

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

HNACÍ ÚSTROJÍ ZÁVODNÍHO WANKELOVA ROTAČNÍHO MOTORU

POWERTRAIN OF RACING WANKEL ROTARY COMBUSTION ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. MAREK BLAŽO

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. LUBOR ZHÁŇAL

BRNO 2010

Čestné Prehlásenie

Prehlasujem, že som túto prácu vypracoval samostatne, pod vedením vedúceho diplomovej práce pána Ing. Lubora Zháňala a s použitím uvedenej literatúry.

V Brne dňa 28.05.2010

Bc. Marek BLAŽO

Pod'akovanie

Za účinnú podporu a obetavú pomoc, cenné pripomienky a rady pri spracovaní diplomovej práce týmto ďakujem vedúcemu diplomovej práce pánovi Ing. Luborovi Zháňalovi. Ďalej chcem poďakovať svojim rodičom za podporu pri štúdiu na vysokej škole.

Anotácia

Marek BLAŽO

Hnací ústrojí závodního Wankelova rotačního motoru

DP, ÚADI, 2010

Hlavným cieľom diplomovej práce bolo spracovať základný návrh a konštrukčné riešenie hnacieho ústrojenstva Wankelovho rotačného motoru o výkone 300 kW pri otáčkach $n = 9000$ 1/min. Na základe týchto údajov boli navrhnuté základné parametre motoru, návrh excentrického hriadeľa a komory. U excentrického hriadeľa bola na základe priebehu indikátorového diagramu spravená pevnostná analýza a analýza torzného kmitania.

Kľúčové slová: Wankel, rotačný motor, excentrická hriadeľ, komora rotoru, pevnostná analýza, torzné kmitanie, trochoida.

Annotation

Marek BLAŽO

Powetrain of racing Wankel rotary combustion engine

MT, IAE, 2010

The main aim of master's thesis was to handle the computing proposal and the construction design of the powertrain of racing Wankel rotary engine with 300 kW power output and in the case of 9000 speed per minute. On the basis of these values was made the primary design of the rotary engine, design of the eccentric shaft and rotor housing. Mechanical stress and torsional vibrations of the eccentric shaft were analyzed by using the course of indicator diagram.

Keywords: Wankel, rotary engine, eccentric shaft, stress analysis, rotor housing, torsional vibrations, trochoid

Bibliografická citácia

BLAŽO, M. *Hnací ústrojí závodního Wankelova rotačního motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 81 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Lubor Zháňal.

Obsah

Zoznam použitých symbolov a skratiek.....	7
1 Úvod.....	9
2 Súčasný stav konštrukcie Wankelovho rotačného motoru.....	16
2.1 Rotor.....	16
2.1.1 Základná konštrukcia rotoru.....	16
2.1.2 Pomocný spaľovací kanál.....	17
2.1.3 Materiály rotorov.....	17
2.2 Blok/skriňa motoru.....	18
2.2.1 Komora rotoru.....	18
2.2.1.1 Výroba komory rotoru.....	19
2.3 Bočná stena komory rotoru.....	20
2.4 Prevodový mechanizmus.....	20
2.5 Excentrický hriadeľ.....	21
2.6 Ložiská.....	22
2.7 Utesnenie spaľovacej komory.....	22
2.7.2 Radiálne tesniace lišty.....	24
2.7.3 Rohové tesnenie.....	25
2.7.4 Axiálna tesniaca lišta.....	25
2.7.4 Tesniaca živicová vrstva.....	26
2.8 Princíp chladenia Wankelovho rotačného motoru.....	26
2.8.1 Spôsobychladenia komory rotoru.....	27
2.8.2 Chladenie rotoru.....	28
2.9 Systém mazania rotačných motorov.....	29
2.9.1 Mazanie klzných ložísk.....	30
2.9.2 Mazanie radiálnych líšt.....	30
2.9.3 Olejové tesnenie.....	31
3. Návrh hlavných rozmerov motoru.....	32
3.1 Voľba tvoriacej krivky (trochoidy).....	32
3.2 Počet rotorov.....	32
3.3 Stredný efektívny tlak.....	32
3.4 Kompresný pomer.....	32
3.5 Pomer ramena rotoru k excentricite hriadeľa λ	33
3.6 Polomer ramena excentru (excentricita hriadeľa).....	33
3.7 Dopočítanie hlavných parametrov motoru.....	34
4. Geometria vnútorného profilu skrine.....	38
4.1 Výpočet základných rozmerov.....	38
4.2 Oskulačné kružnice.....	40
4.3 Obvod vnútorného profilu skrine.....	42
4.4 Grafické riešenie epitrochoidy.....	42
5. Geometria vonkajšieho profilu piestu.....	43
5.1 Obecný profil.....	43

5.2	Kruhový oblúk.....	43
5.3	Uhol výkyvu piestu.....	45
5.4	Kompresný pomer.....	46
5.5	Okamžitý objem jednej komory rotoru.....	48
6.	Návrh hnacieho mechanizmu Wankelovho rotačného motoru.....	49
6.1	Excentrický hriadeľ.....	49
6.2	Pracovná komora rotoru.....	51
7.	Kinematická analýza navrhnutého motoru.....	53
7.1	Rýchlosť a zrýchlenie vrcholu piestu.....	53
7.2	Rýchlosť vrcholu piestu.....	53
7.3	Zrýchlenie vrcholu piestu.....	55
8.	Dynamická analýza navrhnutého motoru.....	57
8.1	Sily pôsobiace na piest.....	57
8.2	Sily od tlaku plynov.....	58
8.3	Zotrvačná sila.....	61
8.4	Krútiaci moment motoru.....	61
9.	Analýza pevnosti excentrického hriadeľa.....	62
9.1	Spôsob práce v prostredí dynamickej analýzy programu Autodesk Inventor.....	62
9.2	Rozbor riešenia mechanického namáhania excentrického hriadeľa.....	63
9.3	Zhodnotenie výsledku výpočtu mechanického namáhania excentrického hriadeľa.....	64
10.	Analýza torzného kmitania excentrického hriadeľa.....	67
10.1	Náhradná sústava, redukcia dĺžok a hmotností.....	68
10.1.1	Redukcia hmotnostných momentov zotrvačnosti.....	68
10.1.2	Redukcia dĺžok.....	68
10.2	Vlastné torzné kmitanie.....	71
10.3	Vynútené torzné kmitanie.....	73
10.3.1	Harmonická analýza budiaceho momentu.....	73
10.3.2	Kritické otáčky.....	74
10.3.3	Výdatnosť rezonancií.....	76
10.3.4	Torzne výchylky v rezonancii.....	77
10.3.5	Prídavné torzné napätie v rezonancii.....	78
11.	Záver.....	80
	Použitá literatúra.....	82
	Zoznam príloh.....	82

Zoznam použitých symbolov a skratiek

α	[°]	uhol natočenia excentrického hriadeľa
α_P	[°]	uhol natočenia piestu (rotoru)
γ	[°]	doplnkový uhol
δ	[°]	uhol výkyvu piestu
δ_{max}	[°]	maximálny uhol výkyvu piestu
ε	[-]	kompresný pomer
τ	[-]	taktnosť motoru
λ	[-]	pomer ramena piestu / excentricite kľuky
ω	[$rad.s^{-1}$]	uhlová rýchlosť excentrického hriadeľa
ω_P	[$rad.s^{-1}$]	uhlová rýchlosť rotoru
I, I'		body hornej úvrati komory rotoru
II, II'		body dolnej úvrati komory rotoru
a	[m]	dĺžka ramena, resp. polomer rotoru
a_1	[$m.s^{-2}$]	zrýchlenie prvotného pohybu
a_2	[$m.s^{-2}$]	zrýchlenie druhotného pohybu
a_A	[$m.s^{-2}$]	výsledné zrýchlenie bodu A
a_{Amax}	[$m.s^{-2}$]	maximálne zrýchlenie bodu A
a_{Amin}	[$m.s^{-2}$]	minimálne zrýchlenie bodu A
A		vrchol rotoru
A_i	[m^2]	plocha bočného kanálu
$A(\alpha_p)$	[$m^2 \cdot ^\circ$]	uhlový prierez kanálu
B		vrchol rotoru
c	[$m.s^{-1}$]	stredná rýchlosť nasávanej zmesy v sacom potrubí
C		vrchol rotoru
C_1, C_2		pomocné body rotoru
e	[m]	polomer excentru
E		skrátaná epitrochoida (obecne)
Ea		skrátaná epitrochoida (tvoriaca krivka piest)
EGR	[%]	hodnota popisujúca kvalitu spaľovania
Ei		skrátaná epitrochoida (tvoriaca krivka skriňa)
F_1, F_2, F_3	[N]	sila od tlaku plynov v jednotlivých komorách rotoru
F_{1X}, F_{2X}, F_{3X}	[N]	sila od tlaku plynov v jednotlivých komorách rotoru
F_{1Y}, F_{2Y}, F_{3Y}	[N]	sila od tlaku plynov v jednotlivých komorách rotoru
F_{gc}	[N]	výsledná reakcia v ložisku rotoru
F_{SI}	[N]	zotrvačná sila
$F_X = F_r$	[N]	radiálna sila
$F_Y = F_t$	[N]	tangenciálna sila
h_P	[m]	šírka piestu
i	[-]	prevodový pomer
i_k	[-]	počet pracovných komôr na jeden rotor

i_r	[-]	počet rotorov
k	[-]	koeficient
k_0		kružnica stredú rotoru
k_1		kružnica vonkajšieho ozubenia (skriňa)
k_2		kružnica vnútorného ozubenia (rotor)
l_k	[m]	obvod vnútorného profilu skrine
l_x	[m]	dĺžka veľkej osi epitrochoidy
l_y	[m]	dĺžka malej osi epitrochoidy
l_{yIII}	[m]	najširšia šírka epitrochoidy
n	[min^{-1}]	menovité otáčky motoru
n_p	[min^{-1}]	menovité otáčky rotoru
M_t	[Nm]	krútiaci moment motoru
O_1		stred hlavného ložiska
O_2		stred ložiska rotoru
p	[MPa]	tlak v indikátorovom diagrame
p_1, p_2, p_3	[MPa]	tlak v jednotlivých komorách rotoru
p_e	[MPa]	stredný efektívny tlak
P		pól záberu ozubených kolies
P_e	[kW]	efektívny výkon motoru
P_l	[$kW.t^{-1}$]	litrový výkon
r_I	[m]	polomer oskulačnej kružnice
r_{II}	[m]	polomer oskulačnej kružnice
r_K	[m]	polomer kruhového oblúku profilu rotoru
R_1	[m]	polomer vonkajšieho ozubenia
R_2	[m]	polomer vnútorného ozubenia
S	[m^2]	teoretická profilová plocha rotoru
S_4	[m^2]	doplňková plocha
S_{4kr}	[m^2]	doplňková plocha tvorená kruhovým oblúkom
S_h	[m^2]	pracovná jednotka profilovej plochy
S_{max}	[m^2]	maximálna hodnota profilovej plochy
S_{min}	[m^2]	minimálna plocha profilovej plochy
S_P	[m^2]	priemet boku piestu
v_1	[$m.s^{-1}$]	rýchlosť prvotného pohybu
v_2	[$m.s^{-1}$]	rýchlosť druhotného pohybu
v_A	[$m.s^{-1}$]	výsledná rýchlosť bodu A
v_{Amax}	[$m.s^{-1}$]	maximálna rýchlosť bodu A
v_{Amin}	[$m.s^{-1}$]	minimálna rýchlosť bodu A
v_{As}	[$m.s^{-1}$]	stredná obvodová rýchlosť vrcholu rotoru
V_c	[m^3]	celkový objem motoru
V_h	[m^3]	zdvihový objem jedného rotoru
V_P	[m^3]	objem vybrania piestu
V_{teor}	[m^3]	teoretický zdvihový objem jedného rotoru
x	[m]	súradnice tvoriaceho bodu epitrochoidy
x_{III}	[m]	súradnice najväčšej šírky epitrochoidy
y_{III}	[m]	súradnice najväčšej šírky epitrochoidy
y	[m]	súradnice tvoriaceho bodu epitrochoidy
z_1	[-]	počet zubov vonkajšieho ozubenia
z_2	[-]	počet zubov vnútorného ozubenia

1 Úvod

Spaľovací motor je mechanický tepelný stroj, ktorý vnútorným alebo vonkajším spálením paliva premieňa jeho chemickú energiu na energiu tepelnú ktorá je následne premieňaná na mechanickú prácu. Klasický piestový spaľovací motor je na takom stupni vývoja, že sa už nedá počítat' s jeho ďalším radikálnym zdokonalením. Niektoré nedostatky týchto motorov pramenia už z princípu ich činnosti, preto ani sebenákladnejším výskumom nebude možné tieto problémy úplne odstrániť. Preto už od počiatku vývoja je snahou konštruktérov vytvoriť motor majúci pohybové ústrojenstvo s lepšími vlastnosťami, ktorého súčiastky konajú väčšinou pohyb rotačný, motor ktorý by zaujal menší priestor než mechanizmus s ojnnicou a kľukou a ktorý by bolo možné dobre vyvážiť. Stroje založené na tom, že otáčajúce sa diely sú usporiadané tak, aby plynulé a cyklické zväčšovanie a zmenšovanie priestoru medzi valcom a piestom bolo vyvolané výhradne časťami ktorých ťažiská sa rovnomerne otáčajú, takže odstredivú silu je možné kompenzovať. Takéto stroje sú zahrnuté pod spoločný názov rotačné.

História vzniku Wankelova motoru

Už v roku 1903 patentoval J.F. Cooley zaujímavý kvapalinový rotačný motor zatiaľ čo Felix Wankel sa narodil len v roku 1902. Z toho je zrejmé, že motory s krúživým pohybom piestu boli dávno známe pred Wankelovými vynálezmi. Felix Wankel bol konštruktér bez vyššieho odborného vzdelania ktorý sa zaoberal problémom utesňovania strojných súčiastok ktoré sa pohybujú v prostredí o veľkých tlakoch a teplotách. Aj napriek nedostatku odborného vzdelania sa stal v tomto obore uznávaným špecialistom. V období medzi prvou a druhou svetovou vojnou vyrástla jeho súkromná firma v skutočný závod, ktorý niesol názov Wankel Versuchswerkstätten (Wankelovy výskumné dielne). V tomto závode sa Wankel zaoberal vývojom rozvodových posúvačov leteckých motorov. Rotačný posúvač, ktorý Wankel navrhol umožňoval lepšie plnenie motoru čo malo za následok zvýšenie otáčok a výkonu. Koniec vojny a pokles záujmu o piestové motory v letectve bolo príčinou prerušenia vývoja.

Wankel sa zaoberal aj motormi s rotujúcimi piestmi, ktoré rovnako čelia problémom s utesnením piestu v bloku motoru, bol si vedomí týchto nedostatkov a pracoval na ich odstránení. Dokladom jeho záujmu sú patenty z roku 1929 a 1934. Aj napriek tomu, že

Wankelové závody boli po druhej svetovej vojne zničené, dostal možnosť pokračovať vo svojom výskume v Lindau, kde sa mu podarilo presvedčiť podnikateľov o správnosti svojich myšlienok. Postupom času, v roku 1951 dochádza ku kontaktu medzi vedúcim vývojového oddelenia firmy NSU a Wankelom z ktorej sa vyvinula intenzívna spolupráca a prenesenie vývoja a výskumu k firme NSU.

Ako výsledok úspešnej spolupráce výskumného oddelenia firmy NSU bol 1. Februára 1957 postavený prvý motor s vonkajším a vnútorným rotorom s názvom Drehkolbenmotor (tiež DKM 54) vid' obr. 1



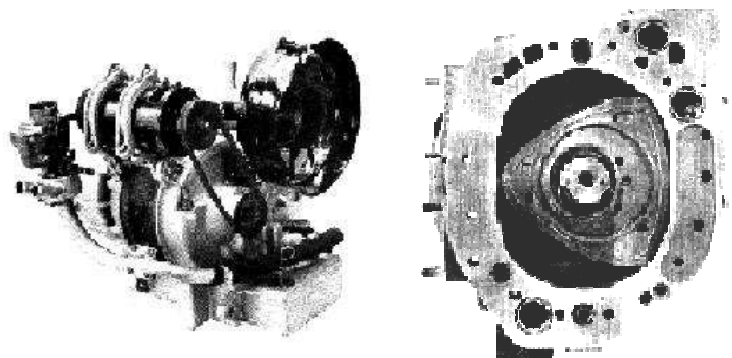
Obr. č. 1: Motor DKM 54 [10]

U tohto typu rotoval nielen piest ale aj samotný blok čo viedlo k tomu, že prototyp sa ľahko vytáčal až za hranicu 17 000 otáčok za minútu, čo bolo vzhľadom k použitým vtedajším materiálom skoro neuveriteľné. Radosť z prototypu ale netrvala dlho, aj napriek dobrým parametrom sprevádzali tento typ rady nedostatkov, napríklad len kvôli výmene zapaľovacej sviečky bolo nutné motor rozobrať. Preto konštruktéri prišli s novým, jednoduchším návrhom: motor s jedným rotorom ktorý koná krúživý (planétový) pohyb. Existujú teórie, že motor s krúživým pohybom piestu je neprávom pomenovaný podľa spomínaného Felixa Wankela, špekuluje sa, že by mal byť pomenovaný podľa vynálezcu B. Maillarda, ktorý svoje dúchadlo (vid' obr. 2) patentoval už v roku 1943. Treba ale zdôrazniť, že to bol práve Felix Wankel ktorý svoje myšlienky presadil, zdokonalil tento mechanizmus a priviedol ho k podobe ktorá je prakticky používaná do dnes.



Obr. 2. Dúchadlo B. Maillarda [2]

Nový prototyp niesol názov Kreiskolbenmotor, alebo viac známe skrátené pomenovanie KKM z roku 1958 (obr. 3). Dosahovali otáčok okolo 9000 za minútu, čo je síce menej než u motoru DKM, ale stále je to výrazne viac ako u bežných piestových motoroch. Prototyp používal stacionárny blok a krúživý piest, ktorý rotoval excentricky okolo hriadeľa. Tým čiastočne prišiel o schopnosť dosahovať vysokých otáčok, výrazne sa ale zjednodušila konštrukcia a základné prvky motoru sa stali ľahšie dostupnými.



Obr. 3 Motor KKM 250 [12]

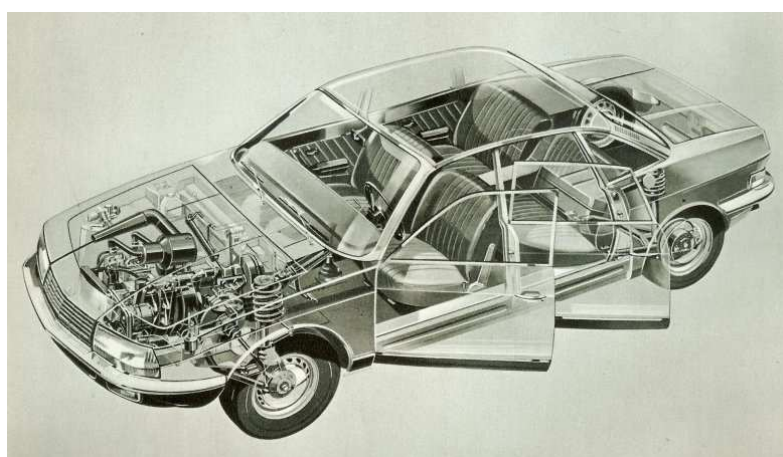
Nové usporiadanie dáva tiež možnosť vytvoriť motory s niekoľko piestmi za sebou na spoločnom hriadeľi, čím je možné dosiahnuť veľkých výkonov a zlepšenie rovnomernosti chodu. Prvé dva skúšobné motory KKM o pracovnom objeme komory $0,125 \text{ dm}^3$ a $0,250 \text{ dm}^3$ vyrobené v rokoch 1958 až 1960 niesli označenie KKM-125 a KKM-250.

Postupom času boli vyvíjané ďalšie rady motorov nesúce podobné označenie. Zhodnotením skúsenosti s doterajšími typmi Wankelových motorov a hlavne s rozborom výsledkov skúšok a meraní vykryštalizovala u konštruktérov firmy NSU už v roku 1962 predstava, že by pre pohon automobilu bolo vhodné sériovú výrobu začať motorom o pracovnom objeme komory asi $0,5 \text{ dm}^3$, ktorý by dával 50 k (36,8 kW) užitočného výkonu.



Obr. 4. Automobil NSU Spider [11]

Prvým sériovým automobilmom s Wankelovým motorom sa stalo NSU – Spider, predstavené v roku 1963. Jednorotorový rotačný motor mal výkon spomínaných 37 kW a umožňoval ľahkému autu dosahovať rýchlosť až 150km/h. V roku 1967 prichádza na svoju dobu revolučné NSU RO80.

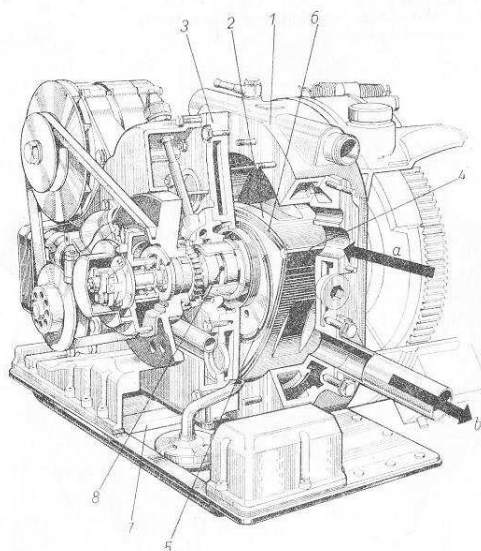


Obr. 5. Automobil NSU RO80 [13]

Dvojrotorový Wankelov motor mu dával výkon 80 kW a spoločne s modernou

karosériou a ďalšími na tu dobu neobvyklými konštrukčnými prvkami mu zaistili titul auto roku 1968.

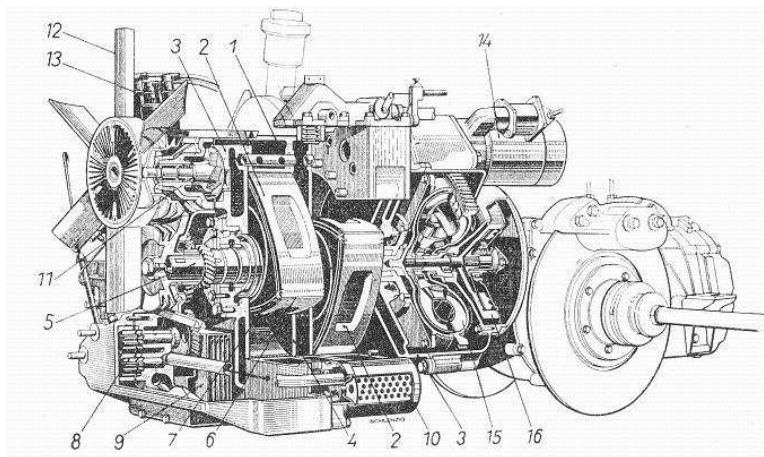
Wankelov motor ale začal skoro ukazovať svoje problémy, ktoré nakoniec viedli k úpadku samotnej automobilky NSU. Od dôb NSU RO80 sú motory spojené s výraznými problémami. Už po 50 000 km si niektoré vozy vyžiadali generálne opravy, čo je určite veľmi malá životnosť. Problémom bolo predovšetkým tesnenie vrcholu rotoru, ktoré sa veľmi rýchlo opotrebovávalo. Keď stratilo svoju tesniacu schopnosť, motor strácal kompresiu a dochádzalo k prefukom medzi jednotlivými komorami. Tieto problémy sú paradoxne spôsobené zjednodušením konštrukcie motoru z pôvodnej DKM na KKM. Hlavným problémom nie je ani tak trenie tesnenia rotoru o stenu bloku, ale práve nerovnomerný tlak, ktorý je na túto plochu vyvíjaný vďaka excentrickej rotácii rotoru. Práve pôvodný typ DKM tento problém nemal.



Obr. 6. Motor KKM 502 [1]

Plánovaného trojrotorového nástupcu sa teda už verejnosť nikdy nedočkala. Preto od tej doby je jediným automobilovým výrobcom s Wanklovým motorom v ponuke japonská Mazda, ktorá svoju licenciu zakúpila začiatkom roku 1961 ešte pod názvom Toyo Kogyo. Vtedajší prezident spoločnosti Tsuneji Matsuda okamžite rozpoznal veľký potenciál rotačného motoru. V roku 1963 v snahe vyriešiť známe problémy týchto motorov založil výskumné oddelenie. Tým sa začala dlhá a neúnavná cesta s jediným cieľom a to dosiahnuť masovej výroby motoru. Čo sa nakoniec aj podarilo: behom 12 rokov 1967 až 1979 vyrobila Mazda cez milión osobných automobilov ktoré mali pod kapotou silný rotačný Wankelov motor, ktorý svojou životnosťou dostatočne konkuroval bežným piestovým motorom.

Na konci 60 rokov, kedy bol celosvetovo vyhlásený boj proti nadmernému znečisťovaniu ovzdušia výfukovými plynmi spaľovacích motorov, museli technici Mazdy vyriešiť problém tesniacich líšt rotoru, išlo totiž o to, že únik oleja a následne jeho spaľovaním v komore zvyšovalo hodnotu škodlivín vo výfukových plynch. Ďalšie nepríjemné problémy ktoré Mazdu trápili, bola aj vysoká spotreba paliva a oleja. Postupom času sa aj tieto problémy podarilo konštruktérom vyriešiť a posledná generácia motorov je v týchto ohľadoch pomerne dobre.



Obr. 7. Motor KKM 612 [1]

V súčasnej dobe je Wankelov motor tak trochu v blúdnom kruhu, síce sa dá povedať, že v praxi môže svojou efektivitou konkurovať piestovým spaľovacím motorom, potreboval by ale ešte špecifický a pomerne náročný vývoj, ktorý je veľmi drahý a vzhľadom k nízkym produkčným objemom sa bohužiaľ tak intenzívny vývoj nevypláca. Má nevýhody ktoré mu bránia vo väčšom rozšírení, lenže práve malé rozšírenie je dôvodom pre to, že nikto neinvestuje do odstránenia týchto nevýhod.



Obr. 8. Motor 26B [4]

Je určité zaujímavé poznamenať, že Wankelov motor je pomerne vhodný pre priame vstrekovanie paliva. Jednotlivé fázy spaľovacieho cyklu totiž trvajú dlhšie, než u klasického štvordobého motoru, čo znamená, že je tu viac času na vstreknutie niekoľko dávok paliva. Zatiaľ ale žiadny sériový Wankelov motor pod kapotou automobilu priame vstrekovanie nemal, z rovnakých dôvodov sa zdá byť tento motor pomerne vhodný i pre vodíkový pohon, vodík sa vstrekuje do permanentne chladnejšej oblasti motoru okolo sania, takže sa znižuje riziko nechceného samovznietenia. V tomto prípade by ani nemal nijak vadiť nižší kompresný pomer, ktorý sa aj tak musí u vodíkových motorov znížiť.



