



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PĚTIVÁLCOVÝ ŘADOVÝ VZNĚTOVÝ MOTOR S EXCENTRICKÝM KLIKOVÝM MECHANISMEM

THE FIVE-CYLINDER INLINE DIESEL ENGINE WITH ECCENTRIC CRANK MECHANISM

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. DANIEL SÜTTŐ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. VÁCLAV PÍŠTĚK, DrSc.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/14

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Daniel Süttő

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

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

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

Pětiválcový řadový vznětový motor s excentrickým klikovým mechanismem

v anglickém jazyce:

The five-cylinder inline diesel engine with eccentric crank mechanism

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnout pětiválcový řadový vznětový motor s excentrickým klikovým mechanismem s hlavním cílem snížit třecí ztráty v pístní skupině.

Cíle diplomové práce:

Pro zadané základní parametry klikového mechanismu a válcové jednotky

- vyšetřit vliv excentricity na průběhy síly mezi pístem a vložkou válce
- vyšetřit vliv excentricity na vyvážení klikového mechanismu
- pro vybranou hodnotu excentricity navrhnout vyvážení klikového mechanismu
- provést pevnostní kontrolu klikového hřídele s uvažováním torzních kmitů

Seznam odborné literatury:

STONE , Richard. Introduction to Internal Combustion Engines. 3rd edition. Hampshire : Palgrave, 1999. 641 s. ISBN 0-333-74013-0.

Kraftfahrzeug - Kurbelwellen : Konstruktion, Berechnung, Herstellung. 2001. Auflage.

Landsberg/Lech Verlag Moderne Industrie 2001. 70 s. ISBN 3-478-93243-2.

Hafner, K.E., Maass, H.: Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine, Springer-Verlag Wien-New York 1995

HEISLER, Heinz. Advanced Engine Technology. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2002. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

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

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

V Brně, dne 22.10.2013



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Cieľom diplomovej práce je zistiť vplyv excentricity kľukového mechanizmu na priebeh síl medzi piestom a vložkou valca, taktiež zistiť jeho vplyv na vyváženie celej sústavy. Je potrebné navrhnúť vyváženie pre zvolenú hodnotu excentricity a následne podrobiť kľukový hriadeľ pevnostnej analýze s prihliadnutím na torzné kmitanie. Problematika ma natoľko zaujala, že som nad rámec zadaných úloh navrhol torzný tlmič kmitov.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

Pätivalcový vznetový motor, excentricita, kľukový excentrický mechanizmus, vyvažovanie, torzné kmitanie, torzný tlmič kmitov

ABSTRACT

The aim of this thesis is to find out the influence of eccentricity of crank mechanism on the duration of the force between the piston and the cylinder liner. At the same time I wanted to find out its influence on the balance of the whole system. It is important to design the balance for the selected value of the eccentricity and subsequently put through the crank shaft to stress analysis with torsional vibrations. I got so interested in this problem that in addition to the whole topic I designed a torsional vibration damper.

KEYWORDS

Five-cylinder diesel engine, eccentricity, eccentric crank mechanism, balancing, torsional oscillation, torsional vibration damper



BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

SÜTTŐ, D. *Pětiválcový řadový vznětový motor s excentrickým klikovým mechanismem.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 101 s. Vedúci diplomovej práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.



ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že táto práca je mojim pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod vedením prof. Ing. Václava Píštěka, DrSc. a s použitím literatúry uvedenej v zozname.

V Brne dňa 30. mája 2014

.....

Daniel Süttő



POĎAKOVANIE

Úprimne ďakujem vedúcemu diplomovej práce prof. Ing. Václavovi Pištěkovi, DrSc. za rady, pripomienky a za priateľskú atmosféru pri konzultácií diplomovej práce. Tiež úprimne ďakujem pánovi Ing. Pavelovi Rámíkovi za cenné rady pri tvorbe diplomovej práce. Ďakujem mojim rodičom, rodine, priateľke i kamarátom za neustálu podporu počas štúdia na vysokej škole.



OBSAH

Úvod	11
1 Spalovací motor	12
1.1 Princíp činnosti	12
2 Kľukový mechanizmus.....	14
2.1 Zadané parametre navrhovaného motora.....	14
2.2 Kinematika excentrického kľukového mechanizmu.....	15
2.2.1 Zdvih piesta	16
2.2.2 Poloha kľukového hriadeľa pri hornej a dolnej úvrati	17
2.2.3 Dráha piesta	17
2.2.4 Rýchlosť piesta	18
2.2.5 Zrýchlenie piesta.....	19
2.2.6 Priebeh dráhy, rýchlosti a zrýchlenia piesta	20
3 Sily pôsobiace v kľukovom mechanizme.....	21
3.1 Indikátorový diagram.....	21
3.2 Sily prenášané piestnym čapom.....	22
3.2.1 Primárne sily (sily vyvolané tlakmi plynov)	22
3.2.2 Sekundárne (zotrvačné) sily	23
3.2.3 Celková sila pôsobiaca na piest	23
3.2.4 Bočná sila pôsobiaca na piest	24
3.3 Sily prenášané ojnicou	27
3.4 Sily pôsobiace v ojničnom čape.....	27
3.4.1 Tangenciálna sila	27
3.4.2 Radiálna sila	28
3.5 Krútiaci moment na jednom zalomení.....	29
4 Vyváženie kľukového mechanizmu	30
4.1 Usporiadanie kľukového hriadeľa	30
4.2 Vyvažovanie zotrvačných síl rotačných a posuvných častí.....	31
4.2.1 Vyvažovanie zotrvačných síl rotačných častí.....	31
4.2.2 Vyvažovanie zotrvačných síl posuvných častí prvého rádu.....	32
4.2.3 Vyvažovanie zotrvačných síl posuvných častí druhého rádu.....	33
4.3 Vyvažovanie momentov zotrvačných síl rotačných a posuvných častí.....	34
4.3.1 Vyvažovanie momentov zotrvačných síl rotačných častí.....	34
4.3.2 Vyvažovanie momentov zotrvačných síl posuvných častí prvého rádu.....	36
4.3.3 Vyvažovanie momentov zotrvačných síl posuvných častí druhého rádu.....	38
5 Vývažky na kľukovom hriadeľi	40



5.1	Návrh vývažkov pre vyváženie momentov odstredivých síl	40
5.2	Návrh vývažkov pre vyváženie polovice momentu zotrvačných síl od posuvných častí prvého rádu.....	42
5.3	Tabuľka hlavných rozmerov kľukovej hriadele a vývažkov	45
6	Torzné kmitanie kľukového hriadeľa	46
6.1	Podstata a význam torzného kmitania.....	46
6.1.1	Pozdĺžne kmitanie	46
6.1.2	Ohybové kmitanie	46
6.1.3	Torzné kmitanie.....	47
6.2	Náhradná torzná sústava	47
6.2.1	Redukcia hmôt.....	48
6.2.2	Redukcia dĺžok	50
6.3	Vlastné torzné kmitanie	52
6.3.1	Torzná tuhosť nehmotných hriadel'ov	52
6.3.2	Výpočet vlastného torzného kmitania	53
6.4	Vynútené torzné kmitanie	56
6.4.1	Kritické otáčky	57
6.4.2	Výpočet rezonančných otáčok.....	57
6.4.3	Výpočet vynúteného torzného kmitania.....	58
7	Pevnostná kontrola kľukového hriadeľa.....	61
7.1	Vytvorenie priestorovej siete	61
7.2	Napät'ová analýza pomocou programu Ansys.....	62
7.3	Stanovenie bezpečnosti.....	66
7.3.1	Výpočet bezpečnosti medze únavy.....	68
8	Tlmič torzných kmitov	70
8.1	Gumový tlmič	70
8.2	Návrh parametrov gumového tlmiča	72
8.3	Návrh hlavných rozmerov gumového tlmiča.....	73
8.3.1	Rozmery gumového prstenca	74
8.3.2	Rozmery ocel'ového prstenca	75
8.4	Kontrola napätia v gumovom prstenci.....	75
8.5	Konštrukčné usporiadanie gumového tlmiča na remenici.....	76
9	Torzné kmitanie kľukového hriadeľa s tlmičom torzných kmitov.....	79
9.1	Vlastné torzné kmitanie sústavy s tlmičom	79
9.2	Výpočet rezonančných otáčok	81
9.3	Výpočet vynúteného torzného kmitania sústavy s tlmičom	82
10	Pevnostná kontrola kľukového hriadeľa s tlmičom torzných kmitov	85



10.1	Napät'ová analýza pomocou programu Ansys	86
10.2	Stanovenie bezpečnosti	88
10.2.1	Výpočet bezpečnosti medze únavy.....	89
Záver.....	Záver.....	90
Zoznam použitých skratiek a symbolov	Zoznam použitých skratiek a symbolov	93
Zoznam príloh	Zoznam príloh	101



ÚVOD

Cieľom diplomovej práce je navrhnúť kľukový mechanizmus s adekvátnou hodnotou vyosenia (ďalej len „excentricita“) a vzápätí zistiť vplyv narastajúcej hodnoty excentricity na silu, ktorá pôsobí na bočnú stenu vložky valca. Pri riešení daného problému budem vychádzať zo známeho štvorvalcového vznetrového motoru firmy Zetor, pri ktorom budem uvažovať o pôvodnej valcovej jednotke, rozšírenej o jeden valec. Zachovám pôvodnú remenicu a zotrvačnik. Zmeny, ktoré nastanú, sa budú týkať kľukového hriadeľa, ktorý kvôli priradenému jednému valcu bude mať rozstup jednotlivých zážihov iný a tým pádom aj uhol kľuky bude zmenený. Zmena excentricity bude mať vplyv aj na zdvih valca, ktorý bude nadobúdať väčšiu hodnotu ako dvojnásobok polomeru zalomenia kľukového hriadeľa:

$$z > 2 \cdot r_k.$$

V mojej práci sa ďalej budem zaoberať vplyvom excentricity na vyváženie kľukového mechanizmu a následne zvolím vhodnú excentricitu, pre ktorú budem realizovať konštrukčný návrh vyváženia kľukového hriadeľa v súvislosti s konštrukčnými možnosťami. Prevediem pevnostnú analýzu kľukového hriadeľa s uvažovaním torzných kmitov pomocou metódy konečných prvkov, na základe ktorej bude stanovená výsledná bezpečnosť.

Nad rámec zadaných úloh mojej diplomovej práce sa budem venovať problematike navrhnutia torzného tlmiča kmitov.

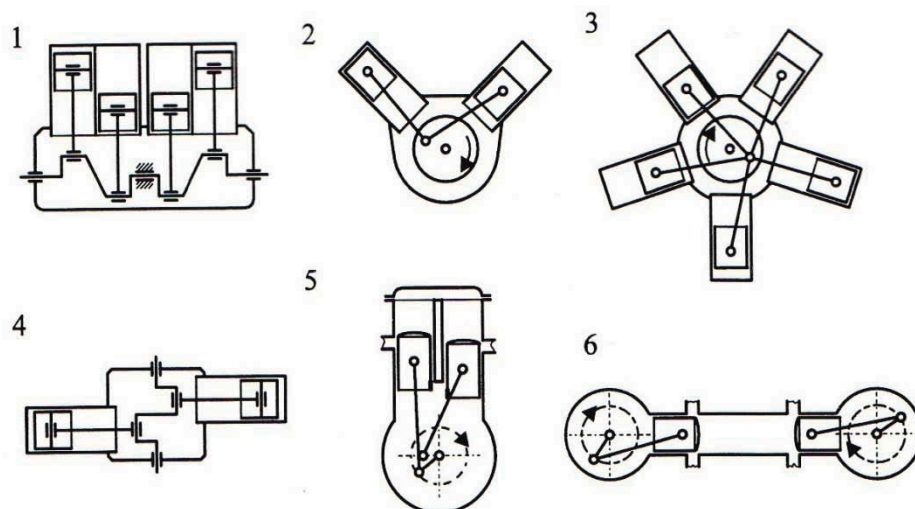
Pre všetky výpočty, vrátane základného kinematického rozboru, budem používať program Mathcad Prime 3.0. Jednotlivé časti kľukového mechanizmu budem modelovať v programe Creo Parametric 2.0, ktoré sa budú zhodovať s výkresovou dokumentáciou, ktorá mi bola poskytnutá vedúcim diplomovej práci. Ďalej budem používať program Creo Parametric 2.0 na získanie momentov zotrvačností a na následné vyváženie kľukového hriadeľa.



1 SPALŔOVACÍ MOTOR

„SpalŔovací motor, ktorý bol vynájdený pred vyše 100 rokmi sa dnes javí ako najviac úspešný a najviac rozšírený stroj na premenu energie. Bez neho by dnešná úroveň priemyslu nebola možná. Existuje viac konštrukčných vyhotovení, no medzi dve najpoužívanéjšie patrí Otto- a Dieslov motor, ktoré sú pomenované podľa svojich vynálezcov.“ (MERKER 1999, 4 s.)

Na obr. 1 je vidieť rôzne principiálne prevedenia piestového motora. V dnešnej dobe sa najviac uplatňuje prevedenie 1, 2 a 4.



1: Radový motor
2: V-motor

3: Hviezdicový motor
4: Boxer motor

5: U-motor
6: Motor s protibežnými piestami

Obr. 1.1 Konštrukčné vyhotovenie piestového motora (MERKER 1999, 5 s.)

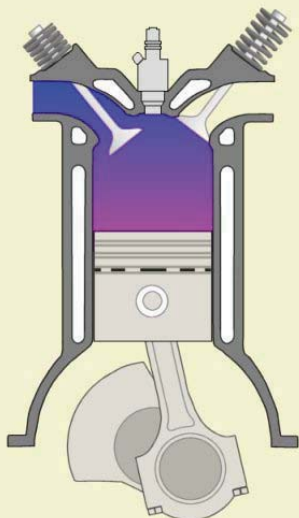
1.1 PRINCÍP ČINNOSTI

Medzi vznetovým a zážihovým motorom je niekoľko zásadných rozdielov. U zážihových motorov sa stlačuje zmes paliva so vzduchom a k expanzii dochádza po preskočení iskry na zapalovacej sviečke, kým u vznetového motoru dochádza k expanzii tesne po vstreku nafty do stlačeného vzduchu.

Na nasledujúcich obrázkoch sú popísané jednotlivé štyri fázy štvordobého vznetového motora, ktorými sú: nasávanie, kompresia, expanzia a výfuk.

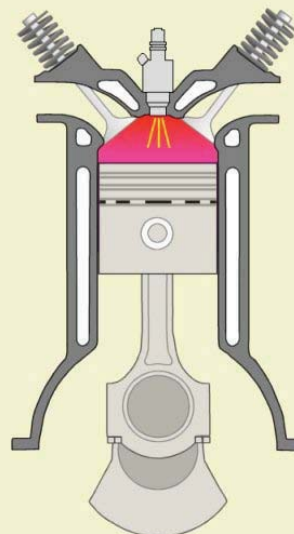


1. Nasávanie



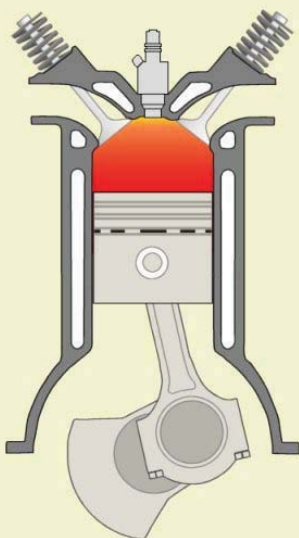
Obr. 1.1 I. fáza: Nasávanie [14]
Z hornej úvrati (ďalej len „HÚ“) ide piest do dolnej úvrati (ďalej len „DÚ“). Otvorený je sací ventil, zo sacieho kanála je nasávaný vzduch.

2. Kompresia



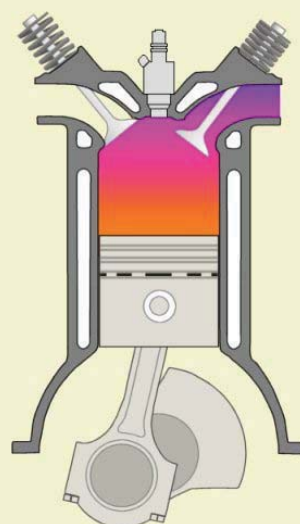
Obr. 1.2 II. fáza: Kompresia [14]
Z DÚ ide piest do HÚ. Sací aj výfukový ventil je zatvorený. Nasatý vzduch sa kvôli zvyšujúcemu tlaku zohrieva na vysokú teplotu.

3. Expanzia



Obr. 1.3 III. fáza: Expanzia [14]
Z HÚ ide piest do DÚ. Tesne pred HÚ sa vstrečne palivo do valca. Následne dôjde k jeho vznieteniu.

4. Výfuk



Obr. 1.4 IV. fáza: Výfuk [14]
Z DÚ ide piest do HÚ. Výfukový ventil je otvorený, následne sú odvádzané spaliny.



2 KĽUKOVÝ MECHANIZMUS

„Kľukový mechanizmus je zostava kľukového hriadeľa, ojnice a piestu. Jedná sa o mechanizmus, ktorý premieňa posuvný pohyb piesta na otáčavý pohyb kľukového hriadeľa a tvorí tak neoddeliteľnú časť spaľovacieho motora. Pri spaľovaní vo valci pôsobia na piest vysoké tlaky a teploty, ktoré spôsobujú posuvný pohyb piestu. Piest je pomocou piestneho čapu spojený s ojnicou, na ktorú prenáša svoj pohyb. Na jednej strane je spojená ojnica s piestom, na druhej je pomocou ojničného oka spojená s kľukovým hriadeľom. Ojnica sa otáča jednak okolo piestneho čapu ako aj okolo ojničného čapu. Vďaka tomu je posuvný pohyb piestu prevedený na otáčavý pohyb kľukového hriadeľa. Vlastný kľukový hriadeľ sa skladá z hlavných čapov, kľukových ramien, ojničných čapov, predného a zadného zakončenia.“ [16]



Obr. 2.1 Kľukový mechanizmus motora

2.1 ZADANÉ PARAMETRE NAVRHOVANÉHO MOTORA

Ako som sa v úvode zmienil, budem vychádzať zo štvorvalcového vznetrového motora Zetor, ku ktorému mi boli od vedúceho diplomovej práce poskytnuté všetky potrebné podklady. Úpravu dosiahneme pri zmene kľukového hriadeľa, ku ktorej pribudne jeden valec. Parametre zadaného motora som spísal do tab. 2.1.

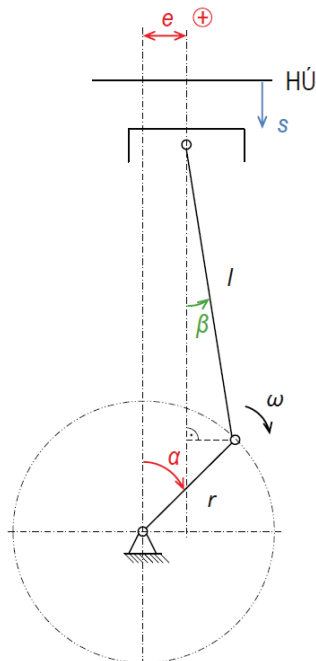


Tab. 2.1 Zadané parametre motora

	Označenie	Hodnota	Jednotka
Počet valcov	i_v	5	[-]
Vítanie valca	D	105	[mm]
Menovité otáčky	n_0	2200	[min^{-1}]
Maximálne otáčky	n	2500	[min^{-1}]
Polomer zalomenia kľuky	r_k	60	[mm]
Priemer hlavného čapu	D_j	80	[mm]
Priemer ojničného čapu	D_c	66	[mm]
Šírka hlavného čapu	l_j	44	[mm]
Šírka ojničného čapu	l_c	40	[mm]
Dĺžka ojnice	l	215	[mm]

2.2 KINEMATIKA EXCENTRICKÉHO KL'UKOVÉHO MECHANIZMU

Kl'uková sústava motora je excentrická, tzn. že os valca a os kľukovej sústavy sa navzájom nepretínajú. Najkratšia vzdialenosť medzi oboma osami je excentricita e . Kl'ukový mechanizmus vykonáva dva základné pohyby. Piestna skupina vykonáva translačný pohyb, ojnice všeobecný rovinný pohyb a kľukový hriadeľ vykonáva rotačný pohyb. Danú kinematiku uskutočňujeme za zjednodušujúcich predpokladov, tj. pri konštantných maximálnych otáčkach motora ($\omega = \text{konšt.}$). Vzhľadom k tomu, že štvordobý motor vykoná jeden pracovný cyklus za dve otáčky kľukového hriadeľa, budem grafy vyhodnocovať v závislosti k natočeniu kľukového hriadeľa.



Obr. 2.2 Znáznornenie excentrického kľukového mechanizmu [9]



Ako je viditeľné z obr. 2.2 excentricita e môže nadobudnúť hodnotu kladnú alebo zápornú. Znamienko závisí od toho, do ktorej strany je orientovaná excentricita od osi kľukového hriadeľa voči jej otáčaniu.

Aby sme mohli vyšetovať vplyv excentricity na sily, pôsobiace v kľukovom mechanizme, musíme spočítať základné kinematické veličiny kľukového mechanizmu. K týmto základným veličinám patrí dráha, rýchlosť a zrýchlenie piestu.

V nasledujúcich kapitolách budem počítať s hodnotou excentricity 20 mm.

2.2.1 ZDVIH PIESTA

Zdvih piesta pri excentrickom prevedení kľukového mechanizmu je väčší v porovnaní s dvojnásobkom polomeru kľukového hriadeľa. S narastajúcou hodnotou excentricity sa zvyšuje aj zdvih.

Vzťah pre zdvih piestu sa vypočíta nasledujúcim vzťahom [9]:

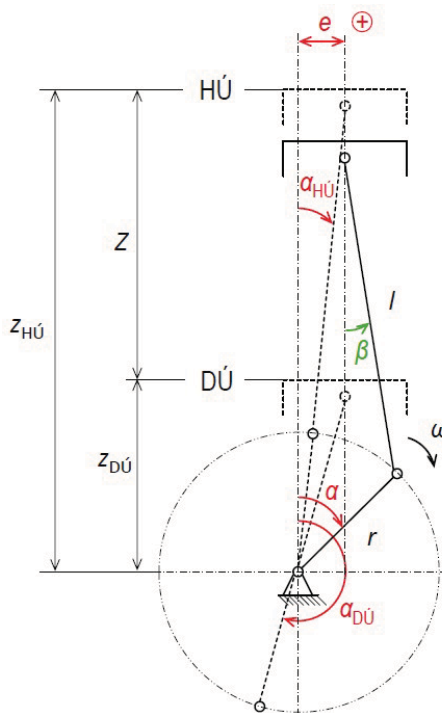
$$z = \sqrt{(l + r_k)^2 - e^2} - \sqrt{(l - r_k)^2 - e^2} \quad [\text{m}] \quad (1)$$

kde l je dĺžka ojnice [m]

r_k je polomer zalomenia kľukového hriadeľa [m]

e je excentricita [m]

Zdvih vyšiel v prípade zvolenej hodnoty excentricity na 120,57 mm. V porovnaní s centrickým mechanizmom táto hodnota činí rovných 120 mm.



Obr. 2.3 Znáznornenie zdvihu piestu excentrického kľukového mechanizmu [9]



2.2.2 POLOHA KĽUKOVÉHO HRIADEĽA PRI HORNEJ A DOLNEJ ÚVRATI

U centrického kľukového mechanizmu je HÚ rovná 0° natočenia kľukového hriadeľa. Pri DÚ je uhol rovný 180° . Tieto hodnoty sa s narastajúcou excentricitou menia. Ich výpočet sa dá zrealizovať na základe nasledujúcich vzorcov:

Poloha kľukového hriadeľa pri HÚ [9]:

$$\alpha_{HÚ} = \arcsin\left(\frac{e}{l+r_k}\right) \quad [^\circ] \quad (2)$$

Poloha kľukového hriadeľa pri DÚ [9]:

$$\alpha_{DÚ} = \arcsin\left(\frac{e}{l-r_k}\right) + \pi \quad [^\circ] \quad (3)$$

Z hore uvedených vzorcov vyplýva, že HÚ sa dosiahne pri $4,2^\circ$ natočenia kľukového hriadeľa. Pri DÚ je táto hodnota rovná $187,4^\circ$.

2.2.3 DRÁHA PIESTA

Dráhu piesta v závislosti na uhle natočenia kľukového hriadeľa α sa dá určiť z nasledujúceho vzťahu [9]:

$$s(\alpha) = \sqrt{(l+r_k)^2 - e^2} - r_k \cdot \left\{ \frac{1}{\lambda} + \cos(\alpha) + \lambda_e \cdot \sin(\alpha) - \frac{\lambda}{4} \cdot [1 - \cos(2 \cdot \alpha)] \right\} \quad [\text{m}] \quad (4)$$

kde λ je kľukový pomer [-]

λ_e je excentrický pomer [-]

α je uhol natočenia kľukového hriadeľa [$^\circ$]

Kľukový pomer je daný vzťahom [9]:

$$\lambda = \frac{r_k}{l} \quad [-] \quad (5)$$

Excentrický pomer je daný vzťahom [9]:

$$\lambda_e = \frac{e}{l} \quad [-] \quad (6)$$

Podľa všeobecného vzťahu pre harmonickú funkciu sa dá vzťah pre dráhu piesta rozdeliť na dve harmonické zložky.



Všeobecný vzťah pre harmonickú funkciu:

$$f(\alpha) = \frac{1}{2} \cdot a_0 + \sum_{n=1}^{\alpha} a_n \cdot \cos(\alpha) + b_n \cdot \sin(\alpha) \quad (7)$$

kde $\frac{a_0}{2}$ je nultá harmonická zložka. V našom prípade predstavuje $\frac{a_0}{2}$ nasledujúci vzťah:

$$\frac{a_0}{2} = \sqrt{(l + r_k)^2 - e^2} - \frac{r_k}{\lambda} + \frac{\lambda \cdot r_k}{4} \quad [\text{m}] \quad (8)$$

Prvá harmonická zložka:

$$s_1(\alpha) = -r_k \cdot \cos(\alpha) - r_k \cdot \lambda_e \cdot \sin(\alpha) \quad [\text{m}] \quad (9)$$

Druhá harmonická zložka:

$$s_2(\alpha) = \frac{-r_k \cdot \lambda}{4} \cdot \cos(2 \cdot \alpha) \quad [\text{m}] \quad (10)$$

S narastajúcim rádom harmonickej zložky sa amplitúda bude znižovať, preto sa harmonické zložky vyšších rádom zanedbávajú. Obvykle sa počíta s rádom prvých a druhých harmonických zložiek.

2.2.4 RÝCHLOSŤ PIESTA

„Rýchlosť piesta sa počas jednej otáčky kl'ukového hriadeľa mení z nulovej hodnoty v HÚ do maximálnej a opäť klesá na nulovú hodnotu v DÚ. Následne dosahuje záporných hodnôt až do maxima a klesá na nulovú hodnotu v HÚ.“ (MERKER 1999, 3 s.)

Deriváciou dráhy (4) podľa času získame rýchlosť piesta [9]:

$$v(\alpha) = r_k \cdot \omega \cdot \left[\sin(\alpha) - \lambda_e \cdot \cos(\alpha) + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin(2 \cdot \alpha) \right] \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (11)$$

kde ω je uhlová rýchlosť kl'ukového hriadeľa pri otáčkach maximálneho výkonu $[\text{s}^{-1}]$

Vzťah pre rýchlosť piesta sa dá rozdeliť na dve harmonické zložky.

Prvá harmonická zložka:

$$v_1(\alpha) = r_k \cdot \omega \cdot \left[\sin(\alpha) - \lambda_e \cdot \cos(\alpha) \right] \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (12)$$

Druhá harmonická zložka:

$$v_2(\alpha) = r_k \cdot \omega \cdot \frac{\lambda}{2} \cdot \sin(2 \cdot \alpha) \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (13)$$



Ďalšia veličina, ktorá sa často uvádza, je stredná piestová rýchlosť. Táto veličina spravidla udáva rýchlobežnosť motora.

Stredná piestová rýchlosť [2]:

$$c_s = 2 \cdot z \cdot n \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (14)$$

kde n sú maximálne otáčky pri maximálnom výkone $[\text{s}^{-1}]$

„Stredná piestová rýchlosť excentrického kl'ukového mechanizmu je väčšia v porovnaní s centrickým mechanizmom tých istých rozmerov a otáčok, pretože zdvih excentrického mechanizmu je väčší ako u centrického mechanizmu. Stredná piestová rýchlosť sa líši v oboch zdvíhaniach pripadajúcich na jednu otáčku motora.“ (KOŽOUŠEK, 21 s.)

Pri týchto hodnotách vyjde stredná piestová rýchlosť na $8,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. „Stredná piestová rýchlosť pre rýchlobežné štvordobé vznetrové motory môže dosahovať hodnoty $7,5$ až $12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.“ (Kolektiv VÚNM a ČKD 1962, 47 s.)

2.2.5 ZRÝCHLENIE PIESTA

Druhou deriváciou dráhy (4) podľa času získame zrýchlenie piesta [9]:

$$a(\alpha) = r_k \cdot \omega^2 \cdot [\cos(\alpha) + \lambda_e \cdot \sin(\alpha) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha)] \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}] \quad (15)$$

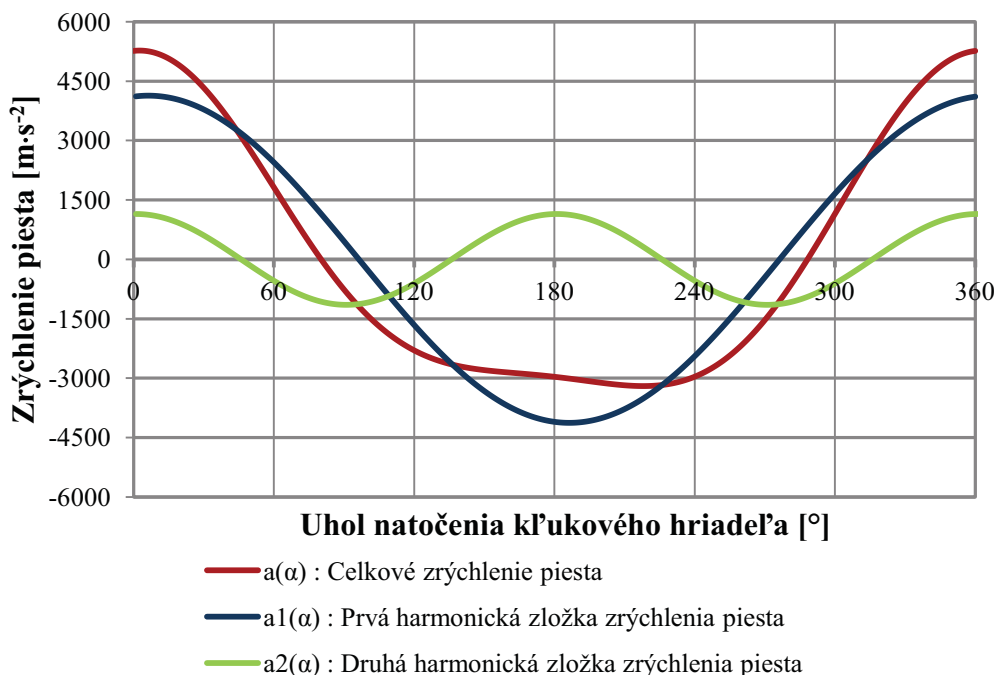
Vzťah pre zrýchlenie piesta sa dá rozdeliť na dve harmonické zložky.

Prvá harmonická zložka:

$$a_1(\alpha) = r_k \cdot \omega^2 \cdot [\cos(\alpha) + \lambda_e \cdot \sin(\alpha)] \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}] \quad (16)$$

Druhá harmonická zložka:

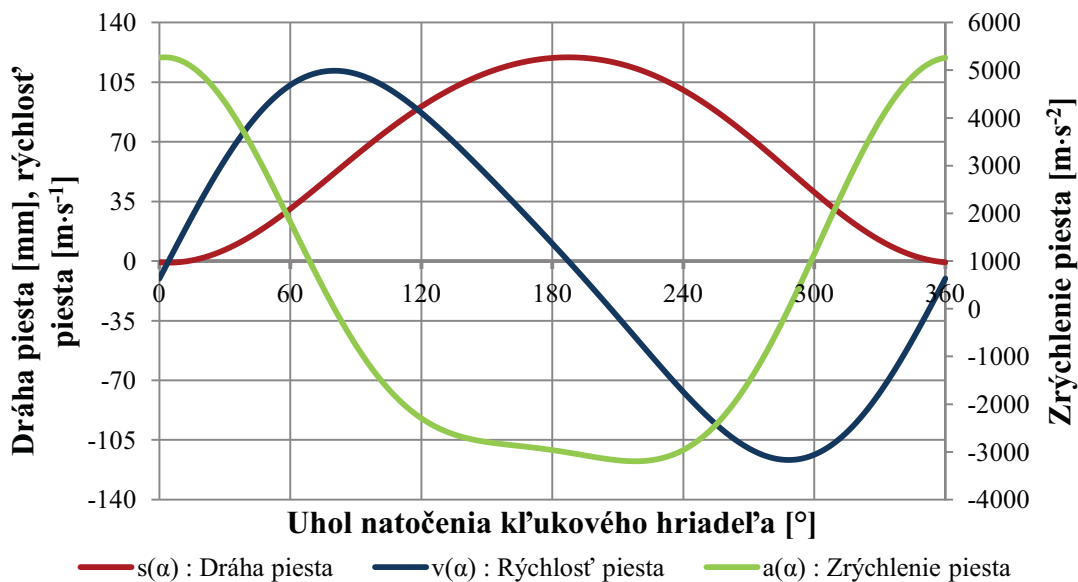
$$a_2(\alpha) = r_k \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha) \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}] \quad (17)$$



Obr. 2.4 Priebeg zrýchlenia piesta a jednotlivých harmonických zložiek

2.2.6 PRIEBEH DRÁHY, RÝCHLOSTI A ZRÝCHLENIA PIESTA

Nasledujúci graf zobrazuje priebeg celkovej dráhy, rýchlosti a zrýchlenia piesta.



Obr. 2.5 Priebeg dráhy, rýchlosti a zrýchlenia piesta

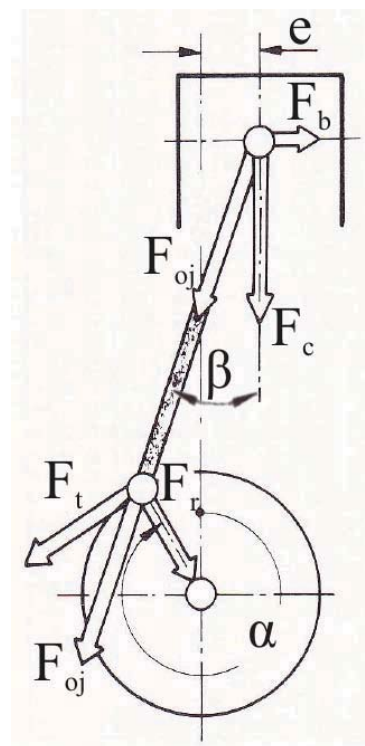
Na obr. 2.5 je priebeg rýchlosti piesta zväčšený 7-krát.

Grafické znázornenie jednotlivých harmonických zložiek dráhy a rýchlosti piesta a k nim patričné hodnoty sú uvedené v prílohe.



