

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Аутомобилско инжењерство

Ниво студија: Мастер студије

Предмет: Системи преноса снаге

Број индекса: 356/2017

Немања Д. Обрадовић

**Хидродинамички мењачи моторних
ВОЗИЛА
Мастер рад**

Комисија за преглед и одбрану:

1. Проф. др Божидар Крстић - ментор

2. _____

3. _____

Датум
одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог мастер рада кандидат треба да изврши:

1. Анализу стања развоја и примене хидродинамичких мењача моторних возила
2. Конструктивна извођења хидродинамичких мењача моторних возила
3. Усаглашавање карактеристика хидродинамичких мењача са карактеристиком погонског агрегата моторних возила
4. Анализа експлоатационо техничких карактеристика моторних возила са уграђеним хидродинамичким мењачем
5. Правци даљег развоја и примене хидродинамичких мењача моторних возила
6. Закључна разматрања

Препоручена литература:

1. Стојковић С.: Прилог истраживању утицаја параметара турбомењача на његове карактеристике, докторска дисертација, Машински факултет, Београд, 1973.
2. Бабић М., Стојковић С., Основе турбомашина-принципи дејства и математичког моделирања, Научна књига, Београд, 1990.
3. Б. Крстић: Теоријско и експериментално истраживање поља брзина и поља притисака у радном простору турбопреносника, докторска дисертација, Машински факултет у Крагујевцу, 1990.
4. Симић Д., Радоњић Р., Келић В.: Моторна возила-хидропреносници у трансмисијама моторних возила, Машински факултет, Крагујевац, 1976.
5. Б. Крстић: Истраживање могућих решења и развој конструкције селектованог решења аутоматског турбозупчастог мењача за привредно возило снаге 75 kW, магистарски рад, Машински факултет, Крагујевац, 1984.
6. Симић Д., Крстић Б.: Истраживање прелазних процеса хидродинамичких преносника, Зборник радова са међународног научно-стручног скупа "ТМ'93", Врњачка Бања, 1993.
7. Крстић Б.: Утицај неких фактора на карактеристике хидродинамичких преносника снаге моторних возила, Зборник радова са међународног научно-стручног скупа, ДЕМИ 2002, Бања Лука, 2002.
8. Крстић Б.: Математичко моделирање карактеристика хидродинамичких преносника снаге за моторна возила у условима нестационарног дејства, Зборник радова са симпозијума "МВМ'96", Крагујевац, 1996.
9. Крстић Б.: Истраживање пригушујућег дејства хидродинамичких преносника у трансмисијама моторних возила, Зборник радова са симпозијума "МВМ'96", Крагујевац, 1996.

Резиме

У оквиру овог рада, извршено је прикупљање, систематизација и анализа података везаних за хидродинамичке преноснике снаге, као и могућности које они пружају у погледу побољшања перформанси и економичности моторних возила. Описана је њихова улога, начин рада, врсте, карактеристике и избор мењача, односно сви битни елементи и конструкцијска решења везана за хидродинамичке мењаче који се примењују на моторним возилима. Приказано је усаглашавање карактеристика хидродинамичких мењача са карактеристиком погонског агрегата моторних возила. На основу статистичке анализе целокупне светске продукције аутоматских хидродинамичко-зупчастих мењача, у раду су приказани њихови основни конструктивни параметри као и распрострањеност појединих концепција и савремених конструктивних решења.

Кључне речи: *Хидродинамички мењачи, моторна возила, преносник снаге, савремена конструктивна решења...*

Abstract

In this work, there were collection, systematization and analysis of data related to hydrodynamical power transmission, as well as the opportunities they provide in terms of improving the performance and economy of motor vehicles. The work this described their role, mode, types, characteristics and choice transmissions are described, all essential elements and construction solutions related to hydrodynamical transmission that are used for motor vehicles. The shown is synchronization characteristic hydrodynamical transmission with the characteristic of a powertrain vehicle. On the basis of statistical analysis of the whole world production of automatic hydrodynamic-gear transmissions, in the paper presents their basic structural parameters as well as the prevalence of individual concepts and modern structural solutions.

Key words: *hydrodynamical transmission, motor vehicles, power transmission, modern solutions...*

Садржај

1. Увод	1
2. Основна теоријска разматрања	2
2.1. Хидродинамичка спојница (ХДС)	2
2.2. Хидродинамички мењач (ХДМ)	7
2.3. Радне карактеристике хидродинамичких преносника снаге	14
3.0. Могућа решења примене хидродинамичких мењача на моторним возилима	29
4.0. Усаглашавање карактеристика хидродинамичких мењача са карактеристиком погонског агрегата моторних возила	38
4.1. Заједнички рад хидродинамичке спојнице и мотора сус	40
4.2. Заједнички рад хидродинамичке спојнице и електромотора	43
4.3. Заједнички рад погонског мотора, хидродинамичке спојнице и моторног возила ...	44
4.4. Заједнички рад хидродинамичког мењача и мотора сус	45
5.0. Оптимизација параметара заједничког рада погонског мотора и хидродинамичкозупчастог мењача моторног возила	48
5.1. Одређивање услова при којима је могућ стабилан рад хидродинамичког мењача и погонског мотора возила	52
5.2. Утицај хидродинамичкозупчастог мењача на економичност моторног возила	54
5.3. Пригушујуће дејство хидродинамичких преносника снаге у моторним возилима ...	56
6.0. Савремена решења аутоматских трансмисија у комбинацији са ХДПС	58
6.1. Аутоматске трансмисије за путничка возила	58
6.1.1. Аутоматска трансмисија ZF 5 HP 30	59
6.1.2. Аутоматска трансмисија ZF 5 HP 24	61
6.1.3. Аутоматска трансмисија Mercedes-Benz 9G-Tronic	63
6.1.4. Аутоматска трансмисија ZF 8 HP	65
6.2. Аутоматске трансмисије за комерцијална возила и аутобусе	68
6.2.1. Аутоматске трансмисије Voith Diwa	69
6.2.2. Систем за управљање DIWA трансмисијама	74
6.3. Аутоматске трансмисије за тракторе	75
6.4. Аутоматске трансмисије за брзоходна гусенична возила	77
Закључак	79

1. Увод

Хидродинамички преносници снаге спадају у групу хидрауличких преносника, који поред механичких елемената за пренос снаге користе и кинетичку енергију флуида који је најчешће, минерално уље. Данас се у моторним возилима, посебно оним са аутоматским трансмисијама, користе две врсте хидродинамичких преносника: хидродинамичка спојница (ХДС) и хидродинамички претварач обртног момента односно хидродинамички мењач (ХДМ). Код ове врсте преносника, радни флуид се јавља као преносник енергије између пумпе (примарни део преносника) и једне или више турбина (секундарни део преносника), при чему се радни флуид креће веома великом брзином при релативно ниским притисцима.

Идеја преноса снаге претварањем хидроенергије у механичку енергију се јавила као последица сложених захтева које није могао да задовољи зупчасти пренос.

Почетком 20. века Hermann Föttinger, је обједињавајући пумпу и турбину унутар једног заједничког флуидног кола, патентирао хидродинамички пренос снаге: хидродинамичку спојницу и хидродинамички трансформатор, односно претварач момента (хидродинамички мењачки преносник) [1].

Од саме појаве ХДПС (хидродинамичких преносника снаге) до данас, њихов развој ишао је узлазном линијом, са интензивним или мање интензивним периодима развоја, да би у последњих неколико деценија доживео нагли развој. У предходном периоду, захваљујући великом броју истраживања у овој области, развијено је много типова ХДПС, и данас је скоро немогуће набројати све типове и израђене моделе намењене за различита места њихове примене.

Примена ХДПС, на моторним возилима, побољшава њихове експлоатационо техничке карактеристике (динамичност, економичност, поузданост, век трајања, капацитет, комплексна удобност, безбедност, проходност и погодност конструкције за одржавање), од којих зависи погодност возила за коришћење при одређеним условима експлоатације. Треба имати у виду да са променом услова коришћења моторних возила и његовог техничког стања долази до промене ових карактеристика.

Треба напоменути да погонске карактеристике мотора не одговарају потребним карактеристикама вуче моторног возила у свим стањима његовог кретања. Због тога се оне морају, на одговарајући начин мењати у облике који одговарају потребама у сваком стању кретања.

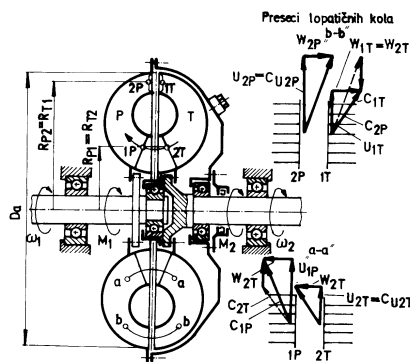
Систем за пренос снаге служи дакле, не само да пренесе снагу од мотора до погонских точкова, са што мање губитака, него и да изврши промену облика погонских карактеристика мотора. Њиховом применом усклађује се обртни момент и снага мотора са потребном снагом и обртним моментом на погонским точковима, при различитим условима коришћења моторног возила [2].

2. Основна теоријска разматрања

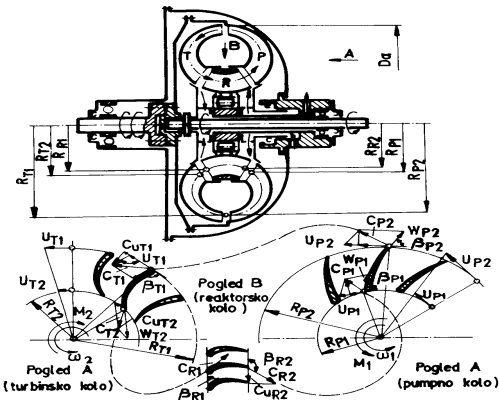
Самим почетком развоја моторних возила чињени су напори да се реализује мењач са континуалном променом степена преноса којим би се постигло континуално прилагођавање потребне вучне силе мотора укупним отпорима кретања возила у свим условима. Такође настојало се да такав мењач буде аутоматски. Тај проблем успешно се решава применом хидродинамичких преносника снаге (ХДПС).

Дакле, савремене хидродинамичке трансмисије у основи имају један од хидродинамичких склопова: хидродинамичку спојницу или хидродинамички мењач. Хидродинамичка спојница се састоји од пумпног и турбинског кола. Спојница нема могућност трансформације параметара: моменти на пумпном и турбинском колу су једнаки ($M_1 = M_2$), а број обртаја турбине је мањи од броја обртаја пумпе услед појаве клизања, које настаје као последица губитака механичке енергије у струји флуида. Хидродинамички мењач представља агрегат сложеног физикалног процеса у коме радни флуид струји великом брзином при релативно малим притисцима. Он врши континуалну трансформацију кинематских динамичких параметара (у одређеном дијапазону може да оствари бесконачно много преносних односа) и што је веома повољно, аутоматски подешава преносни однос тренутном радном оптерећењу. Веома је важно напоменути да се у овом склопу трансформација параметара врши без прекида тока снаге [1].

Конструктивно извођење са кинематиком кретања флуида у радном простору, ХДС приказано је на слици 1, а ХДМ на слици 2.



Слика 1. Шема хидродинамичке спојнице са кинематиком кретања флуида у њеном радном простору [2]



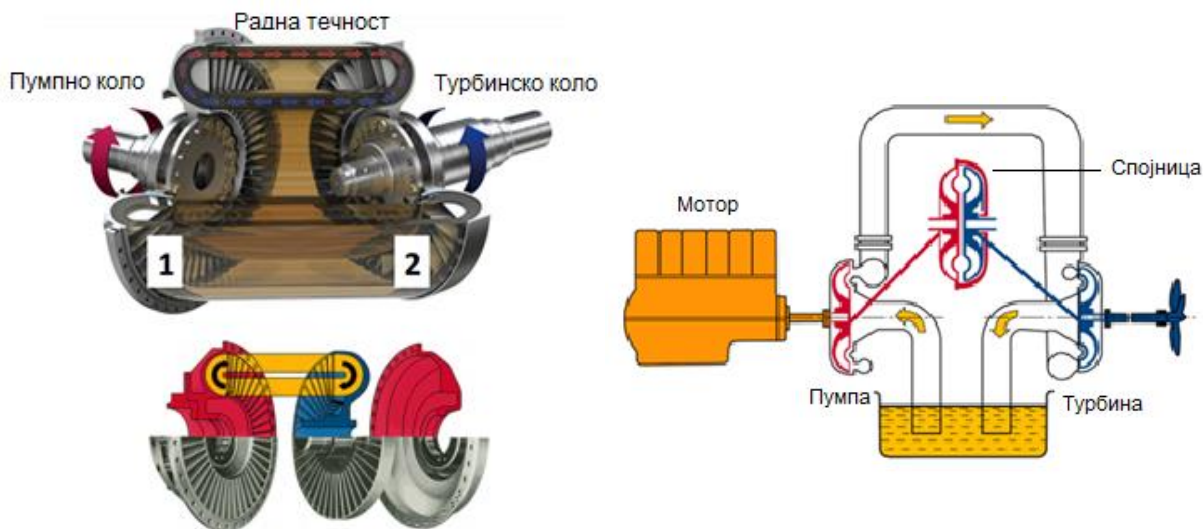
Слика 2. Шема хидродинамичког мењача са кинематиком кретања флуида у његовом радном простору [2]

2.1. Хидродинамичка спојница (ХДС)

Хидродинамичка спојница се, како је речено у претходном делу рада, састоји из два основна елемента (кола): 1- пумпног (П) и 2- турбинског (Т), смештених у заједничком кућишту. Кућиште се најчешће спаја са пумпним колом, а преко њега са коленастим вратилом мотора, док се турбинско коло спаја са излазним вратилом спојнице [1].

Убрзавајући се у пумпном и успоравајући се у турбинском колу, радни флуид преноси снагу са погонског на гоњено вратило ХДС без механичких контаката.

На слици 3 приказан је изглед спојнице и начин струјања радног флуида од пумпе према турбини.



Слика 3. ХДС спојница и смер струјања радног флуида [13]

Хидродинамичку спојницу треба пројектовати тако да при празном ходу момент ношења буде што мањи уз повећање брзине обртања пумпног кола и бржи пораст момента, како би се обезбедиле што повољније стартне карактеристике уз мала клизања што обезбеђује добру економичност у потрошњи горива.

ХДС треба, с једне стране, да има довољно велике димензије да своју функцију обавља поуздано са веком који треба да буде дужи од других склопова возила, а с друге, да буде што мања како би заузела што мање простора.

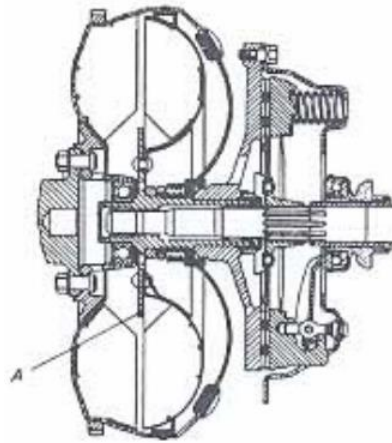
Конструкција ХДС треба да је таква да омогући једноставну и не скупу технологију у производњи. Сви ови захтеви условававају потребу прављења компромиса при њеној конструкцији.

ХДС се граде у два основна облика: са торусном шупљином, између пумпног и турбинског кола (у којој нема циркулације уља) и без ове шупљине [1].

Код хидродинамичких спојница без торусне шупљине при раду мотора на празном ходу, када се сва енергија претвара у топлоту, може доћи до појаве кавитације, која се манифестује буком и скоковима обртног момента. Како би се избегла ова појава развијена су нека решења код којих се иде на већи притисак пуњења спојнице. Услед тога, да би се спречило прегревање уља, а тиме и његова бржа деградација неопходно је његово хлађење. То се постиже одређеним изменама уља у ХДС, чији се број измена креће од 0,5 до 3 измене у минути што зависи од услова и режима рада.

Једно решење хидродинамичке спојнице без торусне површине приказано је на слици 4. Код ове спојнице постоји додатни простор између турбинског дела и кућишта и који служи као резервоар уља. Његова улога је да спречи прекомерно повећање притиска при загревању уља и што је још важније омогући преношење малог обртног момента на празном ходу мотора. Ово се постиже на тај начин, што се при малим бројевима обртаја већи део уља слива у резервоар, па не учествује у преношењу обртног момента [1].

Да би се овај ефекат повећао, на унутрашњем пречнику торуса турбине поставља се један прстен А, (слика 4) који омета циркулацију уља при нижим бројевима обртаја.



Слика 4. Хидродинамичка спојница без торусне шупљине [4]

Како би извршили потпуно одвајање мотора од трансмисије при промени степена преноса, ХДС се може користити и у комбинацији са фрикционом спојницом. Међутим, да би се ово раздвајање постигло и без фрикционе спојнице, ХДС се граде са могућношћу пражњења уља при промени степена преноса [1].

На тај начин се остварује ткзв. “чисто” одвајање мотора од трансмисије. Ово пражњење и пуњење уља се врши помоћу одређених хидрауличких компонената (пумпе, разводника и вентилских уређаја).

За правилан рад овакве ХДС треба обезбедити:

- Адекватну запремину спојнице,
- Брзо пуњење и пражњење,
- Довољан капацитет пумпе,
- Мале губитке снаге при високим бројевима обртаја применом пумпе променљивог протока и
- Довољно велики пресек испусног вентила.

Самим повећањем пуњења спојнице повећава се снага и обртни момент који ХДС може да пренесе, али се пуњење због самог процеса ширења уља ограничава на 80 - 85% радне запремине.

Нормално проклизавање спојнице при номиналном обртном моменту мотора и угаоној брзини није веће од 2 – 3% за наведене вредности пуњења [1].

Преносни однос спојнице се дефинише као однос улазне и излазне угаоне брзине (броја обртаја) и дефинише се следећим изразом:

$$i_{HDS} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{n_{tu}}{n_{pu}} \quad (1)$$

Клизање које се јавља при раду спојнице представља релативно кашњење турбинског кола у односу на пумпно и изражава се односом:

$$S = \frac{n_1 - n_2}{n_1} = 1 - \frac{n_2}{n_1} = 1 - i_{HDS} \quad (2)$$

Степен искоришћења хидродинамичке спојнице дефинише се односом снага на излазном и улазном вратилу:

$$\eta_{HDS} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_{tu}}{P_{pu}} = \frac{M_2 \cdot \omega_2}{M_1 \cdot \omega_1} = \frac{M_1 \cdot n_2}{M_1 \cdot n_1} = \frac{n_2}{n_1} = i_{HDS} \quad (3)$$

Пренесени обртни момент зависи од више параметара и због тога се мора дефинисати ткзв. бездимензионална карактеристика момента λ , која је дата изразом:

$$\lambda = \frac{M}{\rho \cdot R_c^5 \cdot \omega_1^2} \quad (4)$$

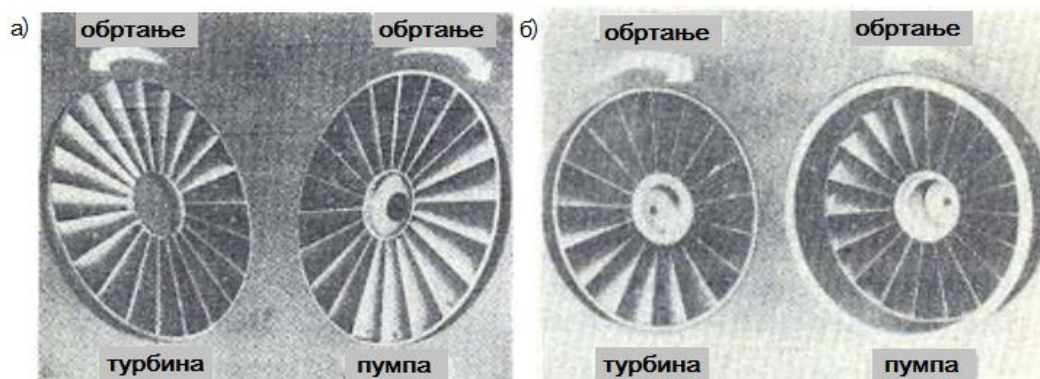
где је:

ω_1 – улазна угаона брзина,
 R_c – полупречник циркулације и
 ρ – густина радног флуида.

Промена ове величине у зависности од преносног односа је иста за све геометријски сличне спојнице, без обзира на величину, број обртаја мотора и примењени радни флуид.

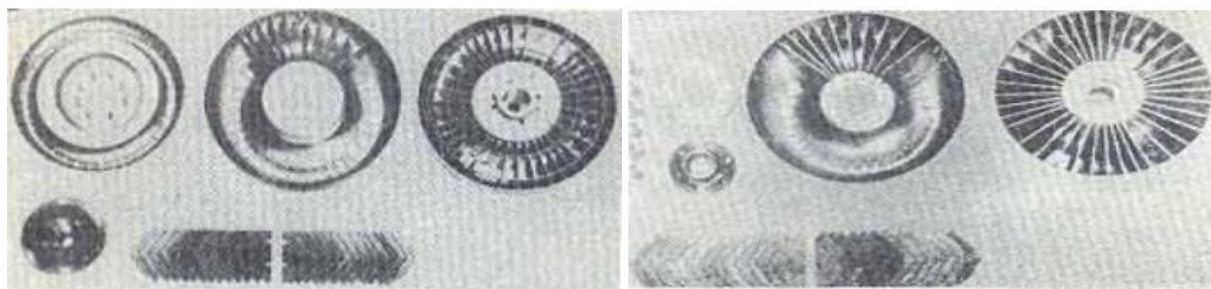
При конструкцији хидродинамичких спојница посебну пажњу треба посветити облику, броју и положају лопатица у самој спојници. У пумпном и турбинском колу налази се одређен број лопатица чији је положај и облик код појединих решења ХДС различит. Почетне ивице лопатица су увек праве [1]. Међутим, површине лопатица могу да буду равне и да се поклапају са уздужном осом или да су у односу на њу под неким углом, слика 5а. Осим тога, ХДС се граде и са хеликондалним обликом лопатица, слика 5б.

Постављањем лопатица хеликондалног облика капацитет у погледу преношења обртног момента се може знатно повећати.



Слика 5. Облик лопатица хидродинамичке спојнице: а-са правим лопатицама, б-са хеликоидним лопатицама [4]

Хидродинамичке спојнице се када обртно коло са лопатицама представља недељиву целину израђују ливењем од легура алуминијума или се израђује од лима пресовањем када се лопатиче израђују посебно, па се обртно коло склапа. Израда пресовањем се више користи због мањих трошкова производње, а и због тога што се остварује флексибилнија конструкција. Спајање лопатица за торусни део обртног кола врши се или једноставним повијањем крајева који пролазе кроз прорезе у торусном делу или, када се жели чвршћа конструкција, тврдим лемљењем [4]. Изглед елемената и склопова обртних кола израђених пресовањем види се на следећим слици 6.



Слика 6. Изглед елемената и склопова обртних кола израђених пресовањем [4]

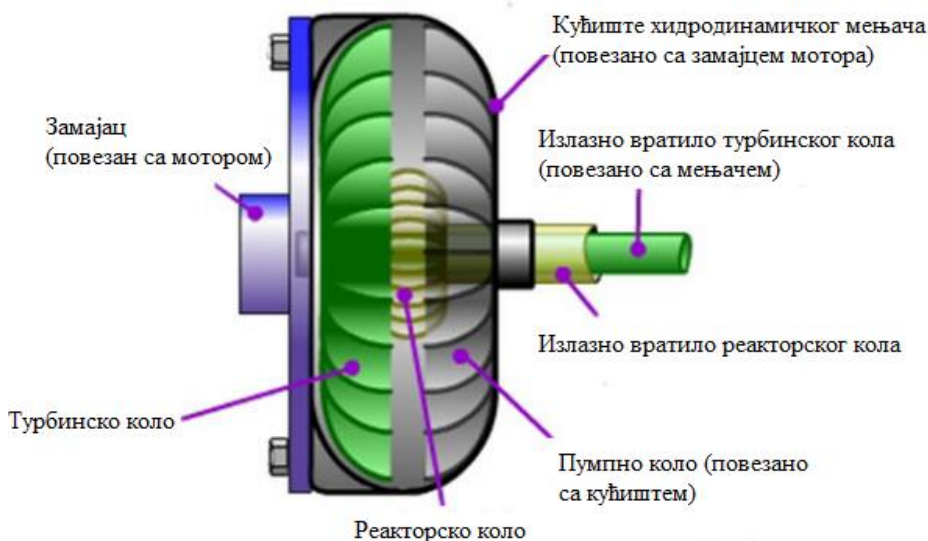
Ако се у оба обртна кола налази исти број идентичних и једнако постављених лопатица може доћи до појаве торзионих вибрација и буке. Постоје два начина да се ово избегне. Први је да се лопатиче неједнако поставе, а други да се број идентично и једнако постављених лопатица у пумпном и турбинском колу разликује за једну или две лопатиче. Први начин има ту предност што оба обртна кола могу да буду идентична што поједностављује производњу. Други начин се примењује у случају ако се конструкцијска решења оба кола доста разликују, а посебно ако се једно од обртних кола израђује ливењем.

Обртно коло обично има 1 до 1,2 лопатице по 1 cm номиналног пречника. Дебљина лопатица зависи од захтева у погледу чврстоће или од начина израде. Лопатице израђене пресовањем од челичног лима дебеле су 1,0 до 1,25 mm.

Када се обртно коло лије од легуре алуминијума онда дебљина највише зависи од могућности доброг попуњавања калуца, па дебљина лопатица обично износи око 1,5 mm са ливачким нагибом 1 до 2° [4].

2.2. Хидродинамички мењач (ХДМ)

Хидродинамички мењач је најсложенија турбомашина, која се састоји из три или више лопатичних кола и преноси механичку енергију посредством радне течности у њему. За разлику од ХДС најједноставнији хидродинамички мењач (ХДМ), као што је познато, састоји се од три основна склопа, пумпног, турбинског и реакторског кола, који раде у затвореном колу. Пумпно коло покреће мотор, док је турбинско спојено за излазно вратило. Данас се скоро искључиво користе ХДМ код којих је реакторско коло спојено са кућиштем преко једносмерне спојнице (што значи са применом тзв. Trilok принципа). Оваква веза реакторског кола са кућиштем тј. са непокретним делом ХДМ обезбеђује рад у два режима: прво, као мењача, а при изједначавању угаоних брзина пумпног и турбинског кола као хидродинамичке спојнице [1].



Слика 7. Хидродинамички мењач (4)

Принцип рада ХДМ се заснива на томе што погонски мотор окреће његово пумпно коло. Лопатице пумпног кола дејствују на радну течност тако да она врши сложено кретање, односно обрће се заједно са пумпним колом и тече у међулопатичним каналима, од улаза у коло до излаза из њега. Изалазећи из пумпног кола, течност улази у турбинско коло и у њему мења правац кретања.

Истовремено брзина течности опада предајући своју струјну енергију турбинском колу, која се у виду механичке енергије предаје гоњеној машини. Настављајући циркулацију кроз реактор, течност мења правац струјања. При томе ово лопатично коло мирује и прима на себе реактивни момент "одупирући" се дејству радне течности [4]. Отуда и његов назив - реактор.

Ако се занемаре губици укупна енергија радне течности у реакторском колу се не мења, већ се врши прерасподела између кинетичке и потенцијалне енергије. Ако је ова прерасподела у прилог кинетичке енергије, онда је обртни момент турбинског кола већи од обртног момента пумпног кола и обратно, а што зависи од режима на коме ХДМ ради.

Како је промена режима рада континуална, континуална је и промена обртног момента ХДМ. На тај начин овај механизам дејства омогућује континуалну промену обртног момента и угаоне брзине, и то представља основно својство ХДМ које му даје могућност врло широке примене [4].

Максималним могућим скретањем радног флуида, унутар заустављеног турбинског кола, ограничена је величина обртног момента који се може пренети. Најнижа вредност обртног момента турбинског кола постиже се онда, када радна течност струји кроз ово коло са минимално могућим скретањем. Да би се избегла појава кавитације у радном простору ХДМ остварује се притисак радне течности у њему. Вредност овог притиска зависи од типа и габарита хидродинамичког мењача. На слици 8, приказан је пресек хидродинамичког мењача [4].



Слика 8. Пресек хидродинамичког мењача

Хидродинамички мењач такође поседује и особину саморегулације, односно аутоматске измене преносног односа при промени оптерећења, како би се одржао најповољнији режим рада погонског мотора и обезбедило рационално коришћење његове снаге, што је приоритетан захтев који истиче експлоатација моторних возила.

Основне карактеристике ХДМ, који се користе у трансмисијама моторних возила су:

- Промена излазног момента и броја обртаја врши се континуално и потпуно аутоматски, зависно од оптерећења излазног вратила;
- Побољшава вучне карактеристике возила;
- Врши благ безударни пренос снаге са мотора на погонске тачкове возила и пригушује осцилације;
- Олакшава руковање и управљање возилом;

- Одржава рад мотора у оптималном режиму;
- Повећава век трајања свих делова који преносе снагу, захваљујући нарочито безударном преносу снаге и пригушивању осцилација;
- Омогућује боља динамичка својства возила;
- Олакшава аутоматизацију промене степена преноса у зупшастом делу ХДЗМ;
- Обезбеђује већу поузданост коришћења возила;
- Обезбеђује смањење шума, ударних оптерећења, вибрација и уопште повећава комфор коришћења моторних возила [1].

Примена ХДМ је много већа од примене ХДС у градњи моторних возила. Пошто ХДПС не могу да обезбеде неопходне кинематске, динамичке и економске показатеље какве захтевају различити услови експлоатације моторних возила комбинују се са зупчастим мењачима и на тај начин чине хидродинамичкозупчате мењаче (ХДЗМ). При томе ХДПС врши функцију континуалне промене брзине и обртног момента, а зупчати мењач проширује интервал тих промена, уз задовољавајући коефицијент искоришћења [3].

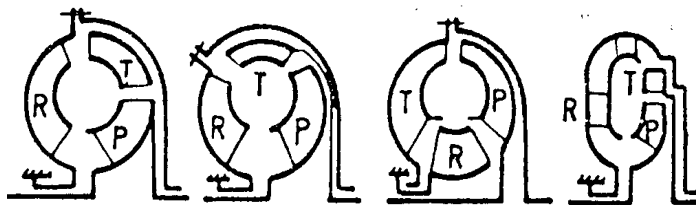
2.2.1. Подела хидродинамичких мењача

У зависности од услова рада ХДМ и захтева који се пред њим поставља ови мењачи могу имати различита конструктивна извођења [2]. У зависности од тога, да ли је могуће окретање реакторског кола или не, разликују се:

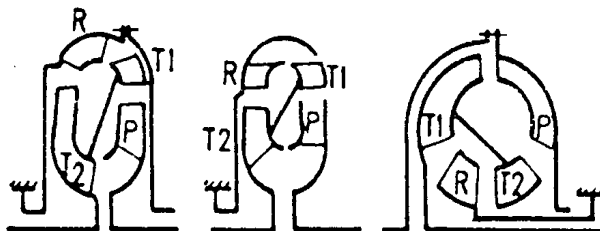
- некомплексни;
- сложени-комплексни ХДМ.

Према броју турбинских кола у радном простору разликују се:

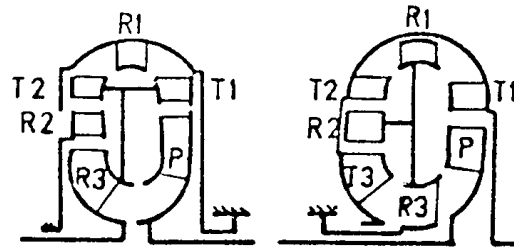
- једностепени (Слика 9),
- двостепени (Слика 10) и
- вишестепени (Слика 11) ХДМ.



