



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

TŘÍVÁLCOVÝ ZÁŽEHOVÝ MOTOR S EXCENTRICKÝM KLIKOVÝM MECHANISMEM PRO OSOBNÍ VOZIDLA

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

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. JIŘÍ FAIMAN

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. VÁCLAV PÍŠTĚK, DrSc.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jiří Faiman

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:

Tříválcový zážehový motor s excentrickým klikovým mechanismem pro osobní vozidla

v anglickém jazyce:

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

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnout tříválcový 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

V úvodní části se tato práce zabývá vyšetřením excentricity klikového mechanismu na jednotlivé veličiny kinematiky a dynamiky klikového mechanismu analytickým výpočtem v programu Matlab. Dále jsou pak porovnány jednotlivé možnosti vyvážení momentů setrvačných sil a navržena jejich konkrétní provedení pro zvolenou hodnotu excentricity. V další části je navržen pomocí analytického výpočtu samotný klikový hřídel. Pro navržený klikový hřídel poté byly vyšetřeny parametry vlastního a vynuceného torzního kmitání. S využitím těchto získaných parametrů byla provedena analýza napjatosti v programu Ansys.

KLÍČOVÁ SLOVA

Excentrický klikový mechanismus, vyvážení klikového mechanismu, torzní kmity klikového mechanismu, analýza napjatosti.

ABSTRACT

The first part of this thesis deals with the examination of the eccentricity of the crank mechanism for individual variables kinematics and dynamics of crank mechanism, analytically computed in Matlab. Then it compares the different possibilities of balancing moments of inertia forces and propose a specific design chosen for the value of eccentricity. In the second part is designed a model of crankshaft mechanism based on the investigated parameters. These parameters were carried out by structural analysis in Ansys.

KEYWORDS

An eccentric crank mechanism, balancing the crank mechanism, torsional oscillations of the crank mechanism, analyze of stress.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

FAIMAN, Jiří. *Tříválcový zážehový motor s excentrickým klikovým mechanismem pro osobní vozidla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 73 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc..



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 29. května 2015

.....

Jiří Faiman



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu této práce prof. Ing. Václavu Píštěkovi, DrSc za trpělivost a odborné rady poskytnuté při konzultacích.



OBSAH

Úvod	10
1 Excentrický klikový mechanismus	11
1.1 Zadané parametry válcové jednotky	11
1.2 Excentrický klikový mechanismus	12
1.3 Kinematika excentrického klikového mechanismu	13
1.3.1 Zdvih pístu	13
1.3.2 Dráha pístu	14
1.3.3 Rychlost pístu	14
1.3.4 Zrychlení pístu	15
1.4 Síly v klikovém mechanismu	15
1.4.1 Síly od tlaku plynů	15
1.4.2 Setrvačné síly	16
1.4.3 Výsledné síly v klikovém mechanismu	19
1.4.4 Ztrátový výkon mezi pístem a stěnou válce	21
2 Vyvážení klikového mechanismu	23
2.1 Návrh uspořádání klikového mechanismu	23
2.2 Vyvážení setrvačných sil	24
2.2.1 Setrvačné síly rotačních částí klikového mechanismu	24
2.2.2 Setrvačné síly posuvných částí klikového mechanismu	26
2.3 Vyvážení momentů setrvačných sil	28
2.3.1 Momenty setrvačných sil rotačních částí klikového mechanismu	29
2.3.2 Možnosti vyvážení momentů setrvačných sil rotačních částí klikového mechanismu	29
2.3.3 Návrh vyvážení momentů setrvačných sil rotačních hmot klikového mechanismu	31
2.3.4 Momenty setrvačných sil posuvných částí klikového mechanismu	33
2.3.5 Možnosti vyvážení momentů setrvačných sil posuvných částí klikového mechanismu	37
2.3.6 Návrh vyvážení momentů setrvačných sil posuvných hmot klikového mechanismu	39
3 Návrh klikového hřídele	41
3.1 Materiál klikového hřídele	41
3.2 Pevnostní výpočet klikového hřídele	41
3.2.1 Kontrolní pevnostní výpočet ojničního čepu	42
3.2.2 Kontrolní pevnostní výpočet hlavního čepu	45
3.2.3 Pevnostní výpočet ramene kliky	46



3.2.4	Výsledné bezpečnosti a rozměry klikového hřídele	49
4	Torzní kmitání	50
4.1	Náhradní torzní soustava klikového ústrojí	50
4.1.1	Redukce hmot	51
4.1.2	Redukce délek	52
4.1.3	Torzní tuhost	53
4.2	Vlastní torzní kmitání	53
4.2.1	Výpočet vlastních frekvencí a tvarů v programu Holzer	55
4.3	Vynucené torzní kmitání	56
4.3.1	Rezonanční otáčky	56
5	Pevnostní analýza v programu Ansys	59
5.1	Vytvoření sítě	59
5.2	Zatížení a okrajové podmínky	59
5.3	Výpočet bezpečnosti	63
	Závěr	66
	Seznam použitých zkratk a symbolů	68



ÚVOD

Pod vlivem moderních trendů a současné legislativy ve světě je v současnosti kladen velký důraz na zvyšování účinnosti spalovacích motorů a s tím související snižování emisí produkovaných těmito motory a snižování spotřeby paliva. Jednou z možností pro dosažení tohoto cíle je zvyšování mechanické účinnosti spalovacích motorů. Tato účinnost se skládá z jednotlivých dílčích složek, jako jsou třecí ztráty mezi pístními kroužky a stěnou válce, třecí ztráty v ložiscích a třecí ztráty mezi pístem motoru a stěnou válce motoru.

Tato práce se bude zabývat zejména možnostmi zvýšení mechanické účinnosti pomocí vyosení pístního čepu vůči ose rotace klikého hřídele. Tímto by mělo být dosaženo příznivějšího průběhu normálové síly mezi pístem a stěnou válce.



1 EXCENTRICKÝ KLIKOVÝ MECHANISMUS

Klikový mechanismus je soustava skládající se z pístu, pístního čepu, ojnice a klikového hřídele. Tento mechanismus zajišťuje v moderních spalovacích motorech převedení translačního pohybu na pohyb rotační. Translační pohyb je vyvolán změnami tlaku ve válci, a to vlivem spalování paliva. Tento pohyb je dále veden přes ojnici, která je spojena s pístem pístním čepem, na klikový hřídel, ze kterého je již dále do převodového ústrojí převáděn pohyb rotační. Ojnice je na klikovém hřídeli umístěna na ojnicím čepu klikového zalomení. Pro uložení ojnice na pístním a ojnicím čepu jsou v motorech pro osobní automobily použita kluzná ložiska. [6]



Obrázek 1Klikový mechanismus[5]

1.1 ZADANÉ PARAMETRY VÁLCOVÉ JEDNOTKY

Základní parametry pro tvorbu této diplomové práce byly na základě domluvy s vedoucím práce převzaty z motoru 1.2 HTP o výkonu 40 kW. Tento motor se vyráběl sériově mezi lety 1999-2008 do vozů značky Škoda. Jedná se tříválcový zážehový motor s centrickým klikovým mechanismem.



Tabulka 1Zadné hodnoty

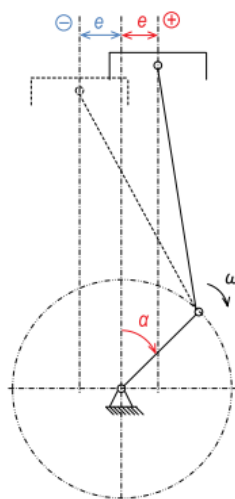
	Rozměr
Délka zalomení KH	43,45 mm
Délka ojnice	138 mm
Vrtání válce	76,5 mm
Průměr hlavního čepu	48 mm
Průměr ojničního čepu	42 mm
Hmotnost rotačních částí	0,334 kg
Hmotnost posuvných částí	0,394 kg
Otáčky motoru	1000 – 5500 min ⁻¹

1.2 EXCENTRICKÝ KLIKOVÝ MECHANISMUS

To, že klikový mechanismus je excentrický, znamená, že pístní čep je oproti ose rotace klikového hřídele vyosen. Tímto vyosením se změní průběh zatížení stěny válce a pláště pístu. Dalším důsledkem excentricity je změna kinematiky klikového mechanismu, která má vliv na vyvážení klikového mechanismu, jak bude pojednáno dále.

Excentricita může mít jak kladnou, tak i zápornou hodnotu, a to s ohledem na směr rotace klikového hřídele. Vyosení ve směru rotace kliky považujeme za kladné, zatímco proti směru rotace jej považujeme za záporné.

Tento mechanismus byl například použit v motoru N20 od BMW. Jedná se řadový čtyřválec o objemu 2.0 l a výkonu 90 kW. [5], [6]



Obrázek 2Schéma excentrického klikového mechanismu[5]



1.3 KINEMATIKA EXCENTRICKÉHO KLIKOVÉHO MECHANISMU

Polohu klikového mechanismu v případě centrického systému určujeme na základě úhlu natočení klikového hřídele vzhledem k poloze mechanismu v horní úvrati. V případě excentrického klikového mechanismu určujeme polohu mechanismu vzhledem k poloze, kdy je rameno kliky rovnoběžně s osou válce. [1]

1.3.1 ZDVIH PÍSTU

Zdvih pístu můžeme určit z rozdílu vzdálenosti pístu v horní a dolní poloze. Abychom mohli tento rozdíl určit, potřebujeme nejprve určit úhly, při kterých mechanismus dosahuje dolní a horní úvrati. [4]

Vztah pro úhel horní úvrati:

$$\sin \alpha_{HU} = \frac{e}{l+r} [^\circ]. \quad (1)$$

Vztah pro úhel dolní úvrati:

$$\sin \alpha_{DU} = -\frac{e}{l-r} [^\circ], \quad (2)$$

e excentricita [m],

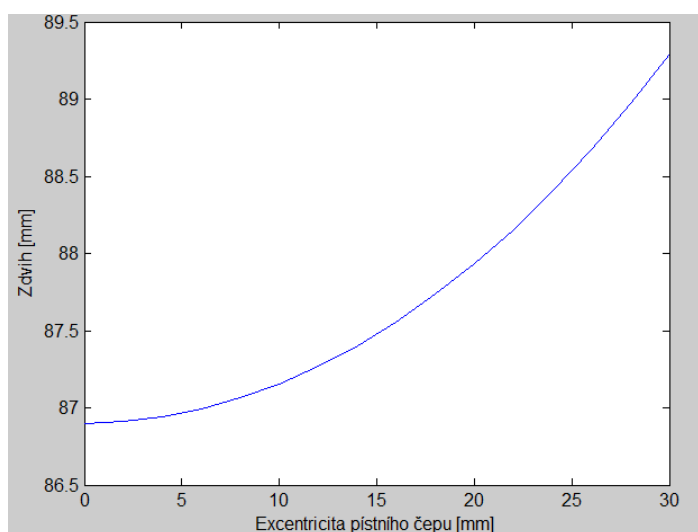
l délka ojnice [m],

r poloměr zalomení [m].

Následnými dalšími úpravami těchto vzorců vznikne výsledný tvar pro zdvih:

$$Z = \sqrt{(l+r)^2 - e^2} - \sqrt{(l-r)^2 - e^2} [m]. \quad (3)$$

Z tohoto vztahu je zřejmé, že s klesající excentricitou klesá i zdvih pístu. Závislost zdvihu pístu na hodnotě excentricity je znázorněna v grafu č.1.



Graf 1 Závislost zdvihu na excentricitě



1.3.2 DRÁHA PÍSTU

Přesný vztah pro dráhu pístu excentrického klikového mechanismu:

$$s_p = \sqrt{l + r^2 - e^2} - r \left[\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - (\lambda * \sin \alpha - \lambda_e)^2} \right] \quad [m], \quad (4)$$

α úhel natočení klikového hřídele[°],

λ klikový poměr [-]:

$$\lambda = \frac{r}{l}, \quad (5)$$

λ_e excentrický poměr [-]:

$$\lambda_e = \frac{e}{l}. \quad (6)$$

Tento vztah je však velmi nevhodný pro další derivaci pro získání rychlosti a zrychlení pístu. Proto je výše uvedená rovnice nahrazena přibližným vztahem:

$$s_p = \sqrt{l + r^2 - e^2} - r \left[\frac{1}{\lambda} + \cos \alpha - \frac{\lambda}{4} * (1 - \cos 2\alpha) + \lambda_e * \sin \alpha \right], \quad (7)$$

kdy uvažuje pouze první dva řády harmonické složky binomické věty. Tento vztah již plně vyhovuje pro další derivaci.

1.3.3 RYCHLOST PÍSTU

Obdobně jako u centrického klikového mechanismu je i zde určena rychlost pístu derivací vztahu pro dráhu pístu podle času.

$$v_p = r * \omega * \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} * \sin 2\alpha - \lambda_e * \cos \alpha \right) \quad [m/s], \quad (8)$$

ω úhlová rychlost klikového hřídele [rad/s].

S ohledem na to, že rozdíl natočení klikového hřídele mezi horní a dolní úvratí není roven 180°, je zřejmé, že píst vykoná oba zdvihy jedné otočky klikového hřídele jinou střední pístovou rychlostí, která je vyšší než u centrického klikového mechanismu, což je způsobeno rostoucím zdvihem s rostoucí excentricitou.

Vztah pro střední pístovou rychlost:

$$c_s = 2 * Z * n \quad [m * s^{-1}], \quad (9)$$

n otáčky klikového hřídele [1/s].



1.3.4 ZRYCHLENÍ PÍSTU

Jako v předešlém případě se jedná o derivaci rychlosti podle času.

$$a_p = r * \omega^2 * (\cos \alpha + \lambda * \cos 2\alpha + \lambda_e \sin \alpha) \quad (10)$$

Také zrychlení bude pro každý zdvih pístu během jedné otáčky klikového hřídele různé, a to ze stejného důvodu jako u rychlosti.

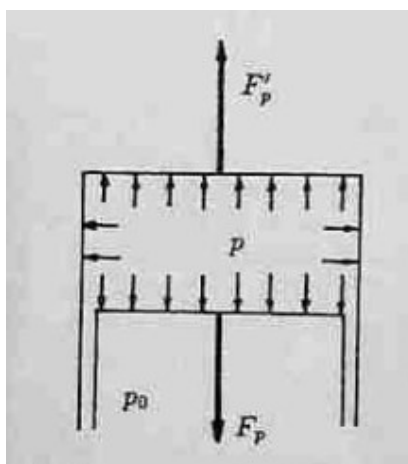
1.4 SÍLY V KLIKOVÉM MECHANISMU

V klikovém mechanismu působí dva základní typy sil. Jsou to síly primární, tedy síly vyvolané periodicky opakujícími se změnami tlaku plynů, které působí na stěny spalovacího prostoru. Dále zde působí síly setrvačné, které vznikají jako důsledek změn zrychlení jednotlivých pohyblivých částí klikového mechanismu. Tyto síly jsou klikovým mechanismem přenášeny na nepohyblivé části motoru a dále na vozidlo. [1]

Dalšími silami působícími v klikovém mechanismu jsou síly třecí, síly od torzního a ohybového kmitání a síly přenášené na klikový mechanismus od užitečných odporů vozidla.

1.4.1 SÍLY OD TLAKU PLYNŮ

Tlak plynů, který působí ve spalovacím prostoru, vyvolá sílu působící na dno pístu F_p a na hlavu válce F'_p . Obě tyto síly působí v ose válce, mají stejnou velikost, ale opačný směr.



Obrázek 3 Síly od tlaku plynů[6]

Síla působící na dno pístu je definována vztahem:

$$F_p = -F'_p = S_p * (p - p_0) = \frac{\pi * D^2}{4} * (p - p_0) \quad [N], \quad (11)$$

S_p plocha dna pístu [m^2],

p tlak ve válci [Pa],

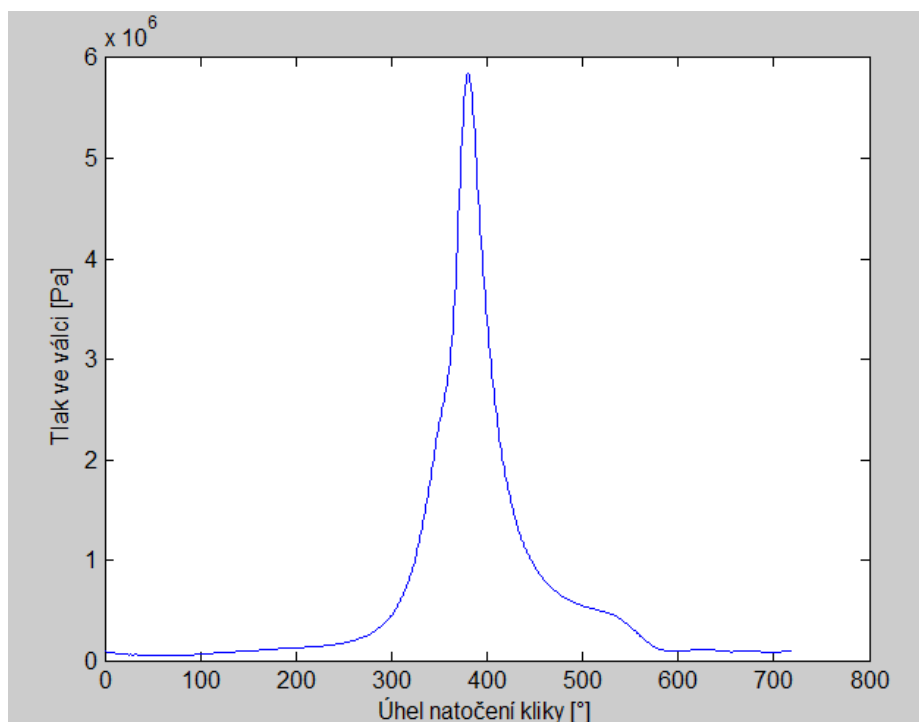


p_0 atmosferický tlak [Pa],

D vrtání válce [m].

Síla F_p , která je přenášena klikovým mechanismem na pevné části motoru, je vyrovnána silou F'_p . Toto silové působení se však nepřenáší na uložení motoru.

Při pohledu na výše uvedený vztah zjistíme, že veličiny D a p_0 jsou v čase konstantní. Proto je zřejmé, že síla F_p je pouze funkcí tlaku plynů ve spalovacím prostoru. Jeho průběh je znázorněn v *grafu 2*.

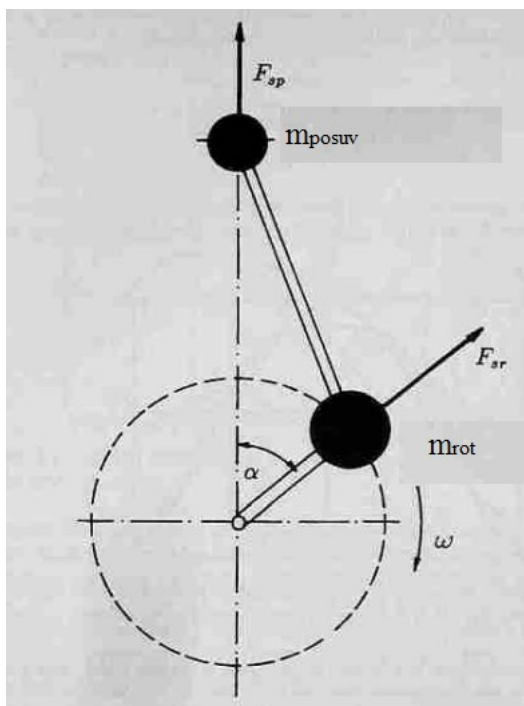


Graf 2 Průběh indikovaného tlaku ve spalovacím prostoru $e=16\text{mm}$

1.4.2 SETRVAČNÉ SÍLY

Setrvačné síly jsou určeny hmotností a zrychlením pohybujících se částí motoru. Vždy působí proti změně jejich zrychlení. Setrvačné síly působící v motorech můžeme rozdělit do dvou hlavních skupin. Jsou to setrvačné síly částí konajících posuvný pohyb, což je píst, pístní čep a pístní kroužky. Druhou skupinou jsou setrvačné síly částí konajících pohyb rotační, zde se jedná o klikový hřídel. [8]

Jako problematická se z tohoto pohledu jeví ojnice, která koná obecně rovinný pohyb. Proto se hmotnost ojnice pro potřeby tohoto výpočtu redukuje do dvou hmotných bodů. Podmínkou redukce je zachování hmotnosti, momentu setrvačnosti a polohy těžiště ojnice. Jeden z bodů je umístěn do středu pístního čepu a koná pohyb posuvný. Druhý bod je umístěn do středu ojničního čepu na klikovém hřídeli a vykonává pohyb rotační. Celkové statické a dynamické účinky těchto dvou hmotných bodů musí být zachovány.



