

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A
DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

HNACÍ ÚSTROJÍ TŘÍVÁLCOVÉHO ŘADOVÉHO VZNĚTOVÉHO MOTORU

CRANKTRAIN OF THREE-CYLINDER IN-LINE DIESEL ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. PAVEL KOVÁŘ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. VÁCLAV PÍŠTĚK, DrSc.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/11

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Pavel Kovář

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

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

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

Hnací ústrojí tříválcového řadového vznětového motoru

v anglickém jazyce:

Cranktrain of three-cylinder in-line diesel engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnout a porovnat varianty klikového hřídele tříválcového řadového vznětového motoru pro užitková vozidla.

Cíle diplomové práce:

Pro dané základní rozměry válcové jednotky navrhnout varianty klikového hřídele tříválcového řadového vznětového motoru:

- s plným vyvážením odstředivých sil na každém zalomení
- s momentovým vyvážením (vývažky na krajních zalomeních)
- s vyvážením aplikací 4 vývažků (Schnuerle).

Vypracovat 3D modely klikových hřídelů aplikací MKP.

Provést výpočtovou modální analýzu navržených klikových hřídelů, porovnat výsledky.

Provést pevnostní výpočet navržených variant a porovnat výsledky.

Seznam odborné literatury:

- STONE , Richard. Introduction to Internal Combustion Engines. 3rd edition. Hampshire : Palgrave, 1999. 641 s. ISBN 0-333-74013-0.
- Kraftfahrzeug - Kurbelwellen : Konstruktion, Berechnung, Herstellung. 2001. Auflage. Landsberg/Lech Verlag Moderne Industrie 2001. 70 s. ISBN 3-478-93243-2.
- Hafner, K.E., Maass, H.: Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine, Springer-Verlag Wien-New York 1995
- HEISLER, Heinz. Advanced Engine Technology. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2002. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

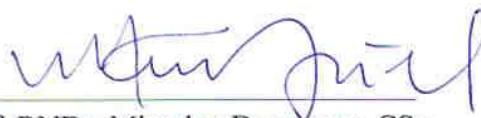
Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/11.

V Brně, dne 23.11.2010



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan



ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem a porovnáním tří variant klikového hřídele řadového vznětového motoru pro užitková vozidla. Zaměřuje se na práci s programy na modelování ve 3D a následnou analýzu navržených modelů hřídele tak, aby byl schopen pracovat v těžkých podmínkách, kterým je vystaven. Součástí návrhu hřídele je výpočtová modální analýza navržených klikových hřídelů a pevnostní analýza.

KLÍČOVÁ SLOVA

klikový hřídel, MKP model, vyvažování, Modální analýza, Pevnostní analýza,

ABSTRACT

This master's thesis describes design and comparison of three variants of the crankshaft in-line diesel engine for commercial vehicles. The work focuses on working with programs for 3D modelling and analysis proposed models, to be able to work under difficult conditions. Part of this work is a computational modal and strength analysis.

KEYWORDS

crankshaft, FEM model, balancing, Modal analysis, Stress analysis



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KOVÁŘ, P. Hnací ústrojí tříválcového řadového vznětového motoru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 77 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Píšťek, DrSc..



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 17. května 2011

.....

Jméno a přímení



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji Prof. Ing. Václavu Píštěkovi, DrSc. za odborné vedení diplomové práce, vstřícné jednání a cenné připomínky při řešení problémů. Děkuji rovněž celému Ústavu automobilního a dopravního inženýrství za pomoc při řešení této práce a dále svým rodičům za podporu během studia.



OBSAH

ÚVOD.....	11
1 KLIKOVÝ MECHANISMUS	12
1.1 KLIKOVÝ HŘÍDEL.....	12
1.2 VÝROBA A MATERIÁL KLIKOVÉHO HŘÍDELE	13
1.3 SÍLY V KLIKOVÉM MECHANISMU	14
1.3.1 SÍLY OD TLAKU PLYNŮ (<i>PRIMÁRNÍ SÍLY</i>).....	14
1.3.2 SETRVAČNÉ SÍLY, MOMENTY (<i>SEKUNDÁRNÍ SÍLY</i>)	15
2 VYVAŽOVÁNÍ KLIKOVÉHO ÚSTROJÍ ŘADOVÝCH MOTORŮ.....	20
2.1 SETRVAČNÉ SÍLY ROTUJÍCÍCH HMOT	20
2.2 SETRVAČNÉ SÍLY POSUVNÝCH HMOT	21
2.3 VOLNÉ PODÉLNÉ MOMENTY ROTUJÍCÍCH HMOT	22
2.4 VOLNÉ PODÉLNÉ MOMENTY POSUVNÝCH HMOT	26
3 MODELOVÁNÍ A VYVAŽOVÁNÍ KLIKOVÝCH HŘÍDELŮ	27
3.1 STATICKÉ VYVAŽOVÁNÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE.....	27
3.2 VÝSLEDNÉ MODEL Y KLIKOVÝCH HŘÍDELŮ	33
3.2.1 KLIKOVÝ HŘÍDEL SE SILOVÝM VYVÁŽENÍM	33
3.2.2 KLIKOVÝ HŘÍDEL S MOMENTOVÝM VYVÁŽENÍM.....	34
3.2.3 KLIKOVÝ HŘÍDEL S VYVÁŽENÍM DLE SCHNURLEHO.....	35
4 MKP MODEL PRO MODÁLNÍ ANALÝZU	38
4.1 DĚLENÍ NA OBJEMY	38
4.1.1 DĚLENÍ OBJEMŮ V PROGRAMU PRO/ENGINEER	38
4.1.2 DĚLENÍ NA OBJEMY V PROGRAMU ANSYS	40
4.2 SÍŤOVÁNÍ MODELU KLIKOVÉHO HŘÍDELE.....	41
4.2.1 VYTVOŘENÍ SÍTĚ ČEPŮ, PŘÍRUBY SETRVAČNÍKU A VOLNÉHO KONCE	43
4.2.2 ÚPRAVA OBJEMŮ PŘÍRUBY SETRVAČNÍKU A HLAVNÍHO ČEPU	44
4.2.3 SÍŤOVÁNÍ RAMEN KLIKOVÉHO HŘÍDELE	45
4.2.4 VYSÍŤOVANÉ MODEL Y KLIKOVÝCH HŘÍDELŮ	46
5 MODÁLNÍ ANALÝZA	47
5.1 NASTAVENÍ PARAMETRŮ MODÁLNÍ ANALÝZY	47



5.2	VÝSLEDKY MODÁLNÍ ANALÝZY.....	48
5.2.1	DEFORMACE KLIKOVÉHO HŘÍDELE SE SILOVÝM VYVÁŽENÍM.....	48
5.2.2	DEFORMACE KLIKOVÉHO HŘÍDELE SE SILOVÝM VYVÁŽENÍM.....	50
5.2.3	DEFORMACE KLIKOVÉHO HŘÍDELE S VYVÁŽENÍM DLE SCHNUEERLEHO	51
6	PEVNOSTNÍ ANALÝZA.....	53
6.1	VÝPOČET HODNOT VYNUCENÉHO ZATÍŽENÍ	53
6.1.1	NÁHRADNÍ TORZNÍ SOUSTAVA.....	53
6.1.2	REDUKCE HMOT	54
6.1.2.1	POSUVNÁ HMOTA.....	54
6.1.2.2	ROTAČNÍ HMOTA.....	54
6.1.2.3	MOMENT SETRVAČNOSTI JEDNOHO ZALOMENÍ	54
6.1.2.4	REDUKCE HMOT NA STRANĚ ŘEMENICE.....	54
6.1.2.5	REDUKCE HMOT NA STRANĚ SETRVAČNÍKU	55
6.1.3	REDUKCE DÉLEK	55
6.1.3.1	REDUKOVANÁ DÉLKA ZALOMENÍ.....	55
6.1.3.2	REDUKOVANÁ DÉLKA NA STRANĚ ŘEMENICE.....	55
6.1.3.3	REDUKOVANÁ DÉLKA NA STRANĚ SETRVAČNÍKU	55
6.1.3.4	TABULKY VÝSLEDNÝCH HODNOT MOMENTŮ SETRVAČNOSTI	56
6.1.4	ZATĚŽUJÍCÍ SÍLA OD TLAKU PLYNU	57
6.2	ÚPRAVA MODELŮ KLIKOVÉHO HŘÍDELE	58
6.3	PŘÍPRAVA MODELŮ V PROGRAMU ANSYS	59
6.3.1	SÍŤOVÁNÍ MODELŮ KLIKOVÉHO HŘÍDELE.....	59
6.3.1.1	PRVKY MPC 184 A SPRING-DAMPER 14	60
6.3.1.2	APLIKACE PRVKŮ MPC 184 A COMBIN 14	60
6.3.2	OKRAJOVÉ PODMÍNKY	64
6.3.3	ZATÍŽENÍ SILOU A MOMENTEM	65
6.4	VÝSLEDKY ANALÝZY.....	66
6.4.1	URČENÍ POMĚRNÉHO GRADIENTU A NAPĚTÍ.....	67
6.4.2	VÝPOČET BEZPEČNOSTI.....	70
	ZÁVĚR.....	72
	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	74



SEZNAM PŘÍLOH	77
---------------------	----



ÚVOD

Klikový hřídel, je základní součást pístových motorů. Slouží k přeměně přímočarého vratného pohybu od pístů a ojnice na rotační nebo naopak. Konstrukce hřídele zabezpečuje vyvážení setrvačných sil a momentů posuvných a rotujících hmot. V automobilech je Kliková hřídel také využita jako náhon rozvodu, příslušenství a pomocných agregátů. Mazání ojničních ložisek zajišťuje hřídel pomocí mazacích kanálů. Základní konstrukce se nijak ze zásady neměnila, spíše inovovala a modernizovala.

V první teoretické části je popsán princip klikového ústrojí. Síly, které na klikový hřídel působí během otáčky a účinky, které tyto síly vyvolávají jsou zobrazeny na podrobných schématech. Samotný klikový hřídel je zde popsán jak z hlediska konstrukce, tak z hlediska výroby a použití materiálů.

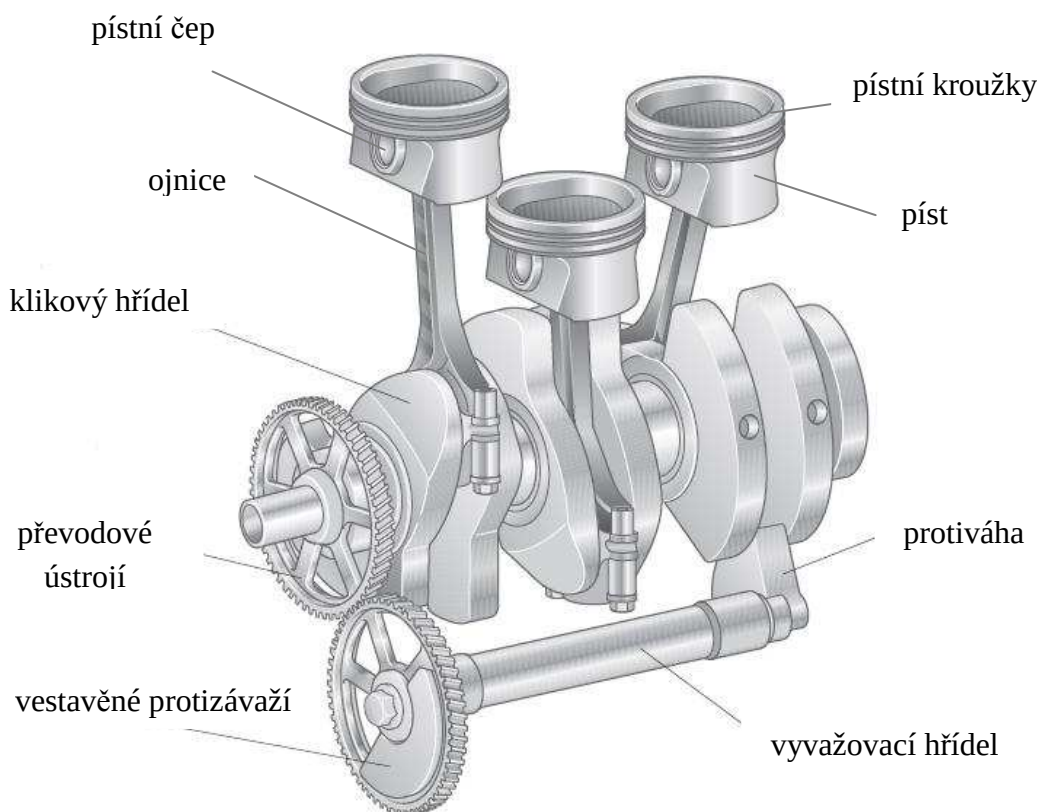
Druhá, praktická část diplomové práce se zabývá samotným návrhem a analýzou tří variant klikových hřídelů dle zadání. Hřídele byly nejprve vyváženy, a poté podrobeny modální a pevnostní analýze. Výsledky samotného modelování a analýz jsou navzájem porovnány a shrnuty v závěru práce.

V diplomové práci jsem se snažil co nejlépe zachytit všechny kroky, které bylo potřeba dodržet při postupu vyvažování klikových hřídelů a jejich následné analýze.



1 KLIKOVÝ MECHANISMUS

Klikový mechanismus se skládá z klikového hřídele, ojnice, pístního čepu, pojistných kroužků, pístu a pístních kroužků. Při pohybu těchto součástí vznikají nežádoucí síly a momenty, které se přenášejí na karoserii automobilu a způsobují nežádoucí vibrace. Těmto nežádoucím účinkům je třeba zabránit přidáním vyvažovacích hmot. Princip vyvažování je popsán v dalších částech diplomové práce. [1]



Obrázek 1. Klikový mechanismus + vyvažovací hřídel [2]

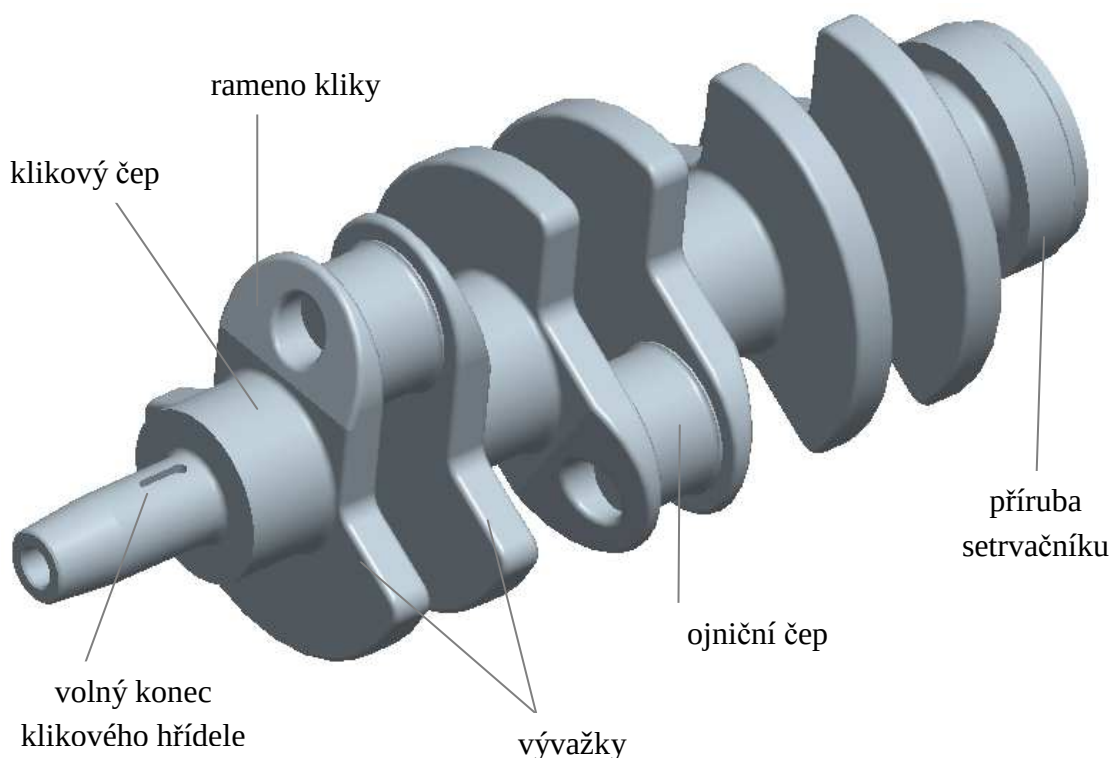
1.1 KLIKOVÝ HŘÍDEL

Klikový hřídel pístového spalovacího motoru spolu s ojnici zabezpečuje přeměnu přímočarého vratného pohybu pístu na pohyb rotační. Konstrukce samotného hřídele může zajistit i částečné vyvážení setrvačných sil a momentů posuvných a rotačních hmot. Klikový hřídel dále slouží jako náhon rozvodu, příslušenství a pomocných agregátů. Také zajišťuje prostřednictvím mazacích kanálů přívod mazacího oleje k ojnicím ložiskům. [1]



Klikový hřídel je při chodu motoru zatěžován působením soustavy sil od tlaku plynů a silami setrvačnými. Tyto silové účinky, které jsou časově proměnné (mění svou velikost i smysl působení), vyvolávají v hřídeli kmitání, které způsobují namáhání hřídele na ohyb, krut tah i tlak.

Konstrukce klikového hřídele musí zajistit dostatečnou tuhost proti působení silových účinků. Dále musí být zaručena vysoká odolnost vůči opotřebení klikových a ojničních čepů z důvodů požadované dlouhé životnosti součásti. [1]



Obrázek 2. Klikový hřídel tříválcového motoru

1.2 VÝROBA A MATERIÁL KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Klikové hřídele čtyřdobých motorů dělíme dle způsobu výroby na dělené, kované a lité.

Dělené klikové hřídele se vyrábějí metodou slisování ramen a čepů. Tyto druhy hřídelí se nejčastěji uplatňují v motorech malých mechanizací. Další metoda výroby dělených klikových hřídelí spočívá ve spojování jednotlivých prvků pomocí šroubových spojů.

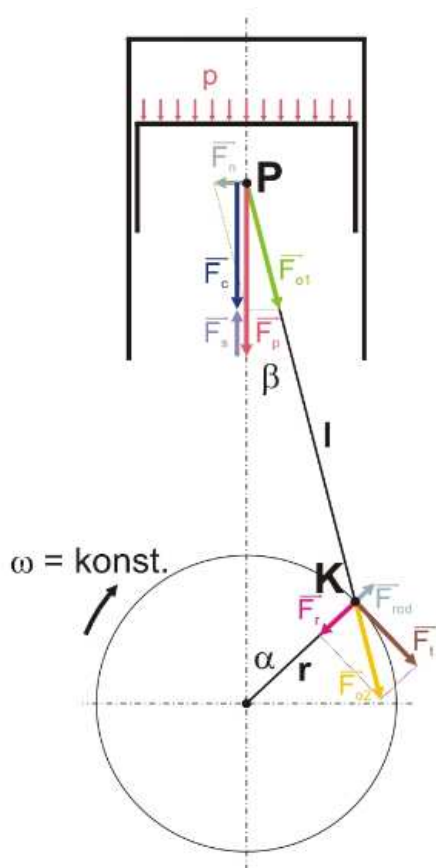
Kované ocelové hřídele pro vznětové motory se nejčastěji zhotovují z legovaných ocelí, např. 14240 a 15260.

Lité klikové hřídele se vzhledem k jejich nižší pevnosti používají pouze u méně zatížených motorů. Na výrobu se používá litina i ocelolitina. [1]

1.3 SÍLY V KLIKOVÉM MECHANISMU

Klikový mechanismus je namáhán dvěma základními druhy sil.

- PRIMÁRNÍ SÍLY
 - jsou vyvolány tlakem plynů, který působí ve válci na píst
- SEKUNDÁRNÍ SÍLY
 - vyvolány rotujícími hmotami, které konají pohyb kolem bodu K
 - vyvolány posuvnými hmotami, které konají pohyb s bodem P



Obrázek 3. Rozklad sil působících v klikovém mechanismu [3]

1.3.1 SÍLY OD TLAKU PLYNŮ (PRIMÁRNÍ SÍLY)

Sílu od tlaku plynů F_p vyvolává tlak plynů p na dno pístu. Tato síla se rozkládá podle obrázku 3. Točivý moment a stejně velký reakční (klopný) moment vzniká od působení tangenciální složky F_t na poloměru klikového hřídele. V závislosti na úhlech α , β a síle od tlaků plynů se mění průběh točivého momentu.



Síla od tlaku plynů ve směru ojnice:

$$\vec{F}_{O1} = \vec{F}_C \cdot \frac{1}{\cos \beta} \quad [\text{N}] \quad (1)$$

Tangenciální složka síly F_C :

$$\vec{F}_t = \vec{F}_C \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad [\text{N}] \quad (2)$$

Radiální složka síly F_C :

$$\vec{F}_r = \vec{F}_C \cdot \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad [\text{N}] \quad (3)$$

Točivý moment motoru od tlaku plynů:

$$\vec{M}_P = \vec{F}_{O1} \cdot r \cdot \sin(\alpha + \beta) \quad [\text{Nm}] \quad (4)$$

Klopný moment od síly F_n :

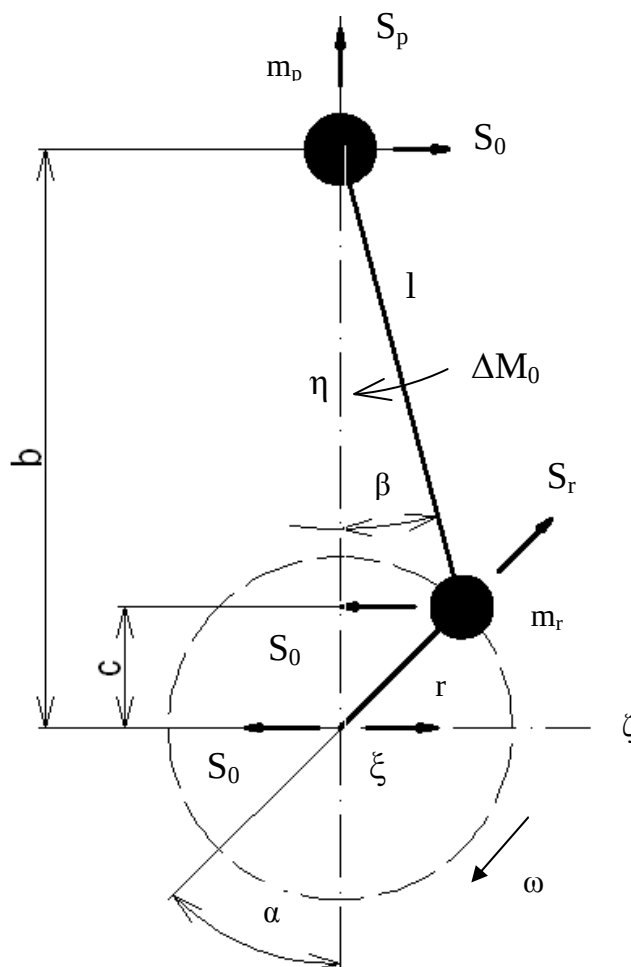
$$\vec{M}_{KP} = \vec{F}_n \cdot b \quad [\text{Nm}] \quad (5)$$

b ... vzdálenost osy otáčení od osy pístního čepu

Klopný moment je reakční k momentu točivému, tudíž mají oba stejnou velikost. Tento moment má snahu, překloupit válec, podél osy klikového hřídele. U víceválcových motorů působí klopný moment v různých rovinách. To má za následek nežádoucí vibrace v uložení motoru. Tyto nežádoucí síly a momenty se zachycují na pevném a pružném uložení motoru.

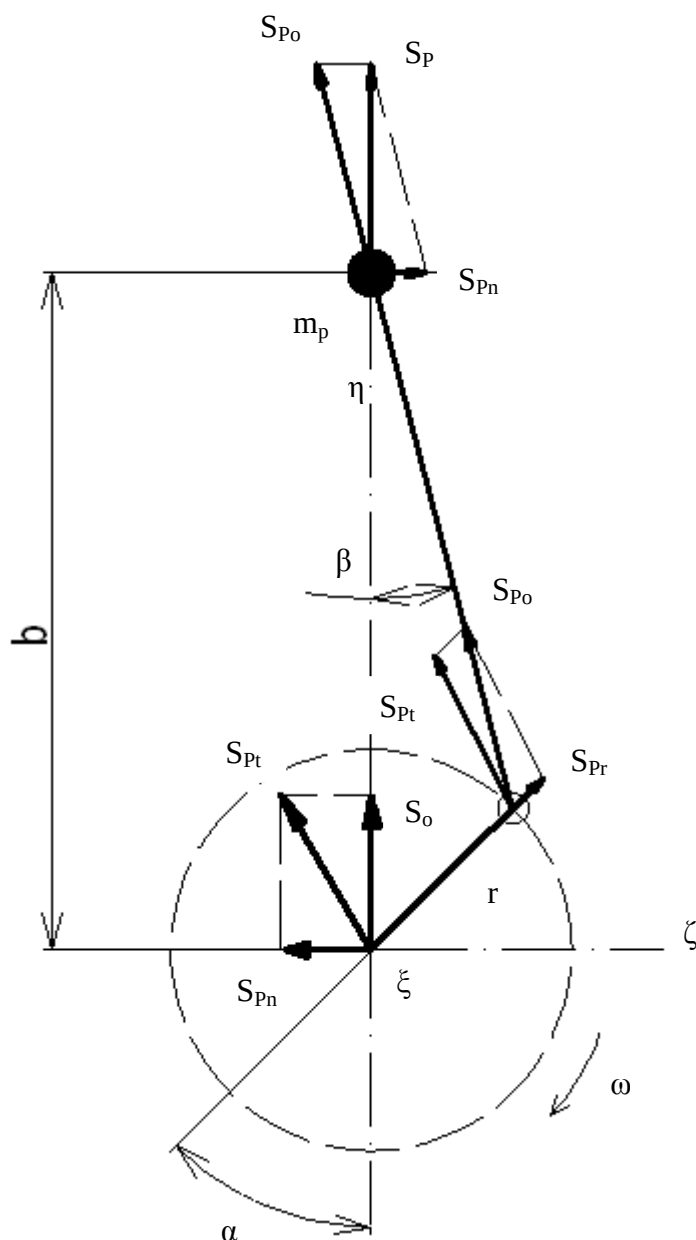
1.3.2 SETRVAČNÉ SÍLY, MOMENTY (*SEKUNDÁRNÍ SÍLY*)

Na obrázku 4. je znázorněno schéma jednoduchého klikového ústrojí s náhradní dvoumotovou soustavou. Hmotnost rotačních částí m_r (hmota zalomení hřídele redukovaná na poloměr kliky a otáčející se část hmoty ojnice) se otáčí na poloměru r úhlovou rychlostí ω okolo osy ζ . Při této rotaci vzniká odstředivá síla S_r , která namáhá ložiska klikového hřídele, není přirozeně vyvážena a nazývá se volnou setrvačnou silou otáčejících se hmot. Působí v rovině kolmé k ose otáčení a během otáčky hřídele nemění svou velikost. Leží stále v rovině kliky (její vektor se otáčí s klikou) a směřuje vždy od osy otáčení. Hmotnost posuvných částí m_p (hmota pístu, pístní čep, pístní kroužky a posuvná část hmoty ojnice) koná přímočarý vratný pohyb. Při tomto pohybu vzbuzuje v klikovém ústrojí sílu S_p , která rovněž není přirozeně vyvážena a nazývá se volnou setrvačnou silou posuvných hmot. Síla S_p na rozdíl od síly S_r zachovává stálý směr v ose válce, ale během otáčky klikového hřídele mění svůj smysl i velikost.



