



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

MOŽNOSTI VYVÁŽENÍ DVOUVÁLCOVÉHO MOTORU PRO TRAKTOROVÉ POUŽITÍ

POSSIBILITIES OF 2-CYLINDER ENGINE BALANCING FOR TRACTOR USAGE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. ROMAN VAŠKO

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. RADIM DUNDÁLEK, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/14

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Roman Vaško

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:

Možnosti vyvážení dvouválcového motoru pro traktorové použití

v anglickém jazyce:

Possibilities of 2-cylinder Engine Balancing for Tractor Usage

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh klikového mechanismu dvouválcového traktorového motoru (vrtání 105 mm, zdvih 120 mm). Součástí řešení bude koncepční návrh klikového mechanismu s koncepcí vyvážení (částečné vyvážení). Na základě koncepčního návrhu bude zpracována koncepční sestava motoru s detailními konstrukčními výkresy vyvažovací jednotky.

Cíle diplomové práce:

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

Seznam odborné literatury:


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

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

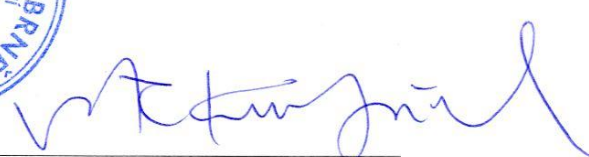
Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 21.11.2013





prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu



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



ABSTRAKT

Předkládaná diplomová práce se zabývá vyvážením klikového mechanismu dvouválcového traktorového motoru. Cílem je najít vhodné technické řešení pro vytvoření koncepce vyvážení pomocí vyvažovací jednotky. Provést kontrolu navrženého řešení pomocí MKP analýz a vyhodnotit únavovou bezpečnost. Obsahem práce je také vytvoření výpočtové a výkresové dokumentace ke zvolenému řešení vyvážení zadaného motoru.

KLÍČOVÁ SLOVA

spalovací motor, traktorový motor, dvouválcový motor, vyvažování, vyvažovací jednotka

ABSTRACT

This thesis deals with possibilities of 2-cylinder engine balancing for tractor usage. The purpose of this thesis is to find a technical solution for the creation of the concept of balancing using balancing shaft. Check the proposed solution by FEM analysis and evaluate the fatigue safety. The content of the thesis is the creation of computational and graphical documentation too.

KEYWORDS

combustion engine, tractor engine, 2-cylinder engine, balancing, balancing shaft



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VAŠKO, R. *Možnosti vyvážení dvouválcového motoru pro traktorové použití*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 78 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 23. května 2014

.....

Roman Vaško



PODĚKOVÁNÍ

V této části bych rád poděkoval vedoucímu předkládané diplomové práce panu Ing. Radimu Dundálkovi, Ph.D., za jeho pomoc a rady v průběhu návrhu řešení této práce. Dále děkuji pracovníkům vývojového centra motorů firmy ZETOR TRACTORS a.s. za ochotu a vstřícnost při konzultacích.



OBSAH

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY.....	1
Úvod.....	10
1 Downsizing a snižování emisí motorových vozidel.....	11
1.1 Automobilové motory.....	13
1.1.1 Škoda 1.2 HTP.....	13
1.1.2 Fiat 126.....	15
1.1.3 Fiat TwinAir.....	15
1.2 Dvouválcové motocyklové motory.....	17
1.2.1 Yamaha XT1200Z.....	17
1.2.2 BMW F800S.....	17
1.3 Malé traktorové motory.....	19
1.3.1 Zetor 2001.....	19
2 Klikový mechanismus.....	21
2.1 Kinematika klikového mechanismu.....	22
2.1.1 Dráha pístu.....	22
2.1.2 Rychlost pístu.....	23
2.1.3 Zrychlení pístu.....	24
2.2 Síly a momenty v klikovém mechanismu.....	25
2.2.1 Indikátorový diagram.....	26
2.2.2 Síly působící na pístní čep.....	26
2.2.3 Síly působící na ojnicí čep.....	30
2.2.4 Krouticí moment na klikovém hřídeli.....	32
3 Možnosti vyvážení klikového mechanismu.....	34
3.1 Koncepce uspořádání klikového hřídele.....	34
3.1.1 Dvouválec s pravidelnými zážehy.....	34
3.1.2 Dvouválec s nepravidelnými zážehy.....	38
4 Vyvážení setrvačných hmot rotujících částí.....	42
4.1 Možnosti vyvážení setrvačných hmot rotujících částí.....	42
4.1.1 Silové vyvážení.....	42
4.1.2 Momentové vyvážení.....	43
4.2 Koncepční model klikové hřídele.....	44
4.3 Řešení vyvážení setrvačných hmot rotujících částí.....	45
5 Vyvážení momentů setrvačných sil posuvných částí I. řádu.....	48
5.1 Vyvážení momentů i. řádu varianta 1.....	50
5.2 Vyvážení momentů i. řádu varianta 2.....	53



5.3	Vyvážení momentů i. řádu varianta 3	55
6	Modální analýza vyvažovací hřídele	59
7	Napjatostní a deformační analýza.....	63
7.1	Výsledky napjatostní analýzy	65
7.2	Výsledky deformační analýzy	67
8	Kontrola uložení vyvažovací hřídele	68
9	Bezpečnost vůči únavovému poškození	70
	Závěr.....	72
	Seznam použitých zkratk a symbolů	75
	Seznam příloh.....	78



ÚVOD

Předkládaná diplomová práce řeší návrh vyvážení dvouválcového motoru pro použití ve traktorech. Během posledních let je stále více kladen důraz na snižování emisních dopadů spalovacích motorů na životní prostředí. Tento požadavek zasáhl zejména motory osobních automobilů, kdy za účelem snižování emisí dochází ke zmenšování jejich konstrukcí s podmínkou zachování výkonu, tzv. Downsizing. Aby výrobci motorů tento požadavek splnili, používají zejména přeplňování. To umožní, při snížení zdvihového objemu, dosáhnout potřebných výkonových parametrů. V současnosti se tento trend netýká pouze motorů osobních automobilů, ve značné míře již zasáhl motory nákladních automobilů. Velké vidlicové motory jsou nahrazovány převážně řadovými šestiválcovými přeplňovanými agregáty.

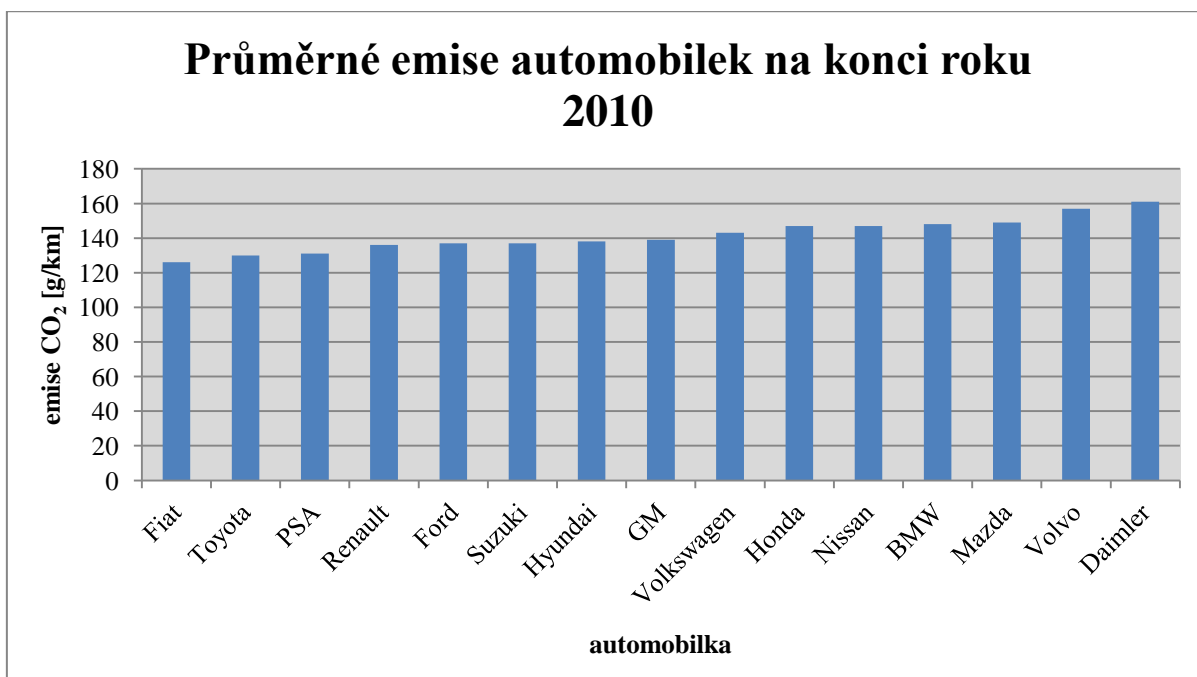
Řešení této diplomové práce vychází z Downsizingu. V duchu této myšlenky je v dané práci zpracován návrh dvouválcového klikového mechanismu, který je stejné koncepce jako doposud vyráběný čtyřválcový motor firmy Zetor. V rámci návrhu je podrobně zpracována koncepce vyvážení, včetně sestavy klikového mechanismu s vyvážením a výkresové dokumentace vyvažovací jednotky.



1 DOWNSIZING A SNIŽOVÁNÍ EMISÍ MOTOROVÝCH VOZIDEL

Zejména ve spojitosti s pohonnými jednotkami osobních automobilů je nejčastěji spojován termín „Downsizing“. Jednoduše řečeno, tento výraz vyjadřuje zmenšování. Můžeme si to představit jako snahu o zmenšování zdvihového objemu motoru, příp. snižování počtu válců se současným zachováním původních výkonnostních parametrů, nebo v lepším případě jejich navýšením. Cílem je pochopitelně snížit co nejvíce dopad na životní prostředí. Větší zdvihový objem motoru napovídá, že motor bude rozměrnější, bude mít větší hmotnost a tím pádem i větší setrvačné hmoty. Všechny tyto aspekty vedou k větším pasivním odporům motoru. Výsledkem je větší spotřeba paliva a samozřejmě větší množství škodlivých emisí. Jedním z řešení tohoto problému je Downsizing. Výkonové parametry starších klasických atmosférických motorů jsou omezeny množstvím vzduchu, které motor dokáže při sacím cyklu nasát a způsobem dodávky paliva. Řešením je instalování turbodmychadla nebo mechanického kompresoru. Tím dochází k vytvoření přetlaku v sacím potrubí motoru, což umožňuje nasání většího množství vzduchu, příp. směsi do válce, nebo zdokonalení samotného vstřikování paliva. Zejména užití přímého vstřikování u zážehových motorů umožní přesné dávkování benzínu a tím lepší využití paliva. Vývoj materiálů dále umožňuje snížení hmotností jednotlivých dílů při zachování požadovaných parametrů. Tyto úpravy umožní získání podstatně většího výkonu ze stejného zdvihového objemu. Výsledkem je motor, který odpovídá požadavkům na nižší spotřebu paliva, ale zároveň dodává dostatečný výkon.

Evropská unie se zasazuje o snižování emisí vydáváním předpisů. Momentálně se jedná o normu EURO 5, která dané hodnoty předepisuje. Přísnější norma EURO 6 vstoupí v platnost již v září roku 2014. V rámci této normy se budou vyrábět automobily, které musí splňovat emise CO₂ 130 g/km. Následující graf udává hodnoty průměrných emisí CO₂ jednotlivých automobilek na konci roku 2010. Podle dostupných údajů, největšího pokroku oproti roku 2009 dosáhla automobilka Volvo, která snížila emise o takřka 10 %. Průměrný pokles emisí CO₂ u níže zobrazených automobilek se však pohyboval mezi hodnotami 2 – 6 %.





Manufacturer group	Ranking 2009	Sales 2010	2010	2009	Reduction in %
1 Volvo	-	206,787	157	173	9.3%
2 Volkswagen Group	10	2,813,854	143	152	6.2%
3 GM	11	1,148,845	139	148	6.0%
4 Ford	6	1,079,078	137	144	4.9%
5 Nissan	8	390,376	147	153	4.1%
6 Fiat	5	982,002	126	130	3.5%
7 Daimler	7	648,912	161	166	3.0%
8 PSA	12	1,791,176	131	135	2.9%
9 Suzuki	2	192,121	137	140	2.6%
10 BMW	13	718,422	148	151	2.2%
11 Renault	14	1,378,234	136	139	2.1%
12 Hyundai	4	580,802	138	141	1.7%
13 Toyota	1	584,857	130	131	1.3%
14 Mazda	3	170,114	149	149	-0.3%
15 Honda	9	174,559	147	146	-0.6%
Average*			140.3	145.7	3.7%

Obr. 1.1 Žebříček automobilek podle dosaženého snížení emisí [6]

Bohužel u motorů navržených v duchu Downsizingu se projevuje snížení hodnot krouticího momentu v nízkých otáčkách oproti dřívějším atmosférickým motorům s větším zdvihovým objemem. Krouticí moment moderního motoru dosahuje vyšších hodnot až při vyšších otáčkách. Výrobci musí s touto skutečností počítat při návrhu pohonné jednotky pro daný automobil. Příkladem může být instalování 1.2 litrového motoru do automobilu o větší celkové hmotnosti. Poté bude muset řidič provozovat motor ve vyšším spektru otáček, aby dosáhl potřebného výkonu. Tuto skutečnost, která se jeví jako nevýhoda, výrobci osobních automobilů řeší nabídkou různých pohonných jednotek, aby si zákazník mohl vybrat dle svých požadavků. Příkladem jsou automobily Škoda Octavia, ve kterých jsou již určitou dobu užívané zážehové přeplňované motory označované TSI. Z dosavadních zkušeností s tímto vozem vyplývá, že jedním z nejvhodnějších motorů je 1.4 TSI. Tento agregát poskytuje potřebný výkon pro pohodlný a úsporný provoz. [5][7][8]

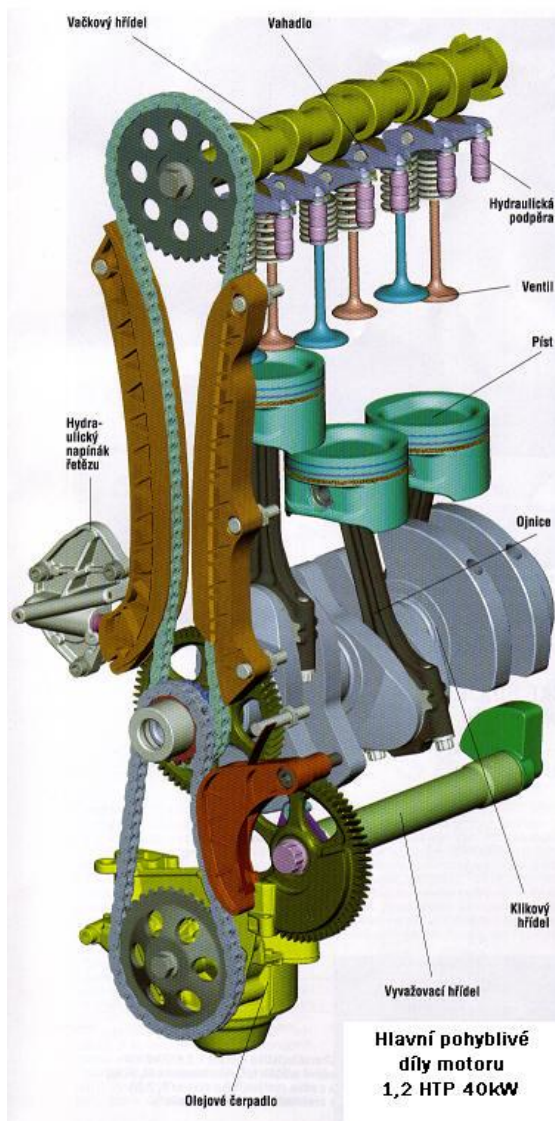


1.1 AUTOMOBILOVÉ MOTORY

1.1.1 ŠKODA 1.2 HTP

Příkladem nízkoobjemové pohonné jednotky je motor Škoda 1.2 HTP. Tento motor se používá ve Škodě Fabii. Jedná se o tříválec klasické konstrukce. Blok i hlava motoru je vyrobená z hliníkové slitiny. Na obrázcích 1.2 a 1.3 je přehledně zobrazeno schéma staršího a novějšího provedení motoru. Klikové ústrojí je uloženo pomocí čtyř ložisek, vyvážení je provedeno částečným vyvážením na klikové hřídeli společně s protiběžným vyvažovacím hřídelem.

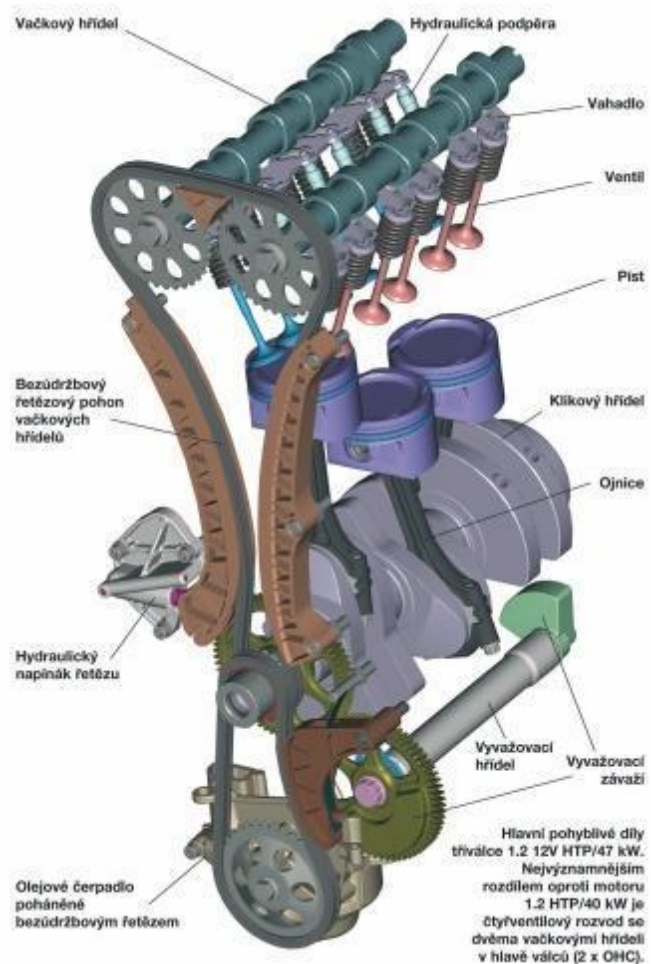
Původní tříválcová verze obsahovala ventilový rozvod s jednou vačkovou hřídelí a šesti ventily, výkon činil 40 kW. [9]



Obr. 1.2 Motor Škoda 1.2 HTP 40 kW [9]



Později přišla modernější verze se dvěma vačkovými hřídeli, počet ventilů na válec se zvýšil na čtyři. Výsledkem je zvýšený výkon na hodnotu 47 kW. [10]



Obr. 1.3 Motor Škoda 1.2 HTP 47 kW [10]



1.1.2 FIAT 126

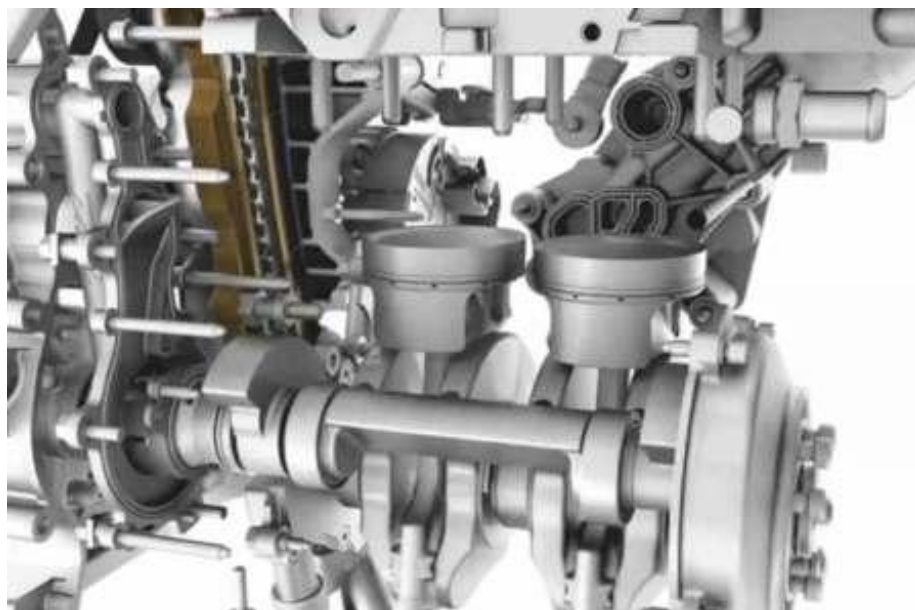
Fiat 126 patří mezi zástupce automobilů se čtyřdobým dvouválcovým motorem. Vyráběl se mezi léty 1972 – 2000 v Polsku. Základní verze motoru měla obsah 594 cm^3 , postupně se zvyšoval na 652 cm^3 a nakonec na 704 cm^3 . Klikové ústrojí je řešeno s pravidelnými rozestupy zážehů. Tudíž zážeh druhého válce je zpožděn o 360° oproti prvnímu válci. Uložení je řešeno dvěma ložisky. Díky konstrukci s pravidelnými rozestupy bylo vyvážení řešeno jako částečné s větším protizávažím umístěným na opačné straně ojnicních čepů. [11]



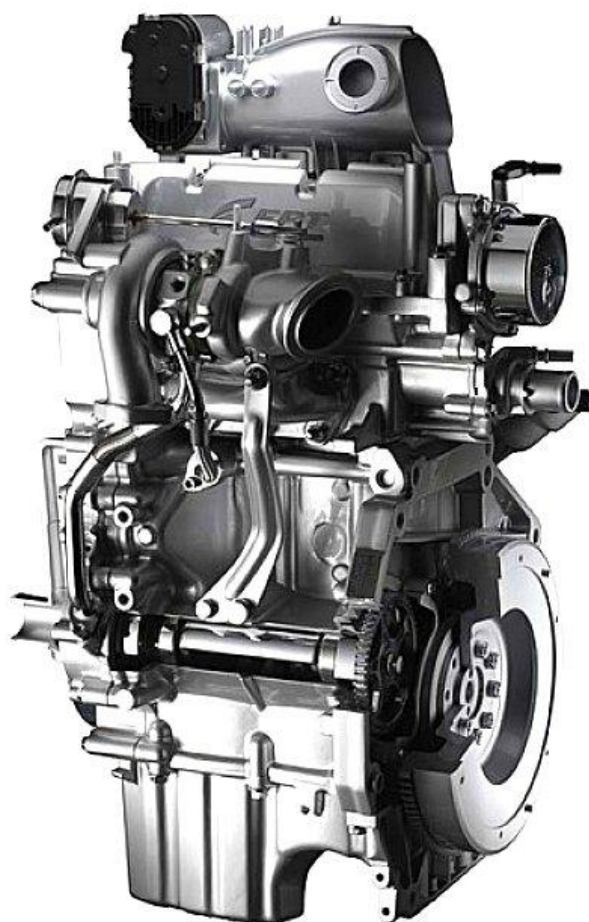
Obr. 1.4 Klikový hřídel motoru Fiat 126 [12]

1.1.3 FIAT TWINAIR

Motor řady TwinAir je nový dvouválcový motor od firmy Fiat, který je údajně motor s nejnižšími emisemi na světě. Jedná se o vrchol downsizingu. Výrobce udává 30 % snížení emisí. Motor je použit převážně v novém Fiatu 500. Motor TwinAir je tedy dvouválcový motor přepřínovaný turbodmychadlem s obsahem válců 875 cm^3 a výkonem 63 kW. Jedná se o moderní motor vybavený elektrohydraulickým ovládním zdvihu, doby otevření sacích ventilů a moderním turbodmychadlem. Výkon tohoto motoru je pozoruhodný oproti jeho starším předchůdcům. Klikové ústrojí je řešeno podobně jako ve Fiatu 126. Rozestupy zážehů jsou taktéž pravidelné po 360° , tudíž se oba válce pohybují souběžně. Na níže uvedeném obrázku je znázorněno schematické uspořádání motoru. Vyvážení je řešeno pomocí vývažků na klikovém hřídeli společně s protiběžným vyvažovacím hřídelem, který je poháněný ozubeným převodem. [13]



Obr. 1.5 Klikové ústrojí motoru Fiat TwinAir [14]



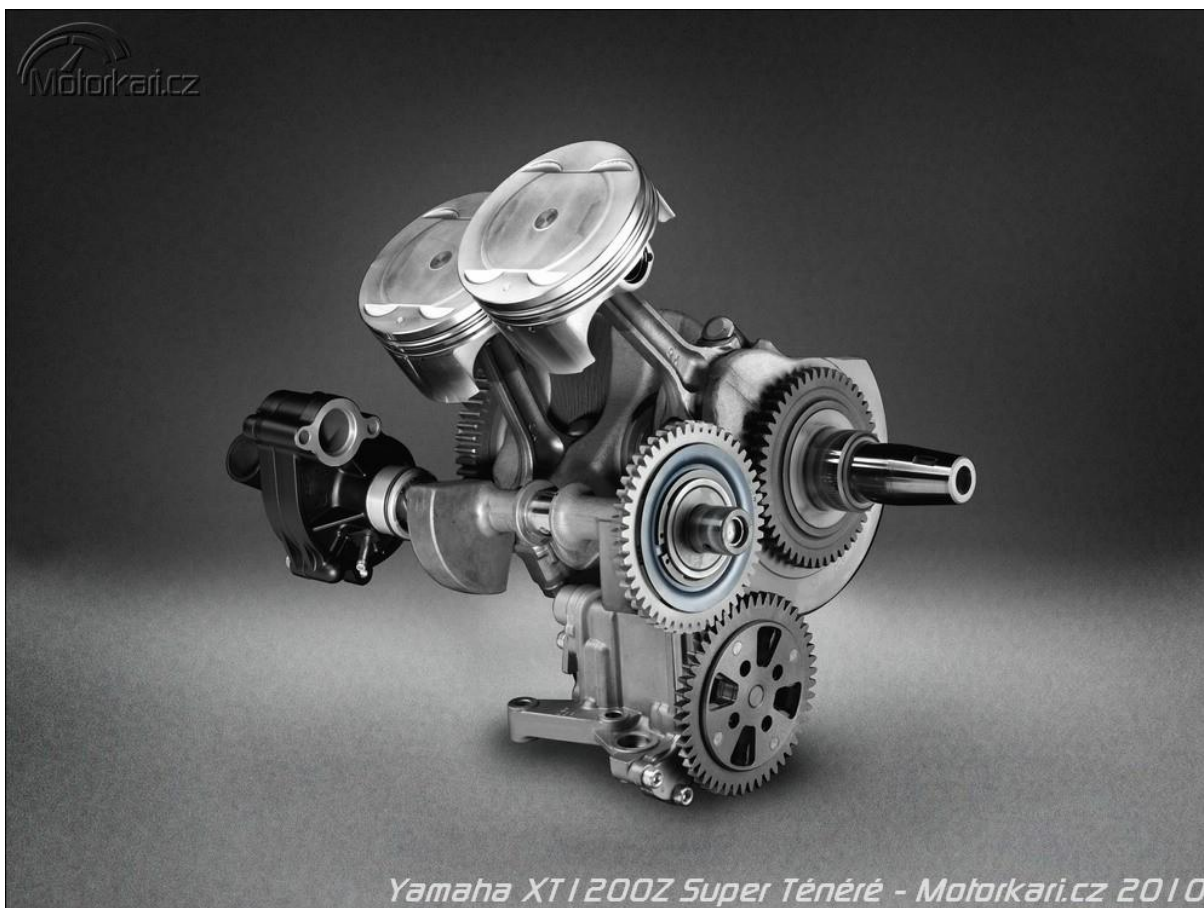
Obr. 1.6 Motor Fiat TwinAir [15]



