



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ
V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

DVOUVÁLCOVÝ ZÁŽEHOVÝ MOTOR S EXCENTRICKÝM KLIKOVÝM MECHANISMEM PRO OSOBNÍ VOZIDLA

TWO-CYLINDER PETROL ENGINE WITH ECCENTRIC CRANK MECHANISM FOR PASSENGER
VEHICLES

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. PAVEL FREISLEBEN

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

prof. Ing. VÁCLAV PÍŠTEK, DrSc.

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Pavel Freisleben

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Dvouválcový zážehový motor s excentrickým klikovým mechanismem pro osobní vozidla

v anglickém jazyce:

Two-cylinder petrol engine with eccentric crank mechanism for passenger vehicles

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnout dvouválcový řadový zážehový motor s excentrickým klikovým mechanismem s hlavním cílem snížit třecí ztráty v pístní skupině.

Cíle diplomové práce:

Pro zadané základní parametry klikového mechanismu a válcové jednotky

- vyšetřit vliv excentricity na průběhy síly mezi pístem a vložkou válce
- vyšetřit vliv excentricity na vyvážení klikového mechanismu
- pro vybranou hodnotu excentricity navrhnout vyvážení klikového mechanismu
- provést pevnostní kontrolu klikového hřídele s uvážením torzních kmitů

Seznam odborné literatury:

STONE , Richard. Introduction to Internal Combustion Engines. 3rd edition. Hampshire : Palgrave, 1999. 641 s. ISBN 0-333-74013-0.

Kraftfahrzeug - Kurbelwellen : Konstruktion, Berechnung, Herstellung. 2001. Auflage. Landsberg/Lech Verlag Moderne Industrie 2001. 70 s. ISBN 3-478-93243-2.

Hafner, K.E., Maass, H.: Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine, Springer-Verlag Wien-New York 1995

HEISLER, Heinz. Advanced Engine Technology. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2002. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 20.10.2014

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá silami v klikovém mechanismu. Cílem této práce je najít vhodnou hodnotu excentricity klikového mechanismu, která bude mít příznivý vliv na velikost a průběh sil, které způsobují třecí ztráty v klikovém mechanismu. Dále řeší vyvážení této excentrické jednotky. V poslední části se zabývá návrhem a pevnostní kontrolou klikového hřídele s uvažováním torzních kmitů.

KLÍČOVÁ SLOVA

motor, klikový mechanismus, excentrický mechanismus, vyvažování motoru, torzní kmity

ABSTRACT

This thesis deals with forces of the crank mechanism. The aim of this work is to find the right value of the eccentricity of the crank mechanism, which will have a positive effect on the size and course of forces that cause friction losses in the crank mechanism. Next solves this balancing eccentric unit. The last part deals with the design and strength check of the crankshaft considering torsional vibration.

KEYWORDS

motor, crank mechanism, eccentric mechanism, balancing of engine, torsional vibrations



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

FREISLEBEN, P. Dvouválcový zážehový motor s excentrickým klikovým mechanismem pro osobní vozidla. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 74 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc..



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Ing. Václava Píštěka, DrSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 29. května 2015

.....

Pavel Freisleben



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat panu prof. Ing. Václavu Pištěkovi, DrSc. za jeho ochotu, připomínky a cenný čas, jenž mi věnoval při tvorbě diplomové práce. Rovněž bych chtěl poděkovat panu Ing. Pavlu Ramíkovi a panu Ing. Lubomíru Drápalovi za cenné rady a čas, jenž mi věnovali při tvorbě výpočtového modelu.



OBSAH

Úvod	10
1 Analýza zatížení klikového mechanismu	11
1.1 Pohyb pístu	11
1.1.1 Centrický mechanismus.....	11
1.1.2 Excentrický mechanismus	15
1.2 Síly působící v klikovém mechanismu	18
1.2.1 Síla od tlaku plynů a síla setrvačných hmot posuvných částí	19
1.2.2 Normálová síla.....	22
1.2.3 Stribeckova křivka.....	24
1.2.4 Třecí síla mezi pístem a vložkou válce.....	25
1.3 Točivý moment	26
1.3.1 Tangenciální síla.....	26
1.4 Ztrátový výkon pístní skupiny	29
2 Vyvážení klikového mechanismu.....	32
2.1 Základní tvar klikového hřídele.....	32
2.2 Možné způsoby vyvažování.....	33
2.3 Vlastní vyvážení excentrického klikového mechanismu.....	35
2.3.1 Setrvačné síly rotačních částí	35
2.3.2 Setrvačné síly posuvných částí	37
3 Návrh klikového hřídele	41
3.1 Model klikového hřídele.....	41
3.1.1 Poloha těžiště.....	41
3.1.2 Optimalizace velikosti vývažku	41
3.2 Přístupy řešení únavové životnosti klikového hřídele	42
3.3 Matematický model klikového hřídele	42
3.3.1 Momenty setrvačnosti jednotlivých částí KH	43
3.3.2 Torzní tuhosti jednotlivých čepů	44
3.3.3 Vlastní torzní kmitání	48
3.3.4 Vynucené torzní kmitání	51
3.4 Simulace.....	55
3.4.1 Tvorba sítě.....	55
3.4.2 Uložení a zatížení KH.....	61
3.4.3 Zátěžné stavy KH	61
3.4.4 Výpočet bezpečnosti vůči únavovému poškození KH	64
Závěr.....	67



Seznam použitých zkratek a symbolů	70
Seznam příloh	74



ÚVOD

Ve své diplomové práci se zabývám návrhem excentrického klikového mechanismu řadového dvouválcového motoru za účelem snížit třecí ztráty v pístní skupině. Vycházím z motoru vyvinutého firmou Škoda Auto a.s. spolu s koncernem Volkswagen. Tento motor je označován 1.2 HTP a je možné jej nalézt například ve voze Škoda Fabia. Z tohoto motoru přebírám pouze hlavní rozměry pístu, ojnice a klikového hřídele. Vycházím rovněž z reálných naměřených tlaků ve spalovacím prostoru.

Při provozu motoru vznikají v klikovém ústrojí síly různého směru a velikosti. Obecně mají prostorový charakter. Při působení těchto sil, jejichž velikost je zpravidla proměnlivá, vznikají vibrace, které se přenášejí od motoru po celém vozidle. Dále tyto síly zatěžují klikový mechanismus. Toto zatěžování namáhá klikový mechanismus na tah, tlak, ohyb, ale zejména na krut. Toto namáhání je nazváno jako torzní a je nejčastěji odpovědné za případnou destrukci klikového mechanismu. Z tohoto důvodu je nutná kontrola zejména na tento typ namáhání při konstrukci nejen klikového hřídele. Této problematice bude věnována samostatná kapitola.

Každý klikový mechanismus je nutné rovněž vyvážit. Vyvážení provádíme z důvodu eliminace, či snížení sil, které v motoru vznikají, jež by mechanismus zbytečně nadměrně namáhaly. Tyto síly by se rovněž projevíly v uchycení motoru. Dále by zde vznikaly excesy, které by bránily motoru v jeho pravidelnému chodu. Z tohoto důvodu je této problematice rovněž věnována samostatná kapitola.

Výsledkem použití excentrického klikového mechanismu by mělo být ušetření ztrátového výkonu motoru. Tento výkon by se mohl podílet na pohonu automobilu, a tudíž by nebylo třeba generovat tak velký indikovaný výkon, což může směřovat až ke snižování počtu válců a s tím spojené snižování zdvihového objemu motoru (tzv. downsizing).



1 ANALÝZA ZATÍŽENÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

Některé síly působící na klikový mechanismus jsou závislé na kinematických veličinách. Z tohoto důvodu je vhodné nejprve vyšetřit pohyb pístní skupiny. Při dosazování do všech následujících rovnic je využito základních parametrů motoru 1.2 HTP.

- Základní parametry motoru pro výpočet kinematických veličin a sil v klikovém mechanismu
 - p = dané tabulkou s naměřenými hodnotami [Pa]
 - $r = 43,45$ [mm]
 - $l = 138$ [mm]
 - $n = 1500 - 5500$ [min^{-1}]

Význam a popis všech dalších veličin je vždy uveden při prvním výskytu v následujících rovnicích.

1.1 POHYB PÍSTU

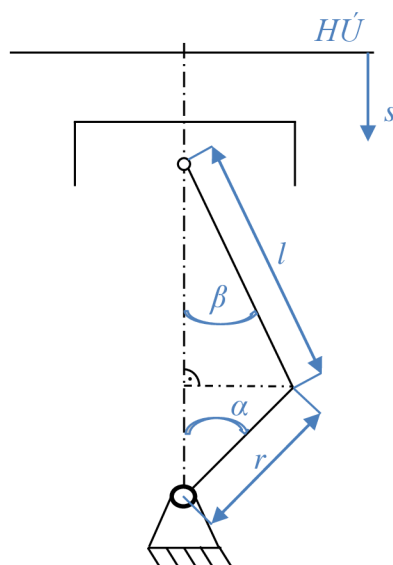
Pohyb pístu je popsán tzv. kinematickými veličinami. Tyto veličiny jsou: dráha, rychlost a zrychlení pístní skupiny v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele.

1.1.1 CENTRICKÝ MECHANISMUS

I když je práce zaměřena na snižování třecích ztrát pomocí zavedení excentrického mechanismu, pro lepší orientaci v problematice je dobré vycházet z jednoduššího centrického mechanismu. Po vyšetření fyzikálních jevů v centrickém mechanismu, a jejich vlivu na celé hnací ústrojí lze nalézt mnohá úskalí, která se v této problematice vyskytují.

DRÁHA PÍSTNÍ SKUPINY

Při odvozování vztahu pro dráhu pístní skupiny je vhodné vycházet z jednoduchého schématu klikového mechanismu.



Obr. 1.1 Centrický klikový mechanismus – schéma [1]

Pomocí geometrie a jednoduchých matematických vztahů lze vyšetřit dráhu pohybu pístní skupiny [1]:

$$s = (r + l) - r \cdot \cos\alpha - l \cdot \cos\beta \quad [m] \quad (1)$$

kde r [m] je poloměr kliky, l [m] je délka ojnice, α [°] je úhel natočení klikového hřídele, β [°] je úhel vykývnutí ojnice.

Pomocí goniometrických funkcí je možné přepočítat úhel β jako funkci úhlu α , zavedeme klikový poměr λ , při čemž platí, že [1]:

$$r \cdot \sin\alpha = l \cdot \sin\beta \quad (2)$$

$$\lambda = \frac{r}{l} \quad [-] \quad (3)$$

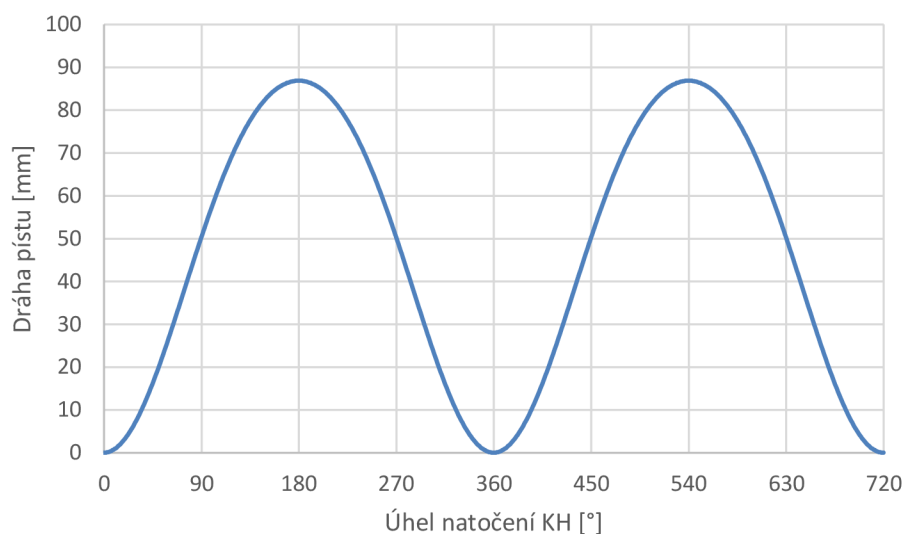
Po úpravě je dosaženo přesného výsledného vztahu pro dráhu pístní skupiny, který je [1]:

$$s = r \cdot (1 - \cos\alpha) + l \cdot \left[1 - (1 - \lambda^2 \sin^2\alpha)^{\frac{1}{2}} \right] \quad [m] \quad (4)$$

Tento vztah není pro další zpracování vhodný. Z tohoto důvodu je vhodné tento vztah nahradit pomocí nekonečné řady dle binomické věty. U této řady lze uvažovat pouze první dva členy, protože tato řada velice rychle konverguje. Při porovnání přesné rovnice s rovnicí vyjádřenou pomocí binomické řady je výsledek téměř totožný. Tuto substituci tedy lze s velkou přesností použít.

Takto pak vypadá finální vztah pro dráhu pístní skupiny. [1]

$$s \cong r \cdot \left[(1 - \cos\alpha) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \right] \quad [m] \quad (5)$$



Obr. 1.2 Dráha pístní skupiny

RYCHLOST PÍSTNÍ SKUPINY

Při odvozování vztahu pro rychlost pístní skupiny již není nutné vycházet z náčrtku. Postačí znalost jednoduchého fyzikálního vztahu, a to:

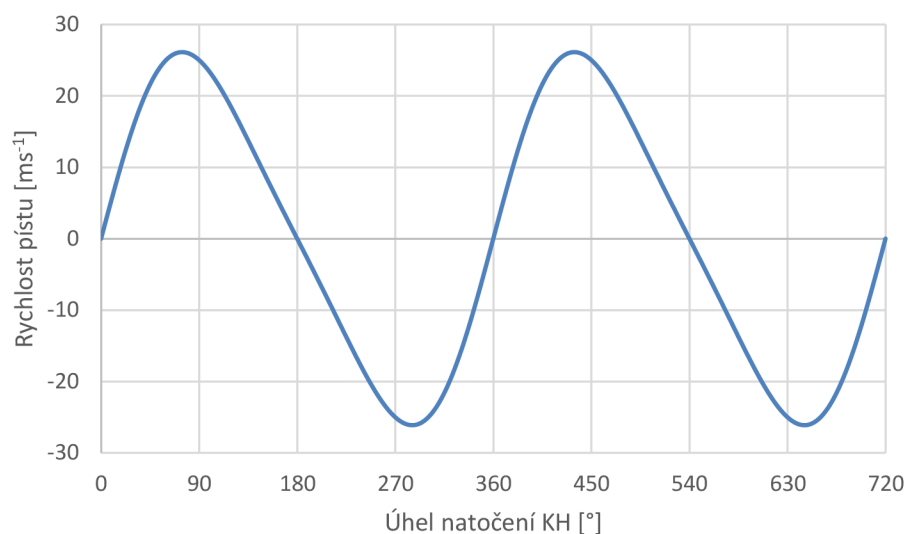
$$v = \frac{ds}{dt} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (6)$$

Tedy, že rychlost pístní skupiny je derivace dráhy pístní skupiny podle času. Po derivaci je pak výsledný vztah [1]:

$$v \cong r \cdot \omega \cdot \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right) \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (7)$$

kde ω [s^{-1}] je úhlová rychlost otáčení klikového hřídele, která se spočítá pomocí vztahu:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n \quad [rad \cdot s^{-1}] \quad (8)$$



Obr. 1.3 Rychlost pístní skupiny

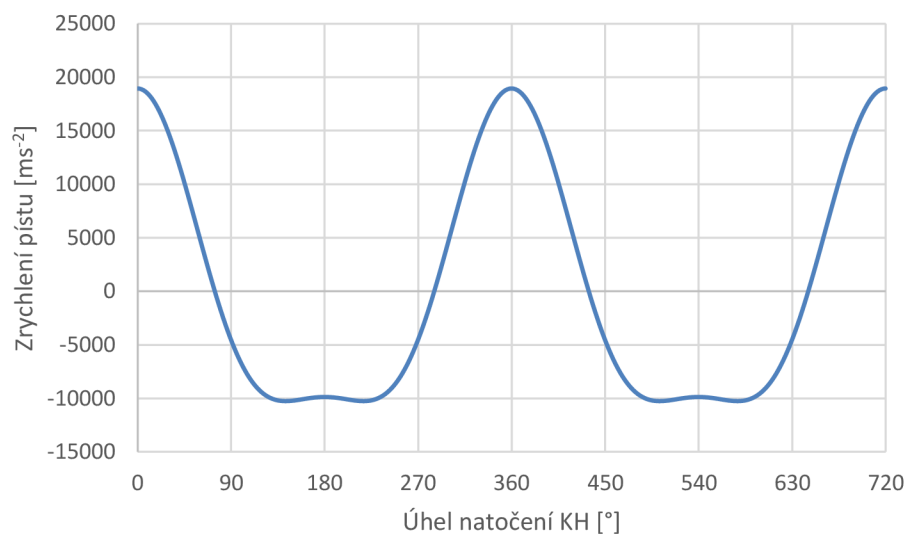
ZRYCHLENÍ PÍSTNÍ SKUPINY

Při odvozování vztahu pro zrychlení pístní skupiny je možné postupovat obdobně jako při odvozování vztahu pro rychlost. Vychází se z předpokladu, že:

$$a = \frac{dv}{dt} \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (9)$$

Tedy, že zrychlení pístní skupiny je derivace rychlosti pístní skupiny podle času. Po derivaci je pak výsledný vztah [1]:

$$a \cong r \cdot \omega^2 \cdot (\cos\alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (10)$$



Obr. 1.4 Zrychlení pístní skupiny



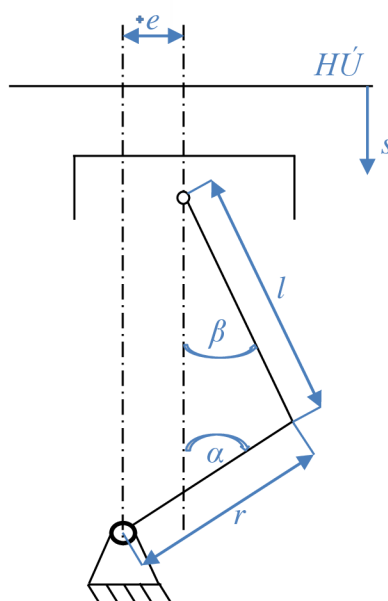
Na obrázku výše je nakreslen typický průběh zrychlení pístní skupiny. Toto zrychlení má velký vliv na setrvačné síly v klikovém mechanismu. Toto zrychlení je přímo úměrné otáčkám motoru. Z toho vyplývá, že čím vyšší budou otáčky motoru, tím větší budou setrvačné síly, které je třeba vyvážit. Více o této problematice bude řečeno v kapitole zabývající se vyvažováním klikového mechanismu.

1.1.2 EXCENTRICKÝ MECHANISMU

Jak je již patrné z názvu, tak v excentrickém mechanismu je válec (popř. vložka válce) vyosen o danou hodnotu excentricity a to buď ve směru otáčení KH (klikový hřídel), pak hovoříme o tzv. kladné excentricitě, nebo proti směru otáčení KH, pak hovoříme o tzv. záporné excentricitě.

DRÁHA PÍSTNÍ SKUPINY

Při odvozování vztahu pro dráhu pístní skupiny se vychází, obdobně jako u centrického mechanismu, z jednoduchého schématu klikového mechanismu.



Obr. 1.5 Excentrický klikový mechanismus [2]

Pomocí geometrických vlastností a matematických vztahů se dopočte pozice horní a dolní úvratě. Pomocí rozdílu těchto dvou hodnot je obdržen výsledný vztah pro dráhu pístní skupiny. Tento vztah je avšak opět problematický. Zavádí se tedy úprava pomocí nekonečné řady dle binomické věty. Dále je vhodné zavést tzv. excentrický poměr λ_e , při čemž platí, že [2]:

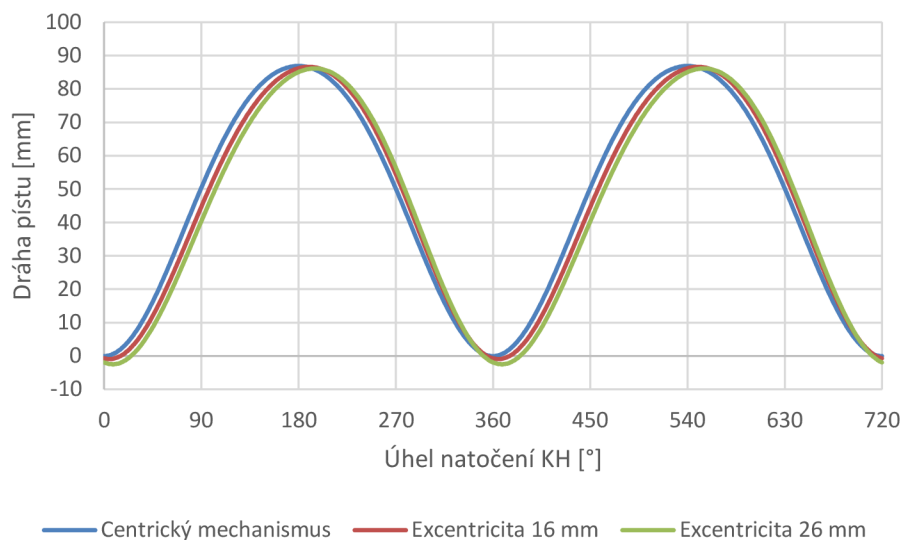
$$\lambda_e = \frac{e}{l} \quad [-] \quad (11)$$

Výsledný vztah pro dráhu pístní skupiny je tedy [2]:



$$s \cong \sqrt{(l+r)^2 - e^2} - r \cdot \left[\frac{1}{\lambda} + \cos\alpha + \lambda_e \cdot \sin\alpha - \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \right] \quad [m] \quad (12)$$

kde e [m] je excentricita klikového mechanismu, která je, pro větší přehlednost, v následujících grafech pouze jako 0 mm (centrický mechanismus), 16 a 26 mm.

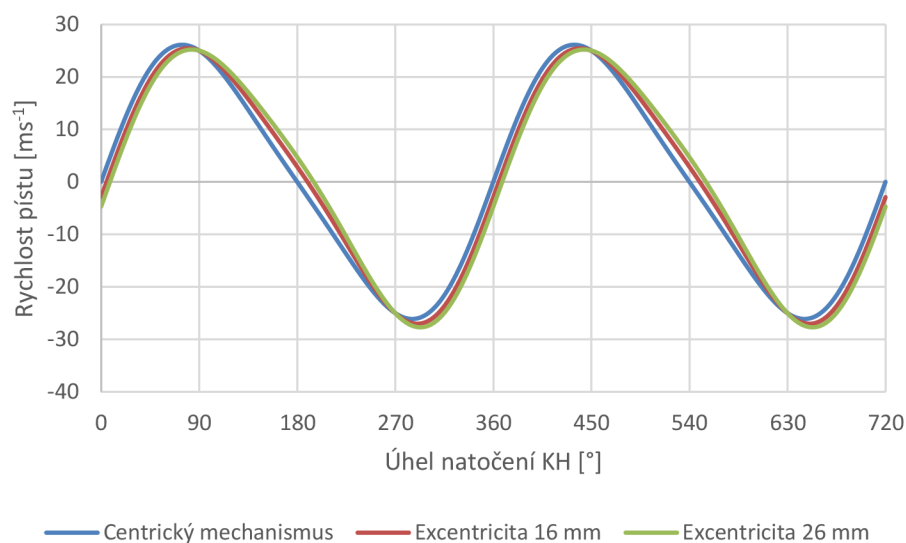


Obr. 1.6 Dráha pístní skupiny

RYCHLOST PÍSTNÍ SKUPINY

Pro výpočet rychlosti pístní skupiny je opět možné použít vztah (6). Výsledná rovnice je pak ve tvaru [2]:

$$v \cong r \cdot \omega \cdot \left(\sin\alpha - \lambda_e \cos\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (13)$$

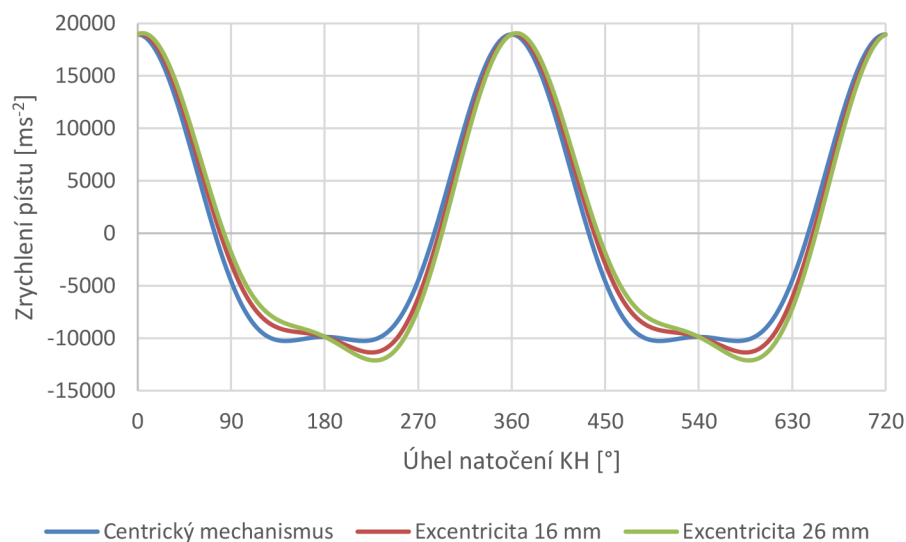


Obr. 1.7 Rychlost pístní skupiny

ZRYCHLENÍ PÍSTNÍ SKUPINY

Pro výpočet zrychlení pístní skupiny je vhodné využít vztah (9). Výsledná rovnice pak je [2]:

$$a \cong r \cdot \omega^2 \cdot (\cos\alpha + \lambda_e \cdot \sin\alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (14)$$



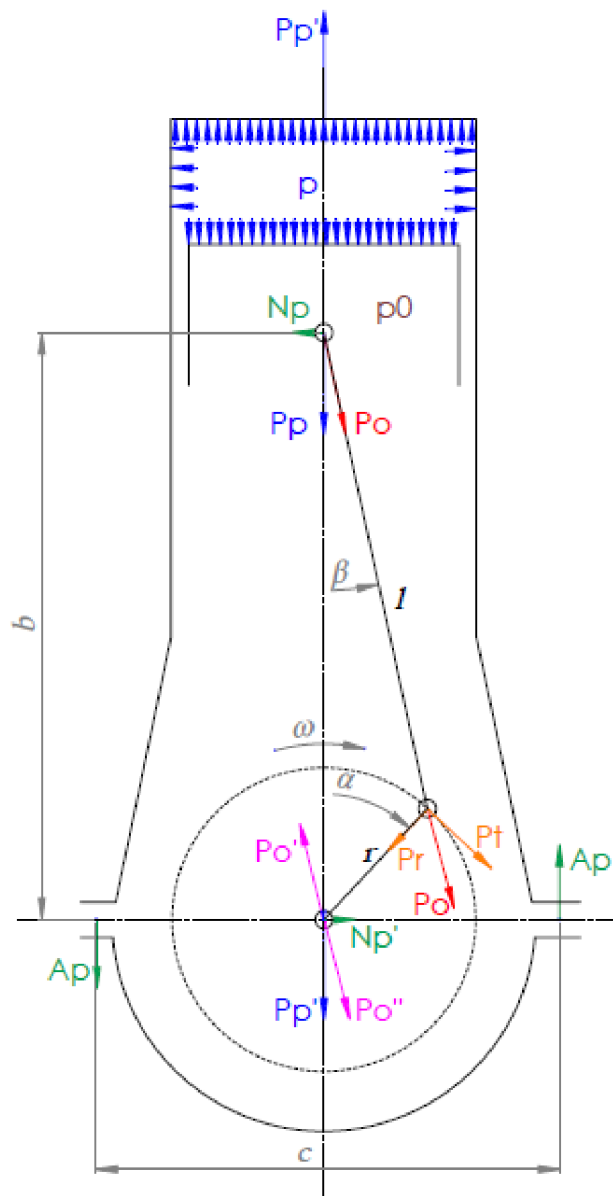
Obr. 1.8 Zrychlení pístní skupiny

Na obrázku výše je možné pozorovat vliv excentricity na průběh zrychlení pístní skupiny v klikovém mechanismu. Na průběhu v záporných hodnotách zrychlení pístní skupiny lze pozorovat zřetelnou změnu tvaru křivek excentrického mechanismu vůči křivce mechanismu centrického.



