

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу

Александар Д. Радисављевић

**Међуосовински диференцијал
путничких возила**

завршни рад

Крагујевац, 2020.

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Моторна возила и мотори

Предмет: Конструкција и прорачун моторних возила

Број индекса: 712/2017

Александар Д. Радисављевић

Међуосовински диференцијал путничких возила

Завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

Датум одбране: _____

Оцена: _____

1. Др. Јасна Глишовић, ванр.проф.

2. _____

3. _____

У оквиру завршног рада, кандидат треба да:

- објасни улогу, тј. задатак диференцијала на моторним возилима, као и историјски развој овог система,
- прикаже поделу (врсте) диференцијала моторних возила,
- да основне карактеристике међуосовинских диференцијала,
- изврши прорачун елемената главног преносника и диференцијала путничког возила по избору,
- прикаже савремена решења несиметричних диференцијала без зупчаника (Торзен, виско-спојницу и сл.).

Крагујевац, 10.09.2020.год.

ментор:

Др Јасна Глишовић, ванр.проф.

САДРЖАЈ:

1. Увод	6
2. Историјски развој диференцијала на моторним возилима	9
2.1. Историјски развој диференцијала	9
2.2. Принцип рада диференцијала	11
3. Врсте диференцијала	18
4. Међуосовински диференцијал (разделник погона)	27
4.1. Рад међуосовинског диференцијала	27
4.2. Закључавање међуосовинског диференцијала	27
5. Прорачун зупчастог међуосовинског диференцијала путничког возила	30
5.1 Мењач	30
5.2 Погонски уређај	30
5.3 Преносни однос главног преносника	30
5.4 Прорачун хипоидних зупчаника Z_1 и Z_2	32
5.4.1 Прорачун основних геометријских величина хипоидних зупчаника	36
5.4.2 Прорачун средњих висина зуба	39
5.4.3 Прорачун темених и подножних углова	39
5.4.4 Прорачун ширине погонског хипоидног зупчаника	41
5.4.5 Прорачун унутрашњег и спољашњег угла завојнице	41
5.4.6 Прорачун унутрашњих и спољашњих висина зуба зупчаника	42
5.4.7 Прорачун дебљине зуба	43
5.4.8 Прорачун осталих геометријских величина	44
5.4.9 Прорачун оптерећења корена и бока зуба погонског хипоидног зупчаника ...	46
5.4.10 Прорачун оптерећења корена гоњеног хипоидног зупчаника	47
5.5 Прорачун сунчаног и планетарног зупчаника	48
5.5.1 Оријентацијски прорачун модула на основу оптерећења корена зуба	49
5.5.2 Оријентацијски прорачун модула на основу контактнoг притиска	49
5.5.3 Димензије планетарног зупчаника	50
5.5.4 Димензије сунчаног зупчаника	51
5.5.5 Прорачун оптерећења корена зуба планетарног зупчаника	52
5.5.6 Прорачун оптерећења корена зуба сунчаног зупчаника	53
5.5.7 Прорачун оптерећења бокова планетарног и сунчаног зупчаника	53
5.6 Прорачун погонског вратила главног преносника	54
5.7 Прорачун гоњеног вратила	59
6. Савремена решења несиметричних диференцијала без зупчаника	63
6.1. Међуосовински диференцијал са виско-спојницом	63
6.2. Торзен диференцијали	66
6.3. Ламелни диференцијал	71
7. Закључак	73
Литература	74

Abstract

The main task of differentials on motor vehicles, as well as the historical development of this important system on the vehicle is explained in the first part of the final paper. The basic characteristics of the different types of differentials on motor vehicles are presented. The basic task and characteristics of the symmetric differentials are presented in the second part of the final paper. The aim of this final paper is to, based on all these previously explained elements in the paper, perform a calculation of the final drive and differential of a passenger vehicle. Finally, modern solutions of asymmetric differentials without gears (Torsen, visco-coupling, etc.) are presented.

Key words: wheelbase differential, passenger cars, Torzen, visco clutch..

Резиме:

У првом делу завршног рада је објашњен задатак диференцијала на моторним возилима, као и историјски развој овог важног система на возилу. Приказане су основне карактеристике различитих врста диференцијала на моторним возилима. У другом делу завршног рада приказани су основни задаци и карактеристике међуосовинских диференцијала. Циљ овог завршног рада је да се, на основу свих ових претходно објашњених елемената у раду, изврши прорачун главног преносника и диференцијала путничког возила. На крају су приказана савремена решења несиметричних диференцијала без зупчаника (Торзен, виско-спојница и сл.).

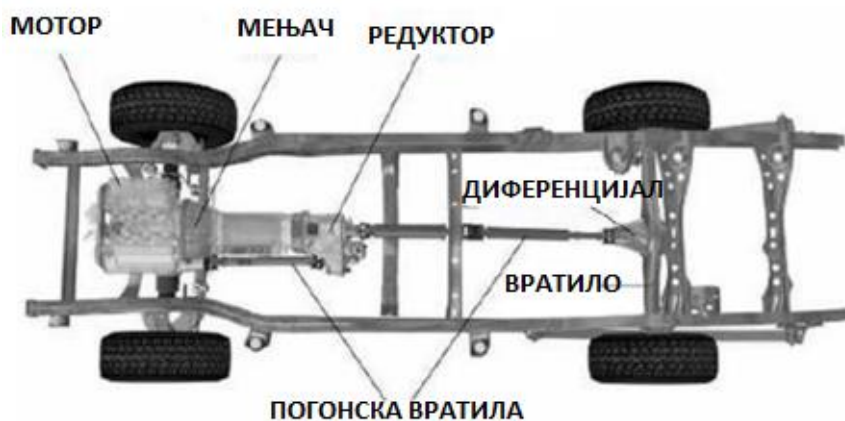
Кључне речи: међуосовински диференцијал, путничка возила, Торзен, виско спојница.

1. Увод

Данашња возила сваким даном су све напреднија, понајвише у погледу сигурности и самих возних карактеристика. Аутомобили су постали све сложенији, али и сигурнији и удобнији за путнике. Аутомобилска индустрија једна је од водећих индустрија по брзини напретка и развоја нових технологија. Од раних дана превозних средстава па до данас, видљива је огромна разлика у погледу конструкције компоненти возила, али и самог облика возила. Појавом првих модела аутомобила, вероватно нико није ни размишљао о проблему скретања, односно проблему уласка и изласка у кривину и из ње. С повећањем брзине вожње, проблем саме контроле возила је постао све чешћи. За спречавање оштећења, узрокованих непредвидивим кретањем возила, на самом возилу или путу, конструисан је и направљен део погонског преноса који се назива диференцијални преносник, познатији под именом диференцијал.

Диференцијални преносници (диференцијали) су најчешће смештени у саставу погонског моста, а могу бити и у саставу разделника снаге. Диференцијали смештени у погонском мосту су симетрични, док су диференцијали у разделнику снаге најчешће асиметрични. Симетрични диференцијали разводе обртни момент у једнаким износима, а асиметрични у различитим износима. Разделник погона код возила са погоном на све точкове подразумева уређај који контролише разлику брзина точкова предњих и задњих осовина. Ово може бити виско-спојница, централни диференцијал или неки други облик скупа зупчаника. Овај уређај омогућава возилу кретање по свим теренима (асфалт, калдрма, блато, песак, лед, снег...).

У погонском мосту диференцијални преносник служи за преношење обртног момента на леви и десни погонски точак при њиховим међусобно различитим угаоним брзинама. До ове разлике долази при кретању возила: у кривини, по неравном путу, на путу са различитим условима пријањања на точковима и у случају различитих полупречника точкова, до чега може доћи при различитим притисцима у пнеуматикама или при неједнаком истрошењу пнеуматика. У свим тим случајевима до разлике у угаоним брзинама долази услед тога што точкови у истом временском периоду морају да имају различите обимне брзине (јер прелазе различите путеве за исто време, односно прелазе исти пут са различитим полупречницима котрљања). Диференцијали се, осим тога, користе за развођење обртних момената на два и више погонских мостова [8].



Слика 1. Положај диференцијала на возилу [8]

Точкови возила обрћу се различитим брзинама, посебно при скретању. Диференцијал је дизајниран да погони пар точкова једнаком силом, док им истовремено омогућава да се обрћу различитим брзинама.

У возилима без диференцијала, као што су картинг возила, оба погонска точка се морају обртати истим брзинама, најчешће око заједничке осовине, коју погони једноставни моторни механизам. При скретању унутрашњи точак прелази краћу удаљеност од спољашњег точка, што узрокује обртање унутрашњег точка и/или вучење спољашњег точка. Резултат је отежано и непредвидиво контролисање возила, оштећење на пнеуматичима и путу и др. [8].

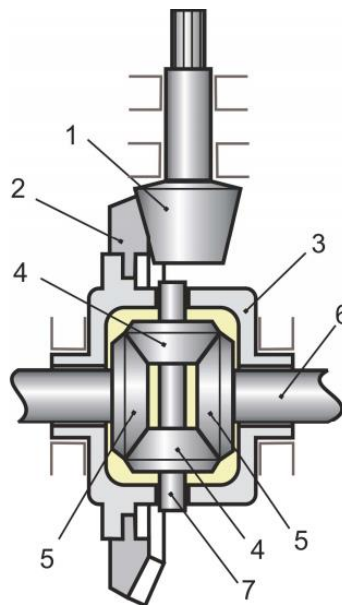
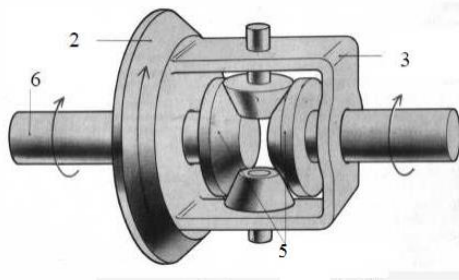


Слика 2. Приказ аутомобилске јединице са диференцијалом [8]

За сами диференцијал постоји доста дефиниција (објашњења), а неке од њих су:

1. механизам за изједначавање угаоних брзина погонских точкова,
2. склоп планетарних, тањирастих и конусних зупчаника који омогућава вожњу у кривини,
3. уређај који се уграђује на погонско вратило возила како би се омогућио пренос обртног момента при различитим брзинама окретања погонских точкова.

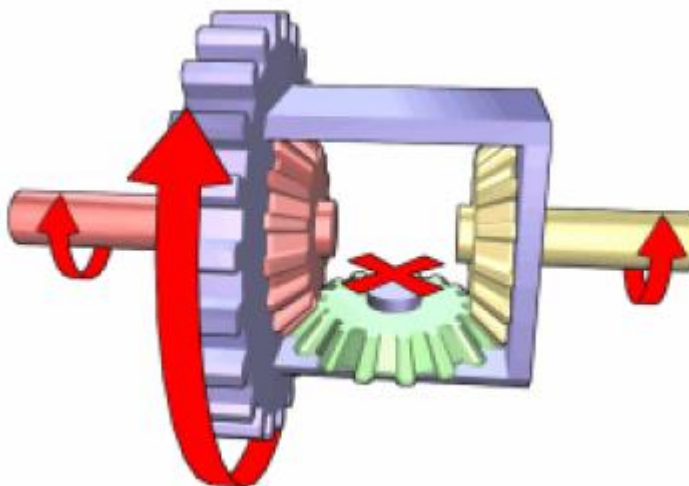
- 1- погонски зупчаник
- 2- тањирасти зупчаник
- 3- кућиште диференцијала
- 4- сателит
- 5- централни зупчаник
- 6- погонско вратило
- 7- осовиница сателита



Слика 3. Приказ n са диференцијалом [20]

Основни задатак диференцијала је повећање и преношење обртног момента и при различитим угаоним брзинама погонских точкова, тј. он мора:

1. омогућити различите брзине окретања погонских точкова – погонски точкови не смеју бити спојени на једно вратило, јер у кривини погонски точкови прелазе различити пут,
2. равномерно распоредити обртне моменте на погонске точкове, без обзира на разлике у брзинама окретања точкова. Величина обртног момента одређена је точком који има лошије држање с подлогом.



Слика 4. Приказ деловања улазног обртног момента који омогућава покретање левог и десног точака. Ако је отпор на оба точака једнак, онда се оба точака окрећу једнаком брзином [8]

Механизми за изједначење могу бити:

- с конусним зупчаницима ,
- с чеоним зупчаницима (ово решење је ретко),
- с пужним преносом (Торзен диференцијали).



Слика 5. Отворени диференцијал са главним деловима [12]

2. Историјски развој диференцијала на моторним возилима

2.1. Историјски развој диференцијала

Изум диференцијалног зупчаника је стар вековима, а вероватно је да је био познат у давним временима [6]. Неке познате историјске прекретнице у развоју диференцијала су:

- 1050. пре нове ере - 771 пне: Књига песама говори да је постојала кочија Јужњака која користи диференцијални пренос која је направљена током династије Вестерн Зхоу у Кини.
- 1720. – *Joseph Williamson* користи диференцијални преносник у сату [11].
- 1810. – *Rudolph Ackermann* из Немачке изумео је управљачки систем са четири точка на колицима где је користио диференцијал.
- 1827. - модерни аутомобилски диференцијал који је патентирао часовничар *Onésiphore Pecqueur* (1792–1852) *Conservatoire des Arts et Métiers* из Француске за употребу на колицима са паром [5].
- 1832. – *Richard Roberts* из Енглеске је патентирао диференцијал за парне локомотиве.
- 1876. – *James Starley* је излагао диференцијални ланчани преносник кога је употребљавао на бициклима. Касније је коришћен код аутомобила *Karl Benz*.
- 1897. - прва употреба диференцијала на аустралијском парном аутомобилу *David Shearer*.
- 1913. - *Packard* уводи спирално-зупчасти диференцијал, код који смањена бука зупчаника.
- 1926. - *Packard* уводи хипоидни диференцијал [7].
- 1958. - *Vernon Gleasman* патентира Торзен диференцијал са двоструким погоном.

Потреба за погоном на сва четири точка осетила се још у време када су се за погон аутомобила користиле парне машине и електромотори.

Лоши путеви, неадекватни пнеуматици и остали проблеми краја деветнаестог века, просто су захтевали превозно средство које може само себе да извуче из невоља проузрокованих лошим пријањањем. Први систем за пренос снаге на све точкове патентиран је још давне 1893. године.

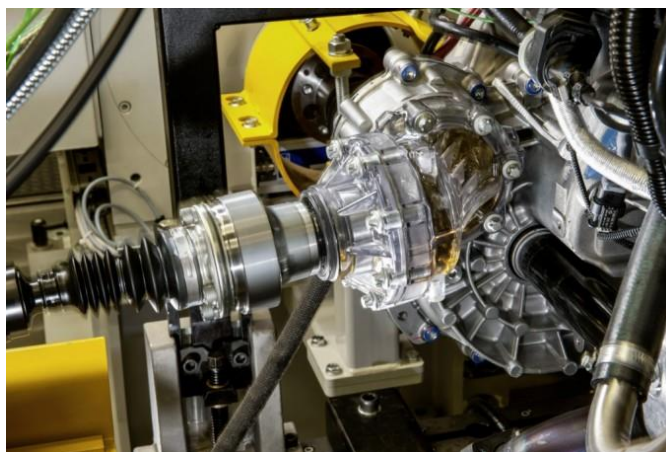
Развојни пут до напредних електронски контролисаних система је био дуг и трновит. Основна замисао је била једноставна. У центар возила постављен је класични диференцијал који је снагу слао на предњу и задњу осовину.

Највећа мана овог система је што није имао никакву пројектовану расподелу снаге по осовинама и точковима. Конкретно, то значи да се аутомобил са таквим

системом не понаша ништа боље од аутомобила са погонном на само једној осовини, с тиме што овде има више могућности да један од точкова проклиза, а да остали „немоћно“ стоје.

Дакле, било је неопходно конструисати централни диференцијал који ће увек у унапред одређеном односу делити снагу мотора између предње и задње осовине. Унапређење оваквог уређаја довело је до система који може да варира однос снаге између осовина у односу на реалне потребе.

Наравно, ту су били и системи који практично нису имали диференцијал, већ искључиво круту блокаду. Наравно овакви уређаји су потпуно неупотребљиви на асфалту. У последње време модерни су 4×4 системи који имају укључиву једну погонску осовину. Док је ситуација у границама нормалних услова вожње, аутомобил се понаша као да има погон на једну осовину. Тек када се детектује проклизавање, електроника у систем укључује и другу осовину и то дозирано, у неопходној мери. На тај начин се смањује потрошња јер током вожње део механичких склопова није укључен [8].



Слика 6. Диференцијал за возила 4×4 [8]

Наравно, централни диференцијал није једина битна карика у систему. Готово једнако важни су и предњи и задњи диференцијал. Ако они немају неку врсту блокаде, аутомобил је још увек у опасности да се лако заглави са два точка који се врте у празно.

И овде је као једно од првих решења понуђена потпуна блокада, крајње непрактична али ефикасна направа. Модернији системи добијају диференцијали са механичком, унапред програмираном блокадом, а касније на сцену ступају електронски варијабилни диференцијали.

У последње време, како је електроника која контролише понашање возила унапредовала, пре свега у процесорској снази, популарне су блокаде диференцијала које се симулирају кочењем точка који се врти у празно. На тај начин се снага пребацује на други точак на осовини који има нешто боље пријањање.

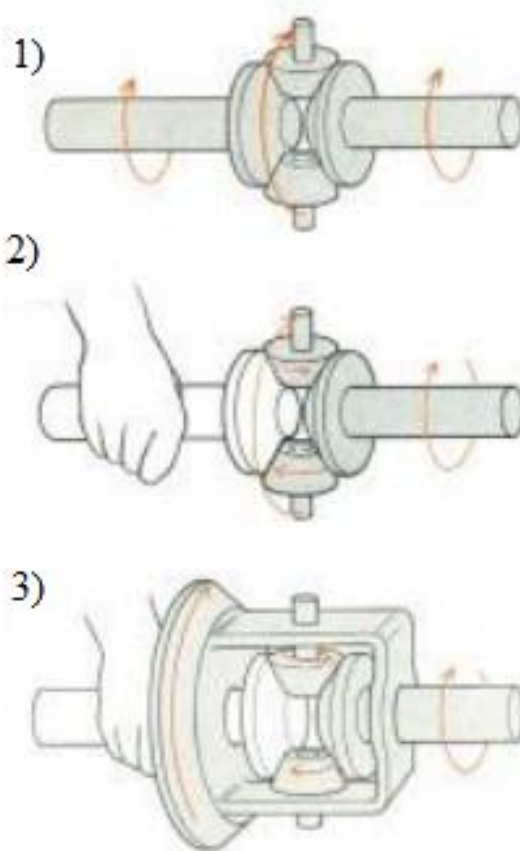
2.2. Принцип рада диференцијала

Принцип рада диференцијала може се објаснити помоћу два примера рада диференцијала при различитим условима:

1. Приликом окретања оба точка једнаком брзином, зупчаници за изједначавање брзине (тркачи) не окрећу се у својим лежиштима већ круже заједно са зупчаницама вратила, па имају једнаку брзину окретања као и вратила.

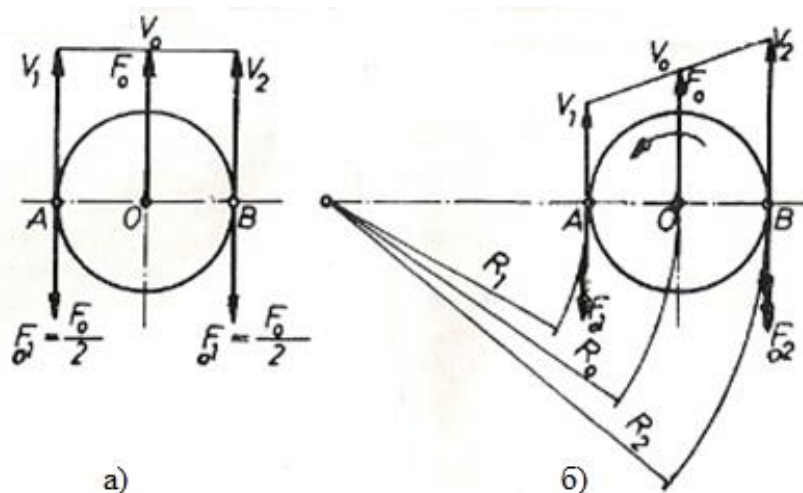
2. Десно окретање вратила је успорено (десно скретање аутомобила). Зупчаници за изједначавање брзине (тркачи-сателити), осим што имају кружно кретање, почињу се окретати око своје осе и котрљати по зупчанику вратила који је успорен, док се лево вратило наставља окретати већом брзином. Односно, повећањем брзине окретања једног вратила смањује се брзина окретања другог.

3. Слика 6 приказује цели склоп диференцијала.



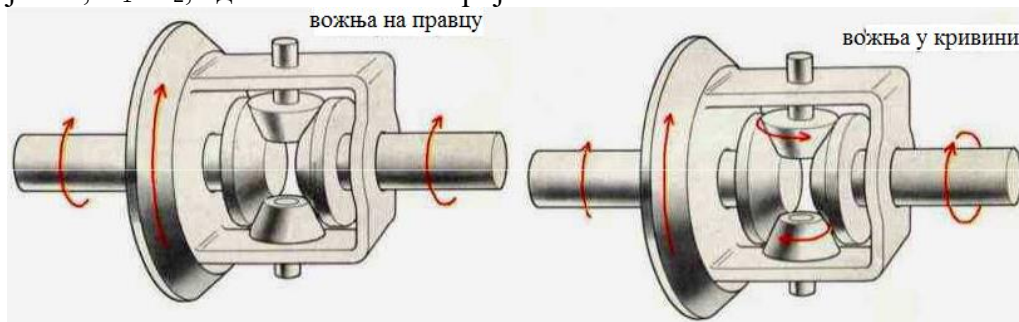
Слика 7. Принцип рада диференцијала [14]

Такође ради лакшег схватања принципа рада, односно начин функционисања диференцијала дат је пример котураче. Кретање возила у правцу на равном тлу са истим полупречницима точкова може да се представи као праволинијско (транслаторно) померање котураче, сл. 8а чији се центар O , услед дејства силе F_o креће брзином V_o која је пропорционална броју обртаја тањирастог зупчаника [21].



Слика 8. Кретање возила у правцу на равном путу са истим полупречницима точкова [21]

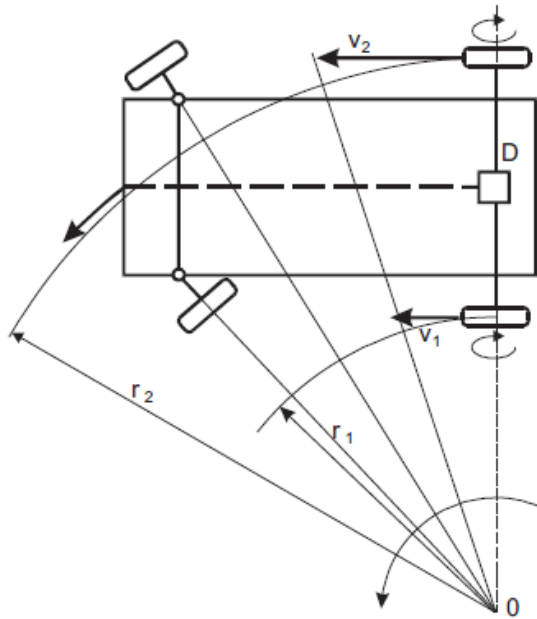
Котурача врши при томе само транслаторно кретање, па тачке А и В на обиму котураче имају брзину $V_1=V_2=V_0$, док су силе, такође једнаке, $F_{01}=F_{02}=F_0/2$. При наиласку возила, на пример, у леву кривину при истом броју обртаја тањирастог зупчаника леви (унутрашњи) точак обрће се мањим, а десни (спољни) точак већим бројем обртаја од броја обртаја тањирастог зупчаника, јер се креће по различитим радијусима, односно треба да за исто време пређу различити пут. Пример таквог кретања возила представљен је котурачом на сл. 8б. Брзина померања центра О по радијусу R_0 услед дејства исте силе F_0 , је и даље V_0 . Пошто се тачка А креће по мањем радијусу R_1 то ће и њена брзина $V_{01}<V_0$, док се тачка В креће по већем радијусу R_2 , то је њена брзина $V_{02}>V_0$. То значи да котурача почиње и да се обрће у смеру стрелице. Међутим, увек важи да је $V_{01}+V_{02}=V$, тј. за колико се смањи брзина другог точка. Исто тако, важи $F_{01}=F_{02}=F_0/2$ ако се занемари отпор трења у механизму диференцијала. При окретању возила око левог точка биће $V_{01}=0$, а $V_{02}=2V_0$ и обрнуто, при окретању око десног точка: $V_{02}=0$, а $V_{01}=2V_0$. Све претходно речено за кретање возила у правцу важи за случај када је могуће пренети обиме силе на погонским точковима на тло, односно подлогу по којој се возило креће тј. за случај када постоји једнакост хоризонталних реакција тла, $X_1=X_2$, односно момента пријањања М.



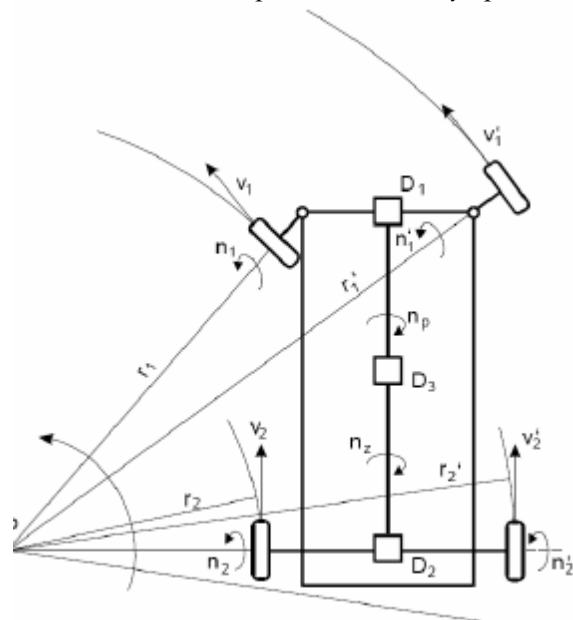
Слика 9. Кретање возила на правцу и у кривини [9]

Приликом кретања возила кроз кривину (слика 10), точак који прелази мањи пут пружа већи отпор окретању, јер га кочи подлога. У том случају зупчаник те полуосовине се кочи, те се преко кућишта и сателита повећава број обртаја полуосовине точка који прелази дужи пут. Колико се смањи број обртаја једног точка, толико се повећа број обртаја другог точка. При кретању возила у правцу, сателити (тркачи) се не обрћу око своје осе него тада играју улогу клинова међу бочним зупчаницима полуосовина. Приликом кочења једног од бочних зупчаника полуосовине

услед повећаног отпора котрљања, проласка возила кроз кривину итд., сателити почињу да се окрећу око своје осовине, те на тај начин повећавају број обртаја друге полуосовине. Ова особина диференцијала у неким случајевима отежава кретање возила на клизавом путу. Приликом пропадања једног погонског точка у блато или песак, тај точак има веома мали отпор котрљања насупрот точку који се налази на чврстој подлози. У том случају точак који се налази на чврстој подлози престаје се обртати, док точак који је на делу подлоге која пружа мали отпор, преко диференцијала добива велики број обртаја и возило остаје непокретно [9].

