

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

MODIFIKACE ČTYŘVÁLCOVÉHO VZNĚTOVÉHO MOTORU NA ZKUŠEBNÍ JEDNOVÁLEC

MODIFICATION OF A FOUR CYLINDER DIESEL ENGINE TO A SINGLE CYLINDER TEST ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Attila Mátyás

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Attila Mátyás
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Akademický rok:	2019/20

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:

Modifikace čtyřválcového vznětového motoru na zkušební jednoválec

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnout jednoválcový vznětový zkušební pístový spalovací motor úpravou čtyřválcového motoru.

Cíle diplomové práce:

Navrhnout koncepci úpravy čtyřválcového vznětového motoru na zkušební jednoválcový motor.

Vypracovat konstrukční dokumentaci dílů potřebných pro modifikaci.

Provést výpočtovou kontrolu hlavních částí zkušebního jednoválcového motoru.

Navrhnout spojovací element zkušebního jednoválce s dynamometrem.

Seznam doporučené literatury:

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

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

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

HAFNER, Karl Ernst a MAASS, Harald. Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschinen. Wien, New York: Springer Verlag, 1995. 424 s. ISBN 978-3-7091-768-5.

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

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

Abstrakt

Táto diplomová práca sa zaoberá s modifikáciou existujúceho štvorvalcového vznetrového motora na skúšobný jednovalcový motor. Práca sa člení na štyri hlavné časti. Prvá časť je teoretická, stručne popisuje skúšobné motory, ich jednotlivé typy a poskytuje prehľad v oblasti, v ktorom plnia svoje funkcie. Druhá časť práce obsahuje návrh modifikácie štvorvalcového motora na skúšobný jednovalcový motor, zameriava sa hlavne na vyvažovanie zotrvačných síl. Tretia, najrozsiahlejšia kapitola obsahuje pevnostnú kontrolu kľukového hriadeľa. Posledná časť sa zaoberá návrhom spojovacieho elementu, ktorý zaisťuje spojenie motora s dynamometrom.

Kľúčové slová

skúšobný motor, jednovalcový motor, vyvažovanie, torzný model, pružná spojka

Abstract

This thesis deals with modification of an existing four-cylinder diesel engine to a single-cylinder research engine. The work is divided into four main parts. The first part is theoretical, briefly describes research engines, their individual types and provides an overview of their functions. The second part of the work includes the modification of a four-cylinder diesel engine to a single-cylinder research engine, focusing mainly on balancing inertia forces. The third, most extensive chapter contains the structural analysis of the crankshaft. The last part contains the design of a torsional coupling, which ensures the connection of the engine with the dynamometer.

Key words

research engine, single-cylinder engine, balance, torsional model, torsional coupling

Bibliografická citácia

MÁTYÁS, Attila. *Modifikace čtyřválcového vznětového motoru na zkušební jednoválec*. Brno, 2020. 125 s. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/125501>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc..



Čestné vyhlásenie

Vyhlasujem, že diplomovú prácu na tému „Modifikace čtyřválcového vznětového motoru na zkušební jednoválec“ som vypracoval samostatne pod vedením prof. Ing. Václava Píštěka, DrSc. s použitím odbornej literatúry, ktoré sú uvedené v zozname použitých zdrojov.

V Brne, dňa 26. 6. 2020

.....

Bc. Attila Mátyás



PodĎakovanie

Touto cestou by som sa chcel poĎakovať vedúcemu diplomovej práce, pánovi prof. Ing. Václavovi Píšťekovi, DrSc., za odborné vedenie, pomoc, cenné rady a pripomienky pri vypracovaní tejto práce. Ďalej by som sa chcel poĎakovať mojim rodičom, rodine a príbuzným za podporu v priebehu môjho štúdia.

Obsah

Úvod.....	16
1 Skúšobné jednovalcové motory.....	17
1.1 Použitie skúšobných jednovalcových motorov.....	17
1.2 Rozdelenie skúšobných motorov.....	17
1.2.1 Štandardná koncepcia skúšobných motor.....	18
1.2.2 Účelová koncepcia skúšobných motorov.....	19
1.2.3 Ekonomická koncepcia skúšobných motorov.....	20
2 Predstavenie prestavaného motora.....	21
2.1 Technické parametre prestavaného motora.....	21
2.2 3D modely súčastí prestavaného motora.....	22
3 Modifikácia štvorvalcového motora na skúšobný jednovalcový.....	25
3.1 Návrh modifikácie.....	25
3.2 Redukcia ojnice.....	26
3.3 Vyváženie zotrvačných síl rotujúcich častí.....	27
3.4 Metódy vyváženia zotrvačných síl posuvných častí I. rádu.....	27
3.5 Čiastočné vyváženie zotrvačných síl posuvných častí I. rádu.....	28
4 Sily pôsobiace v kľukovom mechanizme.....	31
4.1 Analýza kinematiky kľukového mechanizmu.....	31
4.1.1 Dráha piestu.....	31
4.1.2 Rýchlosť piestu.....	32
4.1.3 Zrýchlenie piestu.....	32
4.1.4 Priebehy dráhy, rýchlosti a zrýchlenia piestu.....	33
4.2 Indikátorový diagram.....	35
4.3 Sila od tlaku plynov.....	36
4.4 Zotrvačná sila v ose valca.....	36
4.5 Celková sila v ose valca.....	37
4.6 Výsledné sily zaťažujúce ojnicový čap.....	38

4.6.1	Radiálna zložka celkovej sily zaťažujúca ojnicný čap.....	38
4.6.2	Tangenciálna zložka celkovej sily zaťažujúca ojnicný čap.....	39
4.7	Krútiaci moment jednovalcového motora.....	40
4.8	Zotrvačná sila rotujúcich častí.....	41
4.9	Zotrvačná sila posuvných častí.....	42
5	Pevnostný výpočet kľukového hriadeľa.....	44
5.1	Zvolená metóda výpočtu.....	44
5.2	Kmitanie kľukového hriadeľa.....	44
5.3	Náhradná torzná sústava kľukového mechanizmu.....	45
5.4	Výpočet redukovaných hmôt.....	46
5.4.1	Výpočet momentu zotrvačnosti rotujúcich častí.....	46
5.4.2	Výpočet momentu zotrvačnosti posuvných častí.....	47
5.4.3	Výpočet momentu zotrvačnosti zalomenia.....	47
5.4.4	Výpočet momentu zotrvačnosti na strane remenice.....	48
5.4.5	Výpočet momentu zotrvačnosti na strane zotrvačníka.....	48
5.5	Výpočet redukovaných dĺžok.....	48
5.5.1	Výpočet redukovanej dĺžky zalomenia.....	49
5.5.2	Výpočet redukovanej dĺžky na strane remenice.....	49
5.5.3	Výpočet redukovanej dĺžky na strane zotrvačníka.....	50
5.6	Výpočet torzných tuhostí.....	50
5.7	Vlastné torzné kmitanie.....	51
5.7.1	Vlastné frekvencie a tvary torzného kmitania.....	51
5.8	Vynútené torzné kmitanie.....	54
5.8.1	Harmonické zložky krútiaceho momentu.....	54
5.8.2	Kritické otáčky.....	55
5.8.3	Relatívna výdatnosť kmitov.....	57
5.8.4	Torzné výchylky voľného konca.....	57
5.8.5	Torzné namáhanie kľukového hriadeľa.....	58

5.9 MKP analýza kľukového hriadeľa.....	62
5.9.1 Diskretizácia 3D modelu.....	62
5.9.2 Okrajové podmienky výpočtu.....	64
5.9.3 Zaťažovacie stavy.....	65
5.9.4 Výsledky pevnostnej analýzy.....	65
5.10 Bezpečnosť voči vysokocyklovej únave.....	67
6 Návrh spojenia skúšobného motora s dynamometrom.....	69
6.1 Skúšanie spaľovacích motorov.....	69
6.1.1 Motorové skúšobne.....	69
6.1.2 Motorová brzda.....	70
6.2 Spojenie motora s dynamometrom.....	71
6.2.1 Pružné spojky.....	71
6.3 Spojovací element pre jednovalcový motor.....	72
6.3.1 Výber spojovacieho hriadeľa s pružnou spojkou.....	72
6.3.2 Návrh prídavných spojovacích elementov.....	74
6.4 Torzné kmitanie s dynamometrom.....	77
6.4.1 Torzná sústava kľukového mechanizmu s pružnou spojkou.....	77
6.4.2 Výsledky výpočtu torznej sústavy s pružnou spojkou.....	78
6.4.3 Torzné namáhanie sústavy s pružnou spojkou.....	81
6.5 Overenie spojenia motora s dynamometrom.....	82
6.5.1 Kontrola skrutkových spojov.....	82
6.5.2 Kontrola pružnej spojky.....	85
Záver.....	88
Zoznam použitých zdrojov.....	90
Zoznam použitých skratiek a symbolov.....	92
Zoznam príloh.....	98

Úvod

Jednovalcové zážihové a vznetové motory sú špeciálne laboratórne zariadenie, ktoré boli vždy v ohnisku pozornosti pri skúmaní spaľovacích charakteristík, výskumu alternatívnych palív a pri vývoji nových konštrukčných riešeníach. Cieľom bolo zavedenie konštrukčnej úpravy jednotlivých častí motora tak, aby sa maximalizoval výkon a hospodárnosť motora.

V súčasnosti jednovalcové skúšobné motory sú ideálnymi nástrojmi pre výskum spaľovania, funkčného testovania, testovania mazacích olejov a palív pri udržaní nákladov a času na minimálnej úrovni. Poskytujú ďalej dôležité informácie pre vývoj komponentov motorov novej generácie, ktoré umožňujú dosiahnuť vysoké výkony a nízku spotrebu pri nízkych úrovni emisíí.

Cieľom mojej diplomovej práce je poskytovanie prehľadu v konštrukčných riešeníach v oblasti skúšobných motorov, návrhu modifikácie štvorvalcového vznetového motora na skúšobný jednovalcový motor s udrzovaním nákladov na minimálnej úrovni so zameraním sa hlavne na vyvažovanie zotrvačných síl a návrhu parametrov spojky, ktorá zaisťuje spojenie motora s dynamometrom.

Pre samotný návrh a pre overenie funkčnosti sú dnes k dispozícii pokročilé počítačové softvéry, ako Creo 4.0 pre vytvorenie 3D modelov, MKP výpočtový software ANSYS a pre analytický výpočet a vytvorenie grafov softvéry Matlab a Mathcad.



Obr. 1 Ricardo Proteus 300 skúšobný jednovalcový motor [15]

1 Skúšobné jednovalcové motory

1.1 Použitie skúšobných jednovalcových motorov

Skúšobné jednovalcové motory sú špeciálne laboratórne zariadenia, ktoré sú veľmi efektívnymi nástrojmi pre experimentálny výskum pracovného cyklu, mechanických strát, ďalej pre testovanie mazacích olejov, vlastností palív (napr. oktánové a cetánové číslo) a rôznych komponentov motora, ako napr.: spaľovací priestor, rozvodový mechanizmus, sacia časť. Výsledky sa dajú ľahko preniesť na viacvalcové motory a využívať ich pri vývoji novej generácie spaľovacích motorov. [9]

Najpodstatnejšia požiadavka kladená na skúšobné motory je spoľahlivosť a reprezentatívnosť výsledkov pri rešpektovaní podobností okrajových podmienok, bez čoho by sa výsledky nemohli preniesť na viacvalcové varianty. Pre dosiahnutie maximálnej presnosti v jednotlivých pracovných bodoch je treba zamedziť rušivé vplyvy, ktoré by mohli viesť k nepresným hodnotám. Rušivé vplyvy sú napr. kmitanie média v potrubí, hlavne pri modelovaní preplňovaného motora. [14]

Hlavnou výhodou použitia jednovalcového skúšobného motora spočíva v jeho konštrukcii, čo zaisťuje vysokú prispôbitelnosť (jednoduchá výmena hlavy valca, zmena zdvihu a takto aj zmena zdvihového objemu motora), nízku spotrebu paliva, krátku dobu prípravy experimentu z dôvodu existencie mnohých dodatočných dielov.

Kúpa moderného jednovalcového skúšobného motora od jedného zo svetových výrobcov (napr. AVL, Ricardo, FEV) je nákladná záležitosť. Existuje ale iná, ekonomická možnosť stavby skúšobného motora, čo znamená prestavbu existujúceho sériového jednovalcového, alebo viacvalcového motora, ktoré pôvodne boli určené k iným účelom.

1.2 Rozdelenie skúšobných motorov

Pretože tieto motory sú špeciálne, vykonávajú špecifickú úlohu, rozdelenie experimentálnych výskumných motorov sa líši od rozdelenia štandardných piestových spaľovacích motorov. Skúšobné motory preto môžeme rozdeliť podľa ich konštrukčných riešení do nasledujúcich skupín:

- štandardná
- účelová
- ekonomická

1.2.1 Štandardná koncepcia skúšobných motorov

Štandardné skúšobné motory sú špeciálne jednovalcové spaľovacie stroje určené pre vývoj a výskum. Jedná sa o produkty už menovaných výrobcov AVL, Ricardo, FEV a ostatné. Pre zákazníkov sú najdrahšie, ale na druhej strane poskytujú najjednoduchšie riešenia z dôvodu kompletnosti systému. Tieto motory sú dostupné v rôznych rozmerových variantoch, vybrané podľa požiadaviek zákazníka. Príkladom je jednovalcový skúšobný motor s typovým označením 580 od firmy AVL, ktorý je určený na výskum spaľovacích motorov osobných a nákladných automobilov. [16]



Obr. 2 AVL Series 580 skúšobný jednovalcový motor [16]

Skúšobné motory sú často dodané spolu s testovacím lôžkom, čo ponúka jednoduché a kompletne riešenie skúšobnej stanice. Zariadenie sa skladá z rámu, ktorý slúži ako základ pre montáž zariadení. Okrem samotného motora zariadenie je vybavené chladiacim okruhom pre chladiacu vodu a olej, riadiacou jednotkou, odsávaním výfukových plynov a dynamometrom, ktorý je spojený s kľukovým hriadeľom motora. Testovacie lôžko je vhodné na testovanie ďalších zariadení, ako sú napr. čerpadlá a kompresory.

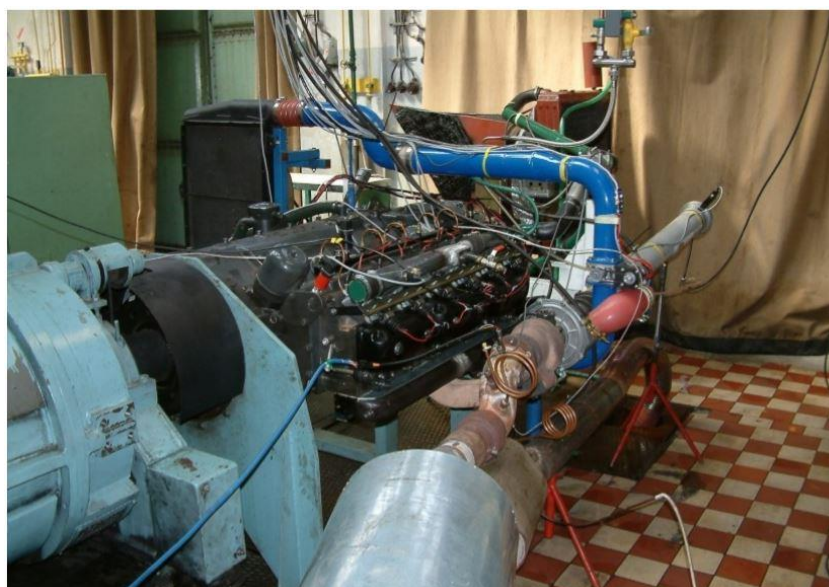


Obr. 3 AVL Testovacie lôžko pre skúšobný jednovalcový motor [16]

1.2.2 Účelová koncepcia skúšobných motorov

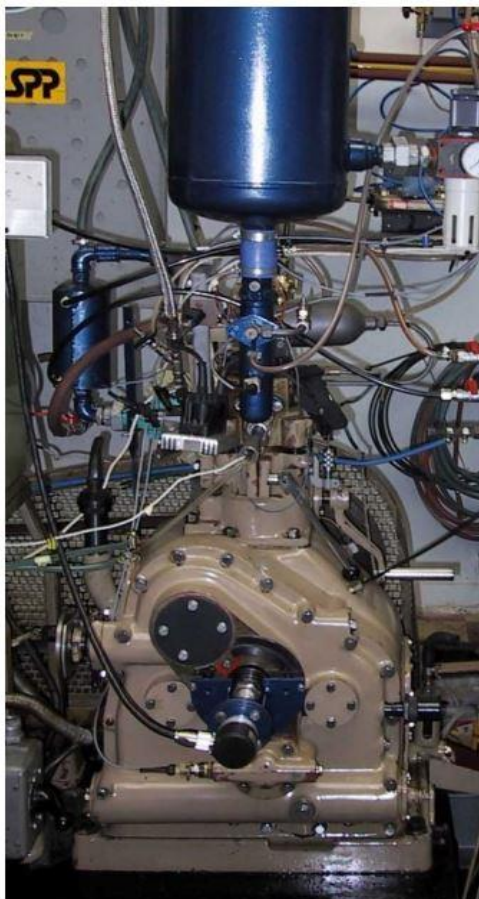
Účelové skúšobné motory spravidla vychádzajú z existujúceho skúšobného motora. Jednotlivé ich časti sú upravené tak, aby spĺňali požiadavky experimentov.

Príkladom účelového konceptu je viacvalcový prestavaný skúšobný motor ENE (Extreme Low Emissions), ktorý bol používaný v TU v Liberci (obr. 4). Ide o šesťvalcový preplňovaný motor, ktorý využíva plynné palivá s priamym vstrekom plynu do valca. Cieľom výskumu bolo dosiahnutie extrémne nízkych hodnôt emisií škodlivých látok. [10]



Obr. 4 Skúšobný šesťvalcový motor ENE [10]

Ďalším príkladom je motor OKC-Oktan (obr. 5), skúšobný jednovalcový motor, vyvinutý tiež v TU v Liberci, slúžiaci na skúmanie spaľovania plyných palív pri sledovaní emisií. Na motore boli testované režimy spaľovania extrémne chudých zmesí vodíka a vzduchu, vrátane simulácie prepĺňovania motora. [10]



Obr. 5 Skúšobný jednovalcový motor OKC-Oktan [10]

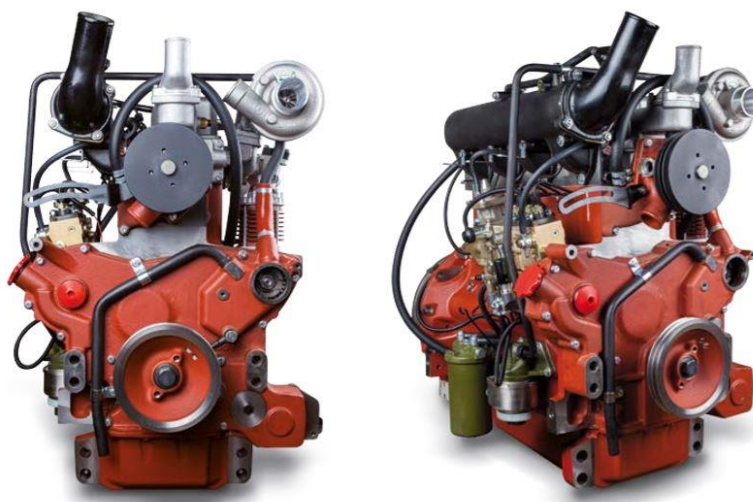
1.2.3 Ekonomická koncepcia skúšobných motorov

Do poslednej skupiny koncepcie skúšobných motorov patria jednovalcové skúšobné motory, ktoré boli prestavané z existujúceho viacvalcového motora. Táto koncepcia je najekonomickejšia a zároveň najnáročnejšia z hľadiska obtiažnosti a času prestavby, napriek tomu je často používaná. Je vhodná, keď nenastane zmena v rozmeroch valcovej jednotky. Vznikne jednovalcový motor zvláštnej konštrukcie tak, že okrem jedného z valcov sú piestne skupiny demontované z bloku motora. Pretože kľukový hriadeľ ostane nezmenený, najvýraznejšie zmeny musia nastať v oblasti vyvažovania posuvných a rotačných hmôt. Takto modifikované skúšobné motory sa tiež používajú pre výskum pracovného obehu a pre nastavenie optimálnych parametrov spaľovania. [8]

2 Predstavenie prestavaného motora

2.1 Technické parametre prestavaného motora

Ako základ pre modifikáciu bol zvolený radový štvorvalcový vznetový, turbodúchadlom plnený motor. Prestavba motora predstavuje ekonomickú koncepciu, čo znamená, že pri prestavbe významnú rolu hrá aj cena. Vznikne tak skúšobný jednovalcový motor, pri udržaní nákladov na prestavbu na minimálnu úroveň. Táto práca sa bude zameriavať hlavne na vyvažovanie zotrvačných síl od rotačných a posuvných častí tak, aby výsledný jednovalcový motor bol prevádzkyschopný.



Obr. 6 Príklad štvorvalcového vznetového motora – Zetor Z1405 [17]

Tab. 1 Hlavné parametre prestavovaného motora

Typ motora		-
Výkon	86	kW
Maximálny točivý moment	493	N·m
Počet valcov	4	-
Celkový zdvihový objem	4156	cm ³
Vrtanie	105	mm
Zdvih	120	mm
Kompresný pomer	17	-
Menovité otáčky	2200	min ⁻¹
Voľnobežné otáčky	800	min ⁻¹

2.2 3D modely súčastí prestavaného motora

V prvom kroku boli namodelované 3D modely jednotlivých častí motora, ktoré potom tvorili základ pre modifikáciu. Všetky modely boli vytvorené v programe Creo 4.0.

Nasledujúci obrázok (obr. 7) znázorňuje piestnu skupinu – piest z hliníkovej zliatiny, piestne krúžky, piestny čap s poistnými krúžkami. Piest má excentrický spaľovací priestor v dne piestu. Celá piestna skupina má hmotnosť 2054 g, čo predstavuje časť hmotnosti posuvných častí.



Obr. 7 Piestna skupina vznetrového motora

Ďalší obrázok (obr. 8) znázorňuje ojnicu motora, spolu s klznými ložiskami a skrutkami na pripevnenie dolného veka ojnice. Ojnica má na spodnej časti veka prídavnú materiállovú zásobu, ktorá slúži na neskoršie vyváženie. Celá zostava má hmotnosť 2552 g.



Obr. 8 Ojnica vznetrového motora

Kľukový hriadeľ prestavaného motora, vyrobený z chrómmolybdénovej ocele označením 42CrMo4 (ČSN 15 142) je znázornený na ďalšom obrázku (obr. 9). Na voľný koniec hriadeľa je pripevnená remenica, čo zaisť pohon pomocných agregátov. Na druhom konci (náhonovom) kľukového hriadeľa sa nachádza príruba na pripevnenie zotrvačníka. Hlavnú časť hriadeľa predstavujú jednotlivé ramená s protizávažím, ktoré zabezpečujú vyváženie zotrvačných síl a momentov rotačných častí. Táto konštrukcia kľukového hriadeľa používa tzv. kombinované vyváženie, čo predstavuje kombináciu silového a momentového vyváženia. Model kľukového hriadeľa obsahuje aj kanáliky pre rozvod mazacieho oleja.



Obr. 9 Kľukový hriadeľ vznetrového motora

Zotrvačník motora je znázornený na nasledujúcom obrázku (obr. 10), má delenú konštrukciu a ozubený veniec, ktorý je pripevnený k zotrvačníku pomocou skrutiek. Celá konštrukcia sa montuje na náhonový koniec kľukového hriadeľa.



Obr. 10 Zotrvačník vznetrového motora

Remenica (obr. 11) je vyrobená z liatiny, montuje sa na voľný koniec kľukového hriadeľa. Má za úlohu zabezpečiť pohon pomocných agregátov prostredníctvom klinového remeňa.



Obr. 11 Remenica

Pomocou jednotlivých 3D modelov bola vytvorená zostava kľukového mechanizmu štvorvalcového vznetrového motora, čo tvorí základ prestavby.



Obr. 12 Kľukový mechanizmus štvorvalcového vznetrového motora

Nasledujúce kapitoly udávajú prehľad kinematiky kľukového mechanizmu, stručný popis problematiky vyvažovania jednovalcového motora a návrh modifikácie daného motora na skúšobný jednovalcový motor.

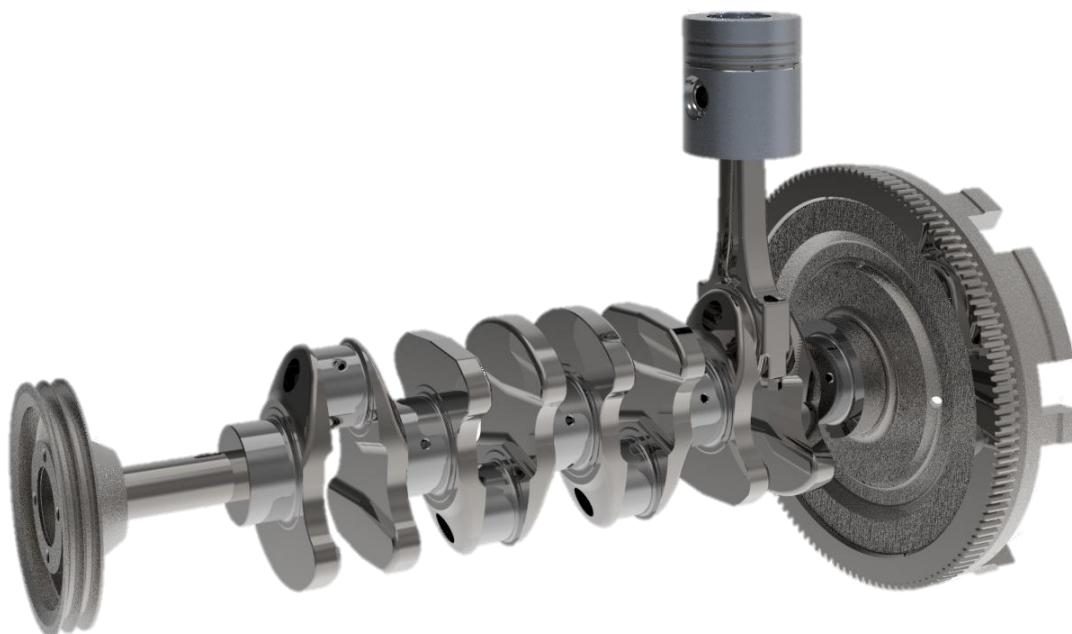
3 Modifikácia štvorvalcového motora na skúšobný jednovalcový

Na základe vytvorených 3D modelov predstavených v kapitole č. 2 bola navrhnutá modifikácia štvorvalcového motora na skúšobný jednovalcový motor.

3.1 Návrh modifikácie

Ako bola spomenutá v predchádzajúcej kapitole, tato modifikácia predstavuje ekonomickú koncepciu. To znamená, že sú modifikované len súčasti, ktoré sú nepostrádateľne potrebné pre prestavbu, takto je cena udržaná na minimálnej úrovni.

Podľa návrhu nový, jednovalcový motor je dosiahnutý odstránením piestnych skupín a ojníc z prvých troch valcov, zanechaný je len mechanizmus v poslednom, štvrtom valci (obr. 13).



Obr. 13 Návrh modifikácie štvorvalcového motora

Po náhrade kľukového mechanizmu dynamicky ekvivalentnou sústavou (kapitola 3.2), časť hmotnosti ojnice m_2 sa chová tak, akoby konala rotačný pohyb spolu s kľukovým hriadeľom. Odstránením ojníc z valcov sa stane kľukový hriadeľ nevyvážený – predpokladom je, že kľukový hriadeľ pred modifikáciou je vyvážený – hmotnosť rotujúcich častí m_r sa znížil o hmotnosť m_2 . Tento typ nevyváženosti je možné úplne vyvážiť protizávažím.

Nasledujúca podkapitola obsahuje redukciu ojnice do dvoch hmotných bodov a výpočet hmotnosti m_2 , ktorá je potrebná pre návrh vyvážkov.

3.2 Redukcia ojnice

Redukcia ojnice znamená náhradu skutočnej súčasti ekvivalentnou bodovou sústavou. Pre zistenie hmotnosti jednotlivých hmotných bodov sa používajú metódy:

- váženie ojnice
- na základe 3D modelu

V tomto prípade je použitá posledná metóda, na základe vytvoreného 3D modelu sa jednoducho vypočítajú hmotnosti m_1 a m_2 podľa rovníc (1) a (2).

$$m_1 = m_o \cdot \frac{b}{l} \quad [\text{kg}] \quad (1)$$

$$m_2 = m_o \cdot \frac{a}{l} \quad [\text{kg}] \quad (2)$$

kde m_1 [kg] je redukovaná hmotnosť posuvných častí ojnice

m_2 [kg] je redukovaná hmotnosť rotujúcich častí ojnice

l [m] je dĺžka ojnice

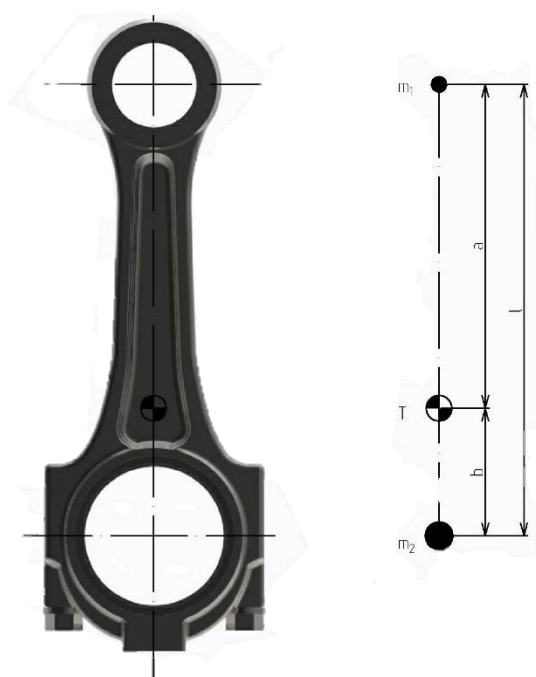
a [m] je vzdialenosť hmotného bodu m_1 od ťažiska

b [m] je vzdialenosť hmotného bodu m_2 od ťažiska

Podľa výpočtu boli zistené hmotnosti posuvných a rotujúcich častí ojnice:

$$m_1 = 0,907 \text{ kg}$$

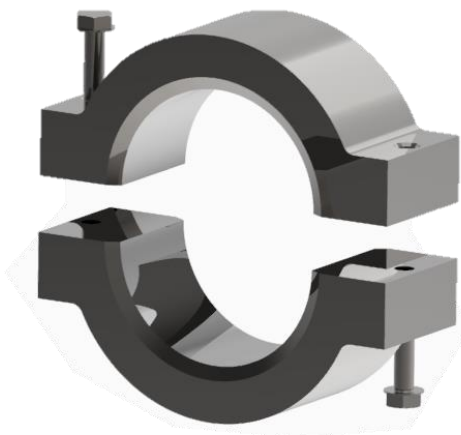
$$m_2 = 1,645 \text{ kg}$$



Obr. 14 Redukcia ojnice

3.3 Vyváženie zotrvačných síl rotujúcich častí

Pre zachovanie vyváženosti zotrvačných síl rotujúcich častí bolo navrhnuté protizávažie (obr. 15), ktoré je montované na ojničný čap miesto ojníc. Hmotnosť oceleového vývažku je rovnaká, ako hmotnosť rotujúcej časti ojnice.



Obr. 15 Návrh oceleového vyvážacieho krúžku

Oceleový vývažok bol navrhnutý na základe veľkého oka ojnice. Je zložený z dvoch vekov, ktoré sú priskrutkované k sebe pomocou skrutiek. Z dôvodu symetrie, skrutky sú obrátené proti sebe – ťažisko sa nachádza na osi vývažku. Tvar vývažku prospieva jednoduchej výrobe, čo ďalej zmierňuje cenu potrebnú na prestavbu. Pri montovaní na ojničný čap sú používané funkčné plochy ojničného čapu kľukového hriadeľa.

3.4 Metódy vyváženosti zotrvačných síl posuvných častí I. rádu

U štvorvalcového motora zotrvačné sily posuvných častí I. rádu sú z dôvodu symetrie prirodzene vyvážené. Odstránením časti kľukového mechanizmu vznikne jednovalcový motor, kde tento účinok nie je platný, zotrvačné sily posuvných častí ostanú nevyvážené. V praxi sa používajú nasledujúce metódy vyvažovania zotrvačných síl I. rádu: [1]

- vyvažovacia jednotka s protibežnými hriadeľmi
- kľukový mechanizmus s protibežnými kľukovými hriadeľmi
- čiastočné vyváženie

U jednovalcových skúšobných motorov sa najviac používa vyvažovacia jednotka s protibežnými hriadeľmi, čo umožňuje vyváženie zotrvačných síl nielen I. rádu, ale aj II. rádu.