1.2 SÍLY PŮSOBÍCÍ V KLIKOVÉM MECHANISMU

Do motoru je přiváděna směs paliva se vzduchem ve vhodném poměru. Tato směs se stlačí a následně zapálí. Rovnoměrně prohořívá směrem od zapalovací svíčky v tzv. vlnoplochách. Při hoření vzniká tlak od rozpínajících se plynů p [Pa], který působí na hlavu motoru, vložku válce a píst. Právě tlak působící na píst generuje tzv. sílu od tlaku plynů P_p [N], která uvádí píst do pohybu. Tato síla se rozkládá na síly od tlaku plynů působící v ose ojnice P_o [N] a normálovou sílu N_p [N]. Síla P_o [N] působí rovněž na klikový hřídel, kde se následně rozkládá na dvě, na sebe kolmé, složky sil. Jedná se o síly tangenciální P_t [N] a radiální P_r [N]. Při čemž složka tangenciální síly generuje točivý moment motoru M_t [Nm] a složka radiální síly zatěžuje ojniční a hlavní ložiska. V uložení klikového hřídele v hlavních ložiscích je zachycena reakce na sílu N_p , která tvoří se silou působící v ose pístu N_p silovou dvojici, jež se odpovídá za klopný moment sil působících od tlaku plynů. Tento moment je nutné zachytávat. K tomuto účelu lze použít tzv. „Silentbloky,“ které zadržují reakční síly v uložení A_p [N].



Obr. 1.9 Průběh sil v klikovém mechanismu [3]



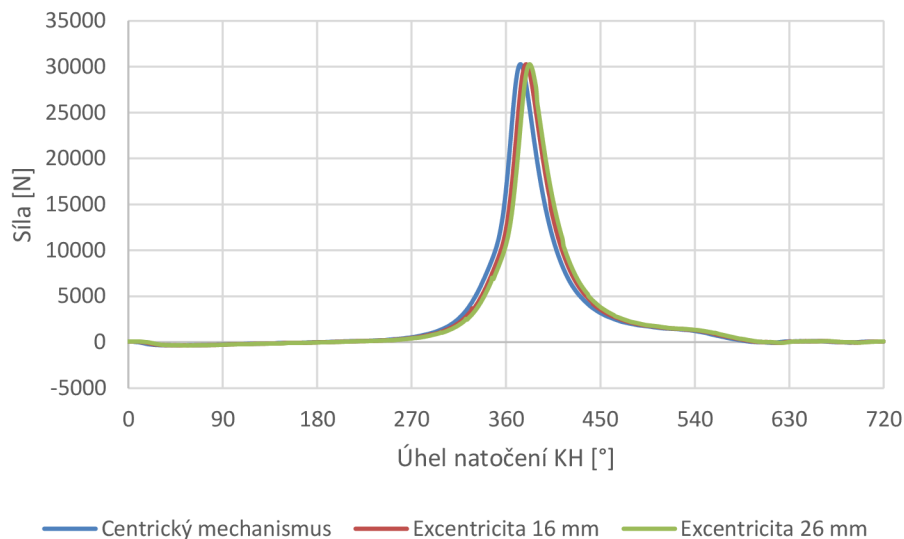
1.2.1 SÍLA OD TLAKU PLYNŮ A SÍLA SETRVAČNÝCH HMOT POSUVNÝCH ČÁSTÍ

Jak již bylo řečeno, síla od tlaku plynů je generována tlakem, který vzniká v prostoru válce nad pístem. Tato síla je velice proměnlivá v závislosti na úhlu natočení KH a otáčkách motoru. Síla setrvačných hmot posuvných částí je dána hmotností pístní skupiny a podílu ojnice a dále zrychlením pístní skupiny. Z tohoto důvodu bylo vhodné si v úvodní části této práce spočítat právě toto zrychlení. Více informací o síle setrvačných hmot posuvných částí je obsaženo v části „Vyvážení klikového mechanismu.“

Sílu od tlaku plynů lze vypočítat pomocí vztahu:

$$P_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot (p - p_0) \quad [N] \quad (15)$$

kde $D [m]$ je průměr pístu (vrtání), $p [Pa]$ je tlak plynů a $p_0 [Pa]$ je tlak v klikové skříni (tento tlak je velmi blízký tlaku atmosférickému).



Obr. 1.10 Síla od tlaku plynů - excentrický mechanismus (otáčky 5500 min^{-1})

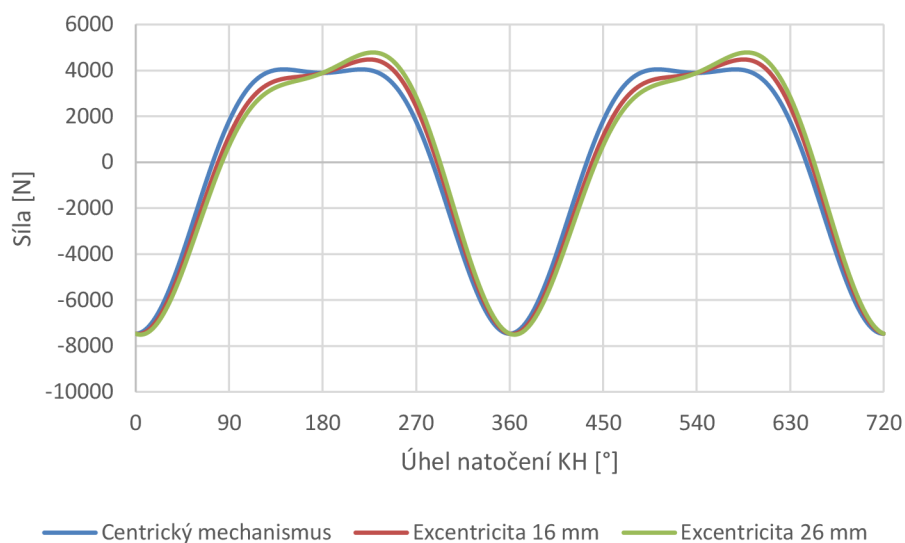
Z předcházejícího grafu je patrné, že excentricita nemá velký vliv na průběh síly od tlaku plynů. Křivka síly se s rostoucí excentricitou pouze nepatrně posouvá doprava.

Sílu setrvačných hmot posuvných částí lze vypočítat podle vztahu:

$$F_{psk} = -m_{psk} \cdot a \quad [N] \quad (16)$$

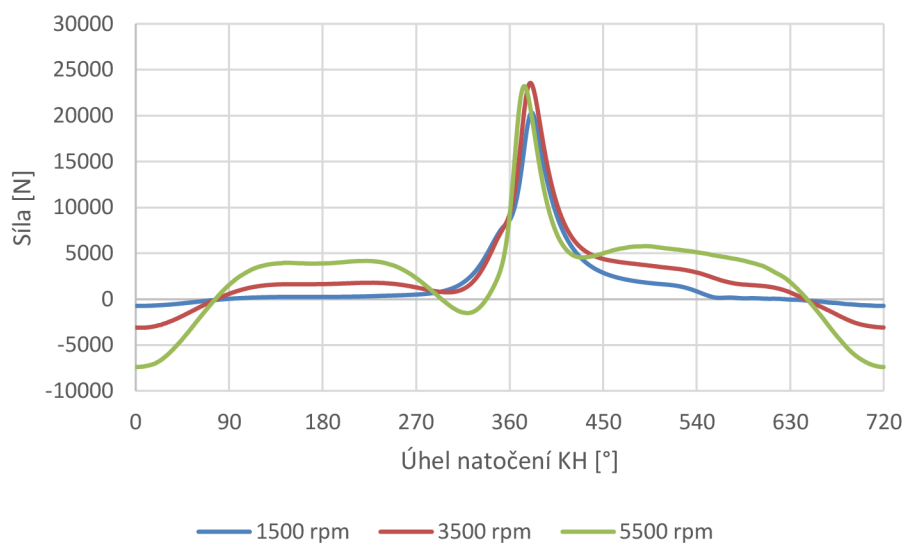
kde $m_{psk} [kg]$ je hmotnost pístní skupiny + podíl ojnice.

Na následujícím grafu již lze pozorovat značnou změnu tvaru křivky v závislosti na excentricitě. To je dáno tím, že se s rostoucí excentricitou značně mění průběh zrychlení v klikovém mechanismu.

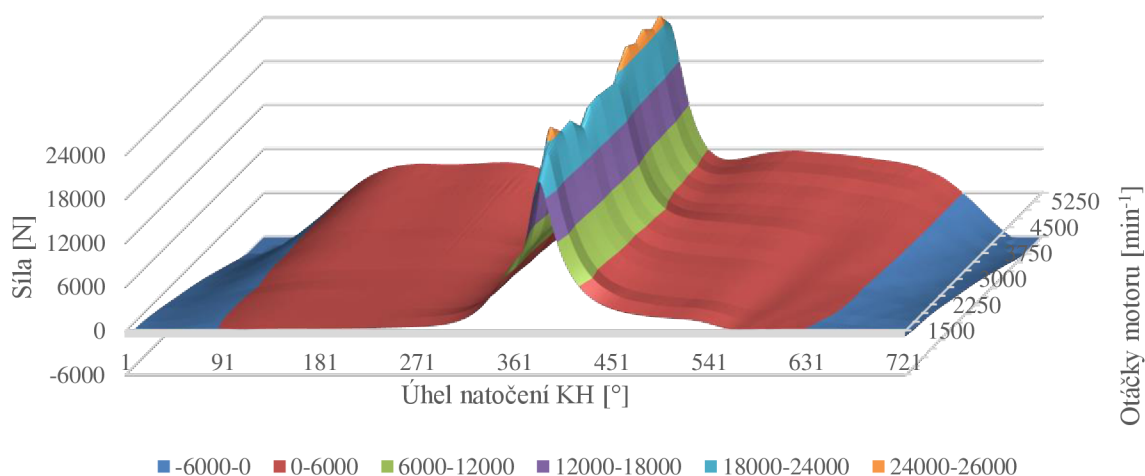


Obr. 1.11 Síla setrvačných hmot posuvných částí (otáčky 5500 min⁻¹)

Sečtením obou předchozích sil vznikne výsledná síla působící v ose pístu F_c [N]. Velikost s průběh této síly pak zásadním způsobem ovlivňují vnější otáčkovou charakteristiku vozidla.



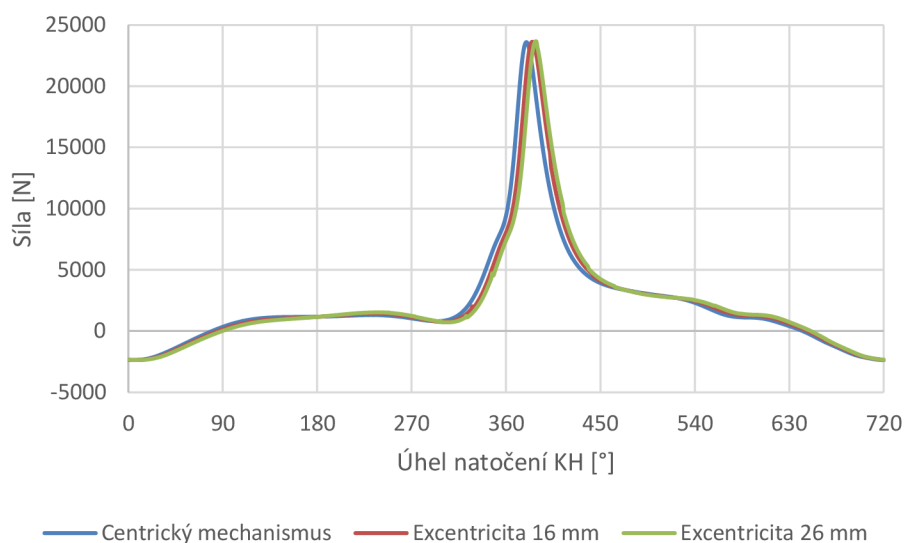
Obr. 1.12 Výslednice sil od tlaku plynů a síly setrvačné - centrický mechanismus I



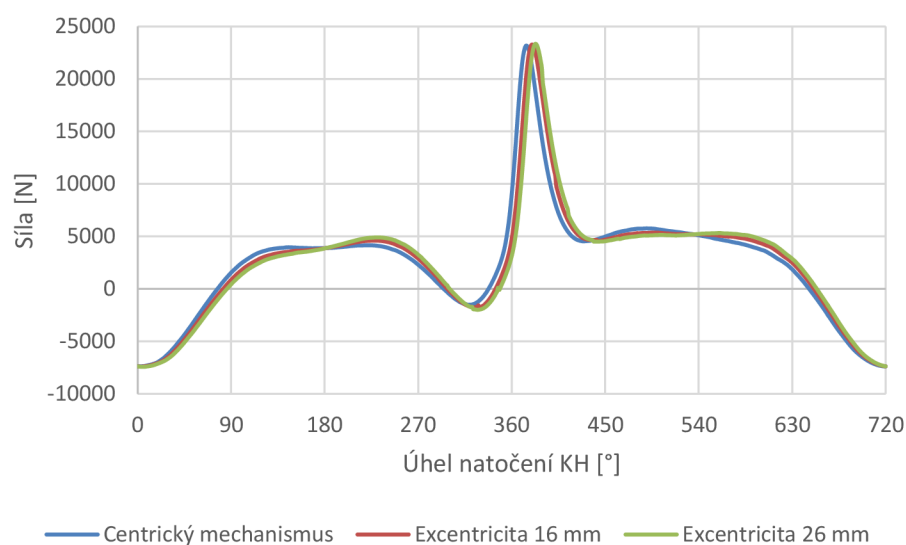
Obr. 1.13 Výslednice sil od tlaku plynů a síly setrvačné - centrický mechanismus 2

Z předchozích grafů je patrné, že maximální hodnota výslednice sil od tlaku plynů a sil setrvačných hmot posuvných částí za HÚ (horní úvrat' $\approx 360^\circ \cdot k$ natočení KH, kde k je libovolné celé číslo) v intervalu $360 - 420^\circ$ natočení KH je pro různé otáčky velmi podobná. V ostatních oblastech s rostoucími otáčkami nabývá dominantního vlivu síla setrvačných hmot posuvných částí. To je dáno tím, že s rostoucími otáčkami roste i velikost zrychlení pístní skupiny, které je přímo úměrné síle od setrvačných hmot posuvných částí.

Na následujících grafech je možné porovnat výslednici sil v závislosti na excentricitě a to pro střední a vysoké otáčky motoru. Opět lze pozorovat změna tvaru křivek daná nárůstem setrvačné síly.



Obr. 1.14 Výslednice sil od tlaku plynů a síly setrvačné - vliv excentricity (otáčky 3000 min⁻¹)



Obr. 1.15 Výslednice sil od tlaku plynů a síly setrvačné - vliv excentricity (otáčky 5500 min^{-1})

V tomto případě je platí, že s rostoucí excentricitou se posunuje průběh výslednice sil doprava. Rovněž lze pozorovat jistou deformaci v oblasti DÚ (dolní úvrat' $\approx 180^\circ + 360^\circ \cdot k$ natočení KH, kde k je libovolné celé číslo).

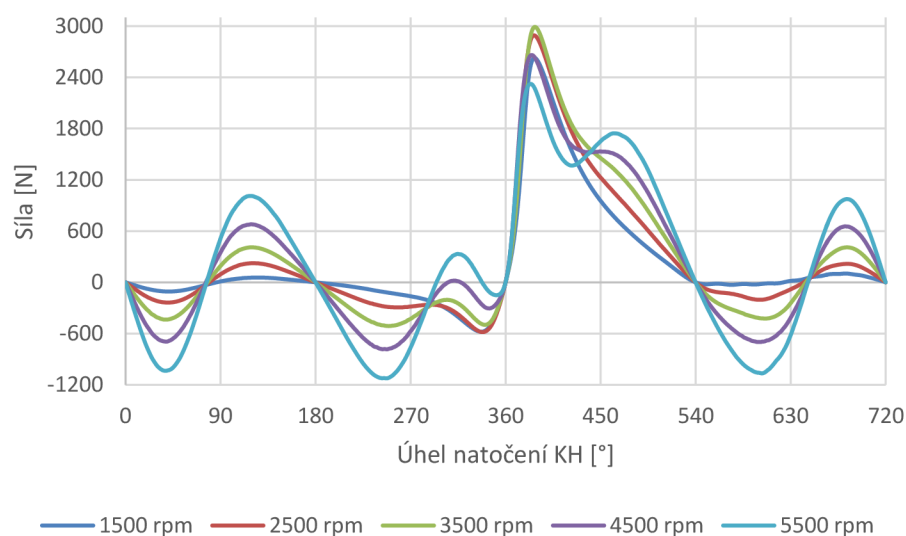
Oblast HÚ a DÚ se s rostoucí excentricitou mění. Při výpočtu je nutné tuto změnu zohlednit. Při pozorování změny průběhu sil v grafu je tato změna polohy HÚ a DÚ tak malá, že ji lze zanedbat.

1.2.2 NORMÁLOVÁ SÍLA

Normálová síla N_p je síla, jenž působí kolmo na stěnu válce. Čím kratší je ojnice, tím je podíl normálové síly větší. Z tohoto hlediska je dobré mít ojnici co možná největší. Problém nastává v okamžiku zjištění, co větší a hmotnější ojnice udělá se setrvačnými hmotami. Z hlediska setrvačných hmot je naopak důležité mít ojnici co nejlehčí, a tedy i nejkratší. Je nutné tedy volit jakýsi kompromis mezi těmito dvěma protichůdnými stanovisky. Řešením se jeví zavedení excentrického mechanismu, který sníží maximální hodnotu této síly.

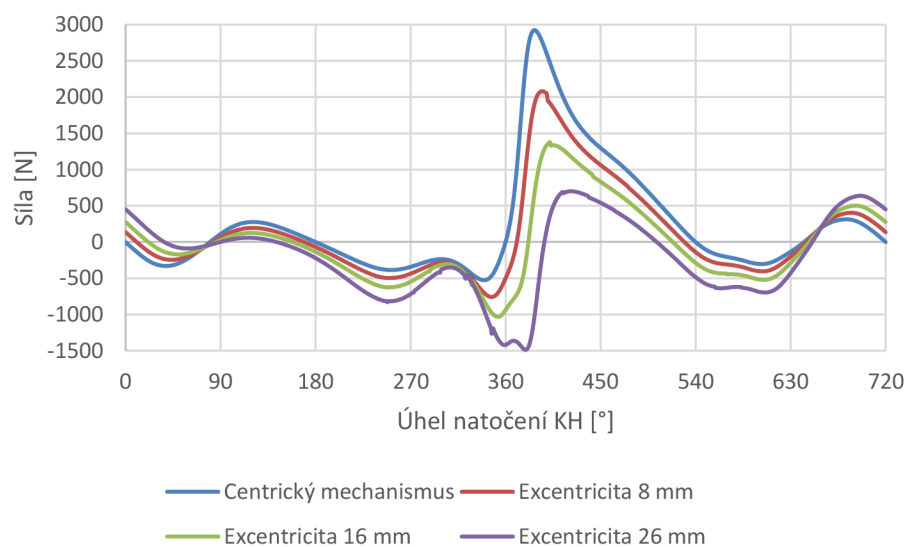
Normálovou sílu je možné vypočítat pomocí vztahu [15]:

$$N_p = (P_p + F_{psk}) \cdot \frac{\lambda \cdot \sin \alpha - \lambda_e}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha + 2 \cdot \lambda \cdot \lambda_e \cdot \sin \alpha - \lambda_e^2}} \quad [N] \quad (17)$$



Obr. 1.16 Normálová síla – centrický mechanismus

Z grafů je patrné, že normálová síla nabývá maximální hodnoty v oblasti středních otáček motoru. Maximální rozkmit síly nastává v oblasti vysokých otáček, kde je sice maximální síla menší, avšak rozkmit síly je markantní v celém průběhu síly.



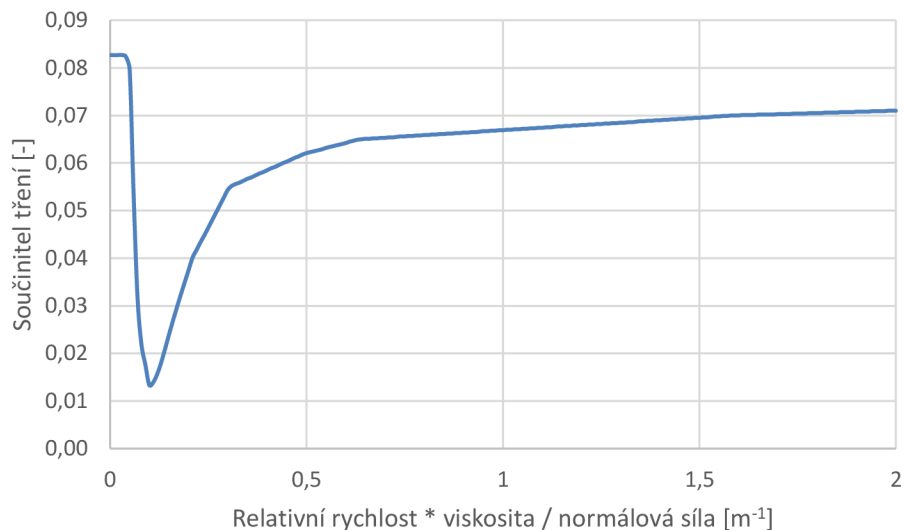
Obr. 1.17 Normálová síly - vliv excentricity (otáčky 3000 min^{-1})

Na tomto grafu lze pozorovat, že při působení normálové síly v centrickém mechanismu je dominantně zatěžována jen polovina vložky válce. S rostoucí excentricitou tento dominantní vliv klesá a nastává rovnoměrnější zatížení obou polovin. V okamžiku, kde excentricita nabyde hodnoty okolo 16 mm, nastává zlom, při kterém s dále rostoucí excentricitou nastává vyšší zatížení protilehlé poloviny vložky válce. Tento stav je z hlediska účinnosti motoru dále nežádoucí.