3 SILY PÔSOBIACE V KL'UKOVOM MECHANIZME

V kl'ukovom mechanizme spaľovacieho motora pôsobia sily primárne a sily sekundárne. Primárne sily vznikajú v dôsledku tlaku spalín, ktoré pôsobia na piest. Sily sekundárne (tzv. zotrvačné) pôsobia proti primárnym silám, teda zoslabujú ich účinok. Tieto sily sa javia ako premenlivé, v kl'ukovom mechanizme iniciujú pružné kmity, kvôli ktorým je následne kl'ukový mechanizmus namáhaný na ťah, tlak, ohyb a krut.

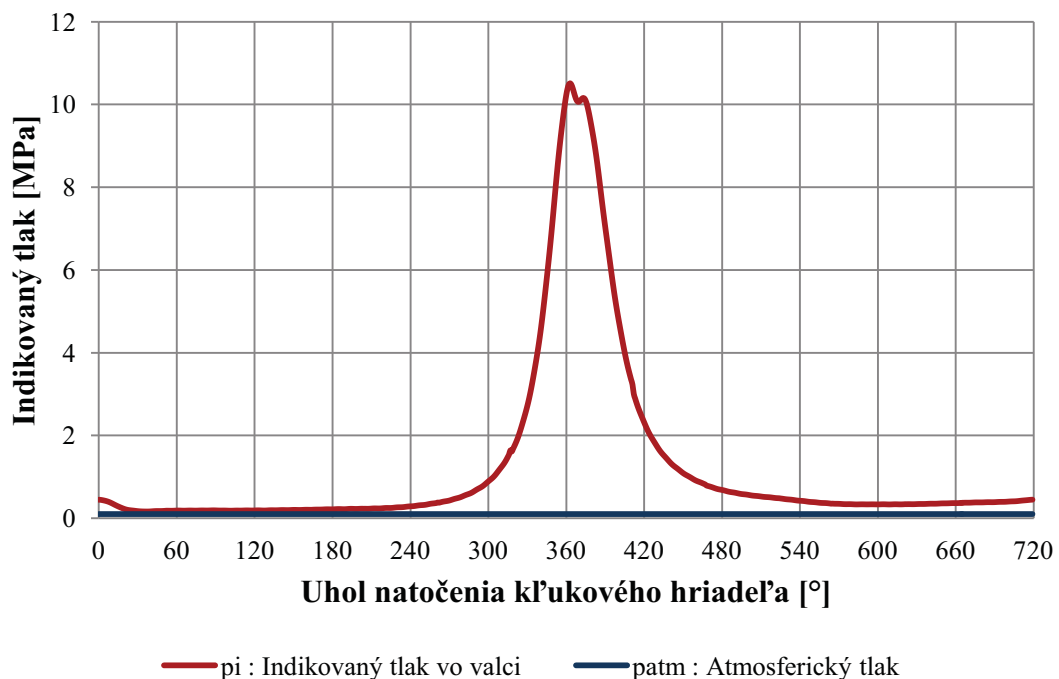


Obr. 3.1 Sily v excentrickom kl'ukovom mechanizme [5]

3.1 INDIKÁTOROVÝ DIAGRAM

Ako súčasť zadania mi boli poskytnuté indikované tlaky z centrického štvorvalcového vznetrového motora Zetor. Pomocou programu, ktorý mi dal k dispozícii vedúci diplomovej práce, som prepočítal hodnoty indikovaného tlaku na indikovaný tlak excentrického mechanizmu.

Významným ukazovateľom kvality pracovného obehu je jeho stredný indikovaný tlak p_i . Zmiený indikovaný tlak som znázornil v grafe. Pri hodnote menovitých otáčok motora je znázornený vzhľadom k uhlu natočenia kl'ukového hriadeľa.



Obr. 3.1 Priebeh indikovaného tlaku vo valci

Z obr. 3.1 je zreteľné, že maximálny tlak nastane za HÚ, vďaka čomu vznikne veľký krútiaci moment. Keby sa nárast tlaku nachádzal pred HÚ, pôsobilo by to proti využiteľnej možnosti krútiaceho momentu.

3.2 SILY PRENÁŠANÉ PIESTNYM ČAPOM

3.2.1 PRIMÁRNE SILY (SILY VYVOLANÉ TLAKMI PLYNOV)

Tlak plynov, ktorý pôsobí na dno piesta, na steny ako aj na hlavu valca, vzniká spaľovaním paliva vo valci. Sila vyvolaná tlakom leží väčšinou v osi valca. Z nasledujúceho vzťahu je možné danú silu vypočítať [2]:

$$F_p = S_p \cdot (p_i - p_{atm}) \quad [\text{N}] \quad (18)$$

kde p_i je indikovaný tlak vo valci [MPa]

p_{atm} je atmosférický tlak [MPa]

S_p je plocha piesta [m²]

Zo vzťahu (18) jasne vyplýva, že primárna sila F_p je závislá len na veľkosti tlakov plynov, keďže plocha piesta S_p a atmosférický tlak p_{atm} sú konštantné¹.

¹ Pri výpočte primárnej sily uvažujeme o zjednodušujúcich predpokladoch: tlak v kl'ukovej skrini pod piestom je rovný atmosférickému tlaku.



3.2.2 SEKUNDÁRNE (ZOTRVAČNÉ) SILY

Obecne sa zotrvačná sila dá vyjadriť nasledujúcim vzťahom [2]:

$$F_z = -m \cdot a \quad [\text{N}] \quad (19)$$

kde m je hmotnosť častí, konajúcich posuvný pohyb [kg]
 a je zrýchlenie piesta [m·s⁻²]

Vzhľadom k tomu, že sekundárne sily pôsobia proti sile tlakov plynov, je zotrvačná sila uvedená záporným znamienkom.

U kl'ukového mechanizmu konajú všetky jeho časti špecifický pohyb. Tieto pohyby sa dajú rozdeliť do dvoch kategórií: pohyb priamočiary vratný a pohyb rotačný. Piest s piestnymi krúžkami, piestny čap a jeho poistné krúžky konajú pohyb priamočiary v smere osi valca. Rotačný pohyb vykonáva kl'ukový hriadel'. „Ojnica koná obecný rovinný pohyb, pre potrebu výpočtu sa jeho hmotnosť redukuje do dvoch bodov. Dynamické a statické účinky týchto bodov musia byť rovnaké, ako celého telesa. Podmienky redukcie je zachovanie celkovej hmotnosti, polohy ťažiska a momentov zotrvačností ojnice. Hmotný bod m_1 v strede oka pre piestny čap vykonáva čisto priamočiary pohyb, pričom hmotný bod m_2 v strede hlavy ojnice vykonáva čisto rotačný pohyb.“ (Kolektív VÚNM a ČKD 1962, 94-96 s.)

HARMONICKÉ ZLOŽKY SEKUNDÁRNEJ SILY

Výsledná zotrvačná sila (19) je daná súčtom ich harmonických zložiek. S narastajúcim rádom harmonickej zložky sa jej amplitúda bude znižovať. Harmonické zložky tretích a vyšších rádov budem zanedbávať.

Prvá harmonická zložka:

$$F_{z1} = -(m_{piest} + m_1) \cdot r_k \cdot \omega^2 \cdot [\cos(\alpha) + \lambda_e \cdot \sin(\alpha)] \quad [\text{N}] \quad (20)$$

kde m_{piest} je hmotnosť piestnej skupiny [kg]

m_1 je redukovaná hmotnosť ojnice konajúca translačný pohyb [kg]

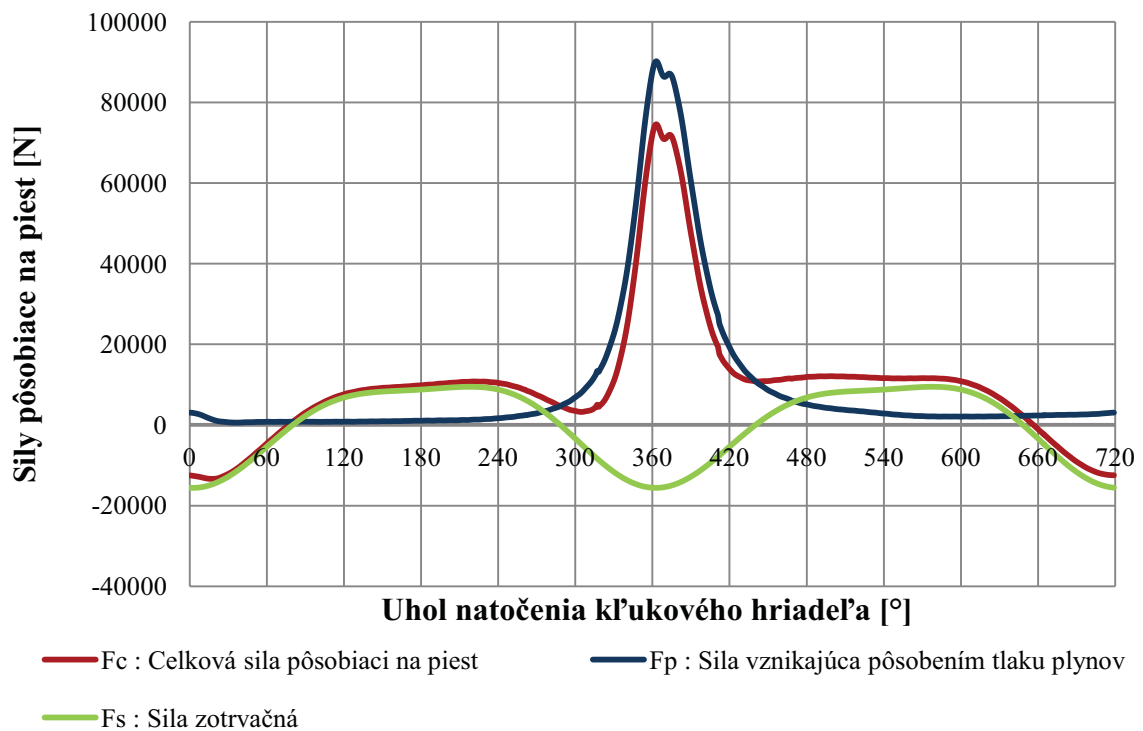
Druhá harmonická zložka:

$$F_{z2} = -(m_{piest} + m_1) \cdot r_k \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha) \quad [\text{N}] \quad (21)$$

3.2.3 CELKOVÁ SILA PÔSOBIACA NA PIEST

Celková sila, ktorá pôsobí na piest, je daná súčtom vzťahov (18) a (19) [2]:

$$F_c = F_p + F_z = S_p \cdot (p_i - p_{atm}) - (m_{piest} + m_1) \cdot a \quad [\text{N}] \quad (22)$$



Obr. 3.2 Sila vznikajúca pôsobením tlaku plynov, zotrvačná sila a celková sila zaťažujúca piest

„Táto celková sila sa rozkladá do dvoch smerov. Do smeru ojnice a do normálového smeru (bočná sila na piest). Veľkosť týchto síl závisí na polohe ojnice (uhol α). Bočná sila, ktorá pôsobí na piest, je nevyužitá a vytvára klopny moment. Snaží sa preklopiť valec okolo hlavnej osi kl'ukového hriadeľa. Tento moment sa prenáša na uloženie motora a spôsobuje rôzne vibrácie. Bočné sily pôsobia u viacvalcových motorov v rôznych rovinách a snažia sa natočiť motor okolo vertikálnej osi.“ [3]

V nasledujúcej časti mojej diplomovej práce budem vyšetrovať, aký má vplyv excentricita na zmenu bočnej sily.

3.2.4 BOČNÁ SILA PÔSOBIACA NA PIEST

Pre výpočet bočnej sily platí nasledujúci vzťah [5]:

$$F_b = F_c \cdot \tan(\beta) \quad [\text{N}] \quad (23)$$

kde β je uhol odklonu ojnice, ktorý je daný vzťahom:

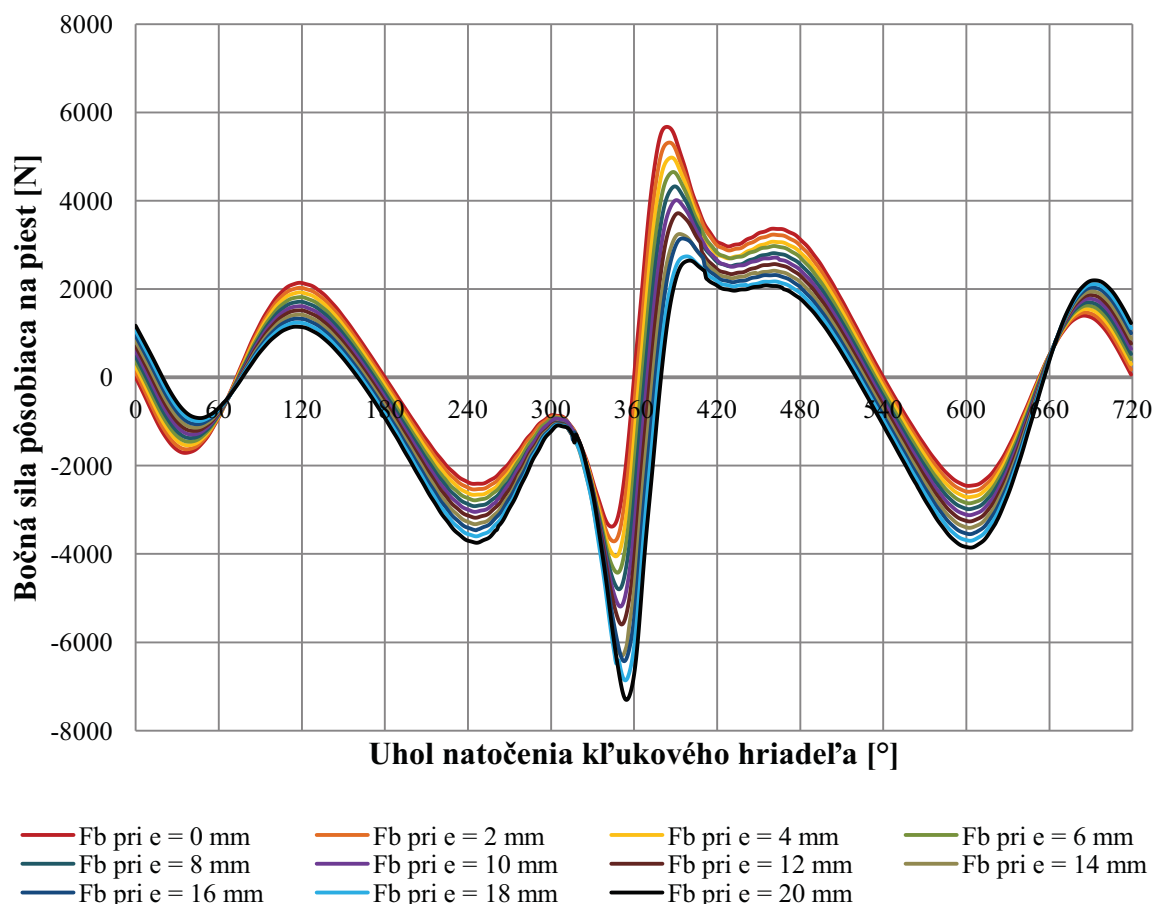
$$\beta = \arcsin[\lambda \cdot \sin(\alpha) - \lambda_e] \quad [^\circ] \quad (24)$$



Po dosadení vzťahu (24) do vzťahu (23) a jej následným upravením, dostaneme zápis:

$$F_b = F_c \cdot \frac{\lambda \cdot \sin(\alpha) - \lambda_e}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\alpha) + 2 \cdot \lambda \cdot \lambda_e \cdot \sin(\alpha) - \lambda_e^2}} \quad [\text{N}] \quad (25)$$

Po dohode s vedúcim diplomovej práce som sa rozhodol pre hodnoty excentricity², pomocou ktorých budem vyšetřovať ich vplyv na priebeh bočnej sily.



Obr. 3.3 Bočná sila pôsobiaca na piest v závislosti na zmene hodnôt excentricity

Z obr. 3.3 je vidieť jednoznačný „zásah“ excentricity do priebehu bočnej sily. Jednotlivé výkmity priebehu bočných síl počas narastajúcej excentricity zasahujú stále viac do zápornej časti grafu. Z grafu je zrejmé, aký má vplyv kompresia, expanzia a urýchľovanie piestnej skupiny na priebeh bočnej sily.

² Ktoré dosahuje hodnoty 0 mm až 20 mm, v rozostupe 2 mm.



STRATOVÝ VÝKON

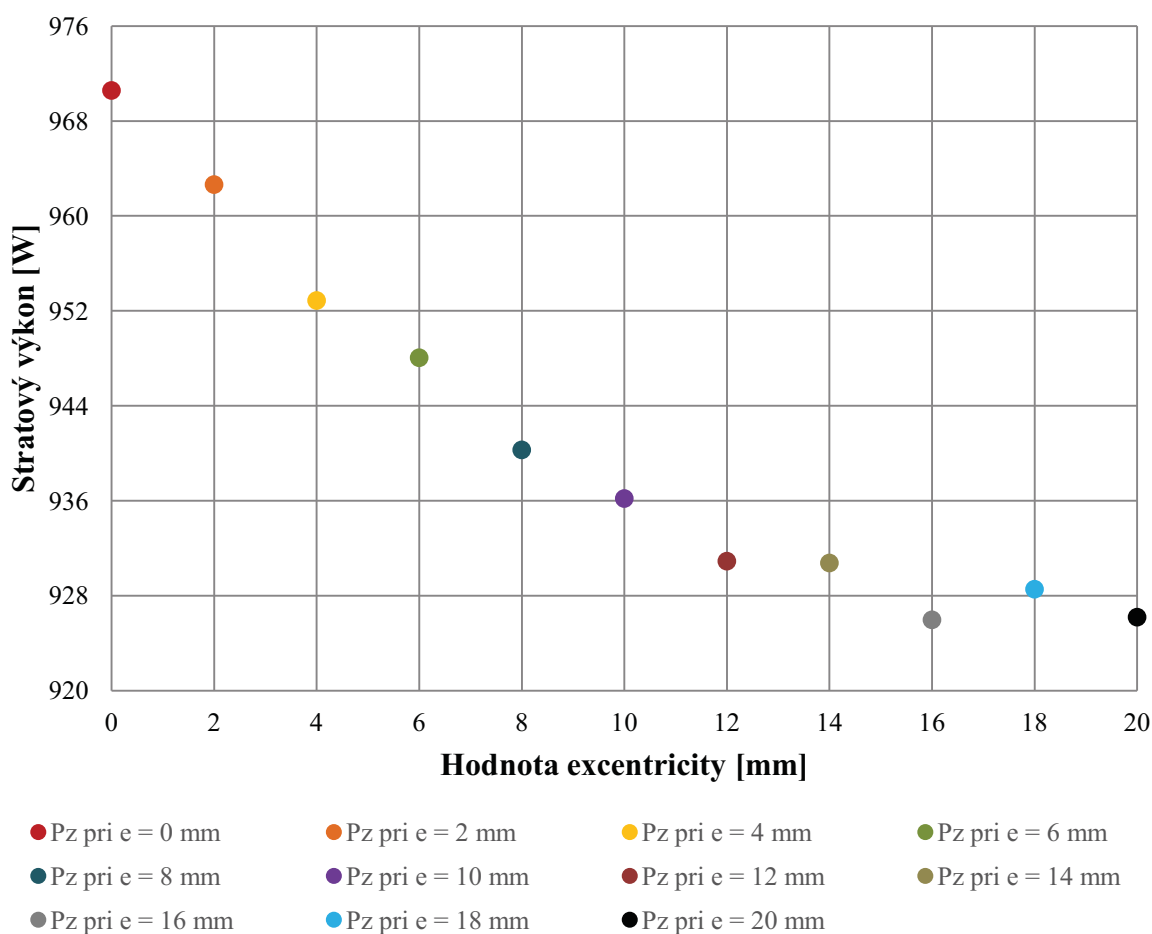
Na priblíženie vplyvu excentricity na zmenu priebehu bočnej sily zavádzam vzťah pre stratový výkon:

$$P_z = F_b \cdot v \cdot f_t \quad [\text{W}] \quad (26)$$

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

f_t je koeficient trenia medzi piestom a vložkou valca $[-]$

Veľkosť koeficienta trenia mi bola poskytnutá vedúcim diplomovej práce. Jeho hodnota bola stanovená na 0,05. Dôkladný postup výpočtu vzťahu (26) je popísaný v prílohe.



Obr. 3.4 Stratový výkon pri jednotlivých excentricitách

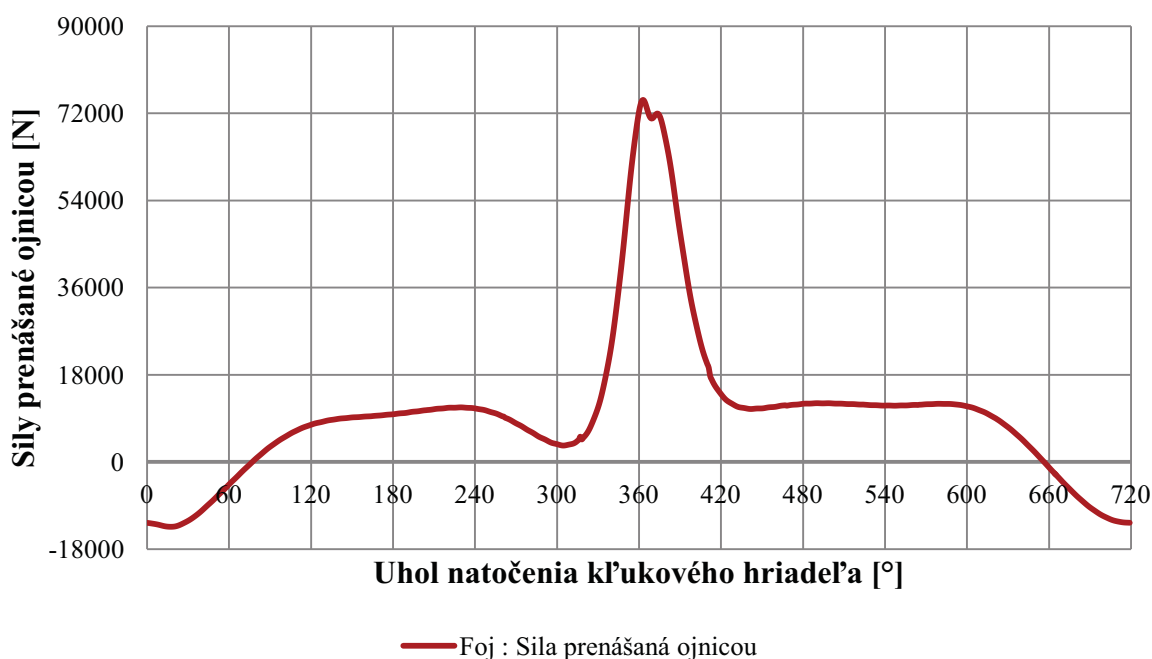
Výsledky z obr. 3.4 jasne naznačujú klesajúcu tendenciu stratového výkonu pri narastajúcej hodnote excentricity. Rozdiel medzi centrickým a vyoseným kl'ukovým mechanizmom o 20 mm spravidla činí až 45 W. Ak spočítame celkový stratový výkon pre päťvalcový excentrický motor, dokážeme týmto spôsobom dosiahnuť úsporu až 0,22 kW. V porovnaní s centrickým kl'ukovým mechanizmom nastáva úspora asi o 5%.



3.3 SILY PRENÁŠANÉ OJNICOU

Vzťah pre silu prenášanú ojnícou pôsobiacou na piestny čap je daný nasledujúcim vzťahom [5]:

$$F_{oj} = \frac{F_c}{\cos(\beta)} = \frac{F_c}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\alpha) + 2 \cdot \lambda \cdot \lambda_e \cdot \sin(\alpha) - \lambda_e^2}} \quad [\text{N}] \quad (27)$$



Obr. 3.5 Priebeh síl prenášaný ojnícou (pre excentricitu o hodnote 20 mm)

3.4 SILY PÔSOBIACE V OJNIČNOM ČAPE

Sila, ktorá pôsobí v smere ojnice, sa ďalej rozkladá na tangenciálnu a radiálnu silu. Tangenciálna sila F_t pôsobí na rameno kľuky v kolmom smere a vyvoláva krútiaci moment M_t . Radiálna sila F_r pôsobí do stredu kľukového hriadeľa a namáha hlavné ložiská.

3.4.1 TANGENCIÁLNA SILA

Vzťah pre výpočet tangenciálnej sily je daný nasledujúcim vzťahom [5]:

$$F_t = F_c \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos(\beta)} = F_c \cdot \left[\sin(\alpha) + \frac{\lambda \cdot \sin(\alpha) \cdot \cos(\alpha) - \lambda_e \cdot \cos(\alpha)}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\alpha) + 2 \cdot \lambda \cdot \lambda_e \cdot \sin(\alpha) - \lambda_e^2}} \right] \quad [\text{N}] \quad (28)$$



3.4.2 RADIÁLNA SILA

Vzťah pre výpočet radiálnej sily je daný nasledujúcim vzťahom [5]:

$$F_r = F_c \cdot \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos(\beta)} = F_c \cdot \left[\cos(\alpha) + \frac{\lambda \cdot \sin^2(\alpha) - \lambda_e \cdot \sin(\alpha)}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\alpha) + 2 \cdot \lambda \cdot \lambda_e \cdot \sin(\alpha) - \lambda_e^2}} \right] \quad [\text{N}] \quad (29)$$

Na ojnicný čap pôsobí okrem síl prenášaných ojnicou aj zotrvačná sila ojnice, vznikajúca rotačnou hmotnosťou ojnice m_2 .

ZOTRVAČNÁ SILA ROTAČNÝCH HMÔT

Vzťah pre zotrvačnú silu rotačných hmôt je daný nasledovne [2]:

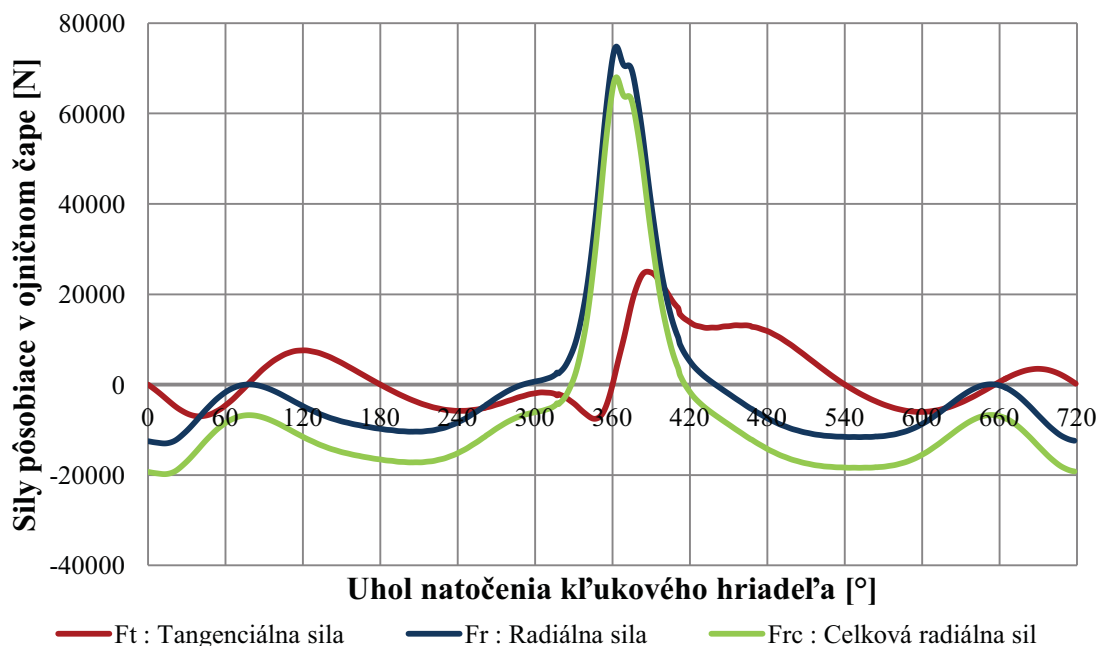
$$F_{ro} = -m_2 \cdot r_k \cdot \omega^2 \quad [\text{N}] \quad (30)$$

kde m_2 je redukovaná rotačná hmotnosť ojnice [kg]

CELKOVÁ RADIÁLNA SILA

Výsledný vzťah celkovej radiálnej sily je daný súčtom vzťahu (29) a (30) [2]:

$$F_{rc} = F_r + F_{ro} = F_c \cdot \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos(\beta)} - m_2 \cdot r_k \cdot \omega^2 \quad [\text{N}] \quad (31)$$



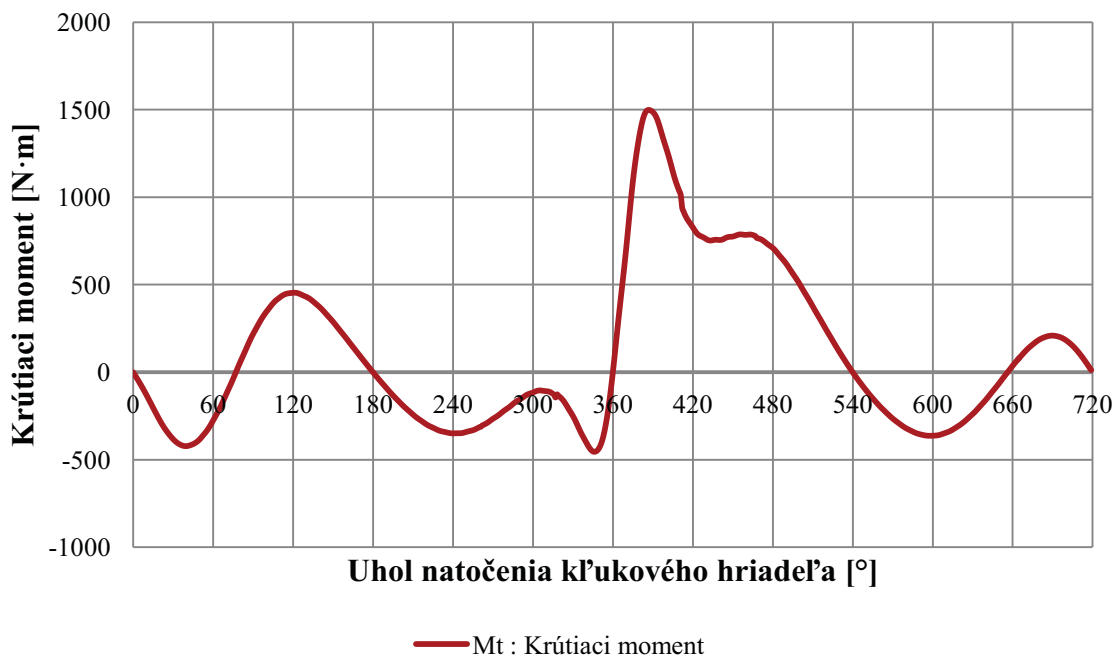
Obr. 3.6 Priebeh síl pôsobiacich v ojničnom čape



3.5 KRÚTIACI MOMENT NA JEDNOM ZALOMENÍ

Výsledný krútiaci moment na jednom zalomení je daný nasledujúcim vzťahom [13]:

$$M_t = F_t \cdot r_k \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (32)$$



Obr. 3.7 Priebeh krútiaceho momentu na jednom zalomení

Veľkosť a priebeh tangenciálnej sily je zreteľný z obr. 3.6. Výsledný vzťah krútiaceho momentu (32) je daný práve súčinom tangenciálnej sily s polomerom zalomenia kl'ukového hriadeľa.



4 VYVÁŽENIE KL'UKOVÉHO MECHANIZMU

„Pri konštruovaní a výrobe piestového spaľovacieho motora, podobne ako u každého piestového stroja je dôležité, aby jeho kl'ukový mechanizmus bol vyvážený. Význam vyváženia sa zväčšuje s narastajúcou rýchlobežnosťou motorov.

Zotrvačné sily a momenty u všetkých pohybujúcich sa súčastí vnútri motora sa prenášajú na jeho uchytenie (rám, základ). Vznikajú jednak samotným pohybom kl'ukového mechanizmu (príčina funkčná) a tiež vplyvom výrobných nepresností, nerovnomerným rozložením materiálu alebo nesúmernými deformáciami súčastí kl'ukového mechanizmu počas prevádzky. Nepriaznivé účinky nevyvážených zotrvačných síl a ich momentov sa odstraňujú alebo aspoň zmiernujú konštrukčným vyvážením a vyvažovaním vyrobených súčastí na vyvažovacích strojoch.

Pod pojmom konštrukčné vyváženie kl'ukového mechanizmu rozumieme spôsob odstránenia alebo zmenšenia výsledných zotrvačných síl a momentov vznikajúcich pohybom tohto mechanizmu.

Vyváženie sa najjednoduchšie dosahuje vhodným usporiadaním kl'ukového hriadeľa, a to tak, aby sa aspoň hlavné zotrvačné sily a momenty navzájom v každom okamihu kompenzovali. V mnohých prípadoch však toto prirodzené vyváženie nestačí a je nutné pripojovať ku kl'ukovému mechanizmu vyvažovacie hmotnosti (vývažky), ktorých účinok pôsobí proti účinkom zotrvačných síl a momentov mechanizmu a čiastočne alebo úplne ich ruší. Vývažky však vedú k zvyšovaniu hmotnosti a ceny motora a k zníženiu kritických otáčok torzného kmitania kl'ukového hriadeľa.“ (KOVARÍK 1992, 56-57 s.)

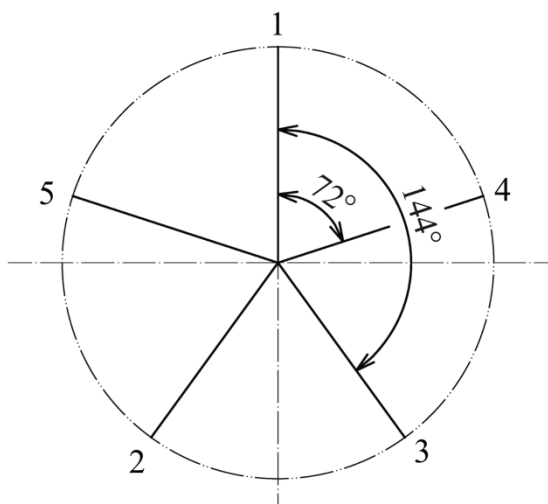
4.1 USPORIADANIE KL'UKOVÉHO HRIADEĽA

„Dosiachnutie najrovnomernejšieho chodu motora si vyžaduje, aby zážihy v jednotlivých valcoch nasledovali za sebou v pravidelných intervaloch. Pretože u každého valca štvordobého motora sa opakuje zážih po dvoch otáčkach kl'ukového hriadeľa (tj. po 720° pootočení kl'ukového hriadeľa), sa musí v tejto dobe uskutočniť zážih vo všetkých valcoch motora. Aby sa splnila podmienka pravidelných intervalov medzi zážihmi v jednotlivých valcoch, musí byť uhol medzi kl'ukami hriadeľa u štvordobého motora:“ (KOVARÍK 1992, 62 s.)

$$\varphi = \frac{720}{i_v} [^\circ] \quad (33)$$

kde i_v je počet valcov [-]

V mojom prípade je zadaný päťvalcový motor, ktorý má daný uhol otvorenia valcov. Pre navrhnutie poradia zážihov pripadajú do úvahy dve varianty, a to s poradím zážihov 1-2-4-5-3 a 1-3-5-2-4. Poradie zážihov 1-3-5-2-4 sa kvôli veľkému momentu zotrvačných síl prvého rádu nejaví ako najvhodnejšia voľba, preto som sa rozhodol pre voľbu motora s poradím zážihov 1-3-5-2-4.



