

Факултет инжењерских наука

Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Модул: Друмски саобраћај

Предмет: Структура и конструкција МВ

Број индекса: 305/2013

Александар С. Ђорђевић

Комбиновани мењачки преносници

Мастер рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. доц. др Јасна Глишовић - ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог мастер рада кандидат треба да:

- врсте механичких мењачких преносника
- комбиновани мењачки преносници-предности и недостаци
- преносни односи различитих структурних начина комбиновања мењачких преносника
- примери изведених решења комбинованих мењачких преносника
- моделирање тороидног типа комбинованог мењачког преносника.

Препоручена литература:

- [1] Јанићијевић Н., Јанковић Д., Тодоровић Ј.: Конструкција моторних возила; Машински факултет, Београд, 1988
- [2] Глишовић Ј.: Конструкција Возила, Методичка збирка задатака са изводима из теорије, Факултет инжењерских наука, Крагујевац, 2014
- [3] Naunheimer H., Bertsche B., Ryborz J., Novak W.: Automotive transmissions-Fundamentals, Selection, Design and Application; Second Edition; Springer, Berlin 2011

Крагујевац, 10.08.2015.

ментор:

Др Јасна Глишовић, доцент

Резиме

Задатак мењачког преносника, као дела система за пренос снаге је пренос и промена параметара снаге. Мењачки систем за пренос снаге, његови склопови и механизми, концепцијски и конструкцијски изводе се на различите начине. Једна тип мењачког преносника представља и комбинована трансмисија, која својим радом даје континуалну промену преносног односа. У раду су приказане конструкцијске изведбе комбиноване трансмисије, склопови, саставни делови, као и принцип рада мењачког преносника. Поред тога приказане су и структуре и кинематске шеме комбиновања механичког континуалног мењача и планетарног мењача. На самом крају измоделиран је и 3D модел трансмисије „*Torotrak*“ у софтверском пакету *Autodesk Inventor 2013* где се могу видети изгледи саставних делова, као и габаритне димензије измоделиране трансмисије.

Abstract

The main task of transmission, as part of the power transmission system, is transfer and change of power parameters. Transmission system for power transmission, its assemblies and mechanisms, conceptually and structurally is performed in different ways. One type of transmission represents a combined transmission that during operation achieves a continuous change of the transmission ratio. This paper presents the design solutions of combined transmission, assemblies, components and working principle of gear box. In addition, the structure and kinematic scheme of combining continuous mechanical gearboxes and planetary gears are presented. At the end, the 3D model of "Torotrak" transmission created in *Autodesk Inventor 2013* is obtained, where you can see the design of component parts and dimensions of the modeled transmission.

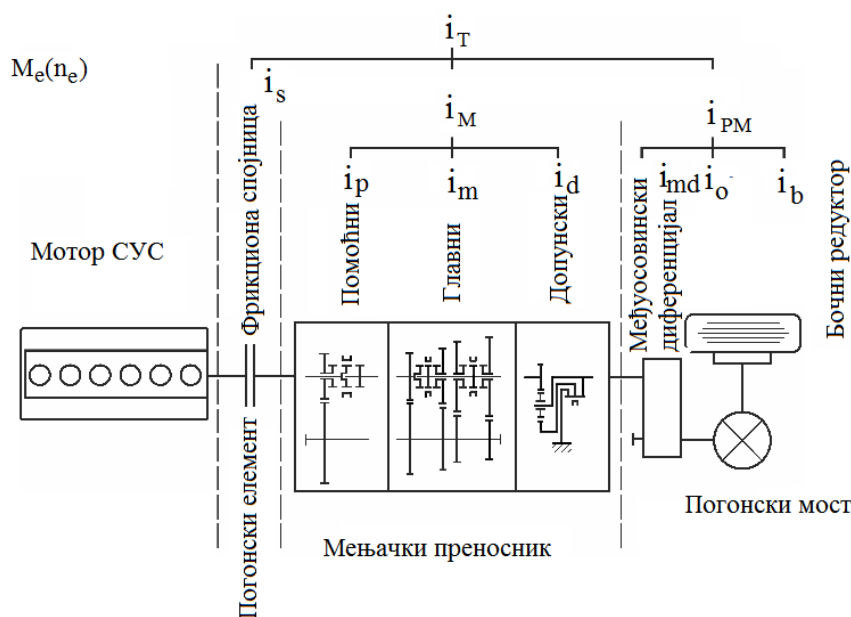
Садржај

Резиме	2
1. Увод.....	4
2. Подела мењачких преносника	6
3. Подела комбинованих мењачких преносника	8
3.1 Фрикциона континуална трансмисија.....	9
3.2 Фрикциона континуална трансмисија са гуменим равним ременом	9
3.3 Фрикциона континуална трансмисија са гуменим V- ременом	10
3.5 Тракциона континуална трансмисија.....	13
3.6 Тракциона континуална трансмисија са вибрационим проклизавањем елемената.....	14
3.7 Торична континуална трансмисија	14
3.8 Хидростатичка континуална трансмисија.....	15
3.9 Електрична континуална трансмисија	16
3.10 Епициклична континуална трансмисија.....	17
3.11 Континуална трансмисија са раздвојеним током снаге (Power-Split CVT Technology)...	18
3.12. Блок дијаграм поделе континуалне трансмисије	21
3.13 Позитивне и негативне (предности и мане) карактеристике континуалне трансмисије.....	22
4. Структурне и кинематске шеме комбиновања механичког континуалног мењача (варијатора) и планетарног мењача.....	23
5. Примена комбиноване трансмисије код возила.....	28
6. Компоненте комбиноване трансмисије VT1F илустроване на моделу возила Мини Купер.....	31
6.1. Прва група- механички елементи.....	31
6.2 Механичке операције.....	35
6.3 Друга група- контролни систем.....	38
6.4. Трећа група- спољашње везе	41
6.4.1 Паркинг прекидач	41
6.5 Стратегија	44
7. Extroid комбинована трансмисија производње Nissan	47
7.1 Механизам екстроидне трансмисије	48
7.2 Поступак промене нагиба ваљака	49
7.3 Dual-Cavity дизајн.....	51
7.4 Контрола ваљака	51
7.5 Специјално уље за вучу (тракционо уље).....	52
8. ЦВТ трансмисија са унутрашњом површином сферичног ротора као идејни пројекат за аутомобилску трансмисију	54
8.1 Основни модел ИСЦВТ.....	55
8.2 Кинематичка и кинетичка анализа	58
8.4 Идејно решење и анализа перформанси	62
9. Упрошћени CAD модел и симулација тороидалне трансмисије.....	72
9.1 Основни делови склопа	72
9.2 Склоп тороидалне трансмисије	74
9.3 Габаритне димензије тороидалне трансмисије	76
10. Закључак	78
11. Литература.....	79

1. Увод

Један од основних система моторног возила чине склопови и механизми за пренос снаге од мотора до погонских кретања, такозвани систем за пренос снаге. Градња овог система у великој мери зависи од врсте и карактеристика примењеног погонског агрегата, као и пројектованих перформанси возила.

Моторно возило са својим мотором мора у току експлоатације да реализује различите вучне, односно погонске силе, јер су и услови кретања различити: полазак, убрзање, кретање у кривини, кретање константном брзином на равном путу и на успону итд. Међутим, погонске и радне карактеристике мотора са унутрашњим сагоревањем не одговарају потребним карактеристикама вуче моторног возила у свим условима кретања. Ове промене се врше у систему за пренос снаге, односно у његовим појединачним склоповима и механизмима. Према томе, систем за пренос снаге има задатак не само да пренесе снагу од мотора до погонских кретања возила, него и да изврши промену облика погонских карактеристика мотора (обртног момента и броја обртаја). То значи да су у основу преносника снаге уграђене карактеристике погонског мотора возила.



Слика 1. Шематски приказ преносника снаге моторног возила [3]

Систем за пренос снаге, његови склопови и механизми, концепцијски и конструкцијски изводе се на различите начине (слика 1). Концепцију, односно врсту преносника снаге најчешће одређује врста уграђеног мотора, а затим и категорија возила, односно услови његове експлоатације.

Подела преносника снаге може да се врши по различитим критеријумима, а најчешће према начину преношења снаге. У том смислу, постоје четири основне врсте:

механички, хидраулички, електрични и комбиновани. При томе треба имати у виду да ни хидраулички, ни електрични не егзистирају без механичких компонената.

Задатак мењачког преносника, као дела система за пренос снаге је пренос и промена параметара снаге, односно остваривање на улазном вратилу погонског моста, (који обухвата главни преносник, диференцијални преносник и погонска полувратила) оних параметара снаге који одговарају тренутним отпорима кретању возила [1, 12].

2. Подела мењачких преносника

Мењачки преносник представља основни и најзначајнији склоп у систему преносника снаге. Основни задатак мењачког преносника је да при преносу снаге изврши промену њених параметара (обртног момента и броја обртаја, односно угаоне брзине), доводећи их на нивое које одговарају тренутним потребама погонског моста, односно тренутним вредностима отпора на погонским кретањима. Осим овог основног задатка мењач омогућује кретање возила уназад и прекид тока снаге при укљученој спојници.



Слика 2. Подела мењачких преносника[3]

Основна карактеристика зупчастих мењача је степенаста промена преносних односа, односно, при константној снази коју одаје мотор, постиже се степенаста промена параметара снаге. Што је већи број степена преноса, веће је приближавање идеалној хиперболи вуче, а тиме и веће искоришћење расположивих погонских перформанси мотора. Међутим, требало би имати у виду, да са повећањем броја степени преноса, мењач и механизам за његово управљање постају сложенији, компликованији и скупљи за производњу и експлоатацију.

Класификација зупчастих мењачких преносника може се вршити у односу на различите параметре. У погледу положаја вратила односно оса, мењачи се деле на две основне групе:

- са непокретним осама вратила и
- са покретним осама вратила, такозвани планетарни мењачки преносници.

У односу на задатке које обављају на возилу мењачи се деле на:

- главне мењачке преноснике и
- допунске мењачке преноснике.

Свако моторно возило опремљено мотором са унутрашњим сагоревањем, мора да има главни мењач, а може, али не мора, да има и допунске мењаче.

Допунски мењачи служе као допуна главних мењача, обезбеђујући проширење могућности промене параметра снаге или раздвајање снаге.

У односу на број степени преноса мењачки преносници могу бити са два, три, четири и више степени преноса, а у односу на начин управљања - са принудним (обично ручним) и аутоматским управљањем. Пренос силе од командне полуге до механизма за укључивање и искључивање појединих степена преноса може да се врши на различите начине. У том погледу елементи управљања мењачким преносницима могу бити: механички, хидраулички, пнеуматски, вакуумски, електрични и комбиновани.

При конструкцији мењача неопходно је да се обезбеди: једноставност промене степена преноса уз што мање силе на ручици мењача, по могућности без прекида тока снаге, бешуман рад, једноставност управљања, безударно укључивање свих степени преноса, осигурање од самоискључивања, обилно подмазивање свих елемената, висок степен корисног дејства, мала тежина и габаритне димензије, поузданост рада и друго.

Осим тога, мењач треба да омогући пуштање мотора у рад вучног возила и кочење возила мотором, као и, понекад, одвод снаге за погон других потрошача [1].

3. Подела комбинованих мењачких преносника

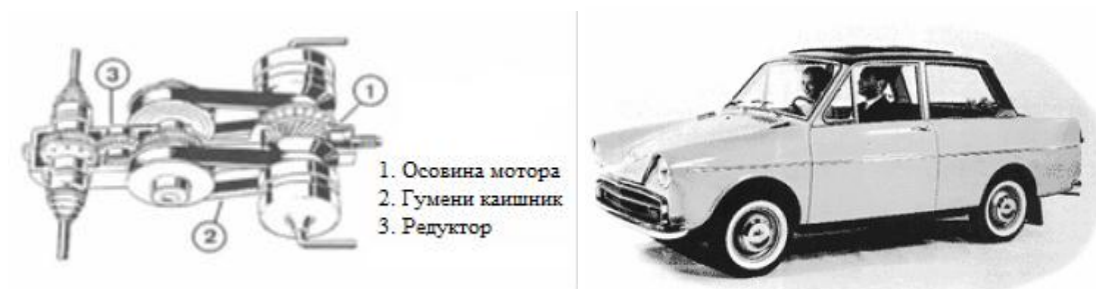
Континуално варијабилна трансмисија (ЦВТ трансмисија-eng. CVT) представља елемент за пренос снаге у коме се пренос снаге одвија на континуалан начин, то јест без прекида тока снаге. Овакав тип мењачког преносника омогућава пренос енергије без икаквих испрекиданих промена излазног обртног момента и на тај начин има бесконачан број преносних односа у опсегу своје највише и најниже брзине. Овакав тип мењачког преносника одмах је привукао пажњу аутомобилским конструкторима јер је са собом носио поопштравање еколошких прописа, повећане захтеве перформанси, као и прилагођавање различитим условима на путу.

ЦВТ трансмисију можемо поделити на пет основних применљивих категорија код возила, које су наведене у табели 1:

Фрикционе	• Са гуменим равним ременом • Са гуменим V- ременом • Са металним ременом (каишником)
Тракционе (стезне)	• Са вибрационим проклизавањем • Торичне
Електричне	• Са серијским хибридним диском
Хидростатичке	• Изведене са пумпом и мотором
Са променљивом геометријом	• Епицикличне • остали

Табела 1. Подела ЦВТ трансмисија [5]

За Леонарда да Винчија се сматра да је он био први који је размишљао о ЦВТ систему негде око 1490. Али када је аутомобил постао реалност крајем 19. века, ЦВТ је постао стварни проблем за инжењере. Први ЦВТ патент датира из 1886. Прво комерцијално возило опремљено ЦВТ системом је било произведено 1958. од стране DAF (van Doorne Automobielen Fabriek), у Холандији, ова фабрика је основана од стране Hub van Doorne 1928. године. Он је измислио Variomatic ЦВТ, који се базира на дуплом систему V-каиша. Мењач је постављен на задњим точковима и преносници снаге нису имали диференцијал. Систем и произведено возила се могу видети на слици 3 [7].



Слика 3. Variomatic; приказ и произведено возило [7]

Овај мењач се могао применити само на возилима мале снаге и запремине мотора, 600 cm^3 , а после неких усавршавања запремина је порасла на 1400 cm^3 . Око 1,2 милиона возила је било опремљено системом Variomatic. После лансирања Variomatic различите врсте ЦВТ мењача су произведене од стране различитих компанија. Постоје два различита комерцијално примењена типа ЦВТ мењача, базиран на ременима и тороидни ЦВТ. Такође постоје још неке друге врсте ЦВТ мењача, али оне се користе само за истраживања, израду прототипа или модела умањених у одређеној сразмери [7].

3.1 Фрикциона континуална трансмисија

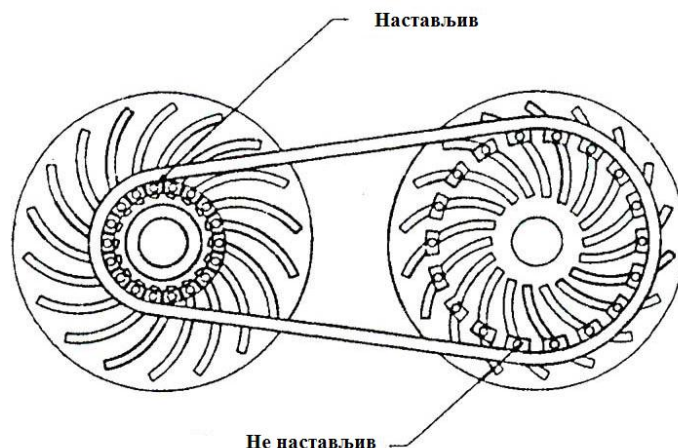
Код фрикционе континуално варијабилне трансмисије рад мењача се базира на трењу између медијума за пренос потребне снаге. Ово трење је статичког типа и има за циљ да преноси снагу са једног елемента на други без релативног померања између два елемента. Начин извођења оваквог система одговара примеру променљивих пречника котура, где ременик клизи аксијално или радијално, али сила трења спречава тангенцијално исклизнуће ремена.

Најчешћи пример решења оваквог система састоји се од два котура и једног ремена. Овакав начин извођења преноси снагу на исти начин као и код фиксираних пречника котура, али променљиви пречници ЦВТ трансмисије је чине јединственом. Ременици (каишници) могу варирати у зависности од пречника два котура, тако да се у току кретања возила на једном крају може ширити у пречнику, или смањивати. Механизам за повећање и смањивање пречника је управо оно што ЦВТ трансмисију чини специфичном.

3.2 Фрикциона континуална трансмисија са гуменим равним ременом

Овакав тип континуалне трансмисије користи равни каишник (ремен) који је израђен од еластомера и применљив је за моторе са унутрашњим сагоревањем. Каишници променљивог пречника се употребљавају за добијање континуалног преносног односа и обично се израђују тако да имају велику затезну чврстоћу свих чланова каиша. Пошто је каиш раван, већи део дозвољене затезне силе може се користити за преношење снаге, а не за притезање каиша уз каишнике. Разлог за то је што раван ремен садржи велику контактну површину са котурима, тако да нормална сила не мора да се примени на било коју од других површина котура зарад повећања преноса обртног момента.

Ременик променљивог пречника састоји се од низа погонских елемената позиционираних радијално од центра постављених у спиралу који служе за промену пречника котура. У сваком каишнику спирални прорези су супротних смерова, и каишни погонски елементи се ослањају на местима укрштања спиралних стаза са сваке стране каишника. Овакав систем функционише помоћу хидрауличног актуатора, и задавањем одговарајућег хидрауличног притиска [7].

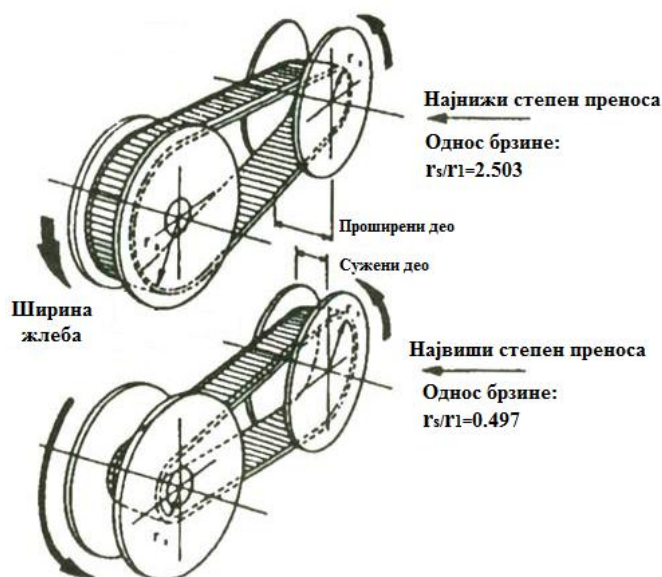


Слика 4. ЦВТ са гуменим равним ременом

3.3 Фрикциона континуална трансмисија са гуменим V- ременом

По изведби је сличан трансмисији са гуменим равним ременом где се као преносни елемент користи каишник израђен од еластомера. Каишници су променљивог пречника и омогућавају континуални пренос обртног момента где за разлику од трансмисије са равним ременом, конични котури садрже одговарајуће отворе (улежиштења) за каишнике и омогућавају аксијална померања. Континуалан преносни однос представља резултат ширења и скупљања коничних котура, тј. каишник се креће на површини коничних котура тако да се радијално покреће ка унутрашњости једног сета коничних котура, док се на другом крају он радијално креће ка спољашности. Ова промена у пречнику конуса је управо разлог настанка континуалне промене преносног односа. Механизам за покретање овакве трансмисије најчешће се изводи хидраулички или помоћу механичких опруга.

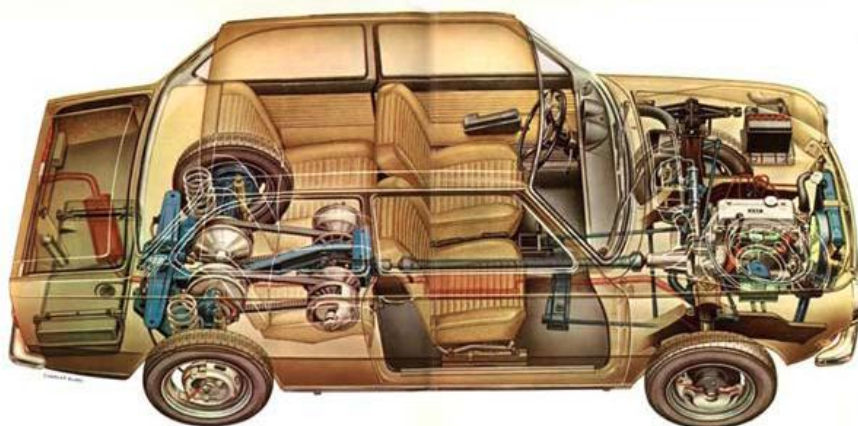
Ременик израђен код оваквог система трансмисије је сличан равном гуменом ременику, с тим што је његов дизајн модификован да се прилагоди различитим условима оптерећења. Фрикционе површине на овом каишнику су састављене од две површине такве да постављањем на коничне котуре онемогућавају исклизнуће са њих, и при том се формира затезна чврстоћа самих каишника постављених на конусне котуре. Снага се преноси преко затезне силе на ремену која је створена као резултат силе трења настале у контакту каишник-котур, тако да је затегнутост каиша ограничавајући фактор капацитета преноса снаге. На слици 5 може се видети пример извођења наведене трансмисије.



Слика 5. Илустрација вршења степеновања преноса континуалне трансмисије са гуменим V-ременом

Конични котур (ременица) захтева за покретање неки извор аксијалне силе како би систем ефикасно преносио енергију. Постоје неке верзије овакве трансмисије у којима су аксијална померања изведена помоћу једноставних система као што су спиралне опруге или помоћу центрифугалних маса, и као такав не захтева софистициран систем регулације. Такви системи могу се пронаћи код моторних возила као што су моторне санке, картинг аутомобили, или код лаких мотоцикала. Код система веће снаге који се уграђују на аутомобиле, оваква континуална трансмисија мора бити подржана хидрауличким актуаторима са механичком или електронском шемом регулације. У оваквом систему код аутомобила, потребно је додавање спојнице за стартни полазак, или претварач обртног момента.

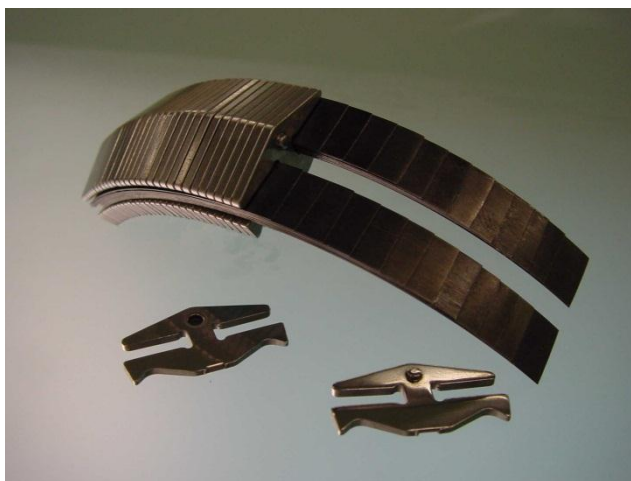
Овај систем континуалне трансмисије, назван *Вариоматик*, првобитно је приказан на аутомобилу *Daf 33*, од стране холандског инжењера Хуб Ван Дорне, и представљен је тржишту 1959. године. Као такав био је уграђен на 0,6 литарском мотору, и користио је комбинацију механичког и електропнеуматског погона за контролу преноса. Касније је Волво развио Ван Дорнов вариоматик где постаје најуспешнија ЦВТ трансмисија у аутомобилској индустрији до 1991. године.



Слика 6. Daf 55 опремљен Вариоматик трансмисијом [6]

3.4 Фрикциона континуална трансмисија са металним ременом

Основна разлика фрикционе континуалне трансмисије са металним ременом огледа се у томе да уместо гумених каишника користи каишнике израђене од низа металних сегмената што омогућава већи пренос снаге. Метални сегменти су спојени на тај начин да формирају флексибилан каишник који се обмотава око котурова. Као такав може пренети већу количину аксијалне силе, али поседује мању еластичност од гумених ремена. Поред тога треба у оваквом дизајну постојати и компонента затегнутости како би се онемогућило исклизнуће са котура и да се при том ствара довољна количина тангенцијалне силе трења која је продукт нормалне силе споја каишника и котура.



Слика 7. Метални каишник са сегментима континуалне трансмисије

Овакав Ван Дорнов мењачки преносник уведен је 1976. године под називом *Трансмиатик*, па је ускоро и постао стандард у вези ЦВТ трансмисије у аутомобилима. Тренутно велики део возила на свету користе ЦВТ мењачки пренос базиран на Ван Дорновим пројектима, при чему су се временом побољшавале и усавршавале перформансе, као и пренос снаге што је наведено у табели 2.

	Мали брзински однос Висок обртни момент	Средњи брзински однос Средњи обртни момент	Високи брзински однос Мали обртни момент
Мала брзина	84%	86%	77%
Средња брзина	86%	89%	80%
Велика брзина	83%	85%	76%

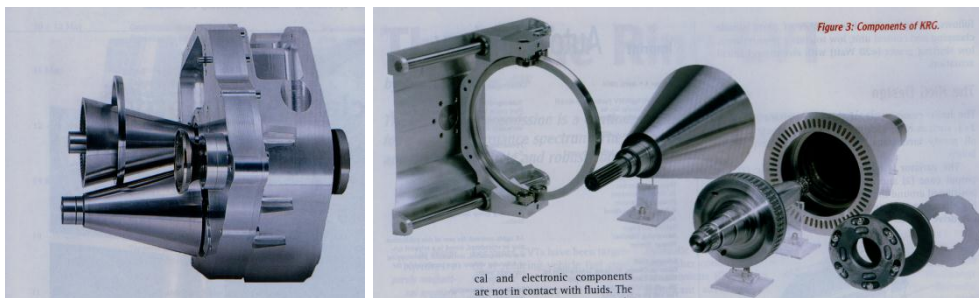
Табела 2. Ефикасност ЦВТ трансмисије у разним условима вожње [5]

3.5 Тракциона континуална трансмисија

Тракциона континуална трансмисија користи котрљајуће контакте између два ротирајућа тела за пренос снаге. Тракционе компоненте преносе снагу преко вучне силе која настаје као продукт котрљајућих контаката две глатке површине са променом радијуса где се постиже континуални преносни однос. Оваква трансмисија се ослања само на контактну површину сувог трења где је укупни пренос снаге ограничен. Примери изведбе неких таквих склопова могу се видети на слици 8.

