



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

KONTROLA VYVÁŽENÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU MALOOBJEMOVÉHO TRAKTOROVÉHO MOTORU

CRANKTRAIN BALANCING ANALYSIS OF LOW-DISPLACEMENT TRACTOR ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. RADIM SVOBODA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. RADIM DUNDÁLEK, Ph.D.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Radim Svoboda

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:

Kontrola vyvážení klikového mechanismu maloobjemového traktorového motoru

v anglickém jazyce:

Cranktrain Balancing Analysis of Low-displacement Tractor Engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Rozbor vyváženosti nového čtyřválcového klikového mechanismu (vrtání 100 mm, zdvih 114 mm) při použití vyvažovacích jednotek ze stávajícího motoru (vrtání 105 mm, zdvih 120 mm). Součástí řešení je rozbor sil v navrhovaném klikovém mechanismu, vyvážení jednotlivých sil. Na základě výpočtů bude zpracována konstrukční dokumentace úpravy stávajících vyvažovacích jednotek.

Cíle diplomové práce:

Získání přehledu a osvojení odborných znalostí o zadané problematice. Navržení nového konstrukčního řešení. Provedení příslušných návrhových a kontrolních výpočtů. Posouzení výsledků.

Seznam odborné literatury:

- [1] SVOBODA, Pavel; BRANDEJS, Jan; PROKEŠ, František. Základy konstruování. Vydání třetí. Brno: CERN, 2009. 234 s. ISBN 978-80-7204-633-1.
- [2] CUPÁK, Rostislav, et al. NAFTOVÉ MOTORY ČTYŘDOBÉ. Vydání první. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1955. 415 s.
- [3] KOŽOUŠEK, J.: Konstrukce spalovacích motorů I. SNTL Praha, 1983.
- [4] KOŽOUŠEK, J.: Konstrukce spalovacích motorů II. SNTL Praha, 1983.
- [5] Kolektiv VÚMV a ČKD: Naftové motory čtyřdobé I, II, SNTL. Praha 1962.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Radim Dundálek, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 20.11.2012

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce je určení sil působících v klikovém mechanismu nového motoru od firmy Zetor, zhodnocení stavu vyvážení, návrh úpravy vyvažovacích jednotek, výpočet modální analýzy, napětíové analýzy a deformační kontrola. Obsahem práce je také vytvoření technické dokumentace k nově upraveným vyvažovacím hřídelům.

KLÍČOVÁ SLOVA

spalovací motor, klikový hřídel, vyvažovací jednotka, vyvažování

ABSTRACT

The purpose of this thesis is determinate the forces in crankshaft mechanism acting on new design engine from company Zetor, assessment of the state of balance, design modifications balancing units, calculation of modal analysis, stress analysis and strain control. The content of the work is the creation of technical documentation for the newly modified balancer shafts.

KEYWORDS

combustion engine, crankshaft, balancing shaft, balancing



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SVOBODA, R. Kontrola vyvážení klikového mechanismu maloobjemového traktorového motoru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 59 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Radima Dundálka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2013

.....

Radim Svoboda



PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval Ing. Radimu Dundálkovi, Ph.D. za vedení mé diplomové práce. Dále bych také poděkoval ostatním pracovníkům vývojového centra firmy ZEROT TRACTORS a.s. za ochotu, vstřícnost a užitečné rady při konzultacích.



OBSAH

Úvod	10
1 Seznámení s problematikou.....	11
2 Kinematika klikového mechanismu	13
2.1 Zadané parametry motoru	13
2.2 Dráha pístu	14
2.3 Rychlost pístu	15
2.4 Zrychlení pístu	16
3 Síly v klikovém ústrojí	17
3.1 Redukce hmotností ojnice.....	18
3.2 Síly působící na píst.....	19
3.2.1 Boční síla působící na píst.....	21
3.3 Síly a točivý moment působící na ojnicím čepu	22
4 Kontrola vyvážení motoru	25
4.1 Setrvačné síly a momenty rotujících částí	25
4.2 Setrvačné síly a momenty posuvných částí I. řádu	26
4.3 Setrvační síly a momenty posuvných částí II. řádu	27
4.4 Vyvážení motoru s použitím stávajících vyvažovacích jednotek	29
5 Návrh úpravy vyvažovacích jednotek	31
5.1 Úprava vyvažovací jednotky varianta 1.....	31
5.2 Úprava vyvažovací jednotky varianta 2.....	32
6 Modální analýza	34
6.1 Výsledky modální analýzy pro variantu 1	35
6.2 Výsledky modální analýzy pro variantu 2	37
6.3 Rezonanční otáčky	39
7 Napjatostní a deformační analýza.....	41
7.1 Vstupní parametry.....	41
7.2 Uchycení a zatížení hřídele	42
7.3 Generování konečno prvkové sítě.....	43
7.4 Výsledky pro Variantu 1	44
7.4.1 Výsledky napjatostní analýzy pro Variantu 1.....	44
7.4.2 Výsledky deformační analýzy pro Variantu 1	45
7.5 Výsledky pro Variantu 2.....	46
7.5.1 Výsledky napjatostní analýzy pro Variantu 2.....	46
7.5.2 Výsledky deformační analýzy pro Variantu 2	48
8 Kontrola uložení vyvažovacích hřídelů.....	49



Závěr	51
Seznam použitých zkratk a symbolů	53
Seznam obrázků.....	56
Seznam tabulek.....	58
Seznam příloh	59



ÚVOD

Moje diplomová práce spočívá v návrhu úpravy stávajících vyvažovacích hřídelů na motoru firmy Zetor, navrhovaném do traktoru menších rozměrů. Hlavní myšlenka spočívá v použití většiny prvků klikového ústrojí a součástí motoru z předešlého konstrukčního uspořádání. Firma Zetor se rozhodla jít cestou snižování zdvihového objemu za použití většího stupně přeplňování.

V první části práce nalezneme pojednání o dané problematice a bližší seznámení s konstrukčním provedením daného motoru. Je proveden rozbor kinematiky a dynamiky použitého klikového ústrojí, následné zhodnocení vyvážení za použití současného konstrukčního řešení vyvažovacích hřídelů. Pro použití v novém motoru je navržena úprava vyvažovacích jednotek, aby zabezpečila nejlepší možné vyvážení setrvačných sil od posuvných částí druhého řádu. Takto upravené hřídele jsou následně kontrolovány pomocí deformační a napěťové analýzy, je provedena modální analýza kvůli zjištění vlastních frekvencí torzního kmitání a kontrola uložení hřídelů.



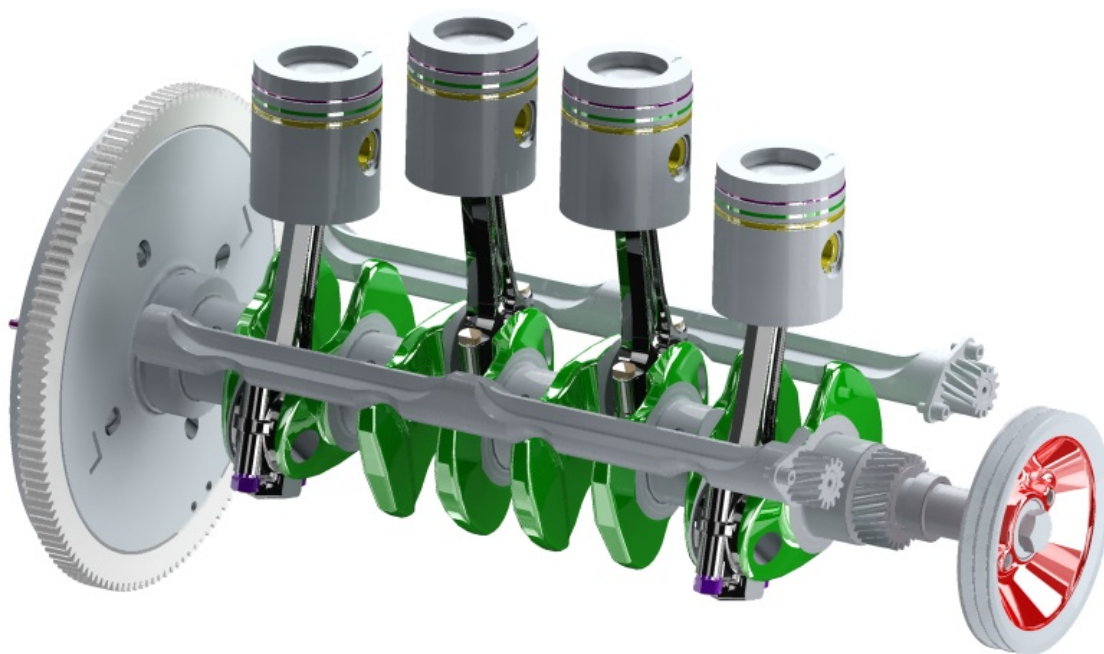
1 SEZNÁMENÍ S PROBLEMATIKOU

Vyvažováním spalovacích motorů se rozumí snížení, nebo celkové odstranění setrvačných sil a od nich vzniklým momentů. V současné době je nedílnou součástí návrhu každého motoru. Eliminaci, případně redukci těchto sil a momentů, které jsou podmíněny způsobem funkce pístového spalovacího motoru, je možné provést třemi základními způsoby:

- zvolit vhodné uspořádání motoru, aby se setrvačné síly a momenty navzájem vyrušily
- vhodně umístit vývažky na klikový hřídel
- použít jeden nebo více vyvažovacích hřídelů

Vyvážený motor se vyznačuje plynulým chodem bez nadměrných vibrací. Jak už bylo zmíněno, vhodnou konstrukcí a uspořádáním klikové hřídele lze částečně odstranit některé nežádoucí síly a tím dosáhnout lepších vlastností motoru.

Zadaná pohonná jednotka je čtyřdobý zážehový motor opatřen čtyřmi válci s úhlem rozevření klikové hřídele 180° . Díky této skutečnosti jsou optimálně vyváženy setrvačné síly posuvných částí I. řádu a od nich vzniklé momenty, působící jednou za otáčku motoru. Setrvačné síly od posuvných částí II. řádu již tato vhodně zvolená koncepce neeliminuje, protože je použito dvojice protiběžných vyvažovacích jednotek, poháněných od klikové hřídele ozubenými koly. Uspořádání zadaného klikového mechanismu je patrné z Obr. 1.

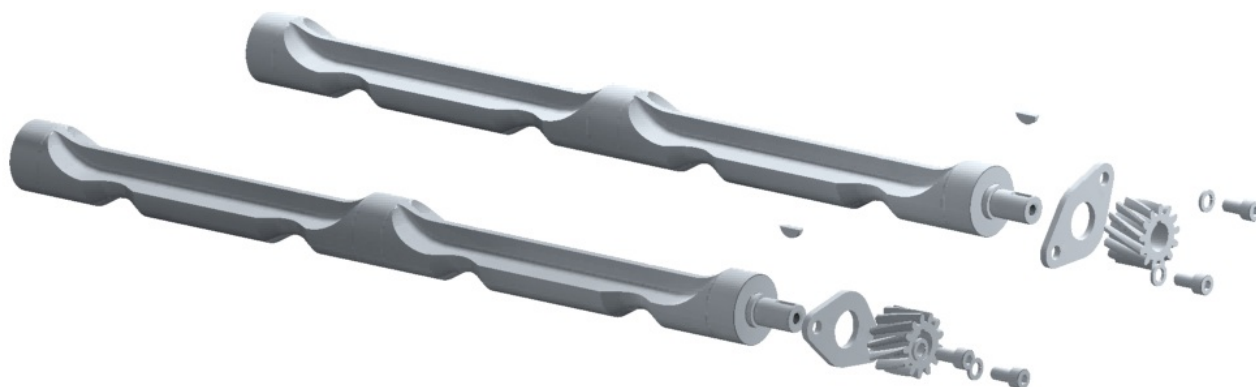


Obr. 1 Schéma klikového mechanismu zadaného traktorového motoru

Klikové ústrojí se skládá ze samotného klikového hřídele, ojníc a pístních skupin, setrvačníku, řemenice a vyvažovacích jednotek. Některé z těchto komponent jsou použity ze staršího typu motoru unifikované řady III kvůli zjednodušení a snížení nákladů na výrobu nového typu motoru. Vyvažovací hřídele se tedy musí upravit pro nový typ motoru ovšem se



zachováním montážních a připojovacích rozměrů. Mezi klikovou hřídelí a vyvažovacími jednotkami je stálý převod pomocí ozubených kol s převodovým poměrem 0,5. To zabezpečuje dvojnásobné otáčky obou jednotek vůči klikové hřídeli. Na obrázku 2 je patrná poloha vyvažovacích jednotek a dílů, z kterých se skládají.



Obr. 2 Dvojice vyvažovacích hřídelů

V tabulce můžeme vidět srovnání některých vybraným parametrů nového a starého motoru Zetor.

Tab. 1 Porovnání parametrů obou motorů

Parametr	Nový motor	Starý motor
Počet válců	4 [-]	4 [-]
Vrtání válce	100 [mm]	105 [mm]
Zdvih válce	114 [mm]	120 [mm]
Výkon motoru	74 kW/2200 min ⁻¹	95 kW/2200 min ⁻¹
Objem motoru	3581 [cm ³]	4156 [cm ³]

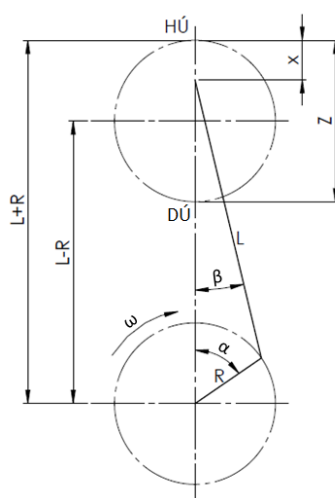
Z tabulky je patrné, že firma Zetor se rozhodla jít cestou down-sizingu, což je zmenšování zdvihového objemu při zachování, nebo mírném snížení výkonových charakteristik, za pomoci zvýšení stupně přeplňování. Takový motor potom většinou dosahuje zlepšení emisních norem a snížení spotřeby paliva.

2 KINEMATIKA KLIKOVÉHO MECHANISMU

Základní kinematické veličiny dráha, rychlost a zrychlení pístu jsou nezbytnou součástí následného výpočtu sil v klikovém ústrojí. Veličiny jsou stanoveny v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele.

Píst použitý v zadaném motoru má excentricky uložený pístní čep. Tato skutečnost pomáhá zmenšovat boční sílu na píst v horní úvrati a tím snižuje hlučnost celého motoru. Excentricita se v tomto případě rovná hodnotě 0,5mm, což na boční sílu nemá velký vliv a pro další výpočty jsem se ji, po konzultaci s vedoucím diplomové práce, rozhodl zanedbat.

Všechny vztahy použité k výpočtu kinematiky klikového ústrojí jsou dle zdroje [1], [2].



Obr. 3 Schéma klikového ústrojí

2.1 ZADANÉ PARAMETRY MOTORU

Od firmy Zetor jsem dostal k dispozici modely celého klikového ústrojí patrného z Obr. 1. Dále jsem obdržel výsledky měření, z kterých byl následně sestrojen indikátorový diagram motoru p-α. V Tab. 2 jsou vypsány konkrétní parametry zadaného motoru.

Tab. 2 Vybrané parametry zadaného motoru

Parametr	Symbol	Hodnota
Výkon motoru	P_e	74kW / 2200 min ⁻¹
Počet válců	i	4 [-]
Taktnost motoru	τ	0,5 [-]
Vrtání	D	100 [mm]
Zdvih	Z	105 [mm]
Objem motoru	V_Z	3581 [cm ³]
Poloměr kliky	R	57 [mm]
Délka ojnice	L	220 [mm]
Kompresní poměr	ϵ_K	17,8 [-]



2.2 DRÁHA PÍSTU

Dráhu pístu v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele určíme vztahem:

$$x = R \cdot \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{1}{4} \cdot \lambda_K \cdot (1 - \cos 2\alpha) \right] [m], \quad (1)$$

kde R [m] je poloměr kliky, α [°] je úhel natočení klikového hřídele a λ_K [-] je klikový poměr který se určí ze vztahu:

$$\lambda_K = \frac{R}{L} [-], \quad (2)$$

kde L [m] je délka ojnice.

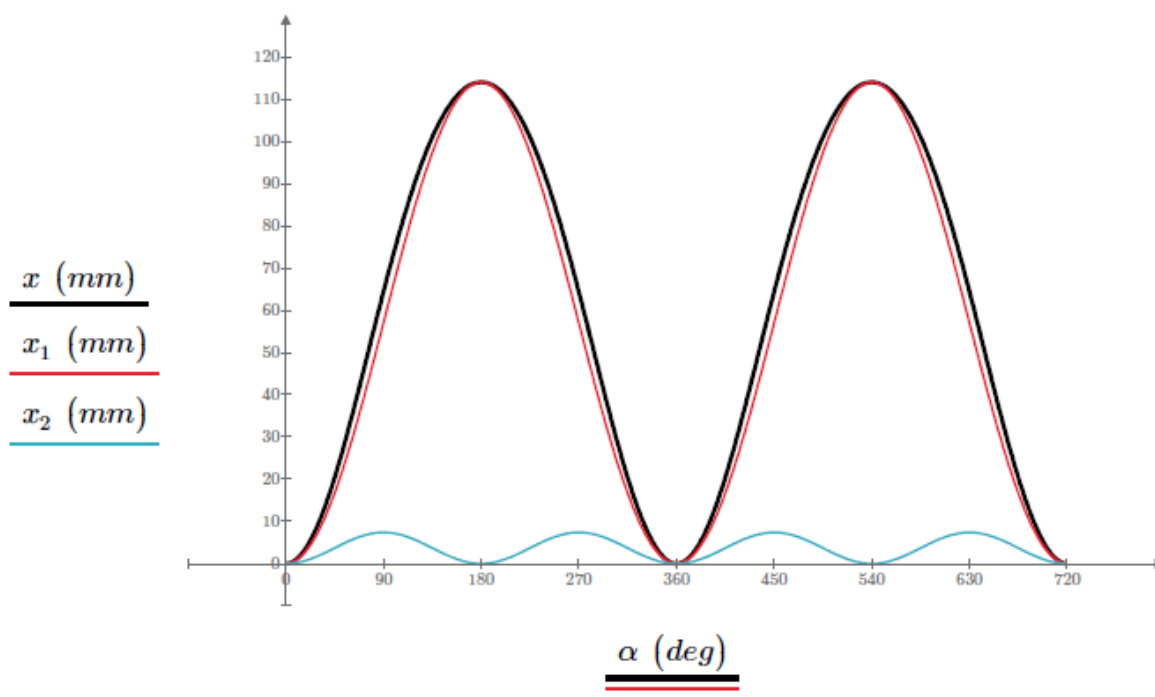
První harmonická složka dráhy pístu bude:

$$x_1 = R \cdot (1 - \cos \alpha) [m], \quad (3)$$

druhá harmonická složka dráhy:

$$x_2 = R \cdot \frac{1}{4} \cdot \lambda_K \cdot (1 - \cos 2\alpha) [m]. \quad (4)$$

Na Obr. 3 můžeme v grafu vidět závislost dráhy pístu a jejích složek na úhlu natočení klikového hřídele.



