

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу

Катарина Д. Ђоновић

**Испитивање радних карактеристика
хидродинамичких преносника снаге**

завршни рад

Крагујевац, 2013.

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: 9/2010

Катарина Д. Ђоновић

Испитивање радних карактеристика хидродинамичких преносника снаге

завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Вања Шуштершич, ванр.проф. - ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да:

1. Објасни принцип рада хидродинамичких преносника снаге
2. Прикаже начине испитивања радних карактеристика хидродинамичких преносника снаге (притиска, броја обртаја, момента, протока)
3. Прикаже пробне столове за испитивање хидродинамичких преносника снаге

Препоручена литература:

1. Благоје Давидовић, Војкан Лучанин: “Хидродинамички преносници за железничка возила”, Машински факултет Универзитета у Београду, Београд, 2001
2. Каталог: Hydrodynamic Couplings – VOITH
3. Steven B. Ainley, Ronald D. Flack, Klaus Brun and Tony J. Rovello, “Laser Velocimeter Measurements in the Pump of an Automotive Torque Converter”, International Journal of Rotating Machinery, 2000, Vol. 6, No. 3, pp. 167-180

Резиме:

Код хидродинамичких преносника снаге механички рад улазног (погонског) вратила посредством радног кола пумпе изазива струјање радне течности и повећање њене енергије. Успоравањем струје флуида у обртном колу турбине, струјна енергија се претвара у механички рад обртања излазног (гоњеног) вратила. Струјање течности карактерише релативно низак притисак, па се пренос снаге врши на рачун протока.

У раду су приказани начини испитивања компонената хидродинамичких преносника снаге, самих преносника, односно, њихових спољашњих и унутрашњих карактеристика. За свако испитивање потребан је пробни сто који треба да омогући да се у лабораторији добију подаци што вернији експлоатационим условима.

Кључне речи: хидродинамички преносник снаге, радне карактеристике, пробни сто

Abstract:

In hydrodynamic power transmission mechanical power input (drive) shaft through the impeller pump causes flow of the working fluid and increase its energy. Slowing down the fluid flow in the turbines, power energy is converted into mechanical rotation of the output (the driven) shaft. Fluid flow is characterized by a relatively low pressure, and the power transmission is done at the expense of flow.

The paper presents methods of testing the components of hydrodynamic power transmission, themselves and their external and internal features. For each test, there must be a experimental facility that is required to be made possible in the laboratory to obtain data as closely as possible the exploitation conditions.

Key word: hydrodynamic power transmission, performance, experimental facility

Садржај

1. Увод	1
2. Хидраулични преносници снаге	2
2.1. Хидростатички преносници снаге	2
2.2. Хидродинамички преносници снаге	2
2.3. Турбоспојнице	3
2.3.1. Радне карактеристике турбоспојнице	5
2.3.1.1. Спољна карактеристика турбоспојнице	6
2.3.2. Подела турбоспојница	8
2.4. Турбомењачи	10
2.4.1. Саморегулација рада турбомењача	11
2.4.2. Спољашње карактеристике турбомењача	12
3. Спрега хидродинамичке спојнице и мотора СУС	16
3.1. Спрега хидродинамичке спојнице и асинхроног мотора	17
3.2. Режи́ми кочења	19
4. Испитивање радних карактеристика хидродинамичких преносника снаге	21
4.1. Испитивање компонената преносника	21
4.2. Испитивање преносника на пробном столу	22
4.2.1. Испитивање хидродинамичке спојнице	23
4.2.2. Испитивање турбомењача	24
4.2.3. Пример испитивања преносника на пробном столу	25
4.3. Испитивање унутрашњих карактеристика хидродинамичких спојница	28
4.3.1. Ласерско мерење брзине у пумпном колу турбомењача	32
4.4. Испитивање радне течности хидродинамичке спојнице	41
5. Закључак	43
6. Литература	44

1. Увод

Преносником снаге назива се систем преноса енергије од извора те енергије до потрошача тј. корисника. Према принципу рада, преносници снаге се деле на:

- Механичке – спадају у класичне преноснике снаге и као нерегулисани преносници су економични, сигурни у погону и лаки за одржавање. Мана им је компликована конструкција.
- Електричне – сигурни су у погону, лаки за одржавање и управљање и лако се остварује аутоматизам укључивања, регулисања и искључивања. Мана ових преносника снаге је велика почетна инвестиција.
- Хидрауличне – одликују их мале габаритне мере, мала специфична тежина у односу на снагу, као и мали момент инерције покретних делова.
- Пнеуматске – слабо се користе у системима преноса снаге, већ ширу примену имају у управљачким системима, регулацији и мерној техници.

2. Хидраулични преносници снаге (хидропреносници)

Хидраулични пренос снаге врши се посредством течности, најчешће минералног уља или незапаљивих течности за хидраулику. Основне компоненте ових преносника су претварачи енергије, у којима се механичка енергија трансформише у енергију струјања радне течности и обрнуто. У зависности од принципа рада претварача енергије разликују се:

- хидростатички преносници снаге
- хидродинамички преносници снаге

2.1. Хидростатички преносници снаге

Код хидростатичких преносника снаге претварачи енергије су запреминска пумпа на улазу и запремински хидромотор или хидроцилиндар на излазу. Рад ових претварача карактерише релативно мали проток течности, па пренесена снага углавном зависи од притиска течности. Да би се одржао висок притисак у систему потребно је обезбедити херметичку везу пумпа-хидромотор. Основна предност оваквог преноса је то што се пренос снаге може остварити и на релативно велике даљине помоћу хидрауличних водова. Ти водови могу бити израђени као крути (цевоводи) и савитљиви (цревоводи).

2.2. Хидродинамички преносници снаге

Код хидродинамичких преносника снаге претварачи енергије раде по принципу турбомашине, центрифугалне пумпе и турбине. Због тога се овакви преносници снаге називају и турбопреносницима снаге. Механички рад улазног (погонског) вратила посредством радног кола пумпе изазива струјање радне течности и повећање њене енергије и то пре свега кинетичке. Успоравањем струје флуида у обртном колу турбине, струјна енергија се претвара у механички рад обртања излазног (гоњеног) вратила.

Струјање течности у хидродинамичком преноснику снаге карактерише релативно низак притисак, па се пренос снаге врши на рачун протока.

Први хидродинамички преносници појавили су се почетком XX века. Максималну експанзију су доживели после Другог светског рата и заузели значајно место на многим објектима машиноградње као што су: машине за земљане радове, булдожери, утоваривачи; тешка борбена возила тенкови и транспортери; железничка вучна возила; аутомобили итд.

Код хидродинамичког преносника квалитет обраде није најважнији услов квалитетног преноса снаге, а како су притисци ових преносника ниски, заптивање се једноставно решава. Док код хидростатичких преносника треба обратити пажњу на квалитет обраде и заптивање јер се ради са високим притисцима (250-300 бара).

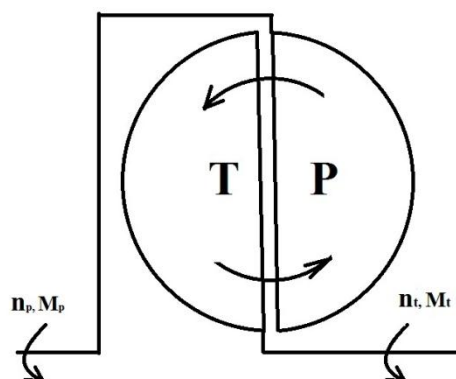
Основни задатак хидродинамичког преносника снаге је да врши промену параметара снаге, вучне силе и брзине и да их усклади према потребама вуче.

Турбопреносници снаге се, према томе да ли се пренос снаге врши без или са променом момента, деле на:

- Турбоспојнице
- Турбомењаче.

2.3. Турбоспојнице

Турбоспојница се састоји из пумпног и турбинског кола и кућишта које је чврсто везано са пумпним колом и заједно са њим се обрће. Механички рад се са вратила пумпног кола преноси на вратило турбинског кола преко течности која у овим колима циркулише. Циркулацију радне течности изазива пумпно коло које потискује течност ка периферији кола, повећавајући јој струјну енергију. Затим радна течност улази у турбинско коло, успорава се и на рачун смањења своје енергије предаје механички рад турбинском колу, односно његовом вратилу.



Слика 2.1 - Турбоспојница

Пумпна и турбинска кола хидродинамичких спојница се најчешће изводе са радијалним правим лопатицама. Ова кола одликују велики број лопатица; нпр. од 25-60 лопатица за пречник спојнице од 0.2 – 1 метар.

Моментом кола пумпе M_{th}^p назива се момент којим коло пумпе делује на течност у радном простору пумпе. Момент кола турбине M_{th}^t је момент којим течност која струји делује на радно коло турбине.

$$M_{th}^p = \rho \cdot \dot{V} \cdot [(\overline{rc_u})_2 - (\overline{rc_u})_1] \quad (2.1)$$

$$M_{th}^t = \rho \cdot \dot{V} \cdot [(\overline{rc_u})_1 - (\overline{rc_u})_2] \quad (2.2)$$

где је: ρ - густина радног флуида

$\dot{V}$ – јединични проток радног флуида,

r – полупречник,

c_u – обимска компонента апсолутне брзине.

Како између пумпног и турбинског кола нема других елемената, излаз из пумпног кола је улаз у турбинско, а излаз из турбиског је улаз у пумпно коло. Из овога се може закључити да су производи полупречника и обимских компонената апсолутне брзине исте за излаз из кола пумпе и улаз у кола турбине, као и за излаз из кола турбине и улаз у коло пумпе, односно:

$$(\overline{rc_u})_{2p} = (\overline{rc_u})_{1t} \quad (2.3)$$

$$(\overline{rc_u})_{2t} = (\overline{rc_u})_{1p} \quad (2.4)$$

Из израза (2.3) и (2.4) следи да су у хидродинамичкој спојници моменти кола турбине и пумпе једнаки, а то значи да нема трансформације момента:

$$M_{th}^p = M_{th}^t \quad (2.5)$$

Како се радно коло обрће угаоном брзином око своје осе, снага кола пумпе тј. снага кола турбине износи:

$$P_{th}^p = M_{th}^p \cdot \omega = \rho \cdot \dot{V} \cdot \omega \cdot [(\overline{rc_u})_2 - (\overline{rc_u})_1] \quad (2.6)$$

$$P_{th}^t = M_{th}^t \cdot \omega = \rho \cdot \dot{V} \cdot \omega \cdot [(\overline{rc_u})_2 - (\overline{rc_u})_1] \quad (2.7)$$

Радни флуид који преноси снагу са пумпног на турбинско коло креће се под утицајем разлике притисака који владају у овим колима, а настају под дејством центрифугалних сила изазваних ротацијом кола. Уколико кола ротирају истом брзином, разлике притисака нема, струјање флуида између кола нема, па зато нема ни преноса снаге.

