



# 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

# ŠESTIVÁLCOVÝ VZNĚTOVÝ MOTOR PRO UŽITKOVÁ VOZIDLA

SIX CYLINDER DIESEL ENGINE FOR COMMERCIAL VEHICLES

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. Oleksandr Pulava

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

BRNO 2018

## Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Ing. Oleksandr Pulava**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství  
Vedoucí práce: **prof. Ing. Václav Píštěk, 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:

### **Šestiválcový vznětový motor pro užitková vozidla**

#### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Navrhnout hnací ústrojí šestiválcového vznětového motoru pro užitková vozidla.

#### **Cíle diplomové práce:**

Pro zadané základní parametry klikového mechanismu a válcové jednotky

- 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 Pištěk, DrSc.  
ředitel ústavu

---

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

## ABSTRAKT

Účelem této diplomové práce je navrhnout klikový hřídel pro šestiválcový motor užitkového vozidla, který je jedním z řady unifikovaných motorů. Hlavní části jsou návrh konfiguraci klikového hřídele, výběr způsobu vyvážení sil a momentů klikového hřídele, zpracování výkresové dokumentace hlavních komponent klikového hřídele, a ověření pevnostních charakteristik klikového hřídele. Taky je proveden návrh charakteristik tlumiče torzních kmitů a zjištěn jeho vliv na torzní kmitání a pevnost klikového hřídele.

## KLÍČOVÁ SLOVA

klikový hřídel, klikový mechanismus, Ansys, Ansys APDL, Ansys Workbench, šestiválcový motor, Creo, torzní kmity, torzní kmitání, tlumič torzních kmitů, vyvažování, pevnostní analýza

## ABSTRACT

The aim of this diploma is to design a crankshaft for a six-cylinder commercial vehicle, which is one of the unified motors. The main parts are the design of the crankshaft configuration, the crankshaft balancing method for forces and moments, the crankshaft design documentation, and the crankshaft strength verification. The design of torsional vibration damping characteristics is also made and its effect on torsional vibration and crankshaft strength is determined.

## KEYWORDS

crankshaft, crank mechanism, Ansys, Ansys APDL, Ansys Workbench six-cylinder engine, Creo, torsion vibrations, torsion oscillation, torsional vibration damper, balancing, strength analysis

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PULAVA, O. *Šestiválcový vznětový motor pro užitková vozidla*. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 71 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 22. května 2018

.....

Oleksandr Pulava

## **PODĚKOVÁNÍ**

Děkuju panu prof. Václavu Pištěkovi, DrSc za cenné připomínky a rady při konzultacích.



## OBSAH

Úvod .....	10
1 Klikový mechanismus .....	11
1.1 Klikový hřídel .....	11
1.2 Výroba klikových hřídelů .....	12
2 Síly a momenty působící v klikovém mechanismu .....	13
2.1 Síly od tlaku plynů (primární síly, vnitřní síly) .....	13
2.2 Výsledné síly působící v klikovém mechanismu.....	14
3 Vyvažování klikového hřídele.....	16
3.1 Uspořádání klikového hřídele .....	16
3.2 Setrvačné síly rotujících částí .....	17
3.3 Momenty setrvačných sil rotujících částí k bodu A .....	18
3.4 Setrvačné síly posuvných částí I. řádu .....	18
3.5 Momenty setrvačných sil posuvných částí I. řádu k bodu A .....	19
3.6 Setrvačné síly posuvných částí II. řádu .....	20
3.7 Momenty setrvačných sil posuvných částí II. řádu k bodu A.....	21
4 Základní parametry klikového hřídele a válců motoru.....	22
5 Návrh klikového hřídele .....	23
6 Modální analýza klikového hřídele .....	29
7 Torzní kmitání klikového hřídele .....	32
7.1 Redukce hmot .....	33
7.2 Redukce délek.....	35
7.3 Torzní tuhosti .....	36
7.4 Vynucené torzní kmitání .....	38
7.5 Vydatnost rezonancí .....	40
7.6 Torzní moment.....	41
8 Pevnostní kontrola klikového hřídele .....	43
8.1 Výpočet v Ansys mechanical APDL .....	43
8.2 Výpočet v Ansys Workbench celého hřídele.....	46
8.3 Výpočet koeficientu bezpečnosti celého hřídele.....	48
8.4 Výpočet v Ansys Workbench jednoho zalomení.....	50
8.5 Výpočet koeficientu bezpečnosti jednoho zalomení.....	52
9 Návrh tlumiče torzních kmitů pro klikový hřídel šestiválce .....	53
10 Torzní kmitání klikového hřídele s tlumičem torzních kmitů .....	54
10.1 Vynucené torzní kmitání s tlumičem torzních kmitů.....	55
10.2 Vydatnost rezonancí s tlumičem torzních kmitů.....	56

---

10.3	Torzni výchylky v rezonanci s tlumičem torzních kmitů.....	57
10.4	Výpočet torzních momentů působících na klikový hřídel s tlumičem torzních kmitů 59	
11	Pevnostní kontrola klikového hřídele s tlumičem torzních kmitů.....	60
11.1	Výpočet v Ansys Workbench celého hřídele s tlumičem torzních kmitů.....	60
11.2	Výpočet koeficientu bezpečnosti celého hřídele s tlumičem torzních kmitů.....	61
11.3	Výpočet v Ansys Workbench jednoho zalomení s tlumičem torzních kmitů.....	61
11.4	Výpočet koeficientu bezpečnosti jednoho zalomení s tlumičem torzních kmitů...62	
	Závěr.....	64
	Použité informační zdroje.....	65
	Seznam použitých zkratk a symbolů .....	66
	Seznam příloh.....	71

## ÚVOD

Trendem posledních několika desítek let je optimalizace motoru, to znamená zmenšení jeho rozměrů, snížení emise a zvýšení jeho výkonu. Což způsobuje vše větší požadavky na pevnost a bezpečnost různých součástí jak motoru tak i zejména klikového hřídele, na který současně působí celá řada sil a momentů. Ještě jedním důvodem je to, že výroba klikových hřídelů je relativně drahá.

Proto pro návrh klikových hřídelů, v poslední době, se běžně používají numerické metody, aby ještě před výrobou prototypů bylo možné zjistit geometrické parametry klikového hřídele, velikost vlivů sil, momentů a torzních kmitů na jeho životnost a bezpečnost.

V první kapitole jsem krátce popsal klikový mechanismus šestiválcového motoru, klikový hřídel a hlavní způsoby jeho výroby.

V druhé kapitole jsem krátce popsal průběh zjištění sil působících v klikovém hřídeli.

V třetí kapitole jsem ukázal průběhy sil a momentů působících na klikový hřídel šestiválcového motoru a vybral jsem způsob vyvažování klikového hřídele.

V čtvrté kapitole jsem uvedl základní parametry motoru, pro který jsem navrhnul klikový hřídel.

V páté kapitole jsem provedl návrh zalomení, jeho optimalizaci a návrh celého klikového hřídele.

V šesté kapitole jsem provedl modální analýzu klikového hřídele.

V sedmé kapitole jsem provedl redukci hmot a délek, zjistil jsem tuhosti pro vytvoření náhradní torzní sestavy. Našel jsem kritické otáčky. A zjistil jsem torzní momenty působící na klikový hřídel

V osmé kapitole jsem provedl pevnostní analýzu klikového hřídele.

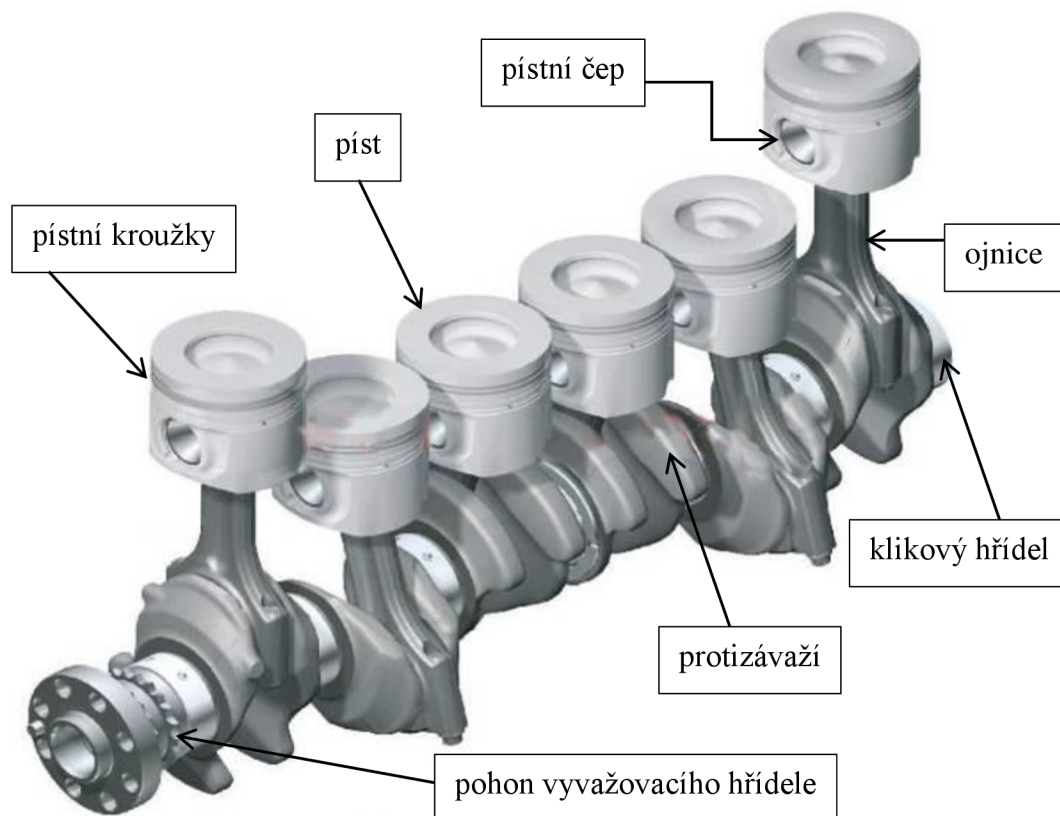
V deváté kapitole jsem navrhnul torzní tlumič.

V desáté kapitole jsem zjistil vliv torzního tlumiče na torzní kmity klikového hřídele.

V jedenácté kapitole jsem provedl pevnostní analýzu klikového hřídele s tlumičem torzních kmitů.

# 1 KLIKOVÝ MECHANISMUS

Klikový mechanismus vozidla se většinou skládá z klikového hřídele, ojnice a pístní skupiny, ke které patří sledující prvky: píst, pístní čep, stírací a těsnící kroužky. Klikový mechanismus šestiválcového řádného motoru můžeme vidět na Obr. 1.



Obr. 1 Klikový mechanismus šestiválcového motoru[1]

## 1.1 KLIKOVÝ HŘÍDEL

Klikový hřídel pístového spalovacího motoru zabezpečuje spolu s ojnici kinematický převod přímočarého vratného pohybu pístu na pohyb rotační. Současně zabezpečuje konstrukce klikového hřídele i částečné vyvážení setrvačných sil a momentů posuvných a rotujících hmot pomocí protizávaží, náhon rozvodu, příslušenství a pomocných agregátů motoru. U čtyřdobých motorů je klikový hřídel využíván i k rozvodu mazacího oleje do ojničních ložisek.

Klikový hřídel je zatěžován současným působením prostorové soustavy sil od tlaku plynů na písty a sil setrvačných. Silové účinky časově proměnné, jak z hlediska velikosti, tak i směru nositelky sil vyvolávají v hřídeli pružné kmity, které jej namáhají na ohyb, krut, tah a tlak.

Konstrukce klikového hřídele musí zajišťovat tuhost ve vztahu k ohybovému a krouticímu zatěžování, pevnost vůči působícím silovým účinkům, odolnost proti opotřebení čepů ložisek a dlouhou životnost při cyklickém zatěžování (vysokou únavovou pevnost).

Nárůst požadavků na nízké vibrace motorů píst protizávaží klikový hřídel protizávaží vyvažovacího hřídele vyvažovací hřídel pohon vyvažovacího hřídele ojnice pístní čep pístní kroužky vedl k tomu, že klikové hřídele pístových spalovacích motorů byly postupně navrhovány nikoliv z hledisek pevnostních, ale s ohledem na torzní a ohybové kmitání hřídelů.[3]

## 1.2 VÝROBA KLIKOVÝCH HŘÍDELŮ

Podle způsobu výroby rozeznáváme klikové hřídele: a) skládané, b) ocelové kované, c) lité.

a) Skládané klikové hřídele jsou vyráběné: slisováním ramen a čepů spojováním základních prvků pomocí šroubových spojů. Přední a zadní konec klikového hřídele jsou ocelové kované. Jednotlivé ojnicní čepy s rameny jsou odlity z ocelolityny. Životnost valivých ložisek je prakticky stejná, jako u ložisek kluzných.

b) Ocelové kované klikové hřídele se vyrábí nejčastěji z materiálů 12050, 15131, 16342, 16720. Hřídel je předkovan a zušlechtěn na pevnost  $650 \div 800$  MPa. Pro méně zatížené zážehové motory se čepy nekalí. U motorů vznětových a více zatížených motorů zážehových jsou na výrobu klikových hřídelí používány legované oceli, např. 14240, 15260, zušlechtěné na pevnost  $800 \div 950$  MPa. Čepy jsou kaleny na tvrdost  $54 \div 60$  HRC.

c) Odlévané klikové hřídele V posledních letech se objevila řada motorů (zážehových i vznětových) pro osobní automobily, u kterých byl použit litý klikový hřídel. Vzhledem k menší pevnosti se lité klikové hřídele používají u méně zatížených motorů. V porovnání s ocelovými kovanými hřídeli mají větší průměry ojnicních i hlavních čepů a větší přechodové poloměry, viz obr. 8.28. Výhodou odlévaných klikových hřídelí jsou malé přídavky materiálu na opracování, větší ohybová tuhost a schopnost materiálu tlumit přenášené vibrace. Používá se tvárná litina i ocelolitina.[3]

Pro návrh klikového hřídele budu používat hodnoty sdílené vedoucím diplomové práce.



## 2 SÍLY A MOMENTY PŮSOBÍCÍ V KLIKOVÉM MECHANISMU

Na klikový mechanismus motoru působí několik druhů sil. Z nich všech síly od tlaku plynů a setrvačné síly jsou nejdůležitější

### 2.1 SÍLY OD TLAKU PLYNŮ (PRIMÁRNÍ SÍLY, VNITŘNÍ SÍLY)

Síla způsobená tlakem plynů na píst se mění s časem a úhlem pootočení kliky. Tato síla se určuje podle indikátorového diagramu uvažovaného nebo podobného motoru, ze kterého lze odečíst pro každou polohu pístu příslušnou sílu na píst. Síla vyvolaná tlakem plynů na píst vychází z rovnice:

$$F_p = \frac{D^2}{4} \cdot (p - p_0) \quad (1)$$

Kde  $D$  je průměr válce. Průběh absolutního tlaku  $p$  ve válci v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele se získá z indikátorového diagramu. Tlak působící na vnitřní stranu dna pístu  $p_0$  bereme jako tlak vnějšího prostředí.

Síly setrvačné (sekundární síly, vnější síly).

Setrvačné síly vznikají pohybem hmot klikového ústrojí. Podle pohybu jednotlivých částí klikového ústrojí se síly dělí na:

- Setrvačné síly posuvných hmot -  $F_{s,p}$
- Setrvačné síly rotujících hmot -  $F_{s,r}$

Při otáčení klikového hřídele vykonává ojnice rovinný pohyb. Hlava ojnice vykonává spolu s klikovým čepem otáčivý pohyb. Naproti tomu oko ojnice spolu s pístním čepem koná pohyb přímočarý v ose válce. Proto je nutno hmotu ojnice redukovat [2]:

- část ojnice, která koná přímočarý pohyb, se redukuje do osy pístního čepu a přidává se do hmot posuvných;
- část ojnice, která se otáčí, je redukována do klikového čepu.

Celková setrvačná síla rotujících hmot je dána rovnicí:

$$F_{s,r} = m_r \cdot r \cdot \omega^2 \quad (2)$$

kde  $m_r$  je celková hmota rotujících částí

$$m_r = (m_{zal,red} + m_{oj,rot}) \quad (3)$$

kde  $m_{zal,red}$  je redukována hmota rotujících částí na poloměr kliky;  $m_{oj,rot}$  - redukována hmota rotující části ojnice.

$$m_{zal\_red} = m_{zal} \cdot \frac{r_{T\_zal}}{r} \quad (4)$$

kde  $m_{zal}$  je hmotnost zalomení,  $r_{T\_zal}$  - poloměr rotace těžiště zalomení hřídele.

Celková setrvačná síla hmot pohybujících se přímočaře má pak tvar:

$$F_{s\_p} = -(m_{p\_sk} + m_{oj\_pos}) \cdot a \quad (5)$$

kde  $a$  je zrychlení pístní skupiny,  $m_{p\_sk}$  je hmotnost pístní skupiny,  $m_{oj\_pos}$  - redukovaná hmota posuvné části ojnice.

Setrvačnou sílu  $F_{s\_p}$ , právě tak jako zrychlení pístu, lze považovat za složenou ze dvou složek – ze setrvačné síly prvního řádu a ze setrvačné síly řádu druhého [2]:

$$F_{s\_pI} = -m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos\alpha \quad (6)$$

$$F_{s\_pII} = -m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\alpha \quad (7)$$

kde  $m_p$  je celková posuvná hmota,  $r$  - poloměr klikového hřídele,  $\omega$  - úhlová rychlost otáčení klikového hřídele,  $\lambda$  - klikový poměr a  $\alpha$  je úhel natočení kliky

## 2.2 VÝSLEDNÉ SÍLY PŮSOBÍCÍ V KLIKOVÉM MECHANISMU

Výsledná síla na píst je tedy dána součtem sil:

$$F_C = F_p + F_S \quad (8)$$

Celková síla působící na píst se rozkládá na sílu působící v okamžitém směru ojnice a normálovou sílu, která působí kolmo na stěnu válce a způsobuje také klopný moment.

Síla od tlaku plynů ve směru ojnice:

$$F_O = \frac{F_C}{\cos\beta} \quad (9)$$

Normálová složka síly  $F_C$ :

$$F_N = F_C \cdot \tan\beta \quad (10)$$

Síla  $F_O$  se přenáší ojnici na klikový čep hřídele, zatímco síla  $F_N$  určuje velikost tření mezi pístem a válcem a tím způsobuje opotřebení těchto částí. Kromě toho síla  $F_N$  vzbuzuje moment snažící se překlopit motor kolem osy klikového hřídele na stranu opačnou smyslu otáčení [2].

Přenesenou sílu  $F_O$  můžeme rozložit na složku radiální:

$$F_R = F_O \cdot \cos(\alpha + \beta) \quad (11)$$

a složku tangenciální:

$$F_T = F_O \cdot \sin(\alpha + \beta) \quad (12)$$

Ve směru ramene kliky působí kromě radiální síly ještě odstředivá síla rotujících částí ojnice:

$$F_{r_{od}} = m_{oj_{rot}} \cdot r \cdot \omega^2 \quad (13)$$

Celková radiální síla zatěžující ojniční čep je pak dána součtem radiální a odstředivé síly:

$$F_{R_C} = F_R - F_{r_{od}} \quad (14)$$

Tangenciální síla je jediná, která vyvolává krouticí moment na hřídeli:

$$M_K = F_T \cdot r \quad (15)$$

Klopný moment od síly  $F_N$ :

$$M_{Kl} = F_N \cdot b \quad (16)$$

kde  $b$  [m] je vzdálenost od osy otáčení k ose pístního čepu.

### 3 VYVAŽOVÁNÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

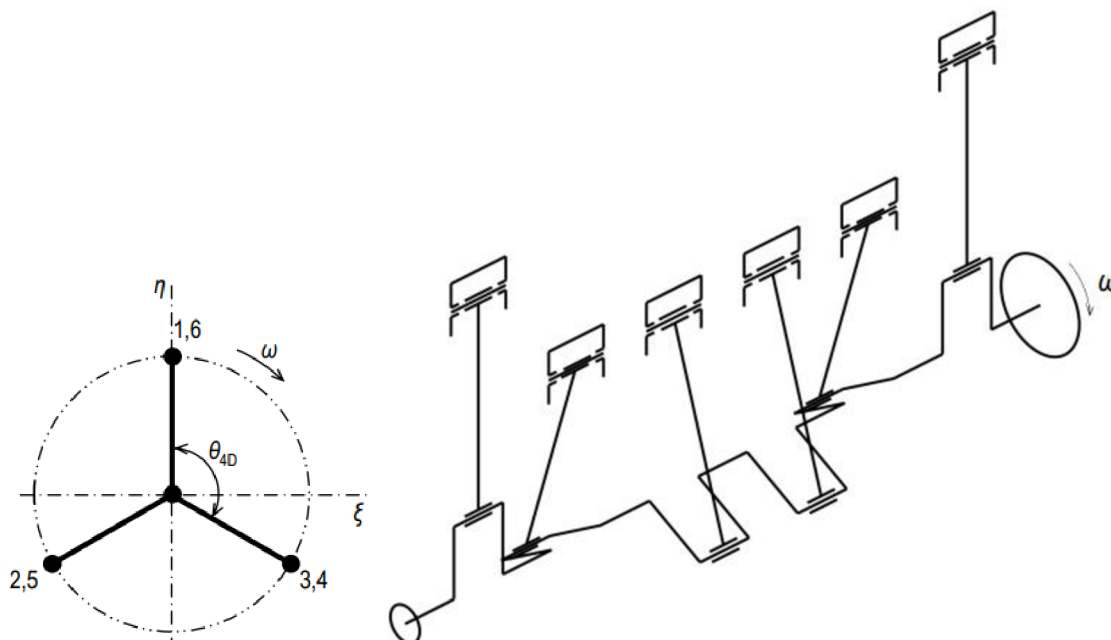
Vyvážením klikového hřídele je způsob odstranění nebo zmenšení účinků setrvačných sil a momentů vzniklých pohybem tohoto hřídele. Vyvážení lze nejnáze dosáhnout vhodným uspořádáním klikového hřídele motoru tak, aby se alespoň hlavní setrvačné síly a momenty navzájem v každém okamžiku kompenzovaly. V mnoha případech však toto přirozené vyvážení nestačí a je nutno připojovat ke klikovému hřídeli vyvažující hmoty (protizávaží), jejichž účinek působí proti účinku setrvačných sil a momentů hřídele, který buď částečně, nebo úplně ruší; zmenšují i tření v ložiskách klikového hřídele, a tím zvyšují mechanickou účinnost motoru. Protizávaží však vede ke zvětšování váhy a zvýšení ceny motoru, při větším počtu válců i ke snížení kritických otáček způsobených torzními kmity klikového hřídele. Vyvažování vychází z kvalitativního a kvantitativního rozboru setrvačných sil a momentů klikového hřídele[3].