Obr. 4.1 Päťvalcový motor s poradím zážihov 1-2-4-5-3.

4.2 VYVAŽOVANIE ZOTRVAČNÝCH SÍL ROTAČNÝCH A POSUVNÝCH ČASTÍ

Dôvody pre vyvažovanie sú jasné, chceme docieľiť, aby sa namáhanie klukového mechanizmu zmenšilo a aby sa chod motora vyladil.

4.2.1 VYVAŽOVANIE ZOTRVAČNÝCH SÍL ROTAČNÝCH ČASTÍ

„Zotrvačné sily rotujúcich častí sú konštantné čo do veľkosti a pôsobenia v smere ramena kluky. Sily pôsobiace v jednotlivých valcoch sa prekladajú do ťažiskovej roviny kolmej na os klukového hriadeľa. U radových motorov s rovnomernými rozstupmi zážihov (klukový hriadeľ tvorí pravidelnú hviezdicu) sú tieto sily temer vždy prirodzene vyvážené.“ (KOVARÍK 1992, 65 s.)

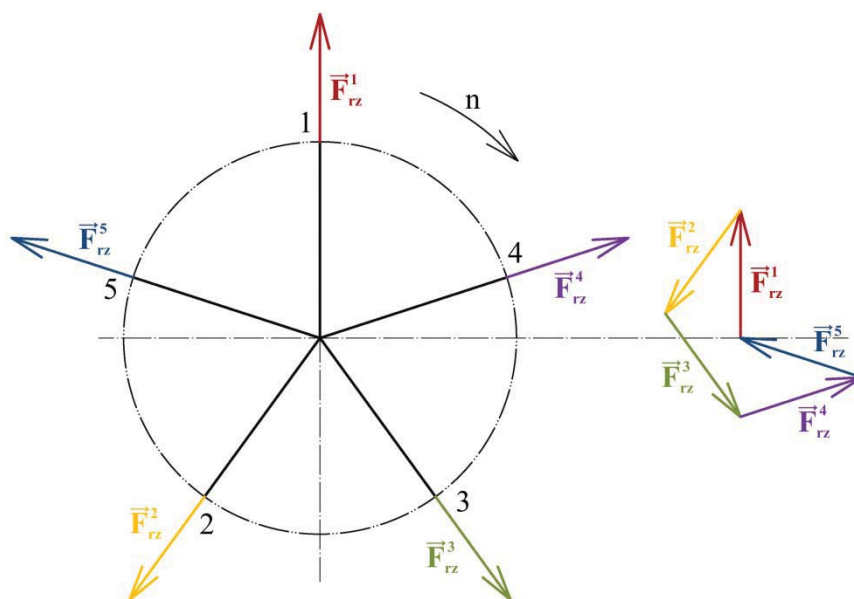
Vzťah pre analytické riešenie [2]:

$$F_{rz} = (m_r + m_2) \cdot r_k \cdot \omega^2 \quad [\text{N}] \quad (34)$$

kde m_r je hmotnosť zalomenia³ [kg]

Grafické stanovenie výsledných zotrvačných síl sa javí ako najrýchlejší spôsob, je docielený vektorovým súčtom síl od jednotlivých valcov.

³ Ktorú som stanovil z namodelovanej časti v programe Creo.



Obr. 4.2 Rozloženie zotrvačných síl rotačných častí

Z obr. 4.2 je jasne vidieť uzavretý výsledný obrazec, tj. výsledná zotrvačná rotačná sila je nulová. Táto sila je u tohto motora prirodzene vyvážená.

4.2.2 VYVAŽOVANIE ZOTRVAČNÝCH SÍL POSUVNÝCH ČASTÍ PRVÉHO RÁDU

„Veľkosť zotrvačnej sily posuvných častí prvého rádu sa dá vyjadriť ako priemet vektorov pôsobiacich v smere prislúchajúcej kľuky a spolu s ňou rotujúcou uhlovou rýchlosťou ω do smeru osi valca.“ (KOVAŘÍK 1992, 65 s.)

Jej veľkosť je premenná, v každom okamihu vyjadriteľná priemetom do osi valca. Ako aj u predošlých určení rotačných zotrvačných síl, aj v tomto prípade budem postupovať grafickým riešením vyváženosti zotrvačných síl. Hviezdica kľukového hriadeľa pre vyváženosť prvého rádu zotrvačných síl posuvných sa zhoduje s hviezdicou kľukového hriadeľa.

Vzťah pre analytické riešenie zotrvačných síl posuvných častí prvého rádu u excentrického kľukového mechanizmu sa líši od centrického pribudnutím vzťahu pre tzv. sínusovú zložku zotrvačnej sily.

Vzťah pre zotrvačnú silu kosínusovej zložky:

$$F_{pzl(\cos)} = (m_{piest} + m_1) \cdot r_k \cdot \omega^2 \cdot \cos(\alpha) \quad [\text{N}] \quad (35)$$

Vzťah pre zotrvačnú silu sínusovej zložky:

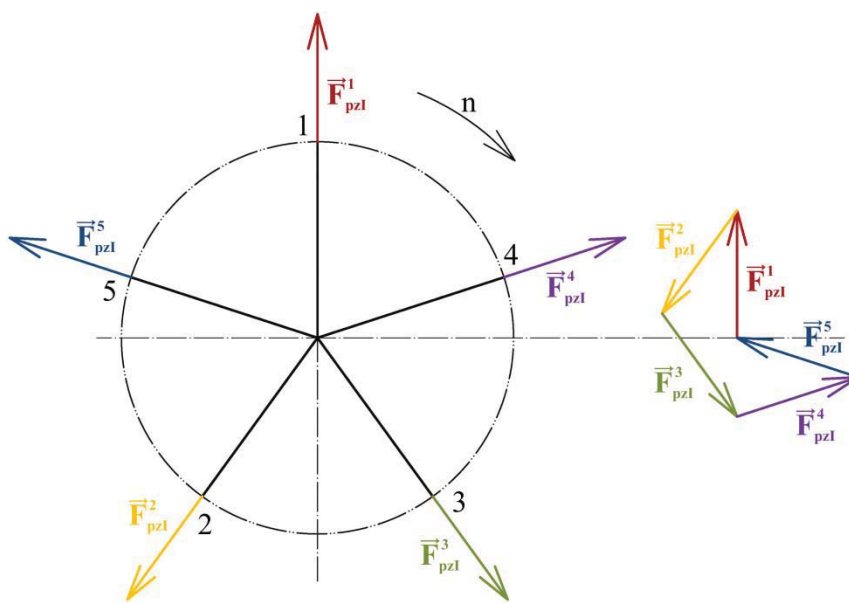
$$F_{pzl(\sin)} = (m_{piest} + m_1) \cdot r_k \cdot \omega^2 \cdot \lambda_e \cdot \sin(\alpha) \quad [\text{N}] \quad (36)$$



Vo vzťahu (36) vystupuje excentrický pomer, kvôli ktorému je v konečnom dôsledku tento vzťah λ_e -krát menší. Výsledným vzťahom pre výpočet vyváženosti zotrvačných síl prvého rádu činí súčet vzťahu (35) a (36).

Výsledný vzťah pre analytické riešenie:

$$F_{pzI} = F_{pzI(\cos)} + F_{pzI(\sin)} \quad [\text{N}] \quad (37)$$



Obr. 4.3 Rozloženie zotrvačných síl posuvných častí I. rádu

Z grafického stanovenia súčtu vektorových síl jednotlivých valcov (obr. 4.3) je vidieť uzatvorený vektorový obrazec. Výslednica je nulová a motor má túto silu prirodzene vyváženú.

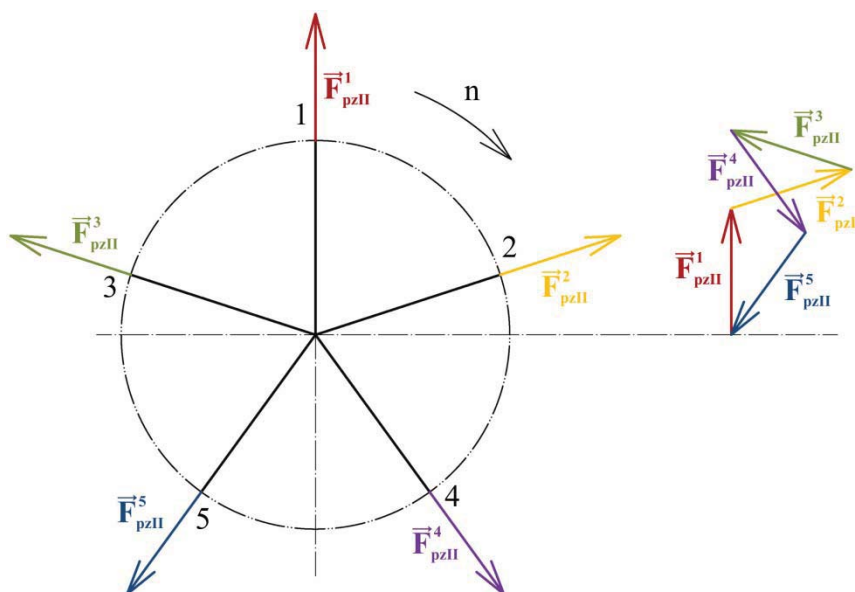
4.2.3 VYVAŽOVANIE ZOTRVAČNÝCH SÍL POSUVNÝCH ČASTÍ DRUHÉHO RÁDU

Pri výpočte zotrvačných síl posuvných častí druhého rádu sa postupuje obdobne ako u prvého rádu, rozdiel je len v tom, že frekvencia uhla α je 2-krát väčšia a výsledný vzťah je v konečnom dôsledku λ -krát menší. Kvôli týmto rozdielom nastane zmena pri vynášaní vektorov v smere kľuky⁴.

Výsledný vzťah pre analytické riešenie:

$$F_{pzII} = (m_{piest} + m_1) \cdot \lambda \cdot r_k \cdot \omega^2 \cdot \cos(2 \cdot \alpha) \quad [\text{N}] \quad (38)$$

⁴ Vektorový polygon sa rieši podľa kľukového hriadeľa II. rádu, tj. jednotlivé zalomenia nezvierajú uhol 144° ale 288°.



Obr. 4.4 Rozloženie zotrvačných síl posuvných častí II. rádu

4.3 VYVAŽOVANIE MOMENTOV ZOTRVAČNÝCH SÍL ROTAČNÝCH A POSUVNÝCH ČASTÍ

„Aby sa pri prenose síl do ťažiskovej roviny nezmenili účinky pôvodnej silovej sústavy, musia sa k preneseným silám priradiť príslušné momenty, ktoré sú násobkami síl a ich vzdialeností od ťažiskovej roviny.“ (KOVARŽÍK 1992, 69 s.)

„Vektory momentov, ktoré sú príslušné kl'ukám hriadeľa, sú umiestnené vľavo od ťažiskovej roviny. Majú opačný zmysel ako vektory momentov príslušné kl'ukám, ležiacim napravo od ťažiskovej roviny. Vektory momentov, ktoré sú preložené do ťažiskovej roviny hriadeľa, sa tu geometricky sčítajú. Sú kolmé na roviny príslušné kl'ukám a zvierajú medzi sebou rovnaké uhly ako kl'uky. Vektory momentov, ktoré sú príslušné kl'ukám naľavo od ťažiskovej roviny, smerujú zo stredu. Vektory momentov, ktoré sú príslušné kl'ukám napravo, smerujú od stredu.“ (SKALSKÝ 1971, 82 s.)

4.3.1 VYVAŽOVANIE MOMENTOV ZOTRVAČNÝCH SÍL ROTAČNÝCH ČASTÍ

Momenty zotrvačných síl rotačných častí vznikajú od zotrvačných síl, ktoré pôsobia v jednotlivých valcoch. Vzniknuté momenty sa javia ako pozdĺžne, ktoré pôsobia na ramene od ťažiskovej roviny. Rovina pôsobenia týchto momentov sa otáča spolu s hriadeľom, kdežto ich veľkosť sa pri konštantných otáčkach nemení. „Tieto momenty sa celkovo dajú vyvážiť a to momentom dvoch alebo viaceru protizávaží na hriadeľi. Vyvažujúci moment musí avšak ležať v rovine výsledného momentu a mať opačný zmysel.“ (SKALSKÝ 1971, 91 s.)

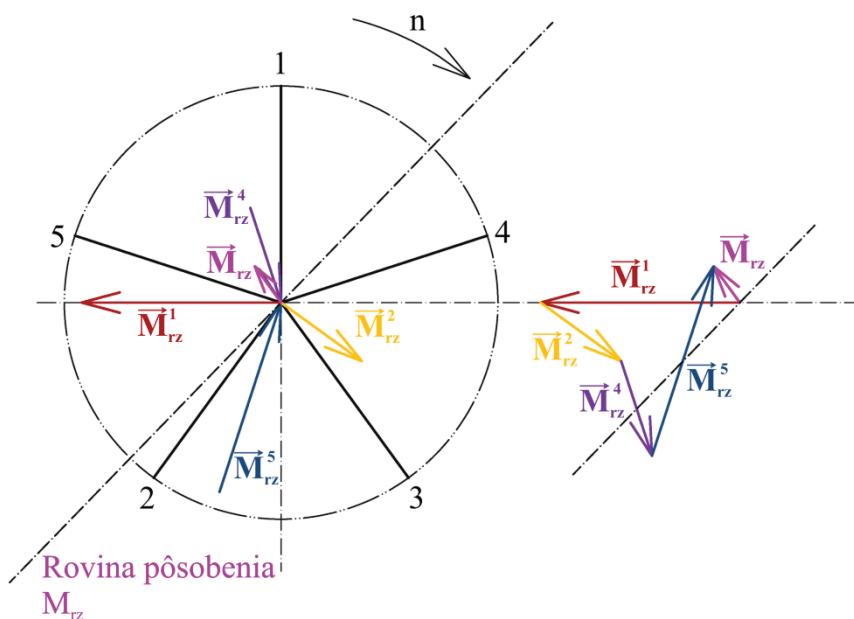


Výsledný vzťah pre analytické riešenie, odvodené z [10]:

$$M_{rz} = K_I \cdot (m_r + m_2) \cdot r_k \cdot \omega^2 \cdot a \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (39)$$

Kde K_I je súčiniteľ pre určenie vyváženosti⁵ [-]

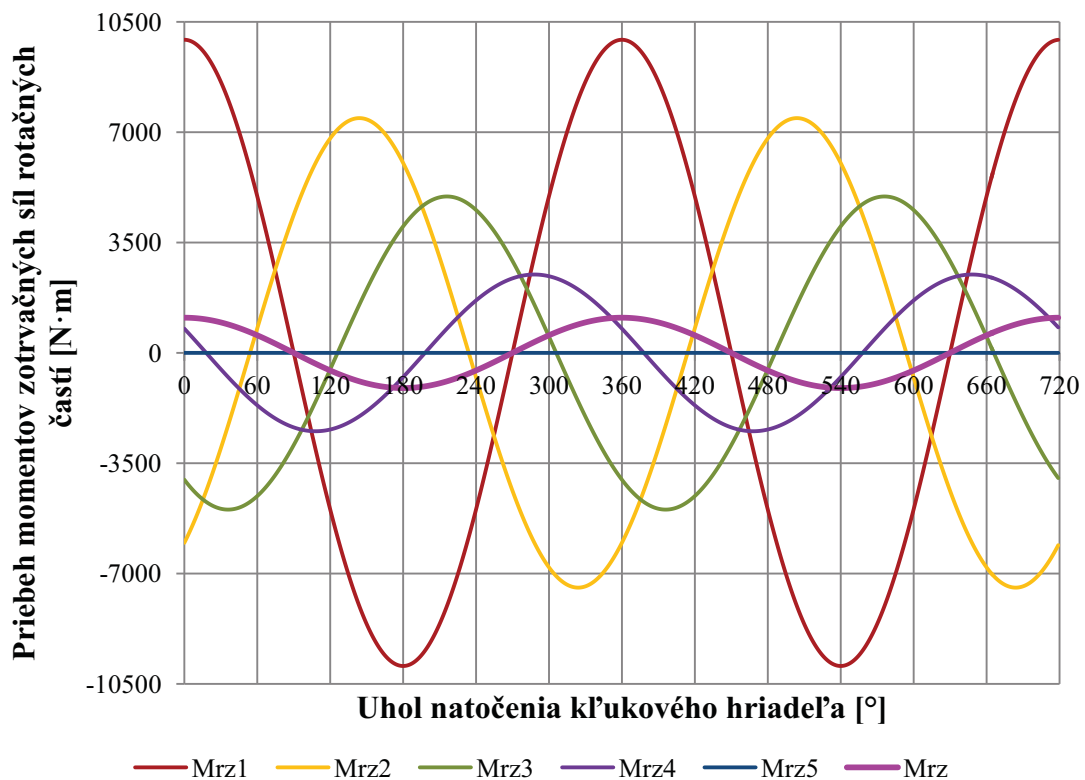
a je rozteč hlavných čapov [m]



Obr. 4.5 Stanovenie výslednice momentov zotrvačných síl rotačných častí

Z obr. 4.5 je zreteľné pôsobenie výsledného momentu, ktorý v závislosti na uhlu natočenia kl'ukového hriadeľa mení svoju veľkosť.

⁵ Súčiniteľ K_I pre poradie zážihov 1-2-4-5-3 je rovný hodnote 0,449.



Obr. 4.6 Priebek momentov zotrvačných síl rotačných častí

Na obr. 4.6 som zobrazil moment od každého valca, výsledný moment M_{rz} je vykreslený ružovou farbou.

4.3.2 VYVAŽOVANIE MOMENTOV ZOTRVAČNÝCH SÍL POSUVNÝCH ČASTÍ PRVÉHO RÁDU

„Momenty zotrvačných síl I. rádu sa vyšetrujú ako projekcia výsledného momentového vektora z vektorového obrazca rovnako ako moment síl rotujúcich. Momenty zotrvačných síl posuvných pôsobia v rovine osí valcov a sú premenlivé čo do veľkosti aj čo do orientácie.“ (SKALSKÝ 1971, 91 s.)

Moment zotrvačných síl od posuvných častí prvého rádu nie je možné eliminovať len dvojicou vývažkov na kl'ukovom hriadeli, vyváženie môže byť docielené vývažkami na dvoch pomocných vyvažovacích hriadel'och, použitím jedného vyvažovacieho hriadel'a a vývažkov, ktoré sú umiestnené na kl'ukovom hriadeli, alebo čiastočným vyrušením momentu umiestnením vývažkov na kl'ukovom hriadeli.

Vzťah pre analytické riešenie momentov zotrvačných síl posuvných častí prvého rádu u excentrického kl'ukového mechanizmu sa líši od centrického pridaním vzťahu pre tzv. sínusovú zložku momentu zotrvačnej sily.

Vzťah pre výpočet momentu zotrvačnej sily kosínusovej zložky, odvodené z [10]:

$$M_{pzl(\cos)\dot{c}} = 0,449 \cdot (m_{piest} + m_1) \cdot r_k \cdot \omega^2 \cdot \cos(\alpha + 216^\circ) \cdot a \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (40)$$



Vzťah pre zotrvačnú silu sínusovej zložky, odvodené z [10]:

$$M_{pzi(\sin)} = 0,449 \cdot (m_{piest} + m_1) \cdot r_k \cdot \omega^2 \cdot \lambda_e \cdot \sin(\alpha + 216^\circ) \cdot a \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (41)$$

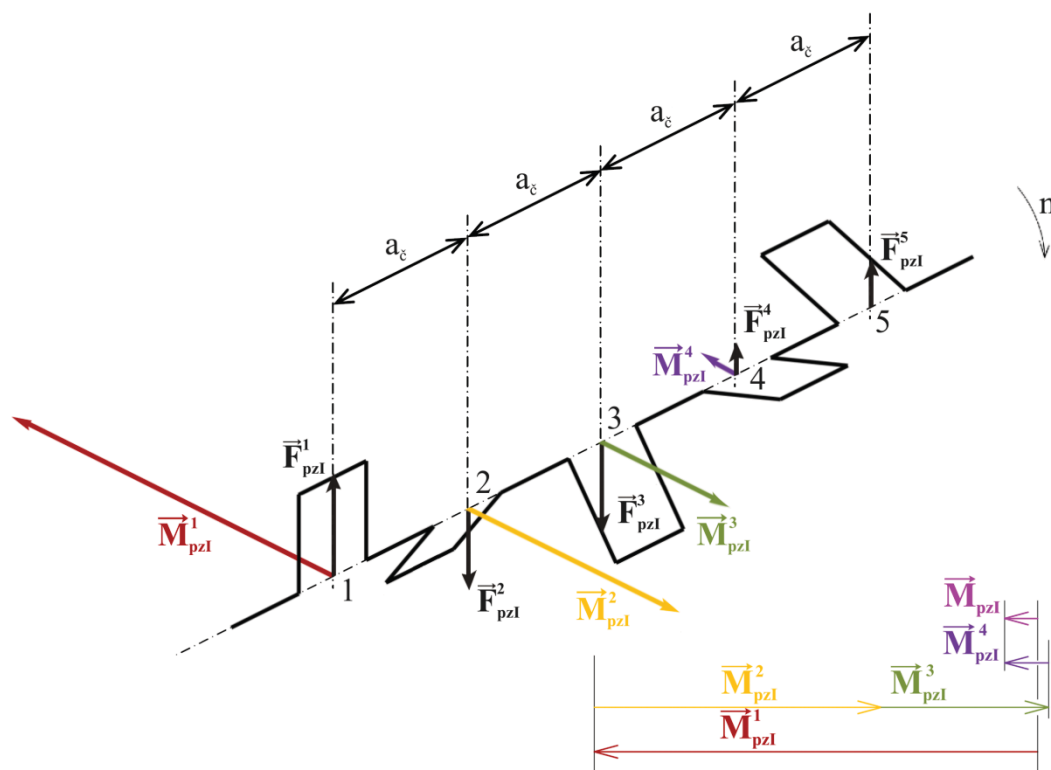
Ak chceme docieľiť, aby dané vzťahy mohli byť zlúčené do jedného vzťahu, excentrický pomer λ_e sa vo výslednom vzťahu nachádzať nebude. Konštanta K_I a uhol natočenia kľukového hriadeľa α sa budú pre rôzne hodnoty excentricít meniť. Pre názornosť som uviedol vzťah pre výpočet výsledného momentu zotrvačných síl v závislosti od posuvných častí pre hodnotu excentricity 20 mm. V prílohe prikladám vzťahy pre zvyšné hodnoty excentricít. Na obr 4.7 a 4.8 som počítal momenty voči piatemu valcu.

Všeobecný výsledný vzťah pre analytické riešenie:

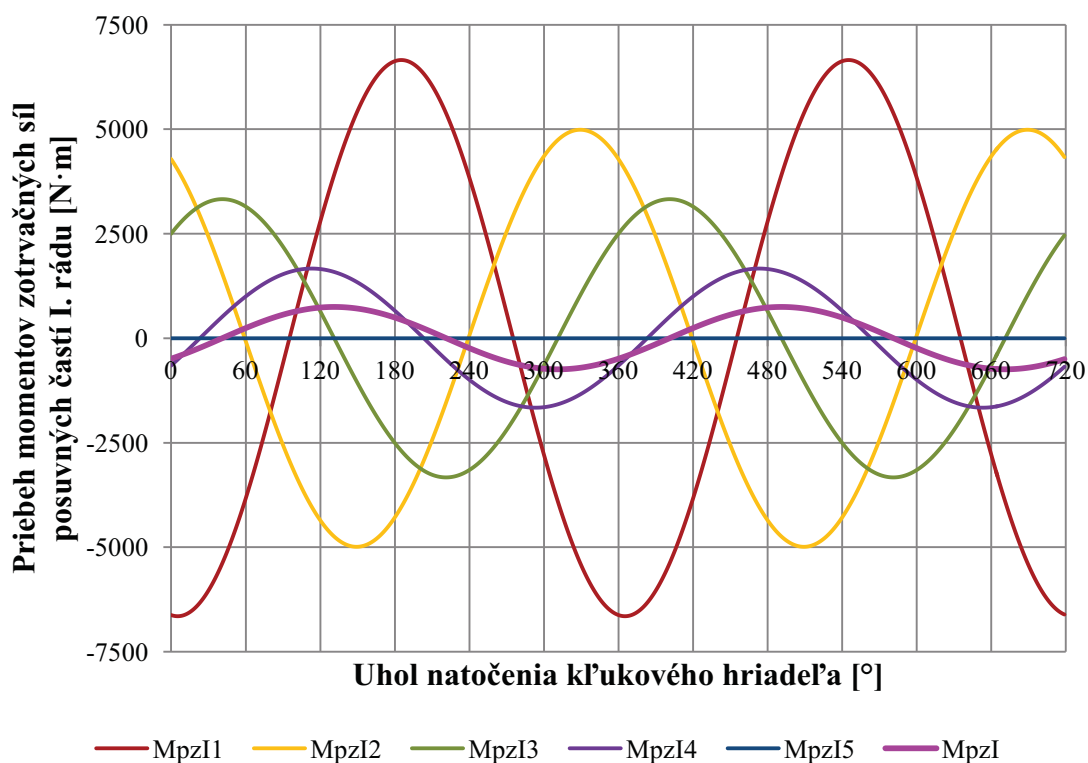
$$M_{pzi} = -(m_{piest} + m_1) \cdot r_k \cdot \omega^2 \cdot [\cos(0,264 + 0,363 \cdot \lambda_e) + \sin(-0,363 + 0,264 \cdot \lambda_e)] \cdot a \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (42)$$

Vzťah (42) v upravenej forme pre hodnotu excentricity 20 mm:

$$M_{pzi} = 0,451 \cdot (m_{piest} + m_1) \cdot r_k \cdot \omega^2 \cdot \sin(\alpha + 318,7^\circ) \cdot a \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (43)$$



Obr. 4.7 Stanovenie výslednice momentov zotrvačných síl posuvných častí I. rádu



Obr. 4.8 Pribeh momentov zotrvačných síl posuvných častí I. rádu

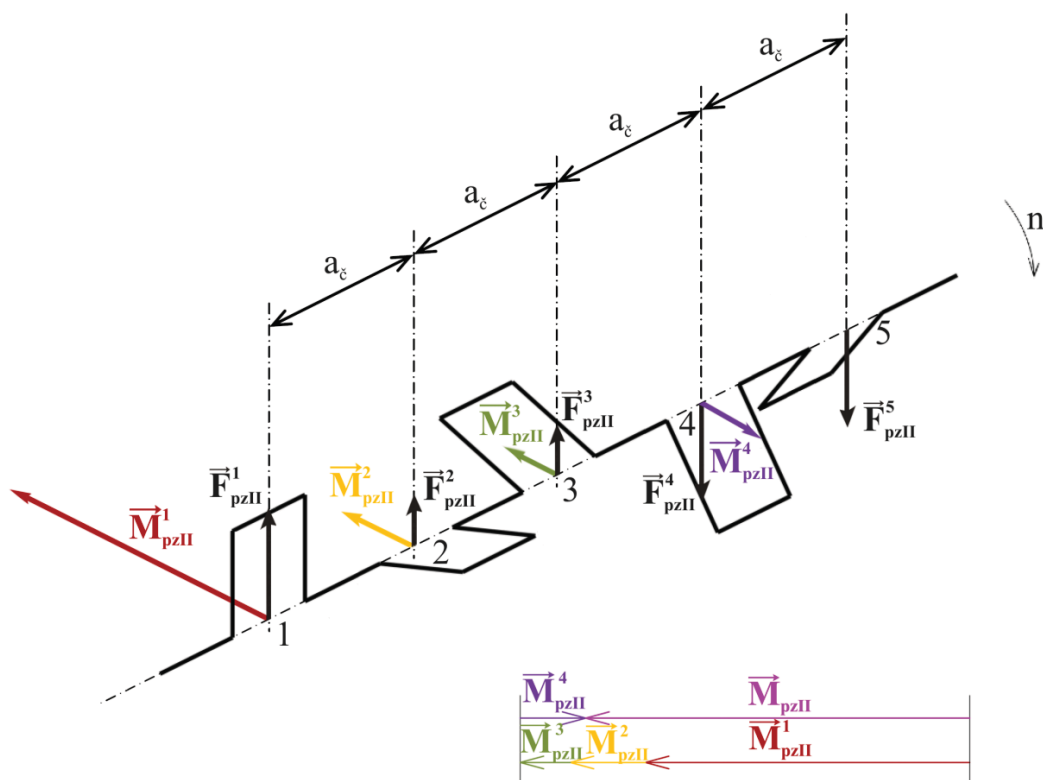
Na obr. 4.8 sú znázornené momenty od každého valca ako aj výsledný moment. Veľkosť momentov sa mení v závislosti na natočení kl'ukového hriadeľa.

4.3.3 VYVAŽOVANIE MOMENTOV ZOTRVAČNÝCH SÍL POSUVNÝCH ČASTÍ DRUHÉHO RÁDU

Pri výpočte momentov zotrvačných síl posuvných častí druhého rádu sa postupuje obdobne ako u prvého rádu. Rozdiel je v tom, že frekvencia uhla α je 2-krát väčšia a výsledný vzťah je v konečnom dôsledku λ -krát menší. Na obr 4.9 a 4.10 som počítal momenty voči piatemu valcu.

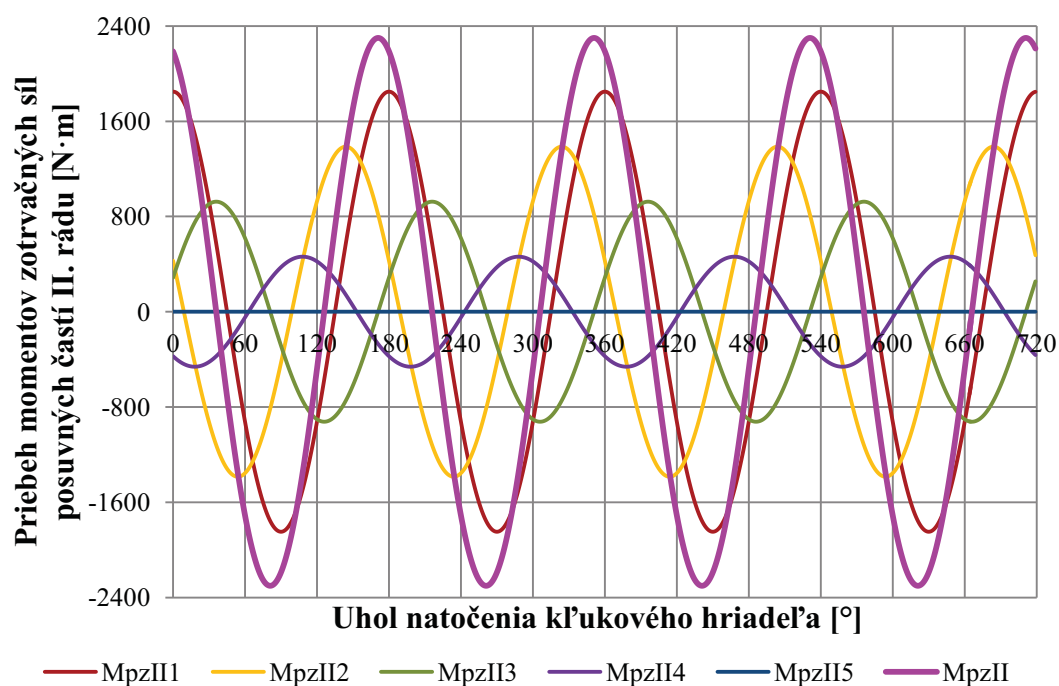
Výsledný vzťah pre výpočet výsledného momentu zotrvačných síl posuvných častí II. rádu, odvodené z [10]:

$$M_{pzII} = 0,498 \cdot (m_{piest} + m_1) \cdot \lambda \cdot r_k \cdot \omega^2 \cdot \sin[2 \cdot (\alpha + 144^\circ)] \cdot a \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (44)$$



Obr. 4.9 Stanovenie výslednice momentov zotrvačných síl posuvný častí II. rádu

Na obrázku je jasne vidieť väčšiu veľkosť výsledného momentu zotrvačných síl posuvných častí druhého rádu oproti prvému rádu. Je to zapríčinené hlavne súčiniteľom pre určenie vyvážení, ktorý má vo vzťahu (44) hodnotu 4,98. Na obr. 4.10 sú znázornené momenty od každého valca ako aj výsledný moment.



Obr. 4.10 Priebek momentov zotrvačných síl posuvných častí II. rádu



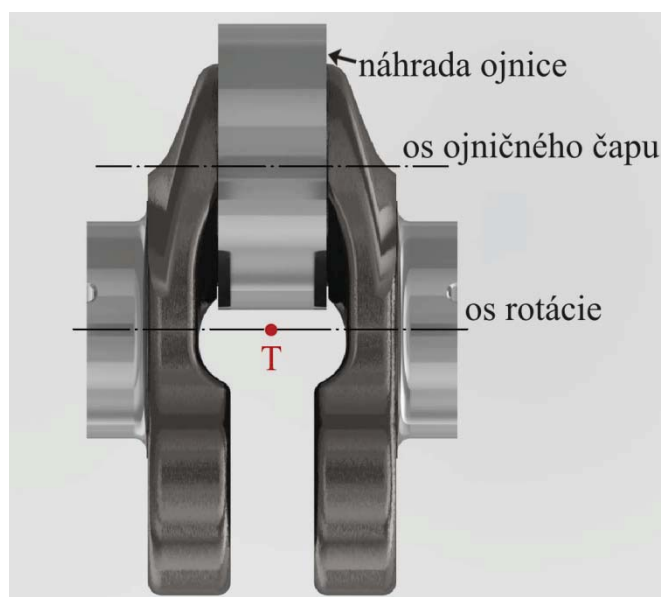
5 VÝVAŽKY NA KL'UKOVOM HRIADELI

Rešpektoval som hlavné rozmery kl'ukového mechanizmu štvorvalcového radového vznetrového motora a vďaka potrebným poskytnutým výrobným výkresom som navrhol kl'ukový hriadeľ pre päťvalcový motor.

5.1 NÁVRH VÝVAŽKOV PRE VYVÁŽENIE MOMENTOV ODSREDIVÝCH SÍL

Vyváženie momentov odstredivých síl sa dá dosiahnuť dvojakým spôsobom a to silovým alebo momentovým vyvážením. U daného motora som volil silové vyváženie u ktorého sa ako pozitívum javí menšie namáhanie ložísk, taktiež sú všetky zalomenia identické, čím sa dosahuje jednoduchý výsledný tvar kl'ukového hriadeľa. Výroba takto navrhnutého hriadeľa je jednoduchšia a lacnejšia. Konštruovaný kl'ukový mechanizmus sa nebude používať pri vysokých otáčkach, preto jeho vyššia hmotnosť nebude prekážať.