Obr. 9. Motor Mazda Renesis [2]

Od roku 1995 až po súčasnosť je jediným sériovo vyrábaným automobilom používajúcim rotačný motor Mazda RX-8. Na tokijskom autosalóne v roku 2004 predstavila Mazda experimentálny automobil Mazda RX-8 Hydrogen RE v dvojpalivovej úprave Benzín/vodík. Vystavená bola aj hybridná pohonná jednotka Renesis e-Turbo. Tá sa skladá z rotačného vodíkového motoru Renesis Hydrogen RE a trakčného elektromotora. Mazda verí, že budúcnosť Wankelového motoru ešte len príde nástupom vodíku, ku ktorého spaľovaniu sa rotačný motor hodí viac než piestový. Vodíkové prototypy modelu RX-8 už jazdia po japonských cestách. Väčšina ostatných automobiliek chce ale spaľovať vodík v palivových článkoch poháňajúcich elektromotory, systém Mazdy by však mohol byť riešením pre zástancov športovej jazdy, milujúcich zvuk a otáčky spaľovacieho motoru. Ak k tomu dôjde, ich vernosť rotačným motorom sa vyplatí. Viac informácií dostupných z [1], [2], [3], [4], [9].

2 Súčasný stav konštrukcie Wankelova rotačného motoru

Rotačné motory sú zložené zo sústavy komôr, sústavy tvoriacej rotačný pohyb, sacieho/výfukového systému, chladiaceho a mazacieho systému. Nemajú žiadne ventilové rozvody a dokážu generovať výstupný výkon len za použitia rotačného pohybu. Znamená to, že tieto motory sú kompaktnější a jednoduchšie konštruované ako motory konajúci priamočiary vratný pohyb.

Jednou z dôležitých faktorov je menší počet súčiastok. Táto výhoda záleží čiastočne v tom, že ústrojenstvo Wankelovho motoru má len tri hlavné časti (Skríňu, výstredníkový hriadeľ a piest) zatiaľ čo u klasického piestového motoru je jeho ústrojenstvo tvorené štyrmi hlavnými časťami (valec, kľuka, ojníca a piest). Skutočný rozdiel počtu súčiastok oboch druhov motoru je možno vyjadriť len vtedy, keď je známe aké konkrétne motory sú porovnávané. Z pravidla to býva tak, že motory piestové majú zhruba 1,6-1,7x viac súčastí než motory rotačné.

Táto kapitola popíše základnú konštrukciu rotačných motorov ,hlavne konštrukciu a charakteristiku častí ktoré sú špecifické pre rotačné motory. [3]

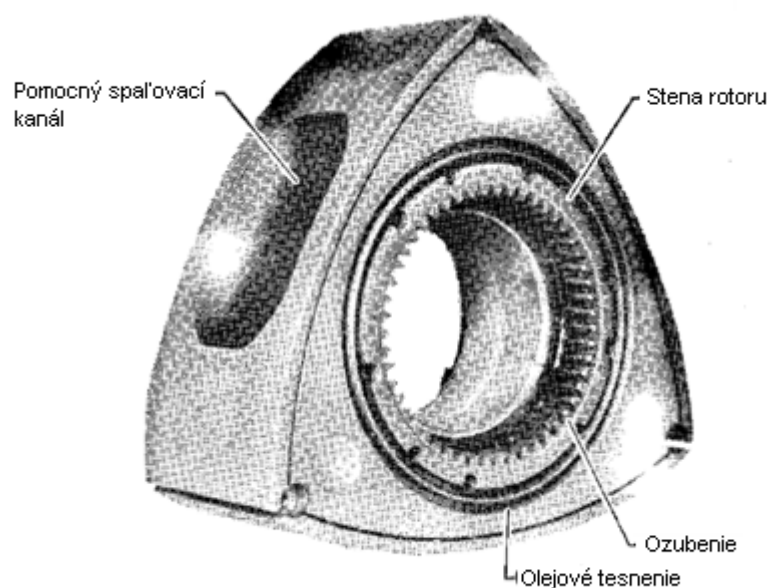
2.1 Rotor

Rotor (obr. 10) má funkciu rovnajúcu sa piestu a ojníci bežného piestového motoru, premieňa energiu tlakovú na energiu mechanickú v podobe točivého momentu. Rotor taktiež vykonáva prácu sacích a výfukových ventilových rozvodov. Svojím rotačným pohybom automaticky otvára alebo zatvára výfukové, prípadne sacie porty.

Rotor je opatrený vrcholovými tesneniami v každom vrchole, rohovými tesneniami a olejovými tesneniami na oboch stranách. Ozubenie a klzné ložisko sú umiestnené v jeho strede. (Obr.10).

2.1.1 Základná konštrukcia rotoru

Základná geometria rotoru je podrobnejšie popísaná v kapitole 3. Rotor tvoria 3 strany okrajovo sú nazývané boky rotoru, ktoré sú vyrábané na algoritmicky riadených obrábacích strojoch alebo kopírovacích brúskach. Rotor je dutej konštrukcie pre lepšie chladenie a menšiu váhu. Pre zlepšenie tuhosti a vyššiemu chladiacemu efektu je opatrený rebrami.



Obr. 10 Rotor a jeho časti [3]

2.1.2 Pomocný spaľovací kanál

Malé vybranie (obr. 10.) umiestnené na každom boku rotoru je nazývané pomocný spaľovací kanál. Tento kanál síce nepriaznivo vplýva na kompresný pomer, ale je nutné ho použiť v dôsledku zlepšenia tvaru kompresného priestoru, ktorý je inak príliš pretiahnutý. V praxi sa piesty bez tohto vybrania nepoužívajú, pretože prídavný priestor slúži aj ako prepojovací kanál medzi pravou a ľavou časťou komory a tým zlepšuje priebeh zápalu a horenie zmesi.

2.1.3 Materiály rotorov

Požiadavkami pre materiály rotorov sú:

- vyššia únavová pevnosť
- nízka tepelná rozťažnosť
- vyššia odolnosť voči opotrebeniu
- vhodnosť pre odlievanie
- dobrá obrobitelnosť

Rotory z liatiny majú veľkú odolnosť, naopak rotor z hliníkovej zliatiny má výhodu v malom momente zotrvačnosti a vysokej tepelnej vodivosti, potrebuje ale viac chladiť. Menšia hmotnosť znižuje záťaž na ložisku rotoru čím sa dosiahne širší rozsah prístupných otáčok. [3]

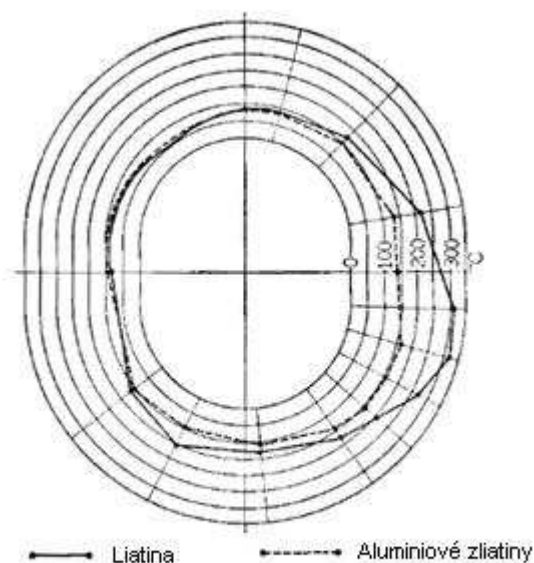
2.1 Blok/skriňa motoru

Blok rotačného motoru plní úlohu valca, bloku valcov a hlavy valcov bežného piestového spaľovacieho motoru. Je zložená z komory rotoru a bočných stien.

2.2.1 Komora rotoru

V piestovom spaľovacom motore sa každý zo štyroch cyklov (sanie, kompresia, zážeh a výfuk) odohráva na rovnakom mieste. Tepelné zaťaženie na hlave valcov a bloku valcov je relatívne rovnomerne rozdelené.

Na druhej strane, u rotačných motoroch vzhľadom k tomu, že všetky 4 cykly prebiehajú počas jedného otočenia rotoru je časť okolo sania prakticky neustále chladená prichádzajúcou čerstvou zmesou zatiaľ čo priestor okolo sviečky a výfukového kanálu je neustále vystavený vysokým teplotám (obr. 11.) . Táto určitá nevýhoda, vedie k deformáciám klznej plochy, prehrievaniu zapalovacích sviečok, poprípade k detonáciám.

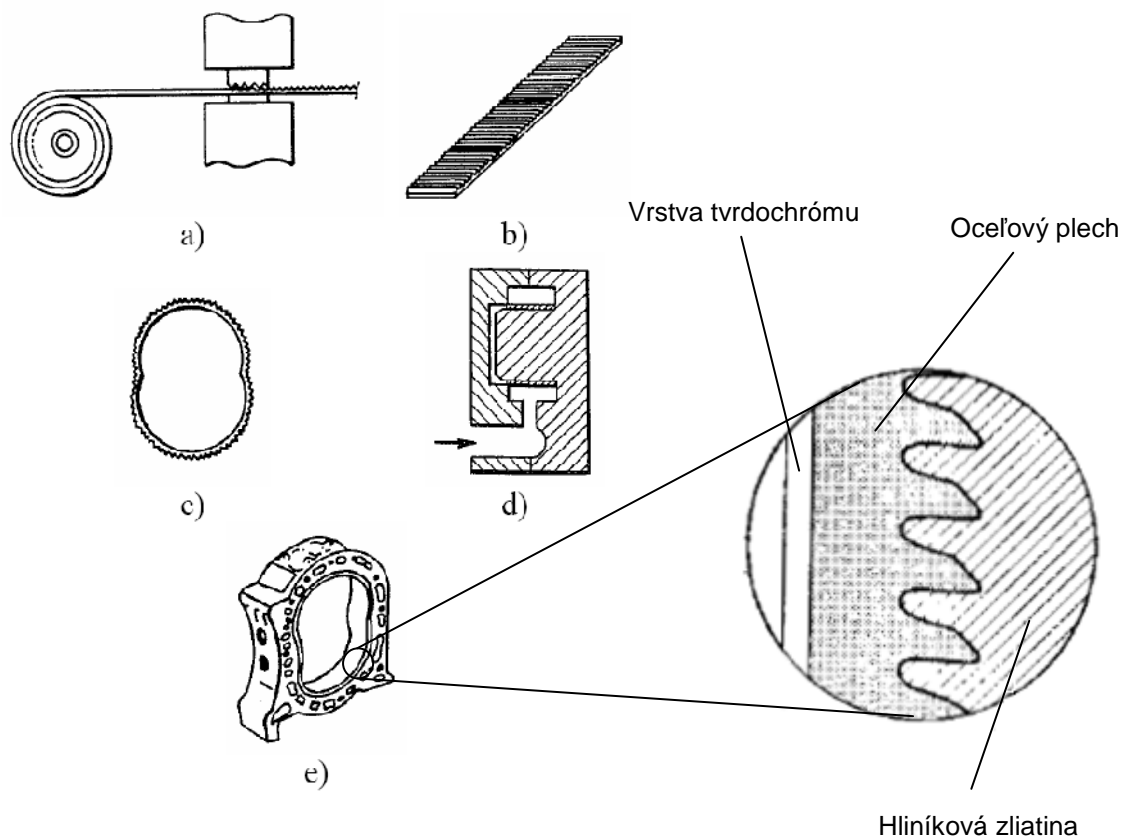


Obr. 11 Porovnanie priebehu teplôt pri rôznych materiáloch komory [3]

Aby sa efektívne tieto problémy odstránili je potrebný v prvom rade dobrý odvod tepla z postihnutých častí motoru a dobré vlastnosti použitého materiálu. Vo väčšine prípadov je ako materiál komory rotoru používaná zliatina hliníku. Pre zvýšenie odolnosti proti opotrebeniu je jej vnútorná plocha pochromovaná.

2.2.1.1 Výroba komory rotoru

Komora je vyrábána metódou SIP (Sheet metal Insert Process) ktorý umožňuje dokonalejšie nanesenie tvrdochrómovej vrstvy.



Obr. 12. Výroba komory rotoru [2], [3]

Na páse železného plechu je vytvorené jemné zúbkovanie vid' (Obr. 12a.). Pás nastrihaný na presne danú dĺžku (Obr. 12b.) sa stočí do prstenca, ktorý sa na tupo zvarí. Zvarenc natvarovaný do trochoidného tvaru s jemným zúbkováním na vonkajšej strane (Obr. 12c.) sa vloží do liacej formy a zaleje hliníkovou zliatinou (Obr. 12d.).

Potom sa vyvrtávajú otvory pre zapaľovacie sviečky, sacie, prípadne výfukové kanály. Na vnútornú stranu je nanosená vrstva tvrdochrómu v hrúbke asi 100 μm . Nakoniec sa vnútorná plocha obrúsi na požadovanú drsnosť. (Obr. 12e) [2]

2.3 Bočná stena komory rotoru

Vnútorná plocha bočných stien komory rotoru, teda vnútorná stena veka skrine tvorí klzný povrch pre rohové, poprípadne olejové tesnenie. Je vystavená tlaku plynov a teplotným rozdielom rovnako ako komora rotoru. Avšak požiadavky na mazanie nie sú tak vážne ako u komory rotoru z dôvodu menšieho tepelného zaťaženia, obvodovej rýchlosti a merného tlaku od tesniacich líšt.

Ako materiál bočnej steny môže byť použitá liatina alebo zliatina hliníku. Väčšinou je z finančného hľadiska výhodnejšie použiť liatinu ktorá je pre nižšie tepelné zaťaženie dostatočná. Navyše liatinové bočné steny nepotrebujú pri nízkom tepelnom zaťažení už žiadnu úpravu klzného povrchu. V prípade zvýšeného tepelného zaťaženia je povrch spevnený nitridovaním. Zliatina hliníku je zase výhodnejšia z hľadiska chladenia a nízkej hmotnosti, ale jej odolnosť proti opotrebeniu je výrazne menšia a preto je nutné klzný povrch upravovať napríklad postrekom kovov. K zlepšeniu klzných vlastností je povrch najskôr postriekaný Molybdenom, potom uhlíkovou oceľou. [3]

2.4 Prevodový mechanizmus

Pre presné kontrolovanie rotačného pohybu rotoru sú rotačné motory vybavené prevodovým mechanizmom.

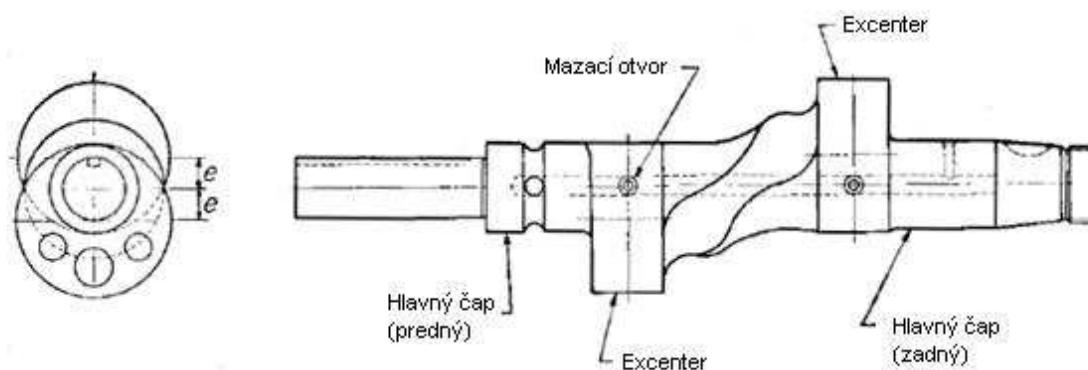
Tento mechanizmus pozostáva z dvoch ozubených kolies. Koleso s menším priemerom a vonkajším ozubením je nazývané stacionárne alebo externé ozubené koleso. Koleso s väčším polomerom a vnútorným ozubením je nazývané interné a je integrované na pieste. Stacionárne ozubené koleso je nehybne upnuté do bočnej steny komory a rotor okolo neho vykonáva krúživý pohyb pričom jeho vrcholy obopisujú tvoriacu krivku (trochoidu) pracovnej plochy komory rotoru. Musí platiť že polomery týchto ozubených kolies sú v pomere 2:3. [3]

2.5 Excentrický hriadeľ

Excentrický hriadeľ pracuje na rovnakom princípe ako kľukový hriadeľ. Prevádza sily od tlaku plynov pôsobiace na rotor na točivý moment. Os čapu rotoru, respektíve excentru na ktorom piest rotuje, je posunutá od osi hlavného čapu o excentricitu e (viď obr. 13.)

Excentrický hriadeľ je uložený v hlavných ložiskách ktoré sú vsunuté v stacionárnych ozubených kolesách. Súčasťou hriadeľa taktiež môže byť vyvažovacie teliesko, pretože aj napriek nízkym vibráciám je treba motor mierne dovyvážiť.

Hlavné ložiská v ktorých je hriadeľ uložená je potrebné mazať, tak isto je potrebné mazať aj ložiska rotoru ktoré sú nasunuté na excentroch. K tomuto slúži hlavný mazací kanál umiestnení v strede hriadeľa, ktorý olej k jednotlivým ložiskám rozvádza pomocou malých kanálov. V podstate celý tento systém mazania je akýsi strom kde olej je do hlavného kanálu privádzaný pod vysokým tlakom od bočných stien skrz otvory v stacionárnych ozubených kolesách.



Obr. 13. Excentrický hriadeľ [3]

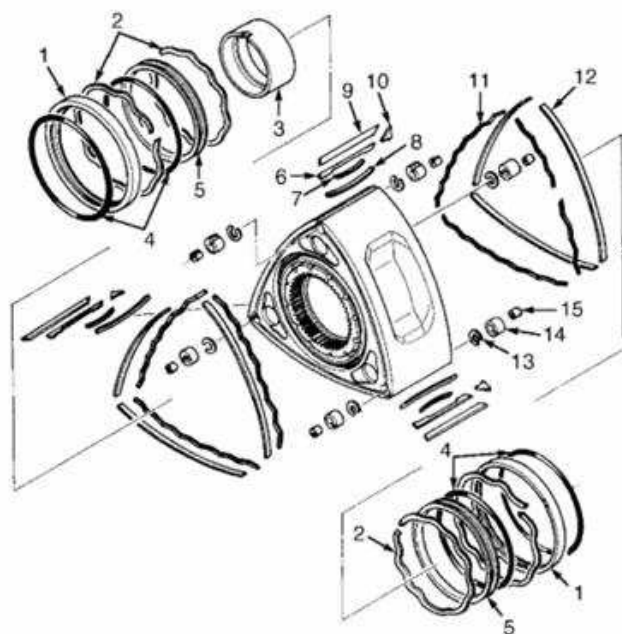
Excentrická hriadeľ je oproti kľukovej hriadeľi podstatne viac namáhaná, hlavne u športových úpravách rotačných motorov prenáša obrovské výkony pri vysokých otáčkach takže tu sú aj podstatne vyššie nároky na materiál. Všeobecne sa používajú chrómové ocele vhodné pre kovanie, alebo chrómmolybdenové ocele s vysokou pevnosťou v ohybe pričom každý excenter je ešte zvlášť tvrdený. [3]

2.6 Ložiská

Pre malé, nízko výkonné rotačné motory sú najčastejšie používané valivé valčekové, alebo guľičkové ložiská. Pre automobilový priemysel, kde sú ložiská nutné prenášať oveľa väčšie zaťaženie je už potrebné použiť ložiská klzné. Ložiská bývajú vyrábané z „ložiskového kovu“, prípadne z alumíniových zliatin. [3]

2.7 Utesnenie spaľovacej komory

Spôľahlivé utesnenie komory proti prenikajúcim plynom a oleja patrí k najdôležitejším a najobtiažnejším problémom Wankelovho rotačného motoru. Skúsenosti s utesnením piestu v klasickom piestovom spaľovacom motore nejdú dobre využiť pretože jeho tesniace ústrojenstvo pracuje za odlišných podmienok.



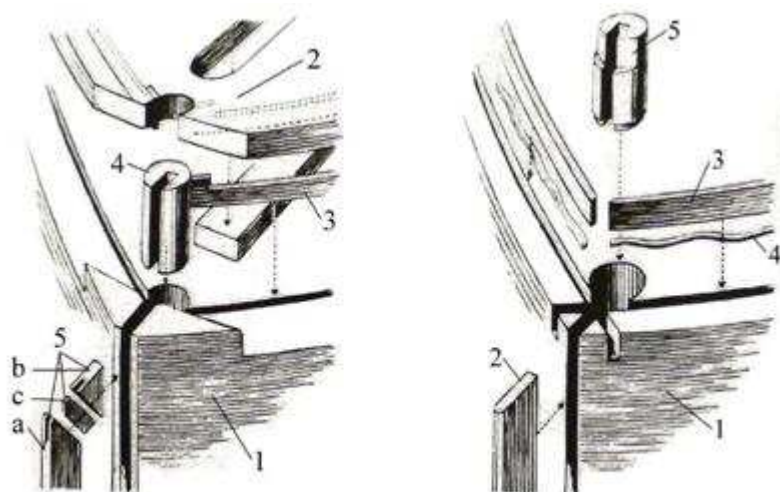
- 1 – vonkajšie olejové tesnenie
- 2 – prítlačná pružina olejového tesnenia
- 3 – ložisko rotoru
- 4 – „O“ krúžky olejového tesnenia
- 5 – Vnútorne olejové tesnenie
- 6 – pomocná lišta radiálnej tesniacej lišty
- 7 – krátka pružina radiálnej tesniacej lišty
- 8 – dlhá pružina radiálnej tesniacej lišty
- 9 – hlavná lišta radiálnej tesniacej lišty
- 10 – rohové tesnenie radiálnej tesniacej lišty
- 11 – prítlačná pružina axiálnej tesniacej lišty
- 12 – axiálna tesniaca lišta
- 13 – prítlačná pružina rohového tesnenia
- 14 – rohové tesnenie
- 15 – pomocné tesnenie rohového tesnenia

Obr. 14. Súčasné riešenie utesnenia rotoru [2]

2.7.1 Historický vývoj utesnenia rotoru

Behom vývoja boli vyskúšané celé rady metód utesnenia. Prvý vyhovujúci spôsob (obr. 15.) pozostáva z päťdielných radiálnych tesniacich lišt 5 zalisovaných v drážkach rovnobežných s osou rotoru 1 umiestnených na jeho vrcholoch. Medzi stredný 5a a krajný diel 5b lišty je vložená úzka doštička 5c, vďaka čomu je dĺžka oddelenej lišty premenná, aby sa vyrovnali tepelné a pružné deformácie veka skrine. Krajné diely lišty zapadajú do drážky valcového

tesniaceho čapu 4 uloženého v otvore rotoru, ten je pritlačovaný na stenu veka skrine tlakom plynov. Na tesnaci čap sa zase zapojujú oceľové pásy, ktoré zapadajú do príslušných drážok vytvorených jednak v ploche rotoru, jednak v susednej ploche tzv. oceľovej tesniacej doske. Okrajové tesniace dosky, ktoré sú na oboch bočných stenách rotoru, majú rovnaký vonkajší obrys ako rotor a úzky nosný okraj podľa celého obvodu, ktorým priliehajú na stenu veka skrine. Pri tom je dôležité, aby okrajová plocha medzi vonkajším a vnútorným obrysom okrajovej tesniacej dosky a drážkami, na ktorú pôsobí tlak plynov, bola v určitom pomere k tesniacej stykovej ploche, aby boli vylúčené jednak zbytočné vysoké tlaky a tým straty trením, jednak by nenastal spätný náraz okrajovej tesniacej dosky na rotor. Okrajová tesniaca doska 2 je nesená na centrál rotoru a je s ním torzne spojená výstupkami v troch rohoch. [1]



Obr. 15. Varianty utesnenia komory rotoru [5]






a) Jedno z prvých riešení b) zjednodušený variant

Neskôr sa začalo používať zjednodušeného spôsobu tesnenia (Obr. 15b) Hlavná zmena spočíva predovšetkým v zlepšenom axiálnom tesnení rotoru, kde sú namiesto okrajových dosiek použité oblúkové segmenty 3 vsadených do kruhových drážok na bočnej stene rotoru 1. Aby zotrvačné sily pôsobiace tangenciálne boli malé, je potrebné aby tesniace lišty mali čo najmenšiu hmotu. K veku skrine sú pritlačované zvlhnenými pružinami 4. Radiálna tesniaca lišta je zhotovená z jedného kusu a má takú vôľu medzi stenou veka skrine, aká je potrebná pre maximálnu tepelnú rozťažnosť pri maximálnom zaťažení. [1]

2.7.2 Radiálně tesniace lišty

Radiálně tesniace lišty prešli zložitým vývojom ktorý stále nie je úplne dokončený. Behom prevádzky sú tieto lišty značne namáhané vysokým tepelným zaťažením, ktoré spôsobuje zmenu dĺžky v tesniacej drážke rotoru. U prvej rady motorov boli použité jednodielne karbónové tesniace lišty na ktorých bol nanosený hliník. Ďalším riešením, ktoré tieto lišty nahradilo boli dvojdielne liatinové lišty s vysokou odolnosťou voči opotrebeniu. Mazanie komory rotoru a tesniacich líšt bolo vylepšené novým systémom pochrómovania. Zaoblená hrana lišty bola tvrdená lúčom elektrónov a tým získala hrana takmer uhlíkovú štruktúru.

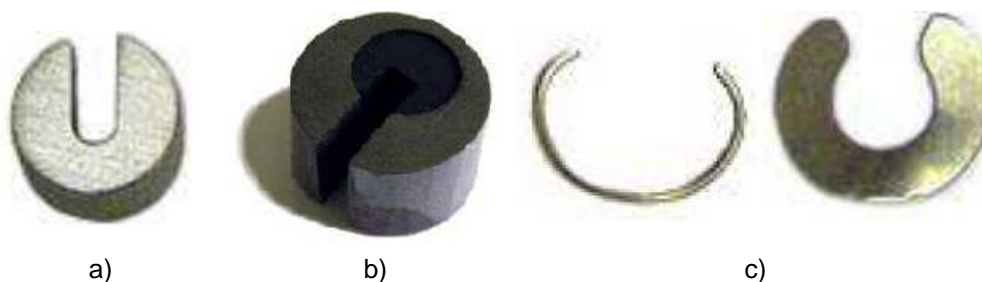
Tab. 1 Prehľad rôznych variant radiálnych tesniacich líšt [7]

Karbónová jednodielna	
Keramická dvojdielna	
Keramická jednodielna	
Oceľová dvojdielna	
Oceľová jednodielna	

Zatiaľ poslednou variantov je dvojdielna radiálna lišta s veľmi nízkym obsahom uhlíku použitá u motoru Renesis od Mazdy. Lišta je vypuklá a jej hrot zaoblený, takže sa drží klzného povrchu komory až do maximálnych otáčok motoru (9000).