2.3.1. Радне карактеристике турбоспојнице

За опис радних карактеристика спојнице уводе се следећи параметри:

- Преносни однос

$$i = \frac{n_2}{n_1} \quad (2.8)$$

где је: n_2 – број обртаја на излазном вратилу

n_1 – број обртаја на улазном вратилу

- Коефицијент за одређивање улазног обртног момента

$$\lambda = \frac{M}{\rho \cdot \omega_1^2 \cdot D_a^5} \quad (2.9)$$

где је: D_a - активни пречник циркулације

- Степен корисности

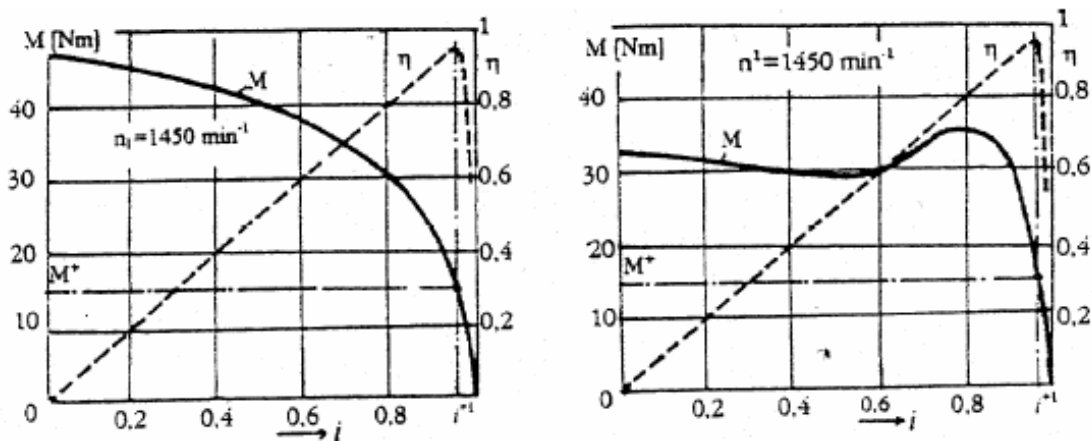
$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{M_2 \cdot n_2}{M_1 \cdot n_1} = \frac{n_2}{n_1} = i \quad (2.10)$$

- Појам клизања

$$s = \frac{n_1 - n_2}{n_1} = 1 - i \quad (2.11)$$

2.3.1.1. Спољна карактеристика турбоспојнице

Спољне карактеристике хидродинамичке спојнице су зависност обртног момента (M) и степена корисности (η) од преносног односа (i) или клизања (s), при константном броју обртаја улазног (пумпног) вратила ($n_1 = \text{const}$) (слика 2.2).

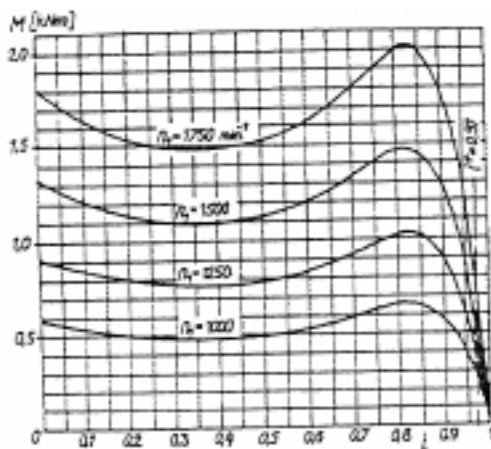


Слика 2.2 - Спољне карактеристике хидродинамичких спојница

а) са симетричним колима пумпе и турбине

б) са несиметричним колима пумпе и турбине

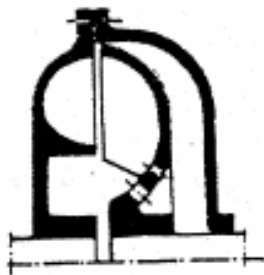
Степен корисности спојнице мења се по закону $\eta=i$, за $0 \leq i \leq i^+$, где је i^+ преносни однос броја обртаја у номиналном режиму спојнице. Обично је $i^+ = 0.96-0.98$ што одговара максималном степену корисности. За $i > i^+$ степен корисности нагло пада ка нули.



Слика 2.3 – Спољна карактеристика спојнице при различитим бројевима обртаја пумпног кола

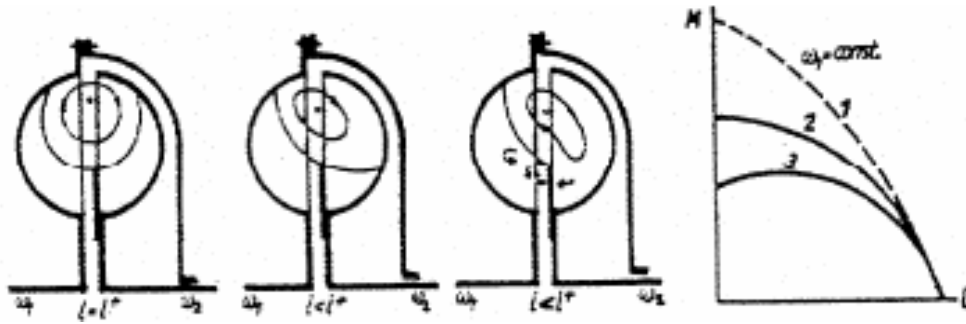
Код спојница са симетричним колима пумпе и турбине крива моментне карактеристика је стрма, са великим стартним моментом. Смањивање стартног момента и ублажавање стрмине моментне криве може се постићи:

- конструкцијом са допунском комором – повећаним простором између турбинског кола и кућишта (слика 2.4)



Слика 2.4 – Допунска комора

- Уградњом прага тј. прстенастог диска који се причвршћује за коло пумпе или коло турбине (слика 2.5). Ово је могуће извести само код спојница без унутрашњег торуса.



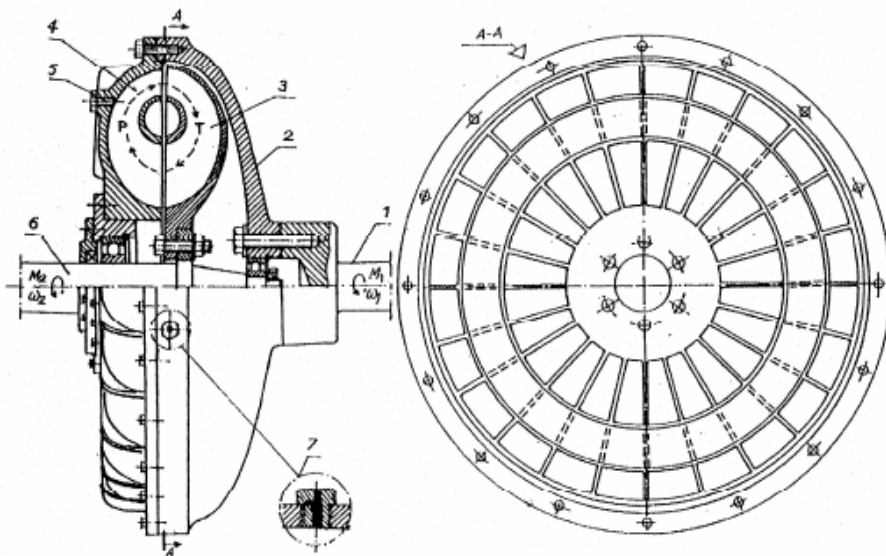
Слика 2.5 – Струјање у спојници са прагом и моментне карактеристике

У режимима рада сличних струјања, степени корисности су исти, а исте су и бездимензијске карактеристике момента дефинисане односом:

$$\lambda_M = \frac{M}{\rho \cdot \omega^2 \cdot D_a^2} \quad (2.12)$$

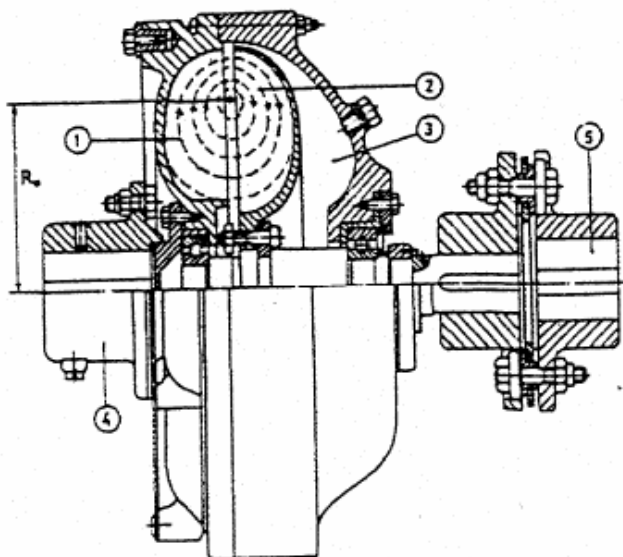
2.3.2 Подела турбоспојница

- Турбоспојнице са унутрашњим торусом – улога торуса је да образује струјно поље према унапред дефинисаној путањи циркулације (слика 2.6)
- Турбоспојница без унутрашњег торуса – граница између улазног и излазног пресека радног кола пумпе тј. турбине формира се према условима одвијања процеса размене енергије и одређена је кругом радијуса R_0 (слика 2.7)



Слика 2.6 – Турбоспојница са унутришњим торусом

1- погонско вратило, 2 – кућиште, 3 – турбинско коло, 4 – пумпно коло, 5 – отвор за пуњење спојнице, 6 – гоњено вратило, 7 – топлотни осигурач



Слика 2.7 - Турбоспојница без унутрашњег торуса

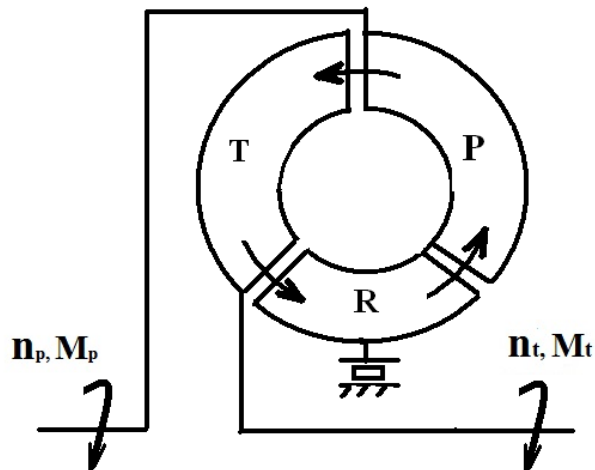
1 – пумпно коло, 2 – турбинско коло, 3 – кућиште, 4 – главчина за везу са погонским вратилом, 5 – еластична спојница за везу са гоњеним вратилом

- Нерегулационе – карактерише их константна количина радног флуида у њиховом радном простору, чиме је онемогућена промена излазних параметара, јер су и број обртаја излазног вратила и пренети обртни момент функције хидродинамичких услова у радном простору, који су у овом случају непроменљиви.
- Регулационе – моментна карактеристика није једнозначна функција преносног односа већ зависи и од регулационог параметра, на чију вредност се делује споља. Ове спојнице се другачије називају спојнице променљивог пуњења.

2.4. Турбомењачи

Хидродинамички или турбомењачи су турбомашине за пренос снаге, промену момента обртног кретања посредством радне течности која циркулише кроз њихов радни простор. Пренос снаге се врши без круте везе и механичког додира погонског и гоњеног вратила.

Хидродинамички мењачи, за разлику од хидродинамичких спојница, поред пумпног и турбинског кола имају и непокретно лопатично коло спроводног апарата (реакторско коло) (слика 2.8).