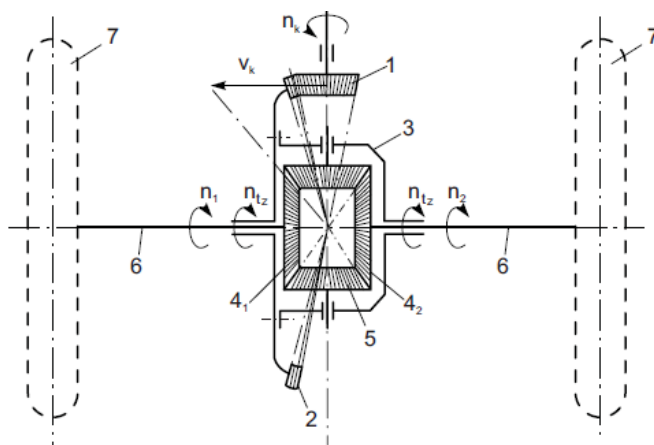


Слика 10. Услови кретања возила у кривини [9]



Слика 11. Кретања у кривини возила са погоном 4x4 [9]

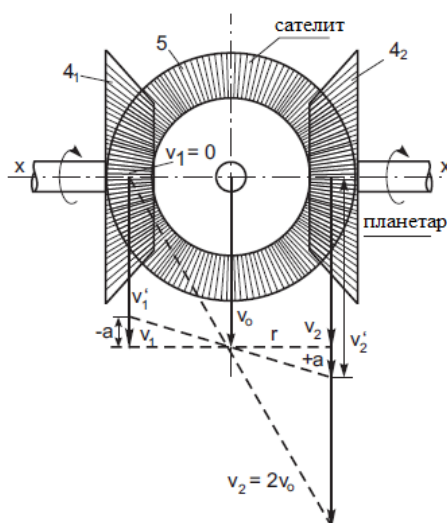
Принцип рада диференцијала најлакше се може схватити помоћу слике 12 и слике 13 где су дате шеме диференцијала са главним преносом и дијаграм брзина планетарних зупчаника и сателита.



Слика 12. Шема диференцијала са главним преносом: 1 - конусни зупчаник, 2 - тањирасти зупчаник, 3 - кућиште диференцијала, 4₁, 4₂ - планетарни зупчаници, 5 - сателити, 6 - полуосовине точкова, 7 – точкови [7]

На слици је главни преносник остварен преко конусно-тањирастог зупчастог пара (1, 2). У кућишту диференцијала (3) налазе се планетарни (бочни) зупчаници (4₁) и (4₂) на ожљебљеном вратилу полуосовина точкова (6) и сателити (5) улежиштени у кућишту диференцијала (3). Број обртаја који се преноси преко кардана на зупчаник (1) је n_k , број обртаја тањирастог зупчаника (2) је n_{tz} и добије се на основу преносно односа i_o и броја обртаја n_k . Заједно са зупчаником (2) окреће се и кућиште (3) истим бројем обртаја. У кућиште су уграђене осовине сателита (5) и оне се окрећу заједно са кућиштем око осе обртања токова. Окретање сателита (5) око осе точкова изазива окретање и планетарних зупчаника (4₁) и (4₂) са бројевима обртаја n_1 и n_2 . Ако су отпори на точковима леве и десне стране исти, онда је и број обртаја $n_1 + n_2$.

Детаљнија анализа кретања планетарних зупчаника (4₁) и (4₂), као и сателита (5) може се објаснити преко слике 13. Брзина кретања осе сателита је v_o и дефинисана је бројем обртаја тањирастог зупчаника главног преноса и димензијама диференцијала [20].



Слика 13. Дијаграм брзина планетарних зупчаник [8]

Овде треба разликовати два случаја вожње:

- вожња у правцу,
- вожња у кривини.

Код кретања у правцу рад диференцијала је непотребан. Овде је обимна брзина планетарних зупчаника (левог и десног) иста и једнака је брзини осовинице сателита, тј.

$$v_1 = v_2 = v_o \quad (1)$$

$$v_1 + v_2 = 2v_o \quad (2)$$

$$n_1 + n_2 = 2n_o \quad (3)$$

Ако су пак отпори пута различити, возило у кривини, онда је $n_1 \neq n_2$. Али и даље остају једнакости:

$$n_1 + n_2 = 2n_o \quad (4)$$

$$v_1' + v_2' = 2v_o \quad (5)$$

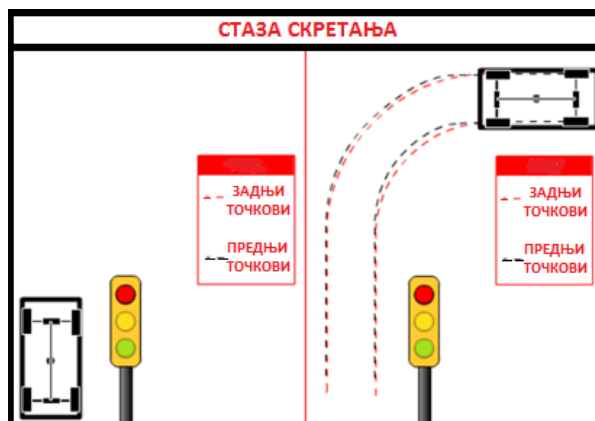
Ово значи колико се смањује обимна брзина планетарног зупчаника (4₁) v_1' (за износ “а” на слици 13) толико се повећава обимна брзина другог планетарног зупчаника (4₂) v_2' . У крајњем исходу једна од брзина може бити $v_1 = 0$, а брзина $v_2 = 2v_o$, односно планетарни зупчаник (4₁) мирује, а планетарни зупчаник (4₂) се окреће дупло брже од осе сателита.

Да диференцијал није уграђен (било између осовина или између појединих точкова исте осовине) тада би точкови били спојени крутом везом. У ситуацији када је потребно постојање разлике између брзина одређених точкова долазило би до појаве блокирања или клизања точка по подлози. На данашњим асфалтним путевима и са квалитетним пнеуматичима била би потребна велика сила како би возач савладао и натерао точак да проклиза, а и када би се то десило та сила би се пренела дуж свих елемената које преносе погонски момент што би довело до њиховог механичког напрезања, повећаног хабања и скраћеног радног века [1].

Данас је у свету развијено више типова различитих диференцијала. Сви су развијени према посебним захтевима и у зависности од услова имају своје предности и мане. Првобитна верзија је био отворени диференцијал који је био захвалан за одржавање, али се у случају проклизавања неког од погонских точкова сав обртни момент мотора преносио на тај точак због чега је, у случају потпуног губитка пријањања поменутог точка, возило остајало заглављено. Тај недостатак надокнадили су диференцијали са ограниченим проклизавањем (енг. *Limited Slip Differential - LSD*) који су у савременој аутомобилској индустрији тренутно најраспрострањенији и представљају најоптималније решење у односу уложено/добијено. Неки од *LSD* диференцијала на путничким возилима су:

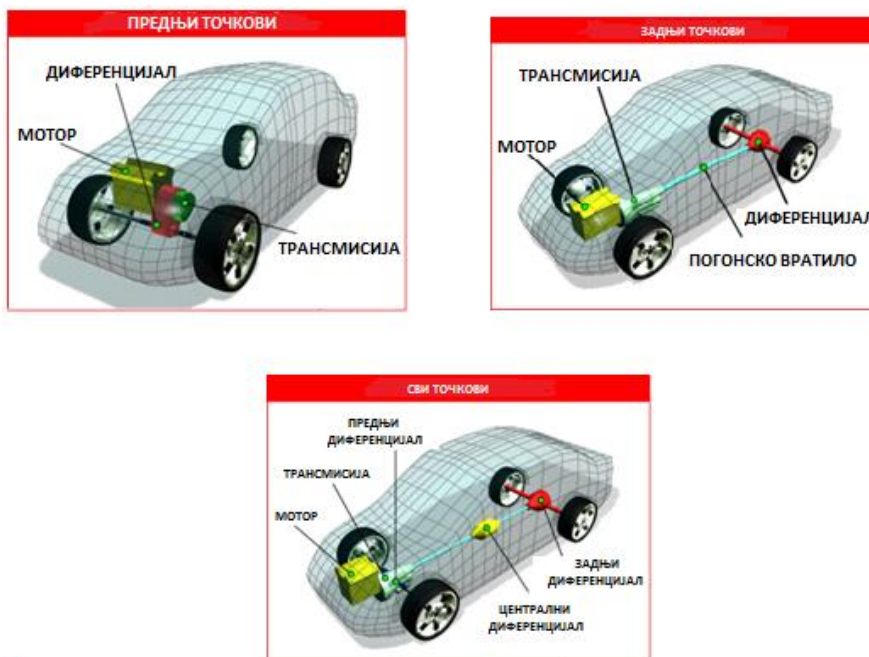
- диференцијали са непроменљивим преносним односом обртног момента између осовина,
- диференцијали који реагују на промену обртног момента између осовина (Торзен),
- диференцијали који реагују на промену брзине између осовина,
- електронски контролисани диференцијали.

Са слике 14 се може видети да се сваки точак креће различитом путањом када скреће, и при том се точкови унутар круга крећу краћим путем него они ван круга. Будући да је брзина једнака пређеном путу у јединици времена, точкови који иду краћим растојањем се крећу мањом брзином. Такође, треба уочити да се предњи точкови крећу различитим растојањем у односу на задње точкове.



Слика 14. Кретање возила по правом путу и у кривини [11]

За непогонске точкове аутомобила — предњи точкови код аутомобила са погоном на задње точкове или задњи точкови код аутомобила са погоном на предње точкове — ово није проблем. Не постоји веза између њих, тако да се они окрећу независно. Али, погонски точкови су међусобно повезани, тако да мотор и преносни систем могу да окрећу оба точка. Ако аутомобил нема диференцијал, точкови би били “закључани”, тј. били би присиљени да се окрећу истом брзином. Ово би створило тешко и напорно окретање аутомобила: За аутомобил који се креће, један пнеуматик би могао да проклиза. Са савременим пнеуматичима и конкретним путевима, велики део снаге је потребан за проклизавање пнеуматика. Та снага би се преносила са точкова на осовине и довела би до снажног напрезања свих делова на осовини.



Слика 15. Приказ диференцијала на предњим и задњим точковима [19]

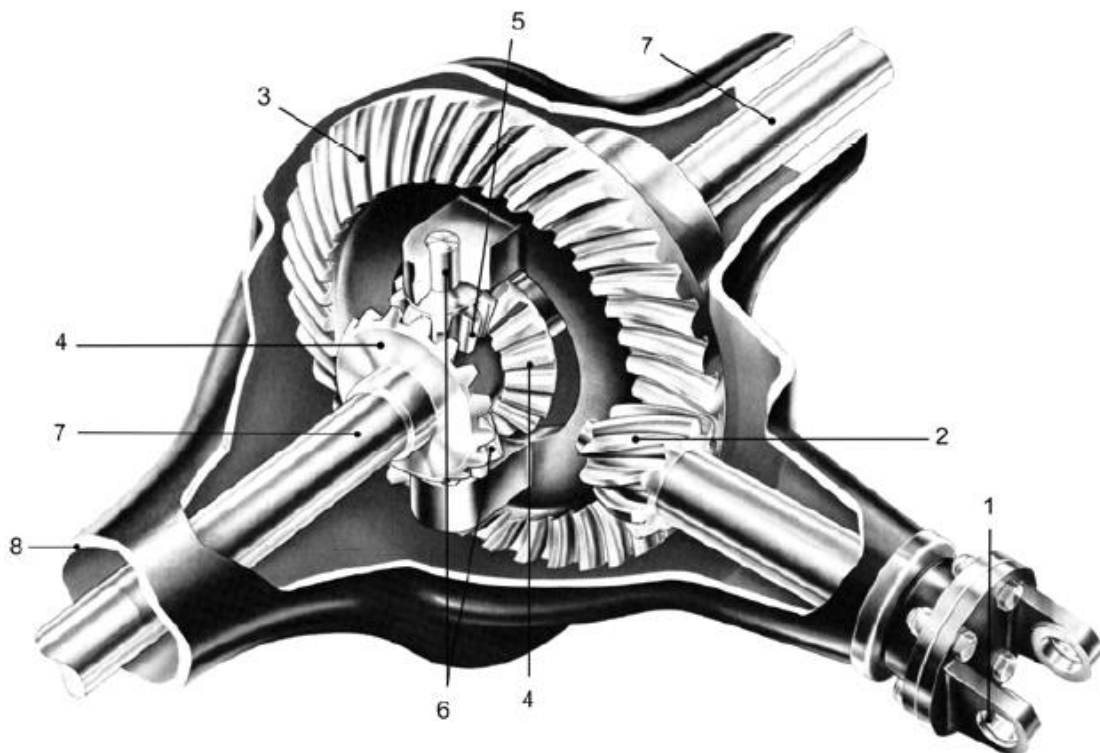
Овим (all-wheel-4) возилима је потребан диференцијал између сваког пара точкова возила и исто тако је потребан између предњих и задњих точкова, зато што предњи точкови прелазе различито растојање у кривини него задњи точкови.

Непотпуни системи са погоном на сва четири точка немају диференцијал између предњих и задњих точкова; уместо тога, они су закључани заједно тако да предњи и

задњи точкови треба да се okreћу истом просечном брзином. То је зато што се ова возила тешко okreћу када је активиран погон на свим точковима.

Да би се мало боље упознао принцип рада у наставку ће бити дато неколико конструктивних извођења класичних диференцијала. Тако је на слици 16 приказан аксонометријски изглед погонског моста, са делимичним пресеком.

На слици 16 је приказана виљушка кардана (1) која преноси снагу преко конусно (2) - тањирастог (3) зупчастог склопа. Са тањирастим зупчаником (3), okreћу се сателити (5), улежиштени са осовином (6) у носачу или кућишту. Преносе обртање на бочне зупчанике (4) и на полуосовине точкова (7).



Слика 16. Делимични пресек главног преносника и диференцијала са коничним зупчаницима:
1 - виљушка кардана, 2 - конични зупчаник главног преноса, 3 - тањирасти зупчаник главног преноса, 4 - бочни зупчаници, 5 - сателит, 6 - осовина сателита, 7 - полуосовине точкова, 8 – кућиште погонског моста [13]

3. Врсте диференцијала

Диференцијали који разводе обртни момент у једнаким износима називају се симетрични. За разлику од њих асиметрични диференцијали разводе обртне моменте у неједнаким вредностима.

Најједноставнија врста диференцијала је отворени диференцијал (слика 17).



Слика 17. Делимични пресек главног преносника и диференцијала са коничним зупчаницима [15]

Релативно је јефтин и не захтева скупо одржавање. Главни недостатак отвореног диференцијала је његово понашање на клизавим подлогама. Уколико се један точак у односу на други налази на подлози где нема довољно трења за кретање возила, на клизавој подлози, а други точак је на одговарајућој подлози, диференцијал ће већину снаге преусмеравати управо на точак који се налази на клизавој подлози док ће супротни точак остати готово непомичан. Возило ће остати непомично.

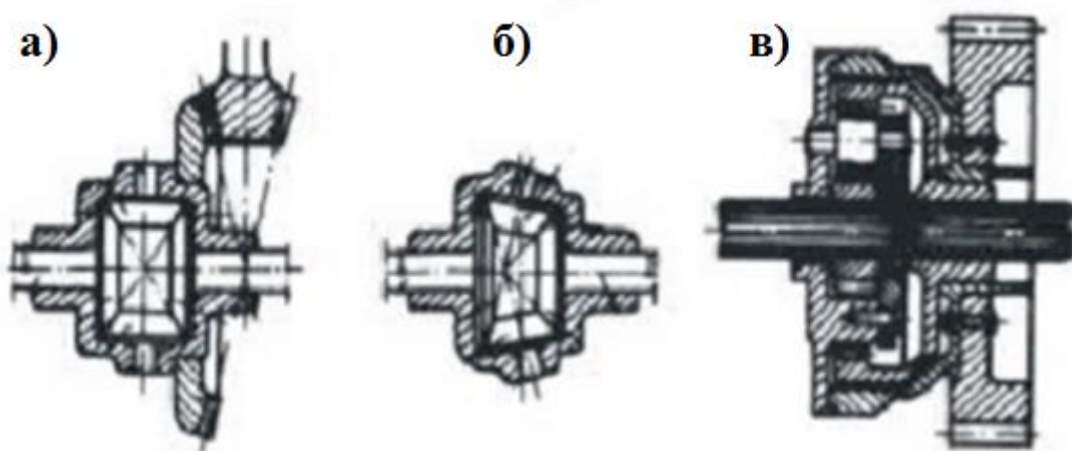
У односу на конструкцијска решења постоје следеће основне врсте диференцијала:

- са зупчаницима,
- са пужним планетарним,
- са кулисним механизмима,
- са механизмима слободног хода.

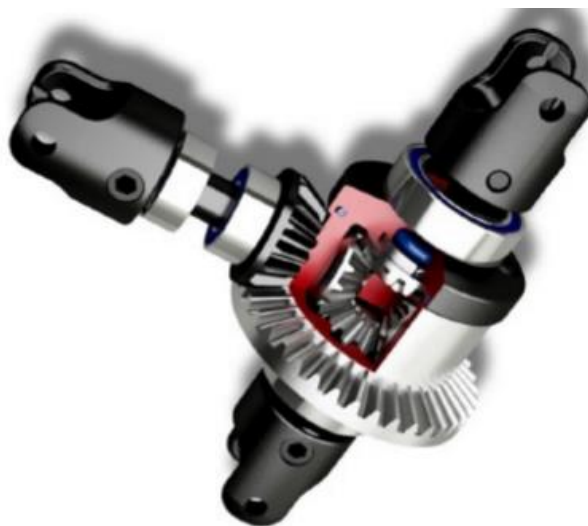
Прва врста се изводи са конусним или цилиндричним зупчаницима (најчешће са конусним). На слици 18а) је приказан симетрични диференцијал са конусним зупчаницима, под 18б) – асиметрични диференцијал са конусним зупчаницима и под 18в) – асиметрични диференцијал са цилиндричним зупчаницима.

У најширој примени су диференцијали који се састоје од два конусна зупчаника који се налазе на крајевима полувратила, а спојени су са њима ожљебљеном везом. У једновременом захвату са овим зупчаницима су најчешће два или четири конусна зупчаника, који се називају сателити. Сателити су клизно улежиштени у кућишту диференцијала помоћу осовиница. За кућиште се везује тањирасти зупчаник главног преносника. Кућиште диференцијала је улежиштено у кућишту погонског моста. При праволинијском кретању возила снага се са главног преносника преноси на кућиште диференцијала, а са кућишта преко осовиница на сателите који су у спрези са бочним зупчаницима. Са бочних зупчаника снага се преноси на погонска полувратила. Обртања сателита око осовиница нема. При различитим угаоним брзинама левог и десног

погонског точка, сателити осим што се заједно са кућиштем диференцијала okreћу око оса полувратила, okreћу се и око сопствених оса.



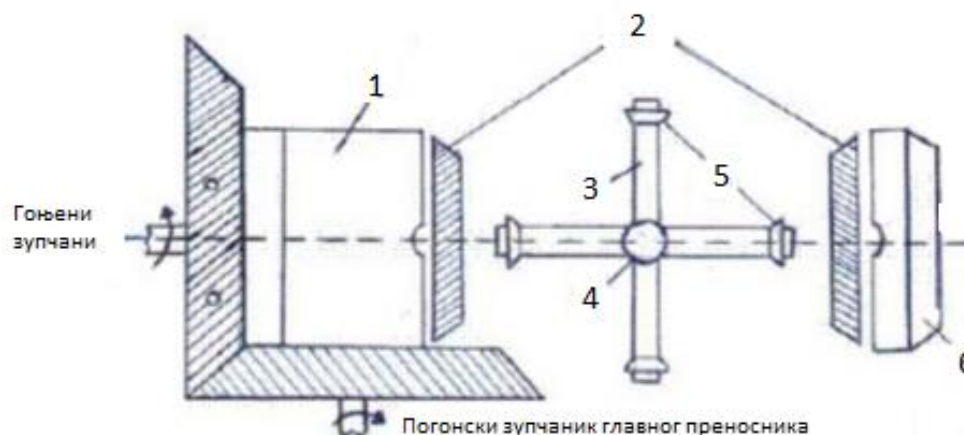
Слика 18. Изглед неких врста диференцијала [14]



Слика 19. Пресек симетричног диференцијала [14]

Основни делови диференцијала су (слика 20):

1. кућиште диференцијала,
2. конусни зупчаници,
3. осовинице крста диференцијала,
4. крст диференцијала,
5. зупчаници тркачи-сателити,
6. поклопац диференцијала.



Слика 20. Делови диференцијала [8]

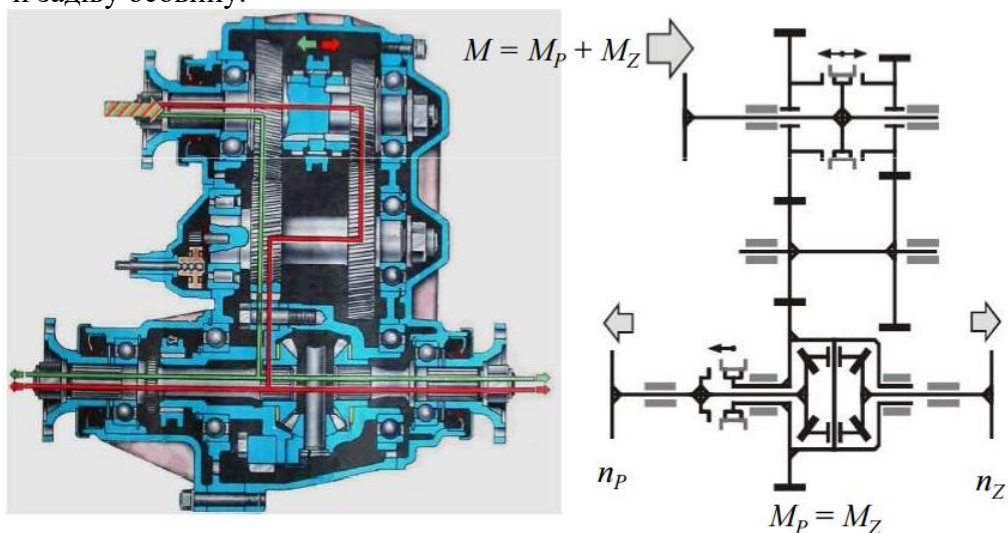
Диференцијални разводник омогућава разлику бројева обртаја предњег и задњег главног преносника, деле обртни момент у константном односу:

- симетрични диференцијал 50/50 (%), понаша се као осовински диференцијал
- несиметрични диференцијал: обртни momenti се разликују у одређеном односу, обично према осовинском оптерећењу (нпр. 35/65).

Да би се спречило да проклизавање тачкова једне осовине онемогући тачкове друге осовине са бољим пријањањем да развију већу вучну силу (аналогија са осовинским диференцијалом):

- у теренским и теретним возилима диференцијални разводници се опремају блокадом (преводи се у крути разводник),
- у путничким и спортским возилима са погоном на све тачкове, примењују се централни диференцијали са увећаним унутрашњим трењем.

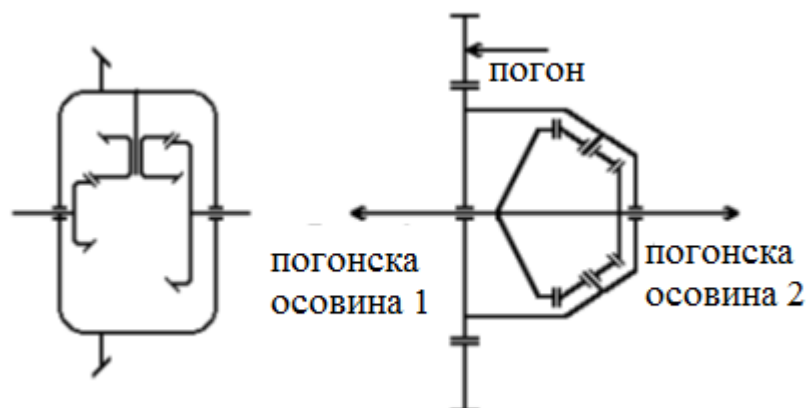
Симетрични диференцијални разводник омогућава разлику бројева обртаја предњег и задњег главног преносника, дели обртни момент у једнаким вредностима на предњу и задњу осовину.



Слика 21. Симетрични диференцијал [20]

Асиметрични нам служе да погонски момент по неком унапред одређеном преносном односу, расподела на две или више погонских осовина. Шематски прикази неких конструкцијских изведби асиметричних диференцијала дати су на слици 22.

Асиметричне диференцијале делимо на асиметричне са управно постављеним осама и асиметричне са косо постављеним осама.



Слика 22. Делови диференцијала [20]

Доведени момент M се расподељује на M_1 и M_2 .

$$\frac{M_2}{M_1} = \frac{Z_2}{Z_1} = i, \quad M_2 = M_1 * i \quad (6)$$

Такође важи:

$$M_1 + M_2 = M \quad (7)$$

$$M_1 * (1 + i) = M \quad (8)$$

$$M_1 = \frac{M}{1 + i} \quad M_2 = \frac{M * i}{1 + i} \quad (9)$$

Биланс снаге:

$$P_1 + P_2 = P \quad (10)$$

$$\omega * M = \omega_1 * M_1 + \omega_2 * M_2 \quad \omega * (1 + i) * M_1 = \omega * M_1 + i * \omega_2 * M_1 \quad (11)$$

$$\omega * (1 + i) = \omega_1 + i * \omega_2 \quad (12)$$

$$\omega * \left(\frac{Z_2}{Z_1}\right) = \omega_1 + \left(\frac{Z_2}{Z_1}\right) * \omega_2 \quad (13)$$

Код симетричног диференцијала:

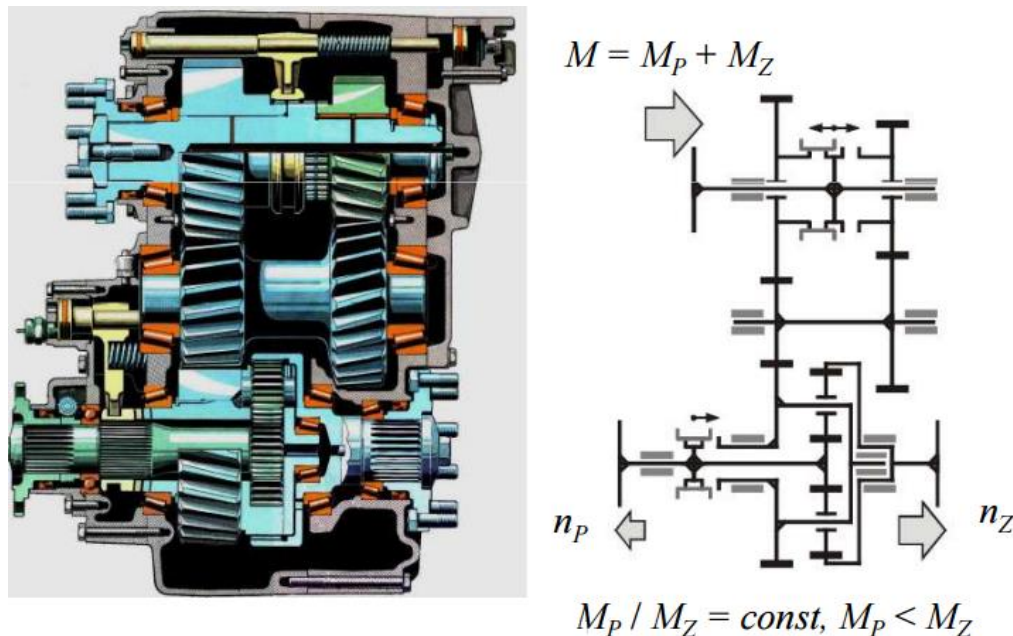
$$Z_1 = Z_2 \quad i = 1 \quad (14)$$

$$\omega = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} \quad (15)$$

Асиметрични диференцијал са конусним зупчаницима због различитих полупречника зупчаника ($r_1 > r_2$) расподељује обртни момент у различитим износима на излазна вратила. Однос обртних момената је пропорционалан односу полупречника r_1 и r_2 . Исто се односи и на асиметрични диференцијал са цилиндричним зупчаницима.