3.5 Čiastočné vyváženie zotrvačných síl posuvných častí I. rádu

Pri modifikácii motora je používaná metóda čiastočného vyváženia I. rádu zotrvačnej sily z nasledujúcich dôvodov:

- prestavaný motor reprezentuje ekonomickú koncepciu, výroba nového bloku motora je zložitá a finančne náročná
- nedostatok miesta v bloku motora pre vyvažovaciu jednotku s protibežnými vyvažovacími hriadeľmi

Čiastočné vyváženie zotrvačných síl posuvných častí pretransformuje len časť zotrvačnej sily I. rádu do roviny, ktorá je kolmá k osi valca tak, že používa väčšie protizávažie na kľukovom hriadeľi. Veľkosť používaného protizávažia je možné určiť podľa nasledujúcej rovnice (3). [1]

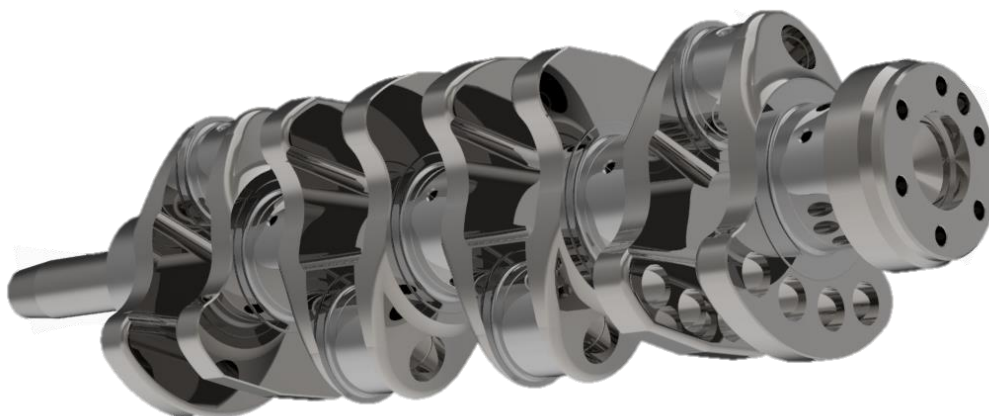
$$m_v = (m_r + K \cdot m_p) \cdot \frac{r}{r_v} \quad [\text{kg}] \quad (3)$$

kde	m_v	[kg]	je hmotnosť vývažku
	m_r	[kg]	je hmotnosť rotujúcich častí
	m_p	[kg]	je hmotnosť posuvných častí
	r	[m]	je polomer kľukového hriadeľa
	r_v	[m]	je polomer ťažiska vývažkov od osy otáčania
	K	[-]	je súčiniteľ definujúci mieru pretransformovania, v praxi sa najviac používa hodnota $K = 0,5$ [1]

Z dôvodu vyššie uvedených, pri riešení vyváženia zotrvačných síl posuvných častí I. rádu problematika je limitovaná veľkosťou voľného priestoru v bloku motora, preto nie je možné používať protizávažie akejkoľvek veľkosti. Pre zaručenie voľného pohybu kľukového hriadeľa po montáži rozmery protizávažia nemôžu presiahnuť počiatočné veľkosti. [1]

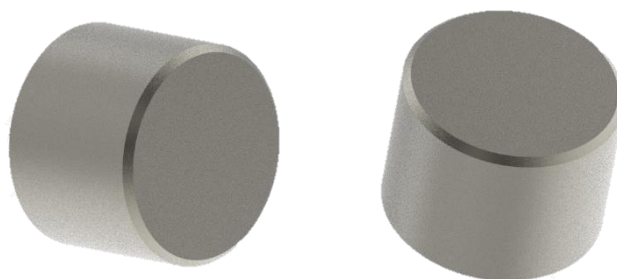
Pre zvyšovanie hmotnosti protizávažia bola zvolená metóda odstránenia materiálu vyvrtaním určitého množstva a následnou náhradou odstráneného materiálu vo forme závažia z volfrámovej zliatiny. Pri návrhu bola uvažovaná veľkosť a poloha dier tak, aby vyvrtanie bolo technologicky zvládnuteľné a výsledné protizávažie poskytovalo čo najväčšiu hodnotu pretransformovania zotrvačných síl posuvných častí I. rádu do roviny kolmej k osi valca.

Nasledujúci obrázok (obr. 16) znázorňuje modifikáciu posledného zalomenia kľukového hriadeľa.



Obr. 16 Modifikácia posledného zalomenia kľukového hriadeľa

Ako materiál prídavného závažia bola zvolená volfrámová zliatina 97W-2.1Ni-0.9Fe, ktorá má viac než dvakrát väčšiu hustotu a v praxi sa používa na podobné účely. Celkový počet používaných volfrámových závaží je 8, s protizávažím posledného zalomenia kľukového hriadeľa sú spojené lisovaním.



Obr. 17 Prídavné závažie z volfrámovej zliatiny

Na základe vytvorených 3D modelov je vypočítaná konštanta K z rovnice (3), ktorá udáva veľkosť pretransformovania zotrvačných síl posuvných častí I. rádu do roviny kolmej k osi valca. Vstupné údaje pre výpočet boli zistené z programu Creo 4.0. [1]

$$K = \frac{r_v \cdot m_v - r \cdot m_r}{r \cdot m_p} \quad [-] \quad (4)$$

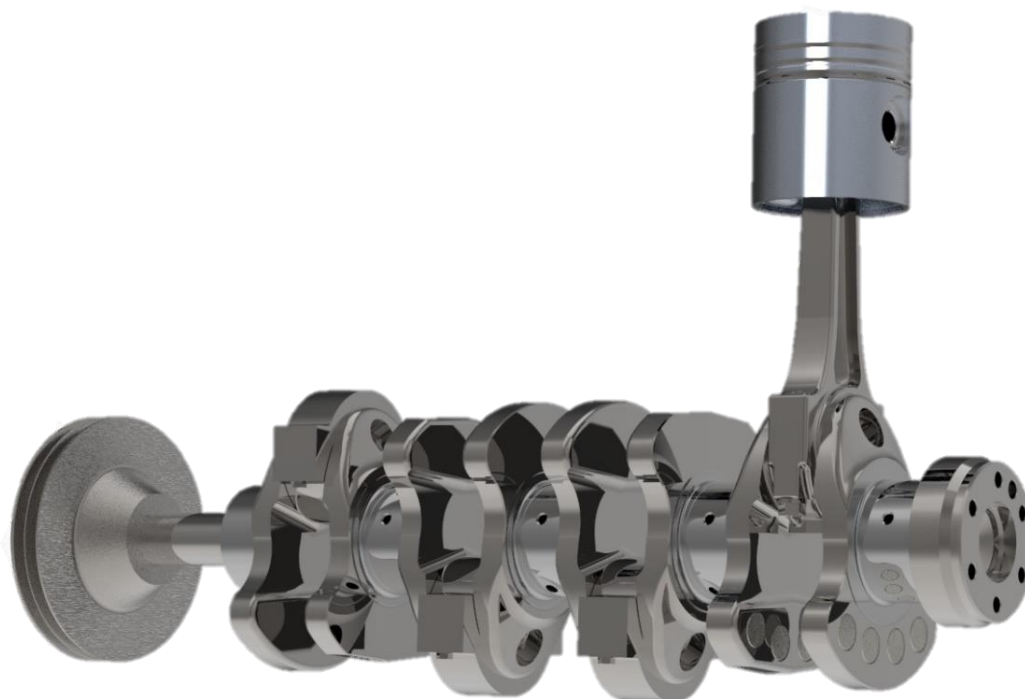
$$K = \frac{0,05857 \cdot 3,646 - 0,06 \cdot 2,066}{0,06 \cdot 2,9609} = 0,504$$

$$K = 0,5$$

kde	m_v	[kg]	je hmotnosť vývažku
	m_r	[kg]	je hmotnosť rotujúcich častí
	m_p	[kg]	je hmotnosť posuvných častí
	r	[m]	je polomer kľukového hriadeľa
	r_v	[m]	je polomer ťažiska vývažkov od osi otáčania
	K	[-]	je súčiniteľ definujúci mieru pretransformovania

Vypočítaná hodnota $K = 0,5$ znamená, že modifikáciou posledného zalomenia polovina zotrvačnej sily posuvných častí je pretransformovaná do roviny, ktorá je kolmá k osi valca.

Celú zostavu kľukového mechanizmu jednovalcového motora už s prídavnými závažiami znázorňuje nasledujúci obrázok (obr. 18).



Obr. 18 Kľukový mechanizmus s čiastočným vyvážením

4 Sily pôsobiace v kľukovom mechanizme

4.1 Analýza kinematiky kľukového mechanizmu

Kľukový mechanizmus je hlavnou časťou každého piestového spaľovacieho motora. Má za úlohu previesť priamočiary vratný pohyb piestu na rotačný pohyb kľukového hriadeľa, z ktorého je potom točivý moment prenášaný cez spojku na výstupný hriadeľ prevodovky a zároveň cez rozvodovku na hnacie kolá vozidla. Kľukový mechanizmus zahŕňa nasledovné časti:

- piestna skupina (piest, piestny čap, piestne krúžky)
- ojnica
- kľukový hriadeľ
- zotrvačník

Táto kapitola obsahuje popis kinematiky kľukového mechanizmu. Nasledujúce podkapitoly poskytujú nielen teoretické poznatky o dynamike kľukového mechanizmu, ale aj výpočet priebehu dráhy, rýchlosti a zrýchlenia piestu, výpočet síl pôsobiace na ojnicový čap, výpočet priebehu krútiaceho momentu a nakoniec nasleduje výpočet veľkostí zotrvačných síl, ktoré potom v nasledujúcej kapitole tvoria základ návrhu vyváženia jednovalcového motora. Pri výpočtoch bol zvažovaný jednovalcový motor.

4.1.1 Dráha piestu

Piest vo valci motora vykonáva priamočiary vratný pohyb. Jeho dráha s uvažovaním prvých dvoch členov rady sa udáva nasledovne: [1]

$$s(\alpha) = r \cdot \left[(1 - \cos\alpha) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \right] \quad [\text{m}] \quad (3)$$

kde s [m] je dráha piestu

r [m] je polomer kľukového hriadeľa

α [rad] je uhol natočenia kľukového hriadeľa

λ [-] je kľukový pomer, ktorý je daný vzorcom:

$$\lambda = \frac{r}{l} \quad [-] \quad (4)$$

kde λ [-] je kľukový pomer

r [m] je polomer kľukového hriadeľa

l [m] je dĺžka ojnice

Dráha piestu je vyjadrená z prvých dvoch členov rady, môžeme ju rozdeliť na prvú a na druhú harmonickú zložku:

$$s_I(\alpha) = r \cdot (1 - \cos\alpha) \quad [\text{m}] \quad (5)$$

$$s_{II}(\alpha) = r \cdot \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \quad [\text{m}] \quad (6)$$

4.1.2 Rýchlosť piestu

Pre výpočet rýchlosti piestu musíme poznať uhlovú rýchlosť kľukového hriadeľa, prípadne vypočítať uhlovú rýchlosť z otáčok motora podľa rovnice (5). Priebeh rýchlosti piestu získame taktiež deriváciou dráhy piestu podľa času.

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n \quad [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (7)$$

kde ω $[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$ je uhlová rýchlosť otáčania kľukového hriadeľa

π $[-]$ je konštantný súčiniteľ

l $[\text{m}]$ je dĺžka ojnice

$$v(\alpha) = r \cdot \omega \cdot (\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha) \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (8)$$

kde v $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ je rýchlosť piestu

r $[\text{m}]$ je polomer kľukového hriadeľa

ω $[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$ je uhlová rýchlosť otáčania kľukového hriadeľa

α $[\text{rad}]$ je uhol natočenia kľukového hriadeľa

λ $[-]$ je kľukový pomer

Rýchlosť piestu sa dá opäť rozdeliť na prvú a na druhú harmonickú zložku, ktoré sú vyjadrené nasledovne: [1]

$$v_I(\alpha) = r \cdot \omega \cdot \sin\alpha \quad (9)$$

$$v_{II}(\alpha) = r \cdot \omega \cdot \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \quad (10)$$

4.1.3 Zrýchlenie piestu

Priebeh zrýchlenia piestu získame druhou deriváciou dráhy piestu podľa času. Vzťah vyjadrujúci zrýchlenie piestu: [1]

$$a(\alpha) = r \cdot \omega^2 \cdot (\cos\alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}] \quad (11)$$

kde	a	$[m \cdot s^{-2}]$	je zrýchlenie piestu
	r	$[m]$	je polomer kľukového hriadeľa
	ω	$[rad \cdot s^{-1}]$	je uhlová rýchlosť otáčania kľukového hriadeľa
	α	$[rad]$	je uhol natočenia kľukového hriadeľa
	λ	$[-]$	je kľukový pomer

Prvá a druhá harmonická zložka zrýchlenia piestu sú vyjadrené nasledovne:

$$a_I(\alpha) = r \cdot \omega^2 \cdot \cos\alpha \quad (12)$$

$$a_{II}(\alpha) = r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\alpha \quad (13)$$

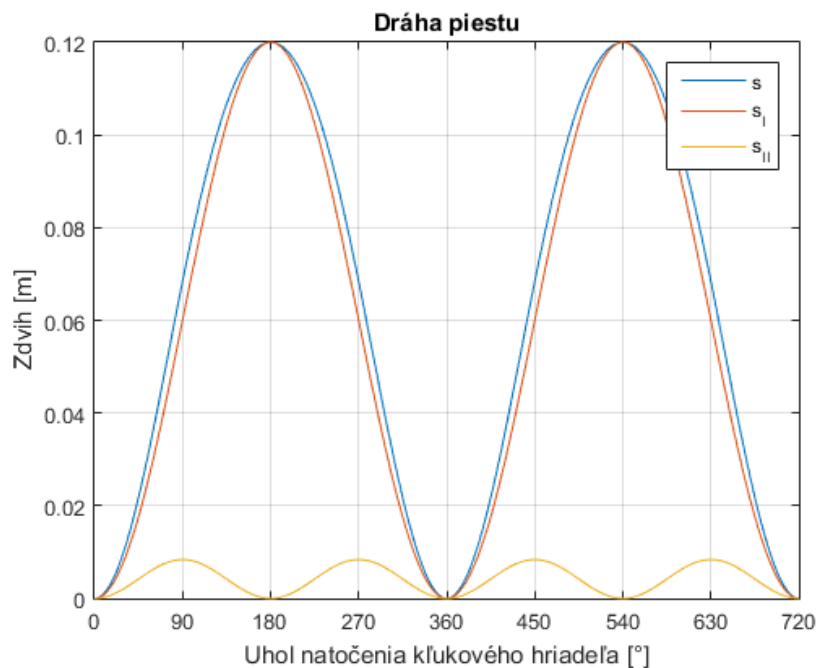
4.1.4 Priebehy dráhy, rýchlosti a zrýchlenia piestu

Táto podkapitola obsahuje grafické vyjadrenie dráhy, rýchlosti a zrýchlenia piestu. V grafoch sú znázornené nielen výsledné priebehy dráhy, rýchlosti a zrýchlenia piestu, ale aj prvé a druhé zložky. Hlavné vstupné parametre pre výpočet sú zhrnuté v nasledujúcej tabuľke (tab. 2). Pre vytvorenie grafických nástrojov bol používaný počítačový softvér Matlab.

Tab. 2 Vstupné parametre pre výpočet kinematiky piestu

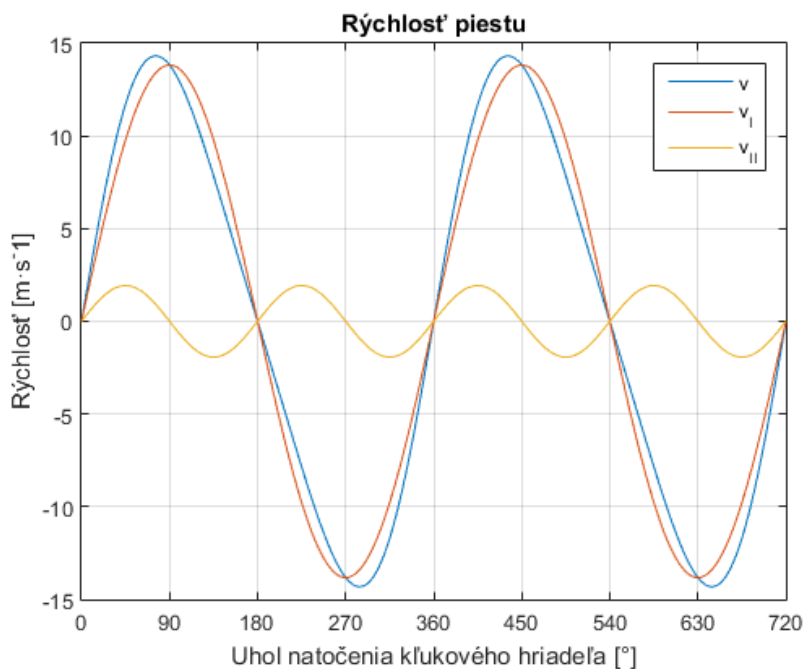
Vrtanie	105	mm
Zdvih	120	mm
Dĺžka ojnice	215	mm
Menovité otáčky	2200	min ⁻¹

V nasledujúcom grafe (obr. 19) je znázornený priebeh dráhy piestu v závislosti od uhla natočenia kľukového hriadeľa spolu s prvou a druhou zložkou.



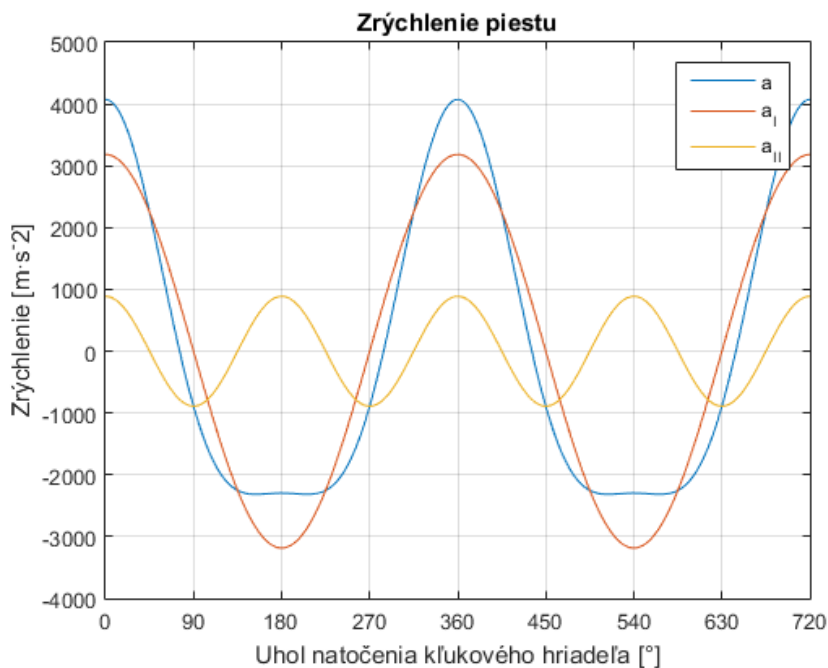
Obr. 19 Dráha piestu v závislosti od uhla natočenia kľukového hriadeľa (2200 min⁻¹)

Výsledná rýchlosť piestu a jej zložky je znázornená v ďalšom grafe (obr. 20).



Obr. 20 Rýchlosť piestu v závislosti od uhla natočenia kľukového hriadeľa (2200 min⁻¹)

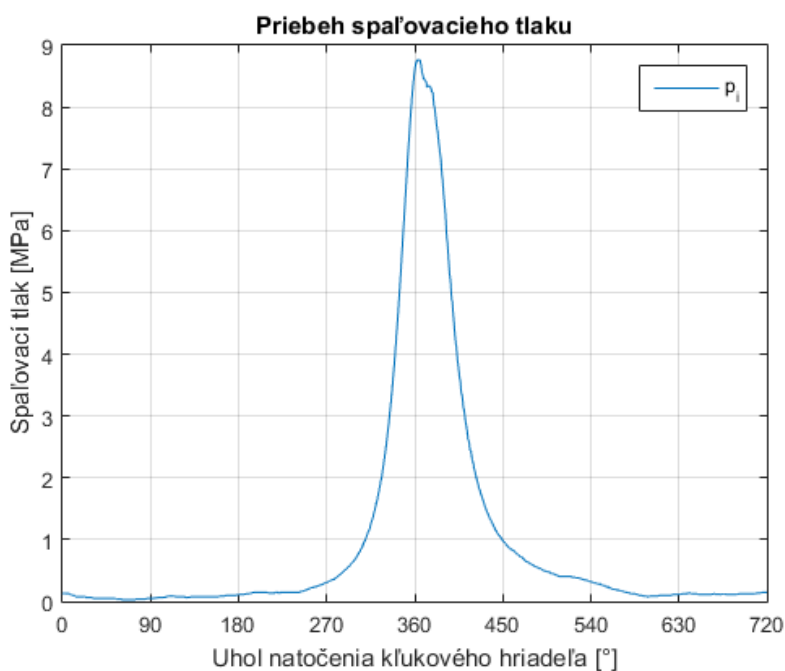
Priebeh zrýchlenia piestu v závislosti od uhla natočenia kľukového hriadeľa spolu s prvou a druhou zložkou je znázornený v nasledujúcom grafe (obr. 21).



Obr. 21 Zrýchlenie piestu v závislosti od uhla natočenia kľukového hriadeľa (2200 min^{-1})

4.2 Indikátorový diagram

Indikátorový diagram (p - α diagram) predstavuje závislosť tlaku v spaľovacom priestore od uhla natočenia kľukového hriadeľa. Indikátorový diagram bol získaný experimentálne, meraním tlaku vo valci motora pri otáčkach 2200 min^{-1} (obr. 22).



Obr. 22 Pribeh tlaku v závislosti od uhla natočenia kľukového hriadeľa (2200 min^{-1})

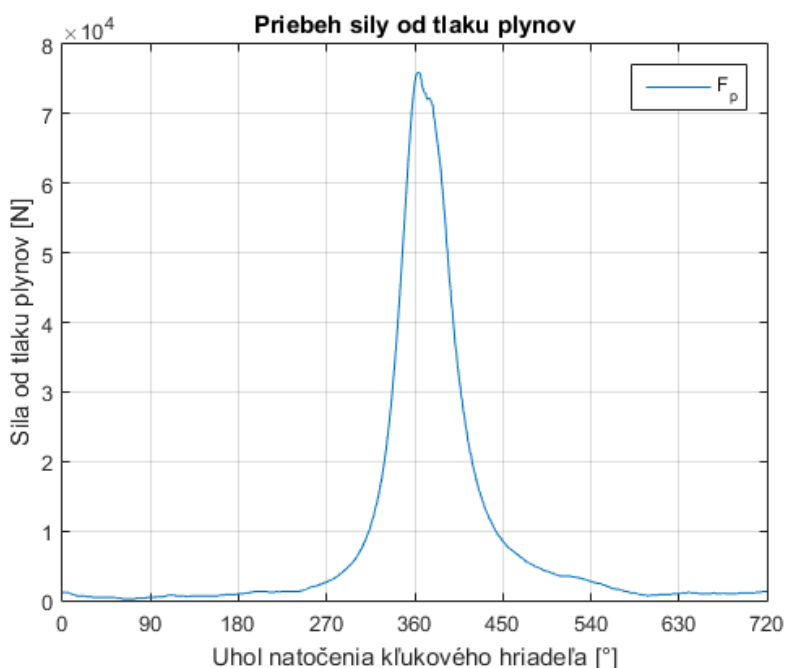
4.3 Sila od tlaku plynov

V spaľovacom priestore pri spaľovaní zmesi paliva a vzduchu dochádza k rýchlemu zvýšeniu tlaku, čo pôsobí na dno piesta a na hlavu valca. Vzniknú tak dve výsledné sily, ktoré pôsobia v osi valca a majú opačný zmysel. Veľkosť sily od tlaku plynov sa dá definovať nasledovne:

$$F_p = -F'_p = S_p \cdot (p - p_0) \quad [\text{N}] \quad (14)$$

kde	F_p	[N]	je sila od tlaku plynov pôsobiaci na dno piesta
	F'_p	[N]	je sila od tlaku plynov pôsobiaci na hlavu valca
	S_p	[m ²]	je čelná plocha piesta
	p	[Pa]	je tlak v spaľovacom priestore
	p_0	[Pa]	je tlak v kľukovej skrini

Priebeh sily od tlaku plynov má podobný priebeh ako diagram p - α (obr. 23).



Obr. 23 Priebeh sily od tlaku plynov (2200 min⁻¹)

4.4 Zotrvačná sila v osi valca

Zotrvačná sila je pôsobená zrýchlením piestu pri jeho pohybe vo valci. Jeho veľkosť sa dá určiť podľa rovnice (13).

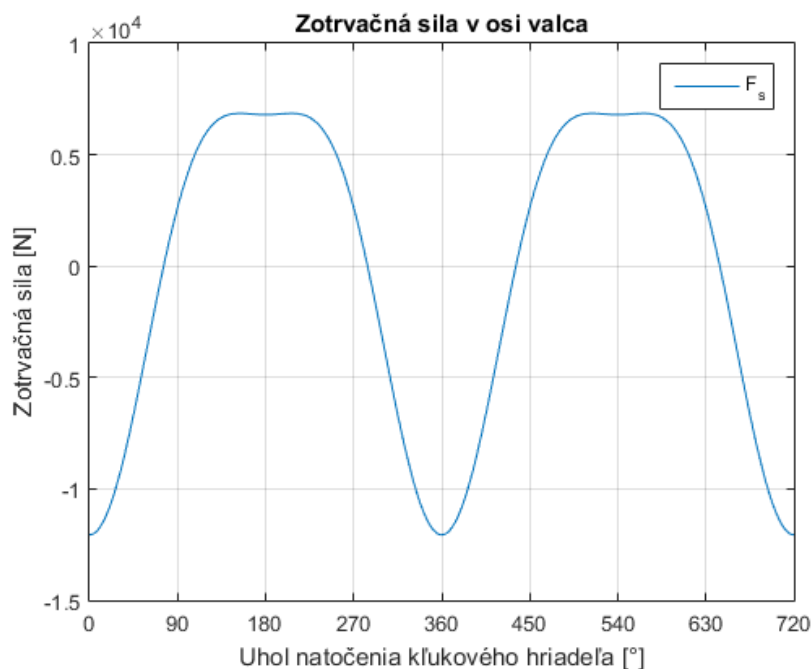
$$F_S = -m_{psk} \cdot a \quad [\text{N}] \quad (15)$$

kde F_s [N] je zotrvačná sila pôsobiaca v osi valca

m_{psk} [kg] je hmotnosť piestnej skupiny

a [$m \cdot s^{-2}$] je zrýchlenie piesta

Priebeh zotrvačnej sily, ktorá pôsobí v osi valca znázorňuje nasledujúci graf (obr. 24).



Obr. 24 Priebeh zotrvačnej sily v osi valca (2200 min^{-1})

4.5 Celková sila v osi valca

Celková sila, ktorá pôsobí v osi valca sa vypočíta ako súčet sily od tlaku plynov a zotrvačnej sily, ktorá pôsobí v osi valca.

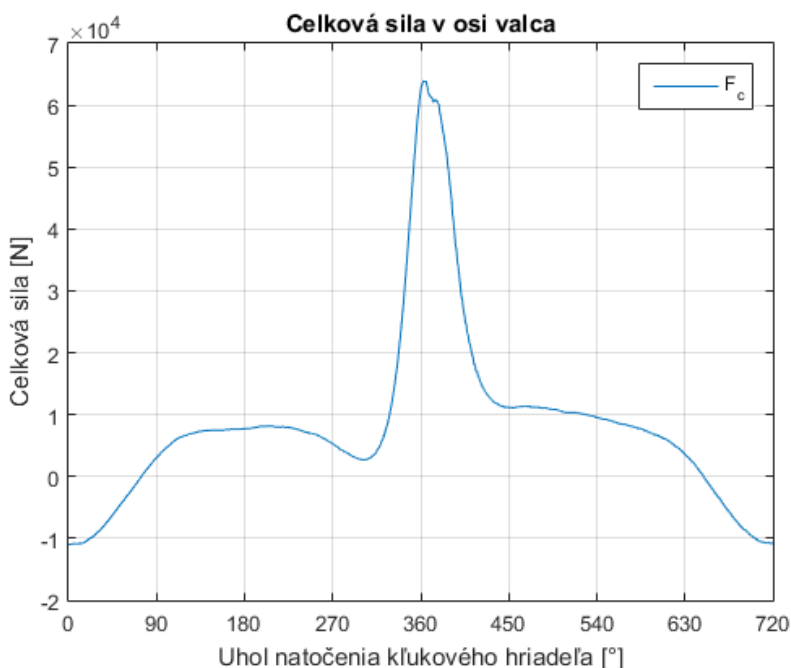
$$F_c = F_p + F_s \quad [\text{N}] \quad (16)$$

kde F_c [N] je celková sila pôsobiaca v osi valca

F_p [N] je sila od tlaku plynov

F_s [N] je zotrvačná sila pôsobiaca v osi valca

Priebeh celkovej sily pri menovitých otáčok motora (2200 min^{-1}), ktorá pôsobí v osi valca znázorňuje nasledujúci graf (obr. 25).



Obr. 25 Priebeh celkovej sily v osi valca (2200 min⁻¹)

4.6 Výsledné sily zaťažujúce ojničný čap

Celková sila, pôsobiaca v osi valca sa ďalej prenáša cez piestny čap a ojnicu a nakoniec tak pôsobí na ojničný čap v osi ojnice. Jej veľkosť sa vypočíta z rovnice (17).

$$F_o = \frac{F_c}{\cos(\beta)} \quad [\text{N}] \quad (17)$$

kde F_o [N] je výsledná sila pôsobiaca v osi ojnice
 F_c [N] je celková sila pôsobiaca v osi valca
 β [rad] je uhol medzi osou valca a ojnice

4.6.1 Radiálna zložka celkovej sily zaťažujúca ojničný čap

Radiálnu zložku výslednej sily získame rozkladom výslednej sily do smeru, ktorý je kolmý na os kľukového hriadeľa. Veľkosť radiálnej zložky sa určí nasledovne:

$$F_r = F_o \cdot \cos(\alpha + \beta) \quad [\text{N}] \quad (18)$$

kde F_r [N] je radiálna zložka výslednej sily
 F_o [N] je výsledná sila pôsobiaca v osi ojnice

α	[rad]	je uhol natočenia kľukového hriadeľa
β	[rad]	je uhol medzi osou valca a ojnice

Veľkosť radiálnej zložky výslednej sily je zmenšená o veľkosť odstredivej sily, ktorá vznikne pri rotácii hmotnosti na polomer kľukového hriadeľa r .

$$F_{od} = -r \cdot \omega^2 \cdot m_2 \quad [\text{N}] \quad (19)$$

kde	F_{od}	[N]	je odstredivá sila pôsobiaca v ojničnom čape
	r	[m]	je polomer kľukového hriadeľa
	ω	[rad·s ⁻¹]	uhlová rýchlosť otáčania kľukového hriadeľa
	m_2	[kg]	je hmotnosť rotujúcich častí ojnice

Výsledná radiálna sila, ktorá pôsobí v ojničnom čape a zaťažuje hlavné ložiská sa vypočíta podľa rovnice (20).

$$F_{rc} = F_r - F_{od} \quad [\text{N}] \quad (20)$$

kde	F_{rc}	[N]	je celková radiálna sila
	F_r	[N]	je radiálna zložka výslednej sily
	F_{od}	[N]	je odstredivá sila pôsobiaca v ojničnom čape

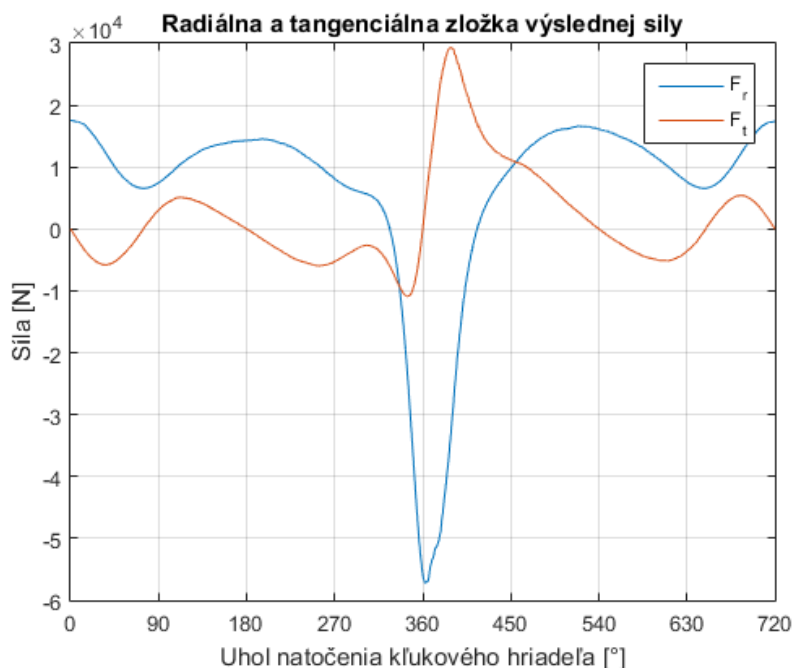
4.6.2 Tangenciálna zložka celkovej sily zaťažujúca ojničný čap

Podobne ako radiálnu zložku, tangenciálnu zložku výslednej sily získame rozkladom výslednej sily do smeru, ktorý je kolmý na rameno kľukového hriadeľa.

$$F_t = F_o \cdot \sin(\alpha + \beta) \quad [\text{N}] \quad (21)$$

kde	F_t	[N]	je tangenciálna zložka výslednej sily
	F_o	[N]	je výsledná sila pôsobiaca v osi ojnice
	α	[rad]	je uhol natočenia kľukového hriadeľa
	β	[rad]	je uhol medzi osou valca a ojnice

Priebeh radiálnej a tangenciálnej zložky výslednej sily v ojničnom čape znázorňuje nasledujúci graf (obr. 26).



Obr. 26 Priebeh radiálnej a tangenciálnej zložky výslednej sily (2200 min⁻¹)

4.7 Krútiaci moment jednovalcového motora

Tangenciálna zložka výslednej sily, ktorá pôsobí v osi ojnice na ojničný čap vyvolá krútiaci moment na ramene veľkosti polomeru kľukového hriadeľa. Veľkosť krútiaceho momentu sa určí nasledovne:

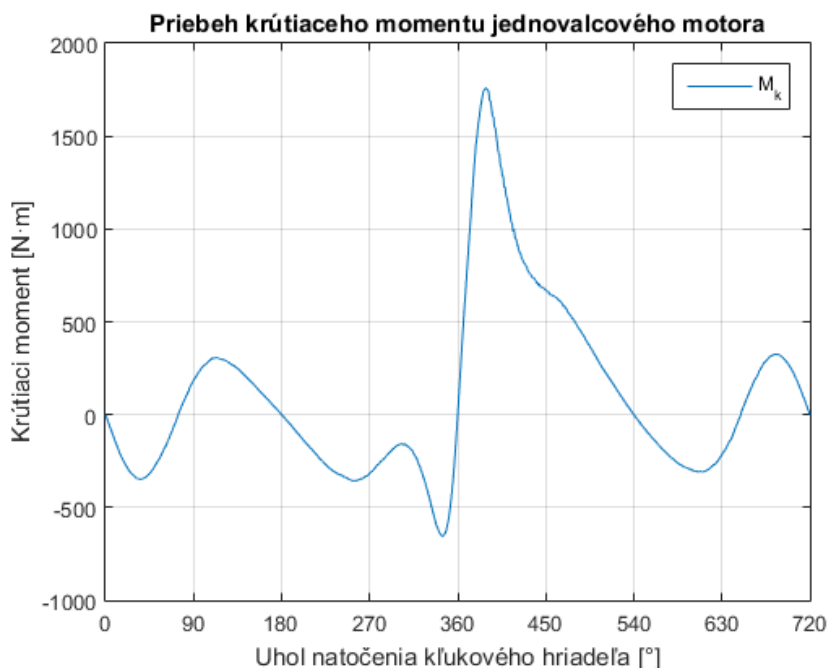
$$M_k = F_t \cdot r \quad [\text{N}] \quad (22)$$

kde M_k [N·m] je krútiaci moment motora

F_t [N] je tangenciálna zložka výslednej sily

r [m] je polomer kľukového hriadeľa

Priebeh krútiaceho momentu jednovalcového motora v závislosti od uhla natočenia kľukového hriadeľa je znázornený na nasledujúcom grafe (obr. 27) pri menovitých otáčok motora (2200 min⁻¹).



Obr. 27 Pribeh krútiaceho momentu jednovalcového motora (2200 min⁻¹)

4.8 Zotrvačná sila rotujúcich častí

Po náhrade kľukového mechanizmu bodovou sústavou, ktorá je dynamicky ekvivalentná, hmota veľkosti m_r – hmotnosť rotačných častí – sa otáča na polomere kľukového hriadeľa s uhlovou rýchlosťou ω . Pri tomto pohybe vzniká odstredivá sila, ktorá zaťažuje hlavné ložiská kľukového hriadeľa a nazýva sa zotrvačná sila rotujúcich častí.

