



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**ČTYŘVÁLCOVÝ VZNĚTOVÝ MOTOR PRO UŽITKOVÁ  
VOZIDLA**

FOUR CYLINDER DIESEL ENGINE FOR COMMERCIAL VEHICLES

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Bc. Yaroslav Nikolaychuk**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.**

**BRNO 2018**

## Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Bc. Yaroslav Nikolaychuk**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství  
Vedoucí práce: **prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.**  
Akademický rok: 2017/18

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:

### Čtyřválcový vznětový motor pro užitková vozidla

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnout hnací ústrojí čtyřválcového vznětového motoru pro užitková vozidla jako člena unifikované řady motorů

#### Cíle diplomové práce:

Pro zadané základní parametry klikového mechanismu a válcové jednotky navrhnout konfiguraci klikového hřídele.

Navrhnout konfiguraci klikového hřídele.

Navrhnout možné varianty vyvážení setrvačných sil a momentů v klikovém mechanismu.

Pro zvolené uspořádání klikového mechanismu zpracovat výkresovou dokumentaci jeho hlavních komponent.

Provést pevnostní kontrolu klikového hřídele s uvážením torzních kmitů.

#### Seznam doporučené literatury:

STONE, Richard. Introduction to internal combustion engines. 3rd edition. Warrendale, Pa.: Society of Automotive Engineers, 1999. 641 s. ISBN 0768004950.

HEISLER, Heinz. Advanced engine technology. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1995. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

KÖEHLER, Eduard. Verbrennungsmotoren: Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors. 3. verb. Aufl. Braunschweig [u.a.]: Vieweg, 2002. 548 s. ISBN 3-528-23108-4.

HAFNER, Karl Ernst a MAASS, Harald. Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschinen. Wien, New York: Springer Verlag, 1995. 424 s. ISBN 978-3-7091-7468-5.

SKOTSKY, Alexander A. Automotive engines: control, estimation, statistical detection. Berlin: Springer Verlag, 2009. 215 s. ISBN 978-3-642-00163-5.

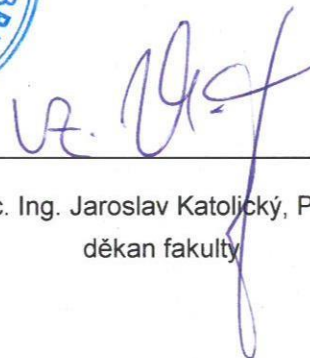
JAN, Zdeněk a ŽDÁNSKÝ, Bronislav. Automobily (3): Motory. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 179 s. ISBN 978-80-87143-15-5.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 1. 11. 2017



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
ředitel ústavu



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

## ABSTRAKT

Diplomová práce zaměřena na návrh klikového hřídele pro čtyřválcový vznětový motor pro užitková vozidla. Hlavními úkoly této práce jsou návrh konfigurace klikového hřídele, vyvážení setrvačných sil a momentů v klikovém mechanismu, zpracování výkresové dokumentace klikového hřídele, provedení pevnostní kontroly s uvažováním torzních kmitů.

## KLÍČOVÁ SLOVA

klikový mechanismus, klikový hřídel, hnací ústrojí, vyvažování, motor, Ansys, Creo, torzní kmity, tlumič torzních kmitů, torzní tlumič.

## ABSTRACT

The diploma thesis focuses on the design of the crankshaft for a four-cylinder diesel engine for commercial vehicles, the main task of this work are the design configuration of the crankshaft balance inertia forces and torques at the crank mechanism, drawing documentation crankshaft design strength check considering torsional vibration.

## KEYWORDS

crank mechanism, crankshaft, powertrain, balancing, engine, Ansys, Creo, torsional damper torsional vibrations, torsional vibrations damper.

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

NIKOLAYCHUK, Y. Čtyřválcový vznětový motor pro užitková vozidla. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 72 s. Vedoucí diplomové práce Václav Pištěk.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 25. května 2018

.....

Yaroslav Nikolaychuk

## **PODĚKOVÁNÍ**

Děkuji panu prof. Ing. Václavu Pištěkovi, DrSc. z VUT FSI za vstřícnost a cenné rady, při vypracování diplomové práce.

## OBSAH

|                                                         |                                        |
|---------------------------------------------------------|----------------------------------------|
| Úvod .....                                              | 10                                     |
| 1 Klikový mechanismus .....                             | 11                                     |
| 2 Materialy a druhy výroby klikového hřídele .....      | 12                                     |
| 3 Kinematické veličiny centrického mechanismu .....     | 15                                     |
| 3.1 Zdvih .....                                         | 15                                     |
| 3.2 Dráha pístu .....                                   | 15                                     |
| 3.3 Rychlost pístu .....                                | 16                                     |
| 3.4 Zrychlení pístu .....                               | 17                                     |
| 4 Síly v klikovém mechanismu .....                      | 18                                     |
| 4.1 Síly od tlaku plynu .....                           | 18                                     |
| 4.2 Síly setrvačného .....                              | 18                                     |
| 5 Uspořádání klikového hřídele .....                    | 20                                     |
| 5.1 Setrvačné síly rotujících částí .....               | 20                                     |
| 5.2 Momenty setrvačných sil rotujících částí .....      | 21                                     |
| 5.3 Setrvačné síly posuvných částí .....                | 22                                     |
| 6 Druhy vyvážení a návrh klikového hřídele .....        | 28                                     |
| 6.1 Návrh klikového hřídele .....                       | 28                                     |
| 6.2 Návrh prvního zalomení .....                        | 29                                     |
| 6.3 Výsledný model klikového hřídele .....              | 31                                     |
| 7 Modální analýza .....                                 | 33                                     |
| 7.1 Postup výpočtu modální analýzy .....                | 33                                     |
| 7.2 Výsledky modální analýzy .....                      | 34                                     |
| 8 Torzní kmitání klikového hřídele .....                | 38                                     |
| 8.1 Náhradní torzní soustava klikového mechanismu ..... | 39                                     |
| 8.2 Redukce délek .....                                 | 41                                     |
| 8.3 Výpočet torzních tuhostí .....                      | 42                                     |
| 9 Vlastní torzní kmitání soustavy .....                 | 43                                     |
| 9.1 Výpočet vlastního torzního kmitání .....            | 43                                     |
| 9.2 VYNUCENÉ TORZNÍ KMITÁNÍ .....                       | 45                                     |
| 10 Výpočet únavové pevnosti .....                       | 51                                     |
| 10.1 Uložení zatížení modelu .....                      | 51                                     |
| 10.2 Výsledky pevnostní analýzy .....                   | 52                                     |
| 10.3 Kontrola únavové pevnosti hřídele .....            | 54                                     |
| 11 TLUMIČ TORZNÍCH KMITŮ .....                          | 57                                     |
| 11.1 Hlavní parametry pryžového tlumiče .....           | <b>Ошибка! Закладка не определена.</b> |

|      |                                                       |    |
|------|-------------------------------------------------------|----|
| 12   | Kmitání klikového mechanismu s tlumičem .....         | 58 |
| 12.1 | Výpočet torzních tuhostí. ....                        | 58 |
| 12.2 | Vlastní torzní kmitání s tlumičem torzních kmitů..... | 59 |
| 12.3 | Vynucené torzní kmitání tlumené soustavy. ....        | 60 |
| 12.4 | Kritické otáčky motoru s použitím tlumiče.....        | 61 |
| 12.5 | Výpočet vynuceného torzního kmitání .....             | 61 |
| 13   | Výsledky pevnostní analýzy s tlumičem. ....           | 63 |
| 13.1 | Kontrola únavové pevnosti hřídele. ....               | 64 |
|      | Závěr.....                                            | 65 |
|      | Seznam použitých zkratk a symbolů .....               | 67 |
|      | Seznam příloh .....                                   | 72 |

## ÚVOD

Na dnešní dobu v automobilovém světě existují trend na snižování objemu motorů nebo počtu válců. Je to způsobeno pořád rostoucím v atmosféře obsahem škodlivých pro přírodu a člověka látek, které vznikají při spalování paliva. V současné době výrobce motoru a užitkových automobilů mají zájem snížit. V současném světě se snaží tento problém řešit výrobci motorů a nákladních automobilů. Pro to více a více nákladních a užitkových aut mají čtyřválcové vznětové motory. Vzhledem k současnému trendu klikový hřídel musí splňovat docela vysoké požadavky, z nichž nejvíce důležité jsou vysoká spolehlivost a životnost.

Ohledně toho diplomové práce je zaměřena na návrh klikového hřídele pro čtyřválcový vznětový motor, který by splňoval všechny výše uvedené požadavky. Pro dosažení těch to nutno použít správné postupy a metody jak řešit úlohu.

Tato práce se skládá z několika hlavních částí v kterých je rozepsány kroky při výpočtu klikového hřídele. V první části je popsán klikový mechanismus, druhy výroby a průběh zatěžujících sil.

V další části popsáno modelování klikového hřídele v programu Creo Parametric a principy provedení modální analýzy v programu Ansys APDL.

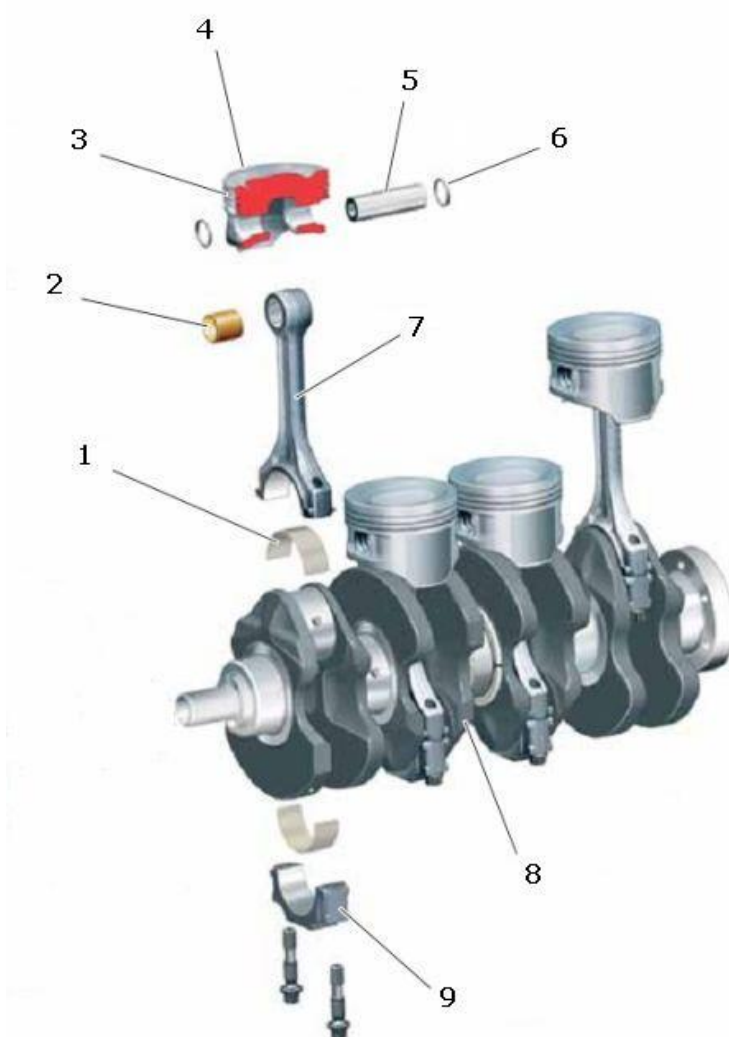
V poslední části jsou popsány vlastním a vynuceným torzním kmitáním navrhovaného klikového hřídele, provedení pevnostní analýzy hřídele bez tlumiče a s tlumičem.

## 1 KLIKOVÝ MECHANISMUS

Klikový mechanismus je určen k převodu přímočarého vratného pohybu pístu na rotační pohyb (například rotační pohyb klikového hřídele v motoru s vnitřním spalováním) a naopak. Díly klikového mechanismu dá se rozdělit do dvou skupin: pohyblivé a pevné.

Pohyblivé díly: píst, pístní kroužky, pístní čepy a ojnice, klikový hřídel, setrvačnick.

Pevné díly: Kliková skříň, hlava válců, vložky válců, kluzná ložiska hlavních čepů.



Obrázek 1. Klikový hřídel čtyřválcového motoru [1]

1- ložisková panev, 2 - ložisko, 3 - pístní kroužky, 4- píst, 5 - pístní čep, 6 - pojistný kroužek, 7- ojnice, 8- klikový hřídel, 9- viko ojnice.

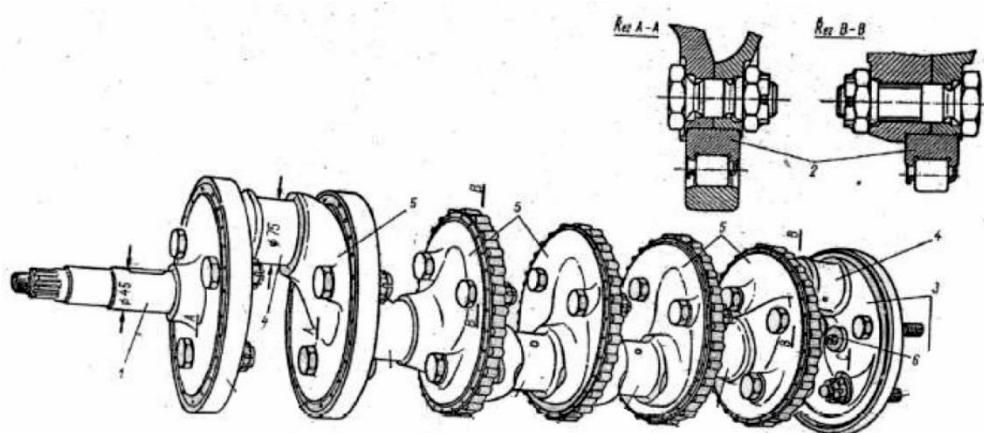
## 2 MATERIALY A DRUHY VYROBY KLIKOVÉHO HŘÍDELE.

Během pracovního cyklu na klikový hřídel působí spousta sil: setrvačné síly, síly od tlaku plynu. Velikost a směr těch to sil náhle se mění v čase což vyvolávají v klikovém hřídeli pružné kmity. A to jsou: torzní kmitání, ohybové kmitání a podélné kmitání. Ohledně tomu že hřídel musí zajišťovat tuhost hřídele vůči krouticímu a ohybovému zatěžování a pevnost vůči působícím silovým účinkům, být dobré odolným proti opotřebení čepů ložisek a zajišťovat dobrou životnost při cyklickém zatěžování. A by hřídel mohl splňovat všechny požadované podmínky důležitou roli má materiál s kterého se vyrábí. Co jsou například 16MnCr15 (ČSN 14220, pevnost 780-850 MPa) , 42CrMo4 (ČSN 15142 , pevnost 770-820 MPa), C45 (ČSN 12050, pevnost 590-720 MPa). [2],[3]

Podle způsobu vyrobění klikové hřídele se deli:

- Skládané klikové hřídele;
- Odlévané klikové hřídele;
- Kované klikové hřídele;
- Klikový hřídel kompletně obráběn z tyčového polotovaru;
- 

Skládané klikové hřídele můžeme rozdělit na dvě skupiny: skládaný lisováním nebo sešroubovaný. Výroba těchto hřídelů je docela drahá a možná říct že ohledně tomu se moc nepoužívá. Takový typ hřídelů uplatňovala česká automobilka TATRA.



Obr. 2 – Skládaný klikový hřídel TATRA[5]

Klikové hřídeli udělané metodou odlévání jsou lehčí a mají lepší tlumicí vlastnosti. Nevýhodou těchto hřídelů je nižší ohybová pevnost což může zapříčinit zvětšení všech rozměrů. Ohledně tomu lité klikové hřídele se používají pouze u méně zatížených motorů. Nejpožívanějšími materiály na výrobu jsou šedá litina, legovaná litina, ocelolitina. [6]



*Obr. 3. Forma pro tlakové lití [8]*

Kované klikové hřídele kovají se zápustkovou metodou. Používá se u více zatěžovaných motorů a vznětových motorů.

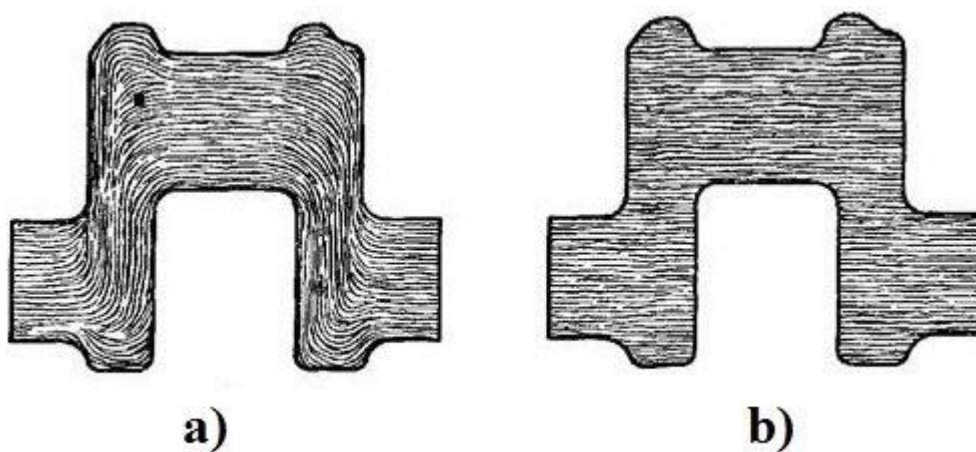


*Obr.4 Kovaná kliková hřídel [7]*



**Obr.5** Klikový hřídel kompletně obráběn z tyčového polotovaru[9]

Prostřednictvím kování lze získat dobrou makrostrukturu - kovová vlákna nejsou přerušována, a odpovídají konfiguraci hřídele.



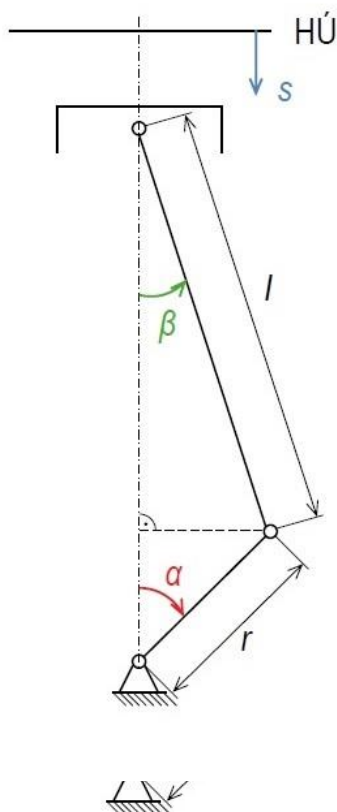
**Obr.6** - Mikrostruktura vláken klikového hřídele

- a) Mikrostruktura kovaného klikového hřídele;
- b) Mikrostruktura kovaného klikového hřídele kompletně obráběného z tyčového polotovaru [4]

### 3 KINEMATICKÉ VELIČINY CENTRICKÉHO MECHANISMU.

#### 3.1 ZDVIH

Zdvih je definován jako vzdálenost mezi horní úvratí a dolní úvratí. Z pravidla zdvih se označuje písmenem  $z$  a jednotky má milimetr.



Obr.7 Centrického klikový mechanismu [10]

$$Z = 2 \cdot r, \quad (1)$$

kde:  $Z$  - je zdvih pístu,  $r$  - je poloměr zalomení klikového hřídele.