Слика 2.8 – Турбомењач

P – пумпно коло, T- турбинско коло, R- реакторско коло

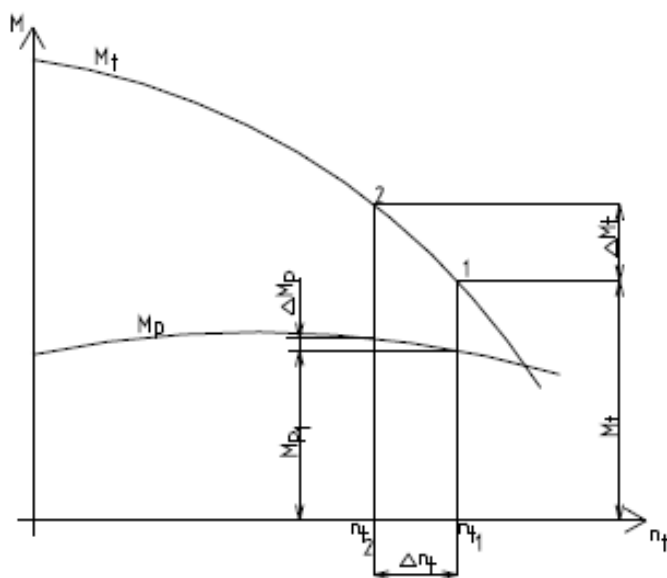
Међулопатични простори радних кола међусобно су постављени тако да чине затворени систем који представља циркулациони радни простор мењача и има облик торуса. Пумпно радно коло прима снагу од мотора и предаје је радној течности, коју прихвата из спроводног радног кола и потискује у турбинско радно коло. Радна течност пролази кроз турбинско радно коло и предаје му примљену снагу. По излазку из турбинског, радна течност пролази кроз реакторско коло и враћа се поново на улаз пумпног кола. Овај циклус кретања се континуално понавља.

На основу тога, турбомењач има најмање три радна кола: пумпно, турбинско и реакторско. То је и најпростији тип турбомењача, такозвани једностепени. Постоје још и двостепени и тростепени у зависности од броја радних кола.

Што се тиче редоследа протицања, постоје две основне шеме циркулације кроз мењач. Према једној течност струји смером пумпа, турбина, спроводни апарат, а према другој шеми циркулација је смера пумпа, спроводни апарат, турбина.

2.4.1. Саморегулација рада турбомењача

Хидродинамички преносници имају могућност саморегулације, тј. аутоматске измене преносног односа при промени оптерећења. То омогућава рад мотора у оптималном режиму и рационално коришћење његове снаге.



Слика 2.9 – Дијаграм момента пумпног и турбинског кола турбомењача

На дијаграму је приказана зависност обртних момената пумпног (M_p) и турбинског кола (M_t) од броја обртаја турбине (n_t).

Ако се излазно вратило турбомењача оптерети моментом M , тада ће се обртни момент турбинског кола (M_t) изједначити са обртним моментом оптерећења M и успоставиће се стационарно стање у тачки 1. Тада ће број обртаја излазног вратила бити n_{t1} и обртни момент пумпног кола M_{p1} .

Али ако се спољашње оптерећење повећа, турбомењач успоставља ново стационарно стање у тачки 2, при чему се момент турбине повећава за ΔM_t док се број обртаја излазног вратила смањује за Δn_t . За то време обртни момент пумпног кола се мења за величину ΔM_p . Турбомењач, у зависности од оптерећења врши промену обртног момента турбине на рачун излазног броја обртаја. Повећањем оптерећења на вратилу турбине смањује се број обртаја. При максималном обртном моменту турбине број обртаја достиже вредност $n_t=0$.

2.4.2. Спољашње карактеристике турбомењача

Спољашње карактеристике хидродинамичког мењача представљају зависности момента на улазном (пумпном) вратилу M_1 , момента на излазном (турбинском) вратилу M_2 и степена корисности η , од преносног односа броја обртаја (i), при сталном броју обртаја улазног вратила ($n_1 = \text{const}$).

Помоћу спољашње карактеристике дефинишу се карактеристике турбомењача као преносника снаге. У том циљу уводе се следећи параметри:

- Хидраулични преносни однос

$$i = \frac{n_t}{n_p} = \frac{\omega_t}{\omega_p} \quad (2.13)$$

где је: n_t - број обртаја турбинског кола,

n_p - број обртаја пумпног кола.

- Коефицијент трансформације

$$K = \frac{M_t}{M_p} \quad (2.14)$$

где је: M_t - обртни момент турбинског кола,

M_p - обртни момент пумпног кола.

- Обртни момент лопатичних кола

Обртни момент лопатичног кола једнак је производу густине (ρ), јединичног протока ($\dot{V}$) радног флуида и његове промене вихора $\Delta(r_n c_{un})$, при пролазу кроз лопатично коло. На основу претходног могу се написати следеће релације:

- Обртни момент пумпног кола

$$M_p = \rho \cdot \dot{V} (r_{p2} c_{up2} - r_{p1} c_{up1}) \quad (2.15)$$

- Обртни момент турбинског кола

$$M_t = \rho \cdot \dot{V} (r_{t2} c_{ut2} - r_{t1} c_{ut1}) \quad (2.16)$$

- Обртни момент реакторског кола

$$M_r = \rho \cdot \dot{V} (r_{r2} c_{ur2} - r_{r1} c_{ur1}) \quad (2.17)$$

где је: $r_{p1}, r_{t1}, r_{r1}, c_{up1}, c_{ut1}, c_{ur1}$ - средњи полупречници и обимске компоненте апсолутних брзина на улазу у лопатична кола

$r_{p2}, r_{t2}, r_{r2}, c_{up2}, c_{ut2}, c_{ur2}$ - средњи полупречници и обимске компоненте апсолутних брзина на излазу из лопатичних кола

Биланс обртних момента турбомењача:

$$\sum M_n = M_p - M_t \pm M_r \quad (2.18)$$

Уколико се усвоји да је $b_{p2} = b_{t1}$; $b_{t2} = b_{r1}$; $b_{r2} = b_{p1}$, где је b_n ширина посматраног кола, могу се извести следеће релације:

$$r_{p2} c_{up2} = r_{t1} c_{ut1} \quad (2.19)$$

$$r_{t2} c_{ut2} = r_{r1} c_{ur1} \quad (2.20)$$

$$r_{p1} c_{up1} = r_{r2} c_{ur2} \quad (2.21)$$

Из израза (2.19), (2.20) и (2.21) може се закључити да је биланс обртних момената турбомењача једнак нули:

$$\sum M_n = 0 \quad (2.22)$$

Обртни моменти пумпног и турбинског кола могу се дефинисати и као:

$$M_p = \lambda_{MP} \cdot \rho \cdot \omega_p^2 \cdot D_a^5 \quad (2.23)$$

$$M_t = \lambda_{Mt} \cdot \rho \cdot \omega_p^2 \cdot D_a^5 \quad (2.24)$$

где је: λ_{MP} - коефицијент хидрауличког момента пумпног кола

λ_{Mt} - коефицијент хидрауличког момента турбинског кола,

ω_p - угаона брзина пумпног кола,

D_a – активни пречник циркулације турбомењача

- Снага кола

Снага се може дефинисати као производ обртног момента и угаоне брзине, односно:

$$P = M \cdot \omega \quad (2.25)$$

- Снага пумпног кола

$$P_p = M_p \cdot \omega_p \quad (2.26)$$

$$P_p = \lambda_{pp} \cdot \rho \cdot \omega_p^3 \cdot D_a^5 \quad (2.27)$$

- Снага турбинског кола

$$P_t = M_t \cdot \omega_t \quad (2.28)$$

$$P_p = \lambda_{pt} \cdot \rho \cdot \omega_p^3 \cdot D_a^5 \quad (2.29)$$

где је: λ_{pp} - коефицијент хидрауличне снаге пумпног кола

λ_{pt} - коефицијент хидрауличне снаге турбинског кола

- Коефицијент корисног дејства турбомењача

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_h \cdot \eta_z \quad (2.30)$$

Где је: η - коефицијент искоришћења турбомењача

η_m - запремински коефицијент искоришћења турбомењача

η_h - механички коефицијент искоришћења турбомењача

η_z - хидраулички коефицијент искоришћења турбомењача

- Прозрачност турбомењача

$$\Pi = \frac{M_p(n_t=0)}{M_p(M_p=M_t)} \quad (2.31)$$

Под прозачношћу турбомењача подразумева се способност турбомењача да преноси променљива оптерећења погонском вратилу и да на тај начин оствари промену радног режима мотора при истом положају лептира за довод горива.

Код прозрачних турбомењача постоје три варијанте:

- Директно прозрачан турбомењач има коефицијент прозрачности $\Pi > 1$. Код овог турбомењача момент пумпе расте са порастом обртног момента турбинског кола.
- Обрнуто прозрачан турбомењач има коефицијент прозрачности $\Pi < 1$. Код њега обртни момент пумпног кола опада са порастом обртног момента турбинског кола.
- Комплексно прозрачан који се у одређеним радним режимима понаша као директно прозрачан, а у другим радним режимима има карактеристике турбомењача обрнуте прозрачности.

3. Спрега хидродинамичке спојнице и мотора СУС

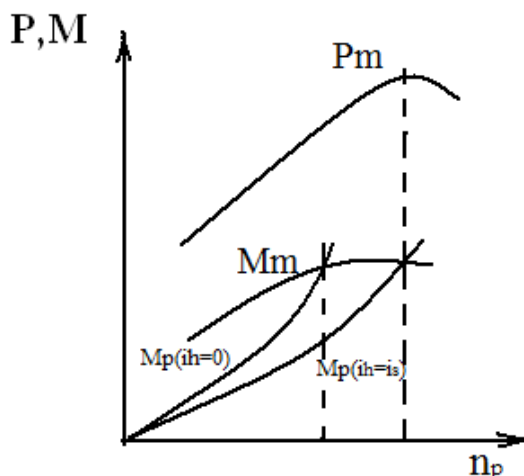
Радне карактеристике мотора са унутрашњим сагоревањем (момент M_m и снага P_m мотора у функцији угаоне брзине излазног вратила мотора ω_m) су вишезначне и зависе од положаја регулационог вентила код Ото-мотора, односно хода клипа пумпе за убризгавање горива код Дизел мотора. Радни режими мотора који се остварују при максималној вредности регулационог параметра (пун отвор лептира или максимални ход пумпе за убризгавање горива) представљају режиме пуне снаге јер се у овим режимима остварују максималне снаге и максимални моменти.

Да би се одредила момента карактеристика $M(n_p)$ заједничког рада мотора СУС у режиму пуне снаге и хидродинамичке спојнице потребно је знати:

- моментну криву мотора за пун отвор лептира или максимални ход клипа пумпе за убризгавање горива и
- спољну или бездимензијску карактеристику спојнице.

На основу израза за бездимензијску карактеристику момента $\lambda_M(i)$ може се дефинисати израз за момент који преноси спојница при константном преносном односу, а у функцији броја обртаја улазног (пумпног) вратила, односно:

$$M(i) = \lambda_M(i) \cdot \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \cdot \rho \cdot D_a^5 \cdot n_p^2 \quad (3.1)$$



Слика 3.1 – Радне криве мотора

Тачка пресека моментне криве мотора и параболе моментне карактеристике спојнице (за изабрану вредност преносног односа) дефинише број обртаја пумпног кола и обртни момент који спојница преноси.