1.2 DVOUVÁLCOVÉ MOTOCYKLOVÉ MOTORY

1.2.1 YAMAHA XT1200Z

Prvním příkladem je motor z Yamahy XT 1200Z. Jedná se o moderní zážehový kapalinou chlazený dvouválcový řadový motocyklový motor o obsahu 1199 cm^3 , výkonu 81 kW při otáčkách 7250 min^{-1} a krouticím momentu 114 Nm při 6000 min^{-1} . Vyvážení klikového ústrojí je řešeno pomocí jednoho protiběžného vyvažovacího hřídele. [16]



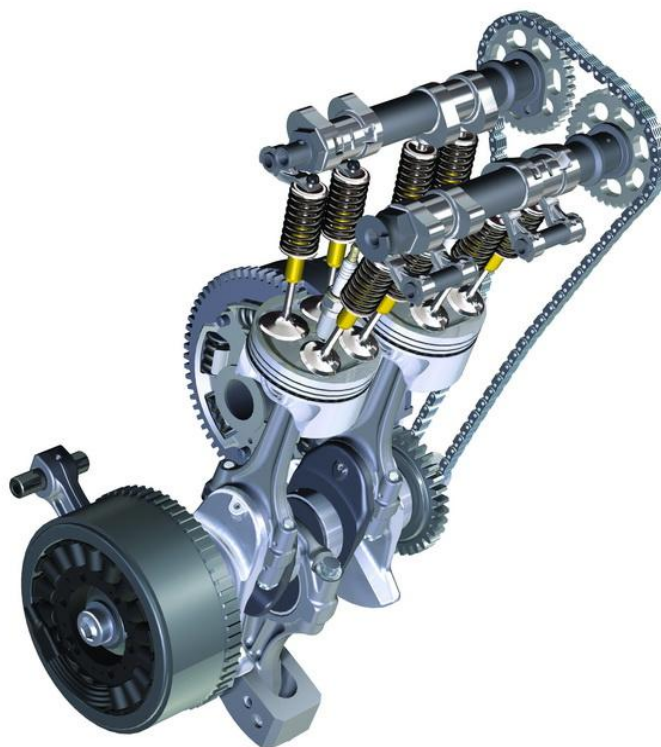
Obr. 1.7 Klikové ústrojí motoru Yamaha XT1200Z [17]

1.2.2 BMW F800S

Tento dvouválcový kapalinou chlazený motocyklový řadový motor má obsah 798 cm^3 , výkon 63 kW při otáčkách 7500 min^{-1} , krouticí moment 83 Nm při 5750 min^{-1} . Tento typ motoru vyvozuje nevyváženost v setrvačných silách posuvných částí a pro jejich eliminaci využívá koncepci pomocné ojnice s kyvným ramenem. Klikový mechanismus je uspořádán s pravidelnými zážehy po 360° . Válce se pohybují souběžně, jedná se tedy o tzv. paralelní twin motor. [20]



Obr. 1.8 Vyvažovací ojnice klikového ústrojí motoru BMW F800S [19]



Obr. 1.9 Klikové ústrojí motoru BMW F800S [18]

BMW F 800 S/ST
Motormechanik und Ventiltrieb
BMW F 800 S/ST
engine mechanics and valve gear
P0024607 BMW Group PressClub: www.press.bmwgroup.com
© BMW AG Nur für Presse Zwecke / For press purposes only

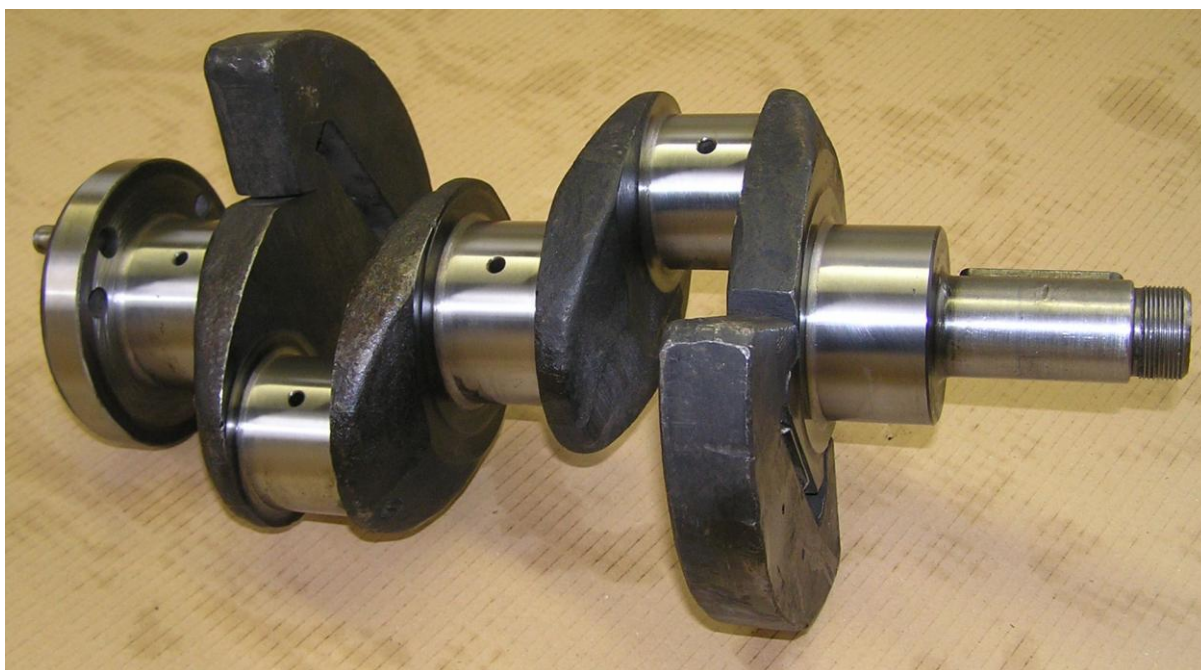
02/2006



1.3 MALÉ TRAKTOROVÉ MOTORY

1.3.1 ZETOR 2001

Motor Zetor 2001 je poslední dvouválcový motor, který byl v Zetoru Brno vyráběn v letech 1960 – 1967 jako následovník světově známého motoru traktoru Zetor 25, vyráběného mezi lety 1946 - 1961. Zdvihový objem byl 1560 cm^3 , maximální výkon 22 k při 2000 min^{-1} a krouticí moment 95 Nm při 1500 min^{-1} . Byl použit v traktorech Zetor 2011, 2511, 2023. Klikový hřídel byla uložena na třech hlavních ložiskách. Vyvážení bylo řešeno jako momentové s montovatelnými protizávažími bez použití vyvažovacího hřídele. Jednalo se tedy o částečné vyvážení. Tento motor byl využit jako předloha pro předkládanou diplomovou práci.



Obr. 1.10 Klikový hřídel motoru Zetor 2001 [21]



Obr. 1.10 Klikový hřídel motoru Zetor 2001 [21]



2 KLIKOVÝ MECHANISMUS

Pro návrh dvouválcového motoru byla použita válcová jednotka používaná ve čtyřválcových motorech Zetor. Všechny základní parametry byly získány od vedoucího této diplomové práce, viz tab. 2.1. Výpočty daných veličin byly provedeny v programu Mathcad.

Tabulka. 2.1 Základní parametry válcové jednotky

Počet válců	n_v	2
Vrtání	D	105 mm
Zdvih	Z	120 mm
Zdvihový objem	V_z	2078 cm ³
Jmenovité otáčky	n	2200 min ⁻¹
Maximální otáčky	n_{max}	2460 min ⁻¹
Očekávaný výkon	P_e	50 kW
Kompresní poměr	ϵ	17.8
Hmotnost pístní skupiny	m_{psk}	2.0539 kg
Hmotnost posuvných částí ojnice	m_{o1}	0.907 kg
Hmotnost rotujících částí ojnice	m_{o2}	1.645 kg
Délka ojnice	l	215 mm
Excentricita klikového mechanismu	e	0.5 mm



2.1 KINEMATIKA KLIKOVÉHO MECHANISMU

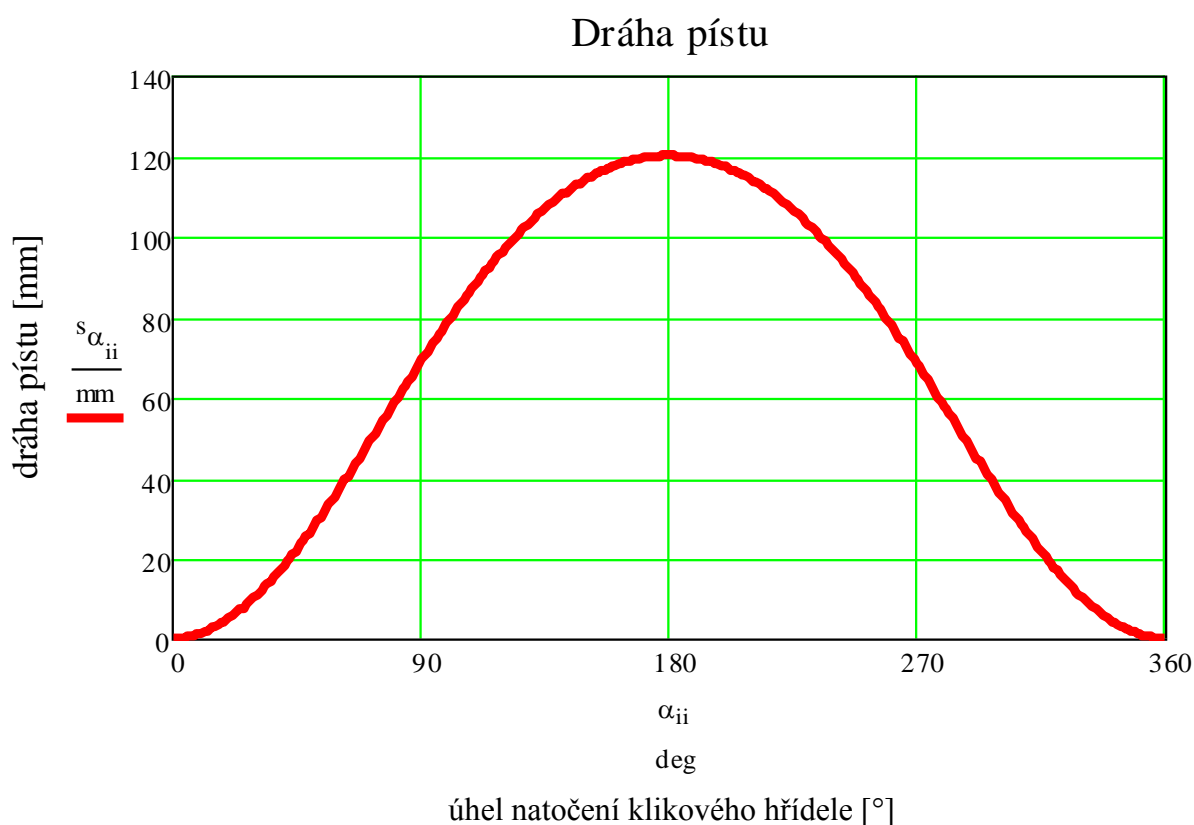
Pro určení sil v klikovém mechanismu je nutné nejdříve určit průběhy základních kinematických veličin – dráha, rychlost a zrychlení pístu. Dané veličiny jsou určeny v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele. Dle zadání má být klikový mechanismus excentrický. Vycházím tedy ze vztahů z učebních podkladů fakulty strojní VUT.

2.1.1 DRÁHA PÍSTU

Výpočet byl určen dle zjednodušeného vzorce ze studijních podkladů [1]:

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

kde l [m] je délka ojnice, r [m] je poloměr klikové hřídele, e [m] je excentricita klikového mechanismu, λ [-] je klikový poměr $\frac{r}{l}$, λ_e [-] je excentrický poměr $\frac{e}{l}$, α je úhel natočení klikového hřídele od horní úvrati.



Obr. 2.1 Graf průběhu dráhy pístu

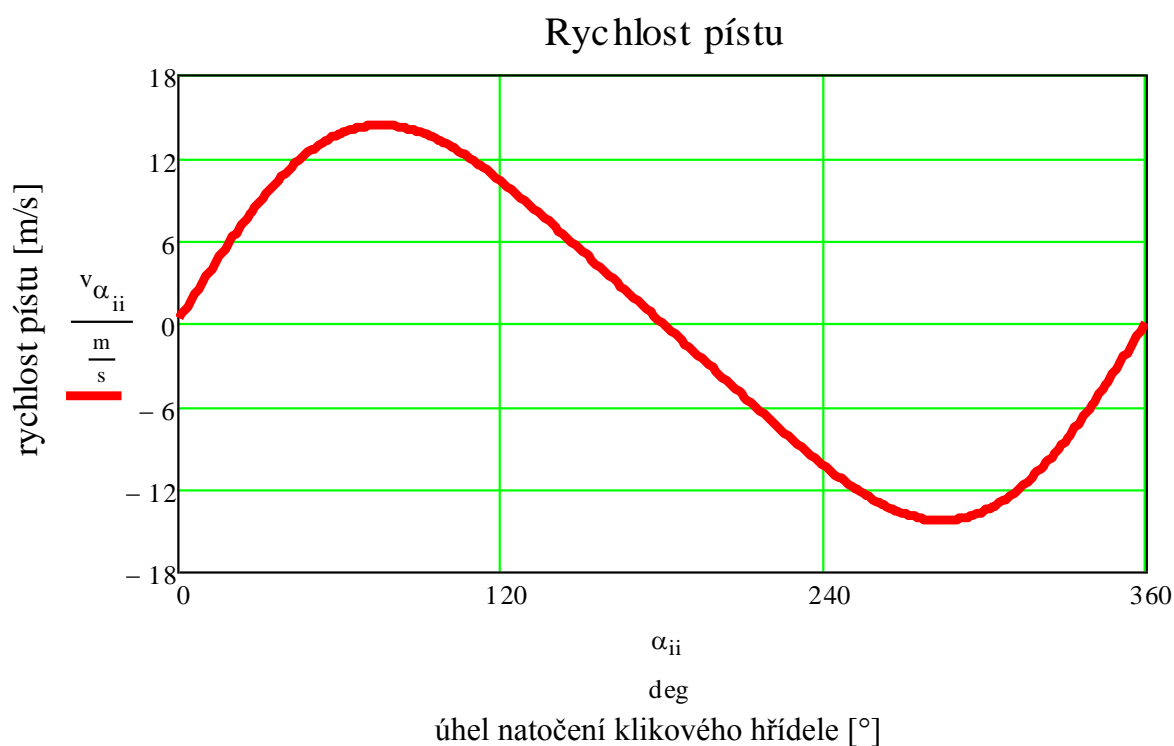


2.1.2 RYCHLOST PÍSTU

Výpočet rychlosti pístu byl určen dle zjednodušeného vzorce ze studijních podkladů [1]:

$$v_p \doteq r\omega \left[\sin \alpha - \lambda_e \cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right] \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (2)$$

kde ω [$rad \cdot s^{-1}$] je úhlová rychlost otáčení klikové hřídele, $\omega = 2\pi n$



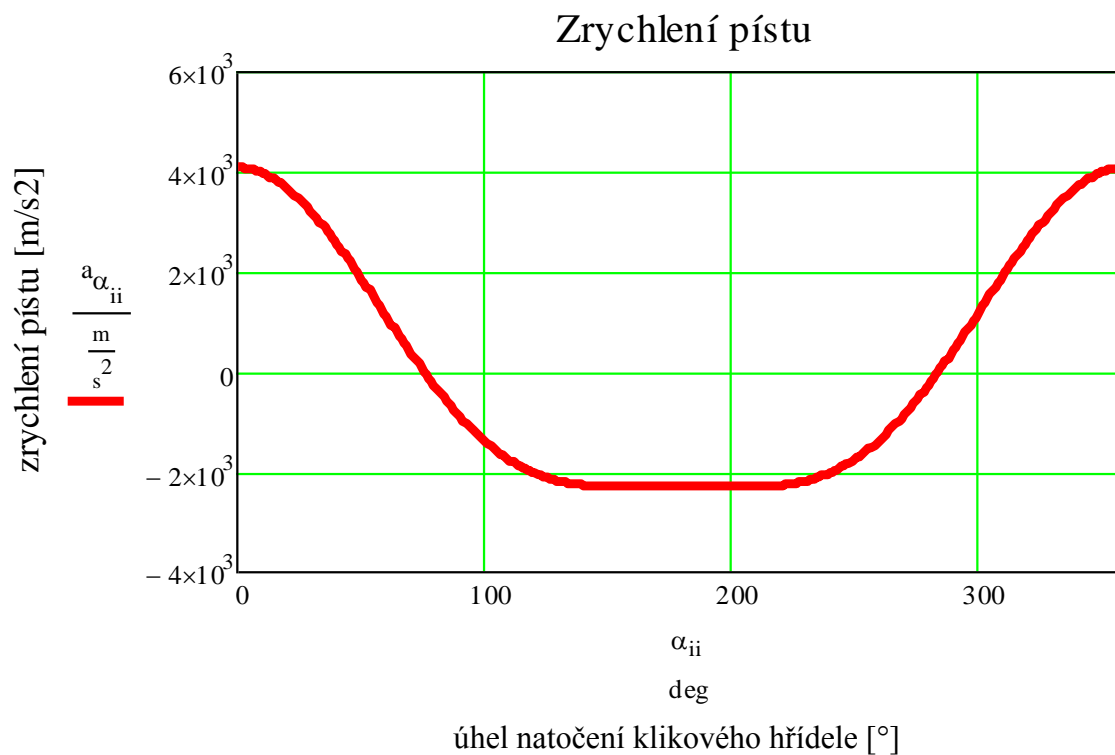
Obr. 2.1 Graf průběhu rychlosti pístu



2.1.3 ZRYCHLENÍ PÍSTU

Výpočet zrychlení pístu byl určen dle zjednodušeného vzorce ze studijních podkladů [1]:

$$a_p \doteq r\omega^2[\cos \alpha + \lambda_e \sin \alpha + \lambda \cos 2\alpha] \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (3)$$



Obr. 2.1 Graf průběhu zrychlení pístu



2.2 SÍLY A MOMENTY V KLIKOVÉM MECHANISMU

Klikový mechanismus každého spalovacího motoru je namáhán dvěma základními druhy sil. Jedná se o síly vnitřní (primární) a síly vnější, neboli volné (sekundární).

Vnitřní síly vznikají na základě tlaku plynů po expanzi a působí na celou plochu pístu. Tyto síly mají vždy účinek na klikový mechanismus a navenek se nijak neprojevují, příp. jsou zachyceny rámem stroje.

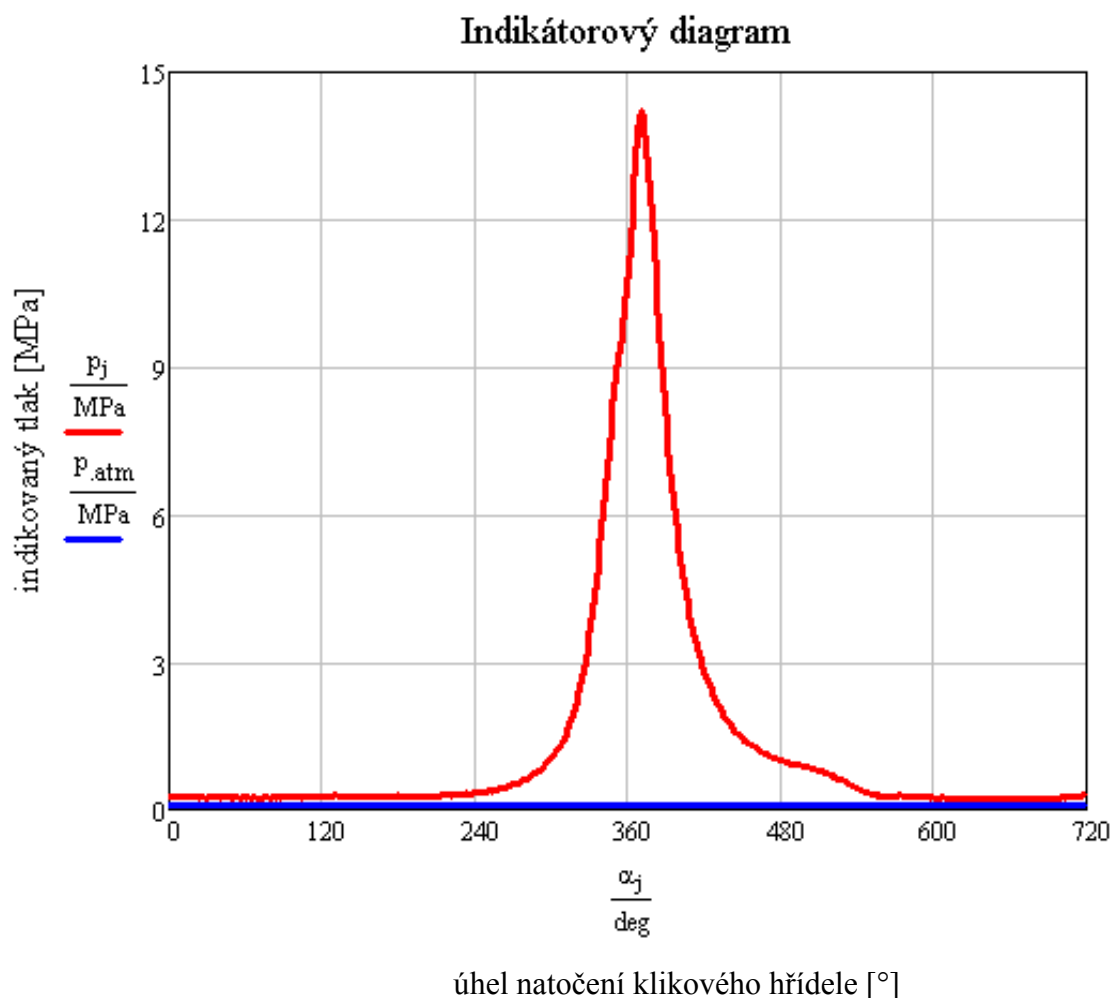
Vnější síly a jimi způsobené momenty jsou setrvačné síly, které při svém pohybu pohybují jednotlivými částmi klikového ústrojí. Tyto volné síly a momenty jsou přenášeny rámem stroje a upevňovacími šrouby na základ, způsobují chvění nebo trhání upevňovacích prvků. Proto je třeba tyto vlivy omezit případně eliminovat.

Výpočet klikového mechanismu se skládá z popisu pohybů jednotlivých částí. Pístní skupina vykonává přímočarý pohyb vratný. Klikový hřídel rotuje úhlovou rychlostí. Ojnice koná obecný rovinný pohyb, kdy se vykyvuje a zároveň otáčí. Tento pohyb je složitý pro výpočet, proto se hmota ojnice redukuje do dvou hmotných bodů, jejichž účinky plně nahrazují původní těleso. [2]



2.2.1 INDIKÁTOROVÝ DIAGRAM

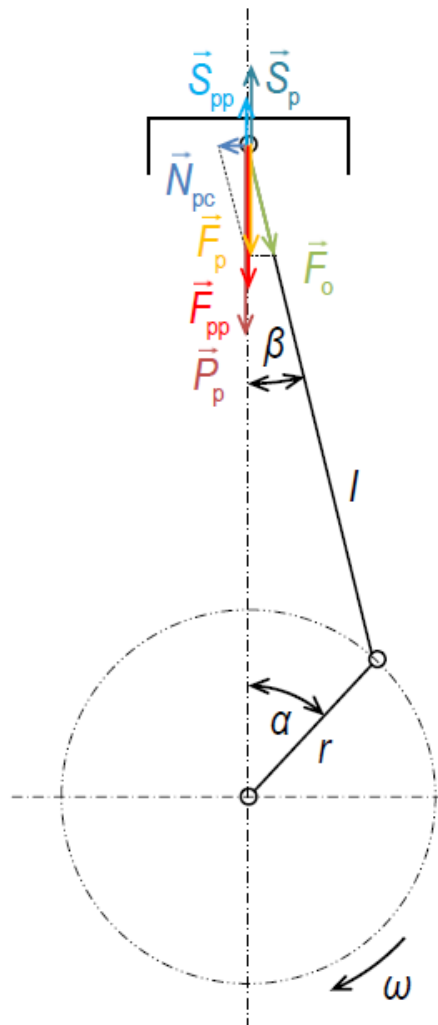
Abychom mohli určit síly v klikovém mechanismu, je třeba nejdříve znát průběh tlaku ve válci. Průběh je znázorněn charakteristicky pro jeden cyklus spalovacího procesu, tedy pro dvě otáčky klikové hřídele. Datový soubor indikátorového digramu byl poskytnut vedoucím této práce.



Obr. 2.1 Průběh indikovaného tlaku ve válci

2.2.2 SÍLY PŮSOBÍCÍ NA PÍSTNÍ ČEP

Zatížení pístního čepu je dáno charakterem pohybu a přenosu síly na ojnici. V důsledku toho rozdělujeme tuto sílu na sílu působící v ose válce a na sílu působící kolmo na osu válce.



