

KVALITA PRENOSU VÝKONU SKUPINY PIEST - KLZADLO - NAKLONENÁ DOSKA AXIÁLNEHO PIESTOVÉHO HYDROSTATICKÉHO PREVODNÍKA S NAKLONENOU DOSKOU

TRANSFER QUALITY OF THE OUTPUT POWER THE GROUP: PISTON - SLIPPER - SWASPLATE AXIAL PISTON HYDROSTATIC CONVERTOR WITH SWASPLATE

Autor: Doc. Ing. Jozef Turza, CSc.

Pracovisko: Detašované pracovisko Materiálovotechnologickej fakulty STU

Adresa: Dukelská štvrť, 018 41 Dubnica nad Váhom

Tel.: 00421 42 4485074, E-mail: dpmtf@ztsdubnica.sk

Abstract

Príspevok sa zaoberá analytickým stanovením výkonových strát a účinnosti skupiny piest - klzadlo - naklonená doska axiálneho piestového prevodníka s naklonenou doskou. Uvedená je závislosť účinnosti na tlakovom spáde, uhle naklonenej dosky a na otáčkach prevodníka.

This article deals analytical allocation of the power dissipation and the efficiency of the group piston - slipper - swashplate of the axial piston convertor with the swashplate. Is introduced dependence of the efficiency to the pressure gradient, the swashplate angle and the convertor speed.

Key words

prevodník axiálny piestový, hydrogenerátor, hydromotor, blok valcov, doska naklonená, klzadlo, strata výkonová, účinnosť klzadla, výška medzery pod klzadlom

axial piston convertor, hydraulic pump, hydraulic motor, cylinder block, swashplate, slipper, power dissipation, slipper efficiency, thickness of the gap under the slipper

Úvod

Pre stanovenie energetických úspor v axiálnom piestovom prevodníku (ďalej len AHSP) je veľmi dôležité poznať silové a energetické pomery skupiny piest - klzadlo - naklonená doska, ktoré zohrávajú rozhodujúcu úlohu pri prenose a transformácii energie. Prvoradou úlohou pri projektovaní a konštruovaní uvedenej skupiny je vedieť správne navrhnúť geometricky tvar klzadla, poznať hrúbku olejového filmu pod klzadlom, vedieť posúdiť jej správanie a

odhadnúť energetický rozptyl energie. V minulosti sa návrh uvedenej skupiny robil empiricky, z hydrostatického vyváženia alebo neskôr zo zjednodušených vzťahov uvedených napr. v práci [1] až [3]. Dôležité je poznať tieto vlastnosti aj pri iných druhoch kvapalín, napríklad pre biologicky odbúrateľné kvapaliny [4]. V príspevku uvidíme postup pre bližšiu analýzu uvedenej skupiny pre izotermický dej.