#### 3.1 USPOŘÁDÁNÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Pro rovnoměrný zážeh a průběh hnacích sil mezi rameny klikového hřídele musí být rozstup spočítaný podle sledujícího vztahu:

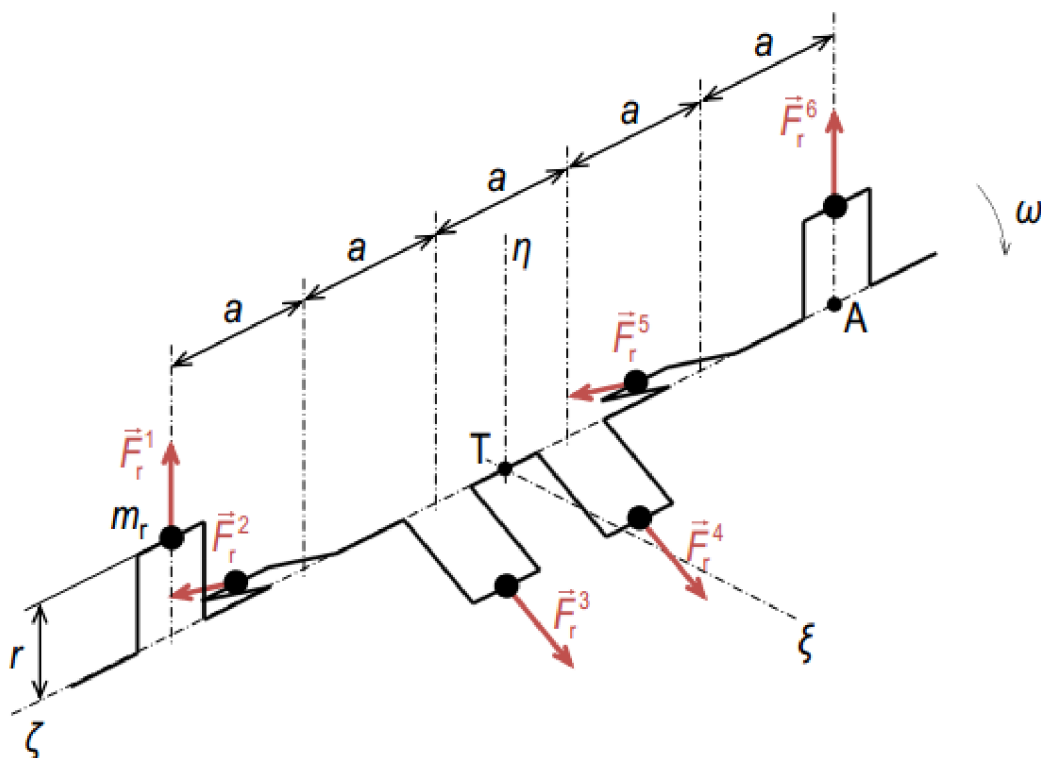
$$\varphi = \frac{720^\circ}{6} = 120^\circ \quad (17)$$

Ale kvůli vyvažování, pravá a levá částí hřídele jsou symetrické což je vidět na Obr. 2.

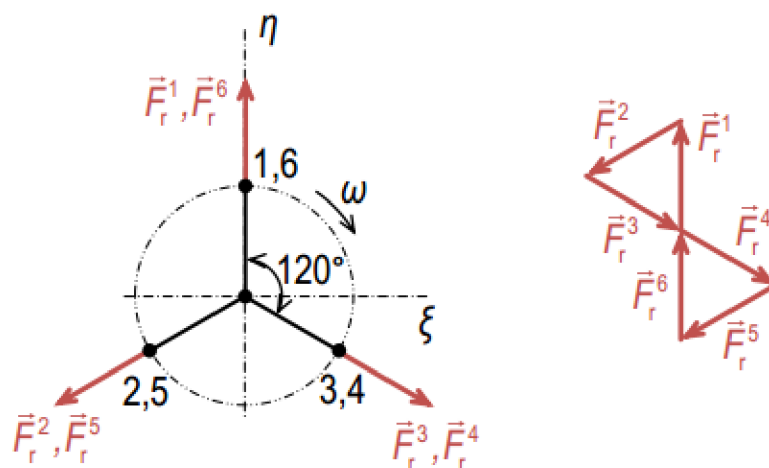


Obr. 2 Uspořádání klikového hřídele šestiválcového vznětového motoru[4]

### 3.2 SETRVAČNÉ SÍLY ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ



Obr. 3 Schéma působení setrvačných sil rotujících částí[4]



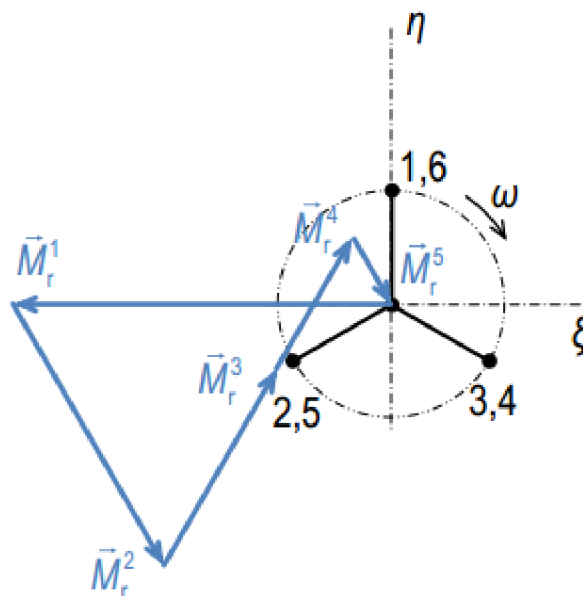
Obr. 4 Výsledná setrvačná síla, která působí na hřídel[4]

Jak je vidět z obrázků Obr. 3 a Obr. 4 výsledná setrvačná síla, která se působí na hřídel rovná 0:

$$\sum_{i=1}^6 \vec{F}_r^i = \vec{0} \tag{18}$$



### 3.3 MOMENTY SETRVAČNÝCH SIL ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ K BODU A

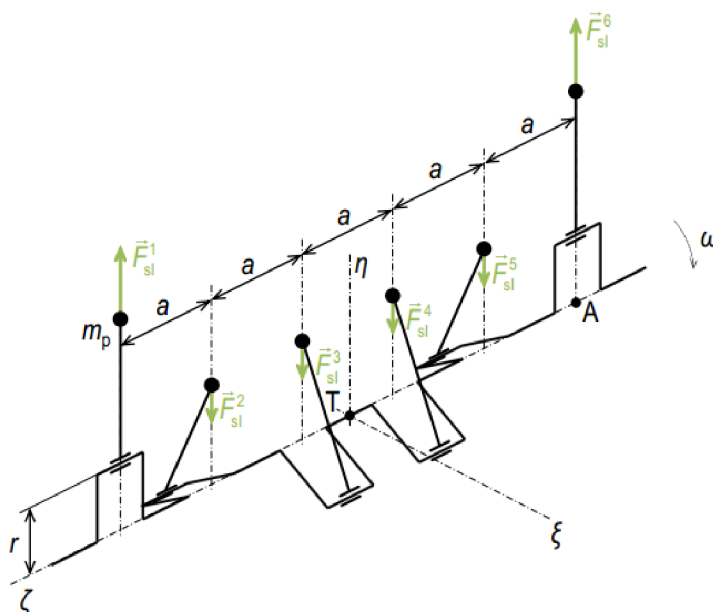


Obr. 5 Výsledný setrvačný moment, který působí na hřídel[4]

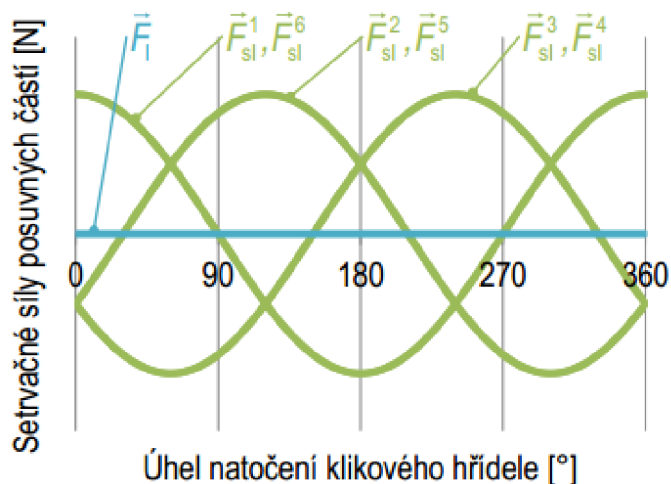
Jak je vidět z obrázku Obr. 5 výsledný setrvačný moment, který se působí na hřídel rovná 0:

$$\sum_{i=1}^6 \vec{M}_r^i = \vec{0} \tag{19}$$

### 3.4 SETRVAČNÉ SÍLY POSUVNÝCH ČÁSTÍ I. ŘÁDU



Obr. 6 Schéma působení sil posuvných částí I. řádu[4]

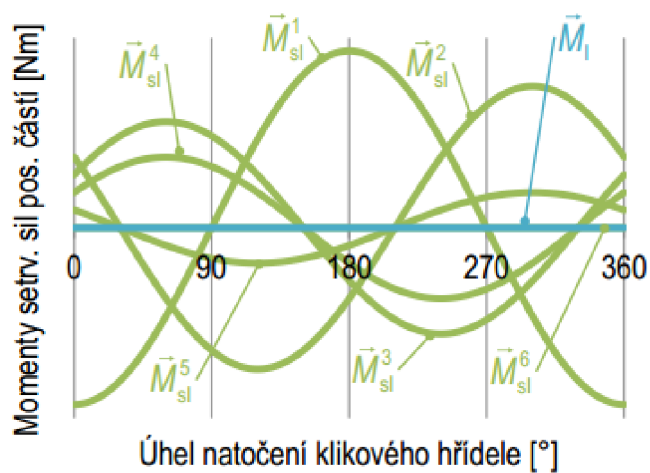


Obr. 7 Graf sil posuvných částí I. řádu pro vše úhly natočení klikového hřídele[4]

Jestli sečíst vše kladné a záporné hodnoty sil na Obr. 6 a Obr. 7 to při všech úhlech natočení klikového hřídele dostaneme 0:

$$\sum_{i=1}^6 \vec{F}_{sl}^i = \vec{0} \quad (20)$$

### 3.5 MOMENTY SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ I. ŘÁDU K BODU A

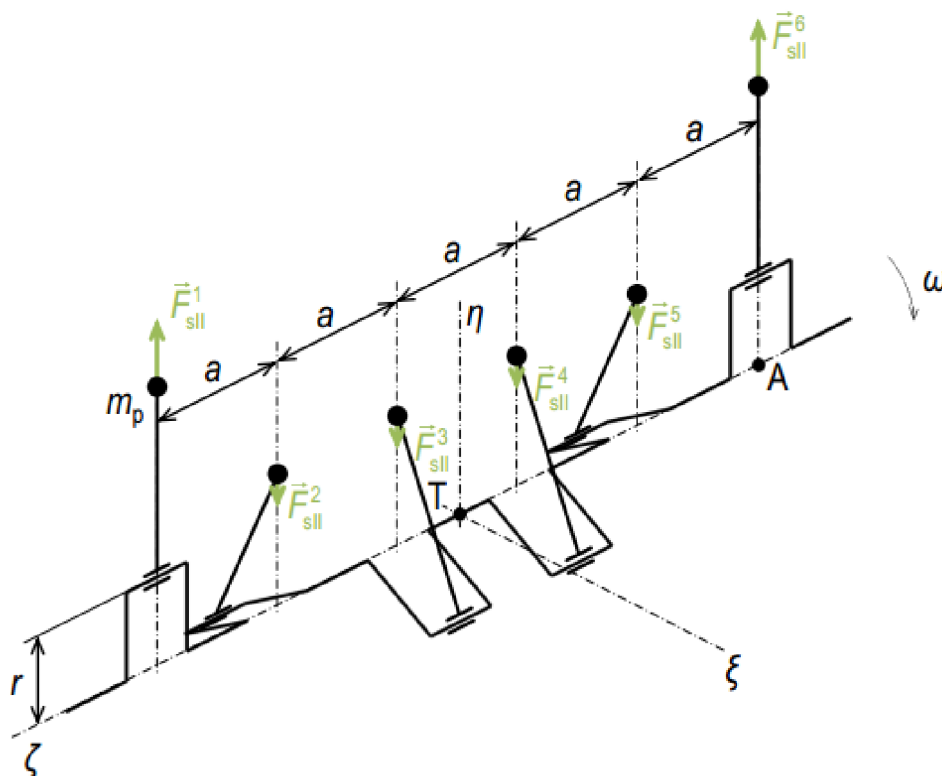


Obr. 8 Graf momentů posuvných částí I. řádu pro vše úhly natočení klikového hřídele[4]

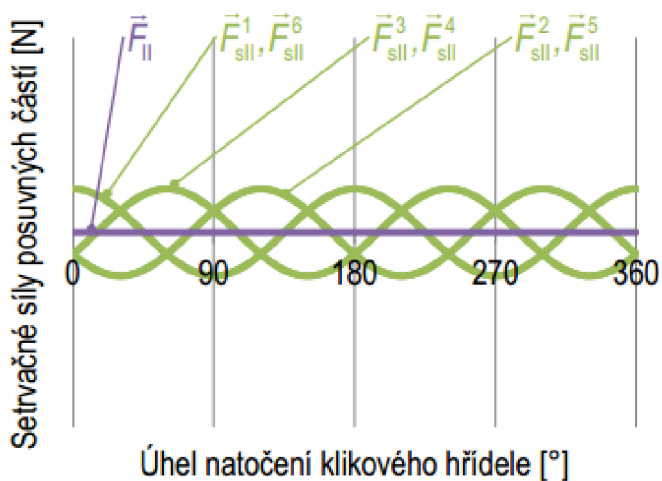
Jestli sečíst vše kladné a záporné hodnoty momentů na Obr. 8 to při všech úhlech natočení klikového hřídele dostanu 0:

$$\sum_{i=1}^6 \vec{M}_{sl}^i = \vec{0} \quad (21)$$

### 3.6 SETRVAČNÉ SÍLY POSUVNÝCH ČÁSTÍ II. ŘÁDU



Obr. 9 Schéma působení sil posuvných částí II. řádu[4]

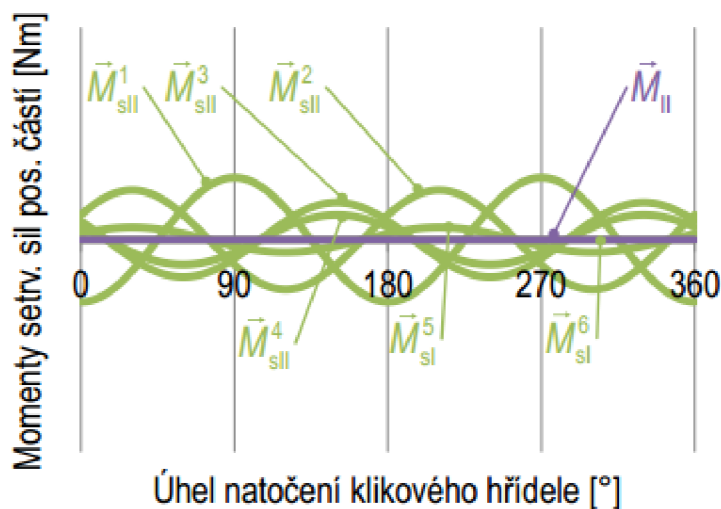


Obr. 10 Graf sil posuvných částí II. řádu pro vše úhly natočení klikového hřídele[4]

Jestli sečíst vše kladné a záporné hodnoty sil Obr. 9 a Obr. 10 to při všech úhlech natočení klikového hřídele dostaneme 0:

$$\sum_{i=1}^6 \vec{F}_{sII}^i = \vec{0} \tag{22}$$

### 3.7 MOMENTY SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ II. ŘÁDU K BODU A

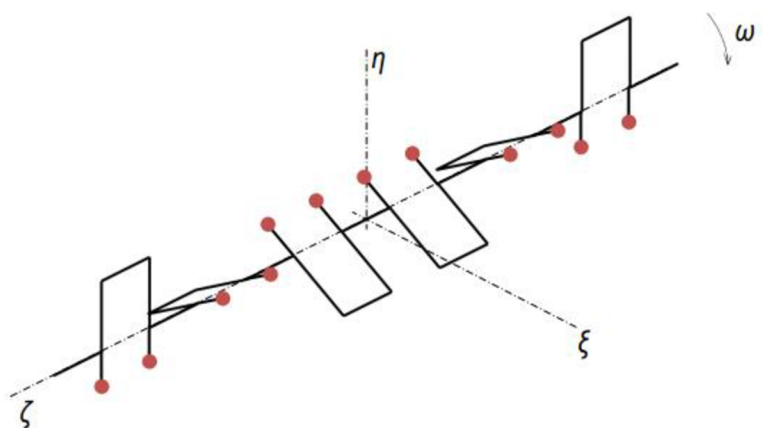


Obr. 11 Graf momentů posuvných částí II. řádu pro vše úhly natočení klikového hřídele[4]

Jestli sečíst vše kladné a záporné hodnoty momentů Obr. 11 to při všech úhlech natočení klikového hřídele dostanu 0:

$$\sum_{i=1}^6 \vec{M}_{sll}^i = \vec{0} \quad (23)$$

Podle té informace, kterou jsem uvedl dříve je jasné, že šestiválcový motor nepotřebuje žádné vyvážení setrvačných sil a momentů v klikovém mechanismu, ale pro zmírnění zatížení hlavních ložisek je vhodným použít silové vyvážení setrvačných sil rotujících částí. Schéma, kterého se nachází na Obr. 12 Schéma vyvážení setrvačných sil rotujících částí



Obr. 12 Schéma vyvážení setrvačných sil rotujících částí[4]

## 4 ZÁKLADNÍ PARAMETRY KLIKOVÉHO HŘÍDELE A VÁLCŮ MOTORU

Zapsal jsem unifikované parametry řady hřídelů sdílené vedoucím do Tab. 1,

*Tab. 1 Unifikované parametry hřídele šestiválcového motoru*

Parametr	Hodnota	Jednotka
Průměr hlavního čepu	99	[mm]
Délka hlavního čepu	53	[mm]
Průměr ojničního čepu	82	[mm]
Délka ojničního čepu	48	[mm]
Průměr předního konce klikového hřídele	93	[mm]
Délka předního konce klikového hřídele	70	[mm]

A parametry svého motoru do Tab. 2

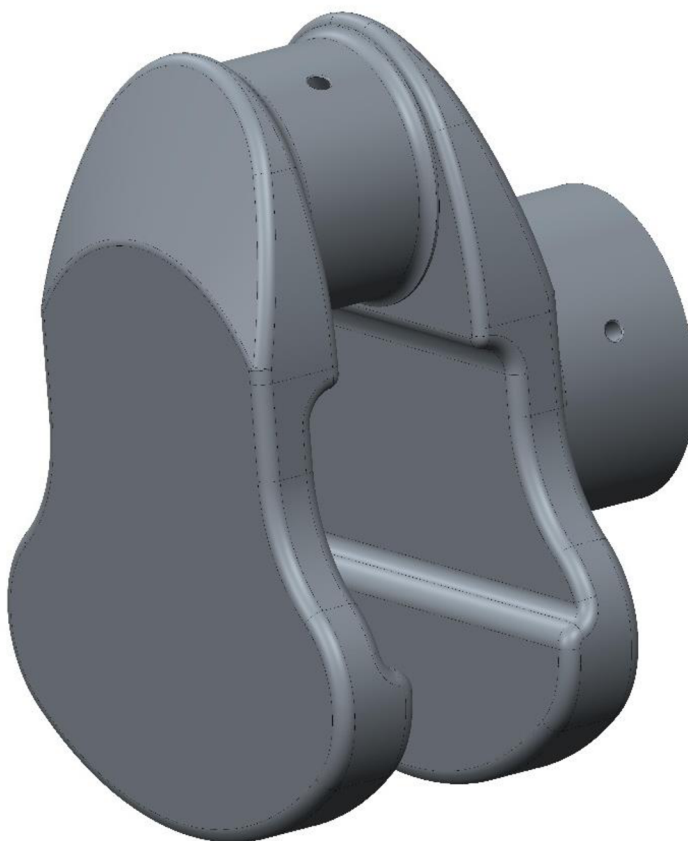
*Tab. 2 Základní parametry šestiválcového motoru*

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Počet válců	$i_v$	6	[-]
Vrtání válce	D	130	[mm]
Zdvih pístu	Z	149	[mm]
Zdvihový objem motoru	$V_Z$	11866	[cm <sup>3</sup> ]
Rozteč válců	$a_v$	169	[mm]
Délka ojnice	$l_0$	275	[mm]
Hmotnost rotační části	$m_2$	3.09	[kg]
Hmotnost posuvných částí	$m_p$	0.72	[kg]



## 5 NÁVRH KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Navrhovat klikový hřídel šestiválcového motoru pro užitková vozidla jsem začal tím, že jsem vytvořil model jednoho zalomení klikového hřídele v CAD programu Creo 2.0. Taky k tomuto modelu jsem přidal model hlavního čepu, abych následně byl schopen vytvořit v tomto společném modelu systém mazacích kanálků. Ještě jsem odebral část materiálu z vnitřních stran ramen kliky, která by jenom zbytečně zvětšovala hmotu jak jednoho zalomení, tak i celého hřídele. Pro stejný účel jsem odebral maximální objem materiálu v horní části ramen zalomení, a vůbec jsem udělal hruškovitý tvar ramena (když se budeme na něj dívat z boku) pro jak největší efektivitu hmoty rozmístěnou ve spodní části ramene kliky Obr. 13.

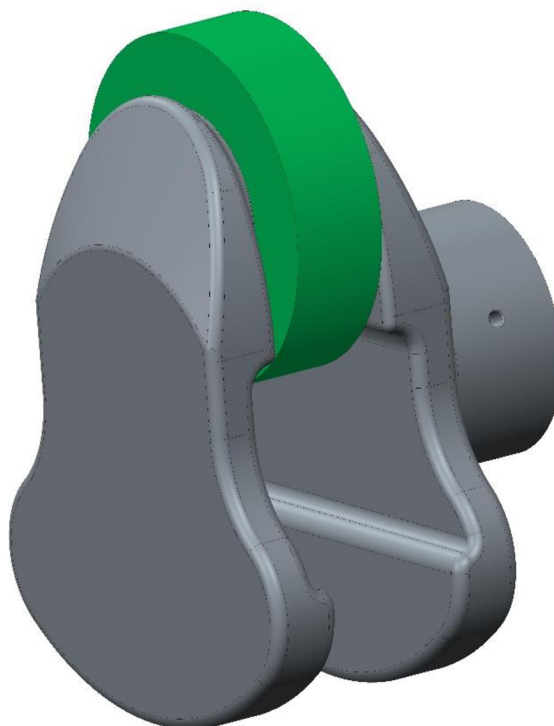


*Obr. 13 Model zalomení klikového hřídele*

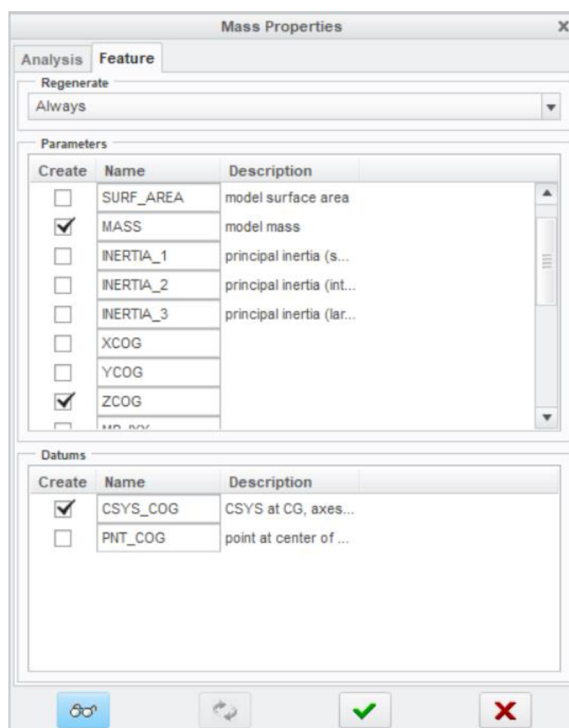
Dalším krokem návrhování zalomení klikového hřídele bylo provedení vyvažování momentů setrvačných sil rotujících částí. Pro co, jak jsem uvedl v první kapitole rozhodl jsem používat silové vyvážení momentů setrvačných sil. Abych toto uskutečnil potřebuju těžiště mého zalomení přemístit na osu, kolem které se zalomení bude otáčet. Ale provést tuto upravu nebylo možným do té doby, až jsem přidal hmotu rotační části ojnice k ojnicnímu čepu. Na Obr. 14 je tato hmota zobrazená jako zelený prstenec, který se nachází těsně kolem ojnicního čepu.

