

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу

Дејан С. Марковић

**Анализа заједничког рада мотора и
хидродинамичког преносника снаге**

завршни рад

Крагујевац, 2019.

Факултет инжењерских наука, Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Енергетика и процесна техника

Предмет: Пренос снаге флуидом

Број индекса: 142/2013

Дејан С. Марковић

**Анализа заједничког рада мотора и
хидродинамичког преносника снаге
завршни рад**

Комисија за преглед и одбрану:

1. др Вања Шуштершич, ред. проф.-ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да да основне напомене о моторима, опише принцип рада хидродинамичких преносника снаге, прикаже основне једначине које описују заједнички рад мотора (СУС и електромотора) и хидродинамичког преносника, као и да на конкретном примеру прикаже одређивање карактеристика заједничког рада и усаглашавање рада мотора и хидродинамичког преносника снаге.

Препоручена литература:

[1] Крсмановић Љ., Гајић А., Турбомашине – хидродинамички преносници снаге, Београд, 2006.

[2] Богдановић Б., Никодијевић Д., Вулић А. – Хидраулички и хидромеханички преносници снаге – Машински факултет, Ниш 1999.

[3] Бабић М., Стојковић С.: „Турбомашине“, теорија и принципи математичког моделирања турбомашина, Просвета, Београд, 1997.

Крагујевац, фебруар 2019.

ментор:

др Вања Шуштершич, ред. проф.

Резиме

У оквиру овог завршног рада извршена је анализа заједничког рада СУС мотора, и хидродинамичког преносника снаге (мењача), као и електромотора и хидродинамичке спојнице. Дати су основни теоријски појмови потребни за разумевање ових мотора, као и самих преносника. На примеру реалних мотора и преносника снаге извршен је прорачун и изнети су закључци на основу овог прорачуна.

Кључне речи: хидродинамички преносник снаге, мотор, анализа.

Abstract

In this paper, an analysis of the joint operation of combustion motors, electric motors and hydrodynamic power transmission was performed. It's given basic theoretical concepts for understanding these engines, as well as the transmission themselves. In the case of real engines and power transmissions, calculation was made and conclusions based on this calculation were made.

Key words: hydrodynamic power transmission, motor, analysis.

Садржај

1. Увод.....	1
2. Основне карактеристике мотора СУС	2
3. Принцип рада хидродинамичких преносника снаге.....	9
4. Заједнички рад СУС мотора и хидродинамичке спојнице и хидродинамичког мењача	
4.1. Заједнички рад електромотора и хидродинамичке спојнице	16
4.2. Заједнички рад мотора СУС и хидродинамичке спојнице	16
4.3. Примена хидродинамичких претварача момента	18
4.4. Заједнички рад мотора СУС и хидродинамичког претварача момента.	21
5. Пример прорачуна усаглашавања мотора СУС и хидродинамичког преносника	25
6. Пример прорачуна усаглашавања електромотора и хидродинамичке спојнице	29
7. Закључак.....	33
8. Литература.....	34

1. Увод

При пројектовању трансмисије возила, која у свом саставу има хидродинамички преносник снаге неопходна је правилна оцена стабилности брзине дејства и других показатеља прелазних процеса који су повезани са нестационарним кретањем течности у њиховом радном простору.

Анализа могућности примене и предности које пружају хидраулички системи преноса снаге за погонске и радне машине указује на перспективност и савременост њихове примене. Због значајних предности преноса снаге помоћу хидрауличких система велики број произвођача пољопривредних машина у свету данас примењују ова решења. Данас је све већи број корисника пољопривредних машина који су схватили погодности и предности ових система преноса и траже пољопривредне машине са хидрауличким преносом снаге.

Од динамичности возила, у великој мери зависи његова продуктивност. Ова експлоатационо техничка карактеристика возила зависи пре свега, од његових конструктивних својстава, као што су: снага и обртни момент погонског мотора, преносни односи у трансмисији, коефицијент корисног дејства, укупна маса возила, примењени пнеуматици и аеродинамичност возила, али и од низа других фактора.

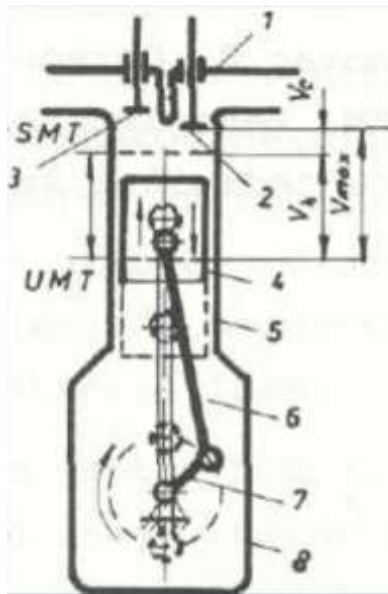
Динамичност је у тесној вези са осталим експлоатационо техничким карактеристикама возила. Ипак пресудан утицај на динамичност возила имају карактеристике погонског мотора и трансмисије. Из тог разлога њиховој вези и усаглашавању посвећује се посебна пажња. Посебно интересантан и сложен задатак је усаглашавање карактеристика погонског мотора и трансмисије, нарочито ако се ради о трансмисији која у свом саставу има хидродинамичку компоненту. Имајући то у виду врло значајно је дефинисати зависности између карактеристика погонског мотора и трансмисије, која у свом саставу има хидродинамичку компоненту, и динамичких карактеристика возила. На основу тих зависности могуће је вршити детаљне анализе утицаја појединих карактеристика мотора и/или трансмисије на укупну динамичност возила чији су они основни саставни делови.

У раду ће бити разматрана анализа заједничког рада мотора са унутрашњим сагоревањем и хидродинамичких преносника снаге, као и електромотора и хидродинамичке спојнице. Циљ је да се покаже на који начин се врши усклађивање момента и броја обртаја при заједничком раду мотора и хидродинамичких преносника снаге.

2. Основне карактеристике мотора СУС

Основу рада савремених СУС мотора чине термодинамички циклуси. Проучавање стварних циклуса пружа могућност сагледавања несавршености као и могућности даљег побољшања економичности.

Основни елементи мотора СУС су цилиндар 5, у коме се креће клип 4, везан посредством клипњаче 6 за коленасто вратило 7. Радни простор формиран је од цилиндра 5, који је са једне стране затворен цилиндарском главом 1, у којој се налазе усисни 2 и издувни вентил 3, а са друге стране померљиви клип. Клип, клипњача и коленасто вратило чине главни моторни механизам чији је задатак да праволинијско осцилаторно кретање клипа, настало као резултат експанзије продуката сагоревања, претвори у обртно кретање коленастог вратила. На тај начин се механички рад, који мотор даље предаје потрошачима преко коленастог вратила, конвертује у виду обртног момента. Коленасто вратило је смештено у моторној кућици 8 (Томић, 1994).



Слика 1. Основни елементи мотора СУС

Радни циклус се остварује у цилиндру мотора понављањем низа узастопних, релативно лаганих ширења одређених количина радне материје између крајњих положаја клипа. Ти положаји, у којима се врши промена смера његовог кретања, називају се мртвим тачкама.

Крајњи положај, при коме је растојање од клипа до осе коленастог вратила највеће, назива се спољна мртва тачка (SMT). При том положају клипа запремина између клипа и цилиндарске главе је минимална и назива се компресиона запремина (V_c) или простор сагоревања.

Крајњи унутрашњи положај клипа, када је он најближи оси коленастог вратила, назива се унутрашња мртва тачка (UMT), а одговарајућа запремина

изнад клипа је максимална и назива се укупна запремина цилиндра ($V_{\max}$). (Црнојевић, 2003)

Померања клипа из једне у другу мртву тачку назива се његовим ходом (S). Ход клипа (S) једнак је двоструком полупречнику пута осе колена коленастог вратила. Део радног процеса који се обави за један ход клипа назива се такт мотора. Запремина V_h , коју опише чело клипа при кретању од једне до друге мртве тачке назива се радна запремина цилиндра. На тај начин укупна запремина цилиндра $V_{\max}$ је једнака суми радне запремине V_h и компресионе запремине V_c . Однос екстремних запремина, дефинише један важан параметар мотора, радни циклус ε :

$$\varepsilon = \frac{V_{\max}}{V_c} = \frac{V_h + V_c}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c}$$

Квалитет рада мотора СУС исказује се преко ефективног степена искоришћења, који указује на постојање механичких и термодинамичких губитака у њему, али и преко степена искоришћења његовог радног простора, у виду специфичне или литарске снаге.

Време, за које мотор може поуздано да ради, са задовољавајућим карактеристикама је његов радни век. Поузданост рада мотора и век његовог трајања, у првом реду зависе од конструкције, примењених материјала и технологије израде као и од начина одржавања и услова његовог коришћења.

За утврђивање поузданости и трајности рада мотора неопходно је постојање података о његовом понашању током процеса коришћења. За то је потребан врло велики број података, тако да је за њихову обраду неопходна примена одговарајућих статистичких метода које за основу имају теорију вероватноће (Крстић, 2009).

На основу прикупљених података, анализираних применом одговарајућих метода, могу се утврдити тзв. слаба места у мотору и констатовати узрок њихове појаве (конструкција, материјал, израда, одржавање, примењено гориво и мазиво, услови коришћења,...).

Кинематско-динамички системи мотора СУС, који се називају и главним системима мотора, су: моторни и разводни механизам. Потребне вредности величина радног стања ова два механизма остварују се радом система за напајање горивом, уисног система, система за формирање смеше, система за паљење смеше или загревање коморе сагоревања, система за хлађење мотора, система за подмазивање мотора, система за стартовање мотора и система за одвод издувних гасова. Сви ови системи сачињавају основну структуру мотора.

За квалитетан рад мотора СУС неопходно је исправно функционисање свих његових саставних делова у условима за које је он пројектован. Познавање услова коришћења мотора, одређене намене, је значајно за пројектанте и конструкторе мотора, како би се његови параметри одредили у складу са тим условима. Интезитет и квалитет трансформације енергије горива у

механичку енергију кретања моторног механизма зависи од конструктивног капацитета и квалитета мотора. Ове величине се могу разврстати у две групе, и то: величине стања радне материје и величине дефинисане конструкционим елементима мотора (Томић, 1994).

Конструктивне величине мотора су непроменљиве док функционалне и радне карактеристике мотора су променљиве и зависе од услова при којима мотор ради. Карактеристике мотора СУС којима се дефинише однос мотора и машине која користи његову енергију, одређује се применом тзв. погонских величина карактеристика мотора. Погонске карактеристике мотора могу се представити у функцији времена (тада је реч о тзв. карактеристикама трајности), у функцији количине горива по циклусу (карактеристика оптерећења мотора) и у функцији броја обртаја (брзинска карактеристика мотора).

Вишедимензионалне, универзалне или опште карактеристике мотора добијају се комбиновањем предходно наведених карактеристика. Брзинске карактеристике мотора добијају се на основу резултата мерења добијених при устаљеним стањима рада мотора. То су карактеристике промене снаге, обртног момента и специфичне потрошње горива у зависности од броја обртаја мотора. Карактеристике мотора преко којих се дефинише однос мотора према околини (концентрација CO, CH, NOx и дима у издувним гасовима, интензитет буке и топлота хлађења мотора) представљају тзв. употребне величине – карактеристике.

Употребне и погонске карактеристике мотора представљају тзв. величине коришћења. Поред употребних и погонских карактеристика мотора среће се и тзв. динамичке карактеристике мотора. Њима се описују употребне и погонске карактеристике при променљивим режимима рада. Погонски квалитет мотора СУС испољава се преко функционалности и погодности уградње.

Најчешће се наводе следеће погонске величине мотора СУС: средњи ефективни притисак (p_e), ефективна снага (P_e), литарска ефективна снага (P), ефективни капацитет рада мотора, специфично истрошење делова, часовно истрошење делова, радни век мотора, специфична потрошња уља за подмазивање, ефективни коефицијент искоришћења, ефективна специфична потрошња горива, часовна потрошња горива и ефективни обртни момент.