Analýza síl a prietokov

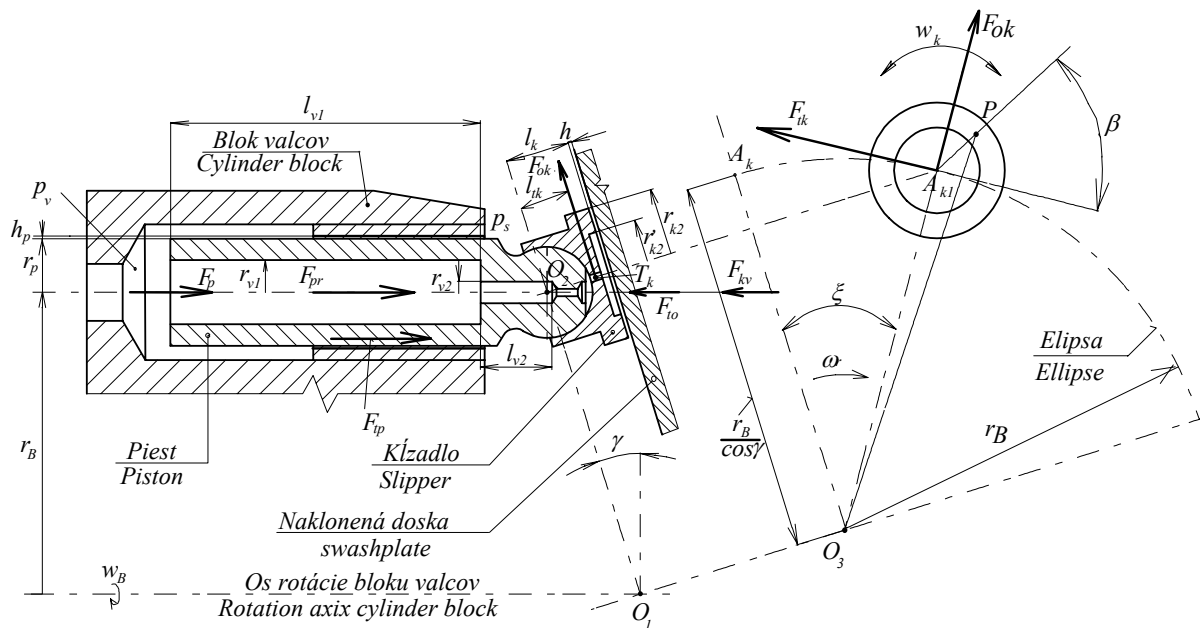
Pôsobenie síl na skupinu piest - kĺzadlo - blok valcov - naklonená doska je zobrazené na obr.1. Pre silovú rovnováhu v osi piestu a smere pohybu vpravo, môžeme napísať vzťah

$$F_p - F_{kv} + F_{tp} + F_{pr} - F_{to} = 0. \quad (1)$$

Ďalej si uvedme význam a vyjadrenie jednotlivých síl a potrebných vzťahov [4] znázornených na obr. 1.

Tlaková sila na piest F_p vzniká pôsobením prevádzkového tlaku p_v na čelnú plochu piestu S_p a z opačnej strany z pôsobenia tlaku v skrini prevodníka p_s na piest a kĺzadlo

$$F_p = S_p \cdot p_v + (S_{k2} \cdot \cos(\gamma) - S_p) \cdot p_s, \text{ kde je } S_{k2} = \pi \cdot r_{k2}^2, \quad S_p = \pi \cdot r_p^2. \quad (2)$$



Obr. 1. Sily pôsobiace na skupinu piest - kĺzadlo - blok valcov - naklonená doska

Sila z rozloženia tlaku pod kĺzadlom vzniká z pôsobenia tlaku na dosadaciu plochu kĺzadla, pričom je prenesená do osi piesta

$$F_{kv} = \left[p_s - \frac{1 - \lambda_{k2}^2}{2 \cdot \ln(\lambda_{k2})} \cdot (p_k - p_s) \right] \cdot S_{k2} \cdot \cos(\gamma), \quad \text{kde je } \lambda_{ki} = \frac{r_{ki}^*}{r_{ki}}. \quad (3)$$

Trečia sila piesta F_{tp} vzniká prúdením kvapaliny medzerou h_p medzi piestom a blokom valcov. Pôsobí neustále v smere potenciálneho spádu tlaku $p_v - p_s$. Neuvažujeme treciu silu z pohybu piesta v bloku valcov, nakoľko počas otáčky prevodníka je pohyb harmonický a výsledná trecia sila je nulová

$$F_{tp} = S_p \cdot (p_v - p_s) \cdot \phi_{tp}, \quad \text{kde je } \phi_{tp} = \frac{\psi_p \cdot (2 + \psi_p)}{2 \cdot \ln(1 + \psi_p)} - 1 \quad \text{a} \quad \psi_p = \frac{h_p}{r_p}. \quad (4)$$