Obrázek 4. Setrvačné síly (momenty)

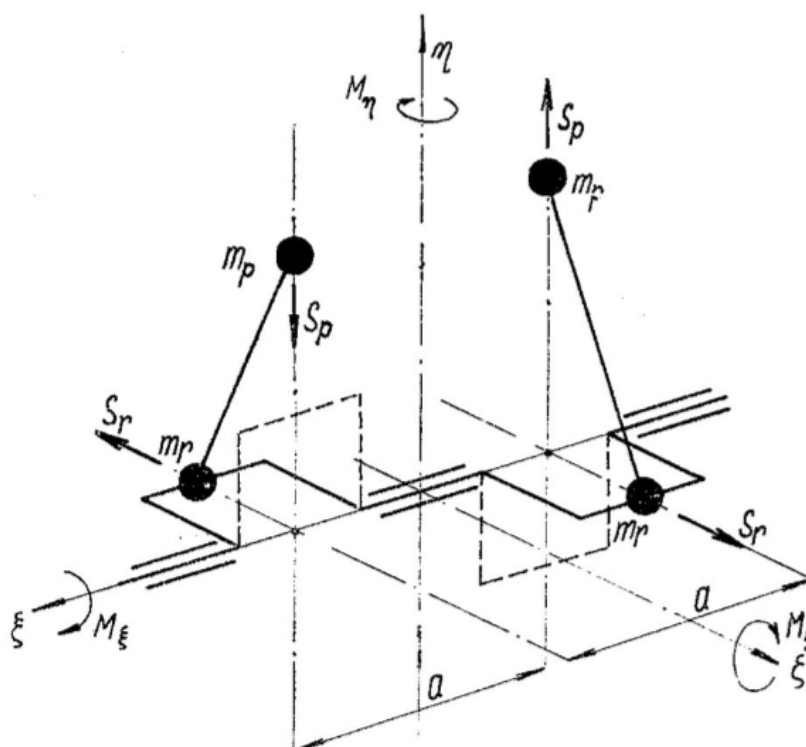
Mimo těchto setrvačných sil se v klikovém ústrojí objevují ještě setrvačné momenty, které leží v rovině ústrojí a otáčejí klikový hřídel, nebo se snaží překlopit motor. Tyto momenty se souhrnně nazývají příčné setrvačné momenty. Vznikají od nerovnoměrného otáčení hřídele. Setrvačnost otáčející hmoty, která je během otáčky klikového hřídele zrychlována, nebo zpředována vytváří na hřídeli kroutící moment tzv. volný příčný točivý moment. Další příčinou vzniku momentů je kývavý pohyb ojnice. Kompenzační moment ojnice ΔM_o lze nahradit dvojicí sil S_o v ose klikového a pístního čepu, která se překlopí do osy rotace ζ . Moment ΔM_o se tím rozloží na dva příčné momenty. První z nich, který působí na rameni c má charakter volného točivého momentu a druhý, který působí na rameni b se snaží překlopit celý motor. Tento moment se nazývá volným příčným klopným momentem. Třetí příčinou příčných momentů je setrvačná síla S_p posuvných hmot, která se rozkládá dle obrázku 5.



Obrázek 5. Rozklad setrvačných sil v klikovém mechanismu

Vlivem prostorového rozmístění klikových ústrojí vznikají podélné setrvačné momenty. Podélné proto, že vždy leží v rovině proložené podélnou osou motoru. Dělí se dle svého účinku na momenty volné, které způsobují chvění stroje, a na momenty vnitřní, které zatěžují klikový hřídel, ložiska a rám motoru.

Dle schématu na obrázku 6. je znázorněno působení volných podélných momentů. Setrvačné síly S_r otáčejících hmot působící na rameni a vzbuzují ve vodorovné rovině moment M_η , který se snaží otočit celým motorem okolo osy η a nazývá se volným podélným točivým momentem otáčejících se hmot. Při otočení klikové hřídele o 90° , přejde tento moment z vodorovné roviny do svislé. Nazývá se volný podélný klopný moment otáčejících se hmot a na obrázku 6. je označen M_ζ . Snaží se překloupit motor okolo osy ζ .

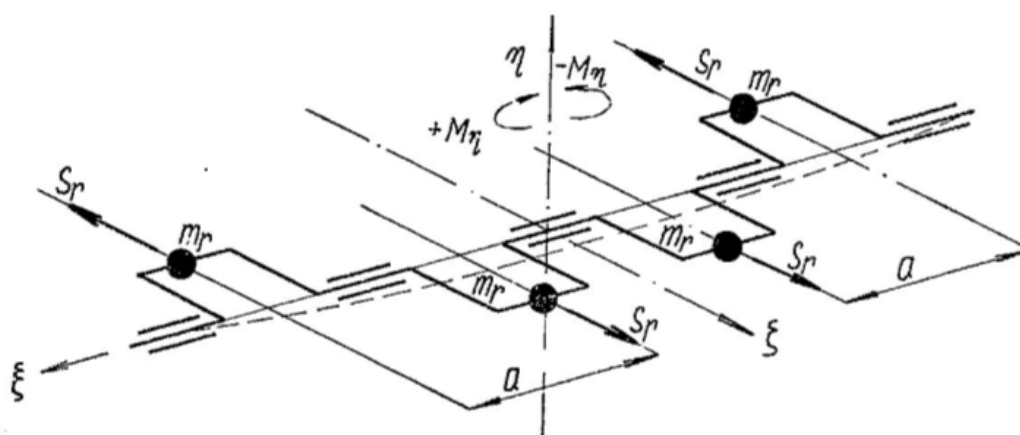


Obrázek 6. Vznik volných podélných momentů [7]

Setrvačné síly posuvných hmot vyvolávají pouze volný podélný klopný moment, který působí stále v téže rovině (η, ζ), ale díky proměnnosti setrvačné síly S_p mění, při otočení klikového hřídele, svou velikost a smysl.

Momenty, které se snaží způsobit průhyb klikového hřídele se nazývají vnitřní podélné momenty otáčejících se a posuvných hmot. Na obrázku 7. jsou znázorněny dvojice setrvačných sil rotačních hmot, které se navenek ruší, ale způsobují průhyb klikového hřídele.

Jako vnitřní momenty mohou působit i momenty příčné, které zkrucují buď samotný klikový hřídel nebo skříň motoru.



Obrázek 7. Vznik vnitřních podélných momentů [7]



Všechny druhy setrvačných momentů jsou rozděleny v tabulce 1.

SETRVAČNÉ MOMENTY	PODÉLNÉ	VOLNÉ	TOČIVÉ	OD OTÁČEJÍCÍCH SE HMOT OD OTÁČEJÍCÍCH SE HMOT
			KLOPNÉ	OD POSUVNÝCH HMOT
		VNITŘNÍ	OD OTÁČEJÍCÍCH SE HMOT	
			OD POSUVNÝCH HMOT	
	PŘÍČNÉ	VOLNÉ	TOČIVÉ	OD NEROVNOMĚRNĚ OTÁČEJÍCÍCH SE HMOT OD POSUVNÝCH HMOT OD KÝVÁNÍ OJNIC
				OD POSUVNÝCH HMOT
		VNITŘNÍ	KLOPNÉ	OD KÝVÁNÍ OJNIC

Tabulka 1. Tabulka setrvačných momentů

Kapitola 1.2 byla zpracována dle zdroje [7].

2 VYVAŽOVÁNÍ KLIKOVÉHO ÚSTROJÍ ŘADOVÝCH MOTORŮ

Z důvodů požadavků rovnoměrného rozestupu zapalování a hnacích sil v průběhu pracovního cyklu je klikový hřídel obvykle uspořádán tak, že ve směru otáčení tvoří jednotlivá ramena pravidelnou hvězdici. Její paprsky svírají úhel

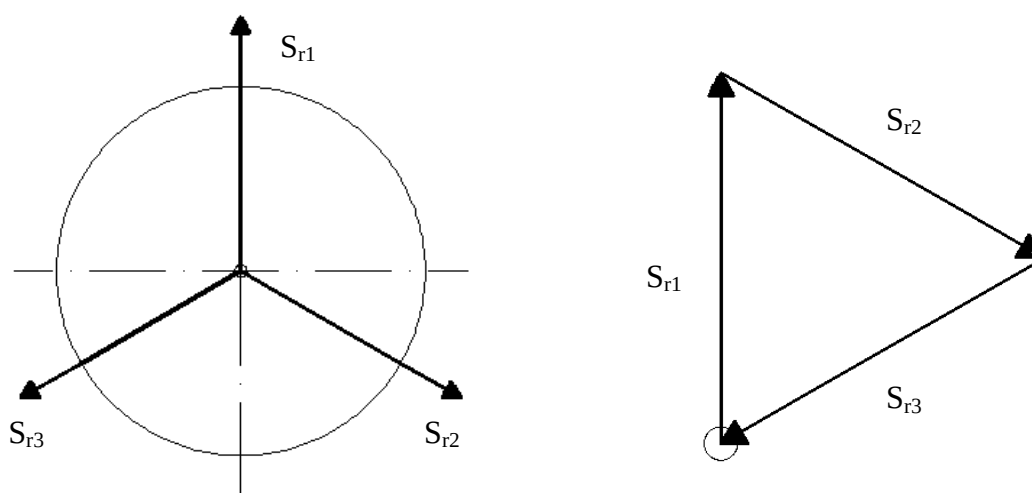
$$\vartheta_{KL} = \frac{720^\circ}{z}. \quad (6)$$

U pravidelné klikové hvězdice se některé základní složky volných setrvačných sil a příčných momentů jednotlivých válců klikového ústrojí navzájem vyruší. Tohoto dosáhneme vhodným natočením klik. Nastává tak zvané vyvážení setrvačných sil a momentů. U řadových motorů se objevují podélné setrvačné momenty. U motorů s lichým počtem válců se projevují jako volné.

2.1 SETRVAČNÉ SÍLY ROTUJÍCÍCH HMOT

Setrvačné síly rotačních hmot jsou u řadových motorů téměř vždy přirozeně vyváženy, protože hvězdice klikové hřídele je obvykle pravidelná a hmoty klikových ústrojí všech válců jsou shodné.

Nejrychlejším způsobem, jak určit výslednou setrvačnou sílu rotačních hmot, je grafické sčítání vektorů sil jednotlivých válců. Při pravidelné klikové hvězdici tvoří vektory uzavřený obrazec a výslednice je nulová. Pro tříválcový motor je metoda znázorněna na obrázku 7 a 8. [7]



Obrázek 8 Přirozené vyvážení setrvačných sil otáčejících se hmot řadového tříválce

Setrvačné síly rotujících hmot jsou u řadového tříválce přirozeně vyváženy, protože klikové schéma tvoří pravidelnou hvězdici, vektory tvoří uzavřený obrazec a výslednice je nulová.



2.2 SETRVAČNÉ SÍLY POSUVNÝCH HMOT

Všechny setrvačné síly posuvných hmot leží u řadových motorů v rovině proložené osou otáčení hřídele a osami válců. Přeloží-li se do těžiště celého klikového ústrojí a nepřihlíží-li se k podélným momentům, je jejich výslednice určena algebraickým součtem sil jednotlivých klikových ústrojí.

$$S_P = m_P \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \sum_{i=1}^Z [\cos \alpha_i + \sum_{k=2k}^{\infty} A_k \cdot \cos \kappa \cos \alpha_i] =$$

$$= \sum_{i=1}^Z [S_{P1} \cdot \cos \alpha_i + S_{P2} \cdot \cos 2\alpha_i + S_{P4} \cdot \cos 4\alpha_i + \dots + S_{P2k} \cdot \cos 2k\alpha_i + \dots] \quad (7)$$

Z rovnice vidíme, že při vhodné volbě úhlu klik ϑ_{KL} , které určují hodnoty α_i , lze dosáhnout přirozeného vyvážení. Stačí pro daný řád κ splnit podmínku:

$$\sum_{i=1}^Z \cos \kappa \alpha_i = 0 \quad (8)$$

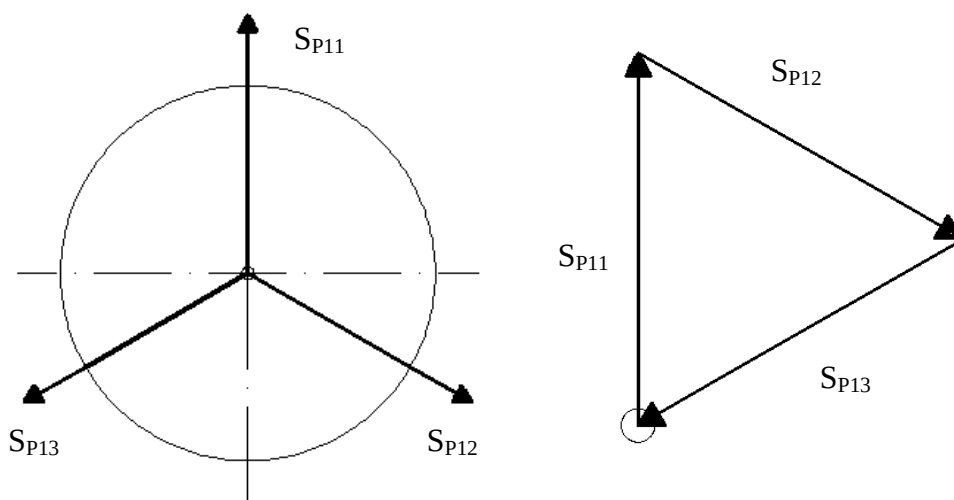
U čtyřdobého tříválcového motoru s úhlem klik

$$\vartheta_{KL} = \frac{720^\circ}{3} = 240^\circ \quad (9)$$

je okamžitá hodnota výsledné harmonické složky prvního řádu:

$$S_{P1} = \cos \alpha = m_P \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \sum_{i=1}^3 \cos \alpha_i =$$

$$= m_P \cdot r \cdot \omega^2 \cdot [\cos \alpha + \cos(\alpha + 120^\circ) + \cos(\alpha + 240^\circ)] = 0 \quad [\text{N}] \quad (10)$$

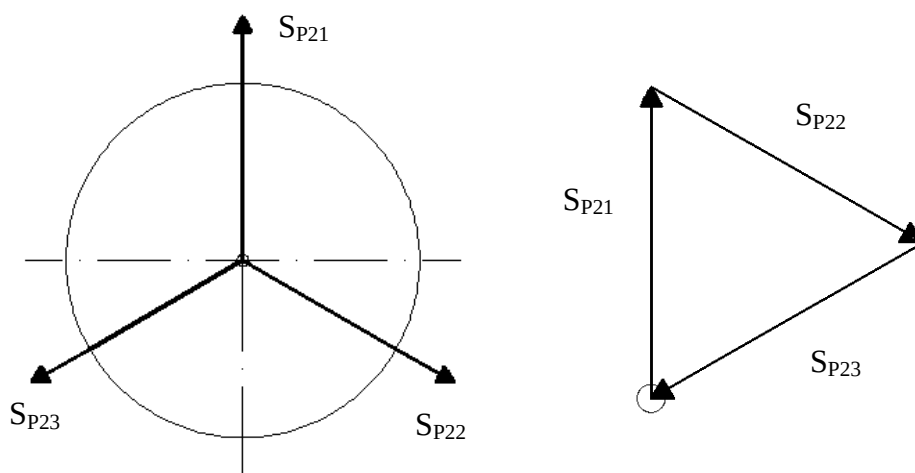


Obrázek 9. Přirozené vyvážení setrvačných sil posuvných hmot I. řádu řadového tříválce

armonická složka řádu $\kappa = 2$ se mění 2x rychleji než složka řádu prvního. Okamžitá hodnota její výslednice je:

$$S_{P2} \cos 2\alpha = A_2 \cdot m_P \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \sum_{i=1}^2 \cos 2\alpha_i =$$

$$= A_2 \cdot m_P \cdot r \cdot \omega^2 \cdot [\cos 2\alpha + \cos 2(\alpha + 120^\circ) + \cos 2(\alpha + 240^\circ)] = 0 \text{ [N]} \quad (11)$$

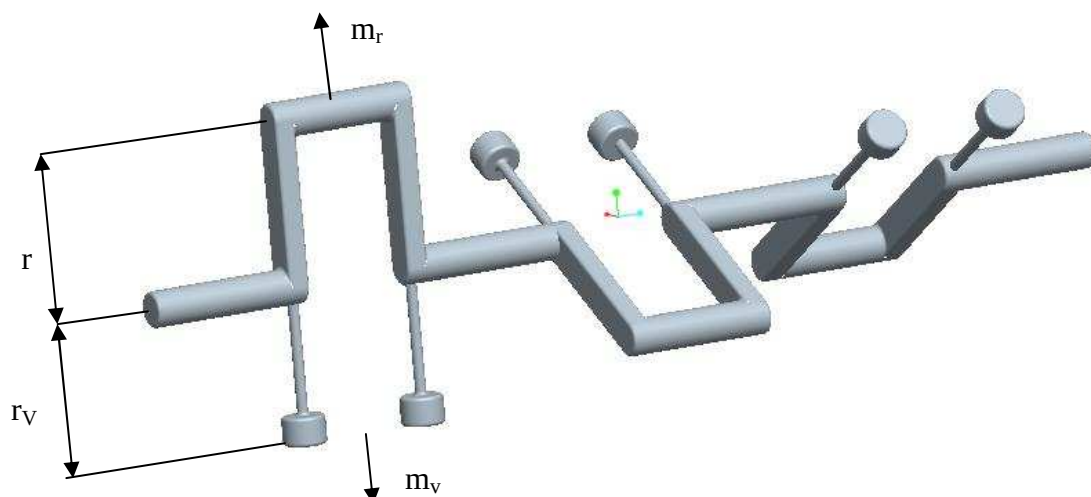


Obrázek 10. Přirozené vyvážení setrvačných sil posuvných se hmot II. řádu řadového tříválce

Setrvačné síly posuvných částí druhého řádu jsou stejně jako síly prvního řádu přirozeně vyváženy.

2.3 VOLNÉ PODÉLNÉ MOMENTY ROTUJÍCÍCH HMOT

Rotační hmoty vzbuzují setrvačné síly, které vyvolávají ve všech řadových motorech podélné momenty. Ty se u motorů s lichým počtem válců projevují jako klopné, nebo jako točivé momenty. Volné podélné momenty rotačních hmot nemění při stálých otáčkách motoru svou velikost. Rovina jejich působení se otáčí spolu s klikovým hřídelem. Účinky těchto momentů lze zcela vyrušit protizávažím. První způsob vyvážení spočívá v přidání hmoty ke každému zalomení. Tím se samostatně vyváží každá setrvačná síla rotačních hmot, a tím se zabrání vzniku volného podélného momentu. Tento způsob je schematicky zobrazen na obrázku 11. Nazývá se silové vyvážení.



Obrázek 11. Silové vyvážení volného podélného momentu rotujících hmot

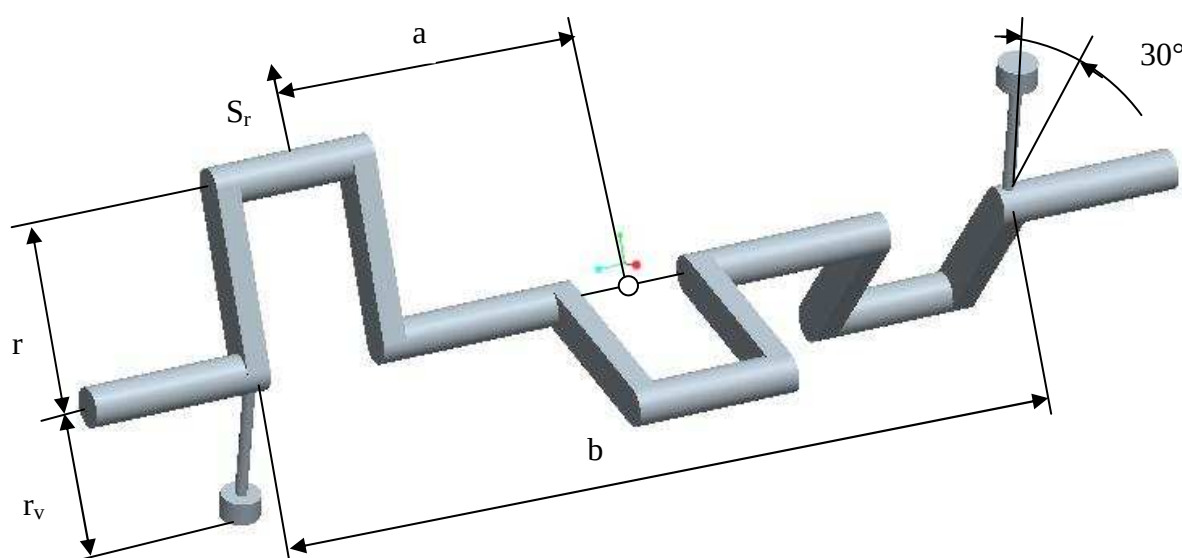
Při silovém vyvážení je nutné splnit u každého zalomení podmínku:

$$S_V = m_V \cdot r_V \cdot \omega^2 = m_r \cdot r \cdot \omega^2 \quad (12)$$

Z rovnice [12] vyplývá potřebná hmota protizávaží:

$$m_V = m_r \cdot \frac{r}{r_V} \quad [\text{kg}] \quad (13)$$

Při druhém způsobu se nejprve určí velikost volného momentu a jeho účinek se zruší opačně působícím stejně velkým momentem dvojice protizávaží, které leží v rovině, pootočené o 30° ve směru otáčení klikového hřídele vůči rovině prvního zalomení. Tento princip vyvažování je zobrazen na obrázku 12. Nazývá se momentové vyvážení. Vzdálenost b se volí co nejdelší, a proto se protizávaží umísťuje např. na vnější ramena krajních zalomení.



Obrázek 12. Momentové vyvážení volného podélného momentu rotujících hmot

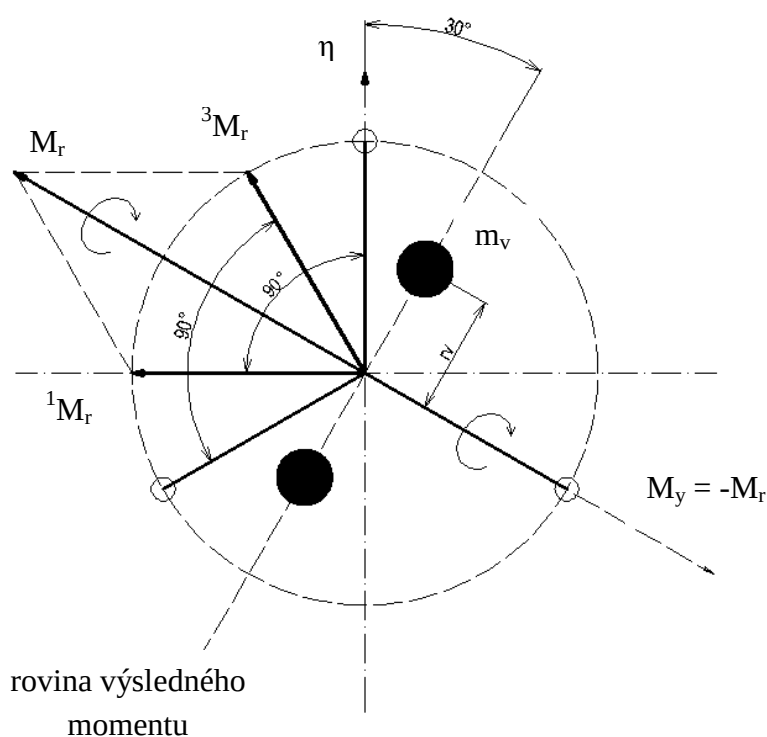
Výsledný moment:

$$M_r = 2 \cdot M_r \cdot \cos 30^\circ = 1,732 \cdot m_r \cdot r \cdot a \cdot \omega^2 \quad [\text{Nm}] \quad (14)$$

Potřebná hodnota protizávaží podle rovnice [13]:

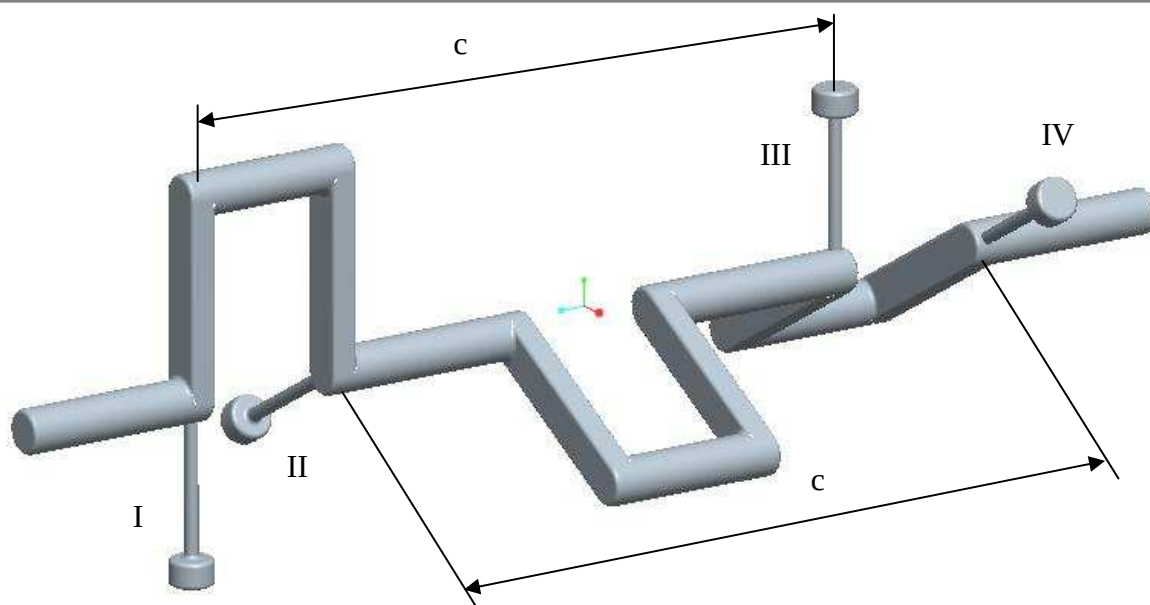
$$m_v = 1,732 \cdot m_r \cdot \frac{r}{r_v} \cdot \frac{a}{b} \quad [\text{kg}] \quad (15)$$

Grafické řešení:



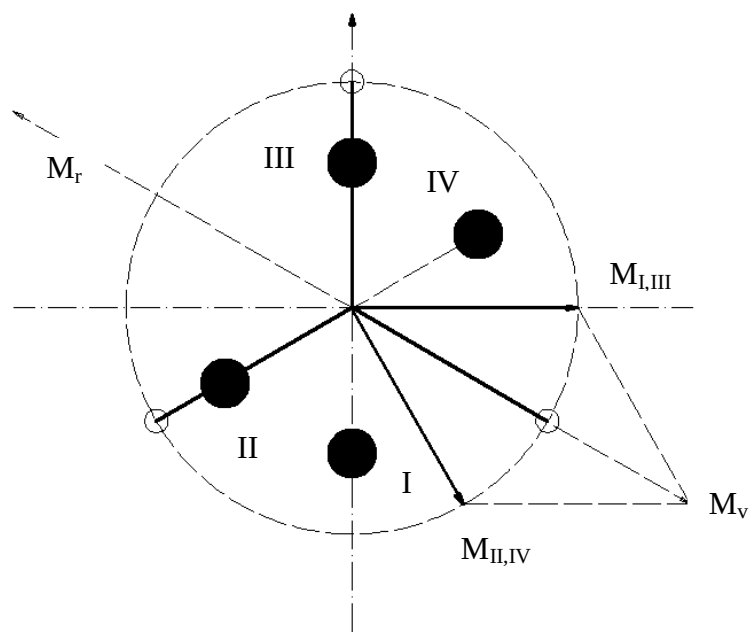
Obrázek 13. Grafické řešení volného podélného momentu rotujících hmot u homogenního tříválce

Vyvážení volného podélného momentu řadového tříválce je možné dosáhnout i jiným uspořádáním protizávaží. Celkem čtyři protizávaží jsou umístěny na prvním a třetím zalomení. První a třetí vývažek (I, III) leží v rovině prvního zalomení. Druhý a čtvrtý vývažek (II, IV) leží v rovině třetího zalomení klikového hřídele viz obrázek 14.



