

ROVNICE KŘIVKOVÉ DRÁHY RADIÁLNÍHO HYDROMOTORU

Gabriela KOREISOVÁ

Katedra provozní spolehlivosti, diagnostiky a mechaniky v dopravě

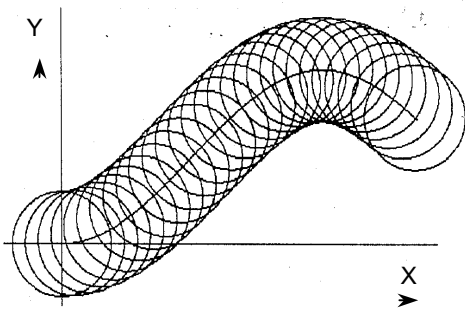
Úvod

Písty radiálního hydromotoru jsou zakončeny válcovou kladkou, kterou se opírají o křivkovou dráhu. Křivková dráha může být součástí nehybného statoru, a písty jsou potom umístěny radiálně v rotoru. Pro stavbu hydrokol se používají hydromotory, u kterých je křivková dráha součástí rotující skříně, a písty jsou uloženy v nehybném bloku, ve kterém se pohybují pouze radiálně. V obou případech je křivková dráha hydromotoru tvořena obálkou kružnic. Cílem je odvodit obecné parametrické rovnice obálky kružnic, z nich určit analytické vyjádření tvaru křivkové dráhy hydromotoru, a odvodit vztahy pro síly a momenty.

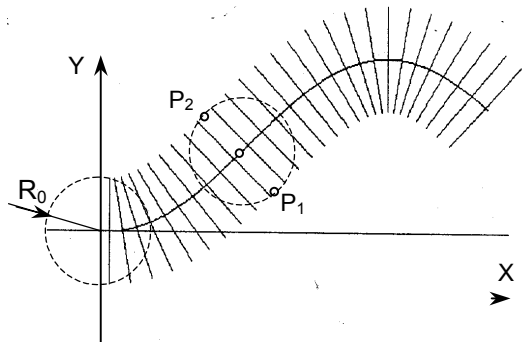
1. Tvorba obálky kružnic

Obálka kružnic je technická křivka, která vznikne následujícím způsobem. Kružnice se středem S_0 a poloměrem R_0 nechť se pohybuje v rovině pravoúhlého souřadného systému, s osami X , Y . Střed kružnice S_0 nechť se pohybuje po nějaké křivkové dráze, která se nazývá „nosná křivka“. Při pohybu středu kružnice S_0 po nosné křivce, opíše obvod kružnice dvě rovinné křivky, které jsou obálkou kružnic. Kružnice tvořící svým pohybem dvě větve obálky kružnic se nazývá „tvořící kružnice“. Pohyb tvořící kružnice probíhá v čase spojitě. Nosná křivka i obě větve obálky kružnic jsou spojitě technické

křivky. Na obr. 1. je pohyb tvořící kružnice po nosné křivce znázorněn několika jejími polohami.



Obr.1 Systém kružnic tvořících dvě větve obálky kružnic



Obr.2 Systém normál s koncovými tvořícími body P_1 a P_2 .

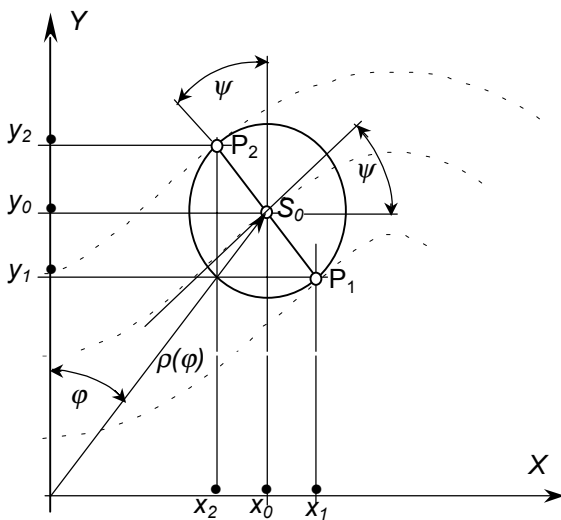
Obvod tvořící kružnice na obr. 1. vykresluje dvě větve obálky kružnic. První (dolní) větev leží pod nosnou křivkou, druhá (horní) větev leží nad nosnou křivkou.

Nosná křivka a obě větve obálky kružnic jsou křivky ekvidistantní.