Na modelovanie príslušných častí kl'ukového mechanizmu som využil 3D modelovací program Creo. Program má veľmi prijateľné užívateľské rozhranie, v ktorom sa jednoducho orientuje. Po získaní patričnej rutiny bolo modelovanie jednotlivých súčiastok jednoduché. Tento program som využil aj na navrhnutie vývažkov. Najprv som nakreslil zjednodušenú časť vývažku, následne som jej tvar prispôboval konštrukčným možnostiam až kým som dospel k finálnemu stavu. Program Creo obsahuje aj funkciu optimalizácie, vďaka ktorej som jednoduchým spôsobom mohol staticky vyvážiť jedno zalomenie. Vychádzal som z faktu, že ak sa ťažisko jedného zalomenia spolu s rotačnou hmotnosťou ojnice⁶ bude nachádzať na osi rotácie, bude odstredivá sila nulová. Tým pádom bude moment od odstredivých síl úplne vyvážený (viď obr. 5.1).

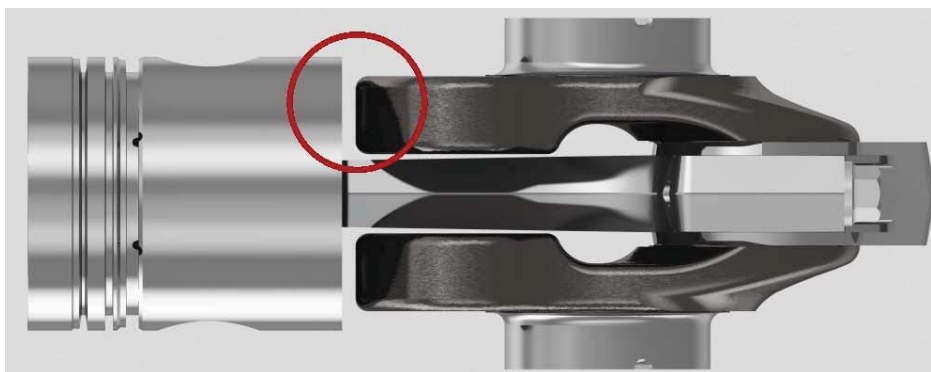


Obr. 5.1 Staticky vyvážené jedno zalomenie

⁶ Ktorá v obr. 5.1 figuruje ako kovový prstenec, ktorý má identickú hmotnosť ako redukovaná rotačná hmotnosť ojnice.

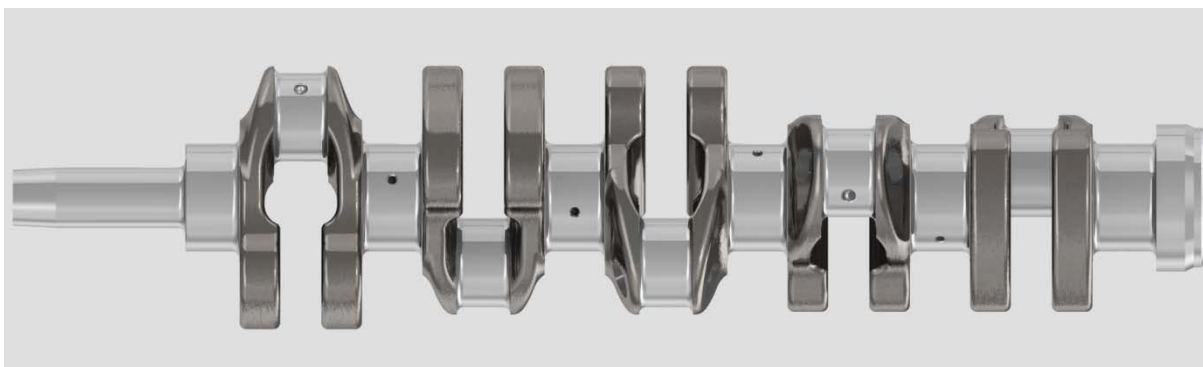


Pre následné vylúčenie kolízie vývažku s piestom, som uskutočnil kontrolu, pri ktorej je piest v DÚ a vývažok sa nachádza v najbližšej nožnej polohe k spodnej hrane piesta.

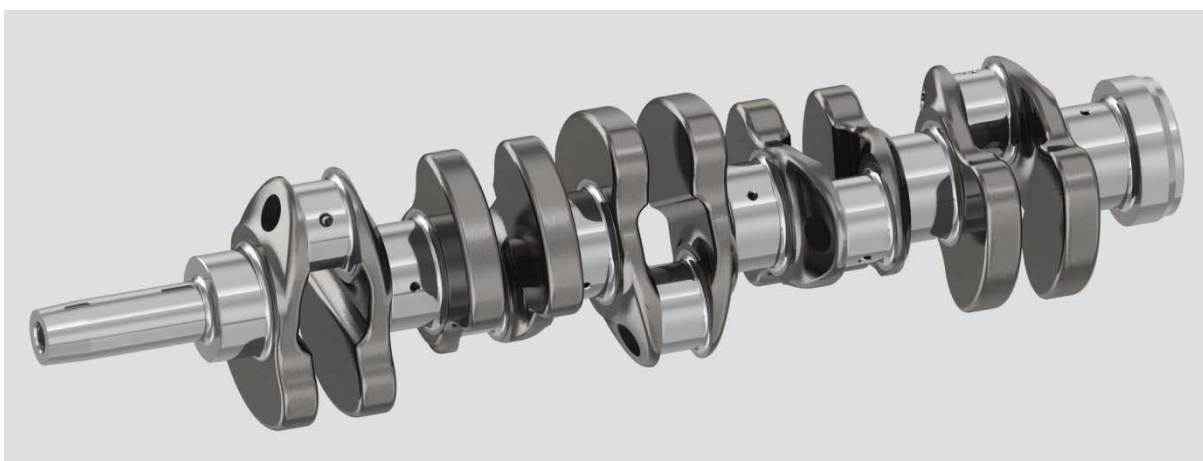


Obr. 5.2 Kontrola prípadnej kolízie piesta s vývažkom

Na obr. 5.2 je jednoznačne vidno, že mnou navrhnutý vývažok nevytvára kolíziu s piestom. Daná varianta vyváženia jedného zalomenia sa môže použiť pre vytvorenie staticky vyváženeho kľukového hriadeľa.



Obr. 5.3 Bočný pohľad na silovo vyvážení kľukový hriadeľ



Obr. 5.4 Priestorový pohľad na silovo vyvážení kľukový hriadeľ

Model silovo vyváženeho kľukového hriadeľa zobrazeného na obr. 5.3 a obr. 5.4 má hmotnosť 55,8 kg.

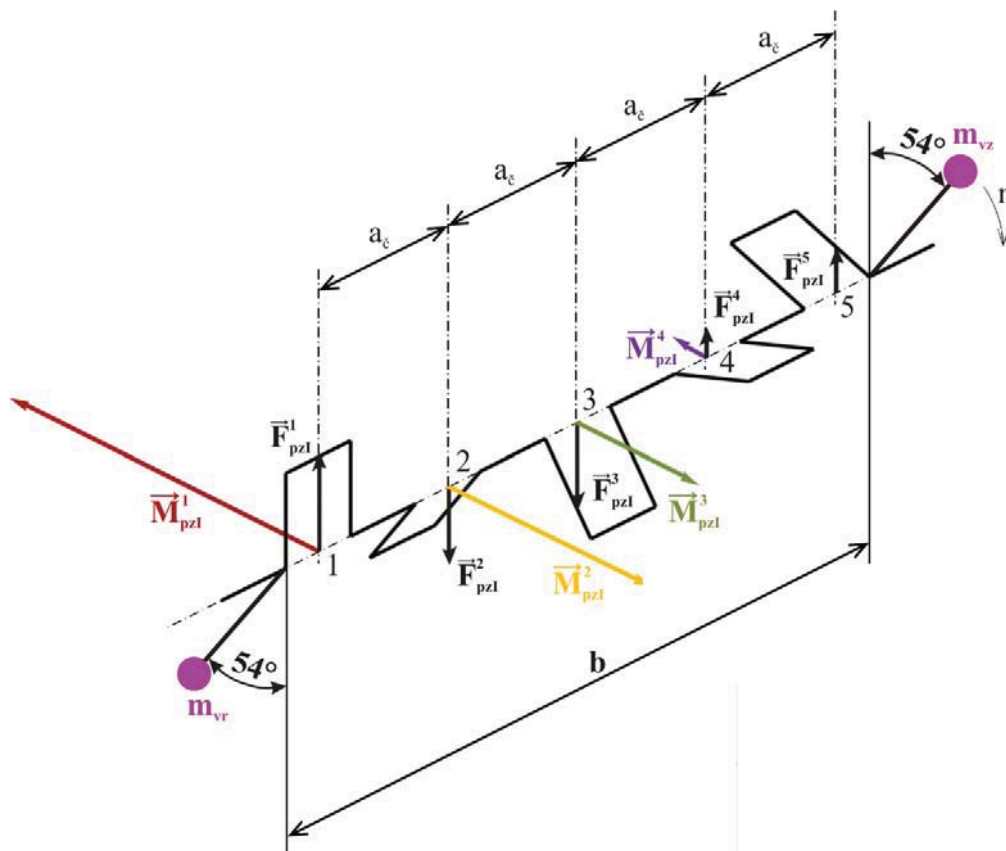


5.2 NÁVRH VÝVAŽKOV PRE VYVÁŽENIE POLOVICE MOMENTU ZOTRVAČNÝCH SÍL OD POSUVNÝCH ČASTÍ PRVÉHO RÁDU

Zotrvačné sily od posuvných častí prvého rádu, ktoré vyvodzujú výsledný nevyvážený moment, nie je možné v porovnaní s vyvažovaním momentov od odstredivých síl, vyvážiť len dvojicou vývažkov, ktoré sú umiestnené na kl'ukovom hriadeľi. Vyváženie sa dá docieľiť vyvažovacími hriadeľmi, ktoré sú poháňané od kl'ukového hriadeľa, a to tak, aby sa otáčali proti sebe uhlovou rýchlosťou kl'ukového hriadeľa. Ďalšou možnosťou je vyváženie jedným protibežným vyvažovacím hriadeľom a vývažkami, ktoré sú umiestnené na kl'ukovom hriadeľi.

Určítym kompromisom sa javí možnosť vyváženia polovice momentu zotrvačných síl pomocou dvoch vývažkov, umiestnených na kl'ukovom hriadeľi. Týmto vznikne ďalší moment, ktorý namáha kl'ukový hriadeľ, no namáhanie od momentov od posuvných častí prvého rádu sa čiastočne presunie do kolmej osi. Namiesto namáhania v jednej osi, vzniká namáhanie v dvoch osiach. V konečnom dôsledku však bude chod motora kl'udnejší.

Na vyváženie polovičného momentu od posuvných častí prvého rádu sa umiestňujú dva vývažky na kl'ukovom hriadeľi. Veľkú úlohu zohráva ich umiestnenie. S narastajúcou vzájomnou vzdialenosťou, umiestnením na väčšom priemere sa hmotnosť vývažkov znižuje. Tento fakt je zrejmý zo vzťahu (48). Vhodnou variantou umiestnenia vývažkov je umiestnenie na zotrvačníku a remenici. Týmto spôsobom sa využije veľká vzájomná vzdialenosť a ich veľké polomery, čím sa minimalizuje hmotnosť vývažkov. Vývažky sa umiestňujú na kolmú rovinu tretieho valca (pre názornosť vid'. obr. 5.5).



Obr. 5.5 Schéma umiestnenia vývažkov



Vzťah pre výpočet momentu vývažku [1]:

$$M_v = \frac{1}{2} \cdot M_{pzl \max} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (45)$$

kde $M_{pzl \max}$ je maximálny moment od zotrvačných síl posuvných častí prvého rádu $[\text{N} \cdot \text{m}]$

Vzťah pre moment vývažku M_v sa dá rozpísať na nasledujúci vzťah:

$$M_v = m_v \cdot r_v \cdot b \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (46)$$

kde m_v je hmotnosť vývažku $[\text{kg}]$

r_v je polomer ťažiska vývažku od osi rotácie $[\text{m}]$

b je vzdialenosť ťažísk vývažkov $[\text{m}]$

Maximálny moment zotrvačných síl od posuvných častí prvého rádu je daný vzťahom:

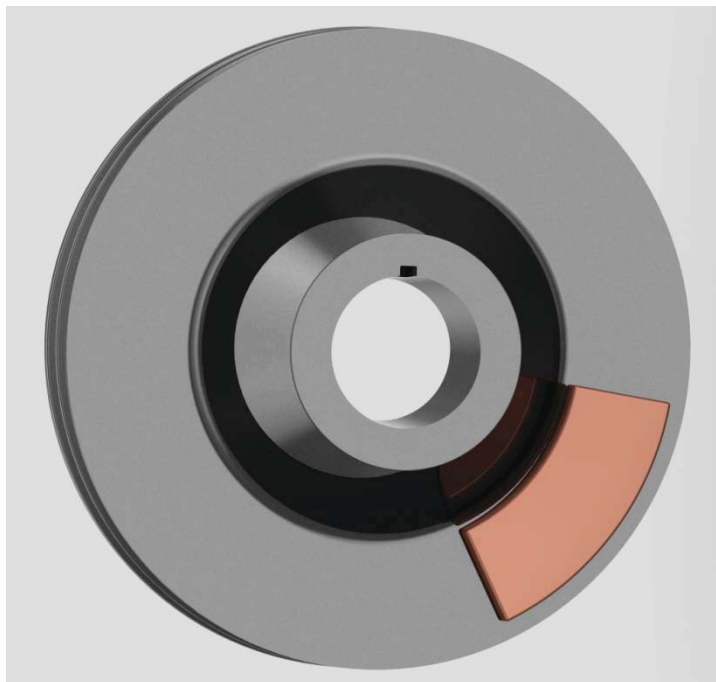
$$M_{pzl} = 0,451 \cdot (m_{piest} + m_1) \cdot r_k \cdot a \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (47)$$

Po úprave vzťahu (45) dostaneme vzťah:

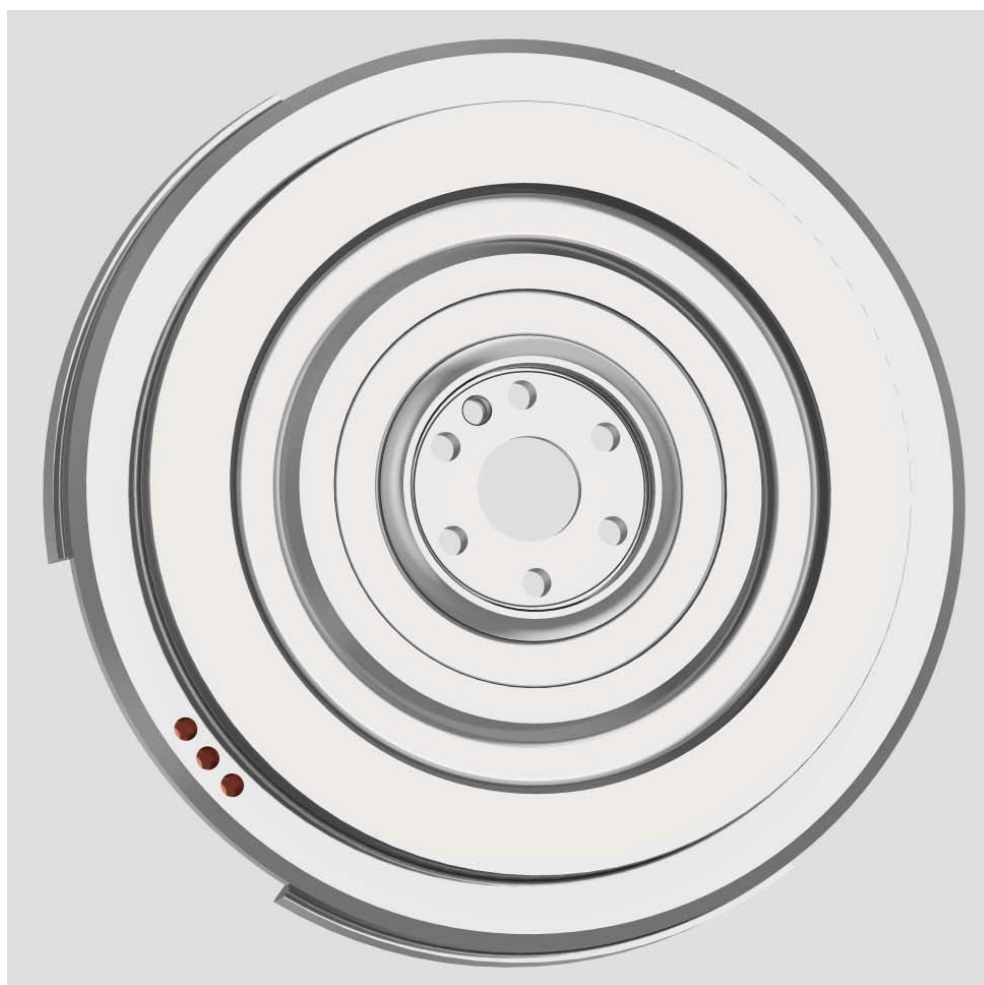
$$m_v = \frac{0,451 \cdot (m_{piest} + m_1) \cdot r_k \cdot a}{2 \cdot r_v \cdot b} \quad [\text{kg}] \quad (48)$$

Vo vzťahu (46) vystupuje už len jedna neznáma. Vzdialenosť ťažísk vývažkov som zmeral v celkovej zostave klukového mechanizmu pomocou funkcie „measure“ v programe Creo. Polomer ťažiska vývažku v závislosti od osi rotácie som volil na vhodnom mieste remenice aj zotrvačníku, pričom vývažok na zotrvačníku je umiestnený na väčšom polomere, tj. jeho hmotnosť bude voči vývažku na remenici menšia. Existujú dve možnosti vytvárania nevyváženej hmoty. Materiál pridávame alebo naopak odoberáme. Pri remenici som sa rozhodol pre umiestnenie vývažku formou pásoviny o hrúbke 5 mm, šírke 30 mm a uhlu roztvorenia $54,5^\circ$. Umiestnenie vývažku na remenici by sa docielilo zváraním alebo zakomponovaním vývažku do výkresu odliatku remenice. Brúsením by sa následne vývažok opracoval. U zotrvačníka som materiál odoberal. Uskutočnil som to prostredníctvom troch vyvrtaných dier o priemere 10 mm a dĺžky 18 mm. Vyvrtané diery⁷ sú od seba vzdialené o uhol 5° . Na obr. 5.6 a 5.7 sú vývažky zobrazené červenou farbou.

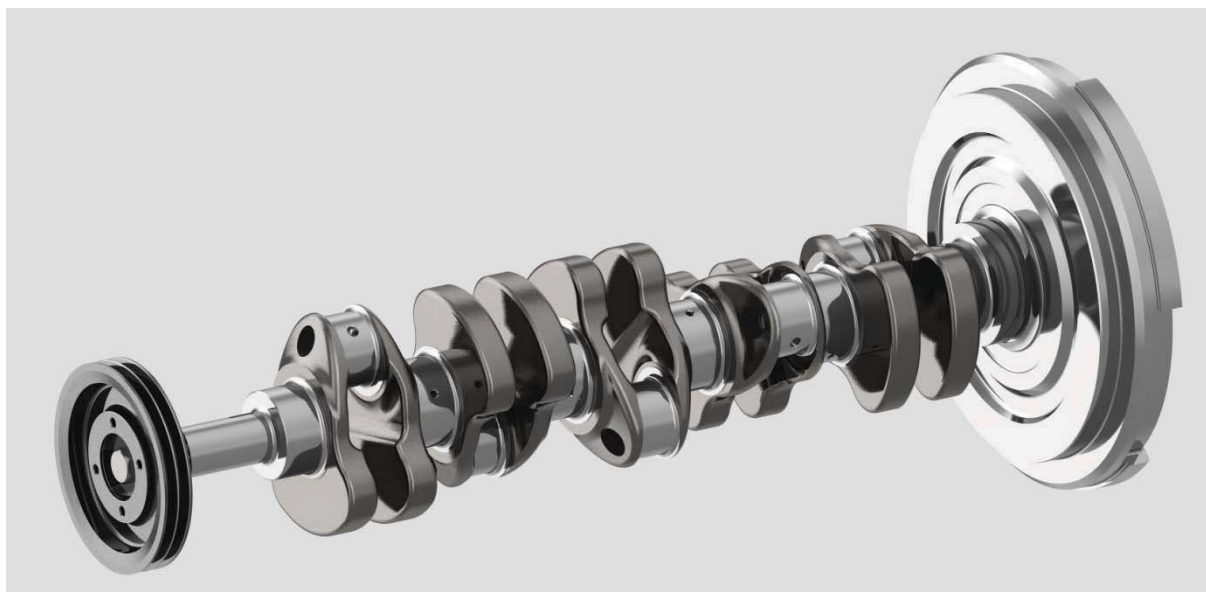
⁷ Vyvrtané diery sú umiestnené na opačnej strane (sú otočené o 180° okolo osi rotácie), ako je tomu na obr. 5.5.



Obr. 5.7 Umiestnenie vývažku na remenici



Obr. 5.6 Umiestnenie vývažku na zotrvačníku



Obr. 5.8 Umiestnenie zotrvačníka a remenice na kl'ukovom hriadeľi

5.3 TABUĽKA HLAVNÝCH ROZMEROV KL'UKOVEJ HRIADELE A VÝVAŽKOV

Tab. 5.1 Hlavné rozmery kl'ukovej hriadeľe a vývažkov

	Označenie	Hodnota	Jednotka
Celková dĺžka kl'uky	l_k	886,5	[mm]
Priemer hlavného čapu	D_j	80	[mm]
Priemer ojničného čapu	D_c	66	[mm]
Šírka hlavného čapu	l_j	44	[mm]
Šírka ojničného čapu	l_c	40	[mm]
Rozteč hlavných čapov	$a_{\check{z}}$	136	[mm]
Polomer zalomenia kl'uky	r_k	60	[mm]
Hrúbka ramena zalomenia kl'ukového hriadeľa	l_w	26	[mm]
Maximálny polomer vývažkov na zalomení	r_{vmax}	99	[mm]
Hmotnosť vývažku na remenici	m_{vr}	0,083	[kg]
Hmotnosť vývažku na zotrvačníku	m_{vz}	0,034	[kg]
Polomer vývažku na remenici	r_{vr}	72	[mm]
Polomer vývažku na zotrvačníku	r_{vz}	177,5	[mm]
Vzdialenosť ťažísk vývažkov	b	910	[mm]



6 TORZNÉ KMITANIE KL'UKOVÉHO HRIADEĽA

„Kmitanie kl'ukového hriadeľa býva častou príčinou vážnych porúch. Preto je potrebné aby konštruktér poznal problematiku kmitania a zároveň myslel pri navrhovaní motora na to, aby kmitanie vhodnými prostriedkami čo najviac potlačil a tým zvýšil životnosť a bezpečnosť celej konštrukcie.“ (KOVARĚÍK 1992, 95 s.)

6.1 PODSTATA A VÝZNAM TORZNÉHO KMITANIA

„Každé mechanické kmitanie je vyvolané a udržiavané periodicky premennými silami, ktoré pôsobia na sústavu hmotností s pružnou väzbou, tj. na sústavu schopnú kmitať. Takou sústavou je aj kl'ukový mechanizmus, u ktorého sú hmotnosti (piesty, ojnice, zotrvačník) spojené pružným kl'ukovým hriadeľom. Čím dlhší a pružnejší je hriadeľ, tým má väčšiu pravdepodobnosť kmitať. U kl'ukových hriadeľoch motorov s väčším počtom valcov dochádza za prevádzky k trom druhom kmitaní:“ (KOVARĚÍK 1992, 95 s.)

- Pozdĺžnemu (osovému) kmitaniu.
- Ohybovému kmitaniu, v smere kolmom na os hriadeľa.
- Krúťivému (torznému) kmitaniu okolo osi hriadeľa.

6.1.1 POZDĹŽNE KMITANIE

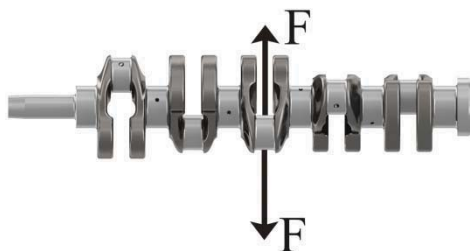
Pri pozdĺžnom kmitaní sa kl'ukový hriadeľ periodicky osovo skracuje a predlžuje. Tento druh kmitania je sám o sebe najmenej nebezpečný.



Obr. 6.1 Schéma pozdĺžneho kmitania kl'ukového hriadeľa

6.1.2 OHYBOVÉ KMITANIE

„Pri ohybovom kmitaní pôsobia periodicky premenné sily kolmé na os kl'ukového hriadeľa, ktorá ju namáha. Pokiaľ frekvencia niektorých z týchto síl súhlasí s niektorou vlastnou frekvenciou ohybového kmitania kl'ukového hriadeľa, dochádza k rezonancii. Vlastná frekvencia tohto kmitania je určená predovšetkým dĺžkou medzi podporami. Pokiaľ je hriadeľ uložený za každým zalomením, je vlastná frekvencia vysoká a nenastáva nebezpečenstvo, že dôjde k rezonanciám v oblasti prevádzkových otáčok.“ [17]



Obr. 6.2 Schéma ohybového kmitania kl'ukového hriadeľa

6.1.3 TORZNÉ KMITANIE

„Najnebezpečnejšie u kl'ukového hriadeľa piestového spaľovacieho motora je torzné kmitanie. Torzným kmitaním vzniká rýchle premenlivé skrúcovanie kl'ukového hriadeľa, ktoré sa superponuje na nakrútenie vplyvom tangenciálnych síl na kl'ukách a na rotačné kývanie hriadele ako celku, vyvolané nerovnomernosťou chodu. V prípade, kedy frekvencia síl budiacich kmitania súhlasí s vlastnou frekvenciou hmotnosti sústavy, dochádza k rezonanciám. Príslušné kritické otáčky sa prejavujú obvykle značným hlukom a chvením celého motora. Dlhodobejšia prevádzka pri týchto rezonančných oblastiach môže viesť k únavovým lomom kl'ukového hriadeľa, k poruchám ložísk a rozvodu.“

Torzné kmitanie však nepôsobí len na vlastné kl'ukové ústrojenstvo, ale sa prenáša spojovacími členmi aj na pripojené hnané zariadenie a na ostatné časti motora, rozvod, regulátor.

Praktický výpočet torzného kmitania kl'ukových hriadeľov piestových spaľovacích motorov sa dá riešiť len približne za určitých zjednodušujúcich predpokladov. Skúsenosti však ukazujú, že aj takýto výpočet je dostatočne vecný a presný.

Prevažná väčšina výpočtových metód vychádza z tzv. náhradnej sústavy, ktorá idealizuje skutočnú kmitajúcu sústavu motora. Je zrejmé, že čím vernejšie sa táto sústava stanoví, tým presnejší bude aj výpočet.“ (KOVAŘÍK 1992, 95-96 s.)



Obr. 6.3 Schéma torzného kmitania kl'ukového hriadeľa

6.2 NÁHRADNÁ TORZNÁ SÚSTAVA

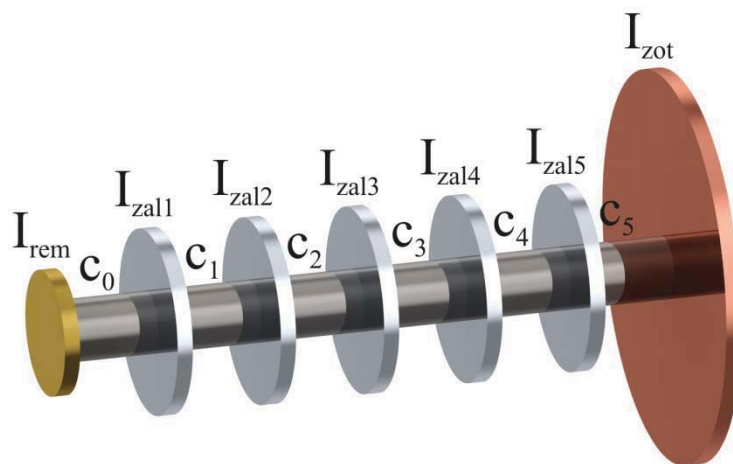
„Náhradná sústava, ktorá nahradzuje skutočnú torznú sústavu kl'ukového ústrojenstva, sa volí tak, aby s ňou bola energeticky ekvivalentná len pre strednú hodnotu časového priebehu. Stanovuje sa za týchto zjednodušujúcich predpokladov:

- Hmotnosti sú konštantné, nezávislé na čase;
- Dĺžky sú konštantné, nezávislé na čase;



- Hmotnosti mechanizmov sú redukované do rovín v osiach valcov kolmých na os hriadeľa;
- Redukovaný hriadeľ je nehmotný.

Kľukový hriadeľ sa redukuje na valcový hladký hriadeľ stáleho prierezu obvykle o priemere hlavného čapu kľukového hriadeľa.“ (KOVARĚÍK 1992, 96 s.)



Obr. 6.4 Náhradná torzná sústava

6.2.1 REDUKCIA HMÔT

„Pri redukcii hmotností sa vzťahujú momenty zotrvačnosti k osi otáčaniu hriadeľa a hmotnosť ústrojenstva sa sústreďí na polomere kľuky. Podľa charakteru pohybu sa delia hmotnosti na rotujúce a posuvné. Redukcia sa uskutočňuje rovnako ako pri vyvažovaní, avšak miesto redukcie hmotností na základe statickej rovnováhy k osi otáčaniu sa redukujú momenty zotrvačnosti hmotností. Kývajúca ojnica sa pritom delí na časť s rotačným pohybom a časť s posuvným pohybom.“ (KOVARĚÍK 1992, 97 s.)

ROTAČNÁ HMOTA

Rotačná hmota je tvorená dvoma časťami, zalomením a rotačnou hmotnosť ojnice. Moment zotrvačnosti jedného zalomenia som zistil pomocou funkcie „mass properties“ v programe Creo.

Vzťah na výpočet momentu zotrvačnosti rotačnej časti ojnice [1]:

$$I_{rot} = m_2 \cdot r_k^2 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (49)$$



POSUVNÁ HMOTA

Posuvná hmota kl'ukového mechanizmu sa skladá z piestnej skupiny (piest, piestny čap, piestne krúžky) a redukovanej časti ojnice m_1 , ktorá koná translačný pohyb.

Vzťah na výpočet momentu zotrvačnosti posuvných častí, odvodený z [2]:

$$I_{pos} = (m_{piest} + m_1) \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{\lambda^2}{8} \right) \cdot r_k^2 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (50)$$

CELKOVÝ MOMENT ZOTRVAČNOSTI JEDNÉHO ZALOMENIA

Redukovaný moment zotrvačnosti jedného zalomenia (tj. jedného kotúča) sa spočíta podľa nasledujúceho vzťahu:

$$I_{zal} = I_{rot_zal} + I_{roz} + I_{pos} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (51)$$

kde I_{rot_zal} je moment zotrvačnosti jedného zalomenia $[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$

REDUKCIA HMÔT NA STRANE REMENICE

Moment zotrvačnosti náhradného kotúča na strane remenice sa vypočíta podľa nasledujúceho vzťahu:

$$I_{rem} = I_{rot_rem} + I_{rem_hriadel} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (52)$$

kde I_{rot_rem} je moment zotrvačnosti remenice⁸ $[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$

$I_{rem_hriadel}$ je moment zotrvačnosti kl'ukového hriadeľa pod remenicou⁸ $[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$

REDUKCIA HMÔT NA STRANE ZOTRVAČNÍKU

Moment zotrvačnosti náhradného kotúča na strane zotrvačníku sa vypočíta obdobným spôsobom ako u remenici:

$$I_{zot} = I_{rot_zot} + I_{zot_hriadel} + I_{rot_spojka} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (53)$$

kde I_{rot_zot} je moment zotrvačnosti zotrvačníka⁸ $[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$

$I_{zot_hriadel}$ je moment zotrvačnosti kl'ukového hriadeľa pod zotrvačníkom⁸ $[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$

I_{rot_spojka} je moment zotrvačnosti spojky⁹ $[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$

⁸ Hodnoty daných momentov zotrvačností som čerpal z namodelovaných častí v programe Creo.

⁹ Hodnota momentu zotrvačnosti spojky mi bola poskytnuté vedúcim diplomovej práce.



Tab. 6.1 Vypočítané hodnoty momentov zotrvačnosti náhradných kotúčov

	Označenie	Hodnota	Jednotka
Moment zotrvačnosti rotačnej hmoty	I_{rot}	0,00592	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$
Moment zotrvačnosti posuvnej hmoty	I_{pos}	0,00543	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$
Moment zotrvačnosti prvého zalomenia	I_{zal1}	0,04848	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$
Moment zotrvačnosti druhého zalomenia	I_{zal2}	0,04848	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$
Moment zotrvačnosti tretieho zalomenia	I_{zal3}	0,04848	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$
Moment zotrvačnosti štvrtého zalomenia	I_{zal4}	0,04848	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$
Moment zotrvačnosti piateho zalomenia	I_{zal5}	0,04848	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$
Moment zotrvačnosti remenice	I_{rem}	0,02240	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$
Moment zotrvačnosti zotrvačníku	I_{zot}	1,02486	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$

6.2.2 REDUKCIA DĹŽOK

„Pri redukcii dĺžok je taktiež nutné plniť podmienku ekvivalencie, tj. náhradný redukovaný hriadeľ musí mať rovnakú pružnosť ako skutočný hriadeľ. To znamená, že pôsobením krútiaceho momentu M_t sa musia oba hriadele skrútiť o rovnaký uhol.“ (KOVARÍK 1992, 101 s.)

REDUKCIA DĹŽKY JEDNÉHO ZALOMENIA

„Najobťažnejšie je prevedenie redukcie dĺžky u kl'ukového hriadeľa, kde pôsobením krútiaceho momentu sa jednak skrúcajú hlavné a ojničné čapy, jednak ohýbajú a čiastočne aj skrúcajú ramená. Výpočet je nespoľahlivý a veľakrát u hriadeľov konštruovaných podľa moderných zásad tvarovej pevnosti (liate hriadele) prakticky nemožný. Pre jednoduchý tvar zalomenia existuje viacero vzorcov na redukciu.“ (KOVARÍK 1992, 102 s.)

Po konzultácií s vedúcim diplomovej práce som sa rozhodol počítať redukciu dĺžky pomocou metódy Ker-Wilson.

Redukovaná dĺžka zalomenia podľa Ker-Wilsona [7]:

$$l_{red_zal} = D_{red}^4 \cdot \left[\frac{l_j + 0,4 \cdot D_j}{D_j^4} + \frac{l_c + 0,4 \cdot D_c}{D_c^4} + \frac{r_k - 0,2 \cdot (D_c + D_j)}{l_w \cdot B^3} \right] \quad [\text{m}] \quad (54)$$

kde D_{red} je redukovaný priemer, ktorý je rovný priemeru hlavného čapu D_j [m]

D_j je priemer hlavného čapu [m]

D_c je priemer ojničného čapu [m]

l_j je šírka hlavného čapu [m]



l_c je šírka ojničného čapu [m]

l_w je hrúbka ramena zalomenia kl'ukového hriadeľa [m]

B je šírka zalomenia kl'ukového hriadeľa [m]

REDUKCIA DĹŽKY NA STRANE REMENICE

Redukovaná dĺžka na strane remenice bude zložená zo zvyšku dĺžky hlavného čapu, osadenia a polovice redukovanej dĺžky zalomenia.