Obrázek 4 Schema setrvačných sil v klikovém mechanismu[6]

SETRVAČNÉ SÍLY POSUVNÝCH ČÁSTÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

Setrvačné síly posuvných částí působí v ose válce a mají opačný směr než zrychlení pístu. Jejich velikost je pak dána vztahem:

$$F_{sp} = -m_{posuv} * a \text{ [N]}, \quad (12)$$

m_{posuv} hmotnost pístní skupiny a posuvné hmoty ojnice [kg].

Stejně jako zrychlení pístu můžeme vyjádřit ve dvou harmonických složkách i setrvačné síly.

První harmonická složka:

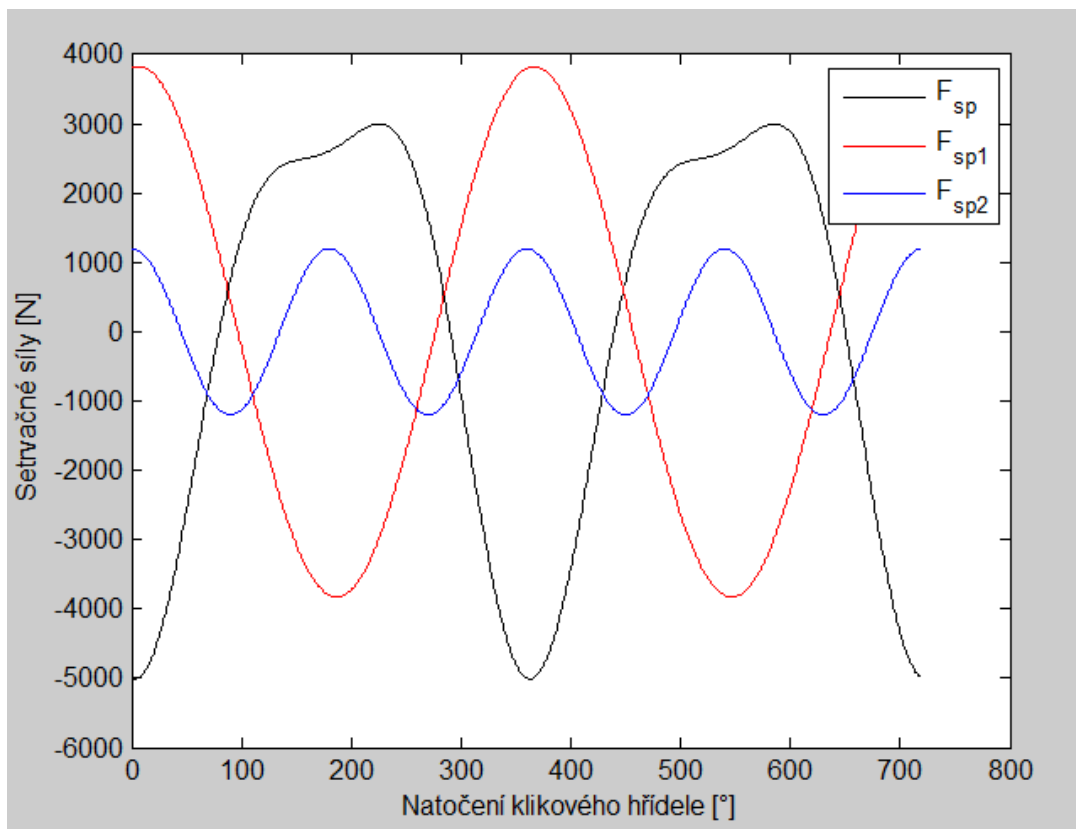
$$F_{sp1} = -m_{posuv} * r * \omega^2 * [\cos \alpha + \lambda_e * \sin \alpha] \text{ [N]}. \quad (13)$$

Druhá harmonická složka:

$$F_{sp2} = -m_{posuv} * r * \omega^2 * \lambda * \cos 2\alpha \text{ [N]}. \quad (14)$$

Celková velikost setrvačných sil posuvných částí je pak dána součtem obou harmonických složek:

$$F_{sp} = F_{sp1} + F_{sp2} \text{ [N]}. \quad (15)$$



Graf 3 Setrvačné síly posuvných částí $e=16\text{mm}$

Tyto setrvačné síly a momenty jimi vyvolané se plně přenáší na uložení motoru.

SETRVAČNÉ SÍLY ROTAČNÍCH ČÁSTÍ PŮSOBÍCÍ NA OJNIČNÍ ČEP

Tyto setrvačné síly jsou vyvolány podílem rotujících hmot ojnice na ojničném čepu a hmotností ojničného ložiska. Za předpokladu konstantní úhlové rychlosti klikového hřídele ω mají konstantní velikost. Působí ze středu rotace klikového hřídele ve směru zalomení kliky. Jsou definovány vztahem:

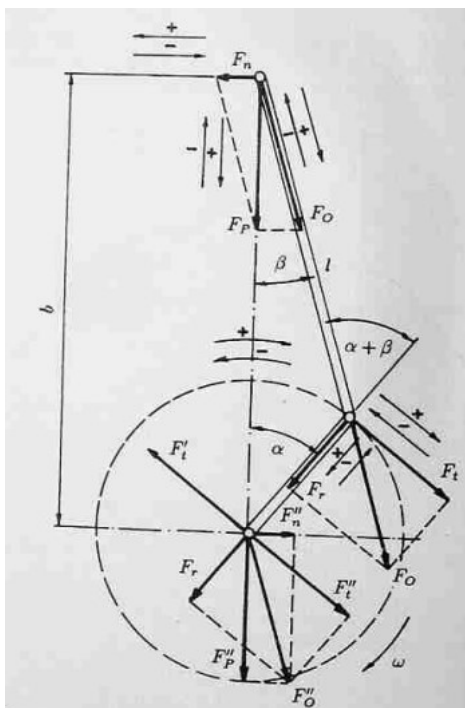
$$F_{rot} = (m_{roj} + m_{loz}) * r * \omega^2, \quad (16)$$

m_{roj} podíl rotačních hmot ojnice

m_{loz} hmotnost ojničného ložiska.



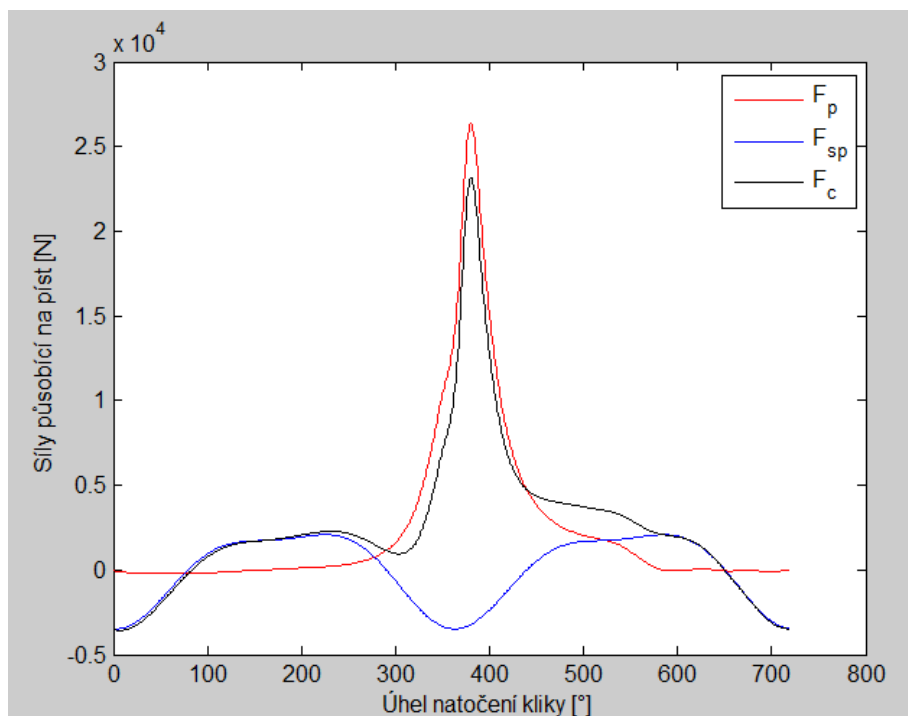
1.4.3 VÝSLEDNÉ SÍLY V KLIKOVÉM MECHANISMU



Obrázek 5 Schéma sil působících v klikovém mechanismu [6]

Z výše uvedeného rozboru vyplývá, že celková síla působící na píst je dána součtem síly od tlaku plynů a síly setrvačné posuvných částí:

$$F_c = F_p + F_{sp} \text{ [N]}. \quad (17)$$



Graf 4 Síly působící na píst ($e=16\text{mm}$, $n=3750\text{m-1}$)



V pístním čepu se síla F_c rozkládá na dvě složky. Na normálovou sílu F_n , která působí kolmo na osu válce, a na sílu F_o , která působí v ose ojnice. Tyto síly jsou definovány:

$$F_n = F_c \cdot \operatorname{tg} \beta \quad [\text{N}], \quad (18)$$

$$F_o = F_c / \cos \beta \quad [\text{N}], \quad (19)$$

β úhel odklonu ojnice $[\circ]$,

$$\sin \beta = \lambda \cdot \sin \alpha, \quad (20)$$

Síla F_o se ojnící přenáší na ojniční čep na klikovém hřídeli, kde se dále rozkládá na radiální sílu:

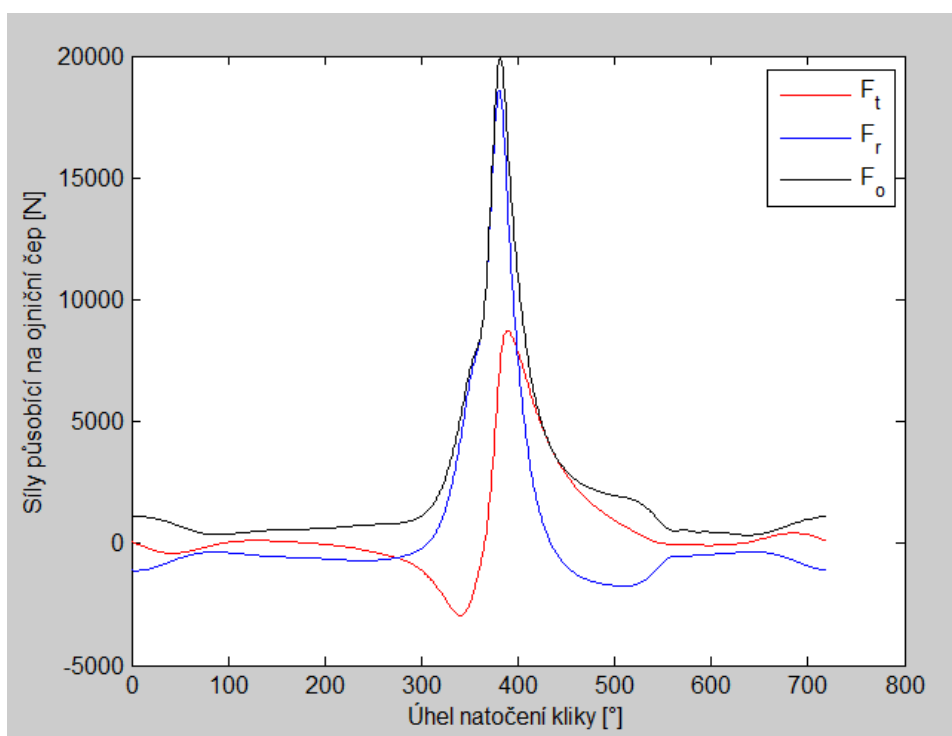
$$F_r = F_o \cdot \cos(\alpha + \beta) \quad [\text{N}], \quad (21)$$

a na sílu tangenciální:

$$F_t = F_o \cdot \sin(\alpha + \beta) \quad [\text{N}]. \quad (22)$$

Celková radiální síla působící na ojniční čep je dána jako součet radiální a odstředivé síly rotační části ojnice:

$$F_r = F_{or} + F_{rot} \quad [\text{N}]. \quad (23)$$



Graf 5 Síly působící na ojniční čep



Jako reakce na sílu F_t vznikne v hlavním ložisku reakce F'_t . Výsledkem této silové dvojice je točivý moment, který je definován jako:

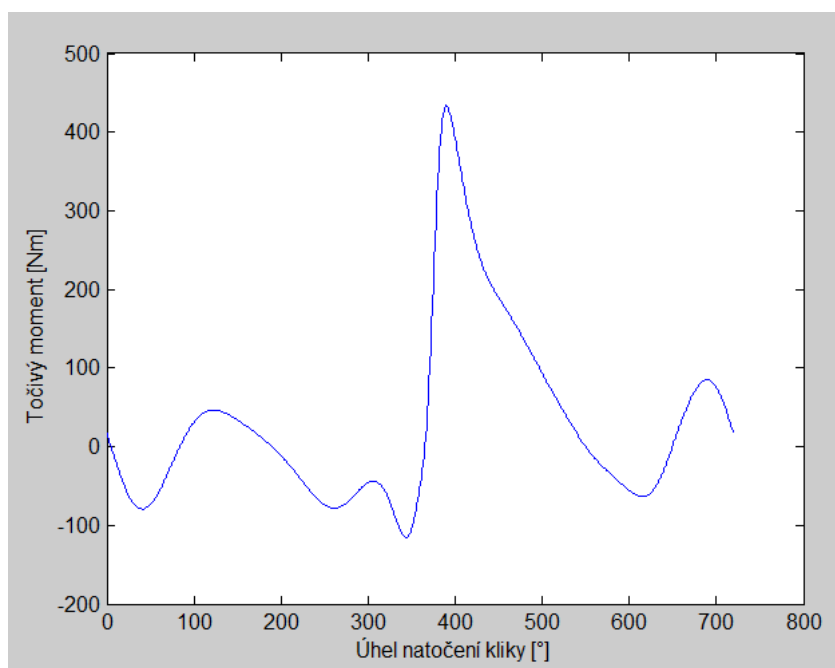
$$M_t = F_t * r \quad [\text{Nm}]. \quad (24)$$

Na hlavní čep dále působí síla F_r , přenášená ramenem kliky z ojnicního čepu. Dále pak síla F''_t , která spolu se silou F_r vytvoří sílu F''_o , jež je svojí velikostí i směrem schodná se silou F_o . Dalším rozkladem této síly do osy válce a do směru na tuto osu kolmého dostaneme síly F''_n a F''_c . Síla F''_c je svou velikostí i směrem schodná se silou F_c , zatímco síla F''_n má stejnou velikost, ale opačný směr než síla F_n . Důsledkem této silové dvojice je vznik klopného momentu M_k , jehož velikost je dána vztahem: [10]

$$M_k = F_n * b \quad [\text{Nm}], \quad (25)$$

$$b = r * \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin\beta} \quad [m]. \quad (26)$$

Je tedy jasné, že klopný moment je momentem reakčním na moment točivý. Má stejnou velikost, ale opačný směr. Je nutné, aby byl plně zachycen uložením motoru.



Graf 6 Průběh točivého momentu ($n=3750 \text{ min}^{-1}$)

1.4.4 ZTRÁTOVÝ VÝKON MEZI PÍSTEM A STĚNOU VÁLCE

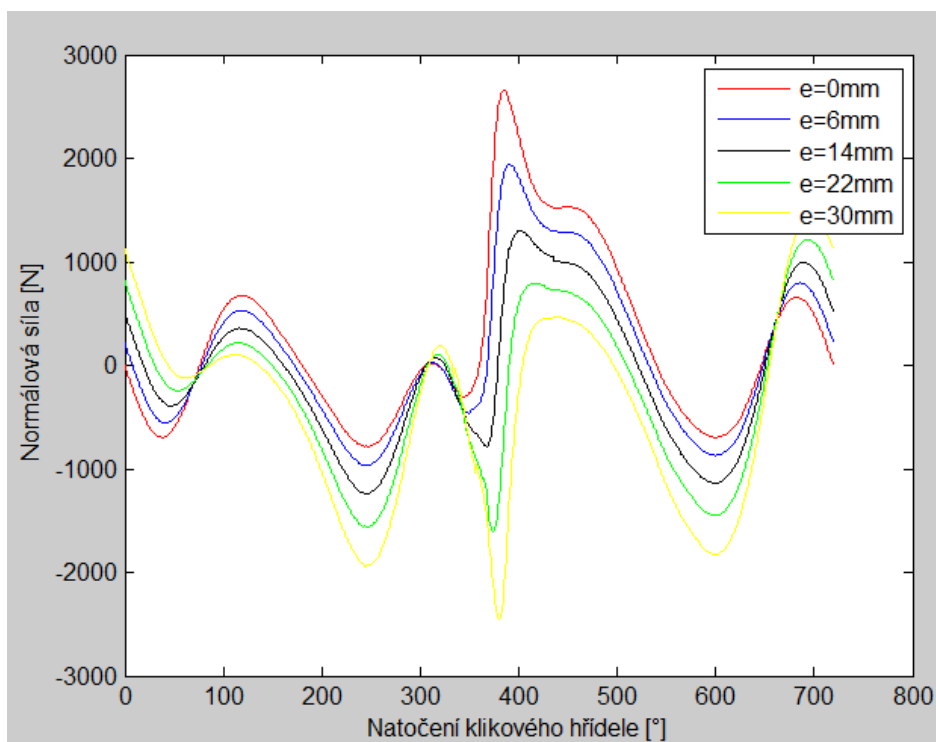
Ztrátový výkon je dán vztahem:

$$P_z = |F_n| * |v| * f_t \quad [W], \quad (27)$$

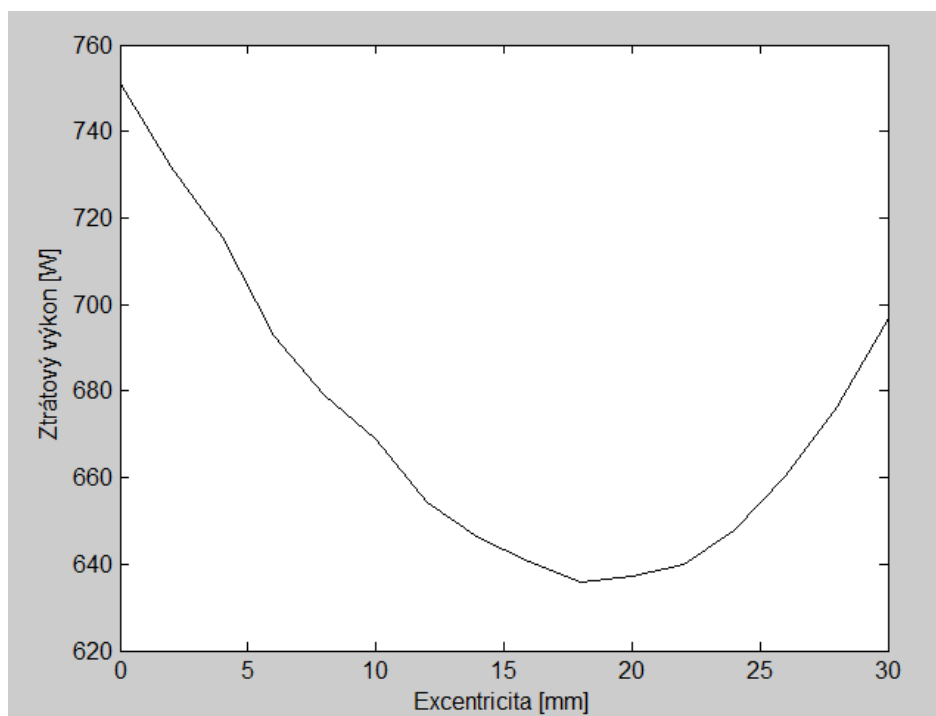
f_t koeficient tření. [-].



Z výše uvedeného vztahu je jasné, že ztrátový výkon je závislý na rychlosti pístu a hlavně na velikosti normálové síly mezi pístem a stěnou válce. Velikost a průběh této síly je možné ovlivnit excentricitou, jak je vidět na *grafu 8*.



Graf 7 Vliv excentricity na normálovou sílu ($n=4500\text{min}^{-1}$)



Graf 8 Závislost středního třecího výkonu válcové jednotky na excentricitě ($n=4500\text{min}^{-1}$)



Z grafu 8 je patrné, že s rostoucí excentricitou klesá ztrátový výkon mezi pístem a stěnou válce. Tato tendence platí až do hodnoty excentricity 18 mm, poté se opět začne ztrátový výkon zvyšovat. Pro hodnotu excentricity 16 mm činí úspora 14.9 %. S uvážením tohoto grafu byla pro výpočty v diplomové práci zvolena excentricita 16 mm jako stěžejní.

2 VYVÁŽENÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

Při návrhu spalovacích motorů je velmi důležité, aby byl klikový mechanismus jako celek navenek vyvážený, jelikož by se všechny setrvačné síly a jejich momenty přenášely na uložení motoru. Nepříznivé účinky nevyvážených setrvačných sil a jejich momentů se odstraňují nebo alespoň zmírňují přidáním vyvažovacího mechanismu do klikového ústrojí.