#### 3.2 DRÁHA PÍSTU

Dráha pístu je definována vztahem:

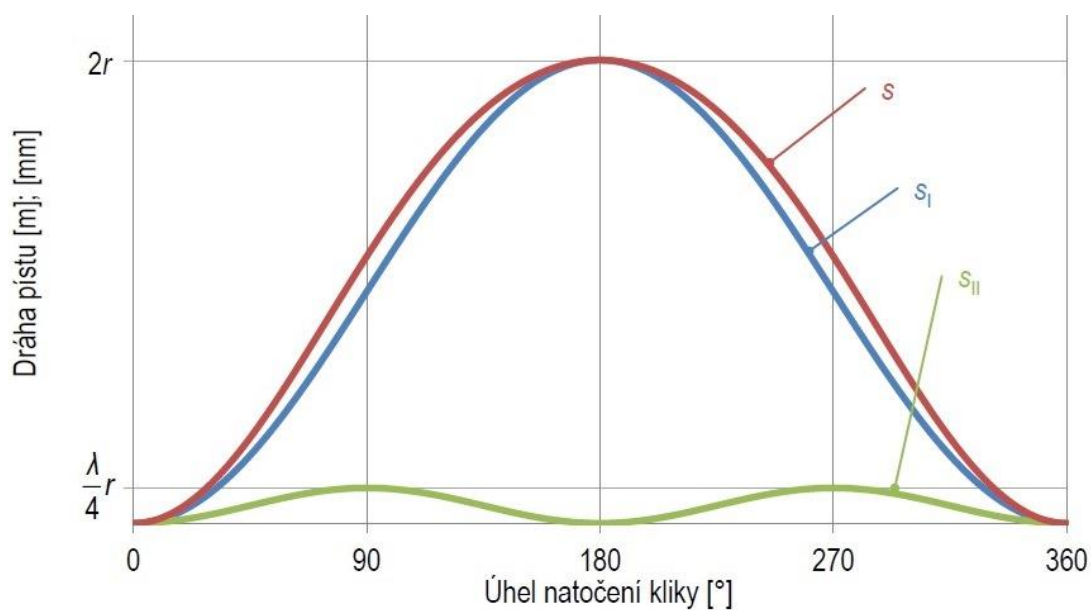
$$S = r \cdot \left[ (1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right], \quad (2)$$

I. harmonická složka

$$S_I = r \cdot (1 - \cos\alpha), \quad (3)$$

II. harmonická složka

$$S_{II} = r \cdot \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha), \quad (4)$$



Obr.8 Průběh dráhy pístu a jednotlivých harmonických složek [10]

### 3.3 RYCHLOST PÍSTU

Rychlost pístu je definována vztahem:

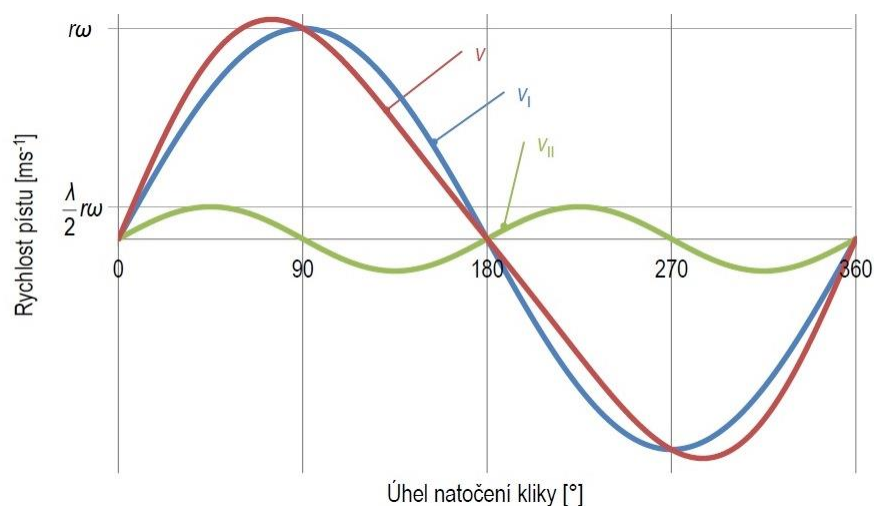
$$V = r \cdot \omega \left( \sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right), \quad (5)$$

I. harmonická složka

$$V_I = r \cdot \omega \cdot \sin\alpha, \quad (6)$$

II. harmonická složka

$$V_{II} = r \cdot \omega \cdot \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha, \quad (7)$$



Obr.9 Průběh rychlosti pístu a jednotlivých harmonických složek [10]

### 3.4 ZRYCHLENÍ PÍSTU

Zrychlení pístu je definována vztahem:

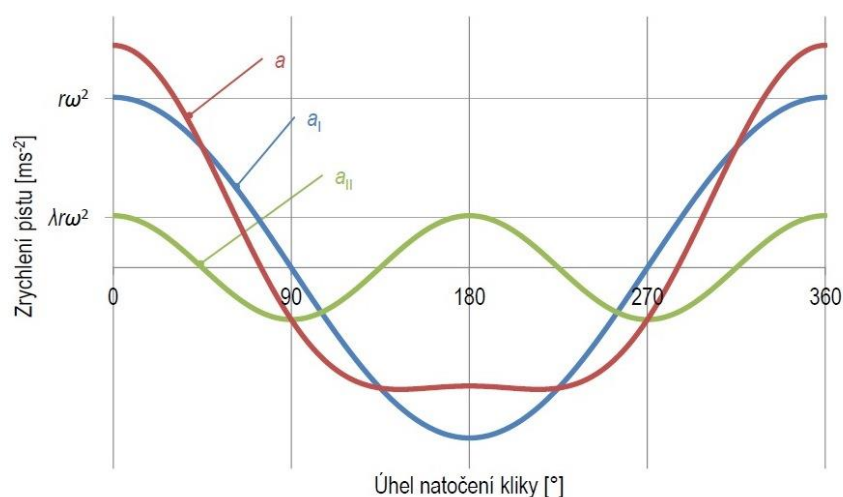
$$a = r \cdot \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha), \quad (8)$$

I. harmonická složka

$$a_I = r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha, \quad (9)$$

II. harmonická složka

$$a_{II} = r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cos 2\alpha, \quad (10)$$



Obrazek 10. Průběh celkového zrychlení pístu včetně harmonických složek [10]

## 4 SÍLY V KLIKOVÉM MECHANISMU

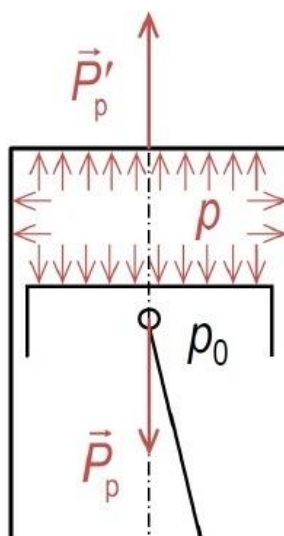
### 4.1 SÍLY OD TLAKU PLYNU

Při spalování paliva dochází ke prudkému nárůstu tlaku ve válci který působí na dno pístu a hlavu válce. Toto působení vyvolává síly  $P_p$  a  $P'_p$  které leží v ose válce a mají různý smysl.

Síla od tlaku plynů je definována vztahem:

$$F_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot (p - p_0), \quad (11)$$

kde:  $D$  - je vrtání válce,  $p$  - tlak ve spalovacím prostoru,  $p_0$  - atmosferický tlak.



Obr.11 Působení síly od tlaku plynů [11]

### 4.2 SÍLY SETRVAČNE

Kromě sil vyplývajících od tlaku plynů jsou ještě setrvačné síly. Vzhledem k tomu, že vratně pohyblivé části (pístní skupina a horní část ojnice) má určitou hmotnost a pohybují se s nerovnoměrnými rychlostmi, vznikají značné setrvačné síly posuvných částí. Velikost této setrvačné síly  $F_{sp}$  je rovna hmotnostní vratně se pohybujících částí na jejich zrychlení.

$$F_{sp} = -m_p \cdot a, \quad (12)$$

kde:  $m_p$  je hmotnost pohybujících se částí [kg],  $a$  je její zrychlení [ $\text{ms}^{-2}$ ].

Největší hodnota celkové síly setrvačnosti  $F_{sp}$  dosahuje, když píst prochází přes horní a dolní úvratě. Při čemž v horní úvrati síly směřují vzhůru, a dolní úvrati - dolů. Kromě setrvačných sil posuvných částí existují taky síly rotujících částí (otáčení ojničního čepu a spodní části ojnice)  $F_r$ . Tato síla vždy směřuje podél poloměru kliky od centra a dodatečně zatěžují ložiska klikového hřídele. Velikost setrvačných sil se zvyšuje s nárůstem počtu otáček klikového hřídele.

Eliminovat škodlivý účinek výše uvedených sil lze pomocí vyvážení. Plně vyvážený klikový hřídel je takový hřídel ve kterém je součet setrvačných sil prvního a druhého řádu, součet odstředivých sil a součet momentů těchto sil je roven nule. V tomto případě působení setrvačných sil nezpůsobují vibrace a třepení motoru.

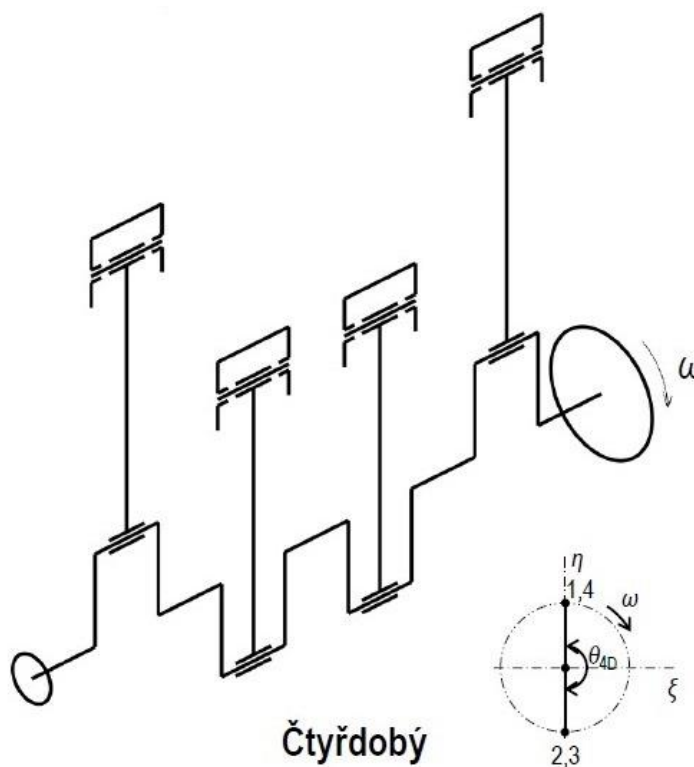
## 5 USPOŘADÁNÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Pro každý motor musíme určit pravidelné rozestupy zážehu. Je požadavek, aby zážehy v jednotlivých válcích probíhaly za sebou v pravidelných pořadích má to vliv na chod motoru. Zapálení směsi ve válci čtyřdobého motoru probíhá po otočení o úhel  $720^\circ$ . Pro zjištění pravidelného intervalu mezi zážehy ve válcích pro úhel mezi klikami hřídele vztah:

$$\vartheta_{4D} = \frac{720}{i} \quad (13)$$

kde:  $i$  - je počet válců motoru  $[\circ]$ .

Pro daný čtyřdobý čtyřválcový vznětový řadový motor, jsem volil pořadí zážehů 1-3-4-2



Obr.12 Zalomení klikového hřídele a pořadí zážehů [11]

### 5.1 SETRVAČNÉ SÍLY ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

Ohledně tomu že vše části kliková ustrojí jsou stejná to možná říct že velikosti setrvačných sil rotujících částí  $F_r$  jsou stejně velké. Tato síla působí ve směru ramen hřídele od osy rotace klikového hřídele. Všechna zalomení klikového hřídele leží v jedné rovině - výslednice sil je nulová. Síly jsou přirozeně vyváženy.

Setrvačné síly rotujících částí je definované vztahem:

$$F_r = m_r r \omega^2, \quad (14)$$

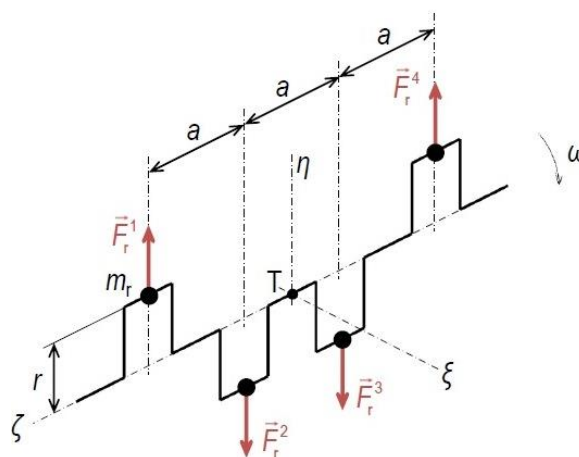
kde:  $m_r$  - je hmotnost rotačních částí [kg],  $r$  - je poloměr kliky [m],  $\omega$  - uhlová rychlost [ $s^{-1}$ ].

Celková setrvačná síla pro danou válcovou jednotku je dána vztahem:

$$\sum_{i=1}^4 F_{r\xi}^i = 0 \quad (15)$$

$$\sum_{i=1}^4 F_{r\eta}^i = m_r r \omega^2 - m_r r \omega^2 - m_r r \omega^2 + m_r r \omega^2 = 0 \quad (16)$$

$$\sum_{i=1}^4 \vec{F}_r^i = \vec{0} \quad (17)$$



Obr.13 Setrvačné síly rotujících částí na jednotlivých zalomeních [11]

## 5.2 MOMENTY SETRVAČNÝCH SÍL ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

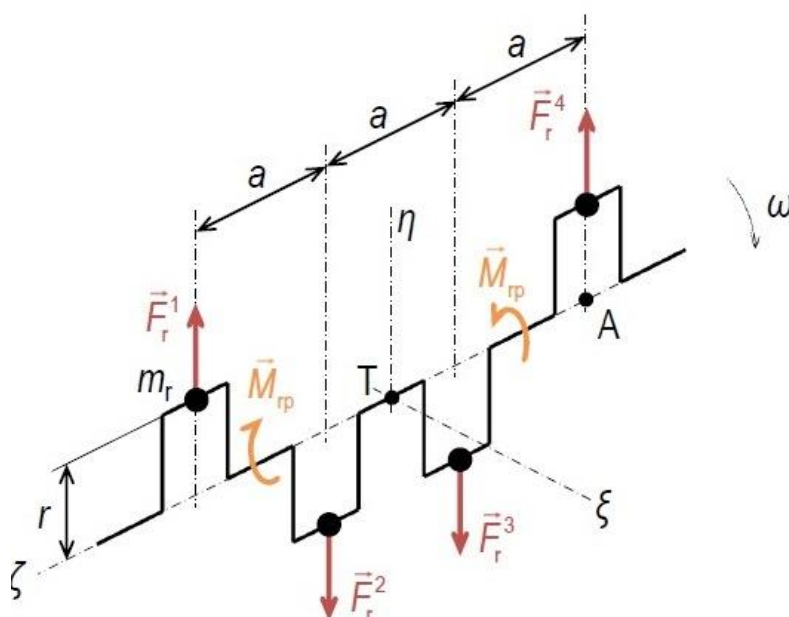
Při rotaci klikového hřídele vznikají momenty rotujících částí. Velikost momentu se ne mění při zvyšování otáček hřídele. Tento nežádoucí moment lze odstranit pomocí protizávaží na klikovém hřídeli které je umístěno ve stejné rovině jako vyvažovaný moment s opačným smyslem působení.

Momentu setrvačných sil rotujících částí vztaženého k bodu A (viz. obr.14)

$$\sum_{i=1}^4 M_{r\xi}^i = -m_r r \omega^2 3a + m_r r \omega^2 2a + m_r r \omega^2 a = 0 \quad (18)$$

$$\sum_{i=1}^4 M_{r\eta}^i = 0 \quad (19)$$

$$\sum_{i=1}^4 \vec{M}_r^i = \vec{0} \quad (20)$$



Obr. 14 Momenty setrvačných sil rotujících částí [11]

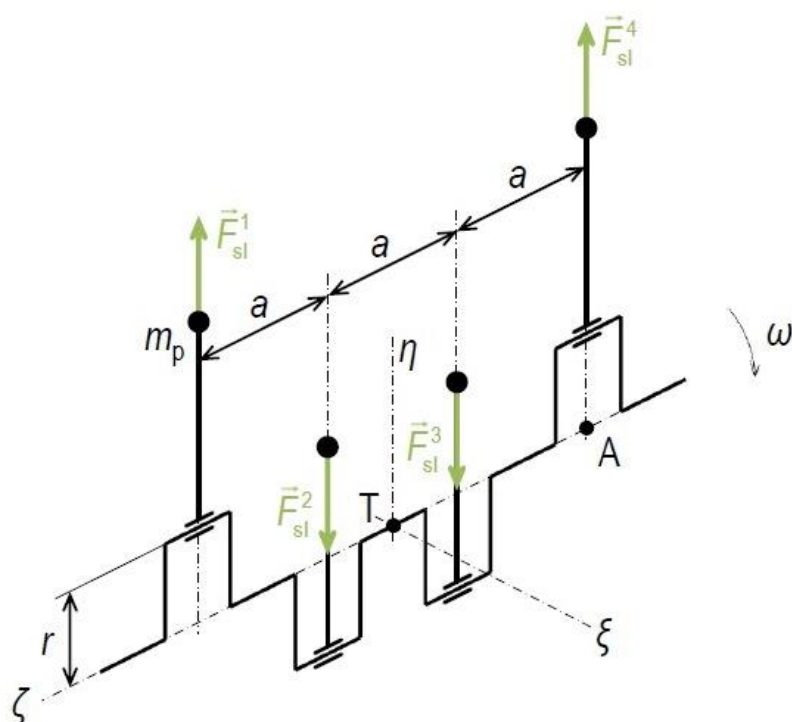
### 5.3 SETRVAČNÉ SÍLYPOSUVNÝCH ČÁSTÍ

Celková setrvačná síla posuvných částí je vždy rovna součtu těchto dvou sil setrvačnosti: prvního řádu  $F_{SI}$  a druhého řádu  $F_{SII}$ . Řády se od sebe liší frekvencí a amplitudou. Síla prvního řádu je síla která vyskytuje jednou za otáčku klikového hřídele. Síla druhého řádu je síla která vyskytuje dva krát za otáčku klikového hřídele.

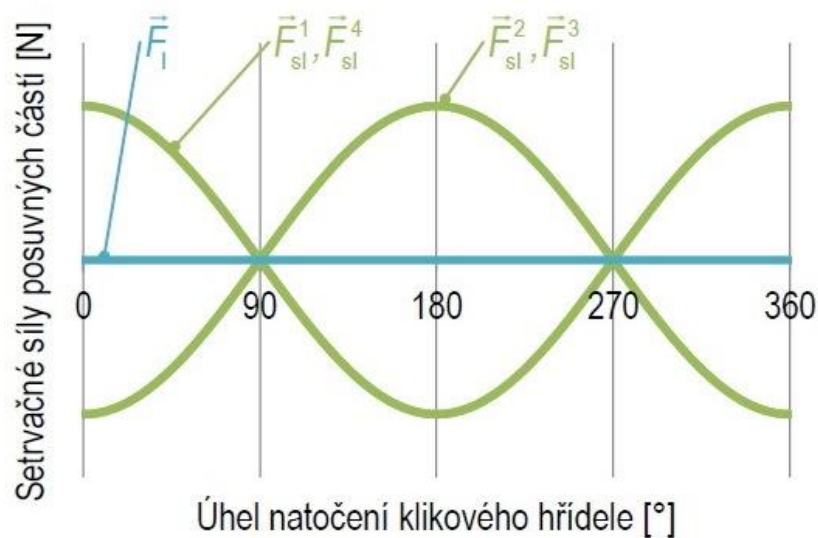
## 5.3.1 SETRVAČNÉ SÍLY POSUVÝCH ČÁSTÍ PRVNÍHO ŘADU

$$\sum_{i=1}^4 F_{sl}^i = m_p r \omega^2 \cos \alpha + m_p r \omega^2 \cos(\alpha + 180) + m_p r \omega^2 \cos(\alpha + 180) + m_p r \omega^2 \cos(\alpha + 180) + m_p r \omega^2 \cos \alpha \quad (21)$$

$$\vec{F}_I = \vec{0} \quad (22)$$



Obr.15 Setrvačné síly posuvných částí prvního řádu [11]

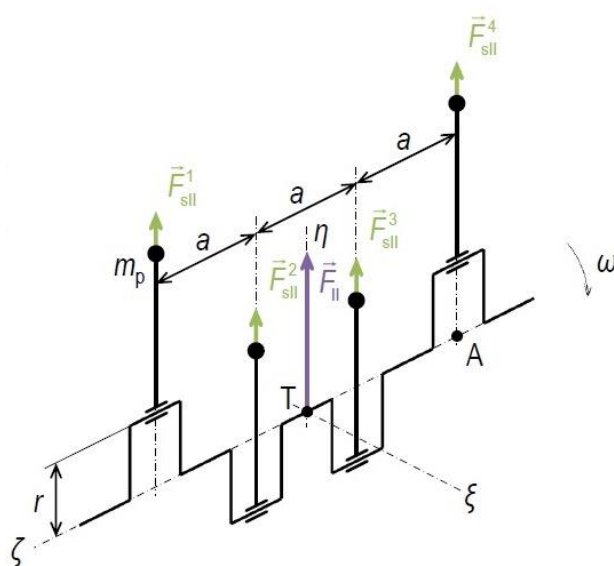


Obr.16 Průběh setrvačných sil posuvných částí prvního řádu [11]

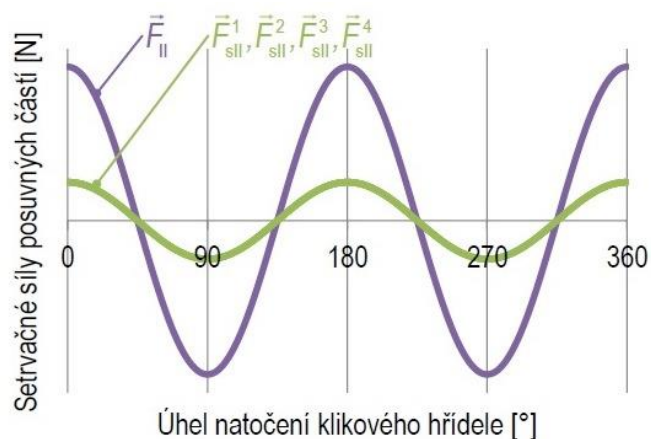
### 5.3.2 SETRVAČNÉ SÍLY POSUVNÝCH ČÁSTÍ DRUHÉHO ŘADU

$$\sum_{i=1}^4 \vec{F}_{sII}^i = \lambda m_p r \omega^2 \cos \alpha + \lambda m_p r \omega^2 \cos 2(\alpha + 180) + \lambda m_p r \omega^2 \cos 2(\alpha + 180) + \lambda m_p r \omega^2 \cos 2\alpha \quad (23)$$

$$\vec{F}_{II} = 4\lambda m_p r \omega^2 \cos 2\alpha \quad (24)$$



Obr.17 Setrvačné síly posuvných částí druhého řádu [11]



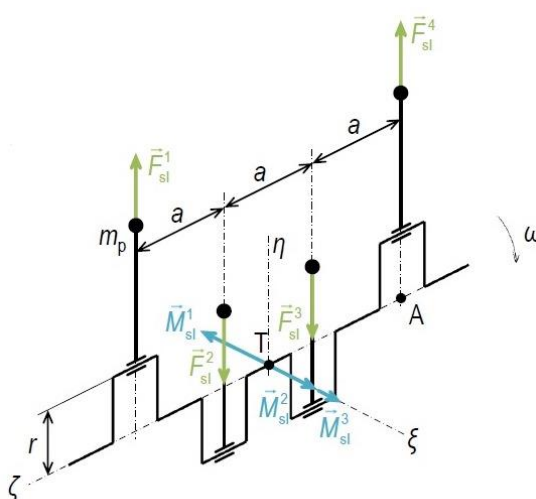
Obr.18 Průběh setrvačných sil posuvných částí druhého řádu [11]