Každá větev obálky kružnic má stejnou vzdálenost R_0 od nosné křivky, měřenou na normále k nosné křivce, procházející bodem S_0 . Rychlost pohybujícího se bodu S_0 má směr tečny k nosné křivce. Normála k nosné křivce, procházející bodem S_0 , je kolmá na tečnu k nosné křivce v tomtéž bodě S_0 . Ve vzdálenosti R_0 od středu S_0 na obě strany lze normálu ukončit koncovými body P_1 a P_2 . Koncové body normály P_1 a P_2 leží na obvodu tvořící kružnice a jsou tvořícími body obálky kružnic.

Systém normál s koncovými body P_1 a P_2 (tvořícími obálku kružnic) je naznačen na obr.2. Bod P_1 je tvořící bod první (dolní) větve a bod P_2 je tvořící bod druhé (horní) větve obálky kružnic. Při pohybu středu S_0 po nosné křivce s konečným poloměrem křivosti se úhel sklonu normály mění, (vzhledem ke směru souřadných os), jak je vidět na obr.2. Z toho plyne omezení pro volbu velikosti poloměru tvořící kružnice R_0 , v závislosti na nejmenším poloměru křivosti nosné křivky. Aby obálka kružnic byla hladká technická křivka, musí být i nosná křivka hladká, (bez ostrých bodů vratu a uzlů), a normály nad nejmenším poloměrem křivosti se nesmí protínat.

Na obr.3 je znázorněna jedna náhodně vybraná poloha tvořící kružnice (vybraná ze systému na obr.1) se středem S_0 na nosné křivce.



Na obr 3 jsou vyznačeny souřadnice tvořících bodů obálky kružnic $P_1 \equiv |x_1, y_1|$, $P_2 \equiv |x_2, y_2|$, totožné s koncovými body normály k nosné křivce v bodě S_0 . Bod $S_0 \equiv |x_0, y_0|$ je současně: střed tvořící kružnice, střed normály k nosné křivce, a tvořící bod nosné křivky. Aby bylo možné analyticky popsat trajektorii tvořících bodů obálky kružnic P_1, P_2 , je třeba znát analytické vyjádření trajektorie pohybu středu S_0 . To znamená, že podmínkou pro odvození rovnic obálky kružnic, je znalost rovnice nosné křivky.

Obr.3 Souřadnice tvořících bodů nosné křivky a obálky kružnic

2. Rovnice nosné křivky

U radiálního hydromotoru zastupuje tvořící kružnice tvar kruhové kladky, která se odvaluje po křivkové dráze. Výsledný pohyb středu tvořící kružnice může být složen ze dvou relativních pohybů. Např. píst rotačních hydrostatických převodníků může být uložen v rotoru a spolu s ním vykonávat rotační pohyb. Kolmo na směr unášivého rotačního pohybu vykonává píst ve vedení rotoru požadovaný pracovní zdvih. U radiálních hydrostatických převodníků je požadovaný průběh pracovního zdvihu určen tvarem křivkové dráhy, po které se odvaluje kladka pístu. Střed kladky S_0 koná stejný pohyb, jako celý píst. Tvar křivkové dráhy je horní větví obálky kružnic. Translační pohyb pístu (a středu S_0) vzhledem k rotoru, je analyticky popsán rovnicí, která se nazývá „zákon zdvihu“. Požadovaný zákon zdvihu je součástí rovnice nosné křivky obálky kružnic.

Rovnice rovinné nosné křivky může být zadána několika způsoby V pravoúhlých souřadnicích x, y : implicitně $F(x, y) = 0$, explicitně $y = f(x)$, nebo parametricky $x = x(\varphi)$, $y = y(\varphi)$. V polárních souřadnicích ρ, α : implicitně $F(\rho, \alpha) = 0$, explicitně $\rho = f(\alpha)$, nebo parametricky $\rho = \rho(\varphi)$, $\alpha = \alpha(\varphi)$.

Na obr.3 je poloha tvořícího bodu nosné křivky S_0 zadána v polárních souřadnicích délkou radiusvektoru $\rho(\varphi)$ a jeho úhlem natočení φ , nebo v pravoúhlými souřadnicemi x_0 a y_0 . Když se souřadnice tvořícího bodu S_0 vyjádří jako proměnné veličiny, závislé na parametru φ , bude analytické vyjádření proměnných souřadnic $x_0(\varphi)$, $y_0(\varphi)$ představovat parametrické rovnice průběhu nosné křivky. Základní tvar parametrických rovnic nosné křivky podle obr.3 je:

$$x_0(\varphi) = \rho(\varphi)\sin(\varphi), \quad y_0(\varphi) = \rho(\varphi)\cos(\varphi) \quad (1)$$

Nejobecnější tvar parametrických rovnic nosné křivky je

$$x_0(\varphi) = f_{01}(\varphi), \quad y_0(\varphi) = f_{02}(\varphi) \quad (2)$$