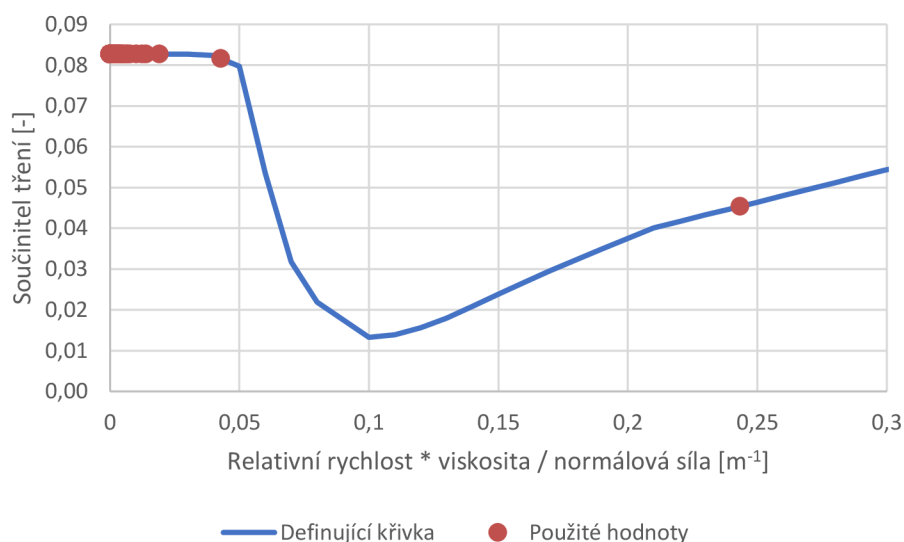
1.2.3 STRIBECKOVA KŘIVKA

Pro výpočet třecí síly mezi pístem a vložkou válce je nutné definovat součinitel tření. Tento součinitel tření avšak není konstantní. V praxi lze často použít tzv. Stribeckovu křivku, která definuje tento součinitel v závislosti na vzájemné rychlosti styčných ploch, viskozitě oleje a v neposlední řadě na normálovém zatížení styčných ploch. Tato křivka je ovšem pro každou situaci jiná a je třeba ji zjistit experimentálně.



Obr. 1.18 Stribeckova křivka 1

Z této křivky je dominantně použita pouze malá část nacházející se v levé části tohoto grafu. Hodnoty použité ve výpočtu jsou zakresleny v následujícím grafu. Z toho je patrné, že pro orientační výpočet lze s velkou přesností použít konstantní hodnotu součinitele tření.



Obr. 1.19 Stribeckova křivka 2



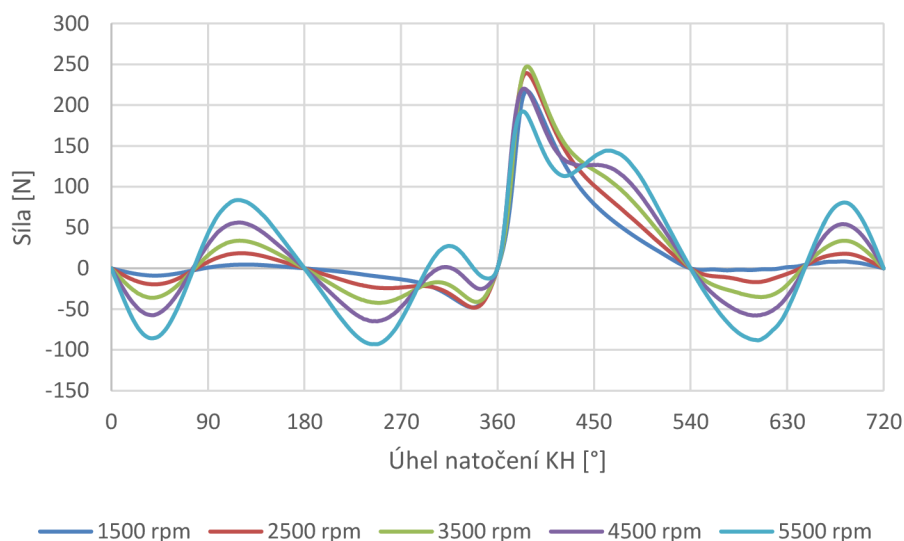
1.2.4 TŘECÍ SÍLA MEZÍ PÍSTEM A VLOŽKOU VÁLCE

Třecí sílu mezi pístem a vložkou válce lze vypočítat pomocí jednoduchého vztahu:

$$F_{tr} = N_p \cdot f \quad [N] \quad (18)$$

kde $f [-]$ je součinitel tření získaný pomocí Stribeckovy křivky.

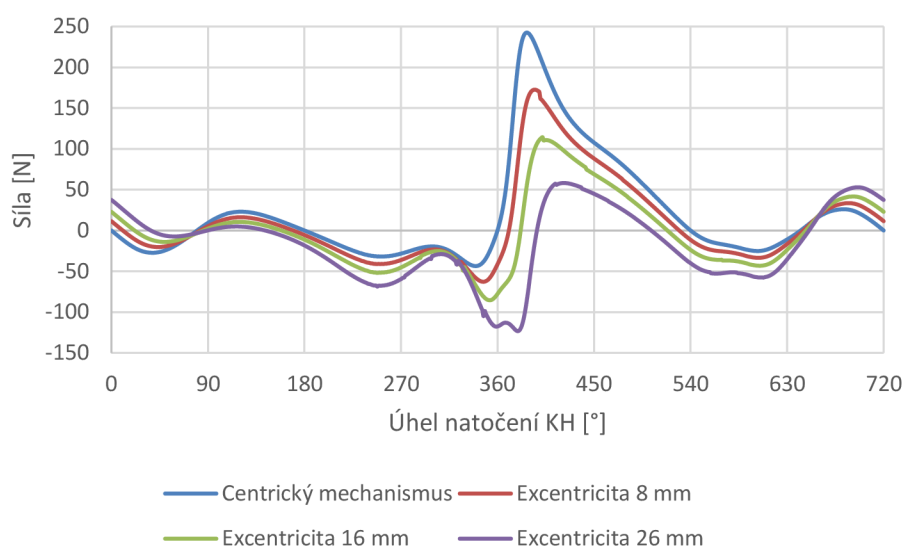
Jak již bylo zmíněno, tento součinitel se v tomto případě nikterak dramaticky nemění. Z tohoto důvodu je patrná značná tvarová podobnost křivky třecí síly s křivkou síly normálové. Tento jev je zřejmý na následujícím grafu:



Obr. 1.20 Třecí síla - centrický mechanismus

Třecí síla nabývá maximální hodnoty opět ve středních otáčkách. Maximální rozkmit síly nastává opět v oblasti vysokých otáček, kde je sice maximální síla menší, avšak rozkmit síly je markantní v celém průběhu síly.

Na následujícím grafu je patrný vliv excentricity na průběh třecí síly mezi pístem a vložkou válce. Uvažovány jsou problematické střední otáčky motoru.



Obr. 1.21 Třecí síla - excentrický mechanismus (otáčky 3000 min⁻¹)

1.3 TOČIVÝ MOMENT

Točivý moment motoru je základní charakteristikou vypovídající o vlastnostech motoru. Laicky lze popsat jako jakási síla motoru. Z matematického pohledu je výpočet točivého momentu motoru popsán jednoduchým vztahem:

$$M_t = P_t \cdot r \quad [N \cdot m] \quad (19)$$

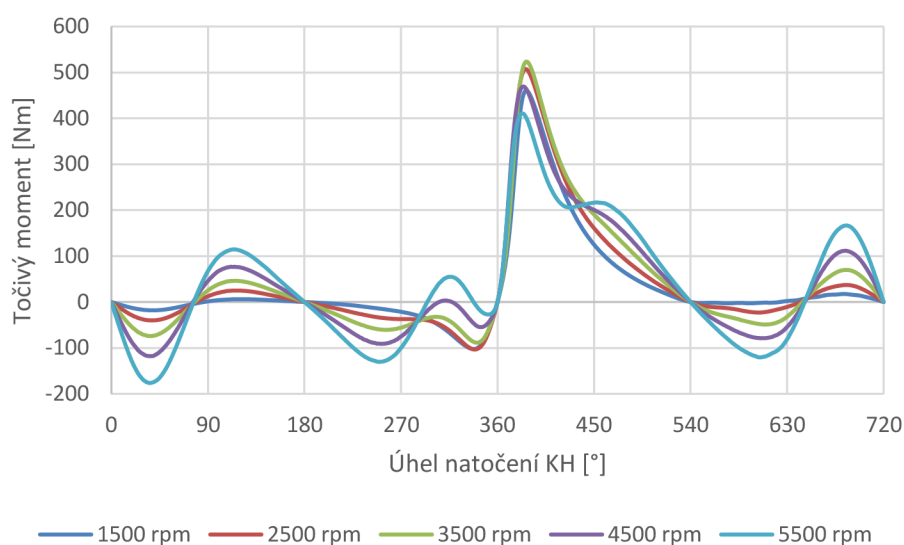
kde P_t [N] je tangenciální síla působící kolmo na rameno kliky r .

1.3.1 TANGENCIÁLNÍ SÍLA

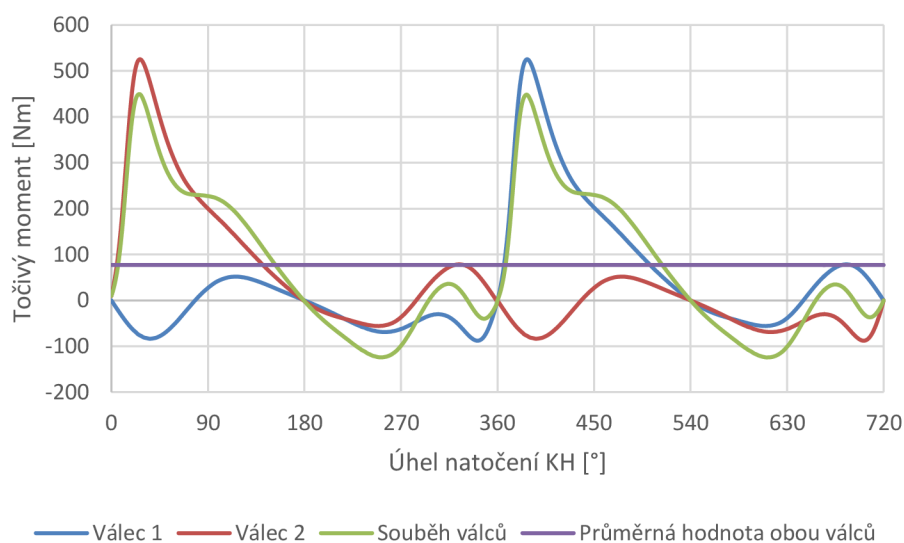
Tangenciální síla je síla, která uvádí klikový hřídel do pohybu. Díky tomu, že není konstantní, je bohužel i zdrojem torzních kmitů. K jejímu popsání existuje matematický vztah [15]:

$$P_t = (P_p + F_{psk}) \cdot \left(\sin\alpha + \frac{\lambda \cdot \sin\alpha \cdot \cos\alpha - \lambda_e \cdot \cos\alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2\alpha + 2 \cdot \lambda \cdot \lambda_e \cdot \sin\alpha - \lambda_e^2}} \right) [N] \quad (20)$$

Z důvodu, že točivý moment je pouhým násobkem této síly konstantou, není nutné tuto sílu vykreslovat. Tedy rovnou k průběhu točivého momentu.

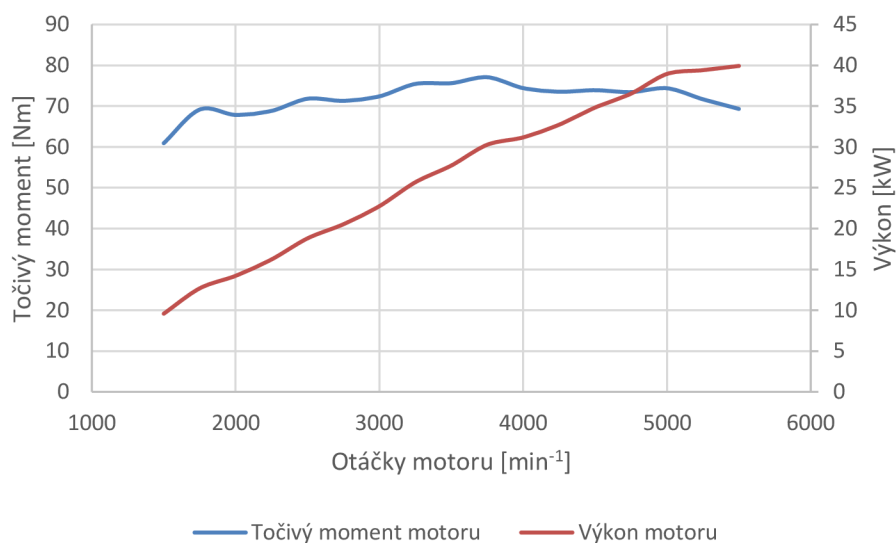


Obr. 1.22 Točivý moment jednoho válce – průběh (otáčky 3750 min⁻¹)



Obr. 1.23 Točivý moment obou válců – průběh (otáčky 3750 min⁻¹)

Z důvodu pravidelného rozestupu zážehů jsou křivky točivého momentu vzájemně posunuty o hodnotu 360°. Po sečtení obou průběhů, jak prvního, tak druhého válce je obdržena křivka průběhu výsledného točivého momentu. Pokud je plocha pod křivkou točivého momentu integrována, je dosaženo průměrného točivého momentu motoru. Tuto hodnotu zpravidla udává výrobce vozidla.



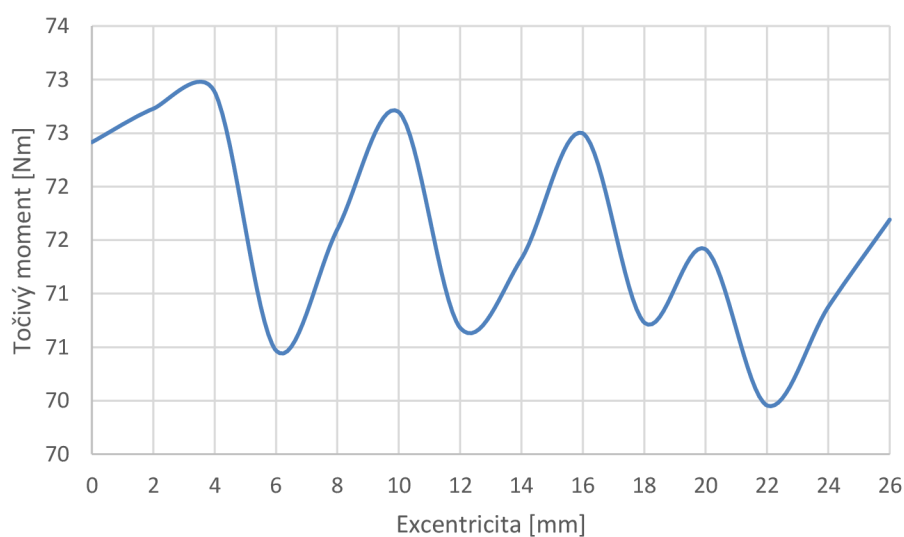
Obr. 1.24 Otáčková charakteristika motoru

Otáčková charakteristika motoru je základní charakteristika vypovídající o potenciálu daného motoru. Na předchozím grafu lze pozorovat plochou křivku točivého momentu motoru. To je v praxi velice výhodné. Motor má pak lepší odezvu v závislosti na sešlápnutí akceleračního pedálu. Z tohoto důvodu jsou motory s takto plochou křivkou točivého momentu označovány jako HTP, což znamená „High Torque Performance.“

Na grafu je možné rovněž pozorovat průběh výkonu motoru. Ten se vypočítá z točivého momentu motoru pomocí vztahu:

$$P = M_t \cdot \omega \quad [W] \quad (21)$$

Na následujícím grafu je patrný vliv excentricity na průměrnou hodnotu točivého momentu.



Obr. 1.25 Točivý moment v závislosti na excentricitě



S rostoucí excentricitou průměrná hodnota točivého momentu mírně klesá. Domnívám se, že rozkmit křivky je dán nepřesností při přepočtu tlaku v závislosti na excentricitě. Tento rozkmit je však tak nízký, že nebude mít při dalším pozorování velký vliv.

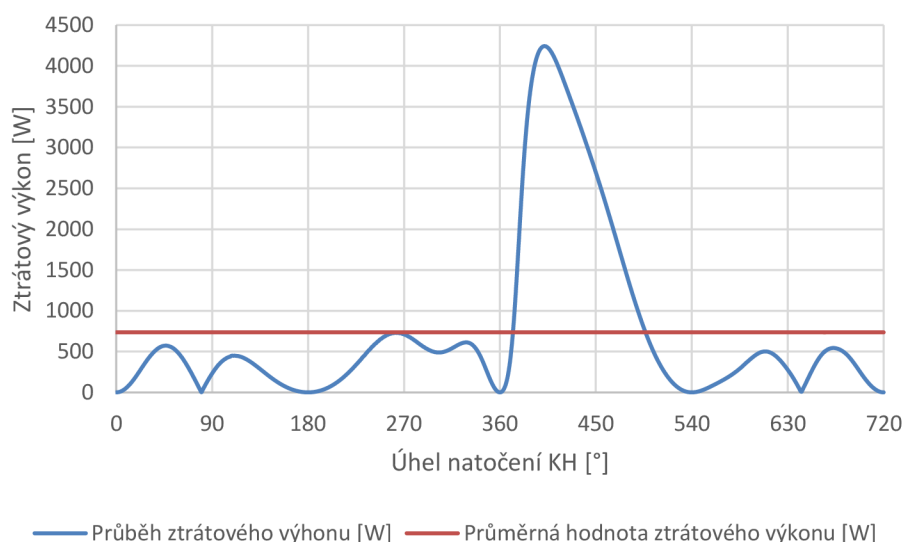
1.4 ZTRÁTOVÝ VÝKON PÍSTNÍ SKUPINY

Ztrátový výkon je výkon, který je nutno vynaložit k překonání třecích ztrát v klikovém mechanismu, respektive ztrát daných třením pístu ve válci. Tento výkon lze spočítat pomocí následujícího vztahu:

$$P_z = |N_p| \cdot f \cdot |v| \quad [W] \quad (22)$$

Je nutné uvažovat absolutní hodnotu normálové síly a rychlosti. To je dáno tím, že ztrátový (třecí) výkon působí vždy proti pohybu pístu. Z tohoto důvodu není nutné uvažovat znaménko.

Velikost průměrné hodnoty ztrátového výkonu lze dostáhnout integrací křivky průběhu ztrátového výkonu. Při zavedení diskretizace je možné použít prosté zprůměrování.



Obr. 1.26 Ztrátový výkon pístní skupiny

Při volbě excentricity lze s výhodou využít tzv. poměrný ztrátový výkon. Tento poměrný výkon je dán následujícím vztahem:

$$P_{pom} = \frac{P_{excentr}}{P_{centr}} \quad [-] \quad (23)$$

kde $P_{excentr}$ [W] je průměrný ztrátový výkon vždy pro konkrétní hodnotu excentricity a P_{centr} [W] je průměrný ztrátový výkon centrického mechanismu.

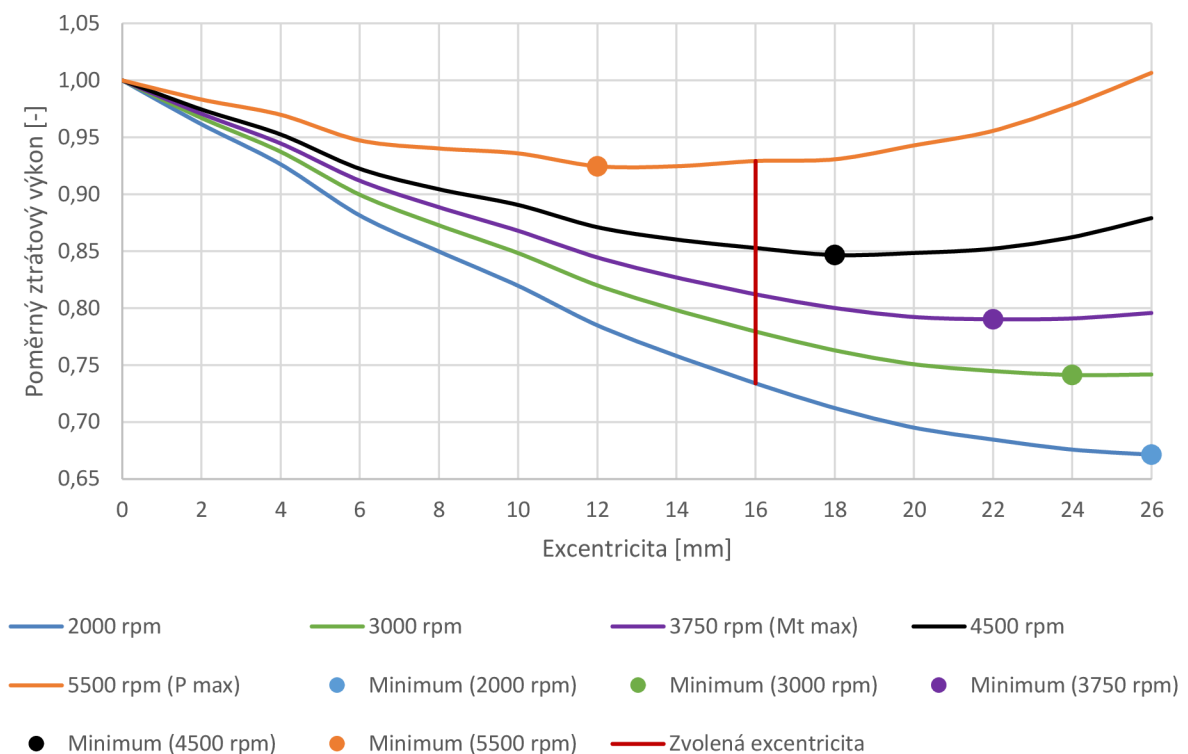
Je nutné si uvědomit, že výkon je vždy závislý na otáčkách motoru. Z tohoto důvodu je možné pozorovat jeho rozdílné průběhy pro jednotlivé otáčky (Obr. 1.27).



V první fázi zvyšování excentricity platí, že s její rostoucí hodnotou poměrný ztrátový výkon prudce klesá. To je z hlediska třecích ztrát velice žádoucí. Tuto hodnotu je třeba mít co nejnižší, avšak je třeba brát v potaz, že čím více se mění excentricita, tím více se mění průběh sil působících v klikovém mechanismu.

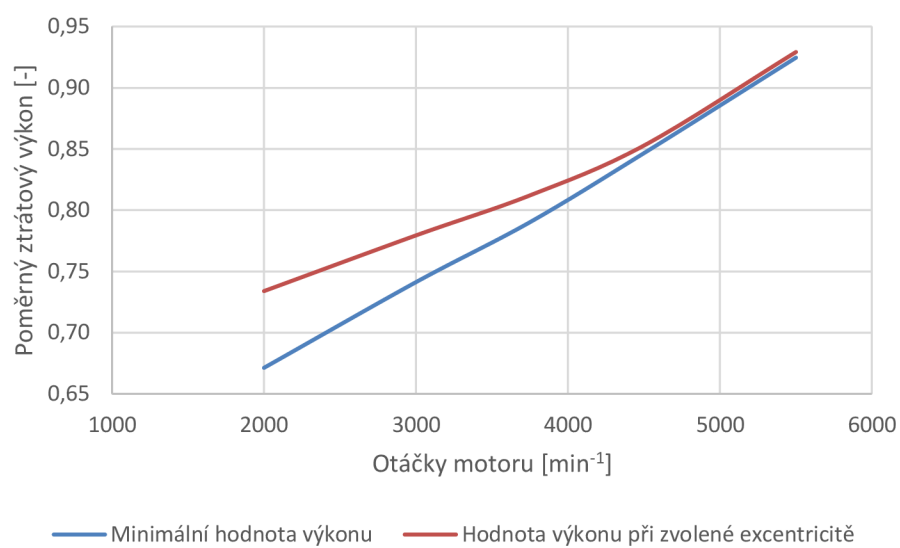
V další fázi v určitých otáčkách nastává zvýšení poměrného ztrátového výkonu. To je velice nevýhodné. Je třeba se tedy zamyslet nad tím, v jakých otáčkách bude motor nejčastěji provozován. Z této rozvahy je pak nutné stanovit co možná nejlepší hodnotu excentricity.

V tomto konkrétním případě jsem se rozhodl pro další výpočty uvažovat hodnotu excentricity o velikosti 16 mm. Z tohoto důvodu je rovněž tato hodnota vždy vykreslena v předešlých grafech.



Obr. 1.27 Ztrátový výkon pístní skupiny - vliv excentricity

Pro kontrolu je možné vykreslit závislost minimálních hodnot poměrného ztrátového výkonu na otáčkách motoru spolu s hodnotami danými zvolenou excentricitou (Obr. 1.28). Z průběhu křivek je patrné, že zvolená hodnota excentricity je v rozmezí otáček maxima točivého momentu a maximálních otáček motoru blízká hodnotě ideální (ideální hodnota je hodnota, při které by se v průběhu změny otáček vždy také měnila hodnota excentricity). To je žádoucí zjištění, protože je možné předpokládat, že motor s malým výkonem bude převážně pracovat v této stabilní oblasti.