Употребне и погонске величине мотора зависе од радних, конструкционих и функционалних величина мотора. Квалитет рада мотора изражава се преко тзв. погонских величина. Средњи ефективни притисак (p_e) представља меру ефективног рада циклуса мотора и изражава се преко индикаторског притиска (p_i) и механичког степена корисности (η_m):

$$p_e = p_i \cdot \eta_m$$

Да би се остварила што већа снага мотора потребно је да он ради са што већим вредностима p_i и η_m , уз истовремено што већи број обртаја коленастог вратила.

Литарска снага мотора представља енергетско искоришћење радне запремине. Због тога се и назива економичност радне запремине (ϵ_v). То је погонска величина, преко које се исказује квалитет мотора:

$$\epsilon_v = k \cdot p_e \cdot n$$

Као и литарска снага и специфична потрошња горива, као погонска величина, зависи од термодинамичког и механичког квалитета радног процеса мотора.

За одређену врсту горива (H_d) ефективни коефицијент искоришћења мотора (η_e) одређен је у потпуности специфичном потрошњом горива (g_e):

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 1/g_e \cdot H_d$$

Однос радног капацитета ($W_e = p_e \cdot t$) и укупне количине горива (G) утрошеног за остварење тог капацитета представља економичност рада мотора односно економичност горива (Wg):

$$\epsilon_g = \frac{W_e}{G} = \frac{1}{g_e}$$

Карактеристике оптерећења мотора (ϵ_v и ϵ_g), су међусобно зависне. Постоји увек тежња да се добије што већа вредност ϵ_v уз истовремено што већу вредност ϵ_g .

Најбољи квалитет рада мотора постиже се при истовременом најбољем искоришћењу његовог радног простора и примењеног горива. Са аспекта квалитета мотора, најважније је добити максималну снагу мотора из јединице радне запремине, при минималној потрошњи горива. Квалитетом рада мотора обухваћен је утицај четири погонске величине: g_e , η_e , P_l , P_e .

За сваку моторску величину може се одредити карактеристика оптерећења и брзинска карактеристика (Крстић, 2009).

Карактеристика мотора, која представља резултујућу економичност радне запремине и горива, као и укупни квалитет мотора представља се коефицијентом квалитета рада мотора уз помоћ израза:

$$\xi_r = \epsilon_v \cdot \epsilon_g$$

Квалитет рада мотора може се одредити на основу вредности специфичне потрошње горива (g_e) и броја обртаја (n).

При номиналном броју обртаја, види се да се номиналне погонске величине мотора могу бирати у интервалу од максималне економичности горива (ϵ_g) до максималне економичности радне запремине (ϵ_v). Њихова оптимална вредност одговара максималној вредности коефицијента рада мотора (ξ_r). Највећа вредност ξ_r постиже се при минималној вредности односа специфичне потрошње (g_e) и ефективног притиска (p_e) који одговара минималном броју обртаја мотора (n_{nom}).

Величина ξ_r представља погонски критеријум за упоређивање квалитета рада различитих мотора једне исте врсте, при њиховим номиналним

величинама. Ова величина може да послужи и као критеријум за квалитативно поређење мотора различитих врста. На основу ζ_r може се закључити да је квалитет рада ото мотора бољи од дизел мотора, јер је већа економичност радне запремине, ζ_r . Предност ото мотора над дизел мотором, у погледу вредности квалитета рада је врло мала, ако се узме у обзир употребни квалитет мотора који је знатно бољи од дизел мотора.

Мерено величином ζ_r дизел мотори су лошији од ото мотора јер је њихово искоришћење радне запремине мање. Ово условљава знатно већу масу дизел мотора у поређењу са ото мотором исте снаге. Дизел мотор, због веће економичности горива примењује се тамо где није пресудна маса и цена мотора.

Дизел мотори, код којих је формирање смеше и сагоревање такво да омогућује добијање довољно високих вредности средњих ефективних притисака, при бројевима обртаја са којима раде ото мотори, све више се примењују на путничким возилима. При овако високим бројевима обртаја горива економичност дизел мотора је нешто мања него при бројевима обртаја са којима раде дизел мотори нормалне брзоходности (2000 ÷ 2500 o/min). Применом надпуњених мотора истовремено се повећава економичност радне запремине и економичност горива. То је разлог што је примена надпуњених дизел мотора све већа, чак и за путничка возила. Код њих вредност квалитета рада мотора има приближно исту вредност као и код ото мотора. Потрошња уља је нормална појава, која се не може избећи јер одређена количина уља продире у простор за сагоревање, где сагорева, и она, при истовременом раду мотора износи 1 ÷ 2 g/kWh. Као и при разматрању потрошње горива овде се може дефинисати појам економичност уља за подмазивање мотора (ϵ_u) преко специфичне потрошње уља (g_u):

$$\epsilon_u = 1 / g_u$$

Ако се узме у обзир и потрошња уља, израз за одређивање коефицијента квалитета рада мотора добија облик:

$$\xi_r = \epsilon_v \cdot \epsilon_g \cdot \epsilon_u$$

Као последица хабања делова мотора долази до опадања погонских, а самим тим и функционалних карактеристика мотора. Радни век мотора дефинише се на основу дозвољеног пада вредности ових карактеристика. Поузданост и век трајања мотора одређује се најчешће на основу података испитивања у реалним условима коришћења, а нешто ређе у лабораторијским условима. Перформансе мотора током његовог рада у почетку расту, затим се стабилизују, достижу максимум па опадају (Келић, 1999).

Конструктивна концепција мотора, начин израде, начин коришћења и примењена технологија одржавања у највећој мери утичу на перформансе мотора СУС и век његовог трајања. Век трајања мотора СУС може се одредити на основу принципа теорије поузданости сложених система. Век трајања мотора уграђених у мало покретљиве машине (трактори и разне грађевинске машине) или за погон стационарних машина (пумпе, вентилатори,...) изражава

се углавном у часовима његовог рада. Поређење века трајања мотора може се вршити само за исте услове коришћења.

Свођењем часовног истрошења (h_c) на јединицу развијене ефективне снаге добија се вредност специфичног истрошења делова (h_e) која не зависи од режима рада мотора, јер се са повећањем снаге мотора повећава и часовно истрошење:

$$h_e = h_c / P_e$$

Радни век мотора (t_2) и часовно истрошење (h_c) зависе од радних погонских величина, па самим тим и од квалитета рада мотора. Коефицијент трајности рада мотора (ϵ_m) може се изразити преко специфичног истрошења (h_e) у облику:

$$\epsilon_m = 1 / h_e$$

Квалитет рада циклуса мотора, у вези са топлотним, струјним и механичким губицима радног процеса изражава се преко коефицијента квалитета рада мотора (ζ_r). Квалитет конструкције мотора, у погледу отпорности на хабање, изражава се преко коефицијента трајности рада мотора (ϵ_m). Увек се тежи да мотор ради са што већим квалитетом рада (израженог преко ζ_r) при што већој вредности трајности рада мотора (израженој преко коефицијента трајности рада).

Да би се обухватиле све квалитативне погонске величине мотора уводи се тзв. коефицијент погонског квалитета мотора (ζ_p), који представља снагу која се добија из јединице радне запремине, за јединицу специфичне потрошње горива и уља и специфичног истрошења делова.

$$\xi_p = \xi_r \cdot \epsilon_m = \frac{k \cdot P_e \cdot n}{g_e \cdot g_u \cdot h_e}$$

Услед смањења ζ_r и ϵ_m , што је последица лошег радног стања мотора, у области већих вредности ζ_v долази до смањења вредности коефицијента погонског квалитета ζ_p .

У току рада мотора појављују се, поред процеса хабања и неки други механички процеси, топлотни, хемијски итд., који утичу на погоршавање радних величина мотора, а самим тим доводе и до погоршавања функционалних и погонских величина, па према томе и до смањења погонског квалитета мотора (Трифунковић, 1983).

У периоду разрађивања мотора долази до побољшања његових погонских величина. Све до тренутка потпуне разрађености мотора његове погонске величине се побољшавају. Потом наступа врло споро погоршавање ових величина.

На основу праћења промене коефицијента погонског квалитета мотора (којима се изражава погонски квалитет мотора), до тренутка потпуне разрађености мотора, може се утврдити способност његовог трајног рада. Мотор поседује довољну сигурност рада, уколико се погонски квалитет мотора

побољшава (значи ζ_p расте) до тренутка његове потпуне разрађености. Као мера погонске сигурности рада мотора користи се однос вредности коефицијента погонског квалитета који се постиже после периода његовог потпуног разрађивања (ζ_{pk}) и ове вредности пре почетка разрађивања мотора (ζ_{po}):

$$\sigma_p = \zeta_{pk} / \zeta_{po}$$

На основу коефицијента погонске сигурности мотора (σ_p), преко кога се изражава сигурност рада мотора, могуће је извршити класификацију штетних процеса у мотору према томе да ли се погоршава квалитет рада, повећава потрошња уља или повећава хабање делова. Из тог разлога коефицијент погонске сигурности мотора може се написати у облику производа три парцијална коефицијента погонске сигурности:

$$\sigma_p = \sigma_r \cdot \sigma_u \cdot \sigma_m$$

За утврђивање коефицијента погонске сигурности (σ_p) довољно је испитати сигурност рада мотора (ова сигурност се изражава преко коефицијента сигурности рада мотора σ_r). Уколико се жели утврдити узрок недовољне сигурности рада мотора потребно је одредити и коефицијент повећања потрошње уља (σ_u) као и вредност коефицијента повећања похабаности делова мотора (σ_m). Може се сматрати да је рад мотора исраван уколико он може трајно да ради са номиналним вредностима погонских величина. Преко коефицијента погонског квалитета рада мотора (σ_p) и коефицијента погонске сигурности рада мотора (σ_p) могу се дефинисати карактеристике одређеног мотора (једног представника који се серијски производи или мотора који се ради у малим количинама нпр. бродских мотора) (Трифуновић, 1983).

За велики број мотора, који се користе у различитим условима, неопходно је применом статистичких метода пратити квалитет њиховог рада, век трајања, поузданост и друге релевантне показатеље њиховог рада. У овом случају, уместо коефицијента погонске сигурности, којим се дефинише поузданост и сигурност једног мотора, одређује се поузданост мотора при коришћењу.

3. Принцип рада хидродинамичких преносника снаге

Под преносником снаге се подразумева уређај или склоп уређаја чији је основни задатак да снагу/обртни момент/механичку енергију, добијену од погонског мотора (електромотор, СУС мотор, парна турбина ...), ефикасно пренесе на (Крстић, 2003):

- другу машину (пумпа, компресор, вентилатор, итд.),
- друге механизме (погонски точкови камиона за транспорт, гусенице дозера и багера, итд.) или
- директно на радни орган (длето за бушење, радни точак роторног багера, итд.).

Помоћу њих се такође може извршити промена:

- параметара снаге, величине обртних момената и угаоних брзина или силе и њених брзина.

Правилно одабран пренос снаге, са погонског мотора на радни орган гоњене машине, значајно утиче на (Крстић, 2003):

- Функционалност машине,
- Степен искоришћења уложене енергије,
- Сигурност у раду,
- Поузданост и расположивост,
- Економичност рада,
- Цену коштања финалног производа.

Преносници снаге морају да испуне следеће задатке (Крстић, 2003):

- да регулишу обртни момент, број обртаја, смер обртаја, итд. у зависности од врсте спољашњег оптерећења;
- да регулишу радне карактеристике (проток, напор) пумпи, компресора, итд.;
- да изврше сумирање потребне снаге мотора при групном погону више различитих уређаја;
- да обезбеде миран старт и заштиту од преоптерећења погонског мотора. обртни момент.

Увођење преносника као посредника између погонске и радне машине диктирано је условима рада како радне тако и погонске машине.

