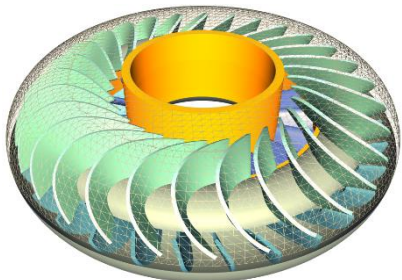


Хидродинамички преносници снаге

Погонски и ходни системи возила

Универзитет у Београду
Машински факултет
Катедра за моторна возила



УВОД

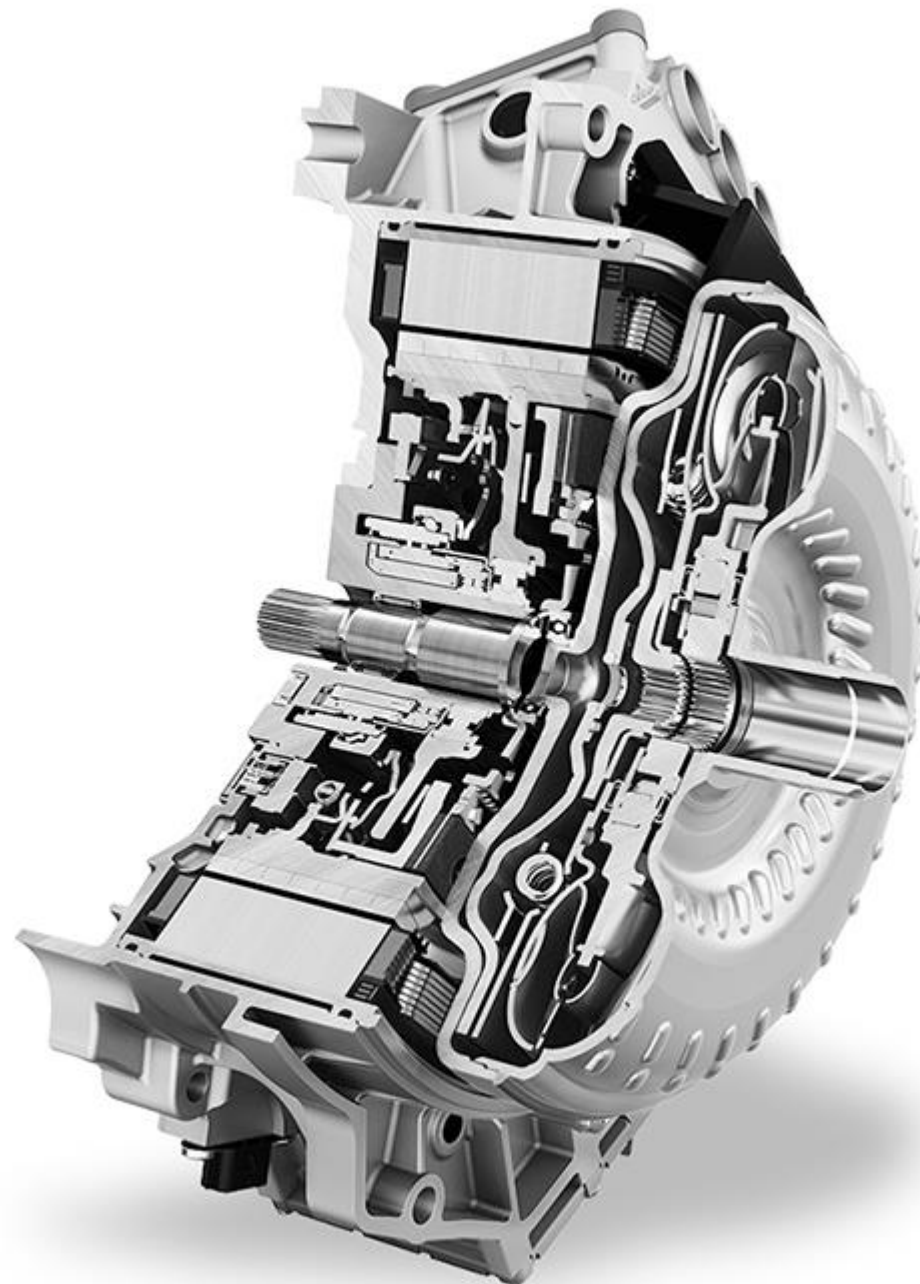
Улаз – Пумпно коло (Impeller)

Излаз – Турбинско коло (Turbine)

- Првобитно употребљавани у погонским системима бродова.
- Хидродинамички мењач због своје излазне карактеристике представља идеалну везу погонског агрегата и мењача.
- Током 1960-их у Америци је око 70% аутомобила било опремљено аутоматским мењачем који су имали хидродинамички преносник.

Користе се у склопу:

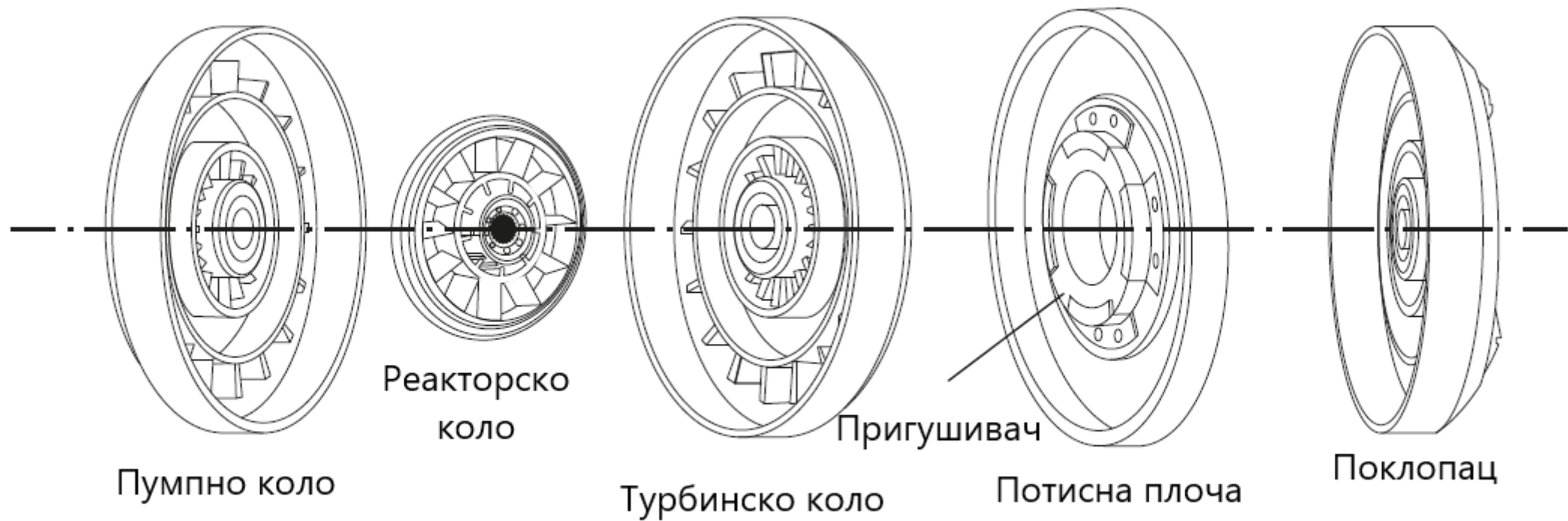
- Класичних аутоматских мењача,
- CVT мењача,
- Мењача са удвојеном функционом спојницом.



Структура и функција

Битне функције у склопу погонског система:

- Увећање обртног момента при малим угаоним брзинама турбинског кола,
- Да оствари везу помоћу радног флуида како се број обртаја турбинског кола приближава броју обртаја пумпног кола (рад у режиму хидродинамичке спојнице),
- Да омогући спори ход и мировање возила на успону без употребе система за кочење,
- Да омогући механичку везу између погонског агрегата и мењача.

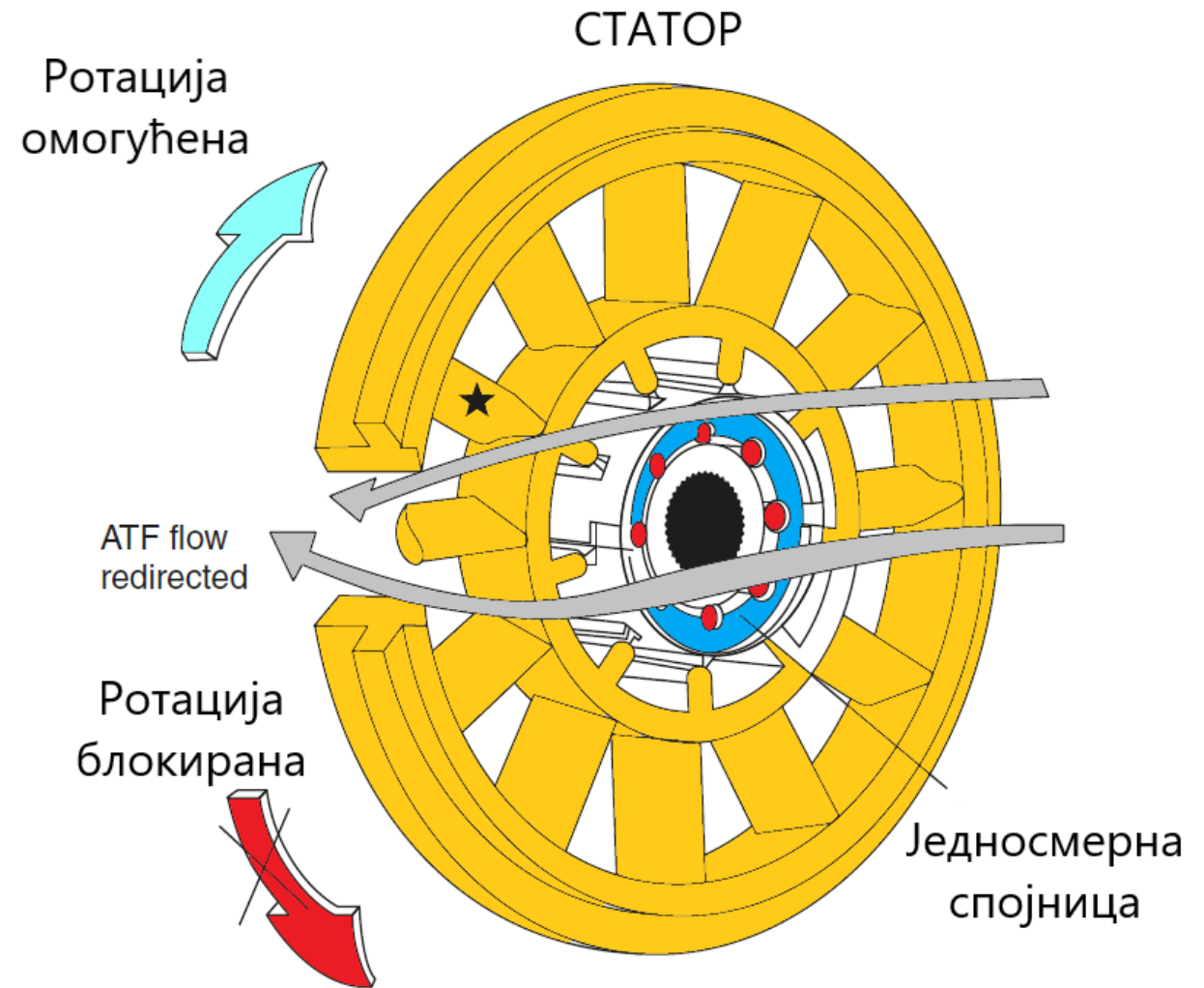
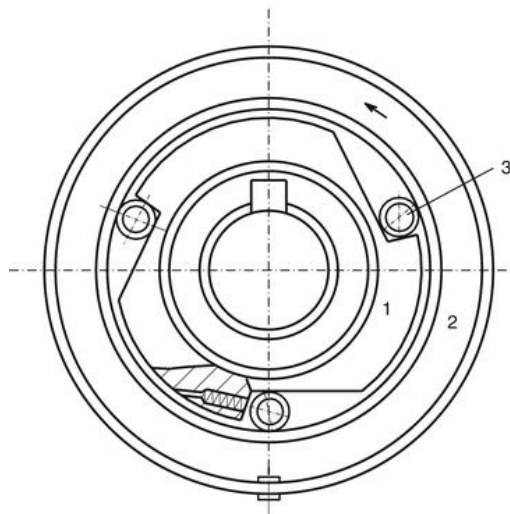


Структура и функција

Увећање обртног момента и рад у режиму хидродинамичке спојнице

- Кретање флуидног делића,
- Принцип функционисања реакторског кола,
- Режим хидродинамичке спојнице,
- Тачка која дефинише тренутак закључавања хидродинамичког мењача

Апсолутна брзина флуидног делића који циркулише унутар хидродинамичког мењача је векторски збир релативне брзине у односу на лопатицу кола и преносне брзине са лопатицом.