Obr. 2.2 Schéma sil působících na pístní čep [1]

Primární silou zatěžující pístní čep je síla od tlaku plynů. Tato síla závisí na úhlu natočení klikového hřídele a její průběh získáme pomocí indikátorového diagramu a plochy pístu. [1]:

$$\vec{P}_p = (p(\alpha) - p_{atm}) \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad [N] \quad (4)$$

kde $p(\alpha)$ [MPa] je okamžitý tlak plynů nad pístem, p_{atm} [MPa] je atmosférický tlak v klikové skříni, D [mm] je průměr pístu

Druhou silou jsou setrvačné síly, které jsou přítomny všude, kde dochází ke změně rychlosti. I tato síla je závislá na úhlu natočení klikové hřídele [2]:

$$\vec{S}_{pp} = (m_{psk} - m_{pč}) \cdot a_p(\alpha) \quad [N] \quad (5)$$

kde m_{psk} [kg] je hmotnost pístní skupiny, $m_{pč}$ [kg] je hmotnost pístního čepu, a_p [ms^{-2}] je zrychlení pístu v závislosti na úhlu natočení kliky

Celková síla působící v pístním čepu na horní oko ojnice je pak dána součtem obou předchozích průběhů [1]:



$$\vec{F}_{pp} = \vec{P}_p(\alpha) + \vec{S}_{pp}(\alpha) \quad [\text{N}] \quad (6)$$

Pro další výpočet a určení síly v ojnici a normálové síly válce je zapotřebí k setrvačné síle přičíst ještě hmotnost posuvné části ojnice m_{o1} [1]:

$$\vec{S}_p(\alpha) = -(m_{psk} + m_{o1}) \cdot a_p(\alpha) \quad [\text{N}] \quad (7)$$

Poté určíme výslednou sílu posuvných částí [1]:

$$\vec{F}_p = \vec{P}_p(\alpha) + \vec{S}_p(\alpha) \quad [\text{N}] \quad (8)$$

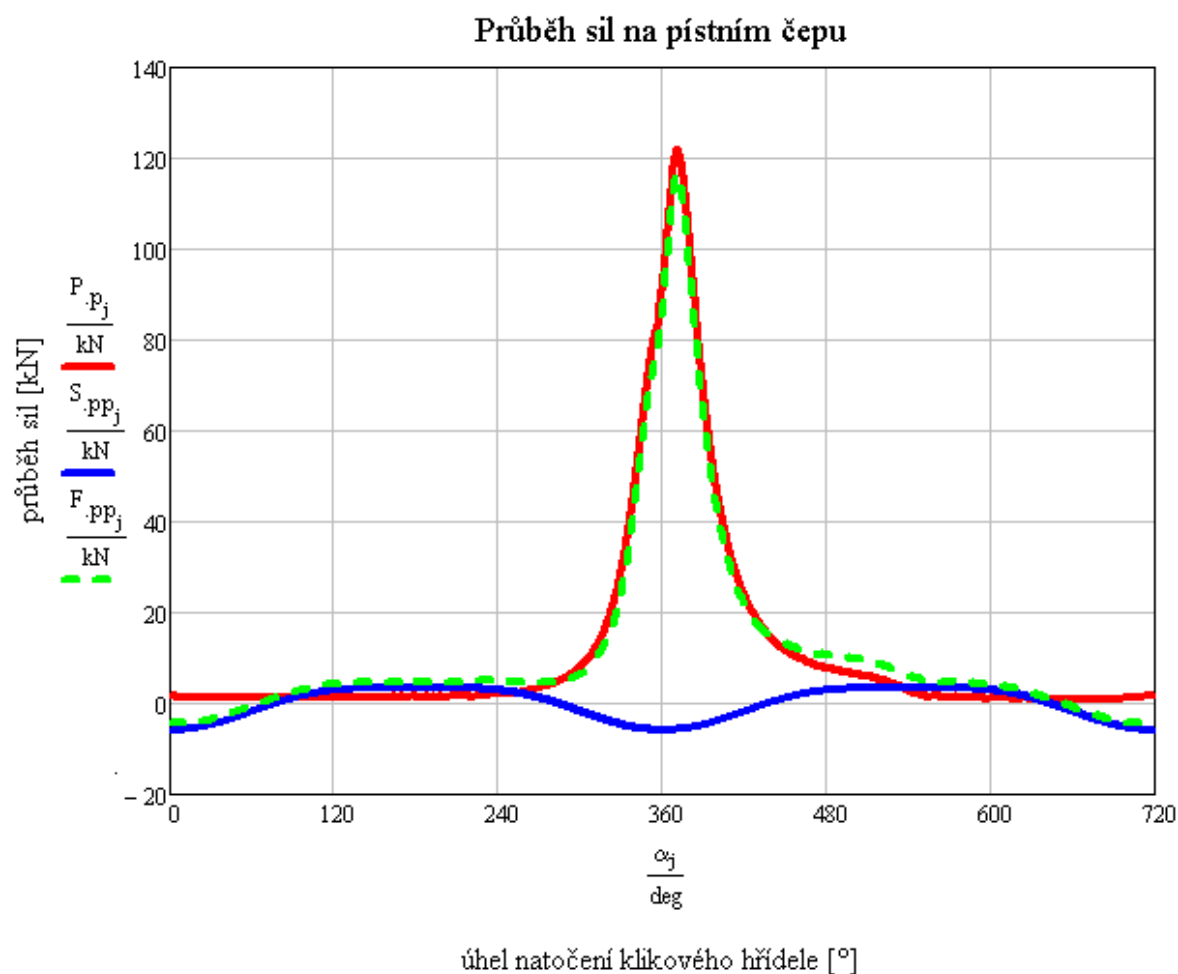
Z výsledné síly můžeme rozkladem určit sílu v ojnici a normálovou sílu [1]:

$$\vec{F}_o = \frac{\vec{F}_p}{\cos(\beta)} \quad [\text{N}] \quad (9)$$

$$\text{kde } \beta = \arcsin\left(\frac{r \cdot \sin \alpha - e}{l}\right) \quad (10)$$

a na složku normálovou k ose válce [1]:

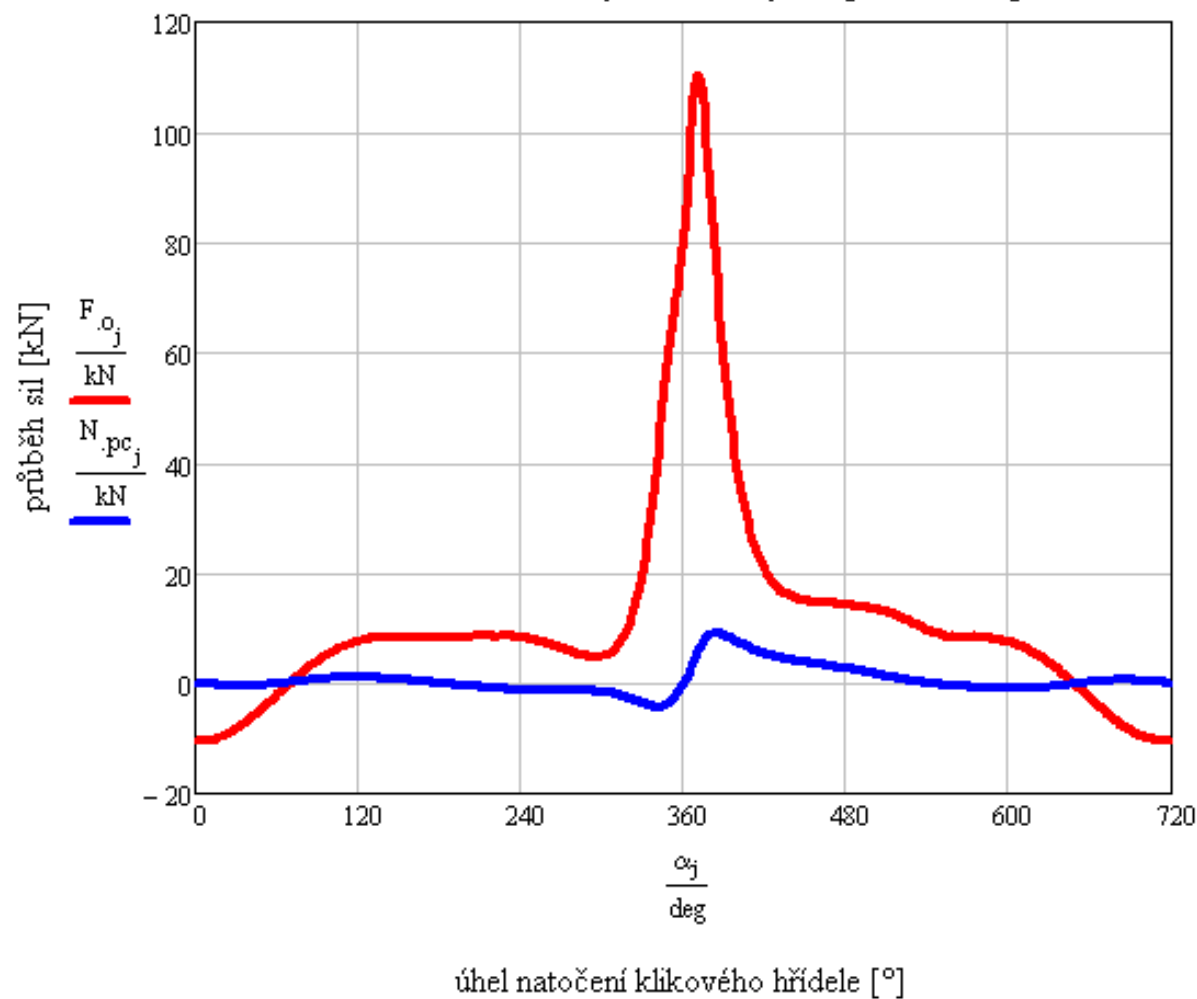
$$\vec{N}_{pc} = \vec{F}_p \cdot \text{tg} \beta \quad [\text{N}] \quad (11)$$



Obr. 2.3 Síly na pístním čepu



Průběh rozkladu výsledné síly na pístním čepu



Obr. 2.4 Graf normálové síly a síly v ose ojnice



Dále zde působí odstředivá síla rotující části ojnice [1]:

$$\vec{F}_{ro} = r \cdot \omega^2 \cdot m_{o2} \quad [\text{N}] \quad (14)$$

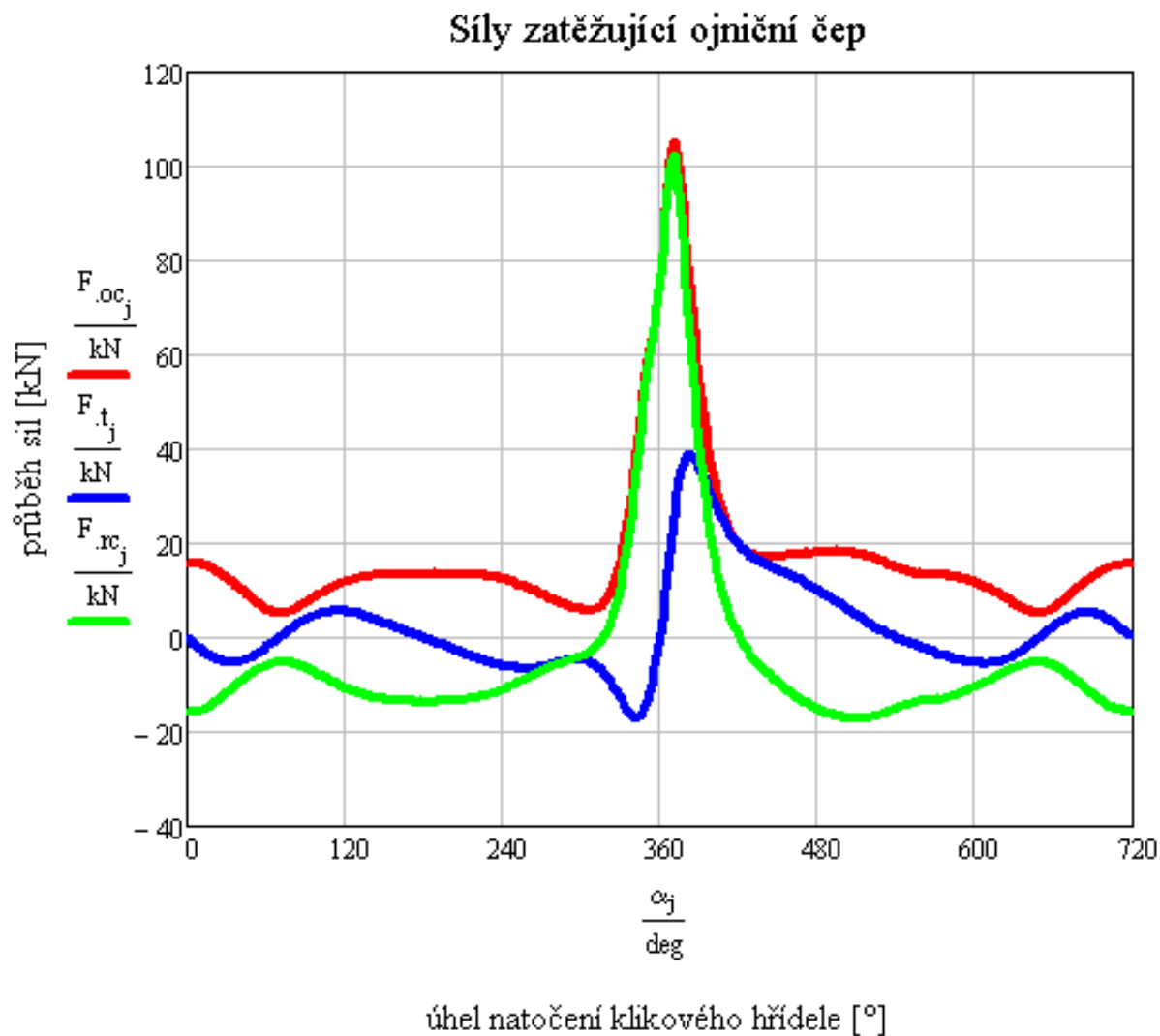
kde m_{o2} [kg] je hmotnost rotujících částí ojnice

Součtem obou radiálních vektorů dostaneme výslednou radiální sílu ojnicního čepu [1]:

$$\vec{F}_{rc} = \vec{F}_r + \vec{F}_{ro} \quad [\text{N}] \quad (15)$$

Výsledná síla působící na ojnicní čep se tedy určí [1]:

$$\vec{F}_{oc} = \sqrt{F_{rc}^2 + F_t^2} \quad [\text{N}] \quad (16)$$

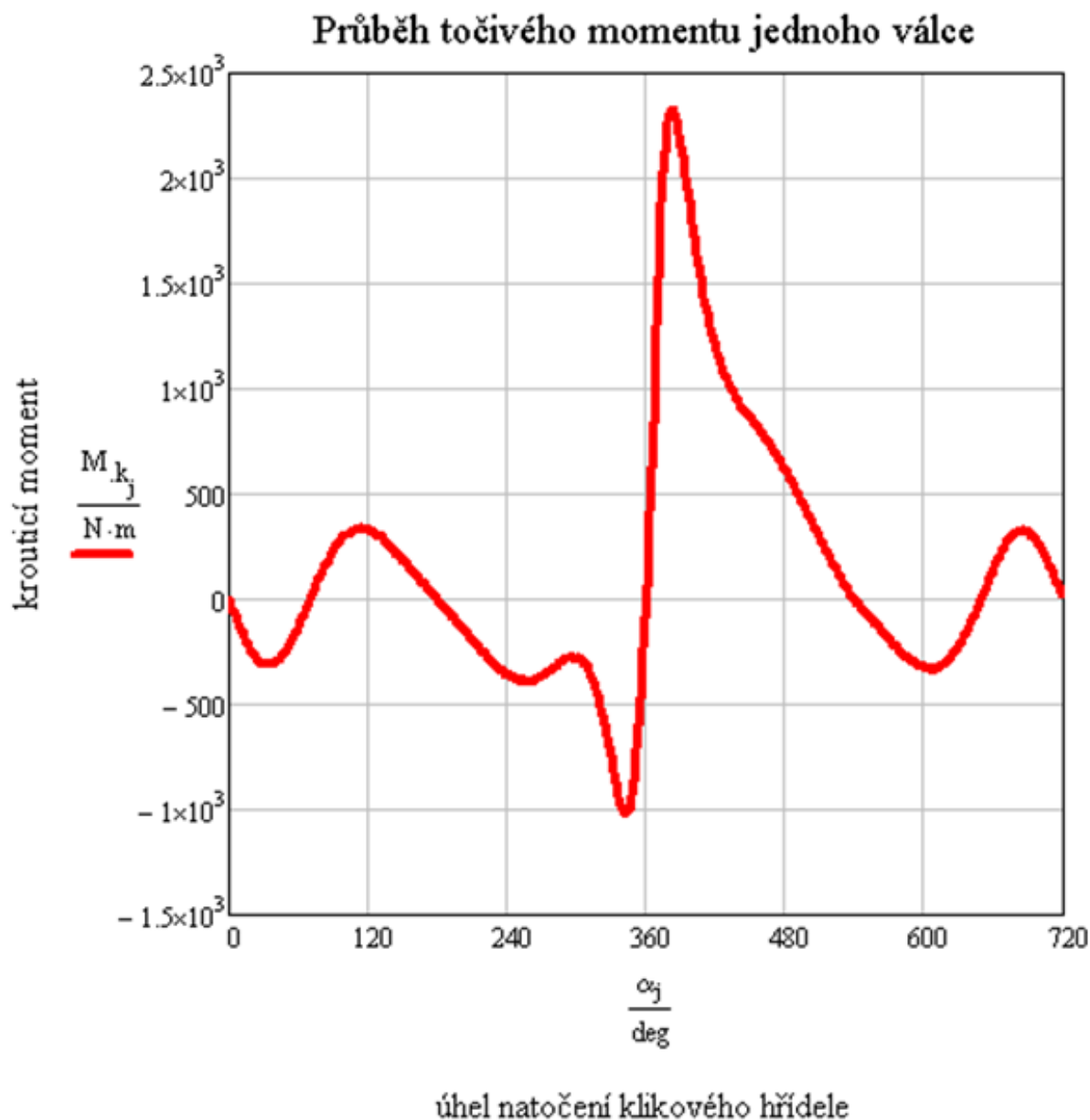


Obr. 2.6 Znáznornění sil na ojnicním čepu



2.2.4 KROUTICÍ MOMENT NA KLIKOVÉM HŘÍDELI

Z obrázku, znázorňujícího působící síly v klikovém mechanismu, je jasné, že jedinou složkou vytvářející točivý moment je tangenciální síla F_t . Když tuto sílu vynásobíme poloměrem klikové hřídele, získáme kroučící moment válce. Kroučící moment vychází od prvního zalomení klikové hřídele motoru a postupně se k němu přičítají účinky momentů dalších zalomení. Snahou je získat co nejhladší průběh momentu, podle toho volíme vhodné uspořádání klikového hřídele, příp. pořadí vstříků. [2]



Obr. 2.7 Znáornění kroučícího momentu jednoho válce



Velikost středního indikovaného momentu jednoho válce vychází kolem 140 Nm. Z toho tedy vyplývá, že střední indikovaný výkon jednoho válce je:

$$P_i = M_i \cdot \omega \quad [\text{kW}] \quad (17)$$

kde M_i je střední indikovaný moment

Střední indikovaný výkon jednoho válce je 32 kW.



3 MOŽNOSTI VYVÁŽENÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

Vyvážením klikového ústrojí se rozumí odstranění nebo zmírnění účinků setrvačných sil (momentů), které vznikají pohybem samotného ústrojí. Nejjednodušší způsob spočívá ve vhodném zvolení uspořádání klikového ústrojí tak, aby se alespoň hlavní setrvačné síly (momenty) v každé poloze mechanismu navzájem vyrušily. Bohužel ne ve všech případech je toto možné. Proto je nutné připojení protizávaží, jehož účinek působí proti vznikající setrvačné síle (momentu). Protizávaží se též užívají ke snížení tření v hlavních ložiscích, což přispívá k hodnotě mechanické účinnosti ústrojí. Naopak dochází ke zvýšení hmotnosti, což má za následek vyšší moment setrvačnosti.

V případě víceválcových motorů je nutné řešit problém vzniku podélných momentů v různých rovinách motoru. Tyto momenty způsobují naklápění motoru. Jejich účinky je nutné zachytit na rámu zařízení. [2]

3.1 KONCEPCE USPOŘÁDÁNÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

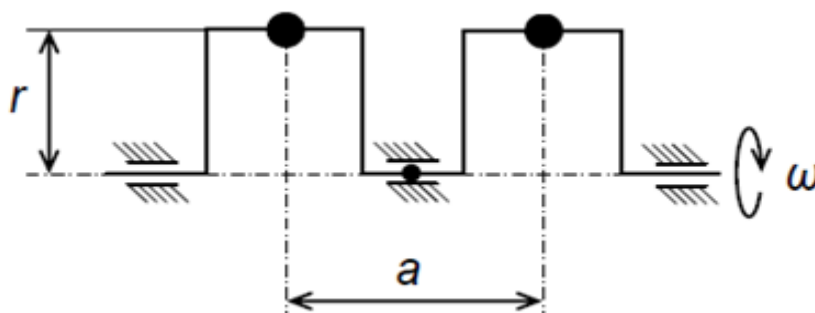
Vhodnou volbou uspořádání klikové hřídele je možné snížit účinky setrvačných sil a tím si usnadnit vyvážení celého ústrojí.

V rámci diplomové práce se jedná o návrh vyvážení čtyřdobého dvouválcového motoru. Vzhledem k tomu, že se jedná o motor pro použití v traktoru, byla zvolena koncepce řadového motoru. Konstrukce traktoru s tímto motorem poskytuje větší rozvor a s tím spojenou lepší ovladatelnost, nosnost v třibodovém závěsu a tahovou sílu. Použití koncepce s vidlicovým motorem tyto přednosti nenabízí. Naopak by došlo k rozšíření rozměru nutného pro zástavbu motoru.

V důsledku velkého zatížení byla zvolena kliková hřídel se třemi hlavními ložisky.

3.1.1 DVOUVÁLEC S PRAVIDELNÝMI ZÁŽEHY

V koncepci dvouválců s pravidelnými zážehy jsou ramena klikového hřídele vůči sobě natočena o úhel 360° (obr. 3.1).



Obr. 3.1 Schéma klikové hřídele dvouválců 360° [1]

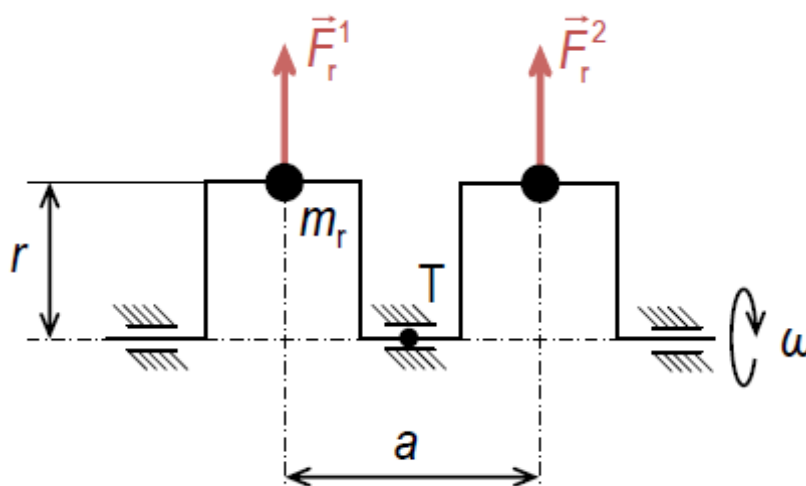


Tato koncepce klikové hřídele je použita např. u motorů automobilů Fiat 126p a v novém moderním motoru Fiat TwinAir (obr. 3.2).



Obr. 3.2 Klikový hřídel motoru Fiat TwinAir [3]

VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL A MOMENTŮ ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ



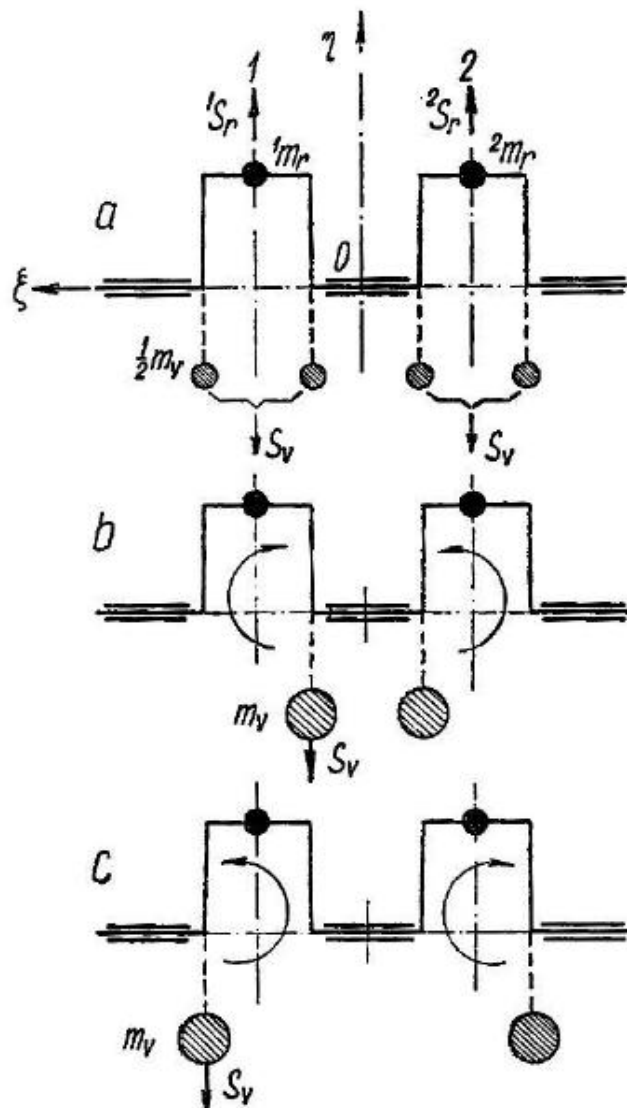
Obr. 3.3 Schéma setrvačných sil rotujících částí dvouválcové klikové hřídele 360° [1]



Toto uspořádání dvouválcové klikové hřídele vyvolává vlivem pohybu obou válců současně velkou setrvačnou sílu rotačních částí, která je rovna: [1]

$$\sum_{i=1}^2 |\vec{F}_r^i| = 2m_r r \omega^2 \quad [\text{N}] \quad (18)$$

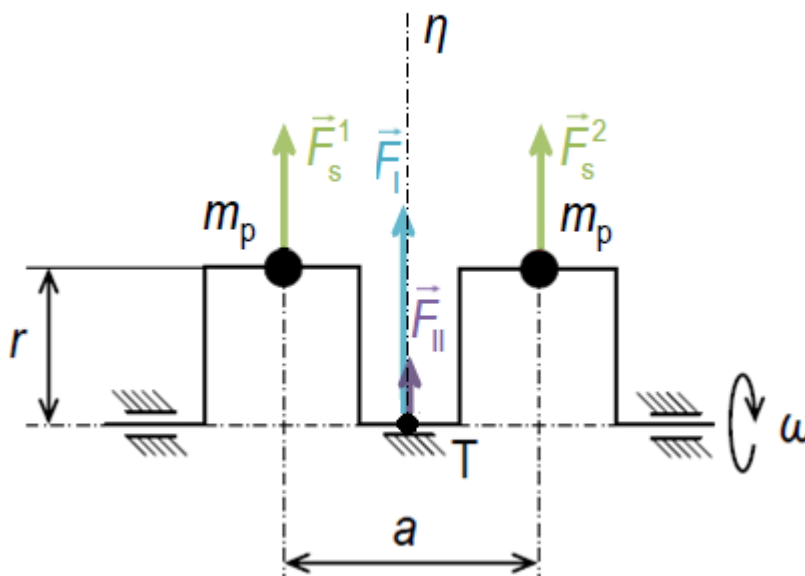
Momenty, které vyvolávají síly rotujících částí, jsou v tomto případě nulové, neboť k bodu T, dle obr. 3.3 je ústrojí souměrné. Vyvážení toho případu se provádí přidáním protizávaží na opačnou stranu, než jsou ojnicní čepy. Pokud není použito prostřední hlavní ložisko, lze umístit jedno větší protizávaží uprostřed klikové hřídele. Pokud je klikový hřídel vybaven třemi hlavními ložisky, volí se koncepce s protizávažími na protilehlých stranách každého ramene kliky (obr. 3.4a), případně v páru na vnitřních (obr. 3.4b) nebo vnějších ramenech (obr. 3.4c).



Obr. 3.4 Varianty uspořádání vývažků [2]



VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL A MOMENTŮ POSUVNÝCH ČÁSTÍ



Obr. 3.5 Schéma setrvačných sil posuvných částí dvouválce 360° [1]

Ze schématu (obr. 3.5) vyplývá, že setrvačné síly posuvných částí budou v I. i II. řádu.

