

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Аутомобилско инжењерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Модул: Аутомобилско инжењерство

Предмет: Конструкција возила

Број индекса: 404/2015

Дејан З. Деспотовић

Мењачки преносник са удвојеном спојницом

Мастер рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. **Др Јасна Глишовић, доцент - ментор**

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог мастер рада кандидат треба да

- прикаже историјски развој мењачких преносника савремених друмских возила, изврши класификацију, објасни улогу и захтеве који се постављају пред овај склоп,
- анализира различита конструктивна решења спојница моторних возила које се примењују у склоповима преноса снаге,
- објасни принцип функционисања и конструкцију мењачких преносника са двоструком спојницом-ДЦТ мењача,
- анализира решења ДЦТ мењача које примењују различити произвођачи друмских возила,
- моделира ДЦТ мењач изабраног модела возила на основу спроведеног аналитичког прорачуна зупчаника, вратила и лежајева.

Препоручена литература:

- [1] Naunheimer H., Bertsche B., Ryborz J., Novak W.: Automotive transmissions-Fundamentals, Selection, Design and Application; Second Edition; Springer, Berlin 2011
- [2] Глишовић Ј.: Конструкција Возила, Методичка збирка задатака са изводима из теорије, Факултет инжењерских наука, Крагујевац, 2014.
- [3] Parihar, A., Gunge, A., Parbhane, U., Dual Clutch Transmission Of Automobile, International Journal Of Modern Engineering Research (IJMER), Vol. 6, Iss. 11, November 2016, pp. 1-7.

Крагујевац, 20.03.2017. год.

Ментор:

Др Јасна, Д. Глишовић, доцент

Резиме:

У овом раду анализиране су савремени полу-аутоматски мењачки преносници са двоструком спојницом, DCT мењачи, код савремених путничких возила. Дат је преглед конструктивних решења савремених DCT мењачких преносника, техничких карактеристика и примене код савремених моторних возила. На основу примењених техничких решења извршен је прорачун зупчастог преноса, вратила и лежаче за пројектовани модел мењачког преносника са двоструком спојницом за одређени модел путничког возила. На основу резултата добијених прорачуном извршено је моделирање мењачког преносника са двоструком спојницом у програмском пакету CATIA V5.

Кључне речи: Двострука спојница; Мењачки преносник, DCT мењачи.

Summary:

In the framework of the work, modern semi-automatic double-clutch gearboxes, DCT gearboxes, have been analyzed in modern passenger vehicles. An overview of the constructive solutions of modern DCT gearboxes, technical characteristics and applications in modern motor vehicles is given. On the basis of the applied technical solutions, the gearing gear, barge and bearings for the projected model of the gearbox with double-clutch for a particular model of the passenger vehicle were executed. Based on the results obtained from the calculation, modeling of the double-clutch gearbox in the CATIA V5 software package was performed.

Keywords: Double clutch; Gearbox, DCT gearboxes.

Садржај:

1. Увод	5
2. Мењачки преносници, историјски развој, подела и основни задаци	6
2.1. Историја мењачких преносника.....	6
3. Спојнице моторних возила као саставни део савремених полуаутоматских мењача	18
3.1. Суве фриксионе спојнице	19
3.2. Мокре фриксионе спојнице	21
3.3. Хидродинамичке спојнице	22
3.4. Електромагнетне спојнице	25
4. Мењачки преносници са двоструком спојницом – DCT мењачи	26
4.1. Принцип рада и конструкција мењачког преносника са двоструком спојницом	26
4.2. Елементи DCT мењача.....	32
5. Анализа конструкције DCT мењача код различитих модела путничких возила.....	40
5.1. DCT мењачки преносници код VW и Audi путничких возила	40
5.2. DCT мењачки преносници код BMW путничких возила.....	43
5.3. DCT мењачки преносници код Mercedes – Benz путничких возила	47
5.4. DCT мењачки преносник произвођача ZF	50
6. Прорачун елемената DCT мењачког преносника.....	53
6.1. Прорачун чврстоће цилиндричних зупчаника са косим зупцима у трећем степену преноса	53
6.2. Прорачун вратила мењачког преносника	62
6.3. Избор лежаја	80
7. Моделирање елемената DCT мењачког преносника у програмском пакету CATIA V5...82	
8. Закључак.....	96
Литература	97

1. Увод

Мењачки преносник или мењач је елемент трансмисије-система за пренос снаге моторних возила, а којим се врши прилагођавање параметара снаге (обртног момента и броја обртаја мотора) тренутним условима кретања возила, односно условима пута. Мењачки преносник треба да обезбеди најбоље вучне карактеристике моторног возила зависно од оптерећења мотора, као и лаку промену степена преноса и миран и тих рад мотора.

Од типа и конструкције моторног возила зависи конструкција трансмисије и састав елемената, па се према томе трансмисија може поделити на трансмисију путничких и теретних возила и трансмисију радних машина. Свака трансмисија садржи погонски агрегат, спојницу, мењачки преносник, зглобне преноснике и погонски мост. Оно што је карактеристично код појединих склопова јесте да се разликују по врсти и конструкцији зависно од врсте возила.

Код данашњих моторних возила највећу примену имају механичке трансмисије, јер имају мале габарите и масу, а уз то имају и висок степен сигурности током експлоатације. Поред наведеног, одликују се и високим степеном корисности, по чему надмашују све остале врсте трансмисија. Основни недостатак механичких мењачких преносника јесте степенаста подела преносног односа, што има за последицу непотпуно искоришћење снаге мотора, па самим тим и нижу вучну силу и максималну брзину, односно време постизања максималне брзине. Код путничких и теретних моторних возила највише се користе мењачи са степенастим преносним односима (4 до 6 код лаких путничких возила, односно 8 до 16 код теретних моторних возила са редукијом) [1].

Полуаутоматски мењачки преносници настали су на платформи мануелног мењача, док рад спојнице и промену степена преноса контролише електро-магнетни уређај. Касније су усавршавани, па су сада у примени мењачи са две осовине и две спојнице. Парни степени преноса су на једном, док су непарни на другом вратилу. На тај начин је промена степена преноса из нижег у виши и из вишег у нижи степен преноса приметно бржа у односу на мануелни.

Аутоматски мењачки преносници су комбинација зупчастих мењача и конвертора обртног момента, и они су се показали као мање ефикасни од мануелних, пружали су слабије перформансе и имали су већу потрошњу горива. Усавршавањем компоненти и употребом савремене електронике за регулисање промене степена преноса, аутоматски мењачи су достигли, па чак и престижни мануелне. Усавршавањем система аутоматских мењача, инжењери су извели више конструкција, попут трансмисије са континуалном променом степена преноса или претходно поменуте полуаутоматске мењаче са двоструком спојницом и тзв. шупљим вратилом.

2. Мењачки преносници, историјски развој, подела и основни задаци

Мењачи преносе обртни момент мотора даљепреко главног преносника на погонске точкове и у зависности од динамичког полупречника точка (r_d) на њему се остварује вучна сила (F_0) која покреће возило. Увећањем обртног момента мотора добија се вучна сила на погонским точковима како би се у току војње могли савладати отпори кретања. Промене обртног момента остварују се у мењачком преноснику (број промена зависи од броја степена преноса у мењачу).

Поред ове, главне функције мењачког преносника, остварује се још могућност кретања возила малим брзинама, а при стабилним бројевима обртаја мотора, кретање возила уназад и раздвајање мотора од погонског моста (мењач у неутралном положају, а спојница укључена), што је неопходно када возило стоји у месту, а мотор ради.

2.1. Историја мењачких преносника

До 1990-их у аутомобилима су углавном били уграђивани мануелни мењачки преносници, који су и данас у великој мери заступљени. Проналазак аутоматске трансмисије датира још из прве половина XX века, а овај вид преноса се и дан данас усавршава, посебно у последњих неколико година када електроника у ауто-индустрији узима примат. Може се рећи да мануелна трансмисија полако нестаје из примене, а на њено место долази модернија и ефикаснија решења у виду неког од аутоматских преноса.

Развој мењачких преносника са аутоматском променом степена преноса кроз историју:

- 1904. године од стране браће Стуртевант (енг. Sturtevant) у Бостону развијен је аутоматски мењач који при већим бројевима обртаја мотора, укључује висок степен преноса. Кад возило успори и када је број обртаја мотора смањен, мењач се пребацује назад на низак ниво. Нажалост, металургија тог времена није била на висини задатка, па су конструкције мењача биле често непоуздане.
- 1908. године са увођењем модела Т уграђиван је и мењач са аутоматском променом степена преноса по данашњим стандардима, који је имао једноставан двостепени планетарни пренос и ход уназад чији је рад ручно контролисан од стране возача помоћу педале.
- 1925. године је конструисан аутоматски мењач Рислер (енг. Rieseler), а 1927. године испитан у возилу Мерцедес-Бенз (енг. Mercedes Benz).
- 1934. године РКО и Генерал Моторс (енг. General Motors) су развили полу-аутоматске мењаче са којима је било лакше управљати него са потпуно ручним

управљањем. Овакве конструкције су међутим наставиле да користе педалу спојнице да би се усагласио рад мотора са мењачем.

- 1939. године у Генерал Моторсу (енг. General Motors) производи се Хидра-Матик (енг. Hydra-Matic) први масовно произведен аутоматски мењач на свету.
- 1948. од стране фирме ГМЦ развијен је аутоматски мењач (енг. DYNIFLOW).
- 1950. до 1954., Линколн (енг. Lincoln) аутомобили су такође доступни са Hydra-Matic-ом, Mercedes-Benz је касније осмислио свој мењач са четири степена преноса.
- 1950-их, Борг Варнер (енг. BorgWarner) развио је низ тростепених аутоматских мењача са претварачима обртног момента за компаније Американ Моторс (енг. American Motors), Форд Мотор Компани (енг. Ford Motor Company), Студебејкер (енг. Studebaker), и неколико других произвођача у САД и другим земљама.
- 1954. до 1961. године уграђиван је двостепени аутоматски мењач произведен од стране фирме Крајслер Корпорација (енг. Chrysler Corporation) и коришћен је на путничким возилима.
- 1970-их до 1990-их креће експанзија развоја мењачких преносника са аутоматском променом степена преноса код свих познатијих светских произвођача.
- 2002. године ЗФ (енг. ZF Friedrichshafen) и BMW крећу да производе и уграђују први шесто-степени аутоматски мењач (ZF 6HP26 у BMW E65).
- 2003. године Mercedes-Benz је направио 7G-TRONIC први аутоматски мењач са седам брзина.
- 2008. године Тојота (енг. Toyota) креће са увођењем осмостепеног аутоматског мењача и уградњу у путничко возило Lexus LS 46.

До сада су патентирани бројни нови типови мењачких преносника, али главна препрека већем глобалном успеху је свакако цена. Иако ефикасни, ови системи су скупи и углавном су резервисани за сам врх понуде модела моторних возила.

Када је реч о мењачким преносницима са дуплом спојницом први модел је патентиран од стране немачког произвођача Фолксвагена (енг. Volkswagen) и презентован је током 2003. године. Заправо, компанија BorgWarner је конструисала DSG (Direct Shift Gearbox) за потребе компаније Ауди (енг. Audi), односно модела ТТ. Након краћег периода, ова трансмисија је понуђена и за остале моделе VW-а. DSG је представљао све оно што су произвођачи аутомобила раније тражили од својих експерименталних склопова. DSG је аутоматски мењач са свим одликама мануелног мењача.

2.2. Подела мењачких преносника

У зависности од промене преносног односа, мењачи за возила могу се поделити на две главне групе: на мењаче са ступњеваним преносом и мењаче са континуираним преносом. Класификација мењача приказана је на слици 2.1. На слици 2.2 шематски је приказан систем преноса снаге.



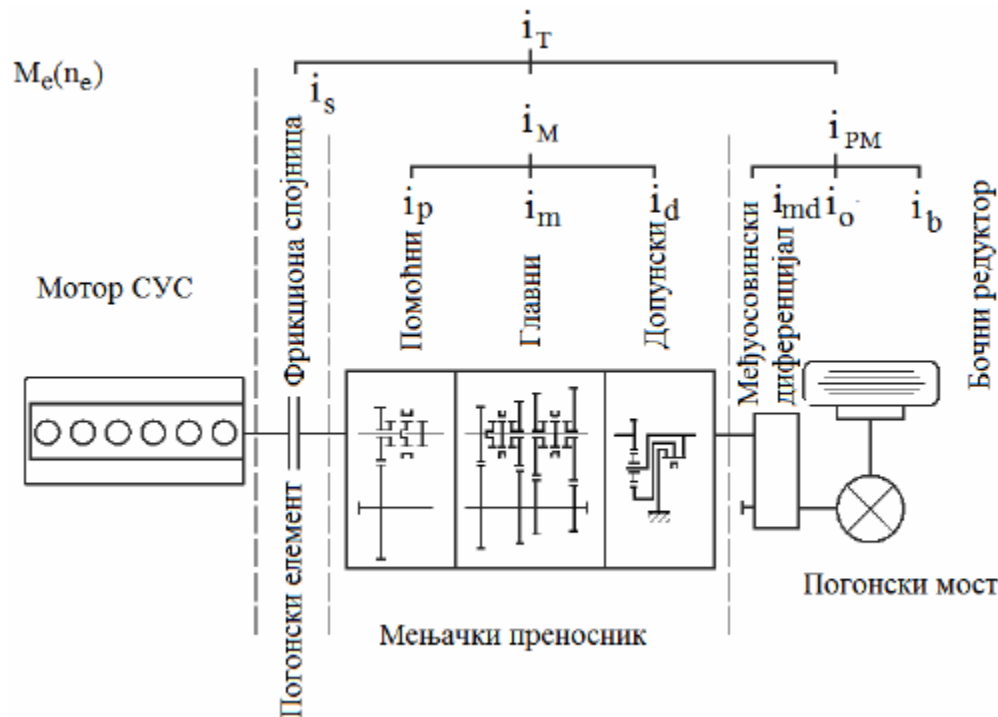
Слика 2.1. Шема класификације мењачких преносника [1]

Ступњевити мењачи који дају коначан број степени преноса изводе се:

- са клизним зупчаницама,
- са стално узубљеним зупчаницама и
- са планетарним преносом [1].

Без обзира на конструкцију, мењачи морају испунити следеће захтеве:

- омогућити постизање најбољих вучних карактеристика и карактеристика потрошње горива возила, при задатој карактеристици мотора,
- лагано командовање,
- бешуман рад при укључивању било ког степена преноса [1].



Слика 2.2. Систем преноса снаге: M_e – обртни момент мотора, i_T – преносни однос трансмисије, i_s – преносни однос spojнице, i_m – Укупни преносни однос у мењачу, i_p – преносни однос помоћног мењача, i_m – преносни однос главног мењача, i_d – преносни однос допунског мењача, i_{PM} – укупни преносни однос у погонском мосту, i_{md} – преносни однос међуосовинског диференцијала, i_o – преносни однос у главном преноснику, i_b – преносни однос бочног редуктора [5]

Мењачки преносници који се примењују на моторним возилима могу се поделити у више група према различитим принципима поделе: конструкција, начин рада, применљивост или др. Разврставање мењачких преносника за моторна возила углавном се врши у две основне групе: механичке (мануелне) и хидродинамичке мењаче (аутоматске). Свака од ових врста се могу поделити у више подгрупа. На пример, механички мењачи се пре свега могу поделити у две основне групе: мењачи са степенастом променом степена преноса и мењачи са континуалном променом степена преноса. Даља подела би могла да буде:

- мењачи са ручним командовањем – мануелни,
- полуаутоматски мењачи и
- мењачи са аутоматском променом степена преноса.

Механички/мануелни мењачи на моторним возилима су мењачи са зупчастим паровима, код којих се промена степена преноса остварују било упаривањем зупчаника или пак мењачи код којих су зупчasti парови по степенима преноса већ упарени, али се посебно врши укључивање једног или више појединачних парова применом синхро spojнице. Упаривањем зупчаника постиже се то да при мењању степена преноса периферне брзине

зупчаника морају да буду једнаке, како би се међусобно укључивање уопште могло извести или да се не би изазвало хабање или чак оштети зуб.

Мануелни мењачки преносници су и поред све веће примене аутоматизованих турбозупчастих мењача и аутоматских мењача доста заступљени код теретних моторних возила. У зависности од спрезања зуба мануелни мењачи могу да се поделе на:

- несинхронизовани (готово да нису у примени) и
- синхронизовани (преноси односи код синхронизованих мењача мењају се помоћу синхро спојнице) [4].

У односу на начин промене степена преноса могу бити са:

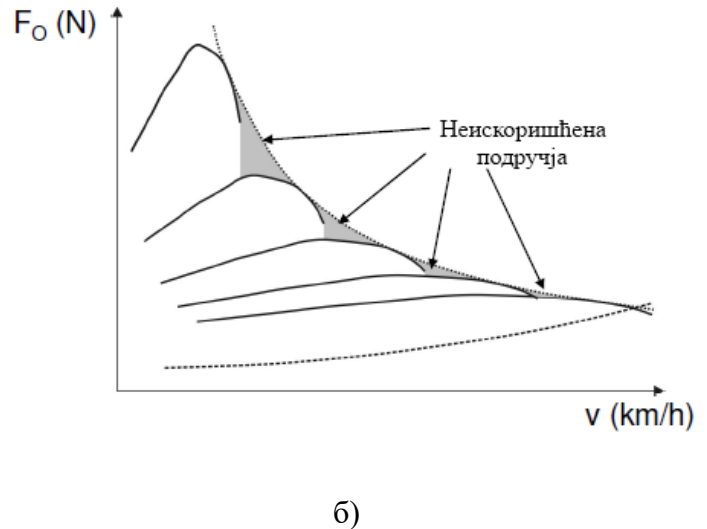
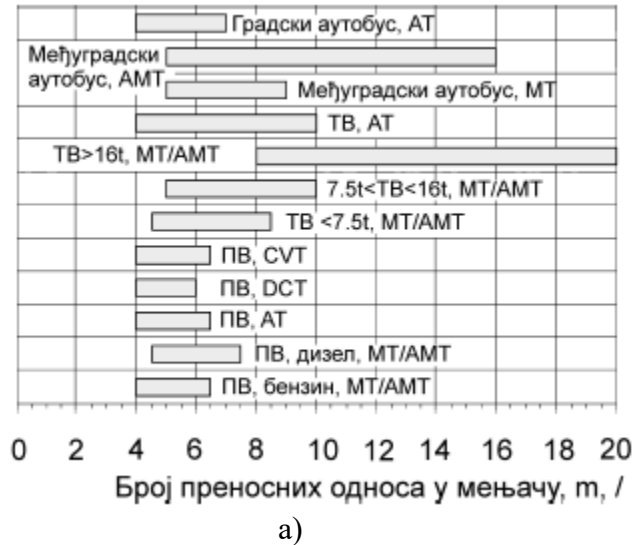
- директном променом степена преноса: ручица мењача је директно повезана са кућиштем мењача,
- индиректном променом степена преноса: ручица мењача и кућиште мењача су физички одвојени [4].

Мењачки преносници се могу поделити и још према броју и положају вратила:

- са три вратила – пролазни,
- са два вратила – непролазни, такви мењачки преносници примењују се код моторних возила где се мотор и погонска осовина налазе на истом крају возила [4].

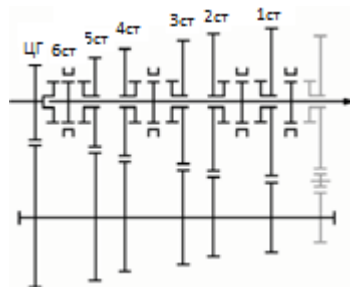
Као што је познато, сва возила захтевају преношење обртног момента мотора на погонске точкове, и у ту сврху користе се мењачки преносници. Задатак трансмисије је обезбедити оптималну вучну силу у зависности од погонске јединице, која треба да задовољи постављене захтеве од стране возила, пута, возача и животне средине (стандарди за емисију издувних гасова). Поред основних карактеристика, мењачки преносници путничких и комерцијалних – теретних возила, треба да обезбеде: поузданост, мању потрошњу горива, несметан рад возила и безбедност у саобраћају.

Оно што је битно код мењачких преносника моторних возила је специфична снага $P_{\text{спец}}$, kW/kg. С друге стране, мењачки преносници путничких возила морају бити конструисани тако да обезбеде дужи век трајања. Основне новине у области мењачких преносника се односе углавном на примену електронике за контролу процеса рада. На основу слике 2.3, коефицијент искоришћења снаге дефинише се као однос збира правоугаоника (чије су висине вучне силе при максималној брзини у неком степену преноса, а основна разлика максималне и минималне брзине у том степену преноса) према површини испод идеалне хиперболе вуче у читавом интервалу брзина. Данашњи мењачки преносници у зависности од тежине и габарита, односно своје носивости изводе се са 6, 8, 12 или 16 степени преноса [3].



Слика 2.3. а) Број преносних односа у мењачу возила: МТ – мануелни мењач, АМТ – аутоматизовани (турбозупчасти мењач), АТ – аутоматски мењач, CVT – континуална трансмисија, DCT – трансмисија са дуплом спојницом, ТВ – теретно возило, ПВ – путничко возило; б) Дијаграм вучне силе са идеалном хиперболом вуче[1]

Мануелни мењачки преносници, нарочито код теретних моторних возила, могу бити изведени као јединствени из једног кућишта (слика 2.4) и из више сегмената од којих сваки има одређен број степени преноса (допунски, главни и помоћни мењачи), овај начин извођења приказан је на сликама 2.5 и 2.6.

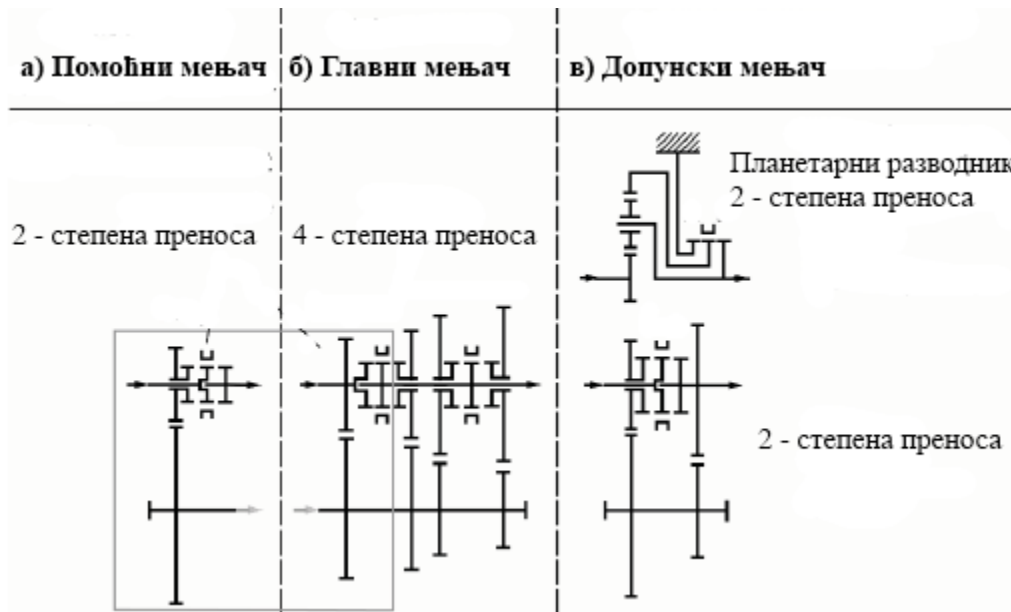


Слика 2.4. Шема спрезања зупчаника 6 – степеног мануелног мењачког преносника: 1, 2, 3, 4, 5 и 6 – зупчасти парови, ЦГ – улазни пар зупчаника (константо спрегнут) [4]

У преносницима снаге осим основних примењују се и допунски мењачки преносници и помоћни преносници снаге. Врсте и задаци додатних преносника снаге зависе од намене. У том погледу на савременим моторним возилима примењују се следећи допунски преносници:

- Једноstepени разводници снаге (код теретних и теренских возила), постављају се одмах иза главног мењачког преносника и врше промену параметара снаге (слика 2.5в);

- Двостепени (ређе вишестепени) редуктори или разводници, тзв. допунски мењачи са разводником снаге или без њега. Једно од тих решења је допунски дво– или тростепени мењач, који се поставља испред или иза главног мењача чиме се број степени преноса повећава за два или три пута. При постављању испред главног мењача помоћни мењач има задатак да повећа број степени преноса (слика 2.5а);
- Вучни преносници трактора и
- Преносници за одвод снаге до других потрошача [4].



Слика 2.5. Шема зупчастих парова мануелног мењачког преносника из више сегмената [4]

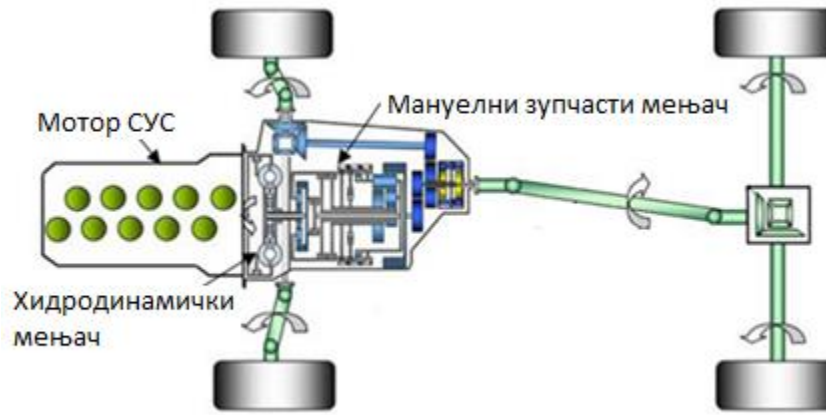


Слика 2.6. Мануелни мењачки преносник из више сегмената [4]

Аутоматски мењачи се деле у две основне групе и даље свака од њих у две групе:

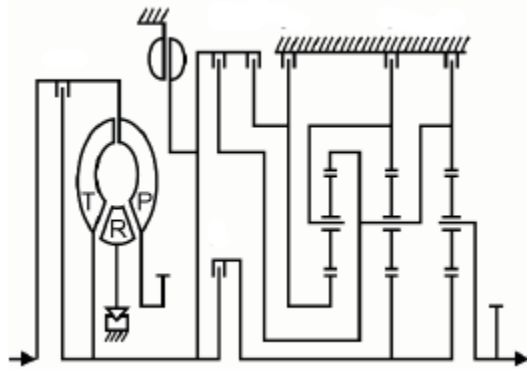
- Полуаутоматски мењачи (са прекидом тока снаге). Код прекида тока снаге (искључена спојница) функцију мењања степена преноса преузима серво мотор у унапред изабрани степен преноса. Мењање степена преноса се врши ручно посредством серво појачавача (пнеуматски или хидраулични).
- Аутоматски мењачи. Избор степена преноса се врши самостално у зависности од оптерећења, броја обртаја мотора и брзине кретања возила. Избор степена преноса се врши без прекида тока снаге. Преносни односи могу да буду степенасти (као класични мењачи) или континуални (варијатори) [4].

Због немогућности да повећају степен искоришћења и дијапазон трансформације обртног момента мотора користи се комбинација хидрауличких и механичких преносника снаге. Такви мењачки преносници називају се хидромеханички преносници. На слици 2.7, приказан је хидродинамички преносник снаге са формулом погона 4x4.



Слика 2.7. Хидромеханички преносник снаге на возилу са формулом погона 4x4 [5]

Аутоматски мењачки преносници се углавном пројектују као хидродинамички претварачи обртног момента мотора у комбинацији са планетарним преносником. Разликују се од мењача који се примењују код путничких возила по томе што имају додатне компоненте, као што су успоривачи мотора. На слици 2.8 приказана је шема зупчastих парова аутоматског мењача произвођача ZF са планетарним зупчаницама.

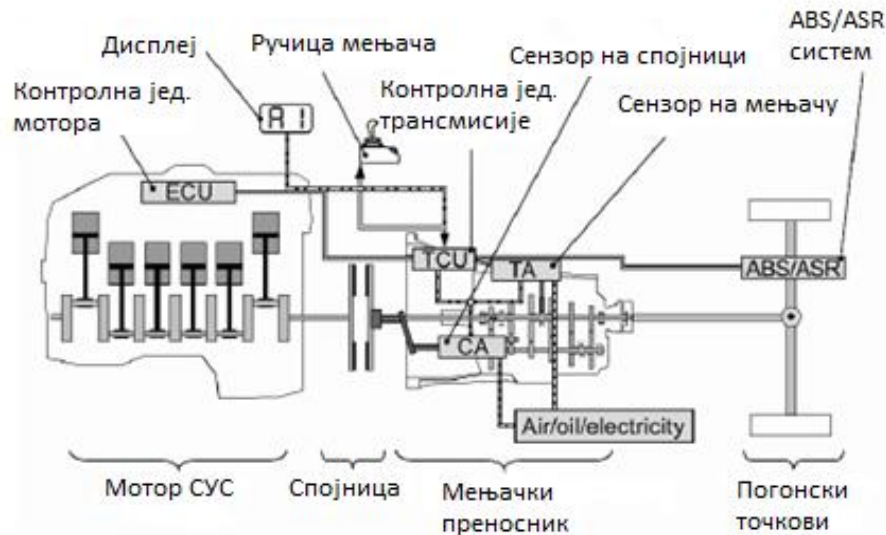


Слика 2.8. Шема зупчastих парова аутоматског мењача произвођача ZF са планетарним зупчаницама: T – турбинско коло, P – пумпно коло, R – реакторско коло [4]

Основна подела аутоматских мењачких преносника према принципу рада:

- аутоматизована мануелна трансмисија,
- хидродинамичко-механичка трансмисија,
- континуално варијабилна трансмисија,
- трансмисија са двоструком спојницом [2].

Аутоматизовани мануелни мењачи појавили су се крајем 1990 – тих година. Овај ниво аутоматизације одликује се применом мехатроничких елемената, аутоматизацијом спојнице и промене степена преноса, као и применом контролне јединице мотора и контролне јединице преноса. На слици 2.9. приказана је шема аутоматизације трансмисије теретног возила.



Слика 2.9. Шема аутоматизације трансмисије [4]

Аутоматизовани мењачки преносници користе предности мануелних мењачких преносника над аутоматским, чиме се постиже висока ефикасност система преноса. Правилним управљањем аутоматизованом трансмисијом мотор се експлоатише у областима ниже специфичне потрошње, што резултује мањом емисијом CO_2 у односу на возило са мануелном трансмисијом. Према томе, овој концепцији трансмисије моторних возила команда (педала) главне фрикционе спојнице није потребна, што возачу омогућава већи комфор у вожњи и повећање безбедности.

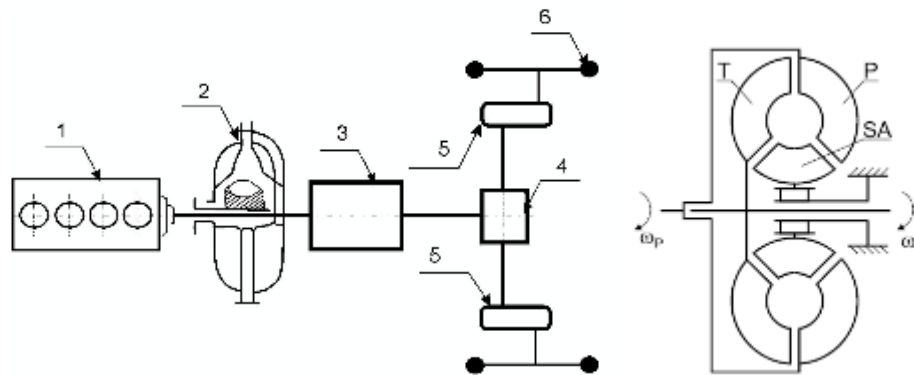
У оквиру ове концепције постоје два типа управљања зависно од степена аутоматизације. Код прве изведбе, ЕСМ (Electric-motor Clutch Management), спрезање одговарајућих зупчастих парова у мењачу врши возач директно преко механичког преносног механизма, исто као код мануелних мењачких преносника. Једино се активирање главне фрикционе спојнице, која има задатак да успостави и прекине ток снаге између мотора и мењача, врши електронским путем, односно, активирањем електричног мотора који добија управљачки сигнал од електронске контролне јединице на основу сигнала сензора који се налази у склопу команде бирача степена преноса. Примери возила која користе ово техничко решење су: Mercedes A – Class, Fiat Seicento и Hyundai Atoz [4].

Друга изведба аутоматизоване мануелне трансмисије је AST (Automated Shift Transmission) која се карактерише потпуно електронском променом степена преноса, при чему се у склопу команде бирача степена преноса налази само сензор позиције бирача без механичке везе са мењачем. Ово техничко решење се примењује на возилима: VW Lupo, MCC Smart и Opel Corsa Easytronic [4].

Хидродинамичко-механичку трансмисију чини конвертор обртног момента – хидродинамичка спојница/мењач који је такође и улазни елемент у мењачки преносник са амортизујућом функцијом осцилација обртног момента, насталих неравномерним радом мотора СУС. Хидродинамички мењач се у начелу састоји од пумпног, турбинског и реакторског кола у затвореном кућишту испуњеном уљем. Карактеристика хидродинамичког преносника је релативно мали степен корисности услед клизања и трења флуида, тако да хидродинамички мењач садржи и једносмерну спојницу, чија је функција механичко спајање пумпног и турбинског кола, како би се смањили губици. Правилно управљање једносмерном спојницом представља једну од основних функција контроле ове концепције аутоматске трансмисије. У циљу што мањих губитака, односно што мање потрошње, једносмерну спојницу је потребно активирати што чешће уз оптималан ниво вибрација које се преносе од мотора. Различите контроле једносмерне спојнице остварене су применом „on/off“ актуатора и регулатора притиска. Велики број степени преноса које хидродинамичко-механичка трансмисија омогућава, остварује се упаривањем елемената планетарних преносника, посредством спојница и кочница, контролисаних хидрауличним уљем.

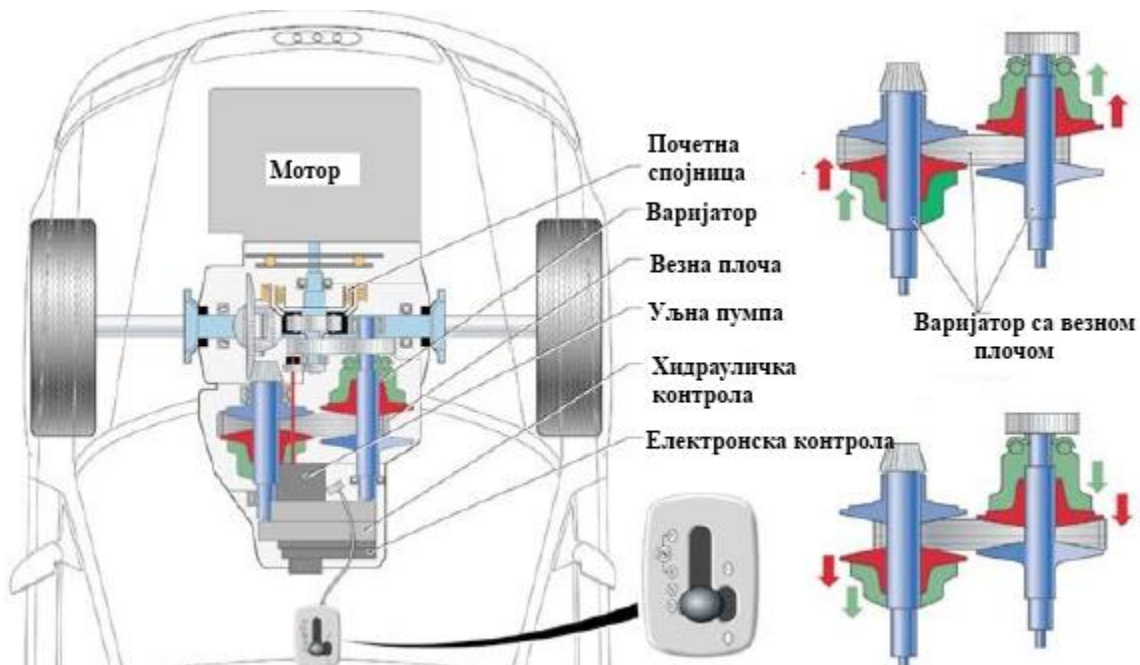
Са аспекта система за трансформацију снаге у моторним возилима хидродинамички мењач има следеће карактеристике:

- промена излазног момента и броја обртаја се врши аутоматски и континуално, зависно од оптерећења излазног вратила,
- побољшање вучних карактеристика возила,
- безударни пренос снаге са мотора на погонске точкове (и обратно, удари са точкова ка мотору),
- мање димензије елемената који преносе снагу, јер су ублажена ударна оптерећења, тј. смањење тежине возила и цене,
- повећање проходности возила на песку и клизавим теренима, јер обезбеђује постепено благо повећање вучне силе,
- одржавање рада мотора у оптималном режиму. Возило са хидродинамичким мењачем може при сваком режиму рада користити пуну снагу мотора,
- повећање века трајања свих делова који преносе снагу и
- смањење буке при раду, као и вибрација [2, 4, 5].



Слика 2.10. Шема трансмисије моторног возила са хидродинамичким – механичким мењачким преносником: 1. мотор СУС, 2. хидродинамички мењач, 3. механички мењач, 4. погонски мост, 5. редуктор, 6. точкови, T – турбинско коло, P – пумпно коло, SA – реакторско коло [5]

Континуално варијабилна трансмисија – фрикциони мењачи базирана је на скоро неограниченом броју преносних односа, па са теоријског аспекта постиже већу ефикасност преноса и трансформације параметара снаге у односу на остале врсте мењачких преносника. Најчешће се у склопу CVT (*Continuously Variable Transmission*) мењача користи фрикциони елемент, који има могућност клизања, те на тај начин утиче на смањење укупног степена корисности трансмисије.