3. Rovnice obálky kružnic při parametrickém zadání nosné křivky

Průběh nosné křivky nechť je popsán parametrickými rovnicemi ve tvaru (2). Proměnné souřadnice tvořícího bodu P_1 potom budou parametrickými rovnicemi první větve obálky kružnic a podle obr.3. budou mít tvar:

$$x_1(\varphi) = x_0(\varphi) + R_0 \cdot \sin(\psi), \quad y_1(\varphi) = y_0(\varphi) - R_0 \cdot \cos(\psi) \quad (3)$$

Parametrické rovnice druhé (horní) větve obálky kružnic budou:

$$x_2(\varphi) = x_0(\varphi) - R_0 \cdot \sin(\psi), \quad y_2(\varphi) = y_0(\varphi) + R_0 \cdot \cos(\psi) \quad (4)$$

Z těchto rovnic je třeba vyloučit parametr ψ , aby byly funkcí jen jednoho proměnného (výpočtového) parametru φ . Tečna v libovolném bodě S_0 , ležícím na nosné křivce zadané parametrickými rovnicemi, má směrnici:

$$k_t = \operatorname{tg} \psi = \frac{\frac{dy_0(\varphi)}{d\varphi}}{\frac{dx_0(\varphi)}{d\varphi}} = \frac{y'_0(\varphi)}{x'_0(\varphi)} \quad (5)$$

Z toho plyne:

$$\psi = \operatorname{arctg} \left(\frac{y'_0(\varphi)}{x'_0(\varphi)} \right) \quad (6)$$

$$\sin(\psi) = \operatorname{sin} \operatorname{arctg} \left(\frac{y'_0(\varphi)}{x'_0(\varphi)} \right) = \frac{\frac{y'_0(\varphi)}{x'_0(\varphi)}}{\sqrt{1 + \left(\frac{y'_0(\varphi)}{x'_0(\varphi)} \right)^2}} = \frac{y'_0(\varphi)}{\sqrt{(x'_0(\varphi))^2 + (y'_0(\varphi))^2}} \quad (7)$$

$$\cos(\psi) = \operatorname{cos} \operatorname{arctg} \left(\frac{y'_0(\varphi)}{x'_0(\varphi)} \right) = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{y'_0(\varphi)}{x'_0(\varphi)} \right)^2}} = \frac{x'_0(\varphi)}{\sqrt{(x'_0(\varphi))^2 + (y'_0(\varphi))^2}} \quad (8)$$

Dosazením za $\sin(\psi)$ a $\cos(\psi)$ podle odvozených vztahů se vyloučí parametr ψ a získají se rovnice obálky kružnic ve tvaru:

$$x_{1,2}(\varphi) = x_0(\varphi) \pm \frac{R_0 \cdot y'_0(\varphi)}{\sqrt{(x'_0(\varphi))^2 + (y'_0(\varphi))^2}} \quad (9)$$

$$y_{1,2}(\varphi) = y_0(\varphi) \mu \frac{R_0 \cdot x'_0(\varphi)}{\sqrt{(x'_0(\varphi))^2 + (y'_0(\varphi))^2}} \quad (10)$$

Horní znaménko před zlomkem platí pro první větev obálky kružnic, spodní znaménko platí pro druhou větev obálky kružnic.

4. Křivková dráha radiálního hydromotoru

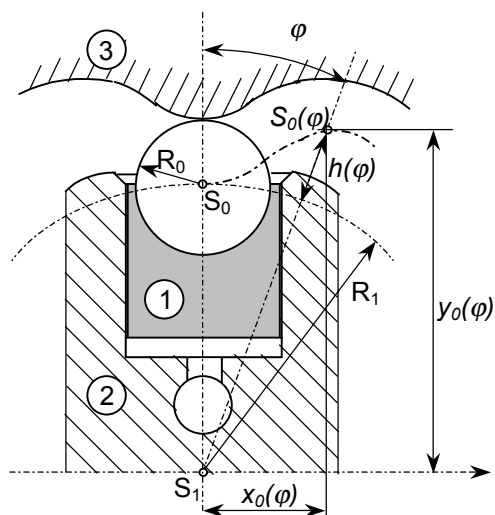
Je třeba odvodit parametrické rovnice křivkové dráhy radiálního hydromotoru tak, aby se písty uložené v rotoru pohybovaly v radiálním směru podle zákona zdvihu:

$$h(\alpha) = A \cdot (1 - \cos(\alpha)), \quad (11)$$

kde α je úhel natočení rotoru. Počátek pravoúhlého souřadného systému se ztotožní se středem rotoru S_1 . Rotor nechť se otáčí úhlovou rychlostí $\omega = d\varphi / dt$. Při konstantní rychlosti rotoru je úhel $\varphi = \omega t$ výpočtový parametr. Za jednu celou otáčku rotoru $\varphi_{max} = 2\pi$ musí jeden píst vykonat počet celých zdvihů z_2 . Počet zdvihů pístu za jednu otáčku rotoru z_2 je současně počtem vrcholů (počtem zubů) křivkové dráhy. Proto musí být z_2 celé číslo. Úhel natočení rotoru α je tvořící úhel zákona zdvihu. Aby počet zdvihů za jednu otáčku rotoru byl z_2 , musí být $\alpha = z_2 \cdot \varphi$. Zákon zdvihu vyjádřený pomocí výpočtového parametru φ potom bude:

$$h(\varphi) = A \cdot (1 - \cos(z_2 \cdot \varphi)) \quad (12)$$

Uspořádání jednoho pístu radiálního hydromotoru v základní (nulové) poloze je naznačeno schematicky na obr.4.



Obr.4 Schéma uspořádání pístu radiálního hydromotoru

Píst 1 je radiálně uložen v rotoru 2, který se otáčí okolo středu S_1 . Prostor pod pístem je vyplněn pracovní kapalinou, přivedenou od hydrogenerátoru přes rozvod hydromotoru. Na první polovině zdvihu působí na aktivní plochu pístu vysoký tlak a píst se pohybuje ve směru od středu S_1 . Kladka pístu s poloměrem R_0 se opírá o křivkovou dráhu, vytvořenou ve statoru 3. Na druhé polovině zdvihu je prostor pod pístem rozvodem spojen s nízkotlakou větví hydraulického obvodu a píst se pohybuje směrem ke středu S_1 . Počet vrcholů křivkové dráhy z_2 je vždy menší než počet pístů v rotoru z_1 .

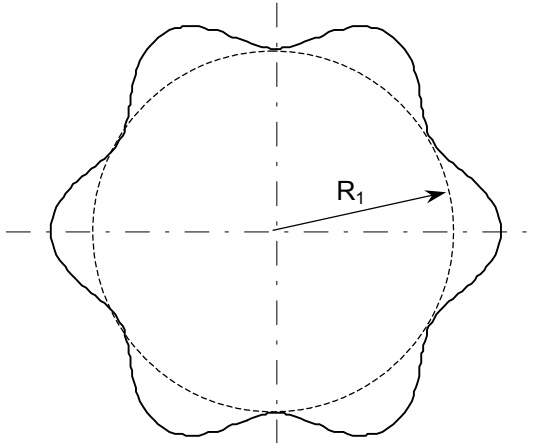
Rovnici nosné křivky, určenou podle obr.3, je výhodné nejprve vyjádřit v polárních souřadnicích:

$$\rho(\varphi) = R_1 + h(\varphi) = R_1 + A \cdot (1 - \cos(z_2 \cdot \varphi)) \quad (13)$$

Parametrické rovnice nosné křivky, určené souřadnicemi běžného (tvořícího) bodu $S_0(\varphi)$, při volbě amplitudy zdvihu $A = 1$, potom mají tvar:

$$\begin{aligned} x_0(\varphi) &= \rho(\varphi)\sin(\varphi) = (R_1 + 1)\sin(\varphi) - \cos(z_2 \varphi)\sin(\varphi) \\ y_0(\varphi) &= \rho(\varphi)\cos(\varphi) = (R_1 + 1)\cos(\varphi) - \cos(z_2 \varphi)\cos(\varphi) \end{aligned} \quad (14)$$

Na obr.5 je s použitím odvozených vztahů vykreslen průběh nosné křivky pro zvolené hodnoty $z_2 = 6$, $R_1 = 8$, $A = 1$.



Rozměrové jednotky poloměru R_1 a amplitudy zdvihu A mohou být zcela libovolné délkové jednotky, nebo jejich libovolné násobky. (Např. *mm*, *cm*, *dm*...). Jedinou podmínkou je, aby oba rozměrové parametry R_1, A , byly vyneseny ve stejných jednotkách. Nosná křivka na obr.5 ještě není křivková dráha hydromotoru. Nosná křivka je dráha, po které se pohybuje střed tvořící kružnice S_0 . Pro dosažení do obecných vztahů pro obálku kružnic je třeba rovnice nosné křivky derivovat.

