



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## ROTAČNÍ MOTOR PRO MOTOCYKLY

MOTORCYCLE ROTARY ENGINE

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Petr Novotný

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Lubor Zháňal, Ph.D.

BRNO 2017

## Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Bc. Petr Novotný**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Lubor Zháňal, Ph.D.**  
Akademický rok: 2016/17

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

### Rotační motor pro motocykly

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem diplomové práce je navržení rotačního motoru pro motocykl o výkonu 30-60 kW. Kromě základní konstrukce motoru je třeba provést také návrh chlazení a zástavby motoru do vybraného motocyklu.

#### Cíle diplomové práce:

- teoretický popis Wankelova motoru,
- návrh základních geometrických a provozních parametrů,
- konstrukce hlavních částí (blok, rotor, excentrická hřídel),
- výpočet chlazení,
- návrh zástavby.

#### Seznam literatury:

KOVAŘÍK, L. Motory Wankelovy a jim příbuzné. SNTL Praha, 1970.

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

JAN, Z., ŽDÁNSKÝ, B. Automobily (3): Motory. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 179 s. ISBN 978-80-87143-15-5.

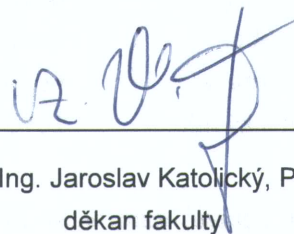
Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17.

V Brně, dne 28. 11. 2016



---

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
ředitel ústavu



---

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

## ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá koncepčním návrhem Wankelova motoru pro motocykl ve výkonovém rozsahu 30-60 kW. Výkon konstruovaného motoru byl stanoven na 35 kW a objem jedné komory činí  $245,58 \text{ cm}^3$ . V práci jsou postupně vypočítávány geometrické vlastnosti jednotlivých konstrukčních celků, které jsou následně vytvořeny ve 3D datech. Práce se dále také zabývá výpočtem chlazení konstruovaného motoru a návrhem rozměrů a charakteristik některých součástí chladicí soustavy. V neposlední řadě je v diplomové práci řešena také zástavba vytvořeného motoru do motocyklu. Jako vhodný motocykl byla vybrána Honda CBR125R, která disponuje potřebnou konfigurací rámu pro provedení zástavby.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Wankelův motor, rotor, excentrická hřídel, skříň motoru, rotační motor

## ABSTRACT

Diploma thesis is focused on conceptual design of Wankel rotary engine with performance between 30-60 kW. Performance of designed engine is determined to 35 kW and volume of one chamber amounts to  $245,58 \text{ cm}^3$ . In this thesis are step by step calculated geometrical properties of each design group which are afterwards put into 3D data. There is also solved cooling system of designed engine and design of geometrical and characteristic properties of parts of cooling system. Last but, not least there is solved placement of designed engine into frame of motorcycle. As suitable motorcycle has been chosen Honda CBR125R because it has very advantageous layout of frame.

## KEYWORDS

Wankel engine, rotor, eccentric shaft, housing of engine, rotary engine

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

NOVOTNÝ, P. *Rotační motor pro motocykly*. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 101 s. Vedoucí diplomové práce Lubor Zháňal.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 25. května 2017

.....

Petr Novotný

## PODĚKOVÁNÍ

V první řadě bych chtěl poděkovat svému vedoucímu diplomové práce panu Ing. Luboru Zháňalovi, Ph.D. za odborné vedení a cenné rady, které mi s ochotou poskytl. Také bych rád poděkoval své rodině za podporu při celém studiu.

## OBSAH

Úvod .....	11
1 Současná konstrukce .....	12
1.1 Princip funkce .....	12
1.2 Základní konstrukce motoru .....	12
1.3 Blok motoru .....	13
1.3.1 Materiál bloku a bočních krytů.....	14
1.3.2 Úprava povrchu pracovní plochy bloku a bočních krytů .....	14
1.4 Rotor .....	15
1.4.1 Výroba a materiál rotoru.....	15
1.5 Výhody a nevýhody .....	16
2 Motocyklové motory .....	17
2.1 Legislativa upravující řízení motocyklu s výkonem do 35 kW .....	17
2.2 Požadavky na motocyklové motory.....	17
3 Návrh hlavních parametrů motoru.....	18
3.1 Volba tvořící křivky.....	18
3.2 Počet rotorů.....	19
3.3 Střední efektivní tlak.....	19
3.4 Kompresní poměr .....	19
3.5 Poměr ramene k excentricitě hřídele $\lambda$ .....	19
3.6 Excentricita hřídele .....	21
3.7 Dopočet zbývajících hlavních parametrů motoru .....	21
3.7.1 Výpočet ramene pístu .....	21
3.7.2 Střední kluzná rychlost vrcholu radiální lišty .....	21
3.7.3 Výpočet šířky skříně .....	21
3.7.4 Výpočet pracovní plochy a objemu pracovní komory.....	22
3.7.5 Výpočet maximálního výkyvu pístu.....	23
4 Geometrie vnitřního profilu skříně .....	24
4.1.1 Výpočet základních rozměrů skříně .....	24
4.1.2 Oskulační kružnice .....	26
4.1.3 Postup tvorby skříně konstruovaného motoru .....	29
5 Geometrie pístu .....	30
5.1.1 Teoretický profil boku pístu .....	30
5.1.2 Vybrání pístu .....	32
5.1.3 Postup tvorby rotoru konstruovaného motoru .....	34



6	Sání a výfuk .....	36
6.1	Sací a výfukové kanály .....	36
6.1.1	Obvodové kanály .....	37
6.1.2	Boční kanály .....	37
6.1.3	Porovnání obvodových a bočních kanálů .....	38
6.1.4	Porovnání obvodových a bočních kanálů z hlediska emisí a spotřeby paliva .....	39
6.1.5	Určení hlavních parametrů kanálů .....	39
6.1.6	Postup výpočtu kanálů užitý v této práci .....	41
6.1.7	Návrh parametrů kanálů motoru .....	41
7	Chlazení motoru .....	45
7.1	Chlazení skříně motoru .....	45
7.2	Chlazení rotoru .....	47
7.3	Chlazení užitý u konstruovaného motoru .....	48
7.3.1	Návrh parametrů chladicí soustavy .....	48
7.3.2	Konstrukce jednotlivých prvků chladicí soustavy .....	55
8	Mazání motoru .....	59
8.1	Mazání konstruovaného motoru .....	59
9	Těsnění motoru .....	60
9.1	Olejoyé těsnění .....	60
9.2	Plynové těsnění .....	61
9.3	Těsnění po stranách - axiální .....	63
9.4	Vrcholové těsnění - radiální .....	63
9.5	Konstrukce a materiály jednotlivých těsnicích elementů .....	65
9.5.1	Radiální těsnění .....	65
9.5.2	Axiální těsnění .....	66
9.5.3	Rohové těsnění .....	66
9.5.4	Pryskyřicová vrstva .....	66
9.5.5	Systém těsnění konstruovaného motoru a jeho materiály .....	67
10	Převod a hřídel motoru .....	68
10.1	Fázovací převod .....	68
10.1.1	Výpočet převodu .....	68
10.2	Výstupní hřídel motoru .....	71
10.2.1	Prvotní návrh setrvačníku .....	71
10.2.2	Vyvážení hřídele .....	74
10.2.3	Ložiska hřídele .....	76
10.2.4	Hřídel konstruovaného motoru a její vyvážení .....	76

---

11	Zapalování .....	78
11.1	Zapalovací svíčka.....	78
11.2	Vzdálenost elektrody od povrchu epitrochoidy .....	78
11.3	Pozice a počet zapalovacích svíček.....	79
11.4	Řešení pozice a počtu zapalovacích svíček u konstruovaného motoru.....	80
12	Zástavba motoru .....	82
13	Kompletní sestava konstruovaného motoru .....	85
14	Vybrané parametry motoru.....	88
14.1	Okamžitý objem jedné komory motoru .....	88
14.2	Rychlost vrcholu pístu.....	88
14.3	Zrychlení vrcholu pístu .....	91
	Závěr.....	94
	Seznam použitých zkratk a symbolů .....	97
	Seznam příloh.....	101

## ÚVOD

V historii tvorby motorů s krouživým, rotačním či kývavým pohybem pístu známe desítky zástupců, ale z tohoto širokého pásma se do větší produkce probojoval právě pouze Wankelův motor. Samotný motor byl vynalezen během poslední dekády 19. století, kdy ale ani jedna z variant nebyla nejspíše nikdy zkonstruována nebo dokonce testována. V roce 1954 pan Wankel sestrojil první konfiguraci motoru, která byla vhodná a schopná správné funkce. Jeho konstrukční řešení spočívalo ve využití epitrochidního tvaru skříně motoru a vnitřního rotoru, kdy uvnitř byly vytvořeny tři pracovní prostory mezi rotorem a skříní. První sériovou aplikací Wankelova motoru bylo umístění této pohonné jednotky do automobilu NSU Spider roku 1964 a v těchto letech existovalo hned několik hlavních výrobců a vývojářů tohoto typu motoru. Mezi hlavní zastupitele bylo možné počítat firmy jako NSU, Curtis-Wright, Mazda, Rolls-Royce, Daimler-Benz AG, Toyo Kogyo a další. V dobách největšího rozmachu těchto motorů byli výrobci schopni dosahovat až překvapivých výsledků, kdy například vývojáři automobilky Rolls-Royce zkonstruovali motor o výkonu 350 koňských sil nebo společnost NSU, která v roce 1967 představila dvourotorový motor o výkonu 115 koňských sil. Během dalších let postupně zájem opadával a v dnešní době používá a vyvíjí Wankelův motor pouze automobilka Mazda. Po roce 2000 bylo také možné vidět tento rotační motor v některých výběrových modelech LADA ruské výroby. [1]

V této práci bude navržen prototypový motor Wankelova typu pro motocykl tak, aby splňoval parametry související s řídičským oprávněním A2. Bude se tedy jednat o motocyklový motor s výkonem do 35 kW. Další omezení a pravidla pro tuto skupinu budou rozebrána v příslušné kapitole. Postupně v následujících kapitolách budou navrženy všechny nezbytné součásti, aby byl motor schopen své řádné funkce a plnil požadavky na něj kladené. Jelikož se bude jednat o motor prototypový nebo malosériově vyráběný, jeho součásti budou navrženy tak, aby se daly vyrobit pomocí běžně dostupných technologií výroby (hlavně soustružení, frézování, broušení, ...). Žádná ze součástí nebude vyráběna odléváním, jak to bývá u velkosériových motorů, protože pro malé série je velice neekonomická výroba drahých forem potřebných pro technologii odlévání.

# 1 SOUČASNÁ KONSTRUKCE

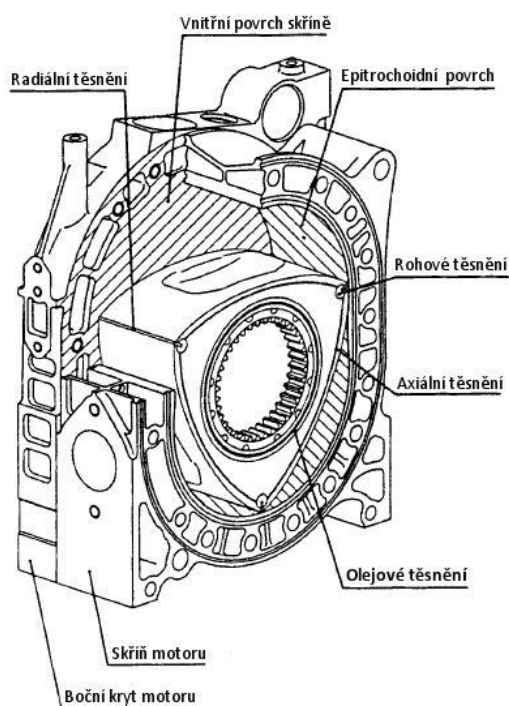
## 1.1 PRINCIP FUNKCE

Vnitřní profil skříně motoru je tvořen pracovní plochou, jejíž tvar kopíruje křivku zvanou epitrochoida. Ve skříně se nachází píst-rotor s tvarem připomínající trojúhelník, který zde koná tzv. krouživý pohyb, kdy rotuje nejen kolem své osy, ale k tomu ještě obíhá okolo skříně. Boky pístu jsou vytvořeny pomocí tří křivek. [1]

Jakmile je vložen rotor trojúhelníkovitého tvaru do skříně motoru, vytvoří se tři pracovní oblasti (pracovní prostory) nad každým z boků rotoru. Nad všemi třemi boky se v jedné otáčce rotoru odehraje pracovní fáze jako u klasického spalovacího čtyřdobého motoru. Tento fakt tedy říká, že za jednu otáčku rotoru v tomto motoru dojde ke třem pracovním cyklům. Otáčky rotoru se poté přenáší na excentrickou hřídel, která se za jednu otáčku rotoru otočí třikrát. Pokud vztáhneme pracovní oběhy na jednu otáčku hřídele, pak dojde při jedné otáčce hřídele právě k jednomu pracovnímu oběhu (rotor se otočí pouze o třetinu otáčky), tak jako u dvouválcového čtyřdobého motoru. Když tedy pozorujeme Wankelův motor z tohoto úhlu pohledu, tak je porovnatelný právě s dvouválcovým čtyřdobým motorem. [1]

## 1.2 ZÁKLADNÍ KONSTRUKCE MOTORU

Základní složení motoru Wankelova typu je zobrazeno na obr. 1. Jak je možné pozorovat na zmíněném obrázku, mezi základní části Wankelova motoru patří rotor, skříň rotoru, boční kryty skříně, těsnění motoru, sací a výfukové kanály, systém zapalování směsi, hřídel motoru a převod mezi rotorem a hřídelí motoru. Celá konstrukce spočívá ve vložení rotoru do vnitřní části skříně, kde je uložen na hřídeli s převodem a excentrickou vačkou. Na rotoru jsou umístěna těsnění tak, aby bylo zamezeno profuku plynů do nežádoucích částí motoru a mezi jednotlivými pracovními komorami motoru. Těsnění také zabezpečuje, aby nedocházelo k únikům oleje do prostoru pracovních komor. Pro zakrytí boků motoru, a tedy utvoření celistvých pracovních komor, je užito bočních krytů skříně. Při pracovním oběhu rotoru ve skříně se přenáší jeho pohyb na vačku hřídele, odkud se přenáší točivý moment do dalších částí pohonného mechanismu vozidla. Převod je zde umístěn proto, aby byla zabezpečena správná trajektorie rotoru uvnitř skříně motoru. Pro zabezpečení správného plnění motoru a také pro výfuk spalin jsou zde sací a výfukové kanály, které zajišťují nasávání čerstvé směsi paliva se vzduchem a výfuk spalin. [2]

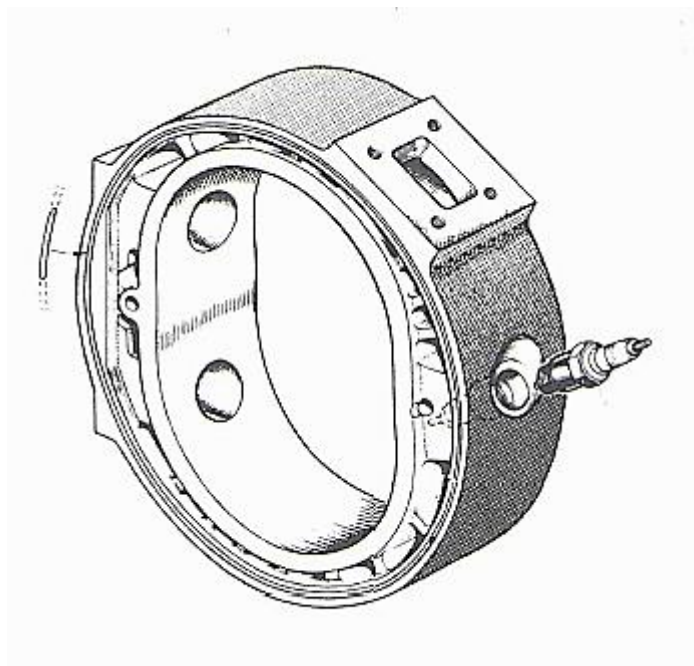


Obr. 1 Základní složení Wankelova motoru [3]

V této části byl zmíněn pouze hrubý souhrn jednotlivých součástí Wankelova motoru. Následující kapitoly se budou detailněji věnovat jednotlivým konstrukčním celkům včetně numerických návrhů jednotlivých dílčích problematik a jejich konstrukce. Postupně budou navrženy součásti jako rotor, blok motoru, excentrická hřídel, sací a výfukové kanály, chlazení a mazání motoru a umístění zapalovací svíčky tak, aby byl motor vyrobitelný a plnil řádně svoji funkci.

### 1.3 BLOK MOTORU

V bloku motoru, podobně jako u motoru s vratným pohybem pístu, se nachází prostor, ve kterém koná svůj pracovní pohyb píst. Ovšem tvar tohoto vnitřního prostoru je velice rozdílný od tvaru recipročního pístového motoru a je tvořen epitrochoidou. Je navržen tak, aby s ním v každém okamžiku byly všechny tři vrcholy rotoru v kontaktu. Tímto způsobem je zajištěno vytvoření třech pracovních prostorů, kde dochází k samotnému spalování. Dále se v bloku motoru nachází systém chlazení, který může být řešen pomocí žebrování, a poté ochlazování probíhá prouděním vzduchu mezi žebry, nebo pomocí kanálů vytvořených v bloku motoru a teplo odebírá chladicí kapalina. Problém chlazení bude řešen v jedné z následujících kapitol. V bloku motoru jsou také umístěny sací a výfukové kanály, bez kterých by motor nebyl schopen své funkce. Sacím a výfukovým kanálům bude taktéž věnována jedna z následujících kapitol. V neposlední řadě zde musí být místo pro zapalovací svíčku (více míst v případě varianty s více svíčkami). Umístění zapalovací svíčky bude opět řešeno v jedné z kapitol. K bloku motoru přiléhají dva boční kryty tak, aby bylo dosaženo uzavření a utěsnění jednotlivých pracovních prostorů. [4] [5]



Obr. 2 Blok motoru [5]

### 1.3.1 MATERIÁL BLOKU A BOČNÍCH KRYTŮ

Blok motoru musí vydržet veliké tlaky a také velmi značné změny teplotního zatížení, a proto materiál použitý pro jeho zhotovení musí mít vysokou pevnost a malou teplotní roztažnost. Také pro účinné chlazení je výhodné, aby materiál dobře vedl teplo. Z tohoto důvodu se nejčastěji přistupuje k hliníkové slitině, ve které je zalit pás oceli jako vnitřní vložka. Blok je také možné zhotovit z litiny, která má menší tepelnou roztažnost, ale hůře vede teplo. Volba materiálů bloku a jeho povrchová úprava úzce souvisí s volbou materiálu pro jednotlivá těsnění, protože dochází k jejich vzájemnému smýkání. Kombinace možných materiálů budou probrány v kapitole zabývající se těsněním motoru. [2] [5]

Pro zhotovení bočních krytů bloku motoru lze taktéž použít hliníkovou slitinu nebo litinu a platí pro ně stejné zákonitosti jako v případě bloku motoru. Samozřejmě, že i v tomto případě musí být zvolena správná kombinace materiálu bočních krytů, axiálního a olejového těsnění. [2] [5]

### 1.3.2 ÚPRAVA POVRCHU PRACOVNÍ PLOCHY BLOKU A BOČNÍCH KRYTŮ

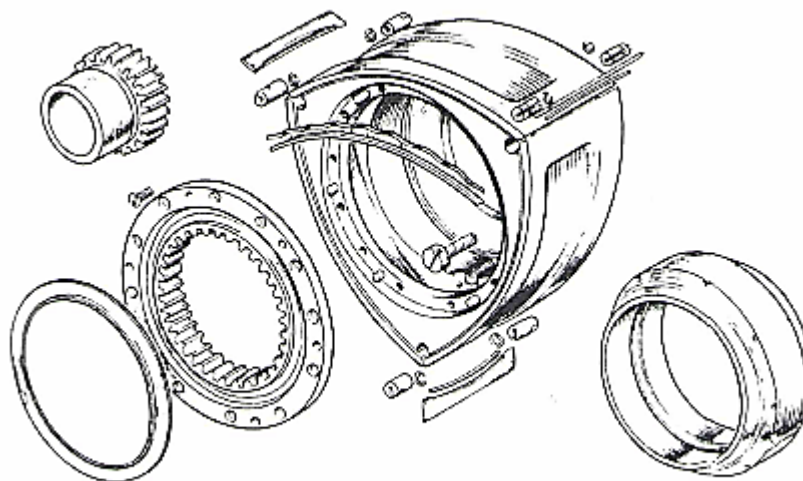
U prvních motorů se začaly objevovat na povrchu pracovní plochy stopy po chvění radiálního těsnění, které se při pohybu tře právě o tento povrch. Pro předejití výskytu tohoto problému se nakonec přistoupilo k ošetření pracovního povrchu. Zušlechťování povrchu zejména vložky u bloku motoru z hliníkové slitiny se může provádět například nanášením tvrdochromu, niklu spolu s částicemi karbidu křemíku (Nicasil, Elnisil), nanášením různých kombinací karbidů apod. [2]

Boční kryty, které jsou zhotoveny ze slitiny hliníku, se také upravují, a to nejčastěji nástřikem různých kovů na jejich povrch. Nejprve se nanese vrstva molybdenu a přes ni je následně nástřikována uhlíková ocel ve slabé vrstvě. Pro boční kryty zhotovené z litiny není potřeba speciální povrchové úpravy, ale pokud motor pracuje ve vyšších tepelných zatíženích, je výhodné ztvrdit jejich povrch pomocí nitridace nebo indukčního vytvrzování. [2]

## 1.4 ROTOR

Jak ještě bude v následující kapitole zmíněno, rotor je trojúhelníkovitého tvaru se třemi zakřivenými plochami. Každá ze stran rotoru má stejnou funkci jako píst u klasického spalovacího motoru s vratným pohybem. Ve všech třech stranách se nachází malé vybrání tak, abychom teoretický kompresní poměr dostali na únosnou mez a získali námi zvolený skutečný kompresní poměr (tedy každé vybrání zvětšuje objem uzavřený mezi rotorem a vnitřní stěnou skříně) a také proto, aby se čerstvě nasátá směs paliva a vzduchu co nejvíce koncentrovala na jednom místě a byla tak snáze zapalitelná a hoření neprobíhalo na příliš dlouhé vzdálenosti. Pro zajištění správné funkce je na rotoru umístěno několik druhů těsnění, která podrobněji popisuje jedna z následujících kapitol zabývající se těsněním. Uprostřed rotoru je otvor, ve kterém se otáčí hřídel s vačkou a také se zde nachází vnitřní ozubení. Pomocí vačky a ozubení je zajištěna pozice rotoru při pohybu a také přenos točivého momentu na hřídel, kde je dále točivý moment využit. [4]

Funkcí rotoru, již nelze opominout je také to, že rotor sám řídí svým pohybem počátek a konec sání čerstvé směsi do pracovního prostoru a také počátek a konec výfuku spalin. Lze tedy říci, že rotor Wankelova motoru do jisté míry plní funkci ventilů, které můžeme nalézt u klasického čtyřdobého spalovacího motoru. [2]



Obr. 3 Skladba rotoru [5]

### 1.4.1 VÝROBA A MATERIÁL ROTORU

Rotor je většinou odlit a následně obráběn pomocí numericky řízených obráběcích strojů, tedy strojů, které jsou dnes častěji známi pod označením CNC. Mezi pracovní plochou rotoru a pracovní plochou skříně by měla být zachována vůle  $0,5\text{ mm}$  a mezi boky rotoru a kryty skříně by měla být vůle  $0,1\text{ mm}$ . Pro vyvážení rotoru je možné vytvořit vyvažovací díru mezi axiálním a olejevým těsněním na bocích rotoru. [2]

Nároky na rotor jsou rozmanité, a proto musí být zvolen pro jeho výrobu správný materiál, aby se předešlo poruchám nebo nesprávné funkci. Mezi nejdůležitější požadavky se například

řadí dostatečná pevnost při vysokých teplotách, malá tepelná roztažnost, dobrá odolnost proti otěru a dobrá zpracovatelnost. Vezmeme-li v potaz tyto požadavky, nejvíce jim vyhovuje litina s kuličkovým grafitem, ale její nevýhoda spočívá ve vyšší hmotnosti, a tedy ve vyšším zatížení ložisek. Z tohoto důvodu druhým možným materiálem k použití je hliníková slitina, která je lehčí. [2]

## 1.5 VÝHODY A NEVÝHODY

Spalovací motor s vratným pohybem pístu a Wankelův motor s krouživým pohybem rotoru se již v základním principu činnosti diametrálně liší. V této části budou shrnuty hlavní výhody a nevýhody v porovnání s klasickými spalovacími motory. [6]

Mezi hlavní výhody motoru Wankelova typu můžeme zařadit hlavně jeho klidnější a rovnoměrnější chod, kdy při své činnosti motor tolik nekmitá a nevibruje. Tato výhoda plyne hlavně ze skutečnosti, že jeho součásti nekonají přímočarý vratný pohyb. Samozřejmě všechny součásti musí být správně vyváženy (vyvažuje se rotor a výstředníková hřídel). Klidnější práci motoru také napomáhá to, že zde není žádný pohyblivý ventilový mechanismus. V neposlední řadě rovnoměrnost chodu záleží na setrvačnicku motoru. Další nespornou výhodou je menší počet součástí (tři hlavní: skříň, rotor, hřídel), ze kterých je motor složen. To je způsobeno především díky absenci rozvodového a ventilového mechanismu plnění a vyprazdňování pracovních komor. Třetí důležitou výhodou motoru je menší zástavba a nižší hmotnost, která souvisí s menším počtem součástí motoru a absencí klikového a ventilového mechanismu včetně jeho pohonu. [6]

Z těchto hlavních výhod lze vyčíst některé další plusové vlastnosti tohoto motoru. Například díky lepší vyváženosti lze dosahovat vyšších otáček motoru nebo díky menšímu počtu součástí a menší zástavbě disponuje nižšími výrobními náklady na jeden kW. [6]

Na první místo mezi nevýhody motoru musí být jistě zařazeno obtížné utěsnění spalovacích komor motoru, a to hlavně z důvodu velkého opotřebení těsnících lišt, které způsobuje jejich následnou špatnou funkci. K velkému opotřebení těsnící lišty (v tomto případě radiální) dochází také díky velké kluzné rychlosti lišty, což je skutečnost, kterou nelze odstranit. Proto pro odstranění tohoto problému musí být zvolena správná kombinace materiálů lišty a povlaků epitrochoidního profilu skříně. Špatné těsnění může nastávat také díky opotřebení samotného epitrochoidního profilu skříně či odloupávání povrchového nánosu na této pracovní ploše skříně. Špatná funkce těsnění může být způsobena i teplotním roztažením bloku motoru. Další velkou nevýhodou je velké teplotní zatížení skříně pouze v jednom místě, ale ani tento problém není tak snadné odstranit. K přehřívání dochází hlavně v oblasti umístění zapalovací svíčky, což může vést k deformaci bloku motoru anebo k detonačnímu hoření směsi. Z tohoto důvodu musí být pamatováno na zvýšené chlazení právě v této oblasti, kterého se zde dá dosáhnout zvětšením průřezu kanálů pro proudění chladicí kapaliny. Také správný materiál a zvýšená tloušťka stěny komory napomáhá odstranění deformací. Mezi další neodstranitelné špatné vlastnosti motoru patří dlouhý spalovací prostor. Díky delší vzdálenosti směs pomaleji prohořívá, což napomáhá tvorbě škodlivin ve výfukových plynech. V neposlední řadě Wankelův motor oplývá vyšší měrnou spotřebou paliva v porovnání s podobným motorem klasické konstrukce. [6] [4]



## 2 MOTOCYKLOVÉ MOTORY

### 2.1 LEGISLATIVA UPRAVUJÍCÍ ŘÍZENÍ MOTOCYKLU S VÝKONEM DO 35 kW

Legislativa až tak neupravuje problematiku konstrukce samotných motocyklů, spíše se zaměřuje na problematiku přidělování řidičských oprávnění. Právě z tohoto důvodu se výrobci snaží vyrábět rozmanité výkonové škály motocyklů a jejich různé varianty tak, aby si jejich výrobky mohli dopřát všichni motorkáři neohledně na typ řidičského oprávnění, kterým disponují. [7]

Problematiku požadavků na budoucí řidiče a přidělování řidičských oprávnění upravuje zákon č. 361/2000 Sb. V roce 2013 byl tento zákon naposledy upraven a to tak, aby vyhovoval evropské směrnici 2006/126/ES, která se taktéž zabývá řidičskými oprávněními. [7]

Pro řízení motocyklu s výkonem do 35 kW musí řidič disponovat řidičským oprávněním s označením A2, které může obdržet až po složení příslušné zkoušky po dovršení jeho 18. narozenin. Výkon motoru ovšem není jedinou omezující podmínkou, aby řidič s oprávněním typu A2 mohl řídit motocykl. Druhé omezení je to, aby motocykl měl poměr výkonu motoru ku hmotnosti motocyklu nejvýše roven 0,2. Navíc, takovýto motocykl nesmí být zkonstruován z motocyklu s výkonem vyšším než dvojnásobným. Pokud jsou všechny zde uvedené podmínky splněny, pak má řidič právo řídit motocykl s těmito zde uvedenými parametry na pozemních komunikacích. [7]

### 2.2 POŽADAVKY NA MOTOCYKLOVÉ MOTORY

Pro pohon motocyklů se výhradně užívá motorů, které jako palivo používají benzín, tedy motorů zážehových. Z tohoto důvodu lze bez větších problémů přikročit k pohonu motocyklu pomocí Wankelova motoru. Využívají se jak motory jednoválcové, tak motory víceválcové. Počet válců motoru, v jednoduchosti řečeno, záleží na motocyklu a požadavcích na něj tak, aby byl splněn požadavek na nízkou hmotnost, vysoký výkon, hladký chod a jiné. Wankelův motor lze konstruovat v jedno-rotorovém i více-rotorovém provedení. A mimo to také motor disponuje malými rozměry a nižší hmotností, a proto ani z tohoto hlediska nic nebrání ve využití Wankelova motoru pro motocykl. [8]

U motoru konstruovaného v této diplomové práci není požadavek vysokého výkonu, a proto s výhodami lze přistoupit k jedno-rotorovému provedení Wankelova motoru. Takový motor oplývá jednodušší konstrukcí a také nižší cenou, což jsou na současném trhu dva velmi důležité aspekty. S jednodušší konstrukcí také úzce souvisí nižší hmotnost motocyklu, což samozřejmě ocení hlavně jezdec, a to hned ze dvou důvodů. Za prvé, pokud je motocykl lehčí, je možné s ním lépe manévrovat a jízda na něm je snadnější a méně vyčerpávající. Za druhé, motocykl tak, aby mohl být řízen řidičem s řidičským oprávněním A2, oplývá výkonem 35 kW, což (hlavně pro těžší jedince) není dostatečný výkon, a proto s menší hmotností lze dosáhnout většího zrychlení motocyklu. Samozřejmě musí ale být pamatováno na poměr výkonu ku hmotnosti, který je požadován legislativou. Jedním z dalších požadavků kladených na motory je obecně nízká spotřeba paliva. I z tohoto důvodu bude v této práci přikročeno k jedno-rotorovému provedení. [8]

### 3 NÁVRH HLAVNÍCH PARAMETRŮ MOTORU

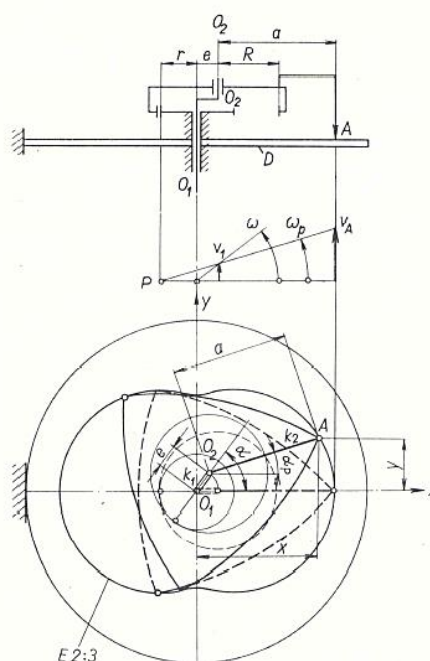
Zadání zní jasně, má být vytvořen motocyklový motor s výkonem mezi 30 a 60 kW. Již v úvodu bylo zvoleno, že by motor měl plnit omezující podmínku do 35 kW tak, aby mohl být využíván i řidiči s řídičským oprávněním typu A2. To, že motor bude umístěn v motocyklu znamená, že by měl být malý svou zástavbou a jednoduchý konstrukčně. Tato kapitola bude věnována volbě základních parametrů tohoto motoru, samozřejmě s ohledem na zmíněné požadavky na jednoválcové motory menších kubatur. Zbylé základní parametry budou dopočítány na základě zde provedených voleb. Pro další výpočty je také nezbytné zvolit maximální otáčky výstupní hřídele, které jsou stanoveny na  $n = 9500 \text{ min}^{-1}$ . Otáčky musí být voleny i s ohledem na střední kluznou rychlost radiální lišty, jejíž hodnota se musí pohybovat pod určitou hranicí, jak bude dále zmíněno. [8]

$$P_e = 35 \text{ kW}$$

$$n = 9500 \text{ min}^{-1}$$

#### 3.1 VOLBA TVOŘÍCÍ KŘIVKY

Motor s krouživým pohybem pístu, jako je například i motor Wankelův, patří do skupiny motorů, jejichž pohyb pístu se skládá ze dvou základních pohybů. Tyto dva pohyby jsou rotačního charakteru a body rotoru motoru v takovémto případě opisují křivku, kterou nazýváme trochoida. Trochoid existuje široká škála a jejich tvar závisí na geometrii tvořícího mechanismu. Okamžitě lze vyloučit typy křivek, které nejsou uzavřené a též se nesmí v žádném bodě protínat. Pro soudobé motory Wankelova typu se používají výhradně dvouobloukové zkrácené epitrochoidy s označením 2:3. Taková křivka vzniká otáčením dvou ramen spojených rotační vazbou, kdy jedno z ramen má na konci tvořící bod, který opisuje zmíněnou křivku. Tvořící mechanismus je vyobrazen na obr. 4. [6]



Obr. 4 Tvořící mechanismus epitrochoidy [6]

### 3.2 POČET ROTORŮ

S ohledem na požadavek malé zástavby a nízké hmotnosti je zvolena varianta s jedním rotorem. Tuto volbu podporuje i fakt, že pro zadaný výkon je jedno-rotorová varianta dostačující. [6]

$$i_r = 1$$

### 3.3 STŘEDNÍ EFEKTIVNÍ TLAK

Po prostudování veškeré dostupné literatury [6], [5], [9], [10], [2] vyplývá, že střední efektivní tlaky se pohybují v rozmezí  $0,7 \text{ MPa}$  až  $1,2 \text{ MPa}$ . S ohledem na to, že bude v následujících kapitolách konstruován jednoválcový motor, je volen střední efektivní tlak  $0,9 \text{ MPa}$ .