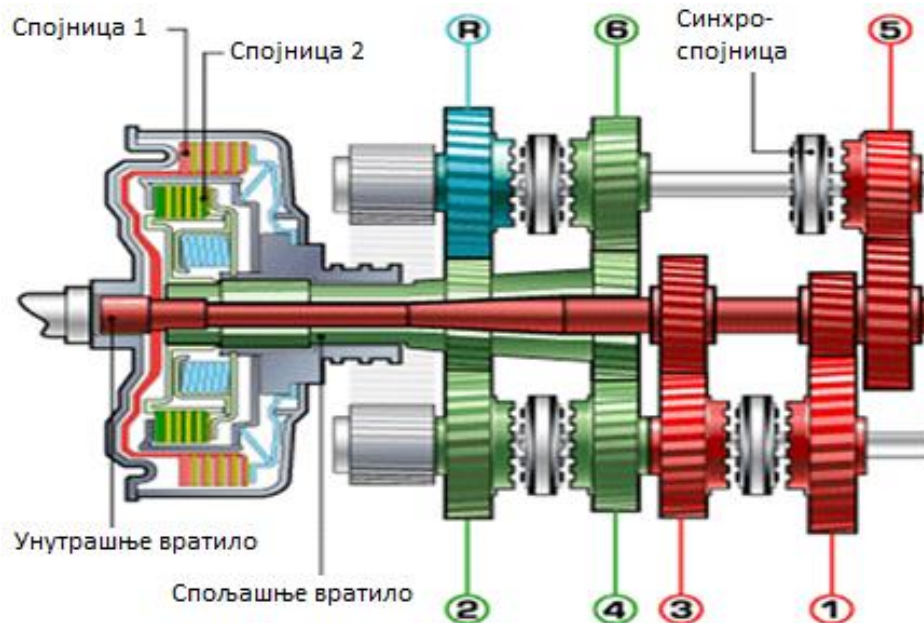


Слика 2.11. Аутоматска фрикциона трансмисија код возилу Audi [5]

Да би се губици смањили, неопходно је остварити оптималну затегнутост каиша и то пропорционално снази која се преноси. Овај тип мењачких преносника је углавном у примени код мањих и средњих сегмената возила. Када је потребно пренети већу снагу

користе се, уместо гумених, метални каишеви или ланци. Они производе већу буку и при том имају мањи коефицијент приањања, али немају проблем истезања током експлоатације, за разлику од гумених каишева. Иначе, начин рада заснива се на ременицама променљивог пречника, што уз константну дужину каиша резултује променљивим преносним односом. На слици 2.11, приказан је аутоматски фрикциони мењачки преносник на возилу Audi.

Мењачи са двоструком спојницом (DCT – dual-clutchtransmission) у односу на класичне мануелне имају бржу промену степена преноса без прекида вучне силе. Овај тип трансмисије карактеристичан је по својој конструкцији, која се састоји из два вратила. Једно вратило врши промену непарних степена преноса (нпр. први, трећи, пети), а друго парних (други, четврти, шести) као што је приказано на слици 2.12.



Слика 2.12. Мењачи са двоструком спојницом (DCT) [8]

Принцип рада DCT је следећи: Када рачунар детектује да је број обртаја улазног вратила превише висока у одређеном степену преноса, припрема наредни степен преноса и спрезање одговарајуће синхро-спојнице са тим зупчастим паром. Након тога се врши пренос тока снаге са једног вратила на друго. Због врло добрих перформанси DCT мењачи су често примењиви на спортским возилима. Контролна управљачка јединица мењача садржи адаптивне функције препознавања оптималне регулације позиције спојнице, односно педале, кроз модулацију притиска.

3. Спојнице моторних возила као саставни део савремених полуаутоматских мењача

Спојница је елемент трансмисије моторног возила који служи за повезивање мотора и мењачког преносника. Поред задатка да преносе обртни момент од мотора ка мењачком преноснику, спојница код моторних возила врши и друге важне задатке, као што су одвајање мотора од остатка трансмисије и поновно спајање, омогућавање равномерног поласка возила са места, убрзавање возила и омогућавање промене степени преноса за време кретања возила уз минималне ударе. Минималном стабилном броју обртаја мотора n_{min} одговара минимални стабилни број обртаја погонских точкова n_{Tmin} :

$$n_{Tmin} = \frac{n_{min}}{i_T} \quad , \quad (3.1)$$

где је:

i_T – укупни преносни однос трансмисије. Равномерно убрзавање возила од $n_{min} = 0$ до n_{Tmin} остварује се на рачун клизања спојнице у том интервалу [5].

Инерциони момент се, на пример, јавља у тренутку блокирања точкова при кочењу, без искључивања спојнице. При томе се делови мотора са замајцем (са моментом инерције J_m) обрће угаоном брзином ω , а услед кочења точкови су принуђени да се зауставе за веома кратко време t , односно при врло великом успорењу $d\omega/dt$. У том случају инерциони момент M_j износи [5]:

$$M_j = J_m \frac{d\omega}{dt} \quad . \quad (3.2)$$

Спојница треба да обезбеди следеће:

- да одвоји мотор од трансмисије (искључи), да би се приликом укључења спојнице могао предати најповољнији обртни момент на погонске точкове,
- да омогући равномерно укључивање, како би момент трења могао постепено да се повећава,
- да омогући брз одвод топлоте, која се јавља на површинама трења приликом проклизавања, како у време укључивања спојнице, тако и приликом преоптерећења,
- да гоњени делови спојнице имају што мањи момент инерције и
- да омогући аутоматизацију процеса укључивања и искључивања [5].

У зависности од преноса обртног момента спојнице се могу поделити на:

- фрикционе спојнице које могу бити: суве фрикционе спојнице и мокре фрикционе спојнице,

- хидродинамичке спојнице,
- електромагнетне и
- комбиноване спојнице [2, 3].

Према начину командовања спојницом оне се могу поделити на :

- спојнице којима се командује од стране возача и
- аутоматско командовање које може бити у зависности од положаја педале акцелератора, у зависности од броја обртаја и оптерећења мотора [2, 3].

3.1. Суве фрикционе спојнице

Код данашњих моторних возила са степенастим зупчастим мењачем углавном се примењују суве фрикционе спојнице и то углавном са једном ламелом (диском). Рад фрикционе спојнице заснован је на коришћењу сила трења које се јављају између тарућих површина. Површине које врше пренос обртног момента деле се на погонске и гоњене. Погонски делови спојнице су везани за замајац мотора и окрећу се заједно, док су гоњени делови спојнице везани за вратило мењача. Када се погонски делови спојнице споје са гоњеним деловима, тада се оствари пренос обртног момента од мотора ка мењачком преноснику. Равномерност укључивања постиже се проклизавањем површина погонских и гоњених делова спојнице, када се постепено међусобно приближавају. Трење између површина погонских и гоњених елемената спојнице мора бити такво да омогући пренос обртног момента, што зависи од фрикционих површина и коефицијента трења, као и од фрикционог материјала.

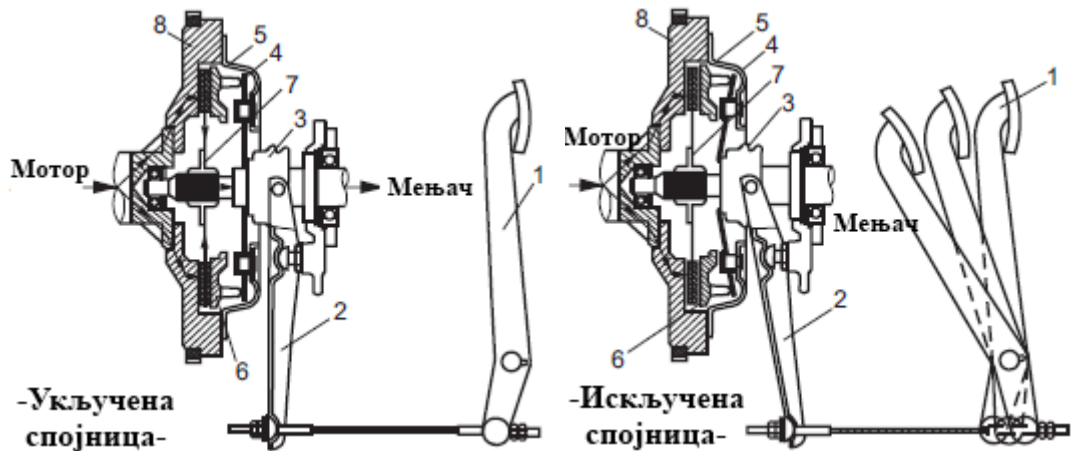
Фрикционе спојнице се деле на:

- у односу на облик површине трења: конусне, добошасте и дискосне,
- у односу на начин остваривања нормалне силе: опружне, полу-центрифугалне, центрифугалне и електромагнетне са потисном плочом,
- према положају при дејству сила: стално укљученог и стално искљученог типа,
- према начину управљања: са принудним и аутоматским управљањем [5].

Најчешће се користе фрикционе спојнице, код којих се снага преноси моментом трења које настаје између две или више фрикционих површина. Нормална сила притиска између површина трења може се остварити опругама постављеним кружно или централно постављеном завојном, тј. тањирастом опругом.

На слици 3.1, шематски је приказан рад фрикционог диска спојнице. На слици је приказана упрошћена шема спојнице са једним фрикционим диском, како би се једноставније објаснио начин функционисања фрикционе спојнице.

Када се ногом притисне папучица спојнице (1) преко искључне виљушке (2) потискује се аксијални потисни лежај (3). Лежај тада дејствује на жабице спојнице (4) које имају улогу полуге улежиштене у „звону“ спојнице (5). Фрикциона спојница се изводи са по три жабице распоређене по обиму. Жабица је својим другим крајем повезана са потисном плочом (6) коју у процесу искључивања спојнице повлачи, те при том савладава силу у потисним опругама спојнице. На тај начин се ослобађају фрикционе површине од оптерећења. Попуштањем папучице аксијална сила потисних опруга потискује тањирасту опругу па је трансмисија поново повезана са погонским агрегатом [2].



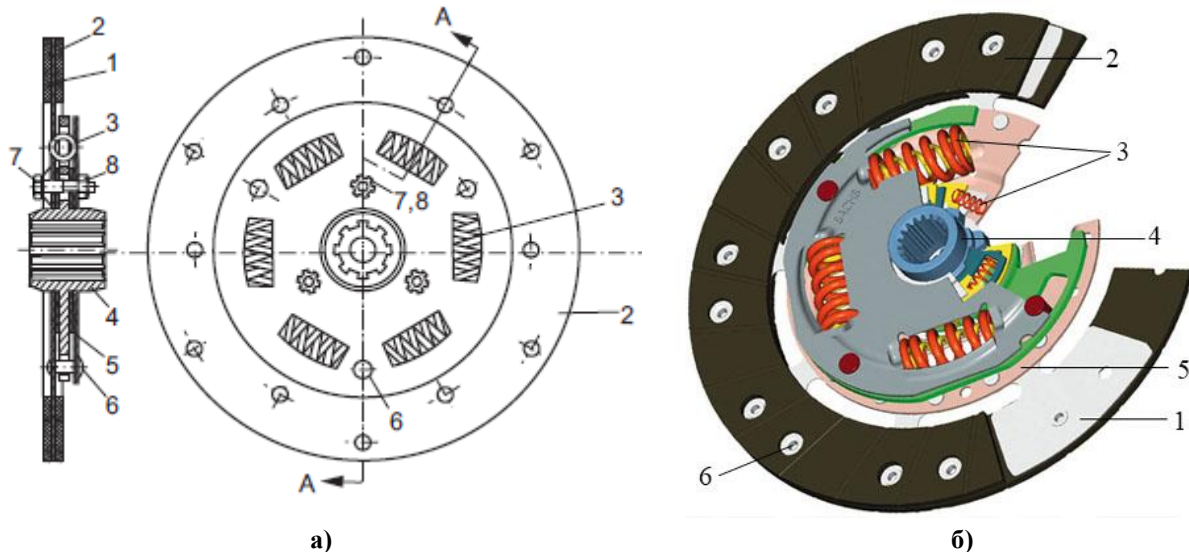
Слика 3.1. Шематски приказ укључене и искључене спојнице: 1. папучица спојнице, 2. искључна виљушка, 3. потисни лежај, 4. жабица (потисна опруга), 5. „звон“ спојнице, 6. потисна плоча, 7. фрикциони диск, 8. замајац [2]

На слици 3.2, приказана је фрикциона спојница са главним елементима, уобичајене конструкције за путничка моторна возила. За ову конструкцију примењена је тањираста опруга као потисна опруга. У десном делу слике приказана је и варијанта потисне плоче са спиралним опругама.



Слика 3.2. Основни елементи фрикционе спојнице[2]

На слици 3.3а, приказан је типичан фрикциони диск спојнице, који се често користи код путничких возила, у пресеку А-А приказани су сви детаљи везе. На слици 3.3б приказан је делимични пресек диска, где се такође виде детаљи носећег лима (1), облога (2), торзионог амортизера (3) и главчине диска (4). [2].

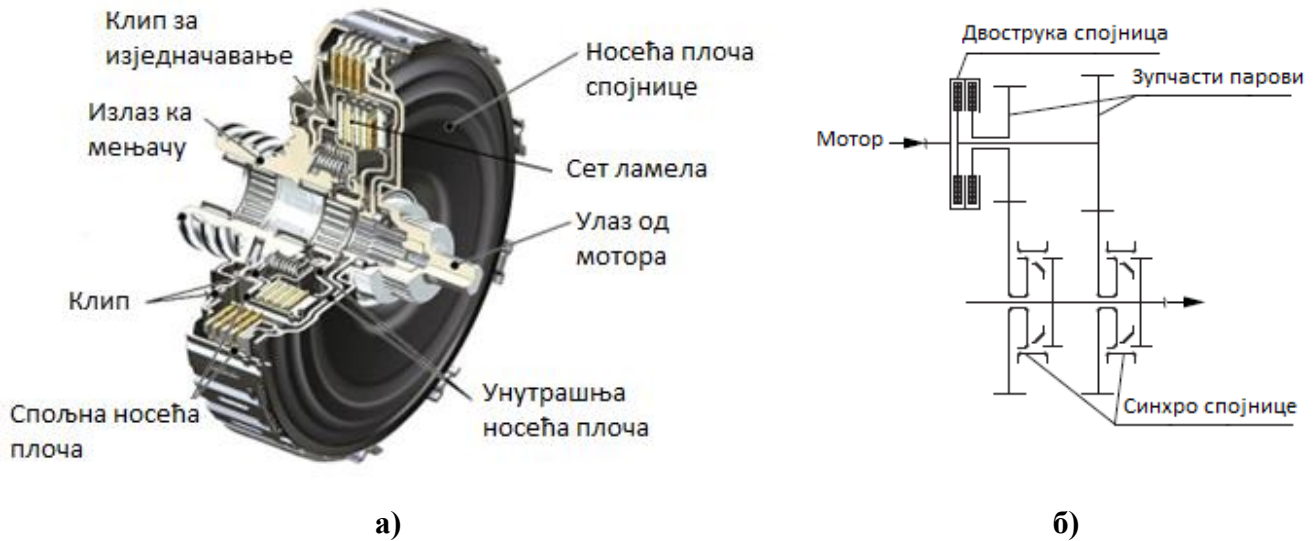


Слика 3.3. Фрикциони диск: 1 – плоча (носећи лимови), 2 – фрикциона облога, 3 – торзиона опруга, 4 – главчина, 5 – плоча торзионих опруга, 6 – нитне, 7,8 – вијак и навртка [2]

Када се врши укључивање спојнице, фрикциони диск са главчином (4) преко клизача клизи на мењачком вратилу. Преко потисне плоче се потискује до фрикционе површине на замајцу мотора. Фрикциона облога, заправо најважнији елемент на фрикционом диску спојнице је преко нитни спојенаса носећом плочом. Фрикциона спојница на себи има уграђене и торзионе опруге, али такође је важно да има аксијалну еластичност која јој помаже да оствари мекано (безтрзајно) укључивање.

3.2. Мокре фрикционе спојнице

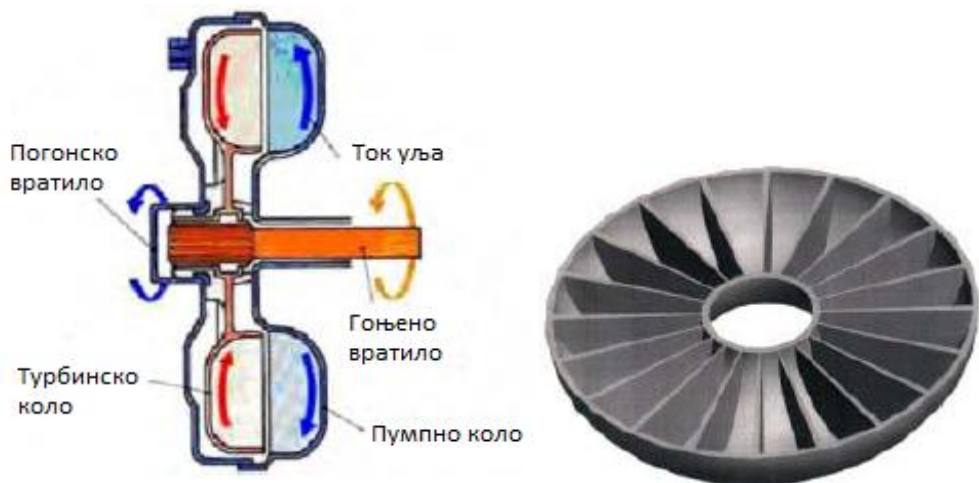
Мокре фрикционе спојнице данас имају врло широку примену у возилима са аутоматским мењачким преносницима и уређајима за погон помоћних система. Њихова примена, као главних спојница у систему трансмисије конвенционалних возила врло је ограничена. Један од разлога за то је већа цена и сложеније одржавање. Ипак, овај тип спојница почиње све више да се примењује у комбинацији са секвенцијалним мењачем и то као двоструке спојнице и алтернатива сувим двоструким фрикционим спојницама. На слици 3.4а, приказана је мокра спојница са два сета упарених дискова, постављених концентрично један изнад других („прстен у прстену“). Њихова активација се врши дејством притиска хидрауличне течности, а помоћу одговарајућег клипа. Ова конструкција мокре фрикционе спојнице има исти задатак као двострука сува фрикциона спојница (слика 3.4б).



Слика 3.4. Мокра фриксиона дволамеласта спојница [2]

3.3. Хидродинамичке спојнице

Хидродинамичка спојница се састоји из два основна елемента: пумпног и турбинског кола, смештених у заједничком кућишту (слика 3.5). Кућиште се најчешће спаја са пумпним колом, а преко њега са коленастим вратилом мотора, док се турбинско коло спаја са излазним вратилом спојнице. Хидродинамичке спојнице се израђују у два основна облика: са торусном шупљином између пумпног и турбинског кола и без ове шупљине. Хидродинамичке спојнице без торусне шупљине, за исти називни пречник, имају већи капацитет у погледу обртног момента који могу да пренесу. На празном ходу момент носећа спојнице треба да је што мањи, а уз повећање брзине обртаја пумпног кола момент треба да има бржи пораст, како би се обезбедиле што боље стартне карактеристике уз мала клизања, а тиме и већа економичност у потрошњи горива.



Слика 3.5. Хидродинамичка спојница и лопатично коло [3]

У циљу потпуног одвајања мотора од трансмисије при промени степена преноса хидродинамичка спојница се користи у комбинацији са фрикционом. Међутим, да би се ово постигло и без примене фрикционе спојнице, изводе се хидродинамичке спојнице код којих се при промени степена преноса врши пражњење уља, чиме се остварује тзв. „чисто“ одвајање мотора од трансмисије. Ово се постиже помоћу одрешених хидрауличких компонената (пумпе, разводника и вентилских уређаја). За правилан рад овог типа спојница треба обезбедити следеће:

- адекватну запремину спојнице,
- брзо пуњење и пражњење,
- довољан капацитет пумпе,
- мале губитке снаге при високим бројевима обртаја применом пумпе променљивог протока и
- довољно велики пресек испусног вентила [5].

Типична спољашња карактеристика хидродинамичке спојнице представља зависност фактора преношења спојнице (μ) и степена искоришћења (η) од броја обртаја турбине при константном броју обртаја пумпе. За хидродинамичку спојницу важи следећа једначина [5]:

$$M_2 = M_1, \quad \lambda = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1} = 1 - \frac{\omega_2}{\omega_1}, \quad \mu = \frac{M_2}{M_1}, \quad \eta = \frac{\omega_2}{\omega_1} = 1 - \lambda = \frac{1}{i_h} = \psi, \quad (3.3)$$

где је:

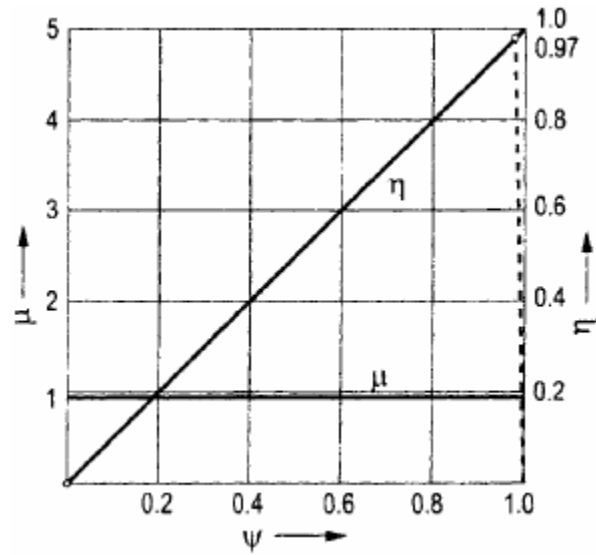
η – степен корисности,

i_h – хидраулички преносни однос,

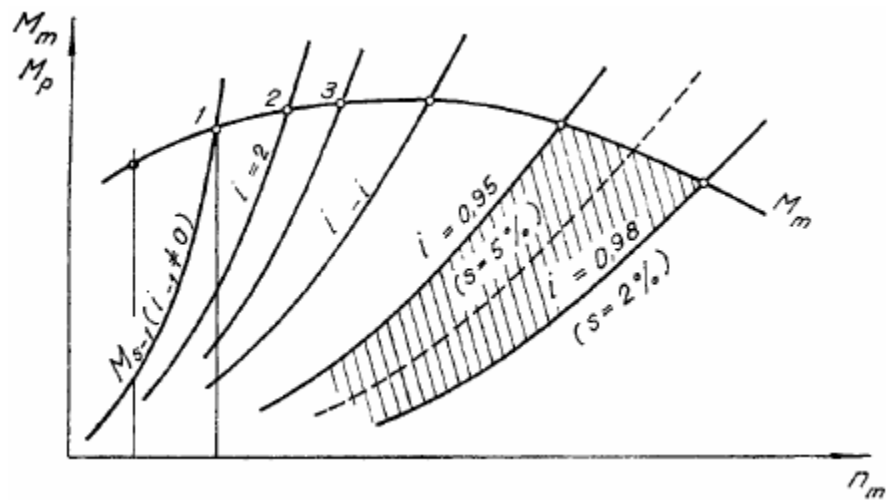
λ – клизање и

ψ – однос угаоне брзине турбинског и пумпног кола.

Спољно-брзинска карактеристика хидродинамичке спојнице се може представити у бездимензионалном облику (слика 3.6). При $\omega_1 = \omega_2$, постоји сингуларна тачка, јер када је угаона брзина пумпе једнака угаоној брзини турбине, нема преношења енергије, па је $\eta = 0$. У литератури се ток степена корисног дејства спојнице представља кроз вредност од приближно $\eta = 0,97$, када се постиже максимум и онда пада на вредност 0, при $\frac{\omega_2}{\omega_1} = 1$ (испрекидана линија на слици 3.6).



Слика 3.6. Бездимензионе карактеристике хидродинамичке спојнице [5]



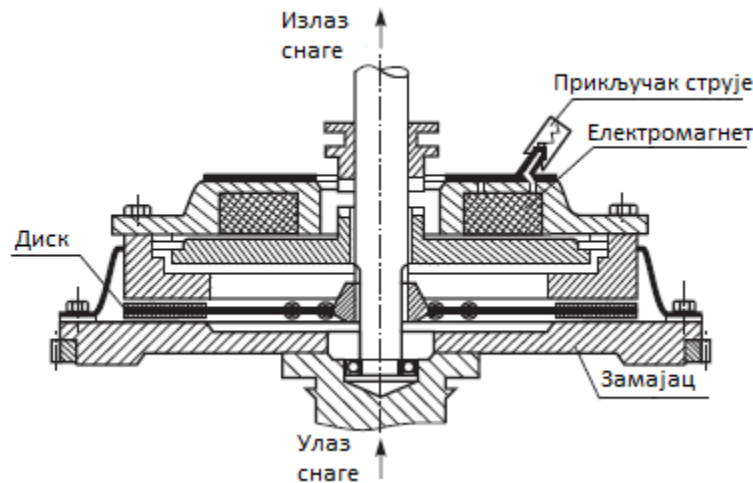
Слика 3.7. Радна карактеристика спреге мотора СУС и хидродинамичке спојнице [5]

Имајући у виду карактеристике заједничког рада мотора СУС и хидродинамичке спојнице (слика 3.7), могу се издвојити неке основне предности коришћења у возилу:

- при заустављању возила није потребно одвајање трансмисије од возила,
- омогућава смањење броја промене степена преноса,
- елиминише ударна оптерећења и торзионе осцилације у систему за пренос снаге при поласцима возила и промени степена преноса,
- пригушује променљива оптерећења која се преносе на мотор,
- повећава век мотора и трансмисије и
- омогућава једноставан полазак [5].

3.4. Електромагнетне спојнице

Електромагнетне спојнице спадају у групу спојница са аутоматским управљањем, без ангажовања возача. Постављањем одређених механизма није потребна педала спојнице и због тога се таква возила називају возила са двопедалним управљањем (педала кочнице и педала акцелератора – гаса). Опруге потисне плоче су замењене силама електромагнета. Пример конструкције електромагнетне фрикционе спојнице приказан је на слици 3.8.



Слика 3.8. Електромагнетна фрикциона спојница [2]

Принцип рада електромагнетне спојнице се заснива на томе да електромагнет добија енергију од генератора, а она зависи од броја обртаја мотора. На празном ходу мотора напон генератора је недовољан, те магнетни ток има малу величину и као последица тога, спојница се не укључује. Повећањем броја обртаја мотора напон генератора се повећава и спојница се укључује равномерно. Успостављањем магнетног флуksа између замајца и котве, феромагнетични прашак испуњава простор ваздушног зазора између погонског и гоњеног елемента. Након искључивања спојнице феромагнетични прашак може остати делимично намагнетисан и као последица тога, спојница може преносити обртни момент иако је искључена. Како би се ова појава избегла, кроз намотаје електромагнета пушта се супротан ток струје, након чега се прашак размагнетише. На овај начин се врши преко специјалних релеја и промена степени преноса. Релеји су у вези са ручицом мењача. Електромагнетне спојнице су нашле примену углавном у путничким аутомобилима [2, 3].

4. Мењачки преносници са двоструком спојницом – DCT мењачи

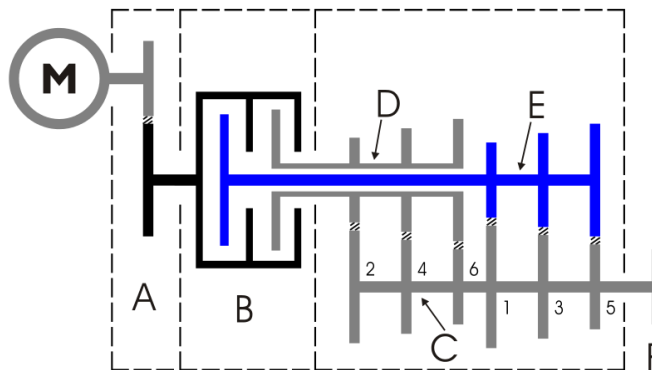
Као што је већ речено, први патентиран мењачки преносник са двоструком спојницом био је DSG-Direct Shift Gearbox (слика 4.1), а уграђиван је у Volkswagen – ова возила, односно за потребе Audi-a. Касније је овај тип мењачког преносника уграђиван и у остале моделе VW групације.



Слика 4.1. DSG мењачки преносник из групације VW (из 2003. године) [8]

4.1. Принцип рада и конструкција мењачког преносника са двоструком спојницом

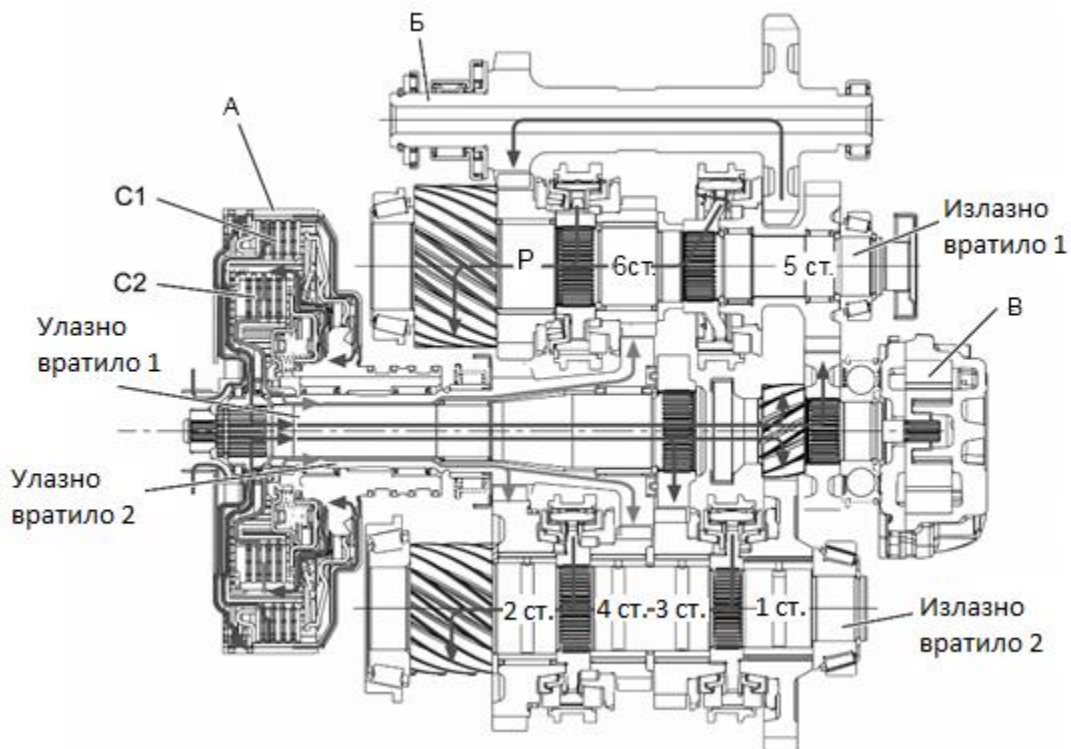
Једноставна дефиниција DCT мењачких преносника је да је то аутоматски мењач, са свим одликама мануелног, који поседује две ламеласте спојнице и два вратила за редукцију броја обртаја. Управо је оваква конструкција разлог велике ефикасности овог система. Обе спојнице су пнеуматски вођене, па према томе DCT нема потребу за педалом спојнице, као што је то случај код класичног мануелног мењача, односно, систем је контролисан рачунаром и "притиска" имагинарну педалу уместо возача. На слици 4.2, приказана је шема мењачког преносника са двоструком спојницом.



Слика 4.2. Шема мењачког преносника са дуплом спојницом: М – мотор, А – ток снаге од мотора ка мењачу, В – дупла спојница, С – помоћно вратило, D – шупље вратило (парни зупчаници), Е – пуно вратило (непарни зупчаници), F – излаз [7]

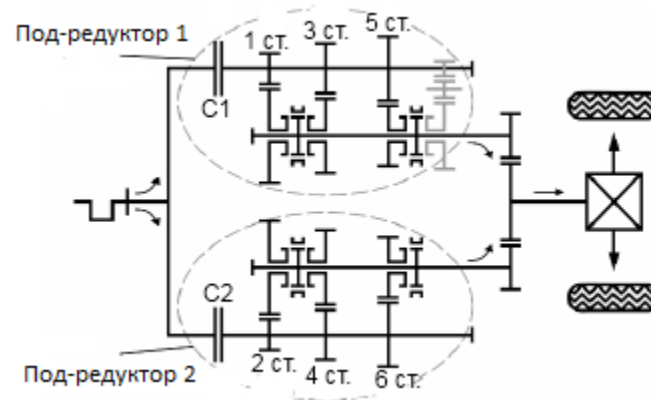
Конструкцијом мењачког преносника са две спојнице и два вратила значајно је смањено време потребно за прелаз из једног у други степен преноса. Иначе, сама конструкција мењача подсећа на хидро-механички мењач па је тако доста сложена и великих габарита. Ипак, маса мењача не представља проблем, јер се за конструкцију склопа не користе тешки материјали.

Прва конструкција овог типа мењачког преносника (DSG, слика 4.3) има шест степени преноса. Први, трећи и пети степен преноса су упарени са првом спојницом, док су други, четврти и шести упарени са другом спојницом, чиме је добијен систем симетричног типа. Када је мењач позициониран у првом степену преноса (вратило са зупчаницима 1-3-5 је у директној вези са мотором), односно друга спојница и вратило су такође активни омогућавајући ротацију зупчаника 2 и тако практично припремају систем за прелаз у виши степен преноса. Конструкција мењачког преносника са дуплом спојницом поседује и велики број сензора и микропроцесора који омогућавају припрему промене степена преноса. Промена степена преноса одвија се у милсекундама (ms), па тако да при нагом кочењу систем реагује и аутоматски враћа у нижи, тј. одговарајући степен преноса (нпр. из петог у други степен преноса). Захваљујући принципу дупле спојнице постиже се изузетно кратак временски интервал потребан за прелаз из једног у други степен преноса.



Слика 4.3. DSG мењачки преносник произвођача Volkswagen: А – сет спојница (C1 – спојница 1, C2 – спојница 2), Б – помоћна осовина, В – пумпа за уље, Р – зупчаник/ход уназад [4]

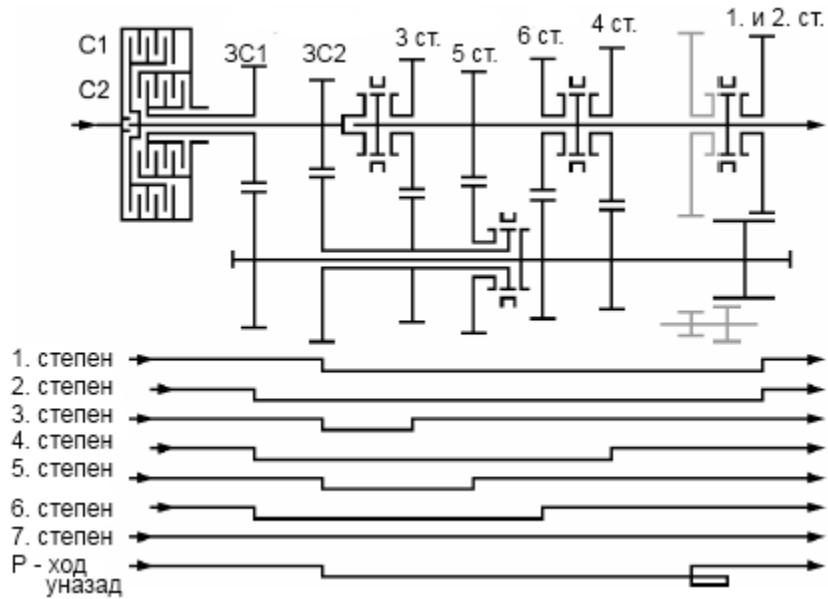
На слици 4.4, приказана је шема повезивања Volkswagen DSG мењачког преносника. Ипак, у реалној конструкцији мењач се састоји из два под-редуктора са парним и непарним степенима преноса који су смештени један у другом ради уштеде простора. Овај начин повезивања је могућ јер је једно од улазних вратила шупље.