Zotrvačnú silu rotujúcich častí je možné úplne vyvážiť pomocou protizávaží, keď platí nasledujúca rovnica: [1]

$$m_v \cdot r_v = m_r \cdot r \quad (23)$$

kde m_v [kg] je hmotnosť vývažkov
 r_v [m] je polomer ťažiska vývažkov od osi otáčania
 m_r [kg] je hmotnosť rotujúcich častí
 r [m] je polomer kľukového hriadeľa

4.9 Zotrvačná sila posuvných častí

Zotrvačná sila posuvných častí vzniká periodickým priamočiarym pohybom piestu vo valci. Na rozdiel od zotrvačných síl rotujúcich častí výsledná sila je definovaná súčtom nekonečne mnoho harmonických zložiek. Jeho úplné vyváženie je prakticky nereálne a nevykonáva sa. Z dôvodu komplexnosti sú v praxi zvažované len prvé dve harmonické zložky.

Zotrvačná sila posuvných častí I. rádu je definovaná ako: [1]

$$F_{sI} = m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\alpha) \quad [\text{N}] \quad (24)$$

kde	F_{sI}	[N]	je zotrvačná sila posuvných častí I. rádu
	m_p	[kg]	je hmotnosť posuvných častí
	r	[m]	je polomer kľukového hriadeľa
	ω	[rad·s ⁻¹]	je uhlová rýchlosť otáčania kľukového hriadeľa
	α	[rad]	je uhol natočenia kľukového hriadeľa

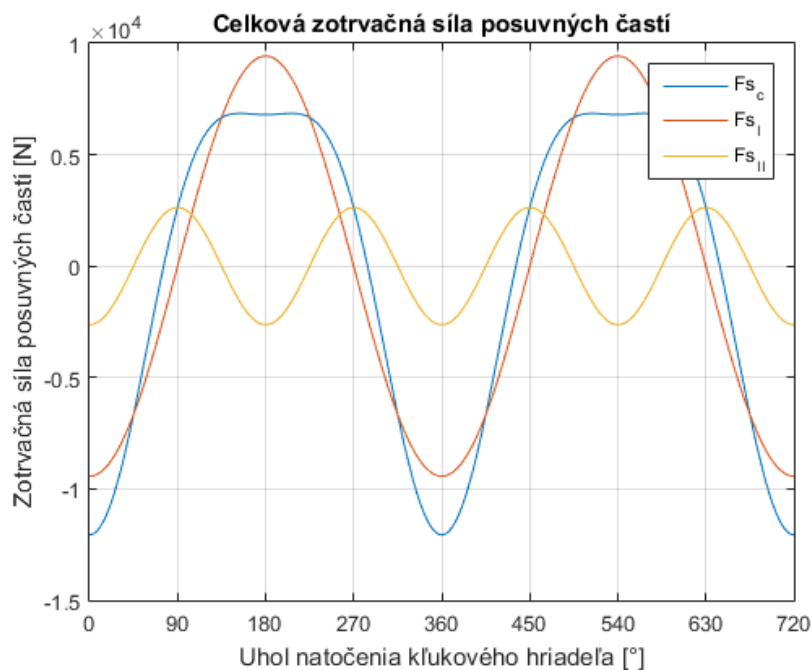
Zotrvačná sila posuvných častí II. rádu má dvakrát väčšiu frekvenciu než zotrvačná sila posuvných častí I. rádu a je definovaná ako: [1]

$$F_{sII} = m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos(2\alpha) \quad [\text{N}] \quad (25)$$

kde	F_{sII}	[N]	je zotrvačná sila posuvných častí II. rádu
	m_p	[kg]	je hmotnosť posuvných častí
	r	[m]	je polomer kľukového hriadeľa
	ω	[rad·s ⁻¹]	je uhlová rýchlosť otáčania kľukového hriadeľa
	λ	[-]	je kľukový pomer
	α	[rad]	je uhol natočenia kľukového hriadeľa

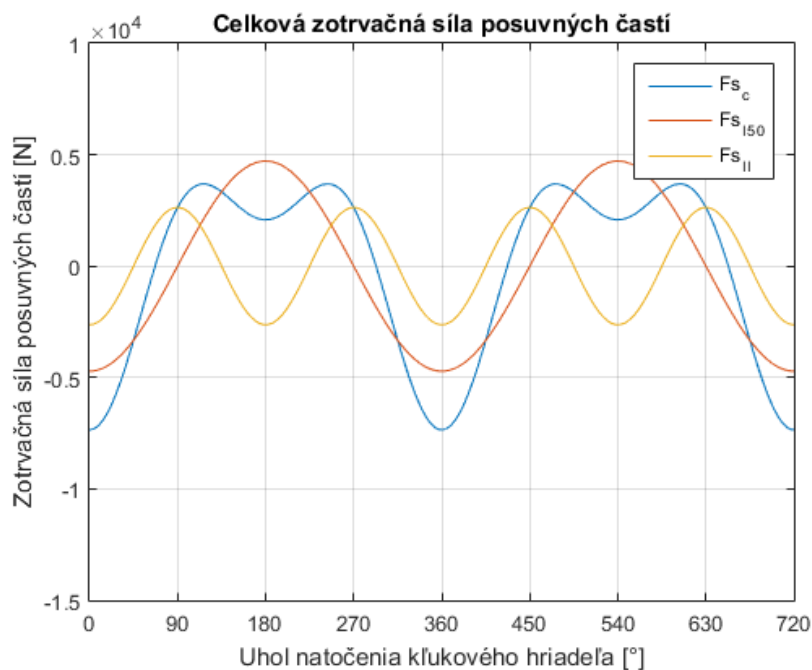
Použitím väčšieho protizávažia na poslednom zalomení bola pretransformovaná zotrvačná sila posuvných častí I. rádu (kapitola 3.5) do roviny, ktorá je kolmá k osi valca. Jedná sa o rozklad zotrvačnej sily, čím bol zmenšený jej účinok v jednom smere.

Nasledujúce grafy (obr. 28, obr. 29) znázorňujú priebehy zotrvačných síl posuvných častí I. a II. rádu a celkové priebehy pred a po čiastočnom vyvážení pri menovitých otáčkach motora (2200 min⁻¹).



Obr. 28 Priebeh zotrvačných síl posuvných častí pred čiastočným vyvážením (2200 min^{-1})

Z prevedených výpočtov vyplýva, že použitím čiastočného vyváženia sa podarilo zmenšiť veľkosť zotrvačných síl posuvných častí I. rádu pôsobiacich v osi valca na polovicu, čo znamená 4714 N .



Obr. 29 Priebeh zotrvačných síl posuvných častí po čiastočnom vyvážení (2200 min^{-1})

5 Pevnostný výpočet kľukového hriadeľa

Táto kapitola obsahuje pevnostnú kontrolu voči vysokocyklovej únave modifikovaného kľukového hriadeľa, popis zvolenej metódy a postup výpočtu.

5.1 Zvolená metóda výpočtu

V súčasnej dobe k riešeniu pevnostnej kontroly strojnej súčasti sú k dispozícii moderné počítačové softvéry (CAD, MKP, MBS), ktoré umožňujú získať presnejšie výsledky než v minulosti. Využitím týchto nástrojov je možné vytvoriť výpočtové modely, ktoré zahŕňajú rôzne fyzikálne deje, čím sa dá docieľiť k presnejšiemu výsledku.

Jednotlivé prístupy k riešeniu problematiky vysokocyklovej únavovej životnosti môžeme rozdeliť nasledovne:

- analytický výpočet na základe nominálnych napätí
- výpočet na základe ekvivalentného napätia pomocou MKP
- výpočet v MBS využitím pružných telies

Pre vyššie uvedené prístupy platí, že od prvej metódy do poslednej sa zvyšuje presnosť výsledku, na druhej strane sa zvyšuje výpočtová náročnosť.

Ako prístup výpočtu bola zvolená metóda výpočtu na základe ekvivalentného napätia pomocou MKP, ktorá reprezentuje dobrý kompromis medzi presnosťou a náročnosťou výpočtu. Tento prístup sa skladá z dvoch častí. Prvá časť obsahuje popis a výpočet torzného kmitania pomocou torznej sústavy kľukového mechanizmu, druhá časť je MKP analýza na základe zistených výsledkov.

5.2 Kmitanie kľukového hriadeľa

Kľukový hriadeľ motora sa musí pri analýze uvažovať ako pružné teleso. Pri práci motora je dynamicky namáhaná nielen silami od tlaku plynov a zotrvačnými silami, ale aj periodickým kmitaním. Tieto namáhania spoločne prispievajú k vzniku trhlín a spôsobujú poruchu kľukového hriadeľa – únavový lom. [1]

Z hľadiska kmitania kľukového hriadeľa sa rozoznávajú tri typy kmitania:

- pozdĺžne kmitanie
- ohybové kmitanie
- torzné kmitanie

Pozdĺžne kmitanie znamená periodické skracovanie a predĺženie v axiálnom smere. Tento typ kmitania je najmenej nebezpečný, pri analýze sa zanedbáva. [1]

Ohybové kmitanie je spôsobené periodickými budiacimi silami, ktoré pôsobia kolmo na ose kľukového hriadeľa. [1]

Najnebezpečnejší typ kmitania je kmitanie torzné. Je spôsobené premennosťou krútiaceho momentu, prejavuje sa torzným krútením kľukového hriadeľa. Torzné kmitanie dosahuje vysoké hodnoty v rezonancii, keď frekvencia vlastného kmitania kľukového hriadeľa sa zhoduje s frekvenciou vynúteného kmitania, čo ovplyvňuje nielen únavovú životnosť kľukového hriadeľa, ale v krajných prípadoch aj ostatné časti motora, ako napr. blok motora a rozvodový mechanizmus. [1]

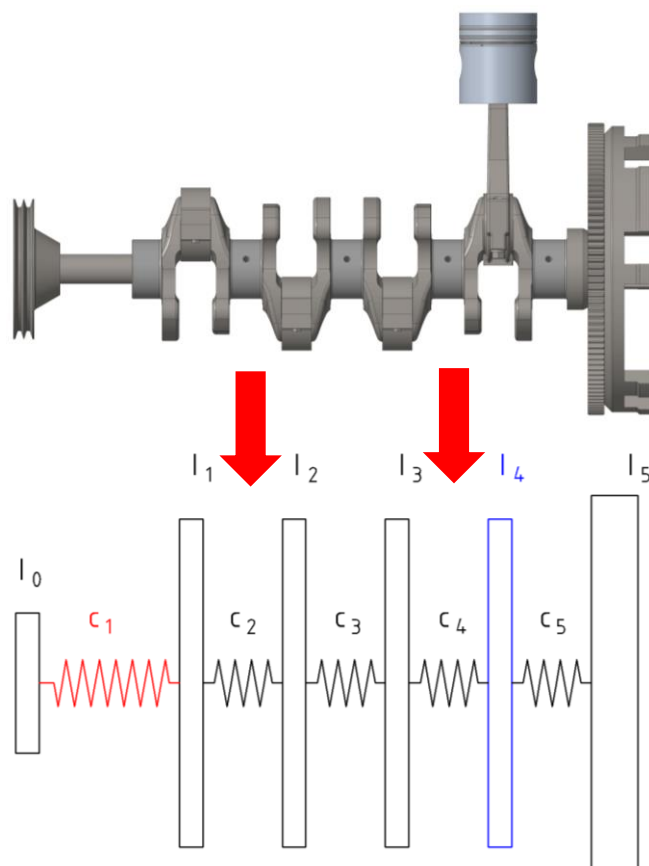
5.3 Náhradná torzná sústava kľukového mechanizmu

Výpočet torzného kmitania kľukového mechanizmu je veľmi náročná, preto v sa praxi často vykonáva analyticky, zjednodušenou náhradnou torznou sústavou, ktorá je dynamicky ekvivalentná. Kmitajúce časti kľukového mechanizmu – jednotlivé zalomenie, zotrvačník, remenica – sú nahradené pomocou torzne kmitajúcich hmotných kotúčov, ktoré sú spojené valcovým nehmotným hriadeľom.

Riešením náhradnej torznej sústavy sa určujú vlastné frekvencie torzného kmitania, kritické otáčky motora, uhlové výchylky voľného konca a torzné namáhanie kľukového hriadeľa.

Zjednodušenie problematiky na torznú sústavu je možné, keď sú splnené nasledujúce predpoklady: [1]

- hmoty sú konštantné a nezávislé na čase
- dĺžky sú konštantné a nezávislé na čase
- hmoty sú redukované do osí valcov alebo rovnomerne rozložené pozdĺž kľukového hriadeľa
- hriadeľ je nehmotný



Obr. 30 Náhradná torzná sústava

5.4 Výpočet redukovaných hmôt

Hmota jedného zalomenia spolu s ojnícou a piestnou skupinou je redukovaná a je predstavená ako hmotný kotúč s ekvivalentným momentom zotrvačnosti. Podmienkou po redukcii je, aby kinetická energia náhradného kotúča bol ekvivalentný s nahradenou časťou mechanizmu. [1]

5.4.1 Výpočet momentu zotrvačnosti rotujúcich častí

Moment zotrvačnosti rotujúcich častí ojnice sa vypočíta ako súčin hmotnosti rotujúcich častí ojnice a druhej mocniny vzdialenosti od osi otáčania. Hmotnosť rotujúcich častí ojnice bola získaná redukcii ojnice (viď. kapitola 3.2).

$$I_{rot} = m_2 \cdot r^2 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (26)$$

kde	I_{rot}	$[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$	je moment zotrvačnosti rotujúcich častí ojnice
	m_2	$[\text{kg}]$	je hmotnosť rotujúcich častí ojnice
	r	$[\text{m}]$	je polomer kľukového hriadeľa

5.4.2 Výpočet momentu zotrvačnosti posuvných častí

Moment zotrvačnosti posuvných častí sa vypočíta z predpokladu, že kinetická energia posuvných častí po redukcii ostane nezmenená. [1]

$$I_{pos} = (m_{psk} + m_1) \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{\lambda^2}{8}\right) \cdot r^2 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (27)$$

kde	I_{pos}	[kg·m ²]	je moment zotrvačnosti rotujúcich častí ojnice
	m_{psk}	[kg]	je hmotnosť piestnej skupiny
	m_1	[kg]	je hmotnosť posuvných častí ojnice
	λ	[-]	je kľukový pomer
	r	[m]	je polomer kľukového hriadeľa

5.4.3 Výpočet momentu zotrvačnosti zalomenia

Celkový moment zotrvačnosti jedného zalomenia je daný súčtom momentu zotrvačnosti zalomenia, momentu zotrvačnosti rotujúcich častí a momentu zotrvačnosti posuvných častí. Pretože motor bol modifikovaný – piestne skupiny a ojnice boli demontované z prvých troch valcov – moment zotrvačnosti prvých troch zalomení sa vypočíta nasledovne:

$$I_{czal,1..3} = I_{zal,i} + I_{rot} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (28)$$

kde	$I_{czal,1..3}$	[kg·m ²]	je celkový moment zotrvačnosti i-teho zalomenia
	$I_{zal,i}$	[kg·m ²]	je moment zotrvačnosti i-teho zalomenia
	I_{rot}	[kg·m ²]	je moment zotrvačnosti rotujúcich častí

Celkový moment zotrvačnosti posledného zalomenia je daný vzťahom:

$$I_{czal,4} = I_{zal,i} + I_{rot} + I_{pos} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (29)$$

kde	$I_{czal,4}$	[kg·m ²]	je celkový moment zotrvačnosti posledného zalomenia
	$I_{zal,i}$	[kg·m ²]	je moment zotrvačnosti i-teho zalomenia
	I_{rot}	[kg·m ²]	je moment zotrvačnosti rotujúcich častí
	I_{pos}	[kg·m ²]	je moment zotrvačnosti posuvných častí

Moment zotrvačnosti i-teho zalomenia bol zistený z programu Creo 4.0.

5.4.4 Výpočet momentu zotrvačnosti na strane remenice

Moment zotrvačnosti na strane remenice je daný ako súčet momentu zotrvačnosti remenice a momentu zotrvačnosti voľného konca kľukového hriadeľa.

$$I_{crem} = I_{rem} + I_{volk} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (30)$$

kde I_{crem} $[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$ je celkový moment zotrvačnosti na strane remenice

I_{rem} $[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$ je moment zotrvačnosti remenice

I_{volk} $[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$ je moment zotrvačnosti voľného konca

Momenty zotrvačnosti remenice a voľného konca kľukového hriadeľa boli zistené z programu Creo 4.0.

5.4.5 Výpočet momentu zotrvačnosti na strane zotrvačníka

Podobne ako moment zotrvačnosti na strane remenice, moment zotrvačnosti na strane zotrvačníka je daný ako súčet momentu zotrvačnosti zotrvačníka a momentu zotrvačnosti časti kľukového hriadeľa.

$$I_{czotr} = I_{zotr} + I_{prir} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (31)$$

kde I_{czotr} $[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$ je celkový moment zotrvačnosti na strane zotrvačníka

I_{zotr} $[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$ je moment zotrvačnosti zotrvačníka

I_{prir} $[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$ je moment zotrvačnosti príruby na montáž zotrvačníka

Momenty zotrvačnosti zotrvačníka a časti kľukového hriadeľa na pripevnenie zotrvačníka boli zistené z programu Creo 4.0.

5.5 Výpočet redukovaných dĺžok

Jednotlivé časti kľukového hriadeľa sa nahradzujú valcovým nehmotným hriadeľom, ktorý je definovaný redukovaným priemerom D_{red} a redukovanou dĺžkou l_{red} . Pri redukcii je nutné, aby tento hriadeľ mal rovnakú pružnosť ako skutočný hriadeľ. To znamená, že pri pôsobení krútiaceho momentu redukovaný hriadeľ sa nakrútil o rovnaký uhol ako hriadeľ pôvodný. [1]

5.5.1 Výpočet redukovanej dĺžky zalomenia

Zložitý tvar kľukového hriadeľa zvyšuje obtiažnosť výpočtu. Zjednodušeným postupom výpočtu redukovanej dĺžky zalomenia sa považuje výpočet podľa rovnice Ker-Wilsona: [2]

$$l_{zal} = D_{red}^4 \cdot \left[\frac{L_{hc} + 0,4 \cdot D_{hc}}{D_{hc}^4} + \frac{L_{oc} + 0,4 \cdot D_{oc}}{D_{oc}^4} + \frac{r - 0,2 \cdot (D_{hc} + D_{oc})}{L_w \cdot B^3} \right] \quad [m] \quad (32)$$

kde	l_{zal}	[m]	je redukovaná dĺžka zalomenia
	D_{red}	[m]	je redukovaný priemer, zvolený bol priemer hlavného čapu
	D_{hc}	[m]	je priemer hlavného čapu
	D_{oc}	[m]	je priemer ojničného čapu
	L_{hc}	[m]	je šírka hlavného čapu
	L_{oc}	[m]	je šírka ojničného čapu
	r	[m]	je polomer kľukového hriadeľa
	L_w	[m]	je šírka ramena zalomenia
	B	[m]	je hrúbka ramena zalomenia

5.5.2 Výpočet re redukovanej dĺžky na strane remenice

Redukovaná dĺžka na strane remenice sa vypočíta ako súčet polovice redukovanej dĺžky zalomenia, časti hlavného čapu a redukovanej dĺžky voľného konca kľukového hriadeľa. [1]

$$l_{rem} = \frac{1}{2} \cdot l_{zal} + l_{hcrem} + l_{1rem} \cdot \frac{D_{red}^4}{D_{2rem}^4} + l_{2rem} \cdot \frac{D_{red}^4}{D_{2rem}^4 - D_{1rem}^4} \quad [m] \quad (33)$$

kde	l_{rem}	[m]	je redukovaná dĺžka na strane remenice
	l_{zal}	[m]	je redukovaná dĺžka zalomenia
	l_{hcrem}	[m]	je zostávajúca šírka hlavného čapu
	l_{1rem}	[m]	je dĺžka časti hriadeľa s priemerom D_{2rem}
	l_{2rem}	[m]	je dĺžka dutého časti hriadeľa
	D_{red}	[m]	je redukovaný priemer, zvolený bol priemer hlavného čapu
	D_{1rem}	[m]	je vnútorný priemer časti hriadeľa
	D_{2rem}	[m]	je vonkajší priemer časti hriadeľa

5.5.3 Výpočet redukovanej dĺžky na strane zotrvačníka

Redukovaná dĺžka na strane zotrvačníka sa vypočíta ako súčet polovice redukovanej dĺžky zalomenia, časti hlavného čapu a redukovanej dĺžky náhonového konca kľukového hriadeľa. [1]

$$l_{zotr} = \frac{1}{2} \cdot l_{zal} + l_{hczotr} + l_{1zotr} \cdot \frac{D_{red}^4}{D_{roz}^4} \quad [m] \quad (34)$$

kde	l_{zotr}	[m]	je redukovaná dĺžka na strane zotrvačníka
	l_{zal}	[m]	je redukovaná dĺžka zalomenia
	l_{hczotr}	[m]	je zostávajúca šírka hlavného čapu
	l_{1zotr}	[m]	je dĺžka koncovej časti kľukového hriadeľa
	D_{red}	[m]	je redukovaný priemer, zvolený bol priemer hlavného čapu
	D_{roz}	[m]	je priemer rozstupovej kružnice dier skrutiek

5.6 Výpočet torzných tuhostí

Výpočet tuhosti jednotlivých časti nehmotného hriadeľa redukovanej sústavy vychádza z nasledujúcej rovnice:

$$c_i = \frac{G \cdot I_{pred}}{l_{red}} \quad [N \cdot m \cdot rad^{-1}] \quad (35)$$

kde	c_i	[N·m·rad ⁻¹]	je torzná tuhosť i-tej časti hriadeľa
	G	[MPa]	je modul pružnosti v šmyku
	I_{pred}	[m ⁴]	je redukovaný polárny kvadratický moment
	$l_{red,i}$	[m]	je redukovaná dĺžka i-tej časti hriadeľa

Polárny kvadratický moment hriadeľa kruhového prierezu sa vypočíta ako:

$$I_{pred} = \frac{\pi \cdot D_{red}^4}{32} \quad [m^4] \quad (36)$$

kde	I_{pred}	[m ⁴]	je redukovaný polárny kvadratický moment
	D_{red}	[m]	je redukovaný priemer, zvolený bol priemer hlavného čapu

5.7 Vlastné torzné kmitanie

Vlastné torzné kmitanie je spôsobené počiatočným impulzom, pri ktorom sústava koná harmonický pohyb bez pôsobenia ďalších vonkajších síl. V sústave sa vždy nachádza tlmenie, čo vedie k úplnému zanikaniu voľného kmitania. Každá torzná sústava má vlastné torzné frekvencie kmitania, ktoré sú závislé na momentoch zotrvačnosti hmotných kotúčov, redukovaných dĺžok a torzných tuhostí jednotlivých častí hriadeľa. Amplitúda torzného kmitania jednotlivých náhradných kotúčov sa mení od jedného konca hriadeľa k druhému. Miesto, kde amplitúda kmitania je nulová, sa nazýva vibračný uzol. Pri jednouzlovom kmitaní najväčšie amplitúdy torzného kmitania sa najčastejšie vyskytujú v najvzdialenejšom bode od zotrvačníka, teda u voľného konca kľukového hriadeľa. Vibračný uzol sa nachádza na poslednej úsečke pred zotrvačníkom. [1]

Znalosť vlastných frekvencií danej sústavy je dôležitá, nakoľko pri zhodujúcich sa frekvenciách vlastného kmitania sústavy a frekvencie budiaceho momentu dochádza k tzv. rezonancii, čo spôsobí najväčšie amplitúdy torzného kmitania. U bežných motorov sa najčastejšie vyšetrujú len prvé a druhé vlastné frekvencie torzného kmitania, ostatné sa nachádzajú mimo rozsahu pracovných otáčok motora.

5.7.1 Vlastné frekvencie a tvary torzného kmitania

Výpočet vlastných frekvencií a tvarov torzného kmitania vychádza z parametrov vypočítaných v predchádzajúcich kapitolách (kapitoly 5.4, 5.5, 5.6). Vypočítané vstupné údaje sú zhrnuté v tabuľke (tab. 3).

Tab. 3 Vstupné parametre pre výpočet vlastných frekvencií a tvarov

číslo úsečky	moment zotrvačnosti [kg·m ²]	redukovaná dĺžka [m]	torzná tuosť [N·m·rad ⁻¹]
0	0,01530	-	-
1	0,03213	1,20521	270259
2	0,03213	0,28589	1139303
3	0,03213	0,28589	1139303
4	0,04237	0,28589	1139303
5	0,69128	0,19674	1655572

Výpočet vlastných frekvencií torzného kmitania náhradnej torznej sústavy vychádza zo všeobecnej Lagrangeovej pohybovej rovnice: [3]

$$M\ddot{q} + K\dot{q} + Cq = Q \quad (37)$$

Vzťah (37) sa skladá zo symetrických štvorcových matíc M , K , C , z vektora vonkajších síl Q a z vektorov posuvu q , rýchlosti \dot{q} a zrýchlenia \ddot{q} .

V prípade, keď na daný systém nepôsobí vonkajšia budiaca sila a neuvažuje sa o tlmení sústavy, ide o vlastné netlmené kmitanie, pohybová rovnica má tvar:

$$M\ddot{q} + Cq = 0 \quad (38)$$

Matica hmotnosti má tvar:

$$M = \begin{bmatrix} I_{crem} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_{czal,1} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_{czal,2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{czal,3} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_{czal,4} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{czotr} \end{bmatrix} \quad [\text{kg}\cdot\text{m}^2] \quad (39)$$

Matica tuhosti má tvar:

$$C = \begin{bmatrix} c_1 & -c_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_3 & c_3 + c_4 & -c_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_4 & c_4 + c_5 & -c_5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_5 & c_5 \end{bmatrix} \quad [\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{rad}^{-1}] \quad (40)$$

Riešenie rovnice (38) je:

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

kde a je vektor amplitúd a Ω je uhlová frekvencia. Dosadením rovnice (41) do rovnice (38) a jej úpravou vznikne rovnica:

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

Rovnicu (42) je možné previesť na výpočet vlastných čísiel tak, že rovnica je zľava vynásobená inverznou maticou M^{-1} :

$$(A - \lambda \cdot I) \cdot x = 0 \quad (43)$$

kde I je jednotková matica, x je vlastný vektor, matica A sa definuje nasledovne:

$$A = M \cdot C^{-1} \quad (44)$$

V rovnice (43) λ reprezentuje vlastné čísla:

$$\lambda = \Omega^2 \quad (45)$$

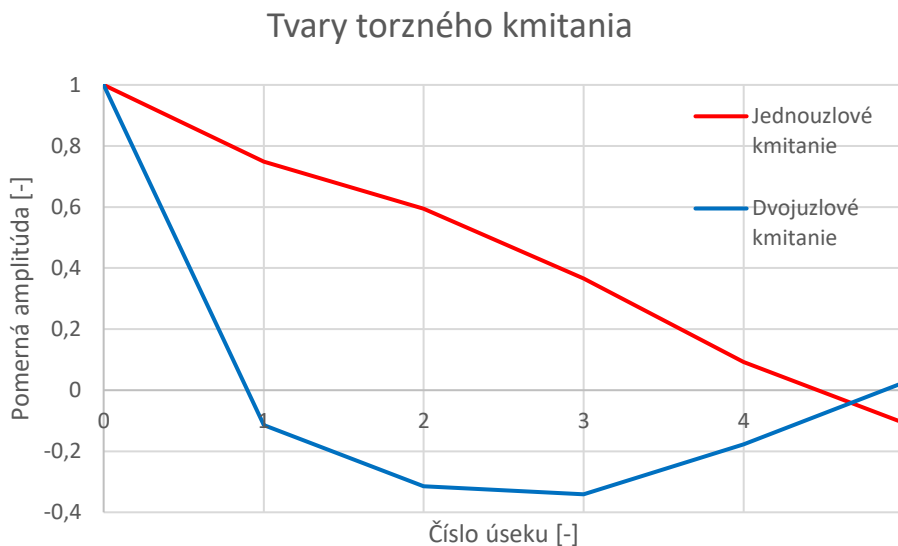
Pomerné amplitúdy jednotlivých hmotných kotúčov vzhľadom ku remenici sa určujú podľa rovnice:

$$a_i = \frac{x_i}{x_0} \quad [-] \quad (46)$$

Riešením rovnice (43) a (46) je možné získať výsledky vlastných frekvencií a tvarov kmitania torznej sústavy. Výsledky výpočtu sú znázornené v tabuľke (tab. 4) a v grafe (obr. 31).

Tab. 4 Vlastné frekvencie torzného kmitania

	f_i [Hz]	n_i [min ⁻¹]
1. vlastná frekvencia	335,7	20144
2. vlastná frekvencia	706,2	42373



Obr. 31 Tvary kmitania torznej sústavy

Ako bolo očakávané, vibračný uzol sa nachádza na poslednom úseku pred zotrvačníkom v prípade jednouzlového kmitania. Presný postup výpočtu sa nachádza v prílohe práce (príloha 2).

5.8 Vynútené torzné kmitanie

Oproti vynúteného torzného kmitania, vlastné torzné kmitanie dôsledkom tlmiacich odporov po krátkom čase ustúpi, preto sa nepovažuje za nebezpečné. Pôsobením periodického krútiaceho momentu na jednotlivých zalomeniach kľukového hriadeľa je vyvolané vynútené torzné kmitanie, ktoré v rezonancii môže ovplyvniť pevnosť hriadeľa. [1]

5.8.1 Harmonické zložky krútiaceho momentu

Krútiaci moment je vyvolaný pôsobením tangenciálnych síl na ojnicný čap na ramene o veľkosti polomeru kľukového hriadeľa. U jednovalcového motora priebeh krútiaceho momentu v závislosti na uhle natočenia kľukového hriadeľa je znázornený v grafe (obr. 27). Pri harmonickej analýze sa tento priebeh rozloží na nekonečný počet sinusových zložiek s rôznymi amplitúdami a frekvencií pomocou Fourierovej rady. [1]

$$M_a = \frac{2}{n} \sum_{i=0}^{n-1} (M_{ki} \cdot e^{j \cdot (2 \cdot k \cdot \pi \cdot \frac{i}{n})}) \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (47)$$

kde M_a [N·m] je amplitúda harmonickej zložky
 n [-] je počet vzoriek; $n = 720$
 M_{ki} [N·m] je hodnota i -teho vzorku krútiaceho momentu
 j [-] je imaginárna zložka

Podľa počtu periód harmonickej zložky vyskytujúcich sa počas jednej otáčky sa rozpozná jej rád κ . Pre štvortaktné motory platí, že perióda je daná dvomi otáčkami kľukového hriadeľa, preto rád harmonickej zložky sa vypočíta nasledovne: [1]

$$\kappa = \frac{1}{2} \cdot k \quad [-] \quad (48)$$

kde κ [-] je rád harmonickej zložky
 k [-] je celé číslo; $k = 1, 2, 3, \dots, n$

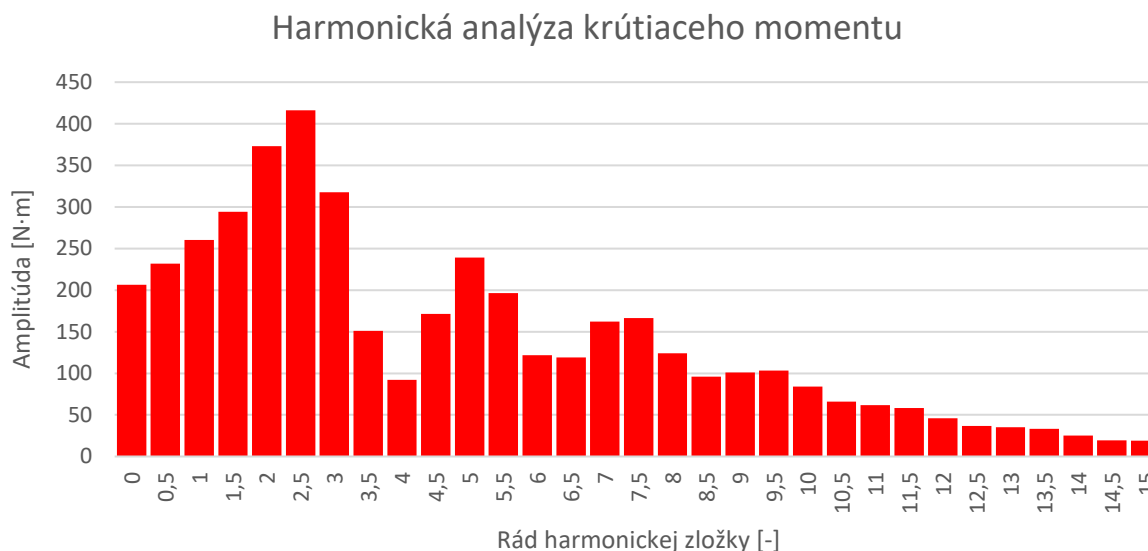
Jednotlivé harmonické zložky nie sú ekvivalentne nebezpečné, existujú tzv. hlavné a vedľajšie zložky. K maximálnym hodnotám amplitúd torzných výchýliek sa dochádza pri hlavných harmonických zložkách, ktoré sú určené podľa vzťahu:

$$\kappa_h = \frac{1}{2} \cdot k \cdot z \quad [-] \quad (49)$$

kde κ_h [-] je hlavný rád harmonickej zložky
 k [-] je celé číslo; $k = 1, 2, 3, \dots, n$
 z [-] je počet valcov motora

Podľa vzťahu (49) je zrejmé, že u jednovalcového motora každá harmonická zložka je hlavnou zložkou.

Výsledky prevedenej harmonickej analýzy podľa (47) znázorňuje nasledujúci graf (obr. 32). Pri analýze boli zvažované indikované tlaky pri menovitých otáčkach motora (obr. 22).



Obr. 32 Harmonická analýza krútiaceho momentu

5.8.2 Kritické otáčky

Každá harmonická zložka krútiaceho momentu nezávisle od ostatných pôsobí vynútené torzné kmitanie kľukového hriadeľa s rovnakou frekvenciou, ako frekvencia danej zložky. V prípade zhody frekvencie vynúteného kmitania s vlastnou frekvenciou, nastane rezonancia. Kritické otáčky motora, pri ktorých dochádza k rezonancii sa určujú nasledovne: [1]

$$n_{ikr} = \frac{n_i \cdot 60}{\kappa} \quad [\text{min}^{-1}] \quad (50)$$

kde n_{ikrit} $[\text{min}^{-1}]$ je kritická otáčka

n_i $[\text{min}^{-1}]$ je vlastná frekvencia torzného kmitania

κ [-] je rád harmonickej zložky

Nasledujúca tabuľka (tab. 5) znázorňuje vypočítané hodnoty kritických otáčok jednouzlového a dvojnouzlového kmitania. Z vypočítaných hodnôt vyplýva, že k jednouzlovému kmitaniu dochádza až od rádu 9,5, kde kritické otáčky torzného kmitania sa nachádzajú v oblasti prevozných otáčok motora. Tieto rády sú taktiež hlavnými a ohrozujú pevnosť kľukového hriadeľa.