Vzťah pre stanovenie redukovanej dĺžky [1]:

$$I_{red_rem} = \left(l_{j_zvys_rem} - 0,925 \cdot D_{rem} \right) \cdot \frac{D_{red}^4}{D_j^4} + \left(l_{rem_nab} + 0,925 \cdot D_{rem} \right) \cdot \frac{D_{red}^4}{D_{rem}^4} + \frac{1}{2} \cdot l_{red_zal} \quad [m] \quad (55)$$

kde D_{rem} je priemer náboja uchytenia remenice [m]

$l_{j_zvys_rem}$ je zvyšná dĺžka hlavného čapu [m]

l_{rem_nab} je dĺžka náboja uchytenia remenice [m]

REDUKCIA DĹŽKY NA STRANE ZOTRVAČNÍKA

Redukovaná dĺžka na strane zotrvačníku bude zložená zo zvyšku dĺžky hlavného čapu, osadenia a polovice redukovanej dĺžky zalomenia.

Vzťah pre stanovenie redukovanej dĺžky [1]:

$$I_{red_zot} = \left(l_{j_zvys_zot} + 0,7 \cdot D_j \right) \cdot \frac{D_{red}^4}{D_j^4} + \left(l_{zot_nab} + 0,7 \cdot D_j \right) \cdot \frac{D_{red}^4}{D_{zot}^4} + \frac{1}{2} \cdot l_{red_zal} \quad [m] \quad (56)$$

kde D_{zot} je priemer náboja uchytenia zotrvačníka [m]

$l_{j_zvys_zot}$ je zvyšná dĺžka hlavného čapu [m]

l_{zot_nab} je dĺžka náboja uchytenia zotrvačníka [m]

Tab. 6.2 Vypočítané hodnoty redukovaných dĺžok

	Označenie	Hodnota	Jednotka
Redukovaná dĺžka jedného zalomenia	l_{red_zal}	0,286	[m]
Redukovaná dĺžka na strane remenici	l_{red_rem}	1,267	[m]
Redukovaná dĺžka na strane zotrvačníka	l_{red_zot}	0,218	[m]



6.3 VLASTNÉ TORZNÉ KMITANIE

„Vlastné (voľné) kmitanie je taký druh harmonického pohybu, ktorý je síce vyvolaný vnútorným impulzom, uskutočňuje sa však bez jeho ďalšieho pôsobenia. V prípade, že by nedochádzalo ku stratám, udržovalo by sa toto kmitanie neobmedzene dlho. Našťastie, vždy pôsobia pasívne odpory, ktoré pohltia energiu voľného kmitania, takže po určitej dobe zaniká a nie je samo o sebe nebezpečné.“

Zvlášť dôležitá je znalosť frekvencie, lebo tá rozhoduje o tom, či motor môže alebo nemôže pracovať pri daných prevádzkových otáčkach. Keby pri určitých otáčkach nastala zhoda frekvencii periodicky pôsobiacich síl v motore s frekvenciou vlastného kmitania kl'ukového ústrojenstva, nezanklo by vlastné kmitanie, naopak, došlo by ku zosilneniu kmitov – teda ku rezonancii.“ (KOVÁŘIK 1992, 104-105 s.)

V praxi stačí poznať len prvé dve vlastné frekvencie, lebo ostatné vyššie frekvencie ležia mimo prevádzky otáčok motora.

6.3.1 TORZNÁ TUHOŠŤ NEHMOTNÝCH HRIADEĽOV

Ako je naznačené na obr. 6.4, kotúče redukovaných hmotností sú spojené s nehmotnými hriadeľmi o tuhosti c . Torzná tuhosť sa vypočíta podľa nasledujúceho vzťahu [1]:

$$c = \frac{G \cdot I_p}{l_{red}} \quad [\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}] \quad (57)$$

kde G modul pružnosti v šmyku [MPa]
 I_p je polárny kvadratický moment [m^4]
 l_{red} sú redukované dĺžky [m]

Polárny kvadratický moment pre kruhový prierez náhradného hriadeľa spočítame podľa nasledujúceho vzťahu [1]:

$$I_p = \frac{\pi \cdot D_{red}^4}{32} \quad [\text{m}^4] \quad (58)$$

Tab. 6.3 Vypočítané hodnoty jednotlivých torzných tuhostí

	Označenie	Hodnota	Jednotka
Za remenicou	c_0	264879,4	$[\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}]$
Za 1. až 4. zalomením	c_{1-4}	1139302,6	$[\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}]$
Za 5. zalomením	c_5	1493635,1	$[\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}]$



6.3.2 VÝPOČET VLASTNÉHO TORZNÉHO KMITANIA

„Pohyb jednotlivých hmôt v závislosti na čase je daný sínusovkami. Je to harmonický pohyb, podobne ako kývanie jednoduchého kyvadla. Tento kmitavý pohyb je určený frekvenciou, tj. počtom kmitov v časovej jednotke a maximálnymi výchylkami jednotlivých hmôt. Keďže absolútna veľkosť amplitúd jednotlivých hmôt závisí od počiatočného impulzu, stačí určiť pomerné amplitúdy, týkajúce sa napr. amplitúdy prvej hmoty. Tieto pomerné amplitúdy, nakreslené nad osou redukovaného hriadeľa, určujú krivku, tj. výkmitovú čiaru, charakterizujúcu tvar vlastného kmitania. Na hriadeľi je jedno miesto, ktoré nekmitá vôbec. Je to vibračný uzol. Kl'ukový hriadeľ však môže kmitať s dvomi alebo s viacerými uzlami, vtedy hovoríme o jednouzlovom (1. stupeň) alebo o dvojuzlovom (2. stupeň) kmitaní. Vlastné kmitanie tretieho a vyšších stupňov nemajú v praxi význam. Príslušné vlastné frekvencie sú totiž veľmi vysoké. Počet možných stupňov kmitania je $n_s - 1$.

kde n_s je počet náhradných kotúčov sústavy.

Vlastné kmitanie sa vnáša na rovnomerný točivý pohyb sústavy a je na ňom nezávislé. Pri určení frekvencie vlastného torzného kmitania sa teda dá predpokladať, že sústava je v kl'ude.“ (Kolektív VÚNM a ČKD 1962, 300-301 s.)

Pri výpočte vlastných torzných kmitov vychádzame z Lagrangeovej pohybovej rovnice (rovnica je zapísaná v maticovom tvare) [11]:

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{K} \cdot \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{C} \cdot \mathbf{q} = \mathbf{Q} \quad (59)$$

Jedná sa o voľné a netlmené kmitanie, tj. $\mathbf{K} = 0$ a na systém nepôsobia žiadne vnútorné sily, tj. $\mathbf{Q} = 0$. Výsledný vzťah:

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C} \cdot \mathbf{q} = 0 \quad (60)$$

kde \mathbf{M} je diagonálna matica momentov zotrvačností (matica hmotností), má nasledujúci tvar [11]:

$$\mathbf{M} = \begin{pmatrix} I_{rem} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_{zal1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_{zal2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{zal3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_{zal4} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{zal5} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{zot} \end{pmatrix} \quad (61)$$



\mathbf{C} je matica tuhosti, má nasledujúci tvar [11]:

$$\mathbf{C} = \begin{pmatrix} c_0 & -c_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_0 & c_0 + c_1 & -c_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_3 & c_0 + c_1 & -c_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_4 & c_3 + c_4 & -c_5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_5 & c_4 + c_5 \end{pmatrix} \quad (62)$$

q je výchylka, má nasledujúci tvar:

$$q = a \cdot e^{j \cdot \omega \cdot t} \quad (63)$$

kde a je vektor tvarov vlastných torzných výchyliek [-]

Po derivácií a dosadenia do pohybovej rovnice, dostaneme nasledujúci vzťah:

$$(\mathbf{C} - \Omega^2 \cdot \mathbf{M}) \cdot a = 0 \quad (64)$$

kde Ω je uhlová frekvencia vlastného kmitania [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$]

Kvôli veľkej náročnosti výpočtu určovania vlastných čísiel, sa priamy výpočet prevádza úpravami na problém vlastných čísiel. Výsledok je vzťah:

$$(\mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{C} - \Omega^2 \cdot \mathbf{I}) \cdot a = 0 \quad (65)$$

Štandardný zápis vzťahu pre problém vlastných čísiel vyzerá nasledovne:

$$(\mathbf{A} - \lambda_{\xi} \cdot \mathbf{I}) \cdot a = 0 \quad (66)$$

kde \mathbf{A} je štvorcová matica, tj. $\mathbf{A} = \mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{C}$

λ_{ξ} je vlastné číslo, tj. $\lambda_{\xi} = \Omega^2$

\mathbf{I} je jednotková matica

Frekvencia vlastného kmitania sa vypočíta z uhlovej rýchlosti vlastného kmitania podľa vzťahu [1]:

$$N = \frac{\Omega}{2 \cdot \pi} \quad [\text{Hz}] \quad (67)$$

Ako bolo spomenuté, absolútna hodnota amplitúd jednotlivých hmôt je závislá na počiatčom impulze, bude sa preto vzťahovať k amplitúde remenice. Vzťah vyzerá nasledovne [1]:

$$a_i = \frac{x_i}{x_0} \quad [-] \quad (68)$$

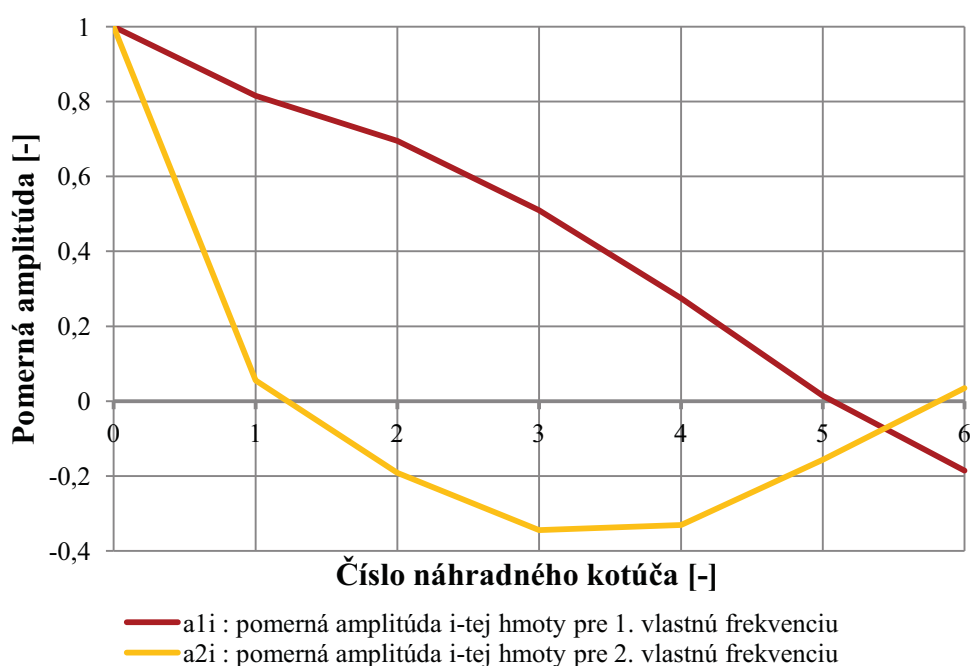


kde x_0 je veľkosť amplitúdy remenice

x_i je veľkosť amplitúdy hmoty, po remenici

Tab. 6.4 Vypočítané hodnoty vlastných frekvencií

	Označenie	Hodnota	Jednotka
Prvá vlastná frekvencia	N_1	229,51 / 1442 / 13770,3	[Hz] / [rad·s ⁻¹] / [min ⁻¹]
Druhá vlastná frekvencia	N_2	532,4 / 3345,1 / 31942,9	[Hz] / [rad·s ⁻¹] / [min ⁻¹]



Obr. 6.5 Vlastný tvar 1. a 2. vlastnej frekvencie

VÝPOČET VLASTNÝCH FREKVenciÍ PROGRAMOM HOL3VG

Urýchlenie výpočtu vlastných frekvencií je umožnený použitím programu HOL3VG. Tento program pracuje so sústavou rovníc v komplexných premenných. Schéma výpočtu je založená na Holzerovej metóde.

Je potrebné zadať vstupné dáta, ktorými sú momenty zotrvačností jednotlivých náhradných kotúčov, torzné tuhosti bezhmotných hriadel'ov a počet požadovaných vlastných frekvencií. Po zadaných hodnotách prebehne samotný výpočet.



Výsledné hodnoty vlastných frekvencií sú zobrazené na spodnej strane obrázku:

```
>> NATURAL FREQUENCY CALCULATION <<
*****
Vlastne frekvencie patvalcoveho motoru
*****

MOMENTS of INERTIA [kg*m**2]

J1: 0.022400 J2: 0.048476 J3: 0.048476 J4: 0.048476
J5: 0.048476 J6: 0.048476 J7: 1.024860 J

TORSIONAL STIFFNESSES [N*m/rad]

C1: 264879.0 C2: 1139302.0 C3: 1139302.0 C4: 1139302.0
C5: 1139302.0 C6: 1493635.0 C

1. NATURAL FREQUENCY [rad/s]: 1442.04 ( => N1 = 13770.5 1/min )

RELATIVE AMPLITUDES:

A1: 1.00000
A2: 0.82414
A3: 0.71034
A4: 0.53368
A5: 0.30981
A6: 0.05852
A7: -0.13710

2. NATURAL FREQUENCY [rad/s]: 3345.18 ( => N2 = 31944.1 1/min )

RELATIVE AMPLITUDES:

A1: 1.00000
A2: 0.05368
A3: -0.19189
A4: -0.34610
A5: -0.33551
A6: -0.16518
A7: 0.02473
```

Obr. 6.6 Výstupné hodnoty z programu HOL3VG

Ak porovnáme výsledky vypočítaných hodnôt a hodnôt z programu, je vidieť jasnú zhodu výsledkov.

6.4 VYNÚTENÉ TORZNÉ KMITANIE

„Vlastné torzné kmitanie sa po krátkom čase vplyvom tlmiacich odporov stratí, takže samo o sebe nie je nebezpečné. Periodicky premenný krútiaci moment na jednotlivých kl'ukách spôsobí však vynútené kmitanie kl'ukového hriadeľa, ktoré môže byť nebezpečné pre jeho životnosť.“ (Kolektív VÚNM a ČKD 1962, 311 s.)



6.4.1 KRITICKÉ OTÁČKY

„Každá z harmonických zložiek krútiaceho momentu vyvoláva nezávisle na ostatných zložkách vynútené kmitanie rovnakej frekvencie ako má táto zložka. Zložka rádu κ spôsobuje teda pri otáčkach motora n vynútené kmitanie frekvencie $\kappa \cdot n$. Spaľovací motor má teda radu kritických otáčok, príslušných kmitaniam a to jednouzlovému, dvojuzlovému alebo viac stupňovému kmitaniu.

Podľa toho, koľko má harmonická zložka periód za jednu otáčku kl'ukového hriadeľa, rozoznávame rád κ . U štvordobého motoru je rád harmonickej zložky daný celistvým násobkom jednej poloviny.“ (Kolektív VÚNM a ČKD 1962, 311,313 s.)

Harmonický rád κ je daný vzťahom [1]:

$$\kappa = \frac{k_{\kappa}}{2} \quad (69)$$

kde k_{κ} je 1, 2, 3, ..., n

6.4.2 VÝPOČET REZONANČNÝCH OTÁČOK

Rezonančné otáčky sa určia podľa vzťahu [1]:

$$n_r = \frac{60 \cdot N}{\kappa} \quad [\text{min}^{-1}] \quad (70)$$

kde N je frekvencia vlastný kmitov [Hz]

„Z týchto kritických otáčok nie sú však všetky nebezpečné pre pevnosť kl'ukového hriadeľa, pretože veľkosť rezonančných výchýlok závisí jednak na veľkosti harmonických zložiek a na výdatnosti rezonancií.“ (Kolektív VÚNM a ČKD 1962, 313 s.)



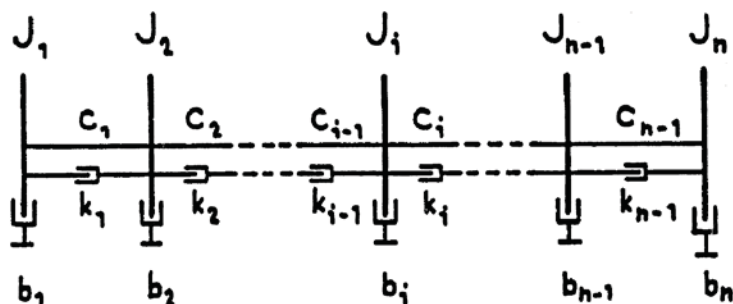
Tab. 6.5 Vypočítané rezonančné otáčky

	Rád harmonickej zložky	Jednouzlové kmitanie	Dvojuzlové kmitanie
Označenie	κ	n_{r1}	n_{r2}
Jednotka	[-]	[min ⁻¹]	[min ⁻¹]
	0,5	27541,0	63888,2
	1	13770,5	31944,1
	1,5	9180,3	21296,1
	2	6885,3	15972,1
	2,5	5508,2	12777,6
	3	4590,2	10648,0
	3,5	3934,4	9126,9
	4	3442,6	7986,0
	4,5	3060,1	7098,7
	5	2754,1	6388,8
	5,5	2503,7	5808,0
	6	2295,1	5324,0
	6,5	2118,5	4914,5
	7	1967,2	4563,4
	7,5	1836,1	4259,2
	8	1721,3	3993,0
	8,5	1620,1	3758,1
	9	1530,1	3549,4
	9,5	1449,5	3362,5
	10	1377,1	3194,4

Červene označené hodnoty sú rezonančné otáčky, ktoré sa nachádzajú v prevádzkovej oblasti motora. Najnebezpečnejší je pritom 7,5-tý harmonický rád, ktorého vplyv je zreteľný na obr. 6.9 a 6.10.

6.4.3 VÝPOČET VYNÚTENÉHO TORZNÉHO KMITANIA

Pre výpočet vynúteného torzného kmitania som použil výpočtový program. Tento program pracuje na princípe nevetveného torzného systému, ktorý je naznačený na obr. 6.7.



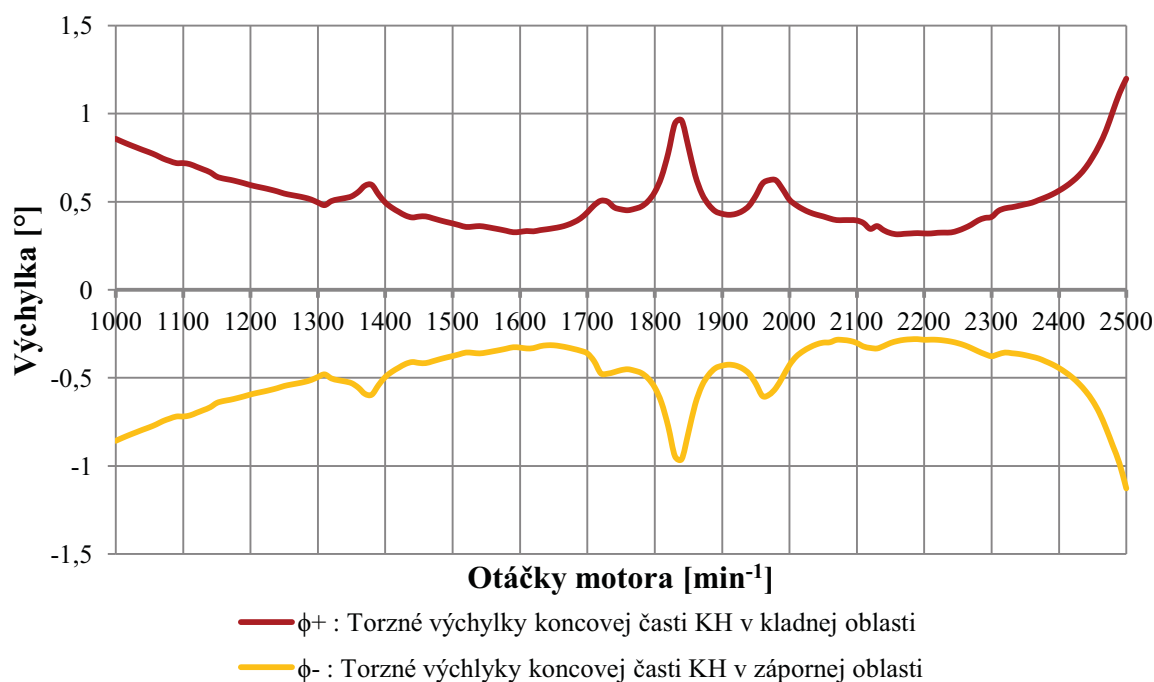
Obr. 6.7 Príklad nevetveného torzného systému [11]

Pomocou tridiagonálnej komplexnej matice tuhosti je zostavená sústava rovníc v komplexných premenných. Naznačená je na obr. 6.8.

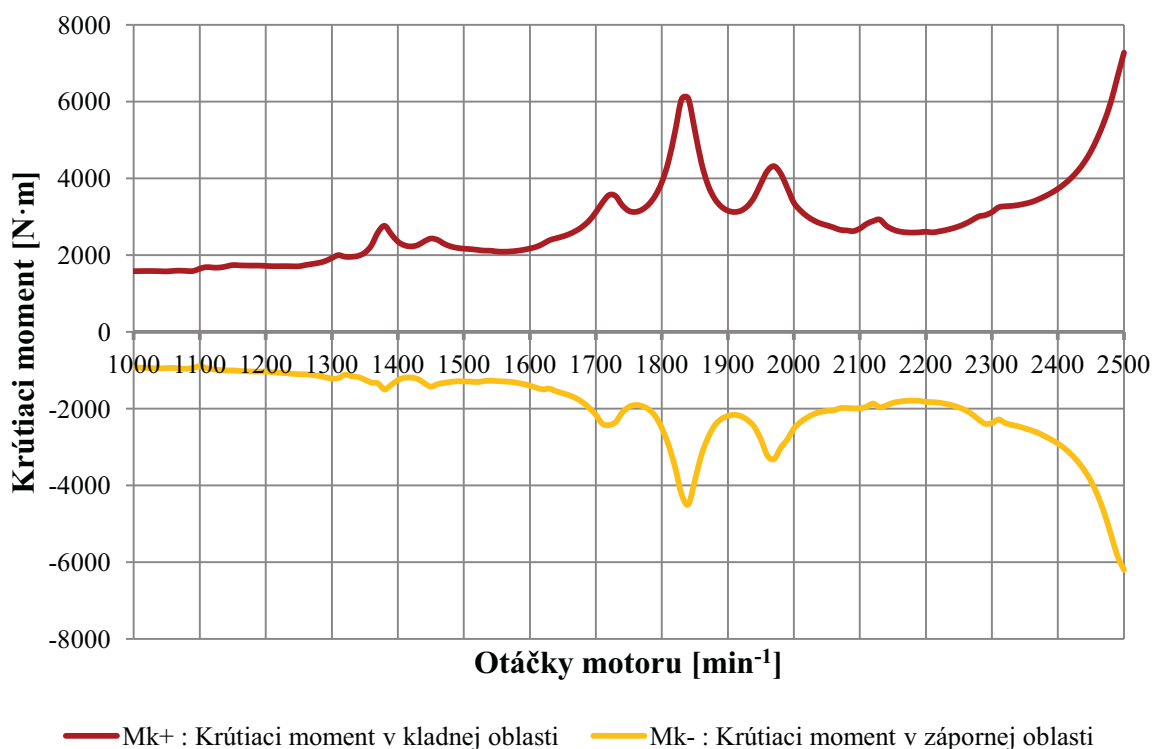
$$\begin{bmatrix} d_1 & e_1 & 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & 0 \\ f_2 & d_2 & e_2 & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & f_i & d_i & e_i & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & e_{n-1} \\ 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & 0 & f_n & d_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{\Phi}_1 \\ \bar{\Phi}_2 \\ \dots \\ \bar{\Phi}_i \\ \dots \\ \bar{\Phi}_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_{k1} \\ M_{k2} \\ \dots \\ M_{ki} \\ \dots \\ M_{kn} \end{bmatrix}$$

Obr. 6.8 Sústava s tridiagonálnou maticou [11]

Výsledkom výpočtov sú hodnoty periodicky premenných krútiacich momentov u všetkých zalomení a hodnoty torzných výchyliek na remenici. Prítom najväčšie hodnoty boli zaznamenané na poslednom zalomení, ktoré sú znázornené na obr. 6.10.



Obr. 6.9 Torzné výchylky koncovej časti klukového hriadeľa v kladnej a zápornej oblasti



Obr. 6.10 Maximálne hodnoty periodického krútiaceho momentu v kladnej a zápornej oblasti u posledného zalomenia

Z hore uvedených obrázkov jednoznačne vyplýva vplyv hlavného 7,5-tého harmonického rádu, ktorý sa nachádza v oblasti 1830 min^{-1} , teda otáčok, ktoré ležia v prevádzkovej oblasti motora a teda sú nebezpečné. Ďalej je vidieť z obr. 6.9 nakrútenie kľukového hriadeľa pri menovaných otáčkach až o 1° . Častou výbavou poľnohospodárskych strojov je aj predný vývodový hriadeľ, ktorý je náchylný na torzné kmity. Nakrútenie kľukového hriadeľa taktiež nepriaznivo vplyva na ostatné agregáty motora. Z týchto dôvodov musia byť dosiahnuté minimálne torzné výchylky na konci kľukového hriadeľa, preto sa vyšetřovaný motor nezaobíde bez ďalšej konštrukčnej zmeny alebo aplikácií torzného tlmiča.

Grafy závislostí periodického krútiaceho momentu od otáčky motora u všetkých zalomení prikladám do prílohy. Maximálne a minimálne hodnoty použijem ako vstupné dáta pre následné prešetřenie kľukového hriadeľa voči únavovému poškodeniu.



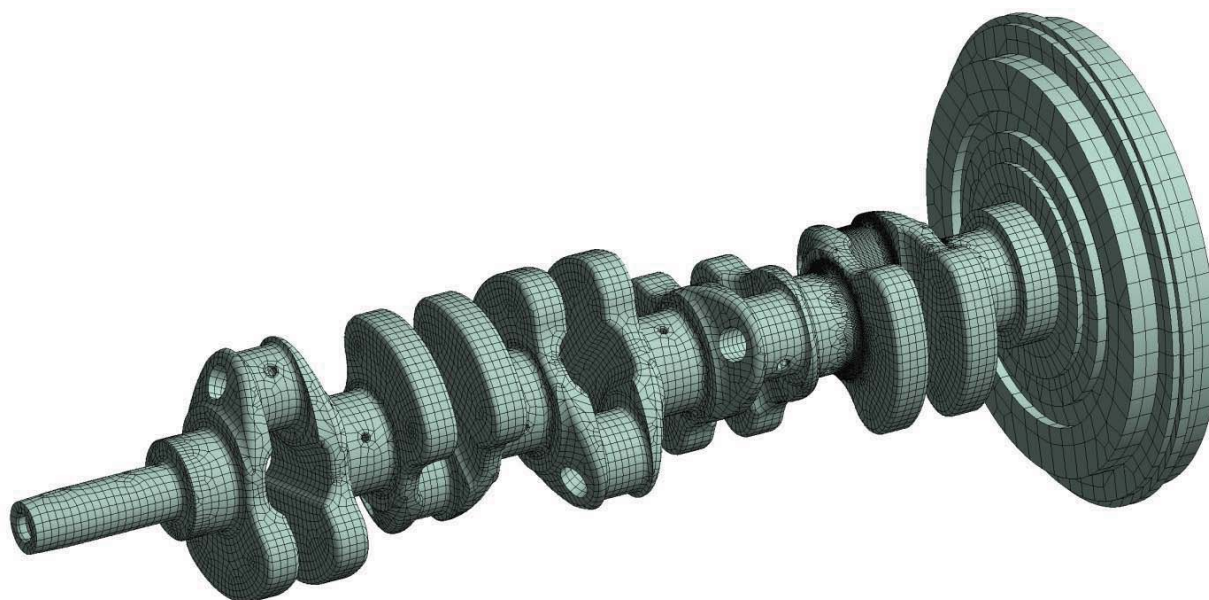
7 PEVNOSTNÁ KONTROLA KL'UKOVÉHO HRIADEĽA

Pevnostnú kontrolu kl'ukového hriadeľa budem uskutočňovať pomocou metódy konečných prvkov (MKP). „Táto metóda spočíva v diskretizácii spojitého kontinua do určitých (konečných) prvkov, pričom zisťované parametre sú určované v jednotlivých uzlových bodoch.“ [18]

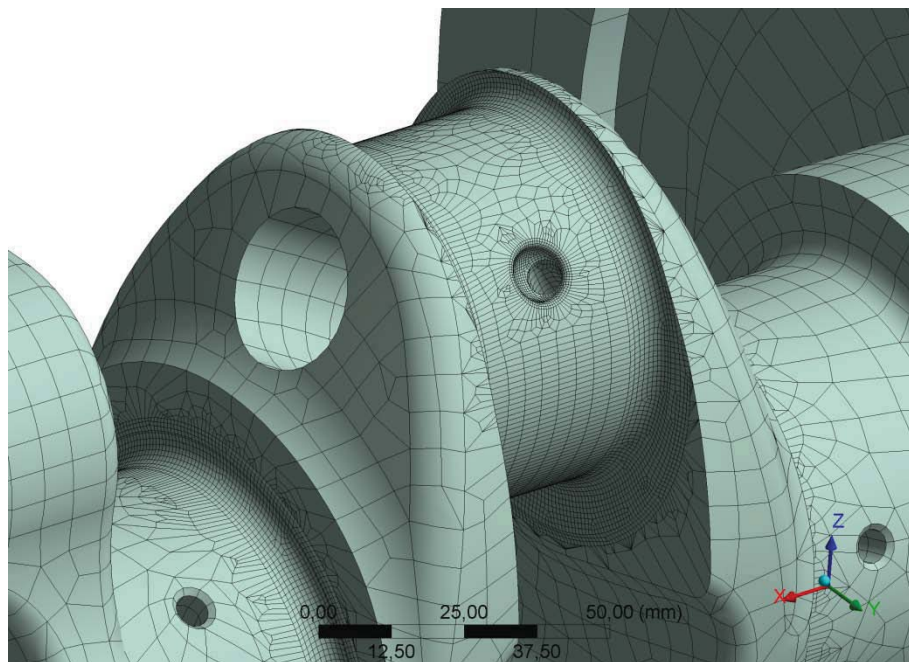
7.1 VYTVORENIE PRIESTOROVEJ SIETE

V úvode diplomovej práce som spomenul, že 3D model kl'ukového mechanizmu budem vytvárať v prostredí programu Creo 2.0. Po dosiahnutí jeho finálneho stavu, ktorý je zobrazený na obr. 5.8., som zostavu následne vyexportoval do formátu STEP (.stp), (pozostáva z jednej časti). Pre vytváranie siete mi bol doporučený program Ansys Mechanical, ktorý ponúka široké spektrum vysieťovacích možností s docielením jednoduchej ovládateľnosti. Po načítaní súboru STEP bolo treba vytvoriť geometriu danej súčasti, následne sa nastavovali možnosti sieťovania. Pre vysieťovanie som volil kvadratické prvky, ich veľkosť som prednostne nastavil na 7 mm.

Z predošlej kapitole je jednoznačné, že najviac namáhané je zalomenie, ktoré je najbližšie k odberu točivého momentu, tj. pri zotrvačníku. Predpokladáme, že najkritickejšie miesta na zalomení budú na ojničnom čape, a to pri vývode mazacieho kanáliku a na prechodoch z ojničného čapu na ramená. Preto som v týchto oblastiach volil jemnejšiu sieť, vid'. obr. 7.2. Na zotrvačníku som naopak sieť zriedil, čím som dosiahol nižší počet celkových uzlov a elementov a tým aj nižší potrebný čas na výpočet. Vysieťovaný model sa skladá z temer 800 000 uzlov a z 250 000 elementov.



Obr. 7.1 Vytvorená sieť kl'ukového hriadeľa



Obr. 7.2 Detailný pohľad na vysieťovanie ojničného čapu posledného zalomenia

7.2 NAPĚŤOVÁ ANALÝZA POMOCOU PROGRAMU ANSYS

Po vytvorení siete sa vzápätí naimportoval model do programu Ansys Mechanical APDL, kde prebehol samotný výpočet. Ako prvé bolo potrebné simulovať uloženie kl'ukového hriadeľa v klzných ložiskách hlavných čapov. Pomocou prvkov Spring-damper14 s predpísanou tuhosťou k_s , ktorá nahradzuje tuhosť hydrodynamickej vrstvy klzného ložiska, sa simulovalo uloženie kl'ukového hriadeľa.

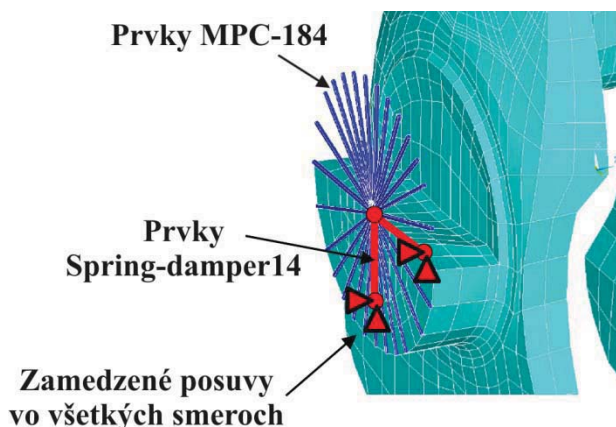
Tuhosť k_s je daný nasledujúcim vzťahom [8]:

$$k_s = \frac{0,5 \cdot F_{p\max}}{0,8 \cdot c_l} \quad [\text{N} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (71)$$

kde $F_{p\max}$ je maximálna sila vznikajúca pôsobením tlaku plynov [N]

c_l je ložisková vôľa, ktorá v našom prípade dosahuje hodnoty $7 \cdot 10^{-5}$
až $1,12 \cdot 10^{-4}$ m, hodnota bola zvolená na $1 \cdot 10^{-4}$ m [m]

V strede každého hlavného čapu som vytvoril dva uzly, ktoré som následne spojil pomocou prvku Spring-damper14 so stredovým uzlom (naznačené na obr. 7.3). V týchto dvoch krajných uzloch bolo zamedzené posuvu vo všetkých smeroch. Následne som pomocou prvkov MPC-184 vytvoril pevnú väzbu medzi uzlami na povrchu a stredovým uzlom. Aby sa mohol simulovať krut, v mieste remenice bolo kl'ukovému hriadeľu zamedzené natočenie voči osi rotácie.