2.7.3 Rohové tesnenie

Rohové tesnenie slúži k utesneniu priestoru medzi radiálnou a axiálnou tesniacou lištou. Tvorí ho valcový čap, v ktorom je výrez pre radiálnu tesniacu lištu. Býva k stene veka pritlačované pružinou (vid' Obr. 16)



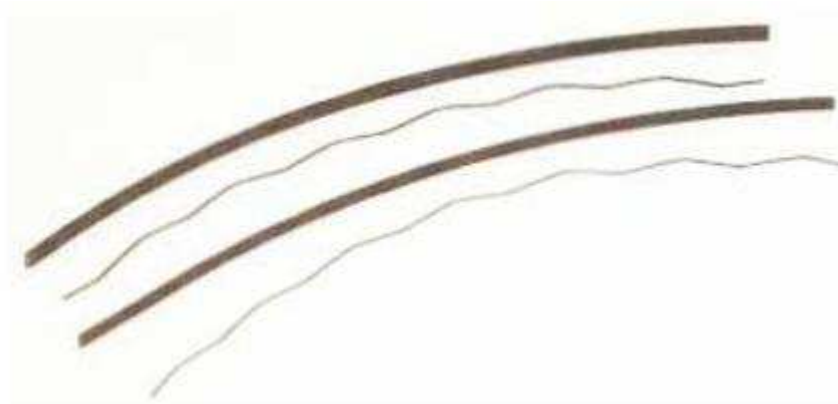
Obr. 16. Prehľad rôznych variant rohového tesnenia [7]

a) Jednodielne b) Dvojdielne c) Pružiny pre rohové tesnenie

2.7.4 Axiálna tesniaca lišta

Axiálne lišty bránia prenikaniu plynu z komory motoru vôľami medzi čelami piestu a bočnicami, prípadne vekami skrine a súčasne obmedzujú prenikanie oleja okolo čela piestu do komory. Tieto lišty nie sú vystavené takým tepelným namáhaniam ako radiálne, navyše veľká časť tepla je z nich odvádzaná chladenými vekami skrine, na ktorej dosadajú.

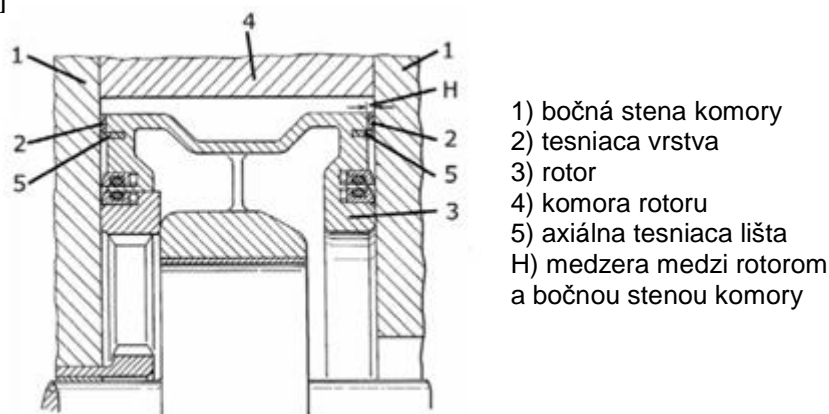
Axiálne tesnenie je tvorené tromi tesniacimi lištami, ktoré sú vkladané do drážok na bočných stenách rotoru. Aby boli k veku skrine dobre pritlačované, vkladajú sa pod ne prítlačné vlnité pružiny.



Obr. 17. Axiálna tesniaca lišta s pružinou [2]

2.7.4 Tesniaca živicová vrstva

Pre zlepšenie utesnenia priestoru medzi rotorom a vekom skrine sa priestor nad axiálnou tesniacou lištou na vrchnej časti rotoru vyplní vrstvou živice. Hrúbka nanesej vrstvy by mala byť rovnaká alebo o niečo menšia, než je medzera medzi rotorom a vekom skrine a môže byť použitá na jednom boku alebo na oboch. Hrúbka vrstvy sa pohybuje v rozmedzí 0,1 až 0,15 mm. [1], [2], [3], [7]



Obr.18. Tesniaci povlak medzi rotorom a komorou [2]

2.8 Princíp chladenia Wankelovho rotačného motoru

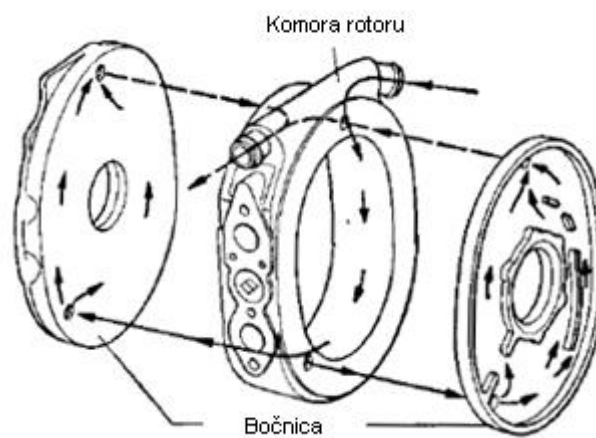
Ako už bolo spomenuté, u rotačných motoroch je každý zo 4 cyklov vykonávaný v príslušnej pozícii čo zapríčiňuje veľké teplotné rozdiely v jednotlivých miestach komory. Teplota pracovnej plochy má značný význam pri tvorení a udržiavaní olejového filmu, potrebného pre mazanie radiálnych tesniacich líšt.

Je preto dôležité chladením minimalizovať teplotné rozdiely v komore a zabrániť tak teplotnému namáhaniu a deformáciám v oblasti okolo zapaľovacích sviečok ktorá je vystavovaná najväčším teplotám.

Taktiež je nutné sledovať teplotné namáhanie rotoru, hlavne kvôli tesniacim lištám, ktorými je osadený. Pri vysokom tepelnom namáhaní dochádza k ich výraznému zníženiu životnosti a schopnosti tesniť, čo následne vedie k havárii motoru. Aby sa tomu predišlo, je taktiež nevyhnutné rotor chladiť.

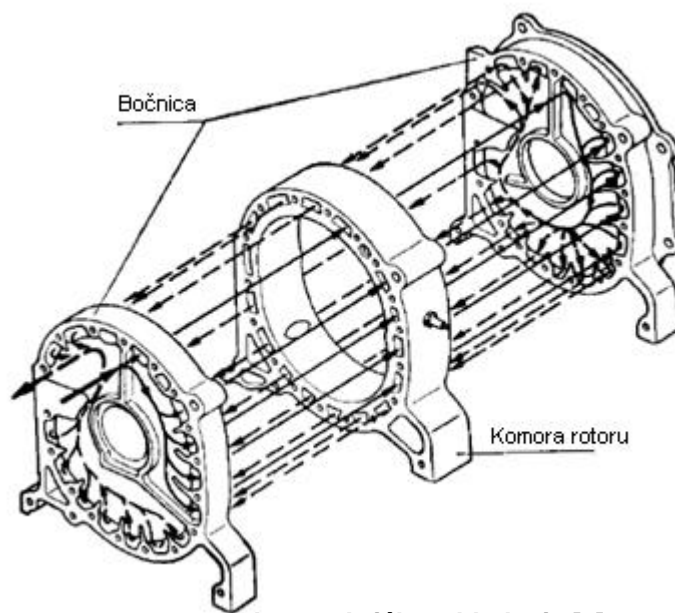
2.8.1 Spôsoby chladenia komory rotoru

Komora môže byť chladená jak vzduchom tak aj kvapalinou, rovnako tomu tak je aj u piestových spaľovacích motoroch, ale problémy sú odlišné. Chladienie vzduchom je možné použiť u malých motoroch ktorých teplotné zaťaženie nie je príliš vysoké, pre motory automobilové sa obvykle používa chladienie kvapalinou. Využíva sa cirkulačné, alebo axiálne prúdenie chladiacej kvapaliny. U cirkulačných (obr. 19) chladiace médium koluje nezávisle každou komorou, čo má za následok redukovanie teplotných rozdielov medzi komorami, tento spôsob je vhodný hlavne u motorov s väčším počtom rotorov ako napríklad 4-rotor atp.



Obr. 19. Cirkulačné chladienie [3]

Avšak výroba takto prispôsobených komôr je náročná a preto sa obecné používa axiálny typ prúdenia kvapaliny ktorý je znázornený na obrázku 20.



Obr. 20. Axiálne chladienie [3]

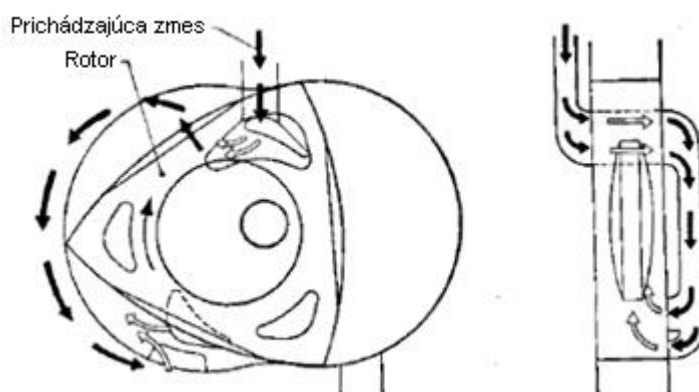
2.8.2 Chladienie rotoru

Rotor je chladený prichádzajúcou čerstvou zmesou pri saní a zahrievaný pri spaľovaní plynov pri expanzii. Rotor musí byť chladený z dôvodu ochrany tesnení, ale taktiež musí byť udržiavaná určitá teplota vzhľadom k termálnej účinnosti.

Voda, chladiace médium s vysokou chladiacou účinnosťou, nemôže byť použitá pre chladienie rotoru konajúci planétový pohyb kvôli obtiažnému utesneniu. Preto sa ako chladiace médium používa mazací olej alebo prichádzajúca čerstvá zmes.

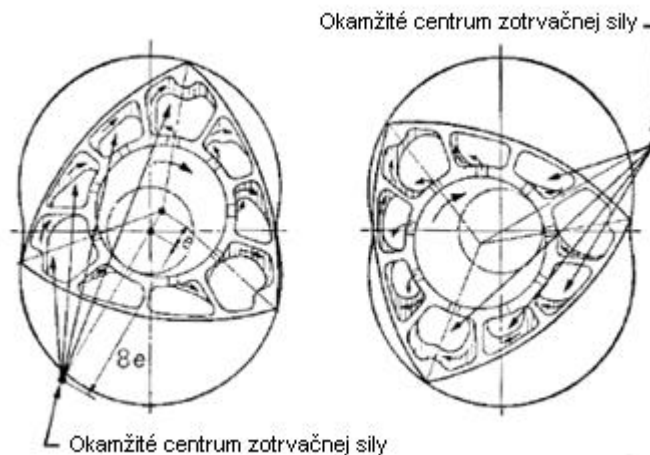
Na obrázku 21 je znázornený spôsob chladienia prichádzajúcou čerstvou zmesou. Zmes prichádza dierou v rotore a je nasatá do pracovnej komory cez bočnicu na protiahlej strane. Počas tohto procesu sa teplota zmesi zvýši zhruba o 50°C, čo má za následok zníženie stupňa plnenia. Tým je tiež limitovaný maximálny výkon.

Tento spôsob nepotrebuje špeciálny výmenník tepla a je vhodný pre malé, ľahké motory.



Obr. 21. Chladienie rotoru čerstvou zmesou [3]

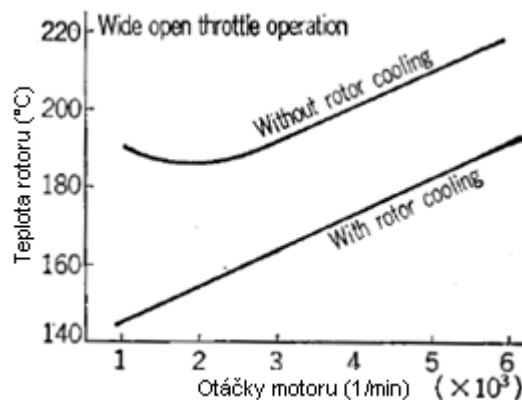
Pre väčšie motory, je ako chladiace médium použitý mazací olej. Obrázok 22 ukazuje správanie oleja vo vnútri rotoru.



Obr. 22. Správanie mazacieho oleja vo vnútri rotoru [3]

Olej sa do rotoru dostáva z excentrického hriadeľa kde sa vďaka planétovému pohybu a odstredivej sile rozvíri a tým absorbuje teplo z ohriatych oblastí. Potom odchádza z rotoru vďaka dostredivej sile smerom k stredu rotoru a tečie do olejovej vane cez bočnicu.

Keď teplota oleja prekročí určitú teplotu, stráca jak chladiaci účinok tak viskozitu. Aby sa tomu zabránilo, používa sa chladič oleja. [3]

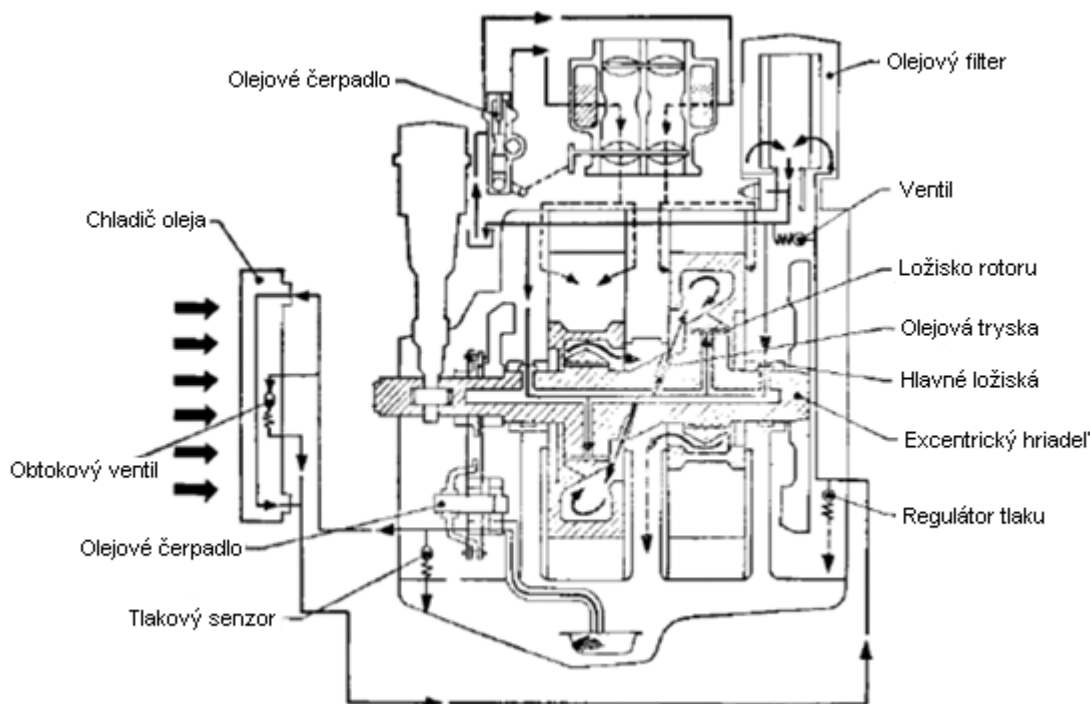


Obr. 23. Porovnanie teplôt komory rotoru s chladením rotoru a bez chladenia rotoru [3]

2.9 Systém mazania rotačných motorov

Mazací systém rotačného motoru zahŕňa mazanie radiálnych tesnení ktoré kľžu po pracovnej ploche komory a mazanie hlavných ložísk, ložísk rotorov a ozubených prevodov.

2.9.1 Mazanie klzných ložísk



Obr. 24. Systém mazania rotačného motoru [3]

Obrázok 24 znázorňuje príklad mazania rotačného motoru, olej je do systému privádzaný vysokotlakým čerpadlom a rozvádzaný excentrickým hriadeľom.

2.9.2 Mazanie radiálnych líšt

Existujú 2 metódy primazávania radiálnych líšt, jednou z nich je miešať olej s palivom, takzvaný „fueloil“ mazací systém. Tento systém sa používal u konštrukčne jednoduchších motoroch, princíp bol založený na udržiavaní určitého percenta oleja v palive, toto percento bolo značne vysoké čo zapríčiňovalo napríklad znečisťovanie zapalovacích sviečok, navyše pri spaľovaní väčšieho množstva oleja vznikal čierny dym a hodnoty emisií boli značne vyššie. S rastúcimi nárokmi na nízke hodnoty emisií vo výfukových plynch v dnešnej dobe, už nie je tento spôsob vhodný.

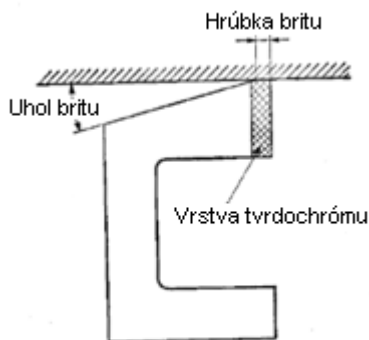
Druhým spôsobom je takzvaný „separate“ (oddelený) mazací systém. Tento spôsob využíva prídavné olejové čerpadlo ktoré do komory vstrekuje určité, potrebné množstvo oleja v závislosti od otáčok a zaťaženia motoru. Výhodou je, že sa vždy dodá toľko oleja koľko je

potreba na dostatočné premazanie radiálnych líšt, a tým sa redukuje množstvo nadbytočného oleja ktorého spaľovaním vznikajú emisie.

2.9.3 Olejové tesnenie

Potrebné primazávanie radiálnych tesniacich líšt výrazne zvyšuje spotrebu oleja oproti klasickému piestovému motoru. Z toho dôvodu je akékoľvek ďalšie zvýšenie spotreby oleja vplyvom netesností nežiaduce.

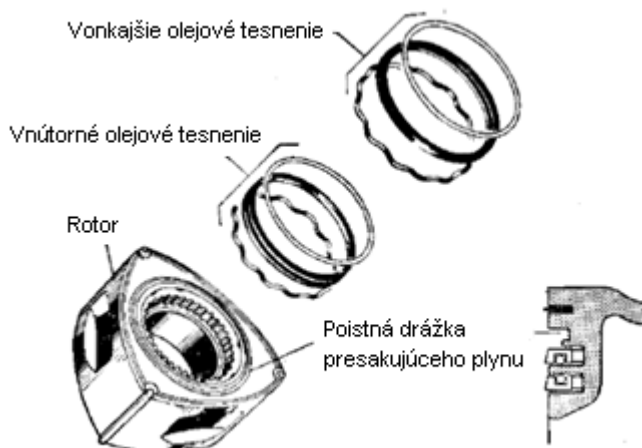
Obrázok 26 znázorňuje typickú konštrukciu olejového tesnenia. Tesnenia sú osadené v prstencovej tesniacej drážke na stene rotoru a pritlačované k stene bočnice pružinou. Časť olejového tesnenia ktorá je v kontakte s bočnicou sa nazýva brit.



Obr. 25. Olejové tesnenie [3]

Na obr. 25 je znázornené olejové tesnenie vyrobené z liatiny o vysokom obsahu fosforu a bóru. Na pracovnej ploche je vrstva tvrdochrómu zabraňujúca opotrebeniu tesnenia.

Pre zvýšenie účinnosti olejového tesnenia sa v súčasnosti používajú dva olejové tesniace krúžky. [3]



Obr. 26. Konštrukcia olejového tesnenia [3]

3. Návrh hlavných rozmerov motoru

Pri návrhu hlavných rozmerov motoru bolo čerpané z literatúry [1], [2].

Pred návrhom a výpočtom hnacieho mechanizmu je nutné stanoviť hlavné rozmery rotačného Wanklova motoru. V zadaní je požiadavka, že to má byť Rotačný Wankelov motor pre závodný automobil o výkone $P_e = 300 \text{ kW}$ pri otáčkach 9000 min^{-1} .

3.1 Voľba tvoriacej krivky (trochoidy)

Čo sa týka rotačného Wanklova motoru, jediná varianta ktorá sa uchytila je dvojoblúčková skrátaná epitrochoida označená E2:3. Dostávame teda rotor tvaru sférického trojuholníku s troma pracovnými komorami a epitrochoidný tvar komory rotoru. Hlavnou nevýhodou tohto riešenia je pomerne nízka hodnota kompresného pomeru, ktorá nestačí pre vznetrový motor, ale je postačujúca pre motor zážihový.

$$i_k = 3$$

3.2 Počet rotorov

Z dôvodu vysokého výkonu motoru volím adekvátny počet rotorov.

$$i_r = 4$$

3.3 Stredný efektívny tlak

Stredný efektívny tlak sa u Wankelových motorov pohybuje v hodnotách od 0,65 do 1,0 MPa, u preplňovaných až 1,65 MPa.

$$p_e = 0,87 \text{ MPa}$$

3.4 Kompresný pomer

Charakterizujeme ho ako pomer maximálneho a minimálneho objemu komory. Bežné hodnoty sa pohybujú v rozmedzí 8,5 – 10.

$$\varepsilon = 10$$

3.5 Pomer ramena rotoru k excentricite hriadeľa λ

Mechanizmus Wankelova motoru určujú podobne ako u piestových motorov 2 základné parametre a to:

- Polomer ramena excentru e
- Dĺžka ramena rotoru a

Pomer je potom určený zo vzťahu

$$\lambda = \frac{a}{e} \quad (1)$$

Vhodnou voľbou parametru λ sa snažíme čo najlepšie využiť vlastnosti zvolenej tvoriacej krivky.

Pri správnej voľbe parametru λ by mal motor splňovať minimálne tieto požiadavky:

- a) Veľký zdvihový objem
- b) Vysoký kompresný pomer
- c) Dostatočná veľkosť sacích a výfukových otvorov v bočných stenách komory rotoru

Z praxe je známe že hodnotu parametru je možné voliť z rozmedzia 6 – 8. Vzhľadom k tomu, že firma Mazda už niekoľko rokov používa hodnotu 7, ponechávam preto aj ja voľbu práve na tejto hodnote

$$\lambda = 7$$

3.6 Polomer ramena excentru (excentricita hriadeľa)

Pohyb mechanizmu zabezpečujú 2 ozubené kolesá, jedná sa o tzv. planétový pohyb, kde jedno ozubené koleso je nehybné, pevne spojené s rámom a druhé okolo neho vykonáva krúživý pohyb. Aby tento mechanizmus správne fungoval musia byť splnené 2 podmienky:

- Stred hnacieho a korunového kolesa musí byť posunutý o excentricitu e
- Celkový prevodový pomer musí byť 3

Volba excentricity hriadeľa je taktiež závislá na priemere hriadeľa, ktorý prechádza pevným ozubeným kolesom.

$$e = 14 \text{ mm}$$

3.7 Dovočítanie hlavných parametrov motoru

Úpravou rovnice 1 dostávame vzťah

$$a = \lambda \cdot e \quad (2)$$

Dosadením zvolených parametrov e a λ dostávame hodnotu a

$$a = 98 \text{ mm}$$

Efektívny výkon vypočítame podobne ako u piestových zážihových motorov, tak isto, ako pre motor piestový platí aj pre motor rotačný vzťah

$$P_e = p_e \cdot V_h \cdot n \cdot \tau \cdot i_r \quad (3)$$

Kde: p_e [Pa] - stredný efektívny tlak motoru

V_h [m³] - zdvihový objem jedného rotoru

n [s⁻¹] - menovité otáčky motoru

τ [-] - taktnosť Wankelova motoru $\tau = \frac{1}{3}$

pozn. miesto počtu valcov sa berie celkový počet rotorov i_r .

Teoretický zdvihový objem jedného rotoru dostaneme úpravou predchádzajúcej rovnice:

$$V_{teor} = \frac{P_e}{p_e \cdot n \cdot i_r \cdot \tau} \quad (4)$$

$$V_{rteor} = 1724 \text{ cm}^3$$

Pre skutočný zdvihový objem jedného rotoru V_h platí:

$$V_h = 3 \cdot \sqrt{3} \cdot \lambda \cdot e^2 \cdot h_p \cdot i_k \quad (5)$$

Šírku piestu h_p dostaneme opäť úpravou predchádzajúcej rovnice:

$$h_p = \frac{V_{rteor}}{3 \cdot \sqrt{3} \cdot \lambda \cdot e^2 \cdot i_k}$$

Kde i_k [-] - počet komôr rotoru

$$h_p = 81 \text{ mm}$$

Celkový objem komory potom bude:

$$V_h = 1732 \text{ cm}^3$$

Pre celkový objem rotačného motoru platí:

$$V_c = V_h \cdot i_r \quad (6)$$

$$V_c = 6929,506 \text{ cm}^3$$

Pre výpočet litrového výkonu sa používa nasledujúci vzťah:

$$P_l = \frac{P_e}{V_c} \quad (7)$$

V porovnaní Wankelovho rotačného motoru s motorom piestovým pri rovnakých menovitých otáčkach je nutné jeho celkový zdvihový objem V_c prepočítať na zdvihový objem motoru piestového V_p .

$$V_p = \frac{2}{3} V_c \quad (8)$$

$$V_p = 4619,697 \text{ cm}^3$$

Pozn.: Jeden pracovní cyklus u rotačního motoru prebehne za 3 otáčky kľukového hriadeľa zatiaľ čo u motoru piestového len za otáčky 2.

Veľmi dôležitou a sledovanou hodnotou u rotačního motoru je hodnota strednej obvodovej rýchlosti vrcholu piestu v_{As} (analógia so strednou piestovou rýchlosťou u piestového motoru). Obecný vzťah pre Wankelov motor je:

$$v_{As} = \frac{1}{45} n \cdot e(\lambda + 3) \text{EllipticE} \left[2\sqrt{3} \sqrt{\frac{\lambda}{(\lambda + 3)^2}} \right] \quad (9)$$

Kde $\text{EllipticE} \left[2\sqrt{3} \sqrt{\frac{\lambda}{(\lambda + 3)^2}} \right]$ je úplný eliptický integrál II. Stupňa. K jeho presnému vyčísleniu vzhľadom k rôznym hodnotám parametru λ by bolo najvhodnejšie použiť matematický software.