Tab. 5 Kritické otáčky modifikovaného motora

Kritické otáčky jednovalcového motora		
κ [-]	n_{1kr} [min ⁻¹]	n_{2kr} [min ⁻¹]
0,5	40289	84747
1	20144	42373
1,5	13430	28249
2	10072	21187
2,5	8058	16949
3	6715	14124
3,5	5756	12107
4	5036	10593
4,5	4477	9416
5	4029	8475
5,5	3663	7704
6	3357	7062
6,5	3099	6519
7	2878	6053
7,5	2686	5650
8	2518	5297
8,5	2370	4985
9	2238	4708
9,5	2120	4460
10	2014	4237
10,5	1919	4036
11	1831	3852
11,5	1752	3685
12	1679	3531
12,5	1612	3390
13	1550	3259
13,5	1492	3139
14	1439	3027
14,5	1389	2922
15	1343	2825

5.8.3 Relatívna výdatnosť kmitov

Výchyľky v rezonancii jednotlivých častí torznej sústavy sa určí z predpokladu, že práca harmonických zložiek budiaceho momentu na jednotlivých zalomeniach a práca tlmiacich odporov sa rovnajú. Zložky budiaceho momentu jednotlivých valcov motora majú rovnakú fázu, avšak vektory výchýľiek sú fázovo posunuté. Pri určení výdatnosti kmitov sa používa vektorová hviezdička, kde jednotlivé vektory sú fázovo posunuté voči sebe o uhol veľkosti ψ_i . [1]

$$\psi_i = \delta_i \cdot \kappa \quad [^\circ] \quad (51)$$

kde ψ_i $[^\circ]$ je fázový posun
 κ $[-]$ je rád harmonickej zložky
 δ_i $[^\circ]$ je uhol natočenia kľukového hriadeľa medzi zážihmi na prvom a i-tom zalomení; v prípade jednovalcového motora $\delta = 720^\circ$

Na rozdiel od budiacich momentov, výchýľky sú fázovo synchronne, ale ich amplitúdy majú odlišnú veľkosť. Relatívna výdatnosť kmitov pre jednotlivé rády sa vypočíta nasledovne: [1]

$$\varepsilon_\kappa = \sqrt{(\sum_{i=1}^z a_i \cdot \sin \psi_i)^2 + (\sum_{i=1}^z a_i \cdot \cos \psi_i)^2} \quad [-] \quad (52)$$

kde ε_κ $[-]$ je relatívna výdatnosť kmitov
 ψ_i $[^\circ]$ je fázový posun
 a_i $[-]$ je pomerná amplitúda kmitov
 z $[-]$ je počet valcov motora

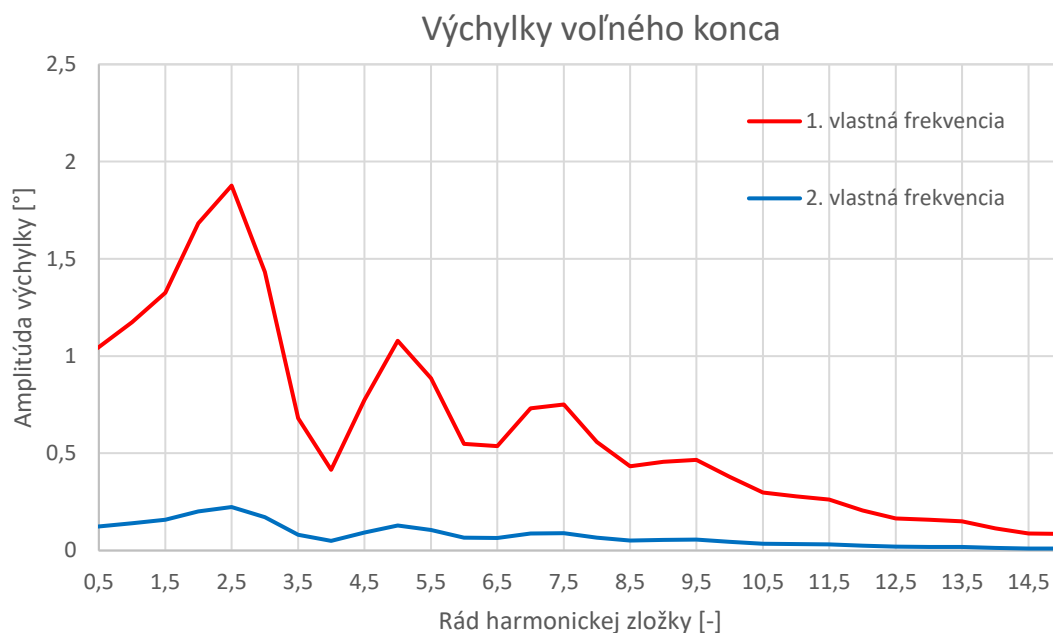
5.8.4 Torzné výchýľky voľného konca

Torzné výchýľky v rezonancii voľného konca kľukového hriadeľa sú dané veľkosťou tlmiacich odporov – ktoré v prípade, keď motor nie je vybavený torzným tlmičom – sú závislé od tlmiacich vlastností materiálu kľukového hriadeľa. Veľkosť súčiniteľa tlmenia je hodnota, ktorá závisí od danej konštrukcie motora, presná hodnota sa určí experimentálne, meraním. Pri určení torzných výchýľiek voľného konca kľukového hriadeľa sa predpokladá, že tlmené je len kmitanie hmôt kľukového mechanizmu. Amplitúda torzných kmitov voľného konca kľukového hriadeľa sa vypočíta podľa rovnice (53). [1]

$$\phi = \frac{M_a \cdot \varepsilon_\kappa}{\Omega \cdot \xi \cdot \sum_{i=1}^z a_i^2} \cdot \frac{180}{\pi} \quad [^\circ] \quad (53)$$

kde	ϕ	[°]	je torzná výchylka voľného konca
	M_a	[N·m]	je amplitúda harmonickej zložky
	ε_k	[-]	je relatívna výdatnosť kmitov
	Ω	[rad·s ⁻¹]	je uhlová rýchlosť kmitania v rezonancii
	ξ	[N·m·s·rad ⁻¹]	je súčiniteľ tlmiaceho odporu; nameraná hodnota
	a_i	[-]	je pomerná amplitúda kmitov

Nasledujúci graf znázorňuje vypočítané hodnoty torzných výchyliek voľného konca kľukového hriadeľa (obr. 33). Z predchádzajúceho výpočtu kritických otáčok (tab. 5) bolo zistené, že k jednouzlovému kmitaniu dochádza len od rádu 9,5 a vyššie, preto sa o menších rádoch neuvažuje.



Obr. 33 Torzné výchylky voľného konca

5.8.5 Torzné namáhanie kľukového hriadeľa

Ako bolo zmienené, najnebezpečnejšie namáhanie kľukového hriadeľa z hľadiska jeho pevnosti sa považuje torzné namáhanie. V predchádzajúcej kapitole (kapitola 5.8) bol naznačený postup výpočtu torznej výchylky voľného konca kľukového hriadeľa, pomocou ktorého by bolo možné vypočítať jeho namáhanie. K najväčším krúteniam dochádza v bode uzla kmitania. Využitím pomerného nakrútenia, torznej výchylky a torznej tuhosti sa vypočíta krútiaci moment podľa vzťahu:

$$M_k = \phi \cdot \Delta a_i \cdot c_i \quad [\text{N}\cdot\text{m}] \quad (54)$$

kde M_k [N·m] je krútiaci moment
 ϕ [rad] je torzná výchylka voľného konca
 Δa_i [-] je pomerné nakrútenie hriadeľa
 c_i [N·m·rad⁻¹] je torzná tuhosť i-tej časti hriadeľa

Prídavné napätie vyvolané nakrútením hriadeľa je dané: [1]

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \quad [\text{Pa}] \quad (55)$$

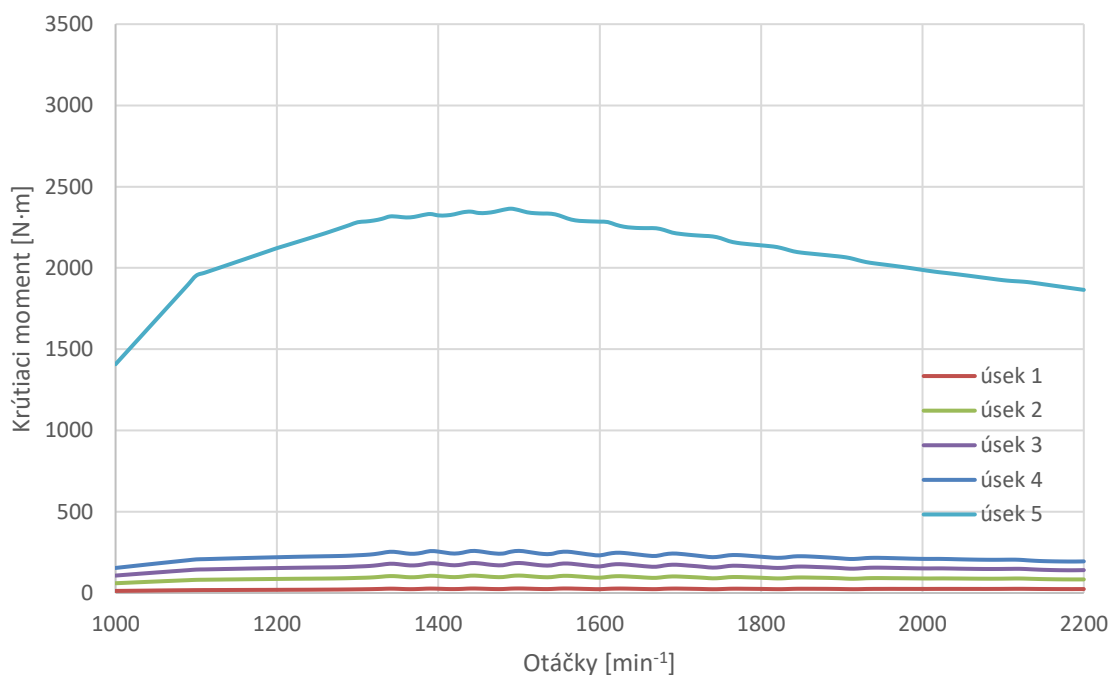
kde τ_k [N·m] je prídavné napätie
 M_k [N·m] je krútiaci moment
 W_k [N·m] je modul prierezu ojničného čapu

Pre ďalšie výpočty avšak boli používané vypočítané hodnoty momentov v jednotlivých časti kľukového mechanizmu v celom rozsahu otáčok motora. Výpočtový program získa priebehy periodických momentov pre jednotlivé otáčky motora zvlášť a vyhodnotí ich maximálnu a minimálnu hodnotu. Jeden z vyhodnotených priebehov pre otáčky motora 1500 min⁻¹ je znázornený na grafe nižšie (obr. 34). Pri výpočte boli uvažované namerané indikované tlaky od otáčok 1000 min⁻¹ až do 2200 min⁻¹. Ako ďalšie vstupné údaje boli používané vypočítané hodnoty momentov zotrvačnosti torznej sústavy, redukované dĺžky a torzné tuhosti. Výsledné hodnoty sú používané v ďalších kapitolách ako vstupné údaje pre pevnostnú kontrolu kľukového hriadeľa.

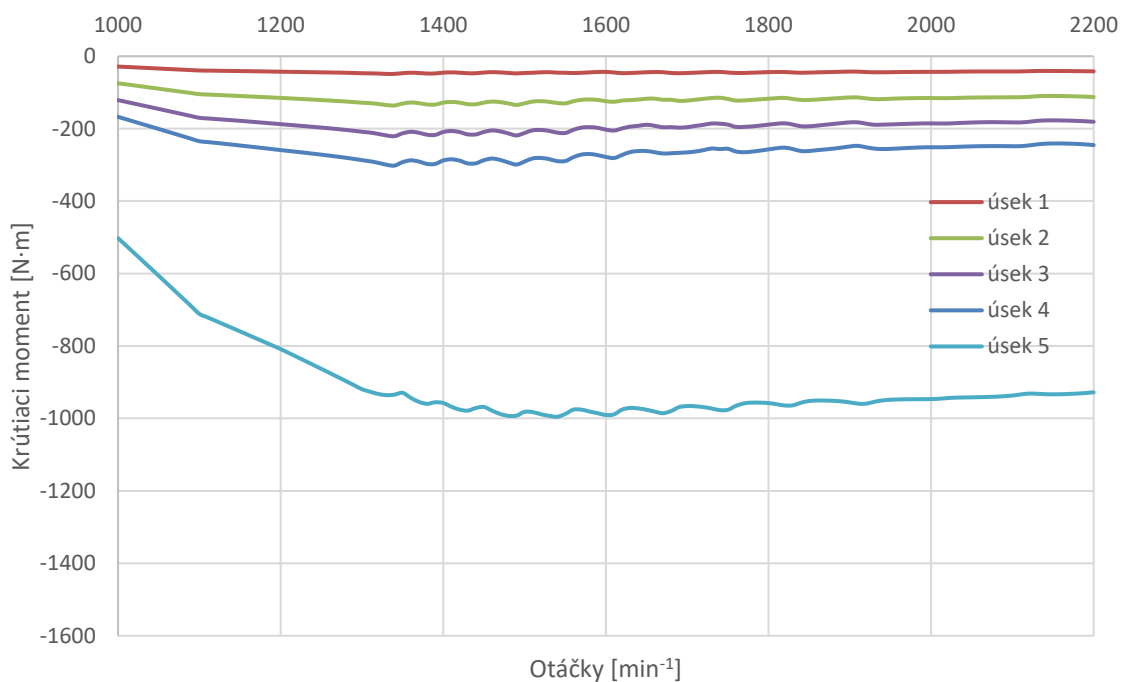


Obr. 34 Priebeh periodického momentu modifikovaného motora (1500 min⁻¹)

Nasledujúce grafy znázorňujú už vyhodnotenú priebehy periodických momentov v jednotlivých úsekoch kľukového hriadeľa v celom spektre pracovných otáčok motora.



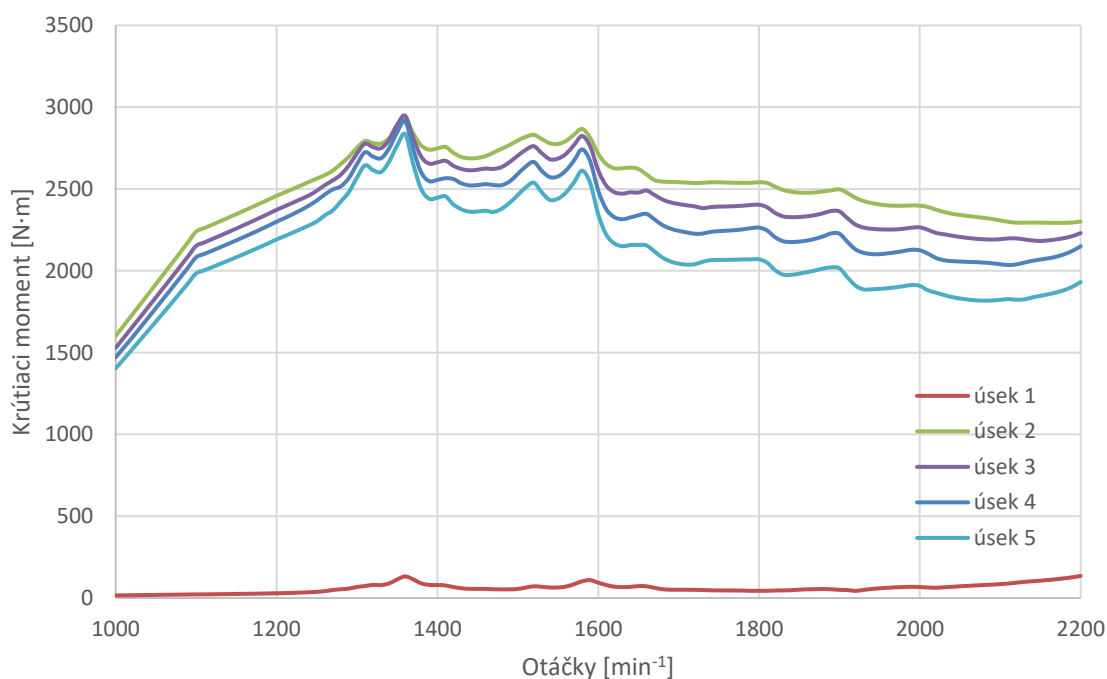
Obr. 35 Maximálne periodické momenty modifikovaného motora v kladnom smere



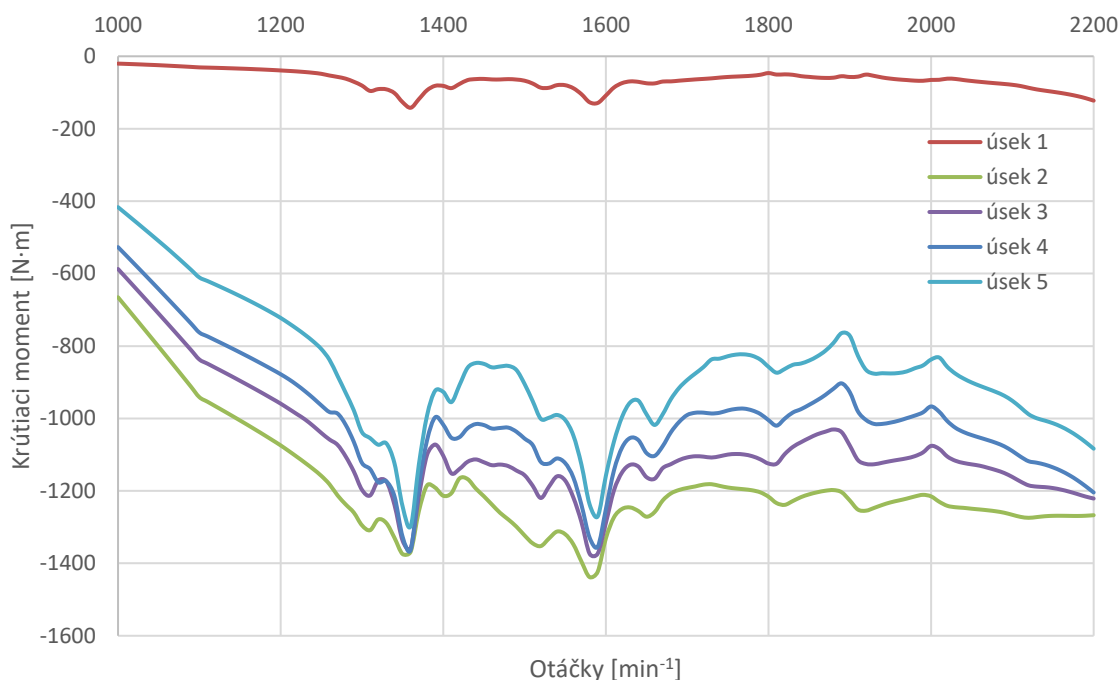
Obr. 36 Maximálne periodické momenty modifikovaného motora v zápornom smere

Z grafov vyplýva, že najväčšie namáhanie kľukového hriadeľa nastane pri otáčkach maximálneho krútiaceho momentu motora.

Za účelom porovnania boli vypočítané priebehy krútiaceho momentu v jednotlivých úsekoch kľukového hriadeľa východiskového motora, ktoré sú znázornené v nasledujúcich grafoch. Z jednotlivých grafov vyplýva, že prestavbou daného motora maximálne hodnoty krútiaceho momentu sa zmiernili aj v kladnom, aj v zápornom smere, čo má priaznivý vplyv na únavovú životnosť kľukového hriadeľa.



Obr. 37 Maximálne periodické momenty východiskového motora v kladnom smere



Obr. 38 Maximálne periodické momenty východiskového motora v zápornom smere

5.9 MKP analýza kľukového hriadeľa

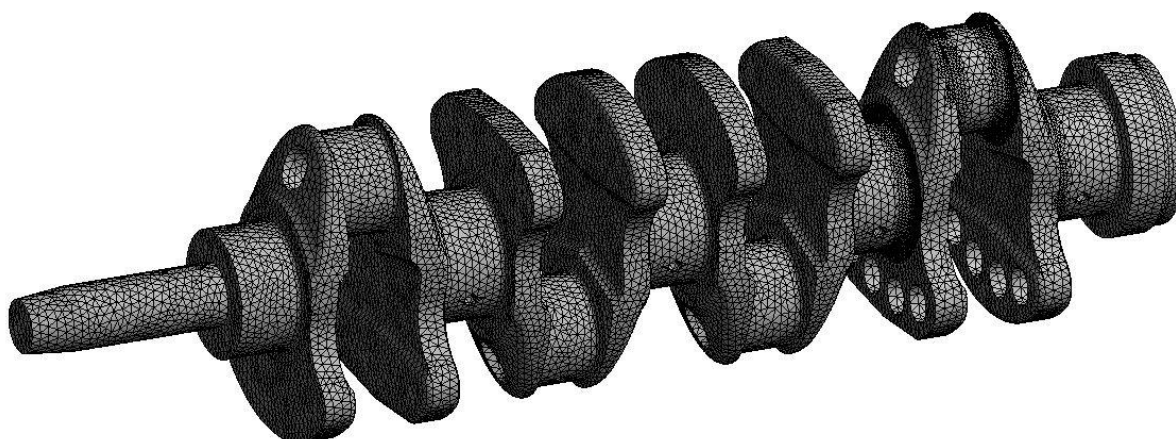
Náhradná torzná sústava je vhodná len pre riešenie torzného kmitania, preto pre pevnostnú kontrolu kľukového hriadeľa bola používaná MKP analýza. Ako vstupné údaje pre výpočet vysokocyklovej únavy sú používané získané výsledky z predchádzajúcich kapitol.

Ako bolo zmienené, výpočet bol vykonaný na základe ekvivalentného napätia – prístup LSA. Pre MKP výpočet bol používaný software ANSYS Workbench.

5.9.1 Diskretizácia 3D modelu

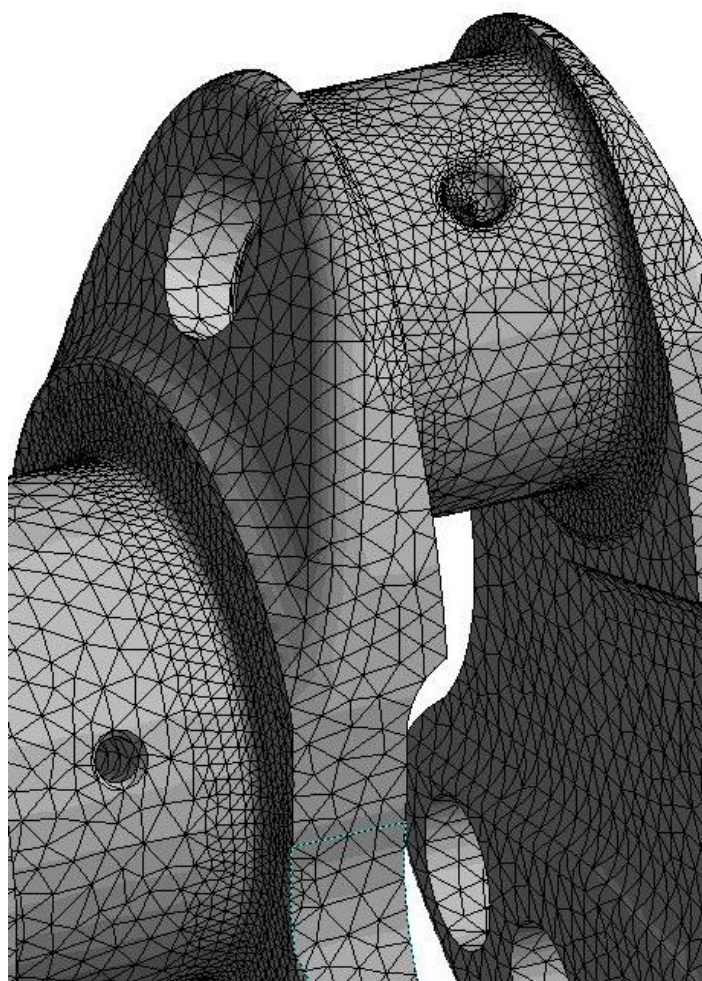
V prvom kroku namodelovaný kľukový hriadeľ bol exportovaný z programu Creo Parametric 4.0 do softwaru ANSYS Workbench vo formáte *.igs* (Initial Graphics Exchange Specification). Pre vytvorenie siete boli používané prvky SOLID 187, ktoré sú desaťuzlové kvadratické prvky tvaru tetraéder. Ako základná veľkosť prvkov bol nastavených 5 mm. Po vytvorení citlivostnej analýzy boli zistené kritické miesta, ktoré odpovedali najčastejšie očakávaným kritickým miestam – výstup mazacieho kanála na ojníčny čap a rádiusy medzi hlavným čapom a ramenom zalomenia. Z dôvodu získania presnejších výsledkov preto v kritických miestach bola nastavená jemnejšia sieť. Vygenerovaná sieť je znázornená na nasledujúcom obrázku (obr. 39).

Výsledná sieť je zostavená z 440 510 prvkov a 646 968 uzlov.



Obr. 39 Vygenerovaná sieť klukového hriadeľa

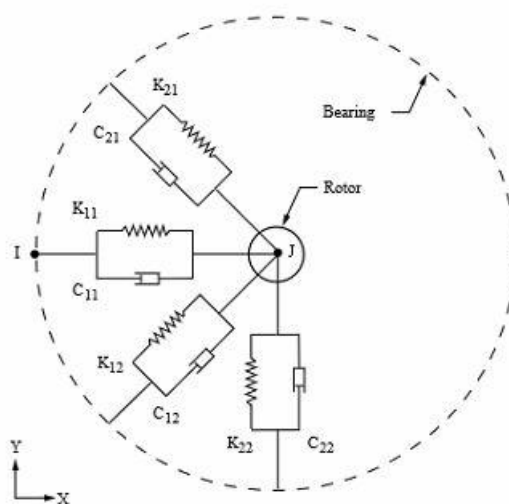
Zjemnenú sieť v kritických miestach znázorňuje ďalší obrázok (obr. 40).



Obr. 40 Zjemnená sieť v kritických miestach

5.9.2 Okrajové podmienky výpočtu

V druhom kroku bolo nutné definovať okrajové podmienky výpočtu. Z dôvodu zachovania realistického chovania kľukového hriadeľa pri analýze boli používané väzby simulujúce hydrodynamické mazanie (Bearing connection). Používaná väzba nahradí vrstvu oleja v hydrodynamickom ložisku pomocou pružín, ktoré približne zodpovedajú tuhosti hydrodynamického ložiska. Tlmenie vo väzbe je zanedbané.



Obr. 41 Ložisková väzba [13]

Tuhosť sa aproximuje s podmienkou, aby stlačenie v mieste stredu ložiska bolo rovné 0,8 násobku ložiskovej vôle: [11]

$$k = \frac{0,5 \cdot F_{pmax}}{0,8 \cdot c} \quad [\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}] \quad (56)$$

kde k $[\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}]$ je tuhosť ložiska

F_{pmax} $[\text{N}]$ je maximálna sila od tlaku plynov

c $[\text{mm}]$ je ložisková vôľa

Veľkosť ložiskovej vôle pri výpočte bola zmenená v rozmedzí doporučených hodnôt podľa priemeru hlavného čapu kľukového hriadeľa (0,08 až 0,12 mm). Po vytvorení citlivostnej analýzy veľkosť ložiskovej vôle bola zvolená hodnota 0,08 mm, čo zodpovedá tuhosti 530 000 $\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$.

Ako posledná väzba bola aplikovaná väzba pevná (fixed displacement) v osi kľukového hriadeľa na jeho voľný koniec, ktorá zamedzuje všetky posuvy a rotácie.

5.9.3 Zaťažovacie stavy

Zvolená metóda LSA (Local Stres Analysis) vyhodnocuje dva zaťažovacie stavy, ktoré zodpovedajú maximálnemu a minimálnemu zaťaženiu. Prvý zaťažovací stav predstavuje súčasné pôsobenie maximálnej sily od tlaku plynov a maximálneho kladného krútiaceho momentu – zistený z torzného modelu kľukového hriadeľa. Druhý zaťažovací stav je definovaný len maximálnym krútiacim momentom v zápornom smere, ktorý tiež bol získaný výpočtom v predchádzajúcich kapitolách. Metóda sa považuje za konzervatívnu, výsledná bezpečnosť voči vysokocyklovej únave je nižšia, než v skutočnosti. Dôvodom je, že zvolený prístup predpokladá súfázový účinok sily a krútiaceho momentu a zanedbajú sa zotrvačné sily.

Vstupné údaje, ktoré boli používané pri MKP analýze sú znázornené v tabuľke.

Tab. 6 Vstupné údaje pre výpočet vysokocyklovej únave

	F_{pmax} [N]	M_k [N·m]
1. zaťažovací stav	75900	2365
2. zaťažovací stav	0	-995

5.9.4 Výsledky pevnostnej analýzy

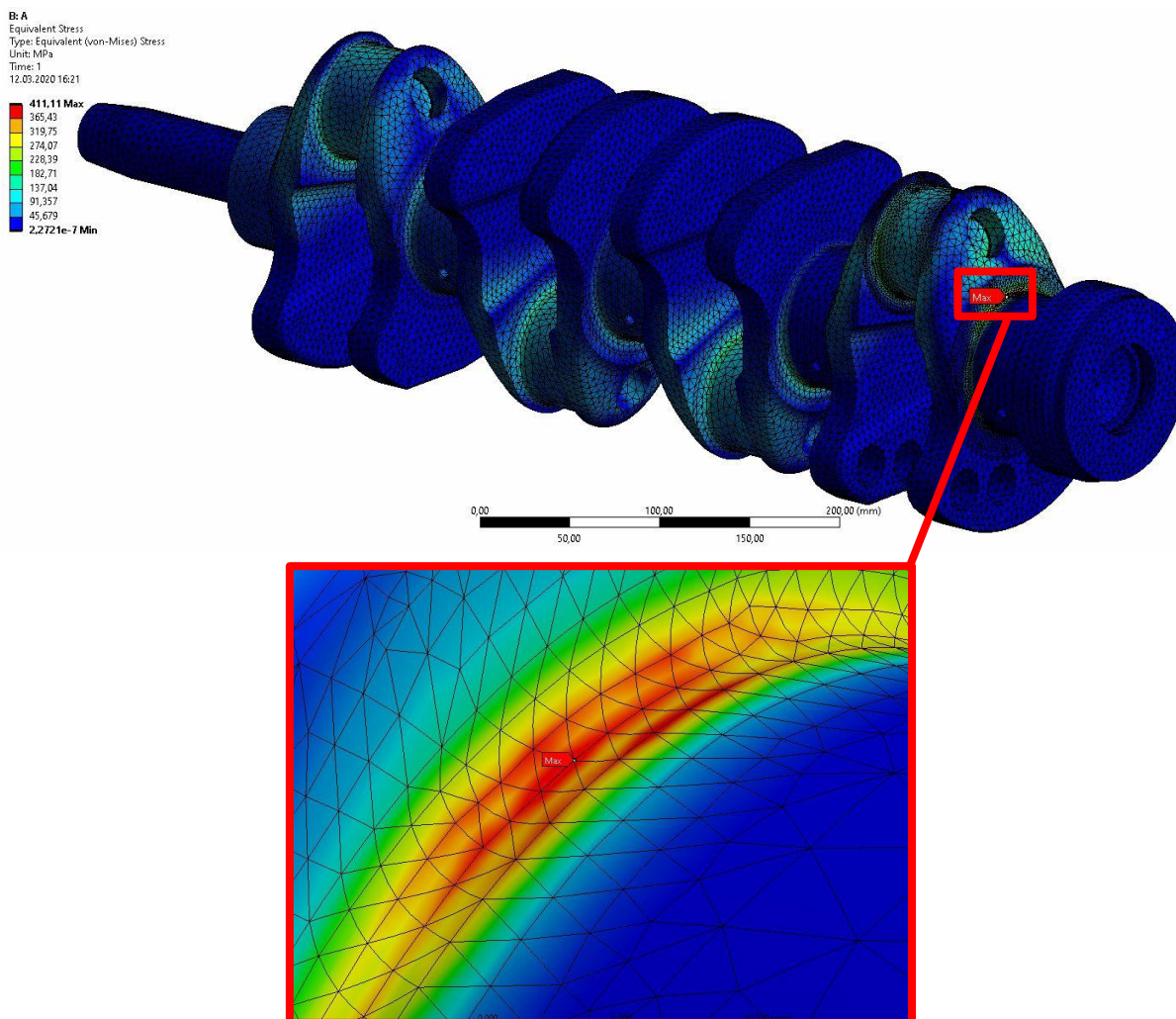
Po vygenerovania siete a aplikovania okrajových podmienok – podľa predchádzajúcich kapitol – ako tretí krok bol prevedený samotný MKP výpočet. Pre stanovenie bezpečnosti voči vysokocyklovej únave bolo nutné zistiť lokálne napätie podľa kritéria von Mises (HMH) a hlavné napätie σ_1 pre obidve zaťažovacie stavy.

Priebeh napätia a kritické miesto pre prvý zaťažovací stav sú znázornené spoločne na obrázku nižšie (obr. 42). Kritické miesto – ako bolo očakávané z citlivostnej analýzy – sa nachádza na rádiuse medzi hlavným čapom a ramenom posledného zalomenia.

Výsledné hodnoty MKP analýzy pre obidve zaťažovacie stavy sú zhrnuté v tabuľke.

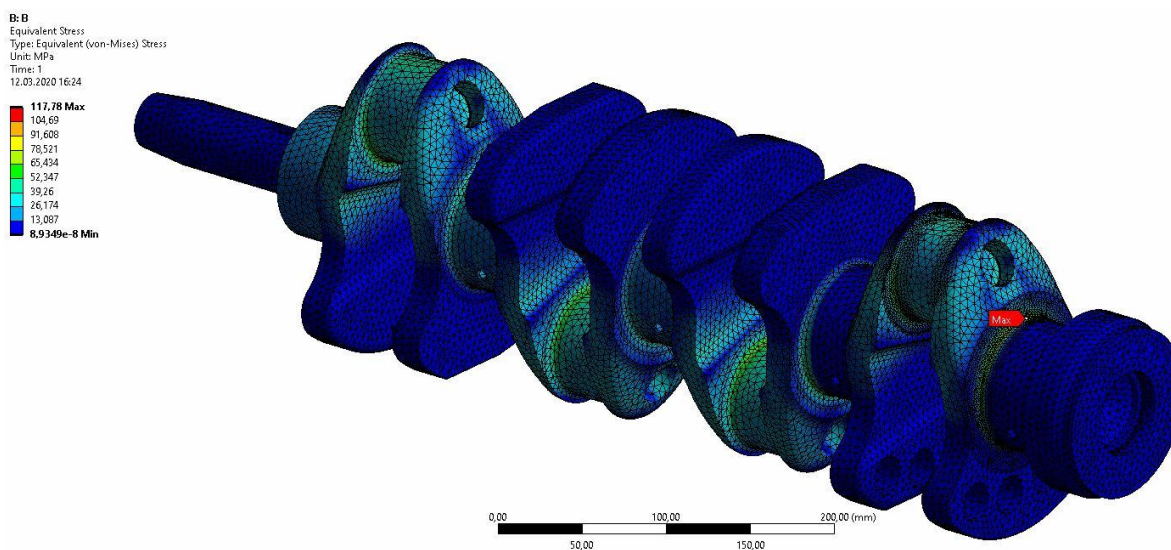
Tab. 7 Výsledné hodnoty MKP analýzy pre obidve zaťažovacie stavy

	1. zaťažovací stav	2. zaťažovací stav
σ_{VM} [MPa]	411,11	117,78
σ_1 [MPa]	443,13	90,23



Obr. 42 Priebeh napätia a kritické miesto pre prvý zaťažovací stav

Výsledky pre druhý zaťažovací stav sú znázornené na obrázku nižšie (obr. 43).