Obr. 4 Dráha pístu



2.3 RYCHLOST PÍSTU

Rychlost pístu získáme derivací vztahu pro dráhu pístu (1) podle času t :

$$v = R \cdot \omega \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\lambda_K}{2} \cdot \sin 2\alpha \right) [m \cdot s^{-1}], \quad (5)$$

kde $\omega [rad \cdot s^{-1}]$ je úhlová rychlost klikové hřídele a určí se ze vztahu:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n [rad \cdot s^{-1}], \quad (6)$$

kde $n [s^{-1}]$ odpovídá otáčkám klikové hřídele při maximálním výkonu motoru.

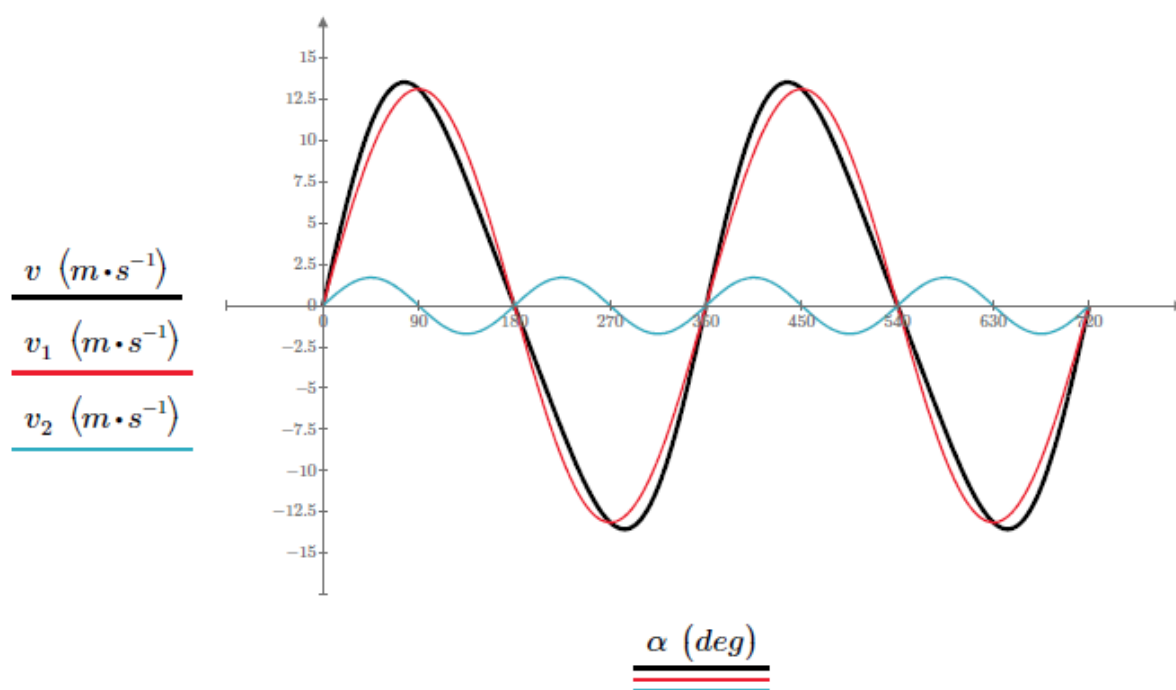
První harmonická složka rychlosti pístu:

$$v_1 = R \cdot \omega \cdot \sin \alpha [m \cdot s^{-1}], \quad (7)$$

druhá harmonická složka rychlosti:

$$v_2 = R \cdot \omega \cdot \frac{\lambda_K}{2} \cdot \sin 2\alpha [m \cdot s^{-1}]. \quad (8)$$

V grafu je opět zřejmá závislost rychlosti pístu na úhlu natočení klikové hřídele:



Obr. 5 Rychlost pístu



2.4 ZRYCHLENÍ PÍSTU

Zrychlení pístu dostaneme derivací vztahu pro rychlost podle času t pak:

$$a = R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda_K \cdot \cos 2\alpha) [m \cdot s^{-2}], \quad (9)$$

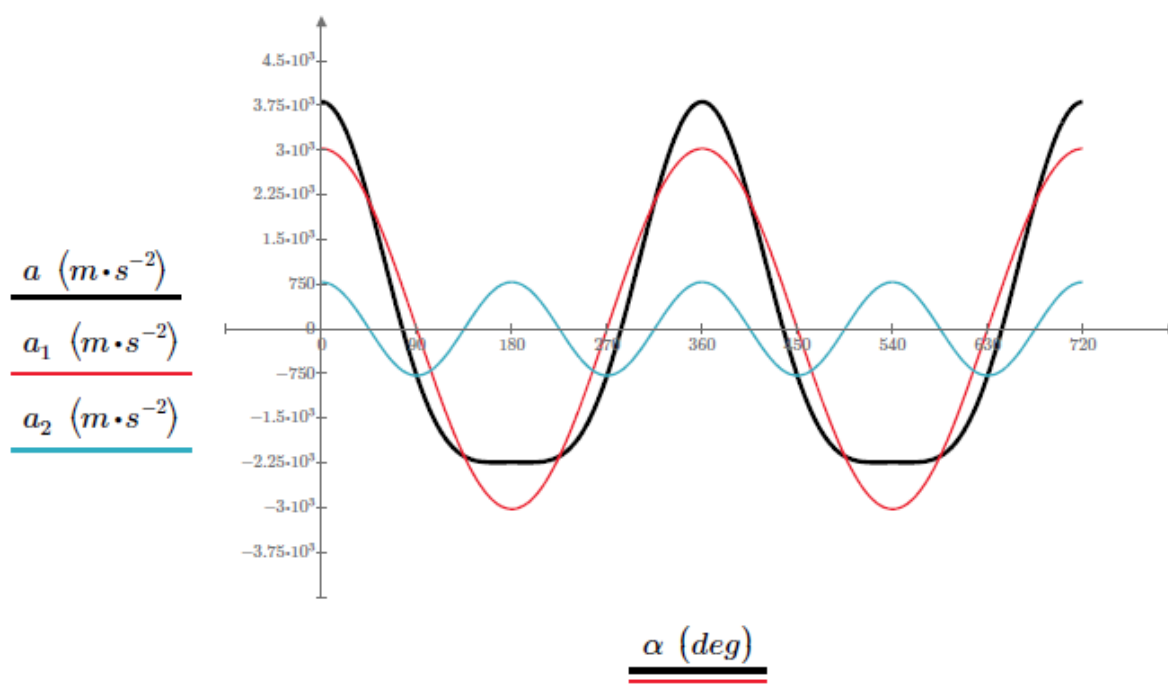
analogicky jako u předchozích kinematických veličin bude první harmonická složka zrychlení:

$$a = R \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha [m \cdot s^{-2}], \quad (10)$$

druhá složka zrychlení pístu:

$$a = R \cdot \omega^2 \cdot \lambda_K \cdot \cos 2\alpha [m \cdot s^{-2}], \quad (11)$$

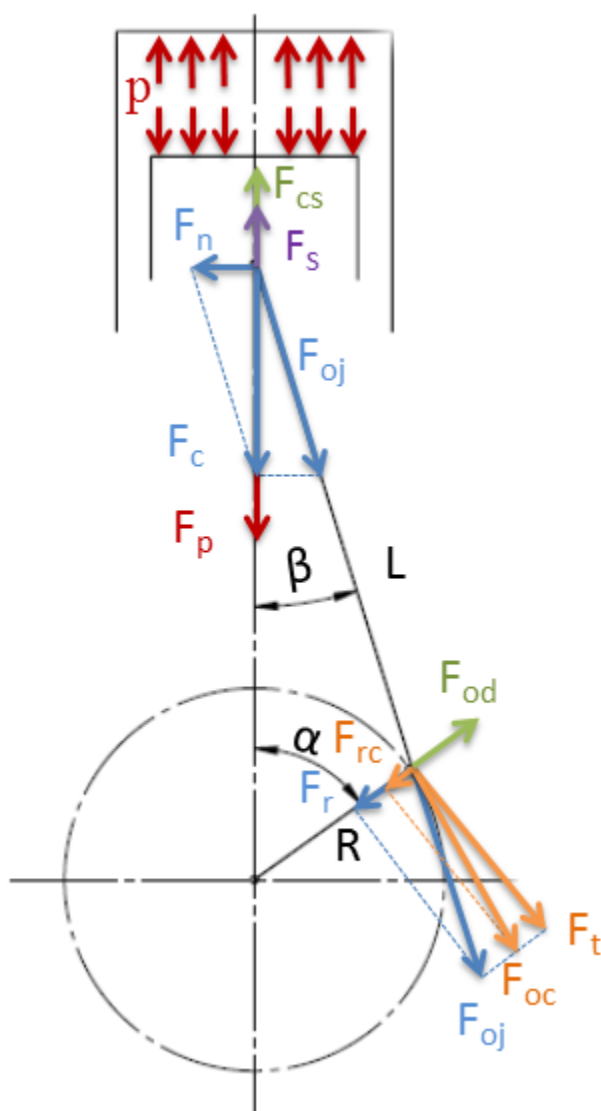
Celková závislost zrychlení pístu a jeho složek na úhlu natočení klikového hřídele je zobrazena v obrázku 5.



Obr. 6 Zrychlení pístu

3 SÍLY V KLIKOVÉM ÚSTROJÍ

Síly vyvolané tlakem plynů na píst jsou ojnicí přenášeny na klikový hřídel. V klikovém ústrojí působí ovšem ještě setrvačné síly, které toto ústrojí přenáší na pevné části motoru. V motoru působí dále síly třecí a síly vznikající torzním, ohybovým a prostorovým kmitáním. Pro pevnostní výpočty konstrukčních částí motoru i pro jízdní komfort mají největší význam síly tlaku plynů a síly setrvačné. Vzhledem k tomu, že tlak plynů ve válci a zrychlení jednotlivých částí motoru se mění periodicky v závislosti na otáčení klikové hřídele, jsou síly tlaků plynů a setrvačné síly periodickým funkcemi času respektive úhlu natočení klikové hřídele. [3]



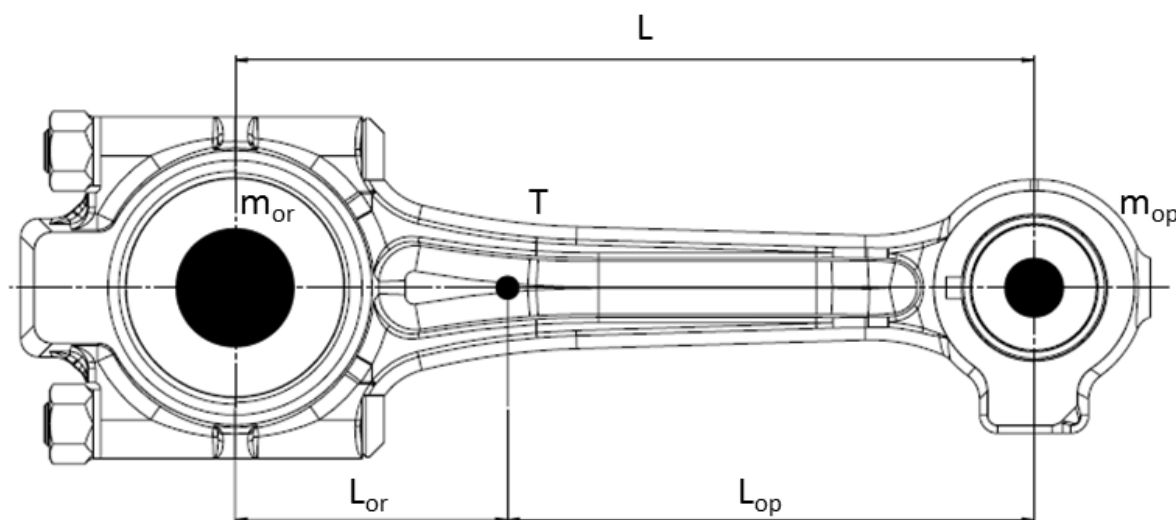
Obr. 7 Schéma sil působících v klikovém mechanismu



3.1 REDUKCE HMOTNOSTÍ OJNICE

Setrvačné hmotnosti ojnice, která vykonává složitý kývavý a posuvný pohyb, se dělí na část s pohybem posuvným a na část s pohybem rotačním. Náhradní model ojnice je sestaven ze dvou hmotných bodů, z nichž jeden je umístěn v ose pístního čepu, pro hmoty posuvné a druhý v ose ojnicního čepu pro hmoty rotující.[4]

Tuto redukci sil můžeme provést buď na základě analytického řešení pomocí náhradní soustavy, nebo tzv. metodou odkývání, při které ovšem musíme mít k dispozici skutečnou ojnici. Na základě dostupných dat jsem provedl analytický výpočet dle schématu na Obr.8.



Obr. 8 Náhradní schéma hmotných bodů ojnice

Aby mohla být uvažována ekvivalence se skutečnou ojnici, musí tato dvou-hmotová náhradní soustava splňovat tři základní požadavky:

$$m_{op} + m_{or} = m_o \text{ [kg]}, \quad (12)$$

$$m_{or} \cdot L_{or} = m_{op} \cdot L_{op} \text{ [N} \cdot \text{m]}, \quad (13)$$

$$m_{or} \cdot L_{or}^2 + m_{op} \cdot L_{op}^2 = I_0 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2], \quad (14)$$

kde I_0 [kg·m²] je hmotnostní moment setrvačnosti ojnice, m_{or} [kg] je hmotnost rotačních částí ojnice a m_{op} [kg] je hmotnost posuvných částí ojnice. Význam zbylých veličin je patrný z obrázku 8.

Po odečtení potřebných veličin z 3D modelu jsem vypočítal hmotnosti dle vztahů:

$$m_{op} = m_o \cdot \frac{L_r}{L} \text{ [kg]} \quad (15)$$

$$m_{or} = m_o \cdot \frac{L_p}{L} \text{ [kg]} \quad (16)$$



3.2 SÍLY PŮSOBÍCÍ NA PÍST

Primární síla vzniká od tlaku plynů ve spalovacím prostoru, působí na stěny válce a dno pístu. Ve směru osy pístu a je definována vztahem:

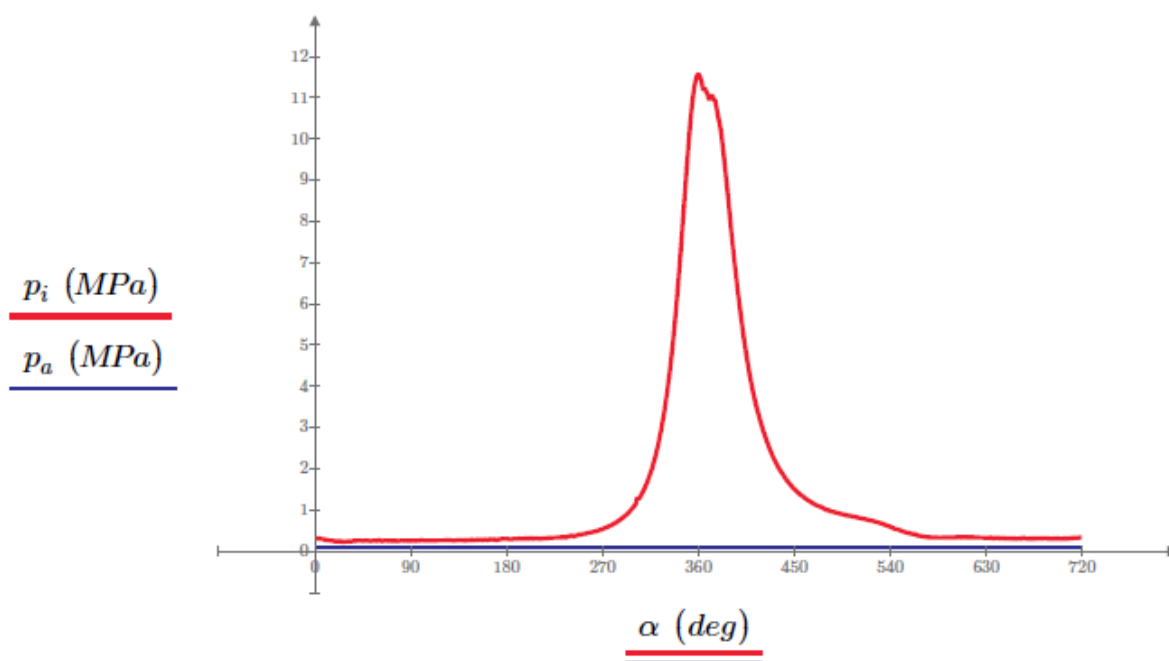
$$F_p = S_p \cdot (p - p_a) [N], \quad (17)$$

kde p [MPa] je tlak ve spalovacím prostoru, p_a [MPa] je atmosférický tlak a plocha dna pístu S_p [mm²] je dána vztahem:

$$S_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} [mm^2], \quad (18)$$

kde D [mm] je vrtání válce.

Tlak ve válci p jsem získal z dat obdržených od vedoucího diplomové práce a následně jsem zkonstruoval indikátorový diagram p - α , který znázorňuje tlak ve válci v závislosti na natočení klikového hřídele. V grafu je také zobrazena hodnota výpočtového atmosférického tlaku p_a .