Асиметричне диференцијале делимо на асиметричне са управно постављеним осама и асиметричне са косо постављеним осама [8].

Асиметрични диференцијални разводник омогућава разлику бројева обртаја предњег и задњег главног преносника, дели обртни момент у одређеном константном односу на предњу и задњу осовину.



Слика 23. Асиметрични диференцијал [20]

Ови (асиметрични) диференцијали често се користе за развођење обртног момента на два или више погонских мостова када су на њима вертикалне реакције тла различите, односно када се преко њих на тло преносе различита вертикална оптерећења. У случају када се један од погонских точкова погонског моста нађе на тлу са ниским коефицијентом пријањања долази, као што је објашњено, до његовог проклизавања и заустављања возила, јер сва снага одлази (“линијом мањег отпора”) ка точку који клиза. Да би се ово спречило, неопходно је у таквим случајевима да се блокира рад, односно функција диференцијала и да се оба полувратила чврсто кинематички вежу једно за друго. На тај начин ће снага од мотора бити усмерена ка точку, који има тренутно боље услове пријањања. За блокирање рада диференцијала користе се посебни механизми који се називају уређајима за блокирање.

Диференцијали са пужним преносницима и са кулисним механизмима спадају у диференцијале са повећаним унутрашњим трењем.

Диференцијали са механизмом слободног хода се ређе примењују и спадају у групу симетричних диференцијала. Рад им се заснива на функцији две једносмерне спојнице.

Самоблокирање диференцијала заснива се на примени посебних елемената којима се повећава унутрашње трење између два полувратила или полувратила и кућишта диференцијала.

Изглед и делови диференцијала се не разликују, разликује се њихова подела снаге на поједине точкове у појединим условима рада.

У зависности од начина на који се врши блокирање постоје решења диференцијала са принудним блокирањем (укључни диференцијал) и самоблокирањем (самокочни диференцијал). У првом случају блокирање командује возач, а у другом

долази до спонтаног блокирања при појави разлике угаоних брзина левог у односу на десни точак. Диференцијали са ограниченим проклизавањем (*LSD – Limited Slip Differentials*) се генерално деле на више типова у зависности од начина рада и начина преноса момента.

а) Укључни диференцијал

Укључни диференцијал је врста диференцијала која се може укључивати механички помоћу полуге (руком) или пнеуматски. Потискивањем клизне половине спојнице, помоћу захвата зуба чврсто се повезује вратило с кућиштем диференцијала. Блокирањем једног вратила истовремено се блокира и друго, а то значи да се оба вратила вежу у једну целину, без икаквог изједначења. Зато се укључни диференцијал с блокадом не сме активирати када се возило налази на нормалној подлози, јер би дошло до хаварије.

б) Самокочни диференцијал

Самокочни диференцијали самостално блокирају поједина вратила. Точку с већом вучом даје се већи обртни момент. Кочни број оваквих диференцијала обично је између 25 и 70 %.

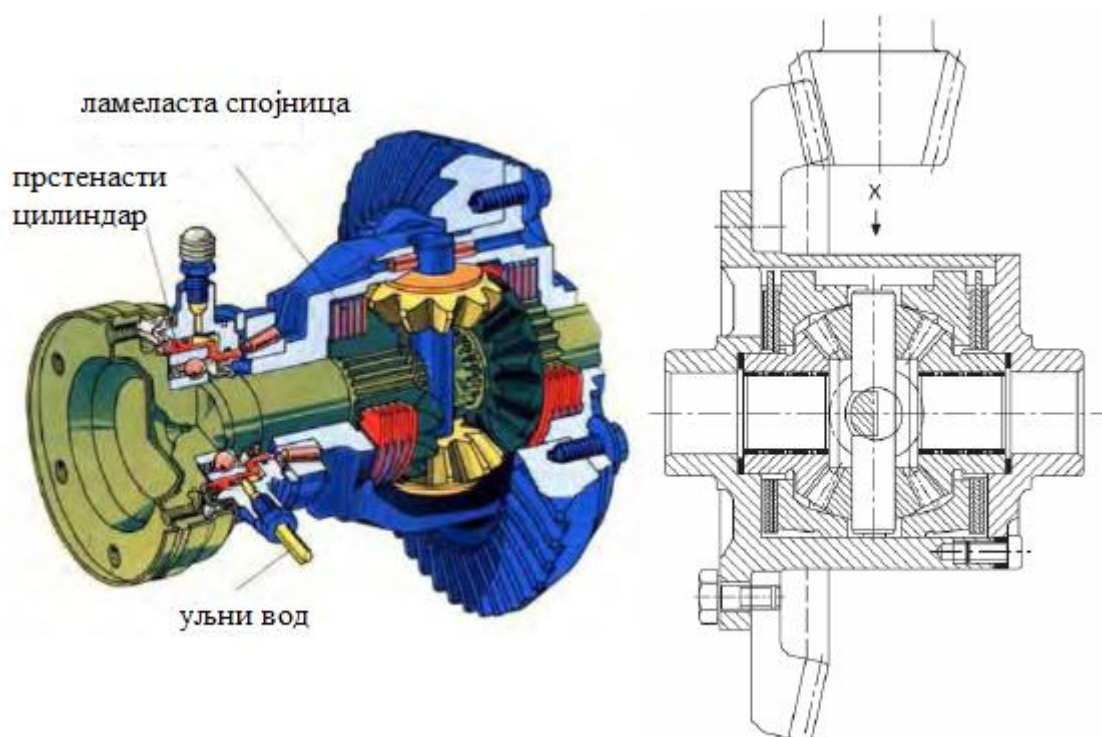
Разликујемо неколико конструкција:

- диференцијали с ламелним спојницама,
- TorSen диференцијали,
- Виско – спојнице,
- Аутоматски диференцијали с блокадом (ASD),
- Електронски диференцијали (EDS - Elektronische Differential-Sperre),
- Haldex – спојница [6].



Слика 24. Конструкције диференцијала (а- Торзен диференцијал и б- самокочни диференцијал) [10]

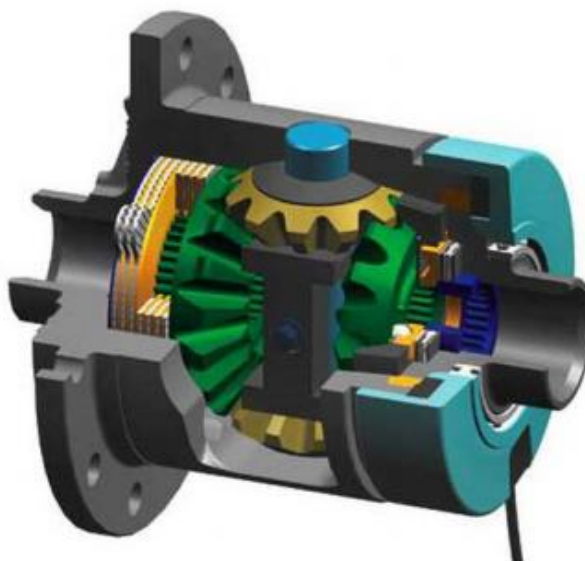
Пример самокочног диференцијала је диференцијал с ламелним спојницама. Обичном једноставном диференцијалу додате су две ламелне спојнице са прстенима. Својим издацима који улазе у уздужне отворе кућишта диференцијала, прстенови уздужно су покретни и ротирају заједно с кућиштем. Између прстенова и кућишта налазе се ламелне спојнице. Спољашње ламеле својим зубима задиру у уздужне делове кућишта, док унутрашње ламеле својим озубљењем захватају спољашње озубљење вратила (зупчаста вратила). Принцип рада је такав да се обртни момент с мењача повећава на тањирастом зупчанику и преноси преко кућишта на прстенове.



Слика 25. Аутоматски самоблокирајући диференцијал са ламелама [7]

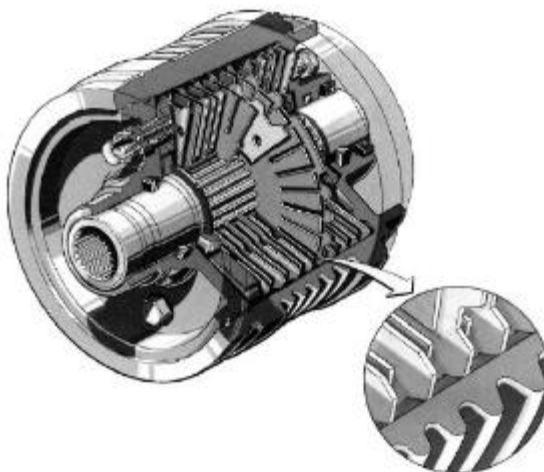
Постоје два могућа случаја, први је када точкови ротирају једнаким угаоним брзинама. Тада се сваком точку даје једнак обртни момент који се преноси преко кућишта и прстена на ламелне спојнице и вратила точкова.

Други случај је када се точкови налазе на подлогама различитих квалитета, тада у случају да се десни точак окреће због мањих отпора, ротирају и планетарни зупчаници. Осовинице планетарних зупчаника ослањају се на прстенове гурајући их на ламеле: између унутрашњих ламела с већом угаоном брзином и спољашњих ламела десне ламелне спојнице ствара се момент трења, који зависи од силе налегања прстенова на спојницу, тј. од разлике броја окретаја точкова. Момент трења преноси се преко кућишта, леве ламелне спојнице и озубљења на левом точку.



Слика 26. Диференцијал са ламелним спојницама [10]

У новије време, као самоблокирајући механизам диференцијала, посебно међуосних, користе се виско-спојнице. Ова спојница се састоји од кућишта спојеног за једно вратило и наизменично постављених дискова од којих су једни спојени са кућиштем, односно једним вратилом, а други спојени са другим вратилом. 90% запремине кућишта попуњено је силиконским уљем чија се вискозност не мења при знатној промени температура. До самоблокирања долази при знатној промени разних угаоних брзина вратила и услед вискозног трења између уља и дискова. Ова врста механизма за самоблокирање користи се код VW, FORD-а и др.



Слика 27. Виско-спојница [19]

Диференцијали са ограниченим проклизавањем са фиксним односом

Код овог типа ЛСД диференцијала максимална разлика у обртним односима два точка је фиксна, без обзира на улазни момент (момент мотора) или на разлику у броју обртаја два точка. Најчешћа варијанта овог типа диференцијала је са ламелама. Приликом нормалног режима рада, ламеле су слободне и клизају, тако да систем ради као отворени диференцијал. Кад дође до проклизавања, на ламеле делују две истовремене силе. Прва сила од опруга које притискају ламеле и друга која настаје на конусним зупчаницима када се момент преноси преко тањирастог зупчаника. Дејством тих сила ламеле се притискају тако да се сада преко њих преноси момент на оба точка. У екстремним случајевима, точак без пријањања може да настави да се окреће и након што је сав расположиви момент пренесен на точак који не проклизава. У најгорем случају, у оваквим ситуацијама може доћи и до паљења ламеле. За овај тип диференцијала стање уља је од највећег значаја, а провера се врши провером момента који је потребан да се заротира слободан точак, док је други на земљи.

Диференцијали са ограниченим проклизавањем осетљив на промену момента

Најчешћи тип диференцијала са ограниченим проклизавањем који може бити различитих конструкција. Једна од варијанти је такође са ламелама, које се налазе унутар кућишта диференцијала. Један сет ламела је везан за погонски зупчаник осовине, а други одговарајући за саме осовине. Кретање и сила на конусним зупчаницима преко потисних прстенова притискају ламеле на страни где се преносе обртаји. На другој полуосовини, на којој се налазе два иста сета ламела догађа се исто

кретање потисних прстенова, а самим тим и активирање ламела, тако да се момент не преноси само преко зупчаника, него и преко оптерећених ламела у зависности од разлике момента на левој и десној страни, односно у зависности од кретања осовиница конусних зупчаника. Да би систем радио у условима слабог пријањања мора постојати и нека сила предоптерећења. Осим са ламелама, исти принцип се може остварити и са диференцијалом са конусима, али и механички преко Торзен диференцијала.

Диференцијали са ограниченим проклизавањем осетљив на промену брзине

Код ових диференцијала пренос обртног момента зависи од разлике у брзинама окретања левог и десног точка. Уколико су брзине исте или приближне, систем се понаша као отворени диференцијал. Са повећањем разлике у брзинама, диференцијал се закључава. Једноставнија варијанта овог система је виско диференцијал, који ради на принципу хидродинамичког трења уља на бази силикона која имају високу вискозност. Уље, заједно са перфорираним дисковима, налази се у цилиндричној комори чија је једна страна везана за полуосовину, а друга за носач диференцијала. Кретање диференцијала проузрокује кретање половине перфорираних дискова кроз уље које се загрева и шири, а самим тим и долази до закључавања полутки цилиндра пропорционално разлици у брзинама. Други тип ЛСД диференцијала који реагују на разлику у брзинама користи такозвану геротор пумпу. Спољашњи обруч зупчасте пумпе се погони преко кућишта (носача) диференцијала, а унутрашњи преко једне од полуосовина. Чим дође до разлике између брзина два обруча пумпа почиње да прави притисак који се користи за оптерећење ламела и тиме за закључавање диференцијала. Провера рада овог система је једноставна. Возило се подигне на дизалицу и уколико се точкови на истој осовини која има геротор тип диференцијала окрећу у супротним правцима након кратког времена, диференцијал би морао да се закључа и блокира точкове.

Електронски контролисани диференцијали са ограниченим проклизавањем

Конструкција је слична стандардним диференцијалима са ограниченим проклизавањем, са том разликом што контролна јединица контролише силу или притисак закључавања ламела. У последње време се често користе системи са класичним отвореним диференцијалом који ради заједно са системом ABS-а. Преко различитих сензора (брзина возила, брзина појединачних точкова, сензор убрзања), контролна јединица надгледа да ли постоји проклизавање точкова и уколико га детектује, систем активира кочницу на том точку и самим тим повећава расположиви обртни момент на точку који није проклизао.

4. Међуосовински диференцијал (разделник погона)

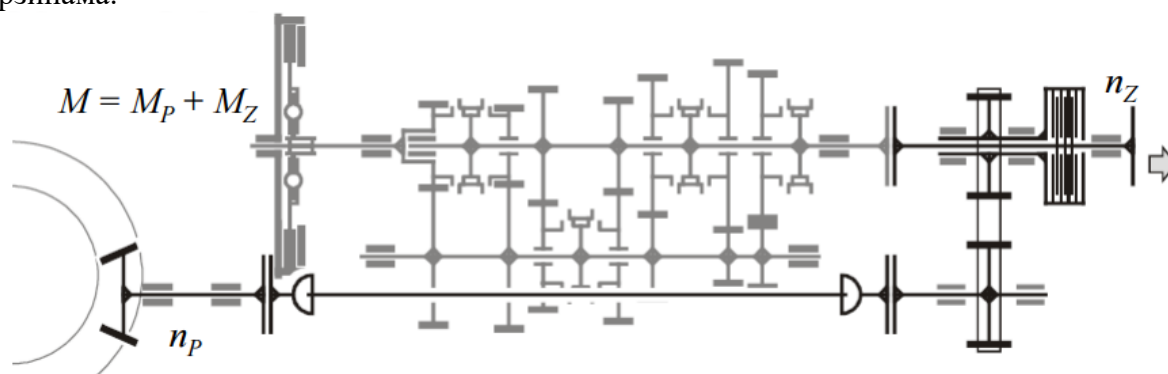
4.1. Рад међуосовинског диференцијала

Када се вратила на обема погонским осовинама окрећу једнаком брзином, главни конични зупчаник закључава сунчане зупчанике преко планетарних зупчаника, и они ротирају заједно са спојницом карданског вратила.

Ако је потребно редуковати брзину једне погонске осовине у односу на другу, планетарни зупчаници се обрћу око својих осовина, тако да изгубљену (смањену) брзину на једном сунчаном зупчанику добија други сунчани зупчаник.

Спојнички међуосовински разводник омогућава сталну круту везу једне осовине, а друга оsovина се погони преко спојнице (виско-спојнице):

- спојница одређује/ограничава обртни момент који та оsovина прима,
- допушта различите брзине вратила које спаја и на рачун проклизавања њених елемената омогућава да се погонски точкови различитих осовина обрћу различитим брзинама.

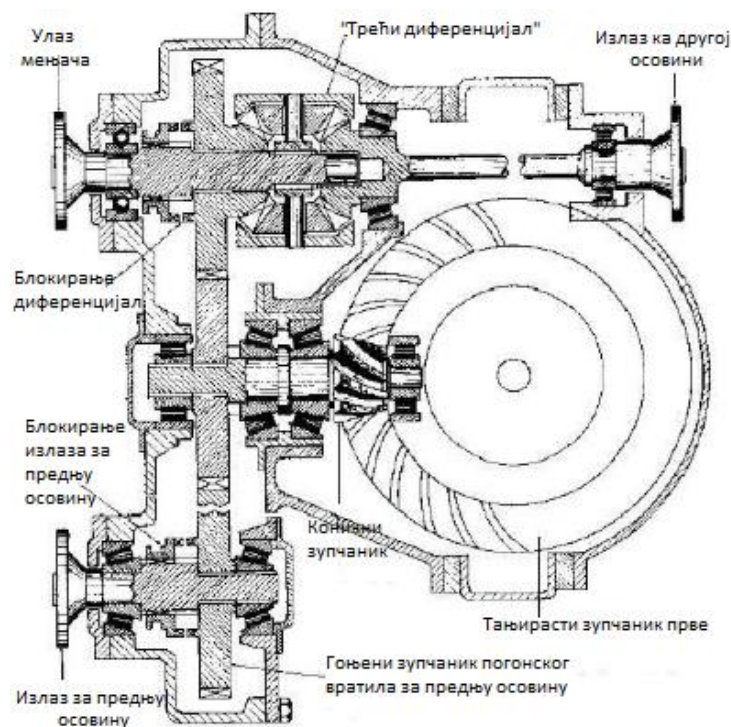


$$M_p / M_z \neq const, M_p = 0 \dots M, M_z = M \dots 0$$

Слика 28. Спојнички међуосовински разводник [20]

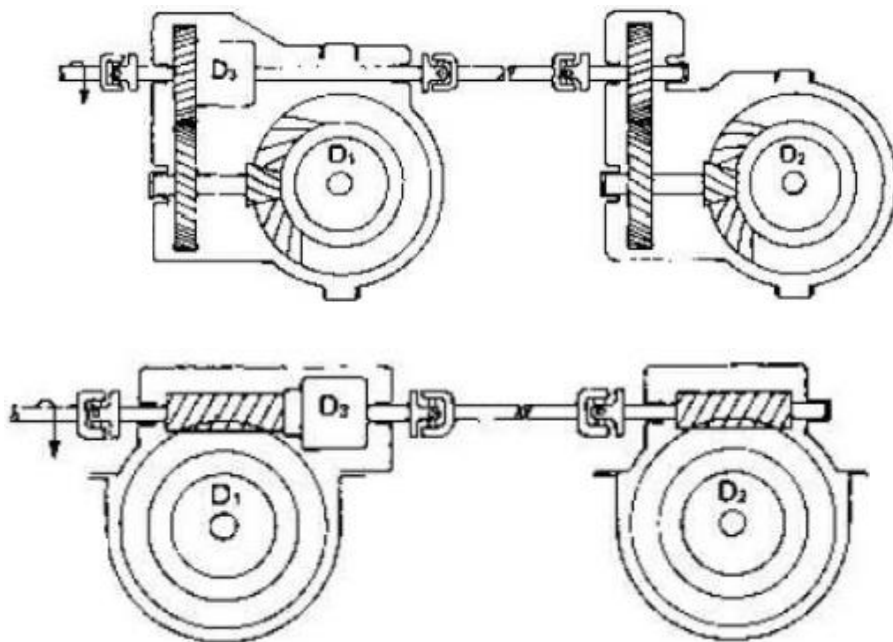
4.2. Закључавање међуосовинског диференцијала

За добијање максималне вучне силе на точковима, када су услови рада возила као што су мека или клизава подлога, закључавање разводника погона је најповољније. Када је диференцијал закључан, планетарни зупчаници диференцијала су укочени тако да обртни момент који улази преко улазног вратила директно се преноси на погонска вратила међуосовинског диференцијала. Дакле, разлике у брзинама вратила погонских осовина нема. Треба напоменути да коришћење закључавања диференцијала треба користити искључиво при малим брзинама кретања. У супротном, при већим брзинама кретања и при већим угловима скретања долази до кварова или чак до тоталног уништења диференцијала.



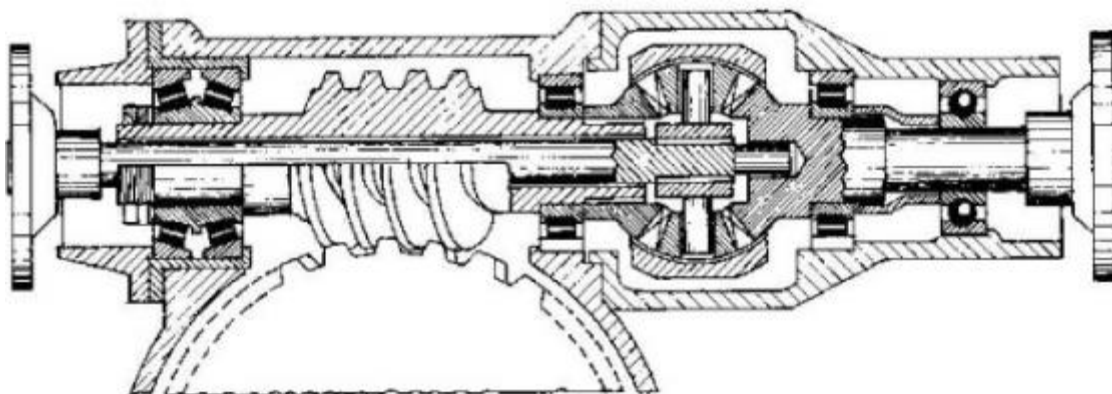
Слика 29. Шема међуосовинског диференцијала [20]

Постоји више решења повезивања тандем осовина. Најзаступљенија решења су веза уз помоћ цилиндричних зупчаника и уз помоћ пужних парова. На слици 29. приказана су наведена решења.



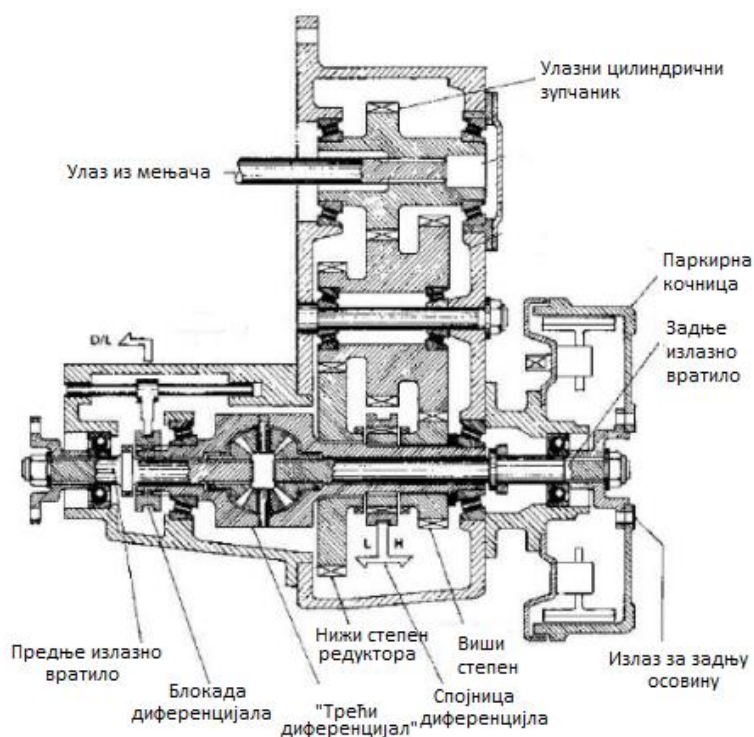
Слика 30. Веза тандем осовина цилиндричним и пужним зупчаницима [20]

Када се захтева редукција великог преносног односа, на пример 5:1 у 9:1, или дупла редукција најповољније решење за то је пуж и пужни зупчаник. Када ово решење упоредимо са заступљенијим тањирастим и коничним зупчаницама у главном преноснику, ефикасност пужног пара је мања. Али, при дуплој редукцији ефикасност је приближна уобичајеном решењу .



Слика 31. Пужни пар у погонској осовини **Land / Range Rover** - систем сталног погона 4x4 [20]

Овај произвођач теренских возила је своје решење разделника погона решио тако што је у једном алуминијумском кућишту упаковао и међуосовински диференцијал и редуктор главног преносног односа и блокаду међуосовинског диференцијала. У овом случају међуосовински диференцијал је решен уз помоћ коничних и тањирастих зупчаника, док је блокада канџастом спојницом и укључује се ручно.



Слика 32. Стални погон 4x4 код возила **Land / Range Rover** [20]

5. Прорачун зупчастог међуосовинског диференцијала путничког возила

На почетку прорачуна главног преносника и диференцијала потребно је израчунати преносни однос, помоћу улазних података одабраног погонског уређаја (мотора са унутрашњим сагоревањем), мењача и броја обртаја точкова возила при максималној брзини. Погонски уређај, мотор с унутрашњим сагоревањем, има познате фабричке податке (максимална снага и момент). За одабрани мењач, познате су вредности преносних односа за сваки степене преноса, а број обртаја точкова возила је задат. Након провере прорачуна преносног односа, следи прорачун димензија елемената главног преносника и диференцијала [22].

5.1 Мењач

Мењач се уграђује на модел Volkswagen Golfa 1.4 TSI, а преносни односи за сваки степен преноса дати су у табели 1. За прорачун се користи само преносни однос првог степена, из разлога што се у њему јавља највећи обртни момент [22].