Zavádí se jisté zjednodušující předpoklady pro výpočet vyvažovacího mechanismu. Všechny součásti mechanismu jsou dokonale tuhé (mechanismus bez vůle), zanedbává se gravitační zrychlení a tření, úhlová rychlost klikového hřídele je konstantní. Význam vyvážení klikového mechanismu roste spolu s rostoucími otáčkami klikového mechanismu.

Nejsnažším způsobem vyvážení je vhodné navržení klikového mechanismu. Snahou je dosáhnout vyvážení alespoň setrvačných sil prvního řádu a momentů těmito silami vyvolaných. V některých případech však toto není možné, a je tedy nutné použít vyvažovací hmoty, které kompenzují účinky setrvačných sil. Tyto vývažky však zvyšují hmotnost a cenu motoru. [6]

2.1 NÁVRH USPOŘÁDÁNÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

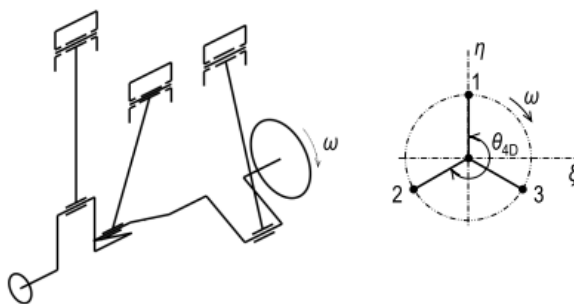
Aby bylo dosaženo rovnoměrného chodu motoru je nutné, aby zážehy jednotlivých válců následovaly v pravidelně po sobě jdoucích intervalech. U čtyřdobého motoru je perioda rovna dvěma otáčkám klikového hřídele. Je tedy jasné, že v této periodě musí nastat zážehy ve všech válcích motoru.

Pravidelné rozestupy zážehů pro čtyřdobý motor:

$$\vartheta_{4D} = \frac{720^\circ}{3} = 240^\circ, \quad (28)$$

Pořadí zážehů (určuje se od volného konce hřídele směrem k setrvačníku):

1-3-2.



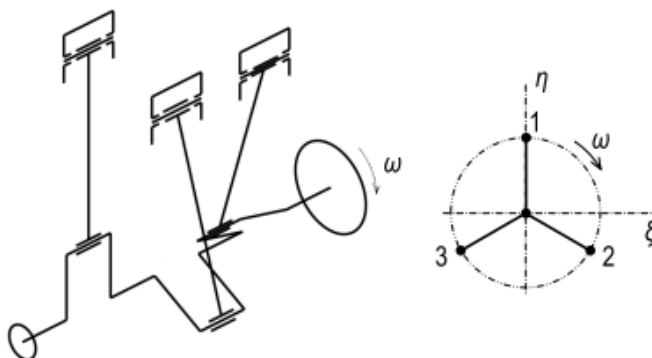
Obrázek 6 Schéma uspořádání klikového mechanismu pro pořadí zážehů 1-3-2[5]

Avšak častěji používanější koncepcí pro řadový tříválec je klikový mechanismus pro dvoudobý motor:

$$\vartheta_{4D} = \frac{360^\circ}{3} = 120^\circ. \quad (29)$$

S pořadím zážehů:

1-2-3.



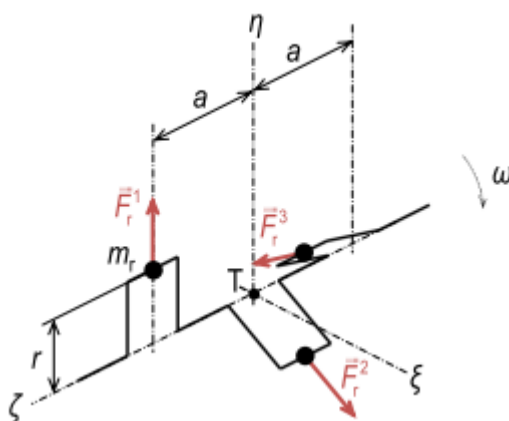
Obrázek 7 Schéma uspořádání klikového mechanismu pro pořadí zážehů 1-2-3[5]

2.2 VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL

Jak bylo popsáno výše, důvodem pro vyvažování těchto sil je snížení zatížení klikového hřídele, snížení vibrací motoru a s tím související snížení zatížení uložení motoru a hlučnosti.

2.2.1 SETRVAČNÉ SÍLY ROTAČNÍCH ČÁSTÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

Celková setrvačná síla rotujících částí řadového tříválce je dána vektorovým součtem setrvačných sil rotačních částí mechanismu jednotlivých válců.



Obrázek 8 Schéma setrvačných sil posuvných částí I.řádu[5]

Ze schématu na obr.8 vyplývají vztahy pro výpočet výsledných sil v jednotlivých rovinách souřadného systému:

$$\sum_{i=1}^3 F_{r\xi}^i = 0 + m_r r \omega^2 \cos 30^\circ - m_r r \omega^2 \cos 30^\circ = 0 \quad (30)$$

$$\sum_{i=1}^3 F_{r\eta}^i = m_r r \omega^2 - m_r r \omega^2 \sin 30^\circ - m_r r \omega^2 \sin 30^\circ = 0 \quad (31)$$

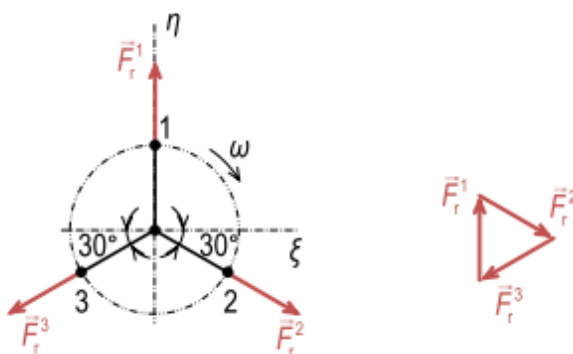
$$\sum_{i=1}^3 \vec{F}_r^i = \vec{0} \quad (32)$$

m_r hmotnost rotačních částí klikového mechanismu [kg],

$F_{r\xi}$ setrvačná síla ve vodorovné rovině [N],

$F_{r\eta}$ setrvačná síla ve svislé rovině [N].

Tyto síly lze sčítat i graficky:



Obrázek 9 Rozložení setrvačných sil na klikovém hřídeli (pohled od volného konce) [5]



Jak je vidět na obr.16, jedná se o pravidelnou hvězdičici. Jedná-li se u řadového motoru o pravidelnou hvězdičici, pak je výsledná síla rotujících částí rovna nule. Jde se tedy o přirozené vyvážení setrvačných sil posuvných částí.

2.2.2 SETRVAČNÉ SÍLY POSUVNÝCH ČÁSTÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

Jak již bylo zmíněno výše, při analytickém výpočtu setrvačných sil uvažujeme jejich harmonické složky. Pro potřeby této práce postačí první dvě harmonické složky těchto sil. Tyto setrvačné síly působí vždy v rovině os válců, budou kolmé k ose klikového hřídele a budou měnit svůj směr v průběhu otáčení klikového hřídele. Zde platí stejný závěr jako u sil setrvačných od rotačních částí, a to ten, že jedná-li se při pohledu na klikový hřídel od jeho volného konce o pravidelnou hvězdičici, budou setrvačné síly posuvných částí přirozeně vyváženy. U řadových motorů s lichým počtem válců nejsou přirozeně vyváženy pouze řády, které jsou celočíselným násobkem dvojnásobku počtu válců, tedy pro tříválec to jsou řády 6, 12, 18... [7]

Výsledná setrvačná síla posuvných částí I.řádu je dána vztahem:

$$F_{sp1} = F_{sp11} + F_{sp12} + F_{sp13} [N], \quad (33)$$

F_{sp11} setrvačná síla posuvných částí 1.válce [N],

F_{sp12} setrvačná síla posuvných částí 2.válce [N],

F_{sp13} setrvačná síla posuvných částí 3.válce [N],

$$F_{sp1} = -m_{posuv} * r * \omega^2 * [\cos \alpha + \lambda_e * \sin \alpha] - m_{posuv} * r * \omega^2 * [\cos(\alpha + 120) + \lambda_e * \sin(\alpha + 120)] - m_{posuv} * r * \omega^2 * [\cos(\alpha + 240) + \lambda_e * \sin(\alpha + 240)] [N], \quad (34)$$

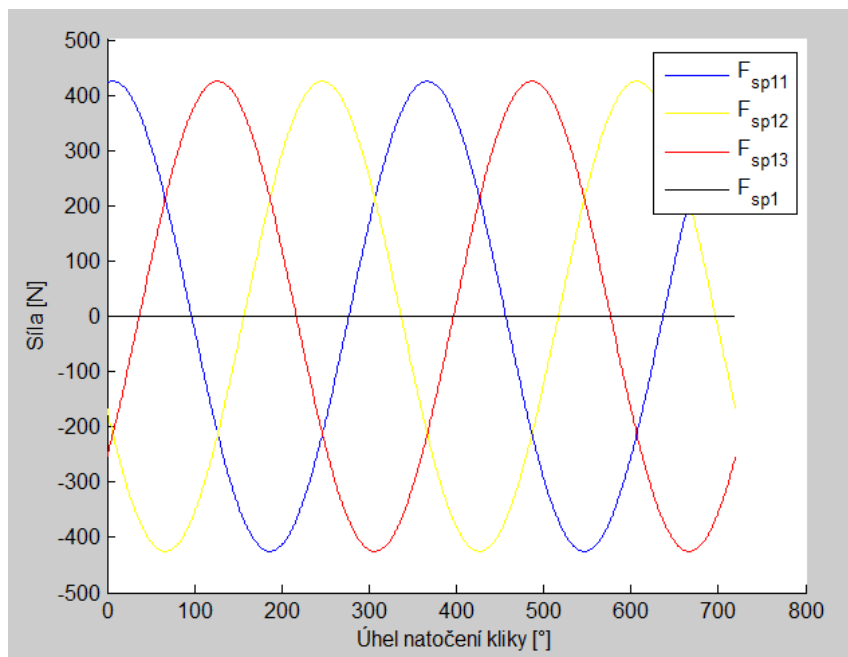
$$F_{sp1} = -m_{posuv} * r * \omega^2 * \left[\frac{(\cos \alpha + \lambda_e * \sin \alpha) + (\cos(\alpha + 120) + \lambda_e * \sin(\alpha + 120)) + (\cos(\alpha + 240) + \lambda_e * \sin(\alpha + 240))}{(\cos(\alpha + 240) + \lambda_e * \sin(\alpha + 240))} \right] [N]. \quad (35)$$

Ze znalosti goniometrických funkcí vyplývá, že výraz:

$$[(\cos \alpha + \lambda_e * \sin \alpha) + (\cos(\alpha + 120) + \lambda_e * \sin(\alpha + 120)) + (\cos(\alpha + 240) + \lambda_e * \sin(\alpha + 240))] = 0. \quad (36)$$

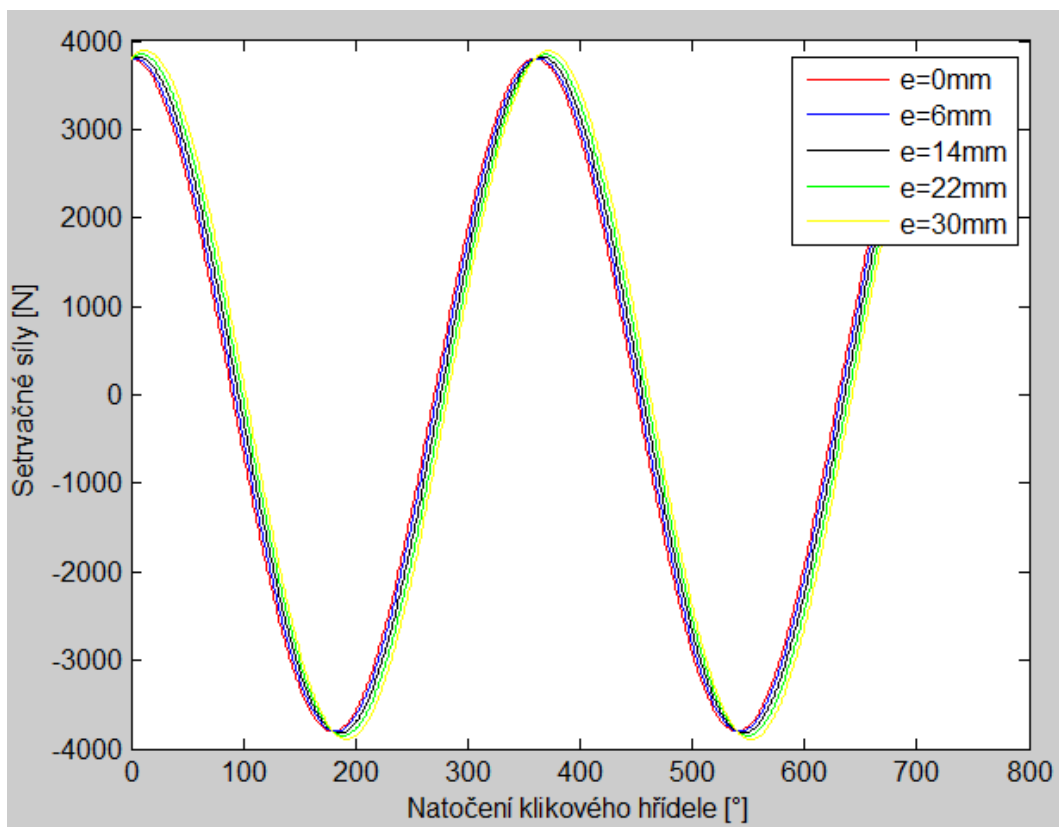
Z tohoto plyne, že:

$$F_{sp1} = 0. \quad (37)$$



Graf 9 Setrvačné síly posuvných částí I.řádu ($e=16\text{ mm}$, $n=4500\text{ min}^{-1}$)

Jak je vidět v grafu 10 dochází s rostoucí excentricitou k fázovému posuvu setrvačných sil posuvných částí I.řádu a k nepatrnému zvýšení maximální hodnoty. Toto je způsobeno podílem sinové složky ve vzorci pro zrychlení pístu. Na síly posuvných částí II. řádu nemá excentricita žádný vliv.



Graf 10 Závislost setrvačných sil posuvných částí I.řádu na excentricitě



Výsledná setrvačná síla posuvných částí II.řádu je dána vztahem:

$$F_{sp2} = F_{sp21} + F_{sp22} + F_{sp23} \text{ [N]}, \quad (38)$$

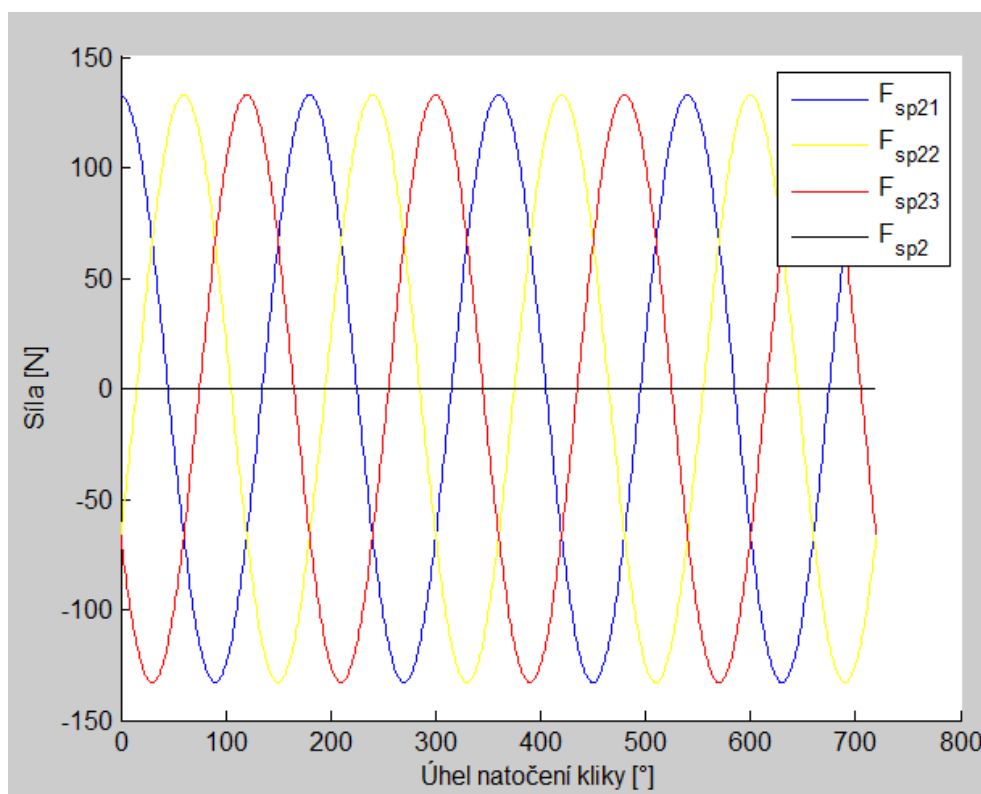
$$F_{sp2} = -m_{posuv} * r * \omega^2 * \lambda * [\cos 2\alpha + \cos 2(\alpha + 120) + \cos 2(\alpha + 240)] \text{ [N]}, \quad (39)$$

Ze znalosti goniometrických funkcí vyplývá, že výraz:

$$[\cos 2\alpha + \cos 2(\alpha + 120) + \cos 2(\alpha + 240)] = 0, \quad (40)$$

Z tohoto plyne, že:

$$F_{sp2}=0. \quad (41)$$



Graf 11 Setrvačné síly posuvných částí II.řádu ($e=16 \text{ mm}$, $n=4500 \text{ min}^{-1}$)

2.3 VYVÁŽENÍ MOMENTŮ SETRVAČNÝCH SIL

Při skládání setrvačných sil dochází k jejich přenesení do těžištní roviny klikového hřídele. Aby při tom nedošlo ke změně účinků původní soustavy sil, musí se k těmto silám přiřadit jim příslušející momenty. Tyto momenty jsou dány součinem velikosti sil a velikosti jejich vzdálenosti od těžištní roviny.



2.3.1 MOMENTY SETRVAČNÝCH SIL ROTAČNÍCH ČÁSTÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

Momenty se vztahují k bodu T, což je průsečík těžištní roviny a osy klikového hřídele. Velikost momentů v jednotlivých rovinách je dána vztahy:

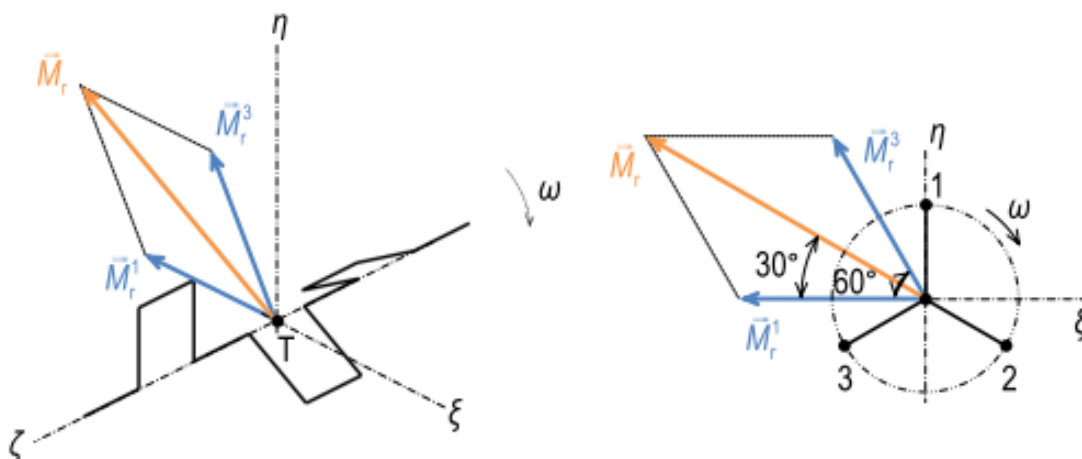
$$\sum_{i=1}^3 M_{r\xi}^i = -m * r * \omega^2 + 0 - m_r * r * \omega^2 * a * \cos 60 \text{ [Nm]}, \quad (42)$$

$$\sum_{i=1}^3 M_{r\eta}^i = 0 + 0 + m_r * r * \omega^2 * a * \sin 60 \text{ [Nm]}, \quad (43)$$

a vzdálenost mezi osami sousedních válců [m].

Celkový moment rotačních částí je pak dán vztahem:

$$|M_r| = \sqrt{3} m_r * r * a * \omega^2. \quad (44)$$



Obrázek 10 Moment rotačních částí klikového mechanismu k bodu T[5]

2.3.2 MOŽNOSTI VYVÁŽENÍ MOMENTŮ SETRVAČNÝCH SIL ROTAČNÍCH ČÁSTÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

Pro vyvážení volných momentů setrvačných sil rotujících částí klikového mechanismu je možno volit dva základní přístupy. Jednou možností je vyvolat moment, který má opačný smysl než moment setrvačných sil - momentové vyvážení. Druhou možností je vyvážit jednotlivé setrvačné síly, které tyto momenty vyvolávají. Setrvačné momenty rotujících částí mají konstantní velikost při konstantních otáčkách klikového mechanismu. Velikost setrvačných sil, a tím pádem i momentů těchto sil, roste spolu s otáčkami klikového hřídele a ty se otáčejí spolu s klikovým hřídelem. Lze je tedy úplně vyvážit, a to vývažky umístěnými na klikovém hřídeli.



