

МОБИЛНЕ МАШИНЕ

I

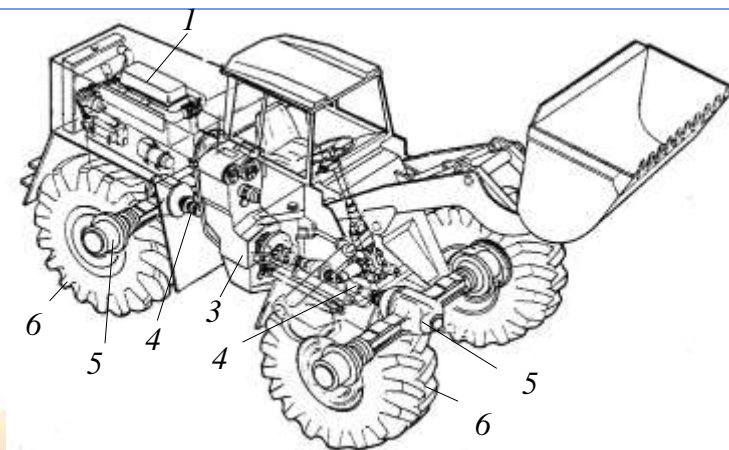
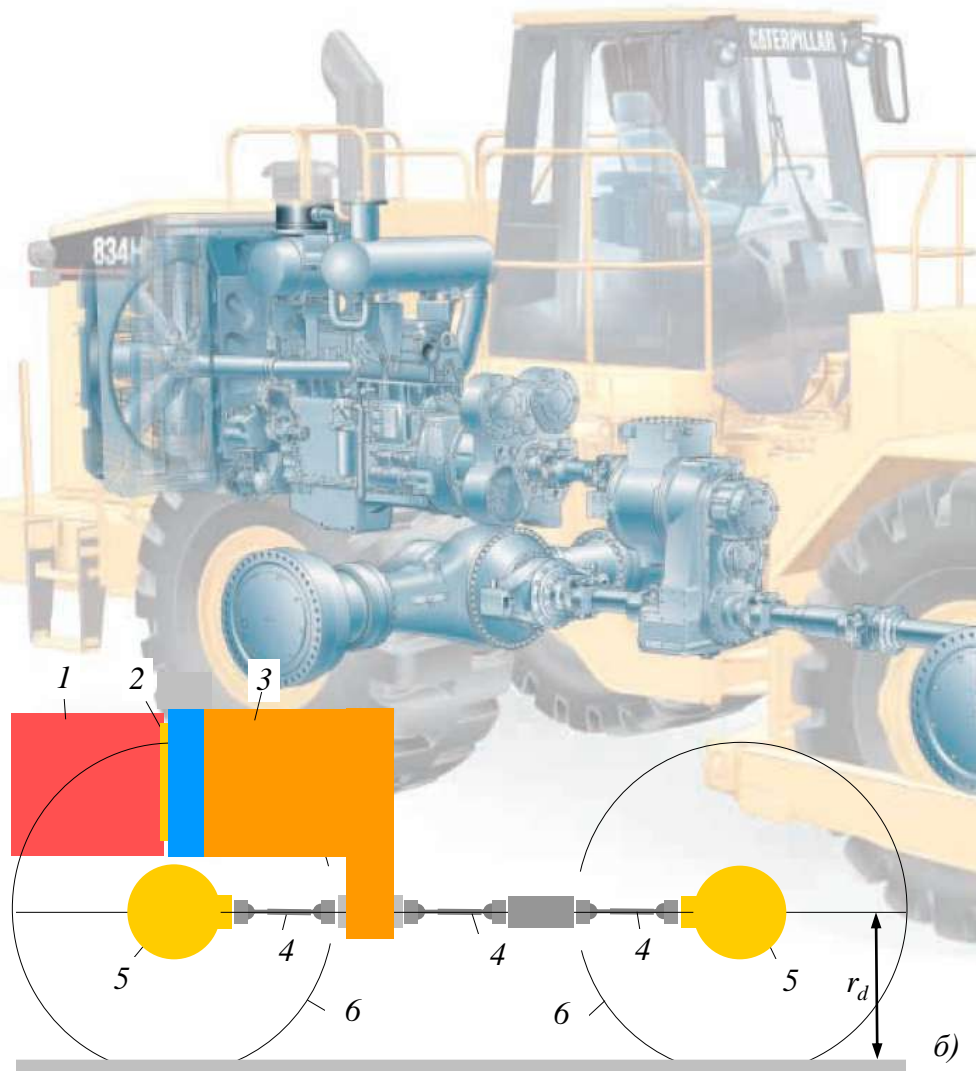
предавање 6.1



*хидродинамиче трансмисије,
хидродинамички преносници,
хидродинамичке спојнице*



Хидродинамичке трансмисије мобилних машина



општа концепција:

1 - дизел мотор

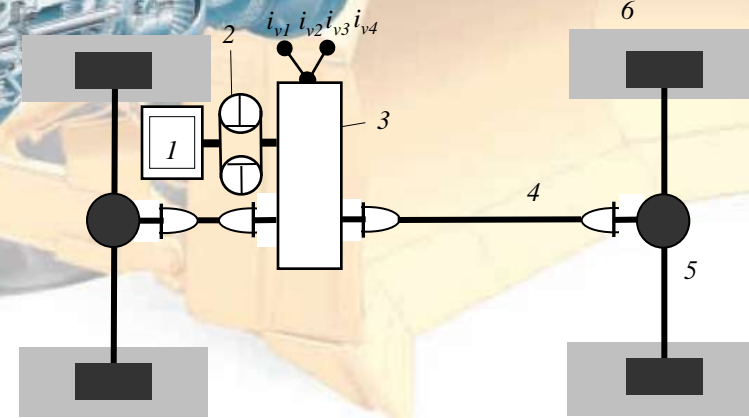
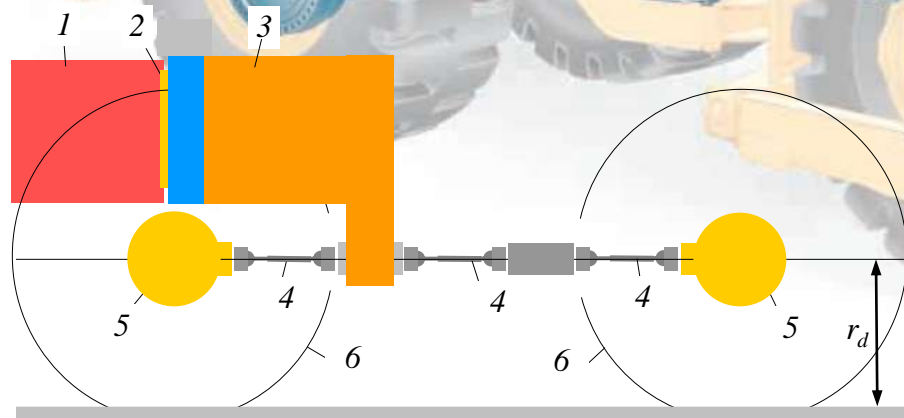
2 - хидродинамички претварач