Obrázek 14. Vyvážení volného podélného momentu rotujících hmot homogenního tríválce pomocí čtyř protizávaží (Schnuerle)

Grafické řešení:



Obrázek 15. Grafické řešení volného podélného momentu rotujících hmot u homogenního tríválce

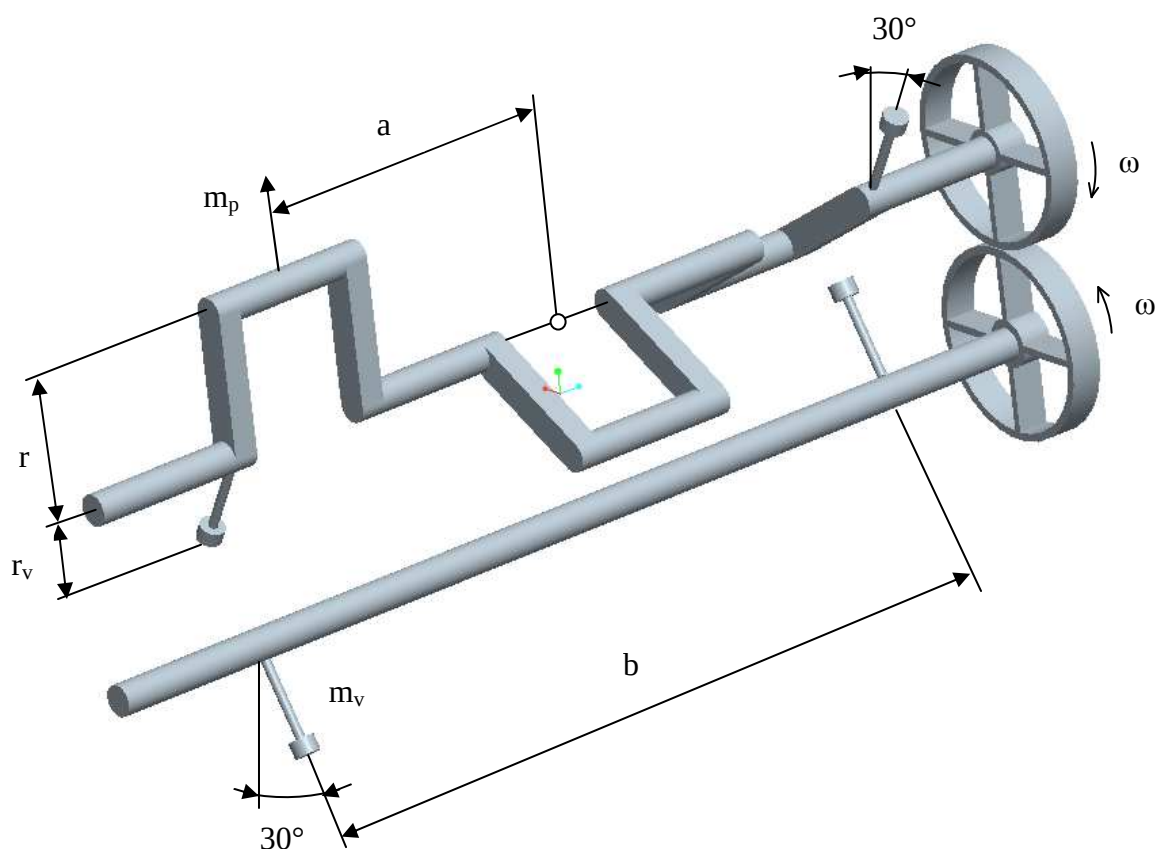
2.4 VOLNÉ PODÉLNÉ MOMENTY POSUVNÝCH HMOT

Momenty setrvačných sil posuvných hmot posuvných částí působí v rovině os válců a mají proměnlivou velikost i smysl. U řadových motorů se nedají vyvážit otáčejícím se protizávažím na klikovém hřídeli. Vyjadřují se algebraickým součtem:

$$M_P = \sum_{i=1}^Z {}^i M_P = \sum_{i=1}^Z {}^i S_P \cdot a_i \quad (16)$$

$$\begin{aligned} M_P &= \sum_{i=1}^Z a_i [S_{P1} \cdot \cos \alpha_i + S_{P2} \cdot \cos 2 \alpha_i + S_{P4} \cdot \cos 4 \alpha_i + \dots + S_{P2k} \cdot \cos 2k \alpha_i + \dots] = \\ &= \sum_{i=1}^Z [M_{P1} \cdot \cos \alpha_i + M_{P2} \cdot \cos 2 \alpha_i + M_{P4} \cdot \cos 4 \alpha_i + \dots + M_{P2k} \cdot \cos 2k \alpha_i + \dots] \end{aligned} \quad (17)$$

Příklad vyvážení těchto momentů je na obrázku 16.



Obrázek 16. Vyvážení harmonické složky I. řádu volného podélného momentu posuvných hmot u řadového tříválce



Hmotnost protizávaží:

$$m_v = 0,866 \cdot m_p \cdot \frac{r}{r_v} \cdot \frac{a}{b} \quad [\text{kg}] \quad (18)$$

Kapitola 2. byla zpracována dle zdroje [7].

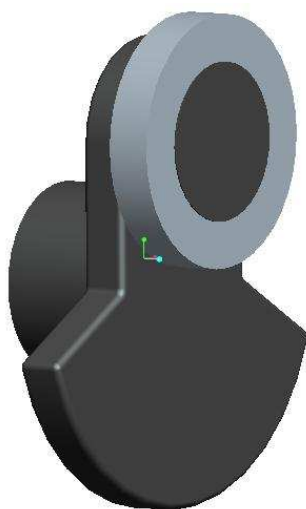
3 MODELOVÁNÍ A VYVAŽOVÁNÍ KLIKOVÝCH HŘÍDELŮ

Pro tvorbu 3-D modelů klikových hřídelů byl zvolen 3D CAD program Pro/Engineer 5.0. Tento program byl vybrán z důvodu kompatibility s programem ANSYS, který byl následně použit na analýzu modelů. Nejprve bylo třeba, dle zadaných hlavních rozměrů (průměr ojnicních čepů, průměr klikových čepů a maximálního průměru vývažků), navrhnout samotnou geometrii hřídelů a hřídele vyvážit.

3.1 STATICKÉ VYVAŽOVÁNÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Pro tuto část byla využita funkce v programu Pro/Engineer, která umožňuje u vymodelované geometrie přesně nalézt její těžiště. Statické vyvážení hřídele vyžaduje pouze dvě jednoduché podmínky. První z nich spočívá v přidání hmotnosti rotačního podílu ojnice na ojnicní čep hřídele. Postačí jednoduchý kroužek, který má shodnou hmotnost jako hmotnost části ojnice. Druhou podmínkou je, že těžiště všech rotačních částí musí ležet na ose rotace klikové hřídele.

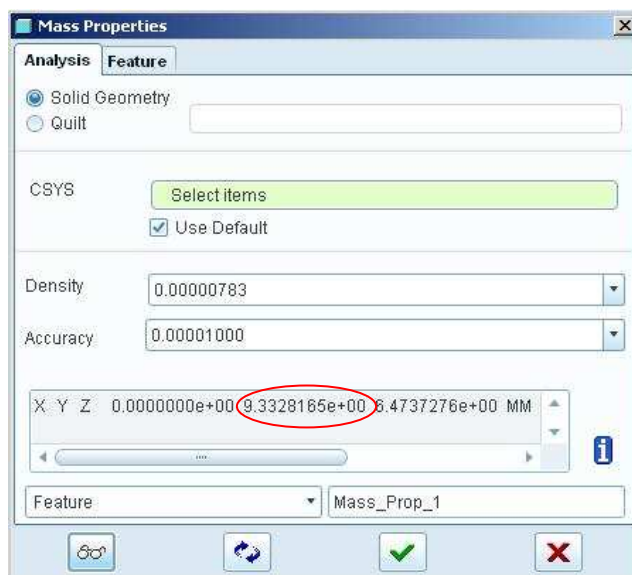
Nejprve je tedy vymodelována geometrie samotného hřídele. U silově vyvážené klikové hřídele stačí pouze první zalomení a polovina ojnicního čepu s přidanou hmotností rotačního podílu ojnice, protože je hřídel symetrická.



Obrázek 17. 1. zalomení klikového hřídele s přidanou hmotností rotačního podílu ojnice

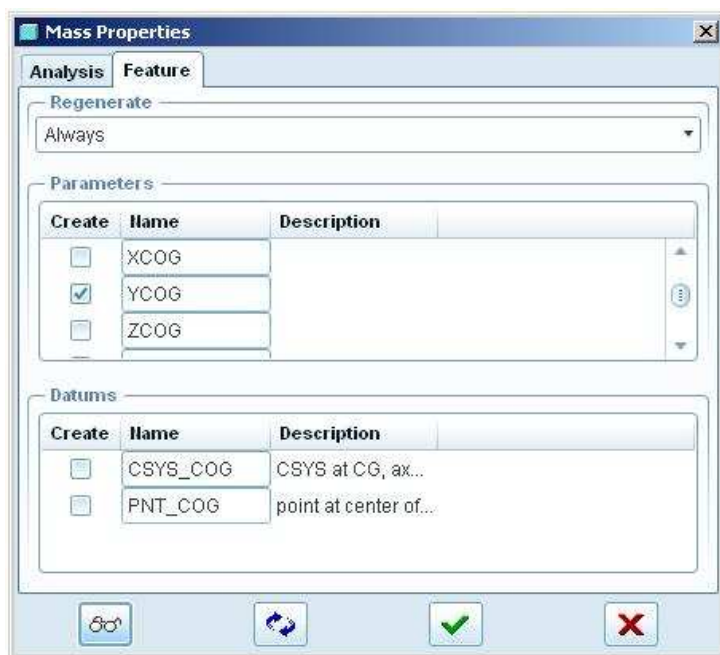


V okně MASS PROPERTIES lze zjistit, že těžiště je od osy rotace vychýleno v souřadnici Y o hodnotu 9,3 mm. Tuto souřadnici musí mít nulovou hodnotu, aby byla dodržena podmínka č. 2.



Obrázek 18. MASS PROPERTIES

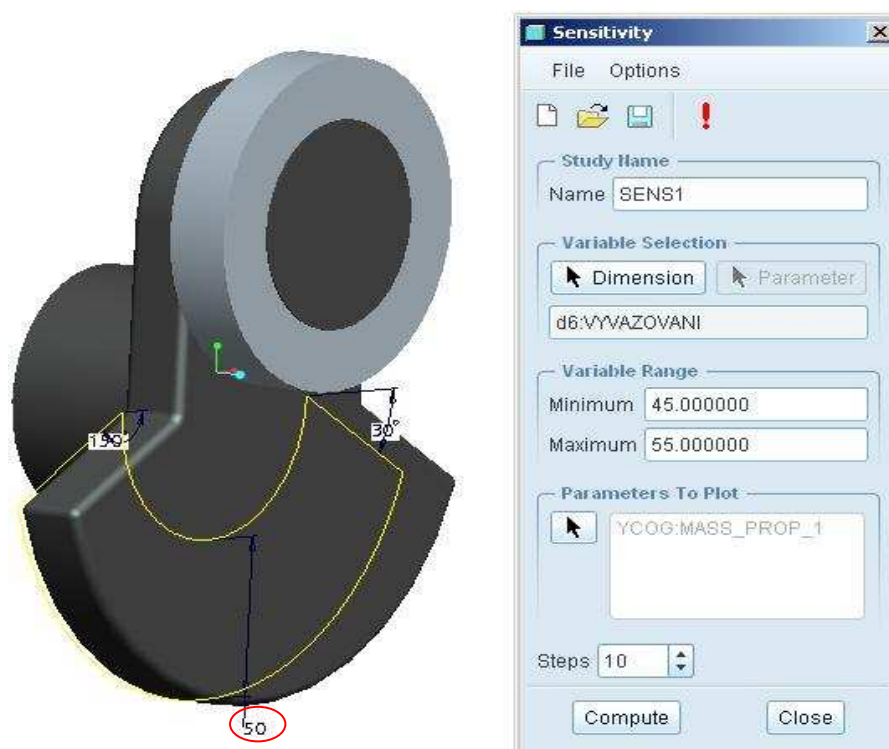
V záložce feature je nutné zaškrtnout pouze ypsilonovou souřadnici, ve které se následně provede redukce rozměru tak, aby byla hodnota rovna nule.



Obrázek 19. MASS PROPERTIES záložka Feature

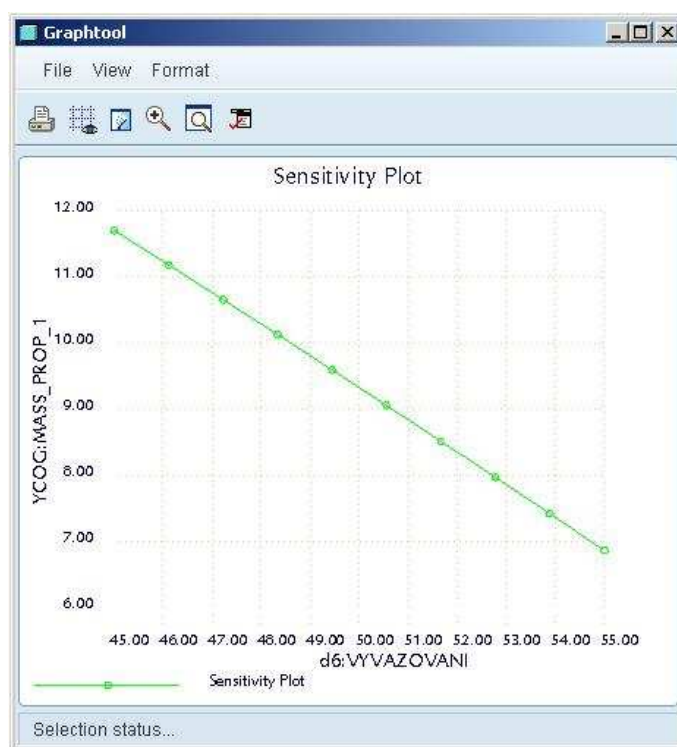


Pro získání rozmezí hodnot, kde se těžiště nachází, byla použita funkce SENSITIVITY OPTIMALIZATION ze záložky ANALYSIS. Tato funkce je ryze informativní a její použití napomůže ke zjištění, jaký objem upravit a zda je třeba hmotu z ramene ubrat či naopak přidat. Po označení tlačítka DIMENSION je třeba vybrat kótu, jejíž rozměr se má měnit v závislosti na poloze těžiště. Do okna PARAMETERS TO PLOT se přiřadí zadaná ypsilonová souřadnice z MASS PROPERTIES. Minimum a maximum udává rozmezí hodnot, ve kterém bude vyšetřována poloha těžiště.



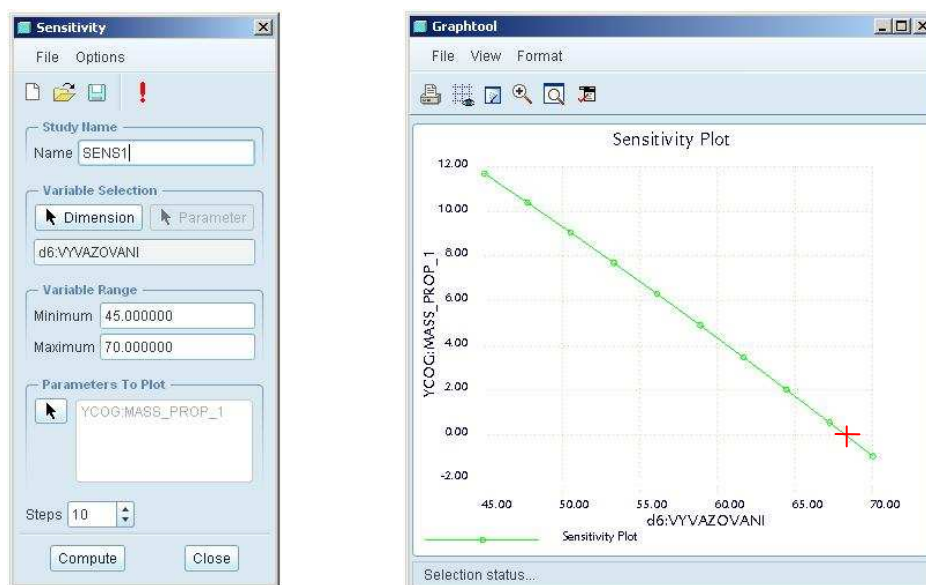
Obrázek 20. Sensitivity optimization

Výsledek tohoto testu se zobrazí ve výsledném grafu na obrázku 21. Na ose Y je znázorněna poloha těžiště. Na ose X jsou testované hodnoty, ve kterých se poloha těžiště vyšetřuje.



Obrázek 21. Graf znázorňující polohu těžiště

Z výsledku je patrné, že ani v jedné z hodnot ze zadaného rozmezí se těžiště nedostalo na nulovou hodnotu. Nyní je tedy nutné upravit rozmezí hodnot. Graf má klesající tendenci, a proto lze předpokládat, že výsledná hodnota bude vyšší než 60 mm.

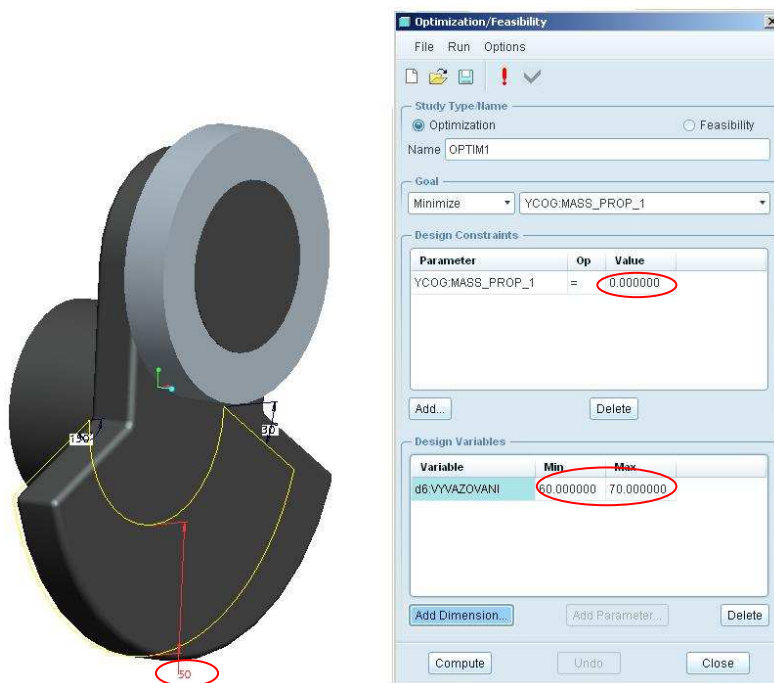


Obrázek 22. Výsledek po změně rozmezí hodnot



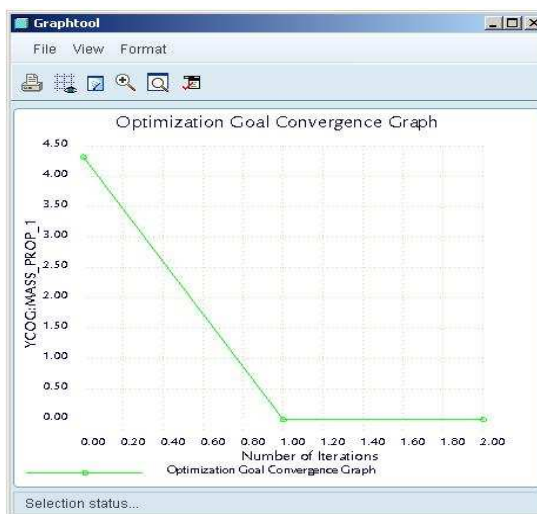
Na obrázku 22. je výsledek po změně rozmezí hodnot. Maximální hodnota byla zvýšena na 70 mm. Křivka protíná nulovou hodnotu mezi 60 a 70 mm. Nyní bylo možné přistoupit k samotnému vyvážení.

K tomu byla použita funkce FEASIBILITY OPTIMALIZATION ze záložky ANALYSIS. Tato funkce provede samotné vyvážení. Nastavení parametrů je obdobné, jako v předchozím testu. Důležité je nastavit nulovou hodnotu ypsilonové souřadnice a minimální a maximální hodnotu.



Obrázek 23.FEASIBILITY OPTIMALIZATION

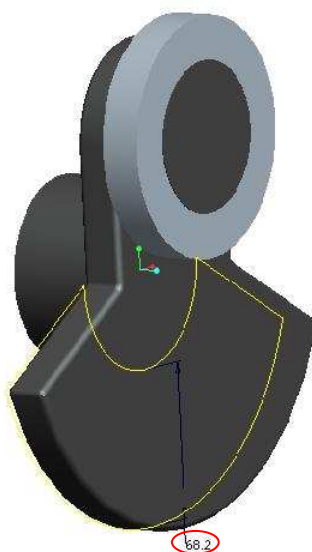
Výsledek se opět zobrazí na grafu. Na ose Y je znázorněna poloha těžiště. Na ose X je počet iterací (kroků), ve kterých se vyvažování provedlo.



Obrázek 24. Výsledný graf vyvažování

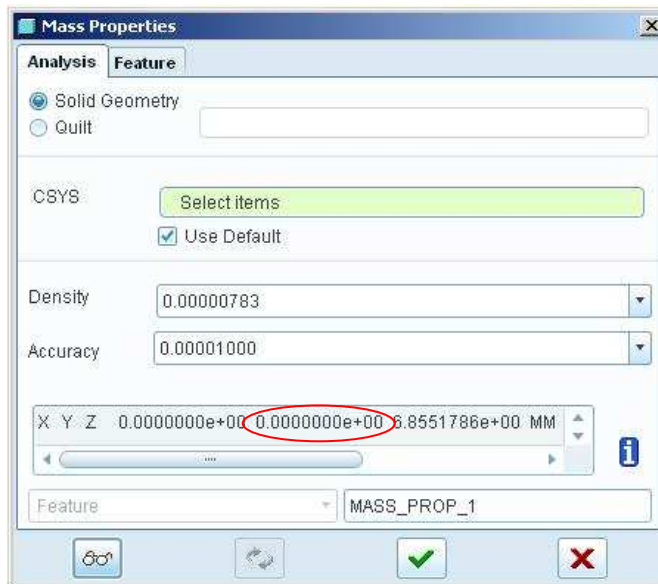


Po potvrzení analýzy je její výsledek patrný na změně rozměru a tvaru vývažku.



Obrázek 25. Změna rozměru

Další kontrolou výsledku a úspěšnosti vyvážení je opět funkce MASS PROPERTIES. Nulová hodnota ypsilonové souřadnice dokazuje úplné vyvážení.