Obr. 1.28 Poměrný ztrátový výkon v závislosti na otáčkách motoru



2 VYVÁŽENÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

Nevyváženost klikového mechanismu je dána jeho pohybem (Funkční nevyváženost), nehomogenitou materiálu a tolerancí rozměrů (Výrobní nevyváženost) a deformací součástí v průběhu jejich provozu. Tato nevyváženost se projevuje přenosy na rám či karoserii (Vnější projevy), ale hlavně zatěžuje klikový mechanismus (Vnitřní projevy). [5]

2.1 ZÁKLADNÍ TVAR KLIKOVÉHO HŘÍDELE

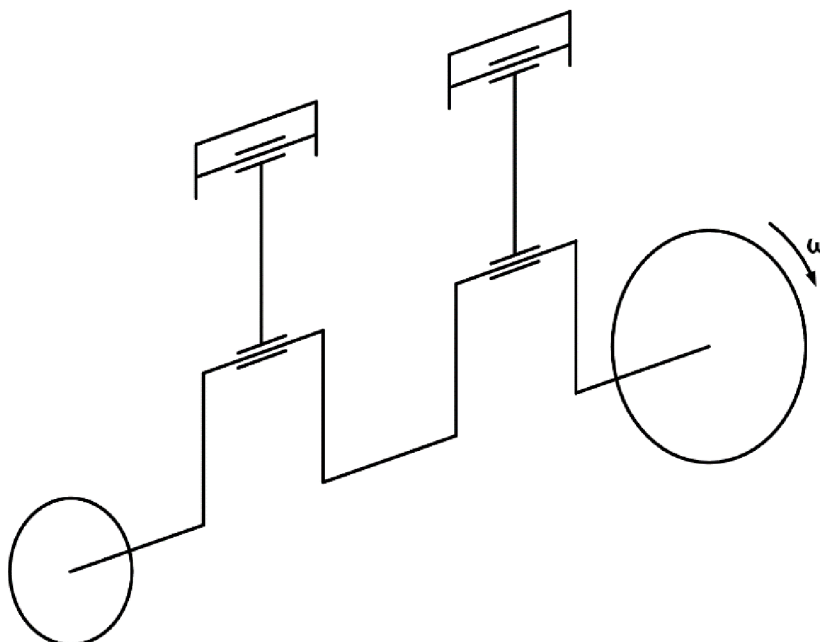
Jsou-li při konstrukci řadového motoru vyžadovány pravidelné rozestupy zážehů, vychází se z jednoduché rovnice, díky které lze zjistit vlastní úhel mezi válci. Je to úhel, o který se musí KH otočit, aby došlo k dalšímu zážehu paliva.

Tato rovnice je odlišná pro motory čtyřdobé a dvoudobé. V tomto případě se jedná o motor čtyřdobý, a proto je rovnice ve tvaru: [6]

$$\vartheta_{4D} = \frac{720^\circ}{z} \quad [^\circ] \quad (24)$$

kde $\vartheta_{4D} [^\circ]$ je vlastní úhel mezi válci a $z [-]$ je počet válců.

Tato práce je zaměřena na dvouválcový motor. Po dosazení do předešlé rovnice vyjde úhel $\vartheta_{4D}=360^\circ$. Z tohoto výsledku je patrné, že válce budou směřovat stejným směrem. To je znázorněno na následujícím obrázku. [6]



Obr. 2.1 Schéma klikového hřídele [6]



2.2 MOŽNÉ ZPŮSOBY VYVAŽOVÁNÍ

Setrvačné síly vznikající v klikovém mechanismu je možno rozdělit na dvě základní skupiny. Druhou z uvedených sil je možno dále rozdělit na podskupiny. [2]

- Setrvačné síly rotačních částí
- Setrvačné síly posuvných částí pístní skupiny
 - První harmonická kosinová složka
 - Sinová složka (pouze u excentrického mechanismu)
 - Druhá harmonická kosinová složka

Setrvačné síly rotačních částí je vhodné vyvažovat pomocí vývažku na KH. Jedná se o nejjednodušší způsob. Navíc se jedná o úplné vyvážení.

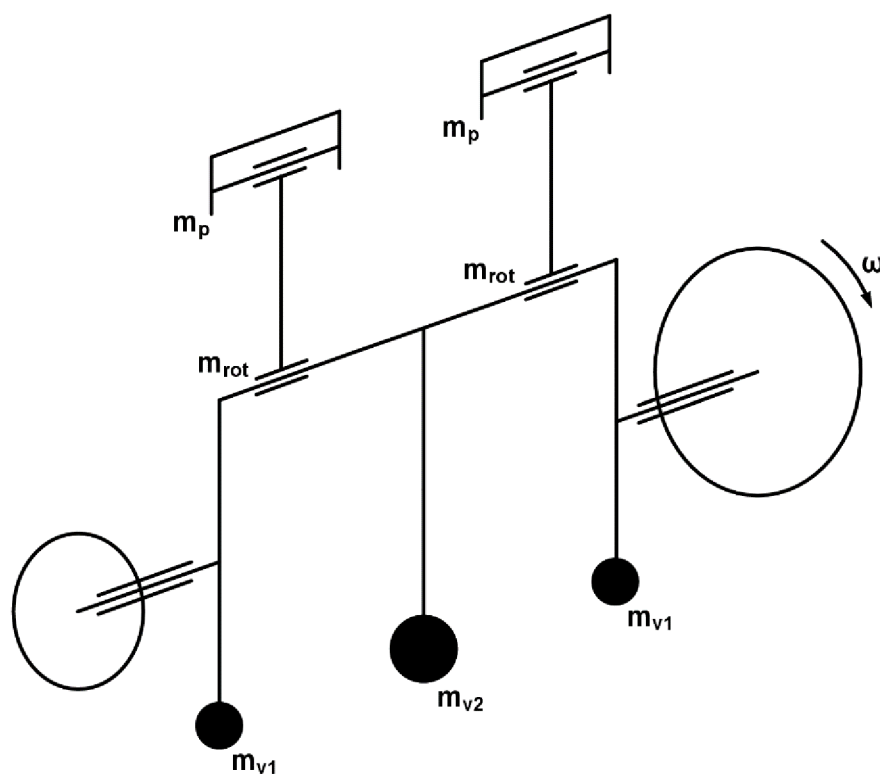
Setrvačné síly posuvných částí pístní skupiny lze vyvažovat mnoha různými způsoby. Pokud není nutné síly vyvážit úplně, lze sílu působící v ose válce rozložit do dalších směrů pouze vývažkem na KH. Toto vyvážení je popsáno jako částečné.

Pokud je vyžadováno úplné vyvážení setrvačných sil posuvných částí pístní skupiny, lze to provést např. těmito způsoby: [6]

- Pomocí vyvažovací ojnice s kyvným ramenem
- Pomocí protiběžného vyvažovacího pístu
- Pomocí vyvažovacích hřídelů

Protože se tato práce zabývá dvouválcovým motorem, který neoplývá zrovna závodní otáčkovou charakteristikou, konstatuji, že není vhodné dále odebírat výkon, který by byl nutný pro pohon vyvažovacích jednotek. Pokud by byl tento motor zvolen jako pohonná jednotka automobilu, je nutné přivést co možná nejvíce výkonu na kola. Z tohoto důvodu jsem zvolil vyvážení částečné, tedy pouze pomocí vývažku na KH. Z důvodu další úspory výkonu, jsem se rozhodl nekonstruovat KH tradičním způsobem, tedy uložený na třech ložiskách, ale pouze na dvou. Prostřední ložisko je možné vynechat, zlepší se tím otáčková charakteristika, avšak KH bude více namáhán zejména na torzní kmity. Při analýze napjatosti bude patrné, jestli byla tato volba správná, či nikoliv.

Po této úvaze bude tedy KH vypadat podle následujícího schématu.



Obr. 2.2 Schéma klikového mechanismu s vývažky bez středního ložiska [6]

Toto uspořádání KH již bylo v minulosti realizováno. Při úvaze, jak tento problém vyřešit, jsem čerpal inspiraci z následujícího obrázku.



Obr. 2.3 Praktické provedení KH bez středního ložiska [6]



2.3 VLASTNÍ VYVÁŽENÍ EXCENTRICKÉHO KLIKOVÉHO MECHANISMU

2.3.1 SETRVAČNÉ SÍLY ROTAČNÍCH ČÁSTÍ

Z jednoduchých fyzikálních vztahů je známo, že pro udržení hmotného bodu či tělesa v pohybu po kružnici, je nutné na něj působit vnější silou. Tato síla je úměrná dostředivému zrychlení a_d , které lze spočítat pomocí jednoduchého vztahu [7]:

$$a_d = \omega^2 \cdot r \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (25)$$

Síla nutná k udržení tělesa v pohybu po kružnici je pak:

$$F_d = m_{rot} \cdot a_d \quad [N] \quad (26)$$

kde $m_{rot} [kg]$ je hmotnost rotačních částí.

Reakcí k této síle je pak síla odstředivá $F_r [N]$, která způsobuje nevyváženost rotačních sil v klikovém mechanismu.

Tuto sílu je nutno vyvážit. Toto vyvážení se provede jednoduchým způsobem. Protože je nevyváženost rotačních sil dána hmotnostmi rotačních částí, která je umístěna na rameni kliky KH, je možné tuto sílu vyvážit silou stejně velkou působící v opačném směru. Musí pak platit, že:

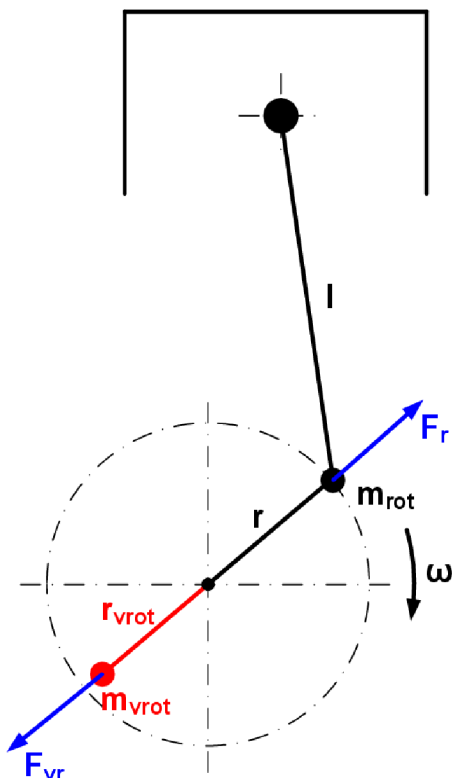
$$F_r = F_{vr} \quad (27)$$

$$m_{rot} \cdot \omega^2 \cdot r = m_{vrot} \cdot \omega^2 \cdot r_{vrot}$$

$$m_{rot} \cdot r = m_{vrot} \cdot r_{vrot} = konst.$$

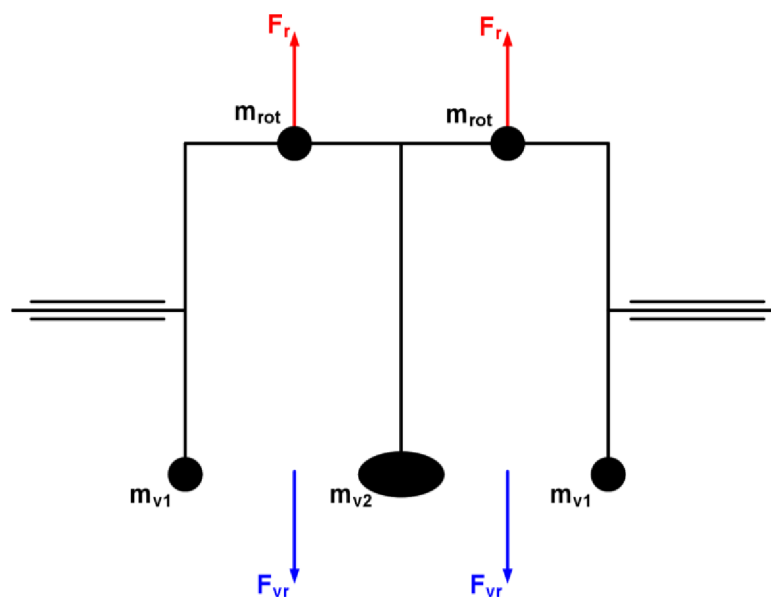
kde $m_{vrot} [kg]$ je hmotnost vývažku setrvačných sil rotačních částí, $r_{vrot} [m]$ je rameno vývažku setrvačných sil posuvných částí.

Z naznačené úpravy je patrné, že úhlová rychlost KH se v rovnici vykrátí. Velikost vyvažovací síly je dána tedy pouze hmotností vývažku a jeho vzdáleností od osy KH.

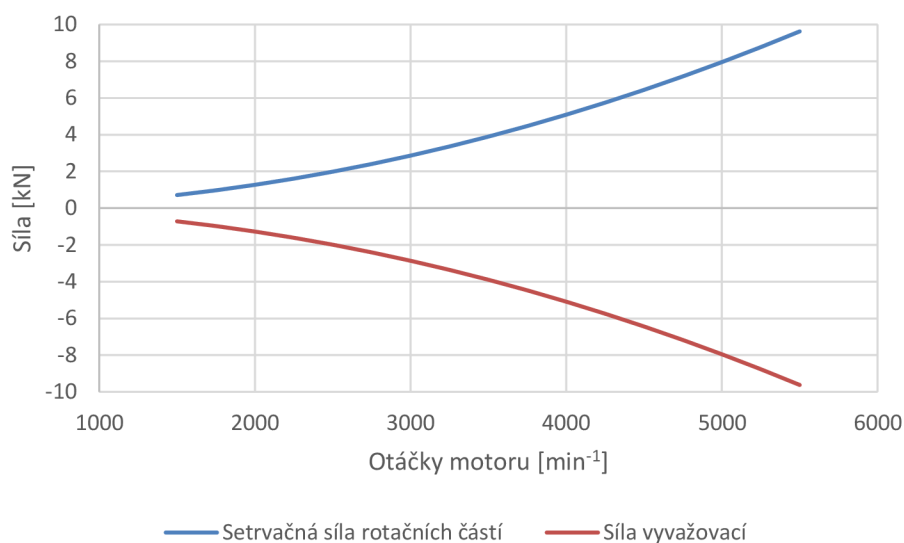


Obr. 2.4 Schéma vyvážení setrvačných sil rotačních částí 1

Pro lepší představu vyvážení setrvačných sil rotačních částí je vhodné tuto situaci vykreslit v rovině kolmé na rovinu otáčení KH.



Obr. 2.5 Schéma vyvážení setrvačných sil rotačních částí 2



Obr. 2.6 Vyvážení setrvačných sil rotačních částí (úplné)

2.3.2 SETRVAČNÉ SÍLY POSUVNÝCH ČÁSTÍ

Při analýze vlivu excentricity na vyvážení klikového mechanismu je dobré, vrátit se zpět ke vztahu (14). Tento vztah lze rozdělit na tři menší vztahy. Každý z těchto vztahů má harmonický průběh je tedy lépe popsateľný.

PRVNÍ HARMONICKÁ KOSINOVÁ SLOŽKA ZRYCHLENÍ POSUVNÝCH ČÁSTÍ PÍSTNÍ SKUPINY

$$a_{1kos} \cong r \cdot \omega^2 \cdot \cos\alpha \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (28)$$

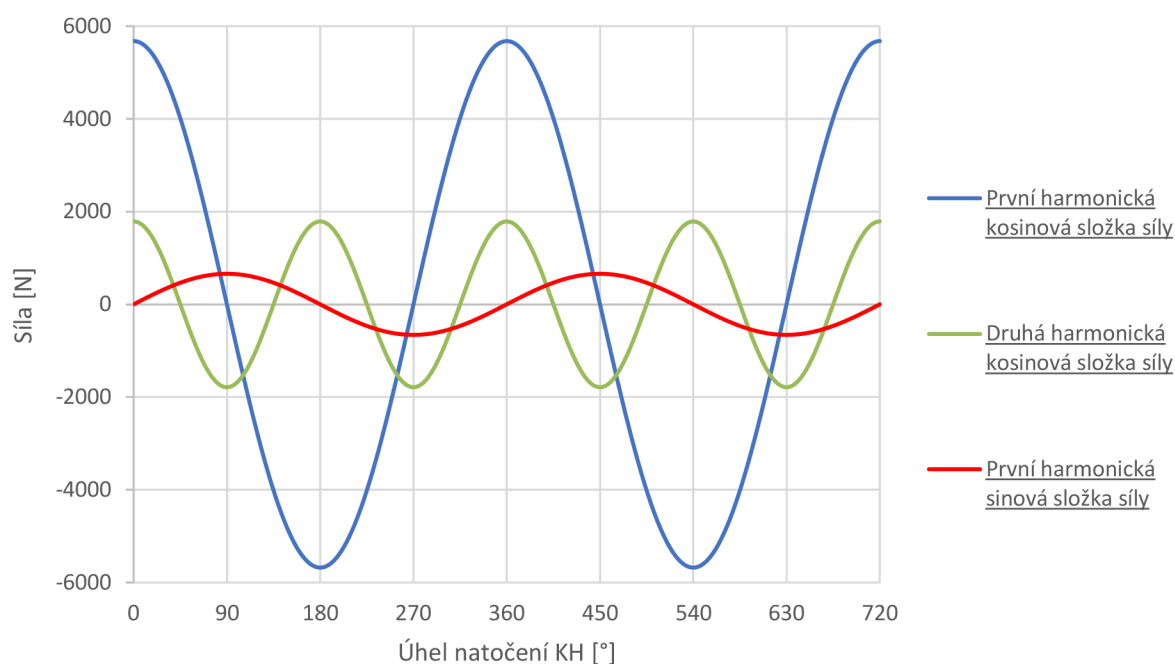
SINOVÁ SLOŽKA ZRYCHLENÍ POSUVNÝCH ČÁSTÍ PÍSTNÍ SKUPINY

$$a_{sin} \cong r \cdot \omega^2 \cdot \lambda_e \cdot \sin\alpha \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (29)$$

DRUHÁ HARMONICKÁ KOSINOVÁ SLOŽKA ZRYCHLENÍ POSUVNÝCH ČÁSTÍ PÍSTNÍ SKUPINY

$$a_{2kos} \cong r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\alpha \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (30)$$

Pokud se tyto vztahy vynásobí hmotností pístní skupiny, vzniknou jednotlivé složky setrvačných sil posuvných částí působících v ose válce. Na rozdíl od centrického mechanismu se v tomto případě vyskytuje sinová složka síly. Ta je dána vyosením válce vzhledem ke KH.



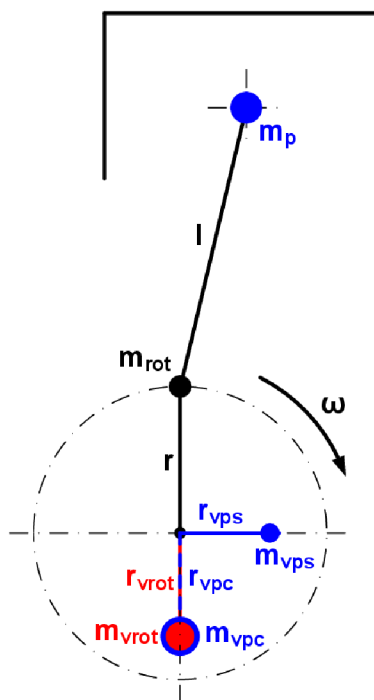
Obr. 2.7 Složky sil posuvných částí pístní skupiny ($n = n_{max}$)

Po analýze grafu na obrázku (Obr. 2.7) lze dojít k určitým závěrům. Nachází se tam první harmonická kosinová složka síly posuvných částí. Tato síla lze částečně vyvážit přidáním vývažku k vývažku, který vyvažuje setrvačné síly rotačních částí. Tím avšak vznikne síla, která sice eliminuje část harmonické kosinové složky síly posuvných částí působící v ose válce, ale zavede působení síly do směru kolmého na osu válce. Principiálně se jedná pouze o převod části síly z jedné osy do druhé. Touto úpravou je avšak docíleno nižšího zatížení hlavních ložisek a také nižšího vzniku vibrací vlivem nevyváženosti.

Druhou silou v pořadí je druhá harmonická kosinová složka síly posuvných částí. Tato síla má bohužel dvojnásobnou frekvenci, než je frekvence otáčení KH. Z tohoto důvodu je k eliminaci této síly nutné zařízení, které se touto frekvencí otáčí. Toto zařízení by ovšem bylo nákladné. Dále, protože se jedná o motor s nízkým celkovým výkonem, by toto zařízení odebíralo ke svému pohonu výkon, který je jinak možné využít k pohonu automobilu. Při srovnání první a druhé harmonické kosinové složky síly posuvných částí je zřejmé, že síla druhé složky je o poznání menší než síla složky první. Z těchto důvodů jsem se rozhodl, že sílu druhé harmonické složky ponechám bez vyvážení.

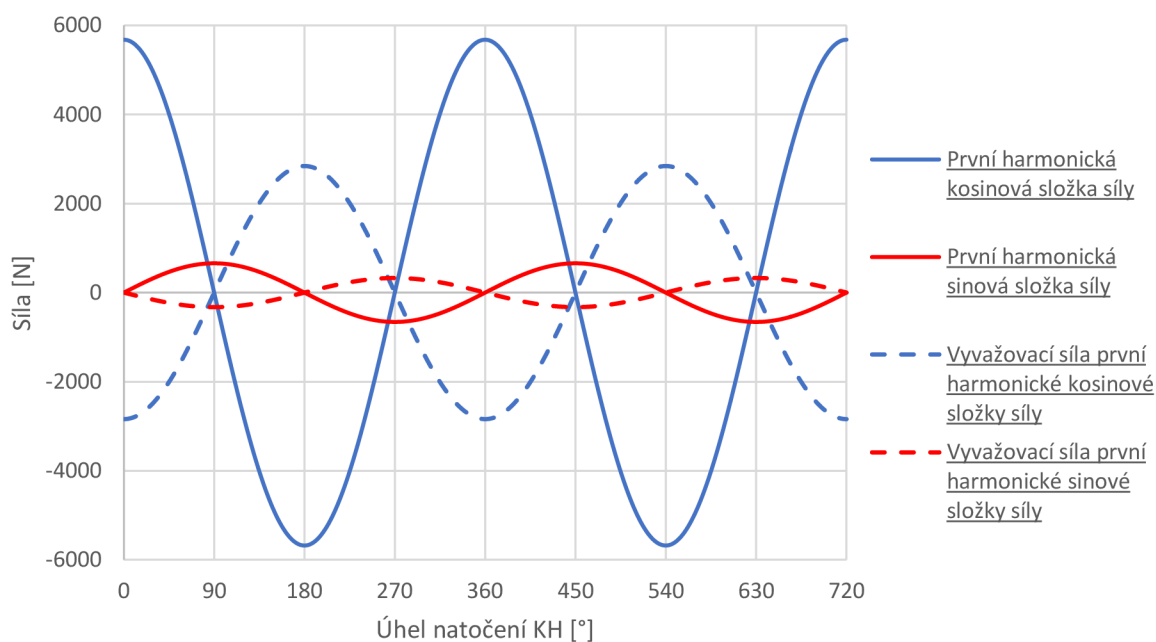
Poslední silou je sinová složka síly posuvných částí. Ta vzniká zavedením excentricity do klikového mechanismu. Jak lze pozorovat na obrázku (Obr. 2.7) jedná se o sílu se stejnou frekvencí jako je frekvence otáčení KH. Průběh této síly je ovšem fázově posunut o hodnotu 90° vůči průběhu první harmonické složky síly. Vyvážení této síly je možné provést přidáním závaží, které je rovněž fázově posunuto vůči závaží vyvažující sílu první harmonické složky.