Obr.5 Průběh nosné křivky obálky kružnic

Derivací rovnic (14) se určí:

$$\begin{aligned} x'_0(\varphi) &= (R_1 + 1) \cdot \cos(\varphi) + z_2 \cdot \sin(z_2 \varphi) \sin(\varphi) + \cos(z_2 \varphi) \cos(\varphi) \\ y'_0(\varphi) &= -(R_1 + 1) \sin(\varphi) + z_2 \cdot \sin(z_2 \varphi) \cos(\varphi) - \cos(z_2 \varphi) \sin(\varphi) \end{aligned} \quad (15)$$

Pro dosažení do obecných vztahů (9) a (10) je možné úpravou rovnic (15) samostatně určit:

$$(x'_0(\varphi))^2 + (y'_0(\varphi))^2 = (R_1 + 1)^2 + z_2^2 \cdot \sin^2(z_2 \varphi) + \cos^2(z_2 \varphi) - (R_1 + 1) \cos(z_2 \varphi) \quad (16)$$

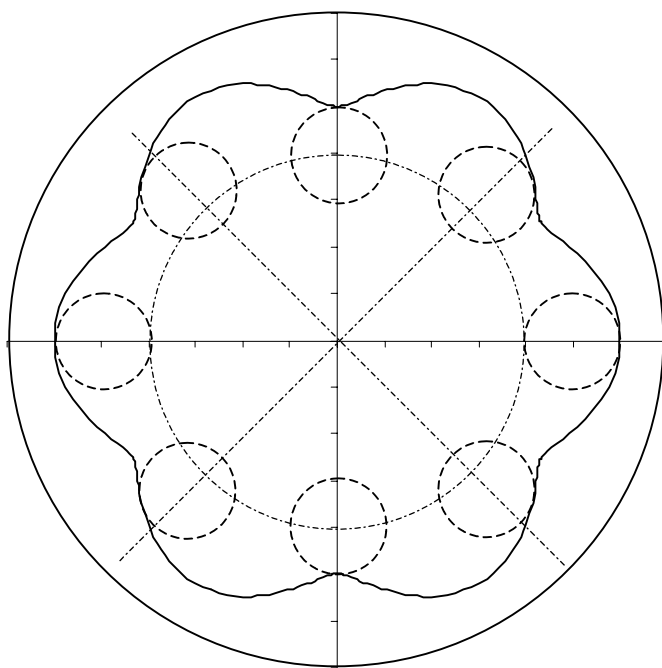
Při výpočtu průběhu křivkové dráhy hydromotoru na PC je výhodné samostatně vypočítat průběh nosné křivky podle rovnic (3), nebo (4), samostatně průběhy derivací podle (15), samostatně odmocninu z výrazu (16) a získané datové soubory dosadit do obecného vztahu obálky kružnic. Křivková dráha radiálního hydromotoru je tvořena horní větví obálky kružnic a její obecné parametrické rovnice mají tvar:

$$x_2(\varphi) = x_0(\varphi) - \frac{R_0 \cdot y'_0(\varphi)}{\sqrt{(x'_0(\varphi))^2 + (y'_0(\varphi))^2}} \quad (17)$$

$$y_2(\varphi) = y_0(\varphi) + \frac{R_0 \cdot x'_0(\varphi)}{\sqrt{(x'_0(\varphi))^2 + (y'_0(\varphi))^2}} \quad (18)$$

Průběh křivkové dráhy radiálního hydromotoru s nosnou křivkou podle obr.5 ($z_2 = 6$, $R_1 = 8$, $A = 1$) pro poloměr tvořící kružnice (kladky pístu) $R_0 = 2$, je naznačen na obr.6. Současně jsou na obr.6 naznačeny čárkovaně polohy kladek osmi pístů v nejméně příznivé poloze rotoru, kdy jsou čtyři písty v úvratí (na souřadných osách), dva protilehlé písty vykonávají výtlačný zdvih a jsou rozvodem spojeny s nízkotlakou větví, a jen dva protilehlé písty jsou spojené s vysokotlakou větví a vykonávají pracovní zdvih. Při pootočení rotoru o $\Delta\varphi$ se písty umístěné v obr.6 v dolní úvratí (na ose Y) dostanou do pracovního zdvihu a dva písty umístěné na obr.6 v horní úvratí (na ose X) se dostanou do výtlačného zdvihu.

V pootočené poloze budou čtyři písty v pracovním zdvihu a čtyři písty ve výtlačném zdvihu, přičemž vždy dva protilehlé písty budou mít stejný úhel styku ψ , ve stykovém bodě kladky a křivkové dráhy.