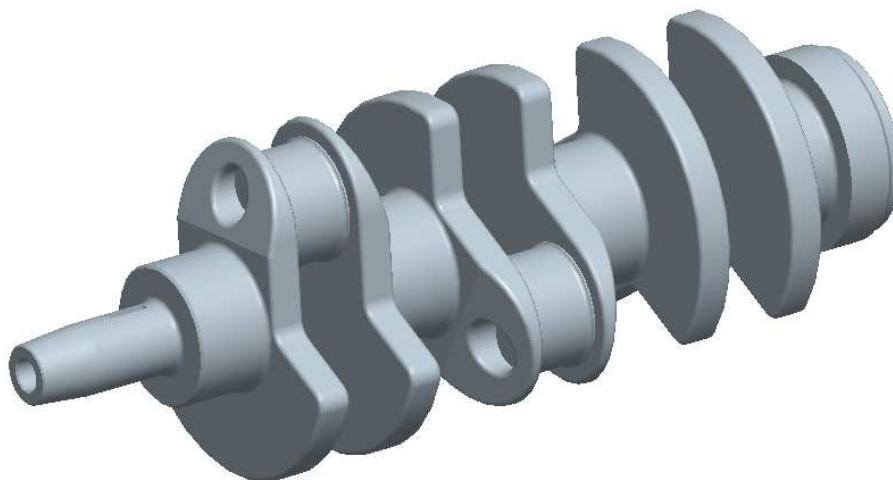
Obrázek 26. Nulová hodnota ypsilonové souřadnice

Tento postup vyvažování byl proveden na vzorovém zalomení klikové hřídele. Protože jsem byl omezen maximální hodnotou průměru 98 mm, nestačila pouhá změna rozmezí minimální a maximální hodnoty rozmezí vyvažovací analýzy. Abych se vešel do maximální hodnoty průměru, bylo zapotřebí různých úprav objemu ramene klikové hřídele. Konečný tvar, rozměry a hmotnosti jsou zobrazeny na následujících obrázcích.

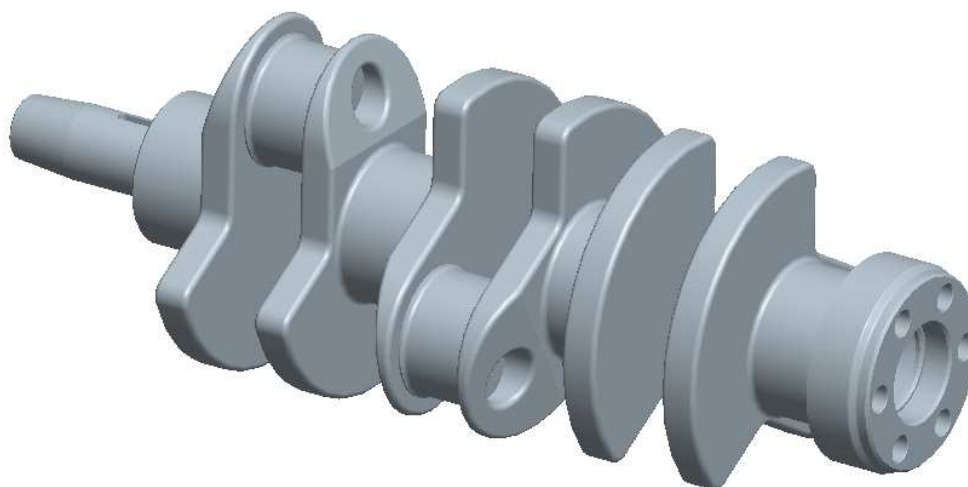


3.2 VÝSLEDNÉ MODELY KLIKOVÝCH HŘÍDELŮ

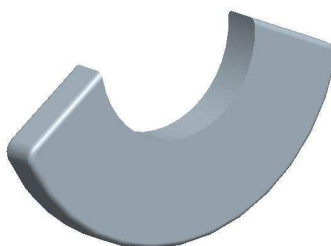
3.2.1 KLIKOVÝ HŘÍDEL SE SILOVÝM VYVÁŽENÍM



Obrázek 27. Kliková hřídel se silovým vyvážením



Obrázek 28. Kliková hřídel se silovým vyvážením



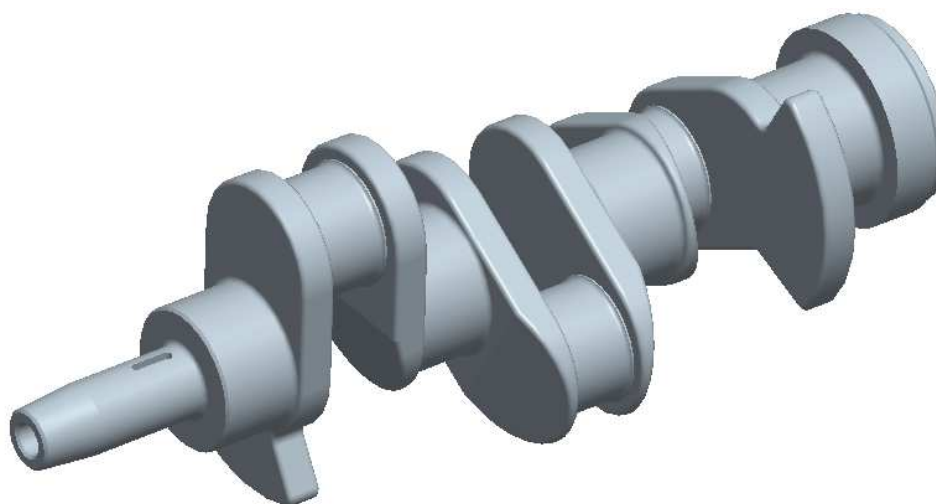
Obrázek 29. Výsledný tvar vývažku



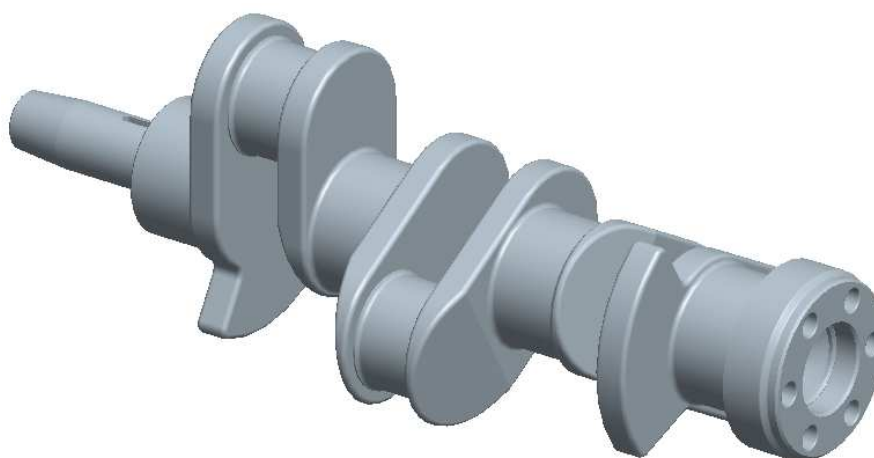
CELKOVÁ HMOTNOST	31,094 kg
CELKOVÁ DÉLKA	551 mm
DÉLKA RAMENE	60 mm
ŠÍŘKA ZALOMENÍ	20 mm
Ø OJNÍČNÍHO ČEPU	66 mm
Ø KLIKOVÉHO ČEPU	80 mm
Ø VÝVAŽKU	96,4 mm
HMOTNOST VÝVAŽKU	1,547 kg

Tabulka 2. Parametry klikového hřídele se silovým vyvážením

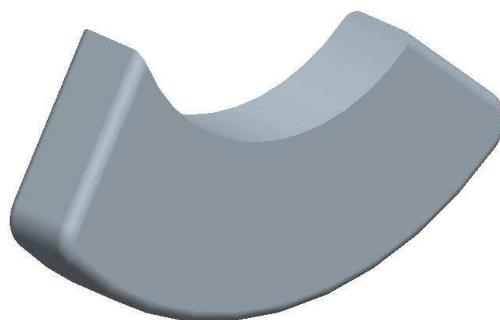
3.2.2 KLIKOVÝ HŘÍDEL S MOMENTOVÝM VYVÁŽENÍM



Obrázek 30. Klikový hřídel s momentovým vyvážením



Obrázek 31. Klikový hřídel s momentovým vyvážením

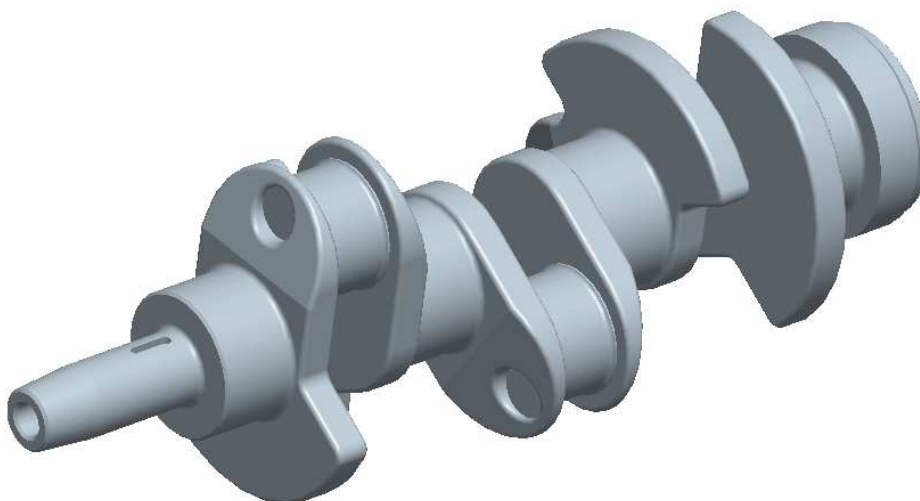


Obrázek 32. Výsledný tvar vývažku

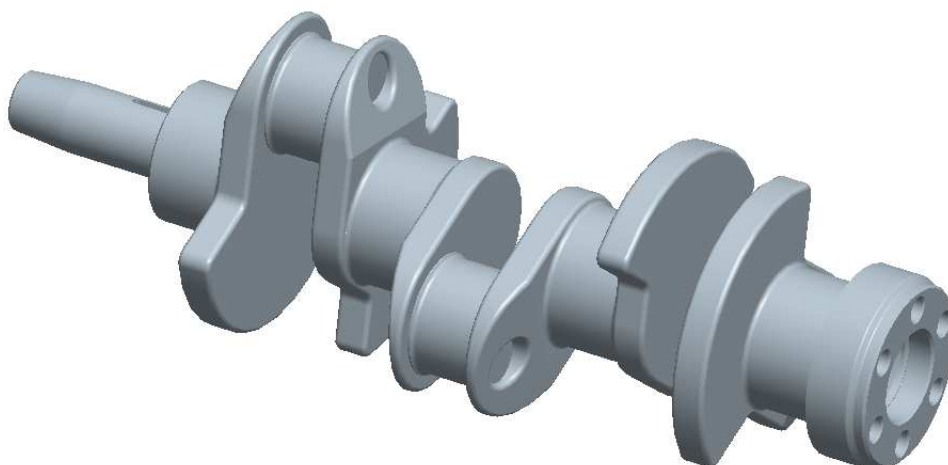
CELKOVÁ HMOTNOST	26,5 kg
CELKOVÁ DÉLKA	551 mm
DÉLKA RAMENE	60 mm
ŠÍŘKA ZALOMENÍ	20 mm
Ø OJNÍČNÍHO ČEPU	66 mm
Ø KLIKOVÉHO ČEPU	80 mm
Ø VÝVAŽKU	84,8 mm
HMOTNOST VÝVAŽKU	0,725 kg

Tabulka 3. Parametry klikového hřídele s momentovým vyvážením

3.2.3 KLIKOVÝ HŘÍDEL S VYVÁŽENÍM DLE SCHNUEERLEHO



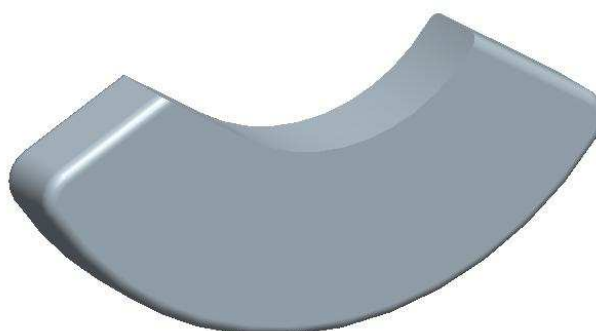
Obrázek 33. Klikový hřídel s vyvážením dle Schnuerleho



Obrázek 34. Klikový hřídel s vyvážením dle Schnuerleho



Obrázek 35. Konečný tvar vývažku na 1. a 6. zalomení



Obrázek 36. Konečný tvar vývažku na 2. a 5. zalomení



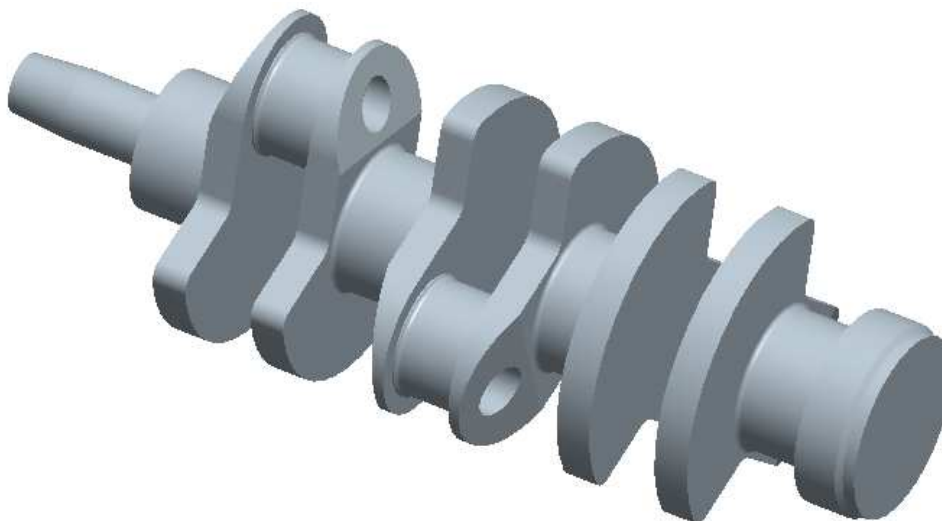
CELKOVÁ HMOTNOST	28,13 kg
CELKOVÁ DÉLKA	551 mm
DÉLKA RAMENE	60 mm
ŠÍŘKA ZALOMENÍ	20 mm
Ø OJNÍČNÍHO ČEPU	66 mm
Ø KLIKOVÉHO ČEPU	80 mm
Ø VÝVAŽKU	86,6 mm
HMOTNOST VÝVAŽKU NA 1. A 6. ZALOMENÍ	1,185 kg
HMOTNOST VÝVAŽKU NA 2. A 5. ZALOMENÍ	0,974 kg

Tabulka 4. Parametry klikového hřídele s vyvážením dle Schnuerleho



4 MKP MODEL PRO MODÁLNÍ ANALÝZU

Před samotnou tvorbou MKP modelu v programu ANSYS musí být nejprve upravena geometrie modelů v Pro/Engineer. Je potřeba odstranit, pro modální analýzu zbytečné, rádiusy a objemy, které by prodlužovali dobu výpočtu a na výsledek by měli minimální vliv. Ukázka takto upraveného modelu je na obrázku 37.



Obrázek 37. Upravený model klikového hřídele pro práci v programu ANSYS

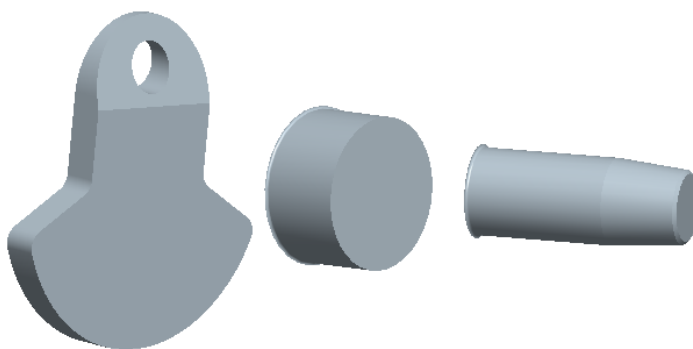
Jak je vidět na obrázku 37., byly odstraněny díry na přírubě setrvačníku a volném konci hřídele a dále rádiusy po obvodu zalomení a děr snižujících hmotnost hřídele. Naopak musí být zachovány rádiusy na přechodech mezi klikovými a ojnicními čepy a zalomením, protože v těchto místech se koncentruje napětí.

4.1 DĚLENÍ NA OBJEMY

Pro účely tvorby elementární sítě je model klikové hřídele rozdělen na objemy, a to jednak z důvodů použití rozdílné sítě v čepích a v ramenech klikového hřídele, tak i z důvodů samotného meshování, protože velké objemy složitého tvaru způsobují problémy. V průběhu práce s ANSYSEM se osvědčilo, že na čím více menších objemů je hřídel rozdělena, tím méně problémů vznikne při samotném síťování součásti.

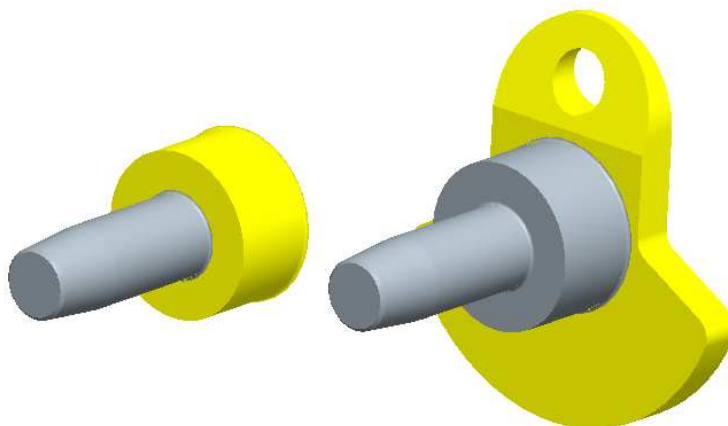
4.1.1 DĚLENÍ OBJEMŮ V PROGRAMU PRO/ENGINEER

Z důvodů mé malé zkušenosti s touto problematikou byů nejprve využit k dělení na objemy program Pro/Engineer. Na jednotlivé objemy byla hřídel rozdělena pomocí několika pracovních rovin.



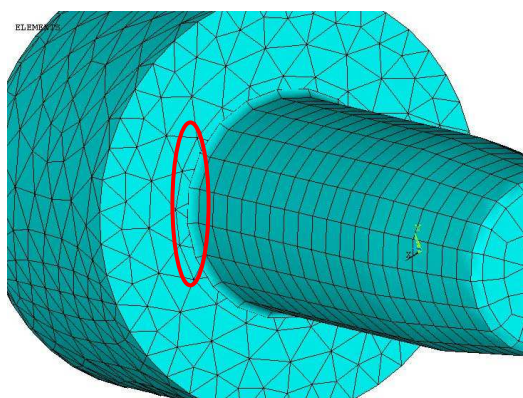
Obrázek 38. Části klikového hřídele

Následně jsou tyto jednotlivé objemy (part) složeny v programu Pro/Engineer jako sestava (assembly).



Obrázek 39. Sestavování objemů

Problém s takto sestaveným klikovým hřídelem nastane při tvorbě elementární sítě, kdy spojené objemy netvoří jeden kompaktní celek a nedojde tak k propojení sítě v celém objemu klikového hřídele, jak je vidět na obrázku 40.



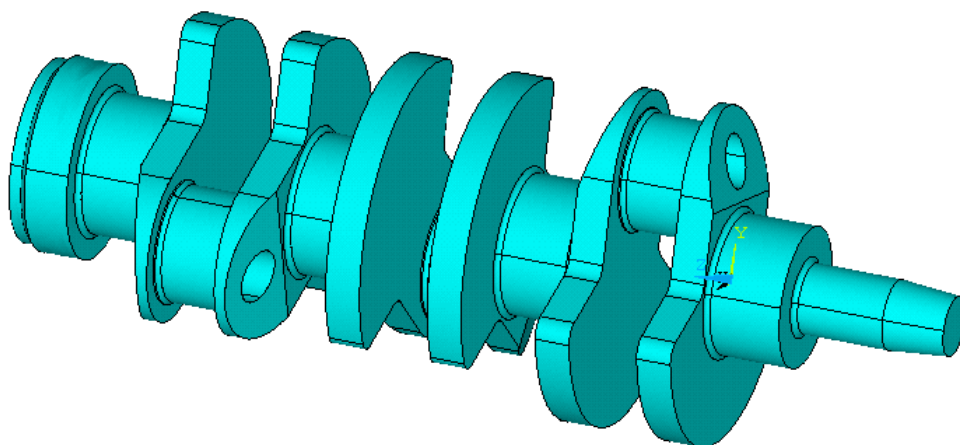
Obrázek 40. Nesprávné propojení sítě



Tento postup přípravy modelu pro práci v programu ANSYS tedy nedoporučuji. Mnohem efektivnější je dělení na objemy přímo v prostředí programu ANSYS.

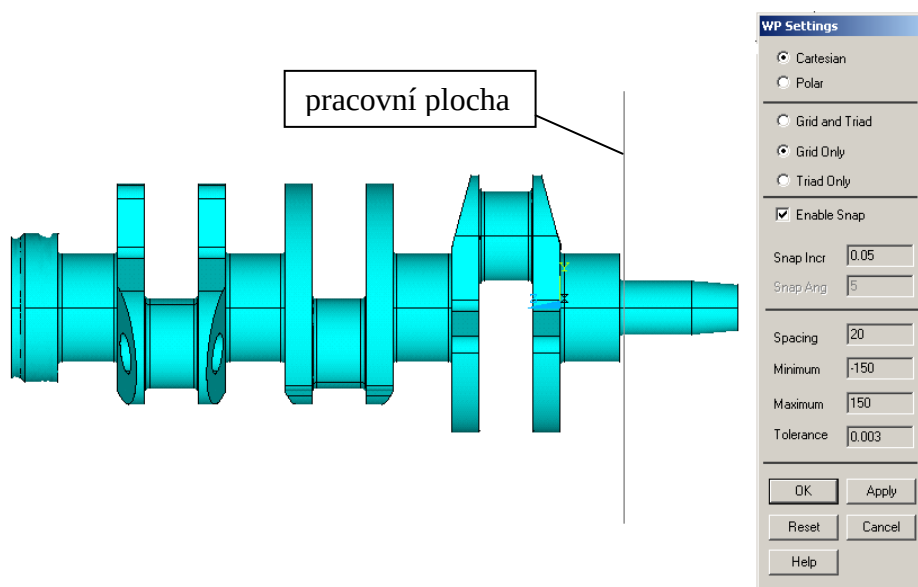
4.1.2 DĚLENÍ NA OBJEMY V PROGRAMU ANSYS

Programy Pro/Engineer a ANSYS jsou plně kompatibilní, proto byl pro převod součásti využit komunikační panel v liště programu Pro/Engineer a jeho funkce ANSYSGeom, která automaticky spustí program ANSYS a umožňuje okamžitě pracovat s modelem. Zároveň se do předem nastavené pracovní složky uloží soubor ve formátu *.anf*.



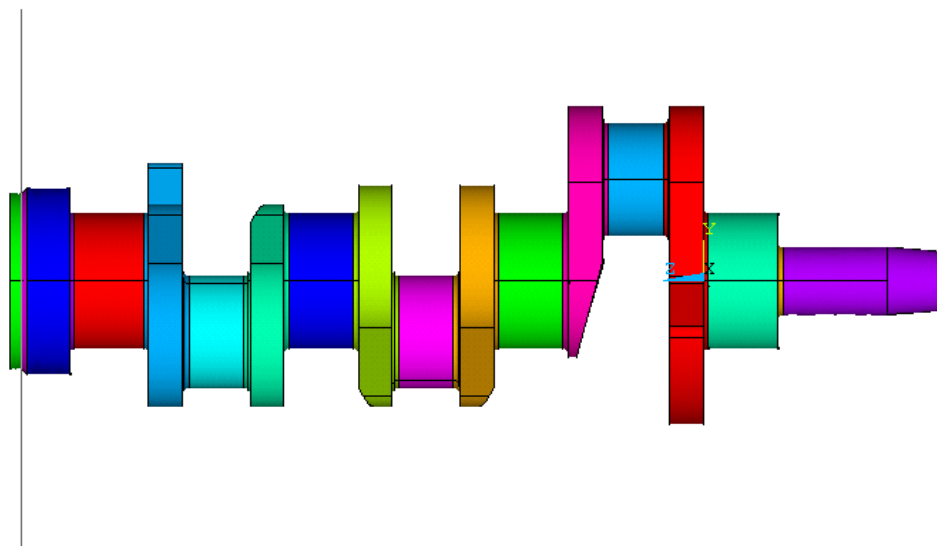
Obrázek 41. Převedený model v programu ANSYS

Nejprve je třeba zobrazit pracovní plochu (*WorkPlane*) a pro lepší orientaci nastavit její parametry. Pracovní plocha se zobrazí zaškrtnutím funkce *Display Working Plane* v záložce *WorkPlane* na hlavní liště. Parametry pracovní plochy se nastavují ve *WP Settings*.



Obrázek 42. WP Settings

Pracovní plocha se nastavuje do požadované polohy snadno funkcí *Offset WP to Keypoints* ze záložky *WorkPlane*. Polohování pracovní plochy tedy probíhá pomocí označení vybraného keypointu na požadované pozici, kde chceme mít pracovní plochu umístěnou. Pro samotné dělení modelu klikového hřídele na jednotlivé objemy je použita funkce *Divide Volume by Work Plane* (*Preprocessor* → *Modeling* → *Operate* → *Booleans* → *Divide* → *Volume by WrkPlane*). Takto rozdělený model, jako na obrázku 43., je připraven k síťování.

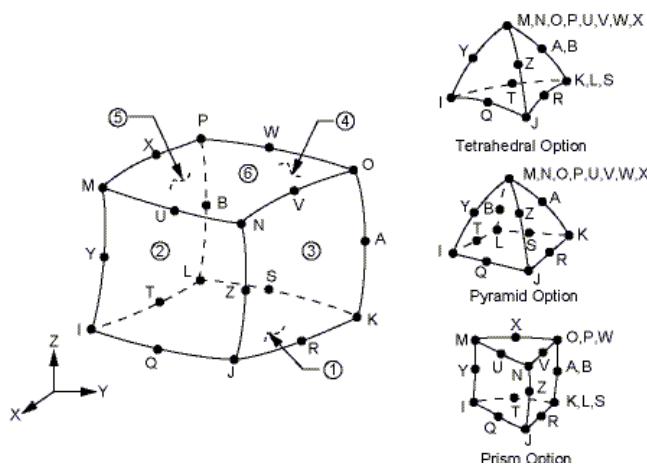


Obrázek 43. Rozdělení objemů pomocí pracovní plochy

4.2 SÍŤOVÁNÍ MODELU KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Před tím, než se přikročí k síťování, je třeba nastavit typ elementů (*Preprocessor* → *Element Type* → *Add / Edit / Delete*).