Obr. 43 Priebeh napätia a kritické miesto pre druhý zaťažovací stav

5.10 Bezpečnosť voči vysokocyklovej únave

Pre výpočet bezpečnosti voči vysokocyklovej únave pomocou zvolenej metódy je treba určiť pomerný gradient napätia χ_R , korekčný súčiniteľ f_G a pomer β/α .

Pomerný gradient napätia sa vypočíta podľa rovnice: [12]

$$\chi_R = \frac{1}{\sigma_{max}} \cdot \left(\frac{d\sigma}{dx} \right) \quad [\text{mm}^{-1}] \quad (57)$$

kde χ_R [mm⁻¹] je pomerný gradient napätia
 σ_{max} [MPa] je maximálne lokálne napätie
 x [mm] je vzdialenosť vrstiev vo smere najväčšieho gradientu

Korekčný súčiniteľ je definovaný nasledovne: [11]

$$f_G = 1 + \frac{\frac{\sigma_{cO} - 1}{\frac{\sigma_{cT}}{2}} \cdot \chi_R}{d_{vz}} \quad [-] \quad (58)$$

kde σ_{cO} [MPa] je medza únavy materiálu v ohybe
 σ_{cT} [MPa] je medza únavy materiálu v ťahu/tlaku
 d_{vz} [mm] je priemer skúšobnej vzorky hladkej tyče
 χ_R [mm⁻¹] je pomerný gradient napätia

Pretože pri výpočte bolo získané lokálne napätie a nie nominálne, je treba určiť pomer β/α pomocou vzťahu: [12]

$$\frac{\beta}{\alpha} = 1 + \sqrt{\chi_R} \cdot 10^{(0,35 + \frac{R_e}{810})} \quad [-] \quad (59)$$

kde α [-] je súčiniteľ koncentrácie napätia
 β [-] je súčiniteľ únavy
 χ_R [mm⁻¹] je pomerný gradient napätia
 R_e [MPa] je medza klzu materiálu

Maximálna a minimálna hodnota ekvivalentného napätia sa stanovuje podľa podmienky von Mises nasledovne: [12]

$$\sigma_{emax} = \text{sign}(\sigma_{1A}) \cdot \sigma_{VMA} \quad [\text{MPa}] \quad (60)$$

$$\sigma_{emin} = \text{sign}(\sigma_{1B}) \cdot \sigma_{VMB} \quad [\text{MPa}] \quad (61)$$

kde $\text{sign}(\sigma_1)$ [-] je znamienko hlavného napätia
 $\sigma_{VMA,B}$ [MPa] je lokálne napätie pre obidve zaťažovacie stavy

Amplitúda a stredná hodnota ekvivalentného napätia je možné určiť z nasledujúcich rovníc:

$$\sigma_{ea} = \frac{\sigma_{emax} - \sigma_{emin}}{2} \quad [\text{MPa}] \quad (62)$$

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{emax} + \sigma_{emin}}{2} \quad [\text{MPa}] \quad (63)$$

V poslednom kroku sa určí súčiniteľ bezpečnosti voči vysokocyklovej únavy podľa vzťahu: [12]

$$\frac{1}{k_u} = \frac{\beta}{\alpha} \cdot \frac{\sigma_{ea}}{\sigma_c \cdot \eta_\sigma \cdot \nu_\sigma \cdot f_G} + \frac{\sigma_{em}}{R_m} \quad [-] \quad (64)$$

kde k_u [-] je súčiniteľ bezpečnosti voči vysokocyklovej únavy

σ_c [-] je medza únavy materiálu

η_σ [-] je súčiniteľ veľkosti súčasti

ν_σ [-] je súčiniteľ pravdepodobnosti prežitia

f_G [-] je korekčný súčiniteľ

R_m [MPa] je medza pevnosti materiálu

So zahrnutím vplyvu povrchového zakalenia rádiusu hlavného čapu je možné používať vzťah pre výslednú bezpečnosť proti vysokocyklovej únavy: [11]

$$k_{u,kal} = 1,3 \cdot k_u \quad [-] \quad (65)$$

kde $k_{u,kal}$ [-] je výsledný súčiniteľ bezpečnosti voči únavovému poškodzovaniu

Tab. 8 Výsledky pevnostnej kontroly

Veličina	Jednotka	Vypočítaná hodnota
χ_R	[mm ⁻¹]	1,44925
f_G	[-]	1,32937
β/α	[-]	1,04164
σ_{emax}	[MPa]	411,11
σ_{emin}	[MPa]	117,78
σ_{ea}	[MPa]	146,67
σ_{em}	[MPa]	264,45
η_σ	[-]	0,897
ν_σ	[-]	0,759
k_u	[-]	1,70
$k_{u,kal}$	[-]	2,21

6 Návrh spojenia skúšobného motora s dynamometrom

6.1 Skúšanie spaľovacích motorov

Zistenie hlavných parametrov a charakteristík spaľovacieho motora, či prevedenie výskumných činností je možné jeho skúšaním. Sledované veličiny pri skúšaní sú vždy závislé na danej oblasti skúmania, v ktorom sa očakávajú pokroky. V praxi najčastejšie monitorované veličiny sú krútiaci moment a výkon, ale získavajú sa aj ďalšie parametre ako otáčky motora, indikovaný tlak, merná efektívna spotreba paliva, emisie, teplota výfukových plynov a chladiacej kvapaliny, teplota oleja a veľa ďalších.

Skúšanie spaľovacieho motora sa vykonáva statickou alebo dynamickou metódou, využitím dvoch odlišných typov meracích stanovišť: motorových skúšobní, kde spaľovací motor sa nachádza v špeciálnom prostredí, alebo valcových výkonových skúšobní, kde testovanie motora sa prevedie v montovanom stave vo vozidle.

6.1.1 Motorové skúšobne

Motorové skúšobne zabezpečujú optimálne a konštantné prostredie pri skúšaní spaľovacích motorov, najmä pri výskumných činnostiach. Umožňujú meranie z hľadiska výskumu podstatných veličín pri stálych podmienkach, ako napr. teplota výfukových plynov, oleje, nasávaného vzduchu a chladiacej kvapaliny, tlak v sacom potrubí alebo vo výfuku, indikované tlaky vo valci motora, zložky emisií vo výfukových plynoch. Sú tvorené z niekoľko častí, ktoré sú: [6]

- priestor pre skúšanie motora s testovacím lôžkom
- riadiaca miestnosť
- priestor podporných zariadení
- priestor pre skladovanie palív

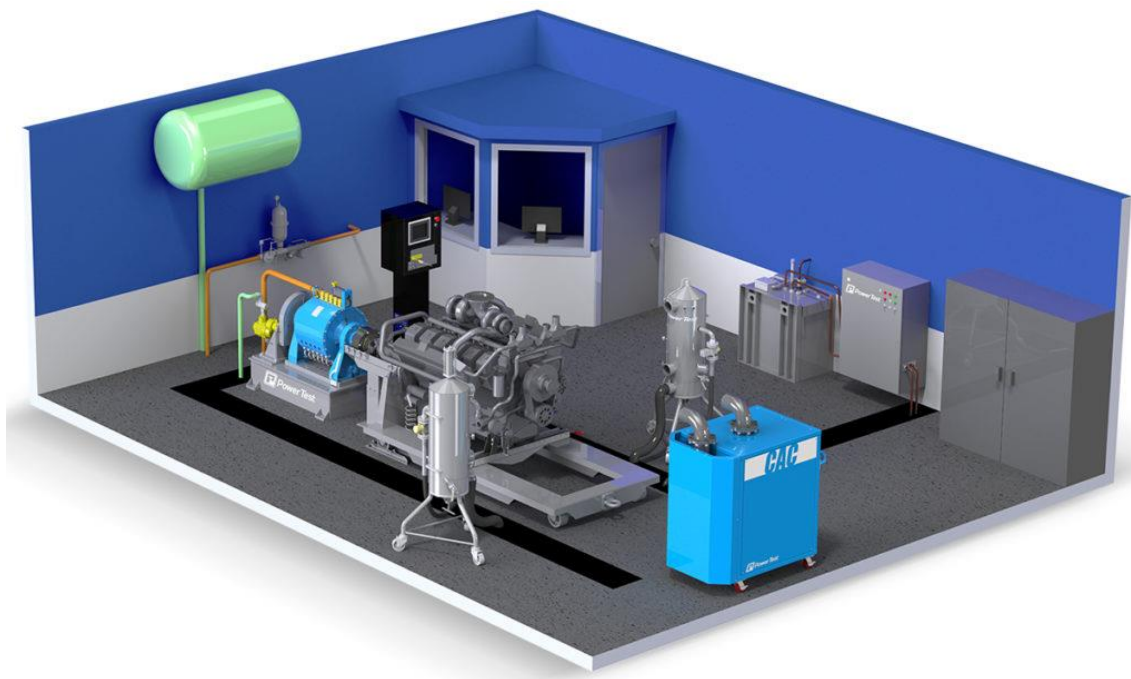
Testovacie lôžko sa všeobecne skladá z troch subsystémov:

- skúšaný spaľovací motor
- dynamometer
- spojovací hriadeľ zabezpečujúci spojenie motora s dynamometrom

Pre poskytovanie vyššie uvedených činností pri zabezpečení bezpečnej prevádzky počas merania motorová skúšobňa je vybavená špeciálnymi podpornými zariadeniami, ktoré umožňujú sledovať požadované veličiny a zabezpečujú stále prevozné parametre počas merania. Medzi takéto zariadenie patrí: [6]

- zariadenie zabezpečujúce chladenie motora a dynamometra
- ventilačné zariadenie a zariadenie na úpravu teploty a vlhkosti vzduchu
- zariadenie na monitorovanie teplôt

- zariadenie na meranie emisií a odvod výfukových plynov
- zariadenie na meranie spotreby paliva



Obr. 44 Motorová skúšobňa PowerTest [19]

6.1.2 Motorová brzda

Motorové brzdy sú základným vybavením každej motorovej skúšobne. Meraný spaľovací motor spojený s dynamometrom pomocou spojovacieho hriadeľa prenáša krútiaci moment na hriadeľ dynamometra, ktorý proti krútiacemu momentu motora pôsobí brzdným momentom. Veľkosť brzdného momentu sa určí pomocou deformačného členu – tenzometrom. Najčastejšie používané typy dynamometrov:

- hydraulické brzdy
- elektromagnetické vírivé brzdy
- elektrické (elektrodynamické) brzdy

Detailné zoznámenie konštrukcie každého typu dynamometra by bolo veľmi zdĺhavé, z hľadiska hlavných cieľov práce nepodstatné. Pri vypracovaní tejto práce bolo uvažované použitie elektrickej motorovej brzdy typu MEZ V125, ktorá je dostupná na ústave ÚADI. Hlavné parametre dynamometra boli používané vo výpočtoch spojenia motor – dynamometer.

6.2 Spojenie motora s dynamometrom

Pre spojenie spaľovacieho motora s dynamometrom sa využívajú spojovacie hriadele. Rôzne typy spojovacích hriadelov musia splniť niekoľko požiadaviek z dôvodu bezpečnej prevádzky celej sústavy. Je nevyhnutné, aby zabezpečili prevod krútiaceho momentu v celom spektre otáčok motora, boli schopné kompenzovať axiálnu, radiálnu a uhlovú výchylku systému.

Spojovacie hriadele všeobecne je možné rozdeliť na torzne tuhé a pružné. Použitie daného typu hriadeľa závisí vždy od vlastností sústavy motora – dynamometra. V praxi sa vyskytujú – ako najčastejšie používané typy spojovacích hriadelov – hriadele kardanové a tzv. hriadele CV (constant-velocity). [5]

V prípade prítomnosti vyššej nepravidelnosti chodu (motor s malým počtom valcov) a výskytu väčšieho torzného namáhania – napr. pri dosiahnutí rezonančných otáčok – čo by ovplyvnila únavový život spojenia sa často používajú tlmené spojovacie hriadele – vybavené pružnou spojkou.

6.2.1 Pružné spojky

Pružné spojky sa skladajú spravidla z dvoch kotúčov – hnaný a hnací – ktoré sú spojené pružným elementom, vyrobeného z pružného materiálu (napr. guma, oceľ, plast). Sú používané pri spojeniach medzi hnacím a hnaným strojom, takto vzniká nový torzný systém. Ovplyvňujú kritické otáčky sústavy, znižujú nebezpečné torzné kmitanie a umožňujú spojenie hnacieho a hnaného stroja pri prítomnosti axiálnych, radiálnych a uhlových výchyliek. [7]

Krútiaci moment, pôsobiaci na pružnú spojkou vyvolá pružnú deformáciu pružného elementu a vzájomné natočenie kotúčov o daný uhol. Pri deformácii pružných elementov dochádza k akumulácii energie. Veľkosť tejto energie určuje schopnosť znižovať rázy. V pružných elementoch dochádza k pohlteniu energie rázu a následná premena akumulovanej energie na teplo vnútorným trením v pružných elementoch. [7]

Základná charakteristika pružných spojok sa určí meraním vzájomného natočenia hnacieho a hnaného kotúča spojky pri pôsobení rôznych zaťažovacích momentov. Zásadné vlastnosti pružných spojok sú tlmenie a torzná tuhosť – statická a dynamická. Statická torzná tuhosť ja charakterizujúca len v prípade, keď frekvencia zmeny krútiaceho momentu je malá. V ostatných prípadoch sa uvažuje dynamická torzná tuhosť. Tlmenie a dynamická torzná tuhosť spojky sú závislé na frekvencii zaťažovania, preto výrobcom najčastejšie uvedené hodnoty sú pomerné tlmenie a tzv. nakmitávací súčiniteľ, ktoré nie sú závislé na frekvencii zaťažovania. [7]

6.3 Spojovací element pre jednovalcový motor

Ako už bolo naznačené, návrh spojovacieho elementu pre jednovalcový motor je problematický z dôvodu veľkej nerovnomernosti chodu motora, k čomu odpovedá vypočítaný priebeh krútiaceho momentu (obr. 27). Táto nerovnomernosť spôsobí veľké zaťaženie nielen kľukového hriadeľa, ale aj spojovacieho hriadeľa pri meraní motora na skúšobnom stanovišti a ovplyvňuje jeho únavový život.

Nasledujúca kapitola obsahuje výber spojovacieho hriadeľa a návrh spojenia jednovalcového motora s vybraným dynamometrom MEZ V125.

6.3.1 Výber spojovacieho hriadeľa s pružnou spojkou

Ako spojovací element pre modifikovaný jednovalcový motor bol zvolený spojovací hriadeľ vybavený pružnou spojkou od výrobcu Reich z dôvodu širokej škály dynamickej tuhosti ponúkaných pružných spojok. Hriadeľ na strane zotrvačníka motora je opatrený homokinetickým kĺbom pre zaistenie kompenzácie axiálnych, radiálnych a uhlových výchyliek. Pružná spojka sa nachádza na strane dynamometra a zabezpečuje bezpečnú prevádzku počas skúšania.

Z radu dostupných spojovacích hriadeľov bolo nutné určiť vhodný pre aplikáciu danej sústavy motora – dynamometra. Cieľom bolo, aby hodnoty kritických otáčok jednouzlového kmitania sa znížili pod oblasti prevozných otáčok motora. Dôvodom je, že výdatnosť kmitov v tomto prípade je omnoho väčšia, ako u dvojuzlového kmitania, čo by znemožnila prevádzku danej sústavy a mohla viesť k deštrukcii spojenia.

Pre zistenie optimálnej hodnoty dynamickej torznej tuhosti pružnej spojky bola vytvorená citlivostná analýza dostupných hodnôt. Bola skúmané pružné spojky s najnižšou dynamickou tuhosťou postupne až k vyšším. Nasledujúca tabuľka (tab. 9) znázorňuje kritické otáčky jednouzlového a dvojuzlového kmitania u jednotlivých pružných spojok s rôznou dynamickou torznou tuhosťou. Vzhľadom na veľkú nerovnomernosť chodu jednovalcových motorov všeobecne platí, že sa aplikuje pružná spojka s čo najmenšou torznou tuhosťou. Ako bolo očakávané, najvhodnejšia hodnota dynamickej torznej tuhosti pružnej spojky je tá najnižšia, ktorá je ešte schopná bezpečne prenášať krútiaci moment motora. Postup výpočtu torznej sústavy sa nachádza v prílohe tejto práce (príloha 2).

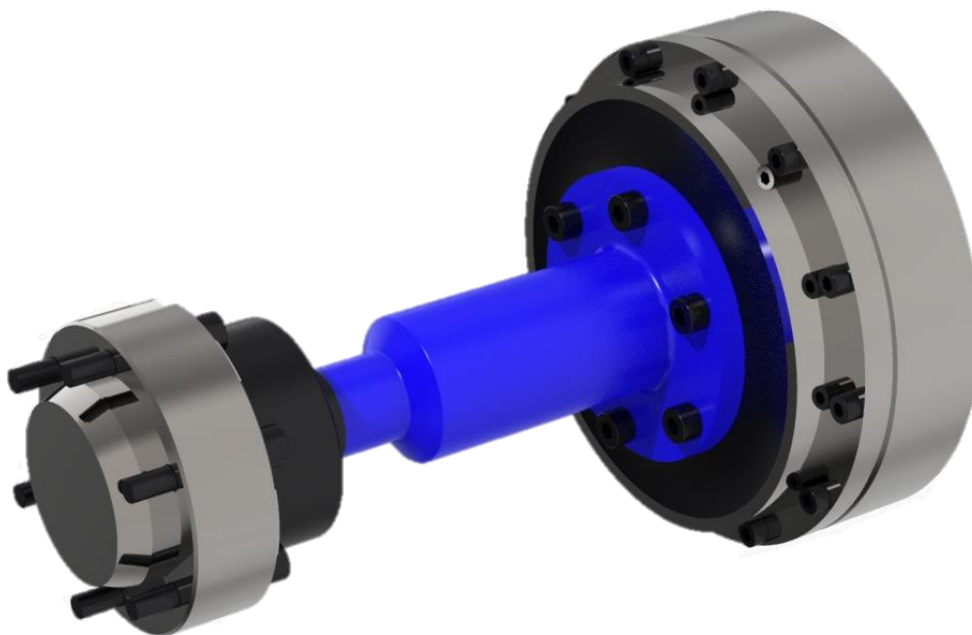
Z tabuľky vyplýva, že narastajúcou hodnotou tuhosti pružnej spojky rastú aj kritické otáčky jednouzlového kmitania, čo je nežiadané. Tiež je zrejmé, že pri použití pružnej spojky s tuhosťou $600 \text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{rad}^{-1}$ kritické otáčky jednouzlového kmitania sa nachádzajú v blízkosti voľnobežných otáčok motora a použitím väčšej hodnoty kritické otáčky jednouzlového kmitania už interferujú s prevoznými otáčkami.

Tab. 9 Kritické otáčky v závislosti na tuhosti pružnej spojky

κ	C_{Tdyn}							
	280 N·m·rad ⁻¹		600 N·m·rad ⁻¹		1500 N·m·rad ⁻¹		4800 N·m·rad ⁻¹	
	n_{1kr}	n_{2kr}	n_{1kr}	n_{2kr}	n_{1kr}	n_{2kr}	n_{1kr}	n_{2kr}
[-]	[min ⁻¹]	[min ⁻¹]	[min ⁻¹]	[min ⁻¹]	[min ⁻¹]	[min ⁻¹]	[min ⁻¹]	[min ⁻¹]
0,5	522	40224	764	40224	1208	40224	2160	40228
1	261	20112	382	20112	604	20112	1080	20114
1,5	174	13408	255	13408	403	13408	720	13409
2	131	10056	191	10056	302	10056	540	10057
2,5	104	8045	153	8045	242	8045	432	8046
3	87	6704	127	6704	201	6704	360	6705
3,5	75	5746	109	5746	173	5746	309	5747
4	65	5028	96	5028	151	5028	270	5029
4,5	58	4469	85	4469	134	4469	240	4470
5	52	4022	76	4022	121	4022	216	4023
5,5	47	3657	69	3657	110	3657	196	3657
6	44	3352	64	3352	101	3352	180	3352
6,5	40	3094	59	3094	93	3094	166	3094
7	37	2873	55	2873	86	2873	154	2873
7,5	35	2682	51	2682	81	2682	144	2682
8	33	2514	48	2514	76	2514	135	2514
8,5	31	2366	45	2366	71	2366	127	2366
9	29	2235	42	2235	67	2235	120	2235
9,5	27	2117	40	2117	64	2117	114	2117
10	26	2011	38	2011	60	2011	108	2011
10,5	25	1915	36	1915	58	1915	103	1916
11	24	1828	35	1828	55	1828	98	1829
11,5	23	1749	33	1749	53	1749	94	1749
12	22	1676	32	1676	50	1676	90	1676
12,5	21	1609	31	1609	48	1609	86	1609
13	20	1547	29	1547	46	1547	83	1547
13,5	19	1490	28	1490	45	1490	80	1490
14	18	1437	27	1437	43	1437	77	1437
14,5	18	1387	26	1387	42	1387	74	1387
15	18	1341	25	1341	40	1341	72	1341

Z dôvodu vyššie uvedených bola vybraná pružná spojka s tuhosťou $280 \text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{rad}^{-1}$, čo zabezpečuje, aby nedošlo k jednouzlovému kmitaniu torznej sústavy. Podobne ako aj pri výpočte náhradnej torznej sústavy modifikovaného motora (kapitola 5.8), aj v tomto prípade dochádza ku kmitaniu od rádu 9,5. Kritické otáčky trojzlového kmitania sú vysoké, nenachádzajú sa v oblasti prevozných otáčok motora.

Nasledujúci obrázok znázorňuje model používaného spojovacieho hriadeľa s pružnou spojkou.



Obr. 45 Spojovací hriadeľ s pružnou spojkou

6.3.2 Návrh prídavných spojovacích elementov

Pre zabezpečenie spojenia zotrvačníka motora a rotora dynamometra so spojovacím hriadeľom bolo nutné navrhnuť prídavné spojovacie elementy.

Vstupné parametre pre prvý adaptér, nachádzajúci sa na strane motora medzi zotrvačníkom a spojovacím hriadeľom, boli používané ako východiskový bod známe rozmery a počet používaných skrutiek, ich rozstupová kružnica, rozmery skrutiek slúžiacich na montáž spojovacieho hriadeľa a ich rozstupová kružnica. Podľa daných vstupných parametrov bol navrhnutý adaptér na spojenie spojovacieho hriadeľa na strane motora, čo znázorňuje nasledujúci obrázok (obr. 46).



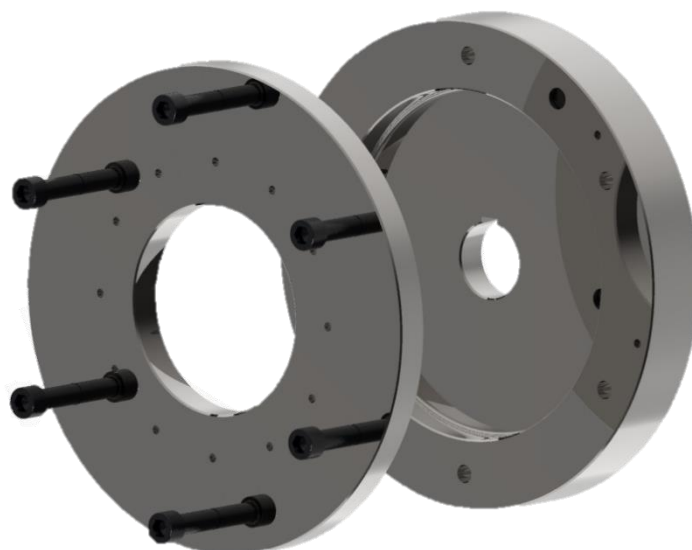
Obr. 46 Prídavné spojovacie elementy na strane motora

Z dôvodu montovateľnosti bolo treba spojovací element navrhnuť z dvoch častí. Jednotlivé časti sú spojené skrutkami, ktoré sa nachádzajú po obvode súčasti. Upevnenie na náhonový koniec kľukového hriadeľa je zabezpečené skrutkami s totožnou veľkosťou a rozstupovou kružnicou, čím sú kľukový hriadeľ a zotrvačník opatrené pri výrobe, takto modifikácia tejto časti nie je potrebná. Hlavy skrutiek sú zapustené, aby neznemožnili montáž. Súosovosť pri montáži zotrvačníka spolu s prídavným spojovacím elementom na náhonový koniec kľukového hriadeľa umožňuje priechnú diera určená pre kolík. Nasledujúci obrázok (obr. 47) znázorňuje prídavný spojovací element v montovanom stave.



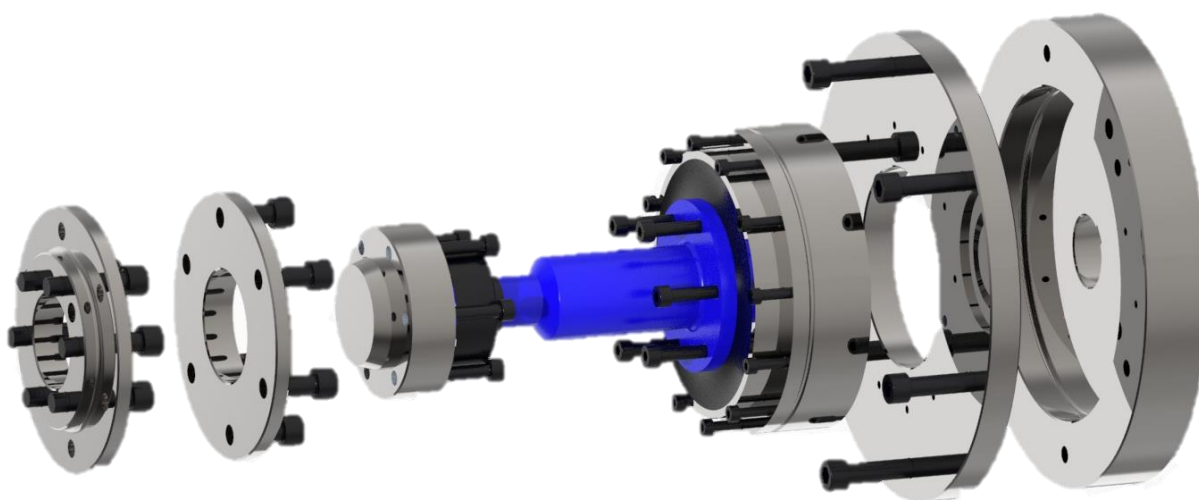
Obr. 47 Prídavný spojovací element na strane motora

Druhý adaptér, nachádzajúci sa na strane dynamometra, bol navrhnutý na základe známych rozmerov výstupného hriadeľa rotora dynamometra a rozstupovej kružnice skrutiek slúžiacich na upevnenie spojovacieho hriadeľa s pružnou spojkou. Z dôvodu umožnenia montáže bol prídavný element navrhnutý z dvoch častí, ktoré sú spojené skrutkami po obvode súčastí, podobne ako prídavný spojovací element na strane motora. Súosovosť pri montáži zabezpečuje kužeľová časť výstupného hriadeľa dynamometra.



Obr. 48 Prídavný spojovací element na strane dynamometra

Spojovací hriadeľ s pružnou spojkou a prídavnými spojovacími elementami je znázornený na nasledujúcom obrázku (obr. 49).



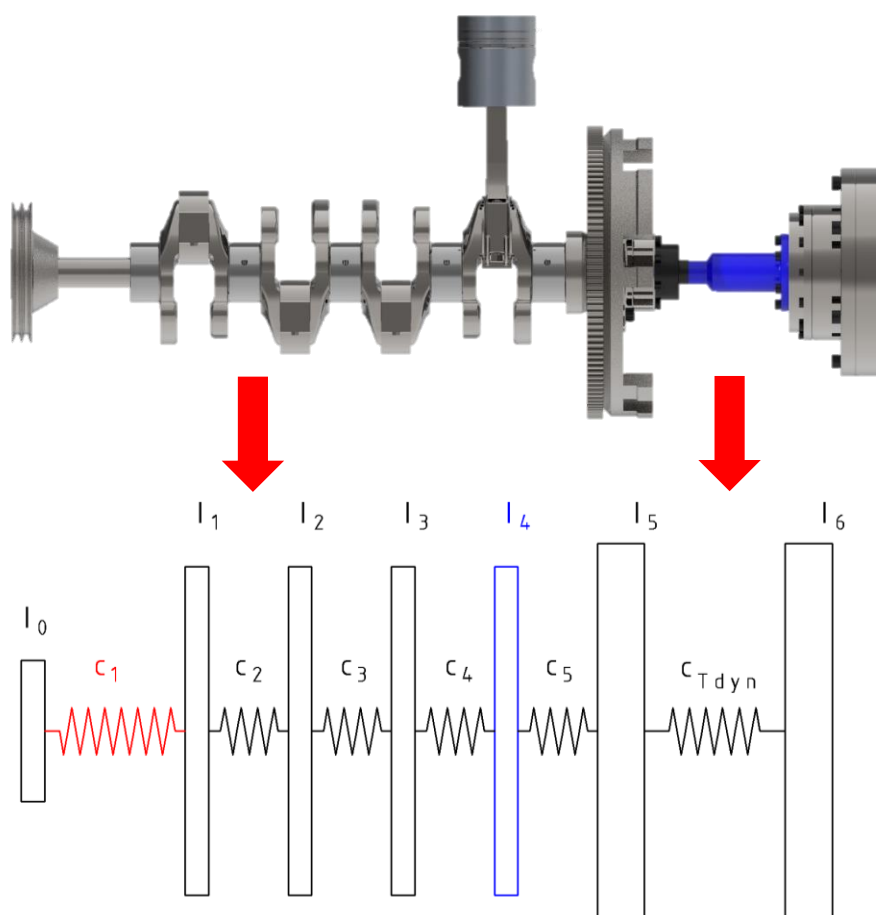
Obr. 49 Spojovací hriadeľ s pružnou spojkou a adaptérmi

6.4 Torzné kmitanie s dynamometrom

Pre zistenie kritických otáčok a prevádzkyschopnosť celej pohonnej jednotky spojený s dynamometrom bol prevedený výpočet vlastných frekvencií a torzné namáhanie náhradnej torznej sústavy.

6.4.1 Torzná sústava kľukového mechanizmu s pružnou spojkou

Torzna sústava popísaná v predchádzajúcich kapitolách ostala nezmenená, len bola doplnená ďalším úsekom, ktorý predstavuje spojovací hriadeľ a rotor dynamometra. Vznikla tak náhradná torzná sústava, znázornená na obrázku.



Obr. 50 Náhradná torzná sústava kľukového mechanizmu so spojovacím hriadeľom

Po výbere pružnej spojky d vhodnou torznou tuhosťou a návrhu prídavných spojovacích elementov boli zistené momenty zotrvačnosti jednotlivých častí pomocou softwaru Creo 4.0. Pri náhrade skutočnej torznej sústavy momenty zotrvačnosti adaptéru na strane motora a časť spojovacieho hriadeľa boli pripočítané k momentu zotrvačnosti náhradného kotúča torznej sústavy predstavujúci zotrvačník. Podobne, momenty zotrvačnosti časti spojovacieho hriadeľa adaptéru na strane dynamometra

boli pripočítané k momentu zotrvačnosti rotora dynamometra. Spojenie medzi dvomi kotúčmi náhradnej torznej sústavy predstavuje nehmotný hriadeľ so známou torznou tuhosťou.

Nasledujúca tabuľka znázorňuje hodnoty momentov zotrvačnosti spojovacieho hriadeľa, rotora dynamometra a prídavných spojovacích elementov (tab. 10). Výpočet náhradnej torznej sústavy bol prevedený podobne ako v predchádzajúcich častiach tejto práce, jej podrobný popis sa nachádza v kapitole č. 5.7.

Tab. 10 Zistené parametre pre výpočet torznej sústavy

	Moment zotrvačnosti [kg·m ²]
Adaptér na strane zotrvačníka	0,012
Hriadeľ na strane zotrvačníka	0,004
Adaptér na strane dynamometra	0,257
Hriadeľ na strane dynamometra	0,010
Rotor dynamometra	0,400

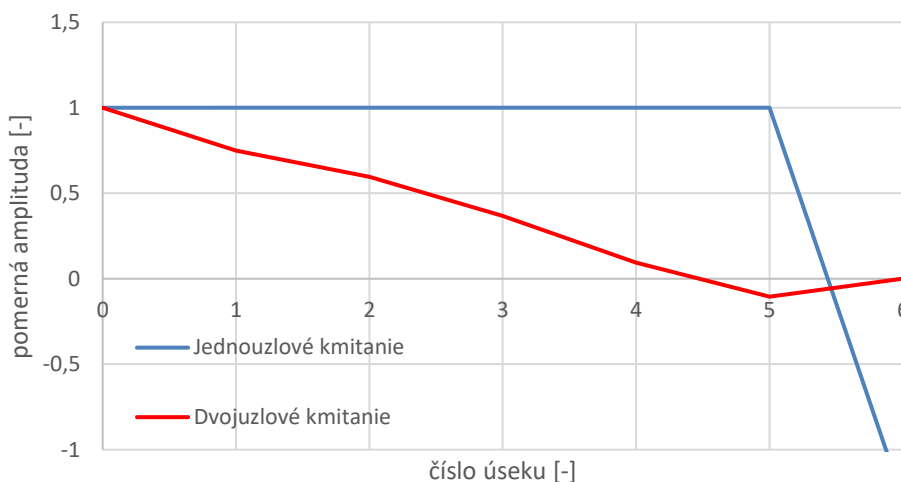
6.4.2 Výsledky výpočtu torznej sústavy s pružnou spojkou

Výsledky výpočtu torznej sústavy – vlastné frekvencie a tvary torzného kmitania – znázorňuje tabuľka a graf uvedený nižšie.