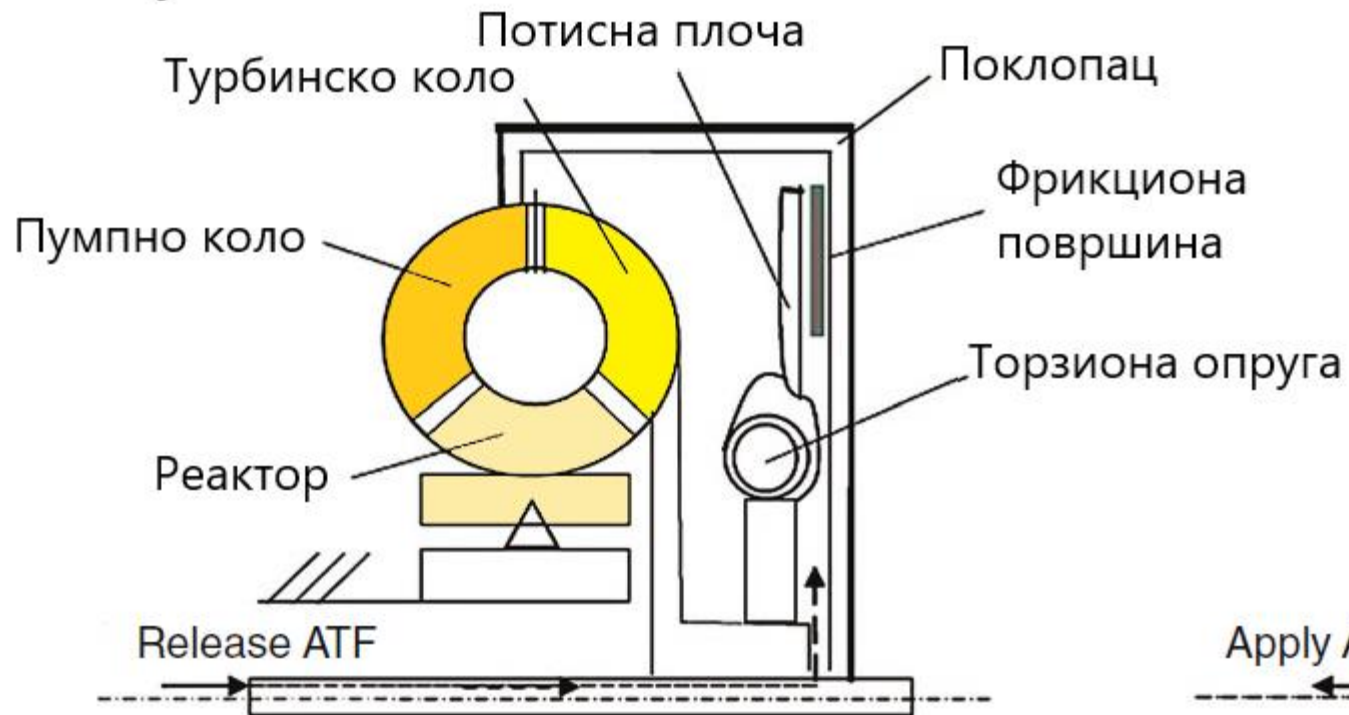


Структура и функција

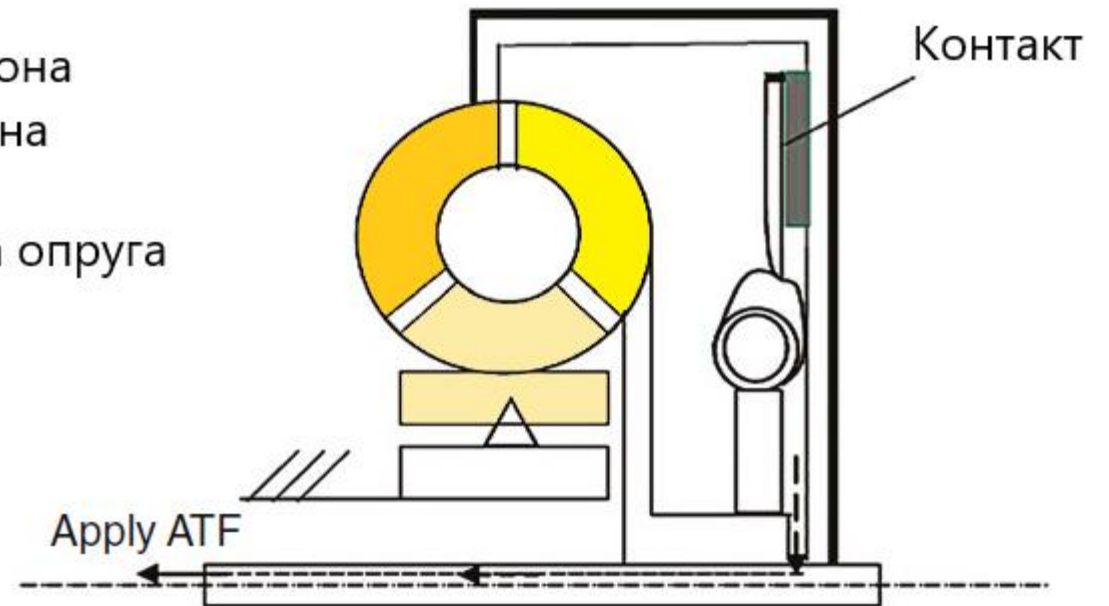
Закључавање хидродинамичког мењача

- Смањење губитака

Откључан



Закључан



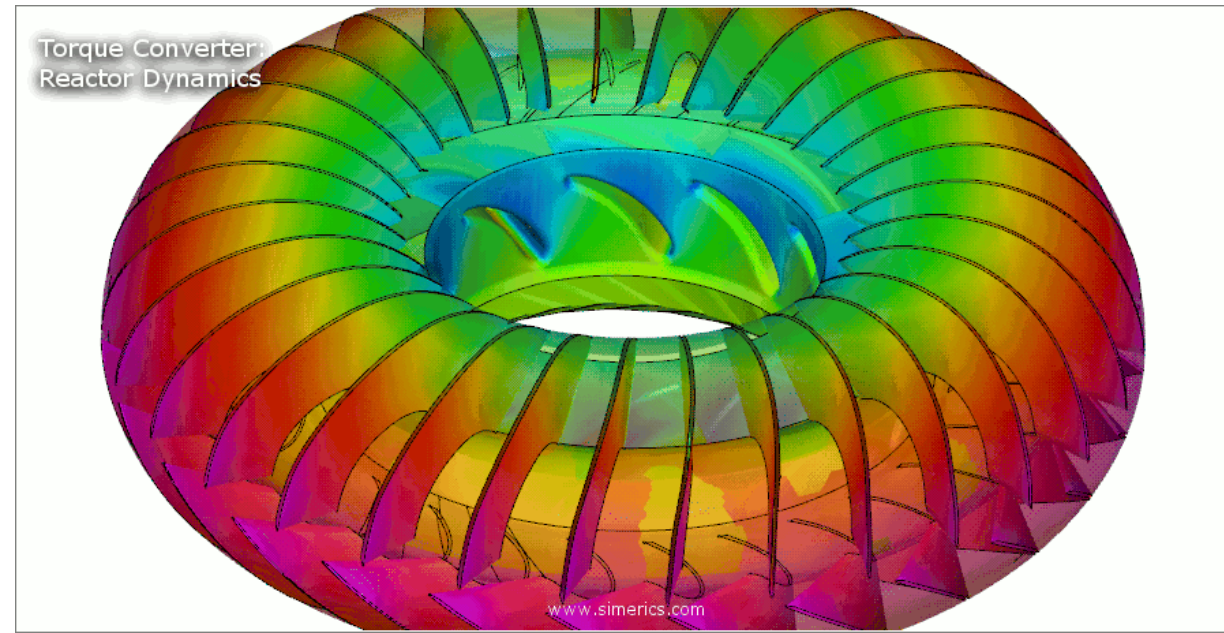
Циркулација флуида и обртни момент

ATF – Automatic Transmission Fluid

Ток снаге унутар хидродинамичког мењача има смер од пумпног ка турбинском колу а снагу преноси радни флуид (ATF). Обртни момент који се саопштава елементима пумпног кола једнак је промени момента количине кретања радног флуида, у одређеном временском интервалу. Момент количине кретања флуидног делића зависи од брзине и тренутног положаја делића у мењачу. Закони механике флуида се користе за проучавање и оптимизацију хидродинамичких мењача, обично путем CFD симулација.

Како бисмо упростили посматрање кретања флуида и описивање перформанси хидродинамичког мењача користимо концепт **средњег ефективног протока** флуида.

Код ове методе важи претпоставка да је проток флуида кроз коло једнак средњем ефективном протоку кроз конструкциону путању флуида унутар хидродинамичког мењача.



Циркулација флуида и обртни момент

Дефиниције

Средња путања – круг на торусној секцији за који подразумевамо да је путања средњег ефективног протока радног флуида кроз сва три елемента хидродинамичког мењача.

Љуска (Поклопац) – спољашња гранична површина радне запремине. Радни флуид се налази између језгра и љуске.

Језгро – унутрашња гранична површина радне запремине.

Линија елемента – управна је на средњу путању на торусном пресеку и користи се за дефинисање димензија лопатице.

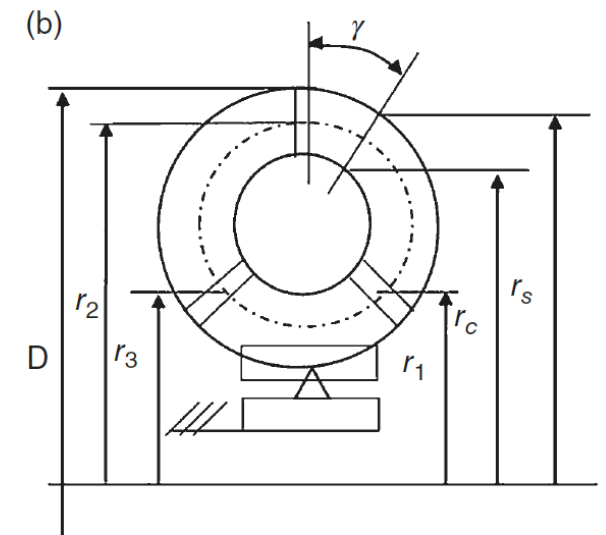
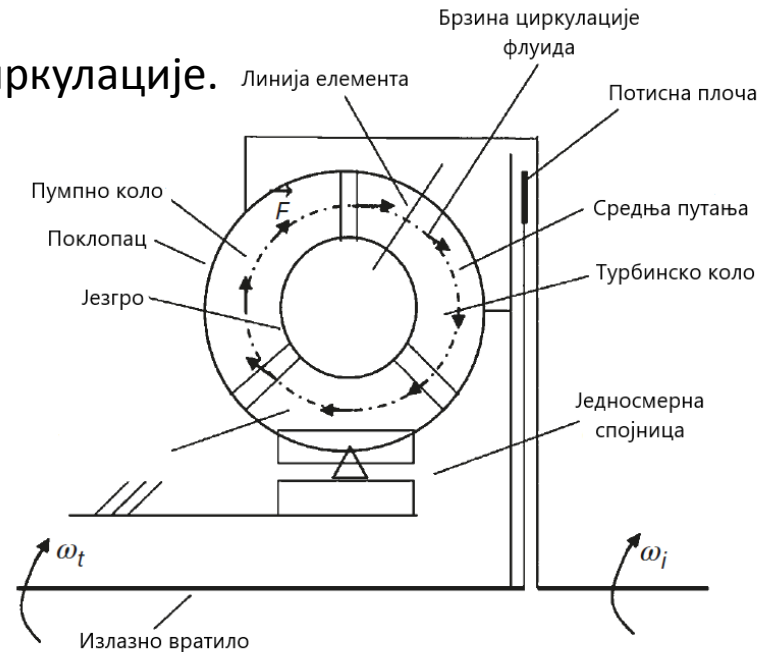
Линија елемента сече љуску и језгро и на пречницима дефинисаним на слици испод.

Максимални пречник радног кола, D - одређује максимални момент који хидродинамички мењач може да пренесе и представља једну од најбитнијих карактеристика.

Улазни и излазни радијус – r_1, r_2, r_3 .

Попречни пресек, A – мери се управно на брзину циркулације.

$$A = \frac{\pi(r_s^2 - r_c^2)}{\cos\gamma}$$



Циркулација флуида и обртни момент

Дефиниције - наставак

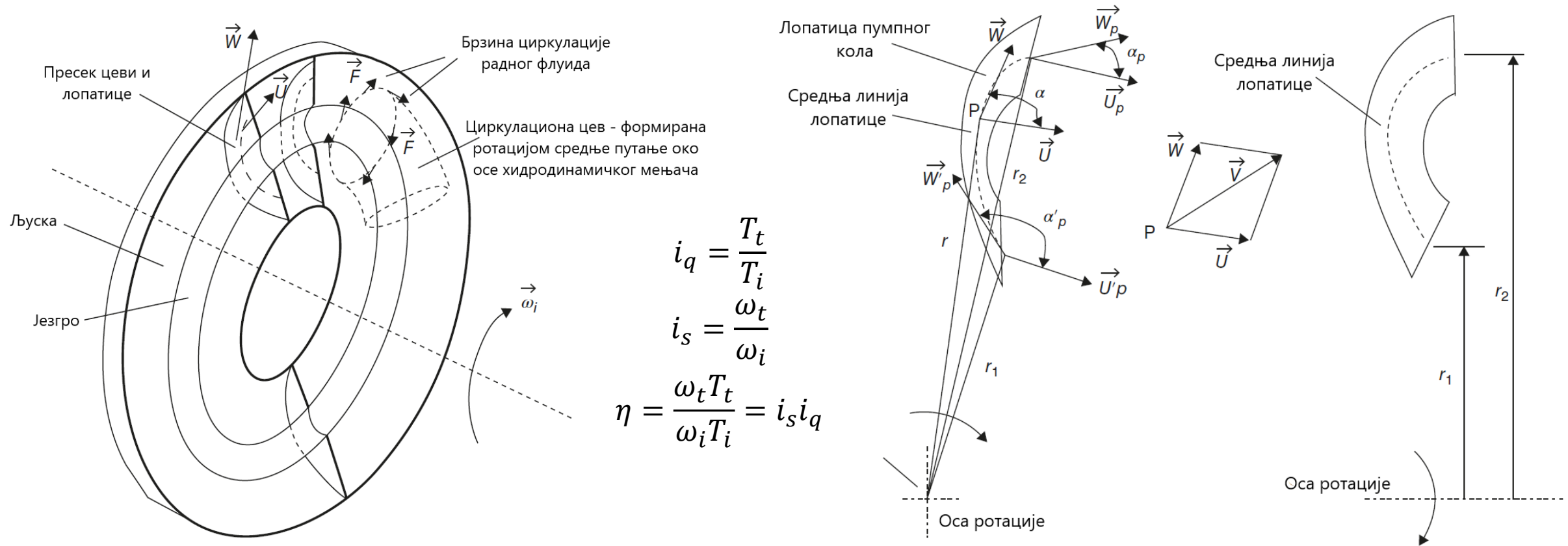
Улазни и излазни угао лопатице – α_p

Масени проток радног флуида – $A F_p$

Кинематски преносни однос – i_s

Преносни однос у односу на обртни момент (коефицијент трансформације обртног момента) - i_q