Слика 4.4. Шема трансмисије са мењачким преносником са дуплом спојницом [4]

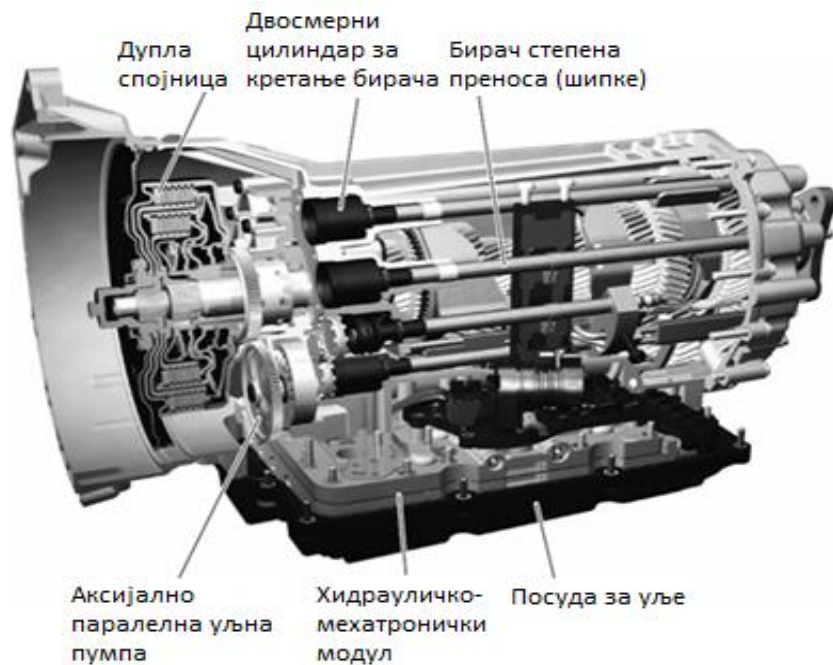
Основа функционисања DCT мењача биће објашњена на примеру промене степена преноса из другог у трећи. Када је потребна промена степена преноса из нижег у виши, односно из тренутно ангажованог другог у трећи, зупчаник трећег степена преноса се спаја са слободним под-редуктором 1. Процес синхронизације одговарајућег степена преноса није приметан возачу. У процесу преклапања спојнице C1 и одвајања спојнице C2, ток преноса снаге се не прекида. Када спојница C1 преузме део момента, други зупчаник се одваја од под-редуктора 2, који је сада слободан.

На слици 4.5, приказана је шема седмостепеног DCT мењача. Настао као ефикаснија замена за постојећи 6-степен DCT мењач, који је у понуди у већини VW модела возила. Нови седмостепени DCT мењач комбинује предности мануелног и аутоматског мењача истовремено нудећи бржи пренос брзина. У току развојног процеса инжењери су имали за циљ смањење потрошње горива за 5% и побољшање убрзања у односу на постојећи 6-степен DCT мењач. Једно од кључних подручја у развоју DCT мењача су смањење буке и вибрација што су постигли са спољним носачем мењача што омогућава глатку промену степена преноса без трзаја. Овај модел мењача (са датим димензијама и компонентама) може да издржи до 125 kW и 250 Nm. Уз помоћ седмог степена преноса, DCT мењач, може коришћењем јако кратког првог степена преноса да смањи време потребно за убрзање аутомобила. С друге стране, седми степен преноса је продужен, како би се постигла ниска потрошња приликом вожње на отвореном путу (слика 4.5).



Слика 4.5. Шематски приказ седмостепеног DCT мењача: C1 – спојница 1, C2 – спојница 2, 3C1 – зупчаник вратила 2 и спојнице 1, 3C2 – зупчаник вратила 2 и спојнице 2 [4]

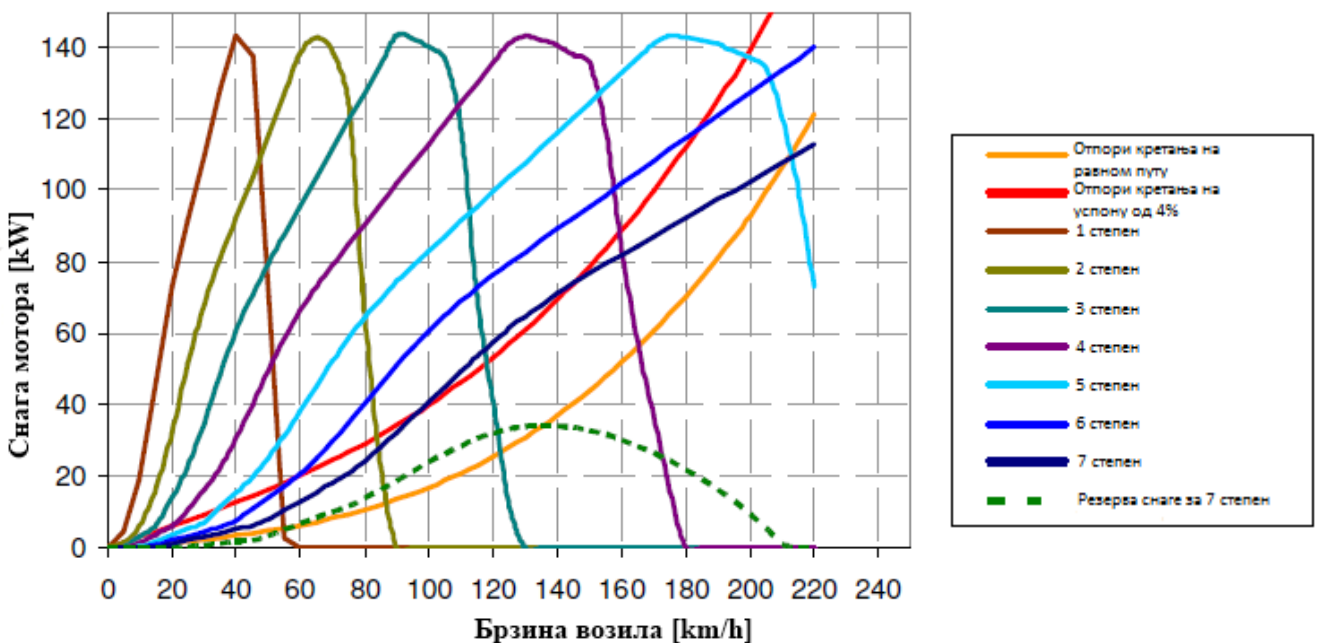
Један од првих модела седмостепеног DCT мењача представио је произвођач ZF (ZF 7 DCT 50, слика 4.6). Његов коаксијални излаз разликује се, прилично, од седмостепеног VW мењача, нарочито код верзија за погон на предњим точковима. Док VW DCT мењач има двастепена преноса на излазу (1. и 2.), док ZF има два степена преноса на улазу у мењач.



Слика 4.6. ZF 7 DCT 50 мењачки преносник [4]

Код возила са овим типом мењача обртни момент мотора је индукован помоћу замајца са двоструком масом. Улазна чаура преноси обртни момент на излазне плочице двоструке спојнице. Кратак временски период промене степена преноса главна је предност DCT мењача, што захтева усклађивање малих тренутака инерције, чему доприноси то да су улазне осовине повезане помоћу унутрашњих плочица. Ток снаге се даље преноси на улазна вратила (унутрашње и спољашње/шупље) и на два зупчаника истих преносних односа, чиме се постиже висока ефикасност мењача и могућност преноса до 9000 о/min. Мењачки преносник је решен тако да један од зупчаника покреће пумпу за уље која врши подмазивање осталих зупчаника у кућишту.

DCT мењачки преносници већ се увелико испитују како би се постигла што боља ефикасност, смањила потрошња горива, односно повећала економичност возила. Са гледишта потрошње горива, број обртаја мотора мора увек бити низак. Мењачки преносник има задатак да прилагоди карактеристике мотора захтевима потребне вучне силе. Ипак, мењачки преносник то не може остварити у свим условима, јер се само у одређеним тачкама користи минимална снага мотора. Међустепени преноса (између првог и последњег) треба да остваре максимално приближење идеалној хиперболи вуче. На слици 4.7, приказан је дијаграм снаге на тачковима путничког возила у функцији брзине возила за седмостепени DCT мењачки преносник, где су кривама приказани и отпори кретања на равном путу и успону од 4%. Криве које представљају сваки појединачни степен преноса (7 + P) представљају снагу на тачковима у датом степену преноса при пуном оптерећењу мотора. Зеленом испрекиданом линијом приказана је резерва снаге за седми степен преноса.



Слика 4.7. Дијаграм снаге на тачковима у функцији брзине возила са седмостепеним DCT мењачем [10]

Однос између преносних односа мењача одређује се из услова да се постигне максимални обртни момент мотора између преносних односа. Преносни однос мора да задовољи следеће услове:

- већи број преносних односа омогућује боље искоришћење карактеристика мотора и приближавање идеалној хиперболи вуче,
- већи број степени преноса утиче на чешће укључивање и искључивање, а сами тим и на хабање делова и век трајања мењача,
- ход мењача зависи од брзине, перформанси возила, профила пута,
- мањи број степена преноса и ниже вредности преносних односа карактеристични су за путничка возила,
- мањи број преносних односа олакшава вожњу, јер је мање пута потребно мењати степен преноса [1].

Иако према свом принципу рада DCT мењачи подсећају на мануелне, ипак нуде велику флексибилност с обзиром на могуће преносне односе зупчаника. Ипак, зупчаници су другачије распоређени него код класичних мануелних мењачких преносника, што значи да се промена степена преноса не може вршити ручно. Поред тога што преносни односи зупчаника могу бити идентични код оба типа мењача, склопови зупчаника за исте преносне односе се могу разликовати по конфигурацији, изведби вратила, синхро-спојница и зупчаника. Поред тога кинематички захтеви су доста сложенији код DCT мењача, као и повезивање ручице мењача са унутрашњим зупчастим преносом за промену степена преноса, нарочито код хода уназад. DCT мењачи се могу изводити и као мануелни или аутоматизовани, односно полу-аутоматски, с тим што се опет разликују по конструкцији и начину извођења, броју и повезивању компонената итд. DCT мењачи су на глобалном нивоу постигли значајан ниво примене, а инсталирани су на возила високе класе, као што су Ауди (Audi), Волксваген (VW), Сеат (Seat), Шкода (Škoda), Киа (Kia), као и комерцијална возила Волксваген-а.

4.2. Елементи DCT мењача

Најважнији елементи DCT мењачких преносника по којима се разликују од мануелних зупчастих мењача су двострука спојница, вратила и електроника која је незаобилазна код савремених мењачких преносника.

Двострука спојница има основни задатак да смањи време промене степена преноса. Иначе трансмисија путничких возила са двоструком спојницом састоји се од двоструког замајца, тзв. замајца са двоструком масом, двоструке спојнице и механизма за повезивање и укључивање вратила (слика 4.8). Двострука спојница се састоји од два сета упарених фрикционих дискова, постављених концентрично један изнад других, прстен у прстену. Активирање спојнице се врши дејством притиска хидрауличне течности, а помоћу одговарајућег клипа. Ова конструкција мокре фрикционе спојнице има исти задатак, као и двострука сува фрикциона спојница. Рад савремених DCT мењача контролише мехатронички систем који састоји од електронске управљачке јединице, хидрауличко-управљачке јединице (механизма за покретање) и сензора. На слици 4.9, приказани су елементи двоструке спојнице DCT мењача.

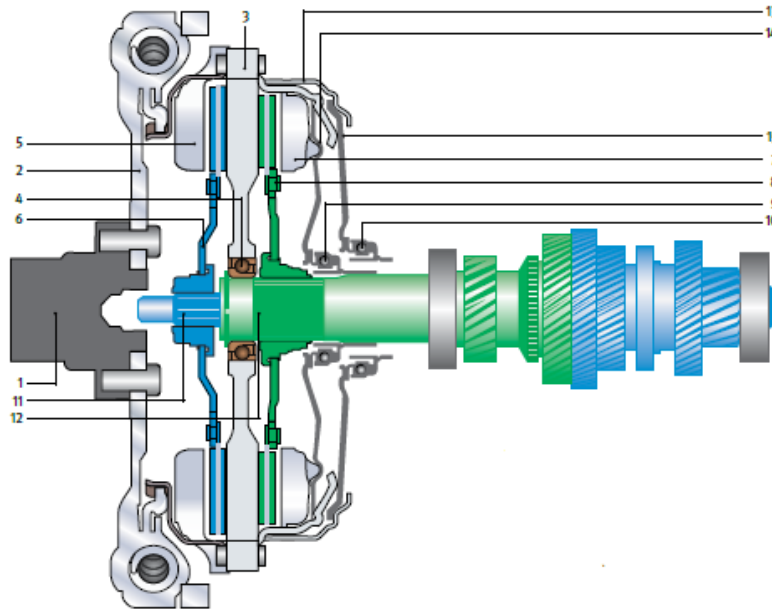


Слика 4.8. Систем за пренос снаге са код возила са DCT мењачем [9]



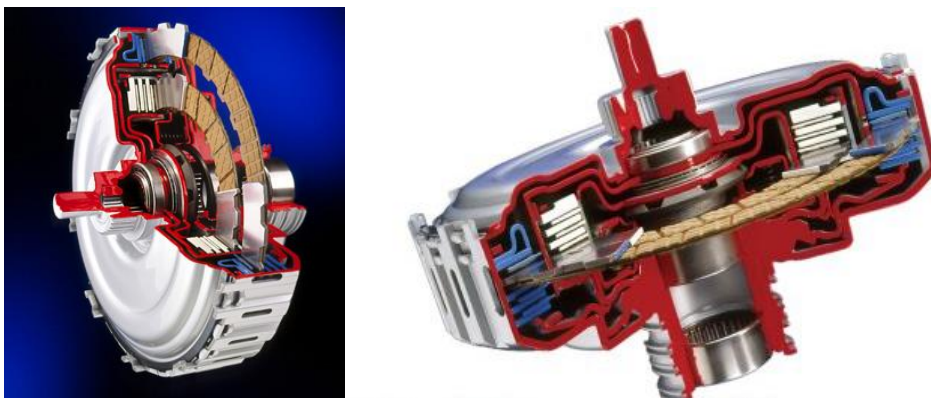
Слика 4.9. Елементи двоструке спојнице: 1. погонски прстен са притисном плочом, 2. фрикциони диск 1, 3. средишња плоча, 4. фрикциони диск 2, 5. притисна плоча, 6. тањираста опруга са механизмом за подешавање фрикционог диска 2, 7. корпа спојнице са механизмом за подешавање фрикционог диска 1, 8. тањираста опруга, 9. спона, 10. зауставни прстен [9]

На слици 4.10, шематски је приказан склоп двоструке спојнице. Средишња плоча са две површине трења (3) чини језгро двоструке спојнице. Ова плоча се монтира за спољашње шупље вратило (12) носећег лежаја (6). Са обе стране су постављене спојнице које се активирају притиском плоче, а преко споне (13) и опруга (14 и 15).

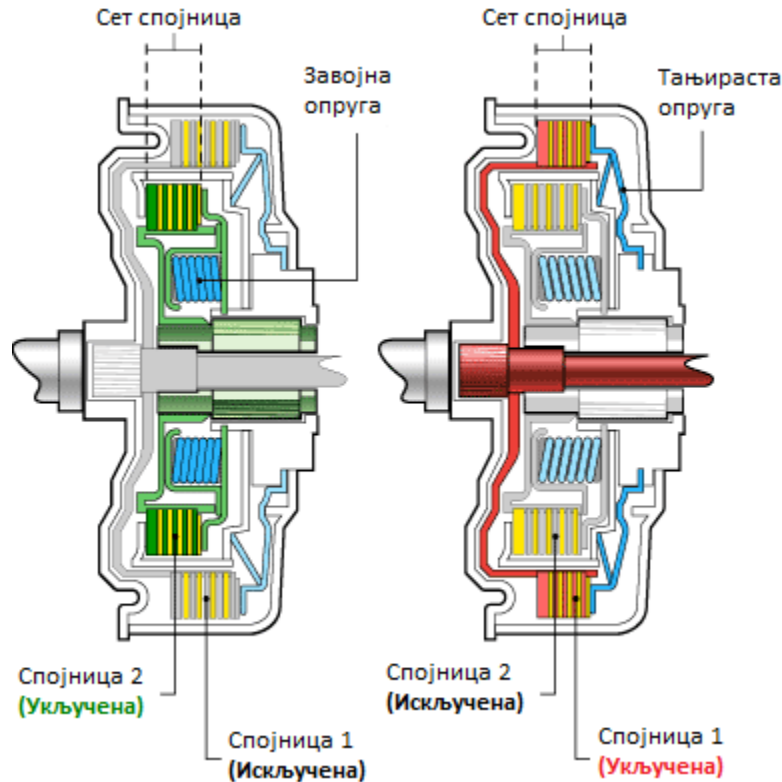


Слика 4.10. Двострука спојница DCT мењачког преносника са сувим фрикционим површинама: 1- коленасто вратило мотора, 2- замајац са двоструком масом, 3-средишња плоча, 4- ослонац/лежај, 5-притисна плоча 1, 6- фрикционидиск 1, 7-притисна плоча 2, 8-фрикциони диск 2, 9- зупчаник за пренос обртног момента са спојнице 2, 10- зупчаник за пренос обртног момента са спојнице 1, 11- улазно вратило мењача 1, 12- улазно вратило мењача 2 (шупље), 13- спона, 14- тањираста опруга 2, 15- тањираста опруга 1 [9]

На слици 4.11, приказана је мокра спојница са два сета ламеластих дискова, постављених концентрично један изнад других. Њихова активација се врши дејством притиска хидрауличне течности, а помоћу одговарајућег клипа (слика 4.12). Конструкција мокре фрикционе спојнице има исти задатак као двострука сува фрикциона спојница.



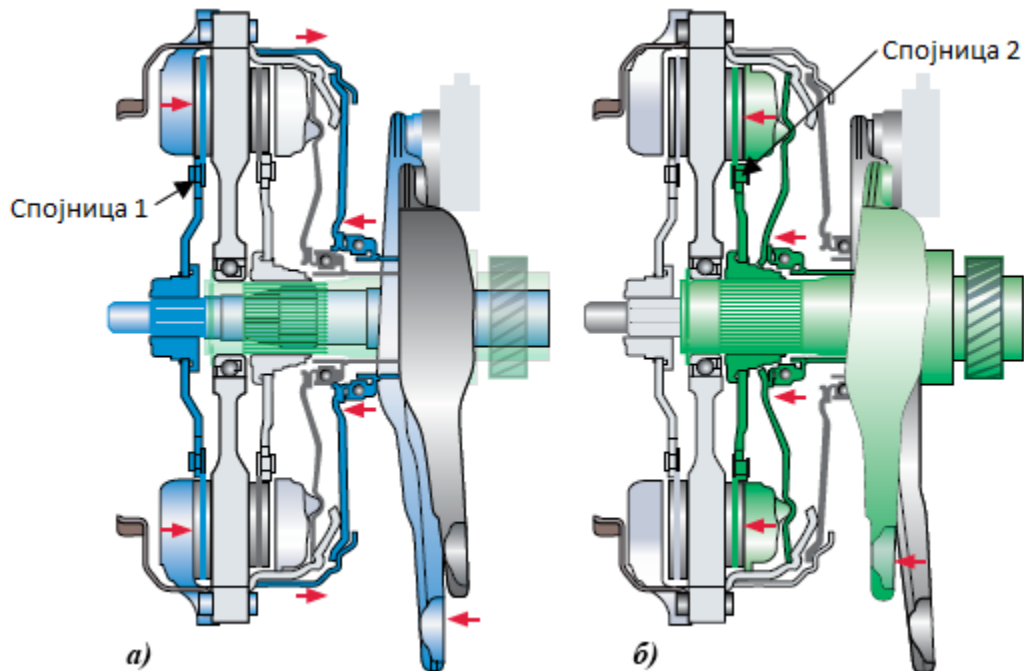
Слика 4.11. Мокра фрикциона спојница BrogWarner [13]



Слика 4.12. Двострука спојница DCT мењачког преносника са мокрым фрикционим површинама [12]

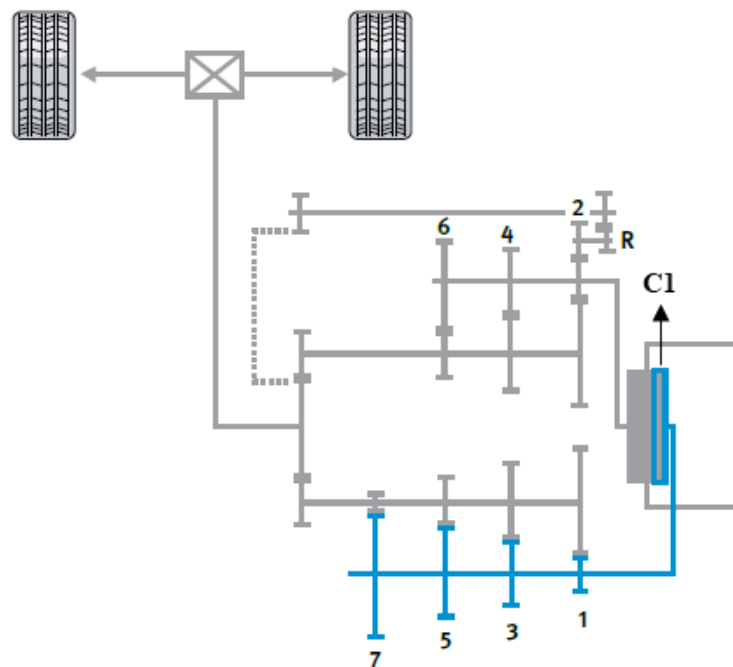
Ако је један од зупчаника који је у спрези са унутрашњим вратилом и спојницом 1 активан током вожње, спојница се активира командом мехатроничког система и тањирастом опругом. Активирањем спојнице 1 обртни момент се преноси на спољашње шупље вратило. Током неравномерне (градске) вожње мехатронички систем припрема промену степена преноса у нижи или виши степен преноса (слика 4.13 а).

Ако је потребна промена степена преноса зупчаника који су повезани са спољашњим шупљим вратилом и спојницом 2 тањираста опруга се враћа уназад ослобађајући тако спојницу 1. Истовремено, мехатронички систем активира мању тањирасту опругу и покреће спојницу 1 која обртни момент мотора преноси на спољашње шупље вратило (слика 4.13б).



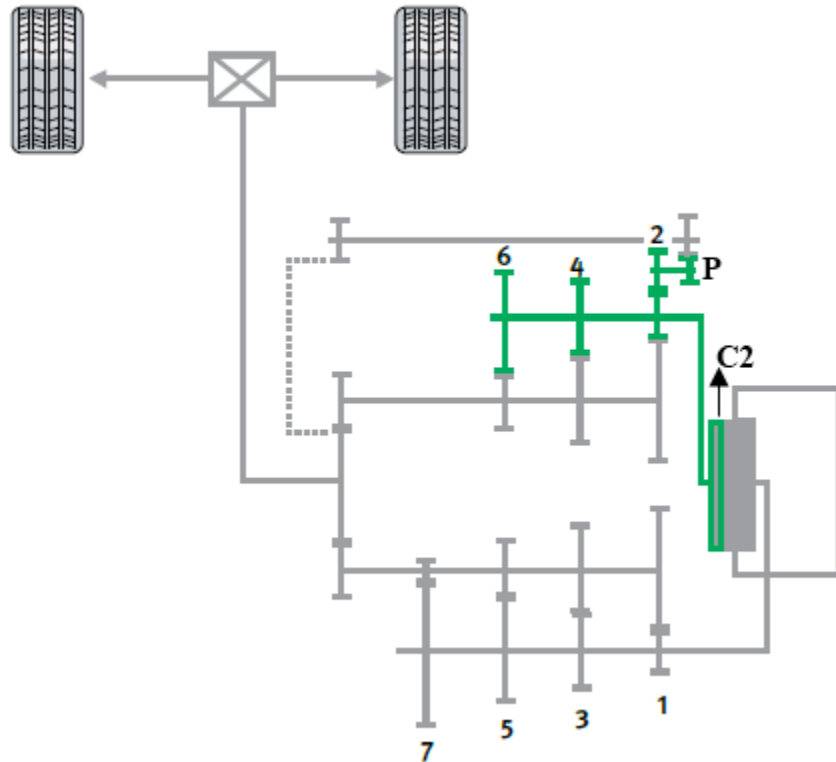
Слика 4.13. Шема активирања фрикционих дискова двоструке спојнице: а) фрикциони диск 1, б) фрикциони диск 2 [9]

На слици 4.14, приказана је шема преноса обртног момента са спојнице 1 на унутрашње вратило и зупчанике који су у спрези са њим (1, 3, 5 и 7). Овај систем преноса снаге чини један „под-редуктор“ мењачког преносника.



Слика 4.14. Шема активирања преноса обртног момента са спојнице 1 на унутрашње вратило [9]

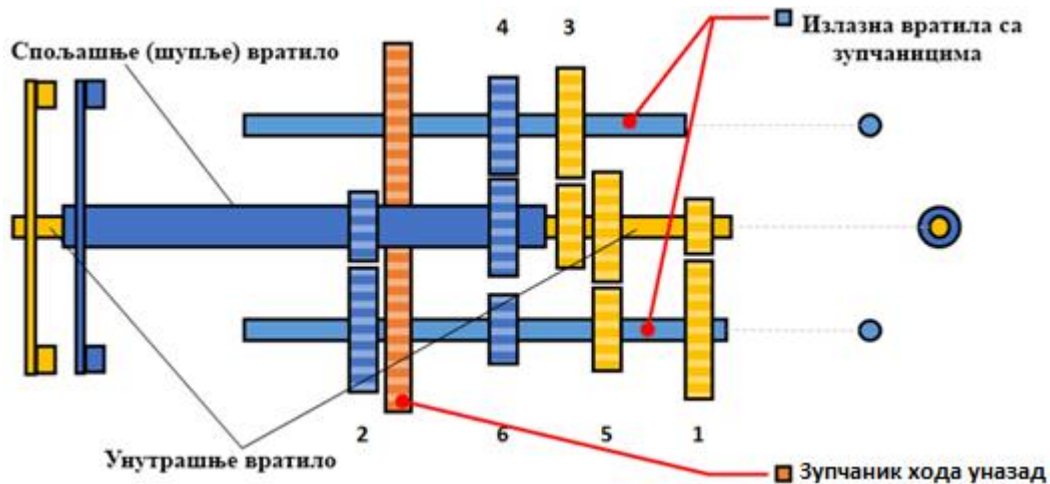
На слици 4.15, приказана је шема преноса обртног момента са спојнице 2 на спољашње шупље вратило и зупчанике који су у спрези са њим (2, 4, 6 и P – ход уназад). Овај систем преноса снаге чини други „под-редуктор“ мењачког преносника.



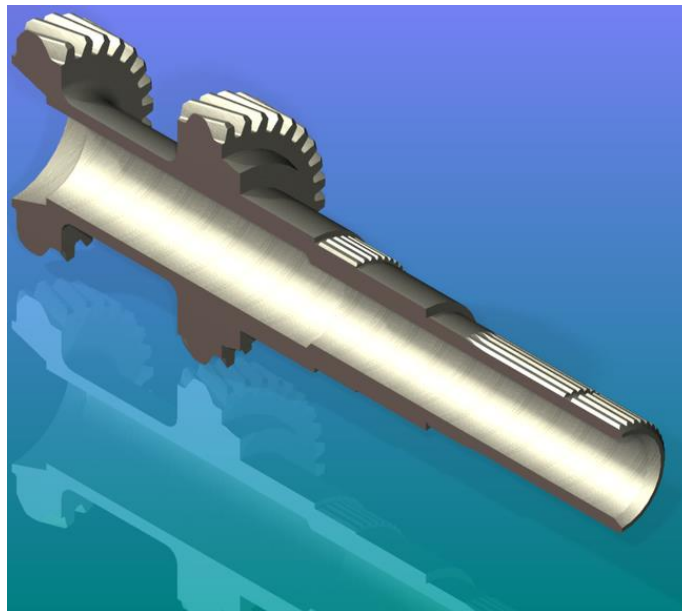
Слика 4.15. Шема активирања преноса обртног момента са спојнице 2 на спољашње шупље вратило [9]

Вратила DCT мењачког преносника су најбитнији елементи којима се преноси обртни момент и снага мотора на остатак трансмисије. Поред тога што су оптерећена на увијање, торзију, оптерећена су и на савијање, те се током вожње константно окрећу и преносе обртни момент. Од вратила се очекује поузданост и дуг радни век, колико и радни век мењачког преносника, односно возила, нарочито код овог типа мењачког преносника, где су вратила постављена једно унутар другог, тј. имамо и тзв. шупље вратило. На слици 4.16, приказана је шема DCT мењачког преносника на којој су означене позиције вратила.

Шупље вратило DCT мењача (слика 4.17) има мању масу, због уздужног, отвора што поскупљује њихову израду. При томе је корист од смањења масе већа, него недостатак због смањења чврстоће и крутости. Тако је шупље вратило лакше за 25% од стандардног, а моменти отпора се смањују само око 5%. Шупља вратила представљају виталне делове DCT мењача који спајају турбину и генератор омогућавајући и претварање хидро у електричну енергију.



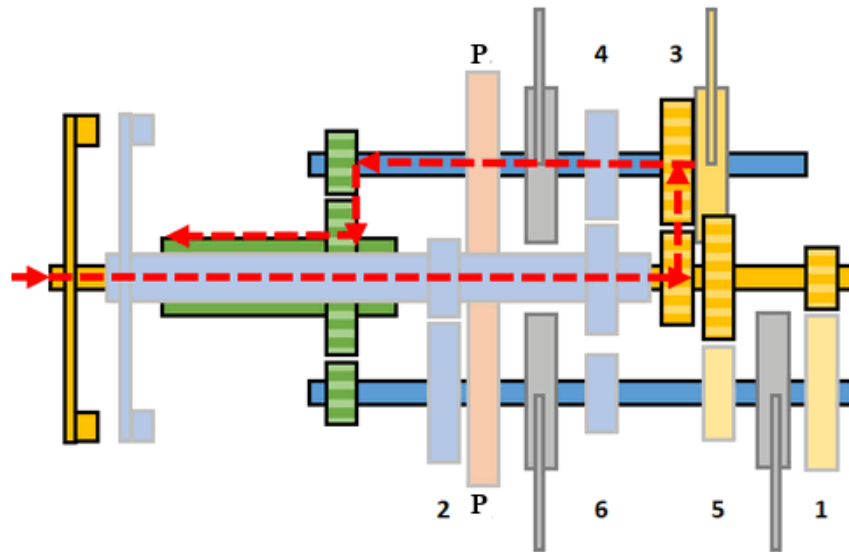
Слика 4.16. Шема DCT мењачког преносника са означеним вратилима [11]



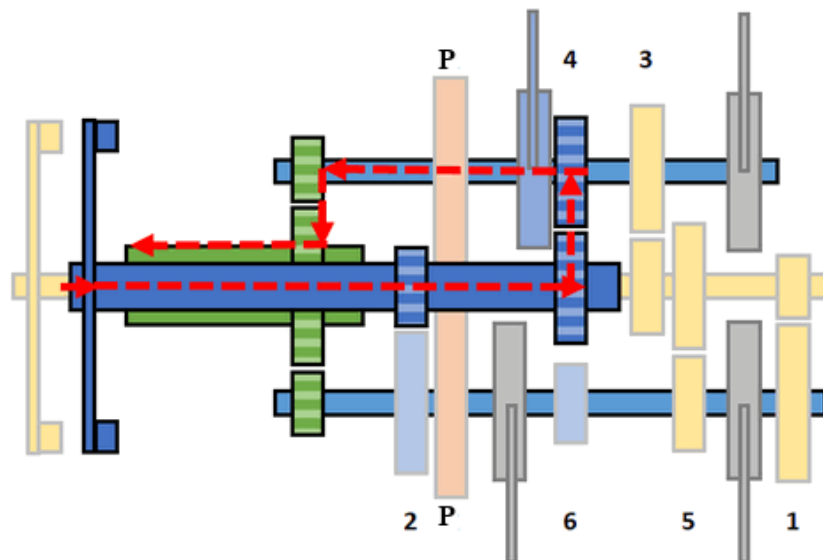
Слика 4.17. Шупље вратило DCT мењачког преносника [11]

На слици 4.18, приказан је пренос снаге и обртног момента са мотора на DCT мењачки преносник преко унутрашњег „пуног“ вратила. У том тренутку се преко фрикционог диска 1 обртни момент мотора преноси преко унутрашњег вратила на зупчани пар 3, односно возило се креће у трећем степену преноса.

На слици 4.19, приказан је пренос снаге и обртног момента са мотора на DCT мењачки преносник преко спољашњег „шупљег“ вратила. У том тренутку се преко фрикционог диска 1 обртни момент мотора преноси преко унутрашњег вратила на зупчани пар 4, односно возило се креће у четвртом степену преноса.



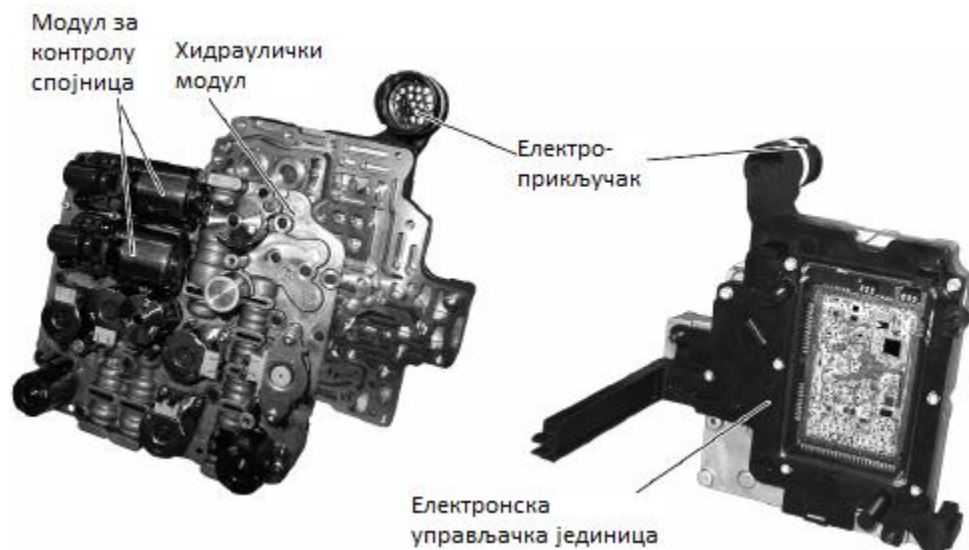
Слика 4.18. Пренос обртног момента преко унутрашњег „пуног“ вратила DCT мењачког преносника [11]



Слика 4.19. Пренос обртног момента преко спољашњег „шупљег“ вратила DCT мењачког преносника [11]

Мехатронички модул (слика 4.20) поставља се на предњем делу мењача и има улогу „локалног“ регулатора. Овај систем комбинује хидраулички модул (1), модул за контролу спојница (хидраулички вентили), као и електронске управљачке јединице и сензора. Ова управљачка јединица DCT мењачких преносника се повезује са једносмерном струјом електро-система возила.

Мехатронички модул има задатак да контролише промену степена преноса и врши припрему за промену у наредни, виши или нижи степен преноса. Сензори модула детектују положаје актуатора зупчаника и на тај начин припремају промену преносног односа, такође, поједини сензори контролишу и температуру уља мењачког преносника. Битне компоненте мехатроничког модула, зависно од конструкције мењачког преносника су модулатор хлађења уља, актуатори за покретање зупчаника дуж осе вратила (тип синхро-спојнице) и др.



Слика 4.20. Мехатронички модул DCT мењачког преносника [4]

Како би се постигла брза промена степена преноса и висока удобност управљања возилом, односно промена степена преноса без наглих трзаја, као и код мануелних мењача, користи се „виљушка“ мењачког преносника за одређене степене преноса. Изводе се са мањим хидрауличким елементима, као и актуаторима и сензорима који прате параметре и дају сигнал модулу када је потребно извршити промену степена преноса (слика 4.21).



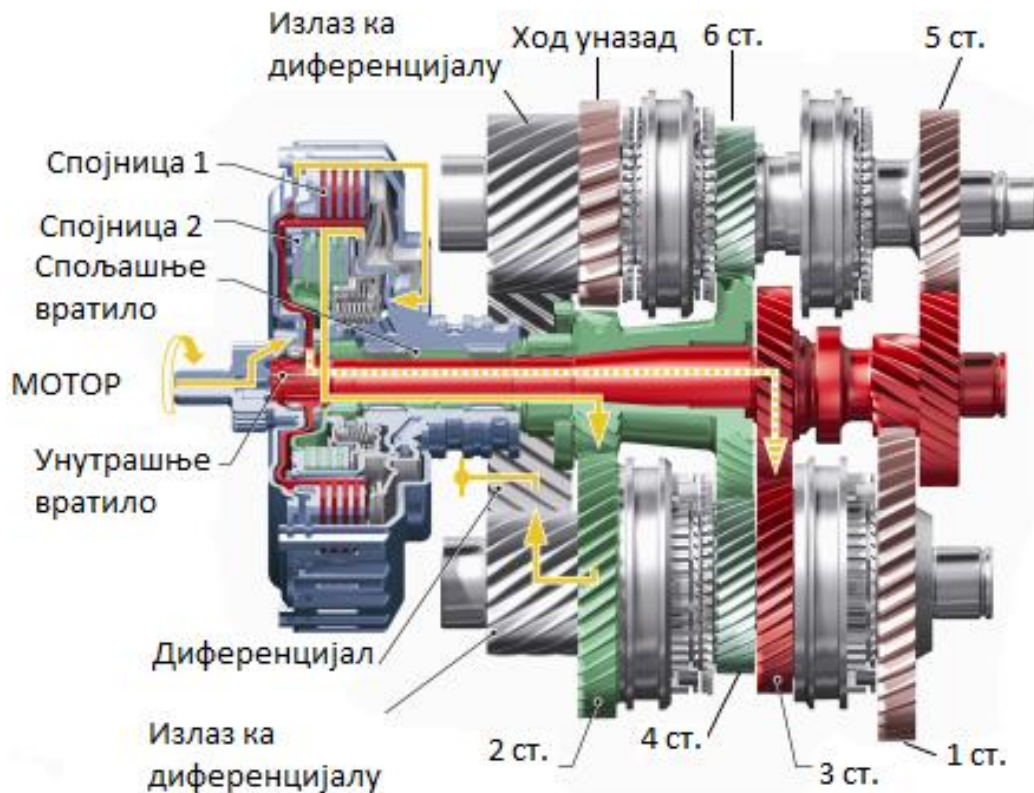
Слика 4.21. Виљушка са чаурама за промену 1. и 3. степена преноса

5. Анализа конструкције DCT мењача код различитих модела путничких возила

У наставку рада биће анализирана различита конструкциона решења DCT мењачких преносника код савремених путничких возила.