$$p_e = 0,9 \text{ MPa}$$

### 3.4 KOMPRESNÍ POMĚR

Kompresní poměr působí na řadu parametrů ve spalovacím motoru. Zásadním způsobem ovlivňuje tepelnou účinnost motoru. U zážehových motorů je omezen hranicí kritického kompresního poměru, kdy po překročení této hranice začne střední efektivní tlak klesat. Tento pokles způsobují detonace, právě pokud je překročena tato hranice. Dnes, kdy je tvorba směsi a její dávkování povětšinou řízeno elektronikou, máme větší možnost předejít vzniku detonačního spalování. S ohledem na tyto skutečnosti může být zvolen vyšší kompresní poměr, než udává postarší literatura o Wankelových motorech ([6], [2], [10], [5]). [11] [9]

$$\varepsilon = 10$$

### 3.5 POMĚR RAMENE K EXCENTRICITĚ HŘÍDELE $\lambda$

Poměr ramene pístu k excentricitě hřídele je jeden ze základních parametrů charakterizujících motor Wankelova typu. Poměr  $\lambda$  může být vyjádřen pomocí dvou charakteristických rozměrů. Tyto veličiny jsou: [6]

- a) Rozměr  $a$  – charakterizuje poloměr kružnice opsané pístu
- b) Excentricita  $e$  – rozměr, který by se dal přirovnat k poloměru klikové hřídele u klasického recipročního motoru

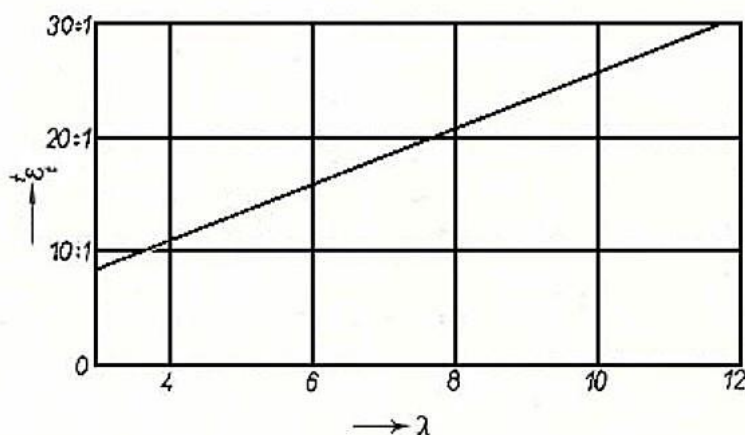
Vzhledem k tomu, že excentricita  $e$  a poloměr kružnice opsané pístu  $a$  mohou teoreticky nabývat jakékoliv hodnoty, je zaveden poměr  $\lambda$ . Pro tento poměr platí ovšem některá úskalí tak, aby bylo možné a výhodné vůbec Wankelův motor konstruovat. [6]

Poměr  $\lambda$  je definován takto: [6]

$$\lambda = \frac{a}{e} \tag{1}$$

Veličiny a parametry ovlivněné poměrem  $\lambda$ :

- V první řadě je poměrem  $\lambda$  ovlivněn objem komor motoru, a to tak, že s tímto rostoucím poměrem roste i zmíněný objem. Díky tomu můžeme dosahovat vyšších výkonů. Na druhou stranu se zvyšujícím poměrem rostou i zástavbové parametry motoru, tedy prodlužují se hlavní a vedlejší osa epitrochoidy. [6] [9]
- Za druhé,  $\lambda$  ovlivňuje kompresní poměr. Pokud budeme zvětšovat poměr  $\lambda$  při zvoleném objemu pracovní komory, pak kompresní poměr také poroste. Zde je na první pohled patrné, že nelze zvyšovat poměr  $\lambda$  do nekonečna, protože kompresní poměr je omezen, jak již bylo výše psáno. Kompresní poměr roste se zvyšujícím se  $\lambda$  velice rychle, hlavně pro zvolený typ epitrochoidy 2:3, jak můžeme pozorovat na grafu 1. [6]



Graf 1 Závislost teoretického kompresního poměru na součiniteli  $\lambda$  [6]

Dále je patrné, že již pro  $\lambda > 4$  je nutné vytvářet vybrání pístu tak, aby byl teoretický kompresní poměr snížen na únosnou mez. [6]

- Velikost poměru  $\lambda$  má také vliv na výkyv pístu. Pokud by došlo k nadměrnému výkyvu pístu, postupem času by mohlo dojít až k zadření radiální těsnicí lišty, a tak by došlo k poškození celého motoru. Z toho plyne, že musíme hodnotu  $\lambda$  držet na takové hodnotě, aby výkyv pístu nepřekonal nejvyšší dovolenou mez  $\delta_{max}$ . Literatura uvádí jako nejvyšší přípustnou hranici  $\delta_{max} = 30^\circ$ . Samozřejmě, že čím je výkyv menší, tím lépe pro radiální těsnicí lištu. [6]

Z výše uvedených kritérií je patrné, že volba poměru  $\lambda$  ovlivní mnoho parametrů motoru, a tak není vůbec jednoduché zvolit správnou hodnotu. Vezmeme-li v potaz všechna omezení a pravidla pro volbu toho poměru, nejčastěji  $\lambda$  nabývá hodnoty 6 až 8. [2]

V této práci byla zvolena  $\lambda$  o hodnotě 7,75. Jak bude dále vidět v kapitole Dopočet zbývajících hlavních parametrů motoru, hodnota 7,75 vychází nejlépe pro výpočet hodnot zbývajících veličin, aby tento motor splňoval všechny požadavky jak pro zástavbu, tak i pro úhel výkyvu pístu aj.

$$\lambda = 7,75$$

### 3.6 EXCENTRICITA HŘÍDELE

Excentricitu lze definovat jako vzdálenost osy hřídele motoru a osy pístu. V některých pramenech bývá excentricita označována také jako výstřednost. [6]

Excentricita má přímý vliv na velikost poloměrů ozubených kol, které zajišťují chod Wankelova motoru. Protože byla v jednom z výše psaných parametrů motoru zvolena epitrochoida typu 2:3, vychází poloměr malého kola s vnějším ozubením  $r_1 = 2e$  a poloměr velkého vnitřního ozubení  $r_2 = 3e$ . Tato dvě ozubení se navzájem stýkají v jednom bodě, a proto vzdálenost jejich středů lze vypočítat jako  $r_2 - r_1 = e$ . [9]

Parametr  $e$  také ovlivňuje průměr hřídele, která prochází menším z ozubených kol. [6]

S ohledem na výše zmíněná pravidla a další dopočet hodnot je zvolena excentricita o hodnotě:

$$e = 11 \text{ mm}$$

### 3.7 DOPOČET ZBÝVAJÍCÍCH HLAVNÍCH PARAMETRŮ MOTORU

#### 3.7.1 VÝPOČET RAMENE PÍSTU

V předchozí části této kapitoly byly postupně zvoleny hodnoty pro  $\lambda$  a  $e$ . Rameno pístu (neboli poloměr kružnice opsané pístu) můžeme vypočítat dle upravené rovnice 1:

$$a = \lambda \cdot e \text{ [mm]}$$

$$a = 85,25 \text{ mm}$$

#### 3.7.2 STŘEDNÍ KLUZNÁ RYCHLOST VRCHOLU RADIÁLNÍ LIŠTY

Střední kluznou rychlost  $v_{as}$  můžeme spočítat dle závislosti 2. Dle literatury [6] by se měla nacházet hodnota střední kluzné rychlosti pod hranicí  $28 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . [6]

Vztah pro výpočet střední kluzné rychlosti vrcholu radiální lišty: [6]

$$v_{as} = n \cdot e \cdot (0,037 + 0,0318 \cdot \lambda) \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (2)$$

$$v_{as} = 29,6205 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Zde střední rychlost vychází nad dovolenou hranicí, ale vzhledem k tomu, že uvedená literatura byla vydána v roce 1970, hodnota zde vypočtená může být považována za vyhovující z hlediska použití dnešních konstrukčních materiálů a technologií výroby.

#### 3.7.3 VÝPOČET ŠÍŘKY SKŘÍNĚ

Pro výpočet šířky skříně potřebujeme nejprve určit teoretický kompresní poměr  $\varepsilon_t$  konstruovaného motoru a pomocí něj určíme koeficient  $k_2$ . [6]

Teoretický kompresní poměr se určí dle rovnice: [6]

$$\varepsilon_t = 1 + 2,48 \cdot \lambda \text{ [-]} \quad (3)$$

$$\varepsilon_t = 20,22$$

Výpočet koeficientu  $k_2$  následně můžeme provést dle rovnice: [6]

$$k_2 = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_t} \quad [-] \quad (4)$$

$$k_2 = 0,4946$$

Jakmile známe teoretický kompresní poměr a koeficient  $k_2$ , nic nám nebrání přejít k výpočtu šířky skříně motoru  $h_s$ .

K výpočtu šířky skříně použijeme rovnici: [6]

$$h_s = \frac{3000}{6 \cdot \sqrt{3}} \cdot \frac{0,037 + 0,0127 \cdot \left(\frac{1}{k_2} \cdot \varepsilon - 1\right)}{\left(\frac{1}{k_2} \cdot \varepsilon - 1\right) \cdot e \cdot v_{as}} \cdot \frac{P_e}{p_e} \quad [dm] \quad (5)$$

Kde:	$h_s$	[dm]	- šířka skříně motoru
	$e$	[dm]	- excentricita klikové hřídele
	$v_{as}$	[dm · s <sup>-1</sup> ]	- střední kluzná rychlost vrcholu radiální lišty
	$k_2$	[-]	- koeficient
	$\varepsilon$	[-]	- kompresní poměr
	$P_e$	[kW]	- efektivní výkon motoru
	$p_e$	[daN · cm <sup>-2</sup> ]	- střední efektivní tlak

Pozn.: Výše jsou uvedeny jednotky, ve kterých musí být dosazeno, aby výsledky vztahu pro výpočet šířky skříně byly správné.

Po provedení výpočtu dostaneme hodnotu šířky skříně:

$$h_s = 0,5039 \text{ dm} = 50,39 \text{ mm}$$

Aby bylo možné snadněji konstruovat skříně a ostatní součásti, byla šířka skříně motoru zaokrouhlena na nejbližší lepší hodnotu (tato hodnota je uvažována v následujících výpočtech):

$$h_s = 0,504 \text{ dm} = 50,4 \text{ mm}$$

### 3.7.4 VÝPOČET PRACOVNÍ PLOCHY A OBJEMU PRACOVNÍ KOMORY

Proto, aby bylo možné vypočítat objem jedné pracovní komory motoru  $V_h$ , musí být nejdříve určena pracovní profilová plocha jedné komory  $S_h$ : [6]

$$S_h = 3 \cdot \sqrt{3} \cdot e^2 \cdot \lambda \quad [m^2] \quad (6)$$

V této rovnici se musí excentricita  $e$  dosazovat v metrech, tak abychom dostali správný výsledek. Poté nám vychází pracovní profilová plocha jedné komory:

$$S_h = 0,0049 \text{ m}^2$$

Výpočet objemu jedné pracovní komory  $V_h$  lze provést dle rovnice 7: [6]

$$V_h = S_h \cdot h_s \text{ [m}^3\text{]} \quad (7)$$

Pozn.: Hodnoty  $S_h, h_s$  zde dosazujeme v metrech.

Po dokončení výpočtu vychází objem jedné pracovní komory:

$$V_h = 2,4558 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 = 245,58 \text{ cm}^3$$

Jelikož u jedno-rotorového Wankelova motoru máme v jedné skříní tři pracovní komory, celkový objem motoru  $V_{hcel}$  můžeme získat jednoduchým výpočtem:

$$V_{hcel} = V_h \cdot 3$$
$$V_{hcel} = 736,74 \text{ cm}^3$$

### 3.7.5 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO VÝKYVU PÍSTU

Maximální výkyv pístu  $\delta_{max}$  nesmí překročit hranici  $30^\circ$  tak, jak bylo zmíněno výše, aby bylo možné docílit správného fungování radiální těsnicí lišty. Proto musíme uskutečnit kontrolní výpočet výkyvu pístu, abychom předešli překročení této hodnoty. [6]

Pro výpočet maximálního výkyvu využijeme rovnici 8: [6]

$$\sin(\delta_{max}) = \frac{3}{\lambda} \quad (8)$$

Pro výše zvolené a vypočítané hodnoty vychází maximální výkyv pístu  $\delta_{max}$ :

$$\delta_{max} = 22,774^\circ$$

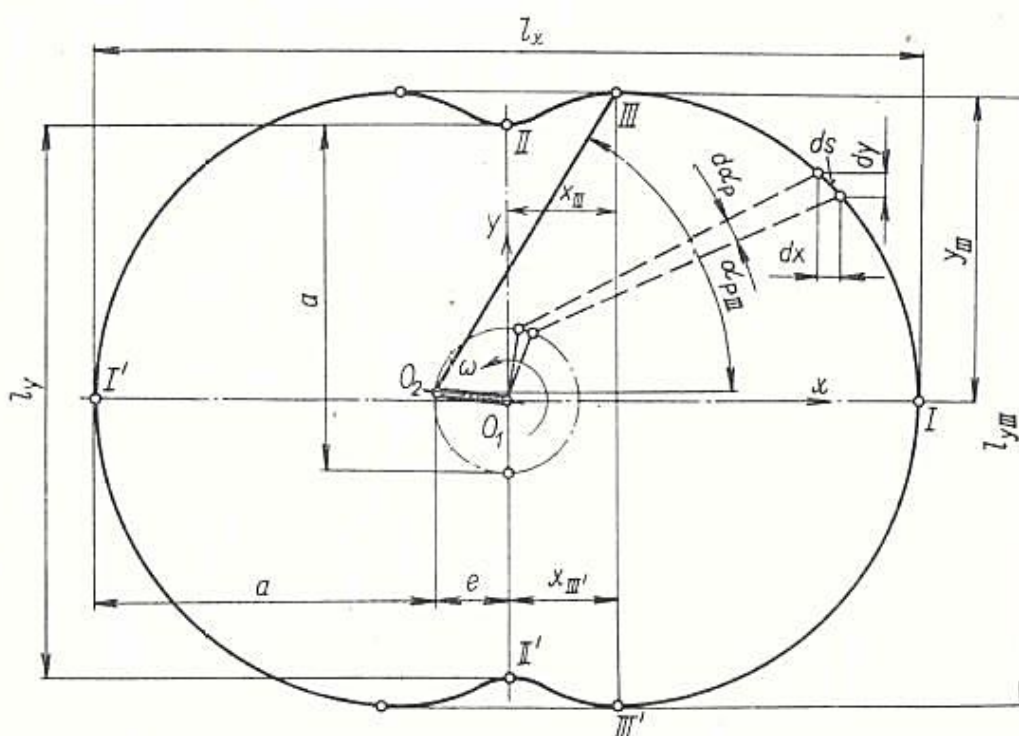
Je tedy na první pohled patrné, že hodnota maximálního výkyvu pístu vyhovuje.

## 4 GEOMETRIE VNITŘNÍHO PROFILU SKŘÍNĚ

Tato kapitola bude věnována vytvoření, to znamená výpočtu a následnému vykreslení, vnitřního profilu skříně Wankelova motoru. Jak již bylo dříve uvedeno, byl zvolen typ skříně tvořený zkrácenou epitrochoidou 2:3.

### 4.1.1 VÝPOČET ZÁKLADNÍCH ROZMĚRŮ SKŘÍNĚ

Na obr. 5 je znázorněn teoretický profil skříně, v níž u Wankelova motoru koná svůj pracovní pohyb píst. Tento prostor je tvořen epitrochoidou, jejíž hlavní rozměry jsou závislé především na velikosti excentricity  $e$  a hodnotě poměru  $\lambda$ . Díky tomu jsme schopni správnou volbou jednotlivých těchto parametrů do jisté míry ovlivnit tvar motoru tak, aby lépe vyhovoval požadované aplikaci. [2]



Obr. 5 Délkové rozměry epitrochoidy [6]

Jedním ze základních pravidel platících pro Wankelův motor je: [6]

$$\frac{n}{n_p} = \frac{1}{1-i} = 3 \quad (9)$$

Z rovnice 9 tedy plyne: [6]

$$\frac{\omega_p}{\omega} = \frac{\alpha_p}{\alpha} = \frac{1}{3} \quad (10)$$

Kde:  $n, n_p$  [ $s^{-1}$ ] - otáčky excentrické hřídele, otáčky pístu  
 $i$  [-] - převodový poměr mechanismu



$$\begin{array}{ll} \omega, \omega_p \text{ [}^\circ \cdot \text{s}^{-1}\text{]} & - \text{úhlová rychlost excentr. hřídele, pístu} \\ \alpha, \alpha_p \text{ [}^\circ\text{]} & - \text{úhel natočení excentr. hřídele, pístu} \end{array}$$

Zvolíme-li  $\alpha_p$  jako proměnný parametr, který vyjadřuje natočení pístu ve skříní motoru, pak můžeme vyjádřit souřadnice jednotlivých bodů ležících na hranici skříně pomocí následujících parametrických rovnic: [6] [2]

$$\begin{aligned} x &= e[\cos(3\alpha_p) + \lambda \cdot \cos(\alpha_p)] \\ y &= e[\sin(3\alpha_p) + \lambda \cdot \sin(\alpha_p)] \end{aligned} \quad (11)$$

Dále dle obr. 5 můžeme určit hlavní rozměry skříně: [6]

- a) Určení délky hlavní osy skříně:

$$\overline{I I'} = l_x = 2e(\lambda + 1) \text{ [mm]} \quad (12)$$

- b) Určení délky malé osy skříně:

$$\overline{II II'} = l_y = 2e(\lambda - 1) \text{ [mm]} \quad (13)$$

- c) Určení maximální šířky epitrochoidy:

$$\overline{III III'} = l_{yIII} = \frac{2\sqrt{3}}{9} e\sqrt{\lambda + 3}(\lambda + 3) \text{ [mm]} \quad (14)$$

- d) Určení souřadnice  $x$ , v níž se nachází největší šířka epitrochoidy:

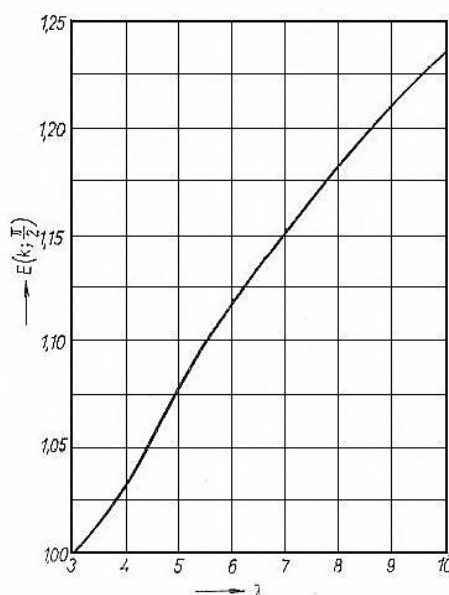
$$x_{III} = \pm \frac{\sqrt{3}a}{9} \sqrt{9 - \lambda} \text{ [mm]} \quad (15)$$

V určitých případech, například pokud řešíme střední rychlost radiální těsnicí lišty, je k užítku znát obvod skříně, tedy délku epitrochoidy  $s$ : [6]

$$s = 4 \cdot e(\lambda + 3) \cdot E\left(k; \frac{\pi}{2}\right) \text{ [mm]} \quad (16)$$

Člen  $E\left(k; \frac{\pi}{2}\right)$  je tzv. eliptický úplný integrál a jeho hodnotu si pro představu můžeme vyčíslit v závislosti na  $\lambda$  pomocí grafu 2. Pro další výpočty je samozřejmě výhodnější určit jeho hodnotu přesně pomocí výpočtu v některém z výpočetních programů. [6]

Pro zde zvolenou konfiguraci je stanovena hodnota  $E\left(k; \frac{\pi}{2}\right) = 1,175$ .



Graf 2 Průběh křivky úplného eliptického integrálu v závislosti na  $\lambda$  [6]

Zde jsou uvedeny hodnoty délek základních parametrů pro skříň konstruovaného motoru:

$$l_x = 192,5 \text{ mm}$$

$$l_y = 148,5 \text{ mm}$$

$$l_{yIII} = 149,2291 \text{ mm}$$

$$x_{III} = 18,3429 \text{ mm}$$

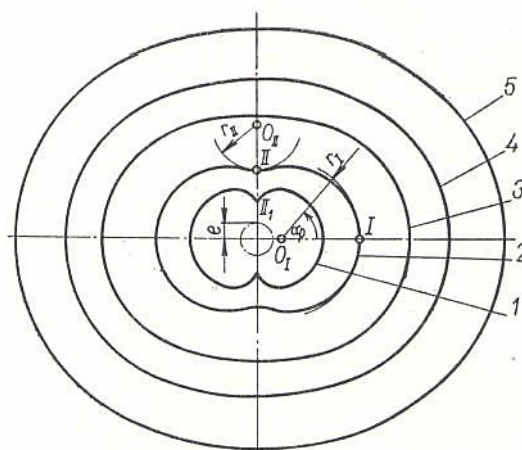
$$s = 555,775 \text{ mm}$$

#### 4.1.2 OSKULAČNÍ KRUŽNICE

Aby v dřívějších dobách mohl být jednoduše a bez zbytečných komplikací sestrojen správný vnitřní tvar skříně motoru (správný tvar epitrochoidy) bylo výhodné znát poloměry oskulačních kružnic, které se nachází v jejich vrcholech a mohou tak částečně nahradit tvar této složité křivky. [6]

Dnes již nejsou oskulační kružnice zapotřebí, protože epitrochoida může být vykreslena pomocí parametrických rovnic v některém z dostupných výpočetních nebo konstrukčních programů. Na druhou stranu pro úplnost práce, zde bude o oskulačních kružnicích pojednáno.

Dle obr. 6 je nutné znát dva poloměry oskulačních kružnic ve dvou vrcholech epitrochoidy. Díky tomu, že je epitrochoida symetrická, zbylé dva poloměry budou dle symetrie stejné. [6]



Obr. 6 Tvar epitrochoidy  $E_{2:3}$  v závislosti na  $\lambda$  [6]

Rovnice pro určení jednotlivých poloměrů dle obr. 6: [6]

$$r_I = e \frac{(\lambda + 3)^2}{\lambda + 9} \quad [mm] \quad (17)$$

$$r_{II} = e \frac{(\lambda - 3)^2}{\lambda - 9} \quad [mm] \quad (18)$$

Pro konstruovaný motor vychází hodnoty poloměrů oskulačních kružnic takto:

$$r_I = 75,892 \text{ mm}$$

$$r_{II} = 198,550 \text{ mm}$$

Protože koeficient  $\lambda$  nabývá vždy pouze kladné hodnoty, poloměr  $r_I$  bude také vždy kladný (lze odvodit z rovnice 17). Střed oskulační kružnice o poloměru  $r_I$  se nachází vždy uvnitř epitrochoidy. Ovšem pro oskulační kružnici s poloměrem  $r_{II}$  je situace jiná. Pro  $\lambda = 3$  se poloměr  $r_{II}$  rovná nule. Pokud se  $\lambda$  nachází v intervalu  $(3; 9)$ , poloměr  $r_{II}$  nabývá záporné hodnoty a střed této kružnice se nachází mimo oblast komory. Jestliže se  $\lambda = 9$ , kružnice nabývá nekonečného poloměru a v bodě  $II$  je epitrochoida tvořena přímkou. Pro  $\lambda > 9$  se poloměr  $r_{II}$  stává kladným a střed této kružnice se nachází vně skříně. Pokud se  $\lambda$  stále více zvětšuje, tak se tvar skříně blíží kružnici. V reálné situaci se však, jak již bylo zmíněno,  $\lambda$  pohybuje nejčastěji v intervalu  $(6; 8)$ , což znamená, že skříň má tvar jako křivka 2 na obr. 6. [6]

Do této chvíle bylo předpokládáno, že vnitřní profil skříně je tvořen epitrochoidou. Ovšem po vnitřní epitrochoidě se hýbe střed zaoblení radiální těsnicí lišty (která je umístěna ve vrcholu rotoru). Skutečný profil vnitřku skříně je poté ekvidistantou o vzdálenost poloměru zaoblení těsnicí lišty od původní epitrochoidy. Souřadnice bodů nacházejících se na ekvidistantním profilu lze získat dle následujících závislostí: [6]

$$x_0 = x + \Delta x$$

$$y_0 = y + \Delta y \quad (19)$$

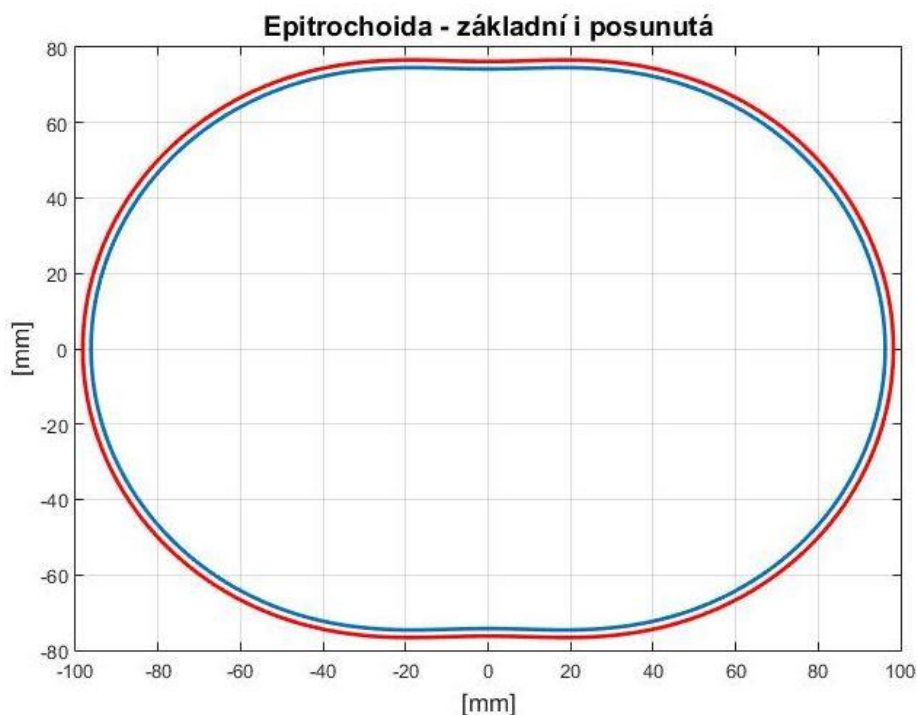
Kde:  $x_0, y_0$  [mm] - souřadnice ekvidistantního profilu  
 $\Delta x, \Delta y$  [mm] - hodnota posuvu  
 $x, y$  [mm] - souřadnice původní epitrochoidy

Konečné rovnice pro výpočet souřadnic jednotlivých bodů na ekvidistantním profilu: [6]

$$x_0 = e[\cos(3\alpha_p) + \lambda \cdot \cos(\alpha_p)] + r_L \frac{\cos(3\alpha_p) + \frac{1}{3}\lambda \cdot \cos(\alpha_p)}{\sqrt{1 + \frac{\lambda^2}{9} + \frac{2}{3}\lambda \cdot \cos(2\alpha_p)}}$$

$$y_0 = e[\sin(3\alpha_p) + \lambda \cdot \sin(\alpha_p)] + r_L \frac{\sin(3\alpha_p) + \frac{1}{3}\lambda \cdot \sin(\alpha_p)}{\sqrt{1 + \frac{\lambda^2}{9} + \frac{2}{3}\lambda \cdot \cos(2\alpha_p)}} \quad (20)$$

Kde:  $\alpha_p$  [°] - úhel natočení rotoru  
 $r_L$  [mm] - poloměr radiální těsnicí lišty



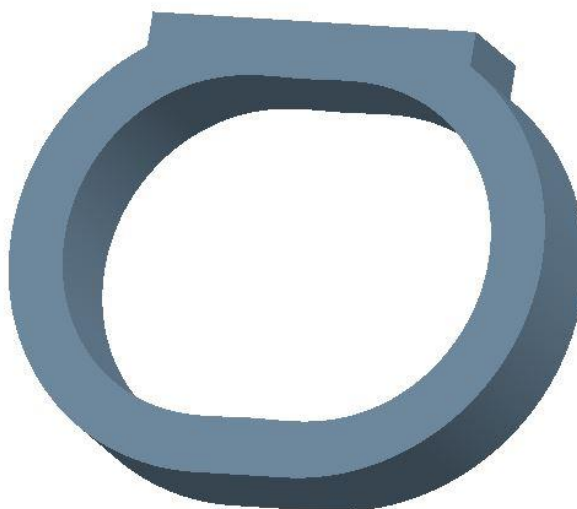
Graf 3 Znárodnění základní a posunutá epitrochoidy

Na grafu 3 lze pozorovat vyobrazení původní a posunutá epitrochoidní křivky. Ekvidistantní křivka je posunutá o 2 mm, což je hodnota poloměru zaoblení radiálního těsnění. Volba poloměru zaoblení radiální lišty bude vysvětlena v následující kapitole 9. K ekvidistantnímu

profilu se přistupuje hlavně z důvodu dosažení větší stability radiální těsnicí lišty v drážce, a tak dochází ke zlepšení funkce těsnění a radiální lišta se ve své drážce tolik nevzpříčuje. [10]

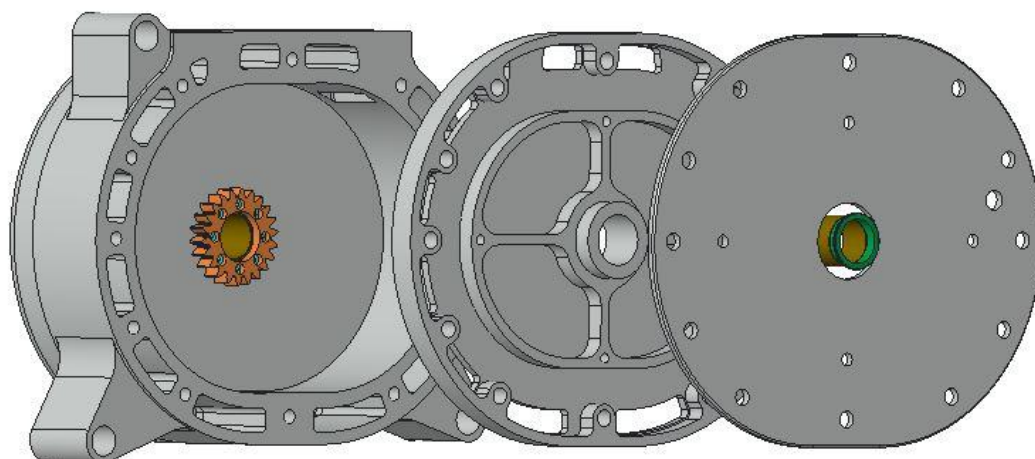
#### 4.1.3 POSTUP TVORBY SKŘÍNĚ KONSTRUOVANÉHO MOTORU

Po vykreslení ekvidistantní epitrochoidní křivky, která tvoří vnitřní pracovní profil skříně, byly souřadnice jednotlivých bodů vyexportovány z programu Matlab a následně importovány do 3D konstrukčního programu Creo, kde byla epitrochoida opět vytvořena. Následně byly navrženy i vnější rozměry skříně motoru. Jakmile byly určeny všechny tyto nezbytné rozměry skříně, byl vytvořen první 3D model, který bude dále opracováván podle dalších kapitol až do finálního tvaru. První model skříně je možné pozorovat na obr. 7.



Obr. 7 Návrh základních rozměrů skříně

Pouze pro porovnání je zde uveden i konečný model skříně po aplikaci všech následujících změn. Čtenář si tak snáze může utvořit obrázek, kolik změn bylo nutno udělat mezi prvotním návrhem a konečnou sestavou.



Obr. 8 Konečný model skříně s bočními kryty, kluznými ložisky, těsnicími kroužky a pevným ozubením fázovacího převodu

## 5 GEOMETRIE PÍSTU

Geometrie pístu může být téměř jakéhokoliv tvaru, ale hlavním a nezbytným požadavkem je, aby při rotaci pístu nedošlo ke kolizi s epitrochoidálním profilem skříně motoru v jakékoliv jeho možné pozici. V reálné situaci se tvar rotoru blíží rovnoramennému trojúhelníku, ale jeho strany nejsou přímé, nýbrž jsou tvořeny konvexní křivkou. [10]

Z hlediska dobré komprese a interního spalování je vhodnost tohoto tvaru pístu založena na dvou podmínkách: [10]

- Dosahuje se minimálního objemu mezi rotorem a skříní motoru, a tak dochází k dobré kompresi.
- Malý objem mezi skříní a pístem spolu s dosažením kvalitní komprese podporuje tepelnou účinnost motoru.