MOMENTOVÉ VYVÁŽENÍ

Jak již bylo uvedeno výše, tento způsob je založen na vyvolání stejně velkého vyvažovacího momentu, který má však opačný smysl oproti momentu setrvačných sil. Velikost vývažku je pak dána vztahem:

$$\vec{M}_r + \vec{M}_{rv} = 0, \quad (45)$$

\vec{M}_r moment setrvačných sil rotujících částí [Nm],

\vec{M}_{rv} vyvažovací moment [Nm].

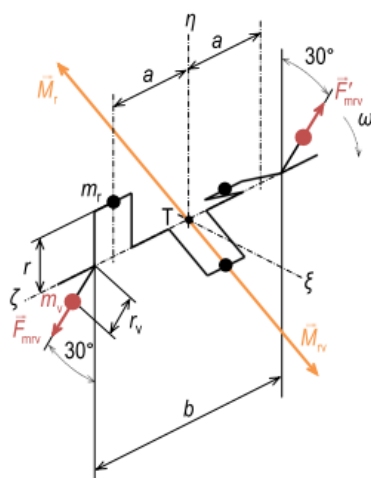
Odtud dále vyplývá:

$$\sqrt{3} * m_r * r * a * \omega^2 = m_v * r_v * \omega^2 * b \Rightarrow m_v = \sqrt{3} * m_r * \frac{r}{r_v} * \frac{a}{b}, \quad (46)$$

m_v hmotnost vývažku [kg],

r_v poloměr rotace vývažku [m],

b vzdálenost vývažku [m].



Obrázek 11 Schéma vyvážení setrvačných momentů momentovou metodou[5]

Jak je zřejmé z grafického řešení na obr.21, jsou vývažky u řadového tříválce umístěny 30° od roviny os válců. Dále je zřetelná snaha o to, aby vývažky byly umístěny co nejdále od sebe. Tato snaha vede ke snížení hmotnosti klikového hřídele°, a tím i ke snížení jeho momentu setrvačnosti. Základním předpokladem je umístění těžiště klikového hřídele v jeho ose rotace, aby nevznikaly další setrvačné síly. Tento způsob však vede k zatěžování klikového hřídele a ložisek ohybovým momentem.



SILOVÉ VYVÁŽENÍ

Vývažky jsou umístěny přímo na jednotlivých zalomeních klikového hřídele. Toto uspořádání eliminuje setrvačné síly rotujících částí přímo na jednotlivých zalomeních. Základním předpokladem je zde to, aby těžiště jednotlivých zalomení leželo na ose rotace klikového hřídele. Velikost vyvažovacích sil je pak pro jedno zalomení definována:

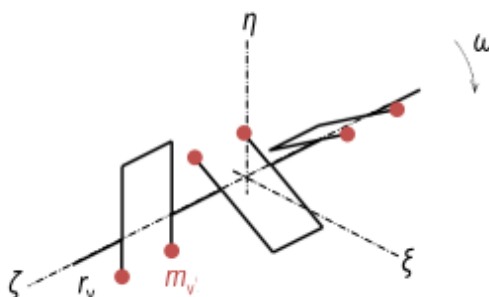
$$F_r = F_{vyv}, \quad (47)$$

F_{vyv} vyvažovací síla [N].

Odtud dále vyplývá:

$$m_r * r * \omega^2 = 2 * m_v * r_v * \omega^2, \quad (48)$$

$$m_v = m_r * \frac{r}{2 * r_v} \text{ [kg]}.$$



Obrázek 12 Schéma vyvážení setrvačných momentů silovou metodou[5]

Použití tohoto způsobu vyvážení setrvačných sil rotujících částí vede k eliminaci ohybového momentu zatěžujícího klikový hřídel, zejména hlavních ložisek. Nevýhodou je především velmi hmotný klikový hřídel a velký moment setrvačnosti klikového hřídele.

2.3.3 NÁVRH VYVÁŽENÍ MOMENTŮ SETRVAČNÝCH SIL ROTAČNÍCH HMOT KLIKOVÉHO MECHANISMU

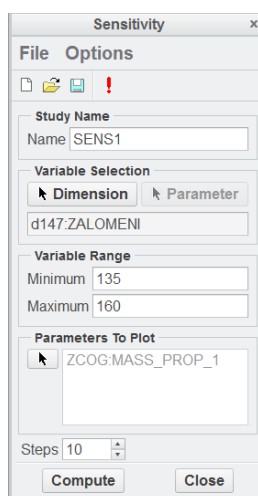
Na základě předchozích kapitol bylo vybráno silové vyvážení setrvačných sil rotujících částí klikového mechanismu. Pro optimalizaci polohy těžiště klikového zalomení byl použit program PTC Creo 2.0.

Nejprve byla vymodelována polovina klikového zalomení. Poté byla na polovinu ojnicního čepu přidružena polovina hmotnosti rotační části ojnice ve formě prstence ze stejného materiálu jako klikový hřídel. Dalším krokem bylo navrhnout přibližný tvar vývažku s ohledem na délku ojnice a rozměry pístu.

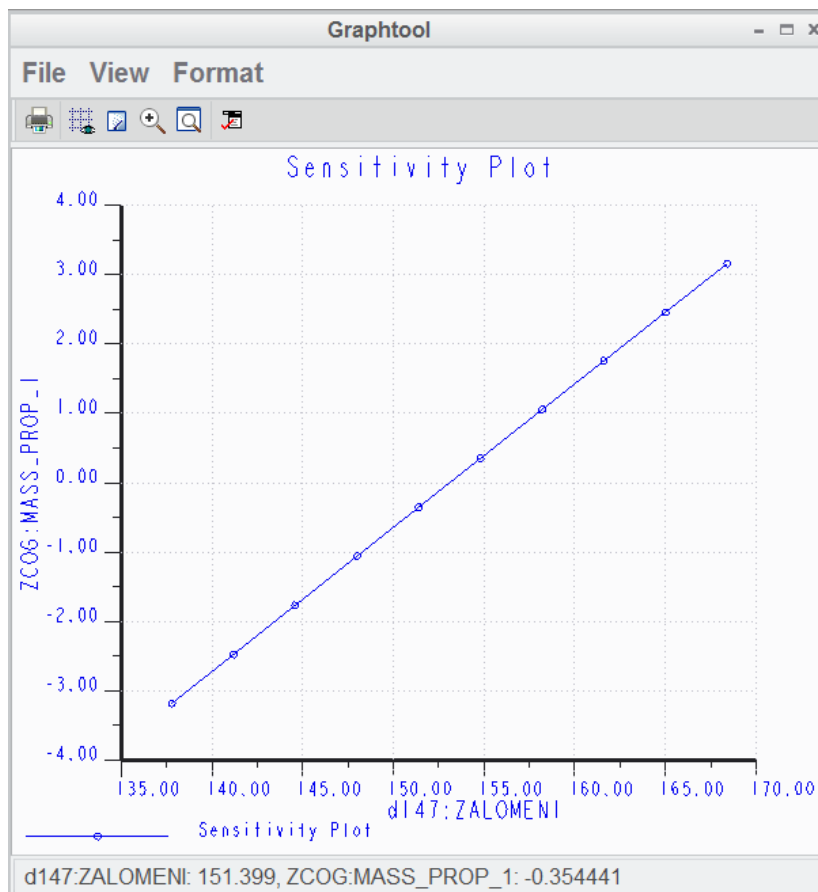


Obrázek 13 Polovina zalomení s hmotami rotační části ojnice (pro názornost je zobrazena pouze polovina v řezu)

Poté následovala samotná optimalizace polohy těžiště zalomení s přidavnými hmotami. Nejprve byly v záložce Analysis pomocí příkazu Mass Properties zobrazeny souřadnice těžiště, poté v záložce Feature zvolena ZCOG jako parametr, dále v záložce Analysis pomocí funkce Sensitivity Analysis vybrán rozměr, který bude optimalizovaný pro dosažení požadované hodnoty těžiště. Dále byl zvolen interval tohoto rozměru pro výpočet. V tomto případě byl zvolen poloměr vývažku. Poté byl spuštěn výpočet.



Obrázek 14 Okno optimalizace



Graf 12 Výsledek optimalizace

Z výsledného grafu byla odečtena hodnota průměru vývažku 153 mm, což neodpovídá přesně poloze těžiště nula v z-ové souřadnici. K dosažení co nejbližší polohy těžiště ose rotace zalomení byly použity drobné korekce zaoblení hran na vývažku, čímž bylo dosaženo odchylky 0,03 mm od osy rotace, což je dostačující přesnost.

2.3.4 MOMENTY SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

Stejně jako u setrvačných sil posuvných částí, tak i u momentů setrvačných sil uvažujeme v jednotlivých harmonických složkách. Opět pro potřeby této práce postačí první dvě harmonické složky. Tyto momenty mají snahu natáčet motorem kolem osy, která je kolmá na rovinu válců. Tato osa prochází těžištěm motoru. Stejně jako u momentů setrvačných sil rotačních částí i zde jsou tyto momenty plně přenášeny na uložení motoru, pokud není použit vyvažovací mechanismus. [6]

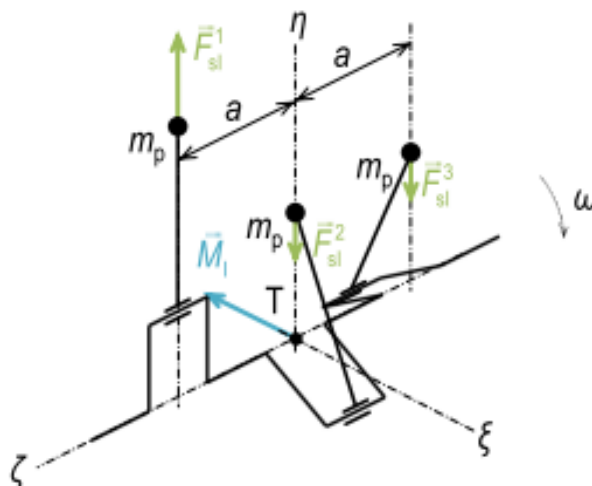
MOMENTY SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ I.ŘÁDU

Tyto momenty jsou vyvozovány silami setrvačných sil posuvných částí prvního řádu. Jak je patrné ze vztahu:

$$M_{sp1} = F_{sp11} * a + F_{sp12} * 0 + F_{sp13} * a \quad [Nm], \quad (49)$$

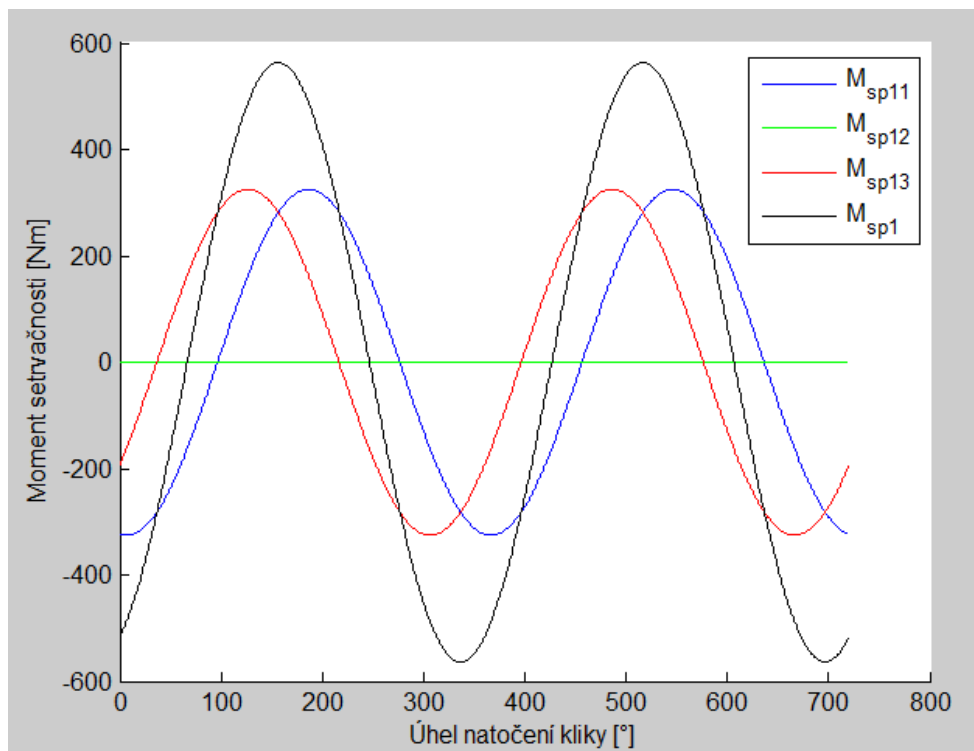


který je vztažen k bodu T, celkový moment setrvačnosti je dán součtem momentů od jednotlivých setrvačných sil (obr.15). Jelikož jsou síly, které vyvolávají tyto momenty, ovlivňovány excentricitou klikového mechanismu, je pochopitelné, že i tyto momenty budou excentricitou ovlivněny.

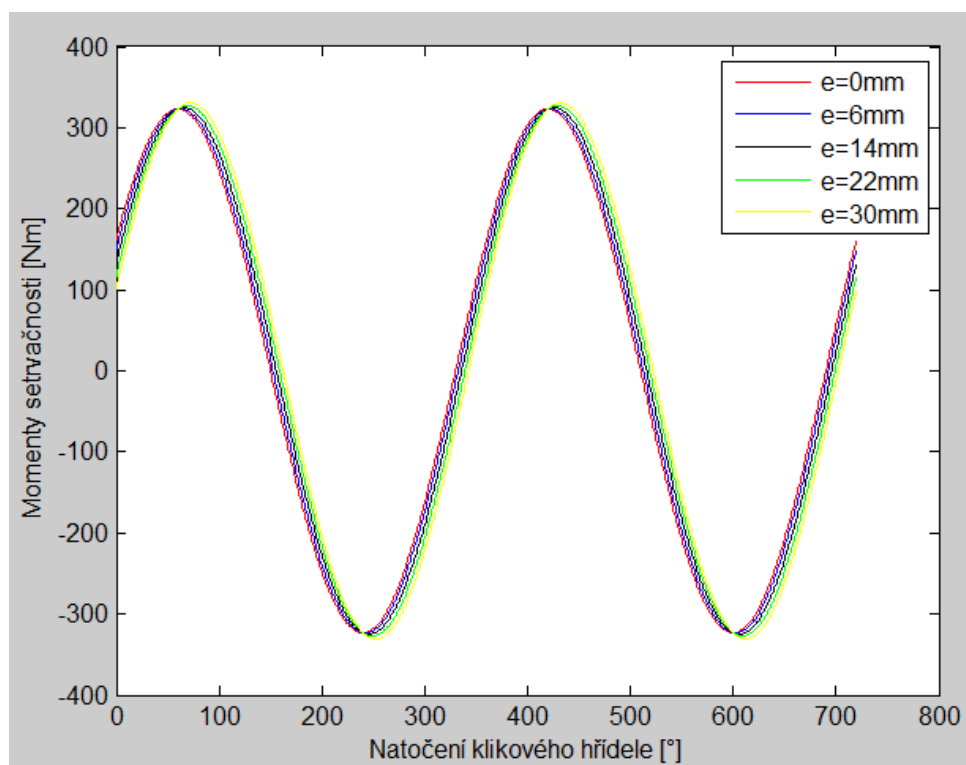


Obrázek 15 Setrvačný moment posuvných částí I.řádu[5]

V grafu 14 je znázorněna závislost momentů setrvačných sil posuvných částí I. řádu na excentricitě. Jak se dalo očekávat, excentricita má stejný vliv na tyto momenty i na setrvačné síly, které je vyvolávají. Zvětšující se excentricita vede k fázovému posunu jak jednotlivých složek momentu, tak i celkového momentu setrvačných sil. Také dochází k mírnému zvýšení jejich amplitudy.



Graf 13 Momenty setrvačných sil posuvných částí I.řádu ($e=16\text{mm}$, $n=4500\text{min}^{-1}$)



Graf 14 Moment setrvačných sil posuvných částí M_{sp11} v závislosti na excentricitě ($n=4500\text{min}^{-1}$)



MOMENTY SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ II.ŘÁDU

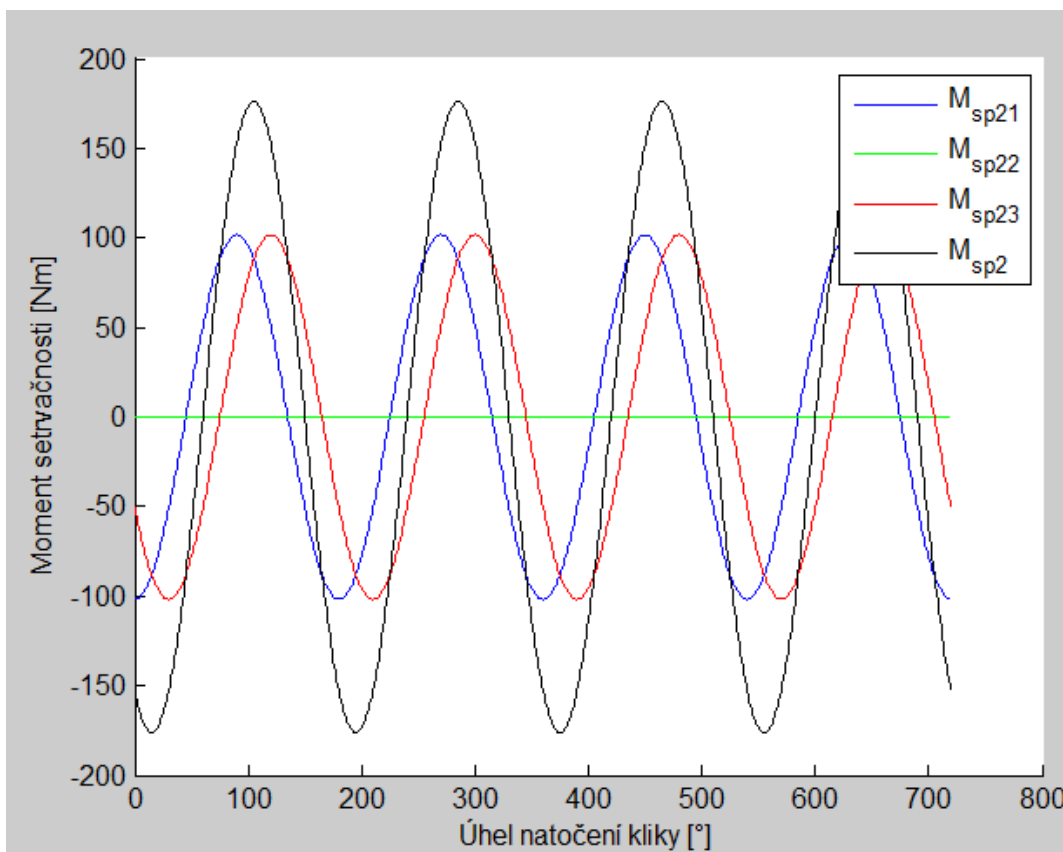
Tyto momenty jsou vyvolány setrvačnými silami druhého řádu. Momenty těchto sil mají stejně jako síly, které je vyvolávají, dvojnásobnou frekvenci než síly a momenty prvního řádu. Jsou definány vztahem:

$$M_{sp2} = F_{sp21} * a + F_{sp22} * 0 + F_{sp23} * a \quad [Nm], \quad (50)$$

který je vztažen k bodu T. Celkový moment setrvačnosti je dán součtem momentů od jednotlivých setrvačných sil (Graf 15). Rozepsáním jednotlivých setrvačných sil a dalšími úpravami dostaneme výsledný vztah pro tříválcový motor:

$$M_{sp2} = \sqrt{3} * \lambda * m_{posuv} * r * a * \omega^2 * \sin 2(\alpha + 30^\circ). \quad (51)$$

Z tohoto vztahu je zřetelné, že na síly ani momenty setrvačných sil posuvných částí excentricita nemá vliv.



