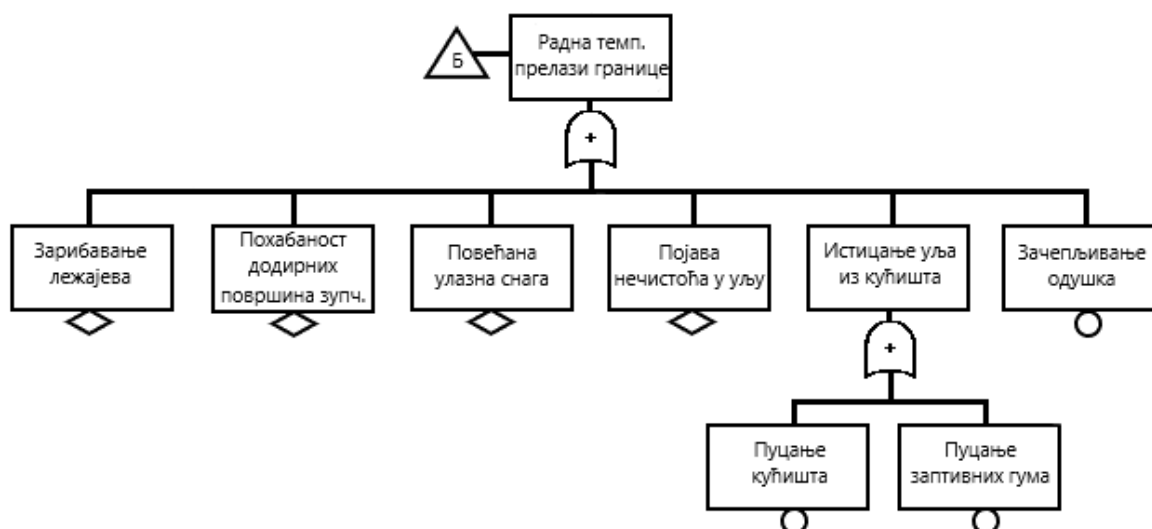
Слика 7.3 Стабло отказа за вршнн догађај „Отказ двостепеног редуктора са два пара цилиндричних зупчаника“

Независно подстабло отказа за вршни догађај „Отказ зупчаника“ приказано је на слици 7.4.



Слика 7.4 Независно подстабло отказа за вршни догађај „Отказ зупчаника“

Независно подстабло отказа за вршни догађај „Радна температура прелази границе“ приказано је на слици 7.5.



Слика 7.5 Независно подстабло отказа за вршни догађај „Смањена снага на излазном вратилу“

Сви узрочни догађаји који доводе до „Отказа редуктора“ могу се сврстати у три подвршна посредна догађаја:

1. прекид везе улазног и излазног вратила (Јавља се услед губитка саосности, који настаје као последица појаве аксијалних померања на вратилима или лабаве везе између поклопца лежаја и кућишта, или губитка контакта између зупчаника, насталог услед хабања зуба или деформација клинова. Хабање представља триболошки процес постепеног разарања површинског слоја материјала при спрезању елемената и јавља се од самог почетка експлоатације система.),

2. отказ улазног вратила (До отказа улазног вратила може доћи због повећане улазне снаге или услед ломова и деформација самог вратила, које настају као последица замора материјала.)
3. отказ зупчаника (Може настати услед лошег подмазивања, односно због мале количине или неадекватног типа мазива или уља, као и услед лома зуба зупчаника.)
4. радна температура прелази одређене границе (Најчешће се јавља као последица зачепљивања одушка или истицања уља из кућишта, до кога може доћи услед пуцања кућишта или пуцања заптивних гума.),
5. појава вибрације на излазном вратилу (Настаје услед лабаве везе редуктора са подлогом или похабаности лежајева.)

За квалитативну анализу конструисано је стабало отказа и сви догађаји у њему су означени Буловим променљивама и представљени на слици 7.6. Са ове слике може се видети да стабло отказа садржи 10 посредних догађаја и 32 базична догађаја (12 примарних и 20 секундарних догађаја).