Коришћењем одговарајућих флуида за подмазивања између котрљајућих елемената, због самог вискозитета флуида за подмазивање, повећава се капацитет преноса снаге, као и пренос обртног момента. Такође, примена таквих флуида омогућава и додатно хлађење контактних површина које су израђене од челика.

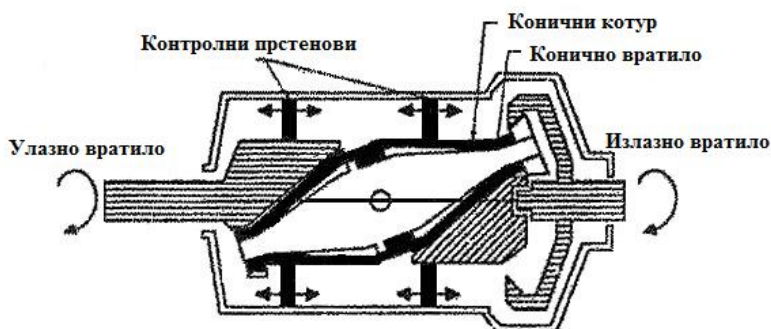
Данас је све више пажње усмерено на развој самих флуида који се користе за подмазивање између контактних површина, као и материјала за израду склопова тракционих елемената, јер су у директној вези са тежином и величином склопова.



Слика 8. Примери склопова тракционе континуалне трансмисије

3.6 Тракциона континуална трансмисија са вибрационим проклизавањем елемената

Састоји се од конусних ваљака и контролних прстенова смештених унутар преносног кућишта. Са оваквом конструкцијом, улазно и излазно вратило се налазе у истој оси, а цео преносни склоп се налази унутар одговарајућег кућишта. Основни део склопа чини двоструки конусни елемент који се састоји од два шупља метална конуса, осовине, која пролази кроз центар конуса, као и одговарајућих лежајева. Носач који је повезан са улазним вратилом потпомаже ослањању коничног вратила, док лежиште потпомаже остатак. Конично вратило се монтира на носач под углом од 20 степени тако да центар конусног вратила пресеца централну линију, слика 9. Због овог постављања под углом, када носач ротира, конусно вратило врши нутацију (колебање, климање) око осе мењача. Излазни крај вратила је повезан са зупчаником који је у контакту са прстенастим зупчаником и даје излаз ка одговарајућем излазном вратилу трансмисије. Мешавина ротације излазног конусног вратила ствара кретање аналогно оном које се добија на носачу планетарних зупчаника, а аксијалним померањем контролног прстена добија се промена брзине вратила, а тиме и преносног односа.



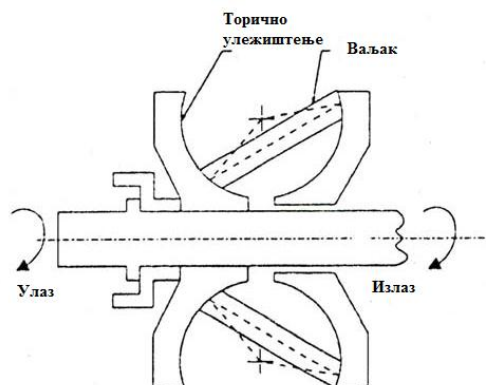
Слика 9. Тракциона континуална трансмисија са вибрационим проклизавањем елемената

Овакав вид трансмисије је доста популаран код произвођача трактора, и лаких камиона јер је омогућавао линијски распоред, тј. подужни распоред елемената на возилу. И ако је био развијен од стране *Вадатек Корпорације* за аутомобиле и са веома добром механичком ефикасношћу, овакав вид трансмисије никад није био део серијске производње на возилима [5].

3.7 Торична континуална трансмисија

Као једна од основних видова континуалних трансмисија, састављена је од два торична улежиштења окренутих један наспрам другог у којима се налазе три ваљка једнако размакнутих под углом од 120° унутар шупљине. Спољашњи пречници ваљака су једнаки попречном пречнику торуса, док се центри ваљака налазе на његовом

подеоном пречнику. Пренос снаге се одвија котрљањем ваљака преко контактних површина торуса и ваљака, што се даље преноси ка излазу из торуса. Променом угла ваљака у односу на централну линију ефикасно се контролише преносни однос трансмисије. Када су контактне површине ваљака паралелне са осом мењача, преносни однос је 1, док промена угла даје као одзив друге вредности преносног односа.

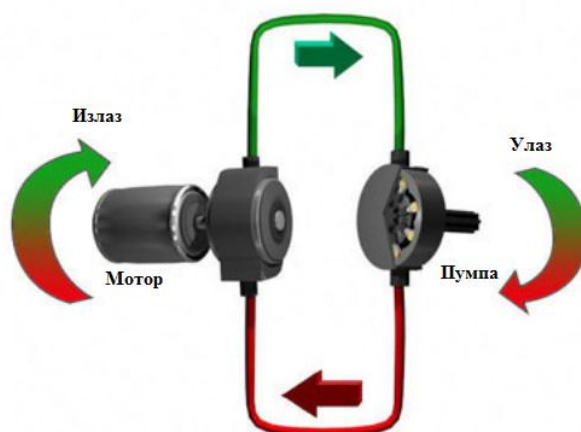


Слика 10. Пример торичне трансмисије

Торична трансмисија је уједно и најстарија тракциона ЦВТ трансмисија која је дизајнирана за примену на путничким аутомобилима, произведена од фирме Хајес, за Астон Мартин 1930. године. Даљи развој ових мењача вођен је од стране компаније Џенерал Моторс, где је 1970. године дизајниран такозвани Пербури мењач, који је могао да пренесе 100 коњских снага са 92% ефикасности. У данашње време све је више усавршених верзија ове врсте мењача од стране реномираних јапанских произвођача аутомобила. Добре карактеристике су велика ефикасност преноса у односу на радни опсег са смањеном ефикасношћу у подручју ниског степена редукције и улазног обртног момента. Лоше карактеристике могу се приписати високој цени због сложености целокупне трансмисије, бржег загревања и обавезне примене одговарајућих флуида, као и тежег одржавања у експлоатацији.

3.8 Хидростатичка континуална трансмисија

Хидростатичка континуална трансмисија састоји се од два основна елемента: хидростатичке пумпе и хидростатичког мотора. Улазно вратило пумпе повезано је са извором снаге, тј. улазним вратилом, док је хидростатички мотор повезан са излазним вратилом, и као целину представљају затворени хидраулички круг. Промена брзинског односа се изводи варирањем рада (укључивањем и искључивањем и задавањем потребне снаге) саме пумпе и мотора, док укупан притисак у систему ограничава количину обртног момента који се може пренети. На тај начин се стварају услови за континуални преносни однос. Битно је уочити разлику између хидростатичног и хидродинамичких мењачких преносника. Хидродинамички мењачки преносници користе кинетичку енергију флуида за добијање снаге, док је хидростатички погон аналоган стубу флуида који покреће хидрауличну јединицу под теретом.



Слика 11. Пример хидростатичке трансмисије

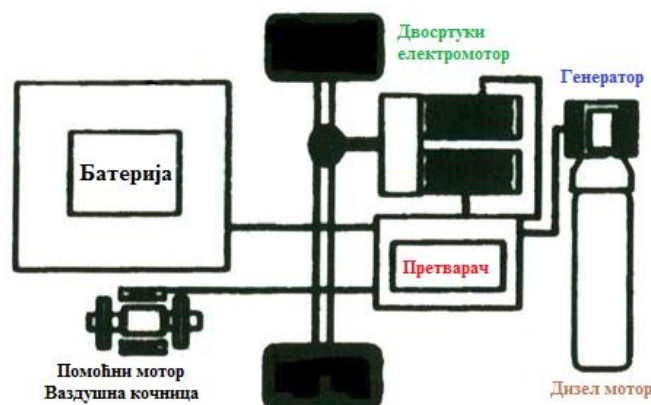
Хидростатичка трансмисија има мању механичку ефикасност од других континуалних трансмисија које се користе код возила, међутим овакав вид преноса је заузео добро место код возила повећане проходности, где је примарно управљање возилом при малим брзинама и у режиму високог обртног момента.



Слика 12. Хонда Рубикон са хидростатичком трансмисијом

3.9 Електрична континуална трансмисија

Основни елементи од којих се састоји електрична континуална трансмисија јесу генератор, електромотор и батерија. Основни принцип функционисања овакве трансмисије аналоган је хидростатичкој трансмисији где извор енергије побуђује генератор, док је електромотор повезан са излазним вратилом, а заједно чине електрично коло. За разлику од хидростатичке трансмисије, додавањем батерије може се постићи додатан извор енергије за разне операције током управљања возилом.

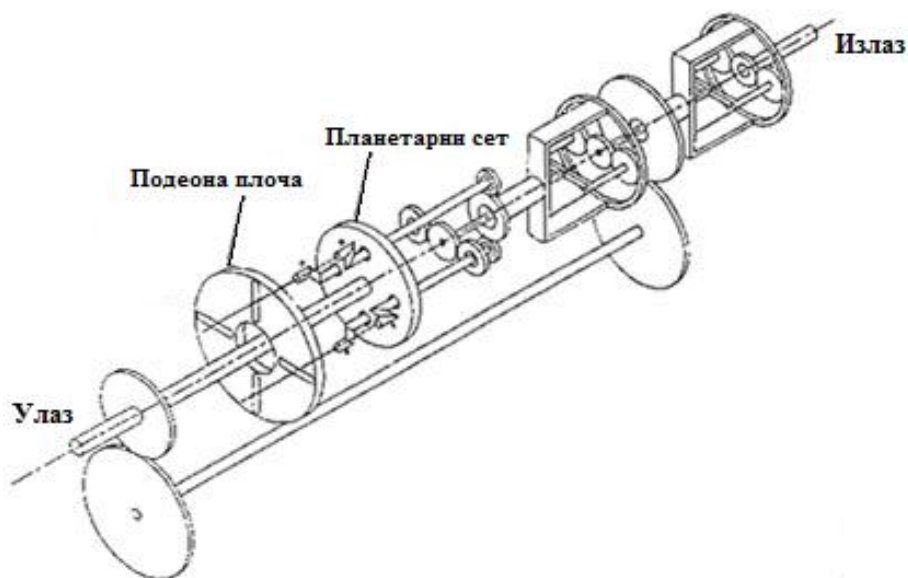


Слика 13. *Линијска хибридна електрична континуална трансмисија код аутобуса*

Серијска хибридна трансмисија је у ограниченом обиму коришћена у аутомобилској индустрији као паралелни хибридни аранжман где се показала као веома добра у погледу перформанси и економичности. Тренутно, овакав вид преноса снаге примењиван је доста код градских аутобуса, дизел локомотива и дампера.

3.10 Епициклична континуална трансмисија

Овакав вид трансмисије представља комбинацију променљиве геометрије синусоиде коју производи механизам и пар епицикличних зупчаника. Синусоида генерисаног механизма састоји се од рамена коленастог вратила које је повезано са улазним вратилом које се састоји од четири колена повезаних са сетом зупчаника. Крај коленастог вратила се уклапа у прорезе подеоне плоче, која има покретни центар који може створити релативно кретање колена. Ово релативно кретање колена је пренето на излазне зупчанике, што се може видети на слици 14. Епициклични сет зупчаника након тога комбинује улазно кретање и једносмерну спојницу где излазном вратилу задаје кретање унапред и формира се нови преносни однос зупчаника. У поређењу са другим континуалним трансмисијама, овде се не дозвољава целокупно померање механизма јер постоји директна механичка веза између улаза и излаза. Фрикциони губици шкоде ефикасности система при малим брзинама, али је највиши степен ефикасности оваквог механизма и преко 90%.



Слика 14. Епициклична континуална трансмисија

3.11 Континуална трансмисија са раздвојеним током снаге (*Power-Split CVT Technology*)

Континуална трансмисија поседује различите предности у односу на уобичајене мењачке преноснике, али мана таквих преносника састоји се у ограниченом капацитету преноса обртног момента и односа покривености (заступљености) у односу на конвенционалне моделе трансмисије. Управо због тога, дошло се до закључка да постоје два начина за превазилажење оваквог проблема. Први начин јесте да се ЦВТ редизајнира, а други да се комбинује са епицикличним зупчаницима и тако промени своје радне карактеристике. Почетак препознавања добрих страна комбиновања континуалне трансмисије и низа диференцијала јавља се у индустрији за производњу пољопривредне опреме. Таква примењивана целина комбинује хидростатички пренос са епицикличним зупчаницима, али може се проширити на било коју врсту континуалне трансмисије заменом на месту хидростатичког варијатора. Овакви хибридни преноси могу се сврстати у две основне целине, свака са својим различитим карактеристикама: са сталним променљивим преносним односом (*Continuously Variable Power Split Transmissions-CVPST*) и бесконачним преносним односом (*Infinitely Variable Transmissions-IVT*).

3.11.1 Континуална трансмисија са сталним променљивим преносним односом

CVPST систем састоји се од варијатора и једног или више скупова епицикличних зупчаника. Оваква трансмисија ради помоћу електричног кола које се састоји од три гране, где је једна од грана повезана за улаз или за излаз саме трансмисије, док су друге две повезане за варијатор где се даље повезују као и прва грана на улазном или излазном делу трансмисије. Обртни момент увек пролази кроз варијаторско коло где је увек мањи од улазног момента. Ово својство је оно што

Интересовање за овакав вид трансмисије porасло је средином прошлог века, где је Ван Дорн конструисао модел посебно за аутомобилску индустрију који се састојао од *ЦВТ* трансмисије повезане на низ планетарних зупчаника (слика 15). Овај дизајн је минимизовао улаз обртног момента при ниским брзинама, и повећао оптерећење јер се преносни однос смањило. Овакав начин комбиновања је модификован са двостепеног мењача, и требао је да прошири оперативни домет преноса у трансмисији. Пројекат никад није прошао одређене компјутерске симулације, али су резултати показали да даје одлично убрзање возила у поређењу са конвенционалним трансмисијама уз истовремено смањење оптерећења *ЦВТ* јединице.

The diagram illustrates a planetary gear system. At the top, a horizontal shaft labeled "Исходная ось" (Input shaft) is connected to a "Планетарный зубчатый механизм" (Planetary gear mechanism). This mechanism includes a "Соединитель" (Connector) and a "Солнечный зубчатый механизм" (Sun gear mechanism). The output of the planetary gear mechanism is a shaft labeled "Выходная ось" (Output shaft). A "V-ременник" (V-belt) is shown driving the system, with labels for "Между-зубчатый" (Between-gear) and "Солнечный зубчатый механизм" (Sun gear mechanism). Various geometric parameters are indicated, including radii r_s , r_0 , and r_{ps} , and angles α and β .

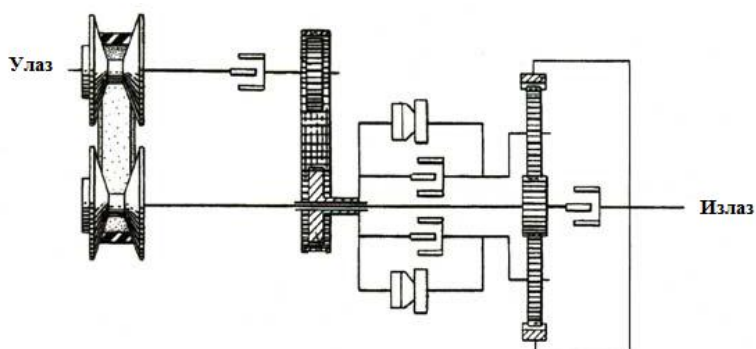
3.11.2 Континуална трансмисија са бесконачним преносним односом

19

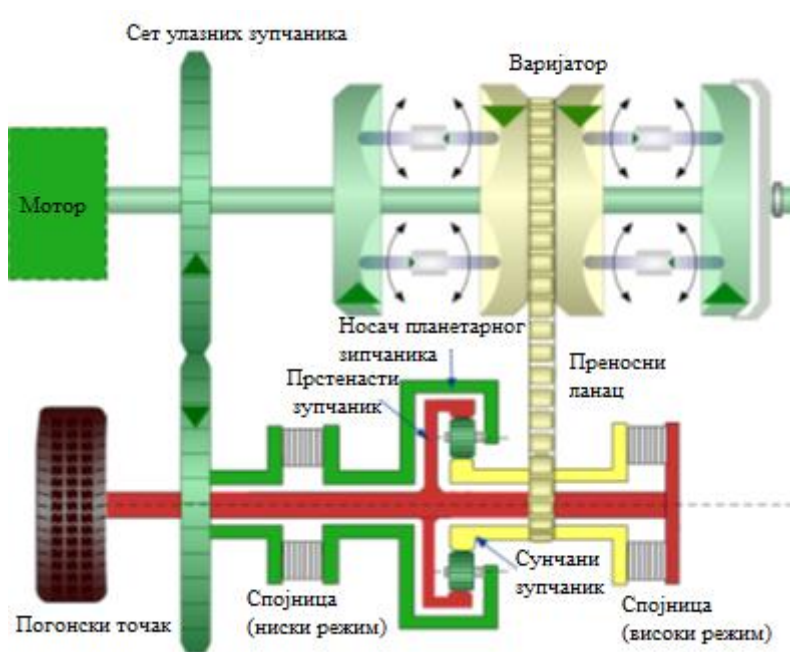
преносним односом је добио назив због диспозиције којом се проширује однос варијатора до те мере да јединица може преокренути свој излазни правац кроз радни опсег трансмисије.

Почетни рад на оваквом дизајну био је усмерен ка употреби са хидростатичким мењачем на пољопривредним возилима. Године 1987. Ценерал Моторс је патентирао мењач који се састојао од металног ремена, планетарних зупчаника и сета спојница. Показало се да поседује одлично убрзање и економичност за коришћење у односу на конвенционални мењачки преносник при чему се елиминише употреба зупчаника за промену смера кретања.

Најновији радови на конструисању *IVT* мењача усмерени су на састављању елемената за максималну механичку ефикасност.

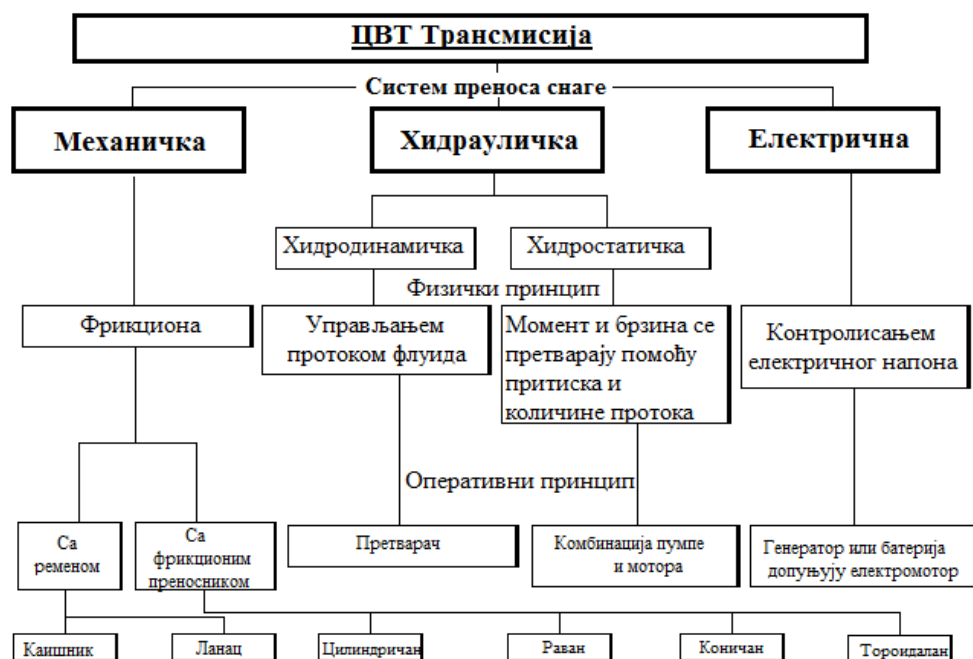


Слика 16. Патент Ценерал Моторс фирме *IVT* трансмисије



Слика 17. *Torotrak IVT* трансмисија

3.12. Блок дијаграм поделе континуалне трансмисије



Дијаграм 1: Подела ЦВТ трансмисије [3]

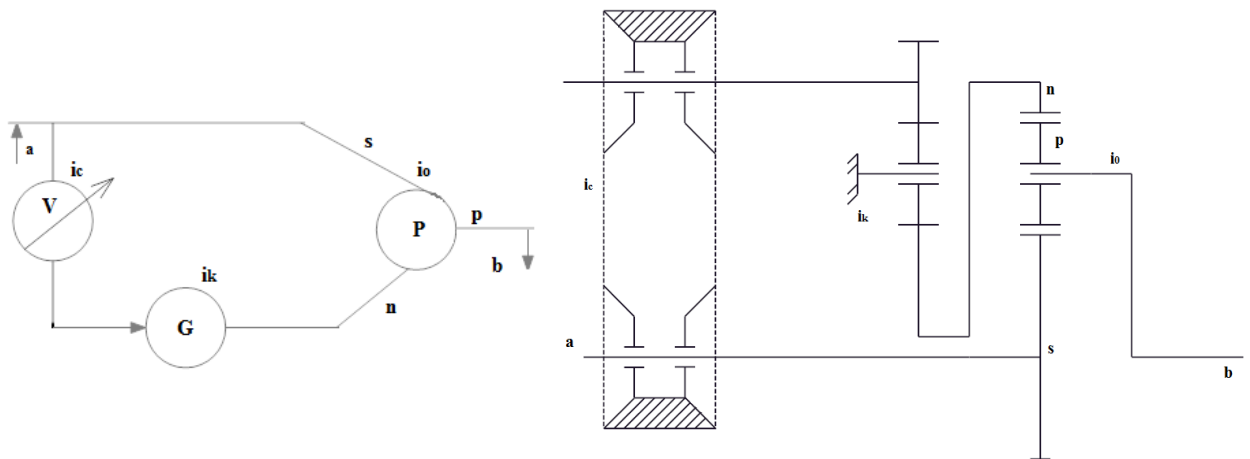
3.13 Позитивне и негативне (предности и мане) карактеристике континуалне трансмисије

Предност	Мана
• Смањена потрошња горива у односу на класичне аутоматске мењаче (хидростатичке и хидродинамичке) због могућности одржавања оптималне снаге возила у односу на услове пута; • Побољшано убрзање проузроковано малим губитком снаге; • Континуални преносни однос без прекида тока снаге; • Пружа равномернију вожњу у односу на мануелну и обичну аутоматску трансмисију; • Омогућава мотору брзо подизање броја обртаја што даје испоручивање максималног обртног момента; • Прилагођавање различитим условима на путу; • Боља контрола емисије штетних гасова узроковане побољшаном контролом рада мотора. • Лакши од осталих мењачких преносника; • Мала бука и вибрације; • Добре карактеристике по вожњи на планинским путевима.	• Вожња возила која поседује континуалну трансмисију дала је лоша искуства код возача који се први пут сусрећу са таквим мењачким преносником из разлога јер се губи осећај рада мотора; мотор ради једнолично, без икаквих промена брзина; • Каишник ЦВТ трансмисије поседује ограничену количину обртног момента коју може да пренесе. Технологије израде примењиваних каишника су у сталном развоју. • Преношење кретања трећем изазива већу потрошњу; • Захтева посебна средства за подмазивање; • Због сложености целокупног система, повећана цена коштања; • Немогућност кочења мотором; • Непогодан за коришћење у возилима намењеним за ванпутне услове експлоатације због немогућности контролисања обртног момента у одређеним ситуацијама.

Табела 3: Предности и мане комбиноване континуалне трансмисије [3,12,13]

4. Структурне и кинематске шеме комбиновања механичког континуалног мењача (варијатора) и планетарног мењача

Структурне и кинематске шеме комбиновања континуалног мењачког преносника са каишом, планетарног и зупчастог пара цилиндричних зупчаника приказане су на следећим сликама. За свако решење је одређен и укупан преносни однос оваквог комбинованог мењачког преносника.



Слика 18. Сабирујући планетарни мењач са варијатором и зупчастим паром у редној вези [2]

V- варијатор;

G- зупчати пар са $i_k = \text{const}$;

i_o – прост планетарни комплет;

a- улазно вратило;

b- излазно вратило;

s- вратило сунчаног зупчаника;

n- вратило коронарног зупчаника;

p- вратило носача сателита.