Sila od prítlačného mechanizmu na jedno kĺzadlo vzniká pôsobením pružín cez vedenie pridržovača kĺzadiel a pridržovač kĺzadiel pôsobí na kĺzadla. Vyjadriť ju môžeme v tvare

$$F_{pr} = \frac{k_2}{k_1} \cdot \cos(\gamma) \cdot (F_{pr0} \cdot \cos(\alpha_{pr}) + k_{pr} \cdot h). \quad (5)$$

Sila z odstredivej a trecej sily kĺzadla F_{t0} podľa obr.1 vznikne vektorovým súčtom odstredivej sily kĺzadla F_{ok} pôsobiacej v ťažisku T_k a trecej sily dosadacej plochy kĺzadla F_{tk} , pri jeho pohybe po naklonenej doske. Sila je premietnutá do osi kĺzadla

$$F_{t0}^2 = \left(\frac{S_{kl} \cdot \eta \cdot l_k \cdot \cos(\gamma) \cdot \phi_{tk}}{\bar{r}_B \cdot h} \right)^2 + \left(\frac{m_k \cdot \omega_B^2 \cdot l_{tk} \cdot \cos(\gamma) \cdot \phi_{ok}}{\bar{r}_B} \right)^2, \quad (6)$$

kde je

$$\omega_B = 2 \cdot \pi \cdot n_B; \quad \bar{r}_{ki} = \frac{r_{ki}^*}{r_{k1}}; \quad \bar{r}_B = \frac{r_{k1}}{r_B}; \quad \phi_{ok} = \frac{\cos^3(\gamma) + 1}{2 \cdot \cos^2(\gamma)},$$

$$\phi_{ok} = 0.5 \cdot \sum_{i=1}^N \bar{r}_{ki}^2 \cdot (1 - \lambda_{ki}^2) \cdot [0.5 \cdot \bar{r}_{ki}^2 \cdot \bar{r}_B^2 \cdot (1 + \lambda_{ki}^2) + 2] \quad \text{a } N \text{ je počet prstencov kĺzadla.}$$

K rovnici (1) pristupuje rovnica tlakového spádu vo vedeniach piesta a kĺzadla

$$p_v - p_k = R_v \cdot Q_k, \quad \text{kde je } R_v = \frac{8 \cdot \eta}{\pi} \cdot \sum_{j=1}^3 \frac{l_{vj}}{r_{vj}^4} \quad \text{a } j \text{ je počet vedení v skupine piest - kĺzadlo} \quad (7)$$

a rovnica tlakového spádu v medzere pod tesniacim prstencom kĺzadla

$$p_k - p_s = R_{kr} \cdot Q_k, \quad \text{kde je } R_{kr} = -\frac{6 \cdot \eta \cdot \ln(\lambda_{k2})}{\pi \cdot h^3}; \quad \eta = \rho \cdot \nu. \quad (8)$$

Z rovníc (7) a (8) je možné odvodiť rovnice pre tlak a prietok skupinou piest – kĺzadlo

$$p_k = \frac{R_{kr} \cdot p_v + R_v \cdot p_s}{R_v + R_{kr}} \quad \text{a} \quad Q_k = \frac{p_v - p_s}{R_v + R_{kr}}. \quad (9)$$

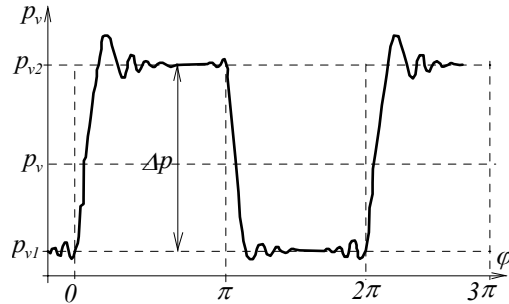
Po dosadení rovníc (2) až (6) do rovnice (1) a následnej úprave dostaneme

$$\frac{S_p}{\cos(\gamma)} \cdot (p_v - p_s) \cdot (1 + \psi_p) + \frac{1 - \lambda_{k2}^2}{2 \cdot \ln(\lambda_{k2})} \cdot (p_k - p_s) \cdot S_{k2} + \frac{k_2}{k_1} \cdot (F_{pr0} \cdot \cos(\alpha_{pr}) + k_{pr} \cdot h) - \frac{\omega_B}{\bar{r}_B \cdot h} \cdot \sqrt{(S_{k1} \cdot \eta \cdot l_k \cdot \phi_{tk})^2 + (m_k \cdot \omega_B \cdot l_{tk} \cdot \phi_{ok} \cdot h)^2} = 0. \quad (10)$$