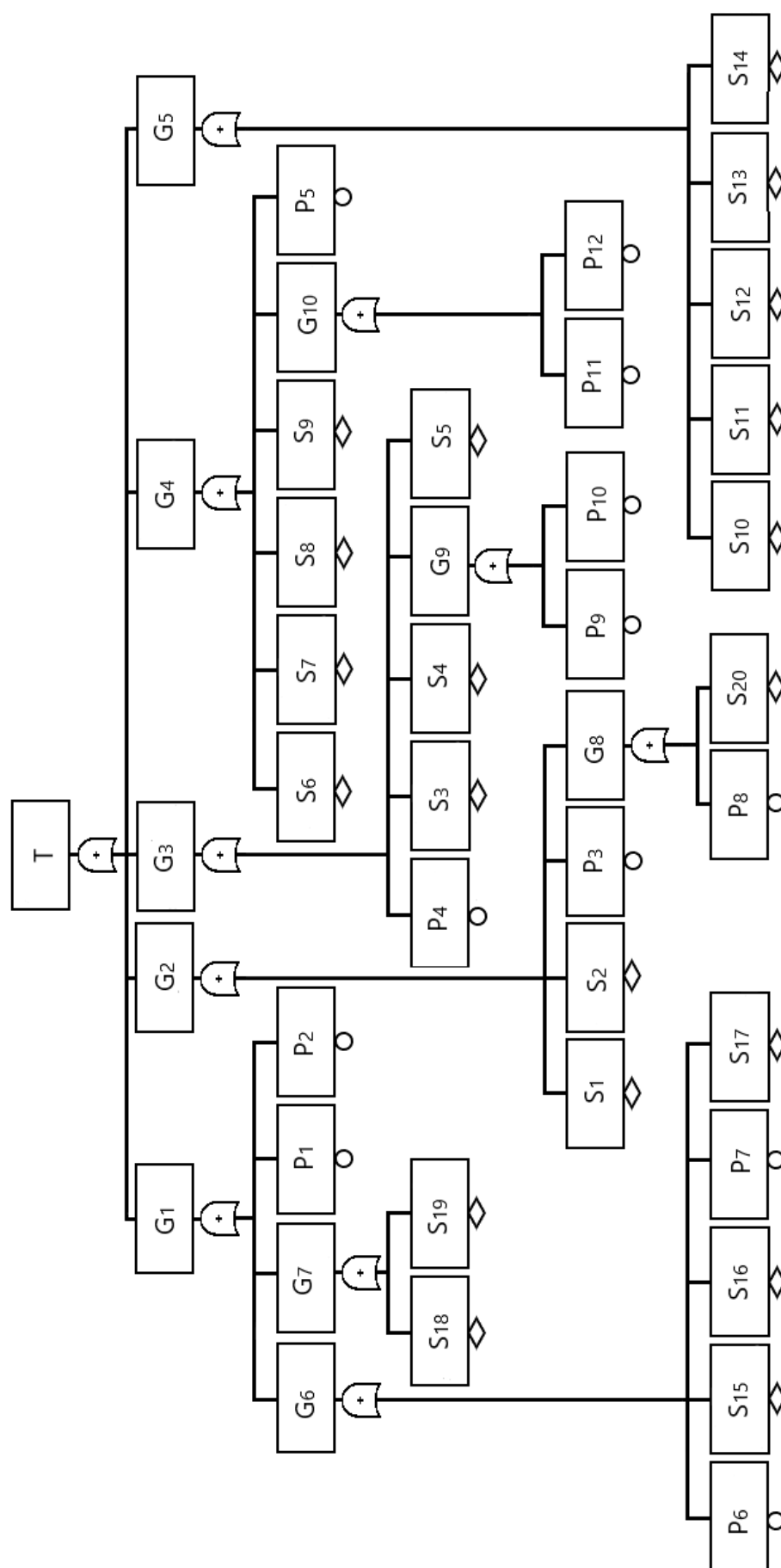
Потребно је извршити поступак одређивања скупа пресека стабла догађаја. Први корак је формирање логичких једначина за свако логичко коло у стаблу отказа:

$$\begin{aligned}
 T &= G_1 + G_2 + G_3 + G_4 + G_5 \\
 G_1 &= G_6 + G_7 + P_1 + P_2 \\
 G_6 &= P_6 + S_{15} + S_{16} + P_7 + S_{17} \\
 G_7 &= S_{18} + S_{19} \\
 G_2 &= S_1 + S_2 + P_3 + G_8 \\
 G_8 &= P_8 + S_{20} \\
 G_3 &= P_4 + S_3 + S_4 + G_9 + S_5 \\
 G_9 &= P_9 + P_{10} \\
 G_4 &= S_6 + S_7 + S_8 + S_9 + G_{10} + P_5 \\
 G_{10} &= P_{11} + P_{12} \\
 G_5 &= S_{10} + S_{11} + S_{12} + S_{13} + S_{14}
 \end{aligned} \tag{6.15}$$