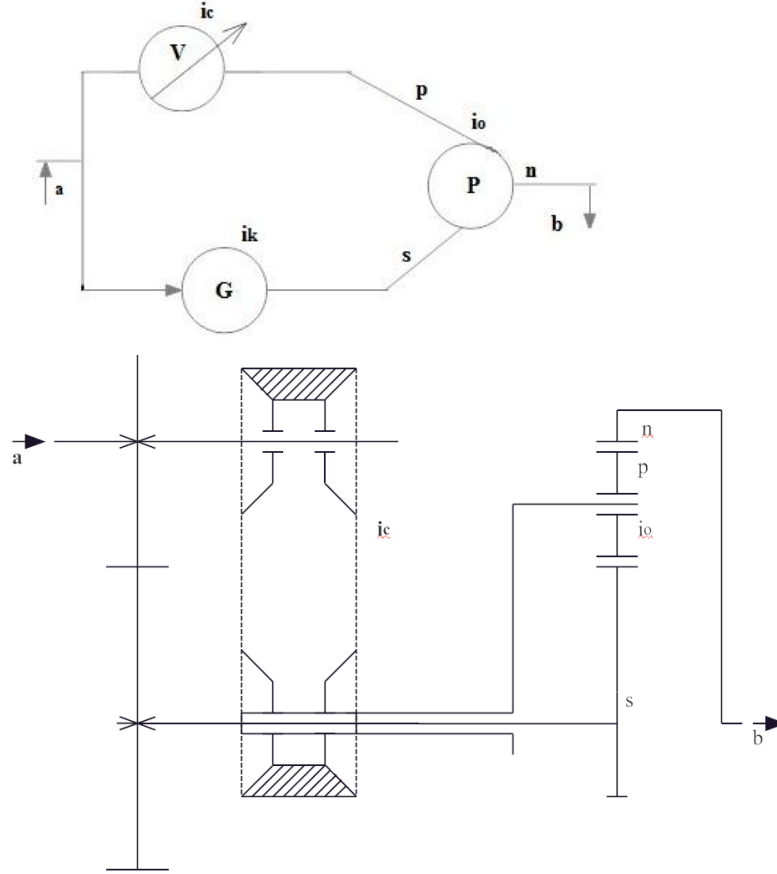
$$\omega_{ul} = \omega_s \quad \omega_n = \frac{\omega_{ul}}{i_c \cdot i_k} \quad \omega_{izl} = \omega_p \quad (4.1)$$

$$\omega_s + \alpha \omega_n - (1 + \alpha) \omega_p = 0$$

$$\omega_{ul} + \alpha \frac{\omega_{ul}}{i_c \cdot i_k} - (1 + \alpha) \omega_{izl} = 0$$

$$\left(1 + \frac{\alpha}{i_c \cdot i_k}\right) \omega_{ul} = (1 + \alpha) \omega_{izl} \quad i = \frac{(1 + \alpha) \cdot i_c \cdot i_k}{\alpha + i_c \cdot i_k}$$

Са улазног вратила **a** снага се грана у две гране-. Један део преко **V** и **G** иде у **P**. Други део преко **s** иде у **P**. Излаз снаге преко **p** на вратилу **b**.



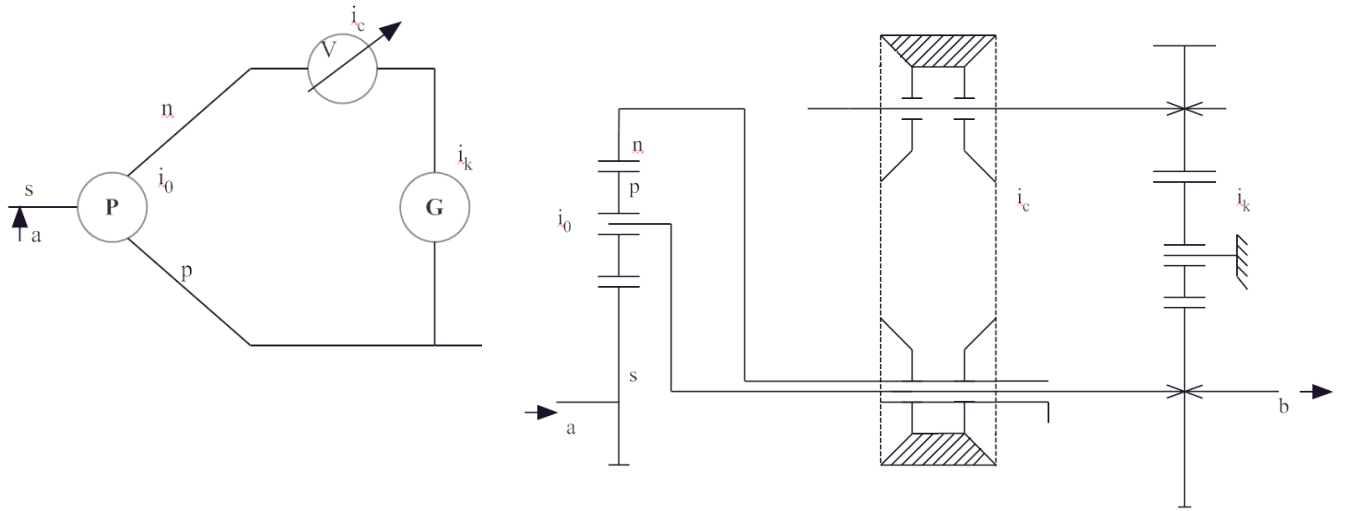
Слика 19. Сабирајући планетарни мењач са варијатором и зупчастим паром у паралелној вези [2]

$$\omega_s = \frac{\omega_{ul}}{i_k} \quad \omega_n = \omega_{izl} \quad \omega_p = \frac{\omega_{ul}}{i_c} \quad (4.2)$$

$$\omega_s + \alpha \omega_n - (1 + \alpha) \omega_p = 0$$

$$\frac{\omega_{ul}}{i_p} + \alpha \omega_{izl} - (1 + \alpha) \frac{\omega_{ul}}{i_c} = 0 \quad i = \frac{\alpha \cdot i_c \cdot i_k}{(1 + \alpha) \cdot i_k - i_c}.$$

Део снаге преко **V** улази у **P** преко **p**, друи део снаге иде преко **G** и улази у **P** преко **s** излаз снаге преко **n** на вратило **b**.



Слика 20. Диференцијални планетарни мењач са варијатором и зупчастим паром у редној вези

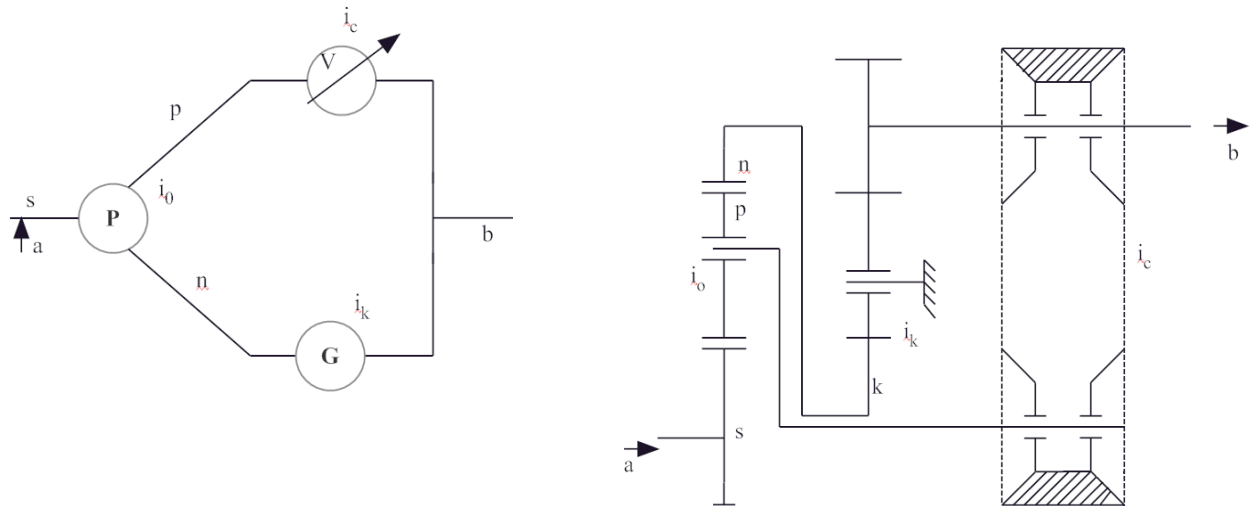
$$\omega_s = \omega_{ul} \quad \omega_n = \omega_{izl} \cdot i_c \cdot i_k \quad \omega_p = \omega_{izl} \quad (4.3)$$

$$\omega_s + \alpha \omega_n - (1 + \alpha) \omega_p = 0$$

$$\omega_{ul} + \alpha \omega_{izl} \cdot i_c \cdot i_k - (1 + \alpha) \omega_{izl} = 0$$

$$i = (1 + \alpha) - \alpha \cdot i_c \cdot i_k = 1 + \alpha(1 - i_c \cdot i_k).$$

Планетарни преносник служи за гранање. Снага се грана преко вратила **n** и **p**.



Слика 21. Диференцијални планетарни мењач са варијатором и зупчастим паром у паралелној вези

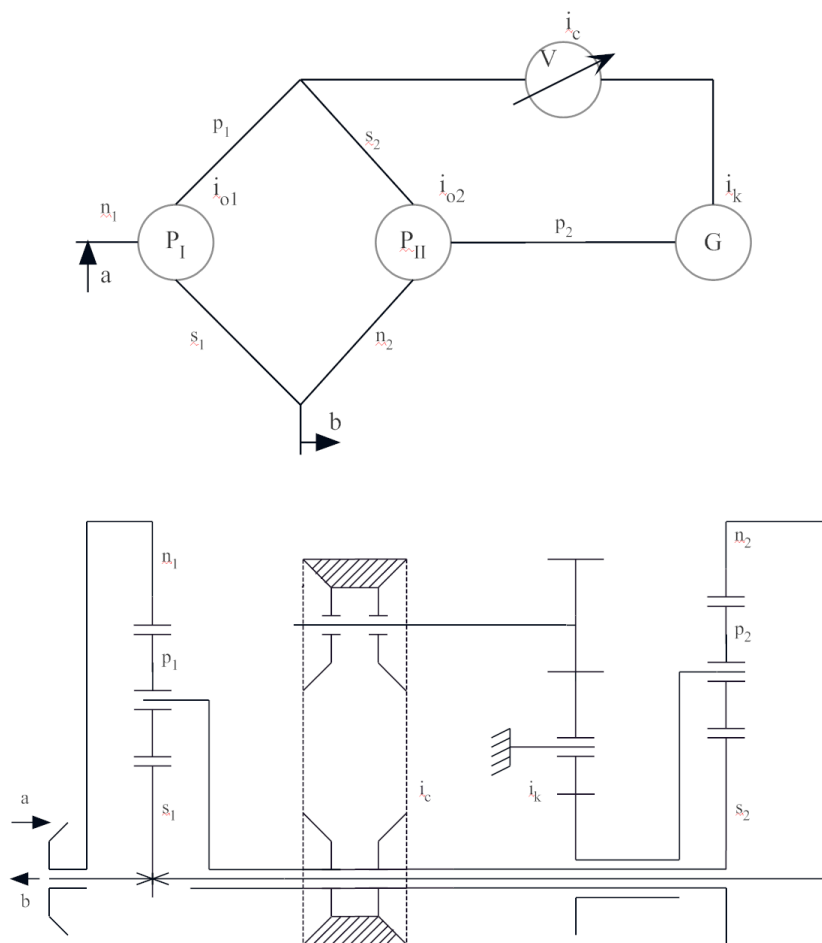
$$\omega_s = \omega_{ul} \quad \omega_n = \omega_k = \omega_{izl} \cdot i_k \quad \omega_p = \omega_{izl} \cdot i_c \quad (4.4)$$

$$\omega_s + \alpha\omega_n - (1 + \alpha)\omega_p = 0 \quad \alpha = \frac{z_n}{z_s}$$

$$\omega_{ul} + \alpha\omega_{izl} \cdot i_k - (1 + \alpha)\omega_{izl} \cdot i_c = 0$$

$$i = (1 + \alpha) \cdot i_c - \alpha \cdot i_k = i_c + \alpha(i_c - i_k)$$

Гранање у планетарном склопу, улаз преко **s**. Гранање снагае је преко **p** у **V**, и преко **n** у **G**. Сумирана снага иде на излазно вратило **b**.



Слика 22. Мењач са планетарним сетовима на улазу и излазу и варијатором и зупчастим паром у редној вези [2]

$$\omega_{s1} = \omega_{n2} = \omega_{izl} \quad \omega_{n1} = \omega_{ul} \quad \omega_{p1} = \omega_{s2} = \omega_{p2} \cdot i_k \cdot i_c \quad (4.5)$$

$$\omega_{s1} + \alpha\omega_{n1} - (1 + \alpha)\omega_{p1} = 0$$

$$\omega_{s2} + \alpha\omega_{n2} - (1 + \alpha)\omega_{p2} = 0$$

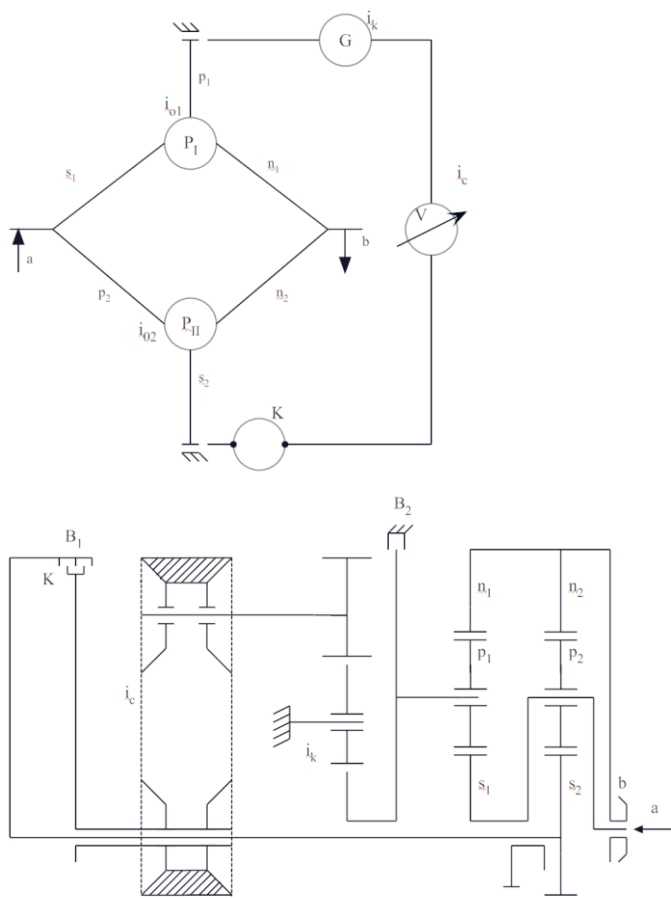
$$\omega_{izl} + \alpha\omega_{ul} - (1 + \alpha)\omega_{p2} \cdot i_k \cdot i_c = 0$$

$$\omega_{p2} \cdot i_k \cdot i_c + \alpha \omega_{izl} - (1 + \alpha) \omega_{p2} = 0$$

$$\omega_{p2} = \frac{\omega_{izl} + \alpha \cdot \omega_{ul}}{(1 + \alpha) \cdot i_k \cdot i_c} \Rightarrow \frac{\omega_{izl} + \alpha \omega_{ul}}{(1 + \alpha) \cdot i_k \cdot i_c} \cdot i_k \cdot i_c + \alpha \cdot \omega_{izl} - (1 + \alpha) \frac{\omega_{izl} + \alpha \omega_{ul}}{(1 + \alpha) \cdot i_k \cdot i_c} = 0$$

$$i = \frac{\frac{1}{1 + \alpha} + \alpha - \frac{1}{i_k \cdot i_c}}{\frac{\alpha}{i_k \cdot i_c} - \frac{\alpha}{1 + \alpha}}.$$

Могуће је комбиновање континуалног механичког и планетарног мењача са 3 и 4 вратила (слика 23).



Слика 23. Мењач са планетарним сетовима на улазу и излазу и кочницом

5. Примена комбиноване континуалне трансмисије код возила

Возила са комбинованом континуалном трансмисијом су заступљена у Европи већ дужи низ година, али је технологија овакве трансмисије добила упориште у САД-у. Прво возило у понуди које је садржало континуалну трансмисију у Сједињеним Америчким Државама било је *Subaru Justy*.



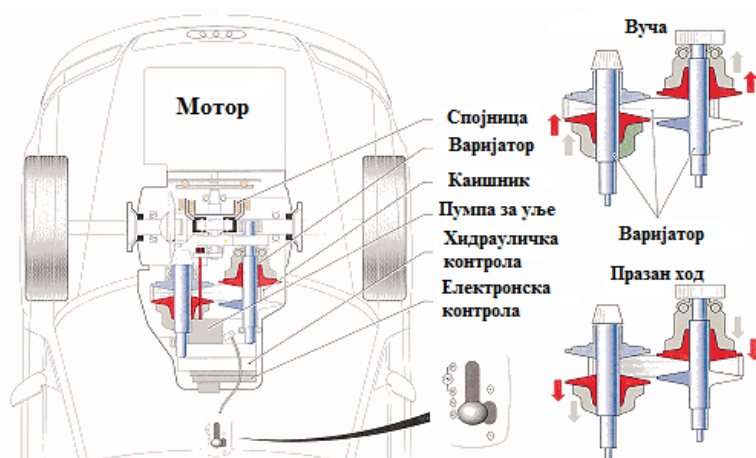
Слика 24. *Subaru Justy* први амерички путнички аутомобил опремљен комбинованом континуалном трансмисијом

У периоду производње и продаје од 1989. до 1993. године, овај модел никада није привукао пажњу америчких возача. Разлог за тако слабу продају иновативног модела на тржишту био је неповерење купаца у нове технологије, иако је овакав вид трансмисије давао боље резултате на путу од конвенционалних аутоматских мењача. Пример тога јесте и то што континуална трансмисија самосталним избором режима у зависности од услова вожње даје прикладан преносни однос, док конвенционална аутоматска трансмисија избором режима помоћу ручице мењача даје далеко мању ефикасност. Међутим, поред ових предности, континуална трансмисија постављена на моделу *Subaru Justy* имала је и своје недостатке, а један од водећих био је и ограниченост у преносу обртног момента, као и веће габаритне димензије и маса у односу на конкурентску конвенционалну аутоматску трансмисију. Даљим технолошким напретком, карактеристике мењачког преносника су побољшане, али прве утиске о неком моделу је било тешко поправити [7].

У Европи, *Daf* је 1958. године развио свој први модел за путничко возило који се годинама развијао и побољшавао. У основи представљао је једноставан систем

састављен од конуса и гуменог опасача. У теорији, предности овог система биле су везане за беспрекорну испоруку снаге, способности мотора да испоручи готово одмах максимални обртни момент, као и широки опсег преносних односа. Својим једноставним руковањем (ручица мењача је имала само два степена кретања-напред и назад), и постављањем на моделу са веома малом запремином и снагом мотора, постао је доста популаран код старије популације корисника возила. Карактеристика да на високом броју обртаја са пуним гасом, долази до унутрашњег повећања буке, наишла је на отпор купаца. Каснија технологија побољшања система довела је до увођења електронике у цео систем, као и замену гуменог каиша металним.

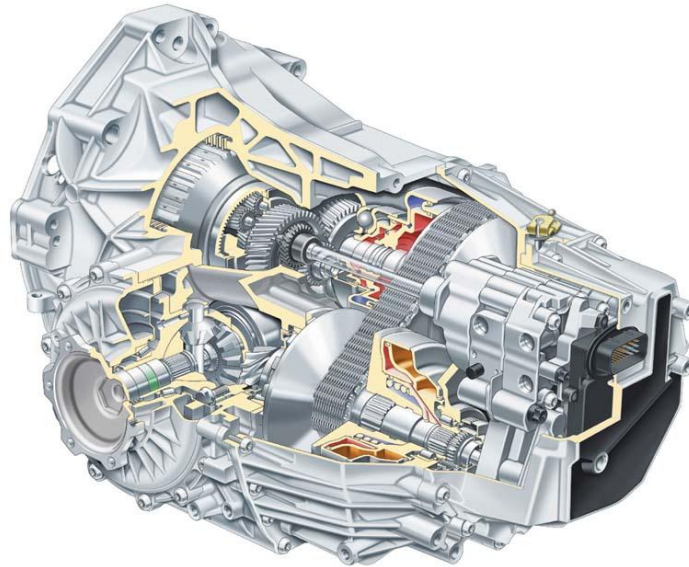
Данас, *AUDI* је својом технологијом израде развио модел континуалне трансмисије за који сматра да превазилази недостатке ранијих модела, и да је такав принцип генерално прихватљив. О томе говори и чињеница да данашњи модели трансмисије, под називом *Multitronic*, представљени на моделу А6, нуде доста бољу потрошњу горива од стандардних аутоматских мењача, као и побољшано убрзање до 100 km/h у односу на петостепени мануелни мењач постављен на истом моделу возила. *Multitronic* превазилази све недостатке у одвијању континуалног преносног односа, као и побољшање у погледу динамике, економичности и удобности вожње. Кључни елемент у побољшању карактеристика огледа се у дизајну варијатора, као и у изради ремена састављеног од низа челичних сегмената који може да ради на подручју високе снаге и обртног момента од 280 Nm. Оптимизацијом хидраулике обезбеђен је динамични преносни однос без пратећих ефеката. Вишеламеласта спојница обезбеђује лагано кретање возила.



Слика 25. *AUDI* са мултитроником

Варијатор користи нови двоклипни систем и проток уља се одваја при високом притиску и кружним хлађењем. Излаз на пумпи хидрауличног система је нижи него код конвенционалних мењачких преносника.

Мултитроник садржи и могућност избора мануелног начина рада са 6 основних фаза преноса, као и код конвенционалних аутоматских трансмисија. Развијање брзине од 0-100 km/h постиже се за 1,3 s брже од возила опремљеног мануелним петостепеним мењачем, као и уштеда горива од 0,9 l на 100 km у поређењу са аутоматским мењачем и 0,2 l на 100 km у поређењу са мануелним мењачем. Коришћењем нових материјала који у себи садрже магнезијум, кућиште мењача лакше је око 7 kg.



Слика 26. *AUDI A6 Multitronic* комбиновани мењачки преносник

6. Компоненте комбиноване трансмисије VT1F илустроване на моделу возила Мини Купер

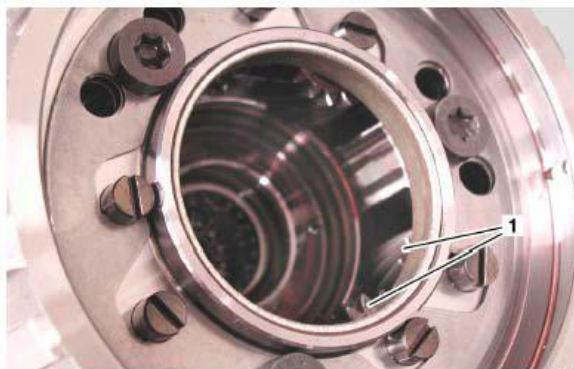
Комбинована механичка трансмисија може се поделити на основне три групације:

- Прва група-механички елементи задужени за пренос обртног момента кроз систем трансмисије;
- Друга група-контролни систем који омогућава одговарајући преносни однос у складу са условима оптерећења на путу, као и у зависности од потражње возача;
- Трећа група-спољашње везе мењача са осталим елементима возила.

6.1. Прва група- механички елементи

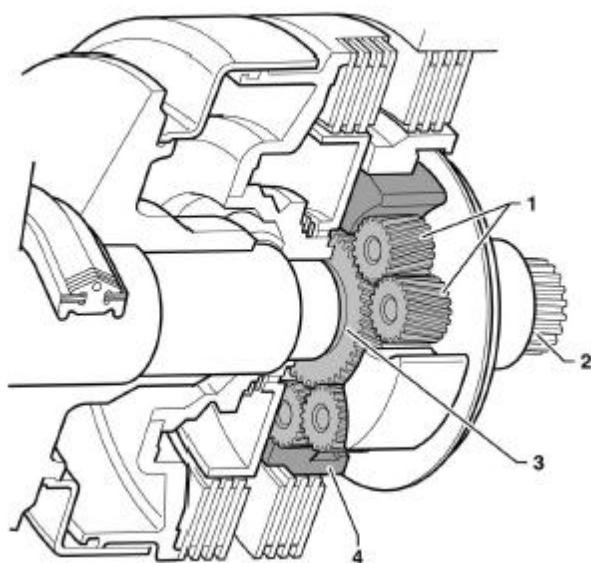
6.1.1 Планетарни сет зупчаника

Планетарни сет зупчаника омогућава пренос обртног момента у два правца, за кретање напред и назад. Обртни момент мотора увек улази преко улазног вратила носача планетарног зупчаника. Носач се може директно повезати за центар сунчаног зупчаника затварањем предње ламеласте спојнице. Када се то догоди, епициклични зупчаник ротира као једна целина, а обртни момент мотора се директно преноси на ременицу. Планетарни зупчаници не преносе никакав обртни момент (немеханички губици се одвијају у планетарном сету), док ременица има исти смер ротације као и мотор. Таквим начином рада добија се кретање возила унапред.



Слика 27. Планетарни зупчаник

При ходу уназад, прстенасти зупчаник са унутрашњим узубљењем планетарног сета зупчаника одржава стационарним затварање супротне ламеласте спојнице. Три пара планетарног зупчаника постају вођени носачем планетарног зупчаника што условљава сунчани зупчаник да ротира у супротном смеру.



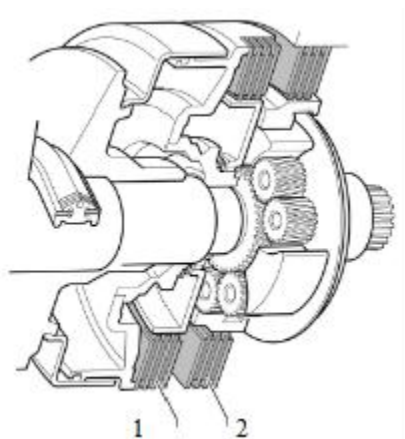
1. Планетарни зупчаници;
2. Улазна осовина;
3. Сунчани зупчаник;
4. Цилиндрични зупчаник.

Слика 28. Приказ планетарних зупчаника

У оваквом систему постоји мало умножавање обртног момента да би се надокнадили губици настали трењем у оквиру планетарних зупчаника.

6.1.2 Вишеламелне спојнице

Постоје две целине вишеламелних хидрауличних спојница: једна се налази напред (слика 29. број 1), а друга позади (слика 29. број 2). Свака целина се састоји од три фрикциона панела тј. шест фрикционих површина. Хидраулички притисак контролише спојницу да би се возило кретало лагано након отварања вентила на мотору. Контролом проклизавања каиша омогућава се стационарно одржавање возила након повезивања погонског зупчаника. Због повишене температуре при трењу, користи се уље за хлађење фрикционих површина спојнице.