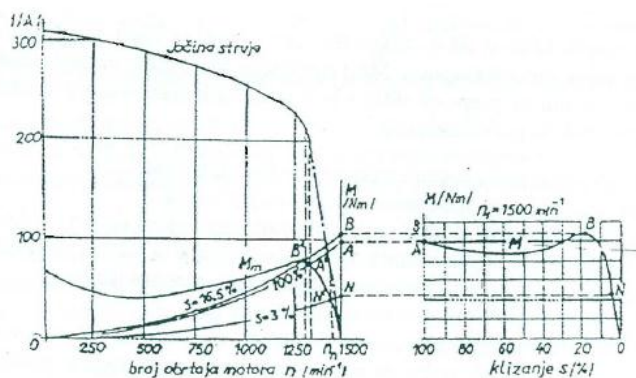
Уградња хидродинамичке спојнице доноси следеће предности:

- стартовање возила је могуће у било ком степену преноса,
- није могуће преоптеретити мотор и проузроковати престанак његовог рада,
- могуће је пренети вучну силу мотора на закочено возило у старту,
- код честог заустављања није потребно искључивање преноса

3.1. Спрега хидродинамичке спојнице и асинхроног електромотора

Пречник хидродинамичке спојнице која ради у спрези са асинхроним мотором бира се по услову да у номиналном радном режиму електромотора и спојница ради у номиналном радном режиму. Да би се избегао рад спреге електромотора и спојнице у режимима велике потрошње струје и лошег хлађења електромотора момента карактеристика спојнице мора да буде таква да максимални момент спојнице не буде 2-3 пута већи од номиналног. Дакле, спојнице са несиметричним колима пумпе и турбине су погодне за рад у спрези са електромотором.

На слици 3.2 дат је пример спреге електромотора и хидродинамичке спојнице чије радне карактеристике добро одговарају условима заједничког рада.



Слика 3.2 – Одређивање параметара заједничког рада електромотора и хидродинамичке спојнице

На дијаграму лево приказана је моментна карактеристика електромотора $M_m(n)$ и зависност јачине струје. На дијаграму десно приказана је моментна карактеристика спојнице при константном броју обртаја пумпног кола, у зависности од клизања спојнице $s(\%)$. Према моментној карактеристици спојнице $M(s, n_1 = \text{const})$, на левом дијаграму уцртане су параболе моментних карактеристика спојнице при константном клизању.

Режими устаљеног рада спреге електромотора и спојнице биће дефинисани пресецима парабола моментних карактеристика спојнице и моментне карактеристике електромотора (подручје $B'N''$ на моментној кривој електромотора). Радна тачка при стартовању спојнице је дефинисана тачком A' . При стартовању електромотора са оптерећеном спојницом брзо се прелази подручје великих јачина струје и успоставља почетна равнотежа у тачки A' .

Предности примене хидродинамичке спојнице са електромотором су следеће:

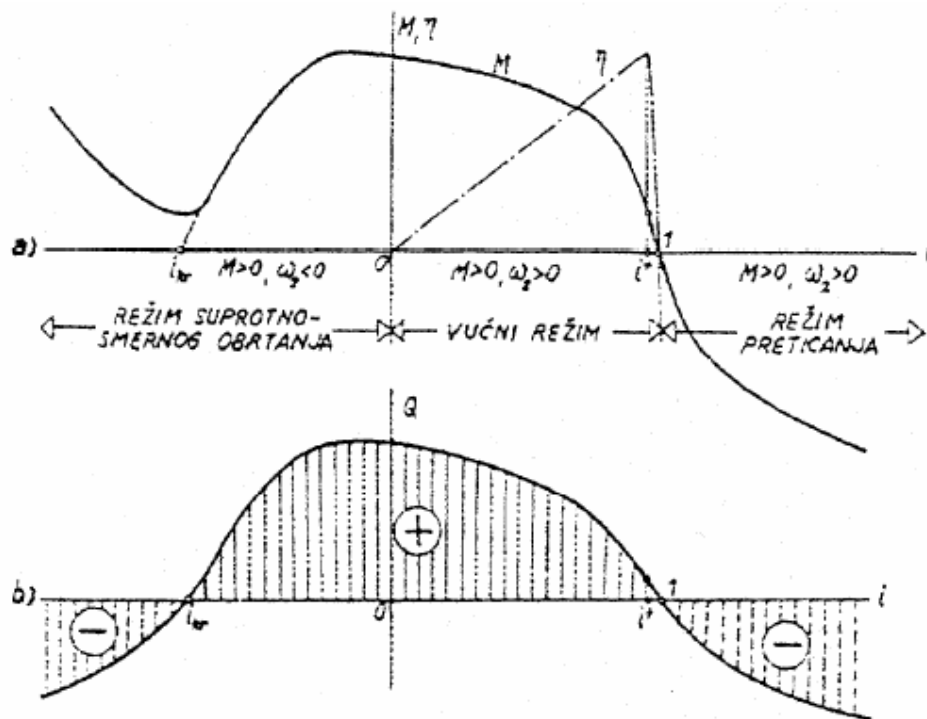
- неоптерећеност мотора код старта и поред оптерећеног (блокираног) радног уређаја,
- спрега ради у режимима малих јачина струја и довољног хлађења,
- обезбеђена могућност да у случају блокирања радног уређаја мотор и даље неоптерећено ради (тачка A') док се узрок не отклони или мотор искључи.

3.2. Режими кочења

Осим у нормалном-вучном режиму рада, када се енергија преноси од пумпног ка турбинском вратилу, хидродинамичка спојница може да ради и у режиму кочења, када се енергија преноси од турбинског ка пумпном вратилу.

Постоје три врсте режима кочења, и то:

- режим претицања ($i > 0$),
- режим супротносмерног обртања ($i < 0$) и
- режим динамичког кочења.



Слика 3.3 - Радне криве спојнице у целом експлоатационом подручју

а) крива момента и степена корисности

б) крива протока

У режиму претицања турбинско коло се обрће брже од пумпног. До оваквог режима може доћи при кретању возила на низбрдици, као и код дизалица при спуштању терета. Смер циркулације радне течности у спојници у режиму претицања је супротан смеру циркулације у вучном режиму, што значи да се улоге пумпног и турбинског кола замењују, а обртни момент мења знак.

У режиму супротносмерног обртања смерови обртања пумпног и турбинског кола су супротни. До оваквих режима рада долази при кретању возила по успону, када је снага на улазном вратилу недовољна да савлада отпоре кретања возила, па се возило креће уназад при укљученој вучи унапред. Исти режим се остварује и на дизалицама при спуштању терета без укључивања хода уназад. При супротносмерном обртању пумпног и турбинског кола, течност струји кроз спојницу исто као и у вучном режиму све док се не достигне вредност критичног преносног односа i_{kr} . При даљем повећавању броја обртаја турбинског кола, смер циркулације се мења и течност почиње да струји од турбине према пумпи. Момент при супротносмерном режиму, за $i = i_{kr}$, требало би да има вредност $M=0$ јер престаје кретање течности. Међутим момент има неку вредност због трења. При даљем повећању брзине обртања турбинског кола момент поново расте јер се успоставља проток супотног смера. Рад хидродинамичке спојнице, на режиму супротносмерног обртања, је нестабилан. Обезбеђивање стабилног режима рада постиже се паралелним укључивањем ефикасне хидродинамичке кочнице.

Режим динамичког кочења настаје када је пумпно коло укочено, а турбинско се обрће под дејством спољашњег оптерећења. Тада се остварени обртни момент мења по параболичком закону. Ако је режим динамичког кочења дефинисан тачком К и угаона брзина ω_{tk} , за остале вредности угаоне брзине обртања излазног (турбинског) вратила важи израз:

$$M = M(\omega_t) = M_k \cdot \left(\frac{\omega_t}{\omega_{tk}}\right)^2 \quad (3.2)$$

4. Испитивање радних карактеристика хидродинамичких преносника снаге

Хидродинамички преносник је сложен систем који се састоји од више компонената, чије функције морају бити проверене пре уградње. Сем тога, комплетан преносник у спрези са мотором мора бити испитан на пробном столу, као што и вучно возило у које је уграђен преносник мора бити испитано. Према томе, испитивање преносника се може поделити у две групе и то:

- испитивање компонената преносника,
- испитивање преносника на пробном столу

4.1 Испитивање компонената преносника

Основне компоненте које се уграђују у преносник, а морају се претходно испитати су: хидродинамички мењач, хидродинамичка спојница, примарна и секундарна зупчаста пумпа са вентилима, аутомат за управљање преносником и главни разводници.

За испитивање хидродинамичког мењача потребан је пробни сто који има погонски мотор довољне снаге да може покретати мењач, кочницу која може оптерећивати излазно вратило мењача континуално у читавој области високог степена искоришћења, као и да има могућност потпуног кочења. При томе се мере улазни момент и број обртаја као и излазни момент и број обртаја. Пробни сто мора да има и хидраулични агрегат који обезбеђује довољан проток уља за функционисање и хлађење мењача. Циљ испитивања је:

- провера механичке исправности мењача и процена поузданости,
- снимање радних карактеристика мењача као што су коефицијент трансформације, степен искоришћења, коефицијент улазног момента...

Слично као и код мењача, за испитивање хидродинамичке спојнице потребан је пробни сто са погонским мотором и кочницом, чије снаге одговарају снази спојнице. Врши се мерење улазног и излазног обртног момента и улазног и излазног броја обртаја. Потребан је хидраулични агрегат за опслуживање спојнице. Резултат испитивања је:

- провера механичке исправности спојнице и процена поузданости и
- снимање радне карактеристике спојнице као што су степен корисности, коефицијент улазног момента...

4.2. Испитивање преносника на пробном столу

Метод утврђивања спољних карактеристика обухвата мерење зависности обртних момената и брзина обртања улазног и излазног вратила. Из тих података следе вредности снага (улазне и излазне), преносних односа, односа момената и степена корисности.

У експлоатацији преносника примењују се разне врсте мотора: најчешће су мотори унутрашњег сагоревања (Ото и Дизел), затим синхрони и асинхрони електромотори наизменичне струје, мотори једносмерне струје, парне, гасне и хидрауличне турбине. При томе спојнице или мењачи служе за стални рад или само у условима стартовања.

Испитни сто треба да омогући да се у лабораторији добијају подаци што вернији експлоатационим условима. На њима се, без обзира на околност да се у експлоатацији примењују разни погонски мотори, користе електромотори једносмерне струје или асинхрони електромотори. Снага мотора треба да је 2 до 3 пута већа од номиналне снаге испитиваног уређаја.

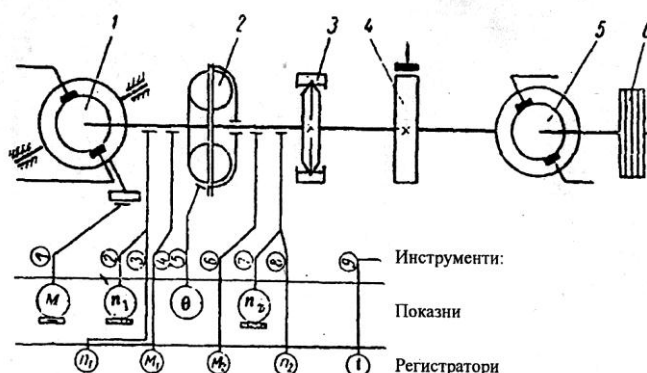
При испитивању, покретни уређај се замењује кочницом, а она мора да обезбеди остваривање целокупног распона оптерећења која могу настати у испитиваној области. При томе захтевани кочиони момент мора да буде стабилан и лако подесив. Кочнице могу бити фриксционе, хидрауличне или електричне.

Када се преносник испитује и при режимима претицања и супротносмерног обртања, обртни момент на излазном вратилу мења знак, па је у том случају неопходна примена мотора уместо кочнице.