Obr. 9 Indikátorový p - α diagram zadaného motoru

Pro vykreslení p - V diagramu spalovacího motoru je potřeba vypočítat objem ve spalovacím prostoru měnící se v závislosti na natočení klikového hřídele. Tento objem jsem určil dle vztahu:

$$V_i = V_K \cdot S_p \cdot x [cm^3], \quad (19)$$

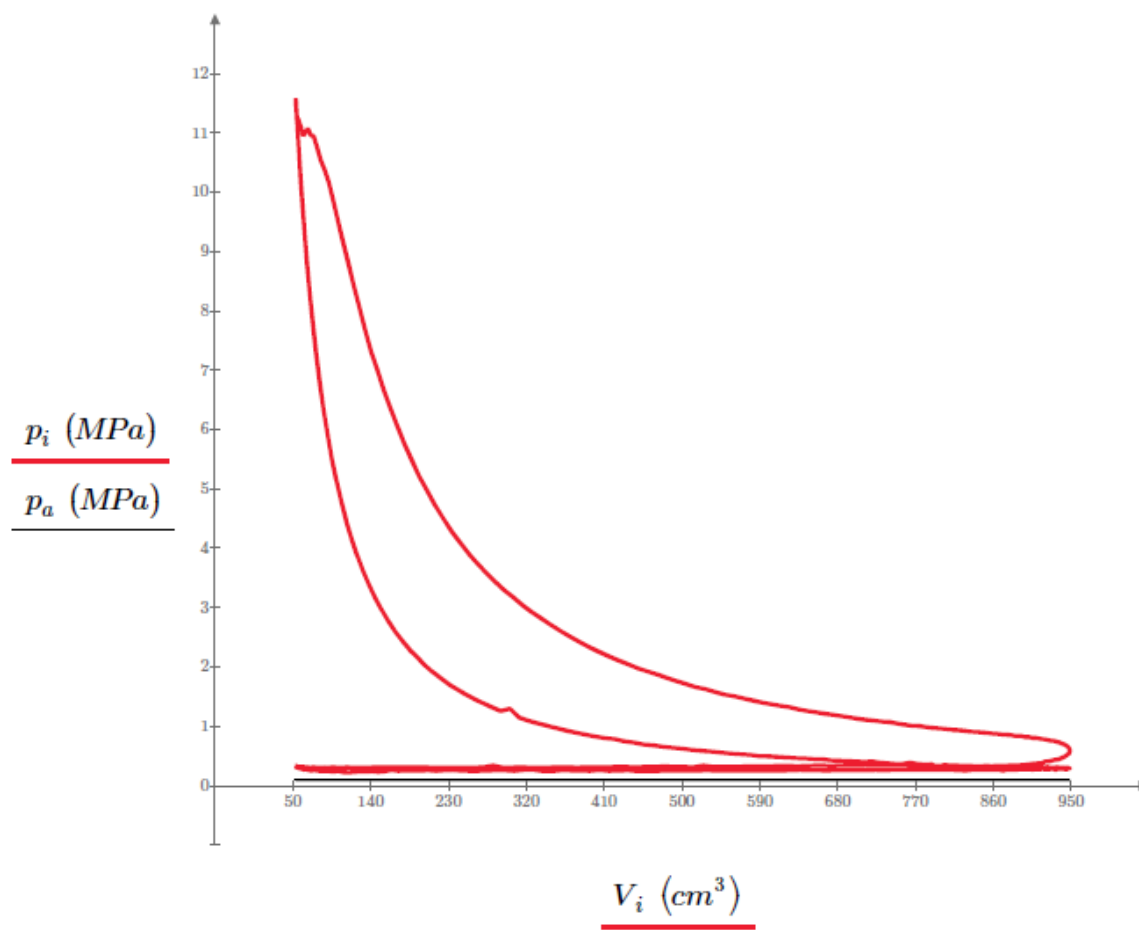
kde S_p [mm²] je plocha dna pístu, x [mm] je dráha pístu vypočtená v kapitole kinematiky klikového ústrojí a V_K je kompresní objem daného motoru, který se spočítá ze vztahu:



$$V_K = \frac{V_Z}{\varepsilon_K - 1} [cm^3], \quad (20)$$

kde $V_Z [cm^3]$ je zdvihový objem motoru a ε_K je kompresní poměr.

No Obr. 8 je znázorněn indikátorový diagram motoru, kde můžeme vidět závislost tlaku ve spalovacím prostoru na zdvihovém objemu motoru.



Obr. 10 p-V diagram zadaného motoru

Další síla působící přímo na píst spalovacího motoru je setrvačná síla od hmotnosti pístní skupiny a je dána vztahem:

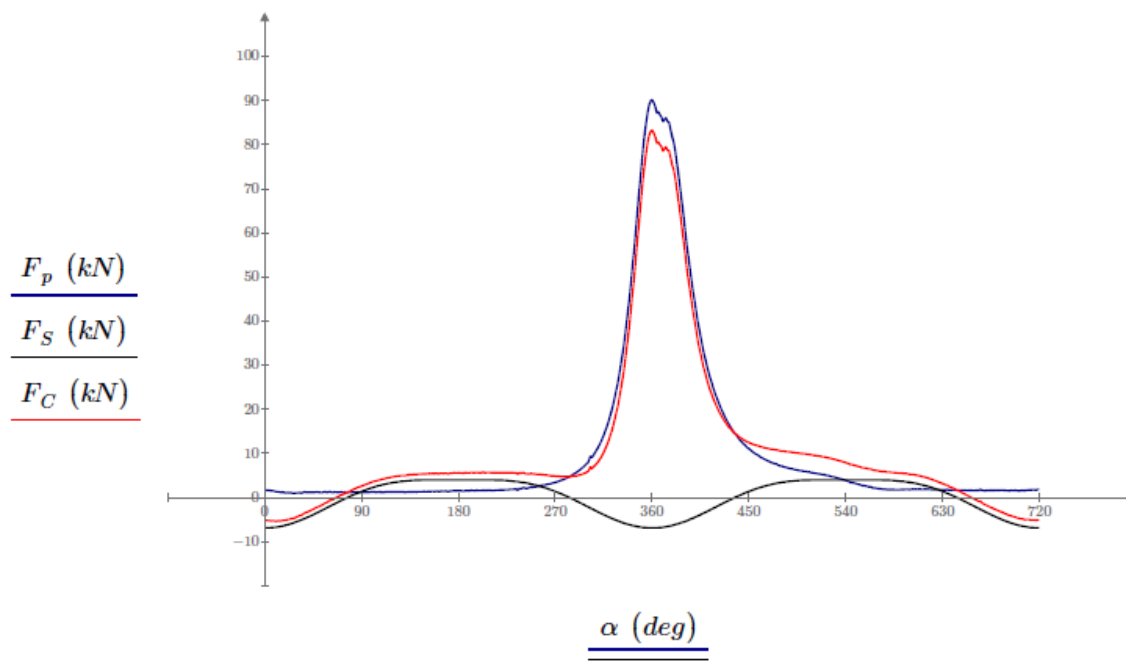
$$F_S = -m_{psk} \cdot a [N], \quad (21)$$

kde $m_{psk} [kg]$ je hmotnost pístní skupiny se znamínkem mínus právě proto, že je při horní úvratí, kdy je její hodnota teoreticky největší, uvažována jako působící v opačném smyslu než síla od tluků plynů. Další veličina $a [m \cdot s^{-2}]$ je zrychlení pístu v závislosti na natočení klikového hřídele.

Výsledná síla na píst, působící v ose válce, potom bude rovna součtu těchto sil:

$$F_C = F_p + F_S [N]. \quad (22)$$

V grafu můžeme vidět porovnání těchto sil.



Obr. 11 Síly působící na píst

3.2.1 BOČNÍ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA PÍST

Jak už bylo dříve zmíněno, při výpočtu kinematiky klikového mechanismu jsem zanedbal vyosení pístního čepu, které by mělo snižovat hodnotu boční síly na píst a tím i hluk způsobený v horní úvrati. Tato síla nemá vliv na vyvažování motoru a návrh úpravy vyvažovacích jednotek. Její hodnota se určí dle vztahu:

$$F_n = F_{oj} \cdot \sin(\beta) [N], \quad (23)$$

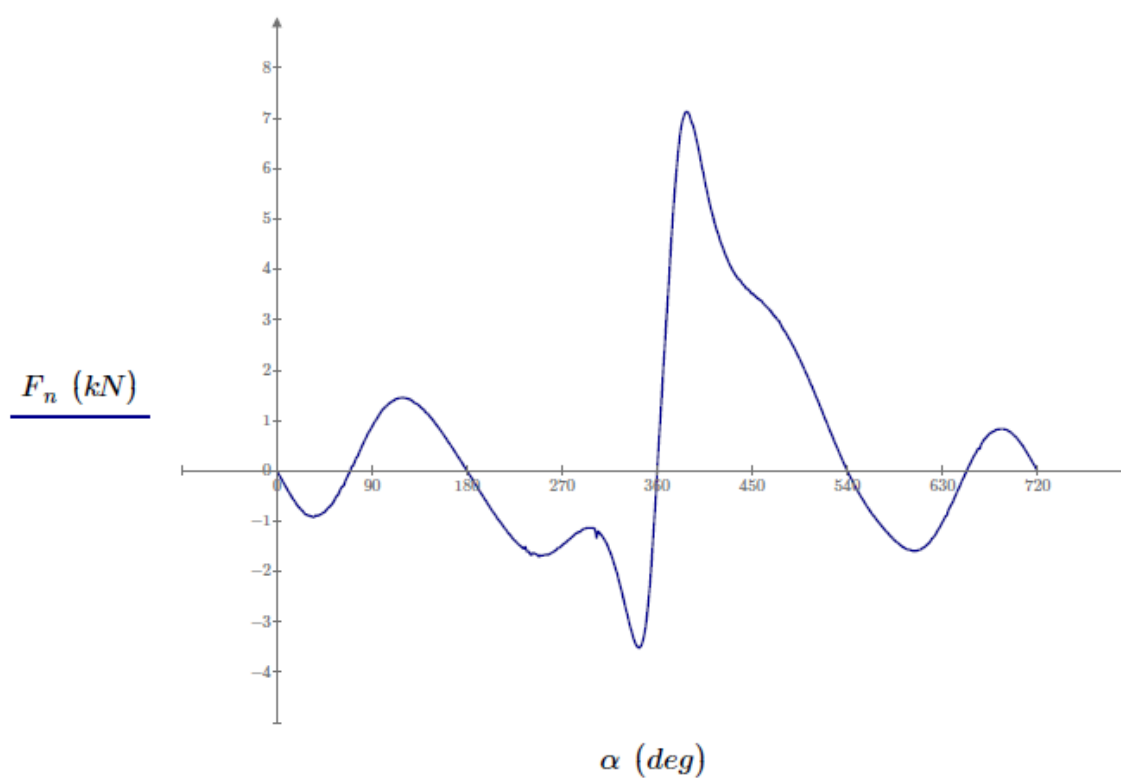
kde F_{oj} [N] je celková síla působící v ose ojnice a β [°] je úhel odklonu ojnice patrný z obrázku 7. Síla v ose ojnice se určí ze vztahu:

$$F_{oj} = \frac{F_{CS} + F_p}{\cos \beta} [N], \quad (24)$$

kde F_{CS} [N] je celková síla působící v ose ojnice a je definována vztahem:

$$F_{CS} = -(m_{psk} + m_{op}) \cdot a [N]. \quad (25)$$

V grafu se nachází závislost boční síly na píst a úhlu natočení klikového hřídele.



Obr. 12 Boční síla na píst

3.3 SÍLY A TOČIVÝ MOMENT PŮSOBÍCÍ NA OJNÍČNÍM ČEPU

Jak je patrné ze schématu působení sil v klikovém mechanismu na Obr. 7, síla působící v ose ojnice se přenáší na ojniční čep klikového hřídele, kde se rozkládá na sílu radiální:

$$F_r = (-F_{oj}) \cdot \cos(\alpha + \beta) [N], \quad (26)$$

jejíž záporné znaménko naznačuje smysl působení do středu rotace klikového hřídele a sílu tangenciální:

$$F_t = F_{oj} \cdot \sin(\alpha + \beta) [N]. \quad (27)$$

Celková síla působící kolmo na osu klikového čepu je rovna součtu síly F_r a odstředivé síly od redukované rotační hmotnosti ojnice, která je dána vztahem:

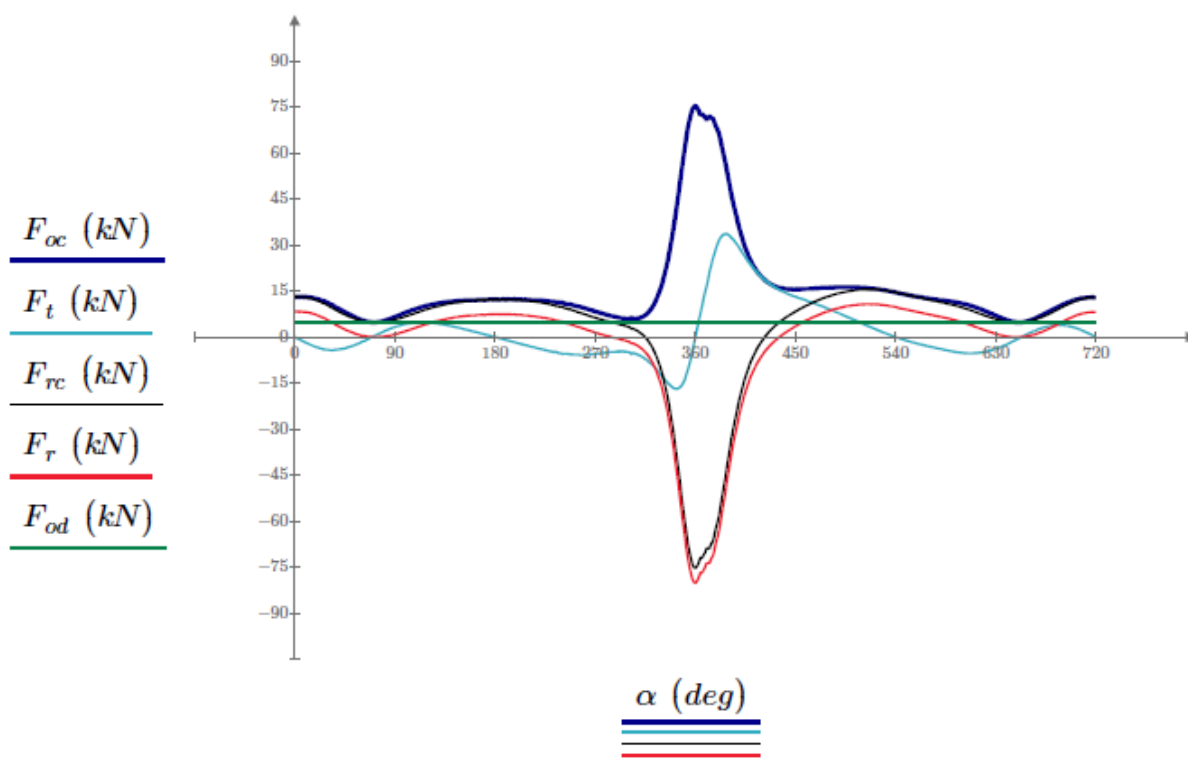
$$F_{od} = m_{or} \cdot R \cdot \omega^2 [N], \quad (28)$$

potom tedy celková radiální síla je:

$$F_{rc} = F_r + F_{od} [N]. \quad (29)$$

Celková síla $F_{oc} [N]$ působící v ojničním čepu klikového hřídele je rovna:

$$F_{oc} = \sqrt{F_{rc}^2 + F_t^2} [N]. \quad (30)$$

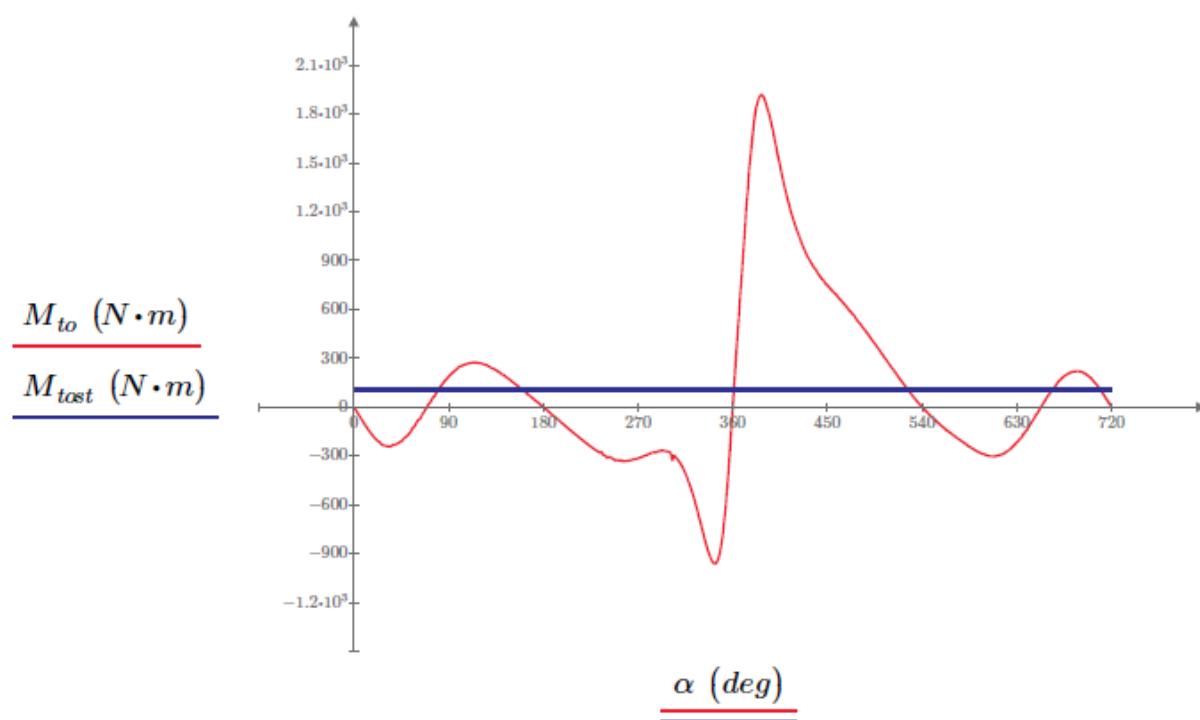


Obr. 13 Síly působící na ojniční čep

Tangenciální síla F_t [N] působí na rameni klikové hřídele R [mm] a vytváří točivý moment motoru M_{to} [N·m] který je určen ze vztahu:

$$M_{to} = F_t \cdot R \text{ [N} \cdot \text{m]}. \quad (31)$$

Průběh tohoto momentu v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele můžeme vidět na obrázku 14. Graf je doplněn o střední hodnotu průběhu momentu $M_{to\text{st}}$ [N·m].