Ефикасност - η



Циркулација флуида и обртни момент

Дијаграм брзина

V – апсолутна брзина

W – релативна брзина

U – преносна брзина

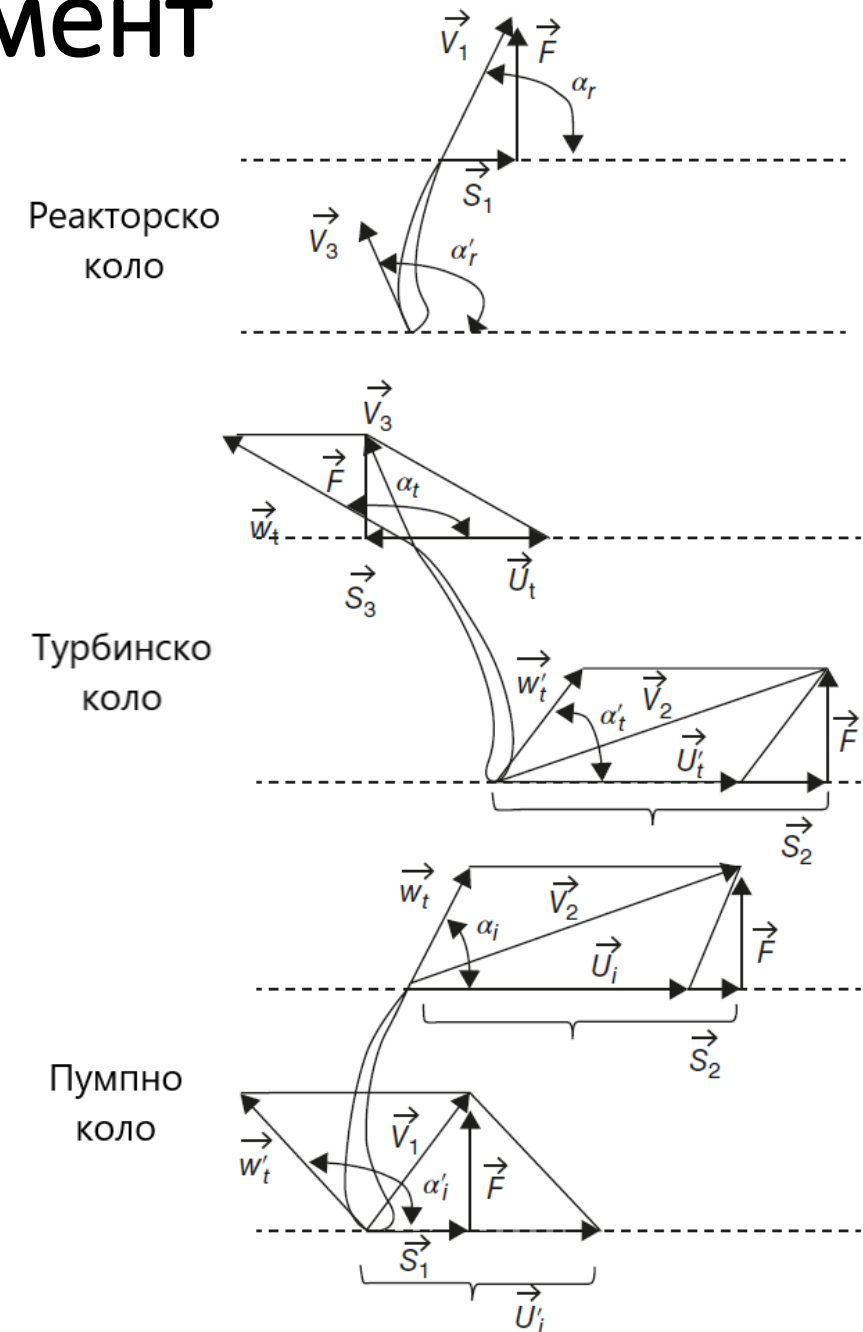
Интензитет преносне брзине зависи од угаоне брзине флуидног делића око осе ротације и од радијалне удаљености исте.

F – брзина циркулације – посматрамо је као да је константна. Она је заправо ројекција апсолутне брзине на тангенти правац средње путање.

Дијаграми су конструисани у равнима које формирају вектори брзине циркулације и преносне брзине.

S – пројекција апсолутне брзине V на тангентни правац равни ротације.

$$\vec{V} = \vec{W} + \vec{U}$$



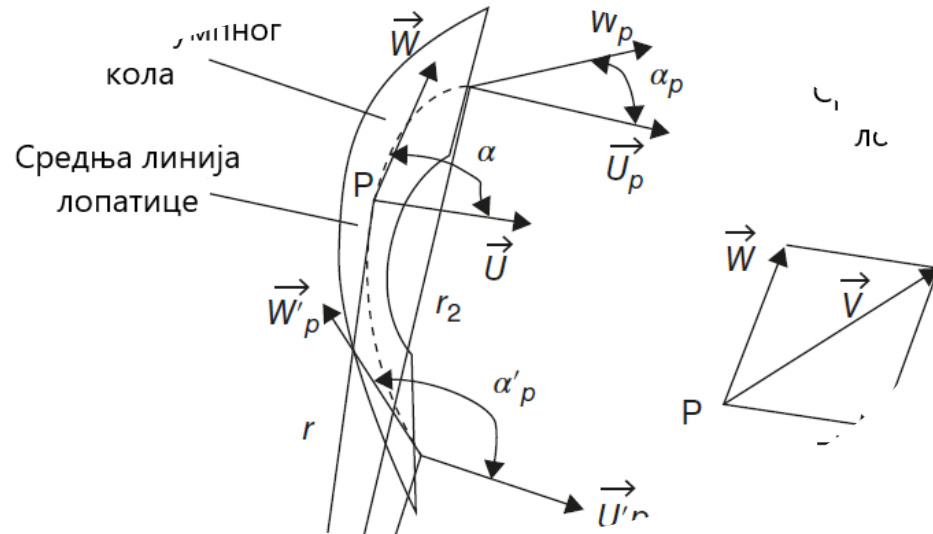
Циркулација флуида и обртни момент

Дијаграм брзина - наставак

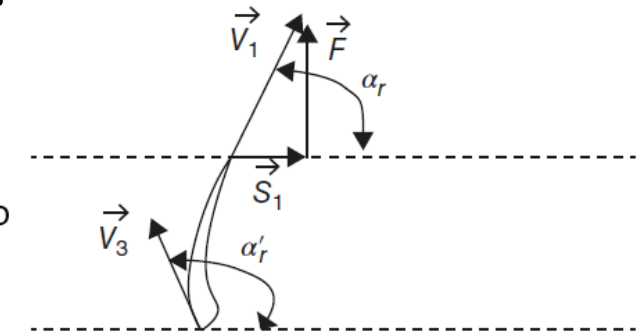
V – апсолутна брзина

Радни флуид циркулише по средњој линији путање која лежи увек у аксијалној равни. Преносна брзина је увек управна на ову раван. Ове две брзине (циркулације – F и преносна – U) дефинишу тангентну раван у тачки P која се налази на цеви циркулације радног флуида.

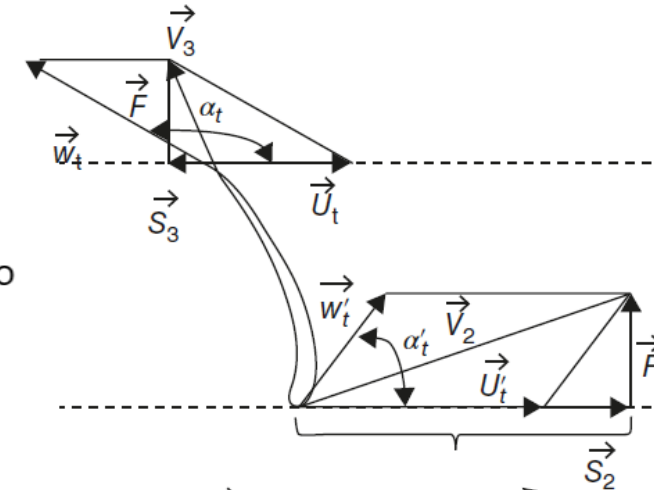
Брзине F , U и V се налазе у овој тангентној равни која пролази кроз тачки P .



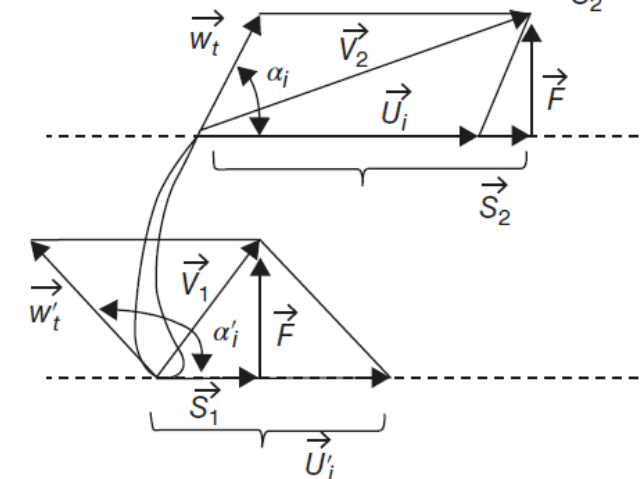
Реакторско
коло



Турбинско
коло



Пумпно
коло



$$\vec{V} = \vec{W} + \vec{U}$$

Циркулација флуида и обртни момент

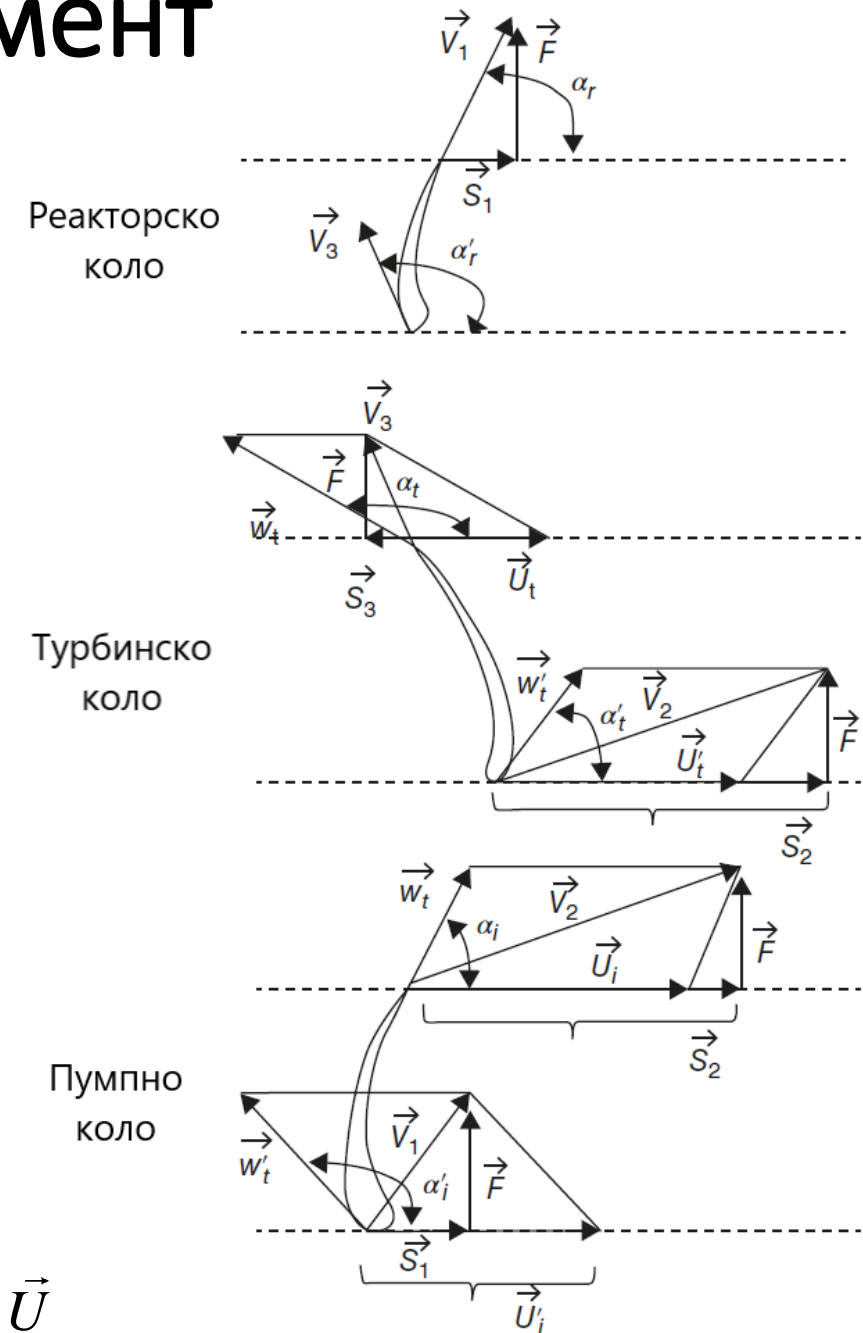
Дијаграм брзина - наставак

V – апсолутна брзина

Реакторско коло мирује па услед тога не постоји преносна брзина U дуж његове линије путање.

$$\left. \begin{aligned} S_1 &= U_i' + \frac{F}{\tan \alpha_i'} = \omega_i r_1 + \frac{F}{\tan \alpha_i'} \\ S_2 &= U_i + \frac{F}{\tan \alpha_i} = \omega_i r_2 + \frac{F}{\tan \alpha_i} \end{aligned} \right\} - \text{пумпно коло}$$

$$S_3 = U_t + \frac{F}{\tan \alpha_t} = \omega_t r_3 + \frac{F}{\tan \alpha_t} \quad \left. \vphantom{S_2} \right\} - \text{турбинско коло}$$



Циркулација флуида и обртни момент

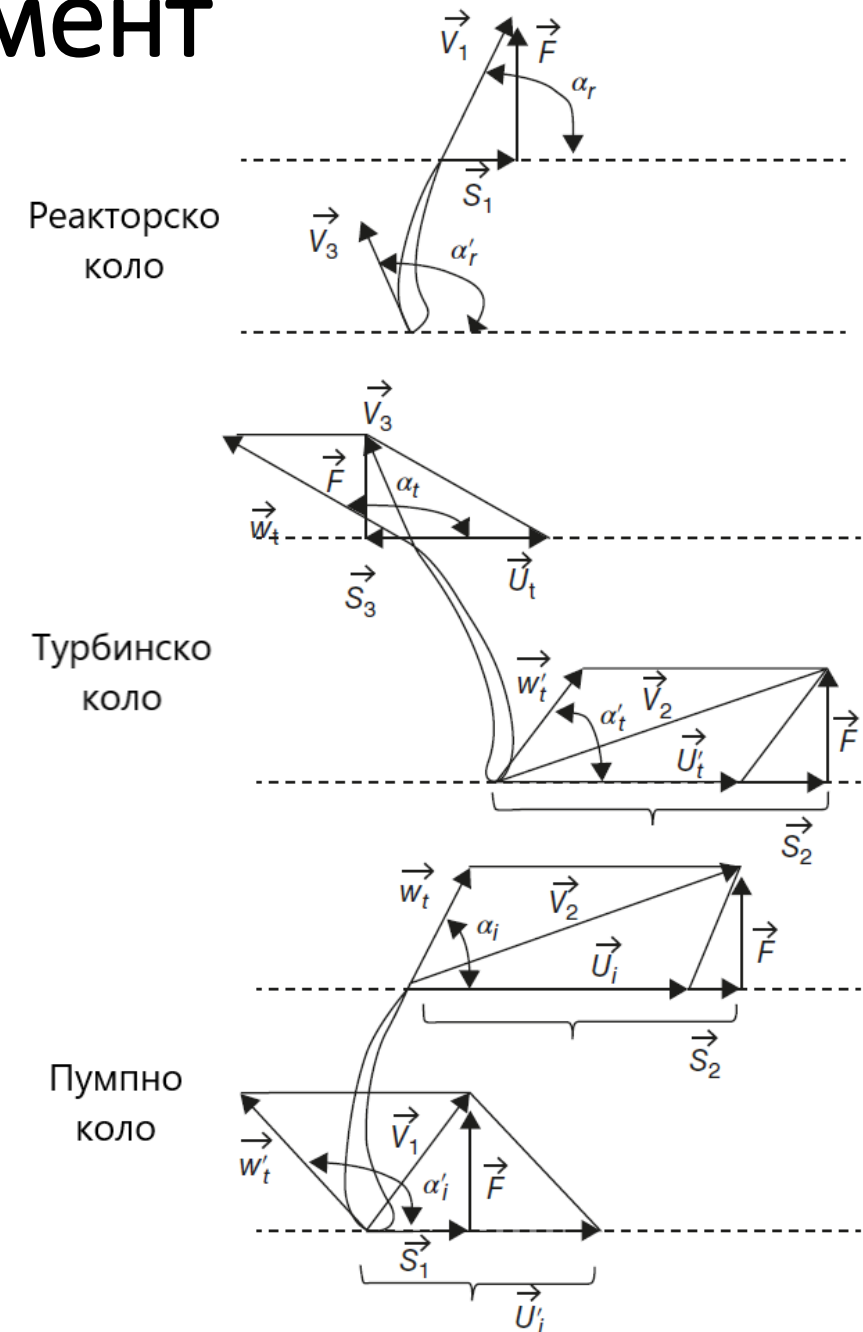
Дијаграм брзина - наставак

V – апсолутна брзина

Закључци:

- Геометријски излазни угао лопатице је једнак углу који формирају вектори релативне и преносне брзине.
- Улазни углови лопатица се поклапају са угловима које формирају вектори релативне и преносне брзине само за једну вредност угаоне брзине турбинског кола.
- Улазни углови на реакторском и пумпном колу се налазе у дијапазону од 30° до 150° док је улазни угао на турбинско коло у дијапазону од 22° до 45° .
- Улазни углови се оптимизују за кинематски преносни однос $i_s=0.7$.

$$\vec{V} = \vec{W} + \vec{U}$$



Циркулација флуида и обртни момент

Дефинисање обртног момента и момент количине кретања флуидног делића

За флуид који циркулише унутар хидродинамичког мењача, момент количине кретања је дефинисан као векторски производ вектора положаја флуидног делића и количине кретања. Компонента момента количине кретања је једнака $\mathbf{m} \mathbf{s} \mathbf{r}$, где је \mathbf{m} маса, \mathbf{s} - тангентна компонента апсолутне брзине кретања и \mathbf{r} је растојање од осе обртања хидродинамичког мењача.

Циркулацију радног флуида посматрамо преко средње путање.

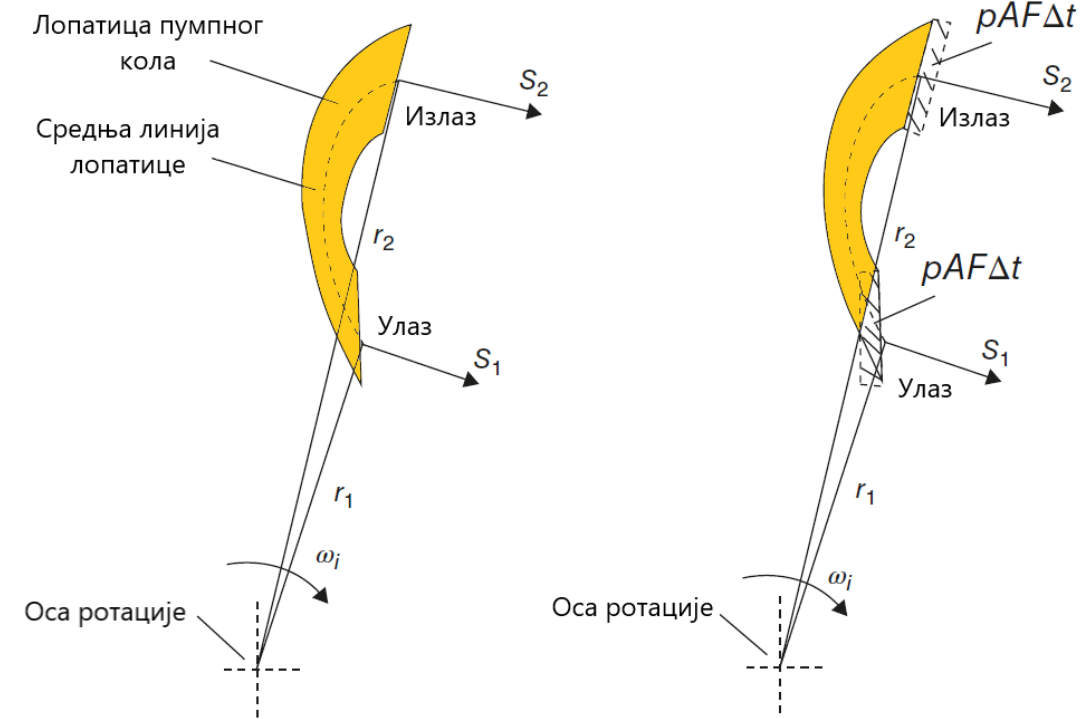
Промена стања циркулације флуида током временског интервала Δt за пумпно коло је приказана на слици. У било ком произвољном тренутку током рада радни флуид се налази између љуске и језгра хидродинамичког мењача. У следећем временском тренутку ($t + \Delta t$) одређена количина флуида напусти пумпно коло док иста количина уђе на улазу у коло (радни флуид је нестишљив).

Маса радног флуида који улази и истовремено излази из пумпног кола је дефинисана као:

A – површина

F – брзина циркулације

ρ – густина радног флуида



$$m = AF \Delta t \rho$$

Циркулација флуида и обртни момент

Дефинисање обртног момента и момент количине кретања флуидног делића

Момент количине кретања флуида који улази и излази из пумпног кола дефинишемо као:

$$L_1 = AF \Delta t \rho s_1 r_1$$

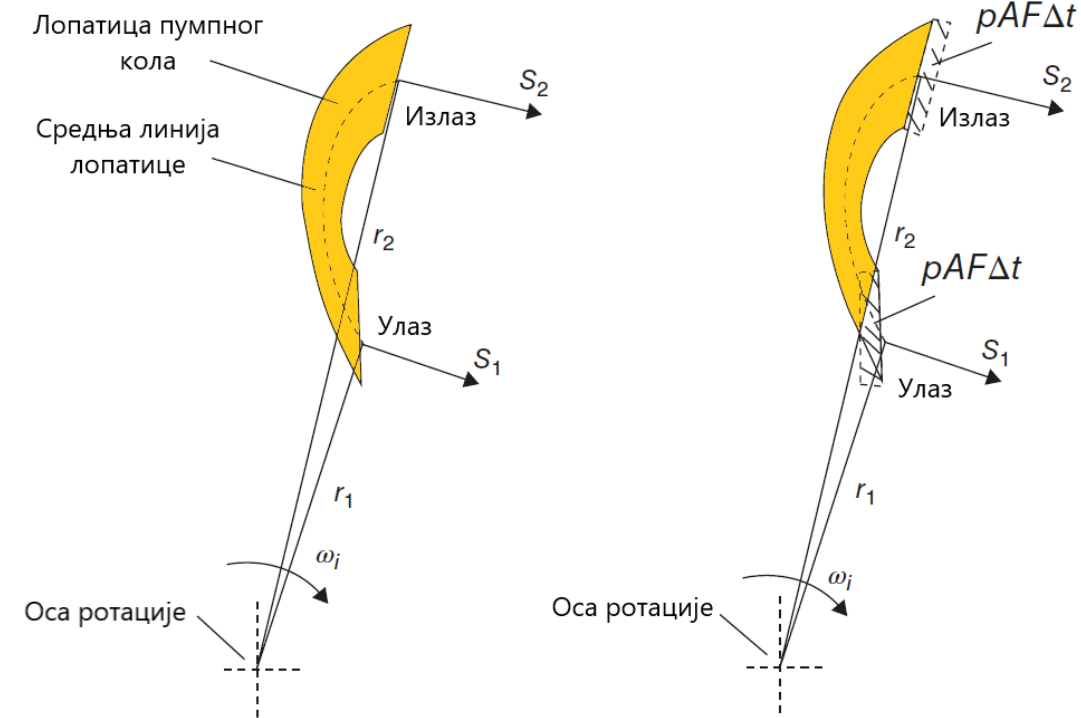
$$L_2 = AF \Delta t \rho s_2 r_2$$

Моментна једначина:

$$T_i \Delta t = AF \Delta t \rho s_2 r_2 - AF \Delta t \rho s_1 r_1$$

$$T_i = AF \rho s_2 r_2 - AF \rho s_1 r_1$$

$$T_i = AF \rho (s_2 r_2 - s_1 r_1)$$



Циркулација флуида и обртни момент

Дефинисање обртног момента и момент количине кретања флуидног делића

Моментна једначина за турбинско и реакторско коло:

$$T_t = AF \rho s_3 r_3 - AF \rho s_2 r_2 = AF \rho (s_3 r_3 - s_2 r_2)$$

$$T_r = AF \rho s_1 r_1 - AF \rho s_3 r_3 = AF \rho (s_1 r_1 - s_3 r_3)$$

Збир момената, како би хидродинамички мењач био у равнотежи мора бити једнак нули:

$$T_i + T_t + T_r = 0$$

$$\left. \begin{aligned} S_1 &= U_i' + \frac{F}{\tan \alpha_i'} = \omega_i r_1 + \frac{F}{\tan \alpha_i'} \\ S_2 &= U_i + \frac{F}{\tan \alpha_i} = \omega_i r_2 + \frac{F}{\tan \alpha_i} \end{aligned} \right\} - \text{пумпно коло}$$

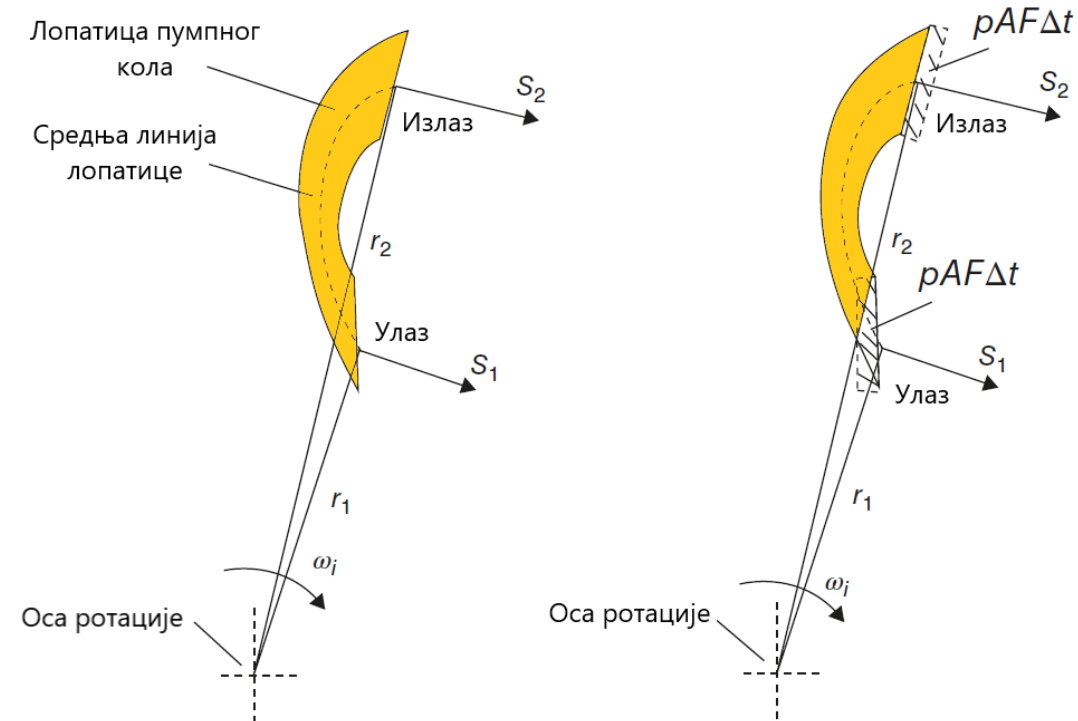
$$S_3 = U_t + \frac{F}{\tan \alpha_t} = \omega_t r_3 + \frac{F}{\tan \alpha_t} \quad \left. \vphantom{S_3} \right\} - \text{турбинско коло}$$



$$T_i = AF \rho (s_2 r_2 - s_1 r_1) = AF \rho \left[\omega_i (r_2^2 - r_1^2) + F \left(\frac{r_2}{\tan \alpha_i} - \frac{r_1}{\tan \alpha_i'} \right) \right]$$

$$T_t = AF \rho (s_2 r_2 - s_1 r_1) = AF \rho \left[\omega_t r_3 r_2 - \omega_i r_2^2 + F \left(\frac{r_2}{\tan \alpha_t} - \frac{r_1}{\tan \alpha_i'} \right) \right]$$

$$T_r = AF \rho (s_1 r_1 - s_3 r_3) = AF \rho \left[\omega_i r_1^2 - \omega_t r_3 r_2 + F \left(\frac{r_1}{\tan \alpha_i'} - \frac{r_3}{\tan \alpha_t} \right) \right]$$



Коефицијент обртног момента

Да бисмо упростили једначине које дефинишу обртни момент на колима хидродинамичког мењача увешћемо неке претпоставке:

- Улазни и излазни радијуси на пумпном колу r_1 и r_2 су пропорционални максималном пречнику циркулације флуида унутар хидродинамичког мењача. Где су λ_1 и λ_2 фактори пропорционалности.
- Брзина циркулације F пропорционална је средњој преносној брзини на средњој путањи и зависи од кинематског преносног односа хидродинамичког мењача где је фактор пропорционалности λ_F .
- Површина попречног пресека се сматра да је константна и пропорционална квадрату максималног пречника циркулације.