Свакој од наведених типова кочница одговарају одређени интервали регулисања, а они су обично ужи него што је потребно за остваривање целог радног подручја испитиваног преносника. Због тога је препоручљиво да се у исти штанд угради неколико кочница, разних типова, како би се остварила потребна прилагодљивост.

4.2.1. Испитивање хидродинамичке спојнице

На слици 4.1 приказана је једна од могућих шема пробног стола за испитивање хидрауличних спојница.



Слика 4.1 – Шема пробног стола за испитивање спојница

Испитивана спојница (2) покреће се електромотором (1), који је најчешће напајан једносмерним напоном. Оптерећивање спојнице је преко вратила на коме су турбинско коло и кочнице. Кочнице су хидрауличне (3), фриксионе (4) или електричне. За кочење се успешно примењује и мотор-генератор (5), који ради као мотор и покреће турбинско коло при режимима претицања или супротносмерног обртања. Наравно, при успостављању изабраног режима активира се само једна која је најпогоднија. На излазно вратило се ставља и замајац (6), сачињен од више дискова чиме се омогућује подешавање момента инерције обртних делова.

При испитивању на водећем вратилу мери се момент M_1 , а момент M_2 који делује на излазном вратилу не мора да се мери јер су код хидродинамичких спојница обртни моменти на улазном и излазном вратилу исти.

$$M_1 = M_2 \quad (4.1)$$

Бројеви обртаја (n) или угаоне брзине (ω) водећег и вођеног вратила треба одредити посебно прецизно да би податак о њиховој разлици, која је веома мала, био довољно тачан. Пожељно је да грешка којом се одређује та разлика буде мања од $\pm 1\%$, а ако је могуће да је у појасу од $\pm 0,5\%$. Стога се бројеви обртаја n_1 и n_2 одређују прецизним бројачем са фотоелементима или индукционим давачима.

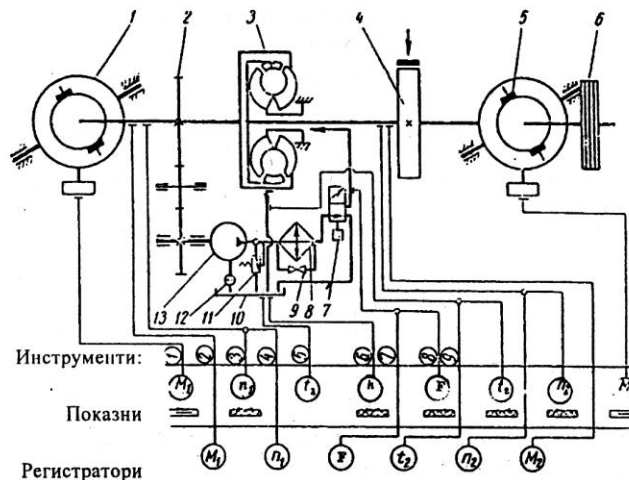
При испитивању мере се следећи подаци:

- M_1 - момент на вратилу пумпног кола,
- n_1, n_2 или ω_1, ω_2 – бројеви обратаја или угаоне брзине вратила пумпног и турбинског кола
- θ - температура радне течности и њу треба одржавати у границама од $\pm 5^\circ\text{C}$ у односу на номиналну вредност. Према тој температури се одређују вискозност (ν) и густина (ρ) радне течности.

Испитивање треба спровести при довољном броју режима, обично од 12 до 16, а некад и више. Обавезно је да један од њих буде при укоченом турбинском колу ($n_2 = 0$). Добијени резултати се приказују табеларно и графичким кривама.

4.2.2. Испитивање турбомењача

Шема пробног стола за испитивање мењача обухвата обавезно мерење момената и на улазном M_1 и на излазном вратилу M_2 . Како инсталација са слике 4.1 то омогућава, она је применљива и за испитивање турбомењача. Инсталација је шематски приказана на слици 4.2 и мало је сложенија јер садржи и опрему за остваривање регулације температуре радне течности, па стога омогућује прецизнија испитивања.



Слика 4.2 – Шема пробног стола за испитивање турбомењача

Шема са слике 4.2 садржи: електромотор (1), зупчасти преносник (2) за погон уређаја за остваривање помоћне циркулације и хлађења радне течности, испитивани преносник (3), фриксиону кочницу (4), мотор-генератор (5) и замајац подесивог момента инерције (6).

Моменти M_1 и M_2 се обично мере директно, а момент M_3 на реакторском колу се одређује рачунски према билансу момената датом једначином (4.2) по којој је:

$$M_1 = M_2 + M_3, \quad (4.2)$$

с тим што моментима M_1 и M_2 треба дати супротне знаке, а моменту M_3 знак оног од њих чији је интензитет мањи.

Ток испитивања и начин мерења појединих величина је исти као и код хидродинамичке спојнице, с тим што је у овом случају потребно мерење при нешто већем броју режима (16 до 20), а при сваком режиму утврђују се вредности оба обртна момента M_1 и M_2 .

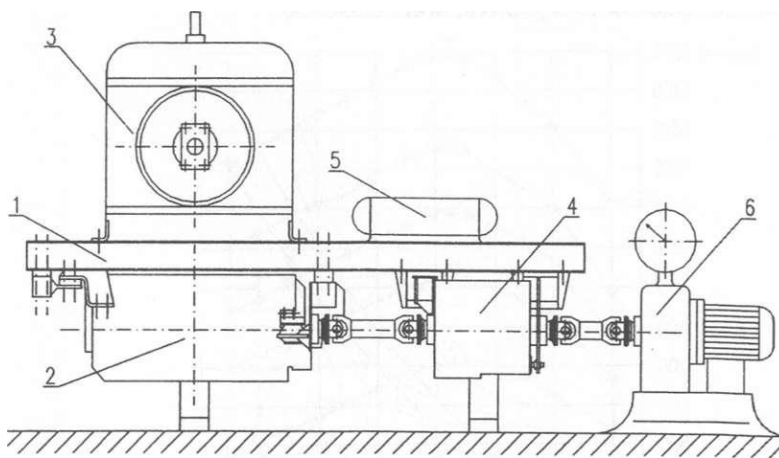
4.2.3 Пример испитивања преносника на пробном столу

Методологија испитивања хидродинамичког преносника на пробном столу је илустрована на примеру испитивања погонске групе моторног воза "Macosa" македонских железница. На овом возу је извршена реконструкција која је обухватила замену дизел мотора са другим мотором веће снаге. Замена дизел мотора условила је измену целокупног расхладног система дизел мотора и хидродинамичког преносника. У циљу остварења оптималних услова вуче са аспекта максималне вучне силе и степена искоришћења, извршена је измена преносног односа, односно улазног зупчастог пара хидродинамичког преносника "Voith T211r". На овај начин реконструисани преносник добио је нову ознаку "Voith T211rz".

Ради верификације извршене реконструкције, извршено је испитивање погонског система на пробном столу којим је обухваћено:

- Провера спреге дизел мотора и хидродинамичког преносника,
- Одређивање вучних параметара на излазу из хидродинамичког преносника и
- Провера расхладног система дизел мотора и преносника.

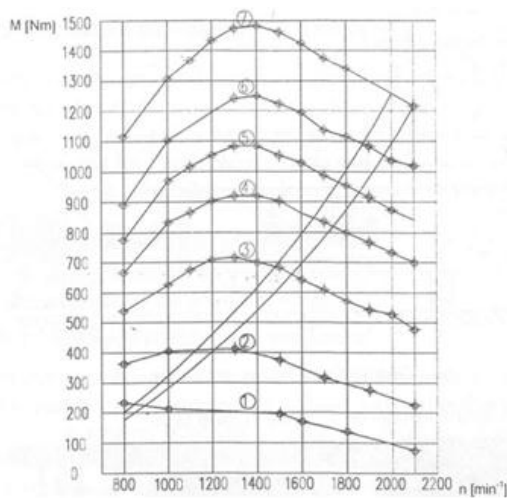
За испитивање погонског система потребно је пројектовати и израдити испитну инсталацију. Једна таква инсталација која је коришћена за ово испитивање израђена је у фабрици “Шинвоз” у Зрењанину (слика 4.3).[1]



Слика 4.3 – Шема испитне инсталације

На рам испитне инсталације (1) су подподно овешани дизел мотор (2), који је карданским вратилом везан за хидродинамички преносник (4). Излазно вратило хидродинамичког преносника је везано за хидрауличну кочницу (6). На раму се налази хладњак расхладне течности дизел мотора (3) и измењивач топлоте за хлађење уља хидродинамичког преносника (5).

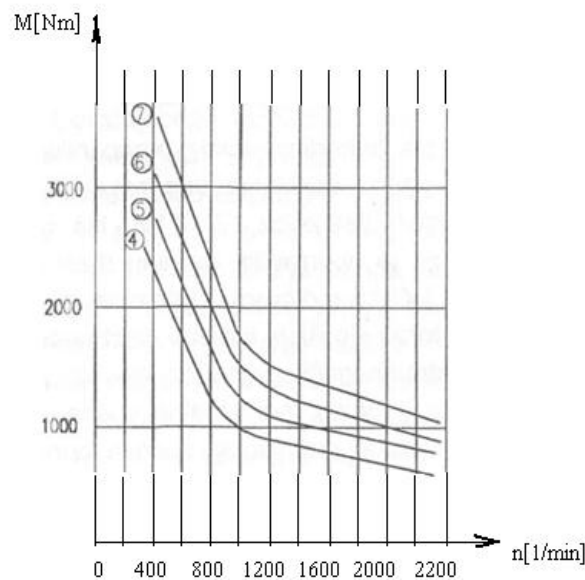
Провера спреге дизел мотора и преносника је извршена на основу познатих карактеристика дизел мотора која се добија од произвођача. Таква карактеристика дизел мотора приказана је на слици 4.4.



Слика 4.4 – Карактеристика дизел мотора

Испитивање је извршено за 4 степена пуњења мотора, и то од четвртог до седмог. Оцена спреге мотора и хидродинамичког мењача извршена је тако што је мерен број обртаја мотора при сваком степену пуњења у условима када хидродинамички преносник ради на режиму претварача. Тада број обртаја мотора треба да се креће у интервалу између две параболе које су уцртане преко моментних криви мотора (слика 4.4). Овај услов обезбеђује да при максималном степену пуњења мотора хидродинамички преносник преноси максималну снагу мотора.

Одређивање криве обртног момента на излазу из хидродинамичког преносника, у функцији броја обртаја, за одређени степен пуњења мотора извршено је мењањем оптерећења на кочници и регистравањем излазног момента и учестаности обртања који су при томе остварени. На тај начин су добијени дијаграми вучних карактеристика приказани на слици 4.5. Ту је приказана глобална промена обртног момента у функцији учестаности обртања.