Слика 9. Шеме једностепених хидродинамичких мењача [2]



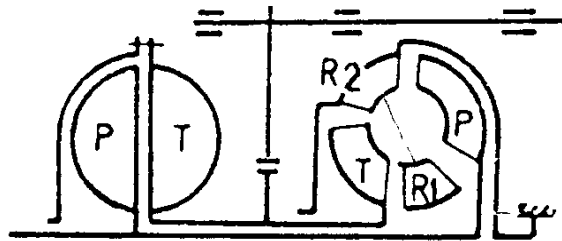
Слика 10. Шеме двостепених хидродинамичких мењача [2]



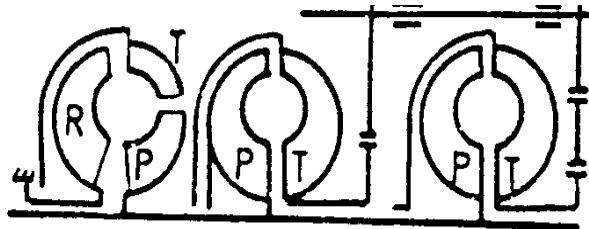
Слика 11. Шеме тростепених хидродинамичких мењача [2]

Према броју циркулационих површина разликују се:

- једноциркулациони (Слика 9) и
- вишециркулациони (Слике 12 и 13) хидропретварачи снаге, односно хидромењачи.

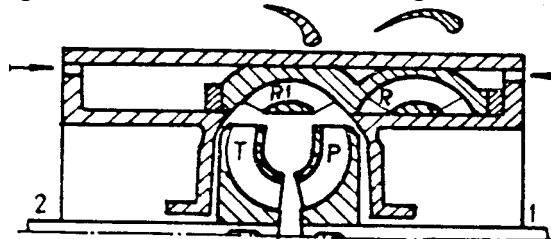


Слика 12. Шеме двоциркулационих хидродинамичких преносника снаге [2]



Слика 13. Шеме вишециркулационих хидродинамичких преносника снаге [2]

Хидродинамички мењач са померљивим усмереним апаратом (слика 14), није нашао велику примену због свог релативно ниског степена корисности.

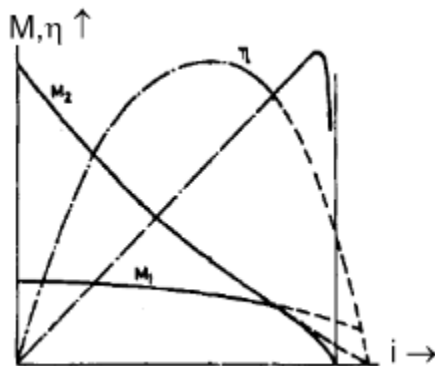


Слика 14. Шема реверзибилног хидродинамичког мењача [2]

Постоје конструкције и са другим облицима кола и другим редоследом протицања радне течности кроз њих. Што се тиче редоследа протицања, постоје две основне шеме циркулације течности кроз мењач. Према једној, течност струји смером пумпа-турбина-реактор (ПТР), док је у другом случају смер циркулације пумпа-реактор-турбина (ПРТ) [2].

Ради обезбеђења већег преносног односа или боље прилагодљивости промени радног режима примењују се ХДМ са више турбинских и/или реакторских кола (слике 10, 11). Уградњом механичких једносмерних спојница, у одређеним радним подручјима, прекида се веза између спроводног апарата-реактора и кућишта хидродинамичког мењача, чиме се омогућује боља прилагодљивост промени радних режима и остварење већег степена корисности у широком подручју експлоатације. Ови ХДМ називају се и комплексни или сложени, јер у једном делу радног подручја раде као ХДМ, а у другом као ХДС. Сложени ХДМ могу имати не само више турбинских и реакторских кола, већ и више пумпних кола [2].

Важно је напоменути да комплексни ХДМ обједињују карактеристике ХДМ и ХДС на тај начин што при ниским преносним односима, када је $M_T > M_P$, он ради као ХДМ, а када се моменти на пумпном и турбинском колу изједначе ($M_T = M_P$), аутоматски услед промене смера хидрауличког момента, ослобађа се веза усмереног апарата-реактора са кућиштем, захваљујући једносмерној спојници, те ХДМ онда ради као ХДС. Реакторско коло се на том режиму или слободно обрће или се аутоматски закачиће за пумпно или турбинско коло и постаје њихов саставни део. Применом оваквих хидродинамичких мењача се у великој мери проширује област њиховог рада са високим степеном корисности (слика 15) [2].



Слика 15. Радне криве комплексног хидродинамичког мењача [2].

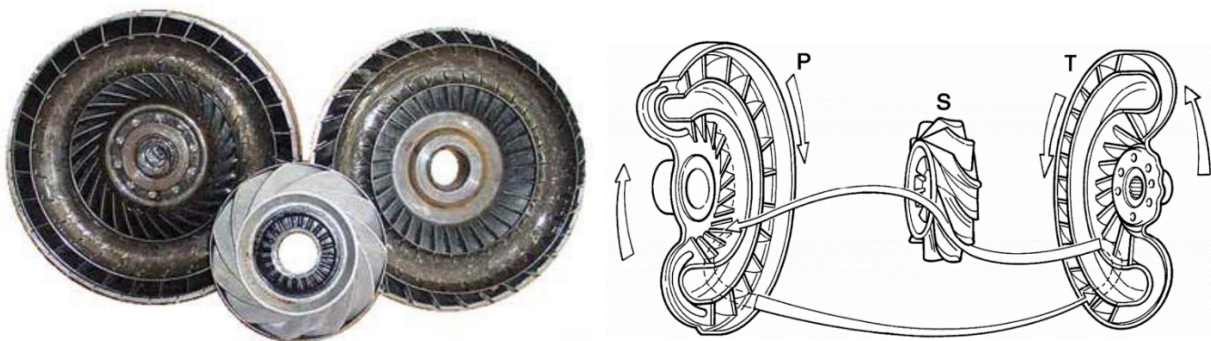
Проширење области рада ХДМ, са високим вредностима степена корисности, може се постићи и блокирањем (остваривањем механичке везе улазног и излазног вратила ХДМ) у тренутку када степен корисности почиње да опада. Блокада се најчешће остварује одговарајућим фрикционим механизмом.

Један од важнијих захтева, поред захтева за што мањим габаритима, који се поставља пред ХДМ је висок степен корисног дејства у радној зони (при $i=0,4$ до $0,8$) не мањи од $0,84$. Пракса је показала да овом захтеву најбоље одговара једностепени комплексни ХДМ са центрипеталним турбинским колом и симетрично постављеним радним колима. Зона рада, са степеном корисности већим од $0,8$ у ХДМ са центрипеталном турбинским колом, шири је него у ХДМ других типова. Код ХДМ са центрифугалним или аксијалним турбинским колом преносни однос најчешће се креће у границама $0,65$ до $0,8$.

При изради лопатица хидродинамичког мењача посебну пажњу треба обратити на облик, положај као и улазни, а нарочито излазни угао лопатица, јер они имају веома битан утицај

на карактеристике ХДМ. Тако, например, повећање излазног угла пумпног кола повећава преносни однос при поласку возила из места, тј. када је турбинско коло непокретно. Међутим, при томе се смањује максимална вредност степена корисног дејства. Као оптимална вредност излазног угла лопатица турбинског кола препоручује се угао од 150° , док се за лопатице реакторског кола препоручује излазни угао од 20° до 25° , при чему се обезбеђује минимални преносни однос при поласку, а већа вредност максимума степена корисног дејства [6].

За разлику од ХДС код ХДМ лопатице сва три кола нису праве него су хеликондалне (слика 16).

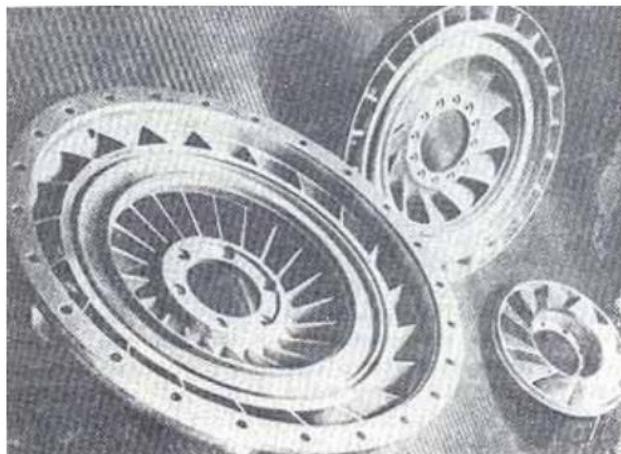


Слика 16. Облик и положај лопатица код ХДМ [4]

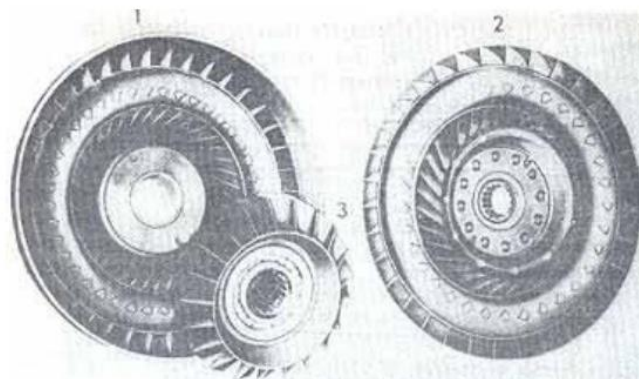
Број лопатица пумпног и турбинског кола мора да се одреди на основу компромиса између рада ХДМ као мењача и као спојнице. За добру функцију хидромењача у режиму рада спојнице потребно је 2 до 2,5 пута више лопатица у односу на режим рада као мењача. Груба оријентација је да однос између корака на изласку средње струјнице из кола и радијалног растојања између лопатице и уласка и изласка на путањи средње струјнице треба да буде 0,46.

Да би се спречиле вибрације и бука, као и код ХДС, и овде се иде на различит број лопатица пумпног у односу на турбинско коло. Код реакторског кола горе наведени однос требало би да буде 0,54. Оптималан број лопатица у сва три кола може да се одреди само на основу испитивања са различитим комбинацијама броја лопатица. У уобичајеним конструкцијама ХДМ лопатице су непокретне, тј. имају фиксни положај. У комплекснијим ХДМ користе се лопатице са променљивим положајем (промена углова). Искуство показује да при томе треба бити обазрив, с обзиром на могућност стварања већег отпора току уља [.

Што се тиче попречног пресека лопатица утврђене су извесне предности примене аеродинамичког профила, нарочито на нижим бројевима обртаја. Међутим, ове предности код пумпног и турбинског кола нису толике да оправдавају губитке у протоку уља и, што је важније, знатно веће трошкове израде већих серија. Полазећи од тога и досадашњег искуства препоручује се израда сва три кола ливењем од легура алуминијума (слика 17), када су у питању мање серије. Али при производњи у већим серијама најприкладнија је израда пресовањем из лима за пумпно и турбинско коло и то посебно лопатица (које су константне дебљине) које се постављају на пумпно и турбинско коло који су, такође, отпресци, док се и у том случају препоручује одливање реакторског кола са лопатицама аеродинамичког профила, (на слици 18 приказани су: 1-пумпно, 2-турбинско и 3-реакторско коло) [4].



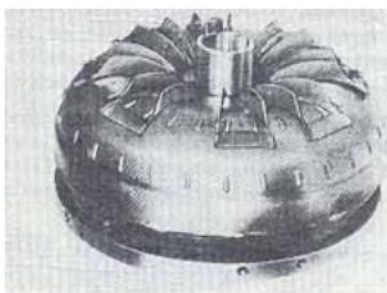
Слика 17. *Израда ХДМ ливењем од легуре алуминијума [4]*



Слика 18. *Израда ХДМ пресовањем из лима (пумпно и турбинско) и ливењем (реакторско коло) [4]*

Обртна кола израђена од отпресака карактеришу се ниском ценом израде, добром обрадом површина, али скупим алатима. Код ливених обртних кола су ове карактеристике управо обрнуте. Код израде пресовањем лопатице имају испусте који улазе у прорезе обртних игла, па се врши савијање врхова испуста или се, као и код ХС врши тврдо лемљење. Дебљина лима који се примењује за пресовање креће се у области од 0,75 до 1,2 mm.

Један од важнијих проблема који је неопходно да се решава при развоју ХДМ је проблем хлађења. Веома велико клизање, односно нижи степен корисног дејства при поласцима, односно у периоду залета условљавају загревање уља и целог хидродинамичког мењача. Код ХДМ намењених за примену на лакшим путничким и теретним возилима, мањих снага проблем одвођења топлоте решава се на тај начин што се са спољне стране пумпног или турбинског кола постављају лопатице које имају ефекат вентилатора (слика 19) [4].



Слика 19. *Решење хлађења хидродинамичког мењача [4]*

Код ХДМ који се израђује пресовањем то се решава израдом додатних лопатица које се учвршћују на спољну страну пумпног или турбинског кола.

У случају да се обртна кола израђују ливењем онда се на спољној страни остављају ребра, а уз то се погодним обликовањем облоге омогућује довољна циркулација ваздуха.

Код примене мењача за пренос већих снага и за теже услове рада неопходно је одвођење уља из мењача, његово хлађење у посебном хладњаку уз помоћ система за хлађење мотора и затим поновно враћање у ХДМ. Најбоље је да се уље одводи на месту изласка из турбине, а да се враћа на месту уласка у пумпно коло.

Обрнута места одвода и довода уља драстично смањују проток уља а у одређеним режимима броја обртаја могу чак и да га потпуно прекину. Отвори за одвод и довод уља треба да су тако димензионисани да брзина тока уља не пређе вредност од 4,5m/s. Број измена уља се одређује на основу количине развијене топлоте коју треба одвести.

Због потребе да се спречи кавитација и смањи бука при раду ХДМ врши се, помоћу посебне пумпе, стално пуњене мењача са притиском од 1,3 до 4,0 bar-а. Обично је то иста пумпа која обезбеђује циркулацију уља за његово хлађење. Уље за ХДМ не врши само улогу преносника снаге него служи и за подмазивање и хлађење, а долази у контакт и са другим елементима у склопу мењача (лежајеви, зупчаници, вишеламеласте спојнице, тракасте кочнице, вентили и др.). Због тога уље треба да има добре особине подмазивања, да је отпорно на оксидацију и пенушање, да има висок индекс вискозности како би одржало потребну вискозност у целој области температура [6].

2.3. Радне карактеристике хидродинамичких преносника снаге

Радна тачка спреге пумпног и турбинског кола за одређене вредности броја обртаја пумпног и турбинског кола, налази се у пресеку њихових одговарајућих карактеристика напора.

Улазни параметри ХДПС (M_n и ω_n) везани су за његово улазно вратило, а излазни параметри (M_t и ω_t) за излазно вратило. Улазне карактеристике дефинишу међусобне зависности улазних параметара, а излазне карактеристике излазних параметара. Постоји велики број различитих карактеристика хидродинамичког преносника снаге. Основне су ткзв. спољашње и унутрашње карактеристике [2].

Спољашње карактеристике ХДПС представљају следеће зависности:

- коефицијент момента пумпног (λ_n) и турбинског (λ_t) кола,
- коефицијент промене обртног момента (K),
- коефицијент корисног дејства (η),
- прозрачност (Π) и
- кинематски радни дијапазон режима рада ХДПС (d).

Прве три наведене карактеристике представљају бездимензионалне величине и као такве важе за целу фамилију сличних хидродинамичких преносника снаге. Док се као допунске карактеристике ХДМ користе прозрачност (Π) и кинематски радни дијапазон режима рада (d).

Унутрашње карактеристике ХДПС представљају зависности:

- протока од преносног односа $V=V(i)$,
- напора пумпног кола од преносног односа $Y_p = Y_p(i)$ и
- напора турбинског кола од преносног односа $Y_t = Y_t(i)$.

Спољашње и унутрашње карактеристике ХДПС формирају се прорауном. Њихове стварне вредности могу се добити само експерименталним путем. При реализацији ХДПС мора се строго водити рачуна о добијању жељених карактеристика, уз најмање губитке енергије, у што ширем дијапазону радних режима. То се постиже првенствено правилним дефинисањем радног простора и правилним избором геометријских параметара [2].

Коефицијент корисног дејства (η), карактерише пре свега енергетска својства ХДПС, и може се изразити у облику:

$$\eta = M_T \omega_T / M_P \omega_P = K \cdot i = K \cdot (1 - s) = K(1 - ((\omega_P - \omega_T) / \omega_P)) = \eta(i) \quad (5)$$

Коефицијенти момента пумпног (λ_P) и турбинског (λ_T) кола показују утицај хидродинамичког преносника снаге на мотор и како он прима оптерећење од потрошача снаге [2]. Ови коефицијенти су у општем случају, нелинеарне функције од преносног односа ХДПС, и за стационарни режим рада изражавају се у облику:

$$\lambda_P = \lambda_P^s = \frac{M_P}{\rho \cdot \omega_P^2 \cdot D_a^5} \quad (6)$$

$$\lambda_T = \lambda_T^s = \frac{M_T}{\rho \cdot \omega_T^2 \cdot D_a^5} \quad (7)$$

Коефицијент промене обртног момента (К) представља однос обртних момената турбинског и пумпног кола, у функцији од преносног односа ХДМ и за стационарни режим рада, изражава се у облику:

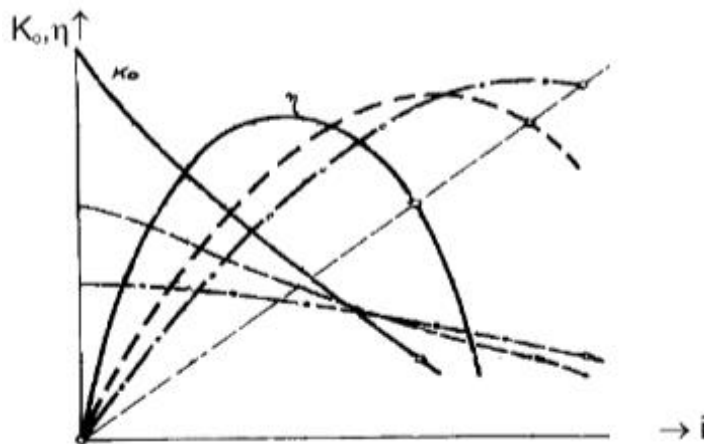
$$K = K^s = K(i) = M_T / M_P = \lambda_T / \lambda_P \quad (8)$$

Код ХДС дефинише се тзв. коефицијент преоптерећења, који се може представити изразом:

$$K = \lambda_{\max} / \lambda_{\text{nom}} \quad (9)$$

На основу теоријских и експерименталних истраживања поља брзина и поља притисака у радном простору ХДПС могуће је доћи до аналитичких израза за λ и K . Ове карактеристике зависе од геометријских, кинематских и хидродинамичких показатеља ХДПС.

Савремене конструкције хидродинамичких преносника снаге имају коефицијент оптерећења $K \leq 5$, док максимална вредност односа излазног и улазног обртног момента ХДЗМ, захваљујући примени зупчастих мењача, износи 15-18. Утицај карактеристике коефицијента промене обртног момента ХДМ (K) на карактеристику степена искоришћења (η) ХДМ приказан је на слици 20. Може се уочити да повећање максималне вредности коефицијента промене обртног омената ($K_0 = K_{\max}$) неповољно се одражава на карактеристику степена искоришћења [2].



Слика 20. Утицај карактеристике коефицијента промене обртног момента, при стартном режиму (K_0) на карактеристику степена искоришћења ХДМ [2].

Одређивање карактеристика ХДПС за моторна возила може се извршити и на основу података добијених истраживањем на пробном столу.

Мерењем вредности обртних момената на улазном и излазном вратилу ХДПС, као и њихових угаоних брзина обртања долази се до података потребних за цртање бездиманзионалних статичких и динамичких карактеристика ХДПС.

При малим променама режима рада динамичке карактеристике хидродинамичких преносника снаге се скоро не разликују од статичких, док се при великим променама режима рада (врло интензивним прелазним процесима) величина промене кинетичке енергије је знатна, долази до смањења могућности преношења снаге ХДПС, што условљава вибрације турбинског излазног кола. У овом случају, динамичке карактеристике знатно одступају од статичких.

Прелазни процеси у ХДПС зависе од геометријских параметара, режима рада и величина угаоних убрзања (успорења) лопатичних кола. Интензитет прелазних процеса увећава се са умањењем пуњења ХДПС и угаоне брзине обртања пумпног кола и при повећању преносног односа.

Да би се исправно могло судити о величини разлике између статичких и динамичких карактеристика ХДПС, неопходно је спровести теоријска и експериментална истраживања поља брзина и поља притисака у њиховом радном простору [2].

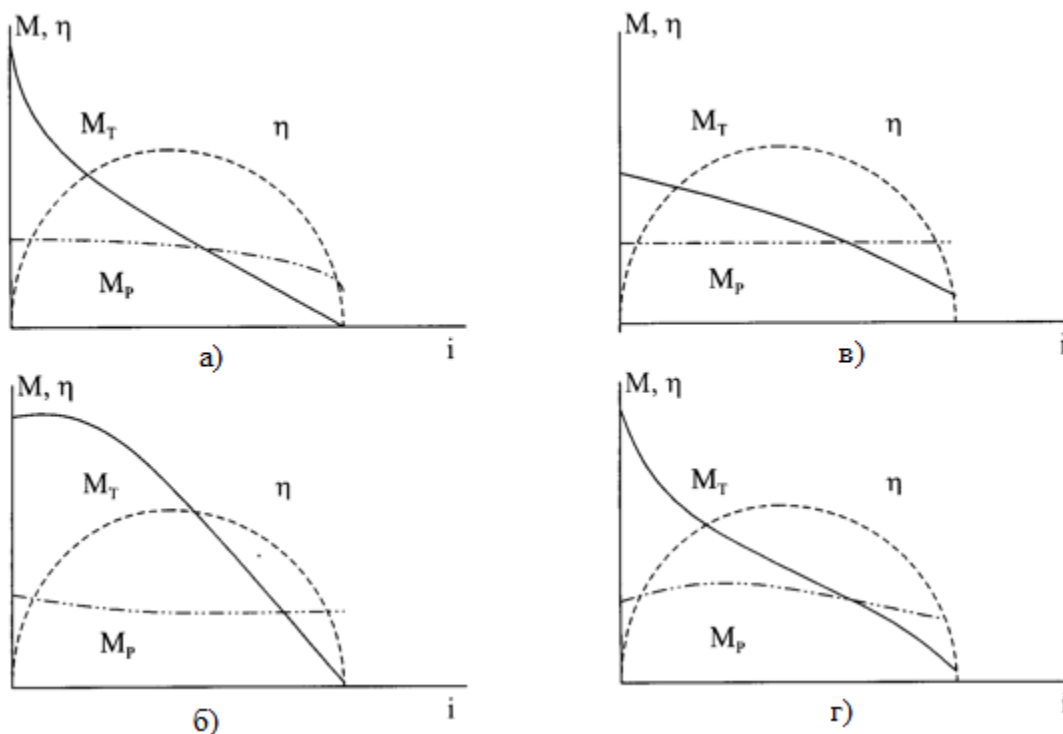
Прозрачност ХДМ (Π) представља спољашњу карактеристику која показује промену обртног момента пумпног кола зависно од промене обртног момента турбинског кола. Најчешће представља вредност те промене у интервалу од стартног режима до тренутка када ХДМ прелази на режим рада ХДС.

Тачније речено коефицијентом прозрачности оцењује се степен прозрачности ХДМ. Он се најчешће дефинише као однос момента на вратилу пумпног кола, при заустављеном турбинском колу, према моменту на вратилу пумпног кола када је он једнак моменту на турбинском вратилу, што се може представити изразом:

$$\Pi = \frac{M_p(\omega_T = 0)}{M_p(M_p = M_T)} = \frac{\lambda_{p0}}{\lambda_{ps}} = \frac{M_{p0}}{M_{ps}} \cdot \left(\frac{\omega_{ps}}{\omega_{p0}} \right)^2 \quad (10)$$

Преко коефицијента прозрачности утврђује се способност преношења промене оптерећења излазног вратила ХДМ на његово улазно вратило.

ХДМ, који имају особину да променом броја обртаја турбинског вратила, при сталном броју обртаја његовог пумпног кола, улазни момент остаје непромењен, називају се непрозрачним хидродинамичким мењачима (слика 21в).



Слика 21. Карактеристике прозрачних (а), инверзно прозрачних (б), непрозрачних (в) и сложено прозрачних (г) хидродинамичких мењача [2].

Код непрозрачних хидродинамичких мењача погонски мотор, који је у спрези са оваквим ХДМ, радиће у истом режиму, без обзира на оптерећење излазног вратила. Режим рада мотора, у овом случају, могуће је мењати само регулацијом довода горива.

Код прозрачних ХДМ при константном улазном броју обртаја улазни момент зависи од излазног броја обртаја (слика 21а).

ХДМ код којих пораст момента пумпног кола, долази са порастом момента турбинског кола, се назива директно прозрачан (Слика 21в). Ако момент пумпног кола опада са порастом момента турбинског кола ХДМ је обрнуто прозрачан (слика 21б)

У случају да хидродинамички мењач поседује и једну и другу карактеристику, ради се о комплексно прозрачном хидродинамичком мењачу (слика 21г).

Из праксе је закључено да је непрозрачне ХДМ најбоље примењивати тамо где се режими рада мало мењају, док прозрачне и комплексно прозрачне треба примењивати за услове променљивих отпора и брзина кретања.

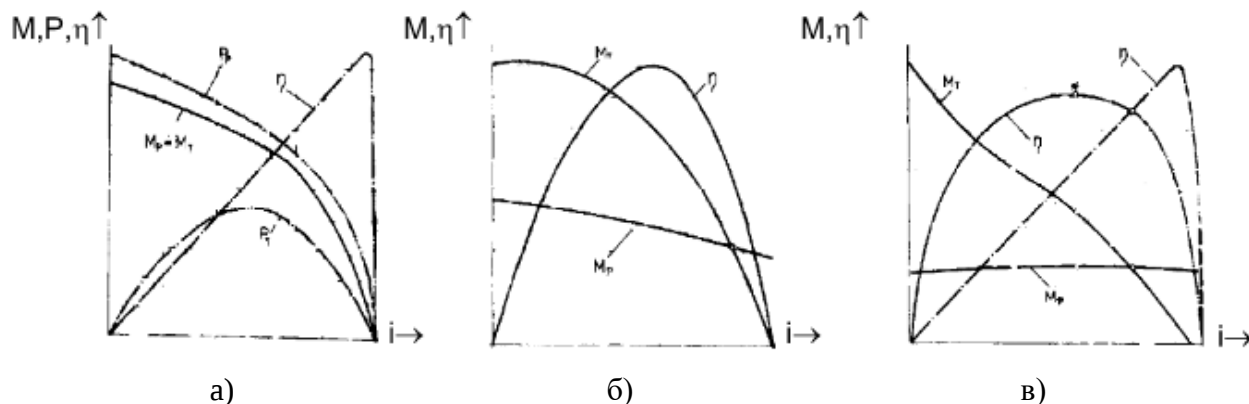
За ото моторе препоручљива је примена ХДМ са већом прозрачношћу, а за дизел моторе нужна је примена ХДМ са мањом прозрачношћу [3].

Кинематски радни дијапазон режима рада (d) представља интервал промене преносног односа у коме коефицијент искоришћења није мањи од најмање допуштене вредности у условима непрекидне експлоатације. Он представља однос максималне и минималне вредности преносног односа ХДПС на рачунском режиму рада.

$$d = i_{\max(\eta)} / i_{\min(\eta)} \quad (11)$$

Зависно од тога каква им је сврха, спољашње радне карактеристике ХДПС могу имати различите дијаграмске интерпретације (димензијска, заједничка, релативна, универзална). Оне се користе при анализи употребног квалитета хидродинамичких преносника снаге. Зависност обртног момента, снаге и степена корисности од преносног односа (при чему је угаона брзина обртања пумпног кола непроменљива, а угаона брзина обртања турбинског кола варира у опсегу), назива се димензијска спољашња карактеристика ХДПС [3].

На слици 22а приказана је димензијска спољашња радна карактеристика хидродинамичке спојнице, за некомплексни ХДМ на слици 22б, а за комплексни ХДМ на слици 22в.

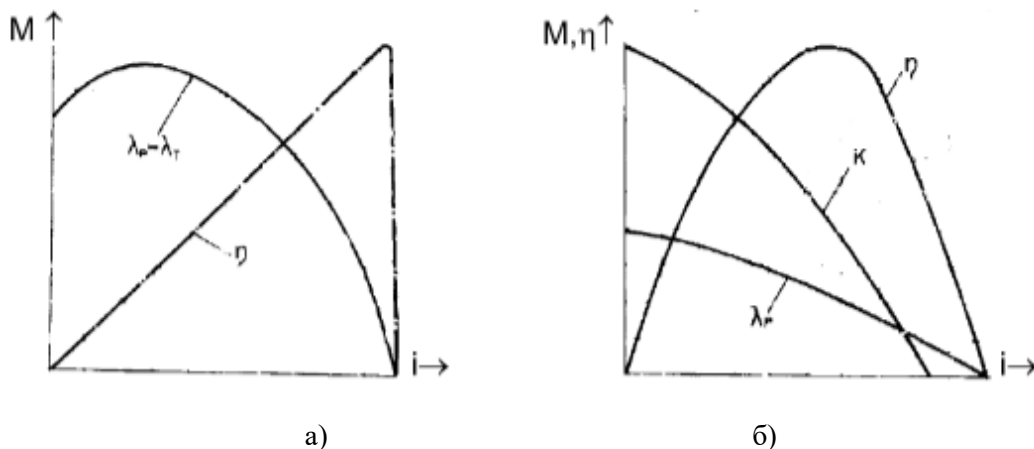


Слика 22. Димензијска спољашња карактеристика хидродинамичке спојнице (а), некомплексног (б) и комплексног (в) хидродинамичког мењача [2]

Зависност коефицијента момента пумпног и турбинског кола и степена корисности фамилије геометријски сличних ХДПС, у сличним радним условима од преносног односа назива се заједничка спољашња радна карактеристика ХДПС.

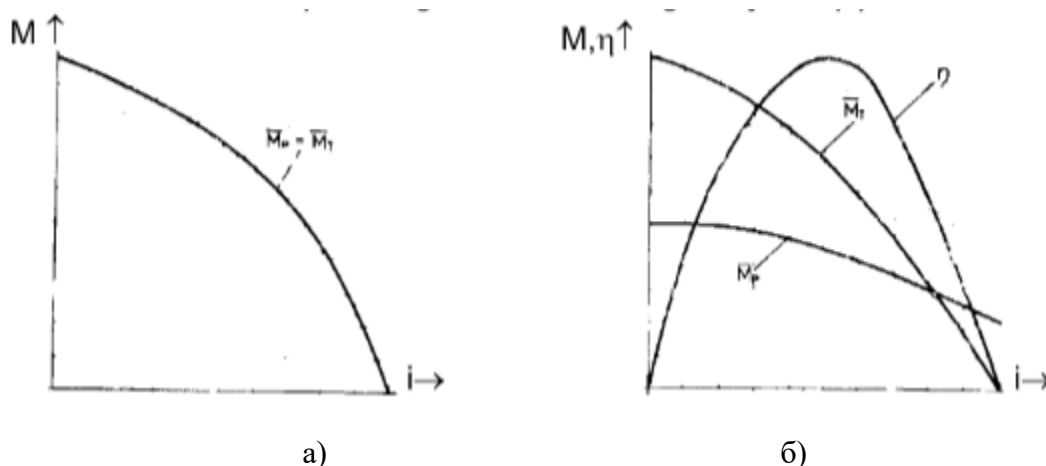
Ову карактеристику, код хидродинамичких мењача, допуњује дијаграмска зависност коефицијента промене обртног момента од преносног односа [3].

Заједничка спољашња радна карактеристика ХДС приказана је на слици 23а, а за некомплексни ХДМ на слици 23б.