У другом кораку врши се замена променљивих, све док вршни догађај не буде у функцији само од примарних и секундарних догађаја.

$$T = \sum_{i=1}^{12} P_i + \sum_{j=1}^{20} S_j \tag{6.16}$$

Последњи корак је редукција добијеног израза коришћењем правила Булове алгебре. За наведени пример израз добијен у другом кораку се не може даље редуковати.



Слика 7.6 Развијање вршиног догађаја „Отказ једностепеног редуктора“ преко посредних, до базичних догађаја

Веома важан део квалитативне анализе стабла отказа је анализа заједничког узрока. Она анализира понашање система који подлеже специјалним условима и секундарним узроцима и процењује њихов утицај на појаву вршног догађаја.

У овом случају, сви секундарни узроци који доводе до базичних догађаја могу се поделити у четири категорије:

- А - неблаговремено одржавање,
- Б - дефектна израда,
- Ц - старење елемената система и
- Д - преоптерећење.

Базични догађаји се могу груписати према секундарним узроцима на следећи начин:

- услед неблаговременог одржавања настаје скуп догађаја:
- $A = (6S_2, S_3, S_4, 6S_6, S_9, P_5)$,
- услед дефектне израде настаје скуп догађаја:
- $B = (4P_4, S_{14}, 6S_{17})$,
- услед старења настаје скуп догађаја:
- $C = (4S_5, 4S_7, 4S_{10}, 6S_{13}, 4S_{18}, P_8, 4S_{20})$,
- услед преоптерећења система настаје скуп догађаја:
- $D = (3P_1, 4P_2, S_1, 3P_3, S_8, S_{11}, S_{12}, 4P_6, S_{15}, 3S_{16}, P_7, 4S_{19}, P_9, 6P_{10}, P_{11}, 6P_{12})$.

Узимањем у обзир број елемената у систему, добија се стабло отказа које садржи 35 примарна и 60 секундарна догађаја.

Скуп догађаја који воде ка вршном догађају могу бити записани у следећем облику:

$T: \{6 \text{ догађаја категорије } A, 3 \text{ догађаја категорије } B, 7 \text{ догађаја категорије } C, 16 \text{ догађаја категорије } D\}$.

Релативни удео (РУ) сва четири претходно наведених узорака (А, Б, Ц, Д) гласи:

1. $РУ A = \frac{A}{X} = \frac{16}{95} = 0,1684$,
2. $РУ B = \frac{B}{X} = \frac{11}{95} = 0,1158$,
3. $РУ C = \frac{C}{X} = \frac{27}{95} = 0,2842$,
4. $РУ D = \frac{D}{X} = \frac{41}{95} = 0,4316$,

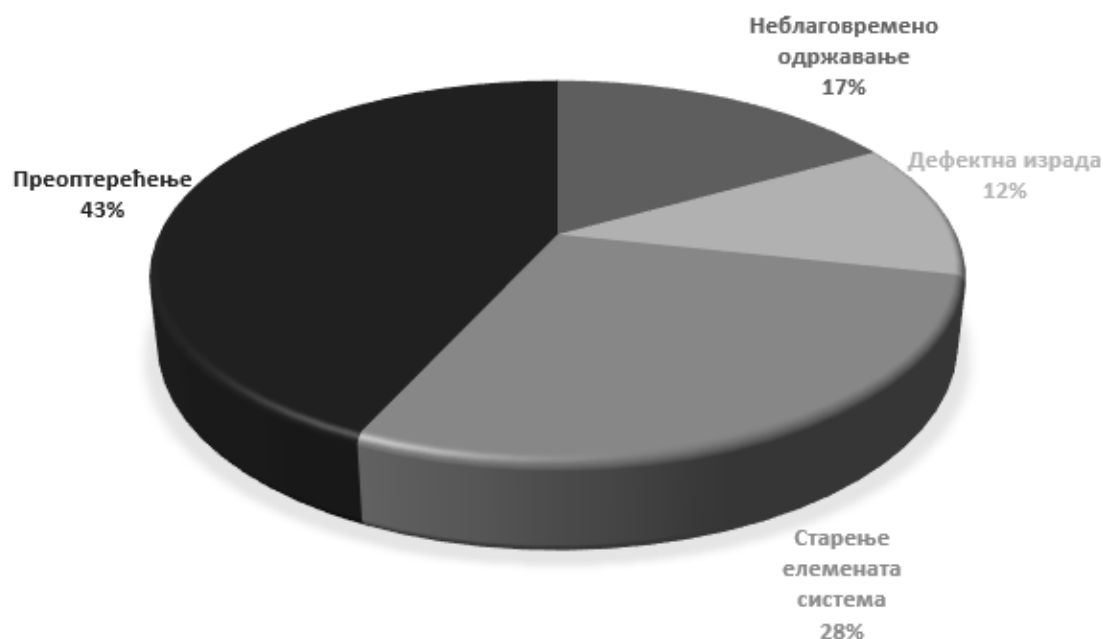
где је:

$$X = A + B + C + D,$$

при чему је:

$$\sum_{i=A}^D RU_i = 1.$$

Графички приказ процентуланог учешћа секундарних узрока базичних догађаја дат је на слици 7.6.



Слика 7.6 Процентуално учешће секундарних узрока базичних догађаја

На основу добијених података, примећује се да највећи број елемената (43%) отказује због преоптерећења. Следећи узрок који највише изазива отказ система је старење елемената (28%), а затим следе неблаговремено одржавање (17%) и дефектна израда (12%).

Преоптерећење се може елиминисати уколико се систем користи како је предвиђено и препоручено, као и уз одговарајуће одржавање.

Откази услед старења могу се избећи добрим избором материјала или повећањем отпорности на хабање додирних површина елемената.

Откази који настају услед неблаговременог одржавања могу се минимизирати редовним контролама система и одговарајућим превентивним и корективним мерама.

Побољшање технолошких процеса и контроле квалитета у току израде и монтаже елемената система може довести до смањења дефектне израде.

8. ЗАКЉУЧАК

Примена ФТА методе омогућава детаљно разумевање разматраног техничког система у погледу појаве отказа. Анализа отказа је посебно важна за техничке системе чији откази угрожавају људску безбедност.

Формирањем стабла отказа за довољно општи вршни догађај може се евидентирати већина потенцијалних начина отказа елемената система који ће се користити као основа за анализу начина и последица отказа (FMEA) да би се узрочно дефинисала стања система и израдио план одржавања система. У фази употребе производа, стабло отказа може послужити као дијагностички алат за утврђивање највероватнијих узрока отказа.

ФТА метода даје најбоље резултате у фази пројектовања нових производа. Сложеност приступа и обим резултата оцењени су као незаобилазне методе за осигурање квалитета машинских система.

Способност повећања поузданости система потребно је уочити како у фази пројектовања система, тако и у фази његове експлоатације.

Једна од основних препорука за одржавање редуктора је провера нивоа и замена уља. Ниво уља у редуктору је неопходно проверити по његовој уградњи, али и након ње. Провера се обавља само у случају када редуктор није у функцији. Ниво уља мора бити у дозвољеним границама. Такође, приликом замене уља, пре поновног доливања потребно је испустити сву количину уља из редуктора.

Површина на коју се поставља редуктор мора бити претходно очишћена и фино обрађена. При постављању редуктора потребно је проверити жлеб и лежиште да ли долази до зазора, ручно дотегнути завртњеве за причвршћивање редуктора са подлогом, поравнати улазно вратило са погонском машином и дотегнути завртњеве за лежишно гнездо.