Слика 4.5 - Вучне карактеристике на излазу из преносника [1]

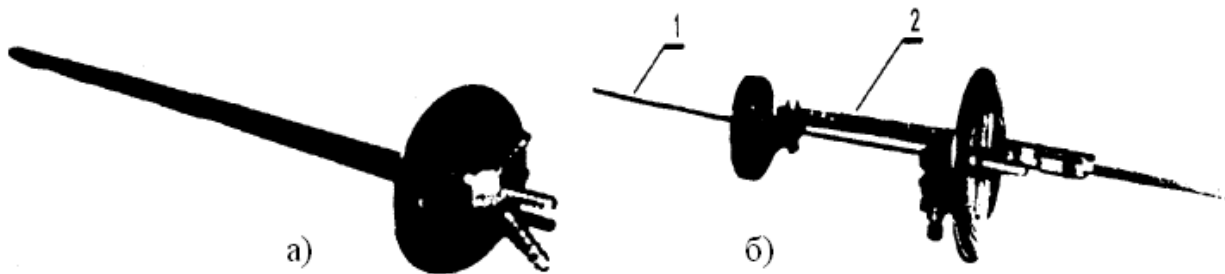
На основу извршеног испитивања, закључено је да:

- Мотор веће снаге од замењеног и хидродинамички преносник "Voith T211rz" добро су спрегнути.
- Измерене криве момента и брзине обртања су такве да могу обезбедити трајно кретање возилу, од максималног успона који износи 25% до максималне брзине од 120 km/h, а да при томе степен искоришћења преносника буде најмање $\eta=0,8$.

4.3. Испитивање унутрашњих карактеристика хидродинамичких спојница

Мерење притиска и поља брзина у хидродинамичкој спојници изводи се применом квантитативних испитивања специјалне намене. Применом ових метода омогућује се квантитативно, дакле бројно, одређивање параметара истраживачког процеса. Сврха им је проверавање слагања прорачунатих и експериментално утврђених података, добијање подлога за усавршавање прорачунских поступака, као и прецизније утврђивање вредности које се унапред усвајају при пројектовању.

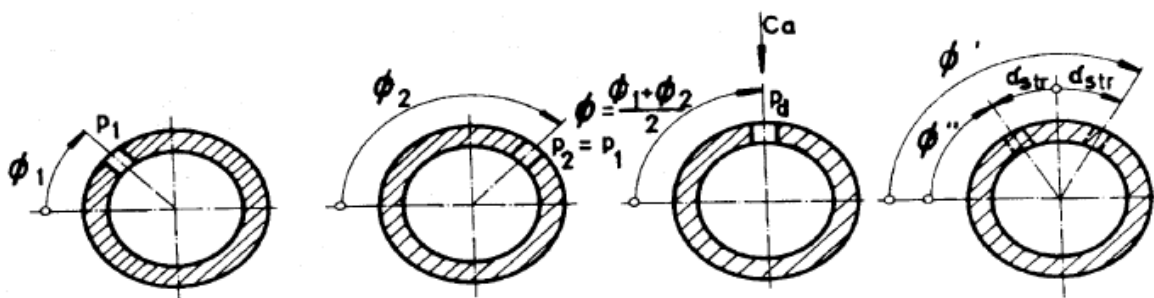
Као мерни уређаји користе се цилиндричне сонде или полупроводници који се уграђују у само коло. На слици 4.6 приказане су две врсте цилиндричних сонди:



Слика 4.6 – Троканална (а) и једноканална (б)
цилиндрична сонда (1) и са својим носачем (2) [2]

Поступак мерења параметара струјања у радном простору хидродинамичке спојнице састоји се из: за одређену вредност хидрауличног преносног односа, одређену величину зазора између лопатичних кола, познату количину пуњења одређеном врстом уља, применом једноканалне и троканалне цилиндричне сонде мере се вредности струјног (p_s) и зауставног (p_d) притиска, као и угао који дефинише правац брзине струјања флуида [2].

- Поступак одређивања правца и интензитета брзине струјања флуида у радном простору хидродинамичке спојнице применом једноканалне цилиндричне сонде (слика 4.7) се спроводи на следећи начин:



Слика 4.7 – Шематски приказ одређивања правца и интензитета брзине струјања флуида у радном простору хидродинамичке спојнице применом једноканалне цилиндричне сонде [2]

- Сонда се поставља тако да оса отвора заклапа произвољан угао ϕ_1 према референтном правцу (0-0) и прочита се притисак p_1 ,
- Допунском ротацијом тражи се угао ϕ_2 , коме одговара исти притисак p_1 . На тај начин може се дефинисати правац брзине струјања флуида помоћу угла $\phi = \frac{\phi_1 + \phi_2}{2}$.
- Отвор сонде доводи се у положај коме одговара притисак p_d ,
- Допунском ротацијом за угао α_{str} доводи се сонда у положај $\phi' = +\alpha_{str}$ или $\phi'' = -\alpha_{str}$. Овим положајима сонде одговара притисак p_s .

$$c_a = K \cdot \left[\frac{2 \cdot (p_d - p_s)}{\rho} \right]^{0,5} \quad (4.3)$$

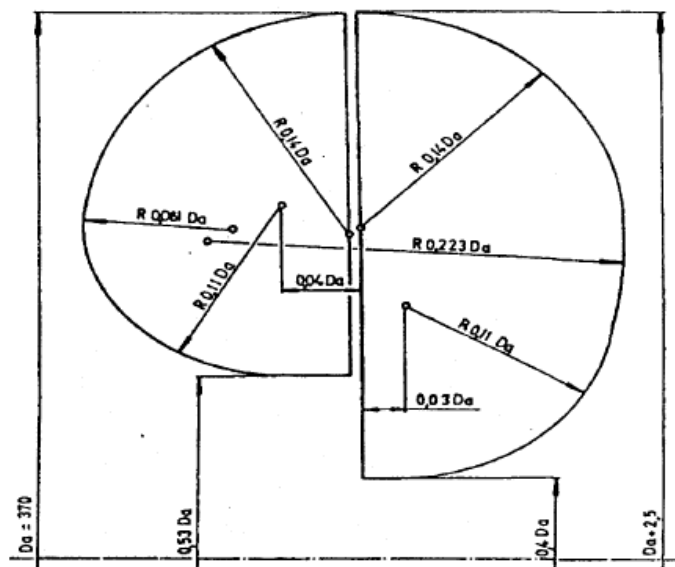
Меридијанска (c_m) и обимска (c_u) компонента апсолутне брзине струјања радног флуида одређује се применом израза:

$$c_m = c_a \cdot \sin \phi \quad (4.4)$$

$$c_u = c_a \cdot \cos \phi \quad (4.5)$$

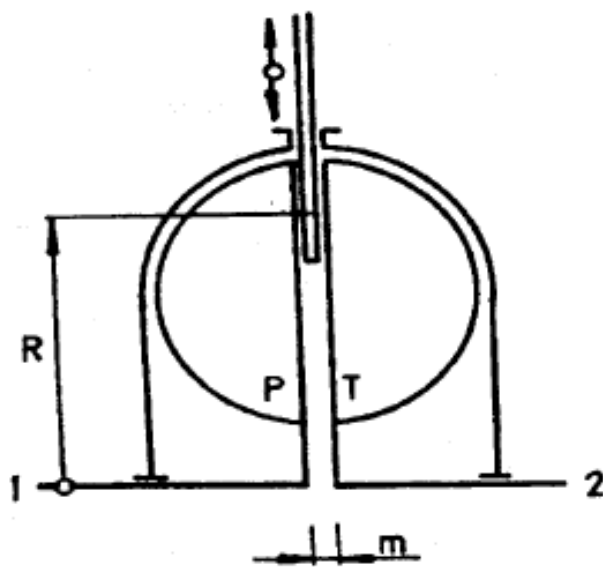
- Применом троканалне цилиндричне сонде процес мерења струјних параметара у радном простору хидродинамичке спојнице је знатно бржи (слика 4.8). При коришћењу ове методе занемарује се радијална компонента брзине струјања флуида у радном простору хидродинамичке спојнице јер је њена вредност мала у односу на друге компоненте брзине струјања на номиналном режиму рада хидродинамичке спојнице. Овим занемаривањем не чини се велика грешка јер је зазор између лопатичних кола хидродинамичке спојнице мали, па се на прелазу из једног у друго радно коло флуид креће путањама које су паралелне оси обртања хидродинамичке спојнице. Ова претпоставка о раванском струјању не утиче

значајно на резултате мерења. При већим вредностима зазора између лопатичних кола хидродинамичке спојнице, због повећаног вртложења, применом цилиндричних сонди прави се већа грешка. У тим случајевима неопходна је примена просторних сонди или примена неке друге методе експерименталних истраживања (нпр. ласерска метода).



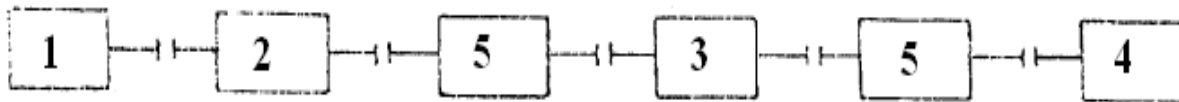
Слика 4.8 – Габарити меридијанског пресека испитиваних хидродинамичких спојница

Шематски приказ постављања цилиндричних сонди у радном простору хидродинамичких спојница приказан је на слици 4.9.



Слика 4.9 – Начин постављања цилиндричне сонде

Постројење за испитивање састоји се из: асинхроног електромотора (1), петостепеног редуктора (2), прихватног уређаја (3), кочног уређаја (4) и мерних вратила (5). Шематски приказ постројења приказан је на слици 4.10.



Слика 4.10 – Шематски приказ коришћеног постројења за одређивање поља брзина и поља притиска у радном простору хидродинамичке спојнице

Петостепени механички редуктор налази се између погонског мотора и вратила пумпног кола хидродинамичке спојнице.

Мерна опрема која се користи састоји се из:

- Давача притиска чији је принцип рада заснован на примени мерних трака. Са отворима цилиндричних сонди спајају се цревима.
- Шестоканални и двоканални појачавачи,
- Троканална и једноканална сонда,
- Систем за мерење температуре уља у хидродинамичкој спојници; то су термоотпорни термометри чија је основа бакар и примењују се за мерење температура од -337 до 523K,
- Мерна вратила код којих је преношење сигнала са ротора на статор бесконтактано. Они су коришћени за мерење обртног момента, снаге и угаоне брзине обртања радних кола испитиваних хидродинамичких спојница.

Екпериментална истраживања су показала да поље брзина и поље притиска у радном простору хидродинамичке спојнице зависи, у великој мери, од примењеног радног флуида. Најчешће се, као радни флуид, користи минерално уље вискозности 21mm² при температури од 323K.

Применом веза између притиска и брзине струјања флуида одређује се вредност брзине струјања у равни паралелној са осом обртања. Потом се на основу измерених и израчунатих вредности цртају дијаграмске зависности промена ових величина са променом положаја мерног места $\left(\frac{2R}{D_a}\right)$ у односу на осу обртања:

$$c_u = f\left(\frac{2R}{D_q}\right), c_m = f\left(\frac{2R}{D_q}\right), p_s = f\left(\frac{2R}{D_a}\right), p_d = f\left(\frac{2R}{D_a}\right) \quad (4.6)$$

Ове дијаграмске зависности показују утицај количине пуњења, величине зазора између лопатичних кола, угаоне брзине обртања пумпног кола, клизања и положаја лопатице у радним колима на параметре који дефинишу струјање флуида у радном простору хидродинамичке спојнице.