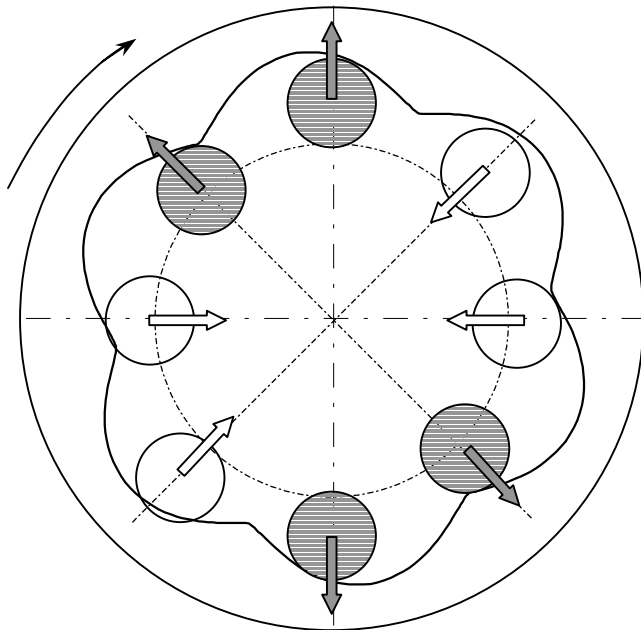


Obr.6 Průběh křivkové dráhy radiálního hydromotoru

průběh pro libovolně zvolené rozměrové parametry a libovolný počet vrcholů křivkové dráhy z_2 . Tím jsou vytvořeny základní předpoklady pro analýzu vlivu volitelných parametrů na užitkové vlastnosti radiálních hydromotorů (např. stanovení průběhu sil a momentů v závislosti na úhlu natočení).

Při sudém počtu pístů a vrcholů křivkové dráhy, je rozložení radiálních i tangenciálních sil symetrické okolo středu otáčení rotoru S_1 . Tím se dosahuje zejména vyvážení radiálních sil na hřídeli rotoru a s ním spojeném rozvodném čepu. Při lichém počtu pístů se zlepšuje nerovnoměrnost chodu, ale poruší se symetričnost rozložení sil. Odvozené parametrické rovnice křivkové dráhy umožňují vykreslit její

Radiální křivkové hydromotory určené pro stavbu hydrokol dopravních prostředků mají zaměněný stator a rotor. Křivková dráha spolu se skříní hydromotoru se otáčí a blok válců stojí.



Obr.7 Křivková dráha hydromotoru v natočené poloze

Na obr.7 je naznačena rotující křivková dráha takového hydromotoru, v pootočené nenulové poloze. Při naznačeném směru rotace křivkové dráhy se vyplněné kladky pístů pohybují směrem od středu a s nimi spojené písty jsou pod vysokým tlakem. Čtyři nevyplněné kladky a s nimi spojené písty se pohybují směrem ke středu hydromotoru. Tyto písty vykonávají výtlačný zdvih a jsou rozvodem propojeny do nízkotlaké větve hydraulického obvodu. Na obr.7 je dobře vidět symetrické rozložení

radiálních sil při kterém vždy dva protilehlé písty jsou kladkami opřeny o křivkovou dráhu pod stejným úhlem ψ a dvě stejně velké tangenciální síly působí na stejných radiusvektorech $\rho(\varphi)$.

5. Základní vztahy pro síly a momenty radiálního hydromotoru

Z geometrie styku kladky pístu s oběžnou drahou pro síly a momenty jednoho pístu plyne: Výslednice sil působí ve směru normály na křivkovou dráhu, v bodě styku P_2 , a je vektorovým součtem dvou na sebe kolmých sil. Jednou z nich je hydraulická síla $F_H(\varphi) = S_P \cdot p(\varphi)$, která působí ve směru osy pístu, natočené o úhel φ . Druhou silou je tangenciální síla F_M , tvořící na rameni $\rho(\varphi)$ přenášený moment $M(\varphi) = F_M \cdot \rho(\varphi)$. Obě tyto síly se sečítají ve středu kladky S_0 , jak je naznačeno na obr.8.

Podle obr.8 platí:

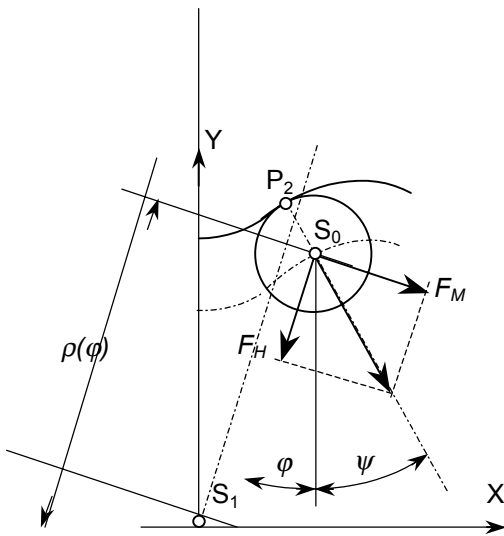
$$\frac{F_M}{F_H} = \operatorname{tg}(\varphi + \psi) = \frac{\sin(\varphi + \psi)}{\cos(\varphi + \psi)} \quad (19)$$