Praktická ukázka tohoto způsobu vyvážení KH je znázorněna na následujícím obrázku (Obr. 2.8)



Obr. 2.8 Schéma vyvážení setrvačných sil posuvných částí

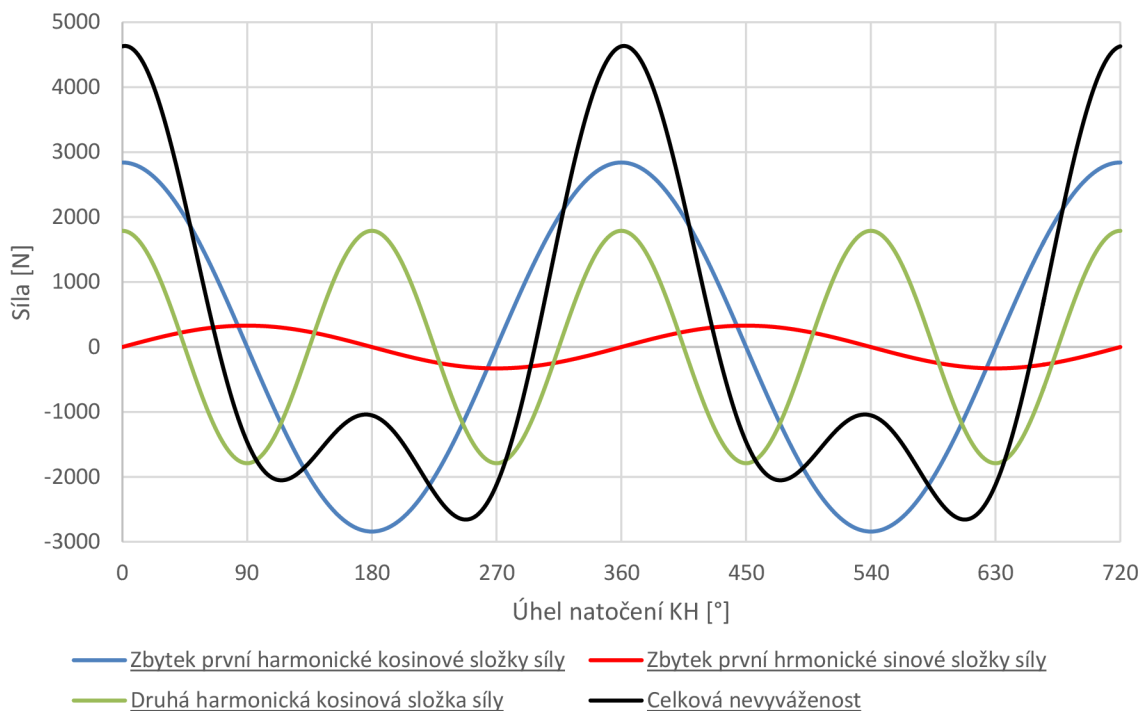
Na obrázku (Obr. 2.8) je možné pozorovat tři různé vývažky. Červeně je znázorněn vývažek pro eliminaci rotačních sil m_{vrot} [kg], modře pak vývažky pro redukci posuvných sil. Jedná se o vývažek m_{vpc} [kg], který redukuje působení první harmonické kosinové složky síly a vývažek m_{vps} [kg], který redukuje působení sinové složky síly. Pro praktické uspořádání se bude jednat o jeden vývažek, který bude složen ze všech dílčích vývažků. Tento vývažek bude mít stejné vlastnosti jako vlastnosti všech dílčích vývažků působících současně.



Obr. 2.9 Vyvážení setrvačných sil posuvných částí ($n = n_{max}$)



Na vykreslení vyvažovací síly (Obr. 2.9) je patrné, že bylo použito rovnoměrného převedení síly. Setrvačná síla posuvných částí byla stejnoměrně rozdělena do dvou na sebe kolmých směrů. V ose válce je tedy možné pozorovat působení vyvažovacích sil o poloviční velikosti proti silám iniciačním.



Obr. 2.10 Zbytková nevyváženost působící v ose válce ($n = n_{max}$)

Při vykreslení zbytkové nevyváženosti (Obr. 2.10) je jasně vidět, že zejména první harmonická kosinová složka síly posuvných částí doznala značné redukce. Po vykreslení celkové nevyváženosti ovšem není průběh zdaleka ideální. V soustavě zbyla velká část nevyvážených sil, které budou způsobovat vibrace. To je ovšem nutné zlo, které tento způsob vyvážení doprovází.



3 NÁVRH KLIKOVÉHO HŘÍDELE

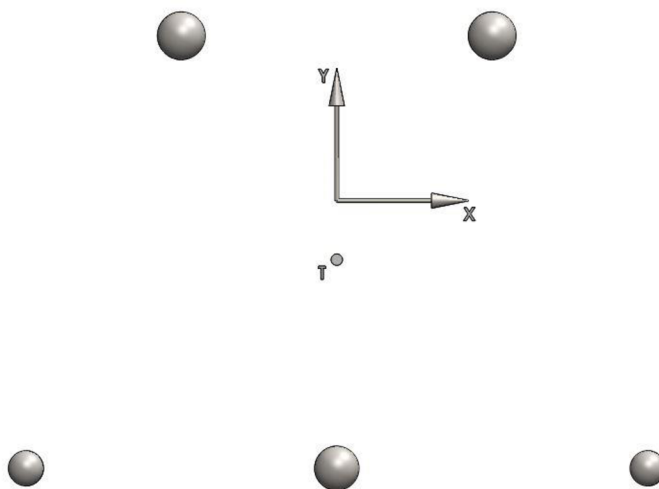
Pro kvalitní návrh KH je nutné vzít v úvahu mnohé protichůdné požadavky. Rozhodnout se pro co možná nejlepší variantu nebývá snadné a je k tomu nutné mít jisté zkušenosti. Z tohoto důvodu jsem při návrhu KH opět převzal hlavní rozměry (průměr hlavního a ojnicního čepu, tvar příruby pro setrvačnick, tvar volného konce, atd.) z motoru ze zadání. Ostatní rozměry bylo ovšem nutné modifikovat.

3.1 MODEL KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Pro správný tvar KH bylo nutné znát polohu těžiště. Za tímto účelem byl vytvořen jednoduchý model, který obsahuje hmotné body, které jsou v pevných pozicích dle předešlých výpočtů.

3.1.1 POLOHA TĚŽIŠTĚ

Hmotné body ve vrchní části modelu symbolizují hmotnost podílu ojnice, hmotné body ve spodní části modelu symbolizují vývažky. Poloha těžiště se nenachází na ose x , protože vývažky budou převádět část setrvačné síly posuvných částí. Pokud by bylo pro eliminaci těchto sil použito jiné vyvažovací zařízení, poloha těžiště by protínala x osu.



Obr. 3.1 Poloha těžiště

Těžiště se nachází ve vzdálenosti 7,14 mm v záporném směru osy y . Tato informace je klíčová k vlastní tvorbě KH.

3.1.2 OPTIMALIZACE VELIKOSTI VÝVAŽKU

Velikost vývažků byla dopočítána pomocí optimalizačního nástroje uvnitř programu pro tvorbu modelů. Tento nástroj optimalizuje vybranou kótu na modelu tak, aby poloha těžiště ležela na požadované souřadnici.

3.2 PŘÍSTUPY ŘEŠENÍ ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Při návrhu klikového hřídele je možné postupovat různými způsoby. Protože je tento hřídel namáhán cyklicky s vysokou frekvencí je třeba jej kontrolovat zejména na únavovou životnost. Možnosti výpočtového modelu jsou:

- Přibližný výpočet s využitím analytických metod na základě nominálních napětí (NSA)
- Přibližný výpočet s využitím MKP na základě skutečných elastických MKP – napětí (LSA)
- Řešení s využitím metod na bázi MKP/MBS [8]

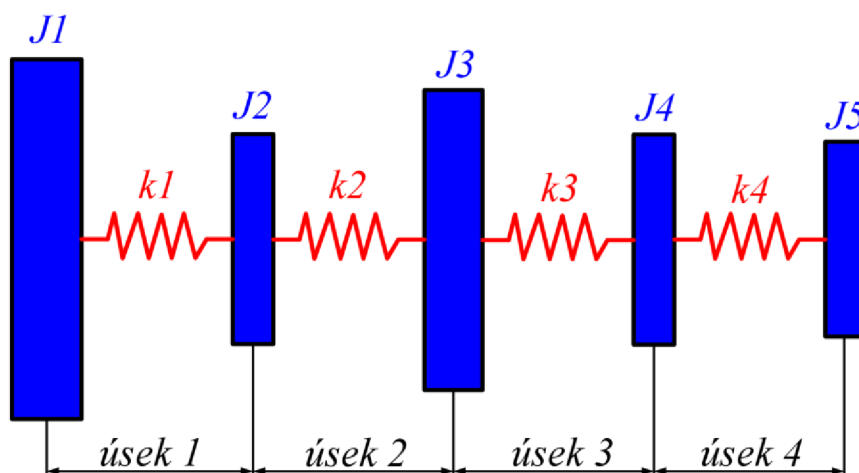
Pro výpočet metodou (NSA) je třeba splnit jisté předpoklady, a to zejména to, že je nutné převést klikový hřídel na prutový prvek. To s sebou nese velkou chybu ve výpočtu. Tato chyba je způsobena tím, že tento hřídel není svým tvarem příliš podobný výpočtovému prutu. Výhodou této metody je menší výpočtová náročnost – lze použít analytického řešení.

Řešení metodou (LSA) je značně přesnější oproti předchozí metodě. Při výpočtu je kombinován analytický přístup s počítačovou simulací. Je to vhodný kompromis mezi kvalitou a složitostí výpočtu.

Poslední metodou je metoda řešení únavové životnosti pomocí MKP/MBS. Jedná se o nejpřesnější metodu výpočtu. Tato metoda je ovšem velice výpočetně složitá. Z tohoto důvodu bych ji doporučil k výpočtu klikových hřídelů na specializovaných pracovištích.

3.3 MATEMATICKÝ MODEL KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Pro výpočet klikového hřídele je použita metoda (LSA). Pro použití této metody je třeba vytvořit matematický model klikového hřídele, který bude substituovat hřídel reálný. Tento model se stává z hmotných kotoučů spojených pomocí pružin. Tyto pružiny mají specifickou tuhost dle konstrukčního uspořádání reálného klikového hřídele.



Obr. 3.2 Náhrada KH soustavou hmotných kotoučů a torzních pružin



3.3.1 MOMENTY SETRVAČNOSTI JEDNOTLIVÝCH ČÁSTÍ KH

Momenty setrvačnosti kotoučů $J_1 - J_5$, které substituuji momenty setrvačnosti dominantních částí KH (částí s vysokou hmotností) lze získat po vymodelování KH v programech k tomu určených např. Creo Parametric, Autodesk Inventor, Solidworks aj. Tyto momenty jsou zaznamenány v následující tabulce.

Tab. 1 Základní momenty setrvačnosti

Momenty setrvačnosti	Označení	Velikost [kg·m ²]
Moment setrvačnosti setrvačnicku	J_1	0,1074
Moment setrvačnosti zalomení u setrvačnicku	J_2	0,0051
Moment setrvačnosti středního vývažku	J_3	0,0079
Moment setrvačnosti zalomení u rozvodového mechanismu	J_4	0,0051
Moment setrvačnosti rozvodového mechanismu	J_5	0,0038

Tyto momenty však nestačí pro další výpočty. Je třeba zohlednit to, že jsou na ojnicích čepch umístěny ojnice, na kterých je dále umístěn píst pomocí pístního čepu. Tyto „přídavky“ mají svoji hmotnost, a proto mění i momenty setrvačnosti některých kotoučů. Z tohoto důvodu je vhodné zavést tzv. redukované momenty setrvačnosti.

Na koncích KH, tedy na části u setrvačnicku a u rozvodového mechanismu nedochází k navýšení momentu setrvačnosti.

Pro redukovaný moment setrvačnosti zalomení KH platí: [11]

$$J_{red} = J_{zal} + m_{rot} \cdot r^2 + m_{psk} \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{\lambda^2}{8} \right) \cdot r^2 \quad (31)$$

kde J_{zal} [kg·m²] je moment setrvačnosti zalomení KH (získaný z programu na modelování).

Tento vztah je však určen pro výpočet momentu setrvačnosti klasického KH, tedy pro výpočet hřídele, který má ojnicí čep umístěn vždy mezi dvěma hlavními čepy. Z tohoto důvodu bylo nutné tento vztah modifikovat pro použití u hřídele uloženém na menším počtu hlavních čepů.

Výpočtové vztahy pro výpočet redukovaných momentů setrvačnosti zalomení tohoto KH:

$$J_{2red} = J_2 + \frac{m_{rot}}{2} \cdot r^2 + \frac{m_{psk}}{2} \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{\lambda^2}{8} \right) \cdot r^2 \quad (32)$$

$$J_{3red} = J_3 + m_{rot} \cdot r^2 + m_{psk} \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{\lambda^2}{8} \right) \cdot r^2 \quad (33)$$



$$J_{4red} = J_4 + \frac{m_{rot}}{2} \cdot r^2 + \frac{m_{psk}}{2} \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{\lambda^2}{8} \right) \cdot r^2 \quad (34)$$

Hodnoty, obdržené po dosazení do vztahů výše, jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 2 Redukované momenty setrvačnosti

Redukované momenty setrvačnosti	Označení	Velikost [kg·m ²]
Redukovaný moment setrvačnosti setrvačnicku	J _{1red}	0,1074
Redukovaný moment setrvačnosti zalomení u setrvačnicku	J _{2red}	0,0056
Redukovaný moment setrvačnosti středního vývažku	J _{3red}	0,0089
Redukovaný moment setrvačnosti zalomení u rozvodového mechanismu	J _{4red}	0,0056
Redukovaný moment setrvačnosti rozvodového mechanismu	J _{5red}	0,0038

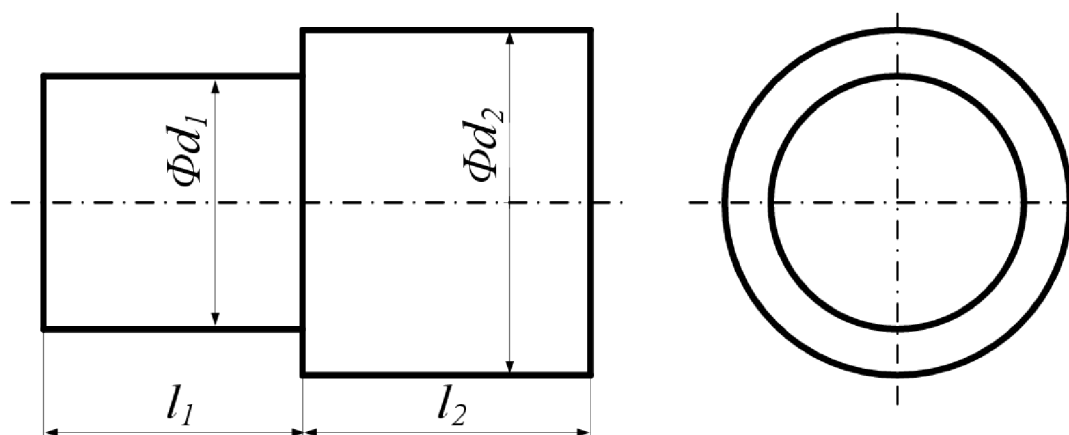
3.3.2 TORZNÍ TUHOSTI JEDNOTLIVÝCH ČEPŮ

Pro výpočet torzní tuhosti jednotlivých čepů je třeba nejprve znát redukované délky l_{red} [m], polární moment setrvačnosti J_p [m⁴] a modul pružnosti ve smyku G [Pa].

REDUKOVANÉ DÉLKY

Redukované délky je nutné stanovit proto, že tvar hřídele není konstantní (osazení, zalomení, atd.). Redukovaná délka hřídele o průměru D_{red} [m] je torzně ekvivalentní s délkou skutečnou hřídele s tvarovou změnou.

- Osazení hřídele [9]



Obr. 3.3 Hřídel s osazením

Redukovanou délku hřídele s osazením lze spočítat dle následujícího vztahu, kde je l_1 [m] délka hřídele na straně menšího redukovaného průměru, ζ [-] součinitel změny průměru hřídelů, d_1 [m] průměr menšího redukovaného průměru, l_2 [m] délka hřídele na straně většího redukovaného průměru, d_2 [m] průměr většího redukovaného průměru. [9]



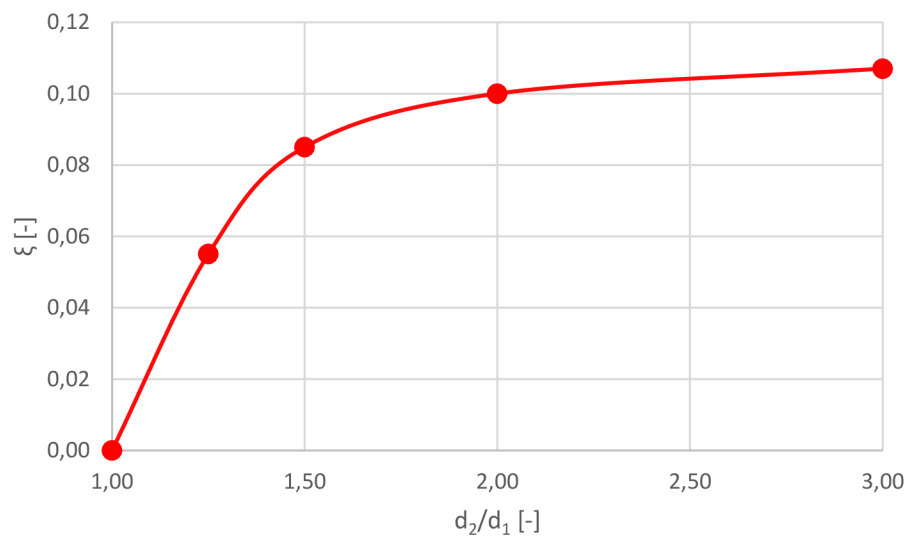
$$l_{red} = (l_1 + \xi \cdot d_1) \cdot \frac{D_{red}^4}{d_1^4} + (l_2 - \xi \cdot d_1) \cdot \frac{D_{red}^4}{d_2^4} \quad [m] \quad (35)$$

Hodnota součinitele změny průměru hřídelů je zadána následující tabulkou.

Tab. 3 Součinitel změny průměru hřídelů

d_2/d_1	1,00	1,25	1,50	2,00	3,00	∞
ξ	0,000	0,055	0,085	0,100	0,107	0,125

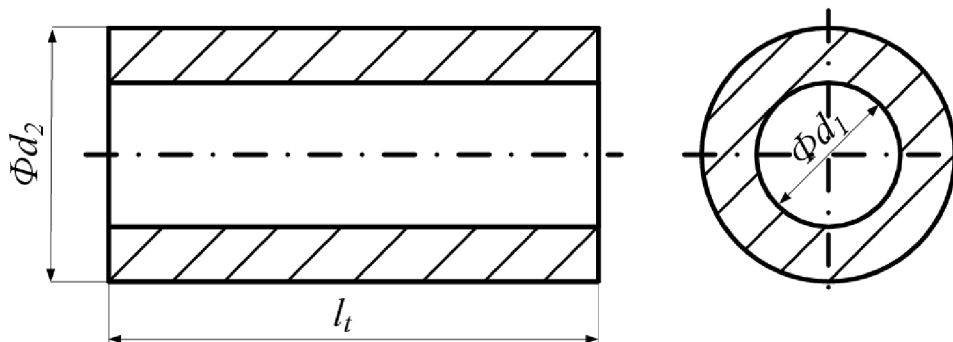
Tato tabulka odpovídá průběhu na následujícím grafu.



Obr. 3.4 Součinitel změny průměru hřídelů

Pro získání konkrétních hodnot byla použita lineární interpolace mezi dvěma sousedními body. Na grafu lze pozorovat, že křivka mezi dvěma sousedními body je blízka přímce. Z tohoto důvodu je lineární interpolace zatížena pouze malou chybou.

- Hřídel s vnitřním vývrtem [9]

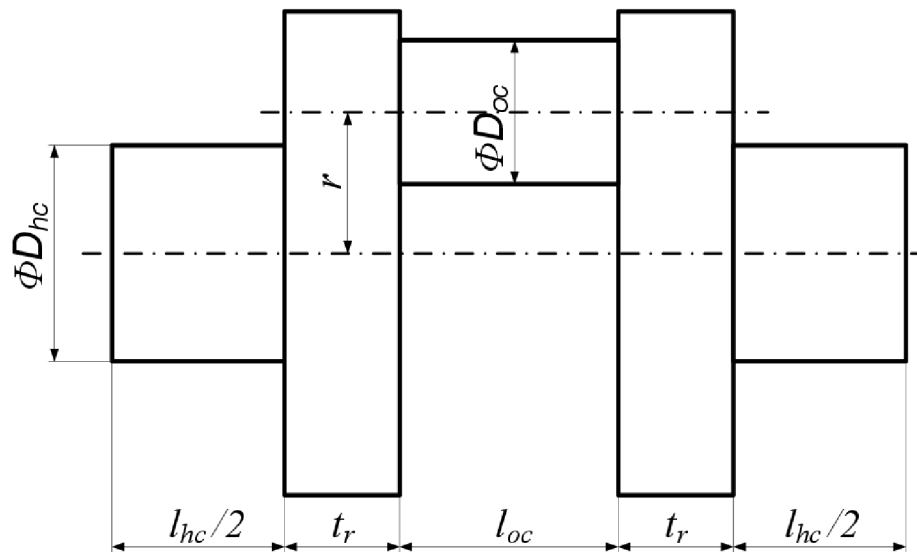


Obr. 3.5 Hřídel s vnitřním vývrtem

Pro výpočet redukované délky hřídele s vnitřním vývrtem je možné postupovat podle následujícího vztahu: [9]

$$l_{red} = l \cdot \frac{D_{red}^4}{d_2^4 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^4 \right]} \quad [m] \quad (36)$$

- Zlomení KH (Ker Wilson's formula) [9]



Obr. 3.6 Zalomení KH

Pro výpočet redukované délky zalomení KH lze využít tzv. Ker Wilson's formuli. Vztah, který obsahuje je uveden níže: [9]

$$l_{red} = D_{red}^4 \cdot \left[\frac{l_{oc} + 0,4 \cdot D_{oc}}{D_{oc}^4} + \frac{l_{hc} + 0,4 \cdot D_{hc}}{D_{hc}^4} + \frac{r - 0,2 \cdot (D_{oc} + D_{hc})}{t_r \cdot B_r^3} \right] \quad [m] \quad (37)$$

kde je l_{oc} [m] délka ojnicního čepu, D_{oc} [m] průměr ojnicního čepu, l_{hc} [m] délka hlavního čepu, D_{hc} [m] průměr hlavního čepu, t_r [m] tloušťka ramene kliky, B_r [m] šířka ramene kliky.

Klikový hřídel byl rozdělen na jednotlivé úseky (viz. Obr. 3.1). Tyto úseky byly dále rozděleny do několika skupin. Na jednotlivé členy v těchto skupinách bylo možné aplikovat některý z výše uvedených způsobů redukce. Po provedení výpočtu byly získány velikosti redukovaných délek KH jednotlivých úseků. Tyto hodnoty jsou uvedeny v následující tabulce.



Tab. 4 Redukované délky jednotlivých úseků

Redukovaná délka	Označení	Velikost [m]
Pro úsek 1	l_{1red}	0,0366
Pro úsek 2	l_{2red}	0,1263
Pro úsek 3	l_{3red}	0,1263
Pro úsek 4	l_{4red}	0,3543
Celková	l_{cred}	0,6435

POLÁRNÍ MOMENT SETRVAČNOSTI

Polární moment setrvačnosti je veličina, která se váže k jednomu bodu. Vypočte se integrací souřadnic po definované ploše. Polární momenty setrvačnosti pro základní průřezy těles jsou uvedeny v tabulkách. V tomto případě se jedná o kruhový průřez, který má tento polární moment setrvačnosti:

$$J_p = \frac{\pi \cdot D_{red}^4}{32} \quad [m^4] \quad (38)$$

MODUL PRUŽNOSTI VE SMYKU

Modul pružnosti ve smyku je konstanta daná materiálem. Lze vypočítat následujícím vztahem:

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \mu)} \quad [Pa] \quad (39)$$

kde, $E [Pa]$ je modul pružnosti v tahu a $\mu [-]$ je Poissonova konstanta.

V praxi se avšak s výhodou používají strojnické tabulky, kde je tato hodnota uvedena. V tomto případě byla stanovena na hodnotu $G = 81\,000 \text{ Mpa}$.

VÝSLEDNÝ VZTAH PRO TORZNÍ TUHOST JEDNOTLIVÝCH ČEPŮ

Torzní tuhost lze vypočítat pomocí následujícího vztahu [9]. V tomto vztahu se použijí hodnoty výše získaných veličin.

$$k = \frac{G \cdot J_p}{l_{red}} \quad [Nmrad^{-1}] \quad (40)$$



Tab. 5 Torzní tuhost jednotlivých úseků

	Označení	Velikost [Nmrad ⁻¹]
Tuhost úseku 1	k ₁	1152100
Tuhost úseku 2	k ₂	334180
Tuhost úseku 3	k ₃	334180
Tuhost úseku 4	k ₄	118590

3.3.3 VLASTNÍ TORZNÍ KMITÁNÍ

Vlastní kmity jsou kmity soustav, na kterou nepůsobí vnější buzení. Vlastní kmity jsou vlastní čísla, která lze získat řešením diferenciální rovnice popisující dané kmitání. Frekvence vlastních kmitů se označuje jako vlastní frekvence. [10]

Pohyb hmot je popsán goniometrickými funkcemi. Jedná se o harmonický pohyb, který lze pozorovat např. při pohybu kyvadla. Pro tento pohyb jsou charakteristické veličiny jako frekvence a amplituda. Velikost amplitudy je úměrná velikosti počátečního impulzu, který soustavu rozkmitá. Po zjištění velikosti amplitudy je třeba vypočítat velikost poměrných amplitud systému. Po vykreslení těchto hodnot nad osu KH vyplyne, že systém v určitém místě nekmitá. Pokud se jedná pouze o jedno místo na hřídeli, pak se kmitání nazývá jednozlové, v situacích s více místy bez kmitání pak podle počtu těchto míst (dvojzlové, třízlové, ...).

VÝPOČET VLASTNÍHO KMITÁNÍ

Při výpočtu vlastního kmitání je vhodné vycházet z Lagrangeovy pohybové rovnice. Jedná se o stav bez tlumení a buzení vnější silou. Rovnice pak vypadá následovně: [11]

$$M\ddot{q} + Cq = 0 \quad (41)$$

kde je M [kgm²] čtvercová matice momentů setrvačnosti, C [Nmrad⁻¹] matice tuhosti a q [-] vektor zobecněných souřadnic.