4.3.1. Ласерско мерење брзине у пумпном колу турбомењача

Испитивање турбомењача је вршено за четири различита односа брзина обртања турбине и пумпе (0.200, 0.400, 0.600, 0.800) при чему је брзина обртања пумпе константна како би се утврдио утицај тог односа на поље протока пумпе. Ласерско мерење брзине је коришћено за мерење три компоненте брзине унутар пумпе, док је декодер вратила коришћен за снимање тренутног угаоног положаја пумпе. Та информација је, затим, повезана са измереним брзинама како би се да добило поље протока од лопатице до лопатице. Мерења су примењена у средишњој и излазној равни пумпе за сва четири односа брзина. Резултати су показали подручја великих одвајања и млазне протоке кроз пумпу. За токове у средишњој равни је утврђено да имају секундарне компоненте које су супротног смера од смера кретања казаљке на сату, а токови у излазној равни секундарне компоненте у смеру казаљке на сату. Масени протоци су израчунати из података за брзине и утврђено је да се смањују како се однос брзина повећава. Такође, вртложење и фактор клизања су израчунати на основу експерименталних података. Ни фактор клизања ни вртложење не зависе много од односа брзина. И на крају, утврђено је да су расподеле момената од језгра до омотача и од лопатице до лопатице присутне у обе равни. [3]

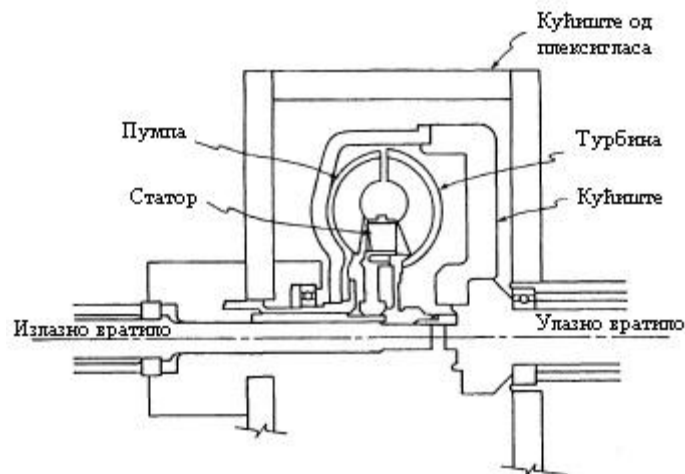
Цео експериментални апарат је шематски приказан на слици 4.11.



Слика 4.11 - Шема експерименталног апарата [3]

Пумпу покреће мотор и енергија са турбине преноси се на динамометар. У склопу опреме налази се и хидраулични систем за хлађење, подмазивање, и довођење под притиском. Притисци и температуре су праћени и контролисани током читавог процеса испитивања. Брзине обртања пумпе и турбине су контролисане да буду око 1 обртаја у минути. Улазни и излазни обртни момент су мерени преко оптерећења на вратилима и приказани су на конзоли.

ТурбOMEЊач који је тестиран је стандардни једностепени аутомобилски модел пречника 230 mm и произведен је у потпуности од плексигласа због оптичке приступачности. ТурбOMEЊач се налази у правоугаоној кутији која је такође од плексигласа (слика 4.12).



Слика 4.12 – ТурбOMEЊач и кућиште од плексигласа [3]

И турбомењач и кутија су испуњени индустријским уљем Shellfiex 212, који има индекс преламања 1.489 на 25°C. Ово уље је изабрано јер се поклапа са индексом преламања плексигласа (1.490), који смањује преламање, рефлексију и расејавање ласерског снопа.

При овом испитивању је коришћен једносмерни ласерски систем за мерење брзине, са променљивом фреквенцијом. Коришћен је аргон-јонски ласер јачине 2 W, који ради на 50 mW и на таласној дужини од 514.5 nm. Ласер и пратећа оптика за ласерско мерење брзине су монтирани на сто, као што је приказано на слици 4.13, како би се обезбедила стабилна основа због вибрација.



Слика 4.13 - Ласер и пратећа опрема инсталирана на столу [3]

Један ласерски зрак који иде од извора емисије дели се на два снопа једнаког интензитета помоћу модула за дељење снопа. Једном снопу је фреквенција повећана користећи Bragg ћелију у циљу елиминисања промене правца брзине. Размаци између зрака, експандери и сочива за фокусирање (жижна даљина од 250 или 350 mm, у зависности од услова мерења) коришћени су да прво смање величину сондирања, а затим фокусирају ласерски зрак како би прошао у део где се врши тестирање. Да би се спречило расипања светлости, у уље су додате стаклене честице са металним премазом. Расуте светлости од честица су усмерене у отворе пречника 0,02 mm, а затим претворене у напонски сигнал помоћу фотомултипликаторске цеви.

Такав излазни сигнал је појачан, послат на процесор бројача импулса где се конвертује у дигитални сигнал брзине. Дигитална информација о брзини се учитава у базу података у рачунару путем дигиталне картице. Истовремено са сваким сигналом о брзини, учитавају се тренутни угаони положај пумпе и турбине коришћењем два 10-битна декодера вратила везана за вратила пумпе и турбине.

Пумпно коло турбомењача се састоји од 27 идентичних лопатица, турбинско од 29, а реакторско коло од 19. Лопатице на пумпном колу су направљене млевењем комада плексигласа, од чега се затим ствара један комад -"гнездо" са лопатицама као интегралним делом језгра. То се, затим, трајно спаја са посебно направљеним кућиштем пумпе помоћу растварача. Исти процес је коришћен за израду турбине. На слици 4.14 приказана је геометрија пумпе и две равни за које се вршило мерење – средишња и излазна раван.

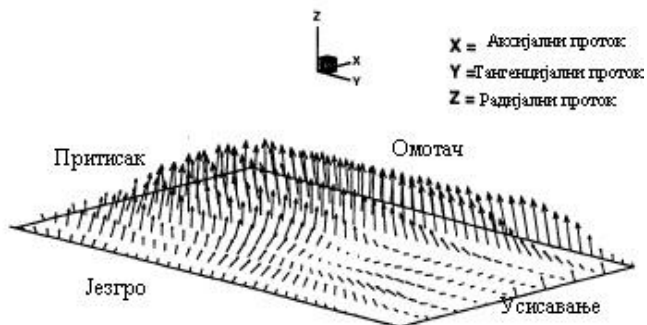


Слика 4.14 – Геометрија пролаза пумпе

Локације равни у којима се вршило мерење су одређене прво помоћу референтних тачака у пумпи и познатих димензија пумпе. Сонда је, потом, померена на жељено место у пумпи како би се извршило мерење са укупном тачношћу апсолутне позиције од 0,05 mm у било ком правцу. У средишњој и излазној равни пумпе, брзина је мерена на 9 равномерно распоређених позиција од језгра до омотача. Пошто пумпа ротира, за сваку позицију од језгра до омотача мерена је брзина у 37 позиција од лопатице до лопатице. На тај начин добија се око 150 валидних података о брзини за сваку позицију мерне мреже у ротирајућем оквиру, што је довољно за поуздане резултате о просечним брзинама.

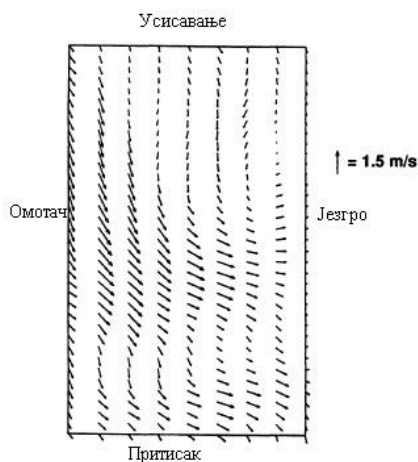
Резултати брзина за однос брзина 0.600 у средишњој равни струјања су приказани на сликама 4.15 и 4.16.

Слика 4.15 показује тродимензионално поље протока са векторима брзина. Највеће брзине су на страни омотача средишње равни и у углу притисак-омотач. Најмање проточне брзине се налазе непосредно уз усисне стране и стране језгра. Максимална проточна брзина на страни притиска је око 2,7 пута већа од просечне проточне брзине. Значајно одвајање протока се налази у близини усисне стране лопатичног пролаза и наставља се према центру равни. Овај тип протока је резултат комбинације Кориолисових, центрифугалних и вискозних сила.



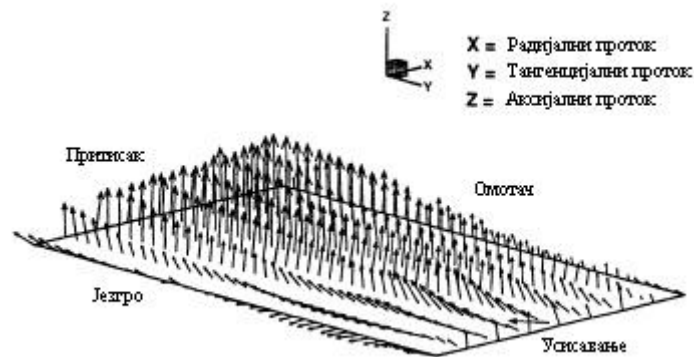
Слика 4.15 – Поље вектора брзина у средишњој равни пумпе при односу брзина 0,600

На слици 4.16 приказана је шема секундарног проточног поља средишње равни при односу брзина 0,600. Секундарни ток се дефинише као однос релативне брзине нормалне на проточну компоненту. Ови токови у средишњој равни имају јаку ротациону циркулацију и то у супротном смеру од смера казаљки на сату. Област највећих секундарних брзина се налази на 40% стране притисак-усисавање и оне су око 1,2 m/s. Најмање секундарне брзине се налазе у углу подручја језгро-усисавање. Резултати брзина у средишњој равни за остале односе брзина су квалитативно слични, али величине брзина варирају.



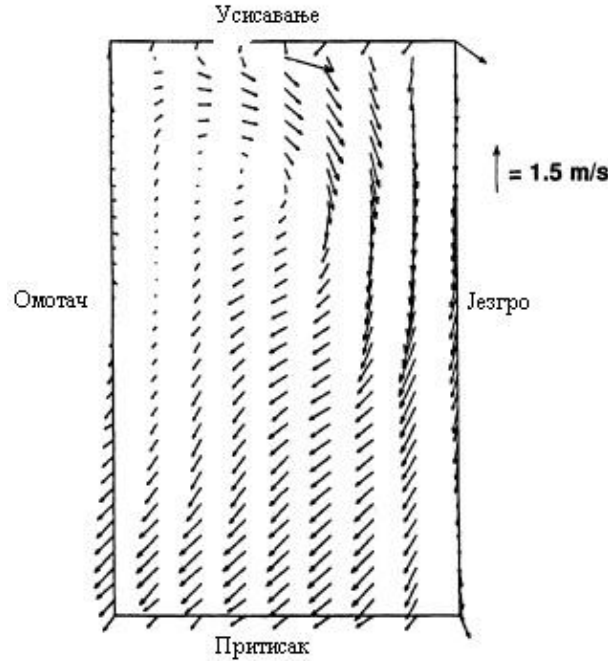
Слика 4.16 - Поље вектора просечних секундарних брзина средишње равни пумпе при односу брзина од 0,600

На слици 4.17 приказано је поље вектора брзина излазне равни пумпе при односу брзина 0.600. Највеће брзине се, поново, налазе у углу притисак-омотач, а најмања брзина се налази у близини усисне стране. Максималне проточне брзине су око 2,5 пута веће од просечних проточних брзина, а налазе се у близини угла притисак-омотач. Брзине у центру равни су 1,2 пута веће од просечних проточних брзина.