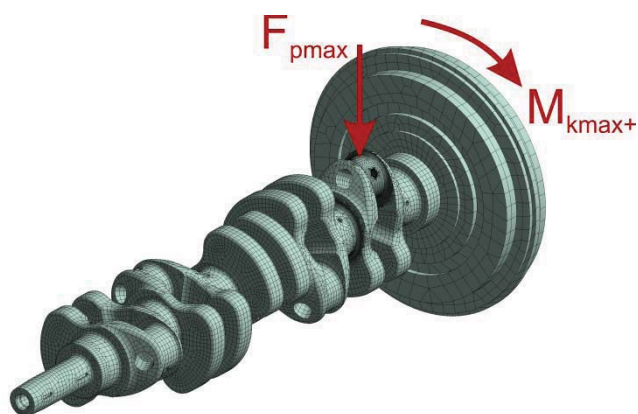


Obr. 7.3 Naznačenie aplikácií prvkov Spring-damper 14 a MPC-184 [8]

Kľukový hriadeľ som následne zaťažil dvoma zaťažovacími stavmi. V prvom stave sa zaťažil ojnicní čap posledného zalomenia maximálnou silou od tlaku plynov, pričom sila pôsobí na čap, ktorý sa nachádza v HÚ. Zároveň sa zaťažil zotrvačník maximálnym krútiacim momentom, ktorý sa nachádza v kladnej oblasti.

Tab. 7.1 Hodnoty prvého záťažového stavu

	Označenie	Hodnota	Jednotka
Maximálna sila vznikajúca pôsobením tlaku plynov	F_{pmax}	90168,6	[N]
Maximálny krútiaci moment v kladnej oblasti (u posledného zalomenia)	M_{kmax+}	7276,7	[N·m]



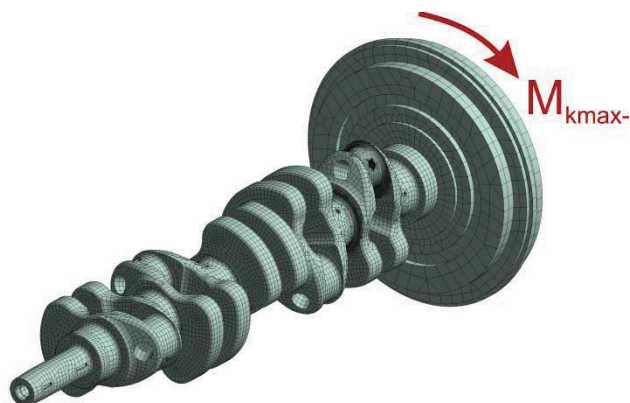
Obr. 7.4 Prvý záťažový stav

Druhý záťažový stav predstavoval zaťaženie zotrvačníka maximálnym krútiacim momentom, ktorý leží v zápornej oblasti.



Tab. 7.2 Hodnoty druhého zát'azového stavu

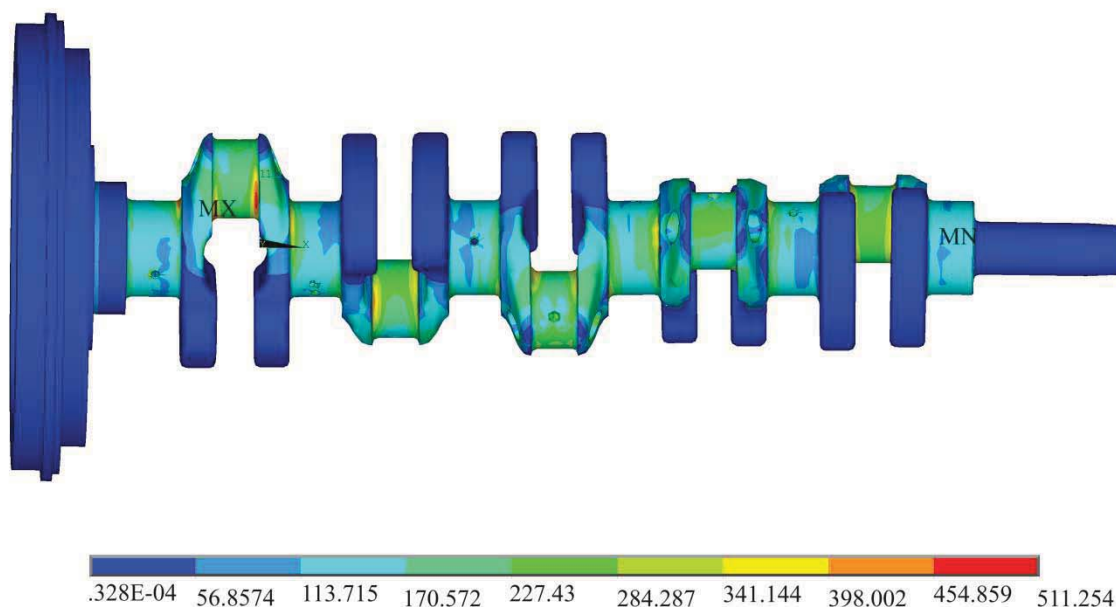
	Označenie	Hodnota	Jednotka
Maximálny krútiaci moment v zápornej oblasti (u posledného zalomenia)	M_{kmax-}	6195,1	[N·m]



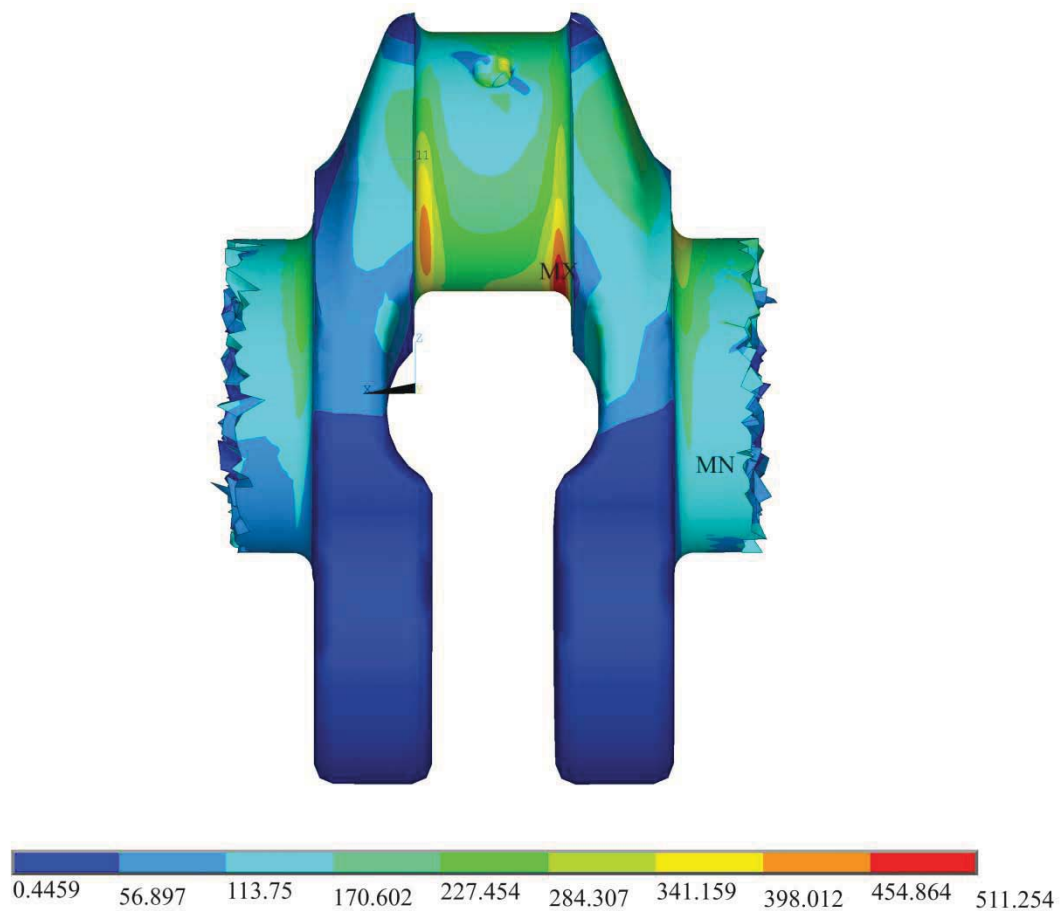
Obr. 7.5 Druhý zát'azový stav

Hodnoty maximálnych krútiacich momentov som čerpal z výsledkov z predošlej kapitoly „6.4.3 Výpočet vynúteného torzného kmitania“.

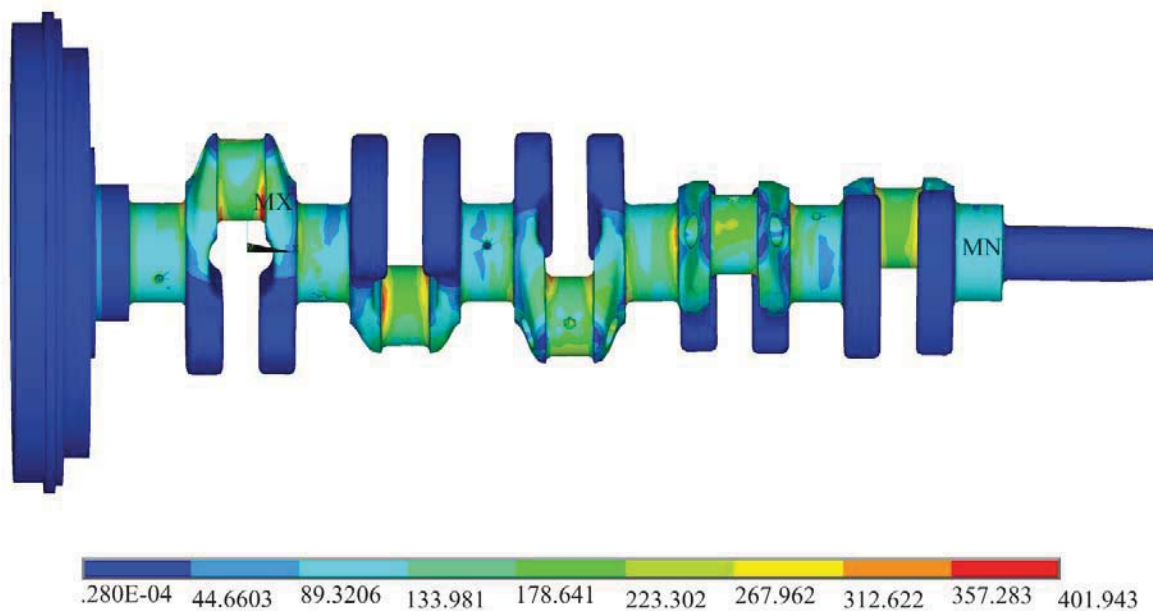
Na nasledujúcich obrázkoch je zobrazené rozloženie redukovaného napätia podľa hypotézy von Mises pri prvom a druhom zát'azovom stave.



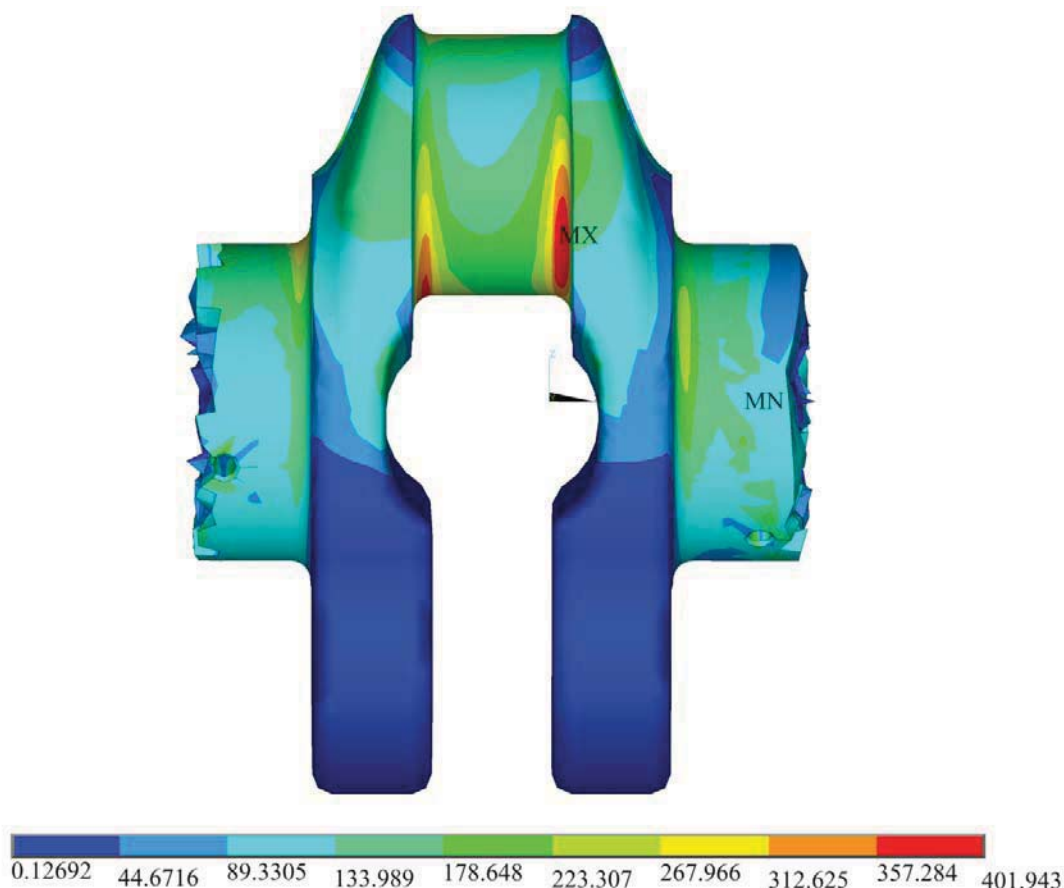
Obr. 7.6 Rozloženie napätia na kl'ukovom hriadeli, prvý zát'azový stav



Obr. 7.7 Rozloženie napätia na poslednom zalomení, prvý záťažový stav



Obr. 7.8 Rozloženie napätia na kľukovom hriadeľi, druhý záťažový stav



Obr. 7.9 Rozloženie napätia na poslednom zalomení, druhý záťažový stav

7.3 STANOVENIE BEZPEČNOSTI

Aby sme mohli stanoviť bezpečnosť kl'ukového hriadeľa voči únavovému poškodeniu, musíme poznať jeho materiálové charakteristiky. Vyšetrovaný kl'ukový hriadeľ je vyrobený z materiálu 42CrMo4, podľa ČSN je jej označenie 15 142. Jeho materiálové charakteristiky sú uvedené v tabuľke 7.3 [15].

Tab. 7.3 Materiálové charakteristiky ocele 42CrMo4

	Označenie	Hodnota	Jednotka
Medza pevnosti v ťahu	R_m	1100	[MPa]
Medza klzu	R_e	900	[MPa]
Medza únavy v ťahu / tlaku (striedavé symetrické napätie)	$\sigma_{c_{\text{TAH/TLAK}}}$	440	[MPa]
Medza únavy v ohybe (striedavé symetrické napätie)	$\sigma_{c_{\text{OHYB}}}$	550	[MPa]
Medza únavy v šmyku (striedavé symetrické napätie)	$\tau_{c_{\text{ŠMYK}}}$	330	[MPa]



Pomerný gradient napätia sa stanovuje podľa nasledujúceho vzťahu [8]:

$$\chi_R \cong \frac{1}{\sigma_{eX}} \cdot \left(\frac{\sigma_{eX} - \sigma_{eX1}}{|\overline{xx_1}|} \right) [\text{mm}^{-1}] \quad (72)$$

kde σ_{eX} je maximálna hodnota lokálneho napätia [MPa]

σ_{eX1} je napätie vo vzdialenosti $|\overline{xx_1}|$ pod povrchom [MPa]

$|\overline{xx_1}|$ je vzdialenosť dvoch krajných uzlov na vyšetrovanom elemente [mm]

Tab. 7.4 Výsledné hodnoty prvého a druhého záťažového stavu

Prvý záťažový stav:	Označenie	Hodnota	Jednotka
Maximálne napätie	σ_{eX}	511,25	[MPa]
Napätie vo vzdialenosti $ \overline{xx_1} $ pod povrchom	σ_{eX1}	264,69	[MPa]
Vzdialenosť dvoch krajných uzlov na vyšetrovanom elemente	$ \overline{xx_1} $	3,56	[mm]
Druhý záťažový stav:			
Maximálne napätie	σ_{cXb}	401,94	[MPa]

Korekčný súčiniteľ je vyjadrený nasledujúcim vzťahom [8]:

$$f_G = 1 + \frac{\frac{\sigma_{cOHYB}}{\sigma_{cTAH/TLAK}} - 1}{\frac{2}{d_{vzorka}}} \cdot \chi_R [-] \quad (73)$$

kde σ_{cOHYB} je medza únavy v ohybe [MPa]

$\sigma_{cTAH/TLAK}$ je medza únavy v ťahu / tlaku [MPa]

d_{vzorka} je priemer skúšobného vzorku, hodnota je stanovená na 7,5 mm [mm]

Pomer súčiniteľu vrubu a koncentrácie napätí je daný vzťahom [8]:

$$\frac{\beta}{\alpha} = 1 + \sqrt{\chi_R} \cdot 10^{\left(0,35 + \frac{R_e}{810}\right)} [-] \quad (74)$$

kde R_e je medza klzu [MPa]



Maximálne ekvivalentné napätie je dané vzťahom [8]:

$$\sigma_{e\max} = \sigma_{eX} \quad [\text{MPa}] \quad (75)$$

Minimálne ekvivalentné napätie je dané vzťahom [8]:

$$\sigma_{e\min} = \sigma_{eXb} \quad [\text{MPa}] \quad (76)$$

kde σ_{eXb} je maximálna hodnota lokálneho napätia v druhom zaťažovacom stave [MPa]

Amplitúda ekvivalentného napätia je daná vzťahom [8]:

$$\sigma_{ea} = \frac{\sigma_{e\max} - \sigma_{e\min}}{2} \quad [\text{MPa}] \quad (77)$$

Stredná hodnota ekvivalentného napätia je daná vzťahom [8]:

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{e\max} + \sigma_{e\min}}{2} \quad [\text{MPa}] \quad (78)$$

Tab. 7.5 Výsledné hodnoty amplitúdy a strednej hodnoty ekvivalentného napätia a koeficientov ovplyvňujúcich medzu únavy

	Označenie	Hodnota	Jednotka
Amplitúda ekvivalentného napätia	σ_{ea}	54,65	[MPa]
Stredná hodnota ekvivalentného napätia	σ_{em}	456,6	[MPa]
Pomerný gradient napätia	χ_R	0,135	[mm ⁻¹]
Korekčný súčiniteľ	f_G	1,127	[-]
Pomer súčiniteľu vrubu a koncentrácie napätia	$\frac{\beta}{\alpha}$	1,015	[-]
Súčiniteľ vplyvu veľkosti	η_σ	0,75	[-]
Súčiniteľ vplyvu pravdepodobnosti prežitia	\mathcal{G}_σ	0,75	[-]

7.3.1 VÝPOČET BEZPEČNOSTI MEDZE ÚNAVY

Vzťah pre výpočet bezpečnosti pri jednoduchom zaťažovaní je daný vzťahom [8]:

$$k = \frac{1}{\frac{\beta}{\alpha} \cdot \frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{cOHYB}} \cdot \eta_\sigma \cdot \nu_\sigma \cdot f_G + \frac{\sigma_{em}}{R_m}} \quad [-] \quad (79)$$



kde ν_σ zohľadňuje vplyv pravdepodobnosti prežitia, jej hodnota bola stanovená na 0,75 [-]
 η_σ je súčiniteľ vplyvu veľkosti [-]

Súčiniteľ vplyvu veľkosti je daný vzťahom [8]:

$$\eta_\sigma = 1,189 \cdot D_c^{-0,097} \quad [-] \quad (80)$$

Keď sú počas výrobného procesu povrchovo kalené rádiusy ojničných čapov, bezpečnosť sa vypočíta podľa vzťahu [8]:

$$k_k = 1,3 \cdot k \quad [-] \quad (81)$$

Tab. 7.6 Bezpečnosť voči únavovému poškodeniu

	Označenie	Hodnota	Jednotka
Bezpečnosť voči únavovému poškodeniu	k	1,74	[-]
Bezpečnosť voči únavovému poškodeniu pri povrchovo kalených rádiusoch	k_k	2,26	[-]



8 TLMIČ TORZNÝCH KMITOV

„Tlmiče torzných kmitov sa v podstate dajú charakterizovať ako prídavné torzné systémy, ktoré sa všeobecne skladajú z pružného člena a z hmoty, ktorej pohyb môže byť utlmený a pripojuje sa k torznej sústave motora v mieste najväčších torzných výchyliek, tj. na voľnom konci motora. Tlmiče torzných kmitov môžeme podľa ich funkcií rozdeliť do troch skupín:

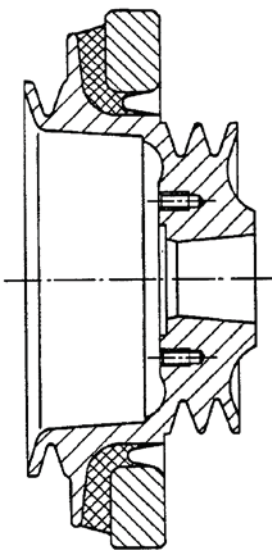
- Trecie tlmiče, ktoré prostredníctvom tlmiacich odporov premieňajú kmitavú energiu na teplo.
- Rezonančné tlmiče, ktoré premieňajú len časť kmitavej energie na teplo. Torzné kmitanie kľukového hriadeľa sa utlmí rezonanciou tlmiča.
- Dynamické tlmiče, u ktorých sa kmitavá energia neredukuje, ale kompenzuje sa pomocným torzným systémom, podobne ako je tomu u zotrvačníka pri vyrovnávaní nerovnomernosti chodu.“ (Kolektív VÚNM a ČKD 1962, 330 s.)

„Problémy torzného kmitania sú v dnešnej dobe najčastejšie riešené aplikáciou dynamických tlmičov. Najrozšírenejším typom tlmiča torzných kmitov je v obore spaľovacích motorov tlmič viskózný (silikónový), ktorý je aplikovaný na motoroch všetkých veľkostí, od motorov vozidlových až po najväčšie motory stacionárne a lodné.

Princíp tlmiča s pružnou a tlmiacou väzbou v paralelnom prepojení je v praxi najčastejšie realizovaný ako tzv. gumový tlmič torzných kmitov.“ (PÍŠTĚK 1993, 64 s.)

8.1 GUMOVÝ TLMIČ

„Gumové tlmiče sú obvykle konštruované tak, že spojenie seizmickej časti (prstenec) s príslušným členom základného systému (napr. s remenicou motora) je prevedené vulkanizáciou, ako znázorňuje príklad na obr. 8.1. Existujú taktiež konštrukčné prevedenia gumových tlmičov s nalisovaným gumovým elementom, prípadne aj kombináciou oboch spôsobov.



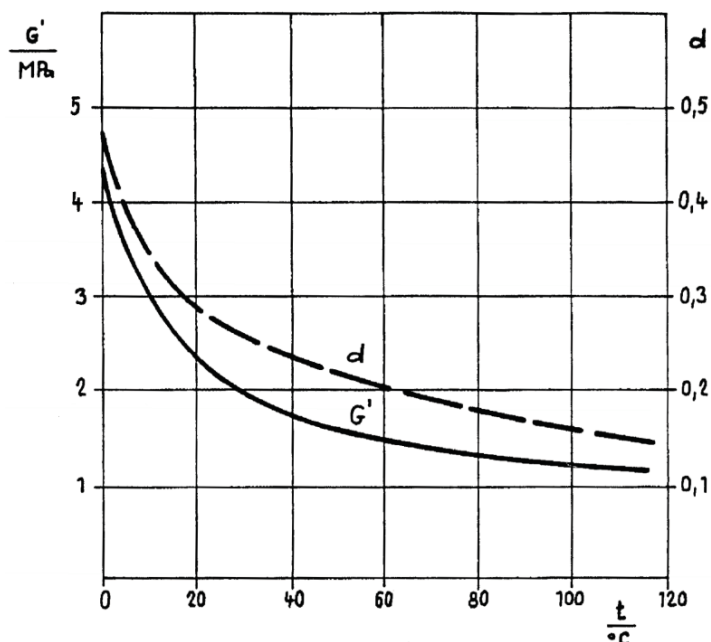
Obr. 8.1 Gumový tlmič šesťvalcového motora Zetor 8601 [11]



Vzhľadom na tlmiace vlastnosti gumových zmesí, používaných v súčasnej dobe pri výrobe gumových tlmičov, sa dá konštatovať, že príslušné hodnoty útlmu sú veľmi nízke. Pre docelenie optimálneho útlmu by bolo treba mať k dispozícii gumu s útlmom tri až štyrikrát vyšším, čo je zatiaľ nedosiahnuteľné.

Úspešná aplikácia gumového tlmiča na konkrétnom type motora je preto v praxi otázkou predovšetkým stanovenia optimálnej tuhosti gumového elementu, odpovedajúcej určitému momentu zotrvačnosti seizmického prstenca.

Na rozdiel od prípadu silikónového tlmiča je pri aplikácii gumového tlmiča potrebné zahrnúť do úvah aj skutočnosť, že vplyvom pružného člena tlmiča sa prejaví v rozsahu prevádzkových frekvencií otáčania motora aj vplyv druhej vlastnej frekvencií. Pri znižujúcej tuhosti pružnej väzby tlmiča sa oba rezonančné frekvencie posúvajú k nižším hodnotám, pričom prvá rezonančná amplitúda sa znižuje a druhá zväčšuje. Túto charakteristickú vlastnosť gumového tlmiča je treba vziať do úvahy najmä v súvislosti s teplotne závislými parametrami gumy, vid' obr. 8.2.



Obr. 8.2 Závislosť modulu pružnosti v šmyku a stratového súčiniteľa gumy na teplote (skúšobný element 60 Shore) [11]

Energia pohlcovaná systémom tlmiča za prevádzky je úmerná frekvencií a kvadrátu amplitúdy. Táto energia musí byť odvedená tiež vo forme tepla.

Pri dlhšej prevádzke motora v niektorom rezonančnom režime, odpovedajúcom prvej vlastnej frekvencii systému s tlmičom, môže prechodne dôjsť k výraznejšiemu zvýšeniu teploty gumy. S ohľadom na závislosť podľa obr. 8.2 dochádza súčasne k znižovaniu tuhosti gumového člena a tým k znižovaniu rezonančnej amplitúdy a jej posuvu k nižším frekvenciám. Teplotne nezávislé parametre gumového člena spôsobujú v tomto prípade vznik určitého stabilizujúceho efektu.



Opačná situácia nastane, ak ide o rezonančný režim, odpovedajúci druhej vlastnej frekvencii. Pokiaľ je príslušné teplo nedostatočne odvedené, dochádza pri náraste teploty a znížení torznej tuhosti gumového člena tlmiča k trvalému nárastu amplitúdy. To môže viesť k poškodeniu tlmiča a tým aj k poškodeniu kľukového hriadeľa, prípadne ďalších súčastí motora.

Presúvanie rezonančných frekvencií v závislosti na prevádzkovej teplote tlmiča je teda charakteristickou vlastnosťou gumových tlmičov torzných kmitov.

Nepriaznivým účinkom sa v prevádzke prejavujú taktiež dlhodobé zmeny mechanických vlastností gumového člena, spôsobené tzv. starnutím gummy. To vnáša ďalšiu neistotu do stanovenia optimálnych parametrov.

Z uvedených dôvodov sú v súčasnej dobe možnosti aplikácie gumových tlmičov torzných kmitov obmedzené. Pri rešpektovaní špecifických vlastností gumových členov môžu byť úspešne používané u menších vozidlových motorov alebo u traktorových motorov. Ich prednosťami v porovnaní so silikónovým tlmičom je nižšia cena, menšia hmotnosť a lepšia odolnosť voči mechanickému poškodeniu vnútornými vplyvmi počas prevádzky.“ (PÍŠŤEK 1993, 67-68 s.)

Pre daný motor navrhнем gumový torzný tlmič kmitov, ktorého vplyv následne vyšetrím na zmeny systému.

8.2 NÁVRH PARAMETROV GUMOVÉHO TLMIČA

V prvom kroku navrhovania parametrov tlmiča bola stanovená hodnota momentu zotrvačnosti tlmiča I_{tl} . Následne sa dopočítala pomerná veľkosť tlmiča μ , ktorej hodnota by sa mala pohybovať v rozmedzí „0,2 až 0,4“ [19]. Pokiaľ je táto hodnota prevýšená, treba znovu zvoliť hodnotu momentu zotrvačnosti, aby pomerná veľkosť tlmiča vyhovela daným kritériám.

Hodnota momentu zotrvačnosti tlmiča bola stanovená na:

$$I_{tl} = 0,035 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2 \text{]}$$

Následne sa vypočítala pomerná veľkosť tlmiča, ktorá je daná vzťahom [1]:

$$\mu = \frac{I_{tl}}{I_{ef}} \text{ [-]} \quad (82)$$

kde I_{ef} je efektívny moment zotrvačnosti sústavy bez tlmiča $[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$

Efektívny moment zotrvačnosti sústavy bez tlmiča sa vypočíta podľa vzťahu:

$$I_{ef} = I_{rem} \cdot a_{l_0} + I_{zal1} \cdot a_{l_1} + I_{zal2} \cdot a_{l_2} + I_{zal3} \cdot a_{l_3} + I_{zal4} \cdot a_{l_4} + I_{zal5} \cdot a_{l_5} + I_{zot} \cdot a_{l_6} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2 \text{]} \quad (83)$$

kde a_{l_i} sú pomerné amplitúdy prvej vlastnej frekvencie [-]



Výpočet optimálneho ladenia tlmiča je daný vzťahom [1]:

$$w = \frac{1}{1 + \mu} \quad [-] \quad (84)$$

Pomocou dopočítaných vzťahov sa následne stanoví vlastná uhlová frekvencia tlmiča:

$$\Omega_{tl} = \Omega \cdot w \quad [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (85)$$

Z vypočítaných parametrov sa stanoví tuhosť tlmiča:

$$c_{tl} = I_{tl} \cdot \Omega_{tl}^2 \quad [\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}] \quad (86)$$

Hodnota tuhosti tlmiča podľa vzťahu (86) vyšla na 42826,9 N·m·rad⁻¹. Pre ďalší výpočet však volím hodnotu 45000 N·m·rad⁻¹ z dôvodu, že starnutím sa tuhosť gummy zvyšuje.

Tab. 8.1 Výsledné hodnoty základných parametrov gumového tlmiča

	Označenie	Hodnota	Jednotka
Moment zotrvačnosti prstenca tlmiča	I_{tl}	0,035	[kg·m ²]
Efektívny moment zotrvačnosti sústavy bez tlmiča	I_{ef}	0,115	[kg·m ²]
Pomerná veľkosť tlmiča	μ	0,3	[-]
Optimálne ladenie tlmiča	w	0,77	[-]
Vlastná uhlová frekvencia tlmiča	Ω_{tl}	1106,2	[rad]
Torzna tuhosť tlmiča	c_{tl}	45000	[N·m·rad ⁻¹]

8.3 NÁVRH HLAVNÝCH ROZMEROV GUMOVÉHO TLMIČA

Gumový torzný tlmič sa skladá z dvoch častí, oceľového a gumového prstenca, pričom ich spojenie je docielené vulkanizovaním. Pripevnenie tlmiča na remenicu je realizované buď priskrutkovaním vyprofilovaného plechu. Ten je už spojený s daným tlmičom. Spojenie sa dá tiež doceliť samotným navulkanizovaním tlmiča na profil remenice. Kvôli navrhnutému vývažku na remenici sú konštrukčné možnosti upevnenia tlmiča obmedzené. V našom prípade sa ako nevhodná varianta javí možnosť priskrutkovania tlmiča na remenicu. Správne spojeniu by bránil vývažok, ktorý je umiestnený práve na mieste, kde by spojenie remenica-tlmič nastalo.

Remenicu som musel vhodným spôsobom upraviť tak, aby namontovaný vývažok mohol naďalej spĺňať svoju funkciu a ostal v nezmenenej polohe. Rozhodol som sa pre zväčšenie priemeru styčnej plochy remenice s tlmičom. Novú hodnotu momentu zotrvačnosti remenice som bral do úvahy v predošlej kapitole pri výpočte efektívneho momentu zotrvačnosti sústavy



bez tlmíča. Konštrukčné riešenie upevnenia tlmíča s remenicou podrobne popíšem v kapitole „8.5 Konštrukčné usporiadanie gumového tlmíča na remenici“.

8.3.1 ROZMERY GUMOVÉHO PRSTENCA

Na výpočet hlavných rozmerov gumového prstenca som použil nasledujúci vzťah [1]:

$$c_{tl} = \frac{\pi \cdot G_p \cdot (d_2^4 - d_1^4)}{32 \cdot h_g} \quad [\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}] \quad (87)$$

kde d_1 je vnútorný priemer prstenca [m]
 d_2 je vonkajší priemer prstenca [m]
 G_p je modul pružnosti gumy v šmyku [MPa]
 h_g je šírka gumového prstenca [m]

Vnútorný priemer prstenca d_1 je obmedzený šírkou vývažku na remenici. Na základe konštrukčných možností som stanovil priemer prstenca d_1 na 185 mm. Šírku gumového prstenca som volil 7 mm. Modul pružnosti gumy v šmyku som podľa literatúry [1] stanovil na hodnotu 1 MPa. Vhodnými úpravami vzťahu (87) vyjadríme vonkajší priemer prstenca d_2 , ktorý pomocou stanovených hodnôt vieme dopočítať.

Vonkajší priemer prstenca je daný vzťahom:

$$d_2 = \sqrt[4]{d_1^4 + \frac{32 \cdot h_g \cdot c_{tl}}{\pi \cdot G_p}} \quad [\text{m}] \quad (88)$$

Tab. 8.2 Parametre gumového prstenca

	Označenie	Hodnota	Jednotka
Vnútorný priemer prstenca	d_1	185	[mm]
Vonkajší priemer prstenca	d_2	257	[mm]
Modul pružnosti v šmyku	G_p	1	[MPa]
Šírka prstenca	h_g	7	[mm]



8.3.2 ROZMERY OCEĽOVÉHO PRSTENCA

Pre moment zotrvačnosti oceľového prstenca platí vzťah:

$$I_{II} = \int_{R_1}^{R_2} \int_0^{2\pi} r^3 \cdot h_o \cdot \rho_o \cdot d\varphi \cdot dr \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (89)$$

kde R_1 je vnútorný polomer prstenca [m]
 R_2 je vonkajší polomer prstenca [m]
 h_o je šírka oceľového prstenca [m]
 ρ_o je hustota ocele [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

Integráciou vzťahu (89) dostaneme závislosť:

$$I_{II} = (R_2^4 - R_1^4) \cdot \frac{\pi}{2} \cdot h_o \cdot \rho_o \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (90)$$

Vnútorný polomer prstenca volím na hodnotu 97,5 mm, šírku na 15 mm. Vonkajší polomer dopočítam úpravou vzťahu (90), do ktorého následne dosadím zvolené parametre.