Nejvyššího kompresního poměru se ovšem dosahuje, pokud je křivka boku pístu stejná jako obálková křivka epitrochoidy. Jelikož by ale při takovémto uspořádání vycházely velice vysoké kompresní poměry, musí se do pístu vytvořit vybrání tak, aby bylo dosaženo zvoleného kompresního poměru. V případě této diplomové práce kompresní poměr činí  $\varepsilon = 10$ . [10]

### 5.1.1 TEORETICKÝ PROFIL BOKU PÍSTU

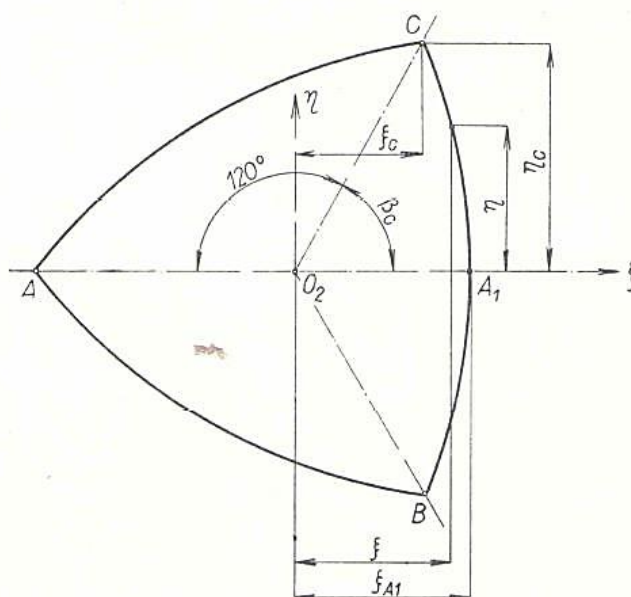
Teoretický profil boku pístu je určený křivkou skříně, tedy epitrochoidou. Tento profil může být vytvořen tak, že menší kolo, které je spojeno s křivkou vnitřního profilu skříně motoru, odvalujeme uvnitř většího kola, jež je nepohyblivé. V situaci, kdy je skříně tvořena zkrácenou epitrochoidou, lze teoretický profil pístu vytvořit pomocí dvou parametrických rovnic v pravoúhlé soustavě souřadnic  $\xi, \eta$ : [6]

$$\xi = e \left[ \lambda \cdot \cos(2\varphi) - \frac{3}{\lambda} \sin(6\varphi) \cdot \sin(2\varphi) + \frac{6}{\lambda} \sqrt{\left(\frac{\lambda}{3}\right)^2 - \sin^2(3\varphi)} \cdot \cos(3\varphi) \cdot \cos(2\varphi) \right]$$

$$\eta = e \left[ \lambda \cdot \sin(2\varphi) - \frac{3}{\lambda} \sin(6\varphi) \cdot \cos(2\varphi) + \frac{6}{\lambda} \sqrt{\left(\frac{\lambda}{3}\right)^2 - \sin^2(3\varphi)} \cdot \cos(3\varphi) \cdot \sin(2\varphi) \right]$$
(21)

Kde:  $\xi, \eta$  [mm] - souřadnice bodů na boku pístu  
 $\varphi$  [rad] - parametr

Abychom mohli sestavit kompletní profil pístu motoru dle rovnic 21, stačí nám znalost pouze křivky mezi body  $A_1$  a  $C$ . Díky symetrii pístu lze poté celý profil dokreslit pouze se znalostmi této části (obr. 9). Pro tuto část křivky nabývá parametr  $\varphi$  hodnot v mezích od  $\varphi_1 = \pi$  do  $\varphi_2 = \frac{7}{6}\pi$ . [6]



Obr. 9 Teoretický profil pístu [6]

Pokud dosadíme do příslušných rovnic 21, tak abychom dostali souřadnice bodů  $A_1$ , resp.  $C$  dostaneme upravené rovnice: [6]

$$\xi_{A1} = e(\lambda - 2)$$

$$\eta_{A1} = 0$$

$$\xi_C = \frac{1}{2}e\lambda$$

$$\eta_C = \frac{\sqrt{3}}{2}e\lambda$$

(22)

O kapitulu výše bylo uvedeno, že skutečný tvar vnitřního vybrání skříně není epitrochoida, ale její ekvidistanta, která je vzdálená od původní křivky o hodnotu zaoblení vrcholu radiální lišty  $r_L$ . Skutečný profil pístu motoru je poté také ekvidistantní od teoretického profilu, a to o stejnou hodnotu poloměru zaoblení radiální lišty  $r_L$ . Protože je ale výpočet tohoto ekvidistantního profilu časově velice náročný a tvar křivek pístu může být libovolný, jak bylo výše zmíněno, lze s dostatečnou přesností profil pístu nahradit kruhovým obloukem jehož poloměr  $r_K$  je: [6]

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

(23)

Kladné hodnotě  $r_K$  odpovídá oblouk vypouklý, záporné hodnotě vydutý oblouk a nulové hodnotě poloměru  $r_K$  odpovídá profil přímkový. Tuto skutečnost lze nejlépe vyjádřit následujícími podmínkami: [6]

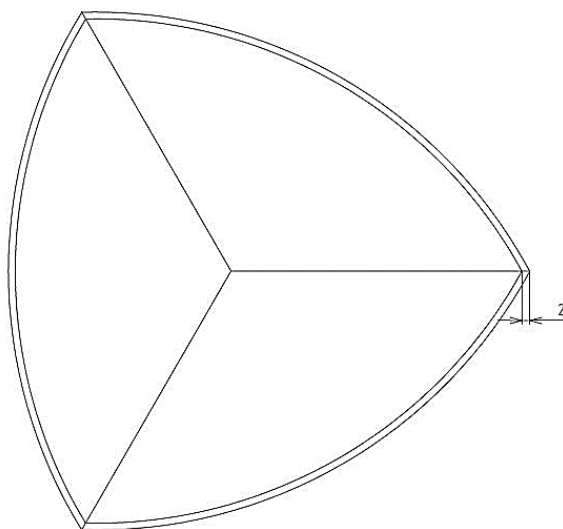
$$\lambda < 4 \Rightarrow r_K < 0$$

$$\lambda = 4 \Rightarrow r_K = \infty$$

$$\lambda > 4 \Rightarrow r_K > 0$$

Pro motor konstruovaný v této diplomové práci vychází poloměr kruhového oblouku:

$$r_K = 142,45 \text{ mm}$$



Obr. 10 Profil rotoru – původní i posunutý

Tak jako u epitrochoidy u skříně motoru i u pístu provádíme zvětšení a vytváříme ekvidistantní profil (obr. 10) tak, aby byly zachovány alespoň v přijatelné míře rozměry spalovacího prostoru. Hodnota ekvidistanty je taktéž hodnota zaoblení radiální těsnicí lišty, a tudíž  $2 \text{ mm}$ . Do vrcholů pístu dále budou vyfrézovány drážky pro radiální těsnění. [10]

### 5.1.2 VYBRÁNÍ PÍSTU

Teoretický kompresní poměr  $\varepsilon_t = 20,22$ , který byl vypočítán v kapitole 3, je příliš vysoký, aby mohl být užít ve spalovacím motoru. Proto se v rotoru Wankelova motoru vytváří vybrání materiálu, které zabezpečuje snížení kompresního poměru na námi zvolenou mez. Tato mez  $\varepsilon = 10$  byla zvolena na počátku vytváření výpočtů. Ovšem vybrání materiálu zde není pouze pro snížení kompresního poměru, ale i proto, aby se čerstvě nasátá směs do spalovacího prostoru koncentrovala v jednom místě a mohla tak být snáze zapálena. Objem materiálu, jenž je nutno odebrat, abychom dosáhli požadované meze, můžeme určit z rovnice: [6]

$$\varepsilon = \frac{h_p S_{max} + V}{h_p S_{min} + V} \quad (24)$$

Kde:  $h_p$  [mm] - šířka rotoru



$S_{max}$	$[mm^2]$	- maximální plocha mezi rotorem a skříní
$S_{min}$	$[mm^2]$	- minimální plocha mezi rotorem a skříní
$V$	$[mm^3]$	- objem vybrání
$\varepsilon$	$[-]$	- zvolený konečný kompresní poměr

Z výše uvedené závislosti pro výpočet vybrání je patrné, že musíme určit plochy  $S_{max}$  a  $S_{min}$ , které můžeme určit dle následujících vztahů: [6]

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

$$S_{min} = e^2 \left[ \pi + \left( \frac{1}{3}\pi - \frac{\sqrt{3}}{4} \right) \lambda^2 - 3 \frac{\sqrt{3}}{2} \lambda \right] - S_4$$
(25)

Kde:  $S_4$   $[mm^2]$  - plocha závisící na druhu profilu pístu

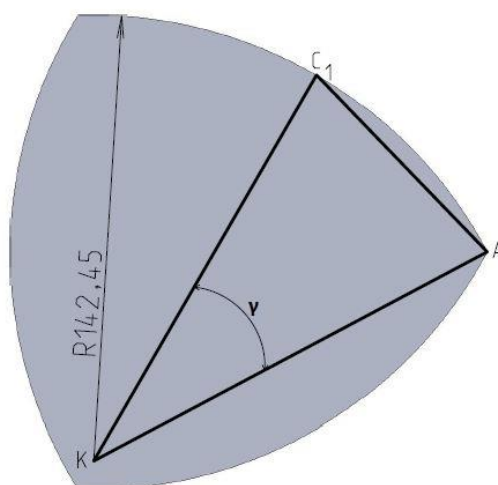
Plocha  $S_4$  závisí na tvaru profilu pístu a pro lepší představu je znázorněna na obr. 12. Protože v této práci je pro profil pístu použit kruhový oblouk, plocha  $S_4$  je určena následující závislostí: [6]

$$S_4 = r_K^2 \left[ \frac{\pi}{180} \cdot \gamma^{[^\circ]} - \frac{1}{2} \sin(2\gamma) \right]$$
(26)

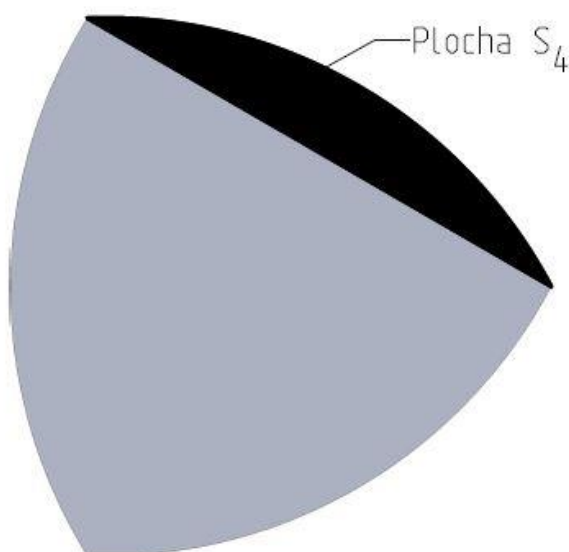
Kde:  $\gamma$   $[^\circ]$  - úhel na rotoru vymezený trojúhelníkem  $C_1KA$  dle obr. 11

Úhel  $\gamma$  vyobrazený na obr. 11 můžeme určit dle následující závislosti: [6]

$$\gamma = \sin^{-1} \left[ \frac{\sqrt{3}}{2} \frac{\lambda(\lambda - 4)}{(\lambda - 1)^2 + 3} \right]$$
(27)



Obr. 11 znázornění úhlu  $\gamma$



Obr. 12 Znáznornění plochy  $S_4$  na rotoru

Jakmile provedeme všechny potřebné výpočty dle výše uvedených závislostí, získáme konečnou hodnotu objemu materiálu pro odebrání tak, aby byl dosažen námi zvolený kompresní poměr. Pro motor vytvářený v této práci vychází jednotlivé hodnoty takto:

$$\gamma = 31,216^\circ$$

$$S_4 = 2061,6 \text{ mm}^2$$

$$S_{max} = 5218,5 \text{ mm}^2$$

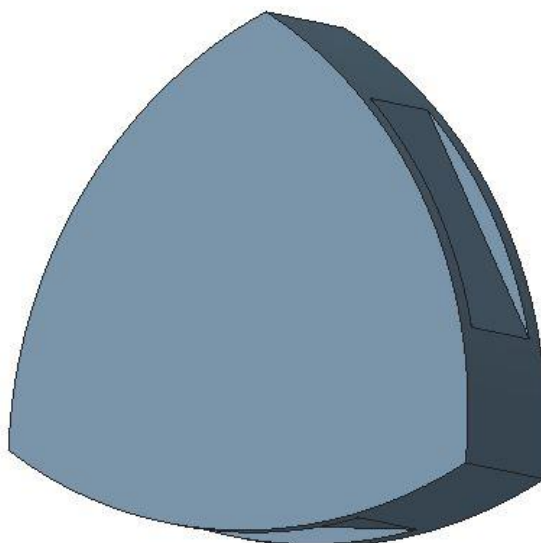
$$S_{min} = 345,8 \text{ mm}^2$$

$$V = 9859,8 \text{ mm}^3$$

Tudíž pro dosažení zvoleného kompresního poměru  $\varepsilon = 10$  musí být vytvořena dutina v pístu motoru o objemu  $V = 9859,8 \text{ mm}^3$ .

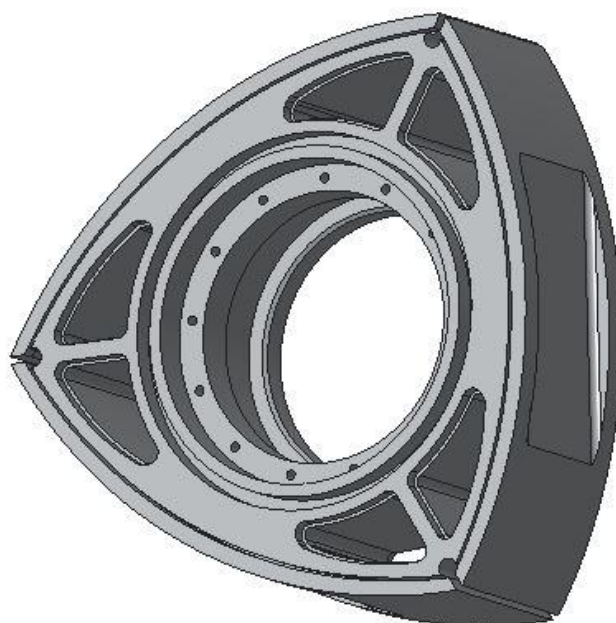
### 5.1.3 POSTUP TVORBY ROTORU KONSTRUOVANÉHO MOTORU

Obdobně jako u skříně motoru byly nejprve určeny základní rozměry konstruovaného rotoru a následně byl sestrojen prvotní model rotoru. Protože však byla zvolena konstrukce vnějších rozměrů rotoru pomocí kruhového oblouku, nemusely zde být exportovány body z programu Matlab. Byl pouze sestrojen vnější ekvidistantní profil, kterému byla přidělena příslušná tloušťka. Do takto připraveného modelu byla vytvořena vybrání o vypočítaném objemu. První návrh rotoru je možné sledovat na obr. 13.



*Obr. 13 Návrh základních rozměrů rotoru*

Stejně jako v předešlé kapitole i zde bude uveden obrázek konečného rotoru pro možnost vytvoření představy, kolik změn bylo nutno vytvořit v samotném tělese rotoru tak, aby mohl plnit svou funkci.



*Obr. 14 Finálně upravené těleso rotoru s odlehčovacími otvory, drážkami pro jednotlivé těsnicí lišty a vybráním v pracovní ploše*

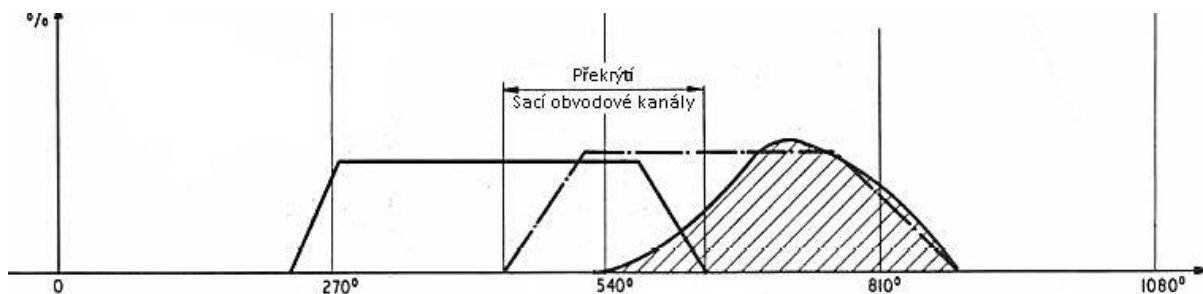
## 6 SÁNÍ A VÝFUK

Výkon motoru s vnitřním spalováním přímo závisí na množství směsi paliva a vzduchu nasátého do prostoru, kde probíhá spalování. Nasátí této směsi do válce/komory u nepřepřlňovaných motorů s nepřímým vstřikem probíhá díky podtlaku, který je vytvořen ve spalovacím prostoru. Podtlak vzniká díky pohybu pístu (rotaci u Wankelova motoru). [10]

Množství nasátého vzduchu a paliva ovlivňuje hned několik faktorů (nehledě na polohu škrtecí klapky v sání): [10]

1. Velikost podtlaku v komoře
2. Efektivita otevření sacího kanálu
3. Tvar sacího kanálu
4. Délka a průřez sacího kanálu
5. Zapnutý nebo vypnutý sytič nebo u modernějších spalovacích motorů na množství vstříknutého paliva (řízeno elektronicky)
6. Odpor vzduchového filtru
7. Tlakové rázy způsobené vyfukováním spalin ze spalovacího prostoru

Klasický spalovací zážehový motor s vratným pohybem pístu a Wankelův motor se od sebe neliší až tak podmínkami proudění směsi v kanálech, ale hlavní rozdíl mezi nimi se nachází v rychlosti otevírání kanálů, způsobu jejich otevírání, v době jejich otevření a v jejich průřezích. Zatím, co u klasického čtyřdobého motoru je otevírání sacích kanálů pozvolné pomocí ventilu a doba plného otevření jen velmi krátká, u Wankelova motoru je otevření sacího kanálu velmi rychlé (přechodem vrcholu rotoru) a sací kanál je otevřen po relativně dlouhou dobu (obdobně je to i u výfukových kanálů). Tuto skutečnost je možné pozorovat na grafu 4. [10]



Graf 4 Překrytí sacích kanálů [10]

### 6.1 SACÍ A VÝFUKOVÉ KANÁLY

U typu motoru, jakým je Wankelův motor, máme dvě základní možnosti, kam umístit sací a výfukový kanál. První variantou je umístění kanálů do kluzné plochy skříně (obvodové kanály) a druhou možností je vyústění z vík skříně (boční kanály). [6]

Průtok v kanálech závisí jak na průtokové ploše, tak také na způsobu napojení kanálu na další navazující prvky v sání či výfuku. Například výfukový kanál, který má ostré vyvedení na epitrochoidní profil dovoluje průtok o 25 % méně spalin než kanál o stejné ploše, který je na konci vhodně zaoblený. Naopak v jiných situacích mohou být ostré konce u výfukových kanálů velice žádané. Ostrý konec se otevírá velice rychle, díky tomu náhlý odvod plynů

vyvolává ve správný čas tlakový pokles v rámci prostoru komory. Tím je velice podpořeno nasávání čerstvé směsi. Proto většina Wankelových motorů spoléhá na kanály s ostrými hranami, pouze málo z nich disponuje malým zaoblením. [10]

### 6.1.1 OBVODOVÉ KANÁLY

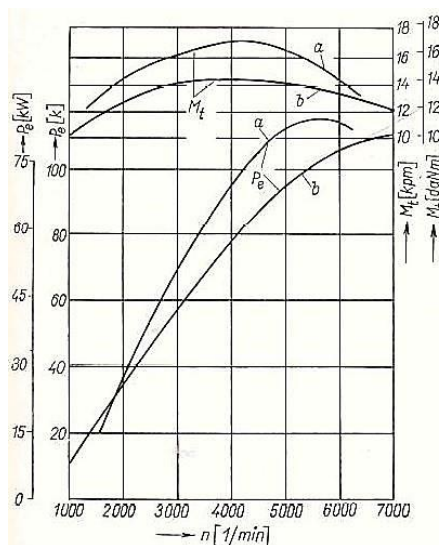
Obvodové kanály vyúsťují do komory motoru po jejím obvodu a jsou ovládány hranami radiálních těsnicích lišt, které při rotaci pístu kanály přecházejí, a tak oddělují jednotlivá sání a výfuky. Tyto kanály nejsou nikdy zavřeny a při sání je množství nasáté směsi vzduchu s palivem do komor funkcí pouze plochy kanálu a doby mezi jednotlivými průchody těsnicích lišt. Stejná pravidla platí i pro výfukové kanály. [10] [6]

Obvodové kanály se také vyznačují velice strmým nárůstem průtočné plochy. V tomto důsledku zde vznikají tlakové vlny v potrubí, a tím zde vzniká prostor pro zvýšení stupně plnění komory. Také využití obvodových kanálů vede k většímu nominálnímu překrytí sání a výfuku, kdy se při ještě relativně velkém tlaku spalin již otevírá sání do stejného prostoru. Tato skutečnost činí motor s obvodovými kanály hlučnější než motor s kanály bočními. [10] [6]

Při pohledu na graf 5, porovnáním těchto křivek lze usoudit, že motor s obvodovými kanály bude předurčen k vyšším rychlostem a vyšším výkonovým sférám. Výše těchto sfér je závislá především na tření v motoru, mazání, správném času a dokonalosti zapálení směsi. [10]

### 6.1.2 BOČNÍ KANÁLY

Boční kanály ústí do komory Wankelova motoru z bočních vík a jejich ovládání je zajištěno pomocí čelní plochy pístu. Boční kanály pro svou funkci vyžadují delší potrubí (kanál je delší, protože musí být veden navíc bočním krytem motoru), a to má přímý vliv na to, že nedosahují tak velkých průřezů. Také se oproti kanálům obvodovým otevírají pozvolněji a jsou otevřeny kratší čas. V důsledku to znamená, že se do motoru dostane menší množství směsi paliva se vzduchem, a tak motor dosahuje menšího výkonu (graf 5). Avšak výhodou zde může být, že dochází k menšímu překrytí fáze sání a fáze výfuku, čehož může být dosaženo pozdějším otevíráním sacího kanálu. Pozdějšího otevření sání lze docílit díky tomu, že lze jednodušeji změnit pozici vyústění kanálu do komory. [6] [10]

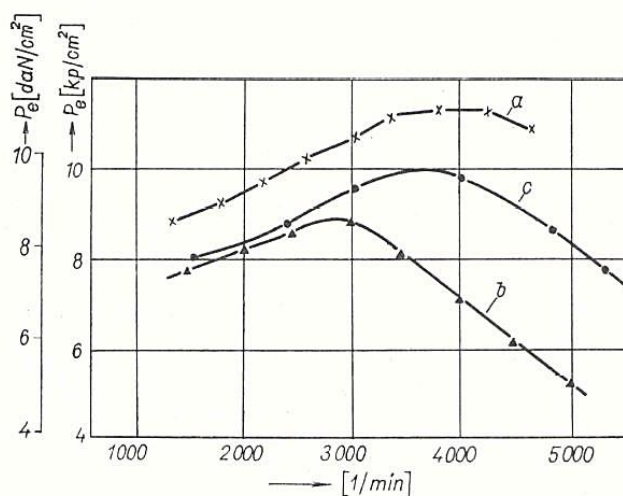


Graf 5 Vnější charakteristiky motorů KKM-612 (a) a Mazda 0813 (b) [6]

### 6.1.3 POROVNÁNÍ OBVODOVÝCH A BOČNÍCH KANÁLŮ

Jako hlavní rozdíl mezi těmito dvěma typy kanálů je to, že obvodové kanály jsou lépe využitelné pro dosažení vyšších výkonů ve vyšších otáčkových spektrech motoru, zatímco boční kanály poskytují zlepšený výkon v nižších otáčkových rozmezích, avšak za cenu nižší objemové účinnosti naplnění válce a také výkonu ve vyšších otáčkách. [10]

Největší nevýhodou bočních kanálů je jednoznačně to, že v celém rozsahu otáček motoru nedokáží plnit motor směsí tak dobře, jako kanály obvodové, což má přímý důsledek na střední efektivní tlak. Tuto skutečnost lze pozorovat na grafu 6. Na tomto obrázku můžeme také vidět, že ani při využití dvou bočních kanálů není dosaženo takového výsledku jako při použití jednoho kanálu obvodového. [6]



Graf 6 Průběh středního ef. tlaku v závislosti na otáčkách - (a) jeden obvodový sací kanál, (b) jeden boční sací kanál, (c) dva boční sací kanály [6]

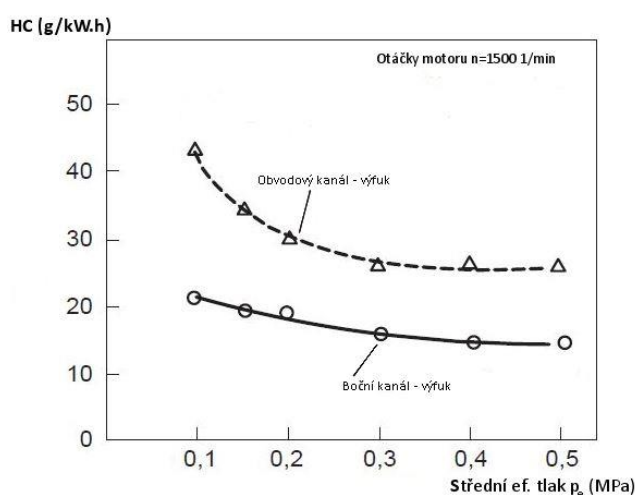
Na druhé straně, u obvodových kanálů je ztížena možnost jejich časování, a tím právě dochází k velkému překrytí. Díky velkému překrytí dochází k propadu křivky točivého momentu v nižších otáčkách motoru. [6] [10]

Aby bylo dosaženo kvalitní výkonové křivky v celém rozsahu otáček, jeví se jako nejlepší použití kombinace obou druhů kanálů. Přesně takto byl konstruován motor od společnosti Toyo Kogyo, která pro svůj motor o výkonu 118 koňských sil použila jako primární boční kanály a jako sekundární obvodové kanály. Primární boční kanály byly využívány při nižších otáčkách a nižším zatížení motoru. Jakmile se ale motor více zatížil a otáčky motoru stouply, do plnění se také zapojily sekundární obvodové kanály, a tak došlo k vylepšení průběhu výkonu. [10]

U konstruovaného motoru budou použity pouze dva obvodové kanály (jeden pro sání, druhý pro výfuk), a to hned z několika důvodů. Za prvé, vytvářený motor bude mít maximální výkon 35kW, a tak zde není třeba více kanálů použít. Dalším důvodem je, že motocyklové motory, a to zejména motocyklové motory nižších kubatur, jsou ve většině provozu používány ve vyšších spektrech otáček, a tak i z tohoto důvodu se jeví obvodové kanály jako ta nejlepší volba.

### 6.1.4 POROVNÁNÍ OBVODOVÝCH A BOČNÍCH KANÁLŮ Z HLEDISKA EMISÍ A SPOTŘEBY PALIVA

V současnosti se na emise ve výfukových plynech spalovacích motorů klade stále větší důraz a stále více se zpřísňují limitní hranice škodlivin, které jsou právě ve výfukových plynech obsaženy. Z tohoto důvodu je velice důležité uvést rozdíly v dopadu na emise a spotřebu paliva u obou typů kanálů. Z hlediska emisního vychází lépe kanály boční, a to ze dvou hlavních příčin. Za prvé, u bočních kanálů je daleko lepší možnost časování a nedochází zde k tak velkému překrytí sání a výfuku. Platí zde pravidlo, že čím nižší je překrytí kanálů, tím nižší je spotřeba paliva. Druhým důvodem je ta skutečnost, že pokud ústí kanál do pracovní komory z bočního víka motoru, je zde větší prostor pro úpravu a správnou volbu jeho tvaru. Obě tyto skutečnosti mají příznivý vliv na emise škodlivin a také na spotřebu paliva. Další významné úspory paliva lze také dosáhnout, pokud je v částečných zatíženích použita recirkulace výfukových plynů (EGR). Závislost emisí HC na užití jednotlivých výfukových kanálů lze pozorovat na grafu 7. Zde je jasný pokles při užití bočních kanálů. [12]



Graf 7 Závislost emisí HC na zatížení motoru a užitém druhu výfukového kanálu [12]

V předchozí kapitole byly ovšem zvoleny obvodové kanály pro plnění i výfuk, a to hlavně pro dosažení požadovaného průběhu točivého momentu a výkonu. Z tohoto důvodu musí být emise redukovány až ve výfukovém potrubí, což lze provádět pomocí termálního reaktoru nebo katalytického systému. Tyto systémy zde již nebudou probírány z důvodu rozsahu práce. [2] [12]

### 6.1.5 URČENÍ HLAVNÍCH PARAMETRŮ KANÁLŮ

Jak již bylo výše uvedeno, motor v této diplomové práci bude disponovat jedním párem obvodových kanálů a tato část bude věnována výpočtu hlavních parametrů těchto kanálů, které dále budou využity pro vytvoření modelu tohoto motoru.

Pro dosažení zvolené výkonové úrovně motoru je nejdůležitější dosažení správné rychlosti proudění směsi do komory motoru. Správná rychlost proudění směsi do komory pro maximální výkon zabezpečuje dobré objemové naplnění spalovacího prostoru, adekvátní turbulenci pro správné prohořívání směsi a dostatečný střední efektivní tlak při nízkých otáčkách. [10]

Pro první návrh saní tedy postačuje výpočet parametrů kanálů pouze pomocí určení rychlosti proudění. Pro další a dokonalejší vyladění by pak bylo potřebné použít některý ze simulačních programů.

Rovnice pro výpočet střední rychlosti směsi: [9]

$$c = \frac{\sqrt{3} \cdot e^2 \cdot \lambda \cdot h_p \cdot n}{20} \cdot \frac{360^\circ}{A(\alpha_p^\circ)} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (28)$$

Kde:	$c$	$[m \cdot s^{-1}]$	- střední rychlost směsi
	$e$	$[m]$	- excentricita klikové hřídele
	$n$	$[min^{-1}]$	- otáčky motoru
	$h_p$	$[m]$	- šířka rotoru
	$A(\alpha_p^\circ)$	$[m^2 \cdot ^\circ]$	- úhlový průřez kanálu

Úhlový průřez kanálu lze vypočítat: [6]

$$A(\alpha_p^\circ) = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} S_k(\alpha_p) \cdot d\alpha_p \quad [m^2 \cdot ^\circ] \quad (29)$$

Kde:	$S_k(\alpha_p)[m^2]$	- průtočný průřez kanálu
------	----------------------	--------------------------

Průtočný průřez kanálu můžeme spočítat dle rovnice: [6]

$$S_k(\alpha_p) = e \cdot h_k \cdot \sin(\gamma) \cdot \{ \cos(3\alpha_{p1}) + \lambda \cdot \cos(\alpha_{p1}) - [\cos(3\alpha_p) + \lambda \cdot \cos(\alpha_p)] \} \quad [m^2] \quad (30)$$

Kde:	$h_k$	$[m]$	- šířka kanálu
	$\gamma$	$[^\circ]$	- úhel svírající osa x a osa kanálu
	$\alpha_{p1}$	$[^\circ]$	- úhel otočení pístu z výchozí pozice do pozice, kdy je kanál otvírán
	$\alpha_p$	$[^\circ]$	- aktuální úhel otočení pístu z výchozí pozice ( $\alpha_{p2}$ úhel, kdy je kanál plně otevřen)

Pokud známe maximální průtočnou plochu kanálu, jež je plně otevřen, lze výpočet střední rychlosti proudění směsi zjednodušit a počítat dle následujícího závislosti: [6]

$$c = \frac{\sqrt{3} \cdot e^2 \cdot \lambda \cdot h_k \cdot n}{20 \cdot S_{ko}} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (31)$$

Kde:	$S_{ko}$	$[m^2]$	- průtočná plocha plně otevřeného kanálu
------	----------	---------	--



Z výše uvedených závislostí je patrné, že musíme nejdříve určit krajní úhly  $\alpha_{p1}$ ,  $\alpha_{p2}$ , mezi kterými se nachází sací a výfukový kanál. Ze znalosti jednotlivých krajních úhlů a úhlu, který svírá osa kanálu s osou „x“, již lze určit dle rovnice 30 průtočný průřez kanálu. Pokud známe závislost průtočného průřezu kanálu na úhlu otočení pístu, je poměrně snadné vykreslit průběh otevírání a zavírání kanálů, a tak určit i překrytí kanálů. Z grafu je také možné odečíst hodnotu maximální průtočné plochy při otevřeném kanálu. Známe-li maximální plochu průtoku kanálu, můžeme konečně pomocí rovnice 31 vyčíslit hodnotu střední rychlosti proudění směsí kanálem.

Dle [6] by se měla hodnota střední rychlosti proudění směsí pro obdélníkový kanál pohybovat okolo  $77 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

Pozn.: Pokud známe krajní úhly pozice kanálů, můžeme je přepočítat i do souřadnic „x“ a „y“. Pro tento přepočet lze využít následujících rovnic: [6]

$$\begin{aligned}x_1 &= e[\cos(3\alpha_{p1}) + \lambda \cdot \cos(\alpha_{p1})] \\y_1 &= e[\sin(3\alpha_{p1}) + \lambda \cdot \sin(\alpha_{p1})] \\x_2 &= e[\cos(3\alpha_{p2}) + \lambda \cdot \cos(\alpha_{p2})] \\y_2 &= e[\sin(3\alpha_{p2}) + \lambda \cdot \sin(\alpha_{p2})]\end{aligned}\tag{32}$$

### 6.1.6 POSTUP VÝPOČTU KANÁLŮ UŽITÝ V TÉTO PRÁCI

Při výpočtu kanálů byla nejprve zvolena šířka kanálu a také úhly pohybu pístu, kdy se kanál začne otevírat a kdy bude úplně otevřen. Jakmile byly zvoleny tyto dva nezbytné údaje, mohlo být přistoupeno k výpočtu dle rovnic 31 souřadnic „x“ a „y“ počátečních a koncových bodů kanálu, které leží na epitrochoidě. Z vypočítaných souřadnic nyní můžeme velice snadno určit délku kanálu, což je nezbytný parametr pro další výpočetní kroky.

Díky znalosti délky kanálu a jeho zvolené šířky nebylo obtížné vypočítat maximální průtočnou plochu jednoho kanálu motoru podle rovnice 33. Dále již bylo nutné pouze zvolit úhel osy kanálu tak, aby následný výpočet rychlosti proudění v kanálu se svou hodnotou dostatečně blížil hodnotě referenční udávané literaturou.

$$S_{k,max} = h_k \cdot l \cdot \sin(\gamma)\tag{33}$$

Kde:  $S_{k,max}$  [ $\text{m}^2$ ] - maximální průtočný průřez kanálu  
 $l$  [ $\text{m}$ ] - délka kanálu

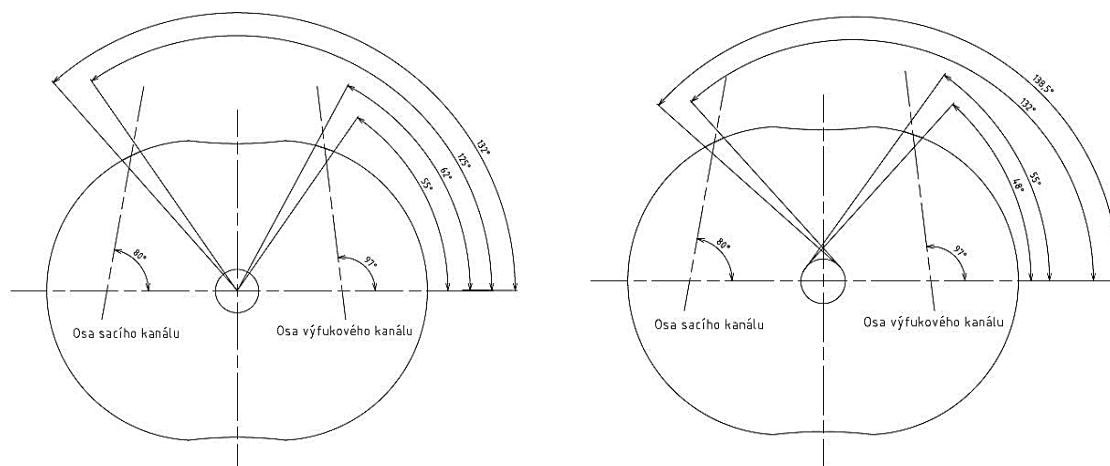
Jakmile byl proveden výpočet maximálního průtočného průřezu, zbývalo dosadit do závislosti 31, a tak vypočítat průtočnou rychlost.

### 6.1.7 NÁVRH PARAMETRŮ KANÁLŮ MOTORU

U konstruovaného motoru bylo přistoupeno k použití kanálů s obdélníkovým průřezem, které vyúsťují do komory motoru po obvodu epitrochoidy (kanály obvodové). Jak již bylo výše zmíněno, u kanálu (především u kanálu sacího) je jedním z nejdůležitějších

návrhových parametrů rychlost nasávané směsi. Tato rychlost by se měla pohybovat okolo  $77 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

Nejprve byla určena poloha sacího a výfukového kanálu na obvodu skříně motoru. Jak je možné pozorovat na obr. 15, kanály nejsou umístěny symetricky dle minoritní osy skříně, nýbrž sací kanál je posunut více směrem od osy a také jeho osa je sklopena o odlišný úhel než osa kanálu výfukového. Právě posun do strany nám dává jedinečnou možnost, jak můžeme ovlivnit velikost překrytí sacího a výfukového kanálu.