Слика 29. Приказ вишеламелних спојница

6.1.3 Раменица и челични каишник

Основна карактеристика оваквог дизајна континуалне трансмисије састоји се од пара V ременица у облику котура повезаних на погонски ремен. Размак између примарне и секундарне ременице је 155 mm. Свака ременица се састоји од једне фиксне половине и једне аксијално померајуће половине, где обе имају нагиб страна од 11° . Метални каишник ширине 24 mm се користи за пренос обртног момента између ременица, који се при самом преносу подмазује и хладе одговарајућим млазом уља из млазнице. Обе покретне половине смештене су дијагонално једна насупрот друге како би се смањила асиметричност погонског ремена за време промене степена преноса. Поред тога ременице су повезане на хидрауличке цилиндри, где се помоћу контролног система врши регулација хидрауличног притиска.

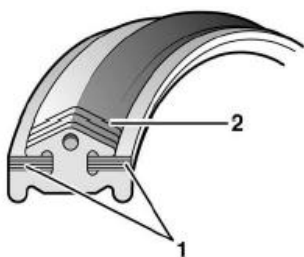


Слика 30. Челични погонски ремен

Обртни момент који се преноси преко планетарних зупчаника директно делује на примарну ременицу када се ујлеби са сунчаним зупчаником. Челични погонски ремен преноси снагу са примарног котура на секундарни где се даље снага преноси на погонску осовину. Обртни момент и брзина утврђују се положајем погонског каишника. Величине ова две ременице су дизајниране тако да обезбеде низ преносних односа од 2,416 до 0,443 резултирајући при том однос ширења од 5,45. Висок преносни однос има веома важну улогу као предност у погледу потрошње горива.

Метални челични каишник се састоји од 450 сегмената одржаваних са 24 челичних трака, по 12 на свакој страни. Сви сегменти су исте дебљине.

1. челична трака; 2. челични сегмент.



Слика 31. Погонски ремен

6.1.4 Преносно вратило и диференцијал

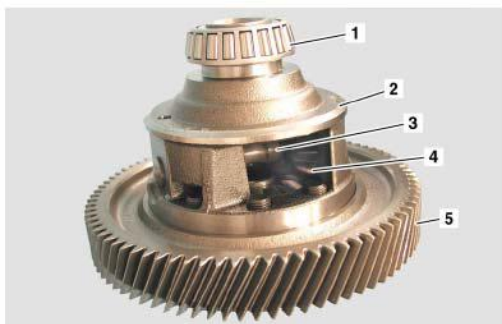
Преносно вратило образује са два сета зупчаника са завојним зупцима смањење степена преноса између секундарне ременице и диференцијала, и на тај начин образује правилан начин смера обртања погонске осовине. Редукција настала између секундарне ременице и погонске осовине може бити довољно велика да побољша перформансе самог возила. Преносно вратило је ослоњено са два конусна лежаја, где се један налази у кућишту спојнице, док је други у посебном улежиштењу.

1. Примарна осовина погонског зупчаника;
2. Диференцијал тањирастог зупчаника;
3. Мали погонски зупчаник;
4. Преносни зупчаник вратила;
5. Секундарна осовина погонског зупчаника.



Слика 32. Конусни и тањирасти зупчаник

Обртни момент на тањирастом зупчанику се преноси на точкове возила преко конусног зупчаника диференцијала, као и код мануелне трансмисије. Тањирасти зупчаник је причвршћен за диференцијал помоћу 8 вијака, док је погонска осовина постављена помоћу одговарајућих зглобова и заптивки. Конични лежајеви користе се као потпора диференцијалу. Основне компоненте приказане су на слици 33.



1. Лежиште диференцијала;
2. Кућиште;
3. Крста осовина диференцијала;
4. Планетарни зупчаник;
5. Тањирасти зупчаник.

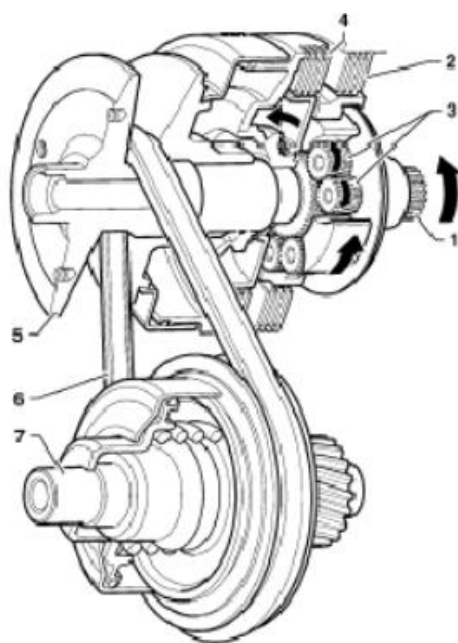
Слика 33. Конструкција диференцијала

6.2 Механичке операције

6.2.1 Ручица мењача у паркинг позицији и неутралном положају

При таквом положају ручице, кретање се не преноси на точкове где су при том спојнице за ход уназад (2) и предњи зупчаници (4) одвојени.

- Погонско вратило трансмисије (1) се окреће истом брзином као и мотор;
- Спојница за ход уназад (2) је одвојена;
- Спојница за ход унапред (4) је одвојена;
- Планетарни зупчаници (3) не врше кретање око сунчаног зупчаника;
- Када сунчани зупчаник не врши кретање, не померају се примарна и секундарна ременица (5), и након чега и возило престаје са кретањем.



Слика 34. Ременица и зупчасти пренос при паркинг позицији

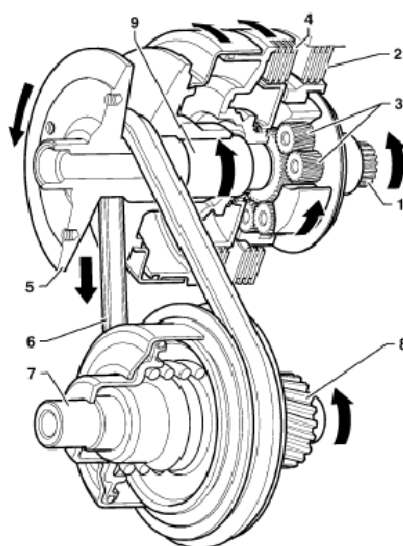
Основне компоненте приказане на слици 34 су:

1. Улазна осовина;
2. Спојница зупчаника мењача за ход уназад;
3. Планетарни зупчаници;
4. Спојница зупчаника мењача за ход унапред;
5. Примарна ременица;
6. Челични погонски ремен;
7. Секундарна ременица.

6.2.2 Ручица мењача у положају за вожњу унапред

При таквом положају ручице, кретање унапред се преноси на точкове преко предње спојнице при њеном активирању.

- Улазно вратило трансмисије (1) се окреће истом брзином као и мотор;
- Спојница за ход уназад (2) је одвојена;
- Спојница за ход унапред (4) је активирана;
- Планетарни зупчаници (3), сунчани зупчаник и кружни прстенасти зупчаник са епицикличним системом зупчаника ротирају заједно;
- Примарна ременица (5) се окреће истом брзином као и мотор у правцу унапред;
- Секундарна ременица (7) претвара кретање унапред при брзини која зависи од односа каишника за потребне радне (експлоатационе) услове.



Слика 35. Ременица и зупчасти пренос при ходу унапред [14]

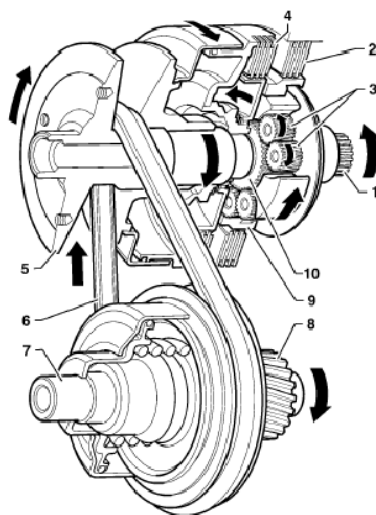
Као и на слици 34, могу се јасно уочити следеће компоненте система комбинованог мењача VT1F:

1. Улазна осовина;
2. Спојница зупчаника мењача за ход уназад;
3. Планетарни зупчаници;
4. Спојница зупчаника мењача за ход унапред;
5. Примарна ременица;
6. Челични погонски ремен;
7. Секундарна ременица;
8. Секундарна ременица;
9. Улазна осовина.

6.2.3 Ручица мењача у положају за вожњу уназад

У оваквим условима, спојница за кретање уназад (2) је укључена и доводи тога да кружни прстенасти зупчаник (9) блокира у случају преноса. Планетарни зупчаници (3) дејствују на сунчани зупчаник (10), примарну ременицу (5) и секундарну ременицу (7) okreћући је у супротном смеру кретања од улазног вратила трансмисије. При таквом режиму наступа ход уназад.

- Улазно вратило трансмисије (1) се okreће истом брзином као и мотор;
- Спојница за ход унапред (4) је одвојена;
- Спојница за ход уназад (2) је спојена-активирана;
- Цилиндрични зупчаник (9) је повезан за кућиште трансмисије помоћу спојнице за ход уназад;
- Планетарни зупчаници (3), који су директно повезани за улазном осовином (1), okreћу цилиндрични зупчаник (9), и при том приморавају сунчани зупчаник (10), ременицу (5) и секундарну ременицу (7), да обезбеде кретање возила уназад.



Слика 36. Ременица и зупчасти пренос при ходу уназад [14]

1. Улазна осовина;
2. Спојница зупчаника мењача за ход уназад;
3. Планетарни зупчаници;
4. Спојница зупчаника мењача за ход унапред;
5. Примарна ременица;
6. Челични погонски ремен;
7. Секундарна ременица;
8. Секундарна ременица;
9. Цилиндрични зупчаник;
10. Сунчани зупчаник.

6.3 Друга група- контролни систем

Основне функције контролног система су:

1. Подешавање силе затезања металног каиша при обртном моменту од мотора, као превенција проклизавања каиша;
2. Контрола рада спојница током вожње;
3. Обезбеђење оптималног преносног односа у свим условима вожње;
4. Контрола и обезбеђење подмазивања система током рада мењача;

6.3.1 Пумпа за уље

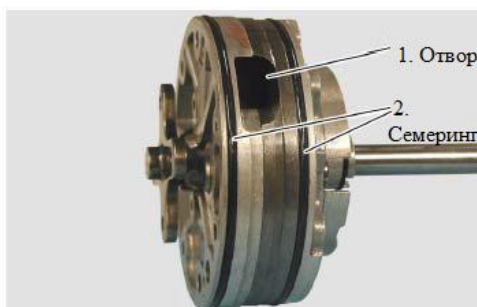
Пумпа у систему комбиноване трансмисије изводи се као екстерни елемент. Мотор врши побуду преко осовине без заустављања примарне шупље осовине примарне ременице. Пумпна осовина је прикачена на носач планетарног зупчаника који увек ради истом брзином као и мотор. Притисак у самом систему може достићи вредност од 40 до 50 bar у зависности од улазног обртног момента.

На слици 37 може се видети осовина пумпе (1) као и склоп конструкција саме пумпе у којој се налази радијални задржац уља (семеринг).



Слика 37. Изглед пумпе за подмазивање на моделу трансмисије VT1F

Притисак уља у пумпи се користи и за контролу хидрауличког система трансмисије као и у сврху подмазивања.



Слика 38. Приказ дела отвора и радијалног задржаца уља (семеринга) на пумпи за уље

6.3.2 Контролни вентили

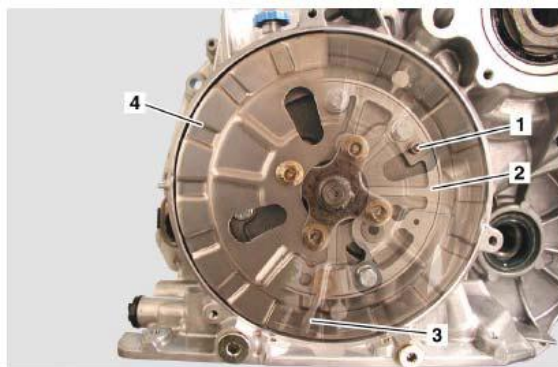
Ову врсту континуалне трансмисије контролише одређени број вентила који су повезани на електричне, механичке и хидрауличке улазе. У основи, систем контроле је конструисан тако да контролише однос силе затезања и спојнице на следећа четири начина:

1. Протоком од и до примарне ременице се контролише коригована команда преносног односа за све услове вожње. У овом опсегу се користе примарни вентил и линеарни актуатор;
2. Притисак се испоручује секундарној ременици како би се осигурала адекватна сила затезања ремена у свим условима вожње. Електромагнет (соленоид) утиче на контролу притиска из секундарног вентила, оптимизацију притиска и самим тим на силу затезања. Оптимизацијом овог притиска добија се боља потрошња горива;
3. Избором адекватне спојнице при кретању напред/назад. Ангажовањем зупчаника мењачког преносника за ход унапред или уназад преко ручице мењача вентил контролише додавање уља за одговарајућу спојницу;
4. Контролним операцијама потребним за полазак: електромагнетни вентил делује на вентил спојнице контролишући притисак да обезбеди равномерно ангажовање спојнице. У овом опсегу се користе вентил спојнице, издувни вентил притиска спојнице, допунски вентил, и електромагнетни вентил.

Поред наведених вентила, користи се и вентил за регулацију протока уља средства за хлађење [14].

6.3.3 Питот систем

Број обртаја мотора и режим вожње се користе за контролу ангажовања спојнице. Зависности брзине сигнала, потребних за контролу ангажовања спојнице, су обезбеђене од два Питот система. Сваки систем се састоји Питот цеви и Питот коморе. Цев је стационарна, док комора која је испуњена уљем и ротира мерећи брзину на тај начин.



1. Питотова цев;
2. Пумпа за уље;
3. Питотова цев;
4. Питотова преграда.

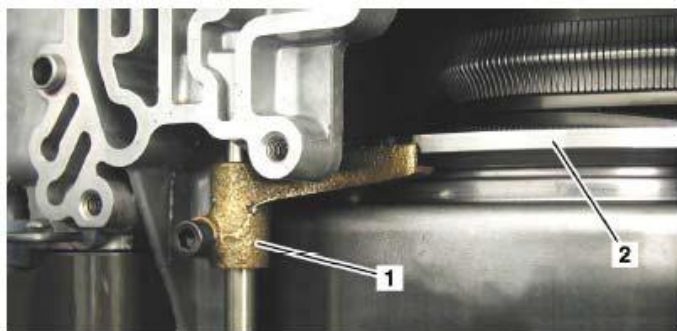
Слика 39. Изглед Питотове цеви испод поклопца

Хидраулички притисак који је пропорционалан брзини се детектује на једном крају цеви која је потопљена у прстену за уље унутар Питотове преграде. Ти притисци делују на примарном, секундарном и спојничком вентилу унутар контролне јединице, утичући тако на преносне операције.

6.3.4 Осетна папучица

Осетна папучица приказана на слици 40 представља механизам који мери положај ременица и реагује преко секундарног вентила у хидрауличкој контролној јединици, контролишући на тај начин силу затезања. Сила затезања може бити смањена у режиму виших брзина када погонски ремен ради на већем радијусу око примарне ременице. У режиму празног хода, ниже вредности притиска ће креирати довољну силу затезања за пренос обртног момента.

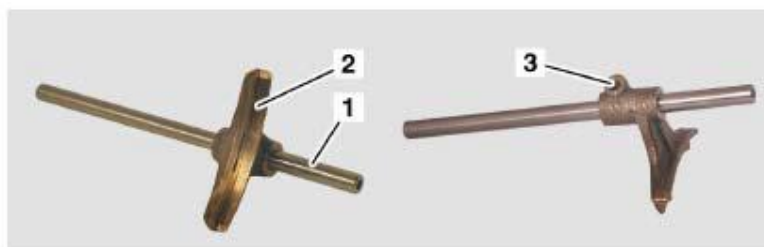
1. Осетна папучица;
2. Ременица.



Слика 40. Дејство осетне папучице на ременицу

На слици 41 могу се видети саставни делови осетне папучице постављене на трансмисији VT1F [14].

1. Осовина;
2. Папучица;
3. Клин.



Слика 41. Саставни делови осетне папучице

6.3.5 Сензор температуре уља

Сензор температуре уља састављен је од једног пара жица који континуираним радом прати вредности температуре уља. Када температура достигне вредност која прелази оптималне параметре ЕЦУ јединица ће смањити количину проклизавања спојнице зарад смањења температуре уља.

6.4. Трећа група- спољашње везе

6.4.1 Паркинг прекидач

Селекторска командна плочица служи за активирање паркинг прекидача приказаног на слици 42 који спречава стартовање аутомобила уназад, вожњу у спортском модулу. Прекидач шаље своју позицију ЦВТ софтверу који се налази у ЕЦУ јединици која користи овај прекидач као везу са ручицом мењача при успостављању одговарајућег режима вожње.



Слика 42. Паркинг прекидач

Када је ручица мењача постављена на паркинг позицији при стартовању мотора, ЦВТ у ЕЦУ ће активирати соленоид за закључавање мењача у возилу. То ће закључати полуку у позицији за паркирање. Ниво селектора се не може померити из те позиције све док се не притисне педала ножне кочнице на возилу.



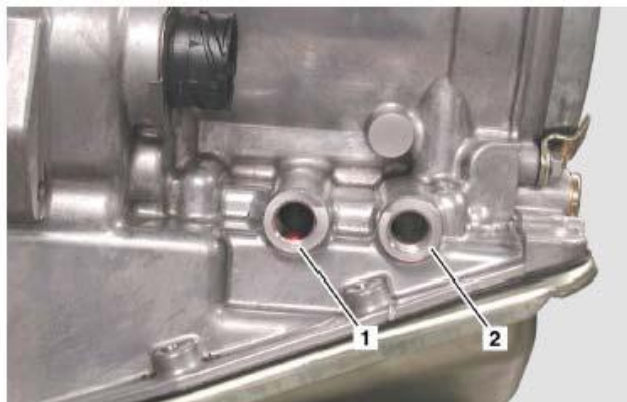
1. Паркинг прекидач;
2. Селекторска плочица.

Слика 43. Селекторски механизам

6.4.2 Хладњак за уље

На предњој страни кућишта трансмисије постављене су два споја цеви хладњака за уље, и сам хладњак је постављен поред уређаја за загревање како би уље за подмазивање мењача одржавало константну температуру између 80°C и 120°C. На слици 44 приказане су улазна и излазна цев хладњака уља.

1. Улазна цев хладњака;
2. Излазна цев хладњака.



Слика 44. Позиција цеви хладњака за уље

6.4.3 Секундарни сензор брзине

VT1F комбиновани мењачки преносник садржи наменски секундарни сензор брзине, приказан на слици 45, смештен у кућишту диференцијала. Овај сензор постављен је на тањирастом зупчанику и омогућава прецизно израчунавање излазне преносне брзине која се користи у системима контролне стратегије. Ради на Халовом принципу и производи поворку импулса од 81 импулса по ротацији.



Слика 45. Секундарни сензор брзине

6.4.4 Селекторска осовина

Избором потребног режима вожње, преко ручице мењача у возилу, у оквиру преноса активира се селекторска осовина. Посебна врста сајле повезује ручицу мењача у возилу и осовину у мењачу.

1. Осигуравајућа подлошка;
2. Заштитни омотач;
3. Мењачка летва;
4. Полуга мењача.



Слика 46. Сајла избора степена преноса

6.4.5 Конектор

Конектор се састоји од 16 пинова и налази се у кућишту трансмисије. Конекција се врши преко кружног конектора приказаног на слици 47.



Слика 47. Кружни конектор

6.5 Стратегија

У наредним тачкама биће описано понашање возила опремљено ЦВТ трансмисијом у одређеним ситуацијама.

6.5.1 Рад мотора у ситуацији селектовања *Drive* мода

Када се стартује мотор и селекује *Drive* мод без притискања педале гаса, примарни питот притисак ће бити доста слаб. Због недостатка примарног притиска, каиш се поставља на најнижу позицију примарног радијуса ременице. Вентил спојнице детерминише лагано кретање возила са мотором који ради при празном ходу. Након тога, вентил хладњака се отвара и шаље најхладније уље на спојницу.

Позиција педале гаса детерминише при којој брзини ће се одвијати промена преносног односа. То такође зависи и од мода који је изабран (*Drive, Sport, Manuel*). Притиском педале гаса долази се до следећих поступака:

- Како расте број обртаја мотора, тако се повећава питот притисак и притисак спојнице;
- Ако притисак спојнице постане превише висок, вишак притиска ће се испуштати преко издувних вентила. Испуштање притиска спојнице је подешено тако да се у сваком моменту може пренети потпуни обртни момент мотора. Преко предње спојнице, примарна ременица стартује са убрзањем које узрокује повећање питотовог притиска. Тај притисак спречава и повезивање зупчаника хода уназад ако је случајно одабран. При одређеној брзини, примарни притисак расте и половина примарне ременице је потиснута према повећању примарног радијуса каиша. Како је ремен константне дужине, сходно томе, секундарна ременица мора се раширити.
- Преносни однос ће се увећавати код константне брзине мотора све док се не достигне штедни ход. Ова стратегија се користи само да би показала могућности ЦВТ трансмисије. Код осталих стратегија са повећавањем брзине возила, повећање броја обртаја мотора су такође могуће. Под константним условима, брзина возила ће се стабилизovati. Ако се јави повећање оптерећења, нпр. при вожњи узбрдо, а возач не додаје гас, мењачки преносник аутоматски смањује преносни однос у нижи степен преноса. Успон чини да секундарна брзина опада. Примарна брзина тежи да остане константна и примарни вентил регулише притисак тако да се у основи број обртаја мотора не мења. Секундарни угао ремена ће се повећати због чињенице да је дужина самог ремена фиксна. Трансмисија ради у режиму нижег преносног односа, број обртаја мотора остаје исти али се брзина возила смањила.

6.5.2 Лагано убрзавање у моду Drive и Sport

Возач се налази на стационарној тачки у режиму штедног хода возила. Под претпоставком да ће радијус примарног каиша бити на максимуму, а секундарни на минимуму, лаганим убрзавањем, помоћу педале гаса, активираће се регулациони однос мотора на примарном вентилу узрокујући пад примарног притиска. Добијањем нижег преносног односа као резултат ће бити већи питот притисак и равнотежа у оквиру поновног успостављања притиска примарног вентила. Преносни однос се одвија при константном броју обртаја мотора.

6.5.3 Равномерни полазак у моду Drive и Sport

Притискањем папучице гаса долази до покретања примарног вентила и пада примарног притиска. Преносни однос се мења брзо онолико колико је то могуће. Сензор постављен на примарној ременици ствара велику силу опруге на секундарном вентилу; дакле, секундарни притисак се одржава на довољно високом нивоу да би се избегло склизнуће каиша. Равнотежа у примарном вентилу може бити успостављена само са већом брзином мотора.

6.5.4 Изненадно заустављање

Пројектовани мењачки преносник мора бити такав да након ситуације изненадног кочења до заустављања возила, може поново несметано кренути са нормалним радом. У ситуацији изненадног заустављања до промене у нижем степену преноса мора доћи веома брзо. Најкритичније стање представља нагло заустављање возила при минималном броју обртаја мотора. Потребан проток пумпе се повећава са интензитетом кочења. Брзина мотора може да се одржава константном када трансмисија има времена да изабере нижи степен преноса. То може да изазове неке проблеме приликом кочења на клизавој површини, нпр. на леду, где веома брзо точкови блокирају. Сила стезања и блокада спојнице доводе до брзог смањења броја обртаја, брзином на којој се спојница одвоји доприносећи застоју ременица. У примарном вентилу, примарни притисак је у опадању јер не постоји питот притисак. Због секундарног притиска, пренос прелази у нижи степен преноса, чак и ако ће време за промену брзине бити веће него када ременице стоје мирно. То омогућава трансмисији да буде у ниском степену преноса када дође до заустављања возила.

6.5.5 Кретање уназад

Са мануелног вентила у кретању уназад, притисак спојнице ће бити послат на инверзну спојницу преко инверзних инхибитора вентила. Када се возило креће уназад, спојница ће остати под притиском јер је примарни отвор питотове цеви у супротном правцу од протока уља у питотовој комори и стога не могу да осете притисак. Овакав начин рада инверзног инхибитора вентила одржава се у равнотежи у отвореном положају. Као последица тога примарни притисак биће опуштан и пренос ће остати у ниском степену [14].

6.5.6 Режим отказа (Fault mode)

Ако софтвер детектује грешку у систему, долази до ангажовања одређене стратегије. Отказ неког дела на систему саопштава се возачу преко софтвера на командној табли возила. У зависности од тежине одређене грешке или отказа система возач процењује да ли је безбедно наставити даљу вожњу. Ако је систем и даље у могућности да контролише преносни однос, стандардан *limp-home* мод се користи код мењача тако да је промена брзина фиксна. Ово ће заштитити преносни однос у свим условима вожње. У већини ситуација, искусан возач ће приметити да се број обртаја мотора креће око 3000 o/min.

Најозбиљнија грешка у систему узрокује трајно остајање у једном степену преноса. Ако остане у ниском степену преноса, долази до наглог повећања броја обртаја мотора, око 6000 o/min, и брзину не већу од 50 km/h. Насупрот томе, у ситуацији остајања у високом степену преноса, обртни момент ће бити приближно 2500 o/min, при брзинама до 80 km/h, али уз веома споро убрзање.

6.5.7 ЦБТ софтвер

ЦБТ софтвер је најчешће интегрисан у контролној јединици - ЕЦУ. Софтвер не контролише директно преносни однос, али даје обавештења која се односе на контролни однос мотора. Он такође обезбеђује и саопштења о брзини рада.

ЕЦУ контролише пренос у једном од следећих режима. Цео систем може бити подељен на више модова који такође могу бити интегрисани (економичан, зимски, удобност):

1. *Drive mod*- режим уобичајене вожње;
2. *Sport mod*- спортски режим;
3. *Manual mod*- ручни (мануелни) режим;
4. *Fault mod*- режим отказа;
5. *Reverse mod*- кретање уназад.