I. řád je dán vztahem: [1]

$$\sum_{i=1}^2 \vec{F}_{SI}^i = 2m_p r \omega^2 \cos \alpha \quad [\text{N}] \quad (19)$$

II. řád je dán vztahem: [1]

$$\sum_{i=1}^2 \vec{F}_{SII}^i = 2\lambda m_p r \omega^2 \cos 2\alpha \quad [\text{N}] \quad (20)$$

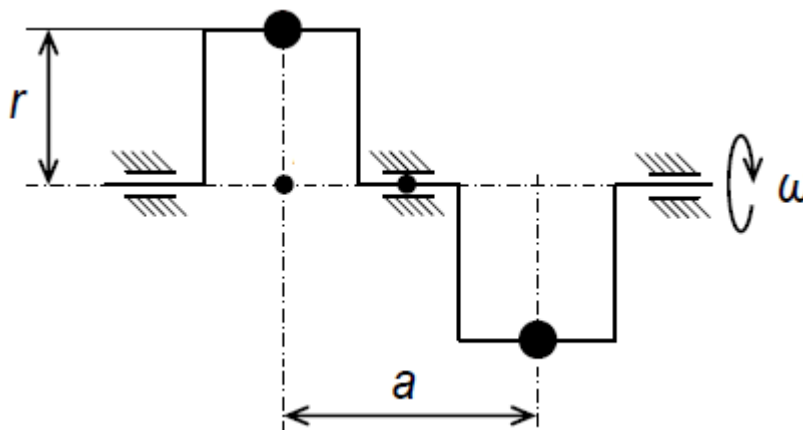
Momenty setrvačných sil posuvných částí vzhledem k souměrnosti klikové hřídele vůči bodu T jsou nulové, viz obr. 3.5.

Vyvažování setrvačných sil posuvných částí se provádí pomocí vyvažovacích hřídelí, vyvažovací ojnice s kyvným ramenem, příp. pomocí protiběžného vyvažovacího pístu.



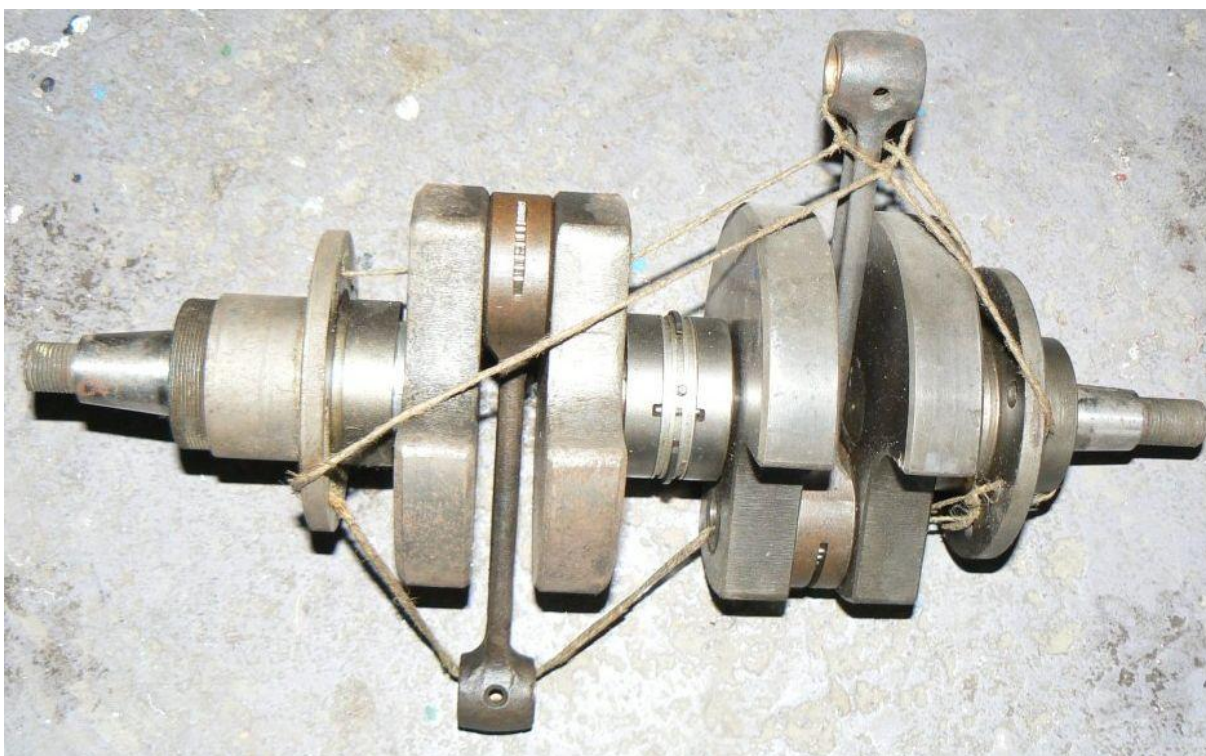
3.1.2 DVOUVÁLEC S NEPRAVIDELNÝMI ZÁŽEHY

U dvouválcového motoru s nepravidelnými zážehy jsou ramena klikového hřídele vůči sobě natočena o úhel 180° (obr. 3.6).



Obr. 3.6 Uspořádání klikové hřídele dvouválce 180° [1]

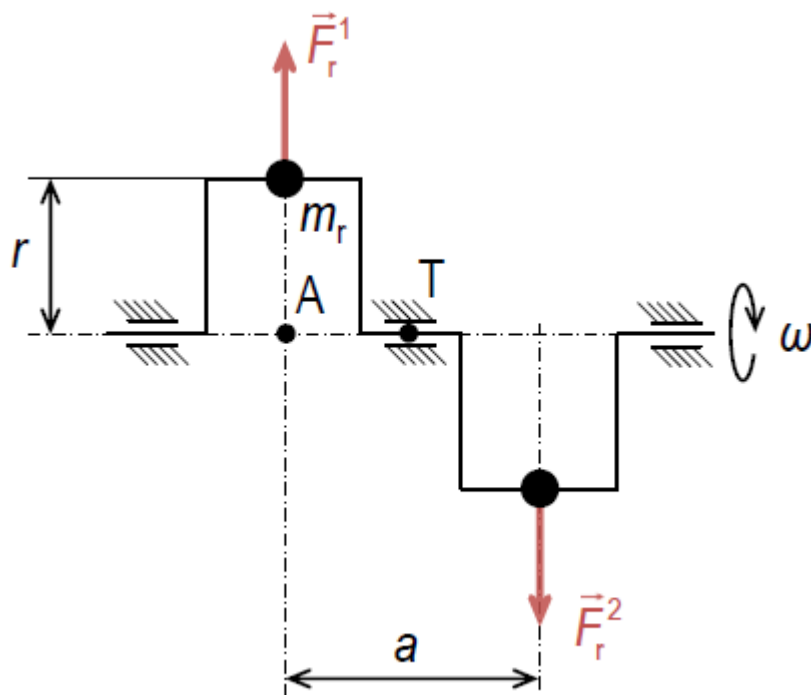
Uspořádání ramen po 180° neumožňuje u čtyřdobého motoru pravidelné rozestupy zážehů. Přesto bylo užito u traktorových motorů Zetor 25, Zetor 2001 a též se vyskytuje např. u traktorových dvouválcových motorů značky Kubota. Na obr. 3.7 je pro ilustraci znázorněna kliková hřídel motoru DKW F5.



Obr. 3.7 Klikový hřídel 180° motoru DKW F5 [4]



VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL A MOMENTŮ ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

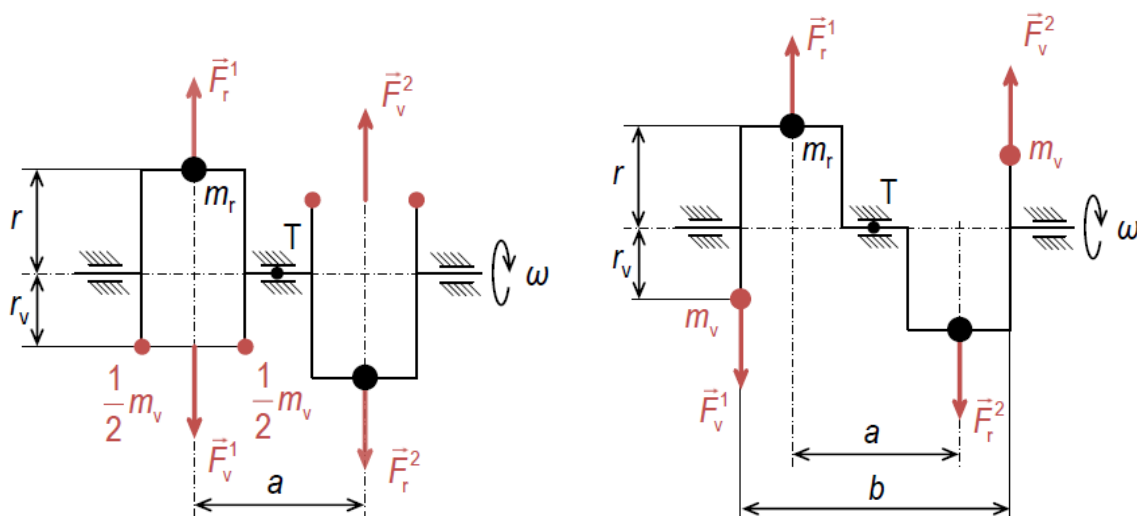


Obr. 3.8 Schéma setrvačných sil rotujících částí dvouválcové klikové hřídele 180° [1]

Setrvačné síly rotujících částí směřují opačným směrem, tudíž se navzájem vyruší (obr. 3.8). Hmotnosti rotačních částí nepůsobí proti sobě, proto vzniká moment, který naklápí klikový hřídel v rovině kolmé na osu otáčení. Velikost momentu k bodu T je dána vztahem: [1]

$$\sum_{i=1}^2 \vec{M}_r^i = \vec{F}_r^1 a = \vec{F}_r^2 a = m_r r a \omega^2 \quad [\text{Nm}] \quad (21)$$

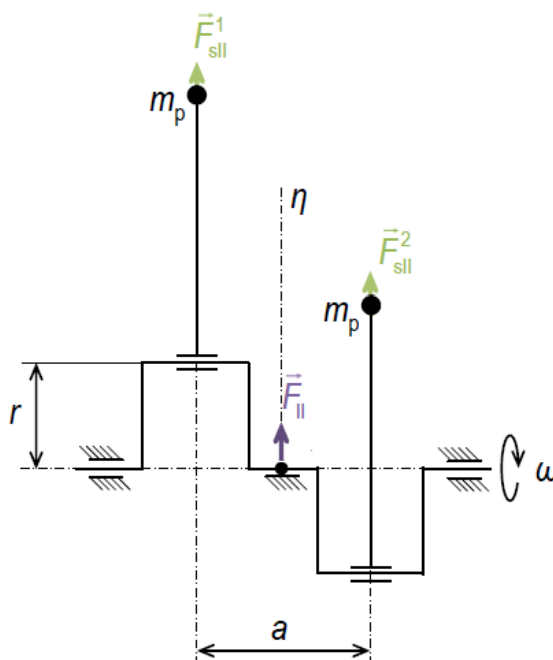
Vyvážení těchto účinků se opět provádí přidáním protizávaží na odlehle strany ramen kliky, buď na každé (silové vyvážení), nebo pouze na vnější (momentové vyvážení), viz obr. 3.9.



Obr. 3.9 Silové vyvážení vlevo a momentové vyvážení vpravo [1]



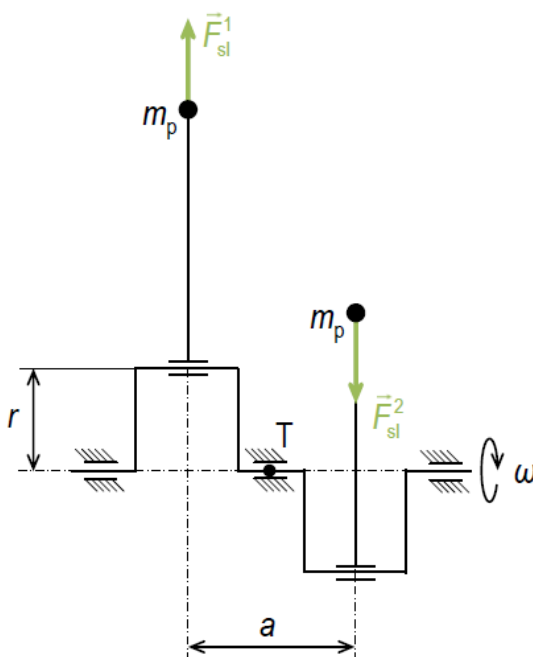
VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL A MOMENTŮ POSUVNÝCH ČÁSTÍ



Obr. 3.10 Schéma setrvačných sil II. řádu posuvných částí dvouválce 180° [1]

Z geometrie a vzájemného natočení obou ramen vyplývá nulová hodnota I. řádu setrvačných sil posuvných částí (obr. 3. 11). Hodnoty II. řádu však zůstávají (obr. 3.10). Výslednou velikost určuje následný vztah: [1]

$$\sum_{i=1}^2 \vec{F}_{sII}^i = 2\lambda m_p r \omega^2 \cos 2\alpha \quad [\text{N}] \quad (22)$$



Obr. 3.11 Setrvačné síly I. řádu vyvolávající moment I. řádu [1]



Setrvačné síly I. řádu mají sice nulovou výslednici, ale jejich účinek vyvolává otáčivý moment, který je dán vztahem: [1]

$$\vec{M}_I = m_p r \omega^2 \cos \alpha a \quad [\text{Nm}] \quad (23)$$

V případě setrvačných sil II. řádu moment nevzniká, momentové účinky obou sil se navzájem vrušují.

Z hlediska vyvážení se u této koncepce vyskytují setrvačné síly II. řádu a moment od setrvačných sil I. řádu. Vyvážení setrvačných sil je možné pomocí dvou vyvažovacích hřídelů, příp. zjednodušením, kdy jeden vyvažovací hřídel je ztotožněn s klikovým hřídelem.



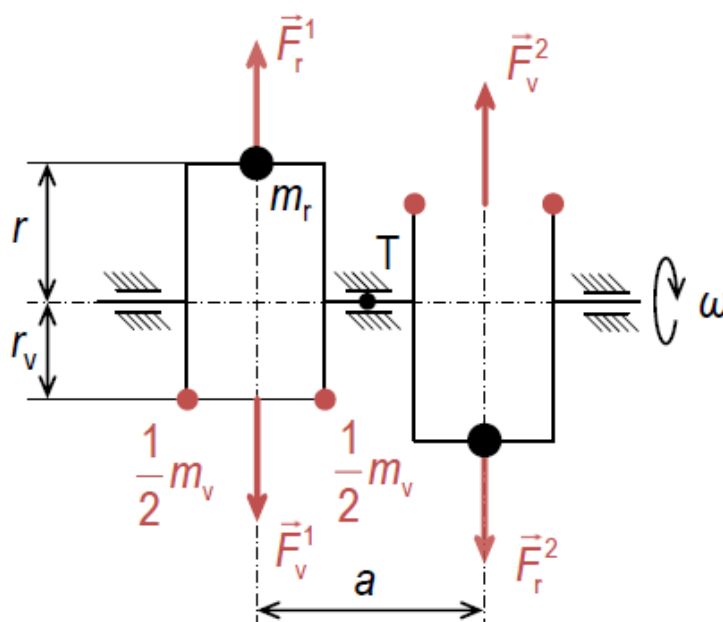
4 VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH HMOT ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

V minulé kapitole byl proveden rozbor uspořádání klikové hřídele dvouválcového motoru. Následně byla vybrána jako vhodnější varianta klikové hřídele s nepravidelným pořadím vstřiků (obr. 3.6). Toto uspořádání má výhodu přirozeného vyvážení setrvačných sil rotujících částí a setrvačných sil I. řádu posuvných částí. Momenty setrvačných sil rotujících částí se musí vyvážit pomocí protizávaží. V případě momentu setrvačných sil posuvných částí je nutné instalování vyvažovací jednotky. Vyvážení II. řádu setrvačných sil posuvných částí se z hlediska malé velikosti vyvažovat nebude.

Existují dvě varianty provedení vyvážení sil rotujících částí. V následujících kapitolách budou tyto varianty podrobněji rozebrány a aplikovány na předmět této práce.

4.1 MOŽNOSTI VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH HMOT ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

4.1.1 SILOVÉ VYVÁŽENÍ



Obr. 4.1 Silové vyvážení klikové hřídele 180° [1]



Silové vyvážení je charakteristické instalováním protizávaží na každém ramenu klikové hřídele (obr. 4.4). Tím pádem dochází na každém zalomení k eliminaci setrvačných sil pomocí dvou protizávaží. Pomocí silového vyvážení se dosahuje lepšího rozložení ohybových momentů v klikovém hřídeli, na druhou stranu jeho nevýhodou je značné zvyšování celkové hmotnosti klikové hřídele, které má negativní vliv na vlastnosti motoru.

Pro určení hmotnosti vývažku uijeme vztah: [1]

$$m_v = m_r \frac{r}{r_v} \quad [\text{kg}] \quad (24)$$

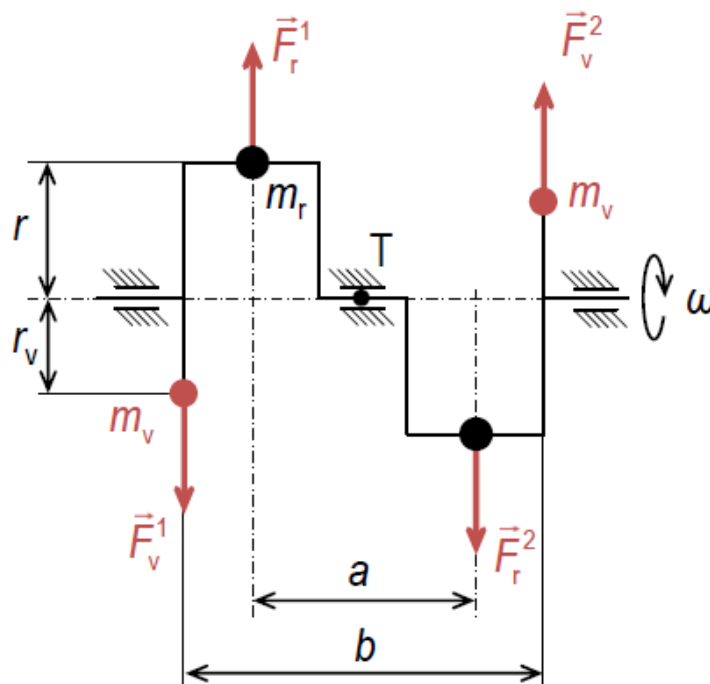
Vzhledem k tomu, že v daném vzorci jsou dvě neznámé, poloměr těžiště protizávaží předběžně zvolíme $r_v = 60 \text{ mm}$.

Po dosažení zadaných hodnot do vztahu (24):

$$m_v = 1,624 \text{ kg} \Rightarrow \frac{1}{2} m_v = 0,812 \text{ kg}$$

Přidání protizávaží o hmotnosti 0,812 kg na každé rameno klikové hřídele vyvolá sílu, která bude působit proti setrvačné síle rotačních částí a tím eliminuje vznik podélného momentu.

4.1.2 MOMENTOVÉ VYVÁŽENÍ



Obr. 4.2 Momentové vyvážení klikové hřídele 180° [1]



Při momentovém vyvážení jsou použita dvě protizávaží umístěná na koncích klikového hřídele tak, aby jejich moment působil proti momentu vyvolaným odstředivými silami rotujících částí (obr. 4.2). Výhodou je užití nižšího počtu vývažků, tudíž klikový hřídel má nižší hmotnost.

Momentové vyvážení vychází z momentové rovnováhy. Moment vyvolaný protizávažími musí být stejný, jako moment vyvolaný setrvačnými silami rotujících částí.

Rovnovážná rovnice má tvar:

$$m_r r a \omega^2 = m_v r_v b \omega^2$$

Výsledný vztah pro určení hmotnosti vývažku, při poloměru těžiště r_v : [1]

$$m_v = m_r \frac{r a}{r_v b} \quad [\text{kg}] \quad (25)$$

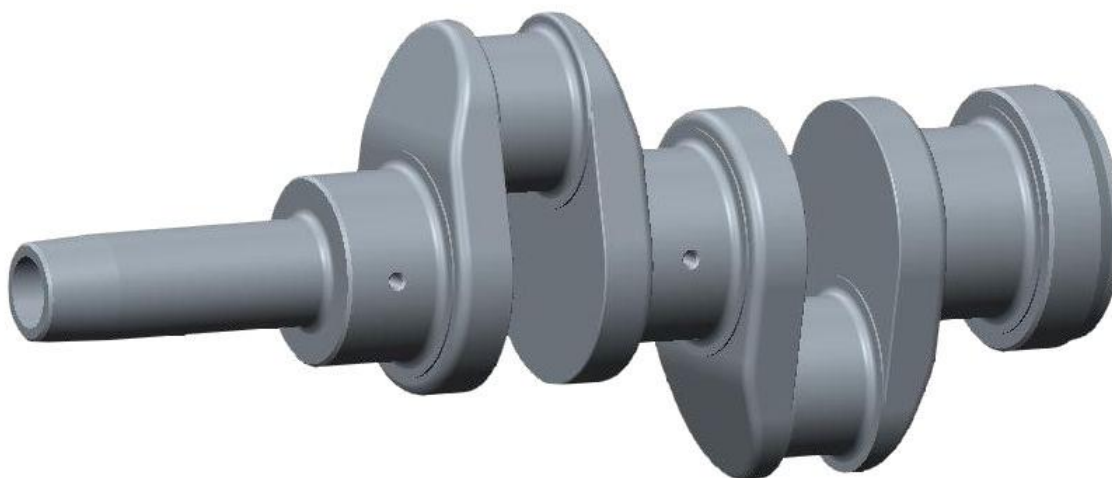
Znamé parametry $r_v = 60 \text{ mm}$, $a = 136 \text{ mm}$, $b = 205 \text{ mm}$. Po dosazení do (25):

$$m_v = 1,08 \text{ kg}$$

Klikový hřídel při tomto způsobu vyvážení obsahuje pouze dva vývažky, jejich celková hmotnost by činila 2,18 kg. V případě silového vyvážení by hmotnost vývažků činila 3,248 kg.

4.2 KONCEPČNÍ MODEL KLIKOVÉ HŘÍDELE

V další části práce byl vytvořen 3D koncepční model klikového hřídele. Dle požadavků zadání byly zachovány průměry hlavních i ojnicích čepů, rozteč válců a tvar předního a zadního výstupu klikového hřídele jako u motoru Zetor 4V. Na základě těchto požadavků jsem vytvořil základní model klikového hřídele v modelovacím programu Creo 2.0 (obr. 4.3).



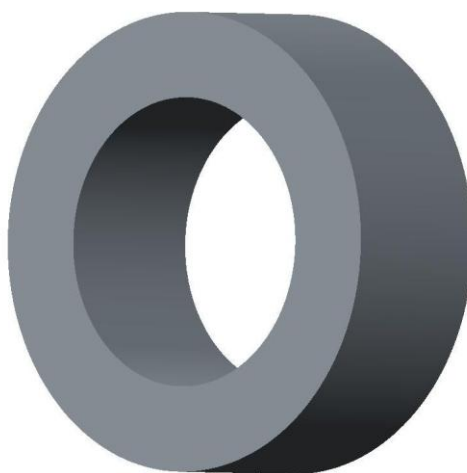
Obr. 4.3 3D model klikové hřídele bez vyvážení



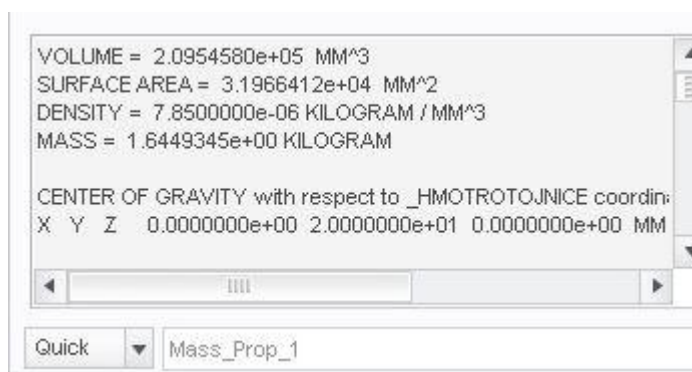
4.3 ŘEŠENÍ VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH HMOT ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

V kapitole 4.1.1 a 4.1.2 byly uvedeny způsoby vyvážení rotujících částí včetně předběžného určení potřebných hmotností vývažků. Nyní je třeba namodelovat tvar hmotnosti vývažku a ověřit, zda nedojde ke kolizi s pístem. Z předběžného modelu bylo zřejmé, že z hlediska volného prostoru nebude možné vytvořit klikovou hřídel s momentovým vyvážením, tudíž bylo od této varianty upuštěno. Kliková hřídel je určena do traktorového motoru, proto větší hmotnost klikové hřídele nebude mít tak negativní vliv, jako v případě motoru do osobního automobilu.

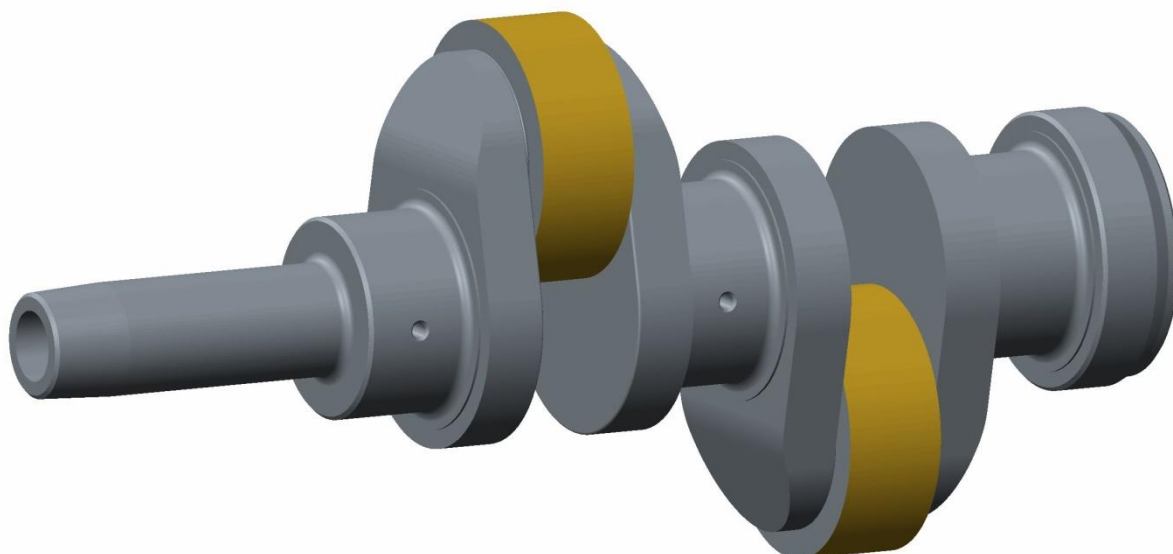
K přesnému určení rozměrů vývažků bylo užito nástrojů v programu Creo. Jako výchozí byl použit již vytvořený model bez vyvážení, viz obr. 4.3. Program Creo umožňuje výpis těžiště celé součásti, čehož bylo užito pro celkové vyvážení. Na ojnicích čepech byla vytvořena hmota (obr. 4.4), která představuje hmotnost rotačních částí ojnice, dle zadání činí 1,645 kg (obr. 4.5).