$$r_1 = \lambda_1 D$$

$$r_2 = \lambda_2 D$$

$$F = \lambda_F \frac{D\omega_i}{2} \lambda(i_s)$$

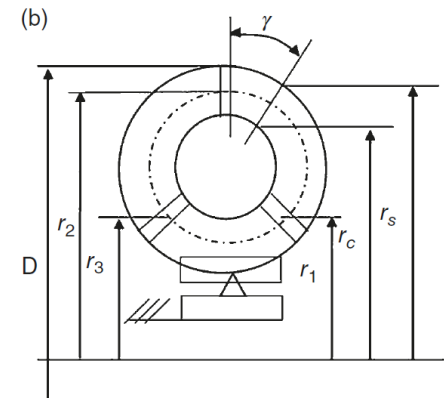
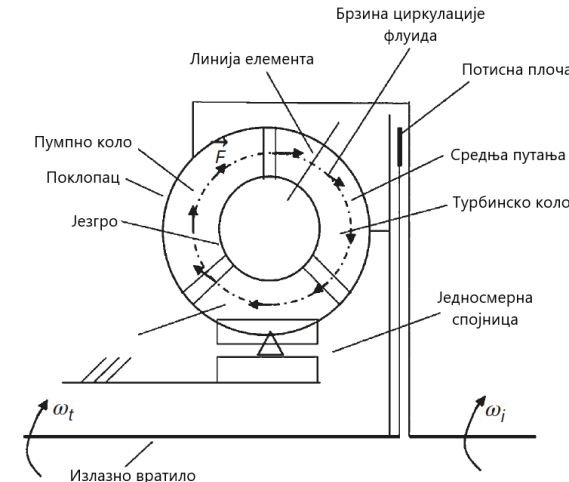
$$A = \lambda_A D^2$$

$$T_i = \frac{1}{2} \lambda_A \lambda_F \rho \lambda(i_s) \left[(\lambda_2^2 - \lambda_1^2) + \frac{1}{2} \lambda_F \lambda(i_s) \left(\frac{\lambda_2}{\tan \alpha_i} - \frac{\lambda_1}{\tan \alpha_i} \right) \right] D^5 \omega_i^2$$

$$T_i = k D^5 \omega_i^2$$

Ако заменимо ω_i са: $\left(\frac{\pi n_i}{30} \right)$

$$T_i = C D^5 n_i^2$$



Коефицијент обртног момента

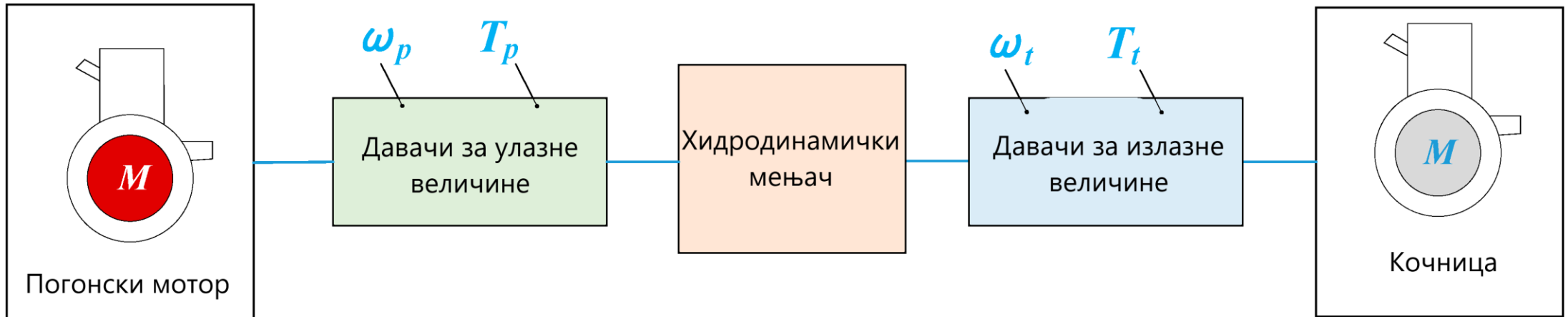
Фактор капацитета хидродинамичког мењача

Даје нам зависност између обртног момента и угаоне брзине на пумпном колу.

Фактор C се добија испитивањем на пробном столу а онда се на основу њега добија фактор K .

$$K = \frac{n_i}{\sqrt{T_i}}$$

$$K = \frac{1}{\sqrt{CD^5}}$$



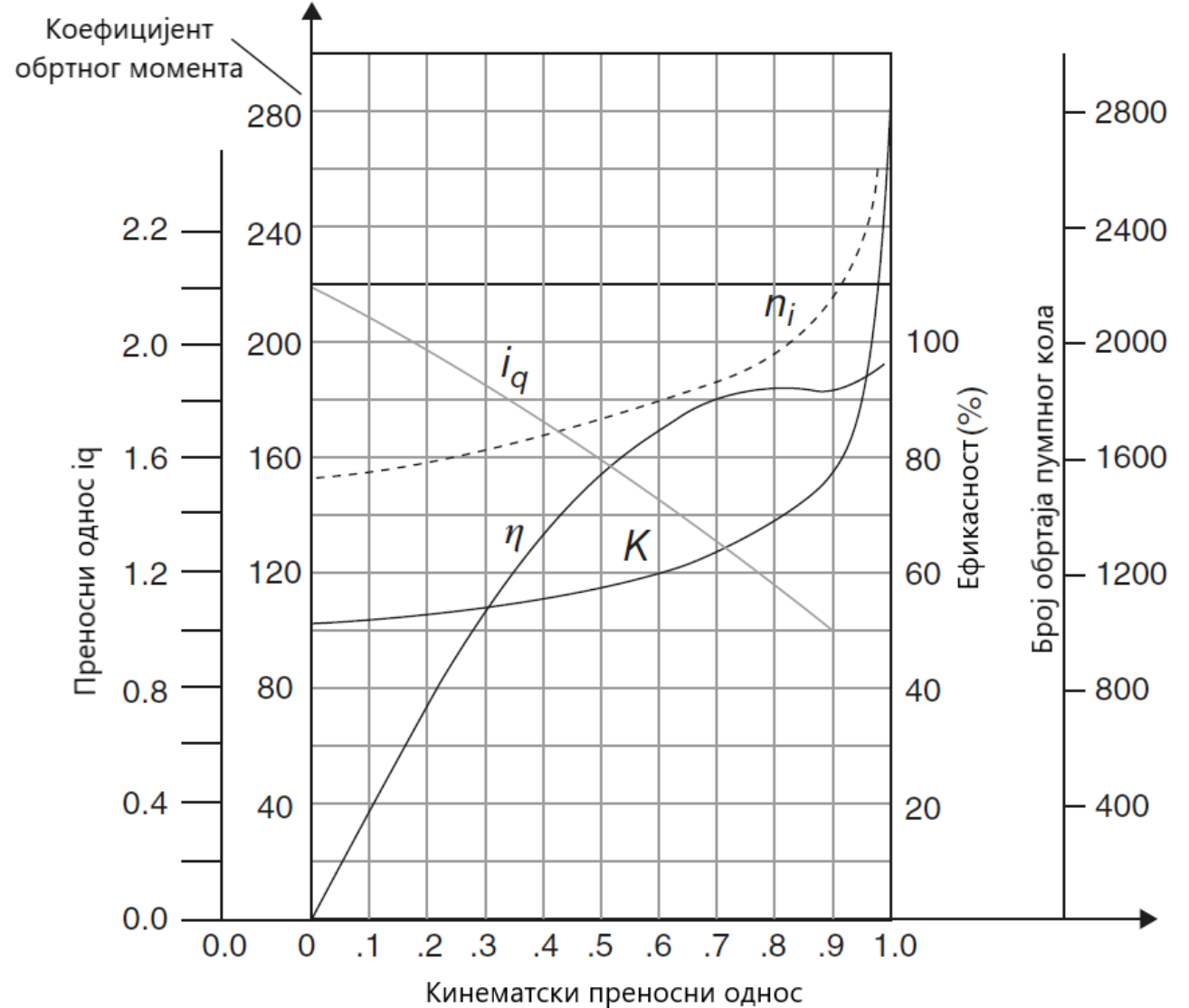
Коефицијент обртног момента

Фактор капацитета хидродинамичког мењача

Даје нам зависност између обртног момента и угаоне брзине на пумпном колу.

Фактор C се добија испитивањем на пробном столу а онда се на основу њега добија фактор K .

- “stall ratio”
- “coupling point” – рад у режиму хидродинамичке спојнице
- „locked and unlocked position” – фрикциона спојница се укључује када се кинематски преносни однос приближи јединици.



Коефицијент обртног момента

Улазне и излазне карактеристике

Радни режим хидродинамичког мењача дефинишу четири параметра: угаоне брзине пумпног и турбинског кола и обртни momenti на истим. Ова четири параметра су међусобно повезани одређеним карактеристикама хидродинамичког мењача.

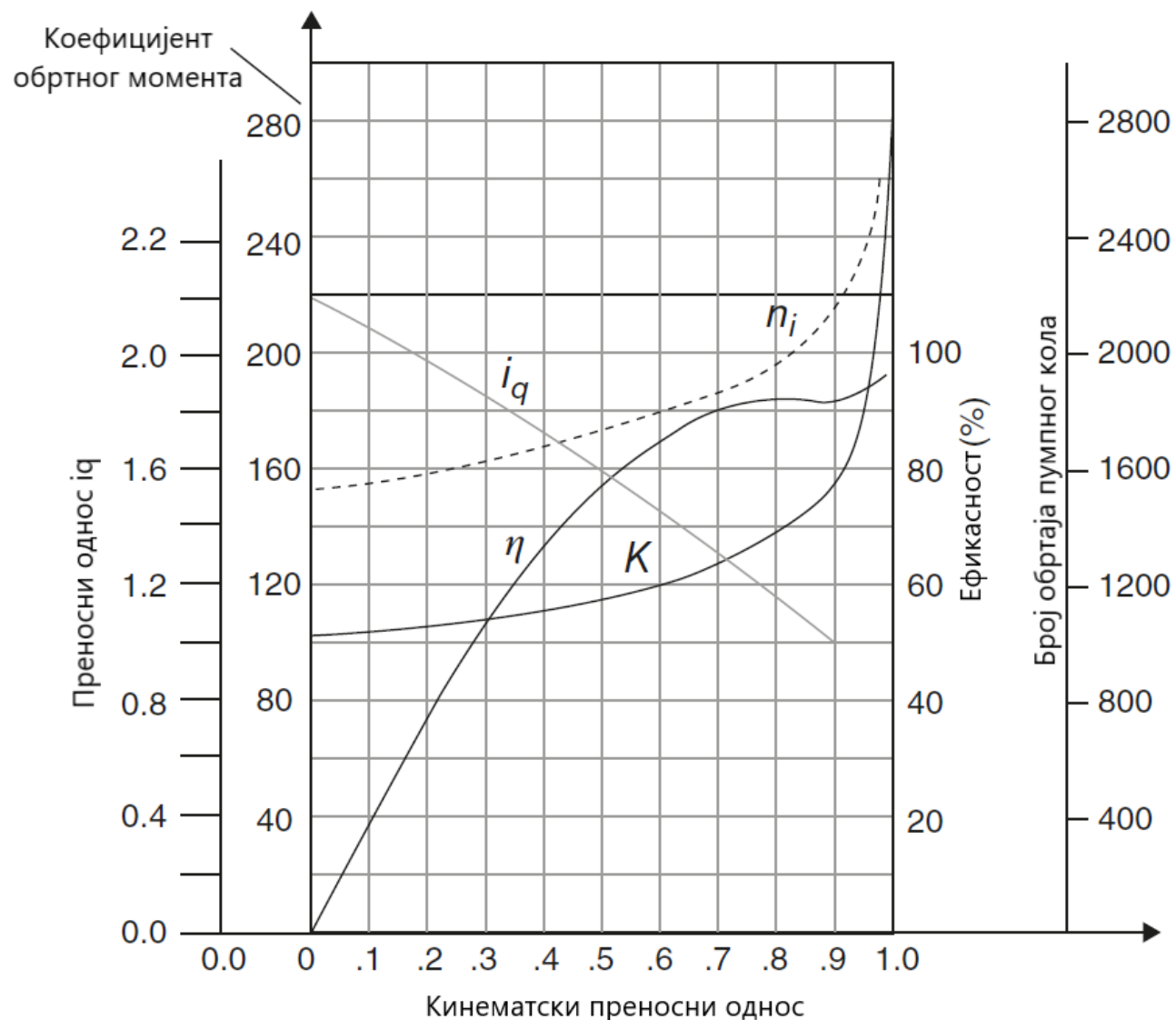
$$i_s = \frac{\omega_t}{\omega_i} = \frac{n_t}{n_i}$$

$$i_q = f_1(i_s)$$

$$K = f_2(i_s)$$

$$T_i = \frac{n_i^2}{K^2}$$

$$T_t = i_t T_i$$



Бездимензиона карактеристика претварача

Уместо фактора K код ХДП-а се користи коефицијент пријема или пропорционалности обртног момента (m), па се момент на пумпном и турбинском колу могу написати као:

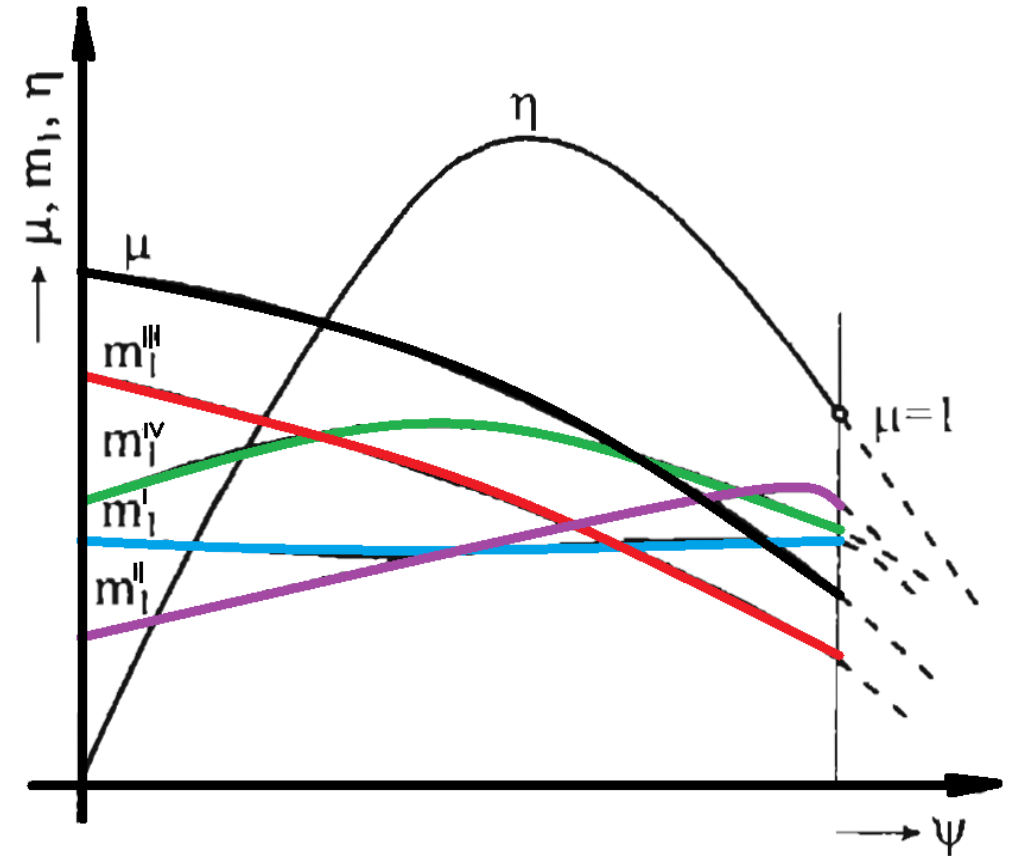
$$M_1 = m_1 y \omega_1^2 D^5$$

$$M_2 = m_2 y \omega_1^2 D^5$$

m – коефицијент пропорционалности ,
 y – специфична тежина радног флуида ,

Ако се пумпно коло једног претварача погони мотором константном угаоном брзином (ω) а турбинско коло се кочи променљивим обртним моментом, могу се добити његове основне карактеристике.

