



**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

**NÁVRH RADIÁLNÍCH TĚSNICÍCH LIŠT PRO  
WANKELŮV MOTOR**

APEX SEAL FOR WANKEL ENGINE

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

Bc. Michael Böhm

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

Ing. David Svída, Ph.D.

BRNO 2019

# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Bc. Michael Böhm</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	<b>Ing. David Svída, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2018/19

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:

## Návrh radiálních těsnicích lišt pro Wankelův motor

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Těsnicí elementy rotoru jsou důležitou a specifickou komponentou u rotačního motoru Wankelova typu. Cílem je pro zadaný Wankelův motor provést návrh, výpočet a fyzickou realizaci radiálních přítláčných pružin těsnicích lišt.

### Cíle diplomové práce:

Provést přehled možností utěsnění pracovní komory Wankelova motoru. Pro zadaný motor vytvořit návrh radiálních přítláčných pružin a sestavit dostupný výpočtový model. Při návrhu je potřeba se zaměřit na volbu vhodných materiálů, tepelného zpracování a výrobních přípravků. Provést testování hotových komponent na motorové brzdě a zhodnotit navržené řešení.

### Seznam doporučené literatury:

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

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

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

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



Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

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

## ABSTRAKT

Práce se zabývá rozbořem problematiky těsnicích elementů motorů typu Wankel a jejich samotného návrhu. Jsou popsány nutné kroky k vytvoření modelu dynamiky radiálních těsnicích lišt, pomocí kterého jsou poté získány výsledná silová zatížení. Dále je uveden návrh konstrukce přitlačné pružiny radiálního těsnění, volba materiálu a výrobní přípravky pro výrobu samotné pružiny. Hotové komponenty jsou testovány na motorové brzdě a výsledky zhodnoceny.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Rotační motor, Wankel, radiální těsnicí lišta, přitlačná pružina.

## ABSTRACT

The master's thesis deals with analysis of sealing elements of Wankel engines and their design. The necessary steps for creation of the model of dynamics of apex seal are provided, whereby the resulting force loads are then obtained. Furthermore, the design of the apex seal spring, the choice of the material and the production jigs for the production of the spring itself are presented. The finished components are tested in the engine testing laboratory and the results evaluated.

## KEYWORDS

Rotary engine, Wankel, apex seal, apex seal spring.

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BÖHM, M. *Návrh radiálních těsnicích lišt pro Wankelův motor*. Brno, 2019. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 79 s. Vedoucí diplomové práce David Svída.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 24. května 2019

.....

Michael Böhm

## PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat panu Ing. Davidu Svídovi, Ph.D. za vedení diplomové práce a cenné rady a poznámky při jejím vypracování. Dále děkuji Ing. Milanu Drbalovi a Ing. Martinu Šulovi, kteří mi umožnili provést výzkum ve spolupráci s firmou Jetsurf.

Velké poděkování patří také mé rodině, která mi byla velkou morální podporou.