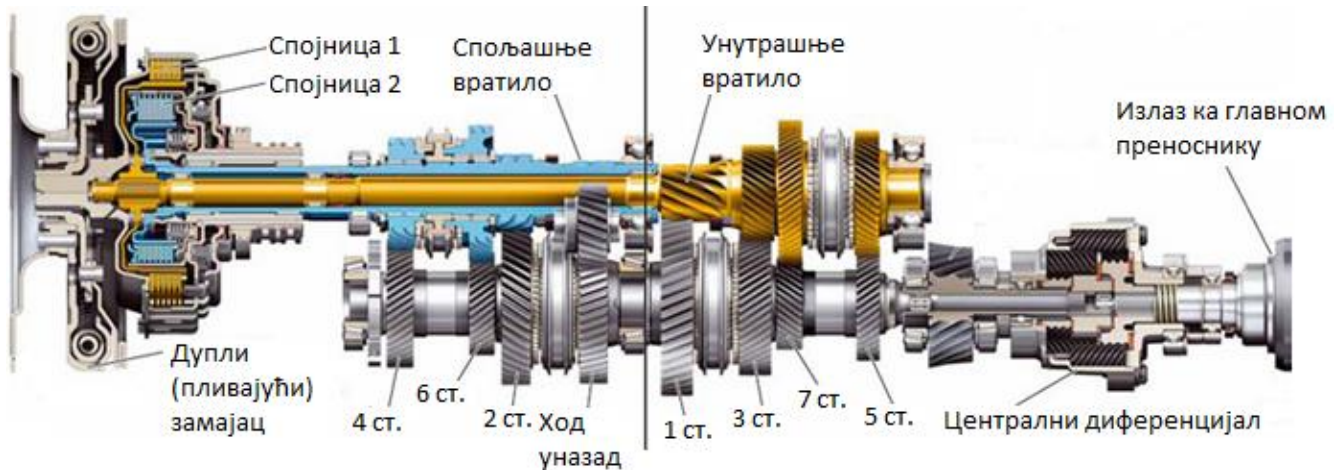
5.1. DCT мењачки преносници код VW и Audi путничких возила

Када је почео да се производи 2003. године DSG мењачки преносник био је први мењач са двоструком спојницом који се уграђивао серијски у комерцијалним аутомобилима, односно био је то VW Golf Mk. 5 R32 намењен за немачко тржиште. На глобалном нивоу DSG мењач је представљен у моделу Audi TT 3.2 (слика 5.1). У првим годинама производње DSG је био доступан само за аутомобиле са погоном на предњим точковима, имао је шест степени преноса и био је упарен са моторима до највише 350 Nm обртног момента. Док је верзија за погон на два точка тежила 93 kg, у VW фабрици производи се, почетком 2008. године, мењачки преносник у седмостепеној верзији тежине 70 kg који користи двоструку суву спојницу за разлику од шестостепеног мењача, јер је намењен слабијим моторима са максимално 250 Nm обртног момента. На слици 5.2, приказан је седмостепени DSG мењачки преносник VW групације.

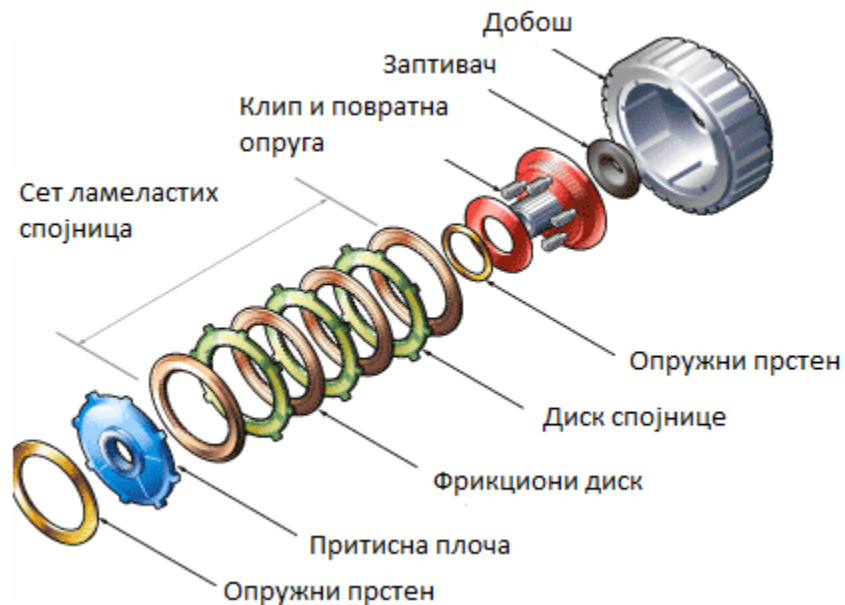


Слика 5.1. DSG мењачки преносник на возилу Audi TT 3.2 [12]

Крајем 2008. у производњу улази потпуно нова седмостепена S-Tronic верзија DSG мењачког преносника за уздужно уграђене моторе. Ова верзија мењача има сет спојница (слика 5.3) потопљених у потпуно синтетичко уље ATF (Automatic Transmission Fluid - течност за аутоматску трансмисију). Упарује се са моторима који постижу обртни момент до 600 Nm са снагом до 360 kW. Има укупну тежину, са уљем, 141,5 kg. У табели 5.1, дате су техничке карактеристике за DTC седмостепени VW – ов мењачки преносник.



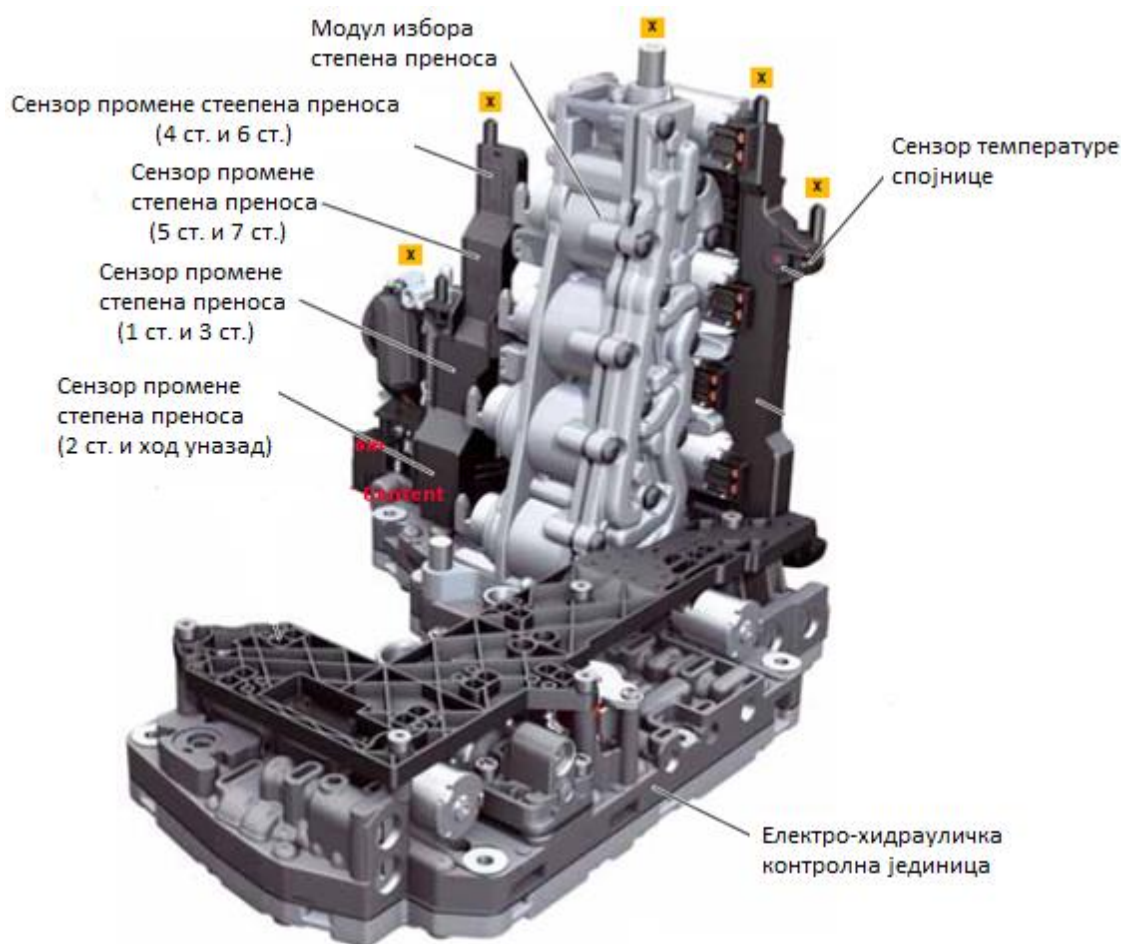
Слика 5.2. DSG S-Tronic седмостепени мењачки преносник [14]



Слика 5.3. Сет спојница DSG S-Tronic седмостепеног мењачког преносника [12]

Табела 5.1. Техничке карактеристике мењачког преносника DSG S-Tronic [12]	
Произвођач	VW група
Развој и примена	Audi AG, Audi TT 3.2
Тип	DSG S-Tronic DL501 – 7Q
Контрола рада	Мехатронички систем – електро-хидрауличка контрола
Преносни однос (најнижи и највиши)	8.1 : 1 до 1:1
Међуосно растојање вратила	89 mm
Обртни момент и број обртаја	550 Nm и 9000 o/min
Маса	146 kg са дуплим пливајућим замајцем

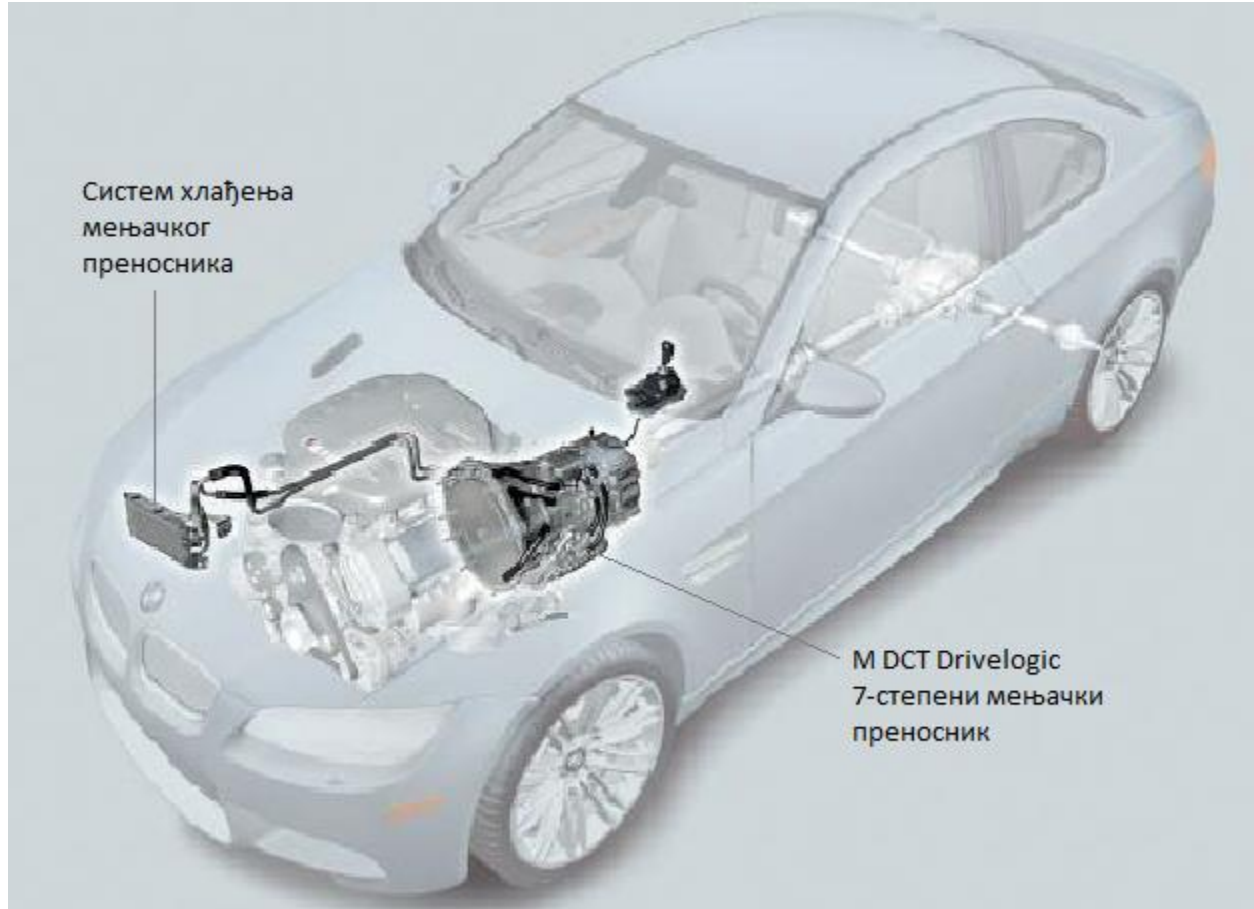
Рад мењачког преносника је под контролом мехатроничког система (слика 5.4). Његов концепт контроле омогућава прецизну контролу рада мењача и контролу брзине кретања возила, као и снагу када се мења степен преноса. Тако, у зависности од ситуације у вожњи, могуће је постићи брзу промену степена преноса без угрожавања удобности и безбедности возача и путника.



Слика 5.4. Мехатронички систем за контролу рада DSG S-Tronic седмостепеног мењача [14]

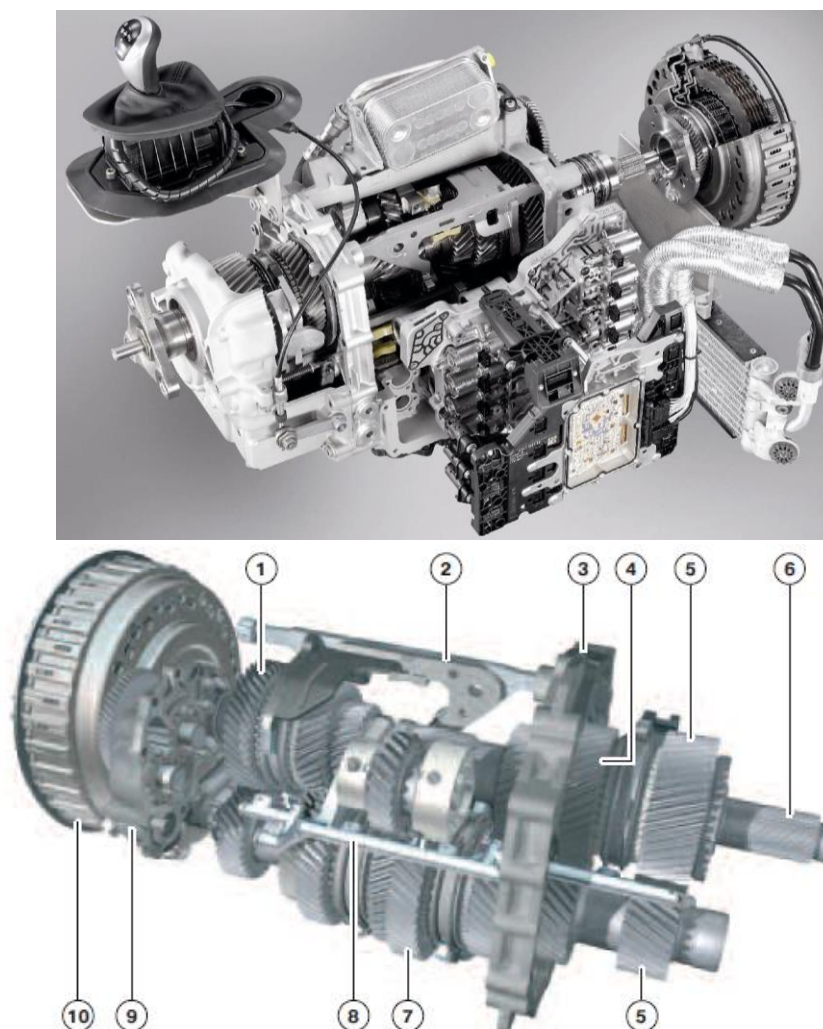
5.2. DCT мењачки преносници код BMW путничких возила

Један од светских произвођача аутомобила BMW, на својим возилима Е класе уграђује секвенцијалне мењачке преноснике са две спојнице (слика 5.5). Заправо, реч је о мењачком преноснику M DCT Drivelogic, који се уграђује у сва путничка возила BMW серије E9xM3.



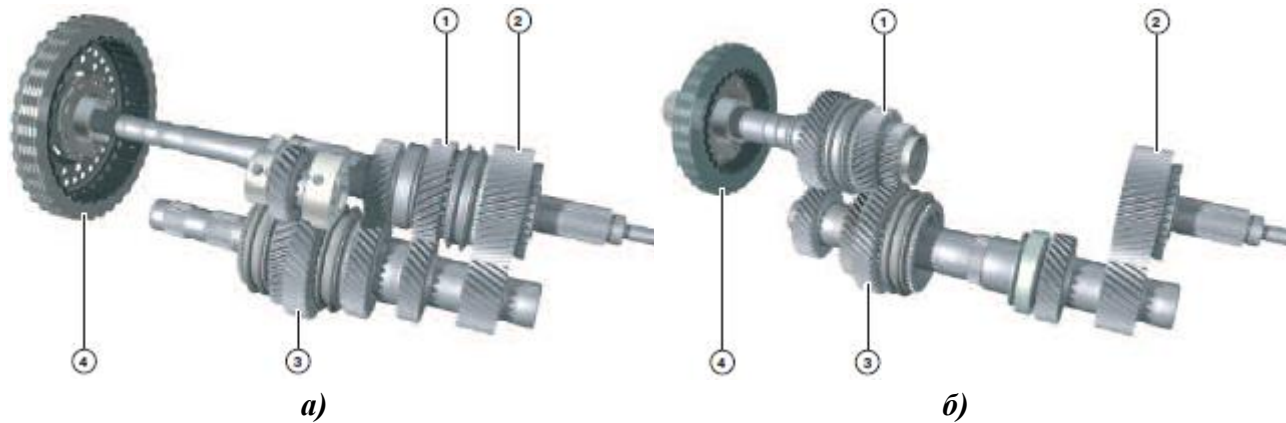
Слика 5.5. Путничко возило BMW серије E9x M3 са седмостепеним M DCT Drivelogic мењачким преносником [15]

M DCT Drivelogic (слика 5.6) комбинује предности секвенцијалног преноса са аутоматским. Може се користити у аутоматском режиму рада, као и у мануелном режиму. Постоји пет програма у аутоматском режиму рада и шест програма у мануелном моду. У мануелном моду промена степена преноса врши се ручицом мењача потпомогнуто електронским системом. Главна карактеристика овог мењачког преносника јесте да се промена степена преноса врши без прекида тока снаге. Промену степена преноса контролише електроника, док су извршни органи хидруличке компоненте које чине један мехатронички модул. M DCT Drivelogic поседује интегрисан систем за подмазивање компоненти мењача, док се температура уља регулише посебним системом хлађења.



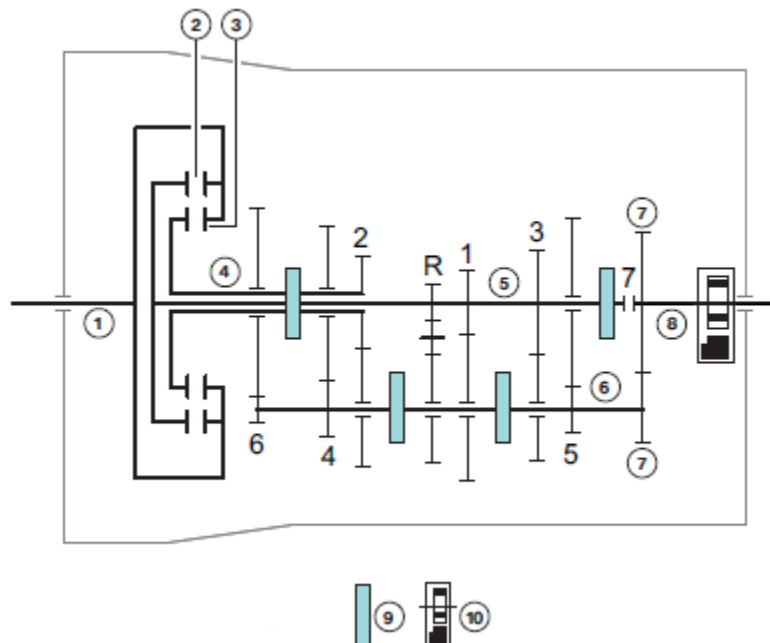
Слика 5.6. М DCT Drivelogic мењачки преносник: 1. унутрашње улазно вратило 2. бирач – виљушка, 3. средишња кутија, 4. унутрашње улазно вратило, 5. редукциони зупчаник, 6. излазно вратило, 7. помоћно вратило, 8. цев за подмазивање, 9. уљна пумпа, 10. спољашње кућиште са двоструком спојницом [15]

Структура М DCT мењачког преносника, састоји се из два под-редуктора, тако да се обртни момент преноси преко унутрашњег улазног вратила на зупчанике 1., 3., 5., 7. степена преноса као и за ход уназад (слика 5.7а), односно преко спољашњег вратила на зупчанике 2., 4., и 6. степена преноса (слика 5.7б).



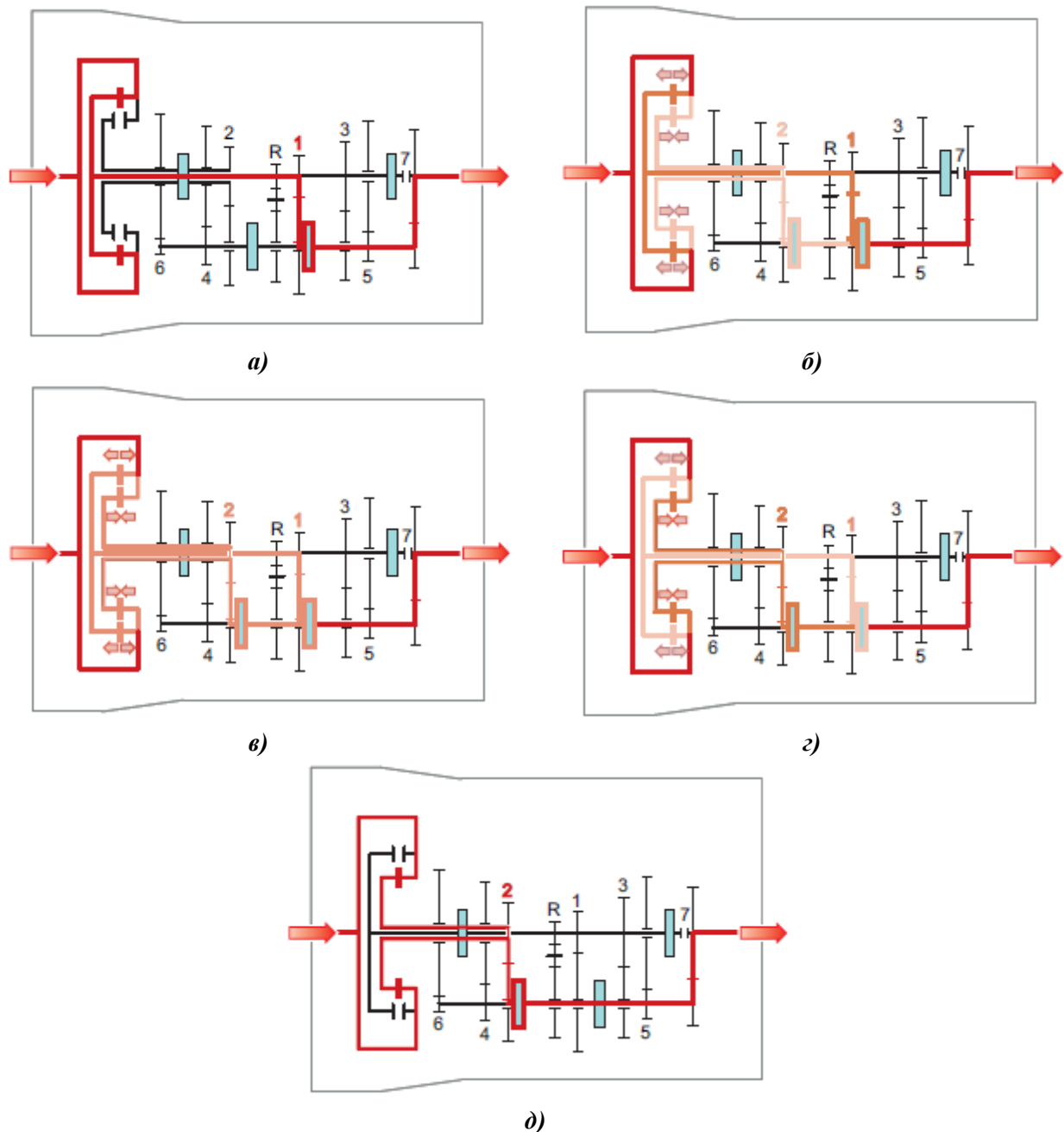
Слика 5.7. Структура мењачког преносника M DCT Drivelogic: а) под-редуктор 1, б) под-редуктор 2: 1. улазна вратила са зупчаницима, 2. излазна вратила, 3. помоћна вратила, 4. ламеласте спојнице [15]

На слици 5.8, шематски је приказан распоред вратила и зупчаника код мењачког преносника M DCT Drivelogic. Преко спојница (2) и (3) обртни момент се са излазног вратила мотора (1) преноси на унутрашњу улазну осовину (5), односно на спољашње вратило (4). Даље се момент преноси на излазно вратило (8), односно преко редукционог зупчаника (7) на помоћно вратило са зупчаницима, које својом променом положаја врши промену степена преноса тако што се упарују одређени зупчаници.



Слика 5.8. Шематски приказ мењачког преносника M DCT Drivelogic: 1. излазно вратило мотора, 2. и 3. спојнице, 4. спољашње вратило, 5. унутрашње вратило, 6. помоћно вратило, 7. редукциони зупчаник, 8. излазно вратило, 9. синхро-спојница, 10. закључавање мењача [15]

На слици 5.9, приказане су фазе промене степена преноса из 1. у 2. Тако, током прве фазе возач убрзава у 1. степену преноса, а систем врши припрему 2. степена преноса. Током прве фазе спојница 2 почиње да се укључује с обзиром да се спојница 1. лагано почиње одвајати од унутрашњег вратила. У другој фази повећава се притисак на спојницу 2, док на спојници 1 пропорционално слаби.



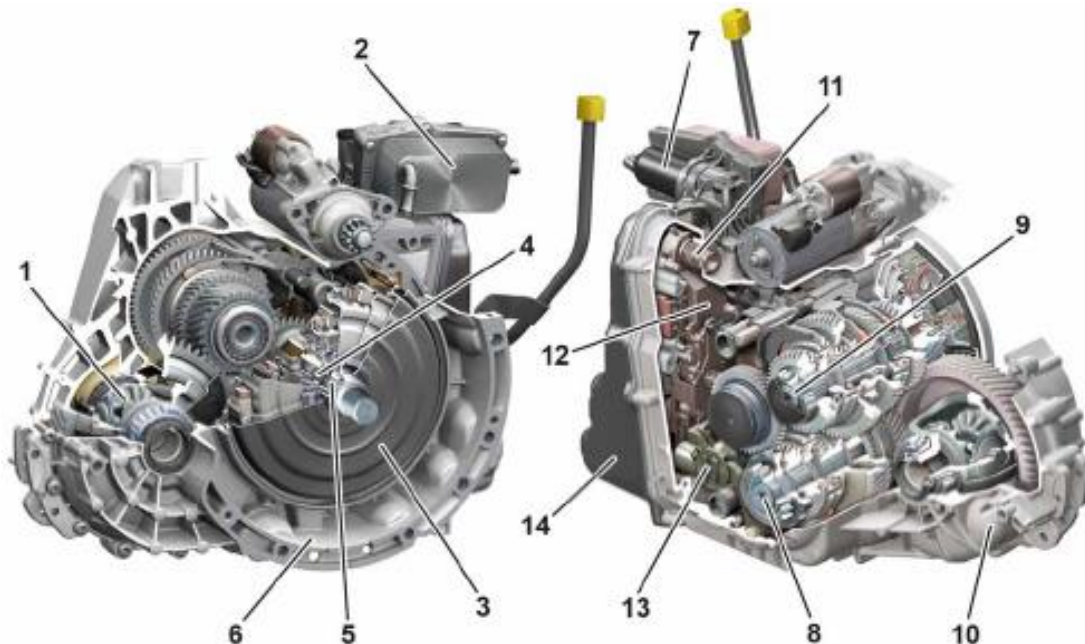
Слика 5.9. Шематски приказ промене степена преноса код мењачког преносника M DCT Drivelogic: а) возило се креће у првом степену преноса, б) прва фаза промене степена преноса, припрема 2. степена преноса, в) друга фаза, притисак се преноси на спојницу 2, г) трећа фаза, спојница 2 носи већи део момента, док се спојница 1 у потпуности одваја, д) возило се креће у 2. степену преноса [15]

У трећој фази спојница 2 носи већи део момента, док се спојница један у потпуности одваја. Притисак на спојници 2 је знатно већи док на спојници 1 у потпуности слаби. Четврта фаза подразумева завршетак промене степена преноса, возило наставља да се креће у другом степену преноса. У табели 5.2, дате су техничке карактеристике мењачког преносника M DCT Drivelogic.

Табела 5.2. Техничке карактеристике мењачког преносника BMW M DCT Drivelogic [15]	
Произвођач	BMW
Развој и примена	BMW, BMW E9x M3
Тип	M DCT Drivelogic
Контрола рада	Мехатронички систем – електро-хидрауличка контрола
Преносни однос (најнижи и највиши)	4.78 : 1 до 0.78:1
Обртни момент и број обртаја	520 Nm и 9000 o/min
Маса	117kg са дуплим пливајућим замајцем

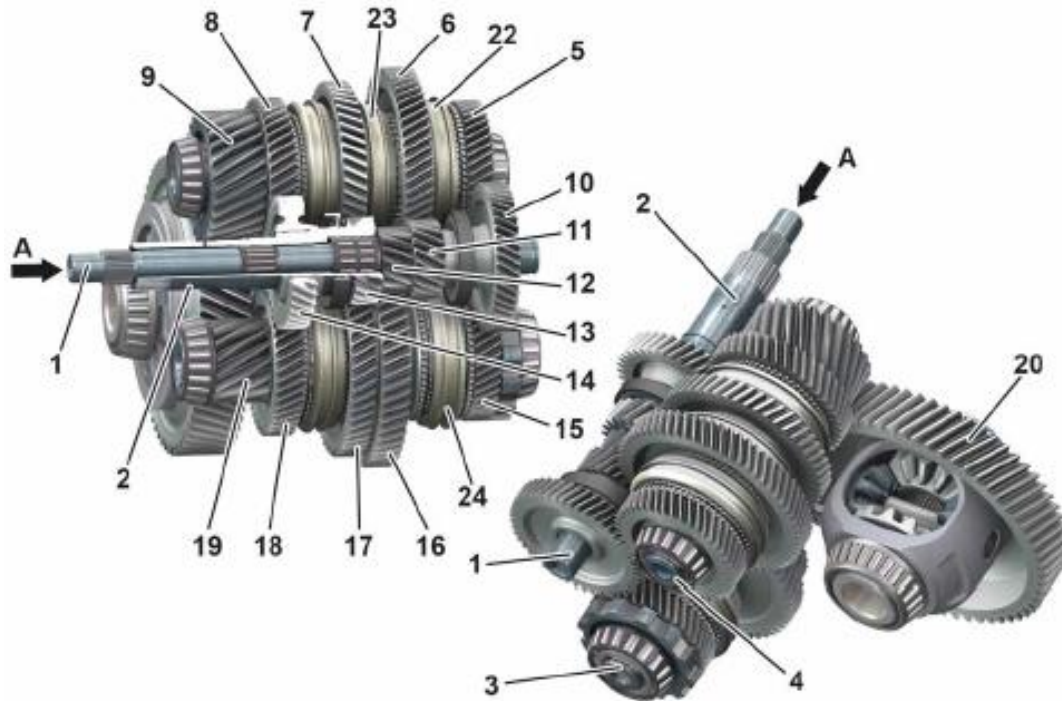
5.3. DCT мењачки преносници код Mercedes – Benz путничких возила

Код путничких возила произвођача Mercedes – Benz, поред мануелних хидро-механичких мењачких преносника уграђују се и мењачки преносници са двоструком спојницом. Један од познатијих модела јесте Mercedes-Benz 7G-DCT (слика 5.10).



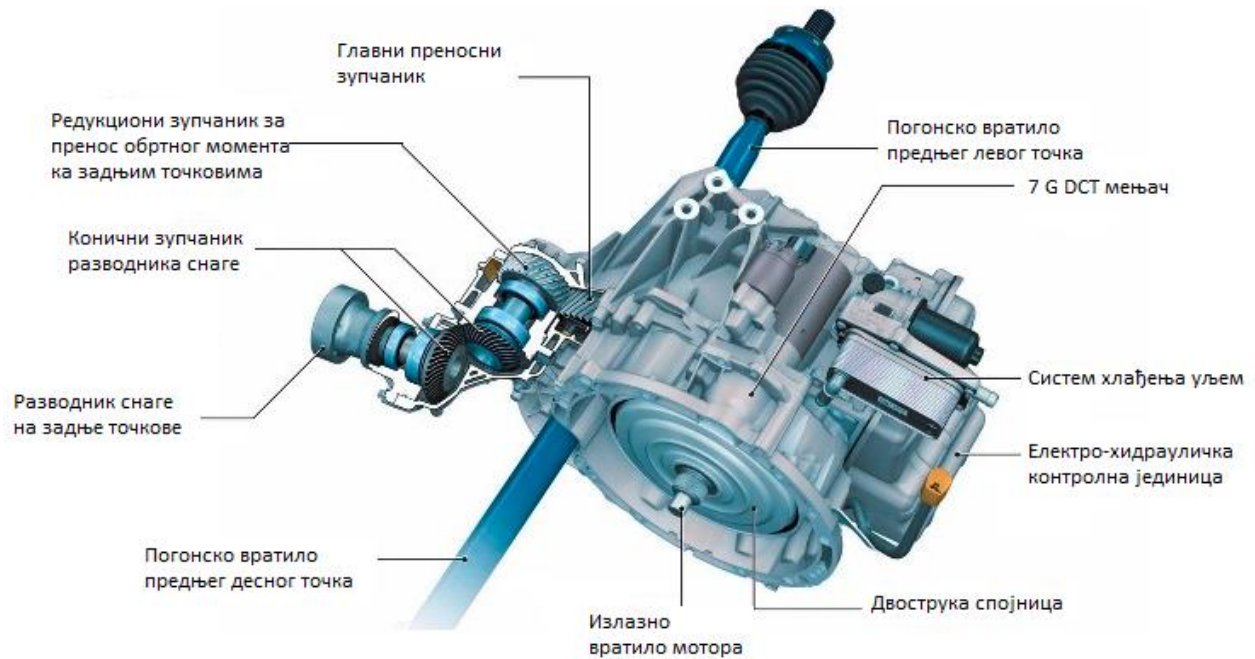
Слика 5.10. Mercedes-Benz 7G-DCT мењачки преносник: 1. зупчаник диференцијала, 2. измењивач трансмисионог уља, 3. двострука спојница, 4. шупље вратило, 5. унутрашње вратило, 6. кућиште спојнице, 7. филтер уља и систем хлађења, 8. и 9. излазна вратила, 10. кућиште мењача, 11. VGS конектор 12. интегрисани систем контроле, 13. систем закључавања излазног вратила 13. закључавање мењача, 14. кућиште трансмисионог уља [18]

Као и други модели DCT и MB 7G-DCT врши промену степена преноса без прекида тока снаге и представља комбинацију аутоматског и мануелног мењачког преносника. Један под-редуктор покреће зупчанике 1., 3., 5. и 7. степена преноса, док је други задужен за 2., 4. и 6. степен преноса и ход уназад. На слици 5.11, приказана је структура мењачког преносника MB 7G-DCT.