Obr. 14 Průběh točivého momentu

4 KONTROLA VYVÁŽENÍ MOTORU

Konstrukce a výroba každého pístového stroje, a tedy i čtyřdobého naftového motoru, jsou spojeny s důležitým úkolem vyvážit jeho klikové ústrojí. [2]

Výsledný účinek motoru na okolí se rovná výslednici setrvačných sil i momentů všech pohybujících se hmot uvnitř motoru, tj. sil a momentů, které nejsou vnitřně vyrovnané. Tyto síly vznikají jednak z důvodu funkčních – pohybem klikového ústrojí, jednak vlivem výrobních nepřesností, nestejnoměrností materiálu nebo nesouměrností deformace součástí v provozu. Nepříznivé účinky nevyvážených sil se odstraňují, nebo alespoň zmenšují, konstrukčním vyvažováním klikového hřídele. [2]

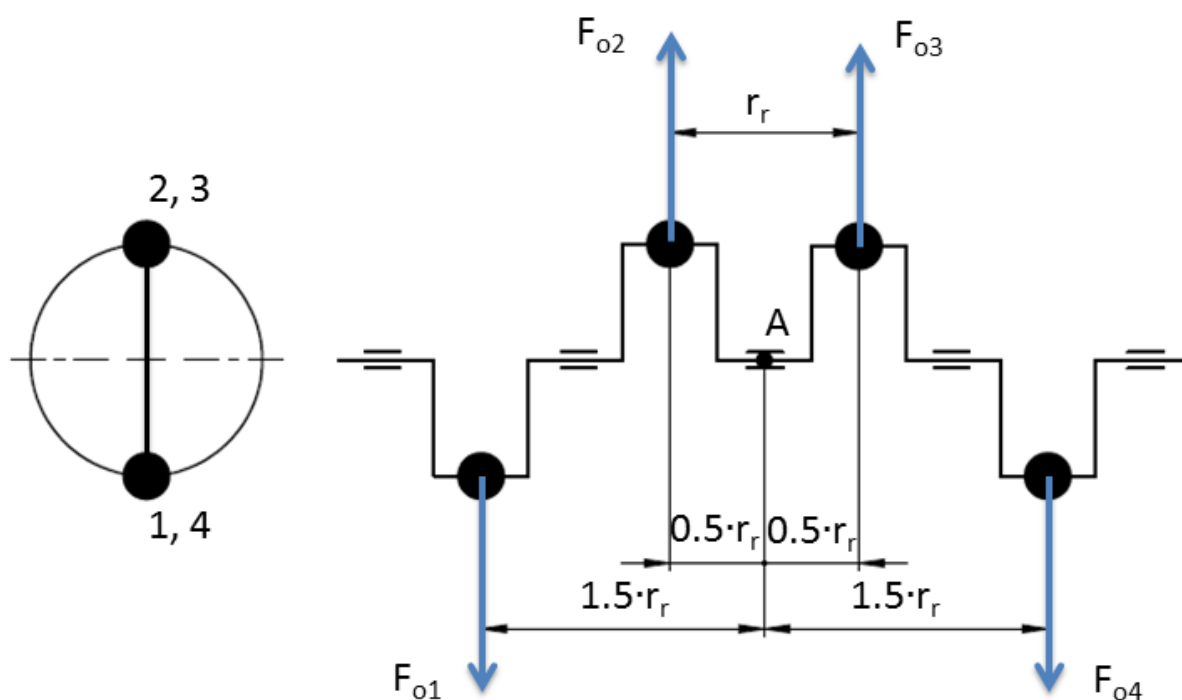
Při dalším výpočtu vyvažování se vychází z těchto zjednodušujících předpokladů [2]:

- tvar a rozměry částí klikového mechanismu jsou přesně dodrženy,
- stejnojmenné hmotnosti jednotlivých částí klikového hřídele jsou shodné,
- klikový mechanismus je absolutně tuhý,
- tíhové zrychlení a třecí síly se zanedbávají.

Obecně se výslednice sil mohou určit grafickým součtem vektorů nebo početně. Pro názornost jsem zvolil grafickou metodu součtu vektorů, ale ve výpočtové části přílohy je doložen i analytický výpočet výsledné hodnoty sil.

4.1 SETRVAČNÉ SÍLY A MOMENTY ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

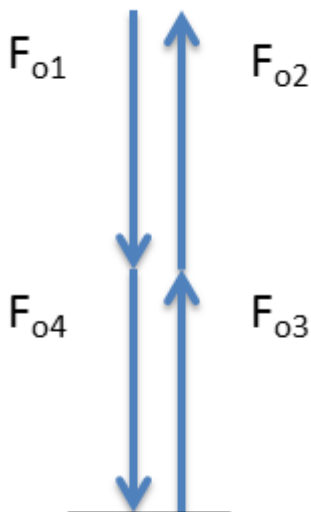
Setrvačnou sílu od rotujících částí ovlivňují hmoty rotačních částí ojnice a zalomení klikového hřídele. Síla působí ve směru klikového ramene a její smysl směřuje od středu rotace klikového hřídele.



Obr. 15 Grafické znázornění působení setrvačných sil od rotujících částí



Z obrázku je patrné rozložení setrvačných sil od rotujících částí v klikovém mechanismu. Jednoduchým grafickým součtem zjistíme že výslednice těchto vektorů je nulová.



Obr. 16 Grafické vyjádření výslednice setrvačných sil od rotačních částí

Jednotlivá zalomení klikového hřídele jsou vůči sobě posunutá o hodnotu r_r [mm], to tvoří rameno pro vznik ohybového momentu. Výsledný ohybový moment od setrvačných sil rotačních částí počítaný k myšlenému bodu A je nulový. Bod A je zaznačen na Obr 15. a leží mezi druhým a třetím ramenem klikového hřídele.

$$F_o = \sum_{i=1}^4 F_{oi} = 0 \text{ [N]}, \quad (32)$$

$$M_o = \sum_{i=1}^4 M_{oi} = 0 \text{ [N} \cdot \text{m]}. \quad (33)$$

Z grafického součtu doloženého výpočtem vyplývá, že setrvačné síly rotačních částí jsou díky vhodně volenému uspořádání válců přirozeně vyváženy.

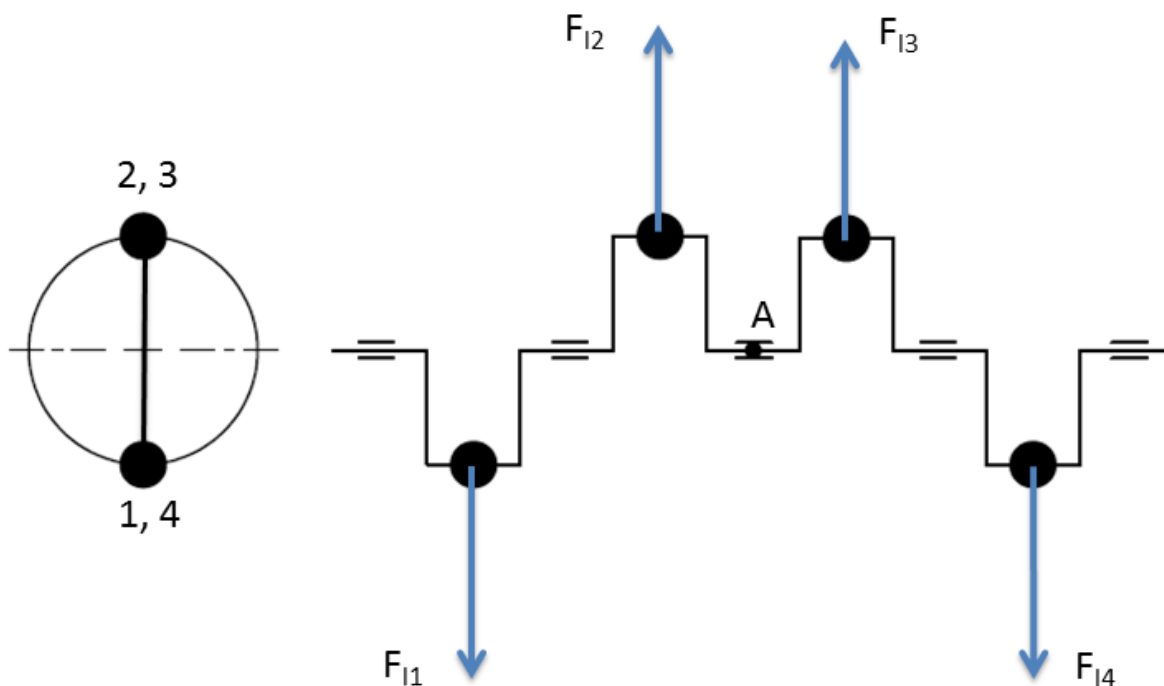
4.2 SETRVAČNÉ SÍLY A MOMENTY POSUVNÝCH ČÁSTÍ I. ŘÁDU

Tyto síly působí v ose každého z příslušných válců a jejich velikosti závisí na hmotnosti posuvných částí ojnice a hmotnosti pístní skupiny. Schéma působení těchto sil na klikový mechanismu, je prakticky stejné jako u sil vyvozených rotujícími částmi, proto musí být výslednice těchto sil nulová a výsledný moment, který tyto síly vyvozují k bodu A je také nulový.

$$F_I = \sum_{i=1}^4 F_{Ii} = 0 \text{ [N]}, \quad (34)$$

$$M_I = \sum_{i=1}^4 M_{I_i} = 0 [N \cdot m]. \quad (35)$$

Na Obr. 17 můžeme vidět rozložení sil od posuvných částí I. řádu. Pro přehlednost již nejsou uvedeny ramena jednotlivých sil k bodu A, ale jejich hodnoty se nezměnily.

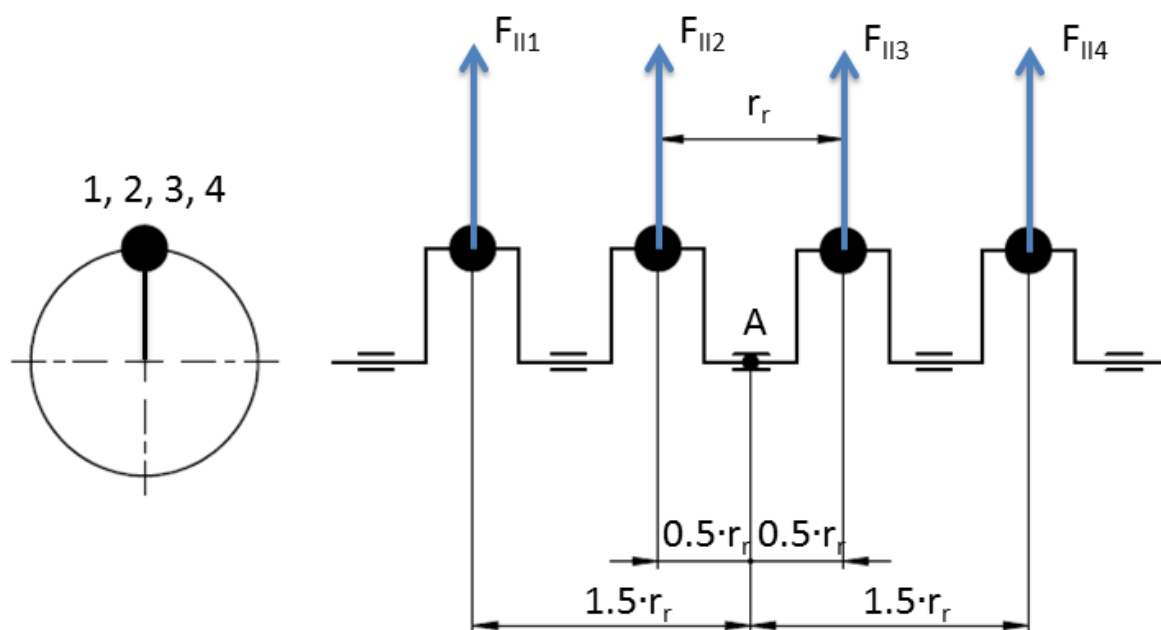


Obr. 17 Grafické znázornění působení sil posuvných částí I. řádu

4.3 SETRVAČNÍ SÍLY A MOMENTY POSUVNÝCH ČÁSTÍ II. ŘÁDU

U setrvačných sil posuvných částí druhého řádu postupujeme podobným způsobem jako u předchozích dvou případů, s tím rozdílem, že zdvojnásobíme úhly vzájemných poloh ramen klikového hřídele a vznikne tzv. fiktivní schéma klikového hřídele. Tento postup je definován tím, že síly II. řádu působí dvakrát za otáčku klikového hřídele.

Fiktivní schéma klikového hřídele a vektory působících sil můžeme vidět na obrázku 18.



Obr. 18 Grafické znázornění působení sil posuvných částí II. řádu

Výsledná hodnota součtu těchto sil je rovna:

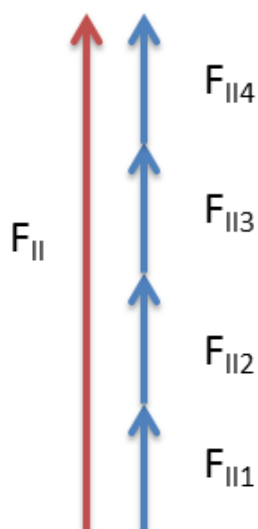
$$F_{II} = 2 \cdot \lambda_K \cdot m_p \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos(2\alpha) + 2 \cdot \lambda_K \cdot m_p \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos(2\alpha + 180) [N], \quad (36)$$

$$F_{II} = 8209.89 \text{ N}$$

kde m_p [kg] je hmotnost posuvných částí klikového mechanismu a definována jako:

$$m_p = m_{op} + m_{psk} [N]. \quad (37)$$

Pro kontrolu je na Obr 19. uveden grafický součet setrvačných sil posuvných částí II. řádu.



Obr. 19 Grafické vyjádření výslednice sil od posuvných částí II. řádu



Jak je patrné z obrázku 18, momenty od setrvačných sil posuvných částí II. řádu k bodu A se navzájem nulují. Tato skutečnost je doložena výpočtem v příloze 1. Pak tedy:

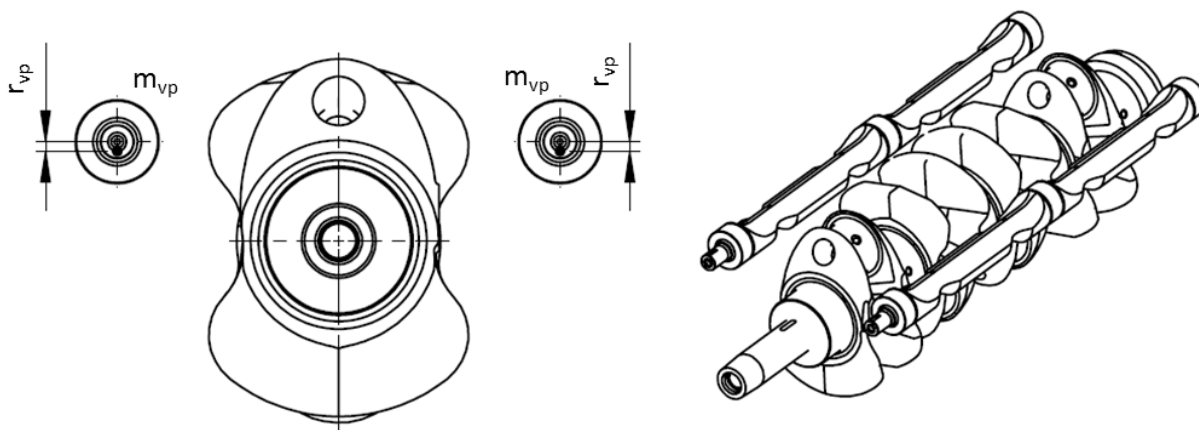
$$M_{II} = \sum_{i=1}^4 M_{II_i} = 0 [N \cdot m]. \quad (38)$$

Z výše uvedených výpočtů je patrné, že celková hodnota sil nutných k vyvážení je 8209.29 N.

4.4 VYVÁŽENÍ MOTORU S POUŽITÍM STÁVAJÍCÍCH VYVAŽOVACÍCH JEDNOTEK

Jak již bylo zmíněno, síly, které způsobují nevyváženost zadaného motoru, jsou redukovány dvojicí protiběžných vyvažovacích hřídelů poháněných od klikového hřídele, otáčející s dvojnásobnou úhlovou rychlostí.

Na obrázku můžeme vidět umístění dvojice vyvažovacích jednotek v závislosti na poloze klikového hřídele. Veličina r_{vp} [mm] vyjadřuje vzdálenost těžiště vyvažovacího hřídele od jeho osy otáčení a m_{vp} [kg] je jeho hmotnost důležitá při dalším výpočtu.



Obr. 20 Schéma vyvažovacích jednotek

K vyvážení příslušných sil vznikající chodem motoru musí platit rovnováha sil vzniklých na klikovém hřídeli a sil, které produkuje dvojice vyvažovacích hřídelů. Tedy:

$$F_{II} = 2 \cdot m_{vp} \cdot r_{vp} \cdot (2 \cdot \omega)^2 \cdot \cos 2\alpha \quad (39)$$

Vyvažovací jednotky jsou použité z předchozího typu motoru, který disponoval větším zdvihovým objemem. Předpoklad je, že síla, kterou vyvažovací jednotky produkují je větší, než výslednice sil posuvných částí II. řádu u nového motoru.

Hodnoty ramene těžiště r_{vp} a hmotnosti hřídelů m_{vp} jsem zjistil z modelů obdržených od vedoucího mé diplomové práce.

Na Obr 21. můžeme vidět model stávajícího vyvažovacího hřídele.



Obr. 21 Stávající vyvažovací hřídel

Vyvažovací hřídel je z materiálu 12 061.3, je to ušlechtilá uhlíková ocel zušlechtěná na 800 – 950 MPa. Hřídel je v klikové skříni uložena na třech ložiscích a povrchy pro montáž ložisek jsou izometricky kaleny. Hustota, parametr ovlivňující hmotnost, je pro daný materiál volena $7829 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$. V následujícím obrázku můžeme vidět tabulku potřebných informací k výpočtu, z programu Creo Parametric 2.0.