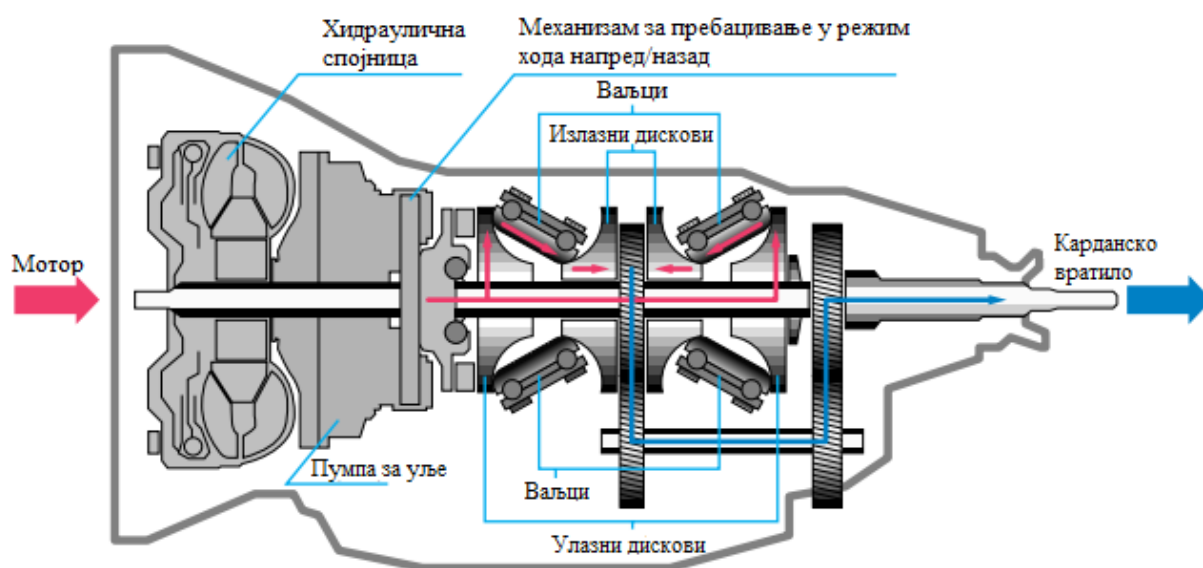
У ЦБТ режимима, контролни систем функционише по извођењу тражене брзине мотора на основу тренутне брзине возила и захтева возача. У ручном режиму, систем изводи закључак о траженој брзини на основу брзине возила и тренутног односа зупчаника. Након добијања тражене брзине, систем израчунава одговарајући контролни однос мотора и налаже ЕЦУ да достави ову позицију.

ЕЦУ контролише и брзински однос мотора као превенцију од проклизавања каиша и оштећења трансмисије.

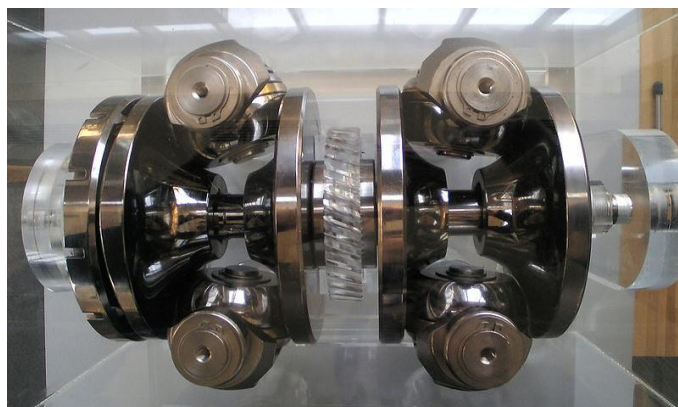
7. Extroid комбинована трансмисија производње Nissan

Extroid комбинована трансмисија конструисана је тако да може радити и код возила која поседују погон на предњим точковима, али и код возила са великом снагом мотора и погоном на задњим точковима. Користећи комбинацију дискова и ваљака за пренос снаге и обртног момента, као и промену степена преноса, овакав вид континуалне трансмисије је први у свету који успешно реализује преносни однос возила са задњим погоном и великим обртним моментом мотора.

Преносни однос екстроидне континуалне трансмисије се одвија преко погонских ваљака који делују за тренутно примењену силу улазних дискова чинећи линеарни преносни однос при убрзању или успорењу. Поред тога, слично као и код континуалне трансмисије која користи каиш и ременице, преносни однос зупчаника стално варира омогућавајући на тај начин безударно укључивање одговарајућег степена преноса. Развојем новијих материјала и дизајна који се састоји од два сета улазних и излазних дискова и ваљака допринело је способности преноса већег обртног момента, оптималног рада мотора и смањеној потрошњи горива у односу на конвенцијалну аутоматску трансмисију.



Слика 48. Комбиновани аутоматски мењач *Extroid*

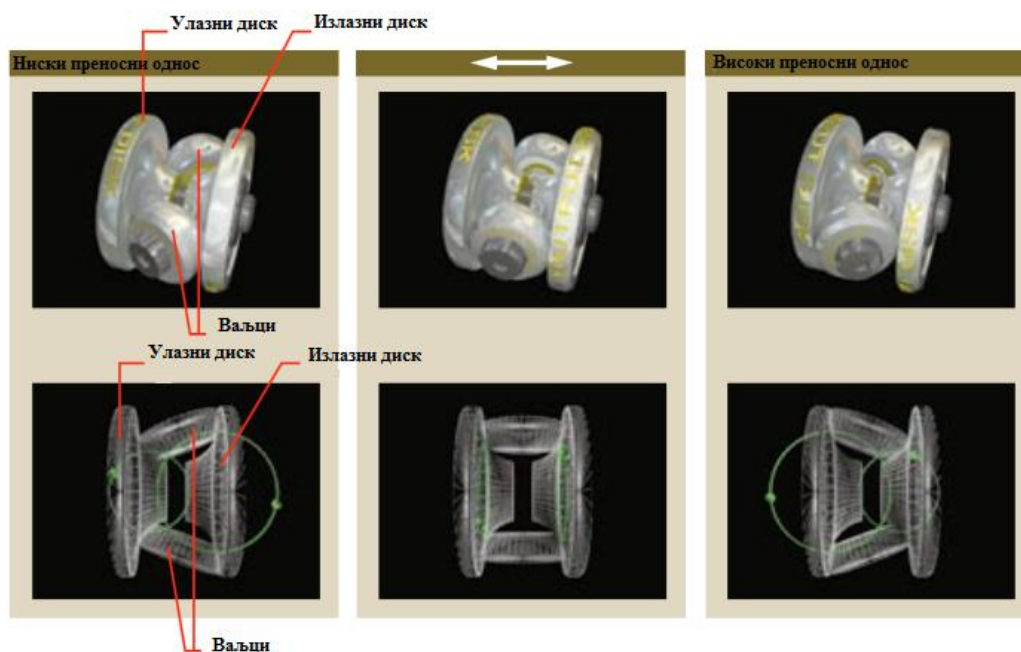


Слика 49. *Extroid* комбинована трансмисија произвођача Nissan

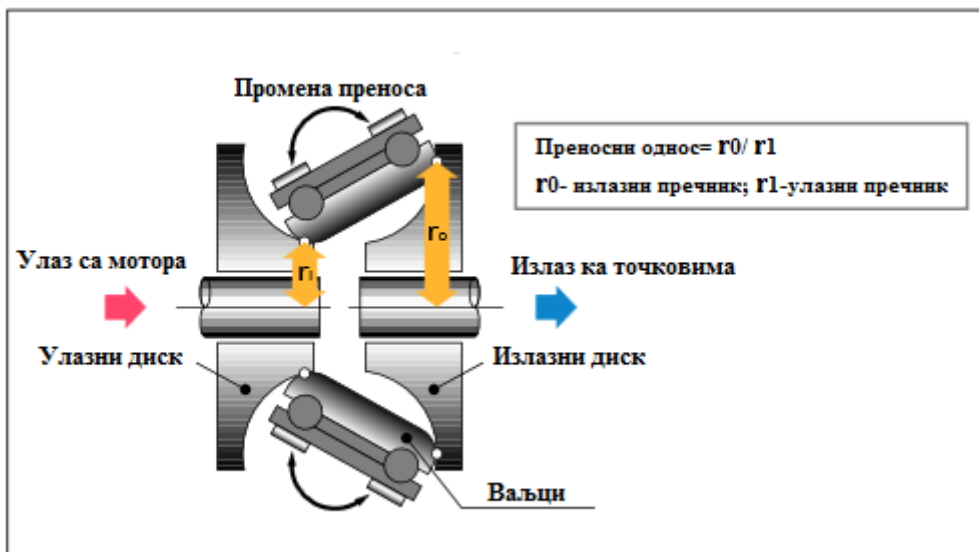
7.1 Механизам екстроидне трансмисије

Снага мотора се са улазних дискова ротационим кретањем преноси на ваљке, а затим са ваљака на излазне дискове. Континуалном променом нагиба ваљака, екстроидна трансмисија врши равномерну континуалну промену степена преноса. Величина контактне тачке кружнице између улазног диска и ваљка, и величина контактне тачке ваљка и излазног диска варирају у зависности од нагиба ваљака. Однос величине контактне површине кружнице одговара односу брзина на улазним и излазним дисковима, који је еквивалентан степену преноса.

Када је кружница на излазном диску већа, излазни диск брже ротира од улазног диска, и то је аналогно ниском опсегу степена преноса. Обрнуто, када улазни диск брже ротира од излазног, добија се високи преносни однос.



Слика 50. Пример промене степена преноса помоћу ваљака и дискова

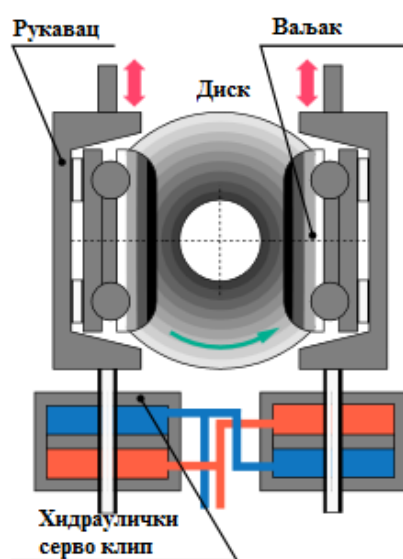


Слика 51. Приказ пречника за одређивање преносног односа

7.2 Поступак промене нагиба ваљака

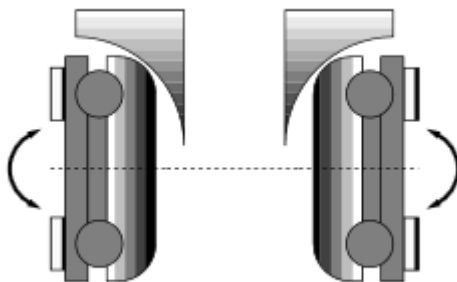
И ако се преносни однос постиже покретањем ваљака, то није учињено директном применом снаге на ваљке. Сила коју производе дискови делује тако да нагиње клизаче када се помере вертикално од њихове централне осе. Користећи силу генерисања дискова, који ротирају при великој брзини, ваљцима је омогућено да се нагну са минималном применом силе и кретања, тако да је могуће добити изузетно брзу промену степена преноса.

Ваљак је са доње и горње стране ослоњен на рукавац. Цео склоп је повезан хидрауличким серво клипом који покреће склоп горе-доле [15].



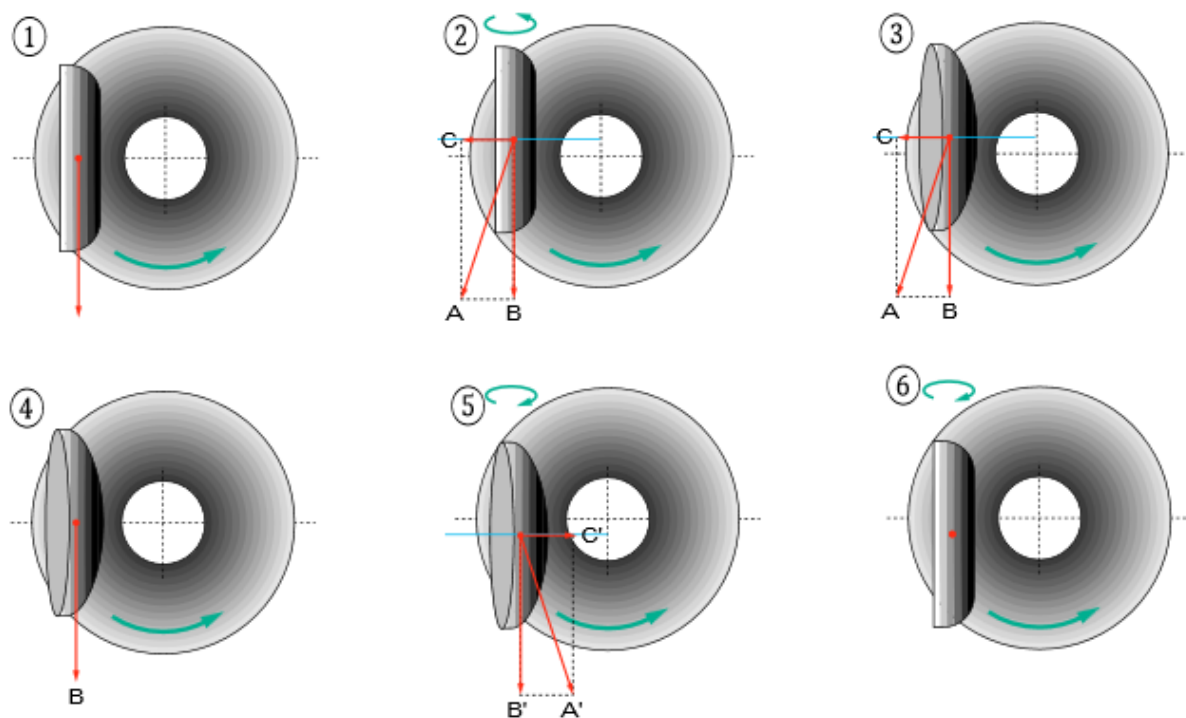
Слика 52. Приказ ваљка, рукавца и серво клипа у механизму екстроидне трансмисије

Ваљци су конструисани тако да се крећу у правцу центра ротације око рукавца, што је приказано на слици 53.



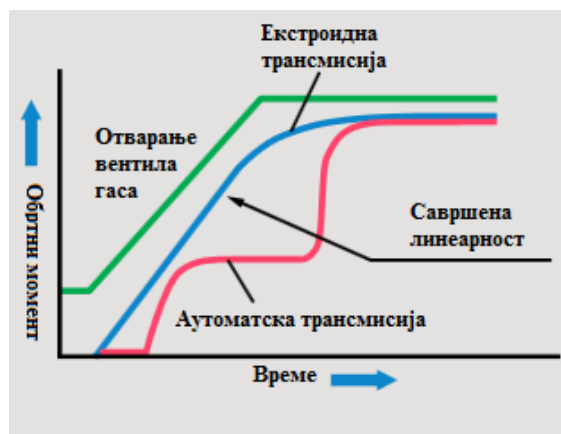
Слика 53. Центар ротације рукавца и ваљака [15]

Када оса ваљка прође кроз центар диска, сила за нагињање ваљка се не ствара. Према томе, нагиб ваљка остаје исти и преносни однос је једнак јединици, пример 1, на слици 54. У случају да се оса ваљка помера нагоре, сила (А) која се преноси са улазног диска производи силу (В) која ротира ваљак и сила (С) делује тако да гура ваљак ка спољашности, пример 2 и 3. Када се нагнути ваљак враћа ка средишту своје осе, сила која га гура ка спољашности нестаје, тако да ваљак одржава свој нагнут положај, пример 4. На примеру 5 и 6, оса ваљка креће наниже, сила (А') која се преноси са улазног диска генерише силу (В') која заротира ваљак, а затим сила (С') делује тако да повлачи ваљак ка унутрашњости. Сила (С') нагиње ваљак у супротном смеру.



Слика 54. Пример преноса силе са диска на ваљак

Пошто дискови ротирају при великој брзини, ваљци могу бити нагнути до неопходног износа померањем навише или наниже, али врло мало од (0,1 – 1,0 mm). Ово омогућава екстроидној трансмисији да одмах реагује на промену команде и резултира изузетно брзо променом степена преноса.



Слика 55. Дијаграмски приказ рада екстроидне трансмисије у зависности од обртног момента и времена [15]

7.3 Dual-Cavity дизајн

Екстроидна трансмисија са *Dual-Cavity* дизајном, састоји се од два сета узастопно постављених улазно/излазних дискова и ваљака. Тако се удвостручује број контактних тачака између дискова и ваљака, где се примењена сила у свакој контактної тачки смањује, и при том омогућава управљање са више нивоа обртног момента.

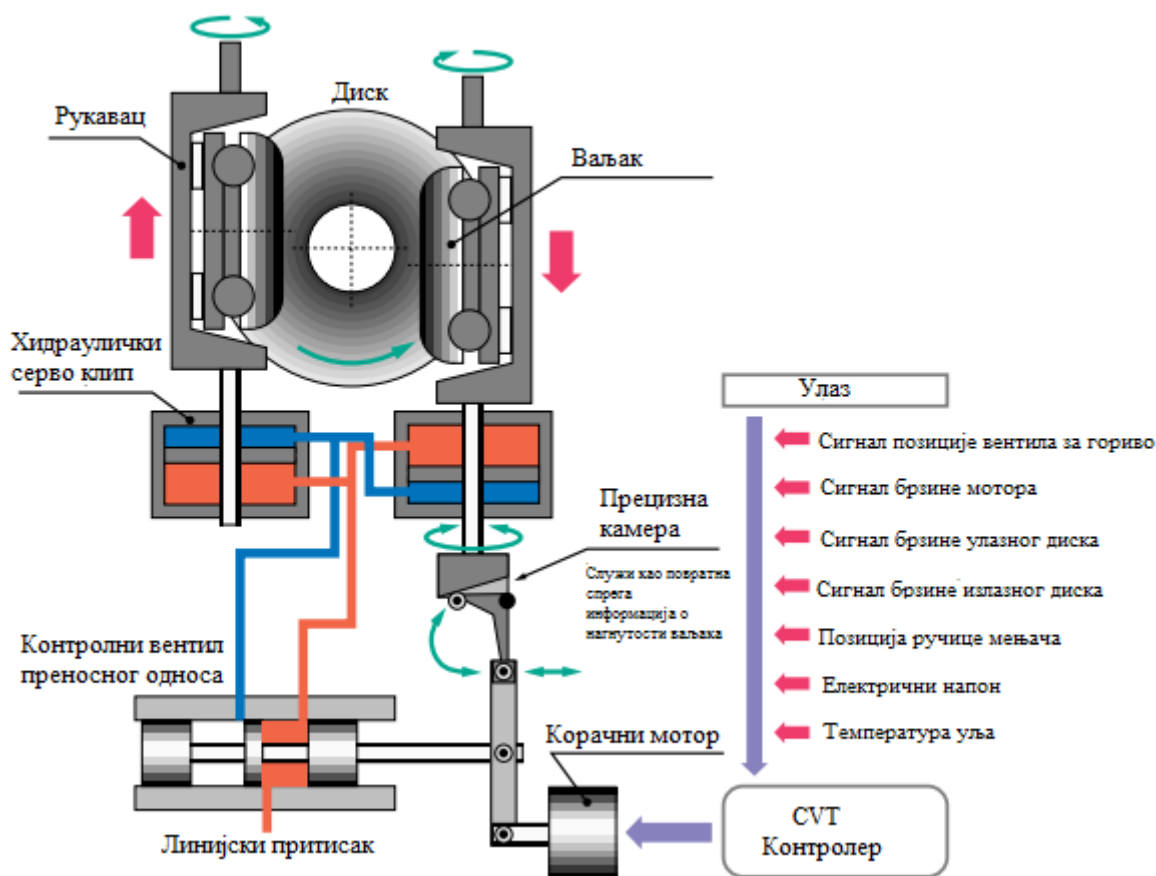
Два сета дискова и ваљака орјентисани су у супротним смеровима са излазним дисковима позиционираним у центру. Пренос снаге са централног излазног диска се врши преко преносне осовине мењача из које је излаз карданско вратило, где се даље снага преноси на точкове.

7.4 Контрола ваљака

Конструисањем *Dual-Cavity* система код екстроидне трансмисије омогућава се и примена на возилима са задњим погоном и великом снагом мотора. Иако овакав дизајн омогућава коришћење при већем броју обртаја, то може довести до проблема ако кретање ваљака није синхронизовано. На пример, губици снаге који се јављају у ваљцима могу довести до непожељног настанка топлотне енергије.

Да би се избегли такви проблеми, развијен је систем контроле за прецизну синхронизацију преносног односа сваког од четири ваљака. Сваки од ваљака је подржан наменским хидрауличким серво клипом који се напаја из извора

хидрауличког притиска. Поред тога, угао нагиба сваког ваљка се детектује, а затим и обрађује информација како би се обезбедила прецизна синхронизација.

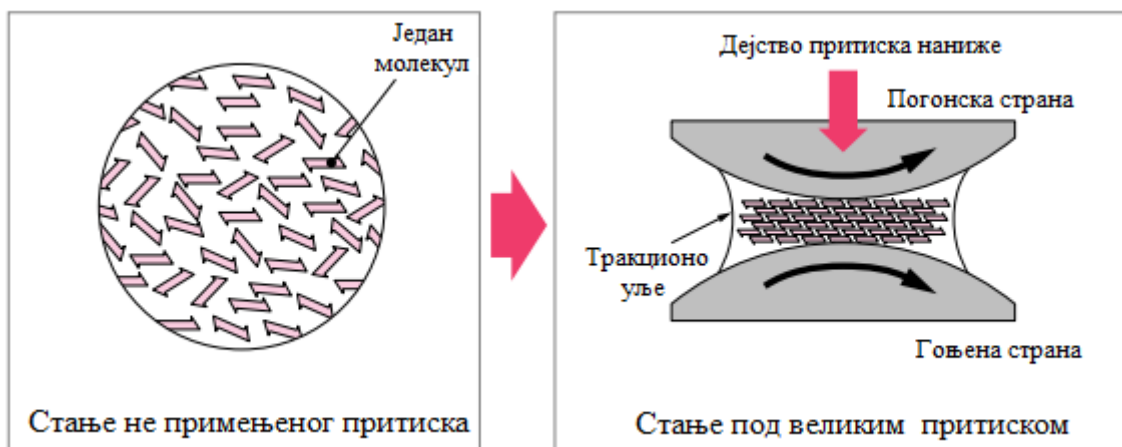


Слика 56. Контрола ваљка екстродне комбиноване трансмисије [15]

7.5 Специјално уље за вучу (тракционо уље)

Тракционо уље служи као контактено средство између дискова и ваљака који се врте великом брзином. Поред тога, тракционо уље мора да обезбеди хлађење и подмазивање између контактних површина, као и спречавање хабања дискова и ваљака.

Да би се испунили ови захтеви, молекули уља поседују пројекцију клинастог облика који се преплићу под дејством изузетно високог површинског притиска, и формирају поравнату структуру. Ово преплитање молекула уља ствара велику силу смицања са којом се остварује пренос снаге.



Слика 57. Увећани приказ молекула тракционог уља под стањем непримењеног и примењеног притиска

8. ЦВТ трансмисија са унутрашњом површином сферичног ротора као идејни пројекат за аутомобилску трансмисију

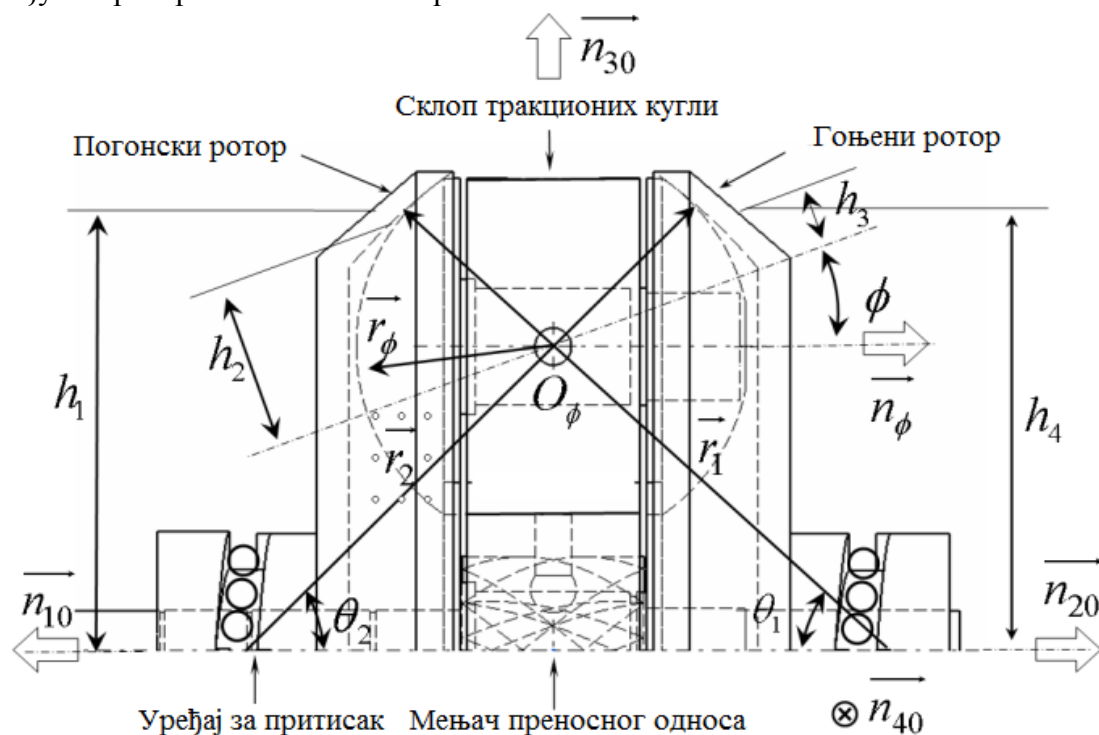
Нова ИСЦВТ (*Inner Surface Continuously Variable Transmission-ISCVT*) трансмисија поред унутрашње и спољашњег контакта уводи и сферични ротор. Овај вид трансмисије се састоји од четири јединице, пара погонског/гоњеног ротора, уређаја за регулацију притиска, четири тракционе кугле, као и мењача преносног односа. Тракционе кугле су смештене између погонског и гоњеног ротора, док се мењач преносног односа налази унутар једног пара ротора и ротира се завојном навртком. Конектор тракционих кугли креће се ужљебљено у делу за промену преносног односа и мења угао тракционих кугли и самим тим врши промену брзине гоњеног ротора. Брзински однос ове трансмисије потиче од кинематичких анализа и дефинисан је висином тачке контакта. Примењена је једначина момента како би се одредила ефикасност трансмисије. ИСЦВТ је постављена на путничком возилу снаге 110 kW и процењено је да може имати своју примену коришћењем резултата нумеричких истраживања. Максимално напрезање на смицање формулисано је преко Херцијанове теорије контакта, док је век трајања дефинисан Лундберг-Палмгрен методом. Резултати симулације су показали да је ИСЦВТ са склопом од четири тракционе кугле веома компактан и карактерише га висока ефикасност преноса. На основу симулација извршена је анализа оптерећења како би се пронашли недостаци трансмисије. Укупне перформансе ИСЦВТ трансмисије упоређене су са тороидалном ЦВТ трансмисијом и показале су се као одличне. Такође, истражена је и могућност уградње ИСЦВТ трансмисије на конструкцијама возила већег капацитета и камионима.