Слика 23. Заједничка спољашња радна карактеристика хидродинамичке спојнице (а) и некомплексног хидродинамичког мењача (б) [2]

Зависност обртних момената пумпног и турбинског кола и степена корисног дејства од преносног односа, при различитим угаоним брзинама обртања пумпног кола назива се универзална спољашња радна карактеристика ХДПС. Ова карактеристика, за ХДС приказана је на слици 24а, а за некомплексни ХДМ на слици 24б.



Слика 24. Универзална спољашња радна карактеристика хидродинамичке спојнице (а) и некомплексног хидродинамичког мењача (б) [2]

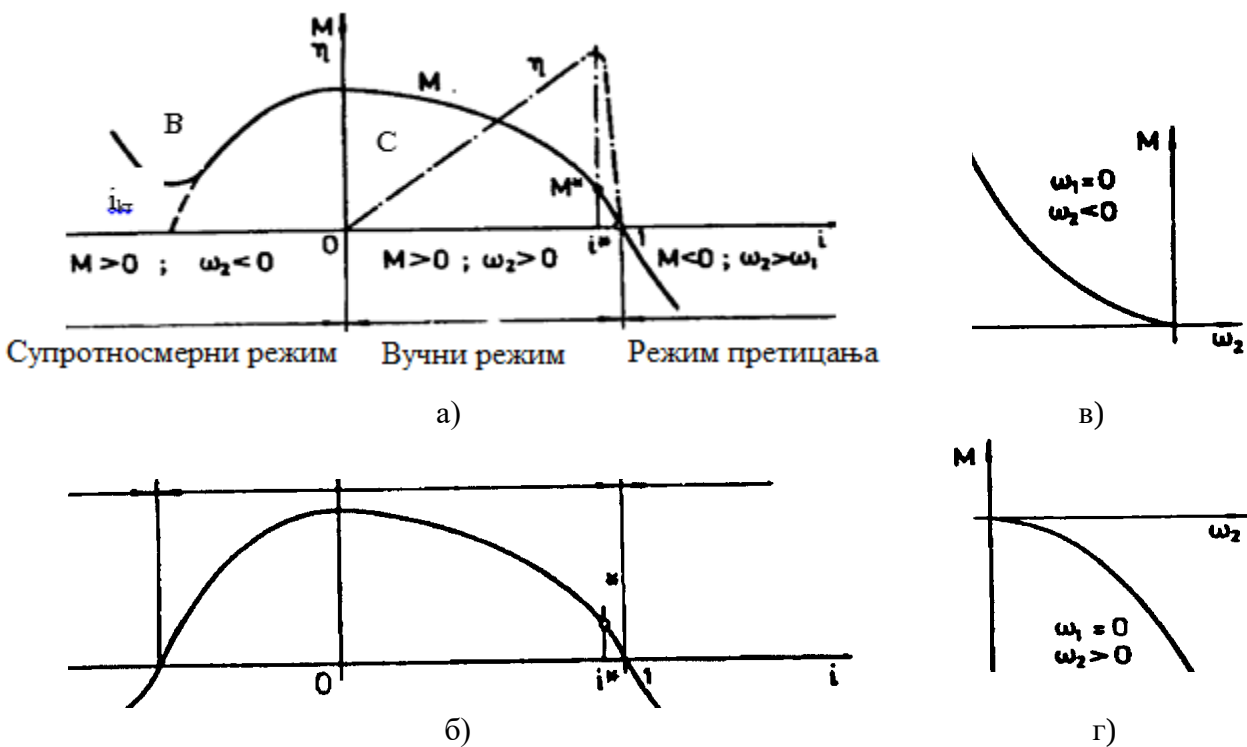
Са дијаграма, приказаних на слици 22а), који се односе на ХДС, дијаграма приказаног на слици 20, који се односи на некомплексни ХДМ и дијаграма приказаног на слици 22в), који се односи на комплексни ХДМ, може се уочити да када преносни однос тежи јединици, степен корисности нагло опада на нулу, иако би, теоријски гледано, требало да тежи јединици ($\eta = i = \omega_T / \omega_P$). Ово се може објаснити чињеницом, да када, флуид у радном простору ХДС тежи стању релативног мировања, што доводи до прекида његовог кретања, а самим тим и до прекида преноса снаге.

Предходно наведене карактеристике ХДС односе се на област тзв. вучних режима ($0 < i < 1$), када се турбинско и пумпно коло окреће у истом смеру као и погонски мотор. Међутим, пошто ХДС може да ради и на другим режимима ($i < 1$, $i > 1$).

То омогућује специфичност радног процеса, који се одвија у ХДС и непостојање чврсте везе између погонског и гоњеног вратила. При $i > 1$, целокупна снага, која се преноси, циркулише у обртном смеру, од гоњене машине преко ХДС, и од погонског мотора и од погонске машине [2].

На слици 25 приказана је карактеристика ХДС у области позитивних и негативних преносних односа (i), односно степена искоришћења (η). Област $0 < i < 1$ представља нормалан рад ХДС, на тзв. вучним режимима.

У области $i > 1$ излазно вратило се брже обрће од улазног и то је тзв. престижни режим, док за $i < 1$ излазно вратило се окреће у супротном смеру од улазног и тада се јавља противкочење. Када је $i = -1$ број обртаја турбинског и пумпног кола се изједначаје. Тада престаје кретање флуида у радном простору ХДС, а самим тим и преношење обртног момента. При томе турбинско коло се обрће у супротном смеру од смера обртања погонског мотора. Вредност обртног момента, представљена тачком D на слици 25 резултат је дејства трења радног флуида.



Слика 25. Радне криве хидродинамичке спојнице у целом експлоатационом подручју: крива момента и степена корисности (а), крива протока (б), крива момента при блокираном пумпном колу за два смера обртања турбине (в и г) [2]

Поменути случај супротносмерног окретања турбинског и пумпног кола спада у област кочних режима. Најчешће се јавља при примени ХДС за пренос снаге између електромотора и уређаја за подизање терета. При $i > -1$ може доћи до заустављања погонског мотора, јер

убрзано реверсирање турбинског кола тежи да промени смер пумпног кола, а према томе и погонског мотора. При преносном односу $i=1$ пумпно и турбинско коло се окрећу истим угаоним брзинама, а њихови напори су изједначени по величини али су супротних смерова, тако да нема кретања флуида, а самим тим и преноса обртног момента.

Оптерећењем ХДПС улази у област вучних режима ($0 < i < 1$), када се угаона брзина обртања турбинског кола смањује у односу на угаону брзину обртања пумпног кола ($n_T < n_P$). Повећањем разлике у брзини обртања, повећава се и разлика у напору односно расте проток флуида кроз лопатична кола и вредност момента који се може пренети. Даљим повећањем угаоне брзине обртања турбинског кола повећава се и разлика у напору све до граничног стања ($n_T=0$), које се карактерише максималном разликом у напору, а према томе и максималним обртним моментом (тачка С). Када угаона брзина обртања турбинског кола постане већа од броја обртаја пумпног кола ($i > 1$), долази до промене смера кретања флуида у радном простору ХДС, јер је напор турбинског кола већи од напора пумпног кола.

Због тежње пумпног кола да се убрза, оно делује као хидродинамичка кочница (тачка А). При убрзавању излазног вратила ХДС (нпр. при кретању возила на низбрдици) погонски мотор ради као генератор, а ХДС делује као кочница. При томе је број обртаја излазног вратила ХДС већи од броја обртаја његовог улазног вратила [2].

Тада пумпно и турбинско коло мењају улоге. У овом случају коефицијент промене обртног момента има другу вредност, изузев ХДС са симетричним обликом радног простора и када су њена лопатична кола идентична. Карактеристика рада ХДС и мотора, у овом режиму, одређује се експерименталним путем, при чему се на пробном столу мотор спаја са излазним вратилом, а кочница са улазним вратилом ХДС. Вучни режим и кочни режим представљају два основна режима рада хидродинамичке спојнице.

При вучном режиму енергија се преноси од улазног до излазног вратила. Тада је угаона брзина обртања излазног вратила мања од угаоне брзине обртања улазног вратила. При кочном режиму експлоатације, угаона брзина обртања излазног вратила је већа од угаоне брзине обртања улазног вратила или је супротносмерна. У том случају, енергија се преноси од излазног вратила ка улазном.

Када дође до случаја бржег обртања турбинског од пумпног кола, ХДС ради на режиму претицања ($i > 1$). Режим претицања настаје при кретању возила по равном путу, без активирања конице, или при вожњи по низбрдици. У овом режиму мења се смер циркулације флуида у радном простору ХДС, а улоге пумпног и турбинског кола се замењују [2].

Режим динамичког кочења је специјалан случај режима претицања, а остварује се при окретању турбинског кола када је пумпно коло укочено. Тада се остварени обртни момент мења по параболичном закону. Ако је режим динамичког кочења дефинисан тачком К (Слика 25в), којој одговарају момент M_K и угаона брзина ω_{TK} , за остале вредности угаоне брзине обртања излазног вратила ω_T важи израз:

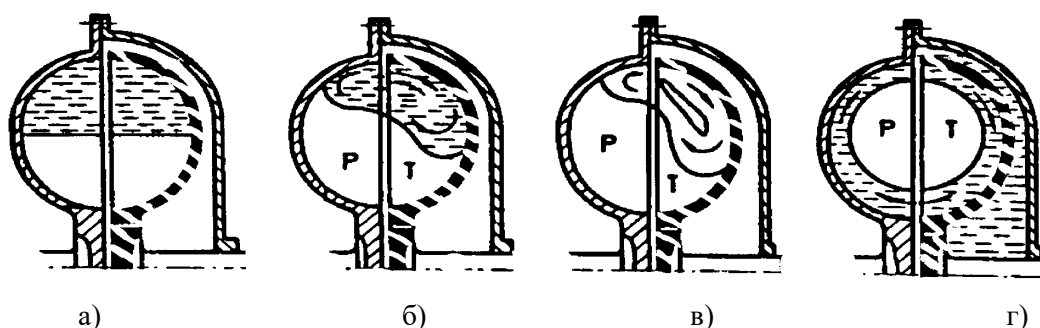
$$M = M(\omega_T) = M_K (\omega_T / \omega_{TK})^2 \quad (12)$$

Случај појаве режима супотног обртања ХДС јавља се при кретању возила на успону, при недовољној брзини обртања пумпног кола, када иако је укључен степен преноса за кретање напред, возило иде назад, као и при спуштању терета дизалицом, када није укључен ход назад.

При даљем повећању брзине обртања турбинског кола, момент поново расте јер се успоставља проток супротног смера. Због тога је рад ХДС, на режиму супротносмерног обртања нестабилан. Обезбеђење стабилног режима рада, постиже се паралелним укључивањем ефикасне хидродинамичке кочнице.

Када погонски мотор има сталну угаону брзину, а потребан интервал промене преносног односа је узан, могуће је применом ХДС регулисати брзину обртања излазног вратила. Тада обртни момент, који преноси ХДС, не зависи само од преносног односа него и од параметара на чију вредност се делује споља [2].

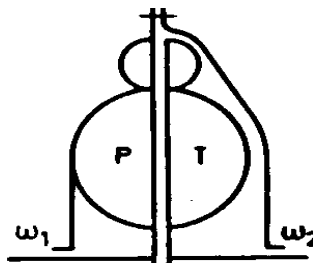
То деловање споља остварује се променом пуњења, закретањем лопатица турбинског или пумпног кола или померањем пригушног елемента којим се мења проток кроз ХДС. Облик простора испуњеног радним флуидом, зависи од степена пуњења и преносног односа. На слици 26 приказани су облици, при истом пуњењу, за различите радне режиме.



Слика 26. Облик струјног простора при делимичном пуњењу хидродинамичке спојнице и различитим вредностима преносног односа [2]

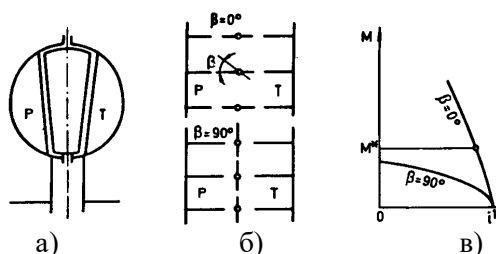
При изједначавању броја обртаја пумпног и турбинског кола ($i=1$), престаје кретање флуида у радном простору ХДС (Слика 26а), а при преносним односима мањим од критичног ($i < i_{kr}$) кретање флуида има облик приказан на слици 26г. За режиме ($i > i_{kr}$) облик кретања флуида приказан је на слици 26б. Треба имати у виду да при прелазу кроз тзв. критични режим облик простора испуњеног флуидом скоковито се мења, што изазива нестабилност у раду. Да ли ће доћи до појаве нестабилних режима заједничког рада ХДС и радне машине зависи од карактеристика ХДС и радне машине.

Недостаци ХДС регулисаним пуњењем, у знатној мери могу се отклонити додавањем допунског радног простора постављеног на њиховој периферији (Слика 27), који се празни при регулисању. На тај начин повећава се распон регулације и побољшава стабилност моментне криве.



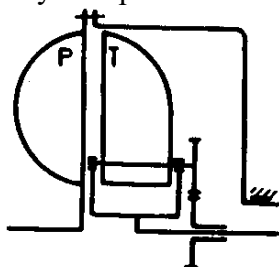
Слика 27. Хидродинамичка спојница са турбинским лопатицама померљивим ка оси кола [2]

Мењањем нагиба лопатица ХДС (Слика 28) око осе нормалне на осу обртања кола или паралелно са њом могу се такође добити стабилније моментне криве. При затвореним регулационим лопатицама, због постојања зазора између њих, ХДС преноси око 70% номиналне вредности обртног момента (Слика 28в).



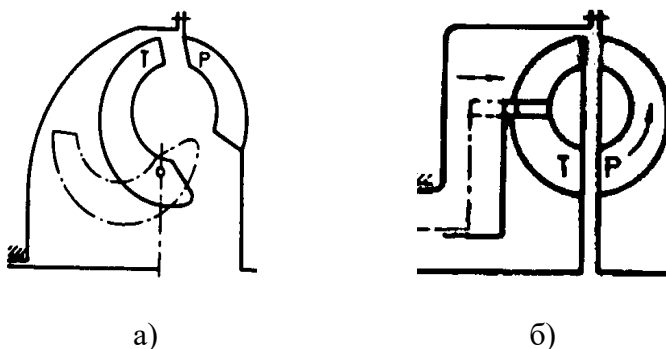
Слика 28. Хидродинамичка спојница са померљивим лопатицама: конструктивна шема (а и б), криве момента (в) [2]

Постизање фине регулације и стабилне моментне криве могуће је остварити применом ХДС чије се лопатице турбинског кола могу заокретати око оса паралелних оси кола (слика 29).



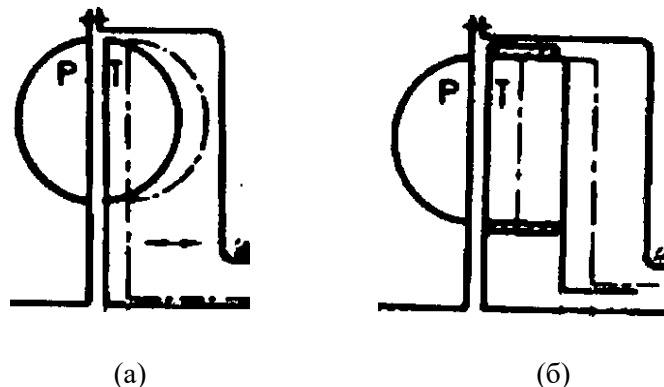
Слика 29. Хидродинамичка спојница са турбинским лопатицама померљивим око оса паралелних оси кола [2]

Применом хидродинамичких спојница са могућношћу померања ка оси кола турбинских лопатица (слика 30а) добија се стабилна моментна крива. Постављањем засуна у пумпно или турбинско коло (слика 30б) мења се проток, што утиче на услове размене енергије. При потпуно затвореном засуну и заустављеном турбинском колу може се пренети неколико пута већи обртни момент од његове номиналне вредности, због појаве јаких вртлога [3].



Слика 30. Хидродинамичка спојница са турбинским лопатицама померљивим ка оси кола (а) и хидродинамичка спојница регулисана засуном (б) [3]

Уколико је могуће, током рада мењати величину зазора између пумпног и турбинског кола ХДС (слика 31а) могуће је мењати и њену моментну карактеристику. Са повећањем размака смањује се величина обртног момента који се може преносити а мењањем активне ширине турбинског кола, које има облик цилиндричног прстена (Слика 31б), током рада, могуће је мењати моментну карактеристику хидродинамичке спојнице.



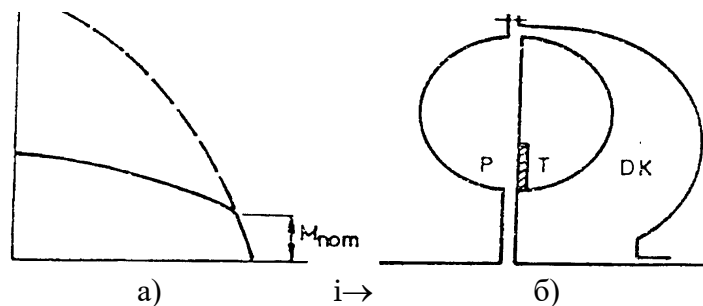
Слика 31. Хидродинамичка спојница са аксијално померљивим колом турбине (а) и хидродинамичка спојница са променљивом ширином турбинског кола (б) [3]

Спољне интервенције, ради промене радног процеса, се не предузимају код ХДС са саморегулисањем. Код ових ХДС, као и код нерегулационих ХДС, вредност момента једнозначно је одређена угаоном брзином излазног вратила, при сталној брзини улазног вратила. Блажа промена обртног момента, у зони малих преносних односа, код ових ХДС, остварује се захваљујући облику радног простора који је тако решен да при порасту оптерећења остварује се унутрашњи ефекат пригушења пораста протока [2].

Наиме, при порасту оптерећења, снижавањем преносног односа, празни се радни простор, услед чега долази до успоравања раста момента, у односу на пораст који би био остварен без ефекта самопражњења. На тај начин обртни момент не прелази унапред утврђену вредност, чиме се штити погонски мотор од преоптерећења, ломова и загушења.

Хидродинамичке спојнице овог типа сврставају се у групу сигуросних, стартних, са ограниченом снагом. Ефекат самопражњења се постиже уградњом додатних резервоара, несиметричним облицима пумпног и турбинског кола, или постављањем прага код улаза пумпног кола.

Нерегулационе ХДС са унутрашњим самопражњењем могу бити са статичким (слика 32) и са динамичким самопражњењем (слика 33).

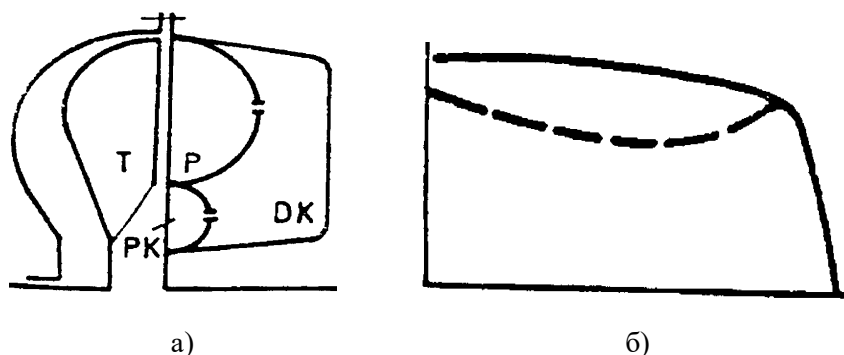


Слика 32. Шема хидродинамичке спојнице са унутрашњим статичким самопражњењем (б) са својом карактеристиком (а) [2]

ХДС са статичким самопражњењем (Слика 32) имају симетрична радна кола, праг на излазу из турбинског кола и допунску комору за скупљање радне течности, на страни турбинског кола. Карактеристика ових ХДС (пуна линија) разликује се од карактеристике класичних ХДС (на дијаграму приказана испрекиданом линијом).

Пуњење ХДС са прагом обично је 0,8 до 0,9 расположиве запремине, а код ХДС без прага и до 0,95.

За разлику од њих, хидродинамичке спојнице са динамичким самопражњењем (Слика 33) имају несиметрична радна кола и допунску комору на страни пумпног кола. Карактеристика ових ХДС (пуна линија) разликује се од карактеристике класичних ХДС (испрекидана линија).



Слика 33. Шема хидродинамичке спојнице са унутрашњим динамичким самопражњењем (а) са својом карактеристиком (б) [2]

Обртни момент, који једна ХДС може да пренесе, зависи од:

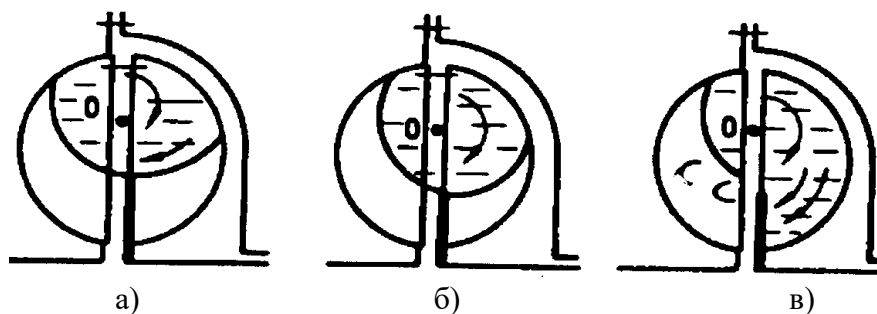
- геометријског облика (облика меридијанског пресека, облика и положаја лопатица кола),
- броја лопатица кола,
- габарита,
- броја обртаја погонског мотора,
- клизања,
- количине пуњења и врсте радног флуида.

Момент, који се може пренети ХДС, може се изразити:

$$M_1 = M_2 = \lambda \rho D_a^5 \omega^2 \quad (13)$$

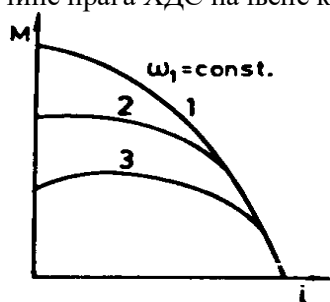
Како је немогуће приказати све облике меридијанских пресека ХДС, које су до сада произведене, ова чињеница јасно говори да карактеристике ХДС, које се желе постићи, диктирају облик њиховог меридијанског пресека. Вредност коефицијента снаге (момента) ХДС најчешће се одређује експериментално. На стартном режиму, његова вредност је много већа него на радном режиму ($i=0,96$ до $0,98$) [2].

Због тога ХДС, при стартовању, на погонски мотор делује као кочница, услед чега број обртаја мотора нагло опада. Ову неповољну појаву произвођачи ХДС елиминишу углавном правилним дефинисањем меридијанског пресека увођењем ткзв. прага (слика 34) или специјалним облицима лопатичних кола.



Слика 34. Струјање кроз хидродинамичку спојницу са прагом: а) на номиналном режиму, б) при клизању мањем од номиналног, в) при максималној вредности клизања [2]

На слици 35 приказан је утицај величине прага ХДС на њене карактеристике.

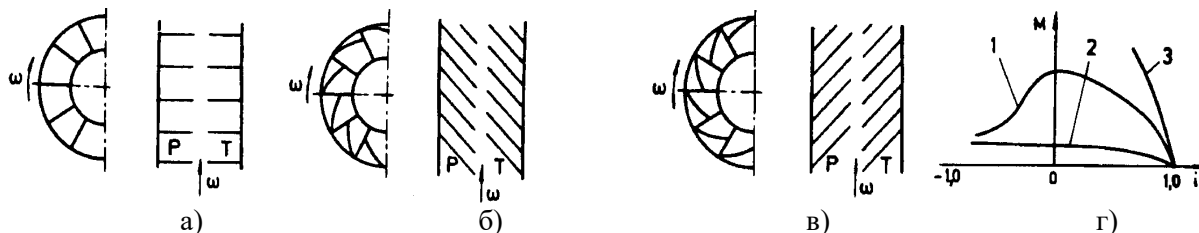


Слика 35. Утицај висине прага на криву момента хидродинамичке спојнице : 1-без прага, 2-са нижим прагом, 3-са вишим прагом [2]

За правилно функционисање спреге погонски мотор-ХДС, потребно је да коефицијент снаге (момента), при стартовању, има нижу вредност, а да у области већих преносних односа остане непромењен.

Ово се постиже најчешће применом закошених лопатица (слика 36б и 36в). На истој слици приказан је и утицај положаја лопатица, у радном простору ХДС на њену моментну карактеристику.

Лопатична кола ХДС израђују се најчешће са радијалним лопатицама (слика 36а), са равним лопатицама закошеним напред (слика 36б) или назад (слика 36в), док су нешто ређе у примени лопатична кола са просторним обликом лопатица [8].



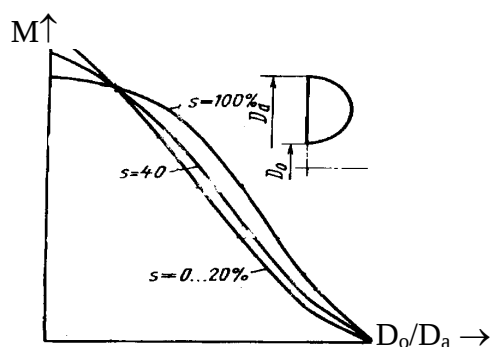
Слика 36. Шема хидродинамичке спојнице са радијалним (а); са назад нагнутим (б); са напред нагнутим лопатицама (в) и криве момента (г) за радијалне (1), назад (2) и напред нагнуте (3) лопатице [8]

Предности хидродинамичких спојница са нагнутим лопатицама су у већим маневарским способностима и стабилности моментних кривих, као и мањој осетљивости на промену степена њеног пуњења.

С тим што ове ХДС нису погодне тамо где је потребно да се смер обртања погонског мотора мења. У последње време, све више су у примени ХДС са симетричним обликом њиховог меридијанског пресека. Што је мањи број лопатица кола, то је и мањи момент који се може пренети ХДС што се може објаснити чињеницом да што је мањи број лопатица већи је хидраулички радијус међулопатичних канала, мањи проток, појављује се велико вртложење флуида, што све доводи до појаве великих губитака и смањења способности преношења обртног момента [8].

Такође и врста примењеног радног флуида знатно утиче на карактеристику хидродинамичке спојнице. Са повећањем вискозности, расту хидраулички губици, смањује се проток, а самим тим и опада способност преношења обртног момента.

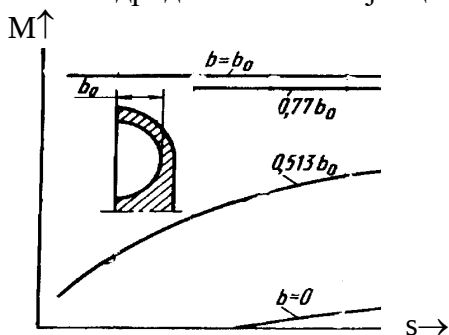
Зависност обртног момента од односа максималног и минималног пречника радног простора ХДС приказан је на слици 37) [2].



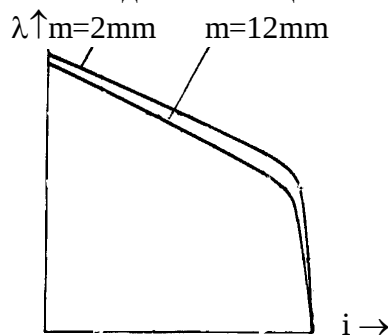
Слика 37. Зависност релативног обртног момента од односа максималног и минималног пречника радног простора хидродинамичке спојнице (D_a/D_0) при различитим вредностима клизања (s) [2]

Зависности обртног момента (M) и клизања (s), при различитим вредностима ширине лопатица (b), приказане на слици 38 указују да клизање ХДС утиче на вредност обртног момента који се преноси само при вредности ширине лопатице $b < 0,513b_0$.

Повећање зазора између лопатичних кола ХДС (m) до 12mm не утиче битно на карактеристике хидродинамичке спојнице што се може видети на слици 39.

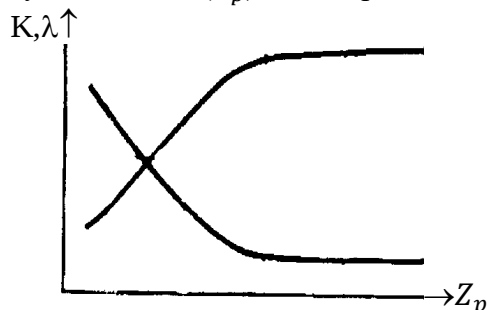


Слика 38. Зависност релативног обртног момента од ширине лопатица ХДС при различитим вредностима клизања (s) [2]



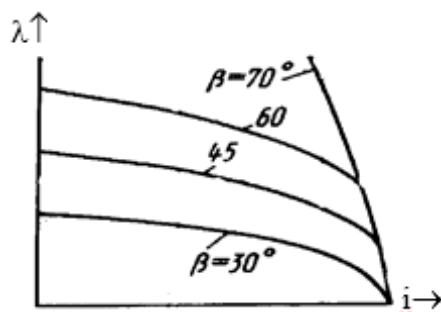
Слика 39. Зависност коефицијента момента од вредности зазора између лопатичних кола ХДС (m) при различитим вредностима клизања (s) [2]

Зависност коефицијента преоптерећења (K') и коефицијента момента (λ) хидродинамичке спојнице, од броја обртаја пумпног кола (Z_p), биће приказан на слици 40.



Слика 40. Зависност коефицијента преоптерећења (K') и коефицијента момента хидродинамичке спојнице од броја лопатица (Z_p) [2]

На основу слике може се закључити да број лопатица не треба да буде мањи од 32, док горњу границу диктира првенствено величина активног пречника циркулације ХДС (Слика 40).

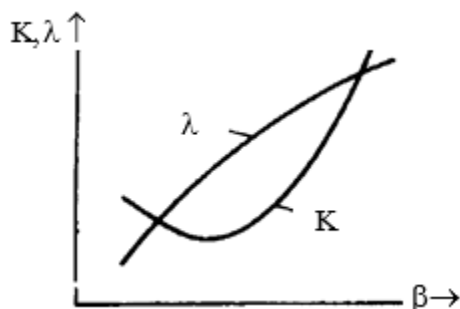


Слика 41. Зависност коефицијента момента (λ) од преносног односа (i), при одређеном углу постављања лопатица (β) [2]

Са дијаграма на слици 41 може се уочити да вредност промене обртног момента, који се може пренети ХДС, мало зависи од вредности коефицијента клизања већим од 0,2, за одређену вредност односа минималног и максималног пречника радног простора (D_o/D) док та разлика, скоро да не постоји за $D_o/D=0,25$ [2].

Утицај угла постављања лопатице (β), код ХДС са закошеним лопатицама, на њене карактеристике је велики, што се такође може видети са слика 41 и 42.

Најбољи показатељи хидродинамичких спојница са закошеним лопатицама, постижу се при $\beta=50^\circ$.



Слика 42. Зависност коефицијента преоптерећења (K') и коефицијента момента (λ) од угла постављања лопатица (β) хидродинамичке спојнице [2]

3.0. Могућа решења примене хидродинамичких мењача на моторним возилима

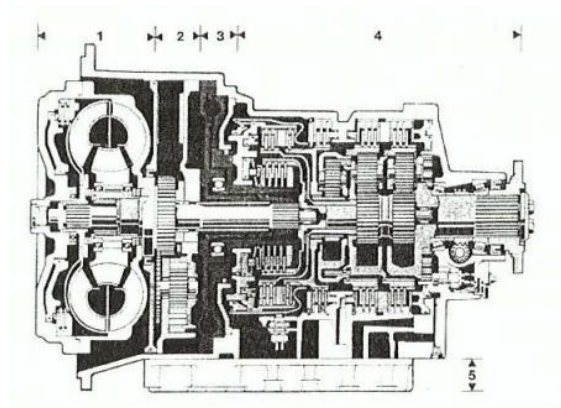
У току развоја хидродинамичког мењачког преносника појавио се читав низ различитих решења, као последица тежње да се побољшају његове карактеристике, а у првом реду да се повећа степен корисног дејства (η) у што широј области промене.