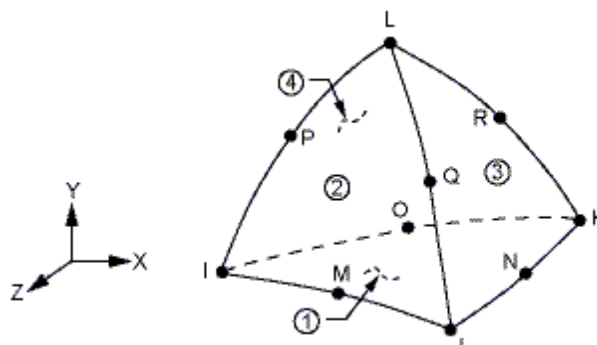
Na síťování hlavních klikových čepů, ojnicích čepů, příruby setrvačníku a volného konce klikového hřídele byl zvolen typ elementu SOLID 95. Tento prvek je vhodný pro síťování pravidelných tvarů bez velké ztráty přesnosti. [6]



Obrázek 44. Typ elementu SOLID 95 a jeho možné deformace [6]



Na ramena klikového hřídele byl zvolen typ elementu SOLID 92. Tento typ elementu je vhodný pro nepravidelné sítě. [6]



Obrázek 45. Typ elementu SOLID 92 [6]

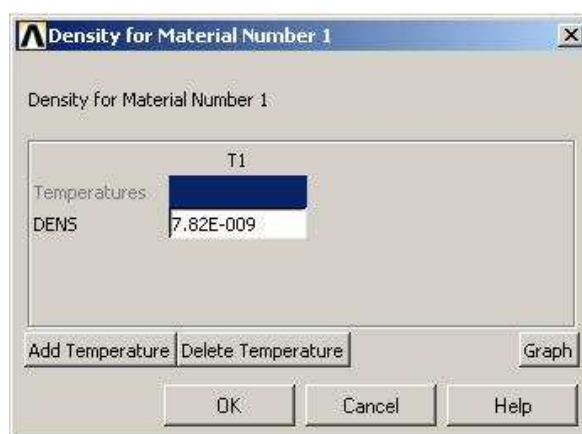
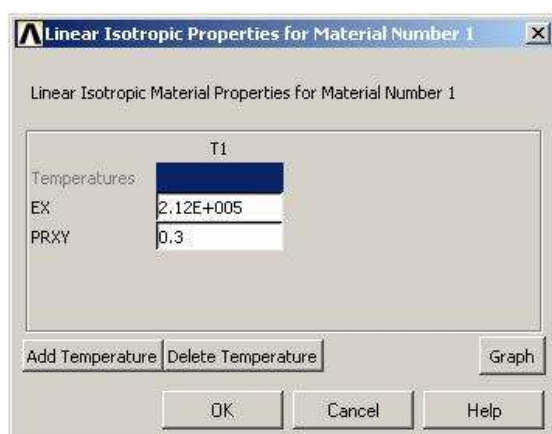
Pro následnou modální analýzu jsou podstatné materiálové vlastnosti klikového hřídele. Základní vlastnosti materiálu pro prvky SOLID 95 a SOLID 92 se v prostředí programu ANSYS volí Youngův modul pružnosti, Poissonova konstanta (*Material Props* → *Material Models* → *Structural* → *Linear* → *Elastic* → *Isotropic*) a hustota materiálu (*Material Props* → *Material Models* → *Density*).

Materiál byl zvolen dle ČSN 15 142 (42CrMo4), což je nízkolegovaná ušlechtilá chrom – molybdenová ocel k zušlechťování, vhodná pro vysoce namáhané strojní díly. V kaleném stavu dobře odolává opotřebení.

Youngův modul pružnosti: $E = 2,12 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

Poissonova konstanta: $\mu = 0,3$

Hustota: $\rho = 7820 \text{ kg/m}^3$

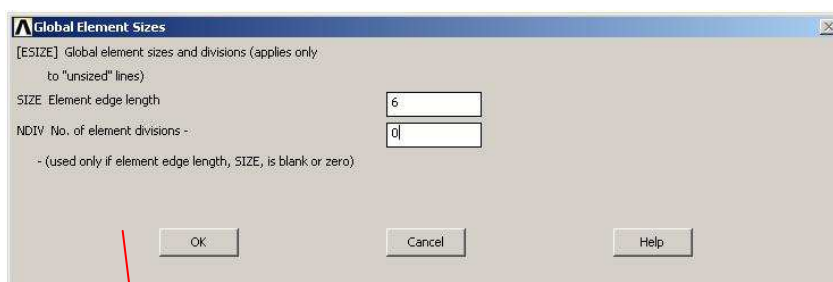


Obrázek 46. Vlastnosti materiálu

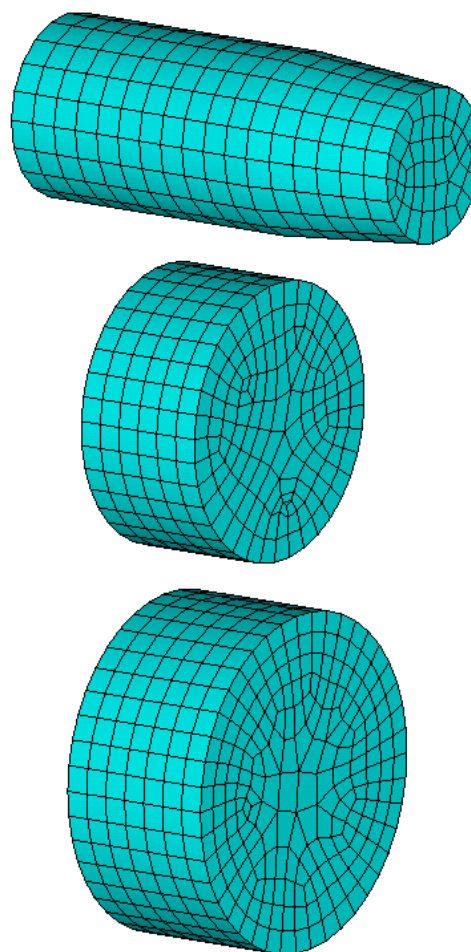
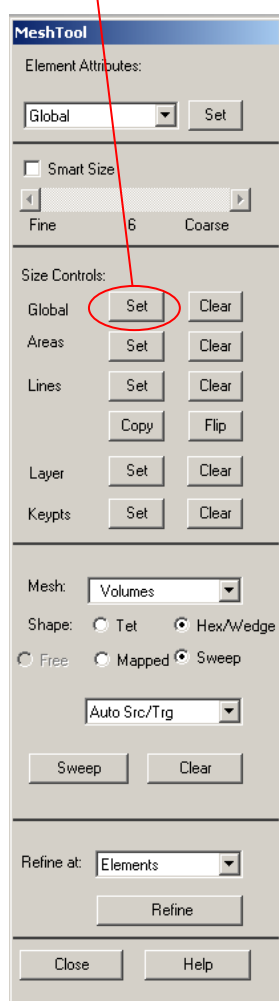
4.2.1 VYTVOŘENÍ SÍTĚ ČEPŮ, PŘÍRUBY SETRVAČNÍKU A VOLNÉHO KONCE

Zejména u ojnicích a hlavních klikových čepů je kvůli výsledkům modální analýzy třeba pravidelná síť. Proto je na tyto prvky použita hexahedrální sweepovaná síť s použitím konečno – prvkového elementu SOLID 95. Velikost elementu je zvolena na 6 mm.

(Preprocessor → Meshing → MeshTool).



Obrázek 47. Nastavení velikosti elementu



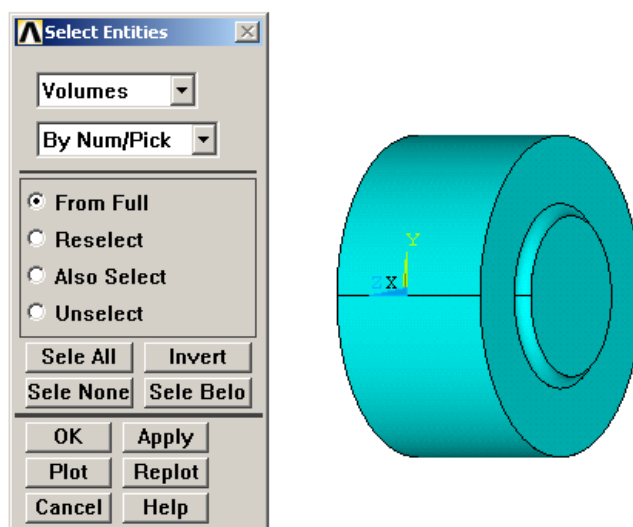
Obrázek 48. Vytvoření sítě v čepch a volném konci hřídele



Záměrně zde není uveden objem, který tvoří přírubu setrvačníku, protože se u něj vyskytl problém se sítováním. Tento samý problém se vyskytl také u prvního hlavního klikového čepu mezi koncem a prvním zalomením klikového hřídele. Po konzultaci jsem zjistil, že přechod mezi objemy, tedy rádius mezi hlavním čepem a volným koncem a mezi hlavním čepem a přírubou setrvačníku zabraňuje vytvoření propojené sítě elementů.

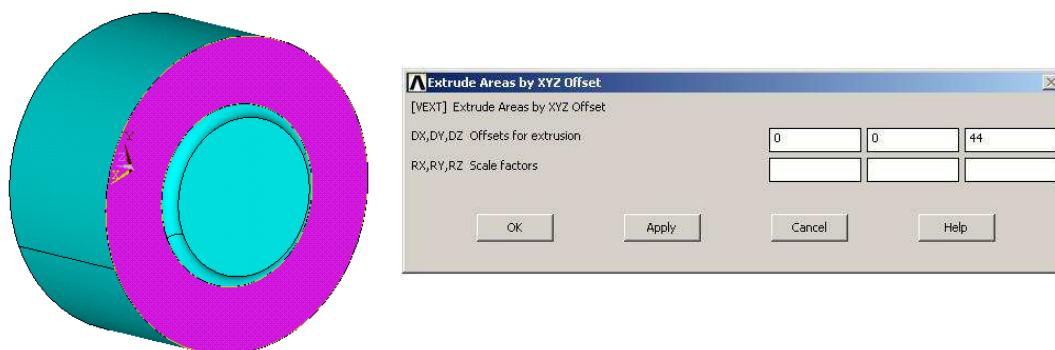
4.2.2 ÚPRAVA OBJEMŮ PŘÍRUBY SETRVAČNÍKU A HLAVNÍHO ČEPU

K usnadnění práce s problémovým objemem pomůže jeho vyselektování. Přes funkci *Select Entities* ze záložky *Select* na hlavní liště.



Obrázek 49. *Select Entities* + vyselektovaný objem

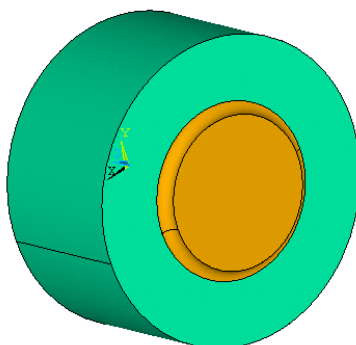
K řešení byla použita funkce *Extrude Areas By XYZ Offset* (*Preprocessor* → *Modeling* → *Operate* → *Extrude* → *Areas* → *By XYZ Offset*). Tato funkce vytvoří z označené plochy vytažením o zadanou vzdálenost nový objem.



Obrázek 50. Označená plocha k vytažení objemu a zadaná hodnota



Takto vytvořený objem je třeba oddělit od stávajícího funkcí *Partition Volumes* (*Preprocessor* → *Modeling* → *Operate* → *Booleans* → *Partition* → *Volumes*).

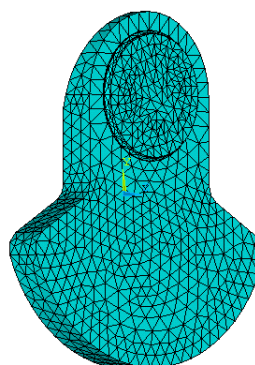
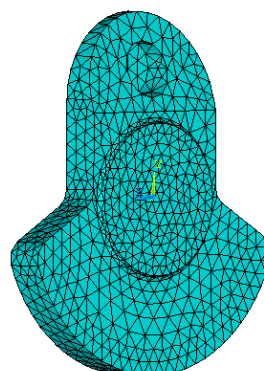
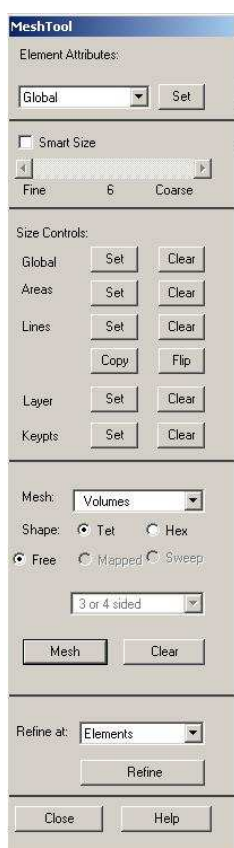


Obrázek 51. Rozdělený objem hlavního čepu

Stejným způsobem jsem postupoval i u příruby setrvačníku. Nyní už nebyl problém vysítovat kompletní objem.

4.2.3 SÍŤOVÁNÍ RAMEN KLIKOVÉHO HŘÍDELE

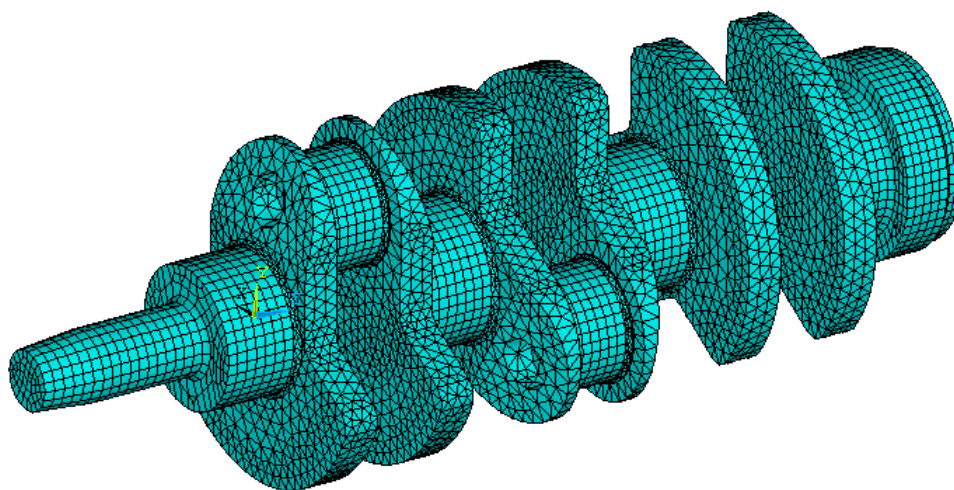
Na síť ramen hřídele je použit prvek typu SOLID 92, který tvoří tetrahedrální free síť. Velikost elementu je zvolena na 8 mm.



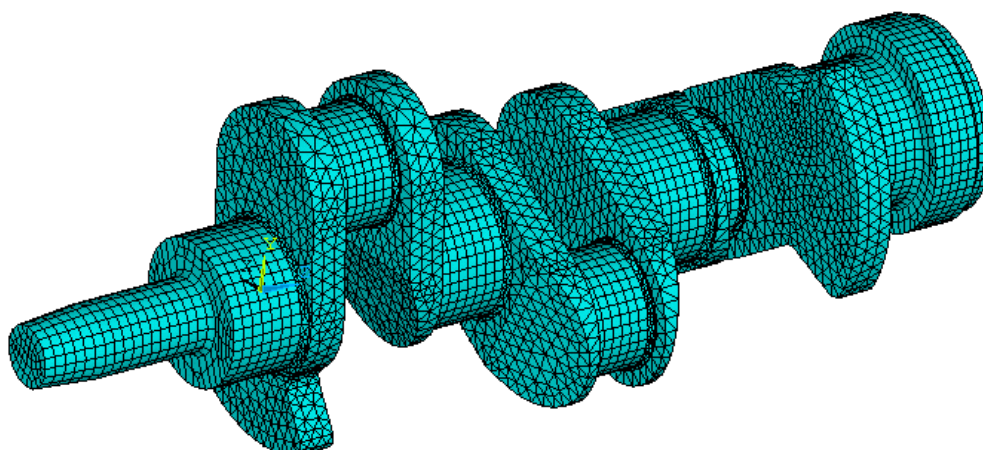
Obrázek 52. Vytvoření sítě ramen



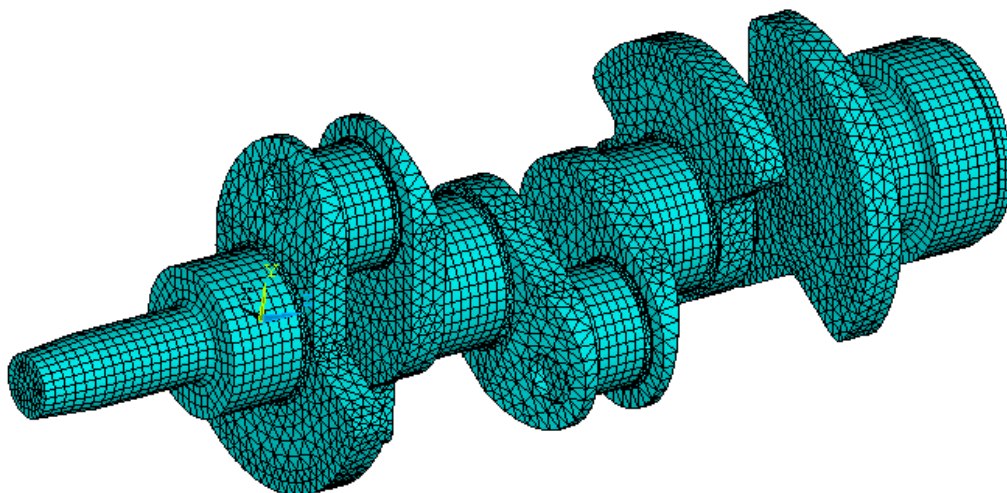
4.2.4 VYSÍŤOVANÉ MODELY KLIKOVÝCH HŘÍDELŮ



Obrázek 53. Vysíťovaný model klikového hřídele se silovým vyvážením



Obrázek 54. Vysíťovaný model klikového hřídele s momentovým vyvážením



Obrázek 55. Vysíťovaný model klikového hřídele s vyvážením dle Schnuerleho



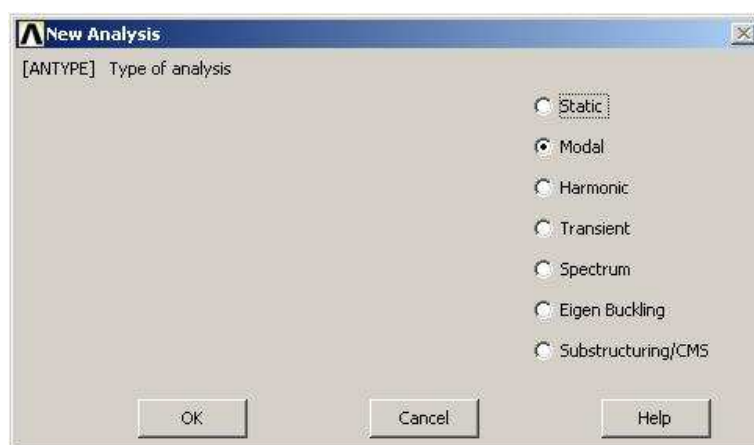
5 MODÁLNÍ ANALÝZA

Provedením tzv. modální zkoušky jsme schopni získat modální parametry systému a na tomto základě řešit mnohé problémy vyvolané strukturálními vibracemi. Problémy strukturních vibrací představují významné riziko a omezení při návrhu širokého rozsahu strojírenských produktů. Mohou být příčinou porušení strukturální integrity (např. ulomení turbínové lopatky), neb mohou snižovat výkon strojního zařízení. Nadměrné vibrace vždy způsobují minimálně nadměrnou hlučnost a nepohodlí při provozu.

Modální analýza se aplikuje ke zjištění modálních parametrů (vlastních frekvencí, vlastních tvarů, příp. modálního tlumení) bez návaznosti na teoretický model. Tak lze např. zjistit, zda je nadměrné kmitání za provozu způsobeno rezoncí a jak vypadá vybuzený vlastní tvar. Dále jsou modální parametry zjišťovány s cílem srovnat experimentálně získaná data s odpovídajícími daty získanými pomocí MKP nebo jiné teoretické metody. Cílem je zde ověření teoretického modelu před dalšími výpočty, např. odezev na různá zatížení. [5]

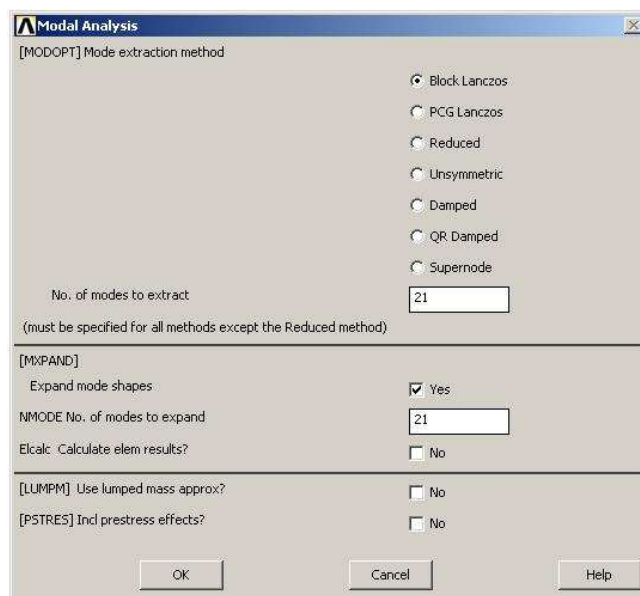
5.1 NASTAVENÍ PARAMETRŮ MODÁLNÍ ANALÝZY

Pro výpočet modální analýzy byl zvolen program ANSYS. Před výpočtem vlastních frekvencí je nejprve třeba zvolit typ analýzy.



Obrázek 56. Volba typu analýzy

Dalším krokem je nastavení počtu vlastních frekvencí. V tomto případě je nastaveno 21 hodnot. To znamená 21 vlastních frekvencí.

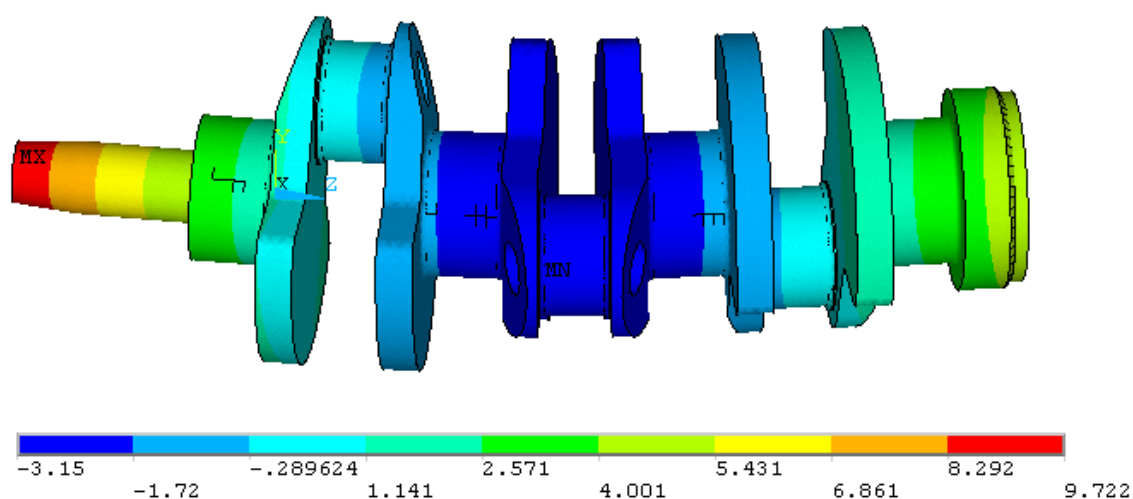


Obrázek 57. Nastavení počtu vlastních frekvencí

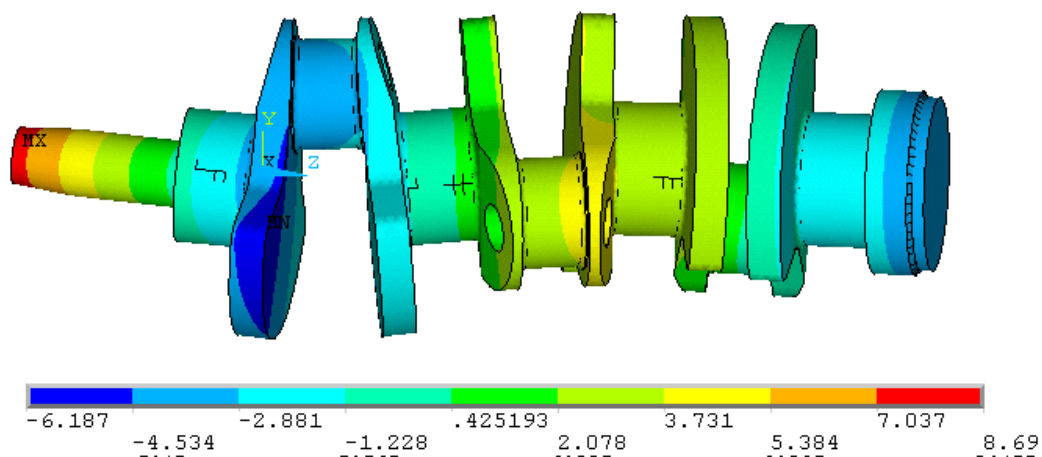
5.2 VÝSLEDKY MODÁLNÍ ANALÝZY

Těleso má v prostoru šest stupňů volnosti, a proto je prvních 6 hodnot nulových. Výsledkem analýzy je tedy 15 nenulových hodnot vlastních frekvencí. V každé z těchto hodnot má model klikového hřídele svůj charakteristický tvar, který je doplněný barevnou škálou. Ta znázorňuje maximum a minimum hodnot posuvů částí modelu v dané frekvenci. Na stupnici je k dané barvě přiřazena číselná hodnota.