3 - мењач

4 - карданска вратила

5 - погонски мостови

6 - пнеуматици

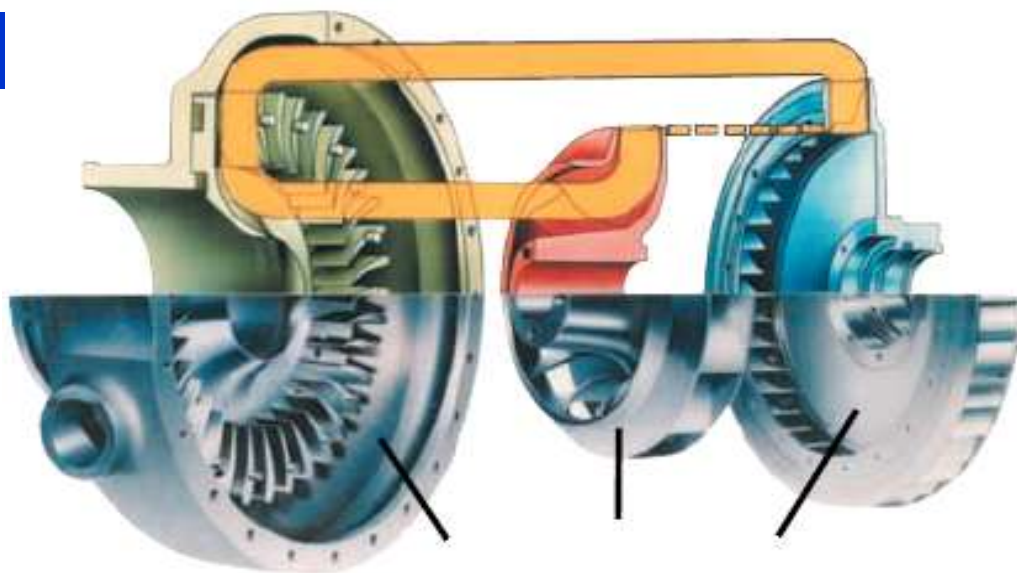


Хидродинамички преносници

Хидродинамичким преносницима припадају: хидродинамичке спојнице, хидродинамички претварачи и хидродинамичке кочнице (ретардери).

Хидродинамички преносници снаге спадају у групу хидрауличких преносника који **за пренос енергије користе флуид-хидраулично уље** које испуњава кућиште преносника.

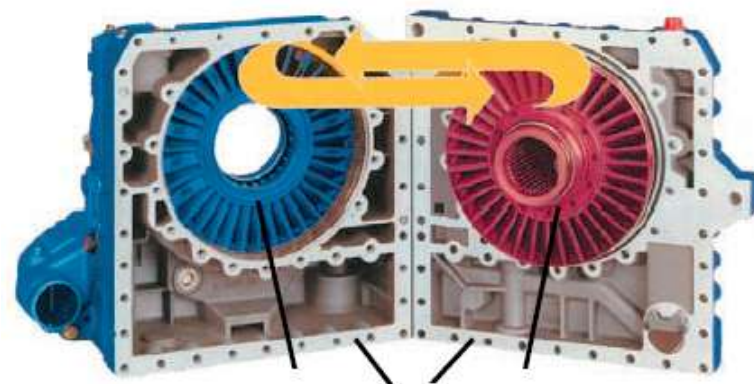
Уље преносника енергију прима и предаје помоћу лопатичних кола.



хидродинамички претварачи



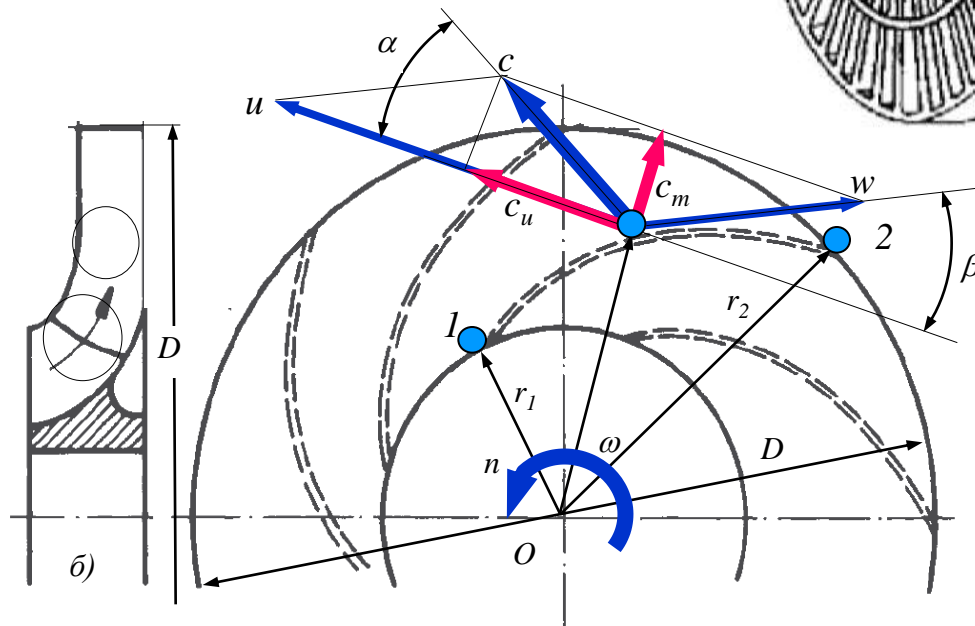
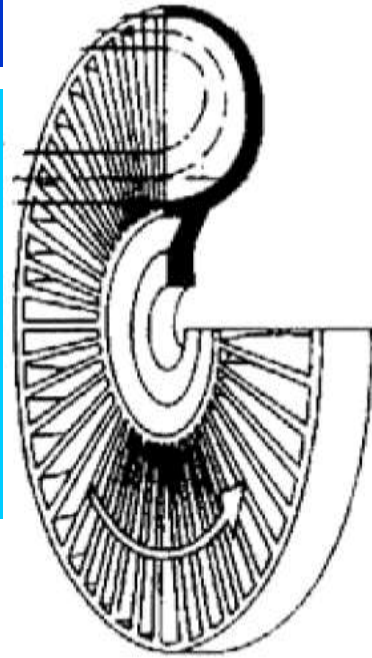
хидродинамичке спојнице



хидродинамичке кочнице - ретардери

Основе хидродинамичког кола

Уље у лопатичном колу има **сложено кретање** које се састоји од **преносног кретања** које настаје услед окретања лопатичног кола угаоном брзином ω око непомичне осе кола, и **релативно кретање** између лопатица кола посматрано на само коло.