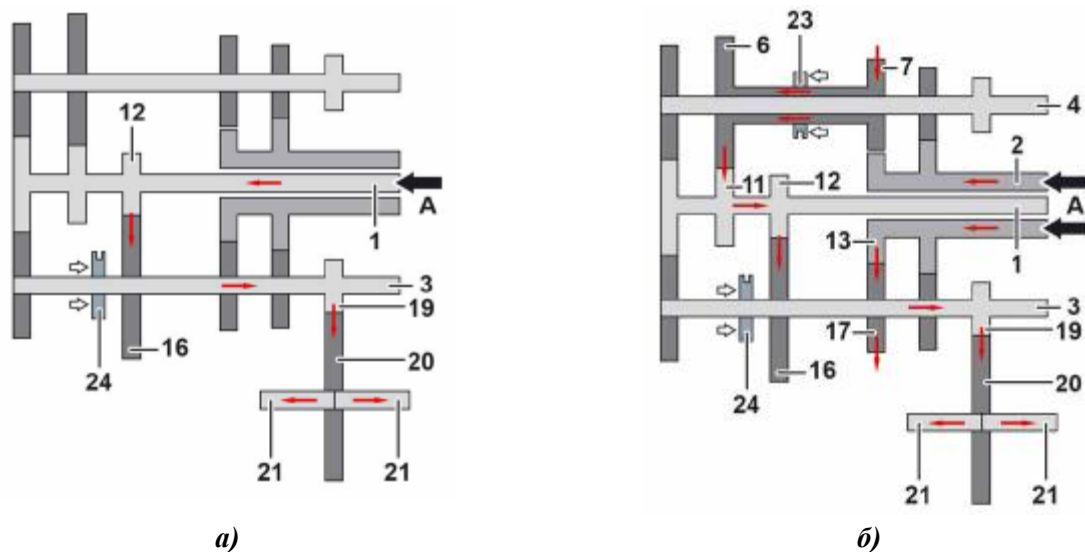


Слика 5.11. Структура зупчастог дела мењачког преносника MB 7G-DCT: A – излазно вратило мотора, 1. унутрашње вратило, 2. шупље вратило, 3. и 4. излазна вратила, 5. зупчаник седмог степена преноса, 6. зупчаник трећег степена преноса, 7. зупчаник хода уназад, 8. зупчаник шестог степена преноса, 9. редукциони зупчаник 2, 10., 11. и 12. зупчаници унутрашњег вратила за упаривање са зупчаницима непарних степена преноса, 13. и 14. зупчаници шупљег вратила за упаривање са зупчаницима парних степена преноса, 15. зупчаник петог степена преноса, 16. зупчаник првог степена преноса, 17. зупчаник другог степена преноса, 18. зупчаник четвртог степена преноса, 19. редукциони зупчаник 1, 20. зупчаник диференцијала, 22., 23. и 24. клизни лежачеви – синхро-спојнице [18]

MB 7G-DCT се примењује код свих врста погона моторних возила. Најчешће се примењује код погона на предњим точковима, због своје компактности, али и за погон 4x4 код спортских возила (слика 5.12). На слици 5.13, шематски је приказан пренос обртног момента са мотора на вратила MB 7G-DCT мењача за први степен преноса (преко унутрашњег вратила) и за ход уназад (преко шупљег вратила). У табели 5.3, дате су техничке карактеристике мењачког преносника MB 7G-DCT.



Слика 5.12. Мењачки преносник MB 7G-DCT код погона 4x4 [17]

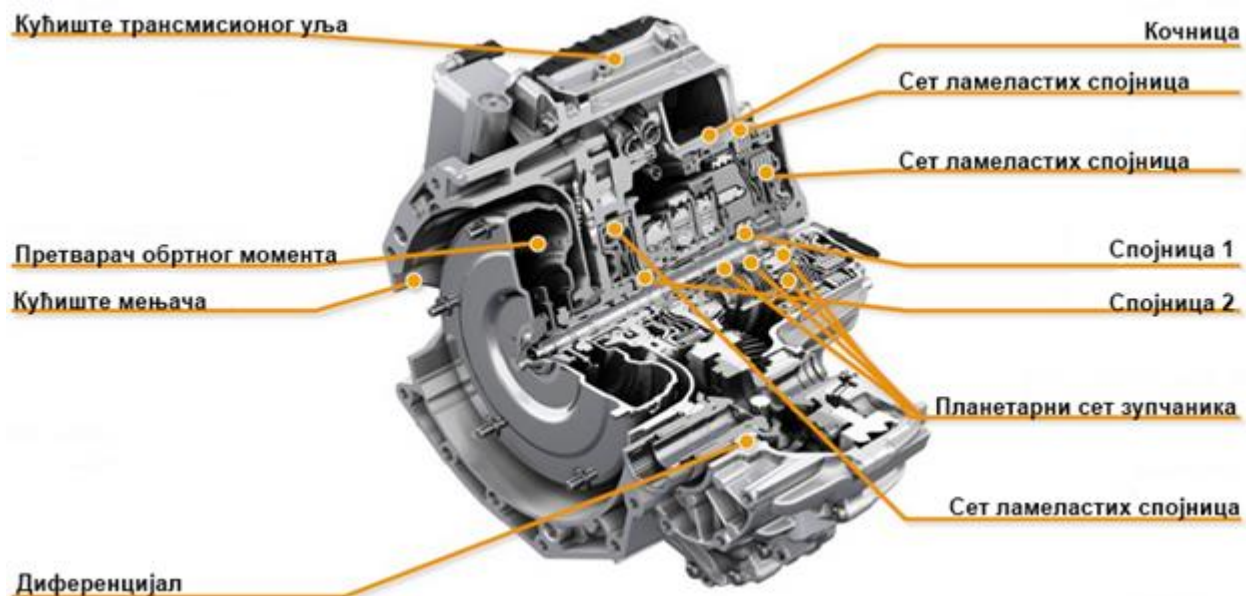


Слика 5.13. Шематски приказ преноса обртног момента са мотора на вратила MB 7G-DCT мењача а) за први степен преноса и б) ход уназад: А – излазно вратило мотора, 1. унутрашње вратило, 2. шупље вратило, 3. и 4. излазна вратила, 6. зупчаник трећег степена преноса, 7. зупчаник хода уназад, 11. и 12. зупчаници унутрашњег вратила за упаривање са зупчаницима непарних степена преноса, 13. зупчаници шупљег вратила за упаривање са зупчаницима парних степена преноса, 16. зупчаник првог степена преноса, 17. зупчаник другог степена преноса, 19. редукциони зупчаник, 20. зупчаник диференцијала, 21. лево и десно погонско вратило, 23. и 24. клизни лежајеве – синхро-спојнице [18]

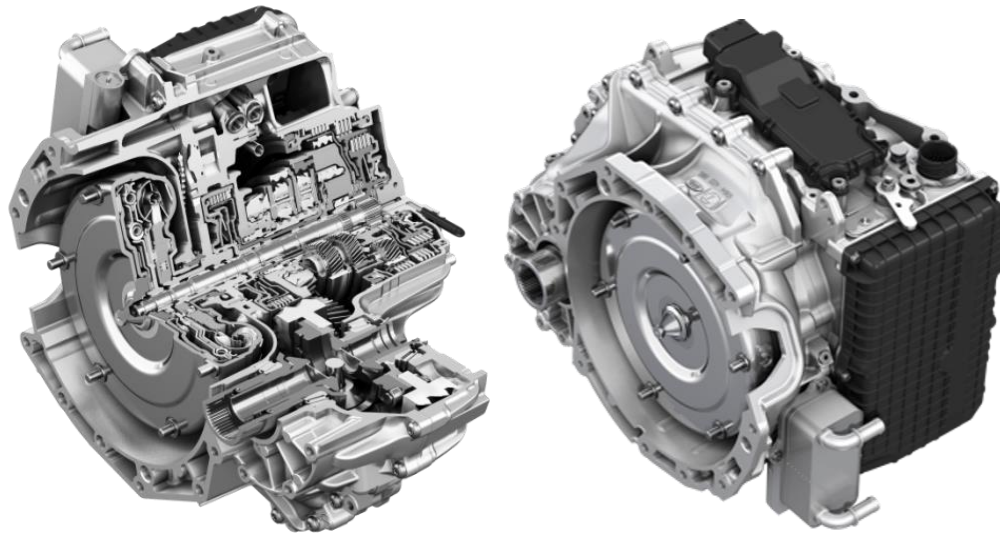
Табела 5.3. Техничке карактеристике мењачког преносника MB7G-DCT [15]	
Произвођач	Mercedes – Benz
Развој и примена	Mercedes – Benz A, B и C класе
Тип	MB7G-DCT
Контрола рада	Мехатронички систем – електро-хидрауличка контрола
Преносни однос (најнижи и највиши)	4.377 : 1 до 0.728:1
Обртни момент и број обртаја	350 Nm и 9000 o/min
Маса	137 kg са дуплим пливајућим замајцем

5.4. DCT мењачки преносник произвођача ZF

Са две серије DCT мењачких преносника ZF 9HP (HP 28 и HP 48, слика 5.14 и 5.15) покрива распон обртног момента од 200 до 480 Nm. Овај модел мењачког преносника своју примену може наћи и за погон на сва четири точка, али у комбинацији са електромотором код хибридних возила и др. Погодан је и за погон на предњим точковима чак и на уским просторима инсталације. Наведене карактеристике чине DCT аутоматски мењач изузетно флексибилним и представља оптималан избор за предњи погон у комбинацији са бензинским (ОТО) и дизел мотором, као и код хибридног погона. Ефикасност мењачког преносника 9HP је веома повољна, како тврди произвођач ZF, могуће је смањење потрошња горива од 12% код бензинског и 16% код дизел мотора. Поред тога, може бити хибридизована и примењена код паралелног хибридног погона, када се претварач обртног момента замени електромотором.

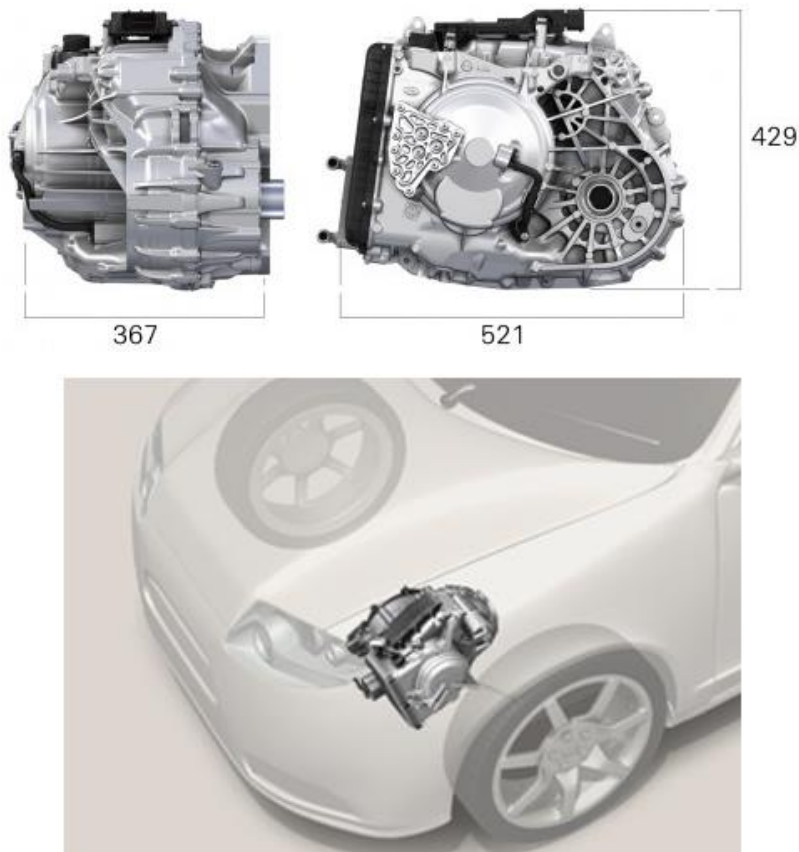


Слика 5.14. DCT мењачки преносник ZF 9HP 48 [19]



Слика 5.15. DCT мењачки преносник ZF 9HP 48 [19]

На слици 5.16, приказан је мењачки преносник ZF 9HP 48 са основним димензијама и његова позиција у аутомобилу. У табелама 5.4 и 5.5, дате су техничке карактеристике мењачког преносника ZF 9HP 48.



Слика 5.16. ZF 9HP 48 са основним димензијама у mm (горе) и позиција мењачког преносник ZF 9HP 48 на аутомобилу (доле) [19, 20]

Табела 5.4. Техничке карактеристике мењачког преносника ZF 9HP 48 [19]	
Произвођач	ZF
Тип	ZF 9HP 48
Начин промене степена преноса	Аутоматски
Број степени преноса	9 – степени
Уградња и погон	Напред – предњи
Мах. преносиви момент	Бензински (ОТО): 480 Nm Дизел: 450 Nm
Мах. број обртаја мотора за који је мењач предвиђен	6500 o/min
Маса мењача	86 kg
Спојница	Две дупле на улазном и излазном вратилу – мокре
Начин подмазивања	Уљна пумпа

Табела 5.5. Преносни односи мењача ZF 9HP 48 [19]												
ZF 9HP	Степен преноса	i_I	i_{II}	i_{III}	i_{IV}	i_V	i_{VI}	i_{VII}	i_{VIII}	i_{IX}	i_R	i_0
	Преносни однос	4.70	2.84	1.90	1.39	1.00	0.80	0.70	0.58	0.48	3.80	4.13

6. Прорачун елемената DCT мењачког преносника

У наставку рада биће извршен прорачун одређених елемената мењачког преносника на основу одређених улазних величина за путничко возило. У овом случају изабрано је путничко возило Volkswagen Polo са седмостепеним DSG мењачким преносником.

6.1. Прорачун чврстоће цилиндричних зупчаника са косим зупцима у трећем степену преноса

○ Полазни подаци:

- максимална снага мотора ($66 \text{ kW}/4800 \text{ min}^{-1}$) $\rightarrow P = 66000 \text{ W}$
- максимални обртни момент мотора ($160 \text{ Nm}/1400 \text{ min}^{-1}$)
- четвороцилиндрични клипни мотор,
- шестостепени мењачки преносник,
- израда без корекције профила,
- подмазивање потапањем.

○ Усвојени подаци:

- материјал зупчаника: Č5420, $\sigma_{Hlim} = 1510 \text{ N/mm}^2$ или
Č5420, $\sigma_{Flim} = 500 \text{ N/mm}^2$

Подаци усвојени из књиге Машински елементи, Вера Николић (2004).

- угао нагиба бочне линије $\beta = 27,5$

○ Израчунавање потребних величина за прорачун модула:

- обртни момент на зупчанику 1:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 4800}{30} = 502,655 \text{ s}^{-1}, \quad (6.1)$$

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{66000}{502,655} = 131,303 \text{ Nm}. \quad (6.2)$$

○ Израчунавање потребних величина за прорачун модула:

- фактор радних услова:

$$K_1 = 1,75$$

- К – фактор:

$$K_2 = 9,0.$$

Подаци усвојени из књиге Машински елементи, Вера Николић (2004).

- однос ширине и пречника подеоног круга зупчаника 1:

$$\phi_1 = \frac{b}{d} = 0,35 \quad (6.3)$$

- број зубаца зупчаника:

$$Z_1 = 14, Z_2 = 48,$$

број зуба усвојен на основу преносног односа сличних модела DCT мењачких преносника

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = 3,42.$$

- **Одређивање модула зупчаника:**

- пречник подеоног круга зупчаника 1:

$$d_{11} = \left[\frac{2000 \cdot T_1 \cdot K_1 \cdot (i - 1)}{K_2 \cdot \phi_1 \cdot 1} \right]^{\frac{1}{3}} = \left[\frac{2000 \cdot 131,303 \cdot 1,75 \cdot (3,42 - 1)}{9,0 \cdot 0,35 \cdot 1} \right]^{\frac{1}{3}} = 70,677 \text{ mm} \quad (6.4)$$

модул зупчаника:

$$m_1 = \frac{d_{11}}{Z_1} = \frac{70,677}{14} = 5,048 \text{ mm} \quad (6.5)$$

$$m_n = m_1 \cdot \cos \beta = 4,477 \text{ mm} . \quad (6.6)$$

Усвојена вредност **$m_n = 4,5$**

$$m_t = \frac{m_{nst}}{\cos \beta} = \frac{4,5}{\cos 27,5} = 5,073 \text{ mm} \quad (6.7)$$

- **Усвојена вредност:**

- полазни подаци:

ISO квалитет израде зупчаника: 6

Модул еластичности: $E = 206000 \text{ N/mm}^2$

Поасонов коефицијент: $\nu = 0$

степен сигурности против разарања блокова: $S_{1H} = 1,2$
 степен сигурности против разарања подножја: $S_{1O} = 1,4$.

○ **Геометријске мере потребне за прорачун:**

- пречник подеоног круга:

$$d_1 = m_t \cdot Z_1 = 5,073 \cdot 14 = 71,022 \text{ mm} \quad (6.8)$$

$$d_2 = m_t \cdot Z_2 = 5,073 \cdot 48 = 243,504 \text{ mm} \quad (6.9)$$

- ширина зупчаника:

$$b_1 = \phi_1 \cdot d_1 = 0,35 \cdot 71,022 = 24,8577 \text{ mm} \quad (6.10)$$

усвојено: $b_1 = 25 \text{ mm}$.

- угао нагиба зупчастог пара:

$$\alpha_1 = 20^\circ \cdot \frac{\pi}{180} (\text{rad}) \quad (5.11)$$

$$\text{tg}(\alpha) = \frac{\text{tg}\alpha_1}{\cos\beta} = \frac{\text{tg}20}{\cos27,5} = 0,41 \quad (6.12)$$

$$\alpha = \arctg(\text{tg}\alpha) \cdot \frac{\pi}{180} = 22,3083^\circ \quad (6.13)$$

$$\alpha = \alpha \cdot \frac{\pi}{180} = 22,3083^\circ \cdot \frac{\pi}{180} = 0,3893 \text{ rad} \quad (6.14)$$

$$\text{tg}\varepsilon = 0,521 \cdot \cos\alpha = 0,521 \cdot \cos22,31 = 0,48199 \text{ rad} \quad (6.15)$$

$$\alpha = \arctg(\text{tg}\varepsilon) \cdot \frac{\pi}{180} = \arctg(\text{tg}0,48199) \cdot \frac{\pi}{180} = 27,5189 \cdot \frac{\pi}{180} = 0,449 \text{ rad} \quad (6.16)$$

- пречник темеоног круга:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n = 71,022 + 2 \cdot 4,5 = 80,022 \text{ mm} \quad (6.17)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n = 243,504 + 2 \cdot 4,5 = 252,504 \text{ mm} \quad (6.18)$$

- пречник основног круга:

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos\alpha_2 = 71,022 \cdot \cos22,3 = 65,708 \text{ mm} \quad (6.19)$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos\alpha_2 = 243,504 \cdot \cos22,3 = 225,292 \text{ mm} \quad (6.20)$$

- пречник подножног круга:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m_n = 71,022 - 2,4 \cdot 4,5 = 60,22 \text{ mm} \quad (6.21)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m_n = 243,504 - 2,4 \cdot 4,5 = 232,704 \text{ mm} \quad (6.22)$$

- димензије зупца:

$$h = 2,2 \cdot m_n = 2,2 \cdot 4,5 = 9,9 \text{ mm} \quad (6.23)$$

$$h_{fp} = 1,2 \cdot m_n = 1,2 \cdot 4,5 = 5,4 \text{ mm} \quad (6.24)$$

$$h_{ap} = m_n = 4,5 \text{ mm} \quad (6.25)$$

- осно растојање:

$$a = \frac{1}{2} \cdot m_t \cdot (Z_1 + Z_2) = \frac{1}{2} \cdot 5,073 \cdot (14 + 48) = 157,263 \text{ mm} \quad (6.26)$$

- основни корак:

$$P_{bt} = m_t \cdot \pi \cdot \cos \alpha = 5,073 \cdot \pi \cdot \cos 22,31 = 14,744 \text{ mm} \quad (6.27)$$

- корисна дужина додирнице:

$$I = \frac{1}{2} \cdot \left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} \right) + \left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} \right) - a \cdot \sin \alpha =$$

$$\frac{1}{2} \cdot \left(\sqrt{80,022^2 - 65,708^2} \right) + \left(\sqrt{252,504^2 - 225,292^2} \right) - 157,263 \cdot \sin 22,33$$

$$I = 20,098 \text{ mm}. \quad (6.28)$$

○ **Израчунавање потребних величина за даљи прорачун:**

- број зубаца фиктивног зупчаника:

$$Z_{n1} = \frac{Z_1}{(\cos \beta)^3} = \frac{14}{(\cos 27,5)^3} = 20,06 \quad (6.29)$$

$$Z_{n2} = \frac{Z_2}{(\cos \beta)^3} = \frac{48}{(\cos 27,5)^3} = 68,778 \quad (6.30)$$

- обимне силе на зупчаницима:

$$F_{t1} = \frac{2000 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 131,303}{71,022} = 3,6975 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (6.31)$$

- обимна брзина на зупчаницима:

$$V_{t1} = \frac{d_1 \cdot \omega_1}{2000} = \frac{71,022 \cdot 502,655}{2000} = 17,85 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (6.32)$$

- степен спрезања линија:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot 0,521}{m_t \cdot \pi} = \frac{25 \cdot 0,521}{5,073 \cdot \pi} = 1,1817 \frac{m}{s} \quad (6.33)$$

Усваја се $\varepsilon_\beta = 1$

- јединично оптерећење:

$$Q = \frac{K_1 \cdot F_{t1}}{b} = \frac{1,75 \cdot 3,6975 \cdot 10^3}{25} = 258,825 \frac{N}{mm} \quad (6.34)$$

- помоћне величине:

$$Q_1 = \frac{V_{t1} \cdot Z_{n1}}{100} = \frac{1,75 \cdot 20,06}{100} = 3,58 \quad (6.35)$$

$$Q_1 = \frac{V_{t1} \cdot Z_{n1}}{100} = \frac{1,75 \cdot 68,778}{100} = 12,278 \quad (6.36)$$

- фактор унутрашњих динамичких сила:

$$K_{v1} = 1,03, K_{v2} = 1,12$$

- степен спрезања:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{I}{P_{bt}} = \frac{20,098}{14,744} = 1,363 \quad (6.37)$$

$$\varepsilon_{an} = \frac{\varepsilon_\alpha}{(\cos \varepsilon)^2} = \frac{20,098}{(\cos 25,73)^2} = 1,68 \quad (6.38)$$

- фактори степена спрезања:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{4 - 1,363}{3} (1 - 1,1817) + \frac{1,1817}{1,363}} = 0,841 \quad (6.39)$$

$$Y_\varepsilon = 0,25 \cdot \frac{0,75}{\varepsilon_\alpha} = 0,25 + \frac{0,75}{1,363} = 0,8 \quad (6.40)$$

- фактори расподеле оптерећења на парове зубаца:

$$K_{H\alpha} = 1,1, K_{F\alpha} = 1,1$$

- одступање мера и мера при изради:

$$f_{ma} = 9 \mu m$$

- одступање:

$$f_{sh} = 6 \mu m$$

- фактор одступања:

$$F_{\beta x} = f_{ma} + 1,33f_{sh} = 9 + 1,33 \cdot 6 = 16,98 \mu m \quad (6.41)$$

$$Y_{\beta 1} = 0,15 \cdot F_{\beta x} = 9 + 1,33 \cdot 6 = 2,547 \mu m \quad (6.42)$$

$$F_{\beta y} = F_{\beta x} - Y_{\beta 1} = 16,98 - 2,547 = 14,433 \mu m \quad (6.43)$$

$$C_{y1} = 19 N/mm$$

- однос стварне и рачунске ширине зупчаника:

$$S_{r1} = \sqrt{\frac{2 \cdot F_{t1} \cdot K_1 \cdot K_{v1}}{b \cdot F_{\beta y} \cdot C_{y1}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 3,6975 \cdot 10^3 \cdot 1,75 \cdot 1,03}{25 \cdot 14,433 \cdot 19}} = 1,39 \quad (6.44)$$

$$S_{r2} = \sqrt{\frac{2 \cdot F_{t1} \cdot K_1 \cdot K_{v2}}{b \cdot F_{\beta y} \cdot C_{y1}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 3,6975 \cdot 10^3 \cdot 1,75 \cdot 1,03}{25 \cdot 14,433 \cdot 19}} = 1,45 \quad (6.45)$$

- фактор расподеле оптерећења дуж додирне линије:

$$K_{H\beta 1} = \sqrt{\frac{2 \cdot b \cdot F_{\beta y} \cdot C_{y1}}{F_{t1} \cdot K_1 \cdot K_{v1}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 25 \cdot 14,433 \cdot 19}{3,6975 \cdot 10^3 \cdot 1,75 \cdot 1,03}} = 1,43 \quad (6.46)$$

$$K_{H\beta 2} = \sqrt{\frac{2 \cdot b \cdot F_{\beta y} \cdot C_{y1}}{F_{t1} \cdot K_1 \cdot K_{v2}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 25 \cdot 14,433 \cdot 19}{3,6975 \cdot 10^3 \cdot 1,75 \cdot 1,12}} = 1,37 \quad (6.46)$$

- фактор N_F :

$$N_F = \frac{\left(\frac{b}{h}\right)^2}{1 + \left(\frac{b}{h}\right) + \left(\frac{b}{h}\right)^2} = \frac{\left(\frac{25}{9,9}\right)^2}{1 + \left(\frac{25}{9,9}\right) + \left(\frac{25}{9,9}\right)^2} = 0,64 \quad (6.47)$$

- фактор расподеле оптерећења дуж додирне линије:

$$K_{F1} = (K_{H\beta 1})^{N_F} = (1,43)^{0,64} = 1,25 \quad (6.48)$$

$$K_{F2} = (K_{H\beta 2})^{N_F} = (1,37)^{0,64} = 1,22 \quad (6.49)$$

- фактор облика зубаца:

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_2} \sqrt{2 \cdot \frac{\cos \beta}{0,410}} = \frac{1}{\cos 22,31} \sqrt{2 \cdot \frac{\cos 27,5}{0,410}} = 2,248 \quad (6.50)$$

- фактор еластичности материјала:

$$Z_{E1} = 189,8 (N/mm^2)^{1/2}$$

- фактор једнострове спреге:

$$Z_B = 1$$

- фактор угла нагиба:

$$Z_{\beta 1} = \sqrt{\cos \beta} = \sqrt{\cos 27,5} = 0,942 \quad (6.51)$$

- фактор радног века:

$$Z_{NT1} = 1, Z_{NT2} = 1$$

- јединично оптерећење:

$$W_1 = \frac{F_{t1} \cdot K_1 \cdot K_{v1}}{b \cdot m_t} = \frac{3,6975 \cdot 10^3 \cdot 1,75 \cdot 1,03}{25 \cdot 5,073} = 57,14 \frac{N}{mm^2}$$

$$W_2 = \frac{F_{t1} \cdot K_1 \cdot K_{v2}}{b \cdot m_t} = \frac{3,6975 \cdot 10^3 \cdot 1,75 \cdot 1,12}{25 \cdot 5,073} = 52,55 \frac{N}{mm^2}$$

- кинематска вискозност уља:

$$v_{(40)} = 90 \frac{mm^2}{s}$$

- фактор подмазивања:

$$Z_{L1} = 1,035, Z_{L2} = 1,035$$

- фактор обимне брзине:

$$Z_{V1} = 1,06, Z_{V2} = 1,06$$

- средња храпавост бокова зубаца:

$$R_{Z1} = 4, R_{Z2} = 4$$

- фактор R_{Z100} :

$$R_{Z100} = \frac{R_{Z1} + R_{Z2}}{2} \cdot \left(\frac{100}{a}\right)^{1/2} = \frac{4 + 4}{2} \cdot \left(\frac{100}{157,263}\right)^{1/2} = 3,44 \quad (6.52)$$

- фактор храпавости:

$$Z_{R1} = 0,895, Z_{R2} = 0,895$$

- фактор разлике тврдоће спрегнутих зупчаника:

$$Z_{W1} = 1,2, Z_{W2} = 1,2$$

- фактор величине зупца:

$$Z_{x1} = 1, Z_{x2} = 1$$

- фактор облика зупца:

$$Y_{Fa1} = 2,61, Y_{Fa2} = 2,3$$

- фактор концентрације напона:

$$Y_{Sa1} = 1,65, Y_{R2} = 1,78$$

- фактор нагиба зупца:

$$Y_{\beta 3} = 1 - \frac{\varepsilon_{\beta} \cdot \beta}{120} = 1 - \frac{1 \cdot 27,5}{120} = 0,77 \quad (6.53)$$

- фактор радног века: $N > N_D$:

$$Y_{Nt1} = 1, Y_{Nt2} = 2$$

- фактор концентрације опитног зупчаника:

$$Y_{ST} = 2$$

- релативни фактор осетљивости материјала на концентрацију напона:

$$Y_{\delta relat1} = 0,99, Y_{\delta relat2} = 1,01$$

- релативни фактор храпавости:

$$Y_{R relat1} = 1,03, Y_{R relat2} = 1,03$$

- фактор величине напона:

$$Y_{X1} = 1$$

- **Провера напона на боковима зупца:**

- одређивање радног напона:

$$\sigma_{H1} = Z_{E1} \cdot Z_{\varepsilon1} \cdot Z_H \cdot Z_{\beta} \cdot Z_B \cdot \sqrt{\frac{F_{t1}}{b \cdot d_1} \cdot \frac{i+1}{1} \cdot K_1 \cdot K_{V1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta1}} =$$

$$189,8 \cdot 0,845 \cdot 2,248 \cdot 0,942 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{3,6975 \cdot 10^3}{25 \cdot 71,022} \cdot \frac{3,42+1}{1} \cdot 1,75 \cdot 1,03 \cdot 1,1 \cdot 1,43}$$

$$\sigma_{H1} = 1,435 \cdot 10^3 \frac{N}{mm^2} \quad (6.54)$$

$$\sigma_{H2} = Z_{E1} \cdot Z_{\varepsilon1} \cdot Z_H \cdot Z_{\beta} \cdot Z_B \cdot \sqrt{\frac{F_{t1}}{b \cdot d_2} \cdot \frac{i+1}{1} \cdot K_1 \cdot K_{V2} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta2}} =$$

$$189,8 \cdot 0,845 \cdot 2,248 \cdot 0,942 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{3,6975 \cdot 10^3}{25 \cdot 243,504} \cdot \frac{3,42+1}{1} \cdot 1,75 \cdot 1,12 \cdot 1,1 \cdot 1,37}$$

$$\sigma_{H2} = 0,956 \cdot 10^3 \frac{N}{mm^2} \quad (6.55)$$

- критични напон на боковима зуба:

$$[\sigma_H]_1 = \sigma_{Hlim1} \cdot Z_{NT1} \cdot Z_{L1} \cdot Z_{R1} \cdot Z_{V1} \cdot Z_{W1} \cdot Z_{x1} = 1510 \cdot 1 \cdot 1,035 \cdot 0,895 \cdot 1,06 \cdot 1,2 \cdot 1$$

$$[\sigma_H]_1 = 1,779 \cdot 10^3 \frac{N}{mm^2} \quad (6.56)$$

$$[\sigma_H]_2 = \sigma_{Hlim2} \cdot Z_{NT2} \cdot Z_{L2} \cdot Z_{R2} \cdot Z_{V2} \cdot Z_{W2} \cdot Z_{x2} = 1510 \cdot 1 \cdot 1,035 \cdot 0,895 \cdot 1,06 \cdot 1,2 \cdot 1$$

$$[\sigma_H]_2 = 1,779 \cdot 10^3 \frac{N}{mm^2} \quad (6.56)$$

- степен сигурности бокова зуба:

$$S_{H1} = \frac{[\sigma_H]_1}{\sigma_{H1}} = \frac{1,779 \cdot 10^3}{1,435 \cdot 10^3} = 1,239 > 1,2 \quad (6.57)$$

$$S_{H2} = \frac{[\sigma_H]_1}{\sigma_{H1}} = \frac{1,779 \cdot 10^3}{0,956 \cdot 10^3} = 1,86 > 1,2 \quad (6.58)$$

- **Провера напона у подножју зубаца:**

- Одређивање радног напона:

$$\sigma_{F1} = Y_{Fa1} \cdot Y_{Sa1} \cdot Y_{\beta3} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot \frac{F_{t1}}{b \cdot m_n} \cdot K_1 \cdot K_{V1} \cdot K_{F1} \cdot K_{H\beta1} =$$

$$2,61 \cdot 1,65 \cdot 0,77 \cdot 0,8 \cdot \frac{3,6975 \cdot 10^3}{25 \cdot 4,5} \cdot 1,75 \cdot 1,03 \cdot 1,25 \cdot 1,43$$

$$\sigma_{F1} = 280,919 \frac{N}{mm^2} \quad (6.59)$$

$$\sigma_{F2} = Y_{Fa1} \cdot Y_{Sa1} \cdot Y_{\beta3} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot \frac{F_{t1}}{b \cdot m_n} \cdot K_1 \cdot K_{V2} \cdot K_{F2} \cdot K_{H\beta2} =$$

$$2,3 \cdot 1,78 \cdot 0,77 \cdot 0,8 \cdot \frac{3,6975 \cdot 10^3}{25 \cdot 4,5} \cdot 1,75 \cdot 1,12 \cdot 1,22 \cdot 1,37$$

$$\sigma_{F2} = 271,531 \frac{N}{mm^2} \quad (6.60)$$

- критични напон у подножју зуба:

$$[\sigma_F]_1 = \sigma_{Flim1} \cdot Y_{Nt1} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{\delta relat1} \cdot Y_{X1} \cdot Y_{Rrelat1} = 500 \cdot 1 \cdot 2 \cdot 0,99 \cdot 1 \cdot 1,03$$

$$[\sigma_F]_1 = 1,019 \cdot 10^3 \frac{N}{mm^2} \quad (6.61)$$

$$[\sigma_F]_2 = \sigma_{Flim1} \cdot Y_{Nt2} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{\delta relat2} \cdot Y_{X1} \cdot Y_{Rrelat2} = 500 \cdot 1 \cdot 2 \cdot 1,01 \cdot 1 \cdot 1,03$$

$$[\sigma_F]_2 = 1,04 \cdot 10^3 \frac{N}{mm^2} \quad (6.62)$$

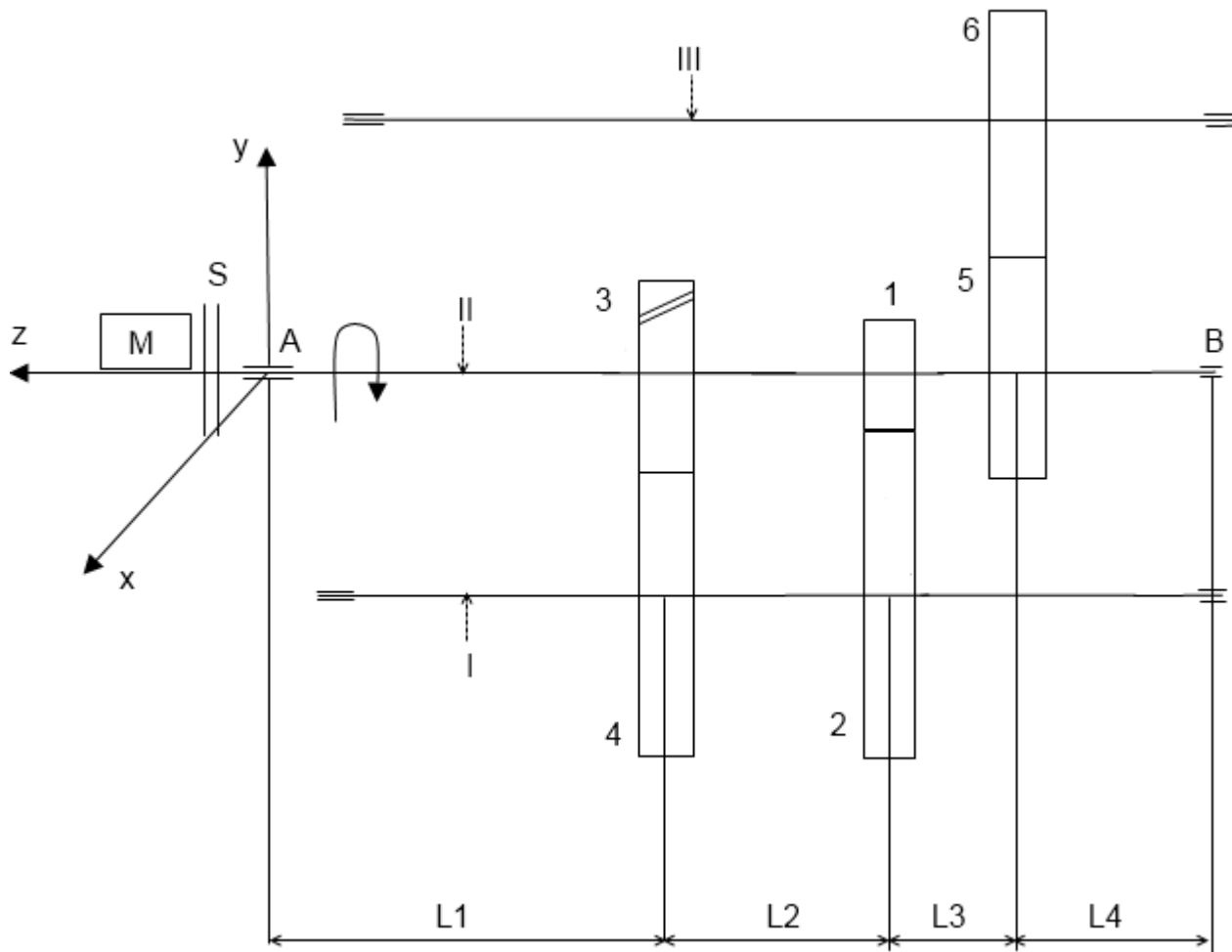
- степен сигурности подножја зуба:

$$S_{F1} = \frac{[\sigma_F]_1}{\sigma_{F1}} = \frac{1,019 \cdot 10^3}{280,919} = 3,62 > 1,4 \quad (6.63)$$

$$S_{F2} = \frac{[\sigma_H]_1}{\sigma_{H1}} = \frac{1,04 \cdot 10^3}{271,531} = 3,83 > 1,4 \quad (6.64)$$

6.2. Прорачун вратила мењачког преносника

За прорачун вратила узеће се у обзир унутрашње пуно вратило, на коме се налазе зупчаници степена преноса 1, 3 и 5 (слика 6.1).