Obr. 15 Rozložení kanálů

Jakmile byla navržena poloha sacího a výfukového kanálu, bylo přikročeno k samotnému výpočtu rychlosti proudění čerstvé směsi či spalín v navržených kanálech.

#### VÝPOČET RYCHLOSTI PROUDĚNÍ – VÝFUKOVÝ KANÁL

Pro kanál výfukový byla zvolena jeho šířka a úhly natočení pístu, mezi kterými dojde postupně k jeho otevření takto:

$$h_k = 30 \text{ mm}$$

$$\alpha_{p1_v} = 48^\circ$$

$$\alpha_{p2_v} = 55^\circ$$

$$\gamma = 97^\circ$$

Tyto hodnoty nám poskytují dostatek informací pro výpočet průtočného průřezu kanálu, který pro výfukový kanál vychází:

$$S_{ko_v} = 0,0306 \text{ dm}^2$$

Průtočná plocha je ovlivněna nejen šířkou a krajními úhly, ale také na ni má významný vliv sklon osy kanálu vůči hlavní ose skříně. Aby bylo dosaženo přibližně podobných optimálních podmínek pro proudění, byly voleny jiné sklony os kanálů pro sání a výfuk.

Jakmile byla stanovena průtočná plocha kanálů, nezbývalo nic jiného než dopočítat rychlost proudění směsi výfukovým kanálem:

$$c_v = 75,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Tato hodnota je velice blízká hodnotě udávané literaturou, a tak ji můžeme prohlásit za vyhovující.

#### VÝPOČET RYCHLOSTI PROUDĚNÍ – SACÍ KANÁL

U kanálu sacího bylo postupováno obdobným způsobem. Pouze byla změněna šířka kanálu, která byla stanovena na:

$$h_k = 35 \text{ mm}$$

Tato změna byla provedena, protože u saní je nutné užití větší průtočné plochy jak u výfuku spalin, a to hlavně z důvodu potřeby naplnění komory motoru dostatečným množstvím čerstvé směsi.

Také díky jiné poloze kanálu se bezpochyby musely změnit úhly pohybu pístu, mezi kterými je kanál postupně otevřen a úhel sklonu osy kanálu:

$$\alpha_{p1_s} = 132^\circ$$

$$\alpha_{p2_s} = 138,5^\circ$$

$$\gamma = 80^\circ$$

Poté nám zvolené parametry poskytují průtočnou plochu o hodnotě:

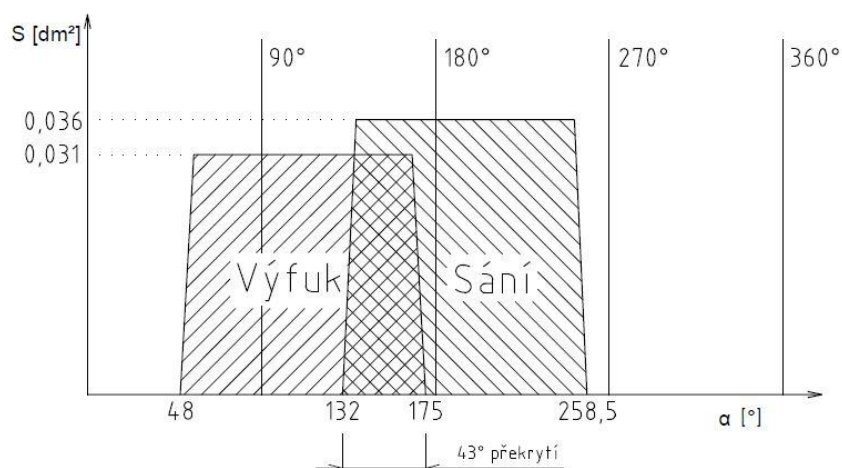
$$S_{ko_s} = 0,0358 \text{ dm}^2$$

A rychlost proudění v sacím kanálu dosahuje hodnoty:

$$c_s = 75,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

#### PŘEKRYTÍ KANÁLŮ

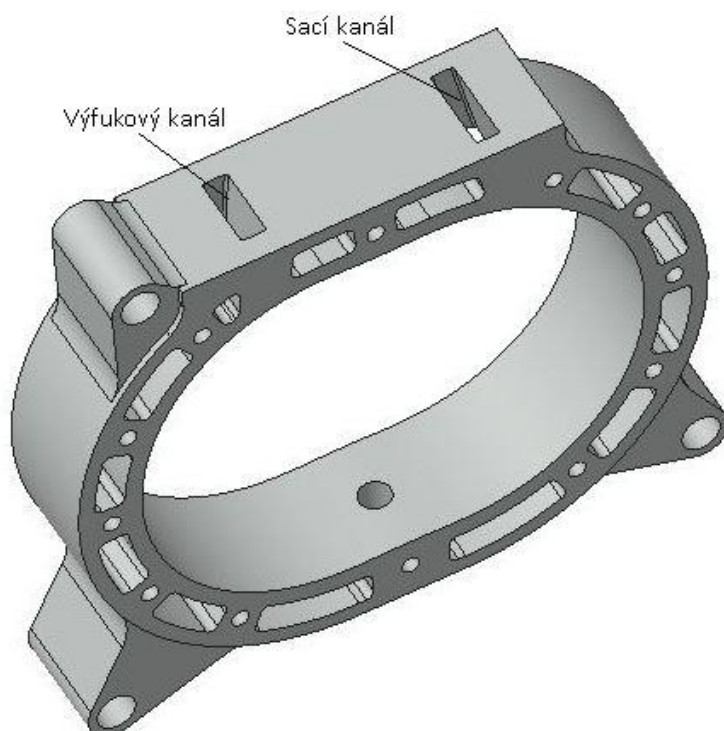
Ihned, jak byl proveden výpočet rychlosti proudění v jednotlivých kanálech, a tím bylo ověřeno, že jejich poloha a sklon budou vyhovovat funkci motoru, zbývalo zjistit, jaký vliv má zvolená poloha na časování a překrytí saní a výfuku. O těchto skutečnostech nás nejlépe může informovat graf 8, ze kterého je jasně vidět, jaká průtočná plocha kanálu je k dispozici v závislosti na úhlu otočení rotoru motoru. Také ukazuje, jakého je dosaženo překryvu saní a výfuku.



Graf 8 Znárodnění plochy otevření kanálu na úhlu natočení

Výše uvedené metody jsou jen pro prvotní návrh polohy a velikosti kanálů. Pro detailnější informace o kanálech a jejich tvaru by muselo být určité užito sofistikovanějších metod a také specializovaných výpočetních a simulačních počítačových programů.

Ihned, jak byly určeny pozice a průřezy obou kanálů, mohly být kanály zkonstruovány i ve 3D modelu skříně. Vytvořené kanály lze pozorovat na obr. 16.



Obr. 16 Umístění sacího a výfukového kanálu konstruovaného motoru

## 7 CHLAZENÍ MOTORU

Stejně jako klasický spalovací motor s vratným pohybem pístu i spalovací motor Wankelova typu může být chlazen pomocí plynného média, tedy obtékáním proudu vzduchu nebo pomocí kapalinového média, čímž se rozumí chlazení pomocí chladicí kapaliny proudící v útrokách motoru. Ovšem problémy spojené s chlazením tohoto motoru jsou striktně odlišné od těch, které se vyskytují u klasických spalovacích motorů. [5]

Pro normální průměrný benzínový motor můžeme rozdělit teplo vytvořené spalováním do několika kategorií dle toho, jak je tepelná energie dále zpracována či využita (tab. 1): [10]

DRUH ODVEDENÍ TEPELNÉ ENERGIE	PODÍL
<b>TEPLO PŘEMĚNĚNÉ NA UŽITEČNOU PRÁCI</b>	28 %
<b>TEPLO ODVEDENÉ VE SPALINÁCH</b>	43 %
<b>TEPLO ODVEDENÉ CHLADICÍM SYSTÉMEM</b>	20 %
<b>TEPLO POHLCENÉ MAZIVY</b>	9 %

*Tab. 1 Rozdělení tepelné energie [10]*

Teplo přeměněné na užitečnou práci lze také nazvat termickou účinností. Tato účinnost je závislá hned na několika parametrech, které velice mění její hodnotu. Mezi hlavní parametry můžeme řadit například poměr vzduchu a paliva, kvalitu výparu paliva, samotnou kvalitu paliva, teplotu směsi, efektivitu zážehu směsi aj. [10]

Termická účinnost také velice závisí na kompresním poměru, ale kompresní poměr je omezen hranicí, kdy nám začíná motor spalovat detonačně. Detonační hoření je vysoce odvislé od oktánového čísla benzínu, ale také může být podpořeno nadměrnou teplotou motoru nebo lokálními přehřátými místy. Již v této chvíli nám musí být jasné, že je zcela nezbytné účinně a správně chladit spalovací motor tak, aby bylo předejito těmto nežádoucím skutečnostem. Ovšem chlazení je nutné i kvůli dalším neblahým vlivům vysoké teploty na motor. Například příliš vysoká teplota může mít fatální vliv na rotor a skříň motoru, které jsou vyrobeny z hliníkové slitiny. Také ložiska mají pro svou práci stanovenou ideální teplotu. [10]

Z výše uvedených informací je patrné, že motor nemůže pracovat ve velmi vysokých teplotách, ale také pro něj nejsou dobré teploty velice nízké. Proto se dnes nejčastěji určuje teplota chladicí kapaliny na 70 až 90 °C. Ovšemže povrchy blízké oblasti spalování nebo povrchy, které jsou v kontaktu se spalinami, mají teploty daleko vyšší. [10]

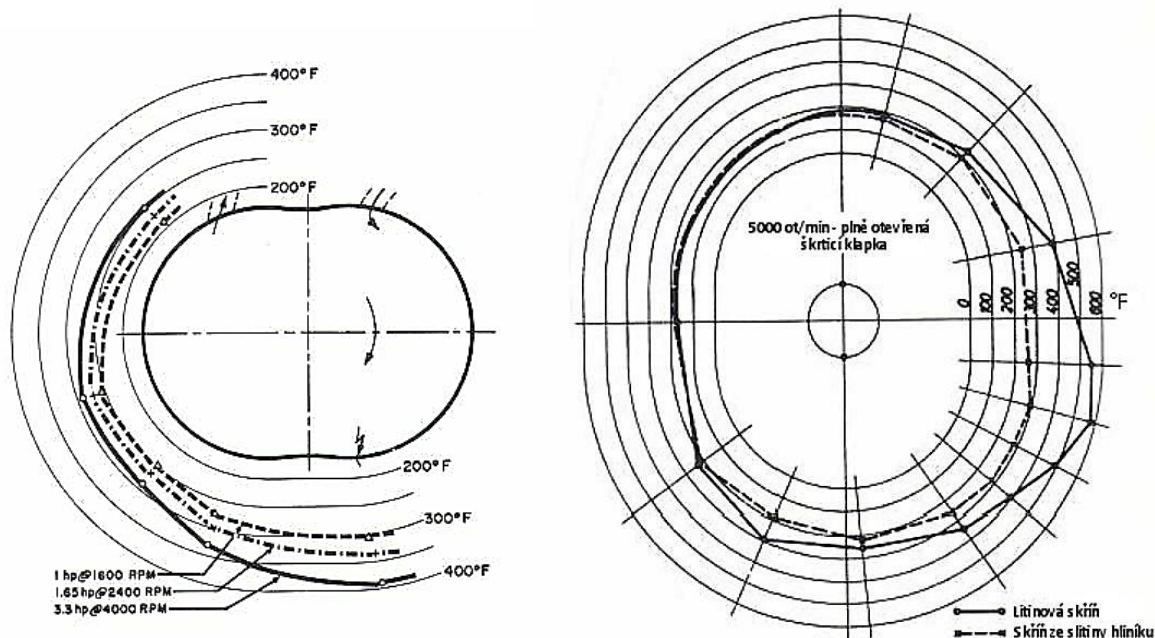
Zde jsou vyjmenovány základní části Wankelova motoru, které se neobejdou bez chlazení:

- a) Skříň motoru
- b) Boční kryty motoru
- c) Rotor
- d) Těsnění

### 7.1 CHLAZENÍ SKŘÍŇ MOTORU

Hlavní povinností chladicího systému je redukovat teplotu v místech, kde je větší, než je vhodné, ale také minimalizovat teplotní výkyvy napříč skříní. Vždy je stejná oblast pracovního povrchu vystavena stejné fázi operačního cyklu, a tedy i stejnému teplotnímu spektru, které je napříč spalovacím prostorem nesterjné. Chladicí problémy se tak nachází

pouze v místech spalování, následně expanze a odvodu spalin, to znamená u Wankelova motoru místa v okolí zapalovací svíčky (graf 9). Zbytek spalovacího prostoru nevyžaduje tak vysoký stupeň chlazení. [5]

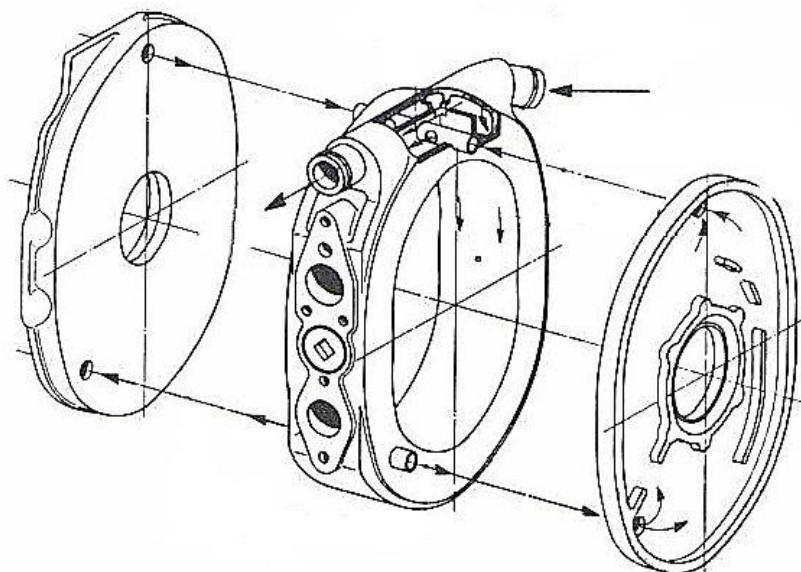


Graf 9 Rozložení teplot motoru v závislosti na otáčkách a výkonu (vlevo) a rozložení teplot ve skříni v závislosti na materiálu (vpravo) [5]

Tato nevyrovnanost v distribuci tepla může v krajních případech zapříčinit až zkroucení spalovacího prostoru, a tím může dojít až k nesprávné funkci olejového a plynového těsnění motoru, v krajním případě až ke kolizi rotoru a skříně. Navíc čas, při kterém je spalovací prostor chlazen přílivem čerstvé směsi, je krátký, a tak je teplota spalovacího prostoru velice citlivá na změnu zatížení motoru. Také skutečnost, že teplota pracovních povrchů je v nepoměru vyšší než teplota bočních stěn, je velice důležitá. Vlivem lokálního přehřívání může docházet k destrukci olejového filmu na pracovním povrchu komory. [5]

Kvůli výše zmíněným informacím musí být design skříně navržen s ohledem na termální distorzi. Proto je velice výhodné využít materiály redukující maximální teplotu povrchu trochoidy a chladicí metody, které dosahují do všech částí skříně, a tak zabraňují pokroucení skříně. Příkladem takového uspořádání chladicího systému může být motor Curtiss-Wright. V tomto motoru (obr. 17) proudí chladicí kapalina vpřed a zpět skříní motoru a také kryty boků motoru z jednoho konce na druhý. Hlavní průtokové kanály jsou rovnoběžné s hlavní osou skříně a vnitřní žebrování v bočních krytech motoru usměrňuje tok chladicí kapaliny. Velikost průtočné plochy, a také smáčené oblasti, se odvíjí od množství tepla vyprodukovaného spalováním. Ve velice horkých oblastech skříně motoru proudí chladicí kapalina rychleji a naopak. Systém tohoto typu zajišťuje kvalitní rozložení tepla ve skříni motoru, a navíc též umožňuje velké a jednoduše vyrobitelné chladicí kanály, které předchází hromadění výparů z chladicí kapaliny. Pokroucení skříně nenastává, protože je zde využito tenkých stěn, aby byl přestup tepla co nejdokonalejší. Pro zabezpečení funkce motoru i funkce chladicího systému je dobré do zón nejvyššího tepelného zatížení také dodat žebrování tak,

aby byla zpevněna struktura kvůli vzniklému napětí a také, aby byla zvětšena plocha pro přestup tepla do okolí. [5]



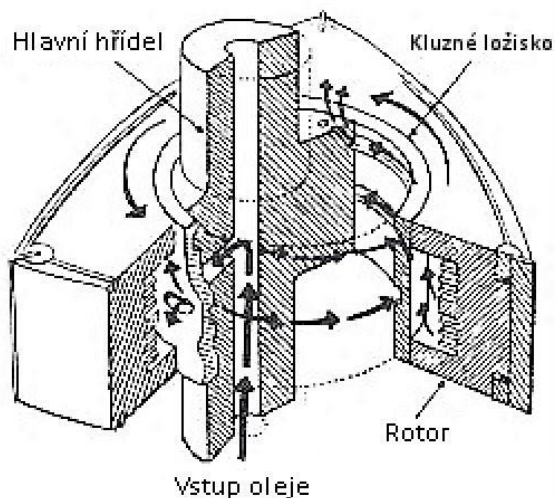
Obr. 17 Systém cirkulace chladicí kapaliny od firmy NSU [5]

## 7.2 CHLAZENÍ ROTORU

Chlazení rotoru Wankelova motoru nemůže být v žádném případě přirovnáváno ke chlazení pístu u klasických spalovacích motorů. U typu motoru, jakým je Wankelův motor, je jedním z problémů chlazení rotoru už jen to, že rotor se otáčí třetinovými otáčkami hřídele. Rotor potřebuje intenzivní chlazení, a pokud je účinnost chlazení malá nebo nedostatečná, mohou se vyskytnout problémy, jako je střet těsnění a plochy skříně. Dále může docházet k předčasnému zážehu směsi vlivem lokálního přehřátí. [5]

Výrazný vliv na chlazení rotoru má materiál, ze kterého je samotný rotor vyhotoven. Velice záleží na tom, zda je pro rotor zvolena litina nebo hliníková slitina. Každý materiál má totiž své pozitivní vlastnosti, ale také vlastnosti negativní. Litinový rotor vykazuje mnohem větší bezpečnost při normálním užití, oproti tomu rotor zhotovený z hliníkové slitiny má menší momenty setrvačnosti a větší teplotní vodivost, ale vyžaduje větší chlazení. [5]

Rotor Wankelova motoru může být chlazen vzduchem jen stěží a toto řešení se v automobilovém průmyslu nevyužívá. Ale i chlazení pomocí chladicí kapaliny má svá úskalí a nese s sebou značné komplikace v proveditelnosti. Nejlépe je rotor uzpůsoben pro chlazení olejem, který proudí uvnitř něj. Stejný mazací olej užitý pro mazání excentrického a hlavních ložisek proudí uvnitř rotoru, a tak dochází i k redukci jeho teploty na přípustnou mez. [5]



Obr. 18 Systém chlazení rotoru [5]

Je tedy velice důležité provést přesný a účinný návrh vnitřku rotoru, protože množství oleje uvnitř rotoru musí být dostatečné pro mazání excentru i chlazení rotoru. Ovšem musí být kontrolován i průchod oleje tak, aby nedocházelo k přehřívání a následné degradaci oleje. Průtok oleje by tedy měl být kontinuální, ale tlak a rychlost jeho proudění je přímo závislá na velikosti otáček motoru. Rotace hlavní excentrické hřídele a setrvačnost rotoru zajišťuje sinusovou proměnu tlaku oleje. V ložisku rotoru jsou vytvořeny kanálky pro přesně definované proudění oleje tak, aby bylo účinné nejen chlazení, ale i mazání všech částí, které to vyžadují. [5]

### 7.3 CHLAZENÍ UŽITÉ U KONSTRUOVANÉHO MOTORU

U této konstrukce spalovacího motoru je voleno chlazení skříně motoru pomocí kapalného chladicího média, tedy pomocí chladicí kapaliny. Nejenže se dnes chlazení chladicí kapalinou využívá v drtivé většině případů, ale také je účinnější, hlavně pokud se vozidlo pohybuje pouze malou rychlostí, nebo dokonce když stojí. Protože je v této diplomové práci konstruován motor pomocí dostupnějších výrobních technologií, jakou v žádném případě není výroba součástí odléváním, nelze použít velice zajímavý způsob chlazení, jakým bezesporu je systém popsán výše u motoru společnosti Curtiss-Wright (kanály pro průtok chladicího média jsou nejspíše vyrobeny pomocí technologie odlévání s použitím vytavitelných jader). Z tohoto důvodu bude použito jiné uspořádání kanálů pro proudění chladicí kapaliny. Pro chlazení rotoru jednoznačně nejlépe vychází chlazení pomocí cirkulujícího oleje skrze rotor samotný. Nespornou výhodou je už jen fakt, že při chlazení dochází zároveň k mazání důležitých částí motoru. Dalším přínosem vypovídajícím pro využití oleje jako chladicího média je ten, že konstrukce tohoto provedení je méně náročná oproti konstrukci, kde je využita chladicí kapalina.

#### 7.3.1 NÁVRH PARAMETRŮ CHLADICÍ SOUSTAVY

V této podkapitole budou postupně stanoveny jednotlivé parametry chladicí soustavy pro chlazení skříně motoru. Chlazení skříně, jak je uvedeno výše, bylo zvoleno i s ohledem na velké teplotní zatížení v oblasti zapalovací svíčky pomocí chladicí kapaliny. Z tohoto



důvodu je nezbytné určit velikost chladiče s dostatečně velikou teplosměnnou plochou tak, aby bylo teplo v dostatečném množství účinně odváděno do okolního proudícího vzduchu.

### VÝPOČET CHLADIČE

Nejprve je nezbytné určit množství tepla (tepelný tok), které motor generuje a které má být odvedeno pomocí chladičích soustav do okolí (ve výpočtu je uvažováno, že veškerý přestup tepla probíhá pouze přes chladič-výměník). Hodnotu tepelného toku lze vypočítat pomocí následující závislosti: [13]

$$Q_{ch} = q_{ch} \cdot P_e \quad (34)$$

Kde:

$Q_{ch}$	$[Jh^{-1}]$	- tepelný tok do chladičích systému
$q_{ch}$	$[J \cdot Wh^{-1}]$	- koeficient char. množství tepla směřujícího do chladičích systému
$P_e$	$[W]$	- volený výkon motoru

Pro stanovení hodnoty tepelného toku je nezbytné zvolit parametry vstupující do výpočtu. Prvním parametrem je volený výkon motoru, který se volí jako výkon, odpovídající hodnotě, kdy se vozidlo pohybuje pod plným zatížením rychlostí  $12 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  až  $15 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ . Zjištění této hodnoty není v případě konstrukce zcela nového motoru snadná úloha, proto bude hodnota odhadnuta a další úpravy by mohly být aplikovány až po odměření skutečného motoru. Druhým parametrem je samotný koeficient, který dle literatury nabývá hodnot  $q_{ch} = 4560$  až  $5700 \text{ J} \cdot \text{Wh}^{-1}$ . V tomto výpočtu bude pro první návrh volen na střední hranici. [13]

Zvolené parametry:

$$P_e = 10 \text{ kW}$$

$$q_{ch} = 5130 \text{ J} \cdot \text{Wh}^{-1}$$

Vypočítaný tepelný tok:

$$Q_{ch} = 51\,300\,000 \text{ Jh}^{-1}$$

Vypočítanou hodnotu tepelného toku je nutné zvýšit s ohledem na bezpečnost zajištění funkce tak, aby v případě náhlého většího tepelného zatížení byla chladičích soustava schopna odvádět i toto nežádoucí teplo. Z tohoto důvodu bude tepelný tok zvýšen o 10 %. [13]

$$Q_{ch,v} = 1,1 \cdot Q_{ch} \quad (35)$$

Kde:

$Q_{ch,v}$	$[Jh^{-1}]$	- tepelný tok zvýšený o bezpečnostní hranici
------------	-------------	--

Po bezpečnostním zvýšení tepelný tok vychází:

$$Q_{ch,v} = 56\,430\,000 \text{ Jh}^{-1} = 15\,675 \text{ Js}^{-1}$$

Z vypočteného tepelného toku je nyní možné určit velikost teplosměnné plochy výměníku. Výpočet lze provést pomocí následující rovnice: [13]

$$F_{ch} = \frac{Q_{ch,v}}{k \cdot \Delta T_{k,v}} \quad (36)$$

Kde:	$F_{ch}$	$[m^2]$	- teplosměnná plocha výměníku
	$k$	$[Wm^{-2}K^{-1}]$	- koeficient přenosu tepla
	$\Delta T_{k,v}$	$[K]$	- rozdíl mezi střední teplotou kapaliny a střední teplotou vzduchu

Jak je patrné ze vztahu pro výpočet teplosměnné plochy, musí být určen koeficient přenosu tepla, a to dle následující závislosti: [13]

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \xi_{ch} + \frac{\delta_{tr}}{\lambda_{tr}} \xi_{ch} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (37)$$

Kde:	$\alpha_1$	$[Wm^{-2}K^{-1}]$	- souč. přest. tepla z chladicí kap. do materiálu
	$\alpha_2$	$[Wm^{-2}K^{-1}]$	- souč. přest. tepla z chladiče do vzduchu
	$\xi_{ch}$	$[-]$	- součinitel žebrování chladiče
	$\delta_{tr}$	$[m]$	- tloušťka stěny trubky chladiče
	$\lambda_{tr}$	$[Wm^{-1}K^{-1}]$	- souč. vedení tepla ve stěně trubky chladiče

Ze závislosti pro výpočet koeficientu přenosu tepla je jasně pozorovatelné, že musí být zvoleny a určeny jednotlivé parametry rovnice, a to takto: [13]

- Součinitel přestupu tepla z chladicí kapaliny do materiálu dle literatury [13] může nabývat hodnot od  $\alpha_1 = 2500 Wm^{-2}K^{-1}$  do  $\alpha_1 = 5000 Wm^{-2}K^{-1}$ . Z důvodu, že se jedná o první výpočet chladicího systému bez předchozích informací z reálných pochodů Wankelova motoru, je zvolen tento součinitel na střední mezi, a tedy  $\alpha_1 = 3750 Wm^{-2}K^{-1}$ .
- Součinitel přestupu tepla z chladiče do okolního proudu vzduchu je zvolen dle literatury [13] o hodnotě  $\alpha_2 = 100 Wm^{-2}K^{-1}$ .
- Součinitel žebrování chladiče, který bere v potaz celkovou plochu mřížek chladiče vůči povrchu trubek, může nabývat hodnot od  $\xi_{ch} = 7,5$  do  $\xi_{ch} = 10$ . Čím větší je tento koeficient, tím větší má chladič odpor vůči proudícímu vzduchu. V této práci je kalkulováno s koeficientem  $\xi_{ch} = 9$ .
- U běžných chladičů jsou dle [13] používány trubky o tloušťce stěny  $\delta_{tr} = 0,13 mm$  až  $\delta_{tr} = 0,20 mm$ . Pro výpočet chladiče je volena trubka o stěně  $\delta_{tr} = 0,15 mm$ .
- Posledním nutným parametrem je součinitel vedení tepla ve stěně trubky chladiče. Pro trubky zhotovené z mědi nabývá hodnoty  $\lambda_{tr} = 330 Wm^{-1}K^{-1}$ .

Souhrn zvolených parametrů pro výpočet koeficientu:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 3750 Wm^{-2}K^{-1} \\ \alpha_2 &= 100 Wm^{-2}K^{-1} \\ \xi_{ch} &= 9 \\ \delta_{tr} &= 0,00015 m \\ \lambda_{tr} &= 330 Wm^{-1}K^{-1} \end{aligned}$$

Pro stanovení teplosměnné plochy chladiče je dále potřebné určit teplotní rozdíl mezi střední teplotou chladicí kapaliny a střední teplotou vzduchu, který proudí přes navrhovaný chladič. Teplotní rozdíl je možné vypočítat pomocí následující rovnice: [13]

$$\Delta T_{k,v} = T_{k,stř} - T_{v,stř} \quad (38)$$

Kde:

$\Delta T_{k,v}$	[K]	- teplotní rozdíl
$T_{k,stř}$	[K]	- střední teplota chladicí kapaliny
$T_{v,stř}$	[K]	- střední teplota vzduchu

Střední hodnoty jednotlivých medií lze stanovit dle následujících rovnic: [13]

$$T_{k,stř} = \frac{T_{k1} + T_{k2}}{2} \quad (39)$$

$$T_{v,stř} = \frac{T_{v1} + T_{v2}}{2} \quad (40)$$

Kde:

$T_{k1}$	[K]	- teplota kapaliny vstupující do chladiče
$T_{k2}$	[K]	- teplota kapaliny vystupující z chladiče
$T_{v1}$	[K]	- teplota vzduchu proudícího do chladiče
$T_{v2}$	[K]	- teplota vzduchu proudícího z chladiče

Zde uvedené teploty musí být zvoleny, a to dle následujících zákonitostí: [13]

- Teplota chladicí kapaliny na výstupu z chladiče je zvolena na hodnotě  $T_{k2} = 361,15 \text{ K}$  ( $88 \text{ }^\circ\text{C}$ ), protože spalovací motor nejlépe pracuje právě při teplotách pohybujících se okolo  $90 \text{ }^\circ\text{C}$ .
- Teplota chladicí kapaliny na vstupu by se měla pohybovat na hodnotě tak, aby byla dodržena podmínka teplotního spádu na chladiči dle [13] na pomezí  $\Delta T \geq 7 \text{ K}$ . Z tohoto důvodu je zvolena teplota  $T_{k1} = 368,15 \text{ K}$  ( $95 \text{ }^\circ\text{C}$ ).
- Teplota vzduchu proudícího do chladiče, pokud před chladičem není umístěn chladič oleje, se volí o hodnotě  $T_{v1} = 313,15 \text{ K}$ , tedy  $40 \text{ }^\circ\text{C}$ .
- Teplota vzduchu vystupujícího z chladiče se volí s teplotním spádem okolo  $\Delta T = 25 \text{ K}$ . Proto je při tomto výpočtu zvolena teplota vzduchu vystupujícího z chladiče  $T_{v2} = 338,15 \text{ K}$  ( $65 \text{ }^\circ\text{C}$ ).

Přehled všech volených teplot:

$$\begin{aligned} T_{k1} &= 368,15 \text{ K} \\ T_{k2} &= 361,15 \text{ K} \\ T_{v1} &= 313,15 \text{ K} \\ T_{v2} &= 338,15 \text{ K} \end{aligned}$$

Ihned po zvolení všech potřebných výše uvedených veličin mohlo být přistoupeno k výpočtu koeficientu přestupu tepla, jednotlivých středních teplot medií, výsledného teplotního rozdílu na chladiči a následně mohla být stanovena teplosměnná plocha chladiče. Zde vyjmenované parametry vychází takto:

$$T_{k,stř} = 364,65 \text{ K}$$

$$T_{v,stř} = 325,65 \text{ K}$$

$$\Delta T_{k,v} = 39 \text{ K}$$

$$k = 80,6186$$

$$F_{ch} = 4,9855 \text{ m}^2$$

Pro kontrolu můžeme stanovit skutečnou hodnotu ohřevu vzduchu při průchodu chladičem: [13]

$$\Delta T_{v,sk} = \frac{Q_{ch,v}}{3600 \cdot F_c \cdot c_v \cdot w_v \cdot \rho_v} \quad (41)$$

Kde:	$\Delta T_{v,sk}$ [K]	- teplotní rozdíl vzduchu při průchodu chladičem
	$F_c$ [m <sup>2</sup> ]	- čelní plocha chladiče
	$c_v$ [J · kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	- měrné teplo vzduchu
	$w_v$ [ms <sup>-1</sup> ]	- rychlost vzduchu na vstupu do chladiče
	$\rho_v$ [kg · m <sup>-3</sup> ]	- hustota vzduchu při 40 °C

Pro provedení kontrolního výpočtu musí být taktéž zvoleny parametry vstupující do výpočtu: [13]

- Nejprve musí být zvolena čelní plocha chladiče, tedy jeho hlavní dva rozměry. Bereme-li v potaz, že se jedná o motocyklový motor, chladič nemůže nabývat velikých rozměrů, a proto je zvolen o rozměrech 32x20 cm = 0,32x0,25 m, a tak je jeho čelní plocha  $F_c = 0,08 \text{ m}^2$ .
- Měrné teplo vzduchu dle [13] je  $c_v = 1050 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{K}^{-1}$ .
- Rychlost vzduchu na vstupu do chladiče se většinou chladičů pohybuje dle [13] v rozmezí  $w_v = 7 \text{ ms}^{-1}$  až  $w_v = 12 \text{ ms}^{-1}$ . V tomto výpočtu je rychlost proudění zvolena  $w_v = 7 \text{ ms}^{-1}$ .
- Hustota vzduchu dle [14] je  $\rho_v = 1,127 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ .

Přehled veličin pro kontrolní výpočet změny teploty vzduchu:

$$\begin{aligned} F_c &= 0,08 \text{ m}^2 \\ c_v &= 1050 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{K}^{-1} \\ w_v &= 7 \text{ ms}^{-1} \\ \rho_v &= 1,1277 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \end{aligned}$$

Pro zvolené parametry vychází změna teploty vzduchu takto:

$$\Delta T_{v,sk} = 23,64 \text{ K}$$

Posledním potřebným parametrem chladiče je jeho hloubka, tedy třetí rozměr. Ten je možné vypočítat z následující závislosti: [13]

$$l_{ch} = \frac{F_{ch}}{F_c \cdot \varphi_{ch}} \quad (42)$$

Kde:  $l_{ch}$  [m] - hloubka chladiče  
 $\varphi_{ch}$  [ $m^{-1}$ ] - objemový součinitel kompaktnosti chladiče

Objemový součinitel  $\varphi_{ch}$  může nabývat hodnot mezi  $\varphi_{ch} = 900 m^{-1}$  a  $\varphi_{ch} = 1100 m^{-1}$ . Pro tento výpočet je jeho hodnota opět zvolena uprostřed intervalu tedy  $\varphi_{ch} = 1000 m^{-1}$ . Po dosazení do rovnice pro výpočet hloubky chladiče tento parametr vychází:

$$l_{ch} = 0,0623 m = 62,3 mm$$

### VÝPOČET PRŮTOKU CHLADICÍ KAPALINY

Cirkulace chladicí vodní náplně motoru je zajištěna pomocí vodního čerpadla a je nezbytná pro správnou funkci chladicího okruhu tak, aby byl schopen předávat získané přebytečné teplo odevzdávat do proudícího vzduchu. Proto je velice důležité navrhnout průtočné množství chladicí náplně, které může být vypočítáno dle následující rovnice: [13]

$$V_{kap} = \frac{Q_{ch,v}}{c_k \cdot \Delta T_k \cdot \rho_k} \quad (43)$$

Kde:  $V_{kap}$  [ $m^3 h^{-1}$ ] - objemový průtok kapaliny  
 $c_k$  [ $J \cdot kg^{-1} K^{-1}$ ] - měrné teplo chladicí kapaliny  
 $\Delta T_k$  [K] - pokles teploty v chladiči  
 $\rho_k$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] - hustota chladicí kapaliny

Pokles teploty chladicí kapaliny byl již stanoven v předchozích výpočtech týkajících se samotného návrhu rozměrů a parametrů chladiče, a lze ho jednoduše určit odečtem teplot vstupu a výstupu chladicí kapaliny. Další veličiny se již týkají vlastností samotné kapaliny. V tomto prvotním výpočtu se spokojíme s veličinami pro čistou vodu. Jednotlivé parametry tedy jsou: [13]

$$c_k = 4190 J \cdot kg^{-1} K^{-1}$$

$$\Delta T_k = T_{k1} - T_{k2} = 7 K$$

$$\rho_{k,95^\circ C} = 961,9 kg \cdot m^{-3}$$

Po dosazení do rovnice pro výpočet průtočného množství dostáváme hodnotu objemového průtoku pro zvolený teplotní rozdíl:

$$V_{kap} = 5,34 \cdot 10^{-4} m^3 s^{-1} = 0,534 dm^3 s^{-1}$$

### VÝPOČET VENTILÁTORU

Ventilátor bývá umístěn přímo na chladič tak, aby byl zajištěn řádný přísun proudu vzduchu i při malých rychlostech vozidla nebo když vozidlo zastaví a má stále zapnutý motor. Jako základní parametr ventilátoru zde bude určeno průtočné množství vzduchu, které je potřebné dodávat ventilátorem. Průtočné množství je možné určit dle rovnice: [13]

$$V_{vzd} = F_c \cdot w_v \quad (44)$$

Kde:  $V_{vzd}$  [ $m^3 s^{-1}$ ] - objemový průtok vzduchu

Obě veličiny, jak rychlost vzduchu  $w_v$ , tak čelní plocha  $F_c$ , byly stanoveny již v předešlých výpočtech, takže je možné ihned vypočítat průtočné množství vzduchu, které vychází:

$$V_{vzd} = 0,56 m^3 s^{-1}$$

Z průtočného množství lze určit i otáčky ventilátoru, které jsou potřebné pro dosažení žádaného průtoku: [13]

$$n_{vent} = \frac{4 \cdot V_{vzd}}{\sqrt{\sin(\alpha_l) \cos(\alpha_l)} \cdot \eta_v \cdot i_v \cdot b_l \cdot \pi \cdot (D_{v1}^2 - D_{v2}^2)} \quad (45)$$

Kde:

$n_{vent}$	[ $s^{-1}$ ]	- otáčky ventilátoru
$\alpha_l$	[ $^\circ$ ]	- úhel náběhu lopatek
$\eta_v$	[-]	- součinitel odporu vzduchu na výstupu z kapotáže
$i_v$	[-]	- počet lopatek ventilátoru
$b_l$	[ $m$ ]	- délka tětiny lopatky
$D_{v1}$	[ $m$ ]	- vnější průměr ventilátoru
$D_{v2}$	[ $m$ ]	- průměr náboje ventilátoru

Z poslední závislosti je patrné, že musí být určeno několik základních parametrů ventilátoru: [13]

- První parametrem ventilátoru je úhel náběhu lopatek, který dle [13] pro vypuklé lopatky nabývá hodnoty  $\alpha_l = 38^\circ$ .
- Také je nezbytné určit součinitel odporu vzduchu na výstupu z kapotáže motocyklu. Tuto hodnotu není předem možné znát přesně, ale dle literatury běžně dosahuje hodnot 0,24 až 1. Pro tento výpočet bude opět volen uprostřed intervalu, a tedy jeho hodnota je zvolena  $\eta_v = 0,7$ .
- Dalším nutným parametrem je počet lopatek ventilátoru. Většina ventilátorů u obvyklých aplikací disponuje pěti až sedmi lopatkami. U chladičho systému konstruovaného motoru bude užito sedmi-lopatkové varianty, což znamená  $i_v = 7$ .
- V neposlední řadě musí být také určena samotná šířka lopatek, jež je charakterizována délkou tětiny oblouku (protože lopatky jsou vypuklé). Nejčastěji se tato délka nachází v intervalu od 40 mm do 70 mm. Pro ventilátor tohoto motoru jsou zvoleny lopatky s délkou tětiny  $b_l = 40 mm$ .
- Posledními parametry jsou jednotlivé průměry, jednak maximální průměr větráku, který odpovídá rozměrům čelní plochy chladiče a je tedy zvolen o hodnotě  $D_{v1} = 0,25 m$ , a také průměr náboje ventilátoru, který by měl odpovídat  $(0,3 \text{ až } 0,6)D_{v1}$ . Průměr čepu ventilátoru je volen  $D_{v2} = 0,4 \cdot D_{v1} = 0,1 m$ .

Parametry vstupující do výpočtu:

$$\alpha_l = 38^\circ$$

$$\begin{aligned}\eta_v &= 0,7 \\ i_v &= 7 \\ b_l &= 40 \text{ mm} = 0,04 \text{ m} \\ D_{v1} &= 250 \text{ mm} = 0,25 \text{ m} \\ D_{v2} &= 100 \text{ mm} = 0,1 \text{ m}\end{aligned}$$

Jakmile jsou stanoveny všechny parametry ventilátoru, jež ovlivňují jeho vlastnosti, je možné přikročit k výpočtu jeho otáček, které by pro stanovené průtočné množství vzduchu měly dosahovat hodnoty:

$$n_{vent} = 99,48 \text{ s}^{-1}$$

Posledním parametrem ventilátoru, který je potřebné určit je výkon, jenž bude odebírán motorem pro pohon ventilátoru: [13]

$$P_{vent} = \frac{V_{vzd} \cdot \Delta p_{vent}}{\eta_{dop}} \quad (46)$$

Kde:

$P_{vent}$ [W]	- výkon potřebný pro ventilátor
$\Delta p_{vent}$ [Pa]	- tlakový spád vyvolaný ventilátorem
$\eta_{dop}$ [-]	- dopravní účinnost ventilátoru

Pro výpočet potřebného výkonu musí být stanoveny dva další parametry ventilátoru, a to jeho tlakový spád  $\Delta p_{vent}$  a jeho dopravní účinnost  $\eta_{dop}$ : [13]

- Tlakový spád soudobých ventilátorů se pohybuje mezi 600 Pa a 1000 Pa . Pro výpočet potřebného příkonu bude využita hodnota  $\Delta p_{vent} = 600 \text{ Pa}$ .
- Dopravní účinnost u ventilátorů s plastickými lopatkami dosahuje hodnot mezi 0,55 až 0,66. Pro konstruovaný motor je stanoven požadavek na ventilátor s dopravní účinností alespoň  $\eta_{dop} = 0,6$ .

Hodnoty vstupující do výpočtu:

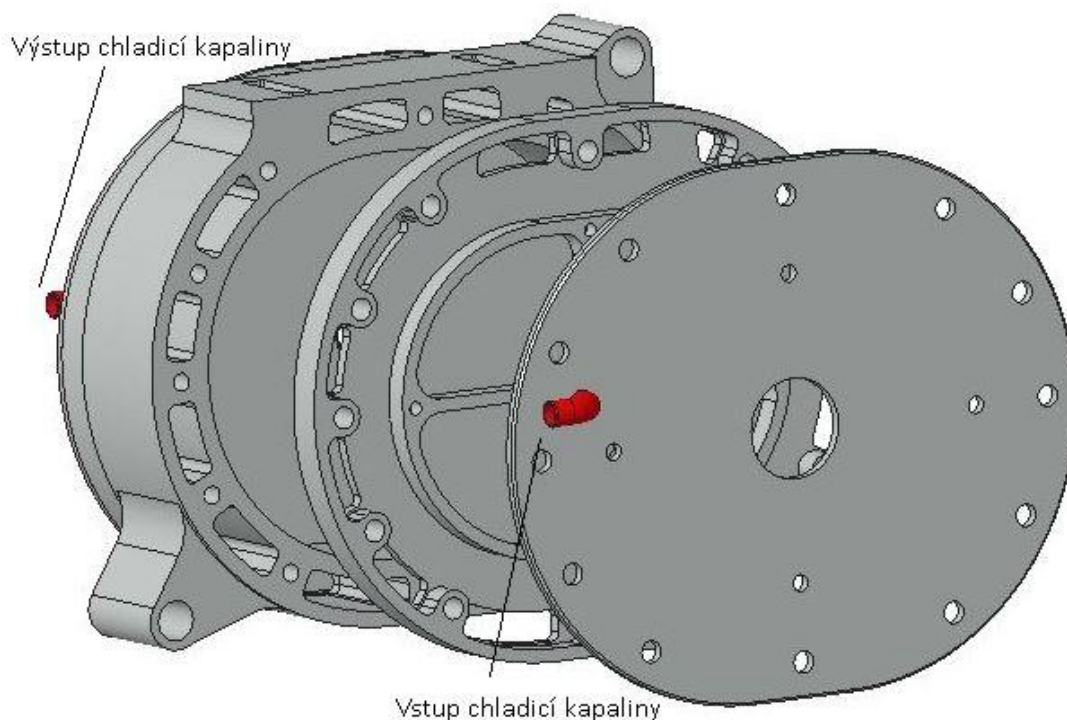
$$\begin{aligned}\Delta p_{vent} &= 600 \text{ Pa} \\ \eta_{dop} &= 0,6 \\ V_{vzd} &= 0,56 \text{ km}^3 \text{ s}^{-1}\end{aligned}$$

Poté potřebný výkon pro pohon vychází:

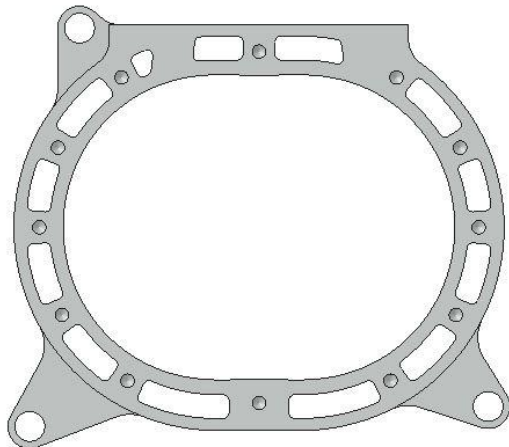
$$P_{vent} = 560 \text{ W}$$

### 7.3.2 KONSTRUKCE JEDNOTLIVÝCH PRVKŮ CHLADICÍ SOUSTAVY

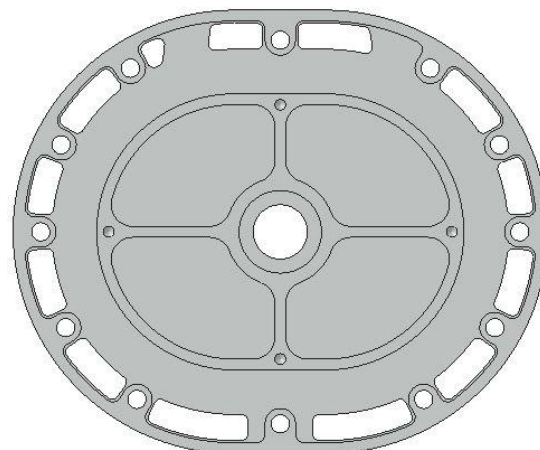
Jakmile byly stanoveny jednotlivé parametry chladiče, průtoku kapaliny a ventilátoru chladičské soustavy, mohlo být přikročeno k vytvoření kanálů pro proudění chladičské kapaliny ve skříni a také v bočních krytech motoru. Kanály byly vytvořeny o co největším možné průřezu tak, aby bylo zabezpečeno dostatečné množství chladičské kapaliny pro účinný odvod přebytečného tepla spalování. Soustavu kanálů pro tok chladičské kapaliny lze pozorovat na obr. 19.



*Obr. 19 Soustava chladicích kanálů*



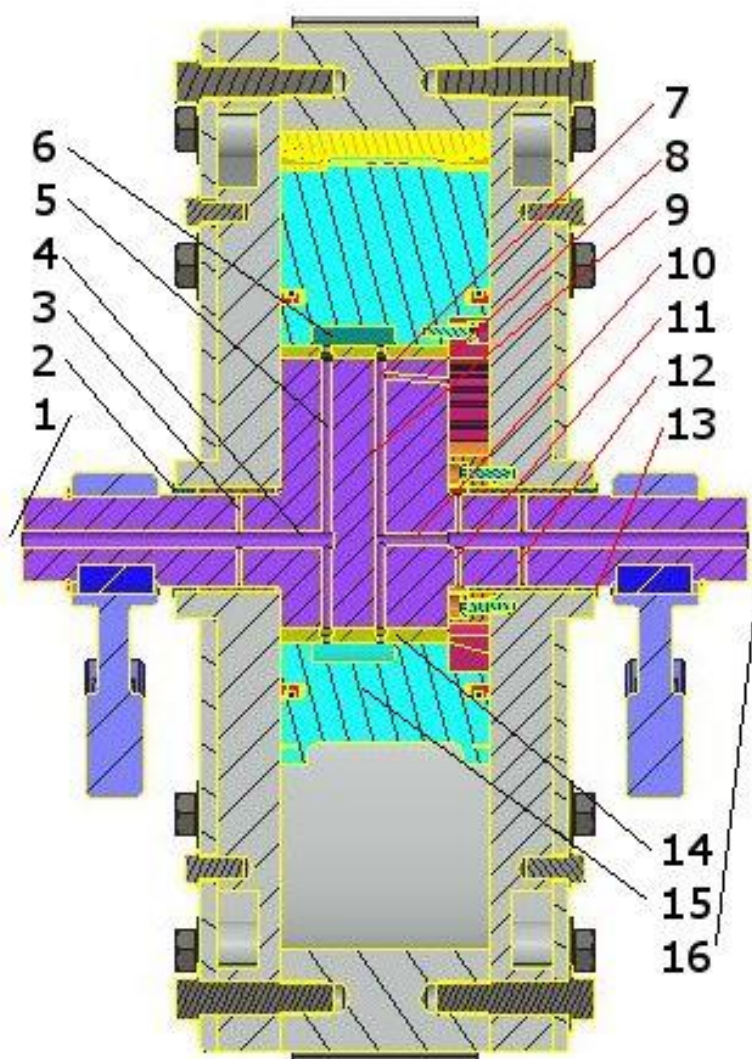
*Obr. 20 Chladicí kanály ve skříni motoru*



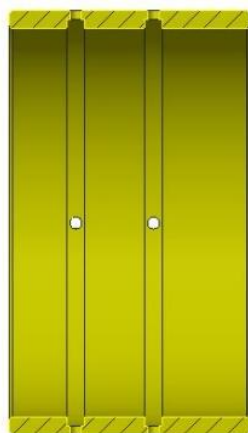
*Obr. 21 Chladicí kanály v bočním krytu*

Stejně tak jako musí být dostatečně chlazená skříň motoru, musí být chlazen i rotor, který, jak bylo dříve zvoleno, je chlazen pomocí cirkulujícího oleje. Proto, aby mohl olej správně a dostatečně odvádět teplo zevnitř rotoru, musela být v rotoru vytvořena dutina. Dále byla vytvořena soustava kanálků v kluzném ložisku rotoru i uvnitř excentrické hřídele tak, aby byl zajištěn správný směr cirkulace chladicího oleje. Ovšem, jak bude patrné z následující kapitoly, olej zde není pouze pro chlazení, nýbrž také promazává všechny pohyblivé mechanismy uvnitř rotoru (styk excentrické hřídele a kluzného ložiska, ozubení, kluzná ložiska uložení hřídele). Systém chlazení rotoru je možné sledovat na obr. 22.

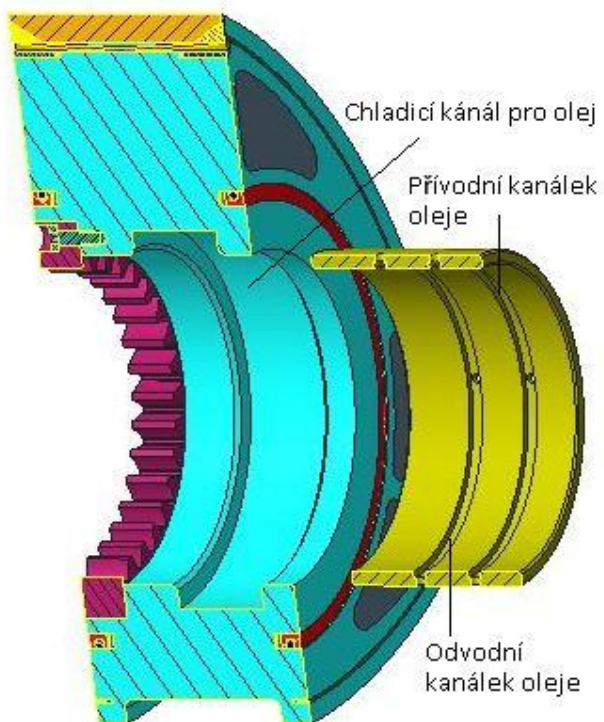




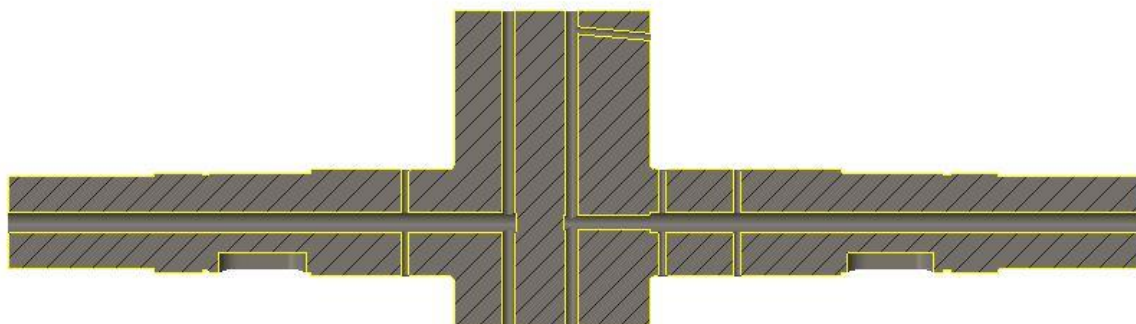
Obr. 22 Systém chlazení rotoru: 1-vstup oleje, 2;13-těsnicí kroužek, 3;12-kanálek pro mazání ložiska hřídele, 4;10-hlavní kanál, 5-rozváděcí kanál, 6-dutina uvnitř rotoru,7-sběrný kanál, 8-odbočovací kanál pro chlazení a mazání fázovacího převodu, 9-excentrická hřídel, 11-sběrný kanál pro olej od fázovacího převodu, 14-kluzné ložisko rotoru, 15-rotor, 16-výstup oleje



Obr. 23 Systém kanálků v kluzném ložisku rotoru



*Obr. 24 Pohled na chladicí kánál v tělese rotoru a umístění ložiska*



*Obr. 25 Soustava kanálů uvnitř hřídele motoru*

## 8 MAZÁNÍ MOTORU

Každý mechanismus, kde dochází ke styku dvou a více kovových ploch by měl být mazán. A tedy i pro správnou funkci Wankelova motoru je jedním z nejdůležitějších kroků při jeho konstrukci zvolit správný a dostatečný mazací systém tak, aby byla zajištěna jeho požadovaná funkce a také, aby motor měl dostatečně dlouhou životnost. Základními prvky, které se u Wankelova motoru neobejdou bez mazání, jsou: [2]

- a) Těsnění motoru – hlavně jejich třecí plochy
- b) Ložiska motoru
- c) Excentrická hřídel
- d) Ozubení rotoru

Hlavním problémem u mazání Wankelova motoru je, že jiné nároky na mazání má excentrická hřídel spolu s pláštěm rotoru a ozubením umístěným na rotoru a jiné mazání požaduje těsnění a stěna komory. Jestliže je motor chlazen kapalinou a rotor pomocí cirkulujícího oleje, není zde žádný problém v mazání ložisek a součástí rotoru, protože tu již proudí olej kvůli potřebě chlazení těchto částí motoru. Ale je téměř nemožné tímto olejem mazat těsnění a stěnu skříně, protože není reálné dostat olej skrz spalovací prostor bez nežádoucích ztrát, nemluvě jeho případném znečištění. [10]

Zbývá tedy zajistit mazání těsnění a boky komory, po kterém se těsnění smýká. Nejjednodušším způsobem dopravení mazacího oleje k těmto částem motoru je přimíchávání oleje do paliva motoru. Pro motor NSU Spider byl doporučen olej typu 10W/40 a to v dávce 3,8 litrů na 1600 ujetých kilometrů. Jinou metodou, jak dopravit mazací olej na téže místo, je metoda od společnosti Daimler Benz, která se snažila zajistit mazání vnitřního vrtání skříně pomocí kovové trubičky v otvoru pro zapalovací svíčku, kterou bylo vstříkováno odměřené množství oleje na plochu skříně. Tato metoda se může zdát jako velice sofistikovaná, ale není určena pro malé motory. Dále byly zkoušeny i jiné metody mazání těchto částí motoru, ale žádná z nich nikdy nebyla hojně využívána. [10]

### 8.1 MAZÁNÍ KONSTRUOVANÉHO MOTORU

Z výše uvedených skutečností se jako nejlepší volba pro mazání vnitřního povrchu vrtání skříně a kluzných ploch těsnění jeví přimíchávání oleje do paliva. Bude tak ušetřena hmotnost motoru, protože zde nebude vytvořen další mazací mechanismus. Ovšem na druhou stranu bude nutné zajistit dopravení oleje do paliva. Z důvodu omezeného rozsahu této práce tato problematika již nebude součástí řešení.

Dále musí být zajištěna doprava mazacího média ke zbylým částem motoru, jako jsou ložiska hřídele, excentrický mechanismus a jednotlivé části rotoru. V kapitole zabývající se chlazení bylo zvoleno chlazení rotoru pomocí proudícího oleje, a tak pro mazání těchto zbylých konstrukčních prvků vychází jako nejvýhodnější varianta použití stejného oleje. Toto sjednocení ve využití oleje jak pro mazání a chlazení také pozitivně přispívá k lepším zástavbovým parametrům motoru, protože na jeden olejový okruh připadají hned dva úkoly, a to účinně chladit a zároveň mazat.

## 9 TĚSNĚNÍ MOTORU

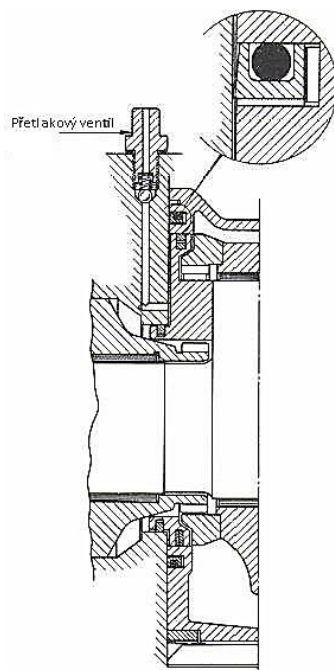
Těsnění musíme považovat za jistě neodmyslitelnou část spalovacích motorů, tak je tomu samozřejmě i motorů Wankelových, ale vyvstávají zde velice odlišné problémy, které musí být vyřešeny, aby byla zajištěna správná funkce této pohonné jednotky. Jednou ze základních odlišností je ta skutečnost, že u klasických spalovacích motorů píst koná pouze translační pohyb, kdežto u motoru rotačního špička rotoru (tedy i konec těsnění) opisuje poměrně složitou křivku, a navíc zde musí být kladen důraz i na úhel výkyvu rotoru. V neposlední řadě také efektivita těsnění možná více než na konstrukčním návrhu závisí na limitech opotřebování jednotlivých součástí. [10]

U Wankelova motoru je nezbytností rozlišovat, zda se jedná o plynové těsnicí elementy nebo zda se jedná o olejový stírací kroužek. Jak už jednotlivé názvy napovídají, plynové těsnění má svou funkci v utváření přiměřeně těsné vazby tak, aby bylo usnadněno dosažení nezbytného kompresního poměru a také, aby bylo zamezeno úniku horkých plynů mezi pístem a pracovní plochou skříně. Oproti tomu olejové stírací těsnění by mělo zajišťovat ideální stírání oleje ze stěny skříně, který je zde zapotřebí pro mazání jednotlivých těsnicích elementů, a navíc tvoří těsnicí médium mezi špičkou těsnění a stěnou skříně i mezi těsněním a drážkou, kde je usazeno. [10]

### 9.1 OLEJOVÉ TĚSNĚNÍ

Motory, které jsou, jako v případě této práce, chlazeny kapalinou a jejich rotory chlazeny olejem, musí zahrnovat sekundární těsnicí systém v podobě olejového těsnění, aby bylo zamezeno přílišným ztrátám oleje vlivem průsaku do spalovacího prostoru. Problém zde vyvstávající spočívá v dosažení přiměřeného kontaktu mezi koncem těsnění a bočním krytem skříně v celém rozsahu operačních podmínek motoru. Neméně významnou roli zde také hraje deformace vlivem teplotních změn, což může být příčinou změn ve funkci těsnicího elementu. [10]

Jedním z nejlepších řešení problému olejového těsnění se ukázalo konstrukční řešení na obr. 26, kde je nejvíce vybalancován poměr mezi olejovými ztrátami a ztrátami vlivem tření. Také je zde zahrnut odlehčující ventil, který kontroluje tlaky plynů v prostoru mezi těsnicími elementy, a tak zabezpečuje ideální kontakt jednotlivých těsnění. Aby bylo zamezeno přílišnému opotřebování smýkajících se částí, bývá toto těsnění opatřeno chromovým potahem. [10] [5] [15]



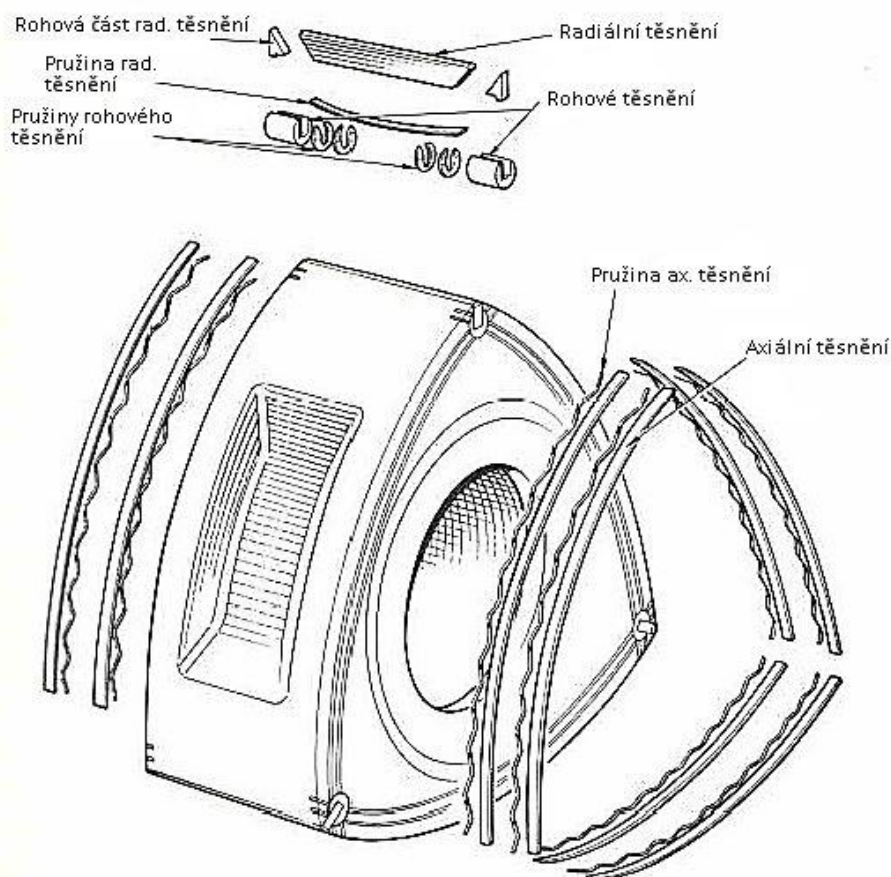
Obr. 26 Provedení olejového těsnění [10]

## 9.2 PLYNOVÉ TĚSNĚNÍ

Jak již bylo zmíněno, plynové těsnění má za úkol předejít úniku plynů mezi rotorem a stěnou skříně motoru. Vůle mezi těsněním a stěnou je proměnná díky různým režimům spalování a také proměnným teplotním zatížením vyskytujícím se v dané oblasti. Pokud nejsou zohledněny zmíněné podmínky, dochází ke zhoršení chodu motoru, vyššímu hluku a vysokým emisím. Princip uspořádání plynového těsnění je zobrazen na obr. 27, těsnění je v kontaktu zároveň se stěnou komory, primární těsnicí oblastí (oblast mezi jednotlivými komponentami těsnění a stacionárními částmi motoru – epitrochoidální povrch a boční kryty) a stěnou drážky, v níž je uložena. Při kompresi, expanzi a větší části výfuku vstupuje do činnosti také sekundární těsnicí oblast (oblast mezi jednotlivými částmi těsnění a stěnami drážek a otvorů, ve kterých jsou uloženy). Pružnost těsnění, tření v drážce a též tlak plynů pomáhá zajistit správnou funkci tohoto mechanismu. [10] [5]

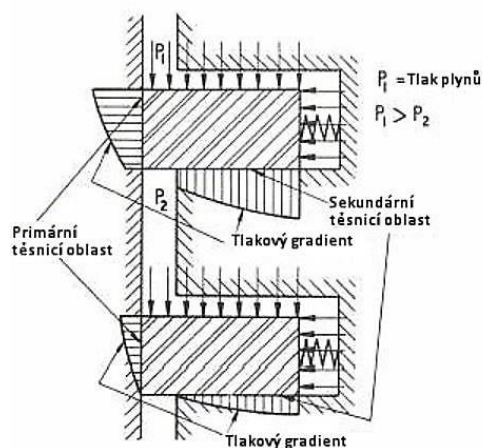
Potenciální průsaková cesta se skládá z vůle mezi těsněními a okolními povrchy při běhu motoru, a proto statické nastavení vazby mezi těsněním a okolním povrchem se provádí tak, aby bylo zabráněno jakémukoliv průchodu plynů, tudíž aby bylo těsné. Další průsakové cesty jsou mezi těsněním na bocích rotoru a boky skříně, také mezi konci těsnění a jejich navazujícími částmi, například mezi koncem bočního těsnění a navazujícím rohovým těsněním, kam zapadají příslušné těsnicí prvky. [10]

Na obr. 27 je znázorněn nejpoužívanější systém těsnění. Každá ze tří částí rotoru obsahuje dvě vrcholová těsnění, dvakrát dvě boční těsnění a čtyři spojovací válečky (rohová těsnění). Pokud porovnáme tento systém těsnění s obdobnými používanými uspořádáními plynových těsnění, můžeme si povšimnout, že zde nejsou všechny průsakové cesty úplně vyplněny. Avšak i přes tyto skutečnosti bylo zjištěno, že systém zmíněného typu uspokojivě plní svou funkci a obě těsnicí oblasti (jak primární, tak sekundární) jsou v neustálém kontaktu se svými protějšími povrchy, pokud je vystaven pracovním podmínkám motoru. [10]



Obr. 27 Jeden z používaných systémů plynového těsnění [10]

Na druhou stranu těsnění může přinášet i negativa, a to hlavně v přítomnosti zvýšeného tření a také v nežádoucím opotřebování, které zde může nastat. Z tohoto důvodu je zde jednak mazací olej, který se snaží tato negativa alespoň zmírnit a také musí být zajištěna správná přítláčná síla těsnicích elementů na přiléhající povrchy. Adekvátní síla, jež zabezpečuje správný přítlak primárních oblastí ve všech operačních podmínkách, je vyvozena pomocí pružin, které se nachází pod každou částí těsnění. Přítlak sekundárních oblastí je poté vyvozen díky tlakům plynů v pracovním prostoru motoru. Celá situace je vyobrazena o obr. 28. [10]



Obr. 28 Tlaky působící na axiální těsnicí lišty [10]

### 9.3 TĚSNĚNÍ PO STRANÁCH - AXIÁLNÍ

Těsnění tohoto typu se nachází na bocích rotoru a doléhá na boční kryty skříně. Pro zajištění řádné funkce může být zdvojeno, jak lze pozorovat na obr. 27. Povrchy bočních krytů, po kterých se smýká, musí být opracovány tak, aby byla zajištěna co nejlepší struktura povrchu. Také je ovšem nezbytností zamezit jakékoliv distorzi těchto krytů, které by měly být vždy kolmé na osu hřídele. Pro správný přítlak je pod každým těsněním lehká pružina. [10] [5]

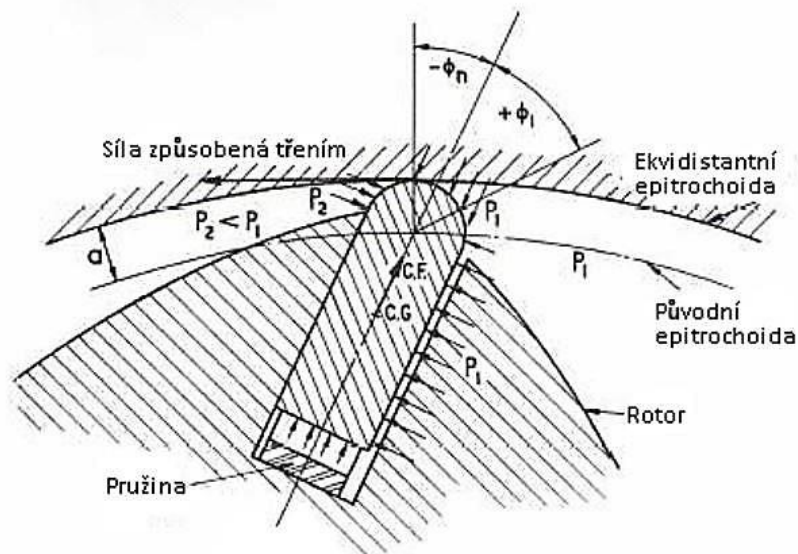
### 9.4 VRCHOLOVÉ TĚSNĚNÍ - RADIÁLNÍ

Vrcholová těsnění se nachází v každém ze tří vrcholů rotoru a jsou v neustálém kontaktu s profilem skříně. Jak bylo zmíněno v kapitole 4, vnitřní vybrání skříně je voleno větší a je ekvidistantou od základního teoretického epitrochoidálního profilu, a to hlavně z důvodu předejití pohybu koncového těsnění ve své drážce a tepelným deformacím. Pro výkon správné funkce je zapotřebí také olejový film, ale ani dokonalý olejový film nezaručí řádný těsnicí výkon v celém rozsahu pracovních podmínek motoru. Proto je nezbytné zabývat se i materiály, které při těsnění přicházejí do styku. V tabulce 2 jsou zaznamenány čtyři různé možné kombinace materiálů a povrchových úprav. [10] [5]