Z grafu 1 platí pre hodnotu $\lambda=7$ hodnota eliptického integrálu

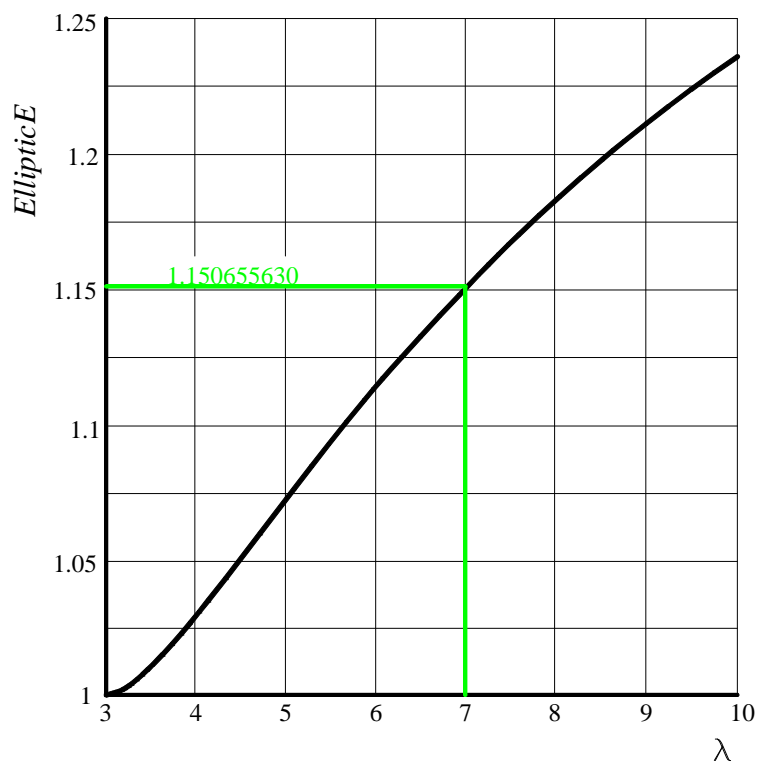
$$\text{EllipticE} \left[2\sqrt{3} \sqrt{\frac{\lambda}{(\lambda + 3)^2}} \right] = 1,150655630$$

Dosadením do rovnice 9 dostávame:

$$v_{As} = \frac{1}{45} 60 \cdot n \cdot e(\lambda + 3) \cdot 1,150655630 \quad (10)$$

Kde n [s⁻¹] - menovité otáčky motoru

$$v_{As} = 32,218 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$



Graf. 1. Hodnoty eliptického integrálu II. Stupňa v závislosti od pomeru λ

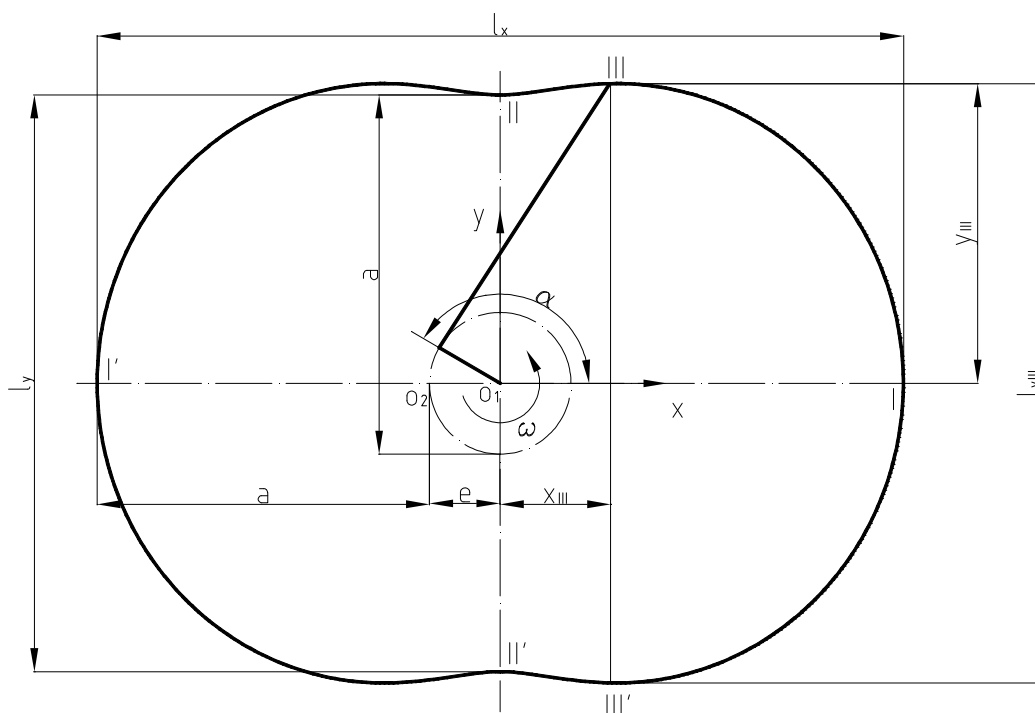
4. Geometria vnútorného profilu skrine

Pre túto kapitolu bolo čerpané z [1], [2].

4.1 Výpočet základných rozmerov

Ako už bolo spomenuté, z možných variant motoru s krúživým piestom si vybral Wankel variantu najvýhodnejšiu, označenú $Ei 2 : 3$ (obr. 26.). To znamená, že teoretickú tvoriacu krivku prierečného profilu skrine motoru je skrátaná epitrochoida, že teoretický profil boku piestu je vnútornou obalovou krivkou tejto epitrochoidy a že pomer polomeru malého a veľkého ozubeného kolesa $i = 2 : 3$.

V tejto kapitole sa rozoberú 2 možné spôsoby konštrukcie epitrochoidy, výpočtové a grafické riešenie



Obr. 26. Základné rozmery skrátenej epitrochoidy

Pre Wankelov motor platí:

$$\frac{n}{n_p} = \frac{1}{1-i} = 3 \quad (11)$$

Z toho vyplývá:

$$\frac{\omega_p}{\omega} = \frac{\alpha_p}{\alpha} = \frac{1}{3} \quad (12)$$

Kde:

n/n_p [s⁻¹] - otáčky excentrického hriadeľa / piestu

w/w_p [rad.s⁻¹] - uhlová rýchlosť excentrického hriadeľa / piestu

a/a_p [rad] - uhol natočenia excentrického hriadeľa / piestu

Súradnice bodu ležiaceho na epitrochoide sa dajú vyjadriť parametrickými rovnicami

$$x = e(\cos 3\alpha_p + \lambda \cdot \cos \alpha_p) \quad (13)$$

$$y = e(\sin 3\alpha_p + \lambda \cdot \sin \alpha_p) \quad (14)$$

Z rovníc vychádza, že epitrochodia je určovaná dvoma veličinami – e a a alebo λ a a . Z obr. 26 pre ďalšie rozmery vnútornej geometrie platí:

Dĺžka veľkej osy epitrochoidy l_x :

$$l_x = 2(a + e) = 2e(\lambda + 1) \quad (15)$$

$$l_x = 224 \text{ mm}$$

Dĺžka malej osy epitrochoidy l_y :

$$l_y = 168 \text{ mm}$$

Maximální šířka epitrochoidy l_{yIII} :

Pre súradnice bodu III platí:

$$x_{III} = \frac{\sqrt{3}}{9} a \sqrt{9 - \lambda} \quad (16)$$

$$y_{III} = \frac{\sqrt{3}}{9} e \sqrt{\lambda + 3(\lambda + 3)} \quad (17)$$

Pre maximálnu šírku l_{yIII} platí:

$$l_{yIII} = 2y_{III} = \frac{2\sqrt{3}}{9} e \sqrt{\lambda 3(\lambda + 3)} \quad (18)$$

$$l_{yIII} = 170,40 \text{ mm}$$

4.2 Oskulačné kružnice

K rýchlemu zostrojeniu epitrochoidy, ktorej určujúce veličiny sú dané, je výhodné ak sú známe polomery oskulačných kružníc v ich vrcholoch. Uľahčuje to prácu pri konštrukcii komory rotoru, kde použitie kruhových oblúkov je výhodné pri obrábaní. Pretože epitrochoida je vzhľadom k oboj plochám symetrická, stačí určiť polomery oskulačných kružníc r_I a r_{II} v bodoch I a II podľa obrázku 27.

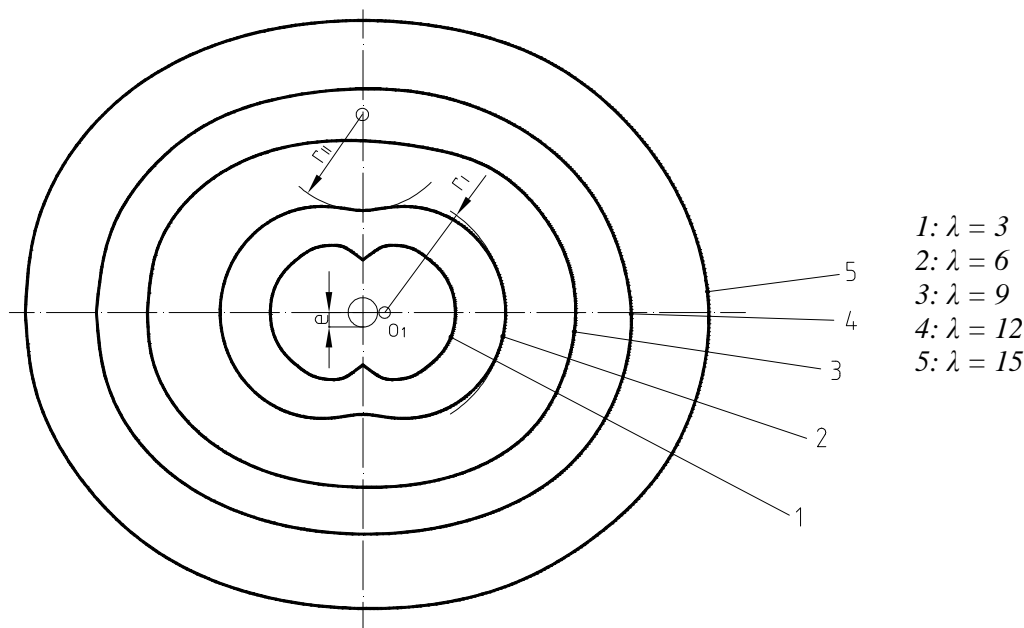
Pre polomery oskulačných kružníc platia rovnice:

$$r_I = e \frac{(\lambda + 3)^2}{\lambda + 9} \quad (19)$$

$$r_I = 87,5 \text{ mm}$$

$$r_{II} = e \frac{(\lambda - 3)^2}{\lambda - 9} \quad (20)$$

$$r_{II} = 112 \text{ mm}$$



Obr. 27. Tvar skrátenej epitrochoidy E 2:3 v závislosti na súčiniteli λ pri $e = \text{konšt.}$

Súčiniteľ λ naberá len kladných hodnôt. Z rovnice 20 je potom zrejmé, že polomer r_I je vždy kladný. Stred krivosti O_I (obr. 27.) krivky 2 leží vľavo od nej, ak ju sledujeme v smere rastu parametru a_p .

Pre $\lambda=3$ je podľa rovnice 21 polomer r_{II} nulový. Bod II_I sa nazýva bodom úvratu.

Pre $9 > \lambda > 3$ je r_{II} záporný, to znamená že stred krivosti O_{II} leží vpravo od krivky 2 a epitrochodia má tvar podobný číslu 8 (krivka 1)

Pre $\lambda=9$ bude polomer r_{II} nekonečne veľký a epitrochoida ma v blízkosti vrcholu II priamkový priebeh (krivka 3 obr. 27).

Pre $\lambda>9$ je hodnota r_{II} kladná, stred krivosti leží preto vľavo od krivky. Epitrochodia ma oválny tvar (obr. 26 krivky 4 a 5)

4.3 Obvod vnútorného profilu skrine

Pri riešení niektorých prípadov, ako napríklad výpočet strednej piestovej obvodovej rýchlosti vrcholu radiálnej tesniacej lišty je užitočné poznať obvod vnútorného profilu skrine.

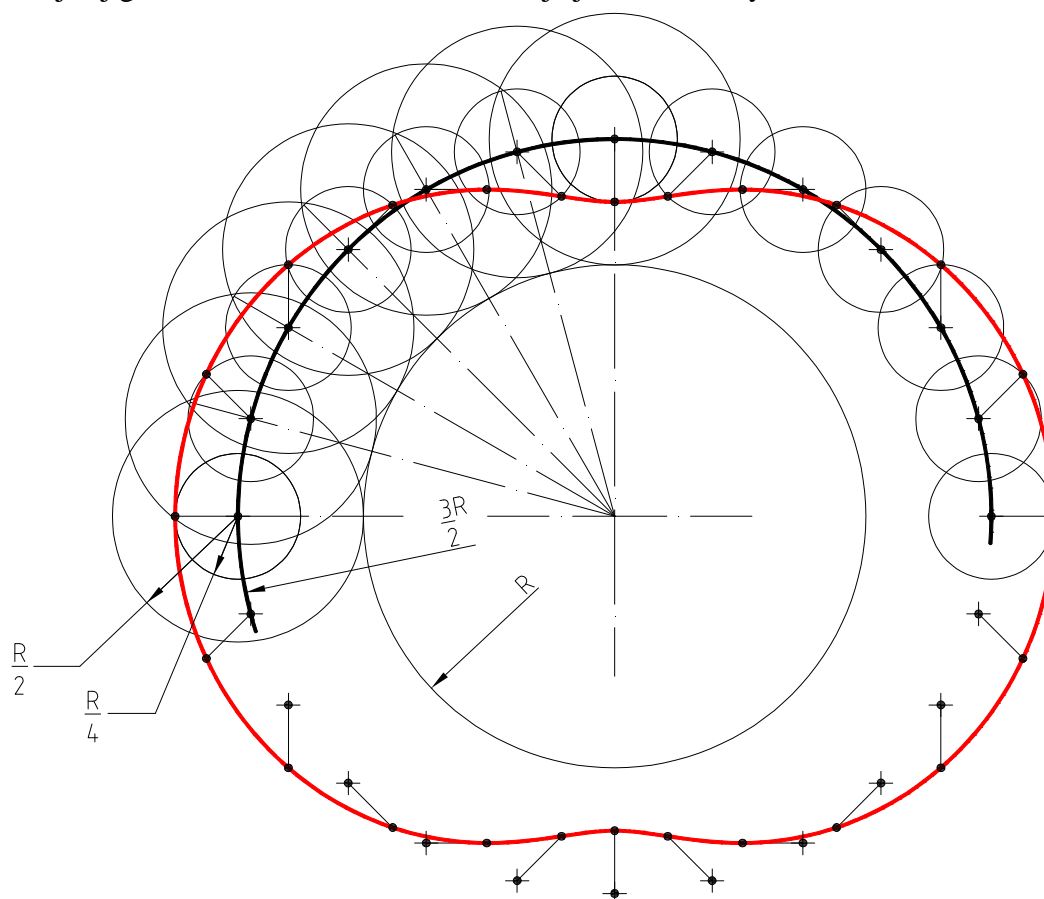
Platí vzťah

$$l_k = 4 \cdot e(\lambda + 3) \text{EllipticE} \left[2\sqrt{3} \sqrt{\frac{\lambda}{(\lambda+3)^2}} \right] \quad (21)$$

$$l_k = 644,322 \text{ mm}$$

4.4 Grafické riešenie epitrochoidy

Jak vo väčšine prípadov rôznych geometrických útvarov, tak aj v tomto, okrem analytického existuje aj grafické riešenie. Na obrázku 28 je jedno z možných riešení



Obr. 28. Grafická konštrukcia epitrochoidy

Platí

$$R + \frac{R}{2} + \frac{R}{4} = \frac{l_x}{2} \quad (22)$$

$$R = 64 \text{ mm}$$

5. Geometria vonkajšieho profilu piestu

Pre túto kapitolu bolo čerpané z [1], [2].

Teoretický profil boku piestu Wankelova motoru je daný vnútornou obalovou krivkou vnútorného profilu skrine. Dá sa získať tak, že menšie kolo spojené s krivkou vnútorného profilu skrine odvalujeme vo vnútri väčšieho kola ktoré je nehybné.

5.1 Obecný profil

Obecne platí, že tvar kriviek tvoriace profil boku piestu môžu byť úplne ľubovoľné. Aby však nedošlo ku kolízii piestu so skriňou, nesmie profil piestu presahovať profil teoretický, ktorý je tvorený obálkou profilu skrine (viď predchádzajúca kapitola).

Čím viac sa skutočný profil piestu odlišuje od základného, tým väčšia je medzera medzi profilom piestu a skrine. To má za následok jak zníženie dosiahnutého kompresného pomeru tak zmenšeniu množstva zmesi, ktorá je sústredená vo vybraní piestu. Zmes, ktorá je sústredená v medzere medzi rotorom a skriňou, je viac ochladzovaná, predlžuje spaľovanie a celkovo zhoršuje účinnosť motoru.

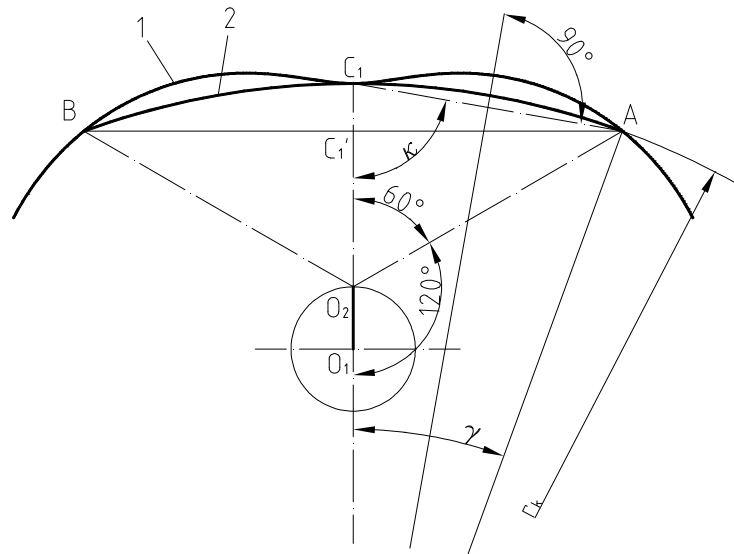
5.2 Kruhový oblúk

Profil boku piestu Wankelova motoru je možné s dostatočnou presnosťou nahradiť kruhovým oblúkom, prechádzajúcim bodmi AC_1B (Obr. 29) tak aby nedochádzalo k interferencii s profilom skrine.

Pre polomer oblúku r_K platí:

$$r_K = e \frac{(\lambda - 1)^2 + 3}{\lambda - 4} \quad (23)$$

$$r_K = 182 \text{ mm}$$



Obr. 29. Profil boku piestu

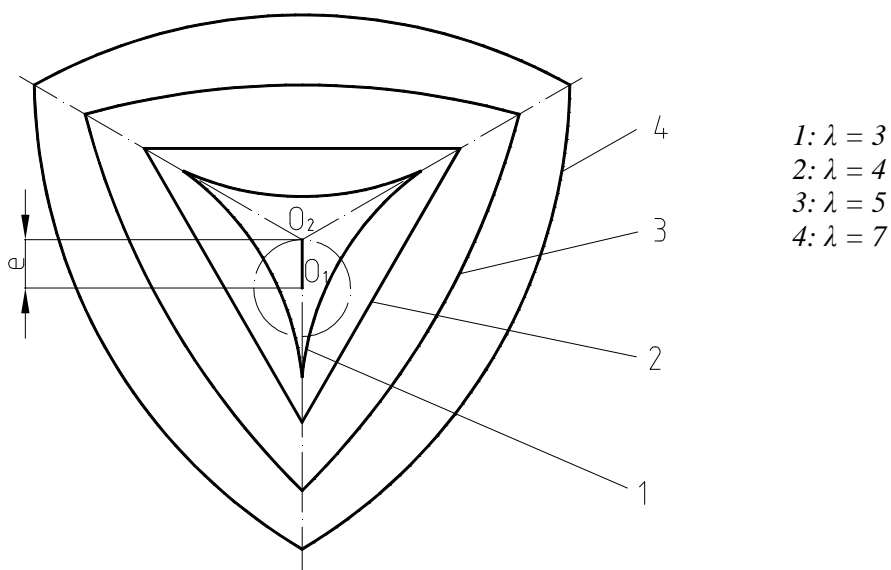
Z rovnice 26 plynie, že pre

$$\lambda < 4 \text{ je } r_k < 0,$$

$$\lambda = 4 \text{ je } r_k = \infty,$$

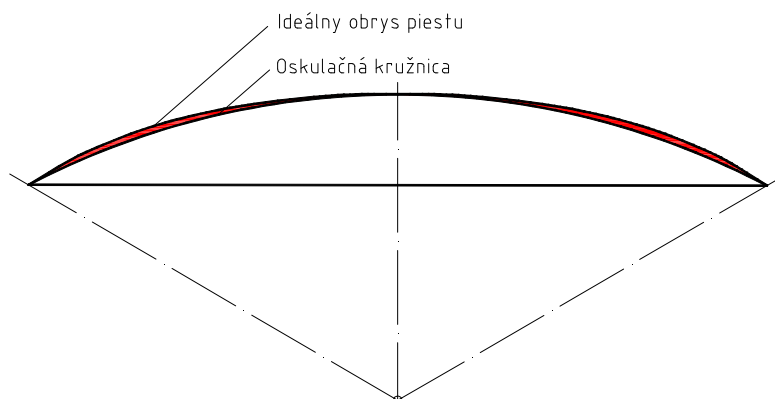
$$\lambda > 4 \text{ je } r_k > 0.$$

Kladnej hodnote r_k odpovedá vypuklý, záporne vydutý a nulovo priamkový profil boku piestu (obr. 30)



Obr. 30. Profil boku piestu v závislosti na súčiniteli λ pri $e = \text{konšt.}$

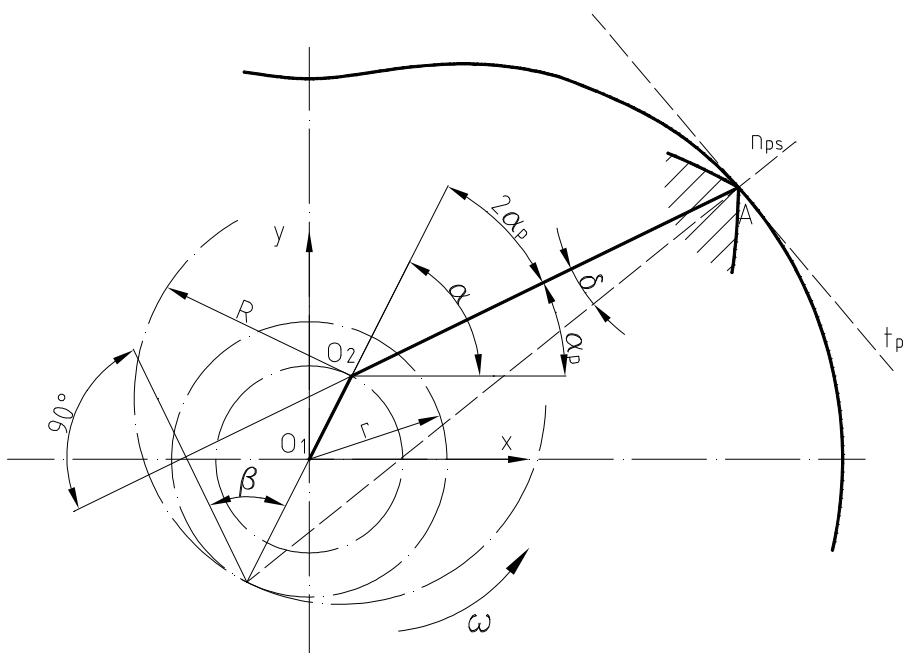
Plocha ohraničená oskulačnou kružnicou je oproti ideálnemu obrysu piestu menšia zhruba o 5,6% (obr. 31.)



Obr. 31. Porovnanie kruhového oblúku s profilom boku piestu

5.3 Uhol výkyvu piestu

Ako už bolo spomenuté, z konštrukcie motoru vyplýva, že sa tesniace lišty, ktorými sú hrany rotoru opatrené stýkajú s vnútornou pracovnou plochou len v priamke a konajú v rôznych vzájomných polohách rotoru a skrine vzhľadom k normále dráhy kývavý pohyb. Vzhľadom k skrine piest Wankelovho motoru kýve v rozmedzí uhlu $2\delta_{\max}$. Z geometrického hľadiska je okamžitá hodnota uhlu výkyvu piestu δ (obr. 32.) daná uhlom normály profilu vnútra skrine n_{ps} a spojnice osy piestu O_2 s vrcholom piestu A, ktorý je súčasne bodom dotyku.



Obr. 32. Schéma ústrojenstva Wankelovho motoru k riešeniu uhlu výkyvu piestu δ

Z obr. 32. je zřejmé, že v obecně položenom bode A je uhol výkyvu piestu δ daný z rovnice:

$$\tan \delta = \frac{3 \sin 2\alpha_p}{\lambda + 3 \cos 2\alpha_p} \quad (24)$$

Maximum uhlu výkyvu piestu δ_{max} v závislosti na hodnote pomeru λ vypočítame z rovnice:

$$\sin \delta_{max} = \frac{3}{\lambda} \quad (25)$$

$$\delta_{max} = 25,3769^\circ$$

Z riešení predošlých rovníc vyplýva, že pri maximálnom uhle výkyvu piestu je úsečka O_1O_2 kolmá na n_{PS} . Aby lišta dobre tesnila, nemal by byť uhol δ_{max} väčší než 30° .

5.4 Kompresný pomer

Požadované hodnoty kompresného pomeru je dosiahnuté vytvorením pomocného kanálu o objemu V_{pk} v telese rotoru (obr. 10.)

Pre kompresný pomer rotačného motoru platí:

$$\varepsilon = \frac{V_{max} + V_{pk}}{V_{min} + V_{pk}} \quad (26)$$

Kde V_{max} a V_{min} sú hodnoty maximálneho a minimálneho objemu komory rotoru ktoré sa spočítajú nasledovne:

$$V_{min/max} = h_p \cdot S_{min/max} \quad (27)$$

Kde S_{max} a S_{min} sú hodnoty profilových plôch.

Maximálnej hodnoty profilovej plochy S_{max} dosiahneme pri uhle $\alpha_p = k \frac{\pi}{2}$, kde

$k = 1, 3, 5, \dots$

Potom platí:

$$S_{max} = e^2 \left[\pi + \left(\frac{1}{3}\pi - \frac{\sqrt{3}}{4} \right) \lambda^2 + 3 \frac{\sqrt{3}}{2} \lambda \right] - S_4 \quad (28)$$

Minimálna hodnota profilovej plochy bude pri uhle $\alpha_p = k' \frac{\pi}{2}$, kde $k' = 0, 2, 4, \dots$

$$S_{max} = e^2 \left[\pi + \left(\frac{1}{3} \pi - \frac{\sqrt{3}}{4} \right) \lambda^2 - 3 \frac{\sqrt{3}}{2} \lambda \right] - S_4 \quad (29)$$

Plocha S_4 sa nachádza medzi spojnicou dvoch vrcholoch piestu a jeho obrysou krivkou prechádzajúcou týmito vrcholmi (obr. 33.) Veľkosť tejto plochy je možné zistiť analyticky poprípade experimentálne a následne použiť jej číselnú hodnotu vďaka čomu sa vyhneme nutnosti popisovať jej presnú geometriu. Ak obmedzíme rotor kruhovým oblúkom o polomeru r_k , potom plocha S_4 bude plochou kruhovej úsečky ABC_I podľa obrázku 30, pre ktorú platí:

$$S_{4kr} = r_k^2 \left[\frac{\pi \cdot \gamma}{180} - \frac{1}{2} \sin(2\gamma) \right], \text{ kde } \sin \gamma = \left(\frac{\lambda \cdot e \cdot \sqrt{3}}{2 \cdot r_k} \right) \quad (30)$$

$$S_{4kr} = 24,26 \text{ cm}^2$$

pozn. hodnoty uhlu γ sa do predchádzajúcej rovnice dosadzujú v stupňoch [°].