У циљу повећања дијапазона преносног односа ХДМ се може комбиновати са механичким мењачким преносником са или без аутоматизације промене степена преноса мењача. Са обзиром на то, уобичајено је да се овакви мењачки преносници називају хидродинамичко-зупчасти мењач (ХДЗМ). Овакви мењачи представља комбинацију ХДПС и одговарајућег ЗМ (зупчастог мењача). Најширу примену имају комбинације хидродинамичког мењача и зупчастог мењача док су комбинације хидродинамичке спојнице и ЗМ, нарочито за примену у моторним возилима, данас врло ретке. ХДМ врши функцију континуалне промене брзине и обртног момента, а ЗМ проширује интервал тих промена уз задовољавајући коефицијент искоришћења. [7]

Главна предност ХДЗМ је што омогућују прилагодљивост захтевима експлоатације. Посебно од великог значаја је могућност коју ова комбинација дозвољава, да се један одређени ХДМ спреже са различитим моторима само варијацијом преносног односа ЗМ. Зависно од врсте моторног возила, карактеристика погонског мотора и услова претежне експлоатације возила, потребно је детаљно извршити анализу могућих решења ХДПС за уградњу. При томе неопходно је узети у обзир искуства из експлоатације постојећих решења за анализирану категорију возила.

Како су захтеви које треба да задовољи ХДЗМ најчешће супротни врши се усвајање неких компромисних решења.

Зависно од врсте моторних возила, карактеристика погонског мотора и услова у којима возило извршава свој задатак, потребно је извршити детаљну анализу сваког могућег решења ХДЗМ, за уградњу у дато моторно возило, и усвојити оно решење које даје најбоље резултате [4] Пример једног ХДЗМ приказано је на слици 43.



Слика 43. Комбинација ХДМ и планетарног мењача [4]

Хидродинамичко-механичке трансмисије (посебно са планетарним мењачима), су по правилу аутоматизоване и у великој су примени данас у возилима. Оне су најчешће састављене од следећих функционалних целина: хидродинамичког преносника (1),

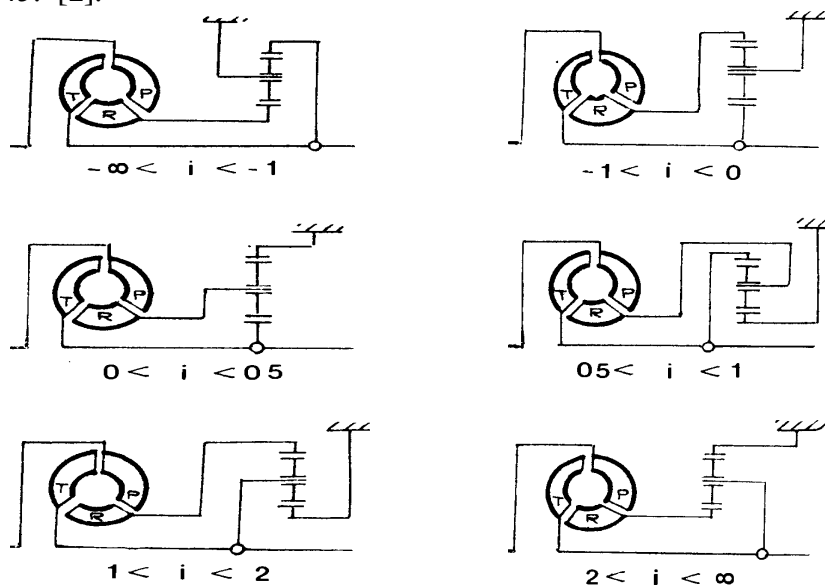
хидродинамичког успоривача-ретардера (3), планетарног мењача са вишеламеластим фриксионим склоповима (4) и модула за управљање (5). Притисак у систему управљања и подмазивања остварује се помоћу одговарајућих пумпи које добијају погон од улазног вратила (2).

Током самог развоја ХДЗМ дошло се на идеју да се преко ХДМ, у ХДЗМ, не преноси укупна снага, него да се раздвоји на тај начин што би се један део преносио преко ХДМ, а други преко ЗМ. Како се само један део снаге преноси преко ХДМ, његови габарити и маса су мањи. Са друге стране, мањи степен корисног дејства ХДМ односи се само на део укупне снаге те је укупни степен корисног дејства, при преносу целокупне снаге већи. Примена гранања снаге има и својих недостатака. Прво, уколико је мања снага, која се преноси преко гране у којој је ХДМ, утолико је пренос снаге "тврђи". Друго, уштедом на смањењу габарита ХДМ повећавају се трошкови због примене система за раздвајање односно спајање снаге

Само гранање, у односу на ХДМ, у хидродинамичким зупчастим мењачима може да буде:

- унутрашње и
- спољашње.

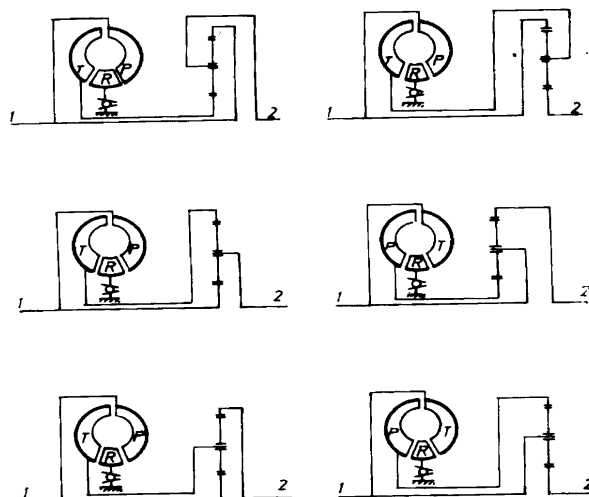
Унутрашње гранање реализује се ХДЗМ који се састоји од ХДМ, планетарног ЗМ и кочница. У том случају реакторско коло се обрће у супротном смеру од турбинског кола и преноси један део снаге који се спаја са оним делом који се преноси преко турбинског кола. У овој фази снага се грана у самом ХДМ, а спаја у зупчастом делу мењача. У другој фази онемогућава се окретање реакторског кола чиме престаје гранање снаге и онда ХДЗМ ради као "чист" ХДМ [7]. Примери оваквих хидродинамичких зупчастих мењача дати су на сликама 44 и 45. [2].



Слика 44. Шематски приказ неких конструкција система са унутрашњим гранањем снаге у хидродинамичкозупчастим мењачима са сабирним хидродинамичким мењачем [2]

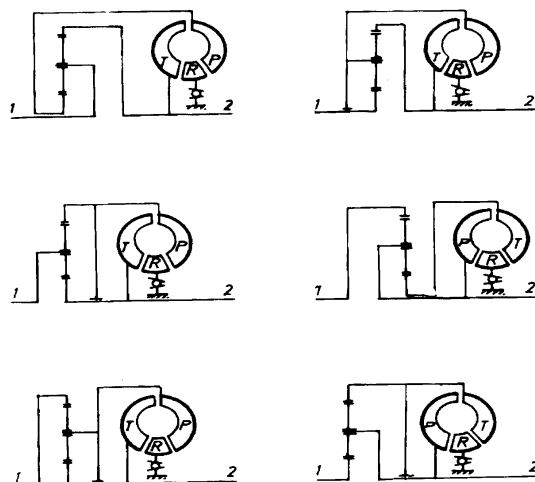
За разлику од унутрашњег, спољашње гранање снаге реализује се применом планетарног сета за деобу снаге, који се може поставити испред или иза ХДМ. Приликом његовог постављања испред ХДМ врши се расподела обртног момента са константним, а угаоне брзине са променљивим односом.

Уколико је он постављен иза ХДМ ова расподела је супротна. Анализе су показале да је, при постављању механизма испред ХДМ, део снаге који се преноси преко ХДМ најмањи при поласку и да расте са порастом излазног броја обротаја (тзв. разделни планетарни сет) (слика 45).



Слика 45. Шематски приказ неких изведби система са спољашним гранањем снаге у ХДЗМ, са разделним сетом [2]

Док је при постављању механизма иза ХДМ овај део снаге највећи при поласцима, а смањује се порастом излазног броја обротаја (тзв. сабирни планетарни сет). Неке од кинематских шема механизма за гранање снаге код сабирног планетарног сета дати су на слици 46.



Слика 46. Шематски приказ неких изведби система са спољашним гранањем снаге у ХДЗМ, са сабирним сетом [3]

Код ХДЗМ са *непокретним осам*, углавном се користе три начина за промену степена преноса:

- Са краткотрајним прекидом тока снаге;
- Са краткотрајним истовременим преносом обртног момента преко спојнице које се укључују, односно искључују и
- комбинацијом претходна два начина.

Први начин се заснива на веома кратком времену промене, када се возило креће по инерцији. При великим вредностима отпора кретању, може да дође до заустављања возила. Због тога се овај начин промене степена преноса данас скоро не среће код моторних возила. Комбинација претходна два начина постиже се уградњом једносмерне спојнице тако што се из нижег у виши степен преноса обавља другим, а промена из вишег у нижи степен преноса првим начином.

Највећи број решења ХДЗМ реализује се као комбинација ХДМ и зупчастог мењача са *покретним осама вратила*. Планетарни мењачи одликују се мањим габаритима, расподелом оптерећења на више зупчаника и мањом бучношћу. Умањењем дијапазона зупчастог дела ХДЗМ знатно се смањује његова маса. За дијапазон рада зупчастог дела ХДЗМ, за моторна возила средње проходности, препоручује се вредност 5,5-8,5. За однос првог и другог степена преноса препоручује се вредност 1,8-2,2, а за остале степене преноса 2-6 и преносни однос првог степена преноса 3-5,5 [2].

У следећој табели приказане су препоручене вредности неких показатеља ХДМ друмских возила.

Табела 1. Препоручене вредности одређених показатеља хдм код друмских возила [1]

Врста возила	Коефицијент промене обртног момента (K_o)	Прозрачност Π	Минимални број обртаја улазног вратила n_{1min} (o/min)	Број степена преноса	Преносни однос зупчастог мењача (i_{zm})
Путничка возила	2,1-2,7	1,9-2,2	1400-1900	2-3	1,8-2,5
Аутобуси	2,6-3,5	1,4-1,6	1600-2000	2-3	1,8-2,5
Теретна возила	2,6-3,5	1,2-1,6	1700-2200	4-6	5-7

Поред наведених подела ХДЗМ може бити полуаутоматски или аутоматски, и при томе ХДМ има својство саморегулисања брзине у функцији спољашњег оптерећења, а механички део ЗМ може имати ручну или аутоматску регулацију брзине. У првом случају ради се о полуаутоматском ХДЗМ, јер се његов укупан дијапазон радних брзина састоји од два или више дијапазона континуално променљивих брзина, а у другом случају о потпуно аутоматском који у целом домену радних режима континуално варирају брзину прилагођавајући је условима оптерећења возила.

Хидродинамичко зупчasti мењачи са прекидом тока снаге, садрже ЗМ са непокретним осама вратила код којих се промена степена преноса врши померљивим зупчаницима или синхро-спојницама. У овом случају, испред ХДЗМ мора да се угради тзв. главна спојница којом се одваја мотор од ХДЗМ за време промене степена преноса.

ХДЗМ, без прекида тока снаге, садрже ЗМ са покретним (планетарни) или са непокретним осама вратила. Промена степена преноса врши се помоћу фриktionих ламеластих спојница и кочница, које се управљају хидрауличким путем. Ови мењачи чине један од основних праваца развоја за моторна возила [2].

Развој система управљања промене степена преноса, у зупчастом делу мењача, прешао је пут од хидромеханичких управљачких система, преко електрохидрауличких управљачких система (пасивно управљање, полуактивно управљање и активно управљање) до потпуно електронског управљања системима.

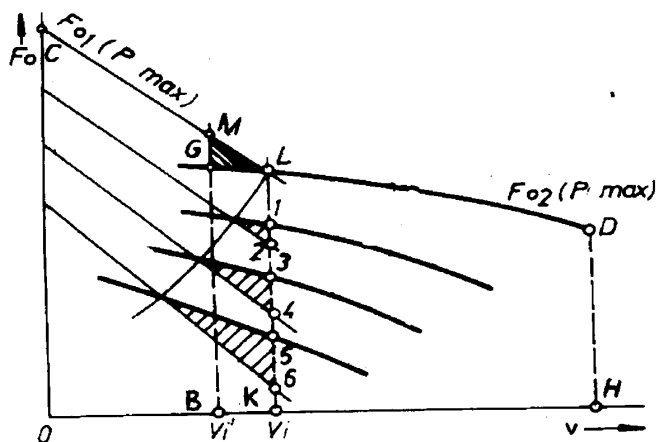
За разлику од мануелних мењача, при коришћењу моторног возила са аутоматским мењачем возач је ослобођен од физичког и умног рада, који је неопходан при промени степена преноса. На тај начин, возач може да своју пажњу посвети осталим операцијама потребним за прилагођавање кретања моторног возила условима кретања возила. То значи да се у већој мери повећава безбедност коришћења моторног возила. Истовремено, применом аутоматских мењача, побољшавају се динамичке карактеристике возила, горива економичност, продуктивност рада, поузданост, век трајања, као и удобност коришћења возила [2].

Избор степена преноса зависи од већег броја утицајних параметара. Као параметри, најчешће се користе: возило (брзина и убрзање), мотор (режим рада), возач (почетни услови) и отпор на потезници. Систем за аутоматску промену степена преноса у мењачу, који би при промени степена преноса, узимао у обзир све утицајне параметре био би јако сложен.

С обзиром на број утицајних параметара, који једновременно утичу на аутоматски избор степена преноса, у зупчастом делу ХДЗМ, разликују се:

- једноимпулсни,
- двоимпулсни и
- троимпулсни аутоматски системи.

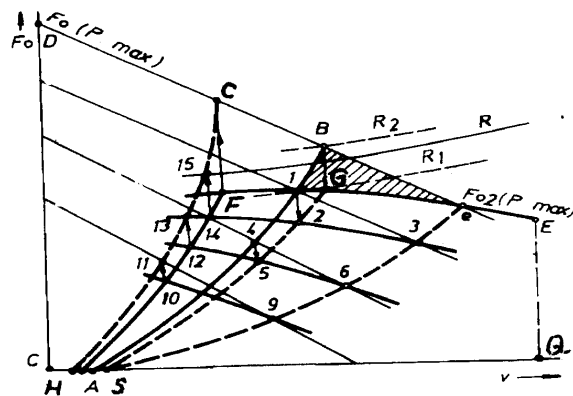
Брзина кретања моторног возила, као једини параметар који утиче на избор степена преноса, користи се код једноимпулсних аутоматских система. Код ових система се увек при одређеној брзини кретања возила врши промена степена преноса. Њена вредност, одређује се из услова максималног искоришћења вучне силе возила. У првом и другом степену преноса, при тој брзини, криве вучне силе, при максималној снази мотора, секу у тачки L. Тачке пресека кривих вуче, при делимичним снагама мотора, налазе се лево од праве KL. То значи да при примени једноимпулсних система, при делимичним снагама, јавља се губитак вучне силе (нпр. са тачке 3 на тачку 4). Да би се смањила ударна оптерећења и губици, при делимичним снагама погонског мотора у првом степену преноса, врши се смањење брзине кретања возила са V_i и V_i' . На тај начин се смањује и максимални број обртаја мотора. То истовремено значи, да се смањењем брзине при којој се врши промена степена преноса долази до појаве губитака и смањења вучне силе, при максималној снази мотора (површина LMG), што доводи до погоршања динамичких карактеристика возила. На основу тога, а и због могућности појаве циклличних промена степена преноса, ови системи се данас и не користе на моторним возилима [2].



Слика 47. Промена степена преноса у механичком делу хидродинамичког зупчастог мењача код једноимпулсних система [2]

Поред брзине кретања возила користи се и импулс режима рада погонског мотора. Најчешће је то положај органа за регулисање напајања мотора горивом. Код двоимпулсног система промене степена преноса применом ових система, могуће је да закон промене степена преноса у мењачу (права KL на слици 47), добије облик криве SF (слика 48). Ова крива пролази кроз тачке пресека вучне силе суседних степена преноса, без губитака вучне силе, при делимичној снази погонског мотора. Овакав закон промене степена преноса у мењачу моторног возила омогућује промену степена преноса без губитака вучне силе при делимичној снази погонског мотора и без појаве ударних оптерећења.

Ради повећања економичности потрошње моторног возила најчешће се врши блокирање ХДМ, при преласку из првог у други степен преноса. И при примени овог система, при промени степена преноса у мењачу моторног возила, долази до појаве ударних оптерећења, што се решава применом одговарајућег система за управљање.



Слика 48. Промена степена преноса у механичком делу хидродинамичког зупчастог мењача код двоимпулсних система [2]

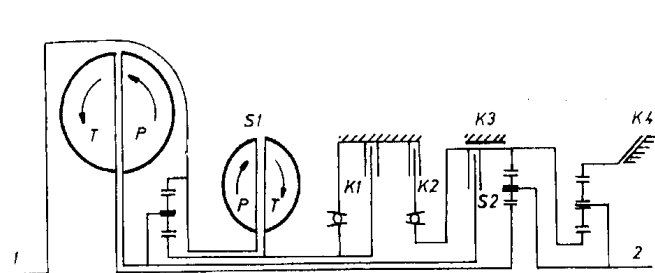
На слици 48. крива UF повезује тачке почетка, а крива HC тачке завршетка промене степена преноса при успорењу возила. При оваквом положају кривих, површина 1B1b представља губитак вучне силе при промени из вишег у нижи степен преноса.

При максималној снази мотора вучна сила се мења по линијама DBGE, при убрзавању, а по EFCD при успоравању возила. При томе, у оба случаја, промена се врши са појавом ударних оптерећења. Услед тога долази до појаве цикличне промене.

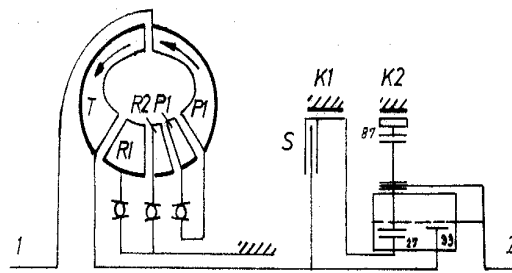
Овај проблем се углавном решава применом одговарајућег система за управљање.

Поред брзине кретања моторног возила и режима рада његовог погонског мотора, као трећи импулс уводи се убрзање возила код троимпулсних система промене степена преноса. Познато је да се за убрзање масе возила користи један део снаге погонског мотора. Из тог разлога се вучна сила за савлађивање спољних отпора смањују. Зато је потребно да се закон промене степена преноса у мењачу моторног возила коригује убрзањем. Овај систем још увек нема широку примену [3].

Прво индустријски обликовано и примењивано решење оваквих ХДЗМ развијено је у САД и то је био ткзв. Hydromatic, са више својих варијанти извођења (слика 49). После њега следе: Prestomatic, Poverglide, V-trib, Borg Warner, Ford Mercury, Buick (слика 50) и др.



Слика 49. Хидродинамичкозупчасти мењач типа Hydromatic



Слика 50. Хидродинамичкозупчасти мењач типа Buick

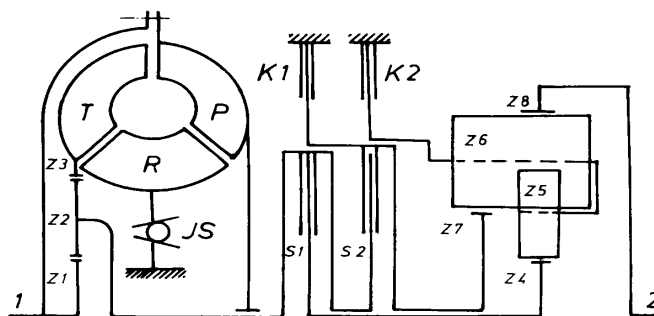
У Европи је највише због законских прописа, о прогресивном опорезивању аутомобила са моторима већих радних запремина развој аутомобила, па тиме и самих мењача кретао ка мањим аутомобилима са моторима мањих радних запремина и високим бројем обртаја. Ови мотори су мање погодни за спајање са ХДМ.

Данас се готово све конструкције ових мењача заснивају на ткзв. Trilok мењачима, који могу радити као ХДС или као ХДМ, зависно од услова експлоатације возила.

Поред путничких возила, ови мењачи су нашли широку примену код аутобуса, теретних и привредних возила, војних возила, радних машина и др.

Један од примера конструкције и развоја оваквих типова мењача код нас, са усвојеним параметрима и карактеристикама, биће приказан на слици 51.

Реч је о конструкцији ХДЗМ за привредно возило производње Застава камиони из Крагујевца.



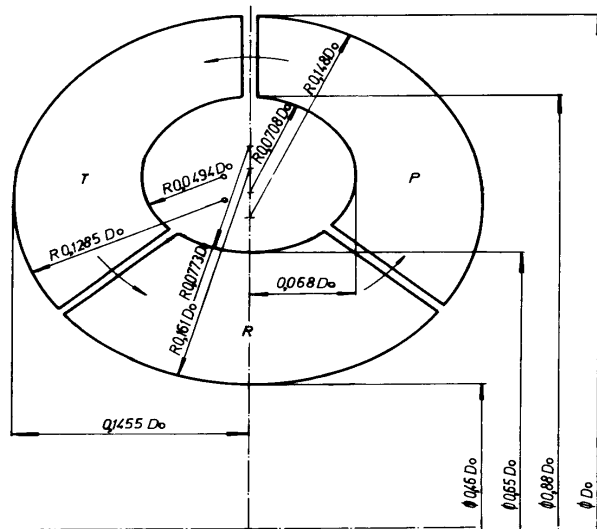
Слика 51. Кинематска шема хидродинамичкозупчастог мењача за привредно возило [3]

Погонски дизел мотор возила за које је пројектован ХДЗМ је максималне снаге 73.6 kW при 2800 о/min, и максималног обртног момента 294 Nm при 1600 о/min. Преносни односи класичног синхронног зупчастог мењача, кога је требало заменити ХДЗМ били су: $i_1=6$; $i_2=3,412$; $i_3=2,174$; $i_4=1,357$; $i_5=1$; $i_R=5,538$.

Прорачуном и спровођењем одговарајућих анализа дошло се до следећих вредности за ХДЗМ:

- Активни пречник циркулације ХДМ је 255mm.
- Број лопатица пумпног кола је 21, турбинског 23, а реакторског 25.
- Коефицијент прозрачности је 0,735,
- Вредност коефицијента промене обртног момента на стартном ре`иму је 3, а на радном ре`иму 1,27.
- Преносни односи ХДЗМ су $i_1=5,999$; $i_2=2,278$; $i_3=1,291$; $i_R=4,856$.
- На режиму рада ХДС $i_3=1,023$.
- Бројеви зубаца зупчаника планетарног система са сабирним сетом су $z_1=19$, $z_2=16$, $z_3=51$.
- Преносни однос дела ХДЗМ који се састоји од ХДМ и сабирног планетарног сета је 1,291 [3].

Меридијански пресек пројектованог ХДМ, који је саставни део овог ХДЗМ приказан је на слици 52.



Слика 52. Меридијански пресек хидродинамичког мењача за привредно возило [3]

Сама конструкција пројектованог ХДЗМ састоји се од једноступеног, комплексног ХДМ и планетарног зупчастог мењача са два редукујућа степена преноса за ход напред, директног и једног за ход назад. Усвојен је ХДЗМ је са двоимпулсним системом управљања. Пумпно и турбинско коло ХДМ распоређена су симетрично у односу на раван управну на обртну осу док је реакторско коло смештено пред улаз у пумпно коло и везано је са кућиштем преко спојнице једносмерног дејства, чиме се омогућује аутоматски прелазак са режима рада ХДМ на режим рада ХДС у тренутку када коефицијент промене обртног момента постане раван јединици, тј. када вредност обртног момента реакторског кола постане равна нули, при његовом преласку од смера обртног момента пумпног кола на смер обртног момента турбинског кола.

Самоаутоматски прелаз на режим рада ХДС омогућује рад ХДЗМ са већим степеном искоришћења на релативно малим оптерећењима ХДМ, што искључује потребу блокирања ХДМ на тим режимима рада уз посебан сложен аутоматски систем за управљање блокадом. Усвојено решење ХДЗМ је са сабирним сетом. Овим решењем постижемо повећање степена корисног дејства у области мањих преносних односа ХДМ. Део снаге, који се преноси преко ХДМ најмањи је при поласцима, а повећава се са порастом излазног броја обртаја, што је, у овом случају примене, повољно.

У првој фази су, на основу брзине кретања возила и његове карактеристике вуче одређени преносни односи зупчастог дела и геометријски параметри ХДМ.

У другој фази, према подацима из прве фазе, извршена је провера, тј одређене су карактеристике вуче и економичности ХДЗМ. Прорачун је понављан све док нису постигнуте задовољавајуће карактеристике ХДЗМ. После реализације пројектног задатка, прешло се на саму конструкцију: одређивање кинематске шеме ХДЗМ, димензионисање механичког дела ХДЗМ, профилисање лопатица кола ХДМ и прорачун издржљивости носећих елемената хидродинамичко зупчастог мењача [3].

4.0. Усаглашавање карактеристика хидродинамичких мењача са карактеристиком погонског агрегата моторних возила

Повољне карактеристике ХДПС могу се искористити за погон гоњене машине само уколико су усаглашене карактеристике ХДПС и погонског мотора са којима се он примењује у спрези. Само на тај начин се може постићи економичан рад, задовољавајућа динамика, повећан век трајања погоњене машине, поузданост и комфор. Радне карактеристике погонског мотора и ХДПС морају бити сагласне у целом експлоатационом подручју.

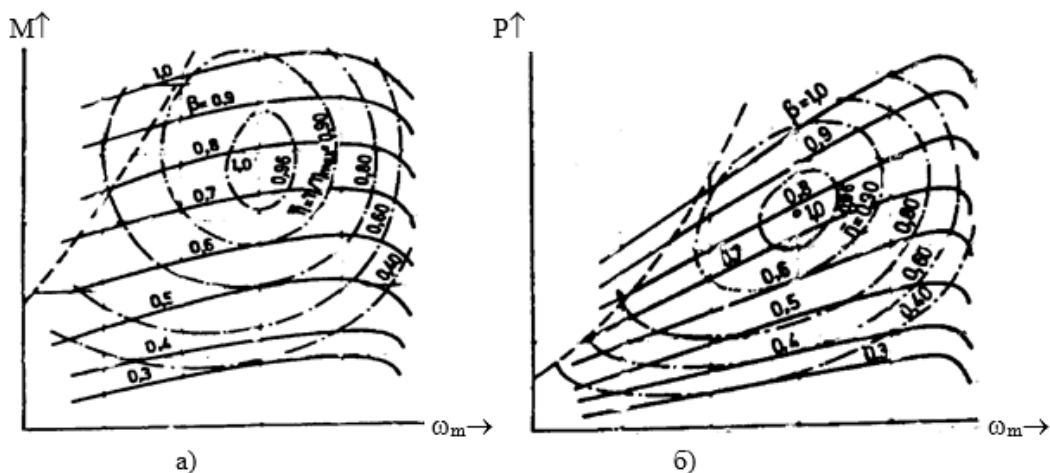
ХДПС се спрежу са моторима разних врста, који могу бити (ото, дизел, асинхрони и синхрони електромотори наизменичне струје, парне и гасне турбине итд.). Карактеристику заједничког рада погонског мотора са ХДПС могуће је формирати уколико је позната крива обртног момента мотора и бездимензионална карактеристика ХДПС. Анализом ових карактеристика долази се до одговора на питање да ли је са одређеним погонским мотором спрегнут одговарајући хидродинамички преносник снаге [9].

Као што смо рекли у претходном делу рада, вредност момента који може да се пренесе ХДПС, зависи од његовог геометријског облика (облика меридијанског пресека, облика и положаја лопатица кола), броја лопатица, габарита, угаоне брзине обртања пумпног кола, клизања-режима рада, количине пуњења и врсте радног флуида. На основу тога може се закључити да зависност момента пумпног кола ХДПС и момента мотора од броја обртаја пумпног кола ХДПС представља карактеристику њиховог заједничког рада. Односно, један од основних захтева, који се поставља спрези ХДПС и погонског мотора гоњене машине, јесте стабилност рада мотора у свим режимима рада.

У зависности од избора мотора, добија се и његова излазна карактеристика снаге и обртног момента. Код дизел мотора, при истој угаоној брзини вратила, снага и обртни момент зависе од хода клипа пумпе за убризгавање горива, код ото мотора од положаја пригушног лептира, код гасних турбина од хода регулатора за довод горива, а код парних турбина од хода регулатора за довод паре. Снага и обртни момент, код асинхроних електромотора једнозначно су одређени угаоном брзином вратила, осим код асинхроних електромотора са регулисаном побудом. Код синхроних електромотора угаона брзина вратила је стална и независна од обртног момента и снаге.

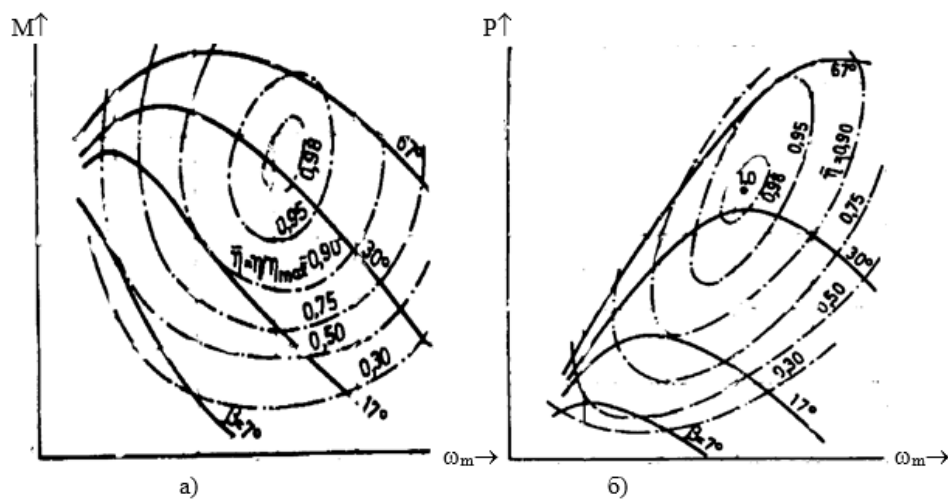
На основу тих чињеница можемо закључити да при максималној вредности регулационог параметра (пун отвор лептира, максималан ход клипа пумпе за гориво, максимална потрошња горива гасне турбине, максималан довод паре) погонски мотор остварује максималну вредност обртног момента, односно снаге.

На слици 53. приказане су радне криве једног дизел мотора у зависности од брзине обртања мотора и хода регулатора пумпе за гориво (h), као и криве константних вредности релативних степена корисности (испрекидане линије) [9].



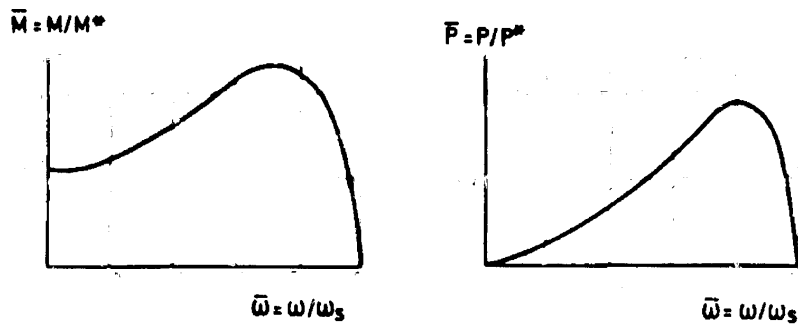
Слика 53. Радне криве дизел мотора: а) момента, б) снаге [9]

На слици 54 приказане су радне криве једног ото мотора у зависности од брзине обртања и угла отварања пригушног лептира карбуратора (λ), као и криве константних вредности релативног степена корисности: $\bar{\eta} = \eta / \eta_{\max}$, (испрекидана линија на дијаграму).