Graf 15 Momenty setrvačných sil posuvných částí II.řádu ($e=16 \text{ mm}$, $n=4500 \text{ min}^{-1}$)



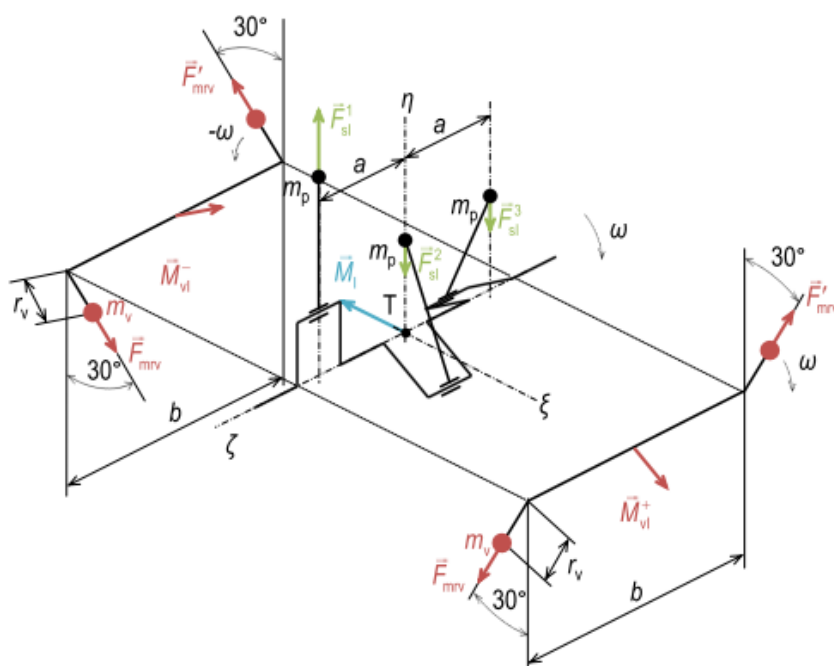
2.3.5 MOŽNOSTI VYVÁŽENÍ MOMENTŮ SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

K dosažení vyvážení jednotlivých harmonických složek momentů setrvačných sil posuvných částí je nutné vyvolat stejně velký moment, jako je moment setrvačných sil, avšak opačného smyslu. Tohoto lze docílit momentově nevyváženým hřídelem, který se otáčí frekvencí vyvažované harmonické složky. Takto provedená hřídel však nevyvolá moment pouze ve svislém směru, ale vyvolá moment, jehož rovina, ve které působí, se otáčí spolu s hřídelem. Tento problém lze odstranit použitím dvou hřídelů s opačnou úhlovou rychlostí, jejichž momenty se ve vodorovné rovině nulují a ve svislé sčítají. [8]

ÚPLNÉ VYVÁŽENÍ MOMENTŮ SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ PRVNÍHO ŘÁDU

Při aplikaci tohoto systému využití zůstanou v systému pouze setrvačné síly druhého řádu, a prvního jsou zcela vyváženy. Toto vede ke značnému snížení vibrací motoru. Toho lze dosáhnout dvěma konstrukčními provedeními.

První je použití dvou protiběžných vyvažovacích hřídelů. Tento způsob není výhodný vzhledem k jeho vyšší ceně a velkému zástavbovému prostoru.



Obrázek 16 Vyvažovací mechanismus se dvěma vyvažovacími hřídeli [5]

Druhou možností je zjednodušená konstrukce ztotožňující jeden vyvažovací hřídel s hřídelem klikovým. Toto provedení snižuje zástavbový prostor mechanismu, ale zvyšuje namáhání klikového hřídele, a tím i zatížení hlavních ložisek.

U obou možností je nutné, aby byly vývažky fázově posunuty oproti klikovému hřídeli tak, aby vytvářely moment opačný k momentu setrvačných sil. Svislého postavení musí tedy roviny vývažků dosáhnout při úhlu natočení $\alpha = 30^\circ$ (pro centrický mechanismus). Aby bylo dosaženo úplného vyvážení musí platit:

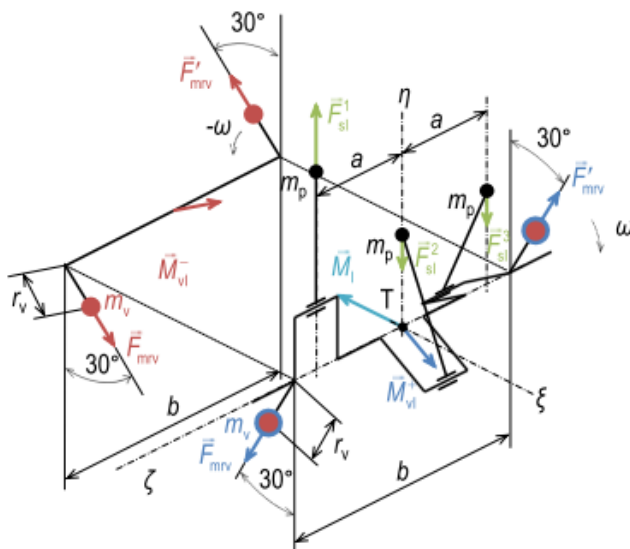
$$\sqrt{3} * m_{posuv} * r * a * \omega^2 = 2 * m_v * r_v * b * \omega^2, \quad (52)$$



Jednoduchou úpravou dostaneme vztah pro hmotnost vývažky:

$$m_v = \frac{\sqrt{3}}{2} * m_{posuv} * \frac{r}{r_v} * \frac{a}{b}, \quad (53)$$

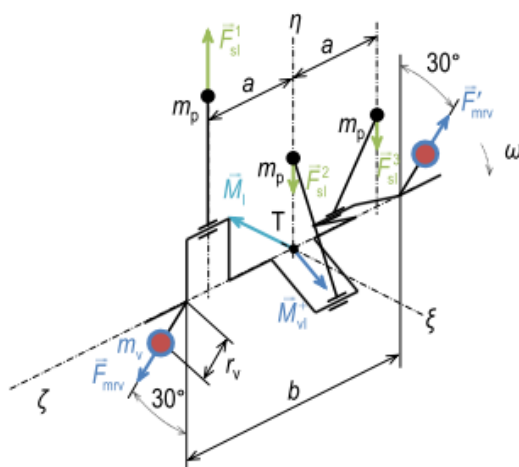
b vzdálenost mezi vývažky [m].



Obrázek 17 Zjednodušený vyvažovací mechanismus s jedním vyvažovacím hřídelem[5]

ČÁSTEČNÉ VYVÁŽENÍ MOMENTŮ SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ PRVNÍHO ŘÁDU

Jedná se v podstatě o zjednodušený vyvažovací mechanismus, avšak je vynechán vyvažovací hřídel při zachování vývažků na klikovém hřídeli, což vede k částečnému vyvážení momentů setrvačných sil posuvných částí a také ke vzniku momentu setrvačných sil rotujících přídatných závaží na hřídeli.



Obrázek 18 Částečné vyvážení momentů setrvačných sil[5]

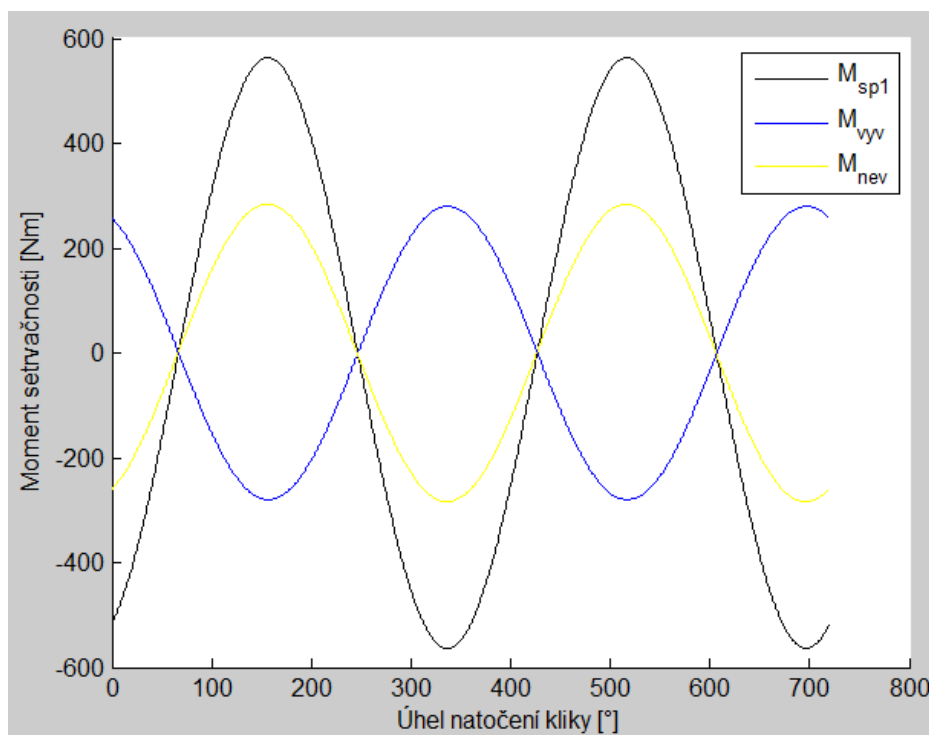


Jak je vidět z předchozích schématů vyvážení, je pro jejich správnou funkci důležitý úhel natočení klikového hřídele α , kdy je rovina vývažků ve svislé poloze. Z výpočtu vyplývá, že s rostoucí excentricitou se tento úhel zmenšuje. Pro zvolenou hodnotu excentricity $e=16 \text{ mm}$ se jeví ideální hodnota tohoto úhlu $23,1^\circ$.

Ve výše uvedených systémech se vždy jedná o vyvážení momentů od sil posuvných částí prvního řádu. Jelikož je v této práci řešena poměrně malá motorová jednotka, tak by nebylo konstrukčně vhodné zařazovat ještě mechanismus pro vyvážení momentů od setrvačných sil posuvných částí druhého řádu.

2.3.6 NÁVRH VYVÁŽENÍ MOMENTŮ SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH HMOT KLIKOVÉHO MECHANISMU

Pro vyvážení bylo zvoleno částečné vyvážení momentů setrvačných sil posuvných částí. Tedy umístění části závaží na klikový hřídel bez dalšího vyvažovacího hřídele. Nejvhodnější řešení je umístění vývažků na setrvačnick a na kladku na volném konci klikového mechanismu, a to z důvodu nejnižšího zatížení. Tímto dojde k vyvážení poloviny těchto momentů. V důsledku toho ovšem dojde ke vzniku stejně velkého momentu ve svislé ose motoru.



Graf 16 Částečné vyvážení momentů setrvačných sil posuvných částí

$$M_{vyv} = m_{vyvr} * r_r * \omega^2 * c_r * \cos(\alpha + 23.1^\circ) + m_{vyvs} * r_s * \omega^2 * c_s *$$

$$\cos(\alpha + 180 + 23.1^\circ) [Nm], \quad (54)$$



m_{vyvr} hmotnost vývažku na řemenici [kg],

r_r poloměr rotace vývažku na řemenici [m],

c_r vzdálenost vývažku na řemenici od těžiště [m],

m_{vyvs} hmotnost vývažku na setrvačnicku [kg],

r_s poloměr rotace vývažku na setrvačnicku [m],

c_s vzdálenost vývažku na setrvačnicku od těžiště [m],

M_{vyv} vyvažovací moment [Nm],

$$M_{nev} = M_{vyv} + M_{sp1} \quad [Nm], \quad (55)$$

M_{nev} nevyvážený moment [Nm].



3 NÁVRH KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Síly od tlaku plynů a setrvačné síly přenášené ojnicí na klikový hřídel vyvolávají reakce v hlavních ložiscích klikového hřídele, ve kterých je uložen do klikové skříně. Z toho plyne, že klikový hřídel je mechanicky namáhán silovým tokem. Návrh klikového hřídele je zaměřen na jeho tuhost a na nízkou hmotnost. Hmotnost klikového hřídele a hmotnosti ostatních částí s ním spojených tvoří soustavu, která je namáhána kmitáním. Toto kmitání je buzeno periodickými silami. To všechno vyvolává v hřídeli značné napětí. Ojnicní a hlavní čepy jsou v ložiscích také vystaveny velkým měrným tlakům a s nimi souvisejícím opotřebením. Snížení zatížení klikového hřídele je možné právě pomocí výše zmíněného vyvážení klikového mechanismu. To však vede ke zvýšení hmotnosti a momentů setrvačnosti. Důsledkem toho je zhoršení vlastností klikového hřídele hlavně z hlediska torzních kmitů. [2]

3.1 MATERIÁL KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Pro moderní osobní automobily je možné použít několik materiálů:

- nitridační oceli,
- uhlíková nebo slitinová ocel (povrchové kalení kluzných ploch),
- uhlíková nebo slitinová tepelně zpracovaná,
- šedá litina nebo ocelolitina.

S ohledem na dobré mechanické vlastnosti a co nejnižší hmotnost klikového hřídele byl zvolen materiál 15.142. Jedná se o legovanou ocel s dobrými mechanickými vlastnostmi.

Tabulka 2 Mechanické vlastnosti materiálu 15142

Mechanické vlastnosti	
Mez únavy v krutu τ_{ck}	300 MPa
Mez únavy ve smyku σ_c	430 MPa
Mez únavy v ohybu σ_{co}	480 MPa
Mez kluzu R_e	900 MPa
Modul pružnosti v tahu E	210 Gpa
Modul pružnosti ve smyku G	81 Gpa

3.2 PEVNOSTNÍ VÝPOČET KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Změny průřezů a směrů os jednotlivých částí hřídele a také průběhu sil vedou k nerovnoměrnému rozložení zatížení, a tím i napětí po délce hřídele. Toto se ještě zvětšuje koncentrací napětí v přechodech čepů do ramen hřídele a na krajích mazacích otvorů pro přívod oleje do čepů. Na velikost napětí má také vliv mnoho dalších členů, jako je například složitý tvar klikového hřídele, a proto může být velikost napětí větší, než je stanovena výpočtem.



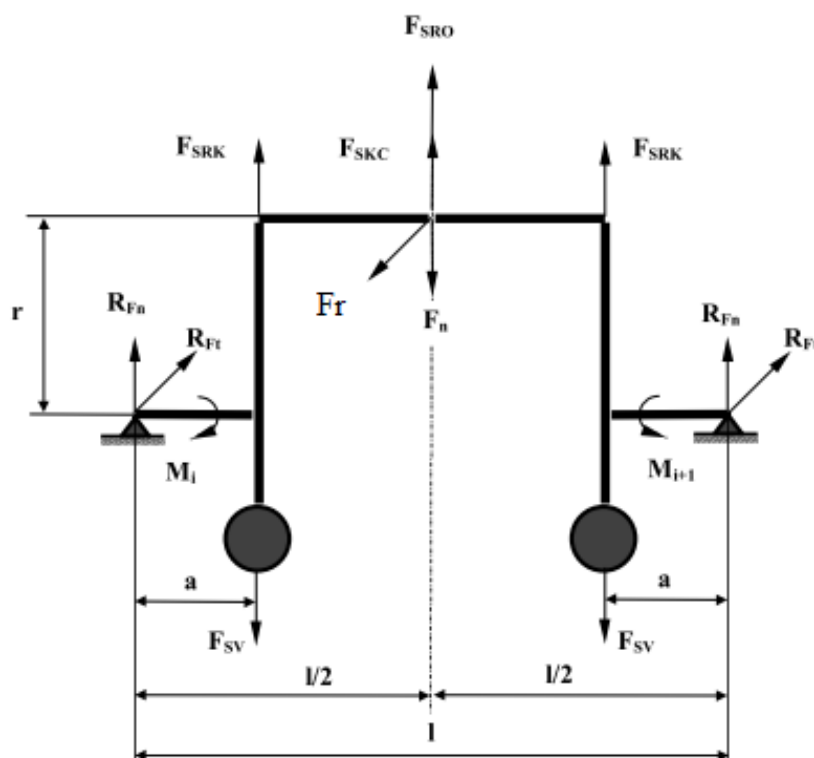
Vypočtená napětí vycházejí často sama o sobě nízká a neposkytují správné zhodnocení napjatosti v klikovém hřídeli. Z tohoto důvodu se bere v potaz únava klikové hřídele s uvážením koncentrace napětí. Následně se určuje míra bezpečnosti pro různé provozní režimy. Nejčastěji se postupuje tak, že se kontroluje pouze nejvíce namáhané zalomení klikového hřídele.

Do výpočtu se nezahrnují všechny skutečnosti a kvůli jeho složitosti se zavádějí zjednodušující předpoklady. Neuvažuje se deformace klikové skříně, pružnost podpěr klikového hřídele, nepřesnosti výroby.

Statisticky bylo prokázáno, že klikový hřídel je nejčastěji porušen únavou materiálu vlivem proměnlivých působení napětí od ohybu a krutu. Trhliny od tohoto zatížení se začínají projevat v místech s vysokou koncentrací napětí (okraje mazajících kanálek). [8]

3.2.1 KONTROLNÍ PEVNOSTNÍ VÝPOČET OJNÍČNÍHO ČEPU

Tento čep je současně namáhán ohybem a krutem. Maximální hodnoty krouticích a ohybových momentů však nepůsobí současně. Napjatost ojníčného čepu se vyjadřuje celkovou mírou bezpečnosti na základě samostatných výpočtů na ohyb a krut.



Obrázek 19 Schéma sil a momentů v jednom zalomení [3]

Výsledný silový účinek (moment) M_{oz} , který namáhá ojníčný čep na ohyb v rovině zalomení ve středním průřezu čepu, kde je největší, je:

$$M_{oz} = R_{Fn} * \frac{l}{2} + (F_{SRK} - F_{SV}) * (\frac{l}{2} - a) \quad [Nm] \quad (56)$$



$$R_{Fn} = \frac{F_n}{2} - \frac{F_{SRO} + F_{SKC} + 2F_{SRK} - 2F_{SV}}{2} \quad [N], \quad (57)$$

F_{SRO} odstředivá síla rotujících částí ojnice [N],

F_{SKC} odstředivá síla klikového čepu [N],

F_{SRK} odstředivá síla ramene kliky [N],

F_{SV} odstředivá síla vývažku [N],

F_C celková odstředivá síla [N],

F_{SRO} odstředivá síla rotujících částí ojnice [N].

Moment M_{OT} , který ohýbá klikový čep v rovině kolmé k rovině zalomení ramene klikového hřídele, je dán vztahem:

$$M_{OT} = R_{Ft} * \frac{l}{2} \quad [Nm], \quad (58)$$

R_{Ft} reakce v uložení klikového hřídele [N],

$$R_{Ft} = \frac{F_t}{2} \quad [N]. \quad (59)$$

Celkový ohybový moment je pak dán vztahem:

$$M_o = \sqrt{(M_{Oz}^2 + M_{OT}^2)} \quad [Nm]. \quad (60)$$

Tento celkový moment působí v rovině, která se při otáčení klikového hřídele vzhledem k souřadnému systému pevně spojenému s ojničním čepem pootáčí. Protože ke zvýšení napětí dochází v důsledku koncentrace napětí na okraji mazacího otvoru, bude rozhodující moment $M_{O\varphi}$ působící v rovině procházející mazacím otvorem. Tato rovina svírá s osou zalomení úhel φ . Jeho velikost určíme z rovnice: [3]

$$M_{O\varphi} = M_{Oz} * \cos \varphi + M_{OT} * \sin \varphi \quad [Nm]. \quad (61)$$

Z průběhu určíme maximum $M_{O\varphi, \max}$ a minimum $M_{O\varphi, \min}$ ohybového momentu. Dále pak krajní hodnoty napětí:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{O\varphi, \max}}{W_{\sigma, KC}} \quad [Pa], \quad (62)$$

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{O\varphi, \min}}{W_{\sigma, KC}} \quad [Pa]. \quad (63)$$

$W_{\alpha, KC}$ průřezový modul klikového čepu [m^3],



$$W_{\sigma, KC} = \frac{\pi}{32} * D_{KC}^3 * \left[1 - \left(\frac{d_{KC}}{D_{KC}} \right)^4 \right] \quad [m^3] \quad (64)$$

D_{KC} vnější průměr klikového čepu [m],

d_{KC} vnitřní průměr klikového čepu [m].