MASS = 4.2307419e+00 KILOGRAM

CENTER OF GRAVITY with respect to _78020001-11-VYVAZOVACI_HRIDEI coordinate frame:
 X Y Z 3.1265194e+02 0.0000000e+00 -5.0121380e+00 MM

Obr. 22 Hodnoty pro původní vyvažovací hřídel

Z obrázku vidíme, že hmotnost tohoto hřídele $m_{vp}=4.23 \text{ kg}$ a těžištní rameno r_{vp} je v tomto případě hodnota vzdálenosti těžiště v ose “z” tj. $r_{vp}=5.01 \text{ mm}$.

Po dosazení do vztahu (39) jsem zjistil, že dvojice původních vyvažovacích hřídelů produkuje setrvačné síly II. řádu o velikosti 9000N. **Z předchozího výpočtu je zřejmé, že tyto síly jsou větší než je potřeba a motor je v současné době vyvážen na 109.6%.** Tato skutečnost není příznivá a je potřeba upravit vyvažovací jednotky pro dosažení 100% vyvážení motoru.



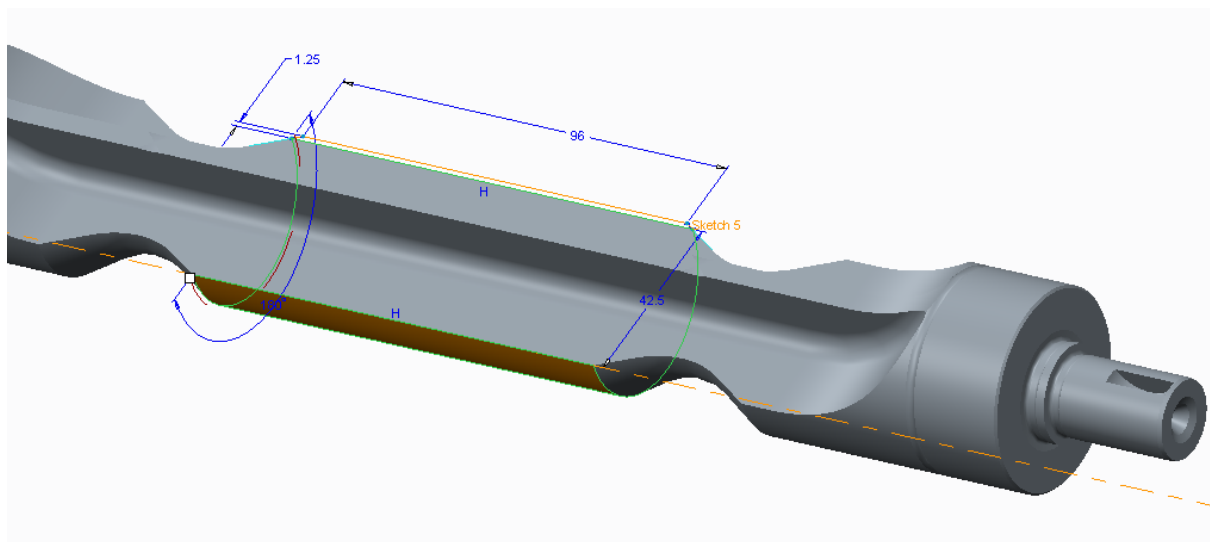
5 NÁVRH ÚPRAVY VYVAŽOVACÍCH JEDNOTEK

Při návrhu úprav stávajících vyvažovacích jednotek, jsem vycházel z předpokladu, že musím zachovat připojovací a montážní rozměry hřídelů a navržená úprava musí být jednoduchá a pokud možno lehce proveditelná. Pro porovnání a celkovou kontrolu jsem se rozhodl navrhnout dvě odlišné varianty. U obou těchto variant je však úprava na průměru mezi vybráními na hřídeli.

5.1 ÚPRAVA VYVAŽOVACÍ JEDNOTKY VARIANTA 1

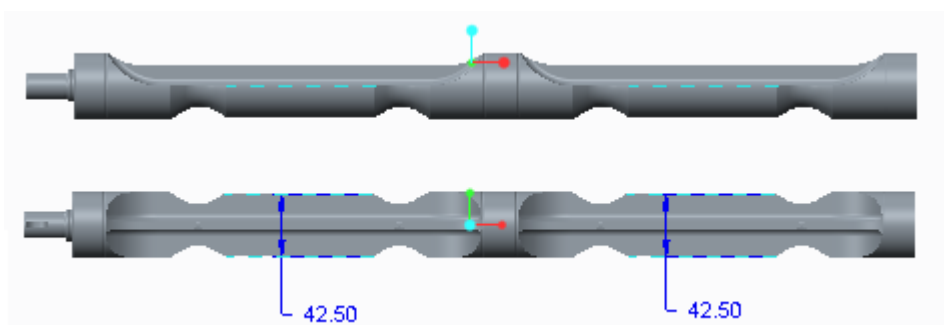
U první navržené úpravy pojmenované pro přehlednost jako Varianta 1, jsem navrhnul změnu průměru mezi vybráními na obou stranách hřídele z původní hodnoty 45 mm na 42.5 mm.

Na obrázku je možné vidět, kterého průměru se úprava týkala.



Obr. 23 Úprava vyvažovacího hřídele Varianta 1

Obrázek 24 zobrazuje oba upravované průměry. Tento rozměr je díky vybrání na hřídeli spíše rádius o hodnotě R21,25 mm, ale pro přehlednost je uveden jako průměr. Celkové rozměry hřídele jsou pak patrné z výkresu této Varianty, který je přiložen jako Příloha 2.



Obr. 24 Úprava vyvažovacího hřídele Varianta 1



Takto upravený hřídel má menší hmotnost a rozdílnou hodnotu vzdálenosti těžiště v ose “z”. Hodnoty pro Variantu 1 jsou zobrazeny na Obr. 25.

```

MASS = 4.0987544e+00 KILOGRAM

CENTER OF GRAVITY with respect to _VARIANTA_1 coordinate frame:
X Y Z      3.1236701e+02  0.0000000e+00 -4.7250629e+00 MM
  
```

Obr. 25 Hodnoty pro Variantu 1

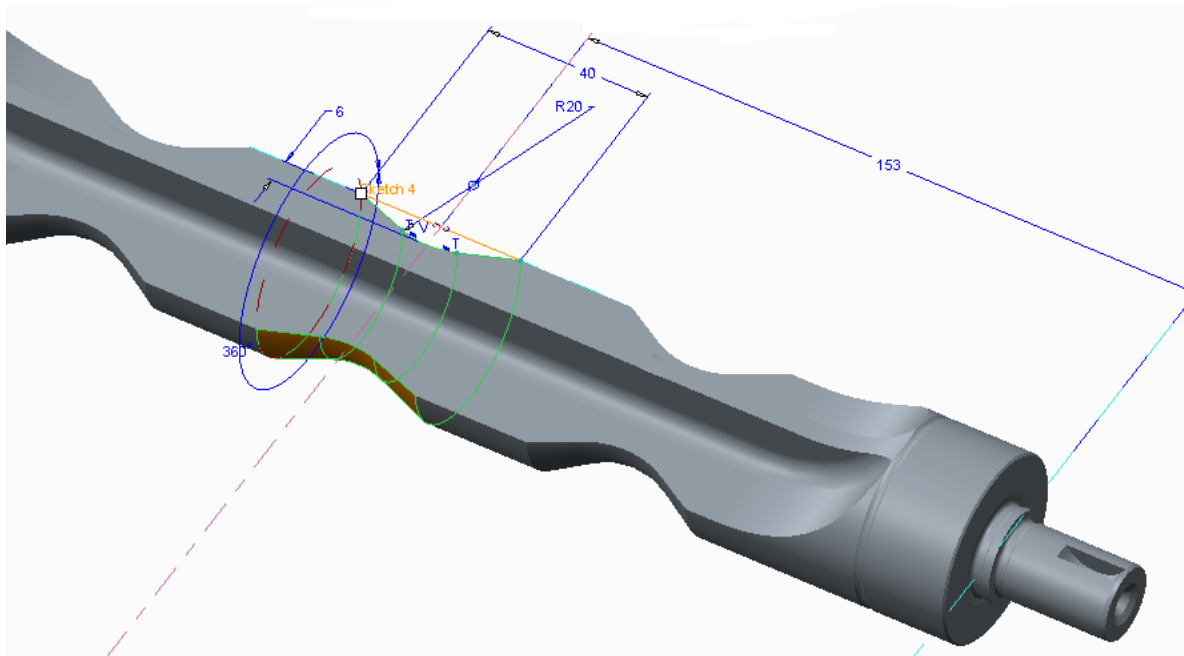
Po dosazení nových hodnot do vztahu (39), jsem určil, že dvojice upravených hřídelů podle Varianty 1 vyvolává setrvačné síly II. řádu o velikosti 8 223.19 N. **Z použitím vyvažovacích jednotek upravených dle Varianty 1 je nový motor vyvážen na 100.2%.**

Všechny tyto výpočty jsou doloženy v Příloze 1.

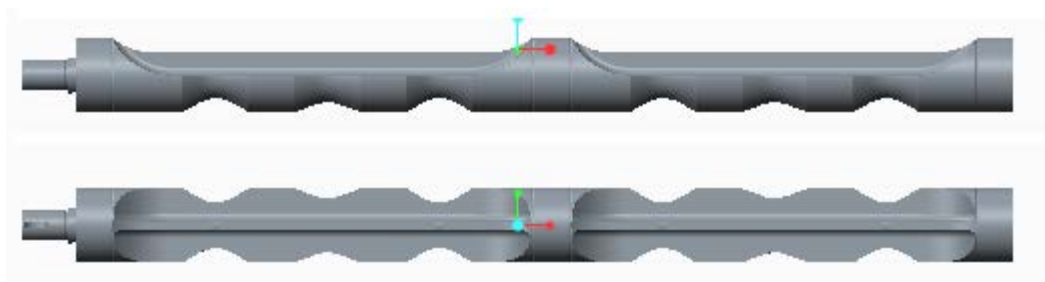
5.2 ÚPRAVA VYVAŽOVACÍ JEDNOTKY VARIANTA 2

U další navržené varianty jsem přidal vybrání mezi dva zápichy na obou stranách stávajících vyvažovacích jednotek.

Obr. 26 znázorňuje navrženou úpravu.



Obr. 26 Úprava vyvažovacího hřídele Varianta 2



Obr. 27 Úprava vyvažovacího hřídele Varianta 2

Hodnoty hmotnosti a polohy těžiště potřebné k výpočtu se opět mění a pro Variantu 2 jsou zobrazeny na obrázku 28.

MASS = 4.0916454e+00 KILOGRAM

CENTER OF GRAVITY with respect to _78020001-11-VYVAZOVACI_HRIDEL coordinate frame:

X	Y	Z	
3.1235114e+02	0.0000000e+00	-4.7420127e+00	MM

Obr. 28 Hodnoty pro Variantu 2

Po dosazení nových hodnot do vztahu (39), jsem určil, že dvojice upravených hřídelů podle Varianty 2 vyvolává setrvačné síly II. řádu o velikosti 8 228.48 N. **Z použitím vyvažovacích jednotek upravených dle Varianty 2 je nový motor vyvážen na 100.3%.**

Obě navržené úpravy na Variantách 1 a 2, jsou jednoduše proveditelné klasickým obráběním na soustruhu. Výsledná hodnota vyvážení v procentech není přesně 100%, ale u obou variant jsem je splněna tolerance $\pm 0.5\%$.



6 MODÁLNÍ ANALÝZA

Modální analýzy slouží ke zjištění vlastních tvarů netlumeného kmitání dané součásti. V mém případě budu určovat velikosti a tvary prvních pěti frekvencí vlastního kmitání. K tomuto účelu jsem použil MKP (metoda konečných prvků) program ANSYS Workbench 14.0.

Pro počítání modální analýzy je v programu samostatný oddíl s názvem “Modal“. První je nutné v programu ANSYS nastavit materiálové konstanty. V mém případě konkrétně hodnoty hustoty $\rho = 7829 \text{ [kg}\cdot\text{m}^{-3}\text{]}$, Yangův modul pružnosti v tahu $E = 2.1\cdot 10^5 \text{ MPa}$ a Poissonovu konstantu $\mu = 0.3$.

Typ použitých prvků k vytvoření konečno prvkové sítě je přednastaven a je vhodné pouze zvolit velikost prvků. Po nastavení velikosti prvku 3 mm a vytvoření sítě je konečný počet elementů celé sítě v případě první varianty 42 633 a druhé varianty 42 335 elementů.

Jako další jsem nastavil v menu Analysis Settings v Range Minimum hodnotu 1 Hz. Tento krok nám zaručí, že se na výsledku neprojeví prvních šest téměř nulových frekvencí. Modální analýza se provádí na volném (nezatíženém a neuchyceném) tělese a těchto prvních šest tvarů reprezentuje šest stupňů volnosti této součásti. Do Max Models to Find jsem zadal číslo pět, což představuje skutečnost, že chceme zobrazit prvních pět tvarů vlastních frekvencí.

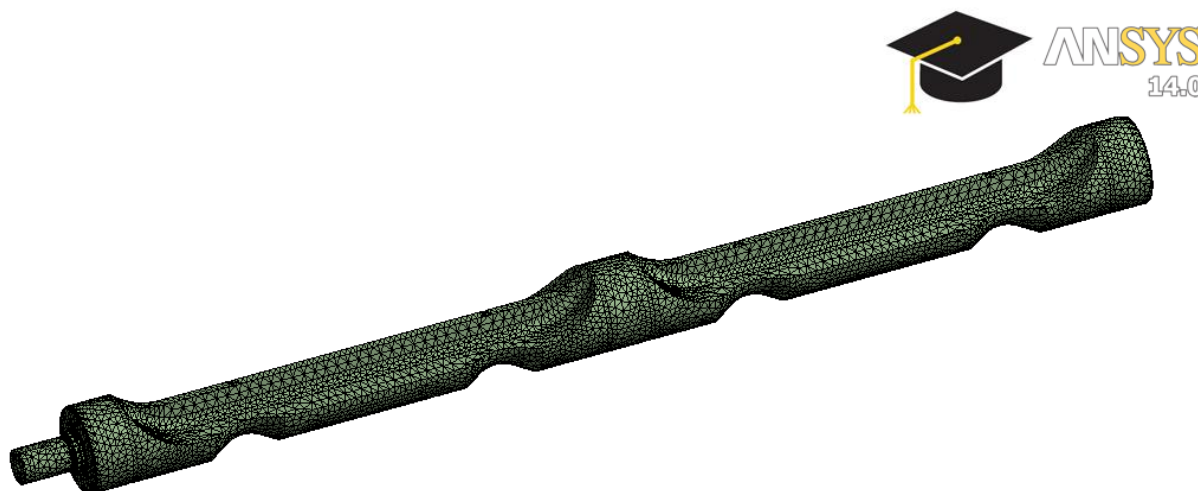
V praxi nás obvykle nejčastěji zajímají pouze první dva tvary vlastních frekvencí, protože frekvence ostatních tvarů mohou být tak vysoké, že se nekryjí s provozními otáčkami motoru. Aby byly první dvě hodnoty frekvencí co nepřesnější, nastavil jsem pro jejich výpočet zpřesnění a to pomocí prvku Convergence. Tento krok spočívá v nastavení maximálního počtu opakujících se kroků, kdy program ANSYS automaticky sníží velikost použitých elementů, a tím “zjemní“ konečně prvkovou síť, což má za následek zpřesnění výsledků. Dále je nutné nastavit přesnost výpočtu. Do Convergence → Allowable Chance jsem nastavil 5%, což určuje maximální chybu výsledků mezi jednotlivými kroky “zjemnění“ sítě. Pokud se výsledky mezi jednotlivými kroky liší o více, jak 5 % program pokračuje ve zmenšování elementů.

V obou případech (Varianta 1, Varianta 2) se už po prvním zvýšení počtu elementů dosáhlo menší, než nastavené maximální chyby 5 %. V tomto kroku se počet elementů zvýšil u první varianty na 266 219 a u druhé na 265 289.

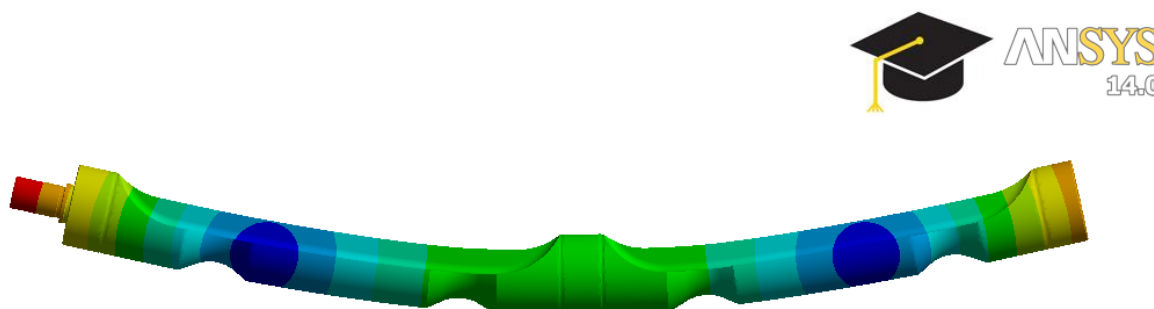
Na následujících obrázcích jsou zobrazeny tvary prvních pěti vlastních frekvencí obou variant.