Obr. 4.4 Náhrada hmotnosti rotujících částí ojnice

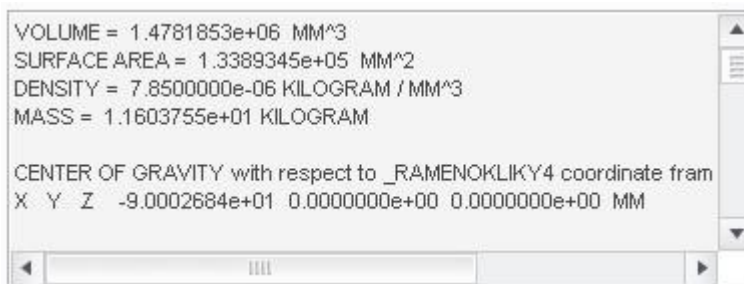
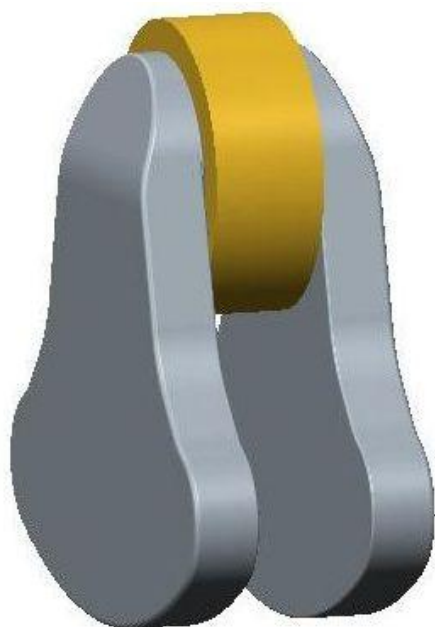


Obr. 4.5 Výpis vlastností náhrady hmotnosti rotujících částí ojnice



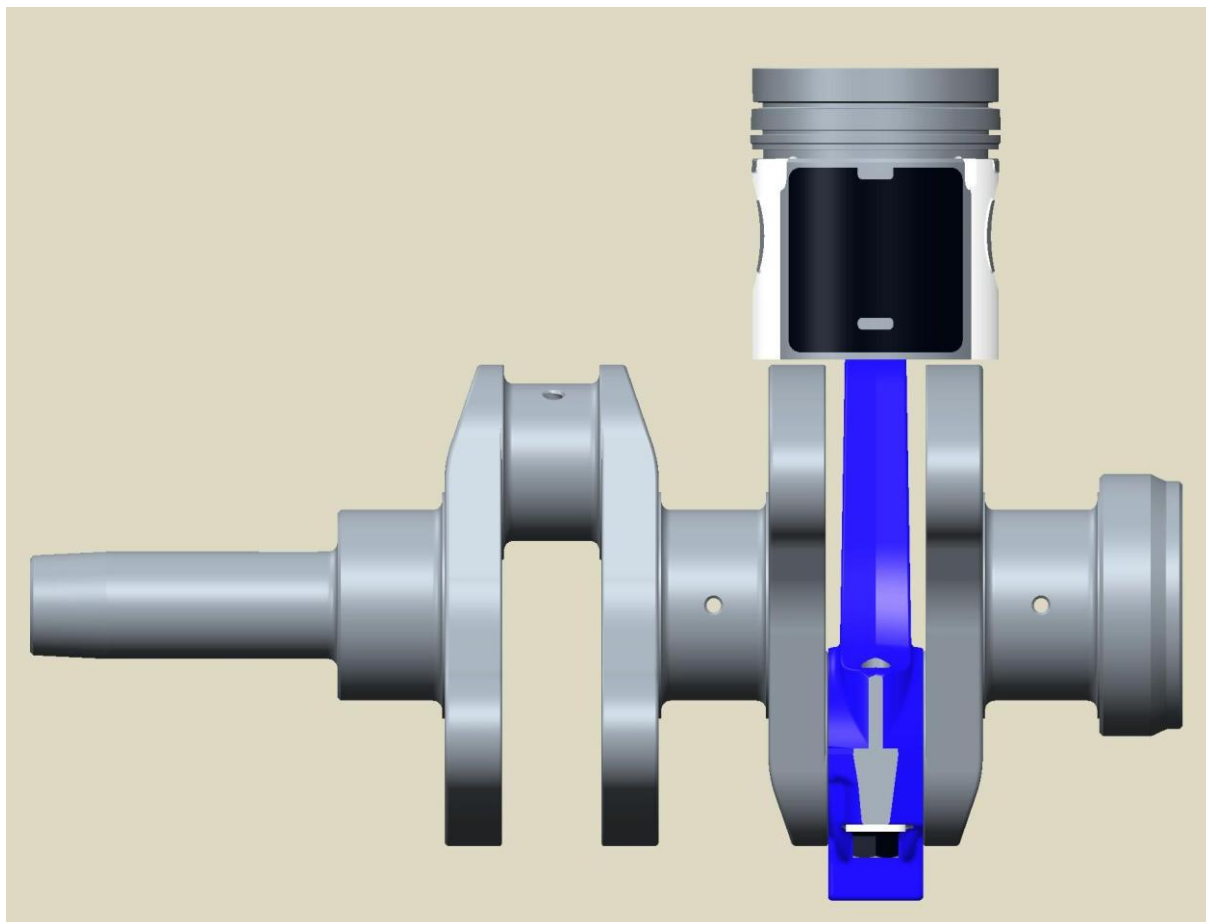
Obr. 4.6 Výchozí model pro vyvažování

Na výchozím modelu pro vyvážení (obr. 4.6) byly na každém rameni vytvořeny vývažky tak, aby vyhovovaly zástavbovým rozměrům. Cílem bylo dosáhnout takového vyvažovacího efektu, aby těžiště klikové hřídele leželo na ose rotace. V jednom kroku dojde k vyvážení vlastní klikové hřídele pro odlehčení hlavních ložisek a rotujících hmot ojnice.

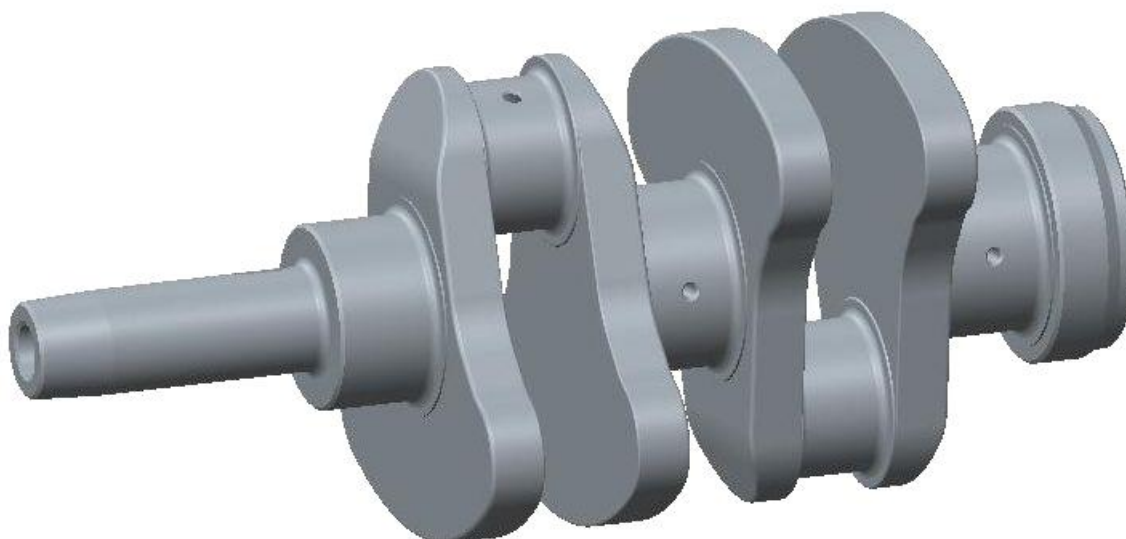


Obr. 4.7 Model vyváženého ramena

Obr. 4.7 znázorňuje již vyvážené rameno kliky. Tohoto stavu bylo dosaženo pomocí nástroje Optimization v programu Creo, kdy jako proměnná byl zadán úhel rozevření vývažku a podmínka nulové hodnoty těžiště v osách Y a Z. Výsledný koncepční model je znázorněn na obr. 4.8. a obr. 4.9.



Obr. 4.8 Znáznornění ramen s vývažky klikové hřídele



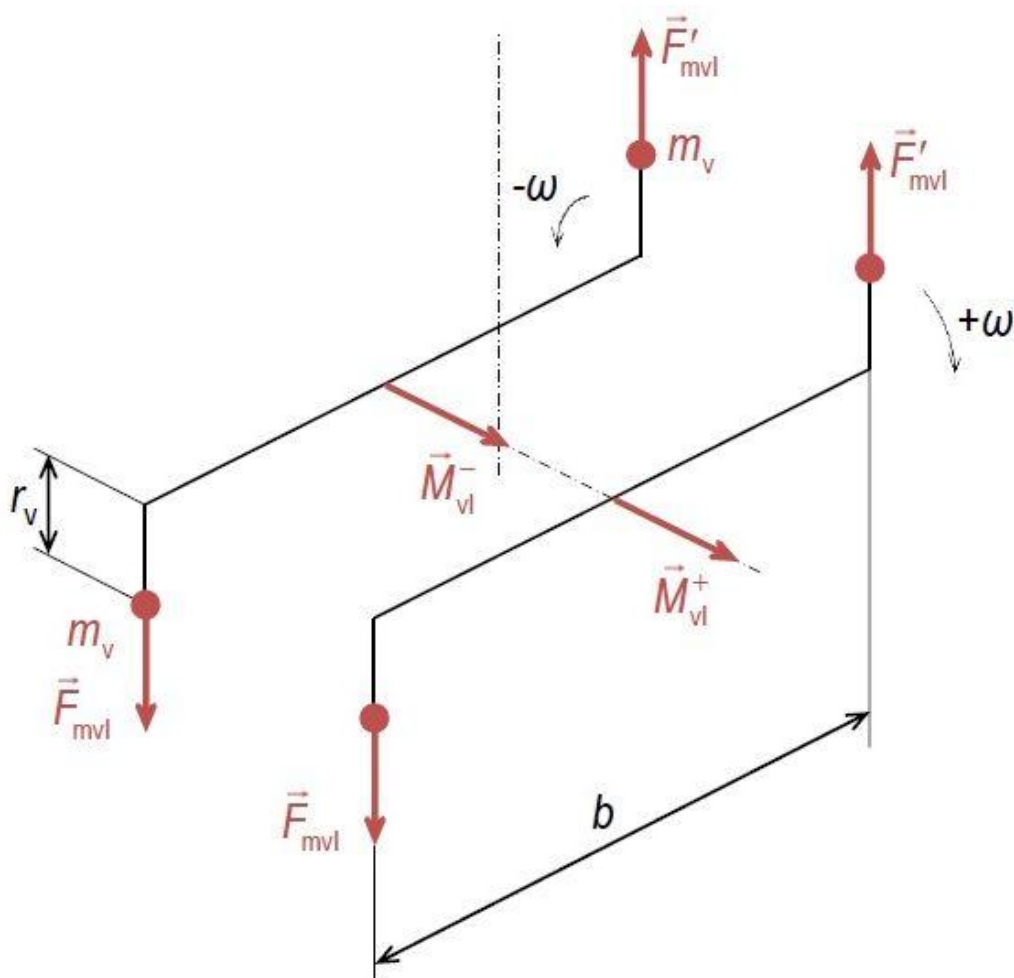
Obr. 4.9 Výsledný silově vyvážený koncepční model klikové hřídele



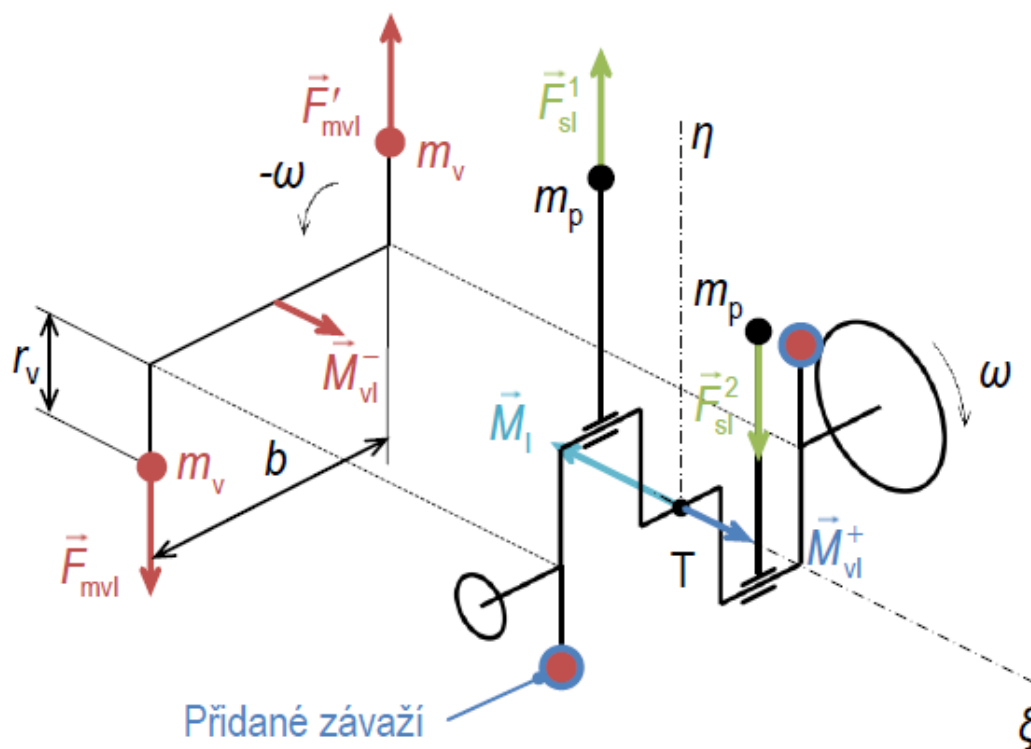
5 VYVÁŽENÍ MOMENTŮ SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ I. ŘÁDU

Pro vyvážení momentů setrvačných sil posuvných částí I. řádu byla navržena varianta s použitím vyvažovacích hřídelů.

Konstrukční řešení vyvážení pomocí vyvažovacích hřídelů nabízí dvě varianty. V prvním případě je využito dvou vyvažovacích hřídelů (obr. 5.1). Musí být zabezpečeno, aby se hřídele otáčely synchronně a s opačným směrem otáčení vůči sobě. Protože vyvažujeme I. řád, hřídele musí mít stejné otáčky jako klikový hřídel. Druhá varianta nabízí užití jednoho vyvažovacího hřídele, jako druhý je využita vlastní kliková hřídel s přidaným závažím (obr. 5.2).



Obr. 5.1 Konstrukční řešení vyvážení pomocí dvojice vyvažovacích hřídelů [1]



Obr. 5.2 Konstrukční řešení vyvážení pomocí jednoho vyvažovacího hřídele [1]

Hmotnost jednoho vývažku m_v se určí podle rovnice: [1]

$$m_v = \frac{1}{2} m_p \frac{r a}{r_v b} \quad [\text{kg}] \quad (26)$$

Pro určení předběžné hmotnosti vývažku byly dosazeny tyto hodnoty $m_p = 2,9609 \text{ kg}$, $r = 0,06 \text{ m}$, $r_v = 0,030 \text{ m}$, $a = 0,136 \text{ m}$, $b = 0,1355 \text{ m}$ do vztahu (26):

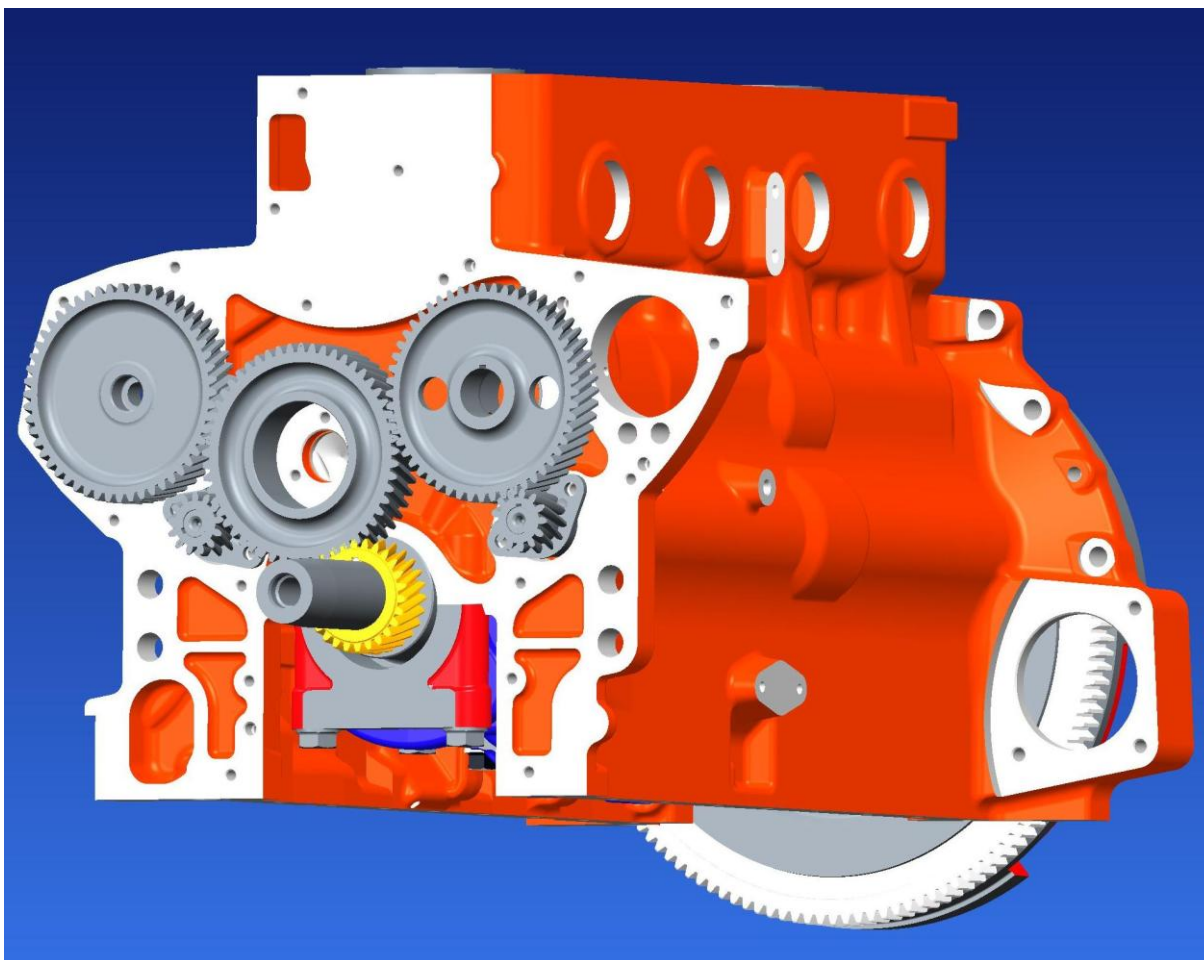
$$m_v = 2,97 \text{ kg}$$

V další části proběhne návrh modelu vyvažovacího hřídele. Hodnoty veličin pro výpočet hmotnosti vývažku budou upřesněny dle modelu.

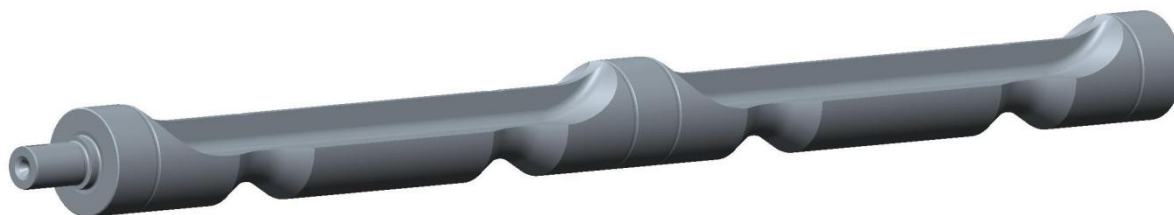


5.1 VYVÁŽENÍ MOMENTŮ I. ŘÁDU VARIANTA 1

Celkový návrh klikového ústrojí tohoto dvouválcového motoru vychází z unifikovaného čtyřválcového motoru Zetor. Tento fakt byl výchozím pro návrh pohonu a umístění vyvažovacích hřídelů, aby došlo co nejméně ke změně konstrukce motoru. Čtyřválcový motor Zetor má instalované vyvažovací hřídele II. řádu, viz obr. 5.3. První varianta vyvážení vychází ze stejného systému, kdy budou vyvažovací hřídele II. řádu nahrazeny hřídeli pro I. řád a bude upraven jejich pohon pro stejné otáčky s klikovou hřídelí.



Obr. 5.3 Pohon vyvažovacích hřídelů od rozvodů motoru Zetor 4V



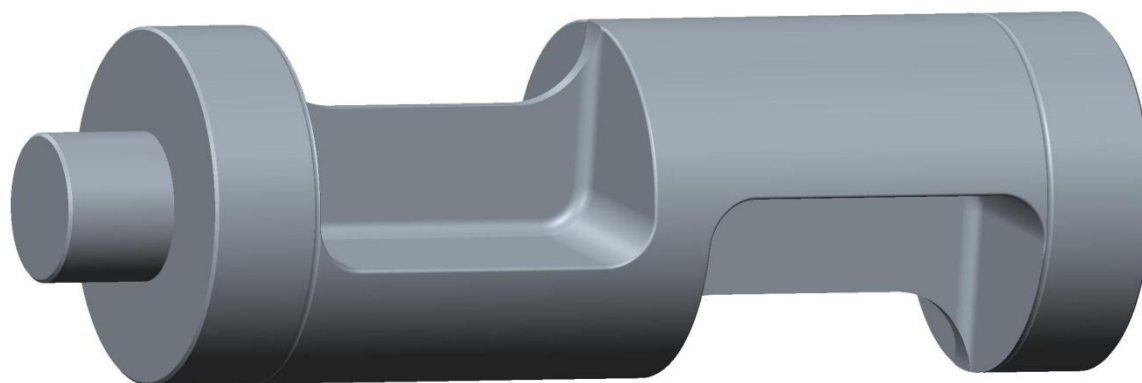
Obr. 5.4 Model vyvažovací hřídele čtyřválcového motoru Zetor

Dle požadavků byl vytvořen první model vyvažovací hřídele (obr. 5.5), který je stejného typu jako vyvažovací hřídel používaný na čtyřválcí (obr. 5.4). Tedy válcovitého tvaru, s vybráními pro vytvoření potřebných nevyvážků, uložen na jehlových ložiscích typu HK, umožňující montáž hřídele vsunutím do bloku motoru z přední části. Způsob výroby byl zvolen přesným litím do formy s jádrem. Poté by následovalo opracování ploch pro montáž ložisek a jejich tepelné zpracování. Obr. 5.6 zobrazuje klikové ústrojí s možným umístěním a pohonem obou vyvažovacích hřídelů.

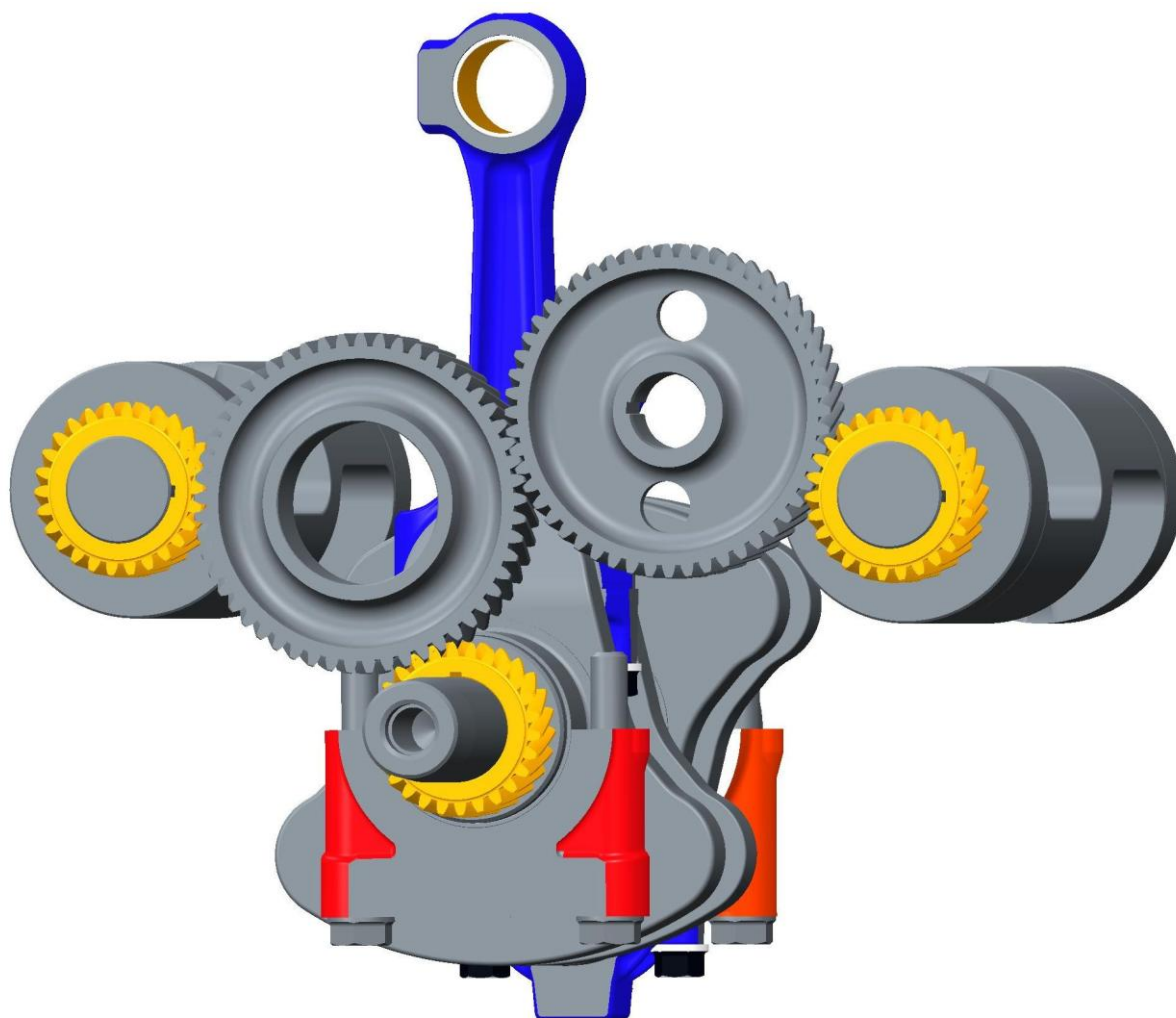
Základní parametry modelu vyvažovacího hřídele byly voleny dle možné zástavby do klikového mechanismu.

Pro výpočet hmotnosti vývažku byly navrženy takto: $m_p = 2,9609 \text{ kg}$, $r = 0,06 \text{ m}$, $r_v = 0,02599 \text{ m}$, $a = 0,136 \text{ m}$, $b = 0,1116 \text{ m}$, po dosazení do vztahu (26):

$$m_v = 4.17 \text{ kg}$$



Obr. 5.5 Model vyvažovací hřídele 1. varianta



Obr. 5.6 Sestava klikového mechanismu s vyvažovacími hřídeli varianty 1

První varianta vyvážení vykazovala několik závažných nedostatků. Hlavní nevýhodou jsou rozměry a hmotnost vyvažovacích hřídelí. U čtyřválců se vyvažuje II. řád, kdežto u dvouválců I. řád, tudíž rozměry i hmotnost jsou podstatně vyšší. Pro dosažení potřebné odstředivé síly vyšel průměr vyvažovací hřídele 110 mm. Jehlová ložiska tohoto průměru by byla velice nákladná. Další nevýhodou je umístění levé vyvažovací hřídele z předního pohledu na obr. 5.6. V důsledku zamezení kolize levé vyvažovací hřídele s klikovou hřídelí a ojnicemi, musí být umístěna výše, což znemožňuje potřebné umístění ozubeného kola pro pohon vstřikovacího čerpadla. Díky těmto důvodům byla tato varianta vyvažovacích hřídelí opuštěna.