Слика 54. Радне криве ото мотора: а) момента, б) снаге [9]

На следећој слици, (слика 55), приказане су радне криве асинхроног електромотора наизменичне струје, у зависности од броја обртаја.

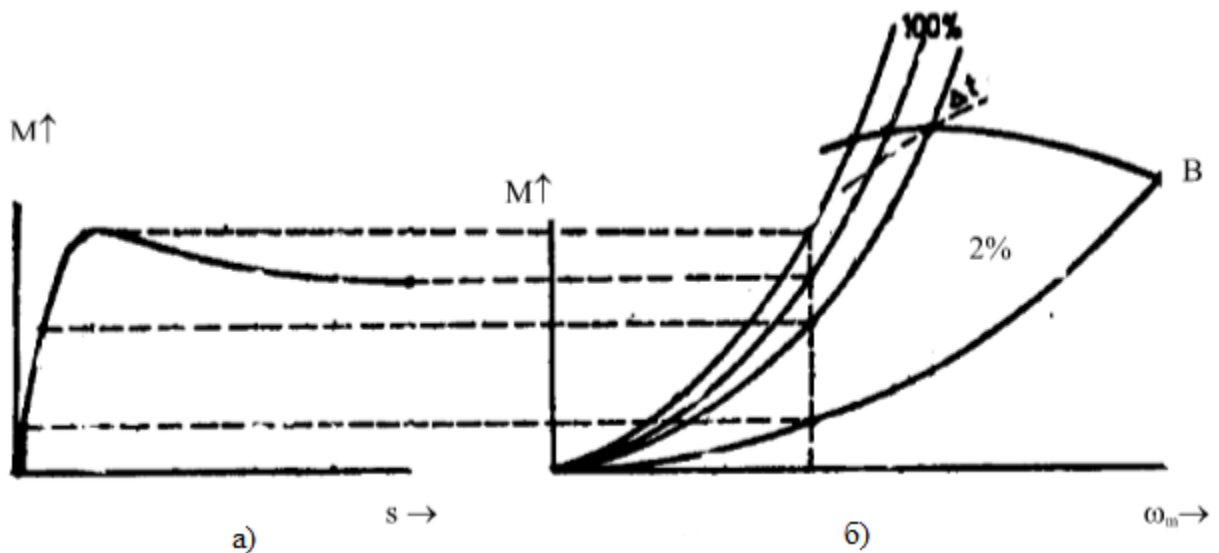


Слика 55. Радне криве асинхроног електромотора [9]

На основу приказаних дијаграма можемо закључити да је поступак одређивања заједничких радних режима ХДС и било ког погонског агрегата, било да је то: мотор сус, парне или гасне турбине или електромотор, овај поступак исти.

4.1. Заједнички рад хидродинамичке спојнице и мотора сус

Ради одређивања заједничких радних режима хидродинамичке спојнице и мотора сус неопходно је имати криве обртног момента мотора у зависности од броја обртања (за пун отвор лептира код ото мотора или за пун ход клипа напојне пумпе дизел мотора и за празан ход), као и моментне криве ХДС у зависности од броја обртаја излазног вратила, односно одговарајућу спољашњу карактеристику [9]. Карактеристика заједничког рада ХДС и погонског агрегата приказана је на слици 56.



Слика 56. Карактеристика заједничког рада мотора сус и хидродинамичке спојнице [9]

Њеном анализом може се закључити следеће: Ако ХДС ради са мотором сус, при неком хидрауличком преносном односу ($\eta > 0$), а услед пораста оптерећења дође до заустављања вратила турбинског кола ХДС, не долази до прекида рада мотора, већ он ради на режиму коме одговара вредност клизања $s=100\%$. При даљем смањењу момента мотора

($2\% < s < 100\%$) број обртаја коленастог вратила мотора се смањује. То условљава смањење момента пумпног кола.

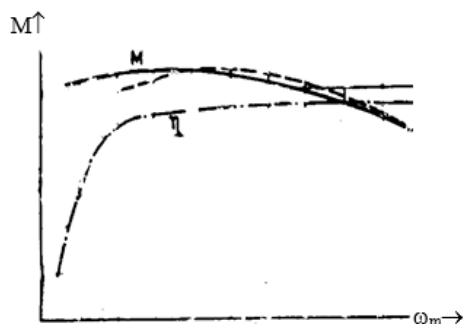
Можемо закључити да момент мотора опада, а момент којим ХДС оптерећује мотор се повећава. Услед позитивне разлике момента долази до повећања броја обртаја, и успоставља се нови равнотежни режим рада спреге мотор СУС-ХДС.

Параболе у овом дијаграму су линије момената које ХДС може да пренесе при различитим вредностима клизања. На слици 56 приказана је промена момента који ХДС може да пренесе са променом клизања, при константном броју обртаја. Област тзв. трајне употребе мотора налази се од минималне вредности клизања (тачка В) до тренутка прекорачења дозвољене температуре флуида у радном простору ХДС. Режим заједничког рада, дефинисан пресечном тачком момента мотора и момента пумпног кола, мора да буде са високим бројем обртаја мотора, да се он не би угасио. Иако је турбинско коло ХДС заустављено ($s=100\%$) и кретање се не преноси на погоњену машину, мотор и даље ради. У случају када дође до деблокирања турбинског кола, оно се поново убрзава, при чему се користи пуни момент погонског мотора. Мотор сус никад не ради при броју обртаја нижем од броја обртаја празног хода. Тачка стартног момента, при празном ходу, је од посебне важности ако не постоји искључна спојница [9].

Веома битна чињеница је да применом ХДС није могуће преоптеретити мотор и проузроковати престанак његовог рада ни при непажљивом руковању погоњеном машином. При честим заустављањима није потребно искључивање преноса, без промене степена преноса, а "мека" вожња, коју омогућава ХДС, побољшава удобност коришћења погоњене машине и повећава век њеног трајања. При одабирању ХДС морају се узети у обзир, у првом реду, карактеристике погонске и погоњене машине, као и њен топлотни капацитет.

Поље примене ХДС ограничено је максималном и минималном количином флуида, која за одређену њену величину мора бити у оквиру оптималних вредности. Поље примене ограничено је са десне стране максимално дозвољеном обимном брзином (због дејства центрифугалних сила), а са горње стране максимално могућим скретањем флуида у радном простору ХДС. Термичко оптерећење ХДС је такође ограничење о коме треба водити рачуна, јер у области номиналних режима рада (од 2 до 6% клизања) неопходно је да она ради у границама дозвољених температура радног флуида.

Зависности момента мотора и степена корисности ХДС од излазне брзине обртања излазног вратила приказане су на слици 57.



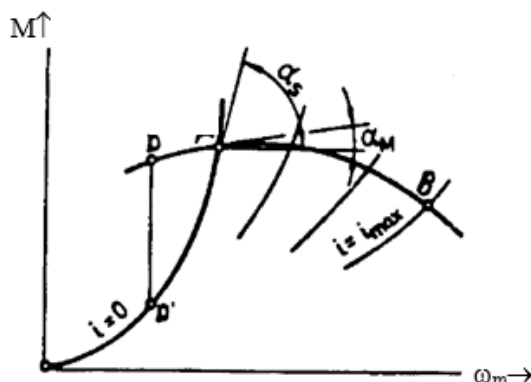
Слика 57. Деформисана моментна крива мотора сус [9]

Приказана је и моментна крива која би се добила применом механичке спојнице (испрекидана линија). Анализом зависности приказаних на овој слици може се закључити да при примени механичке спојнице, услед рада погонског мотора са већим угаоним

брзинама од брзине излазног вратила, добијају се веће вредности момента, при малим угаоним брзинама обртања излазног вратила, него при примени ХДС.

При примени ХДС, погонски мотор може да ради стабилно и при укоченом излазном вратилу. У том случају мотор постиже вредности обртног момента блиске максималним, чиме се обезбеђују изразито добре стартне карактеристике ХДС. Међутим, мотор мора да ради стабилно и у свим осталим режимима заједничког рада са ХДС [9].

Услови, које је неопходно остварити, да би се то постигло, могу се дефинисати анализом зависности приказаних на слици 58.



Слика 58. Услови стабилне спрегe мотора и хидродинамичке спојнице [9]

Дакле, стабилан режим рада може се постићи у интервалу $0 \leq i \leq i_{max}$, што на приказаном дијаграму, односно криви момента мотора одговара подручју АВ. При порасту оптерећења водећег вратила радне тачке мотора померају се по кривој момента од тачке В до тачке А. Тачка А, на слици 58 одговара режиму рада при коме долази до заустављања турбинског кола, уз нормалан рад мотора. Уколико, после тога дође до опадања вредности обртног момента мотора, из било којих разлога (нпр. због појаве допунских унутрашњих отпора), радна тачка мотора тежи да се помери од тачке А ка тачки D. Истовремено, због успоравања мотора долази до успоравања и пумпног кола ХДС, тако да се промена њеног обртног момента врши по линији AD. Услед тога долази до нарушавања динамичке равнотеже момента погонског мотора и момента ХДС. То доводи до поновног убрзавања мотора и успостављања радног режима дефинисаног тачком А.

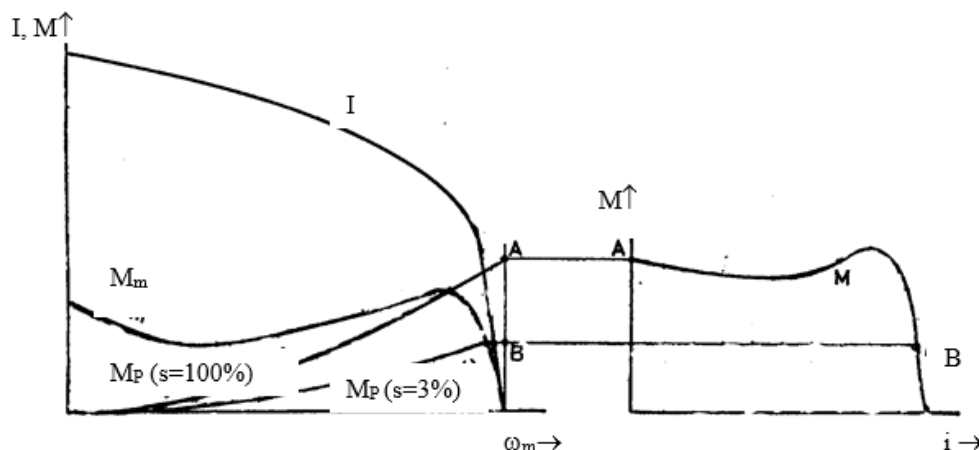
На основу овога може се закључити да при заједничком раду ХДС и погонског мотора обезбеђен је стално стабилан режим рада, јер се по престанку дејства поремећаја поново успоставља првобитно равнотежно стање. Такође, анализом зависности приказаних на слици 58, може се закључити да је стабилан режим заједничког рада ХДС и погонског мотора могућ уколико је испуњен услов $\alpha_m < \alpha_s$, односно $\tan \alpha_m < \tan \alpha_s$.

Овај услов може се изразити следећом неједначином:

$$\frac{dM_m}{d\omega_m} < \frac{dM_s}{d\omega_s} \text{ при } i = \text{const} \quad (14)$$

4.2. Заједнички рад хидродинамичке спојнице и електромотора

При раду ХДС и електромотора на електричном возилу, на стартном режиму, када је клизање ($s=100\%$), он може пренети момент који је представљен тачком А на дијаграму (Слика 59). Брзина достизања стартног момента зависи од величине разлике између потребног момента и момента који ХДС може пренети [9]. На основу овога, може се закључити да параболола момента треба да је што више положена, да би се област лошег хлађења и велике потрошње струје што пре пребродиле и дошло у тачку стартног момента.



Слика 59. Карактеристика заједничког рада електромотора са хидродинамичком спојницом [9]

Са дијаграма на слици 59, можемо закључити да се у тачки А радна машина покреће, док клизање постепено опада, а момент остаје приближно константан.

Хидродинамичка спојница се за познати електромотор, бира се тако да крива пумпног кола, на стартном режиму, сече криву момента мотора у њеном максимуму, а при преносном односу 0,9 сече криву момента мотора у тачки која одговара номиналном броју обртаја. На тај начин обезбеђено је да мотор ради у номиналном режиму, при номиналном оптерећењу, а при стартовању користи максимални момент, када јачина струје износи $2/3$ јачине струје при стартовању мотора.

Са дијаграма се такође може видети да се мотор стартује неоптерећен, а да излазно вратило ХДС почиње да се окреће онда када мотор постигне највећу вредност обртног момента (тачка М). Турбинско коло се, потом убрзава до тачке В, када постиже оптималан режим рада. Пресецима моментних кривих, одређени су режими заједничког рада ХДС и асинхроног мотора.

Упоредном анализом кривих момената, може се закључити да при примени мотора суш остварује се блажа промена момента мотора и мање изражена деформација моментне криве, него при примени асинхроног мотора. То је условљено различитим карактером моментних кривих једног и другог мотора [9].

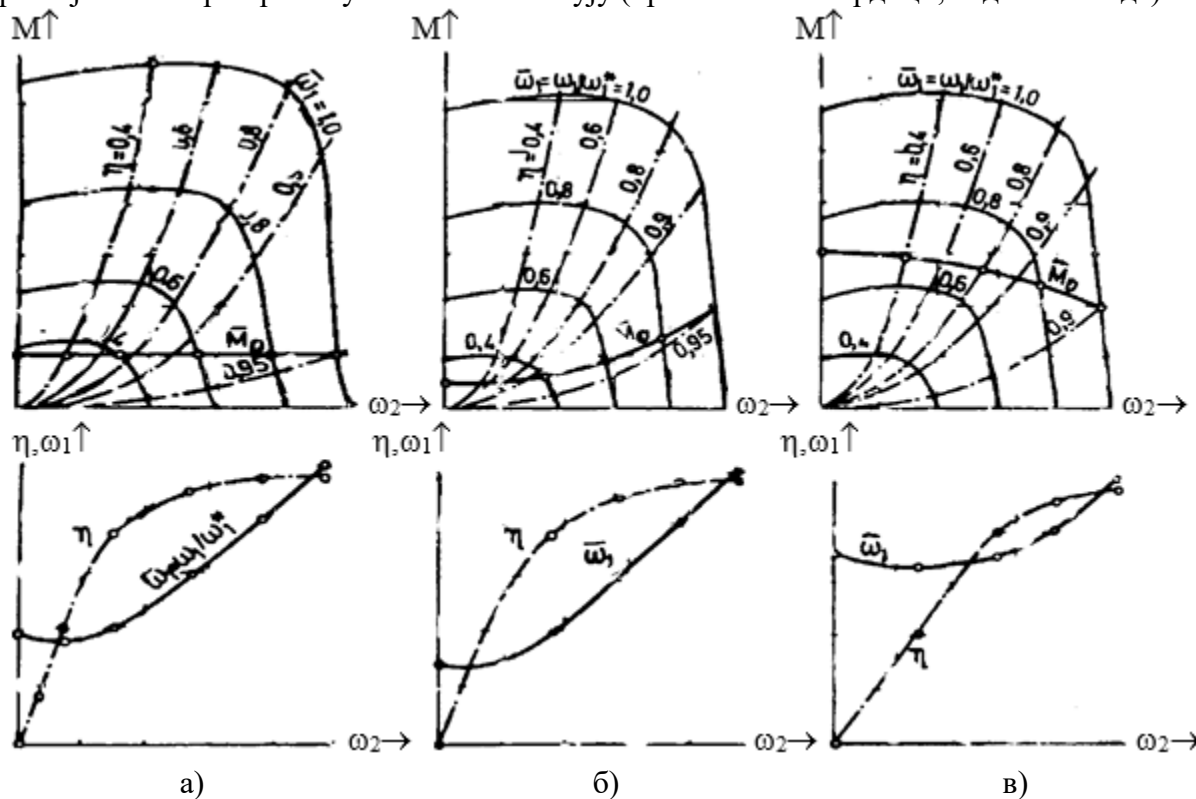
Да би се одредили устаљени и равнотежни режими, при заједничком раду ХДС и гоњене машине неопходно је познавати закон промене оптерећења гоњене машине у зависности од брзине обртања турбинског кола и зависност момента ХДС од броја обртаја пумпног кола.

4.3. Заједнички рад погонског мотора, хидродинамичке спојнице и моторног возила

Равнотежни режим система: мотор–ХДС–моторно возило, одређује се изједначавањем момента мотора (M_m) и момента отпора кретању возила (M_o), при одговарајућим угаоним брзинама, зависним од преносног односа. ХДС се бира тако да се при пуној снази мотора и максималној вредности отпора кретању моторног возила (M_r) може осварити највећа угаона брзина обртаја пумпног кола ($\omega_1 = \omega_{1max}$) и рад са максималним степеном корисности ($\eta_1 = \eta_{max}$).

Заједнички рад ХДС и погонског мотора, при лаганом мењању радних режима, од старта до пуне снаге, остварује се према закону промене момента отпора кретању моторног возила (M_o). Из тог разлога се одговарајући радни режим мотора (момент, угаона брзина обртања, положај регулационог органа) одређује према условима равнотеже момента мотора и момента отпора при кретању моторног возила ($M_m = M_o$) [9].

Криве момента ХДС, за различите вредности угаоних брзина обртања пумпног кола (ω_1) приказане су на слици 60.: а) На слици 60а, за режим вуче или убрзавања моторног возила; б) На слици 60, за режим вуче или убрзавања моторног возила, када се узимају у обзир отпори (M_o), који током кретања моторног возила расту и в) На слици 60в, за режиме при којима отпори кретању возила се смањују (кретање на низбрдици, када M_o опада).



Слика 60. Заједнички рад-спрега хидродинамичке спојнице са моторним возилом [9]

Сноп кривих $M(\omega_2)$ и $\eta = \text{const.}$, датих на слици 60, дефинишу радну област ХДС. Са дијаграмских приказа може се уочити следеће: после покретања турбинског кола, при његовом убрзавању, пумпно коло се најпре успорава, а потом убрзава, што је последица

пораства момента мотора. До параметара заједничког рада погонског мотора, ХДС и моторног возила долази се анализом услова динамичке равнотеже овог целокупног ланца.

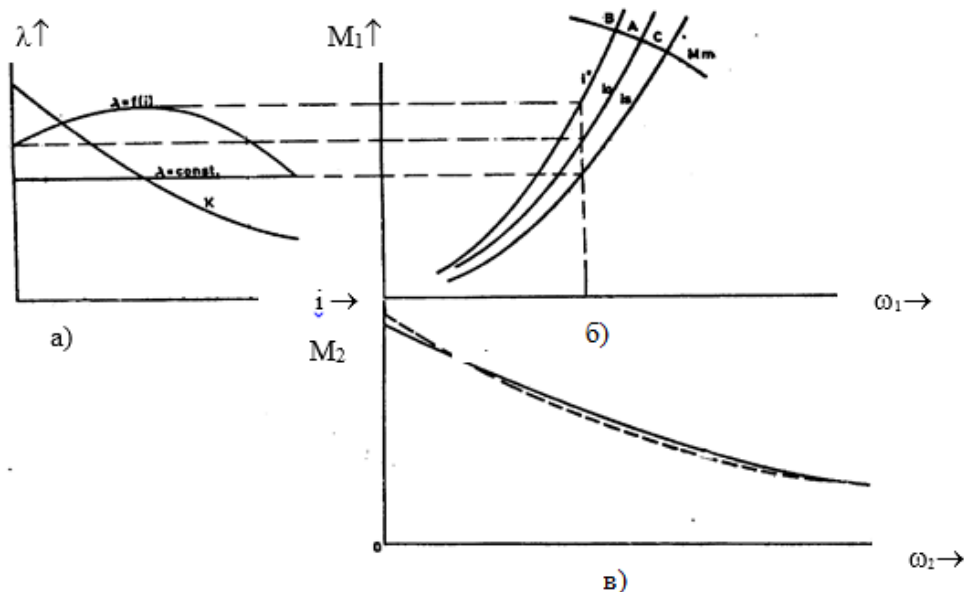
4.4. Заједнички рад хидродинамичког мењача и мотора сус

Одређивање карактеристика равнотежних радних режима, при заједничком раду мотора, ХДМ и возила, врши се на исти начин као и при заједничком раду мотора, ХДС и возила, како је предходно приказано. При томе треба имати у виду да код хидродинамичких мењача, за разлику од хидродинамичких спојница, мења се однос момента на турбинском и пумпном колу. Промена момента који се остварује на турбинском колу ХДМ, у широком интервалу, већа је од промене момента који се остварује на пумпном колу прозачних ХДМ. Постоје и таква конструктивна решења ХДМ, код којих се момент на пумпном колу не мења (поменути непрозрачни ХДМ).

Радни режим мотора, при примени ХДМ, остварује се у ужем интервалу промене момента, него што је то случај при примени ХДС или чисто зупчастог мењача.

Само усаглашавање рада мотора сус и ХДМ, првенствено се огледа у усаглашавању карактеристике мотора са карактеристиком пумпног кола. Мотор сус, у спрези са непрозрачним ХДМ, радиће у истом режиму, без обзира на оптерећење излазног вратила. Тада је регулацијом довода горива могуће мењати режим његовог рада [9].

На слици 61 приказане су карактеристике заједничког рада хидродинамичког мењача и мотора сус.



Слика 61. Карактеристика заједничког рада хидродинамичког мењача и мотора сус [9]

Пренос снаге од мотора, применом ХДМ, код возила решава се итеративно и по етапама, првенствено због широког дијапазона промене радних услова и могућности избора различитих решења ХДМ.

Први корак у решавању тог сложеног задатка јесте одређивање момента који се треба остварити на излазном вратилу ХДМ, при одређеним условима коришћења возила, у првом реду, при граничним вредностима преносног односа (од $i=0$ до $i=i_{max}$). Потом се одређује преносни однос хидродинамичког мењача, при коме он има максималну вредност степена

корисности. Трећи корак је одређивање потребне моментне карактеристике пумпног кола (прозрачна или непрозрачна). Последњи корак је одређивање габарита ХДМ и прорачунавање параметара заједничких радних режима, из услова спрезања мотора и ХДМ.

На дијаграму са слике 61а, приказана је зависност коефицијента момента (λ) и коефицијента промене обртног момента (k) од преносног односа, до које се дошло експерименталним путем, при константном броју обртаја улазног вратила, преношењем вредности коефицијента момента из дијаграма "а" у дијаграм "б", на вертикали $n_1 = \text{const.}$ Кроз добијене тачке могу се повући квадратне параболе (јер је обртни момент на пумпном колу ХДМ сразмеран квадрату његовог броја обртаја). Повучене су само карактеристичне параболе, док се све остале налазе између њих. Кроз тачку која одговара максималној вредности коефицијента момента повучена је тзв. номинална парабола, кроз тачку која одговара коефицијенту момента у тренутку преласка ХДМ на режим рада ХДС повучена је парабола обележена са с, а кроз тачку која одговара стартном режиму повучена је тзв. стартна парабола (о).

На дијаграму на слици 61б, уцртана је и моментна линија мотора M_m . Пресечне тачке ове линије, са предходно наведеним параболома, означене су са А, В и С. При покретању возила ХДМ ће радити по стартној параболу (о), односно мотор ће радити у режиму обележеном тачком Б. Убрзавањем возила, коефицијент момента ХДМ се повећава од λ_0 до λ_{max} . Истовремено ХДМ постепено прелази са стартне параболу (о) на номиналну параболу (х), што значи да се мотор успорава по луку ВА. Даљим смањењем клизања опада и вредност коефицијента момента, тако ХДМ постепено прелази од номиналне параболу (х) на параболу s, односно мотор ради по луку АС [9].

На основу тога можемо закључити да непрозрачни ХДМ, при било ком преносном односу, ради само по једној параболу, за разлику од прозрачног који ради по различитим параболома, зависно од оптерећења излазног вратила.

Ради упоређивања рада прозрачног и непрозрачног ХДМ, који су димензионисани тако да се њихове параболе, на режиму рада ХДС поклапају.

На дијаграму на слици 61в нацртане су криве момента на излазном вратилу ових ХДМ у функцији излазног броја обртаја. Ове криве нацртане су на следећи начин: за непрозрачни ХДМ, мотор ради стално, у истом режиму обележеном тачком С (са сталном угаоном брзином обртања ω_c и моментом мотора M_c). Апсцисе тачке криве излазног момента (испрекидана линија на слици 61в) добијају се коришћењем израза $\omega_2 = \omega_c i$. Ординате ове криве добијају се коришћењем израза $M_2 = M_c K$, где се вредности коефицијента промене обртног момента ХДМ (K), за сваку вредност i , читава са дијаграма 61а, који је пак одређен експерименталним путем [9].

За прозрачни ХДМ, вредност K и λ , за различите вредности i , читавају се са дијаграма 61а. Очитане вредности λ преносе се у дијаграм 61б на вертикалу $\omega_1 = \text{const.}$, и кроз добијене тачке повлаче се квадратне параболе. У пресеку ових параболу и линије момента мотора добијају се вредности момента мотора (M_m).

На основу вредности ω_1 и M_1 рачунају се координате тачака криве излазног момента прозрачног ХДМ (пуна линија), која се уцртава на дијаграму 61в коришћењем израза $\omega_2 = \omega_1 i$ и $M_2 = K M_1$.

Анализом облика кривих излазног момента прозрачног (испрекидана линија) и непрозрачног (пуна линија), приказаних на слици 61в, може се закључити да прозрачни ХДМ, на истом возилу, обезбеђује већи стартни момент, а прозрачни већа убрзања (веће брзине), при истом отпору кретања, у области средњих угаоних брзина обртања. Уколико

је крива момента мотора више закривљена, позитивне карактеристике прозрачних ХДМ, у спрези са њим, долазе више до изражаја.

Избор ХДМ, за дато возило, зависи и од намене возила, односно карактеристика вуче које то возило треба да има. При томе посебну пажњу треба посветити усаглашавању карактеристика мотора са карактеристиком пумпног кола ХДМ [2].

Треба истаћи да крива момента ото мотора има већи, а дизел мотора мањи опсег заједничког рада са ХДМ, пошто је карактеристика дизел мотора крута (момент при пуној снази је мањи у односу на максимални). На основу тога за ото моторе прихватљивија је примена ХДМ са прозрачном, а за дизел моторе са малом или са непрозрачном карактеристиком. Код шинских возила и грађевинских машина препоручљива је примена непрозрачних ХДМ.

Непрозрачни ХДМ прихватљивији је за примену код возила које ради у тешким условима, у спрези са дизел мотором са благо положеном моментном карактеристиком. Ови ХДМ оптерећују мотор моментом који је у условима сталног пуњења мотора независан од спољашњег оптерећења. То је разлог што се њиховом применом не могу искористити све перформансе мотора без уградње допунског преноса.

Ипак, ако се момент на пумпном колу ХДМ мења са променом момента на турбинском колу, услед чега се мења и режим рада мотора, ради се о прозрачном ХДМ. Задатак изналажења прихватљивог решења спрезања мотора прозрачног ХДМ и возила истоветан је као и при решавању овог задатка при спрези мотор-ХДС-возило и мотор- комплексни ХДМ-возило. Ширина заједничког радног подручја мотора и прозрачног ХДМ зависи од промене момента оствареног на пумпном колу од $i=0$ до $i=i_{max}$.

За комплексно-сложени ХДМ, степен прозрачности треба дефинисати само за подручје рада на режимима ХДМ. Прозрачни ХДМ су подеснији од непрозрачних за спрегу са моторима са мање повијеном моментном кривом.

Може се закључити да ото мотор има већи оп опсег заједничког рада, односно оптерећења ХДМ, а дизел мотор мањи опсег. Треба имати у виду да је због "крутости" карактеристике дизел мотора његов момент, при пуној снази мањи за око 10%, у односу на максимални [2].

При избору ХДМ за усвојени мотор неопходно је утврдити радне параметре оптималног радног режима (број обртаја, обртни момент пумпног кола и преносни однос), стартне карактеристике изражене односом момента (M_2/M_1) и односом ових момената при максималном експлоатационом преносном односу. Код сложених ХДМ потребно је утврдити и радне параметре при преласку са режима рада ХДМ на режим рада ХДС, као и при раду на номиналном режиму рада ХДС. После избора типа ХДМ одређују му се димензије из услова спреге са мотором. При томе неопходно је познавати радне параметре мотора при максималном пуњењу и бездимензијске карактеристике мењача.

ХДМ изабраног типа спреже се са погонским мотором тако да му се оптимални радни режим подудара са унапред утврђеним радним режимом мотора. Режији, који се најчешће подударају са оптималним режимом ХДМ су: режим највеће снаге, режим највећег степена корисности и режим максималног момента.

Тешко је дефинисати, при ком режиму рада мотора, треба одредити димензије ХДМ. Током избора утврђују се могућа решења, а коначна одлука о избору доноси се упоредним разматрањем перформанси мотора, услова који треба да задовољи на возилу и економичности рада возила. Поред познавања радних кривих мотор (M, P, η) и бездимензионалних карактеристика мењача (η, λ) потребно је знати и облик и димензије

струјног простора, пре него се приступи одређивању полупречника круга циркулације. Прихватљиво решење ХДМ, за дати мотор, возило и услове експлоатације, добија се упоредном анализом већег броја варијанти ХДМ.

5.0. Оптимизација параметара заједничког рада погонског мотора и хидродинамичкозупчастог мењача моторног возила

Један исти ХДМ може се спрезати са различитим врстама погонског мотора, при његовој уградњи у возила различите конструкције и намене.

Само усаглашавање рада мотора и ХДМ најчешће се остварује применом одговарајућег зупчастог мењача, правилним избором његових степена преноса [2]. Оптимизација параметара заједничког рада погонског мотора и ХДЗМ, првенствено се зато и састоји у решавању задатака одређивања преносног односа зупчастог дела ХДЗМ.

Неопходно је извршити анализу утицаја већег броја параметара оптимизације са циљем добијања решења моторног возила са задовољавајућим перформансама и експлоатационо-техничким карактеристикама. Да би оптимизација била успешно спроведена неопходно је познавати карактеристике мењача и карактеристике погонског мотора.

Највећи број до сада познатих метода оптимизације заједничког рада погонског мотора и трансмисије са ХДМ заснива се углавном на анализи момента мотора који се може пренети ХДМ.

Применом ових метода, стављањем у везу момента мотора (M_m) и момента на пумпном колу ХДМ (M_p) одређује се оптимална вредност преносног односа зупчастог дела ХДЗМ, јер је познато да један исти ХДМ могуће спрезати са различитим моторима само варијацијом вредности степена преноса зупчастог дела ХДЗМ [9].

Математички то би могло да се представи следећим релацијама:

$$M_m \cdot \omega_m \cdot \eta = M_p \cdot \omega_p \quad (15)$$

одакле је:

$$M_p = \frac{M_m \cdot \eta}{i} \quad (16)$$

Са друге стране, на основу теорије сличности може се написати да је:

$$M_p = \frac{M_m \cdot \omega_m^2 \cdot i^2}{\omega_p^2} \quad (17)$$

Коришћењем израза претходних израза одређује се оптимална вредност преносног односа ХДЗМ:

$$i = \left[\frac{M_m \cdot \eta}{\lambda \cdot \rho \cdot D^5 \cdot \omega_m^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (18)$$

Израз (18) представља услов оптималног рада ХДМ и погонског мотора. Овај метод одређивања оптималне вредности преносног односа зупчастог дела ХДЗМ је изразито упрошћен јер не узима у обзир већи број утицајних параметара на рад трансмисије и погонског мотора. Из тог разлога покушава се извршити оптимизација система мотор-трансмисија узимањем у обзир и тих фактора, а посебно променљивост отпора кретању возила у реалним условима његовог коришћења. При томе се строго мора водити рачуна о постизању максималне вредности степена корисности, при преносу снаге од мотора на погонске тачке возила [9].