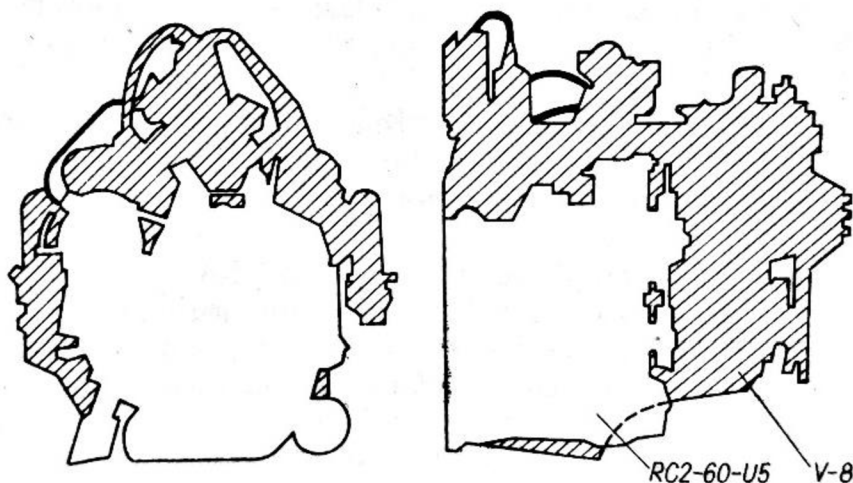
## OBSAH

Úvod .....	9
1 Popis těsnicích lišt a pružin Wankelova motoru .....	10
1.1 Historický vývoj .....	11
1.2 Geometrie těsnicích lišt a pružin.....	13
1.3 Materiál a povrchové úpravy .....	23
1.4 Kinematika radiální těsnicí lišty .....	30
1.5 Zatížení radiální těsnicí lišty .....	32
1.6 Profuk plynů těsněním .....	37
2 Návrh pružiny radiální těsnicí lišty .....	41
2.1 Výčet zadaných parametrů.....	41
2.2 Silové zatížení lišty .....	44
2.3 Určení síly pružiny.....	47
2.4 Návrh geometrie pružiny .....	49
2.5 Volba materiálu pružiny a povrchových úprav.....	52
2.6 Strukturální analýza .....	53
2.7 Výpočet únavové životnosti pružiny .....	57
2.8 Modální analýza sestavy lišta – pružina .....	63
2.9 Výrobní přípravky.....	68
2.10 Zkouška komponent na motorové brzdě.....	71
Závěr.....	73
Seznam použitých zkratk a symbolů .....	76
Seznam příloh.....	79

## ÚVOD

Již od počátku vývoje spalovacích motorů s klasickou koncepcí se objevují snahy o vytvoření motoru, jehož součásti konají převážně rotační pohyb. Tyto motory mají využívat princip oběhu pístových motorů, avšak nedochází k trvalému kontaktu součástí s horkými spalinami, protože součásti v následujících fázích mohou část tepla předat chladicímu systému a také jsou tyto části ochlazovány nasávanou čerstvou směsí. Nejznámějším zástupcem těchto rotačních motorů je Wankelův motor.

V současnosti zažívají tyto motory opětovný vzestup díky jejich jednoduché konstrukci a kompaktním rozměrům. Hlavní využití nacházejí v oblastech, kde podstatnou roli hraje hmotnost pohonné jednotky. Jedná se tedy především o vodní sporty, bezpilotní letouny a v motorsportu převážně závodní motokáry. Nevýhodou těchto motorů je stále nedokonalé utěsnění spalovacích komor, čímž roste spotřeba paliva a emise výfukových plynů. Utěsnění spalovacích komor patří i dnes k nejtěžším úkolům vývoje motorů s krouživým pohybem pístu.



Obrázek 1 Vnější rozměry rotačního motoru (RC2-60-U5) oproti pístovému motoru (Ford V-8) [1]

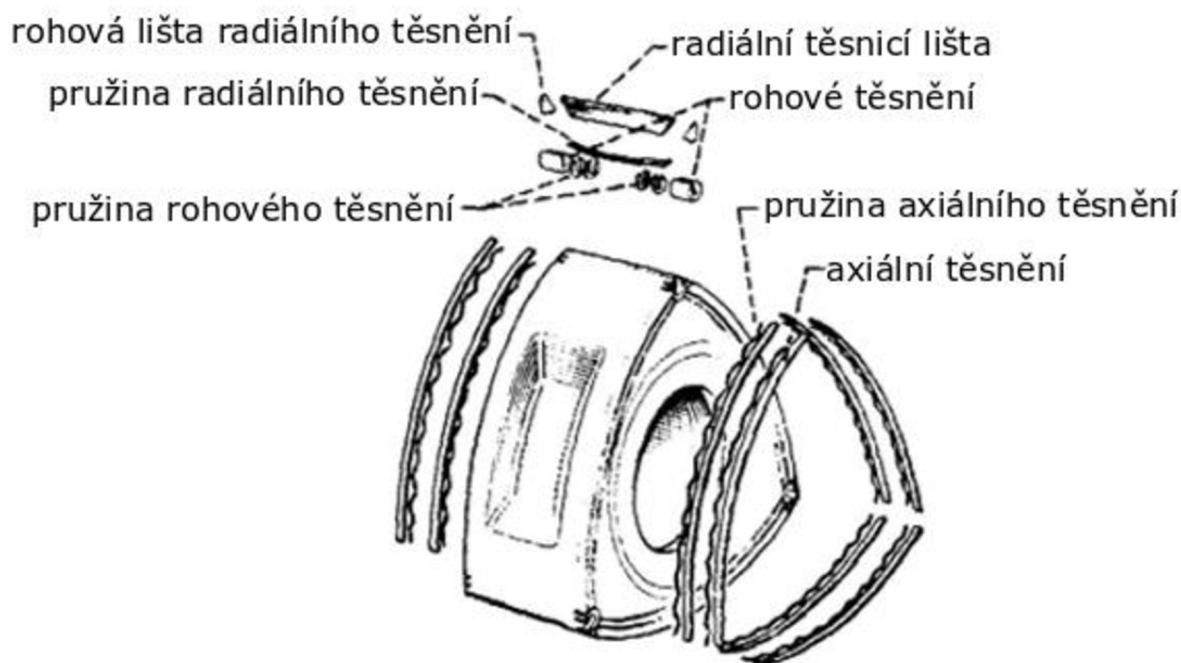
Díky pokroku ve výpočetní technice a simulacích je dnes již možné některé z uvedených nevýhod předpovídat a simulovat, případně je na základě výsledků částečně nebo dokonce zcela odstranit. Největšího pokroku dosáhly radiální těsnicí lišty, kde se díky použití třídičných lišt povedlo redukovat mechanismus profuku plynů. Další významný pokrok byl vytvořen v simulacích všech mechanismů profuku plynů a nyní je již možné zjistit nejkritičtější místo a možné na něj soustředit další konstrukční úpravy.