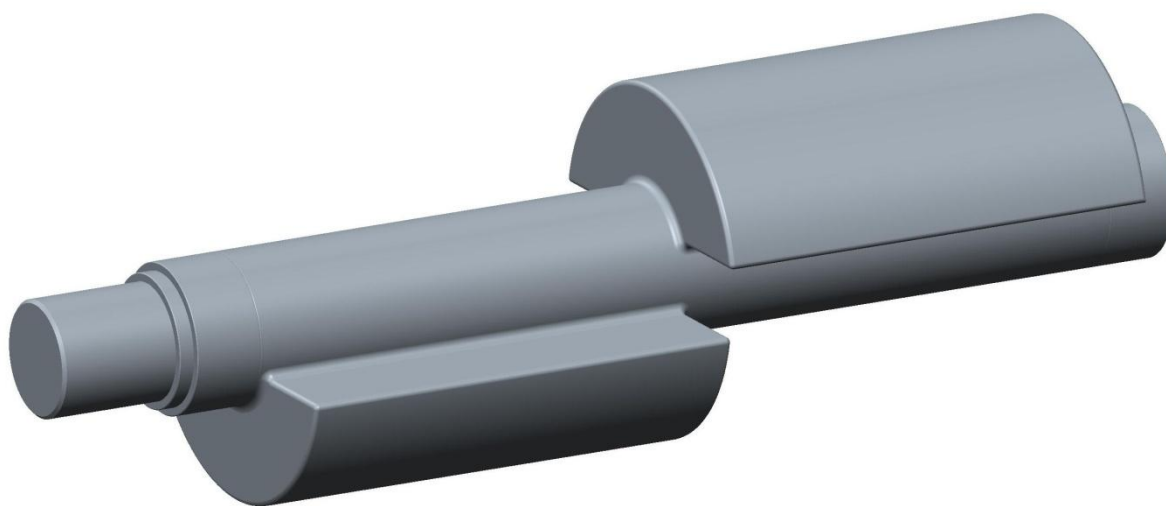
5.2 VYVÁŽENÍ MOMENTŮ I. ŘÁDU VARIANTA 2

Ve druhém řešení byla snaha zachovat postup montáže hřídelů (obr. 5.7). Hlavní změna byla v uložení hřídelů, kdy bylo cílem zmenšit průměr jehlových ložisek na maximum, samozřejmě při zachování potřebné životnosti ložisek. Na zadních částech hřídelů byla možnost zmenšení průměru pro ložiska z hlediska montáže bez problému. V přední části bylo nutné vyřešit uložení ložiska s ohledem na větší průměr vývažků umístěných na hřídelích. Na základě těchto požadavků bylo vytvořeno řešení pomocí vnějšího ložiskového domečku (obr. 5.8), který plní funkci držáku jehlového ložiska a zároveň umožňuje axiální zajištění vyvažovacího hřídele. Při montáži se do domečku vloží ložisko, poté se celý domeček nasune na přední část vyvažovacího hřídele. Následně bude na hřídel nalisováno ozubené kolo až k osazení a tím bude hřídel zajištěn axiálně vůči domečku (obr. 5.9). Nakonec se nasune zadní jehlové ložisko, celá sestava se zepředu nasune do bloku motoru a zajistí utažením dvěma šrouby do bloku motoru.

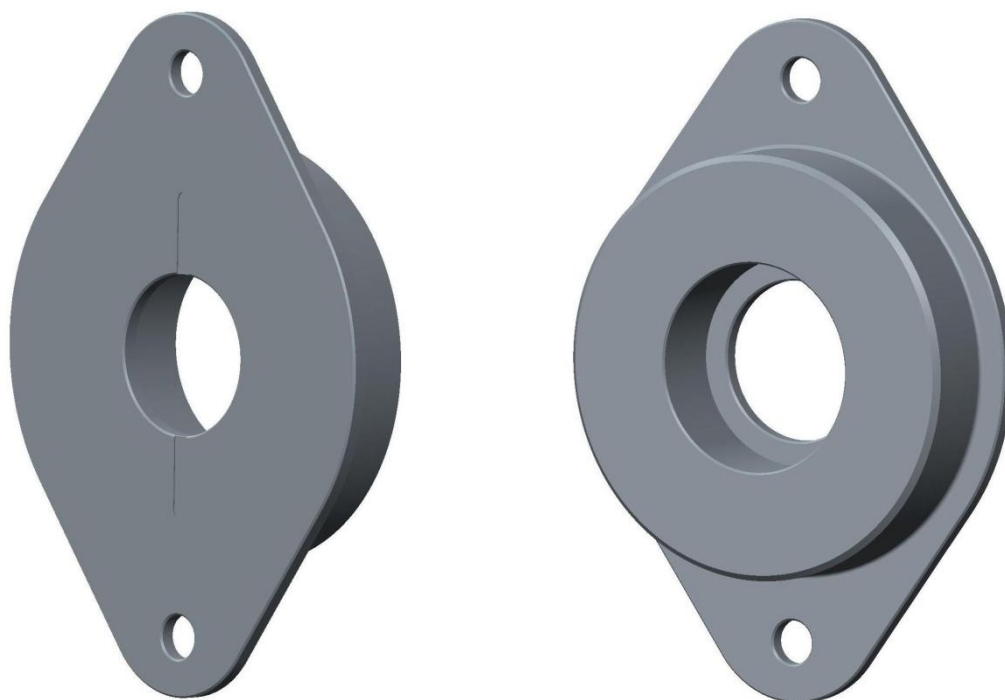
Toto řešení je oproti první variantě mnohem výhodnější, zejména z pohledu nákladů na výrobu i montáže. Bohužel ale zůstává problém s umístěním hřídele pod ozubené kolo pohonu vstřikovacího čerpadla, který díky svým rozměrům není možné instalovat bez změny polohy tohoto ozubeného kola.

Pro výpočet hmotnosti vývažku byly parametry navrženy takto: $m_p = 2,9609 \text{ kg}$, $r = 0,06 \text{ m}$, $r_v = 0,02921 \text{ m}$, $a = 0,136 \text{ m}$, $b = 0,1355 \text{ m}$, po dosazení do vztahu (26):

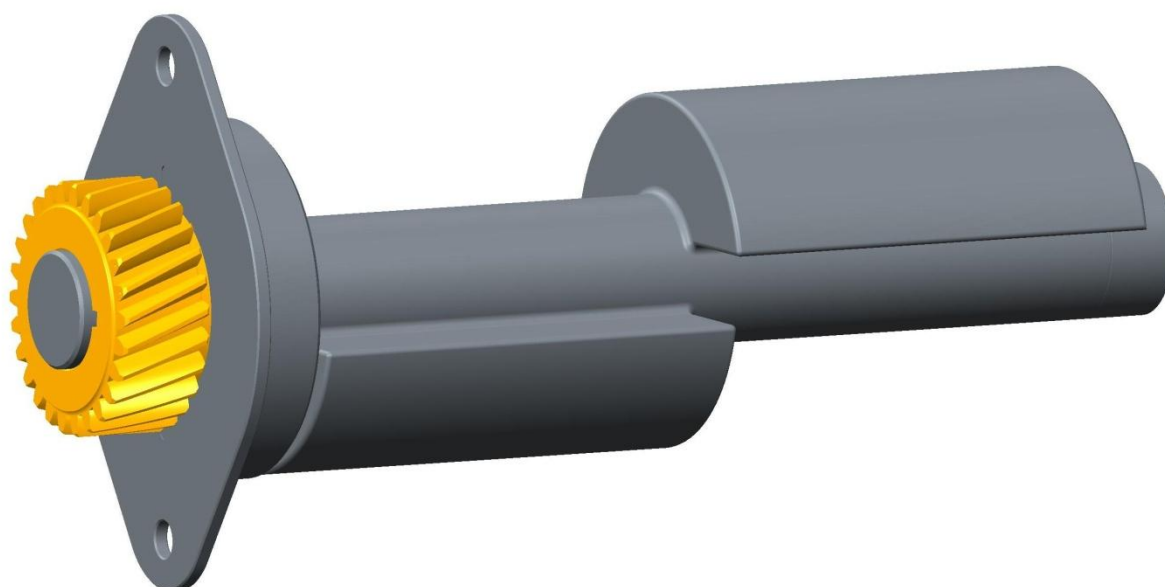
$$m_v = 3,05 \text{ kg}$$



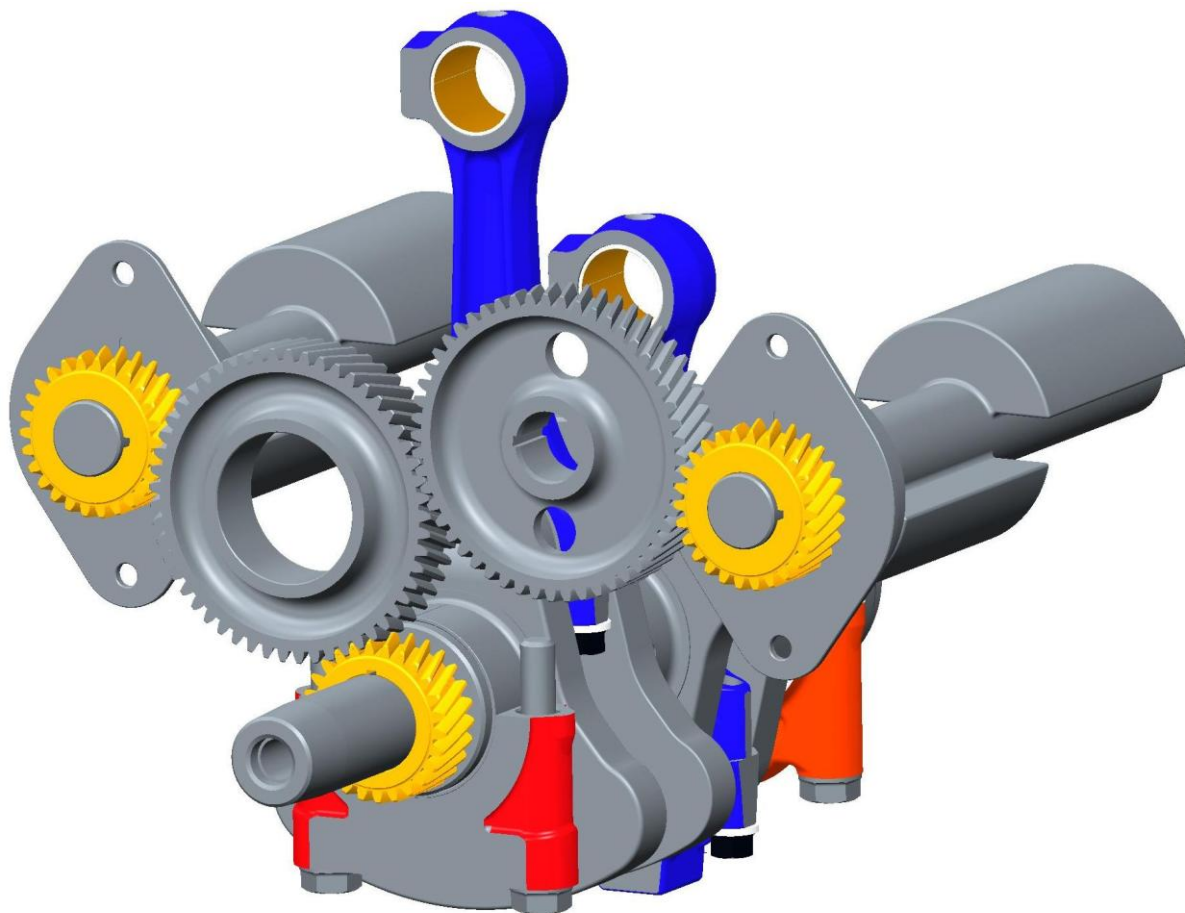
Obr. 5.7 Model vyvažovacího hřídele 2. varianta



Obr. 5.8 Model domečku předního ložiska vyvažovacího hřídele



Obr. 5.9 Model sestavy vyvažovacího hřídele

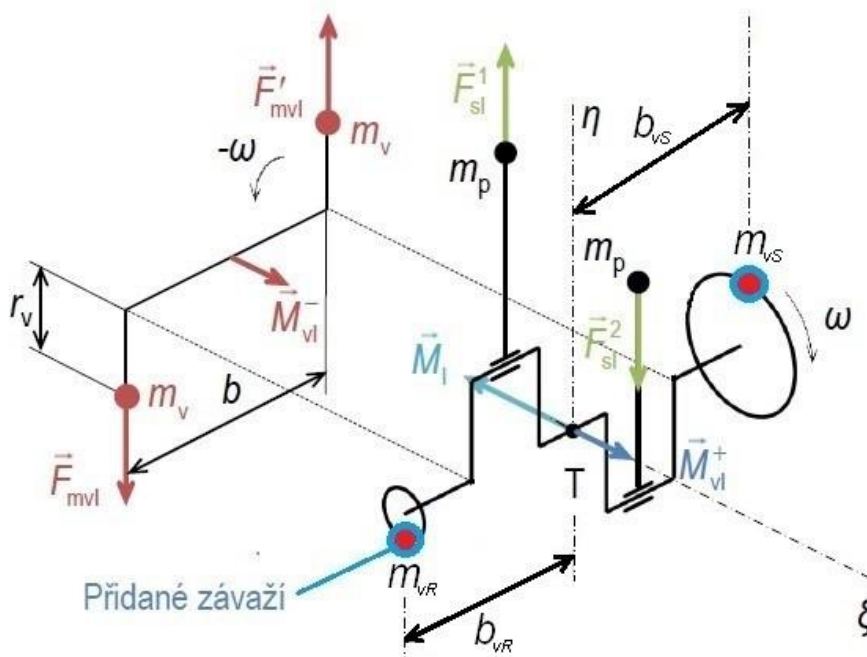


Obr. 5.10 Sestava klikového mechanismu s vyvažovacími hřídeli varianty 2

5.3 VYVÁŽENÍ MOMENTŮ I. ŘÁDU VARIANTA 3

Ve třetí variantě byl kladen důraz na instalaci vyvažovacích hřídelů bez nutnosti změny polohy a velikosti rozvodových kol. V úvodu 5. kapitoly byly uvedeny dvě možnosti vyvážení momentů od setrvačných sil posuvných částí. Pomocí dvojice vyvažovacích hřídelů nebo pomocí jednoho hřídele a druhého sjednoceného s klikovou hřídelí. Tento druhý způsob nebyl zpočátku uvažován z důvodu nedostatku prostoru na klikové hřídeli, neboť byl všechen využit pro vyvážení rotačních hmot.

Nevyhovující rozměry vyvažovacích hřídelí variant 1 a 2 mě nakonec donutily k řešení předmětu diplomové práce pomocí jednoho vyvažovacího hřídele a druhého sjednoceného s klikovou hřídelí. Na základě dosud získaných zkušeností při řešení varianty 1 a 2 jsem se rozhodl využít řemenici a setrvačnick pro umístění vývažků (obr. 5.11). Výhodou tohoto řešení je použití pouze jednoho vyvažovacího hřídele. To umožňuje umístění ozubeného kola pohonu vstříkovacího čerpadla dle potřeby (obr. 5.14). Dále nám toto řešení nabízí použití vývažků menších hmotností umístěných na řemenici (obr. 5.12) a setrvačnicku (obr. 5.13), v důsledku podstatně větší vzdálenosti od středu klikové hřídele (obr. 5.11).



Obr. 5.11 Schéma řešení varianty 3

Z rovnosti momentů vyvolaných odstředivými silami vývažků na setrvačnicku, řemenici, vyvažovacím hřídeli a momentů od hmot posuvných částí byly určeny hmotnosti jednotlivých vývažků.

Výpočet vývažků vyvažovací hřídele zůstává stejný jako u varianty 2, tedy dle rovnice (26):

$$m_v = 3,05 \text{ kg}$$

Vývažek určený pro řemenice se určí dle rovnice:

$$m_{vR} = \frac{m_p r \frac{a}{2} - m_v r_v \frac{b}{2}}{r_{vR} b_{vR}} \quad [\text{kg}] \quad (27)$$

Z konstrukce byly určeny potřebné veličiny: $m_p = 2,9609 \text{ kg}$, $r = 0,06 \text{ m}$, $m_v = 3,05 \text{ kg}$, $r_v = 0,02921 \text{ m}$, $a = 0,136 \text{ m}$, $b = 0,1355 \text{ m}$, $r_{vR} = 0,05897 \text{ m}$, $b_{vR} = 0,3142 \text{ m}$. Následně byly tyto hodnoty dosazeny do rovnice (27) a byla dopočítána hmotnost vývažku v řemenici:

$$m_{vR} = 0,326 \text{ kg}$$

Obdobnou rovnicí byla vypočítána hmotnost závaží do setrvačnicku:

$$m_{vS} = \frac{m_p r \frac{a}{2} - m_v r_v \frac{b}{2}}{r_{vS} b_{vS}} \quad [\text{kg}] \quad (28)$$

Po dosazení hodnot: $m_p = 2,9609 \text{ kg}$, $r = 0,06 \text{ m}$, $m_v = 3,05 \text{ kg}$, $r_v = 0,02921 \text{ m}$, $a = 0,136 \text{ m}$, $b = 0,1355 \text{ m}$, $r_{vS} = 0,1097 \text{ m}$, $b_{vS} = 0,2369 \text{ m}$ do rovnice (28):

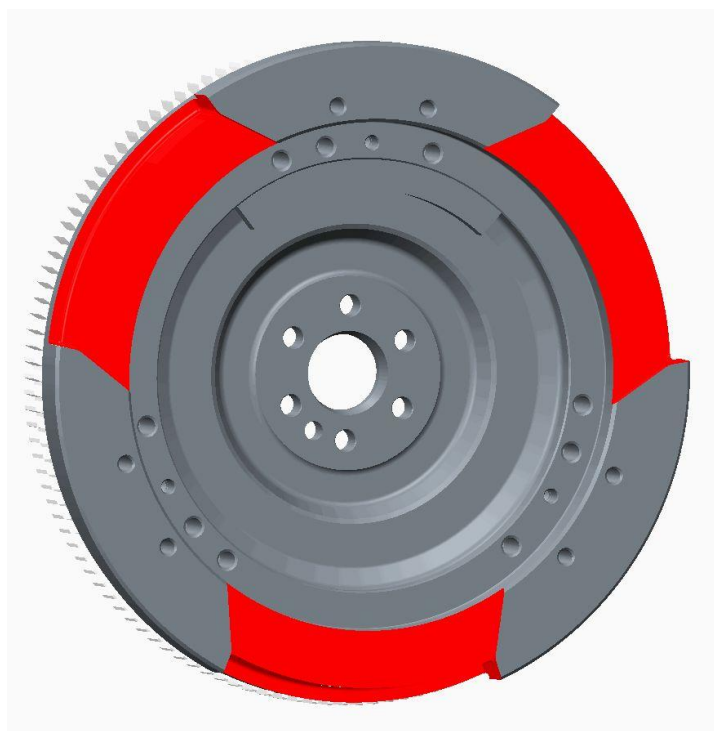


$$m_{vS} = 0,2324 \text{ kg}$$

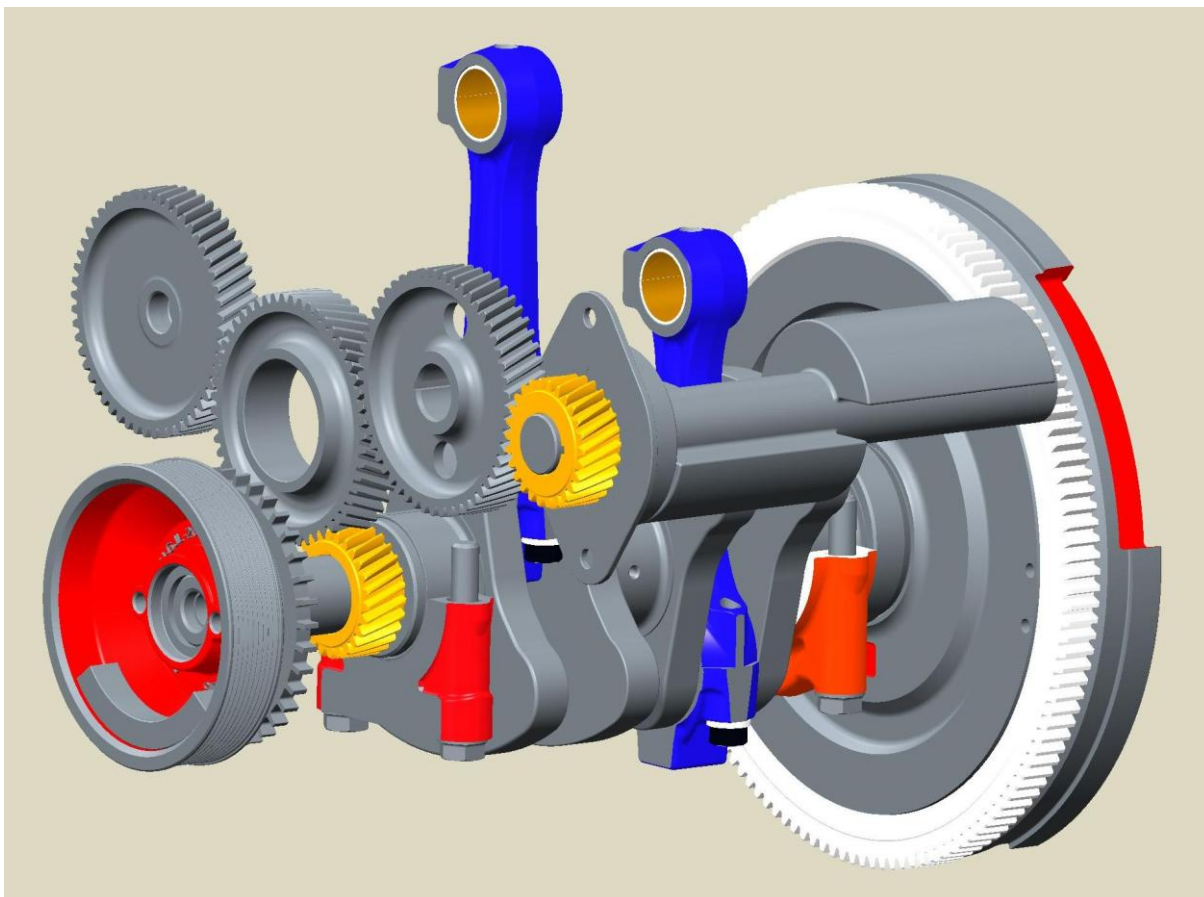
V rámci této diplomové práce byly vytvořeny koncepční modely řemenice a setrvačnicku se schematicky umístěnými vývažky. Při výrobě skutečných dílů by byla tato nevyváženost řešena a zakomponována již v rámci postupu výroby těchto součástí.



Obr. 5.12 Model řemenice s konceptem vývažku



Obr. 5.13 Model setrvačnicku s konceptem vývažku



Obr. 5.14 Sestava klikového mechanismu s 3. variantou vyvážení

Toto řešení představuje z hlediska rozměrů, hmotností, umístění a nákladů na výrobu nejvýhodnější variantu. Umístění vývažků do řemenice a setrvačnicku přináší úsporu v použití jedné vyvažovací hřídele, užití vyvažovací hřídele s ložiskovým domečkem přináší výhodu při výrobě, montáži a použití jehlových ložisek přijatelného průměru. Zejména by nemuselo dojít k velké rekonstrukci bloku motoru pro montáž druhé vyvažovací hřídele a zároveň i pohonu vstřikovacího čerpadla. Toto řešení přináší kompromis, lze dosáhnout potřebného vyvažovacího efektu a nemusí dojít k rozsáhlé změně klikového mechanismu, bloku motoru a rozvodového mechanismu.

Třetí varianta vyvážení zadaného dvouválcového motoru je brána za konečnou. V dalších částech bude provedena modální a deformační analýza a nakonec ověření bezpečnosti vyvažovací hřídele k meznímu stavu únavy.



6 MODÁLNÍ ANALÝZA VYVAŽOVACÍ HŘÍDELE

Modální analýza vyvažovacího hřídele byla provedena v programu ANSYS 14.0. Výsledkem je určení vlastních tvarů netlumeného kmitání a první vlastní frekvence s cílem zjistit, zda se prolínají s otáčkovým spektrem hřídele a mohou ho ohrozit. V tomto případě byly určeny tvary prvních čtyř frekvencí vlastního kmitání.

Model vyvažovacího hřídele byl do programu ANSYS přímo importován ve formátu IGES, který lze vytvořit v systému Creo 2.0. Po nastavení materiálových konstant ($\rho = 7850 \text{ kgm}^{-3}$, $E = 2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$, $\mu = 0.3$) a vysíťování prvkem SOLID 186, velikostí elementu 8 mm, proběhl výpočet (obr. 6.1).

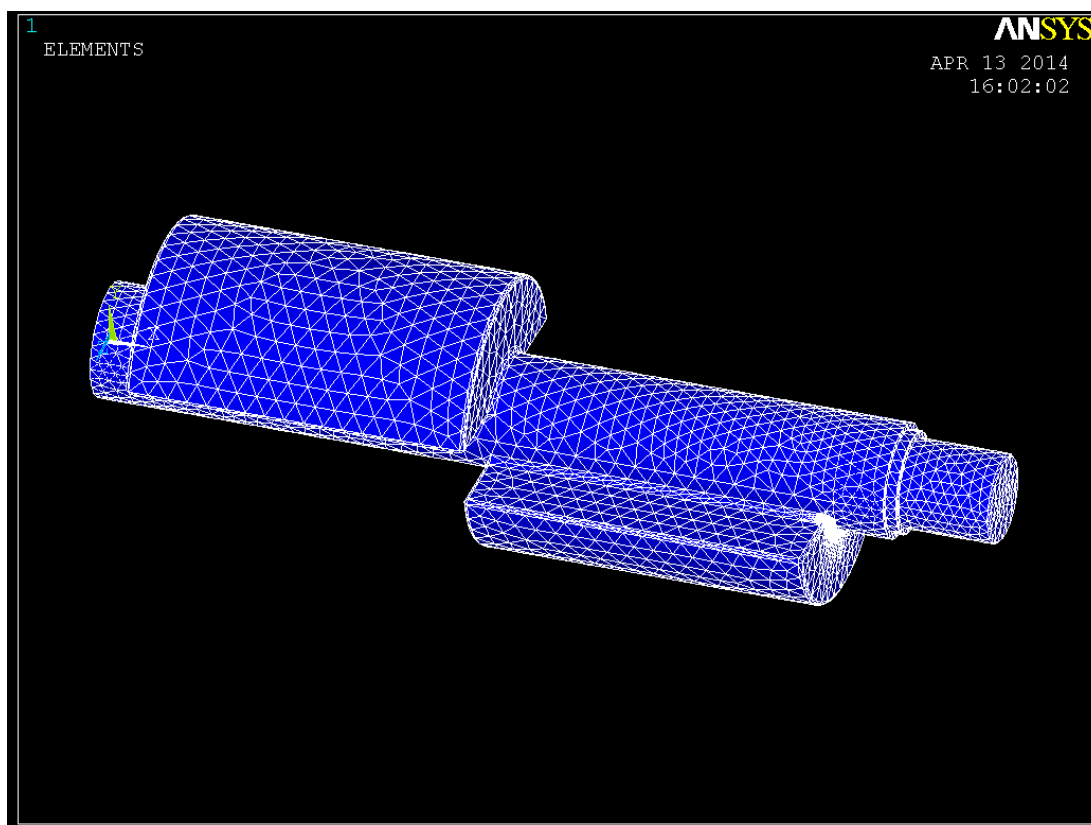
V následující tabulce jsou vypsány první čtyři frekvence vlastních tvarů, taktéž jsou hodnoty uvedeny v min^{-1} .