Слика 6.1. Прорачунска шема преноса снаге преко унутрашњег погонског вратила са зупчаницима 1., 3. и 5. степена преноса

- **Полазни подаци:**

- снага мотора: $P_M = 66 \text{ kW}$
- број обртаја вратила мотора: $n_M = 4800 \text{ o/min}$
- број зубаца зупчаника првог степена преноса, 1: $z_1 = 20$
- број зубаца зупчаника првог степена преноса, 2: $z_2 = 48$
- модул зупчастог пара: $m_n = 4,5 \text{ mm}$,
- угао нагиба зубаца зупчастог пара: $\beta = 27,5^\circ$
- број зубаца зупчаника трећег степена преноса, 3: $z_3 = 26$
- број зубаца зупчаника трећег степена преноса, 4: $z_4 = 48$
- модул зупчастог пара: $m_n = 2 \text{ mm}$
- угао нагиба зубаца зупчастог пара: $\beta = 27,5^\circ$
- број зубаца зупчаника петог степена преноса, 5: $z_5 = 30$
- број зубаца зупчаника петог степена преноса, 6: $z_6 = 36$

- модул зупчастог пара: $m_n = 1 \text{ mm}$
- угао нагиба зубаца зупчастог пара: $\beta = 27,5^\circ$
- ширина зупчастог пара 1: $b_1 = 25 \text{ mm}$
- ширина зупчастог пара 1: $b_2 = 22 \text{ mm}$
- ширина зупчастог пара 1: $b_2 = 35 \text{ mm}$
- врста радне машине: **Мотор СУС**
- степен искоришћења спојнице $S_1: \eta_{s1} = 0,9$ (на унутрашњем вратилу)
- степен искоришћења спојнице $S_2: \eta_{s2} = 0,9$ (на спољашњем вратилу)
- степен искоришћења зупчастог пара 1,2: $\eta_{1,2} = 0,99$
- степен искоришћења зупчастог пара 1,2: $\eta_{3,4} = 0,96$
- степен искоришћења зупчастог пара 1,2: $\eta_{5,6} = 0,95$
- радни век лежаја: $L_h = 12000 \text{ h}$
- растојања на вратилу II: $l_1 = 200 \text{ mm}$; $l_2 = 100 \text{ mm}$; $l_3 = 40 \text{ mm}$ $l_4 = 50 \text{ mm}$
- **Преносни односи:**

- преносни однос зупчастог пара 1,2:

$$i_{1,2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{48}{14} = 3,428 \quad (6.65)$$

- преносни однос зупчастог пара 3,4:

$$i_{3,4} = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{48}{26} = 1,846 \quad (6.66)$$

- преносни однос зупчастог пара 3,4:

$$i_{5,6} = \frac{Z_6}{Z_5} = \frac{36}{30} = 1,2 \quad (6.67)$$

- укупан преносни однос преносника:

$$i = i_{1,2} \cdot i_{3,4} \cdot i_{5,6} = 3,428 \cdot 1,846 \cdot 1,2 = 7,593 \quad (6.68)$$

- **Степен искоришћења преносника:**

$$\eta = \eta_{s1} \cdot \eta_{1,2} \cdot \eta_{3,4} \cdot \eta_{5,6} = 0,9 \cdot 0,99 \cdot 0,96 \cdot 0,95 = 0,8126 \quad (6.69)$$

- **Основни параметри снаге и кретања преносника:**

- снаге на појединим елементима преносника:

- мотор: $P_M = 66 \text{ kW}$

- зупчаник 1: $P_1 = P_M \cdot \eta_{s1} = 66 \cdot 0,9 = 59,4 \text{ kW}$

- зупчаник 2: $P_2 = P_1 \cdot \eta_{1,2} = 59,4 \cdot 0,99 = 58,806 \text{ kW}$

- зупчаник 3: $P_3 = P_1 = 59,4 \text{ kW}$
- зупчаник 4: $P_4 = P_3 \cdot \eta_{3,4} = 59,4 \cdot 0,96 = 57,024 \text{ kW}$
- зупчаник 5: $P_5 = P_3 = 59,4 \text{ kW}$
- зупчаник 6: $P_6 = P_5 \cdot \eta_{5,6} = 59,4 \cdot 0,95 = 56,43 \text{ kW}$
- снага на излазном вратилу: $P_{iz} = P_5 \cdot \eta_{5,6} = 59,4 \cdot 0,95 = 56,43 \text{ kW}$

- укупан губитак снаге у преноснику:

$$P_g = P_M - P_{iz} = 66 - 56,43 = 10,57 \text{ kW} \quad (6.70)$$

- бројеви обртаја:

- мотор: $n_M = 4800 \text{ o/min}$
- зупчаник 1: $n_1 = n_M = 4800 \text{ o/min}$
- вратило 1: $n_I = n_1 = 4800 \text{ o/min}$
- зупчаник 2: $n_2 = \frac{n_1}{i_{1,2}} = \frac{4800}{3,428} = 1400 \text{ o/min}$ (у првом степну преноса)
- вратило 2: $n_{II} = n_2 = 1400 \text{ o/min}$
- зупчаник 3: $n_3 = n_1 = 4800 \text{ o/min}$
- зупчаник 4: $n_4 = \frac{n_3}{i_{3,4}} = \frac{4800}{1,846} = 2600 \text{ o/min}$ (у трећем степену преноса)
- вратило 2: $n_{II} = n_3 = 4800 \text{ o/min}$
- зупчаник 5: $n_5 = n_3 = 4800 \text{ o/min}$
- зупчаник 6: $n_6 = \frac{n_5}{i_{5,6}} = \frac{4800}{1,2} = 4000 \text{ o/min}$
- вратило 2 (трећи степен преноса): $n_{II} = n_4 = 2600 \text{ o/min}$
- вратило 3: $n_{III} = n_6 = 4000 \text{ o/min}$ (у петом степну преноса)
- број обртаја на излазном вратилу: $n_{iz} = n_6 = 4000 \text{ o/min}$

- угаоне брзине:

- мотор: $\omega_M = \frac{\pi \cdot n_M}{30} = \frac{\pi \cdot 4800}{30} = 502,65 \text{ s}^{-1}$
- зупчаник 1: $\omega_1 = \omega_M = 502,65 \text{ s}^{-1}$
- вратило 1: $\omega_I = \omega_1 = 502,65 \text{ s}^{-1}$
- зупчаник 2: $\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{\pi \cdot 1400}{30} = 146,6 \text{ s}^{-1}$ (у првом степену преноса)
- вратило 2: $\omega_{II} = \omega_2 = 146,6 \text{ s}^{-1}$
- зупчаник 3: $\omega_3 = \omega_1 = 502,65 \text{ s}^{-1}$
- зупчаник 4: $\omega_4 = \frac{\pi \cdot n_4}{30} = \frac{\pi \cdot 2600}{30} = 272,27 \text{ s}^{-1}$
- вратило 2: $\omega_{II} = \omega_3 = 502,65 \text{ s}^{-1}$ (у трећем степену преноса)

- зупчаник 5: $\omega_5 = \omega_3 = 502,65 \text{ s}^{-1}$
- зупчаник 6: $\omega_6 = \frac{\pi \cdot n_6}{30} = \frac{\pi \cdot 4000}{30} = 418,88 \text{ s}^{-1}$
- вратило 2 (трећи степен преноса): $\omega_{II} = \omega_4 = 272,27 \text{ s}^{-1}$
- вратило 3: $\omega_{III} = \omega_6 = 418,88 \text{ s}^{-1}$ (у петом степену преноса)
- угаона брзина на излазном вратилу: $\omega_{iz} = \omega_6 = 418,88 \text{ s}^{-1}$

- обртни момент:

- мотор: $T_M = \frac{P_M}{\omega_M} = \frac{66 \cdot 10^3}{502,65} = 131,30 \text{ Nm}$
- зупчаник 1: $T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{59,4 \cdot 10^3}{502,65} = 118,17 \text{ Nm}$
- $T_1 = T_M \cdot \eta_{s1} = 131,30 \cdot 0,9 = 118,17 \text{ Nm}$
- вратило 1: $T_I = T_1 = 118,17 \text{ Nm}$
- зупчаник 2: $T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{58,806 \cdot 10^3}{146,6} = 401,13 \text{ Nm}$ (у првом степену преноса)
- вратило 2: $T_{II} = T_2 = 401,13 \text{ Nm}$
- зупчаник 3: $T_3 = T_1 = 118,17 \text{ Nm}$
- зупчаник 4: $T_4 = \frac{P_4}{\omega_4} = \frac{57,024 \cdot 10^3}{272,27} = 209,439 \text{ Nm}$
- вратило 2 : $118,17 \text{ Nm} = T_3 = 118,17 \text{ Nm}$ (у трећем степену преноса)
- зупчаник 5: $T_5 = T_3 = 118,17 \text{ Nm}$
- зупчаник 6: $T_6 = \frac{P_6 \cdot 10^3}{\omega_6} = \frac{56,43 \cdot 10^3}{418,88} = 134,716 \text{ Nm}$
- вратило 2 (трећи степен преноса): $T_{II} = T_4 = 209,439 \text{ Nm}$
- вратило 3: $T_{III} = T = 134,716 \text{ Nm}$ (у петом степену преноса)
- обртни момент на излазном вратилу: $T_{iz} = T_6 = 134,716 \text{ Nm}$

○ **Отпори ослонаца:**

- Ослонац А:
 - снага: $P_A = 0 \text{ kW}$
 - број обртаја: $n_A = n_I = 4800 \text{ o/min}$
 - угаона брзина: $\omega_A = \omega_I = 502,65 \text{ s}^{-1}$
 - обртни момент: $T_A = 0 \text{ Nm}$

- Ослонац В:
 - снага: $P_B = 0 \text{ kW}$
 - број обртаја: $n_B = n_I = 4800 \text{ o/min}$

- угаона брзина: $\omega_B = \omega_I = 502,65 \text{ s}^{-1}$
- обртни момент: $T_B = 0 \text{ Nm}$

У табели 6.1, дат је приказ снаге и параметара кретања за претходно прорачунате елементе.

Табела 6.1. Приказ снаге и параметара кретања за претходно прорачунате елементе				
Позиција	P, kW	n, o/min	ω, s^{-1}	T, Nm
Мотор	66	4800	502,65	131,30
Z ₁	59,4	4800	502,65	118,17
Z ₂	58,806	1400	146,6	401,13
Z ₃	59,4	4800	502,65	118,17
Z ₄	57,024	2600	272,27	209,439
Z ₅	59,4	4800	502,65	118,17
Z ₆	56,43	4000	418,88	134,716
A	0	4800	502,65	0
B	0	4800	502,65	0
Излаз (вратило III)	56,43	4000	418,88	134,716

○ **Прорачун геометријских величина зупчастог пара:**

Зупчасти пар 1,2:

$$\text{- модул у чеоној равни: } m_{t\ 1,2} = \frac{m_{n\ 1,2}}{\cos\beta_{1,2}} = \frac{4,5}{\cos 27,5^\circ} = 5,073 \text{ mm} \quad (6.71)$$

- пречник подеоног круга зупчаника 1 и 2:

$$d_1 = m_{t\ 1,2} \cdot Z_1 = 5,073 \cdot 14 = 71,022 \text{ mm} = d_{w1} \quad (6.72)$$

$$d_2 = m_{t\ 1,2} \cdot Z_2 = 5,073 \cdot 48 = 243,0504 \text{ mm} = d_{w1} \quad (6.73)$$

$$\text{- модул у чеоној равни: } m_{t\ 3,4} = \frac{m_{n\ 3,4}}{\cos\beta_{3,3}} = \frac{1}{\cos 27,5^\circ} = 5,073 \text{ mm}$$

- пречник подеоног круга зупчаника 3 и 4:

$$d_3 = m_{t\ 3,4} \cdot Z_3 = 5,073 \cdot 14 = 71,022 \text{ mm}$$

$$d_4 = m_{t\ 3,4} \cdot Z_4 = 5,073 \cdot 48 = 243,504 \text{ mm}$$

$$\text{- модул у чеоној равни: } m_{t\ 5,6} = \frac{m_{n\ 5,6}}{\cos\beta_{5,6}} = \frac{1}{\cos 27,5^\circ} = 1,127 \text{ mm}$$

- пречник подеоног круга зупчаника 5 и 6:

$$d_5 = m_{t\,5,6} \cdot Z_5 = 1,127 \cdot 26 = 33,81 \text{ mm}$$

$$d_6 = m_{t\,5,6} \cdot Z_6 = 1,127 \cdot 36 = 40,57 \text{ mm}$$

○ **Прорачун активних сила на зупчаницима:**

Фактор радних услова K_A се бира из табеле 2.8.1, књига Машински елементи, Вера Николић, Машински факултет у Крагујевцу, 2004 [21]. Његова вредност зависи од врсте погонске и радне машине.

$K_A = 1,35$ (погонска машина –мотор СУС, [1]).

○ **Активене силе на зупчаницима:**

- углови кинематских конуса зупчаника 1,2:

$$\delta_1 = \arctg \frac{1}{i_{1,2}} = \arctg \frac{1}{3,428} = 16,26^\circ \quad (6.74)$$

- модул у средњем пресеку зупчаника 1,2:

$$m_{m\,1,2} = m_{n\,1,2} - \frac{b_{1,2} \cdot \sin \delta_1}{Z_1} = 4,5 \frac{25 \cdot \sin 16,26}{14} = 2,249 \text{ mm} \quad (6.75)$$

- пречници средњих подеоних кругова зупчаника 1,2:

$$d_{m1} = m_{m\,1,2} \cdot Z_1 = 2,249 \cdot 14 = 31,486 \text{ mm} \quad (6.76)$$

$$d_{m2} = m_{m\,1,2} \cdot Z_2 = 2,249 \cdot 48 = 107,952 \text{ mm} \quad (6.77)$$

- Обимна сила на зупчанику 1 погонског вратила:

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot K_A}{d_{m3}} = \frac{2 \cdot 118,17 \cdot 10^3 \cdot 1,35}{31,486} = 10133,3 \text{ N} \quad (6.78)$$

- Радијална сила на зупчанику 1 погонског вратила :

$$F_{r1} = \frac{F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{n1,2}}{\cos \beta_{1,2}} = \frac{10133,3 \cdot \operatorname{tg} 20}{\cos 27,5} = 4158,0 \text{ N} \quad (6.79)$$

- Аксијална сила на зупчанику 1 погонског вратила :

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta_{1,2} = 10133,3 \cdot \operatorname{tg} 27,5 = 5725,0 \text{ N} \quad (6.80)$$

- углови кинематских конуса зупчаника 3,4:

$$\delta_3 = \arctg \frac{2}{i_{3,4}} = \arctg \frac{2}{1,846} = 47,29^\circ$$

- модул у средњем пресеку зупчаника 1,2:

$$m_{m\,3,4} = m_{n\,3,4} - \frac{b_{3,4} \cdot \sin \delta_3}{Z_3} = 2 \cdot \frac{22 \cdot \sin 47,29}{26} = 1,243 \text{ mm}$$

- пречници средњих подеоних кругова зупчаника 3,4:

$$d_{m3} = m_{m\,3,4} \cdot Z_3 = 1,243 \cdot 26 = 32,318 \text{ mm}$$

$$d_{m4} = m_{m\,3,4} \cdot Z_4 = 1,243 \cdot 48 = 59,664 \text{ mm}$$

- обимна сила на зупчанику 3 погонског вратила:

$$F_{t3} = \frac{2 \cdot T_3 \cdot K_A}{d_{m3}} = \frac{2 \cdot 118,17 \cdot 10^3 \cdot 1,35}{32,318} = 9872,5 \text{ N}$$

- радијална сила на зупчанику 1 погонског вратила :

$$F_{r3} = \frac{F_{t3} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{n3,4}}{\cos \beta_{3,4}} = \frac{9872,5 \cdot \operatorname{tg} 20}{\cos 27,5} = 4051,0 \text{ N}$$

- аксијална сила на зупчанику 1 погонског вратила :

$$F_{a3} = F_{t3} \cdot \operatorname{tg} \beta_{3,4} = 9872,5 \cdot \operatorname{tg} 27,5 = 5139,3 \text{ N}$$

- углови кинематских конуса зупчаника 5,6:

$$\delta_5 = \arctg \frac{1}{i_{5,6}} = \arctg \frac{1}{1,2} = 39,81^\circ$$

- модул у средњем пресеку зупчаника 5,6:

$$m_{m\,5,6} = m_{n\,5,6} - \frac{b_{5,6} \cdot \sin \delta_5}{Z_5} = 2 \cdot \frac{35 \cdot \sin 39,81}{30} = 1,493 \text{ mm}$$

- пречници средњих подеоних кругова зупчаника 5,6:

$$d_{m5} = m_{m\,5,6} \cdot Z_5 = 1,493 \cdot 30 = 44,79 \text{ mm}$$

$$d_{m6} = m_{m\,5,6} \cdot Z_6 = 1,493 \cdot 36 = 53,748 \text{ mm}$$

- обимна сила на зупчанику 5 погонског вратила:

$$F_{t5} = \frac{2 \cdot T_5 \cdot K_A}{d_{m5}} = \frac{2 \cdot 118,17 \cdot 10^3 \cdot 1,35}{44,79} = 7123,4 \text{ N}$$

- радијална сила на зупчанику 1 погонског вратила :

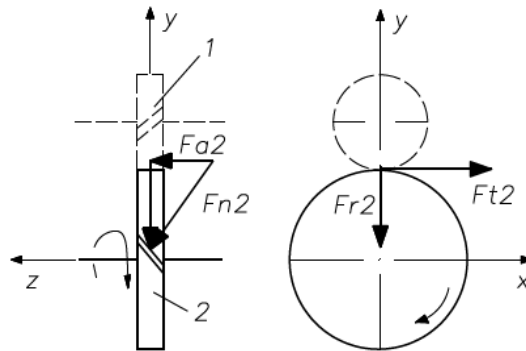
$$F_{r5} = \frac{F_{t3} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{n5,6}}{\cos \beta_{5,6}} = \frac{9872,5 \cdot \operatorname{tg} 20}{\cos 27,5} = 2293,0 \text{ N}$$

- аксијална сила на зупчанику 1 погонског вратила :

$$F_{a5} = F_{t5} \cdot \operatorname{tg} \beta_{5,6} = 9872,5 \cdot \operatorname{tg} 27,5 = 3708,2 \text{ N}$$

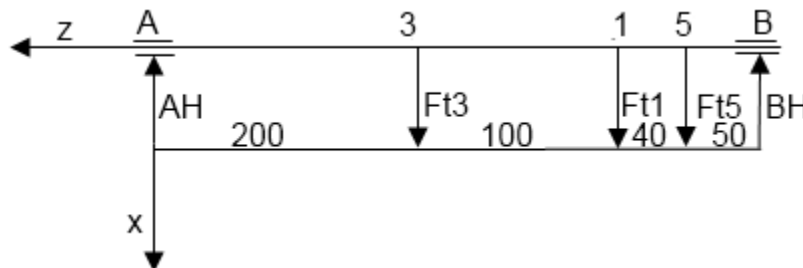
Код цилиндричних зупчаника са косим зупцима нормална сила се разлаже на обимну, радијалну и аксијалну компоненту:

- **Обимна сила** F_t има правац тангенте повучене на додирне (кинематске или подеоне) кругове у кинематском полу. Смер обимне силе погонског зупчаника је супротан смеру обртања, а гоњеног у смеру обртања зупчаника.
- **Радијалне силе** F_r делују увек од тачке додира ка центрима зупчаника (у правцу радијуса кинематског круга зупчаника).
- **Аксијалне силе** F_a су паралелне осама вратила зупчаника. Смер аксијалне силе зависи од смера нагиба зубаца (леви или десни) и смера обртања зупчаника.



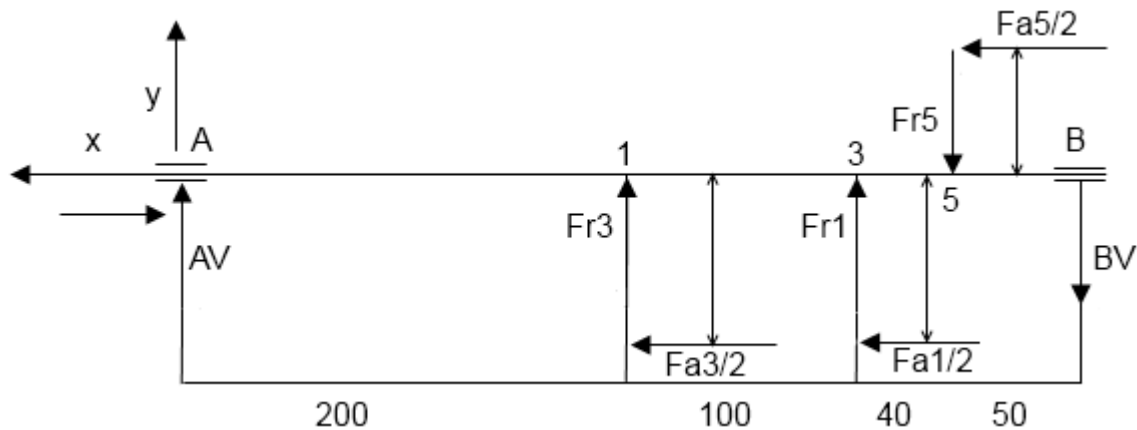
Слика 6.2. Спољашња оптерећења на зупчанику 2 првог степена преноса

- **Шема оптерећења погонског вратила 1 у хоризонталној равни:**



Слика 6.3. Шема оптерећења вратила 1 у хоризонталној равни

- Шема оптерећења погонског вратила 1 у вертикалној равни:



Слика 6.4. Шема оптерећења вратила 1 у вертикалној равни

- Хоризонтална равна:

$$\sum M_A = 0 \rightarrow F_{t3} \cdot l_1 + F_{t1} \cdot (l_1 + l_2) + F_{t5} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - BH + (l_1 + l_2 + l_3 + l_4) = 0 \quad (6.81)$$

$$BH = \frac{F_{t3} \cdot l_1 + F_{t1} \cdot (l_1 + l_2) + F_{t5} \cdot (l_1 + l_2 + l_3)}{(l_1 + l_2 + l_3 + l_4)} = \quad (6.82)$$

$$\frac{9872,5 \cdot 200 + 10133,3 \cdot (200 + 100) + 7123,4 \cdot (200 + 100 + 40)}{(200 + 100 + 40 + 50)} = 19067,8 \text{ N}$$

$$\sum M_B = 0 \rightarrow F_{t5} \cdot l_4 + F_{t1} \cdot (l_3 + l_4) + F_{t3} \cdot (l_2 + l_3 + l_4) - AH + (l_1 + l_2 + l_3 + l_4) = 0 \quad (6.83)$$

$$AH = \frac{F_{t5} \cdot l_4 + F_{t1} \cdot (l_3 + l_4) + F_{t3} \cdot (l_2 + l_3 + l_4)}{(l_1 + l_2 + l_3 + l_4)} = \quad (6.84)$$

$$\frac{7123,4 \cdot 40 + 10133,3 \cdot (40 + 50) + 9872,5 \cdot (100 + 40 + 50)}{(200 + 100 + 40 + 50)} = 7878,7 \text{ N}$$

Провера:

$$\begin{aligned} \sum F_{IH} = 0 &\rightarrow AH - F_{t3} - F_{t1} - F_{t5} + BH = \\ 20054,5 - 9872,5 - 10133,3 - 7123,4 + 19067,8 \\ 0 &= 0 \end{aligned}$$

○ Вертикална равн:

$$\sum M_A = 0 \rightarrow -F_{r3} \cdot l_1 + F_{a3} \cdot \frac{d_{m3}}{2} - F_{r1} \cdot (l_1 + l_2) + F_{a1} \cdot \frac{d_{w1}}{2} + F_{r5} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - F_{a5} \frac{d_{m5}}{2} + BV + (l_1 + l_2 + l_3 + l_4) = 0 \quad (6.85)$$

$$BV = \frac{F_{r3} \cdot l_1 - F_{a3} \cdot \frac{d_{m3}}{2} + F_{r1} \cdot (l_1 + l_2) - F_{a1} \cdot \frac{d_{w1}}{2} - F_{r5} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) + F_{a5} \frac{d_{m5}}{2}}{(l_1 + l_2 + l_3 + l_4)} = \quad (6.86)$$

$$\frac{4051 \cdot 200 - 5139,3 \cdot \frac{31,318}{2} + 4158 \cdot (200 + 100) - 5725 \cdot \frac{71,022}{2} - 2293 \cdot (200 + 100 + 40) + 3708,2 \frac{44,73}{2}}{(200 + 100 + 40 + 50)} = 2981,93 N$$

$$\sum M_B = 0 \rightarrow -AV \cdot (l_1 + l_2 + l_3 + l_4) + F_{r5} \cdot (l_4) - F_{a5} \frac{d_{m3}}{2} - F_{r1} \cdot (l_3 + l_4) + F_{a1} \cdot \frac{d_{w1}}{2} - F_{r3} \cdot (l_2 + l_3 + l_4) + F_{a1} \cdot \frac{d_{m3}}{2} = 0 \quad (6.87)$$

$$AV = \frac{-F_{r5} \cdot (l_4) - F_{a5} \frac{d_{m5}}{2} + F_{r1} \cdot (l_3 + l_4) + F_{a1} \cdot \frac{d_{w1}}{2} + F_{r3} \cdot (l_2 + l_3 + l_4) + F_{a1} \cdot \frac{d_{m3}}{2}}{(l_1 + l_2 + l_3 + l_4)} = \quad (6.88)$$

$$\frac{-2293 \cdot 50 - 3708,2 \cdot \frac{44,73}{2} + 4051 \cdot (40 + 50) + 5139,3 \cdot \frac{71,022}{2} + 4158 \cdot (100 + 40 + 50) + 5725 \frac{31,486}{2}}{(200 + 100 + 40 + 50)} = 2934,07 N$$

Провера:

$$\sum F_{IV} = 0 \rightarrow AH - F_{r3} - F_{r1} + F_{t5} - BH =$$

$$2934,07 - 4051 - 4158 + 2293 + 2981,93$$

$$0 = 0$$

- Аксијална сила у ослонцу А:

$$A_a = F_{a3} + F_1 + F_{a5} = 5725 + 5139 + 3708,2 = 13942,2 N \quad (6.89)$$

- Резултујући отпори ослонца:

$$F_A = \sqrt{(AH)^2 + (AV)^2} = \sqrt{(7878,7)^2 + (2934,07)^2} = 8407,3 N \quad (6.90)$$

$$F_A = \sqrt{(BH)^2 + (BV)^2} = \sqrt{(19067,8)^2 + (2981,93)^2} = 19299,55 N \quad (6.91)$$

○ Прорачун момента савијања:

- момент савијања у хоризонталној равни:

$$M_{AH} = 0 \text{ Nmm} \quad (6.92)$$

$$M_{3H} = AH \cdot l_1 = 7878,7 \cdot 200 = 1575740 \text{ Nmm} \quad (6.93)$$

$$M_{1H} = AH \cdot (l_1 + l_2) = 7878,7 \cdot (200 + 100) = 2363610 \text{ Nmm} \quad (6.94)$$

$$M_{5H} = BH \cdot (l_3 + l_4) = 7878,7 \cdot (50 + 40) = 7903 \text{ Nmm}$$

$$M_{BH} = 0 \text{ Nmm} \quad (6.95)$$

- момент савијања у вертикалној равни:

$$M_{AV} = 0 \text{ Nmm} \quad (6.96)$$

$$M_{3VD} = AV \cdot l_1 = 2934,07 \cdot 200 = 586814,0 \text{ Nmm}$$

$$M_{3VL} = -BH \cdot l_1(l_1 + l_2) - F_{r3} \cdot (l_1 + l_2) + F_{a3} \frac{d_{m3}}{2} =$$

$$2934,07 \cdot 200 - 4051 \cdot (200 + 100) + 5139,3 \frac{31,318}{2} = -548008,7 \text{ Nmm} \quad (6.97)$$

$$M_{1VD} = AV \cdot l_1 = 2934,07 \cdot 200 = 586814 \text{ Nmm} \quad (6.98)$$

$$M_{1VL} = -BV \cdot (l_1 + l_2 + l_3 + l_4) - F_{r5} \cdot (l_4) + F_{a5} \frac{d_{m5}}{2} =$$

$$2981,93 \cdot (200 + 100 + 40 + 50) - 2293 \cdot 50 - 3078,2 \cdot \frac{44,73}{2} = -1208758,75 \text{ Nmm} \quad (6.99)$$

$$M_{5VD} = -BV \cdot l_4 = 2934,07 \cdot 50 = 174703,5 \text{ Nmm} \quad (6.100)$$

$$M_{5VL} = AV \cdot l_1 + F_{r3} \cdot l_1 - F_{a3} \cdot \frac{d_{m3}}{2} + F_{r1} \cdot (l_1 + l_2) - F_{a1} \cdot \frac{d_{w1}}{2} =$$

$$2934,07 \cdot 200 + 4051 \cdot 200 - F_{a3} \cdot \frac{32,186}{2} + 4158 \cdot (200 + 100) - 5725 \cdot \frac{71,022}{2}$$

$$= 1358406,77 \text{ Nmm} \quad (6.101)$$

- резултујући момент савијања:

$$M_A = \sqrt{(M_{AH})^2 + (M_{AV})^2} = \sqrt{(0)^2 + (0)^2} = 0 \text{ Nmm} \quad (6.102)$$

$$M_{3L} = \sqrt{(M_{3HL})^2 + (M_{3VL})^2} = \sqrt{(1575740)^2 + (174703,5)^2} = 1585395,1 \text{ Nmm} \quad (6.103)$$

$$M_{3D} = \sqrt{(M_{3HD})^2 + (M_{3VD})^2} = \sqrt{(1575740)^2 + (-548008,7)^2} = 1581459,8 \text{ Nmm} \quad (6.104)$$

$$M_{1L} = \sqrt{(M_{1HL})^2 + (M_{1VL})^2} = \sqrt{(2363610)^2 + (-1208758,7)^2} = 2654759,8 \text{ Nmm} \quad (6.105)$$

$$M_{1D} = \sqrt{(M_{1HD})^2 + (M_{1VD})^2} = \sqrt{(2363610)^2 + (586814)^2} = 2435365,0 \text{ Nmm} \quad (6.106)$$

$$M_{5L} = \sqrt{(M_{5HL})^2 + (M_{5VL})^2} = \sqrt{(7903)^2 + (174703,5)^2} = 1748822,8 \text{ Nmm} \quad (6.107)$$

$$M_{5D} = \sqrt{(M_{5HD})^2 + (M_{5VD})^2} = \sqrt{(7903)^2 + (1358406,77)^2} = 1358842,0 \text{ Nmm} \quad (6.108)$$

Табела 6.2. Приказ резултата дејства момената на вратилу				
Позиција		M_H, Nmm	M_V, Nmm	M, Nmm
A		0	0	0
3	L	1575740	-548008,7	1585395,1
	D	1575740	586814	1581459,8
1	L	2363610	-1208758,75	2654759,8
	D	2363610	586814	2435365
5	L	7903	1358406,77	1748822,8
	D	7903	174703,5	1358842
B		0	0	0

○ **Прорачун момента увијања:**

$$T_{tA} = 0 \text{ Nmm} \quad (6.109)$$

$$T_{t3}^L = 0 \text{ Nmm} \quad (6.110)$$

$$T_{t3}^D = T_3 = 118170 \text{ Nmm} \quad (6.111)$$

$$T_{t1}^L = 0 \text{ Nmm} \quad (6.112)$$

$$T_{t1}^D = T_1 = 118170 \text{ Nmm} \quad (6.113)$$

$$T_{t5}^L = T_1 = 118170 \text{ Nmm} \quad (6.114)$$

$$T_{t5}^D = 0 \text{ Nmm} \quad (6.115)$$

$$T_{tB} = 0 \text{ Nmm} \quad (6.116)$$

○ **Димензионисање вратила:**

- материјал вратила:

За израду вратила најчешће се користе следећи материјали, [21]:

- Општи конструкциони челици (Š0545 (E295), Š0645 (E335), Š0745 (E360),...) се често користе, без обзира на мању издржљивост, чврстоћу и тврдоћу у односу на друге челике;
- Челици за побољшање (Š1430 (C35), Š1530 (C45),...) се користе за израду високооптерећених вратила;
- Челици за цементацију (Š1121 (C10E), Š1221 (C15E),...) се користе за израду брзоходних и високооптерећених вратила.

За материјал вратила изабран је општи конструкциони челик Š0545 (E295) са следећим карактеристикама, [21]:

- увојна издржљивост:

$$T_{D(0)} = 170 \div 240 \text{ MPa, усвојено } T_{D(0)} = 210 \text{ MPa}$$

- савојна динамичка издржљивост:

$$\sigma_{D(-1)} = 220 \div 270 \text{ MPa}, \text{ усвојено } \sigma_{D(-1)} = 250 \text{ MPa}$$

- затезна чврстоћа:

$$Rm = 220 \div 270 \text{ MPa}, \text{ усвојено } Rm = 250 \text{ MPa}$$

Вредност овог фактора зависи пре свега од врсте материјала (тј. његове затезне чврстоће Rm), као и од начина остваривања везе између одговарајућег елемента и вратила. Фактор K се усваја на основу табеле из књиге Машински елементи[21]. На местима ослонаца А и В облик вратила је спој са обртним деловима са чврстим налегањем или са неизвесним налегањем које тежи чврстом, а на местима зупчаника 2 и 3 облик вратила је са жлебом за клин. За места А и В вредности фактора K се усвајају на основу на основу књиге Машински елементи [21], а на местима 2 и 3 користити следеће препоруке:

- За $Rm < 700 \text{ MPa} \rightarrow K = 1,6 \div 2$
- За $Rm > 700 \text{ MPa} \rightarrow K = 1,8 \div 2,2$

Степен сигурности се бира из интервала: $S = (1,5 \div 2,5) \rightarrow S = 2,5$

$$KA = 2, K1 = 1,8, K3 = 1,8, K5 = 1,8, KB = 2$$

- дозвољени напон:

$$\sigma_{DdozA} = \frac{\sigma_{D(-1)}}{K \cdot S} \quad (6.16)$$

$$\sigma_{DdozA} = \frac{\sigma_{D(-1)}}{KA \cdot S} = \frac{250}{2 \cdot 2} = 62,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Ddoz3} = \frac{\sigma_{D(-1)}}{K1 \cdot S} = \frac{250}{1,8 \cdot 2} = 69,44 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Ddoz1} = \frac{\sigma_{D(-1)}}{K2 \cdot S} = \frac{250}{1,8 \cdot 2} = 69,44 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Ddoz5} = \frac{\sigma_{D(-1)}}{K5 \cdot S} = \frac{250}{1,8 \cdot 2} = 69,44 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{DdozB} = \frac{\sigma_{D(-1)}}{KB \cdot S} = \frac{250}{2 \cdot 2} = 62,5 \text{ MPa}$$

- еквивалентни момент вратила:

$$M_i = \sqrt{M^2 + \left(\frac{\sigma_{D(-1)}}{T_{D(0)}} \cdot \frac{K \cdot T_t}{2} \right)^2} \quad (6.117)$$

$$M_{iA} = \sqrt{0 + \left(\frac{250}{250} \cdot \frac{2 \cdot 0}{2} \right)^2} = 0$$

$$M_{i3L} = \sqrt{1585395,1^2 + \left(\frac{250}{250} \cdot \frac{2 \cdot 0}{2} \right)^2} = 1585395,1 \text{ Nmm}$$

$$M_{i3D} = \sqrt{1581459,8^2 + \left(\frac{250}{250} \cdot \frac{2 \cdot 118170}{2} \right)^2} = 1585868,6 \text{ Nmm}$$

$$M_{i1L} = \sqrt{2654759,8^2 + \left(\frac{250}{250} \cdot \frac{2 \cdot 0}{2} \right)^2} = 2654759,8 \text{ Nmm}$$

$$M_{i1D} = \sqrt{2435365,0^2 + \left(\frac{250}{250} \cdot \frac{2 \cdot 118170}{2} \right)^2} = 2438230,2 \text{ Nmm}$$

$$M_{i5L} = \sqrt{1748822,8^2 + \left(\frac{250}{250} \cdot \frac{2 \cdot 118170}{2} \right)^2} = 1752810,7 \text{ Nmm}$$

$$M_{i5L} = \sqrt{1358842,0^2 + \left(\frac{250}{250} \cdot \frac{2 \cdot 0}{2} \right)^2} = 1358842,0 \text{ Nmm}$$

Табела 6.3. Приказ резултата дејства момената на вратилу				
A		M, Nmm	T_b, Nmm	M_i, Nmm
3	L	1585395,1	-	1585395,1
	D	1581459,8	118170	1585868,6
1	L	2654759,8	-	2654759,8
	D	2435365	118170	2438230,2
5	L	1748822,8	118170	1752810,7
	D	1358842	-	1358842,0
B		0	0	0

- идеални пречници вратила:

На местима зупчаника 2 и 3 за прорачун идеалног пречника меродаван је максимални еквивалентни момент.

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot Mi}{\pi \cdot \sigma_{DdozA}}} \quad (6.118)$$

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot Mi}{\pi \cdot \sigma_{DdozA}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0}{\pi \cdot 62,5}} = 0 \text{ mm}$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot Mi}{\pi \cdot \sigma_{DdozA}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1585868,6}{\pi \cdot 69,44}} = 31,5 \text{ mm}$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot Mi}{\pi \cdot \sigma_{DdozA}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2654759,8}{\pi \cdot 69,44}} = 43,025 \text{ mm}$$

$$d_5 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot Mi}{\pi \cdot \sigma_{DdozA}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1752810,7}{\pi \cdot 69,44}} = 33,58 \text{ mm}$$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot Mi}{\pi \cdot \sigma_{DdozA}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0}{\pi \cdot 62,5}} = 0 \text{ mm}$$

- рачунски и стандардни пречници вратила:

рачунски пречник вратила:

$$d_{vrs} = d_i + t \quad (6.118)$$

t - дубина жлеба за клин.