Постојећа возила опремљена трансмисијом користе спојницу како би прекинула/успоставила пренос снаге мотора. Приликом коришћења спојнице при промени степена преноса може доћи до великих променљивих механичких удара јер је брзина преноса при великим брзинама возила и до 3000-6000 o/min. То није случај код ИСЦВТ јер се непрекидно врши промена преносних односа од нижих ка вишим брзинама преноса, са бољом акустичком удобношћу и смањеним вибрацијама. Такође, коришћењем оваквог концепта трансмисије, повећана је економичност потрошње горива и до 10%, као и побољшан утицај на животну околину.

Полутороидална ЦВТ трансмисија настаје 1999. године као производ корпорације Нисан, али су настали и многи проблеми везани за ниске обртне моменте, брзо хабање ротора због малих контактних површина, велике габаритне димензије. ИСЦВТ својим дизајном превазилази те проблеме. Облик ИСЦВТ контактне површине је увек кружни у односу на елипсасте површине ЦВТ. Стога, ИСЦВТ унапређује процес преноса снаге као и контактни притисак, а предвиђен је за возила до 110 kW и максималним обртним моментом од 194 Nm. Габаритне димензије трансмисије су 220 mm спољног пречника и 150 mm висине. У поређењу са обичном ЦВТ трансмисијом, ова трансмисија даје боље резултате по питању века трајања, ефикасности и напрезања на смицање [16].

8.1 Основни модел ИСЦВТ

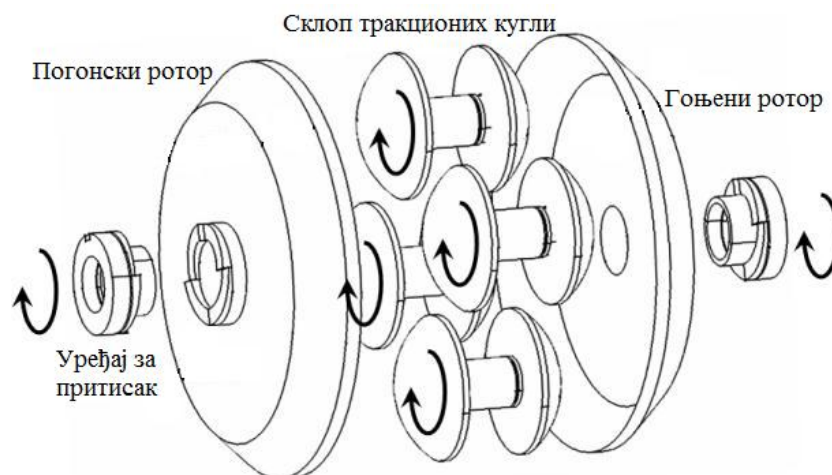
ИСЦВТ је илустрован на слици 58 где су димензије и геометрија дефинисани следећим параметрима. Закривљеност погонског ротора је r_1 , радијус тракционих кугли је r_ϕ . $\vec{n}_{10}$, $\vec{n}_{20}$ и $\vec{n}_\phi$ су правци вектора погонског и гоњеног ротора, као и тракционих кугли, респективно. ϕ је угао нагиба тракционих кугли. Полупречник погонског ротора је r_2 . h_1 , h_2 , h_3 и h_4 су дужине између погонског и гоњеног ротора, осе тракционих кугли, и центра контактне површине, респективно. θ_1 и θ_2 су углови између осе ротора и контактне површине.



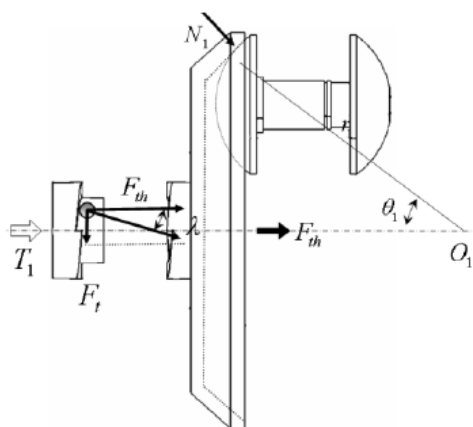
Слика 58. Геометријска структура ИСЦВТ трансмисије [16]

Снага се генерише из погонског агрегата и преноси на погонски ротор. Погонски и гоњени ротор су повезани са уређајем за остваривање притиска, што је приказано на слици 59. Погонски ротор ротира тракционе кугле помоћу уређаја за остваривање притиска, јер не сме да буде проклизавања између погонског ротора и тракционих кугли.

Брзина ротације гоњеног ротора се мења у зависности од промене нагиба тракционих кугли. Уређај за остваривање притиска, приказан на слици 60 састоји се од нагнуте вођице и три кугле које су постављене између улазне вођице и вођице погонског ротора. Генерисањем нормалних сила насталих помоћу уређаја за остваривање притиска ствара се преношење обртног момента. Улаз обртног момента даје као резултат тангенцијалне и нормалне силе, где тангенцијалне силе потискују сваки ротор засебно и генеришу контактни притисак.



Слика 59. Склоп ИСЦВТ трансмисије са приказаним основним деловима



Слика 60. Уређај за остваривање притиска у погонском ротору

Силе потиска су генерисане од стране нагнуте вођице које пропорцијално генеришу и нормалну силу. Компоненте тангенцијалне и потисне силе дају резултујућу силу, а дефинисане су у следећим једначинама.

$$F_t = \frac{T_i}{R_i}. \quad (8.1)$$

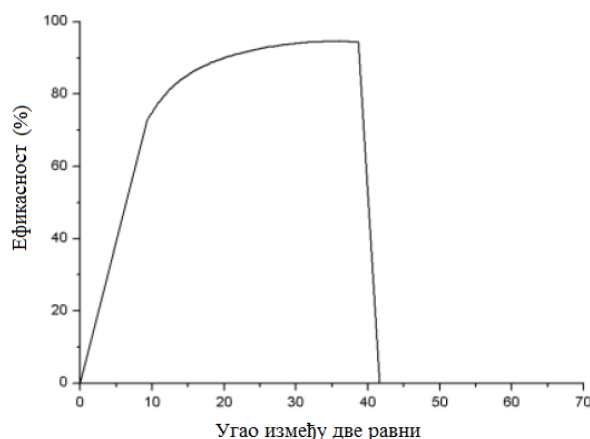
$$F_{th} = \frac{F_t}{\tan \lambda} = \frac{T_i / R_i}{\tan \lambda}. \quad (8.2)$$

$$N_1 = \frac{F_{th}}{\cos \theta_1} = \frac{T_1 / r_1}{\tan \lambda \cos \theta_1}. \quad (8.3)$$

У наведеним једначинама F_t и F_{th} представљају тангенцијални силу, и силу потиска које се примењују на тракционим куглама, док λ представља угао нагиба. У горњој једначини N_1 је пропорцијално обртном моменту T_1 .

Уређај за остваривање притиска резултира високом ефикасношћу преко опсега брзинског односа. Пошто је угао нагиба λ повезан са ефикасношћу, тако је направљен

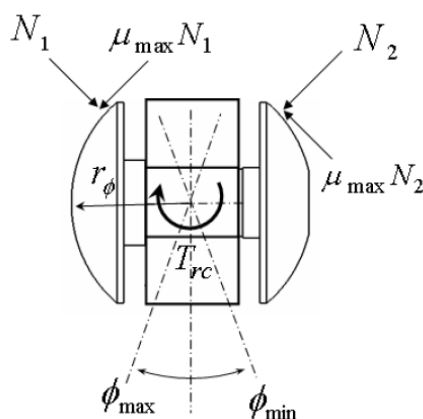
оптималан процес. На слици 61 приказана је просечна ефикасност у зависности од захваћеног угла између две равни, где је максимална ефикасност при углу од 30° .



Слика 61. Просечна ефикасност у зависности од захваћеног угла између две равни [16]

Склоп тракционих кугли састоји се од четири тракционе кугле, где свака тракциона кугла поседује по два лежаја на осовини и кућишта лежајева. Брзина погонског ротора се мења у зависности од угла нагиба осовине тракционих кугли. Према томе тракционе кугле ротирају око осне тачке O_ϕ у којој је налази оса ротације.

На слици 62 приказан је принцип промене брзине.



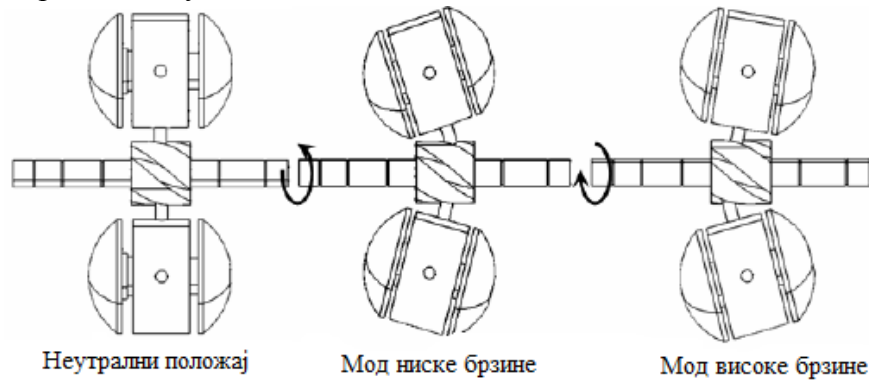
Слика 62. Принцип промене брзине

Рад који се примењује код мењача преносног односа када се брзински однос мења од најниже ка највишој вредности, израчунат је на основу нормалне силе и померања одстојања.

$$W_{rc} = \mu_{\max} (N_1 + N_2) \cdot r_\phi \cdot (\phi_{\max} - \phi_{\min}) \quad (8.4)$$

У горњем изразу, N_1 и N_2 су контактна оптерећења погонског ротора и тракционих кугли, док су $\mu_{\max}$ и $\mu_{\min}$ максимални и минимални коефицијенти

статичког напрезања. $\phi_{\max}$ и $\phi_{\min}$ представљају максималне и минималне фазне углове тракционих кугли. Различити положај закошења тракционих кугли мењачког преносника приказани су на слици 63.



Слика 63. Различити положај закошења тракционих кугли мењачког преносника

Мењач преносног односа омогућава континуални преносни однос гоњеног ротора. Конектор тракционих кугли се креће кроз спирални жлеб, где се висина контактне тачке мења у зависности од кретања конектора.

8.2 Кинематичка и кинетичка анализа

У циљу проналажења брзинског односа код ИСЦВТ трансмисије, формулисана је брзина погонског ротора, брзина тракционих кугли и брзина гоњеног ротора.

$$\vec{V}_1 = \vec{\omega}_1 \cdot \vec{r}_1 = \omega_1 \cdot (\vec{n}_{10} \times \vec{r}_1) \quad (8.5)$$

$$\vec{V}_1 = \vec{\omega}_2 \cdot \vec{r}_2 = \omega_2 \cdot (\vec{n}_{20} \times \vec{r}_2) \quad (8.6)$$

$$\vec{V}_{\phi 1} = \vec{\omega}_{\phi 1} \cdot \vec{r}_{\phi 1} = \omega_{\phi 1} \cdot (\vec{n}_{\phi} \times \vec{r}_{\phi 1}) \quad (8.7)$$

Под претпоставком да између погонског ротора и тракционих кугли нема клизања, могу се применити брзинска ограничења. Брзина ротације погонског ротора и тракционе кугле може се написати следећим изразом.

$$\vec{V}_1 = \vec{V}_{\phi 1}, \quad \omega_{\phi 1} = \frac{\omega_1 \cdot (\vec{n}_{10} \times \vec{r}_1)}{(\vec{n}_{\phi} \times \vec{r}_{\phi 1})} \quad (8.8)$$

Слично томе, брзина гоњеног ротора може се изразити на следећи начин:

$$\omega_{\phi 2} = \frac{\omega_2 \cdot (\vec{n}_{20} \times \vec{r}_2)}{(\vec{n}_{\phi 2} \times \vec{r}_{\phi 2})} \quad (8.9)$$

Како су тракционе кугле у склопу међусобно повезане, тако су и брзине сваке од њих једнаке. Сређивањем једначина (8.8) и (8.9) следи:

$$\omega_{\phi 1} = \omega_{\phi 2}, \quad \frac{\omega_1 \cdot (\vec{n}_{10} \times \vec{r}_1)}{(\vec{n}_{\phi} \times \vec{r}_{\phi 1})} = \frac{\omega_2 \cdot (\vec{n}_{20} \times \vec{r}_2)}{(\vec{n}_{\phi 2} \times \vec{r}_{\phi 2})} \quad (8.10)$$

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\vec{n}_{40} \cdot (\vec{n}_{10} \times \vec{r}_1)}{\vec{n}_{40} \cdot (\vec{n}_{20} \times \vec{r}_2)} \frac{\vec{n}_{40} \cdot (\vec{n}_{\phi 2} \times \vec{r}_{\phi 2})}{\vec{n}_{40} \cdot (\vec{n}_{\phi} \times \vec{r}_{\phi 1})} \quad (8.11)$$

Са $\vec{r}_1$ дефинисане су границе углова обухваћене између контактне тачке и полупречника ротора.

$$\vec{r}_1 = r_1 \cos \theta_1 (-\vec{n}_{20}) + r_1 \sin \theta_1 (\vec{n}_{30}) \quad (8.12)$$

$$\vec{n}_{10} \times \vec{r}_1 = -r_1 \sin \theta_1 \cdot \vec{n}_{40} = -h_1 \cdot \vec{n}_{40} \quad (8.13)$$

Слично као у једначини број (8.13) налазе се све компоненте брзинског односа.

$$\vec{n}_{20} \times \vec{r}_2 = r_2 \sin \theta_2 \cdot \vec{n}_{40} = h_4 \cdot \vec{n}_{40} \quad (8.14)$$

$$\vec{n}_{\phi} \times \vec{r}_{c2} = r_2 \sin \theta_2 \cdot \vec{n}_{40} = -h_3 \cdot \vec{n}_{40} \quad (8.15)$$

$$\vec{n}_{\phi} \times \vec{r}_{c1} = -r_1 \sin \theta_1 \cdot \vec{n}_{40} = h_2 \cdot \vec{n}_{40} \quad (8.16)$$

Заменом једначина (8.13), (8.14), (8.15), (8.16) у једначину (8.11) укупни брзински однос између погонског ротора и гоњеног ротора, види се да је повезан са висином контактне тачке. Брзински однос ИСЦВТ је приказан на следећи начин:

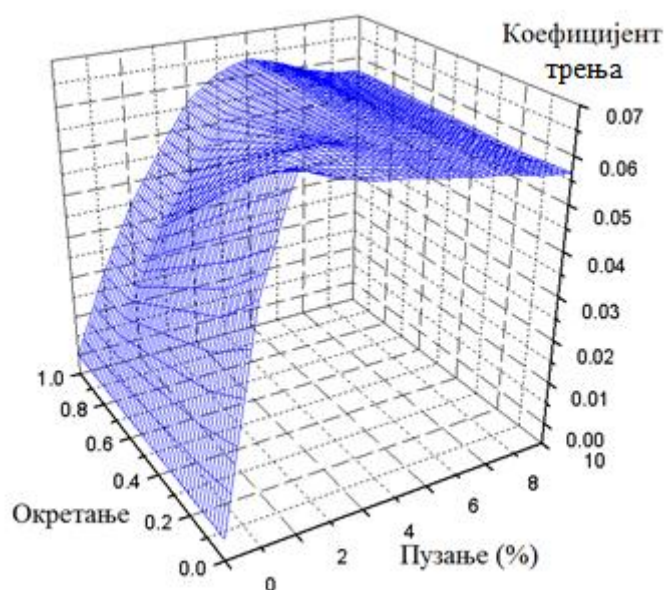
$$\rho = \frac{h_1}{h_2} \frac{h_3}{h_4} \quad (8.17)$$

где ρ представља укупни брзински однос.

8.2.1 Кинетичка анализа

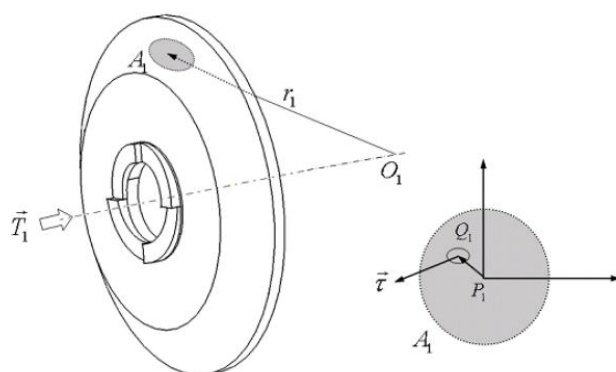
Анализа упрошћеног контактнoг модела базирана је на основу Херцијанове контактне теорије. Максимално напрезање на смицање у тракционом ротору, пропорционалан је двотрећинском низу геометријског фактора, који је дефинисан сумом инверзних радијуса и закривљења кривине. Коефицијент трења за коришћени флуид

„SANTOTRACK50“, добија се резултатима експеримента. Добијена карактеристика тракционох флуида приказана је на слици 64.



Слика 64. Карактеристика тракционог флуида „SANTOTRACK50“ [16]

Добијена снага из погонског ротора A_1 ротира тракционе кугле, где се преко њих посредством преноси даље на гоњени ротор A_2 што је и приказано на слици 65.



Слика 65. Погонски ротор (лево) и контактна површина (десно)

Брзинска разлика између тракционих кугли и гоњеног ротора генерише се тракционо клизање τ_2 . Да би се пронашла вредност τ_2 , потребно је израчунати брзину тракционих кугли како би се утврдила ефикасност преноса. Нормална сила се распоређује преко контактне површине. У циљу снабдевања нормалне силе за погонски ротор, користи се притисак из уређаја за снабдевање притиска. Сила смицања се ствара истовремено у вези са флуидом „SANTOTRACK50“. Ова сила смицања произилази из разлике у брзини између погонског ротора и тракционих кугли, које касније доводи до губитка енергије. Истражујући брзине кугле, ω_ϕ , долази се до

результата о изгубљеној енергији. За проналажење ω_ϕ , примењује се моментна једначина за погонску осу.

$$T_1 - \vec{n}_{10} \cdot \int_{A_1} (\vec{O_1P_1} + \vec{P_1Q_1}) \times \vec{\tau}_1 dA_1 = 0 \quad (8.18)$$

У горе наведеној једначини, са T_1 је обележен улазни обртни момент, док је A_1 контактна површина између погонског ротора и тракционих кугли. $\vec{O_1P_1}$ представља правац вектора који сеже од центра кривине до центра контактне површине, док је $\vec{P_1Q_1}$ правац вектора од центра контактне површине до центра инфитезималне површине.

Напрезање на смицање $\vec{\tau}_1$, дефинисано једначином (8.19) претпостављајући да је правац $\vec{\tau}_1$ исти као и правац вектора брзине клизања.

$$\vec{\tau}_1 = \mu p \frac{\vec{V}_{sd}}{|\vec{V}_{sd}|} \quad (8.19)$$

У горњој једначини $\vec{\tau}_1$ је вектор напрезања на смицање инфитезималне површине, μ је коефицијент проклизавања, p је притисак контактне површине а V_{sd} брзина клизања. Фактор трења је у функцији нормалне силе и брзине пужења: $\mu = \mu(p, C_r)$. Брзина пузења је дефинисана следећом једначином:

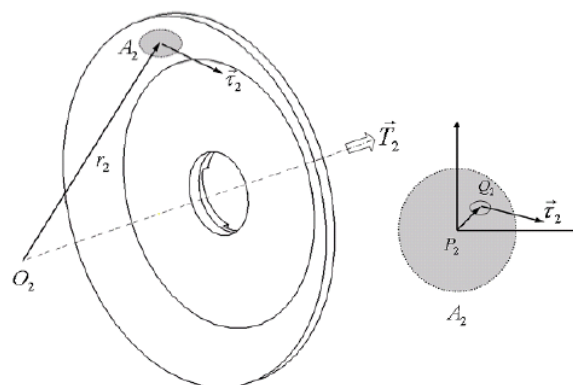
$$C_r = \frac{|\vec{V}_{sd}|}{|\vec{V}_1|} \quad (8.20)$$

Настављајући даље кроз овај процес, изведено је ω_ϕ . T_2 је израчунато са дијаграма погонског ротора на слици 66 на ком су приказани правци сила које делују на објекат.

$$T_2 - \vec{n}_{20} \cdot \int_{A_2} (\vec{O_2P_2} + \vec{P_2Q_2}) \times \vec{\tau}_2 dA_2 = 0 \quad (8.21)$$

Ефикасност ИСЦВТ дефинисана је следећом једначином:

$$\eta = \frac{T_2 \omega_2}{T_1 \omega_1} \quad (8.22)$$



Слика 66. Приказ дејства сила на погонски ротор са контактном површином

8.4 Идејно решење и анализа перформанси

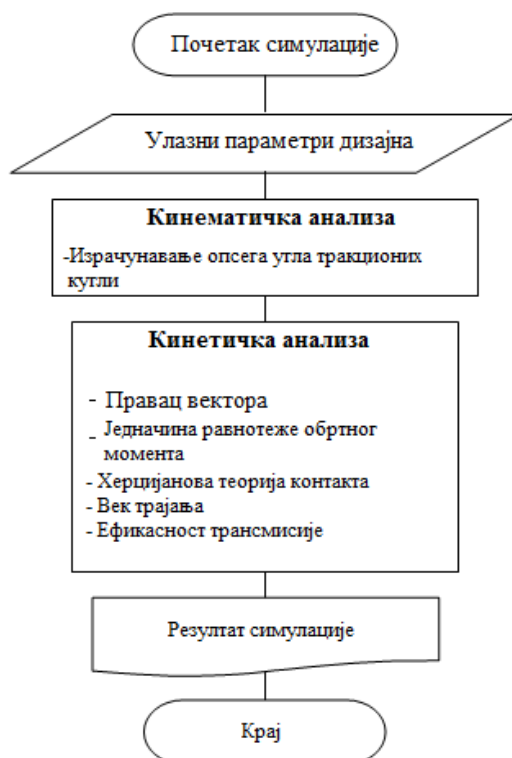
Да би се приказала практичност употребе на путничком возилу радне запремине до 2000 cm^3 , потребно је изнети и остале спецификације возила као што су улазна брзина, обртни момент као и укупни преносни однос. Све потребне спецификације изнете су у табели 4.

• Радна запремина мотора	2000 cm^3
• Максимална снага/број обртаја	110 kW / 6000 o/min
• Максимални обртни момент/број обртаја	194 Nm/ 4500 o/min
• Улазни брзински опсег мотора	0,1 ~ 8000 o/min
• Улазни опсег обртног момента мотора	0,1 ~ 250 Nm
• Укупни брзински однос	0,09 ~ 0,37
• Опсег пречника погонског и гоњеног ротора	100 ~ 200 mm
• Опсег пречника тракционих кугли	10 ~ 50 mm
• Опсег висине окретања тракционих кугли	50 ~ 100 mm
• Опсег претходно оптерећених силе потиска	0,1 ~ 500 N
• Опсег угла нагиба	0,1 ~ 50°

Табела 4. Спецификације дизајна ИСЦВТ за возила до 110 kW [16]

Симулација се врши према следећој процедури. Најпре се задају улазни параметри дизајна и механичка својства. Променљиве у параметрима дизајна су брзински однос редуктора, пречник тракционих кугли, висина окретања тракционих кугли, полупречник унутрашњег погонског и гоњеног ротора, углови нагиба вођени уређајем за притисак и силе потиска. Након тога поставе се одговарајућа ограничења у дизајну таква да: максимално напрезање на смицање не би требало да прелази 800 МПа; укупни пречник трансмисије да не прелази величину од 510 mm; висина скупа монтираних тракционих кугли да не прелази 65 mm.

Након утврђивања геометрије ИСЦВТ-а, симулација проналази максималну ефикасност преноса кроз укупан обим брзинског односа. На слици 67 приказан је дијаграмски приказ тока симулације.