### 5.3.3 MOMENTY SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ PRVHÍHO ŘÁDU

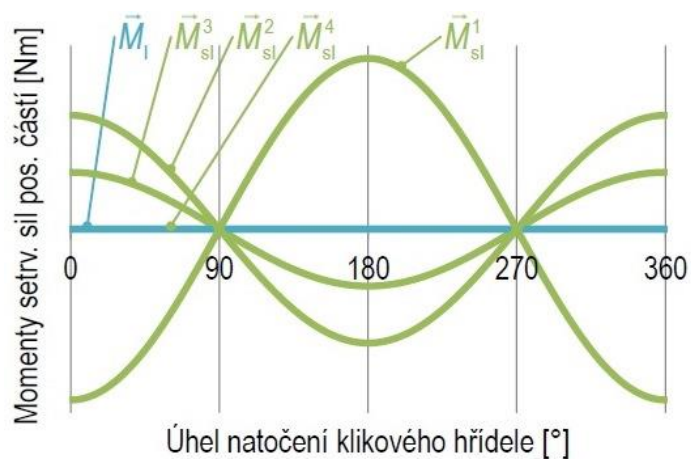
Momenty setrvačných sil posuvných částí k bodu A

$$\sum_{i=1}^4 \vec{M}_{sl}^i = -m_p r \omega^2 \cos \alpha 3a + m_p r \omega^2 \cos(\alpha + 180) 2a - m_p r \omega^2 \cos(\alpha + 180) a + 0 \quad (25)$$

$$\vec{M}_I = \vec{0} \quad (26)$$



Obr. 19 Momenty setrvačných sil posuvných částí prvního řádu [11]



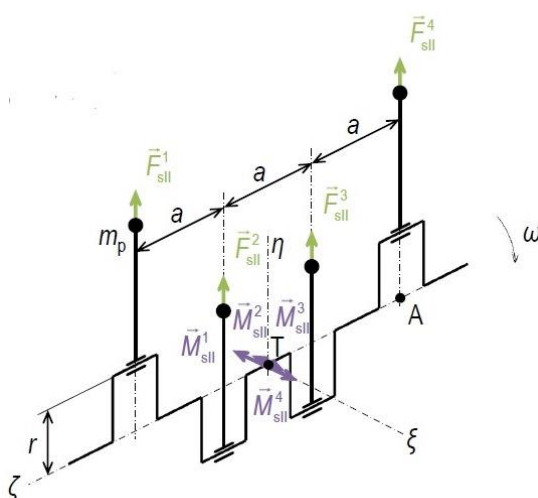
Obrazek 20 Pruběh momentu setrvačných sil posuvných částí prvního řádu [11]

### 5.3.4 MOMENTY SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ DRUHÉHO ŘÁDU

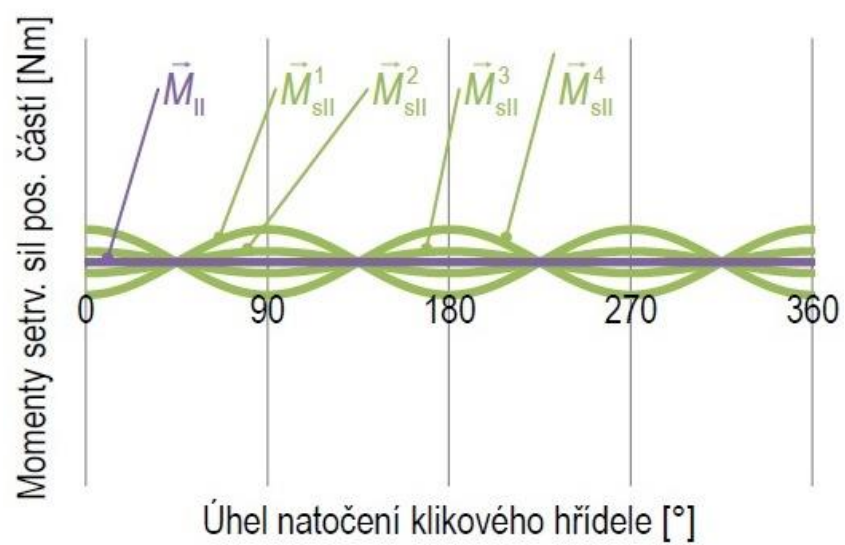
Momenty setrvačných sil posuvných částí k bodu T

$$\sum_{i=1}^4 \vec{M}_{sl}^i = -\lambda m_p r \omega^2 \cos 2\alpha \frac{3}{2} a - \lambda m_p r \omega^2 \cos 2(\alpha + 180) \frac{1}{2} a + \lambda m_p r \omega^2 \cos 2(\alpha + 180) \frac{1}{2} a + \lambda m_p r \omega^2 \cos 2\alpha \frac{3}{2} a \quad (27)$$

$$\vec{M}_I = \vec{0} \quad (28)$$



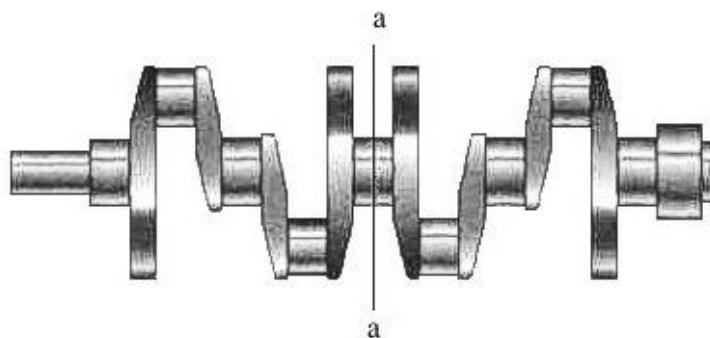
Obr. 21 Momenty setrvačných sil posuvných částí druhého řádu [11]



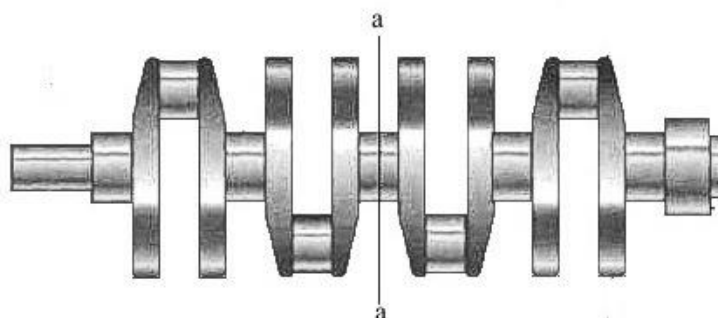
Obr. 22 Průběh momentu setrvačných sil posuvných částí druhého řádu [11]

## 6 DRUHY VYVÁŽENÍ A NÁVRH KLIKOVÉHO HŘÍDELE

U motorů s malým objemem, u kterých je obvykle dost malá hmotnost ojnice a pístu, je jedna protizávaží přiléhající ke stěně každé kliky na klikovém hřídeli. Je-li hmotnost ojnice a pístů velká, to jedna protizávaží může být dostatečná. Při nedostatečné hmotnosti protizávaží se na klikovém hřídeli zvyšují zatížení, což může vést k ohýbání a zvýšení zatížení ložisek. Aby tomu zabránit na klikovém hřídeli se používají dvojité protizávaží.



Obr.23 Momentové vyvážení klikového hřídele [1]



Obr. 24. Silové vyvážení klikového hřídele [1]

### 6.1 NÁVRH KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Základní parametry a hlavní rozměry klikového mechanismu uvedeny v tabulce 1, a unifikované rozměry v tabulce 2. Hlavní rozměry klikového hřídele nám poskytl vedoucí práce pan prof. Ing. Václavu Píštěkovi, DrSc.

Tab.1 Základní vstupní parametry klikového mechanismu.

| Název veličiny                | Značka       | Hodnota |
|-------------------------------|--------------|---------|
| Počet válců                   | $i_v (-)$    | 4       |
| Vrtání válce                  | $D (mm)$     | 130     |
| Zdvih pístu                   | $Z (mm)$     | 149     |
| Zdvihový objem motoru         | $V_z (cm^3)$ | 7,911   |
| Rozteč válců                  | $a_v (mm)$   | 180     |
| Délka ojnice                  | $l_o (mm)$   | 267     |
| Hmotnost rotační části ojnice | $m_2 (kg)$   | 3,09    |
| Hmotnost posuvných částí      | $m_p (kg)$   | 5,72    |

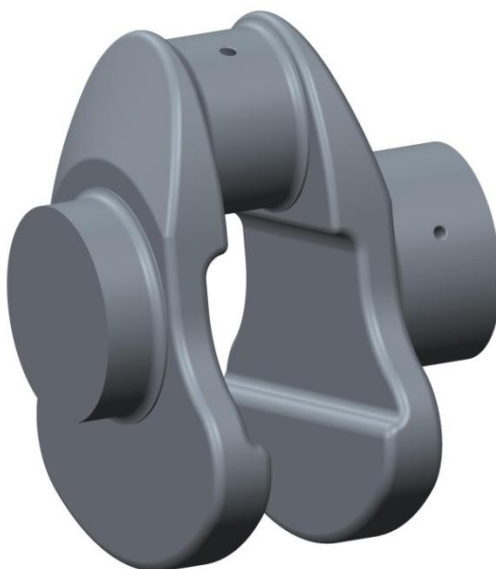
Tab.2 Unifikované rozměry.

| Název veličiny        | Značka     | Hodnota |
|-----------------------|------------|---------|
| Průměr hlavního čepu  | $D_h$ (mm) | 99      |
| Délka hlavního čepu   | $L_h$ (mm) | 53      |
| Průměr ojničního čepu | $D_o$ (mm) | 82      |
| Délka ojničního čepu  | $L_o$ (mm) | 50      |
| Poloměr kliky         | $r$ (mm)   | 74,5    |

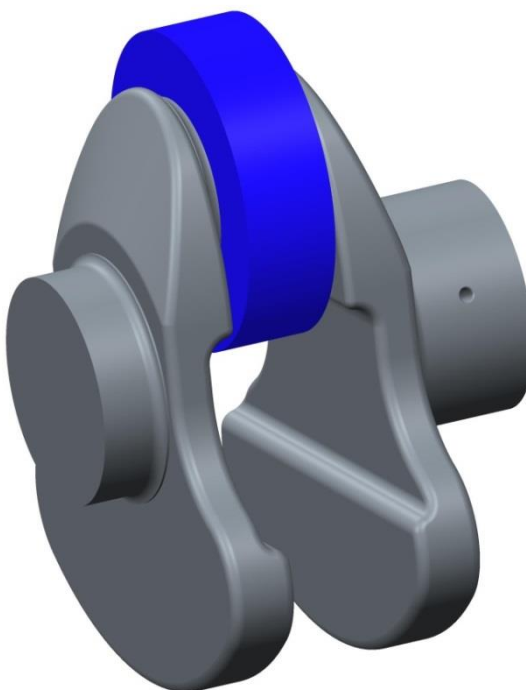
## 6.2 NÁVRH PRVNÍHO ZALOMENÍ

Prvním krokem pro návrh klikového hřídele bylo to že musel jsem vytvořit první zalomení které pak sloužilo jako model pro tvorbu zalomení číslo 2,3,4. Model který byl vytvořen v programu Creo Parametric 2.0 je možné vidět na obr.25.

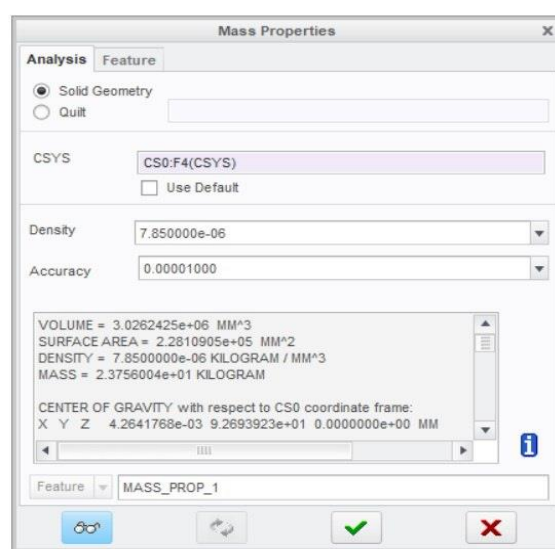
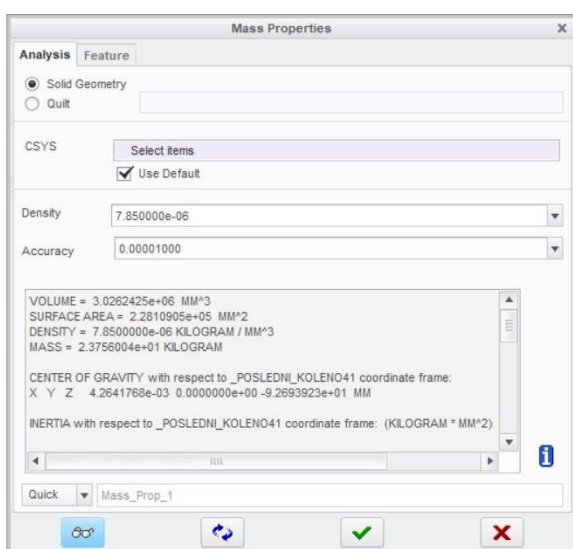
Po návrhu prvního zalomení klikového hřídele je potřeba provést vyvážení momentů setrvačných sil rotujících částí. To musím provést tak aby „z“souřadnice měla nulovou hodnotu. A to jsem udělal tak že budu měnit rozměr vývažku. Dalším krokem při vývážení je to že musím přidat hmotnost rotační části ojnice k ojničnímu čepu. To bylo řešeno tak že jsem vytvořil kroužek o hmotnosti rovné hmotnosti rotační části ojnice a jeho usazením na ojniční čep. Ten to proces je možné vidět na obr. 26



Obr.25 První zalomení klikového hřídele.



Obr.26 První zalomení s vývazovacím kolečkem.

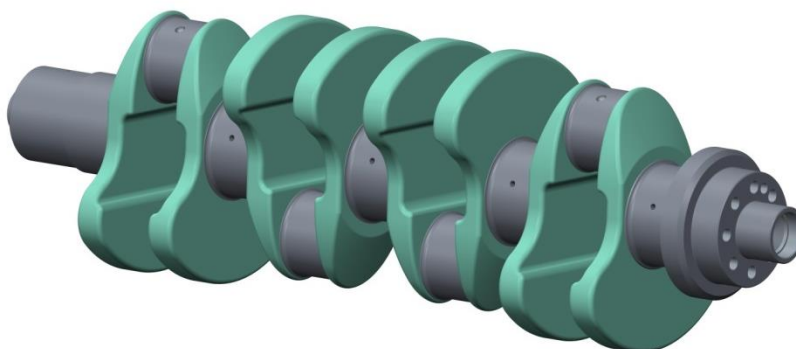


Obr.27 Mass properties.

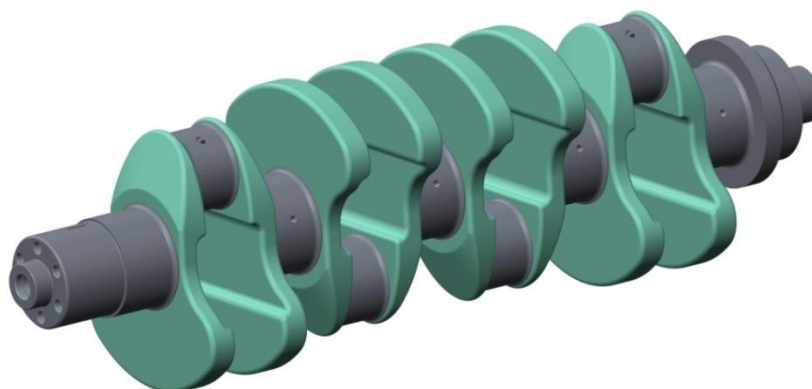
Na obrázku 27 jsou zobrazeny dva okna Mass Properties. Na levé části je vidět že „z“ souřadnice není nulová. Abych klikový hřídel byl silově vyvážen souřadnice „z“ musí nabývat nulovou hodnotu. Po provedení vyvážování prvního zalomení je možné vidět že souřadnice těžiště „z“ nabývá nulovou hodnotu a to bylo dosaženo pomocí uprav vývyžků prvního zalomení.

### 6.3 VÝSLEDNÝ MODEL KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Po ukončení ulohy z vyvážení prvního zalomení byl vytvořen model klikového hřídele, který je možné vidět na obr. 28 a 29. Na zadním konci hřídele byly navrhnuté závitové díry pro připevnění setrvačníku a taky otvor pro umístění vnitřního ložiska, do kterého bude usazen hřídel převodovky. Na předním konci hřídele byly navrhnuté závitové díry pro připevnění řemenice a tlumiče torzních kmitů. Tak že byla udělaná drážka pro pero v hřídeli kde bude umístěné ozubené kolo.

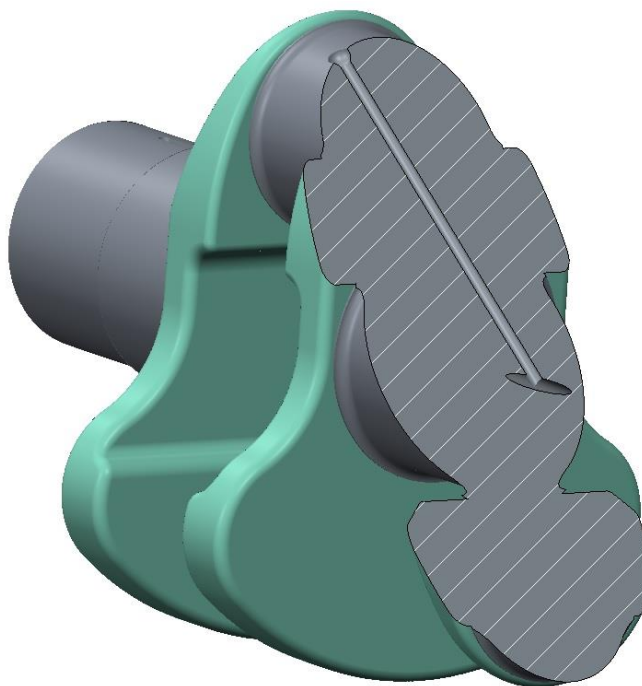


*Obr.28 Klikový hřídel – zadní konec.*

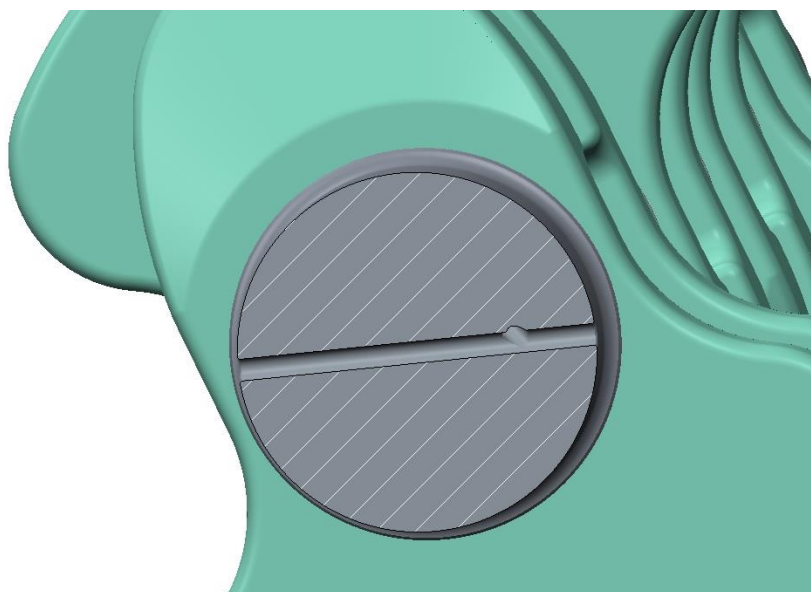


*Obr.29 Klikový hřídel – přední konec.*

Dalším úkolem který jsem musel udělat bylo vytvořit mazací kanály pro ojniční a hlavní čepy. Kanály nesou funkci pro přívod oleje na ojniční čepy a ložiska. Kanálky mají zaoblení aby snížil koncentrace napětí a zlepšit přístup oleje po ploše ložiska. Mazací kanály možné vidět na obrascích 30, 31.



*Obr.30 Řez ojničního mazacího kanálu.*



*Obr.31 Řez hlavního mazacího kanálu.*

## 7 MODÁLNÍ ANALÝZA

Modální analýza se provádí pro určení frekvencí a forem přirozených kmitů struktur. Modální analýza může být také prvním krokem pro ostatní typy dynamické analýzy, jako je analýza přechodů, harmonická a spektrální analýza. Modální analýza předpokládá, že systém je lineární. Všechny typy nelinearity - nelineární chování materiálu, hraniční podmínky kontaktu, konečné posuny - jsou ignorovány. Předpokládá se, že vnější síly a tlumení jsou nulové. [12]

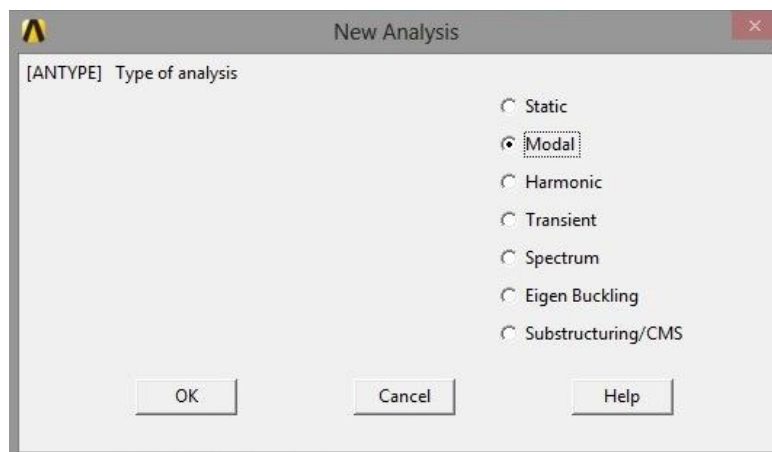
### 7.1 POSTUP VÝPOČTU MODÁLNÍ ANALÝZY

Klikový hřídel byl navrhnout v program Creo Parametric 2.0. Navrhnutý model klikového hřídele byl importován do programu ANSYS 14.5 ve formátu IGES. Ještě před importováním musela být provedena oprava hřídele aby snížil dobu výpočtu. Byly odstraněny díry pro šrouby na předním a zadním konci, mazací kanály, zaoblení hran na čepech a otvor pro ložisko na zadním konci.

Když model byl importován v program ANSYS jako první krok musel jsem zvolit typ prvku, a to SOLID187. Velikost prvků jsem zvolil 6 mm (jemnější síť prodloužila by čas výpočtu a byla by náročná na počítač).