# 1 POPIS TĚSNICÍCH LIŠT A PRUŽIN WANKELOVA MOTORU

Těsnění Wankelova motoru se podle geometrie a zatížení dělí na tři typy:

- radiální těsnění
- axiální těsnění
- rohové těsnění.

Pro pochopení funkce a životnosti těsnicích lišt je nutné definovat podmínky, za kterých dané lišty fungují. Na těsnění působí setrvačné síly, které za chodu rotoru mění svoji velikost. Dalším zatížením jsou síly od tlaku plynů. Aby byl zaručen styk těsnění se skříní motoru, je pod každou těsnicí lištu vkládána pružina, která toto těsnění přitlačuje, zvláště při startu motoru má síla pružiny dominantní vliv pro utěsnění motoru. Ve vyšších otáčkách následně největší podíl na přitlačné síle u radiálních těsnicích lišt přebírají setrvačné síly, které přitlačují lištu ke skříní a také síly od tlaku plynů, neboť díky vůli mezi lištou a drážkou proniká část plynu na a pod radiální těsnicí lištu. Tento jev bude vysvětlen více v následujících kapitolách. Nejkomplikovanější zatížení a podmínky mají radiální těsnicí lišty, které se výrazně liší od pístních kroužků klasického pístového spalovacího motoru [1].



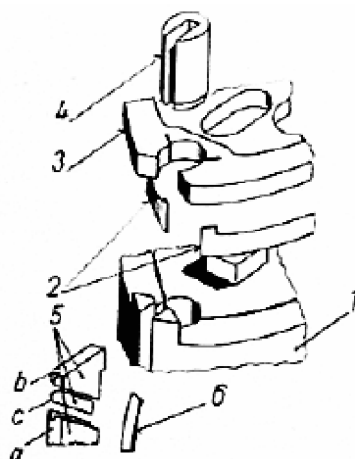
Obrázek 2 Sestava těsnění Wankelova motoru



## 1.1 HISTORICKÝ VÝVOJ

Těsnění Wankelova motoru prošlo složitým vývojem. Jedno z nejstarších řešení utěsnění spalovací komory využívalo dělené pětídílné radiální těsnicí lišty (obrázek 3) (střední díl *a*, krajní díl *b*, vložené destičky *c*). Tato radiální těsnicí lišta 5 je uložena v drážce vrcholu pístu. Vložené destičky *c* umožňovaly přizpůsobení lišty skřině v axiálním i radiálním směru bez vzniku mezer pro prostup plynů.

Lišta je pak ke skřině a víkům přitlačována plochou pružinou 6. Aby nedocházelo ke vzájemnému styku radiálních lišt s axiálními těsnicími deskami 3, zapadají krajní díly *b* lišty svým spodním koncem do drážky válcového těsnicího čepu 4. Ten je uložen v otvoru pístu. Okrajová těsnicí deska je torzně pevně spojena s pístem výstupky ve třech rozích.