Стандардни пречници вратила и дубине жлеба за клин бирају се из табела у књизи Машински елементи [21].

За стандардне вредности пречника на местима котрљајних лежаја А и В усвајају се нешто мање вредности од вредности стандардних пречника на местима 2 и 3 због могућности монтаже зупчаника, водећи рачуна да за ту вредност стандардног пречника постоји одговарајући котрљајни лежај. Рачунски и стандардни пречници за погонско вратило I дати су у следећој табели 6.5.

Табела 6.5. Рачунски и стандардни пречници за погонско вратило I				
Позиција	d_i, mm	t, mm	d_{vrs}, mm	d_{st}, mm
A	0	-	0	30
3	31,5	3	34,5	35
1	43,025	4	47,025	48
5	33,58	3	36,58	38
B	0	-	0	30

- стварна вредност рачунског пречника вратила:

$$\begin{aligned}
 d_{vrs} &= d_{st} - t \\
 d_{Avrs} &= d_{Ast} - t = 30 - 0 = 30 \text{ mm} \\
 d_{3vrs} &= d_{3st} - t = 35 - 3 = 32 \text{ mm} \\
 d_{1vrs} &= d_{1st} - t = 48 - 4 = 44 \text{ mm} \\
 d_{5vrs} &= d_{5st} - t = 38 - 3 = 35 \text{ mm} \\
 d_{Bvrs} &= d_{Bst} - t = 30 - 0 = 30 \text{ mm}
 \end{aligned} \tag{6.119}$$

- отпори момента попречног пресека вратила:

$$\begin{aligned}
 W &= \frac{\pi \cdot d_{vrs}^3}{32} \\
 W_A &= \frac{\pi \cdot 30^3}{32} = 2650,71 \text{ mm} \\
 W_3 &= \frac{\pi \cdot 35^3}{32} = 3216,99 \text{ mm} \\
 W_1 &= \frac{\pi \cdot 44^3}{32} = 8362,91 \text{ mm} \\
 W_5 &= \frac{\pi \cdot 35^3}{32} = 4209,24 \text{ mm} \\
 W_B &= \frac{\pi \cdot 30^3}{32} = 2650,71 \text{ mm}
 \end{aligned} \tag{6.120}$$

- еквивалентни напон вратила:

$$\begin{aligned}
 \sigma_i &= \frac{M_1}{W} \\
 \sigma_A &= \frac{0}{2650,71} = 0 \text{ MPa}
 \end{aligned} \tag{6.121}$$

$$\sigma_3 = \frac{158539,51}{3216,99} = 49,28 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1 = \frac{265475,98}{8362,91} = 31,74 \text{ MPa}$$

$$\sigma_5 = \frac{175281,07}{4209,24} = 41,64 \text{ MPa}$$

$$\sigma_B = \frac{0}{2650,71} = 0 \text{ MPa}$$

- максимални напон:

$$\sigma_{imax} = \sigma_i \cdot K \quad (6.122)$$

$$\sigma_{Amax} = 0 \cdot 2 = 0$$

$$\sigma_{3max} = 49,28 \cdot 1,8 = 88,704 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{1max} = 31,74 \cdot 1,8 = 57,132 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{5max} = 41,64 \cdot 1,8 = 74,952 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Amax} = 0 \cdot 2 = 0$$

- степен сигурности:

$$S = \frac{\sigma_{D(-1)}}{\sigma_{imax}} \quad (6.123)$$

$$S_A = \frac{250}{0} = 0$$

$$S_3 = \frac{250}{88,704} = 2,81 \geq 2,5$$

$$S_1 = \frac{250}{57,132} = 4,37 \geq 2,5$$

$$S_5 = \frac{250}{74,952} = 3,33 \geq 2,5$$

$$S_B = \frac{250}{0} = 0$$

Уколико степен сигурности не задовољава, потребно је на том месту повећати пречник вратила или променити материјал вратила. На основу извршене промене пречника вратила, потребно је усагласити и остале пречнике. У табели 6.5, дате су димензије погонског вратила I, као вредности добијене прорачуном.

Табела 6.5. Димензије и прорачунате вредности напона за вратило I

Место	d_{st}, mm	t, mm	d_{vrs}, mm	d_i, mm	W, mm	σ_i, MPa	K	σ_{imax}, MPa	S_{us}	S
A	30	-	0	0	2650,71	0	2	0	2,5	0
3	35	3	34,5	31,5	3216,99	49,28	1,8	88,704	2,5	2,81
1	48	4	47,025	43,025	8362,91	31,74	1,8	57,132	2,5	4,37
5	38	3	36,58	33,58	4209,24	41,64	1,82	74,952	2,5	3,33
B	30	-	0	0	2650,71	0	2	0	2,5	0

6.3. Избор лежаја

За лежаје у ослонцима А и В бирају се котрљајни лежаји.

Прво се треба одредити за одговарајућу серију лежаја. Препоруке су:

- Радијална оптерећења:
 - Прстенасти куглични једноредни лежаји серије 60, 62, 63, 64 [21].
- Радијално - аксијална оптерећења:
 - Прстенасти куглични једноредни лежаји са косим додиром серије 70, 72, 73 [21],
 - Прстенасти конично - ваљчани једноредни лежаји серије 302, 303, 322 [21].

За ослонце вратила А и В бирају се прстенасти куглични једноредни лежајеви са косим додиром серије 72.

- **Еквивалентно динамичко оптерећење:**

- **ослонац А:**

стварно радијално оптерећење: $F_{rA} = F_A = 8407,3 N$

стварно аксијално оптерећење: $F_{aA} = A_a = 13942,2 N$

однос аксијалне и радијалне силе: $\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{13942,2}{8407,3} = 1,65$

коефицијент е, $e = 1,44$

- коефицијенти радијалног и аксијалног оптерећења:

За $\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = 1,65 > e$ за појединачну уградњу лежаја $\rightarrow X = 0,35, Y = 0,57$

- еквивалентно динамичко оптерећење:

$F_{eA} = X \cdot F_{rA} + Y \cdot F_{aA} = 0,35 \cdot 8407,3 + 0,57 \cdot 13942,2 = 10889,609 N$

- **ослонац В:**

стварно радијално оптерећење: $F_{rB} = F_A = 19299,55 \text{ N}$

стварно аксијално оптерећење: $F_{aA} = 0 \text{ N}$

- еквивалентно динамичко оптерећење:

$$F_{eBA} = F_{rB} = F_A = 19299,55 \text{ N}$$

○ **Потребна динамичка носивост лежаја:**

Обзиром на препоруку да се у ослоње А и В уграде исти лежаји, прорачун динамичке носивости и избор лежаја треба извршити само за ослонац са већом вредношћу еквивалентног динамичког оптерећења. У овом случају, то је ослонац В. У ослонцу А ће се изабрати исти лежај као и у ослонцу В.

$$C_B \geq \frac{F_{eBA}}{k_t} \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n \cdot L_n}{10^6}} \quad (6.124)$$

- фактор температуре $k_t = 1$, за температуре до 100°C [21]
- експонент α : $\alpha = 3$ за котрљјни лежај са куглицама
- број обртаја: $n = n_I = n_1 = 4800 \text{ o/min}$
- радни век лежаја: $L_n = 12000 \text{ h}$
- еквивалентно динамичко оптерећење у ослонцу В:

$$F_{eBA} = 19299,55 \text{ N}$$

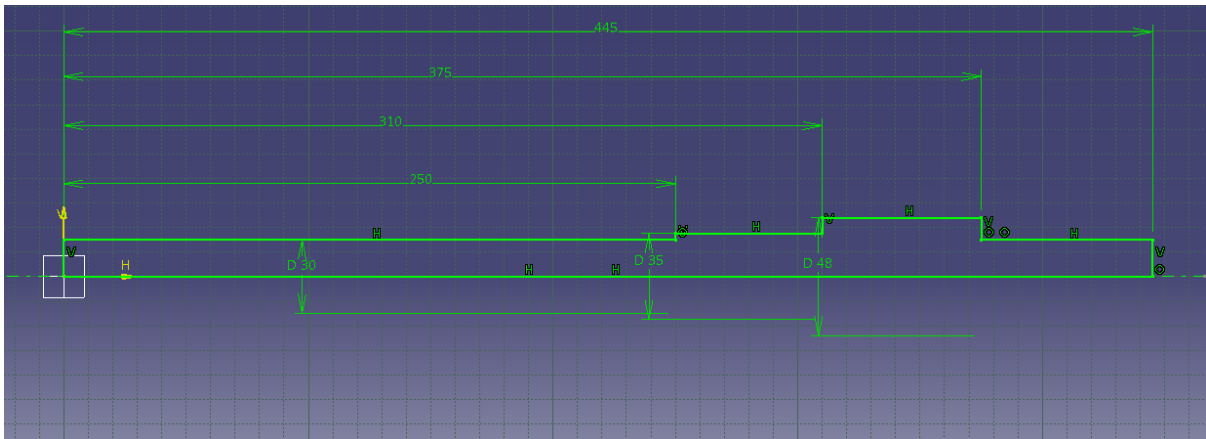
$$C_B \geq \frac{19299,55}{1} \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 4800 \cdot 1200}{10^6}} = 11,54 \text{ kN}$$

На основу прорачунате вредности динамичке носивости, усваја се лежај који за израчунати пречник вратила (у овом случају $d_B = 30 \text{ mm}$) и изабрану серију лежаја (72 или 73) има прву већу вредност динамичке носивости од израчунате.

- унутрашњи пречник: $d = 30 \text{ mm}$
- спољашњи пречник: $D = 55 \text{ mm}$
- ширина: $B = 13 \text{ mm}$
- динамичка моћ ношења: $C = 12,7 \text{ kN} > C_B = 11,54 \text{ kN}$

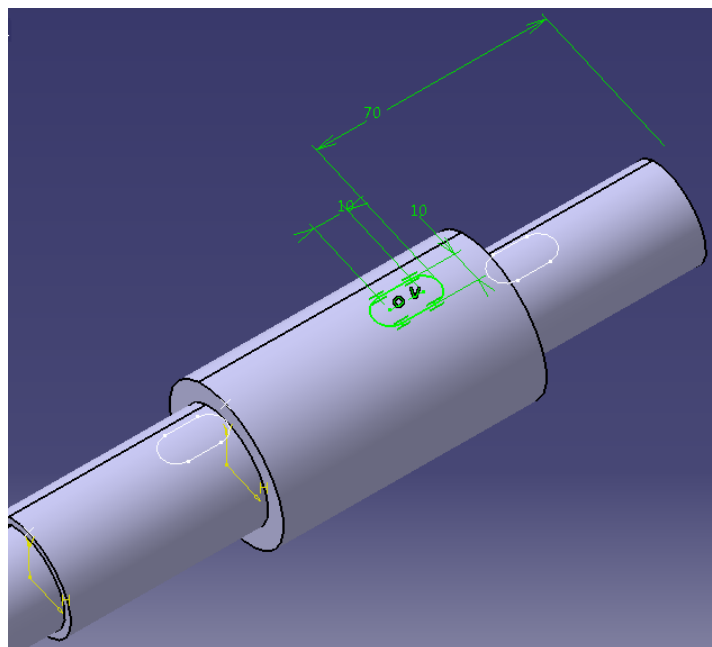
7. Моделирање елемената DCT мењачког преносника у програмском пакету CATIA V5

На основу прорачуна из поглавља 6, даље се приступа моделирању DCT мењачког преносника. Према димензијама вратила добијених прорачуном може се извршити креирања скице профила погонског вратила (слика 7.1), односно запреминског модела.

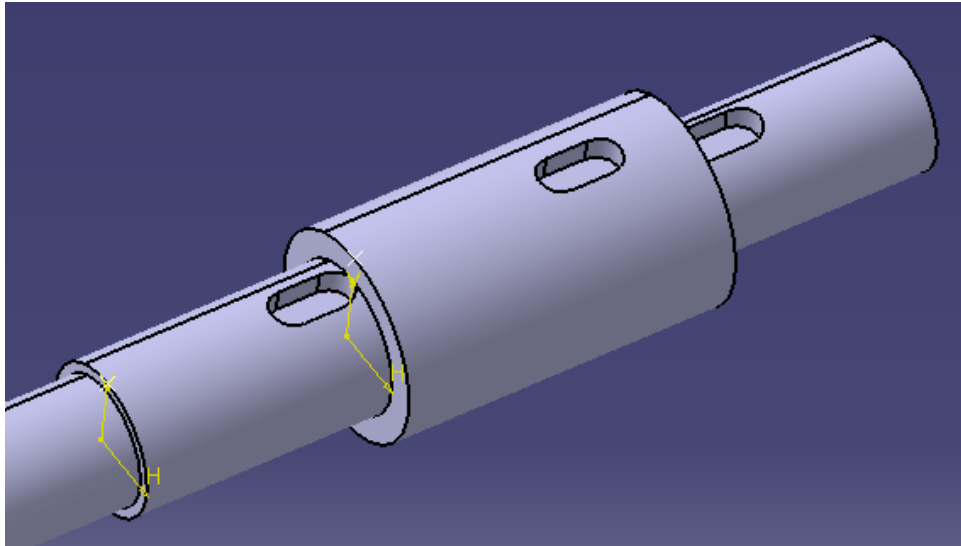


Слика 7.1. Креирање скице профила унутрашњег погонског вратила I

Из скице вратила креира се запремински модел (слика 7.2), затим се врши даља обрада вратила, где се креирају отвори за жлеб (слика 7.3).

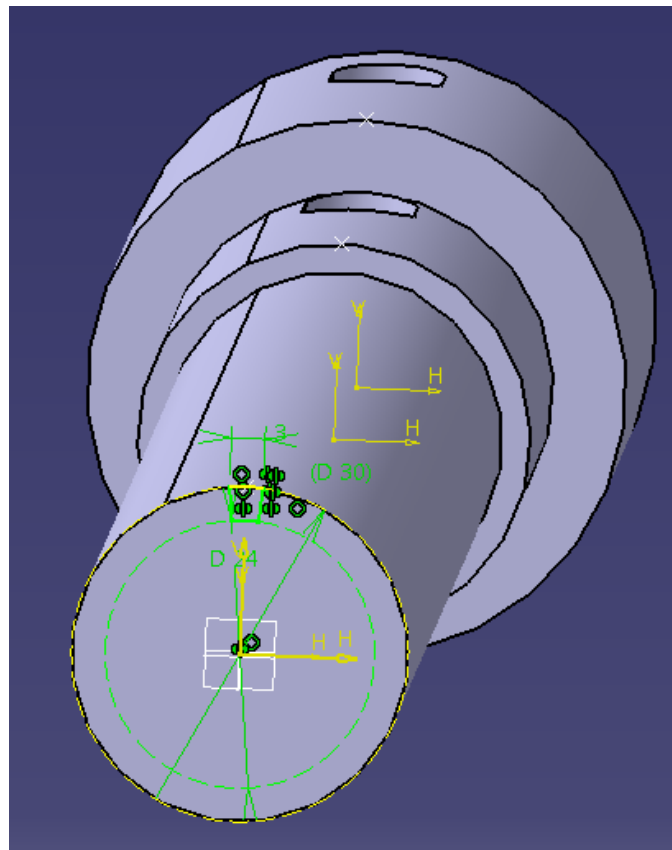


Слика 7.2. Креирање вратила и скицирање отвора за жлеб

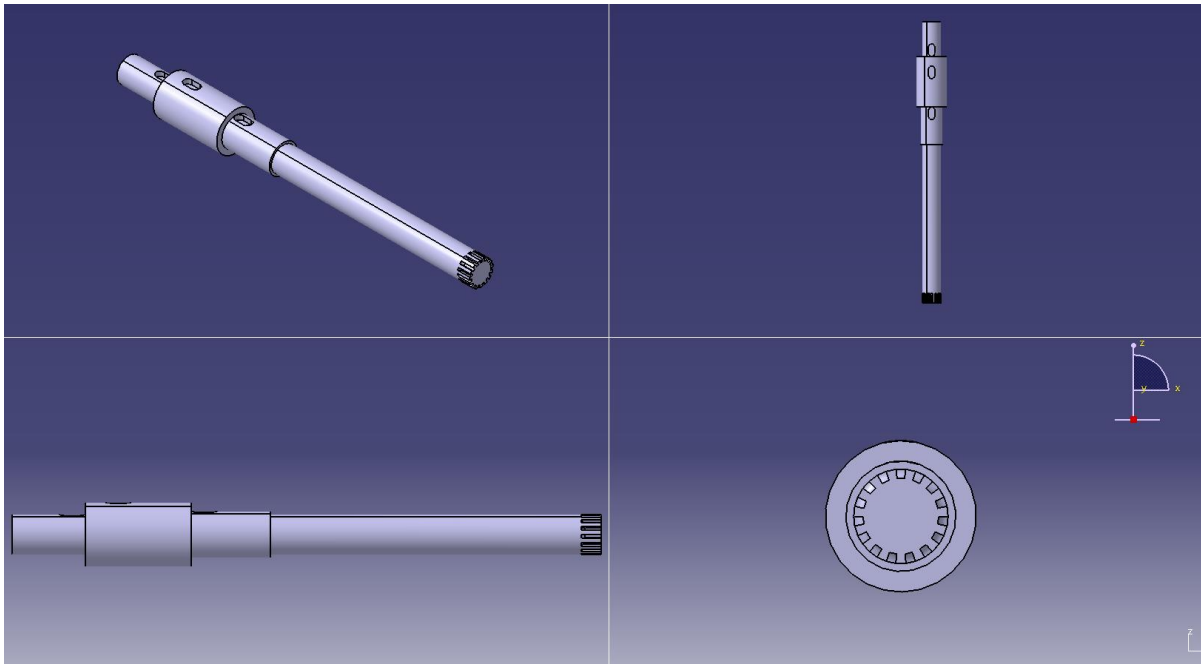


Слика 7.3. Креирање отвора за клинове

Затим се приступа креирању ожљебљења вратила за везу са сетом ламеластих спојница (слика 7.4). Након тога добија се коначан модел унутрашњег погонског вратила (слика 7.5).

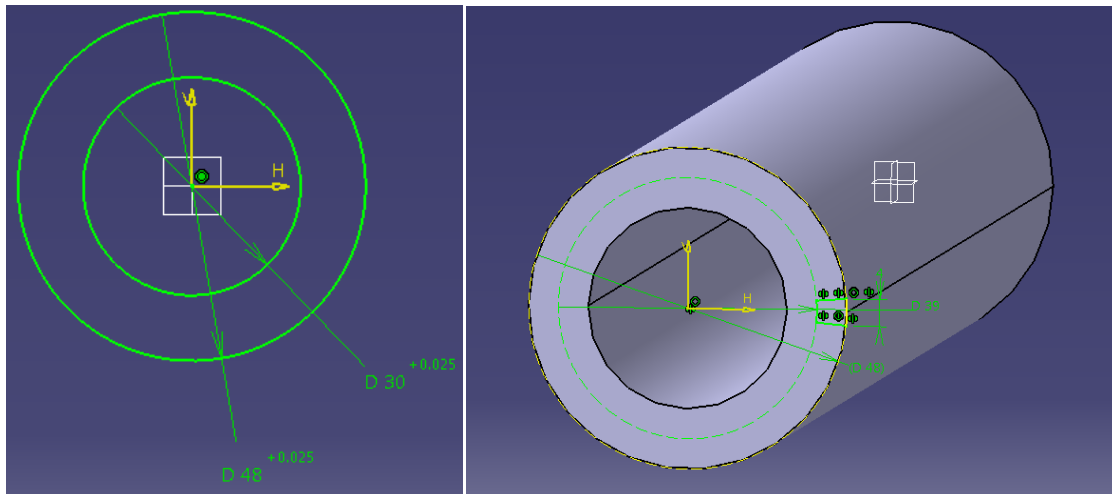


Слика 7.4. Ожљебљења вратила за везу са сетом ламеластих спојница

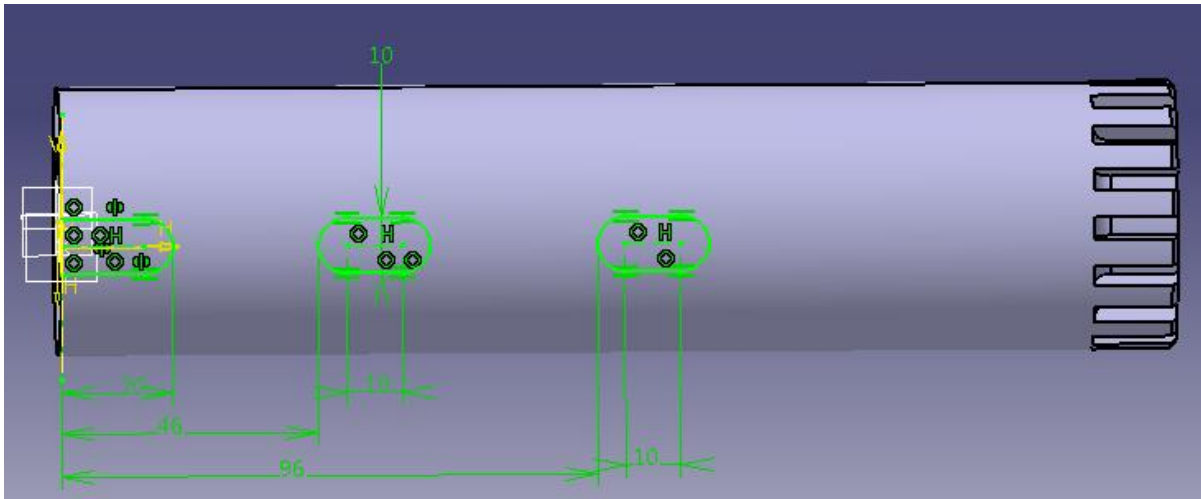


Слика 7.5. Модел унутрашњег погонског вратила

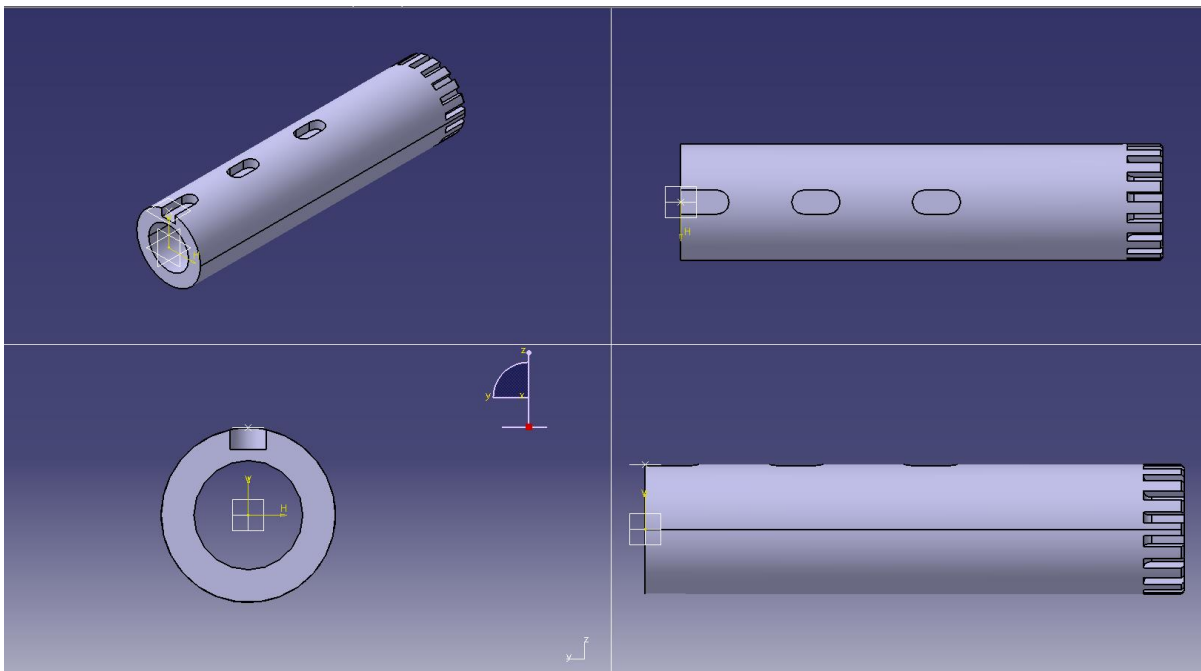
На сличан начин врши се креирање спољашње шупљег вратила, као и помоћних вратила (слика 7.6, 7.7 и 7.8).



Слика 7.6. Креирање спољашњег шупљег вратила и ожљебљења за везу са сетом ламеластих спојница

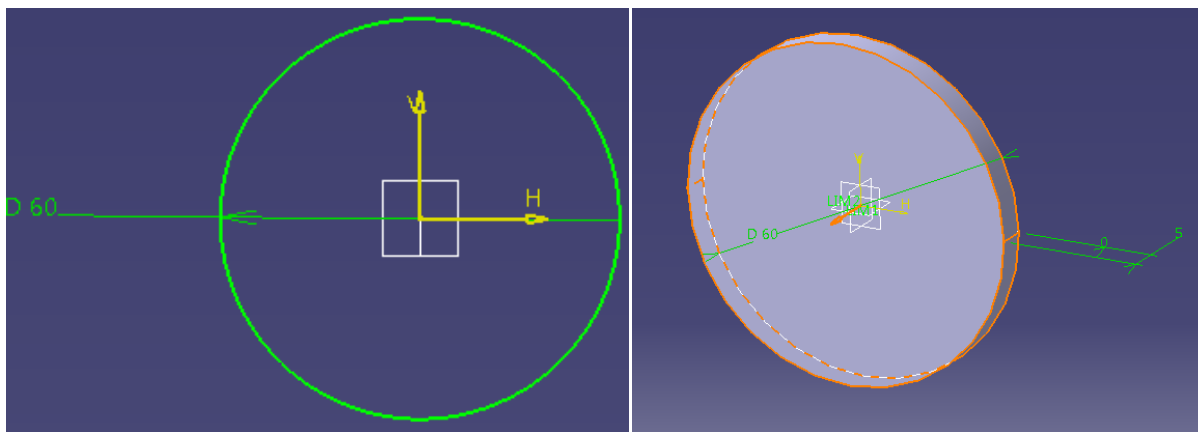


Слика 7.7. Креирање отвора за клинове на спољашњем вратилу за парне степене преноса

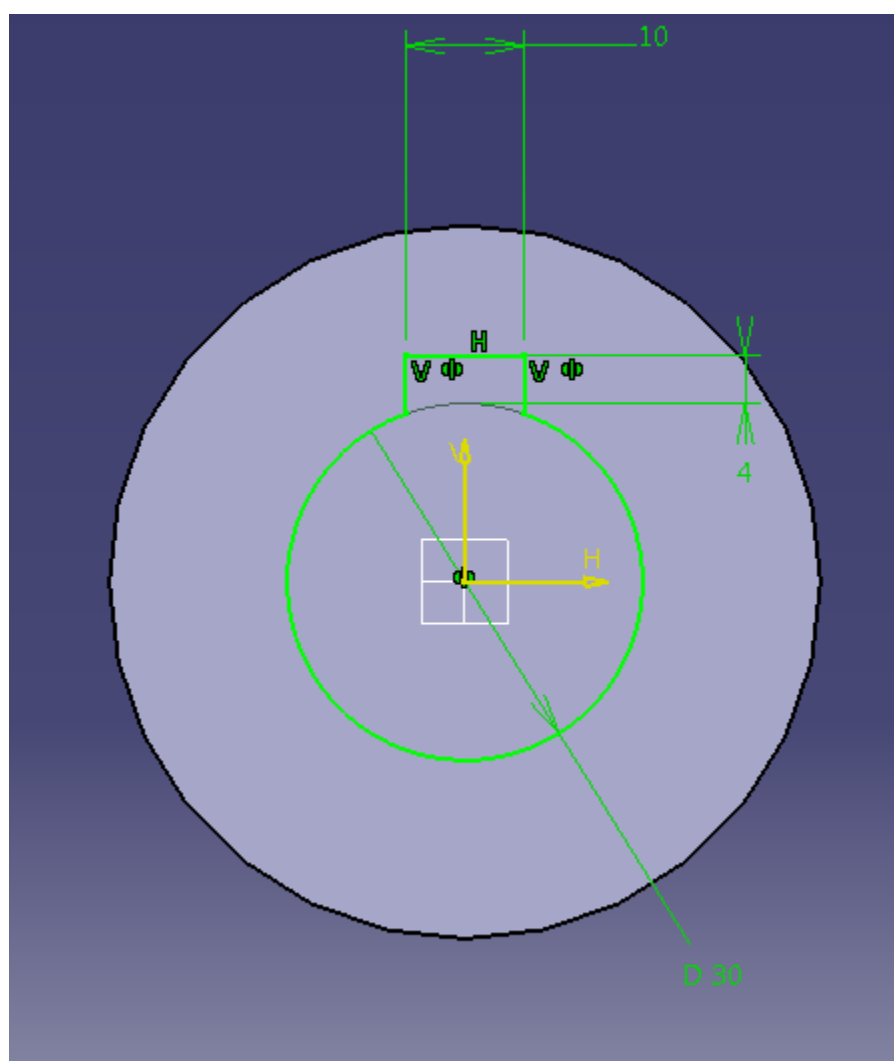


Слика 7.8. Модел спољашњег погонског вратила

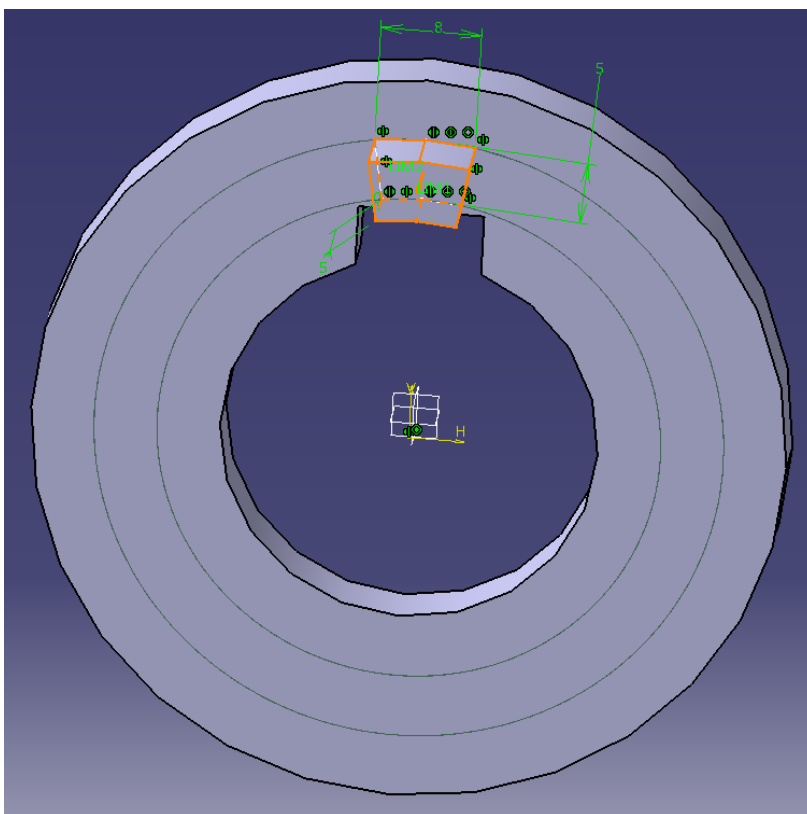
Како су за промену степена преноса одговорне синхро-спојнице, односно тзв. синхрони, креиран је модел синхро-спојнице. На слици 7.9, приказана је скица профила синхро-спојнице, док су на следећим скицама (7.10, 7.11, и 7.12), приказани поступци добијања модела синхро-спојнице.



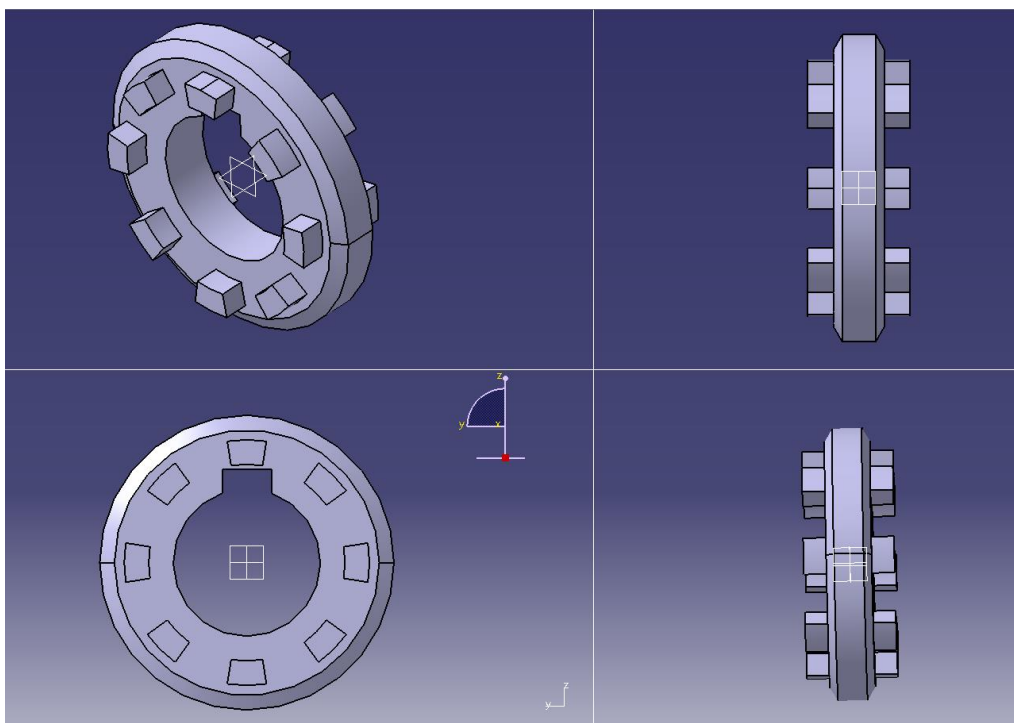
Слика 7.9. Креирање профила синхро-спојнице



Слика 7.10. Креирање жљеба за везу са вратилом

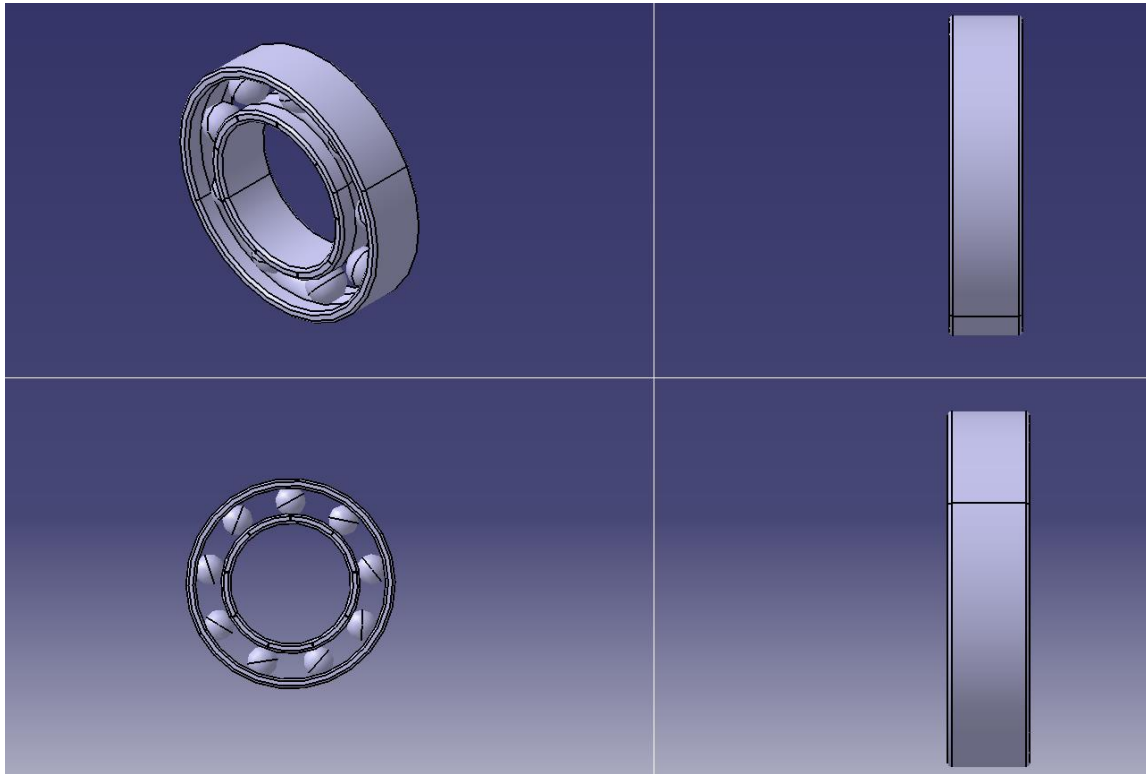


Слика 7.11. Креирање зуба за везу са зупчаником



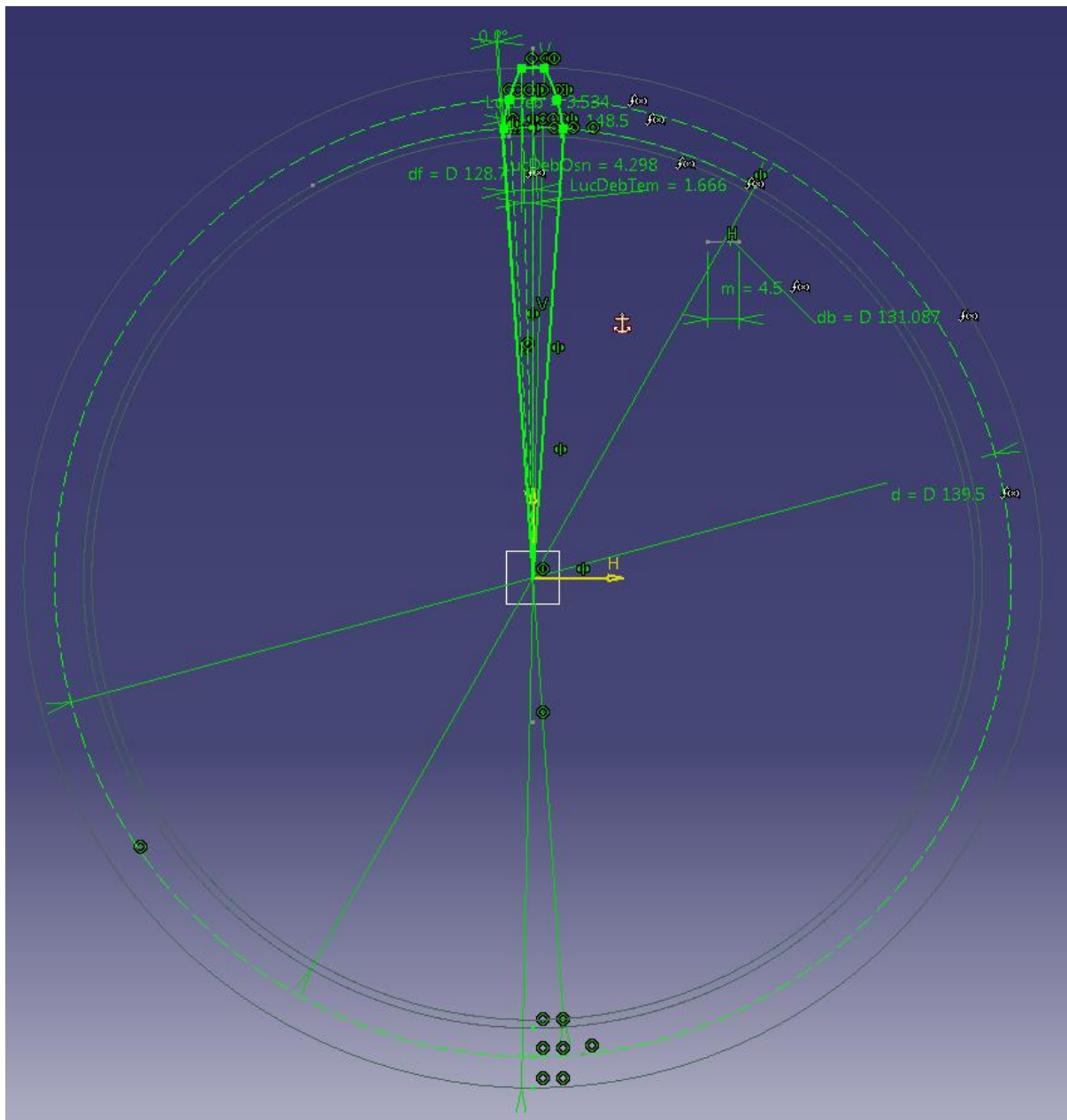
Слика 7.12. Модел синхро-спојнице

У наставку је извршено и моделирање кугличних лежајева који се постављају на крајевима вратила, односно на њиховим ослонцима (слика 7.13).