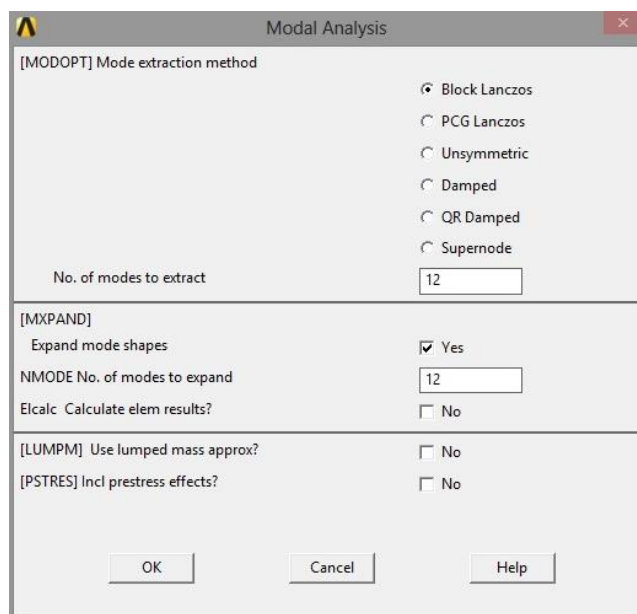
Další krok zvolit parametry pro ocel hustota materiálu  $\rho = 7850 \cdot 10^{-12} \frac{t}{mm^3}$ , Youngův modul pružnosti  $E = 2.1 \cdot 10^5$  MPa a Poissonova konstanta  $\mu = 0.3$ .

Před výpočtem vlastních frekvencí jsem zvolil typ analýzy MODALNI.



Obr.32 Nastavení typ analýzy.

Dalším krokem je nutne nastavit vlastních frekvencí. V tomto případě je nastaveno 12 hodnot. To znamená 12 vlastních frekvencí.



Obr.33 Nastavení počtu vlastních frekvencí.

## 7.2 VÝSLEDKY MODALNI ANALÝZY

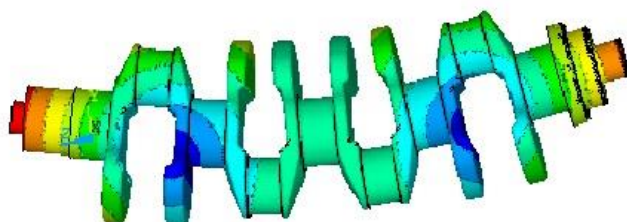
Těleso má v prostoru šest stupňů volnosti, a proto je prvních 6 hodnot nulových. Výsledkem analýzy je tedy 6 nenulových hodnot vlastních frekvencí. V každé z těchto hodnot má model klikového hřídele svůj charakteristický tvar. Tak že pod každým obrázkem je baravná škála. Ta ukazuje max. a min. hodnot posuvů částí modelu v dané frekvenci. Na stupnici je k dané barvě přiřazena číselná hodnota.

Tab.3 Vypočtené vlastní frekvence.

| Vlastní frekvence $\Omega$ | Hodnota (Hz) |
|----------------------------|--------------|
| $\Omega_7$                 | 154,57       |
| $\Omega_8$                 | 218,54       |
| $\Omega_9$                 | 356,54       |
| $\Omega_{10}$              | 400,93       |
| $\Omega_{11}$              | 430,55       |
| $\Omega_{12}$              | 554,19       |

NODAL SOLUTION

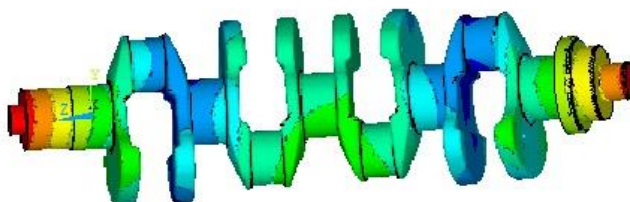
STEP=1  
SUB =7  
FREQ=154.573  
USUM (AVG)  
RSYS=0  
DMX =7.92222  
SMN =.015355  
SMX =7.92222

ANSYS  
R14.5

Obr.34 7 vlastní tvar, frekvence 154,57Hz.

NODAL SOLUTION

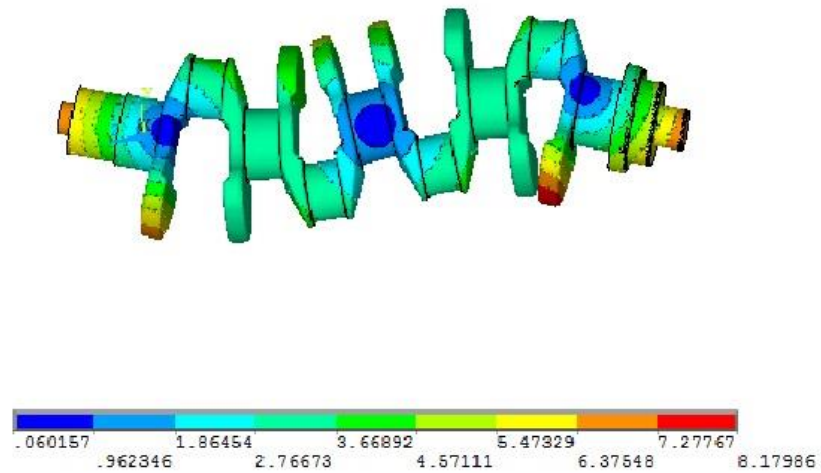
STEP=1  
SUB =8  
FREQ=218.544  
USUM (AVG)  
RSYS=0  
DMX =8.4182  
SMN =.010133  
SMX =8.4182

ANSYS  
R14.5

Obr.35 8 vlastní tvar, frekvence 218,54Hz.

MODAL SOLUTION

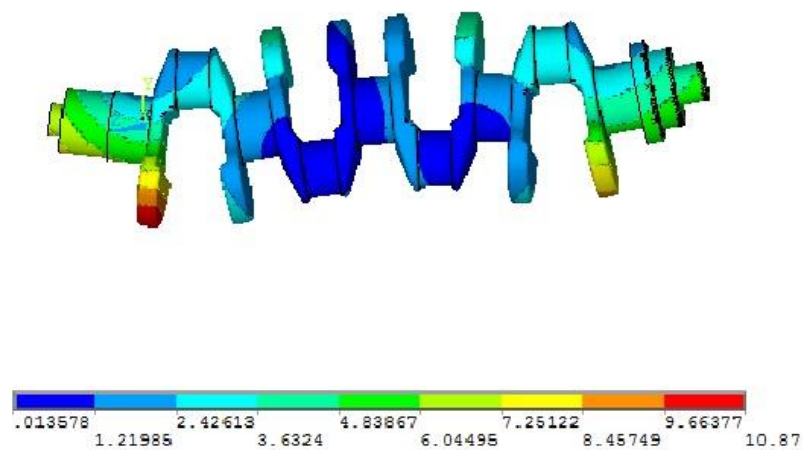
STEP=1  
SUB =9  
FREQ=356.542  
USUM (AVG)  
RSYS=0  
DMX =8.17986  
SMN =.060157  
SMX =8.17986

ANSYS  
R14.5

Obr.36 9 vlastní tvar, frekvence 356,54Hz.

MODAL SOLUTION

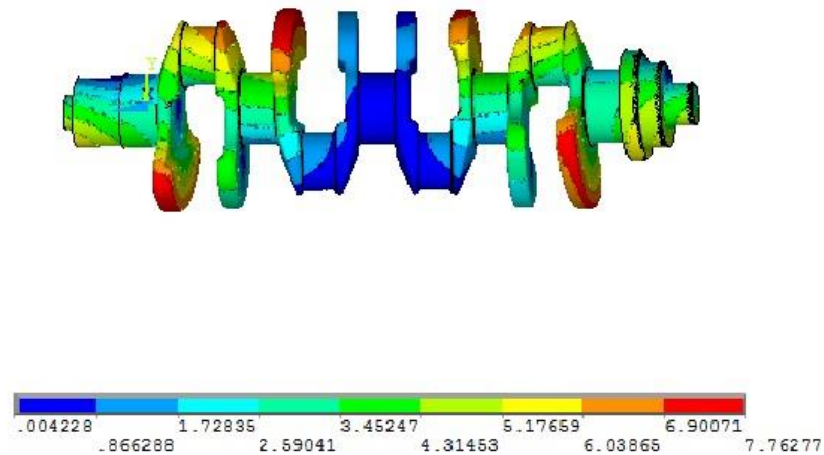
STEP=1  
SUB =10  
FREQ=400.931  
USUM (AVG)  
RSYS=0  
DMX =10.87  
SMN =.013578  
SMX =10.87

ANSYS  
R14.5

Obr.37 10 vlastní tvar, frekvence 400,93Hz.

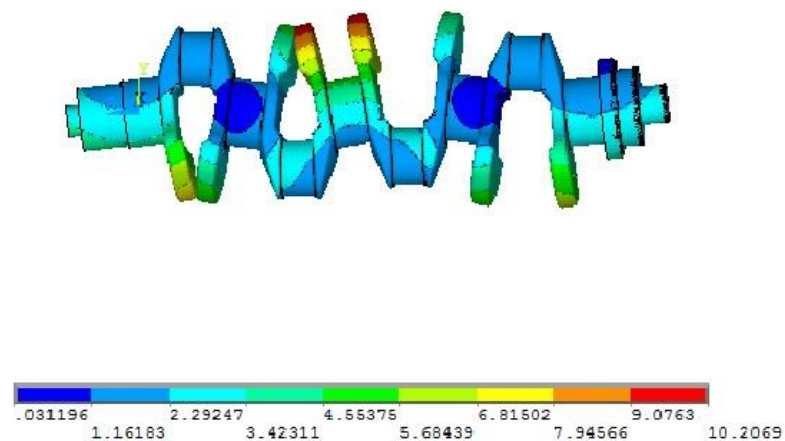
NODAL SOLUTION

STEP=1  
SUB =11  
FREQ=430.55  
USUM (AVG)  
R3YS=0  
DMX =7.76277  
SMN =.004228  
SMX =7.76277

ANSYS  
R14.5*Obr.38 11 vlastní tvar, frekvence 430,55Hz.*

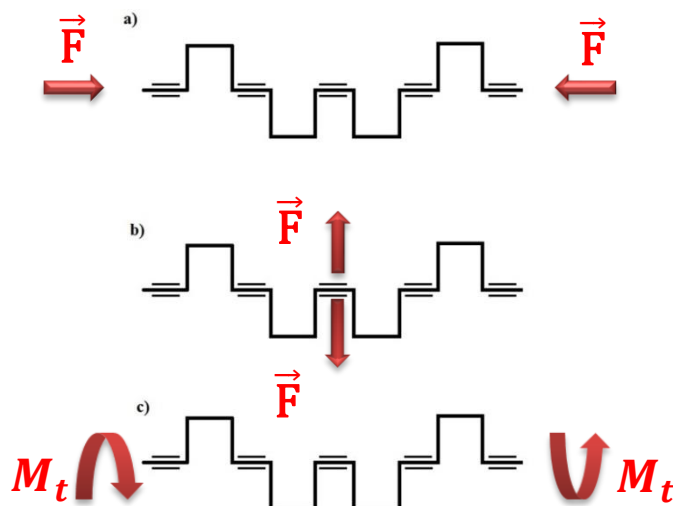
NODAL SOLUTION

STEP=1  
SUB =12  
FREQ=554.196  
USUM (AVG)  
R3YS=0  
DMX =10.2069  
SMN =.031196  
SMX =10.2069

ANSYS  
R14.5*Obr.39 12 vlastní tvar, frekvence 554,19Hz*

## 8 TORZNÍ KMITÁNÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Během své exploatace klikový hřídel je namáhán spoustou různých sil. Není to jen síly od tlaku plynu a setrvačné síly ale síly vyvolané periodickým kmitáním. Kmitání je jednou z příčin poruchy klikového hřídele – unavenému lomu. S pravidla čím větší délka klikového hřídele nebo čím větší počet válců tím více hřídel je náchylnější k kmitáním. Rozeznáváme tři základní druhy kmitání.



Obr.40 Schémata kmitání klikového hřídele.

- a) kmitání podélnému (osovému).
- b) kmitání ohybovému, ve směru kolmém na osu hřídele.
- c) kmitání kroutivému (torznímu) kolem osy hřídele.

**Podélné kmitání.** V tom to druhu kmitání dochází k periodickému zkracování a prodlužování hřídele. Tento druh kmitání je nejméně nebezpečný [13].

**Ohybové kmitání.** Ohybové kmitání působícími kolmo na osu hřídele a je vyvoláno budícími periodicky proměnnými silami. Síly se skládají z harmonických složek výsledných tangenciálních a radiálních sil působících na ojnicí čepy. Frekvence kmitání záleží především na vzdálenosti mezi uložením klikové hřídele v hlavních ložiscích. V dnešní době je snaha zmenšit vzdálenost mezi dvěma ložisky a tím se vzroste vlastní frekvence čímž se lze vyhnout nebezpečí rezonance.

**Torzní kmitání.** Nejnebezpečnější typ kmitání je torzní. K torznímu kmitání dochází při časově proměnlivosti krouticího momentu. V důsledku toho vznikají kývání klikového hřídele. Rezonance se začíná, když frekvence sil budících kmitání se shoduje s vlastní frekvencí soustavy hmotností. Torzní kmitání ještě nebezpečné tím že má vliv ne jenom na klikové ústrojí ale přenáší se na ostatní části motoru. Kmity se rozšiřují podél bloku motoru a taky přenášejí přes řetěz nebo řemen na rozvody. To může mít vliv na chod motoru nebo přivést k destrukci motoru.

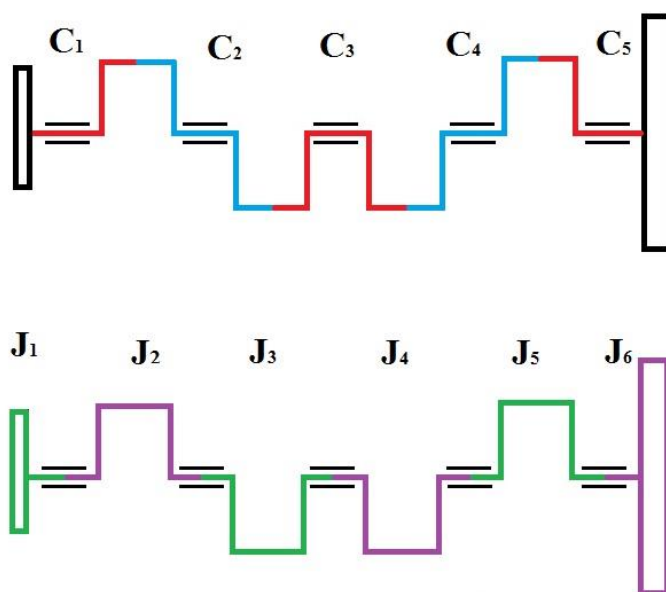
## 8.1 NÁHRADNÍ TORZNÍ SOUSTAVA KLIKOVÉHO MECHANISMU.

Pro výpočet vlastních a vynucených torzních kmitů klikový hřídel musíme redukovat na torzní soustavu která je vidět na Obr. 42. Další tam jsou označeny parametry soustavy to jsou momenty setrvačnosti jednotlivých hmotných kotoučů které reprezentují části klikového hřídele (označené - J) a nehmotný hřídel s torzními tuhostmi (označené - C).

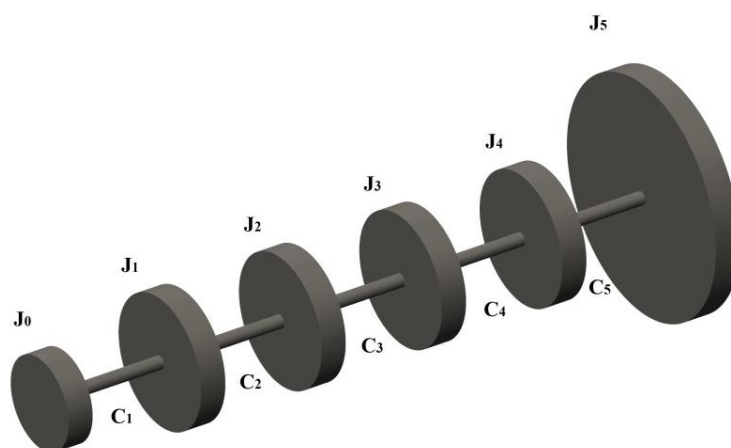
Na Obr. 41 jsou barevně zdůrazněny úseky klikové hřídele, které vstupují do výpočtu hmot a výpočtu tuhostí.

Stanovení náhradní torzní soustavy vychází z několika zjednodušujících předpokladů [13]:

- hmoty jsou konstantní, nezávislé na čase.
- délky jsou konstantní, nezávislé na čase.
- hmoty klikového mechanismu jsou redukovány do os válců nebo rovnoměrně rozloženy podél klikového hřídele.
- hřídel je nehmotný.



Obr.41 Postup získání torzní soustavy.



Obr.42 Náhradní soustava klikového hřídele pro výpočet torzního kmitání.

### 8.1.1 MOMENT SETRVAČNOSTI POSUVNÝCH ČÁSTÍ

Moment setrvačnosti posuvných částí klikového mechanismu, zahrnuje do výpočtu moment setrvačnosti pístní skupiny a hmotnost posuvných částí ojnice [13].

$$J_{pos} = \left[ (m_{p_{sk}} + m_{oj_{pos}}) \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot \frac{\lambda^2}{8} \right) \right] \cdot r^2, \quad (29)$$

kde:  $m_{p_{sk}}$  - hmota pístní skupiny;  $m_{oj_{pos}}$  - posuvné hmoty ojnice;  $\lambda$  - klikový poměr;  $r$  - poměr kliky.

### 8.1.2 MOMENT SETRVAČNOSTI ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

Pro moment setrvačnosti rotující hmoty ojnice (redukovaný) platí vztah [13].

$$J_{oj_{rot}} = m_{oj_{rot}} \cdot r^2, \quad (30)$$

kde:  $m_{oj_{rot}}$  - rotující hmoty ojnice,  $r$  - poměr kliky.

### 8.1.3 MOMENT SETRVAČNOSTI JEDNOHO ZALOMENÍ

Moment setrvačnosti zalomení byl stanoven z programu Creo Parametric 2.0. Pro moment setrvačnosti náhradního kotouče platí vztah:

$$J_1 + J_2 + J_3 + J_4 = J_{zal} + J_{oj_{rot}} + J_{pos}, \quad (31)$$

### 8.1.4 MOMENT SETRVAČNOSTI NA STRANĚ ŘEMENICE ( $J_0$ )

$$J_0 = J_{vol_{konec}} + J_{rem}, \quad (32)$$

kde:  $J_{vol_{konec}}$  - moment setrvačnosti volného konce;  $J_{rem}$  - moment setrvačnosti řemenice; (zjištěno z Creo Parametric 2.0). Momenty setrvačnosti byl stanoven z programu Creo Parametric 2.0.

### 8.1.5 MOMENT SETRVAČNOSTI NA STRANĚ SETRVAČNÍKU ( $J_5$ )

$$J_5 = J_{\text{set}} + J_{\text{pr}}, \quad (33)$$

kde:  $J_{\text{set}}$  - moment setrvačnosti setrvačníku;  $J_{\text{pr}}$  - moment setrvačnosti příruby (zjištěno z Creo Parametric 2.0).

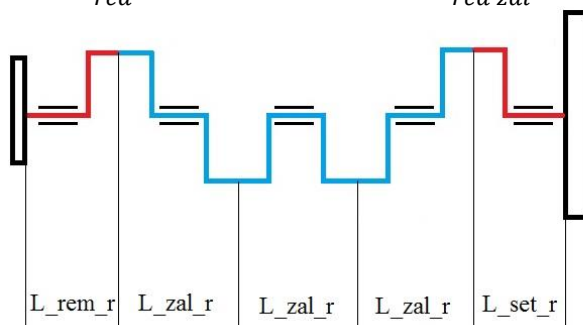
Zjištění hodnoty momentů setrvačnosti jednotlivých kotoučů čtyři válcového vznětového motoru jsou uvedeny v tab.4

Tab.4 Momenty setrvačnosti náhradních kotoučů 4 - válcového vznětového motoru.

| Náhradní kotouč                               | $J_0$ | $J_1$ | $J_2$ | $J_3$ | $J_4$ | $J_5$ |
|-----------------------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Moment setrvačnosti<br>[kg · m <sup>2</sup> ] | 0,027 | 0,127 | 0,127 | 0,127 | 0,127 | 3,120 |

## 8.2 REDUKCE DÉLEK.

Redukce délek se provádí způsobem že mezi kotouči se nahrazují válcový hřídel s redukovaným průměrem  $D_{\text{red}}$  a redukovanou délkou  $L_{\text{red zal}}$ .



Obr.43 Redukované délky.

### 8.2.1 REDUKOVANÁ DÉLKA ZALOMENÍ

$$L_{\text{red zal}} = D_{\text{red}}^4 \cdot \left[ \frac{L_{\text{hc}} + 0.4 \cdot D_{\text{hc}}}{D_{\text{hc}}^4} + \frac{L_{\text{oc}} + 0.4 \cdot D_{\text{hc}}}{D_{\text{hc}}^4} + \frac{r - 0.2 \cdot (D_{\text{oc}} + D_{\text{hc}})}{l_{\text{ram}} \cdot b_{\text{ram}}^3} \right], \quad (34)$$

kde:  $D_{\text{red}}$  – redukovaný poměr,  $L_{\text{hc}}$  – šířka hlavního čepu,  $D_{\text{hc}}$  - průměr hlavního čepu,  $L_{\text{oc}}$  - šířka ojnicního čepu,  $D_{\text{oc}}$  - průměr ojnicního čepu,  $L_{\text{ram}}$  - tloušťka ramene zalomení,  $b_{\text{rem}}$  - šířka zalomení.

### 8.2.2 REDUKOVANÁ DÉLKA NA STRANĚ ŘEMENICE

Je to délka mezi kotoučem řemenice a částí prvního zalomení (uvažuje se jenom půlka zalomení). Je to vidět na Obr.44. Redukovaná délka je dána vstahem:

$$L_0 = \frac{1}{2} \cdot L_{hc} + \frac{1}{2} \cdot L_{redzal} + l_{konce} \cdot \frac{D_{red}^4}{D_2^4 - D_1^4}, \quad (35)$$

kde:  $D_1$  - vnitřní průměr konce hřídele,  $D_2$  - vnější průměr konce hřídele,  $L_{konce}$  - délka mezi řemenicí a hlavním čepem.