Pri prepočte na teoretickú plochu musíme vziať v úvahu rozdiel medzi plochou tvorenú ideálnym obrysom a plochou tvorenou kruhovým oblúkom vypočítaný v kapitole 5.2.

Platí:

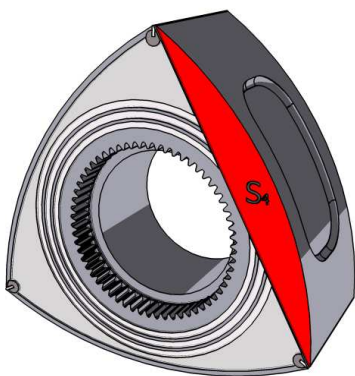
$$S_4 = S_{4kr} \cdot 1,056$$

$$S_4 = 25,625 \text{ cm}^2$$

Potom pre minimálnu a maximálnu plochu rotoru vychádza:

$$S_{max} = 75,164 \text{ cm}^2$$

$$S_{min} = 3,8630 \text{ cm}^2$$



Obr. 33. Umiestnenie plochy S_4 na pieste

A nakoniec maximálny a minimálny objem jednej komory rotoru:

$$V_{max} = S_{max} \cdot h_p \quad (31)$$

$$V_{max} = 608,82 \text{ cm}^3$$

$$V_{min} = S_{min} \cdot h_p \quad (32)$$

$$V_{min} = 31,292 \text{ cm}^3$$

Pre veľkosť objemu V_p pomocného kanálu v pieste dostávame úpravou rovnice 26 vzťah:

$$V_p = \frac{\varepsilon \cdot V_{min} - V_{max}}{1 - \varepsilon} \quad (33)$$

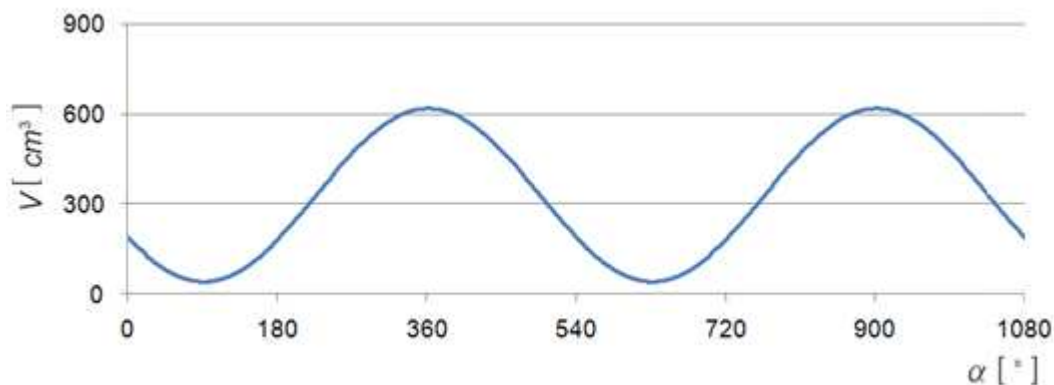
$$V_p = 32,877 \text{ cm}^3$$

5.5 Okamžitý objem jednej komory rotoru

Pre okamžitý objem jednej komory rotoru platí vzťah:

$$V = e^2 \cdot \left[\pi + \left(\frac{1}{3}\pi - \frac{\sqrt{3}}{4} \right) \cdot \lambda^2 - 3 \cdot \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot \lambda \cdot \cos \left[\frac{2}{3} \cdot \left(\alpha - \frac{\pi}{2} \right) \right] \right] \cdot h_p - S_4 \cdot h_p + V_p \quad (34)$$

Kde α je uhol natočenia excentrického hriadeľa vid' obr. 26



Graf 2. Závislosť okamžitého objemu jednej komory na uhle natočenia excentrického hriadeľa

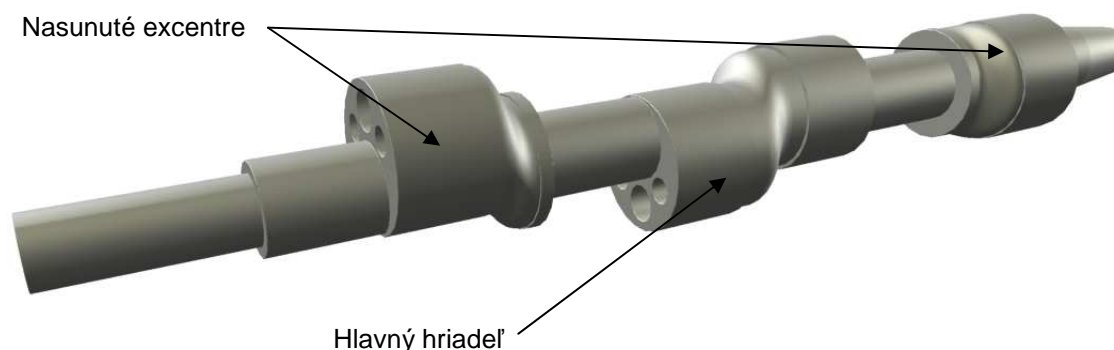
6. Návrh hnacieho mechanizmu Wankelovho rotačného motoru

Jedná sa o zážihový atmosférický kvapalinou chladený štvorrotorový Wankelov rotačný Motor s objemom 6954 cm^3 a výkonom 300 kW pri 9000 min^{-1} . V prílohe 1 sú ukážky prvkov hnacieho mechanizmu a komory motoru pre uvedený výkon.

6.1 Excentrický hriadeľ

Pri návrhu excentrického hriadeľa pre štvorrotorový Wankelov rotačný motor je nutné si uvedomiť, že jeho konštrukcia musí umožňovať jednoduché zloženie motoru. Jedno z najjednoduchších riešení je navrhnúť skladaný hriadeľ, ktorý môže byť zložený dvoma spôsobmi – čiastočne alebo úplne.

Variantov 1 je čiastočne skladaný excentrický hriadeľ (obr. 34) Ktorý sa skladá z hlavného hriadeľa a dvoch excentrov nasunutých na tejto hriadeľi. Proti samovoľnému otáčaniu excentrov bráni pero ktoré je vložené medzi excentrom a hlavným hriadeľom.

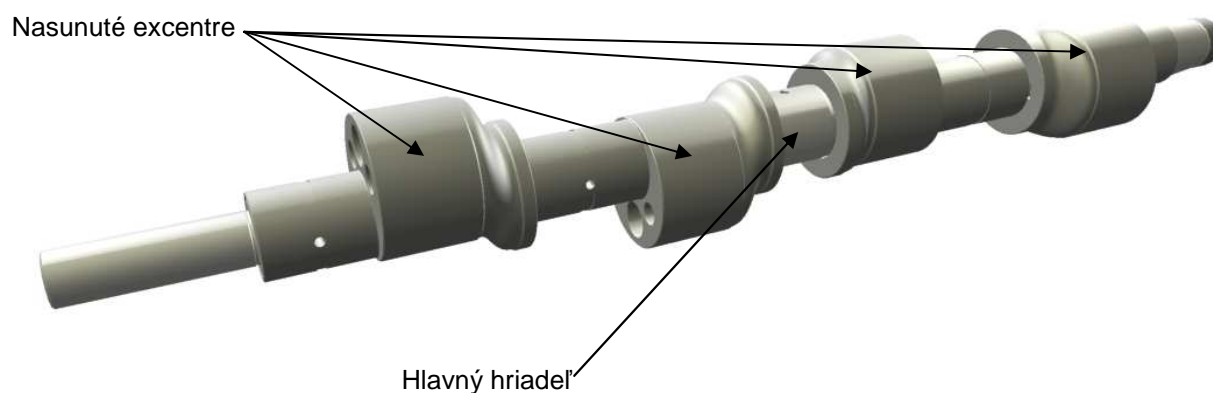


Obr. 34 Variant 1. – čiastočne skladaný hriadeľ

Výhodou tohto typu skladania je hlavne celková kratšia dĺžka hriadeľa ktorá hrá dôležitú rolu pri pevnostnej kontrole. Na druhú stranu je tu možnosť hriadeľ uložiť len 4x a to v klzných ložiskách pod stacionárnymi ozubenými kolesami ktoré sú umiestnené pred každým zo štyroch excentrov. Tento spôsob skladania je z praxe známy z motoru Mazda R26B.

Variant 2 (Obr. 35) je kompletne skladaný hriadeľ. Tento hriadeľ sa opäť skladá z excentrov a hlavnej hriadele. Na rozdiel od varianty 1 sú všetky 4 excentre nasunuté, čo nám umožňuje

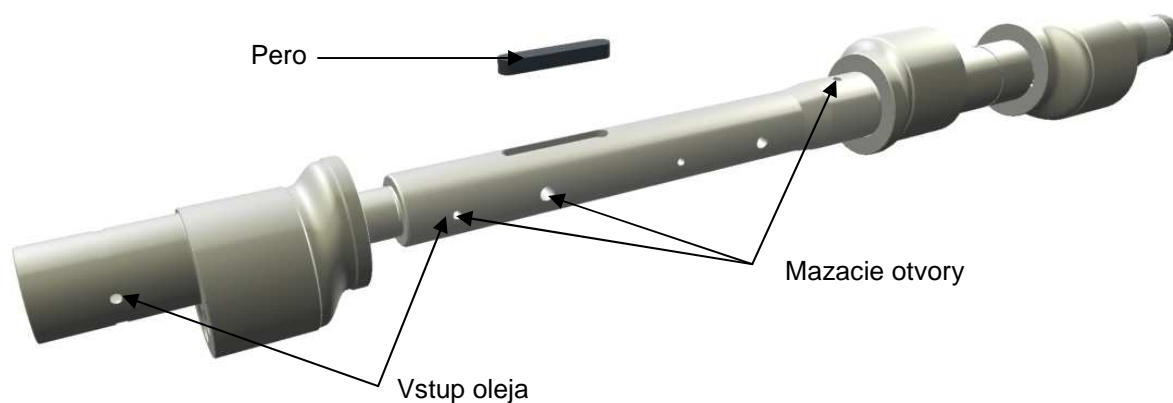
vytvoriť v strede valcovú plochu vďaka ktorej sa otvára možnosť hriadel 5x uložiť. Nevýhodou ostáva väčšia celková dĺžka (zhruba o 50 mm)



Obr. 35. Variant 2. – kompletne skladaný hriadeľ

V praxi sa pravdepodobne tento variant neujal, pretože nie je známi výrobca ani motor kde by bol tento hriadeľ použitý.

Preto som sa rozhodol, prešetriť a analyzovať ako sa práve tento typ bude správať pri simulovaných prevádzkových podmienkach.



Obr. 36. Princíp skladania navrhovaného hriadeľa

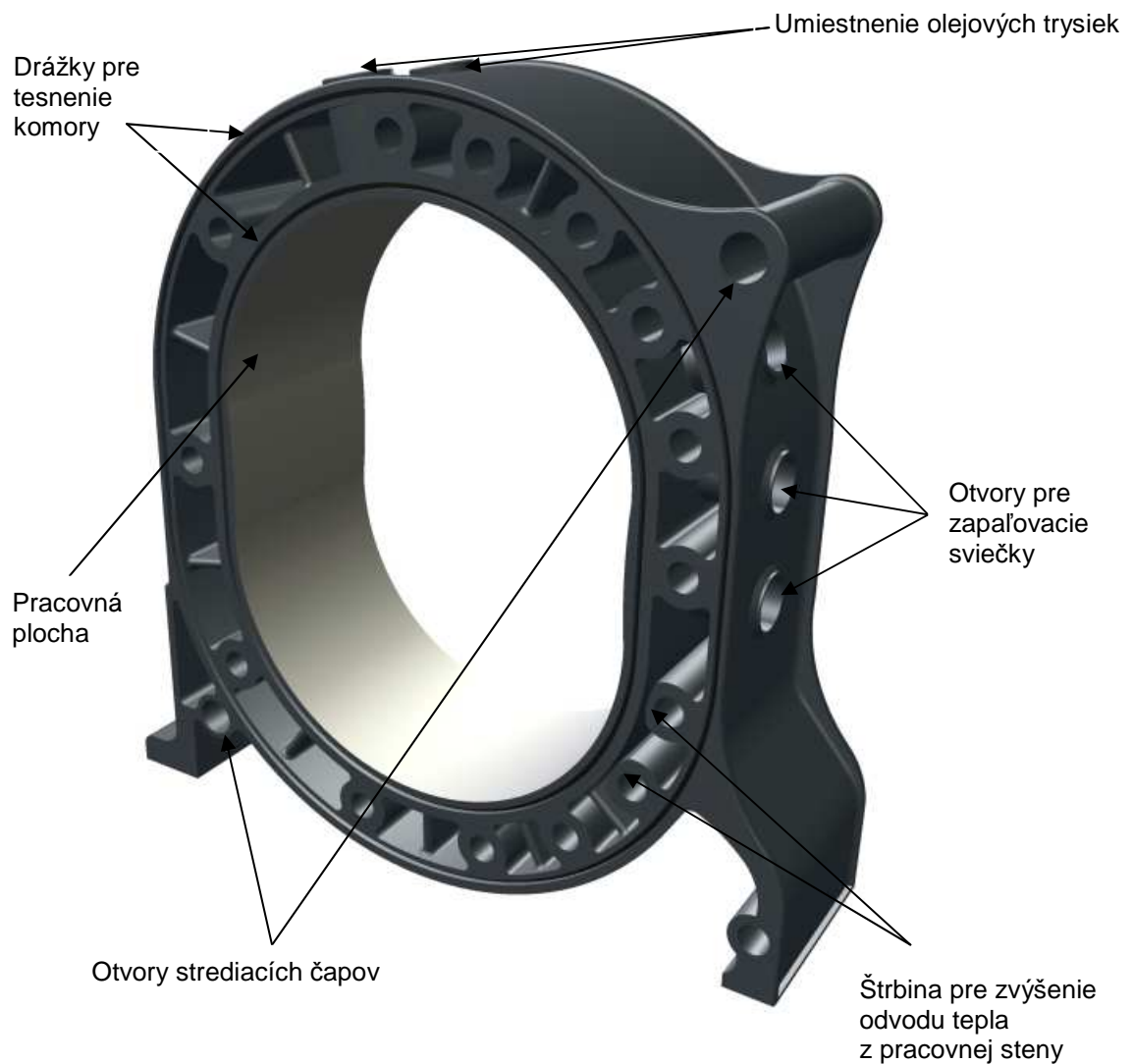
Princíp skladania je patrný z obr. 36. Na hlavnom hriadeľi sú navŕtané otvory pre vstup a prúdenie oleja do rôznych častí ktoré je treba mazať. Olej vstupuje z bloku motora cez

stacionárne ozubené kolesá a excentre a je rozvádzaný hlavným mazacím kanálom ktorý je umiestnený v hlavnom hriadeli a ukončený závitom pre zátku zabraňujúcej úniku oleja.

Činný (predný koniec) je opatrený perom pre pohon mechanizmu poháňajúci pomocné agregáty motoru. Zadný koniec je opatrený kužeľovou plochou zakončenou vonkajším závitom na ktorom bude upnutý zotrvačník.

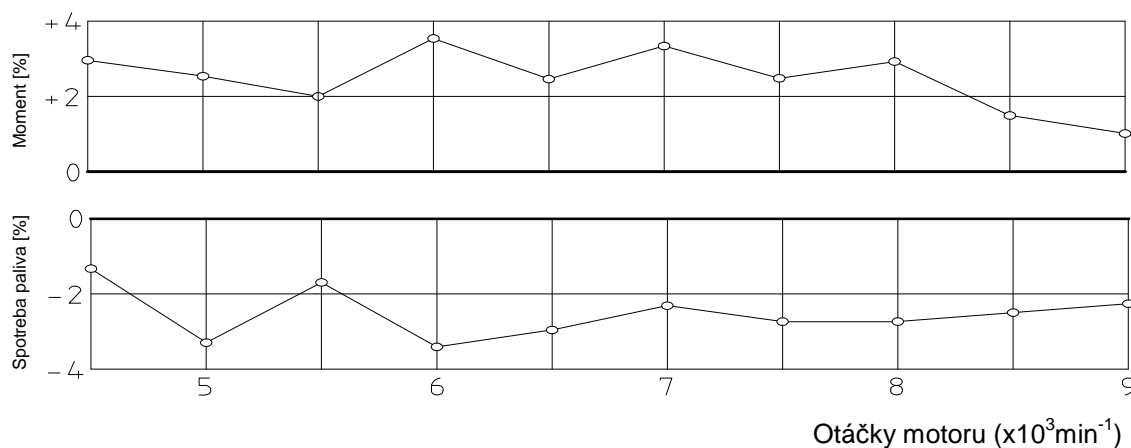
6.2 Pracovná komora rotoru

Komora rotoru a jej základné vlastnosti sú popísane v kapitole 2, jej hlavné rozmery sú známe z kapitoly 3. Na obrázku 37 je znázornené základné usporiadanie.



Obr. 37. Pracovná komora

Na pracovnej ploche sú umiestnené 3 otvory pre zapaľovacie sviečky, tento systém kde je použitá prídavná 3. zapaľovacia sviečka má značný vplyv na priebeh horenia. Táto extra sviečka zapaľuje zmes ešte pred tým než je úplne stlačená čo napomáha jej úplnému zapálení a taktiež k zvýšeniu rýchlosti šírenia plameňa a tým k zlepšeniu spotreby paliva.



Obr. 38. Vplyv prídavnej zapaľovacej sviečky na priebeh krútiaceho momentu a spotrebu paliva

Otvor pre prídavnú sviečku sa robí čo najmenší, pretože v okamžiku prechodu radiálnej tesniacej lišty by veľký otvor spôsobil veľký pokles kompresného tlaku a únik plynov z pracovnej komory von.

V miestach uzatvorenia sacích kanálov ústia do komory olejové trysky ktoré slúžia k premazávaniu radiálnych tesniacich líšt.

Na bočných plochách sú na každej strane umiestnená 2 drážky pre tesnenie chladiacej kvapaliny.

V dvoch protiľahlých rohoch komory sú umiestnené strediacie čapy, ktoré zaisťujú presnú polohu komory voči bočným stenám pri montáži.

V oblasti spaľovania kde je najväčšie tepelné zaťaženie komory je vyrobená štrbina pre zvýšenie dotyku kvapaliny so stenou za účelom zlepšenia odvodu tepla z pracovnej steny.

7. Kinematická analýza navrhnutého motoru

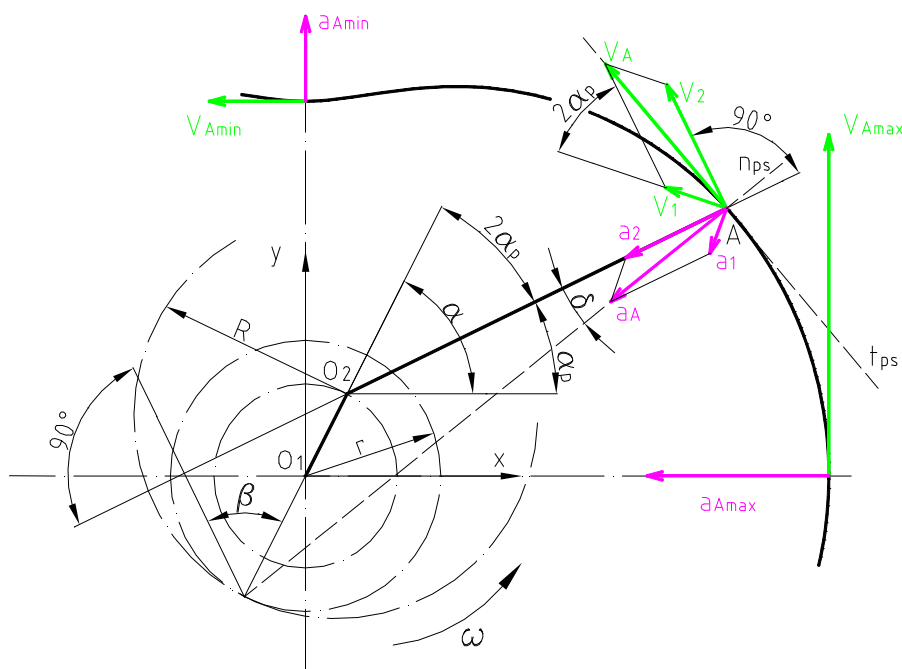
Pre túto kapitolu bolo čerpané z [1], [2].

7.1 Rýchlosť a zrýchlenie vrcholu piestu

Vrcholom piestu, ktorý je neustále v dotyku s profilom vnútra skrine, je z geometrického hľadiska najvzdialenejší bod profilu piestu od jeho osy. V praxi sa pod pojmom vrchol piestu rozumie časť piestu prilahlá k vrcholu, v ktorej je vytvorená drážka pre umiestnenie radiálnej tesniacej lišty. Aj keď bod dotyku lišty so skriňou neleží presne vo vrchole piestu, stačí v ňom pre praktickú potrebu určiť rýchlosť a zrýchlenie.

7.2 Rýchlosť vrcholu piestu

Okamžitá obvodová rýchlosť bodu spojeného s piestom a tým i vrcholu A (obr. 39.) je daná súčiniteľom vzdialenosti pólu záberu kolies P a bodu A s uhlovou rýchlosťou piestu ω_p .



Obr. 39. Rýchlosť a zrýchlenie vrcholu piestu

Podľa obrázku 39 je možné si pohyb vrcholu piestu A predstaviť zložený z dvoch súčasných pohybov. Výsledná rýchlosť bodu A je daná vektorovým súčiniteľom rýchlostí prvotného a druhotného pohybu, platí:

$$\vec{v}_A = \vec{v}_1 + \vec{v}_2 \quad (35)$$

Kde v_1 je rýchlosť prvotného pohybu posuvného

$$v_1 = e\omega \quad (36)$$

a v_2 rýchlosť druhotného (rotačného) s obvodovou rýchlosťou

$$v_2 = a\omega_p \quad (37)$$

Keďže je vektor rýchlosti v_1 kolmý na priamku O_1O_2 a vektor v_2 je kolmý na priamku O_2A , uhol zovretý týmito vektormi je $2\alpha_p$ a rýchlosť vrcholu rotoru v_A sa dá spočítať pomocou kosínusovej vety.

$$v_A = \sqrt{v_1^2 + v_2^2 + 2v_1v_2\cos(\pi - 2\alpha_p)} \quad (38)$$

Dosadením v_1 a v_2 z rovníc 36 a 37 získavame vzťah rýchlosti vrcholu rotoru ako funkcie základných parametrov epitrochoidy.

$$v_A = \frac{1}{3}e\omega\sqrt{\lambda^2 + 9 + 6\lambda\cos\frac{2}{3}\alpha} \quad (39)$$

Pre $\alpha_p = k\pi$ kde $k = 0,1,2,3,\dots$, tj. na veľkej osi epitrochoidy, nadobúda v_A maximálnej hodnoty.

$$v_{Amax} = e\omega_p(\lambda + 3) \quad (40)$$

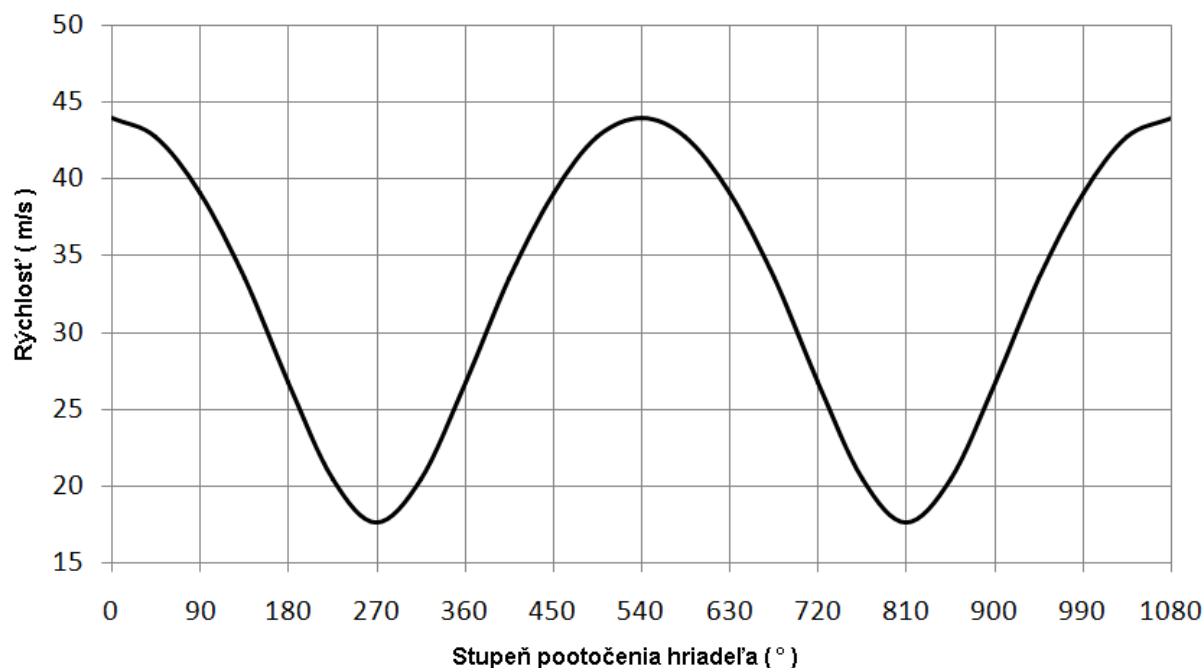
$$v_{Amax} = 43,981 \frac{m}{s}$$

Pre $\alpha_p = \frac{1}{2}k'\pi$ kde $k' = 1,3,5,\dots$, tj. na malej osi epitrochoidy, nadobúda v_A minimálne hodnoty.

$$v_{Amin} = e\omega_p(\lambda - 3) \quad (41)$$

$$v_{Amin} = 17,592 \frac{m}{s}$$

Z rovnice 42 plynie, že rýchlosť vrcholu piestu nadobúda kladných hodnôt len pre $\lambda > 3$.