$$\mu = \frac{M_2}{M_1} = \frac{m_2}{m_1}$$



Бездимензиона карактеристика
хидродинамичког претварача

Бездимензиона карактеристика претварача

Код ХДП-а постоје четири основна облика промене коефицијента пропорционалности m_1 (i_s) према понашању ХДП-а:

$m_1 = \text{const.}$,

m_1 - се повећава са порастом кинематског преносног односа ψ (i_s),

m_1 - се смањује са порастом кинематског преносног односа ψ (i_s),

m_1 - је комбинација 2. и 3. случаја,

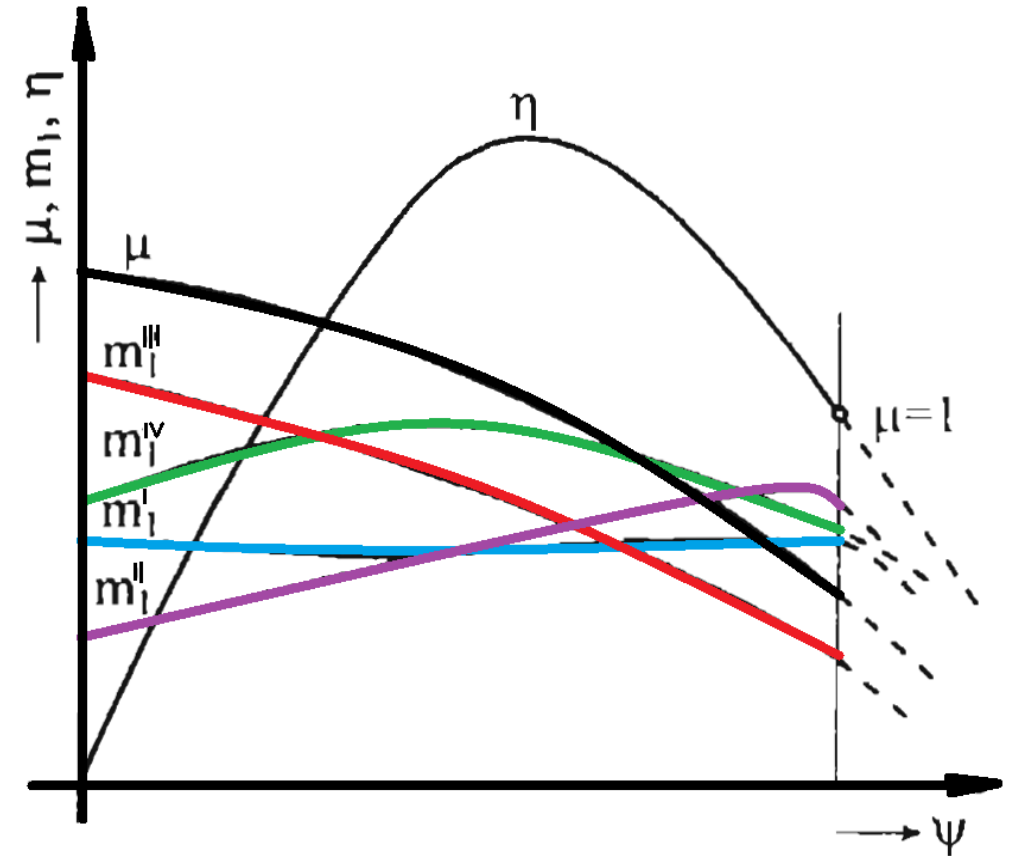
Промена коефицијента пропорционалности одређује понашање ХДП-а и могу бити:

непрозрачни, (m_1^I)

директно прозрачни (m_1^{II})

обрнуто прозрачни (m_1^{III})

комбинована карактеристика (m_1^{IV})

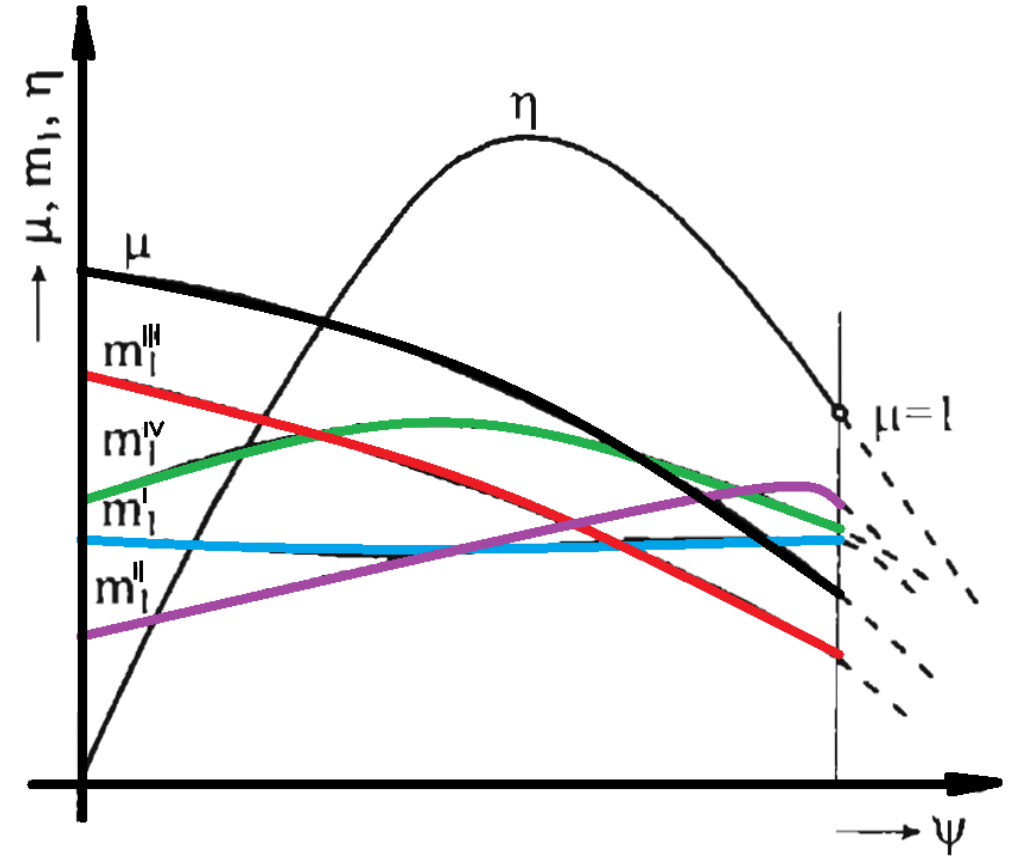


Бездимензиона карактеристика
хидродинамичког претварача

Прозрачност ХДП-а

Прозрачност ХДП-а одређује утицај оптерећења турбинског вратила на оптерећење мотора а дефинише се коефицијентом прозрачности – односом момената пумпног кола (при укоченом турбинском колу) и момента пумпног кола (који је једнак моменту турбине):

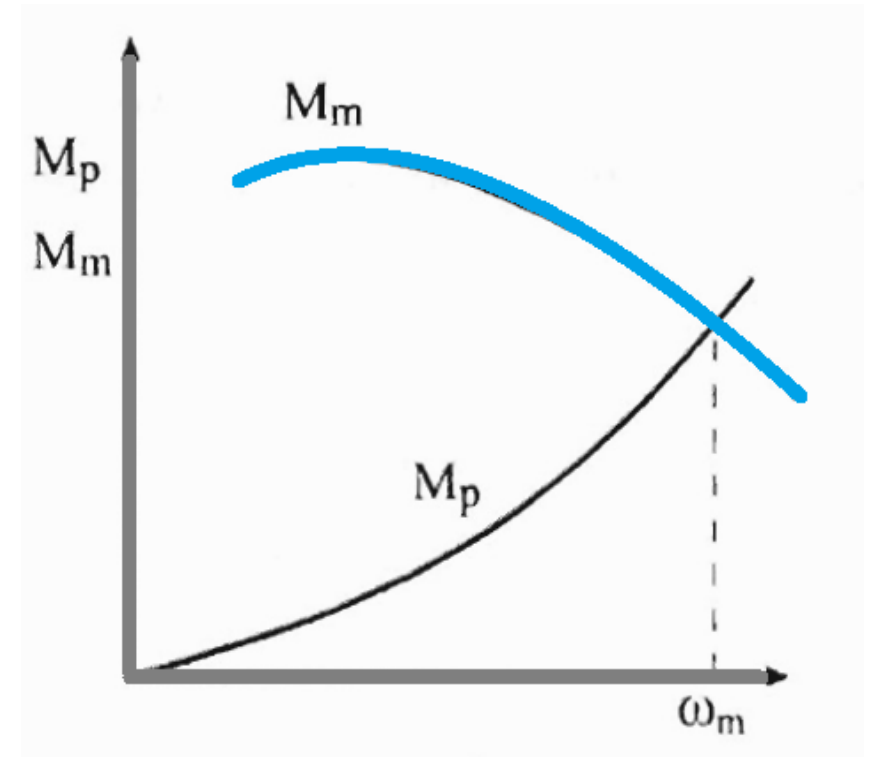
$$\Pi = \frac{M_p(\omega_T = 0)}{M_p(M_p = M_T)} = \frac{m_1(\omega_T = 0)}{m_1(M_p = M_T)}$$



Бездимензиона карактеристика
хидродинамичког претварача

Непрозрачни ХДП

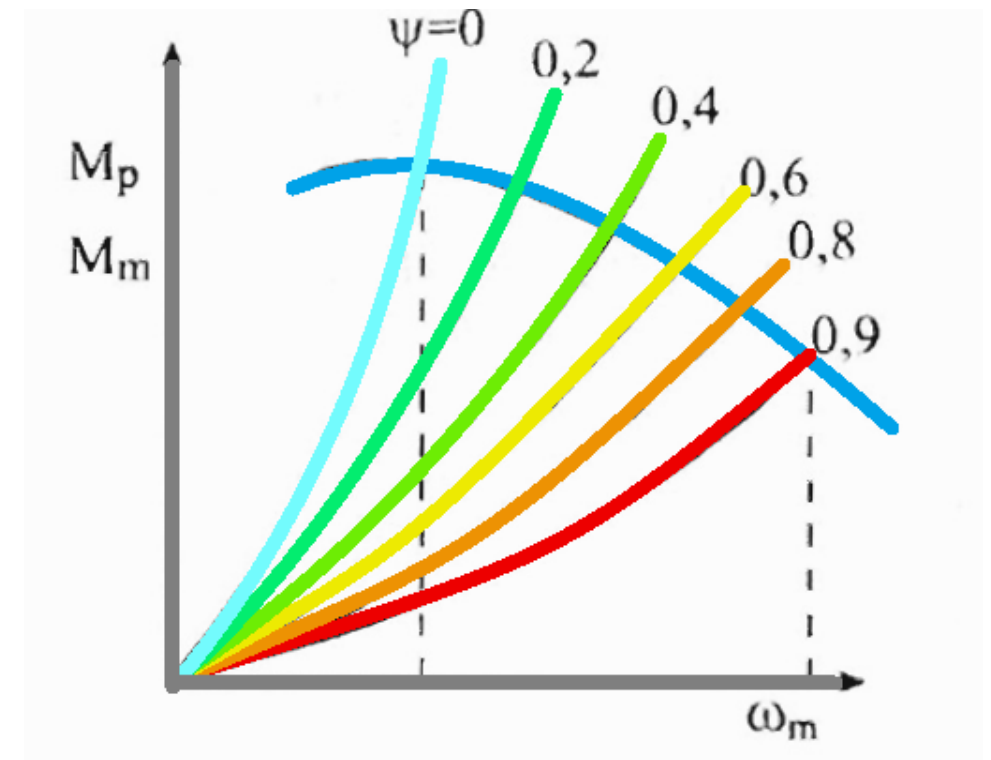
Непрозрачни претварачи су они код којих се обртни момент на пумпном колу не мења са променом оптерећења (преносног односа) на турбинском колу.



дијаграм заједничког рада мотора и претварача, непрозрачан ХДП

Директно прозрачни ХДП

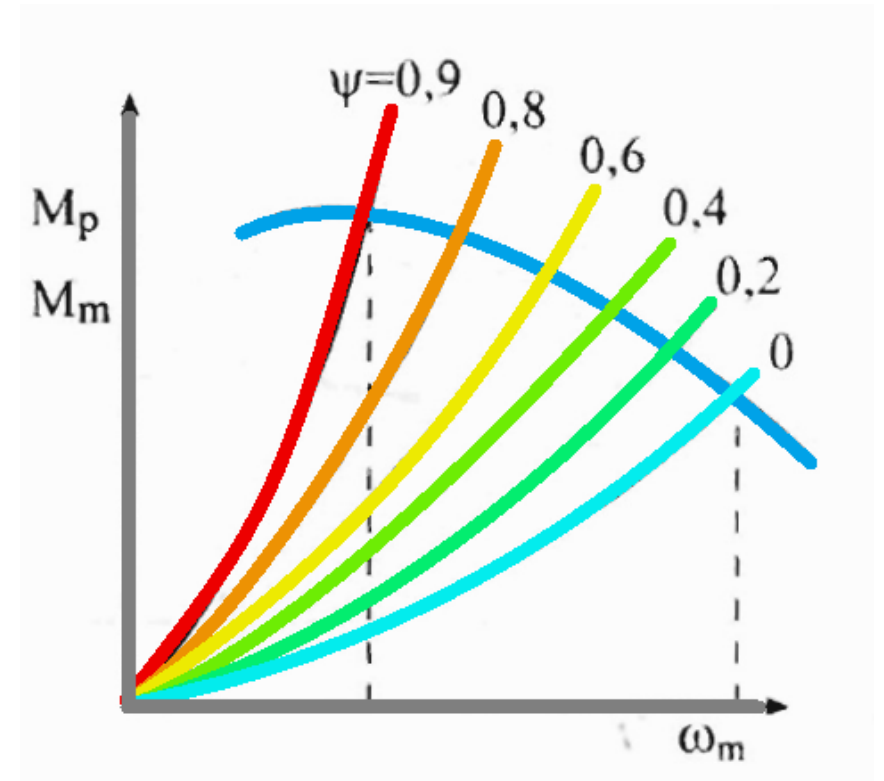
Код директно прозрачних ХДП са повећањем оптерећења на турбинском колу (смањење њеног броја обртаја), повећава се и обртни момент на пумпном, тј. обртни момент мотора.