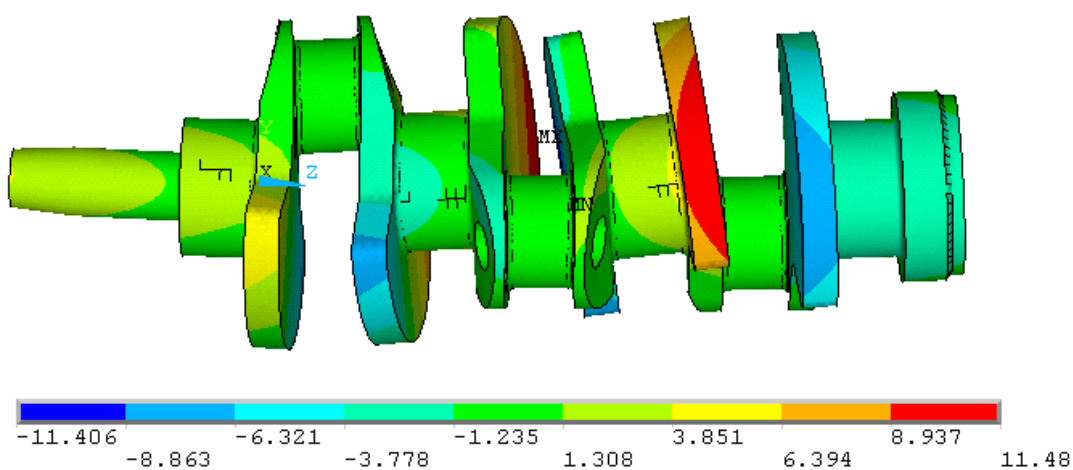
5.2.1 DEFORMACE KLIKOVÉHO HŘÍDELE SE SILOVÝM VYVÁŽENÍM



Obrázek 58. Vlastní tvar hřídele při frekvenci 407.29 Hz



Obrázek 59. Vlastní tvar hřídele při frekvenci 970.44 Hz

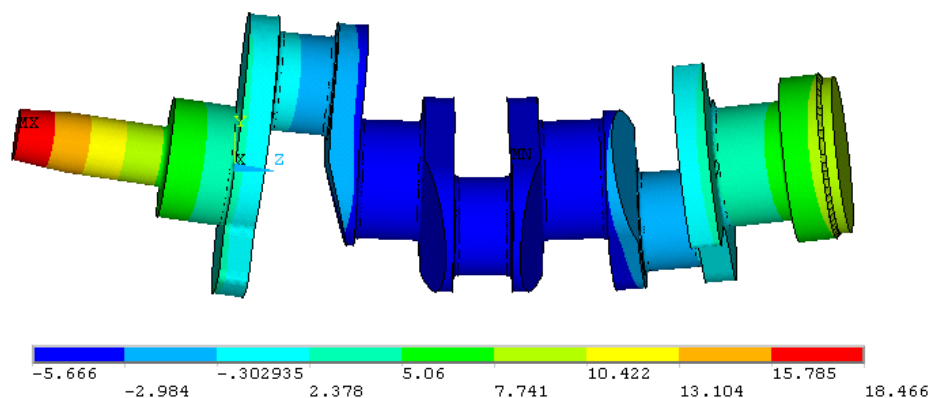


Obrázek 60. Vlastní tvar hřídele při frekvenci 1719.9 Hz

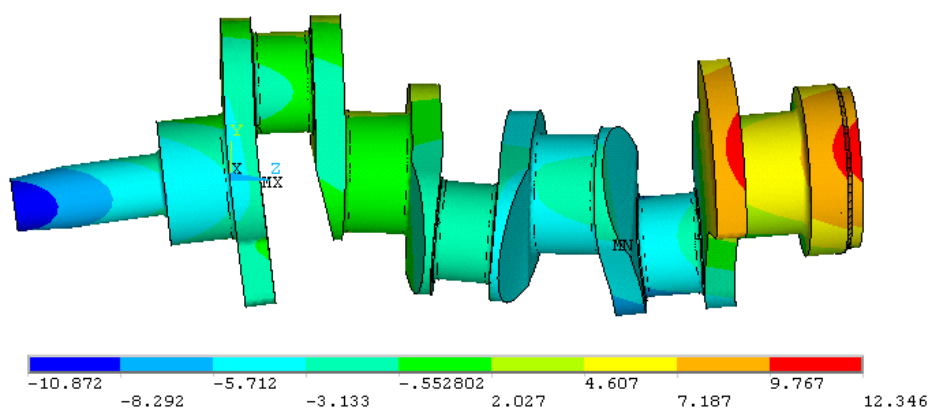
	VLASTNÍ FREKVENCE
1	407.29 Hz
2	457.09 Hz
3	667.59 Hz
4	930.40 Hz
5	970.44 Hz
6	1297.0 Hz
7	1424.1 Hz
8	1534.7 Hz
9	1719.9 Hz
10	2540.5 Hz
11	2571.4 Hz
12	2689.3 Hz
13	2782.1 Hz
14	2914.2 Hz
15	3098.0 Hz

Tabulka 5. Tabulka hodnot vlastních frekvencí pro KH se silovým vyvážením

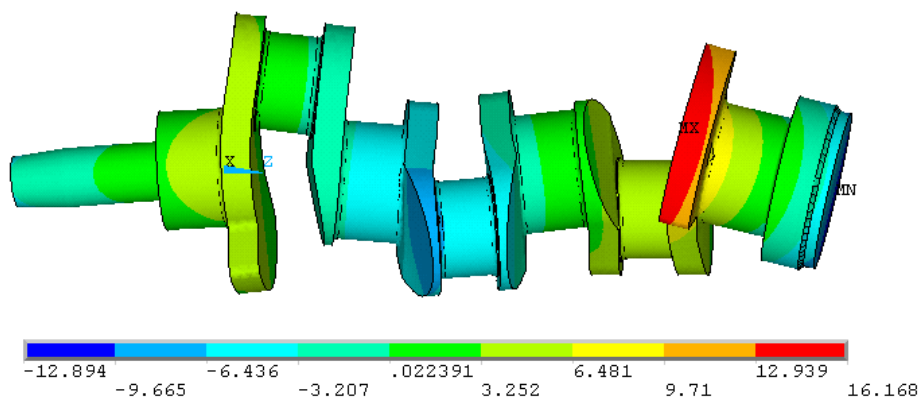
5.2.2 DEFORMACE KLIKOVÉHO HŘÍDELE SE SILOVÝM VYVÁŽENÍM



Obrázek 61. Vlastní tvar hřídele při frekvenci 424.52 Hz



Obrázek 62. Vlastní tvar hřídele při frekvenci 964.34 Hz

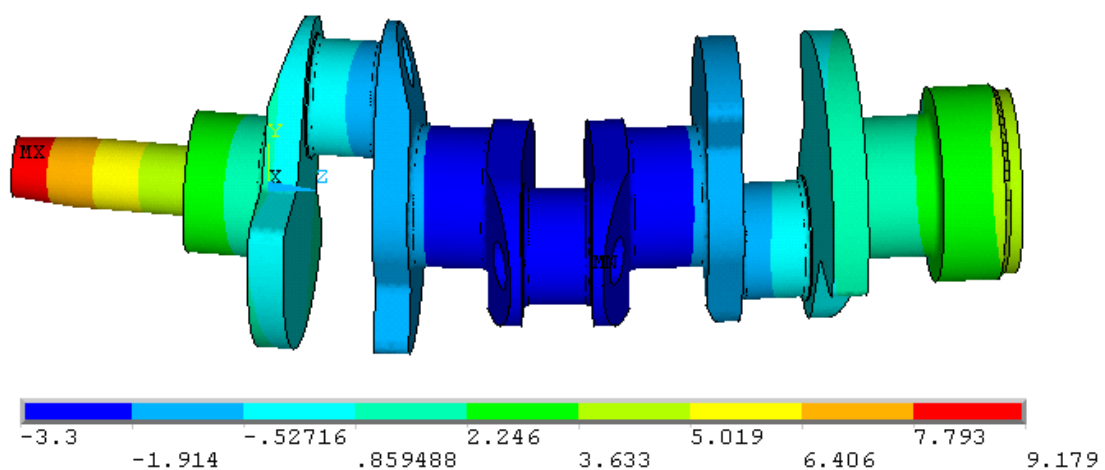


Obrázek 63. Vlastní tvar hřídele při frekvenci 1552.3 Hz

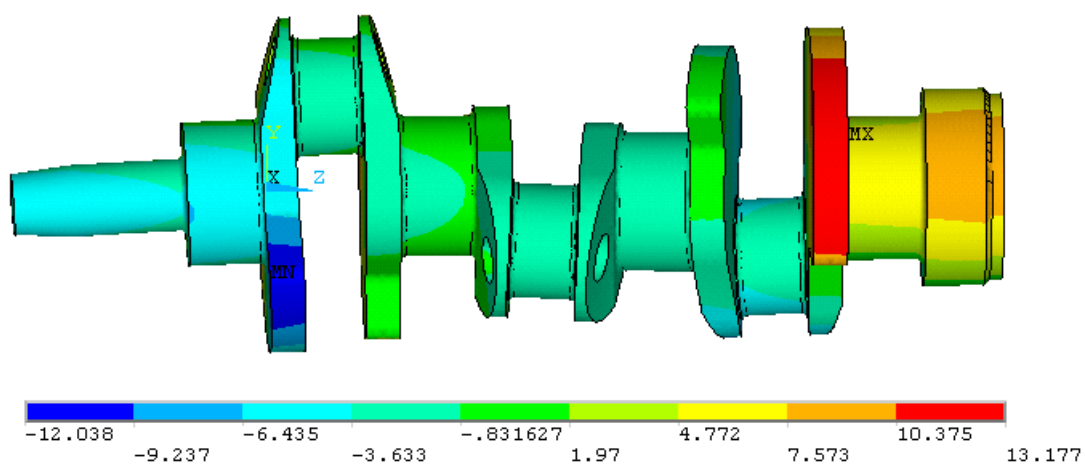
	VLASTNÍ FREKVENCE
1	381.09 Hz
2	424.52 Hz
3	636.69 Hz
4	964.34 Hz
5	1005.7 Hz
6	1430.8 Hz
7	1552.3 Hz
8	2049.6 Hz
9	2442.5 Hz
10	2754.1 Hz
11	2921.6 Hz
12	3196.7 Hz
13	3380.8 Hz
14	3696.3 Hz
15	4069.9 Hz

Tabulka 6. Tabulka hodnot vlastních frekvencí pro KH s momentovým vyvážením

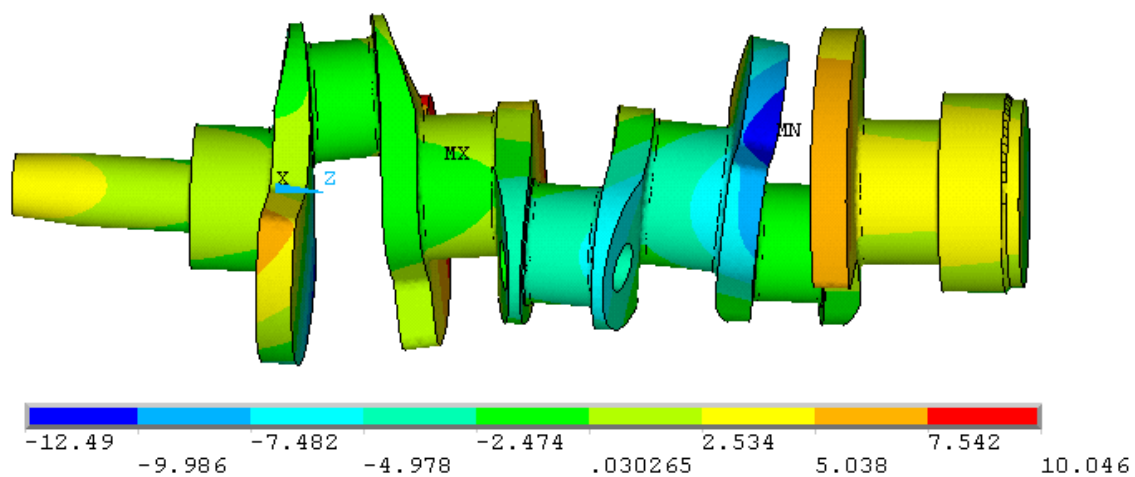
5.2.3 DEFORMACE KLIKOVÉHO HŘÍDELE S VYVÁŽENÍM DLE SCHNURLEHO



Obrázek 64. Vlastní tvar hřídele při frekvenci 428.66 Hz



Obrázek 65. Vlastní tvar hřídele při frekvenci 995.3 Hz



Obrázek 66. Vlastní tvar hřídele při frekvenci 1821.6 Hz

	VLASTNÍ FREKVENCE
1	428.66 Hz
2	464.07 Hz
3	687.79 Hz
4	995.30 Hz
5	1024.8 Hz
6	1361.9 Hz
7	1491.7 Hz
8	1821.6 Hz
9	2184.6 Hz
10	2650.5 Hz
11	2926.6 Hz
12	3116.3 Hz
13	3176.6 Hz
14	3338.9 Hz
15	3582.2 Hz

Tabulka 7. Tabulka hodnot vlastních frekvencí pro KH s vyvážením dle Schnuerleho

6 PEVNOSTNÍ ANALÝZA

Klikový hřídel je namáhán silami od tlaku plynů, které přenáší ojnice na ojnicí čep. Dalšími silami zatěžující klikový hřídel jsou síly a momenty od posuvných a rotujících částí celého klikového mechanismu. Dále hřídel namáhají síly a momenty, vznikající z torzního a ohybového kmitání klikového hřídele.

Nerovnoměrně rozdělené napětí v jednotlivých průřezích klikového hřídele je způsobeno náhlými změnami těchto průřezů, prostorovým uspořádáním ramen klikového hřídele a časovou proměnlivostí směru a velikosti zatěžujících silových účinků. Koncentrovaná napětí vyvolaná vrubovými účinky přechodu mezi čepy a rameny klikového hřídele a vyústěními mazacích kanálů výrazně zvyšují hodnoty napětí.

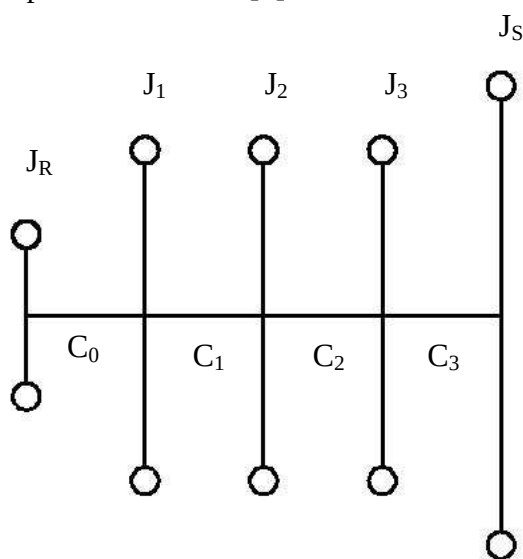
Pevnostní kontrola klikového hřídele je ve většině případů prováděna pouze na zalomení, které je nejvíce namáhané. Pro zjištění nejvíce namáhaného zalomení klikového hřídele je třeba vypočítat tuhosti a momenty setrvačnosti jednotlivých částí a zalomení klikového hřídele. [4]

6.1 VÝPOČET HODNOT VYNUCENÉHO ZATÍŽENÍ

Pro stanovení nejvíce namáhaného zalomení klikového hřídele je zapotřebí vypočítat tuhosti a momenty setrvačnosti jednotlivých částí a zalomení klikového hřídele.

6.1.1 NÁHRADNÍ TORZNÍ SOUSTAVA

Původní soustava klikového ústrojí se nahradí pomocnou, dynamicky rovnocennou soustavou, složenou z náhradních kotoučů. Tyto kotouče jsou mezi sebou spojeny válcovým hřídelem o redukovaném průměru a délce. [7]



Obrázek 67. Náhradní soustava



6.1.2 REDUKCE HMOT

Náhradní kotouč s konstantním momentem setrvačnosti musí mít takovou velikost, aby měl stejnou kinetickou energii jako příslušná část klikového ústrojí. V náhradním kotouči je soustředěna hmota zalomení s ojnici a pístem. Hmotu rozdělujeme na část rotující a část posuvnou. Při redukci se hmotnosti nejčastěji vztahují na poloměr kliky a momenty setrvačnosti na osu rotace klikového hřídele. [7]

6.1.2.1 POSUVNÁ HMOTA

Moment setrvačnosti posuvných hmot se vypočítá z posuvného podílu hmotnosti ojnice a hmotnosti pístní skupiny

$$I_{pos} = (m_{píst} + m_1) \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{\lambda^2}{8} \right) \cdot r^2 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (19)$$

m_1 [kg]... posuvný podíl hmotnosti ojnice

r [m]... poloměr zalomení klikového hřídele

$m_{píst}$ [kg]... hmotnost pístní skupiny

λ [-]... klikový poměr

6.1.2.2 ROTAČNÍ HMOTA

Moment setrvačnosti rotačních hmot se vypočítá z rotačního podílu hmotnosti ojnice.

$$I_{rot} = m_2 \cdot r^2 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (20)$$

m_2 [kg]... rotační podíl hmotnosti ojnice

6.1.2.3 MOMENT SETRVAČNOSTI JEDNOHO ZALOMENÍ

Výsledný moment setrvačnosti i-tého náhradního kotouče je dán rovnicí:

$$I_{ZAL_i} = I_{zal_i} + I_{pos} + I_{rot} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (21)$$

I_{zal_i} [kg.m²]... moment setrvačnosti i-tého zalomení

6.1.2.4 REDUKCE HMOT NA STRANĚ ŘEMENICE

Moment setrvačnosti na straně řemenice je dán vztahem:

$$I_{c_rem} = I_{rem} + I_{kl_rem} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (22)$$

I_{rem} [kg.m²]... moment setrvačnosti řemenice

I_{kl_rem} [kg.m²]... moment setrvačnosti volného konce klikového hřídele



6.1.2.5 REDUKCE HMOT NA STRANĚ SETRVAČNÍKU

Moment setrvačnosti na straně setrvačníku vypočteme dle této rovnice:

$$I_{c_setr} = I_{setr} + I_{kl_setr} \quad [\text{kg.m}^2] \quad (23)$$

I_{setr} [kg.m²]... moment setrvačnosti setrvačníku

I_{kl_setr} [kg.m²]... moment setrvačnosti příruby pro umístění setrvačníku

6.1.3 REDUKCE DÉLEK

Podmínka pro redukovanou hřídel je, aby měl stejnou pružnost v krutu jako hřídel původní a musí se také při zatížení kroutícím momentem natočit o stejný úhel. [7]

6.1.3.1 REDUKOVANÁ DÉLKA ZALOMENÍ

Redukovaná délka jednoho zalomení je vypočtena dle formule Ker – Wilsona:

$$l_{red} = D_{red}^4 \cdot \left[\frac{b_{hc} + 0,4 \cdot D_{hc}}{D_{hc}^4} + \frac{b_{oc} + 0,4 \cdot D_{oc}}{D_{oc}^4} + \frac{r - 0,2 \cdot (D_{oc} + D_{hc})}{b \cdot h^3} \right] \quad [\text{mm}] \quad (24)$$

D_{red} [mm]... volen rozměr hlavního čepu 80 mm

b_{hc} [mm]... šířka hlavního čepu

D_{hc} [mm]... průměr hlavního čepu

b_{oc} [mm]... šířka ojnicního čepu

D_{oc} [mm]... průměr ojnicního čepu

b [mm]... tloušťka ramene zalomení

h [mm]... šířka zalomení

6.1.3.2 REDUKOVANÁ DÉLKA NA STRANĚ ŘEMENICE

Redukovaná délka klikového hřídele na straně řemenice při stejném průměru jako je průměr hlavního čepu vychází z rovnice:

$$l_{red_rem} = \frac{b_{hc}}{2} + \frac{1}{2} \cdot l_{red} \quad [\text{mm}] \quad (25)$$

6.1.3.3 REDUKOVANÁ DÉLKA NA STRANĚ SETRVAČNÍKU

$$l_{red_setr} = \frac{b_{hc}}{2} + b_p \cdot \frac{D_{red}^4}{d_p^4} + \frac{1}{2} \cdot l_{red} \quad [\text{mm}] \quad (26)$$

b_p [mm]... šířka příruby pro setrvačnick

d_p [mm]... roztečný průměr děr pro upevnění setrvačníku



6.1.3.4 TABULKY VÝSLEDNÝCH HODNOT MOMENTŮ SETRVAČNOSTI

KLIKOVÝ HŘÍDEL SE SILOVÝM VYVÁŽENÍM		
MOMENTY SETRVAČNOSTI	TORZNÍ TUHOSTI	REDUKOVANÉ DÉLKY
$J_{REM} = 0,032 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$	$C_0 = 1,839 \times 10^6 \text{ Nm/rad}$	$l_{RED} = 310,18 \text{ mm}$
$J_{zal_1} = 0,039 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$	$C_1 = 1,05 \times 10^6 \text{ Nm/rad}$	$l_{RED_REM} = 177,09 \text{ mm}$
$J_{zal_2} = 0,037 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$	$C_2 = 1,05 \times 10^6 \text{ Nm/rad}$	$l_{RED_SETR} = 212,09 \text{ mm}$
$J_{zal_3} = 0,038 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$	$C_3 = 1,536 \times 10^6 \text{ Nm/rad}$	
$J_{SETR} = 1,064 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$		

Tabulka 8. Výsledné hodnoty pro hřídel se silovým vyvážením

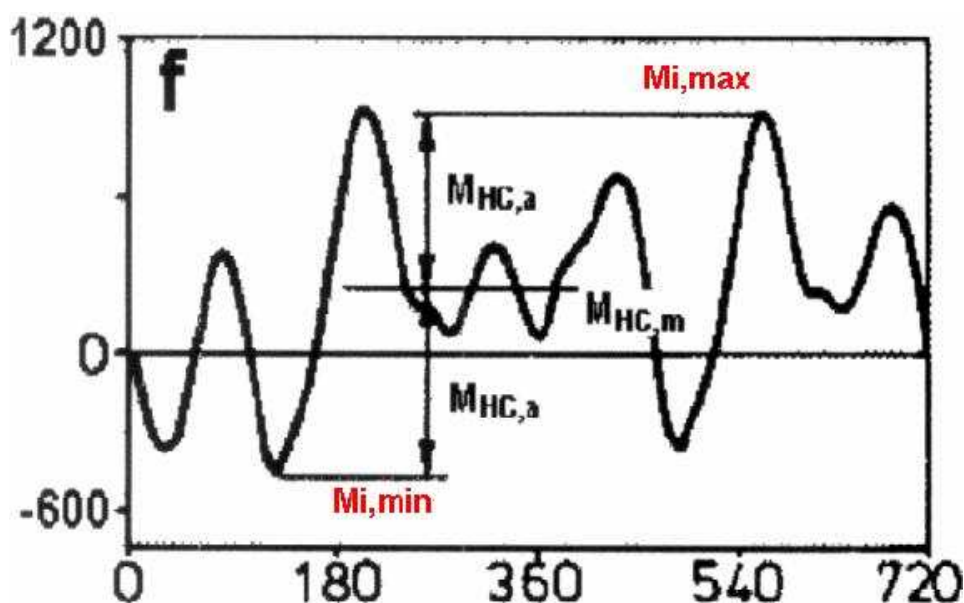
KLIKOVÝ HŘÍDEL S MOMENTOVÝM VYVÁŽENÍM		
MOMENTY SETRVAČNOSTI	TORZNÍ TUHOSTI	REDUKOVANÉ DÉLKY
$J_{REM} = 0,032 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$	$C_0 = 1,839 \times 10^6 \text{ Nm/rad}$	$l_{RED} = 310,18 \text{ mm}$
$J_{zal_1} = 0,032 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$	$C_1 = 1,05 \times 10^6 \text{ Nm/rad}$	$l_{RED_REM} = 177,09 \text{ mm}$
$J_{zal_2} = 0,026 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$	$C_2 = 1,05 \times 10^6 \text{ Nm/rad}$	$l_{RED_SETR} = 212,09 \text{ mm}$
$J_{zal_3} = 0,032 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$	$C_3 = 1,536 \times 10^6 \text{ Nm/rad}$	
$J_{SETR} = 1,064 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$		

Tabulka 9. Výsledné hodnoty pro hřídel s momentovým vyvážením

KLIKOVÝ HŘÍDEL S VYVÁŽENÍM DLE SCHNUEERLEHO		
MOMENTY SETRVAČNOSTI	TORZNÍ TUHOSTI	REDUKOVANÉ DÉLKY
$J_{REM} = 0,032 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$	$C_0 = 1,839 \times 10^6 \text{ Nm/rad}$	$l_{RED} = 310,18 \text{ mm}$
$J_{zal_1} = 0,034 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$	$C_1 = 1,05 \times 10^6 \text{ Nm/rad}$	$l_{RED_REM} = 177,09 \text{ mm}$
$J_{zal_2} = 0,023 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$	$C_2 = 1,05 \times 10^6 \text{ Nm/rad}$	$l_{RED_SETR} = 212,09 \text{ mm}$
$J_{zal_3} = 0,034 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$	$C_3 = 1,536 \times 10^6 \text{ Nm/rad}$	
$J_{SETR} = 1,064 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$		

Tabulka 10. Výsledné hodnoty pro hřídel s vyvážením dle Schnuerleho

Z těchto hodnot jsou vypočítány, na základě vynuceného kmitání torzního systému, průběhy momentů na jednotlivých zalomení. Maximální moment v kladné oblasti a maximální momentem v záporné oblasti vyšel v tomto případě u všech tří variant klikových hřídelů vyšly maximální hodnoty na 2. zalomení. Kladnou a zápornou oblastí je myšlena oblast grafu, kde se daná hodnota nachází. Příklad grafu s průběhem momentu na zalomení je na obrázku 68.



Obrázek 68. Průběh momentu na zalomení [4]

SILOVÉ VYVÁŽENÍ	MOMENTOVÉ VYVÁŽENÍ	VYVÁŽENÍ DLE SCHNURLEHO
$M_{KMAX} = 3022,361 \text{ Nm}$	$M_{KMAX} = 3095,094 \text{ Nm}$	$M_{KMAX} = 3101,677 \text{ Nm}$
$M_{KMIN} = -1553,566 \text{ Nm}$	$M_{KMIN} = -1947,921 \text{ Nm}$	$M_{KMIN} = -1285,421 \text{ Nm}$

Tabulka 11. Hodnoty maxima momentů na 2. zalomení

6.1.4 ZATĚŽUJÍCÍ SÍLA OD TLAKU PLYNU

Klikový hřídel je při pevnostní analýze dále zatěžován maximální silou od tlaku plynů.