Kombinace materiálů a povrchových úprav			
Pracovní povrch epitrochoidy	Radiální lišta	Povrch bočních krytů	Axiální těsnění
Tvrdochrom	Karbon	Molybden	Litina
Carbid uhlíku	Litina	Bronz	Litina a ocel
10 % Molybden + 90 % ocel	Měkký kov	Litina ponitridovaná nebo indukčně tvrzená	Litina
Poniklování a pokrytí souvislou vrstvou karbidu křemíku (C.E.M.)	Litina	Ocel - nanesená rozprašováním	Litina

Tab. 2 Možné kombinace povrchových úprav a materiálů [10]

Dalším problémem vrcholového těsnění může být také to, že pracuje v širokém rozsahu operačních podmínek. Jedním způsobem, jak charakterizovat tento rozsah, je střední skluzová rychlost, kterou se těsnicí element pohybuje. Tato otázka již byla řešena, a to v kapitole zabývající se volbou hlavních parametrů motoru (kapitola 3). Další komplikace mohou nastat díky silám, které se vyskytují na této radiální liště při chodu motoru (obr. 29). Nejdůležitější silou je v tomto případě síla od tlaků plynů a síla vyplývající z pohybu těsnění okolo skříně. [10] [5]



Obr. 29 Rozložení sil a tlaků na radiální liště [10]

Poslední velice důležitou skutečností radiálních lišt, jež je nutné vyřešit, je její šířka. V rámci výkyvu pístu, který byl určen v kapitole 3, musí být určen poloměr zaoblení vrcholu těsnicí lišty a z něj pak vypočítána její šířka. Poloměr tedy volíme. Pro jeho volbu však existují omezení a jedno z nejdůležitějších říká, že pokud je poloměr příliš velký, lišta správně nedolehne k profilu skříně a vznikají zde ztráty vlivem profuku. Díky této skutečnosti se snažíme volit poloměr radiální lišty co nejmenší. Je-li zvolen poloměr lišty, může být následně dopočítána minimální šířka vrcholové těsnicí lišty. Minimální je proto, protože při pohybu pístu dochází i k pohybu a naklápění této lišty, která se při jedné celé otáčce dotkne postupně celou svou minimální šířkou skříně. Rovnice pro výpočet minimální šířky je definována takto: [6]

$$s_{Lmin} = 2 \cdot r_L \cdot \sin(\delta_{max}) \quad (47)$$

Kde:

$s_{Lmin}$	[m]	- minimální šířka těsnicí lišty
$r_L$	[m]	- poloměr zaoblení vrcholu lišty
$\delta_{max}$	[°]	- maximální úhel výkyvu pístu

Pro motor konstruovaný v této práci je zvolen poloměr zaoblení vrcholu:

$$r_L = 2 \text{ mm}$$

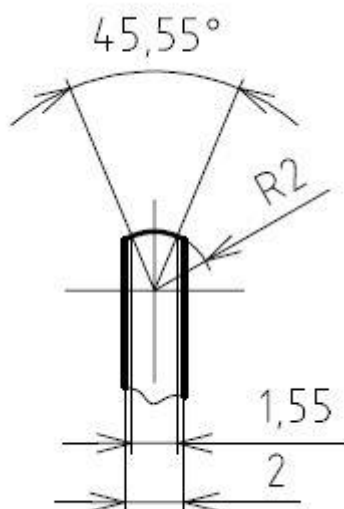
Z něj pomocí dopočtu vyplývá nejmenší možná šířka lišty, kdy obdržíme dva krajní body, mezi kterými se lišta dotýká povrchu epitrochoidní stěny skříně:

$$s_{Lmin} = 1,5484 \text{ mm}$$

Volená šířka lišty poté je:

$$s_L = 2 \text{ mm}$$



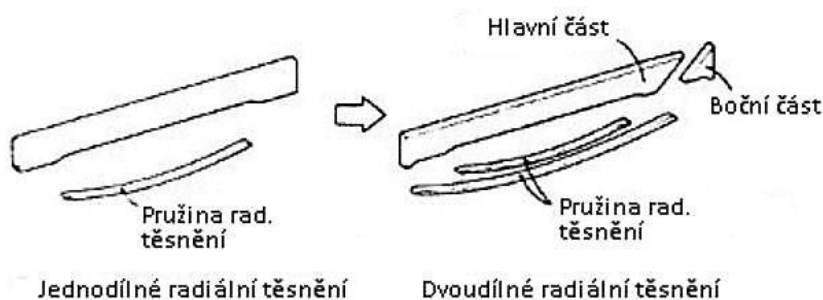


Obr. 30 Návrh radiální lišty konstruovaného motoru

## 9.5 KONSTRUKCE A MATERIÁLY JEDNOTLIVÝCH TĚSNICÍCH ELEMENTŮ

### 9.5.1 RADIÁLNÍ TĚSNĚNÍ

Radiální těsnění Wankelova motoru se může skládat z jedné, dvou až tří částí. Pokud je užito třídílné lišty, těsnění by mělo být dokonalejší díky schopnosti této lišty kompenzovat teplotní zatížení, a tak lépe kopírovat vnitřní tvar skříně motoru. Nejčastější šířky radiálních lišt se pohybují mezi 2mm a 3mm. Šířka nesmí být moc velká kvůli setrvačné síle, ale také nesmí být příliš malá, tak aby byl zajištěn stálý kontakt s vnitřkem skříně. Výška je pak tři až čtyřnásobek šířky a hloubka závisí na hloubce skříně či šířce rotoru. Lišta bývá uložena v drážce s vůlí přibližně 50 $\mu$ m až 95 $\mu$ m. [9] [16]



Obr. 31 Konstrukce radiální lišty [3]

Materiálové provedení může být ocelové, karbonové nebo keramické. Keramika se využívá zvláště pro závodní účely, například dvoudílné keramické těsnění bylo užito na vozidlech série Le Mans od společnosti Mazda. Keramické materiály zajišťují dobré kluzné vlastnosti a vysokou tvrdost, a tak jsou více odolné proti opotřebení při působení vysokých teplot. Keramické lišty mohou být použity v kombinaci s blokem motoru vyrobeným z hliníkové slitiny potaženým karbidem chromu tloušťky 0,15mm. Struktura povrchu by pak měla být co nejnižší, přibližné hodnoty  $R_a = 0,8$ . Dalším druhem materiálu, který lze užít pro výrobu

radiální lišty, je karbon. Karbon lze ale použít pouze pro závodní vysokootáčkové motory, protože dokonalou těsnost tyto lišty vykazují až od 8000 *ot/min*. Karbonová lišta může být pro zlepšení svých vlastností potažena tenkou vrstvou hliníku. Posledním užívaným materiálem je ocel. Ocel se nejlépe zpracovává a poskytuje nejlepší ohybovou pevnost. [3] [9] [15]

Materiál radiální lišty	Karbon	Keramika
Tvrdość [HV]	---	1700
Pevnosť v ohybu [MPa]	200~300	1200
Lomová houževnatost [MPa · m <sup>1/2</sup> ]	3,5	6
odolnosť proti teplotním změnám [°C]	400~600	>550
Hustota [ $\frac{g}{cm^3}$ ]	2,1	3,3

Tab. 3 Porovnání vlastností karbonu a keramiky při použití jako materiál pro radiální lištu [3]

### 9.5.2 AXIÁLNÍ TĚSNĚNÍ

Axiální těsnění, jak již bylo výše zmíněno, je zkonstruováno ze dvou lišt, které doléhají na boční kryty motoru, a tak plní svou těsnicí funkci. Pod těmito lištami, stejně jako pod radiálním těsněním, jsou pružiny vlnitého typu, které zabezpečují přítlak. V modernějších konstrukcích se dokonce přistupuje k řešení s jednou těsnicí lištou. Tloušťka axiálních lišt nabývá hodnot 0,7mm až 1mm a samozřejmě se také vyrábí z materiálů, které mají co nejmenší tření. Tímto materiálem například může být spékávaný kov. Hlavními dvěma složkami jsou železo a uhlík. Uvedený materiál má výhodu v tom, že se zčásti přimazává sám. Axiální lišty jsou uloženy s tolerancí k rohovému těsnění o hodnotě 0,05mm až 0,15mm tak, aby byla zajištěna funkce i při změně délky vlivem tepelné roztažnosti. [9] [15] [2]

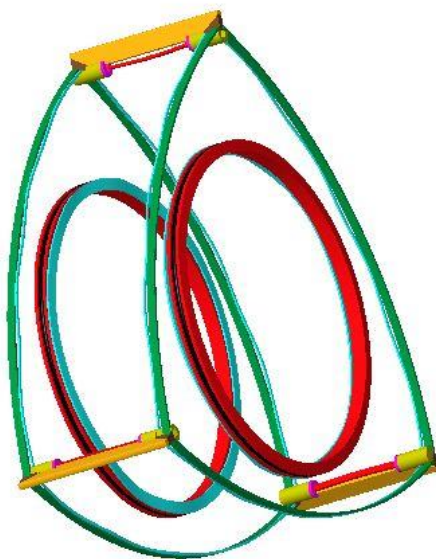
### 9.5.3 ROHOVÉ TĚSNĚNÍ

Rohové těsnění je užito jako spojovací těsnicí člen mezi axiálním a radiálním těsněním. Taktéž je pod ním umístěna pružina pro dobrý přítlak, a navíc je opatřeno výřezem pro umístění radiální těsnicí lišty. V místě výřezu musí být hrana sražena o 0,02×45°, aby bylo dosaženo lepšího rozložení tlaku. Jedním z užívaných materiálů pro konstrukci rohového těsnění je litina s vločkovitým grafitem obsahující také fosfor a bór, která je navíc pochromovaná. [9] [15]

### 9.5.4 PRYSKYŘICOVÁ VRSTVA

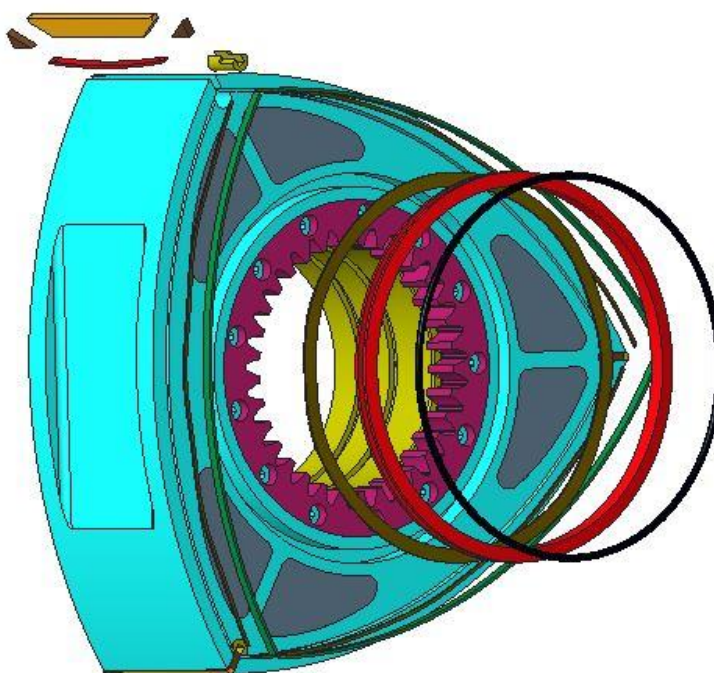
Pro zlepšení těsnicí funkce axiálního těsnění se z vrchní části může zalít pryskyřicovou vrstvou. V takovémto případě těsní nejenom axiální lišta, ale také tato vrstva nacházející se mezi rotorem a boky motoru. Tloušťka vrstvy by měla být o něco nižší než šířka mezery. [9]

### 9.5.5 SYSTÉM TĚSNĚNÍ KONSTRUOVANÉHO MOTORU A JEHO MATERIÁLY



Obr. 32 Systém těsnění konstruovaného motoru

- Radiální lišta – keramická, třídílná, tloušťky 2 mm + přitlačná pružina
- Rohové těsnění – litinové + přitlačná podložka
- Axiální lišta – litinová, tloušťka 0,8 mm + přitlačná pružina
- Olejové těsnění – litinové, uvnitř je umístěn těsnicí pryžový kroužek + přitlačná pružina



Obr. 33 Zástavba jednotlivých těsnicích lišt do tělesa rotoru společně s olejovým těsněním a jeho pryžovým kroužkem

## 10 PŘEVOD A HŘÍDEL MOTORU

Klasický i Wankelův spalovací motor musí být opatřen pro svou správnou funkci hřídelí, na kterou je díky procesu spalování přiváděn točivý moment a s její pomocí dále rozváděn dle potřeby. Wankelův motor má navíc ještě tzv. fázovací převod (někdy může být nazván fázovací mechanismus), který zabezpečuje správné obíhání rotoru ve skříni motoru. Obě dvě konstrukční součásti budou rozebrány právě v této kapitole. [6]

### 10.1 FÁZOVACÍ PŘEVOD

Jak již zde bylo řečeno, hlavním úkolem fázovacího převodu je zajistit správný obíhavý pohyb rotoru ve skříni motoru. Tento převod je složen ze dvou částí, kdy první je fixní ozubení, které se neotáčí a je pevně spojeno s bočním krytem motoru. Svým ozubením je však v kontaktu s ozubením vytvořeným v rotoru. Ozubení v rotoru se tedy odvaluje po stacionárním ozubení, a tak dochází k vytvoření požadované trajektorie pohybu rotoru uvnitř pístu. [2]

Pro konstrukci tohoto převodu se používá čelního ozubení s převodovým poměrem 2:3 a jejich roztečné průměry nabývají hodnot  $4e$  a  $6e$ . Tedy při kontaktu ozubení je vzdálenost jejich středů rovna přesně excentricitě epitrochoidy. Fixní převod je poté ještě spojen s hlavním ložiskem hřídele motoru, které v něm může být nalisováno a tato sestava je následně přišroubována k bočnímu krytu. Řešení může také být realizováno i tak, že část fixního převodu tvoří jeden z kroužků ložiska hřídele. [2]

Rotorové ozubené kolo může být spojeno s rotorem pomocí šroubového spoje, ale pro získání pružnosti je výhodnější použít pružné kolíky, které lépe zachytí zatížení převodu a část zatížení sami absorbují. Další velice důležitou částí převodu jsou jeho boční strany, které přicházejí do styku s rotorem. Z tohoto důvodu je zde zapotřebí mazání pro předejití odírání nebo dokonce zadření těchto částí. [2]

Nejčastějším materiálem pro výrobu těchto převodových kol je uhlíková ocel 12 050 nebo ekvivalentní materiál s dostatečnými mechanickými vlastnostmi. Pro zvýšení živostnosti ozubení je dobré aplikovat například povrchové kalení zubů. [2]

#### 10.1.1 VÝPOČET PŘEVODU

Pro sestavení převodu bude použito klasické evolventní čelní soukolí s pastorkem s vnějším ozubením a ozubeným kolem s vnitřním ozubením. Jelikož průměry roztečných kružnic jsou dány z podstaty převodu Wankelova motoru a na nich závisí i daný převodový poměr, musel být zvolen modul ozubení tak, aby počty zubů jednotlivých ozubených členů byla celá čísla. [17]

Primární výpočet tedy vypadá takto: [17]

$$d_1 = 4e = 44 \text{ mm}$$

$$d_2 = 6e = 66 \text{ mm}$$

(48)

$$i = \frac{d_2}{d_1} = \frac{3}{2}$$

(49)

$$m = 2 \text{ mm} \quad (50)$$

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = 22$$

$$z_2 = \frac{d_2}{m} = 33 \quad (51)$$

Kde:  $d_1, d_2$  [mm] - průměr roztečné kružnice pastorku, kola  
 $i$  [-] - převodový poměr  
 $m$  [mm] - normalizovaný modul ozubení  
 $z_1, z_2$  [-] - počet zubů pastorku, kola

Dále je nutné určit další parametry ozubení: [17]

$$h_a = m = 2 \text{ mm} \quad (52)$$

$$h_f = 1,25 \cdot m = 2,5 \text{ mm} \quad (53)$$

$$\begin{aligned} d_{a1} &= d_1 + 2 \cdot h_a = 48 \text{ mm} \\ d_{a2} &= d_2 - 2 \cdot h_a = 62 \text{ mm} \end{aligned} \quad (54)$$

$$\begin{aligned} d_{f1} &= d_1 - 2 \cdot h_f = 39 \text{ mm} \\ d_{f2} &= d_2 + 2 \cdot h_f = 71 \text{ mm} \end{aligned} \quad (55)$$

$$p = \pi \cdot m = 6,2832 \text{ mm} \quad (56)$$

$$s_z = e_z = \frac{p}{2} = 3,1416 \text{ mm} \quad (57)$$

$$c = h_f - h_a = 0,5 \text{ mm} \quad (58)$$

$$\rho_f = 0,38 \cdot m = 0,76 \text{ mm} \quad (59)$$

Kde:  $h_a$  [mm] - výška hlavy zubu  
 $h_f$  [mm] - výška paty zubu  
 $d_{a1}, d_{a2}$  [mm] - průměr hlavové kružnice pastorku, kola

$d_{f1}, d_{f2}$	[mm]	- průměr patní kružnice pastorku, kola
$p$	[mm]	- rozteč
$s_z, e_z$	[mm]	- tloušťka zubu, šířka zubové mezery
$c$	[mm]	- hlavová vůle
$\rho_f$	[mm]	- poloměr přechodové křivky v patě zubu

Aby nedošlo k interferenci dvou spoluzabírajících ozubených kol, musí být provedena kontrola a zjištěn minimální nutný počet zubů pastorku: [17]

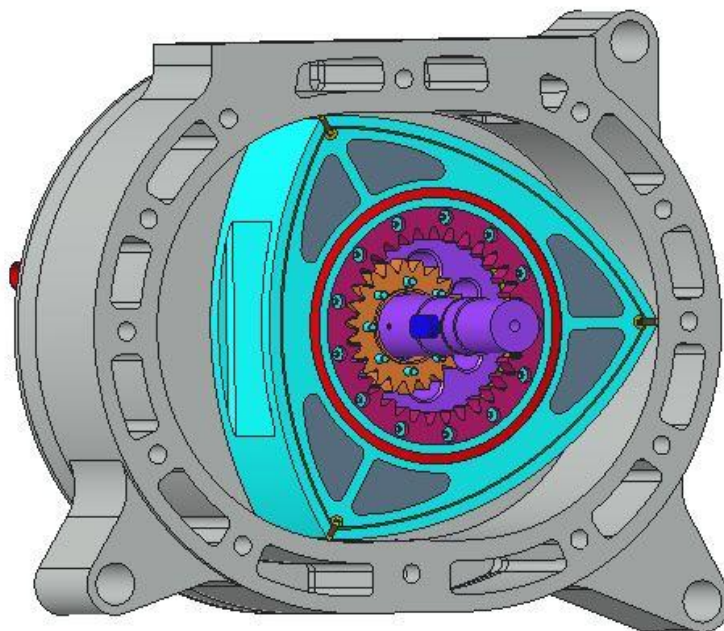
$$h_a^* = 1 \quad (60)$$

$$\alpha = 20^\circ \quad (61)$$

$$z_{min2} = \frac{2 \cdot h_a^*}{(1 + 2i)(\sin(\alpha))^2} \cdot \left[ i + \sqrt{i^2 + (1 + 2i)(\sin(\alpha))^2} \right] = 13,45 \doteq 14 \quad (62)$$

Kde:	$h_a^*$	[-]	- součinitel výšky zubu (základní)
	$\alpha$	[°]	- úhel záběru
	$z_{min2}$	[-]	- minimální počet zubů pastorku

Minimální počet zubů pro pastorek s parametry vypočítanými výše je 14 . Pastorek ve skutečnosti má 22 zubů, je tedy patrné, že k interferenci zubů ozubení nedojde.



Obr. 34 Pohled na fázovací převod

## 10.2 VÝSTUPNÍ HŘÍDEL MOTORU

Výstupní hřídel Wankelova motoru by se svou funkcí dala přirovnat ke klikové hřídeli klasického pístového spalovacího motoru. Jejím účelem je generování rotačního pohybu z obíhavého pohybu pístu a přenos momentu získaného spalováním. Výstupní hřídel je uložena na dvou ložiscích a při jedno-rotorovém uspořádání z jedné strany prochází fixním kolem fázovacího převodu. Na hřídeli se dále nachází setrvačnick, vývažky a excentrická vačka. Obr. 35 znázorňuje hřídel motoru ve dvou-rotorovém provedení, která je již osazena vývažky. [2]

Protože je střed rotoru a střed otáčení hřídele posunut o excentricitu  $e$ , musí být na hřídeli vytvořena vačka, která je v kontaktu s rotorem, a tedy převádí jeho pohyb na hřídel. Z důvodu kontaktu těchto dvou částí musí být do tohoto místa přiváděn mazací olej, který navíc ochlazuje rotor zevnitř. Pro možnost dodávky oleje je výstupní hřídel opatřena vnitřním kanálem, kterým se olej dopravuje nejen mezi vačku a rotor, ale jsou s ním mazána i hlavní ložiska, na kterých je hřídel uložena. Průměry jednotlivých částí hřídele závisí na příslušenství, které je na ní umístěno a také na zatížení, které musí přenášet. Všeobecně má výstupní hřídel Wankelova motoru větší torzní tuhost než kliková hřídel klasického motoru. [2]

Běžně se tato hřídel zhotovuje z chromové nebo chrom-molybdenové oceli. [2]

### 10.2.1 PRVOTNÍ NÁVRH SETRVAČNÍKU

Setrvačnick se u spalovacích motorů využívá hlavně ke zklidnění chodu motoru. Neklidnosti vznikají hlavně vlivem toho, že spalování neprobíhá kontinuálně, ale pouze v jednotlivé okamžiky. V důsledku tohoto faktu tedy spalovací motor běží z části jenom díky setrvačnosti. Proto lze s výhodou využít setrvačnick, jenž má výhodný moment setrvačnosti a lze do něj uložit kinetickou energii, která je následně spotřebovávána v době, kdy motor běží jen svou setrvačností. Tedy setrvačnick je tedy urychlován v době spalování a v dobách mezi spalováními urychluje hřídel motoru tak, aby zde nebyly tak veliké výkyvy úhlové rychlosti výstupní hřídele motoru. [17]

V této části diplomové práce bude proveden prvotní návrh rozměrů setrvačnicku tak, aby byl zjištěn poloměr pro uložení jednoho z vývažků.

Celý návrh setrvačnicku vychází z rovnice kinetické energie rotující soustavy: [13]

$$E_k = \frac{1}{2} I \omega^2 \quad (63)$$

Kde:	$E_k$	[J]	- kinetická energie rotující soustavy
	$I$	[kg · m <sup>2</sup> ]	- moment setrvačnosti soustavy
	$\omega$	[rad · s <sup>-1</sup> ]	- úhlová rychlost soustavy

Nejprve je tedy nezbytné určit změnu kinetické energie rotujícího rotoru konstruovaného motoru (vlivem střídání pracovních a nepracovních dob motoru), kterou by měl kompenzovat vytvářený setrvačnick. Pro výpočet této hodnoty lze využít následující závislosti: [13]

$$\Delta E = \frac{1}{2} \cdot I_{rot} \cdot (\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2) = \frac{1}{2} \cdot I_{rot} \cdot (\omega_{max} + \omega_{min})(\omega_{max} - \omega_{min}) \quad (64)$$

Kde:	$\Delta E$	[J]	- změna kinetické energie
	$I_{rot}$	[kg · m <sup>2</sup> ]	- moment setrvačnosti rotoru
	$\omega_{max}$	[rad · s <sup>-1</sup> ]	- maximální úhlová rychlost soustavy
	$\omega_{min}$	[rad · s <sup>-1</sup> ]	- minimální úhlová rychlost soustavy

Jelikož nám ale není známa ani maximální ani minimální úhlová rychlost soustavy při jednom otočení excentrické hřídele motoru, musí být do rovnice zaneseny další veličiny, které nám tyto neznámé nahradí. [13]

$$\delta_s = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_s} \Rightarrow \omega_{max} - \omega_{min} = \delta_s \cdot \omega_s \quad (65)$$

$$\omega_s = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2} \Rightarrow \omega_{max} + \omega_{min} = 2\omega_s \quad (66)$$

Kde:	$\delta_s$	[-]	- stupeň nerovnoměrnosti chodu motoru
	$\omega_s$	[rad · s <sup>-1</sup> ]	- střední úhlová rychlost výstupní hřídele

Střední úhlová rychlost je vlastně úhlová rychlost, kterou lze naměřit na výstupní excentrické hřídeli a v tomto výpočtu bude uvažována jako úhlová rychlost, kterou lze vypočítat ze jmenovitých otáček motoru. Stupeň nerovnoměrnosti chodu je parametr charakterizující právě nerovnoměrný chod určitého mechanismu. Pro spalovací motory se jeho hodnota pohybuje mezi hranicemi 0,0055 a 0,0033. Pro výpočet v této práci je zvolena hodnota  $\delta_s = 0,004$ . [13]

Nezbývá tedy nic jiného než dosadit do rovnice pro změnu kinetické energie tak, abychom vykrátily neznámé veličiny a nahradili je právě parametry  $\delta_s$  a  $\omega_s$ . Výsledná rovnice pro změnu kinetické energie tedy je: [13]

$$\Delta E = \delta_s \cdot I_{rot} \cdot \omega_s^2 \quad (67)$$

Hodnoty vstupující do výpočtu:

$$\begin{aligned} \delta_s &= 0,004 \\ \omega_s &= 994,84 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \\ I_{rot} &= 0,005263 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned}$$

Výsledná změna kinetické energie:

$$\Delta E = 20,84 \text{ J}$$

Jakmile je stanovena změna kinetické energie, může být přikročeno k výpočtu momentu setrvačnosti setrvačnicku, což je základní charakteristický parametr pro jeho návrh. Z momentu



setrvačnosti budou následně určeny základní rozměry setrvačníku. Moment setrvačnosti setrvačníku lze tedy určit úpravou základního vztahu pro výpočet kinetické energie rotující soustavy: [13]

$$I_s = \frac{2 \cdot \Delta E}{\omega^2} \quad (68)$$

Kde:  $I_s$   $[kg \cdot m^2]$  - moment setrvačnosti setrvačníku

Pro maximální otáčky klikové hřídele, tedy pro úhlovou rychlost  $\omega = 994,84 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$  a podmínku akumulace energie alespoň  $20,84 \text{ J}$ , vychází moment setrvačnosti setrvačníku takto:

$$I_s = 0,0000421 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Setrvačník bude zprvu navržen jako dutý válec s určitou délkou, který bude následně dokonstruován tak, aby mohl být připojen ke hřídeli. Spojení bude realizováno pomocí kuželového svěrného spoje se zajištěním pozice pomocí úsečového pera (Woodrufovo pero). Proti axiálnímu pohybu bude na závitě na hřídeli našroubována matice, která setrvačník zajistí a po dotažení vytvoří požadovaný svěrný spoj mezi ním a hřídelí.

Pro návrh rozměrů setrvačníku bude užito závislosti pro výpočet momentu setrvačnosti dutého kruhového válce o vnitřním poloměru  $r_1$ , vnějším poloměru  $r_2$ , délce  $l$  a také musí být uvažována hustota materiálu setrvačníku. Protože bude setrvačník ocelový, uvažujeme hustotu  $\rho = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ . [17] [18]

Vzorec pro výpočet momentu setrvačnosti dutého válce: [18]

$$I = \frac{m}{2} (r_1^2 + r_2^2) \quad (69)$$

Za hmotnost a následně za mezikruží dosazujeme: [19]

$$m = \rho \cdot V \quad (70)$$

$$V = \pi \cdot l \cdot (r_2^2 - r_1^2) \quad (71)$$

Tedy po dosazení:

$$I = \frac{1}{2} \pi \cdot \rho \cdot l \cdot (r_2^2 - r_1^2) (r_1^2 + r_2^2) \quad (72)$$

Kde:  $m$   $[kg]$  - hmotnost dutého válce  
 $r_2$   $[m]$  - vnější poloměr válce  
 $r_1$   $[m]$  - vnitřní poloměr válce  
 $\rho$   $[kg \cdot \text{m}^{-3}]$  - hustota materiálu

$l$	$[m]$	- délka válce
$V$	$[m^3]$	- objem válce

Po provedení výpočtu vychází nejlépe tato kombinace hodnot:

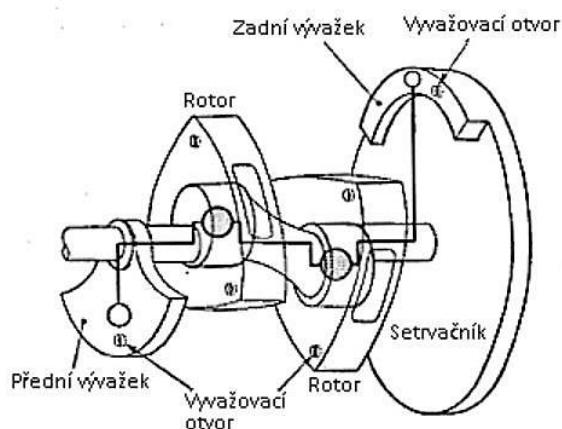
$$\begin{aligned}
 I_s &= 0,00004258 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \\
 \rho &= 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \\
 r_2 &= 0,035 \text{ m} = 35 \text{ mm} \\
 r_1 &= 0,030 \text{ m} = 30 \text{ mm} \\
 l &= 0,005 \text{ m} = 5 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Jak je na první pohled patrné, rozměry setrvačníku jsou velice malé, a i pokles kinetické energie při jedné otáčce excentrické hřídele je velice nízký, a tudíž můžeme tento pokles zanedbat. Z tohoto důvodu nebude setrvačnick na motor aplikován a na hřídel budou umístěny pouze dva vývažky. Jako prvotní návrh je toto považováno za dostatečné a další úpravy by mohly proběhnout až po odměření na prototypu motoru, kdy by se přesněji mohl určit pokles kinetické energie  $\Delta E$  a případně motor o setrvačnick doplnit.

### 10.2.2 VYVÁŽENÍ HŘÍDELE

Stejně tak jako u klasického motoru i zde musí být hřídel vyvážena tak, aby byly vybalancovány setrvačné síly posuvných a rotačních hmot. Účinky setrvačných sil rotačních hmot mohou být eliminovány celkem jednoduše za použití protivývažků, ale účinky setrvačných sil posuvných hmot vytvářejí jak setrvačnou sílu, tak i moment, který nelze vybalancovat pouze pomocí vývažků. Pokud zde máme určitou nevyváhu, její účinky jsou zachytávány v hlavních ložiskách a tento stav nepříznivě ovlivňuje jejich živostnost a způsobuje vibrace motoru. [2]

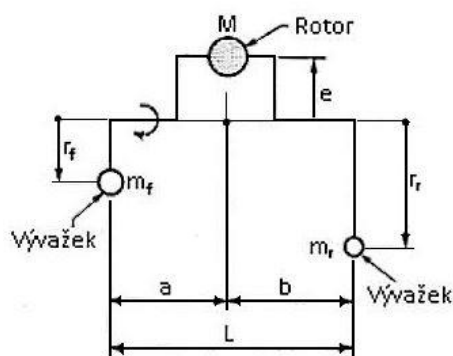
Díky tomu, že u rotačního motoru nemáme žádné posuvné části, může být kompletně vyvážen pouze pomocí vyvážení setrvačných účinku od rotačních hmot, a to pouze za použití vývažků. Umístění vývažků na dvourotorovém motoru lze například provést dle obr. 35.



Obr. 35 Umístění vývažků [2]

### VÝPOČET VÝVAŽKŮ PRO JEDNO-ROTOROVÝ MOTOR KONSTRUOVANÝ V TÉTO PRÁCI

Pro výpočet je velice důležité schéma na obr. 36, kde je vidět rozmístění a jednotlivé veličiny vstupující do výpočtu. [2]



Obr. 36 Schéma umístění vývažků [2]

Pro hmotnosti vývažků a jednotlivé vzdálenosti platí: [2]

$$m_F \cdot r_F = \frac{b}{a+b} \cdot M \cdot e \Rightarrow m_F = \frac{b}{a+b} \cdot M \cdot e \cdot \frac{1}{r_F} \quad (73)$$

$$m_R \cdot r_R = \frac{a}{a+b} \cdot M \cdot e \Rightarrow m_R = \frac{a}{a+b} \cdot M \cdot e \cdot \frac{1}{r_R} \quad (74)$$

Kde:	$m_F$	[kg]	- hmotnost prvního vývažku
	$r_f$	[m]	- poloměr těžiště prvního vývažku
	$m_R$	[m]	- hmotnost druhého vývažku
	$r_R$	[m]	- poloměr těžiště druhého vývažku
	$M$	[kg]	- hmotnost rotoru
	$e$	[m]	- excentricita
	$a$	[m]	- vzdálenost těžiště prvního vývažku od těžiště rotoru
	$b$	[m]	- vzdálenost těžiště druhého vývažku od těžiště rotoru

Nyní zbývá jen určit geometrii umístění a geometrii samotných vývažků. Pro zvolené parametry, které jsou voleny na základě geometrie motoru získané vytvořením 3D modelu, vychází hmotnosti jednotlivých vyvažovacích elementů takto:

Zvolené parametry:

$$a = 0,0652 \text{ m} = 65,2 \text{ mm}$$

$$b = 0,0652 \text{ m} = 65,2 \text{ mm}$$

$$r_F = 0,05 \text{ m} = 50 \text{ mm}$$

$$r_R = 0,05 \text{ m} = 50 \text{ mm}$$

Dané parametry (hmotnost rotoru získána z 3D modelu):

$$M = 1,70 \text{ kg}$$

$$e = 0,011 \text{ m}$$

Vypočítané hodnoty:

$$m_F = 0,187kg$$

$$m_R = 0,187kg$$

Z vypočtených hmotností byly ve 3D modelovacím programu (CREO 3) vytvořeny vývažky, které byly následně umístěny symetricky z obou stran na excentrickou hřídel (obr. 39). Správná poloha vývažků je zajištěna pomocí per a axiálnímu pohybu vývažků brání pojistný kroužek umístěný v drážce na hřídeli z jedné strany a osazení vytvořené na hřídeli ze strany druhé. Pro správnou funkci vyvažovacích elementů je důležité, aby byly oproti vyosení rotoru pootočený přesně o 180°, jak je možné pozorovat na schématu výše.