### 8.2.3 REDUKOVANÁ DÉLKA NA STRANĚ SETRVAČNÍKU

Je to délka s poloviny částí posledního zalomení, délky hlavního čepu a delky příruby. Je to vidět na Obr.44. Redukovaná délka je dána vstahem:

$$L_4 = \frac{1}{2} \cdot L_{hc} + \frac{1}{2} \cdot L_{redzal} + l_p \cdot \frac{D_{red}^4}{D_r^4}, \quad (36)$$

kde:  $D_r$  - roztečný průměr děr pro upevnění setrvačníku a  $l_p$  - délka příruby pro setrvačnick.

Zjištění hodnoty redukovaných délek čtyři válcového vznětového motoru jsou uvedeny v tab.5

Tab. 5 Zjištění hodnoty redukovaných délek.

| Úsek                  | $L_0$ | $L_1$ | $L_2$ | $L_3$ | $L_4$ |
|-----------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Redukovaná délka [mm] | 284   | 283   | 283   | 283   | 249   |

### 8.3 VÝPOČET TORZNÍCH TUHOSTÍ

Tuhost klikového hřídele lze zjistit pomocí tzv. elastické konstanty  $c$ .

$$c_i = G \cdot \frac{J_p}{L_i}, \quad (37)$$

kde:  $G$  [MPa] - modul pružnosti materiálu hřídele ve smyku,  $L_i$  - redukovaná délka příslušné části klikového hřídele,  $J_p$  - polární kvadratický moment redukované hřídele.

Výpočet polárního kvadratického momentu:

$$J_P = \frac{\pi \cdot D_{red}^4}{32}, \quad (38)$$

Zjištění hodnoty torzní tuhost čtyři válcového vznětového motoru jsou uvedeny v tab.6.

Tab. 6 Torzní tuhosti 4 - válcového vznětového motoru.

| Úsek                              | $c_0$             | $c_1$             | $c_3$             | $c_4$             | $c_5$              |
|-----------------------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|--------------------|
| Torzní tuhost [Nm<br>$rad^{-1}$ ] | $2,68 \cdot 10^6$ | $2,69 \cdot 10^6$ | $2,69 \cdot 10^6$ | $2,69 \cdot 10^6$ | $3,055 \cdot 10^6$ |

## 9 VLASTNÍ TORZNÍ KMITÁNÍ SOUSTAVY

Nazyváme vlastním nebo volným kmitáním harmonický pohyb který se po počátečním impulsu v soustavě udržuje bez působení vnějších sil a odporů. Pro první vlastní frekvence kmitavý pohyb má vlastnost se zvětšovat od setrvačnicka do volného konce. Když amplituda v nějakém bodě je nulová takové body nazýváme vibrační uzly. Kmitavý pohyb je určen frekvencí kmitání a amplitudou. Z pravidla čím delší hřídel tím víc je nachylnější na kmitání. Nejdůležitější u motorů kmitání jsou jednouzlové ( kmitání s jedním vibračním uzlem) a dvouuzlové ( kmitání s dvěma vibračními uzly), kmitání více uzlové nejsou tak důležité protože jejich frekvence jsou vysoké a většinou případu leží mimo pracovní otáčky motoru [13].

### 9.1 VÝPOČET VLASTNÍHO TORZNÍHO KMITÁNÍ

Výpočet vychází z obecné Lagrangeovy pohybové rovnice v maticovém tvaru [14]:

$$M\ddot{q} + K\dot{q} + Cq = Q \quad (39)$$

Když jde o pohyb netlumený bez vnějšího silového působení, rovnice tvar [14]:

$$M\ddot{q} + Cq = 0 \quad (40)$$

A má řešení:

$$q = a \cdot e^{j\Omega t} \quad (41)$$

kde:  $\Omega$  [rad/s] je vlastní úhlová rychlost,  $a$  [-] je vektor amplitud.

Dosazením rovnice (xx) do rovnice (xx) a po úpravě získáme vztah:

$$(C - \Omega^2 M) \cdot a = 0 \quad (42)$$

Pro zjednodušení se výpočet převádí na problém vlastních čísel:

$$(M^{-1}C - \Omega^2 I) \cdot a = 0 \quad (43)$$

Po úpravě dostaneme:

$$(A - \chi I) \cdot x = 0 \quad (44)$$

Pro výpočet frekvencí vlastního torzního kmitání jsem použil Holzerovu iterační metodu. Proto k této práci byl vedoucím práce poskytnut program HOLZER, který dělá výpočet podle Holzerovy metody. Pro výpočet je potřeba zadat počet kmitajících hmot, momenty setrvačností, torzní tuhosti a počet vlastních frekvencí, pro které chceme výpočet provést. Vstupní hodnoty je vidět na obr.45.

```

Ukazka vstupnich dat pro vypocet vlastnich frekvenci
6
5
0.027  0.127  0.127  0.127  0.127  3.12

2680000
2696000
2696000|
2696000
3055000

```

*Obr.44 Vstupní hodnoty do programu HOLZER*

Výsledky které dostáváme z programu HOLZER: souhrn zadaných momentů setrvačnosti, tuhosti torzní soustavy a výsledek v podobě vlastních frekvencí a poměrných amplitud. Výstupní hodnoty je možné vidět na obr.45.

```

>> NATURAL FREQUENCY CALCULATION <<
*****

Ukazka vstupnich dat pro vypocet vlastnich frekvenci

MOMENTS of INERTIA [kg*m**2]

J1: 0.119000 J2: 0.127000 J3: 0.127000 J4: 0.127000
J5: 0.127000 J6: 3.120000

TORSIONAL STIFFNESSES [N*m/rad]

C1: 2680000.0 C2: 2696000.0 C3: 2696000.0 C4: 2696000.0
C5: 3055000.0 C

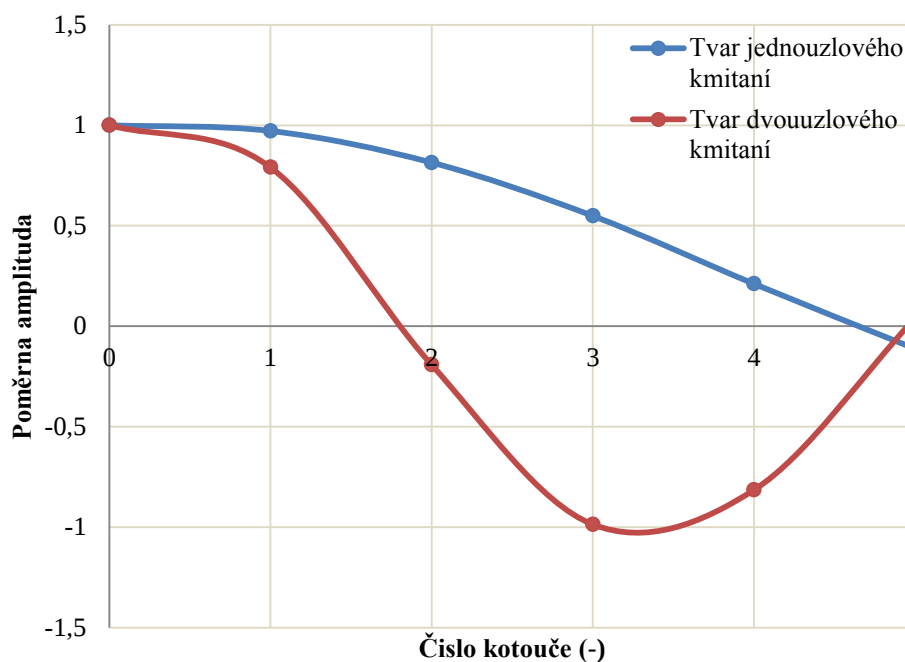
1. NATURAL FREQUENCY [rad/s]: 1465.27 ( => N1 = 13992.4 1/min )

RELATIVE AMPLITUDES:

A1: 1.00000
A2: 0.90467
A3: 0.71840
A4: 0.45947
A5: 0.15408
A6: -0.12918

```

*Obr.45 Výsledky které dostáváme z programu HOLZER.*



Obr. 46 Tvary jednouzlového a dvouuzlového kmitání.

Tab. 7 Frekvence vlastního torzního kmitání 1. a 2. stupně.

| Vlastní frekvence N | Hodnota (Hz) |
|---------------------|--------------|
| $N_1$               | 267,175      |
| $N_2$               | 725,62       |

## 9.2 VYNUCENÉ TORZNÍ KMITÁNÍ

Vlastní torzní kmitání po nějakou dobu vymizí vlivem tlumicích odporů a samo o sobě nepředstavuje nebezpečí. Mnohem větší význam má periodicky proměnný krouticí moment který působí na kliky. Periodicky proměnný krouticí moment však způsobí vynucené kmitání klikového hřídele. Vynucené kmitání klikového hřídele může být nebezpečné pro pevnost klikového hřídele[13].

### 9.2.1 HARMONICKÁ ANALÝZA KROUTICÍHO MOMENTU

Krouticí moment lze popsat periodickou funkcí kterou lze rozklást na jednotlivé harmonické složky.. Tento moment možná rozložit Fourierovu řadu sinusově proměnných dílčích momentů. Rozklad na součet harmonických složek se provádí podle vztahu [13].

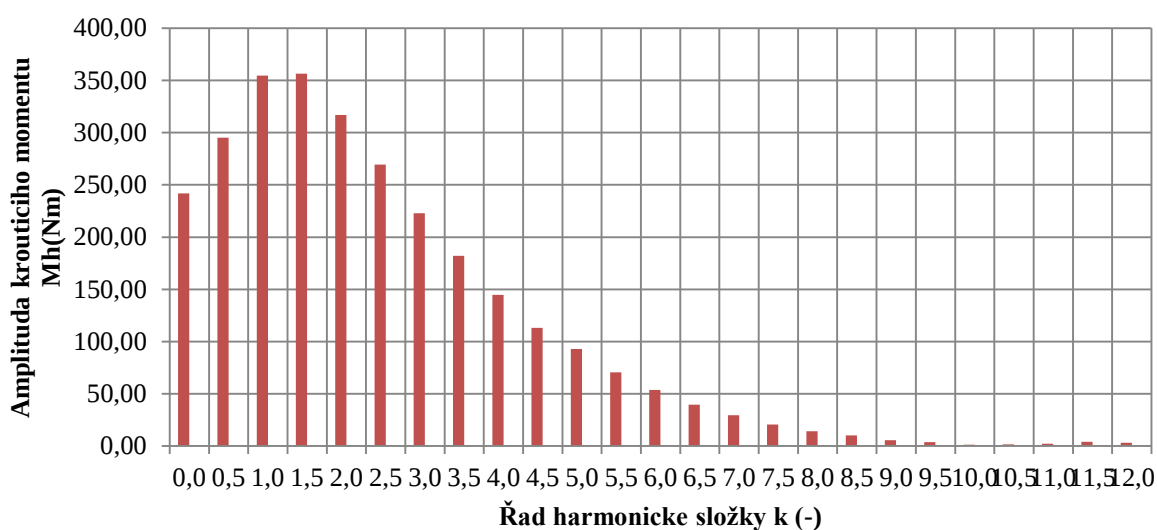
$$h_k = \frac{1}{n_p} \cdot \sum_{i=0}^{n_p-1} \left( M_{k_i} \cdot e^{j \left( 2 \cdot k \cdot \pi \frac{i}{n_p} \right)} \right) \quad (45)$$

kde  $h_k$  - amplituda momentu daného řádu  $k$ ,  $M_{ki}$  - krouticí moment  $i$ -tého vzorku,  $n_p$  - počet vzorků krouticího momentu,  $j$  - imaginární jednotka.

V závislosti kolik je period za jednu otáčku klikového hřídele, rozeznáváme její řád harmonické složky  $\kappa$ . U čtyřdobého motoru je řád harmonické složky je:

$$k = \frac{1}{2}\kappa, \text{ pro } k = 1, 2, 3 \dots [-] \quad (46)$$

U motorů s pravidelným rozestupem zážehů se určí jako polovina počtu válců násobkem celého čísla. Pro čtyři valcový motor jsou to řády  $k = 2; 4; 6; 8 \dots$



Obr. 47 Harmonická analýza krouticího momentu.

### 9.2.2 KRITICKÉ OTÁČKY

„Každá z harmonických složek krouticího momentu vzbuzuje nezávisle na ostatních složkách vynucené kmitání stejné frekvence, jako má tato složka. Složka řádu  $\kappa$  způsobuje tedy při otáčkách motoru  $n$  vynucené kmitání frekvence  $\kappa n$ . Spalovací motor má tedy řadu kritických otáček, příslušných kmitání jednouzlovému, dvouuzlovému nebo i vyšším stupňům kmitání.“ (Kolektiv VÚNM a ČKD Praha, 1962, s. 313) [13].

Rezonanční otáčky pro kritické otáčky jednouzlového kmitání:

$$n_{1r} = \frac{N_1}{k}, \quad (47)$$

Rezonanční otáčky pro kritické otáčky dvouuzlového kmitání:

$$n_{2r} = \frac{N_2}{k}, \quad (48)$$

Pracovní otáčky čtyřicetiválcového motoru leží v rozmezí od 700 min<sup>-1</sup> až do maximálních 2200 min<sup>-1</sup>. Hodnoty kritických otáček pro jednouzlové a dvouuzlové kmitání jsou znázorněny v Tab. 8 a otáčky, které spadají do pásma provozní oblasti zvýrazněny červenou barvou.

Tab. 8 Kritické otáčky jednouzlového a dvouuzlového kmitání.

| Kritické otáčky bez tlumiče       |                                                      |                                                     |
|-----------------------------------|------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------|
| Řad<br>harmonické<br>složky k [-] | Jednouzlové kmitání<br>$n_{1r}$ [min <sup>-1</sup> ] | Dvouuzlové kmitání<br>$n_{2r}$ [min <sup>-1</sup> ] |
| 0,5                               | 32061                                                | 87074                                               |
| 1                                 | 16031                                                | 43537                                               |
| 1,5                               | 10687                                                | 29025                                               |
| 2                                 | 8015                                                 | 21769                                               |
| 2,5                               | 6412                                                 | 17415                                               |
| 3                                 | 5344                                                 | 14512                                               |
| 3,5                               | 4580                                                 | 12439                                               |
| 4                                 | 4008                                                 | 10884                                               |
| 4,5                               | 3562                                                 | 9675                                                |
| 5                                 | 3206                                                 | 8707                                                |
| 5,5                               | 2915                                                 | 7916                                                |
| 6                                 | 2672                                                 | 7256                                                |
| 6,5                               | 2466                                                 | 6698                                                |
| 7                                 | 2290                                                 | 6220                                                |
| 7,5                               | <u>2137</u>                                          | 5805                                                |
| 8                                 | <u>2004</u>                                          | 5442                                                |
| 8,5                               | <u>1886</u>                                          | 5122                                                |
| 9                                 | <u>1781</u>                                          | 4837                                                |
| 9,5                               | <u>1687</u>                                          | 4583                                                |
| 10                                | <u>1603</u>                                          | 4354                                                |
| 10,5                              | <u>1527</u>                                          | 4146                                                |
| 11                                | <u>1457</u>                                          | 3958                                                |
| 11,5                              | <u>1394</u>                                          | 3786                                                |
| 12                                | <u>1336</u>                                          | 3628                                                |

### 9.2.3 VYDATNOST REZONANCÍ

Při rezonančním kmitání je tvar výkmitové čáry přibližně stejný jako při vlastním torzním kmitání. Rezananční výchylky jednotlivých hmot torzní soustavy určíme z podmínky, že práce harmonických složek na jednotlivých klikách se rovná práci tlumících odporů. Harmonické momenty jednotlivých válců motorů mají stejnou velikost, avšak různou fází podle zápalu. Dosud neznáme skutečné amplitudy torzních výchylek, proto počítáme s poměrnými výchylkami. Poměrné výchylky mají pro různá zalomení různou velikost, avšak stejnou fázi, protože výkmity jednotlivých hmot torzní soustavy dosáhnou současně největších hodnot.

$$\varepsilon_k = \sqrt{\left(\sum_{i=0}^{n_v-1} a_{1_{ix+1}} \cdot \sin(k_1 \cdot \theta_{ix})\right)^2 + \left(\sum_{i=0}^{n_v-1} a_{1_{ix+1}} \cdot \cos(k_1 \cdot \theta_{ix})\right)^2} \quad (49)$$

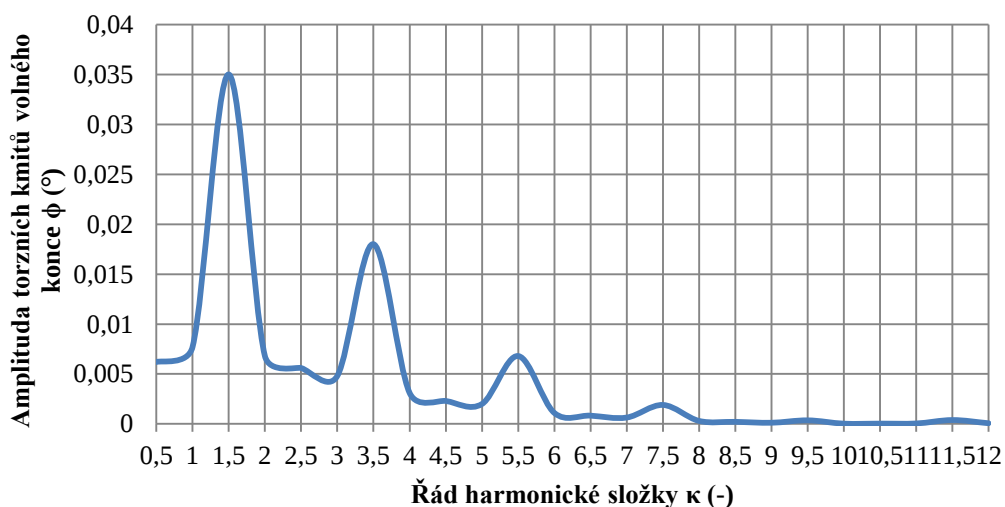
kde:  $a_{1_{ix+1}}$  - poměrné amplitudy výchylek hmot, které reprezentují válce motoru,  $k_1$  - harmonický řád 0,5,  $\theta_{ix}$  - úhlová rozpětí pro zážeh daného válce,  $n_v$  - počet válců.

### 9.2.4 TORZNÍ VÝCHYLKY V REZONANC

Velikost torzních výchylek v rezonanci je vzájemně související s velikostí tlumících odporů. Pasivními odpory a vnitřním útlumem materiálu tlumení v klikovém mechanismu. Můžeme předpokládat, že tvar vynuceného kmitání v rezonanci může být skoro stejný jako tvar vlastního kmitání. Při výpočtu taky musíme pamatovat, že jsou tlumeny pouze hmoty klikového mechanismu, nikoliv setrvačníku nebo jiných přípojných hmot ke klikovému hřídeli. Torzní výchylky jsou dány vztahem [13].

$$\Phi = \frac{M_{hj} \cdot \varepsilon}{\xi \cdot \Omega \cdot [\sum_i (a_i)^2]} \quad (50)$$

kde:  $\xi$  velikost tlumících odporů,  $M_{hj}$  - budící moment odpovídající j-té složce.