Dále se určí střední ohybové napětí:

$$\sigma_{\sigma, m} = \frac{\sigma_{\sigma, max} + \sigma_{\sigma, min}}{2} \quad [MPa] \quad (65)$$

a amplituda:

$$\sigma_{\sigma, a} = \frac{\sigma_{\sigma, max} - \sigma_{\sigma, min}}{2} \quad [MPa] \quad (66)$$

Míra bezpečnosti klikového čepu při únavovém namáhání ohybem se stanoví:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_{\sigma, a} + \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_{co}} \cdot \psi_{\sigma} \cdot \sigma_{\sigma, m}} \quad [-] \quad (67)$$

σ_{co}^* mez únavy v ohybu [MPa],

ψ_{σ} součinitel vlivu asymetrie[-],

$$\sigma_{co}^* = \sigma_{co} \cdot \frac{\varepsilon_{\sigma}}{K_{\sigma}} \quad [MPa] \quad (68)$$

σ_{co} mez únavy v ohybu [MPa],

K_{σ} součinitel koncentrace napětí [-],

ε_{σ} součinitel velikosti [-],

$$\varepsilon_{\sigma} = \varepsilon'_{\sigma} \cdot \varepsilon''_{\sigma} = 0,7 \quad (69)$$

Dále je nutné určit míru bezpečnosti ojnicního čepu na namáhání krutem. K tomu je zapotřebí určit nejvíce zatížený ojnicní čep. Toho se dosáhne součtem točivých momentů od jednotlivých předešlých válců motoru, postupuje se od volného konce směrem k setrvačníku. Nejvíce zatížený je potom ten, který vykazuje největší rozkmit točivého momentu, tj. rozdíl mezi největší a nejmenší hodnotou. Poté se opět určí krajní hodnoty napětí: [3]

$$\tau_{max} = \frac{M_{oc, max}}{W_{\tau, oc}} \quad [MPa] \quad (70)$$



$$\tau_{min} = \frac{M_{oc,min}}{W_{t,oc}} \quad [MPa] \quad (71)$$

$$W_{\tau,oc} = 2 \cdot W_{\sigma,KC} \quad [m^3] \quad (72)$$

Pro hodnoty součinitelů $\varepsilon_{\tau} = 0,6$, $K_{\tau} = 1,8$ a $\psi_{\tau} = 0,1$ se dále určí hodnota bezpečnosti vůči mezi únavy v krutu. Celková hodnota bezpečnosti pro kombinované napětí je dána vztahem:

$$n_{oc} = \frac{n_o \cdot n_{\tau,o}}{\sqrt{n_o^2 + n_{\tau,o}^2}} \quad [-] \quad (73)$$

3.2.2 KONTROLNÍ PEVNOSTNÍ VÝPOČET HLAVNÍHO ČEPU

Pro stanovení nejvíce namáhaného čepu je zapotřebí stanovit točivý moment na jednotlivých zalomeních klikového hřídele.

Nebezpečným místem v ojnicím čepu nejspíše bude místo pro vyústění mazacího otvoru. [3]

Pro výpočet maximální a minimální velikosti smykového napětí na jednotlivých čepch zalomení klikového hřídele platí:

$$\tau_{max} = \frac{M_{i,max}}{W_{\tau}} \quad [MPa] \quad (74)$$

$$\tau_{min} = \frac{M_{i,min}}{W_{\tau}} \quad [MPa] \quad (75)$$

$$W_{\tau} = \frac{\pi}{16} \cdot D_{hc}^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{hc}}{D_{hc}} \right)^4 \right] \quad [m^3] \quad (76)$$

$M_{i,max}$ maximální hodnota krouticího momentu [Nm],

$M_{i,min}$ minimální hodnota krouticího momentu [Nm],

W_t průřezový modul hlavního čepu [m^3],

D_{hc} vnější průměr hlavního čepu [m],

d_{hc} vnitřní průměr hlavního čepu [m].

Dále se určí střední hodnoty napětí:



$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} \quad [MPa] \quad (77)$$

A také amplituda napětí:

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} \quad [MPa] \quad (78)$$

Z takto získaných hodnot se vypočítá bezpečnost vůči mezi kluzu:

$$n_{\tau,k} = \frac{R_{cs}}{\tau_m + \tau_k} \quad [-] \quad (79)$$

Dále se určí míra bezpečnosti vůči mezi únavy v krutu:

$$n_{\tau u} = \frac{\tau_{ck}^*}{\tau_a + \frac{\tau_{ck}^*}{\tau_{ck}} \cdot \psi_{\tau} \cdot \tau_m} \quad [-] \quad (80)$$

τ_{ck}^* mez únavy v krutu [MPa],

$$\tau_{ck}^* = \tau_{ck} \cdot \frac{\varepsilon_{\tau}}{K_{\tau}} \quad [MPa], \quad (81)$$

K_{τ} součinitel koncentrace napětí, pypočteno 1,8 [-],

$$\varepsilon_{\tau} = \varepsilon'_{\tau} \cdot \varepsilon''_{\tau} \quad [-], \quad (82)$$

ε_{τ} součin součinitele velikosti $\varepsilon'_{\tau}=1,6$ a součinitele povrchu $\varepsilon''_{\tau}=1$ [-].

Výsledná míra bezpečnosti hlavních čepů pro pístové motory by se měla pohybovat v rozmezí $n_{\tau}=2-3$.

3.2.3 PEVNOSTNÍ VÝPOČET RAMENE KLIKY

Klikové rameno je namáháno silovými účinky, které během otáčení klikového hřídele mění svou velikost a směr. Vzniká zde opět kombinované namáhání (ohyb, tah, tlak, krut). Zatížení ramene se kontroluje v místech, kde dochází ke koncentraci napětí, tedy v přechodech ramen a čepů. Ohybový moment, který namáhá rameno, je pak dán vztahem: [3]

$$M_{OR} = \frac{F_n - F_c}{2} \cdot a \quad [Nm] \quad (83)$$



Celkové normálové napětí je dáno vztahem:

$$\sigma = \frac{M_{OR}}{W_{\sigma R}} + \frac{R_{Fn}}{S_R} \quad [\text{Pa}] \quad [\text{MPa}], \quad (84)$$

kde

$$W_{\sigma R} = \frac{b \cdot h^2}{6} \quad [\text{m}^3], \quad (85)$$

$$S_R = b \cdot h \quad [\text{m}^2], \quad (86)$$

$$R_{Fn} = \frac{F_n - F_c}{2} \quad [\text{N}], \quad (87)$$

b šířka ramene v přechodu ramene do ojnicního čepu [m],

h tloušťka ramene v přechodu ramene do ojnicního čepu [m],

Po dosazení obržíme vztah:

$$\sigma = \frac{F_n - F_c}{2} \cdot \left(\frac{a}{W_{\sigma R}} + \frac{1}{S_R} \right) \quad [\text{MPa}]. \quad (88)$$

Maximální a minimální napětí vyvolané cyklickým zatěžováním stanovíme z rovnic:

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{n,\max} - F_c}{2} \cdot \left(\frac{a}{W_{\sigma R}} + \frac{1}{S_R} \right) \quad [\text{MPa}], \quad (89)$$

$$\sigma_{\min} = \frac{F_{n,\min} - F_c}{2} \cdot \left(\frac{a}{W_{\sigma R}} + \frac{1}{S_R} \right) \quad [\text{MPa}], \quad (90)$$

Amplituda je dána vztahem:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{F_{n,\max} - F_{n,\min}}{4} \cdot \left(\frac{a}{W_{\sigma R}} + \frac{1}{S_R} \right) \quad [\text{MPa}]. \quad (91)$$

Střední hodnota napětí je rovna:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad [\text{MPa}]. \quad (92)$$

Míru bezpečnosti určíme ze vztahu:

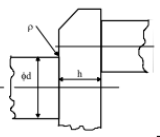
$$n_{\sigma c} = \frac{\sigma_{c0}}{\frac{K_{\sigma}}{\epsilon'_{\sigma} \cdot \epsilon''_{\sigma}} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}, \quad (93)$$

ψ_{σ} součinitel vlivu asymetrie [-].



Hodnoty dalších součinitelů určíme z *tabulky 3*.

Tabulka 3 Koncentrace napětí u klikových hřídelů [3]

hřídel	ρ/h	ρ/d	K_σ/ϵ_σ	K_τ/ϵ_τ	
kovaný, ocelový 	0.1		4.5		
	0.2		3.25		
	0.3		2.75		
	0.4		2.3		
		0.05		3.3	
		0.1		2.3	
		0.2		1.6	
		0.3		1.4	
litý z sede litiny	v zaoblení přechodu		2	2	
litý z ocelolitiny	z čepu do ramene		2.5	3	

Opět určíme krajní hodnoty krouticího momentu a vypočteme minimální a maximální smykové napětí:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{KR,\max}}{W_{\tau R}} \quad [MPa], \quad (94)$$

$$\tau_{\min} = \frac{M_{KR,\min}}{W_{\tau R}} \quad [MPa], \quad (95)$$

$$W_{\tau R} = \alpha * b * h^2 \quad [m^3]. \quad (96)$$

Tabulka 4 Velikost součinitele α [3]

b/h	1	1.5	1.75	2.0	2.5	3.0	4.0	10	100
α	0.208	0.231	0.239	0.246	0.258	0.267	0.282	0.312	0.333

Velikost součinitele α určíme lineární interpolací *tabulky 4*.

Dále jako u předchozích případů určíme střední napětí a amplitudu napětí. Z vypočtených hodnot pak dostaneme míru bezpečnosti.

$$n_{\tau c} = \frac{\tau_c}{K_\tau \cdot \epsilon'_\tau \cdot \epsilon''_\tau \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} \quad (97)$$

Další hodnoty součinitelů určíme opět z *Tabulky 3*.

Celková míra bezpečnosti je opět dána:

$$n_{oc} = \frac{n_o \cdot n_{\tau,o}}{\sqrt{n_o^2 + n_{\tau,o}^2}} \quad [-] \quad (98)$$



3.2.4 VÝSLEDNÉ BEZPEČNOSTI A ROZMĚRY KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Tabulka 5 Výsledné bezpečnosti

Hlavní čep	Ojniční čep			Rameno kliky		
n_{τ}	n_{τ}	n_{σ}	n	n_{τ}	n_{σ}	n
7.1	4.7	3.6	2.8	7.5	2.3	2.2

HLAVNÍ ROZMĚRY KLIKOVÉHO HŘÍDELE

průměr hlavního čepu	48	[mm]
šířka hlavního čepu	19	[mm]
průměr ojničního čepu	42	[mm]
šířka ojničního čepu	16	[mm]
šířka ramene v přechodu do oj. čepu	61,12	[mm]
tloušťka ramene v přechodu do oj. čepu	14,21	[mm]
rozteč válců	85	[mm]



Obrázek 20 Modelklikového hřídele



4 TORZNÍ KMITÁNÍ

„Každé mechanické kmitání je vyvoláno a udržováno periodicky proměnnými silami, které působí na soustavu hmotností s pružnou vazbou, tj. na soustavu schopnou kmitat. Takovou soustavou je i klikové ústrojí, u něhož jsou hmotnosti (písty, ojnice, setrvačnick) spojeny pružným klikovým hřídelem. Čím delší a pružnější je hřídel, tím má větší pravděpodobnost kmitat. U klikových hřídelů motorů s více válci dochází za provozu ke třem druhům kmitání:

- kmitání podélnému, při čemž se hřídel periodicky osově zkracuje a prodlužuje,
- kmitání ohybovému ve směru kolmém na osu hřídele,
- kmitání kroutivému kolem osy hřídele.

Nejnebezpečnější u klikového hřídele pístového spalovacího motoru je kmitání torzní. Torzním kmitáním vzniká rychle proměnlivé zkrucování klikového hřídele, které se superponuje na nakroucení vlivem tangenciálních sil na klikách a na rotační kývání hřídele jako celku vyvolané nerovnoměrností chodu. V případě, kdy frekvence sil budících kmitání souhlasí s vlastní frekvencí hmotnostní soustavy, dochází k rezonancím. Příslušné kritické otáčky se projevují obvykle značným hlukem a chvěním celého motoru. Dlouhodobější provoz při těchto rezonančních oblastech může vést k únavovým lomům klikového hřídele, k poruchám ložisek, rozvodů aj.

Torzní kmitání však nepůsobí jen na vlastní klikové ústrojí, ale přenáší se spojovacími členy i na připojená hnaná zařízení a na ostatní části motoru jako jsou rozvod, regulátor apod.

Praktický výpočet torzního kmitání klikových hřídelů pístových spalovacích motorů lze řešit jen přibližně za určitých zjednodušujících předpokladů. Zkušenosti však ukazují, že i takový výpočet je dostatečně věcný a přesný.

Převážná většina výpočtových metod vychází z tzv. náhradní soustavy, která idealizuje skutečnou kmitající soustavu motoru. Je zřejmé, že čím věrněji se tato soustava stanoví, tím přesnější bude i výpočet.

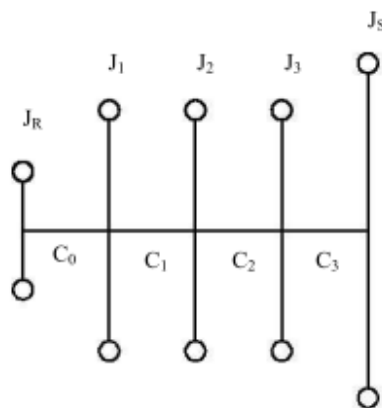
4.1 NÁHRADNÍ TORZNÍ SOUSTAVA KLIKOVÉHO ÚSTROJÍ

Torzního kmitání se zúčastňuje celé klikové ústrojí i další části připojené ozubenými i jinými převody, různými spojkami tuhými, hydraulickými apod. Vlivem proměnlivé rychlosti posuvných součástí a kývajících ojníc je v průběhu otáčky proměnlivá i kinetická energie ústrojí, a tím i výsledný moment setrvačnosti. Stejně i tuhost hřídele je vlivem vícenásobného uložení klikových hřídelů závislá na úhlu otočení kliky, a tedy časově proměnlivá. Uvažováním těchto změn by se však značně komplikoval výpočet a v praxi se proto při řešení základních druhů torzního kmitání tyto změny zanedbávají. Náhradní soustava, která nahrazuje skutečnou torzní soustavu klikového ústrojí, se proto volí tak, aby s ní byla energeticky ekvivalentní pouze pro střední hodnotu časového průběhu. Stanoví se za těchto zjednodušujících předpokladů:

- hmotnosti jsou konstantní, nezávislé na čase,
- délky jsou konstantní, nezávislé na čase,
- hmotnosti mechanismů jsou redukovány do rovin v osách válců kolmých na osu hřídele,
- redukovaný hřídel je nehmotný.



Klikový hřídel se redukuje na válcový hladký hřídel stálého průřezu obvykle o průměru hlavního čepu klikového hřídele. Výpočet se zjednoduší, jsou-li hmotnosti jednotlivých klikových ústrojí stejné, tj. je-li soustava homogenní.“ (Naše vojsko, 1992, 484 s)



Obrázek 21 Náhradní torzní mechanismus tříválcového motoru[6]

4.1.1 REDUKCE HMOT

Při redukci hmotností se vztahují momenty setrvačnosti k ose otáčení hřídele a hmotnosti ústrojí se soustředí na poloměr kliky. Zde se na rozdíl od vyvážení neredukují hmotnosti, ale momenty setrvačnosti. Momenty setrvačnosti jednotlivých částí se stanovují buď početně nebo experimentálně. V tomto případě byly jednotlivé momenty setrvačnosti zjištěny z modelů v programu Creo.

Pokud je s hřídelem spojena další hmota posuvných částí, tak se tato hmota vztáhne na poloměr kliky a přičte se její moment setrvačnosti:

$$J_{psh,r} = m_{posuv} \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{\lambda^2}{8} \right) \cdot r^2 \quad [kg \cdot m^2] \quad (99)$$

Při připojení další rotační hmoty na hřídel (rotační část hmotnosti ojnice) se vypočte její moment setrvačnosti a přičte se k momentu setrvačnosti zalomení. Její redukovaný moment setrvačnosti je dán vztahem:

$$J_{oj,r} = m_{rot} \cdot r^2 \quad [kg \cdot m^2] \quad (100)$$

MOMENT SETRVAČNOSTI JEDNOHO ZALOMENÍ

K momentu setrvačnosti jednoho zalomení je tedy nutno připojit momenty setrvačností posuvných a rotačních hmot .

$$J_{ZAL} = J_{Z1} + J_{oj,r} + J_{psh,r} \quad [kg \cdot m^2] \quad (101)$$



MOMENT SETRVAČNOST VOLNÉHO KONCE KLIKOVÉHO HŘÍDELE

K momentu setrvačnosti volného konce klikového hřídele je nutné přičíst moment setrvačnosti řemenice.

$$J_r = J_{rem} + J_{vkrem} \quad [kg \cdot m^2], \quad (102)$$

$$J_{rem} \quad \text{moment setrvačnosti řemenice} \quad [kg \cdot m^2],$$

$$J_{vkrem} \quad \text{moment setrvačnosti volného konce} \quad [kg \cdot m^2].$$

MOMENT SETRVAČNOSTI NA STRANĚ SETRVAČNÍKU

Zde je nutné k momentu setrvačnosti části hřídele u setrvačnicku připočíst ještě moment setrvačnosti setrvačnicku:

$$J_s = J_{setr} + J_{vksetr} \quad [kg \cdot m^2], \quad (103)$$

$$J_{setr} \quad \text{moment setrvačnosti setrvačnicku} \quad [kg \cdot m^2],$$

$$J_{vksetr} \quad \text{moment setrvačnosti části hřídele u setrvačnicku} \quad [kg \cdot m^2].$$

4.1.2 REDUKCE DÉLEK

Je nutné, aby redukovaný hřídel o průměru D_{red} a délce l_{red} měl stejnou pružnost jako hřídel původní. Při působení stejného krouticího momentu na oba hřídele se musí oba zkroutit o stejný úhel. Zavádí se zjednodušení v podobě torzního napětí od silové dvojice z jednoho konce modelu na druhý.

Redukovaný poloměr D_{red} byl zvolen stejný jako je průměr hlavních ložisek původního hřídele.

Redukovaná délka jednoho zalomení klikového hřídele podle vztahu dle Ker-Wilsona:

$$l_{red} = D_{red}^4 \cdot \left[\frac{b_{hc} + 0,4 \cdot D_{hc}}{D_{hc}^4} + \frac{b_{oc} + 0,4 \cdot D_{oc}}{D_{oc}^4} + \frac{r - 0,2 \cdot (D_{oc} + D_{hc})}{b \cdot h^3} \right] \quad [mm] \quad (104)$$

b_{hc} šířka hlavního čepu [mm],

b_{oc} šířka ojnicního čepu [mm].



4.1.3 TORZNÍ TUHOST

Jak je vidět na *obr 20*, tak jsou kotouče spojeny hřídelem redukované délky o tuhosti c . Pro tuto tuhost platí vztah:

$$c = \frac{G \cdot I_p}{l_{red}} \quad [\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}] \quad (105)$$

G modul pružnosti ve smyku [MPa],

I_p polární kvadratický moment [m^4].

Polární kvadratický moment pro kruhový olný hřídel spočítáme dle vztahu:

$$I_p = \frac{\pi \cdot D_{red}^4}{32} \quad [\text{m}^4] \quad (106)$$

Moment setrvačnosti [$\text{m}^2 \cdot \text{kg}$]	Tuhost [Nm/rad]	Redukovaná délka [m]
$J_r=0.0038$	$c_1=43495$	$l_{red_rem}=0.997$
$J_{z1}=0.00618$	$c_2=644440$	$l_{red}=0.442$
$J_{z2}=0.00618$	$c_3=644440$	$l_{red_setr}=0.235$
$J_{z3}=0.00618$	$c_4=717493$	
$J_s=0.1072$		

4.2 VLASTNÍ TORZNÍ KMITÁNÍ

Vlastní kmitání je druh pohybu, který je vyvolán vnějším impulzem, ale probíhá bez jeho dalšího působení. Jedná-li se o systém bez ztrát, bude toto kmitání probíhat do nekonečna. Však není možné, aby takovýto systém v praxi existoval, a proto vždy dochází k pohlcení energie tohoto kmitání, a tím pádem dojde k zániku.

Každá soustava má vlastní kmitání jiné, ale vždy je jasně definováno redukovaným momentem setrvačnosti a redukovanou délkou. Toto kmitání má jasné vlastnosti. Jsou to frekvence a amplituda kmitu. Důležitou vlastností je zejména frekvence vlastních kmitů, která rozhoduje o rezonanci. Ta nastane, když se frekvence otáček motoru shoduje s vlastní frekvencí klikového mechanismu.

Pro výpočet vlastních torzních kmitů vycházíme z pohybové rovnice dle Lagrange:

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{q} + \mathbf{K} \cdot \dot{q} + \mathbf{C} \cdot q = \mathbf{Q} \quad (107)$$

V tomto případě se jedná o volné a netlumené kmitání. Tedy $Q=0$ a $K=0$. Rovnice má potom tvar:



$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C} \cdot \mathbf{q} = \mathbf{0}, \quad (108)$$

\mathbf{M} čtvercová matice hmotnosti,

$$\mathbf{M} = \begin{vmatrix} J_0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_4 \end{vmatrix},$$

\mathbf{C} čtvercová matice tuhosti,

$$\mathbf{C} = \begin{vmatrix} c_0 & -c_0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_0 & c_0 + c_1 & -c_1 & 0 & 0 \\ 0 & -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 & 0 \\ 0 & 0 & -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 \\ 0 & 0 & 0 & -c_3 & c_3 \end{vmatrix},$$

\mathbf{q} je výchylka mající tvar:

$$\mathbf{q} = \mathbf{w} \cdot e^{j\psi t}, \quad (109)$$

kde \mathbf{w} je vektor vlastních tvarů a po derivaci a dosazení do pohybové rovnice dostaneme tvar:

$$(\mathbf{C} - \psi^2 \mathbf{M}) \cdot \mathbf{w} = \mathbf{0}, \quad (110)$$

kde ψ je vlastní úhlová rychlost.