Апсолутна брзина c честице уља у било којој тачки простора пумпног лопатичног кола једнака је векторском збиру **обимне брзине u** кола и **релативне брзине w** .

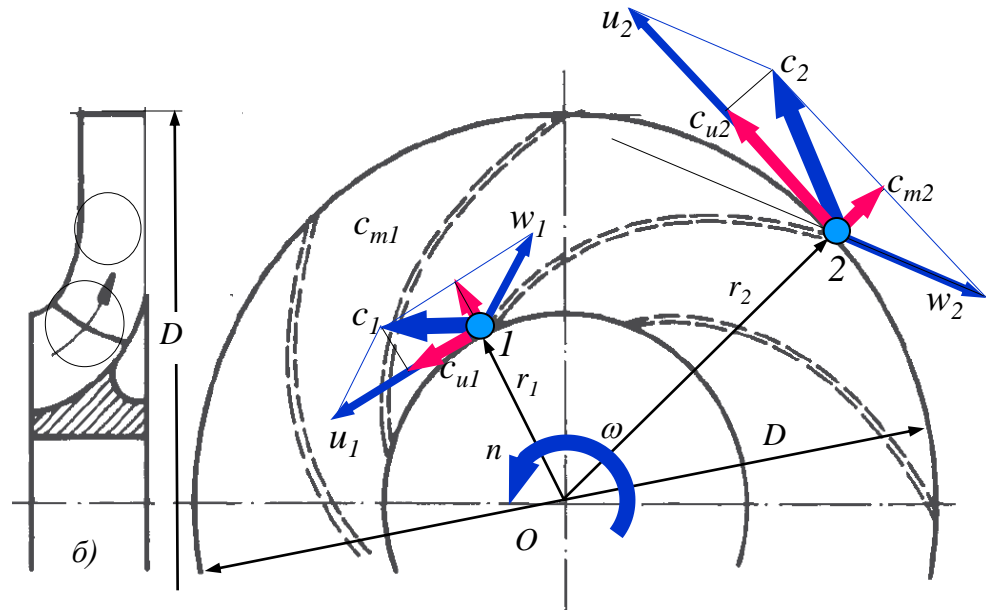
Обимна брзина u честице уља је нормална на крак положаја честице у односу на осу окретања кола, док **релативна брзина w** има правац тангенте на струјницу уља којој честица припада.

С друге стране, апсолутна брзина представља векторски збир две ортогоналне компоненте, **меридијанске c_m** и **обимне брзине c_u**

Основе хидродинамичког кола

Момент који хидродинамичко коло предаје уљу:

$$M = \rho \cdot Q (c_{u2} r_2 - c_{u1} r_1)$$



Основе хидродинамичког кола

Једначина:

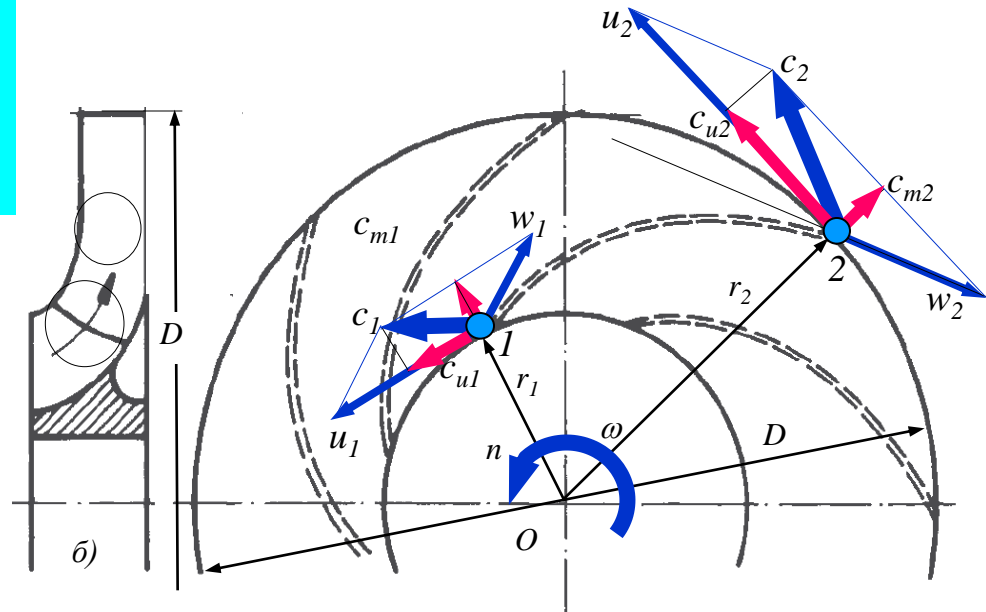
$$M = \rho \cdot Q (c_{u2} r_2 - c_{u1} r_1)$$

се принципима теорије сличности може трансформисати и изразити у облику:

$$M = \lambda \cdot D^5 \cdot n^2$$

где је:

λ - коефицијент радног кола,
 D - пречник циркулације кола,
 n - број обртаја кола



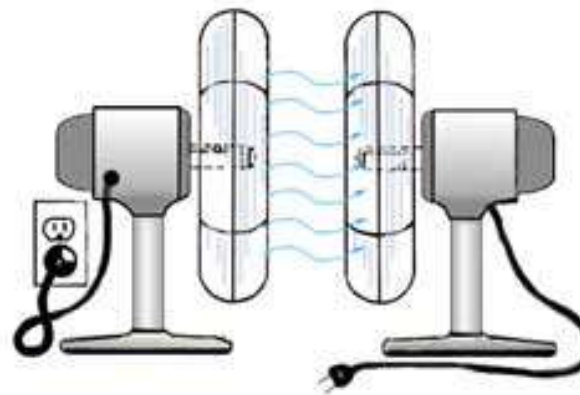
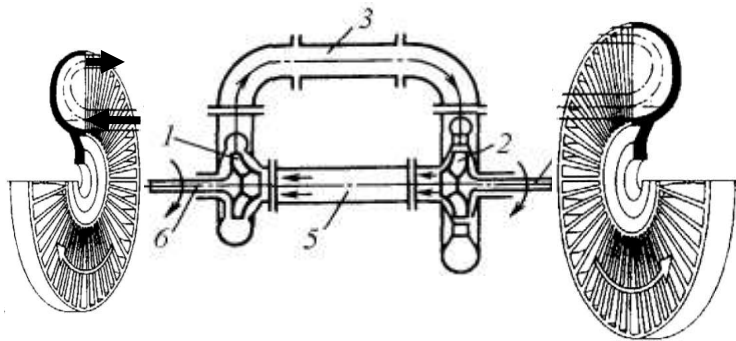
Хидродинамичке спојнице принцип рада

Хидродинамичка спојница *преноси* енергију између погонског мотора и погоњеног дела трансмисије **посредством флуида-хидрауличког уља**, без чврсте-механичке везе.