Vzťah pre výpočet vonkajšieho polomeru oceľového prstenca:

$$R_2 = \sqrt[4]{R_1^4 + \frac{2 \cdot I_{II}}{\pi \cdot \rho_o \cdot h_o}} \quad [\text{m}] \quad (91)$$

Tab. 8.3 Parametre oceľového prstenca

	Označenie	Hodnota	Jednotka
Vnútorný polomer prstenca	R_1	97,5	[mm]
Vonkajší polomer prstenca	R_2	130	[mm]
Šírka prstenca	h_o	15	[mm]
Hustota ocele	ρ_o	7850	[$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

8.4 KONTROLA NAPÄTIA V GUMOVOM PRSTENCI

Kontrolou napätia v gumovom prstenci zamedzíme prípadnému oddeleniu gumového prstenca od remenice. Šmykové napätie sa vypočíta podľa vzťahu [1]:

$$\tau_g = \frac{2 \cdot M_{ks}}{\pi \cdot h_g \cdot d_s^2} \quad [\text{MPa}] \quad (92)$$

kde M_{ks} je striedavý krútiaci moment, ktorý pôsobí v gumovom prstenci [N·m]



d_s je stredný priemer gumového prstenca [m]

Stredný priemer gumového prstenca je daný vzťahom:

$$d_s = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad [\text{m}] \quad (93)$$

Striedavý krútiaci moment sa vypočíta vzťahom:

$$M_{ks} = \phi_{\max} \cdot \Delta a_{tl} \cdot c_{tl} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (94)$$

kde ϕ_{\max} je maximálna výchylka voľného konca kľukového hriadeľa [°]

Δa_{tl} priemerná hodnota pomernej amplitúdy u systému s tlmičom [-]

Hodnoty maximálnej výchylky voľného konca kľukového hriadeľa a hodnoty pomernej amplitúdy som čerpal z kapitoly „9 Výpočet torznej sústavy s tlmičom torzných kmitov“.

Tab. 8.4 Vypočítané hodnoty kontroly napätia v gumovom prstenci

	Označenie	Hodnota	Jednotka
Stredný priemer prstenca	d_s	0,22	[m]
Maximálna výchylka konca kľukového hriadeľa	ϕ_{\max}	0,85	[°]
Priemerná hodnota pomernej amplitúdy	Δa_{tl}	0,2	[-]
Striedavý krútiaci moment	M_{ks}	133,6	[N·m]
Šmykové napätie	τ_g	0,25	[MPa]

„Najčastejšie sa pre tlmič používa guma o tvrdosti 45° až 60° podľa Shora. Dovoľené namáhanie gumy v striedavom šmyku sa pripúšťa najviac 0,295MPa.“ (Kolektív VÚNM a ČKD 1962, 344 s.)

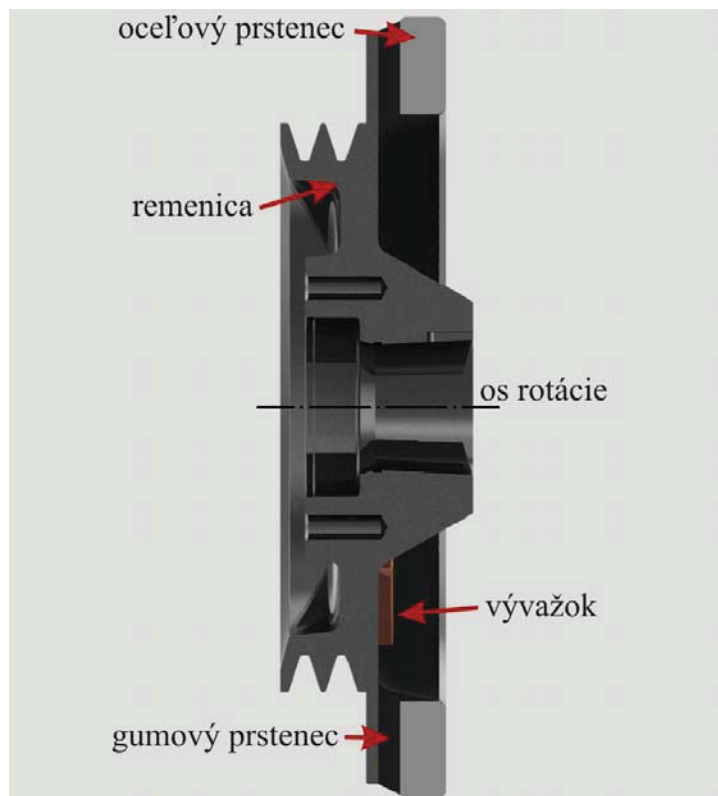
V našom prípade vyšla hodnota šmykového napätia 0,25 MPa. Rozmery a parametre gumového tlmiča spĺňajú všetky podmienky.

8.5 KONŠTRUKČNÉ USPORIADANIE GUMOVÉHO TLMIČA NA REMENICI

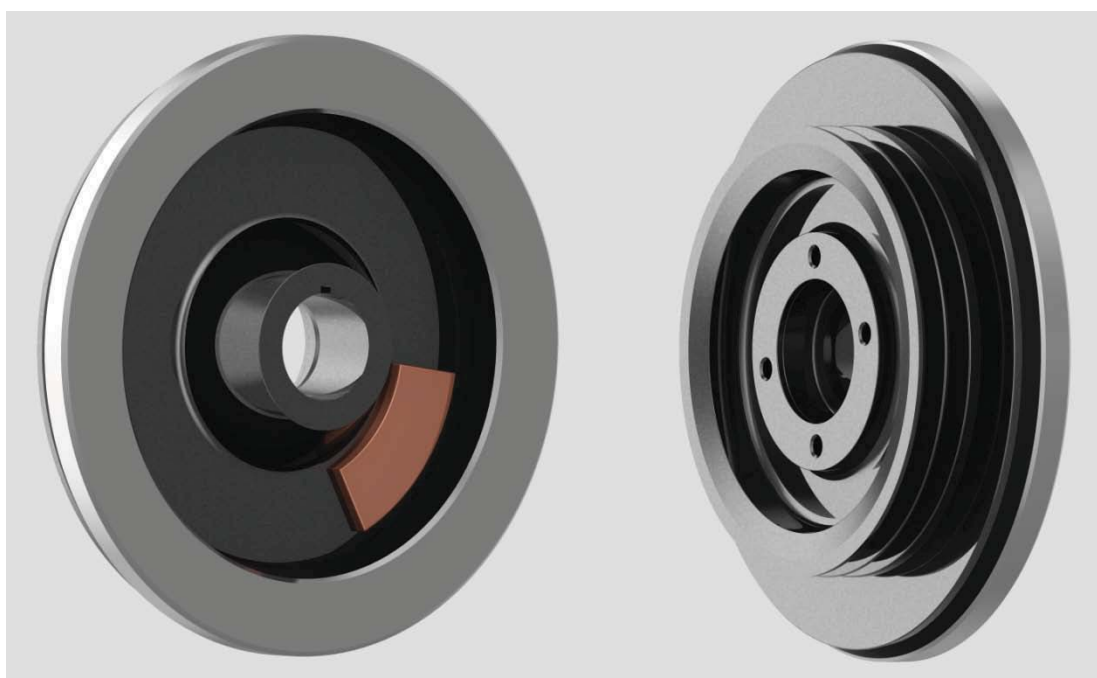
Ako som spomínal, spojenie gumového tlmiča s remenicou bude docielené navulkanizovaním daného tlmiča na remenicu. Žiaľ, pri prvotných návrhoch gumového prstenca neboli dodržané hodnoty šmykového napätia. Výsledná hodnota 0,25 MPa bola docielená zmenou rozmerov gumového prstenca, a to hlavne jeho šírkou z pôvodných 4 mm na 7 mm a zväčšením vonkajšieho priemeru z 235 mm na 257 mm. Styčná plocha remenice, na ktorú je gumový tlmič pripevnený, bol zväčšený na priemer 250 mm. Jeho hrúbka činí 4 mm. Pôvodný výrobný



výkres remenice, ktorý som obdržal od vedúceho diplomovej práce, sa kvôli zmenám rozmerov remenice zmenil. Ak by sa daná remenica sériovo vyrábala, určite by som doporučil výrobu odlieváním a následne opracovaním funkčných plôch na CNC sústruhu. Na obr 8.3 je viditeľný priečny prierez upravenej remenice spojenou s navrhnutým gumovým tmičom.



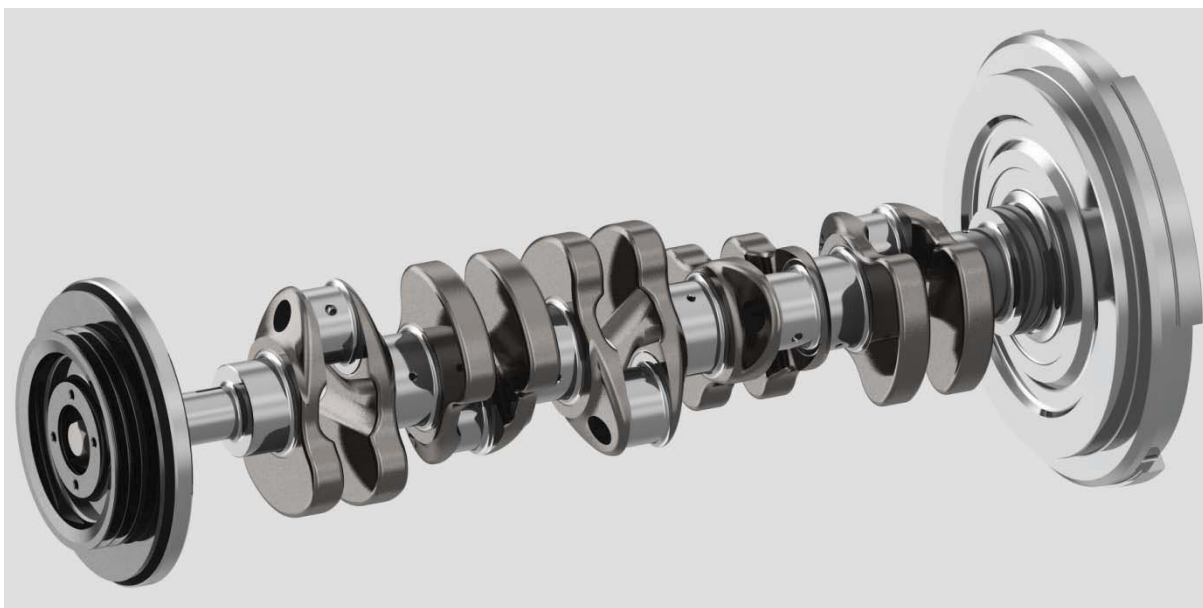
Obr. 8.3 Priečny prierez remenice s gumovým tmičom torzných kmitov



Obr. 8.4 Priestorový pohľad na remenicu spojenú s tmičom torzných kmitov



Na obr 8.5 som uviedol kompletnú zostavu kľukového hriadeľa, spojenú so zotrvačníkom a remenicou. Na zostave je pripevnený gumový tlmič torzných kmitov.



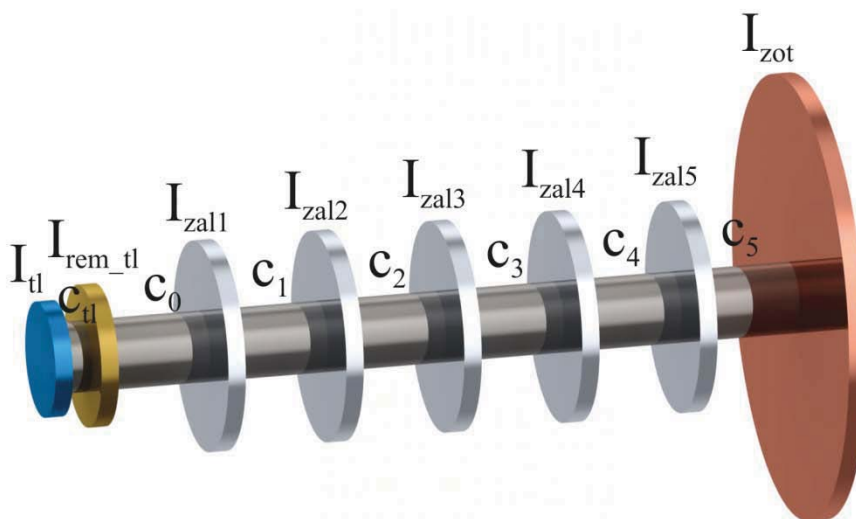
Obr. 8.5 Priestorový pohľad na skompletizovanú zostavu kľukového hriadeľa s gumovým tlmičom torzných kmitov



9 TORZNÉ KMITANIE KL'UKOVÉHO HRIADEĽA S TLMIČOM TORZNÝCH KMITOV

9.1 VLASTNÉ TORZNÉ KMITANIE SÚSTAVY S TLMIČOM

Pri výpočte vlastného torzného kmitania sústavy s tlmičom sa postupuje podobne ako v kapitole „6 Torzné kmitanie kl'ukového hriadeľa“. Rozdiel je len v tom, že do výpočtových vzťahov pribudol člen momentu zotrvačnosti tlmiča I_{tl} a jeho torzná tuhosť c_{tl} . Na obr. 9.1 som znázornil náhradnú torznú sústavu s pridanými členmi tlmiča. Hodnota momentu zotrvačnosti náhradného kotúča remenice I_{rem_tl} sa vzhľadom ku konštrukčným zmenám zmenila. Jej hodnota sa zvýšila z 0,0224 na 0,0335 kg·m². So zmenenými hodnotami som uskutočnil analytický výpočet a výpočet pomocou programu HOL3VG. Výsledky z programu sú zobrazené na obr. 9.2, pričom identické hodnoty dosiahnuté analytickým výpočtom sú priložené v prílohe.



Obr. 9.1 Náhradná torzná sústava s tlmičom torzných kmitov



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

```
Vlastne frekvencie patvalcoveho motoru s gumovym tlmicom
*****
```

```
MOMENTS of INERTIA [kg*m**2]
```

```
J1: 0.035000 J2: 0.033490 J3: 0.048476 J4: 0.048476
J5: 0.048476 J6: 0.048476 J7: 0.048476 J8: 1.024860
```

```
TORSIONAL STIFFNESSES [N*m/rad]
```

```
C1: 45000.0 C2: 264879.0 C3: 1139302.0 C4: 1139302.0
C5: 1139302.0 C6: 1139302.0 C7: 1493635.0 C
```

```
1. NATURAL FREQUENCY [rad/s]: 939.90 ( => N1 = 8975.4 1/min )
```

```
RELATIVE AMPLITUDES:
```

```
A1: 1.00000
A2: 0.31290
A3: 0.16122
A4: 0.11990
A5: 0.07407
A6: 0.02545
A7: -0.02412
A8: -0.06124
```

```
2. NATURAL FREQUENCY [rad/s]: 1590.03 ( => N2 = 15183.7 1/min )
```

```
RELATIVE AMPLITUDES:
```

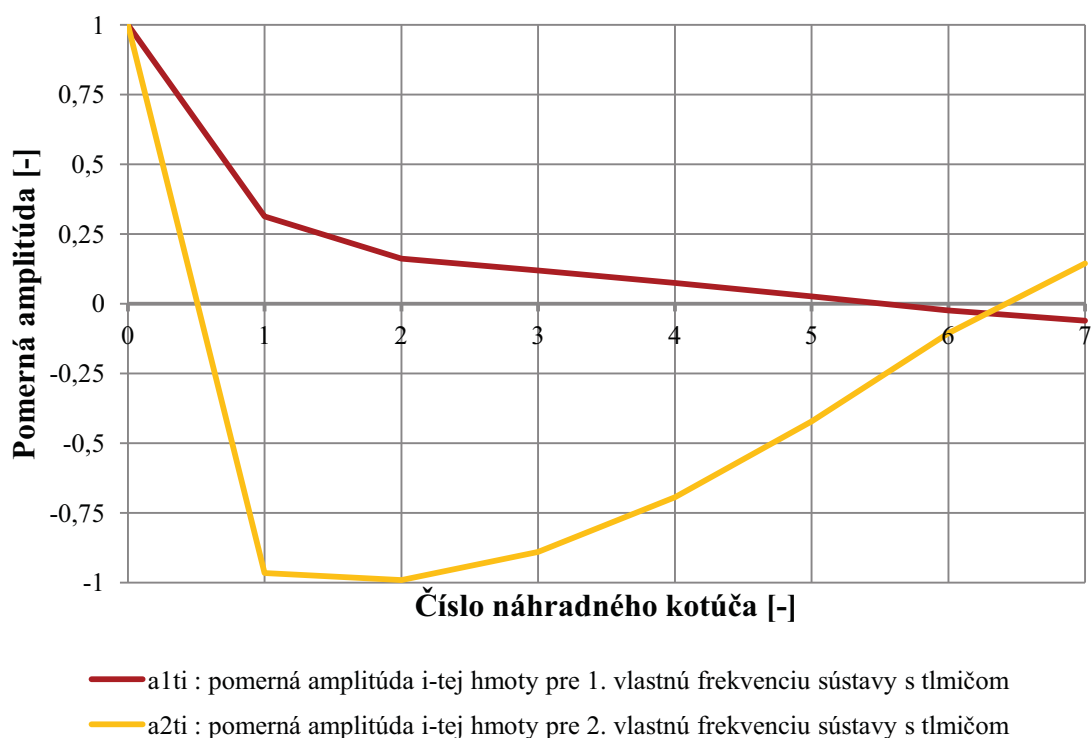
```
A1: 1.00000
A2: -0.96638
A3: -0.99154
A4: -0.89073
A5: -0.69410
A6: -0.42280
A7: -0.10602
A8: 0.14430
```

Obr. 9.2 Výstupné hodnoty z programu HOL3VG

Výsledkom výpočtu sú hodnoty vlastných frekvencií sústavy s tlmičom. Výsledné hodnoty sú vynesené do grafu na obr. 9.3.

Tab. 9.1 Hodnoty vlastných frekvencií

	Označenie	Hodnota	Jednotka
Prvá vlastná frekvencia	N_{1_t}	149,6 / 939,9 / 8975,4	[Hz] / [rad·s ⁻¹] / [min ⁻¹]
Druhá vlastná frekvencia	N_{2_t}	253,1 / 1590 / 15138,7	[Hz] / [rad·s ⁻¹] / [min ⁻¹]



Obr. 9.3 Vlastný tvar 1. a 2. vlastnej frekvencie sústavy s tlmičom

9.2 VÝPOČET REZONANČNÝCH OTÁČOK

Výpočet rezonančných otáčok prevediem analogicky ako v kapitole „6.4.2 Výpočet rezonančných otáčok“. Vzhľadom k tomu, že sa pridala hmota (tlmič torzných kmitov) na koniec kl'ukového hriadeľa, znížila sa hodnota vlastných frekvencií kl'ukového hriadeľa. Je to zreteľné z tab. 9.2.



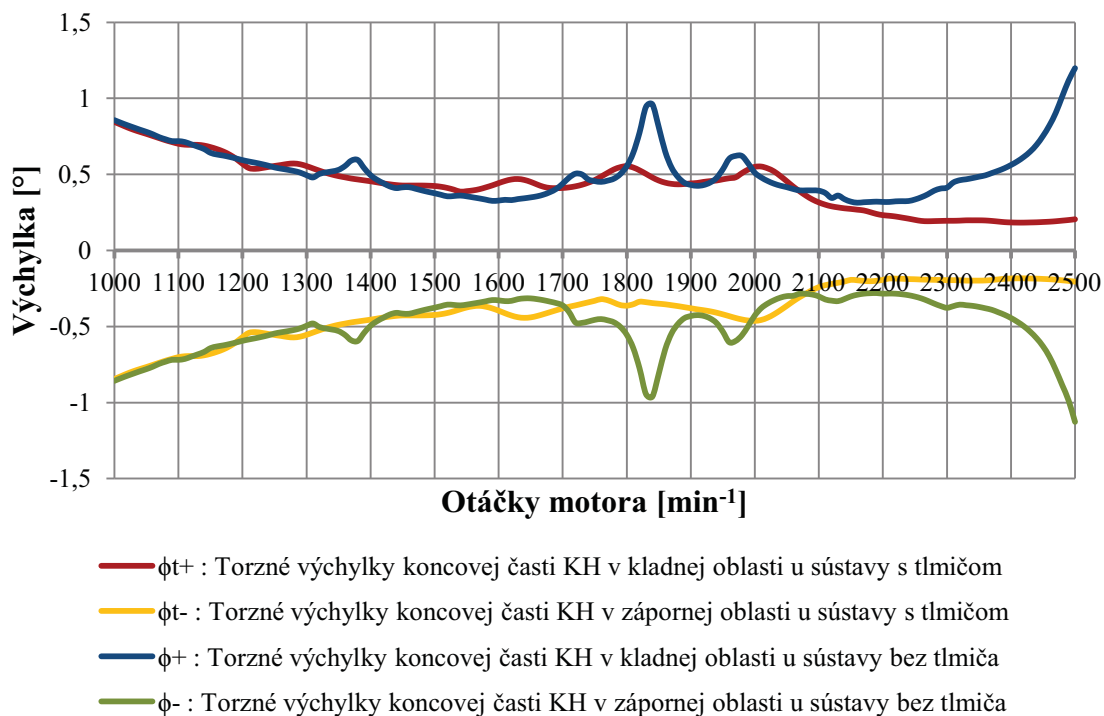
Tab. 9.2 Vypočítané rezonančné otáčky sústavy s tlmičom

	Rád harmonickej zložky	Jednouzlové kmitanie	Dvojuzlové kmitanie
Označenie	κ	n_{rt1}	n_{rt2}
Jednotka	[-]	[min ⁻¹]	[min ⁻¹]
	0,5	17950,8	30277,4
	1	8975,4	15138,7
	1,5	5983,6	10092,4
	2	4487,7	7569,3
	2,5	3590,2	6055,4
	3	2991,8	5046,2
	3,5	2564,4	4325,3
	4	2243,9	3784,6
	4,5	1994,5	3364,1
	5	1795,5	3027,7
	5,5	1631,9	2752,5
	6	1495,9	2523,1
	6,5	1380,8	2329,0
	7	1282,2	2162,5
	7,5	1196,7	2018,5
	8	1121,9	1892,3
	8,5	1055,9	1781,0
	9	997,3	1682,0
	9,5	944,8	1593,5
	10	897,5	1513,9

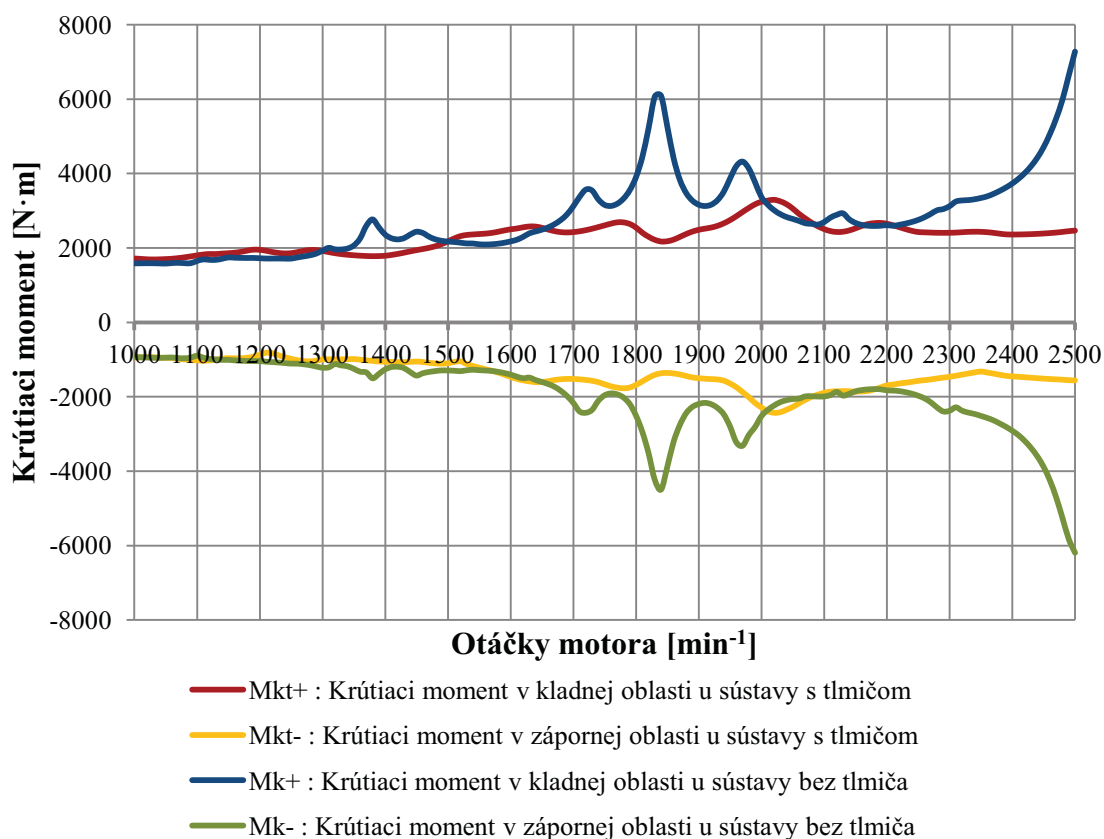
Červené hodnoty sú rezonančné otáčky, ktoré sa nachádzajú v prevádzkovej oblasti motora. Je viditeľný väčší počet rezonančných otáčok, pričom dvojuzlové kmitanie sa tiež prejavuje v prevádzkových otáčkach motora.

9.3 VÝPOČET VYNÚTENÉHO TORZNÉHO KMITANIA SÚSTAVY S TLMIČOM

Výpočet vynúteného torzného kmitania som zrealizoval pomocou programu, ktorého funkciu som popísal v 6. kapitole. Výsledkom výpočtov sú hodnoty periodicky premenných krútiacich momentov u všetkých zalomeniach a hodnoty torzných výchyliek na remenici. Na obr. 9.4 a 9.5 som porovnal výsledky z výpočtu vynúteného torzného kmitania bez a s tlmičom.



Obr. 9.4 Torzné výchylky koncovej časti kľukového hriadeľa v kladnej a zápornej oblasti u sústavy s a bez tlmiča



Obr. 9.5 Maximálne hodnoty periodického krútiaceho momentu v kladnej a zápornej oblasti u sústavy s a bez tlmiča, na poslednom zalomení



Z hore uvedených obrázkov vyplýva jednoznačný „zásah“ tlmiča do vplyvu periodickeho premenného krútiaceho momentu a torzných výchyliek koncovej časti kl'ukového hriadeľa. Celkovo sa zmiernil celý priebeh krútiaceho momentu, pričom v oblasti 1830 min^{-1} sa hodnota znížila takmer o dve tretiny. Torzná výchylka koncovej časti KH sa tiež výrazne znížila. Z pôvodného 1° sa znížila na polovicu. Torzný tlmič spĺňa svoju funkciu.

Maximálne a minimálne hodnoty periodickeho krútiaceho momentu použijem ako vstupné dáta pre následné prešetrenie kl'ukového hriadeľa s tlmičom torzných kmitov voči únavovému poškodeniu.

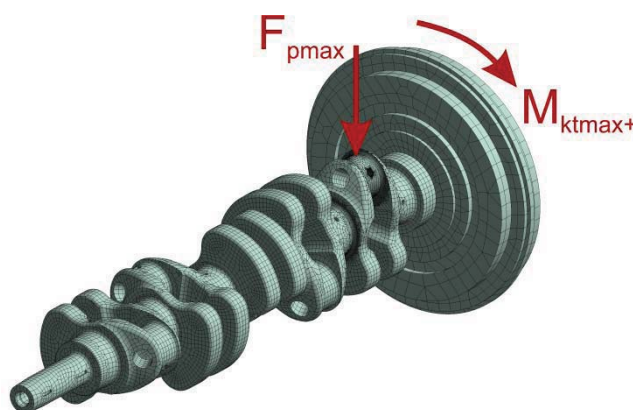


10 PEVNOSTNÁ KONTROLA KL'UKOVÉHO HRIADEĽA S TLMIČOM TORZNÝCH KMITOV

Pevnostný výpočet bude prebiehať obdobne ako v kapitole „7 Pevnostný výpočet kl'ukového hriadeľa“. Vstupné hodnoty krútiaceho momentu som čerpal z predošlej kapitoly, pričom záťažové stavy budú prebiehať obdobne ako u záťažových stavov sústavy bez tmiča. Prvý záťažový stav je charakterizovaný maximálnym krútiacim momentom M_{ktmax+} a maximálnou silou vznikajúcou pôsobením tlaku plynov F_{pmax} , pričom hodnota F_{pmax} ostáva nezmenená. Hodnota M_{ktmax+} sa znížila, tj. v konečnom dôsledku môžeme očakávať väčšiu bezpečnosť kl'ukového hriadeľa voči únavovému poškodeniu.

Tab. 10.1 Hodnoty prvého záťažového stavu

	Označenie	Hodnota	Jednotka
Maximálna sila vznikajúca pôsobením tlaku plynov	F_{pmax}	90168,6	[N]
Maximálny krútiaci moment v kladnej oblasti (u posledného zalomenia)	M_{ktmax+}	3296,2	[N·m]

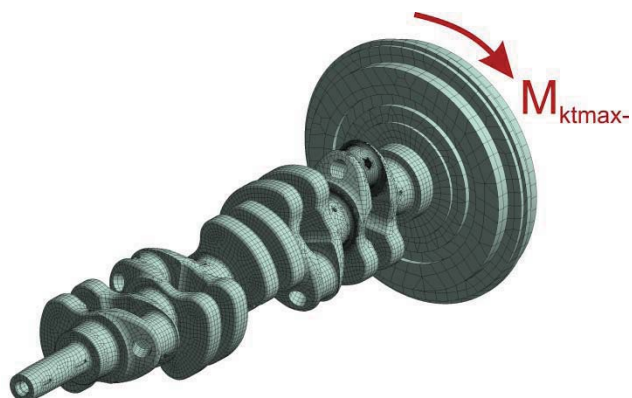


Obr. 10.1 Prvý záťažový stav

Druhý záťažový stav predstavuje zaťaženie zotrvačníka maximálnym krútiacim momentom, ktorý leží v zápornej oblasti. Hodnota M_{ktmax-} sa v porovnaní so sústavou bez tmiča tiež znížila, je menšia o viac než polovicu.

Tab. 10.2 Hodnoty druhého záťažového stavu

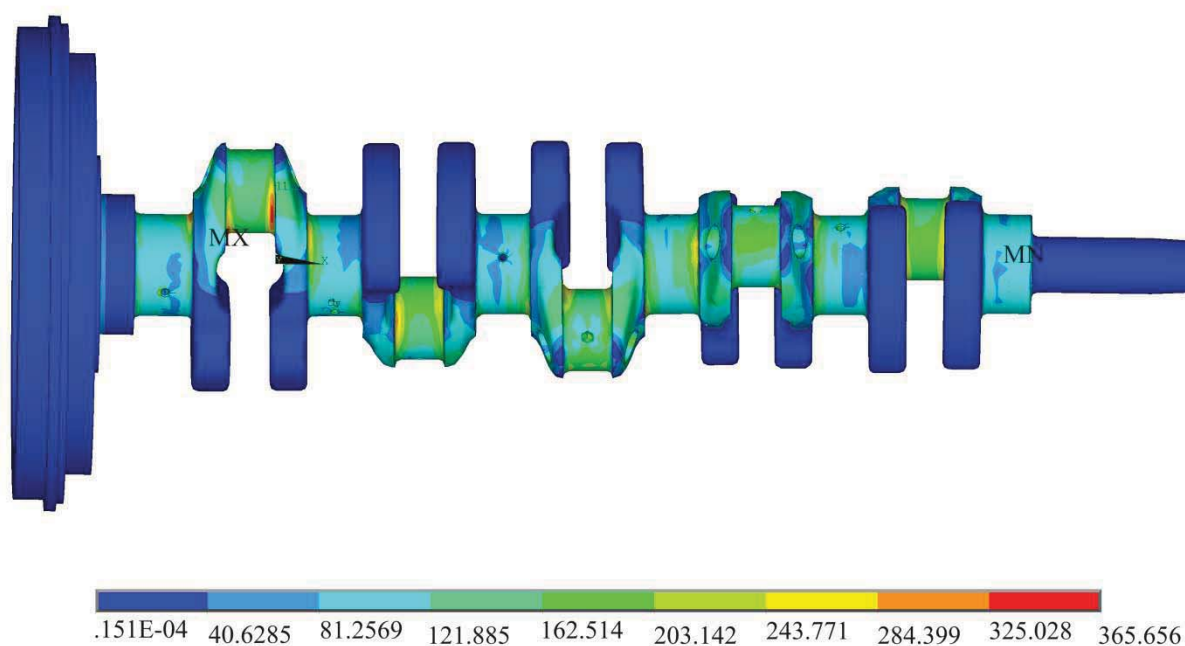
	Označenie	Hodnota	Jednotka
Maximálny krútiaci moment v zápornej oblasti (u posledného zalomenia)	M_{ktmax-}	2431,3	[N·m]



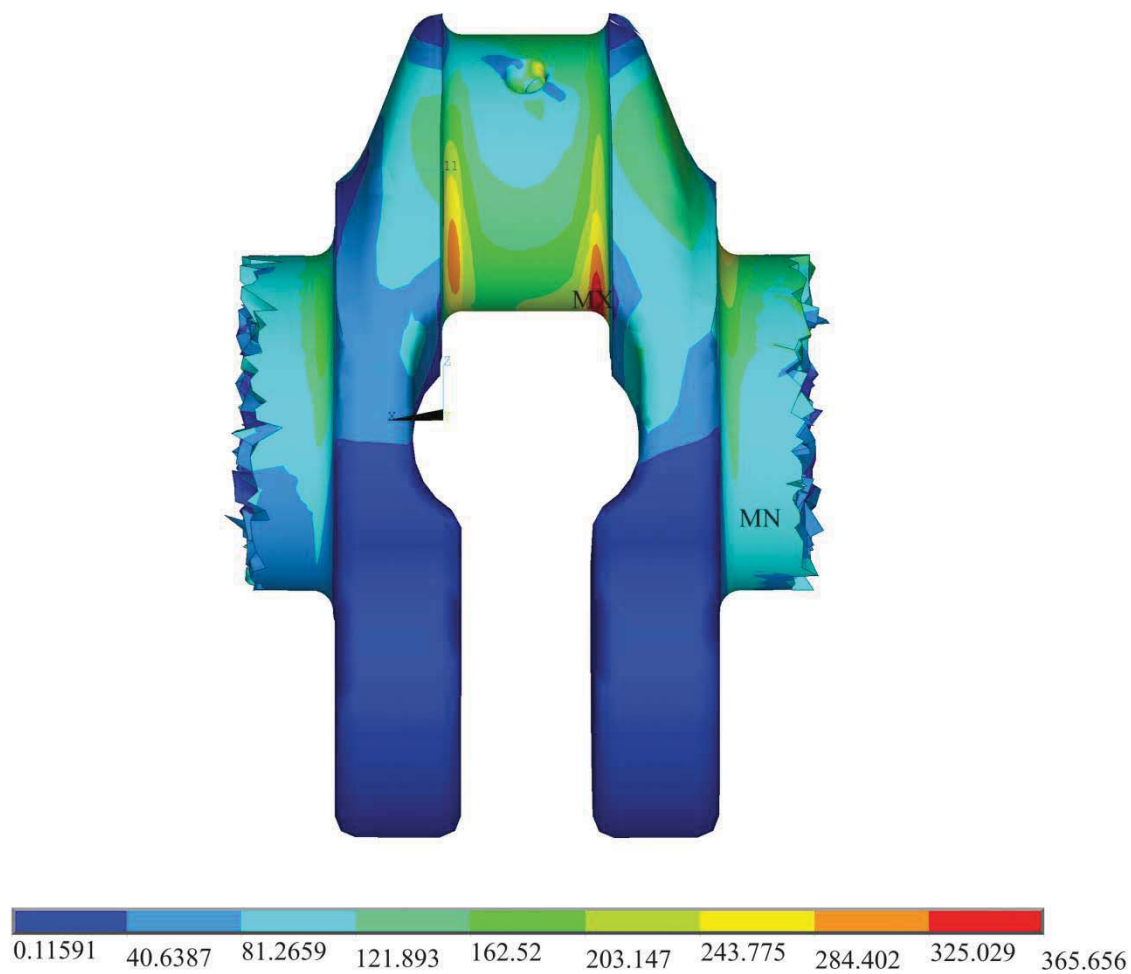
Obr. 10.2 Druhý záťažový stav

10.1 NAPĚŤOVÁ ANALÝZA POMOCOU PROGRAMU ANSYS

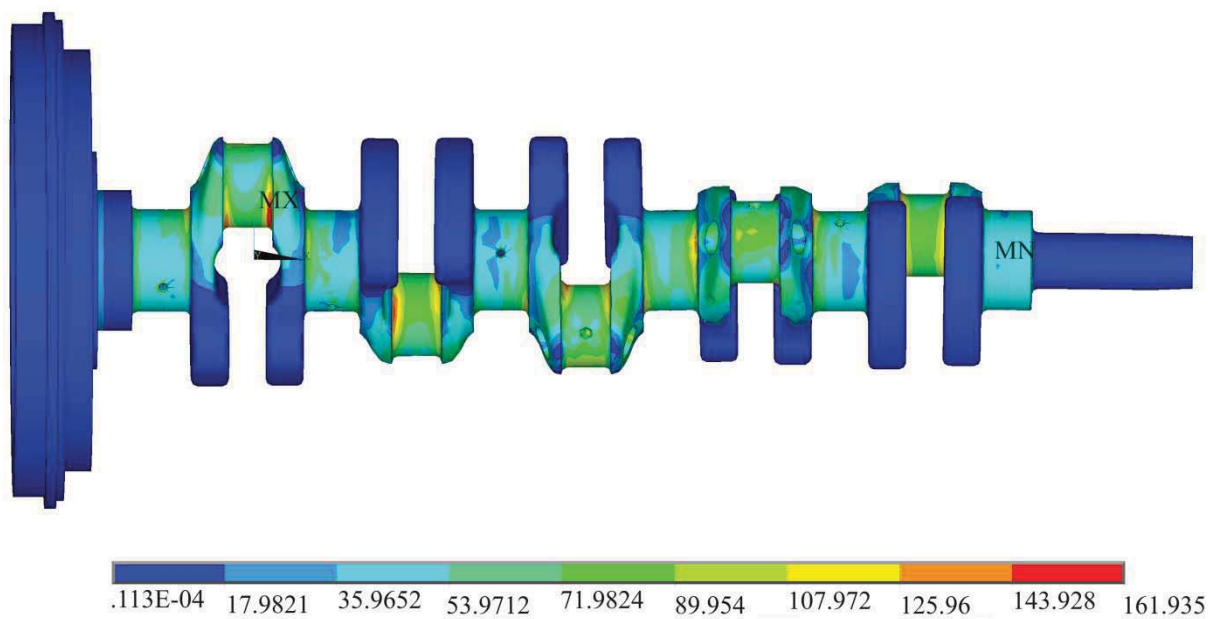
Na nasledujúcich obrázkoch je zobrazené rozloženie redukovaného napätia podľa hypotézy von Mises pri prvom a druhom záťažovom stave.