дијаграм заједничког рада мотора и претварача, директно прозрачан ХДП

Обрнуто прозрачни ХДП

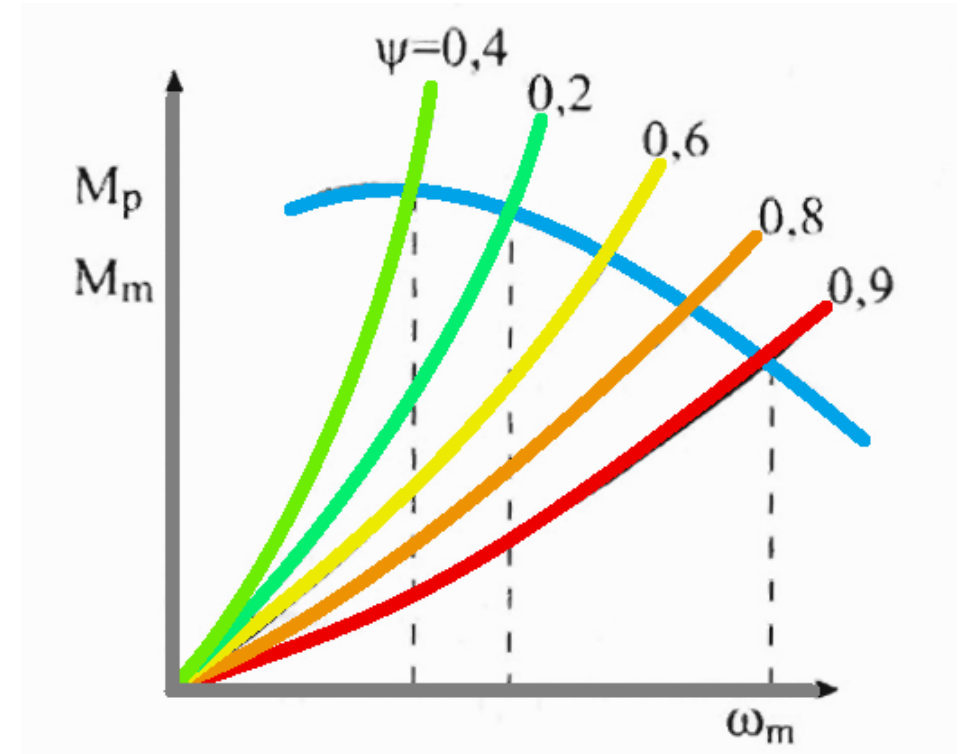
Обрнуту прозрачност имају они претварачи у којима се са повећањем обртног момента на турбинском колу смањује обртни момент на пумпном.



дијаграм заједничког рада мотора и претварача, обрнуто прозрачан ХДП

Комбиновано прозрачни ХДП

Ако се при смањењу оптерећења на вратилу турбине са максимума (при $\omega_T = 0$), обртни момент на пумпном колу у почетку повећа на одређени преносни однос (ψ), а касније се смањи, такав ХДП има комбиновану пропустљивост.



дијаграм заједничког рада мотора и претварача, комбиновано прозрачан ХДП

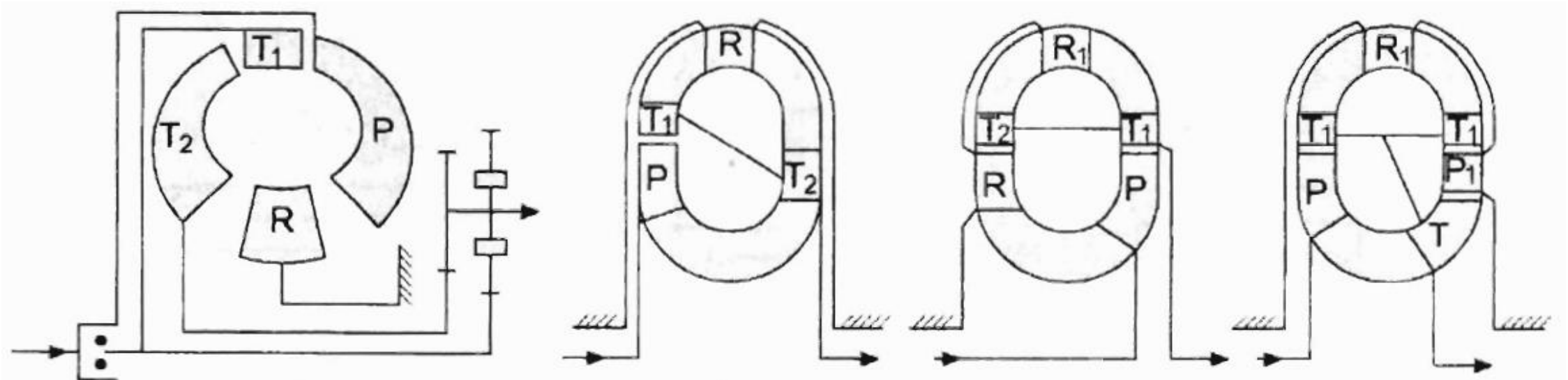
Класификација ХДП

Хидродинамички претварачи имају увек једно пумпно коло док број турбинских кола варира и у зависности од броја турбинских кола постоје:

- једностепени ХДМ (са једним турбинским колом),
- вишестепени ХДМ (са више турбинских кола).

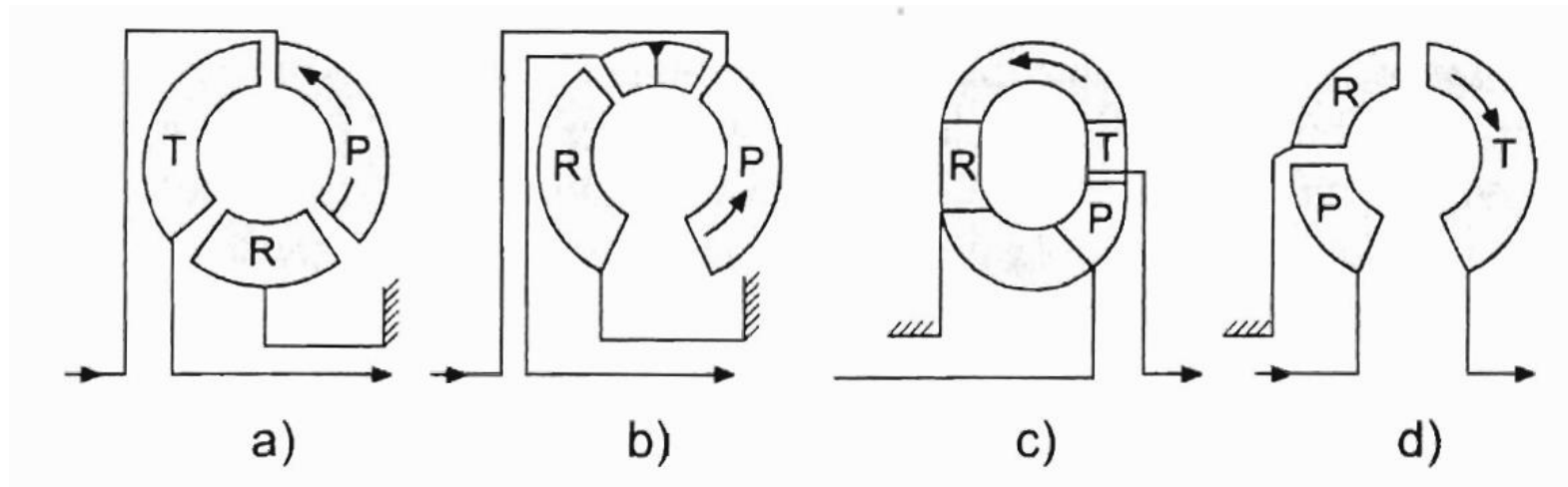
Према начину кретања уља у турбинском колу ХДМ претварачи се деле на:

- претвараче са центрифугалном пумпом,
- претвараче са центрипеталном пумпом,
- са аксијалном турбином.



Конструкција претварача ограничава максимални број турбинских кола на три.

Распоред радних кола у кругу циркулације



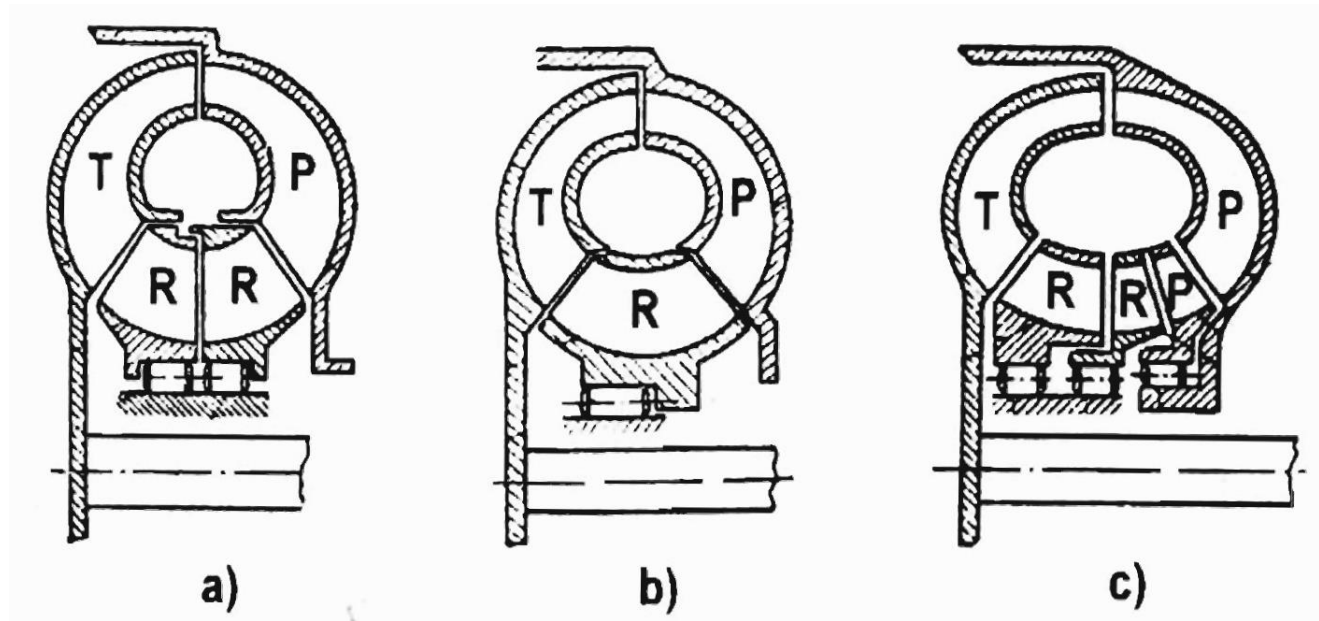
- (a,d) - ток уља је од периферије ка оси обртања;
(c) - уље се креће од осе обртања ка периферији турбинског кола;
(b) - паралелно оси обртања

Од тренутка када се изједначе обртни моменти на пумпном и турбинском колу, обртни момент на реакторском колу мења знак, односно радни флуид тече ка њему под таквим углом да ствара обртни момент на својим лопатицама у супротном смеру од онога који је био до тог тренутка. Када у реакторском колу постоји једносмерна спојница она га ослобађа везе са кућиштем, тако да и оно почиње да се окреће. Сложени претварач сада практично остаје са два радна кола и постаје хидродинамичка спојница.

Вишестепени претварачи

Вишестепени претварачи са становишта конструкције могу се класификовати у три основне групе:

вишестепени претварачи са међусобно круто повезаним турбинским колима,
вишестепени претварачи са међусобно замењивим турбинским колима и,
вишестепени претварачи са кинематички спрегнутим турбинским колима.



- a) вишестепени претварач са два реакторска кола
- b) вишестепени претварач са једним реакторским колом
- c) вишестепени претварачи са укупно пет радних кола (два реакторска кола, турбинско, основно и допунско пумпно коло)

Претварачи са више турбинских кола

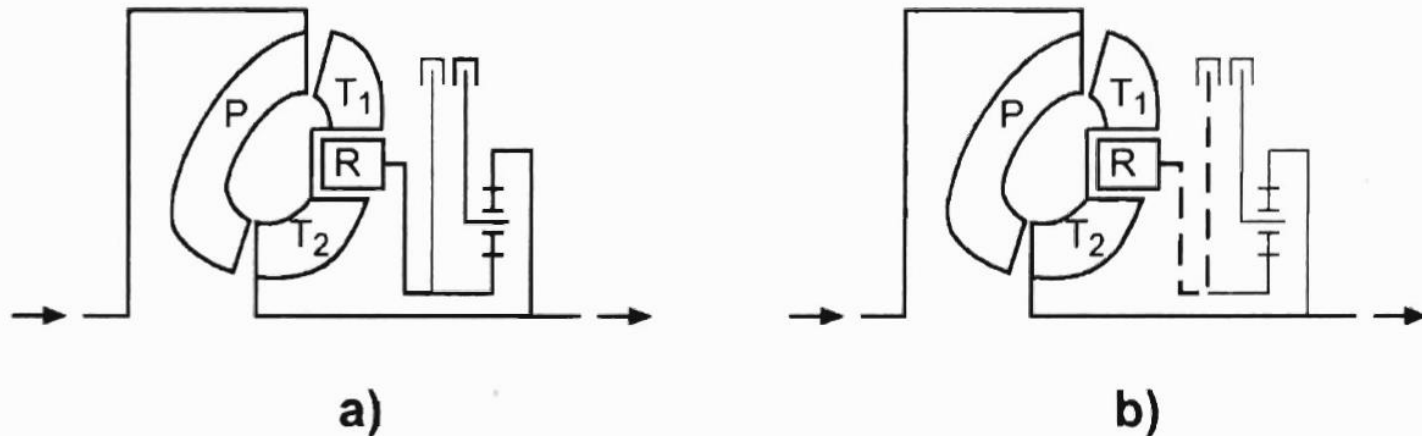
Код **претварача са више турбинских кола**, она су међусобно круто везана, па имају особине једностепених претварача, јер се сва турбинска кола понашају као једно турбинско коло увећане снаге. Ови претварачи по питању ширине дијапазона високог степена корисности немају никакве предности у односу на једностепене претвараче.