Použitím triviálních vztahů pro goniometrické funkce součtu dvou úhlů přejde rovnice (19) do tvaru:

$$\frac{F_M}{F_H} = \frac{\sin(\varphi) \cdot \cos(\psi) + \cos(\varphi) \cdot \sin(\psi)}{\cos(\varphi) \cdot \cos(\psi) - \sin(\varphi) \cdot \sin(\psi)} \quad (20)$$

Dosazením za $\sin(\psi)$ a $\cos(\psi)$ podle odvozených vztahů (7) a (8) se získá konečná závislost ve tvaru:

$$\frac{F_M(\varphi)}{F_H(\varphi)} = \frac{x'_0(\varphi) \cdot \sin(\varphi) + y'_0(\varphi) \cdot \cos(\varphi)}{x'_0(\varphi) \cdot \cos(\varphi) - y'_0(\varphi) \cdot \sin(\varphi)} \quad (21)$$

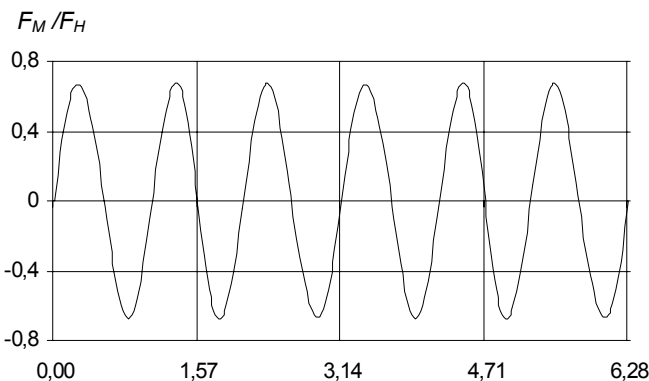


Obr.8 Síly působící ve středu kladky

Obě síly působící na kladce jednoho pístu jsou funkcí úhlu natočení φ . Při větším počtu pístů bude obecně na každém pístu jiný úhel natočení. Při sudém počtu pístů mají protilehlé písty úhel natočení větší o 180° a stejné absolutní hodnoty goniometrických funkcí. Pokud je vnější zatěžovací moment menší než maximální, může být konstantní. V takovém případě bude v hydraulické obvodu proměnný tlak $p(\varphi)$, závislý na počtu pístů a úhlu natočení rotoru.

Pokud vnější zatěžovací moment překročí maximální hodnotu a otevře se pojistný ventil, pak je možné předpokládat, že v celém hydraulickém

obvodu je konstantní (maximální) tlak a přenášený výsledný moment je závislý na úhlu natočení rotoru a počtu pístů. Rozbor sil a momentů na reálném hydromotoru je náročná



Obr.9. Průběh sil podle vztahu (21)

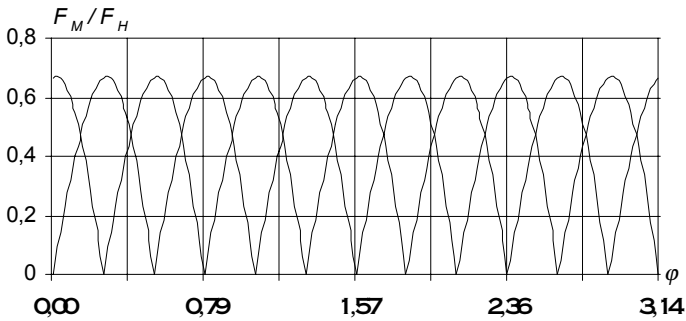
úloha. Odvozený vztah (21) je jen základní závislost, která se při analýze využije.

Průběh poměru tangenciální a hydraulické síly F_M/F_H , vypočítaný podle vztahu (21), je ukázaný na obr.9 (stále pro stejné parametry $A = 1, R_1 = 8, z_2 = 6, z_1 = 8, R_0 = 2$).

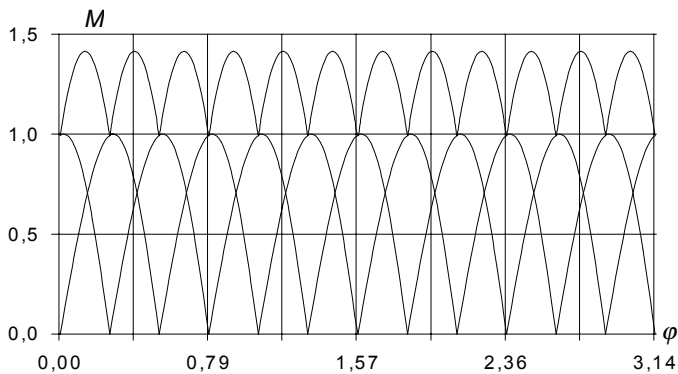
Za předpokladu, že v hydraulickém bvodu je konstantní (maximální) tlak, je

hydraulická síla $F_H = S_p \cdot p_{max}$ rovněž konstantní, a průběh na obr.9 odpovídá průběhu tangenciální síly F_M , ale jen v úsecích, kde je tato síla kladná. V úsecích odpovídajících výtláčnému zdvihu je skutečná tangenciální síla záporná, ale velmi malá, úměrná napájecímu tlaku v nízkotlaké větvi. Záporné hodnoty na obr.9. by se dosahovaly, kdyby i v nízkotlaké větvi byl vysoký tlak.