Graf 3. Priebeg rýchlosti vrcholu rotoru v závislosti na pootočení hriadeľa

7.3 Zrýchlenie vrcholu piestu

Výpočet bude obdobný ako v predchádzajúcej kapitole, teda zrýchlenie vrcholu piestu spočítame vektorovým súčtom prvotnej a druhotnej zložky zrýchlenia pohybu vrcholu A

$$\vec{a}_A = \vec{a}_1 + \vec{a}_2 \quad (42)$$

Kde a_1 je zrýchlenie prvotného pohybu

$$a_1 = e\omega^2 \quad (43)$$

a v_2 zrýchlenie druhotného pohybu

$$a_2 = a\omega_p^2 \quad (44)$$

Tak isto jak u rýchlosti tak aj u zrýchlenia určíme veľkosť výsledného zrýchlenia použitím kosínusovej vety, pretože platí, že uhol zovretý vektory a_1 a a_2 je rovnaký ako

uhol zovretý vektormi v_1 a v_2 lebo platí, že $\vec{a}_1 \perp \vec{v}_1, \vec{a}_2 \perp \vec{v}_2$ takže:

$$a_A = \sqrt{a_1^2 + a_2^2 - 2a_1a_2\cos(\pi - 2\alpha_p)} \quad (45)$$

Zrýchlenie vrcholu rotoru ako funkciu základných parametrov epitrochoidy dostaneme dosadením a_1 a a_2 z rovníc 43 a 44 do rovnice 45.

$$a_A = \frac{1}{9}e\omega^2 \sqrt{\lambda^2 + 81 + 18\lambda\cos\frac{2}{3}\alpha} \quad (46)$$

Pre $\alpha_p = k\pi$ kde $k = 0,1,2,3,\dots$, tj. na veľkej osi epitrochoidy, obdobne ako u rýchlosti nadobúda a_A maximálnej hodnoty.

$$a_{Amax} = e\omega_p^2(\lambda + 9) \quad (47)$$

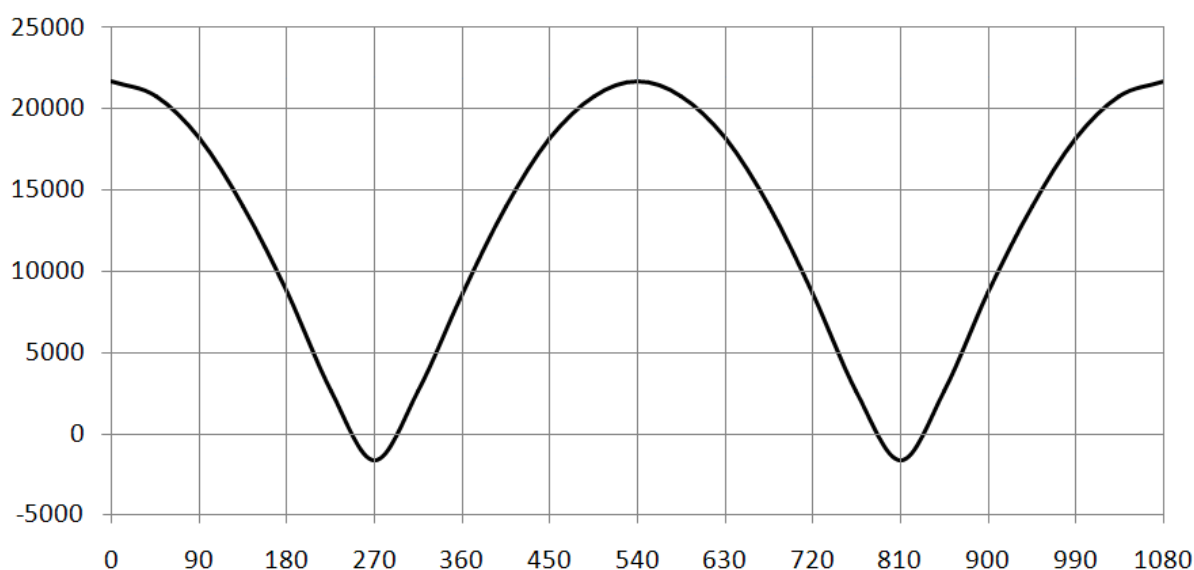
$$a_{Amax} = 22106,6 \frac{m}{s^2}$$

Pre $\alpha_p = \frac{1}{2}k'\pi$ kde $k' = 1,3,5,\dots$, tj. na malej osi epitrochoidy, nadobúda a_A minimálne hodnoty.

$$a_{Amin} = e\omega_p^2(\lambda - 9) \quad (48)$$

$$a_{Amin} = -2763,32 \frac{m}{s^2}$$

Z rovnice 48 plynie, že zrýchlenie vrcholu piestu nadobúda kladných hodnôt len pre $\lambda > 9$.



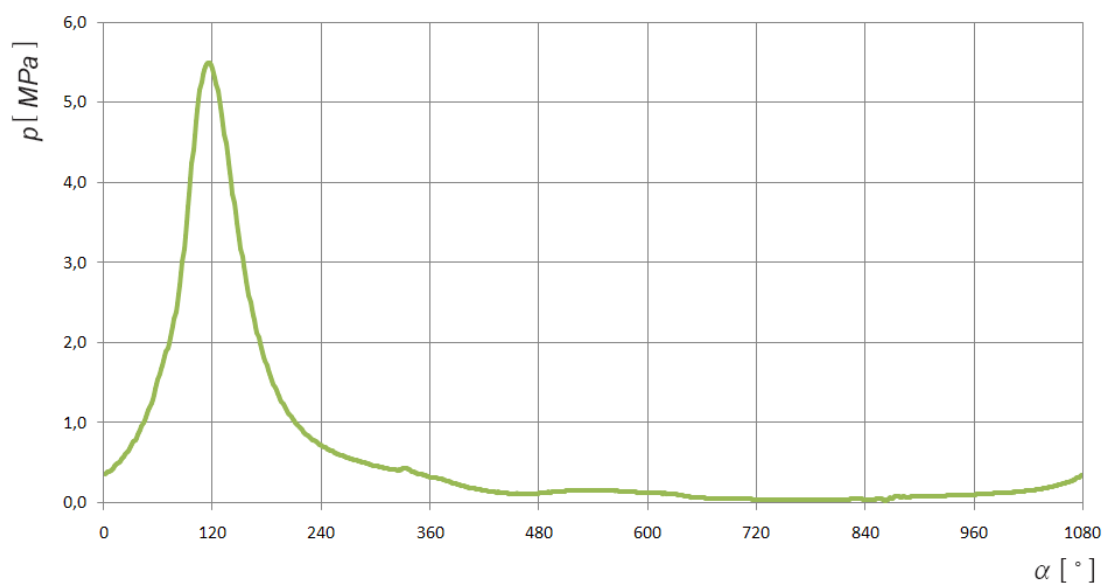
Graf 4. Priebeh zrýchlenia vrcholu rotoru v závislosti na pootočení hriadeľa

8. Dynamická analýza navrhnutého motoru

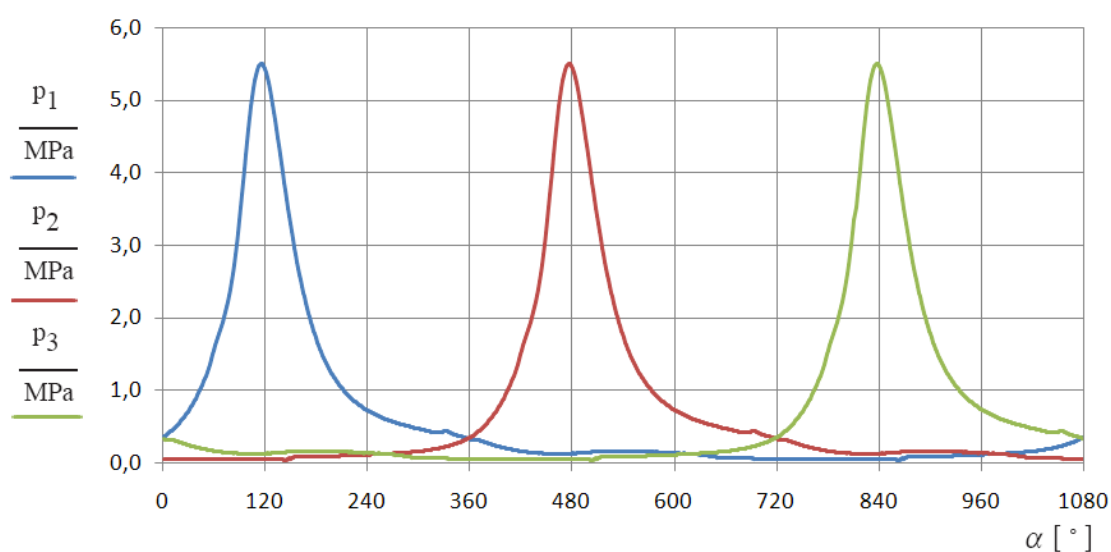
Spracované podľa literatúry [1], [2].

8.1 Sily pôsobiace na piest

Pre výpočet síl pôsobiacich na piest, je nutné poznať priebehy tlakov v jednotlivých komorách počas pracovného cyklu, tieto hodnoty nám ukazujú indikátorové diagrany. Graf 5 znázorňuje indikátorový diagram ktorý je použitý pri výpočtu rotačného motoru



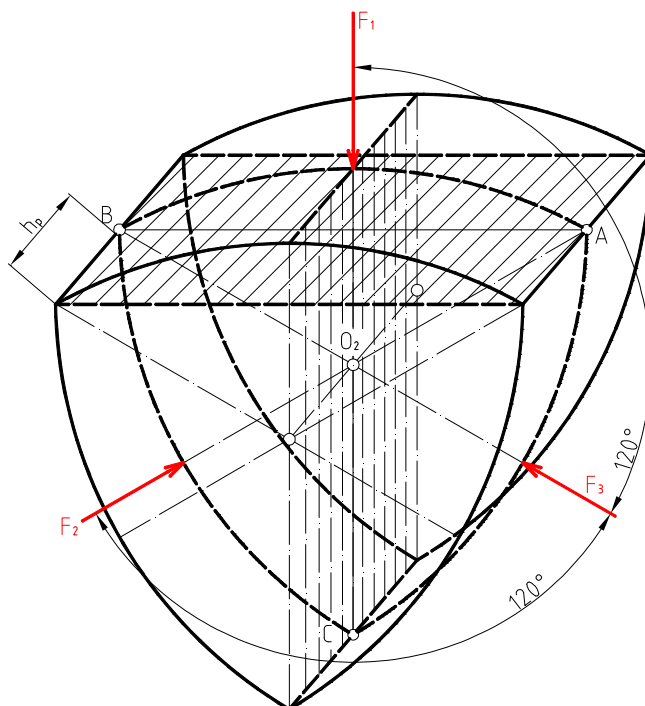
Graf 5 Indikátorový diagram použitý pre výpočet rotačného motoru



Graf 6. Priebeh tlakov v jednotlivých komorách behom pracovného cyklu

8.2 Sily od tlaku plynov

K hlavným silám pôsobiacim na piest patria sily od tlaku plynov v jednotlivých komorách. Výsledné sily tlaku plynov pôsobiace na každý bok piestu ležia v rovine symetrie piestu rovnobežne s jeho čelami, ktoré rozpoľuje vrcholové hrany o dĺžke h_p v bodoch A, B, C (obr. 40). Výsledná sila príslušná každému z bokov piestu prechádza stredom piestu O_2 a bodom ktorý rozpoľuje protiľahlú hranu. Sily zvierajú vzájomne uhol 120° .



Obr. 40. Sily pôsobiace na piest Wankelovho motoru

Okamžitú veľkosť každej z výsledných síl je možné vypočítať ako súčin tlaku v komore a priemetu boku piestu do smeru kolmého na túto silu. Priemet boku piestu má obdĺžnikový

tvar o stranách h_p a $\overline{AB} \equiv \overline{BC} \equiv \overline{CA}$ (viď obr. 40)

Plochu tohto obdĺžnika spočítame

$$S_p = a\sqrt{3}h_p \quad (49)$$

$$S_p = 13749,01 \text{ mm}^2$$

Priemety všetkých bokov sú rovnako veľké, takže okamžité hodnoty výsledných tlakov plynov na jednotlivé boky sú:

$$F_1 = a\sqrt{3}p_1h_p, \quad F_2 = a\sqrt{3}p_2h_p, \quad F_3 = a\sqrt{3}p_3h_p, \quad (50)$$

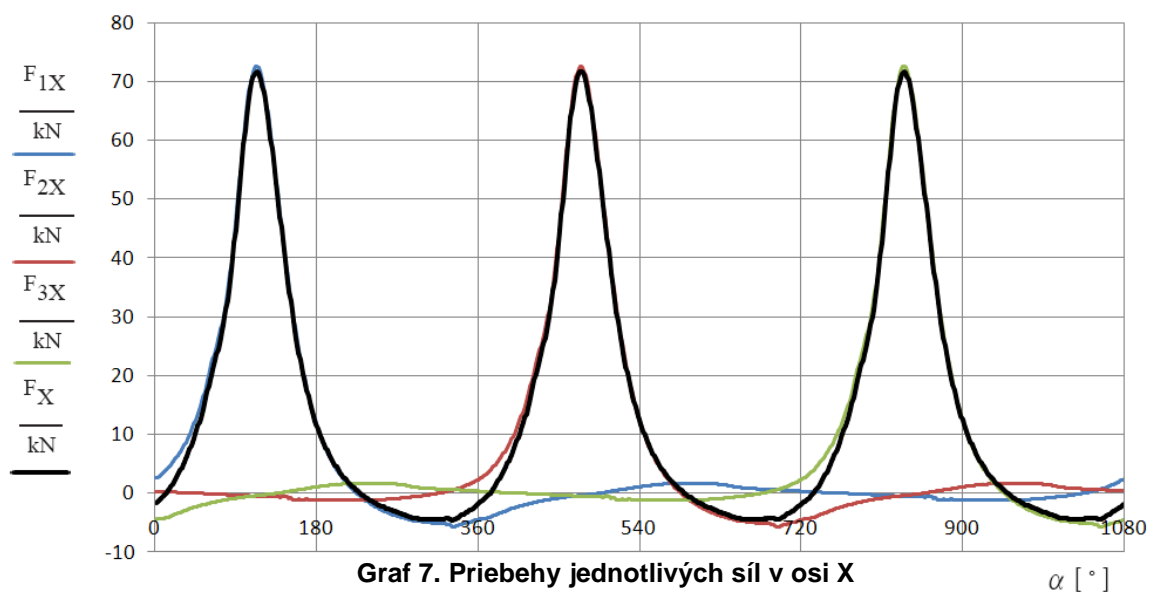
Kde p_1, p_2, p_3 sú hodnoty tlakov v jednotlivých komorách, podľa grafu 6.

Výslednice F_v síl F_1, F_2, F_3 pôsobiace na rameno excentrického hriadeľa vyvodzuje krútiaci moment M_t . Zavedením pravouhlého súradnicového systému podľa obr. 41. ktorý sa otáča spolu s ramenom uhlovou rýchlosťou hriadeľa ω . Jednotlivé sily F_1, F_2, F_3 v osi X sú potom

$$\begin{aligned} F_{1X} &= -F_1 \cos\left(\frac{2}{3}\alpha + \frac{2}{3}\pi\right) = -p_1 a \sqrt{3} h_p \cos\frac{2}{3}(\alpha + \pi), \\ F_{2X} &= -F_2 \cos\frac{2}{3}\alpha = -p_2 a \sqrt{3} h_p \cos\frac{2}{3}\alpha, \\ F_{3X} &= -F_3 \cos\left(\frac{2}{3}\alpha + \frac{4}{3}\pi\right) = -p_3 a \sqrt{3} h_p \cos\frac{2}{3}(\alpha + 2\pi), \end{aligned} \quad (51)$$

Výsledná sila od tlaku plynov v osi X, ktorá predstavuje výslednú radiálnu silu, je daná súčtom jednotlivých síl.

$$F_X = F_r = F_{1X} + F_{2X} + F_{3X} \quad (52)$$

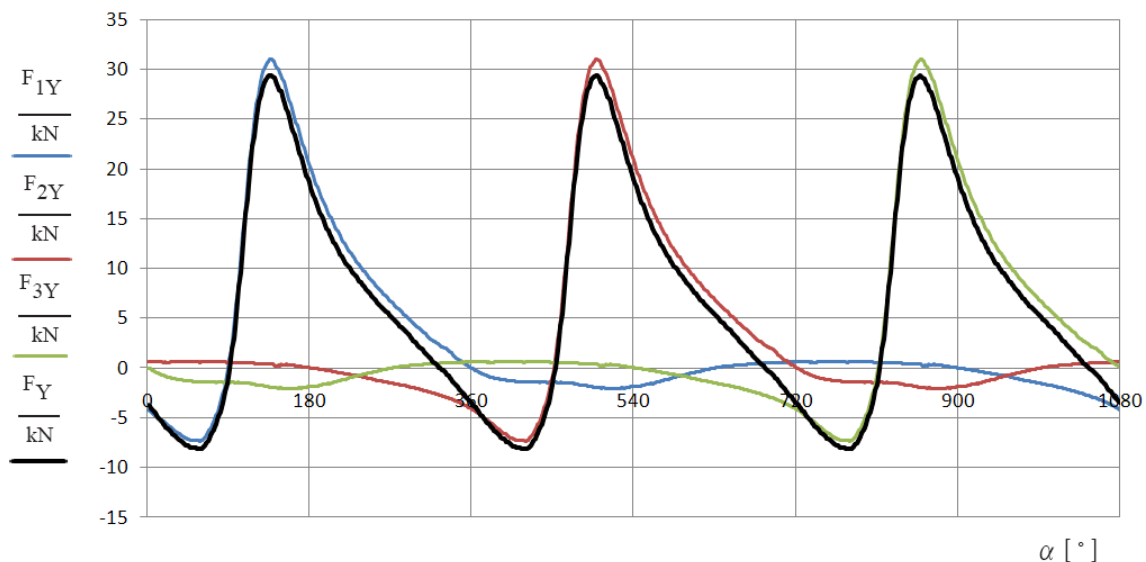


Podobným spôsobom sa riešia aj sily v osi Y

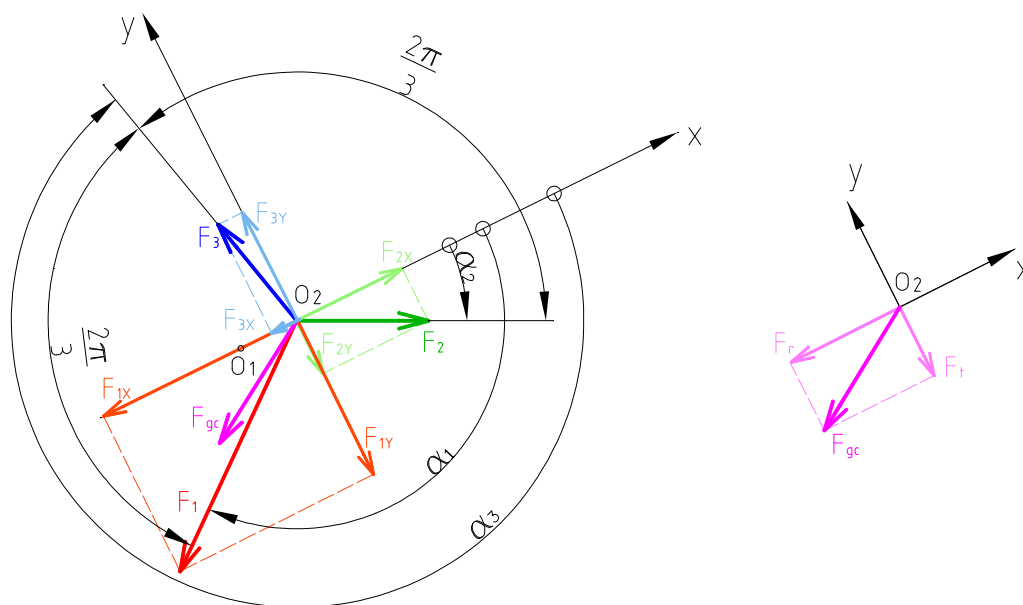
$$\begin{aligned} F_{1Y} &= -F_1 \sin\left(\frac{2}{3}\alpha + \frac{2}{3}\pi\right) = -p_1 a \sqrt{3} h_p \sin\frac{2}{3}(\alpha + \pi), \\ F_{2Y} &= -F_2 \sin\frac{2}{3}\alpha = -p_2 a \sqrt{3} h_p \sin\frac{2}{3}\alpha \\ F_{3Y} &= -F_3 \sin\left(\frac{2}{3}\alpha + \frac{4}{3}\pi\right) = -p_3 a \sqrt{3} h_p \sin\frac{2}{3}(\alpha + 2\pi), \end{aligned} \quad (53)$$

ich výslednica predstavuje tangenciálnu silu

$$F_Y = F_t = F_{1Y} + F_{2Y} + F_{3Y} \quad (54)$$



Graf 8 Priebek jednotlivých síl v osi Y



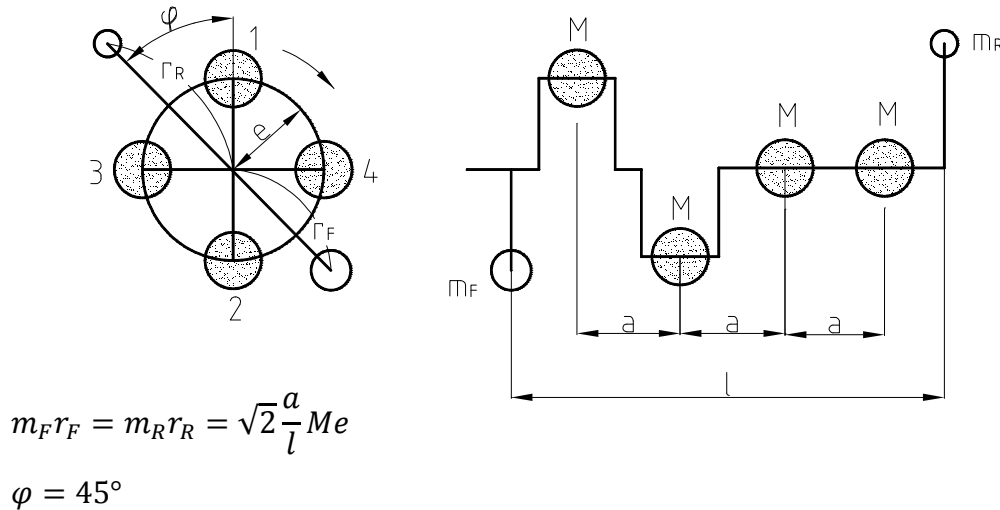
Obr. 41. Rozklad síl od tlaku plynu pôsobiace na piest Wankelovho motoru

8.3 Zotrvačná sila

V ústrojenstve pôsobí ešte zotrvačná sila prvotného pohybu o veľkosti

$$F_{s1} = m_p e \omega^2 \quad (55)$$

Kde m_p je hmota piestu vrátane hmoty výstredníku, redukovanej do osi O_2 . Silu F_{s1} je možné vyvážiť pomocou vývažku na hriadeli motoru.



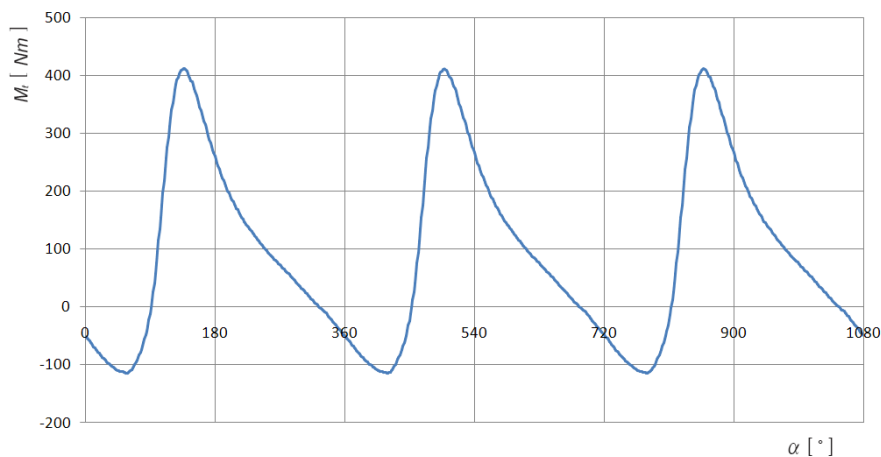
Obr. 42. Vyváženie 4-rotorového Wankelovho motoru

8.4 Krútiaci moment motoru

Výsledná sila v osi Y, teda výsledná tangenciálna sila, ktorá je kolmá na $\overline{O_1 O_2}$ vyvodzuje na hriadelí krútiaci moment. Platí vzťah:

$$M_t = F_t \cdot e \quad (56)$$

Priebehy krútiaceho momentu je vidieť v grafe 9.



Graf 9. Priebehy krútiaceho momentu

9. Analýza pevnosti excentrického hriadeľa

Pre rozbor mechanického namáhania excentrického hriadeľa bolo použité prostredie dynamickej simulácie programu Autodesk Inventor Professional 2009, ktorý za pomoci technológie ANSYS implementovanej do softvéru umožňuje dynamicky simulovať a riešiť rôzne úlohy mechaniky telies, v statike (výpočet deformácií a vnútorných silových účinkov), kinematike (analyzovanie rýchlostí a zrýchlení) a dynamike (analyzovanie priebehu síl a momentov).

9.1 Spôsob práce v prostredí dynamickej analýzy programu Autodesk Inventor

Popis odozvy väčšiny reálnych technických systémov na nejakú fyzikálnu akciu uzatvorenou sústavou matematických rovníc je veľmi zložitý a často prakticky nemožný.

Metóda konečných prvkov poskytuje vhodný spôsob získania približného riešenia takýchto problémov. Názov konečný prvok charakterizuje základný koncept metódy: transformácie technického systému s nekonečným počtom neznámych (odozva ľubovoľného bodu systému) na systém s konečným počtom neznámych, ktoré sú navzájom zviazané prvkami. Metóda konečných prvkov je účinná metóda k riešeniu všetkých okrajových úloh inžinierskej praxe, popísaných diferenciálnymi rovnicami. Princíp MKP spočíva v rozdelení oblasti, zavedení uzlov a uzlových potenciálov. Uzly však môžu byť rozložené v oblasti nerovnomerne a môžu tak sledovať okraje hraničných plôch. V mieste, kde sa čaká prudká zmena poľa, sa zavedie väčšia hustota siete. Zostaví sa sústava rovníc pre neznáme uzlové potenciály. Koeficienty matice sústavy sa počítajú ako integrály cez elementárne plošky alebo objemy, v ktorých vrcholoch sú uzly. Tieto elementárne útvary nazývame konečnými prvkami. [7]

Potup pri MKP

- Rozdelenie objemu na malé kúsky (prvky s uzlami). Uzol je súradnicový bod technického systému, pre ktorý je definovaný určitý stupeň voľnosti (posunutie, potenciál, teplota a pod.) a vonkajší vplyv (sila, prúd, tepelný tok a pod.)
- Popis chovania fyzikálnych veličín v jednotlivých prvkoch
- Prepojenie prvkov v uzloch – vytvorenie aproximačného systému rovníc pre celú štruktúru
 - tvorba elementov
- Riešenie systému rovníc s neznámymi veličinami v uzloch (napr. posunutie)

- Dosadenie zvolenej aproximácie do diferenciálnej rovnice alebo jej ekvivalentu a zostavení sústavy rovníc pre neznáme uzlové hodnoty
- Výpočet požadovaných veličín (napr. deformácie a tlak) na zvolených prvkoch.