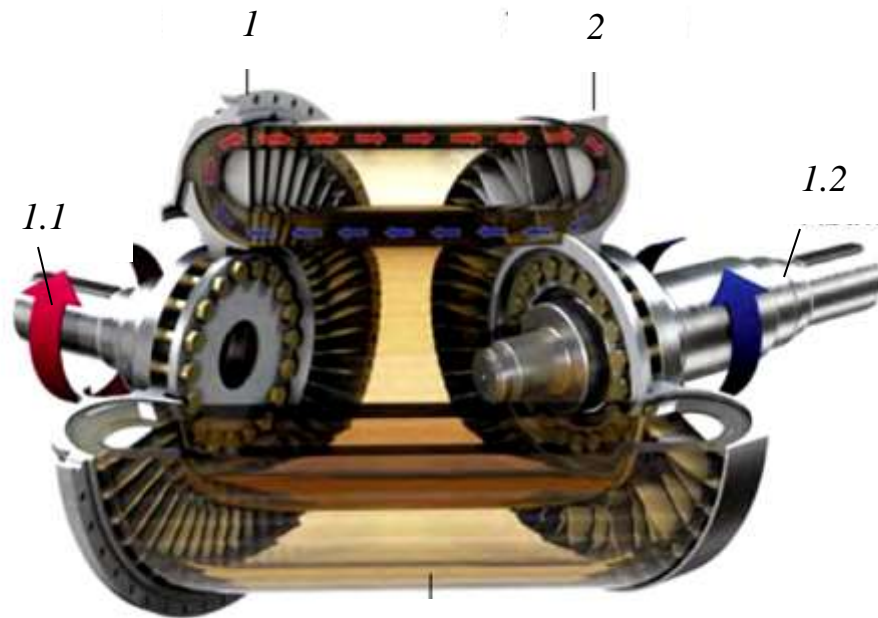
Састоји се из два основна лопатична кола: пумпног **1**, које је спојено са улазним погонским вратилом **1.1** и турбинског кола **2**, које је спојено са излазним погоњним вратилом **2.1**.

Пумпно коло **1** и за њега везани поклопац **1.2** образују кућиште спојнице са затвореним струјним простором који је испуњен одређеном количином (запремином) уља.

Прво решење хидродинамичке спојнице дао је **Fottinger 1905.** године спајајући пумпно коло и турбинско коло у једно кућиште.



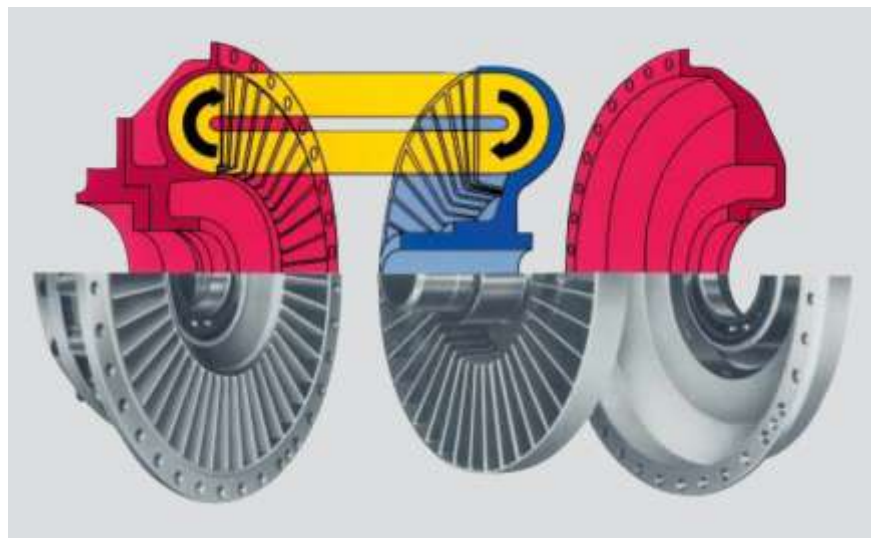
поређење рада два суседна вентилатора и хидродинамичке спојнице



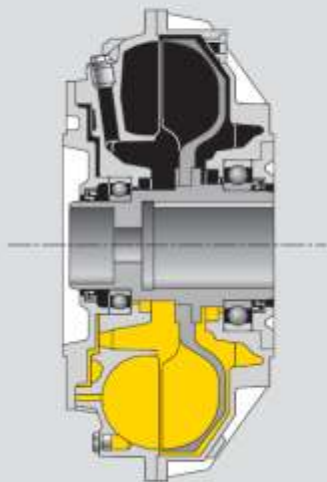
Хидродинамичке спојнице принцип рада

Voith Turbo

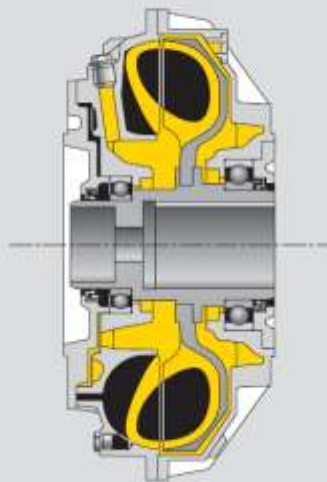
VOITH



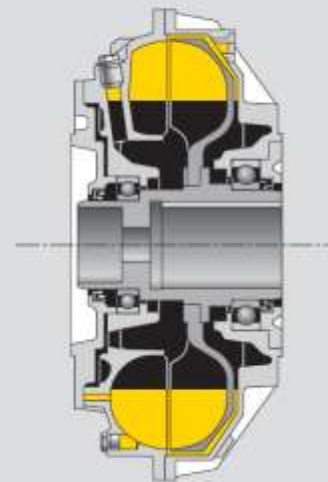
мировање



почетак рада



нормалан рад



Хидродинамичке спојнице

момент пумног кола спојнице:

$$M_1 = \rho \cdot Q (c_{uP2} r_{P2} - c_{uP1} r_{P1}) \quad (1)$$

момент турбинског кола спојнице:

$$-M_2 = \rho \cdot Q (c_{uT2} r_{T2} - c_{uT1} r_{T1}) \quad (2)$$

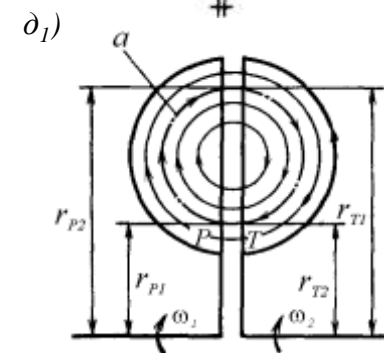
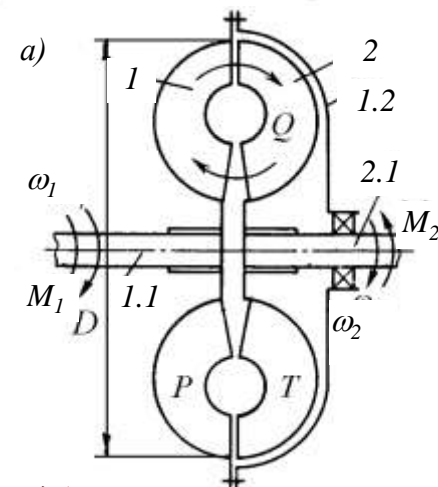
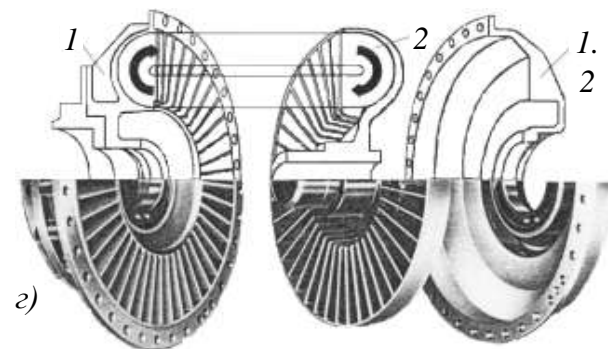
Са једнакостима:

$$r_{P1} = r_{T2}, \quad c_{uP1} = c_{uT2}$$

$$r_{P2} = r_{T1}, \quad c_{uP2} = c_{uT1}$$

сабирањем једначина (1) и (2), уз занемаривање губитака, следи да је код хидродинамичке спојнице **момент пумног кола по апсолутној вредности једнак са моментом турбинског кола:**

$$M_1 + (-M_2) = 0 \Rightarrow M_1 = M_2 = M$$



Хидродинамичке спојнице

Параметри:

Преносни однос спојнице i

је однос броја обртаја n_2 турбинског и броја обртаја n_1 пумпног кола:

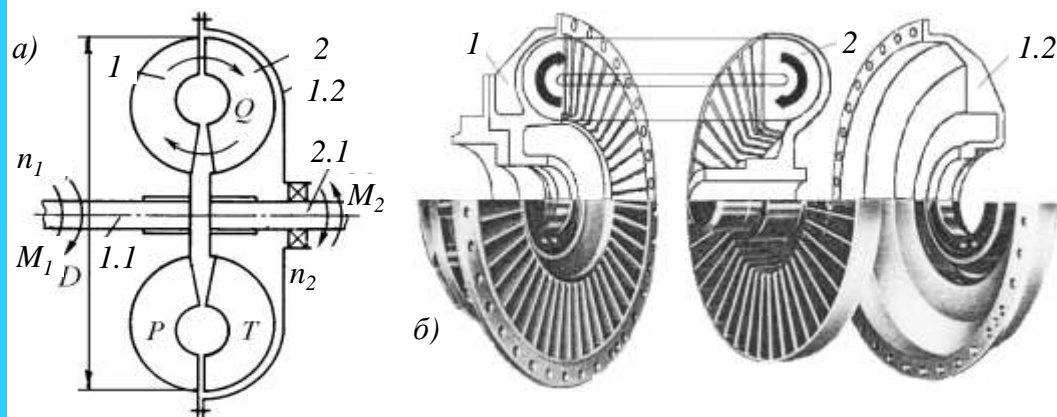
$$i = \frac{n_2}{n_1}$$

Коефицијент клизања s спојнице се дефинише односом:

$$s = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1} = \frac{n_1 - n_2}{n_1} = 1 - i$$

При вученим условима рада спојнице, јавља се клизање s (заостајање) турбинског кола у односу на пумпно коло услед чега долази до циркулације уља и преноса енергије.

При номиналном раду хидродинамичке спојнице имају клизање: $s=0,02-0,03$ или $s=2-3\%$.



Снага на улазном N_1 и снага на излазном N_2 вратилу спојнице је одређена производом:

$$N_1 = M \cdot \omega_1$$

$$N_2 = M \cdot \omega_2$$

тако да

степен корисности спојнице η ,

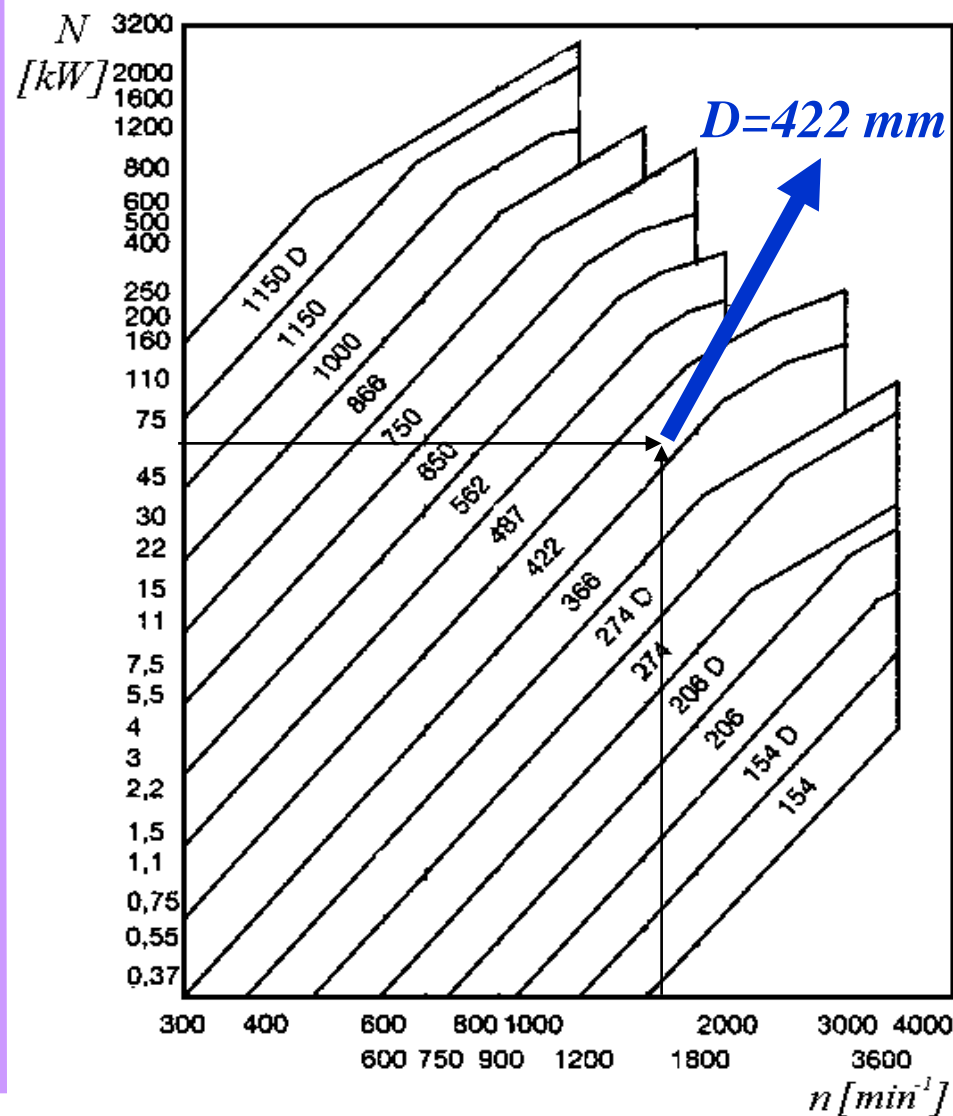
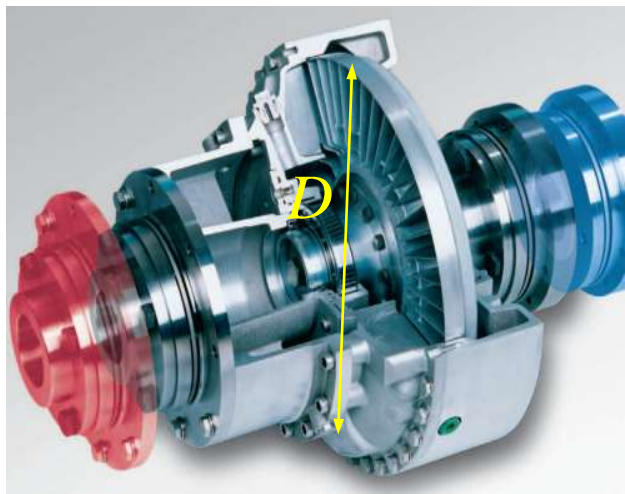
с обзиром на једнакост $M_1=M_2$, представља однос:

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = i = 1 - s$$

Избор хидродинамичке спојнице

Величину хидродинамичке спојнице одређује пречник циркулације D спојнице који се бира на основу максималне улазне снаге спојнице и броја обртаја који одговара тој максималној снази.

На дијаграму произвођача спојнице, у пресеку координата које одговарају максималној снази N_{max} погонског мотора спојнице и броју обртаја n_{max} мотора при тој снази, читава се величина пречника D циркулације спојнице



Избор хидродинамичке спојнице

Бездимензијска карактеристика

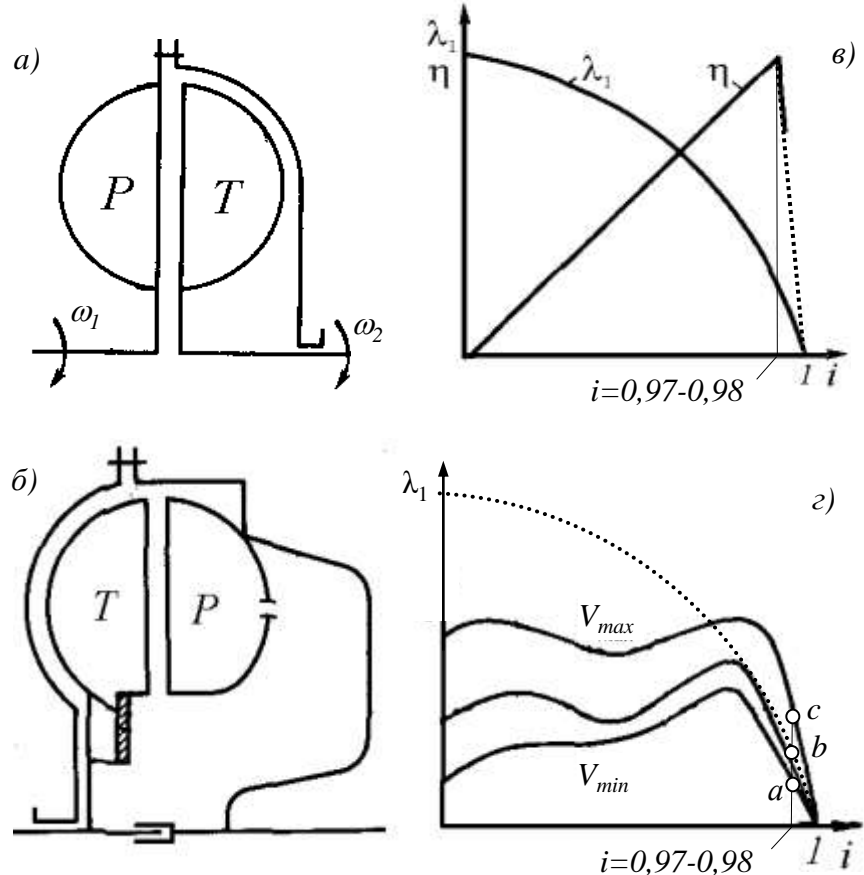
Зависност коефицијента λ_1 пумпног кола и степена корисности η у функцији преносног односа i (сл. в, г) представља **бездимензијску карактеристику спојнице**.

Коефицијент λ_1 пропорционалности пумпног кола не зависи од величине спојнице (пречника циркулације) него од врсте уља (флуида) и облика лопатица и међулопатичног простора радних кола спојнице.