Čtvercová matice momentů setrvačnosti pak vypadá následovně: [11]

$$M = \begin{pmatrix} J_{1red} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_{2red} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_{3red} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_{4red} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_{5red} \end{pmatrix} \quad [kgm^2] \quad (42)$$

Matice tuhosti pak takto: [11]

$$C = \begin{pmatrix} -k_1 & k_1 & 0 & 0 & 0 \\ k_1 & -k_1 - k_2 & k_2 & 0 & 0 \\ 0 & k_2 & -k_2 - k_3 & k_3 & 0 \\ 0 & 0 & k_3 & -k_3 - k_4 & k_4 \\ 0 & 0 & 0 & k_4 & -k_4 \end{pmatrix} \quad [Nmrad^{-1}] \quad (43)$$



Očekávané řešení je ve tvaru:

$$q = a_a \cdot e^{j \cdot \omega \cdot t} \quad [-] \quad (44)$$

kde $a_a [-]$ je vektor amplitud.

Tento vztah je nutné dosadit do pohybové rovnice a následně provést derivaci. Po této operaci vznikne vztah: [11]

$$(C - \Omega^2 \cdot M) \cdot a_a = 0 \quad (45)$$

kde $\Omega [rads^{-1}]$ je úhlová frekvence vlastního kmitání.

Následně je vhodné úhlovou frekvenci vlastního kmitání osamostatnit. Tato úprava se provádí vynásobením rovnice zleva maticí inverzní k matici M . [11]

$$(M^{-1} \cdot C - \Omega^2 \cdot I) \cdot a_a = 0 \quad (46)$$

kde $I [-]$ je jednotková matice.

Tolik kýžená frekvence vlastního kmitání se počítá dle vztahu:

$$N = \frac{\Omega}{2 \cdot \pi} \quad [Hz] \quad (47)$$

Vypočtené hodnoty vlastního kmitání je možné pozorovat v následující tabulce.

Tab. 6 Vlastní kmitání soustavy

	Označení	Velikost		
		rad · s ⁻¹	min ⁻¹	Hz
První vlastní frekvence	N ₁	3398,27	32451,10	540,85
Druhá vlastní frekvence	N ₂	6573,25	62769,90	1046,17

Protože amplituda kmitání závisí na velikosti počátečního impulzu, je vhodné zavést tzv. poměrnou amplitudu kmitání. Tuto poměrnou amplitudu je možné vztáhnout k jakémukoliv místu na KH, avšak obvykle se stanovuje k volnému konci hřídele, tedy ke konci určeném pro rozvodový mechanismus.

Poměrná amplituda lze počítat pomocí vztahu: [9]

$$a_{pom} = \frac{a_i}{a_{roz}} \quad [-] \quad (48)$$

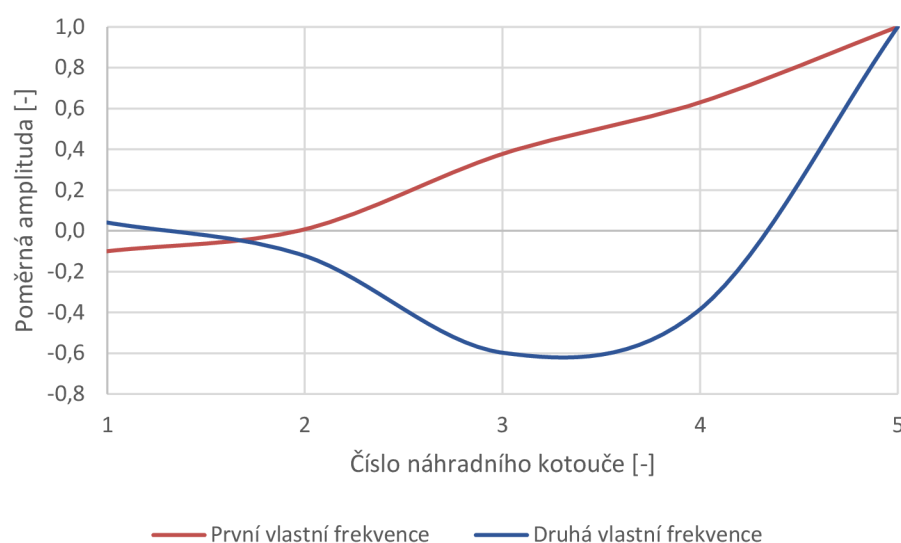
kde $a_i [^\circ]$ je amplituda na libovolném místě KH a $a_{roz} [^\circ]$ je amplituda v místě volného konce KH (u rozvodového mechanismu).



Tab. 7 Poměrná amplituda kmitání

Číslo kotouče	Poměrná amplituda [-]	
	Jednouzlové kmitání	Dvojuzlové kmitání
1	-0,0999	0,0406
2	0,0076	-0,1229
3	0,3767	-0,5974
4	0,6300	-0,3845
5	1,0000	1,0000

Po vykreslení poměrné amplitudy vlastního kmitání je obdržen následující průběh.



Obr. 3.7 Poměrná amplituda vlastního kmitání

Pro ověření správnosti výpočtu byl použit program HOL3VG, který byl poskytnut vedoucím práce. Tento program používá tzv. Holzerovu metodu, která je založena na řešení soustav rovnic s komplexními proměnnými. To toho programu bylo nutné zadat jednotlivé momenty setrvačnosti kotoučů, dále tuhosti mezi těmito kotouči a požadovaný počet vlastních frekvencí.

Po dokončení výpočtu program nabídne výsledky v této formě:

```
>> NATURAL FREQUENCY CALCULATION + Jef<<
*****
```

```
DVOUVÁLEC Test
```

```
MOMENTS of INERTIA [kg*m**2]
```

```
J1: 0.003800 J2: 0.005600 J3: 0.008900 J4: 0.005600
```

```
J5: 0.107400 J
```

```
TORSIONAL STIFFNESSES [N*m/rad]
```

```
C1: 118590.0 C2: 334180.0 C3: 334180.0 C4: 1152100.0
```



1. NATURAL FREQUENCY [rad/s]: 3398.27 (=> N1 = 32451.1 1/min)

RELATIVE AMPLITUDES:

A1: 1.00000
A2: 0.62996
A3: 0.37673
A4: 0.00764
A5: -0.09985

Jef = 0.008

2. NATURAL FREQUENCY [rad/s]: 6573.25 (=> N2 = 62769.9 1/min)

RELATIVE AMPLITUDES:

A1: 1.00000
A2: -0.38451
A3: -0.59742
A4: -0.12287
A5: 0.04058

Jef = 0.016

3.3.4 VYNUCENÉ TORZNÍ KMITÁNÍ

Při uvažování pouze vlastního torzního kmitání se soustava po určitém okamžiku sama ustálí vlivem vnitřního tlumení, které je dáno materiálem KH. Z tohoto hlediska tedy není nikterak extrémně nebezpečné. Pokud se ovšem frekvence buzení torzního kmitání, které je reprezentováno cyklicky proměnným točivým momentem, sjednotí na stejnou hladinu s frekvencí vlastního torzního kmitání, nastává rezonance. Tento jev pak v extrémním případě může způsobit až destrukci KH. Z tohoto důvodu je vhodné se této situaci vyhnout a motor provozovat při jiných jízdních režimech. Pokud ovšem některá harmonická složka točivého momentu leží v oblasti provozních otáček, je třeba vyšetřit vliv jejího působení na KH. [9]

KRITICKÉ OTÁČKY (REZONANČNÍ OTÁČKY)

Kritické otáčky je možné vypočítat z již předem vypočtených hodnot vlastních frekvencí dle jednoduchých vztahů: [9]

$$n_{r1} = \frac{N_1}{\kappa} \quad [min^{-1}] \quad (49)$$

$$n_{r2} = \frac{N_2}{\kappa} \quad [min^{-1}] \quad (50)$$

kde je $\kappa [-]$ řád harmonické složky, $n_{r1} [min^{-1}]$ jsou rezonanční otáčky jedouzlového kmitání a $n_{r2} [min^{-1}]$ rezonanční otáčky dvojzlového kmitání.



Tab. 8 Kritické (rezonanční) otáčky KH

Řád harmonické složky	Jednouzlové kmitání	Dvojuzlové kmitání
κ	n_{r1}	n_{r2}
[-]	[min ⁻¹]	[min ⁻¹]
0,5	64902	125540
1,0	32451	62770
1,5	21634	41847
2,0	16226	31385
2,5	12980	25108
3,0	10817	20923
3,5	9272	17934
4,0	8113	15692
4,5	7211	13949
5,0	6490	12554
5,5	5900	11413
6,0	5409	10462
6,5	4992	9657
7,0	4636	8967
7,5	4327	8369
8,0	4056	7846
8,5	3818	7385
9,0	3606	6974
9,5	3416	6607
10,0	3245	6277
10,5	3091	5978
11,0	2950	5706
11,5	2822	5458
12,0	2704	5231

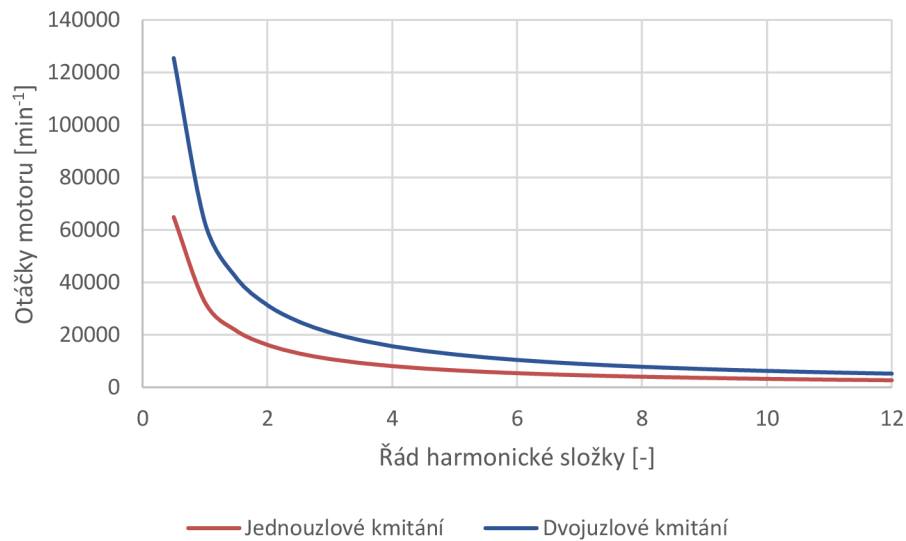
V tabulce (Tab. 7) jsou červeně zvýrazněny rezonanční otáčky, které se vyskytují v provozní oblasti otáček motoru. U těchto hodnot je třeba ověřit jejich vliv na pevnost KH.

Obecně platí, že čím menší je řád harmonické složky, tím větší má vliv na torzní kmitání KH. Dále platí, že pro dvouválcový motor je nebezpečný druhý řád harmonické složky, pro čtyřválcový motor čtvrtý řád harmonické složky atd. Toto jsou ovšem poučky, které pomohou k vytvoření prvotního náhledu na situaci a je třeba je brát se velkou rezervou. Jedná se pouze o velmi hrubé přiblížení problematiky.

Pro lepší názornost je vhodné si tabulku (Tab. 7) vykreslit do následujícího grafu. Z toho je zřejmé, že až do šestého řádu harmonické složky leží rezonanční otáčky mimo oblast provozních otáček. U dvojuzlového kmitání dokonce až za jedenáctým řádem harmonické



složky. Tyto řády harmonických složek u dvouválcového motoru způsobují tak malé buzení soustavy, že je toto buzení utlumeno vlastním KH.



Obr. 3.8 Rezonanční otáčky vlastního kmitání hřídele

VÝPOČET VYNUCENÉHO TORZNÍHO KMITÁNÍ

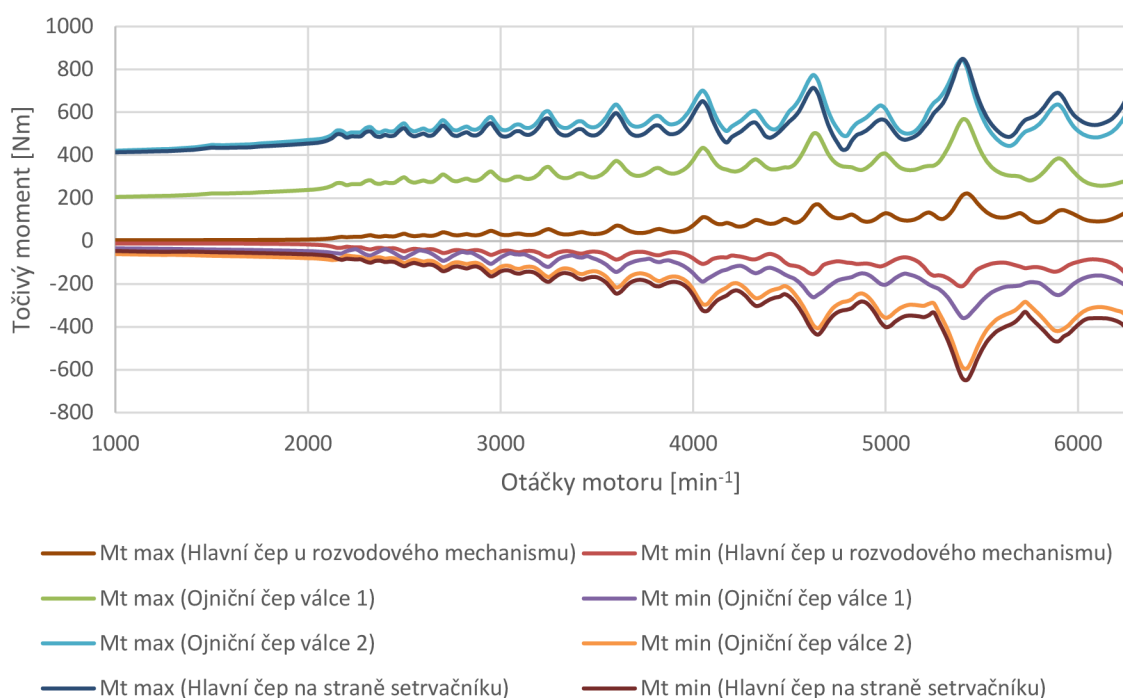
Při výpočtu vynuceného torzního kmitání je vhodné opět vycházet z Lagrangeovy pohybové rovnice. V tomto případě ovšem v jejím plném znění: [11]

$$M\ddot{q} + K\dot{q} + Cq = Q \quad (51)$$

kde $K [Nmsrad^{-1}]$ je matice tlumení a $Q [Nm]$ je působení vnějších sil.

Tento výpočet byl proveden v programu, který poskytl vedoucí práce.

Jedním z výstupů z tohoto programu je průběh točivého momentu na jednotlivých místech KH. Z následujícího grafu je zřejmé, že nejvíce namáhaná místa KH jsou na ojnicím čepu válce 2 (válec blíže k setrvačníku) a na hlavním čepu na straně setrvačníku. V blízkosti těchto míst se nachází i uzel jednouzlového kmitání. Maximální a minimální hodnoty točivého momentu lze dále použít při simulaci zatížení v programu ANSYS.



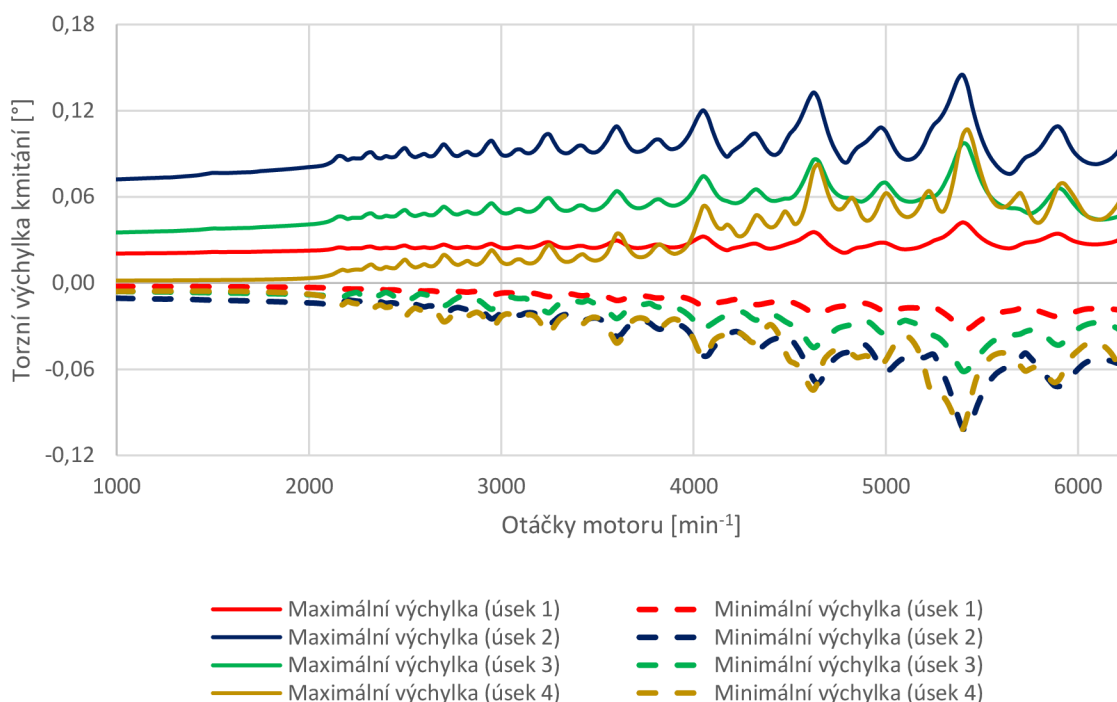
Obr. 3.9 Točivý moment na jednotlivých místech KH

Nyní je vhodné zamyslet se nad tím, jakým způsobem působí točivý moment, který vznikl na základě torzního kmitání. Při působení točivého momentu dochází k deformaci KH. Tato deformace způsobuje uhlovou výchylku φ [rad], kterou lze vypočítat pomocí vztahu:

$$\varphi = \frac{M_t}{k} \quad [\text{rad}] \quad (52)$$

Velikost této torzní výchylky kmitání ovlivňuje nejen napjatost KH, ale také namáhání rozvodového mechanismu. Při chodu motoru pak vznikají rázy, které urychlují a zpomalují otáčení KH. Takto vzniklé vibrace pak působí nepříznivě na rozvodový mechanismus. Zejména řetězová soukolí není vhodné zatěžovat tímto způsobem.

Pro redukcí torzní výchylky kmitání je v opodstatněných případech možné použít tlumič kmitání. Tento tlumič se používá zejména u víceválcových motorů, u kterých vzniká na delším KH také k většímu zkroucení KH.



Obr. 3.10 Torzní výchylka kmitání

Z předešlého grafu je patrné, že se extrémní výchylky nacházejí v rozsahu $-0,10^\circ - 0,15^\circ$. To je hodnota natolik malá, že lze tlumič torzních kmitů vynechat. Tím se značně sníží výrobní náklady za cenu drobných pulzací v rozvodovém mechanismu.

3.4 SIMULACE

Pro výpočet analýzy napjatosti KH byl použit výpočetní program ANSYS. Pro zadání tvaru analyzované součásti je nutné mít model součásti. Tento model je dostupný z dřívějších operací. Model je vhodné zbavit všech detailů, ve kterých nebude pozorován průběh napětí. Tato operace výrazně zkracuje výpočetní čas a rovněž usnadňuje tvorbu sítě. Po nahrání souboru do programu ANSYS následuje tvorba této sítě.

3.4.1 TVORBA SÍTĚ

Při vytváření sítě je vhodné použít metodu hex-dominant. Tato síť dominantně vytváří prvky (elementy) se šesti stranami podobné kvádru. V místech, kam není možné tyto prvky vložit, vloží jiné, více vhodné.

Pro základní síťování byly použity kvadratické prvky. Tyto prvky mají každou svoji hranu tvořenu pomocí tří bodů, které mají tři stupně volnosti. Volbou těchto prvků vzrůstá výpočetní čas, za to přesnost simulace markantně roste.

Pro simulaci zatížení a uchycení KH v ložiskách, byly použity prvky se speciálními vlastnostmi. U některých těchto prvků je možné tyto vlastnosti přímo zadat. Takto vzniklé prvky pak přesně odpovídají dané situaci (např. simulace mazací vrstvy).

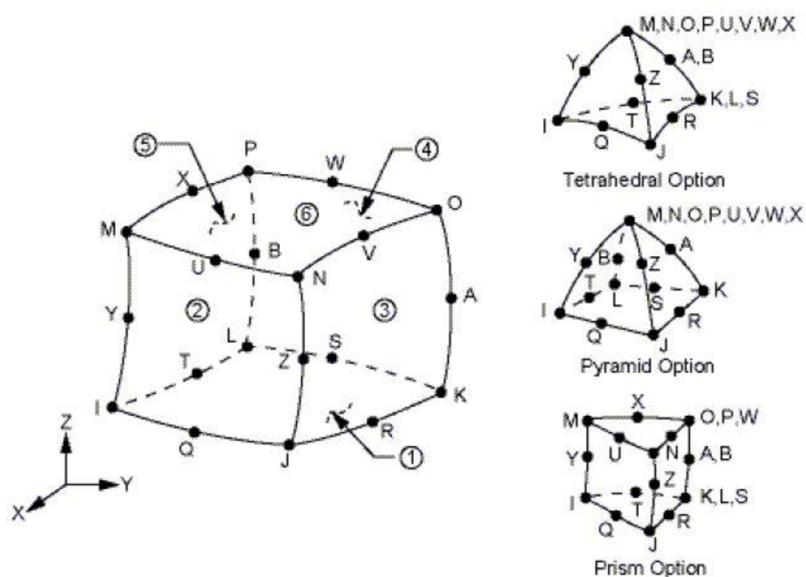


POUŽITÉ PRVKY

- Solid 186

Pomocí tohoto prvku je primárně vytvořena většina objemu KH. Jedná se o kvadratický prvek, který má primárně 20 uzlů. V některých případech je možné několik těchto uzlů sjednotit do jednoho uzlu. To ovšem není zcela žádoucí, protože se tak prodlužuje doba výpočtu. V takto vzniklých místech je tedy vhodné použít jiný druh prvků.

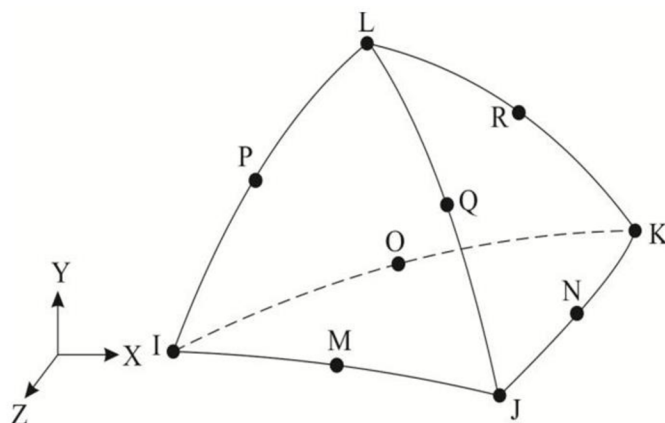
Obecně lze konstatovat, že je tento prvek vhodný pro pravidelnou síť bez velkých tvarových diferencí.



Obr. 3.11 Solid 186 [12]

- Solid 187

Jedná se o kvadratický prvek s 10 uzly. Každý tento uzlu má opět tři stupně volnosti. Díky svému tvaru je vhodný pro nepravidelnou síť. Tvar tohoto prvku je možné vytvořit i pomocí prvku Solid 186. Počet uzlů je ovšem poloviční, čímž se zdatelně zkracuje výpočtový čas.

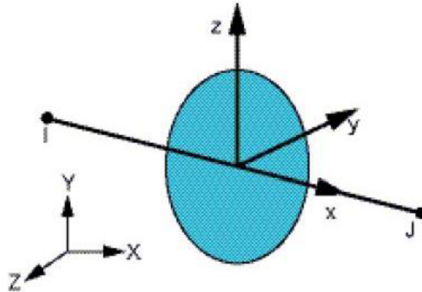


Obr. 3.12 Solid 187 [13]



- MPC 184

Prvek MPC 184 je prvek, který je charakterizován pouze dvěma uzly (I a J). Jedná se o nastavitelný prvek. Pomocí tohoto prvku je simulováno zatížení KH tlakem od ojnice.