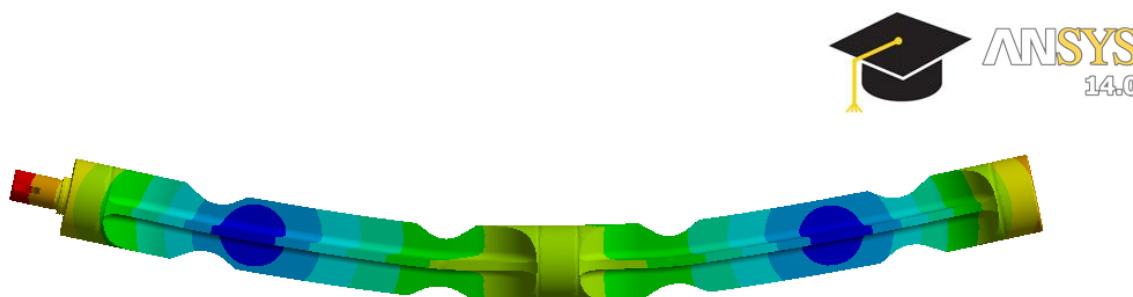
6.1 VÝSLEDKY MODÁLNÍ ANALÝZY PRO VARIANTU 1



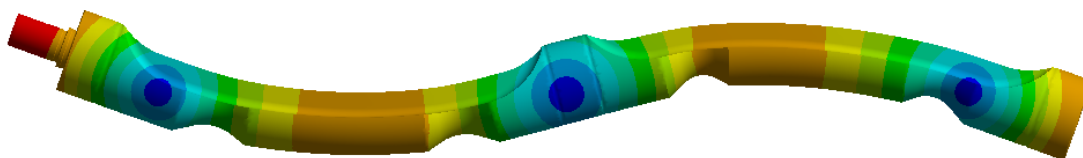
Obr. 29 Konečno prvková síť Varianty 1



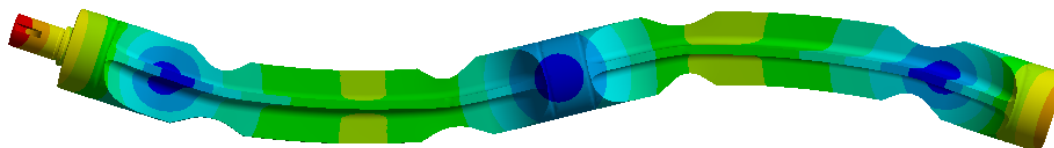
Obr. 30 Tvar první frekvence Varianty 1 (300.46 Hz)



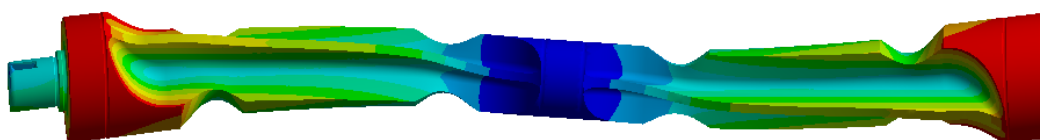
Obr. 31 Tvar druhé frekvence Varianty 1 (374.29 Hz)



Obr. 32 Tvar třetí frekvence Varianty 1 (859.28 Hz)



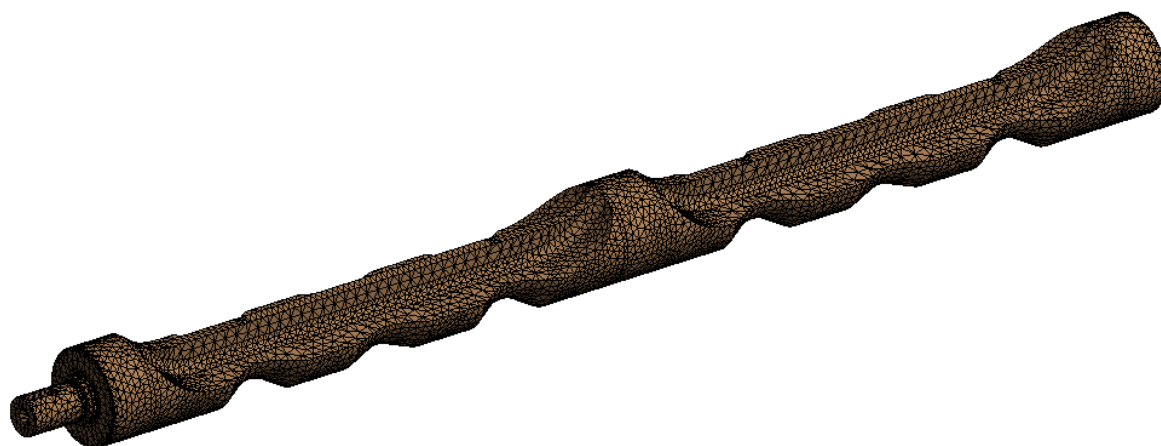
Obr. 33 Tvar čtvrté frekvence Varianty 1 (1056 Hz)



Obr. 34 Tvar páté frekvence Varianty 1 (1489.9 Hz)



6.2 VÝSLEDKY MODÁLNÍ ANALÝZY PRO VARIANTU 2



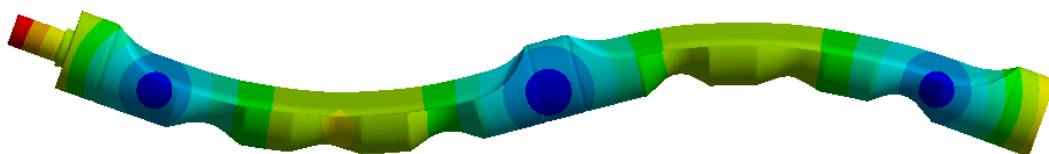
Obr. 35 Konečno prvková síť Varianty 2



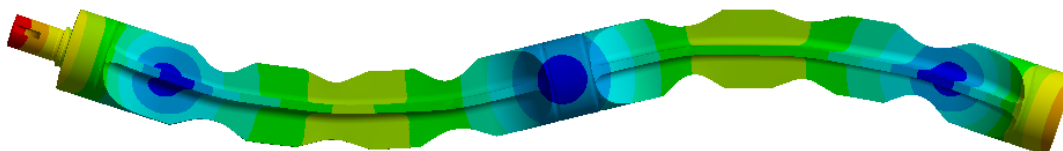
Obr. 36 Tvar první frekvence Varianty 2 (300.73 Hz)



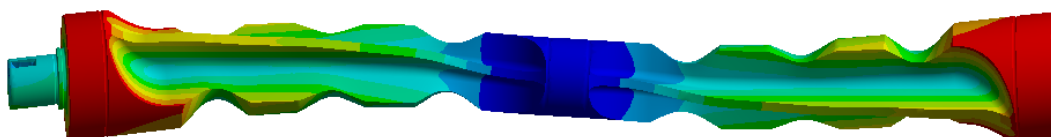
Obr. 37 Tvar druhé frekvence Varianty 2 (364.59 Hz)



Obr. 38 Tvar třetí frekvence Varianty 2 (830.99 Hz)



Obr. 39 Tvar čtvrté frekvence Varianty 2 (1004.5 Hz)



Obr. 40 Tvar páté frekvence Varianty 2 (1444 Hz)

V popisech obrázků vidíme hodnoty jednotlivých frekvencí pro příslušné tvary. Pro lepší představení v jakých režimech (otáčkách) motoru se tyto frekvence projevují je v tabulce 3 zobrazen přepočet na otáčky vyvažovacího hřídele.



Tab. 3 Výsledky modální analýzy obou variant

	Variant 1 [Hz]	Variant 1 [min ⁻¹]	Variant 2 [Hz]	Variant 2 [min ⁻¹]
1.	300,46	18027,6	300,73	18043,8
2.	374,29	22457,4	364,59	21875,4
3.	859,28	51556,8	830,99	49859,4
4.	1056,00	63360,0	1004,50	60270,0
5.	1489,9	89394,0	1444,00	86640,0

6.3 REZONANČNÍ OTÁČKY

Každá z harmonických složek krouticího momentu vzbuzuje nezávisle na ostatních složkách vynucené kmitání stejné frekvence jako má tato složka, její velikost je násobkem řádu složky a otáček motoru. Spalovací motor má tedy řadu kritických otáček, při nichž harmonická složka vyvolává vynucené kmitání s frekvencí odpovídající vlastní první (jednouzlové) nebo druhé (dvojuzlové) frekvenci. [2]

Hodnoty rezonančních otáček pro jednouzlové kmitání se určí dle vztahu [2]:

$$n_{1kr} = \frac{N_1}{\kappa} [Hz], \quad (40)$$

kde N_1 [Hz] je první frekvence odpovídající příslušné variantě a κ [-] je řád harmonické složky, pro čtyřdobý motor s pravidelnými rozestupy zážehů, jsou kritické harmonické složky rovny celočíselnému násobku polovičního počtu válců tj. v mém případě $\kappa = 2, 4, 6, 8, \dots$

Rezonanční otáčky pro dvojuzlové kmitání se určí dle vztahu:

$$n_{2kr} = \frac{N_2}{\kappa} [Hz], \quad (41)$$

kde N_2 [Hz] je druhá vlastní frekvence příslušné varianty.

Zadaný motor pracuje v rozmezí otáček cca 1000 min⁻¹ až 2200 min⁻¹ s možností krátkodobého navýšení maximálních otáček. V takovém případě se maximální otáčky zvýší o hodnotu 200 min⁻¹. Jak už bylo řečeno, vyvažovací jednotky se otáčejí s dvojnásobnou úhlovou rychlostí, proto musíme uvažovat rozmezí jejich otáček od 2000 min⁻¹ až 4800 min⁻¹.

V Tab 4. jsou uvedeny možné rezonanční otáčky vyvažovacích hřídelů pro hlavní harmonické složky zadaného motoru.



Tab. 4 Rezonanční otáčky první a druhé vlastní frekvence

Řád harmonické složky κ [-]	Kritické otáčky první vlastní frekvence n_{1kr} [min^{-1}]		Kritické otáčky druhé vlastní frekvence n_{2kr} [min^{-1}]	
	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 1	Varianta 2
-				
2	9195	11229	9022	10938
4	4598	5615	4511	5469
6	3065	3743	3007	3646
8	2299	2807	2255	2734
10	1839	2246	1804	2188
12	1533	1872	1504	1823

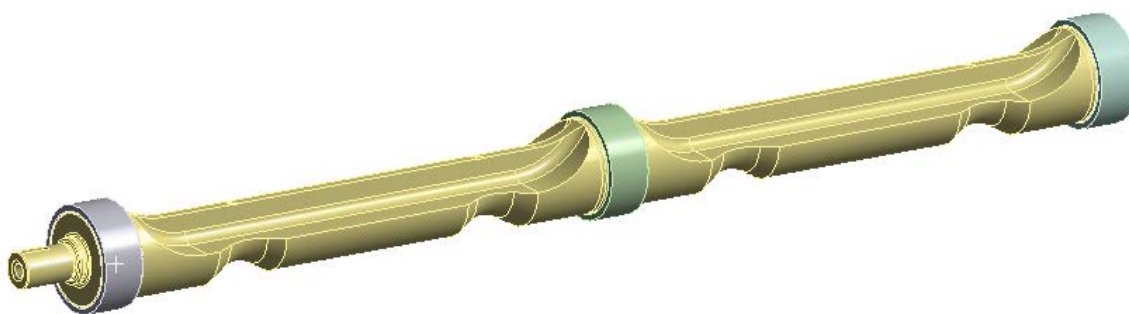
V tabulce jsou vyznačené kritické otáčky jednouzlového a dvojzlového torzního kmitání. Pro první vlastní frekvenci obou navržených variant jsou pro řád harmonické složky $\kappa = 2, 4, 6$. V případě druhé vlastní frekvence jsou tyto otáčky pro $\kappa = 6, 8$ a 10 .



7 NAPJATOSTNÍ A DEFORMAČNÍ ANALÝZA

U obou navržených úprav vyvažovacích jednotek se jedná o odebrání materiálu a tedy zeslabování původního průřezu, proto je nutné provést deformační a napěťovou analýzu. Tyto analýzy nám ukáží případná nebezpečná místa u upravených hřídelů.

Napěťovou analýzu jsem provedl pomocí programu ANSYS Workbench 14.0. Jako první jsem si vytvořil v programu Creo Parametric 2.0 sestavu vyvažovací jednotky s ložisky. Ložiska použité pro uložení těchto hřídelů jsou jehličková valivá ložiska HK 4520. Pro výpočet deformace a napětí jsem uvažoval zjednodušující model použitých ložisek, který slouží pouze pro nastavení potřebných parametrů a ukotvení hřídele. Rozměry těchto ložisek byly zjištěny na základě dat poskytnutých firmou Zetor. Na následujícím obrázku můžeme vidět sestavu vyvažovací jednotky s “kroužky” reprezentující ložiska.



Obr. 41 Sestava vyvažovacího hřídele s ložisky

Nastavované parametry a zatížení platí pro výpočet obou navržených variant.

7.1 VSTUPNÍ PARAMETRY

Podobně jako v případě modální analýzy je pro správný výpočet nutné nastavit materiálové konstanty hřídelů a parametry kontaktů mezi hřídelem a ložisky.

V programu ANSYS jsem vybral modul Static Structural, jako geometrii k následnému výpočtu jsem nastavil cestu k předem vytvořené sestavě hřídele s ložisky. Do Engineering Data jsem zadal potřebné materiálové konstanty patrné z Obr. 42.



	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	Density	7829	kg m ⁻³
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion		
6	Isotropic Elasticity		
7	Derive from	Young's Modulus a...	
8	Young's Modulus	2E+11	Pa
9	Poisson's Ratio	0,3	

Obr. 42 Materiálové konstanty zadávané při výpočtu napětí a deformace

Po přepnutí do nastavbového modul Mechanical jsem určil kontakty mezi vyvažovacím hřídelem a jednotlivými ložisky. Mým úkolem není určovat deformaci a napětí v ložiscích a proto je možné v následujícím výpočtu považovat tyto ložiska za absolutně tuhé. Součinitel tření ložiska HK 4520 je volen dle [6] a je roven $f = 0.002$.

	Scope	
	Scoping Method	Geometry Selection
	Contact	1 Face
	Target	3 Faces
	Contact Bodies	Vyvažovací_hřidel-1
	Target Bodies	Ložisko-1
	Definition	
	Type	Frictional
	Friction Coefficient	2,e-003
	Scope Mode	Automatic
	Behavior	Program Controlled
	Suppressed	No
	Advanced	

Obr. 43 Parametry kontaktu ložiska a hřídele

7.2 UCHYCENÍ A ZATÍŽENÍ HŘÍDELE

Pro správnost a přesnost výsledků analýz bylo potřeba nadefinovat možný pohyb hřídele. To znamená ubrat stupně volnosti ve všech třech osách pro posuvný pohyb a pro rotační odebrat dva stupně volnosti. Vyvažovací hřídel se tedy může pouze točit okolo své vlastní osy. Toho v programu ANSYS docílíme použitím třech vazeb Fixed Support, které nastavíme na ložiska a jednou vazbu Displacement, která nám omezí pohyb do osy X, aby hřídel z ložisek „nevyjel“.

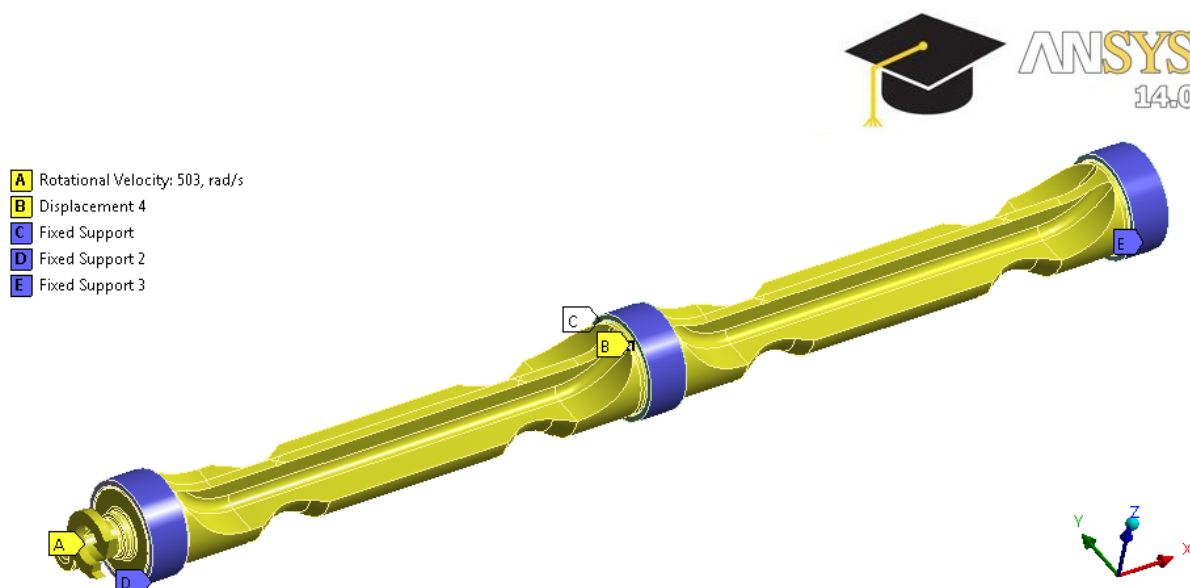
Hřídel samotný je zatížen pouze úhlovou rychlostí, proto musíme vypočítat její hodnotu při maximálních otáčkách hřídele a nastavit ji jako zatěžovací parametr v ANSYSu. Jak už bylo zmíněno, nejvyšší hodnota otáček vyvažovacích hřídelů je uvažovaná 4800 min^{-1} . Maximální úhlová rychlost hřídele potom bude:



$$\omega_v = 2 \cdot \pi \cdot n_{vp} = 502.65 [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}], \quad (42)$$

kde $n_{vp} [\text{s}^{-1}]$ jsou maximální otáčky vyvažovacího hřídele.

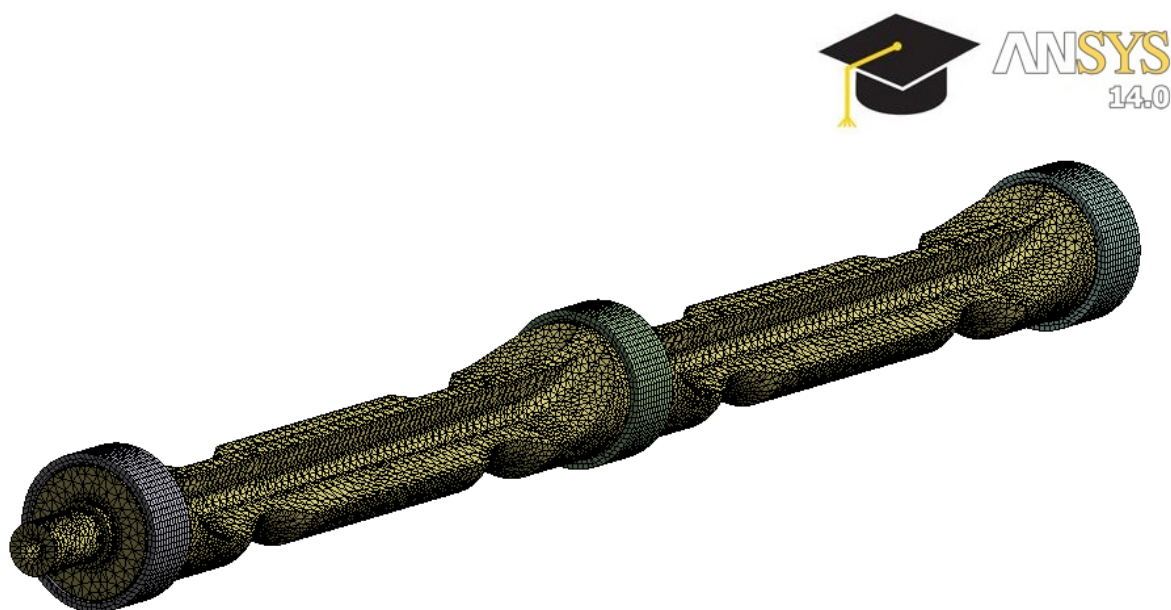
Na obrázku 44 jsou znázorněny použité vazby a zatížení hřídele.