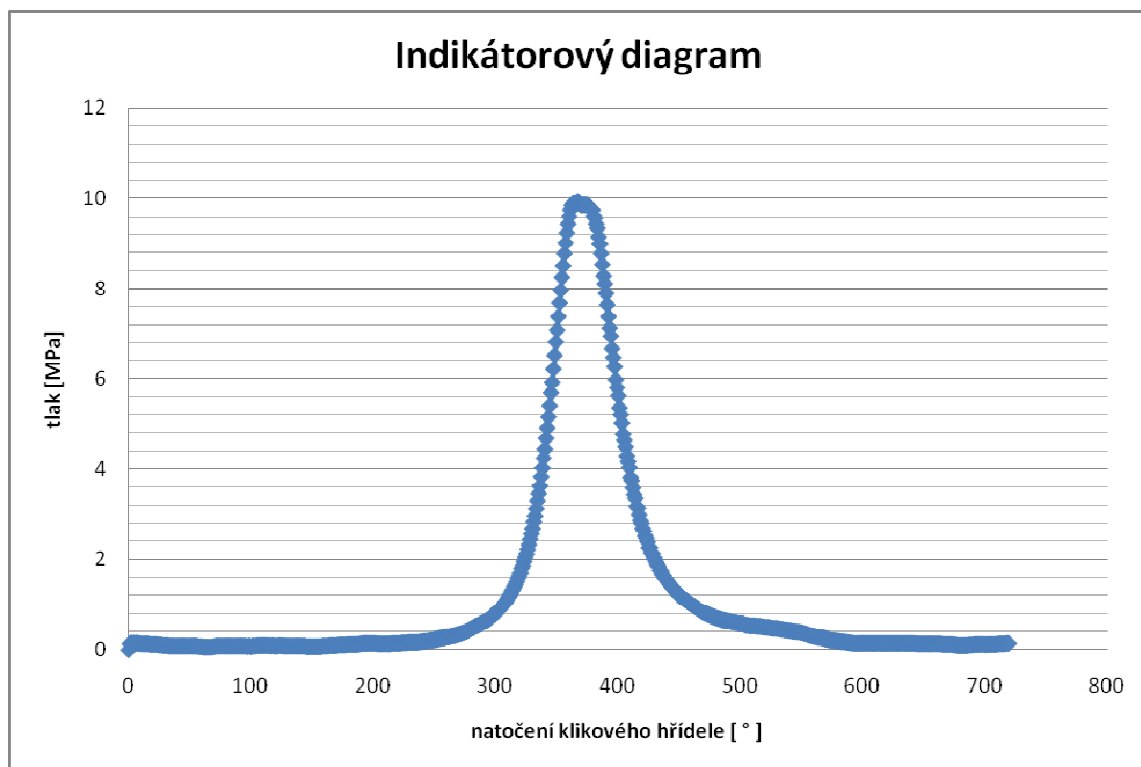
$$F_{pmax} = \pi \cdot r^2 \cdot p_{max} \quad [\text{N}] \quad (27)$$

$$F_{pmax} = 112407,441 \text{ N}$$

r [m]... poloměr vetknutí (podepření) desky pístu

p_{max} [Pa]...maximální tlak plynů ve válci motoru

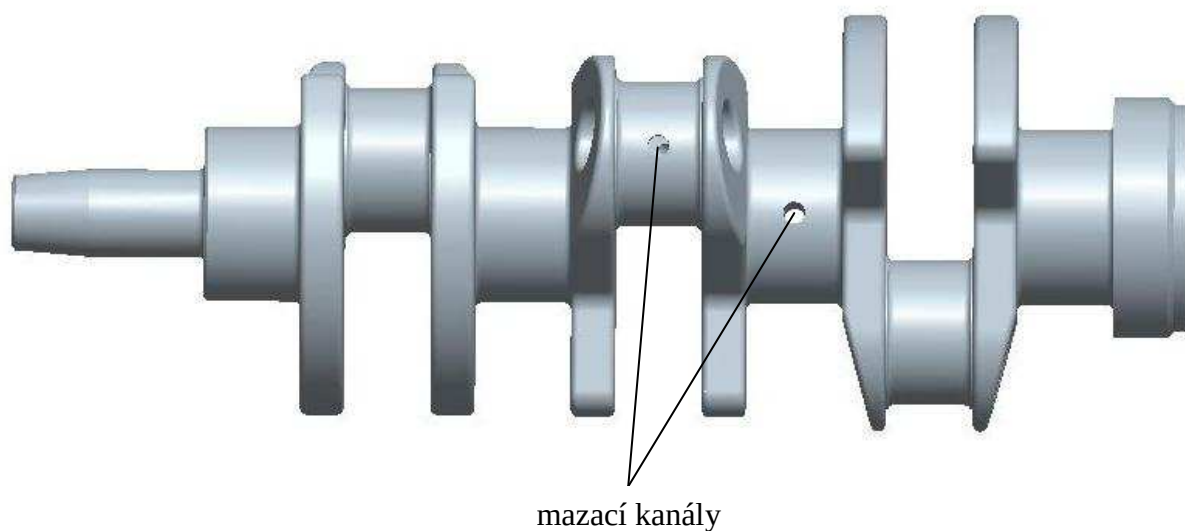
Maximální tlak p_{max} je určen z indikátorového diagramu.



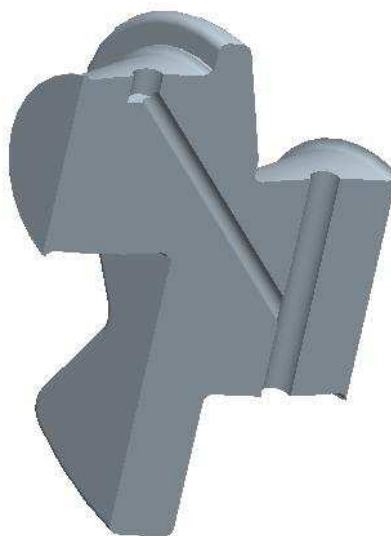
Obrázek 69. Indikátorový diagram tlaku plynů

6.2 ÚPRAVA MODELŮ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Mazací kanály jsou nedílnou součástí konstrukce klikového hřídele, a protože výrazně zvyšují hodnoty napětí, a proto byl tento prvek na modely klikových hřídelů doplněn. K tom byl opět využit program Pro/Engineer.



Obrázek 70. Klikový hřídel s mazacím kanálem na druhém zalomení



Obrázek 71. Řez zalomením s mazacím kanálem

Takto upravený model nyní může být exportován do programu ANSYS, kde bude podroben pevnostní analýze.

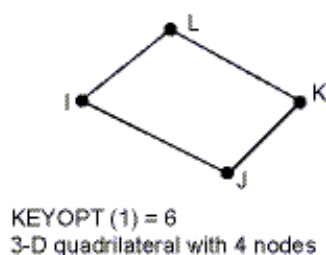
6.3 PŘÍPRAVA MODELŮ V PROGRAMU ANSYS

Modely klikového hřídele je nutno nejprve vysítovat a doplnit o prvky s vlastnostmi, které při analýze simulují vlastnosti uložení v ložiscích tak, jako v reálném provozu.

6.3.1 SÍŤOVÁNÍ MODELŮ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

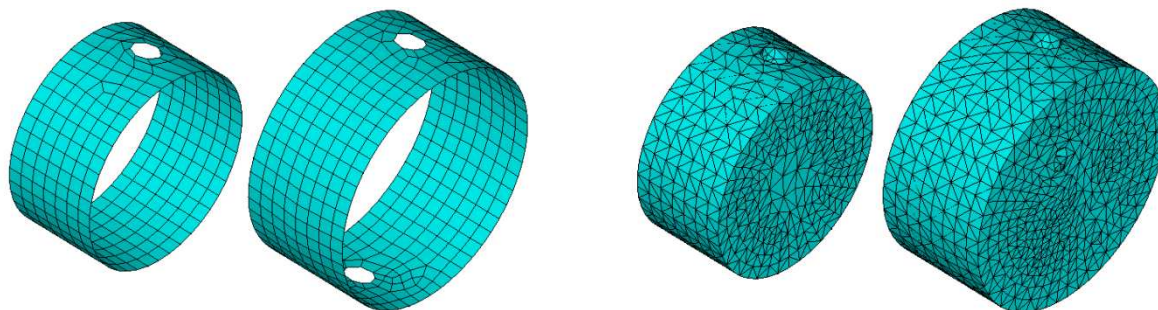
Na elementární síť byly použity stejné prvky jako při analýze modální, tedy SOLID 95 a SOLID 92, jejichž vlastnosti byly popsány výše. Ojniční a hlavní čep, kterými prochází mazací kanál, jsou síťovány prvkem SOLID 92 volným tetrahedrálním typem sítě (free) s pomocí prvku MESH 200. Volná síť je na tyto objemy zvolena z důvodu složitosti tvaru mazacích kanálů.

Prvek MESH 200 slouží na vytvoření pravidelné sítě na plochách. Je vhodný pro síťování ve 2-D nebo 3-D prostoru. Protože slouží pouze jako prvek pomocný, může být po použití smazán nebo ponechán na místě. Jeho použití výsledky nijak neovlivňuje.[6]



Obrázek 72. Prvek MESH 200 se čtyřmi uzly [6]

Na povrchu ojnicního a hlavního klikového čepu je vytvořena pravidelná síť z prvku MESH 200, na kterou navazuje volná síť prvku SOLID 92.

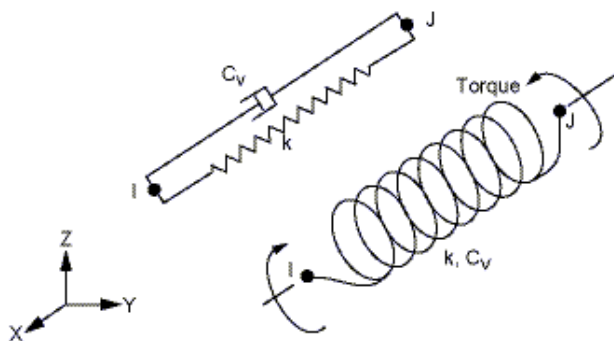


Obrázek 73. Síťování ojnicního a hlavního čepu

6.3.1.1 PRVKY MPC 184 A SPRING-DAMPER 14

MPC 184 je prvek, který aplikuje kinematické vazby mezi uzly. Tomuto druhu elementu je možné definovat různé vlastnosti jako například *rigid link* = *pevné spojení*, *rigid beam* = *tuhý nosník* nebo může sloužit jako rotační prvek mezi dvěma strukturami. [6]

Prvek SPRING – DAMPER 14 (COMBIN 14) má vlastnosti, jak název napovídá, pružiny nebo tlumiče. Mezi uly sítě, definovaný jako podélný spring-damper, odolává tahu a tlaku. Definovaný jako torzní odolává krutu. Tento prvek může mít až tři stupně volnosti. [6]

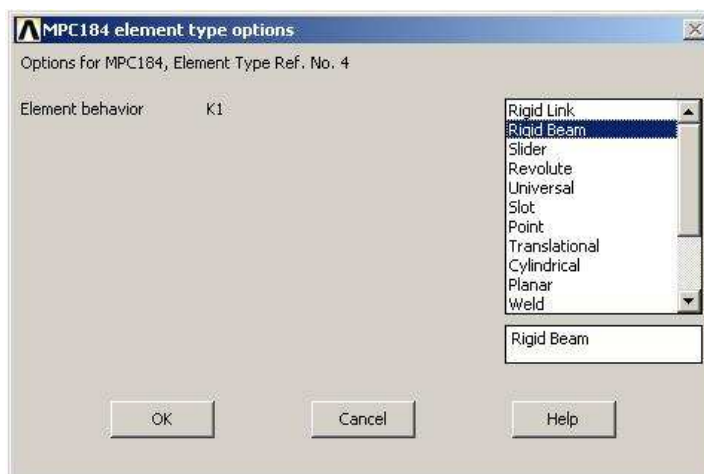


2-D elements must lie in a $z = \text{constant}$ plane

Obrázek 74. Prvek COMBIN 14 [6]

6.3.1.2 APLIKACE PRVKŮ MPC 184 A COMBIN 14

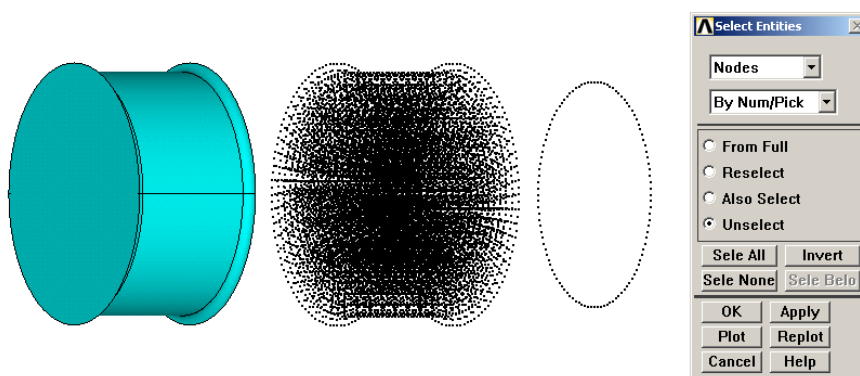
Prvek MPC 184 je umístěn na každém z hlavních klikových čepů a vychází z jednoho bodu ležícím na ose rotace ve středu čepu. Tento prvek nemá žádné materiálové vlastnosti, ale je třeba nastavit jeho vlastnosti (*Preprocessor* → *Element Type* → *Add/Edit/Delete* → *Options*).



Obrázek 75. Nastavení vlastností prvku MPC 184

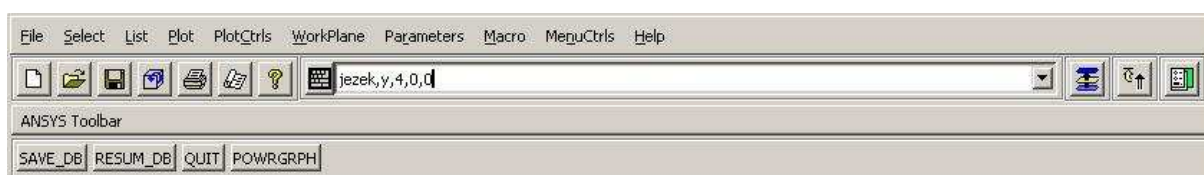
Prvek je nastaven jako *Rigid Beam* tedy jako tuhý nosník, což zaručí tuhost hlavního čepu pod ložiskem.

Může být aplikován manuálně, tažením mezi dvěma uzly, nebo s pomocí makra. Využití makra je jednoduché a usnadní práci s tvorbou jednotlivých prutů. Je třeba mít k dispozici soubor *jezek.mac*, který musí být umístěn v pracovní složce. Před použitím makra je třeba vyselektovat patřičné nody, ve kterých má být tzv. ježek umístěn. Při zobrazených nodech objemu jednoho čepu použijeme funkci *Select Entities* ze záložky *Select* na hlavní liště.



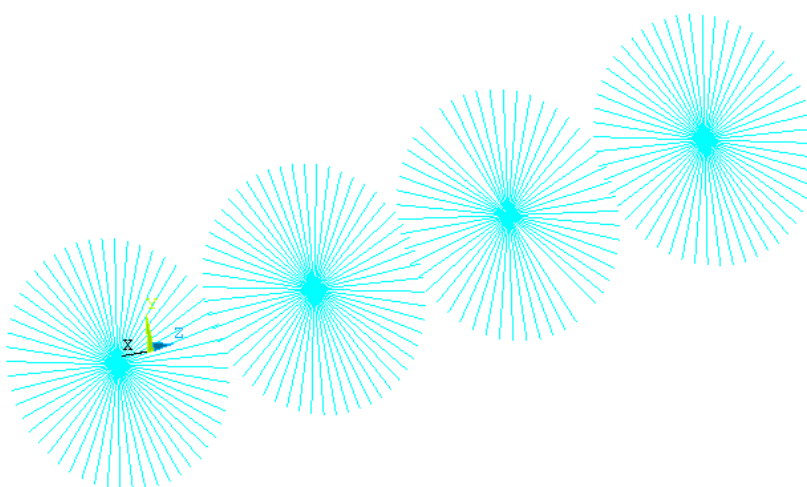
Obrázek 76. Selektce nodů na povrchu čepu

Nyní již stačí do příkazového řádku zadat *jezek,y,4,0,0*, kde *jezek* = název souboru, *y* = souřadnice směru vykreslování elementu, *4* = pořadové číslo v tabulce definovaných elementů, *0* = číslo materiálu, *0* = číslo reálných konstant. Protože je tento prvek pomocný, poslední dvě položky se tedy neuvažují.



Obrázek 77. Příkazový řádek se zapsaným makrem

Po potvrzení tohoto příkazu se automaticky vytvoří středový uzel a mezi ním a vyselektovanými nody se vytvoří i samotné pruty prvku MPC 184.



Obrázek 78. Pruty v hlavních čepích

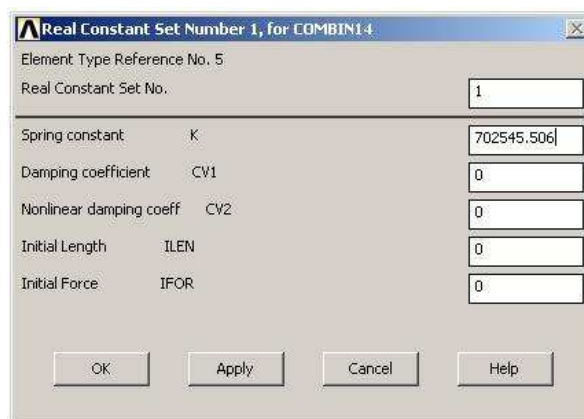
Před aplikací elementu COMBIN 14, je nutné vypočítat jeho tuhost, aby stlačení v místě středu ložiska bylo rovno $0,8 \cdot c$ ze vstahu:

$$k = \frac{0,5 \cdot F_{max}}{0,8 \cdot c} \quad [\text{N} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (28)$$

F_{pmax} [N]... síla od tlaku plynu

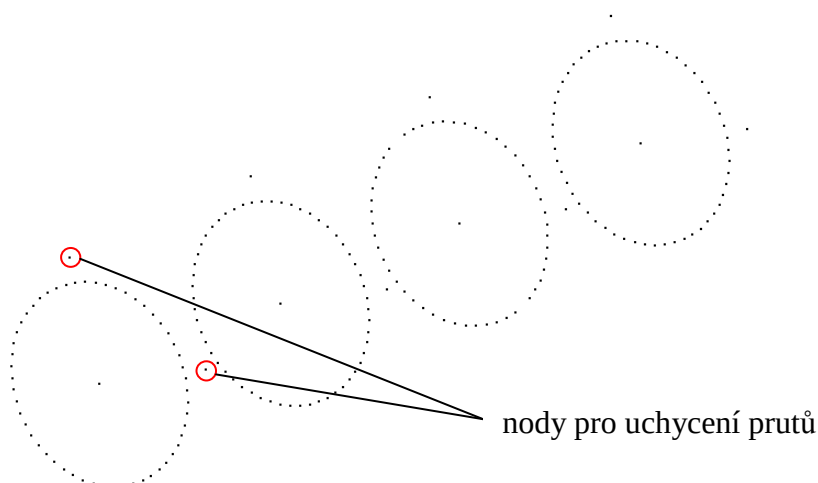
c [m]...ložisková vůle

Vypočítaná hodnota tuhosti elementu je zadána jako reálná konstanta (*Preprocessor* → *Real Constants* → *Add/Edit/Delete*).



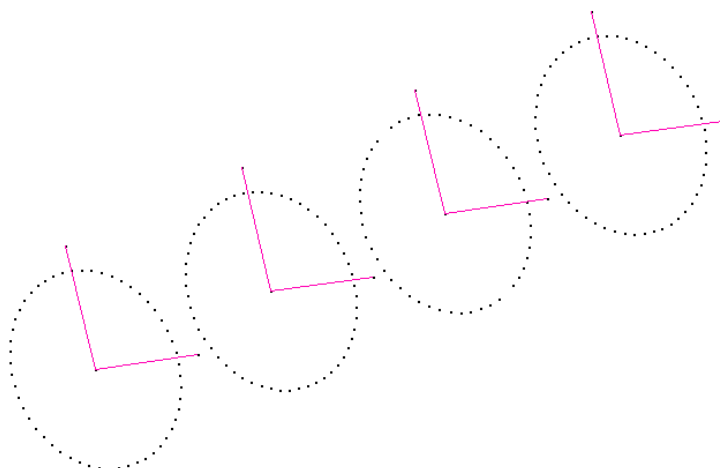
Obrázek 79. Reálné konstanty, tuhost

Pro aplikaci prutů elementu COMBIN 14 jsou využity středové uzly ve středech hlavních čepů, vytvořené aplikací elementů MPC 184. Dále musí být vygenerovány body, které jsou situovány mimo síť součásti použitím funkce *Create Nodes* (*Preprocessor* → *Modeling* → *Create* → *Nodes* → *In Active CS*) a zadáním souřadnic.



Obrázek 80. Vytvořené nody

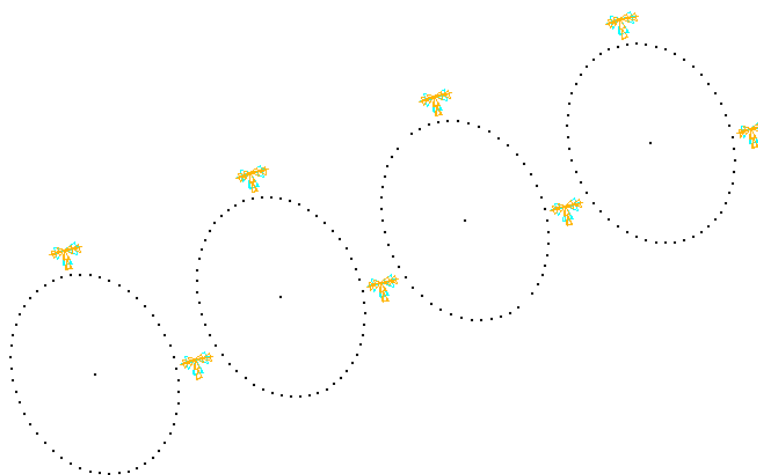
Pro tažení prutů mezi nody je použita funkce *Create Elements* (*Preprocessor* → *Modeling* → *Create* → *Elements* → *Autonumbered* → *Thru Nodes*).



Obrázek 81. Pruty elementu COMBIN 14

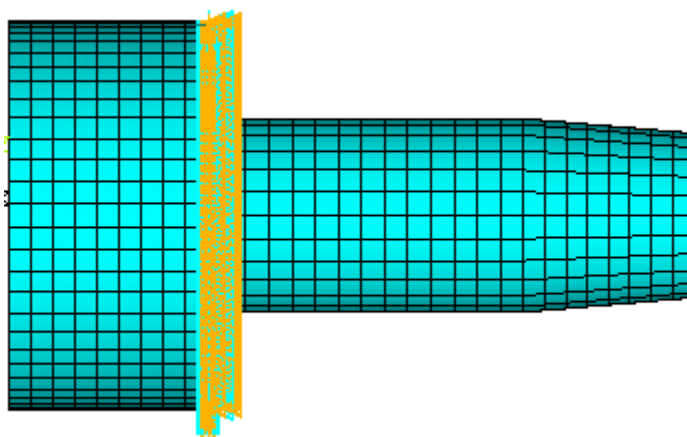
6.3.2 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Stanovení okrajových podmínek se týká bodů pro uchycení prutů elementu, kterým je zamezen posuv ve všech možných směrech. Na ustavení vybraných nodů je použita funkce *Displacement Nodes* (*Preprocessor* → *Loads* → *Define Loads* → *Apply* → *Structural* → *Displacement* → *On Nodes* → *AllDof*).



Obrázek 82. Ustavené nody na koncích prutů

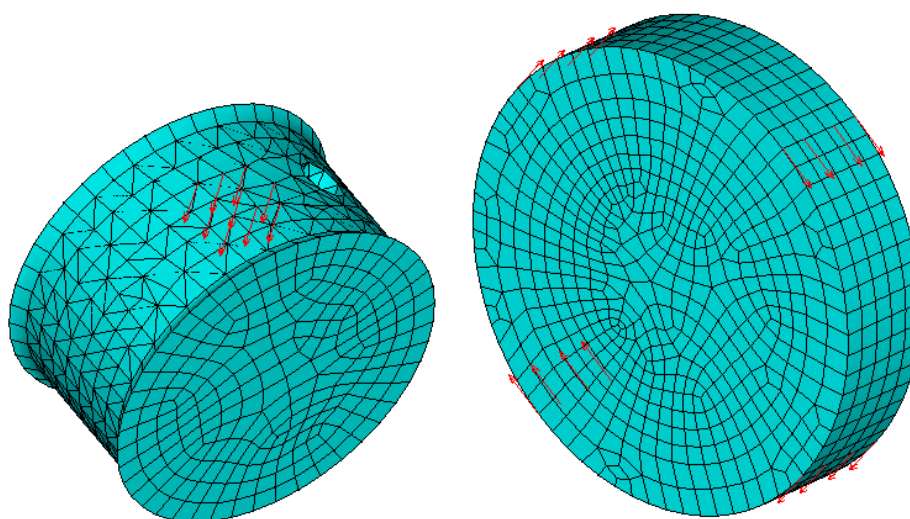
Další podmínkou je zamezení natočení klikového hřídele v ose rotace. Pro tuto podmínku byly vybrány nody na ploše prvního hlavního čepu za volným koncem hřídele. Byla vyzkoušena také možnost s vybranými nody na ploše volného konce. Výsledky byly poté ovlivněny velkým zkrutem volného konce, proto byla zvolena první varianta zamezení natočení klikového hřídele.