1. Потребна угаона брзина радне машине врло ретко одговара најпогоднијој угаоној брзини погонске машине (обично је много мања).
2. Чест је случај да угаону брзину главних делова радне машине треба мењати независно од угаоне брзине погонске машине, јер мењати угаону брзину погонске машине у ширим границама или је врло неекономично, или чак и немогуће.

3. Погонске машине имају обично константну или приближно константну угаону брзину, уз константан обртни моменат.
4. Веће смањење минутног броја обртаја код погонске машине у већини случајева доводи и до смањења обртног момента, што је врло неповољно за радну машину, јер она захтева велике обртне моменте при малим брзинама.
5. Бројеви обртаја погонских машина обично су велики, а обртни momenti мали, дакле одређена снага постиже се великим угаоним брзинама, а малим обртним моментима.

Радна машина захтева у већини случајева мале бројеве обртаја, а велике обртне моменте:

- у току режима рада или
- у извесним периодима.

Преносници омогућавају грађење погонских машина са великим бројевима обрта, а малим обртним моментима, јер они врше повећање обртног момента на рачун смањења угаоне брзине. Брзохода погонска машина заједно са преносником има мање димензије и мању тежину него спороходна погонска машина употребљива без преносника. Преносником се у извесним случајевима савлађује и растојање између радне и погонске машине, ако је из неких разлога потребно радну машину удаљити од погонске. Преносници снаге се класификују према више различитих критеријума (Крстић, 2003):

Према погонском мотору са којим се налазе у спрези:

- Мотори СУС
- Електромотори
- Хидраулички мотори
- Пнеуматички мотори
- Комбиновани погон

Према месту уградње на:

- Стационарне и
- Мобилне

Према начину преноса снаге на:

- Појединачни
- Групни

По начину трансформације обртног момента погонског система, системи преноса могу бити (Крстић, 2003):

- МЕХАНИЧКИ (момент се преноси на два начина – трењем и обликом, с непосредним и посредним додиром погонског и гоњеног члана),
- ХИДРАУЛИЧКИ и ПНЕУМАТИЧКИ (момент се преноси уз помоћ течности или гасова, углавном под притиском),
- ЕЛЕКТРИЧНИ (момент се преноси електричним путем).

Најједноставнији начин преноса енергије, који се може применити код разних погона и машина, је механички пренос преко полуга, вратила, спојница и зупчаника. Са развојем технике повећавају се захтеви при преносу енергије; захтева се променљивост брзине кретања, обртног момента, броја обрта, периодично прекидно кретање и др., у широком дијапазону. Ове сложене захтеве у систему преноса снаге са успехом могу да реше преносници хидрауличке енергије.

3.1. Хидраулички преносници снаге

Данас се хидраулички преносници користе у свим гранама индустрије, саобраћаја и др. У неким гранама и код неких машина су скоро потпуно заменили класичне преноснике. Широка примена хидрауличких система преноса снаге базирана је на развоју појединачних компоненти и хидрауличких система као целине, а убрзано се развијала класична, пропорционална и сервохидраулика, уз комбинацију са електроником, како би примена хидрауличких система била оптимална (Ољача, 1999). Данас већина савремених пољопривредних машина садржи хидрауличке компоненте. Промењен је задатак и утицај руковаоца јер је све већа тежња да се аутоматизује систем преноса снаге, а руковаоц има удела само у контролној функцији. Хидраулични преносник представља уређај у коме се помоћу флуида преноси енергија са једног места на друго. Али у овом уређају се обављају и друге функције: трансформација једног облика енергије у други, регулација протока, притиска и смера кретања флуида. Сваки хидраулички систем се састоји из три основне групе елемената:

- Погонског агрегата;
- Управљачко регулационих елемената;
- Извршног органа (једног или више).

"Извор" енергије	Мотор са унутрашњим сагоревањем, електромотор или други агрегат
Претварач енергије	Запреминска пумпа, крилна, клипна, завојна или др. конструкције

Погонски ↓

Управљачко регулациони елементи	Разводник, вентил за регулацију притиска, вентил за регулацију протока и др. елементи
---------------------------------------	---

↓

Претварач енергије	Извршни орган	Хидраулички мотор: линеарни, ротациони или осцилаторни
-----------------------	---------------	--

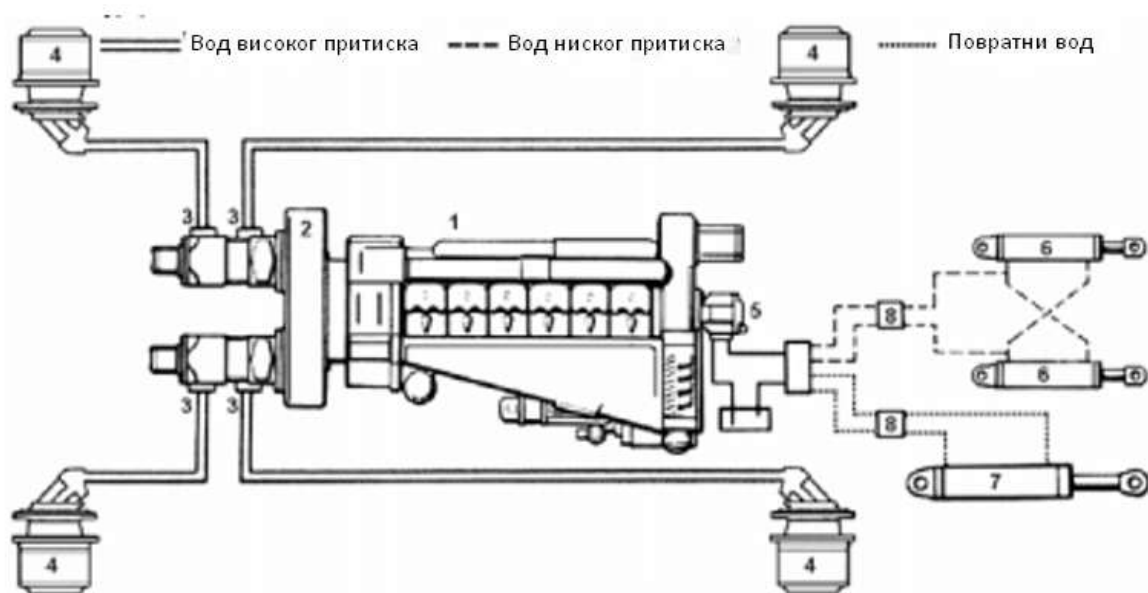
Корисник енергије	Производна машина, транспортно средство, пољопривредна машина или друго	
-------------------	--	--

Слика 2. Принципијелна блок шема хидрауличног система

3.2. Хидростатички и хидродинамички систем преноса

С обзиром на начин преноса и трансформацију енергије флуида разликују се две врсте преноса: хидростатички и хидродинамички (Вучковић, 1997).

Хидростатички пренос остварује се преносом притиска у једном затвореном струјном колу, између пумпе која механичку енергију трансформише у енергију притиска и хидромотора, који енергију притиска трансформише у механички рад. При овом преносу флуид мора да буде нестишљив да при преносу снаге не би наступила промена притиска, из чега произилази коришћење хидрауличног уља одговарајућег вискозитета, као најповољнијег флуида за хидростатички пренос снаге.



Слика 3. Хидростатички пренос снаге

1-Дизел мотор, 2-Редуктор, 3-Хидро пумпе, 4-Хидромотори + планетарни редуктор, 5-Хидро пумпа за управљање системом, 6-Хидро цилиндри за управљање, 7-Хидро цилиндар, 8-Вентили

Хидростатички пренос снаге захтева затворено флуидно коло пумпа - мотор. Да би се механичка енергија трансформисала у притисак потребно је заптивање металних делова пумпе и висок квалитет обраде. Да би се енергија притиска трансформисала у механичку енергију мотор треба да буде добро

заптивен и са високим квалитетом обраде. Треба имати у виду да ради ефикасности трансформације већих снага треба ићи на високе притиске, што у пракси представља озбиљан недостатак примене хидростатичког погона.

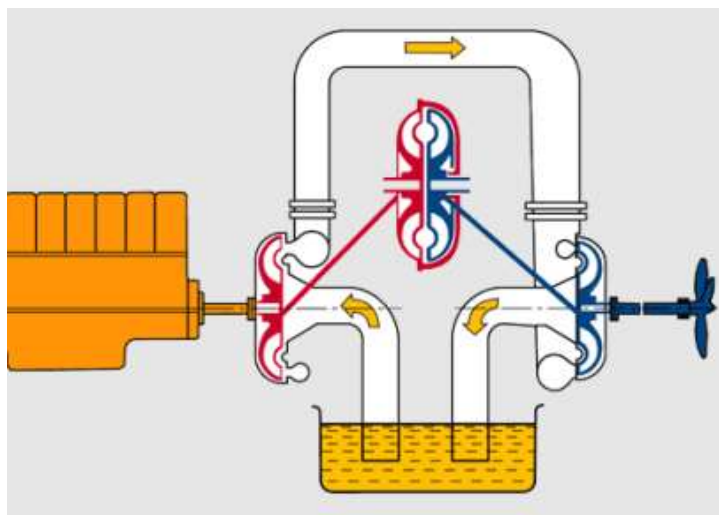
Хидродинамички пренос за пренос енергије користи кинетичку енергију масе флуида у неком примарном радном колу - пумпа, која се успорава у секундарном радном колу - турбина. Механички рад у пумпи се трансформише убрзавањем флуида у кинетичку енергију која се успоравањем флуида у турбини поново претвара у механички рад (Репчић, 1999).

Хидродинамички пренос не захтева потпуно затворено флуидно коло, јер између пумпе и турбине постоји одређен процеп, па је трење сведено на трење течности при протицању. Квалитет обраде није најважнији услов за ову врсту преноса, а снага која се може пренети је практично ограничена једино издржљивошћу материјала.

Дакле, хидростатички пренос има повољнији облик криве степена корисности. Предност хидродинамичког преноса је у томе што се момент и број обрта аутоматски прилагођавају радним условима, док се код хидростатичког преноса регулација мора вршити спољим импулсима.

Аутоматско прилагођавање радним условима омогућава еластичност хидродинамичког преноса што представља предност у примени, нарочито код честих промена радних услова.

Ако се упореде ова два система преноса снаге на бази габарита може се закључити да при преносу малих снага предност има хидростатички пренос. Снага хидродинамичког преноса је, при одређеној специфичној тежини флуида и броју обрта, зависна од петог степена пречника ($M = \text{const} \cdot \rho \cdot D^5 \cdot n^2$), тако да је при преносу великих снага повећање пречника минимално (Репчић, 1999).