Pro to abych mohl posunout centr hmot , potřebuju zpřístupnit několik parametrů modelu pro úpravu. Pro tohle otevřu okno „Mass Properties“ modelu přejdu na založku „Feature“ a zafajfknu ty parametry modelu , které planuju změnit pro posun těžiště Obr. 16. Což

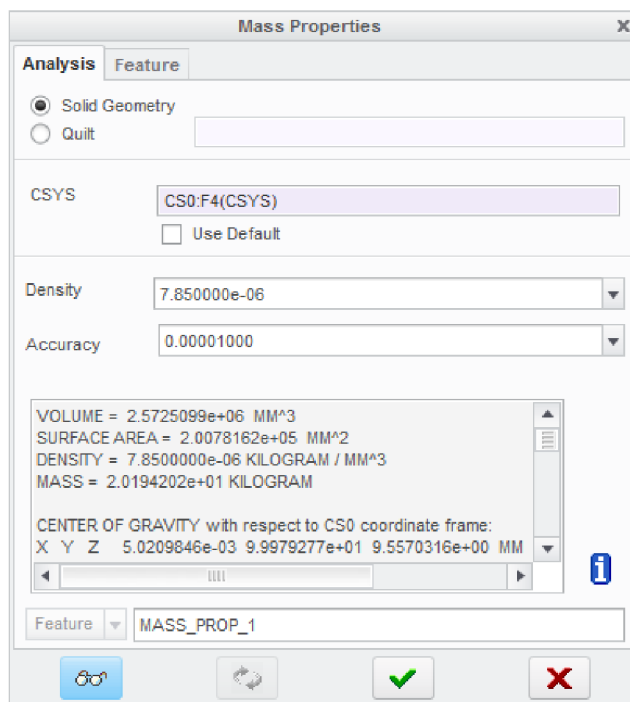
v tomto případě budou: hmota zalomení a vzdálenost těžiště od osy otáčení. V Creu oni jsou označeni jako MASS a ZCOG Obr. 15.



Obr. 14 Model zalomení klikového hřídele s prstencem simulujícím hmotu rotační části ojnice

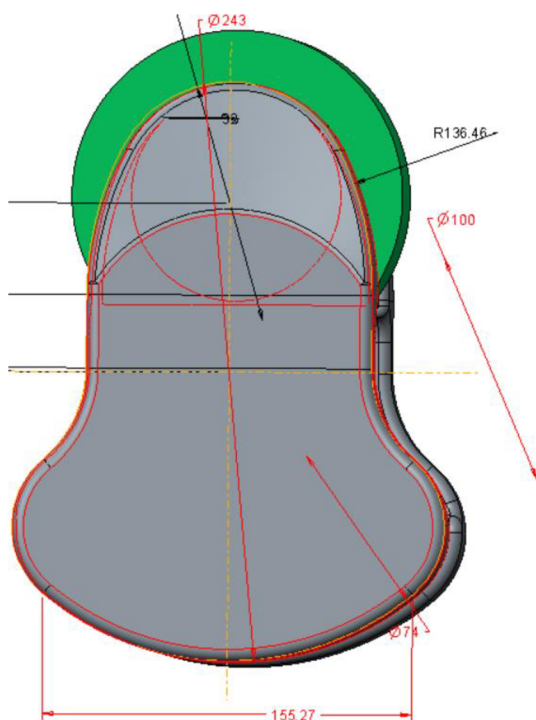


Obr. 15 Okno Crea pro výber parametrů optimalizace

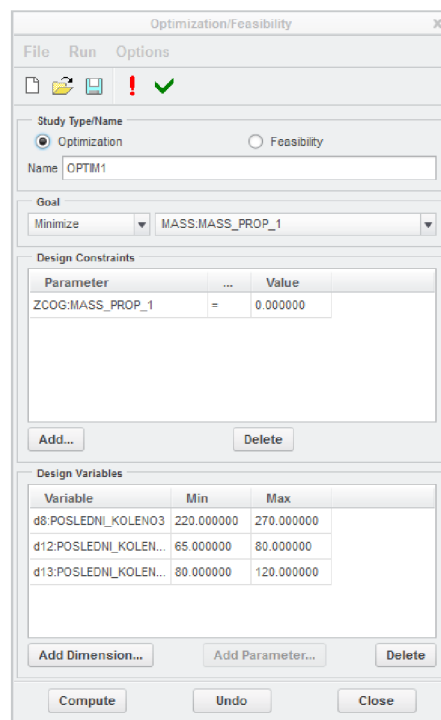


Obr. 16 Okno Crea s vlastnostmi modelu hřídele, kde je vidět odchylku centru hmoty od osy

Aby bylo možné posunout těžiště, potřebuju, spustit nástroj Creo: Optimization/Feasibility Obr. 18, vybrat tam jako cíl úkolu minimalizaci – hmotu zalomení, jako parametr – vzdálenost těžiště od osy otáčení a jako proměnné – několik kót zalomení, které jsou označené červenou barvou Obr. 17.

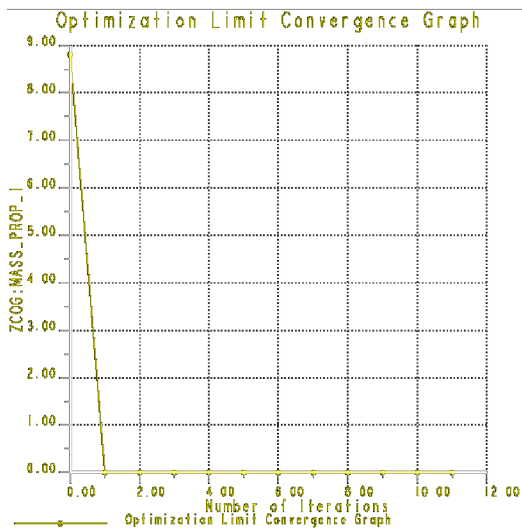


Obr. 17 Koty modelu zalomení

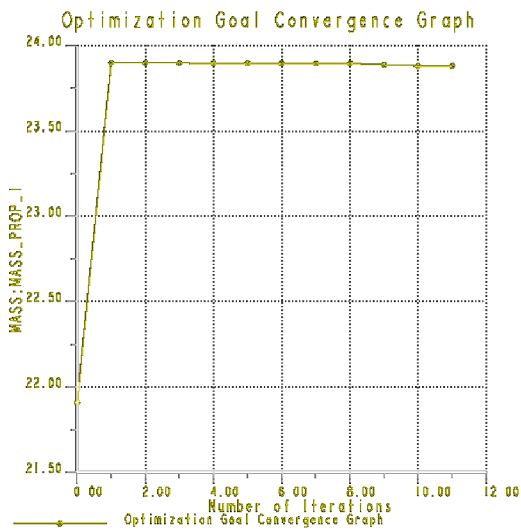


Obr. 18 Okno optimalizace Crea

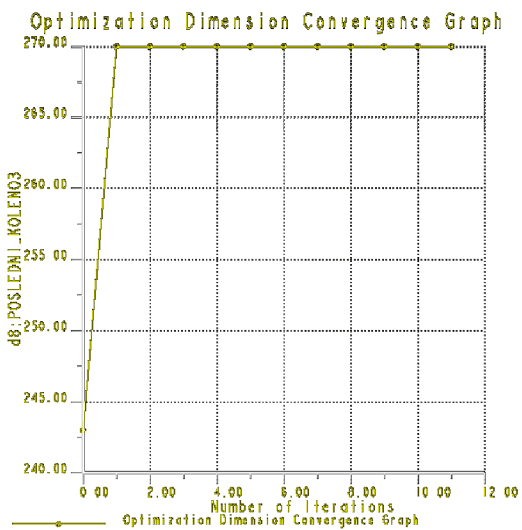
V nastavení taky lze uvést maximální počet kroků pro výpočet. Rozhodl jsem udělat 20 kroků, a lze vidět průběhy změny hodnot parametrů na Obr. 19, Obr. 20, Obr. 21, Obr. 22, Obr. 23



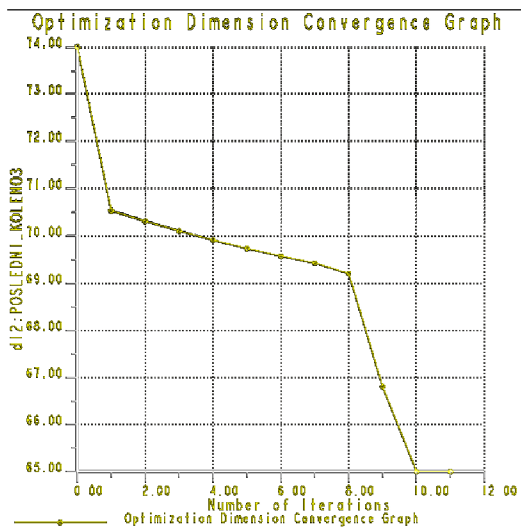
Obr. 19 Průběh změny vzdálenosti centru hmot od osy otáčení



Obr. 20 Průběh změny hmoty zalomení

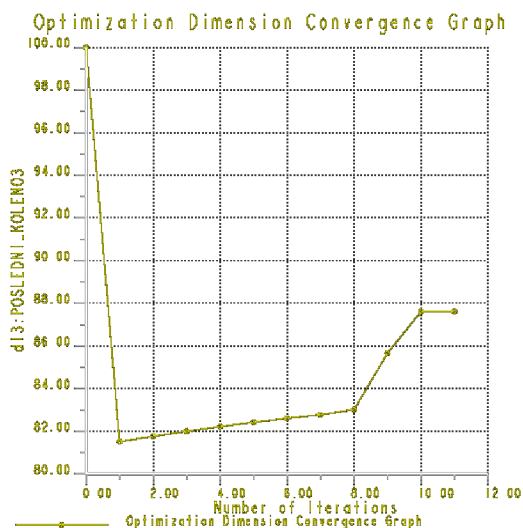


Obr. 21 Průběh změny vzdálenosti protizávaží od osy otáčení

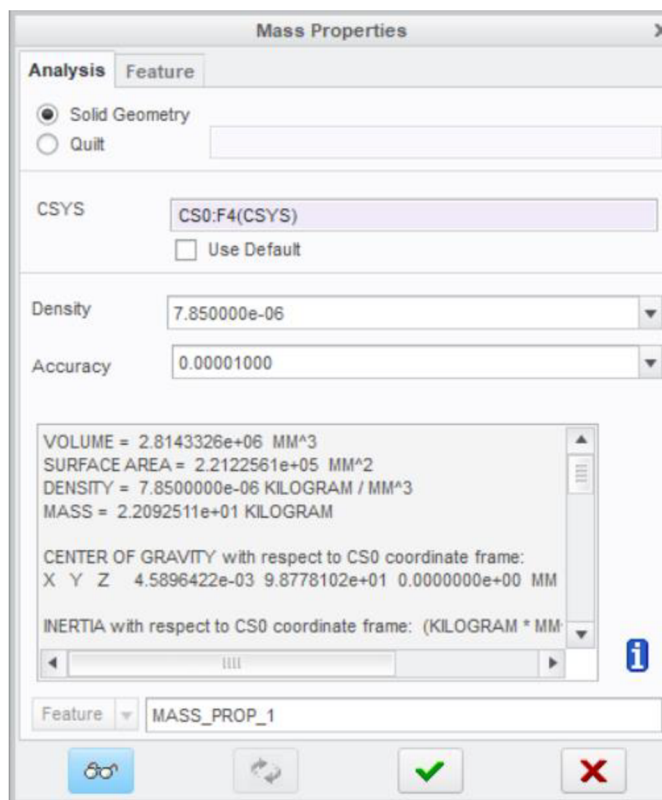


Obr. 22 Průběh změny tvaru protizávaží

Pro to abych byl jistý že zalomení je silově vyváženo použil jsem nástroj Creo: Mass Properties Obr. 24 a teď vidíme, že těžiště leží na ose otáčení hřídele, protože vzdálenost se rovná 0.

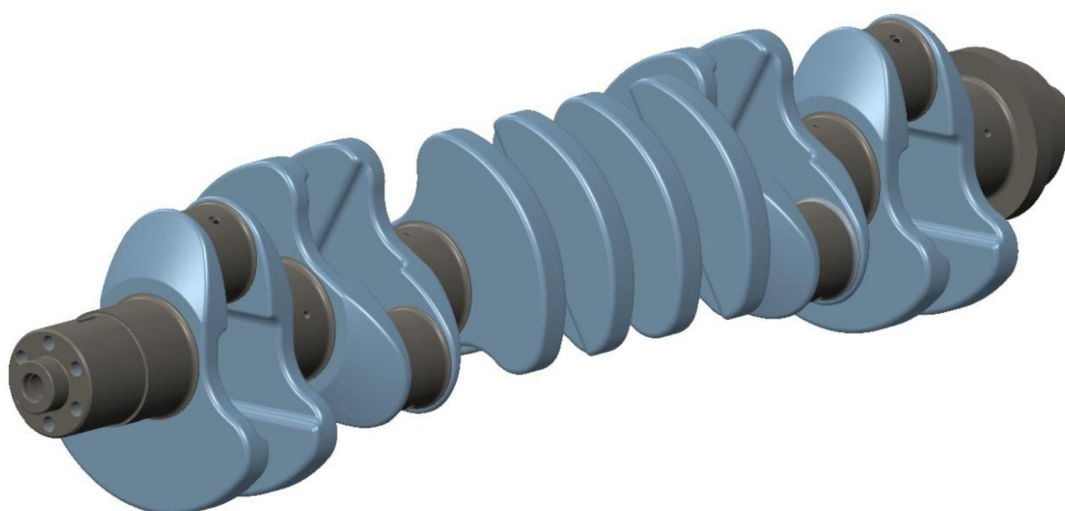


Obr. 23 Průběh změny vzdálenosti protizávaží od osy otáčení

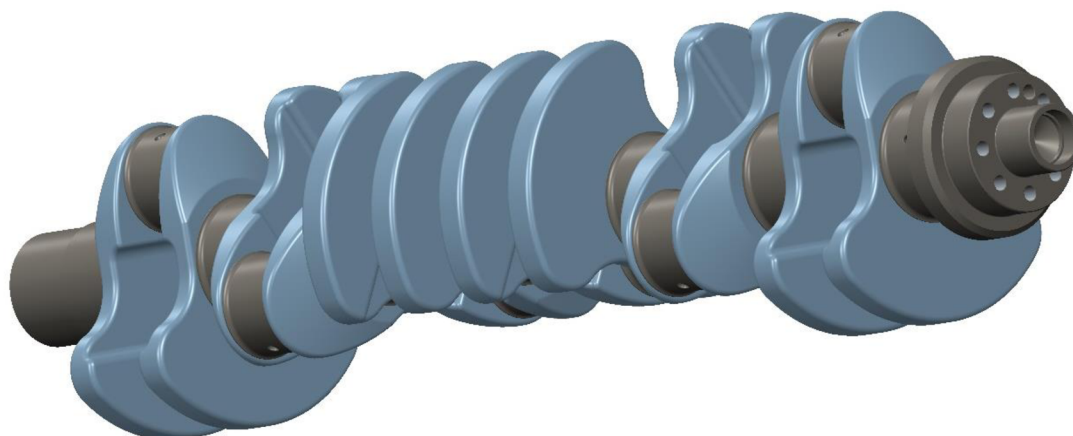


Obr. 24 Okno Mass Properties Creo

Po tom, jak jsem dokončil s návrhem zalomení, měl jsem možnost začít návrh celého hřídele. Pro co jsem kopíroval hotové zalomení, kopii pootáčel o nutný úhel a přidával do konce posledního zalomení. Dále jsem změnil šestý hlavní čep pro axiální ložisko a vytvořil přední a zadní konec hřídele, ve kterých jsem udělal otvory Obr. 25, Obr. 26.

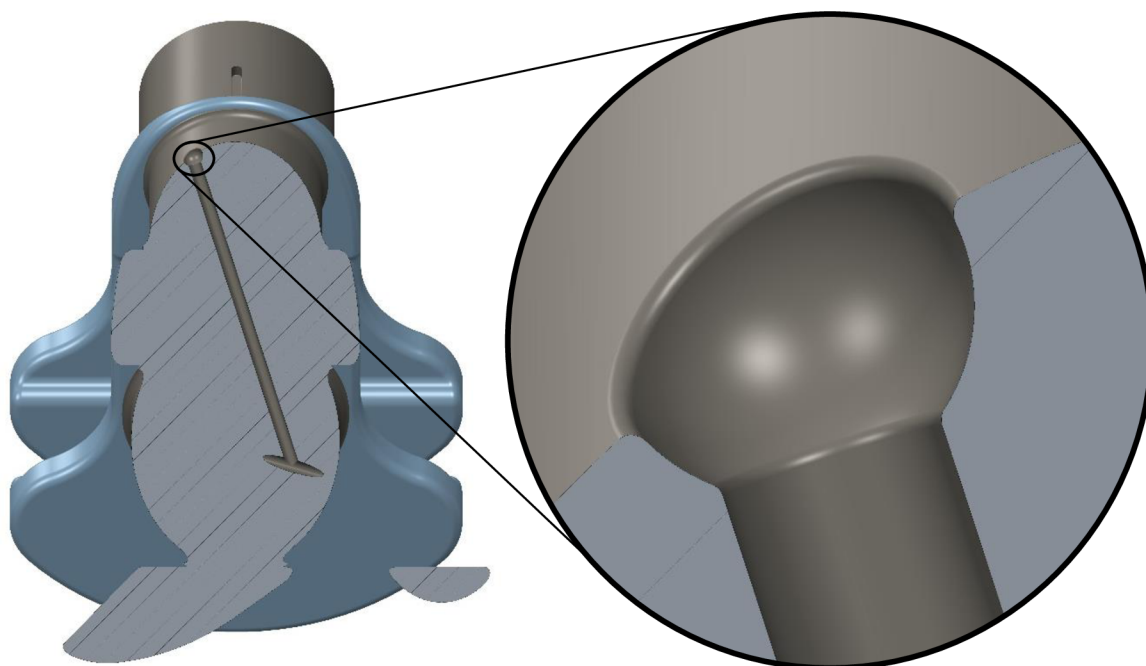


Obr. 25 Návrh klikového hřídele šestiválce (pohled na přední konec)



*Obr. 26 Návrh klikového hřídele šestiválce (pohled na zadní konec)*

Aby mazací kanálky byly menšími koncentratory napětí: vedle konce mazacího kanálku, který vystupuje v ojnicím čepu odeberu materiál ve tvaru kuličky Obr. 27, a zaoblím ostré hrany konců mazacích kanálků.



*Obr. 27 Vybrání materiálu vedle konce mazacího kanálku*

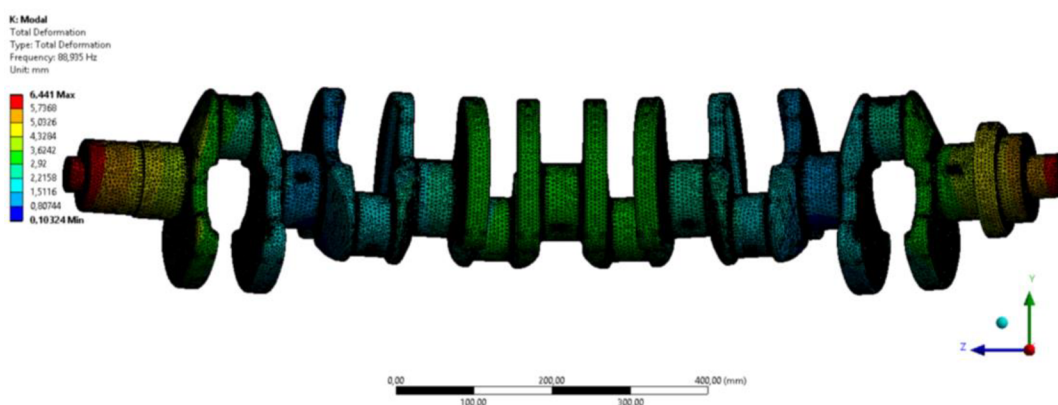


## 6 MODÁLNÍ ANALÝZA KLIKOVÉHO HŘÍDELE

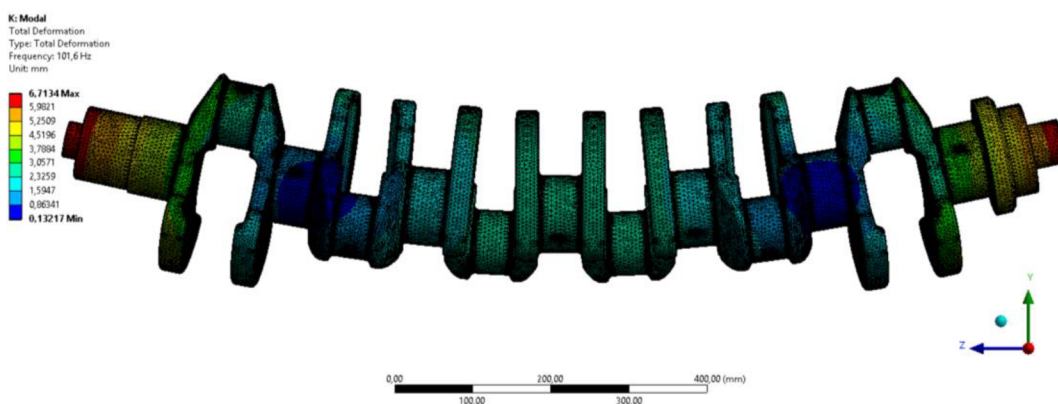
V programu Ansys Workbench jsem vytvořil síť a provedl jsem modální analýzu. Materiál hřídele jsem zvolil ocel 42CrMo4 podle normy EN 10027-1. Jako výsledek jsem dostal hodnoty vlastních frekvencí. Hodnoty prvních šesti vlastních frekvencí se rovnaly 0, což je normální a znamená, že vytvořená síť je správná. Hodnoty sedmé až dvanácté vlastních frekvencí Obr. 28, Obr. 29, Obr. 30, Obr. 31, Obr. 32, Obr. 33 jsou uvedené v Tab. 3. Pak jsem zjistil, při kterých otáčkách motoru můžou rezonovat tyto vlastní frekvence. A jak je vidět jsou mimo rozsah provozních otáček ( $1000-2200[\text{min}^{-1}]$ ).