Табела 1. Одабрани преносни односи [22]

Степен преноса	Преносни однос
1.	3,78
2.	2,12
3.	1,36
4.	1,03
5.	0,86
6.	0,73

5.2 Погонски уређај

$$P_m = 103kW \text{ при броју обртаја } n = 5250 \text{ min}^{-1}$$

$$T_m = 250Nm \text{ при броју обртаја } n = 2500 \text{ min}^{-1}$$

За даљи прорачун узима се највеће оптерећење које даје погонски уређај, узима се максимални момент $T_m = 250 \text{ Nm}$ при броју обртаја $n = 2500 \text{ min}^{-1}$. Такође су познате и вредности степена искоришћења мењача $\eta_m = 0,96$, карданског вратила $\eta_k = 0,98$ и самог главног преносника $\eta_d = 0,97$.

5.3 Преносни однос главног преносника

Познате вредности:

Максимални момент: $T_m = 250Nm$

Број обртаја коленастог вратила мотора при максималном моменту:

$$n_m = 2500 \text{ min}^{-1} = 41,67 \text{ s}^{-1}$$

Број обртаја точкова при максималној брзини: $n_k = 2200 \text{ min}^{-1} = 36,67 \text{ s}^{-1}$

Број обртаја коленастог вратила мотора при максималној снази:

$$n_p = 5250 \text{ min}^{-1} = 87,5 \text{ s}^{-1}$$

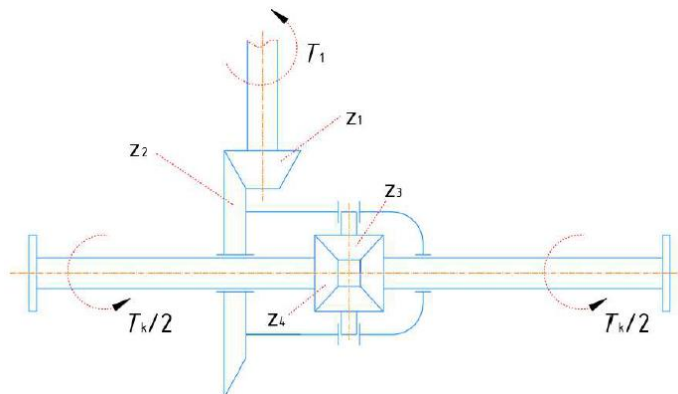
Преносни однос мењача у првом степену преноса: $i_1 = 3,78$

Преносни однос мењача у шестом степену преноса: $i_6 = 0,73$

Степен искоришћења мењача: $\eta_m = 0,96$

Степен искоришћења карданског вратила: $\eta_k = 0,98$

Степен искоришћења главног преносника: $\eta_d = 0,97$



Слика 33. Шематски приказ главног преносника и диференцијала [22]

Угаона брзина на излазу мотора са унутрашњим сагоревањем при $n_p = 5250 \text{ min}^{-1}$,

$$\text{износи: } \omega_p = 2 \cdot \pi \cdot n_p = 2 \cdot \pi \cdot 87,5 = 549,78 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Угаона брзина погонских точкова при $n_k = 2200 \text{ min}^{-1}$, износи:

$$\omega_k = 2 \cdot \pi \cdot n_k = 2 \cdot \pi \cdot 36,67 = 230,4 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Преносни однос главног преносника:

$$i_d = \frac{\omega_p}{\omega_k \cdot i_6} = \frac{549,78}{230,4 \cdot 0,73} = 3,27$$

На темељу израчунатог преносног односа главног преносника, могу се добити остале вредности обртних момената и угаоних брзина потребних за даљи прорачун. Обртне моменте и угаоне брзине рачунају се за први степен преноса, јер се у том степену преноса појављује највећи момент.

Угаона брзина на излазу мотора при $n_m = 2500 \text{ min}^{-1}$,

$$\text{износи: } \omega_m = 2 \cdot \pi \cdot n_m = 2 \cdot \pi \cdot 41,67 = 261,82 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Снага мотора при максималном моменту и претходно израчунатој угаоној брзини ω_m

$$\text{износи: } P_m = T_m \cdot \omega_m = 250 \cdot 261,82 = 65455 \text{ W}.$$

Угаона брзина на улазу у главни преносник:

$$\omega_1 = \frac{\omega_m}{i_1} = \frac{261,82}{3,78} = 69,265 \frac{rad}{s}$$

Снага на улазу у главни преносник:

$$P_1 = P_m \cdot \eta_m \cdot \eta_k = 65455 \cdot 0,96 \cdot 0,98 = 61580W$$

Обртни момент на улазу у главни преносник:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{61580}{69,265} = 889Nm$$

Укупни степен искоришћења од мотора до погонских точкова:

$$\eta_{uk} = \eta_k \cdot \eta_m \cdot \eta_d = 0,98 \cdot 0,96 \cdot 0,97 = 0,913$$

Снага на излазу из диференцијала према погонским точковима:

$$P_k = P_m \cdot \eta_{uk} = 65455 \cdot 0,913 = 59733W$$

Угаона брзина на излазу из диференцијала:

$$\omega_{k1} = \frac{\omega_1}{i_d} = \frac{69,265}{3,27} = 21,18 \frac{rad}{s}$$

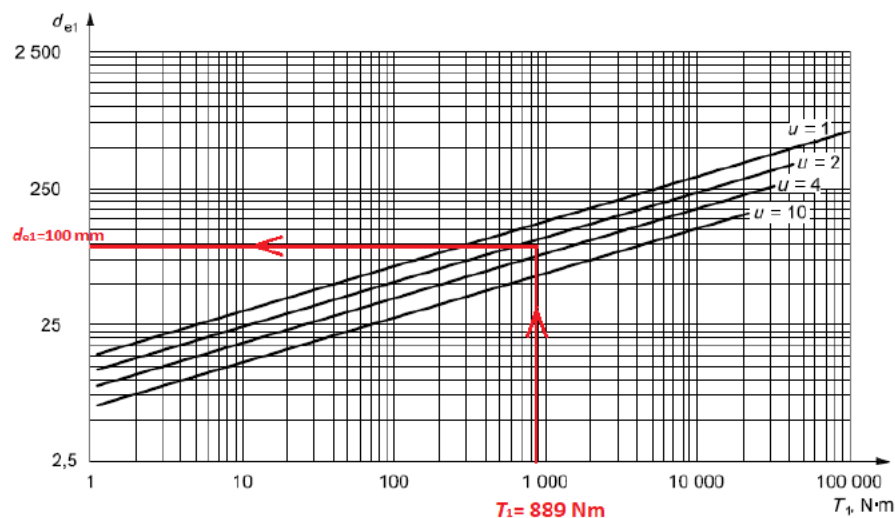
Обртни момент на излазу из диференцијала, погонских точкова:

$$T_k = \frac{P_k}{\omega_{k1}} = \frac{59733}{21,18} = 2820Nm$$

Након добијеног преносног односа главног преносника, започиње се прорачун зупчаника са хипоидним озубљењем и осталих елемената потребних за конструисање главног преносника за друмска возила.

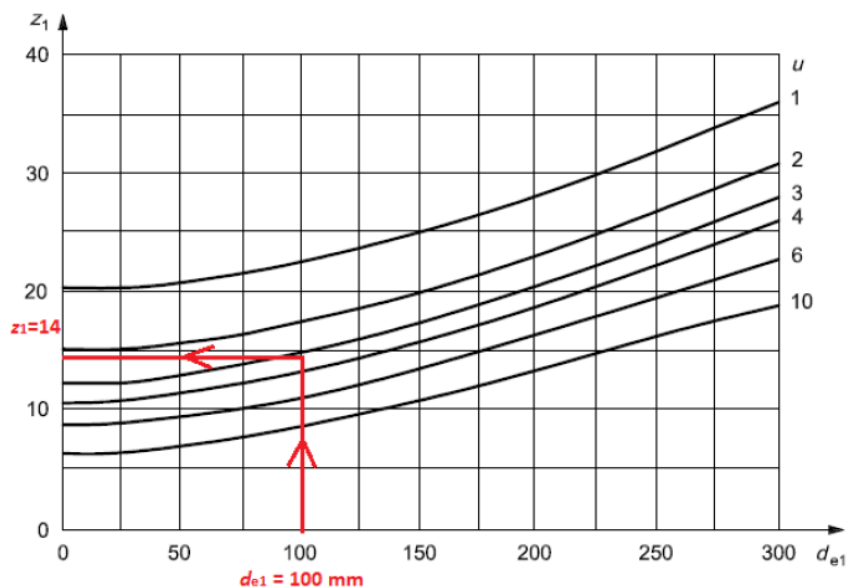
5.4 Прорачун хипоидних зупчаника Z_1 и Z_2

На улазу у склоп погонског моста одабран је хипоидни зупчасти пар, због мирнијег рада приликом преноса великих момената и брзине обртања. Хипоидни зупчаници такође имају већи степен спрезања. Прво је потребно дефинисати полазне геометријске величине, неке су дефинисане искуствено, а неке према препорученој литератури.



Слика 34. Дијаграм за одређивање оријентационог спољашњег подеоног пречника погонског хипоидног зупчаника [22]

Према износу обртног момента на улазу у главни преносник и диференцијал, врши се избор оријентацијског спољашњег подеоног пречника погонског хипоидног зупчаника. Према одабраном оријентационо спољашњем подеоном пречнику погонског хипоидног зупчаника, бира се број зуба погонског зупчаника и ширина гоњеног зупчаника. Одабране вредности служе за почетну проверу и прорачун.

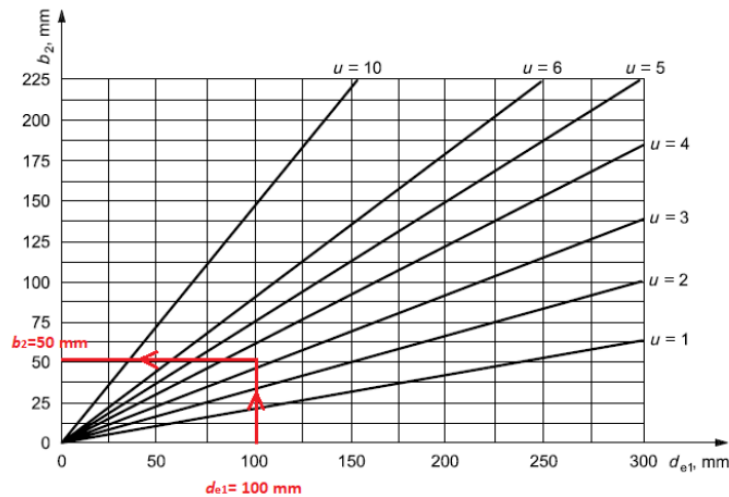


Слика 35. Дијаграм за одређивање броја зуба зупчаника [22]

Након неколико провера усваја се број зуба погонског зупчаника $z_1 = 17$. Из претходног дела познат је преносни однос зупчаника, z_1 и z_2 , $i_d = 3,27$. Из познатих података, следи број зуба гоњеног зупчаника z_2 :

$$z_2 = u \cdot z_1 = 3,27 \cdot 17 = 56.$$

Према препорукама из литературе може се усвојити ширина гоњеног зупчаника, $b_2 = 45 \text{ mm}$.



Слика 36. Дијаграм за одређивање ширине погонског зупчаника [22]

Улазне геометријске величине:

Број зуба погонског зупчаника: $z_1 = 17$

Број зуба гоњеног зупчаника: $z_2 = 56$

Ширина гоњеног зупчаника: $b_2 = 45\text{mm}$

Угао између аксијалних оса вретила: $\Sigma = 90^\circ$

Одступање између мимоилазних аксијалних оса вретила: $a = 30\text{mm}$

Спољашни средњи подеони пречник гоњеног зупчаника: $d_{e2} = 300\text{mm}$

Угао завојнице гоњеног зупчаника: $\beta_{m2} = 30^\circ$

Радијус резања, полупречник резања: $r_{e0} = 100\text{mm}$

Број зуба резног алата: $z_0 = 5$

Однос већег и мањег зупчаника:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{56}{17} = 3,29$$

Хипоидни димензијски фактор одабран према нормама на почетку прорачуна: $F = 1,35$

Угао подеоног конуса гоњеног зупчаника:

$$\delta_2 = \arctan \left(\frac{\sin \Sigma}{\frac{F}{u} + \cos \Sigma} \right) = \arctan \left(\frac{\sin 90^\circ}{\frac{1,35}{3,29} + \cos 90^\circ} \right) = 67,32^\circ$$

Угао подеоног конуса погонског хипоидног зупчаника:

$$\delta_1 = \Sigma - \delta_2 = 90^\circ - 67,32^\circ = 22,68^\circ$$

Следећи део прорачуна заснива се на проверама које треба спровести док се не задовоље услови:

$$|R_{\min t} - R_{m1}| < 0,0001 R_{m1}.$$

У прорачуну се представља само последња провера.

Средњи подеони пречник гоњеног зупчаника:

$$d_{m2} = d_{e2} - b_2 \cdot \sin \delta_2 = 300 - 45 \cdot \sin 67,32^\circ = 258,479 \text{ mm}$$

Угаони померај погонског хипоидног зупчаника у аксијалној равни:

$$\zeta_m \arcsin \left(\frac{2 \cdot a}{d_{m2} \left(1 + \frac{F \cdot \cos(\delta_2)}{u \cdot \cos(\delta_1)} \right)} \right) = \arcsin \left(\frac{2 \cdot 30}{258,479 \left(\frac{1,35 \cdot \cos(67,32^\circ)}{3,29 \cdot \cos(22,68^\circ)} \right)} \right) = 11,398^\circ$$

Угао подеоног конуса погонског хипоидног зупчаника:

$$\delta_1 = \arcsin(\cos \zeta_m \cdot \sin \Sigma \cdot \cos \delta_2 - \cos \Sigma \cdot \sin \delta_2)$$

$$\delta_1 = \arcsin(\cos(11,398^\circ) \cdot \sin(90^\circ) \cdot \cos(67,32^\circ) - \cos(90^\circ) \cdot \sin(67,32^\circ)) = 22,21^\circ$$

Угао померање погонског хипоидног зупчаника у тангенцијалној равни кинематског конуса:

$$\zeta_{mp} = \arcsin \left(\frac{\sin \zeta_m \cdot \sin \Sigma}{\cos \delta_1} \right) = \arcsin \left(\frac{\sin(11,398^\circ) \cdot \sin(90^\circ)}{\cos(22,21^\circ)} \right) = 12,325^\circ$$

Средњи нормални модул:

$$m_{\min} = \frac{\cos \beta_{m2} \cdot d_{m2}}{z_2} = \frac{\cos(30^\circ) \cdot 258,479}{56} = 3,997 \text{ mm}$$

Одабрани стандардни модул $m_{\min} = 4 \text{ mm}$

Завојни угао погонског хипоидног зупчаника:

$$\beta_{m1} = \beta_{m2} + \zeta_{mp} = 30^\circ + 12,325^\circ = 42,325^\circ$$

Стварни хипоидни димензиони фактор:

$$F = \frac{\cos \beta_{m2}}{\cos \beta_{m1}} = \frac{\cos(30^\circ)}{\cos(42,325^\circ)} = 1,17$$

Средњи подеони пречник погонског хипоидног зупчаника:

$$d_{m1} = \frac{d_{m2}}{u} \cdot F = \frac{258,479}{3,29} \cdot 1,17 = 91,912 \text{ mm}$$

Средњи полупречник зупчасте летве погонског хипоидног зупчаника:

$$R_{m1} = \frac{d_{m1}}{2 \cdot \sin(\delta_1)} = \frac{91,912}{2 \cdot \sin(22,21^\circ)} = 121,592 \text{ mm}$$

Средњи полупречник зупчасте летве гоњеног зупчаника:

$$R_{m2} = \frac{d_{m2}}{2 \cdot \sin(\delta_2)} = \frac{258,479}{2 \cdot \sin(67,32^\circ)} = 140,069 \text{ mm}$$

Водећи угао оштрице резног алата:

$$\nu = \arcsin \left(\frac{z_0 \cdot m_{mn}}{2 \cdot r_{e0}} \right) = \arcsin \left(\frac{5 \cdot 4}{2 \cdot 100} \right) = 5,739^\circ$$

Помоћни угао:

$$\nu = \arctan(\sin(\delta_2) \cdot \tan(\zeta_m)) = \arctan(\sin(67,32^\circ) \cdot \tan(11,398^\circ)) = 10,537^\circ$$

Средња променљива, A_3 :

$$A_3 = r_{e0} \cdot \cos^2(\beta_{m2} - \nu) = 100 \cdot \cos^2(30^\circ - 5,739^\circ) = 83,117 \text{ mm}$$

Средња променљива, A_4 :

$$A_4 = R_{m2} \cdot \cos(\beta_{m2} + \nu_m) \cdot \cos(\beta_{m2})$$

$$A_4 = 140,069 \cdot \cos(30^\circ + 10,537^\circ) \cdot \cos(30^\circ) = 92,189 \text{ mm}$$

Средња променљива, A_5 :

$$A_5 = \sin(\zeta_{mp}) \cdot \cos(\nu_m) \cdot \cos(\nu) = \sin(12,325^\circ) \cdot \cos(10,537^\circ) \cdot \cos(5,739^\circ) = 0,209$$

Средња променљива, A_6 :

$$A_6 = R_{m2} \cdot \cos(\beta_{m2}) + r_{e0} \cdot \sin(\nu) = 140,069 \cdot \cos(30^\circ) + 100 \cdot \sin(5,739^\circ) = 131,304 \text{ mm}$$

Средња променљива, A_7 :

$$A_7 = \cos(\beta_{m1}) \cdot \cos(\beta_{m2} + \nu_m) - \frac{\sin(\beta_{m2} + \nu_m - \nu) \cdot \sin(\zeta_{mp})}{\cos(\beta_{m2} - \nu)}$$

$$A_7 = \cos(42,325^\circ) \cdot \cos(30^\circ + 10,537^\circ) - \frac{\sin(30^\circ + 10,537^\circ - 5,739^\circ) \cdot \sin(12,325^\circ)}{\cos(30^\circ - 5,739^\circ)} = 0,428$$

Средња променљива, $R_{\min t}$:

$$R_{\min t} = \frac{A_3 \cdot A_4}{A_5 \cdot A_6 + A_3 \cdot A_7} = \frac{83,117 \cdot 92,189}{0,209 \cdot 131,304 + 83,117 \cdot 0,428} = 121,601 \text{ mm}$$

Провера услова:

$$|R_{\min t} - R_{m1}| = |121,601 - 121,592| = 0,009 \text{ mm} < 0,0001 \cdot R_{m1} = 0,012$$

Овом провером сви услови су задовољени тако да се несметано може наставити са прорачуном.

Угао подеоног конуса погонског зупчаника:

$$\delta_1 = \arcsin\left(\frac{d_{m1}}{2 \cdot R_{\min t}}\right) = \arcsin\left(\frac{91,912}{2 \cdot 121,601}\right) = 22,205^\circ$$

Угао подеоног конуса гоњеног зупчаника:

$$\delta_2 = \arccos\left(\frac{\sin(\delta_1) \cdot \cos(\zeta_m) \cdot \sin(\Sigma) + \cos(\delta_1) \cdot \cos(\zeta_{mp}) \cdot \cos(\Sigma)}{1 - \sin^2(\Sigma) \cdot \sin^2(\zeta_m)}\right)$$

$$\delta_2 = \arccos\left(\frac{\sin(22,205^\circ) \cdot \cos(11,398^\circ) \cdot \sin(90^\circ) + \cos(22,205^\circ) \cdot \cos(12,325^\circ) \cdot \cos(90^\circ)}{1 - \sin^2(90^\circ) \cdot \sin^2(11,398^\circ)}\right) = 67,323^\circ$$

Фактор ширине зуба:

$$c_{be2} = 0,5$$

5.4.1 Прорачун основних геометријских величина хипоидних зупчаника

Дефинисање улазних величина:

Угао захвата са контактне стране зуба: $\alpha_{dD} = 20^\circ$

Угао захвата стране зуба који није у захвату: $\alpha_{dC} = 20^\circ$

Утицајни фактор на угао захвата: $f_{\alpha \lim} = 0$

Фактор помераја профила: $x_{hm1} = 0,2$

Фактор темене висине зуба: $k_{hap} = 1$

Фактор подножне висине зуба: $k_{hfp} = 1,25$

Фактор промене дебљине зуба: $x_{smn} = 0,031$

Зазор: $j_{et2} = 0$

Темени угао зуба: $\theta_{a2} = 0^\circ$

Подножни угао зуба: $\theta_{f2} = 0^\circ$

Средњи подеони пречник погонског хипоидног зупчаника:

$$d_{m1} = 2 \cdot R_{m1} \cdot \sin(\delta_1) = 2 \cdot 121,592 \cdot \sin(22,205^\circ) = 91,905 \text{ mm}$$

Средњи подеони пречник гоњеног хипоидног зупчаника:

$$d_{m2} = 2 \cdot R_{m2} \cdot \sin(\delta_2) = 2 \cdot 140,069 \cdot \sin(67,323^\circ) = 258,483 \text{ mm}$$

Угао одступања од 90° код аксијалних оса вратила:

$$\Delta\Sigma = \Sigma - 90^\circ = 0^\circ$$

Угаоно померање погонског хипоидног зупчаника у аксијалној равни:

$$\zeta_m = \left(\frac{2 \cdot a}{d_{m2} + d_{m1} \cdot \frac{\cos(\delta_2)}{\cos(\delta_1)}} \right) = \arcsin \left(\frac{2 \cdot 30}{258,483 + 91,905 \cdot \frac{\cos(67,323^\circ)}{\cos(22,205^\circ)}} \right) = 11,665^\circ$$

Угаоно померање погонског хипоидног зупчаника у тангенцијалној равни кинематског конуса:

$$\zeta_{mp} = \arcsin \left(\frac{\sin(\zeta_m) \cdot \sin(\Sigma)}{\cos(\delta_1)} \right) = \arcsin \left(\frac{\sin(11,665^\circ) \cdot \sin(90^\circ)}{\cos(22,205^\circ)} \right) = 12,614^\circ$$

Померање у тангенцијалној равни кинематског конуса:

$$a_p = R_{m2} \cdot \sin(\zeta_{mp}) = 140,069 \cdot \sin(12,614^\circ) = 30,589 \text{ mm}$$

Средњи нормални модул:

$$m_{mn} = \frac{2 \cdot R_{m2} \cos \beta_{m2} \cdot \sin(\delta_2)}{z_2} = \frac{2 \cdot 140,069 \cdot \cos(30^\circ) \cdot \sin(67,323^\circ)}{56} = 3,997 \text{ mm}$$

Одабрани стандардни модул $m_{mn} = 4 \text{ mm}$

Гранични угао захвата:

$$\alpha_{\lim} = -\arctan \left[\frac{\tan(\delta_1) \cdot \tan(\delta_2)}{\cos(\zeta_{mp})} \left(\frac{R_{m1} \cdot \sin(\beta_{m1}) - R_{m2} \cdot \sin(\beta_{m2})}{R_{m1} \cdot \tan(\delta_1) + R_{m2} \cdot \tan(\delta_2)} \right) \right]$$
$$\alpha_{\lim} = -\arctan \left[\frac{\tan(22,205^\circ) \cdot \tan(67,323^\circ)}{\cos(12,614^\circ)} \left(\frac{121,592 \cdot \sin(42,325^\circ) - 140,069 \cdot \sin(30^\circ)}{121,592 \cdot \tan(22,205^\circ) + 140,069 \cdot \tan(67,323^\circ)} \right) \right]$$
$$\alpha_{\lim} = -1,764^\circ$$

Нормални угао захвата са контактне стране зуба:

$$\alpha_{nD} = \alpha_{dD} + f_{\alpha \lim} \cdot \alpha_{\lim} = 20^\circ + 0 \cdot (-1,764) = 20^\circ$$

Нормални угао захвата са неконтактне стране зуба:

$$\alpha_{nC} = \alpha_{dC} + f_{\alpha \lim} \cdot \alpha_{\lim} = 20^\circ + 0 \cdot (-1,764) = 20^\circ$$

Ефективни угао захвата са контактне стране зуба:

$$\alpha_{eD} = \alpha_{nD} - \alpha_{\lim} = 20^\circ - (-1,764) = 21,764^\circ$$

Ефективни угао захвата са неконтактне стране зуба:

$$\alpha_{eC} = \alpha_{nC} - \alpha_{\lim} = 20^\circ - (-1,764) = 18,236^\circ$$

Спољашња дужина изводнице конуса гоњеног зупчаника:

$$R_{e2} = R_{m2} + c_{be2} \cdot b_2 = 140,069 + 0,5 \cdot 45 = 162,569 \text{ mm}$$

Унутрашња дужина изводнице конуса гоњеног зупчаника:

$$R_{i2} = R_{e2} - b_2 = 162,569 - 45 = 117,569 \text{ mm}$$

Спољашњи подеони пречник гоњеног зупчаника:

$$d_{e2} = 2 \cdot R_{e2} \cdot \sin(\delta_2) = 2 \cdot 162,569 \cdot \sin(67,323^\circ) = 300 \text{ mm}$$

Унутрашњи подеони пречник гоњеног зупчаника:

$$d_{i2} = 2 \cdot R_{i2} \cdot \sin(\delta_2) = 2 \cdot 117,569 \cdot \sin(67,323^\circ) = 216,961 \text{ mm}$$

Спољашњи попречни модул:

$$m_{et2} = \frac{d_{e2}}{z_2} = \frac{300}{56} = 5,357 \text{ mm}$$

Спољашња ширина гоњеног зупчаника:

$$b_{e2} = R_{e2} - R_{m2} = 162,569 - 140,069 = 22,5 \text{ mm}$$

Унутрашња ширина гоњеног зупчаника:

$$b_{i2} = R_{m2} - R_{i2} = 140,069 - 117,569 = 22,5 \text{ mm}$$

Аксијална удаљеност погонског зупчаника од тачке захвата до аксијалне осе гоњеног зупчаника:

$$t_{zm2} = \frac{d_{m1} \cdot \sin(\delta)}{2 \cdot \cos(\delta_1)} - \frac{a \cdot \tan(\Delta\Sigma)}{\tan(\zeta_m)} = \frac{91,905 \cdot \sin(67,323^\circ)}{2 \cdot \cos(22,205^\circ)} - \frac{30 \cdot \tan(0^\circ)}{2 \cdot \tan(11,665^\circ)} = 45,797 \text{ mm}$$

Аксијална удаљеност гоњеног зупчаника од тачке захвата до аксијалне осе гоњеног зупчаника:

$$t_{zm1} = \frac{d_{m2}}{2} \cdot \cos(\zeta_m) \cdot \cos(\Delta\Sigma) - t_{zm2} \cdot \sin(\Delta\Sigma)$$

$$t_{zm1} = \frac{258,483}{2} \cdot \cos(11,665^\circ) \cdot \cos(0^\circ) - 45,797 \cdot \sin(0^\circ) = 126,572 \text{ mm}$$

Аксијална удаљеност погонског зупчаника од врха погонског конуса до аксијалне осе гоњеног конуса:

$$t_{z1} = R_{m1} \cdot \cos(\delta_1) - t_{zm1} = 121,592 \cdot \cos(22,205^\circ) - 126,572 = -13,998 \text{ mm}$$