Tabulka. 6.1 První čtyři frekvence vlastních tvarů

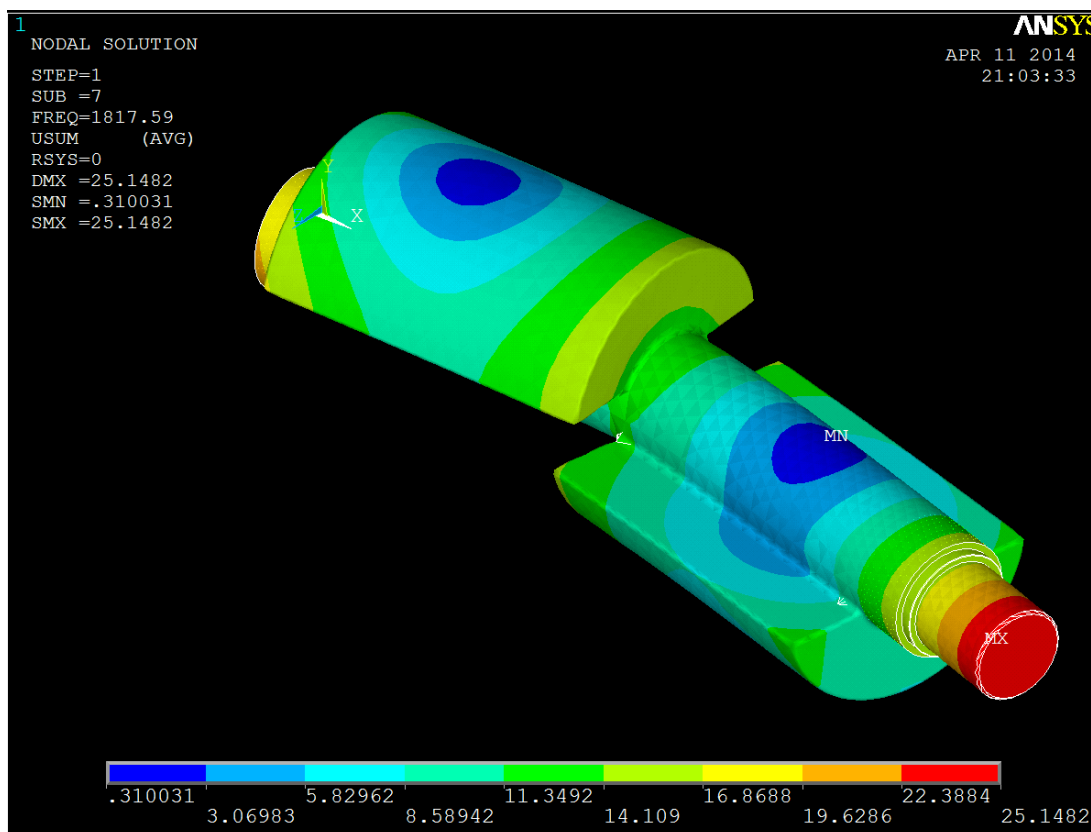
	Frekvence [Hz]	Otáčky [min^{-1}]
1.	1817,6	109 056
2.	1955	117 300
3.	3119	187 140
4.	5116,6	306 996

Z výsledků modální analýzy je patrné, že vyvažovací hřídel je relativně tuhý. První vlastní frekvence se pohybuje zcela mimo rozsah otáček zadaného motoru (do 2460 min^{-1}).

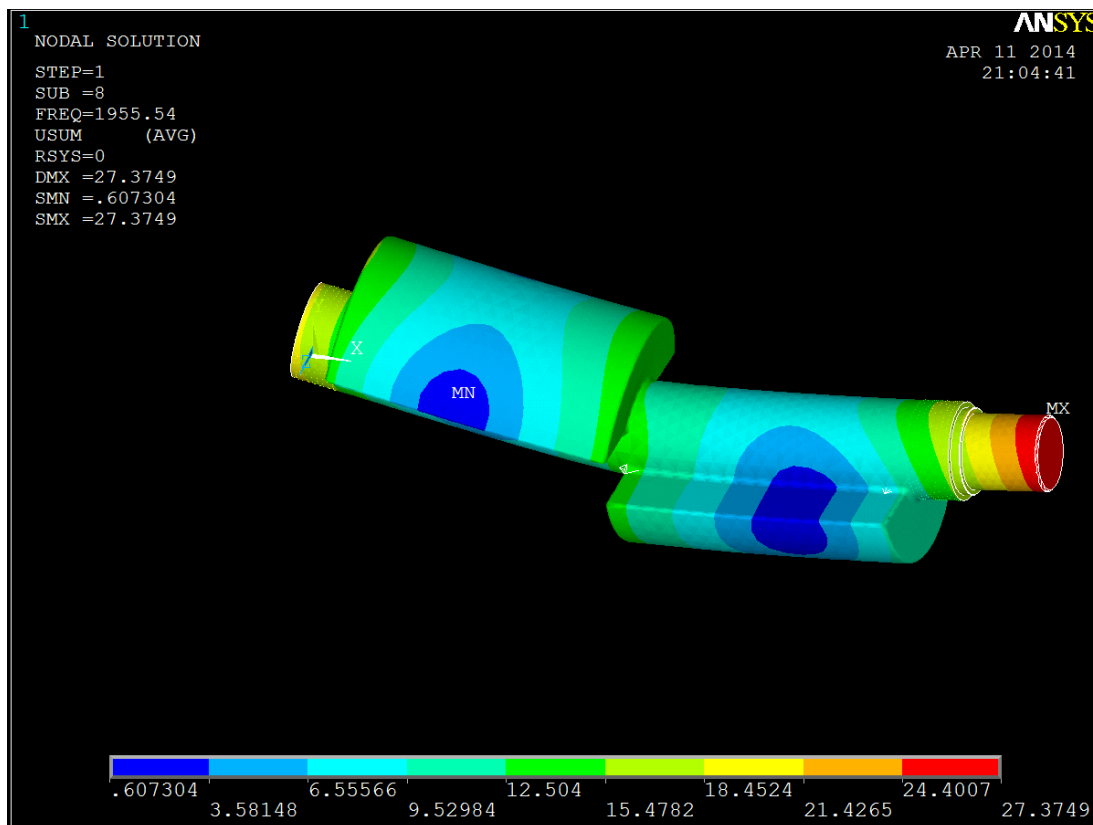
Na následujících obrázcích 6.2 až 6.5 jsou zobrazeny tvary prvních čtyř vlastních frekvencí.



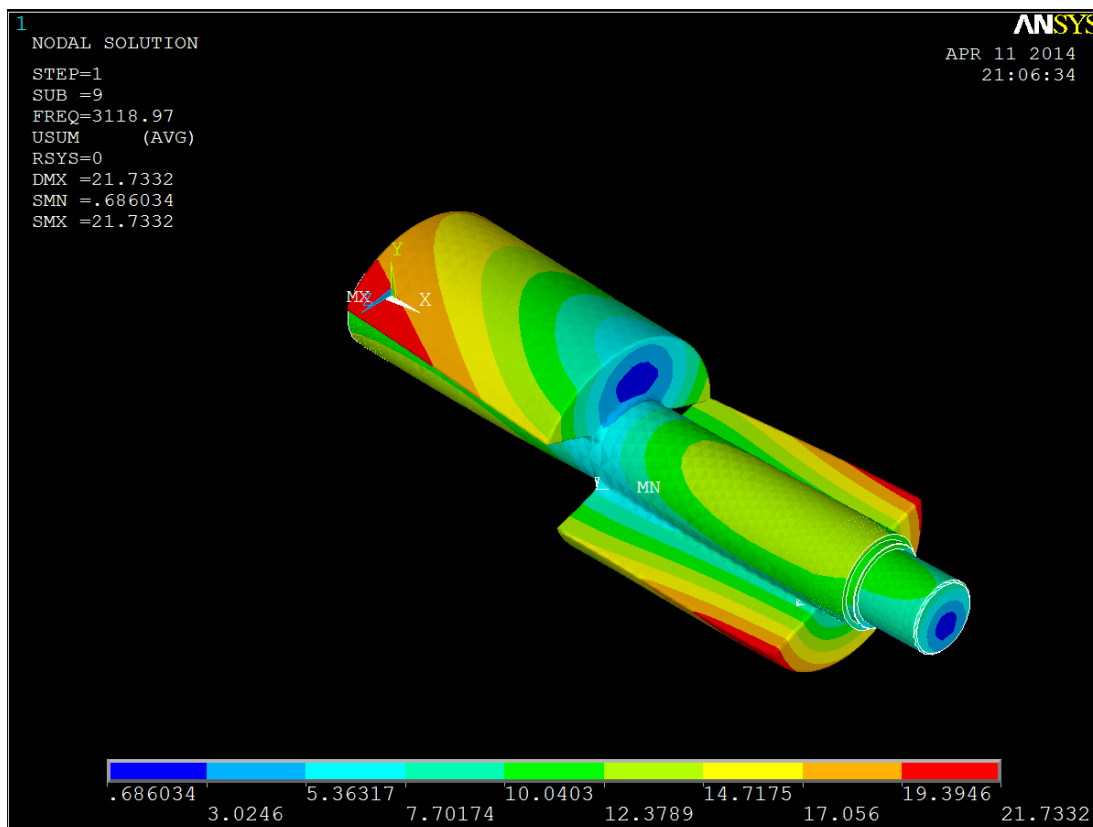
Obr. 6.1 Konečno prvková síť vyvažovací hřídele v programu ANSYS



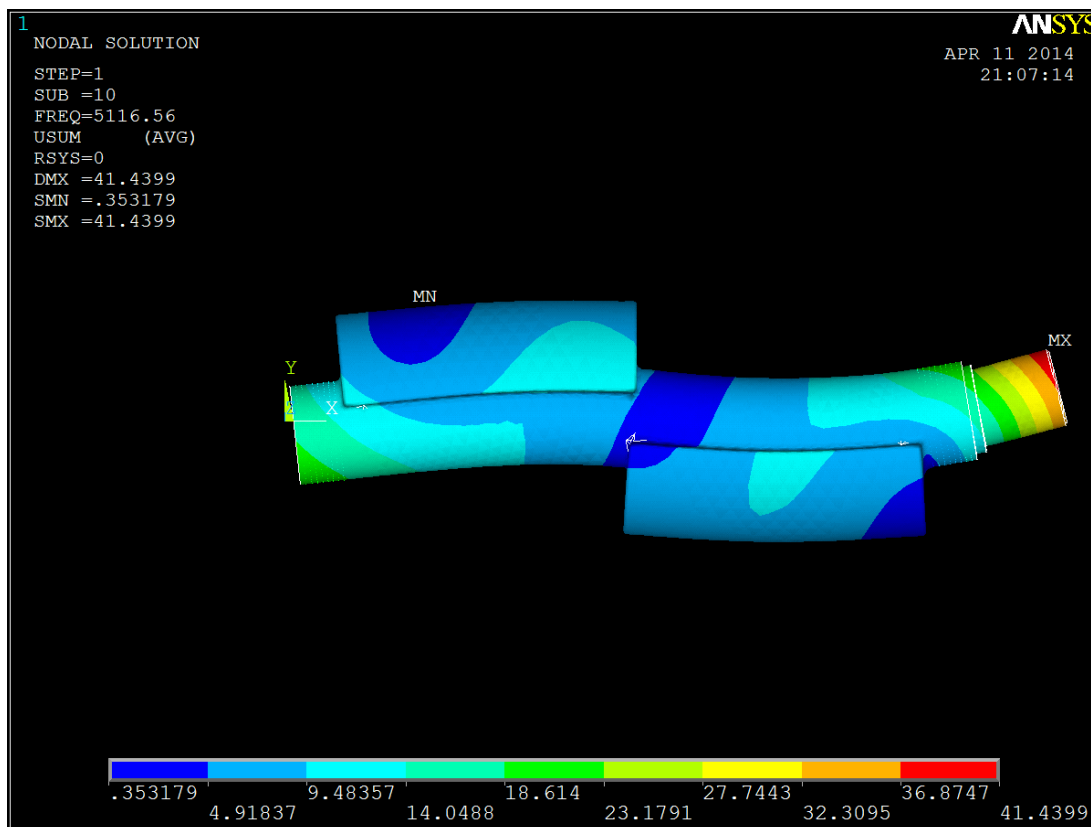
Obr. 6.2 Tvar první frekvence (1817 Hz)



Obr. 6.3 Tvar druhé frekvence (1955 Hz)



Obr. 6.4 Tvar třetí frekvence (3119 Hz)



Obr. 6.5 Tvar čtvrté frekvence (5116 Hz)



7 NAPJATOSTNÍ A DEFORMAČNÍ ANALÝZA

U řešené vyvažovací hřídele je požadavek na určení bezpečnosti k mezi únavy. Průběh napětí pomůže určit nebezpečné místo, v tomto místě také určit maximální hodnotu napětí a poté vypočítat bezpečnost. Pro uložení hřídele v ložiscích je důležitý maximální průhyb hřídele. Je nutné ověřit, zda zvolená ložiska budou schopná tento průhyb akceptovat. Potřebné hodnoty určí deformační analýza. Posledním bodem je určení silových reakcí v uložení. Program ANSYS určí maximální síly v těchto bodech, které se následně dosadí do vztahu pro trvanlivost ložisek a určí se jejich životnost.

Jak již bylo řečeno, napjatostní a deformační analýza byla provedena v programu ANSYS 14.0. Model vyvažovací hřídele byl opět přímo importován ve formátu IGES z programu Creo Parametric 2.0. Podobně jako v případě modální analýzy bylo nutné nastavit materiálové konstanty.

Pro provedení potřebné statické analýzy je nutné provést několik kroků. Prvním krokem po naimportování modelu je rozdělení celé hřídele na více objemových úseků, což je důležité pro vytvoření sítě. Jedná se zejména o objemové úseky pod ložisky a ozubeným kolem. Dalším krokem bylo vytvoření konečnoprvkové sítě (obr. 7.1). Než byla síť vytvořena, v předpokládaných kritických místech bylo provedeno rozdělení úseček na úseky 1 mm a tím bylo zaručeno vytvoření dostatečného množství prvků pro přesnost výpočtu. Ve třetím kroku bylo řešeno zavazbení tělesa. V této fázi byly vytvořeny pomocné uzly ve středech vazebných objemů. Následně byly vybrány uzly sítě na povrchu těchto objemů. Poté bylo využito předdefinovaného makra PNCN, které pomocí prutového prvku MPC 184 propojí vybrané povrchové uzly objemu pod ložisky a ozubeným kolem s pomocnými body ve středech objemů (obr. 7.2). Nyní je možné v pomocných bodech vytvořit zavazbení pomocí funkce Displacement. V prvním ložisku byly ubrány stupně volnosti ve všech třech osách. Druhé ložisko bylo zavazbeno v ose Y a Z. Tím je hřídel uložen.

V posledním kroku zbývá určit zatížení tělesa. V případě vyvažovací hřídele se jedná o zatížení rotací, kdy vznikají odstředivé síly, které hřídel ohybově namáhají a zatížení od radiálních sil v ozubení. V ANSYSU je tedy nutné zadat maximální úhlovou rychlost otáčení v ose x, která je osou hřídele. Hřídel se otáčí maximálními otáčkami 2460 min^{-1} . Úhlová rychlost se určí dle vztahu:

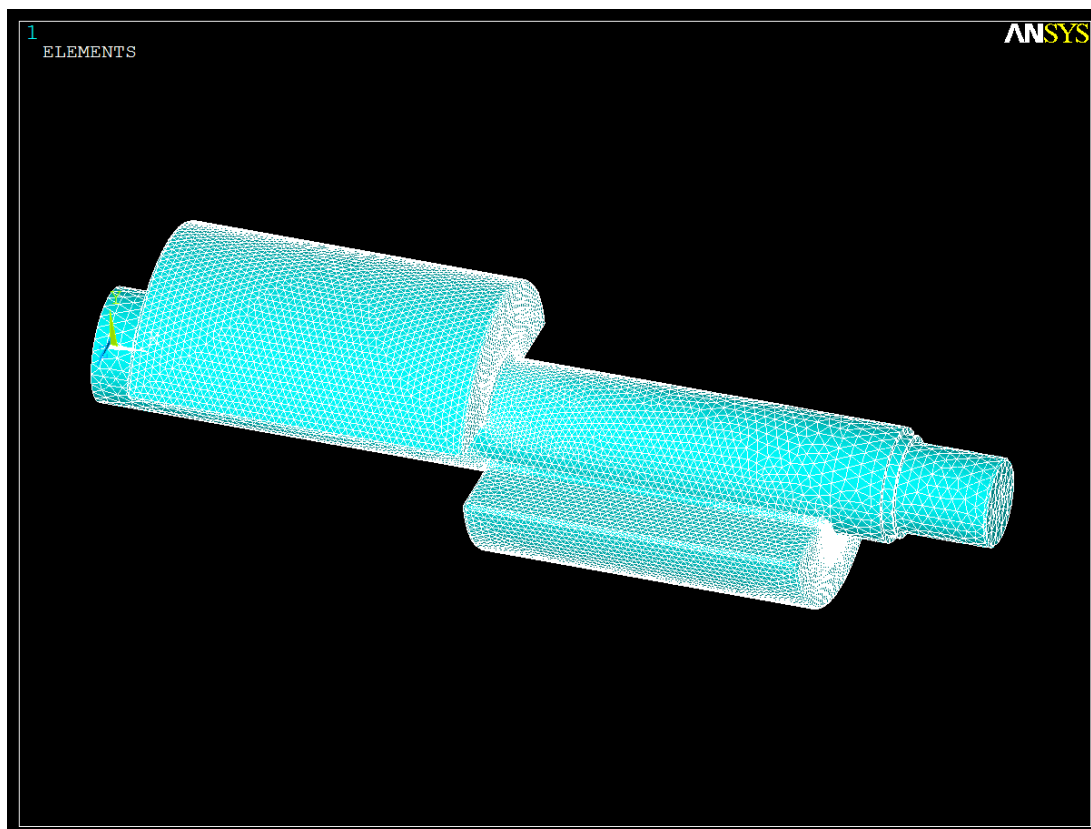
$$\omega_{max} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{max}}{60} \quad [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (29)$$

Po dosazení $n_{max} = 2460 \text{ min}^{-1}$ do rovnice (29):

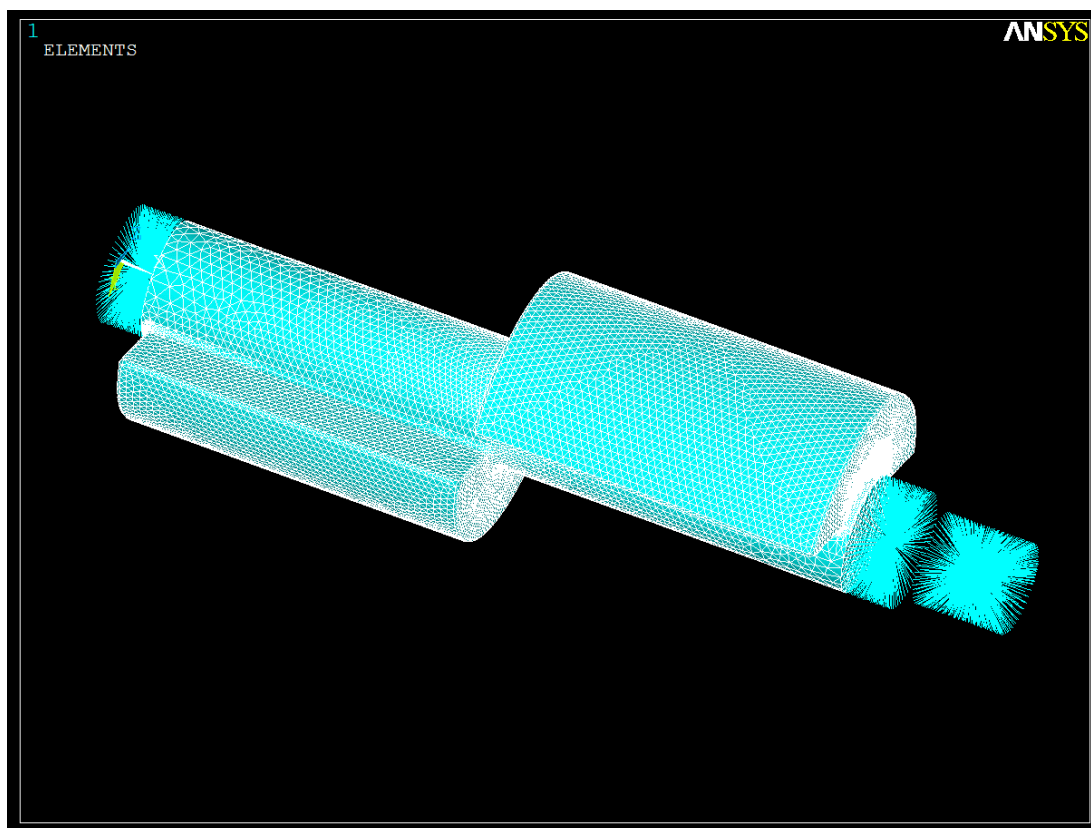
$$\omega_{max} = 257,61 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

Hodnota radiální síly v ozubení byla určena na základě třecích ztrát v ložisku, jejíž hodnota byla zvolena 200 W. Vliv této síly, na zatížení hřídele, bude vzhledem k odstředivým silám velice malý. Vypočítaná hodnota radiální síly $F_R = 37,7 \text{ N}$. Následně byla hodnota této síly v ANSYSU zadána jako zátěž pomocného bodu v objemu pod ozubeným kolem v ose Y. [25]

Dalším krokem bylo spuštění statické analýzy. Následující obrázky doplňují výše uvedený postup analýzy.



Obr. 7.1 Konečno prvková síť statické analýzy ANSYS



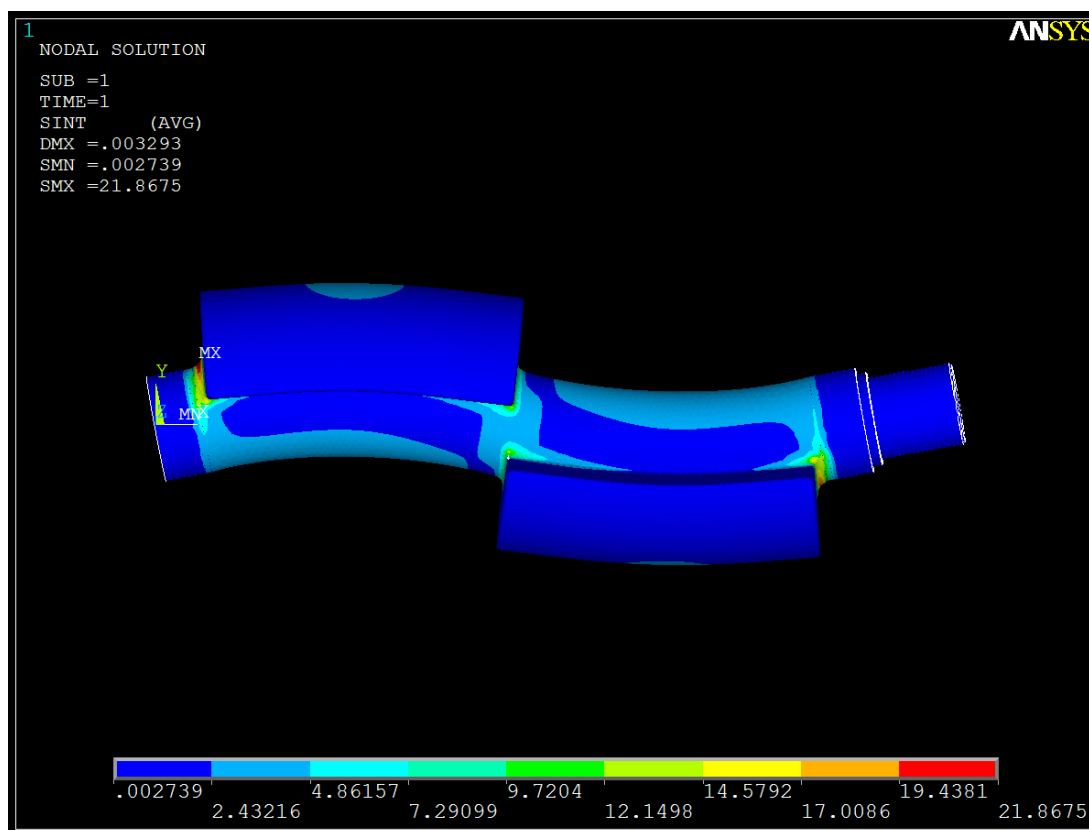
Obr. 7.2 Prutová náhrada objemů pod ložisky a ozubeným kolem do pomocných uzlů



7.1 VÝSLEDKY NAPJATOSTNÍ ANALÝZY

Pro výrobu vyvažovacího hřídele byl zvolen materiál ČSN 42 1819, zušlechtěný na mez pevnosti $R_m = 650 - 800$ MPa. Mez únavy pro ohyb je 280 MPa. Jako způsob výroby bylo určeno přesné lití.

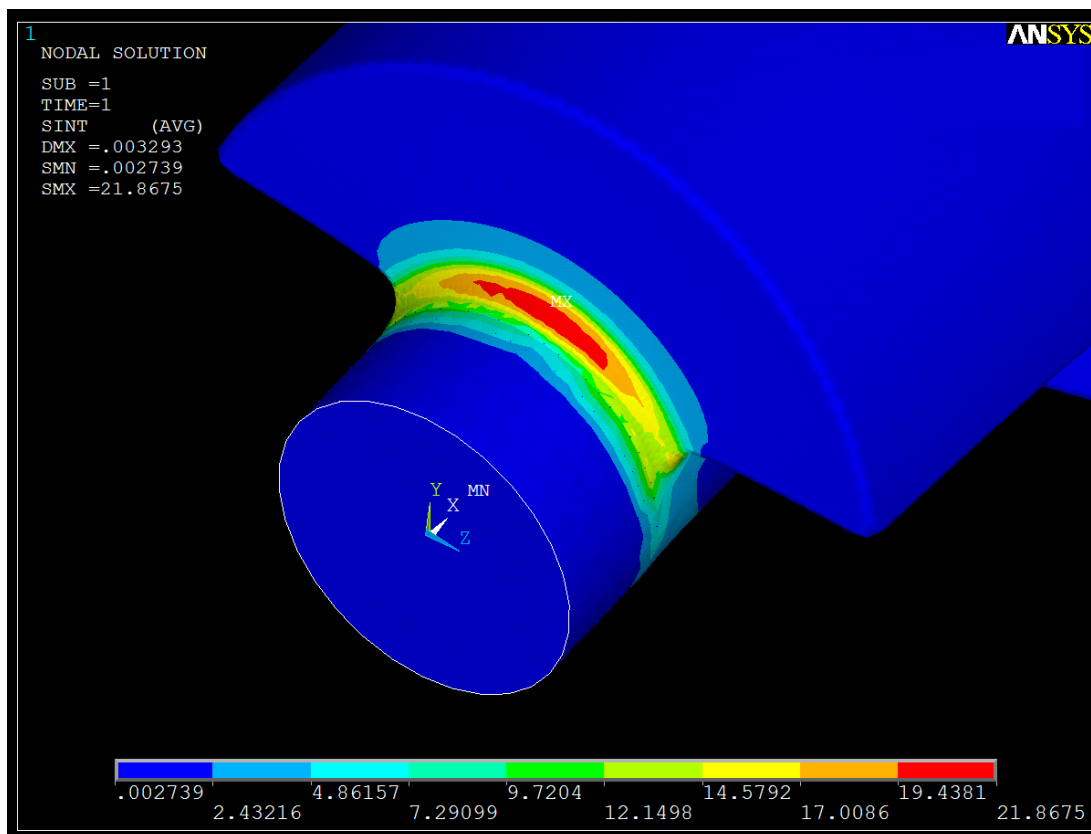
Následující obrázek 7.3 zobrazuje výsledek napjatostní analýzy.