Tab. 3 Nalezené vlastní frekvence

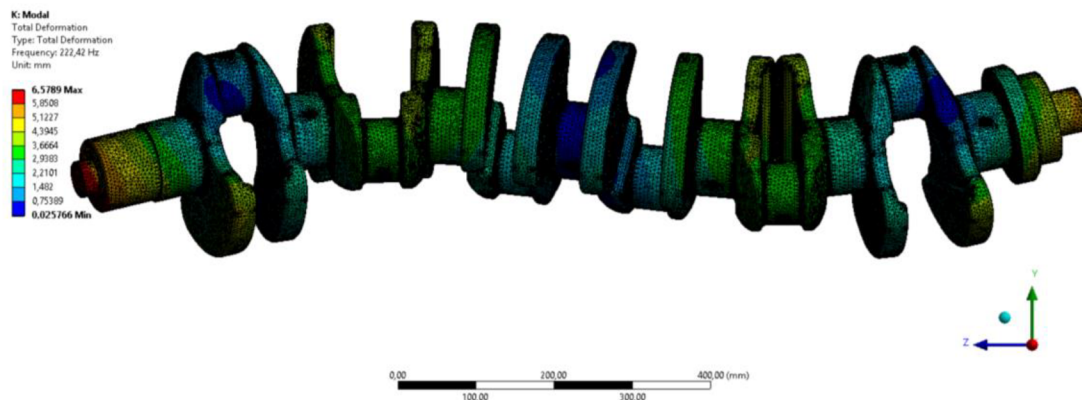
Vlastní frekvence $\Omega$	Hodnota [Hz]	Hodnota $[\text{min}^{-1}]$
$\Omega_7$	88,9	5334
$\Omega_8$	101,6	6096
$\Omega_9$	222,42	13345,2
$\Omega_{10}$	250,4	15024
$\Omega_{11}$	296,38	17782,8
$\Omega_{12}$	325,78	19546,8



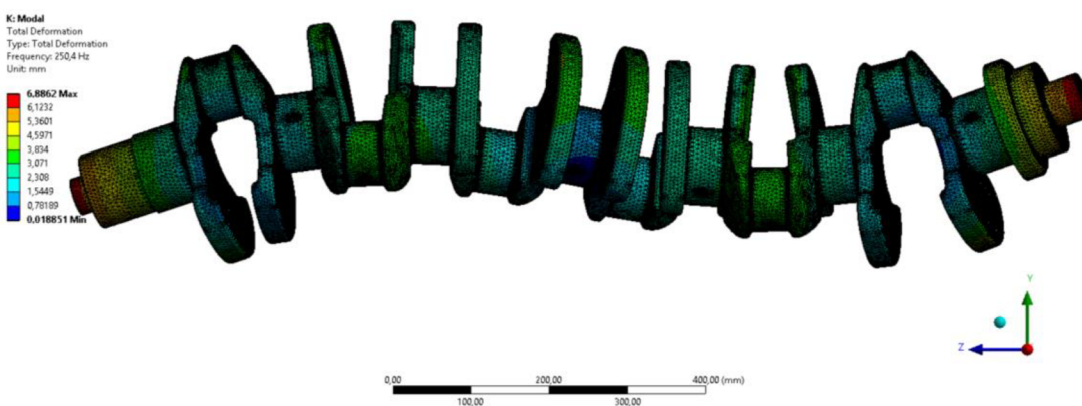
Obr. 28 Vlastní tvar prvního modu kmitání



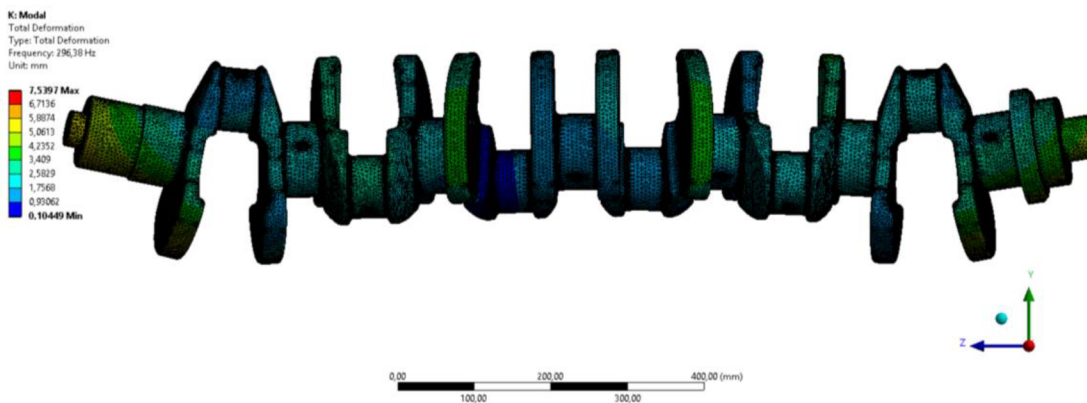
Obr. 29 Vlastní tvar druhého modu kmitání



Obr. 30 Vlastní tvar třetího modu kmitání

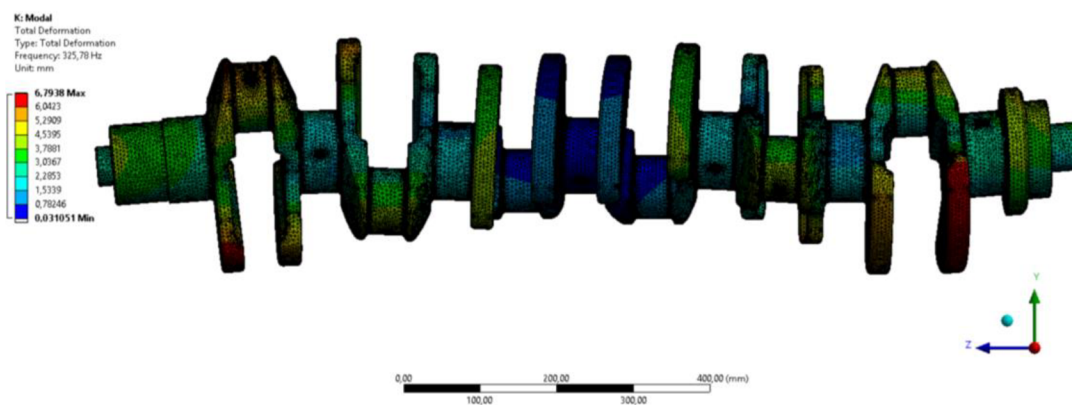


Obr. 31 Vlastní tvar čtvrtého modu kmitání



Obr. 32 Vlastní tvar pátého modu kmitání



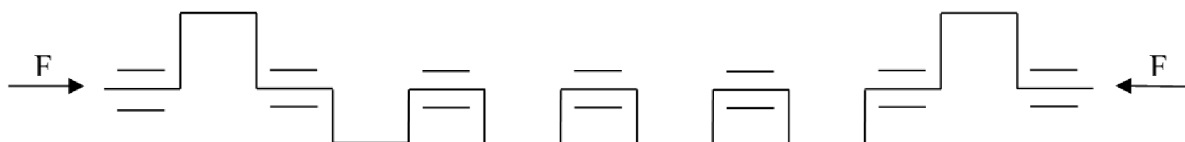


*Obr. 33 Vlastní tvar šestého modu kmitání*

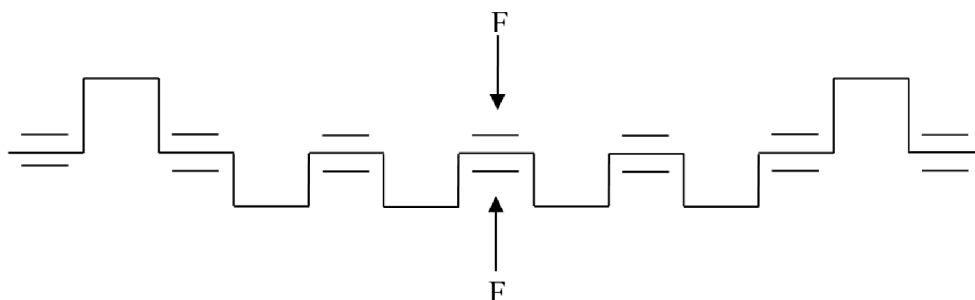
## 7 TORZNÍ KMITÁNÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

V případě klikového hřídele jsou možné takové druhy kmitů:

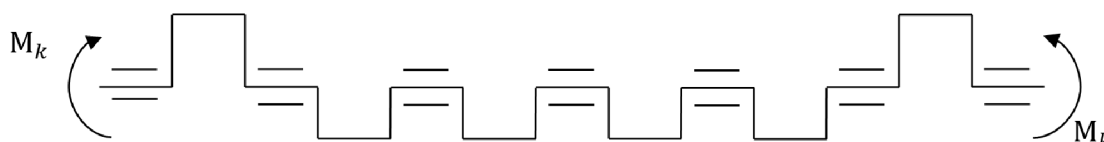
- podélný, schéma na Obr. 34
- ohybový, schéma na Obr. 35
- torzní, schéma na Obr. 36



Obr. 34 Schéma zatížení hřídele šestiválce při podélném kmitání

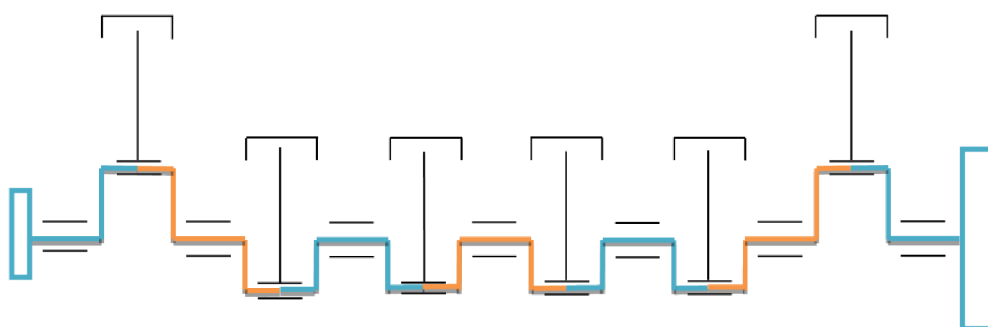


Obr. 35 Schéma zatížení hřídele šestiválce při ohybovém kmitání



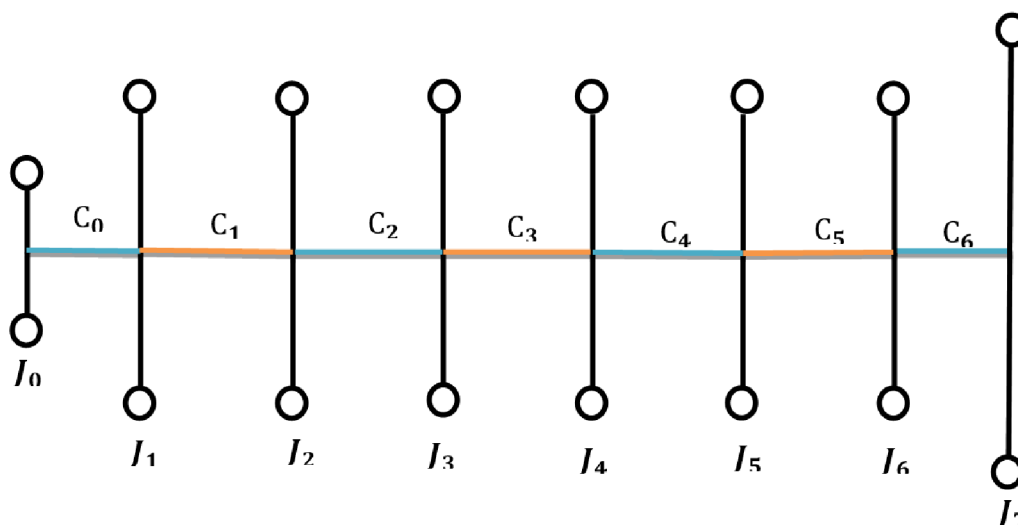
Obr. 36 Schéma zatížení hřídele šestiválce při torzním kmitání

Protože torzní kmitání pro klikový hřídel jsou nejnebezpečnější, věnoval jsem jim svou pozornost v této diplomové práci. Aby vůbec bylo možné vypočítat jejich působení na klikový hřídel, musel jsem zaprvé vytvořit skutečné schéma klikového hřídele Obr. 37,



Obr. 37 Skutečné schéma hřídele šestiválce

A pak, na základě toho schématu vytvořit náhradní schéma torzní sestavy Obr. 38 kde je možné vidět momenty setrvačnosti a torzní tuhosti.



Obr. 38 Schéma náhradní torzní sestavy

## 7.1 REDUKCE HMOT

Posuvné hmoty

Moment setrvačnosti posuvných hmot se nachází podle vztahu[5]:

$$J_{red\_pc} = \left[ (m_{p\_sk} + m_{oj\_pos}) \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot \frac{\lambda^2}{8} \right) \right] \cdot r^2 \quad (24)$$

kde  $m_{p\_sk}$  je hmota pístitní skupiny,  $m_{oj\_pos}$  je hmota posuvných částí ojnice,  $\lambda$  je ojnicní poměr,  $r$  je poloměr kliky

Rotační hmoty

Moment setrvačnosti rotačních hmot ojnice se nachází podle vztahu[5]:

$$J_{oj\_rot} = m_{oj\_rot} \cdot r^2, \quad (25)$$

kde  $m_{oj\_rot}$  je rotační hmota ojnice

Moment setrvačnosti jednoho zalomení

Moment setrvačnosti zalomení hřídele se nachází podle vztahu[5]:

$$J_{zal\_rot} = J_{zal} + J_{oj\_rot} \quad (26)$$

kde  $J_{zal}$  je moment setrvačnosti jednoho zalomení zjištěný v programu Creo

Celkový moment setrvačnosti příslušící jednomu válci

Celkový moment setrvačnosti jednoho zalomení se nachází podle vztahu[5]:

$$J_{zal\_celk} = J_{zal\_rot} + J_{red\_pc} \quad (27)$$

Celkový moment setrvačnosti na straně setrvačnicku

Moment setrvačnosti setrvačnicku se nachází podle vztahu[5]:

$$J_{set} = J_s + J_{hridel\_set} \quad (28)$$

kde  $J_s$  je moment setrvačnosti spojky, byl dodán vedoucím práce,  $J_{hridel\_set}$  je moment setrvačnosti části hřídele, byl zjištěný v programu Creo

Celkový moment setrvačnosti na straně řemenice

Moment setrvačnosti řemenice se nachází podle vztahu[5]:

$$J_{rem\_celk} = J_{rem} + J_{agr} + J_{hridel\_rem} \quad (29)$$

kde  $J_{rem}$  je moment setrvačnosti řemenice, byl dodán vedoucím práce,  $J_{agr}$  je moment setrvačnosti napojených agregátů, části hřídele,  $J_{hridel\_rem}$  je moment setrvačnosti volného konce hřídele, byl zjištěný v programu Creo

Náhradní momenty setrvačnosti jsou v Tab. 4

Tab. 4 Náhradní momenty setrvačnosti hřídele

Náhradní kotouč	Hodnota [kg*m <sup>2</sup> ]
J <sub>0</sub>	0,027
J <sub>1</sub>	0,127
J <sub>2</sub>	0,127
J <sub>3</sub>	0,127
J <sub>4</sub>	0,127
J <sub>5</sub>	0,127
J <sub>6</sub>	0,127
J <sub>7</sub>	3,12

Pro další výpočet jsem zapsal momenty setrvačnosti do matice hmotnosti M.

$$M = \begin{pmatrix} J_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_4 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_6 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_7 \end{pmatrix} \quad (30)$$

## 7.2 REDUKCE DÉLEK

Dále je potřeba provést redukci délek, které spojují náhradní kotouče mezi sebou.

Redukce délky jednoho zalomení

Redukce délky zalomení se nachází podle vztahu[5]:

$$l_{red\_zal} = D_{red}^4 \cdot \left[ \frac{l_{OC} + 0.4 \cdot D_{OC}}{D_{OC}^4} + \frac{l_{HC} + 0.4 \cdot D_{HC}}{D_{HC}^4} + \frac{r - 0.2 \cdot (D_{OC} + D_{HC})}{t_r \cdot B_r^3} \right] \quad (31)$$

kde  $D_{red}$  je redukovaný průměr,  $l_{OC}$  je délka ojnicního čepu,  $D_{OC}$  je průměr ojnicního čepu,  $l_{HC}$  je délka hlavního čepu,  $D_{HC}$  je průměr hlavního čepu,  $t_r$  je efektivní tloušťka ramene kliky,  $B_r$  je efektivní šířka ramene kliky

Redukce délky na straně řemenice

Redukce délky zalomení se nachází podle vztahu[5]:

$$l_{red\_rem} = \frac{l_{red\_zal}}{2} + l_{red\_hridel\_rem} \quad (32)$$

kde  $l_{red\_hridel\_rem}$  je redukovaná délka části hřídele pro uložení náboje řemenice

Redukovaná délka části hřídele pro uložení náboje řemenice se nachází podle vztahu[5]:

$$l_{red\_hridel\_rem} = \left( l_{hri\_rem} + \Psi \cdot (D_{hri\_rem} - d_{hri\_rem}) \right) \cdot \frac{D_{red}^4}{D_{hri\_rem}^4 - d_{hri\_rem}^4} + \left( l_{HC\_zby\_rem} + \Psi \cdot D_{hri\_rem} \right) \cdot \frac{D_{red}^4}{D_{HC}^4} \quad (33)$$

kde  $l_{hri\_rem}$  je délka hřídele pro řemenici,  $\Psi$  je koeficient vlivu přechodu průměru hlavního čepu na průměr hřídele řemenice,  $D_{hri\_rem}$  je vnější průměr hřídele pro řemenice,  $d_{hri\_rem}$  je průměr otvoru v hřídeli pro řemenice,  $l_{HC\_zby\_rem}$  je zbytek délky hřídele za řemenicí

Redukce délky na straně setrvačnicku

Redukovaná délka části hřídele pro uložení setrvačnicku se nachází podle vztahu[5]:

$$l_{red\_set} = \frac{l_{red\_zal}}{2} + \frac{l_{HC}}{2} + t_{pri\_set} \cdot \frac{D_{red}^4}{D_{roz\_set}^4} \quad (34)$$

kde  $t_{pri\_set}$  je tloušťka příruby setrvačnicku,  $D_{roz\_set}$  je průměr rozteče otvoru v setrvačnicku

Náhradní délky hřídele jsou v Tab. 5

Tab. 5 Náhradní délky hřídele

Úsek hřídele	Hodnota redukované délky [mm]
L0	0,283
L1	0,281
L2	0,281
L3	0,281
L4	0,281
L5	0,281
L6	0,249

### 7.3 TORZNÍ TUHOSTI

Redukovaná délka části hřídele pro uložení setrvačnicku se nachází podle vztahu[5]:

$$c = \frac{M_k}{\varphi} = \frac{G_{OC} \cdot J_{p\_red}}{l_{red}} \quad (35)$$

kde  $M_k$  je krouticí moment,  $\varphi$  je uhel, na který moment zakroučí hřídel,  $G_{OC}$  je modul pružnosti materiálu ve smyku,  $J_{p\_red}$  je polární kvadratický moment hřídele,  $l_{red}$  je redukovaná délka této části hřídele

Polární kvadratický moment hřídele se nachází podle vztahu[5]:

$$J_{p\_red} = \frac{\pi \cdot D_{red}^4}{32} \quad (36)$$

Náhradní tuhosti hřídele jsou v Tab. 6

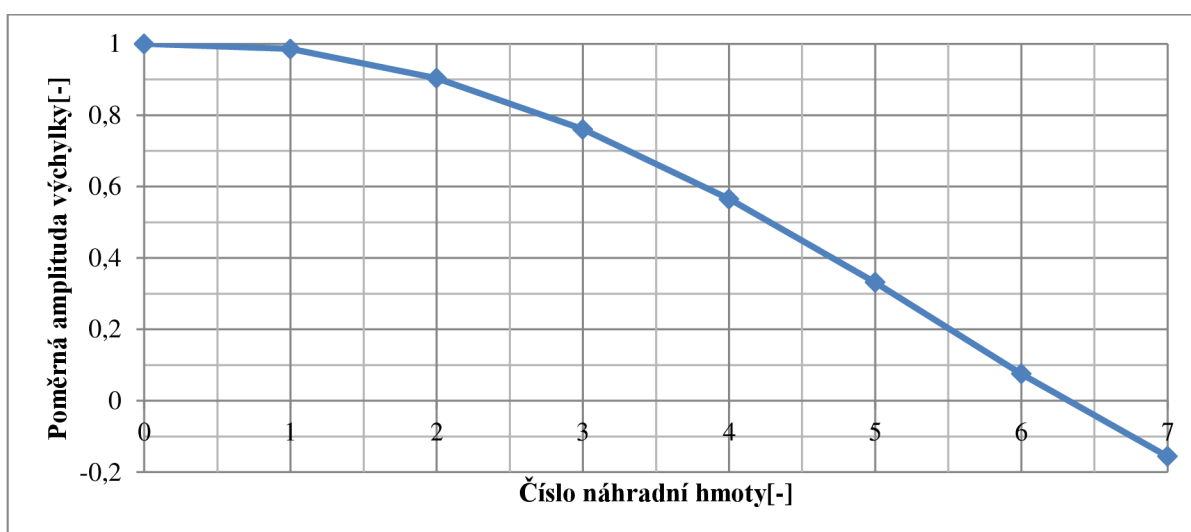
Tab. 6 Náhradní tuhosti hřídele

Úsek hřídele	Hodnota torzní tuhosti [Nm/rad]
C <sub>0</sub>	2,687x10 <sup>6</sup>
C <sub>1</sub>	2,71x10 <sup>6</sup>
C <sub>2</sub>	2,71x10 <sup>6</sup>
C <sub>3</sub>	2,71x10 <sup>6</sup>
C <sub>4</sub>	2,71x10 <sup>6</sup>
C <sub>5</sub>	2,71x10 <sup>6</sup>
C <sub>6</sub>	3,065x10 <sup>6</sup>

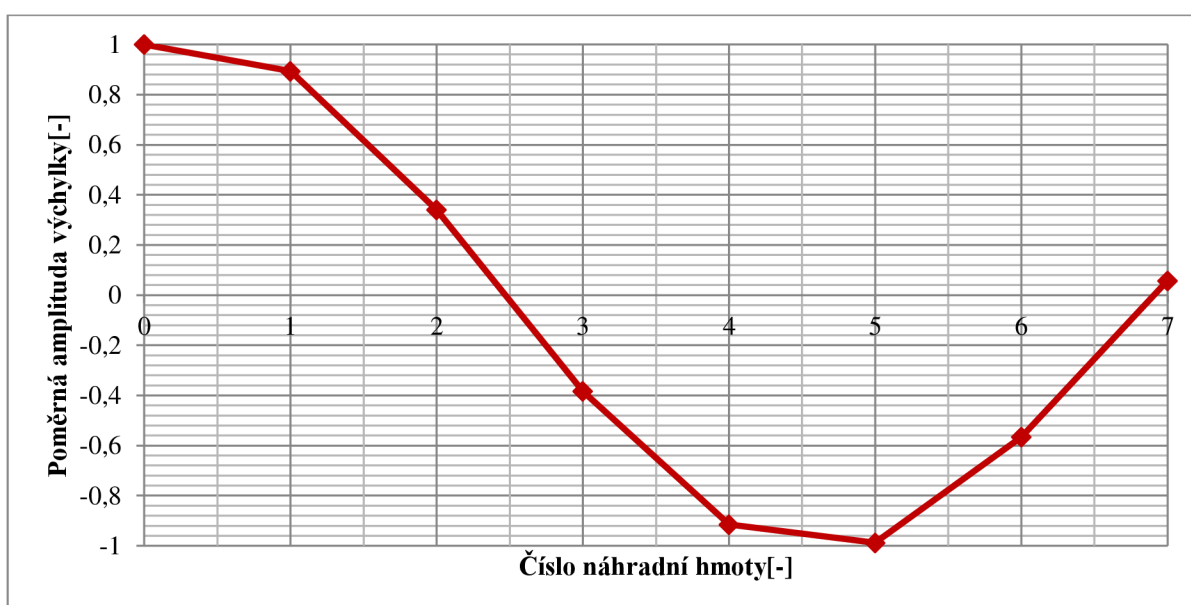
Pro další výpočet jsem zapsal tuhosti hřídele do matice tuhosti C.

$$C = \begin{pmatrix} c_0 & -c_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_0 & c_0 + c_1 & -c_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_3 & c_3 + c_4 & -c_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_4 & c_4 + c_5 & -c_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_5 & c_5 + c_6 & -c_6 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_6 & c_6 \end{pmatrix} \quad (37)$$

Dále hodnoty matic tuhosti a hmot a taky redukované délky lze použít pro další výpočet nebo použít jako vstupní hodnoty pro program Holzer, což jsem i udělal v této diplomové práci. Jako výstupní hodnoty z Holzeru jsem dostal poměrné amplitudy výchylek každého náhradního kotouče klikového hřídele, na základě čehož jsem vytvořil grafy tvarů prvního a druhého vlastního kmitání, které jsou na Obr. 39, Obr. 40.



Obr. 39 Tvar prvního vlastního kmitání



Obr. 40 Tvar druhého vlastního kmitání

Jako výsledek výpočtů programu Holzer jsem taky dostal otáčkové frekvence a vlastní frekvence pro první a druhý vlastní kmitý klikového hřídele. Jejich hodnoty jsou v Tab. 7 a Tab. 8.

Vztah vyjadřující závislost mezi otáčkovou a vlastní frekvencí[5]:

$$N = \frac{\Omega}{32 \cdot \pi} \quad (38)$$

Tab. 7 Otáčkové frekvence torzního kmitání

Otáčková frekvence N	Hodnota [ $\text{min}^{-1}$ ]
$N_1$	11521
$N_2$	31217

Tab. 8 Vlastní frekvence torzního kmitání

Vlastní frekvence $\Omega$	Hodnota [Hz]
$\Omega_1$	1206
$\Omega_2$	3269

## 7.4 VYNUCENÉ TORZNÍ KMITÁNÍ

Kromě vlastních torzních kmitů ještě existují vynucené kmitání, které způsobuje krouticí moment. A stejně jako vlastní kmitání můžou být taky nebezpečné pro pevnost klikového hřídele. Protože krouticí moment se mění v průběhu otáčení klikového hřídele lze ho rozložit na řadu harmonických složek.

Amplituda harmonických složek se nachází podle vztahu[5]:

$$q_k = \frac{1}{n_p} \cdot \sum_{i=0}^{n_p-1} \left[ M_{k_i} \cdot e^{j \cdot (2 \cdot k \cdot \pi \cdot \frac{i}{n_p})} \right] \quad (39)$$

kde  $n_p$  je počet poloh úhlů natočení klikového hřídele,  $M_{k_i}$  je krouticí moment pro veškeré polohy úhlů natočení klikového hřídele,  $j$  je imaginární jednotka

Podle toho kolik otáček má jedna perioda klikového hřídele můžou najít řád harmonické složky. Pro šestiválec platí:

$$\kappa = \frac{1}{2} \cdot k, \text{ pro } k = 1, 2, 3 \dots \quad (40)$$

Amplitudy harmonických složek podle řádů harmonických složek se nachází na Obr. 41.