Аксијална удаљеност гоњеног зупчаника од врха погонског конуса до аксијалне осе погонског конуса:

$$t_{z2} = R_{m2} \cdot \cos(\delta_2) - t_{zm2} = 140,069 \cdot \cos(67,3223^\circ) - 45,797 = -8,204 \text{ mm}$$

5.4.2 Прорачун средњих висина зуба

Средња висина захвата:

$$h_{mw} = 2 \cdot m_{mn} \cdot k_{hap} = 2 \cdot 4 \cdot 1 = 8mm$$

Средња темена висина зуба гоњеног зупчаника:

$$h_{am2} = m_{mn} \cdot (k_{hap} - x_{hm1}) = 4 \cdot (1 - 0,2) = 3,2mm$$

Средња подножна висина зуба гоњеног зупчаника:

$$h_{fm2} = m_{mn} \cdot (k_{hfp} - x_{hm1}) = 4 \cdot (1,25 + 0,2) = 5,8mm$$

Средња темена висина гоњеног зупчаника:

$$h_{am1} = m_{mn} \cdot (k_{hap} - x_{hm1}) = 4 \cdot (1 + 0,2) = 4,8mm$$

Средња подножна висина гоњеног зупчаника:

$$h_{fm1} = m_{mn} \cdot (k_{hfp} - x_{hm1}) = 4 \cdot (1,25 - 0,2) = 4,2mm$$

Темени зазор:

$$c = m_{mn} \cdot (k_{hfp} - k_{hap}) = 4 \cdot (1,25 - 1) = 1mm$$

Средња висина зуба:

$$h_m = m_{mn} \cdot (k_{hfp} + k_{hap}) = 4 \cdot (1,25 + 1) = 9mm$$

5.4.3 Прорачун темених и подножних углова

Темени угао конуса гоњеног зупчаника:

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2} = 67,323^\circ + 0^\circ = 67,323^\circ$$

Подножни угао конуса гоњеног зупчаника:

$$\delta_{f2} = \delta_2 + \theta_{f2} = 67,323^\circ + 0^\circ = 67,323^\circ$$

Помоћни угао за прорачун угаоног померања погонског зупчаника у подножној равни:

$$\varphi_R = \arctan \left(\frac{a \cdot \tan(\Delta\Sigma) \cdot \cos(\delta_{f2})}{R_{m2} \cdot \cos(\theta_{f2}) - t_{z2} \cdot \cos(\delta_{f2})} \right)$$

$$\varphi_R = \arctan \left(\frac{30 \cdot \tan(0^\circ) \cdot \cos(67,323^\circ)}{140,069 \cdot \cos(0^\circ) - 8,204 \cdot \cos(67,323^\circ)} \right) = 0^\circ$$

Помоћни угао за прорачун угаоног померања погонског зупчаника у теменој равни:

$$\varphi_O = \arctan \left(\frac{a \cdot \tan(\Delta\Sigma) \cdot \cos(\delta_{a2})}{R_{m2} \cdot \cos(\theta_{a2}) - t_{z2} \cdot \cos(\delta_{a2})} \right)$$

$$\varphi_O = \arctan \left(\frac{30 \cdot \tan(0^\circ) \cdot \cos(67,323^\circ)}{140,069 \cdot \cos(0^\circ) - 8,204 \cdot \cos(67,323^\circ)} \right) = 0^\circ$$

Угаоно померање у подножној равни погонског хипоидног зупчаника:

$$\varsigma_R = \arcsin \left(\frac{a \cdot \cos(\varphi_R) \cdot \sin(\delta_{f2})}{R_{m2} \cdot \cos(\theta_{f2}) - t_{z2} \cdot \cos(\delta_{f2})} \right) - \varphi_R$$

$$\zeta_R = \arcsin\left(\frac{30 \cdot \tan(0^\circ) \cdot \cos(67,323^\circ)}{140,069 \cdot \cos(0^\circ) - 8,204 \cdot \cos(67,323^\circ)}\right) - 0^\circ = 11,665^\circ$$

Угао померање у теменој равни погонског хипоидног зупчаника:

$$\zeta_O = \arcsin\left(\frac{a \cdot \cos(\varphi_O) \cdot \sin(\delta_{a2})}{R_{m2} \cdot \cos(\theta_{a2}) - t_{z2} \cdot \cos(\delta_{a2})}\right) - \varphi_O$$

$$\zeta_O = \arcsin\left(\frac{30 \cdot \tan(0^\circ) \cdot \cos(67,323^\circ)}{140,069 \cdot \cos(0^\circ) - 8,204 \cdot \cos(67,323^\circ)}\right) - 0^\circ = 11,665^\circ$$

Темени угао конуса погонског хипоидног зупчаника:

$$\delta_{a1} = \arcsin[\sin(\Delta\Sigma) \cdot \sin(\delta_{f2}) + \cos(\Delta\Sigma) \cdot \cos(\delta_{f2}) \cdot \cos(\zeta_R)]$$

$$\delta_{a1} = \arcsin[\sin(0^\circ) \cdot \sin(67,323^\circ) + \cos(0^\circ) \cdot \cos(67,323^\circ) \cdot \cos(11,665^\circ)] = 22,183^\circ$$

Подножни угао конуса погонског хипоидног зупчаника:

$$\delta_{f1} = \arcsin[\sin(\Delta\Sigma) \cdot \sin(\delta_{a2}) + \cos(\Delta\Sigma) \cdot \cos(\delta_{a2}) \cdot \cos(\zeta_O)]$$

$$\delta_{f1} = \arcsin[\sin(0^\circ) \cdot \sin(67,323^\circ) + \cos(0^\circ) \cdot \cos(67,323^\circ) \cdot \cos(11,665^\circ)] = 22,183^\circ$$

Темени угао конуса погонског хипоидног зупчаника:

$$\theta_{a1} = \delta_{a1} - \delta_1 = 22,183^\circ - 22,205^\circ \approx 0^\circ$$

Подножни угао конуса погонског хипоидног зупчаника:

$$\theta_{f1} = \delta_1 - \delta_{f1} = 22,205^\circ - 22,183^\circ \approx 0^\circ$$

Аксијална удаљеност гоњеног зупчаника између врхова теменог конуса:

$$t_{zF2} = t_{z2} - \frac{R_{m2} \cdot \sin(\theta_{a2}) - h_{am2} \cdot \cos(\theta_{a2})}{\sin(\delta_{a2})}$$

$$t_{zF2} = 8,204 - \frac{140,069 \cdot \sin(0^\circ) - 3,2 \cdot \cos(0^\circ)}{\sin(67,323^\circ)} = 11,672mm$$

Аксијална удаљеност гоњеног зупчаника између врхова подножног конуса:

$$t_{zR2} = t_{z2} + \frac{R_{m2} \cdot \sin(\theta_{f2}) - h_{fm2} \cdot \cos(\theta_{f2})}{\sin(\delta_{f2})}$$

$$t_{zR2} = 8,204 + \frac{140,069 \cdot \sin(0^\circ) - 5,8 \cdot \cos(0^\circ)}{\sin(67,323^\circ)} = 1,918mm$$

Аксијална удаљеност погонског хипоидног зупчаника између врхова теменог конуса:

$$t_{zF1} = \frac{a \cdot \sin(\zeta_R) \cdot \cos(\delta_{f2}) - t_{zR2} \cdot \sin(\delta_{f2}) - c}{\sin(\delta_{a1})}$$

$$t_{zF1} = \frac{30 \cdot \sin(11,665^\circ) \cdot \cos(67,323^\circ) - 1,918 \cdot \sin(67,323^\circ) - 1}{\sin(22,183^\circ)} = -1,142mm$$

Аксијална удаљеност погонског хипоидног зупчаника између врхова подножног конуса:

$$t_{zR1} = \frac{a \cdot \sin(\zeta_O) \cdot \cos(\delta_{a2}) - t_{zF2} \cdot \sin(\delta_{a2}) - c}{\sin(\delta_{f1})}$$

$$t_{zR1} = \frac{30 \cdot \sin(11,665^\circ) \cdot \cos(67,323^\circ) - 11,672 \cdot \sin(67,323^\circ) - 1}{\sin(22,183^\circ)} = -24,979mm$$

5.4.4 Прорачун ширине погонског хипоидног зупчаника

Ширина погонског хипоидног зупчаника у тангенцијалној равни кинематског конуса:

$$b_{p1} = \sqrt{R_{e2}^2 - a_p^2} - \sqrt{R_{i2}^2 - a_p^2} = \sqrt{162,569^2 - 30,589^2} - \sqrt{117,569^2 - 30,589^2} = 46,145mm$$

Ширина погонског хипоидног зупчаника од средине гоњеног зупчаника до спољашње стране:

$$b_{1A} = \sqrt{R_{m2}^2 - a_p^2} - \sqrt{R_{i2}^2 - a_p^2} = \sqrt{140,069^2 - 30,589^2} - \sqrt{117,569^2 - 30,589^2} = 23,168mm$$

Ширина погонског хипоидног зупчаника у тангенцијалној равни кинематског конуса:

$$b_1 = \text{int}(b_{p1} + 3 \cdot m_{mn} \cdot \tan|\zeta_{mp}| + 1) = \text{int}(46,145 + 3 \cdot 4 \cdot \tan|12,614^\circ| + 1) = 50mm$$

Додатна ширина погонског хипоидног зупчаника:

$$b_x = \frac{b_1 - b_{p1}}{2} = \frac{50 - 46,145}{2} = 1,927mm$$

Унутрашња ширина погонског хипоидног зупчаника:

$$b_{i1} = b_{1A} + b_x = 23,168 + 1,927 = 25,095mm$$

Спољашња ширина погонског хипоидног зупчаника:

$$b_{e1} = b_1 + b_{i1} = 50 + 25,095 = 75,095mm$$

5.4.5 Прорачун унутрашњег и спољашњег угла завојнице

Дужина спољашње изводнице од врха гоњеног конуса до спољашње граничне тачке погонског хипоидног зупчаника:

$$R_{e21} = \sqrt{R_{m2}^2 + b_{e1}^2 + 2 \cdot R_{m2} \cdot b_{e1} \cdot \cos(\zeta_{mp})}$$

$$R_{e21} = \sqrt{140,069^2 + 75,095^2 + 2 \cdot 140,069 \cdot 75,095 \cdot \cos(12,614^\circ)} = 164,463mm$$

Дужина унутрашње изводнице од врха гоњеног конуса до унутрашње граничне тачке погонског хипоидног зупчаника:

$$R_{i21} = \sqrt{R_{m2}^2 + b_{i1}^2 + 2 \cdot R_{m2} \cdot b_{i1} \cdot \cos(\zeta_{mp})}$$

$$R_{i21} = \sqrt{140,069^2 + 25,095^2 + 2 \cdot 140,069 \cdot 25,095 \cdot \cos(12,614^\circ)} = 115,709mm$$

Грудни угао ревног алата:

$$\nu = \arcsin\left(\frac{z_0 \cdot m_{mn}}{2 \cdot r_{e0}}\right) = \arcsin\left(\frac{5 \cdot 4}{2 \cdot 100}\right) = 5,739^\circ$$

Помоћна величина ревног алата:

$$\rho_{PO} = \sqrt{R_{m2}^2 + r_{e0}^2 - 2 \cdot R_{m2} \cdot r_{e0} \cdot \sin(\beta_{m2} - \nu)}$$

$$\rho_{PO} = \sqrt{140,069^2 + 100^2 - 2 \cdot 140,069 \cdot 100 \cdot \sin(30^\circ - 5,739^\circ)} = 134,569mm$$

Полупречник епидиклоидне основе (базе):

$$\rho_b = \frac{\rho_{PO}}{1 + \frac{z_0}{z_2} \cdot \sin(\delta_2)} = \frac{134,569}{1 + \frac{5}{56} \cdot \sin(67,323^\circ)} = 124,327 \text{ mm}$$

Помоћни угао:

$$\varphi_{e21} = \arccos\left(\frac{R_{e21}^2 + \rho_{PO}^2 - r_{e0}^2}{2 \cdot R_{e21}^2 \cdot \rho_{PO}}\right) = \arccos\left(\frac{164,463^2 + 134,569^2 - 100^2}{2 \cdot 164,463 \cdot 134,569}\right) = 37,414^\circ$$

Помоћни угао:

$$\varphi_{i21} = \arccos\left(\frac{R_{i21}^2 + \rho_{PO}^2 - r_{e0}^2}{2 \cdot R_{i21}^2 \cdot \rho_{PO}}\right) = \arccos\left(\frac{115,709^2 + 134,569^2 - 100^2}{2 \cdot 115,709 \cdot 134,569}\right) = 46,345^\circ$$

Спољашњи угао завојнице у спољашњој граничној тачки погонског хипоидног зупчаника:

$$\beta_{e21} = \arctan\left(\frac{R_{e21} - \rho_b \cdot \cos(\varphi_{e21})}{\rho_b \cdot \sin(\varphi_{e21})}\right)$$

$$\beta_{e21} = \arctan\left(\frac{164,463 - 124,327 \cdot \cos(37,414^\circ)}{124,327 \cdot \sin(37,414^\circ)}\right) = 41,022^\circ$$

Унутрашњи угао завојнице у унутрашњој граничној тачки погонског хипоидног зупчаника:

$$\beta_{i21} = \arctan\left(\frac{R_{i21} - \rho_b \cdot \cos(\varphi_{i21})}{\rho_b \cdot \sin(\varphi_{i21})}\right)$$

$$\beta_{i21} = \arctan\left(\frac{115,709 - 124,327 \cdot \cos(46,345^\circ)}{124,327 \cdot \sin(46,345^\circ)}\right) = 18,378^\circ$$

Спољашњи угао завојнице гоњеног зупчаника:

$$\beta_{e2} = \arcsin\left(\frac{2 \cdot R_{m2} \cdot r_{e0} \cdot \sin(\beta_{m2}) - R_{m2}^2 + R_{e2}^2}{2 \cdot R_{e2} \cdot r_{e0}}\right)$$

$$\beta_{e2} = \arcsin\left(\frac{2 \cdot 140,069 \cdot 100 \cdot \sin(30^\circ) - 140,069^2 + 162,569^2}{2 \cdot 162,569 \cdot 100}\right) = 39,809^\circ$$

Унутрашњи угао завојнице гоњеног зупчаника:

$$\beta_{i2} = \arcsin\left(\frac{2 \cdot R_{m2} \cdot r_{e0} \cdot \sin(\beta_{m2}) - R_{m2}^2 + R_{i2}^2}{2 \cdot R_{i2} \cdot r_{e0}}\right)$$

$$\beta_{i2} = \arcsin\left(\frac{2 \cdot 140,069 \cdot 100 \cdot \sin(30^\circ) - 140,069^2 + 117,569^2}{2 \cdot 117,569 \cdot 100}\right) = 20,436^\circ$$

5.4.6 Прорачун унутрашњих и спољашњих висина зуба зупчаника

Спољашња темена висина зуба погонског зупчаника:

$$h_{ae1} = h_{am1} + b_{e1} \cdot \tan(\theta_{a1}) = 4,8 + 24,905 \cdot \tan(0^\circ) = 4,8 \text{ mm}$$

Спољашња темена висина зуба гоњеног зупчаника:

$$h_{ae2} = h_{am2} + b_{e2} \cdot \tan(\theta_{a2}) = 3,2 + 22,5 \cdot \tan(0^\circ) = 3,2mm$$

Спољашња подножна висина зуба погонског зупчаника:

$$h_{fe1} = h_{fm1} + b_{e1} \cdot \tan(\theta_{f1}) = 4,2 + 24,905 \cdot \tan(0^\circ) = 4,2mm$$

Спољашња подножна висина зуба гоњеног зупчаника:

$$h_{fe2} = h_{fm2} + b_{e2} \cdot \tan(\theta_{f2}) = 5,8 + 22,5 \cdot \tan(0^\circ) = 5,8mm$$

Спољашња укупна висина зуба погонског зупчаника:

$$h_{e1} = h_{ae1} + h_{fe1} = 4,8 + 4,2 = 9mm$$

Спољашња укупна висина зуба гоњеног зупчаника:

$$h_{e2} = h_{e1} + h_{fe2} = 9 + 5,8 = 14,8mm$$

Унутрашња темена висина погонског хипоидног зупчаника:

$$h_{ai1} = h_{am1} - b_{i1} \cdot \tan(\theta_{f1}) = 4,8 - 25,095 \cdot \tan(0^\circ) = 4,8mm$$

Унутрашња темена висина гоњеног хипоидног зупчаника:

$$h_{ai2} = h_{am2} - b_{i2} \cdot \tan(\theta_{a2}) = 3,2 - 22,5 \cdot \tan(0^\circ) = 3,2mm$$

Унутрашња подножна висина погонског хипоидног зупчаника:

$$h_{fi1} = h_{fm1} - b_{i1} \cdot \tan(\theta_{f1}) = 4,2 - 22,095 \cdot \tan(0^\circ) = 4,2mm$$

Унутрашња подножна висина гоњеног хипоидног зупчаника:

$$h_{fi2} = h_{fm2} - b_{i2} \cdot \tan(\theta_{f2}) = 5,8 - 22,5 \cdot \tan(0^\circ) = 5,8mm$$

Унутрашња укупна висина зуба погонског хипоидног зупчаника:

$$h_{i1} = h_{ai1} + h_{fi1} = 4,8 + 4,2 = 9mm$$

Спољашња укупна висина зуба гоњеног хипоидног зупчаника:

$$h_{i2} = h_{ai2} + h_{fi2} = 3,2 + 5,8 = 9mm$$

5.4.7 Прорачун дебљине зуба

Средњи нормални угао захвата:

$$\alpha_n = \frac{\alpha_{nD} + \alpha_{nC}}{2} = \frac{20^\circ + 20^\circ}{2} = 20^\circ$$

Фактор корекције дебљине зуба за погонски хипоидни зупчаник:

$$x_{sm1} = x_{smn} - j_{et2} \cdot \frac{R_{m2} \cdot \cos(\beta_{m2})}{4 \cdot m_{mn} \cdot R_{e2}} = 0,031 - 0 \cdot \frac{140,069 \cdot \cos(30^\circ)}{4 \cdot 4 \cdot 162,569} = 0,031$$

Фактор корекције дебљине зуба за гоњени хипоидни зупчаник:

$$x_{sm2} = -x_{smn} - j_{et2} \cdot \frac{R_{m2} \cdot \cos(\beta_{m2})}{4 \cdot m_{mn} \cdot R_{e2}} = -0,031 - 0 \cdot \frac{140,069 \cdot \cos(30^\circ)}{4 \cdot 4 \cdot 162,569} = -0,031$$

Средња нормална дебљина зуба погонски хипоидни зупчаник:

$$s_{mn1} = 0,5 \cdot m_{mn} \cdot \pi + 2 \cdot m_{mn} \cdot (x_{sm1} + x_{hm1} \cdot \tan(\alpha_n))$$

$$s_{mn1} = 0,5 \cdot 4 \cdot \pi + 2 \cdot 4 \cdot (0,031 + 0,2 \cdot \tan(20^\circ)) = 7,114mm$$

Средња нормална дебљина зуба гоњеног хипоидни зупчаник:

$$s_{mn2} = 0,5 \cdot m_{mn} \cdot \pi + 2 \cdot m_{mn} \cdot (x_{sm2} + x_{hm1} \cdot \tan(\alpha_n))$$

$$s_{mn2} = 0,5 \cdot 4 \cdot \pi + 2 \cdot 4 \cdot (-0,031 + 0,2 \cdot \tan(20^\circ)) = 6,618mm$$

Средња нормални пречник погонског хипоидног зупчаника:

$$d_{mn1} = \frac{d_{m1}}{(1 - \sin^2(\beta_{m1}) \cdot \cos^2(\alpha_n)) \cdot \cos(\beta_{m1}) \cdot \cos(\delta_1)}$$

$$d_{mn1} = \frac{91,905}{(1 - \sin^2(42,325^\circ) \cdot \cos^2(20^\circ)) \cdot \cos(42,325^\circ) \cdot \cos(22,205^\circ)} = 223,902mm$$

Средња нормални пречник гоњеног хипоидног зупчаника:

$$d_{mn2} = \frac{d_{m2}}{(1 - \sin^2(\beta_{m2}) \cdot \cos^2(\alpha_n)) \cdot \cos(\beta_{m2}) \cdot \cos(\delta_2)}$$

$$d_{mn2} = \frac{258,483}{(1 - \sin^2(30^\circ) \cdot \cos^2(20^\circ)) \cdot \cos(30^\circ) \cdot \cos(67,323^\circ)} = 993,506mm$$

Средња нормална дебљина зуба погонског хипоидног зупчаника на кинематском пречнику:

$$s_{mnc1} = d_{mn1} \cdot \sin\left(\frac{s_{mn1}}{d_{mn1}}\right) = 223,902 \cdot \sin\left(\frac{7,114}{223,902}\right) = 7,112mm$$

Средња нормална дебљина зуба гоњеног хипоидног зупчаника на кинематском пречнику:

$$s_{mnc2} = d_{mn2} \cdot \sin\left(\frac{s_{mn2}}{d_{mn2}}\right) = 993,506 \cdot \sin\left(\frac{6,618}{993,506}\right) = 6,618mm$$

Средња висина темена на кинематском пречнику погонског хипоидног зупчаника:

$$h_{amc1} = h_{am1} + 0,5 \cdot d_{mn1} \cdot \cos(\delta_1) \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{s_{mn1}}{d_{mn1}}\right)\right)$$

$$h_{amc1} = 4,8 + 0,5 \cdot 223,902 \cdot \cos(22,205^\circ) \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{7,114}{223,902}\right)\right) = 4,852mm$$

Средња висина темена на кинематском пречнику гоњеног хипоидног зупчаника:

$$h_{amc2} = 3,2 + 0,5 \cdot 993,506 \cdot \cos(67,323^\circ) \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{6,618}{993,506}\right)\right) = 3,204mm$$

5.4.8 Прорачун осталих геометријских величина

Спољашња дужина изводнице конуса погонског хипоидног зупчаника:

$$R_{e1} = R_{m1} + b_{e1} = 121,592 + 24,905 = 146,496mm$$

Унутрашња дужина изводнице конуса погонског хипоидног зупчаника:

$$R_{i1} = R_{m1} + b_{i1} = 121,592 + 25,095 = 96,496mm$$

Спољашњи подеони пречник погонског хипоидног зупчаника:

$$d_{e1} = 2 \cdot R_{e1} \cdot \sin(\delta_1) = 2 \cdot 146,496 \cdot \sin(22,205^\circ) = 110,729mm$$

Унутрашњи подеони пречник погонског хипоидног зупчаника:

$$d_{i1} = 2 \cdot R_{i1} \cdot \sin(\delta_1) = 2 \cdot 96,496 \cdot \sin(22,205^\circ) = 72,937 \text{ mm}$$

Спољашњи темени пречник погонског хипоидног зупчаника:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot h_{ae1} \cdot \cos(\delta_1) = 110,729 + 2 \cdot 4,8 \cdot \cos(22,205^\circ) = 119,617 \text{ mm}$$

Спољашњи темени пречник гоњеног хипоидног зупчаника:

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot h_{ae2} \cdot \cos(\delta_2) = 300 + 2 \cdot 3,2 \cdot \cos(67,323^\circ) = 302,471 \text{ mm}$$

Спољашњи подножни пречник погонског хипоидног зупчаника:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2 \cdot h_{fe1} \cdot \cos(\delta_1) = 110,729 - 2 \cdot 4,2 \cdot \cos(22,205^\circ) = 102,952 \text{ mm}$$

Спољашњи подножни пречник гоњеног хипоидног зупчаника:

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2 \cdot h_{fe2} \cdot \cos(\delta_2) = 300 - 2 \cdot 5,8 \cdot \cos(67,323^\circ) = 295,532 \text{ mm}$$

Унутрашњи темени пречник погонског хипоидног зупчаника:

$$d_{ai1} = d_{i1} - 2 \cdot h_{ai1} \cdot \cos(\delta_1) = 72,937 - 2 \cdot 4,8 \cdot \cos(22,205^\circ) = 81,825 \text{ mm}$$

Унутрашњи темени пречник гоњеног хипоидног зупчаника:

$$d_{ai2} = d_{i2} - 2 \cdot h_{ai2} \cdot \cos(\delta_2) = 216,961 - 2 \cdot 3,2 \cdot \cos(67,323^\circ) = 219,429 \text{ mm}$$

Унутрашњи подножни пречник погонског хипоидног зупчаника:

$$d_{fi1} = d_{i1} - 2 \cdot h_{fi1} \cdot \cos(\delta_1) = 72,937 - 2 \cdot 4,2 \cdot \cos(22,205^\circ) = 65,16 \text{ mm}$$

Унутрашњи подножни пречник гоњеног хипоидног зупчаника:

$$d_{fi2} = d_{i2} - 2 \cdot h_{fi2} \cdot \cos(\delta_2) = 216,961 - 2 \cdot 5,8 \cdot \cos(67,323^\circ) = 212,489 \text{ mm}$$

Спољашња монтажна мера погонског хипоидног зупчаника:

$$t_{xo1} = t_{zm1} + b_{e1} \cdot \cos(\delta_1) - h_{ae1} \cdot \sin(\delta_1)$$

$$t_{xo1} = 126,572 + 24,905 \cdot \cos(22,205^\circ) - 4,8 \cdot \sin(22,205^\circ) = 147,516 \text{ mm}$$

Спољашња монтажна мера гоњеног хипоидног зупчаника:

$$t_{xo2} = t_{zm2} + b_{e2} \cdot \cos(\delta_2) - h_{ae2} \cdot \sin(\delta_2)$$

$$t_{xo2} = 45,797 + 22,5 \cdot \cos(67,323^\circ) - 3,2 \cdot \sin(67,323^\circ) = 51,518 \text{ mm}$$

Унутрашња монтажна мера погонског хипоидног зупчаника:

$$t_{xi1} = t_{zm1} - b_{i1} \cdot \cos(\delta_1) - h_{ai2} \cdot \sin(\delta_1)$$

$$t_{xi1} = 126,572 - 25,095 \cdot \cos(22,205^\circ) - 54,8 \cdot \sin(22,205^\circ) = 101,524 \text{ mm}$$

Унутрашња монтажна мера гоњеног хипоидног зупчаника:

$$t_{xi2} = t_{zm2} - b_{i2} \cdot \cos(\delta_2) - h_{ai2} \cdot \sin(\delta_2)$$

$$t_{xi2} = 45,797 - 22,5 \cdot \cos(67,323^\circ) - 3,2 \cdot \sin(67,323^\circ) = 34,17 \text{ mm}$$

Висина зуба погонског хипоидног зупчаника нормална на подножни конус:

$$h_{t1} = \frac{t_{zF1} + t_{xo1}}{\cos(\delta_{a1})} \cdot \sin(\theta_{a1} + \theta_{f1}) - (t_{zR1} - t_{zF1}) \cdot \sin(\delta_{f1})$$

$$h_{t1} = \frac{-1,142 + 147,816}{\cos(22,183^\circ)} \cdot \sin(0^\circ + 0^\circ) - (-24,979 - (-1,142)) \cdot \sin(22,183^\circ) = 9 \text{ mm}$$

5.4.9 Прорачун оптерећења корена и бока зуба погонског хипоидног зупчаника

За материјал погонског хипоидног зупчаника усваја се челик за цементацију и то:
18CrNiMo7 – 6,

Динамичка издржљивост у корену зуба: $\sigma_{F \lim 1} = 430 \text{ MPa}$

Динамичка издржљивост на боку зуба: $\sigma_{H \lim 1} = 1500 \text{ MPa}$

Прорачун оптерећења корена зуба:

Фактор концентрације напона: $Y_S = 1$

Фактор величине: $K_{Fx} = 1$

Минимални фактор сигурности против лома у корену зуба: $S_{F \min} = 1,4$

Фактор примене: $K_A = 1,35$

Динамички фактор: $K_V = 1$

Фактор учешћа оптерећења допунских зупчаника: $Y_{EV} = 1$

Фактор утицаја закошености зуба на напрезање у корену зуба: $Y_\beta = 0,75$

Фактор расподеле оптерећења: $K_{F\alpha} = 1$

Фактор расподеле оптерећења по дужини бока: $K_{F\beta} = 1$

Допуштено напрезање корена зуба:

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{F \lim}}{S_{F \lim}} \cdot Y_S \cdot K_{Fx} = \frac{430}{1,4} \cdot 1 \cdot 1 = 307,14 \text{ MPa}$$

Обимна сила на подеоном пречнику у средини ширине зуба:

$$F_{tm} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1}} \cdot K_V \cdot K_A = \frac{2 \cdot 889000}{91,905} \cdot 1 \cdot 1,35 = 26120 \text{ N}$$

Број зуба допунског зупчаника:

Фактор облика зуба усваја се из литературних препорука.