Конструктори избором бољих материјала, конструктивним мерама и прописивањем одговарајућих технолошких поступака, могу утицати на смањење појаве отказа, а такође могу пре свега да утичу на смањење преоптерећења избором одговарајућег режима рада као и елеминисањем извесних спољашњих фактора који до тог преоптерећења могу довести.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Ћатић Д., *Методе поузданости машинских система*, Универзитет у Крагујевцу, Машински факултет у Крагујевцу, 2006.
- [2] Вујошевић М., *Анализа стабла неисправности*, Техничка књига, Београд, 1983.
- [3] Тодоровић Ј., Зеленовић Д., *Ефективност система у машинству*, Научна књига, Београд, 1994.
- [4] Адамовић Ж., Илић Б., Савић Б., Јевтић М., *Термографија поуздана дијагностичка метода*, Нови Сад, 2011.
- [5] Рамовић Р., *Поузданост система: електронских, телекомуникационих и информационих*, Електротехнички факултет, Београд, 2005.
- [6] Адамовић Ж., Илић Б., *Наука о одржавању техничких система*, Српски академски центар, Нови Сад, 2013.
- [7] Адамовић Ж., Илић Б., Вуловић С., Станковић Н., Вуловић М., *Техничка дијагностика електрана и топлана: Поуздано одржавање термоелектрана, хидроелектрана, соларних електрана, ветроелектрана и топлана*, Друштво за техничку дијагностику – Адам институт, Смедерево, 2014.
- [8] Адамовић Ж., Отић Г., Илић Б., *Проактивно одржавање машина и постројења*, Српски академски центар, Нови Сад, 2014.
- [9] Адамовић Ж., Илић Б., Вуловић С., Вуловић М., Меза С., *Енергетска ефикасност: Енергетска ефикасност, енергија и екологија, одрживи развој*, Српски академски центар, Нови Сад, 2013.
- [10] D. Levy, *Tools of Critical Thinking: Metathoughts for Psychology*, Allyn and Bacon, 1997.
- [11] W. E. Vesely, F. F. Goldberg: *Fault tree Handbook*, U.S. Nuclear Regulatory Commission Washington, D.C., 1981.
- [12] McDermott, R.E., Mikulak R.J., Beauregard M.R., *The basics of FMEA*, Productivity Inc., New York, USA, 1996.
- [13] Stamatis, D. H., *Failure mode and effect analysis: FMEA from theory to execution*, ASQ Quality Press, Milwaukee, Wisc., 2003.
- [14] Carl S. Carlson, *Effective FMEAs*, John Wiley & Sons, 2012.
- [15] Reliability Analysis Center (RAC), *Failure Mode, Effects and Criticality Analysis (FMECA)*, Rome, NY, 1993.

- [16] <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/fault-tree-analysis>, приступљено: 13. 05. 2019.
- [17] Bruce O. Barker, *Fault tree analysis: Its implications for use in education*, Utah State University, Logan, Utah, 1976.
- [18] Clif Ericson, *Fault tree analysis – A History from the Proceedings of The 17th International System Safety Conference*, The Boeing Company, Seattle, Washington, 1999.
- [19] Ђатић Д., *Поузданост у развоју машинских система*, Монографија, Машински факултет, Крагујевац, 2010.
- [20] <https://www.apexdyna.nl/en/gear-history/>, приступљено: 21. 08. 2019.
- [21] https://nptel.ac.in/courses/112106137/pdf/2_1.pdf, приступљено: 21. 08. 2019.
- [22] *Gear motor Handbook*, Bonfiglioli Riduttori S.p.A. (Eds.), Springer, 1995
- [23] Трбојевић М., Јанковић М., Вугдеља Ј., Ивковић С., Латиновић В., *Редуктори*, Научна књига, Београд, 1984.
- [24] <http://www.rgf.rs/predmet/RO/V%20semestar/masine%20i%20uredjaji%20za%20eksploataciju%20nafte%20i%20gasa/Predavanja/10%20-%20Prenosnici%20snage.pdf>, приступљено: 22. 08. 2019.
- [25] С. Кузмановић, *Универзални зупчасти редуктори са цилиндричним зупчаницима*, Универзитет у Новом Саду, Факултет техничких наука, Нови Сад, 2009.
- [26] https://khkgears.net/new/gear_knowledge/Types_and_Mechanisms_of_Gear_Reducers.html, приступљено: 22. 08. 2019.
- [27] Николић В., *Машински елементи*, Универзитет у Крагујевцу, Машински факултет у Крагујевцу, 2004.
- [28] http://omk.mas.bg.ac.rs/files/elementi1/smena3/V%20i%20VI%20smena%20-%20P7_KLIZNI_%20LEZAJI.pdf, приступљено: 23. 08. 2019.
- [29] file:///C:/Users/Gdnf/AppData/Local/Temp/www2_mehanicki_elementi_za_ulezistenje_predavanja_2008_1.pdf, приступљено: 23. 08. 2019.
- [30] <https://wotsite.ru/bs/latest-updates/gear-speed-reducers/>, приступљено: 25. 08. 2019.