9.2 Rozbor riešenia mechanického namáhania excentrického hriadeľa

Pre simuláciu namáhania bolo nutné model hriadeľa zjednodušiť, resp. odstrániť prvky geometrie, ktoré by mohli spôsobovať problémy pri neskoršom vytváraní siete.

Zjednodušený model neobsahuje tieto prvky:

- Závity a niektoré otvory
- Niektoré zrazenia ostrých hrán

Po vytvorení tohto zjednodušeného modelu v programe Autodesk Inventor bol následne prevedený do prostredia dynamickej simulácie pre výpočet mechanického namáhania pomocou MKP.

Vlastnosti použitého materiálu excentrického hriadeľa (Oceľ 16532.4)

- | | |
|----------------------------------|----------------------------------|
| - Hustota | 7800 kg.m^3 |
| - Youngov modul pružnosti v ťahu | $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ |
| - Poissonova konštanta | $\mu = 0,3$ |
| - Medza klzu | $R_{emin} = 1350 \text{ MPa}$ |
| - Medza pevnosti | $R_m = 1570 \text{ MPa}$ |
| - Medza únavy v krute | $\tau_c = 335 \text{ MPa}$ |

Jedná sa o oceľ pre vysoko namáhané strojné súčasti, napríklad podvozky lietadiel, kľukové hriadele, ojnice a podobne.

9.3 Postup pri riešení mechanického namáhania excentrického hriadeľa

Ako prvý krok pri riešení dynamickej simulácie bolo nutné poskladať celý motor, použiť správne väzby aby sa prvky správne pohybovali a aby nedochádzalo k rôznym kolíziám.

Ďalším krokom bolo nutné rotory správne zaťažiť, z pôsobiacich zaťažení bol rotor pri výpočte zaťažený týmito účinkami

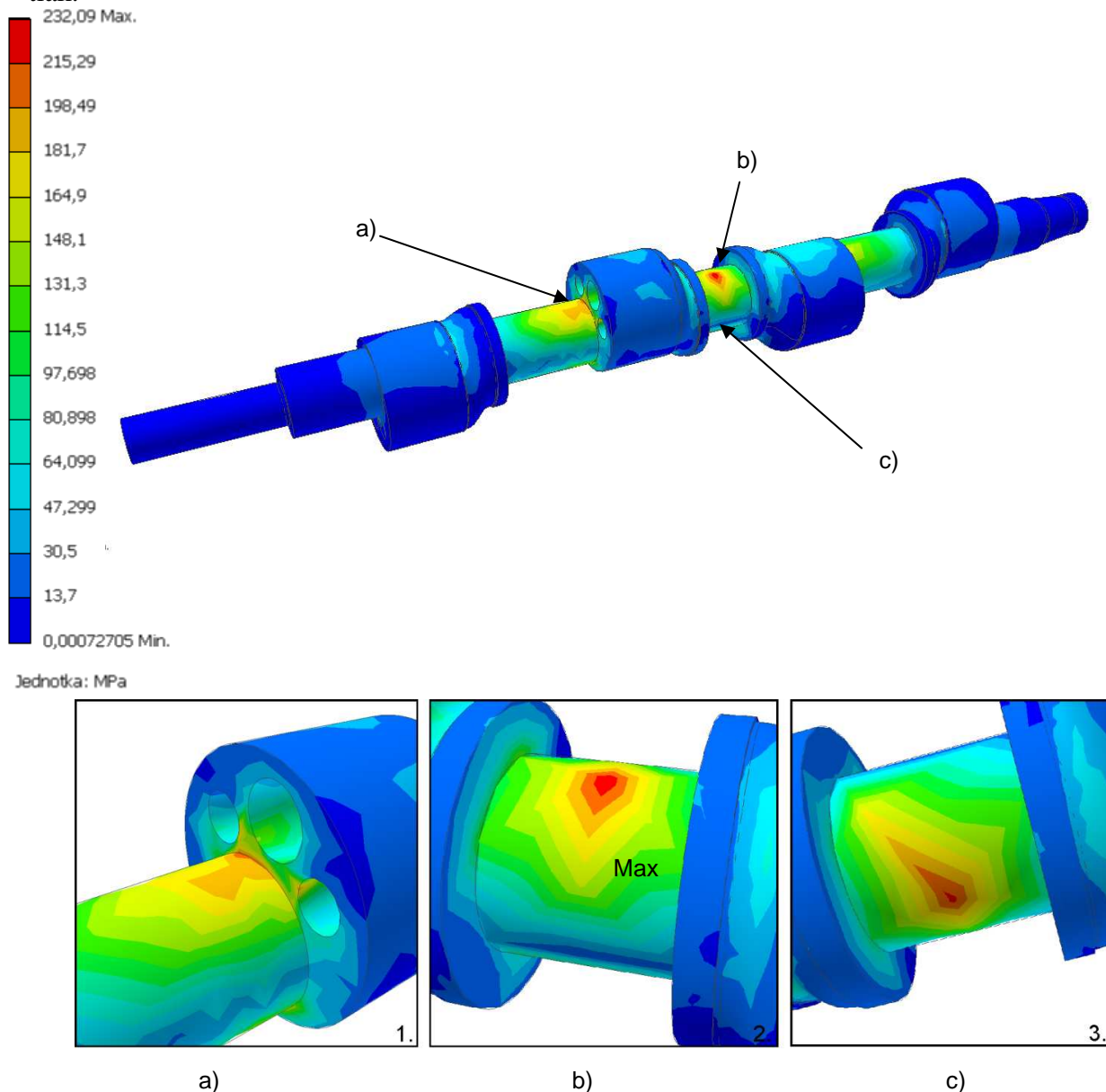
- silami od tlaku plynu v jednotlivých komorách (graf 6)

- zrychlením piestu a v jeho dôsledku vznikajúcimi zotrvačnými silami
- uhlovou rýchlosťou

Ako posledný krok bolo potrebné spustiť simuláciu, nastaviť potrebné časové kroky a zobrazit' výsledky.

9.3 Zhodnotenie výsledku výpočtu mechanického namáhania excentrického hriadeľa

V prílohe X je vykreslených 12 stavov redukovaného napätia na excentrickom hriadeľi odstupňovaných po 30° natočenia excentrického hriadeľa. Maximálne hodnoty redukovaného napätia sa objavujú pri natočení hriadeľa $\alpha=120^\circ$ druhého excentru kedy je v komore najväčší tlak.

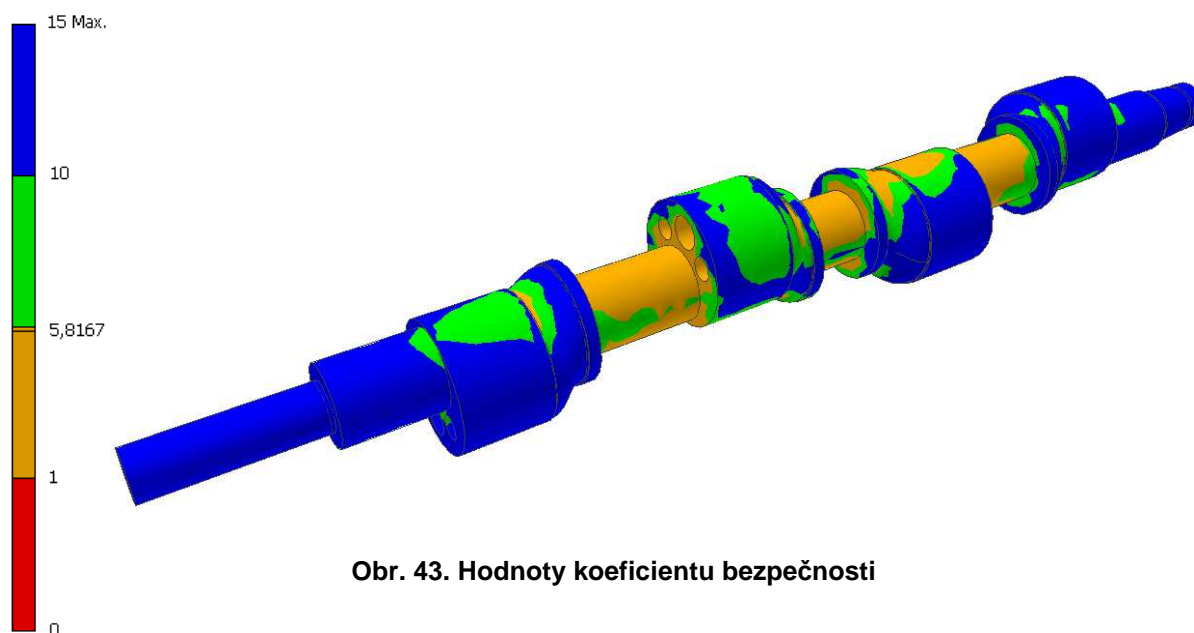


Obr. 42. Priebehy maximálneho redukovaného napätia na hriadeľi

Najkritičnejším miestom je hlavný čap kde je hriadeľ uložený v integrovanom ložisku, hodnota redukovaného napätia tu dosahuje $\sigma_{red} = 232,09 \text{ MPa}$ čo je pri hodnote dovolenej medze klzu materiálu $R_{emin} = 1350 \text{ MPa}$ prijateľná hodnota. Pre overenie výsledku by ale bolo potreba urobiť na hriadeli experimentálne merania.

Koeficient bezpečnosti na medzi klzu:

Pri stanovení miery bezpečnosti sa vychádza z dosiahnutých výsledkov z dynamickej analýzy motoru ktoré sú patrné z obrázku 42. Na obrázku 43. sú vidieť hodnoty koeficientu bezpečnosti v rôznych miestach excentrickej hriadele. Minimálna bezpečnosť dosahuje hodnotu 5,8167 ktorá je vzhľadom k požiadavkám kladených na kľukové hriadele vyhovujúca.



Obr. 43. Hodnoty koeficientu bezpečnosti

Súčiniteľ bezpečnosti k medzi únavy:

Spracované podľa literatúry [8].

Pre výpočet miery bezpečnosti pri únavovom namáhaní hlavného čapu považujeme za nebezpečný prierez v mieste vyústenia otvoru pre rozvod mazacieho oleja do ložísk umiestnených pod stacionárnymi ozubenými kolesami. Vyústenie otvoru spôsobuje vrubový účinok výrazne ovplyvňujúci únavovú pevnosť. Na základe skúseností sa volí súčiniteľ vplyvu koncentrácie napätia $K\tau = 1,8$, súčiniteľ vplyvu veľkosti súčiastky $\varepsilon_{\tau 1} = 0,6$ a súčiniteľ vplyvu povrchu $\varepsilon_{\tau 2} = 1$.

Maximálne a minimálne tangenciálne napätie v najviac namáhanom hlavnom čape sú dané vzťahom:

$$\tau_{max} = \frac{M_{max}}{W_{\tau HC}} \quad (57)$$

$$\tau_{min} = \frac{M_{min}}{W_{\tau HC}} \quad (58)$$

$$\tau_{max} = 24,6 \text{ MPa}$$

$$\tau_{min} = -6,8 \text{ MPa}$$

Kde M_{max} , M_{min} sú maximálne a minimálne hodnoty krútiaceho momentu z grafu 9
 $W_{\tau HC}$ je prierezový modul hlavného čapu v krute spočítaný podľa vzťahu:

$$W_{\tau HC} = \frac{\pi}{16} D_{HC}^3 \left[1 - \left(\frac{d_{HC}}{D_{HC}} \right)^4 \right] \quad (59)$$

$$W_{\tau HC} = 1,67 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Kde

D_{HC} [m] - vonkajší priemer hlavného čapu,

d_{HC} [m] - vnútorný priemer hlavného čapu,

Výsledná miera bezpečnosti v krute je vyjadrená vzťahom:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_c}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} \quad (60)$$

Kde vystupuje stredné napätie cyklu:

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} \quad (61)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} \quad (62)$$

súčiniteľ ε_{τ} je súčiniteľ podľa vzťahu:

$$\varepsilon_{\tau} = \varepsilon_{\tau 1} \varepsilon_{\tau 2} \quad (63)$$

súčiniteľ asymetrie cyklu ψ_{τ} je pre zvolený materiál rovný hodnote $\psi_{\tau} = 0,15$

$$n_{\tau} = 3,54$$

Miera bezpečnosti hlavných čapov by mala byť v rozmedzí 3-5. Teda Vyhovuje.

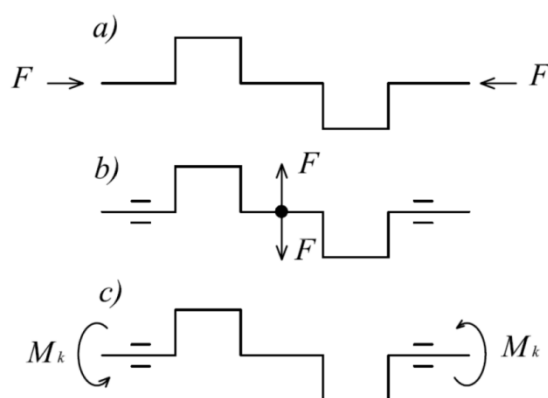
10. Analýza torzného kmitania excentrického hriadeľa

Pre túto kapitolu bolo čerpané z literatúry [6], [8]

So základným pevnostným výpočtom excentrického hriadeľa je treba sa zaoberať aj jeho kmitaním. Kmitanie kľukových hriadeľov je jednou z hlavných príčin porúch a preto je dôležité brať túto problematiku veľmi zodpovedne v úvahu. Každé mechanické kmitanie je vyvolané a udržované periodicky premennými silami, ktoré pôsobi na sústavu hmôt s pružnou väzbou, tj. na sústavu schopnú kmitať. Takouto sústavou je aj hnací mechanizmus Wankelovho rotačného motoru.

U excentrickej hriadele dochádza za prevádzky k trom druhom kmitania (obr. 44):

- Kmitanie pozdĺžne – hriadeľ sa periodicky osovo skrakuje alebo predlžuje
- Kmitanie ohybové – ohybová sila pôsobí v smere kolmom na osu excentrického hriadeľa
- Kmitanie torzné – krútenie okolo osy excentrického hriadeľa



Obr. 44 Druhy kmitania kľukového hriadeľa

a) Kmitanie pozdĺžne b) Kmitanie ohybové c) Kmitanie torzné

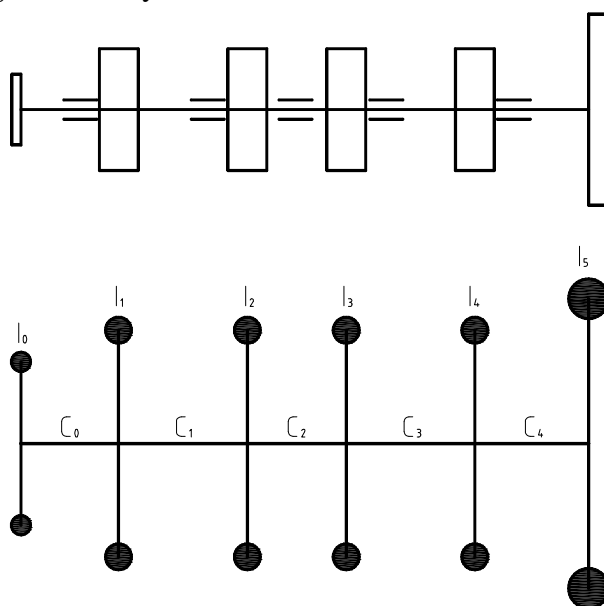
Merania a prax dokázala že najnebezpečnejšie kmitanie je torzné, Pri tomto kmitaní vzniká rýchlo premenlivé skrucovanie kľukového hriadeľa, ktoré sa superponuje na statické nakrútenie vplyvom tangenciálnych síl na excentroch, ktoré sa ďalej prenášajú na hlavné čapy a spôsobujú nerovnomernú uhlovú rýchlosť hriadeľa ako celku a tým vyvolávajú nerovnomernosť chodu motoru. V prípade, keď frekvencie síl budiacich kmitanie súhlasia s vlastnou frekvenciou sústavy hmotností, dochádza k rezonanciám. Príslušné kritické otáčky sa prejavujú obvykle značným hlukom a chvením motoru. Dlhšia prevádzka pri týchto otáčkach môže viesť až k únavovým lomom excentrického hriadeľa.

Torzné kmitanie ale nepôsobí len na vlastný kľukový hriadeľ, ale prenáša sa cez spojovacie členy aj na pripojené hnané zariadenia ako napríklad prevodovka. Praktický výpočet sa dá riešiť približne, za určitých zjednodušujúcich podmienok. Skúsenosti však ukazujú, že aj takýto výpočet je dostatočne presný. Veľká časť výpočtových metód vychádza s tzv. náhradnej sústavy, ktorá skutočnú kmitajúcu torznú sústavu motoru idealizuje.

10.1 Náhradná sústava, redukcia dĺžok a hmotností

Torzného kmitania excentrického hriadeľa sa účastní celý mechanizmus, vrátane ďalších častí, pripojených prostredníctvom ozubených alebo iných prevodov. Vplyvom premenlivej a nerovnomernej rýchlosti pohybu častí, je v priebehu otáčky premenlivá aj kinetická energia kľukového hriadeľa a tým aj jeho moment zotrvačnosti. V praxi sa pri riešení základných druhov kmitania predpokladajú momenty zotrvačnosti hmôt a tuhosti nemenné. Náhradná torzná sústava (obr. 45), ktorá nahradzuje skutočnú torznú sústavu motoru sa preto volí tak, aby s ňou bola energeticky ekvivalentná len pre strednú hodnotu časového priebehu. Tá sa zvolí za týchto zjednodušených predpokladov:

- hmotnosti a časti kľukového mechanizmu sú konštantné
- dĺžky častí mechanizmu sú konštantné
- hmotnosti mechanizmov sú redukované do rovín ležiacich v osiach kolmých na os excentrického hriadeľa
- redukovaný hriadeľ je nehmotný



Obr. 45 Schéma skutočnej a náhradnej torznej sústavy rotačného motoru

10.1.1 Redukcia hmotnostných momentov zotrvačnosti

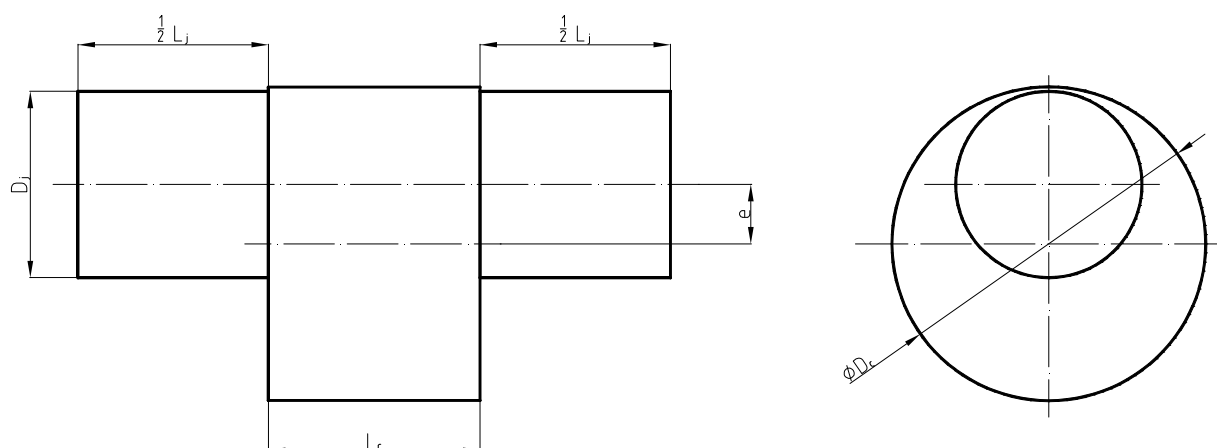
Redukované momenty zotrvačnosti sa vzťahujú osi rotácii excentrického hriadeľa. Pri redukcii hmotnosti si jednotlivé časti ústrojenstva (rotor, excenter) predstavujeme ako kotúče s určitým momentom zotrvačnosti. Každý kotúč musí mať rovnakú kinetickú energiu ako príslušná časť mechanizmu. Pri výpočte rotoru a excentru nahradíme tieto 2 rotujúce časti jedným kotúčom ktorého redukovaný moment bude

$$I_{red} = (m_{excentru} + m_{rotoru}) \cdot e \quad (64)$$

Ďalej je treba určiť redukované hmoty a momenty zotrvačnosti všetkých zariadení pripojených k excentrickému hriadeľu. V našom prípade sa jedná o remenicu pre pohon príslušenstva na jednej strane a zotrvačnik na strane druhej. Rozmery oboch prvkov boli odhadnuté a následne vymodelované v programe Autodesk Inventor, kde sa zistila ich hmotnosť na základe ktorej boli vypočítané ich redukované momenty.

10.1.2 Redukcia dĺžok

Pri redukcii pružných dĺžok excentrického hriadeľa je potrebné splniť podmienku ekvivalencie, preto hriadeľ nahradzujeme redukovaným hriadeľom, ktorý musí mať rovnakú pružnosť ako hriadeľ skutočný. Znamená to, že pri pôsobení určitého krútiaceho momentu musí reagovať rovnako ako skutočný hriadeľ.



Obr. 46 Redukcia dĺžok excentru hriadeľa

Pri redukcii dĺžky excentru hriadeľa ho pomyslne odrežeme v polovičke hlavného čapu a použijeme Ker Wilsonov vzorec:

$$L_r = D_e^4 \cdot \left(\frac{L_c + 0,4D_c}{D_c^4} + \frac{L_j + 0,4D_j}{D_j^4} \right) \quad (65)$$

Rozmery k výpočtu sú zrejmé z obrázku 46.

10.1.3 Výpočet torzných tuhostí

Pre výpočet torzných tuhostí je nutné poznať všetky redukované dĺžky. Torzná tuhosť sa potom spočíta podľa vzťahu:

$$C_i = \frac{G \cdot I_p}{L_{i,red}} \quad (66)$$

Kde :

G – modul pružnosti v šmyku

$L_{i,red}$ – je príslušná dĺžka k tuhosti C_i

I_p – polárny moment prierezu

$$I_p = \frac{\pi \cdot D_e^4}{32} \quad (67)$$

Výsledné tuhosti sú uvedené v tabuľke 3.

Tabuľka 2.

I_0 [kg.m ²]	I_1 [kg.m ²]	I_2 [kg.m ²]	I_3 [kg.m ²]	I_4 [kg.m ²]	I_5 [kg.m ²]
$2,03 \cdot 10^{-3}$	$1,274 \cdot 10^{-3}$	$1,274 \cdot 10^{-3}$	$1,274 \cdot 10^{-3}$	$1,274 \cdot 10^{-3}$	$7,905 \cdot 10^{-3}$

Tabuľka 3.

C_0 N.m.rad ⁻¹	C_1 N.m.rad ⁻¹	C_2 N.m.rad ⁻¹	C_3 N.m.rad ⁻¹	C_4 N.m.rad ⁻¹
$4,148 \cdot 10^4$	$2,333 \cdot 10^5$	$2,99 \cdot 10^5$	$2,99 \cdot 10^5$	$2,54 \cdot 10^5$

10.2 Vlastné torzné kmitanie

Vlastné torzné kmitanie je druh harmonického pohybu, ktorý je vyvolávaný vonkajším impulzom, avšak deje sa bez jeho ďalšieho pôsobenia. V prípade keby neexistovali straty, udržovalo by sa toto kmitanie nekonečne dlho. Vždy ale pôsobia pasívne odpory ktoré pohltia energiu voľného kmitania, takže po nejakej dobe zaniká a nie je samo o sebe nebezpečné.

Obece má každá sústava vlastné kmitanie iné, toto kmitanie je definované veľkosťou redukovaných momentov zotrvačnosti a redukovanými dĺžkami. Kmitanie sa deje určitými rýchlosťami, ktorými sú dané frekvencie kmitavých pohybov a určitou veľkosťou amplitúd v rôznych miestach sústavy. Dôležité je poznať hodnotu frekvencie kmitania, pretože ak by nastala situácia kde by sa frekvencia síl pôsobiacich v kľukovom mechanizme zhodovala s frekvenciou vlastného kmitania, došlo by k rezonancii.

Počet vlastných frekvencií je o jednu menší, ako počet hmôt v sústave. V praxi stačí znalosť prvých dvoch vlastných frekvencií, pretože ostatné už obvykle ležia mimo prevádzkové otáčky motoru.

Vlastné tuhosti sa určujú ako korene frekvenčnej rovnice

$$\det(C - \Omega^2 \cdot M) = 0 \quad (68)$$

Kde C je matica tuhosti:

$$C := \begin{pmatrix} C_0 & -C_0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -C_0 & C_0 + C_1 & -C_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -C_1 & C_1 + C_2 & -C_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -C_2 & C_2 + C_3 & -C_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -C_3 & C_3 + C_4 & -C_4 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -C_4 & C_4 \end{pmatrix} \quad (69)$$

M je matica hmotnosti

$$M := \begin{pmatrix} I_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_5 \end{pmatrix} \quad (70)$$

Určenie vlastných frekvencií ako koreňov frekvenčnej rovnice (68) u sústav s väčším počtom stupňov voľnosti z dôvodu veľkého počtu potrebných operácií neprichádza v úvahu. Výpočet vlastných frekvencií sa dá upraviť tak, že rovnicu

$$(C - \Omega^2 \cdot M) \cdot a = 0 \quad (71)$$

Vynásobíme zľava maticou M^{-1} a tým získame tvar

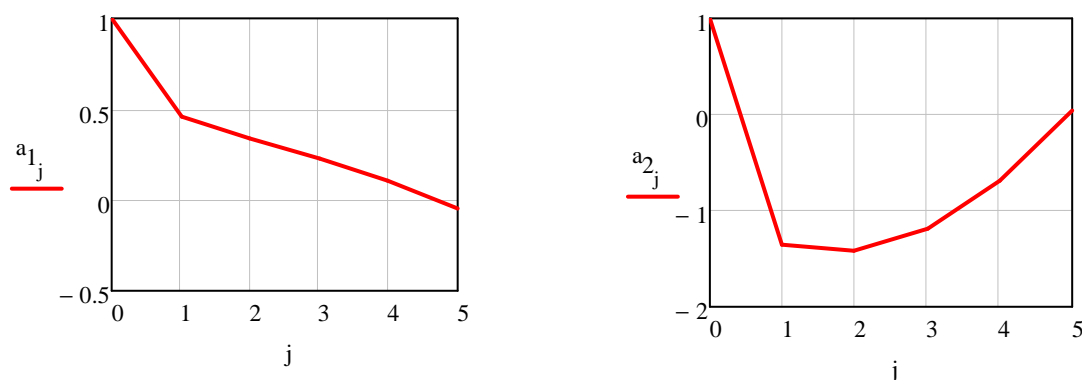
$$(M^{-1} \cdot C - \Omega^2 \cdot I) \cdot a = 0 \quad (72)$$

Ktorý sa dá porovnať so zápisom tzv. problému vlastných čísel

$$(A - \lambda \cdot I) \cdot x = 0 \quad (73)$$

Kde: A je štvorcová matica, λ je vlastné číslo, I je jednotková matica a x je vlastný vektor. Z tohto porovnania je zrejmé, že korene Ω^2 rovnice 72 sú vlastné čísla matice $M^{-1}C$.