Tab. 11 Vlastné frekvencie torzného kmitania s pružnou spojkou

	f_i [Hz]	n_i [min ⁻¹]
1. vlastná frekvencia	4,3	261
2. vlastná frekvencia	335,2	20112
3. vlastná frekvencia	706,1	42365

Tvary kmitania



Obr. 51 Tvary kmitania torznej sústavy s pružnou spojkou

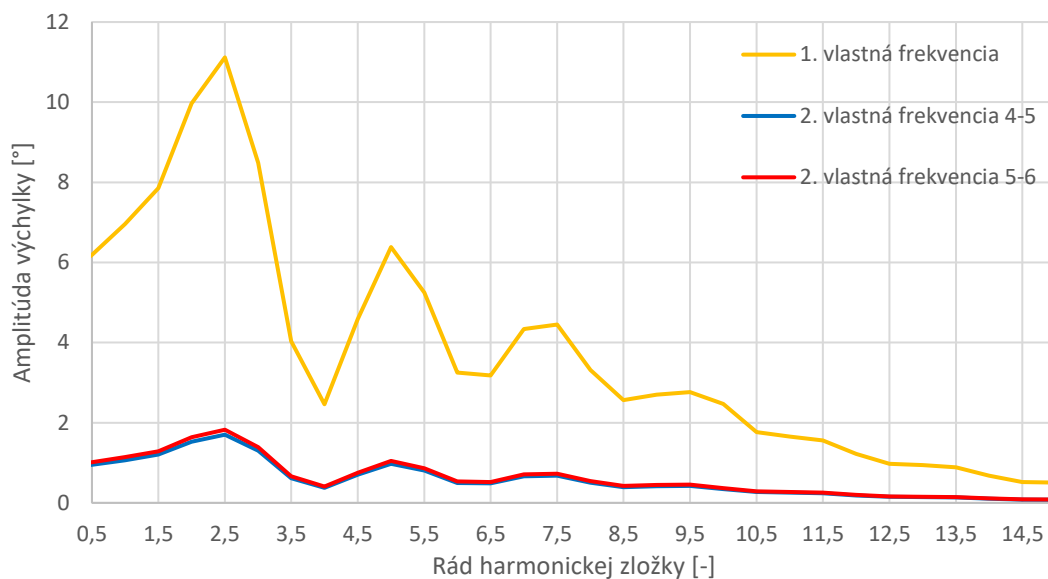
Ako z grafu je zrejmé, pri jednouzlovom kmitaníu celý kľukový mechanizmus kmitá torzne ako jeden celok, vibračný uzol sa nachádza v mieste spojenia motora s dynamometrom. K jednouzlovému kmitaníu avšak nedochádza, prvá vlastná frekvencia sústavy je príliš nízka. Dochádza len k dvojuzlovému kmitaníu od rádu 9,5, kde vlastné frekvencie torzného kmitania sa nachádzajú v oblasti prevozných otáčok motora. Vlastná frekvencia trojuzlového kmitania je príliš vysoká, prevozné otáčky motora sa nenachádzajú v tejto oblasti.

Kritické otáčky modifikovaného motora s vybranou pružnou spojkou spojeného s dynamometrom sú znázornené v tabuľke vyššie (tab. 9).

Obecne platí, že vyššie rády torzného kmitania sú prijateľnejšie z hľadiska výdatnosti kmitov. Spojením motora s dynamometrom použitím pružnej spojky spôsobilo, že frekvencie nebezpečných torzných kmitov s príliš veľkými výchylkami boli posunuté pod oblasti prevozných otáčok motora. Bolo avšak nutné kontrolovať torzné výchylky systému, ktoré vyskytujú počas skúšania motora. Preto, podobne ako v kapitolách vyššie, boli vypočítané torzné výchylky voľného konca kľukového hriadeľa. Výsledky znázorňuje graf nižšie (obr. 52). Ako už bolo spomínané, k dvojuzlovému kmitaníu dochádza len od rádu 9,5 a vyššie, preto o nižších rádoch sa neuvažuje.

V porovnaní s modifikovaným motorom bez spojenia s dynamometrom je možné konštatovať, že torzné výchylky dosahujú veľmi podobné hodnoty. Z dôvodu, že ide o dvojuzlové kmitanie, je potreba zistiť veľkosti torzných výchyliek v oboch vibračných uzloch, pri ďalších výpočtoch by sa uvažovala väčšia hodnota.

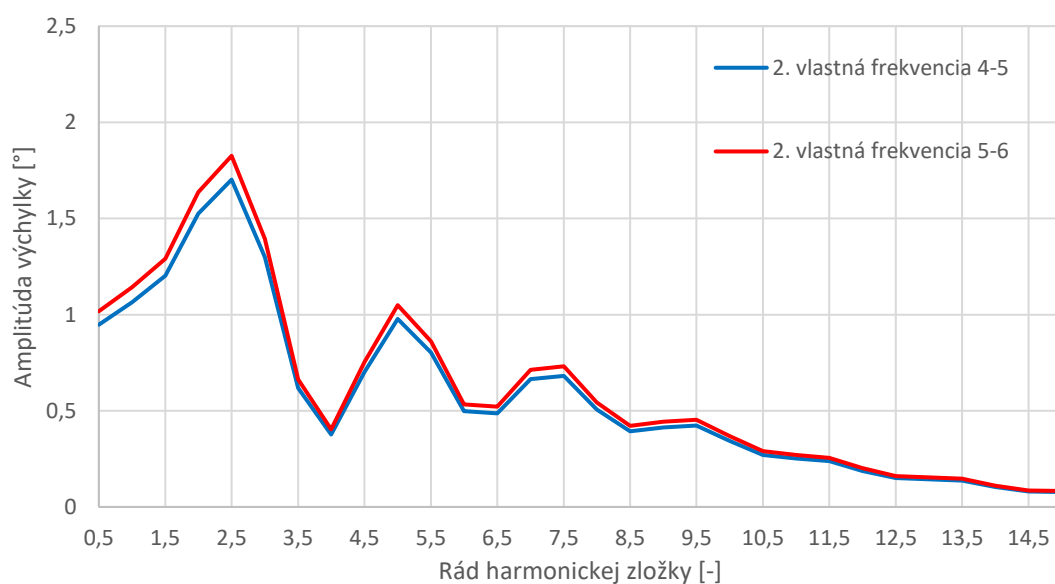
Výchylky voľného konca



Obr. 52 Torzné výchylky voľného konca

Veľkosti torzných výchyliek pri dvojzuzlovom kmitaní pre lepšiu názornosť sú zobrazené detailnejšie v obr. 53. Z grafu je zrejmé, že torzné výchylky na úseku spojenia dosahujú väčšie hodnoty, ako torzné výchylky na úseku medzi posledným zalomením a zotrvačníkom motora.

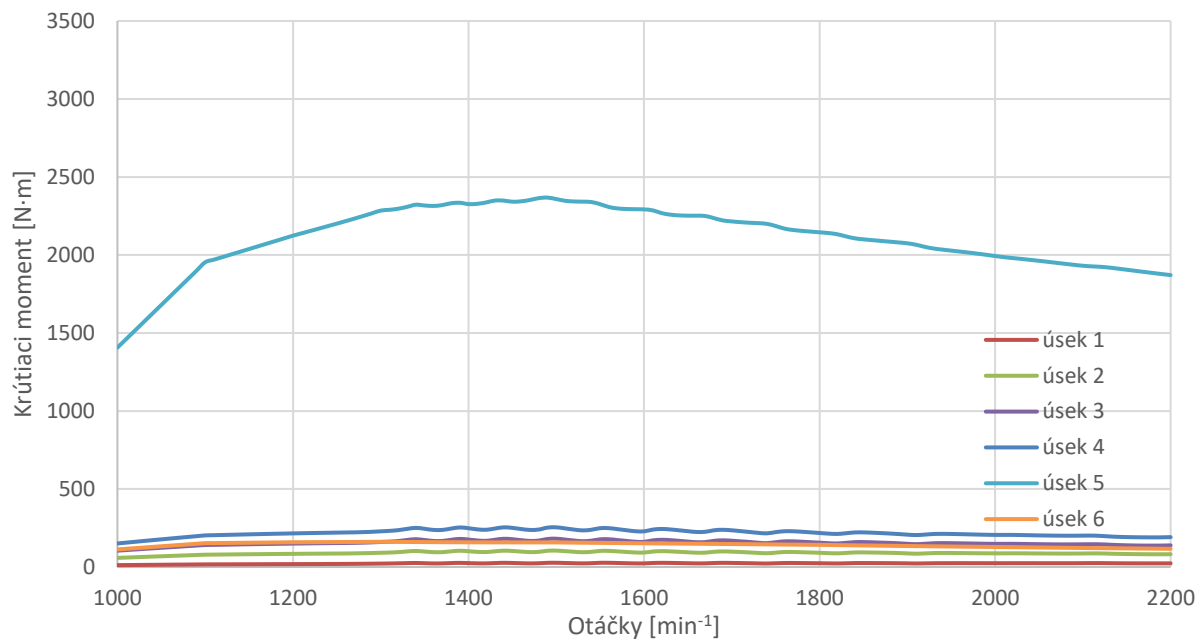
Výchylky voľného konca



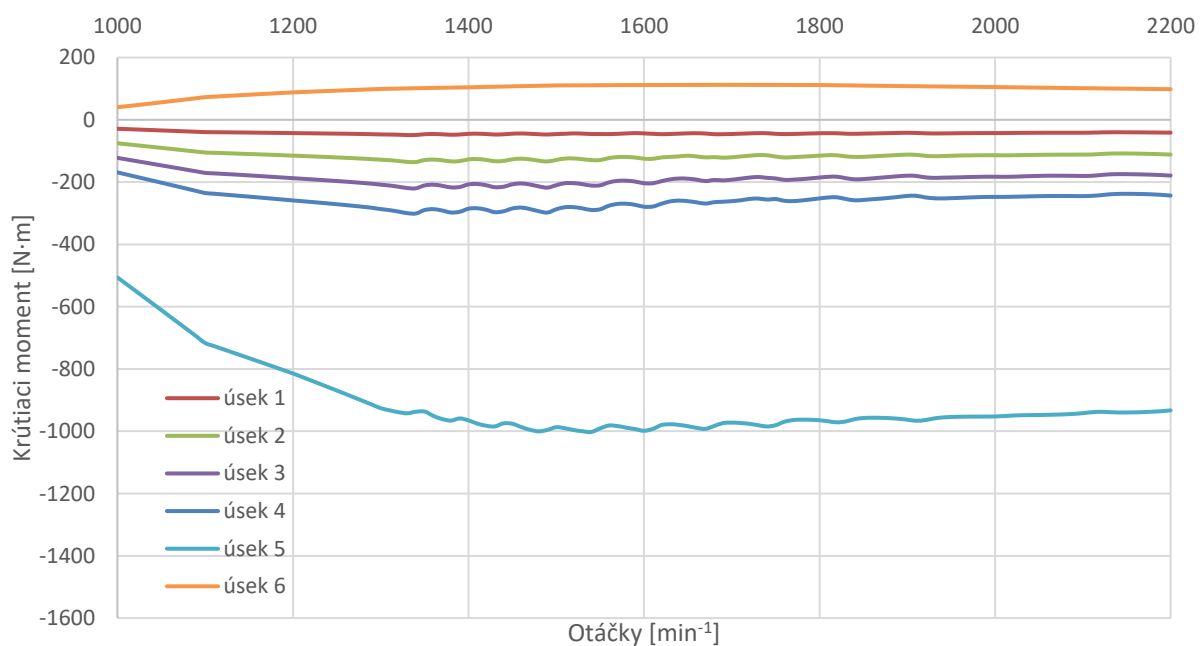
Obr. 53 Torzné výchylky voľného konca pre dvojzuzlové kmitanie

6.4.3 Torzné namáhanie sústavy s pružnou spojkou

Pre zistenie torzného namáhania celej torznej sústavy motor – dynamometer bol prevedený výpočet krútiacich momentov v jednotlivých úsekoch v celom pracovnom rozsahu otáčok motora, podobne ako v predchádzajúcej kapitole (kapitola 5.8). Torzná sústava bola doplnená o zistených parametrov spojovacích elementov a hriadeľa s pružnou spojkou, popísanou v kapitole 6.3.



Obr. 54 Maximálne periodické momenty motora v spojení s dynamometrom v kladnom smere



Obr. 55 Maximálne periodické momenty motora v spojení s dynamometrom v zápornom smere

Priebehy krútiacich momentov v jednotlivých úsekoch znázorňujú grafy vyššie. Z jednotlivých grafov je zrejmé, že namáhanie kľukového hriadeľa po spojení s dynamometrom ostala takmer nezmenená, rozdiel je zanedbateľný a neovplyvňuje únavový život kľukového hriadeľa, preto jeho ďalší výpočet nebol prevedený.

Významným výstupom výpočtu je krútiaci moment namáhajúci spojovací hriadeľ počas prevádzky skúšobného motora. Veľkosť týchto krútiacich momentov ovplyvňujú únavový život spojky, preto z tohto dôvodu bolo nutné previesť kontrolný výpočet.

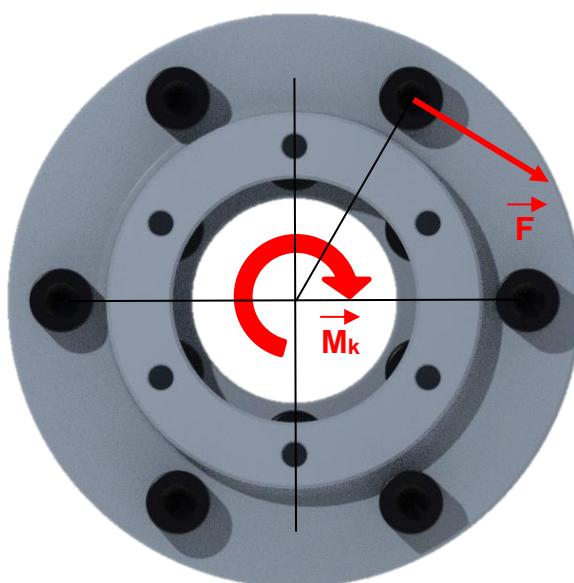
Tab. 12 Hodnoty krútiaceho momentu v spojení

	M_k [N·m]
Maximum v kladnom smere	162
Maximum v zápornom smere	112

6.5 Overenie spojenia motora s dynamometrom

6.5.1 Kontrola skrutkových spojov

Po návrhu prídavných spojovacích elementov bola prevedená kontrola skrutkového spoja jednotlivých častí z dôvodu zaistenia bezpečného prenášania krútiaceho momentu spojovacím hriadeľom. Skrutkové spoje prídavných spojovacích elementov sú zaťažené počas prevádzky motora krútiacim momentom, ktorý bol zistený v predchádzajúcej kapitole. Výpočet uvažuje maximálny prenášaný krútiaci moment a zohľadňuje počet a typ používaných skrutiek. Pri pôsobení krútiaceho momentu skrutky sú zaťažované silou, pôsobiace kolmo na ich os (obr. 56).



Obr. 56 Zaťaženie skrutkového spoja

Prevádzková sila, pôsobiaca na jednu zo skrutiek sa stanovuje z rovnice: [4]

$$F = \frac{2 \cdot M_{kmax}}{D_r \cdot i_s} \quad [\text{N}] \quad (66)$$

kde F [N] je prevádzková sila
 M_{kmax} [N·m] je maximálny krútiaci moment v spojke
 D_r [m] je priemer rozstupovej kružnice skrutiek
 i_s [-] je počet používaných skrutiek

Potrebná sila predpätia jednej skrutky sa vypočíta nasledovne: [4]

$$F_i = \frac{k_n \cdot F}{f_s} \quad [\text{N}] \quad (67)$$

kde F_i [N] je sila predpätia
 F [N] je prevádzková sila
 k_n [-] je návrhový súčiniteľ bezpečnosti
 f_s [-] je súčiniteľ trenia medzi dvomi priskrutkovanými časťami

Moment potrebný pre prekonanie trenia v závitoch skrutky sa určí nasledovne: [4]

$$M_z = \frac{F_i \cdot d_2}{2} \cdot \left[\frac{P + \pi \cdot f \cdot d_2 \cdot \sec(\alpha_z/2)}{\pi \cdot d_2 - f \cdot P \cdot \sec(\alpha_z/2)} \right] \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (68)$$

kde M_z [N·m] je moment potrebný pre prekonanie trenia v závitoch
 F_i [N] je sila predpätia
 d_2 [m] je stredný priemer závit
 P [m] je stúpanie závit
 f [-] je súčiniteľ trenia v závitoch
 α_z [°] je uhol profilu metrického závit

Napätie od sily predpätia je dané rovnicou: [4]

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_s} \quad [\text{Pa}] \quad (69)$$

kde σ_i [Pa] je napätie od sily predpätia
 F_i [N] je sila predpätia
 A_s [m²] je výpočtový prierez skrutky

Šmykové napätie sa určí pomocou rovnice: [4]

$$\tau = \frac{16 \cdot M_z}{\pi \cdot d_3^3} \quad [\text{Pa}] \quad (70)$$

kde τ [Pa] je šmykové napätie
 M_z [N·m] je moment potrebný pre prekonanie trenia v závitoch
 d_3 [m] je malý priemer závitov vo vrchole zaoblenia dna

Redukované napätie potom z podmienky HMM: [4]

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_i^2 + 3 \cdot \tau^2} \quad [\text{Pa}] \quad (71)$$

kde σ_{red} [Pa] je redukované napätie
 σ_i [Pa] je napätie od sily predpätia
 τ [Pa] je šmykové napätie

Výsledný súčiniteľ bezpečnosti sa vypočíta nasledovne: [4]

$$k_k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{red}} \quad [-] \quad (72)$$

kde k_k [-] je súčiniteľ bezpečnosti voči medznému stavu pružnosti
 $R_{p0,2}$ [Pa] je zmluvná medza klzu

Ďalej bola prevedená kontrola závitov na otláčenie, tlak v závitoch sa určí podľa: [4]

$$p = \frac{F_i}{n_z \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - D_1^2)} \quad [\text{Pa}] \quad (73)$$

kde p [Pa] je tlak v závitoch
 F_i [N] je sila predpätia
 n_z [-] je počet závitov v zábere
 d [m] je menovitý priemer skrutky
 D_1 [m] je malý priemer závitov matice

Tlak získaný podľa rovnice (73) sa porovnáva s dovolenými hodnotami tlakov v závitoch, čo znamená, že platí rovnica: [4]

$$p < p_{dov} \quad [\text{Pa}] \quad (74)$$

kde p [Pa] je tlak v závitoch
 p_{dov} [Pa] je dovolený tlak v závitoch

Podrobná výpočtová kontrola skrutkových spojov pre jednotlivé prídavné spojovacie elementy sa nachádzajú v prílohe č. 2 tejto práce. Podľa výsledkov znázornených v tabuľke nižšie (tab. 13) je zrejmé, že skrutkové spoje sú predimenzované.

Tab. 13 Výsledky kontrolného výpočtu skrutkových spojov

Veličina	Hodnota	Jednotka
k_{k1}	8,3	[-]
k_{k2}	15,3	[-]
p_1	25,3	[MPa]
p_2	4,0	[MPa]
p_{dov}	150	[MPa]

6.5.2 Kontrola pružnej spojky

Pre zabezpečenie bezpečnej prevádzky motora počas skúšania a dlhú životnosť spojenia je nevyhnutné kontrolovať spojovací hriadeľ s pružnou spojkou z hľadiska únavy.

Overenie spojenia motora s dynamometrom bola vykonaná na základe postupu výpočtu odporúčaného výrobcom. Pre samotný výpočet slúžili získané hodnoty popísané v predchádzajúcej kapitole – priebeh krútiaceho momentu v spojeniach v celom rozsahu otáčok motora.

V prvom kroku bolo nutné kontrolovať, aby nominálny krútiaci moment v pružnej spojke nedosiahol výrobcom stanovenú maximálnu dovolenú hodnotu pri prevádzke motora spojeného s dynamometrom. [18]

$$T_{AN} = M_{kspoj} \cdot S_t \cdot S_B \quad [\text{N}\cdot\text{m}] \quad (75)$$

- kde T_{AN} [N·m] je nominálny krútiaci moment
 M_{kspoj} [N·m] je maximálny krútiaci moment v spojke
 S_t [-] je súčiniteľ teploty
 S_B [-] je súčiniteľ prevádzky

Aby nedošlo k poškodeniu spojky musí platiť rovnosť: [18]

$$T_{KN} \geq T_{AN} \quad [\text{N}\cdot\text{m}] \quad (76)$$

kde T_{KN} [N·m] je maximálny dovolený krútiaci moment v spojke

T_{AN} [N·m] je nominálny krútiaci moment

Z tabuľky nižšie je zrejmé, že krútiaci moment so zahrnutím prevádzkových podmienok v spojke počas skúšania nedosiahne výrobcom stanovenú maximálnu dovolenú hodnotu.

Tab. 14 Výsledky kontrolného výpočtu spojenia

Veličina	Hodnota	Jednotka
M_{kspoj}	162	[N·m]
S_t	1,25	[-]
S_B	1,10	[-]
T_{KN}	250	[N·m]
T_{AN}	223	[N·m]

V druhom kroku bolo nutné kontrolovať spojku z hľadiska únavy, aby nedochádzalo k únavovým porušením a bola zabezpečená dlhá životnosť spojky. Postup výpočtu je podobný, ako v predchádzajúcom prípade, periodicky pôsobiaci únavový moment so zahrnutím prevádzkových podmienok nemôže presiahnuť výrobcom stanovenú hodnotu. [18] [20]

$$T_{KW} \geq T_W \quad [\text{N}\cdot\text{m}] \quad (77)$$

kde T_{KW} [N·m] je maximálny dovolený únavový moment v spojke

T_W [N·m] je únavový moment v spojke

Únavový moment počas prevádzky motora sa stanovuje podľa rovnice: [18] [20]

$$T_W = M_{ka} \cdot S_f \cdot S_t \quad [\text{N}\cdot\text{m}] \quad (78)$$

kde T_W [N·m] je únavový moment v spojke

M_{ka} [N·m] je amplitúda únavového momentu v spojke

S_f [-] je súčiniteľ frekvencie

S_t [-] je súčiniteľ teploty

Súčiniteľ frekvencie je závislý na pracovnom režime motora, v ktorom sa nachádza, jeho veľkosť sa vypočíta nasledovne: [18]

$$S_f = \sqrt{\frac{f_x}{10}} \quad [-] \quad (79)$$

kde S_f [-] je súčiniteľ frekvencie

f_x [-] je frekvencia otáčania

Z dôvodu konzervatívnosti výsledku pri kontrole spojenia z hľadiska únavy bola skúmaná len jedna hodnota súčiniteľa frekvencie pri najväčšej amplitúde únavového momentu v spojke, ku ktorému dochádza podľa predchádzajúcich výpočtov pri otáčkach 1100 min^{-1} .

Nasledujúca tabuľka zahŕňa uvažované vstupné hodnoty pre výpočet (tab. 15).

Tab. 15 Výsledky kontrolného výpočtu spojenia

Veličina	Hodnota	Jednotka
S_t	1,25	[-]
S_f	1,35	[-]
f_x	18,3	[Hz]
T_{kw}	80	[N·m]
T_w	68	[N·m]

Z prevedeného výpočtu bolo zistené, že k najväčšej amplitúde únavového momentu v spojke dochádza pri otáčkach 1100 min^{-1} , avšak táto maximálna hodnota nepresiahne výrobcom stanovenú maximálnu hodnotu.

Záver

Táto diplomová práca sa zaoberá modifikovaním existujúceho štvorvalcového vznetrového motora na skúšobný jednovalcový motor. Prvá, teoretická časť udáva stručný prehľad oblasti použitia a rôzne konštrukcie skúšobných motorov. Podľa poskytnutých podkladov práce boli vytvorené jednotlivé časti kľukového mechanizmu východiskového motora pomocou počítačového programu Creo 4.0, ktoré tvorili východiskový bod pre návrh modifikácie. Pri postupe bola uvažovaná ekonomická koncepcia – popísaná v teoretickej časti tejto práce – čo znamená, že okrem funkčnosti výsledného motora hlavnou prioritou je cena prestavby. Táto časť práce sa tiež zaoberá s vyvážením zotrvačných síl posuvných a rotujúcich častí, ktoré vznikli navrhnutou modifikáciou motora. Zotrvačné sily rotujúcich častí boli eliminované úplne použitím prídavných oceľových krúžok. Zotrvačné sily posuvných častí I. rádu boli zmenšené v rovine, ktorá je kolmá k osi valca až na polovicu pomocou teórie čiastočného vyváženia. Tým bolo zmenšené zaťaženie hlavných ložísk a uloženia motora v smere osi valca, ale zároveň sa zvyšovalo zaťaženie uloženia pohonnej jednotky v rovine, ktorá je kolmá k osi valca.

V druhej časti práce bola prevedená analýza kinematiky kľukového mechanizmu modifikovaného jednovalcového motora a síl pôsobiacich v mechanizme počas prevádzky motora, ktoré tvorili základ pre ďalšie postupy. Modifikovaný motor bol nahradený ekvivalentnou torznou sústavou. Pomocou momentov zotrvačnosti zistených z namodelovaných častí kľukového mechanizmu motora a vypočítaného priebehu krútiaceho momentu boli získané vlastné frekvencie a tvary torzného kmitania náhradnej torznej sústavy a tým i nebezpečné otáčky motora.

Nasledujúca časť obsahuje pevnostný výpočet kľukového hriadeľa pomocou MKP analýzy, ktorý bol prevedený prístupom LSA. Vstupné údaje predstavili výsledky získané z náhradnej torznej sústavy. Z vypočítaných výsledkov vyplýva, že nebezpečné miesto sa nachádza v rádiuse v mieste prechodu medzi posledným hlavným čapom a ramenom zalomenia. Kľukový hriadeľ vykazuje uspokojivú bezpečnosť voči vysokocyklovej únave 2,2 – modifikovaný jednovalcový motor je prevádzkyschopný.

Posledná, štvrtá časť sa zaoberá návrhom spojenia skúšobného motora s dynamometrom. Pre zabezpečenie spojenia bolo zvolené riešenie, ktoré sa najčastejšie aplikuje v praxi, spojenie pomocou spojovacieho hriadeľa. Z dôvodu montovateľnosti boli navrhnuté prídavné spojovacie elementy na základe známych parametrov zotrvačníka, spojovacieho hriadeľa a výstupného hriadeľa rotora dynamometra, ktoré zabezpečujú spojenie týchto častí.

Z dôvodu veľkej nerovnomernosti chodu jednovalcového motora spojovací hriadeľ je vybavený pružnou spojkou. Tuhosť spojky ovplyvňuje vlastné frekvencie sústavy,

preto navrhovaná spojka bola volená na základe prevedenej citlivostnej analýzy náhradnej torznej sústavy. Použitím mäkkejšej spojky motor sa pohybuje nad nebezpečnými rezonančnými otáčkami.

Po opätovnom riešení náhradnej torznej sústavy boli zistené vlastné frekvencie a tvary torzného kmitania, z ktorých vyplýva, že torzné výchylky počas kmitania mierne poklesli z dôvodu použitia pružnej spojky. Priebehy maximálnych periodických krútiacich momentov vykazujú veľmi podobné výsledky ako v predchádzajúcom prípade, preto pevnostná kontrola kľukového hriadeľa nebola znovu prevedená.

Zvolením príliš mäkkej spojky avšak by mohlo dochádzať k situácii, že počas prevádzky motora spojka nie je schopná prenášať účinkujúce dynamické zaťaženie, preto bolo nutné previesť overenie navrhnutého spojenia na základe odporúčania výrobcu pružnej spojky. Maximálne periodické krútiace momenty so zahrnutím prevádzkových podmienok nedosahujú maximálne dovolené hodnoty, sústava skúšobného jednovalcového motora v spojení s dynamometrom je použiteľný v celom spektre otáčok motora, bez ohrozenia únavového života spojenia.

Použitím výpočtového modelu vyššieho stupňa – využitím pružných telies na báze MKP v spojení s dynamickou simuláciou celej pohonnej jednotky v MBS systéme – by bolo možné kontrolovať zaťaženie bloku motora, hlavné ložiska či vybranú spojku napr. aj na oteplenie, čo je počas jej prevádzky nežiaduce. Naznačený postup výpočtu nebol prevedený, keďže zostavenie a použitie načrtnutého výpočtového modelu je časovo veľmi náročné a presahovalo by rozsah tejto práce.

Využitím naznačeného postupu je možné modifikovať existujúci štvorvalcový vznetrový motor na skúšobný jednovalcový motor, ktorý je prevádzkyschopný pri udržaní ceny a potrebný čas pre prestavbu na minimálnu úroveň. Takto získaný skúšobný motor môže prispieť k pokroku vo výskumoch bez náročných investícií. Výsledný jednovalcový skúšobný motor je využiteľný v oblasti skúmania spaľovania, mazania alebo môže byť užitočným prostriedkom pri skúmaní alternatívnych palív. Na druhej strane, z dôvodu preddefinovanej konštrukcie východiskového motora však chýba prispôsobiteľnosť a variabilita systému, preto využiteľnosť motora je obmedzená.

Zoznam použitých zdrojov

- [1] Kolektiv VÚNM a ČKD. Naftové motory čtyřdobé, 1. díl. SNTL - Státní nakladatelství technické literatury, Druhé vydání, Praha, 1962.
- [2] W. Ker Wilson. Practical Solution of Torsional Vibration Problems. Chapman Hall, London, 1942, vol. 1.
- [3] PÍŠTĚK, V., ŠTĚTINA, J. Pevnost a životnost. 1. vydání. Brno: VUT v Brně, 1993. 208 s. ISBN 80-214-0474-4.
- [4] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHE, Richard G. (Richard Gordon) BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s. : il. ; 26 cm. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [5] Powertrain instrumentation and test systems: development - hybridization - electrification. New York, NY: Springer Berlin Heidelberg, 2016. ISBN 978-3-319-32133-2.
- [6] ŠTĚRBA, Pavel, Jiří ČUPERA a Adam POLCAR. *Automobily Diagnostika motorových vozidel II*. Brno: Avid, 2011. ISBN 978-80-87143-19-3.
- [7] BOLEK, A., KREJČÍ, V. a kolektiv. *Hřídelové spojky*. Státní nakladatelství technické literatury, 1. vyd., Praha, 1967.
- [8] FENKL, Michael. *Spalování směsi vodíku se zemním plynem v zážehovém PSM*. Doktorská disertační práce. Technická Univerzita v Liberci 2012.
- [9] ASAD, U., KUMAR, R., HAN, X., ZHENG, M., Precise instrumentation of a diesel single-cylinder research engine. Volume 44, Issue 7 [online]. [cit. 2019-10-21]. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0263224111001163>
- [10] SCHOLZ, C., DROZDA, H., NÝDRLE, M. Piston Engine With Extremely Low Emissions [online]. [cit. 2019-10-21]. Dostupné z: <http://www.ksr.tul.cz/vz/dokumenty/VZ-MSM242100001/Poster-Nydrle.pdf>
- [11] NOVOTNÝ, P., Únavové poškození I (přednáška), Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2019.
- [12] Vopařil, Jan & Drápal, Lubomír & Novotny, Pavel. (2014). Aircraft Engine Crankshaft Optimisation. *Journal of Middle European Construction and Design of Cars*. 12. 1-6. 10.2478/mecdc-2014-0001.