На примеру ХДЗМ, који у свом саставу има ХДМ са једним реакторским колом и зупчasti мењач који се састоји из два дела: испред (систем за дељење снаге) и иза ХДМ. Његови степени корисног дејства су η_{m1} и η_{m2} , а преносни односи i_{m1} и i_{m2} .

Снага коју ХДЗМ може да пренесе може се изразити у облику:

$$P'_{HDZM} = P \cdot \eta_h \cdot \eta_{meh} = M_m \cdot \omega_m \cdot i_h \cdot K \cdot \eta_{meh} \quad (19)$$

У реалним условима коришћења возила снага коју преноси ХДЗМ може се изразити у облику:

$$P_{HDZM} = \int_{F_{0\min}}^{F_{0\max}} P'_{HDZM} \cdot f \cdot dP = \eta_{meh} \cdot \int_{F_{0\min}}^{F_{0\max}} P \cdot \eta \cdot f \cdot dP \quad (20)$$

где је:

f - густина функције расподеле оптерећења при квазистационарном режиму оптерећења,
 $R_{\max}, R_{\min}$ - максимална и минимална вредност отпора кретању возила.

Једначине заједничког рада мотора и ХДЗМ могу се написати у облику:

$$R \cdot r_d = M_m \cdot K \cdot i_h \cdot \eta_m \cdot i_0 \cdot i_m \quad (21)$$

$$\lambda = \frac{M_m}{\omega_m^2} \cdot i_{meh}^3 \quad (22)$$

Услов оптимизације може се изразити у облику:

$$\frac{\partial P_{HDZM}}{\partial i_m} = 0 \quad (23)$$

Како се зупчasti мењач ХДЗМ састоји из два дела, могу се написати следећи услови оптимизације ХДЗМ:

$$\frac{\partial P_{HDZM}}{\partial i_{m1}} = \eta_{m1} \cdot \eta_{m2} \cdot \int_{R_{\min}}^{R_{\max}} \frac{\partial (P_{HDZM} \cdot \eta)}{\partial i_{m1}} \Big|_R \cdot f \cdot dP = 0 \quad (24)$$

$$\frac{\partial P_{HDZM}}{\partial i_{m2}} = \eta_{m1} \cdot \eta_{m2} \cdot \int_{R_{\min}}^{R_{\max}} \frac{\partial (P_{HDZM} \cdot \eta)}{\partial i_{m2}} \Big|_R \cdot f \cdot dP = 0 \quad (25)$$

Део подинтегралне функције у изразу (24) $\frac{\partial (P \cdot \eta)}{\partial i_m} \Big|_R$ значи да се ради о парцијалном изводу по преносном односу (i_m) зупчастог дела ХДЗМ, при непроменљивој вредности силе отпора кретању возила (R) [9]. За непрозрачни ХДМ може се израз (20), уз уважавање израза (17) и (18) написати у облику:

$$\frac{\partial P_{HDZM}}{\partial i_{m1}} = \int_{R_{\min}}^{R_{\max}} \frac{\partial P_{HDZM}}{\partial \omega_m} \cdot \frac{K \cdot \left(2 \cdot \frac{\partial \eta}{\partial i_h} \cdot K - 3 \cdot \eta \cdot \frac{\partial K}{\partial i_{m1}} \right)}{\omega^2 \cdot \frac{\partial K}{\partial i_{m1}} \cdot \frac{\partial}{\partial \omega_m} \left(\frac{M_m}{\omega_m^2} \right)} \cdot f \cdot dP = 0 \quad (26)$$

$$\frac{\partial P_{HDZM}}{\partial i_{m2}} = \int_{F_{0\min}}^{F_{0\max}} P \cdot \frac{\partial \eta}{\partial i_h} \cdot \frac{K}{\frac{\partial K}{\partial i_{m2}}} \cdot f \cdot dP = 0 \quad (27)$$

Анализом израза (26) може се закључити да је $\frac{\partial P_{HDZM}}{\partial i_{m1}} = 0$ само при $\frac{\partial P_{HDZM}}{\partial \omega_m} = 0$.

На основу тога може се закључити да оптимална вредност преносног односа дела ХДЗМ, који се налази између мотора и ХДМ, при коме се може пренети највећа снага је:

$$i_{m1opt} = \omega_m \cdot \left(\frac{\lambda}{P_m} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (28)$$

Анализом услова (25) може се написати:

$$\frac{\partial P_{HDZM}}{\partial i_{m2}} = (R_{\max} - R_{\min}) \cdot \left(\frac{\partial \eta}{\partial i_h} \cdot \frac{K}{\frac{\partial K}{\partial i_{m2}}} \right) = 0 \quad (29)$$

Како је $K \geq 1$ и $\frac{\partial K}{\partial i_{m2}} \neq \infty$, $f(R) > 0$ може се написати:

$$\left(\frac{\frac{\partial \eta}{\partial i_{m2}} \cdot \frac{K}{\frac{\partial K}{\partial i_{m2}}} \cdot f}{\frac{\partial K}{\partial i_{m2}}} \right)_{sr} = \frac{\partial \eta}{\partial i_{m2}} = 0 \quad (30)$$

Услов (29) биће испуњен при максималној вредности степена корисног дејства ХДМ ($\eta_{\max}$) и оптерећења ($R_{\max} > R_m$) где је: R_m -мода густине вероватноће оптерећења (највероватнија вредност отпора кретању возила при коме је $\eta < \eta_{\max}$).

Уколико се на основу података из експлоатације нацрта функција густине расподеле оптерећења и графичке зависности спољашњих карактеристика ХДМ, на основу резултата експерименталних истраживања и прорачуна могуће је уоћити следеће зависности:

$$K = \frac{R \cdot r_d}{M_m \cdot i_{meh1} \cdot i_{meh2}} \quad (31)$$

$$\xi = \frac{d\eta}{di} \cdot \frac{K}{\frac{dK}{di}} \cdot f(R) \quad (32)$$

На режиму рада ХДС, ХДМ се супротставља сила отпора R_m . Ова сила, при $i=i_m$ и $K=1$, може се изразити у облику:

$$R_{min} = \frac{M_m \cdot i_{m1} \cdot i_{m2}}{r_d} \quad (33)$$

Оптимална вредност преносног односа зупчастог мењача (i_{m2}) може се одредити применом израза:

$$i_{m2opt} = \frac{r_d \cdot R_m}{M_m \cdot i_{m1} \cdot K_m} \quad (34)$$

Оптимална вредност зависи од функције густине расподеле оптерећења. Дефинисање ове функције, на основу података о оптерећењима, која се јављају у реалним условима коришћења возила, је добро познато. Њено одређивање је посебно проблематично при развоју потпуно нових возила. У том развоју користе се подаци о оптерећењима трансмисија, за постојећа возила сличне конструкције, намене и експлоатационо-техничких карактеристика [9].

Ако се на основу података из експлоатације утврди да се оптерећења трансмисије померавају нормалном закону расподеле онда функција густине статичког оптерећења (за мале брзине кретања) има облик:

$$f_{st} = \frac{1}{\sigma \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{t^2}{2}} \quad (35)$$

где су:

$$t = \frac{R - \bar{R}}{\sigma} ; \bar{R} = \frac{R_{max} + R_{min}}{\sigma} ; R = \varphi \cdot G \quad (36)$$

Како је брзина кретања возила пропорционална преносном односу ХДЗМ функција густине може се изразити у облику:

$$f = \frac{i_{sr}}{i} = \frac{i_{sr}}{i \cdot \sigma \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{t^2}{2}} \quad (37)$$

Из услова $\frac{\partial f}{\partial R} \Big|_{R=R_m} = 0$ могуће је одредити највероватнију вредност оптерећења мењача (R_m). Коефицијент промене обртног момента може се изразити у облику:

$$K = K_m + \frac{\partial K}{\partial i} \cdot (i_m - i)$$

(38)

где су:

K_m и i_m – вредности при $\eta_{\max}$ ХДМ.

При максималној вредности степена корисног дејства ХДМ (K_m , i_m , $\eta_{\max}$) његово оптерећење може се представити у облику:

$$R_m = R + \frac{K_m}{K_0 - K_m} \cdot \frac{\sigma^2}{R_m} \quad (39)$$

Из израза (39) може се закључити да оптерећење R_m зависи од карактеристика ХДМ и пута. Изложена математичка метода оптимизације заједничког рада погонског мотора и ХДЗМ, која се састоји првенствено у одређивању оптималних вредности преносних односа зупчастог дела ХДЗМ, узима у обзир променљивост силе отпора које се супротстављају кретању у реалним условима [9].

За разлику од највећег броја познатих метода оптимизације параметара заједничког рада погонског мотора и ХДЗМ, које узимају у обзир углавном карактеристике мотора и ХДЗМ, овом методом обухваћена је и променљивост отпора који се супротставља кретању возила у реалним условима (R), променљивост карактеристика ХДМ (K , i , η) током његовог рада и променљивост карактеристика погонског мотора возила (M_m и ω_m).

5.1. Одређивање услова при којима је могућ стабилан рад хидродинамичког мењача и погонског мотора возила

За разлику од најчешће цитираних графоаналитичких метода, које се углавном задржавају на објашњавању дијаграмских зависности момента мотора и моментне карактеристике пумпног кола ХДМ, преко коефицијента правца тих карактеристика, у предвиђеној области рада возила (за одређену вредност степена преноса) неопходно је применити методу која ће прецизније дати одговор на питање правилног избора спреге ХДЗМ-мотор [2].

Једна од таквих метода, која се првенствено базира на карактеристикама прозраности ХДМ, израженој преко осталих његових карактеристика, узимајући у обзир највећи број утицајних величина на њихов рад, расветљавајући при томе и физичку суштину сложених процеса који се одвијају у ХДМ састоји се у следећем:

$$M_o = M_T = K \cdot M_P = K \cdot M_m \cdot i \quad (40)$$

$$\omega_T = \omega_P \cdot i = (\omega_m / i_{zm}) \cdot i \quad (41)$$

На основу израза 40 и 41 може се закључити да величине излазног момента из ХДМ зависе првенствено од карактеристика мотора и карактеристика ХДМ.

У условима стабилног рада ХДМ, а самим тим и спреге мотор-ХДМ, неопходно је испуњење следећих услова:

$$dM_T = d(i \cdot K \cdot M_m) < 0 \quad (42)$$

Неједначина 42 може се написати у следећем облику:

$$M_m \cdot (dK/di) + K \cdot (dM_m / d\omega_m) \cdot d\omega_m < 0 \quad (43)$$

Промена режима рада ХДМ може се изразити у облику:

$$dM_p = (\partial M_p / \partial \omega_p) \cdot d\omega_p + (\partial M_p / \partial \lambda) \cdot d\lambda \quad (44)$$

где је: $\partial M_p / \partial \omega_p = 2\lambda$, $\partial M_p / \partial \lambda = \omega_p^2$

Прозрачност ХДМ може се изразити у облику:

$$\Pi = (\partial M_p / \partial \omega_p) \cdot (\omega_p^2 - 2\lambda) \cdot \omega_p \cdot (d\omega_p / di) = \partial \lambda / \partial i \quad (45)$$

Користећи једначине од 4.27 до 4.32 могу се написати следећи изрази:

$$d\omega_p = di \cdot \Pi / \left[(\partial M_p / \partial \omega_p) \cdot (\omega_p^2 - 2\lambda) \cdot \omega_p \right] \quad (46)$$

$$\frac{\partial M_p}{\partial \omega_p} = \frac{\partial M_p}{\partial \omega_m} \cdot i^2 \quad (47)$$

Гранична вредност потребне прозрачности ХДМ, за његов стабилан рад са погонским мотором, може се изразити у облику:

$$\Pi_{gr} = \frac{\alpha \cdot (dK / di) \cdot \lambda}{K} \cdot \left(\frac{2\lambda \cdot \omega_m}{i^3 \cdot (\partial M_m / \partial \omega_m)} - 1 \right) \quad (48)$$

Вредност коефицијента резерве стабилности (α) зависи од амплитудно фреквентне карактеристике ХДМ и промена оптерећења мењача.

Услов стабилности рада ХДМ са погонским мотором може се изразити у облику:

$$\Pi < \Pi_{gr} \quad (49)$$

Гранична, највећа вредност прозрачности ХДМ (48), коју он може да има да би био могућ стабилан његов рад са погонским мотором, зависи од оптерећења (укупних отпора кретању возила) и од карактеристика погонског мотора и ХДМ. Ово значи да стабилност рада мењача и мотора на возилу зависи од већег броја утицајних фактора, тако да је неопходно познавати њихову међузависност и значај њиховог утицаја [2].

За одређени погонски мотор, применом предходних израза (41 - 49) могуће је одредити карактеристике ХДМ, првенствено прозрачност коју он мора имати да би могао стабилно да ради у спрези са погонским мотором. Карактеристика стабилности рада је значајна при избору ХДМ који се може уградити у возило са одређеним мотором. Вредности за K , η , λ , Π и Π_{gr} добијају се прорачуном на основу измерених величина .

Приказана методологија одређивања услова, при коме је могућ стабилан рад ХДМ са погонским мотором на возилу омогућава брзо и ефикасно проверавање могућности њиховог спрежања, са аспекта стабилности њиховог рада.

5.2. Утицај хидродинамичкозупчастог мењача на економичност моторног возила

Економичност моторног возила зависи од већег броја фактора. Анализа економичности своди се на анализу транспортног рада, тј. на анализу транспорта одређене масе или одређене запремине на датој релацији. На основу утрошеног погонског материјала (горива и мазива), резервних делова и људског рада на јединицу транспортног рада оцењује се карактеристика економичности возила или возног парка.

Економичност возила је један од основних атрибута возила будућности. То треба правилно прихватити и максимално радити на пољу побољшања економичности возила.

Ради свођења потрошње горива на оптималан ниво, за дату конструкцију погонског агрегата и целог возила, неопходно је извршити усаглашавање режима рада мотора са ХДЗМ, односно са отпорима који настају при кретању моторног возила. Циљ је, значи, рационализација потрошње горива погонског мотора. Ово се, за сад, углавном постиже применом мењача са континуалном променом степена преноса [2].

При анализи потрошње горива најчешће се прибегава примени тзв. аналитичких метода које се заснивају на примени одређених математичких модела одређивања потрошње горива, а који пре свега узимају у обзир услове коришћења возила и режиме рада погонског мотора. При томе не сме се изгубити из вида квалитет примењеног горива, начин припремања и сагоревања смеше горива и ваздуха, конструктивна решења и начин коришћења и одржавања возила.

Један од израза за одређивање потрошње горива има облик:

$$Q = \frac{0,12 \cdot V_u \cdot n \cdot p_e}{H_d \cdot \tau \cdot \eta_e \cdot v \cdot \rho_g} \quad (50)$$

Веза између брзине кретања возила и броја обртаја коленастог вратила погонског мотора може се представити изразом:

$$n = 2,65 \cdot i_m \cdot i \cdot i_o \cdot \frac{v}{r_k} \quad (51)$$

На основу ефективне снаге која се доводи на погонске точкове возила може се одредити средњи ефективни притисак p_e , коришћењем израза:

$$p_e = \frac{3,14 \cdot r_k \cdot T}{V_u \cdot i_m \cdot i \cdot i_o \cdot \eta_{tr}} \cdot (m \cdot g \cdot u + 0,077 \cdot k \cdot A \cdot v^2 \pm 0,1 \cdot \delta \cdot \frac{dv}{dt}) \quad (52)$$

Коефицијент утицаја обртних маса, при примени трансмисије са ХДМ може се изразити у облику:

$$\delta = 1 + \frac{J_T \cdot Z}{m \cdot r_k^2} + \frac{J \cdot i_m^2 \cdot i_o^2 \cdot \eta \cdot K}{m \cdot r_k^2 \cdot i^2} \cdot (i - v \cdot \frac{di}{dv}) + \frac{J_2 \cdot i_m^2 \cdot i_o^2 \cdot \eta}{m \cdot r_k^2} \quad (53)$$

Ефективни степен искоришћења може се изразити у облику:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \frac{P_e}{P_e + P_m} \quad (54)$$

Један од најједноставнијих израза у употреби за одређивање средњег притиска механичких губитака има облик:

$$p_m = a + b \cdot \frac{h \cdot n}{30} \quad (55)$$

Вредности индикаторског степена искоришћења може се одредити и применом једноставног израза:

$$\eta_i = p_i \cdot \frac{Q_v}{H_d} \cdot \frac{\lambda}{\eta_v} \cdot \frac{R \cdot T}{p} \quad (56)$$

Коришћењем предходних израза (50 до 56) може се одредити потрошња горива, у првом приближењу, у зависности од предходно наведених параметара. Елиминисањем одређених чланова у овим изразима могуће је одредити и потрошњу горива моторног возила за случај примењене трансмисије са зупчастим мењачем. Анализом предходних израза може се закључити да потрошња горива зависи од више конструктивних и експлоатационих фактора. Лако је уочити да утицај конструкције возила на потрошњу горива је значајан и изражава се преко вредности преносног односа ХДЗМ (i_m i_h), главног преносника (i_o), полупречника котрљања точка (r_k), масе возила (m) и отпора ваздуха (k). Утицај врсте горива се изражава преко вредности доње топлотне моћи (H_d) и његове густине (ρ_g). Конструкција мотора утиче на потрошњу горива преко механичког (η_m) и индикаторског (η_i) степена искоришћења, радне запремине (V_u), хода клипа (h) и коефицијента вишка ваздуха (λ)[2].

Предходна анализа показује да на потрошњу горива велики утицај има мењач моторног возила.

Основни предуслов за смањење потрошње горива је успоставити оптималан однос између снаге погонског мотора и потребне снаге за савлађивање отпора при кретању моторног возила. Ово може да се постигне правилним избором преносног односа мењача моторног возила при кретању. Од конструкције трансмисије, квалитета израде и преносних односа у мењачу и главном преноснику у великој мери зависи потрошња горива. Смањењем вредности преносног односа мењача број обртаја погонског мотора се смањује и радна тачка мотора се премешта у зону веће економичности. На тај начин врши се знатна уштеда потрошње горива. Са друге стране то се негативно одражава на перформансе возила, долази до повећања садржаја токсичних компонената у издувној емисији и до погоршавања убрзања. Повећање преносног односа главног преносника изнад одређене границе је неповољно јер одређеној брзини возила, за сваки укупни преносни однос одговара одређени

број обртаја коленастог вратила, на одређеном путу. То значи већу потрошњу горива и интензивније хабање моторских делова а самим тим и мањи век трајања. Избор мањег преносног односа, од вредности добијене прорачуном није оправдано јер се смањује резерва снаге, максимално убрзање и максимална брзина а тиме се погоршавају и остале динамичке карактеристике моторног возила. Укупан број степена преноса, као и појединачне вредности преносних односа имају велики утицај на експлоатационо-техничке карактеристике моторног возила, а посебно на динамичност и економичност потрошње горива. Предходно наведени недостаци класичних мењача донекле се ублажавају применом ХДЗМ [2].

5.3. Пригушујуће дејство хидродинамичких преносника снаге у моторним возилима

Примена хидродинамичких преносника снаге, у трансмисијама моторних возила повећава век трајања возила, захваљујући првенствено особини благог безударног преноса снаге, са мотора на погонске тачке возила и способности пригушивања осцилација. Ово се постиже захваљујући промени излазног момента и броја обртаја који се остварује континуално и потпуно аутоматски зависно од оптерећења излазног вратила.

Утврђивање утицаја пригушујућег дејства ХДПС на торзионе осцилације мењача возила, као и утицај поремећајног момента на њено динамичко понашање, врши се првенствено на основу енергије дисипације.

Ради изучавања показатеља поузданости и дуговечности ХДПС моторних возила, неопходно је разрадити критеријуме пригушујућег дејства. Позната је чињеница да се пригушујућа својства динамичког система одређују на основу енергије дисипације [2].

Момент од дисипативних сила, за турбинско коло ХДПС, може се одредити коришћењем једначина :

$$M_{Pd} = M_{Pt} - M_P = \left\{ \rho V \cdot \left[\omega_{P2}^2 + V \cdot \left(\frac{ctg\beta_{R2}}{F_{R2}} \cdot R_{R2} - \frac{ctg\beta_{P2}}{F_{P2}} \cdot R_{P2} \right) \right] - \rho J \frac{d\omega_T}{dt} + \rho F_{tr} \cdot \frac{dV}{dt} \right\} - M_P$$

$$M_{Td} = M_{Tt} - M_T = \left\{ \rho V \cdot \left[\omega_T R_{T2}^2 - \omega_P R_{P2}^2 + V \cdot \left(\frac{ctg\beta_{P2}}{F_{P2}} \cdot R_{P2} - \frac{ctg\beta_{T2}}{F_{T2}} \cdot R_{T2}^2 \right) \right] - \rho J \frac{d\omega_T}{dt} + \rho F_{tr} \cdot \frac{dV}{dt} \right\} - M_T$$

У општем облику момент трења од дисипативних сила може се представити нелинеарном функцијом брзине кретања у облику:

$$M_d = b \cdot \left(\frac{d\psi}{dt} \right)^n \cdot \text{sgn} \frac{d\psi}{dt} \quad (57)$$

Релативна брзина обртања излазног вратила ХДЗМ одређује се на основу расподеле поља брзина и поља притисака у радном простору ХДПС.

Величина фактора пригушења пумпног и турбинског кола може се представити у облику:

$$b_P = \frac{M_{Pt} - M_P}{\omega_P^2} = b_T \cdot i^3 - \frac{M_P}{\omega_P^2} \cdot (1 - \eta) \quad (58)$$

$$b_T = \frac{M_{\pi} - M_t}{\omega_t^2} = \frac{M_{Pt} - M_P \cdot \eta}{i \cdot \omega_t^2} \quad (59)$$

Анализом израза (57) и (58) може се закључити да фактори пригушења не зависе од параметара крутости механичког система, као и да минимална пригушујућа својства пумпног и турбинског кола ХДПС остварују се при преносним односима блиским оптималном режиму рада.

При оцени оптималности рада склопа мотор-ХДПС, користи се коефицијент прозачности, који показује карактер промене коефицијента пригушења лопатичних кола ХДПС у функцији преносног односа. Коефицијент пригушења турбинског кола оцењује се у зависности од степена корисног дејства (η).

За непрозрачни ХДМ, коефицијент пригушења одређен је величином и знаком извода $d\eta/di$. При повећању преносног односа од нуле до оптималне вредности (i_{opt}), долази до умањења коефицијента пригушења. Даље увећање преносног односа до режима рада када ХДМ прелази на режим рада ХДС доводи до пораста коефицијента пригушења.

За одређивање величине коефицијента пригушења неопходно је једначине (57) и (58) изразити преко протока и геометријских параметара лопатичног простора ХДПС. При томе се вредност теоријских момената M_{Pt} и M_{Tt} одређују преко теоријског протока, добијеног из услова једнакости напора пумпног и турбинског кола у радној тачки, користећи закон момента количине кретања.

Смањењем улазног угла лопатица турбинског кола долази до пораста коефицијента пригушења турбинског кола у зони преносних односа ($i < 0,4$). Увећањем излазног угла пумпног и умањењем излазног угла реакторског кола долази до смањења вредности коефицијента пригушења [2].

При експерименталном одређивању вредности коефицијента пригушујућег дејства ХДПС неопходно је мерење амплитуда слободних осцилација $A(t)$ и њених промена са временом $dA(t)/dt$ лопатичних кола, као и познавање фреквенције слободних осцилација (f). Уврставањем ових измерених вредности у израз (60) добијају се вредности коефицијента пригушења за пумпно (П) и турбинско (Т) коло ХДПС.

$$b_{P(T)} = \frac{2J_{P(T)} \cdot f_{P(T)} \cdot \frac{dA(t)/dt}{C_{P(T)-o}} \cdot \left(\frac{J_{P(T)}}{J_{m(O)}} + 1 \right)^2}{\left[-A(t) \cdot \frac{f_{P(T)}}{C_{P(T)-o}} + \omega_{P(T)} \cdot \left(\frac{J_{P(T)}}{J_{m(O)}} + 1 \right) \right]^2} \quad (60)$$

Не треба изгубити из вида да на вредност коефицијента пригушујућег дејства ХДПС пресудну улогу имају поред маса и углови лопатица кола на улазу и излазу. При оптимизацији параметара лопатичног система неопходно је првенствено водити рачуна о пригушујућем дејству и економичности ХДПС [2].

6.0. Савремена решења аутоматских трансмисија у комбинацији са ХДПС

6.1. Аутоматске трансмисије за путничка возила

Конструкција извођења аутоматских трансмисија за путничка возила зависе од саме концепције погона, односно од међусобног положаја мотора и система за пренос снаге. С'обзиром да је прва концепција погона била: мотор напред-погон назад, тако је и развој аутоматских трансмисија био прилагођен таквој концепцији. Међутим, како је расла потреба за малим путничким возилима, као и због све мањег уградбеног простора за њихов погон, наметнуте су корените измене и у самој концепцији и конструкцији аутоматских трансмисија [5].

Примена аутоматских трансмисија је највише заступљена у Америци, где је главни циљ комфор у вожњи и где аутоматске трансмисије налазе најширу примену (више од 90% свих аутомобила). У Јапану је заступљеност аутоматских трансмисија 75%, у Немачкој само 20%, док у целој Европи не прелази 10%. Више комфора и мања потрошња горива су захтеви који су у сталном сукобу код савремених аутомобилских трансмисија.

Заједнички тренд код трансмисија возила, који је све више евидентан, огледа се у повећању броја степени преноса. Због тога, трансмисије са шест и више степени преноса више нису реткост. Додатни степен преноса даје могућност бољег прилагођавања карактеристика мотора условима кретања. Код класичних трансмисија увелико је заживела тенденција повећања броја степени преноса са 5 на 6. При томе, последњи степен преноса намењен је смањењу броја обртаја мотора и смањењу потрошње горива.

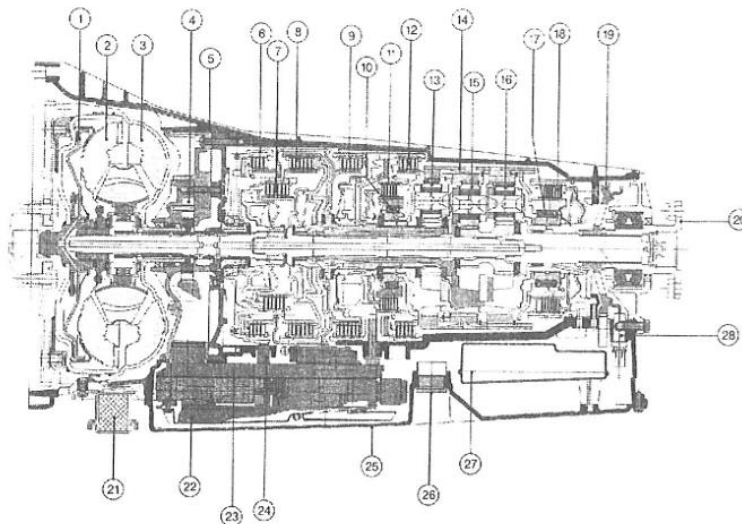
И код аутоматских трансмисија са хидродинамичким претварачем, планетарним и фрикционим склоповима постоји тренд повећања броја степени преноса. Седмостепена аутоматска трансмисија је у данашње време већ стандардна појава, док Mercedes и BMW уводе и деветостепене аутоматске трансмисије. Више од допунског преносног односа, добија се увођењем електронског управљања променом степена преноса. Porsche, BMW, Audi и VW користе адаптивне програме управљања променом степена преноса који су способни и да уче, односно да се самостално прилагођавају тренутној ситуацији и имају читаву скалу варијација [5].

Толико много захтева чини, да потпуно аутоматске трансмисије нису јефтине, што сужава њихову примену посебно у нижим класама аутомобила.

На данашњем нивоу развоја науке и технике, поред чисто механичких - синхроних мењача на возилима се користе аутоматске трансмисије са хидродинамичком компонентом (најчешће је то хидродинамички мењач), са хидростатичком компонентом, са фрикционом компонентом (познат као CVT систем) и електромеханичке трансмисије. Не треба изгубити из вида да је све више возила са класичним трансмисијама чија се промена степена преноса аутоматизује применом одговарајућих управљачких и извршних компонената аутоматике. Свака од предходно наведених трансмисија са континуалном променом степена преноса има одговарајуће карактеристике - предности и недостатке своје примене на возилима. Ипак аутоматске трансмисије, са хидродинамичком компонентом, још увек држе примат у односу на друге аутоматске трансмисије [5].

6.1.1. Аутоматска трансмисија ZF 5 HP 30

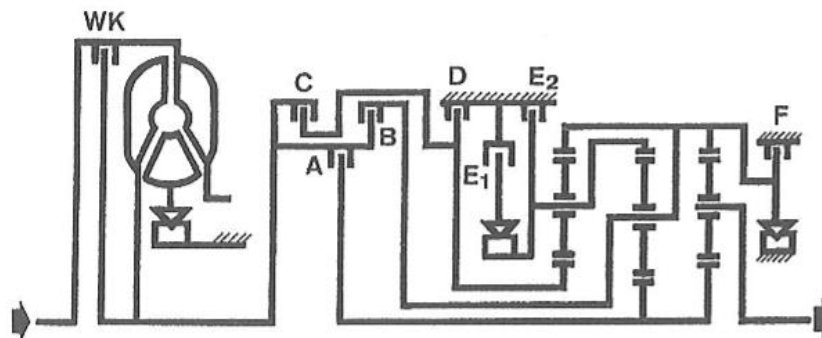
Трансмисија ZF 5 HP 30, (слика 62), представља једну од првих петостепених аутоматских ХДЗМ. Ова трансмисија, конструисана је за коришћење у возилима BMW-а и намењена је за пренос обртног момента од 560 Nm и снаге до 320kW.



Слика 62. Пресек кроз трансмисију ZF 5 HP 30 [5]

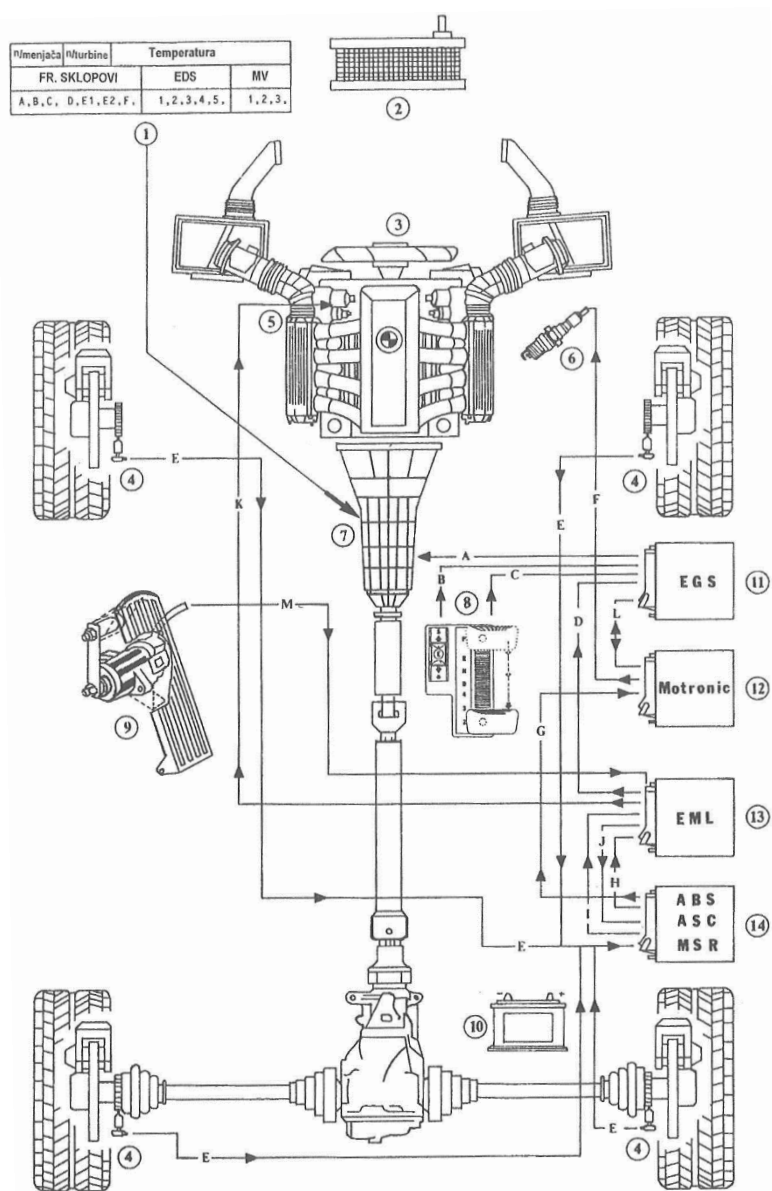
Главне компоненте трансмисије су: Хидродинамички претварач са спојницом за блокирање (1), турбинским колом (2), пумпним колом (3), пумпе за уље (4), кућиште (5), вишеламеласте фриксионе спојнице (6,7,8 и 9), једносмерна спојница 1-ог степена преноса (10), вишеламеласте кочнице (11 и 12), планетарни преносници (13, 15 и 16), једносмерна спојница првог степена преноса (17), вишеламеласта кочница (19), излазна прирубница (20), хладњак уља (21), уљно сито (22), блок електрохидрауличких компонената система за управљање трансмисијом (23), давач брзине обртања турбине претварача (24), картер (25), чеп за контролу нивоа уља (26), резервоар (27) и давач брзине обртања излазног вратила трансмисије (28)[5]. Блокирање претварача остварује се у 3-ем, 4-ом и 5-ом степену преноса.