Obr. 37 Vývažek hřídele

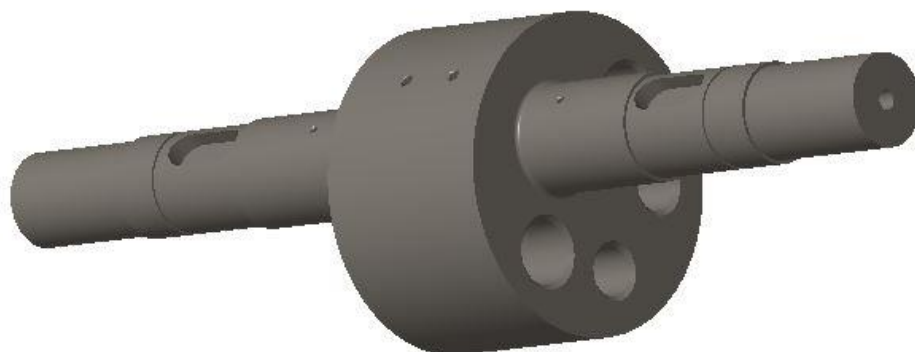
### 10.2.3 LOŽISKA HŘÍDELE

Jako hlavní ložiska hřídele Wankelova motoru se u malých motorů využívají valivá ložiska, nejčastěji kuličková. U automobilů, kde se uplatňuje široká zátěž na motor, a kdy motor také pracuje v širokém poli otáček se používají nejčastěji ložiska kluzná. [2]

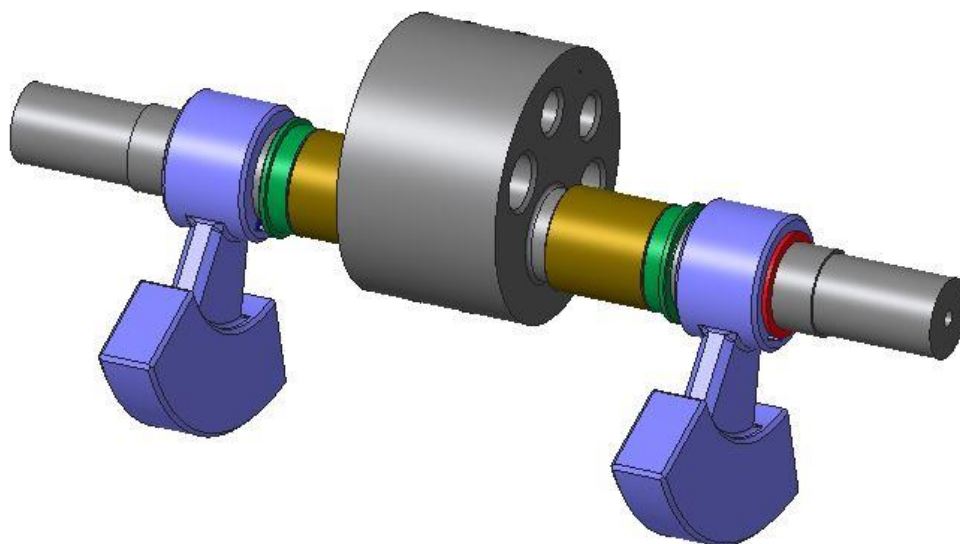
U motoru konstruovaného v této diplomové práci budou užita kluzná ložiska pro ustavení hřídele motoru, a to hlavně z rozměrových důvodů a také kluzné ložisko v rotoru motoru tak, aby bylo předejito přílišnému tření mezi vačkou a vnitřním povrchem rotoru.

### 10.2.4 HŘÍDEL KONSTRUOVANÉHO MOTORU A JEJÍ VYVÁŽENÍ

Samotná hřídel motoru je vyrobena z chrom-molybdenové oceli s označením 42CrMo4, která bude po obrobení povrchově kalena. Dále jsou na hřídeli umístěny dvě drážky pro pera, jež pozicují vývažky hřídele a dvě drážky pro pojistné kroužky, které zamezují vývažkům v axiálním pohybu. Na excentrické vačce jsou umístěny otvory pro odlehčení hřídele. Uvnitř hřídele se nachází, jak již bylo zmíněno, systém kanálků pro cirkulaci chladicího a mazacího oleje.



*Obr. 38 Hřídel konstruovaného motoru*



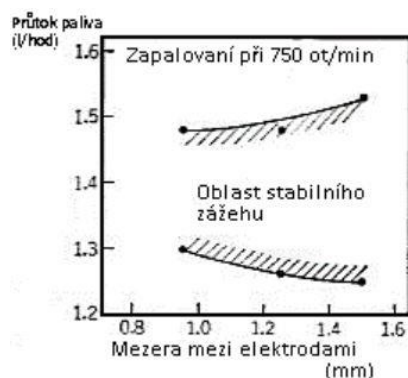
*Obr. 39 Umístění vývažků na hřídeli motoru společně s kluznými ložisky a těsnicími kroužky*

## 11 ZAPALOVÁNÍ

Pro správnou funkci musí být směs paliva se vzduchem dopravená do oblasti spalovacího prostoru zažehnuta. Nejen, že zážeh musí proběhnout ve správný okamžik, ale také záleží na energetické bilanci zapalování a tepelných ztrátách v okolí zapalovací svíčky. Dále, aby mohla být směs řádně zapálena a průběh hoření byl takový, jaký požadujeme, záleží na tom, jak správně je připravena a ionizována. Příprava směsi ale záleží na plnicím systému, který v této kapitole nebude řešen. Budeme tedy předpokládat, že směs je dopravena do prostoru spalování v požadovaném množství a kvalitě. [2] [10]

### 11.1 ZAPALOVACÍ SVÍČKA

Jednou ze základních charakteristik zapalovací svíčky je mezera mezi jejími elektrodami. Například pokud použijeme svíčku s větší mezerou mezi jejími elektrodami, dochází k lepšímu zapálení směsi, a to hned kvůli dvěma skutečnostem. Zaprvé je zabezpečen delší kontakt jiskry se směsí a také tento systém přináší menší chlazení elektrod. Efekt konfigurace elektrod je ukázán na grafu 10, kde je znázorněno pole, kdy dochází k stabilnímu zápalu. V tomto případě je motor pouze v běhu pouze na volnoběh. [2] [10]



Graf 10 Oblast stabilního zápalu svíčky v závislosti na vzdálenosti elektrod [2]

A za druhé, pokud je použita zapalovací svíčka s menším průměrem, je také omezeno její chlazení směsí paliva se vzduchem, a tak je podpořeno správné zapalování směsi. Navíc záleží na typu užití svíčky, ale pro rozsah této práce je tato problematika velice široká a nebude zde dopodrobna rozebírána. [2]

### 11.2 VZDÁLENOST ELEKTRODY OD POVRCHU EPITROCHOIDY

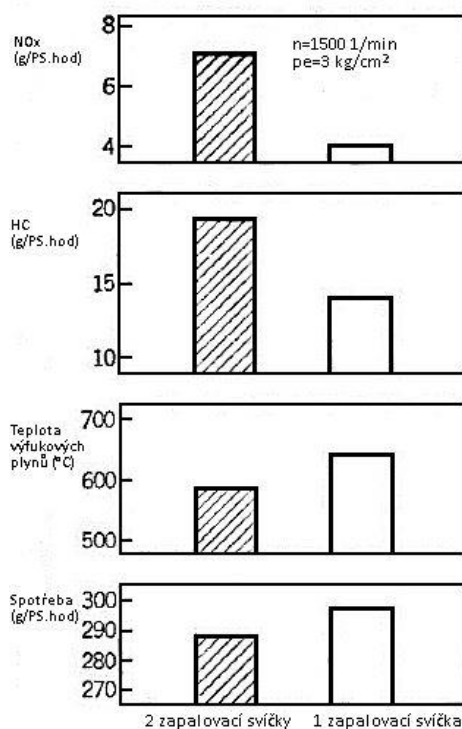
Jestliže je elektroda umístěna co nejbližší povrchu vnitřní strany skříně, tedy pracovnímu povrchu, po kterém se smýká radiální těsnění pístu, je zabezpečena lepší schopnost svíčky zapálit směs paliva a vzduchu. Směs má lepší přístup k elektrodě a v jejím okolí se nachází více zapalitelné směsi. Také je redukován profuk spáleného plynu za vrchol rotoru, když jeho radiální těsnění prochází přes vybrání, kde je umístěna zapalovací svíčka. Závislost vzdálenosti elektrody od povrchu epitrochoidy a správné funkce zapalování je vyobrazena na grafu 11. [2] [10]



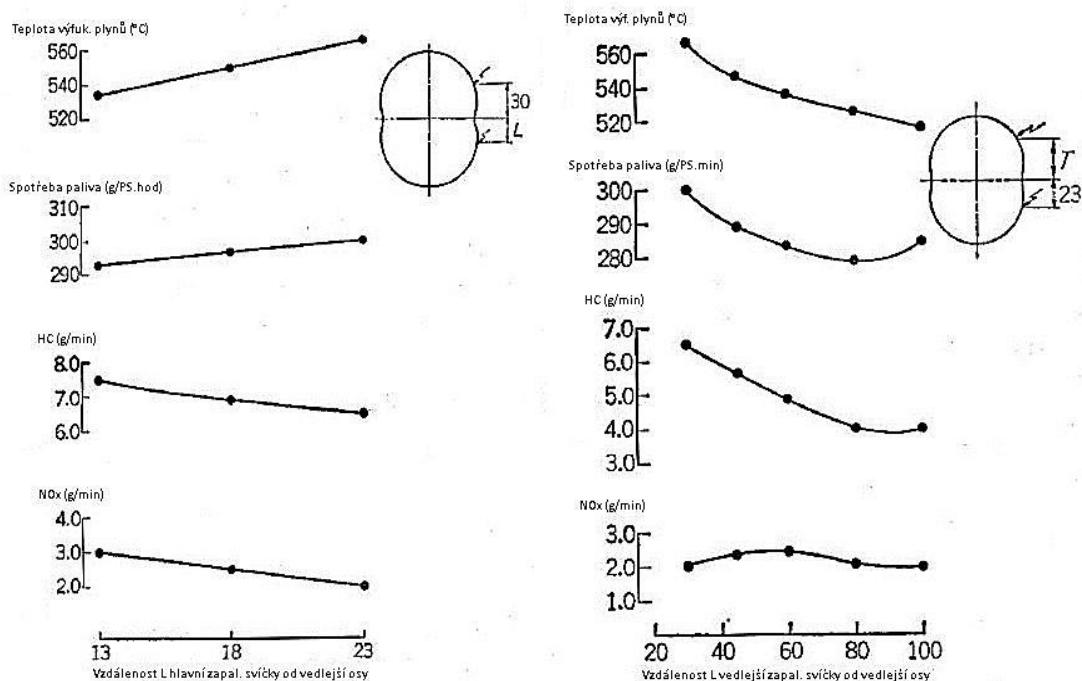
Graf 11 Oblast stabilního zážehu směsi v závislosti na vzdálenosti povrchu epitrochoidy a elektrody [2]

### 11.3 POZICE A POČET ZAPALOVACÍCH SVÍČEK

Na grafech 12 a 13 jsou znázorněny rozdíly mezi použitím jedné zapalovací svíčky, anebo systému, který je opatřen dvěma zapalovacími svíčkami. Jestliže je užito dvou svíček, hlavní svíčka je umístěna u vedlejší osy epitrochoidy a vedlejší svíčka je umístěna na tzv. vlečné straně (odsazena ve směru rotace o určitou hodnotu). [2]



Graf 12 Porovnání systémů s jednou a se dvěma svíčkami [2]



Graf 13 Závislost složení výfukových plynů v závislosti na poloze hlavní (vlevo) a vedlejší (vpravo) zapalovací svíčky [2]

Z grafu 12 plyne, že při částečném zatížení motoru a použití dvou zapalovacích svíček stoupají emise  $HC$  a  $NO_x$ . Ale na druhou stranu je zaznamenána snížená spotřeba paliva motoru. Tyto skutečnosti vychází hlavně ze skutečnosti, že pokud je užitá pouze jedna zapalovací svíčka, dochází ke zpoždění zapálení směsi ve směru rotace rotoru a také se snižuje rychlost spalování. Z tohoto důvodu se většinou přistupuje k užití dvou zapalovacích svíček. [2]

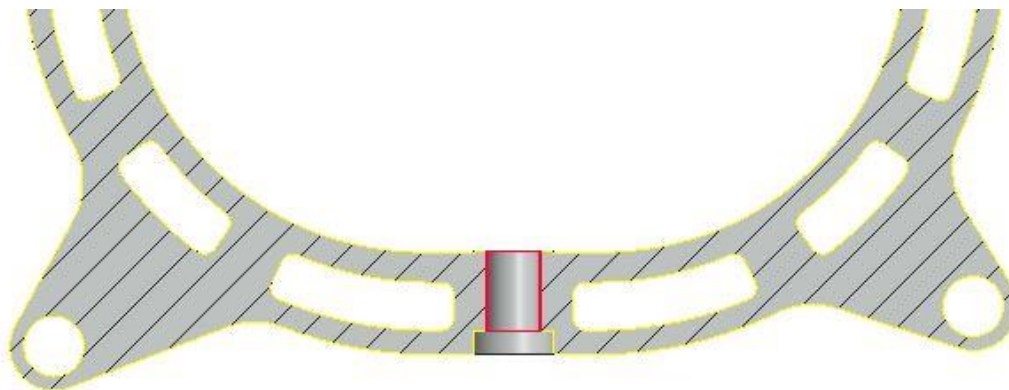
Na grafu 13 jsou vyobrazeny jednotlivé charakteristiky systému se dvěma svíčkami při částečném zatížení motoru závislé na geometrii rozmístění hlavní a vedlejší zapalovací svíčky. Část vpravo znázorňuje závislost jednotlivých charakteristik na vzdálenosti vedlejší svíčky od minoritní osy. Je na první pohled patrné, že pokud posouváme vedlejší svíčku směrem od vedlejší osy, klesají emise  $HC$  a také spotřeba paliva zaznamenává pokles. Hlavní příčinou těchto poklesů je podpoření spalování dále od vedlejší osy epitrochoidy. Na druhou stranu čím dál více je posunuta vedlejší svíčka od vedlejší osy, tím více dochází ke zpětnému profuku přes vybrání pro svíčku. Část vlevo naopak znázorňuje jednotlivé charakteristiky při změně polohy hlavní svíčky. Pokud posouváme hlavní zapalovací svíčku směrem od vedlejší osy, výrazně klesají emise  $HC$  a  $NO_x$  a roste spotřeba paliva, a to hlavně kvůli pomalejšímu spalování. [2]

#### 11.4 ŘEŠENÍ POZICE A POČTU ZAPALOVACÍCH SVÍČEK U KONSTRUOVANÉHO MOTORU

U motoru konstruovaného v této práci je použita jedna zapalovací svíčka pro zapalování směsi v pracovním prostoru motoru. Díky skutečnosti, že je v diplomové práci konstruován motor poměrně malých rozměrů, měla by být zaručena efektivní zapalitelnost směsi i při použití právě jen jediné svíčky. Navíc toto řešení přispěje i k nižší konečné ceně motoru



oproti řešení se dvěma svíčkami. Jestliže použijeme pouze jednu zapalovací svíčku, docílíme lepšího stavu emisí nežádoucích sloučenin ve výfukových plynech, ale na druhou stranu o něco více stoupne měrná spotřeba paliva. Jak je možné si povšimnout na grafu 11, čím je elektroda umístěna blíže k pracovnímu povrchu skříně, tím motor pracuje stabilněji. Z tohoto důvodu se koncový bod elektrody nachází ve vzdálenosti 1 mm od tohoto povrchu. Protože bylo rozhodnuto o použití jedné svíčky, svíčka je umístěna přímo na vedlejší ose epitrochoidy, kde je vytvořen otvor se závitem M14×1,5.



*Obr. 40 Pozice otvoru pro zapalovací svíčku*

## 12 ZÁSTAVBA MOTORU

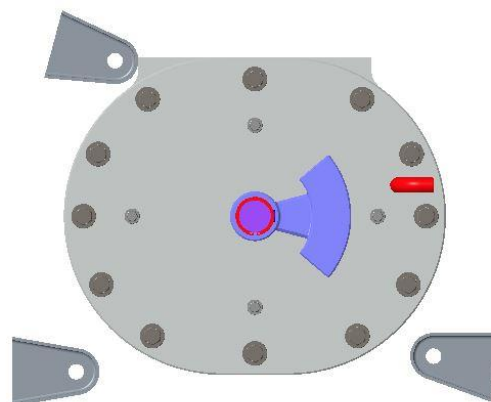
Součástí zadání je také vyřešit zástavbu motoru do rámu reálného motocyklu. Proto byl zvolen motocykl, který by rozměry svého původního motoru mohl alespoň zčásti odpovídat rozměrům konstruovaného Wankelova motoru. Tímto motocyklem je Honda CBR 125R (rok výroby 2009), která v sobě nese, jak již napovídá její název, pohonnou jednotku o objemu  $125 \text{ cm}^3$  s maximálním výkonem  $10 \text{ kW}$  při otáčkách  $10\,000 \frac{1}{s}$ .

Na první pohled je patrné, že výkonově tyto motory nekorespondují, proto by pro reálnou zástavbu musel být spočítán rám motocyklu, zda by zátěž nového motoru snesl. Ale na druhou stranu, jak bude názorné dále, rozměrově je nový motor v přijatelných vzdálenostech od úchytných bodů v rámu.

Pro vytvoření nových úchytných míst na konstruovaném motoru, musely být nejprve změřeny úchytné body v rámu reálného motocyklu. Tyto body nesou následující souřadnice (vzdálenosti jsou v milimetrech):

$$\begin{aligned} 1_P & [0; 0; 0] \\ 1_L & [0; 100; 0] \\ 2_P & [25; 0; 200] \\ 2_L & [25; 100; 200] \\ 3_P & [230; 0; 10] \\ 1_P & [230; 100; 10] \end{aligned}$$

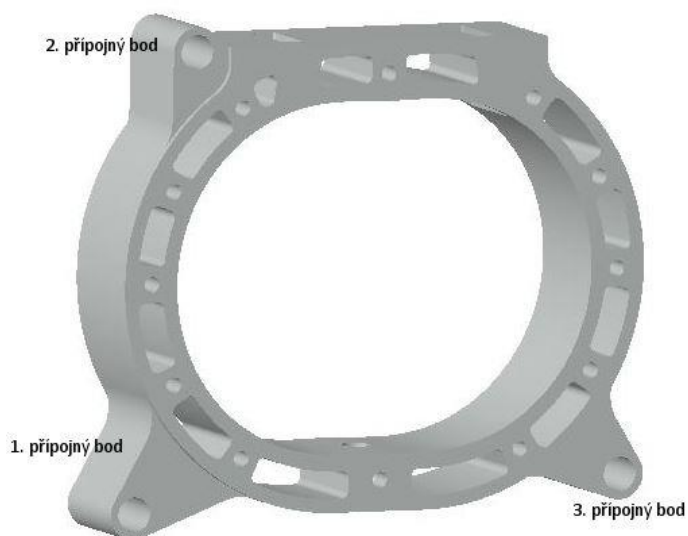
Po sestrojení přípojných bodů rámu ve 3D programu situace vypadá takto:



Obr. 41 Přípojný body rámu motocyklu

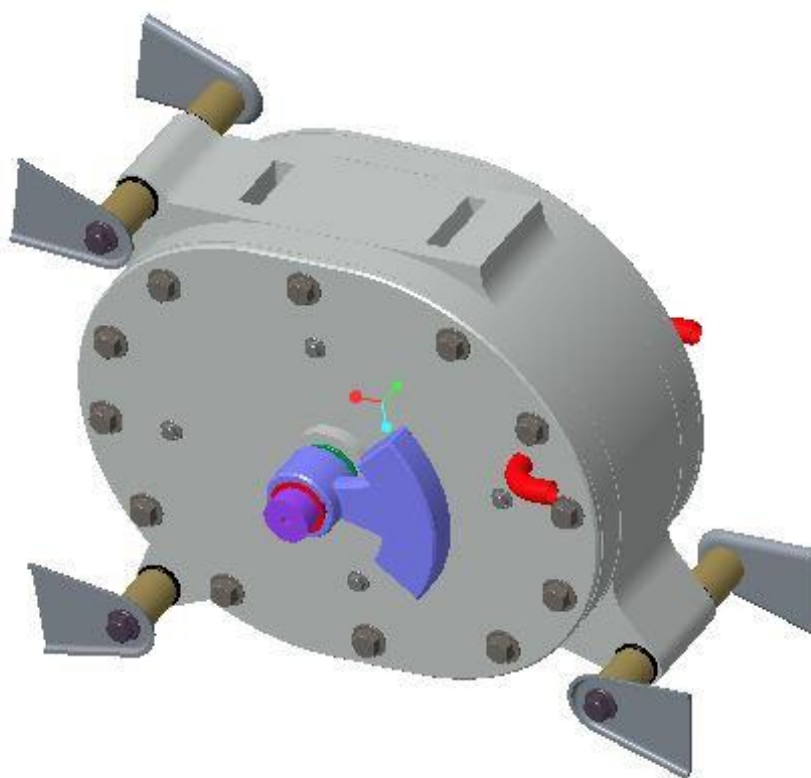
Obr. 42 Umístění motoru do rámu motocyklu

Jakmile byl umístěn motor do rámu a byla určena jeho pozice vůči přípojným bodům rámu motocyklu, musela být vytvořena přípojná místa na skříni motoru, která jsou řešena takto:

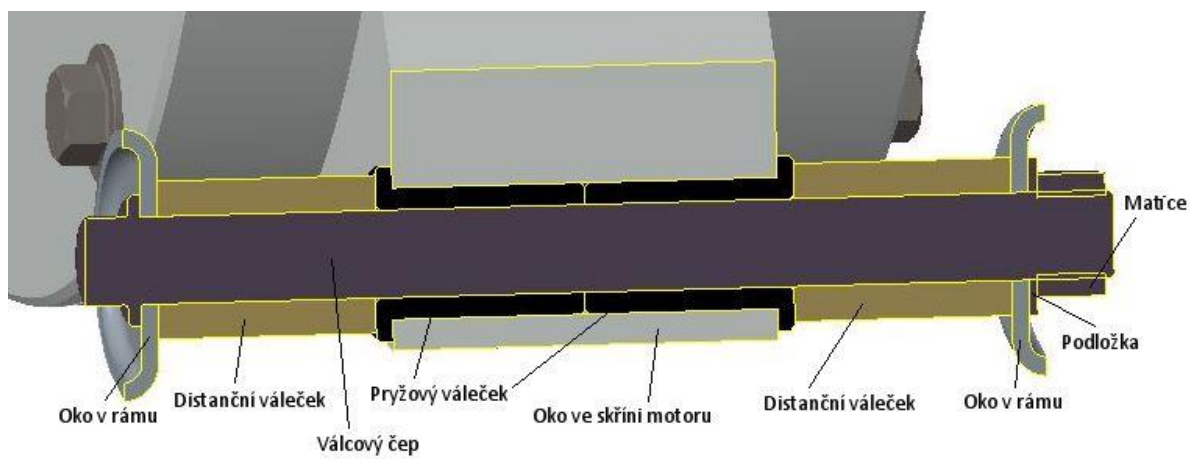


*Obr. 43 Přípojná místa vytvořená na skříni motoru*

Jakmile byly vytvořeny přípojná místa na motoru, zbývalo motor umístit do rámu. Motor je umístěn a jeho pozice v rámu motocyklu je zabezpečena pomocí dlouhých čepů s válcovou plochou a závitem na konci a distanční válečků, které zabezpečují pozici uprostřed rámu. Mezi čepy a skříni motoru jsou umístěny pryžové válečky, a to z důvodu zamezení přenosu vibrací z motoru do rámu motocyklu, a tak zvýšení komfortu jízdy. Celkové zapolohování a uložení motoru v rámu je možné pozorovat na následujících obr. 44 a 45.



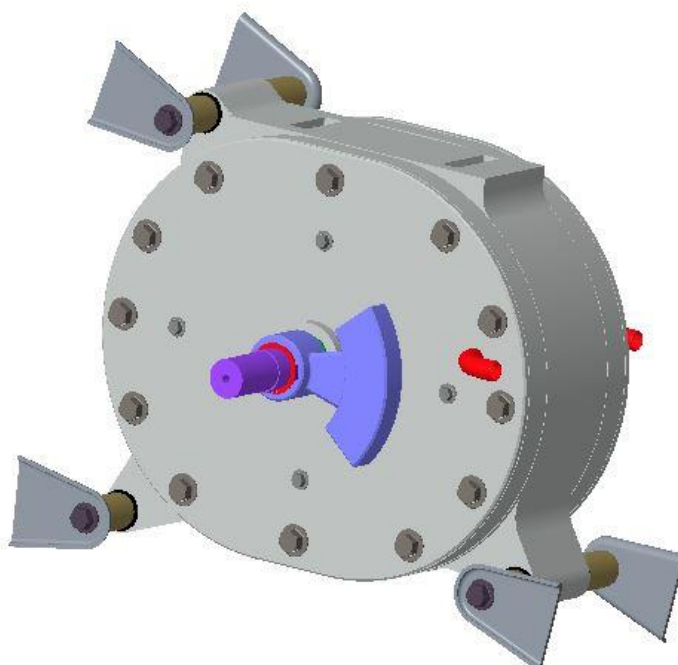
*Obr. 44 Řešení uložení celého motoru*



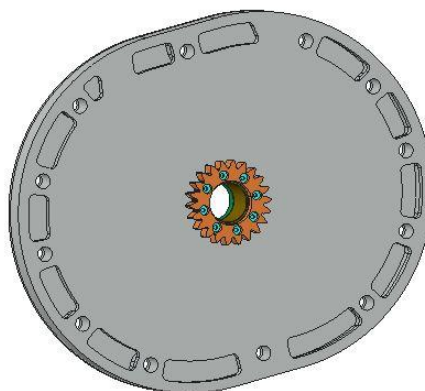
*Obr. 45 Popis jednotlivých součástí každého ze tří úložných míst*

## 13 KOMPLETNÍ SESTAVA KONSTRUOVANÉHO MOTORU

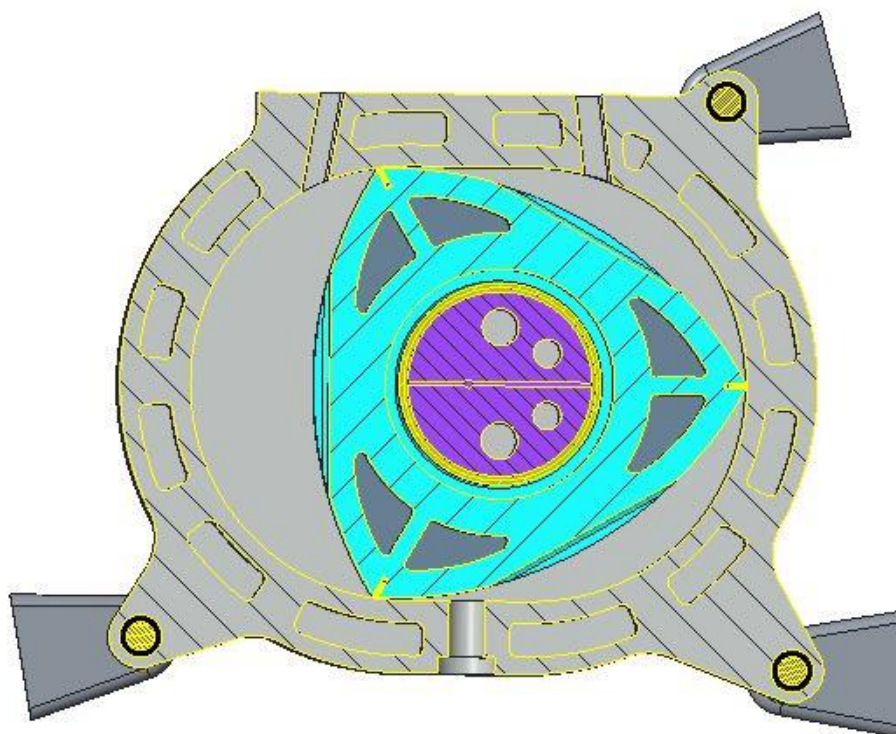
V této kapitole budou ukázány jednotlivé pohledy na konstruovaný motor. Motor tak, jak je vyobrazen na jednotlivých obrázcích, disponuje celkovou hmotností  $m_{cel} = 9,24 \text{ kg}$ . Skříň motoru a její boční víka budou vyráběny z hliníkové slitiny a následného zušlechtění povrchu pomocí nanesení povrchové úpravy. Samotná skříň bude vyrobena jako quasi-monolitický blok z hliníkové slitiny  $AlSi9Cu3$  a následně zušlechtěna na svém vnitřním pracovním povrchu nanesením potahu karbidu chromu. Boční kryty budou taktéž vyrobeny z materiálu  $AlSi9Cu3$ , ale jejich povrch bude zušlechtěn pomocí rozprašování ocelového povlaku na jejich pracovní vnitřní povrch. Volby vnitřních povrchových úprav vycházejí z voleb materiálů jednotlivých těsnění, které byly učiněny v kapitole 9.5.5. Také si nelze nepovšimnout skutečnosti, že vývažky hřídele nejsou nijak zakrytovány. K tomuto kroku bylo přikročeno hlavně z důvodu, protože na tuto skříň motoru budou dále připojovány další části nezbytné pro chod motoru (primární převod, spojka, převodovka aj.), a tak tyto kryty budou součástí některé další konstrukční skupiny. [20]



Obr. 46 Celkový pohled na zkonstruovaný motor

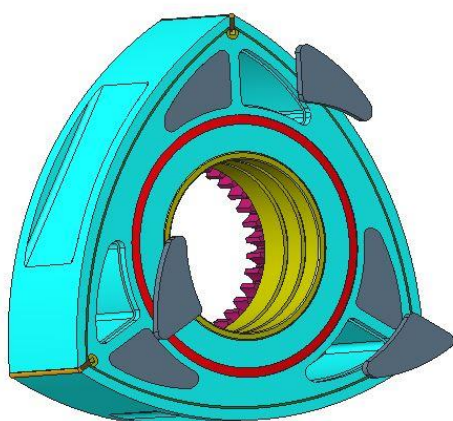


Obr. 47 Boční kryt s vnějším ozubením fázovacího převodu

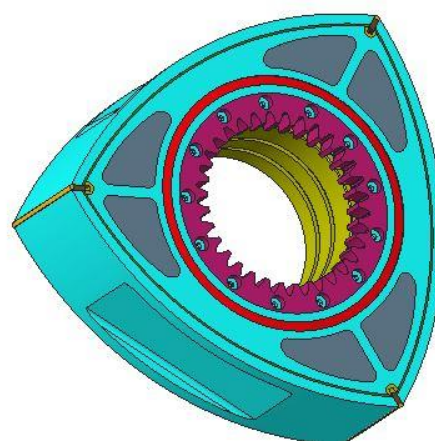


Obr. 48 Pohled na rozložení komor a rotor

Na obr. 49 a 50 můžeme také vidět celkovou sestavu rotoru motoru, kde si můžeme povšimnout hlavně odlehčovacích otvorů, na které jsou nalisovány jejich kryty. Rotor bude vyroben z hliníkové slitiny *AlSi18*, která se hojně využívá právě pro výrobu pístů motorů. Na bocích rotoru bude dále nanášena tenká vrstva grafitu pro snížení tření s bočními kryty motoru. [21]

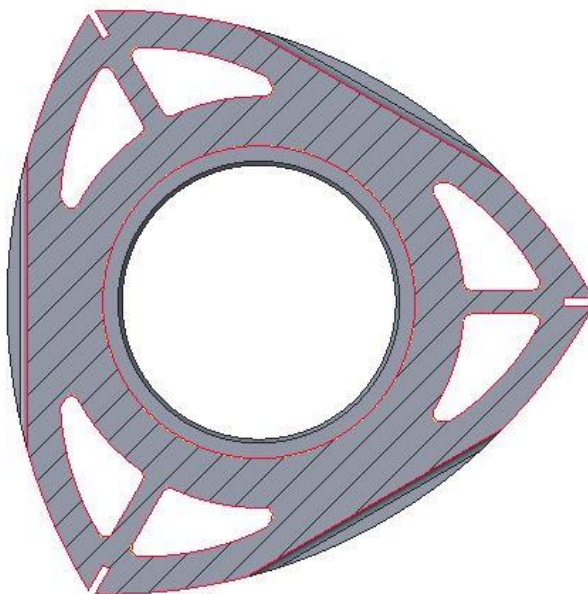


Obr. 49 Odlehčovací otvory v rotoru



Obr. 50 Vnitřní ozubení fázovacího převodu

Pro možnost vytvoření lepší představy o tvaru odlehčovacích otvorů v rotoru je zde navíc uveden podélný řez:



*Obr. 51 Podélný řez rotorem konstruovaného motoru*

## 14 VYBRANÉ PARAMETRY MOTORU

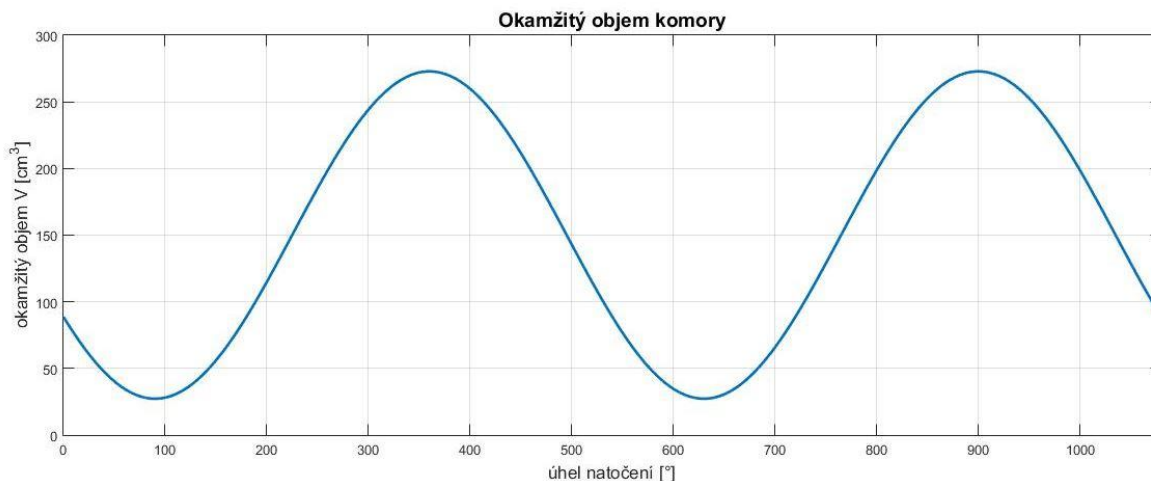
V této kapitole budou postupně představeny vybrané parametry, které dávají lepší představu o konstruovaném motoru. Parametry budou vyobrazeny formou grafů tak, aby byly co nejpřehledněji nastíněny jednotlivé vlastnosti.