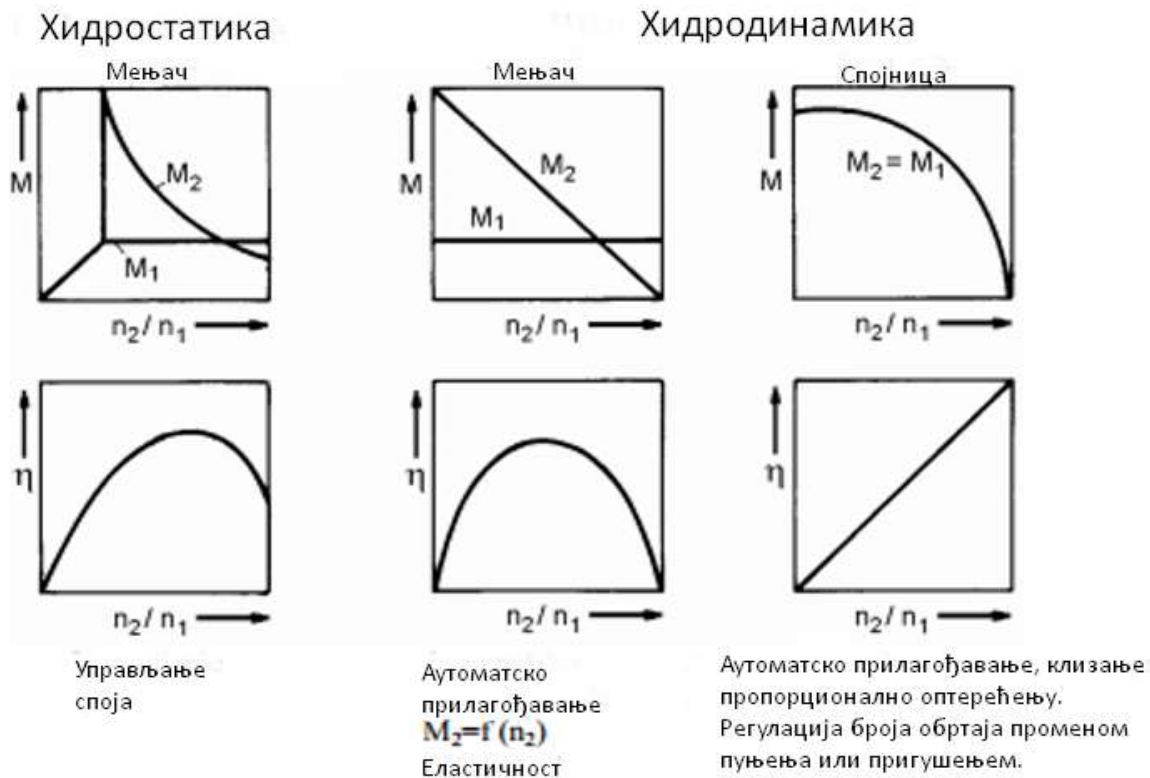


Слика 4. *Шема хидродинамичког преноса снаге*

Из овог јасно произилази да је предност хидродинамичког преноса само при великим снагама, а да за мале снаге предност поседује хидростатички пренос. Међутим, општи закључак о предности једног или другог система може се донети када се узму у обзир приказани фактори, као и низ других: понашање

у експлоатацији, век трајања, услови одржавања и руковања, начин израде и др.

Што се тиче компликованости производње предност имају хидродинамички агрегати и елементи, јер не захтевају врло квалитетну обраду. Експлоатација и руковање су лакши са елементима хидродинамичког преноса, који не захтевају посебно одржавање, што је код хидростатичког преноса од суштинске важности за век агрегата и елемената.

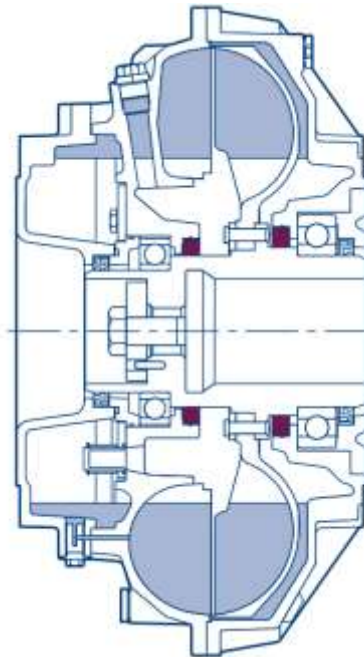


Слика 5. Поређење хидростатичког и хидродинамичког преноса снаге

Што се тиче производње и примене у свету постоје присталице оба система, а инерција постојеће производње често је пресудна у одређењу за неку примену. Тешко је на пример применити хидростатички пренос код дизел локомотива, мада неке фирме (швајцарска фирма "VON ROLL") уграђују преноснике са пумпама и моторима клипног типа. Слична је ситуација код преноса снаге код трактора. Према неким ауторима сматра се да више одговара примена хидростатичког преноса, али полазећи једино од теоријских могућности хидростатичког и хидродинамичког преноса. Практична решења у овој области су све више хидродинамичког карактера. Треба истаћи да су код малих транспортних средстава за унутрашњи транспорт (виљушкар и сл.) у примени чешће решења са хидростатичким преносом, која овде имају очигледну предност (Крстић, 2009). Посматрано у најширим условима примене и на данашњем нивоу технике, хидродинамички пренос има минималну предност, над хидростатичким. Има случајева где је предност хидростатичког преноса изразита, а примена неминовна. То значи да ова два типа преноса снаге помоћу флуида, функционално различита, не искључују један другог, и да

се области примене преклапају. Хидродинамичка спојница је најпростији агрегат хидродинамичког преноса снаге, а састоји се из два основна хидрауличка елемента: радног кола пумпе и радног кола турбине. Снага се са вратила радног кола пумпе, које је везано за погонски агрегат, преноси на вратило радног кола турбине које је везано за гоњени агрегат (машину), преко течности која струји у радним колима. Облик радних кола је такав да омогућава затворени круг циркулације течности из радног кола пумпе у радно коло турбине.

Област примене треба да буде одабрана тако да клизање буде довољно мало односно да η буде што већи. Ако је клизање једнако нули ($n_1=n_2$) нема преношења момента. Момент код хидродинамичких спојница (као код свих турбомашина) једнак је производу проточне масе у секунди и разлике производа полупречника и пројекције апсолутне брзине флуида на правац обимне брзине на улазу и излазу из радног кола. У случају да је број обрта радног кола пумпе и турбине једнак, притисак течности у оба кола спојнице би се изједначио и поништио, тј. не би се могао пренети момент (Прасуху, 1987).



Слика 6. *Шема хидродинамичке спојнице:*

4. Заједнички рад СУС мотора и хидродинамичке спојнице и хидродинамичког мењача

4.1. Заједнички рад електромотора и хидродинамичке спојнице

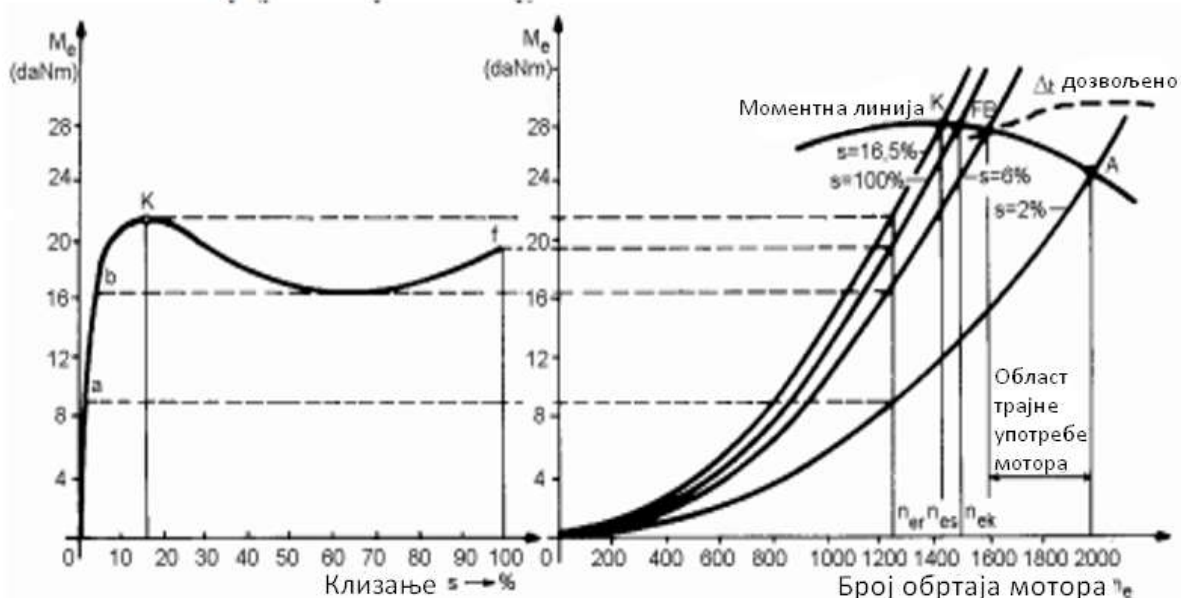
Заједнички рад електромотора и хидродинамичке спојнице може представљати добро техничко решење. Основни захтев који се при томе поставља јесте брзо постизање стартног момента како би се што брже прешло из области великих полазних струја и великог загревања електромотора у област стабилног рада. То се постиже посебним конструкционим решењем са комором и преткомором, чиме се обезбеђује да зависност момента који може пренети спојница зависи од величине клизања при константном погонском броју обртаја, и има облик положене параболе, што одговара наведеном захтеву (Крстић, 2003).

Приликом пуштања у рад електромоторног погона са хидродинамичком спојницом, када клизање достигне вредност од око 10-15%, момент константну вредност и када се радна машина приближи коначном броју обртаја момент опада, и број обртаја расте, до радне брзине која одговара стабилном раду електромоторног погона. Примена хидродинамичке спојнице пружа низ погодности од којих су најважније (Крстић, 2003):

- неоптерећеност мотора у тренутку стартовања што има за последицу смањење полазних струја и добро хлађење;
- могућност примене јефтиних и простих електромотора (кавезни асинхрони мотори) и остале електричне опреме уз задовољавајућу погонску поузданост и сигурност;
- успешно покретање електромотора и при значајним падовима напона у мрежи;
- могућност подешавања максималног момента са променом пуњења у широким границама;
- уравнотежење код свих вредности обртног момента;
- добре погонске особине електромотора у случају могућих сметњи у раду;
- сопствена могућност уравнотежења код вишемоторног погона.

4.2. Заједнички рад мотора СУС и хидродинамичке спојнице

На слици 7. су јасно приказане карактеристике заједничког рада дизел мотора са унутрашњим сагоревањем и хидродинамичке спојнице. Лево је приказан дијаграм момента који спојница може да пренесе, при константном броју обртаја у зависности од клизања. На десном дијаграму дат је момент мотора СУС у зависности од броја обртаја. Параболе у овом дијаграму су линије момента које спојница може да пренесе при различитим вредностима клизања. Дијаграм даје јасну смерницу у пројектовању уградње хидродинамичке спојнице за пренос снаге код мотора СУС.



Слика 7. Карактеристика заједничког рада мотора СУС и хидродинамичке спојнице

У пресечној тачки А, при пуном оптерећењу мотора, спојница мора да пренесе потребан момент. Код практично најмањег могућег клизања (~2%), хидродинамичка спојница треба да ради под сталним оптерећењем до тачке Б, која се налази у пресеку криве са 6% клизања и граничне линије дозвољене температуре радног флуида. При порасту оптерећења, тачка Б са 100% клизања, при пуном оптерећењу, мора лежати на линији момента при пуном оптерећењу, али са довољним бројем обрта да се мотор не угаси. Област од 6% до 100% клизања, због температурске границе, не сме бити област трајне примене мотора. Карактеристична је тачка стартног момента (тачка код ~18% клизања, која мора лежати у области криве момента при пуном оптерећењу, да не би дошло до престанка рада, односно до "гушења" мотора. Тачка стартног момента при празном ходу је значајна, нарочито ако не постоји сигурносна спојница на машини. У том случају, обзиром да је момент мотора већи, машина се може зауставити пребацивањем на празан ход. Део енергије који спојница при томе троши минималан је и у дозвољеним границама, ако је она правилно одабрана и димензионисана (Томић, 1994).