Rovnice (9) a (10) predstavujú systém statických nelineárnych rovníc, z ktorých je možné určiť veľkosť medzery pod dosadacou plochou kĺzadla prevodníka pri zvolených konštrukčných rozmeroch a prevádzkových podmienkach a veľkosť prietoku vyšetřovanou skupinou. Prevádzkový tlak p_v sa pri prevádzke prevodníka počas jednej otáčky mení z hodnoty p_{v1} na p_{v2} , vid' obr.2. Pre výpočet budeme brať hodnotu

$$p_v = \frac{p_{v1} + p_{v2}}{2} = p_{v1} + \frac{\Delta p}{2}, \quad \text{kde je } \Delta p = p_{v2} - p_{v1}. \quad (11)$$

Podobná úvaha platí aj pre prietok pod kĺzadlom podľa rovnice (9), pretože počas otáčky bloku valcov sa mení so zmenou tlaku výška medzery pod kĺzadlom a teda aj veľkosť prietoku podľa vzťahu



Obr. 2. Priebeh tlaku v pracovnom priestore piesta

$$Q_k = 0.5 \cdot (Q_{k1} + Q_{k2}), \quad (12)$$

kde je $Q_{k1} = \frac{p_{v1} - p_s}{R_v + R_{kr1}}, \quad Q_{k2} = \frac{p_{v2} - p_s}{R_v + R_{kr2}}.$

Výkonová bilancia

Pri prevádzke prevodníka dochádza na skupine piest - kĺzadlo - naklonená doska k výkonovým stratám, ktoré sú spôsobené prietokom kvapaliny cez odpory proti pohybu R_v, R_{kr} a trením kĺzadla po naklonenej doske. Stratový výkon jednej skupiny na odporoch proti pohybu môžeme vyjadriť vzťahom

$$P_Q = 0.5 \cdot [Q_{k1} \cdot (p_{v1} - p_s) + Q_{k2} \cdot (p_{v2} - p_s)]. \quad (13)$$

Po dosadení rovníc (12) a (19) do rovnice (20) po úprave dostaneme

$$P_Q = 0.5 \cdot \left[\frac{(p_{v1} - p_s)^2}{R_v + R_{kr1}} + \frac{(p_{v2} - p_s)^2}{R_v + R_{kr2}} \right]. \quad (14)$$

Kĺzadlo sa pri pohybe po naklonenej doske pohybuje po elipse. Pre stratový výkon trením dosadacej plochy kĺzadla platí vzťah

$$P_t = \frac{S_{kl} \cdot \eta \cdot \omega_\rho^2 \cdot r_\rho^2 \cdot \phi_{tk}}{h}, \quad \text{kde je} \quad \omega_\rho = \frac{\omega_B \cdot \cos(\gamma)}{\cos^2(\varphi) + \cos^2(\gamma) \cdot \sin^2(\varphi)}, \quad (15)$$

$$r_\rho = \frac{r_B}{\cos(\gamma)} \cdot \sqrt{\cos^2(\varphi) + \cos^2(\gamma) \cdot \sin^2(\varphi)}.$$

Po dosadení predtým uvedených vzťahov do rovnice (15) a po úprave dostaneme

$$P_t = \frac{S_{kl} \cdot \eta \cdot \omega_B^2 \cdot r_B^2 \cdot \phi_{tk}}{h \cdot (\cos^2(\varphi) + \cos^2(\gamma) \cdot \sin^2(\varphi))}. \quad (16)$$