Шематски приказ трансмисије приказан је на слици 63.



Слика 63. Шематски приказ трансмисије ZF 5 HP 30 [5]

Диспозиција периферијских уређаја и агрегата трансмисије ZF 5 HP 30 и улазно-излазних сигнала који се користе за управљање системом за погон и пренос снаге код возила марке BMW приказана је на слици 64.



Слика 64. Диспозиција периферијских уређаја система за управљање трансмисијом ZF 5 HP 30 у возилу BMW [5]

Основни уређаји овог система су: електрохидрауличке и електромеханичке компоненте трансмисије (1), хладњак уља (2), мотор (3), давачи брзине обртања погонских и гоњених точкова (4), електромотор за затварање пригушног лептира (5), свећице мотора (6), аутоматска трансмисија (7), бирач режима рада система (8), педала гаса (9), акумулатор (10), електронски уређај за управљање трансмисијом (11), дигитална електроника мотора (12),

електронска регулација снаге мотора (13), уређај против блокирања точкова и уређај за аутоматску контролу стабилности (14).

Управљање трансмисијом може бити реализовано на три начина, односно помоћу три различита програма: Е (економичан), S (спортски) и зимски режим, у зависности од жељеног режима кретања возила.

Економичан програм се аутоматски активира при сваком стартовању мотора и подразумева полазак возила у првом степену преноса.

Спортски програм се може изабрати након стартовања мотора и то је програм који је оријентисан према максималној снази мотора, при чему су криве промене степена преноса усмерене ка вишим бројевима обртаја.

Зимски програм се бира ручно и примењује се за посебне услове кретања као што су вожња по снегу и леду. У зависности од позиције бирача полазак може бити у другом и трећем степену преноса [5].

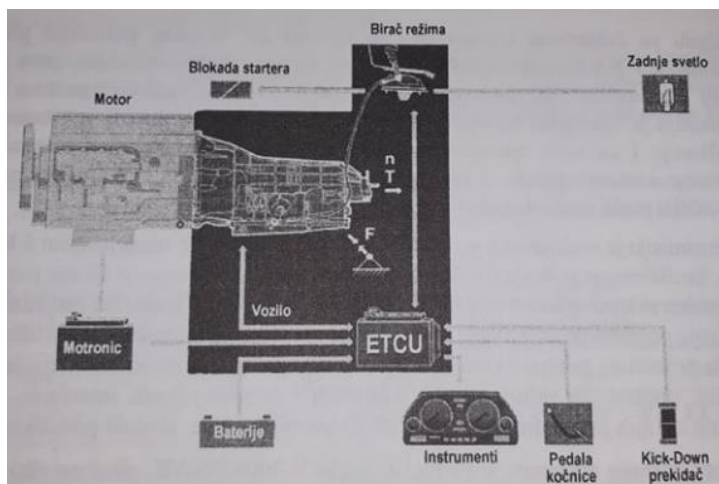
6.1.2. Аутоматска трансмисија ZF 5 HP 24

Због све већих захтева купаца у погледу комфора, потрошње горива, перформанси и поузданости, BMW, ZF и Bosch су радећи заједно развили нову аутоматску трансмисију 5 HP 24 за генерацију BMW-ових 8-цилиндричних мотора. Трансмисија је развијена за обртни момент од 420 Nm, са довољно простора за модификације и за већа оптерећења.

Ова трансмисија је реализована по аналогiji са стандардном ZF трансмисијом 5 HP 30 (слика 62), коришћењем свих ранијих искустава и задржавањем неких виталних склопова као што је хидраулички уређај за управљање.

При пројектовању трансмисије, посебна пажња била је усмерена на њену масу коришћењем FEM методе (методе прорачуна коначних елемената) и алуминијумских материјала [5].

Она у суштини представља склоп са више техничких и организационих интерфејса, а најзначајнији од њих приказани су на слици 65.



Слика 65. Технички и организациони интерфејс аутоматске трансмисије ZF 5 HP 24 [5]

Ову трансмисију чине следећи склопови:

Претварач обртног момента је Fichtel & Sachs W260S 2GWK, посебно развијен за ову трансмисију, има мале димензије и масу, мали момент инерције, добру хидрауличку ефикасност и блокирајућу спојницу са контролисаним проклизавањем.

Да би се фрикциона спојница претварача заштитила од могућих преоптерећења, уведена је софтверска заштита, којом се она привремено искључује када прегуто ради са високим моментом клизања.

Wilsonov систем планетарних зупчаника састоји се од три једноредна планетарна склопа, чија структура обезбеђује повољан распоред преносних односа помоћу три фрикционе спојнице и три фрикционе кочнице. При пројектовању планетарног мењача, велики значај је дат избору и квалитету озубљења у циљу смањења буке.

Фрикциони склопови имају динамичку компензацију притиска, да би се обезбедио висок квалитет процеса промене степена преноса у свим условима рада. Компактан размештај фрикционих склопова омогућио је коришћење само шест заптивних прстенова правоугаоног попречног пресека.

Кућиште трансмисије се састоји из три дела. Предности оваквог вида израде кућишта се огледа у високој прилагодљивости за различите начине везивања трансмисије за мотор и за различите претвараче.

Блок електрохидрауличких вентила је из стандардне 5 HP 30 трансмисије, побољшан у неким детаљима. Уведена је нова метода облагања клизних површина алуминијумских хидрауличких вентила. На овај начин је остварена већа прецизност управљачких ивица и бољег управљања вентилима. Склоп управљачких вентила чини пет пропорционалних вентила притиска и соленоидни вентили. Пропорционални вентили регулишу притисак у систему у зависности од оптерећења и управљају спојницом претварача [5].

У односу на ранија решења, вентили има значајна побољшања која се односе на тачност њихове карактеристике и понашање у хладном стању.

Да би се пригушиле вибрације притиска, које настају при брзим променама тока притиска, употребљен је пригушивач. Соленоид-вентили су на сличан начин побољшани, како у погледу њиховог времена одзива, тако и проточне карактеристике, посебно у хладном стању.

Као заштита од отказа, сви актуатори су опремљени са пречистачем у напојној грани.

Електронски уређај за управљање трансмисијом (ETCU) је главна компонента система и има основни задатак да:

- врши утврђивање и контролу тренутног степена преноса,
- врши секвенцијално управљање променом степена преноса и
- надзор над грешкама система (дијагностика).

Све промене степена преноса се извршавају без прекида тока снаге, што осигурава добар квалитет процеса промене кроз цео радни век трансмисије. Промена из 2-ог у 3-и 3-ег у 4-ти степен преноса, остварује се са преклапањем и под оптерећењем [5]

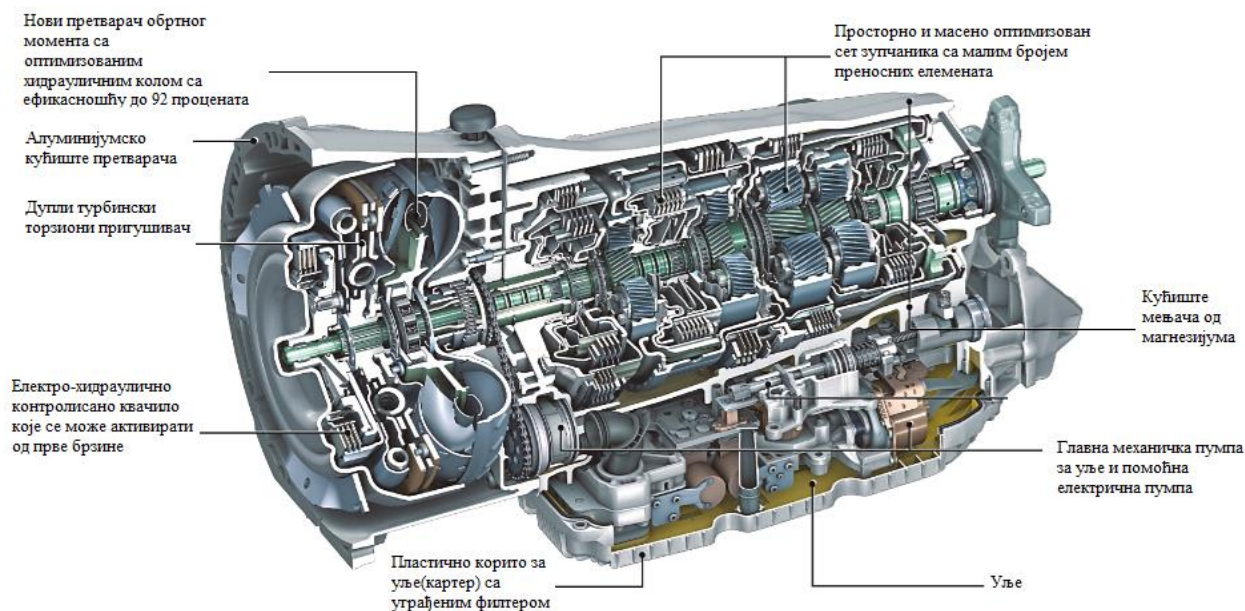
У овом систему управљања, искључивање фрикционих склопова врши се са малим клизањем. Када укључујући фрикциони склоп преузима обртни момент, то се детектује

променом брзине обртања турбине претварача и претходно оптерећена спојница се искључује. Овакав начин управљања може компензовати одступања у пуњењу радних цилиндара фрикционих склопова уљем, тако да је очуван константан квалитет прелазног процеса [5].

6.1.3. Аутоматска трансмисија Mercedes-Benz 9G-Tronic

Трансмисија 9G-Tronic представља деветостепени аутоматски мењач који је намењен за уградњу на возило Mercedes-Benz E 350 BlueTEC. У комбинацији са V6 дизелским мотором од 185 kW (252 KS) остварује просечну потрошњу горива од 5,3 литре дизела на 100 километара, што одговара емисији CO₂ од 138 g/ km. Као резултат тога, нови модели са 9G-tronic аутоматском трансмисијом превазилазе своје претходнике у погледу потрошње и емисије CO₂. Већи број степена преноса утиче на повећање удобности у вожњи и омогућује значајно побољшање у смислу претварања снаге мотора у вучу.

На слици 66 приказан је изглед савременог аутоматског мењача са хидродинамичким претвараčem обртног момента фирме Mercedes Benz [10].

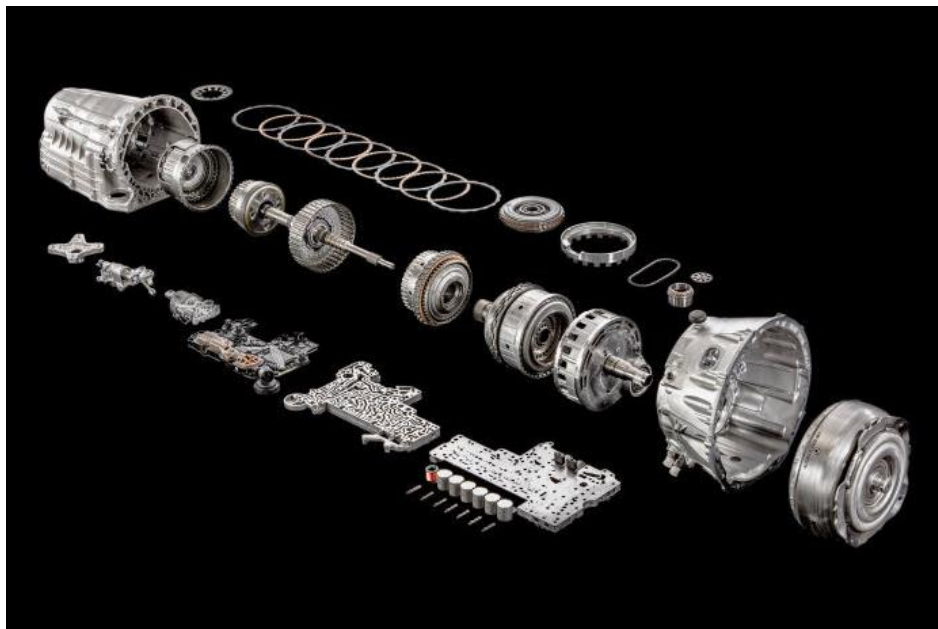


Слика 66. Савремена аутоматска трансмисија 9G-TRONIC [10]

Погонски елемент класичног аутоматског мењача је хидродинамички претварач обртног момента. Трансмисијом 9G-tronic побољшан је хидраулички круг у претварачу обртног момента и на тај начин је повећана и његова ефикасност до 92%. На тај начин остварена је изузетно добра економичност горива јер су губици приликом преноса обртног момента мотора на улазно вратило мењача сведени на минимум. Укратко ова савремена трансмисија претвара веома велики део снаге мотора у вучну снагу. У првој генерацији 7G-tronic трансмисија из 2003. године, ефикасност ове компоненте је била само 85%. Топлота која се ствара током рада, одводи се преко расхладног уља хладњака [10].

Супротно томе, трансмисија 9G-tronic не захтева додатни грејач за загревање хладног уља код хладног стартовања у арктичким условима.

Саставни делови трансмисије ориказани су на слици 67.



Слика 67. Саставни делови трансмисије Mercedes-Benz 9G-tronic [10]

Двоструки турбински пригушивач

Једна од карактеристика која највише повећава комфор и истовремено штеди гориво је торзиони пригушивач, који још ефикасније надокнађује ексцентричности и вибрације у трансмисији. Овај проблем решава се коришћењем двоструког турбинског пригушивача турбине која је додатно опремљена центрифугалним клатном. У зависности од броја обртаја, овај пригушивач са клатном помера тежиште и омогућава удобан рад возила у радном опсегу који штеди гориво. Штавише, оптимизовано пригушење омогућава смањивање проклизавања квачила, што такође доприноси уштеди горива. Повратна опруга је интегрисана у спојницу 9G-tronic-а са склопом претварача обртног момента. Спојница са више дискова је претходно била хидраулички управљана. Употреба опруге повратног притиска омогућава поуздану и удобну активацију чак и при врло малим бројевима обртаја. Интензивна, компјутерска анализа система и обрада модела омогућили су реализацију деветостепеног преноса са четири планетарна сета мењача и шест елемената преноса [10].

Планетарни сет зупчаника састоји се од зупчаника са спољним прстеном, унутрашњег средњег зупчаника и између њих планетарног носача са четири планетарна зупчаника и њиховим лежајевима. У трансмисији 9G-tronic потребна су четири планетарна зупчаника како би се очекивани обртни момент до 1000 Nm могао преносити у будућим комбинацијама различитих мотора и овог типа преноса.

Зупчаник, планетарни носач и средњи зупчаник у комплекту планетарних зупчаника повезани су носачима и спојницама са више дискова или кочницама са више дискова које су подржане кућиштем мењача [10]. То омогућава планетарним зупчаницима да обртни момент преносе на унутрашње зубе зупчаника спољног прстена или на спољне зубе унутрашњег средњег зупчаника. Резултат тога је неколико степена преноса, а истовремено је могуће обрнути смер ротације, на пример за ход уназад.

Поуздан довод уља коришћењем снаге две пумпе.

Да би се обезбедило снабдевање синтетичким моторним уљем друге генерације, 9G-tronic је опремљен са две пумпе. Механичка главна пумпа постављена „изван осе“ налази се поред главне осовине и покреће се ланцем. У аутоматском мењачу као што је 7G-tronic, главна пумпа за уље била је везана за вратило мењача и директно је покретана.

Механичка главна пумпа осигурава довод уља у електрохидраулички контролисан аутоматски мењач када мотор са унутрашњим сагоревањем ради, и потпомаже се засебном електричном помоћном пумпом.

С једне стране, овај дизајн омогућава активно управљање протоком уља и расхладне течности на захтев, а истовремено значи да 9G-tronic може имати користи од система за покретање/заустављање. У каснијим хибридним апликацијама, ова додатна испорука уља омогућава и такозвано „једрење“, тј. одржавање константне брзине без употребе мотора са унутрашњим сагоревањем [10].

Када је мотор искључен - на пример на црвеном светлу семафора у режиму покретања/заустављања - активира се електрична помоћна пумпа, осигуравајући дефинисани основни притисак и гарантујући одржавање свих потребних функција. Када возач жели да крене на зелено светло, испорука уља електричном пумпом након покретања мотора гарантује убрзање. У одређеним радним стањима када мотор ради, помоћна пумпа такође помаже главној пумпи, на пример, при врло малим обртајима мотора или при веома високим температурама. У том се случају проток уља повећава по потреби како би се осигурало лако мењање брзина или када је потребно веће хлађење.

Овај концепт снабдевања уљем који користи механичку главну пумпу и електричну помоћну пумпу, као и контролу у вези са потражњом уља, чини око 54% укупног потенцијала уштеде горива 9G-tronic-a. Овој ефикасности доприноси и потпуно синтетичко уље са ниским трењем.

Главно преносно вратило са три дубоко избушена отвора

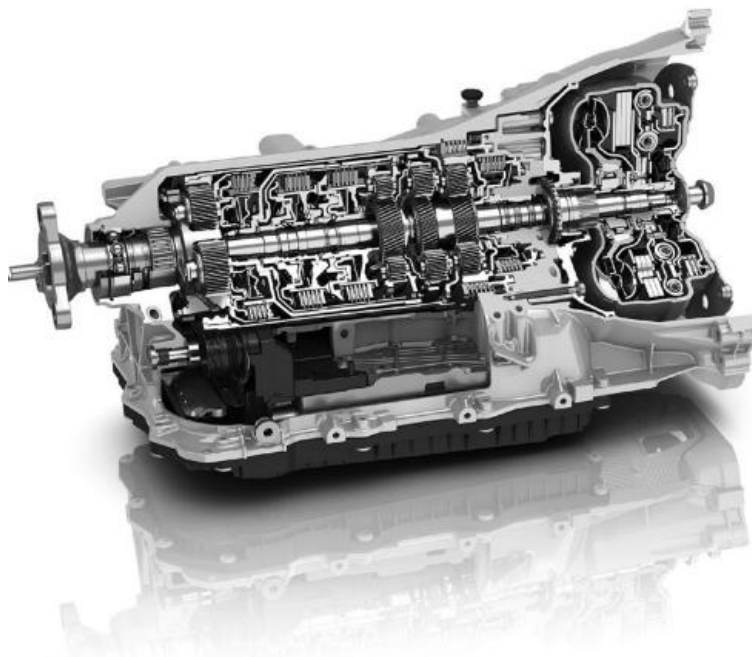
Главно вратило мењача је још један технички врхунац модела 9G-tronic-a. Ово вратило представља једно од најдужих вратила у целој аутомобилској индустрији, величине 550,9mm. Поред својих главних намена преноса снаге, обавља и друге функције користећи софистицирани систем унутрашњих канала. Вратило такође обавља различите функције подмазивања, хлађења и управљања.

Компактна лагана конструкција

Са променом генерације из 7G-tronic у 9G-tronic, при развоју се водило рачуна да нови мењач буде мање тежине. Упркос два додатна степена преноса и максималним преносом обртног момента до 1000 Nm, нови аутоматски мењач захтева исти инсталациони простор као и његов претходник, али је уједно и за килограм лакши [10].

6.1.4. Аутоматска трансмисија ZF 8 HP

При развоју новог 8-степеног аутоматског мењача од стране ZF-a, фокус није био на броју брзина, већ на минимализацији потрошње горива. Нова 8-степен аутоматска трансмисија је пројектована тако да буде лакша, и да постави нове стандарде у погледу флексибилности, ефикасности и економичности [11].



Слика 68. 8 степена аутоматска трансмисија фирме ZF [11]

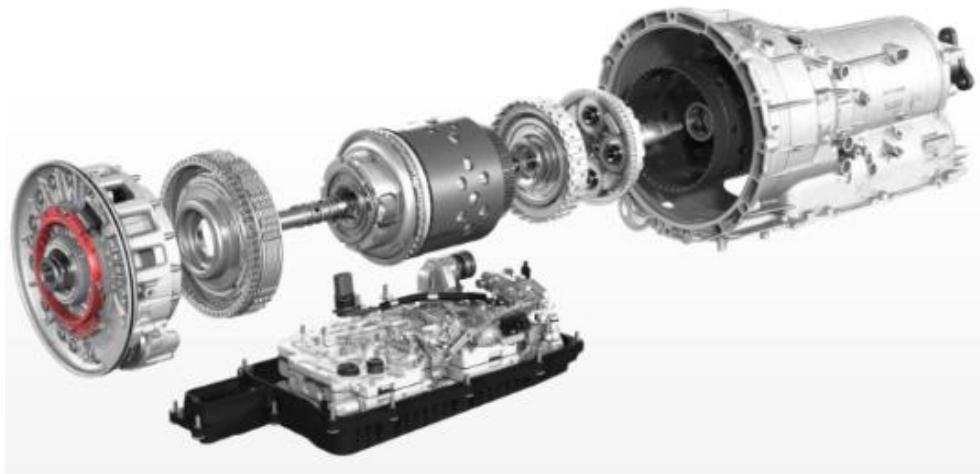
Предности ове трансмисије су:

- Нови дизајн сета зупчаника: четири планетарна сета зупчаника и само пет елемената преноса минимизирају губитак вуче и повећавају ефикасност преноса.
- Опционо складиштење хидрауличног уља (HIS) отвара могућност функције старт-стоп и повећава потенцијал уштеде горива.
- Интегрисана контролна јединица за пренос са изузетно брзим временом одзива.
- Основни пренос се може комбиновати са више елемената за преузимање снаге, укључујући претварач обртног момента, хибридни погон и интегрисани елемент за преузимање снаге.
- Потпуна хибридна компатибилност: на основу паралелног хибридног концепта, “mild”, “full” и “plug in” хибридни системи могу се имплементирати са овим 8-степеним аутоматским мењачем.
- Трансмисија је компатибилна са следећим концептима погона на свим точковима: уграђен је средишњи диференцијал на све точкове, интегрисани систем погона на све точкове (IAS©), ослањање на свим точковима.
- Улазни обртни момент од 300 до 1000 Nm.
- Мултидиск одвајање кочница.
- Оптимизирано хлађење: мање расхладног уља за ниске притиске у систему и више расхладног уља за високе притиске у систему [11].

- Систем аутоматског мењања у празном ходу, при стајању возила и активированој радној кочници (контрола у стању приправности).

За 8-ступени аутоматски мењач, ZF је кренуо у дизајн и развој потпуно новог концепта подешавања степена преноса. Резултат тога је револуција у дизајну мењача: концепт мењача са 4 планетарна сета зупчаника за који је потребно само 5 променљивих елемената - од којих су само два отворена у било ком степену преноса. Трансмисија 8HP такође захтева не више од 3 мултидиск спојнице и 2 кочнице, што омогућава да постигне већи степен ефикасности од осталих концепата. Четири опсега обртног момента од 300 до 1000 Nm чини 8 HP савршеним партнером за све motore са погоном на задњим точковима и погоном на свим точковима. Ова трансмисија налази своју примену од возила ниже класе, до спортских луксузних аутомобила, и у свим врстама СУВ-а и теренских возила.

На слици 69, приказани су саставни делови трансмисије ZF 8 HP [11].



Слика 69. Саставни делови трансмисије ZF 8 HP [11]

Иако трансмисију ZF 8HP карактеришу 2 брзине више од изузетно успешног предходника 6HP, димензије су остале непромењене, а тежина је чак смањена за 3% на 87 kg (преносни модуларни систем 8HP70), укључујући уље. Истовремено, укупни преносни однос од 7.0 осигурава да је мотор увек у свом оптималном радном опсегу. То значи побољшано убрзање и смањену потрошњу горива.

У 3 генерацији трансмисије ZF 8 HP, која је у серијску производњу ушла 2018. године, ZF је извршио бројна побољшања и промене преноса. Након свеобухватне анализе свих компоненти, редизајниран је систем мехатронике, додатно су развијени торзиони пригушивачи и још једном је извршено повећање максималног преносног односа.

Резултат ових иновација представља далекосежан систем оптимизације: са истим инсталационим простором, нови ZF 8 HP нуди значајно више динамичке промене и већу удобност у вожњи. Просечна потрошња горива код луксузних возила и возила средње класе смањена је за додатних 2,5%, истовремено смањујући емисију CO₂ [13].

Ова трансмисија се може и даље комбиновати са електричним мотором захваљујући модуларном приступу. Трансмисија пружа аутомобилским произвођачима флексибилну опцију за хибридизацију њихових серијских модела. То значи да ZF 8 HP “покрива” готово све класе возила у комбинацији са различитим врстама мотора.



Слика 70. Тренд смањења потрошње горива и емисије CO₂ са развојем мењача [13]

8-степен аутоматска трансмисија смањује укупну потрошњу горива за најмање 6% у односу на тренутно најмодернију 6-ступену ZF аутоматску трансмисију 2. генерације. Као на пример, емисија CO₂ шестоцилиндричног мотора запремине 2,5 литара може да се смањи са 180 g/km на 168 g/km. Важан допринос овом смањењу обезбеђују све популарнији мотори са старт/стоп функцијом, која аутоматски искључује мотор када се возило заустави и аутоматски поново активира мотор и систем преноса када је радна кочница отпуштена. Најновију ZF аутоматску трансмисију 3 генерације одликује повећање преносног односа на 8,6, додатно смањена потрошња горива као и побољшање емисије CO₂ која износи свега 152g/km. Поред комбинације са ткзв. конвенционалним погоном, ове аутоматске трансмисије се могу користити и у комбинацији са возилима са хибридни погоном [13].

6.2. Аутоматске трансмисије за комерцијална возила и аутобусе

Многобројне предности хидродинамичко-механичких трансмисија, посебно долазе до изражаја код аутобуса који се користе у градском саобраћају. Најновија решења аутоматских трансмисија за градске аутобусе су базирана на ХДПС, са неизбежним хидродинамичким успоривачем у функцији допунске кочнице и системом управљања у коме су заступљене хидрауличке и електронске компоненте и у који је најчешће интегрисан дијагностички систем.

У аутобусима за међуградски саобраћај и теретним возилима, аутоматске ХДМ трансмисије су мање заступљене, мада се на овим возилима све чешће аутоматизују постојеће синхронизоване зупчаничке трансмисије [5].

Неки од највећих европских произвођача аутоматских трансмисија за ова возила су ZF, Voith, Alison и др.

6.2.1. Аутоматске трансмисије Voith Diwa

Diwa трансмисије фирме Voith су потпуно аутоматске хидродинамичко-механичке трансмисије које се израђују у варијантама са 3 и 4 степена преноса.

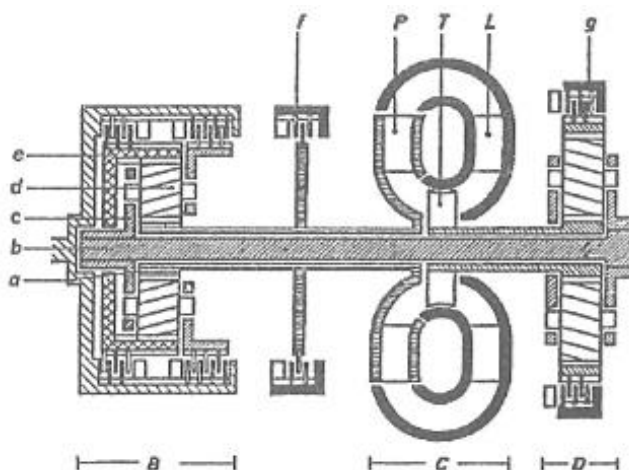
Основна извођења ових трансмисија имају ознаку D 851, D 863, D 854 и D 864. Најновија трећа генерација ових трансмисија имају ознаке D 823.3, D 851.3, D 854.3, D 863.3 и D 864.3 и имају значајних побољшања у односу на предходне верзије.

Назив “DIWA” настао је комбинацијом скраћенице “DI” за диференцијал и “WA” за “Wandler” (немачка реч за хидродинамички претварач) и означава механички и хидродинамички пренос снаге.

Трансмисије су у зависности од извођења, предвиђене за пренос обртног момента од 500-1300 Nm и снагу од 125-245 kW и најчешће се уграђују у градске аутобусе.

У првом степену преноса снага мотора се код ових трансмисија преноси преко једног диференцијалног претварача који се у вишим степенима преноса блокира и који истовремено служи као хидродинамички успоривач.

Овакво решење знатно повећава степен корисности трансмисије у односу на решења код којих се снага преноси само помоћу претварача. Кочење помоћу претварача остварује се при релативно малим брзинама кретања [5].



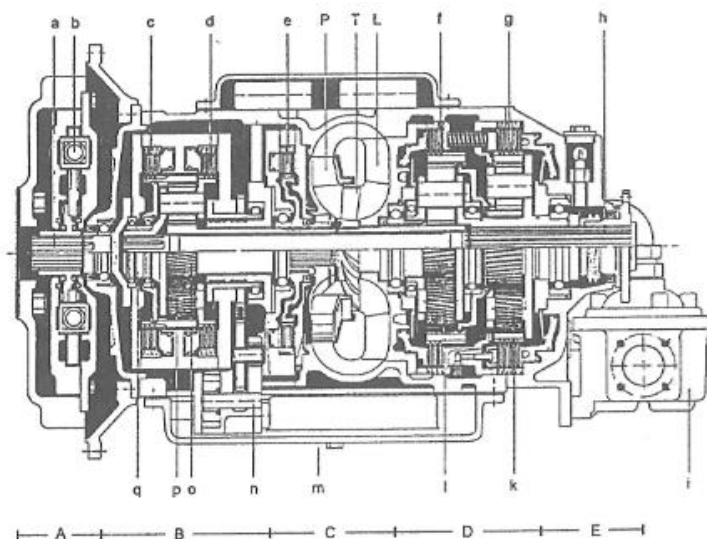
Слика 71. Основне конструкцијске групе DIWA трансмисија [5]

Главне конструкције DIWA трансмисија, сл. 71, су:

- В – диференцијални преносник који представља планетарни преносник са елементима (a,b,c,d и e) и кочница пумпе претварача (f),
- С – хидродинамички претварач са радним колима: пумпним (P), турбинским (T), и Реакторским,
- Д – преносник турбине претварача (g).