Obr. 44 Vazby a zatížení vyvažovacího hřídele

7.3 GENEROVÁNÍ KONEČNO PRVKOVÉ SÍTĚ

Dalším důležitým parametrem pro přesnost výsledků je hustota konečno prvkové sítě. Pro deformační i napjatostní analýzu jsem volil velikost použitého prvku 2 mm. Výsledný počet elementů pro obě varianty je potom okolo 90 000.



Obr. 45 Konečno prvková síť pro výpočet deformace a napětí



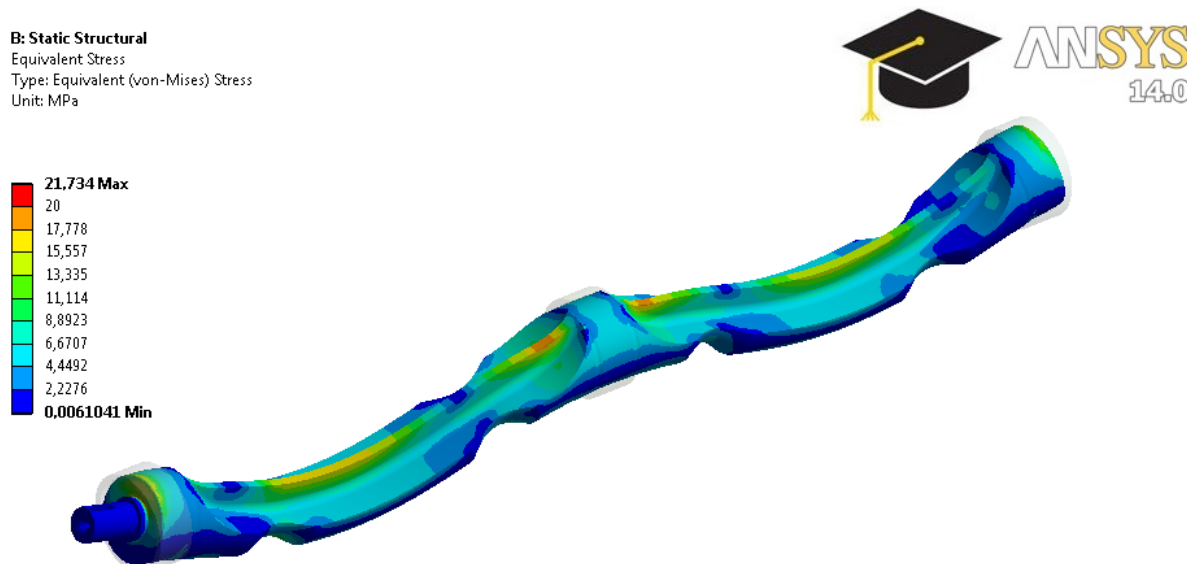
Pro výpočet deformace jsem použil podobně jako u modální analýzy funkci Convergence, která nám zpřesní výsledky. Do parametru počtu opakujících se cyklů jsem zadal maximální počet 5 a jako hodnotící parametr pro ukončení výpočtu maximální rozdíl mezi jednotlivými kroky zhuštění sítě 3 %. Pro výpočet ekvivalentního napětí podle von-Misesse jsem pro zjednodušení výpočtu Convergenci nezadával. Předpokládané napětí, vyvolané pouze úhlovou rychlostí, by mělo být hluboko pod mezi dovoleného napětí daného materiálu.

7.4 VÝSLEDKY PRO VARIANTU 1

7.4.1 VÝSLEDKY NAPJATOSTNÍ ANALÝZY PRO VARIANTU 1

Jak už bylo zmíněno, vyvažovací jednotky jsou vyrobeny z materiálu 12 061.3, ten má podle zdroje [7] dovolené napětí pro míjivý cyklus $\sigma_{Dt} = 115 \text{ MPa} - 135 \text{ MPa}$.

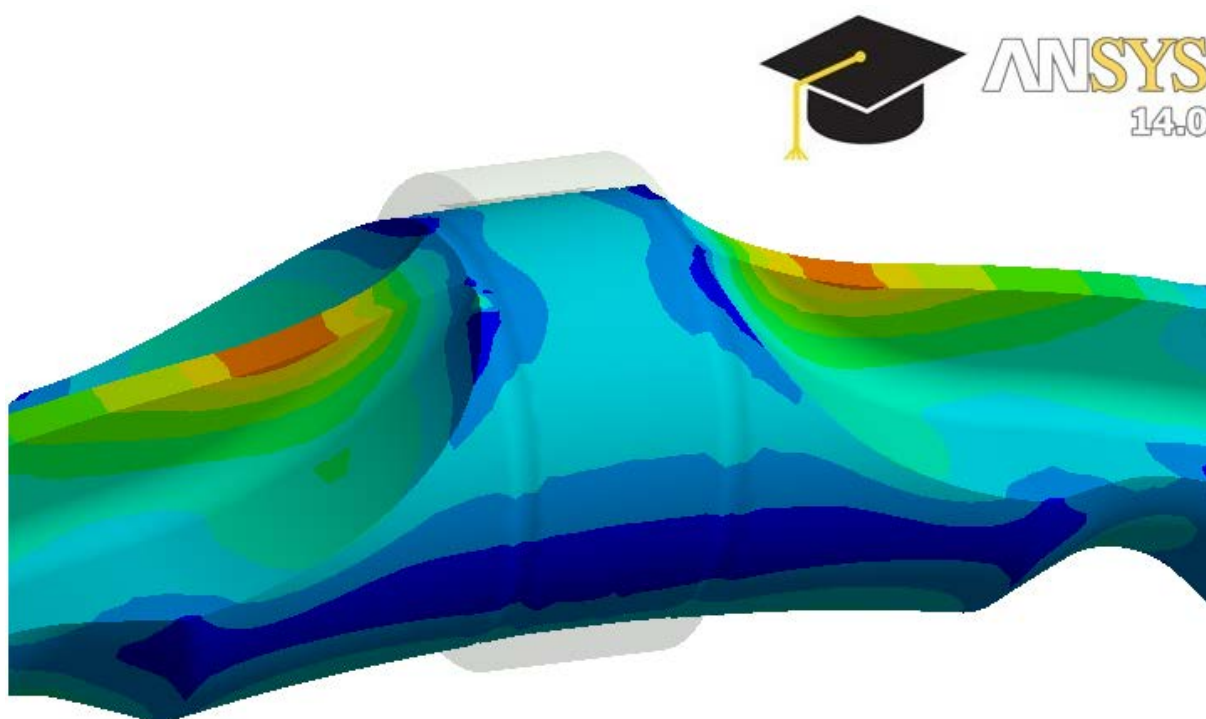
V následujícím obrázku je zobrazen výsledek napjatostní analýzy pro hřídel Varianty 1.



Obr. 46 Napětí podle von Misesse pro Variantu 1

Z obrázku a barevné škály zatížení vlevo je patrné, že maximální napětí u Varianty 1 je necelých 22 MPa. **Z tohoto hlediska mohu prohlásit, že pro dané zatížení není hřídel upravený podle Varianty 1 nijak ohrožen a vyhovuje pro použití v zadaném motoru.**

Na Obr. 47 je umístěn výřez nejvíce zatíženého místa na hřídeli. Tento nárůst napětí je pravděpodobně způsoben zeslabením průřezu a výskytem ložiska. Pro hřídel však není toto místo nijak nebezpečné.

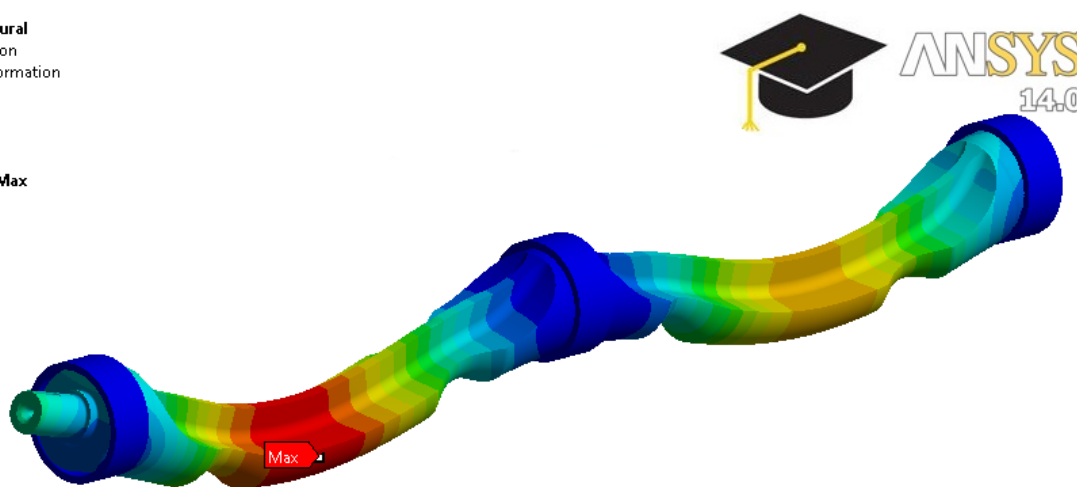
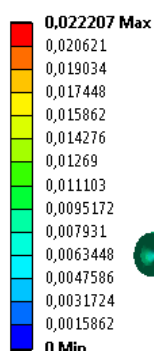


Obr. 47 Nejvíce namáhané místo na hřídeli Varianty 1

7.4.2 VÝSLEDKY DEFORMAČNÍ ANALÝZY PRO VARIANTU 1

Při výpočtu deformace jsem využil funkci Convergence pro zpřesnění výsledků. Podmínka správné funkce ložisek říká, že jejich maximální výkyv nesmí přesáhnout hodnotu 0.5° . Proto je důležité, vypočítat hodnotu největší deformace co nejpřesněji a následně zkontrolovat zda hřídele splňují i podmínku uložení.

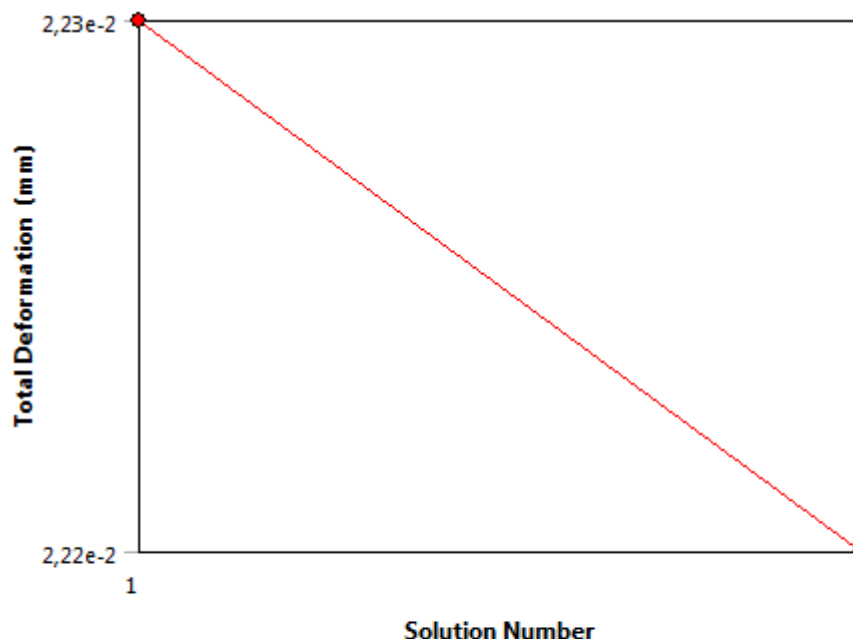
B: Static Structural
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm



Obr. 48 Výsledky deformace Varianty 1



Z obrázku 48 je patrné místo největší deformace vyznačené poznámkou “MAX“ a její hodnota je $z_{v1} = 0.022 \text{ mm}$.



	Total Deformation (mm)	Change (%)	Nodes	Elements
1	2,23e-002		180952	89941
2	2,2207e-002	-0,41899	216148	124119

Obr. 49 Výsledky deformační analýzy Varianty 1

Na obrázku nad textem jsou vidět hodnoty jednotlivých kroků výpočtu funkce Convergence. **Po provedení kontroly vyosení ložisek jsem zjistil, že se nejvíce deformované ložisko nenatočí oproti své původní ose o více jak $0,01^\circ$ a proto hřídel upravený podle Varianty 1 mohu považovat za tuhý a z hlediska deformace při daném zatížení vyhovující zadanému motoru.**

7.5 VÝSLEDKY PRO VARIANTU 2

7.5.1 VÝSLEDKY NAPJATOSTNÍ ANALÝZY PRO VARIANTU 2

Nastavení vstupních parametrů i samotného výpočtu je shodné s nastavením u předchozí varianty, proto nemusím popisovat jednotlivé kroky.

U Varianty 2 je očekávaná hodnota napětí hřídele zatíženého pouze úhlovou rychlostí podobná jako u Varianty 1. Nejvíce namáhané místo se v tomto případě rozšířilo v důsledku zeslabení průřezu při navrhování úpravy k vyvážení motoru.



B: Static Structural

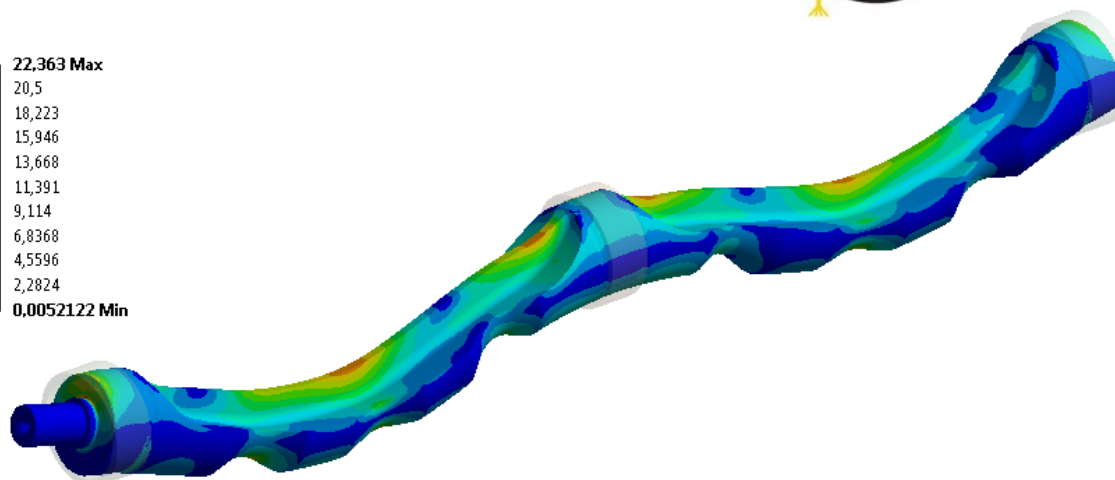
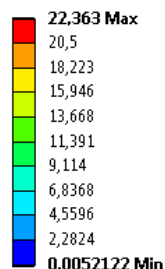
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa



ANSYS
14.0

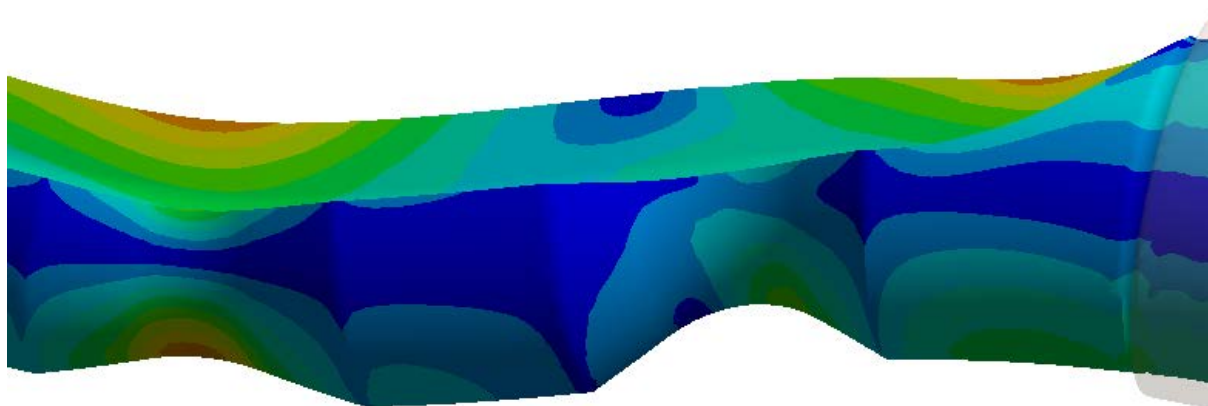


Obr. 50 Deformační analýza navržené Varianty 2

Maximální napětí u navržené Varianty 2 je okolo 22.5 MPa, což podobně jako v případech předchozí varianty zdaleka neohrožuje funkci ani životnost hřídele.



ANSYS
14.0



Obr. 51 Nejvíce namáhaná místa Varianty 2

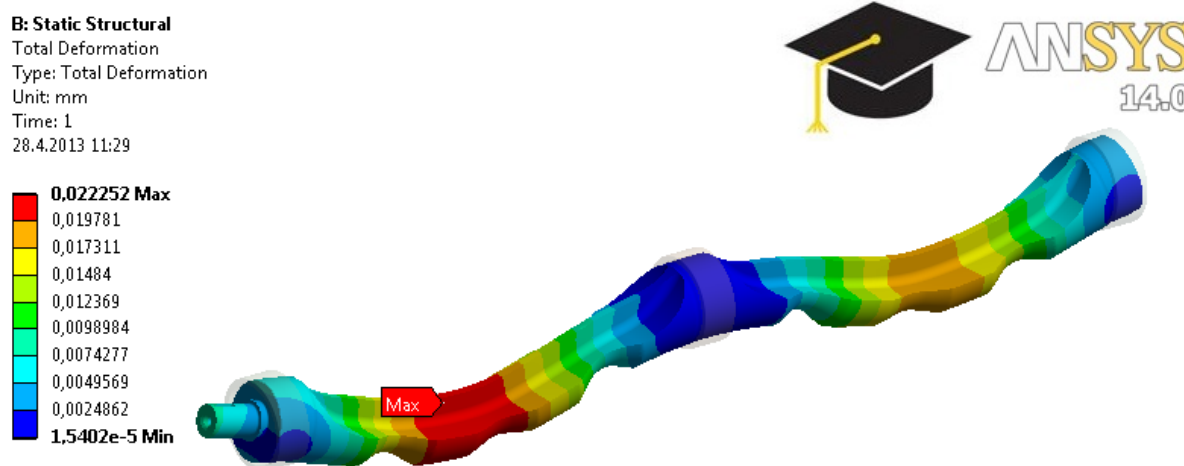
Jak je patrné z obrázku v zeslabeném průřezu se koncentruje napětí. Hodnoty tohoto napětí nejsou pro daný materiál kritické, ale případné další odebírání materiálu v tomto místě by mohlo vést k většímu napětí případně deformaci a tedy většímu namáhání ložisek.