- [13] ANSYS help [online]. [cit. 2019-10-21]. Dostupné z: https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v182/ans_thry/thy_el214.html
- [14] One Cylinder, a Hundred Applications. Press Release. [online]. [cit. 2019-10-21]. Dostupné z: <https://www.fev.com/en/coming-up/press/press-releases/news-article/article/one-cylinder-a-hundred-applications.html>
- [15] Ricardo Proteus 300 single cylinder research engine [online]. [cit. 2019-10-21]. Dostupné z: <https://ricardo.com/news-and-media/news-and-press/ricardo-single-cylinder-research-engine-will-suppo>
- [16] Research Engines and Compact Testbeds [online]. [cit. 2019-10-21]. Dostupné z: https://www.avl.com/combustion-measurement1/-/asset_publisher/gYjUpY19vEA8/content/single-cylinder-research-engines-compact-test-bed
- [17] Vznětový motor Zetor Z 1405 [online]. [cit. 2019-10-21]. Dostupné z: https://www.profistroje.cz/motor-zetor-z-1405_1713.html
- [18] Reich, TOK Coupling System Brochure [online]. [cit. 2019-10-21]. Dostupné z: <https://www.reich-kupplungen.com/en/products/highly-flexible-couplings/tok-coupling-system>
- [19] PowerTest Test Cell [online]. [cit. 2019-10-21]. Dostupné z: <https://powertestdyno.com/services/test-cell-design/>
- [20] Virtus Coupling Brochure [online]. [cit. 2019-10-21]. Dostupné z: <http://www.virtus.co.th/wp-content/uploads/2017/10/Torsional-Coupling.pdf>

Zoznam použitých skratiek a symbolov

Δa_i	[-]	pomerné nakrútenie hriadeľa
a	[m]	vzdialenosť hmotného bodu m_1 od ťažiska
a	[m·s ⁻²]	zrýchlenie piestu
a_i	[-]	pomerná amplitúda kmitov
A_s	[m ²]	výpočtový prierez skrutky
B	[m]	hrúbka ramena zalomenia
b	[m]	vzdialenosť hmotného bodu m_2 od ťažiska
c	[mm]	ložisková vôľa
CAD	[-]	Computer-aided Design
c_i	[N·m·rad ⁻¹]	torzná tuhosť i -tej časti hriadeľa
c_{Tdyn}	[N·m·rad ⁻¹]	dynamická torzná tuhosť
CV	[-]	constant-velocity
d	[m]	menovitý priemer skrutky
D_1	[m]	malý priemer závitú matice
D_{1rem}	[m]	vnútorný priemer časti hriadeľa
d_2	[m]	stredný priemer závitú
D_{2rem}	[m]	vonkajší priemer časti hriadeľa
d_3	[m]	malý priemer závitú vo vrchole zaoblenia dna
D_{hc}	[m]	priemer hlavného čapu
D_{oc}	[m]	priemer ojničného čapu
D_r	[m]	priemer rozstupovej kružnice skrutiek
D_{red}	[m]	redukovaný priemer
D_{roz}	[m]	priemer rozstupovej kružnice dier skrutiek
ENE	[-]	Extreme Low Emissions
f	[-]	súčiniteľ trenia v závitoch
F	[N]	prevádzková sila

F'_p	[N]	silá od tlaku plynov pôsobiaci na hlavu valca
F_c	[N]	celková silá pôsobiacá v osi valca
f_i	[Hz]	i-tá vlastná frekvencia torzného kmitania
F_i	[N]	silá predpätia
F_o	[N]	výsledná silá pôsobiacá v osi ojnice
F_{od}	[N]	odstredivá silá pôsobiacá v ojničnom čape
F_p	[N]	silá od tlaku plynov
F_p	[N]	silá od tlaku plynov pôsobiaci na dno piesta
F_{pmax}	[N]	maximálna silá od tlaku plynov
F_r	[N]	radiálna zložka výslednej sily
F_{rc}	[N]	celková radiálna silá
f_s	[-]	súčiniteľ trenia medzi dvomi priskrutkovanými časťami
F_S	[N]	zotrvačná silá pôsobiacá v osi valca
F_{sI}	[N]	zotrvačná silá posuvných častí I. rádu
F_{sII}	[N]	zotrvačná silá posuvných častí II. rádu
F_t	[N]	tangenciálna zložka výslednej sily
f_x	[-]	frekvencia harmonického rádu
G	[MPa]	modul pružnosti v šmyku
HMH	[-]	kritérium napätia podľa Huber-Mises-Hencky
I_{crem}	[kg·m ²]	celkový moment zotrvačnosti na strane remenice
$I_{czal,i}$	[kg·m ²]	celkový moment zotrvačnosti i-teho zalomenia
I_{czotr}	[kg·m ²]	celkový moment zotrvačnosti na strane zotrvačníka
igs	[-]	Initial Graphics Exchange Specification
I_{pos}	[kg·m ²]	moment zotrvačnosti rotujúcich častí ojnice
I_{pir}	[kg·m ²]	moment zotrvačnosti príruby na montáž zotrvačníka
I_{rem}	[kg·m ²]	moment zotrvačnosti remenice
I_{rot}	[kg·m ²]	moment zotrvačnosti rotujúcich častí ojnice
i_s	[-]	počet používaných skrutiek

I_{volk}	[kg·m ²]	moment zotrvačnosti voľného konca
$I_{zal,i}$	[kg·m ²]	moment zotrvačnosti i-teho zalomenia
I_{zotr}	[kg·m ²]	moment zotrvačnosti zotrvačníka
j	[-]	imaginárna zložka
k	[-]	celé číslo
K	[-]	súčiniteľ definujúci mieru pretransformovania
k	[N·mm ⁻¹]	tuhosť ložiska
k_{k1}	[-]	súčiniteľ bezpečnosti voči medznému stavu pružnosti pre spojenie na strane motora
k_{k2}	[-]	súčiniteľ bezpečnosti voči medznému stavu pružnosti pre spojenie na strane dynamometra
k_n	[-]	návrhový súčiniteľ bezpečnosti
l	[m]	dĺžka ojnice
l_{1rem}	[m]	dĺžka časti hriadeľa s priemerom D_{2rem}
l_{1zotr}	[m]	dĺžka koncovej časti kľukového hriadeľa
l_{2rem}	[m]	dĺžka dutej časti hriadeľa
L_{hc}	[m]	šírka hlavného čapu
l_{hcrem}	[m]	zostávajúca šírka hlavného čapu
l_{hczotr}	[m]	zostávajúca šírka hlavného čapu
L_{oc}	[m]	šírka ojničného čapu
I_{pred}	[m ⁴]	redukovaný polárny kvadratický moment
I_{pred}	[m ⁴]	redukovaný polárny kvadratický moment
$l_{red,i}$	[m]	redukovaná dĺžka i-tej časti hriadeľa
LSA	[-]	Local Stress Analysis
L_w	[m]	šírka ramena zalomenia
m_1	[kg]	redukovaná hmotnosť posuvných častí ojnice
m_2	[kg]	redukovaná hmotnosť rotujúcich častí ojnice
M_a	[N·m]	amplitúda harmonickej zložky

MBS	[-]	Multibody System
M_k	[N·m]	krútiaci moment motora
M_{ka}	[N·m]	amplitúda únavového momentu v spojke
M_{ki}	[N·m]	hodnota i-tej vzorky krútiaceho momentu
M_{kmax}	[N·m]	maximálny krútiaci moment v spojke
MKP	[-]	metóda konečných prvkov
M_{kspoj}	[N·m]	maximálny krútiaci moment v spojke
m_p	[kg]	hmotnosť posuvných častí
m_{psk}	[kg]	hmotnosť piestnej skupiny
m_r	[kg]	hmotnosť rotujúcich častí
m_v	[kg]	hmotnosť vývažku
M_z	[N·m]	moment potrebný pre prekonanie trenia v závitoch
n	[-]	počet vzoriek
n_i	[min ⁻¹]	i-tá vlastná frekvencia torzného kmitania
n_{ikrit}	[min ⁻¹]	kritická otáčka
n_z	[-]	počet závitov v zábere
P	[m]	stúpanie závitu
p	[Pa]	tlak v spaľovacom priestore
p_0	[Pa]	tlak v kľukovej skrini
p_1	[Pa]	tlak v závitoch pre spojenie na strane motora
p_2	[Pa]	tlak v závitoch pre spojenie na strane dynamometra
p_{dov}	[Pa]	dovolený tlak v závitoch
r	[m]	polomer kľukového hriadeľa
$R_{p0,2}$	[Pa]	zmluvná medza klzu
r_v	[m]	polomer ťažiska vývažkov od osi otáčania
s	[m]	dráha piestu
S_B	[-]	súčiniteľ prevádzky
S_f	[-]	súčiniteľ frekvencie

S_p	[m ²]	čelná plocha piestu
S_t	[-]	súčiniteľ teploty
T_{AN}	[N·m]	nominálny krútiaci moment
T_{KN}	[N·m]	maximálny dovolený krútiaci moment v spojke
T_{KW}	[N·m]	maximálny dovolený únavový moment v spojke
T_W	[N·m]	únavový moment v spojke
v	[m·s ⁻¹]	rýchlosť piestu
W_k	[N·m]	modul prierezu ojničného čapu
z	[-]	počet valcov motora
α_z	[°]	uhol profilu metrického závitú
α	[rad]	uhol natočenia kľukového hriadeľa
β	[rad]	uhol medzi osou valca a ojnice
ε_k	[-]	relatívna výdatnosť kmitov
λ	[-]	kľukový pomer
π	[-]	konštantný súčiniteľ
σ_1	[MPa]	lokálne napätie podľa kritéria von Mises
σ_{VM}	[MPa]	lokálne napätie podľa kritéria von Mises
Ω	[rad·s ⁻¹]	uhlová rýchlosť kmitania v rezonancii
ω	[rad·s ⁻¹]	uhlová rýchlosť otáčania kľukového hriadeľa
R_e	[MPa]	medza klzu materiálu
R_m	[MPa]	medza pevnosti materiálu
d_{vz}	[mm]	priemer skúšobnej vzorky hladkej tyče
k_u	[-]	súčiniteľ bezpečnosti voči vysokocyklovej únave
$k_{u,kal}$	[-]	výsledný súčiniteľ bezpečnosti
x	[mm]	vzdialenosť vrstiev vo smere najväčšieho gradientu
α	[-]	súčiniteľ koncentrácie napätia
β	[-]	súčiniteľ únavy
δ_i	[°]	uhol natočenia kľukového hriadeľa medzi zážihmi na prvom a

i-tom zalomení

η_{σ}	[-]	súčiniteľ veľkosti súčasti
κ	[-]	rád harmonickej zložky
κ_h	[-]	hlavný rád harmonickej zložky
ν_{σ}	[-]	súčiniteľ pravdepodobnosti prežitia
ξ	[N·m·s·rad ⁻¹]	súčiniteľ tlmiaceho odporu
σ_c	[-]	medza únavy materiálu
σ_{c0}	[MPa]	medza únavy materiálu v ohybe
σ_{cT}	[MPa]	medza únavy materiálu v ťahu/tlaku
σ_e	[MPa]	stredná hodnota ekvivalentného napätia
σ_{ea}	[MPa]	amplitúda ekvivalentného napätia
σ_{emin}	[MPa]	minimálne ekvivalentné napätie
σ_{emax}	[MPa]	maximálne ekvivalentné napätie
σ_i	[Pa]	napätie od sily predpätia
σ_{max}	[MPa]	prvé hlavné napätie
σ_{red}	[Pa]	redukované napätie
τ	[Pa]	šmykové napätie
τ_k	[N·m]	prídavné napätie
χ_R	[mm ⁻¹]	pomerný gradient napätia
ψ_i	[°]	fázový posun
ϕ	[°]	torzná výchylka voľného konca

Zoznam príloh

- Príloha 1 - Výpočet síl pôsobiacich v kľukovom mechanizme
- Príloha 2 - Výpočet torzného kmitania skúšobného motora
- Príloha 3 - Výkres súčasti č. v. DP-182625-1/7
- Príloha 4 - Výkres súčasti č. v. DP-182625-2/7
- Príloha 5 - Výkres súčasti č. v. DP-182625-3/7
- Príloha 6 - Výkres súčasti č. v. DP-182625-4/7
- Príloha 7 - Výkres súčasti č. v. DP-182625-5/7
- Príloha 8 - Výkres súčasti č. v. DP-182625-6/7
- Príloha 9 - Výkres súčasti č. v. DP-182625-7/7



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

MODIFIKACE ČTYŘVÁLCOVÉHO VZNĚTOVÉHO MOTORU NA ZKUŠEBNÍ JEDNOVÁLEC

MODIFICATION OF A FOUR CYLINDER DIESEL ENGINE TO A SINGLE CYLINDER TEST ENGINE

PŘÍLOHY K DIPLOMOVÉ PRÁCI

MASTER'S THESIS APPENDIX

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Attila Mátyás

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

BRNO 2020

Príloha 1 Výpočet síl pôsobiacich v kľukovom mechanizme

```
% DIPLOMOVÁ PRÁCA
% Modifikace čtyřvalcového vznětového motoru na zkušební jednoválec
% Attila Mátyás
% 2019 - 2020
% Copyright © 2019 Attila Mátyás All Rights Reserved
%_____

clear all
clc

% Vstupné parametre

Z = 120; % zdvih [mm]
L = 215; % dĺžka ojnice [mm]
n = 2200; % otáčky motoru [1/min]
D = 105; % vŕtanie [mm]
p0 = load('diesel2200rpm.dat'); % tlak [MPa]
mp = 2.0539; % hmotnosť piestnej skupiny [kg]
m_p = 2.9609; % hmotnosť posuvných častí [kg]
mro = 1.645; % hmotnosť rotačných častí ojnice [kg]

% Prevod jednotiek

p = p0*1000000; % tlak [Pa]
r = Z*0.001/2; % polomer kľukovej hriadele [m]
l = L*0.001; % dĺžka ojnice [m]
d = D*0.001; % vŕtanie [m]
omega = 2*pi*n/60; % úhlová rýchlosť [rad/s]
x = linspace(0, 4*pi, length(p));
x_deg = x*180/pi;

% Dráha piestu

s = r*((1-cos(x))+(r/l)*(1-cos(2*x))/4);
sI = r*(1-cos(x));
sII = r*(r/l)*(1-cos(2*x))/4;
plot(x_deg, s, x_deg, sI, x_deg, sII)
legend('s', 's_I', 's_II')
ax1 = gca;
ax1.XTick = 0:90:720;
ax1.XLim = [0, 720];
xlabel('Uhol natočenia kľukového hriadeľa [°]')
ylabel('Zdvih [m]')
title('Dráha piestu')
grid on

% Rýchlosť piestu

v = r*omega*(sin(x)+(r/l)*sin(2*x)/2);
vI = r*omega*sin(x);
vII = r*omega*(r/l)*sin(2*x)/2;
figure
plot(x_deg, v, x_deg, vI, x_deg, vII)
legend('v', 'v_I', 'v_II')
ax1 = gca;
```

```

ax1.XTick = 0:90:720;
ax1.XLim = [0, 720];
xlabel('Uhol natočenia kľukového hriadeľa [°]')
ylabel('Rýchlosť [m·s-1]')
title('Rýchlosť piestu')
grid on

```

```
% Zrýchlenie piestu
```

```

a = r*omega^2*(cos(x)+(r/l)*cos(2*x));
aI = r*omega^2*cos(x);
aII = r*omega^2*(r/l)*cos(2*x);
figure
plot(x_deg, a, x_deg, aI, x_deg, aII)
legend('a', 'a_I', 'a_II')
ax1 = gca;
ax1.XTick = 0:90:720;
ax1.XLim = [0, 720];
xlabel('Uhol natočenia kľukového hriadeľa [°]')
ylabel('Zrýchlenie [m·s-2]')
title('Zrýchlenie piestu')
grid on

```

```
% Priebeh tlaku
```

```

figure
plot(x_deg, p0)
legend('p_i')
ax1 = gca;
ax1.XTick = 0:90:720;
ax1.XLim = [0, 720];
xlabel('Uhol natočenia kľukového hriadeľa [°]')
ylabel('Spaľovací tlak [MPa]')
title('Priebeh spaľovacieho tlaku')
grid on

```

```
% Silové pôsobenie na piest
```

```

beta = asin(sin(x)*r/l);
Fp = p*pi*(d^2)/4;
Foy = -Fp + m_p*a;
Fox = Foy.*tan(beta);
Fo = Foy./cos(beta);
FV = -Fox;

```

```
% Sila od tlaku plynov
```

```

figure
plot(x_deg, Fp)
legend('F_p')
ax1 = gca;
ax1.XTick = 0:90:720;
ax1.XLim = [0, 720];
xlabel('Uhol natočenia kľukového hriadeľa [°]')
ylabel('Sila od tlaku plynov [N]')
title('Priebeh sily od tlaku plynov')
grid on

```

```
% Sila zotrvačná v osi valca
```

```
Fs = -m_p * a;  
figure  
plot(x_deg, Fs)  
legend('F_s')  
ax1 = gca;  
ax1.XTick = 0:90:720;  
ax1.XLim = [0, 720];  
xlabel('Uhol natočenia kľukového hriadeľa [°]')  
ylabel('Zotrvačná sila [N]')  
title('Zotrvačná sila v osi valca')  
grid on
```

```
% Sila celková v osi valca
```

```
Fc = Fs + Fp;  
figure  
plot(x_deg, Fc)  
legend('F_c')  
ax1 = gca;  
ax1.XTick = 0:90:720;  
ax1.XLim = [0, 720];  
xlabel('Uhol natočenia kľukového hriadeľa [°]')  
ylabel('Celková sila [N]')  
title('Celková sila v osi valca')  
grid on
```

```
% Silové pôsobenie na ojničny čap
```

```
gamma = pi-x-beta;  
Fod = mro*r*omega^2;  
Fn = Fod-Fo.*cos(gamma);  
Ft = -Fo.*sin(gamma);  
figure  
plot(x_deg, Fn, x_deg, Ft)  
legend('F_r', 'F_t')  
ax1 = gca;  
ax1.XTick = 0:90:720;  
ax1.XLim = [0, 720];  
xlabel('Uhol natočenia kľukového hriadeľa [°]')  
ylabel('Síla [N]')  
title('Radiálna a tangenciálna zložka výslednej sily')  
grid on
```

```
% Priebeh točivého momentu
```

```
Mk = Ft*r;  
figure  
plot(x_deg, Mk)  
legend('M_k')  
ax1 = gca;  
ax1.XTick = 0:90:720;  
ax1.XLim = [0, 720];  
xlabel('Uhol natočenia kľukového hriadeľa [°]')  
ylabel('Krútiaci moment [N·m]')  
title('Priebeh krútiaceho momentu jednovalcového motora')  
grid on
```

```

% Zotrvačné sily od posuvných častí 1. rádu

FsI = -m_p*r*(omega^2)*cos(x);
FsI_50 = -0.50*m_p*r*(omega^2)*cos(x);

% Zotrvačné sily od posuvných častí 2. rádu

FsII = -m_p*r*(omega^2)*(r/l)*cos(2*x);

% Celková zotrvačné sily od posuvných častí pred

Fs_c = FsI + FsII;
figure
plot(x_deg, Fs_c, x_deg, FsI, x_deg, FsII)
ylim([-15000,10000]);
legend('Fs_c', 'Fs_I', 'Fs_I-I')
ax1 = gca;
ax1.XTick = 0:90:720;
ax1.XLim = [0, 720];
xlabel('Uhol natočenia kľukového hriadeľa [°]')
ylabel('Zotrvačná síla posuvných častí [N]')
title('Celková zotrvačná síla posuvných častí')
grid on

% Celková zotrvačné sily od posuvných častí po

Fs_c = FsI_50 + FsII;
figure
plot(x_deg, Fs_c, x_deg, FsI_50, x_deg, FsII)
ylim([-15000,10000]);
legend('Fs_c', 'Fs_I_5_0', 'Fs_I-I')
ax1 = gca;
ax1.XTick = 0:90:720;
ax1.XLim = [0, 720];
xlabel('Uhol natočenia kľukového hriadeľa [°]')
ylabel('Zotrvačná síla posuvných častí [N]')
title('Celková zotrvačná síla posuvných častí')
grid on
A = max(FsI);
B = max(FsI_50);
C = A - B;
D = min(Fn);
E = max(Fp);
disp(['Zotrvačna síla pred = ' num2str(A) ' N'])
disp(['Zotrvačna síla po = ' num2str(B) ' N'])

% Točivý moment a výkon motora

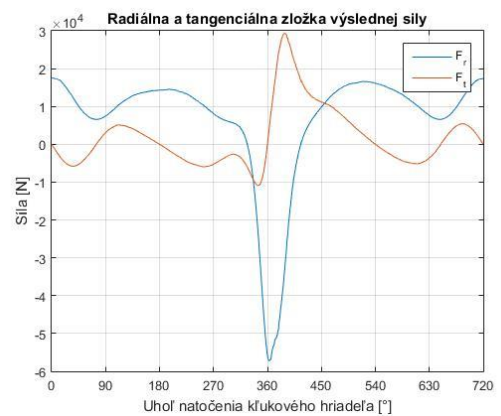
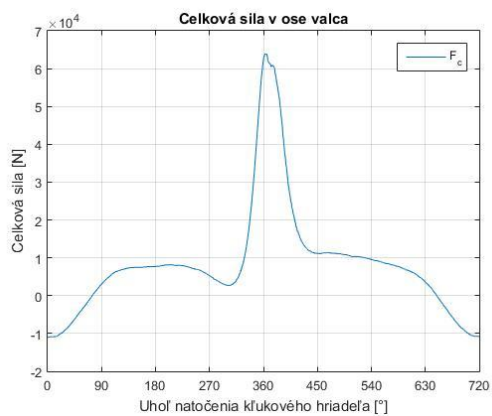
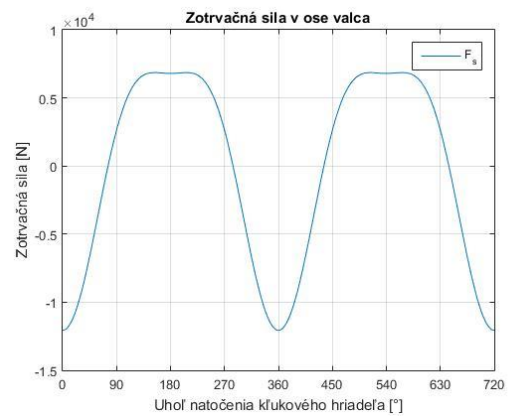
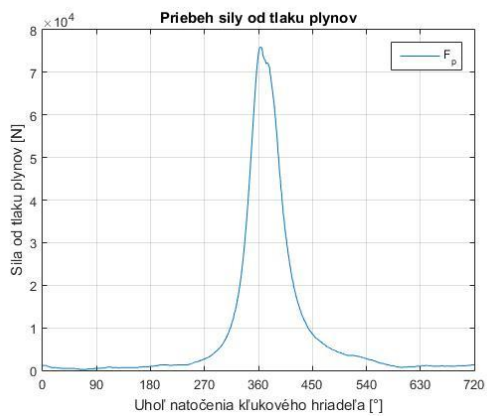
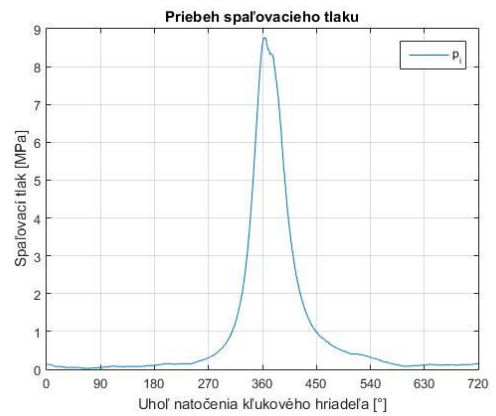
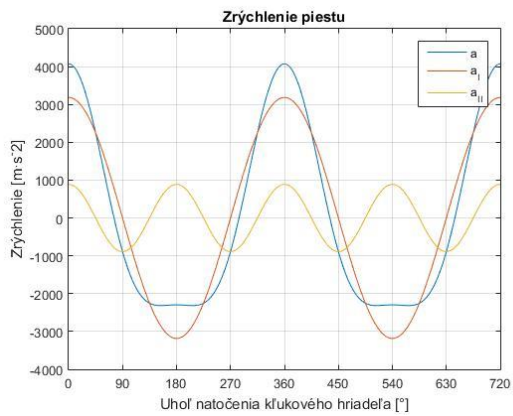
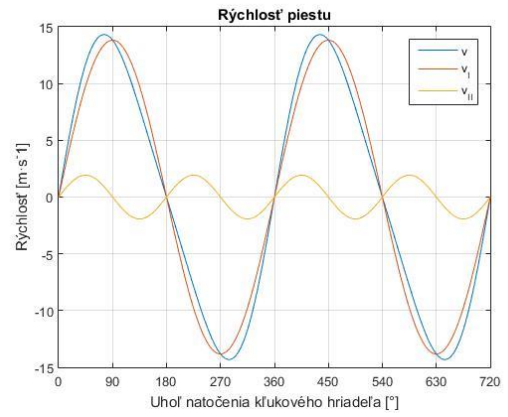
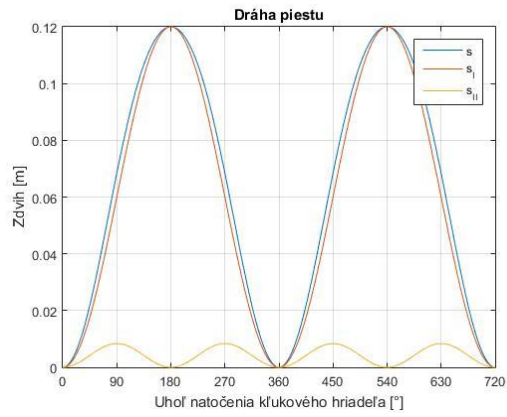
Mk_prum = mean(Mk);
disp(['Priemerný moment jednovalcoveho motora = ' num2str(Mk_prum) ' Nm'])
P_prum = Mk_prum*omega;
disp(['Priemerný výkon jednovalcoveho motora = ' num2str(P_prum/1000) ' kw'])

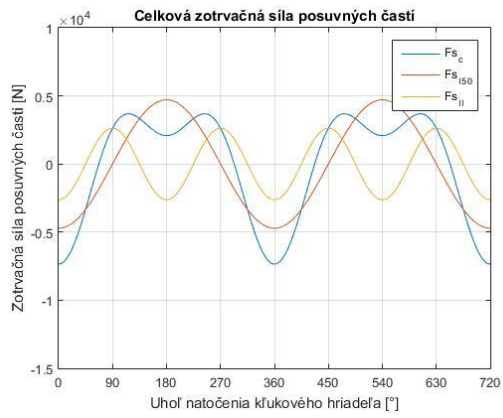
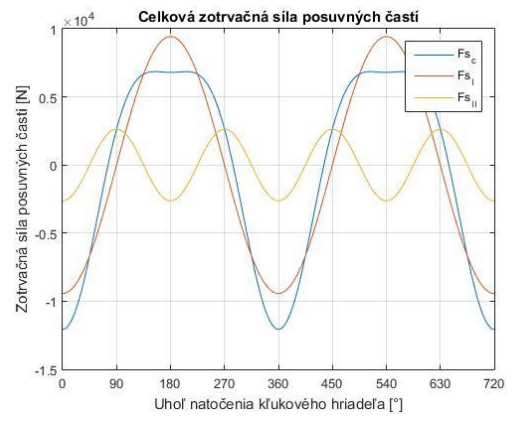
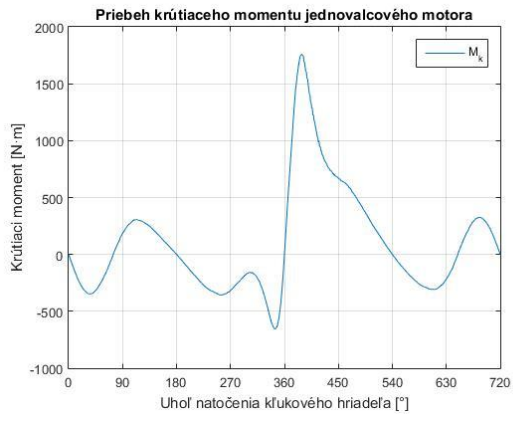
```

```

Zotrvačna síla pred = 9429.1695 N
Zotrvačna síla po = 4714.5847 N
Priemerný moment jednovalcoveho motora = 103.2119 Nm
Priemerný výkon jednovalcoveho motora = 23.7783 kw

```





Príloha 2 Výpočet torzného kmitania skúšobného motora

1.1 Vstupné parametre

$$J_{rem} := 1.4498448 \cdot 10^7 \text{ gm} \cdot \text{mm}^2 = 0.0145 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{zal_1} := 2.6212335 \cdot 10^7 \text{ gm} \cdot \text{mm}^2 = 0.02621 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{zal_2} := 2.6212335 \cdot 10^7 \text{ gm} \cdot \text{mm}^2 = 0.02621 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{zal_3} := 2.6212335 \cdot 10^7 \text{ gm} \cdot \text{mm}^2 = 0.02621 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{zal_4} := 3.1010654 \cdot 10^7 \text{ gm} \cdot \text{mm}^2 = 0.03101 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{zotr} := 6.8710211 \cdot 10^8 \text{ gm} \cdot \text{mm}^2 = 0.6871 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{vol_kon} := 7.9713281 \cdot 10^5 \text{ gm} \cdot \text{mm}^2 = 0.0008 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{prir} := 4.1786378 \cdot 10^6 \text{ gm} \cdot \text{mm}^2 = 0.00418 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$m_{psk} := 2053.9 \text{ gm}$$

$$m_{oj_rot} := 1645 \text{ gm}$$

$$m_{oj_pos} := 907 \text{ gm}$$

$$r := 60 \text{ mm}$$

$$l := 215 \text{ mm}$$

$$\lambda := \frac{r}{l} = 0.27907$$

1.2 Výpočet momentov zotrvačnosti

1.2.1 Redukovaný moment zotrvačnosti rotačných častí

$$J_{rot} := m_{oj_rot} \cdot r^2 = 0.00592 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

1.2.2 Redukovaný moment zotrvačnosti posuvných častí

$$J_{pos} := \left((m_{psk} + m_{oj_pos}) \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{\lambda^2}{8} \right) \right) r^2 = 0.00543 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

1.2.3 Redukovaný moment zotrvačnosti jednotlivých zalomení

$$J_{zal_1_red} := J_{zal_1} + J_{rot} = 0.03213 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{zal_2_red} := J_{zal_2} + J_{rot} = 0.03213 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{zal_3_red} := J_{zal_3} + J_{rot} = 0.03213 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{zal_4_red} := J_{zal_4} + J_{rot} + J_{pos} = 0.04237 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

1.2.4 Redukovaný moment zotrvačnosti na strane remenice

$$J_{rem_red} := J_{rem} + J_{vol_kon} = 0.0153 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

1.2.5 Redukovaný moment zotrvačnosti na strane zotrvačníka

$$J_{zotr_red} := J_{zotr} + J_{prir} = 0.69128 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

1.3 Výpočet redukovaných dĺžok

1.3.1 Redukovaná dĺžka zalomenia

$$D_{red_zal} := 80 \text{ mm}$$

$$L_{hc} := 44 \text{ mm}$$

$$L_{oc} := 40 \text{ mm}$$

$$L_{zal} := 26 \text{ mm}$$

$$D_{hc} := 80 \text{ mm}$$

$$D_{oc} := 66 \text{ mm}$$

$$B_{zal} := 90 \text{ mm}$$

$$L_{red_zal} := D_{red_zal}^4 \cdot \left(\frac{L_{hc} + 0.4 \cdot D_{hc}}{D_{hc}^4} + \frac{L_{oc} + 0.4 \cdot D_{oc}}{D_{oc}^4} + \frac{r - 0.2 \cdot (D_{hc} + D_{oc})}{L_{zal} \cdot B_{zal}^3} \right) = 285.89447 \text{ mm}$$

1.3.2 Redukovaná dĺžka na strane remenice

$$l_{1_rem} := 34 \text{ mm}$$

$$d_{1_rem} := 20 \text{ mm}$$

$$D_{red_rem} := 80 \text{ mm}$$

$$l_{2_rem} := 18 \text{ mm}$$

$$d_{2_rem} := 40 \text{ mm}$$

$$l_{3_rem} := 29 \text{ mm}$$

$$d_{3_rem} := 40 \text{ mm}$$

$$L_{red_rem} := l_{2_rem} + \frac{L_{red_zal}}{2} + l_{1_rem} \cdot \frac{D_{red_rem}^4}{d_{2_rem}^4 - d_{1_rem}^4} + l_{3_rem} \cdot \frac{D_{red_rem}^4}{d_{3_rem}^4} = 1205.2139 \text{ mm}$$

1.3.3 Redukovaná dĺžka na strane zotrvačníka

$$D_{red_zotr} := 80 \text{ mm}$$

$$D_{rozt} := 84 \text{ mm}$$

$$l_{1_zotr} := 25 \text{ mm}$$

$$l_{2_zotr} := 35 \text{ mm}$$

$$L_{red_zotr} := l_{1_zotr} + \frac{L_{red_zal}}{2} + l_{2_zotr} \cdot \frac{D_{red_zotr}^4}{D_{rozt}^4} = 196.74182 \text{ mm}$$

1.4 Výpočet torzných tuhostí

1.4.1 Výpočet polárneho momentu zotrvačnosti

$$G_{ocel} := 81 \text{ GPa}$$

$$D_{red} := 80 \text{ mm}$$

$$J_p := \frac{\pi \cdot D_{red}^4}{32} = 4021238.59659 \text{ mm}^4$$

1.4.2 Výpočet torznej tuhosti za remenici

$$c_1 := \frac{G_{ocel} \cdot J_p}{L_{red_rem}} = 270259.35042 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{rad}}$$

1.4.3 Výpočet torznej tuhosti za jednotlivé zalomenia

$$c_2 := \frac{G_{ocel} \cdot J_p}{L_{red_zal}} = 1139302.642239 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{rad}}$$

$$c_3 := \frac{G_{ocel} \cdot J_p}{L_{red_zal}} = 1139302.642239 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{rad}}$$

$$c_4 := \frac{G_{ocel} \cdot J_p}{L_{red_zal}} = 1139302.642239 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{rad}}$$

$$c_5 := \frac{G_{ocel} \cdot J_p}{L_{red_zotr}} = 1655572.377731 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{rad}}$$

1.5 Výpočet vlastných frekvencií jednovalcového motora

1.5.1 Výpočet vlastných frekvencií torzného kmitania

$$M := \begin{bmatrix} J_{rem_red} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_{zal_1_red} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_{zal_2_red} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_{zal_3_red} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_{zal_4_red} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{zotr_red} \end{bmatrix}$$

$$C := \begin{bmatrix} c_1 & -c_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_1 & c_1+c_2 & -c_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_2 & c_2+c_3 & -c_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_3 & c_3+c_4 & -c_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_4 & c_4+c_5 & -c_5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_5 & c_5 \end{bmatrix}$$

$$A_1 := M^{-1} \cdot C$$

$$\lambda_c := \text{eigenvals}(A_1)$$

$$\lambda_c = \begin{bmatrix} 122941084.03756 \\ 82072446.70996 \\ 42562320.07307 \\ 19689951.21012 \\ 4450099.98803 \\ 0 \end{bmatrix} \frac{1}{s^2}$$

$$\Omega_0 := \sqrt[2]{\lambda_c}$$

$$\Omega_0 = \begin{bmatrix} 11087.88005 \\ 9059.38446 \\ 6523.98039 \\ 4437.33605 \\ 2109.52601 \\ 0.00001 \end{bmatrix} \frac{1}{s}$$

$$f_0 := \frac{\Omega_0}{2 \cdot \pi}$$

$$f_0 = \begin{bmatrix} 1764.69092 \\ 1441.84582 \\ 1038.32373 \\ 706.22397 \\ 335.74149 \\ 0 \end{bmatrix} \frac{1}{s}$$

$$n_0 := f_0$$

$$n_0 = \begin{bmatrix} 105881.45512 \\ 86510.74905 \\ 62299.42362 \\ 42373.43798 \\ 20144.48953 \\ 0.00005 \end{bmatrix} \frac{1}{\text{min}}$$