У првом степену преноса, снага која се доводи од мотора се дели, помоћу диференцијала В на два тока: један који се води преко претварача и други који иде преко механичког преносника на излазно вратило трансмисије [5].

Пресек кроз трансмисију DIWA D 851.3 приказан је на слици 72.



Слика 72. Пресек кроз тростепену трансмисију DIWA D 851.3 [5]

Ову трансмисију чине следеће конструкцијске целине:

А – улазни део трансмисије са вратилом (а) и пригушивачем торзионих осцилација (b),

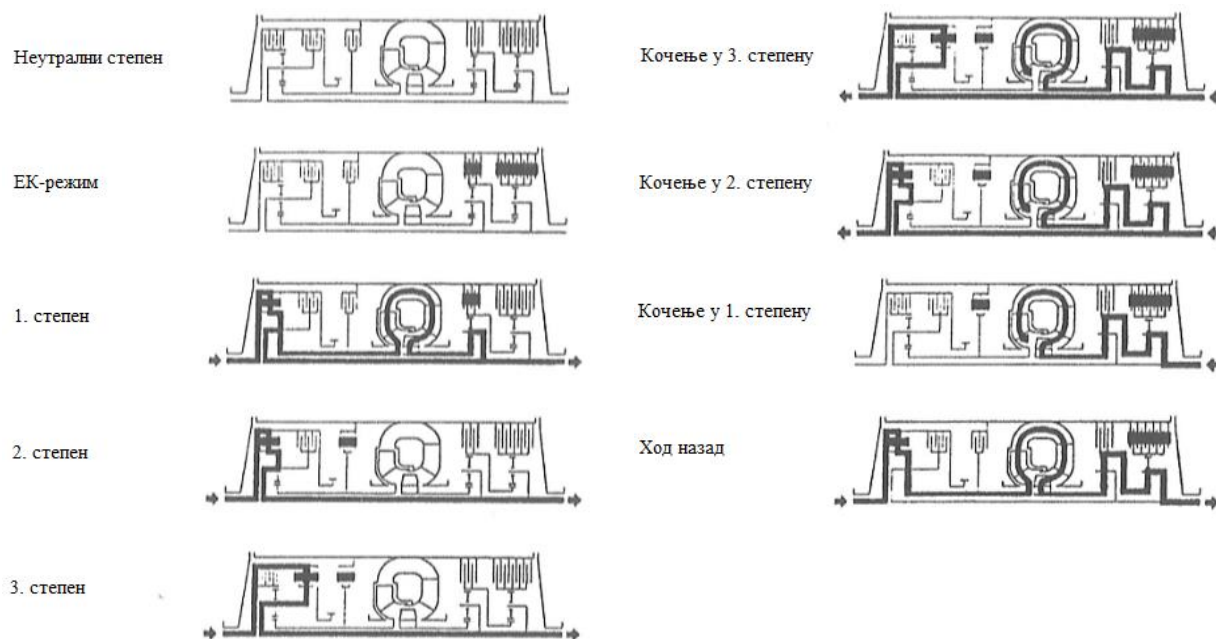
В – диференцијал са носачем сателита (q), планетарним склоповима (р и о) и зупчаничком пумпом (n),

С – хидродинамички претварач са фрикционом кочницом пумпног кола (е) и картером (m),

Е – излазни део трансмисије са размењивачем топлоте (i).

У положају педале гаса који одговара празном ходу, при дејству на радну кочницу при раду мотора и укљученом степену преноса за ход напред, врши се укључивање улазне фрикционе спојнице, односно постављање трансмисије у економичан, ткзв. “ЕК- режим”. На овај начин се код заустављеног возила елиминише још постојеће вучно дејство претварача и тако успоставља мирнији и економичнији рад мотора.

Шематски приказ токова снаге у појединим степенима преноса и у режиму кочења трансмисије DIWA D 851.3 дат је на слици 73.



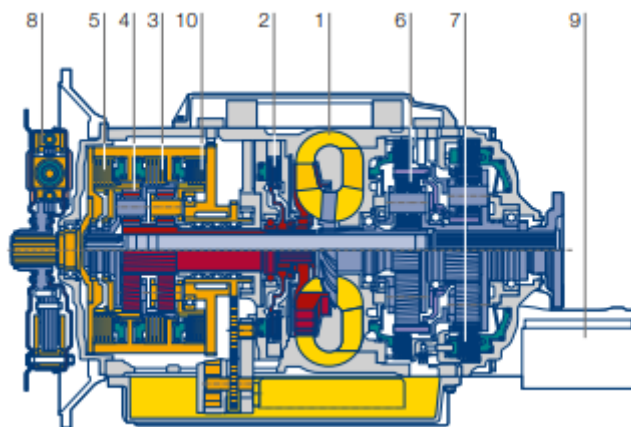
Слика 73. Токови снаге у појединим степенима преноса и у режиму кочења код тростепене трансмисије DIWA [5]

Као што се види на слици 73, у другом и трећем степену преноса, односно у четвртном код верзије са четири степена, пренос снаге се врши само преко механичких склопова.

У односу на ову генерацију трансмија, развијена је потпуно нова генерација DIWA.3 Е трансмисија које поседују одређене предности у односу на претходне верзије:

- Адаптивно управљање процесом промене степена преноса,
- Мониторинг (надзор) над свим главним сигурносно-критичним функцијама управљања трансмисијом,
- Већи претварач обртног момента са бољом прилагођеношћу новим генерацијама мотора и већим кочним моментом,
- Софтверска варијација кочног момента путем затворене петље,
- Систем управљања са два програма: програм са фиксном карактеристиком и програм управљања преко убрзања,
- Управљање трансмисијом користећи сигнале ABS и ASR уређаја,
- Нови електромеханички сензор оптерећења мотора са финијом регулацијом сигнала,
- Дијагностички систем који има могућност сталног мониторинга и приказивања грешака, што омогућава правовремену анализу неисправности и дефектацију недозвољеног истрошења фрикционих елемената [5].

Само срце 4-ступене аутоматске трансмисије DIWA.3 Е (слика 74) представља хидродинамички претварач обртног момента са супротним смером обртања [12].



Слика 74. Пресек 4-ступене аутоматске трансмисије фирме DIWA [12]

Саставни делови аутоматске трансмисије DIWA.3 Е, сл. 74, су:

- 1- претварач обртног момента са супротним смером обртања;
- 2- кочница ротора;
- 3- спојница 3. степена преноса;
- 4- диференцијални зупчаник;
- 5- улазна спојница;
- 6- епициклоидни зупчаник;
- 7- планетарни редуктор за вожњу уназад и кочница претварача;
- 8- торзиони пригушивач вибрација;
- 9- Измењивач топлоте;
- 10- спојница четвртог степена преноса [12].

Круцијални део DIWA система преноса снаге чине хидродинамички претварач обртног момента, са супротним смером обртања. Налази се испред ротора, спојнице 3-ег степена преноса, зупчаника диференцијала и улазног вратила. Код ове трансмисије се ради о систему преноса снаге са 4 степена преноса па претварачу додатно претходи спојница за четврти степен преноса.. Иза претварача се налази епициклоидни зупчаник који комбинује хидродинамичке и механичке силе. Завршни сет епикличких зупчаника активира вожњу уназад, а током кочења и успоривач.

Хидраулички торзијски пригушивач вибрација у трансмисији ефикасно смањује вибрације мотора. Мењање степена преноса одвија се електро-хидраулички, помоћу магнетних вентила, којима управља управљачки систем [12].

Измењивач топлоте Voith DIWA аутоматског мењача је интегрисан у систем за хлађења мотора возила те се на тај начин произведена топлота у мењачу одмах одводи. У исто време, циркулација уља у трансмисији је дизајнирана на такав начин да температура

остане на ниском нивоу и да нема опасности од смањења перформанси мењача, ако је почетна температура средства за хлађење виша.

Проток снаге током мењања степена преноса и кочења код аутоматске трансмисије DIWA.3 E приказан је на слици 75.



Неутрални положај - Положај у празном ходу



1.степен преноса: улазна спојница и кочница турбине се затварају: добар одзив и вуча. Брзо повећавање механичког преноса снаге путем диференцијалног преноса (принцип раздвајања снаге).



2.степен преноса: Аутоматска промена степена преноса зависи од убрзања и брзина вожње: турбинска кочница се отвара. Снага се сада преноси механички.



3.степен преноса: На отприлике 50% (или 70% са D 851.3E / D 863.3E) максималне брзине,улазна спојница се аутоматски отвара и спојница 3. степена преноса се затвара.



4.степен преноса: На приближно 70% максималне брзине, конверзија се врши аутоматски: спојница за 4. степен преноса се затвара а отвара се спојница 3. степена преноса.



Кретање уназад (R): Снага се преноси хидродинамичко-механички као у 1. степену преноса.

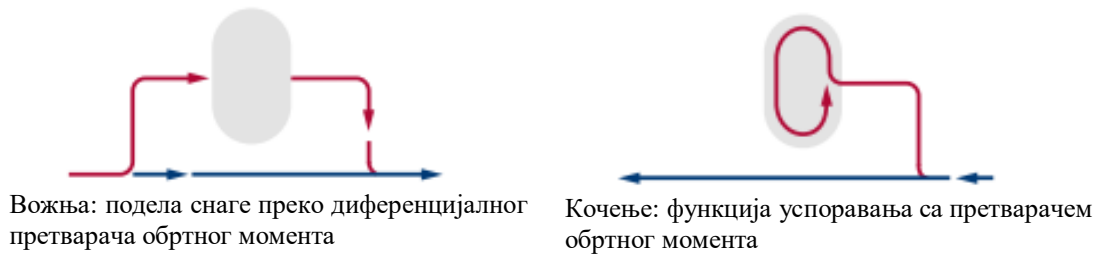


Кочење (2 - 4 степен преноса), (функција ретардера са претварачем): Турбински точак делује као аксијална пумпа која доводи уље на заустављено радно коло и водећи точак. Повећана температура која настаје претварањем кинетичке енергије одводи се помоћу измењивача топлоте.

- Активни проток снаге
- Ротирајуће компоненте
- Закључане ротирајуће компоненте
- Стационарне компоненте
- Спојнице затворене

Слика 75. Проток снаге током мењања степена преноса и кочења код аутоматске трансмисије DIWA.3 E [12]

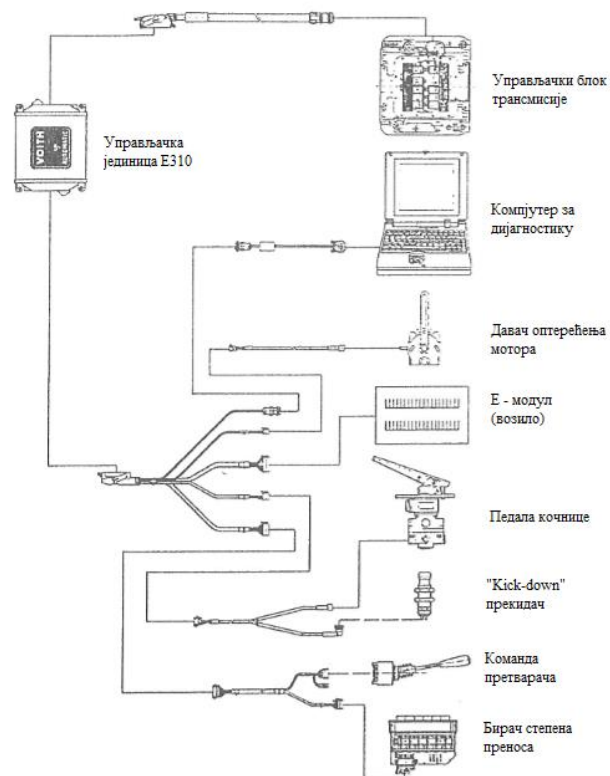
Принцип DIWA трансмисије заснива се на вожњи и кочењу са једним хидрауличким кругом циркулације (слика 76).



Слика 76. Систем вожње и кочења са једним хидрауличним кругом [12]

6.2.2. Систем за управљање DIWA трансмисијама

Функционална шема компонената система за управљање DIWA.3 Е трансмисијом приказана је на слици 77.



Слика 77. Функционална шема компонената система за управљање трансмисијом DIWA [5]

Систем за управљање трансмисијама DIWA, састоји се од:

- Соленоидних вентила смештених у управљачки блок трансмисије, помоћу којих се остварује потребна хидрауличка сила за активирање фрикционих спојница и кочница,
- Сензора који дају информацију о намерама возача и условима рада мотора, трансмисије и хидродинамичке кочнице и,

- Електронске управљачке јединице која процесуира информације добијене од сензора и трансформише их у одговарајуће сигнале за управљање трансмисијом.

Електронски уређај Е 310 је модуларне конструкције и има развијену могућност снимања оперативних података те на тај начин нуди далеко детаљнију анализу радних услова возила и трансмисије.

Софтвер за управљање трансмисијом је подесив за различита возила, са различитим моторима, различитим бројем погонских осовина итд, помоћу специјалних података смештених у меморији електронске управљачке јединице.

Користећи једноставан сензор, електронска управљачка јединица Е 310 брзо и прецизно препознаје превладавајућу топографију. На тај начин тачке мењања степена преноса могу бити прилагођене оптималним амбијенталним условима у сваком тренутку. Програм пребацивања степена преноса који зависи од топографије смањује потрошњу горива за до 7% и повећава удобност у вожњи [12].

Промена степена преноса врши се на бази обртног момента мотора и улазног и излазног броја обртаја трансмисије. Оптимизација процеса промене степена преноса врши се праћењем времена трајања синхронизације и аутоматском корекцијом у случају одступања од задате вредности.

Посебно место у систему управљања DIWA трансмисијама заузима дијагностички систем. Све неисправности у трансмисији се чувају у меморији грешака електронске управљачке јединице и затим бити ишчитане помоћу компјутера коришћењем Voith Diwagnosis програма [12].

6.3. Аутоматске трансмисије за тракторе

Правци развоја трансмисија трактора одређени су захтевима у циљу побољшања заштите животне средине, повећања економичности и побољшања ергономије, односно удобности при руковању, самог возача. Ови захтеви се одражавају и на саму конструкцију трансмисија, при чему су уочљиви следећи трендови развоја:

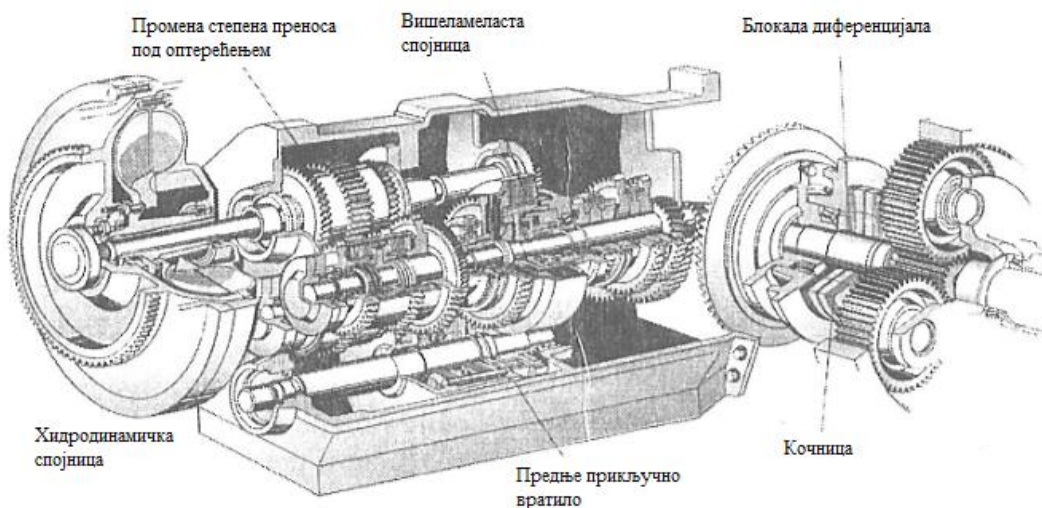
- развој трансмисија са променом степена преноса под оптерећењем,
- развој трансмисија са континуалном променом преносних односа и
- развој трансмисија за остварење веома ниских (пужних) брзина кретања трактора.

Код ранијих решења трактора, пренос снаге од мотора до погонских точкова се, најчешће вршио чисто механичким трансмисијама, због тога што они имају релативно ниску цену и висок степен корисности. Механичке трансмисије се нарочито користе код стандардних трактора који се највише и производе.

Међутим потреба за развојем трактора великих снага условила је битне измене у концепцији и конструкцији њихових система за пренос снаге. Код ових трактора, трансмисије су најчешће аутоматизоване, делимично или потпуно синхронизоване или развијене са променом степена преноса под оптерећењем ткзв. (Power shift) мењачи. Трансмисије трактора могу бити: механичке, хидродинамичко-механичке или хидростатичко-механичке.

Једно од решења трансмисије за тракторе базирано на решењу хидродинамичко-механичким преносницима снаге (слика 78), примењено је на тракторима Favorit 800 немачке фирме Fendt, снаге од 125 – 169 kW [5].

У функцији главне спојнице примењена је хидродинамичка спојница. Ова трансмисија омогућава $24 + 24$ радна, односно $20 + 20$ пужна степена преноса, у оквиру 6, односно 5 група са 4 степена преноса са променом под оптерећењем. Укључивање предњег погона и прикључних вратила (напред и позади) врши се помоћу вишеламеластих фриксионих склопова.



Слика 78. Пресек кроз трансмисију за тракторе Fendt Favorit 800 [5]

Применом ткзв. Turboshift хидродинамичке спојнице остварује се кретање трактора без трзаја, високи комфор и мање хабање вишеламеласте спојнице смештене у средњем делу трансмисије која се користи при избору радне групе.

Заправо применом хидродинамичке спојнице трактор може да крене уз пуни број обртаја мотора, чим се оптерети (убацивањем у брзину). Трактор тада одмах добро и постепено вуче, без удараца и трзаја, јер течност у спојници делује као пригушивач (амортизер удара). У случају да оруђе које трактор вуче наиђе на препреку и трактор због тога стане, неће бити штете ни на трансмисији нити на мотору, јер овај ударац прима спојница у којој тада долази до потпуног проклизавања [14].

Хидродинамичке спојнице се обично израђују у склопу са фриксионом спојницом која омогућава потпуно одвајање мотора од мењачког вратила, али има решења и спојнице без фриксионе спојнице, код којих се остварује чисто одвајање мотора од трансмисије (при промени степена преноса), пражњењем уља из спојнице. Ово пуњење и пражњење хидродинамичке спојнице остварује се помоћу једне пумпе, излазног вратила, граничног вентила и разводника.

Трансмисијом се управља помоћу једне ручице којом се врши избор области рада трансмисије и истовремено врши промена 4 степена преноса под оптерећењем

Анализом рада хидродинамичко-механичких трансмисија утврђено је да трактори са хидродинамичком спојницом имају већу продуктивност за 12 - 20% у односу на тракторе без ове спојнице, док хидродинамички претварач обртног момента (ХДМ) на тракторима нема већу примену због високих цена, сложености конструкције итд. ХДМ на тракторима се најчешће могу наћи на Америчком тржишту, у поређењу са Европом, где је доста ређе у примени [14].

У оносу на хидродинамичко-механичке трансмисије које нису нашле значајнију примену, све већу примену налазе хидростатичко-механичке CVT трансмисије. Ове трансмисије се уграђују у тракторе многобројних произвођача, као што су: CaseIH, Claas, Deutz Fahr, Fendt, John deere, Massey Ferguson, New Holland итд.

Континуално варијабилне трансмисије (CVT) увеликој мери побољшавају вучне перформансе трактора уз истовремено смањење потрошње горива. Данашње трансмисије те врсте користе хидростатичке преноснике уз гранање снаге, са релативно ниским коефицијентом корисности. Даљи развој континуално варијабилних трансмисија тече у правцу коришћења фрикционих и електричних континуалних преносника снаге, али и хибридног погона помоћу дизел мотора и електромотора напајаног из електричних батерија и електро генератора [15].

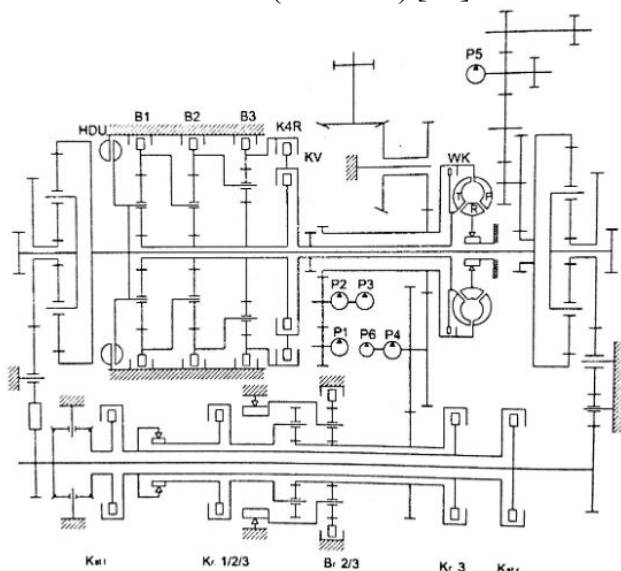
6.4. Аутоматске трансмисије за брзоходна гусенична возила

Када се говори о брзоходним гусеничним возилима онда се под тим подразумева широко подручје различитих типова гусеничних возила намењених, пре свега, за кретање ван путева и чија је једна од битних карактеристика покретљивост.

Успешно реализована трансмисија борбеног гусеничког возила треба да поседује: релативно висок степен корисности, могућност промене вучних сила и брзина премотавања гусеница у широком дијапазону, могућност заокрета возила са континуалном променом полупречника, или да у сваком степену преноса обезбеђује, најмање по један прорачунски полупречник заокрета, аутоматску промену степена преноса, мале габарите и масу, високу поузданост, лако одржавање итд.

Код хидродинамичко-механичких трансмисија гусеничних возила, главни ток снаге иде кроз хидродинамички претварач који обично има спојницу за блокирање и мењач који је најчешће планетарни са вишеламеластим фрикционим склоповима који раде у уљу. Помоћни погон учествује у преносу снаге при заокрету гусеничног возила, а ток снаге иде преко хидростатичко-механичких компонената [16].

Пример хидродинамичко-механичке тенковске трансмисије представља трансмисија модуларног типа ZF LSG – 3000 (слика 79) [16].



Слика 79. Кинематска шема тенковске трансмисије ZF LSG – 3000 [16]

Састоји се од улазног механичког преносника, хидродинамичког претварача, мењача степена преноса, склопа за управљање заокретом возила и излазних планетарних преносника.

Улазни преносник чине конично-цилиндрични парови зупчаника смештени између мотора и пумног кола претварача. Хидродинамички преносник функционише на Frottinger-овом принципу и има спојницу за блокирање (WK). Коефицијент трансформације обртног момента је $i_{hdp} = 3,1$.

Мењач има 4 степена преноса за ход напред и 2 за ход назад и састоји се од три планетарна реда, три вишеламеласте кочнице B_1 , B_2 , B_3 и две вишеламеласте спојнице K4R и KV. Промена степена преноса се врши аутоматски и без прекида тока снаге.

На излазном вратилу мењача уграђен је хидродинамички успоривач док склоп за управљање заокретом возила чине четири вишеламеласте спојнице означене са Kst.1, Kt 1/2/3, Kt3, једна вишеламеласта кочница Br2/3, две једносмерне спојнице и обичан диференцијал. При заокрету возила остварује се, у сваком степену преноса, по три прорачунска полупречника, а могућ је и заокрет око вертикалне осе.

Трансмисија је пројектована за снагу од 750 kW при 2400o/min и максимални улазни момент од 3850 Nm при 1900 o/min. Променом различитих модула трансмисије, она може бити адаптирана за различите моторе и различите смештајне просторе.

Промена степена преноса врши се помоћу електрохидраулички управљаних вишеламеластих фрикционих спојница и кочница. Степени преноса активирају се помоћу соленоидних вентила, којима се командује преко електронске управљачке јединице трансмисије [16].

На основу наведених података о трансмисији LSG – 3000, може се закључити, да су одређени принципи који су коришћени у хидродинамичко-механичким аутоматским трансмисијама за цивилна возила, углавном и овде примењени.

С' тим што се пред ове трансмисије постављају много оштрији захтеви, због доста тежих услова експлоатације.

Закључак

Самим почетком развоја моторних возила чињени су напори да се реализује мењач са континуалном променом степена преноса којим би се постигло континуално прилагођавање потребне вучне силе мотора укупним отпорима кретања возила у свим условима. Такође настојало се да такав мењач буде аутоматски. Тај проблем успешно се решава применом хидродинамичких преносника снаге (ХДПС).

У току развоја хидродинамичког мењачког преносника појавио се читав низ различитих решења, као последица тежње да се побољшају његове карактеристике, а у првом реду да се повећа степен корисног дејства (η) у што широј области промене. У циљу повећања дијапазона преносног односа ХДМ се може комбиновати са механичким мењачким преносником са или без аутоматизације промене степена преноса мењача. Са обзиром на то, уобичајено је да се овакви мењачки преносници називају хидродинамичко-зупчасти мењачи (ХДЗМ). Овакви мењачи представља комбинацију ХДПС и одговарајућег ЗМ (зупчастог мењача). Најширу примену имају комбинације хидродинамичког мењача и зупчастог мењача док су комбинације хидродинамичке спојнице и ЗМ, нарочито за примену у моторним возилима, данас врло ретке.

Повољне карактеристике ХДПС могу се искористити за погон гоњене машине само уколико су усаглашене карактеристике ХДПС и погонског мотора са којима се он примењује у спрези. Само на тај начин се може постићи економичан рад, задовољавајућа динамика, повећан век трајања погоњене машине, поузданост и комфор. Радне карактеристике погонског мотора и ХДПС морају бити сагласне у целом експлоатационом подручју. Економична потрошња горива се може успоставити оптималним односом између снаге погонског мотора и потребне снаге за савлађивање отпора при кретању моторног возила. Ово може да се постигне правилним избором преносног односа мењача моторног возила при кретању. Од конструкције трансмисије, квалитета израде и преносних односа у мењачу и главном преноснику у великој мери зависи потрошња горива.

На данашњем нивоу развоја науке и технике, поред чисто механичких - синхроних мењача на возилима се користе аутоматске трансмисије са хидродинамичком компонентом (најчешће је то хидродинамички мењач), са хидростатичком компонентом, са фриксионом компонентом (познат као CVT систем) и електромеханичке трансмисије. Не треба изгубити из вида да је све више возила са класичним трансмисијама чија се промена степена преноса аутоматизује применом одговарајућих управљачких и извршних компонената аутоматике. Свака од предходно наведених трансмисија са континуалном променом степена преноса има одговарајуће карактеристике - предности и недостатке своје примене на возилима. Ипак аутоматске трансмисије, са хидродинамичком компонентом, још увек држе примат у односу на друге аутоматске трансмисије.

Заједнички тренд код трансмисија возила, који је све више евидентан, огледа се у повећању броја степени преноса. Због тога, трансмисије са шест и више степени преноса више нису реткост. Додатни степен преноса даје могућност бољег прилагођавања карактеристика мотора условима кретања. Код класичних трансмисија увелико је заживела тенденција повећања броја степени преноса са 5 на 6. При томе, последњи степен преноса намењен је смањењу броја обртаја мотора и смањењу потрошње горива.

И код аутоматских трансмисија са хидродинамичким претварачем, планетарним и фрикционим склоповима постоји тренд повећања броја степени преноса. Седмостепена аутоматска трансмисија је у данашње време већ стандардна појава, док Mercedes и BMW уводе и деветостепену аутоматску трансмисију.

Многобројне предности хидродинамичко-механичких трансмисија, посебно долазе до изражаја код аутобуса који се користе у градском саобраћају. Најновија решења аутоматских трансмисија за градске аутобусе су базирана на ХДПС, са неизбежним хидродинамичким успоривачем у функцији допунске кочнице и системом управљања у коме су заступљене хидрауличке и електронске компоненте.

Поред аутобуса, хидродинамички преносници снаге налазе своју примену и код трактора и брзоходних гусеничних возила. Анализом рада хидродинамичко-механичких трансмисија утврђено је да трактори са хидродинамичком спојницом имају већу продуктивност за 12 - 20% у односу на тракторе без ове спојнице, док хидродинамички претварач обртног момента (ХДМ) на тракторима нема већу примену због високих цена, сложености конструкције итд. ХДМ на тракторима се најчешће могу наћи на Америчком тржишту, у поређењу са Европом, где је доста ређе у примени. Када се говори о брзоходним гусеничним возилима онда се под тим подразумева широко подручје различитих типова гусеничних возила намењених, пре свега, за кретање ван путева и чија је једна од битних карактеристика покретљивост. Како се пред трансмисије ових возила постављају много оштрији захтеви у односу на трансмисије аутомобила, утврђено је да се ХДПС успешно примењују и при доста отежаним условима експлоатације (тенкови, рударске машине итд.)

На основу свега реченог, можемо закључити да само правилно изабран хидродинамичкозупчасти мењач, за одређен погонски мотор и за погоњено моторно возило одређене намене, може довести до постизања његових жељених карактеристика.

Литература

- [1] Јанићијевић Н.: Аутоматско управљање у моторним возилима, Машински факултет, Београд, 1993.
- [2] Крстић Б.: Хидродинамички преносници снаге у агрегатима моторних возила, монографија, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац.
- [3] Крстић Б.: Теоријско и експериментално истраживање поља брзина и поља притисака у радном простору турбопреносника, докторска дисертација, Машински факултет у Крагујевцу, 1990.
- [4] Крсмановић Љ.: Хидродинамички преносници снаге, Машински факултет, Београд, 1989.
- [5] Живановић Ж., Јанићијевић Н.: Аутоматске трансмисије моторних возила, Београд, 2000.
- [6] Симић Д., Радоњић Р., Келић В.: Моторна возила – Хидропреносници у трансмисијама моторних возила, Машински факултет, Крагујевац, 1976.
- [7] Б. Крстић: Истраживање могућих решења и развој конструкције селектованог решења аутоматског турбозупчастог мењача за привредно возило снаге 75 kW, магистарски рад, Машински факултет, Крагујевац, 1984.
- [8] Бабић М., Стојковић С., Основе турбомашина-принципи дејства и математичког моделирања, Научна књига, Београд, 1990.
- [9] Крстић Б.: Оптимизација параметара заједничког рада погонског мотора и трансмисије моторних возила, Зборник радова са симпозијума "MBM'96", Крагујевац, 1996.
- [10] Deimler, Интернет адреса, <https://media.daimler.com/marsMediaSite/en/instance/ko.xhtml?rs=9&filename=Discovering-the-inside-of-the-9G-TRONIC-Innovative-solutions-for-maximum-comfort-and-outstanding-energy-efficiency>, приступљено 02.12.2019.
- [11] ZF automatic transmission, Интернет адреса, https://www.zf.com/products/en/cars/products_29289.html, приступљено 03.12.2019.
- [12] Voith Diwa transmission, Интернет адреса, <https://d2euiryrvxi8z1.cloudfront.net/asset/445934742530/fae3eb65086b20bdc1871b03a2880dde>, приступљено 02.12.2019.
- [13] Efficient and dynamic-brochure, Интернет адреса: https://www.Efficientanddynamiczf.com/products/media/en/product_media/cars_5/zf_pkw_getriebebrochure2017_de_web.pdf, приступљено 03.12.2019.
- [14] Пољопривредни трактори, Интернет адреса: http://polj.uns.ac.rs/sites/default/files/udzbenici/Poljoprivrednitraktori%20%281%29.pdf?fbclid=IwAR2PfdtNe08S5NYwAOqJ-GHaUoXBav1tjmTmMTIe2CAZ_wBw5SKbxlO2Mc8, приступљено 04.12.2019.
- [15] Continuously variable tractor transmissions, Интернет адреса: https://www.researchgate.net/publication/277128394_Continuously_variable_tractor_transmissions, приступљено 04.12.2019.
- [16] Military terrain vehicles, Интернет адреса: <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2006.01.003>, приступљено 05.12.2019.