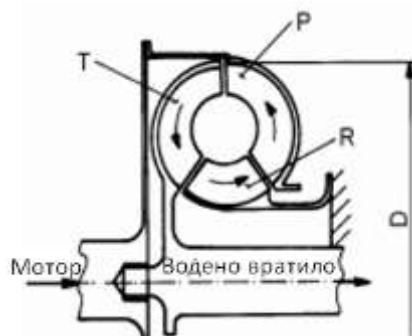
Предности везе мотора СУС са хидродинамичком спојницом, у односу на класичну механичку везу су значајне. Познато је да мотор СУС може тек при знатно већем броју обрта мотора, у односу на број обрта празног хода, пренети момент потребан за покретање моторног возила, трактора, багера, и сл. Овај проблем се, са класичном спојницом на принципу трења, решава на следећи начин: код стартовања, када мотор постигне потребан број обрта, пажљивим "отпуштањем" спојнице (односно повећањем трења) преноси се моменат на возило све док се оно довољно не убрза и оствари пренос чврсте везе. Ово захтева пажљиво руковање, јер пребрзо отпуштање спојнице, или неки додатни

отпор може да представља изузетан проблем. Код погона моторног возила, трактора, багера, и др., ради прилагођавања условима рада обично је уграђен и механички мењачки преносник. Спојница овде има задатак прекида преноса снаге при промени степена преноса. Ови недостаци могу се отклонити уградњом хидродинамичке спојнице, која тек при великом броју обрта добија потребну "пропусну могућност". Остале предности заједничког рада мотора СУС и хидродинамичке спојнице су следеће:

- Код недовољно пажљивог руковања возилом, трактором и др. није могуће преоптеретити мотор и проузроковати престанак његовог рада;
- Могуће је пренети пуну вучну силу мотора на закочено возило у старту, преко педале гаса повећањем броја обрта, и на тај начин полазак на успону или са додатним почетним отпорима је безопасан;
- Стартовање је могуће код било које брзине возила;
- Код честог заустављања није потребно искључивање преноса;
- "Мека" вожња коју омогућава хидродинамичка спојница штити мотор и остале делове возила од претераног истрошења делова.

4.3. Примена хидродинамичких претварача момента

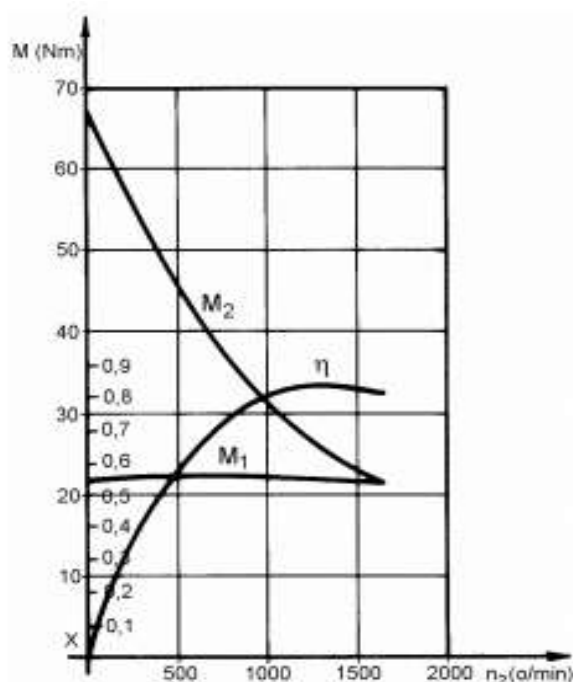
Хидродинамички претварач момента (хидродинамички мењач) је турбомашина намењена за пренос и трансформацију снаге обртног кретања посредством уља које циркулише кроз струјни простор радних кола. Пренос снаге се врши без круте везе и механичког додира погонског и гоњеног вратила. Промена излазног момента и броја обрта врши се континуално и потпуно аутоматски, зависно од оптерећења излазног вратила. На сликама 8. и 9. приказана је шема и дијаграм рада једног хидродинамичког претварача момента.



Слика 8. Принципијелна шема хидродинамичког претварача момента:
P - пумпно радно коло; *T* - турбинско радно коло; *R* - реакторско коло

Главни делови хидродинамичког претварача момента су лопатична радна кола: пумпно, турбинско и спроводно или реакторско. Међулопатични простори радних кола су постављени тако да чине затворен систем - циркулациони радни простор и он има облик торуса. Из дијаграма се види да је

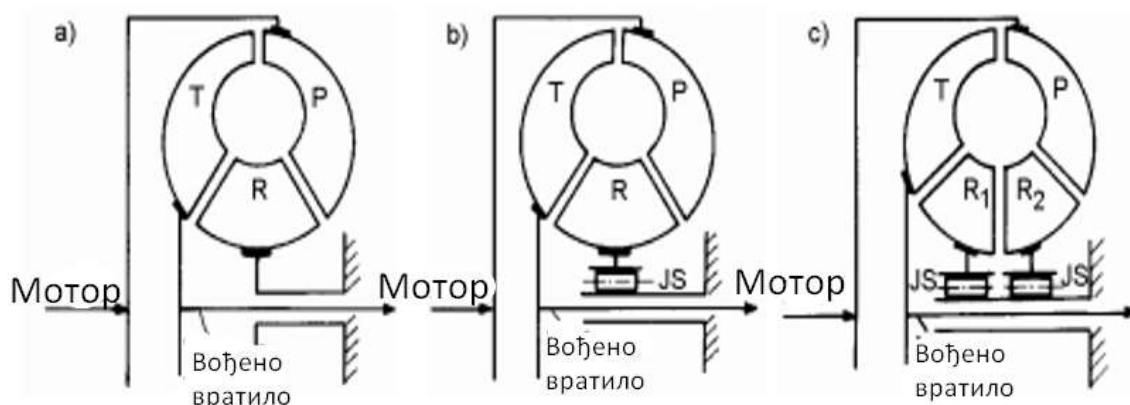
степен корисности променљив и његов максимум се, код изведених конструкција, креће од 0,8 до 0,9.



Слика 9. Дијаграм рада хидродинамичког претварача момента:

M_1 - улазни момент; M_2 - излазни момент; η - степен корисности

Хидродинамички претварачи момента се могу сврстати у неколико група: прости - код којих је реакторско коло чврсто везано за кућиште преносника; комплексни - код којих је реактивно коло преко једне спојнице (JS) спојено са кућиштем и претварачи са више реакторских кола.



Слика 10. Различити типови хидродинамичких претварача момента

Повећање оптерећења на вратилу турбине условљава смањење брзине обртања њеног вратила. Брзина достиже вредност $n_t = 0$, при максималном обртном моменту на вратилу турбине. Код различитих конструктивних решења ово се на посебан начин одражава на вратило пумпног кола и на оптерећење погонског мотора (Црнојевић, 2003).

- Прва група хидродинамичких претварача. - Промена момента на вратилу турбинског кола нема утицаја на величину момента пумпног кола и он остаје константан:

$$\frac{\partial M_p}{\partial n_p} = 0$$

Ови хидродинамички претварачи обезбеђују потпуно независан рад погонског мотора у односу на оптерећење вратила турбине, односно радне машине, и називају се "непрозрачни".

- Друга група хидродинамичких мењача -. Момент пумпног кола мења се у зависности од оптерећења турбинског кола и називају се "прозрачни". Код ове групе претварача постоје три случаја:

$$\frac{\partial M_p}{\partial n_p} = 0$$

$$\frac{\partial M_p}{\partial n_p} > 0$$

$$\frac{\partial M_p}{\partial n_p} < 0$$

Степен прозрачности оцењује се преко коефицијента прозрачности, који се одређује као однос момента пумпе при заустављеној турбини ($n_t=0$) према моменту пумпе једнаком моменту турбине ($M_p=M_t$). За случај "непрозрачног" мењача коефицијент прозрачности $p=1$, за случај "прозрачног" мењача са директном прозрачношћу $p>1$, а за случај "обрнуто прозрачног" мењача $p<1$.

За случај турбомењача са "комплексном прозрачношћу" коефицијент p се креће између вредности "непрозрачног" и "прозрачног".

Прозрачност турбомењача је у ствари његова способност да савладава променљиве отпоре при кретању возила, с тим да промени режим рада мотора (број обрта) и оптерећења при истом положају папучице за "гас". То значи да, уколико је већа "прозрачност" турбомењача утолико су шире могућности коришћења режима рада мотора при непромењеном положају папучице за гас. Дакле, јасно је да се "непрозрачни" турбомењачи примењују за погон машина са стационарним режимом рада, а "прозрачни" и "комплексно прозрачни" на машинама са широким опсегом промена отпора и брзине, на пр. на моторним возилима (тракторима).

Предности преноса снаге преко хидродинамичког претварача у односу на класични (механички) пренос су следеће (Црнојевић, 2003):

- Хидродинамички претварач олакшава управљање. Возило са овим претварачем аутоматски врши промену брзине у једној области брзина, а промена степена преноса је аутоматска, тако да руковаоц одабира брзину кретања само преко педале за гас;

- Олакшано је кочење возила, јер није потребно искључивати фрикциону спојницу, довољно је притиснути педалу кочнице да би се возило зауставило, док мотор и даље ради;
- Хидродинамички претварач момента одржава рад мотора довољно блиско оптималном режиму. Правилним избором претварача, за одређен мотор, могуће је постићи да мотор ради у приближно оптималном радном режиму, што повољно утиче на вучне карактеристике, потрошњу горива и век мотора;
- Хидродинамички претварачи врше благи - безударни пренос снаге и пригушују осцилације. Ово омогућује избегавање непотребног предимензионисања свих елемената који преносе снагу, што смањује тежину и цену возила и повећава удобност вожње;
- Хидродинамички претварач побољшава вучне карактеристике возила и радне карактеристике радних машина. Возило опремљено са хидродинамичким претварачем може у сваком режиму рада да користи пуну снагу мотора и имаће боље радне карактеристике од одговарајуће машине са истом снагом мотора у односу на оне опремљене класичним преносом. Испитивања су показала да трактор гусеничар са хидродинамичким претварачем, при операцији планирања терена на располагању има до 20% већу снагу од трактора са механичким преносом;
- Хидродинамички претварач повећава век трајања свих делова који преносе снагу. Према подацима фирме "Аллисон" - САД, хидродинамички претварач момента повећава век трајања мотора за 47%, зупчастог преноса мењача за 400% и диференцијала за 93%;
- Увођење хидродинамичког преноса снаге ублажује, а негде и сасвим решава, проблем резервних делова, који је изузетно важан у механизацији пољопривреде, грађевинарству, итд.

Највећи недостатак хидродинамичког претварача момента је нижи степен корисности од механичког, али се то може прихватити, с обзиром на његове остале предности. Усавршавањем хидродинамичких преносника постижу се све већи степени корисности.

4.4. Заједнички рад мотора СУС и хидродинамичког претварача момента

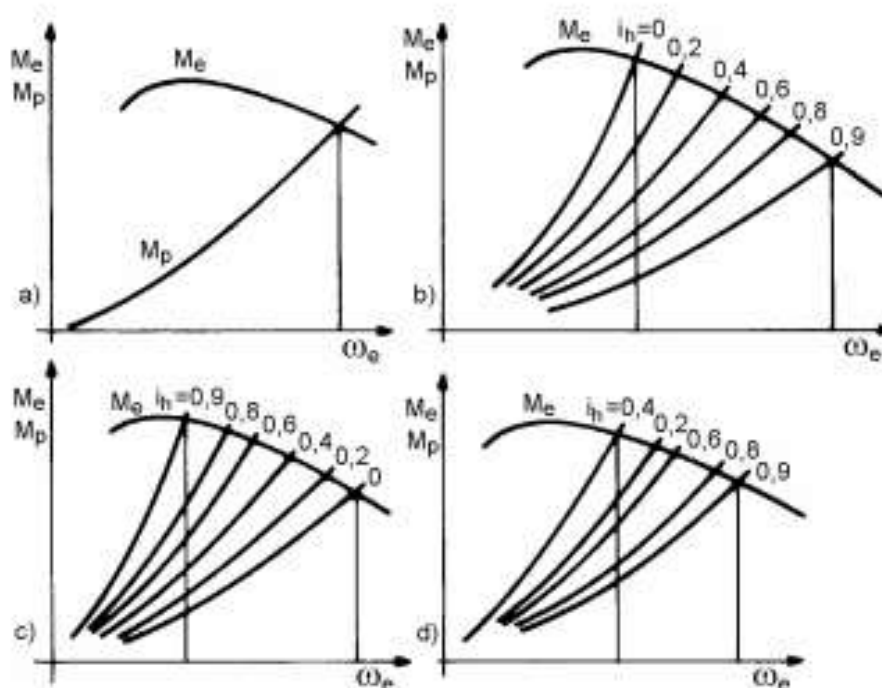
За усаглашавање параметара радне машине са карактеристикама погонског мотора СУС значајне погодности пружа примена хидродинамичког претварача момента (турбомењача). Хидродинамичке претвараче момента могуће је применити у спрези са ото и дизел моторима. Да би се добила карактеристика заједничког рада мотора СУС са хидродинамичким претварачем момента, потребно је усагласити карактеристику мотора СУС са карактеристиком пумпног кола. Тачке пресека ових карактеристика дају карактеристику заједничког рада (Крстић, 2003).