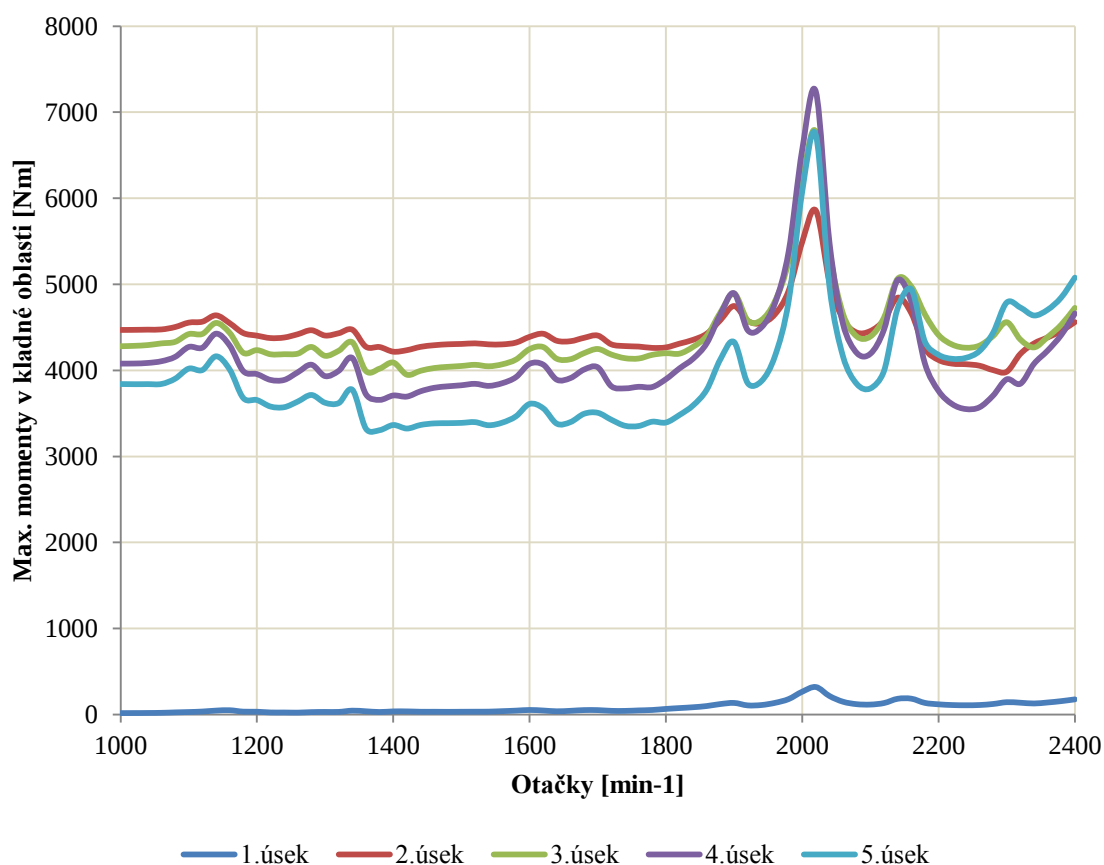
Obr. 48 Torzní výchylky volného konce hřídele v rezonanci pro 1vlastní frekvenci

### 9.2.5 VÝPOČET VYNUCENÉHO TORZNÍHO KMITÁNÍ

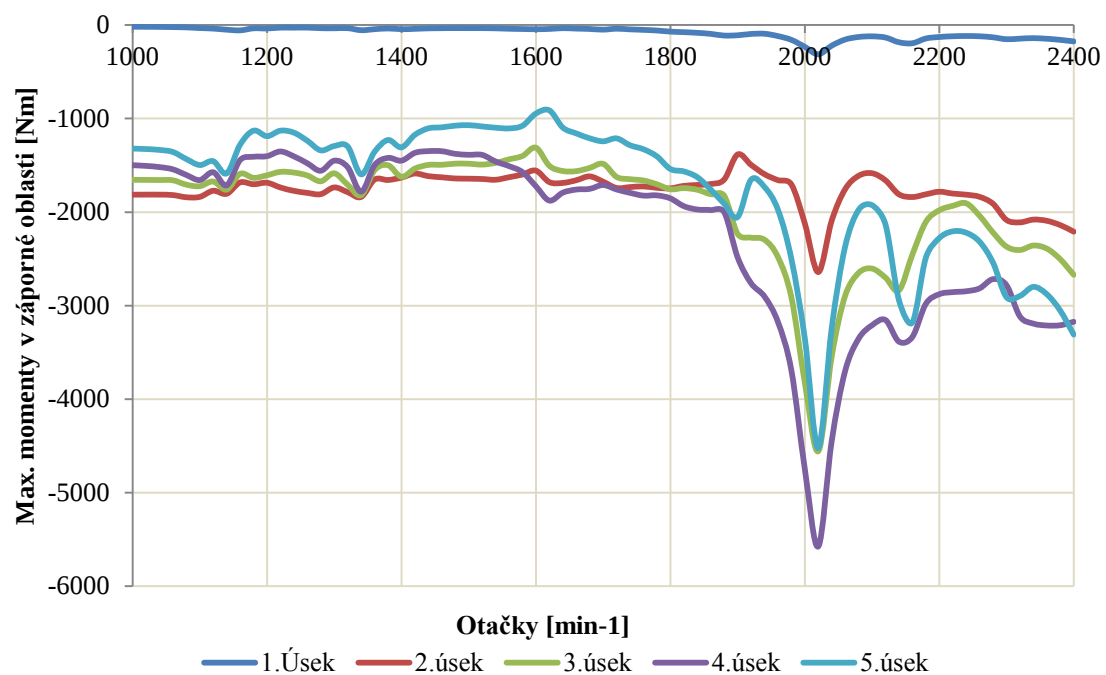
Výpočet vynuceného torzního kmitání pro celé spektrum provozních otáček byl proveden ve výpočetním programu vedoucího diplomové práce. Na to byly potřebné vstupní data které jsem zjistil dřív: základní parametry klikového ustrojí, torzní tuhost jednotlivých redukovaných hřídelů, průběh indikovaného tlaku, redukované momenty setrvačnosti náhradních kotoučů torzní soustavy.

Výsledky které byly poskytnuté vedoucím práce: průběhy periodických krouticích momentů v jednotlivých spojovacích hřídelích v závislosti na otáčkách motoru.

Průběhy periodických krouticích momentů v jednotlivých spojovacích hřídelích je možné vidět na grafech obr.50 a 51.



Obr.49. Krouticí momenty ve spojovacích hřídelích při zkroucení v kladném směru.

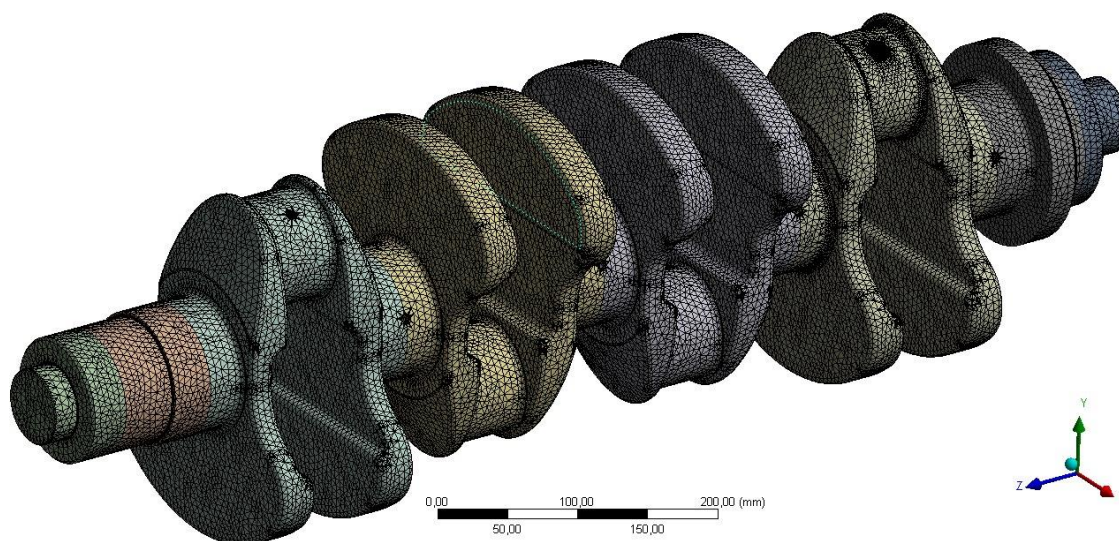


Obr. 50 Krouticí momenty ve spojovacích hřídelích při zkroucení v záporném směru.

## 10 VÝPOČET ÚNAVOVÉ PEVNOSTI

Po vytvoření klikového hřídele v programu Creo Parametric 2.0 byla potřeba importovat model do programu ANSYS Workbench. V tom to programu byly vytvořena síť. Pro síťování byly použity kvadratické prvky tvaru tetrahedron. Pro celý objem klikového hřídele velikost prvku byla nastavena na 5 mm. V místech které jsou kritické (vstup do mazacího kanálu a přechody s hlavního čepu a ojnicního do ramen) síť byla zjemněna na hodnotu 1 mm. Volba uvedeného typu prvku vedla k použití metody síťování Free Meshing.

Vysíťovaný model klikového hřídele je možné vidět na obr.51. Hodnoty sítě jsou: 2403293 uzlů, 1716456prvků.

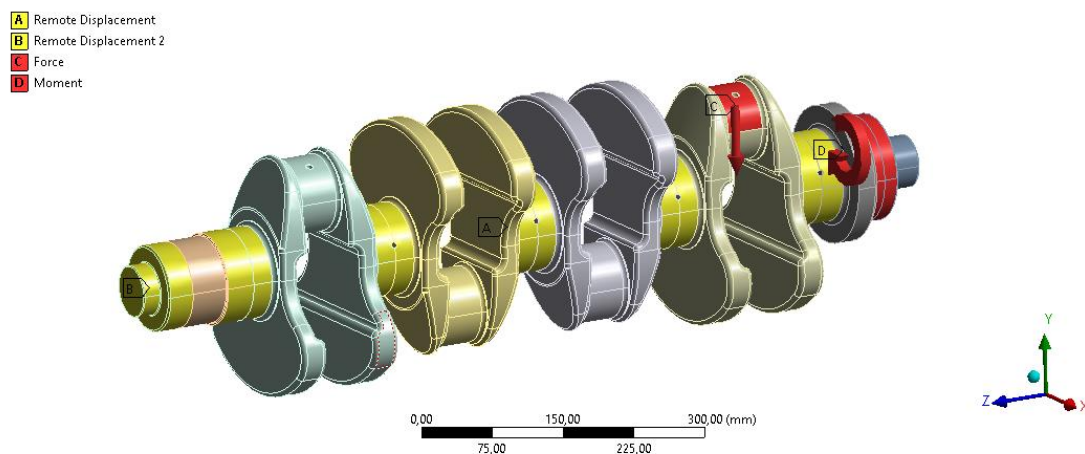


Obr.51 Vysíťovaný model klikového hřídele.

### 10.1 ULOŽENÍ ZATÍŽENÍ MODELU

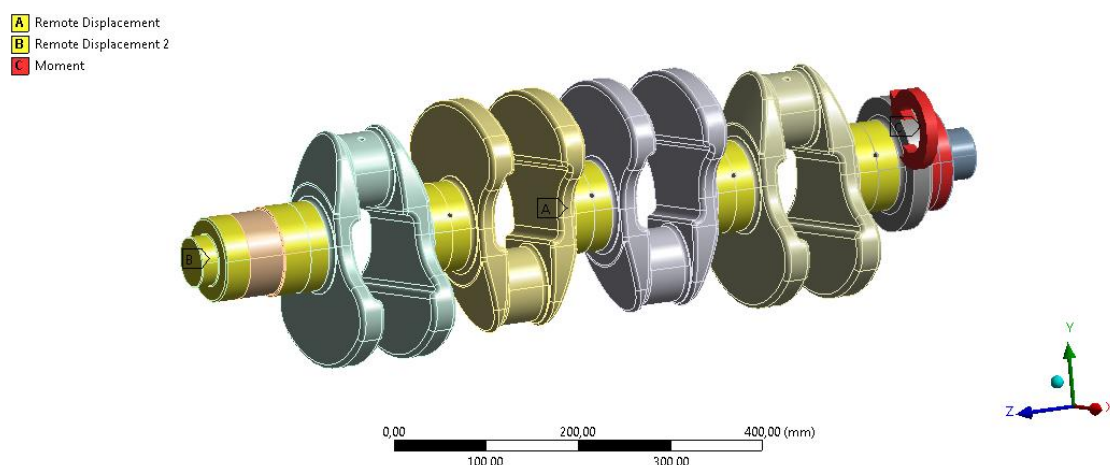
Pro výpočet pevnosti je nutné provést výpočet pro dva zatížené stavy A a B. V prvním případě klikový hřídel je zatížen max. silou od tlaku plynů která působí na poslední zalomení (ojnicní čep) v ose válce a max. krouticím momentem v kladném směru. V druhém případě klikový hřídel je zatížen max. krouticím momentem v záporném směru. Dále bylo zamezeno posuvy na hlavních ložiskách – povoleno jenom rotace v ose „Z“. Přední konec klikového hřídele také byl upevněn a omezen posuv a rotace kolem osy „Z“.

Uložení a zatížení modelu odpovídající stavu A je znázorněno na obr.52.



Obr.52 Klikový hřídel se všemi vazbami a zatížení – stav A.

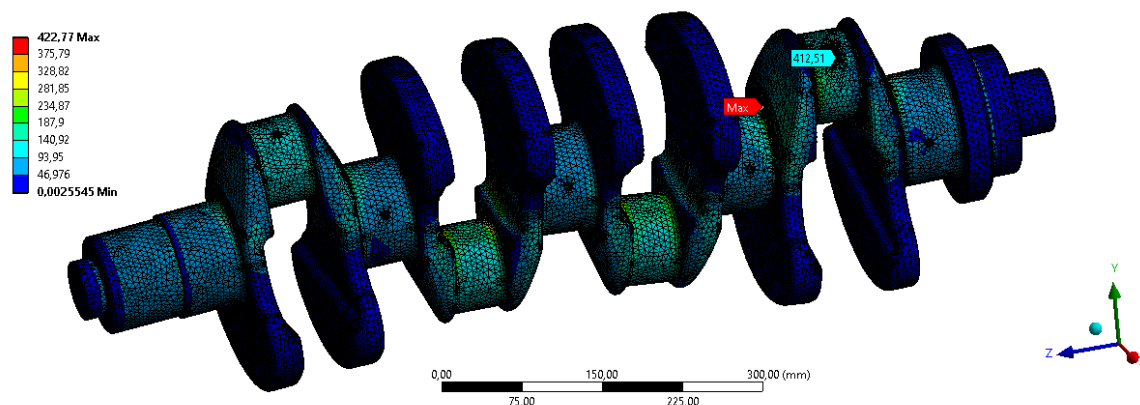
Uložení a zatížení modelu odpovídající stavu B je znázorněno na obr.53.



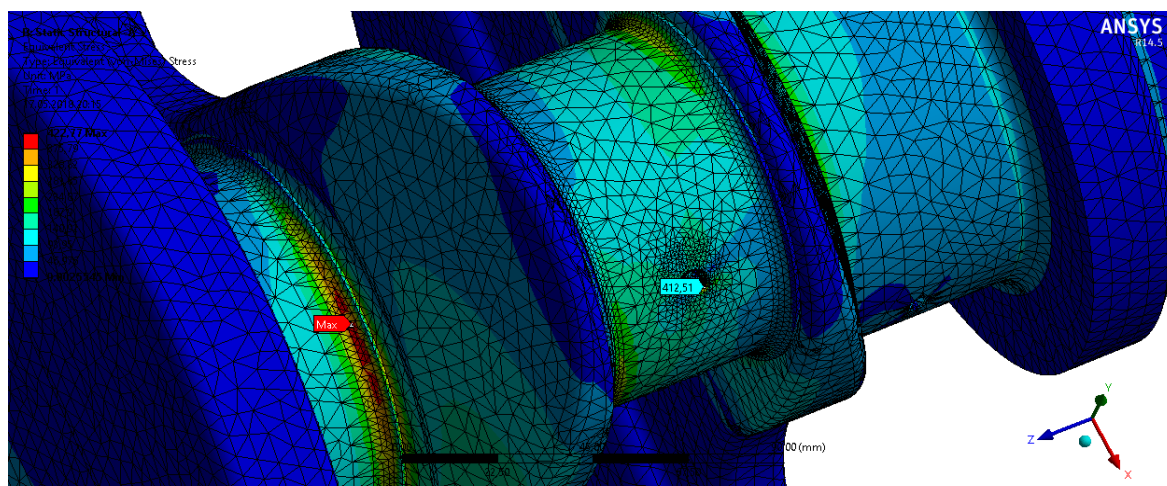
Obr.53 Klikový hřídel se všemi vazbami a zatížení – stav B.

## 10.2 VÝSLEDKY PEVNOSTNÍ ANALÝZY

V programu ANSYS Workbench byly provedeny dva výpočty pro dva typy zatížení. Jak už jsem zmiňoval bylo to dva stavy A (síla a moment) a B (zaporný moment). Na obr.54 a 55 je vidět rozložení napětí Von Mises v klikovém hřídeli pro stav A. V levé části obrázku je uvedena škála napětí v megapaskalech. Takže na obrázku jsou uvedeny místa s maximální koncentrací napětí. Jak bylo očekáváno jsou to místa přechodu čepu do ramen a vstup do mazacího kanálu.



Obr.54 Rozložení napětí Von Mises pro stav A



Obr.55 Detail maxima napětí von Mises pro zátěžný stav A

Hodnoty popsaných zátěžných stavů je uvedeno v tab.9 .

Tab.9 Zátěžné stavy klikového hřídele.

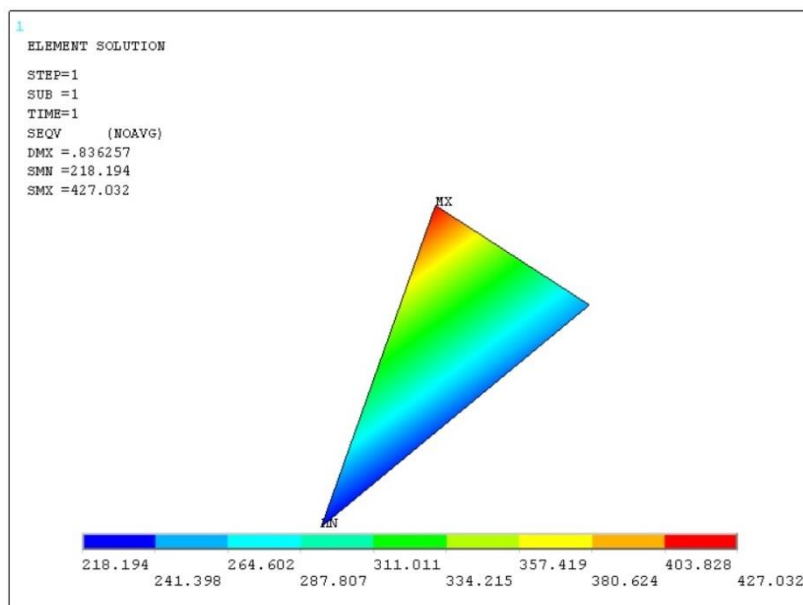
|                 | Síla od tlaku plynů F (N) | Krouticí moment (N m) |
|-----------------|---------------------------|-----------------------|
| Zatížení stav A | 130577,7                  | 7238,9                |
| Zatížení stav B | 0                         | -5572                 |

Tab.10 Hodnoty napětí pro oba zátěžné stavy.

| Bez tlumiče                               | Zatížení – stav A | Zatížení – stav B |
|-------------------------------------------|-------------------|-------------------|
| Max. napětí Von Mises $\sigma_{VM}$ (MPa) | 422               | 255               |
| hlavní napětí $\sigma_1$ (MPa)            | 446               | 262               |
| hlavní napětí $\sigma_3$ (MPa)            | -469              | -218              |

### 10.3 KONTROLA ÚNAVOVÉ PEVNOSTI HŘÍDELE

Abych mohl spočítat součinitel bezpečnosti bylo nutné z kritického místa klikového hřídele vyselektovat prvek. Ten to prvek obsahuje max. hodnotu napětí. Prvek je vidět na obr. 48. Maximalní hodnota napětí je označena „SMX“ (na obrázku je to horní bod) a minimální hodnota napětí je označena „SMN“. Delka mezi body „SMX“ a „SMN“ je označena „DMX“ a ukazují vzdálenost mezi body v milimetrech.



Obr.56 Prvek s maximálním uzlovým napětím – stav A.

Poměrný gradient:

$$\chi_R = \frac{1}{\sigma_{eX}} \left( \frac{\sigma_{eX} - \sigma_{eX1}}{|\bar{X} \bar{X}_1|} \right), \quad (51)$$

kde:  $\sigma_{eX}$  - napětí v bodě MX (X),  $\sigma_{eX1}$  - napětí v bodě MN (X1),  $|\bar{X} \bar{X}_1|$  - vzdálenost mezi body X a X1.

Korekční součinitel:

$$f_G = 1 + \frac{\frac{\sigma_c \text{ ohyb}}{\sigma_c \text{ Tah}}}{\frac{2}{d_{vzorek}}} \cdot \chi_R, \quad (52)$$

Poměr  $\beta/\alpha$

$$\frac{\beta}{\alpha} = 1 + \sqrt{\chi_R} 10^{-\left(0,35 + \frac{R_e}{810}\right)} \quad (53)$$

kde  $\alpha$  je součinitel tvaru,  $\beta$  součinitel vrubu.

Stanovení amplitudy a střední hodnoty ekvivalentního napětí:

$$\sigma_{emax} = \text{sign}(\sigma_{1A})\sigma_{VMA}, \quad (54)$$

kde  $\sigma_{1A}$  - 1. hlavní napětí pro zátěžný stav A,  $\sigma_{VMA}$  - maximální napětí Von Mises pro zátěžný stav A.

$$\sigma_{emin} = \text{sign}(\sigma_{1B})\sigma_{VMB}, \quad (55)$$

kde  $\sigma_{1B}$  - 1. hlavní napětí pro zátěžný stav B,  $\sigma_{VMB}$  - maximální napětí Von Mises pro zátěžný stav B.

Amplitudy ekvivalentního napětí a střední ekvivalentní napětí:

$$\sigma_{ea} = \left| \frac{\sigma_{emax} - \sigma_{emin}}{2} \right|, \quad (56)$$

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{emax} + \sigma_{emin}}{2}, \quad (57)$$

Součinitel bezpečnosti k mezi únavy:

$$k_u = \frac{1}{\frac{\beta}{\alpha} \frac{\sigma_{ea}}{\sigma_c \eta_{\sigma} \eta_{\sigma} v_{\sigma} f_G} + \frac{\sigma_{em}}{R_m}} \quad (58)$$

kde:  $\eta_{\sigma}$  - součinitel vlivu velikosti ( $\eta_{\sigma} = 0,775$ ),  $v_{\sigma}$  - součinitel vlivu pravděpodobnosti přežití ( $v_{\sigma} = 0,75$ ).

$$\eta_{\sigma} = 1,189 D_c^{-0,097} \quad (59)$$

kde:  $D_c$  - průměr ojnicního čepu.

Hodnoty všech výše uvedených veličin jsou uvedeny v tab.11.

Tab.11. Výsledné hodnoty bez tlumiče.

| Veličina        | Jednotka    | Hodnota |
|-----------------|-------------|---------|
| $\chi_R$        | $(mm^{-1})$ | 0,585   |
| $f_G$           | (-)         | 3,328   |
| $\beta/\alpha$  | (-)         | 1,142   |
| $\sigma_{emax}$ | (MPa)       | 427     |
| $\sigma_{emin}$ | (MPa)       | 262     |
| $\sigma_{ea}$   | (MPa)       | 82,5    |
| $\sigma_{em}$   | (MPa)       | 344,5   |
| $k_u$           | (-)         | 3,59    |

## 11 TLUMIČ TORZNÍCH KMITŮ

Moment setrvačnosti tlumiče vychází z efektivního momentu setrvačnosti soustavy bez tlumiče  $J_{ef}$  pro první vlastní frekvenci, na kterou je tlumič laděn a poměrné velikosti tlumiče.

$$J_{ef} = \sum_i J_i \cdot a_i^2, \quad (60)$$

kde  $J_i$  - jednotlivé momenty setrvačnosti náhradních kotoučů klikového hřídele,  $a_i$  - jednotlivé momenty setrvačnosti náhradních kotoučů klikového hřídele.

Velikost tlumiče  $\mu$ , zvoleno hodnota  $\mu = 0,4$ .