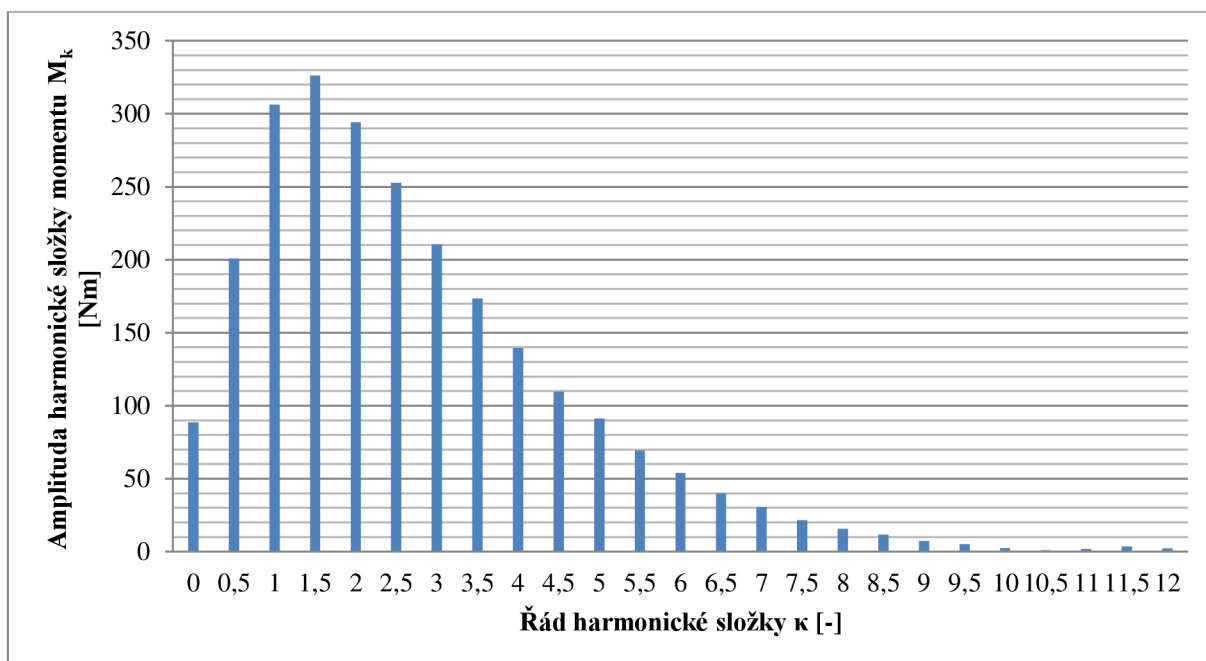
Kritické otáčky motoru

Všechny harmonické složky krouticího momentu působí na klikový hřídel tak, že v něm vznikají vynucené kmitý. Když se hřídel otáčí s rychlosti  $n$  ot/min, tak frekvence vznikajících



kmitů lze najít tímto způsobem:  $n\kappa$ . Proto pro nalezení rezonančních otáček jedouzlového a dvou uzlového kmitání jsem použil vztah:

$$n_{rez_i} = \frac{N_i}{\kappa} \quad (41)$$



Obr. 41 Amplitudy harmonických složek momentu jednoho válce

Nejvíce jsou nebezpečné otáčky, které se nachází v rozsahu pracovních otáček motoru. Ale při rozhodování o tom, které otáčky jsou nejnebezpečnější, ještě je nezbytným se počítat s řadami harmonických složek, vydatností různých rezonancí. Hodnoty kritických otáček jsou v Tab. 9. Je vidět že minimální frekvence jedouzlového kmitání jsou větší než maximální otáčky pracovního rozsahu otáček motoru (1000 až 2200ot/min), a jenom vyšší řady harmonických složek dvouuzlového kmitání zasahují do pracovního rozsahu otáček motoru.

Tab. 9 Rezonanční otáčky vynuceného torzního kmitání hřídele

Řád harmonické složky	Kritické otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	
	1. vlastního kmitání	2. vlastního kmitání
0,5	62434	23042
1	31217	11521
1,5	20811	7681
2	15609	5761
2,5	12487	4608
3	10406	3840
3,5	8919	3292
4	7804	2880
4,5	6937	2560
5	6243	2304
5,5	5676	2095

6	5203	1920
6,5	4803	1772
7	4460	1646
7,5	4162	1536
8	3902	1440
8,5	3673	1355
9	3469	1280
9,5	3286	1213
10	3122	1152
10,5	2973	1097
11	2838	1047
11,5	2715	1002
12	2601	960

## 7.5 VYDATNOST REZONANCÍ

Vydatnost rezonancí se nachází podle vztahu[5]:

$$\varepsilon = \sqrt{\left[ \sum_i (a_i \cdot \cos(\kappa\theta_i)) \right]^2 + \left[ \sum_i (a_i \cdot \sin(\kappa\theta_i)) \right]^2} \quad (42)$$

kde  $\varepsilon$  je vydatnost pro řády  $\kappa$ ,  $\kappa$  je harmonická řada (jejich hodnoty jsou uvedené v Tab. 10),  $a_i$  je poměrná amplituda odchylky,  $\theta_i$  je pořadí zážehu válců motoru

Tab. 10 Změny v rovnicích pro nacházení vydatnosti rezonancí

Rovnice pro harmonické řády	Hodnota $\kappa_i$
0,5;3,5;6,5;9,5	0,5
1;4;7;10	1
1,5;4,5;7,5;10,5	1,5
2;5;8;11	2
2,5;5,5;8,5;11,5	2,5
3;6;9;12	3

Průběh rezonancí prvního a druhého vlastního kmitání je vidět na Obr. 42

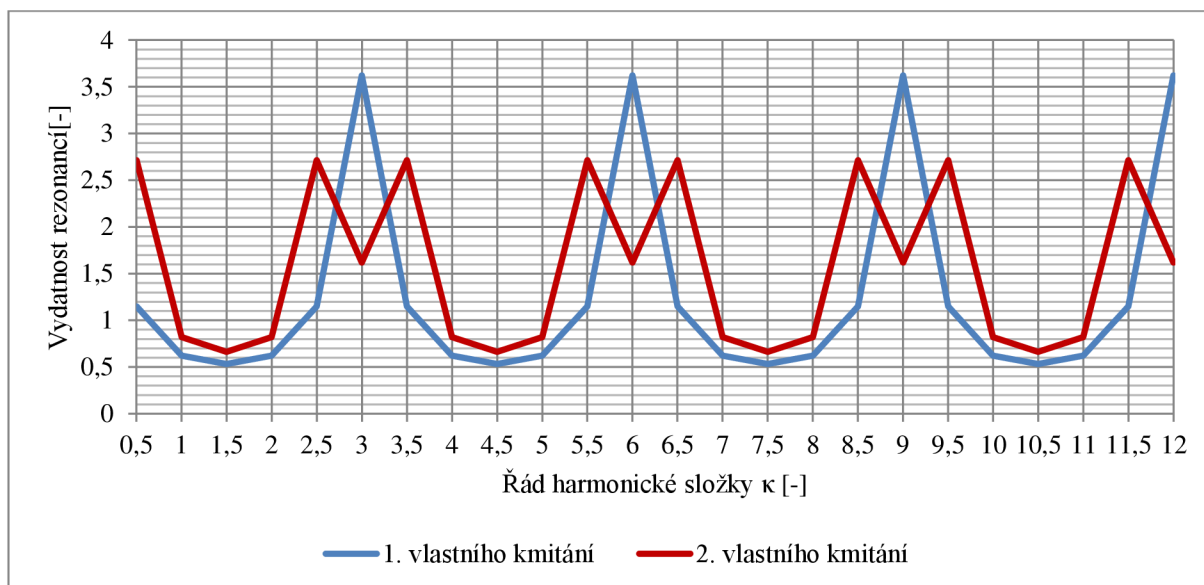
Torzni výchylky v rezonanci

Torzni výchylka se nachází podle vztahu[5]:

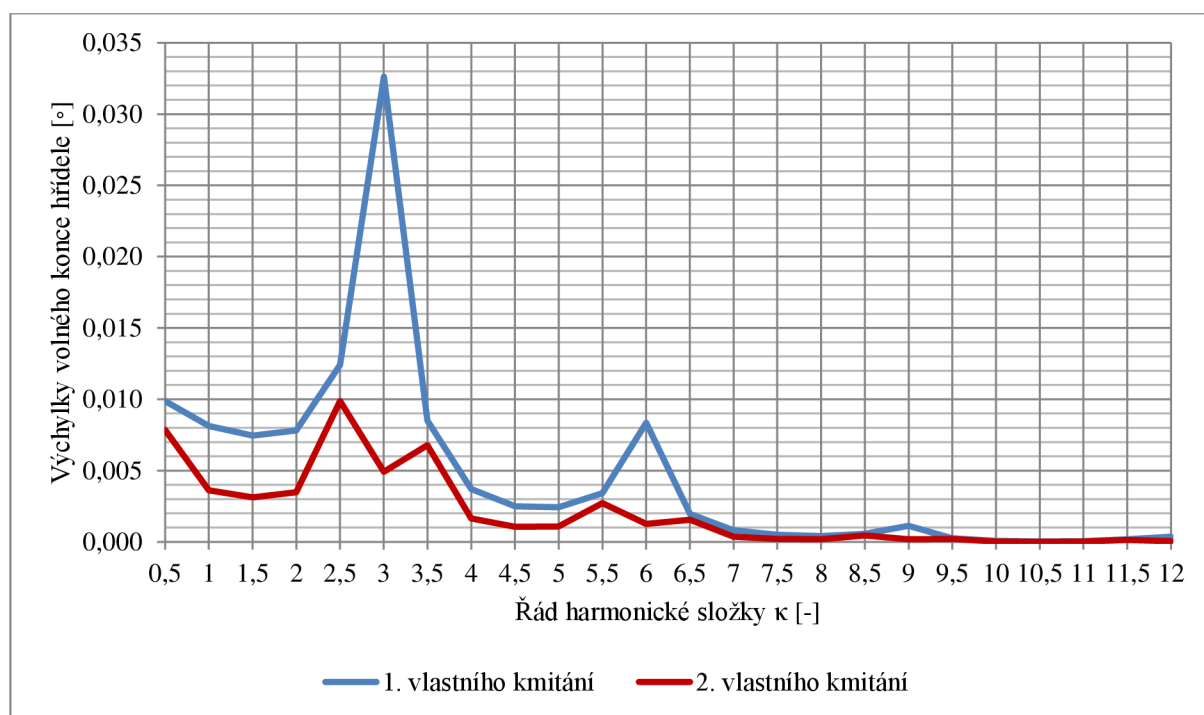
$$\Phi = \frac{M_{h_j} \cdot \varepsilon}{\xi \cdot \Omega \cdot [\sum_i (a_i)^2]} \quad (43)$$

kde  $\xi$  je velikost tlumicích odporů  $\xi=5,2$  [N m s rad<sup>-1</sup>]

Průběh výchylky volného konce hřídele prvního a druhého vlastního kmitání je vidět na Obr. 43.



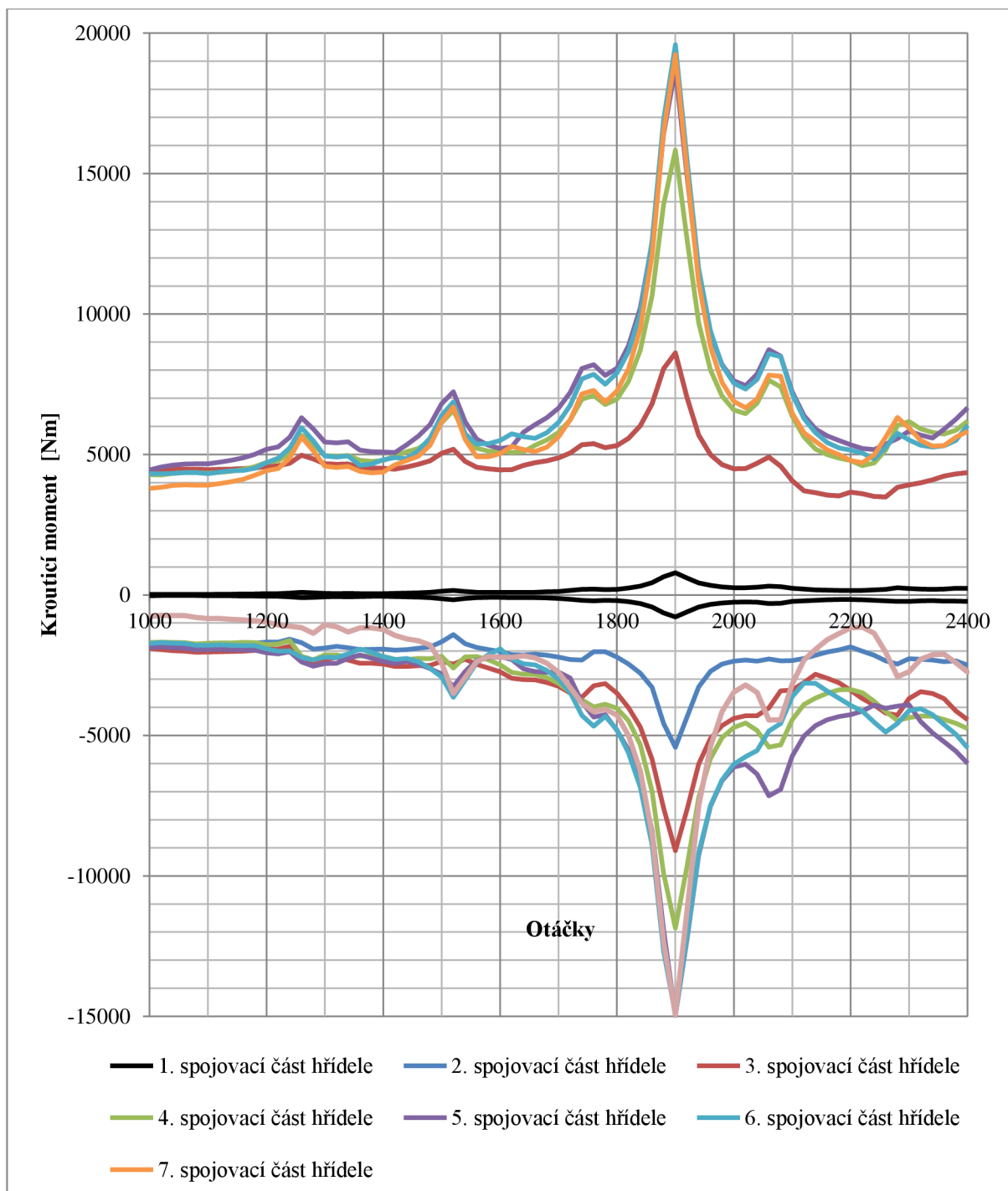
Obr. 42 Výdatnost rezonancí šestiválcového motoru



Obr. 43 Torzní výchylky volného konce

## 7.6 TORZNÍ MOMENT

Předal jsem vedoucímu diplomové práce tyto parametry: redukované délky, momenty setrvačnosti a torzní tuhosti. Které on použil jako vstupní hodnoty pro program, který jako výsledky vypočítal torzní momenty působící na klikový hřídel v rozsahu pracovních otáček na každý z úseků klikového hřídele. Je možné je vidět na Obr. 44.



Obr. 44 Kroučící momenty působící na hřídel šestiválce při různých otáčkách

Z obrázku 44 je vidět, na které úseky působí maximální a minimální torzní moment, a tyto hodnoty jsem zapsal do Tab. 11.

Tab. 11 Maximální a minimální moment působící na hřídel při 1900 [min<sup>-1</sup>]

Úsek motoru	Točivý moment [Nm]
6	$M_{tmax} = 19589$
5	$M_{tmin} = -14969$

## 8 PEVNOSTNÍ KONTROLA KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Dalším velkým krokem pro splnění diplomové práce bylo zjištění toho, jestli klikový hřídel unese ty napětí, které vznikají v hřídeli jako výsledek působení síly a momentu. Pro uskutečnění tohoto kroku mnou bylo rozhodnuto použít program ansys.

Pro začátek jsem musel exportovat geometrii modelu klikového hřídele z Crea ve formátu step. Pak, pro jednodušší postup jsem rozhodl na začátku používat workbench. Dále jsem vybral druh analýzy: Static Structural a propojil jsem importovanou geometrii s geometrií Static Structural.

Abych byl schopný provést celou tuto analýzu správně: potřeboval jsem rozdělit celou model klikového hřídele na 10 částí, pro co jsem vybral editovat geometrii. A už v okně geometrie modelu jsem vytvořil 9 hladin, které protínali model kolmo k ose rotace hřídele, uprostřed hlavních čepů a taky v místech kde se nacházeli řemenice a setrvačnick. Rozděloval jsem model pomocí nástroje Slice. Poté jsem musel, pro adekvátní vytvoření sítě celého modelu, spojit tyto části v jedné tělo, které by se i nadále skládalo z deseti částí.

Dále podle všeobecného postupu analýzy pevnosti modelu jsem musel vytvořit síť. Zprv jsem zvolil druh prvků, který se bude používat pro síťování celého modelu klikového hřídele: tetrahedrons. Zadruhé jsem vybral velikost prvků, kterou bude využívat ansys při síťování modelu: 5mm. Pak, pro zjemnění sítě na přechodech mezi čepy a rameny klikového hřídele jsem přidal Face Sizing s velikostí prvků 2mm.. Tak jak mazací kanálky by mohli stát důvodem vzniku koncentraci napětí, rozhodl jsem zjemnit síť v okolí jejich výstupů. A protože jsem předpokládal (kvůli předběžnému vypočtu, který jsem provedl a díky informaci, kterou jsem našel), že největší napětí vzniknou v posledním, šestém zalomení hřídele; rozhodl jsem udělat větší zjemnění sítě, a to: rozměr prvků o velikosti 0,5mm, poloměr zjemnění od centru konce kanálu 7mm.

Pro poslední zmíněnou úpravu bylo nutné vytvořit dodatečné souřadnicové systémy, začátky kterých by se nacházely v střezech výstupů mazacích kanálků. A potom při použití imaginárních koulí vybrat tyto souřadnicové systémy jako jejich centrální body.

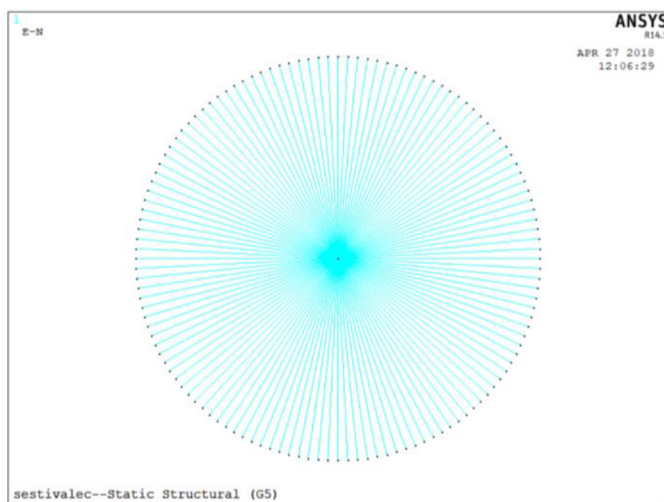
Dále byla vytvořena síť, která se skládala z 3 786 328 uzlů a 2 697 280 prvků.

### 8.1 VÝPOČET V ANSYS MECHANICAL APDL

Poté jsem exportoval síť ve formátu .dat a otevřel jsem tento soubor v ansys mechanical apdl.

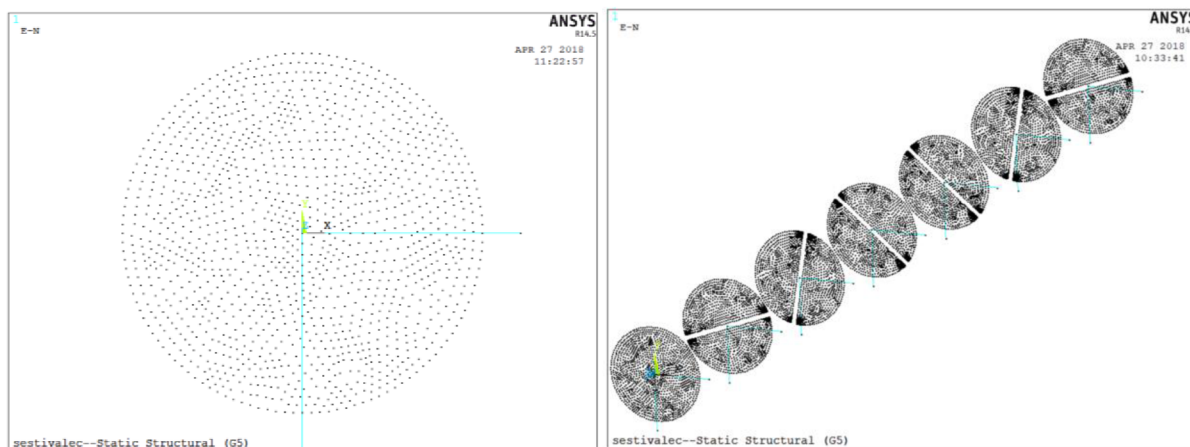
Potom jsem musel připravit všechno pro okrajové podmínky a zatížení.

Zprv jsem vytvořil body, ležící na ose otáčení a v těch místech kde jsem rozdělil hřídel devíti hladinami. Musel jsem vybrat uzly, které se nacházely v jednom řezu, a pak vytvořit prvky 184, které spojovaly ten středový bod a "vnější vrstvu" uzlů řezu Obr. 45. Pak jsem toto provedl se všemi řezy.



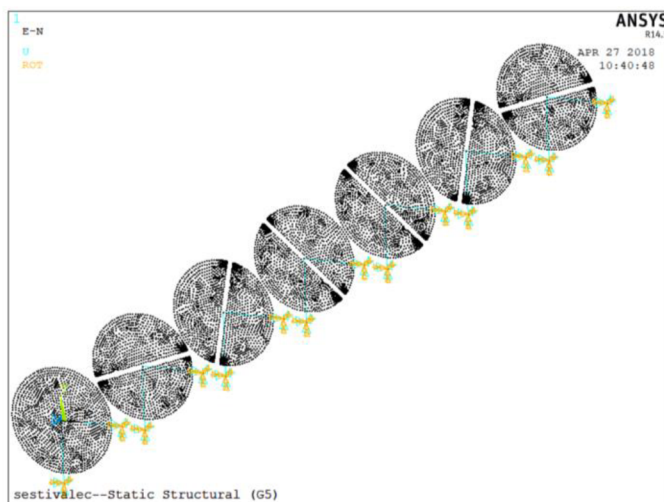
Obr. 45 Prvky 184 v jednom hlavním čepu

Dále v místech řezů hlavních čepů hřídele (prostřední sedm) jsem vytvořil uzly, v každém řezu ještě dva. Tyto uzly budou sloužit pro vytvoření prvků 14 mezi nimi a prostředním uzlem Obr. 46. Tyto prvky zajistí simulaci deformace ložisek, kolem hlavních čepů při zatížení hřídele.