Z rovnice (16) vidíme, že výkon stratový výkon dosadacej plochy kĺzadla sa mení v závislosti na uhle φ . Pre ďalší výpočet zoberme jeho strednú hodnotu (s presnosťou 5.6% odstránime závislosť na uhle φ), ktorá je

$$P_t = \frac{S_{kl} \cdot \eta \cdot \omega_B^2 \cdot r_B^2 \cdot \phi_{tk}}{h \cdot \cos(\gamma)}. \quad (17)$$

K zmene stratového výkonu dochádza aj zmenou výšky h počas jednej otáčky prevodníka, ktorá sa mení z hodnoty h_1 na hodnotu h_2 . Uvažujme preto znova jeho strednú hodnotu, ktorá je

$$P_t = \frac{S_{kl} \cdot \eta \cdot \omega_B^2 \cdot r_B^2 \cdot \phi_{tk}}{2 \cdot \cos(\gamma)} \cdot \left(\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} \right). \quad (18)$$

Pre strednú hodnotu výkonu jedného piesta môžeme napísať vzťah

$$P = \frac{S_p}{\pi} \cdot \omega_B \cdot r_B \cdot \Delta p \cdot \operatorname{tg}(\gamma). \quad (19)$$

Pre ocenenie vplyvu stratového výkonu zavedme si pojem *účinnosti kĺzadla*, ktorá bude

$$\eta_k = 1 - \frac{P_Q + P_t}{P}. \quad (20)$$

Po dosadení predchádzajúcich rovníc (12), (13) a (18) do rovnice (20) a nasledovnej úprave dostaneme

$$\eta_k = 1 - \frac{\pi \cdot S_{ki} \cdot \eta \cdot \omega_B \cdot r_B \cdot \phi_{tk}}{2 \cdot S_p \cdot \Delta p \cdot \sin(\gamma)} \cdot \left(\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} \right) - \frac{\pi}{2 \cdot S_p \cdot \omega_B \cdot \Delta p \cdot r_B \cdot \operatorname{tg}(\gamma)} \cdot \left[\frac{(p_{v1} - p_s)^2}{R_v + R_{kr1}} + \frac{(p_{v2} - p_s)^2}{R_v + R_{kr2}} \right] \quad (21)$$

Záver

V príspevku uvedený postup umožňuje stanoviť výšku medzery pod kĺzadlom AHSP, hodnotu prietoku pod kĺzadlom, veľkosť výkonových strát a účinnosti jedného kĺzadla. Tieto poznatky je možné využiť pri konštrukcii prevodníka na stanovenie vôle pri pevnom vedení kĺzadiel pre pracovný rozsah otáčok, tlaku, viskozity a uhlu vychýlenia naklonenej dosky. Odvodené vzťahy môžeme využiť aj pre kontrolu skupiny vyrobenú s rôznymi výrobnými odchýlkami a pre následnú optimalizáciu výkonových strát na kĺzadle.

Zoznam použitých označení:

h - výška medzery pod kĺzadlom v osi kĺzadla; h_p - vôľa medzi piestom a blokom valcov; k_{pr} - tuhosť pružiny; k_1, k_2 - počet piestov, pružín; l_k, l_{tk} - vzdialenosť bodu O_2 od dosadacej plochy kĺzadla, od ťažiska kĺzadla T_k ; l_{vj} - dĺžka j -tého vedenia skupiny piest – kĺzadlo; m_k - hmotnosť kĺzadla; p_k, p_v, p_s - tlak v komôrke kĺzadla, v pracovnom priestore piesta, v skrini prevodníka; p_{v1}, p_{v2} - napájací, pracovný tlak prevodníka; Δp - tlakový spád prevodníka; r_B, r_p - rozstupový polomer bloku valcov, polomer piesta; r_{ki}, r_{ki} - vonkajší, vnútorný polomer i -tého prstenca kĺzadla; r_{vj} - polomer j -tého vedenia; r_p - polomer pohybu kĺzadla po naklonenej platni; F_{kv}, F_p - sila z rozloženia tlaku pod tesniacim prstencom, tlaková sila piesta; F_{ok} - odstredivá sila kĺzadla; F_{pr}, F_{pr0} - sila od prítlačného mechanizmu, predpätie pružiny; F_{tp}, F_{to}, F_{tk} - trecia sila piesta, výsledná sila z trecej a odstredivej sily kĺzadla, trecia sila kĺzadla; O_1, O_2, O_3 - stred vychýľovania naklonenej dosky, guľového uloženia kĺzadla, rotácie kĺzadla v rovine naklonenej dosky; P, P_Q, P_t - výkon piesta, stratový výkon prietokom vedením, stratový výkon trením kĺzadla; Q_k - prietok kvapaliny kĺzadlom; R_v, R_{kr} - odpor proti pohybu kvapaliny vo vedeniach, v medzere pod tesniacim prstencom kĺzadla; S_{ki}, S_p - plocha pod i -tým prstencom kĺzadla, plocha piestu; α_{pr} - uhol zabudovania pružín prítlačného mechanizmu; φ, γ - uhol natočenia bloku valcov, vychýlenia naklonenej dosky; η - dynamická viskozita kvapaliny; ν - kinematická viskozita kvapaliny; ξ - uhol natočenia kĺzadla v rovine naklonenej platne; λ_{ki} - pomerná šírka i -tého prstenca kĺzadla; ρ - merná hmotnosť (hustota) kvapaliny; $\phi_{kr}, \phi_{ok}, \phi_p$ - koeficient trecej, odstredivej sily kĺzadla, odporu proti pohybu; kvapaliny v medzere piest – valec; ψ - pomerná výška medzery medzi piestom a valcom; ω_B - uhlová rýchlosť rotácie bloku valcov.

Príspevok bol spracovaný s podporou grantu MŠ SR VEGA č. 01/0300/03.

Zoznam bibliografických odkazov:

- [1] PROKOFJEV V.N. *Aksial'no - poršnevoj reguliruemyj gidroprivod. Mašinostroenie*. Moskva, 1968.
- [2] TURZA Jozef. Matematický model axiálnych uložení. In *Zborník konferencie o hydraulických mechanizmoch mobilných strojov*. Žilina, Trenčín: DT ČSVTS, 1984, s. 165-181.
- [3] TURZA, J. Príspevok k určeniu medzných otáčok hydrostatických prevodníkov s kĺzadlami. In *Zborník z 11. konferencie Tekutinové mechanizmy*. Brno: ČS VTS, 1985, s. 224-234.
- [4] KUČÍK, P., STRÁŽOVEC, I., KRIŠŠÁK, P. *Hydraulický prenos energie. Mobilné pracovné stroje*. Žilina: Vydavateľstvo ŽU, 2000. ISBN 80-7100-725-0. 384 s.
- [5] KRCHNÁR, J., STRAČÁR, K. Možnosti diagnostikovania technického stavu hydraulických systémov. *Hydraulika a pneumatika*. In *Časopis pre hydrauliku, pneumatiku a automatizačnú techniku*, 2000, 2, 1, s. 18-20.

- [6] PRIKKE, K. Model kvapalinového stĺpca s rozloženými parametrami. In *Zborník prednášok z medzinárodnej konferencie HYDRAULICÉ A PNEUMATICKÉ MECHANIZMY*. Kočovce, 2000, ISBN 80-227-1353-8, s. 91-97.
- [7] PETRANSKÝ, I., DRABANT, Š., TKÁČ, Z., BOLLA, M., KLEINEDLER, P. *Hydrostatické systémy na prenos energie*. Nitra: SPU, 2003, 221 s. ISBN 80-8069-253-X