За број зуба допунског зупчаника усваја се: $z_{v1} = 18$ и нулто озубљење износи:

$$Y_{F1} = 3$$

Напрезање на савијање корена зуба:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_{tm}}{b_1 \cdot m_{mn}} \cdot Y_{F1} \cdot Y_{ev} \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \leq \sigma_{FP1}$$

$$\sigma_{F1} = \frac{26120}{50 \cdot 4} \cdot 3 \cdot 1 \cdot 0,75 \cdot 1 \cdot 1 = 293,82 \text{ MPa} \leq \sigma_{FP1} = 307,14 \text{ MPa} \rightarrow \text{ЗАДОВОЉАВА}$$

Прорачун оптерећења бокова зуба:

Фактор утицаја храпавости: $Z_R = 1$

Фактор утицаја димензија на оптерећење бокова: $K_{Hx} = 1$

Минимални фактор сигурности против стварања деформација: $S_{H \min} = 1,4$

Фактор спрезања, захвата за оптерећење бокова: $Z_{EV} = 1$

Фактор расподеле оптерећења на бокове: $K_{H\alpha} = 1$

Фактор расподеле оптерећења по дужини бока : $K_{H\beta} = 1$

Фактор облика зуба: $Z_{Hv} = 2,2$

Допуштено херцово напрезање бокова зуба:

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{H \lim}}{S_{H \min}} \cdot K_L \cdot K_{Hx} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_N$$
$$\sigma_{HP1} = \frac{1500}{1,4} \cdot 1,025 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,96 \cdot 1,6 = 1687 \text{ MPa}$$

Фактор утицаја уља за подмазивање , за кинематску вискозност уља при температури 40°C износи $\nu = 220 \text{ mm}^2/\text{s}$ и материјал 18CrNiMo7 – 6, износи:

$$K_L = 1,025$$

Фактор утицаја брзине:

$$\nu_1 = \frac{d_{m1}}{2} \cdot \omega_1 = \frac{0,0919}{2} \cdot 69,265 = 3,18 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$
$$Z_V = 0,96$$

Фактор утицаја века трајања и броја промена $N = 5 \cdot 10^5$, износи:

$$Z_N = 1,6$$

Фактор материјала:

$$Z_M = 189,84 \sqrt{\text{MPa}}$$

Херцово напрезање у кинематском пољу:

$$\sigma_{H1} = Z_{Hv} \cdot Z_M \cdot Z_{ev} \cdot \sqrt{\frac{F_{tm}}{b_2 \cdot d_{m1}} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}} \leq \sigma_{HP1}$$
$$\sigma_{H1} = 2,2 \cdot 189,84 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{26120}{45 \cdot 91,905} \cdot \frac{\sqrt{3,29^2 + 1}}{3,29} \cdot 1 \cdot 1} = 1073 \text{ MPa} \leq \sigma_{HP1} = 1687 \text{ MPa} \rightarrow \text{ЗАДОВОЉАВА}$$

5.4.10 Прорачун оптерећења корена гоњеног хипоидног зупчаника

Динамичка издржљивост у корену зуба: $\sigma_{F \lim 1} = 430 \text{ MPa}$

Динамичка издржљивост на боку зуба: $\sigma_{H \lim 1} = 1500 \text{ MPa}$

Прорачун оптерећења корена зуба:

Фактор концентрације напрезања: $Y_S = 1$

Фактор величине: $K_{Fx} = 1$

Минимални фактор сигурности протов лома у корену зуба: $S_{F \min} = 1,4$

Фактор примене: $K_A = 1,35$

Динамички фактор: $K_V = 1$

Фоктар учешћа оптерећења допунских зупчаника: $Y_{\varepsilon V} = 1$

Фактор утицаја закошености зуба на напрезање у корену зуба: $Y_\beta = 0,75$

Фактор расподеле оптерећења: $K_{F\alpha} = 1$

Фактор расподеле оптерећења по дужини бока: $K_{F\beta} = 1$

Допуштено напрезање корена зуба:

$$\sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{F \lim}}{S_{F \lim}} \cdot Y_S \cdot K_{Fx} = \frac{430}{1,4} \cdot 1 \cdot 1 = 307,14 \text{ MPa}$$

Број зуба допунског зупчаника:

$$z_{v2} = z_2 \cdot \sqrt{1 + u^2} = 56 \cdot \sqrt{1 + 3,29^2} = 192,56 \approx 193$$

Фактор облика зуба за број зуба допунског зупчаника, $z_{v2} = 193$ и нулто озубљење износи:

$$Y_F = 2,2$$

Напрезање на савијање корена зуба:

$$\sigma_{F2} = \frac{F_{tm}}{b_2 \cdot m_{mn}} \cdot Y_F \cdot Y_{\varepsilon\alpha} \cdot Y_\beta \cdot K_{F\beta} \leq \sigma_{FP2}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{26120}{45 \cdot 4} \cdot 2,2 \cdot 1 \cdot 0,75 \cdot 1 \cdot 1 = 239,4 \text{ MPa} \leq \sigma_{FP2} = 307,143 \text{ MPa} \rightarrow \text{ЗАДОВОЉАВА}$$

5.5 Прорачун сунчаног и планетарног зупчаника

Након прорачуна хипоидних зупчаника, долази се до услова за изједначавање брзина погонских точкова. Познато да се диференцијал погонских точкова састоји од два сунчана (бочна) и два или више планетарних зупчаника (тркача), у овом делу зупчаника с правим зубима.

На самом почетку прорачуна дефинишу се улазни подаци:

Број зуба планетарног зупчаника: $z_3 = 23$

Број зуба сунчаног зупчаника: $z_4 = 26$

Обртни момент на улазу у систем: $T_k = 2820 \text{ Nm}$

Угаона брзина на улазу система: $\omega_k = 21,18 \text{ s}^{-1}$

Угао који захватају осе вратила: $\Sigma = 90^\circ$

Преносни однос зупчаника:

$$i_2 = \frac{z_4}{z_3} = \frac{26}{23} = 1,13$$

Угао подеоног конуса планетарног зупчаника:

$$\delta_3 = \arctan\left(\frac{z_3}{z_4}\right) = \arctan\left(\frac{23}{26}\right) = 41,5^\circ$$

Угао подеоног конуса сунчаног зупчаника:

$$\delta_4 = \Sigma - \delta_3 = 90 - 41,5 = 48,5^\circ$$

5.5.1 Оријентацијски прорачун модула на основу оптерећења корена зуба

Улазни подаци:

Фактор ширине зуба: $\lambda = 22$

Фактор облика зуба: $Y_F = 2,2$

Динамичка издржљивост у корену зуба: $\sigma_{F \lim} = 430 \text{ MPa}$

Минимални фактор сигурости против лома у корену зуба: $S_{F \lim} = 1,4$

Одабрано је да услов за изједначавање брзине погонских точкова садржи два планетарна зупчаника према овоме обртни момент износи:

$$T_3 = \frac{T_k}{2} = \frac{2820}{2} = 1410 \text{ Nm}$$

Допуштено напрезање корена зуба:

$$\sigma_{FP3} = \frac{\sigma_{F \lim}}{S_{F \lim}} = \frac{430}{1,4} = 307 \text{ MPa}$$

Оријентацијски модул на основи оптерећења корена зуба:

$$m \geq 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot \cos \delta_3}{z_3 \cdot \lambda \cdot \sigma_{FP}}} \cdot Y_F \geq 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{1410000 \cdot \cos 41,5^\circ}{23 \cdot 22 \cdot 307}} \cdot 2,2 \geq 4,927 \text{ mm}$$

5.5.2 Оријентацијски прорачун модула на основу контактеног притиска

Улазни подаци:

Динамичка издржљивост на бок зуба: $\sigma_{H \lim} = 1500 \text{ MPa}$

Минимални фактор сигурности против стварања деформација: $S_{H \lim} = 1,4$

Фактор утицаја материјала за челик-челик: $Z_{Mv} = 190 \sqrt{\text{MPa}}$

Фактор облика зуба за нулте парове: 1

Фактор степена спрезања: $Z_{ev} = 1$

Фактор примене: $K_A = 1,35$

Динамички фактор: $K_V = 1$

Преносни однос допунских зупчаника:

$$u_v = u^2 = 1,13^2 = 1,278$$

Обртни момент:

$$T_{3 \max} = T_3 \cdot K_V \cdot K_A = 1410 \cdot 1 \cdot 1,35 = 1904 \text{ Nm}$$

Допуштено херцово напрезање бокова зуба:

$$m \geq 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{u_v + 1}{u_v} \cdot \frac{T_{3\max} \cdot \cos^2 \delta_3}{z_3 \cdot \lambda \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot Z_{Mv}^2 \cdot Z_{Hv}^2 \cdot Z_{\varepsilon}^2}$$

$$m \geq 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,278 + 1}{1,278} \cdot \frac{1904000 \cdot \cos^2 41,5^\circ}{23^2 \cdot 22 \cdot 1071} \cdot 190^2 \cdot 2,5^2 \cdot 1^2} \geq 6,359mm$$

Оријентациони модул на основи оптерећења корена зуба:

На основу израчунатих вредности модула и спроведених провера усваја се вредност модула: $m = 7mm$.

5.5.3 Димензије планетарног зупчаника

Подеони пречник планетарног зупчаника:

$$d_3 = m \cdot z_3 = 7 \cdot 23 = 161mm$$

Темена висина зуба:

$$h_{a3} = m = 7mm$$

Темени пречник планетарног зупчаника:

$$d_{a3} = d_3 + 2 \cdot h_{a3} \cdot \cos \delta_3 = 161 + 2 \cdot 7 \cdot \cos 41,5^\circ = 171,485mm$$

Дужина изводнице подеоног конуса:

$$R = \frac{d_3}{2 \cdot \sin \delta_3} = \frac{161}{2 \cdot \sin 41,5^\circ} = 121,487mm$$

Темени угао:

$$X_{a3} = \arctan\left(\frac{h_{a3}}{R}\right) = \arctan\left(\frac{7}{121,487}\right) = 3,3^\circ$$

Темени угао конуса:

$$\delta_{a3} = \delta_3 + X_{a3} = 41,5^\circ + 3,3^\circ = 44,8^\circ$$

Ширина зуба:

$$b_3 \leq \frac{R}{3} \leq \frac{121,487}{3} \leq 40,496mm$$

Усвојена ширина зуба планетарног и сунчаног зупчаника $b_3 = b_4 = 35mm$.

Унутрашњи пречник темене кружнице:

$$d_{ia3} = d_{a3} - 2 \cdot \frac{b \cdot \sin \delta_{a3}}{\cos X_{a3}} = 171,485 - 2 \cdot \frac{35 \cdot \sin 44,8^\circ}{\cos 3,3^\circ} = 122,081mm$$

Подеони пречник допунског зупчаника:

$$d_{v3} = \frac{d_3}{\cos \delta_3} = \frac{161}{\cos 41,5^\circ} = 214,966mm$$

Темени пречник допунског зупчаника:

$$d_{va3} = d_{v3} + 2 \cdot h_{a3} = 214,966 + 2 \cdot 7 = 228,966mm$$

Пречник темене кружнице допунског зупчаника:

$$d_{vb3} = d_{v3} \cdot \cos \alpha = 214,966 \cdot \cos 20^\circ = 202mm$$

Средњи пречник планетарног зупчаника:

$$d_{m3} = d_3 - b \cdot \sin \delta_3 = 161 - 35 \cdot \sin 41,5^\circ = 137,808 \text{ mm}$$

Средњи модул зупчаника:

$$m_m = \frac{d_{m3}}{z_3} = \frac{137,808}{23} = 5,992 \text{ mm}$$

Подеони пречник средњег допунског конуса:

$$d_{vm3} = \frac{z_3 \cdot m_m}{\cos \delta_3} = \frac{23 \cdot 5,992}{\cos 41,5^\circ} = 184 \text{ mm}$$

5.5.4 Димензије сунчаног зупчаника

Подеони пречник сунчаног зупчаника:

$$d_4 = m \cdot z_4 = 7 \cdot 26 = 182 \text{ mm}$$

Темена висина зупчаника:

$$h_{a4} = m = 7 \text{ mm}$$

Темени пречник планетарног зупчаника:

$$d_{a4} = d_4 + 2 \cdot h_{a4} \cdot \cos \delta_4 = 182 + 2 \cdot 7 \cdot \cos 18,5^\circ = 191,277 \text{ mm}$$

Темени угао:

$$X_{a4} = \arctan\left(\frac{h_{a4}}{R}\right) = \arctan\left(\frac{7}{121,487}\right) = 3,3^\circ$$

Темени угао конуса:

$$\delta_{a4} = \delta_4 + X_{a4} = 48,5^\circ + 3,3^\circ = 51,8^\circ$$

Унутрашњи пречник темене кружнице:

$$d_{ia4} = d_{a4} - 2 \cdot \frac{b \cdot \sin \delta_{a4}}{\cos X_{a4}} = 191,277 - 2 \cdot \frac{35 \cdot \sin 51,8^\circ}{\cos 3,3^\circ} = 127,525 \text{ mm}$$

Подеони пречник допунског зупчаника:

$$d_{v4} = \frac{d_4}{\cos \delta_4} = \frac{182}{\cos 48,5^\circ} = 274,667 \text{ mm}$$

Темени пречник допунског зупчаника:

$$d_{va4} = d_{v4} + 2 \cdot h_{a4} = 274,667 + 2 \cdot 7 = 288,667 \text{ mm}$$

Пречник подеоне кружнице допунског зупчаника:

$$d_{vb4} = d_{v4} \cdot \cos \alpha = 274,667 \cdot \cos 20^\circ = 258,103 \text{ mm}$$

Средњи пречник планетарног зупчаника:

$$d_{m4} = d_4 - b \cdot \sin \delta_4 = 182 - 35 \cdot \sin 48,5^\circ = 151,67 \text{ mm}$$

Рачунска вредност растојања оса допунских зупчаника:

$$a_r = \frac{d_{v3} + d_{v4}}{2} = \frac{214,966 + 274,667}{2} = 244,817 \text{ mm}$$

Степен спрезања:

$$\varepsilon_3 = \frac{\sqrt{r_{va3}^2 - r_{vb3}^2}}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} = \frac{\sqrt{114,483^2 - 101^2}}{\pi \cdot 7 \cdot \cos 20^\circ} = 2,608$$

$$\varepsilon_4 = \frac{\sqrt{r_{va4}^2 - r_{vb4}^2}}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} = \frac{\sqrt{114,334^2 - 129,051^2}}{\pi \cdot 7 \cdot \cos 20^\circ} = 3,128$$

$$\varepsilon_a = \frac{a_r \cdot \sin \alpha_w}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} = \frac{244,817 \cdot \sin 20^\circ}{\pi \cdot 7 \cdot \cos 20^\circ} = 4,052$$

$$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_3 + \varepsilon_4 - \varepsilon_a = 2,608 + 3,128 - 4,052 = 1,684$$

5.5.5 Прорачун оптерећења корена зуба планетарног зупчаника

Динамичка издржљивост у корену зуба: $\sigma_{F \lim 1} = 430 \text{ MPa}$

Динамичка издржљивост на бок зуба: $\sigma_{H \lim 1} = 1500 \text{ MPa}$

Прорачун оптерећења корена зуба:

Фактор концентрације напрезања: $Y_S = 1$

Минимални фактор сигурности против лома у корену зуба: $S_{F \min} = 1,4$

Фактор учешћа оптерећења допунског зупчаника: $Y_{\varepsilon v} = 1$

Фактор распоселе оптерећења: $K_{F\alpha} = 1$

Фактор расподеле оптерећења по дужини бока: $K_{F\beta} = 1$

Фактор утицаја величине посматран за челик за цементацију износи: $K_{Fx} = 0,975$

Фактор века трајања за број промена оптерећења и за челике за цементацију $N = 10^5$:
 $Y_N = 1,5$

Фактор храпавости за челике за цементацију: $Y_R = 1,05$

Допуштено напрезање корена:

$$\sigma_{FP3} = \frac{\sigma_{F \lim}}{S_{F \lim}} \cdot Y_S \cdot K_{Fx} \cdot Y_N \cdot Y_R = \frac{430}{1,4} \cdot 1 \cdot 0,975 \cdot 1,5 \cdot 1,05 = 472 \text{ MPa}$$

Број зуба допунског зупчаника:

$$z_{v3} = \frac{z_3}{\cos \delta_3} = \frac{23}{\cos 41,5^\circ} = 30,709 \approx 31$$

Фактор облика зуба, за број зуба допунског зупчаника $z_{v3} = 31$ и нулто озубљење износи:

$$Y_{F3} = 2,6$$

Обимна сила :

$$F_{tm} = \frac{2 \cdot T_{3\max}}{d_{m3}} = \frac{2 \cdot 1904000}{137,808} = 27630 \text{ N}$$

Напрезање на савијање корена зуба:

$$\sigma_{F3} = \frac{F_{tm}}{b_3 \cdot m_m} \cdot Y_{F3} \cdot Y_{\varepsilon v} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \leq \sigma_{FP3}$$

$$\sigma_{F3} = \frac{27630}{35 \cdot 5,992} \cdot 2,6 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 342,5 \text{ MPa} \leq \sigma_{FP3} = 472 \text{ MPa} \rightarrow \text{ЗАДОВОЉАВА}$$

5.5.6 Прорачун оптерећења корена зуба сунчаног зупчаника

Динамичка издржљивост у корену зуба: $\sigma_{F \lim} = 430 \text{ MPa}$

Динамичка издржљивост на бок зуба: $\sigma_{H \lim} = 1500 \text{ MPa}$

Прорачун оптерећења корена зуба:

Фактор концентрације напрезања: $Y_s = 1$

Минимални фактор сигурности против лома у корену зуба: $S_{F \min} = 1,4$

Фактор учешћа оптерећења допунског зупчаника: $Y_{\varepsilon v} = 1$

Фактор распоеле оптерећења: $K_{F\alpha} = 1$

Фактор расподеле оптерећења по дужини бока: $K_{F\beta} = 1$

Број зуба допунског зупчаника:

$$z_{v4} = \frac{z_4}{\cos \delta_4} = \frac{26}{\cos 48,5^\circ} = 39,238 \approx 40$$

Фактор облика зуба, за број зуба допунског зупчаника $z_{v4} = 40$ и нулто озубљење износи:

$$Y_{F4} = 2,45$$

Напрезање на савијање корена зуба:

$$\sigma_{F4} = \frac{F_{tm}}{b_4 \cdot m_m} \cdot Y_{F4} \cdot Y_{\varepsilon v} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \leq \sigma_{FP3}$$

$$\sigma_{F4} = \frac{27630}{35 \cdot 5,992} \cdot 2,45 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 322,7 \text{ MPa} \leq \sigma_{FP3} = 472 \text{ MPa} \rightarrow \text{ЗАДОВОЉАВА}$$

5.5.7 Прорачун оптерећења бокова планетарног и сунчаног зупчаника

Прорачун оптерећења бокова зуба:

Фактор утицаја димензија на оптерећење бокова: $K_{Hx} = 1$

Минимални фактор сигурности против стварања деформација: $S_{H \min} = 1,4$

Фактор спрезања за оптерећење: $Z_{\varepsilon v} = 1$

Фактор расподеле оптерећења за оптерећење бокова: $K_{H\alpha} = 1$

Фактор расподеле оптерећења по дужини бока за оптерећење бокова: $K_{H\beta} = 1$

Фактор обила зуба: $Z_{Hv} = 2,5$

Фактор утицаја уља за подмазивање, при кинематској вискозности на 40°C износи $\nu = 220 \text{ mm}^2/\text{s}$:

$$K_L = 1,025$$

Фактор утицаја храпавости $R = 3 \mu\text{m}$, износи:

$$Z_R = 1$$

Фактор утицаја брзине:

$$\nu_e = \frac{d_{m3}}{2} \cdot \omega_3 = \frac{0,137}{2} \cdot 21,18 = 1,46 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Z_v = 0,95$$

Фактор утицаја века трајања, број $N = 10^5$, износи:

$$Z_N = 1,6$$

Фактор очршћавања бокова:

$$Z_W = 1$$

Допуштено херцово напрезање бокова зуба:

$$\sigma_{HP3} = \frac{\sigma_{H \lim}}{S_{H \min}} \cdot K_L \cdot K_{Hx} \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_N \cdot Z_W$$

$$\sigma_{HP3} = \frac{1500}{1,4} \cdot 1,05 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 0,95 \cdot 1,6 \cdot 1 = 1368 \text{ MPa}$$

Фактор материјала:

$$Z_M = 189,84 \sqrt{\text{MPa}}$$

Преносни однос допунских зупчаника:

$$u_v = u^2 = 1,13^2 = 1,278$$

Херцово напрезање у кинематском пољу:

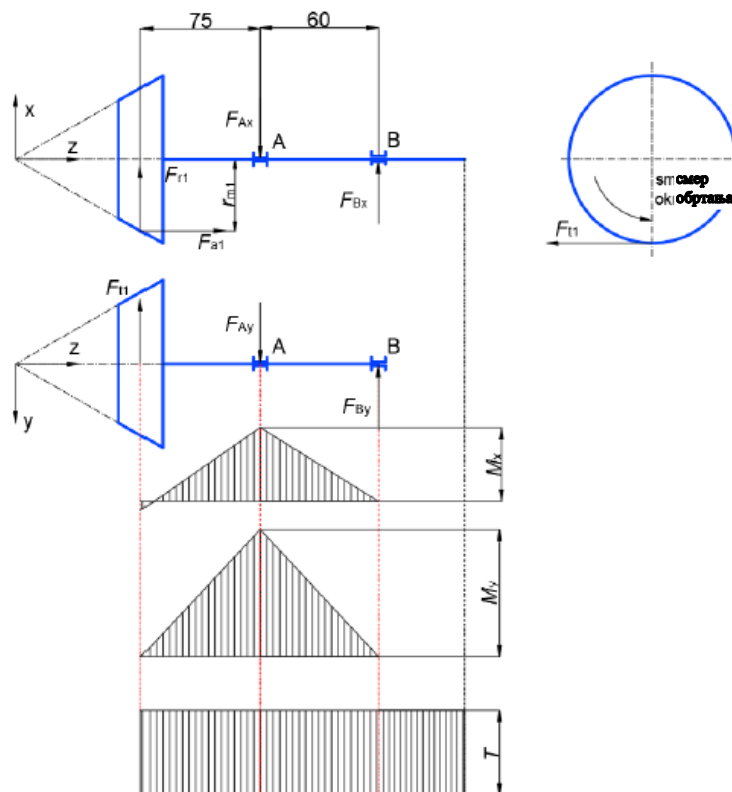
$$\sigma_{H3} = Z_{Hv} \cdot Z_M \cdot Z_{\varepsilon v} \cdot \sqrt{\frac{F_{tm}}{b_3 \cdot d_{m3}} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}} \leq \sigma_{HP3}$$

$$\sigma_{H3} = 2,5 \cdot 189,84 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{27630}{35 \cdot 184} \cdot \frac{1,278 + 1}{1,278} \cdot 1 \cdot 1} = 1313 \text{ MPa} \leq \sigma_{HP3} = 1368 \text{ MPa} \rightarrow \text{ЗАДОВОЉАВА}$$

5.6 Прорачун погонског вратила главног преносника

Погонско вратило главног преносника прима снагу од карданског вратила возила. Према улазном обртном моменту и силама на погонском хипоидном зупчанику, спроводи се димензионисање погонског вратила. На слици 37 приказано је погонско

вратило с назначеним смером окретања, силама на погонском хипоидном зупчанику и припадним моментним дијаграмима савијања и увијања.



Слика 37. Погонско вратило [22]

Силе које делују на погонски хипоидни зупчаник

$$F_{t1} = 26120N$$

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \left[\tan \alpha_n \cdot \frac{\sin \delta_1}{\cos \beta_{m1}} + \tan \beta_{m1} \cdot \cos \delta_1 \right]$$

$$F_{a1} = 26120 \cdot \left[\tan 20^\circ \cdot \frac{\sin 22,205^\circ}{\cos 42,325^\circ} + \tan 42,325^\circ \cdot \cos 22,205^\circ \right] = 26880N$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \left[\tan \alpha_n \cdot \frac{\cos \delta_1}{\cos \beta_{m1}} + \tan \beta_{m1} \cdot \sin \delta_1 \right]$$

$$F_{r1} = 26120 \cdot \left[\tan 20^\circ \cdot \frac{\cos 22,205^\circ}{\cos 42,325^\circ} + \tan 42,325^\circ \cdot \sin 22,205^\circ \right] = 20900N$$

У ослонцима А и В јављају се реакцијске силе услед деловања горе израчунатих и наведених сила. Реакције у ослонцима растављају се у две равни, xz и yz равни.