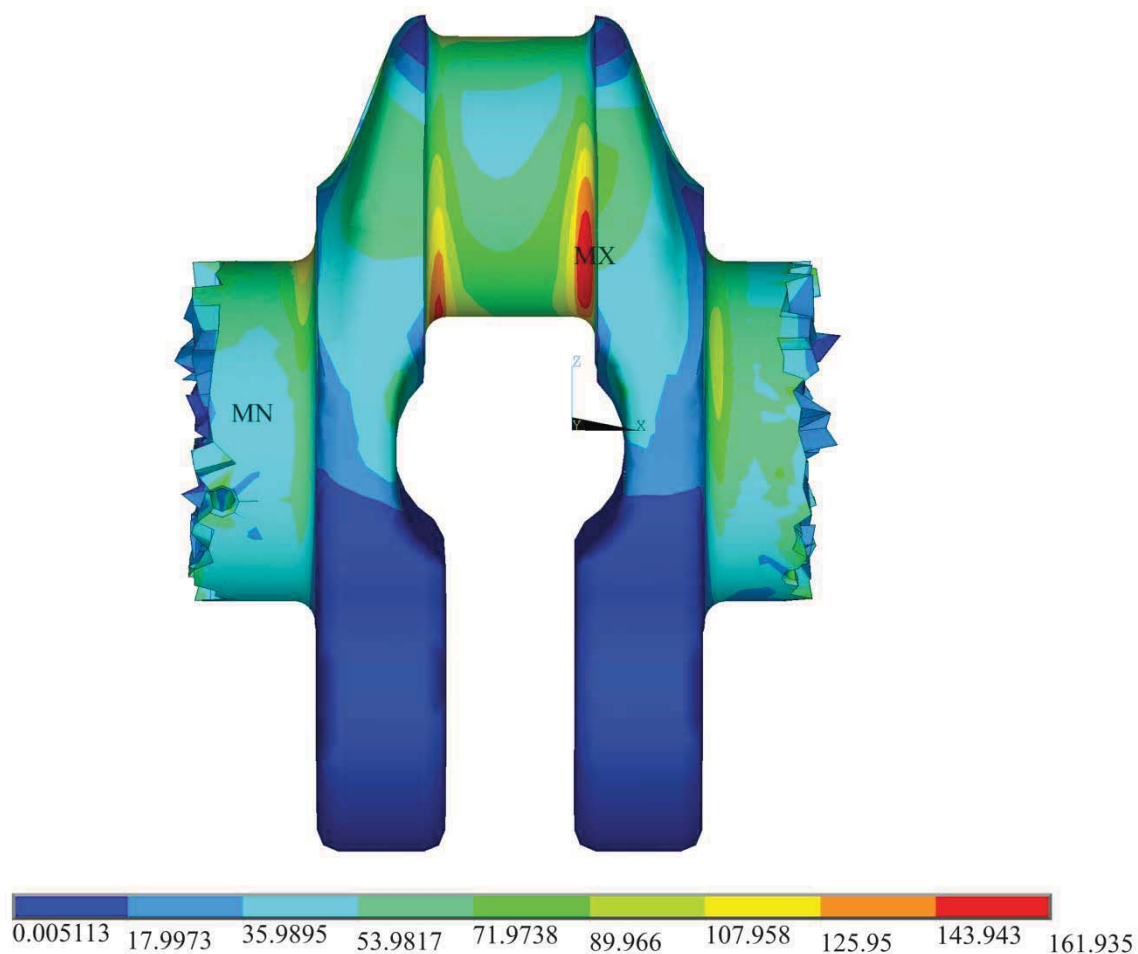
Obr. 10.3 Rozloženie napätia na kľukovom hriadeľi, prvý záťažový stav



Obr. 10.6 Rozloženie napätia na poslednom zalomení, prvý záťažový stav



Obr. 10.5 Rozloženie napätia na klukovom hriadeľi, druhý záťažový stav



Obr. 10.6 Rozloženie napätia na poslednom zalomení, druhý záťažový stav

10.2 STANOVENIE BEZPEČNOSTI

Pri stanovení bezpečnosti som vychádzal z rovníc, ktoré boli uvedené v kapitole „7.3 Stanovenie bezpečnosti“. Výsledné hodnoty zo záťažových stavov sú uvedené v tab. 10.3.

Tab. 10.3 Výsledné hodnoty prvého a druhého záťažového stavu

Prvý záťažový stav:	Označenie	Hodnota	Jednotka
Maximálne napätie	σ_{eXt}	365,63	[MPa]
Napätie vo vzdialenosti $ \overline{xx_1} $ pod povrchom	σ_{eXt1}	121,68	[MPa]
Vzdialenosť dvoch krajných uzlov na vyšetrovanom elemente	$ \overline{xx_1} _t$	4,00	[mm]
Druhý záťažový stav:			
Maximálne napätie	σ_{cXtb}	161,94	[MPa]



Pre názornosť som uviedol všetky vypočítané koeficienty, ktoré ovplyvňujú výpočet medze únavy. Z uvedených hodnôt som vypočítal bezpečnosť kl'ukového hriadeľa s užitím tmiča voči únavovému lomu.

Tab. 10.4 Výsledné hodnoty amplitúdy a strednej hodnoty ekvivalentného napätia a koeficientov ovplyvňujúcich medzu únavy u systéme s tmičom

	Označenie	Hodnota	Jednotka
Amplitúda ekvivalentného napätia	σ_{eat}	101,85	[MPa]
Stredná hodnota ekvivalentného napätia	σ_{emt}	263,79	[MPa]
Pomerný gradient napätia	χ_{Rt}	0,167	[mm ⁻¹]
Korekčný súčiniteľ	f_{Gt}	1,156	[-]
Pomer súčiniteľu vrubu a koncentrácie napätia	$\frac{\beta}{\alpha_t}$	1,015	[-]
Súčiniteľ vplyvu veľkosti	$\eta_{\sigma t}$	0,75	[-]
Súčiniteľ vplyvu pravdepodobnosti prežitia	$\mathcal{G}_{\sigma t}$	0,75	[-]

10.2.1 VÝPOČET BEZPEČNOSTI MEDZE ÚNAVY

Ako som spomínal, výpočet sa uskutoční obdobne ako u kl'ukového hriadeľa bez tmiča.

Tab. 10.5 Bezpečnosť voči únavovému poškodeniu

	Označenie	Hodnota	Jednotka
Bezpečnosť voči únavovému poškodeniu	k_t	1,88	[-]
Bezpečnosť voči únavovému poškodeniu pri povrchovo kalených rádiuoch	k_{kt}	2,45	[-]

Výsledné hodnoty bezpečnosti medze únavy u kl'ukového hriadeľa s tmičom vyšli v porovnaní s kl'ukovým hriadeľom bez tmiča vyššie. V zásade je hodnota o jednu až dve desatiny vyššia, závisí od toho, či sa počas výrobného procesu povrchovo zakalia rádiusy.



ZÁVER

Moja diplomová práca pojednáva o problematike päťvalcového vznetrového radového motora s excentrickým kľukovým mechanizmom.

V práci som vyšetroval vplyv excentricity na priebeh bočných síl medzi piestom a vložkou valca. Z mojich výpočtov je evidentné, že s narastajúcou excentricitou je možné znížiť stratový výkon. Tým dokážeme ušetriť energiu.

V dnešnej dobe je ekológia prostredia na poprednom mieste. Snaha ľudstva zabrániť znečisťovaniu životného prostredia vedie k vytváraniu ekologicky a ekonomicky šetrných pohonov. Je preto veľmi dôležité, aby sa konštruovali novodobé mechanizmy resp. motory, ktoré zaručujú dlhodobú funkčnosť a sú energeticky šetrné a zároveň šetrné aj voči životnému prostrediu.

Z danou problematikou výroby excentrického motora pracujú v dnešnej dobe najmä japonské automobilky, ktorí dlhodobo tvoria avantgardný tím. Tento vzor by mohli v budúcnosti nasledovať aj európske automobilové závody.

V mojej diplomovej práci som vyšetroval aj torzné kmity, pôsobiace v kľukovom hriadeľi. Zistil som, že motor nie je možné prevádzkovať bez torzného tlmiča aj napriek tomu, že bezpečnosť v závislosti od únavového poškodenia sa javí ako prijateľná. Torzný tlmič som navrhol v podobe gumového tlmiča. Chcel som znížiť torzné výchylky koncovej časti kľukového hriadeľa (na túto časť sa napájajú rozvody, alternátor a ostatné prvky). Pri veľkých výkmitoch by bola životnosť agregátov znížená. Navrhol som gumový tlmič, ktorý v konečnom dôsledku znižuje torzné výchylky koncovej časti kľukového hriadeľa a tiež periodicky budiacich krútiacich momentov. Tlmič som nakonštruoval tak, že je pripevnený na remenicu prostredníctvom vulkanizovania. Na remenici je vývažok, ktorý som kvôli navrhnutému gumovému tlmiču nechcel odstrániť, preto sa musela remenica konštrukčne zmeniť. Vďaka tomuto navrhnutému gumovému tlmiču sa bezpečnosť kľukového hriadeľa nepatrne zvýšila.

Mal som snahu vytvoriť detailný pohľad na dôsledok použitia excentrického kľukového mechanizmu.



POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] Kolektiv VÚNM a ČKD. *Naftové motory čtyřdobé, 1. Díl*. SNTL – Státní nakladatelství technické literatury. Druhé vydání, Praha, 1962. 510 s.
- [2] KOVAŘÍK, L., V. FERENCEY, R. SKALSKÝ a L. ČÁSTEK. *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. 1. vyd. Praha: Naše vojsko, 1992, 484 s. ISBN 8020601317.
- [3] KOŽOUŠEK, Josef. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II*. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1983, 483 s.
- [4] KOŽOUŠEK, Jozef. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů: Určeno také studentům vys. škol*. SNTL / Řada strojír. literatury. První vydání, Praha, 1978.
- [5] MAASS, Harald a Heiner KLIER. *Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine*. Wien: Springer, 1995, 424 s. ISBN 978-3-7091-8646-6.
- [6] MERKER, G. P. a U KESSEN. *Technische Verbrennung. Verbrennungsmotoren*. Leipzig: B.G.Teubner, 1999, 154 s. ISBN 35-190-6379-4.
- [7] NESTORIDES, Compiled by E.J. *A handbook on torsional vibration*. Paperback ed. Cambridge: Cambridge University Press, 2011, 694 s. ISBN 05-212-0352-X.
- [8] NOVOTNÝ, Pavel. *Výpočtové modely. Klikový mechanismus - část 1 - únava součástí*. (Přednáška). Brno: VUT, Fakulta strojního inženýrství, 2013.
- [9] PÍŠTĚK, Václav. *Hnací ústrojí. Kinematika excentrického klikového mechanismu*. (Přednáška). Brno: VUT, Fakulta strojního inženýrství, 2013.
- [10] PÍŠTĚK, Václav. *Hnací ústrojí. Vyvažování řadových motorů – pětiválec*. (Přednáška). Brno: VUT, Fakulta strojního inženýrství, 2013.
- [11] PÍŠTĚK, Václav a Jozef ŠTĚTINA. *Pevnost a životnost*. 1. vyd. Brno: VUT Brno, 1993, 205 s. ISBN 80-214-0474-4.
- [12] SKALSKÝ, Radomír a Jozef BUKOVSKÝ. *Konstrukce pístových spalovacích motorů : dynamika, vyvažování a torzní kmity. Část 1*. 1. vyd. Brno: Vojenská akademie Antonína Zápotockého, 1971, 180 s.
- [13] VLK, František. *Vozidlové spalovací motory*. 1. vyd. Brno: František Vlk, 2003, 580 s. ISBN 80-238-8756-4.
- [14] Diesel Cycle Operation. *Kruse Technology* [online]. 2003 [cit. 2014-03-08]. Dostupné z: http://www.kruse-ltc.com/Diesel/diesel_cycle.php#
- [15] Festigkeitswerte. *Schweizer-fn* [online]. Friedrichshafen, 2007, 10.11.2013 [cit. 2014-04-30]. Dostupné z: http://www.schweizer-fn.de/festigkeit/festigkeitswerte/stahl/stahl_start.php
- [16] Klikový mechanismus. *Elementy pro UDMT* [online]. 2011 [cit. 2014-03-08]. Dostupné z: <http://udmt.kvalitne.cz/08meckli.html>



- [17] Kmitání klikových hřídelů. *Katedra vozidel a motorů* [online]. 2012 [cit. 2014-03-08]. Dostupné z: http://www.kvm.tul.cz/studenti/texty/PSM/PSM_11.pdf
- [18] Metoda konečných prvků. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2014-04-17]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Metoda_kone%C4%8Dn%C3%BDch_prvk%C5%AF
- [19] Tlumiče torsního kmitání. *Katedra vozidel a motorů* [online]. 2012 [cit. 2014-04-25]. Dostupné z: http://www.kvm.tul.cz/studenti/texty/PSM/PSM_13.pdf

**Zoznam použitých skratiek a symbolov**

A	[-]	štvorcová matica
$a(\alpha)$	$[m \cdot s^{-2}]$	zrýchlenie piesta
$a_0/2$	[-]	nultá harmonická zložka
$a_1(\alpha)$	$[m \cdot s^{-2}]$	prvá harmonická zložka zrýchlenia piesta
a_{1i}	[-]	pomerná výchylka i-teho náhradného kotúča prvej vlastnej frekvencie sústavy bez tlmiča
a_{1i}	[-]	pomerné amplitúdy prvej vlastnej frekvencie u sústavy bez tlmiča
a_{1ti}	[-]	pomerná výchylka i-teho náhradného kotúča prvej vlastnej frekvencie sústavy s tlmičom
$a_2(\alpha)$	$[m \cdot s^{-2}]$	druhá harmonická zložka zrýchlenia piesta
a_{2i}	[-]	pomerná výchylka i-teho náhradného kotúča druhej vlastnej frekvencie sústavy bez tlmiča
a_{2ti}	[-]	pomerná výchylka i-teho náhradného kotúča druhej vlastnej frekvencie sústavy s tlmičom
a_δ	[mm]	rozteč hlavných čapov
a_i	[-]	pomerná amplitúda
a_n	[-]	reálna konštanta
b	[m]	vzdialenosť ťažísk vývažkov
B	[m]	šírka zalomenia kľukového hriadeľa
b_n	[-]	reálna konštanta
c	$[N \cdot m \cdot rad^{-1}]$	torzná tuhosť
C	[-]	matica tuhostí
c_0	$[N \cdot m \cdot rad^{-1}]$	torzná tuhosť nehmotného hriadeľa za remenicou
c_1	$[N \cdot m \cdot rad^{-1}]$	torzná tuhosť nehmotného hriadeľa za prvým zalomením
c_2	$[N \cdot m \cdot rad^{-1}]$	torzná tuhosť nehmotného hriadeľa za druhým zalomením
c_3	$[N \cdot m \cdot rad^{-1}]$	torzná tuhosť nehmotného hriadeľa za tretím zalomením
c_4	$[N \cdot m \cdot rad^{-1}]$	torzná tuhosť nehmotného hriadeľa za štvrtým zalomením
c_5	$[N \cdot m \cdot rad^{-1}]$	torzná tuhosť nehmotného hriadeľa za piatym zalomením
c_1	[m]	ložisková vôľa
c_s	$[m \cdot s^{-1}]$	stredná piestová rýchlosť
c_{tl}	$[N \cdot m \cdot rad \cdot s^{-1}]$	torzná tuhosť tlmiča
D	[m]	vrtanie valca
d_1	[m]	vnútorný priemer gumového prstenca



d_2	[m]	vonkajší priemer gumového prstenca
D_c	[m]	priemer ojničného čapu
D_j	[m]	priemer hlavného čapu
D_{red}	[m]	redukovaný priemer, tj. priemer hlavného čapu
D_{rem}	[m]	priemer náboja uchytenia remenice
d_s	[m]	stredný priemer gumového prstenca
d_{vzorka}	[m]	priemer skúšobného vzorku
D_{zot}	[m]	priemer náboja uchytenia zotrvačníka
e	[m]	excentricita
$f(\alpha)$	[-]	harmonická funkcia
F_b	[N]	bočná sila pôsobiaca na piest
F_c	[N]	celková sila pôsobiaca na piest
f_G	[-]	korekčný súčiniteľ
f_{Gt}	[-]	korekčný súčiniteľ pri systéme s tlmičom
F_{oj}	[N]	sila prenášaná ojnicou
F_p	[N]	sila vyvolaná tlakmi plynov
F_{pmax}	[N]	maximálna sila vyvolaná tlakmi plynov
F_{pzI}	[N]	zotrvačná sila od posuvných častí prvého rádu
$F_{pzI(cos)}$	[N]	zotrvačná sila od posuvných častí prvého rádu kosínusovej zložky
$F_{pzI(sin)}$	[N]	zotrvačná sila od posuvných častí prvého rádu sínusovej zložky
F_{pzII}	[N]	zotrvačná sila od posuvných častí druhého rádu
F_r	[N]	radiálna sila
F_{rc}	[N]	celková radiálna sila
F_{ro}	[N]	zotrvačná sila od rotačných častí
F_{rz}	[N]	rotačná zotrvačná sila
f_t	[-]	koeficient trenia medzi piestom a vložkou valca
F_t	[N]	tangenciálna sila
F_z	[N]	zotrvačná sila
F_{z1}	[N]	prvá harmonická zložka zotrvačnej sily
F_{z2}	[N]	druhá harmonická zložka zotrvačnej sily
G	[MPa]	modul pružnosti v šmyku
G_p	[MPa]	modul pružnosti gumy v šmyku
h_g	[m]	šírka gumového prstenca



h_o	[m]	šírka oceľového prstenca
I	[-]	jednotková matica
I_{ef}	[kg·m ²]	efektívny moment zotrvačnosti sústavy bez tlmiča
I_p	[m ⁴]	polárny kvadratický moment
I_{pos}	[kg·m ²]	moment zotrvačnosti posuvných častí
I_{rem}	[kg·m ²]	celkový moment zotrvačnosti remenice
$I_{rem_hriadel}$	[kg·m ²]	moment zotrvačnosti kľukového hriadeľa pod remenicou
I_{rot}	[kg·m ²]	moment zotrvačnosti rotačnej časti ojnice
I_{rot_rem}	[kg·m ²]	moment zotrvačnosti remenice
I_{rot_zal}	[kg·m ²]	moment zotrvačnosti jedného zalomenia
I_{rot_zot}	[kg·m ²]	moment zotrvačnosti zotrvačníka
I_{tl}	[kg·m ²]	moment zotrvačnosti tlmiča torzných kmitov
i_v	[-]	počet valcov
I_{zal}	[kg·m ²]	celkový moment zotrvačnosti jedného zalomenia
I_{zal1}	[kg·m ²]	moment zotrvačnosti prvého zalomenia
I_{zal2}	[kg·m ²]	moment zotrvačnosti druhého zalomenia
I_{zal3}	[kg·m ²]	moment zotrvačnosti tretieho zalomenia
I_{zal4}	[kg·m ²]	moment zotrvačnosti štvrtého zalomenia
I_{zal5}	[kg·m ²]	moment zotrvačnosti piateho zalomenia
I_{zot}	[kg·m ²]	celkový moment zotrvačnosti zotrvačníka
$I_{zot_hriadel}$	[kg·m ²]	moment zotrvačnosti kľukového hriadeľa pod zotrvačníkom
k	[-]	bezpečnosť medze únavy u systému bez tlmiča
K_I	[-]	súčiniteľ pre určenie vyváženosti
k_k	[-]	bezpečnosť medze únavy pri povrchovo kalených rádiuoch u systému bez tlmiča
k_{kt}	[-]	bezpečnosť medze únavy pri povrchovo kalených rádiuoch u systému s tlmičom
k_s	[N·m ⁻¹]	tuhosť prvku spring-damper14
k_t	[-]	bezpečnosť medze únavy u systému s tlmičom
k_κ	[-]	pomocné čísla pre výpočet harmonických zložiek
l	[m]	dĺžka ojnice
l_c	[m]	šírka ojničného čapu
l_j	[m]	šírka hlavného čapu



$l_{j_zvys_rem}$	[m]	zvyšná dĺžka hlavného čapu na strane remenici
$l_{j_zvys_zot}$	[m]	zvyšná dĺžka hlavného čapu na strane zotrvačníka
l_k	[m]	celková dĺžka kľukového hriadeľa
l_{red}	[m]	redukované dĺžky
l_{red_rem}	[m]	redukovaná dĺžka na strane remenice
l_{red_zal}	[m]	redukovaná dĺžka zalomenia
l_{red_zot}	[m]	redukovaná dĺžka na strane zotrvačníka
l_{rem_nab}	[m]	dĺžka náboja uchytenia remenice
l_w	[m]	hrúbka ramena zalomenia kľukového hriadeľa
l_{zot_nab}	[m]	dĺžka náboja uchytenia zotrvačníka
m	[kg]	hmotnosť častí, konajúcich posuvný pohyb
\mathbf{M}	[-]	diagonálna matica momentov zotrvačností (matica hmotností)
m_1	[kg]	redukovaná hmotnosť ojnice, konajúca posuvný pohyb
m_2	[kg]	redukovaná rotačná hmotnosť ojnice
M_{k-}	[N·m]	periodický krútiaci moment v zápornej oblasti sústavy bez tlmiča
M_{k+}	[N·m]	periodický krútiaci moment v kladnej oblasti sústavy bez tlmiča
M_{kmax-}	[N·m]	maximálny krútiaci moment v zápornej oblasti u posledného zalomenia u systému bez tlmiča
M_{kmax+}	[N·m]	maximálny krútiaci moment v kladnej oblasti u posledného zalomenia u systému bez tlmiča
M_{ks}	[N·m]	striedavý krútiaci moment pôsobiaci v gumovom prstenci
M_{kt-}	[N·m]	periodický krútiaci moment v zápornej oblasti sústavy s tlmičom
M_{kt+}	[N·m]	periodický krútiaci moment v kladnej oblasti sústavy s tlmičom
M_{ktmax-}	[N·m]	maximálny krútiaci moment v zápornej oblasti u posledného zalomenia u systému s tlmičom
M_{ktmax+}	[N·m]	maximálny krútiaci moment v kladnej oblasti u posledného zalomenia u systému s tlmičom
m_{piest}	[kg]	hmotnosť piestnej skupiny
M_{pzl}	[N·m]	moment zotrvačných síl od posuvných častí prvého rádu
$M_{pzl(cos)}$	[N·m]	moment zotrvačných síl od posuvných častí prvého rádu, kosínusová zložka
$M_{pzl(sin)}$	[N·m]	moment zotrvačných síl od posuvných častí prvého rádu, sínusová zložka
M_{pzI1}	[N·m]	moment zotrvačných síl od posuvných častí prvého rádu od prvého valca



M_{pzI2}	[N·m]	moment zotrvačných síl od posuvných častí prvého rádu od druhého valca
M_{pzI3}	[N·m]	moment zotrvačných síl od posuvných častí prvého rádu od tretieho valca
M_{pzI4}	[N·m]	moment zotrvačných síl od posuvných častí prvého rádu od štvrtého valca
M_{pzI5}	[N·m]	moment zotrvačných síl od posuvných častí prvého rádu od piateho valca
M_{pzII}	[N·m]	moment zotrvačných síl od posuvných častí druhého rádu
M_{pzII1}	[N·m]	moment zotrvačných síl od posuvných častí druhého rádu od prvého valca
M_{pzII2}	[N·m]	moment zotrvačných síl od posuvných častí druhého rádu od druhého valca
M_{pzII3}	[N·m]	moment zotrvačných síl od posuvných častí druhého rádu od tretieho valca
M_{pzII4}	[N·m]	moment zotrvačných síl od posuvných častí druhého rádu od štvrtého valca
M_{pzII5}	[N·m]	moment zotrvačných síl od posuvných častí druhého rádu od piateho valca
$M_{pzI\max}$	[N·m]	maximálny moment zotrvačných síl od posuvných častí prvého rádu
m_r	[kg]	hmotnosť jedného zalomenia
M_{rz}	[N·m]	moment zotrvačných síl od rotačných častí
$Mrz1$	[N·m]	moment zotrvačných síl od rotačných častí od prvého valca
$Mrz2$	[N·m]	moment zotrvačných síl od rotačných častí od druhého valca
$Mrz3$	[N·m]	moment zotrvačných síl od rotačných častí od tretieho valca
$Mrz4$	[N·m]	moment zotrvačných síl od rotačných častí od štvrtého valca
$Mrz5$	[N·m]	moment zotrvačných síl od rotačných častí od piateho valca
M_t	[N·m]	krútiaci moment jedného zalomenia
M_v	[N·m]	moment vývažku
m_v	[kg]	hmotnosť vývažku
m_{vr}	[kg]	hmotnosť vývažku na remenici
m_{vz}	[kg]	hmotnosť vývažku na zotrvačníku
n	[min ⁻¹]	maximálne otáčky
N	[Hz]	frekvencia vlastného kmitania
n_0	[min ⁻¹]	menovité otáčky
N_1	[Hz]	prvá vlastná frekvencia kmitania sústavy bez tlmiča



N_{1_t}	[Hz]	prvá vlastná frekvencia kmitania systému s tlmičom
N_2	[Hz]	druhá vlastná frekvencia kmitania sústavy bez tlmiča
N_{2_t}	[Hz]	druhá vlastná frekvencia kmitania systému s tlmičom
n_r	$[\text{min}^{-1}]$	rezonančné otáčky
n_{r1}	$[\text{min}^{-1}]$	rezonančné otáčky prvej vlastnej frekvencii sústavy bez tlmiča
n_{r2}	$[\text{min}^{-1}]$	rezonančné otáčky druhej vlastnej frekvencii sústavy bez tlmiča
n_{rt1}	$[\text{min}^{-1}]$	rezonančné otáčky prvej vlastnej frekvencii sústavy tlmičom
n_{rt2}	$[\text{min}^{-1}]$	rezonančné otáčky druhej vlastnej frekvencii sústavy s tlmičom
n_s	[-]	počet náhradných kotúčov sústavy
p_{atm}	[MPa]	atmosférický tlak
p_i	[MPa]	indikovaný tlak vo valci
P_z	[W]	stratový výkon
q	[-]	výchylka
R_1	[m]	vnútorný polomer ocelového prstenca
R_2	[m]	vonkajší polomer ocelového prstenca
r_k	[m]	polomer zalomenia kľukového hriadeľa
R_m	[MPa]	medza pevnosti v ťahu
R_m	[MPa]	medza klzu
r_v	[m]	polomer ťažiska vývažku od osi rotácie
$r_{v\text{max}}$	[m]	maximálny polomer vývažkov na remenici
r_{vr}	[m]	polomer vývažku na remenici
r_{vz}	[m]	polomer vývažku na zotrvačníku
$s(\alpha)$	[m]	dráha piesta
$s_1(\alpha)$	[m]	prvá harmonická zložka dráhy piesta
$s_2(\alpha)$	[m]	druhá harmonická zložka dráhy piesta
S_p	$[\text{m}^2]$	plocha piesta
$v, v(\alpha)$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	rýchlosť piesta
$v_1(\alpha)$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	prvá harmonická zložka rýchlosti piesta
$v_2(\alpha)$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	druhá harmonická zložka rýchlosti piesta
w	[-]	optimálne ladenie tlmiča
x_0	[-]	amplitúda i-teho náhradného kotúča
x_1	[-]	amplitúda remenice



$ \overline{xx_1} _t$	[m]	vzdialenosť dvoj krajných uzlov na vyšetřovanom elemente u systému s tlmičom
$ \overline{xx_1} $	[m]	vzdialenosť dvoj krajných uzlov na vyšetřovanom elemente u systému bez tlmiča
z	[m]	zdvih piesta
α	[°]	uhol natočenia kľukového hriadeľa
$\alpha_{H\dot{U}}$	[°]	poloha kľukovej hriadele pri hornej úvrati
$\alpha_{H\ddot{U}}$	[°]	poloha kľukovej hriadele pri dolnej hornej úvrati
β	[°]	uhol odklonu ojnice
β/α	[-]	pomer súčiniteľa vrubu a koncentrácie napätia
β/α_t	[-]	pomer súčiniteľa vrubu a koncentrácie napätia pri systéme s tlmičom
Δa_{tl}	[-]	priemerná hodnota pomernej amplitúdy u systému s tlmičom
η_σ	[-]	súčiniteľ vplyvu veľkosti
$\eta_{\sigma t}$	[-]	súčiniteľ vplyvu veľkosti pri systéme s tlmičom
κ	[-]	rád harmonickej zložky
λ	[-]	kľukový pomer
$\lambda_{\dot{\epsilon}}$	[rad ² ·s ⁻²]	vlastné číslo
λ_e	[-]	excentrický pomer
μ	[-]	pomerná veľkosť tlmiča
ρ_o	[kg·m ⁻³]	hustota ocele
$\sigma_{c_{OHYB}}$	[MPa]	medza únavy v ohybe
$\sigma_{c_{\dot{T}AH/TLAK}}$	[MPa]	medza únavy v ťahu / tlaku
σ_{ea}	[MPa]	amplitúda ekvivalentného napätia
σ_{eat}	[MPa]	amplitúda ekvivalentného napätia pri systéme s tlmičom
σ_{em}	[MPa]	stredná hodnota ekvivalentného napätia
σ_{emax}	[MPa]	maximálne ekvivalentné napätie
$\sigma_{\dot{e}max}$	[MPa]	minimálne ekvivalentné napätie
σ_{emt}	[MPa]	stredná hodnota ekvivalentného napätia pri systéme s tlmičom
σ_{eX}	[MPa]	maximálna hodnota napätia u systému bez tlmiča pri prvom záťažovom stave
σ_{eX1}	[MPa]	napätie vo vyšetřovanom elemente vo vzdialenosti $ \overline{xx_1} $ pod povrchom u systému bez tlmiča pri prvom záťažovom stave
σ_{eXb}	[MPa]	maximálna hodnota napätia u systému bez tlmiča pri druhom záťažovom stave



σ_{eXt}	[MPa]	maximálna hodnota napätia u systému s tlmičom pri prvom záťažovom stave
σ_{eXt1}	[MPa]	napätie vo vyšetřovanom elemente vo vzdialenosti $ \overline{xx_1} _t$ pod povrchom u systému s tlmičom pri prvom záťažovom stave
σ_{eXtb}	[MPa]	maximálna hodnota napätia u systému s tlmičom pri druhom záťažovom stave
$\tau_{c_{\text{ŠMYK}}}$	[MPa]	medza únavy v šmyku
τ_g	[MPa]	striedavé šmykové napätie v gumovom prstenci
ν_σ	[-]	súčiniteľ vplyvu pravdepodobnosti prežitia
$\nu_{\sigma t}$	[-]	súčiniteľ vplyvu pravdepodobnosti prežitia pri systéme s tlmičom
φ	[°]	uhol medzi kľukami hriadeľa
ϕ^-	[°]	torzná výchylka koncovej časti kľukového hriadeľa v zápornej oblasti sústavy bez tlmiča
ϕ^+	[°]	torzná výchylka koncovej časti kľukového hriadeľa v kladnej oblasti sústavy bez tlmiča
ϕ_{\max}	[°]	maximálna torzná výchylka koncovej časti kľukového hriadeľa u systému s tlmičom
ϕt^-	[-]	torzná výchylka koncovej časti kľukového hriadeľa v zápornej oblasti sústavy s tlmičom
ϕt^+	[-]	torzná výchylka koncovej časti kľukového hriadeľa v kladnej oblasti sústavy s tlmičom
χ_R	[m ⁻¹]	pomerný gradient napätia
χ_{Rt}	[m ⁻¹]	pomerný gradient napätia pri systéme s tlmičom
ω	[s ⁻¹]	uhlová rýchlosť kľukového hriadeľa
Ω	[rad·s ⁻¹]	uhlová frekvencia vlastného kmitania
Ω_{tl}	[rad·s ⁻¹]	uhlová frekvencia vlastného kmitania tlmiča



ZOZNAM PRÍLOH

Príloha 1 – výpočtová dokumentácia	65 strán
Príloha 2 – výsledné grafy výpočtov vynúteného torzného kmitania sústavy bez a s tlmičom torzných kmitov	6 strán