Да би се апсорпциона моћ турбинских кола проширила на већи интервал преносних односа, тј. да би се проширила област високог степена корисности, пројектују се вишестепени претварачи са међусобно заменљивим турбинским колима. У почетку, при малим преносним односима (по угаоној брзини) ради прва турбина, а за то време венац друге турбине убачен је у торусну шупљину претварача и у таквом положају се задржава притиском уља које се доводи из система преко одговарајућег разводника. Помоћу разводника врши се наизменично увођење оба турбинска кола у круг циркулације уља без прекида тока снаге.

Овако решење претварача има две криве степена корисности са параболичним обликом, које се могу сећи у подручју $\eta > 0,8$.

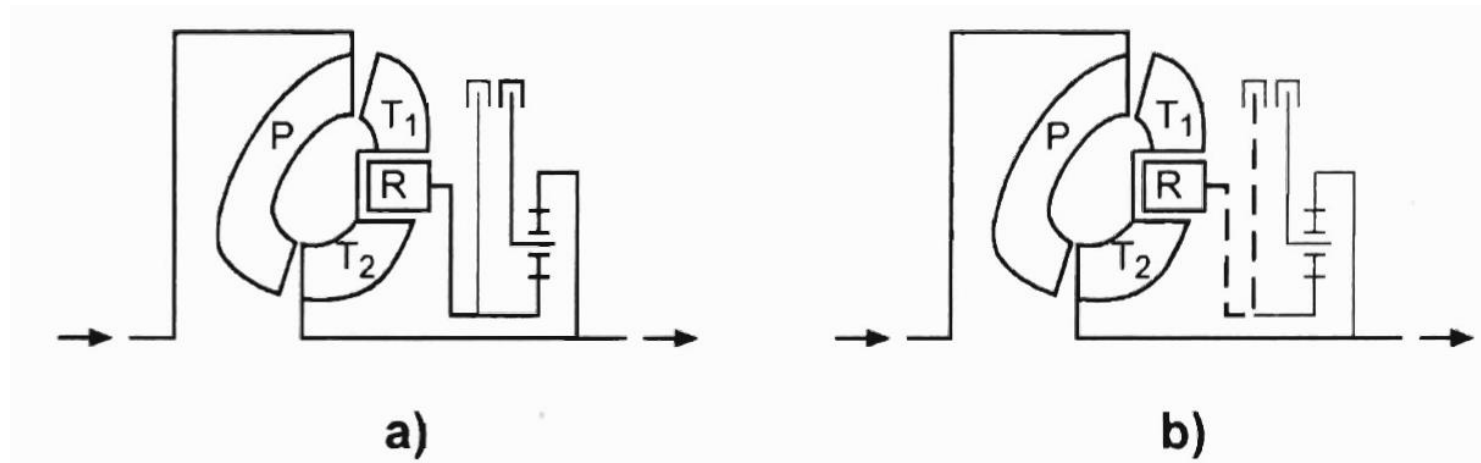
Претварачи са кинематски спрегнутим супротносмерним турбинама

Имају врло широк дијапазон високог степена корисности. Обично се састоје из једног пумпног, два турбинска и једног реакторског кола. Реакторско коло при малим преносним односима ради као турбина, док се при већим преносним односима зауставља и ради као реактор. У претварачу се још налази један планетарни преносник који је повезан за реакторским колом и код кога се може кочити носач сателита и централни зупчаник. При малим преносним односима (по броју обртаја), када је заустављен носач сателита, слика а), претварач ради са три турбинска кола. Прво и друго турбинско коло везани су за излазно вратило и ротирају у истом смеру као и пумпно коло, док средње турбинско коло (реактор) ротира у супротном смеру. Оно примљену снагу преноси на централни зупчаник планетарног реда. Услед непокретног носача сателита снага се преноси на епицикл, а одатле на излазно вратило где се суперпонира са снагом две турбине. На тај начин обезбеђује се већа вредност излазног момента, јер се остварује са три турбинска кола.



Претварачи са кинематски спрегнутим супротносмерним турбинама

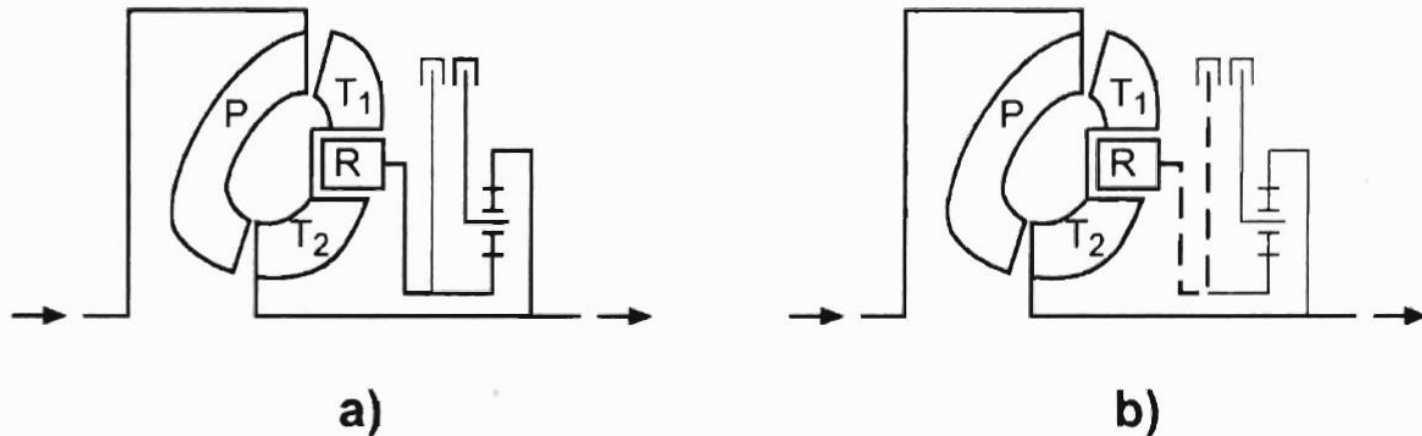
На већим преносним односима носач сателита се ослобађа искључењем фрикционе кочнице а кочи се централни зупчаник, слика 14b. На овом режиму зауставља се средње турбинско коло, па оно ради као реакторско, док прво и друго турбинско коло настављају свој нормалан рад. Овај претварач има широк дијапазон високог степена корисности. Недостатак ми је сложен и скуп планетарни преносник који је потребно активирати посредством фрикционих склопова.



Претварачи са кинематски спрегнутим истосмерним турбинама

Једно од најсавременијих решења ХДП-а представља **претварач са истосмерним кинематски спрегнутим турбинским колима**. Он се састоји од једног пумпног, два турбинска и једног реакторског кола. Прво аксијално турбинско коло (T_1) везано је за своје вратило, које је преко зупчаничког преносника велике редукције везано за излазно вратило претварача. У зупчаничком преноснику уграђена је једносмерна спојница (JC) која омогућава само пренос обртног момента у смеру ротирања пумпног кола. Друга центрипетална турбина (T_2) везана је за излазно вратило. Преко овог вратила снага се преноси на зупчанички преносник без редукције.

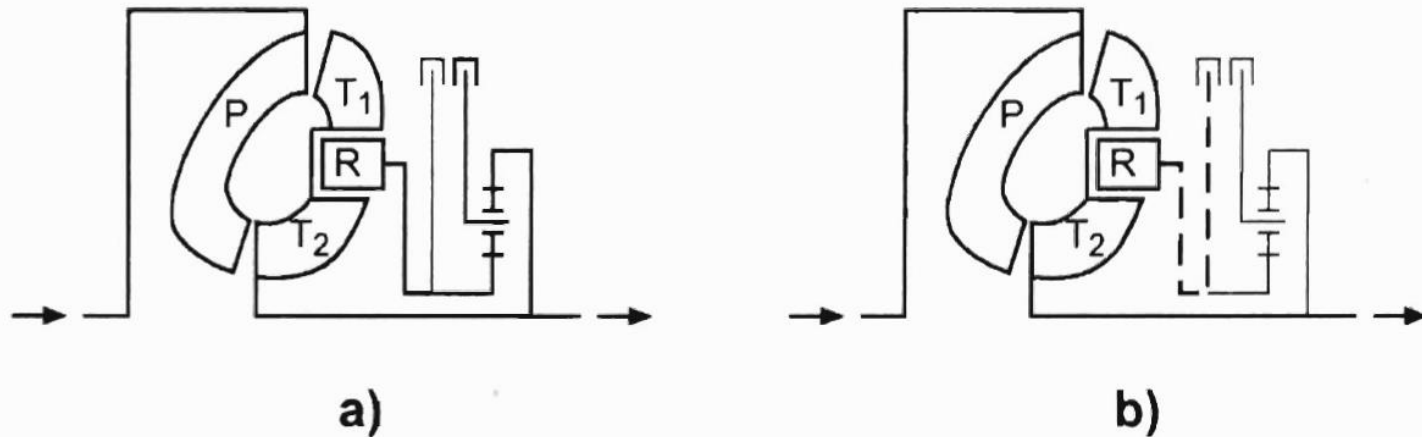
На малим преносним односима, када центрипетална турбина (T_2) не може да прими сву снагу пумпног кола, укључена је у рад и аксијална турбина (T). Аксијална турбина због различитих редукција излазних зупчаничких парова, има знатно већу угаону брзину од центрипеталне.



Претварачи са кинематски спрегнутим истосмерним турбинама

Повећањем преносног односа снага аксијалне турбине опада, а снага центрипеталне расте. На одређеном преносном односу, снага аксијалне турбине постаје равна нули, када се она преко једносмерне спојнице искључује из рада и при даљем повећању преносног односа слободно ротира. На тим режимима снага центрипеталне турбине је довољна да прими снагу пумпе. Овај ХДП има веома добре карактеристике, а дијапазон високих степена корисности је двоструко већи него код једностепених претварача. Спрезање и раздвајање турбина је аутоматско, а конструкција релативно једноставна и без додатних уређаја за аутоматско укључивање.

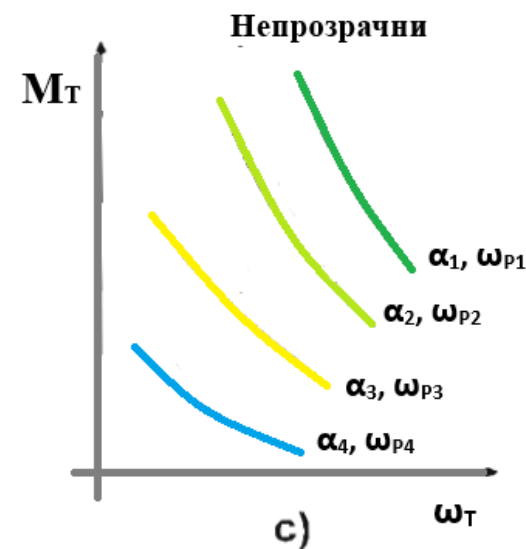
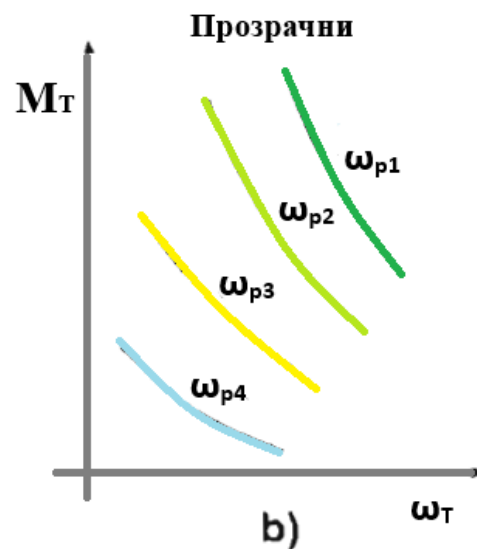
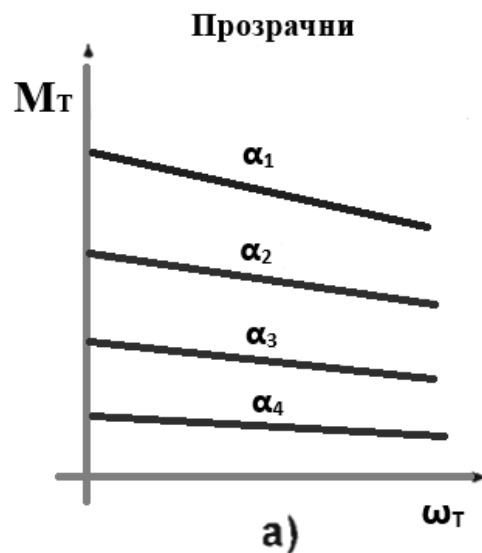
Коефицијент повећања (трансформације) обртног момента овог претварача зависи од облика његових радних кола и лопатица. При промени конфигурације лопатица једног или другог радног кола и коефицијент повећања обртног момента се мења у одређеним границама.



Вучне карактеристике возила са ХДП

За одређивање вучних карактеристика возила са ХДП-ом, неопходно је коришћење тзв. излазних карактеристика мотора и претварача, које представљају зависност момента на турбинском колу од угаоне брзине турбинског кола, за различита пуњења мотора, слика а).

У неким испитивањима и прорачунима користи се зависност M_T од ω_T , за различите вредности константне угаоне брзине ω_p , слика б). Карактеристике на сликама а) и б) односе се на прозачни претварач, а за непрозрачни излазна карактеристика може се представити као на слици с).



Примена ХДП-а у трансмисијама возила

Примена ХДП-а у трансмисијама возила пружа следеће предности:

- смањује динамичка ударна оптерећења у систему за пренос снаге, што повећава његову поузданост и век трајања,
- отклања могућност принудног заустављања мотора услед преоптерећења,
- побољшава карактеристике убрзања возила, повећава проходност возила због континуалне промене вучне силе,
- олакшава управљање возилом уз опште повећање комфора (полазак без трзаја),
- омогућава брз одзив на промене оптерећења.

Међутим, примена ХДП-а у трансмисијама има и одређених недостатака као што су:

- нижи степен корисног дејства у целој области промене преносних односа, а посебно нагло смањење у при малим и великим вредностима коефицијента (ψ), што условљава повећање потрошње горива и опште погоршање енергетског биланса возила.
- дијапазон промене преносног односа је ограничен малим коефицијентом η при ниским вредностима u и недовољан је за потребе моторних возила и
- немогућност кочења мотором са непрозрачним претварачем у области $\psi \leq 1$.

Да би се отклонили или ублажили горе наведени недостаци примене ХДП-а у трансмисијама возила, развијени су претварачи који у једној области раде као хидродинамички мењачи, а при одређеној вредности ψ прелазе на режим рада хидродинамичке спојнице.