На слици 11. приказана је карактеристика мотора са кривама обртног момента пумпног кола хидродинамичког претварача момента. Криве M_p су приказане за преносни однос $i_h=0,4$ до $i_h=0,9$ и одређују заједнички рад мотора и кола хидродинамичког претварача момента.

Неки типови претварача момента имају особину да, променом броја обрта турбинског кола, при сталном броју обрта кола пумпе, излазни моменат остаје исти. Мотор СУС који ради са оваквим претварачем, радиће у истом режиму без обзира на оптерећење излазног момента.

Режим рада мотора у овом случају могуће је мењати само регулацијом довода улазног горива.

Постоје и типови претварача код којих, при константном улазном броју обрта, излазни моменат зависи од излазног броја обртаја.

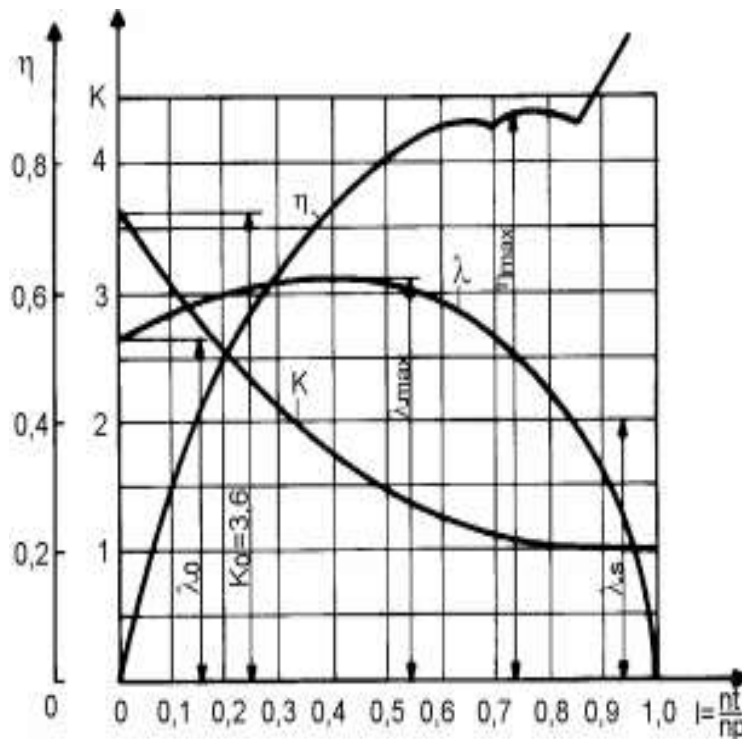


Слика 11. Карактеристике заједничког рада турбомењача и ото мотора:
а-непрозрачног; б-прозрачног са директном прозрачношћу;
ц-прозрачног са обрнутом прозрачношћу; д-са компл.ексном прозрачношћу

На слици 12. приказане су карактеристике рада једног хидродинамичког претварача момента, снимане при константном улазном броју обртаја $n_p = \text{const.}$ На апсцису је нанет однос броја обрта кола турбине и пумпе, $i = n_t/n_p$. Крива представља однос излазног и момента; $K = M_t/M_p$ и назива се коефицијентом трансформације.

Из дијаграма се види да је при укоченом излазном вратилу ($i=0$) излазни моменат 3,6 пута већи од улазног, односно $K_0=3,6$. Покретањем и убрзавањем излазног вратила, односно порастом обртног момента, континуално опада и

излазни момент, тако да се негде око $i=0,9$ изједначује са улазним моментом, када је $K=1$.



Слика 12. Карактеристике рада хидродинамичког претварача момента

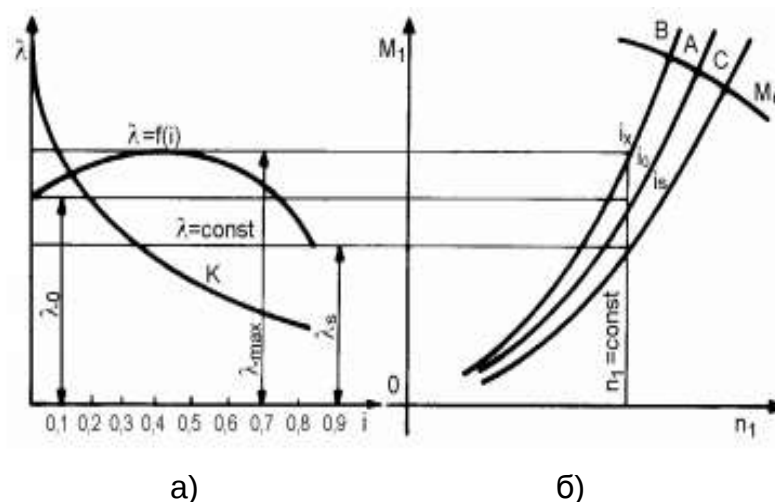
Промена степена корисности η дата је у функцији преносног односа. Крива степена корисности полази од нуле, са порастом преносног односа степен корисности расте и око $i=0,65$ достиже максимум. После пређеног максимума степен корисности опада, а затим опет расте. Ова појава је специфична за претвараче са покретним реакторима. Крива λ се назива коефицијентом промене момента и дефинисана је изразом:

$$\lambda = \frac{M}{\rho \cdot g \cdot n^2 \cdot D^2}$$

и мења се у функцији преносног односа.

Слика 13. приказује дијаграм заједничког рада турбомењача и мотора СУС. На слици 13а. приказан је дијаграм турбомењача. Нека је улазни број обрта $n_1 = \text{const}$. Вредности коефицијента промене момента из дијаграма приказаног на слици 13.а) преносе се у дијаграм 13.б на вертикалу $n_1 = \text{const}$. Пошто је улазни момент сразмеран квадрату улазног броја обрта, кроз добијене тачке на вертикалу $n_1 = \text{const}$. пролазе квадратне параболе (у дијаграму су приказане само три параболе, све остале се налазе између њих). Кроз тачку, која одговара коефицијенту промене момента при $i=0$, пролази стартна парабола са i_0 , кроз тачку која одговара максималној вредности коефицијента промене момента парабола, која се назива номинална и обележена је са i_x , а кроз тачку која одговара фактору момента у тренутку преласка рада

претварача на режим спојнице пролази парабола i_s . Пресечне тачке криве момента мотора M_e са параболома претварача су А, В и С.



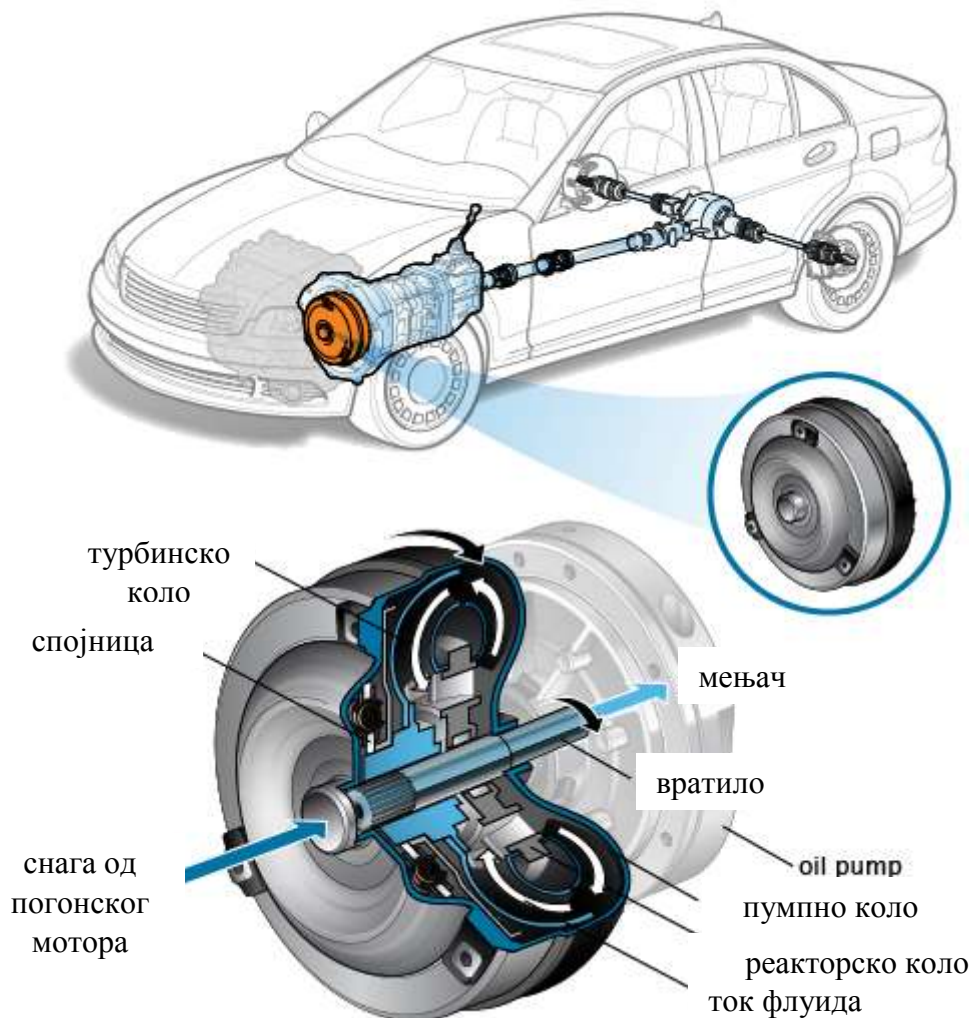
Слика 13. Дијаграми заједничког рада турбомењача и мотора СУС

Приликом старта возила, када је излазно вратило укочено, претварач ће радити по стартној параболу i_0 , а мотор ће радити у режиму који одговара тачки А (пресек стартне параболе и криве момента мотора). Повећањем брзине возила повећава се и фактор момента од λ_0 до λ_{max} и претварач постепено прелази са стартне параболе и на номиналну параболу i_x , односно мотор се успорава по луку АВ. Даљим порастом преносног односа, опада фактор момента, а претварач постепено прелази од номиналне параболе i_x до параболе спојнице i_s , односно мотор ради по луку ВС на кривој момента. "Непрозрачни" претварач у дијаграму имаће линију фактора момента $\lambda = \text{const}$. и при било ком преносном односу у заједничком раду претварач ће радити само по једној параболу. Добијање криве за "прозрачни" претварач нешто је компликованији.

Каква ће бити крива излазног момента зависи од карактеристика мотора. Позитивне карактеристике "прозрачног" претварача биће израженије са мотором који има криву момента већег нагиба. Који ће претварач бити одабран, зависи од намене возила, односно од карактеристика вуче које то возило треба да има.

5. Пример прорачуна усаглашавања мотора СУС и хидродинамичког преносника

У оквиру овог поглавља урађен је прорачун усаглашавања рада мотора СУС и хидродинамичког мењача.



Слика 14. Положај мотора и хидродинамичког мењача

За турбомењач су дате радне карактеристике (слика 15,а.): (1- крива коефицијента хидрауличког момента пумпног кола; 2 - крива коефицијента хидрауличног момента турбинског кола; 3 – крива степена корисности турбомењача, 4- крива момента мотора). Активни пречник циркулације је $D_a = 375 \text{ mm}$, $\rho = 950 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$.