Степен корисности спојнице η се **линеарно мења** (сл. в) са променом преносног односа i спојнице до своје максималне вредности $\eta=0,97-0,98$ после које са порастом преносног односа i нагло опада.

$$M = \lambda_1 D^5 n_1^2$$

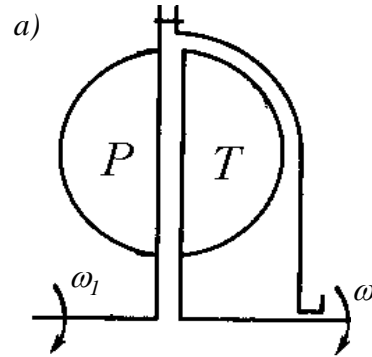
$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = i$$



Избор хидродинамичке спојнице

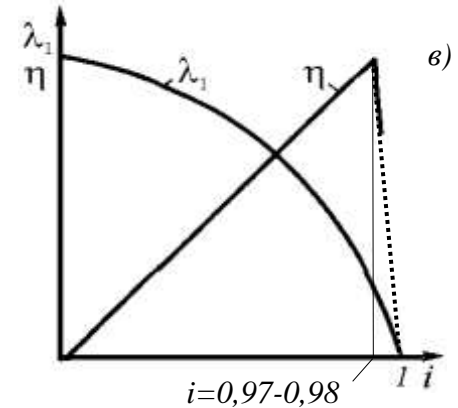
Код спојница са симетричним пумпним и турбинским колом (сл.а), момент M и коефицијент λ_1 пропорционалности пумпног кола спојнице (сл.в), се нагло смањују са порастом преносног односа i .

Са смањењем преносног односа спојнице, због смањења броја обртаја турбинског кола, насталог, на пример, услед повећања оптерећења трансмисије (због већих отпора кретања машине), настаје веће клизање спојнице и долази аутоматског повећања момента спојнице.



$$M = \lambda_1 D^5 n_1^2$$

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = i$$

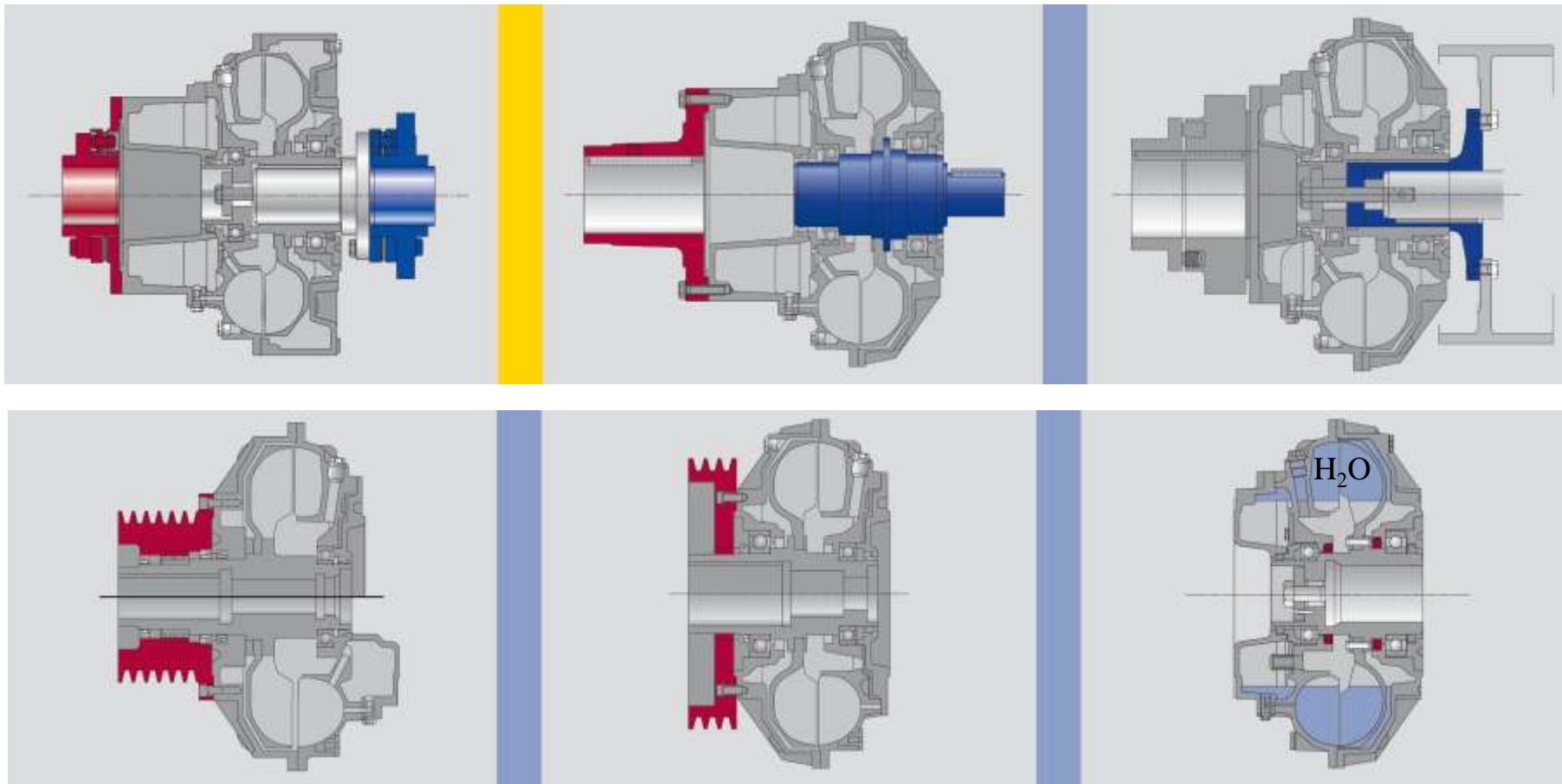


У случају када је преносни однос спојнице једнак нули $i=0$, односно када је број обртаја турбинског кола једнак нули $n_2=0$ (на пример, при покретању машине из стања мировања), момент спојнице је највећи и има од 6 до 8 пута већу вредност од момента при номиналном преносном односу $i=0,97-0,98$ (клизању $s=2-3\%$) спојнице.