Obr. 3.13 MPC 184 [16]

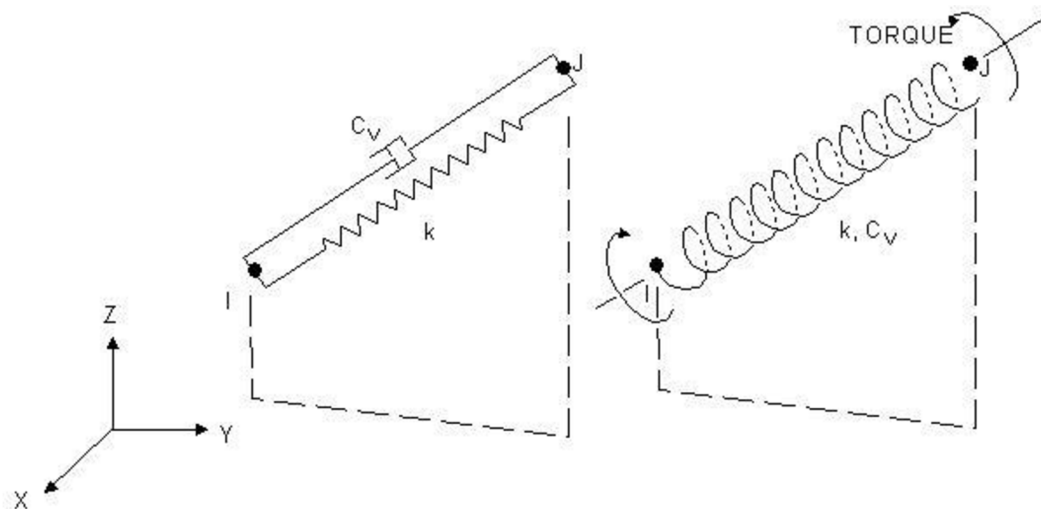
- COMBIN 14

Prvek COMBIN 14 je prvek, který se svými vlastnostmi chová obdobně jako lineární či torzní pružina s tlumičem. Hodnoty tuhosti a tlumení jsou libovolně nastavitelné. V tomto případě bude nastavena pouze hodnota tuhosti, která se stanoví dle tohoto vztahu: [14]

$$k_{hc} = \frac{0,5 \cdot F_{c,max}}{0,8 \cdot c} \quad [Nm^{-1}] \quad (53)$$

Kde je c [m] ložisková vůle na hlavních čepch. Tato vůle se konstruuje s ohledem na typ použitého maziva (pro mazivo s vyšší viskozitou je nutné volit vyšší hodnotu ložiskové vůle). Pro orientační hodnotu velikosti ložiskové vůle je možné použít empirický vztah:

$$c = \frac{D_{hc}}{1000} \quad [m] \quad (54)$$



Obr. 3.14 COMBIN 14 [16]

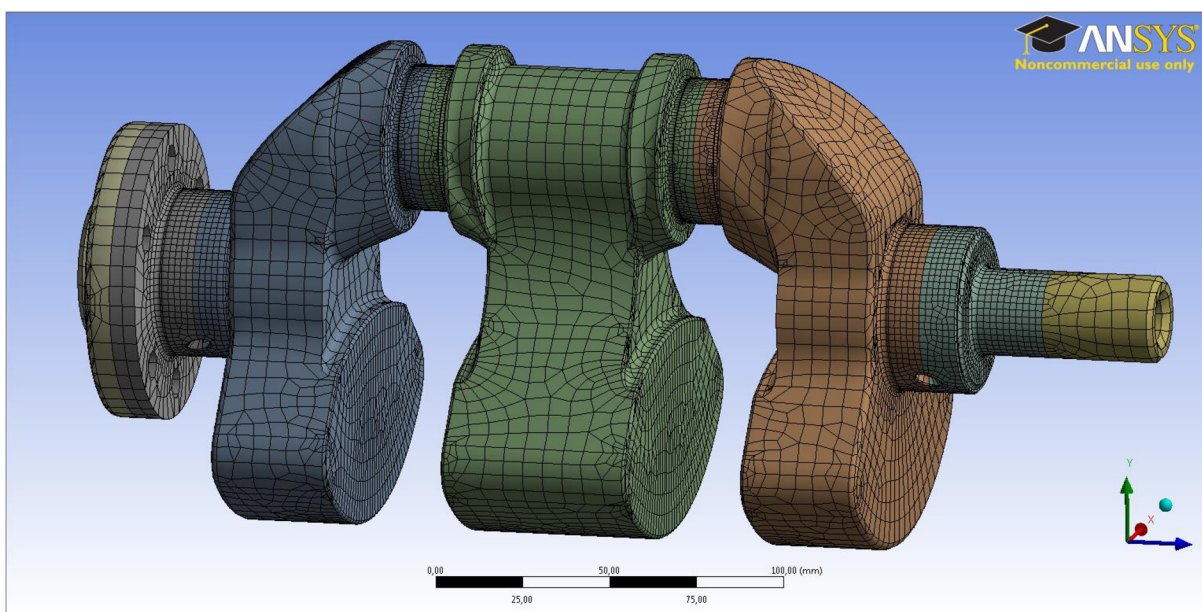


SIŤ APLIKOVANÁ NA MODEL

Na následujících obrázcích lze pozorovat rozdílné způsoby síťování.

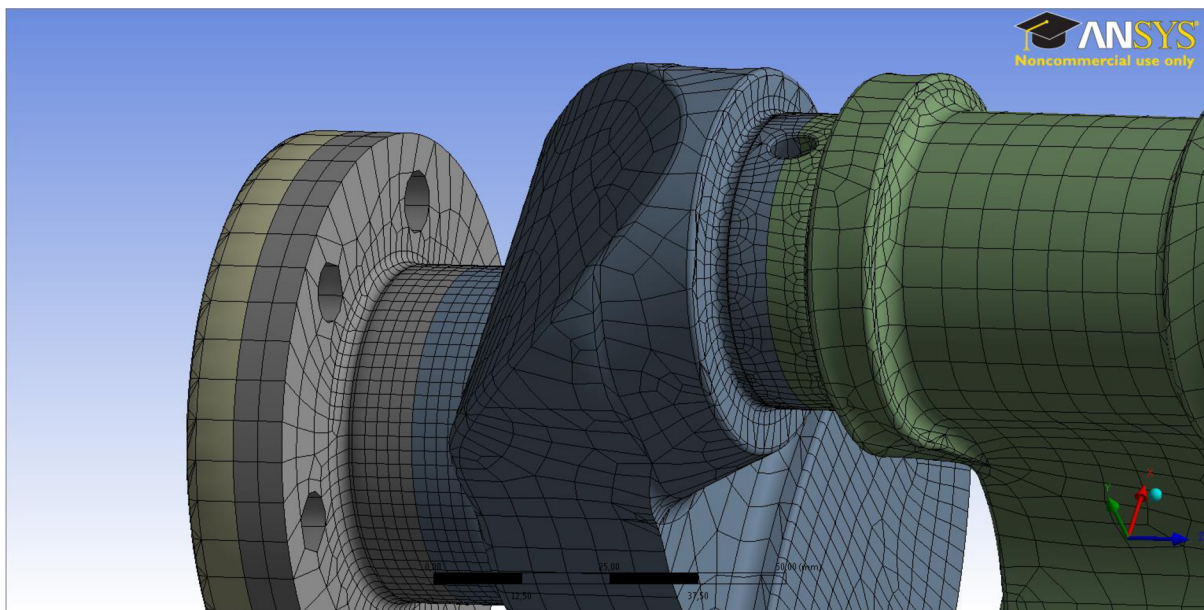
- Převaha prvků Solid 186

Pro základní síťování byly použity prvky Solid 186. Globální velikost prvku byla nastavena na hodnotu 6 mm. Při prvním pohledu na model může nastat otázka: „Proč je hřídel rozdělen na několik částí každá s jinou barvou?“ To je dáno tím, že je model rozdělen na sedm samostatných komponent, které spolu tvoří sestavu. Toto uspořádání je nutné, protože tak vzniknou jasné hranice mezi jednotlivými komponentami KH. Na těchto hranicích se pak vytvoří uzly, do kterých je později umístěno zatížení a uložení KH.



Obr. 3.15 Síťování s převahou prvků Solid 186

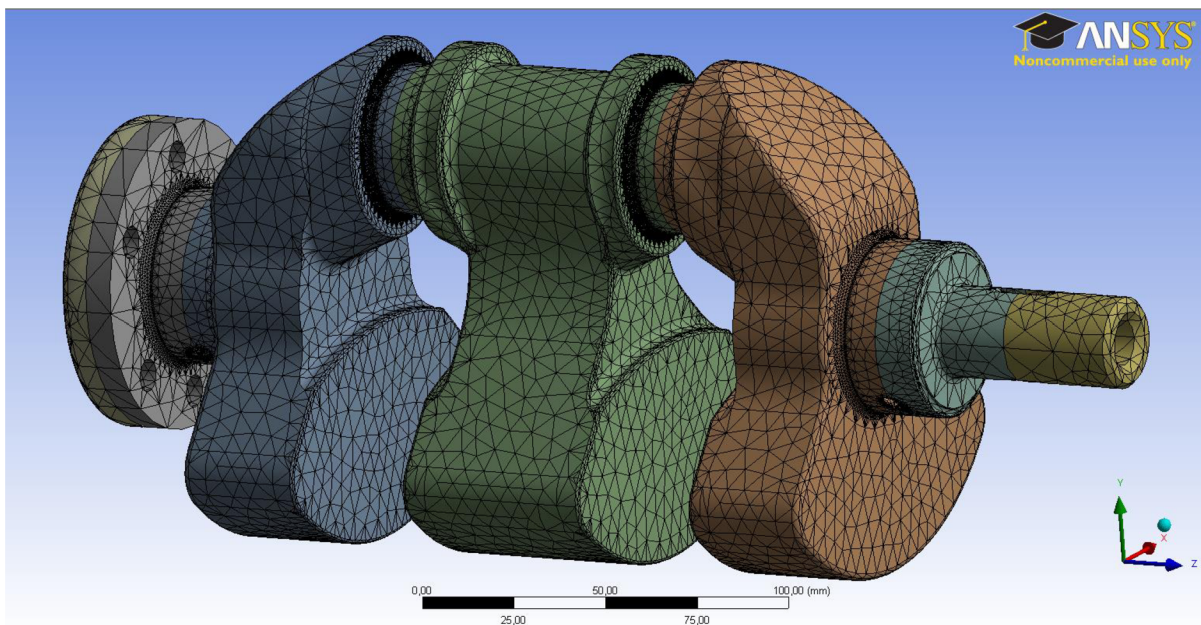
V místech očekávaného převládajícího napětí je třeba provést zjemnění sítě. Jedná se zejména o tvarové prvky. V případě KH se jedná o tato problematická místa: rádius (zápich) v místě hlavního čepu, rádius (zápich) v místě ojnicního čepu, drážka pro pero na volném konci KH a vyústění mazacího kanálu.



Obr. 3.16 Zjemnění síťování v okolí tvarových změn KH

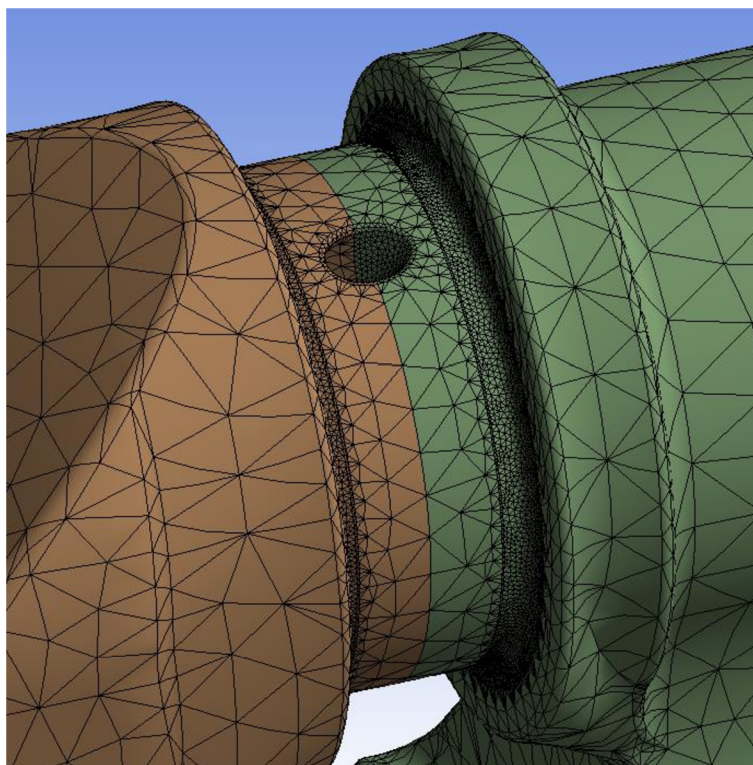
- Převaha prvků Solid 187

Nastavením prvku Solid 187 jako základního prvku pro síťování objemů se značně zkrátí čas nutný pro tvorbu sítě. To je dáno rozdílným počtem uzlů v prvcích. Tato metoda je spíše vhodná pro tvarově rozmanitější součásti.

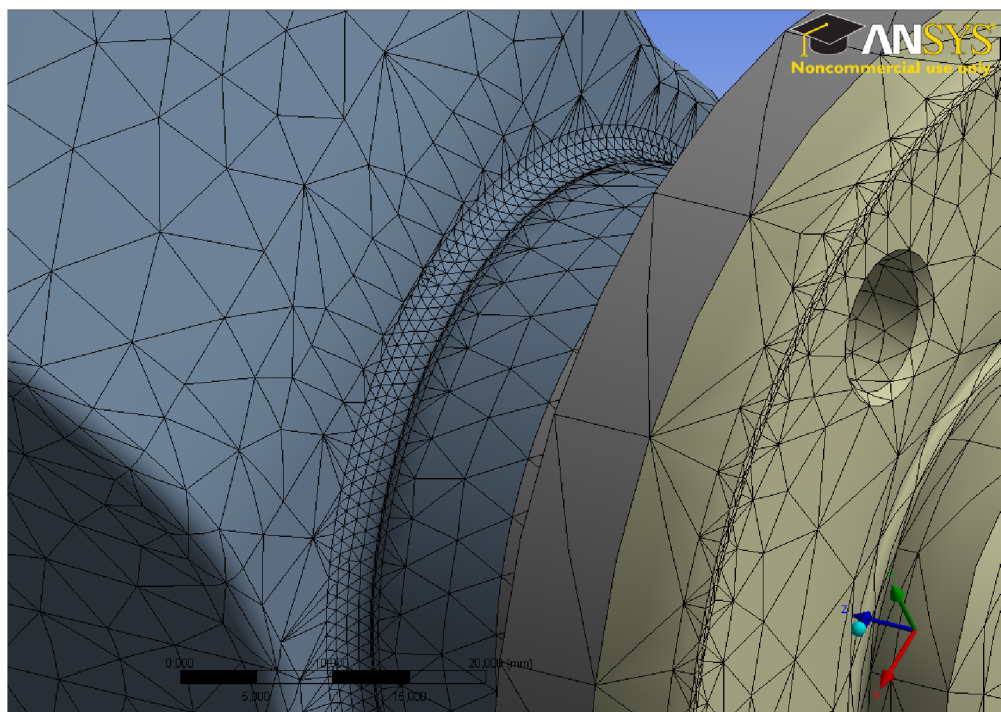


Obr. 3.17 Síťování s převahou prvků Solid 187

Opět je nutné provést zjemnění v kritických místech KH (zejména rádius hlavního a ojničního čepu).



Obr. 3.18 Zjemnění síťování v zápichu na ojničím čepu



Obr. 3.19 Zjemnění síťování v zápichu na hlavním čepu

Pro výslednou simulaci byla použita síť s převahou prvků Solid 186.



3.4.2 ULOŽENÍ A ZATÍŽENÍ KH

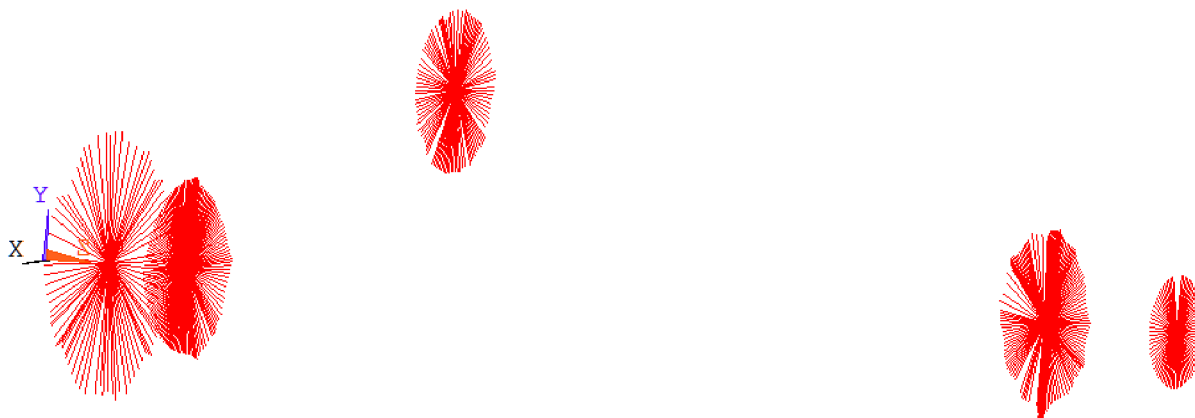
Každý klikový hřídel je uložen na hlavních ložiscích. K lepší aproximaci skutečného uložení je vhodné do hlavních čepů umístit skupinu prvků MPC 184, které mají vždy jeden uzel společný. Tento uzel se nachází na ose hlavního čepu. Ostatní uzly jsou kolem něho rozmístěny po kružnici. Takto vzniklý obrazec jsem pracovně popsal jako „ježek.“ Dále je vhodné v rovině tohoto ježka vytvořit dva body tak, aby po spojení s centrálním bodem ježka svíraly mezi sebou úhel 90° . Dále je vhodné mezi takto vzniklé body a centrální bod ježka vložit prvky COMBIN 14. Těmto prvkům se pak nastaví velikost tuhosti dle vztahu (53). Takto vznikne vhodné uložení KH podobné realitě.

Pro simulaci zátěžného stavu je také nutné zadat zatížení (kapitola 3.4.3). Toto zatížení se aplikuje do ježku, který je vytvořen v ojnicím čepu pro válec 2 (válec nejbližší setrvačnicku). Do centrálního bodu ježku ojnicího čepu je přivedena síla, která je rovna $F_{c,max}$.

Dále je nutné zavést točivý moment, který způsobuje torzní kmitání. Tento moment se zavádí do ježku vytvořeném ve středu příruby pro setrvačník.

Součinností těchto dvou zatížení je definován zátěžný stav A.

Aby nedocházelo k neřízené rotaci KH, je třeba tento hřídel zajistit proti otáčení. K tomu slouží poslední ježek, který je umístěn ve středu volného konce KH. Na tomto ježku se zabrání rotaci vůči ose, která je hlavní osou KH.



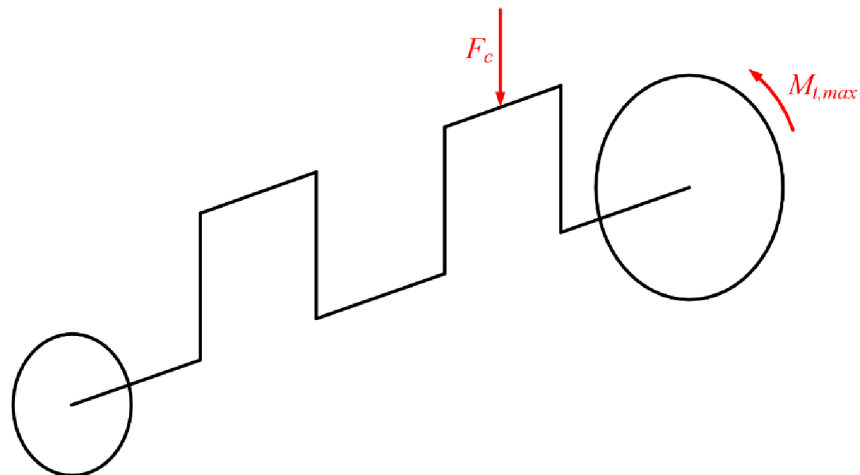
Obr. 3.20 Zátěžná místa KH

3.4.3 ZÁTĚŽNÉ STAVY KH

Při kontrole KH jsou uvažovány dva základní zátěžné stavy. Jedná se o konzervativní metodu kontroly KH. To znamená, že se uvažuje maximální namáhání KH bez ohledu na fázový posun sil a momentů. Pokud KH vyhoví tomuto namáhání, vyhoví pak všem možným situacím, které mohou při spalovacím procesu nastat.

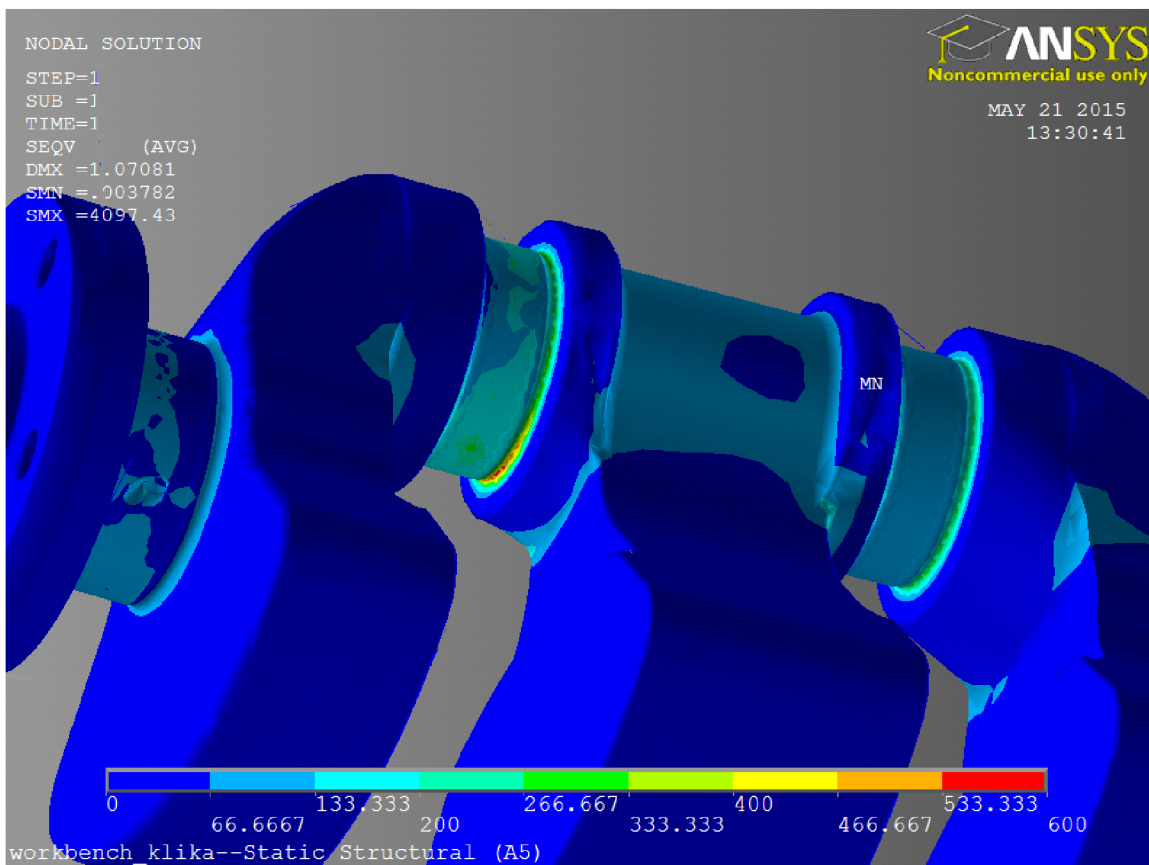
ZÁTĚŽNÝ STAV A

Pro zátěžný stav A je charakteristické, že zde působí celková síla F_c a maximální kladný točivý moment M_t jak je uvedeno na obrázku.