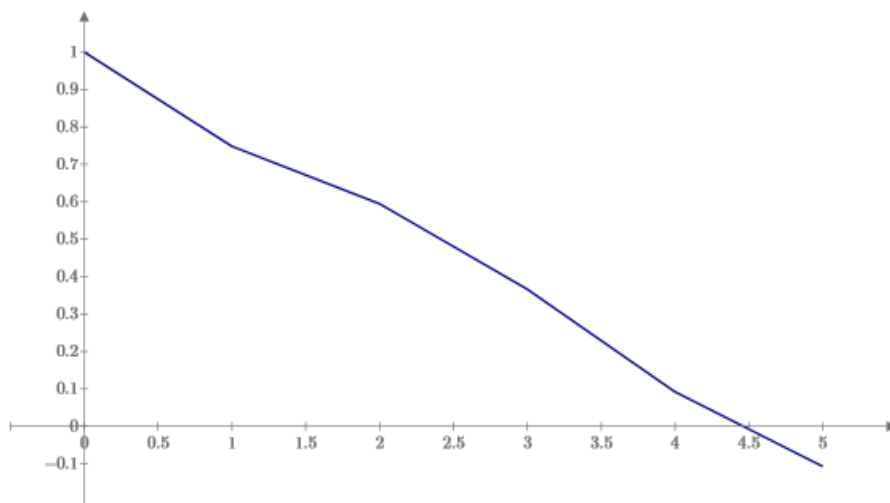
1.5.2 Výpočet vlastných tvarov torzného kmitania

$$w := \text{eigenvecs}(A_1)$$

$$i := 0..5$$

$$a_{1_i} := \frac{w_{i,4}}{w_{0,4}}$$

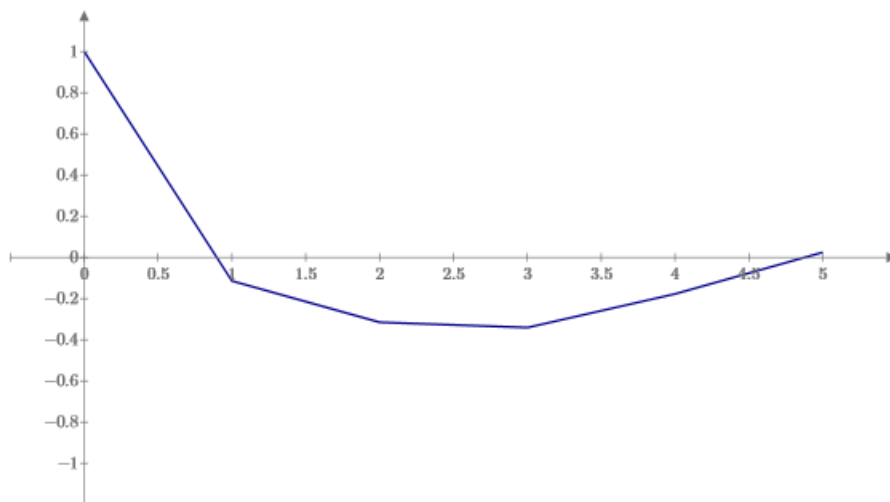
$$a_{1_i} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0.74814 \\ 0.59449 \\ 0.36623 \\ 0.09199 \\ -0.1072 \end{bmatrix}$$



a_{1_i}

$$a_{2_i} := \frac{w_{i,3}}{w_{0,3}}$$

$$a_{2_i} = \begin{bmatrix} 1 \\ -0.11437 \\ -0.3152 \\ -0.34098 \\ -0.17739 \\ 0.02456 \end{bmatrix}$$



a_{2_i}

1.6 Vynútené torzné kmitanie

1.6.1 Harmonické zložky krútiaceho momentu

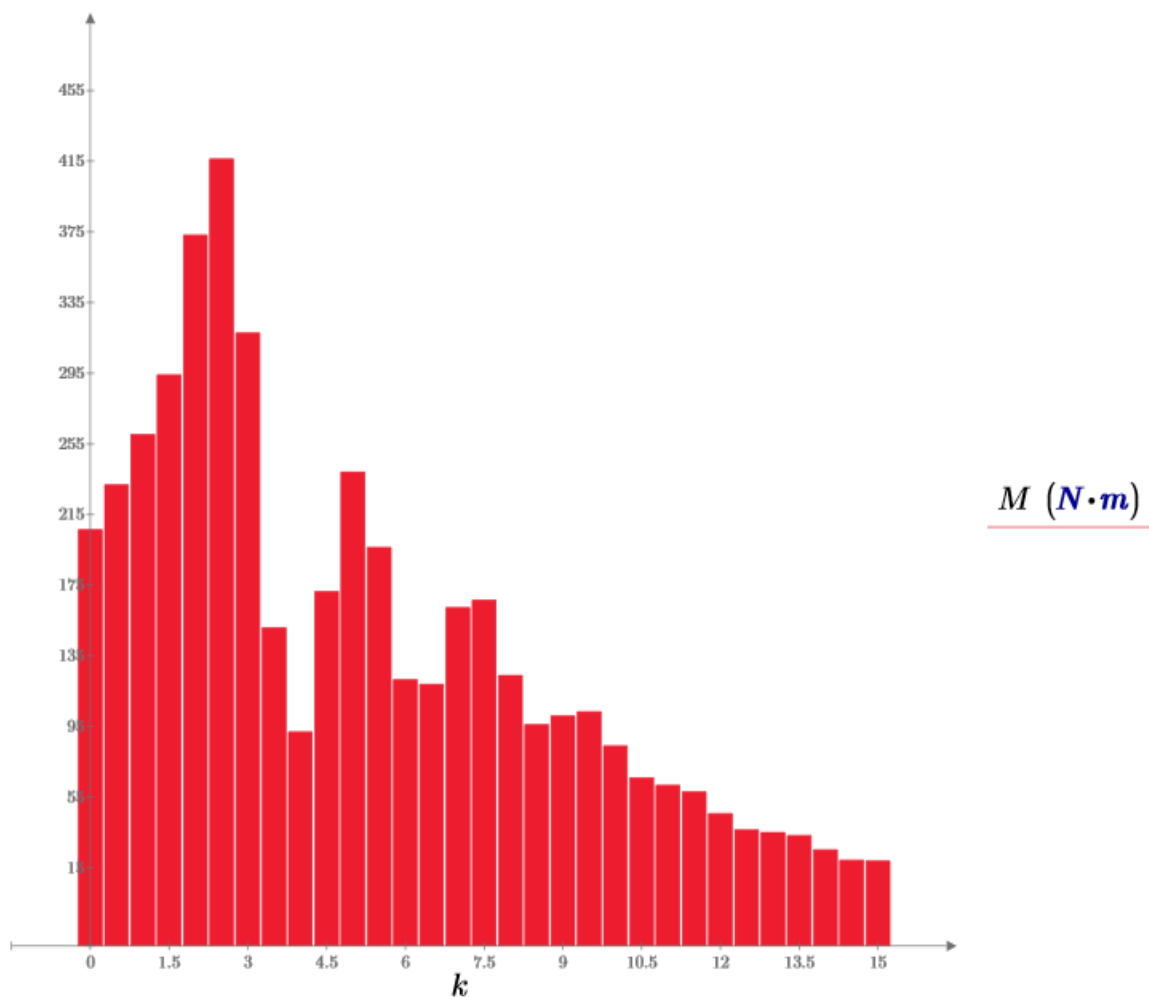
$$M_k := \text{READEXCEL}(\text{".\Mt.xlsx"}, \text{"Hárok1!A1:AAR1"})^T = \begin{bmatrix} 0 \\ -9.76615 \\ -19.55695 \\ \vdots \end{bmatrix}$$

$$n_{vz} := 720$$

$$k := 0, 0.5 \dots 15 = \begin{bmatrix} 0 \\ \vdots \end{bmatrix} \quad j := 0 \dots 720 = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ \vdots \end{bmatrix}$$

$$h := \frac{2}{n_{vz}} \cdot \sum_{j=0}^{n_{vz}-1} \left(M_{k_j} \cdot e^{ii \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot k \cdot \frac{j}{n_{vz}} \right)} \right) = \begin{bmatrix} 206.42388 \\ -108.08597 + 205.05275i \\ \vdots \end{bmatrix}$$

$$M := \overrightarrow{|h|} \cdot N \cdot m = \begin{bmatrix} 206.42388 \\ 231.79562 \\ 260.33798 \\ \vdots \end{bmatrix} N \cdot m$$



$$\kappa := 0.5, 1..15 = \begin{bmatrix} 0.5 \\ 1 \\ \vdots \end{bmatrix}$$

1.6.2 Kritické otáčky jednovalcového motora

$M =$	$\begin{bmatrix} 206.42388 \\ 231.79562 \\ 260.33798 \\ 294.01377 \\ 373.13745 \\ 416.17748 \\ 317.70355 \\ 150.99878 \\ 92.00177 \\ 171.51415 \\ 239.08516 \\ 196.36091 \\ 121.64095 \\ 118.98011 \\ 162.33914 \\ 166.60043 \\ 123.99602 \\ 96.14156 \\ 101.06657 \\ 103.4203 \\ 84.09508 \\ 66.1159 \\ 61.77569 \\ 58.17126 \\ 45.86837 \\ 36.57707 \\ 35.16605 \\ 33.33502 \\ 25.34084 \\ 19.51387 \\ 18.94756 \end{bmatrix}$	$N \cdot m \quad n_1 := \frac{n_{0_4}}{\kappa} =$	$\begin{bmatrix} 40288.97905 \\ 20144.48953 \\ 13429.65968 \\ 10072.24476 \\ 8057.79581 \\ 6714.82984 \\ 5755.56844 \\ 5036.12238 \\ 4476.55323 \\ 4028.89791 \\ 3662.63446 \\ 3357.41492 \\ 3099.15223 \\ 2877.78422 \\ 2685.93194 \\ 2518.06119 \\ 2369.93994 \\ 2238.27661 \\ 2120.47258 \\ 2014.44895 \\ 1918.52281 \\ 1831.31723 \\ 1751.69474 \\ 1678.70746 \\ 1611.55916 \\ 1549.57612 \\ 1492.18441 \\ 1438.89211 \\ 1389.27514 \\ 1342.96597 \end{bmatrix}$	$\frac{1}{\min} n_2 := \frac{n_{0_3}}{\kappa} =$	$\begin{bmatrix} 84746.87596 \\ 42373.43798 \\ 28248.95865 \\ 21186.71899 \\ 16949.37519 \\ 14124.47933 \\ 12106.69657 \\ 10593.35949 \\ 9416.31955 \\ 8474.6876 \\ 7704.26145 \\ 7062.23966 \\ 6518.99046 \\ 6053.34828 \\ 5649.79173 \\ 5296.67975 \\ 4985.11035 \\ 4708.15978 \\ 4460.36189 \\ 4237.3438 \\ 4035.56552 \\ 3852.13073 \\ 3684.64678 \\ 3531.11983 \\ 3389.87504 \\ 3259.49523 \\ 3138.77318 \\ 3026.67414 \\ 2922.30607 \\ 2824.89587 \end{bmatrix}$	$\frac{1}{\min}$
-------	--	---	--	--	--	------------------

1.6.3 Relativna výdatnosť kmitov

$$z := 1$$

$$\delta := \frac{720 \cdot \text{deg}}{z}$$

$$\psi := \delta \cdot k$$

$$\varepsilon_{1_1} := \sqrt{\left(\sum_{i=1}^1 a_{1_i} \cdot \sin(\psi_i)\right)^2 + \left(\sum_{i=1}^1 a_{1_i} \cdot \cos(\psi_i)\right)^2} \quad \varepsilon_{1_1} = 0.74814$$

$$\varepsilon_{2_1} := \sqrt{\left(\sum_{i=1}^1 a_{2_i} \cdot \sin(\psi_i)\right)^2 + \left(\sum_{i=1}^1 a_{2_i} \cdot \cos(\psi_i)\right)^2} \quad \varepsilon_{2_1} = 0.11437$$

$$\varepsilon_1 := \begin{bmatrix} \vdots \\ \varepsilon_{1_1} \\ \varepsilon_{1_1} \\ \varepsilon_{1_1} \\ \varepsilon_{1_1} \\ \vdots \end{bmatrix} \quad \varepsilon_2 := \begin{bmatrix} \varepsilon_{2_1} \\ \varepsilon_{2_1} \\ \varepsilon_{2_1} \\ \varepsilon_{2_1} \\ \varepsilon_{2_1} \\ \vdots \end{bmatrix}$$

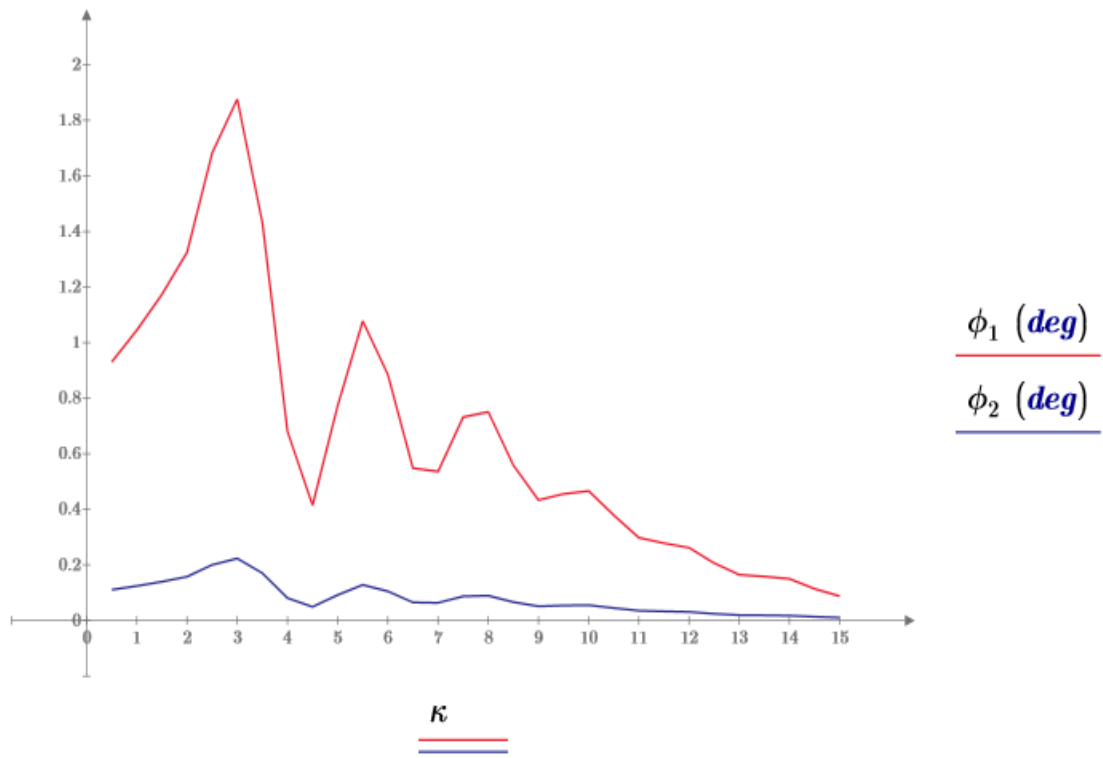
$$\xi := 2.18 \cdot \frac{\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}}{\text{rad}}$$

$$l := 0 \dots 30$$

$$\phi_{1_l} := \frac{M_l \cdot \varepsilon_{1_l}}{\Omega_{0_4} \cdot \xi \cdot \left(\sum_{i=0}^5 (a_{1_i})^2\right)} \quad \phi_{1_l} = \begin{bmatrix} 0.93076 \\ 1.04516 \\ 1.17386 \\ \vdots \end{bmatrix} \text{deg}$$

$$\phi_{2_l} := \frac{M_l \cdot \varepsilon_{2_l}}{\Omega_{0_3} \cdot \xi \cdot \left(\sum_{i=0}^5 (a_{2_i})^2\right)} \quad \phi_{2_l} = \begin{bmatrix} 0.11091 \\ 0.12455 \\ 0.13988 \\ \vdots \end{bmatrix} \text{deg}$$

1.6.4 Torzné výchylky voľného konca kľukového hriadeľa



2 Výpočet bezpečnosti voči vysokocyklovej únave

$$\sigma_{ctah} := 495 \text{ MPa}$$

$$R_m := 1250 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{cohyb} := 525 \text{ MPa}$$

$$R_e := 900 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{eX} := 411.11 \text{ MPa}$$

$$d_{vz} := 7.5 \text{ mm}$$

$$\sigma_{eX1} := 16.567 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{eXB} := 117.78 \text{ MPa}$$

$$xx_1 := 0.662206 \text{ mm}$$

$$\chi_R := \frac{1}{\sigma_{eX}} \cdot \left(\frac{\sigma_{eX} - \sigma_{eX1}}{xx_1} \right)$$

$$\chi_R = 1.44925 \frac{1}{\text{mm}}$$

$$f_G := 1 + \frac{\frac{\sigma_{cohyb}}{\sigma_{ctah}} - 1}{2} \cdot \chi_R \cdot d_{vz}$$

$$f_G = 1.32937$$

$$f_{\beta\alpha} := 1 + \sqrt[2]{\chi_R \cdot \text{mm} \cdot 10^{\left(0.35 + \frac{R_e}{810 \cdot \text{MPa}}\right)}}$$

$$f_{\beta\alpha} = 1.04164$$

$$\sigma_{emax} := \sigma_{eX}$$

$$\sigma_{emax} = 411.11 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{emin} := \sigma_{eXB}$$

$$\sigma_{emin} = 117.78 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ea} := \left| \frac{\sigma_{emax} - \sigma_{emin}}{2} \right|$$

$$\sigma_{ea} = 146.665 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{em} := \left| \frac{\sigma_{emax} + \sigma_{emin}}{2} \right|$$

$$\sigma_{em} = 264.445 \text{ MPa}$$

$$\eta_\sigma := 0.814$$

$$\eta_\sigma = 0.814$$

$$\nu_\sigma := 1.51 \cdot 80^{-0.157}$$

$$\nu_\sigma = 0.75891$$

$$k_U := \frac{1}{f_{\beta\alpha} \cdot \frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{ctah} \cdot f_G \cdot \eta_\sigma \cdot \nu_\sigma} + \frac{\sigma_{em}}{R_m}}$$

$$k_U = 1.7025$$

$$k_{Ukal} := k_U \cdot 1.3$$

$$k_{Ukal} = 2.21325$$

3 Torzné kmitanie jednovalcového motora v spojení s dynamometrom

3.1 Výpočet vlastných frekvencií

3.1.1 Výpočet vlastných frekvencií torzného kmitania

$$J_{dyn} := 0.4 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_2 := 0.01 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_1 := 0.004 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{22} := 0.257298 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{11} := 0.01233 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$c_6 := 280 \cdot \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{rad}}$$

$$M_M := \begin{bmatrix} J_{rem_red} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_{zal_1_red} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_{zal_2_red} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_{zal_3_red} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_{zal_4_red} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{zotr_red} + J_1 + J_{11} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{22} + J_2 + J_{dyn} \end{bmatrix}$$

$$C := \begin{bmatrix} c_1 & -c_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_3 & c_3 + c_4 & -c_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_4 & c_4 + c_5 & -c_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_5 & c_5 + c_6 & -c_6 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_6 & c_6 \end{bmatrix}$$

$$A_1 := M_M^{-1} \cdot C$$

$$\lambda_c := \text{eigenvals}(A_1)$$

$$\lambda_c = \begin{bmatrix} 122938869.10013 \\ 82060248.09901 \\ 42543512.0684 \\ 19682187.36009 \\ 4435886.65784 \\ 744.54154 \\ 0 \end{bmatrix} \frac{1}{\text{s}^2}$$

$$\Omega_0 := \sqrt[2]{\lambda_c}$$

$$\Omega_0 = \begin{bmatrix} 11087.78017 \\ 9058.71117 \\ 6522.53877 \\ 4436.46113 \\ 2106.15447 \\ 27.28629 \\ 0.00003 \end{bmatrix} \frac{1}{s}$$

$$f_0 := \frac{\Omega_0}{2 \cdot \pi}$$

$$f_0 = \begin{bmatrix} 1764.67502 \\ 1441.73866 \\ 1038.09429 \\ 706.08472 \\ 335.2049 \\ 4.34275 \\ 0 \end{bmatrix} \frac{1}{s}$$

$$n_0 := f_0$$

$$n_0 = \begin{bmatrix} 105880.50132 \\ 86504.31966 \\ 62285.65725 \\ 42365.08312 \\ 20112.2937 \\ 260.56486 \\ 0.00026 \end{bmatrix} \frac{1}{\text{min}}$$

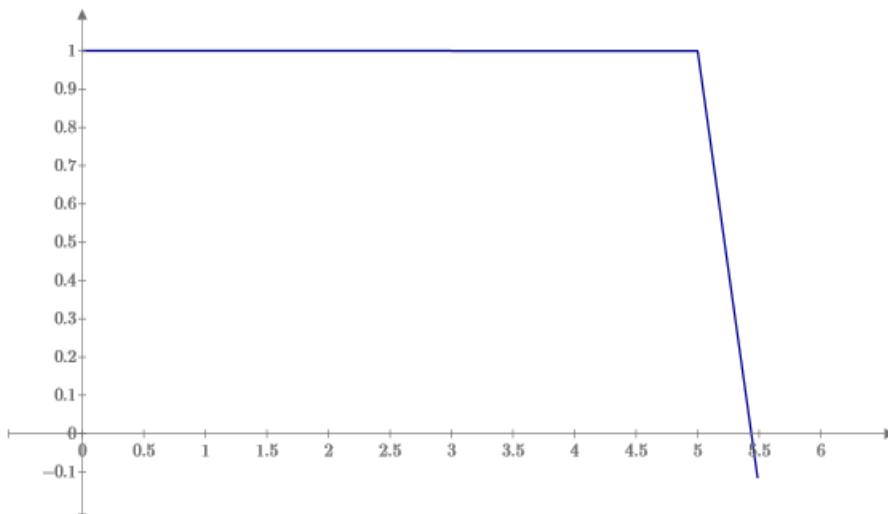
3.1.2 Výpočet vlastných tvarov torzného kmitania

$$w := \text{eigenvecs}(A_1)$$

$$i := 0..6$$

$$a_{1_i} := \frac{w_{i,5}}{w_{0,5}}$$

$$a_{1_i} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0.99996 \\ 0.99993 \\ 0.99987 \\ 0.9998 \\ 0.99973 \\ -1.29098 \end{bmatrix}$$

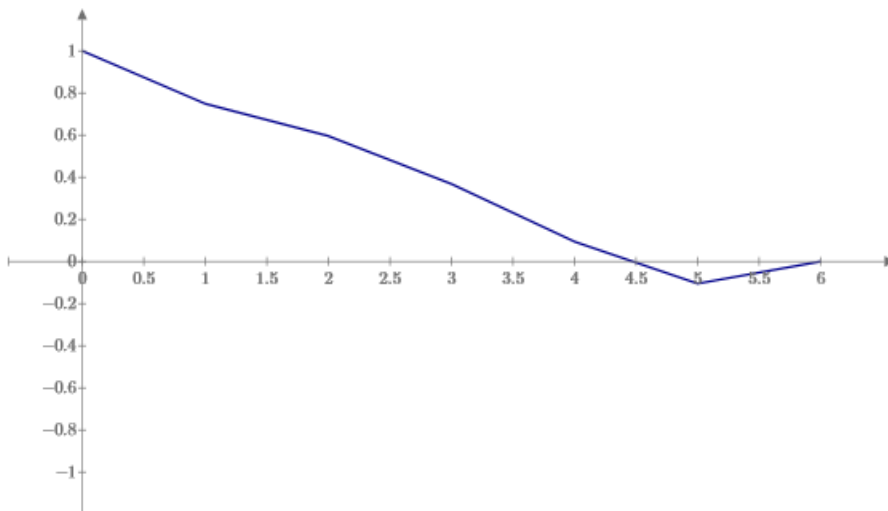


a_{1_i}

i

$$a_{2_i} := \frac{w_{i,4}}{w_{0,4}}$$

$$a_{2_i} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0.74895 \\ 0.59569 \\ 0.3679 \\ 0.09408 \\ -0.10503 \\ 0.00001 \end{bmatrix}$$



a_{2_i}

i

$$\kappa := 0.5, 1..15 = \begin{bmatrix} 0.5 \\ 1 \\ \vdots \end{bmatrix}$$

3.2 Vynútené torzné kmitanie jednovalcového motora v spojení s dynamometrom

3.2.1 Kritické otáčky jednovalcového motora v spojení s dynamometrom

$$n_1 := \frac{n_{0_5}}{\kappa} = \begin{bmatrix} 521.12972 \\ 260.56486 \\ 173.70991 \\ 130.28243 \\ 104.22594 \\ 86.85495 \\ 74.4471 \\ 65.14122 \\ 57.9033 \\ 52.11297 \\ 47.37543 \\ 43.42748 \\ 40.0869 \\ 37.22355 \\ 34.74198 \\ 32.57061 \\ 30.65469 \\ 28.95165 \\ 27.42788 \\ 26.05649 \\ 24.8157 \\ 23.68771 \\ 22.65781 \\ 21.71374 \\ 20.84519 \\ 20.04345 \\ 19.3011 \\ 18.61178 \\ 17.96999 \\ 17.37099 \end{bmatrix} \frac{1}{\mathit{min}}$$

$$n_2 := \frac{n_{0_4}}{\kappa} = \begin{bmatrix} 40224.58741 \\ 20112.2937 \\ 13408.1958 \\ 10056.14685 \\ 8044.91748 \\ 6704.0979 \\ 5746.36963 \\ 5028.07343 \\ 4469.3986 \\ 4022.45874 \\ 3656.78067 \\ 3352.04895 \\ 3094.19903 \\ 2873.18481 \\ 2681.63916 \\ 2514.03671 \\ 2366.1522 \\ 2234.6993 \\ 2117.08355 \\ 2011.22937 \\ 1915.45654 \\ 1828.39034 \\ 1748.8951 \\ 1676.02448 \\ 1608.9835 \\ 1547.09952 \\ 1489.79953 \\ 1436.59241 \\ 1387.05474 \\ 1340.81958 \end{bmatrix} \frac{1}{\mathit{min}}$$

3.2.2 Relativná výdatnosť kmitov

$$z := 1 \quad k := 0, 0.5 \dots 15 = \begin{bmatrix} 0 \\ \vdots \end{bmatrix}$$

$$\delta := \frac{720 \cdot \text{deg}}{z}$$

$$\psi := \delta \cdot k$$

$$\varepsilon_{1_1} := \sqrt{\left(\sum_{i=1}^1 a_{1_i} \cdot \sin(\psi_i) \right)^2 + \left(\sum_{i=1}^1 a_{1_i} \cdot \cos(\psi_i) \right)^2} \quad \varepsilon_{1_1} = 0.99996$$

$$\varepsilon_{2_1} := \sqrt{\left(\sum_{i=1}^1 a_{2_i} \cdot \sin(\psi_i) \right)^2 + \left(\sum_{i=1}^1 a_{2_i} \cdot \cos(\psi_i) \right)^2} \quad \varepsilon_{2_1} = 0.74895$$

$$\varepsilon_1 := \begin{bmatrix} \varepsilon_{1_1} \\ \varepsilon_{1_1} \\ \varepsilon_{1_1} \\ \vdots \end{bmatrix} \quad \varepsilon_2 := \begin{bmatrix} \varepsilon_{2_1} \\ \varepsilon_{2_1} \\ \varepsilon_{2_1} \\ \vdots \end{bmatrix}$$

$$\xi := 2.18 \cdot \frac{\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}}{\text{rad}}$$

$$I_{\text{spoj}} := J_1 + J_2$$

$$\Omega_{\text{spoj}} := \Omega_{0_4}$$

$$\gamma := 0.2$$

$$\xi_{\text{spoj}} := 2 \cdot I_{\text{spoj}} \cdot \Omega_{\text{spoj}} \cdot \gamma$$

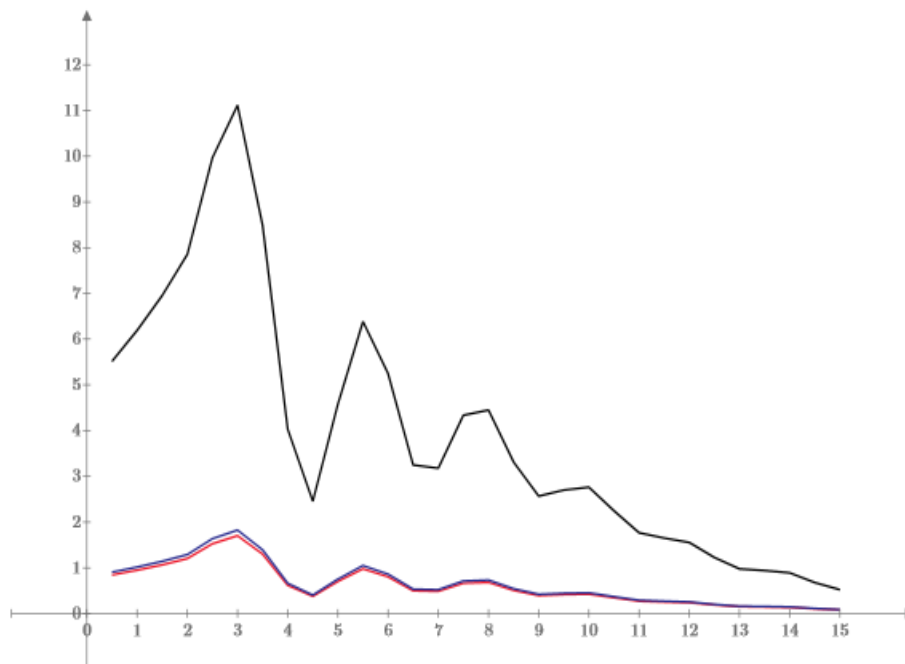
3.2.3 Výchyly voľného konca kľukového hriadeľa

$l := 0 \dots 30$

$$\phi_{1l} := \frac{M_l \cdot \varepsilon_{1l}}{\Omega_{0_5} \cdot \left(\xi \cdot \sum_{i=0}^6 (a_{1_i})^2 + \xi_{spoj} \cdot (a_{1_5} - a_{1_6})^2 \right)} \quad \phi_{1l} = \begin{bmatrix} 5.51437 \\ 6.19215 \\ 6.95463 \\ \vdots \end{bmatrix} \text{deg}$$

$$\phi_{21l} := \frac{M_l \cdot \varepsilon_{2l}}{\Omega_{0_4} \cdot \left(\xi \cdot \sum_{i=0}^6 (a_{2_i})^2 + \xi_{spoj} \cdot (a_{2_5} - a_{2_6})^2 \right)} \quad \phi_{21l} = \begin{bmatrix} 0.90545 \\ 1.01674 \\ 1.14194 \\ \vdots \end{bmatrix} \text{deg}$$

$$\phi_{22l} := \frac{M_l \cdot \varepsilon_{2l}}{\Omega_{0_4} \cdot \left(\xi \cdot \sum_{i=0}^6 (a_{2_i})^2 + \xi_{spoj} \cdot (a_{2_4} - a_{2_5})^2 \right)} \quad \phi_{22l} = \begin{bmatrix} 0.84413 \\ 0.94788 \\ 1.0646 \\ \vdots \end{bmatrix} \text{deg}$$



ϕ_{22} (deg)

ϕ_{21} (deg)

ϕ_1 (deg)

κ

4 Overenie spojenia jednovalcového motora s dynamometrom

4.1 Kontrola skrutkových spojov

4.1.1 Vstupné parametre

$i_s := 6$	$l_{z2} := 30 \text{ mm}$
$D_{r1} := 130 \text{ mm}$	$P := 1.75 \text{ mm}$
$D_{r2} := 240 \text{ mm}$	$A_S := 84.3 \text{ mm}^2$
$M_{kmax} := 162 \text{ N} \cdot \text{m}$	$\alpha := 60 \text{ deg}$
$k_n := 2$	$s := 18 \text{ mm}$
$f := 0.2$	$d_h := 13.5 \text{ mm}$
$d := 12 \text{ mm}$	$R_{p0.2} := 640 \text{ MPa}$
$l_{z1} := 10 \text{ mm}$	$p_d := 150 \text{ MPa}$

4.1.2 Kontrola skrutkových spojov na strane motora

$F := \frac{2 \cdot M_{kmax}}{D_{r1} \cdot i_s}$	$F = 415.38462 \text{ N}$
$F_i := \frac{k_n \cdot F}{f}$	$F_i = 4153.84615 \text{ N}$
$H := 0.5 \cdot \sqrt[3]{3 \cdot P}$	$H = 1.51554 \text{ mm}$
$d_2 := d - \frac{3}{4} \cdot H$	$d_2 = 10.86334 \text{ mm}$
$d_3 := d - \frac{17}{12} \cdot H$	$d_3 = 9.85298 \text{ mm}$
$d_O := \frac{s + d_h}{2}$	$d_O = 15.75 \text{ mm}$
$M_Z := \frac{F_i \cdot d_2}{2} \cdot \left(\frac{P + \pi \cdot f \cdot d_2 \cdot \sec\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{\pi \cdot d_2 - f \cdot P \cdot \sec\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \right)$	$M_Z = 6443.78693 \text{ N} \cdot \text{mm}$
$M_O := \frac{F_i \cdot f \cdot d_O}{2}$	$M_O = 6542.30769 \text{ N} \cdot \text{mm}$

$$M_U := M_Z + M_O$$

$$M_U = 12986.09462 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_i := \frac{F_i}{A_S}$$

$$\sigma_i = 49.27457 \text{ MPa}$$

$$\tau := \frac{16 \cdot M_Z}{\pi \cdot d_3^3}$$

$$\tau = 34.30905 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} := \sqrt{\sigma_i^2 + 3 \cdot \tau^2}$$

$$\sigma_{red} = 77.1966 \text{ MPa}$$

$$k_{k1} := \frac{R_{p0.2}}{\sigma_{red}}$$

$$k_{k1} = 8.29052$$

$$D_1 := d - \frac{10}{8} \cdot H$$

$$D_1 = 10.10557 \text{ mm}$$

$$n_z := \frac{l_{z1}}{P}$$

$$n_z = 5.71429$$

$$n_z := 5$$

$$p_1 := \frac{F_i}{n_z \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - D_1^2)}$$

$$p_1 = 25.25865 \text{ MPa}$$

$$p_1 < p_d = 1$$

4.1.2 Kontrola skrutkových spojov na strane dynamotra

$$F := \frac{2 \cdot M_{kmax}}{D_{r2} \cdot i_s}$$

$$F = 225 \text{ N}$$

$$F_i := \frac{k_n \cdot F}{f}$$

$$F_i = 2250 \text{ N}$$

$$H := 0.5 \cdot \sqrt[3]{3 \cdot P}$$

$$H = 1.51554 \text{ mm}$$

$$d_2 := d - \frac{3}{4} \cdot H$$

$$d_2 = 10.86334 \text{ mm}$$

$$d_3 := d - \frac{17}{12} \cdot H$$

$$d_3 = 9.85298 \text{ mm}$$

$$d_O := \frac{s + d_h}{2}$$

$$d_O = 15.75 \text{ mm}$$

$$M_Z := \frac{F_i \cdot d_2}{2} \cdot \left(\frac{P + \pi \cdot f \cdot d_2 \cdot \sec\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{\pi \cdot d_2 - f \cdot P \cdot \sec\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \right) \quad M_Z = 3490.38459 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_O := \frac{F_i \cdot f \cdot d_O}{2} \quad M_O = 3543.75 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_U := M_Z + M_O \quad M_U = 7034.13459 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_i := \frac{F_i}{A_S} \quad \sigma_i = 26.69039 \text{ MPa}$$

$$\tau := \frac{16 \cdot M_Z}{\pi \cdot d_3^3} \quad \tau = 18.58407 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} := \sqrt{\sigma_i^2 + 3 \cdot \tau^2} \quad \sigma_{red} = 41.81483 \text{ MPa}$$

$$k_{k2} := \frac{R_{p0.2}}{\sigma_{red}} \quad k_{k2} = 15.30558$$

$$D_1 := d - \frac{10}{8} \cdot H \quad D_1 = 10.10557 \text{ mm}$$

$$n_z := \frac{l_{z2}}{P} \quad n_z = 17.14286$$

$$n_z := 17$$

$$p_2 := \frac{F_i}{n_z \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - D_1^2)} \quad p_2 = 4.02405 \text{ MPa}$$

$$p_2 < p_d = 1$$

4.2 Kontrola pružnej spojky

4.2.1 Vstupné parametre

$$S_t := 1.25$$

$$S_B := 1.1$$

$$f_x := 35$$

$$T_{KN} := 250 \cdot N \cdot m$$

$$T_{KW} := 80 \cdot N \cdot m$$

$$M_{kspojmax} := 162 \cdot N \cdot m$$

4.2.2 Kontrola prekročenia limitnú hodnotu krútiaceho momentu

$$T_{AN} := M_{kspojmax} \cdot S_t \cdot S_B$$

$$T_{AN} = 222.75 \text{ N} \cdot m$$

$$T_{KN} \geq T_{AN} = 1$$

4.2.3 Kontrola pružnej spojky z hľadiska únavy

$$M_{kamax} := 40 \cdot N \cdot m$$

$$f_x := \frac{1100}{60}$$

$$S_f := \sqrt[2]{\frac{f_x}{10}}$$

$$S_f = 1.35401$$

$$T_W := M_{kamax} \cdot S_f \cdot S_t$$

$$T_W = 67.70032 \text{ N} \cdot m$$

$$T_{KW} \geq T_W = 1$$