Вредности коефицијента хидрауличних момената пумпног и турбинског кола (слика 14) су:

$$\lambda_{mp}(n_t = 0) = 1.7 \cdot 10^{-3} \Rightarrow i = 0$$

$$\lambda_{Mp} = \lambda_{Mt} = (M_t = M_p) = 0.8 \cdot 10^{-3} \Rightarrow i = i_h$$

Прозрачност турбомењача је:

$$p = \Pi = \frac{M_p (n_t = 0)}{M_t (M_p = M_t)} = \frac{\lambda_{Mp} (n_t = 0)}{\lambda_{Mt} (M_t = M_p)} = \frac{1.7 \cdot 10^{-3}}{0.8 \cdot 10^{-3}} = 2.125 > 1$$

Добијена вредност $\Pi > 1$ показује да се ради о фамилији турбомењача са директном „прозрачношћу“.

Излазне карактеристике радне спреге дизел-мотор-турбомењач односе се на функционалну зависност M_p , M_t и η од броја обртаја турбинског кола и карактеришу стабилност турбомењача да прима оптерећења и мења режиме рада гоњеног агрегата.

За одређивање излазних карактеристика потребно је најпре одредити параметре заједничког рада дизел-мотора и пумпног кола турбомењача за различите вредности хидрауличног преносног односа ($i_h = 0; 0.1; 0.2; \dots; 1$).

Поступак одређивања параметара који карактеришу заједнички рад који се примењује за било коју вредност i_h , биће показан на примеру за $i_h = 0.3$.

Кораци овог поступка су следећи. Прво се читају вредности:

$$\lambda_{Mpc} = 1.9 \cdot 10^{-3}$$

$$\lambda_{Mtc} = 5.3 \cdot 10^{-3}$$

$$\eta_c = 0.657$$

а затим се израчунају коефицијенти:

$$k_{pc} = \lambda_{Mpc} \cdot \rho \cdot D^5 \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 = 1.9 \cdot 10^{-3} \cdot 950 \cdot 0.375^5 \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 = 1.468 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

$$k_{tc} = \lambda_{Mtc} \cdot \rho \cdot D^5 \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 = 5.3 \cdot 10^{-3} \cdot 950 \cdot 0.375^5 \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 = 4.09 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

Затим се формира се крива хидрауличног момента пумпног кола у функцији броја обртаја погонског вратила:

$$M_p = \lambda_{Mp} \cdot \rho \cdot D^5 \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 \cdot n_p^2 = k_p \cdot n_p^2 = 1.468 \cdot 10^{-3} \cdot n_p^2$$

Табела 1. Подаци добијени прорачуном

i_h	$\lambda_{M_{p_i}}$ 10^{-3}	$\lambda_{M_{t_i}}$ 10^{-3}	η_i	$K_{t_i} =$ $\lambda_{M_{p_i}} \rho D^5$ $(\pi/30)^2$	$K_{t_i} =$ $\lambda_{M_{t_i}} \rho D^5$ $(\pi/30)^2$	$n_p \left[^\circ / \text{min} \right]$					Координатне тачке заједничког рада мотора и ТМ		$n_{t_i} =$ $n_{p_i} \cdot i_h$	$M_{t_i} =$ $K_{t_i} \cdot n_{p_i}^2$
						0	400	800	1200	1600	n_{p_i}	$M_{t_i} =$ M_{p_i}		
						$M_{p_i} = K_{p_i} \cdot n_{p_i}^2$								

0	1.7	7	0	1.313	5.406	0	210.14	840.55	1891.2	3362.2	1250	2040	0	8450
0.1	1.8	6.5	0.278	1.391	5.022	0	222.15	890	2002.5	3559.9	1225	2100	122.5	7536
0.2	1.9	6	0.471	1.468	4.639	0	234.86	939.4	2113.7	3757.8	1200	2132	240	6675
0.3	1.9	5.3	0.657	1.468	4.090	0	234.86	939.4	2113.7	3757.8	1200	2132	360	5896
0.4	1.9	4.65	0.771	1.468	3.586	0	234.86	939.4	2113.7	3757.8	1200	2132	480	5173
0.5	1.9	3.9	0.829	1.468	3.016	0	234.86	939.4	2113.7	3757.8	1200	2132	600	4334
0.6	1.8	3.1	0.857	1.391	2.391	0	222.5	890	2002.5	3559.9	1225	2100	735	3594
0.7	1.6	2.3	0.829	1.236	1.777	0	197.78	791.11	1780	3164.4	1275	2000	892.5	2889
0.8	1.3	1.75	0.743	1.004	1.316	0	160.69	642.77	1446.2	2571.1	1350	1840	1080	2464
0.9	0.9	1.1	0.614	0.695	0.844	0	111.15	445	1001.2	1780	1444	1480	1299	1771
1	0.5	0	0	0.368	0	0	61.81	247.22	556.2	988.89	1525	892	1525	0

Табела 2. Вредности момента на пумпном колу

$n_p \left[\frac{^\circ}{\text{min}} \right]$	0	400	800	1200	1600
$M_p \left[N \cdot m \right]$	0	234.86	939.44	2113.75	3757.8

Након дефинисања кривих момента на пумпном колу одређују се координате пресечне тачке криве момента дизел мотора (4) и криве момента на пумпом колу (5).

$$n_{pc} = 1200^0 / \text{min}$$

$$M_{pc} = 2132 Nm$$

На крају се одређују вредности броја обртаја и хидрауличног момента турбинског вратила:

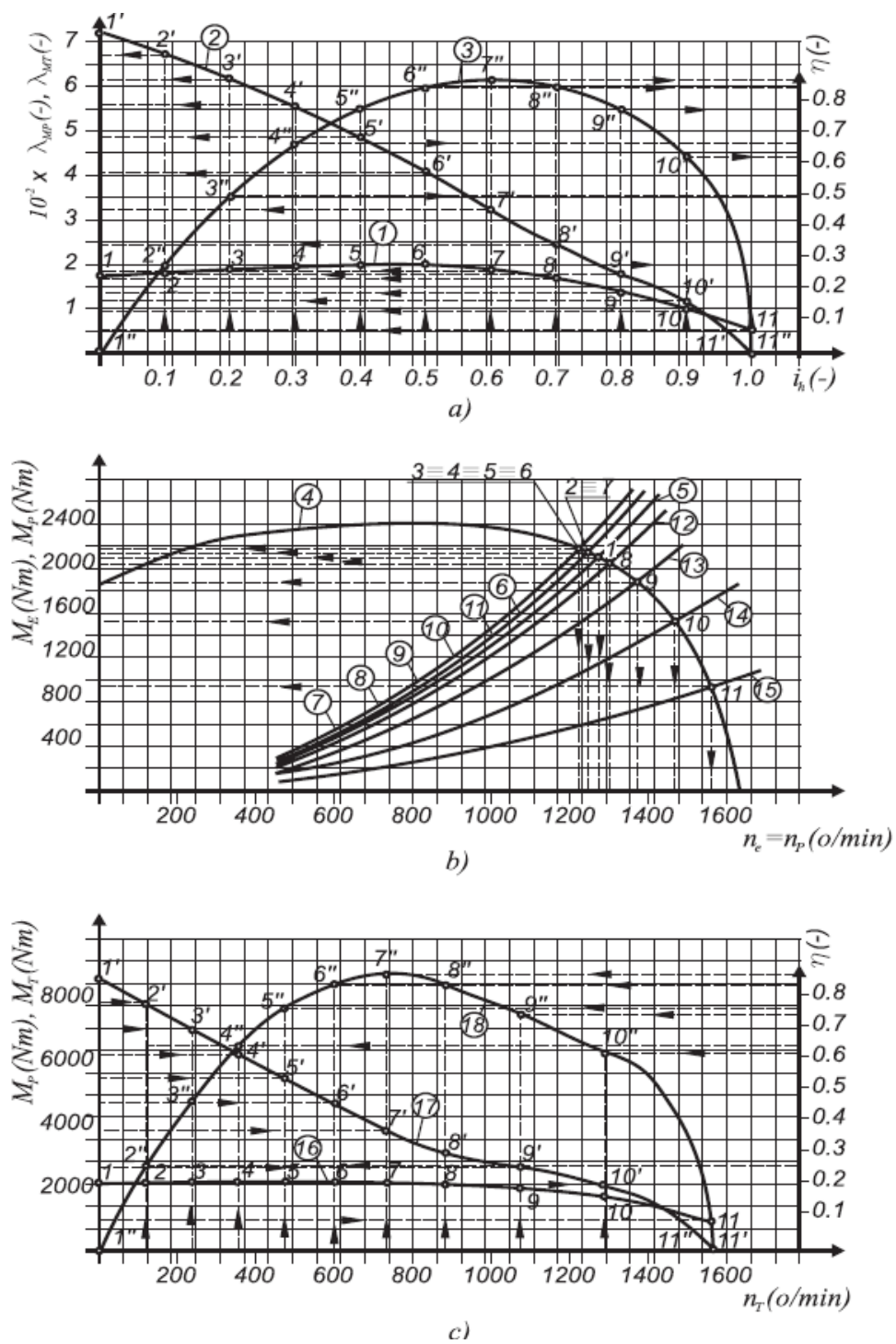
$$n_{tc} = i_{hc} \cdot n_{pc} = 0.3 \cdot 1200 = 360^0 / \text{min}$$

$$M_{tc} = k_{hc} \cdot n_{pc}^2 = 4.09 \cdot 10^{-3} \cdot 1200^2 = 5896 Nm$$

$$M_{pc} = 2132 Nm$$

$$M_{tc} = 5896 Nm$$

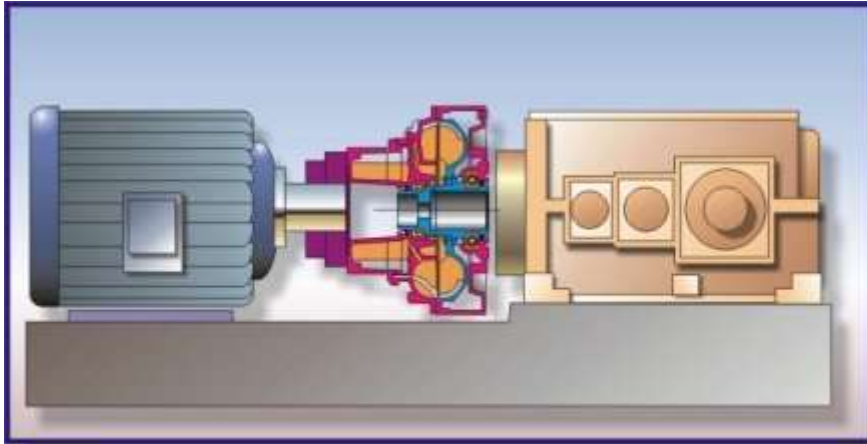
$$\eta_c = 0.657$$



Слика 15. Дијаграми заједничког рада турбомењача и мотора СУС

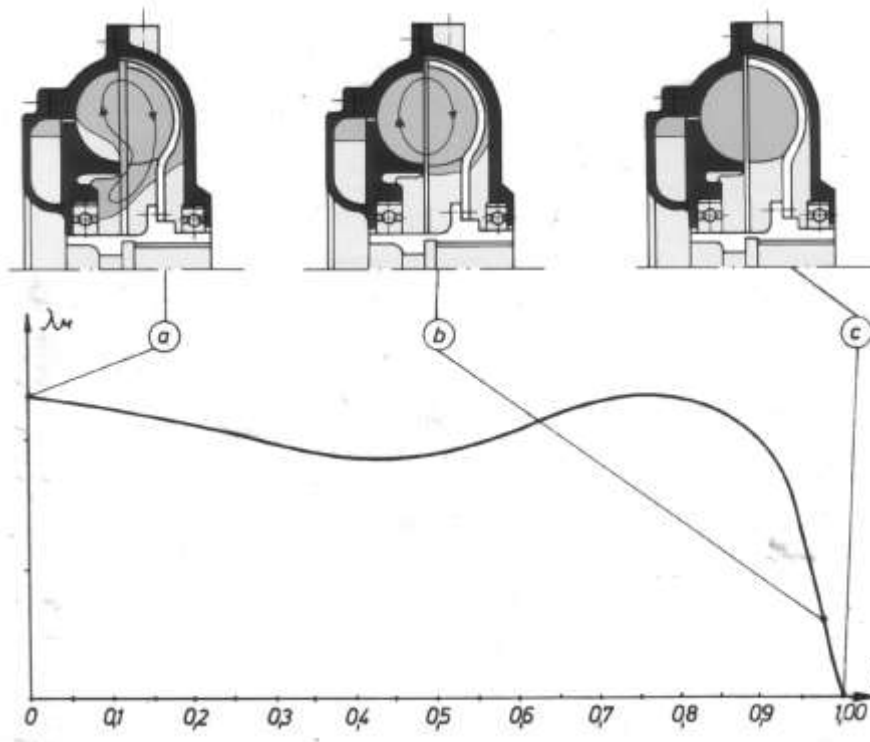
6. Пример прорачуна усаглашавања електромотора и хидродинамичке спојнице

Као и у претходном поглављу у овом делу ће бити приказан пример усаглашавања рада електромотора и хидродинамичке спојнице.