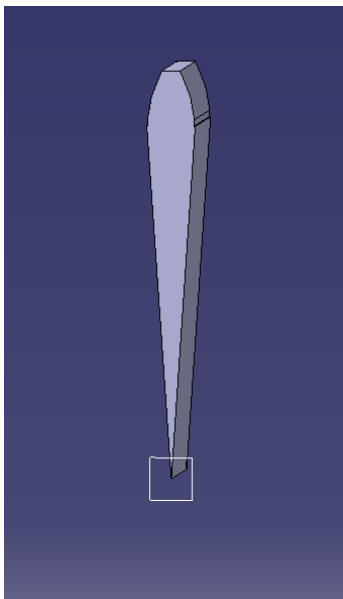


Слика 7.13. Модел једноредног кугличног лежаја

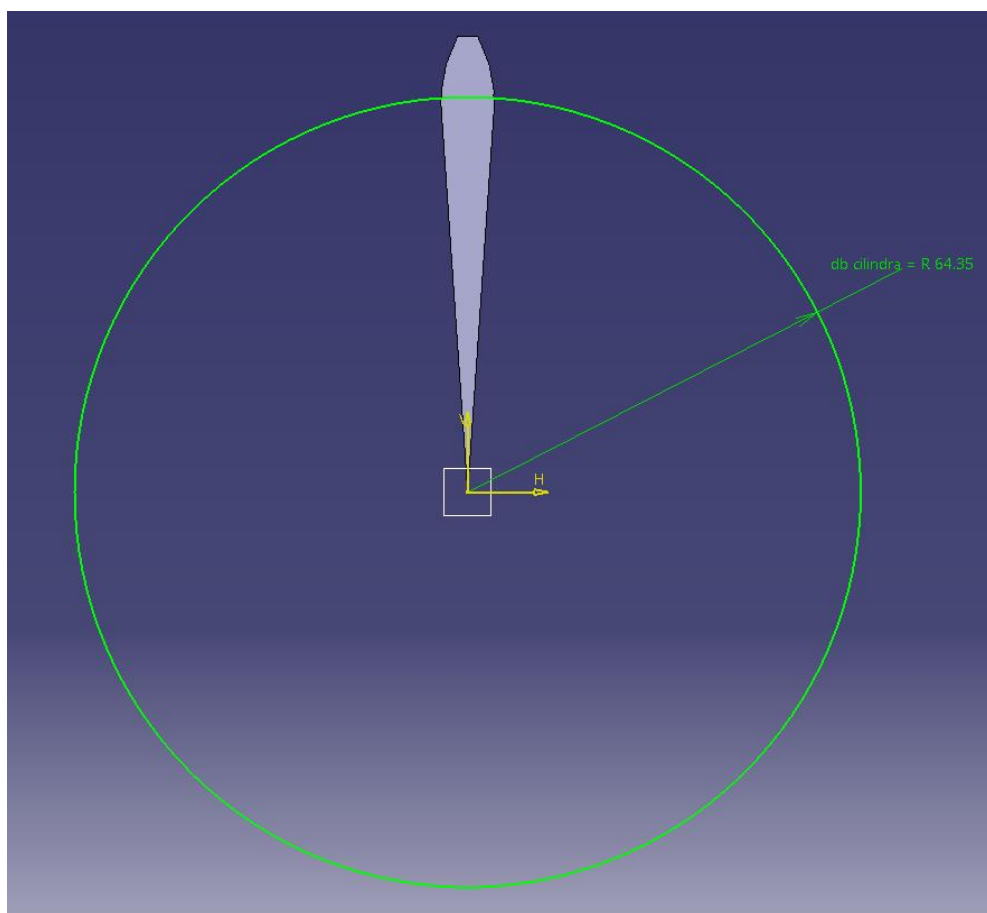
У следећој фази је извршено моделирање најважнијих елемената мењачког преносника, зупчаника. Поступак моделирања, укратко, је приказан на следећим сликама. На слици 7.14, приказано је моделирање зуба зупчаника, односно дефинисање његове геометрије преко посебног пот-програма. Скица тела зупчаника дефинише се у односу на подножни пречник зупчаника. Умножавање зуба на зупчаник зависи од задатих параметара који дефинишу зупчаник (слика 7.17). Након моделирања зупчаника према унапред задатим параметрима врши се креирање отвора и жљеба за клин са вратило и везу са синхро-спојницом (слика 7.18). Поступак моделирања зупчаника је исти за све степене преноса.



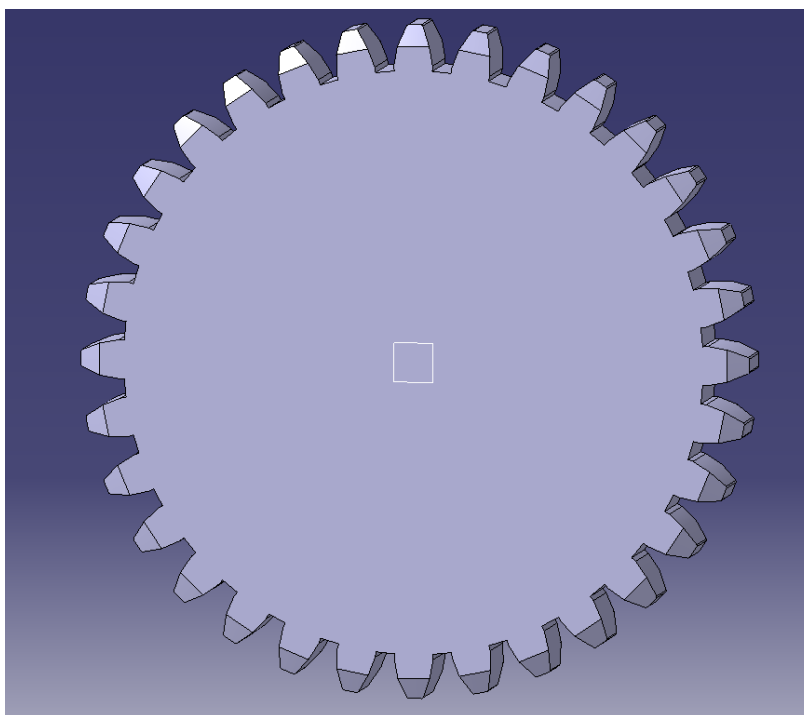
Слика 7.14. Дефинисање геометрије зупчаника



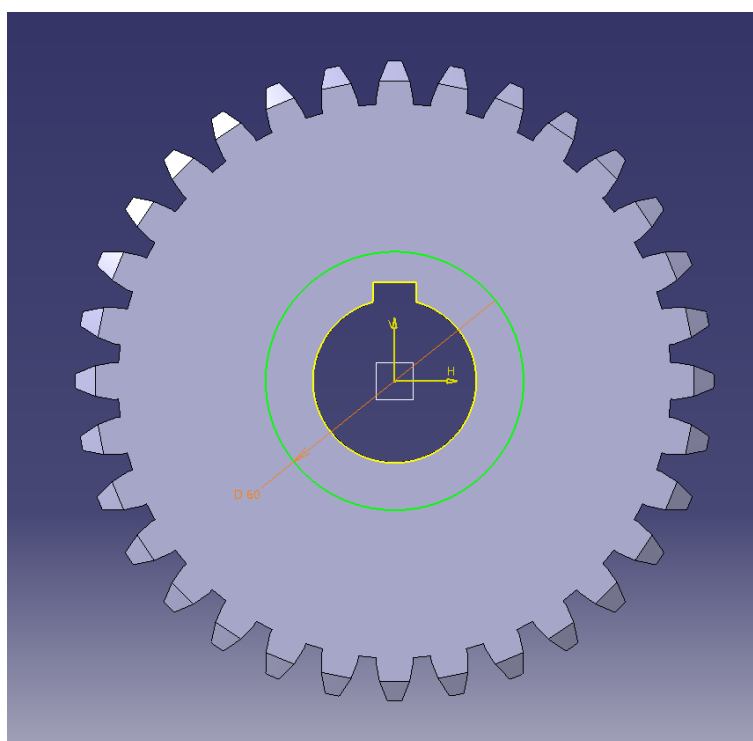
Слика 7.15. Модел зуба зупчаника



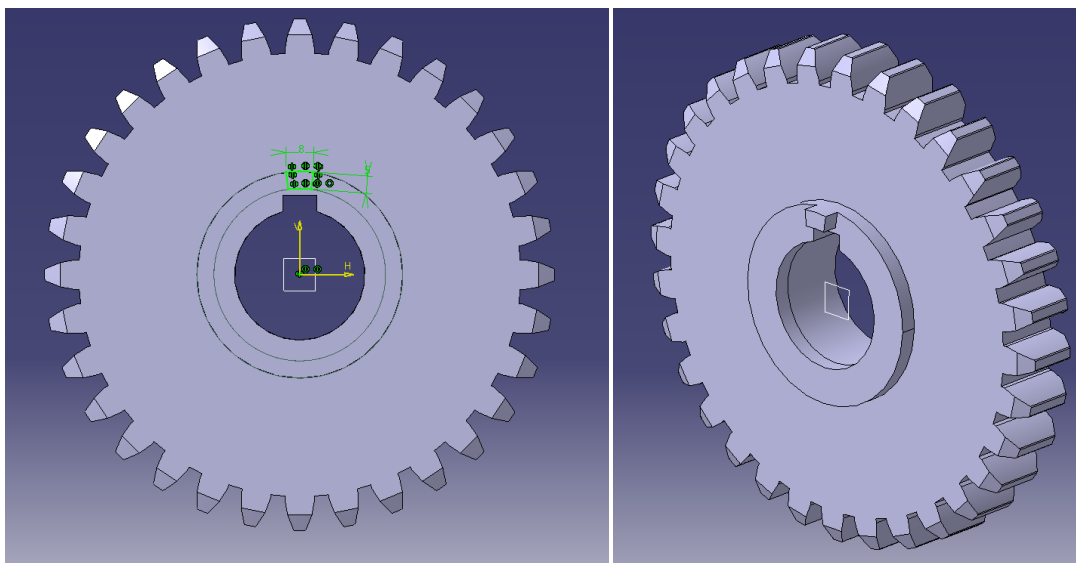
Слика 7.16. Скица тела зупчаника дефинисана подножним пречником



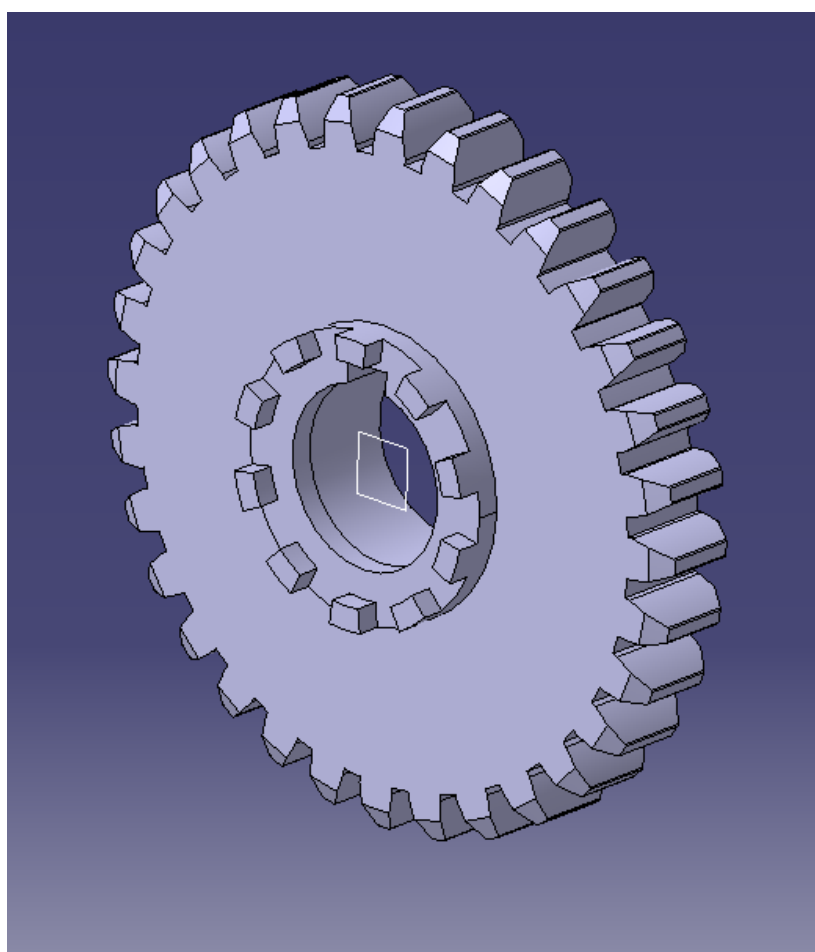
Слика 7.17. Умножавање зуба зупчаника за ход уназад



Слика 7.18. Креирање отвора за вратило и клин

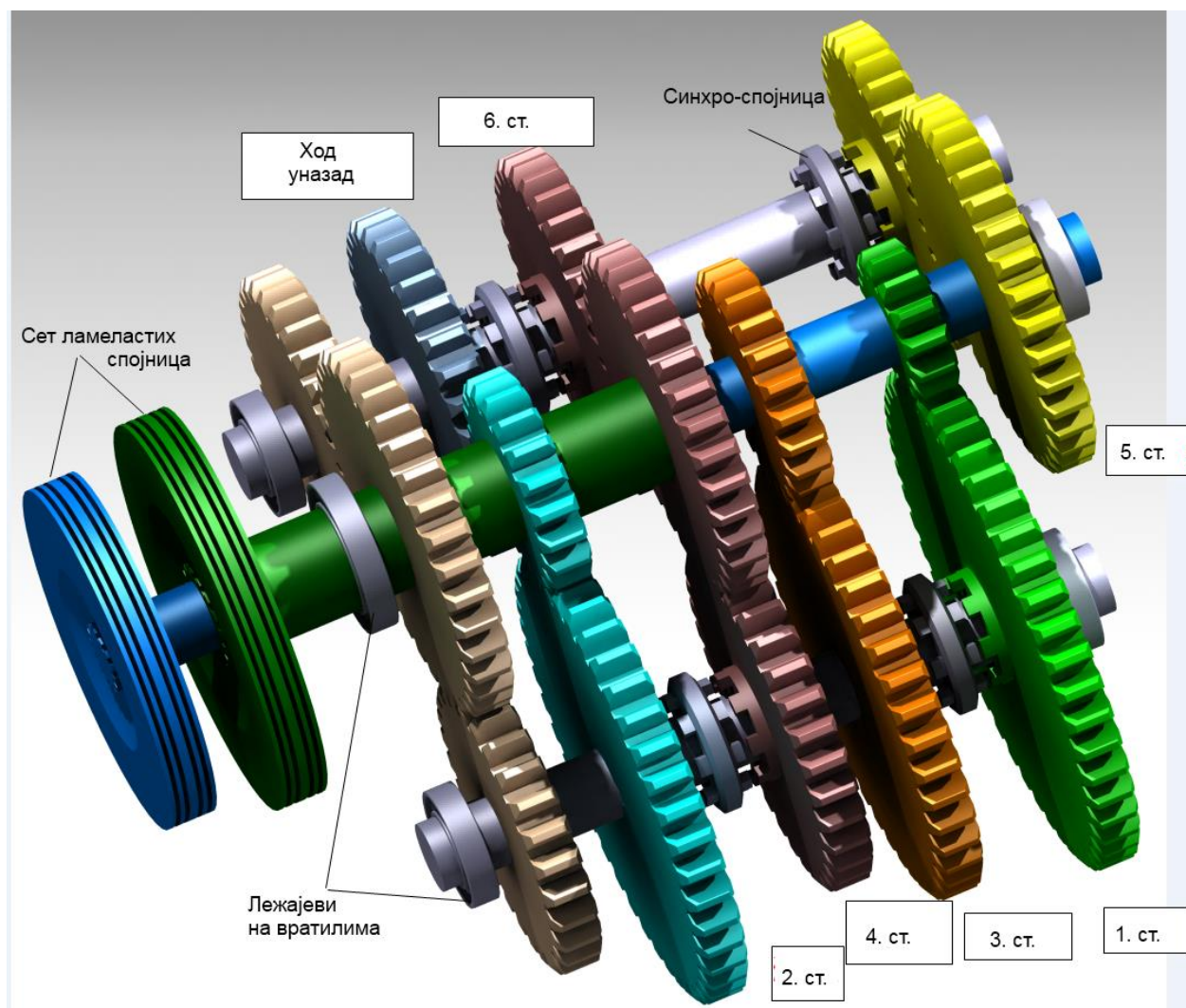


Слика 7.19. Креирање ожљебљења за везу са синхро-спојницом

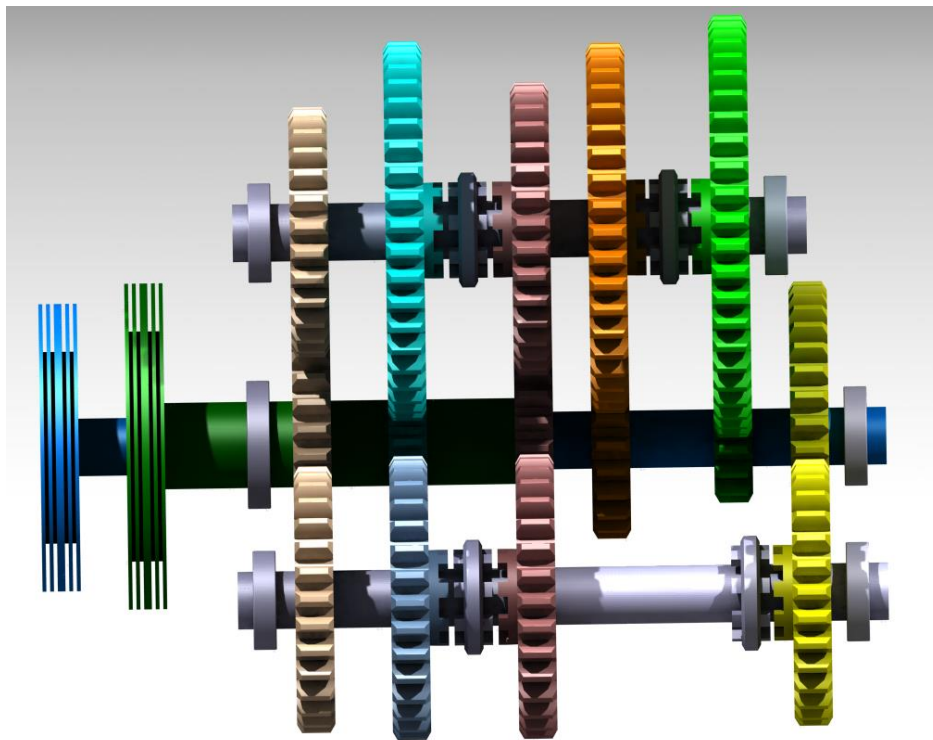


Слика 7.20. Коначан модел зупчаника за ход уназад

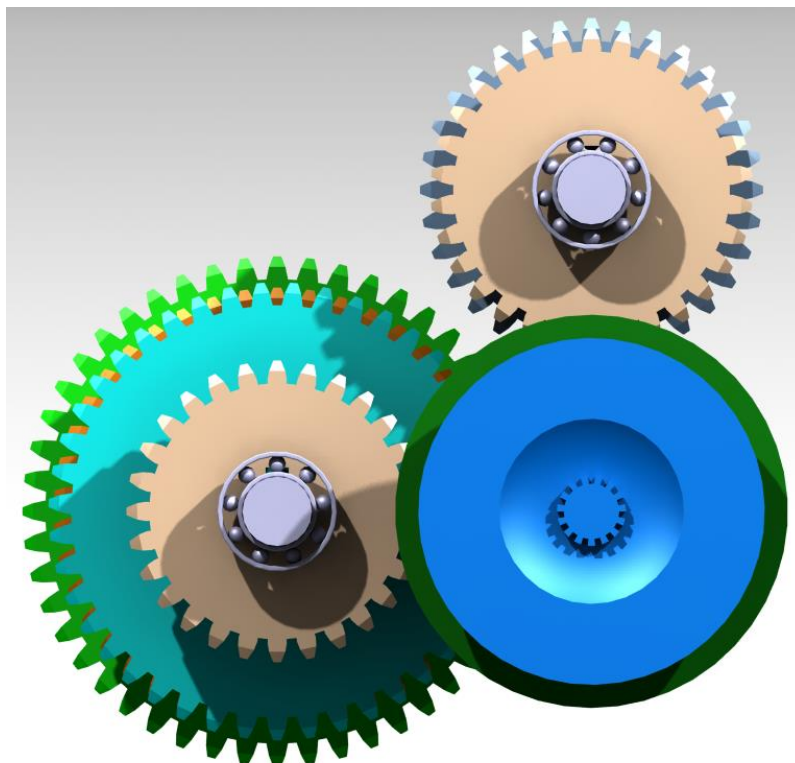
Када је завршено моделирање свих битних елемената мењачког преносника врши се формирање склопа у програму “Assembly” програмског пакета CATIA V5. На основу параметара из прорачуна, габарита и расподеле степена преноса сличних модела мењачких преносника извршено је склапање DCT мењачког преносника. Склоп модела DCT мењачког преносника приказан је на следећим сликама.



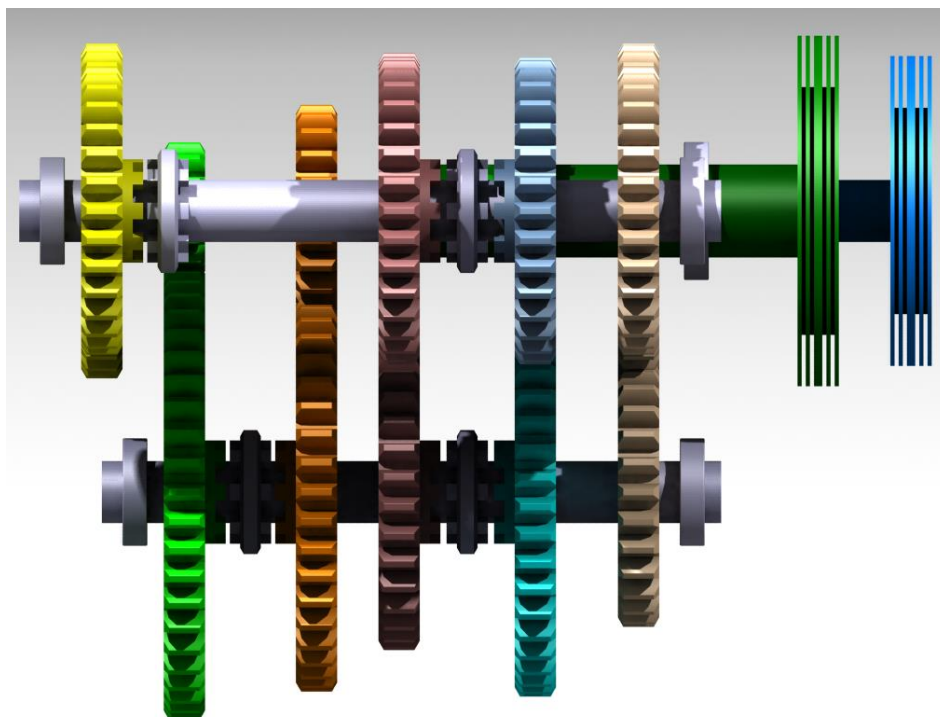
Слика 7.21. Склоп модела DCT мењачког преносника



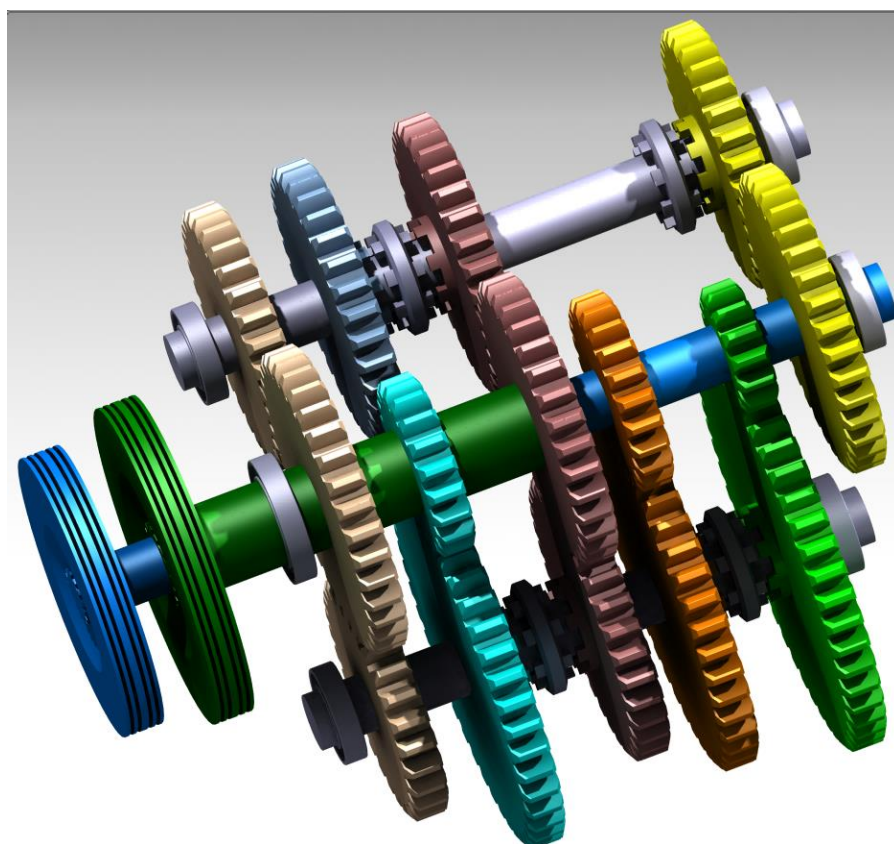
Слика 7.22. Склоп модела DCT мењачког преносника - поглед са стране



Слика 7.23. Склоп модела DCT мењачког преносника - поглед од напред



Слика 7.24. Склоп модела DCT мењачког преносника - поглед са стране



Слика 7.25. Склоп модела DCT мењачког преносника - поглед из угла

8. Закључак

Предност примене савремених DCT мењачких преносника јесте динамичност самог возила и могућност промене степена преноса за свега 8 ms, а такође, добија се и кратак временски период убрзања возила, што овај тип мењачког преносника ставља испред других конструкција. Може се рећи да је највећа предност DCT мењачког преносника смањење потрошње горива, будући да се снага са мотора преноси непрекидно. Према тврдњама појединих стручњака из ове области, DCT мењачки преносници су и до 10% ефикаснији у односу на хидро-динамичке аутоматске мењачке преноснике [22].

Примена полу-аутоматских мењачких преносника, такође, је напредовала и код теретних моторних возила и аутобуса. Volvo је развио свој I-shift за тешка теретна возила, док ZF у својој палети мењачких преносника има AS Tronic развијен за градске аутобусе и аутобусе за дуге релације. Ипак, ово није новина, с обзиром да су се у Великој Британији на градским аутобусима примењивали полу-аутоматски мењачки преносници од 1950-их до 1980-их, а најпознатији произвођач ових аутобуса био је Лејланд (Leyland) [22]. Данас су полу-аутоматски мењачи изгубили примат код градских и међуградских аутобуса, али су све присутнији код мини аутобуса.

Полу-аутоматски мењачки преносници присутни су и код мотоцикала, тако је Yamaha 2007. године у свој модел спортског мотоцикла FJR1300 уградила овај тип мењача. Промена степена преноса код овог мотоцикла врши се помоћу полуге која се налази у близини левог стопала или код неких модела помоћу прекидача који се налази на убрављачу у близини леве руке.

Нове законске одредбе које се односе на заштиту животне средине и смањење емисије издувних гасова покренуле су низ пројеката који се односе на аутоматизацију мењачких преносника, чиме би се утицало на смањење штетности издувних гасова. Предпоставке су да ће полу-аутоматски мењачки преносници, DCT мењачи, потиснути садашња решења аутоматских мењачких преносника. Код савремених DCT мењачких преносника развијено је праћење рада система у оквиру трансмисије применом „фази“ (fuzzy) логике, те се на тај начин прате маневри возача и припрема промене степена преноса.

Једно од кључних подручја у развоју DCT мењачких преносника су смањење буке и вибрација, што је постигнуто применом спољашњег носача мењачког преносника, а што омогућава глатку промену степена преноса без јаких трзаја. DCT мењачки преносник омогућава секвенцијално деловање или директно прескакање степена преноса, зависно од жеље возача. Овим начином функционисања DCT мењачког преносника смањује се губитак обртног момента током промене степена преноса и омогућава лака вожња у свим условима, што представља будућност у развоју савремених моторних возила.

Литература:

- [1] Демић М., Лукић Ј., Теорија кретања моторних возила, Машински факултет у Крагујевцу, 2011.
- [2] Филиповић И., Цестовна возила – приручник за водитеље станица техничког прегледа возила, Сарајево, 2012.
- [3] Стефановић А., Друмска возила – основи конструкције, Центар за моторе и моторна возила машинског факултета у Нишу и Центар за безбедност саобраћаја у Крагујевцу, 2010.
- [4] Naunheimer H., Bertsche B., Ryborz J., Novak W.: Automotive transmissions-Fundamentals, Selection, Design and Application; Second Edition; Springer, Berlin 2011.
- [5] Глишовић Ј.; Предавања и вежбе из предмета Конструкција возила, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, школска 2015/2016.
- [6] <http://ca.autoblog.com/2012/05/10/the-automatic-transmission-a-brief-history/>, приступљено 23.3.2017.
- [7] Поповић Г., Техника моторних возила, превод 27. допуњеног издања књиге Техника моторних возила (FachkundeKraftfahrzeugtechnik), која је део немачке библиотеке стручних издања за подручје моторних возила, EuropaFachbuchreihe, издавача VerlagEuropaLehrmittel, дело је 11 аутора из овог подручја, Загреб, 2012.
- [8] Матијевић, Д., Воротовић, Г., Савремена мехатроничка решења аутоматских мењачких преносника и правци даљег развоја, Мехатроника, е-часопис, <http://mehatronika.gomodesign.rs/savremena-mehatronicka-resenja-automatskih-menjackih-prenosnika-i-pravci-daljeg-razvoja/>, приступљено 2.4.2017.
- [9] Kimmig, K., Bührle, P., Henneberger, K., Ehrlich, M., Rathke, G., Marti, J., The DryDoubleclutch, Schaeffler SYMPOSIUM 2010, http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/symposia_1/downloads_11/schaeffler_kolloquium_2010_10_en.pdf, приступљено 24.4.2017.
- [10] Janssen P., Govindswamy, K., Future Automatic Transmission Requirements, 2010, http://www.fev.com/fileadmin/user_upload/Media/TechnicalPublications/Transmission/ IV_02_Future Automatic Transmission Requirements Submission VDI Transmission.pdf, приступљено 20.4.2017.
- [11] Ford PowerShift Dual-Clutch Transmission (DCT), <http://www.team-bhp.com/forum/technical-stuff/168683-ford-powershift-dual-clutch-transmission-dct-technical-overview.html>, приступљено 25.4.2017.
- [12] Wenbourne, A., The Volkswagen/Audi DSG Transmission: https://www.selmec.org.uk/article_0004_computer_controlled_dsg_transmission.aspx, приступљено 14.6.2017.

- [13] Sutton, M., Wards Auto, BorgWarner Refining Dual-Clutch Technology for New Applications, 2007, <http://wardsauto.com/news-analysis/borgwarner-refining-dual-clutch-technology-new-applications>, приступљено 15.6.2017.
- [14] Audizine, Seven-speed dual-clutch gearbox 0B5/S tronic: [http://www.audizine.com/forum/showthread.php/356141-Details-about-the-Seven-speed-dual-clutch-gearbox-0B5-S-tronic-\(DL501\)](http://www.audizine.com/forum/showthread.php/356141-Details-about-the-Seven-speed-dual-clutch-gearbox-0B5-S-tronic-(DL501)), приступљено 17.6.2017.
- [15] M Drivetrain: http://www.m5board.com/vbulletin/attachments/e60-m5-e61-m5-touring-discussion/227985d1366040978-m5-m6-s85-recall-tech-service-bulletin-service-information-bulletin-technical-docs-thread-one-stop-shop-06_m-drivetrain.pdf, приступљено 18.6.2017.
- [16] Mercedes-Benz, 7G-DCT: http://techcenter.mercedes-benz.com/en/7g_dct/detail.html#intro-section, приступљено 18.6.2017.
- [17] Mb passion blog, Die neu 4 MATIC von Mercedes – Benz im Detail: <http://blog.mercedes-benz-passion.com/2012/12/unser-erster-blick-auf-den-cla-45-amg-mit-354-ps/>, приступљено 18.6.2017.
- [18] Dual Clutch Transmission 7G DCT, Каталог произвођача, http://autocats.ws/manual/sdmedia/mediadb/_mb_Acrobat/getriebe/2011_08_001_002_en.pdf, приступљено 18.6.2017.
- [19] ZF, Automatic Transmission, 9 - Speed Automatic Transmission, Каталог произвођача, https://www.zf.com/corporate/en_de/products/product_range/cars/cars_9_speed_automatic_transmission.shtml#tabs1-1, приступљено 18.6.2017.
- [20] Dykes, A.L., The Truth About Cars, ZF's 9-Speed 9HP Transmission Puts Dog Clutches On The Leash, 2014, <http://www.thetruthaboutcars.com/2014/02/zfs-9-speed-9hp-transmission-puts-dog-clutches-on-the-leash/>, приступљено 18.6.2017.
- [21] Николић, В., Машински Елементи, Машински факултет у Крагујевцу, 2004.
- [22] Parihar, A., Gunge, A., Parbhane, U., Dual Clutch Transmission Of Automobile, International Journal Of Modern Engineering Research (IJMER), Vol. 6, Iss. 11, November 2016, pp. 1-7.