Vlastné frekvencie sú rovné druhej odmocnине vlastných čísel matice $M^{-1}C$. Vektormi tejto matice sú potom dané tvary vlastného kmitania (obr. 47)



Obr. 47 Prvý a druhý vlastný tvar kmitania

Z uhlovej rýchlosti sa podľa vzťahu 74 nakoniec určia vlastné frekvencie otáčok.

$$N_i = \frac{\Omega_i}{2 \cdot \pi} \quad (74)$$

$$N_1 = 526,803 \text{ Hz}$$

$$N_2 = 1105,23 \text{ Hz}$$

10.3 Vynútené torzné kmitanie

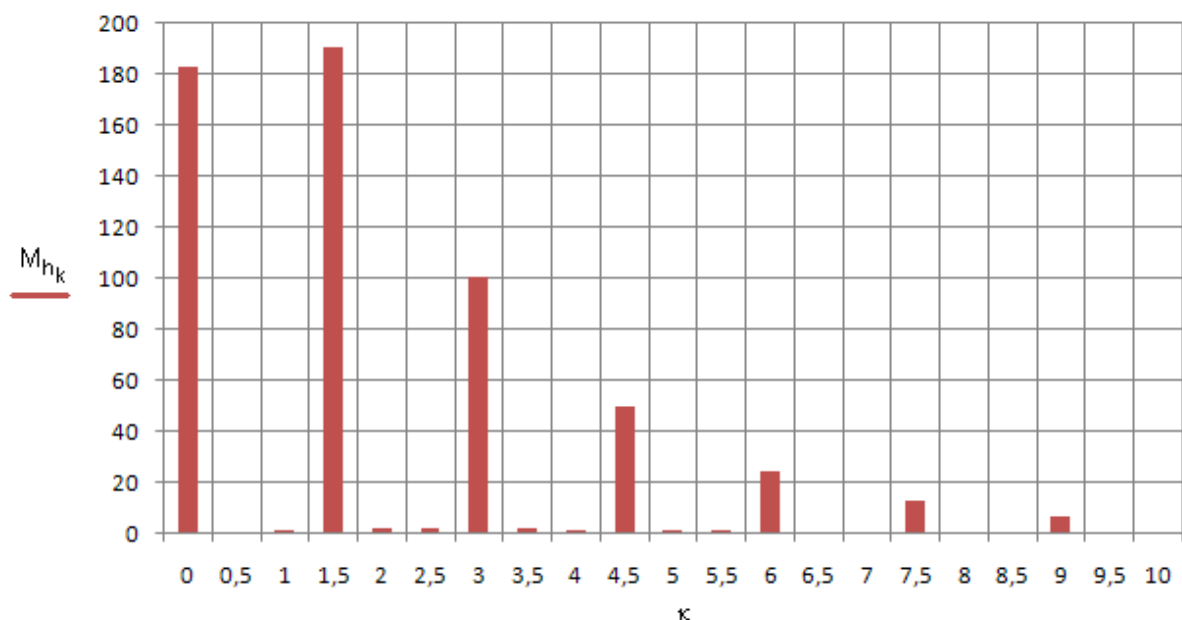
Ak na torznú sústavu pôsobí krútiaci moment časovo periodicky premenný, je hriadeľ vystavený nie voľnému, ale vynútenému kmitaniu určitou frekvenciou. Moment sa potom nazýva budiaci.

10.3.1 Harmonická analýza budiaceho momentu

Budiacim momentom torzného kmitania excentrického hriadeľa je krútiaci moment pôsobiaci na jednotlivých excentroch. Keďže priebehy momentu v závislosti na pootočení excentrického hriadeľa je periodickou funkciou, dá sa vyjadriť Furierovou radou, teda rozložiť na harmonické zložky. Jedná sa o nekonečné množstvo sínusoíd s rôznymi frekvenciami a amplitúdami ktorých súčet nám udáva priebeh budiaceho momentu.

Harmonická analýza teda rozklad budiaceho momentu na harmonické zložky sa v obore komplexných čísel vykonáva podľa vzťahu 75

$$h_k = \frac{2}{n_p} \cdot \sum_{j=0}^{n_p-1} \left[M_j \cdot e^{i\left(k \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{j}{n_p}\right)} \right] \quad (75)$$



Obr. 48 Harmonická analýza budiaceho momentu

Pre Wankelov rotačný motor, u ktorého je perioda krútiaceho momentu rovná trom otáčkam excentrického hriadeľa sú harmonické zložky ekvivalentné trom otáčkam excentrického hriadeľa. Podľa toho, koľko periód má určitá harmonická zložka behom jednej otáčky

křukového hriadeľa, rozoznávame jeho rad κ . Rady harmonických zložiek sú celočíselnými násobkami jednej polovice.

10.3.2 Kritické otáčky

Každá z harmonických zložiek krútiaceho momentu vzbudzuje nezávisle na ostatných zložkách vynútené kmitanie na rovnakej frekvencii akú má táto zložka. Teda pri otáčkach motoru n je frekvencia vynúteného kmitania n . Ako už bolo spomenuté, aj v prípade, že frekvencia vynúteného kmitania bude súhlasiť s frekvenciou vlastných torzných kmitov N , nastane rezonancia. K rezonancie dôjde keď:

$$\kappa \cdot \frac{n}{60} = N \quad (76)$$

Z toho pre kritické otáčky platí:

$$n_{kr} = \frac{N \cdot 60}{\kappa} \quad (77)$$

Nie všetky rezonančné otáčky sú nebezpečné, pretože veľkosť rezonančných výchyliek závisí od radu harmonickej zložky a na výdatnosti rezonancie. Pracovný rozsah otáčok je od 800 do 9000 min^{-1} . V tabuľke 4 sú uvedené a vyznačené otáčky patriace do tohto rozmedzia.

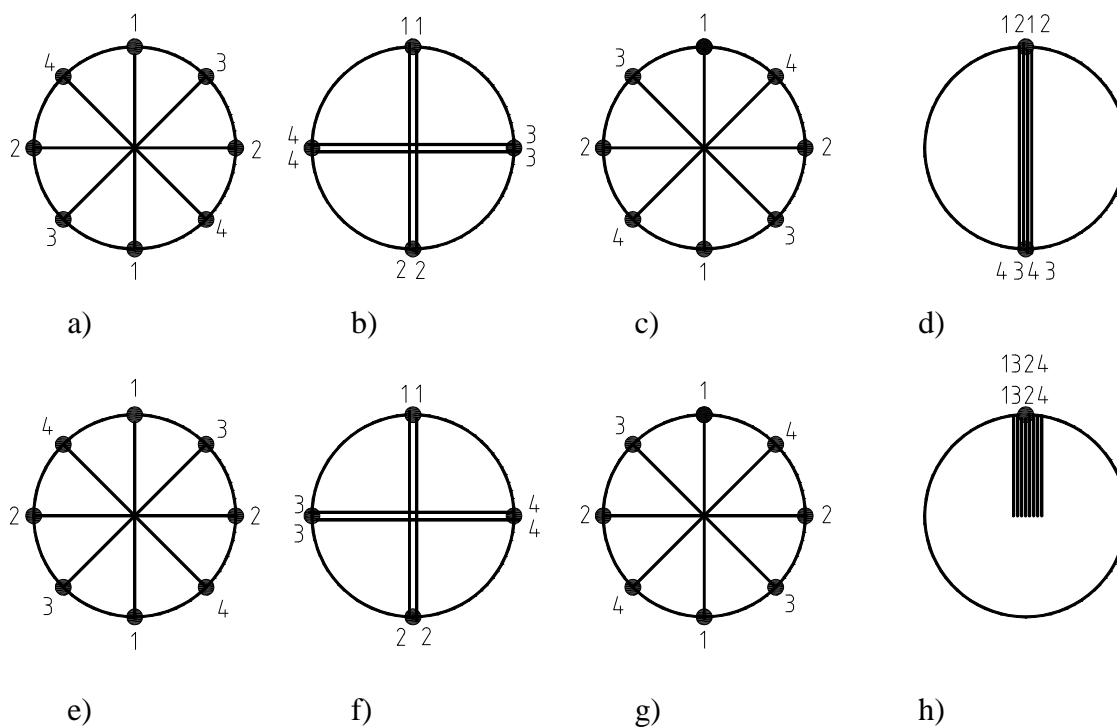
Tabuľka 4 – kritické rezonančné otáčky

κ [-]	n_{1kr} [min^{-1}]	n_{2kr} [min^{-1}]	κ [-]	n_{1kr} [min^{-1}]	n_{2kr} [min^{-1}]
0,5	63220	132700	5,5	5747	12060
1	31610	66330	6	5268	11050
1,5	21070	44220	6,5	4863	10200
2	15800	33160	7	4515	9476
2,5	12640	26530	7,5	4214	8844
3	10540	22110	8	3951	8291
3,5	9031	18950	8,5	3719	7803
4	7902	16580	9	3512	7370
4,5	7024	14740	9,5	3327	6982
5	6322	13270	10	3161	6633

10.3.3 Výdatnosť rezonancií

Pri rezonančnom kmitaní platí, že tvar výkmitu je zruba rovnaký ako tvar vlastného kmitania. Rezonančné výchylky jednotlivých hmôt náhradnej torznej sústavy sa určujú z podmienky, že práce harmonických zložiek budiacich momentov na jednotlivých zalomeniach sa rovná práci tlmiacich momentov. Pre zjednodušenie súčtu kmitavých prác sa dajú vektory zameniť za vektory torzných výchyliek a_i .

Pre zistenie smeru vektorov výdatnosti jednotlivých harmonických zložiek sa používajú tzv. smerové hviezdice vektoru a_i pre jednotlivé rady κ . Tieto hviezdice ukazujú smer vektorov bez ohľadu na ich veľkosť. Obrázok 49 ukazuje smerové hviezdice pre zvolené poradie zapalovania.



Obr. 49 Smerové hviezdice vektoru a_i

a) pre $\kappa = 0,5; 4,5; 8,5$ b) pre $\kappa = 1; 5; 9$ c) pre $\kappa = 1,5; 5,5; 9,5$ d) pre $\kappa = 2; 6; 10$

e) pre $\kappa = 2,5; 6,5$ f) pre $\kappa = 3; 7$ g) pre $\kappa = 3,5; 7,5$ h) pre $\kappa = 4; 8$

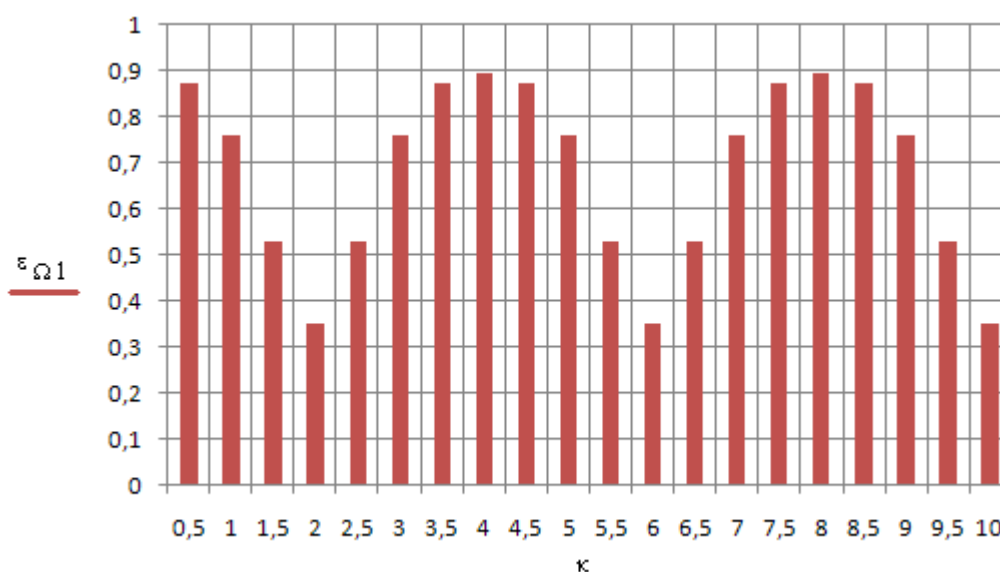
Uhol rozstupu jednotlivých zalomení na hviezdicí je daný uhlom rozstupu zážihov, ktorý je vynásobený radom harmonickej zložky. Pre štvor-rotorový Wankelov rotačný motor platí, že zážih prebieha každých 90° pootočenia excentrického hriadeľa, čo súhlasí s osem valcovým piestovým spaľovacím motorom. Vzhľadom k tomuto faktoru vychádza 8 smerových hviezdic,

ktoré sa pre jednotlivé rady harmonických zložiek ďalej opakujú. Jednotlivé vektory sa potom sčítajú podľa týchto hviezdíc a získajú sa tak výdatnosti rezonancií pre jednotlivé rady harmonickej zložky

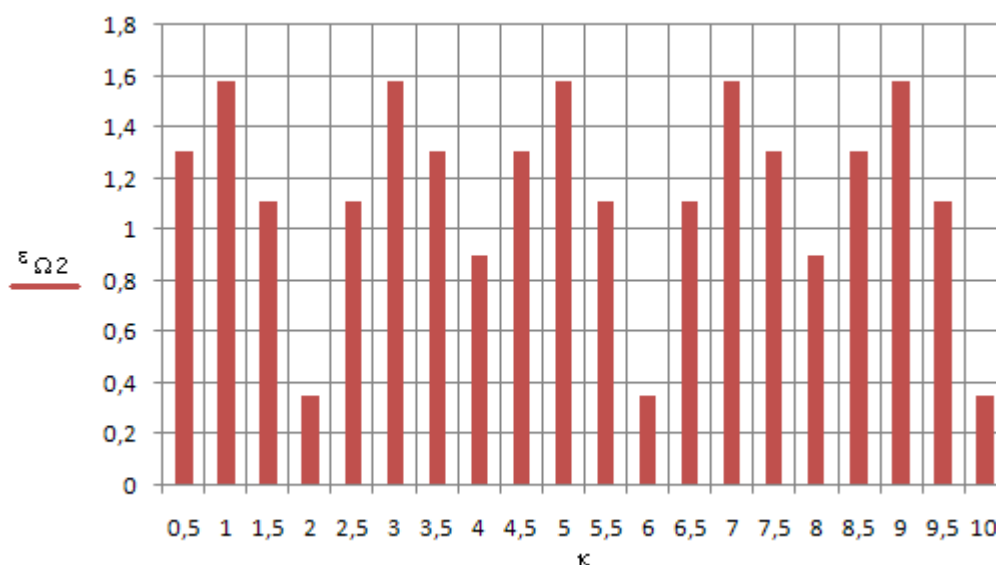
$$\varepsilon_{\kappa} = \sqrt{[\sum_i(a_i \cdot \sin\delta_i)]^2 + [\sum_i(a_i \cdot \cos\delta_i)]^2} \quad (78)$$

Kde δ_i je uhol medzi jednotlivými zalomeniami získaný zo smerových hviezdíc.

Výpočet rezonancií sa robí jak pre prvú, tak pre druhú vlastnú frekvenciu.



Obr. 50 Priebeh výdatnosti rezonancií pre prvú vlastnú frekvenciu



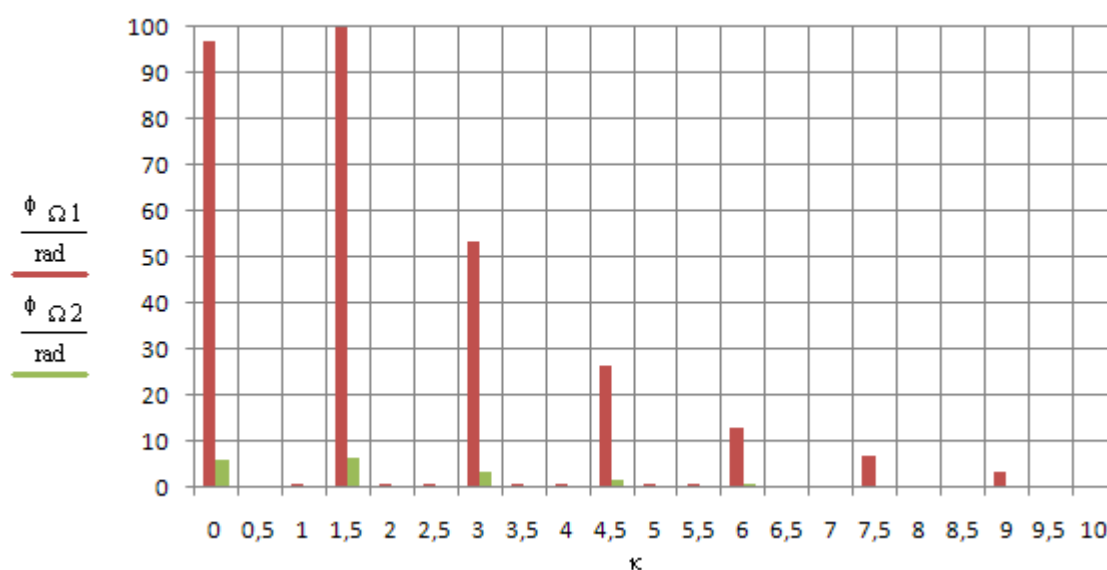
Obr. 51 Priebeh výdatnosti rezonancií pre druhú vlastnú frekvenciu

10.3.4 Torzné výchylky v rezonancii

Veľkosť torzných výchyliek v rezonancii je daná veľkosťou tlmiacich odporov. Tie sa skladajú hlavne z odporov spôsobeným trením a z vnútorného útlmu materiálu excentrického hriadeľa. Veľkosť tých odporov sa preto nedá presne spočítať. Obvykle sa odhadnú podľa nameraných hodnôt motorov podobného prevedenia alebo rôznymi meraniami. V našom prípade bola hodnota tlmenia odhadnutá na $\zeta = 1,5 \text{ Nm.s.rad}^{-1}$. Amplitúda torzných kmitov voľného konca excentrického hriadeľa sa potom spočíta podľa vzťahu:

$$\Phi_{\Omega 1 i} = \frac{M_{hi} \cdot \varepsilon_{\kappa}}{\Omega \cdot \xi \cdot [\sum_i (a_{1i})^2]} \quad (79)$$

Kde M_{hi} je krútiaci moment pre jednotlivé harmonické zložky κ . Rovnakým spôsobom sa urobí výpočet aj pre druhú vlastnú frekvenciu. Priebehy týchto výchyliek sú zobrazené na obrázku 52.



Obr. 52 Priebehy torzných výchyliek pre prvú a druhú vlastnú frekvenciu

Maximálne hodnoty torznej výchylky v rozsahu kritických otáčok (Tab. 4) sú

$$\Phi_{\Omega 1(\kappa=5)} = 26,367 \text{ rad} \cdot 10^{-3}$$

$$\Phi_{\Omega 2(\kappa=8)} = 0,417 \text{ rad} \cdot 10^{-3}$$

10.3.5 Prídavné torzné napätie v rezonancii

Namáhanie hriadeľa torznými kmitmi je často krát rozhodujúce pre posúdenie bezpečnosti prevádzky motoru, lebo býva mnohonásobne vyššie než namáhanie od tlaku plynov a zotrvačných síl. Torzné vibrácie namáhajú hriadeľ striedavo v krute kde najväčšie napätie je v mieste najväčšieho pomerného nakrútenia hriadeľa.

Krútiaci moment, ktorý je spôsobený torzným kmitaním je daný vzťahom:

$$M_i = \Phi_i \cdot \Delta a_{i,i+1} \cdot C_{i,i+1} \quad (80)$$

Kde: $\Delta a_{i,i+1}$ je relatívne pomerné skrútenie excentrického hriadeľa v mieste uzlu kmitania vyjadrený vzťahom:

$$\Delta a_{i,i+1} = a_i - a_{i+1} \quad (81)$$

Φ_i je torzná výchylka voľného konca hriadeľa a $C_{i,i+1}$ je torzná tuhosť v danom mieste.

Prídavné torzné napätie je potom:

$$\tau_{p,HC} = \frac{M_i}{W_{\tau HC}} \quad (82)$$

Kde: $W_{\tau HC}$ je modul prierezu hlavného čapu excentrického hriadeľa v krute, spočítaný podľa vzťahu:

$$W_{\tau HC} = \frac{D_{HC}^3}{16} \quad (83)$$

Pre prvú vlastnú frekvenciu, harmonickú zložku $\kappa = 5$ a kritické otáčky hriadeľa

$n_k = 6322 \text{ min}^{-1}$ má prídavné torzné napätie hodnotu:

$$\tau_{p,HC} = 57,797 \text{ MPa}$$

Pre druhú vlastnú frekvenciu, harmonickú zložku $\kappa = 8$ a kritické otáčky hriadeľa

$n_k = 8291 \text{ min}^{-1}$ má prídavné torzné napätie hodnotu:

$$\tau_{p,HC} = 3,628 \text{ MPa}$$

Prípustné napätie spôsobené torzným kmitaním sa obvykle volí podľa skúseností a podľa predpokladaných prevádzkových režimoch navrhovaného motoru. V tomto prípade je možné uvažovať τ_D do 50MPa.

Vzhľadom k tomu že prídavné torzné napätie pre prvú vlastnú frekvenciu čiastočne prekračuje povolenú hodnotu, je vhodné sa zaoberať možnosťou potlačiť torzné vibrácie pomocou tlmiča torzných vibrácií.

11. Závěr

Cieľom diplomovej práce bolo vytvoriť základný konštrukčný návrh Wankelovho rotačného motoru pre závodné aplikácie. Tieto motory vďaka jednoduchej konštrukcii a hladkému chodu môžu dosahovať značne vyšších výkonov než motory piestové zrovnateľnej hmotnosti.

Pre zvolený efektívny výkon 300 kW pri 9000 min⁻¹ boli spočítané a navrhnuté základné rozmery motoru. Vzhľadom k tomu, že sa jedná o pomerne vysoký výkon bolo najvýhodnejšie použiť viacrotorovú koncepciu. Konkrétne štvorrotorová koncepcia dobre spĺňa požiadavky kladené predovšetkým na dobré plnenie spaľovacej komory čerstvou zmesou, čo by pri veľkom objeme jednorotorovej koncepcie nebolo reálne. Pre ďalšie zvyšovanie výkonu je možné použiť napríklad prepĺňanie turbodúchadlom.

U štvorrotorovej koncepcie je problém navrhnuť excentrický hriadeľ tak aby spĺňal požiadavky kladené na pevnosť a zároveň umožňoval jednoduché zloženie motoru. V mojom prípade sa vychádzalo z dvoch základných prevedení kde nakoniec bol použitý a testovaný prototyp kompletne skladaného hriadeľa s možnosťou piateho uloženia uprostred. Pri pevnostnej analýze sa na základne priebehu indikátorového diagramu ukázalo, že hriadeľ je vystavovaný vysokým napätiam práve v mieste uloženia v integrovanom ložisku. Aby sa predišlo trvalým deformáciám na hriadeli bolo nutné použiť materiál s vysokou pevnosťou, ktorý by bolo ešte vhodné tepelne alebo chemicky upraviť pre ďalšie zvýšenie tvrdosti a odolnosti.

Pri analýze torzného kmitania bolo zistené, že veľká dĺžka hriadeľa nepriaznivo vplýva na veľkosť prídavného torzného napätia a preto je pri tomto usporiadaní nutné navrhnuť a použiť tlmič torzných vibrácií. Pre ďalšie posudzovanie by bolo vhodné urobiť na hriadeli experimentálne merania, prípadne použiť a podobne analyzovať práve druhú variantu excentrického hriadeľa a výsledky porovnať.

Pri návrhu komory rotoru sa vychádzalo z návrhov motorov firmy MAZDA, dôraz som kládol hlavne na tepelné zaťaženie v oblasti, v ktorej prebieha spaľovanie. Kombinácia tlaku a vysokej teploty značne namáha pracovnú plochu a preto je ďalšie zvyšovanie teploty v danom mieste nežiaduce. Pomôcť lepšiemu chladeniu by mala medzera medzi stenou

a rebrami pre skrutky, ktorá umožňuje lepší dotyk kvapaliny so stenou a tým aj lepší odvod tepla. Aj v tomto prípade by ale bolo nutné urobiť na komore experimentálne merania, pretože značne znížená tuhosť steny môže mať za následok trvalé deformácie vedúce k netesnosti spaľovacieho priestoru. Ďalším z možných riešení je zmenšenie prierezov chladiacich kanálov za účelom zvýšenia rýchlosti prietoku chladiacej kvapaliny čo by tak isto malo napomôcť lepšiemu chladeniu.

Zoznam použitej literatúry a ostatných zdrojov

- [1] Kovařík, L. *Motory Wankelovy a jim příbuzné*, Praha, STLN 1970
- [2] Svída, D. *Wankelův motor o výkonu 70 kW*. Brno: VUT FSI, 2004
- [3] Yamamoto, K. *Rotary Engine*. Tokyo, 1981, 67 p.
- [4] Mazda Motor Corp. *Mazda 4-rotor rotary engine for the le Mans 24-hour endurance race*, No. 920309
- [5] Norbye, J.P. *The Wankel Engine – Design Development Applications*. Philadelphia, 1972, 518 p. ISBN 0-8019-5591-2
- [6] Skalský, R. *Konstrukce pístových spalovacích motorů*, VA AZ, 1971
- [7] Šeda, P. *Návrh vzduchem chlazeného Wankelova motoru*. Brno: VUT FSI, 2008
- [8] Ošmera, P. *Hnací ústrojí osmiválcového leteckého motoru*. Brno: VUT FSI, 2008
- [9] *carmotor.cz* [online]. 2008 [cit. 2010-05-20]. Dostupné z WWW:
<http://www.carmotor.cz/magazin/pages/0,210.html>
- [10] *ro80.nl* [online]. 2007 [cit. 2010-05-20]. Dostupné z WWW:
<http://www.ro80.nl/felixwankel/wankelduits.htm>
- [11] *classicandperformancecar* [online]. 2007 [cit. 2010-05-20]. Dostupné z WWW:
<http://www.classicandperformancecar.com/front_website/octane_interact/carspecs.php/?see=3459>.
- [12] *NSUmotor* [online]. 1996 [cit. 2010-05-20]. Dostupné z WWW:
<<http://www.nsumotor.onlinehome.de/kkm.htm>>.
- [13] *uniquecarsandparts* [online]. 2009 [cit. 2010-05-20]. Dostupné z WWW:
http://www.uniquecarsandparts.com.au/car_info_nsu_ro80.htm

Zoznam príloh

- Príloha 1: Ukážky prvkov hnacieho mechanizmu
- Príloha 2: Priebehy redukovaného napätia na excentrickom hriadeli
- Príloha 3: Analýza torzného kmitania excentrického hriadeľa
- Príloha 4: Výkresová dokumentácia
- Príloha 5: CD s elektronickou formou diplomovej práce