### 14.1 OKAMŽITÝ OBJEM JEDNÉ KOMORY MOTORU

Okamžitý objem komory je parametr charakterizující změnu objemu jedné spalovací komory při pracovním oběhu rotoru Wankelova motoru. Tento parametr lze vypočítat dle rovnice: [6]

$$V_{ok} = e^2 \cdot \left\{ \pi + \left( \frac{1}{3}\pi - \frac{\sqrt{3}}{4} \right) \cdot \lambda^2 - 3 \cdot \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot \lambda \cdot \cos \left[ \frac{2}{3} \cdot \left( \alpha - \frac{\pi}{2} \right) \right] \right\} \cdot h_s - S_4 \cdot h_s + V \quad (75)$$

Kde:	$V_{ok}$	$[m^3]$	- okamžitý objem komory
	$e$	$[m]$	- excentricita
	$\lambda$	$[-]$	- charakteristický poměr
	$\alpha$	$[^\circ]$	- okamžité natočení excentrické hřídele
	$h_s$	$[m]$	- šířka skříně
	$S_4$	$[m^2]$	- plocha závislá na tvaru pístu
	$V$	$[m^3]$	- objem vybrání pístu



Graf 14 Okamžitý objem komory

### 14.2 RYCHLOST VRCHOLU PÍSTU

Rychlost vrcholu pístu je vektorový součet dvou vektorů rychlostí. Jedná se o prvotní posuvný pohyb bodu na vrcholu pístu a poté o druhotný otáčivý pohyb téhož bodu. Výpočet rychlosti se vztahuje k teoretickému profilu, kdy se předpokládá neustálý dotyk vrcholu pístu s povrchem epitrochoidy. Není zde zahrnuto ekvidistatní posunutí pracovního profilu skříně, ale pro nástin rychlostí pístu lze toto posunutí zanedbat. [6]

Celá myšlenka výpočtu rychlosti bodu A na vrcholu pístu vychází ze závislosti: [6]



$$\vec{v}_A = \vec{v}_1 + \vec{v}_2 \tag{76}$$

$$v_1 = e \cdot \omega \tag{77}$$

$$v_2 = \alpha \cdot \omega_p \tag{78}$$

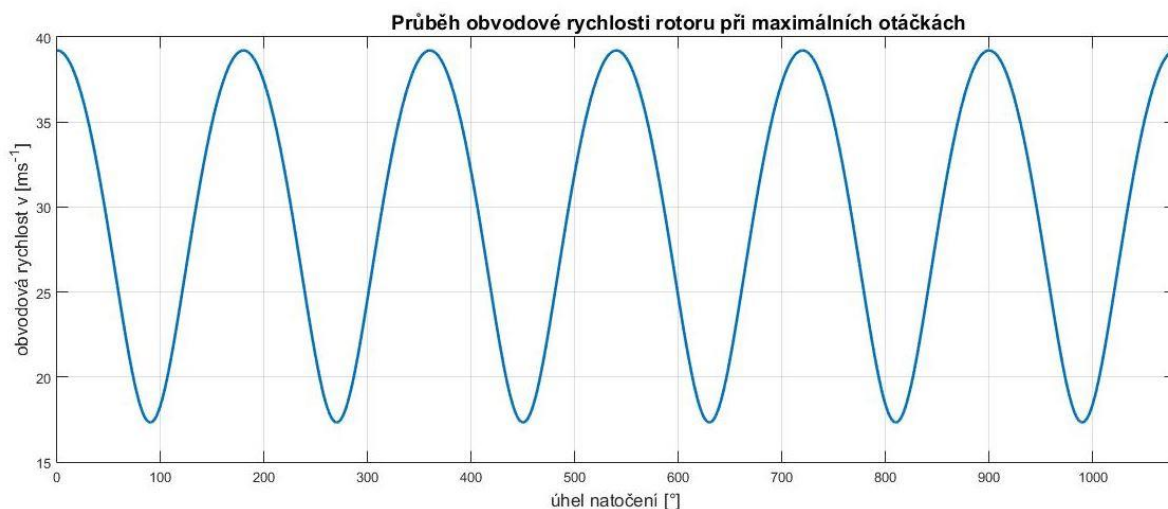
Kde:	$v_A$	$[m \cdot s^{-1}]$	- rychlost vrcholu pístu (bod A)
	$v_1$	$[m \cdot s^{-1}]$	- rychlost prvotního pohybu
	$v_2$	$[m \cdot s^{-1}]$	- rychlost druhotného pohybu
	$\omega$	$[rad \cdot s^{-1}]$	- úhlová rychlost hřídele
	$\omega_p$	$[rad \cdot s^{-1}]$	- úhlová rychlost pístu
	$\alpha$	$[rad]$	- natočení hřídele

Pro vyjádření rychlosti bodu A na vrcholu pístu použijeme vzorec, kde je tato rychlost vyjádřena pomocí základních parametrů, které charakterizují epitrochoidu: [6]

$$v_A = 3 \cdot e \cdot \omega_p \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{\lambda}{3}\right)^2 + \frac{2}{3} \cdot \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha_p)} \tag{79}$$

$$\omega = 3\omega_p = 2\pi n \tag{80}$$

Aplikací rovnic 79 a 80 dostáváme následující závislost obvodové rychlosti vrcholu pístu na natočení rotoru motoru pro maximální otáčky  $n = 9500 \text{ min}^{-1}$ :



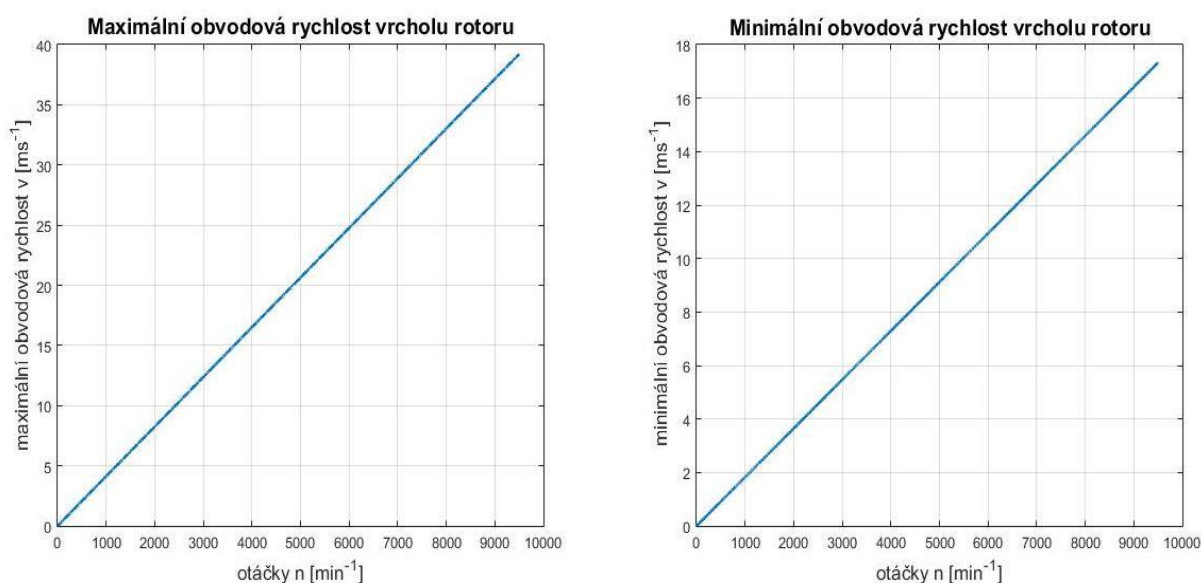
Graf 15 Průběh obvodové rychlosti při maximálních otáčkách

Také můžeme zjistit maximální a minimální rychlosti bodu A, a to dle následujících závislostí: [6]

$$v_{Amax} = \frac{1}{3} e \omega (\lambda + 3) \quad (81)$$

$$v_{Amin} = \frac{1}{3} e \omega (\lambda - 3) \quad (82)$$

Maximální a minimální rychlosti v závislosti na otáčkách motoru lze pozorovat na následujícím grafu.



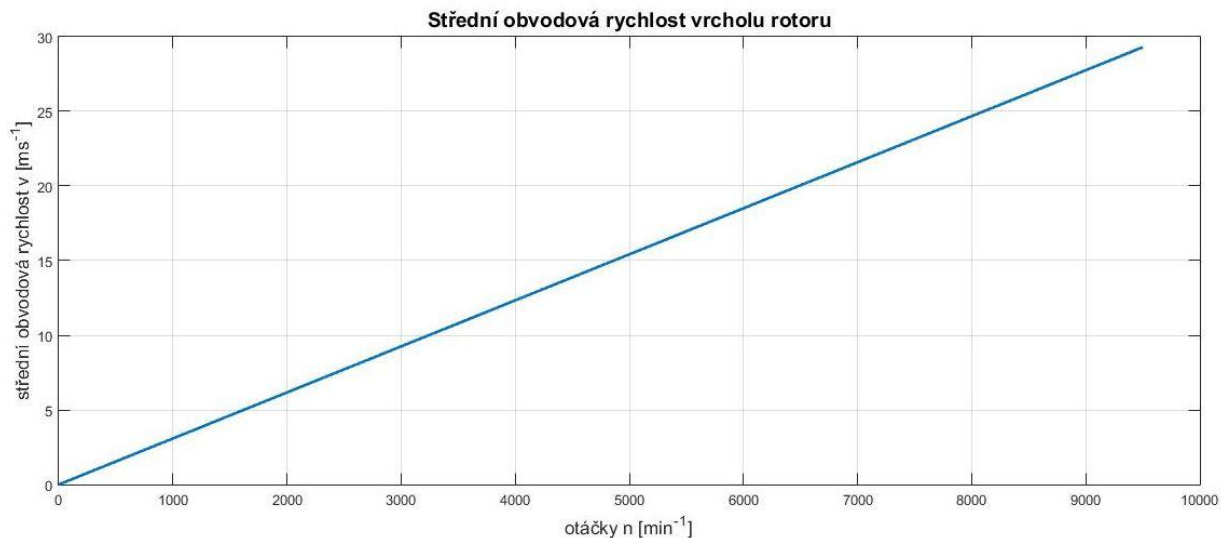
Graf 16 Závislost minimální a maximální rychlosti na otáčkách motoru

Rychlosti konců rotoru Wankelova motoru je důležité znát hlavně kvůli těsnicím lištám, které kopírují tvar epitrochoidy a smýkají se po něm. Jednou z možností posouzení, zda je rychlost vrcholů pístu ještě vyhovující a lišty tedy budou disponovat potřebnou životností, slouží tzv. střední obvodová rychlost. Životnost těsnění samozřejmě záleží také na materiálu lišt, chemicko-technologickém zpracování lišt a dalších aspektech. Střední pístovou rychlost lze definovat tímto způsobem: [6]

$$v_{As} = 0,0222 \cdot n \cdot e (\lambda + 3) \cdot E \left( k; \frac{\pi}{2} \right) \quad (83)$$

Kde  $E \left( k; \frac{\pi}{2} \right)$  je eliptický integrál a jeho hodnota byla již dříve stanovena  $E = 1,175$ .

Grafické znázornění střední obvodové rychlosti v závislosti na otáčkách konstruovaného motoru je následující:



*Graf 17 Závislost střední obvodové rychlosti na otáčkách motoru*

Z posledního grafu je patrné, že pro maximální otáčky motoru dosahuje střední obvodová rychlost hodnoty přibližně  $v_{AS} = 29,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Již dříve v kapitole Návrh hlavních parametrů motoru bylo řešeno, že by střední obvodová rychlost neměla překračovat mez  $28 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , ale s použitím dnešních materiálů s dobrými třecími vlastnostmi a povlaků lze vypočtenou hodnotu připustit.

### 14.3 ZRYCHLENÍ VRCHOLU PÍSTU

Zrychlení bodu A na vrcholu pístu lze vypočítat obdobně jako rychlost. Taktéž je výsledný vektor zrychlení součtem dvou vektorů zrychlení dvou pohybů, které píst vykonává. Opět se jedná o prvotní a druhotný pohyb jako u rychlosti. [6]

Jak již bylo zmíněno, výpočet je obdobný: [6]

$$\vec{a}_A = \vec{a}_1 + \vec{a}_2 \quad (84)$$

$$a_1 = e \cdot \omega^2 \quad (85)$$

$$a_2 = \alpha \cdot \omega_p^2 \quad (86)$$

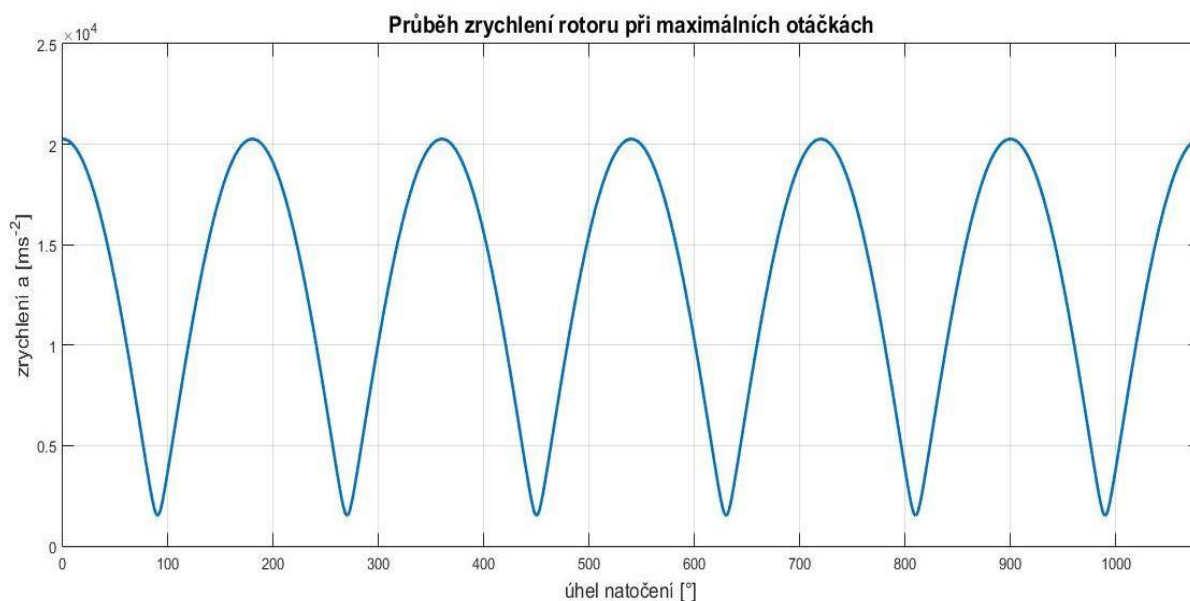
Kde:	$a_A$	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$	- zrychlení vrcholu pístu (bod A)
	$a_1$	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$	- zrychlení prvotního pohybu
	$a_2$	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$	- zrychlení druhotného pohybu
	$\omega$	$[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$	- úhlová rychlost hřídele
	$\omega_p$	$[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$	- úhlová rychlost pístu
	$\alpha$	$[\text{rad}]$	- natočení hřídele

Pro zjištění zrychlení pro jakékoliv natočení pístu musíme užít následující závislost. Opět je rovnice vyjádřena v základních charakteristických parametrech epitrochoidy. [6]

$$a_A = 9 \cdot e \cdot \omega_p^2 \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{\lambda}{9}\right)^2 + \frac{2}{9} \cdot \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha_p)}$$

(87)

Pokud využijeme zmíněnou závislost 87, můžeme zobrazit následující závislost zrychlení bodu A na vrcholu rotoru na natočení rotoru pro maximální otáčky motoru  $n = 9500 \text{ min}^{-1}$ :



Graf 18 Průběh zrychlení vrcholu rotoru při maximálních otáčkách

Také je možné zobrazit maximální a minimální hodnoty zrychlení v závislosti na změně otáček motoru. Takovýto výpočet lze provést pomocí následujících závislostí: [6]

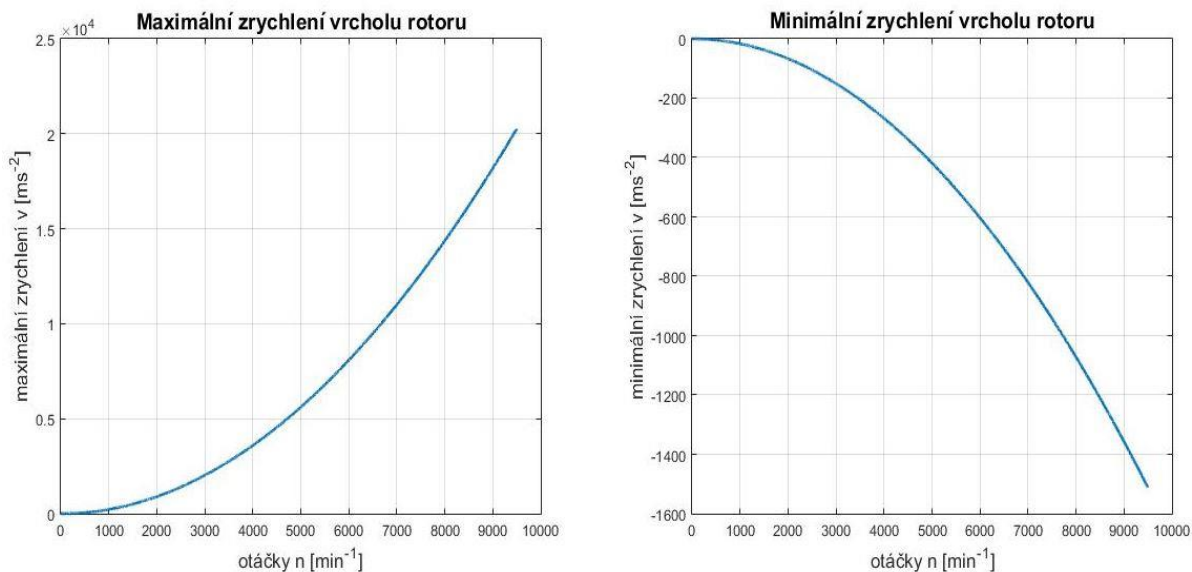
$$a_{Amax} = e \cdot \omega_p^2 (\lambda + 9)$$

(88)

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

(89)

Pro motor vytvářený v této práci vycházejí závislosti maximálního a minimálního zrychlení na otáčkách motoru takto:



Graf 19 závislost maximálního a minimálního zrychlení na otáčkách motoru

Z grafického vyobrazení minimálních a maximálních zrychlení je na první pohled patrné, že zrychlení nabývá kladných i záporných hodnot, a tedy při výpočtu setrvačných sil bychom dostávali jak síly kladné, tak síly záporné. Tudíž setrvačná síla, která působí na radiální těsnicí lištu, mění při rotaci rotoru svůj směr. [6]

## ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout Wankelův motor ve výkonovém rozmezí 30-60 kW. Tak, aby byl motor použitelný i pro řidiče, kteří disponují řídičským oprávněním pouze A2, bylo rozhodnuto, že konstruovaný motor bude disponovat výkonem 35 kW.

Jelikož o Wankelově motoru je obecně méně informací, bylo nejprve nutné vytvořit teoretický přehled problematiky konstrukce, funkce a jednotlivých vlastností, které byly potřebné jednak pro pochopení principu funkce a za druhé pro samotné vytvoření konstrukčního návrhu motoru.

Jakmile byl získán dostatečný teoretický přehled dané problematiky, bylo přikročeno k jednotlivým volbám základních parametrů a dopočítání zbylých nezbytných veličin, aby mohla být vytvořena konstrukce motoru. Ihned po vypočítání geometrií rotoru a epitrochoidy motoru, byla získaná data exportována z výpočetního programu do konstrukčního 3D programu. Následně byla vytvářena 3D data jednotlivých základních stavebních prvků motoru jako je skříň, rotor a excentrická hřídel. Po vytvoření těchto základních kamenů byly tvořeny další konstrukční celky, bez kterých motor není schopen řádné funkce. Postupně bylo navrženo a zkonstruováno těsnění motoru, kde bylo užito třídílné radiální těsnicí lišty, jednodílných axiálních těsnicích lišt, rohových těsnění a olejového těsnění s těsnicím pryžovým kroužkem. Další nezbytnou navrženou skupinou byly kanály pro sání a výfuk, kde byly jejich rozměry voleny v závislosti na rychlosti proudění, kterou v nich směs dokáže vyvinout. Nezbytnou součástí je také mazací systém motoru, kde bylo přistoupeno k mazání pomocí chladicího oleje, s jehož pomocí se mažou ložiska motoru, excentrická hřídel a fázovací převod. Mazací a chladicí olej je rozváděn pomocí systému kanálků uvnitř hřídele do dutiny uvnitř rotoru a opět zpět odváděn přes fázovací převod pomocí systému kanálků uvnitř excentru. Mazání těsnicích lišt poté probíhá přimícháváním mazacího oleje do paliva.

Samostatnou rozsáhlou kapitolou je také návrh chlazení motoru. Chlazení rotoru je prováděno pomocí mazacího oleje a již bylo shrnuto. Chlazení skříně motoru je realizováno pomocí chladicí kapaliny, která cirkuluje systémem kanálů uvnitř skříně motoru. Byly provedeny také výpočty rozměrů chladiče, ventilátoru a průtoku chladicí kapaliny pro tento konstruovaný motor. V neposlední řadě byl proveden rozbor setrvačnicku motoru, k jehož instalaci nakonec nebylo přikročeno z důvodu malé potřeby ve vyrovnávání nerovnoměrného chodu motoru. Bylo ovšem nezbytností provést vyvážení excentrické hřídele, která byla vyvážena pomocí soustavy dvou vývažků umístěných do správné pozice na hřídel pomocí per a zajištěných proti axiálnímu pohybu pojistnými proužky. Byla také zvolena pozice zapalovací svíčky, jejíž elektroda je umístěna co možná nejbližší pracovnímu povrchu epitrochoidy tak, aby bylo usnadněno zapalování směsi. Posledním konstrukčním problémem bylo umístění motoru do rámu některého ze současných vhodných motocyklů. Jako vhodný motocykl byla vybrána Honda CBR125R, jejíž rám nejlépe vyhovuje rozměrovým vlastnostem konstruovaného motoru. Motor byl umístěn do tohoto rámu pomocí tří úchytných bodů (stejně jako původní motor) přes pryžové válečky pro snížení přenosu vibrací vzniklých chodem nové pohonné jednotky.

V samotném závěru byly některé parametry motoru vykresleny do grafů tak, aby si mohl čtenář této práce udělat lepší představu o poměrech, které v motoru panují.

Celkové vyhodnocení funkce motoru by bylo možné provést až po jeho vytvoření a odměření skutečných parametrů, kterými motor disponuje.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] HROMÁDKO, Jan. *Speciální spalovací motory a alternativní pohony: komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol*. Praha: Grada, 2012, 158 s. ISBN 978-80-247-4455-1.
- [2] YAMAMOTO, K. *Rotary Engine*, Toyo Kogo Co. Ltd. Japan, 1981
- [3] SHIMIZU, Ritsuharu, Tomoo TADOKORO, Toru NAKANISHI a Junichi FUNAMOTO. *Mazda 4-Rotor Rotary Engine for the Le Mans 24-Hour Endurance Race: SAE International*. 980309. Detroit, Michigan, 1992.
- [4] RAMESH, M. a Dr. K. HARINARAYANA. *New Trends in IC Engine*. International of Modern Engineering Research (IJMER): 2 nd National Conference On Developments, Advances & Trends in Engineering Science. CMR ENGINEERING COLLEGE, 2016, (Volume 2), 39-45. ISSN 2249-6645.
- [5] NORBYE, Jan P. *The Wankel engine: desing development applications*. Philadelphia: Chilton Book Company, 1972, 518 s. ISBN 0-8019-5591-2.
- [6] KOVAŘÍK, Ladislav. *Motory Wankelovy a jim příbuzné: určeno také studentům odborných i vysokých škol*. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1970. Řada strojírenské literatury.
- [7] Řidičská oprávnění a řidičské průkazy. *Besip: Ministerstvo dopravy* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: <http://www.ibesip.cz/cz/legislativa/ridicska-opravneni-a-ridicske-prukazy>
- [8] VLK, František. *Teorie a konstrukce motocyklů. díl 1*. Brno: prof. Ing. František Vlk, DrSc., 2004, 355 s.: il. ISBN 80-239-1601-7.
- [9] SVÍDA, David. *Wankelův motor o výkonu 70kW*. Brno, 2004. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Jaroslav Rauscher.
- [10] ANSDALE, R.F. a D.J. LOCKLEY. *The Wankel RC Engine. Desing and Performance*. London: Iliffe Books, 1968, 158 s.
- [11] KOŽOUŠEK, Josef. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů. I*. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1978, 367 s.: il., grafy.
- [12] SHIMIZU, Ritsuharu, Haruo OKIMOTO, Seijo TASHIMA a Suguru FUSE, *The Characteristics of Fuel Consumption and Exhaust Emissions of the Side Exhaust Port Rotary Engine*, SAE International. 950454. Detroit, Michigan, 1995.
- [13] Rauscher, J. *Ročníkový projekt*. Brno: Fakulta strojního inženýrství, VUT, 1996
- [14] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011, 192 s.: il.; 30 cm diagramy ([3] složené l.). ISBN 978-80-214-4300-6.

- [15] MUROKI, Takumi, Jun MIYATA, *Material Technology Development Applied to Rotary Engine at Mazda*, SAE International. 860560. Detroit, Michigan, 1986.
- [16] DROGOSZ, Piotr. Trajectory of the Apex Seals of the Wankel Rotary Engine. *Journal of Kones Powertrain and Transport*. 2011, **18**(2), 117-122. ISSN 1231-4005.
- [17] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. (Richard Gordon) BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s.: il.; 26 cm. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [18] WALKER, Jearl a David HALLIDAY. *Fundamentals of physics*. 9th ed., extended. Hoboken, NJ: Wiley, c2011. ISBN 978-0-470-46908-8.
- [19] MIKULČÁK, Jiří. *Matematické, fyzikální a chemické tabulky pro střední školy*. 3. vyd. Praha: Prometheus, 1995. Pomocné knihy pro žáky. ISBN 80-85849-84-4.
- [20] HAVEL, J. *Tlakově lité odlitky z Al slitin pro automobilový průmysl*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 37 s. Vedoucí bakalářské práce prof. Ing. Jaroslav Čech, CSc.
- [21] SPAČIL, T. *Píst čtyřdobého zážehového motoru o výkonu 50 kW*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 40 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. David Svída.
- [22] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS a František PROKEŠ. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Vyd. 4. Brno: CERM, 2011, 227 s.: il. ISBN 978-80-7204-751-2.
- [23] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2006, xiv, 914 s.: il. ISBN 80-7361-033-7.



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$\varepsilon$	[-]	Kompresní poměr
$\lambda$	[-]	Poměr ramene k excentricitě hřídele
$\omega$	[rad·s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost
$\alpha$	[°]	Úhel natočení hřídele
$\varphi$	[-]	Parametr pro vykreslení křivky rotoru
$\gamma$	[°]	Úhel rotoru vymezený body C <sub>1</sub> KA
$\alpha_1$	[Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]	Součinitel přestupu tepla z chlad. kapaliny do materiálu výměníku
$a_1$	[ms <sup>-2</sup> ]	Zrychlení prvotního pohybu vrcholu radiální lišty
$\alpha_2$	[Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]	Součinitel přestupu tepla z chlad. kapaliny do vzduchu
$a_2$	[ms <sup>-2</sup> ]	Zrychlení druhotného pohybu vrcholu radiální lišty
$a_a$	[ms <sup>-2</sup> ]	Zrychlení vrcholu radiální lišty
$\eta_{dop}$	[-]	Dopravní účinnost ventilátoru
$\Delta E$	[J]	Změna energie
$\rho_f$	[m]	Poloměr přechodové kružnice v patě zubu
$\varphi_{ch}$	[m <sup>-1</sup> ]	Objemový součinitel kompaktnosti chladiče
$\rho_k$	[kg·m <sup>3</sup> ]	Hustota chladicí kapaliny
$\alpha_L$	[°]	Úhel náběhu lopatek ventilátoru
$\delta_{max}$	[°]	Maximální úhel výkyvu rotoru
$\omega_p$	[rad·s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost rotoru
$\alpha_p$	[°]	Úhel natočení rotoru
$\Delta p_{vent}$	[Pa]	Tlakový spád na ventilátoru
$\delta_s$	[-]	Součinitel nerovnoměrnosti chodu
$\varepsilon_t$	[-]	Teoretický kompresní poměr
$\Delta T_k$	[K]	Pokles teploty kapaliny v chladiči
$\Delta T_{k,v}$	[K]	Rozdíl mezi střední teplotou vzduchu a chladicí kapaliny
$\delta_{tr}$	[m]	Tloušťka stěny trubky
$\lambda_{tr}$	[Wm <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	Součinitel vedení tepla ve stěně trubky
$\Delta T_{v,sk}$	[K]	Kontrolní hodnota teploty ohřevu vzduchu
$\rho_v$	[kg·m <sup>-3</sup> ]	Hustota vzduchu
$\eta_v$	[-]	Součinitel odporu vzduchu na výstupu z kapotáže
$a$	[m]	Poloměr kružnice opsané rotoru
$A(\alpha^{\circ}_p)$	[m <sup>2</sup> ·°]	Úhlový průřez kanálu

$b_l$	[m]	Délka tětiny lopatky ventilátoru
$c$	[ms <sup>-1</sup> ]	Střední rychlost proudění směsi
$c$	[m]	Hlavová vůle
$c_k$	[J·kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	Měrné teplo chladicí kapaliny
$c_v$	[J·kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	Měrné teplo vzduchu
$d_{l1}; d_{l2}$	[m]	Průměr roztečné kružnice pastorku, kola
$d_{a1}; d_{a2}$	[m]	Průměr hlavové kružnice pastorku, kola
$d_{f1}; d_{f2}$	[m]	Průměr patní kružnice pastorku, kola
$D_{v1}$	[m]	Vnější průměr ventilátoru
$D_{v2}$	[m]	Průměr náboje ventilátoru
$e$	[m]	Excentricita hřídele
$E_k$	[J]	Kinetická energie rotující soustavy
$e_z$	[m]	Šířka zubní mezery
$F_c$	[m <sup>2</sup> ]	Čelní plocha chladiče
$F_{ch}$	[m <sup>2</sup> ]	Teplosměnná plocha výměníku
$h_a$	[m]	Výška hlavy zubu
$h_a^*$	[-]	Součinitel výšky zubu
$h_f$	[m]	Výška paty zubu
$h_p$	[m]	Šířka rotoru
$h_s$	[m]	Šířka skříně motoru
$i$	[-]	Převodový poměr
$I$	[kg·m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti soustavy
$i_r$	[-]	Počet rotorů
$I_{rot}$	[kg·m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti rotoru
$I_s$	[kg·m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti setrvačnicku
$i_v$	[-]	Počet lopatek ventilátoru
$k$	[Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]	Koeficient přenosu tepla
$k_2$	[-]	Koeficient pro výpočet šířky skříně
$l$	[m]	Délka kanálu
$l_{ch}$	[m]	Hloubka chladiče
$l_x$	[m]	Délka hlavní osy epitrochoidy
$l_y$	[m]	Délka vedlejší osy epitrochoidy
$l_{yIII}$	[m]	Maximální šířka epitrochoidy

$M$	[kg]	Hmotnost rotoru
$m_f; m_r$	[kg]	Hmotnost prvního, druhého vývažku
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky hřídele
$n_p$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky rotoru
$n_{vent}$	[s <sup>-1</sup> ]	Otáčky ventilátoru
$p$	[m]	Rozteč
$P_e$	[kW]	Efektivní výkon
$p_e$	[MPa]	Střední efektivní tlak
$P_{vent}$	[W]	Příkon ventilátoru
$Q_{ch}$	[Jh <sup>-1</sup> ]	Tepelný tok do chladicího systému
$q_{ch}$	[J·Wh <sup>-1</sup> ]	Koeficient charakterizující množství tepla přestupujícího do chlad. syst.
$Q_{ch\_v}$	[Jh <sup>-1</sup> ]	Tepelný tok do chladicího systému zvýšený o bezpečnostní bariéru
$r_1; r_2$	[m]	Poměry roztečných kružnic malého a velkého ozubení stálého převodu
$r_f; r_r$	[m]	Poloměr těžiště prvního, druhého vývažku
$r_I; r_{II}$	[m]	Poloměry oskulačních kružnic
$r_K$	[m]	Poloměr kruhového oblouku rotoru
$r_L$	[m]	Poloměr zaoblení radiální těsnicí lišty
$s$	[m]	Délka epitrochoidy
$S_4$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha závisující na tvaru rotoru
$S_h$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha jedné komory
$S_k(\alpha_p)$	[m <sup>2</sup> ]	Průtočný průřez kanálu
$S_{k\_max}$	[m]	Maximální průtočná plocha kanálu
$S_{k0}$	[m <sup>2</sup> ]	Průtočná plocha plně otevřeného kanálu
$s_L$	[m]	Zvolená tloušťka radiální těsnicí lišty
$s_{Lmin}$	[m]	Minimální tloušťka radiální těsnicí lišty
$S_{max}$	[m <sup>2</sup> ]	Maximální plocha mezi rotorem a skříní
$S_{min}$	[m <sup>2</sup> ]	Minimální plocha mezi rotorem a skříní
$s_z$	[m]	Tloušťka zubu
$T_{k,stř}$	[K]	Střední teplota chladicí kapaliny
$T_{k1}$	[K]	Teplota kapaliny vstupující do chlazení
$T_{k2}$	[K]	Teplota kapaliny vystupující z chlazení
$T_{v,stř}$	[K]	Střední teplota vzduchu
$T_{v1}$	[K]	Teplota vzduchu vstupujícího do procesu chlazení

$T_{v2}$	[K]	Teplota vzduchu vystupujícího z procesu chlazení
$V$	[m <sup>3</sup> ]	Objem vybrání v rotoru
$v_1$	[ms <sup>-1</sup> ]	Rychlost prvotního pohybu vrcholu radiální lišty
$v_2$	[ms <sup>-1</sup> ]	Rychlost druhotného pohybu vrcholu radiální lišty
$v_a$	[ms <sup>-1</sup> ]	Rychlost vrcholu radiální lišty
$v_{as}$	[ms <sup>-1</sup> ]	Střední kluzná rychlost radiální těsnicí lišty
$V_h$	[m <sup>3</sup> ]	Objem jedné komory
$V_{hcel}$	[m <sup>3</sup> ]	Celkový objem motoru
$V_{kap}$	[m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> ]	Objemový průtok chladicí kapaliny
$V_{ok}$	[m <sup>3</sup> ]	Okamžitý objem jedné komory
$V_{vzd}$	[m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> ]	Objemový průtok vzduchu
$w_v$	[ms <sup>-1</sup> ]	Rychlost proudění vzduchu do chladiče
$x; y$	[m]	Souřadnice bodů epitrochoidy
$x_0; y_0$	[m]	Souřadnice bodů posunuté epitrochoidy
$x_1; y_1$	[m]	Souřadnice krajního bodu kanálu
$x_2; y_2$	[m]	Souřadnice krajního bodu kanálu (na protější straně)
$x_{III}$	[m]	Souřadnice, kde se nachází maximální šíře epitrochoidy
$z_1; z_2$	[-]	Počet zubů pastorku, kola
$z_{min2}$	[-]	Minimální počet zubů
$\xi; \eta$	[m]	Souřadnice bodů rotoru
$\xi_{ch}$	[-]	Součinitel žebrování chladiče

## SEZNAM PŘÍLOH

Přílohy jsou tvořeny výkresovou dokumentací vybraných důležitých dílů navrženého motoru. Pro vytvoření výkresové dokumentace byly použity zdroje [22] a [23].

### SEZNAM VÝKRESŮ:

- P1 – Skříň
- P2 – Rotor
- P3 – Excentrická hřídel
- P4 – Boční kryt P
- P5 – Víko bočního krytu
- P6 – Kluzné ložisko rotoru
- P7 – Kluzné ložisko hřídele P
- P8 – Radiální těsnění – roh
- P9 – Radiální těsnění – hlavní lišta
- P10 – Axiální těsnění
- P11 – Olejové těsnění
- P12 – Rohové těsnění
- P13 – Kryt rotoru
- P14 – Vývažek
- P15 – Ozubení fázovacího převodu – pastorek

### SEZNAM OSTATNÍCH PŘÍLOH:

CD s elektronickou verzí diplomové práce