Опремање хидродинамичких спојница

Voith Turbo

VOITH



УНИВЕРЗИТЕТ У НИШУ
МАШИНСКИ ФАКУЛТЕТ

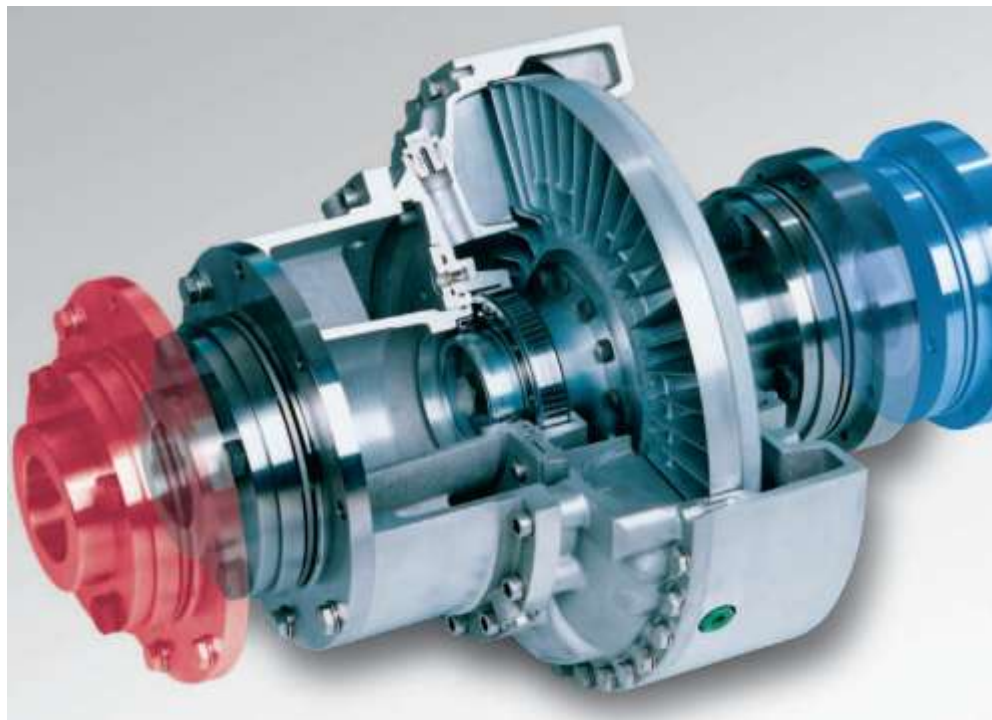


Катедра за транспортну технику и логистику

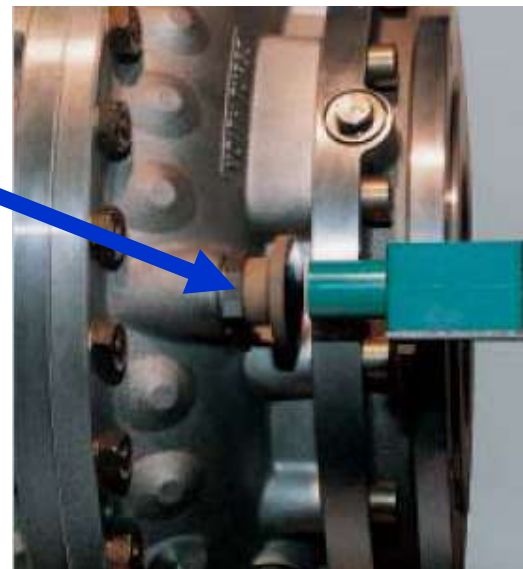
проф. др Драгослав Јаносевић



Хидродинамичке спојнице



Voith Turbo **VOITH**



термо чеп

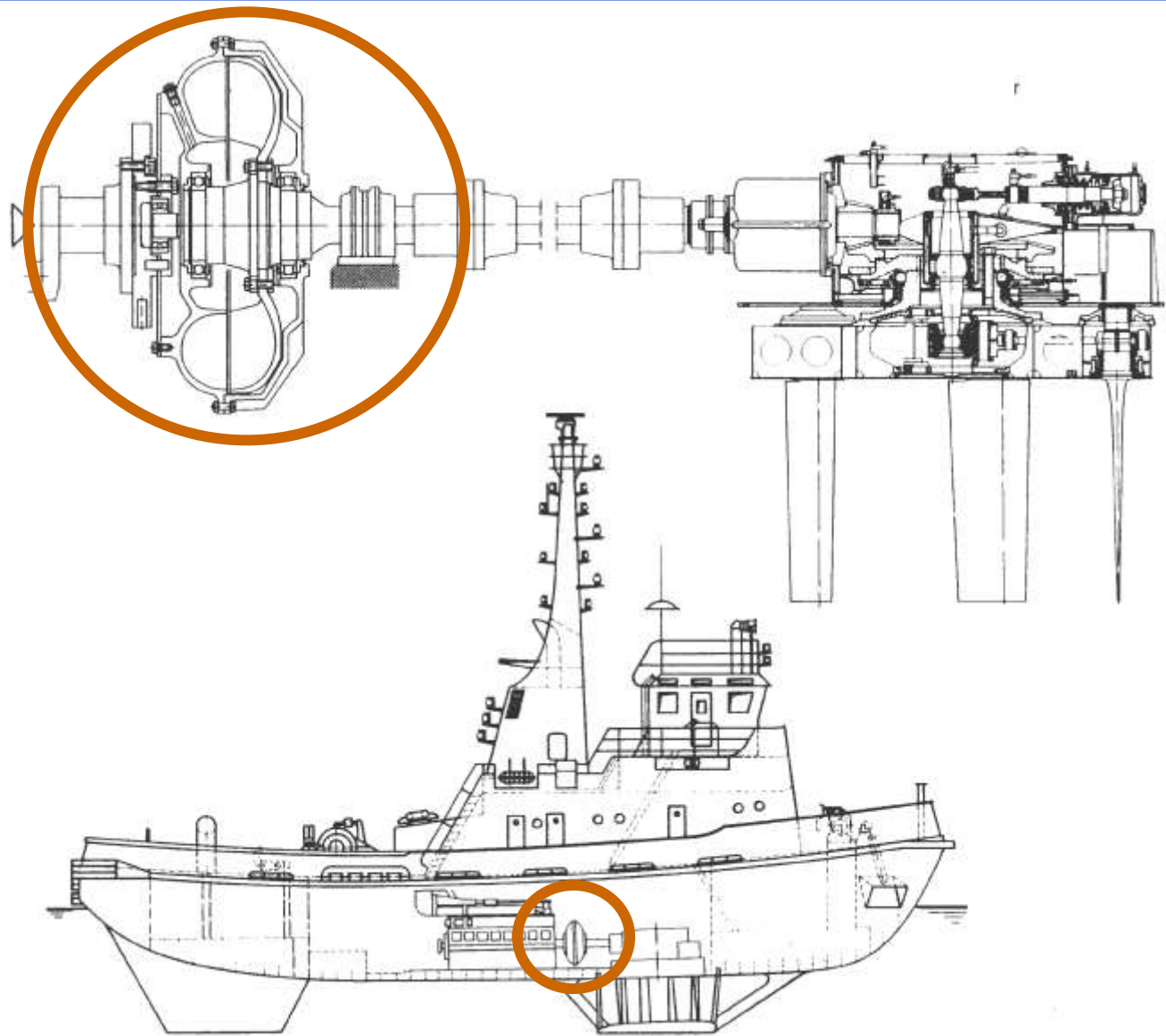


ниво уља



Хидродинамичке спојнице

примена



Хидродинамичке спојнице

примена



Хидродинамичке спојнице примена