Слика 4.17 - Поље вектора брзина излазне равни пумпе за однос брзине 0.600

На слици 4.18 приказано је секундарно проточно поље излазне равни при односу брзина 0,600. Секундарни токови у излазној равни имају јаку циркулацију у смеру казаљки на сату, што је супротно од средишње равни. Дакле, циркулаторни секундарни токови потпуно преокрену свој смер ротације између средишње и излазне равни. Максимална брзина ових токова је око 1,2 mm/s, а просечна секундарна брзина у излазној равни је 0,9 mm/s. Комбиновани ефекат Кориолисових и центрифугалних сила је одговоран за јаке секундарне протоке како у излазној тако и у средишњој равни. Резултат брзина у излазној равни за остале односе брзина биће сличан али ће се величине разликовати.



Слика 4.18 - Поље вектора просечних секундарних брзина излазне равни при односу брзина 0,600

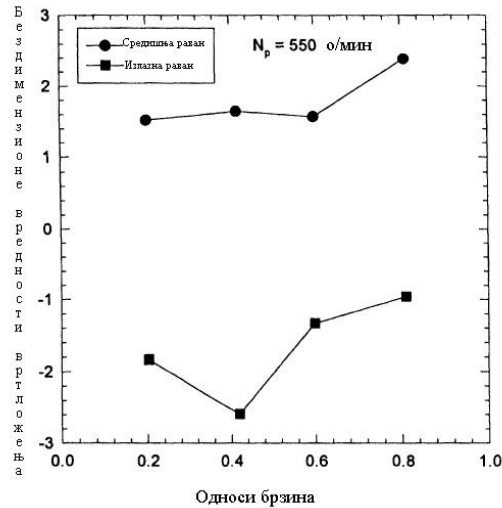
Просечно вртложење протока израчунава се помоћу следеће једначине:

$$\vec{\nabla} \xi = -\frac{1}{A} \iint (\vec{\nabla} \times \vec{v}) \cdot d\vec{A} = -\frac{1}{A} \iint \left(\frac{\partial v}{\partial x} \times \frac{\partial u}{\partial y} \right) \cdot d\vec{A} \quad (4.7)$$

где је u брзина на страни језгро-омотач, а v је брзина на страни притисак-усисавање. x и y су вредности апсолутне координате позиција језгро-омотач и притисак-усисавање. Једначина за вртложење је:

$$\xi = -\frac{1}{A} \sum_i^n \sum_j^m \left[\left(\frac{v_{j+1} - v_j}{x_{i+1} - x_i} - \frac{u_{j+1} - u_j}{y_{j+1} - y_i} \right) \times (x_{i+1} - x_i) \cdot (y_{i+1} - y_i) \right] \quad (4.8)$$

Вртложење, израчунато помоћу дате једначине и експерименталних података, било је бездимензиона величина због дељења са просечним проточним брзинама и множења са референтном дужином. Референтна дужина за овај прорачун је дужина језгро-омотач лопатице пумпе (15.5 mm). Бездимензионалне вредности вртложења приказане су на слици 4.19 за обе равни и четири односа брзина.



Слика 4.19 - Бездимензионалне вредности вртложења у функцији односа брзина

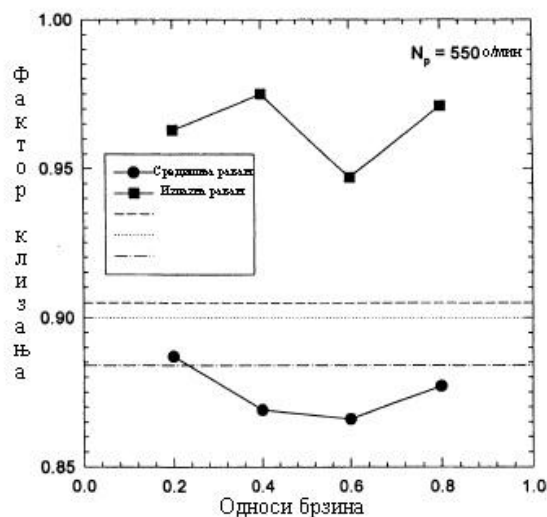
Позитивна вредност вртложења представља ротацију секундарног тока у смеру супротном од смера казаљки на сату када се гледа директно на раван. Највећа вредност вртложења у средишњој равни јавља се при односу брзина од 0.800, а у излазној равни при односу брзина од 0.400. У средишњој равни вртложење је релативно константно. У излазној равни вртложење је најмање при односу брзина од 0.800.

Фактор клизања, μ , се дефинише као однос стварне тангенцијалне брзине флуида и идеалне тангенцијалне брзине флуида. Фактор клизање указује да тангенцијални проток флуида савршено одговара идеалном протоку. Пошто су лопатике пумпе, у обе равни, под углом који је приближно 0° , идеалан проток у обе равни има релативну тангенцијалну компоненту брзине која је једнака нули. Фактор клизања се рачуна преко једначине:

$$\mu = \sum \frac{v_i + \omega \cdot r_i}{\omega \cdot r_i} \cdot \frac{w_i}{w_{avg}} \quad (4.9)$$

где је v_i релативна тангенцијална брзина течности, ω је угаона брзина у rad/s , r_i је полупречник мереног места, w_i је проточна брзина, а w_{avg} је просечна проточна брзина.

Израчунате вредности клизања зависе од проточне брзине, што се може видети из једначине. Фактори клизања пумпе су приказани на слици 4.20. Они варирају само незнатно између различитих односа брзина, али су вредности у излазној равни знатно веће него у средишњој равни. У средишњој равни вредности се крећу од 0.866 до 0.887, а у излазној од 0.947 до 0.975.



Слика 4.20 – Фактор клизања пумпе у функцији од односа брзина

Израчунате вредности фактора клизања за средишњу равну пумпе сличне су предвиђеним вредностима за центрифугалну пумпу. Ова мала разлика може се приписати чињеници да пумпно коло турбомењача функционише слично као и центрифугалне пумпе, посебно на улазу у средишњу равну. Вредности фактора клизања за излазну равну се не слажу са предвиђеним вредностима, већ су знатно веће од предвиђених. Додатна дужина од средишње равни до излазне обезбеђује додатно „вођење“ протока и обезбеђује већи фактор клизања него код центрифугалних пумпи. [3]

4.4. Испитивања радне течности хидродинамичке спојнице

Код хидродинамичке спојнице, радна течност преноси снагу од пумпе до турбине и због тога је радна течност од великог значаја за цео систем. Густина и вискозност течности су од примарног значаја. Други кључни задатак је одвођење топлоте која произилази из губитка снаге. Својства која радне течности морају испунити су бројна и зависе од дизајна спојнице и њене интеграције у систем као целине. Радна течност се бира на основу параметара за пренос снаге, компатибилности материјала, опсега примене...

Као стандардне радне течности за спојнице користе се хидраулична уља у оквиру класе вискозности ISO VG 32. Детаљи у пројектној документацији, посебно карактеристичне криве, обично се односе на ове радне течности.

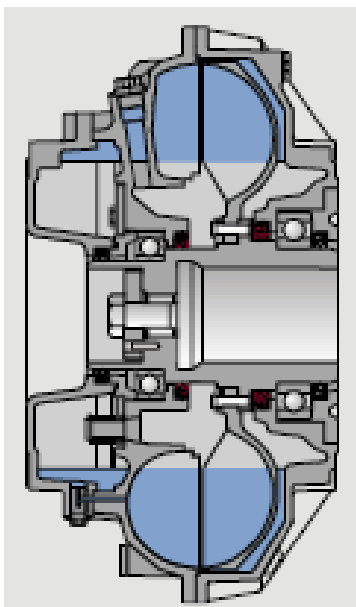
Вискозност је значајна за пренос снаге, пре свега због трења у проточним каналима. Што је мања вискозност, мањи су губици масеног протока у проточним каналима. Утицај вискозности на радне карактеристике је обично занемарљив када се користе стандардне радне течности у дозвољеном температурном опсегу.

Минерално уље, као радна течност, углавном није било опција за примену у рударској индустрији или за употребу у областима где је битна заштита вода. У таквим случајевима захтевало се коришћење незапаљивих и еколошки прихватљивих радних течности – и код регулационих и код нерегулационих спојница.

Вода или уље у воденим емулзијама у потпуности испуњавају захтеве за употребу спојница у подземним коповима. Разни недостаци омогућавају употребу ових радних течности само у овој области, јер се због ниских радних температура и кавитације смањује снага спојнице.

На слици 4.21 приказана је посебно дизајнирана спојница чији дизајн омогућава коришћење воде или уља у воденим емулзијама као радне течности. Конкретно, промене које су уведене су:

- Постављање заштитних прстенова на вратило како би се заштитила комора лежишта,
- Подмазивање лежишта са мазивима ниске вискозности,
- Отпорност челика на рђање,
- Делови од елоксираног алуминијума,
- Делови отпорни на ниске температуре.



Слика 4.21 – Спојница која као радни флуид користи воду или уље у воденим емулзијама

Даљи развој синтетичких ватроотпорних течности, које не садрже воду доноси нове погодности. Оне не захтевају додатне промене у дизајну спојнице. Паралелно са тим, ради се на увођењу биоразградивих радних течности на бази синтетичког естра. Обе радне течности су успешно прошле све тестове и већ су у употреби.[5]

5. Закључак

У завршном раду дат је приказ могућих решења хидродинамичких преносника снаге, њихових карактеристика и начина на које се оне могу испитати.

Ниједна турбомашина не може се са довољно сигурности проучавати теоријским путем, па је неопходна и накнадна експериментална провера.

Програм и обим испитивања се подређују намени, тако да је у раду приказано неколико врста могућих испитивања. Почевши од испитивања спољашњих карактеристика, као што су момент и број обртаја пумпног и турбинског вратила. Затим испитивања могућности спрезања хидродинамичког преносника снаге и погонског мотора, уколико су њихове карактеристике усаглашене. На тај начин се може постићи економичан рад, повољна динамика, повећан век трајања и комфор. И на крају, испитивање радних процеса у њиховом радном простору, дефинисање поља брзина и поља притиска у њима, као и могућност коришћења неког другог радног флуида.

Наведена испитивања се изводе на пробним столовима израђеним посебно за ту намену и опремљеним одговарајућим инструментима.

Циљ ових испитивања је даљи развој и усавршавање у овој области науке јер се сагледавањем домета у развоју и примени хидродинамичких преносника снаге може са сигурношћу тврдити оправданост њихове примене у техничким системима у које се уграђују.

6. Литература

1. Благоје Давидовић, Војкан Лучанин: “Хидродинамички преносници за железничка возила”, Машински факултет Универзитета у Београду, Београд, 2001
2. Божидар Крстић, “Анализа карактеристика хидродинамичких спојница”, Машински факултет, Крагујевац, 2003
3. Steven B. Ainley, Ronald D. Flack, Klaus Brun and Tony J. Rovello, “Laser Velocimeter Measurements in the Pump of an Automotive Torque Converter”, International Journal of Rotating Machinery, 2000, Vol. 6, No. 3, pp. 167-180
4. Steven B. Ainley, Ronald D. Flack, Klaus Brun and Tony J. Rovello, “Laser Velocimeter Measurements in the Stator an Automotive Torque Converter”, International Journal of Rotating Machinery, 2000, Vol. 6, No. 3, pp. 417-431
5. Каталог: Hydrodynamic Couplings – VOITH
6. Yasunori Kunisaki, Toshio Kobayashi, Tetsuo Saga, Nobuyuki Taniguchi, Shigeki Segawa, Kouji Kajitani, Takao Fukunaga, Tomohiro Tasaka: “A study on internal flow field of automotive torque converter – three dimensional flow analysis around a stator cascade of automotive torque converter by using PIV and CT techniques”, JSAE Review 22 (2001) 559–564