Moment setrvačnosti tlumiče:

$$J_{tl} = J_{ef} \cdot \mu, \quad (61)$$

Optimální naladění tlumiče je dáno vztahem:

$$w_{opt} = \frac{1}{1 + \mu}, \quad (62)$$

Úhlová rychlost tlumiče se stanoví ze vztahu:

$$\Omega_{tl} = \Omega_3 \cdot w_{opt} \left[ \frac{rad}{s} \right] \quad (63)$$

Potom se stanoví tuhost tlumiče ze vztahu:

$$c_{tl} = J_{tl} \cdot \Omega_{tl}^2, \quad (64)$$

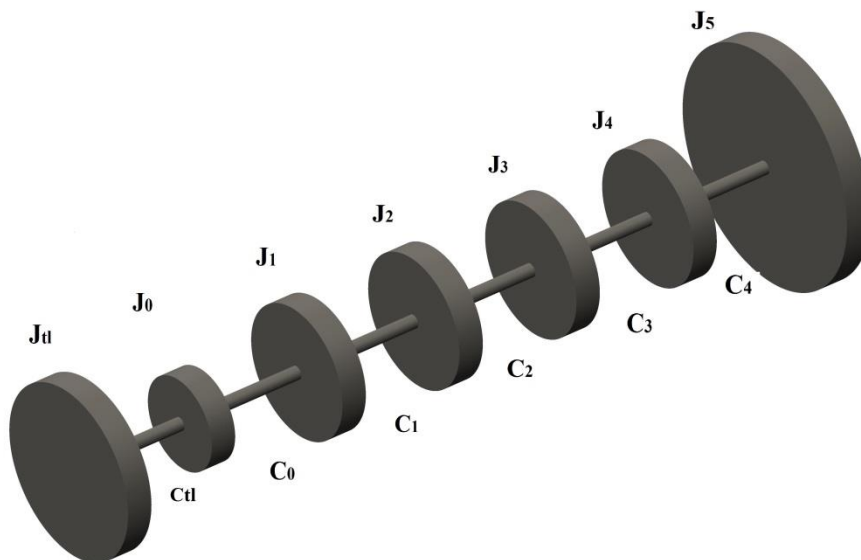
Parametry tlumiče torzních kmitů jsou zapsané do tab.12

Tab.12 Hodnoty tlumiče torzních kmitů.

| Parametr            | Symbol        | Jednotka       | Hodnota |
|---------------------|---------------|----------------|---------|
| Moment setrvačnosti | $J_{tl}$      | $kg \cdot m^2$ | 0,127   |
| Torzní tuhost       | $c_{tl}$      | [Nm/rad]       | 183000  |
| Poměrná velikost    | $\mu$         | [-]            | 0,4     |
| Optimální ladění    | $w_{opt}$     | [-]            | 0,714   |
| Úhlová frekvence    | $\Omega_{tl}$ | [rad/s]        | 119900  |

## 12 KMITANÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU S TLUMIČEM

Způsob výpočtu je stejný s výpočtem pro hřídel bez tlumiče. Musíme pouze upravit náhradní torzní model. Na volný konec je přidána další hmota, reprezentující moment setrvačnosti hmotného prstence tlumiče. K momentu setrvačnosti řemenice je navíc přičten moment setrvačnosti skříně a víka tlumiče. Ostatní prvky torzní modelu zůstávají nezměněny.



Obr.57 Náhradní soustava klikového hřídele pro výpočet torzního kmitání s tlumičem.

$$J_0 = J_{\text{volny\_kon}} + J_{\text{rem}} + J_{\text{tk\_zak}}, \quad (65)$$

kde:  $J_{\text{tk\_zak}}$  - moment setrvačnosti základny tlumiče.

Tab.13 Momenty setrvačnosti náhradních kotoučů s tlumičem 4 - válcového vznětového motoru.

| Náhradní kotouč                           | $J_{tl}$ | $J_0$ | $J_1$ | $J_2$ | $J_3$ | $J_4$ | $J_5$ |
|-------------------------------------------|----------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Moment setrvačnosti<br>[ $kg \cdot m^2$ ] | 0,127    | 0,119 | 0,127 | 0,127 | 0,127 | 0,127 | 3,120 |

### 12.1 VÝPOČET TORZNÍCH TUHOSTÍ.

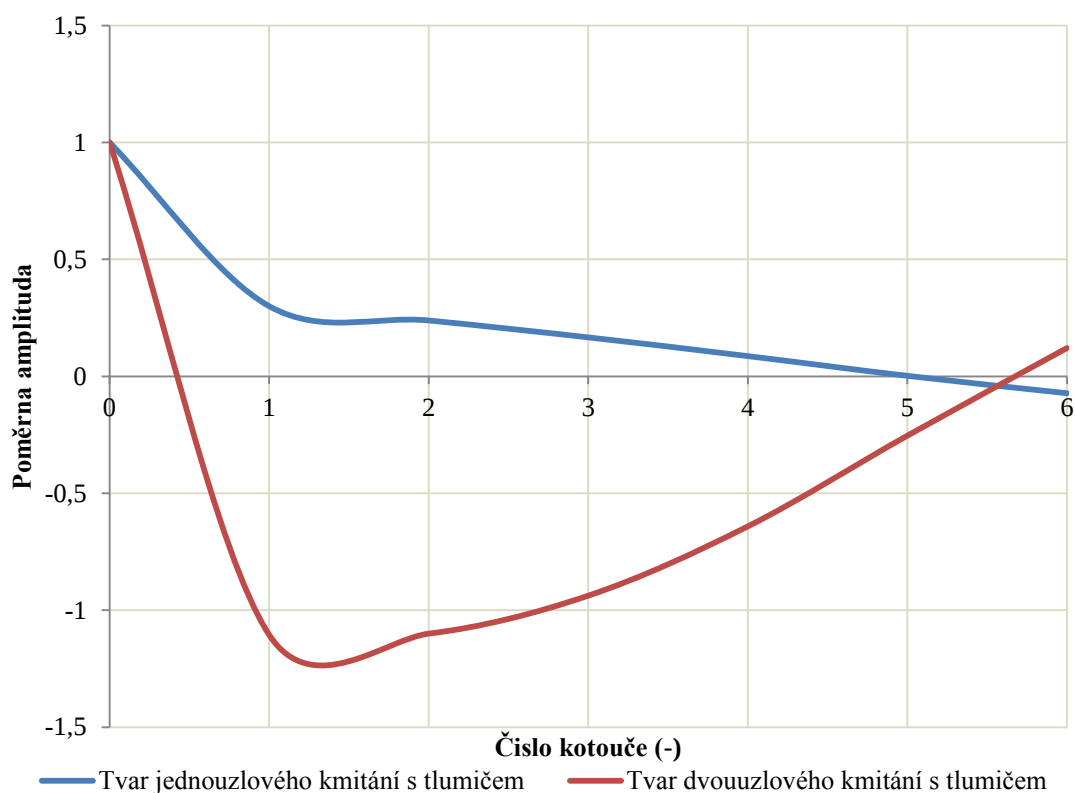
Přepočítané hodnoty tuhosti s tlumičem torzních kmitů jsou uvedeny v Tab. 14.

Tab. 14. hodnoty tuhosti s tlumičem torzních kmitů.

| Úsek                                     | $c_{tl}$          | $c_0$             | $c_1$             | $c_2$             | $c_3$             | $c_4$              |
|------------------------------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|--------------------|
| Torzní tuhost<br>[ $Nm \cdot rad^{-1}$ ] | $1,83 \cdot 10^5$ | $2,68 \cdot 10^6$ | $2,69 \cdot 10^6$ | $2,69 \cdot 10^6$ | $2,69 \cdot 10^6$ | $3,055 \cdot 10^6$ |

## 12.2 VLASTNÍ TORZNÍ KMITÁNÍ S TLUMIČEM TORZNÍCH KMITŮ.

Výpočet vlastního torzního kmitání s použitím tlumiče torzních kmitů probíhá stejně jako výpočet u soustavy bez tlumiče. Do soustavy byl pouze přidán další člen. Tento člen je nutné brát v úvahu při stanovení matic hmotnosti a tuhosti.



Obr.58 Tvary jednouzlového a dvouuzlového kmitání s tlumičem .

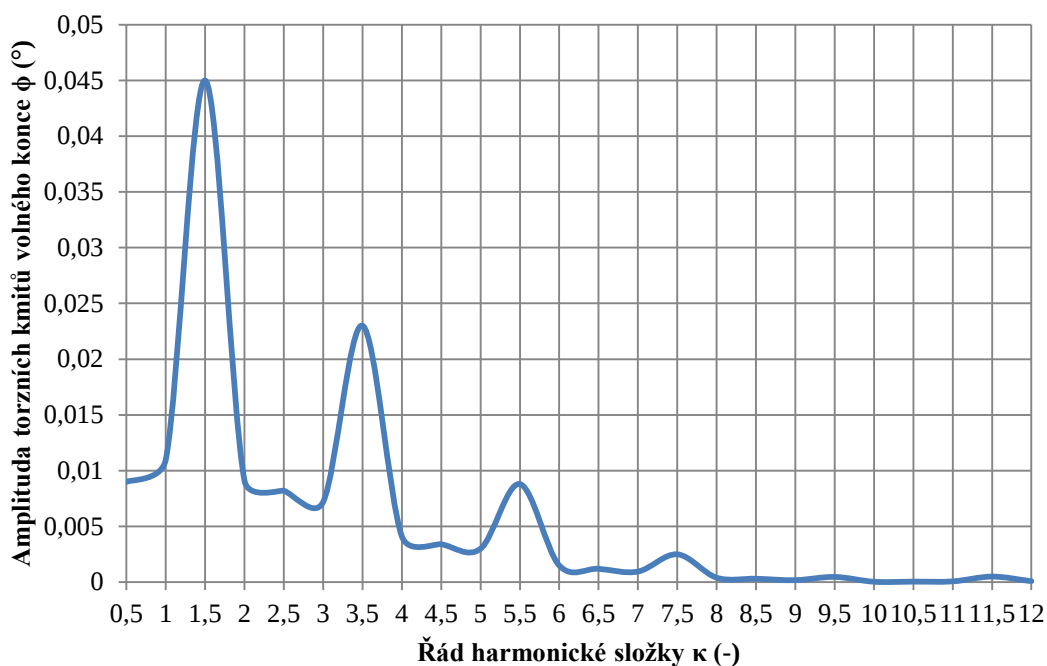
Hodnoty vlastních frekvencí pro první a druhý tvar vlastního kmitání s tlumičem jsou uvedeny v tab. 15.

Tab. 15 Frekvence vlastního torzního kmitání 1. a 2. stupně s tlumičem.

| Vlastní frekvence N | Hodnota (Hz) |
|---------------------|--------------|
| $Nt_1$              | 159,843      |
| $Nt_2$              | 277,202      |

### 12.3 VYNUCENÉ TORZNÍ KMITÁNÍ TLUMENÉ SOUSTAVY.

Po přidání tlumiče torzních kmitů je potřeba přepočítat kritické otáčky motoru, vydatnost rezonancí a torzní výchylky v rezonanci.



Obr. 59 Torzní výchylky volného konce hřídele v rezonanci pro 1vlastní frekvenci s tlumičem.

## 12.4 KRITICKÉ OTÁČKY MOTORU S POUŽITÍM TLUMIČE.

Hodnoty kritických otáček pro jednouzlové a dvouuzlové kmitání s tlumičem jsou znázorněny v tab. 16 a otáčky, které spadají do pásma provozní oblasti zvýrazněny červenou barvou.

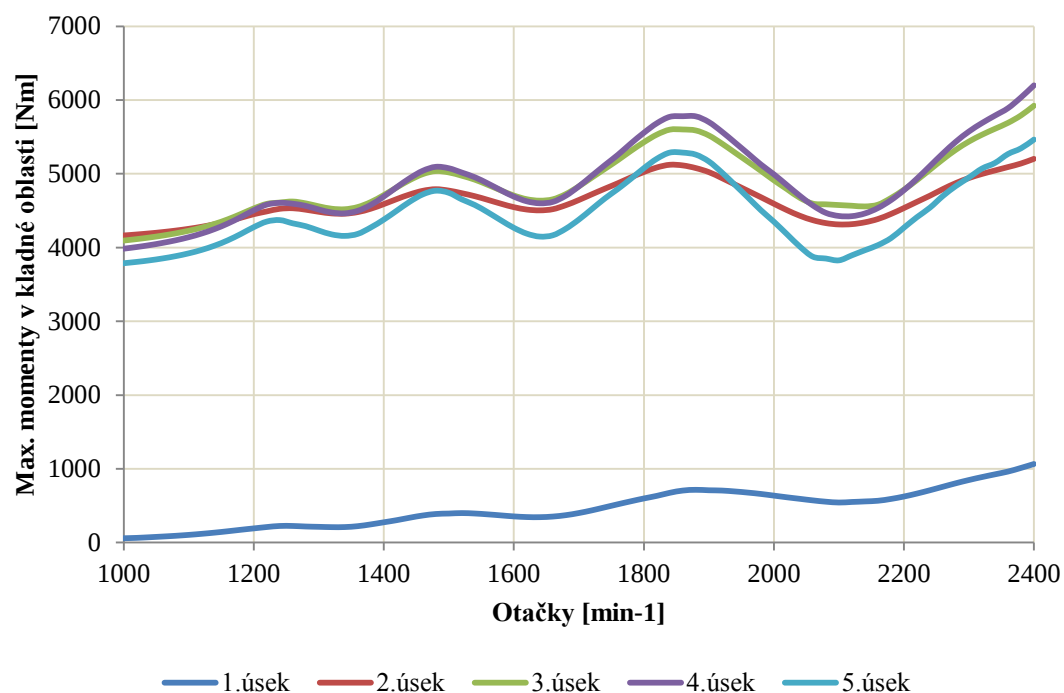
Tab. 16 Kritické otáčky jednouzlového a dvouuzlového kmitání s tlumičem.

| Kritické otáčky s tlumičem    |                                                |                                               |
|-------------------------------|------------------------------------------------|-----------------------------------------------|
| Řad harmonické složky $k [-]$ | Jednouzlové kmitání $n_{1r} [\text{mim}^{-1}]$ | Dvouuzlové kmitání $n_{2r} [\text{mim}^{-1}]$ |
| 0,5                           | 19181                                          | 33264                                         |
| 1                             | 9591                                           | 16632                                         |
| 1,5                           | 6394                                           | 11088                                         |
| 2                             | 4795                                           | 8316                                          |
| 2,5                           | 3836                                           | 6653                                          |
| 3                             | 3197                                           | 5544                                          |
| 3,5                           | 2740                                           | 4752                                          |
| 4                             | 2398                                           | 4158                                          |
| 4,5                           | <u>2131</u>                                    | 3696                                          |
| 5                             | <u>1918</u>                                    | 3326                                          |
| 5,5                           | <u>1744</u>                                    | 3024                                          |
| 6                             | <u>1598</u>                                    | 2772                                          |
| 6,5                           | <u>1475</u>                                    | 2559                                          |
| 7                             | <u>1370</u>                                    | 2376                                          |
| 7,5                           | <u>1279</u>                                    | 2218                                          |
| 8                             | <u>1199</u>                                    | <u>2079</u>                                   |
| 8,5                           | <u>1128</u>                                    | <u>1957</u>                                   |
| 9                             | <u>1066</u>                                    | <u>1848</u>                                   |
| 9,5                           | <u>1010</u>                                    | <u>1751</u>                                   |
| 10                            | <u>959</u>                                     | <u>1663</u>                                   |
| 10,5                          | <u>913</u>                                     | <u>1584</u>                                   |
| 11                            | <u>872</u>                                     | <u>1512</u>                                   |
| 11,5                          | <u>834</u>                                     | <u>1446</u>                                   |
| 12                            | <u>799</u>                                     | <u>1386</u>                                   |

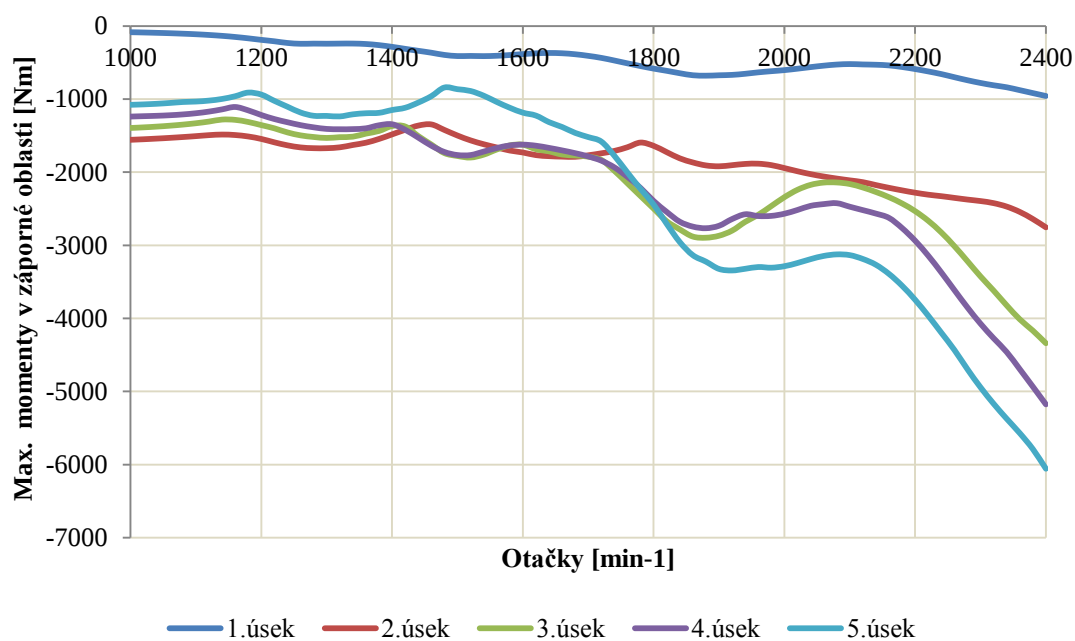
S použitím torzního tlumiče došlo k snížení kritických otáček. Rezonanční otáčky teď leží v rozmezí provozních otáček od řádu  $\kappa = 4,5$  a výše pro jednouzlové kmitání a od řádu  $\kappa = 8$  a výše pro dvouuzlové kmitání.

## 12.5 VÝPOČET VYNUCENÉHO TORZNÍHO KMITÁNÍ

Po výpočtu klikového hřídele s pryžovým tlumičem je možné vidět že torzní momenty byly stlumené. Hodnoty klesly o 1000 Nm čím se zvýší součinitel bezpečnosti.



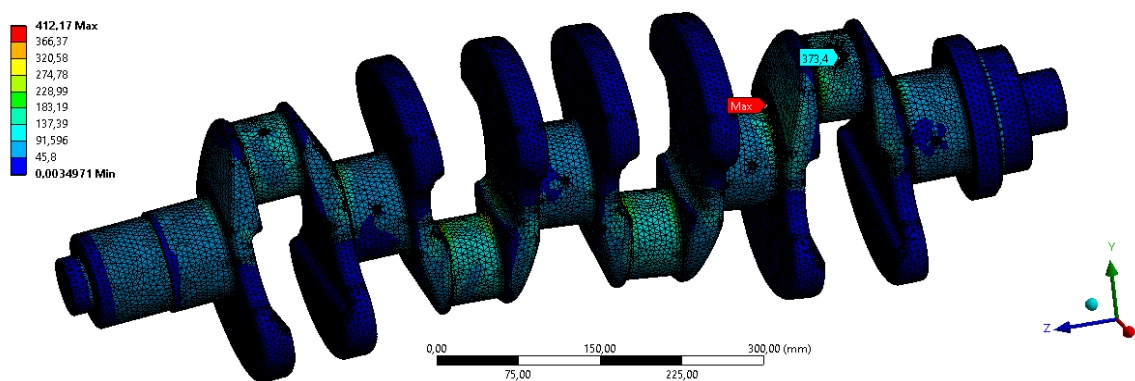
Obr. 60 Krouticí momenty ve spojovacích hřídelích při zkroucení v kladném směru s tlumičem torzních kmitů.



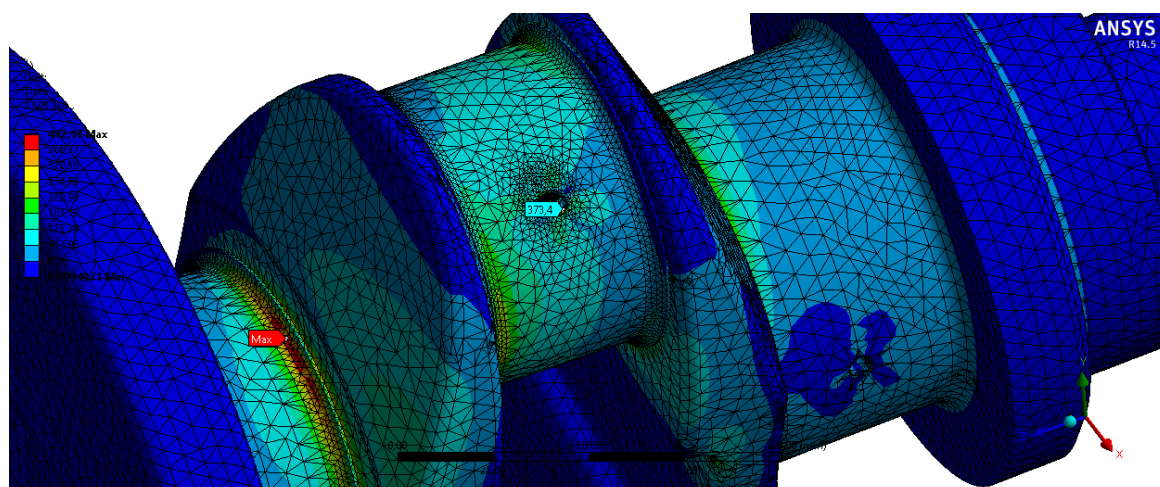
Obr. 61 Krouticí momenty ve spojovacích hřídelích při zkroucení v záporném směru s tlumičem torzních kmitů.

## 13 VÝSLEDKY PEVNOSTNÍ ANALÝZY S TLUMIČEM.

Princip výpočtu, provedení výpočtové sítě i konfigurace výpočtu je stejná jako v případě bez torzního tlumiče. Odlišují se jenom hodnoty torzního momentu, které jsou byly sníženy pomocí tlumiče torzních kmitů. Hodnoty momentu jsou uvedeny v tab. 17.



Obr.62 Rozložení napětí Von Mises pro stav A s tlumičem.



Obr.63 Detail maxima napětí von Mises pro zátěžný stav A s tlumičem.

Hodnoty popsaných zátěžných stavů je uvedeno v tab.17.

Tab.17. Zátěžné stavy klikového hřídele.