Obr. 46 Prvky 14 v hlavních čepch

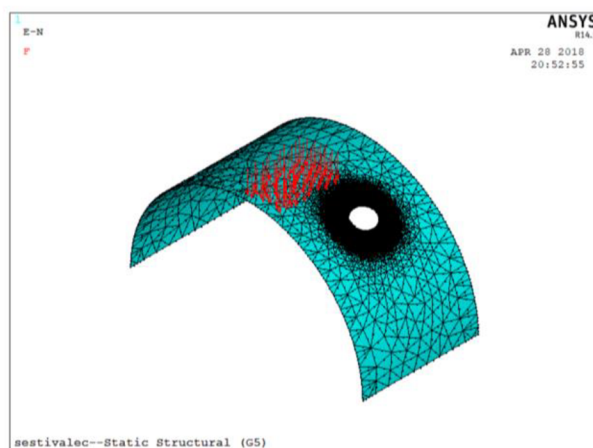
Potom jsem vytvořil okrajové podmínky v těchto uzlech Obr. 47, a to zákaz posuvu a pootočení kolem jakýchkoliv os



Obr. 47 Okrajové podmínky

Omezil jsem prostřední bod řezu volného konce v posuvu a natočení kolem osy Z (osa otáčení klikového hřídele)

Přiložil jsem sílu k horní části posledního ojničního čepu Obr. 48 a moment k prostřednímu uzlu posledního zalomení



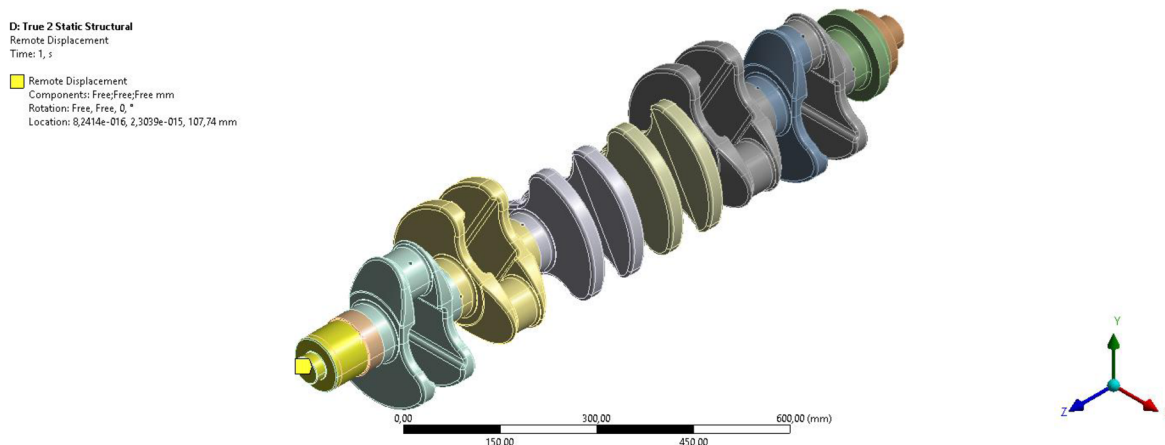
Obr. 48 Působení síly na horní část posledního ojničního čepu

Ale s takovými okrajovými podmínkami a zatíženími Ansys mechanical APDL nedokázal provést výpočet, zkoušel jsem to několikrát a pokaždé ansys přestával odpovídat, pak přestával odpovídat Windows a musel jsem restartovat počítač. Proto jsem vytvořil ještě jeden model, ve kterém jsem ještě navíc rozdělil poslední ojniční čep, abych silou zatížil prostřední uzel spojený s uzly na vnější části ojničního čepu prvky typu 184.

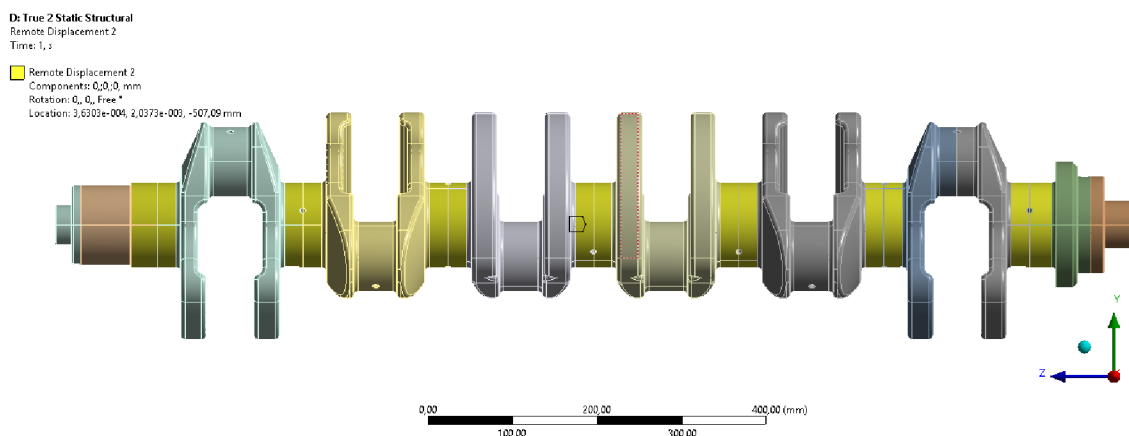
Tento pokus provést výpočet dopadl stejně, jako předchozí. Proto jsem rozhodl provést analýzu pevnosti hřídele šestiválce v Ansys Workbench.

## 8.2 VÝPOČET V ANSYS WORKBENCH CELÉHO HŘÍDELE

Zprv  jsem zamezil moznost rotace volného konce hřídele (je označeno žlutou barvou a žlutou vlajkou) Obr. 49. Pak jsem zamezil moznost posuvu hlavních čepů hřídele ve směrech os x a y (je označeno žlutou barvou a žlutou vlajkou) Obr. 50.



Obr. 49 Okrajov  podmínka pro zamezení rotace volného konce hřídele



Obr. 50 Okrajov  podmínka pro zamezení posuvu hlavních čepů hřídele ve směrech os x a y

Zatizil jsem model hřídele kladn m torzním momentem a silou od tlaku plynů Tab. 12 ve variantě A Obr. 51

Tab. 12 Stav y zatizeni hřídele

	Působící sily a momenty	Hodnota	Jednotka
Stav zatizeni A	Maximální kladný torzní moment	19589	[Nm]
	Maximální sila od tlaku plynů	130577	[N]
Stav zatizeni B	Maximální z�porn� torzní moment	14970	[Nm]
	Maximální sila od tlaku plynů	0	[N]



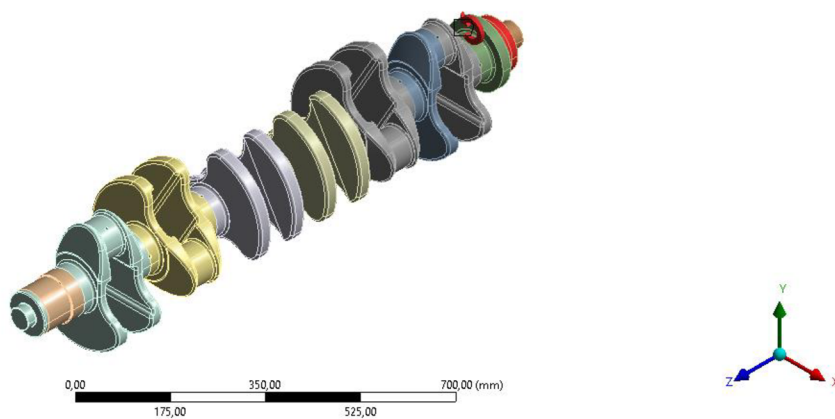
D: True 2 Static Structural  
Moment  
Time: 1, s  
A Force:  $1,306e+005$  N  
B Moment:  $1,9589e+007$  N-mm



Obr. 51 Zatěžný stav hřídele A

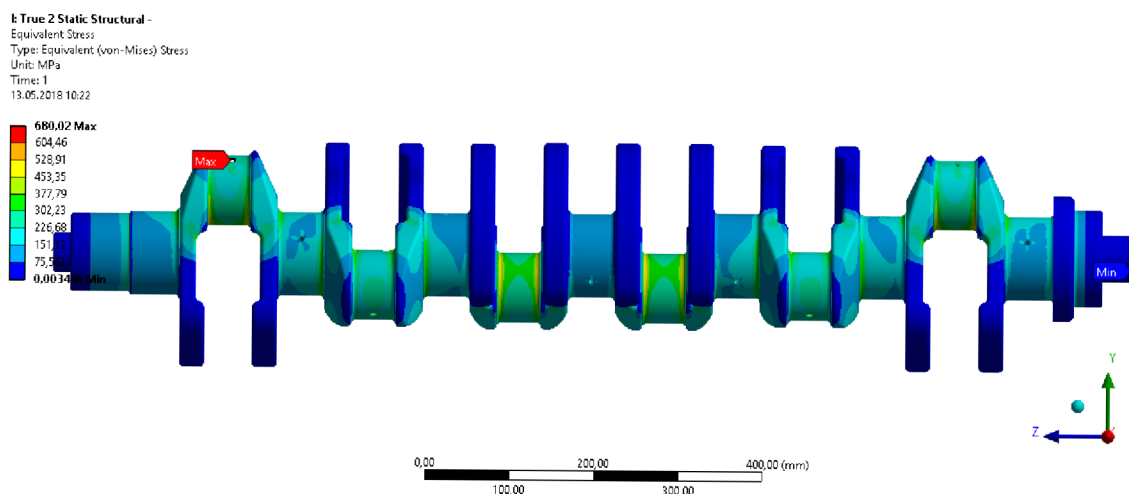
A pak jenom zaporným torzním momentem ve variantě B Obr. 52.

E: True 2 Static Structural -  
Moment  
Time: 1, s  
13.05.2018 10:23  
Moment:  $1,497e+007$  N-mm  
Components: -0,-0,-1,497e+007 N-mm

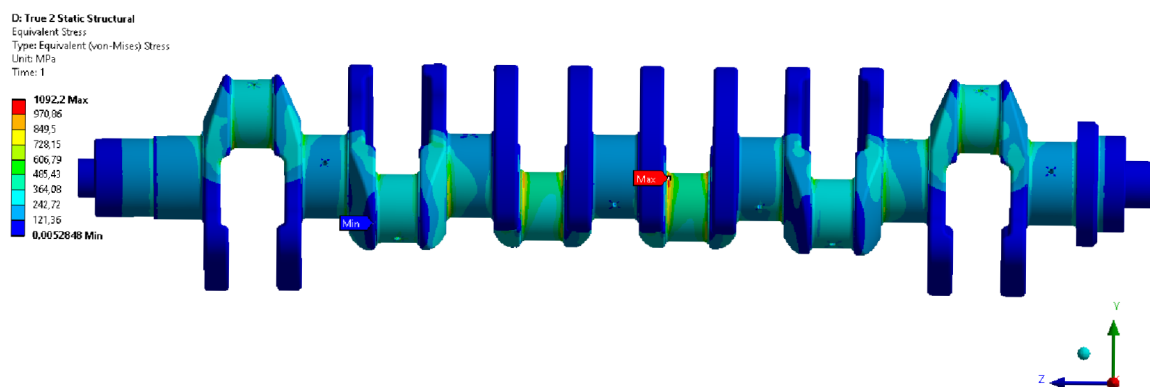


Obr. 52 Zatěžný stav hřídele B

Po provedení těchto dvou výpočtů jsem dostal výsledky, které jsou zobrazené na obrázcích Obr. 53 a Obr. 54.



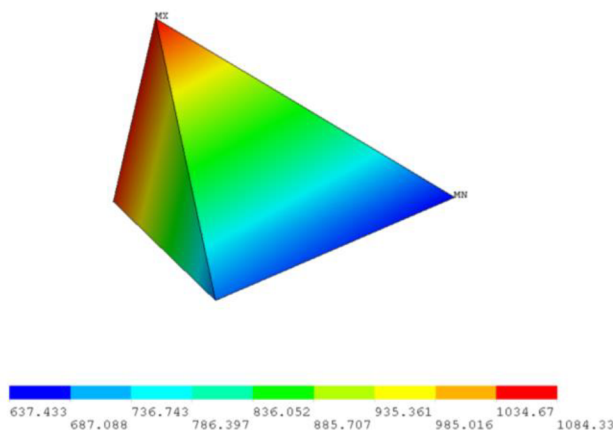
Obr. 53 Napětí von Mises vznikající v hřídeli při stavu zatížení A



Obr. 54 Napětí von Mises vznikající v hřídeli při stavu zatížení A

### 8.3 VÝPOČET KOEFICIENTU BEZPEČNOSTI CELÉHO HŘÍDELE

Dalším mým krokem bylo exportování výsledků výpočtů do Ansys mechanical APDL, kde jsem vybral prvek s největším napětím Obr. 55, a na základě jeho hodnot napětí a rozměrů provedl jsem výpočet únavové bezpečnosti.



Obr. 55 Prvek výpočtové sítě hřídele, ve kterém působí maximální napětí

V průběhu výpočtu koeficientu bezpečnosti zapisuju hodnoty do Tab. 13.

Korekční součinitel se nachází podle vztahu[6]:

$$\chi_R \cong \frac{1}{\sigma_{eX}} \cdot \left( \frac{\sigma_{eX} - \sigma_{eX1}}{|\overline{XX}_1|} \right) \quad (44)$$

kde  $\sigma_{eX}$  je maximální napětí v prvku Obr. 55,  $\sigma_{eX1}$  je minimální napětí v prvku Obr. 55,  $|\overline{XX}_1|$  je vzdálenost mezi body, ve kterých působí maximální a minimální napětí v prvku Obr. 55

Korekční součinitel se nachází podle vztahu[6]:

$$f_G = 1 + \frac{\frac{\sigma_{cOHYB}}{\sigma_{cTAHITLAK}}}{\frac{2}{d_{vzorku}}} \cdot \chi_R \quad (45)$$

kde  $\sigma_{cOHYB}$  je mez únavy v ohybu,  $\sigma_{cTAHITLAK}$  je mez únavy tahu (tlaku),  $d_{vzorku}$  je průměr zkušební vzorku

Poměr  $\frac{\beta}{\alpha}$  se nachází podle vztahu[6]:

$$\frac{\beta}{\alpha} = 1 + \sqrt{\chi_R} \cdot 10^{(-0.35 + \frac{Re}{810})} \quad (46)$$

kde  $Re$  je mez kluzu

Redukovaná délka části hřídele pro uložení náboje řemenice se nachází podle vztahu[6]:

$$\sigma_{emax} = sign(\sigma_{1A})\sigma_{VMA} \quad (47)$$

kde  $\sigma_{1A}$  je 1. hlavní napětí v případě zatížení A,  $\sigma_{VMA}$  je napětí Von Mises v případě zatížení A

Redukovaná délka části hřídele pro uložení náboje řemenice se nachází podle vztahu[6]:

$$\sigma_{emin} = sign(\sigma_{1B})\sigma_{VMB} \quad (48)$$

kde  $\sigma_{1B}$  je 2. hlavní napětí v případě zatížení B,  $\sigma_{VMB}$  je napětí Von Mises v případě zatížení B

Amplituda ekvivalentního napětí se nachází podle vztahu[6]:

$$\sigma_{ea} = \left| \frac{\sigma_{emax} - \sigma_{emin}}{2} \right| \quad (49)$$

Střední ekvivalentní napětí se nachází podle vztahu[6]:

$$\sigma_{em} = \left| \frac{\sigma_{emax} + \sigma_{emin}}{2} \right| \quad (50)$$

Koeficient bezpečnosti se nachází podle vztahu[6]:

$$k_u = \frac{1}{\frac{\beta}{\alpha} \cdot \frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{COHYB} \cdot \eta_{\sigma} \cdot \nu_{\sigma} \cdot f_G} + \frac{\sigma_{em}}{R_m}} \quad (51)$$

kde  $R_m$  je mez pevnosti,  $\nu_{\sigma}$  je vliv zpracování povrchu (v mém případě to je jemně broušeno) a rovná se 0,9,  $\eta_{\sigma}$  je vliv velikosti součásti

Koeficient bezpečnosti kalených částí klikového hřídele se nachází podle vztahu:

$$k_{ukaleno} = 1,3k_u \quad (52)$$

Tab. 13 Velikosti veličin pro výpočet bezpečnosti hřídele

Veličina	Hodnota	Jednotka
$\chi_R$	0.122	[mm <sup>-1</sup> ]
$f_G$	1.483	[-]
$\beta/\alpha$	1.012	[-]
$\sigma_{emax}$	1.092x10 <sup>6</sup>	[MPa]
$\sigma_{emin}$	6.8x10 <sup>5</sup>	[MPa]
$\sigma_{ea}$	2.06x10 <sup>5</sup>	[MPa]
$\sigma_{em}$	8.86x10 <sup>5</sup>	[MPa]
$k_u$	0.936	[-]
$k_{ukaleno}$	1.216	[-]

## 8.4 VÝPOČET V ANSYS WORKBENCH JEDNOHO ZALOMENÍ

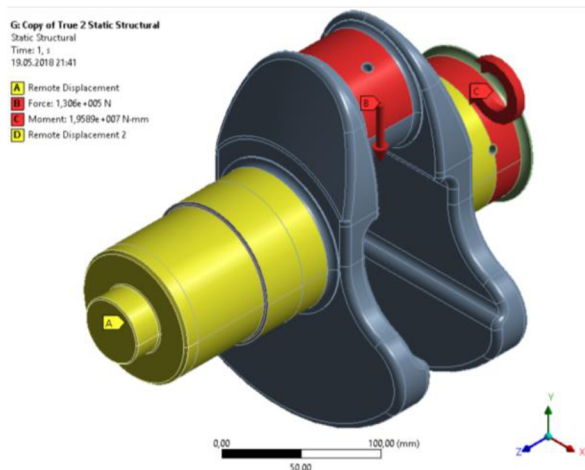
Ale dále jsem se zamyslel nad tím, že maximální napětí vznikají v místech, ve kterých bych je neočekával. Taky zamezení posuvů a rotací kolem hlavních čepů neobsahovalo simulaci ložiskové vůle, co v případě výpočtu celého hřídele by mohlo způsobit větší odchylku hodnot výsledků od těch, které bych mohl pozorovat ve skutečnosti. Proto jsem rozhodl ještě navíc zjistit napětí vznikající jenom v jednom zalomení.

Nechal jsem stejný druh prvků, který se bude používat pro síťování celého modelu klikového hřídele: tetrahedrons. Zmenšil jsem velikost prvků, kterou bude využívat ansys při síťování

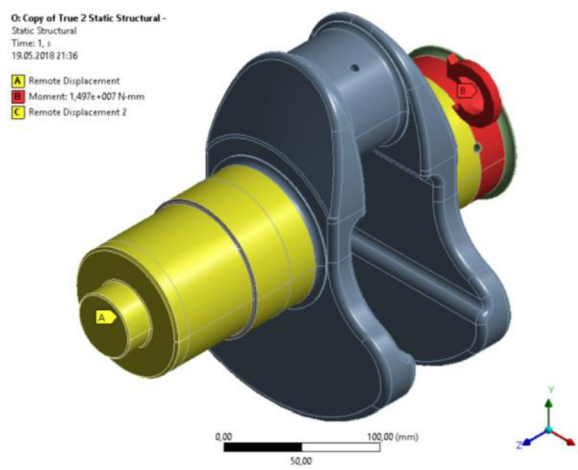
modelu na: 3 mm. Pak jsem zmenšil síť na přechodech mezi čepy a rameny klikového hřídele na: 1,5mm. Prvky vedle vstupů mazacích kanálků jsem zmenšil na velikost: 0,5mm.

Dále byla vytvořena síť, která se skládala z 2 008 141 uzlů a 1 445 462 prvků.

Pro tuto síť jsem použil okrajové podmínky zobrazené na Obr. 56 a Obr. 57.

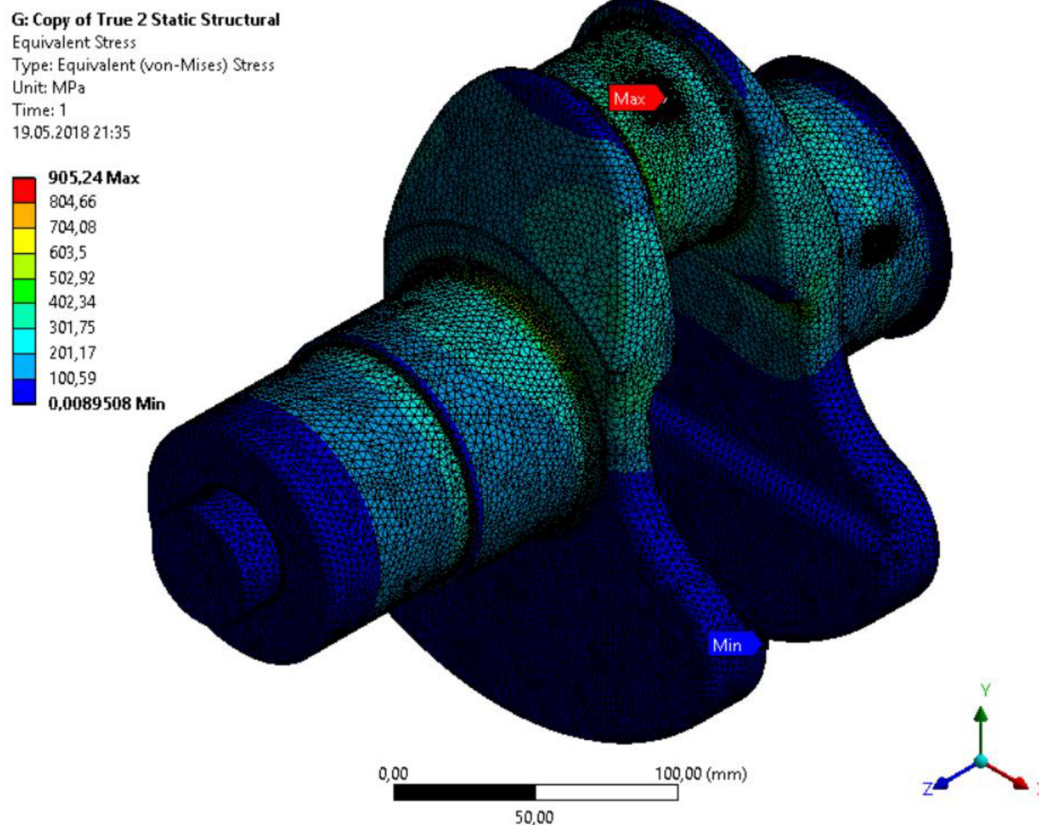


Obr. 56 Okrajové podmínky zatěžného stavu A

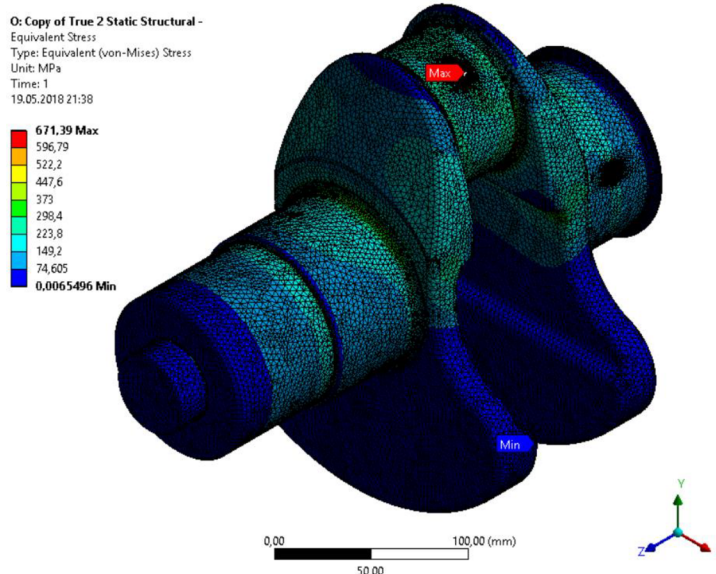


Obr. 57 Okrajové podmínky zatěžného stavu B

Po provedení těchto dvou výpočtů jsem dostal výsledky, které jsou zobrazené na Obr. 58 a Obr. 59.



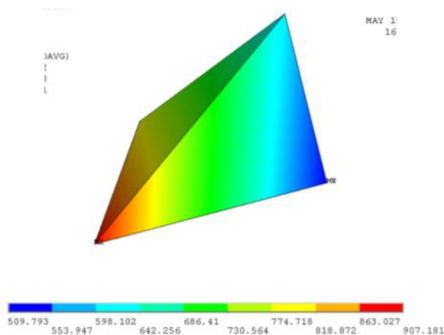
Obr. 58 Napětí von Mises vznikající v zalomení při stavu zatížení A



Obr. 59 Napětí von Mises vznikající v zalomení při stavu zatížení B

## 8.5 VÝPOČET KOEFICIENTU BEZPEČNOSTI JEDNOHO ZALOMENÍ

Dalším mým krokem bylo exportování výsledků výpočtů do Ansys mechanical APDL, kde jsem vybral prvek s největším napětím Obr. 60, a na základě jeho hodnot napětí a rozměrů provedl jsem výpočet únavové bezpečnosti Tab. 14.