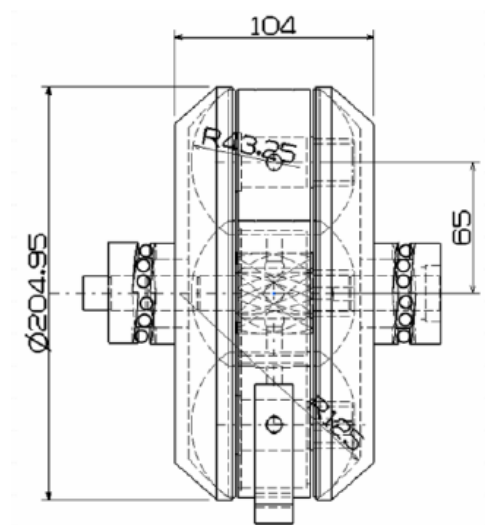
Слика 67. Алгоритам симулације

У табели 5 дат је приказ резултата диспозиција (спољашње величине) и перформанси добијених при стању максималног обртног момента.

Резултати спољашњих величина	
• Пречник погонског и вођеног ротора	125 mm
• Пречник тракционих кугли	43,3 mm
• Висина окретања тракционих кугли	52 mm
• Угао нагиба	36°
• Претходно оптерећене силе потиска	220 N
Резултати перформанси	
• Ефикасност трансмисије	93 %
• Рад за преносни однос	263 J
• Радни век	108 000 h
• Максимално напрезање на смицање	552 МПа
• Успон	20°

Табела 5. Резултати симулације ИСЦВТ-а

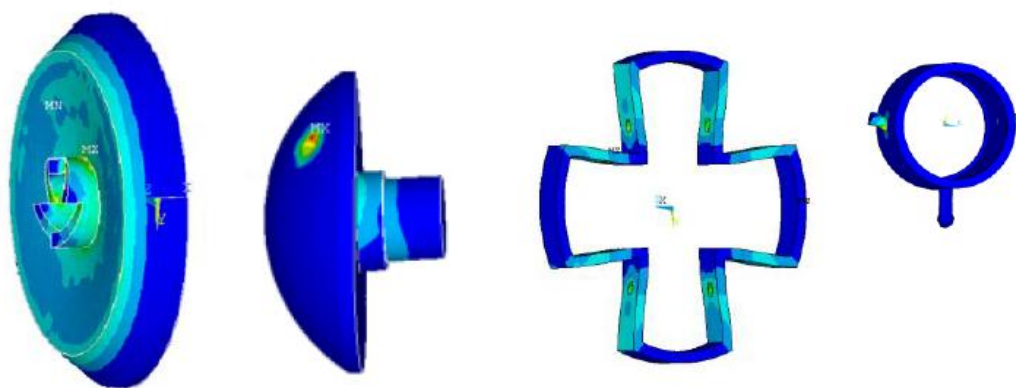
Дизајн склопа трансмисије на слици 68 изведен је на основу претходних резултата симулације.



Слика 68. Модел ИСЦВТ трансмисије са габаритним димензијама

8.4.1 Анализа стреса

За анализу недостатака погонског ротора и кућишта тракционих кугли, урађена је анализа оптерећења. На слици 69 приказане су контуре стреса ИСЦВТ делова. Услов оптерећења је максимални обртни момент од 4500 o/min, што уједно представља да се симулација изводи у екстремним условима оптерећења.



Слика 69. Контуре стреса погонског ротора, тракционе кугле, држача и кућишта тракционих кугли

Резултати анализе приказани су у табелама 6 и 7. Оправдано је коришћење угљеничних челика као што су SCM440 (AISI4140) чија је затезна чврстоћа 1,650 МПа. Резултати показују да ИСЦВТ могу имати мању дебљину и тежину због ниског напона у поређењу са затезном чврстоћом.

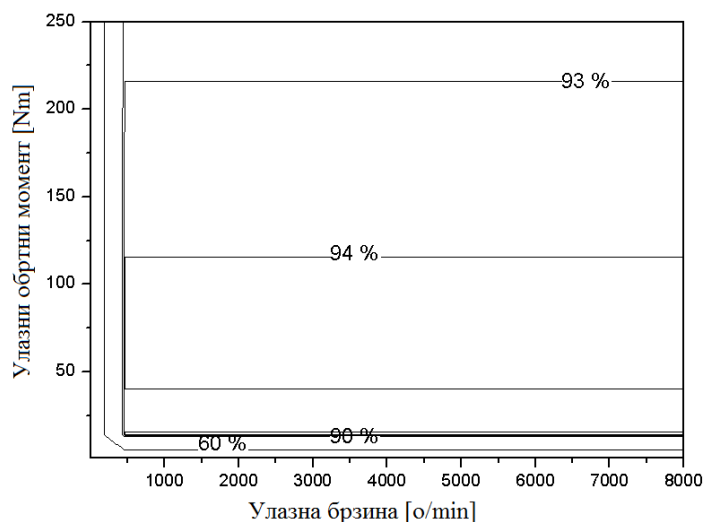
	Држач	Кућиште
• Чвор / Елемент	4,104 / 12,005	1,198 / 3,329
• Тип елемента	Тетраеадарски	
• Карактеристике материјала	$E = 200 \times 10^9$ Pa $\nu = 0,3$	
• Максимално померање	0,02 mm	0,18 mm
• Максимално напрезање	200 МПа	559 МПа

Табела 6. Резултати анализе држача и кућишта

	Погонски ротор	Тракционе кугле
• Чвор / Елемент	4,104 / 12,005	4,179 / 20,097
• Тип елемента	Тетраеадарски	
• Карактеристике материјала	$E = 200 \times 10^9$ Pa $\nu = 0,3$	
• Максимално померање	0,1 mm	0,02 mm
• Максимално напрезање	141 МПа	339 МПа

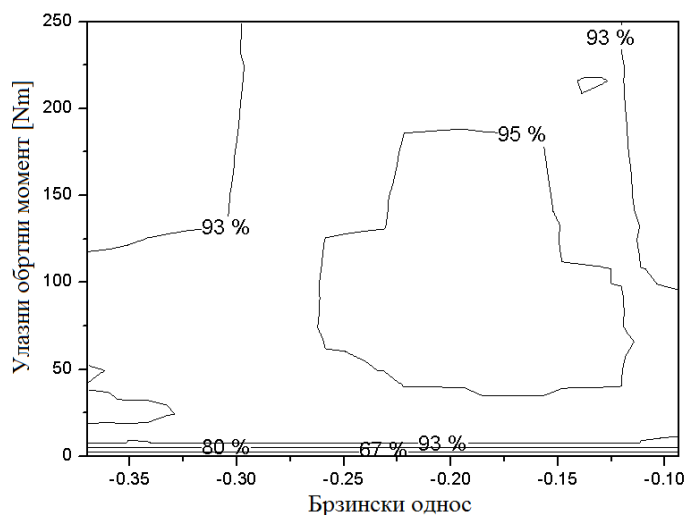
Табела 7. Резултати анализе погонског ротора и тракционе кугле

Ефикасност преноса снага обрачунава се у складу опсегом улазних брзина од 0~8000 o/min и улазним обртним моментом од 0~250 Nm, што представља оперативне услове рада возила. Ефикасност се односи на просечне вредности у подручју брзинских односа. На слици 70, може се видети да је ефикасност преко 90% широко распрострањена у читавом опсегу.



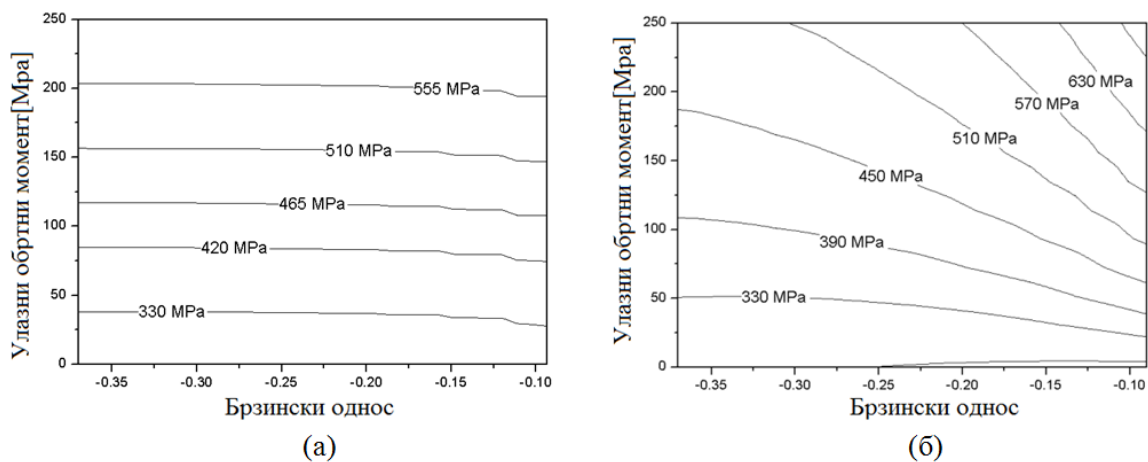
Слика 70. Просечна енергетска ефикасност

Максимални обртни момент 194 Nm и номинални број обртаја 4500 о/min су генерисани од стране мотора. У складу са брзинским односом и улазним обртним моментом, расподела ефикасности је приказана на слици 71. Код промене брзинског односа из режима високих брзина ка режиму ниских брзина није изражена промена ефикасности. То значи да је ефикасност од преко 90% распрострањена у целокупном радном режиму.

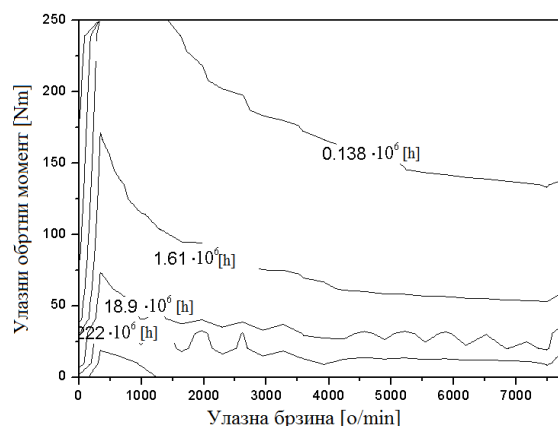


Слика 71. Ефикасност система при номиналном броју обртаја

Напони на смицање приказани су на сликама 72 при номиналној брзини. Максимални напони на смицање се појављују у области од 510-555 МПа у погонском ротору и 510-630 МПа у гоњеном ротору при максималном обртном моменту од 193 Nm. Стога типични угљенични челик SCM440 (AISI4140) је довољан као материјал за вучни ротор. На основу Лундберг-Палмгренове методе, животни век ИСЦВТ-а израчунат је и приказан на слици 73. Животни век у најекстремнијим условима коришћења у експлоатацији, и то при 193 Nm, је 80300 радних сати, што представља век од приближно 5 година.



Слика 72. Максимални напон на смицање у погонском (а) и гоњеном ротору (б)



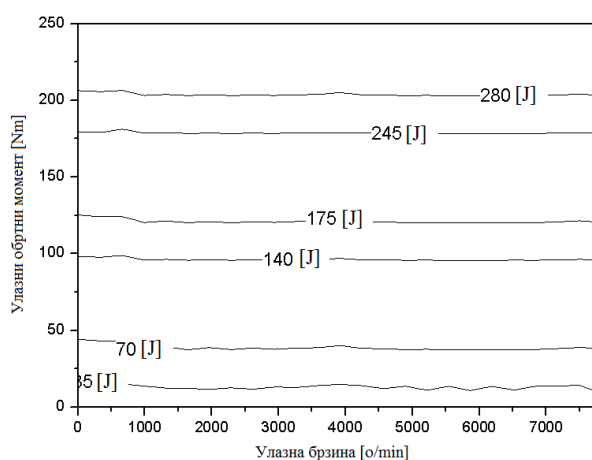
Слика 73. Животни век погонског ротора [16]

Потребни рад за операцију промене степена преноса у целокупном опсегу брзина приказан је на слици 74. Максимална вредност је 280 J, тако да је довољан мотор од 300 W за промену брзинског односа.

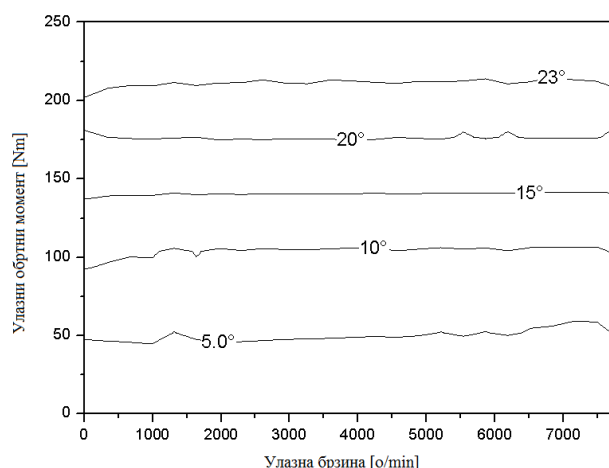
За ИСЦВТ, дефинисана је и способност савлађивања максималног угла нагиба. Бруто тежина возила је 1660 kg док је обртни момент 193 Nm при 4500 o/min у најнижем режиму брзина, дозвољени угао нагиба путева које возило може да савлада се добија на следећи начин:

$$\theta = \sin^{-1} \left(\frac{F_{thrust}}{Wg} - C_{tire} - \frac{\rho_{air} C_{area} V^2}{2Wg} \right) \quad (8.23)$$

У горњем изразу, θ је захваћен угао између две равни, F_{thrust} је одговарајућа сила потиска задњих точкова, W је бруто тежина возила, C_{tire} представља коефицијент трења пнеуматика, ρ_{air} је густина ваздуха, C_{area} се односи на пројектовану површину аутомобила и V је брзина возила. На слици 75, приказано је да је ИСЦВТ у могућности да савлада нагиб од 20° при режиму максималног обртног момента.

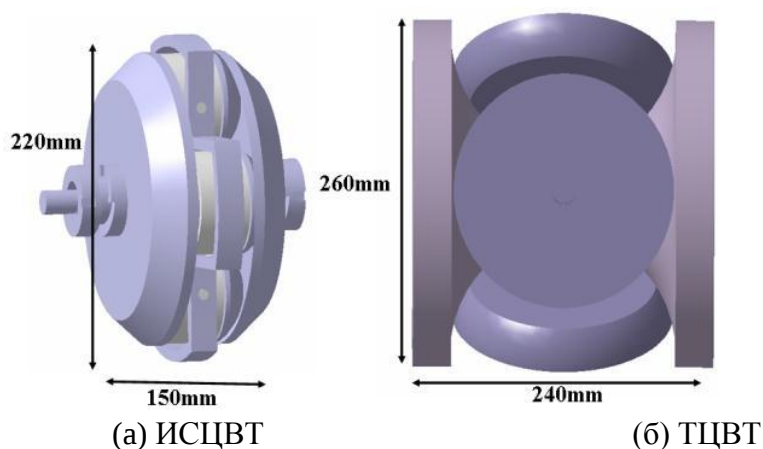


Слика 74. Рад за операције промене степена преноса



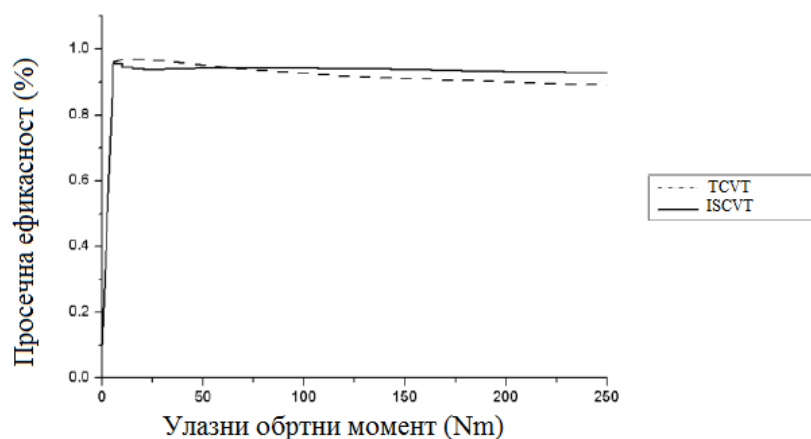
Слика 75. Савладавање успона у ниском режиму брзина

ИСЦВТ са коефицијентом ефикасности од 93%, радним веком од 80300 h, максималним напонам смицања од 600 МПа, може бити конструисан тако да величина пречника износи 220 mm, са висином од 150 mm, што је приказано на слици 76 (а). Дељењем максималне снаге, и укупне запремине, израчунато је да густина снаге ИСЦВТ-а износи 19,3 kW/l.

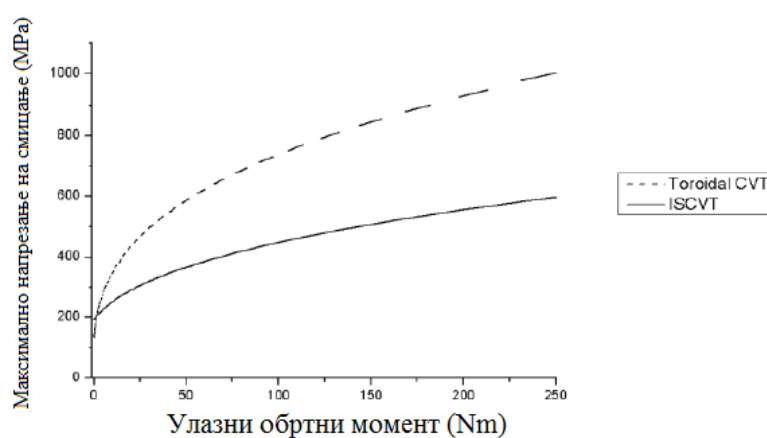


Слика 76. Габаритне димензије ИСЦВТ-а са четири кугле, и ТЦВТ-а са три кугле

Поређење карактеристика ИСЦВТ и ТЦВТ трансмисије су приказане на сликама 77, 78 и 79. На слици 77. види се да је просечна ефикасност у преносу снаге у целокупном опсегу брзинског преноса преко 93 %, док је на слици 78 приказано да је напрезање на смицање много мање код ИСЦВТ трансмисије него код ТЦВТ.

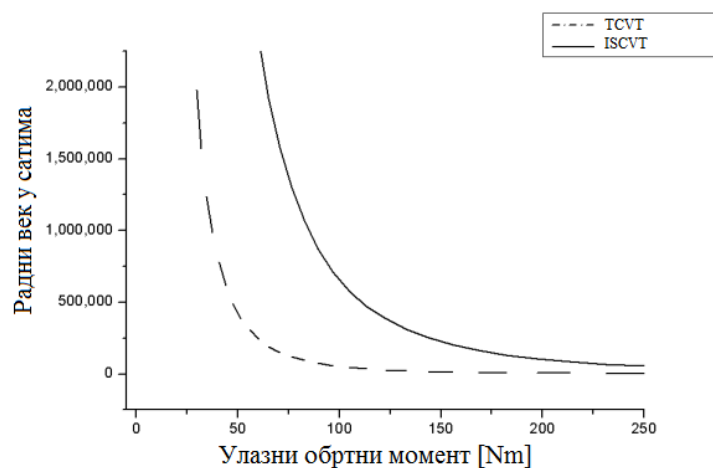


Слика 77. Поређење просечне ефикасности ИСЦВТ и ТЦВТ трансмисије



Слика 78. Поређење напрезања на смицање ИСЦВТ и ТЦВТ трансмисије

На слици 79 приказане су разлике у дужини века трајања обе трансмисије. За улазни обртни момент у оближњој области око 100 Nm, радни век ИСЦВТ-а је два пута дужи од ТЦВТ трансмисије. Сходно томе у поређењу са тороидалном трансмисијом, трансмисија са унутрашњом површином сферичног ротора, поседује одличне перформансе преноса наведене у табели 8.

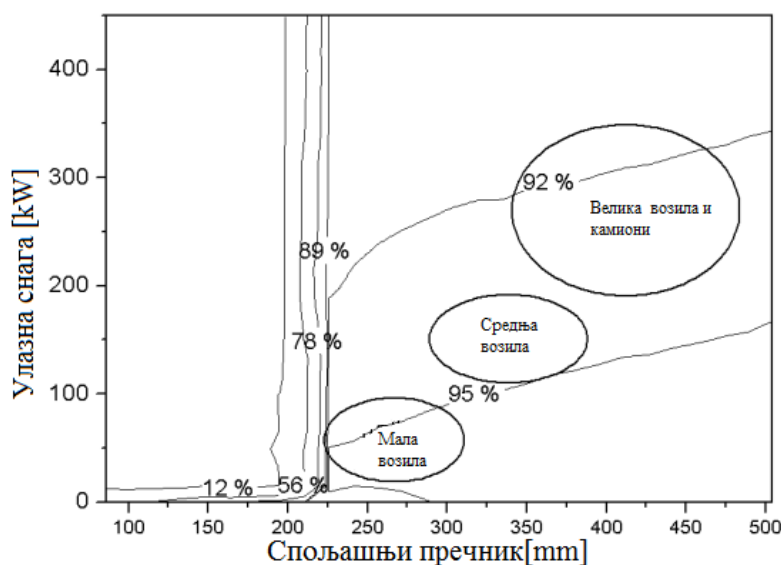


Слика 79. Поређење у дужини трајања радног века трансмисија

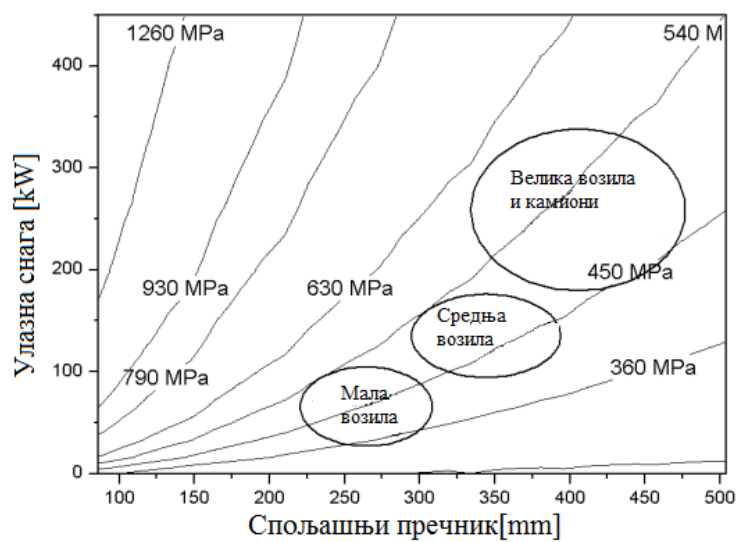
За анализу трансмисија већег капацитета и већих габаритних величина, опсег симулација је такође проширен у односу на укупни пречник и већу улазну снагу. Резултати показују да када је ротор већи од 250 mm, перформансе система су веома добре са просечном ефикасношћу од преко 92%, што је и приказано на слици 80. Поред тога, размотрен је и максимални напон на смицање за возила великих капацитета. Испод 630 МПа, ротори могу бити коришћени за мала возила, приказано сликом 81, док је на слици 82 дато поређење радних векова преко различитих капацитета. Резултати симулације показују да је време замора преко 40000 радних сати.

	ТЦВТ	ИСЦВТ
• Максимална снага	110 kW / 6000 o/min	110 kW / 6000 o/min
• Ефикасност	90%	93,4%
• Максимални напон на смицање	920 МПа	545 МПа
• Радни век	7950 h	80300 h
• Тежина	15,7 kg	8,2 kg
• Рад за операције промене степена преноса	571 J	246 J
• Густина снаге	8,27 kW/l	9,30 kW/l

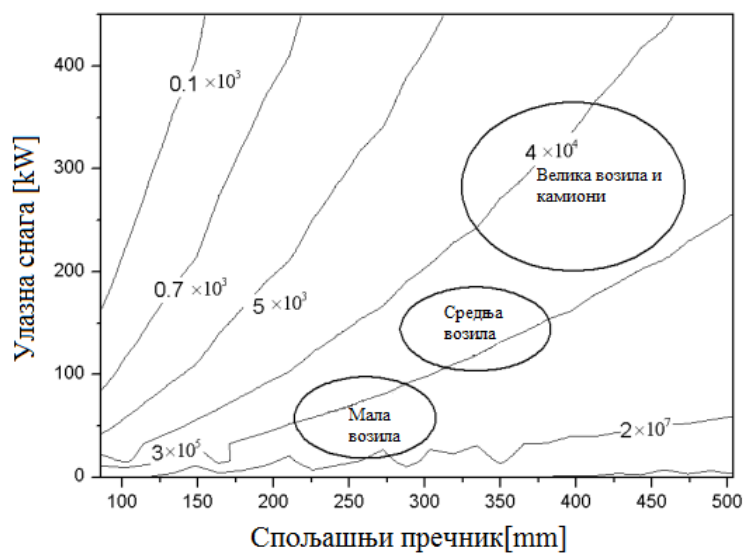
Табела 8. Поређење перформанси ТЦВТ и ИСЦВТ трансмисије [16]



Слика 80. Резултати симулације ефикасности трансмисије



Слика 81. Резултати симулације максималног напона на смицање



Слика 82. Резултати симулације века трајања [16]

9. Упрощени CAD модел и симулација тороидалне трансмисије

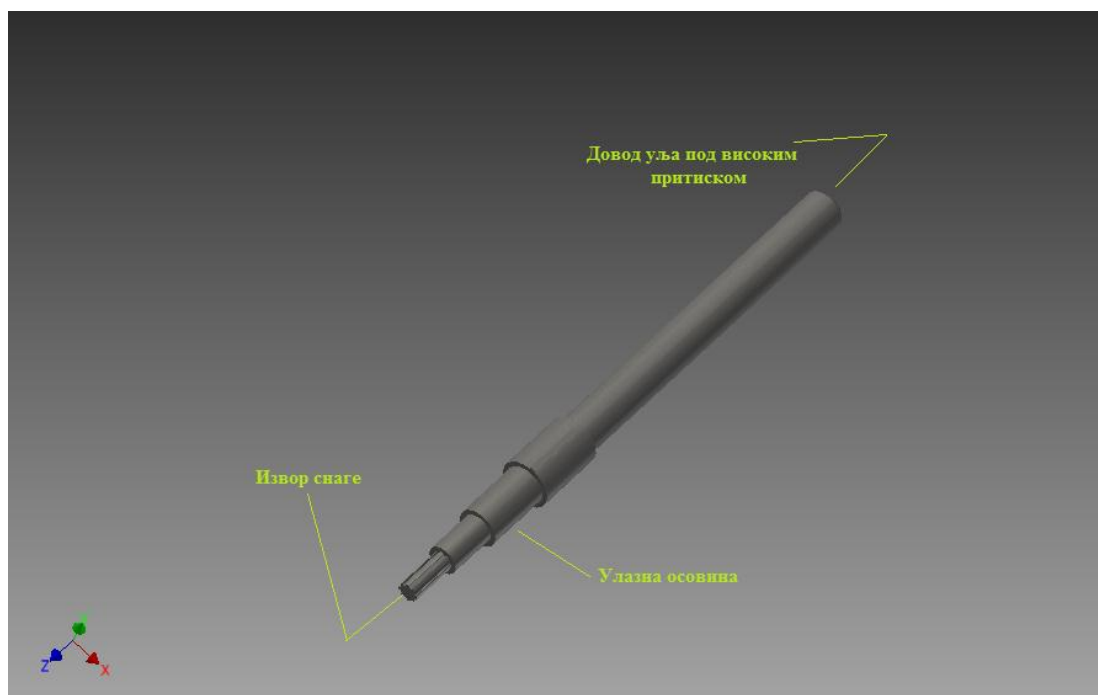
Моделирани „Torotrak“ тороидални мењач проистекао је као иновација већ постојећих мењача који су преносни однос вршили помоћу ваљака. Један ваљак је замењен дуплим ваљком и као резултат добијен је лакши и ефикаснији начин промене преносних односа. Основне делове упрощеног модела тороидалне трансмисије сачињавају:

- осовина;
- улазни и излазни диск;
- стезна плоча и
- ролери (ваљци).