Pro dané zatížení je upravený vyvažovací hřídel Varianty 2 vhodný pro použití v zadaném motoru.



7.5.2 VÝSLEDKY DEFORMAČNÍ ANALÝZY PRO VARIANTU 2

Výsledné hodnoty deformace pro Variantu 2 jsou téměř totožné s výsledky Varianty 1 a jsou patrné z obrázku 52.



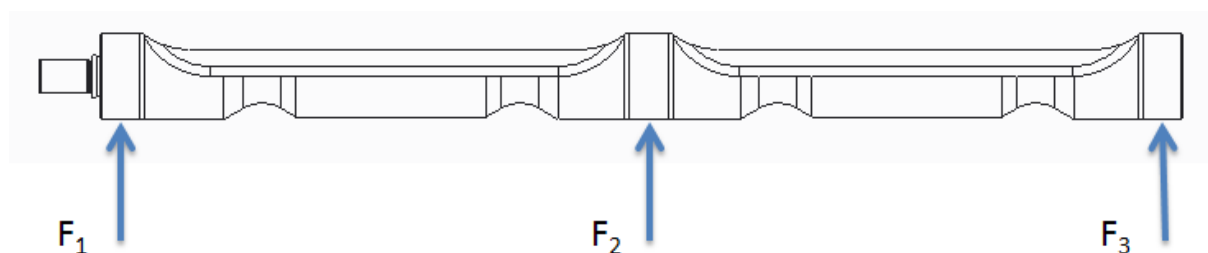
Obr. 52 Deformační analýzy Varianty 2

Ani v tomto případě není funkce ani životnost ložisek významně ohrožena a mohu hřídel upravený podle Varianty 2 prohlásit za použitelný v zadaném motoru.

8 KONTROLA ULOŽENÍ VYVAŽOVACÍCH HŘÍDELŮ

Jak bylo zmíněno v kapitole 4, hřídele jsou v klikové skříni uloženy na třech jehlových valivých ložiscích. Tyto ložiska jsou namáhány reakcemi od zatížení úhlovou rychlostí. Potřebné hodnoty jednotlivých sil pro dané varianty jsem zjistil z programu ANSYS a jsou uvedeny v Tab. 5. Na obrázku 53 jsou schematicky znázorněny vektory reakcí.

Pro výpočet reakcí v ložiscích jsem zanedbal gravitační zrychlení působící na hřídel a taky sílu vznikající v šikmém ozubení. Všechny tyto zjednodušující parametry výpočtu byly konzultovány s vedoucím diplomové práce.



Obr. 53 Schéma reakcí v ložiscích

Tab. 5 Hodnoty reakcí v ložiscích

Reakce	Hodnota příslušné reakce [N]	
-	Varianta 1	Varianta 2
F_1	1155.8	1155.3
F_2	2691.4	2695.9
F_3	1065.8	1064.0

Výpočet trvanlivosti ložisek je počítán pro největší možné zatížení hřídelů (tedy i největší reakce) a je uvažován v nejvyšších otáčkách vyvažovacích hřídelů tj. 4800 min^{-1} . Hodnoty životnosti v hodinách tedy nemusí být příliš vysoké, ale v praxi se tak vysoké otáčky používají jen velmi zřídka.

Výpočet je proveden podle zdroje [7] a hlavním parametrem je trvanlivost udávaná v hodinách:

$$L_{10,hi} = \left(\frac{C}{F_i}\right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{vp}} [\text{hod}], \quad (43)$$

kde C [N] je základní dynamická únosnost závislá na typu použitého ložiska, v mém případě $C = 27000 \text{ N}$, F_i [N] je reakce příslušného ložiska pro danou variantu, m [-] je koeficient závislý na typu valivého tělíska a pro jehlové ložisko je roven $m = 3.333$.



Z následující tabulky jsou patrné životnosti jednotlivých ložisek. Ložiska jsou pro názornost označena číslicemi 1 – 3, které odpovídají značení pro ně odpovídajícím reakcím (dle Obr. 53).

Tab. 6 Hodnoty životností ložisek

Životnost	Hodnota životností [hod]	
	Varianta 1	Varianta 2
-		
L_{10.h1}	126402	126002
L_{10.h2}	7555	7557
L_{10.h3}	165615	166186

Vypočtené hodnoty pro jednotlivé varianty jsou hodně podobné, ovšem pro jednotlivá ložiska se výrazně liší. Jak je z tabulky patrné prostřední ložisko (označené indexem 2) je výrazně víc zatíženo a proto je jeho výsledná životnost v hodinách pro maximální otáčky pouze okolo 7560 hodin.



ZÁVĚR

Hlavním úkolem mé diplomové práce bylo určit vyvážení nového vznětového čtyřválcového traktorového motoru, ve kterém je pro redukci setrvačných sil od posuvných částí II. řádu použito dvojice protiběžných vyvažovacích hřídelů, poháněných od klikového hřídele motoru. Dalším úkolem bylo navrhnout dodatečnou úpravu na stávajících vyvažovacích jednotkách a dosáhnout tak ideálního vyvážení nově navrženého motoru.

Pro kontrolu a celkové posouzení výsledků jsem navrhl dvě odlišné úpravy vyvažovacích jednotek. Obě navržené modifikace sem volil především s ohledem na jednoduchost obrábění a minimální ubírání materiálu z průřezu hřídelů. V obou případech je opracování hřídelů proveditelné klasickým třískovým obráběním na soustruhu.

Pro posouzení použitelnosti z hlediska životnosti a bezpečnosti jsem provedl modální analýzu obou variant upravených hřídelů a určil kritické torzní otáčky. Další důležitá kontrola funkce hřídelů byla deformační a napjatostní analýza. V obou případech jsou hřídele, upravené podle navržených variant, zatíženy pouze úhlovou rychlostí. Proto jsem určil, že napětí a deformace vznikající na vyvažovacích jednotkách nejsou nijak nebezpečná a oba hřídele jsou vhodné pro použití do nového typu motoru. V poslední části jsem kontroloval životnost použitých valivých jehličkových ložisek, ve kterých jsou hřídele v klikové skříni uloženy. Výsledné životnosti u jednotlivých variant jsou v tisících hodin a jsou určovány pro maximální otáčky hřídelů.

Z výše uvedených výpočtů a analýz vyplývá, že hřídele upravené podle navržených variant jsou vhodné pro použití v novém typu motoru a splňují všechny předpoklady pro správné vyvážení motoru. Jednotlivé úpravy a rozdíly mezi navrženými variantami jsou patrné z přiložené výkresové dokumentace.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] KOŽOUŠEK, J. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II*. 1. vyd. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1983, 488 s.
- [2] *Naftové motory čtyřdobé. 1. díl*. 2. vyd. Praha: SNTL, 1962, 544 s.
- [3] VLK, F. *Konstrukce motocyklových motorů*, [online]. 2006 [cit. 2013-03-15]. Dostupný z WWW: < <http://www.sinz.cz/archiv/docs/si-2006-04-224-243.pdf> >
- [4] RAUSCHER, J. *Ročníkový projekt*. Brno: VUT FSI, 2005, 154 s.
- [5] NUTBEY, A. *Traktory Zetor*. 1. vyd. 2011, 80s. ISBN 978-80-254-9717-3
- [6] Needle roller bearings handbook, [online]. 2010 [cit. 2013-04-02]. Dostupný z WWW: <<http://www.ntn-snr.com/portal/de/de-de/file.cfm/9013.pdf?contentID=5544>>
- [7] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 1. vyd. Úvaly: ALBRA, 2003, 865 s. ISBN 80-86490-74-2.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	$[m \cdot s^{-2}]$	celkové zrychlení pístu
a_1	$[m \cdot s^{-2}]$	první harmonická složka zrychlení pístu
a_2	$[m \cdot s^{-2}]$	druhá harmonická složka zrychlení pístu
C	$[N]$	základní dynamická únosnost
C_0	$[N]$	základní statická únosnost
c_s	$[m \cdot s^{-1}]$	střední pístová rychlost
D	$[mm]$	vrtání válce
F_1	$[N]$	reakce v ložisku
F_2	$[N]$	reakce v ložisku
F_3	$[N]$	reakce v ložisku
F_C	$[N]$	výsledná síla působící e směru válce
F_{CS}	$[N]$	celková setrvačná síla od posuvných hmot
F_I	$[N]$	setrvačné síly posuvných částí I. řádu
F_{II}	$[N]$	setrvačné síly posuvných částí II. řádu
F_{Iip}	$[N]$	síla redukována současným vyvažovacím hřídelem
F_{IIv1}	$[N]$	síla redukována vyvažovacím hřídelem upraveným dle Varianty 1
F_{IIv2}	$[N]$	síla redukována vyvažovacím hřídelem upraveným dle Varianty 2
F_n	$[N]$	celková boční síla
F_o	$[N]$	odstředivá síla pro jednotlivé válce
F_{oc}	$[N]$	celková síla působící v ojnicím čepu
F_{od}	$[N]$	odstředivá síla redukové rotací hmoty ojnice
F_{oj}	$[N]$	celková síla působící v ose ojnice
$F_{ovANSYS}$	$[N]$	odstředivá síla působící na vyvažovací hřídel dle programu ANSYS
F_{ozal}	$[N]$	odstředivá síla zalomení
F_p	$[N]$	síla od tlaků plynů
F_r	$[N]$	radiální složka celkové síly působící v ose ojnice
F_{rc}	$[N]$	celková radiální síla působící v ojnicím čepu
F_s	$[N]$	setrvační síly pístní skupiny
F_t	$[N]$	tangenciální síla v ojnicím čepu
F_{vo1}	$[N]$	odstředivá síla působící na vyvažovací hřídel upravený dle Varianty 1
F_{vo2}	$[N]$	odstředivá síla působící na vyvažovací hřídel upravený dle Varianty 2
L	$[mm]$	délka ojnice



$L_{10.h}$	[hod]	životnost ložisek v moto-hodinách
L_p	[mm]	vzdálenost těžiště a ojničního oka
L_r	[mm]	vzdálenost těžiště a klikového čepu
M_I	[N·m]	mementy vzniklé od setrvačných sil posuvných částí I. řádu
M_{II}	[N·m]	mementy vzniklé od setrvačných sil posuvných částí II. řádu
m_o	[kg]	hmotnost ojnice
m_{ol}	[kg]	hmotnost ojničního ložiska
m_{op}	[kg]	hmotnost posuvných částí ojnice
m_{or}	[kg]	hmotnost rotačních částí ojnice
M_{ot}	[N·m]	moment odstředivé síly
m_{pist}	[kg]	hmotnost pístu
m_{psk}	[kg]	hmotnost pístní skupiny
m_{pv}	[kg]	hmotnost současného vyvažovacího hřídele
M_{to}	[N·m]	točivý moment na ojničním čepu
m_{v1}	[kg]	hmotnost vyvažovacího hřídele upraveného dle Varianty 1
m_{v1}	[kg]	hmotnost vyvažovacího hřídele upraveného dle Varianty 2
m_z	[kg]	hmotnost zalomení včetně hmotnosti rotačních částí ojnice
m_{zal}	[kg]	hmotnost zalomení klikového hřídele
m_{zr}	[kg]	redukovaná hmotnost zalomení
n	[min ⁻¹]	jmenovité otáčky
N_1	[Hz]	první vlastní frekvence vyvažovacího hřídele
N_2	[Hz]	druhá vlastní frekvence vyvažovacího hřídele
n_{kr1}	[min ⁻¹]	kritické otáčky vyvažovacího hřídele pro první vlastní frekvenci
n_{kr2}	[min ⁻¹]	kritické otáčky vyvažovacího hřídele pro druhou vlastní frekvenci
n_p	[min ⁻¹]	maximální otáčky klikového hřídele
n_{vp}	[min ⁻¹]	maximální otáčky vyvažovacího hřídele
p	[-]	exponent tipu ložiska
p_a	[MPa]	atmosférický tlak
P_e	[kW]	výkon motoru
R	[mm]	poloměr kliky
r_r	[mm]	rozteč válců
r_{tz}	[mm]	poloměr těžiště zalomení
r_{v1}	[mm]	rameno vývažku vyvažovacího hřídele upraveného dle Varianty 1



r_{v2}	[mm]	rameno vývažku vyvažovacího hřídele upraveného dle Varianty 2
r_{vp}	[mm]	rameno vývažku současného vyvažovacího hřídele
S_p	[cm ²]	plocha dna pístu
v	[m·s ⁻¹]	celková rychlost pístu
v_1	[m·s ⁻¹]	první harmonická složka rychlosti pístu
v_2	[m·s ⁻¹]	druhá harmonická složka rychlosti pístu
V_K	[cm ³]	kompresní objem
V_Z	[cm ³]	zdvihový objem motoru
x	[mm]	celková dráha pístu
x_1	[mm]	první harmonická složka dráhy pístu
x_2	[mm]	druhá harmonická složka dráhy pístu
Z	[mm]	zdvih válce
z	[-]	počet válců
α	[°]	úhel natočení klikového hřídele
β	[°]	úhel odklonu ojnice
ε_K	[-]	kompresní poměr
κ	[-]	řád harmonické složky
λ_K	[-]	klikový poměr
τ	[-]	taktnost motoru
ω	[s ⁻¹]	úhlové zrychlení



SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Schéma klikového mechanismu zadaného traktorového motoru	11
Obr. 2 Dvojice vyvažovacích hřídelů	12
Obr. 3 Schéma klikového ústrojí	13
Obr. 4 Dráha pístu	14
Obr. 5 Rychlost pístu	15
Obr. 6 Zrychlení pístu	16
Obr. 7 Schéma sil působících v klikovém mechanismu	17
Obr. 8 Náhradní schéma hmotných bodů ojnice	18
Obr. 9 Indikátorový p- α diagram zadaného motoru	19
Obr. 10 p-V diagram zadaného motoru	20
Obr. 11 Síly působící na píst	21
Obr. 12 Boční síla na píst	22
Obr. 13 Síly působící na ojnicí čep	23
Obr. 14 Průběh točivého momentu	24
Obr. 15 Grafické znázornění působení setrvačných sil od rotujících částí	25
Obr. 16 Grafické vyjádření výslednice setrvačných sil od rotačních částí	26
Obr. 17 Grafické znázornění působení sil posuvných částí I. řádu	27
Obr. 18 Grafické znázornění působení sil posuvných částí II. řádu	28
Obr. 19 Grafické vyjádření výslednice sil od posuvných částí II. řádu	28
Obr. 20 Schéma vyvažovacích jednotek	29
Obr. 21 Stávající vyvažovací hřídel	30
Obr. 22 Hodnoty pro původní vyvažovací hřídel	30
Obr. 23 Úprava vyvažovacího hřídele Varianta 1	31
Obr. 24 Úprava vyvažovacího hřídele Varianta 1	31
Obr. 25 Hodnoty pro Variantu 1	32
Obr. 26 Úprava vyvažovacího hřídele Varianta 2	32
Obr. 27 Úprava vyvažovacího hřídele Varianta 2	33
Obr. 28 Hodnoty pro Variantu 2	33
Obr. 29 Konečno prvková síť Varianty 1	35
Obr. 30 Tvar první frekvence Varianty 1 (300.46 Hz)	35
Obr. 31 Tvar druhé frekvence Varianty 1 (374.29 Hz)	35
Obr. 32 Tvar třetí frekvence Varianty 1 (859.28 Hz)	36
Obr. 33 Tvar čtvrté frekvence Varianty 1 (1056 Hz)	36
Obr. 34 Tvar páté frekvence Varianty 1 (1489.9 Hz)	36
Obr. 35 Konečno prvková síť Varianty 2	37
Obr. 36 Tvar první frekvence Varianty 2 (300.73 Hz)	37
Obr. 37 Tvar druhé frekvence Varianty 2 (364.59 Hz)	37
Obr. 38 Tvar třetí frekvence Varianty 2 (830.99 Hz)	38
Obr. 39 Tvar čtvrté frekvence Varianty 2 (1004.5 Hz)	38
Obr. 40 Tvar páté frekvence Varianty 2 (1444 Hz)	38
Obr. 41 Sestava vyvažovacího hřídele s ložisky	41
Obr. 42 Materiálové konstanty zadávané při výpočtu napětí a deformace	42
Obr. 43 Parametry kontaktu ložiska a hřídele	42
Obr. 44 Vazby a zatížení vyvažovacího hřídele	43
Obr. 45 Konečno prvková síť pro výpočet deformace a napětí	43
Obr. 46 Napětí podle von Misesa pro Variantu 1	44
Obr. 47 Nejvíce namáhané místo na hřídeli Varianty 1	45



Obr. 48 Výsledky deformace Varianty 1.....	45
Obr. 49 Výsledky deformační analýzy Varianty 1	46
Obr. 50 Deformační analýza navržené Varianty 2	47
Obr. 51 Nejvíce namáhaná místa Varianty 2.....	47
Obr. 52 Deformační analýzy Varianty 2	48
Obr. 53 Schéma reakcí v ložiscích	49



SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Porovnání parametrů obou motorů.....	12
Tab. 2 Vybrané parametry zadaného motoru	13
Tab. 3 Výsledky modální analýzy obou variant	39
Tab. 4 Rezonanční otáčky první a druhé vlastní frekvence.....	40
Tab. 5 Hodnoty reakcí v ložiscích	49
Tab. 6 Hodnoty životností ložisek.....	50



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Výpočet

Příloha 2 – Výkres Varianta 1

Příloha 3 – Výkres Varianta 2