Obr. 60 Prvek výpočtové sítě zalomení, ve kterém působí maximální napětí

Tab. 14 Velikosti veličin pro výpočet bezpečnosti hřídele

Veličina	Hodnota	Jednotka
$\chi_R$	0,578	$[\text{mm}^{-1}]$
$f_G$	3,301	[-]
$\beta/\alpha$	1,026	[-]
$\sigma_{\text{emax}}$	$9,05 \times 10^5$	[MPa]
$\sigma_{\text{emin}}$	$6,71 \times 10^5$	[MPa]
$\sigma_{\text{ea}}$	$1,17 \times 10^5$	[MPa]
$\sigma_{\text{em}}$	$7,88 \times 10^5$	[MPa]
$k_u$	1,404	[-]
$k_{\text{ukaleno}}$	1,826	[-]

## 9 NÁVRH TLUMIČE TORZNÍCH KMITŮ PRO KLIKOVÝ HŘÍDEL ŠESTIVÁLCE

Torzní tlumič by měl zmenšit maximální torzní moment cirka 20 000 [Nm], a díky tomu by se zvětšila únavová bezpečnost.

Výpočet pryžového tlumiče

Moment setrvačnosti tlumiče lze najít jenom podle efektivního momentu setrvačnosti tlumiče, to znamená, bez momentu setrvačnosti tlumiče

$$J_{ef} = \sum_i J_i \cdot a_i^2 \quad (53)$$

kde  $J_i$  jsou momenty setrvačnosti náhradních kotoučů klikového hřídele,  $a_i$  jsou poměrné amplitudy výchylek v případě první vlastní frekvence.

Moment setrvačnosti tlumiče se nachází podle vztahu:

$$J_{tl} = J_{ef} \cdot \mu \quad (54)$$

kde  $\mu$  je poměrná velikost tlumiče a její hodnota se volí 0,2 až 0,4. V mém případě se rovná 0,3

Optimální naladění tlumiče se nachází podle vztahu:

$$w_{opt} = \frac{1}{1 + \mu} \quad (55)$$

Úhlová rychlost tlumiče se nachází podle vztahu:

$$\Omega_{tl} = \Omega_3 \cdot w_{opt} \quad (56)$$

kde  $\Omega_3$  je vlastní frekvence klikového hřídele bez tlumiče

$$c_{tl} = J_{tl} \cdot \Omega_{tl}^2 \quad (57)$$

Nalezené parametry tlumiče lze vidět v Tab. 15

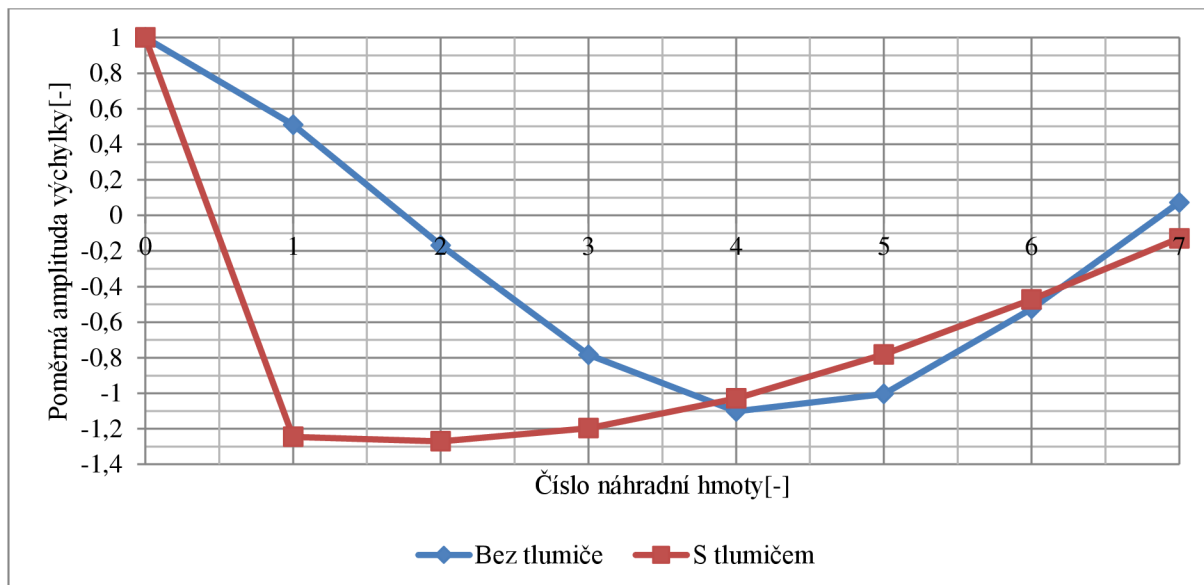
Tab. 15 Parametry tlumiče

Parametr	Označení	Hodnota	Veličina
Moment setrvačnosti tlumiče	$J_{tl}$	0,184	[kgm <sup>2</sup> ]
Poměrná velikost tlumiče	$\mu$	0,3	[Nm/rad]
Optimální naladění tlumiče	$w_{opt}$	0,714	[-]
Úhlová rychlost tlumiče	$\Omega_{tl}$	861,779	[-]
Torzní tuhost tlumiče	$c_{tl}$	136 300	[rad/s]









Obr. 63 Tvary druhého vlastního kmitání s tlumičem a bez něj

Z výsledků výpočtů programu Holzer jsem zase zapsal hodnoty otáčkové a vlastní frekvencí do Tab. 16 a Tab. 17

Tab. 16 Otáčkové frekvence torzního kmitání s tlumičem

Otáčková frekvence N	Hodnota [ $\text{min}^{-1}$ ]
$N_1$	6993
$N_2$	12313

Tab. 17 Vlastní frekvence torzního kmitání s tlumičem

Vlastní frekvence $\Omega$	Hodnota [Hz]
$\Omega_1$	732
$\Omega_2$	1289

## 10.1 VYNUCENÉ TORZNÍ KMITÁNÍ S TLUMIČEM TORZNÍCH KMITŮ

Podle stejného postupu jsem našel hodnoty kritických otáček, a zapsal jsem je spolu s hodnotami kritických otáček hřídele bez tlumiče do Tab. 18.

Kritické otáčky motoru s použitím tlumiče

Tab. 18 Rezonanční otáčky vynuceného torzního kmitání hřídele s tlumičem i bez něj

Řád harmonické složky	Kritické otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]			
	1. vlastního kmitání		2. vlastního kmitání	
	Bez tlumiče	S tlumičem	Bez tlumiče	S tlumičem
0,5	62434	24627	23042	13987
1	31217	12314	11521	6993
1,5	20811	8209	7681	4662

2	15609	6157	5761	3497
2,5	12487	4925	4608	2797
3	10406	4105	3840	2331
3,5	8919	3518	3292	1998
4	7804	3078	2880	1748
4,5	6937	2736	2560	1554
5	6243	2463	2304	1399
5,5	5676	2239	2095	1272
6	5203	2052	1920	1166
6,5	4803	1894	1772	1076
7	4460	1759	1646	999
7,5	4162	1642	1536	932
8	3902	1539	1440	874
8,5	3673	1449	1355	823
9	3469	1368	1280	777
9,5	3286	1296	1213	736
10	3122	1231	1152	699
10,5	2973	1173	1097	666
11	2838	1119	1047	636
11,5	2715	1071	1002	608
12	2601	1026	960	583

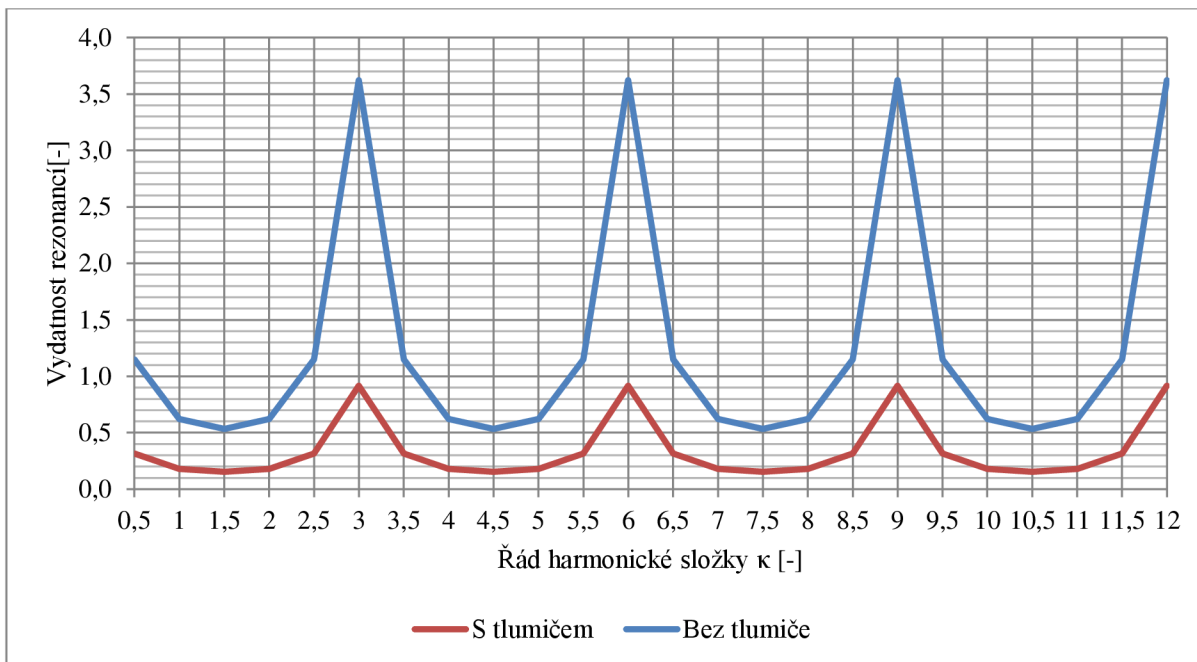
## 10.2 VYDATNOST REZONANCÍ S TLUMIČEM TORZNÍCH KMITŮ

Našel jsem vydatnost rezonance klikového hřídele s tlumičem torzních kmitů pomocí vztahu[5]:

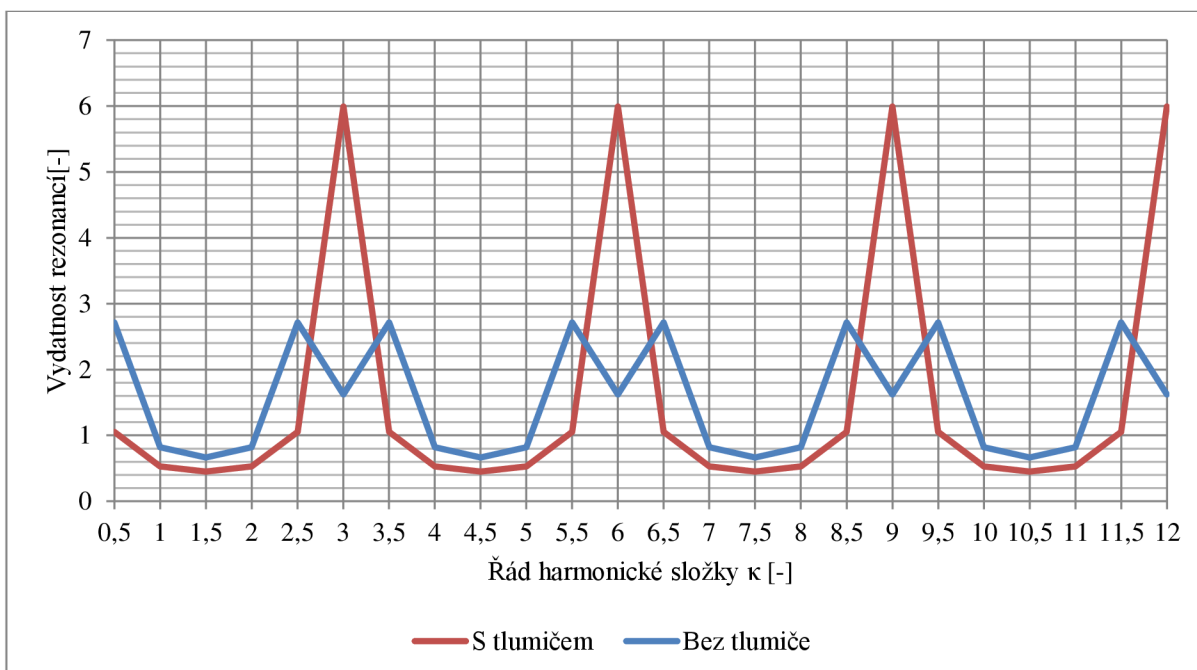
$$\varepsilon_t = \sqrt{\left[ \sum_i (a_{t_i} \cdot \cos(\kappa\sigma_i)) \right]^2 + \left[ \sum_i (a_{t_i} \cdot \sin(\kappa\sigma_i)) \right]^2} \quad (58)$$

kde  $a_{t_i}$  je poměrná amplituda odchylky s tlumičem torzních kmitů

A zobrazil jsem jejich průběhy na Obr. 64 a Obr. 65



Obr. 64 Vydátost rezonancí šestiválcového motoru pro první vlastní frekvenci



Obr. 65 Vydátost rezonancí šestiválcového motoru pro druhou vlastní frekvenci

### 10.3 TORZNÍ VÝCHYLKY V REZONANCI S TLUMIČEM TORZNÍCH KMITŮ

Podle stejné úvahy jako v kapitole 7 jsem zjistil průběhy výchylek volného konce hřídele s tlumičem torzních kmitů[5]:

$$\Phi_t = \frac{M_{h_j} \cdot \varepsilon_t}{\Omega_t \cdot [\xi \cdot [\sum_i (a_{t_i})^2] + \xi_t \cdot (\Delta a_{t_i})^2]} \quad (59)$$

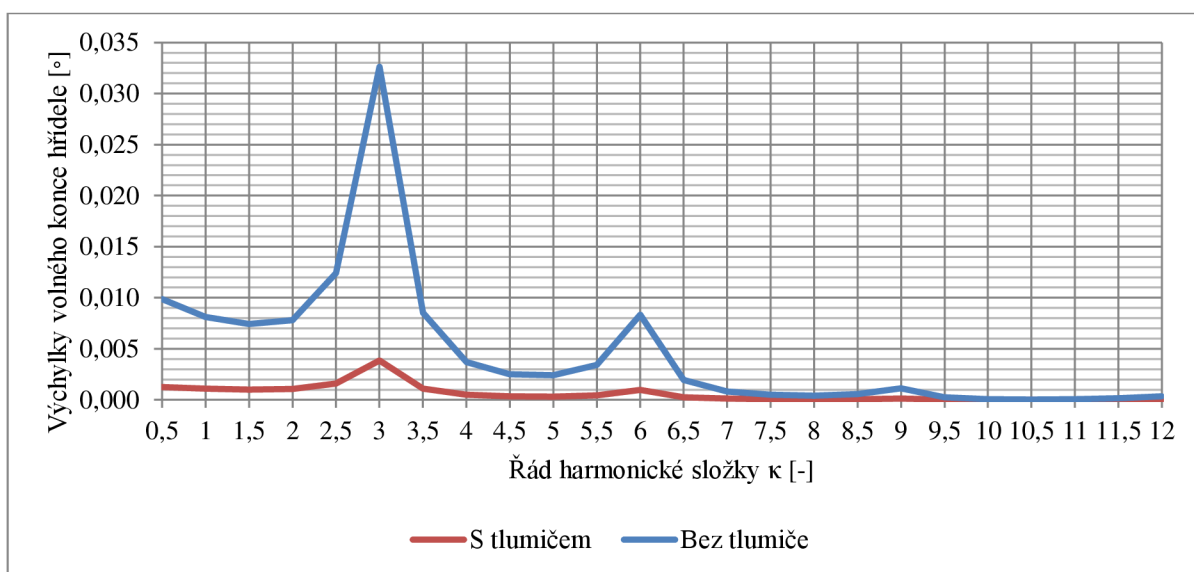
kde  $\Omega_t$  je vlastní frekvence klikového hřídele s tlumičem,  $\xi_t$  (velikost tlumicích odporů) se nachází podle vztahu (61),  $\Delta a_{t_i}$  je poměrná amplituda tlumiče a nachází se podle vztahu (61)

$$\xi_t = 2 \cdot \gamma \cdot J_{tl} \cdot \Omega_{tl} \quad (60)$$

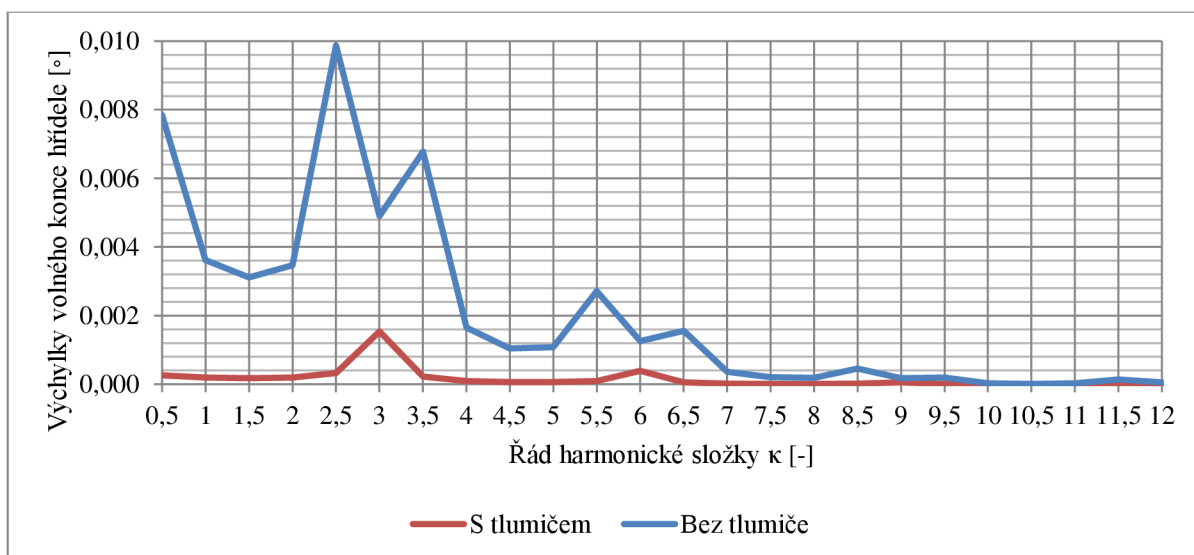
kde  $\gamma$  je poměrný útlum

$$\Delta a_{t_i} = 1 - a_t \quad (61)$$

Je možné je vidět na Obr. 66 a Obr. 67



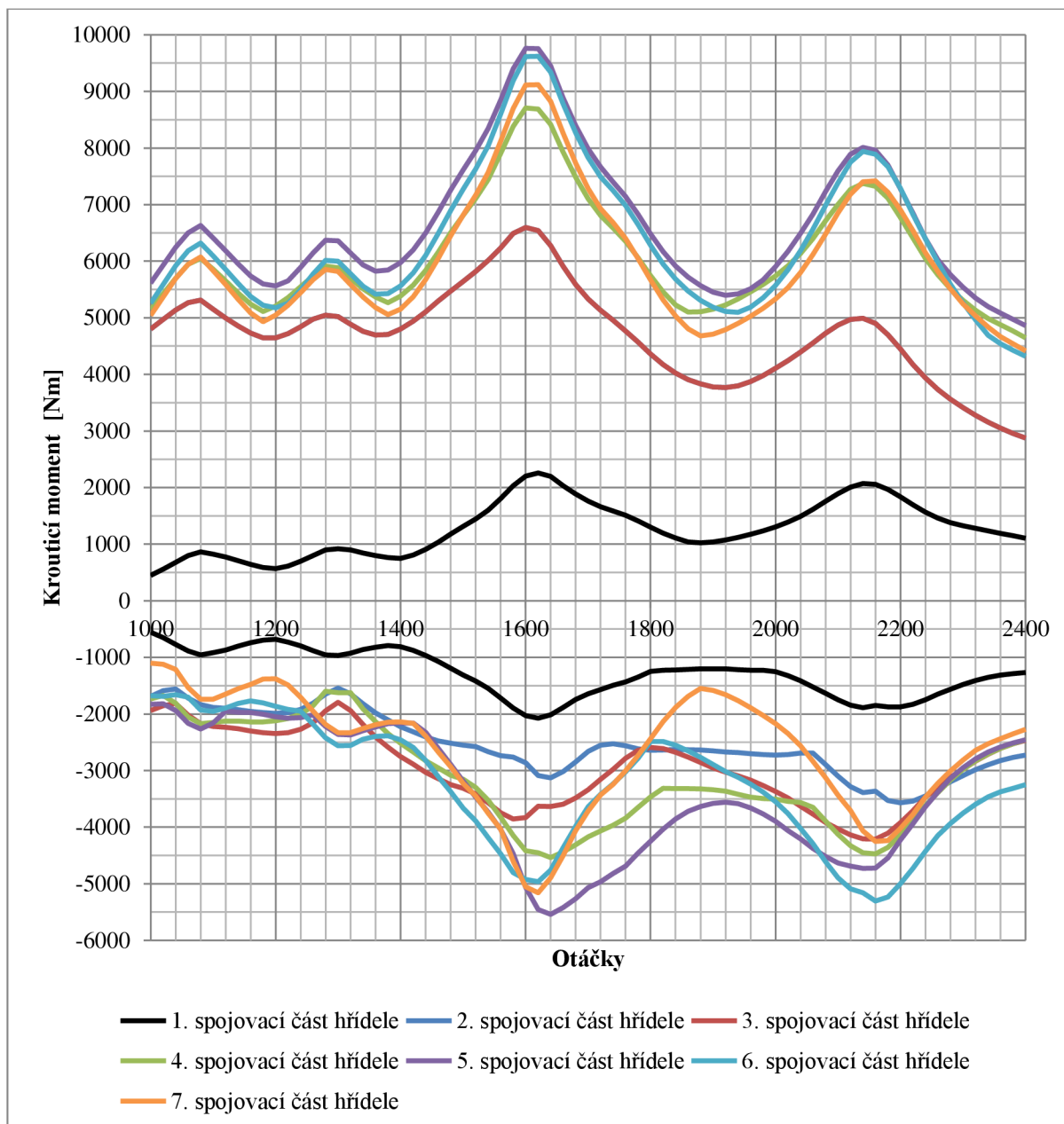
Obr. 66 Torzní výchylky volného konce pro první vlastní frekvenci



Obr. 67 Torzní výchylky volného konce pro druhou vlastní frekvenci

## 10.4 VÝPOČET TORZNÍCH MOMENTŮ PŮSOBÍCÍCH NA KLIKOVÝ HŘÍDEL S TLUMIČEM TORZNÍCH KMITŮ

Zase byl provedený výpočet momentů v programu vedoucího práce, výsledky jsou na Obr. 68.