XZ – раван

Коришћењем седећих једначина израчунате су реакције у ослонцима у xz – равни.

$$a = 75mm, b = 60mm, c = 23mm.$$

$$F_{Ax} = \frac{F_{r1} \cdot (a + b) - F_{a1} \cdot r_{m1}}{b} = \frac{20900 \cdot (75 + 60) - 26880 \cdot 45,95}{60} = 26430N$$

$$F_{Bx} = \frac{F_{r1} \cdot a - F_{a1} \cdot r_{m1}}{b} = \frac{20900 \cdot 75 - 26880 \cdot 45,95}{60} = 5531N$$

$$F_{B1a} = F_{a1} = 26880N$$

YZ – раван

Коришћењем следећих једначина израчунате су реакције у ослонција у *yz* – равни.

$$F_{Ay} = \frac{F_{t1} \cdot (a + b)}{b} = \frac{26120 \cdot (75 + 60)}{60} = 58770N$$

$$F_{B1y} = \frac{F_{t1} \cdot a}{b} = \frac{26120 \cdot 75}{60} = 32650N$$

Резултанте сила у ослонцима А и В износе:

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{26430^2 + 58770^2} = 64440N$$

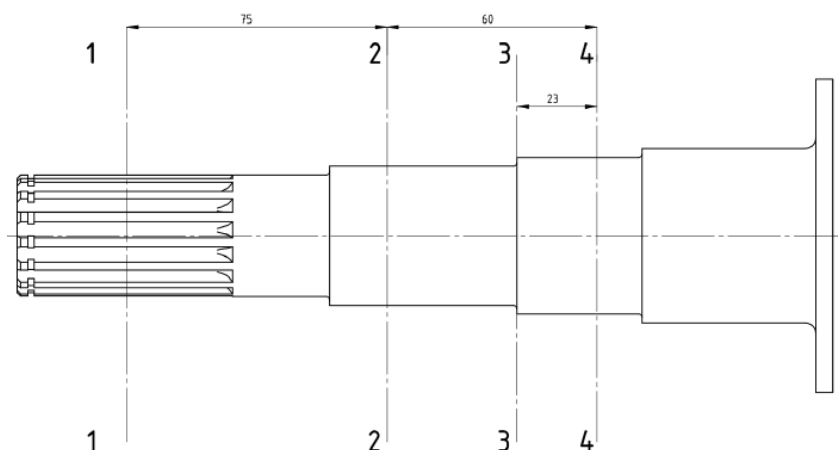
$$F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2 + F_{B1a}^2} = \sqrt{5531^2 + 32650^2 + 26880^2} = 42650N$$

Након израчунавања реакција у ослонцима А и В, следи израчунавање постојећег степена сигурности на четири одабрана пресека вратила, према слици 38.

Динамичка издржљивост при измењивом оптерећењу на савијање: $\sigma_{fDN} = 640MPa$

Динамичка издржљивост при истосмерном оптерећењу на торзију: $\tau_{fDI} = 510MPa$

Затезна чврстоћа: $R_m = 1450MPa$



Слика 38. Приказ погонског вратила у одређеном пресеку [22]

Фактор чврстоће материјала:

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{fDN}}{1,73 \cdot \tau_{fDI}} = \frac{640}{1,73 \cdot 510} = 0,725$$

Фактор примене остаје исти као и код прорачуна зупчаника:

$$K_A = 1,35$$

Пресек 1-1

На пресеку 1-1, погонско вратило је ожљебљено, а димензије су следеће:

Спољашњи пречник жлеба: $D_1 = 36mm$

Унутрашњи пречник жлеба: $d_1 = 32mm$

Из моментних дијаграма прочитан је момент савијања M_{x1} обртни момент T :

$$M_{x1} = -F_{a1} \cdot r_{m1} = -26880 \cdot 0,0459 = -1235 Nm$$

$$T_1 = 889 Nm$$

Редуковани момент на пресеку 1-1 износи:

$$M_{red1} = \sqrt{M_{x1}^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_1)^2} = \sqrt{(-1235)^2 + 0,75 \cdot (0,725 \cdot 889)^2} = 1356 Nm$$

Момент отпора на ожлебљеном вратилу:

$$W_1 = 0,012 \cdot (D_1 + d_1)^3 = 0,012 \cdot (36 + 32)^3 = 3773 mm^3$$

Редуковано напрезање на том пресеку је:

$$\sigma_{red1} = \frac{M_{red1}}{W_1} = \frac{1356000}{3773} \approx 359 MPa$$

Фактор машинског дела b_1

Фактор квалитета површинске обраде b_2 .

$$b_1 = 0,9$$

$$b_2 = 0,95$$

Постојећи степен сигурности на пресеку 1-1 погонског вратила:

$$S_{post1} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fDN}}{K_A \cdot \sigma_{red1}} = \frac{0,9 \cdot 0,95 \cdot 640}{1,35 \cdot 359} = 1,13$$

Пресек 2-2

На пресеку 2-2 Пречник је следећи: спољашњи пречник вратила: $d_2 = 40 mm$

Из моментних дијаграма читава се M_2 и T :

$$M_{x2} = F_{r1} \cdot a - F_{a1} \cdot r_{m1} = 20900 \cdot 0,075 - 26880 \cdot 0,0459 = 331,8 Nm$$

$$M_{y2} = F_{t1} \cdot a = 26120 \cdot 0,075 = 1987 Nm$$

$$M_2 = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{331,8^2 + 1987^2} = 1987 Nm$$

Редуковани момент на пресеку 2-2 је:

$$M_{red2} = \sqrt{M_2^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_1)^2} = \sqrt{1987^2 + 0,75 \cdot (0,725 \cdot 889)^2} = 2064 Nm$$

Момент отпора на пуном делу вратила је:

$$W_2 = \frac{\pi}{32} \cdot d_2^3 = \frac{\pi}{32} \cdot 40^3 = 6283 mm^3$$

Редуковано напрезање на том делу пресека износи:

$$\sigma_{red2} = \frac{M_{red2}}{W_2} = \frac{2064000}{6283} \approx 328 MPa$$

$$b_1 = 0,85$$

$$b_2 = 0,95$$

Постојећа степен сигурности на пресеку 2-2 погонског вратила износи:

$$S_{post1} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fDN}}{K_A \cdot \sigma_{red2}} = \frac{0,85 \cdot 0,95 \cdot 640}{1,35 \cdot 328} = 1,17$$

Пресек 3-3

На пресеку 3-3, погонско вратило је шупље, а димензије (пречници) су следећи:

Спољашњи пречник вратила: $d_3 = 40 mm$

Унутрашњи пречник вратила: $D_3 = 25mm$

Из моментних дијаграма усваја се M_2 и T :

$$M_{x3} = F_{Bx} \cdot c = 5531 \cdot 0,023 = 127,2Nm$$

$$M_{y3} = F_{By} \cdot c = 32650 \cdot 0,023 = 750,95Nm$$

$$M_3 = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{127,2^2 + 750,95^2} = 761,65Nm$$

$$T = 889Nm$$

На пресеку 3-3, налази се прелаз са пречника d_3 на пречник d_4 , полупречник заобљена износи $r = 1mm$.

$$\beta_{kt} = 1,7$$

$$\beta_{kf} = 1,66$$

Редуковани момент на пресеку 3-3 износи:

$$M_{red3} = \sqrt{(M_3 \cdot \beta_{kf})^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_1 \cdot \beta_{kt})^2}$$

$$M_{red3} = \sqrt{(761,65 \cdot 1,66)^2 + 0,75 \cdot (0,75 \cdot 889 \cdot 1,7)^2} = 1581Nm$$

Момент отпора за шупље вратило:

$$W_3 = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_3^4 - D_3^4}{d_3} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{40^4 - 25^4}{40^4} = 5324mm^3$$

Редуковано напрезање на том пресеку је:

$$\sigma_{red3} = \frac{M_{red3}}{W_3} = \frac{1581000}{5324} \approx 297MPa$$

$$b_1 = 0,85$$

$$b_2 = 0,95$$

Постојећи степен сигурности на пресеку 3-3 погонског вратила износи:

$$S_{post3} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fDN}}{K_A \cdot \sigma_{red3}} = \frac{0,85 \cdot 0,95 \cdot 640}{1,35 \cdot 297} = 1,29$$

Пресек 4-4

На пресеку 4-4, погонско вратило је шупље, димензије (пречници) су следећи:

Спољашњи пречник вратила: $d_4 = 45mm$

Унутрашњи пречник вратила: $D_4 = 25mm$

Очитава се вредност за T : $T = 889Nm$

Редуковани момент на пресеку 4-4 износи:

$$M_{red4} = \sqrt{0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_1)^2} = \sqrt{0,75 \cdot (0,725 \cdot 889)^2} = 559Nm$$

Момент отпора на шупљем вратилу износи:

$$W_4 = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_4^4 - D_4^4}{d_4} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{45^4 - 25^4}{45^4} = 8094mm^3$$

Редуковано напрезање на том делу пресека:

$$\sigma_{red4} = \frac{M_{red4}}{W_4} = \frac{559000}{8094} \approx 69MPa$$

$$b_1 = 0,85$$

$$b_2 = 0,95$$

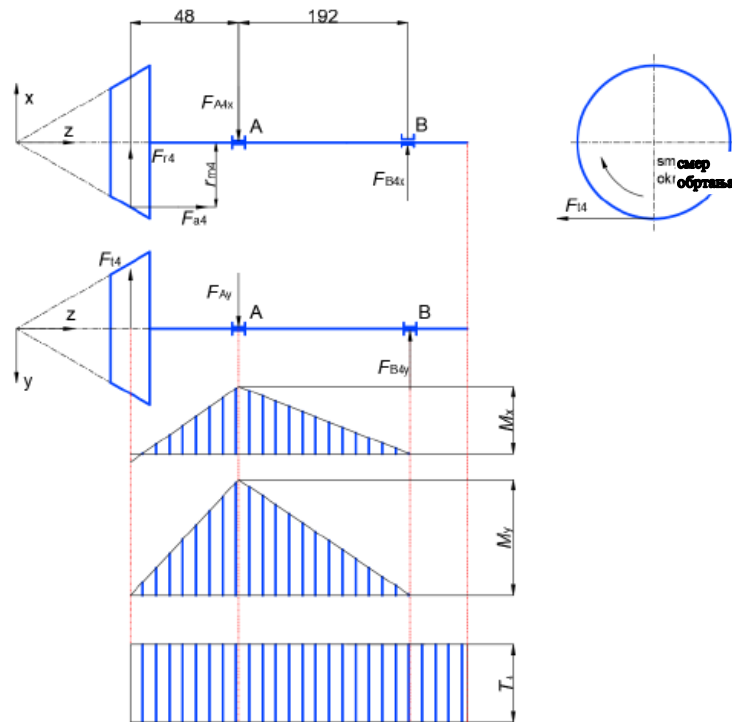
Постојећи степен сигурности на пресеку 4-4 погонског вратила:

$$S_{post4} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fDN}}{K_A \cdot \sigma_{red4}} = \frac{0,85 \cdot 0,95 \cdot 640}{1,35 \cdot 69} = 5,55$$

Сви услови на свим пресецима су задовољени

5.7 Прорачун гоњеног вратила

На слици 39 приказано је гоњено вратило с назначеним смером окретања, силама на гоњеном зупчанику и припадним моментним дијаграмима савијања и увијања.



Слика 39. Гоњено вратило [22]

Силе које оптерећују гоњено вратило

$$F_{t4} = 27630 \text{ N}$$

$$F_{r4} = F_{t4} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \delta_3 = 27630 \cdot \tan 20^\circ \cdot \sin 41,5^\circ = 6664 \text{ N}$$

$$F_{a4} = F_{t4} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \delta_3 = 27630 \cdot \tan 20^\circ \cdot \sin 41,5^\circ = 7532 \text{ N}$$

У ослонцима А и В јављају се реакције побуђене од сила претходно израчунатих. Реакције у ослонцима растављају се у две равни, xz и yz равни.

XZ – равни

Коришћењем следећих једначина решавају се реакције у ослонцима у xz – равни.
 $a = 48 \text{ mm}$, $b = 192 \text{ mm}$.

$$F_{A4x} = \frac{-F_{r4} \cdot (a+b) + F_{a4} \cdot r_{m4}}{b} = \frac{-6664 \cdot (48+192) + 7532 \cdot 75,835}{192} = -5355N$$

$$F_{B4x} = \frac{-F_{r4} \cdot a + F_{a4} \cdot r_{m4}}{b} = \frac{-6664 \cdot 48 + 7532 \cdot 75,835}{192} = 1309N$$

$$F_{A4a} = F_{a4} = 7532N$$

YZ – раван

Реакције у ослонцима у yz – равни.

$$F_{A4y} = \frac{-F_{t4} \cdot (a+b)}{b} = \frac{-27630 \cdot (48+192)}{192} = -3450N$$

$$F_{B4y} = \frac{-F_{t4} \cdot a}{b} = \frac{-27630 \cdot 48}{192} = -6908N$$

Резултанте сила у ослонцима А и В износе:

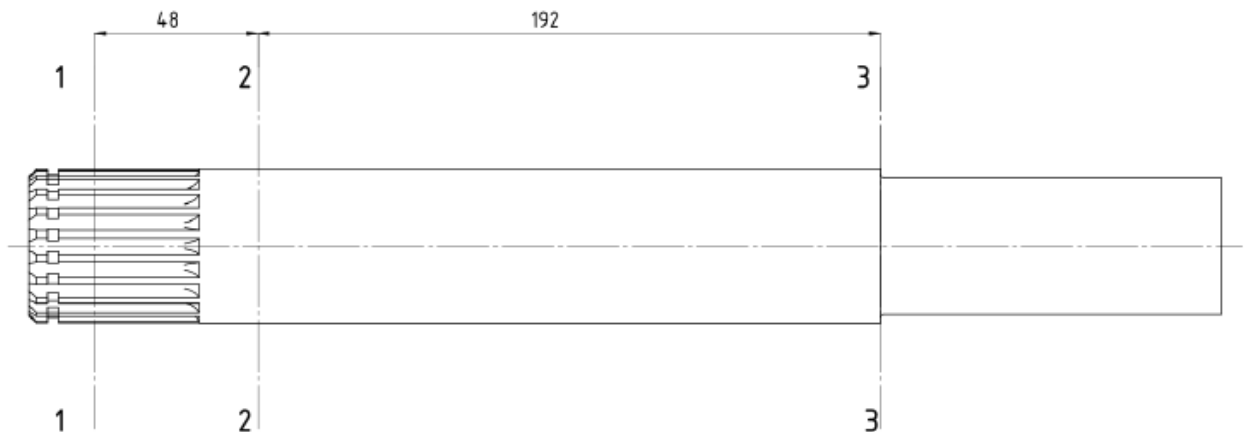
$$F_{A4} = \sqrt{F_{A4x}^2 + F_{A4y}^2 + F_{A4a}^2} = \sqrt{(-5355)^2 + (-3450)^2 + 7532^2} = 35750N$$

$$F_{B4} = \sqrt{F_{B4x}^2 + F_{B4y}^2} = \sqrt{1309^2 + (-6908)^2} = 7030N$$

Динамичка издржљивост при наизменичном оптерећењу на савијање: $\sigma_{fDN} = 640MPa$

Динамичка издржљивост при истосмерном оптерећењу на: $\tau_{fDI} = 510MPa$

Затезна чврстоћа: $R_m = 1450MPa$



Слика 40. Гоњено вратило са критичним [22]

Фактор чврстоће материјала:

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{fDN}}{1,73 \cdot \tau_{fDI}} = \frac{640}{1,73 \cdot 510} = 0,725$$

$$b_1 = 0,85$$

$$b_2 = 0,95$$

Фактор примене остаје исти као и код прорачуна зупчаника:

$$K_A = 1,35$$

Пресек 1-1

На пресеку 1-1, гоњено вратило је ожљебљено, а пречници су следећи:

Спољашњи пречник жлеба: $D_1 = 45mm$

Унутрашњи пречник жлеба: $d_1 = 40mm$

Усвајају се M_{x1} и T_4 :

$$M_{x1} = -F_{a4} \cdot r_{m4} = -7532 \cdot 0,0758 = -571,2Nm$$

$$T_4 = 1410Nm$$

Редуковани момент на пресеку 1-1 је:

$$M_{red1} = \sqrt{M_{x1}^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_4)^2} = \sqrt{(-571,2)^2 + 0,75 \cdot (0,725 \cdot 1410)^2} = 1054Nm$$

Момент отпора на ожебљеном вратилу:

$$W_1 = 0,012 \cdot (D_1 + d_1)^3 = 0,012 \cdot (45 + 40)^3 = 7370mm^3$$

Редуковано напрезање на посматраном пресеку износи:

$$\sigma_{red1} = \frac{M_{red1}}{W_1} = \frac{1054}{7370} = 143MPa$$

Постојећи степен сигурности на пресеку 1-1 погонског вратила:

$$S_{post1} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fDN}}{K_A \cdot \sigma_{red1}} = \frac{0,85 \cdot 0,95 \cdot 640}{1,35 \cdot 143} = 2,5$$

Пресек 2-2

На пресеку 2-2, гоњено вратило је шупље, а пречници су следећи:

Спољашњи пречник вратила: $d_2 = 45mm$

Унутрашњи пречник вратила: $D_2 = 25mm$

Усваја се M_{x2} и T_4 :

$$M_{x2} = F_{r4} \cdot a - F_{a4} \cdot r_{m4} = 6664 \cdot 0,048 - 7532 \cdot 0,0758 = -251,3Nm$$

$$M_{y2} = F_{t4} \cdot a = 27630 \cdot 0,048 = 1326Nm$$

$$M_2 = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{(-251)^2 + 1326^2} = 1350Nm$$

$$T_4 = 1410Nm$$

Редуковани момент у датом пресеку 2-2 је:

$$M_{red2} = \sqrt{M_2^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_4)^2} = \sqrt{1350^2 + 0,75 \cdot (0,725 \cdot 1410)^2} = 1615Nm$$

Момент отпора на шупљем вратилу:

$$W_2 = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_2^4 - D_2^4}{d_2} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{45^4 - 25^4}{45} = 8094mm^3$$

Редуковано напрезање у датом пресеку је:

$$\sigma_{red2} = \frac{M_{red2}}{W_2} = \frac{1615000}{8094} \approx 199MPa$$

Постојећи степен сигурности на пресеку 2-2 погонског вратила је:

$$S_{post2} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fDN}}{K_A \cdot \sigma_{red2}} = \frac{0,85 \cdot 0,95 \cdot 640}{1,35 \cdot 199} = 1,92$$

Пресек 3-3

На пресеку 3-3, гоњено вратило је шупље, а димензије су:

Спољашњи пречник вратила: $d_3 = 40mm$

Унутрашњи пречник вратила: $D_3 = 25mm$

Очитава се T_4 : $T_4 = 1410Nm$

На пресеку 3-3, налази се прелаз са d_2 на пречник d_3 , радијус заобљења $r = 1mm$.

$$\beta_{kt} = 1,6$$

Редуковани момент на пресеку 3-3 је:

$$M_{red3} = \sqrt{0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_4 \cdot \beta_{kt})^2} = \sqrt{0,75 \cdot (0,725 \cdot 1410 \cdot 1,6)^2} = 1417Nm$$

Момент отпора за шупље вратило износи:

$$W_3 = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_3^4 - D_3^4}{d_3} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{40^4 - 25^4}{40^4} = 5324mm^3$$

Редуковано напрезање на том пресеку је:

$$\sigma_{red3} = \frac{M_{red3}}{W_3} = \frac{1417000}{5324} \approx 266MPa$$

Постојећи степен сигурности на пресеку 3-3 погонског вратила је:

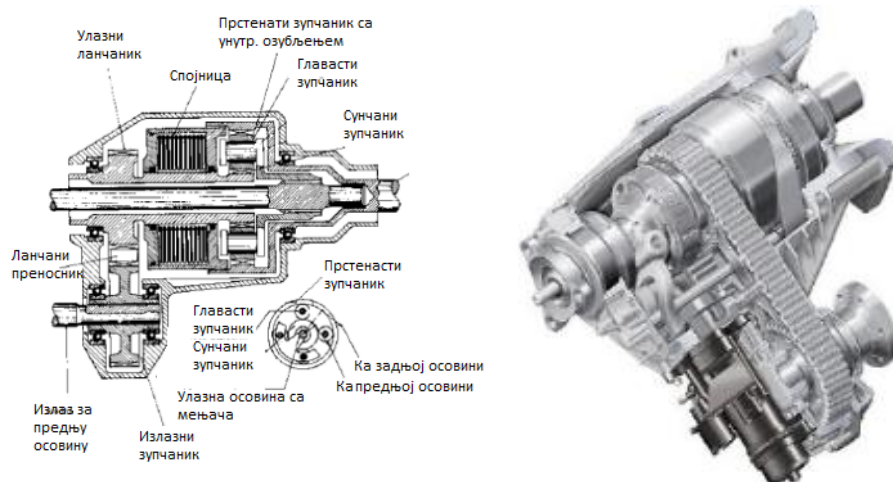
$$S_{post3} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fDN}}{K_A \cdot \sigma_{red3}} = \frac{0,85 \cdot 0,95 \cdot 640}{1,35 \cdot 266} = 1,44$$

Сви добијени резултати улазе у опсег постављених граница и задовољавају све услове.

6. Савремена решења несиметричних диференцијала без зупчаника

6.1. Међуосовински диференцијал са виско-спојницом

Карактеристично за ове диференцијале је регулација разлике брзина предње и задње осовине уз помоћ виско-спојнице. Вискозна спојница се састоји од низа наизменично постављених унутрашњих и спољашњих плоча и силиконске уљне мешавине која испуњава затворени простор који је формиран централним диференцијалом и задњом страном зупчаника у диференцијалу. Унутрашње плоче су ужљебљене на вратилу, а спољашње су ужљебљене на кућиште међуосовинског диференцијала. Спољашње плоче су одвојене прстенима. Између унутрашњих плоча нема прстенова и покретне су. Х- пресек плоча је коришћен да би се спречило цурење силиконског уља услед великог притиска који је последица велике разлике у брзинама излазних осовина.



Слика 41. Међуосовински диференцијал са виско-спојницом [20]

Виско-спојнице спадају у групу диференцијала који реагују на разлику брзине између осовина које покрећу. То су диференцијали који у свом кућишту имају неколико парова плочица (дискова) и уље велике вискозности.

Њихов принцип рада заснива се на томе да када дође до настанка разлике брзина између две осовине тј. када један точак почне да се обрће већим бројем обртаја у односу на други, тада једна половина плочица у диференцијалу, које су у директној вези са осовином (половина плочица за једну осовину/точак, а друга половина за другу осовину/точак) на којој се налази погонски точак почињу да се врте различитом брзином у односу на другу половину плочица. Њихове међусобне брзине теже да се изједначе због велике вискозности уља унутар кућишта диференцијала.

Мана овог диференцијала у односу на Торзен диференцијал је то да за интервенцију диференцијала мора постојати разлика брзина између појединих осовина. Због тога овај диференцијал, као и ламелни, има временско кашњење од момента проклизавања точка до тренутка реакције и почетка изједначавања момента који се преноси на обе осовине. У кривинама разлика између броја обртаја плочица није значајна, али у случају када возило наиђе на клизаву подлогу са ниским коефицијентом пријањања, долази до велике разлике између брзина и тада се под фрикционим дејством плочица уље загрева. Због константне запремине коморе у којој се уље налази,

јер је диференцијал херметички затворен и његовог загревања у одређеном тренутку када уље виско-спојнице достигне критичну запремину, вискозни диференцијал ће потпуно заблокирати тј. тада почиње да ради као да су погонски точкови (осовине) спојени крутом везом.

Такође, временом услед сталних промена температуре уље губи на вискозности, што за последицу има то да након пређеног одређеног броја километара виско-спојница почне да функционише као стандардни отворени диференцијал.

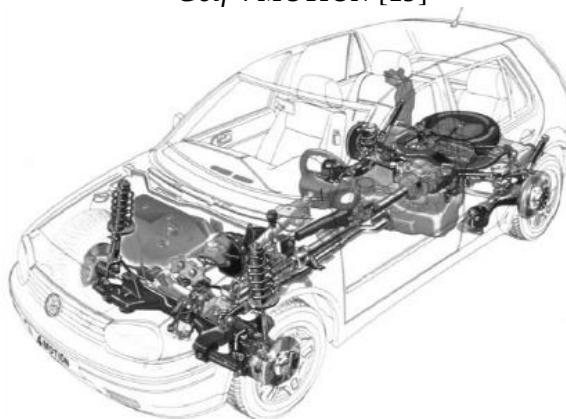


Слика 42. Виско-спојница) [10]

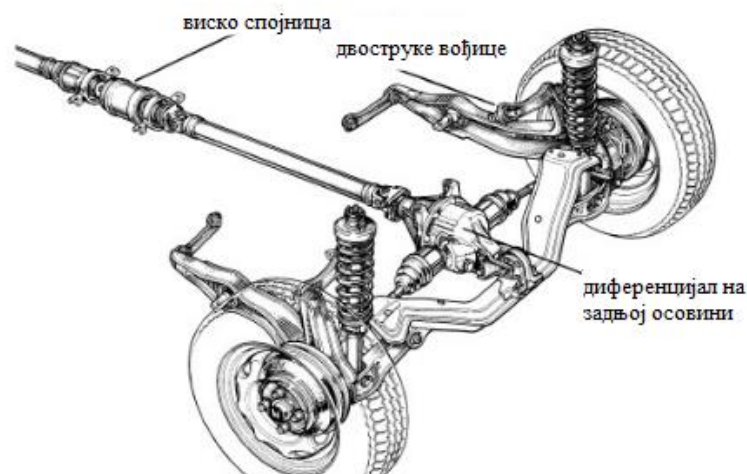
Виско-спојница на задњој осовини возила Golf 4 MOTION, приказана на слици 43, је електронски контролисана, тако да може синхронизовано да функционише са против-бломирајућим системом за контролу клизања и системом за контролу стабилности кретања. Величина обртног момента на задњој осовини може да се мења у зависности од притиска у виско-спојници. Расподела обртног момента може да иде до односа 50:50 између осовина.