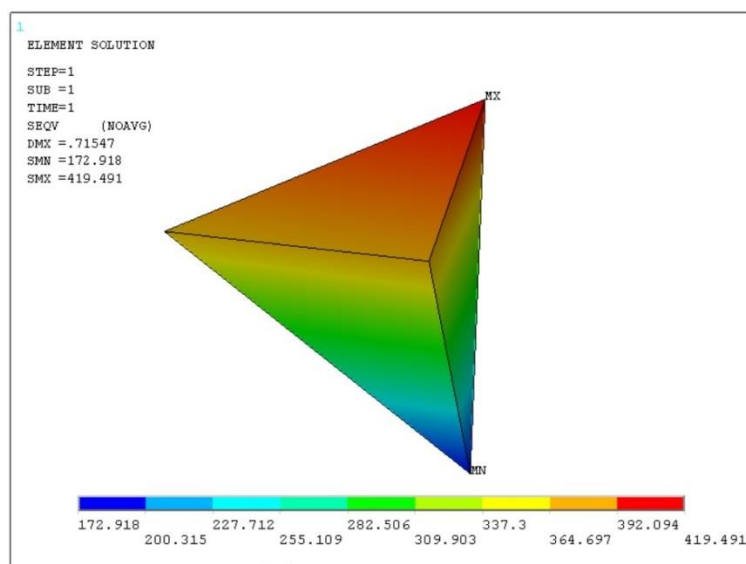
|                 | Síla od tlaku plynů F (N) | Krouticí moment (N m) |
|-----------------|---------------------------|-----------------------|
| Zatížení stav A | 130577,7                  | 6199,4                |
| Zatížení stav B | 0                         | -6057,4               |

Tab.18 Hodnoty napětí pro oba zátěžné stavy.

| Tlumič                                    | Zatížení – stav A | Zatížení – stav B |
|-------------------------------------------|-------------------|-------------------|
| Max. napětí Von Mises $\sigma_{VM}$ (MPa) | 412               | 277               |
| 1. hlavní napětí $\sigma_1$ (MPa)         | 431               | 258               |
| 3. hlavní napětí $\sigma_3$ (MPa)         | -461              | -237              |

### 13.1 KONTROLA ÚNAVOVÉ PEVNOSTI HŘÍDELE.

Zase musíme spočítat součinitel bezpečnosti a proto bylo nutné z kritického místa klikového hřídele vyselektovat prvek s maximálním napětím.



Obr. 64 Prvek s maximálním uzlovým napětím – stav A s tlumičem.

Tab.19 Výsledné hodnoty s tlumičem.

| Veličina        | Jednotka      | Hodnota |
|-----------------|---------------|---------|
| $\chi_R$        | ( $mm^{-1}$ ) | 0,705   |
| $f_G$           | (-)           | 3,328   |
| $\beta/\alpha$  | (-)           | 1,156   |
| $\sigma_{emax}$ | (MPa)         | 419     |
| $\sigma_{emin}$ | (MPa)         | 258     |
| $\sigma_{ea}$   | (MPa)         | 80,5    |
| $\sigma_{em}$   | (MPa)         | 338,5   |
| $k_u$           | (-)           | 3,65    |

## ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout klikový hřídel pro čtyřválcový vznětový motor pro užitková vozidla. Byly poskytnuty základní parametry které respektují zařazení řešeného motoru do unifikované řady motorů. V prvních dvou úvodních kapitolách bylo uvedeno typy výroby klikového hřídele a přehled sil působících v klikovém mechanismu.

Byl vytvořen model klikový hřídel s sílovým vyvážením. Po návrhu prvního zalomení byly vyváženy setrvačné momenty rotujících částí pomocí vývažků na jednotlivých zalomeních. Pak byl vytvořen celý model klikového hřídele který možná videt na obr. 27, 28. Z toho to modelu byla zpracována výkresová dokumentace.

Tak že v této práci byla provedena modální analýza klikového hřídele v programu ANSYS 14.5 APDL. Bylo spočítáno a uvedeno 6 vlastních frekvencí, vlastní tvary je možné vidět v kapitole 7.

Pro výpočet klikového hřídele byl sestaven torzní model a byly vypočteny setrvačnosti a torzní tuhosti modelu. Pomocí programu HOLZER který poskytl vedoucí práce byly zjištěny vlastní frekvence torzního kmitání. Dále byl vypočten průběh střídavého krouticího momentu. Průběh toho to momentu je možné vidět na obr.49 a 50. Z grafu je jasně vidět že max. hodnoty střídavého krouticího momentu jsou  $7238,9 \text{ N} \cdot \text{m}$  a  $-5575,02 \text{ N} \cdot \text{m}$  při otáčkách  $2020 \text{ min}^{-1}$ . V tom to rozsahu otáček takové velké hodnoty je nežádoucí proto bylo řešeno přidat pryžový torzní tlumič který by stluml tyto hodnoty. Před přidáním torzního tlumiče byla provedena pevnostní kontrola klikového. Material byl zvolen 42CrMo4 a bylo spočítáno dva zátěžné stavy A (pusobení síly a momentu) a B (pusobení momentu v zapornem směru). Z vypočtených hodnot napětí byla stanovena bezpečnost k mezi únavy. Hodnota bezpečnosti  $k_u = 3,59$ . Tato hodnota splňuje požadavky a s jistou rezervou.

Pak celý výpočet byl přepočítán s uvažováním torzního tlumiče. Vysledky hodnot střídavého krouticího momentu je vidět na obr.60 a,61. Z grafu je jasně vidět že max. hodnoty střídavého krouticího momentu jsou  $6199,47 \text{ N} \cdot \text{m}$  a  $-6057,4 \text{ N} \cdot \text{m}$  při otáčkách  $2400 \text{ min}^{-1}$  což je dál než pracovní rozsah otáček.

Hodnota bezpečnosti  $k_u = 3,65$  a tato hodnota splňuje požadavky.

Taková velká bezpečnost je zbytečná a pro to bylo by lepší použít jiný druh materiálu aby ušetřil peníze. Ke snížení torzních momentu dalo by se přidat do klikové hřídele viskózní tlumič, který by výrazně utlumil torzní momenty. To by přivedlo k zvýšení bezpečnosti ale v této práci takový druh tlumiče není použit.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] *Systemsauto.ru* [online]. [cit. 2016-10-21]. Dostupné z: [http://systemsauto.ru/engine/shema\\_kshm.html](http://systemsauto.ru/engine/shema_kshm.html).
- [2] Vlk, F. *Vozidlové spalovací motory*. 1. Mokrohorská 34, Brno, 2003. ISBN 80-238-8756-4.
- [3] *Preciz, s.r.o.* [online]. [cit. 2016-10-21]. Dostupné z: <http://www.preciz.cz/sluzby-hlavni/material-normal>.
- [4] *Technoinfa.ru* [online]. 2009 [cit. 2016-10-30]. Dostupné z: <http://www.junauto.co.jp/products/crankshaft/index.en.html>.
- [5] RAUSCHER, J.: *Spalovací motory*. 2005. Studijní opory FSI VUT Brno.
- [6] BEDNÁŘ, B. *Technologičnost konstrukce*. Vyd. 1. Praha: ČVUT v Praze, 2005.
- [7] *Wikipedia* [online]. [cit. 2016-11-06]. Dostupné z: <https://en.wikipedia.org/wiki/Crankshaft>
- [8] *Noresco Industrial Grup. inc.: Casting and Forging* [online]. [cit. 2016-11-06]. Dostupné z: <http://www.norescoindustrial.com/pic02.htm>
- [9] *JUN machine shop: Tanaka industrial co.ltd* [online]. [cit. 2016-11-11]. Dostupné z: <http://www.junauto.co.jp/products/crankshaft/index.en.html>
- [10] PÍŠTĚK, V. *Hnací ústrojí: Kinematika centrického klikového mechanismu (přednáška)*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, studijní opory, 2012.
- [11] PÍŠTĚK, V. a L. DRÁPAL. *Hnací ústrojí: Síly a momenty v klikovém mechanismu (přednáška)*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, studijní opory, 2012.
- [12] *Применение системы ANSYS к решению задач модального и гармонического анализа* [online]. Нижний Новгород: Университет Лобачевского, 2006 [cit. 2017-05-11]. Dostupné z: <http://www.unn.ru/pages/e-library/aids/2006/2.pdf>.
- [13] KOLEKTIV VÚNM A ČKD,. *Naftové motory čtyřdobé* 1.díl. 2. vyd. Praha: SNTL, 1962.
- [14] PÍŠTĚK, V., ŠTĚTINA, J. *Pevnost a životnost*. 1. vydání. Brno: VUT v Brně, 1993. 208 s. ISBN 80-214-0474-4.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

|                     |                                               |                                                |
|---------------------|-----------------------------------------------|------------------------------------------------|
| $a$                 | $[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$                | zrychlení pístu                                |
| $a_i$               | $[-]$                                         | poměrná amplituda                              |
| $a_m$               | $[\text{mm}]$                                 | osová vzdálenost válců                         |
| $b$                 | $[\text{mm}]$                                 | rameno klopného momentu                        |
| $b_m$               | $[\text{mm}]$                                 | vzdálenost těžišť vývažků                      |
| $b_{\text{ram}}$    | $[\text{mm}]$                                 | šířka ramene                                   |
| $b_{\text{tl}}$     | $[\text{mm}]$                                 | šířka pryžového prstence                       |
| $b_v$               | $[\text{mm}]$                                 | vzdálenost těžišť vývažků                      |
| $C$                 | $[\text{Nm}\cdot\text{rad}^{-1}]$             | matice tuhosti                                 |
| $c$                 | $[\text{m}]$                                  | ložisková vůle                                 |
| $c_i$               | $[\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{rad}^{-1}]$ | torzní tuhosti                                 |
| $c_m$               | $[\text{mm}]$                                 | vzdálenost těžišť vývažků                      |
| $c_{\text{tl}}$     | $[\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{rad}^{-1}]$ | torzní tuhost tlumiče kmitů                    |
| $D$                 | $[\text{mm}]$                                 | vrtání válce                                   |
| $D_1$               | $[\text{mm}]$                                 | vnitřní průměr volného konce klikového hřídele |
| $D_{1p}$            | $[\text{mm}]$                                 | vnitřní průměr pryžového prstence              |
| $D_2$               | $[\text{mm}]$                                 | vnější průměr volného konce klikového hřídele  |
| $D_{2p}$            | $[\text{mm}]$                                 | vnější průměr pryžového prstence               |
| $D_{\text{hc}}$     | $[\text{mm}]$                                 | průměr hlavního čepu                           |
| $D_{\text{oc}}$     | $[\text{mm}]$                                 | průměr ojnicního čepu                          |
| $D_r$               | $[\text{mm}]$                                 | roztečný průměr děr pro upevnění setrvačníku   |
| $D_{\text{red}}$    | $[\text{mm}]$                                 | redukovaný průměr                              |
| $d_{\text{vzorek}}$ | $[\text{mm}]$                                 | průměr zkušební vzorku                         |
| $E$                 | $[\text{GPa}]$                                | modul pružnosti v tahu                         |
| $F_{r_v}$           | $[\text{N}]$                                  | setrvačná síla vývažků rotačních částí         |
| $F_c$               | $[\text{N}]$                                  | celková síla                                   |
| $f_G$               | $[-]$                                         | korekční součinitel                            |
| $F_n$               | $[\text{N}]$                                  | normálová síla                                 |
| $F_o$               | $[\text{N}]$                                  | síla přenášená ojnicí                          |
| $F_{o_c}$           | $[\text{N}]$                                  | celková síla v ojnicním čepu                   |

|                    |                      |                                                                              |
|--------------------|----------------------|------------------------------------------------------------------------------|
| $F_p$              | [N]                  | síla od tlaku plynů                                                          |
| $F_{pmax}$         | [N]                  | maximální síla od tlaku plynů                                                |
| $F_r$              | [N]                  | radiální síla                                                                |
| $F_{r\_c}$         | [N]                  | celková radiální síla                                                        |
| $F_{r\_od}$        | [N]                  | odstředivá síla rotačních částí ojnice                                       |
| $F_s$              | [N]                  | setrvačná síla posuvných částí                                               |
| $F_{s\_p1}$        | [N]                  | setrvačná síla posuvných částí prvního řádu                                  |
| $F_{s\_p2}$        | [N]                  | setrvačná síla posuvných částí druhého řádu                                  |
| $F_{s\_r}$         | [N]                  | setrvačná síla rotačních částí                                               |
| $F_t$              | [N]                  | tangenciální síla                                                            |
| $G$                | [MPa]                | modul pružnosti ve smyku                                                     |
| $i$                | [-]                  | počet válců                                                                  |
| $J_0$              | [kg·m <sup>2</sup> ] | redukovaný moment setrvačnosti předního konce hřídele a řemenice             |
| $J_1$              | [kg·m <sup>2</sup> ] | redukovaný moment setrvačnosti 1. zalomení                                   |
| $J_2$              | [kg·m <sup>2</sup> ] | redukovaný moment setrvačnosti 2. zalomení                                   |
| $J_3$              | [kg·m <sup>2</sup> ] | redukovaný moment setrvačnosti 3. zalomení                                   |
| $J_4$              | [kg·m <sup>2</sup> ] | redukovaný moment setrvačnosti 4. zalomení                                   |
| $J_5$              | [kg·m <sup>2</sup> ] | redukovaný moment setrvačnosti zadního konce hřídele a setrvačnicku          |
| $J_i$              | [kg·m <sup>2</sup> ] | momenty setrvačnosti jednotlivých úseků klikového hřídele                    |
| $J_{oj\_rot}$      | [kg·m <sup>2</sup> ] | redukovaný moment setrvačnosti rotující hmoty                                |
| $J_p$              | [m <sup>4</sup> ]    | polární moment průřezu redukovaného hřídele v krutu                          |
| $J_{pos}$          | [kg·m <sup>2</sup> ] | redukovaný moment setrvačnosti posuvné hmoty                                 |
| $J_{přir}$         | [kg·m <sup>2</sup> ] | moment setrvačnosti příruby pro setrvačnick                                  |
| $J_{rem}$          | [kg·m <sup>2</sup> ] | moment setrvačnosti řemenice (včetně příruby pro uchycení řemenice a šroubů) |
| $J_{setr}$         | [kg·m <sup>2</sup> ] | moment setrvačnosti setrvačnicku                                             |
| $J_{tl}$           | [kg·m <sup>2</sup> ] | moment setrvačnosti tlumiče torzních kmitů                                   |
| $J_{volny\_konec}$ | [kg·m <sup>2</sup> ] | moment setrvačnosti volného konce hřídele                                    |
| $k$                | [-]                  | bezpečnost klikového hřídele                                                 |
| $k_{kaleno}$       | [-]                  | bezpečnost klikového hřídele po zakalení poloměru                            |
| $L_0$              | [mm]                 | redukovaná délka předního konce hřídele                                      |
| $L_1$              | [mm]                 | redukovaná délka 1. úseku                                                    |
| $L_2$              | [mm]                 | redukovaná délka 2. úseku                                                    |

|                |                      |                                             |
|----------------|----------------------|---------------------------------------------|
| $L_3$          | [mm]                 | redukována délka 3. úseku                   |
| $L_4$          | [mm]                 | redukována délka 4. úseku                   |
| $L_{hc}$       | [mm]                 | délka hlavního čepu                         |
| $L_{oc}$       | [mm]                 | délka ojnicního čepu                        |
| $l_{oj}$       | [mm]                 | délka ojnice                                |
| $l_p$          | [mm]                 | délka příruby pro setrvačník                |
| $l_{ram}$      | [mm]                 | tloušťka ramene                             |
| $L_{red\_zal}$ | [mm]                 | redukována délka zalomení klikového hřídele |
| $M$            | [kg·m <sup>2</sup> ] | matice hmotnosti                            |
| $M_k$          | [Nm]                 | krouticí moment                             |
| $M_{kl}$       | [Nm]                 | klopný moment                               |
| $m_{oj\_pos}$  | [kg]                 | hmotnost posuvné části ojnice               |
| $m_{oj\_rot}$  | [kg]                 | hmotnost rotační části ojnice               |
| $m_p$          | [kg]                 | hmotnost posuvných částí                    |
| $m_{p\_sk}$    | [kg]                 | hmotnost pístní skupiny                     |
| $m_r$          | [kg]                 | hmotnost rotačních částí                    |
| $M_r$          | [Nm]                 | moment rotačních částí                      |
| $m_{r\_v}$     | [kg]                 | hmotnost vývažků rotačních částí            |
| $M_{rv}$       | [Nm]                 | moment odstředivých sil vývažků             |
| $M_{s\_p}$     | [Nm]                 | moment posuvných částí                      |
| $M_{s\_p1}$    | [Nm]                 | moment posuvných částí prvního řádu         |
| $M_{s\_p2}$    | [Nm]                 | moment posuvných částí druhého řádu         |
| $M_{v\_p1}$    | [Nm]                 | moment vývažků                              |
| $m_{v\_pr}$    | [kg]                 | hmotnost protizávaží na řemenici            |
| $m_{v\_ps}$    | [kg]                 | hmotnost protizávaží na setrvačníku         |
| $m_{zal}$      | [kg]                 | hmotnost jednoho zalomení klikového hřídele |
| $m_{zal\_red}$ | [kg]                 | redukována hmotnost zalomení                |
| $N$            | [Hz]                 | vlastní frekvence systému                   |
| $n$            | [min <sup>-1</sup> ] | jmenovité otáčky motoru                     |
| $n_{1rez}$     | [min <sup>-1</sup> ] | rezonanční otáčky 1. tvaru kmitání          |
| $n_{2rez}$     | [min <sup>-1</sup> ] | rezonanční otáčky 2. tvaru kmitání          |
| $p$            | [MPa]                | indikovaný tlak ve spalovacím prostoru      |
| $p_{atm}$      | [MPa]                | atmosférický tlak                           |

|               |                      |                                                        |
|---------------|----------------------|--------------------------------------------------------|
| $p_{\max}$    | [MPa]                | maximální indikovaný tlak ve spalovacím prostoru       |
| $Q$           | [N]                  | vnější síly                                            |
| $q$           | [-]                  | zobecněná souřadnice                                   |
| $q_k$         | [N·m]                | amplituda momentu příslušející harmonické složce       |
| $r$           | [mm]                 | poloměr kliky                                          |
| $R_e$         | [MPa]                | mez kluzu materiálu                                    |
| $R_m$         | [MPa]                | mez pevnosti v tahu                                    |
| $r_{r_v}$     | [mm]                 | poloměr těžiště vývažků rotačních částí                |
| $r_{T_z}$     | [mm]                 | poloměr těžiště zalomení klikového hřídele bez vývažků |
| $r_{v_{pr}}$  | [mm]                 | poloměr těžiště vývažku na řemenici                    |
| $r_{v_{ps}}$  | [mm]                 | poloměr těžiště vývažku na setrvačnicku                |
| $S_p$         | [m <sup>2</sup> ]    | plocha pístu                                           |
| $w_{opt}$     | [-]                  | optimální naladění tlumiče                             |
| $x$           | [mm]                 | délkový přírůstek                                      |
| $XX1$         | [mm]                 | vzdálenost mezi body x a x1                            |
| $z$           | [mm]                 | zdvih pístu                                            |
| $\alpha$      | [°]                  | úhel natočení klikového hřídele                        |
| $\beta$       | [°]                  | úhel odklonu ojnice                                    |
| $\varepsilon$ | [-]                  | kompresní poměr                                        |
| $\varepsilon$ | [°]                  | osa kolmá na osu rotace                                |
| $\eta$        | [°]                  | osa procházející osou pístu                            |
| $\eta_\sigma$ | [-]                  | koeficient vlivu velikosti                             |
| $\kappa$      | [-]                  | řád harmonické složky                                  |
| $\lambda$     | [-]                  | klikový poměr                                          |
| $\mu$         | [-]                  | poměrná velikost tlumiče torzních kmitů                |
| $v_\sigma$    | [-]                  | vliv zpracování povrchu                                |
| $\xi$         | [°]                  | osa rotace                                             |
| $\rho$        | [kg/m <sup>3</sup> ] | hustota                                                |
| $\sigma_{1a}$ | [MPa]                | hlavní napětí – první zátěžný stav                     |
| $\sigma_{1b}$ | [MPa]                | hlavní napětí – druhý zátěžný stav                     |
| $\sigma_{3a}$ | [MPa]                | hlavní napětí – první zátěžný stav                     |
| $\sigma_{3b}$ | [MPa]                | hlavní napětí – druhý zátěžný stav                     |
| $\sigma_{eX}$ | [MPa]                | napětí v místě X                                       |

|                 |                        |                                                         |
|-----------------|------------------------|---------------------------------------------------------|
| $\sigma_{eX1}$  | [MPa]                  | napětí v místě X1                                       |
| $\sigma_{eamp}$ | [MPa]                  | amplituda napětí                                        |
| $\sigma_{emax}$ | [MPa]                  | maximální ekvivalentní napětí                           |
| $\sigma_{emin}$ | [MPa]                  | minimální ekvivalentní napětí                           |
| $\sigma_{estr}$ | [MPa]                  | střední hodnota napětí                                  |
| $\sigma_O$      | [MPa]                  | mez únavy materiálu v ohybu                             |
| $\sigma_T$      | [MPa]                  | mez únavy v tahu/tlaku při střídavém symetrickém napětí |
| $\sigma_{VMa}$  | [MPa]                  | maximální napětí Von Mises – první zátěžný stav         |
| $\sigma_{VMb}$  | [MPa]                  | maximální napětí Von Mises – druhý zátěžný stav         |
| $\varphi$       | [°]                    | úhel mezi zalomeními klikového hřídele                  |
| $\chi$          | [-]                    | vlastní číslo                                           |
| $\chi_R$        | [mm <sup>-1</sup> ]    | poměrný gradient                                        |
| $\omega$        | [s <sup>-1</sup> ]     | úhlová rychlost otáčení klikového hřídele               |
| $\Omega$        | [rad·s <sup>-1</sup> ] | vlastní úhlová frekvence                                |
| $\Omega_{tl}$   | [rad·s <sup>-1</sup> ] | úhlová rychlost tlumiče                                 |

## SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Výpočty provedené v programu Mathcad.

Příloha 2 – Výkres sestavy klikového hřídele.