Obr. 68 Krouticí momenty působící na hřídel šestiválce s tlumičem při různých otáčkách

Hodnoty maximálního a minimálního momentů a čísla úseků, na které oni působí jsou v Tab. 19

Tab. 19 Maximální a minimální moment působící na hřídel s tlumičem při 1600 [min<sup>-1</sup>]

Úsek motoru	Točivý moment [Nm]
5	$M_{tmax} = 9759$
5	$M_{tmin} = -5541$

# 11 PEVNOSTNÍ KONTROLA KLIKOVÉHO HŘÍDELE S TLUMIČEM TORZNÍCH KMITŮ

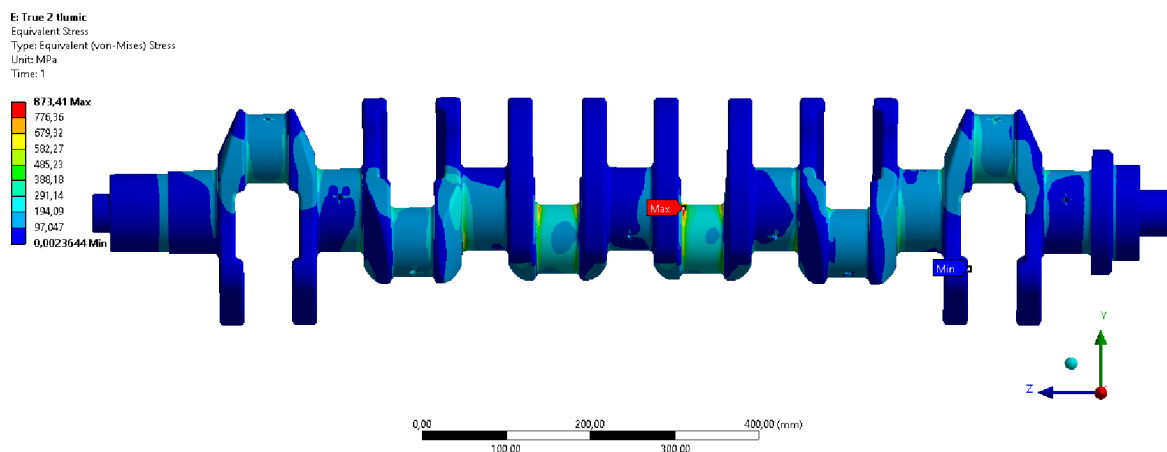
## 11.1 VÝPOČET V ANSYS WORKBENCH CELÉHO HŘÍDELE S TLUMIČEM TORZNÍCH KMITŮ

Našel jsem momenty působící na hřídel s tlumičem na Obr. 68 a zapsal jsem je do Tab. 20

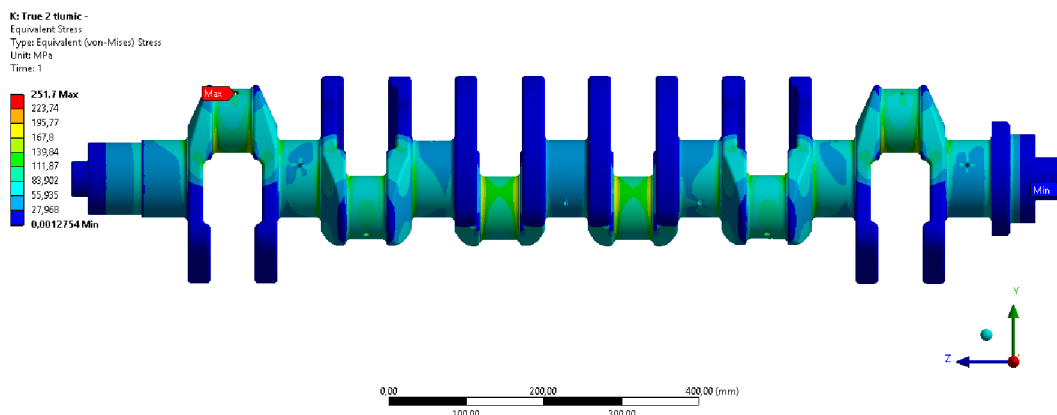
Tab. 20 Stav zatižení hřídele s tlumičem

	Působící síly a momenty	Hodnota	Jednotka
Stav zatižení A	Maximální kladný torzní moment	9758,8	[Nm]
	Maximální síla od tlaku plynů	130577	[N]
Stav zatižení B	Maximální záporný torzní moment	5541	[Nm]
	Maximální síla od tlaku plynů	0	[N]

Jako první svůj krok v této kapitole jsem provedl výpočet celého hřídele, na který působily momenty zmenšené díky tlumiči. Výsledky těchto výpočtů jsou na Obr. 69 a Obr. 70.



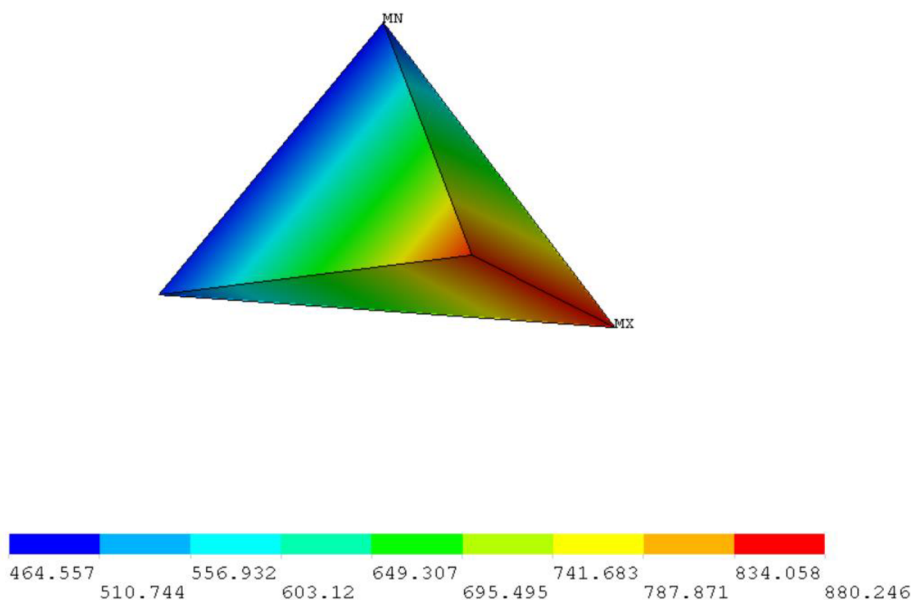
Obr. 69 Napětí von Mises vznikající v hřídeli s tlumičem při stavu zatižení A



Obr. 70 Napětí von Mises vznikající v hřídeli s tlumičem při stavu zatižení B

## 11.2 VÝPOČET KOEFICIENTU BEZPEČNOSTI CELÉHO HŘÍDELE S TLUMIČEM TORZNÍCH KMITŮ

Provedl jsem výpočet únavové bezpečnosti pro tento případ: prvek s největším napětím na Obr. 71, hodnoty výpočtu bezpečnosti Tab. 21



Obr. 71 Prvek výpočtové sítě hřídele s tlumičem, ve kterém působí maximální napětí

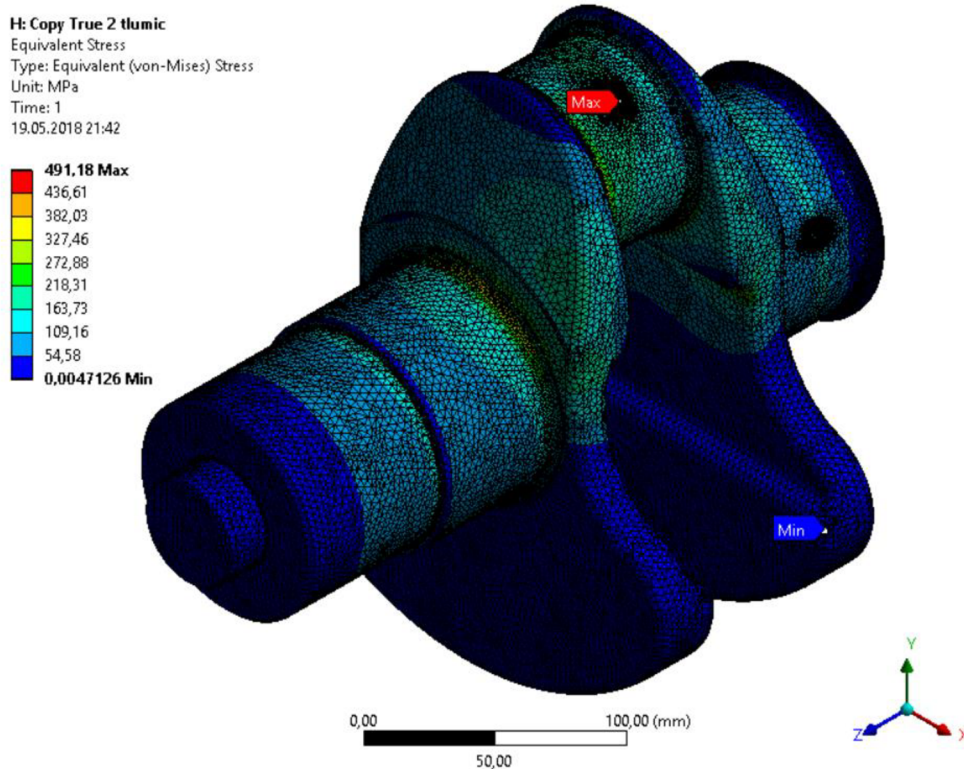
Tab. 21 Velikosti veličin pro výpočet bezpečnosti hřídele s tlumičem

Veličina	Hodnota s tlumičem	Jednotka
$\chi_R$	0.17	[mm <sup>-1</sup> ]
$f_G$	1.676	[-]
$\beta/\alpha$	1.014	[-]
$\sigma_{\max}$	$8.73 \times 10^5$	[MPa]
$\sigma_{\min}$	$2.52 \times 10^5$	[MPa]
$\sigma_{ea}$	$3.105 \times 10^5$	[MPa]
$\sigma_{em}$	$5.625 \times 10^5$	[MPa]
$k_u$	1.059	[-]
$k_{\text{kuleno}}$	1.377	[-]

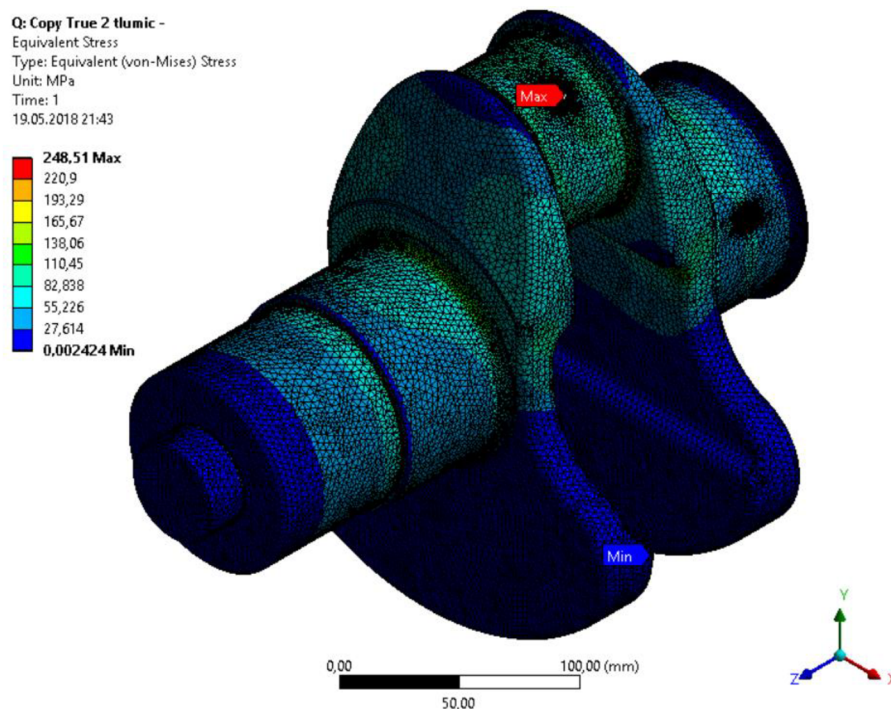
## 11.3 VÝPOČET V ANSYS WORKBENCH JEDNOHO ZALOMENÍ S TLUMIČEM TORZNÍCH KMITŮ

Dále jsem provedl pevnostní výpočty jednoho zalomení v programu Ansys, zjištěné výsledné stavy lze vidět na Obr. 72 a Obr. 73





Obr. 72 Napětí von Mises vznikající v zalomení s tlumičem při stavu zatížení A



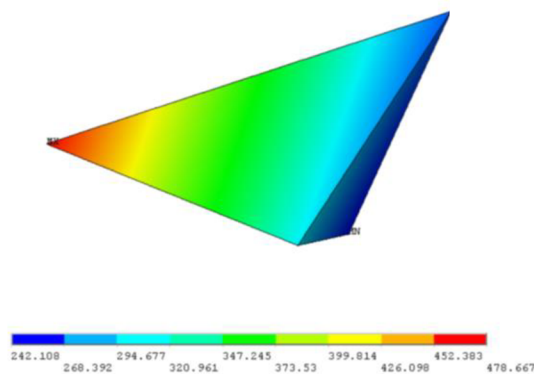
Obr. 73 Napětí von Mises vznikající v zalomení s tlumičem při stavu zatížení B

## 11.4 VÝPOČET KOEFICIENTU BEZPEČNOSTI JEDNOHO ZALOMENÍ S TLUMIČEM TORZNÍCH KMITŮ

Provedl jsem výpočet únavové bezpečnosti a i pro tento případ: prvek s největším napětím na



Obr. 74, hodnoty výpočtu bezpečnosti Tab. 22



Obr. 74 Prvek výpočtové sítě zalomení s tlumičem, ve kterém působí maximální napětí

Tab. 22 Velikosti veličin pro výpočet bezpečnosti hřídele s tlumičem

Veličina	Hodnota s tlumičem	Jednotka
$\chi_R$	1,262	[mm <sup>-1</sup> ]
$f_G$	6,02	[-]
$\beta/\alpha$	1,039	[-]
$\sigma_{\max}$	$4,91 \times 10^5$	[MPa]
$\sigma_{\min}$	$2,49 \times 10^5$	[MPa]
$\sigma_{\text{ea}}$	$1,21 \times 10^5$	[MPa]
$\sigma_{\text{em}}$	$3,7 \times 10^5$	[MPa]
$k_u$	2,902	[-]
$k_{\text{kukaleno}}$	3,773	[-]

## ZÁVĚR

Navrhnul jsem klikový hřídel šestiválcového motoru podle unifikovaných a základních parametrů klikového hřídele.

V prvních třech kapitolách jsem uvedl síly působící v klikovém mechanismu a síly vznikající na základě tohoto v klikovém hřídeli. Z grafů, které jsem ukázal, je patrné, že šestiválcový motor je přirozeně vyvážený. Ale rozhodl jsem použít silové vyvážení setrvačných sil rotujících částí, aby hlavní ložiska byla méně zatížena a měla větší životnost.

V programu Creo jsem vytvořil model zalomení klikového hřídele. Provedl jsem jeho optimalizaci změnou třech geometrických parametrů protizávaží tak, aby těžiště zalomení se přemístilo na osu rotaci, a zároveň, aby hmota zalomení se minimalizovala. Na základě tohoto zalomení jsem vytvořil celý hřídel, který ve výsledku měl cca 126 kg.

Provedl jsem modální analýzu klikového hřídele v programu Ansys Workbench. Dostal jsem jako výsledek prvních šesti vlastních frekvencí nuly, čímž jsem ověřil správnost síti, kterou jsem vytvořil. Druhých šest vlastních frekvencí nebyly nulové, ale když jsem je převedl z [Hz] na [ $\text{min}^{-1}$ ], tak jsem zjistil, že kvůli žádnému z nich v klikovém hřídeli nevznikne rezonance. Protože jejich vlastní frekvence jsou mnohem větší než rozmezí pracovních otáček klikového hřídele.

Dále jsem vytvořil náhradní torzní sestavu, pro což jsem provedl redukci délek a hmot klikového hřídele a našel jsem jeho tuhosti. Na základě této sestavy jsem zjistil poměrné amplitudy výchylek torzního kmitání a jeho vlastní frekvence v programu Holzer. Pak jsem zjistil: amplitudy harmonických složek momentu, kritické otáčky, vydatnost rezonance, torzní výchylky, a torzní momenty, z průběhu kterých jsem zjistil momenty působící na klikový hřídel, a to jsou  $M_{kr+}=19589$  [Nm]  $M_{kr-}=-14970$  [Nm].

Byla provedena pevnostní analýza klikového hřídele a zjištěn koeficient bezpečnosti  $k=0.936$ . Protože místa největšího napětí byla „překvapující“, rozhodl jsem ověřit tuto analýzu, a provedl jsem pevnostní kontrolu jednoho zalomení, v tomto případě jsem dostal koeficient bezpečnosti  $k=1.404$ .

Navrhnul jsem tlumič torzních kmitů, a jak se zjistilo, jeho působením maximální a minimální hodnoty torzního momentu klesly na  $M_{kr+}=9759$  [Nm]  $M_{kr-}=-5541$  [Nm], což je téměř dvakrát menší kladný moment a skoro třikrát menší záporný.

Provedl jsem pevnostní kontrolu klikového hřídele s tlumičem torzních kmitů a našel jsem koeficient bezpečnosti v tomto případě  $k=1.059$  což je o 13 procent více než bez tlumiče. Potom jsem zase provedl pevnostní kontrolu jednoho zalomení, ve výsledku které jsem dostal koeficient bezpečnosti  $k=2.902$ , což je cca o 107% více než v případě bez torzního tlumiče.

Podle mého názoru výsledky pevnostní kontroly jednoho zalomení jsou bližší ke skutečným, než výsledky výpočtů celého hřídele. Tak jak jsem dělal pevnostní analýzu v Ansys Workbench, nemohl jsem simulovat ložiskovou vůli, co i způsobilo tak odlišné výsledky.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Šestiválcový klikový mechanismus [online]. [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <https://www.bimmerfest.ru/dvigatel-bmw-n57/>
- [2] MASLENNIKOV, M. M.; RAPIPORT, M. S. Letadlové pístové motory. Díl 2. Praha: SNTL, 1955. 419 s.
- [3] RAUSCHER, Jaroslav. Vozidlové motory: studijní opory [online]. Vysoké učení technické v Brně Fakulta strojního inženýrství [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <http://docplayer.cz/13699016-Ucebni-texty-vysokych-skol-vysoke-uceni-technicke-v-brne-fakulta-strojního-inženýrství-ing-jaroslav-rauscher-csc-vozdlove-motory-studijni-opory.html>
- [4] PÍŠTĚK, Václav a Lubomír DRÁPAL. Hnací ústrojí: Vyvažování řadových motorů - šestiválec [online]. Brno, Česká republika, 2012 [cit. 2018-05-20]. Vysoké učení technické v Brně.
- [5] Kolektiv VÚNM a ČKD Naftové motory čtyřdobé I. díl, 1. vydání, Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1962, 541s.
- [6] NOVOTNÝ, P. Výpočtové modely (přednáška). Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Brno: 2010. s. 1-46.
- [7] STONE, R. Introduction to Internal Combustion Engines. Fourth Edition. Basingstoke: Palgrave Macmillan, 2012. 516 s. ISBN 978-1-137-02829-5.
- [8] SKOTSKY, Alexander A. Automotive engines: control, estimation, statistical detection. Berlin: Springer Verlag, 2009. 215 s. ISBN 978-3-642-00163-5.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[m·s <sup>-2</sup> ]	zrychlení pístu
a <sub>i</sub>	[-]	poměrná amplituda
a <sub>m</sub>	[mm]	osová vzdálenost válců
b	[mm]	rameno klopného momentu
b <sub>m</sub>	[mm]	vzdálenost těžišť vývažků
b <sub>ram</sub>	[mm]	šířka ramene
b <sub>tl</sub>	[mm]	šířka pryžového prstence
b <sub>v</sub>	[mm]	vzdálenost těžišť vývažků
C	[Nm·rad <sup>-1</sup> ]	matice tuhosti
c	[m]	ložisková vůle
c <sub>i</sub>	[N·m·rad <sup>-1</sup> ]	torzní tuhosti
c <sub>m</sub>	[mm]	vzdálenost těžišť vývažků
c <sub>tl</sub>	[N·m·rad <sup>-1</sup> ]	torzní tuhost tlumiče kmitů
D	[mm]	vrtání válce
D <sub>1</sub>	[mm]	vnitřní průměr volného konce klikového hřídele
D <sub>1p</sub>	[mm]	vnitřní průměr pryžového prstence
D <sub>2</sub>	[mm]	vnější průměr volného konce klikového hřídele
D <sub>2p</sub>	[mm]	vnější průměr pryžového prstence
D <sub>hc</sub>	[mm]	průměr hlavního čepu
D <sub>oc</sub>	[mm]	průměr ojničního čepu
D <sub>r</sub>	[mm]	roztečný průměr děr pro upevnění setrvačnicku
D <sub>red</sub>	[mm]	redukovaný průměr
d <sub>vzorek</sub>	[mm]	průměr zkušební vzorku
E	[GPa]	modul pružnosti v tahu
F <sub>r_v</sub>	[N]	setrvačná síla vývažků rotačních částí
F <sub>c</sub>	[N]	celková síla
f <sub>G</sub>	[-]	korekční součinitel
F <sub>n</sub>	[N]	normálová síla
F <sub>o</sub>	[N]	síla přenášená ojnicí
F <sub>o_c</sub>	[N]	celková síla v ojničním čepu
F <sub>p</sub>	[N]	síla od tlaku plynů
F <sub>pmax</sub>	[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 5. zalomení
$J_6$	[kg·m <sup>2</sup> ]	redukovaný moment setrvačnosti 6. zalomení
$J_7$	[kg·m <sup>2</sup> ]	redukovaný moment setrvačnosti 7. zalomení
$J_i$	[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
$J_{p_{rir}}$	[kg·m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti příruby pro setrvačník
$J_{rem}$	[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]	redukovaná délka 3. úseku

$L_4$	[mm]	redukovaná délka 4. úseku
$L_5$	[mm]	redukovaná délka 5. úseku
$L_6$	[mm]	redukovaná délka 6. úseku
$L_7$	[mm]	redukovaná délka 7. úseku
$L_{hc}$	[mm]	délka hlavního čepu
$L_{oc}$	[mm]	délka ojničního čepu
$l_{oj}$	[mm]	délka ojnice
$l_p$	[mm]	délka příruby pro setrvačnick
$l_{ram}$	[mm]	tloušťka ramene
$L_{red\_zal}$	[mm]	redukovaná délka zalomení klikového hřídele
$M$	[kg·m <sup>2</sup> ]	matice hmotnosti
$M_{1\_max}$	[Nm]	kroučící moment pro 1. zatížení
$M_{2\_max}$	[Nm]	kroučící moment pro 1. zatížení
$M_{3\_max}$	[Nm]	kroučící moment pro 2. zatížení
$M_{4\_max}$	[Nm]	kroučící moment pro 2. zatížení s tlumičem
$M_k$	[Nm]	kroučící 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 setrvačnicku
$m_{zal}$	[kg]	hmotnost jednoho zalomení klikového hřídele
$m_{zal\_red}$	[kg]	redukovaná hmotnost zalomení

N	[Hz]	vlastní frekvence systému
n	[min <sup>-1</sup> ]	jmenovité otáčky motoru
n <sub>1rez</sub>	[min <sup>-1</sup> ]	rezonanční otáčky 1. tvaru kmitání
n <sub>2rez</sub>	[min <sup>-1</sup> ]	rezonanční otáčky 2. tvaru kmitání
p	[MPa]	indikovaný tlak ve spalovacím prostoru
p <sub>atm</sub>	[MPa]	atmosférický tlak
p <sub>max</sub>	[MPa]	maximální indikovaný tlak ve spalovacím prostoru
Q	[N]	vnější síly
q	[-]	zobecněná souřadnice
q <sub>k</sub>	[N·m]	amplituda momentu příslušející harmonické složce
r	[mm]	poloměr kliky
R <sub>e</sub>	[MPa]	mez kluzu materiálu
R <sub>m</sub>	[MPa]	mez pevnosti v tahu
r <sub>r_v</sub>	[mm]	poloměr těžiště vývažků rotačních částí
r <sub>T_z</sub>	[mm]	poloměr těžiště zalomení klikového hřídele bez vývažků
r <sub>v_pr</sub>	[mm]	poloměr těžiště vývažku na řemenici
r <sub>v_ps</sub>	[mm]	poloměr těžiště vývažku na setrvačnicku
S <sub>p</sub>	[m <sup>2</sup> ]	plocha pístu
w <sub>opt</sub>	[-]	optimální naladění tlumiče
x	[mm]	délkový přírůstek
XX1	[mm]	vzdálenost mezi body x a x1
z	[mm]	zdvih pístu
α	[°]	úhel natočení klikového hřídele
β	[°]	úhel odklonu ojnice
ε	[-]	kompresní poměr
ε	[°]	osa kolmá na osu rotace
η	[°]	osa procházející osou pístu
η <sub>σ</sub>	[-]	koeficient vlivu velikosti
κ	[-]	řád harmonické složky
λ	[-]	klikový poměr
μ	[-]	poměrná velikost tlumiče torzních kmitů
v <sub>σ</sub>	[-]	vliv zpracování povrchu
ξ	[°]	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 – výkresová dokumentace klikového hřídele a jeho hlavních komponent

Příloha 2 – výpočty v programu Mathcad