Kvůli velké náročnosti výpočtu se přímý výpočet převádí na problém vlastních čísel. Výsledkem těchto úprav je vztah:

$$(\mathbf{A} - \chi \mathbf{I}) \cdot \mathbf{w} = \mathbf{0}, \quad (111)$$

\mathbf{A} modální matice,

$$\mathbf{A} = \mathbf{M} \mathbf{C}^{-1}, \quad (112)$$

χ vlastní číslo,

\mathbf{I} jednotková matice.



Frekvence vlastního kmitání se vypočítá z úhlové rychlosti vlastního kmitání dle vzorce:

$$N = \frac{\psi}{2 \cdot \pi} \quad [\text{Hz}] \quad (113)$$

Výchylka v daném bodě je pak dána vztahem:

$$a_i = \frac{w_i}{w_0} \quad [-] \quad (114)$$

Jedná se o poměrnou veličinu vzhledem k výchylce volného konce klikového hřídele. V praxi se uvažuje pouze jedouzlové a dvojuzlové kmitání, jelikož další řády kmitání mají vyšší frekvence, než kterých se běžně dosahuje ve spalovacích motorech.

4.2.1 VÝPOČET VLASTNÍCH FREKVENCÍ A TVARŮ V PROGRAMU HOLZER

Pro urychlení výpočtu byl pro výpočet použit tento program. Vstupními hodnotami byly jednotlivé momenty setrvačnosti a tuhosti. Tento program pracuje na základě Holzerových metod výpočtu.

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

MOMENTS of INERTIA [kg*m**2]
  J1: 0.003800  J2: 0.006180  J3: 0.006180  J4: 0.006180
  J5: 0.107200  J

TORSIONAL STIFFNESSES [N*m/rad]
  C1: 43495.0  C2: 644440.0  C3: 644440.0  C4: 717493.0

1. NATURAL FREQUENCY [rad/s]: 3072.71 ( => N1 = 29342.2 1/min )

RELATIVE AMPLITUDES:

A1: 1.00000
A2: 0.17513
A3: 0.10360
A4: 0.02188
A5: -0.05329

Jef = 0.004

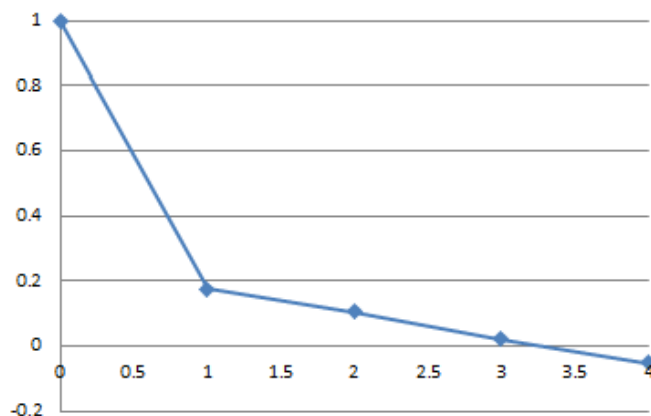
2. NATURAL FREQUENCY [rad/s]: 5488.67 ( => N2 = 52413.0 1/min )

RELATIVE AMPLITUDES:

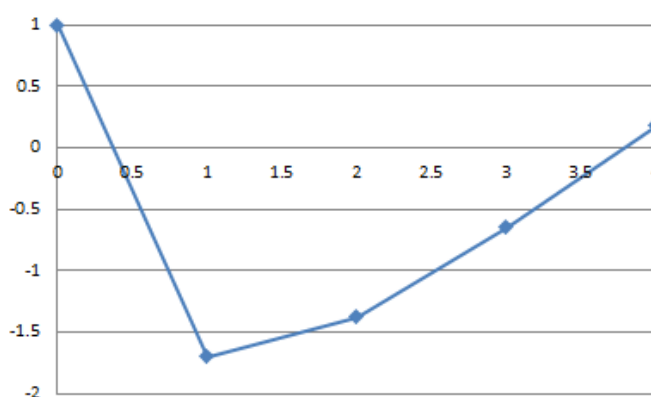
A1: 1.00000
A2: -1.63195
A3: -1.33813
A4: -0.62457
A5: 0.17840