Pro další analýzu je výhodné předpokládat, že v nízkotlaké větvi je tlak nulový a v úsecích, kde je na obr.9. tangenciální síla záporná, bude její hodnota nulová. Při respektování této zjednodušující podmínky jsou průběhy sil čtyř dvojic osmi pístů naznačeny na obr.10. (pro polovinu otáčky rotoru).



Obr.10 Průběhy tangenciálních sil pro 8 pístů



Obr.11 Průběhy momentů hydromotoru při $p = konst.$

Vynásobením tangenciálních sil proměnným radiusvektorem $\rho(\varphi)$ se určí průběhy momentů přenášených jednotlivými písty podle obr.11, slabou čarou dole. Jejich sečtením se získá průběh výsledného momentu hydromotoru podle obr.11, silnou čarou nahoře. Výsledný moment má poměr maxima ku minimu zhruba 1,4. Střední hodnota momentu v bezrozměrném tvaru pro 8-pístový hydromotor je:

$$M = \frac{V_g}{2\pi} \cdot p = \frac{8}{2\pi} = 1,273 .$$

Stejná hodnota se získá integrací nerovnoměrného průběhu $M(\varphi)$ na obr 11.

Na obr.9. má křivka průběhu F_M pro jeden píst šest vrcholů v oblasti kladných hodnot, odpovídající šesti vrcholům křivkové dráhy statoru, na celém obvodu v rozsahu $\varphi \in \langle 0, 2\pi \rangle$. Na obr 10 má průběh pro jeden píst tři vrcholy a průběh pro každý následující píst je fázově posunut o roztečný úhel uložení pístů v rotoru $\varphi_0 = 2\pi / z_1$. Nuly průběhů leží na roztečných úhlech φ_0 . Vrcholy (maxima) průběhů neleží v polovině aktivního zdvihu (při hodnotách úhlu $\varphi_0 / 2 = \pi / z_1$).

Lektoroval: Prof. Ing. Jaroslav Menčík, CSc.

Předloženo v březnu 2000

Poznámka. Článek vznikl na základě spolupráce kateder PSDM DFJP Univerzity Pardubice a THS VŠDS Žilina s výrobcem hydrostatických převodníků Sauer Sandstred s.r.o Povážska Bystrica, který uvažuje s rozšířením výrobního sortimentu o radiální hydromotory.

Literatura.

- [1] Radiální hydromotory, katalogy firmy Poclairn Hydraulics.
- [2] Gerotor Standards, katalog č.69 firmy. W.H.Nichols Company.
- [3] Koreis, J.: Kulisový hydromotor s rotujícíou skřiňou. Hydraulika č.54/1990, Alfa Bratislava.
- [4] Turza, J.: Dynamika tekutinových systémov. Žilina, ES VŠDS 1994.

Resumé

ROVNICE KŘIVKOVÉ DRÁHY RADIÁLNÍHO HYDROMOTORU

Gabriela KOREISOVÁ

V článku jsou odvozeny obecné parametrické rovnice obálky kružnic. Odvozené obecné vztahy jsou aplikovány na křivkovou dráhu radiálního hydromotoru. Analytické vyjádření geometrického tvaru křivkové dráhy je využito pro odvození vztahů pro průběh sil a momentů přenášených rotorem hydromotoru.

Summary

EQUATION OF CURVE TRAJECTORY OF RADIAL HYDRAULIC MOTOR

Gabriela KOREISOVÁ

In this article there are derivate common parametric equation of circle cover. Derived common relations are applied to curve trajectory of radial hydraulic motor. Analytical formularization of geometrical shape of curve trajectory is used to derivate powers and moments continuance of rotor hydraulic motor dependencies.

Zusammenfassung

FORMELN FÜR DIE TRAJEKTORIENKURVEN RADIALES HYDRAULIKMOTOR

Gabriela KOREISOVÁ

Im Artikel sind allgemeine Parametergleichung des Kreisen Umschlag abgeleitet. Abgeleitete allgemeine Beziehungen sind auf die Trajektoriekurve radiales Hydraulik-motor angewendet. Analytisch Stellungnahme geometrischer Trajektoriekurveform ist fuer die Beziehungenableitung des Kraftmomentablaufes vom Rotor des Hydraulik-motor genutzt.