Слика 43. Виско-спојница на задњој осовини диференцијала возила Golf 4 MOTION [19]

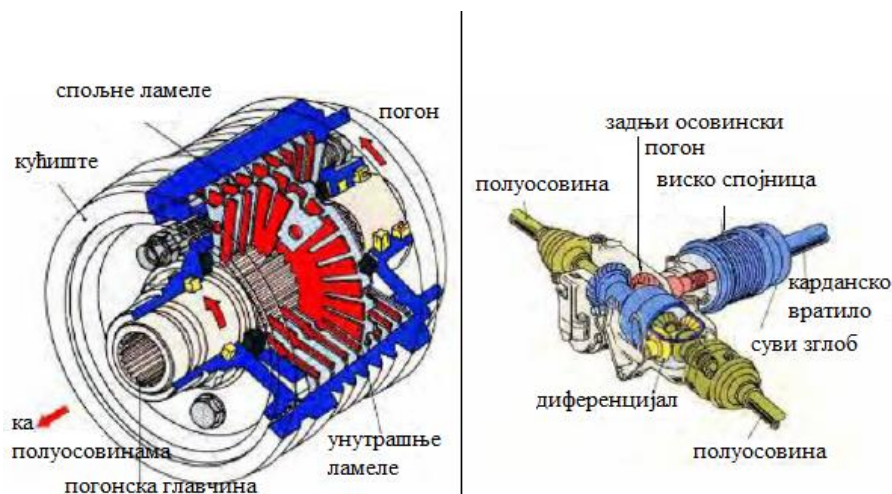


Слика 44. Преносник снаге и виско-спојница у њеној функцији за модел VW GOLF 4 MOTION [19]

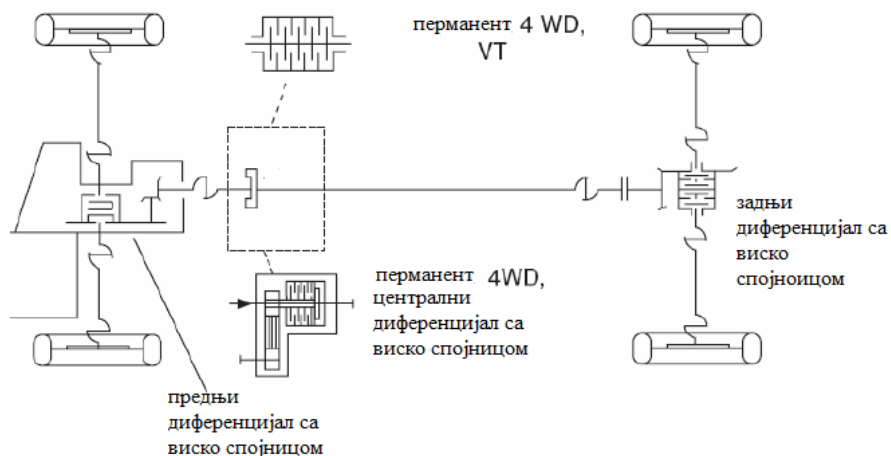


Слика 45. Задња осовина возила Honda Civic Shuttle 4 WD [19]

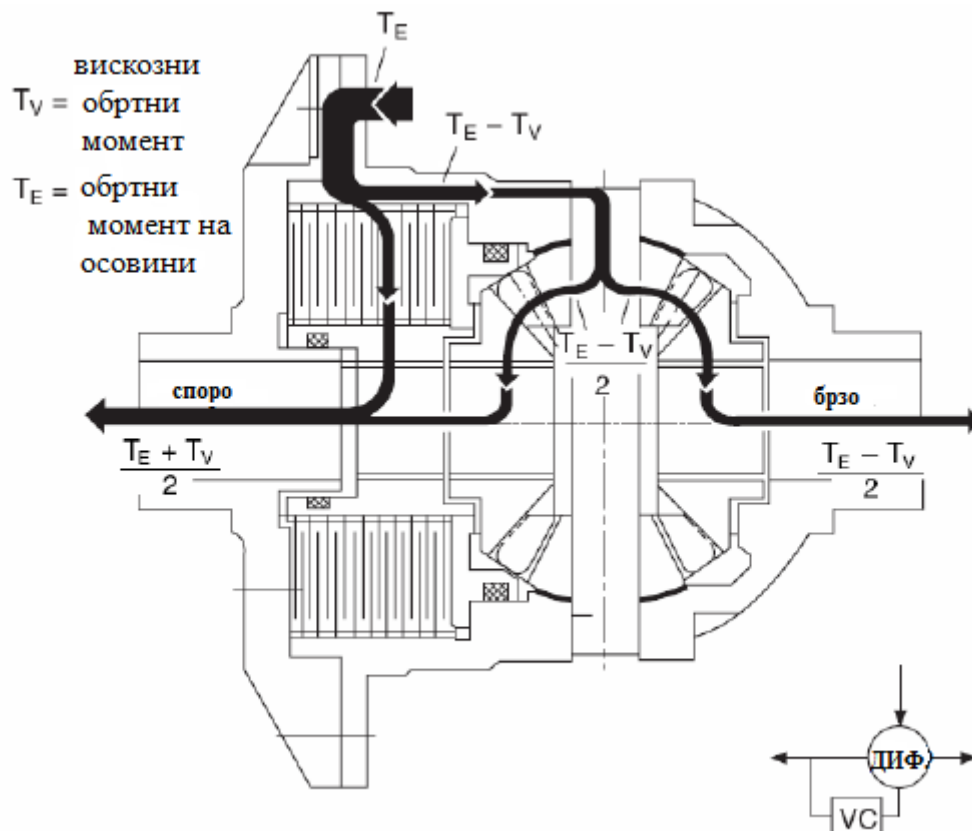
Уколико се самоблокирање остварује помоћу повећања унутрашњег трења онда се такви диференцијали називају диференцијалима са повећаним унутрашњим трењем.



Слика 46. Виско-спојница и виско-спојница уграђена на погонској задњој осовини [7]



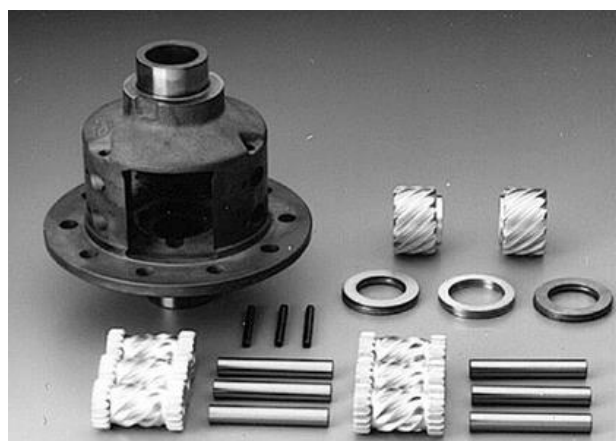
Слика 47. Шема возила са више виско спојница [7]



Слика 48. Виско-спојница на осовинском диференцијалу [7]

6.2. Торзен диференцијали

Како расподелити расположиви обртни момент на поједине токове са добрим/лошим пријањањем у зависности од услова на путу је био главни проблем, како возача, тако и произвођача возила. Торзен диференцијал је изумео и патентирао американац Vernon Gleasman 1958. год који се развијао у компанији “*Gleason Power Systems*” (данас “*JTEKT Torsen North America Inc*”). Назив диференцијала потиче од две енглеске речи – TORque i SENsing (момент и осећај) и као што му име каже спада у групу *LSD* диференцијала који реагује на промену обртног момента између осовина.



Слика 49. Торзен диференцијал за Audi Quattro CS [10]

Компанија га је развијала дужи низ година и са јавним маркетингом почела тек у раним 80-им, док је масовна производња овог диференцијала сачекала тек 1987. год када је почео серијски да се уграђује у аутомобил *Audi Quattro CS*. Поред стандардних возила уграђиван је у разне верзије камиона, војних возила, луксузних лимузина, тркачких аутомобила.

Торзен диференцијал је представља изум који прави најбољи компромис између два основна задатка сваког диференцијала, а то су пренос обртног момента са једне на две осовине (полувратила) и несметано, независно обртање полувратила појединог точка.

Код прве верзије коју је осмислио *V. Gleasman* диференцијал Торзен Т1 се састоји једног пара међусобно одвојених зупчаника са пужастим преносом који се налазе на заједничкој осовини. На њих налажу три пара зупчаника (на слици је један пар заклоњен), који су израђени тако да су по средини пужног преноса, док су по свом ободу израђени тако да имају праве зубе. Улога пужног преноса код три мања пара зупчаника јесте да буду у константној вези са већим паром пужних зупчаника, док прави зуби омогућавају сталну међусобну везу између мањих зупчаника сваког посебног пара.



Слика 50. Диференцијал Торзен Т1[17]

У пракси то функционише на сличан начин: момент мотора који се преноси преко излазног вратила мењачког преносника даље се преноси на велики зупчаник са прстенастих ожлебљењем који момент предаје Торзен диференцијалу. Уколико се возило креће праволинијски по сувој подлози са добрим пријањањем точкова, нема разлике у међусобним брзинама два погонска точка. У том случају момент са прстенастог зупчаника диференцијал преноси преко пара већих пужних зупчаника на два полувратила. Тада се три мања пара зупчаника не крећу и не утичу на рад диференцијала. Када услед промене правца возила или услед недостатка пријањања на неком точку настане потреба за разликом брзине диференцијал то регулише тако што момент пребацује са оног точка који има лошији контакт на онај који има бољи контакт са подлогом. Пребацивање момента се врши тако што већи пужни зупчаник (1 од 2 комада у већем пару) који се налази на полувратилу точка који има лошије пријањање почиње брже да се окреће и тада свој повећан број обртаја преноси на сваки

од три мања зупчаника са којима је директно узубљен. У том тренутку се момент, у облику повећаног броја обртаја једног точка, преноси са три мања зупчаника на друга три мања зупчаника са којима су директно узубљени преко правих зубаца на својим крајевима, а који се налазе на другом пужном зупчанику из већег пужног пара. Тако се прослеђује момент између три пара мањих зупчаника даље на један већи пужни зупчаник који даље преноси момент на полувратило и други точак који има боље пријањање [17].

Зупчаници диференцијала су у константној вези и регулација преношења момента се одвија, природно без додатног утицаја било које компоненте система. Због оваквог начина рада диференцијала регулација преношења момента је активна и без кашњења приликом изједначавања момента појединих осовина. Зато се овај диференцијал назива још и самоблокирајући (или самозатварајући) диференцијал.

Количина момента који диференцијал може да пренесе са једног полувратила на друго одређена је преносним односом између зубаца већег пужног пара и три мања пара пужних зупчаника (*Torque Bias Ratio - TBR*) [17].



Слика 51. Диференцијал Торзен Т1[17]

Када се све сагледа главне предности Торзен диференцијала (Т1 верзија) су:

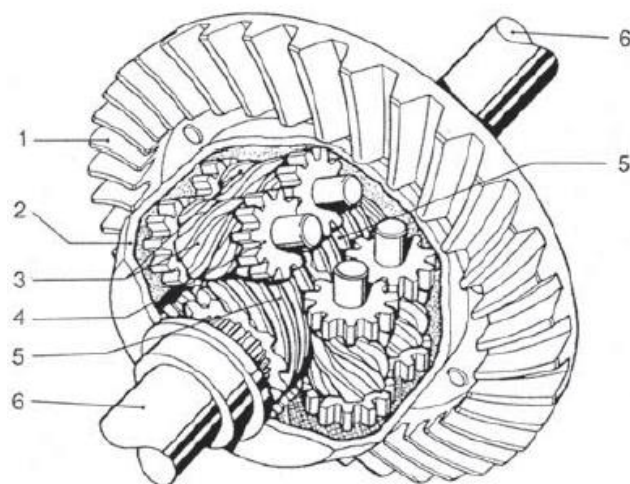
- Чисто механички систем који омогућује слободну расподелу момента између погонских точкова без икаквог додатног оптерећења.
- Регулација момента је тренутна и нема кашњења у одговору диференцијала у случају потребе за изједначавањем момента између две погонске осовине.
- Због начина на који диференцијал функционише момент који се преноси са мотора бива максимално искоришћен јер нема никаквих губитака, већ се само врши прерасподела момента са точка који има лоше на точак који има боље пријањање – побољшане вучне карактеристике возила.
- Због начина интеграције у систем и начина рада Торзен диференцијала несметано ради у комбинацији са различитим системима (*ABS, ESP...*).
- Момент који се преноси нема фиксну вредност и варира у зависности од услова у којем се возило налази, а у оквиру граница које су дефинисане „преносним односом момента”.
- У кривинама мирна и сталожена вожње без икаквих отпора и напрезања као у случају вискозног диференцијала.
- Употребљивост и исправност диференцијала. није фабрички ограничена тј. радни век диференцијала се поклапа са радним веком возила на који је уграђен.

- Нема никаквог одржавања (изузев замене уља у диференцијалима на одређени временски интервал).
- Могу се монтирати на било коју погонску осовину, као и на место централног диференцијала.

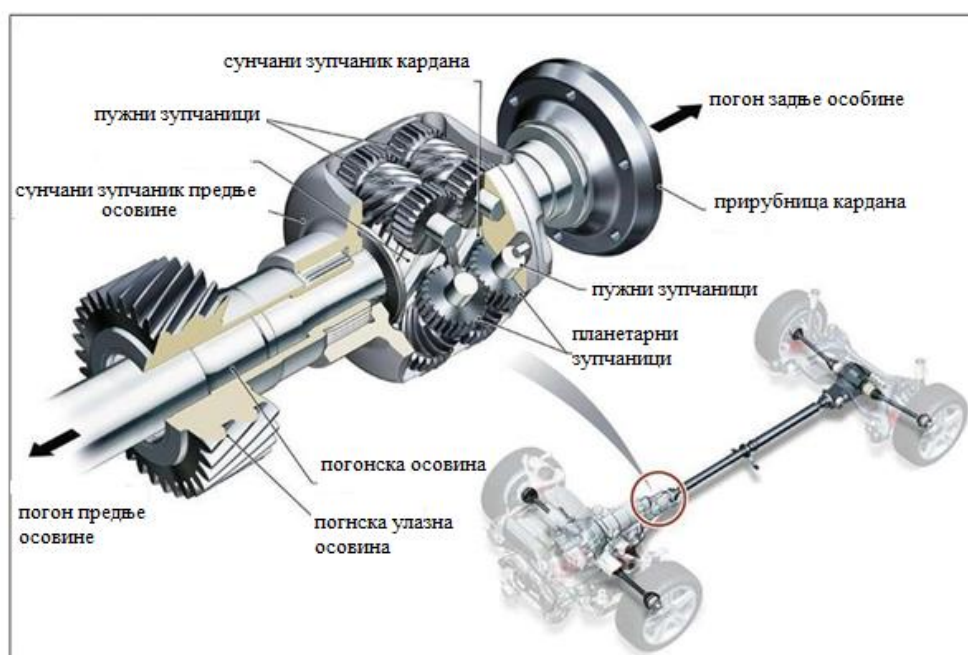
Све ово чини Торзен диференцијал једним од најбољих решења када је у питању пренос момента са мотора на погонске точкове.

Али као и сваки систем и овај има својих мана:

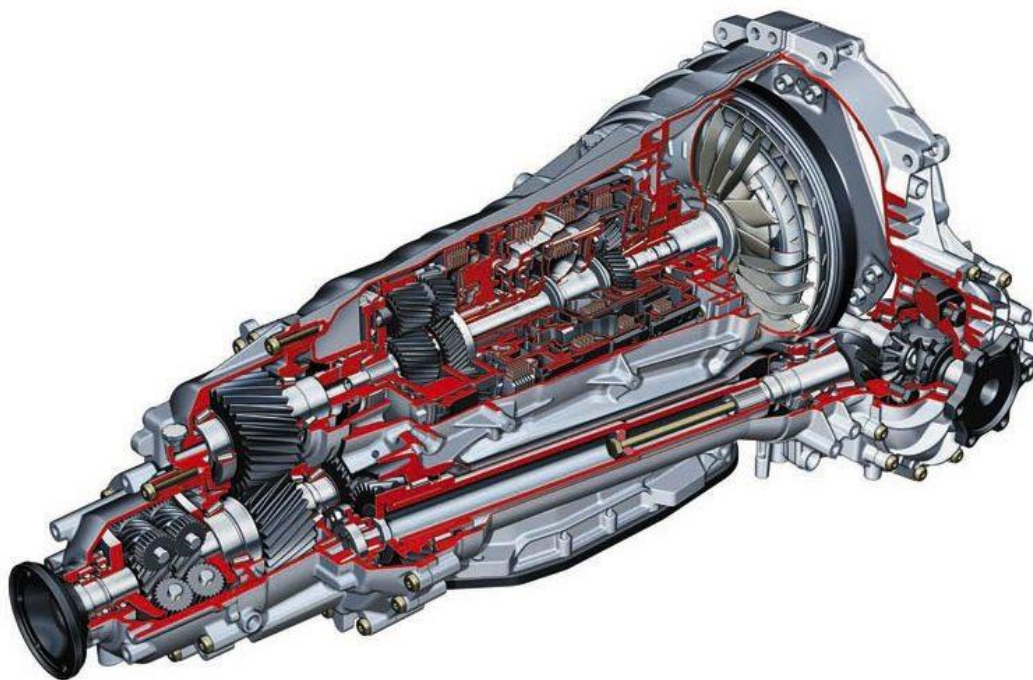
- Уколико се један од погонских точкова налази у ваздуху диференцијал нема могућност да пренесе момент на точак са добрим пријањањем.
- Због саме конструкције захтева фино и прецизно подешавање како би исправно функционисао током целог радног века.
- Компликованија конструкција додатно поскупљује цену диференцијала.



Слика 52. Изглед диференцијала са пужним преносом (самоблокирајући): 1 - тањирасти зупчаник од главног преноса, 2 - кућиште диференцијала, 3 пужни точак, 4 – бочни зупчаници, 5 - пуж, 6 – полуосовина [10]



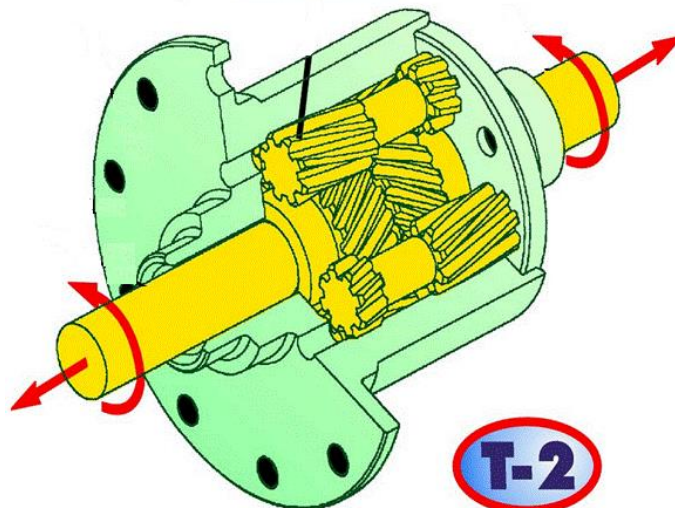
Слика 53. Пресек диференцијала [17]



Слика 54. „Ауди „ аутоматска трансмисија са Торзен средишњим диференцијалом [17]

На платформи Торзен диференцијала Т1 током развојних година вршене су одређене модификације које су касније представљене јавности као нови модели Торзен диференцијала. У основи, принцип рада је био исти или благо промењен. Примарни разлог развијања нових модела Торзен диференцијала је имао улогу да се прилагоди и прошири могућност уградње диференцијала на друге произвођаче аутомобила који су имали другачију конструкцију за пренос момента на погонске точкове.

Торзен диференцијал Т2 представља диференцијал Т1 код којег је измењен дизајн зупчаника унутар диференцијала. Уместо пужних зупчаника искоришћени су зупчаници са косим зупцима који су названи “*Equvex*” зупчаници са паралелним озубљењем који су касније постали патентирани производ компаније “*JTEKT Torsen North America Inc*” ” која и дан данас развија и дистрибуира Торзен производе. У средини диференцијала је задржан већи пар зупчаника који су, сваки за себе, преко полувршила повезани на погонски точак. Али њихова међусобна веза је овог пута извршена са укупно четири пара зупчаника са косим зупцима, за разлику од првобитне верзије Т1 са три пара пужних зупчаника. Ова изведба Торзен диференцијала је намењена уградњи у возила фабрика “*Ford*” и “*General Motors*” [17].



Слика 55. Торзен диференцијал T2 [3]

6.3. Ламелни диференцијал

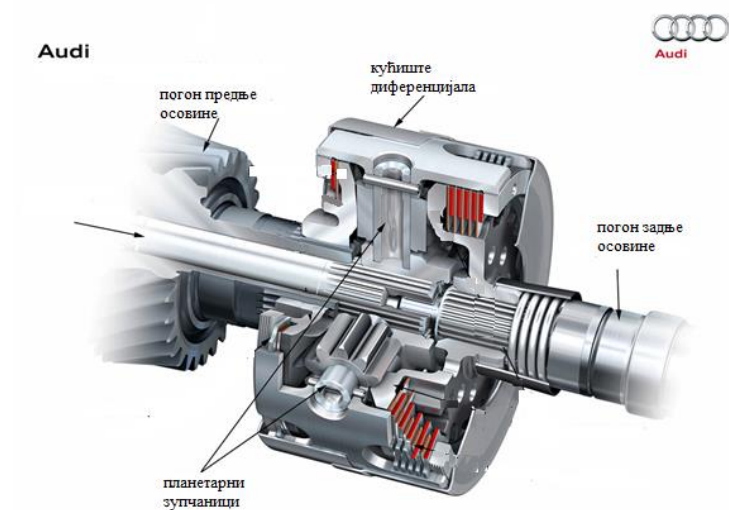
Ламелни диференцијал је у принципу отворени диференцијал са додатим ламелама и сетом опруга. Упрошћено, овај диференцијал ради као и отворени када се возило креће праволинијски. Кад се услови вожње промене и дође до појаве разлике између брзина два точка онај зупчаник који се брже окреће, бива успорен од стране ламела које су у фиксном положају и везане за кућиште диференцијала. Тада зупчаник мора да савлада отпор ламела на које га притискају опруге. Отпор је додатно већи са већом разликом између броја обртаја појединих точкова.

Овај диференцијал има солидне карактеристике, али мана му је што због оваквог начина конструкције има повећано трошење ламела унутар диференцијала и на тај начин скраћен радни век. Такође за разлику од Торзен диференцијала, он има “временско одлагање” реакције тј. када дође до разлике између брзина погонских точкова потребно је одређено време да диференцијал одреагује и пребаци момент на други точак.



Слика 57. Ламелни диференцијал [10]

На слици 58 и 59 је приказан диференцијал који је заменио Торзен диференцијал у возилу Ауди. Тај диференцијал се зове *Crown gear differential*.



Слика 58. „Ауди“ средишњи диференцијал) [18]



Слика 59. Мењач са двоструком спојницом и са Crown gear диференцијалом за модел Audi RS 4 Avant [18]

7. Закључак

Диференцијал, односно диференцијални преносник користи се код готово свих возила са четири и више точкова. Изузетак су нова возила-са моторима на сва четири точка који могу, а не морају, имати диференцијал. Као што је опште познато “диференцијали” су саставни делови трансмисије на возилима. Основна функција диференцијалног преносника јесте осигуравање вожње у кривини, код кретања возила у кривинама, по неравном путу и када су точкови различитог пречника. Развојем савремених диференцијала, дошло је до великог напретка, а у сфери данашње технике, технологије и информатике, комплетан систем ће бити и даље унапређиван.

Диференцијали који разводе обртни момент у једнаким износима називају се симетрични. За разлику од њих, асиметрични диференцијали разводе обртне моменте у неједнаким износима. Ови (асиметрични) диференцијали често се користе за развођење обртног момента на два или више погонских мостова када су на њима вертикалне реакције тла различите, односно када се преко њих на тло преносе различита вертикална оптерећења.

У случају када се један од погонских точкова погонског моста нађе на тлу са ниским коефицијентом приањања долази, као што је објашњено, до његовог проклизавања и заустављања возила, јер сва снага одлази (“линијом мањег отпора”) ка точку који клиза. Да би се ово спречило, неопходно је у таквим случајевима да се блокира рад, односно функција диференцијала и да се оба полувратила чврсто кинематски вежу једно за друго. На тај начин ће снага од мотора бити усмерена ка точку, који има тренутно боље услове приањања. За блокирање рада диференцијала користе се посебни механизми који се називају уређајима за блокирање. У зависности од начина на који се врши блокирање, постоје решења диференцијала са принудним блокирањем и самоблокирањем. У првом случају блокирањем командује возач, а у другом-долази до спонтаног блокирања при појави разлике угаоних брзина левог у односу на десни точак. Уколико се самоблокирање остварује помоћу повећања унутрашњег трења онда се такви диференцијали називају диференцијалима са повећаним унутрашњим трењем.

У раду је извршен прорачун склопа који често зовемо диференцијал, у ширем смислу, а састоји се од хипоидног зупчаничког склопа и диференцијалног преносника. Планетарни зупчаници се окрећу на осовини учвршћеној у кућиште диференцијала, који је спојен на главни преносник, однос редукције 3:1 до 6:1. Примарна му је функција преношење снаге диференцијалу, а секундарна редукција брзина окретања. Извршена је прорачун основних геометријских карактеристика хипоидних зупчаника, прорачун оптерећења бокова и корена зуба, као и прорачун зупчаника диференцијала и вратила главног преносника.

У завршног делу рада су приказана савремена решења асиметричних диференцијала без зупчаника и истакнуте предности примене на возилима са погоном на свим осовинама.

Литература

- [1] J. Ć. Lenasi, T. A. Ristanović, *Motori i motorna vozila*, Zavod za udžbenike i nastavna sredstva, Beograd 2005
- [2] D. Janković i J. Todorović. *Teorija kretanja motornih vozila*, Mašinski fakultet, Beograd, 1983
- [3] J. Lenasi, *Motorna vozila*, Saobraćajni fakultet, Beograd, 1986
- [4] D. Lučić, *Opravka motora*, Tehnička knjiga, Beograd, 1974
- [5] Britannica Online
- [6] Drivingfast. Интернет адреса : <http://www.drivingfast.net/technology/Differentials.Htm> /,приступљено 20-10-2019
- [7] Шесто предавање Погонски мост 2013 – професор Др Јасна Глишовић – Факултет инжењерских наука - Крагујевац
- [8] A.Sornioti, “All Wheel Drive Components Modeling and Their Influence on Vehicle Dynamics”, International Journal of Mechanics and Control, 2005
- [9] I. Filipović, *Cestovna vozila*, Priručnik za vođitelje stanica tehničkih pregleda vozila, Mervik, Sarajevo 2012
- [10] SD-Team-torsen. Интернет адреса : <https://ziladoc.com/download/sd-team-09-torsen-differential-for-2016-formula-sae-race-car/>, приступљено 28-10-2019
- [11] ESRG – Katedra za Elektroniku. Интернет адреса : <http://es.elfak.ni.ac.rs/>, приступљено 02-10-2019
- [12] Diferential archives. Интернет адреса : <https://mlfree.com/diferencijal-preciznije-diferencijalni-prenosnik/>, приступљено 01-10-2019
- [13] Систем за кочење возила. Интернет адреса: <http://meskrusevac.inforbiro.com/saobracaj/images/download/Transmisija.pdf/>, приступљено 25-10-2019
- [14] АутоНет. Интернет адреса : <http://autonet.hr/>, приступљено 25-10-2019
- [15] Grab cad . Интернет адреса : <http://www.grabcad.com> /,приступљено 25-10-2019
- [16] Ауто сервиси. Интернет адреса: <http://www.autoservisi.co.rs/Kategorija/2/vest/72/4-x-4-pogon-diferencijali-sa-ogranicenim-proklizavanjem-drugi-deo/>, приступљено 18-09-2019
- [17] Torsen differential. Интернет адреса: www.torsen.com/, приступљено 15-09-2019
- [18] Audi Technology Portal. Интернет адреса: <https://www.audi-tehnology-portal.de/en/drivetrain/quattro-en/crown-gear-differential/>, приступљено 15-11-2019

[19] F-mobil. Интернет адреса: <https://f-mobil.ru/hr/interaxial-differential-principle-of-video-work-what-is-the-interaxle-differential-lock/>, приступљено 12-09-2019

[20] Механизација .фтн.унс. Интернет адреса: <http://mehanizacija.ftn.uns.ac.rs/wp-content/uploads/2016/03/04-DV-zglobni-prenosnici-diferencijal-tockovi/>, приступљено 20-10-2019

[21] Д. Симић, *Моторна возила*, Научна књига, Београд, 2005

[22] Д. Горички, *Конструкција диференцијалног пријеносника*, Свеучилиште у Загребу, Факултет стројарства и бродоградње, Загреб, 2018.