Jef = 0.042
```

Obrázek 22 Výstup z programu Holzer



Graf 17 Průběh jednouzlového kmitu $N_1=29342 \text{ min}^{-1}$



Graf 18 Průběh dvojnouzlového kmitu $N_2=52413 \text{ min}^{-1}$

4.3 VYNUCENÉ TORZNÍ KMITÁNÍ

Jak již bylo řečeno, vlastní kmitání je vlivem ztrát v čase utlumeno, proto není nebezpečné. Jinak tomu je s kmitáním, které je periodicky buzeno točivým momentem.

4.3.1 REZONANČNÍ OTÁČKY

Každá harmonická složka krouticího momentu vyvolá nezávisle na ostatních harmonických složkách torzní kmitání, které má stejnou frekvenci jako složka, jež ji vyvolala. Její velikost je násobkem otáček motoru a řádu harmonické složky. Podle toho, kolik má složka period za jednu otáčku klikového hřídele, určujeme řád κ . U čtyřdobého motoru je řád harmonické složky dán celým násobkem poloviny.

Rezonanční otáčky pro jednouzlové kmitání:

$$n_{\text{rez}} = \frac{N_1}{\kappa} \quad [\text{Hz}] \quad (115)$$



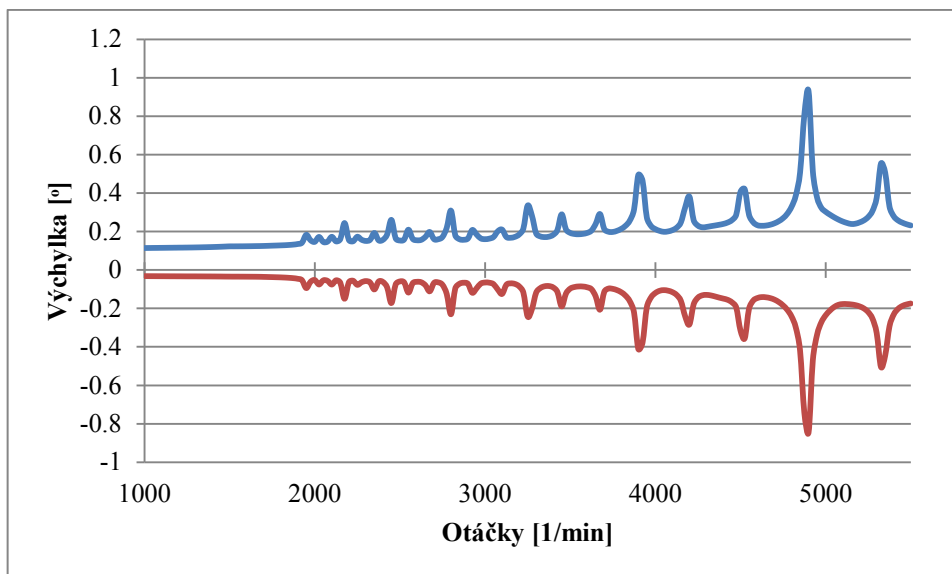
Rezonanční otáčky pro dvojuzlové kmitání:

$$n_{2rez} = \frac{N_2}{K} \quad [Hz]. \quad (116)$$

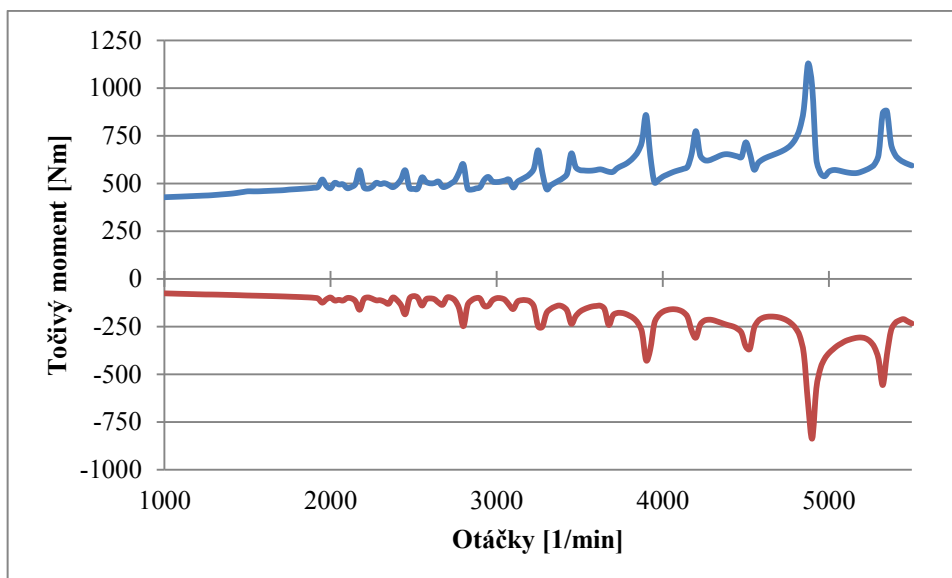
Nebezpečné jsou pouze ty otáčky, které leží v pracovních otáčkách motoru, tedy v rozmezí 1000-5500 min⁻¹.

Tabulka 6 Rezonanční otáčky

Řád harmonické frekvence	Rezonanční otáčky jednozlového kmitání	Rezonanční otáčky dvojuzlového kmitání
K	N _{1rez}	N _{2rez}
[-]	[1/min]	[1/min]
0.5	58684.40	104826.00
1	29342.20	52413.00
1.5	19561.47	34942.00
2	14671.10	26206.50
2.5	11736.88	20965.20
3	9780.73	17471.00
3.5	8383.49	14975.14
4	7335.55	13103.25
4.5	6520.49	11647.33
5	5868.44	10482.60
5.5	5334.95	9529.64
6	4890.37	8735.50
6.5	4514.18	8063.54
7	4191.74	7487.57
7.5	3912.29	6988.40
8	3667.78	6551.63
8.5	3452.02	6166.24
9	3260.24	5823.67
9.5	3088.65	5517.16
10	2934.22	5241.30
10.5	2794.50	4991.71
11	2667.47	4764.82
11.5	2551.50	4557.65
12	2445.18	4367.75



Graf 19 Výchylky volného konce hřídele



Graf 20 Maximální hodnoty točivého momentu v posledním úseku

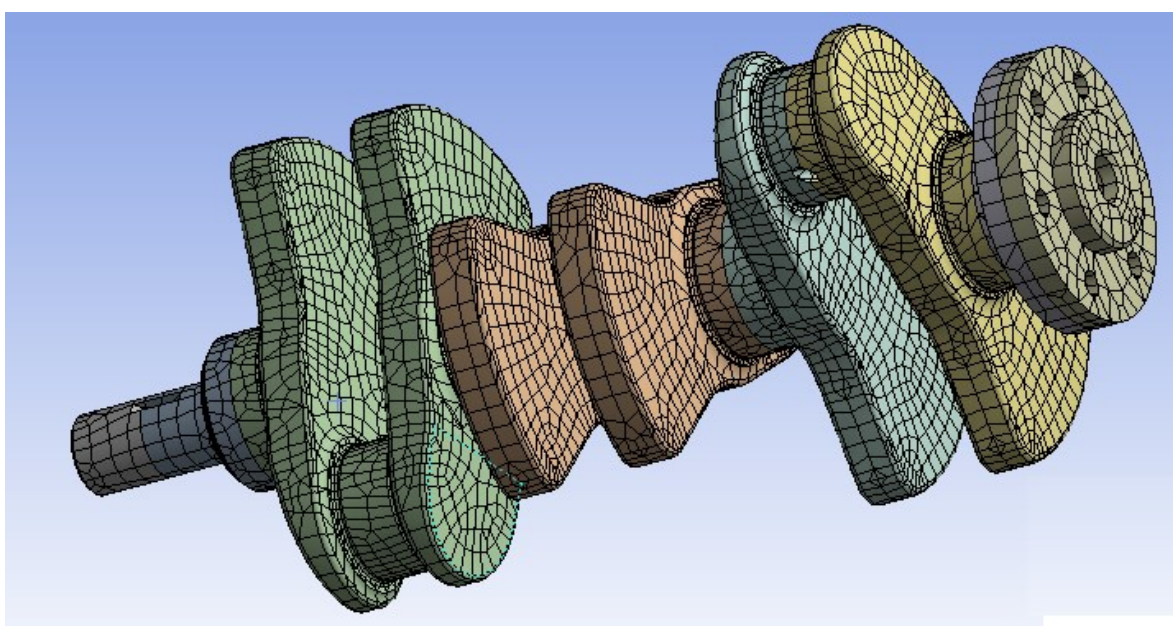
V grafu 19 je znázorněn průběh točivého momentu v kladné a záporné oblasti v posledním úseku klikového hřídele, kde nabývá nejvyšších hodnot. Z tohoto grafu také vyplývá, že jako kritický se jeví 6. harmonický řád pro jedouzlové kmitání a 10,5. harmonický řád pro dvoouzlové kmitání.



5 PEVNOSTNÍ ANALÝZA V PROGRAMU ANSYS

5.1 VYTVOŘENÍ SÍŤE

3D model byl vytvořen v programu Creo2.0. Tento model byl pro import do programu Ansys Workbench uložen do formátu step. V tomto programu byla vytvořena síť, jelikož disponuje velkými možnostmi síťování. Pro vysíťování modelu byly použity kvadratické prvky o velikosti 6 mm. V oblastech předpokládané koncentrace napětí byla síť zjemněna na velikost 3 mm. Těmito oblastmi byly přechody jednotlivých čepů do ramen kliky a vstupy a výstupy mazacích kanálů.



Obrázek 23 Síť klikového hřídele

Model byl také před importováním do programu Ansys rozdělen rovinami na jednotlivé úseky kvůli následnému vytvoření „ježků“ v jednotlivých hlavních ložiscích, v ojnicím čepu u setrvačnicku a v polovině volného konce klikového hřídele.

5.2 ZATÍŽENÍ A OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Pro simulaci uložení hlavních ložisek je nutné umístit do středu každého ložiska prvek *MPC184*, který míří ze středu rotace směrem k povrchu ložiska. U toho je nutné nastavit vlastnost *Rigid Beam*. Jeho aplikace byla provedena pomocí makra a příkazu `pncn`, číslo nodu, číslo prvku 1,1. Tento příkaz pak vytvoří síť těchto prvků mezi zadaným nodem ve středu rotace kliky a vybranými nody pod povrchem ložiska.

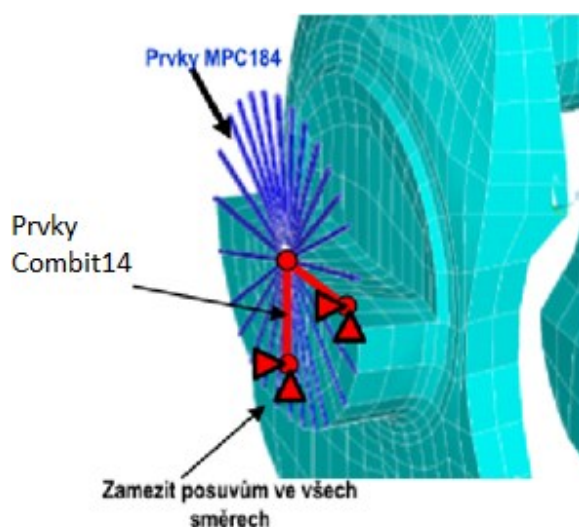
Dále je zapotřebí definovat tuhost prvku *COMBIT 14*. Ta je dána vztahem:

$$k = \frac{0,5 \cdot F_{max}}{0,8 \cdot c} \quad [N/m], \quad (117)$$

F_{max} maximální síla od tlaku plynů [N],

c ložisková vůle [m].

Tato hodnota se zadá jako reálná konstanta tohoto prvku. Před zadáním těchto elementů je nutné vytvořit u každého hlavního ložiska dva body mimo samotný model, u kterých je potom zamezeno posuvům ve všech směrech. Mezi spojnicemi těchto bodů se středem ježka je úhel 90° . Mezi těmito body a středem ježka v ložisku jsou poté nataženy samotné prvky *COMBIT14*.



Obrázek 24 Umístění prvků MPC184 a Combit14[9]

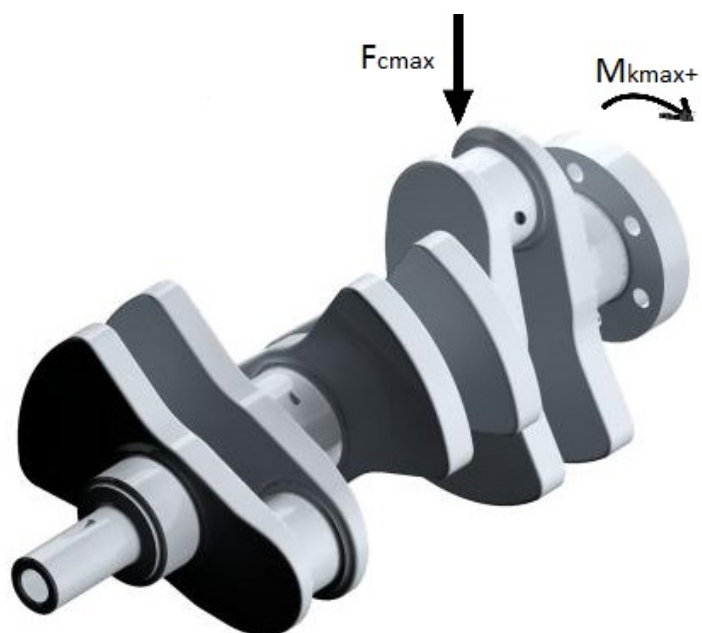
Následně byl vytvořen ježek v ojnicím ložisku u setrvačnicku pro umístění maximální síly od tlaku plynů, v polovině příruby pro uchycení setrvačnicku pro umístění točivého momentu a v polovině volného konce pro simulaci kladky.

Na nodu uprostřed ježka v polovině volného konce byla umístěna vazba, která zamezila rotaci kolem osy hřídele. Následně bylo pomocí vazby na konci volného konce hřídele zamezeno rotacím a posuvům ve směrech všech os.

Nyní je možné provést výpočet pro dva zátěžné stavy.

Tabulka 7 Hodnoty zatížení

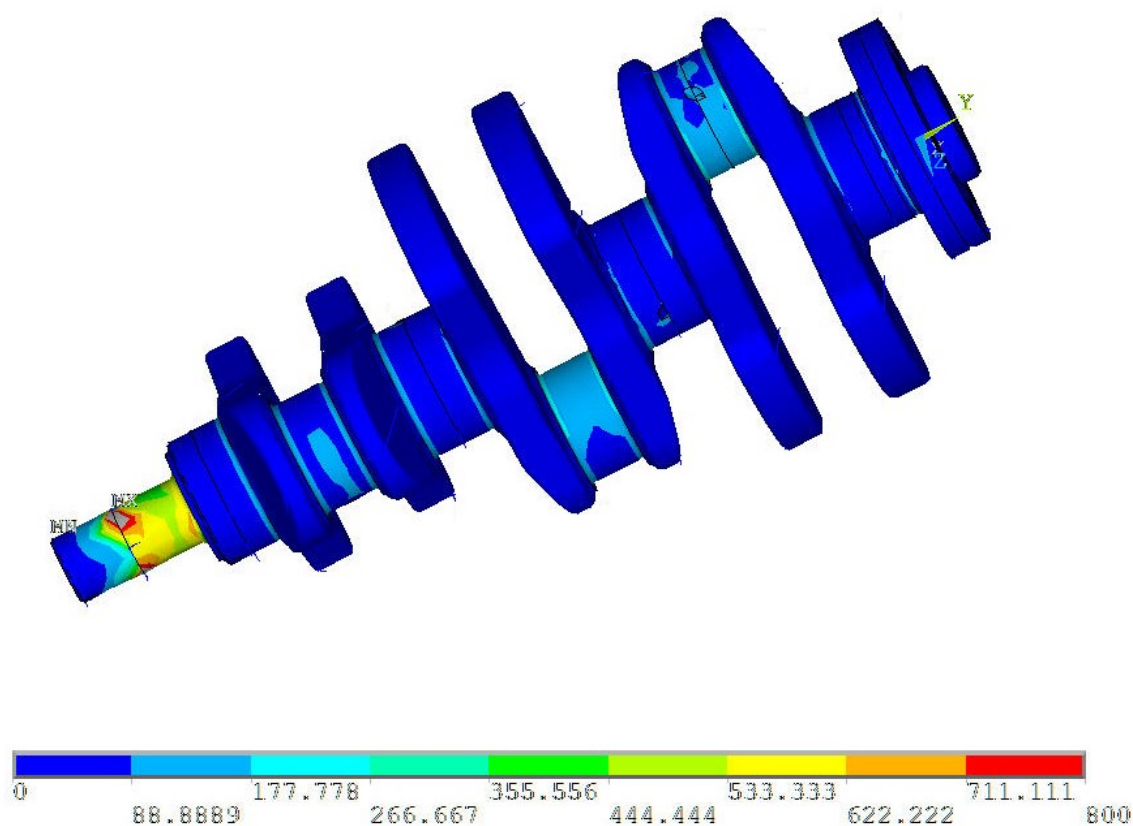
1.zátěžný stav		2.zátěžný stav	
Název	Hodnota	Název	Hodnota
Maximální síla od tlaku plynů	25488 N	Maximální síla od tlaku plynů	-
Maximální krouticí moment v kladné oblasti	1136 Nm	Maximální krouticí moment v záporné oblasti	-742.5 Nm



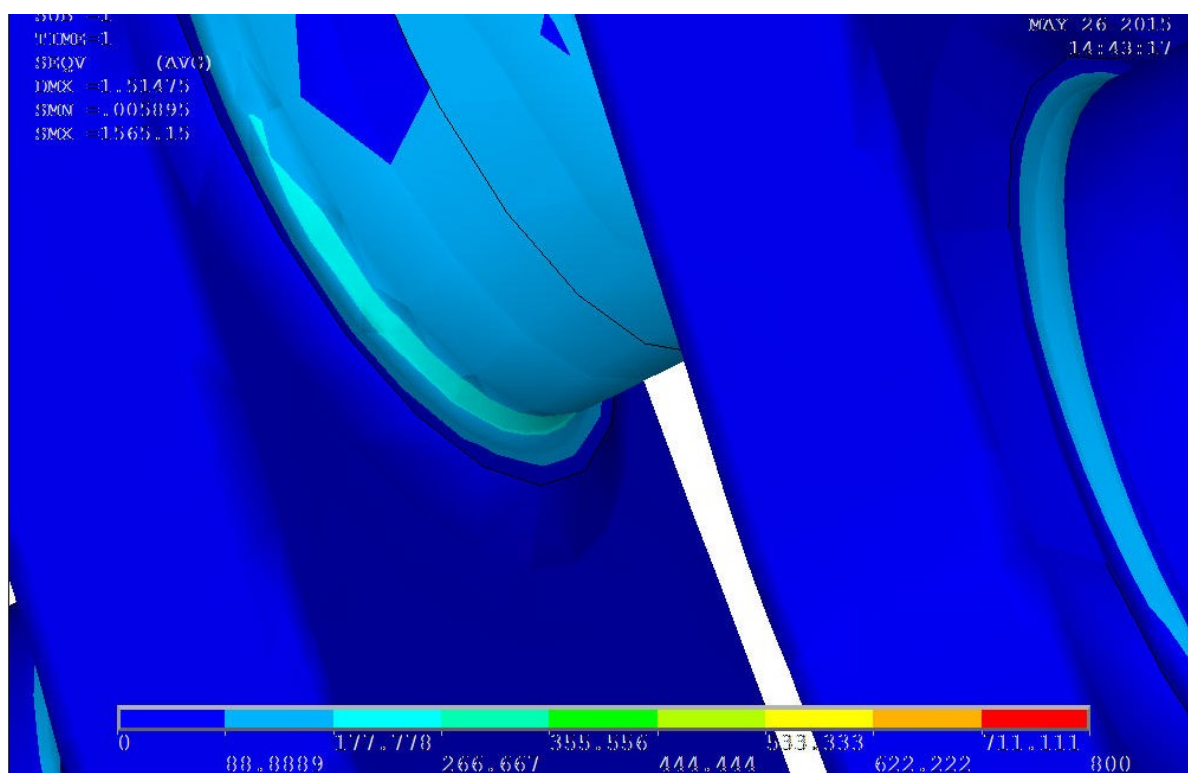
Obrázek 25 Schéma zatížení 1.stav



Obrázek 26 Schéma zatížení 2.stav



Obrázek 27 Výsledné rozložení napětí



Obrázek 28 Detail rozložení napětí na posledním ojničím čepu

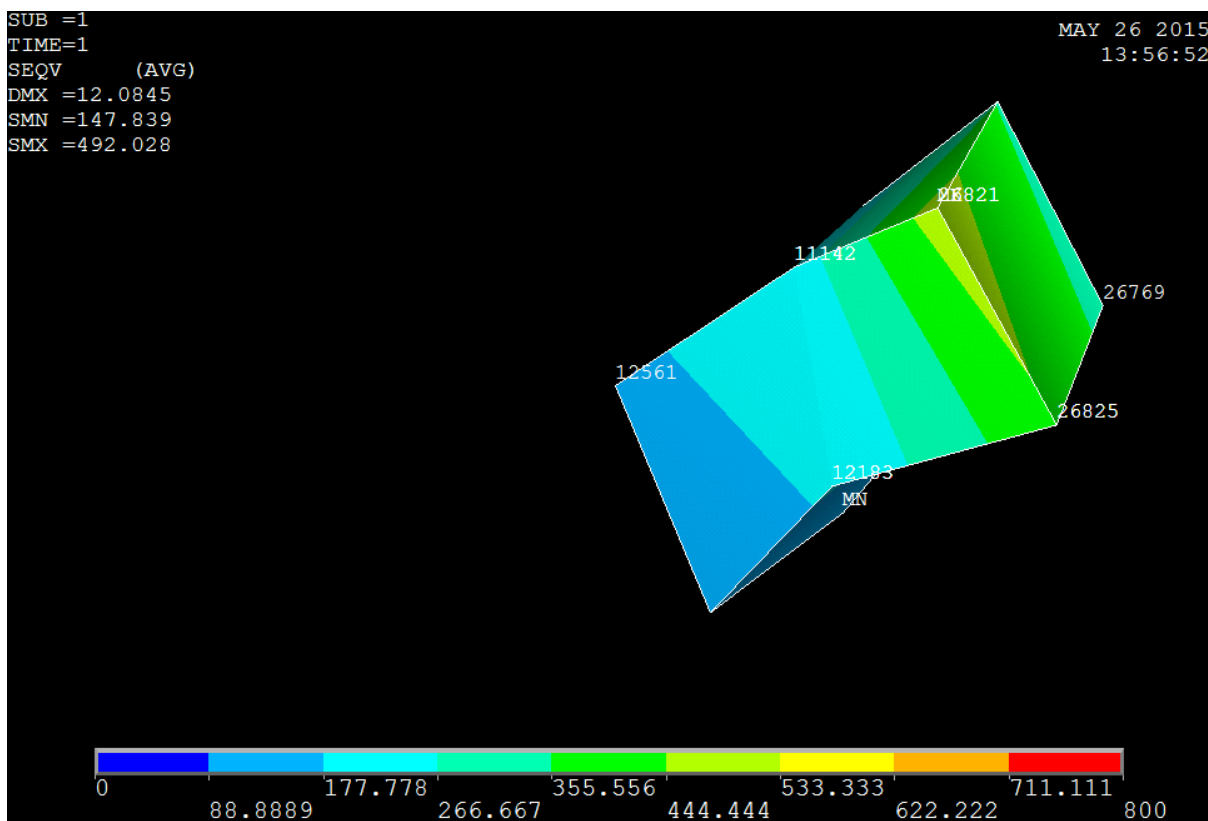


5.3 VÝPOČET BEZPEČNOSTI

Pro výpočet bezpečnosti jsou zapotřebí maximální a minimální napětí v posledním ojnicím čepu. Také je zapotřebí znát mechanické vlastnosti použitého materiálu, které jsou uvedeny v *tabulce 2*.

Tabulka 8 Tabulka odečtených hodnot

1. zátěžový stav	Hodnota
Maximální napětí σ_{ex}	492 Mpa
Napětí v hloubce $ \bar{\chi}\bar{\chi} $	161.5 Mpa
Vzdálenost $ \bar{\chi}\bar{\chi} $	3.12 mm
2. zátěžový stav	
Maximální napětí σ_{exb}	192.5 Mpa



Obrázek 29 Vybrané nody na elementu

Hodnoty napětí byly odečteny pro node 26821 a 12561. Poté byla zjištěna jejich vzdálenost pomocí příkazu `ndisp,p`.



Stanovení poměrného gradientu:

$$\chi_R = \frac{1}{\sigma_{ex}} * \left(\frac{\sigma_{ex} - \sigma_{ex1}}{|\overline{\chi\chi_1}|} \right) [mm^{-1}], \quad (118)$$

σ_{ex} maximum lokálního napětí [MPa],

σ_{ex1} maximum napětí v hloubce $|\overline{\chi\chi_1}|$ pod povrchem [MPa],

$|\overline{\chi\chi_1}|$ vzdálenost dvou vyšetřovaných nodu [mm].

Korekční součinitel se určí podle vzorce:

$$f_G = 1 + \frac{\frac{\sigma_{c0}}{\frac{\sigma_{CTAH/TLAK}}{2}} - 1}{d_{vzorku}} * \chi_R [-], \quad (119)$$

$\sigma_{CTAH/TLAK}$ mez únavy tah/tlak [MPa],

d_{vzorku} průměr zkušební vzorku, zvolen 7,5 [mm].

Poměr:

$$\frac{\beta}{\alpha} = 1 + \sqrt{\chi_R} * 10^{-\left(0,35 + \frac{Re}{810}\right)} [-]. \quad (120)$$

Maximální ekvivalentní napětí je rovno:

$$\sigma_{emax} = \sigma_{ex} [MPa]. \quad (121)$$

Minimální ekvivalentní napětí je rovno:

$$\sigma_{emin} = \sigma_{exb} [MPa]. \quad (122)$$

Amplituda ekvivalentního napětí:

$$\sigma_{ea} = \frac{\sigma_{emax} - \sigma_{emin}}{2} [MPa]. \quad (123)$$

Střední ekvivalentní napětí:

$$\sigma_{ea} = \frac{\sigma_{emax} + \sigma_{emin}}{2} [MPa]. \quad (124)$$

Součinitel vlivu velikosti:

$$\eta_\sigma = 1,189 * D_c^{-0,097} [-], \quad (125)$$

ϑ_σ vliv pravděpodobnosti přežití, určen 0,75 [-].



Tabulka 9 Hodnoty pro výpočet bezpečnosti

	Hodnota
Poměrný gradient	0.2151 [-]
Korekční součinitel	1.002 [-]
Poměr β/α	1 [-]
Amplituda ekvivalentního napětí	149.75 [Mpa]
Střední ekvivalentní napětí	342.25 [Mpa]
Součinitel vlivu velikosti	1.6237 [-]

Vztah pro výpočet bezpečnosti při prostém zatěžování:

$$k = \frac{1}{\frac{\beta}{\alpha} \frac{\sigma_{ea}}{\sigma_c \eta \sigma^* v \sigma^* f_G} + \frac{\sigma_{em}}{R_m}} \quad (126)$$

Tato bezpečnost se ještě zvýší při povrchovém zakalení radiů ojnicního čepu, poté je výsledná bezpečnost rovna:

$$k_{kaleno0} = 1,3 * k. \quad (127)$$

Tabulka 10 Výsledná bezpečnost

	Hodnota
Bezpečnost proti únavovému poškození	1.62
Bezpečnost proti únavovému poškození při povrchovém kalení	2.11



ZÁVĚR

Tato práce se zabývá vyšetřením vlivu excentricity zejména na vliv třecích ztrát mezi pístem a vložkou válce a na vliv na vyvážení klikového mechanismu.

V první části je vyšetřen vliv zejména na zdvih motoru, u kterého bylo zjištěno, že s rostoucí excentricitou roste. Dále pak vliv na normálovou sílu působící na píst a s ní související třecí výkon. Dle provedených výpočtů je zřejmý pokles střední hodnoty normálové síly s rostoucí excentricitou. Avšak tento trend je patrný do hodnoty excentricity 18 mm. S tím přímo souvisí velikost ztrátového výkonu mezi pístem a vložkou, který vykazuje stejnou závislost na excentricitě. Pro zvolenou excentricitu byl zjištěn pokles ztrátového výkonu 14,9 %, což se při dnešních trendech jeví jako dobrý výsledek.

Dále pak byla zjišťována souvislost mezi excentricitou a vyvážením klikového mechanismu. U toho bylo zjištěno, že excentricita nijak neovlivní velikost vývažků setrvačných sil od rotačních částí motoru. Jinak tomu je u setrvačných sil od posuvných částí motoru. Z této práce vyplývá značný vliv excentricity na první harmonickou složku zrychlení pístu a s tím související první harmonickou složku těchto setrvačných sil. Harmonická složka mění s rostoucí excentricitou svoji velikost a fázový posuv, což je možné eliminovat změnou polohy vývažků.

Ve třetí části byl proveden návrh samotného klikového hřídele pro vybranou hodnotu excentricity 16 mm podle analytických vzorců. Zde byly stanoveny základní rozměry klikového hřídele a pro ně vypočtena bezpečnost k mezi únavy, jelikož je vždy nižší než bezpečnost k mezi kluzu.

Dále byly řešeny torzní kmity navrženého klikového mechanismu. Byly vypočteny frekvence vlastních torzních kmitů a frekvence vynucených torzních kmitů. Z těchto hodnot byla také vypočtena výchylka volného konce klikového hřídele, ze které plyne, že by bylo vhodné použít tlumič torzních kmitů, jelikož maximální výchylka se blíží 1° .

V posledním oddíle této práce byla provedena pevnostní analýza klikového hřídele v programu Ansys. Po nasimulování obou zátěžných stavů s uvážením torzních kmitů byla vypočtena bezpečnost proti únavovému poškození. Tímto byla potvrzena správnost návrhu podle analytického výpočtu.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] KOVAŘÍK, L., FERENCEY, V., SKALSKÝ, R., ČÁSTEK, L. *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. Naše vojsko, První vydání, Praha, 1992. ISBN 80-206-0131-7.
- [2] HEISLER, H. *Advanced Engine Technology*. 1. vydání. 1995. ISBN 1-56091-734-2
- [3] RAUSCHER, J. *Ročníkový projekt*. Brno: VUT FSI, 2005
- [4] KOLEKTIV VÚNM a ČKD Praha. *Naftové motory čtyřdobé*. 1. díl. 2. vyd. 1962
- [5] PÍŠTĚK, Václav. *Hnací ústrojí. Kinematika excentrického klikového mechanismu (Přednášky)*. Brno: VUT, Fakulta strojního inženýrství, 2013.
- [6] *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. 1. vyd. Praha: Naše vojsko, 1992, 484 s. ISBN 80-206-0131-7.
- [7] MAASS, Harald a Heiner KLIER. *Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine*. Wien: Springer, 1995, 424 s. ISBN 978-3-7091-8646-6.
- [8] VLK, František. *Vozidlové spalovací motory*. 1. vyd. Brno: František Vlk, 2003, 580 s. ISBN 80-238-8756-4.
- [9] NOVOTNÝ, Pavel. *Výpočetové modely. Klikový mechanismus-část 1.- únava součástí. (Přednášky)*. Brno: VUT, Fakulta strojního inženýrství, 2014.
- [10] DRÁPAL, L. *Hnací ústrojí šestiválcového leteckého motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 69 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

e	excentricita	[m]
l	délka ojnice	[m]
r	poloměr zalomení	[m]
Z	zdvih pístu	[m]
α	úhel natočení klikového hřídele	[°]
λ	klikový poměr	[-]
λ_e	excentrický poměr	[-]
s_p	dráha pístu	[m]
ω	úhlová rychlost klikového hřídele	[rad/s]
v_p	rychlost pístu	[m/s]
n	otáčky klikového hřídele	[1/s]
c_s	střední pístová rychlost	[$m * s^{-1}$]
a_p	zrychlení pístu	[m/s^2]
S_p	plocha dna pístu	[m^2]
p	tlak ve válci	[Pa]
F_p	síla od tlaku plynů	[N]
p_o	atmosférický tlak	[Pa]
D	vrtání válce	[m]
m_{posuv}	hmotnost pístní skupiny a posuvné hmoty ojnice	[kg]
F_{sp}	setrvačná síla	[N]
F_{sp1}	setrvačná síla I. řádu	[N]
F_{sp2}	setrvačná síla II. řádu	[N]
m_{roj}	podíl rotačních hmot ojnice	[kg]
m_{loz}	hmotnost ojničního ložiska	[kg]
F_{rot}	setrvačná síla rotačních hmot	[N]



F_c	celková síla v ose válce	[N]
β	úhel odklonu ojnice	[°]
F_n	normálová síla	[N]
F_o	ojniční síl	[N]
F_r	radiální síla	[N]
F_t	tangenciální síla	[N]
M_t	krouticí moment	[Nm]
M_k	klopný moment	[Nm]
b	rameno klopného momentu	[m]
P_z	ztrátový výkon	[W]
f_t	koeficient tření	[-]
m_r	hmotnost rotačních částí klikového mechanismu	[kg]
$F_{r\xi}$	setrvačná síla ve vodorovné rovině	[N]
$F_{r\eta}$	setrvačná síla ve svislé rovině	[N]
F_{sp11}	setrvačná síla posuvných částí 1. válce	[N]
F_{sp12}	setrvačná síla posuvných částí 2. válce	[N]
F_{sp13}	setrvačná síla posuvných částí 3. válce	[N]
F_{sp2}	setrvačná síla posuvných částí II. řádu	[N]
$M_{r\eta}^i$	moment setrvačných sil ve svislé rovině	[Nm]
$M_{r\xi}^i$	moment setrvačných sil ve vodorovné rovině	[Nm]
M_r	moment setrvačných sil	[Nm]
m_v	hmotnost vývažku	[kg]
r_v	poloměr rotace vývažku	[m]
b	vzdálenost vývažku	[m]
M_{sp1}	moment setrvačných sil posuvných I. řádu	[Nm]
M_{sp2}	moment setrvačných sil posuvných II. řádu	[Nm]



M_{vyv}	vyvažovací moment	[Nm]
m_{vyvr}	hmotnost vývažku na řemenici	[kg]
r_r	poloměr rotace vývažku na řemenici	[m]
c_r	vzdálenost vývažku na řemenici od těžiště	[m]
m_{vyvs}	hmotnost vývažku na setrvačnicku	[kg]
r_s	poloměr rotace vývažku na setrvačnicku	[m]
c_s	vzdálenost vývažku na setrvačnicku od těžiště	[m]
M_{vyv}	vyvažovací moment	[Nm]
M_{nev}	nevyvážený moment	[Nm]
τ_{ck}	mez únavy v krutu	[MPa]
$\bar{\sigma}_c$	mez únavy ve smyku	[MPa]
$\bar{\sigma}_{co}$	mez únavy v ohybu	[MPa]
E	modul pružnosti v tahu	[MPa]
G	modul pružnosti ve smyku	[MPa]
MoZ	ohybový momen	[Nm]
F_{SRO}	odstředivá síla rotujících částí ojnice	[N]
F_{SKC}	odstředivá síla klikového čepu	[N]
F_{SRK}	odstředivá síla ramene kliky	[N]
F_{SV}	odstředivá síla vývažku	[N]
F_C	celková odstředivá síla	[N]
F_{sro}	odstředivá síla rotujících částí ojnice	[N]
R_{Ft}	reakce v uložení klikového hřídele	[N]
Mo	celkový ohybový moment	[Nm]
$W_{\alpha,KC}$	průřezový modul klikového čepu	[m ³]
D_{KC}	vnější průměr klikového čepu	[m]
d_{KC}	vnitřní průměr klikového čepu	[m]



σ_{\min}	ohybové napětí maximální	[MPa]
σ_{\max}	ohybové napětí minimální	[MPa]
σ_{co}^*	mez únavy v ohybu	[MPa]
ψ_{σ}	součinitel vlivu asymetrie	[-]
σ_{co}	mez únavy v ohybu	[MPa]
K_{σ}	součinitel koncentrace napětí	[-]
ε_{σ}	součinitel velikosti	[-]
$M_{i,\max}$	maximální hodnota krouticího momentu	[Nm]
$M_{i,\min}$	minimální hodnota krouticího momentu	[Nm]
W_t	průřezový modul hlavního čepu	[m ³]
D_{hc}	vnější průměr hlavního čepu	[m]
d_{hc}	vnitřní průměr hlavního čepu	[m]
b	šířka ramene v přechodu ramene do ojničního čepu	[m]
h	tloušťka ramene v přechodu ramene do ojničního čepu	[m]
J_{rem}	moment setrvačnosti řemenice	[kg*m ²]
J_{vkrem}	moment setrvačnosti volného konce	[kg*m ²]
J_{setr}	moment setrvačnosti setrvačnicku	[kg*m ²]
J_{vksetr}	moment setrvačnosti části hřídele u setrvačnicku	[kg*m ²]
G	modul pružnosti ve smyku	[MPa]
I_p	polární kvadratický moment	[m ⁴]
M	čtvercová matice hmotnosti	
C	čtvercová matice tuhosti	
A	modální matice	
χ	vlastní číslo	
N_{1rez}	rezonanční otáčky jednouzlového kmitu	[1/min]



N_{1rez}

rezonanční otáčky dvojuzlového kmitu

[1/mi



Příloha 1 Výpočtová dokumentace (Matlab, Excel), přiložené CD