За моделирање делова и склопа коришћен је софтверски пакет *Autodesk Inventor 2013*, док је за додавање материјала деловима склопа као и за покретање симулације приказа преносног односа коришћен софтверски алат *KeyShot 3*.

9.1 Основни делови склопа

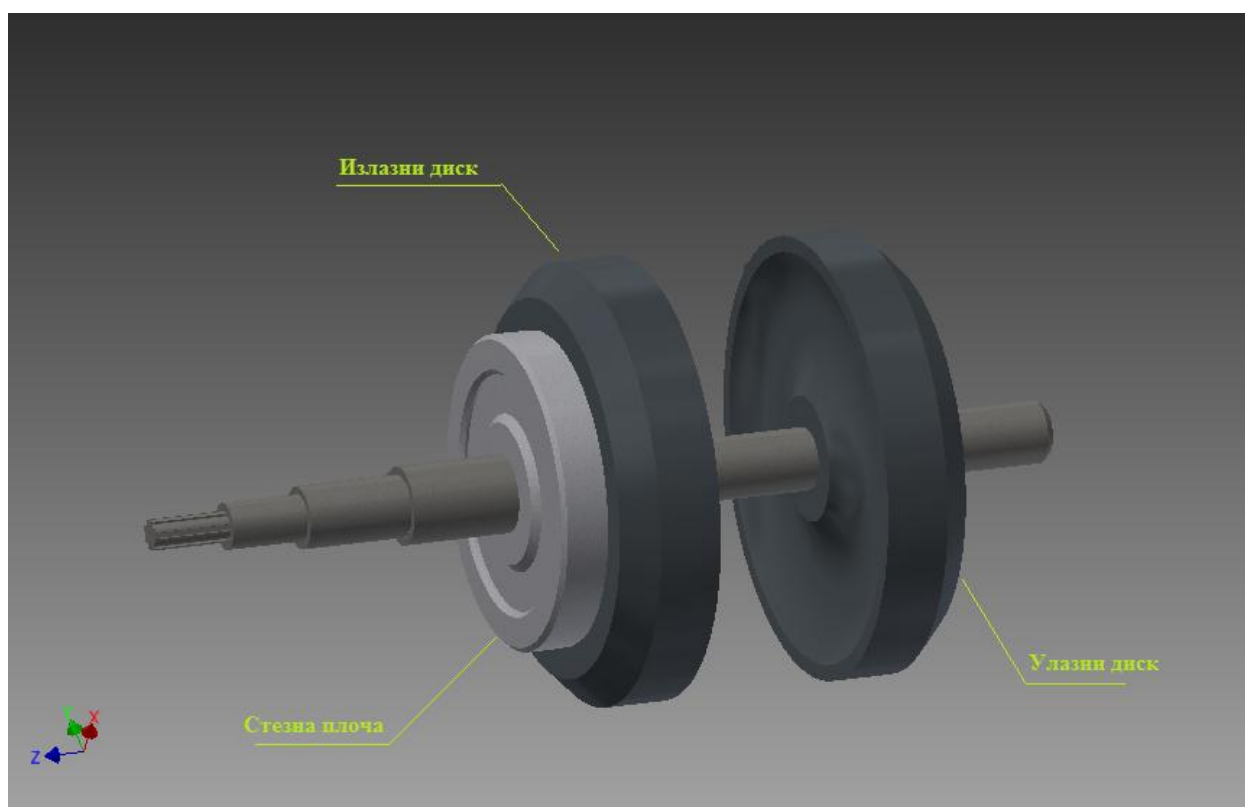
Осовина преноси сва оптерећења ротирајућих извора снаге, у и кроз приказани механизам. Поред тога у осовини се налазе и канали за подмазивање који преносе флуид под високим притиском ка стезној плочи.



Слика 83. Приказ модела осовине тороидалне трансмисије

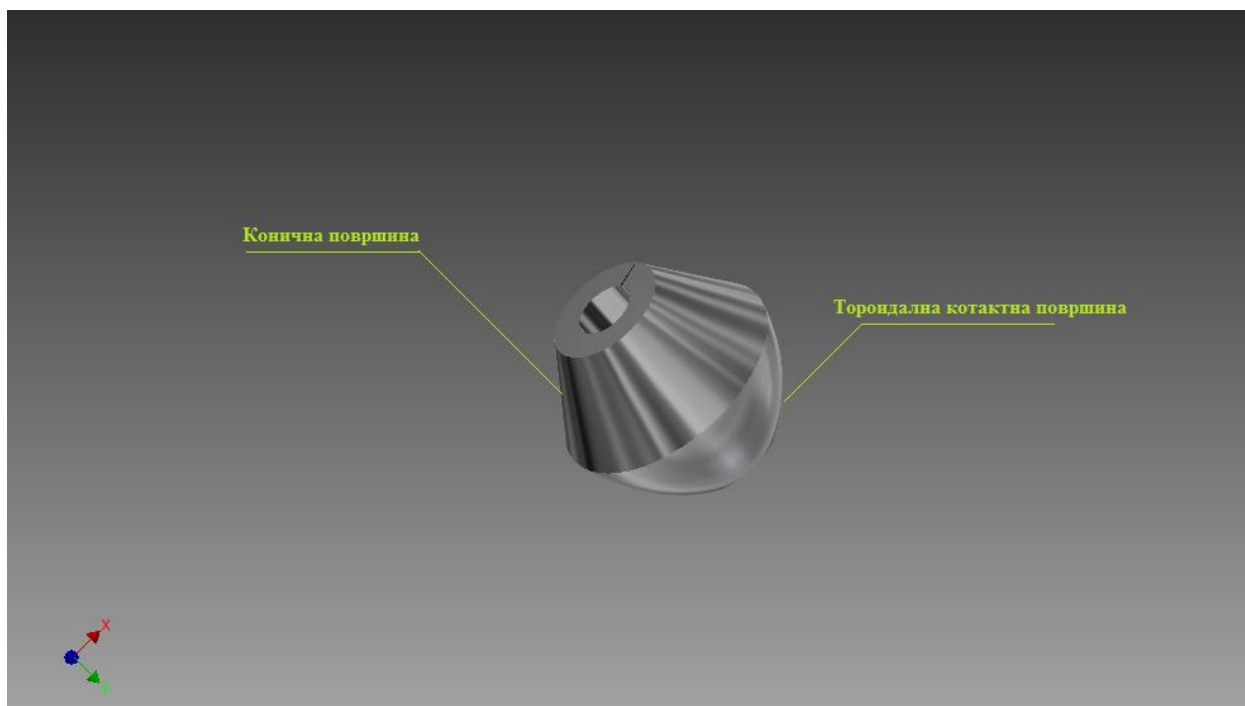
Стезна плоча, приказана на слици 84, је фиксирана за осовину аксијално и радијално и комбинована тако да хидростатички лежај не дозвољава померање излазног диска.

Излазни диск је прислоњен и прилази уз заптиваче који су постављени на стезној плочи. Захваљујући овим заптивцима, излазни диск је слободан да се креће на игличастим лежајевима, а није физички спојен са плочом за учвршћивање. Улазни диск се налази на крајњем делу осовине и фиксиран је за њу аксијално и радијално. Када улазна осовина ротира, улазни диск и стезна плоча ротирају истом брзином, док се излазни диск не креће све док се не створи спрега између ваљака.



Слика 84. Приказ стезне плоче, улазног и излазног диска на осовини

Ваљци тороидалне трансмисије, слика 85, су постављени у паровима унутар тороидалне шупљине и спрегнути између улазног и излазног диска помоћу уља под високим притиском и хидростатичких лежајева који се налазе на испод стезне плоче. Дизајн ваљака је изведен на начин да могу да се крећу по коничној површини самих ваљака, као и по тороидалној површини улазног и излазног диска. Центар ваљака је постављен тако да не мења свој положај током кретања.



Слика 85. Ваљак тороидалне трансмисије

Тангента тороидалног контакта се подудара са осама ваљака и ротирајућег диска. У случају када се ваљци налазе на централној позицији, све се окреће у истом правцу и истом брзином. Променом положаја ваљака ка спољашњости или унутрашњости доводи до разлике улазне и излазне брзине. Када се ваљци померају тако да додирују улазни диск ближе оси ротације, а излазни диск даље од осе ротације, као резултат се добија нижа излазна брзина. Супротно томе када ваљци додирују улазни диск даље оси ротације, а излазни ближе, резултира се већом излазном брзином. Однос од мањег ка већем радијусу, који одређује и општи преносни однос може бити и до 6:1, где се чува 80% ефикасности. Услед механичких и хидростатичких губитака укупни проценат преноса снаге опада само за 3%, што је велика предност у односу на ЦВТ трансмисију састављену од појединачних ваљака.

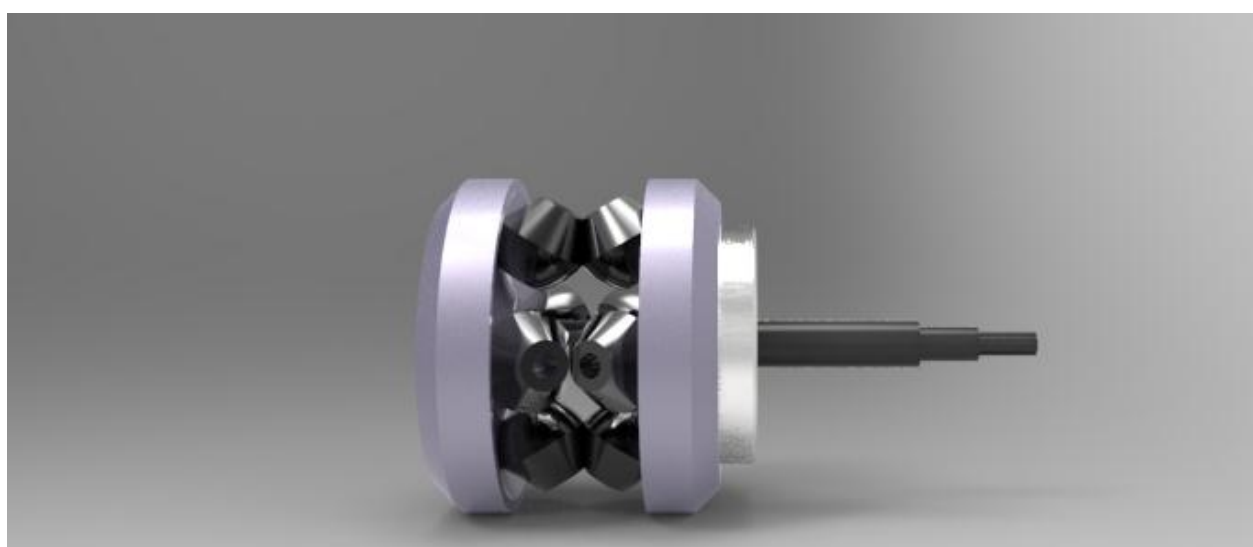
Позитивне карактеристике тороидалне трансмисије огледају се у високом преносном односу у односу на искоришћену снагу, смањеним хабањем током рада, једноставном конструкцијом, малим габаритним димензијама као и ценом коштања.

9.2 Склоп тороидалне трансмисије

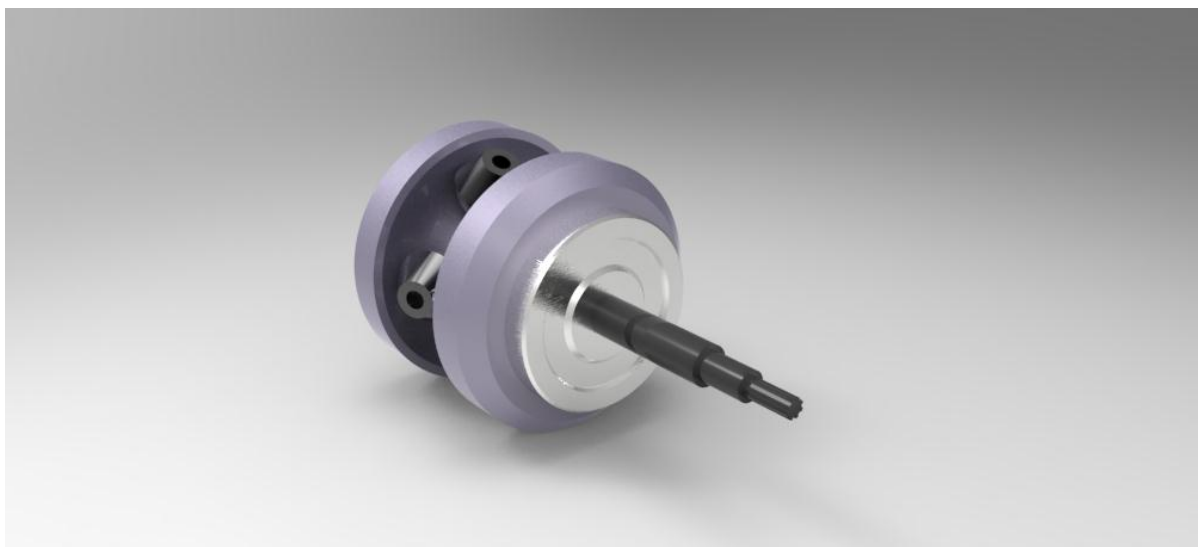
Након састављања у склоп основних компоненти тороидалне трансмисије у програмском пакету *Autodesk Inventor 2013*, за додавање одговарајућих материјала деловима трансмисије коришћен је програм *KeyShot 3*. Приказ завршне моделиране тороидалне трансмисије дат је на сликама 86,87, 88 и 89.



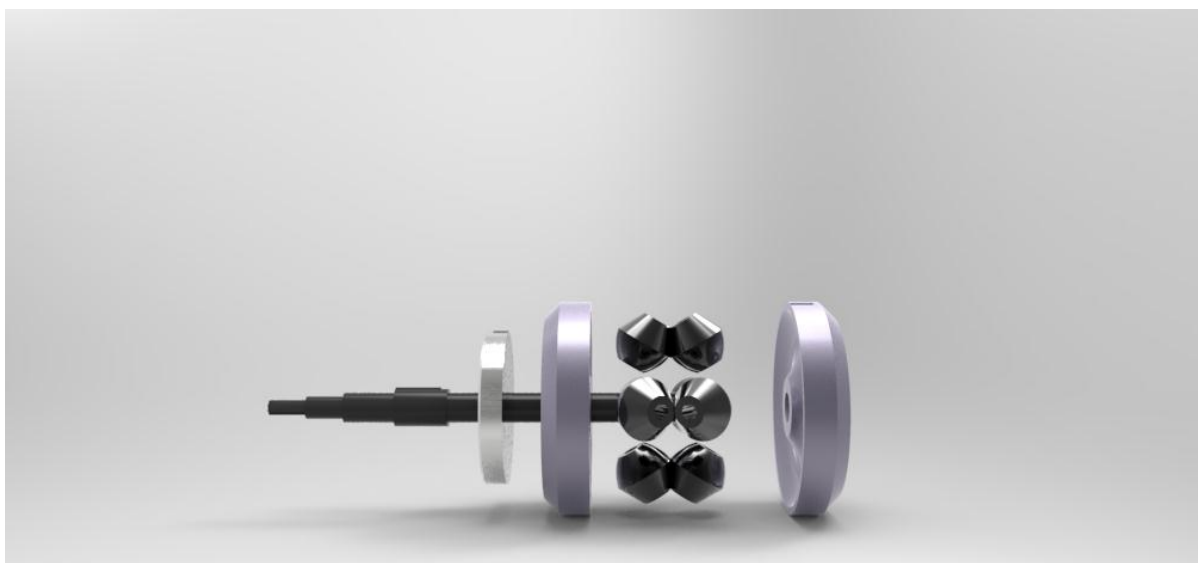
Слика 86. Приказ тороидалне трансмисије са погледом одозго



Слика 87. Приказ тороидалне трансмисије са погледом са стране



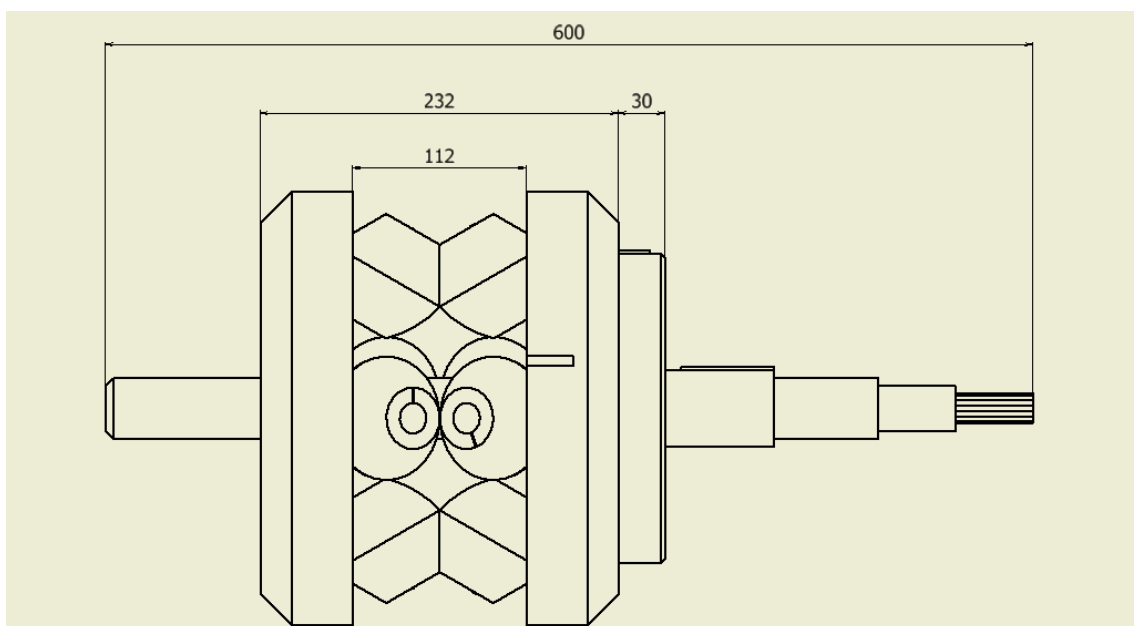
Слика 88. Приказ тороидалне трансмисије



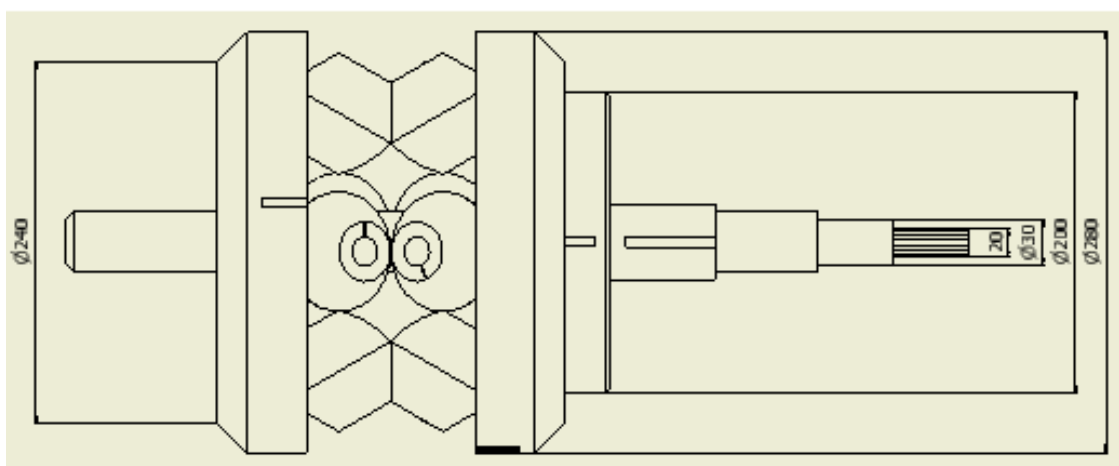
Слика 89. Приказ одвојених елемената тороидалне трансмисије

9.3 Габаритне димензије тороидалне трансмисије

На сликама 90 и 91 приказане су основне габаритне димензије склопа тороидалне трансмисије као што су највећа ширина, висина, пречници улазних и излазних дискова и пречник стезне плоче. Слика 90 приказује димензије тороидалне трансмисије са погледом са стране, док је на слици 91 приказан поглед одозго.



Слика 90. Габаритне димензије тороидалне трансмисије са погледом са стране



Слика 91. Габаритне димензије тороидалне трансмисије са погледом одозго

10. Закључак

Као саставни део преноса снаге на возилу, мењачки преносници имају једну од водећих улога у дефинисању самих перформанси возила. С обзиром на важност улоге у експлоатацији, мењачки преносници представљају део система на ком су иновације, као и додатна побољшања, кључни фактор за нове генерације моторних возила. У раду је истакнуто да комбинована трансмисија представља комплексни систем састављен од механичких делова, хидрауличких склопова и електричних сензора, а самим тим се поузданост смањује због великог броја делова, али се истовремено и повећава увођењем модерних технологија у систему трансмисије. Важно је напоменути и то да се процес иновација комбиноване трансмисије не може посматрати као појединачна целина, већ је за то потребно сагледати свеобухватне саставне делове моторног возила почевши од примењеног мотора, преко осталих делова за пренос снаге.

Како је време у ком живимо, време примене нових материјала, неоспорна је чињеница да је и у области мењачких преносника то један од главних фактора у циљу побољшања саме конструкције трансмисије (боља механичка својства, мање трења, олакшана конструкција...). Применом софтверских пакета за моделирање, као и могућност вршења разних испитивања помоћу истих, омогућава да се сагледају сви параметри једне трансмисије која прелази кроз фазе развоја, и на тај начин да крајњи продукт буде што савршенији пре самог постављања у моторно возило. Чињеницом да и иако сама конструкција није тако једноставна, корисник возила добија једноставно коришћења комбинованог мењача за промене режима вожње, равномерно убрзање, мању буку и потрошњу горива, а то је заправо доказ квалитета конструкцијске изведбе овог мењачког система.

Иако је од првог постављања комбиноване трансмисије у возило прошло више од пола века, иновације као и побољшања су присутна и данас, што указује на већи пораст коришћења и ширу примену у експлоатацији.

11. Литература

- [1] Јанићијевић Н., Јанковић Д., Тодоровић Ј.: Конструкција моторних возила; Машински факултет, Београд, 1988.
- [2] Глишовић Ј.: Конструкција Возила, Методичка збирка задатака са изводима из теорије, Факултет инжењерских наука, Крагујевац 2014.
- [3] Lechner G., Naunheimer H.: Automotive transmissions-Fundamentals, Selection, Design and Application, New York 1999.
- [4] Naunheimer H., Bertsche B., Ryborz J., Novak W.: Automotive transmissions-Fundamentals, Selection, Design and Application; Second Edition; Berlin 2011.
- [5] Pasquier M.: Continuously Variable Transmission Modifications and Control for a Diesel Hybrid Electric Powertrain; SAE International 2004.
- [6] Smith J., Mucino V., Thompson G.: Design and Analysis of Modified Power Split Continuously Variable Transmission; Morgantown, West Virginia 2003.
- [7] Carbone G., Veenhuizen P.A.: Modeling of pulley based CVT systems- Extension of the CMM model with bands-segment interaction; Bari 2007.
- [8] Smith J., Mucino V., Clark N.: A Continuously Variable Power-Split Transmission in a Hybrid-Electric Sport utility Vehicle; Morgantown, West Virginia 2003.
- [9] Vasudev B.R.: Control Oriented Transient-Dynamic Modeling and Simulation of Metal V-Belt CVT; Charlotte 2009.
- [10] Bonsen B.: Efficiency optimization of the push-belt CVT by variator slip control; Eindhoven 2006.
- [11] Rusli A.M: Comparison of Automatic and CVT transmission for a Car Under 1 liter engine; Malaysia-Pahang 2010.
- [12] Ibrahim N.: Optimizacija planetnih prenosnika; Beograd, 1979.
- [13] Yee Han T.: Preliminary design od single rubber belt with electro-mechanical Continuously Variable Transmission (CVT); Malaysia-Pahang 2010.
- [14] Geuns D.: ZF Getriebe N.V. Sint-Truiden- Automatic Gearbox VT1F; Berlin 2003.
- [15] <http://www.ultimatetransmissions.com>- приступљено 12.9.2015.
- [16] H.Lee, K. Han: Continuously Variable Transmission using the Inner Surface of Spherical Rotor and Conceptual Design for the Automotive Transmission; Department of Mechatronics Engineering, Jungwon University, South Korea.