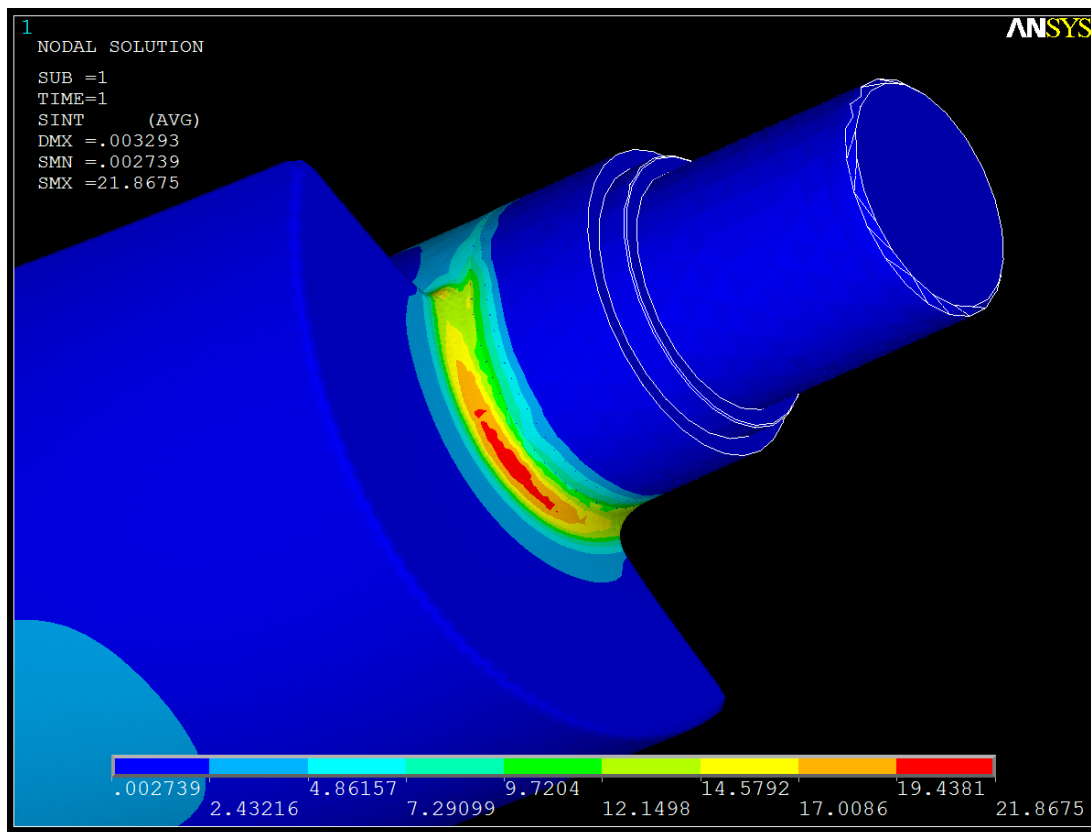
Obr. 7.3 Průběh napětí dle podmínky max tau

Napjatostní analýza ukázala nebezpečná místa, která se dle očekávání vyskytují v místech přechodu průměru vývažku na průměr hřídele, kde jsou umístěna ložiska. Největší napětí vzniká v zaoblení na hranici těchto průměrů. Hodnota maximálního napětí dle podmínky max tau vyšla 22 MPa. Toto napětí bude výchozí pro výpočet bezpečnosti k mezi únavy hřídele.

Pro úplnost jsou uvedeny obrázky s detaily kritických míst na vyvažovací hřídeli (obr. 7.4 a 7.5).



Obr. 7.4 Kritické místo zadního konce vyvažovací hřídele

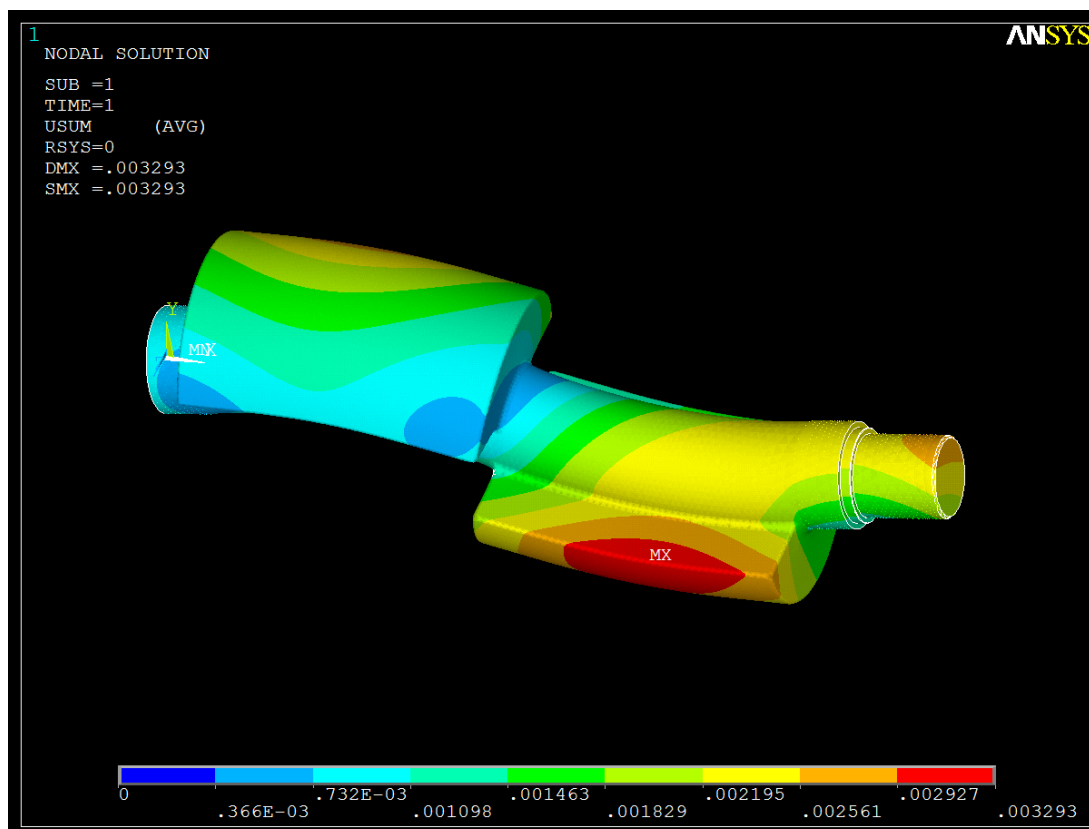


Obr. 7.5 Kritické místo předního konce vyvažovací hřídele



7.2 VÝSLEDKY DEFORMAČNÍ ANALÝZY

Deformační analýza potvrdila, že vyvažovací hřídel je navrhnut jako tuhý. Průhyby při maximálních otáčkách dosahují velice malých hodnot. Tento fakt je důležitý pro užití jehlových ložisek, kdy pro správnou funkci nesmí nesouosost hřídele s ložiskem přesáhnout $0,017^\circ$. V tomto ohledu hřídel požadavky splňuje.



Obr. 7.6 Průběh deformace hřídele

Dle výsledku z programu ANSYS je maximální deformace hřídele 0,0033 mm (obr. 7.6). Tato hodnota je přibližně o řád nižší než přípustná.



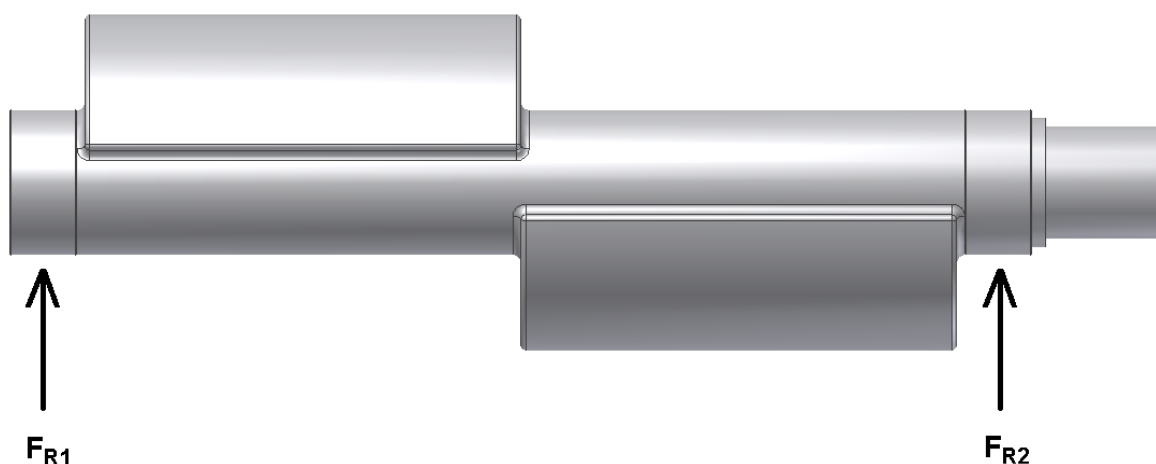
8 KONTROLA ULOŽENÍ VYVAŽOVACÍ HŘÍDELE

Vyvažovací hřídel je uložen na dvou jehlových ložiscích HK 4520. Jelikož je hřídel namáhán odstředivými silami, jedná se o zachycení zejména radiálních sil. Reakční síly byly určeny v programu ANSYS při statické analýze. Jedná se o síly působící v pomocných uzlech, za které byl hřídel při výpočtu zavazben. Při výpočtu byla zanedbána gravitační síla, radiální síla v ozubení byla zadána již při analýze v ANSYSU, tudíž její vliv je již v reakčních silách obsažen. Požadavkem byla minimální trvanlivost ložisek 8000 hodin.

V Tab. 8.1 jsou vypsané reakční síly z ANSYSU a na obr. 8.1 jsou schematicky uvedeny vektory reakcí.

Tabulka. 8.1 Hodnoty reakčních sil v ložiscích

Reakce	Síla [N]
F_{R1}	2691,6
F_{R2}	2729,2



Obr. 8.1 Schéma reakcí v ložiscích

Výpočet trvanlivosti ložisek je počítán pro maximální radiální zatížení. Pro zadaný hřídel je maximální zatížení při otáčkách 2460 min^{-1} . Pro tyto otáčky jsou i zjištěné reakční síly. Hodnoty trvanlivosti byly určeny dle výpočtového vztahu SKF. Výsledkem je trvanlivost ložiska v hodinách.

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{F_{Ri}} \right)^a \frac{10^6}{n_{max}} \quad [\text{hod}] \quad (30)$$

Dosazované parametry: Základní dynamická únosnost ložiska HK 4520 $C = 26 \text{ kN}$, reakce daného ložiska $F_{R1} = 2691,6 \text{ N}$ a $F_{R2} = 2729,2 \text{ N}$, koeficient pro typ ložiska $a = \frac{10}{3}$, $n_{max} = 2460 \text{ min}^{-1}$.

*Tabulka. 8.2 Hodnoty trvanlivostí ložisek*

Ložisko	Trvanlivost [hod]
L_{10h.1}	13 000
L_{10h.2}	12 420

V Tab. 8.2 jsou uvedeny vypočtené trvanlivosti obou ložisek. Vypočtené hodnoty trvanlivosti obou ložisek překonaly požadovanou minimální hodnotu průměrně o 58 % a jsou plně dostačující pro běžný provoz traktorového motoru.



9 BEZPEČNOST VŮČI ÚNAVOVÉMU POŠKOZENÍ

K řešení únavové životnosti byl využit přibližný analytický výpočet s využitím skutečných napětí získaných z napjatostní analýzy v programu ANSYS. Tento přístup umožňuje rychlé, ale ne zcela přesné hodnocení. Výsledky jsou však téměř vždy konzervativní. [24]

Výpočet bezpečnosti k mezi únavy vyvažovací hřídele byl proveden v kritických místech s největším lokálním napětím. Vstupní hodnoty tvoří materiálové charakteristiky vyvažovací hřídele a hodnoty napětí v kritickém místě (Tab. 9.1).

Tabulka 9.1 Vstupní hodnoty pro výpočet bezpečnosti k mezi únavy

Materiálové charakteristiky materiálu ČSN 42 2819	
mez pevnosti	$R_m = 650 - 800 \text{ MPa}$
mez únavy v ohybu	$\sigma_{c_ohyb} = 280 \text{ MPa}$
mez únavy v tahu	$\sigma_{c_tah} = 227 \text{ MPa}$
Lokální napětí v kritickém místě	
redukováno napětí (max tau)	$\sigma_{red} = 22 \text{ MPa}$

Samotný výpočet bezpečnosti byl proveden v několika krocích. Nejprve byla pomocí Marinovy rovnice určena hodnota meze únavy konkrétně pro tento vyvažovací hřídel (31).

$$\sigma_c = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{c_ohyb} \quad [\text{MPa}] \quad (31)$$

kde k_a až k_f jsou součinitelé pro úpravu meze únavy na konkrétní součást.

Dále byl určen součinitel tvaru pro poloměr vrubu v kritickém místě a následně byl vypočítán součinitel vrubu podle rovnice (32).

$$\beta = 1 + \frac{\alpha - 1}{1 + \sqrt{\frac{a}{r}}} \quad [-] \quad (32)$$

kde α je tvarový součinitel, a je Neuberova konstanta a r je poloměr vrubu.

Pro výpočet bezpečnosti je nutné znát amplitudu napětí a střední hodnotu. Ty jsou určeny ze skutečného napětí, kdy známe maximální hodnotu 22 MPa a minimální hodnotu 0 MPa.

$$\sigma_A = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad [\text{MPa}] \quad (33)$$

$$\sigma_M = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad [\text{MPa}] \quad (34)$$

V následujícím kroku byly hodnoty amplitudy napětí a středního napětí korigovány pomocí vrubového součinitele.



$$\sigma_{Av} = \sigma_A \cdot \beta \quad [\text{MPa}] \quad (35)$$

$$\sigma_{Mv} = \sigma_M \cdot \beta \quad [\text{MPa}] \quad (36)$$

Bezpečnost byla určena podle Goodmanova kritéria:

$$k = \frac{1}{\frac{\sigma_{Av}}{\sigma_c} + \frac{\sigma_{Mv}}{R_m}} \quad (37)$$

Výsledná hodnota bezpečnosti vůči únavovému porušení v kritickém místě na přechodu průměru vývažku a průměru hřídele pod ložiskem je zobrazena v tab. 9.2.

Tabulka 9.2 Výsledek bezpečnosti

Bezpečnost vůči únavovému porušení vyvažovací hřídele	
k	3,7



ZÁVĚR

V rámci této diplomové práce byl řešen návrh vyvážení klikového mechanismu dvouválcového motoru pro traktorové použití. Dle zvolené klikové hřídele s ojnicními čepy pootočenými o 180° bylo řešeno vyvážení momentů setrvačných sil rotujících částí a dále momentů setrvačných sil posuvných částí I. řádu. Hlavní díl práce byl zaměřen právě na vyvážení momentů posuvných částí, které jako v případě momentů od rotujících částí nelze vyvážit pouze vývažky na klikové hřídeli. Při vlastním návrhu vyvážení klikové hřídele byl brán, kromě teoretického řešení, zřetel i na výrobitelnost konstrukce. Celkem byly navrženy tři varianty konstrukčních řešení. Cílem bylo dosáhnout příznivého rozměrového řešení, nízké hmotnosti, jednoduché montáže vyvažovacích hřídelů, potřebné kvality vyvážení a životnosti navrženého řešení.

Tyto požadavky splňuje nejlépe varianta číslo 3, použití jednoho vyvažovacího hřídele a vývažků umístěných v řemenici a setrvačnicku vlastního klikového hřídele. Zvolené řešení s využitím řemenice a setrvačnicku přineslo nesmírnou výhodu v úspoře místa a ve zjednodušení výroby celého motoru. Řešení pomocí ložiskového domečku umožnilo použití jehlových ložisek menšího průměru, než má samotný vyvažovací hřídel. Použitá jehlová ložiska s rezervou splňují požadovanou trvanlivost a zároveň snižují výrobní náklady motoru.

V poslední části jsem provedl modální, napjatostní a deformační analýzu navrženého vyvažovacího hřídele, dále kontrolu trvanlivosti ložisek a nakonec analýzu únavové bezpečnosti hřídele. Modální analýza ukázala, že je hřídel tuhý a jeho životnost není ohrožena vlastními frekvencemi. Z provedené deformační analýzy bylo vyhodnoceno, že maximální deformace, které v hřídeli vznikají, nejsou nebezpečné a nemají vliv na správnou funkci. Napjatostní analýzu jsem provedl zejména z důvodu určení nebezpečného místa a maximálního napětí v součásti. Tyto výsledky byly dále použity k výpočtu bezpečnosti vyvažovací hřídele k mezi únavy, kdy bylo dosaženo výsledku 3,7, tedy hřídel z hlediska bezpečnosti plně vyhověl.

Z výše uvedených výsledků vyplývá, že navržená varianta vyvážení splňuje všechny zadané požadavky a umožní 100 % vyvážení momentů od setrvačných hmot posuvných částí I. řádu. Řešení je doplněno výpočtovou přílohou a výkresovou dokumentací vyvažovacího hřídele.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Prezentace z přednášek předmětu QHL – Hnací ústrojí
- [2] Kolektiv VÚNM a ČKD *Naftové motory čtyřdobé I., II. díl*, 2. vydání, Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1962, 544 s.
- [3] HYAN, Tom. *Tom Hayn – MOTOR ROKU 2011* [online] [cit. 2013-10-09]. Dostupné z: <<http://www.tomhyan.cz/motor-roku-2011-vitezem-dvouvalcovy-fiat>>
- [4] *Veterán inzerce – Oldtimeranonce.cz* [online] [cit. 2013-10-09]. Dostupné z: <<http://www.oldtimeranonce.cz/modules/inzerce/autodily/detail/5787/klikova-hridel-veteran-dkw-f5-f8-ifa-p70>>
- [5] *Downsizing motoru* [online] [cit. 2013-10-14]. Dostupné z: <<http://tema.novinky.cz/downsizing-motoru>>
- [6] *Volvo snížilo emise CO2 nejrazantněji v EU* [online] [cit. 2013-10-09]. Dostupné z: <<http://magazin.e15.cz/auto-moto/volvo-snizilo-emise-c02-nejrazantneji-v-eu-711469>>
- [7] *Snižování emisí – nejlepe si vedou Fiat, Toyota a PSA* [online] [cit. 2013-10-09]. Dostupné z: <<http://www.hybrid.cz/snizovani-emisi-nejlepe-si-vedou-fiat-toyota-psa>>
- [8] *Když se downsizing mine účinkem* [online] [cit. 2013-10-09]. Dostupné z: <<http://www.autoweb.cz/kdyz-se-downsizing-mine-ucinkem/>>
- [9] *Škoda Fabia 1,2HTP* [online] [cit. 2013-10-09]. Dostupné z: <www.novinky.cz/auto/172395-skoda-zacala-vyrabet-modernizovanou-verzi-trivalcoveho-motoru-1-2-htp.html>
- [10] *Škoda začala vyrábět modernizovanou verzi třívalcového motoru 1,2 HTP* [online] [cit. 2013-10-09]. Dostupné z: <<http://www.novinky.cz/auto/172395-skoda-zacala-vyrabet-modernizovanou-verzi-trivalcoveho-motoru-1-2-htp.html>>
- [11] *Fiat 126* [online] [cit. 2013-10-09]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Fiat_126>
- [12] *Kliková hřídel Fiat 500 – Fiat 126* [online] [cit. 2013-10-09]. Dostupné z: <<http://www.historic-cars.cz/historic-cars-cz/eshop/3-1-FIAT/347-3-Motor/5/5113-Klikova-hridel-Fiat-500-Fiat-126>>
- [13] *Test Fiat 0,9 TwinAir: motor roku v praxi* [online] [cit. 2013-10-09]. Dostupné z: <<http://www.autoforum.cz/testy-aut/test-fiat-0-9-twinair-motor-roku-v-praxi>>
- [14] *auto-innovations: Fiat Twinair, un bicylindre concurrence les 4 cylindres* [online] [cit. 2013-10-09]. Dostupné z: <<http://www.auto-innovations.com/site/brevetech/fiattwinair.html>>
- [15] *Fiat People* [online] [cit. 2013-10-09]. Dostupné z: <<http://www.fiatpeople.cz/fiat/technologie/9/9/>>



- [16] *Yamaha XT1200Z Super Téréne World Crosser Technické údaje* [online] [cit. 2014-5-3]. Dostupné z: <<http://www.motorkari.cz/clanky/redakcni-testy/yamaha/yamaha-xt1200z-super-tenere-world-crosser-21795.html?technika=1>>
- [17] *Yamaha XT1200Z Super Téréne* [online] [cit. 2013-10-09]. Dostupné z: <<http://www.motorkari.cz/clanky/moto-novinky/yamaha/yamaha-xt1200z-super-tenere-15480.html>>
- [18] *Technika motoru: rozvody* [online] [cit. 2013-10-09]. Dostupné z: <<http://www.motohouse.cz/technika-motoru-rozvody>>
- [19] Konec výroby F800GS: Motoriky BMW GS – vše o motocyklech BMW řady GS a o cestování [online] [cit. 2013-10-09]. Dostupné z: <http://www.bmwgs.cz/forum/viewthread.php?rowstart=40&forum_id=24&thread_id=14264&pid=237563>
- [20] BMW F800 GS – Články – BMW F800GS [online] [cit. 2014-5-3]. Dostupné z: <http://www.f800gs.estranky.cz/clanky/clanky/bmw-f800gs_____chybejici-clanek-evoluce.html>
- [21] [cit. 2013-10-09] Fotografie poskytnuté firmou AGM-AGROMOTOR s. r. o
- [22] KOVAŘÍK, L., FERENCEY, V., SKALSKÝ, R., ČÁSTEK, L. *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. Naše vojsko, První vydání, Praha, 1992. ISBN 80-206-0131-7.
- [23] DRÁPAL, L. *Hnací ústrojí šestiválcového leteckého motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 69 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
- [24] SHIGLEY, J e., MISCHKE, CH R., BUDYNAS, R G. *Konstruování strojních součástí*. 1. vydání Brno: Vysoké učení technické v Brně, VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [25] ZEMČÍK, T. *Optimalizace uložení vyvažovacích hřídelů motoru Zetor 4V UŘ III*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 111 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jaroslav Rauscher, CSc.

**SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

a	[m]	rozteč válců
a	[-]	koeficient ložiska
a	[-]	Neuberova konstanta
a_p	$[\text{ms}^{-2}]$	zrychlení pístu
b	[mm]	vzdálenost dvojce vývažků vyvažovací hřídele
b_{vR}	[mm]	vzdálenost vývažku řemenice od středu klikové hřídele
b_{vS}	[mm]	vzdálenost vývažku setrvačníku od středu klikové hřídele
C	[kN]	základní dynamická únosnost ložiska HK 4520
D	[mm]	vrtání
e	[mm]	excentricita klikového mechanismu
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
F_o	[N]	síla v ose ojnice
F_{oc}	[N]	výsledná síla na ojničném čepu
F_p	[N]	celková síla posuvných částí
F_{pp}	[N]	celková síla pístní skupiny
F_r	[N]	setrvačná síla rotujících částí i-tého válce
F_R	[N]	radiální síla v ozubení vyvažovací hřídele
F_r	[N]	radiální složka síly v ojnici
F_{R1}	[N]	radiální síla prvního ložiska vyvažovací hřídele
F_{R2}	[N]	radiální síla druhého ložiska vyvažovací hřídele
F_{rc}	[N]	výsledná radiální síla ojničného čepu
F_{ro}	[N]	odstředivá síla rotující části ojnice
F_{sI}	[N]	setrvačná síla posuvných částí I. řádu i-tého válce
F_{sII}	[N]	setrvačná síla posuvných částí II. řádu i-tého válce
F_t	[N]	tečná složka síly v ojnici
k	[-]	bezpečnost vyvažovací hřídele
k_a	[-]	součinitel vlivu jakosti povrchu
k_b	[-]	součinitel vlivu velikosti tělesa
k_c	[-]	součinitel vlivu způsobu zatěžování
k_d	[-]	součinitel vlivu teploty
k_e	[-]	součinitel spolehlivosti
k_f	[-]	součinitel zahrnující další vlivy



l	[m]	délka ojnice
L_{10h}	[hod]	trvanlivost ložiska
M_I	[Nm]	moment setrvačných sil posuvných částí I. řádu
M_i	[Nm]	střední indikovaný moment
m_{o1}	[kg]	hmotnost posuvných částí ojnice
m_{o2}	[kg]	hmotnost rotujících částí ojnice
m_p	[kg]	hmotnost posuvných částí válcové jednotky
m_{psk}	[kg]	hmotnost pístní skupiny
M_r	[Nm]	moment setrvačných sil rotujících částí i-tého válce
m_r	[kg]	hmotnost rotujících částí válcové skupiny
m_v	[kg]	hmotnost vývažku vyvažovací hřídele
m_{vR}	[kg]	hmotnost vývažku řemenice
m_{vS}	[kg]	hmotnost vývažku setrvačníku
n	[min ⁻¹]	jmenovité otáčky
n_{max}	[min ⁻¹]	maximální otáčky
n_{max}	[min ⁻¹]	maximální otáčky klikové hřídele
N_{pc}	[N]	normálová síla válce
n_v	[-]	počet válců
p	[MPa]	okamžitý tlak plynů
p_{atm}	[MPa]	atmosférický tlak
P_e	[kW]	očekávaný efektivní výkon
P_i	[kW]	střední indikovaný výkon
P_p	[N]	síla od tlaků plynů
r	[mm]	poloměr kliky
r	[mm]	poloměr vrubu
R_m	[MPa]	mez pevnosti materiálu
r_v	[mm]	poloměr těžiště vývažku
r_{vR}	[mm]	poloměr těžiště vývažku řemenice
r_{vS}	[mm]	poloměr těžiště vývažku setrvačníku
s_p	[m]	dráha pístu
S_{pp}	[N]	setrvačná síla pístní skupiny
v_p	[ms ⁻¹]	rychlost pístu
V_z	[cm ³]	zdvihový objem



Z	[mm]	zdvih
α	[°]	úhel natočení klikového hřídele
α	[-]	tvarový součinitel
β	[-]	součinitel vrubu
ε	[-]	kompresní poměr
λ	[-]	klikový poměr
λ_e	[-]	excentrický poměr
μ	[-]	poissonova konstanta
ρ	[kgm-3]	hustota
σ_A	[MPa]	amplituda napětí
σ_{Av}	[MPa]	amplituda napětí v kritickém místě
σ_c	[MPa]	mez únavy vyvažovací hřídele
σ_{c_ohyb}	[MPa]	mez únavy v ohybu
σ_{c_tah}	[MPa]	mez únavy v tahu
σ_M	[MPa]	střední napětí
σ_{max}	[MPa]	maximální napětí
σ_{min}	[MPa]	minimální napětí
σ_{Mv}	[MPa]	střední napětí v kritickém místě
σ_{red}	[MPa]	redukované napětí
ω	[s ⁻¹]	úhlová rychlost otáčení klikového hřídele
ω_{max}	[s ⁻¹]	maximální úhlová rychlost otáčení klikové hřídele



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Výpočet

Příloha 2 – Výkres vyvažovací hřídele