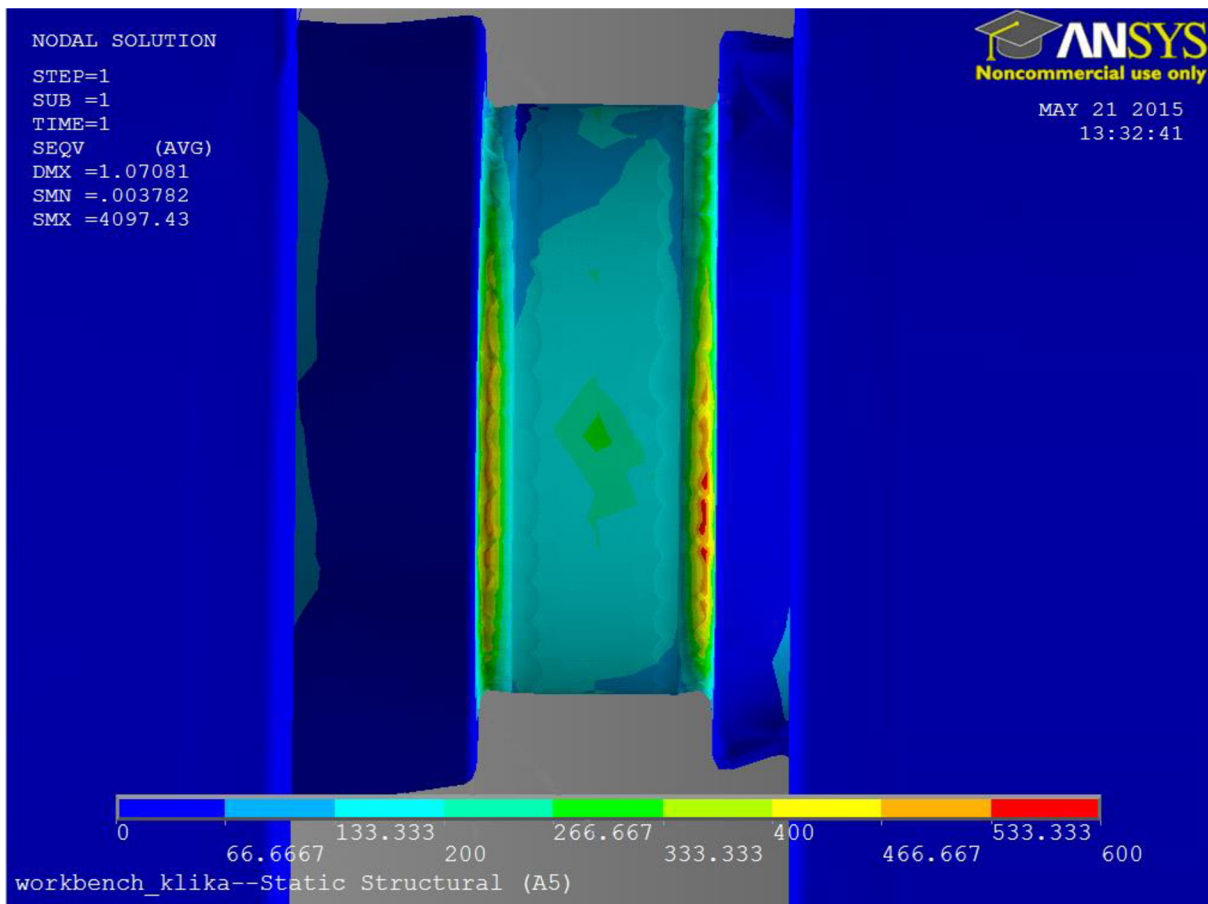
Obr. 3.21 Zátěžný stav A

Po simulaci tohoto zátěžného stavu je z obrázku (Obr. 3.22) patrné, že maximální napětí vzniká na ojnicím čepu, na který byla přivedena síla F_c . Velikost maximálního napětí je v tomto místě téměř 600 MPa.



Obr. 3.22 Napětí na KH

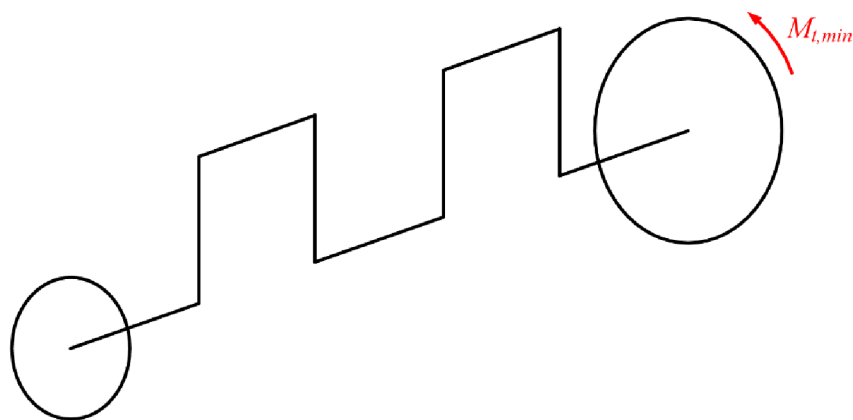
Na detailnějším přiblížení je vidět, že je více namáhán rádius blíže k těžišti KH. To je dáno ohybovým momentem, který vyvolává budící síla F_c .



Obr. 3.23 Detail kritického místa napětí KH

ZÁTĚŽNÝ STAV B

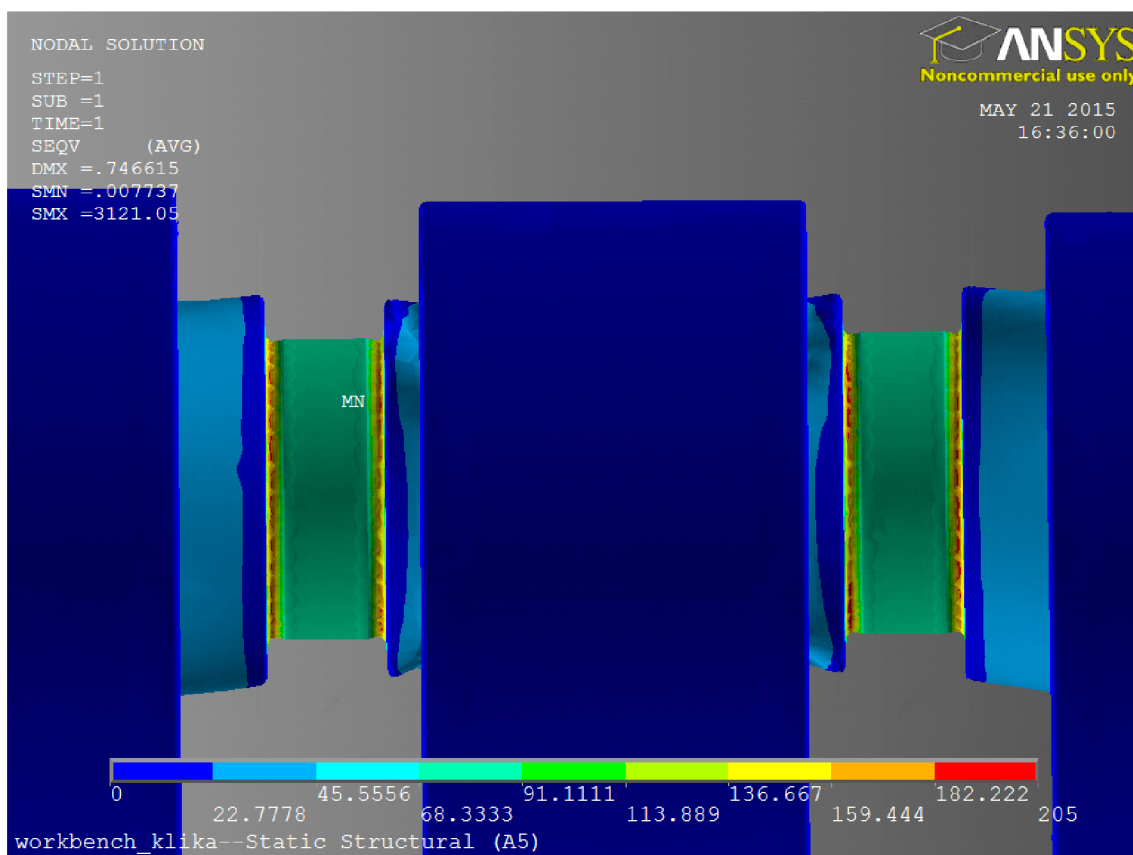
Pro zátěžný stav B je charakteristické, že zde již není uvažována žádná působící síla. KH je tedy namáhán pouze točivým momentem, tentokrát ale jeho minimální hodnotou. Točivý moment tedy působí opačným směrem než v předešlém zátěžném stavu.



Obr. 3.24 Zátěžný stav B



Po simulaci tohoto stavu namáhání je patrné, že maximální napětí vzniká v místech obou ojnicích čepů. Každý rádius je u těchto čepů namáhán maximálním napětím o hodnotě okolo 200 MPa.



Obr. 3.25 Napětí na KH

Při uvažování obou zátěžných stavů lze dopočítat bezpečnost vůči únavovému poškození. O tom více v následující kapitole.

3.4.4 VÝPOČET BEZPEČNOSTI VŮČI ÚNAVOVÉMU POŠKOZENÍ KH

Při návrhu KH byl zvolen materiál ČSN 15 142 (DIN 42CrMo4). [17] [14]

Tab. 9 Charakteristika materiálu

	Označení	Velikost [MPa]
Mez pevnosti	R_m	1283
Mez kluzu	R_e	900
Mez únavy v ohybu	$\sigma_{c,ohyb}$	525
Mez únavy v tahu	$\sigma_{c,tah}$	495

Pro výpočet bezpečnosti vůči únavovému poškození je třeba vypočítat velké množství pomocných výpočtů. [14]



- Relativní gradient napětí

$$\chi_R = \frac{1}{\sigma_{eX}} \cdot \left(\frac{\sigma_{eX} - \sigma_{eX_3}}{|\bar{x}x_3|} \right) \quad [mm^{-1}] \quad (55)$$

Kde je σ_{eX} [MPa] napětí v místě x (obvyčně na povrchu součásti), σ_{eX_3} [MPa] napětí v místě x_3 (uvnitř součásti) a $|\bar{x}x_3|$ [mm] vzdálenost těchto dvou míst.

- Korekční součinitel f_G

$$f_G = 1 + \frac{\frac{\sigma_{c,ohyb} - 1}{\sigma_{c,tah}} - 1}{\frac{d_{vzorek}}{2}} \cdot \chi_R \quad [-] \quad (56)$$

Kde d_{vzorek} [mm] je průměr hladké tyčky, která je namáhána ohybem. V tomto případě byla použita hodnota $d_{vzorek} = 7,5$ mm.

- Korekční součinitel β/α

$$\frac{\beta}{\alpha} = 1 + \sqrt{\chi_R} \cdot 10^{-(0,35 + \frac{R_e}{810})} \quad [-] \quad (57)$$

- Maximální a minimální hodnoty ekvivalentního napětí

$$\sigma_{e,max} = sign(\sigma_{1A}) \cdot \sigma_{VMA} \quad [MPa] \quad (58)$$

$$\sigma_{e,min} = sign(\sigma_{1B}) \cdot \sigma_{VMB} \quad [MPa] \quad (59)$$

- Amplituda ekvivalentního napětí

$$\sigma_{ea} = \frac{\sigma_{e,max} - \sigma_{e,min}}{2} \quad [MPa] \quad (60)$$

- Střední hodnota ekvivalentního napětí

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{e,max} + \sigma_{e,min}}{2} \quad [MPa] \quad (61)$$

- Korekční součinitel vlivu velikosti součásti

$$\eta_\sigma = 1,189 \cdot D_{oc}^{-0,097} \quad [-] \quad (62)$$

- Korekční součinitel vlivu opracování povrchu

$$\nu_\sigma = 0,9 \quad [-] \quad (63)$$

Tato hodnota odpovídá jemně broušenému povrchu ($R_a = 0,4$).

- Bezpečnost vůči únavovému poškození



$$k_u = \left(\frac{\beta}{\alpha} \cdot \frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{c,ohyb} \cdot \eta_\sigma \cdot v_\sigma \cdot f_G} + \frac{\sigma_{em}}{R_m} \right)^{-1} \quad [-] \quad (64)$$

$$k_{u,kaleno} = 1,3 \cdot k \quad [-] \quad (65)$$

Tab. 10 Výsledky výpočtů nutné ke kontrole hřídele na únavové poškození

	Označení	Velikost	Jednotka
Relativní gradient napětí	χ_R	0,056	mm^{-1}
Korekční součinitel	f_G	1,013	[-]
	β/α	1,008	[-]
	η	0,827	[-]
	v	0,790	[-]
Maximální ekvivalentní napětí	$\sigma_{e,max}$	597,040	[MPa]
Minimální ekvivalentní napětí	$\sigma_{e,min}$	206,660	[MPa]
Amplituda ekvivalentního napětí	σ_{ea}	195,190	[MPa]
Střední hodnota ekvivalentního napětí	σ_{em}	401,850	[MPa]
Vzdálenost bodů	xx_3	17,794	[mm]
Bezpečnost vůči únavovému poškození	k_u	1,137	[-]
Bezpečnost vůči únavovému poškození s uvažováním povrchového kalení	$k_{u,kaleno}$	1,478	[-]



ZÁVĚR

Po vyšetření vlivu excentricity na průběh sil bylo zjištěno, že zavedení excentrického klikového mechanismu má příznivý vliv na průběh sil mezi pístem a vložkou válce. Normálová síla, jenž u centrického mechanismu převážně působí pouze na jednu polovinu stěny válce, je převedena také na druhou polovinu stěny válce. Vložka válce je pak rovnoměrněji zatěžována. Zavedením vhodné excentricity bylo dosaženo snížení hodnoty maximální normálové síly na polovinu své původní hodnoty. Se snížením normálové síly se úměrně snížila i maximální hodnota síly třecí, která se rovněž snížila na polovinu své původní hodnoty. Snížením třecí síly se snížil i ztrátový výkon motoru. Bylo dosaženo úspory 229,2 W z celkového výkonu motoru (platí při otáčkách maxima točivého momentu). V nižších otáčkách motoru se velikost ztrátového výkonu snížila o čtvrtinu původní hodnoty v porovnání s centrickým mechanismem.

Při analýze vlivu excentricity na vyvážení klikového mechanismu bylo zjištěno, že excentricita má vliv na vyvážení setrvačných sil posuvných částí. K harmonickým kosinovým složkám zrychlení posuvných částí zde přibyla složka sinová, která je fázově posunuta. Velikost této sinové složky je ovšem v porovnání s ostatními složkami v pozadí. Protože má tato sinová složka zrychlení stejnou frekvenci jako je frekvence KH, lze částečně vyvážit pomocí vývažků na KH. Zavedení excentricity dále vytváří silovou dvojici, která působí na rameni, které je rovno velikosti této excentricity. Toto rameno je ovšem tak malé, že vytváří pouze velmi malý klopný moment. Tento moment je snadno zachytáván v uložení motoru.

Pro vyvážení setrvačných sil jsem zvolil metodu vyvážení těchto sil pouze vývažky na KH. Setrvačné síly rotačních částí byly vyváženy zcela, setrvačné síly posuvných částí však nikoliv. Pomocí vývažků na KH lze dosáhnout pouze částečného vyvážení těchto sil. Polovina těchto sil byla pomocí vývažku převedena do osy, jenž je kolmá na osu válce. Toto řešení je konstrukčně nejjednodušší, zavádí ovšem do systému nežádoucí vibrace. Pro takto malou pohonnou jednotku je ovšem vliv jednoduchosti konstrukce dominantní.

Při kontrole napjatosti KH bylo zjištěno, že bezpečnost vůči únavovému poškození je téměř 1,5. Tato hodnota není nikterak vysoká, avšak KH by měl při standardním provozu vydržet po celou dobu životnosti pohonné jednotky.

Výhodou tohoto uspořádání je fakt, že KH je svými rozměry kompatibilní s mnohými standardními komponentami, které jsou již vyráběny, a které jsou k němu připojeny. Jedná se např. o kluzná ložiska, ojnice, řemenice rozvodového mechanismu, setrvačnick atd. Další výhodou tohoto uspořádání je fakt, že je KH uložen pouze na dvou ložiskách. Ušetří se tedy ztrátový výkon, který by se na středním ložisku přeměnil v teplo.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] PÍŠTĚK, Václav. *Hnací ústrojí, Kinematika centrického klikového mechanismu.* (Přednáška). Brno: VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015.
- [2] PÍŠTĚK, Václav. *Hnací ústrojí, Kinematika excentrického klikového mechanismu.* (Přednáška). Brno: VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015.
- [3] PÍŠTĚK, Václav. *Hnací ústrojí, Síly a momenty v klikovém mechanismu.* (Přednáška). Brno: VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015.
- [4] PÍŠTĚK, Václav. *Hnací ústrojí, Zatížení částí klikového mechanismu.* (Přednáška). Brno: VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015.
- [5] PÍŠTĚK, Václav. *Hnací ústrojí, Vyvažování klikového mechanismu.* (Přednáška). Brno: VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015.
- [6] PÍŠTĚK, Václav. *Hnací ústrojí, Vyvažování řadových motorů - Dvouválec.* (Přednáška). Brno: VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015.
- [7] Rovnoměrný pohyb po kružnici — dostředivé zrychlení. Nabla [online]. 2013 [cit. 2015-03-31]. Dostupné z: <http://www.nabla.cz/obsah/fyzika/mechanika/rovnomerny-pohyb-po-kruznici-dostredive-zrychleni.php>
- [8] NOVOTNÝ, Pavel. *Aplikované metody řešení únavového poškození I.* (Přednáška). Brno: VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015.
- [9] Kolektiv VÚNM a ČKD. *Naftové motory čtyřdobé*, 1díl. SNTL – Státní nakladatelství technické literatury, Druhé vydání, Praha, 1962. L123-B3-IV-41/2490
- [10] Kmitání. Wikipedie otevřená encyklopedie [online]. 2014 [cit. 2015-05-21]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Kmitání>
- [11] NOVOTNÝ, Pavel. *Kmitání soustav těles – část 2.* (Přednáška). Brno: VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015.
- [12] Figure 89.1 VISCO89 Geometry. *Release 11.0 Documentation for ANSYS* [online]. 2015 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: http://ansys.net/old_undocumented/Hlp_E_VISCO89.html
- [13] Modal Analysis of Titan Cantilever Beam Using ANSYS and SolidWorks. *Science and Education Publishing* [online]. 2014 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: <http://pubs.sciepub.com/ajme/1/7/24/>
- [14] NOVOTNÝ, Pavel. *Únava.* (Přednáška). Brno: VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015.
- [15] HAFNER, K.E., MAASS, H.: *Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine*, Springer-Verlag Wien-New York 1995



- [16] COMBIN14: Spring-Damper. Chapter 13. *Analysis of Lumped Mass Systems* [online]. 2015 [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: http://office.es.ncku.edu.tw/leehh/ANSYS/ANSYS/CAE_Course/Chap13_Mass/Combin14.htm
- [17] OCEL K ZUŠLECHŤOVÁNÍ ČSN 15 142. *JZK Bučovice a.s.* [online]. 2010 [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: <http://jkz.cz/node/221>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[ms ⁻²]	zrychlení pístní skupiny
a _{1kos}	[ms ⁻²]	první harmonická kosinová složka zrychlení posuvných částí pístní skupiny
a _{2kos}	[ms ⁻²]	druhá harmonická kosinová složka zrychlení posuvných částí pístní skupiny
a _a	[-]	vektor amplitud
a _d	[ms ⁻²]	dostředivé zrychlení
a _i	[°]	amplituda v libovolném místě KH
A _p	[N]	reakční síla v uložení motoru
a _{roz}	[°]	amplituda v místě volného konce KH
a _{sin}	[ms ⁻²]	sinová složka zrychlení posuvných částí pístní skupiny
B _r	[m]	šířka ramene kliky
C	[Nmrad ⁻¹]	matice tuhosti
c	[m]	ložisková vůle
D	[N]	průměr pístu (vrtání)
d ₁	[m]	průměr menšího redukováného průměru
d ₂	[m]	průměr většího redukováného průměru
D _{hc}	[m]	průměr hlavního čepu
D _{oc}	[m]	průměr ojničního čepu
D _{red}	[m]	redukováný průměr hřídele
DÚ	[-]	dolní úvrat'
d _{vzorek}	[mm]	průměr hladké tyčky namáhané ohybem
e	[m]	excentricita klikového mechanismu
E	[Pa]	modul pružnosti v tahu
f	[-]	součinitel tření
F _c	[N]	celková síla (součet sil od tlaku plynů a sil setrvačných posuvných částí)
F _d	[N]	dostředivá síla
f _G	[-]	korekční součinitel
F _r	[N]	odstředivá síla
F _{vr}	[N]	síla vyvažující sílu odstředivou
G	[Pa]	modul pružnosti ve smyku
HÚ	[-]	horní úvrat'



I	[-]	jednotková matice
J_1	[kgm ²]	moment setrvačnosti setrvačnicku
J_{1red}	[kgm ²]	redukovaný moment setrvačnosti setrvačnicku
J_2	[kgm ²]	moment setrvačnosti zalomení u setrvačnicku
J_{2red}	[kgm ²]	redukovaný moment setrvačnosti zalomení u setrvačnicku
J_3	[kgm ²]	moment setrvačnosti středního vývažku
J_{3red}	[kgm ²]	redukovaný moment setrvačnosti středního vývažku
J_4	[kgm ²]	moment setrvačnosti zalomení u rozvodového mechanismu
J_{4red}	[kgm ²]	redukovaný moment setrvačnosti zalomení u rozvodového mechanismu
J_5	[kgm ²]	moment setrvačnosti rozvodového mechanismu
J_{5red}	[kgm ²]	redukovaný moment setrvačnosti rozvodového mechanismu
J_p	[m ⁴]	polární moment setrvačnosti
J_{red}	[kgm ²]	redukovaný moment setrvačnosti
J_{zal}	[kgm ²]	moment setrvačnosti zalomení KH
k	[Nmrad ⁻¹]	torzní tuhost
K	[Nmsrad ⁻¹]	matice tlumení
k_1	[Nmrad ⁻¹]	tuhost úseku 1
k_2	[Nmrad ⁻¹]	tuhost úseku 2
k_3	[Nmrad ⁻¹]	tuhost úseku 3
k_4	[Nmrad ⁻¹]	tuhost úseku 4
KH	[-]	klikový hřídel
k_u	[-]	bezpečnost vůči únavovému poškození
$k_{u,kaleno}$	[-]	bezpečnost vůči únavovému poškození s uvažováním povrchového kalení
l	[m]	délka ojnice
l_1	[m]	délka hřídele na straně menšího redukovaného průměru
l_{1red}	[m]	redukovaná délka pro úsek 1
l_2	[m]	délka hřídele na straně většího redukovaného průměru
l_{2red}	[m]	redukovaná délka pro úsek 2
l_{3red}	[m]	redukovaná délka pro úsek 3
l_{4red}	[m]	redukovaná délka pro úsek 4
l_{cred}	[m]	celková redukovaná délka
l_{hc}	[m]	délka hlavního čepu



l_{oc}	[m]	délka ojnicního čepu
l_{red}	[-]	redukována délka
l_t	[m]	délka trubky
M	[kgm ²]	čtvercová matice momentů setrvačnosti
m_{psk}	[kg]	hmotnost pístní skupiny + podíl ojnice
m_{rot}	[kg]	hmotnost rotačních částí
M_t	[Nm]	točivý moment motoru
m_{vpc}	[kg]	vývažek první harmonické kosinové složky síly posuvných částí
m_{vps}	[kg]	vývažek sinové složky síly posuvných částí
m_{vrot}	[kg]	hmotnost vývažku rotačních částí
n	min ⁻¹	otáčky motoru
N_1	[min ⁻¹]	první vlastní frekvence
N_2	[min ⁻¹]	druhá vlastní frekvence
N_p	[N]	normálová složka síly P_p
n_{r1}	[min ⁻¹]	rezonanční otáčky jednouzlového kmitání
n_{r2}	[min ⁻¹]	rezonanční otáčky dvojuzlového kmitání
p	[Pa]	tlak od rozpínajících se plynů
p_0	[Pa]	tlak v klikové skříni (atmosférický tlak)
P_{centr}	[W]	průměrný ztrátový výkon centrického mechanismu
$P_{excentr}$	[W]	průměrný ztrátový výkon excentrického mechanismu
P_o	[N]	složka síly P_p působící v ose ojnice
P_p	[N]	síla od tlaku plynů
P_r	[N]	radiální složka síly P_o
P_t	[N]	tangenciální složka síly P_o
q	[-]	vektor zobecněných souřadnic
Q	[Nm]	působení vnějších sil
r	[m]	poloměr kliky
R_e	[Pa]	mez kluzu
R_m	[Pa]	mez pevnosti
r_{vrot}	[m]	rameno vývažku setrvačných sil rotačních částí
s	[m]	dráha pohybu pístní skupiny
T	[-]	poloha těžiště



t_r	[m]	tloušťka ramene kliky
v	[ms ⁻¹]	rychlost pístní skupiny
x_{x3}	[mm]	vzdálenost míst x a x_3
z	[-]	počet válců
α	[°]	úhel natočení klikového hřídele
β	[°]	úhel vykývnutí ojnice
β/α	[-]	korekční součinitel
η_σ	[-]	korekční součinitel vlivu velikosti součásti
ϑ_{4D}	[°]	úhel mezi válci
κ	[-]	řád harmonické složky
λ	[-]	klikový poměr
λ_e	[-]	excentrický poměr
μ	[-]	Poissonova konstanta
ξ	[-]	součinitel změny průměru hřídelů
σ_{1A}	[MPa]	hlavní napětí zátěžného stavu A
σ_{1B}	[MPa]	hlavní napětí zátěžného stavu B
$\sigma_{c,ohyb}$	[Pa]	mez únavy v ohybu
$\sigma_{c,tah}$	[Pa]	mez únavy v tahu
$\sigma_{e,max}$	[MPa]	maximální hodnota ekvivalentního napětí
$\sigma_{e,min}$	[MPa]	minimální hodnota ekvivalentního napětí
σ_{ea}	[MPa]	amplituda ekvivalentního napětí
σ_{em}	[MPa]	střední hodnota ekvivalentního napětí
σ_{eX}	[MPa]	ekvivalentní napětí v místě x
σ_{eX3}	[MPa]	ekvivalentní napětí v místě x_3
σ_{VMA}	[MPa]	napětí dle Von Misese zátěžného stavu A
σ_{VMB}	[MPa]	napětí dle Von Misese zátěžného stavu B
u_σ	[-]	korekční součinitel vlivu opracování povrchu
φ	[°]	torzní výchylka kmitání
χ_R	[mm ⁻¹]	relativní gradient napětí
ω	[s ⁻¹]	úhlová rychlost otáčení klikového hřídele
Ω	[rads ⁻¹]	úhlová frekvence vlastního kmitání



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – výpočty provedené v programu Matlab (CD)

Příloha 2 – 3D model klikového hřídele (CD)