Obrázek 83. Zamezení rotace

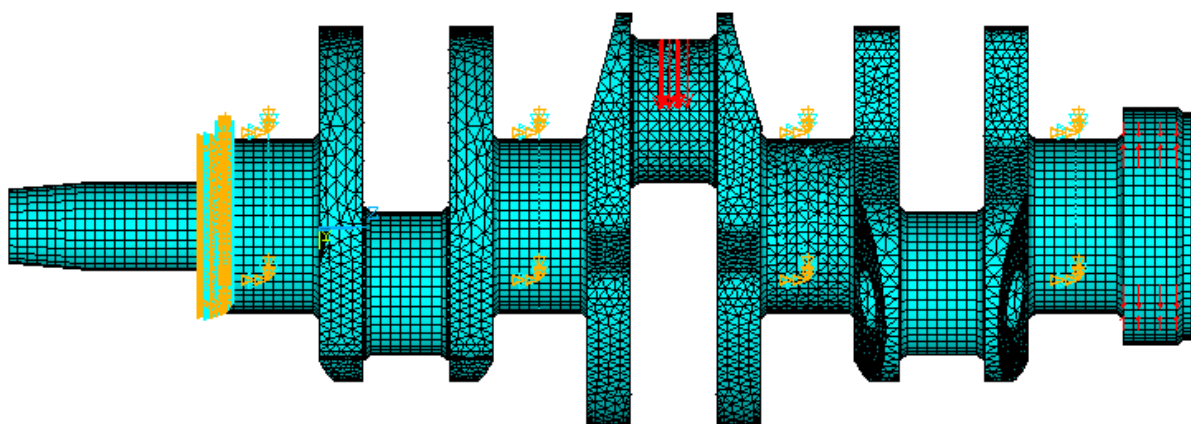
6.3.3 ZATÍŽENÍ SILOU A MOMENTEM

Síla od tlaku plynu, vypočtena v kapitole 6.1.4, zatěžuje ojnicí čep na druhém zalomení. Působí kolmo na osu rotace klikového hřídele. Moment je aplikován na přírubě pro upevnění setrvačníku. Síla a moment se aplikují přes funkci *Force/Moment* (*Preprocessor* → *Loads* → *Define Loads* → *Apply* → *Structural* → *Force/Moment* → *On Nodes*).



Obrázek 84. Zatížení silou od tlaku plynu a momentem

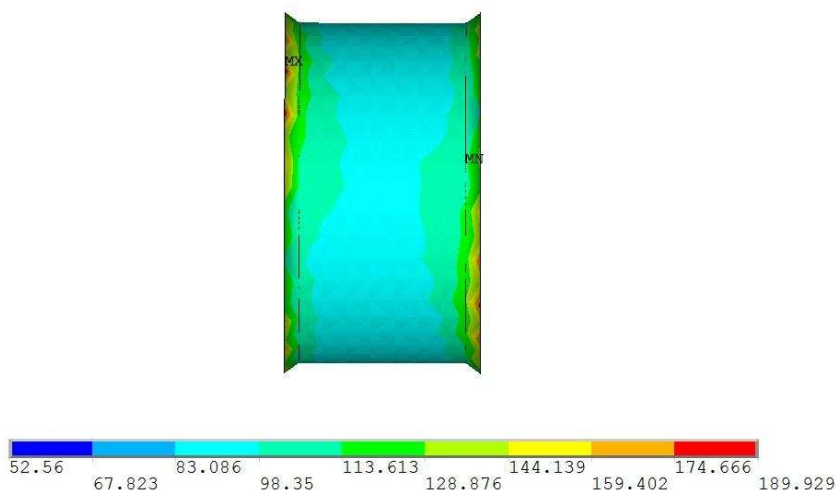
Takto připravený model může být podroben pevnostní (statické) analýze.



Obrázek 85. Připravený model klikového hřídele před analýzou

6.4 VÝSLEDKY ANALÝZY

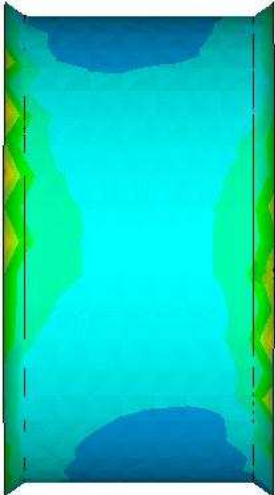
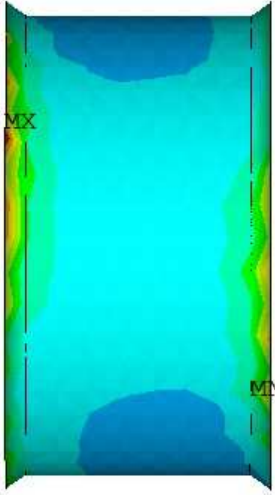
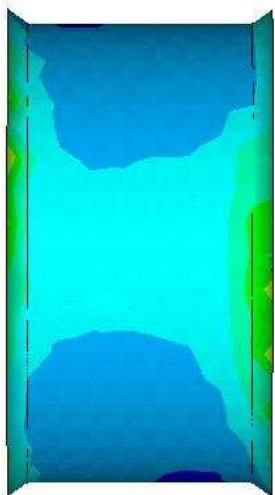
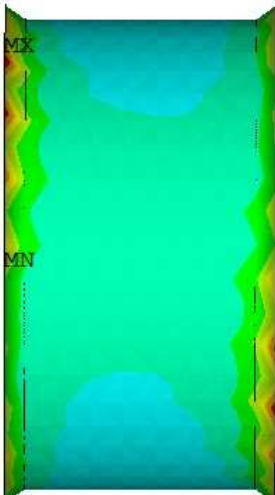
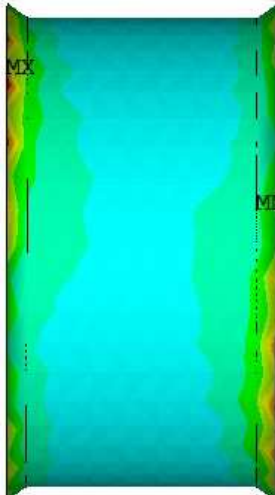
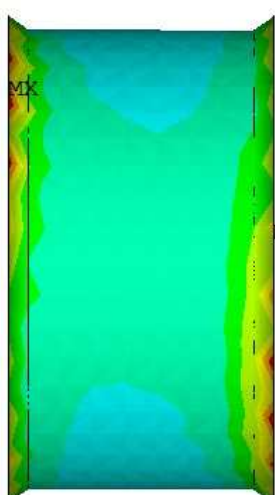
Výsledkem této analýzy jsou koncentrovaná napětí v přechodech mezi čepy a rameny klikového hřídele a v mazacím kanále. Velikost koncentrace napětí je znázorněna barevnou škálou. Barvám je na stupnici přiřazena číselná hodnota v MPa jako např. na obrázku 85, kde je zobrazeno napětí Von Mises. Maximální napětí je také označeno znakem MX, minimální MN.



Obrázek 86. Barevná škála koncentrace napětí Von Mises

U všech tří variant klikových hřídelů se nejvíce napětí koncentrovalo v rádiusech ojnicního čepu druhého zalomení. V tabulce 12. jsou zobrazeny ojnicní čepy s barevnou škálou napětí Von Mises.



	KLÍKOVÝ HRÍDEL SE SILOVÝM VYVÁŽENÍM	KLÍKOVÝ HRÍDEL S MOMENTOVÝM VYVÁŽENÍM	KLÍKOVÝ HRÍDEL S VYVÁŽENÍM DLE SCHNURLEHO
1. ZATÍŽENÍ			
2. ZATÍŽENÍ			

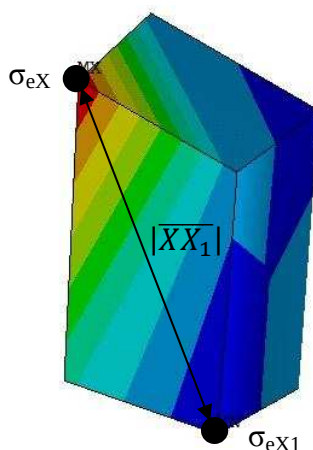
Tabulka 12. Ojnicní čepy jednotlivých variant s barevnou škálou napětí Von Mises

6.4.1 URČENÍ POMĚRNÉHO GRADIENTU A NAPĚTÍ

Poměrný gradient se určí ze vztahu:

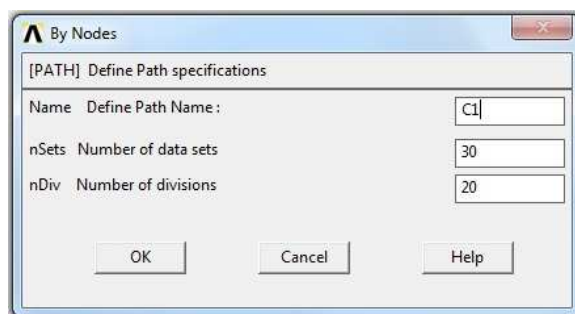
$$\kappa_R \cong \frac{1}{\sigma_{eX}} \cdot \left(\frac{\sigma_{eX} - \sigma_{eX_1}}{|\overline{XX_1}|} \right) \quad [\text{mm}^{-1}] \quad (29)$$

Hodnoty napětí a vzdálenosti $|\overline{XX_1}|$ se zjistí z vyselektovaného elementu sítě rádiusu, na kterém je koncentrace napětí nejvyšší.



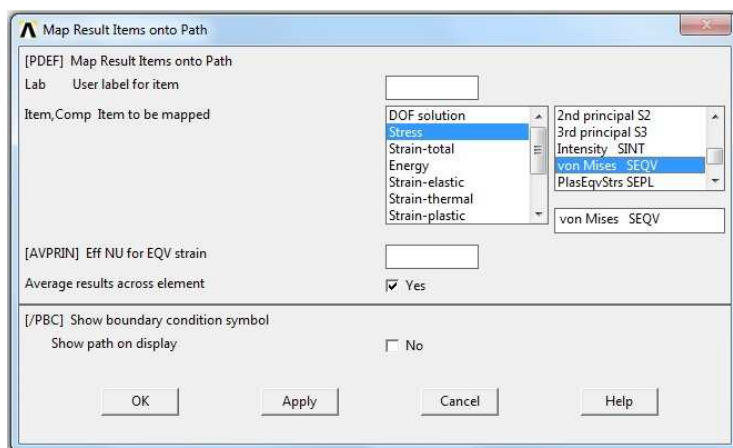
Obrázek 87. Selekcce nodu

Vzdálenost $|XX_1|$ je zjištěna pomocí funkce *Path Plot on Graph* (*General Postproc* → *Path Option* → *Define Path* → *By Nodes*). Po označení nodů ve špičkách napětí je dalším krokem pojmenování cesty.



Obrázek 88. Definování cesty 1

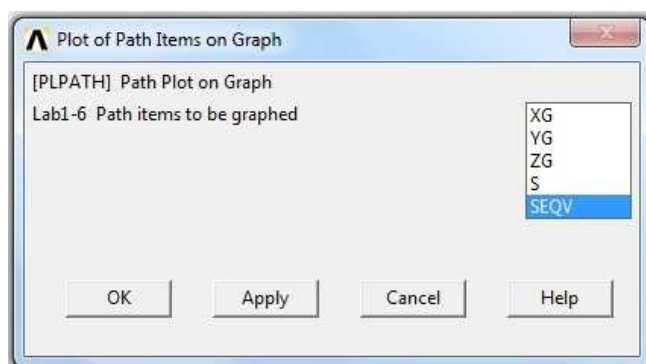
Dalším krokem při definování cesty je záložka *Map Onto Path*, kde jsou zvoleny položky, které mají být vykresleny.



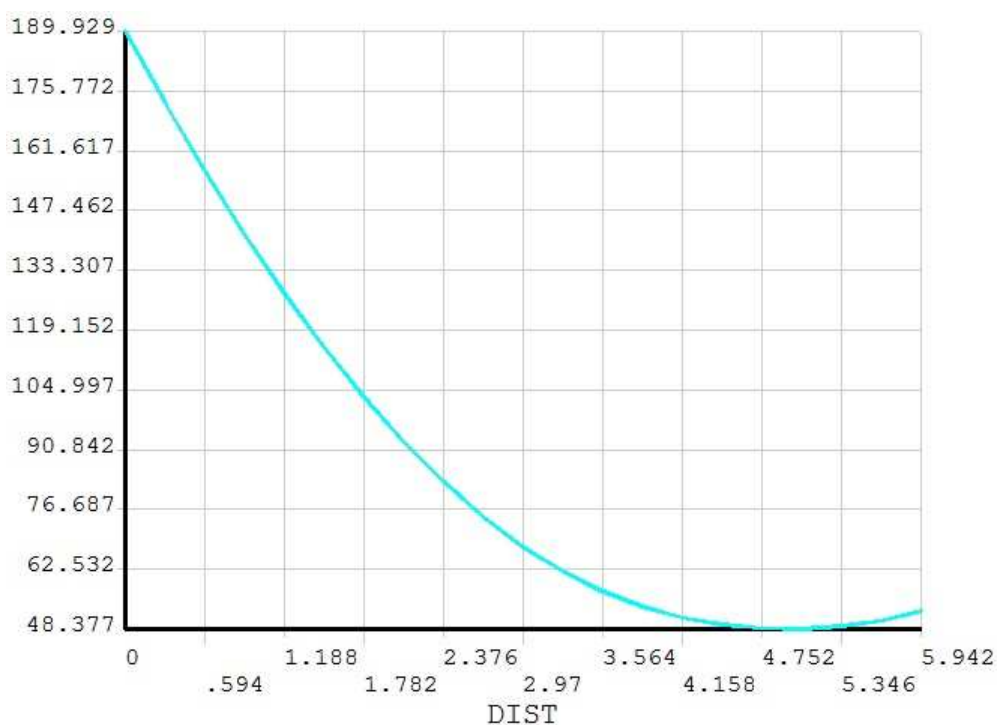
Obrázek 89. Definování cesty 2



Posledním krokem je vybrán způsob, jak vybrané položky vykreslit. V tomto případě jsou položky vykresleny na grafu se závislostí napětí na vzdálenosti. (*General Postproc* → *Path Plot* → *On Graph*)



Obrázek 90. Definování cesty 3



Obrázek 91. Zobrazení vzdálenosti XX_1 na grafu *NAPĚTÍ/VZDÁLENOST*

Hodnoty napětí, získané z vyselektovaného nodu, pro varianty klikových hřídelů, jsou shrnuty v tabulce 13.



	VARIANTA SE SILOVÝM VYVÁŽENÍM	VARIANTA S MOMENTOVÝM VYVÁŽENÍM	VARIANTA S VYVÁŽENÍM DLE SCHNURLEHO
1. ZATÍŽENÍ	$\sigma_{VMa} = 462,935 \text{ MPa}$ $\sigma_{1a} = 460,393 \text{ MPa}$ $\sigma_{3a} = 68,224 \text{ MPa}$	$\sigma_{VMa} = 527,463 \text{ MPa}$ $\sigma_{1a} = 532,589 \text{ MPa}$ $\sigma_{3a} = 76,892 \text{ MPa}$	$\sigma_{VMa} = 483,457 \text{ MPa}$ $\sigma_{1a} = 475,817 \text{ MPa}$ $\sigma_{3a} = 69,211 \text{ MPa}$
2. ZATÍŽENÍ	$\sigma_{VMb} = 167,705 \text{ MPa}$ $\sigma_{1b} = 153,512 \text{ MPa}$ $\sigma_{3b} = 16,182$	$\sigma_{VMb} = 189,929 \text{ MPa}$ $\sigma_{1b} = 142,597 \text{ MPa}$ $\sigma_{3b} = 20,055 \text{ MPa}$	$\sigma_{VMb} = 192,428 \text{ MPa}$ $\sigma_{1b} = 122,77 \text{ MPa}$ $\sigma_{3b} = 18,356 \text{ MPa}$

Tabulka 13. Hodnoty výsledných napětí

6.4.2 VÝPOČET BEZPEČNOSTI

Korekční součinitel:

$$f_G = 1 + \frac{\frac{\sigma_{COHYB}}{\frac{\sigma_{CTAH/TLAK}}{2}} - 1}{d_{vzorek}} \cdot \kappa_R \quad [-] \quad (30)$$

σ_{COHYB} [MPa]... mezní napětí v ohybu
 $\sigma_{CTAH/TLAK}$ [MPa]... mezní napětí v tahu/tlaku
 d_{vzorek} [mm]... průměr vzorku
 κ_R [-]... korekční součinitel

Poměr α/β :

$$\frac{\alpha}{\beta} = 1 + \sqrt{\kappa_R} \cdot 10^{-\left(0,35 + \frac{Re}{810}\right)} \quad [-] \quad (31)$$

Re [MPa]... mez kluzu



Stanovení amplitudy:

$$\sigma_{ea} = \frac{\sigma_{emax} - \sigma_{emin}}{2} \quad [\text{MPa}] \quad (32)$$

σ_{emax} [MPa]... maximální ekvivalentní napětí

σ_{emin} [MPa]... minimální ekvivalentní napětí

Střední hodnota napětí:

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{emax} + \sigma_{emin}}{2} \quad [\text{MPa}] \quad (33)$$

σ_{emax} [MPa]... maximální ekvivalentní napětí

σ_{emin} [MPa]... minimální ekvivalentní napětí

Prosté zatěžování:

$$\frac{1}{k} = \frac{\beta}{\alpha} \cdot \frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{cohyb} \cdot \eta_{\sigma} \cdot \nu_{\sigma} \cdot f_G} + \frac{\sigma_{em}}{R_m} \rightarrow k \quad [-] \quad (34)$$

R_m [MPa]... mez pevnosti

Výsledné hodnoty bezpečností pro varianty klikových hřídelů jsou shrnuty v tabulce 14. Tabulka obsahuje také hodnoty bezpečnosti po zakalení rádiusů.

	VARIANTA SE SILOVÝM VYVÁŽENÍM	VARIANTA S MOMENTOVÝM VYVÁŽENÍM	VARIANTA S VYVÁŽENÍM DLE SCHNURLEHO
BEZPEČNOST k	k = 1,59	k = 1,39	k = 1,43
BEZPEČNOST k PO ZAKALENÍ RÁDIUSU (0,3 x k)	k = 2,067	k = 1,807	k = 1,859

Tabulka 14. Výsledky bezpečností pro jednotlivé varianty



ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo navržení tří variant klikových hřídelů tríválcového řadového motoru s různými způsoby vyvážení odstředivých sil. S plným vyvážením odstředivých sil na každém zalomení, neboli silové vyvážení, druhá varianta s momentovým vyvážením a třetí s vyvážením aplikací 4 vývažků, neboli vyvážení dle Schnuerleho. Na návrh klikových hřídelů byl použit 3D CAD program Pro/Engineer, ve kterém byly hřídele upraveny do konečných tvarů a staticky vyváženy. Z programu Pro/Engineer následoval export modelů do MKP programu ANSYS.

Dalším úkolem byla příprava modelů na Modální analýzu, čili vytvoření MKP modelu. Výpočtová síť byla zformována z prvků SOLID 91 a SOLID 95. Modely klikových hřídelů byly poté podrobeny Modální Analýze, jejíž výsledky ukazují deformace tvarů při vlastních frekvencích. Hodnoty vlastních frekvencí byly s hrnuty v přehledných tabulkách a pro názornost byly vybrány tři ukázky deformace klikových hřídelů.

Pro účely Pevnostní analýzy byly nejdříve v programu Pro/Engineer určeny momenty setrvačnosti jednotlivých částí klikového hřídele, setrvačníku a řemenice. Z těchto hodnot, dle vztahů pro redukci hmotností a délek, byly vypočteny momenty setrvačnosti kotoučů náhradní soustavy. Z takto stanovených hodnoty byly vyšetřeny hodnoty průběhu momentů na jednotlivých zalomeních, ze kterých vyplynulo největší zatížení na druhém zalomení a to u všech tří variant klikových hřídelů.

Kvůli možné koncentraci napětí byly na druhém zalomení vymodelovány v programu Pro/Engineer mazací kanály. Na výpočtovou síť byly vybrány prvky SOLID 92, SOLID 95 a pomocný prvek MESH 200. Do hlavních klikových čepů byly aplikovány pruty z prvků MPC 184 a SPRING-DAMPER 14, které nejlépe vystihují a simulují reálné podmínky. Po aplikaci síly od tlaku plynu na ojnicí čep druhého zalomení a kroutícího momentu na přírubu pro umístění setrvačníku, byly modely hřídelů podrobeny Pevnostní analýze. Z výsledků pevnostní analýzy a výsledných koncentrovaných napětí byly vypočítány bezpečnosti.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VLK, F.: *Vozidlové spalovací motory*. 1. vyd. 2003. ISBN 80-238-8756-4
- [2] *Volkswagen* [online]. 2002 [cit. 2011-04-27]. Three - cylinder engine with volume of cylinder 1,2 l. Dostupné z WWW: <http://doc.vw.org.ua/engine/awy/awy_azq_3-cyl_1_2_rus.pdf>.
- [3] Ústav konstruování [online]. 2006 [cit. 2011-04-27]. *Síly od tlaku plynů*. Dostupné z WWW: <<http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/6C3/sily.jpg>>.
- [4] RAUSCHER, J. *Ročníkový projekt*. Brno: VUT FSI, 2005
- [5] BOLOŠOVÁ, Alena. Katedra mechaniky [online]. 2002 [cit. 2011-05-15]. *Experimentální modální analýza*. Dostupné z WWW: http://www.337.vsb.cz/materialy/experimentalni_modalni_analyza/EMA_skripta.pdf
- [6] ANSYS Multiphysics Release 12.0., HELP system. 2009
- [7] KOVAŘÍK, L., FERENCEY, V., SKALSKÝ, R., ČÁSTEK, L. *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. Naše vojsko, První vydání, Praha, 1992. ISBN 80-206-0131-7.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

ΔM_0	[Nm]	kompensační moment
b	[mm]	rameno působení volného příčného klopného momentu
b	[mm]	tloušťka ramene zalomení
b	[mm]	vzdálenost osy otáčení od osy pístu čepu
b_{hc}	[mm]	šířka hlavního čepu
b_{oc}	[mm]	šířka ojnicního čepu
b_p	[mm]	šířka příruby pro setrvačnick
c	[m]	ložisková vůle
c	[mm]	rameno působení volného točivého momentu
D_{hc}	[mm]	průměr hlavního čepu
D_{oc}	[mm]	průměr ojnicního čepu
d_p	[mm]	roztečný průměr děr pro upevnění setrvačnicku
D_{red}	[mm]	redukovaný průměr
d_{vzorek}	[mm]	průměr vzorku
E	[MPa]	Youngův modul pružnosti
F_{01}	[N]	síla od tlaku plynů ve směru ojnice
F_C	[N]	výsledná síla působící na píst
f_G	[-]	korekční součinitel
F_p	[N]	síla od tlaku plynů
F_{pmax}	[N]	síla od tlaku plynu
F_r	[N]	radiální složka síly F_C
F_S	[N]	sekundární síla působící na píst ve vertikálním směru
F_t	[N]	tangenciální složka síly F_C
h	[mm]	šířka zalomení
I_{c_rem}	[kg.m ²]	moment setrvačnosti na straně řemenice
I_{c_setr}	[kg.m ²]	moment setrvačnosti na straně setrvačnicku
I_{kl_rem}	[kg.m ²]	moment setrvačnosti volného konce klikového hřídele
I_{kl_setr}	[kg.m ²]	moment setrvačnosti příruby pro umístění setrvačnicku
I_{pos}	[kg.m ²]	moment setrvačnosti posuvných hmot
I_{rem}	[kg.m ²]	moment setrvačnosti řemenice
I_{rot}	[kg.m ²]	moment setrvačnosti rotujících hmot
I_{setr}	[kg.m ²]	moment setrvačnosti setrvačnicku
I_{zal_i}	[kg.m ²]	moment setrvačnosti i-tého zalomení
I_{ZAL_i}	[kg.m ²]	výsledný moment setrvačnosti jednoho zalomení
k	[-]	bezpečnost
k	[Nm ⁻¹]	tuhost
l	[mm]	délka ojnice
l_{red}	[mm]	redukovaná délka zalomení
l_{red_rem}	[mm]	redukovaná délka na straně řemenice



l_{red_setr}	[mm]	redukovaná délka na straně řemenice
m_1	[kg]	posuvný podíl hmotnosti ojnice
m_2	[kg]	rotační podíl hmotnosti ojnice
M_{KMAX}	[Nm]	maximální moment setrvačnosti
M_{KMIN}	[Nm]	minimální moment setrvačnosti
M_{KP}	[Nm]	klopný moment od síly F_n
m_p	[kg]	hmotnost posuvných částí
M_p	[Nm]	točivý moment motoru od tlaku plynů
M_p	[Nm]	volný podélný moment posuvných hmot
$m_{píst}$	[kg]	hmotnost pístní skupiny
m_r	[kg]	hmotnost rotačních částí
M_r	[Nm]	volný podélný moment rotujících hmot
m_v	[kg]	hmotnost protizávaží
p_{max}	[Pa]	maximální tlak plynů ve válci motoru
r	[m]	poloměr vetknutí (podepření) desky pístu
r	[mm]	poloměr zalomení klikového hřídele
Re	[MPa]	mez kluzu
Re	[MPa]	mez kluzu
Rm	[MPa]	mez pevnosti
r_v	[mm]	poloměr vývažku
S_o	[N]	setrvačná síla ojnice
S_{p11-13}	[N]	setrvačná síla posuvných hmot I. řádu
S_{p21-23}	[N]	setrvačná síla posuvných hmot II. řádu
S_{po}, S_{pn}	[N]	složky setrvačné síly posuvných hmot po rozkladu
S_{pt}, S_{pr}	[N]	složky setrvačné síly posuvných hmot po rozkladu
S_{r1-3}	[N]	setrvačná síla rotujících hmot
S_{r1-3}	[N]	setrvačná síla rotujících hmot
XX_1	[mm]	vzdálenost napětí
α	[°]	úhel natočení klikového hřídele
β	[°]	úhel mezi osou pístu a ojnice
ζ	[°]	osa kolmá na osu rotace
η	[°]	osa procházející osou pístu
λ	[-]	klikový poměr
μ	[-]	Poissonova konstanta
ξ	[°]	osa rotace
ρ	[kg/m ³]	hustota
σ_{1a}	[MPa]	napětí
σ_{3a}	[MPa]	napětí
σ_{COHYB}	[MPa]	dovolené napětí v ohybu
$\sigma_{CTAH/TLAK}$	[MPa]	dovolené napětí TAH/TLAK
σ_{ea}	[MPa]	amplitude napětí



σ_{em}	[MPa]	střední hodnota napětí
σ_{emax}	[MPa]	maximální ekvivalentní napětí
σ_{emin}	[MPa]	maximální ekvivalentní napětí
σ_{eX}	[MPa]	napětí Von Mises max
σ_{eX1}	[MPa]	napětí Von Mises min
σ_{VMa}	[MPa]	napětí Von Mises max
σ_{VMb}	[MPa]	napětí Von Mises min
ω	[rad.s ⁻¹]	úhlová rychlost
κ_R	[mm ⁻¹]	poměrný gradient



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Elektronická verze diplomové práce + výpočty