Слика 16. Приказ заједничког рада електромотора и хидродинамичке спојнице

У табели 3. су дате основне карактеристике турбоспојнице (слика 17), а у табели 4. карактеристике нисконапонског трофазног електромотора (слика 18).



Слика 17. Основне карактеристике турбоспојнице

Табела 3. Основне карактеристике турбоспојнице

i_h (/)	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,5	0,7	0,8	0,9	1,0	1,03
λ_M (/)	1,23	1,15	1,05	0,9	0,77	0,7	0,75	1,0	1,32	1,53	0,98	0
η (/)	0	0,1	0,21	0,31	0,42	0,52	0,63	0,73	0,83	0,94	0,98	0

Табела 4. Основне карактеристике електромотора

n_p (o / min)	0	75	150	225	300	375	450	525	600	675	750	840
M_p (Nm)	940	840	740	680	620	600	640	700	880	1040	1000	0
I (A)	277,5	275	270	262,5	252,5	242,5	232,5	220	207,5	195	177,5	0

Потребно је извршити усаглашавање рада хидродинамичке спојнице при пуштању електромотора у рад [$M(i_h = \text{const.}) = 0$] и при номиналном режиму рада спојнице дефинисаном клизањем $s = 3\%$. Спојница је испуњена радним флуидом густине $\rho = 850 \text{ kg/m}^3$.

У тренутку пуштања електромотора турбинско вратило мирује, па је клизање турбоспојнице $s = 100\%$, односно хидраулички преносни однос је $i_h = 0$. Из табеле 3. се види да је за $i_h = 0$ $\lambda_M = 1,23$. Да би при покретању електромотор остварио највећи момент он мора да ради са бројем обртаја $n_{el} = n_p = 700 \text{ o/min}$ и моментом $M_{e\max} = M_{el} = 1060 \text{ Nm}$ (тачка 1).

Како је у тачки 1:

$$M_{p1} = \lambda_{M1} \cdot D_a^5 \cdot \rho \cdot \omega_{p1}^2,$$

$$\omega_{p1} = \frac{n_{p1} \cdot \pi}{30} = \frac{700 \cdot \pi}{30} = 73,3 \text{ s}^{-1},$$

то је активни пречник циркулације:

$$D_a = \left(\frac{M_{p1}}{\lambda_{M1} \cdot \rho \cdot \omega_{p1}^2} \right)^{0,2} = \left(\frac{1060}{1,23 \cdot 850 \cdot 73,3^2} \right)^{0,2} = 0,18 \text{ m}.$$

У тренутку пуштања у рад $\lambda_M = \lambda_{M1}$, па је момент једнак:

$$M_{p1} = \lambda_{M1} \cdot D_a^5 \cdot \rho \cdot \omega_p^2 = 1,23 \cdot (0,18)^5 \cdot 850 \cdot n_p^2 \cdot \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 = \text{const.} \cdot n_p^2$$

$$M_p = 2,166 \cdot 10^{-3} \cdot n_p^2$$

Табела 3. Вредности момента на пумпном колу при пуштању мотора у рад

n_p (o/min)	100	200	400	500	600	700
M_p (Nm)	21,66	86,64	345,56	541,5	779,7	1061,34

Ефективна вредност струје коју електромотор троши при пуштању у рад је $I = 190 \text{ A}$.

За номинални режим заједничког рада турбоспојнице и електромотора (тачка 2.) дефинисаног клизањем турбоспојнице $s = 3\%$ ($i_h = 0,97$) може се са дијаграма одредити вредност коефицијента хидрауличног момента турбоспојнице ($\lambda_{M2} = 1,31$).

$$M_{p2} = \lambda_{M2} \cdot D_a^5 \cdot \rho \cdot \omega_p^2 = 1,31 \cdot (0,18)^5 \cdot 850 \cdot n_p^2 \cdot \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 = \text{const.} \cdot n_p^2$$

$$M_{p2} = 2,3 \cdot 10^{-3} \cdot n_p^2$$

Табела 4. Вредности момента на пумпном колу на номиналном режиму рада

n_p (o/min)	100	200	400	500	600	700
M_p (Nm)	23	92	368	575	826	1127

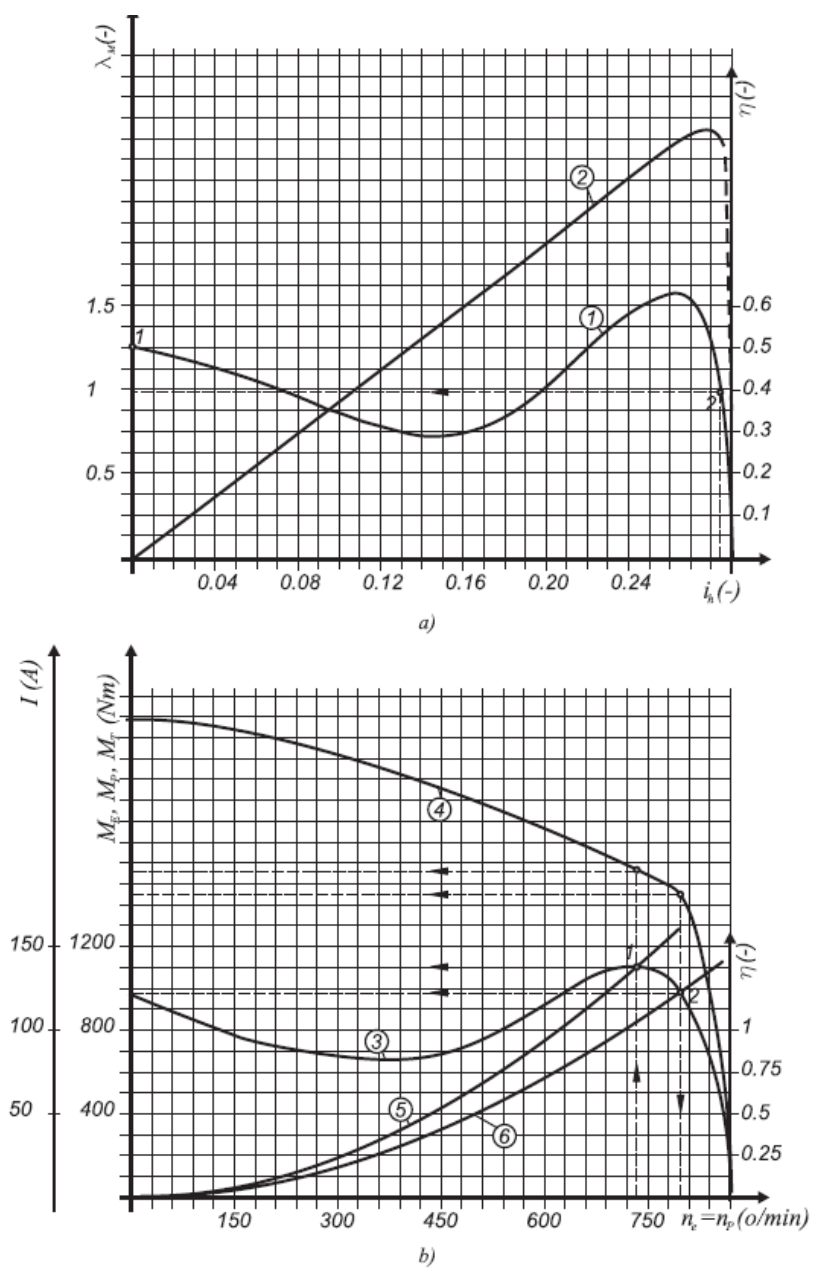
У пресеку кривих момента електромотора и обртног момента турбоспојнице добија се радна тачка 2. чије су карактеристике:

$$n_{el} = n_{p2} = 675 \text{ o/min},$$

$$M_{el} = M_{p2} = 1040 \text{ Nm},$$

$$n_{t2} = n_{p2} \cdot i_h = 675 \cdot 0,97 = 654,75 \text{ o/min},$$

$$I = 195 \text{ A}.$$



Слика 18. Дијаграми заједничког рада хидродинамичке спојнице и електромотора

7. Закључак

При пројектовању трансмисије возила, која у свом саставу има хидродинамички преносник снаге неопходна је правилна оцена стабилности брзине дејства и других показатеља прелазних процеса који су повезани са нестационарним кретањем течности у њиховом радном простору. Основу рада савремених СУС мотора чине термодинамички циклуси. Проучавање стварних циклуса пружа могућност сагледавања несавршености као и могућности даљег побољшања економичности. Под преносником снаге се подразумева уређај или склоп уређаја чији је основни задатак да снагу/обртни момент/механичку енергију, добијену од погонског мотора (електромотор, СУС мотор, парна турбина ...) пренесе на гоњени елемент. Заједнички рад електромотора и хидродинамичке спојнице може представљати добро техничко решење. Основни захтев који се при томе поставља јесте брзо постизање стартног момента како би се што брже прешло из области великих полазних струја и великог загревања електромотора у област стабилног рада. То се постиже посебним конструкционим решењем са комором и преткомором, чиме се обезбеђује да зависност момента који може пренети спојница зависи од величине клизања при константном погонском броју обртаја, и има облик положене параболе, што одговара наведеном захтеву. У случају СУС мотора долази до смањења момента на пумпи при повећању степена искоришћења, док код електромотора услед клизања мотора, за степен искоришћења већи од 0,8 % долази до смањења момента.

8. Литература

- [1.] Црнојевић Ц. (2003): Класична и уљна хидраулика, II издање, Машински факултет, Београд
- [2.] Келић В. (1999): Хидропреносници, Научна књига, Београд
- [3.] Крсмановић Љ. (1989): Хидродинамички преносници снаге, Машински факултет, Београд
- [4.] Крстић Б. (2003): Хидродинамички преносници снаге у агрегатима моторних возила, монографија, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац.
- [5.] Крстић, Б. (2009): Техничка експлоатација моторних возила и мотора, Машински факултет, Крагујевац
- [6.] Ољача М., Раичевић Д. (1999): Механизација у мелиорацијама земљишта, Пољопривредни факултет, Београд
- [7.] Prasuhu A.M. (1987): Fundamentals of hidraulic Engineering, Oxford University Press
- [8.] Репчић Н. (1999): Преносници снаге и кретања, Машински факултет, Сарајево
- [9.] Савић В. (1982): Уљна хидраулика I, Дом штампе, Зеница
- [10.] Томић, М., Петровић, С. (1994): Мотори са унутрашњим сагоревањем, Машински факултет, Београд
- [11.] Трифуновић, Р. (1983): Експлоатација мотора И део, Машински факултет, Београд
- [12.] Вучковић В. (1997): Електрични погони, Електротехнички факултет, Београд
- [13.] Бабић М. (1978) Збирка решених задатака из турбомашина, Машински факултет, Крагујевац