Obrázek 3 Jedna z prvních variant konstrukce těsnicích lišt [1]

1 – píst, 2 – těsnicí segmenty, 3 – těsnicí deska, 4 – těsnicí čep  
5 – radiální těsnicí lišta, 6 – plochá pružina

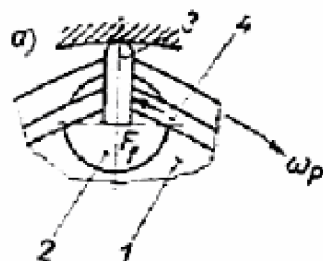
Pozdější změny v provedení lišt vedly především ke zjednodušení celé těsnicí sestavy při zachování své těsnicí funkce. Radiální těsnicí lišta byla použita pouze jednodílná. K největším změnám došlo však u axiálního těsnění, kde namísto axiálních těsnicích desek bylo použito axiálních segmentových lišt vložených do drážek v čele pístu. Tyto lišty byly přitlačovány zvlněnými pružinami na víka skřině. Snížila se tak hmotnost těsnicích segmentů, a tím i velikost setrvačných síl, které na ně působily.



Obrázek 4 Vylepšená varianta těsnění [1]

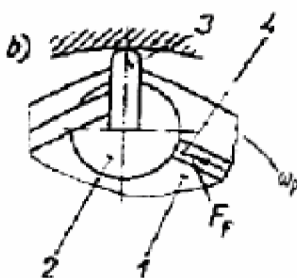
1 – píst, 2 – axiální těsnicí lišty, 3 – těsnicí čep, 4 – radiální těsnicí lišta  
5 – pružina radiálního těsnění, 6 – zvlněná pružina axiálního těsnění

Tato změna měla však za následek, že se axiální lišta v drážce pístu posouvala vlivem jejího tření o víko skříně proti směru otáčení. Třetí síla přitlačovala koncovou hranu axiálního těsnění na radiální lištu, čímž se velice zhoršovala těsnicí schopnost radiální lišty, neboť se tím omezil její pohyb v drážce čepu.



Obrázek 5 Původní varianta opěry konců axiálního těsnění [1]  
1 – píst, 2 – těsnicí čep, 3 – radiální těsnicí lišta, 4 – axiální těsnicí lišta

Novější provedení tedy přesunulo dosedací plochu na těsnicí čep a předchozí problém byl odstraněn. Řešení to však není dostatečné, protože důsledkem nerovnoměrného chodu pístu se axiální těsnicí lišty stále pohybují, nedoléhají na čep, a v této vzniklé mezeře mohou pronikat plyny kolem boků pístu.



Obrázek 6 Upravená varianta opěry konců axiálního těsnění [1]  
1 – píst, 2 – těsnicí čep, 3 – radiální těsnicí lišta, 4 – axiální těsnicí lišta

V následujících letech vznikalo několik dalších řešení a úprav částí těsnění. Žádné z nich se však většího nasazení nedočkal, neboť se vždy jednalo pouze o přesun problému na jiné místo, nikoliv o jeho odstranění. Mezi nejzajímavější zástupce těchto řešení patří lišty konstrukce radiální těsnicí lišty s kluzátkem. To mělo zamezit přímému kontaktu vrcholu těsnění se skříní. Cílem bylo snížit třecí sílu působící na radiální lištu, která má za následek zpříčení lišty v drážce a po čase tím zhoršení těsnicí schopnosti lišty. Nevýhodou tohoto řešení je však komplikovanost a nemožnost dostatečného mazání.

V dnešní době se proto používají nejčastěji kombinace prvních dvou uvedených variant, nejčastěji varianta s axiálními lištami opřenými o těsnicí čep a dělenou radiální těsnicí lištou [1], [2], [3].

## 1.2 GEOMETRIE TĚSNICÍCH LIŠT A PRUŽIN

Jak již bylo zmíněno, těsnicí lišty mají funkci utěsnění spalovací komory a zajištění odvodu tepla od pístu ke skříni motoru. Zvláště radiální těsnicí lišty jsou výrazně tepelně zatěžovány. Další funkcí těsnicích lišt je zabránění pronikání oleje do spalovací komory. Pro definování geometrie jednotlivých těsnicích elementů je nutné nejprve definovat geometrii skříně, ze které jsou další parametry odvozené.

### 1.2.1 GEOMETRIE SKŘÍNĚ

Wankelův motor nemá přímo srovnatelné parametry jako klasický pístový spalovací motor vrtání a zdvih. Geometrie motoru je definována pomocí šířky rotoru, generujícím poloměrem a excentricitou hlavní hřídele. Šířkou rotoru je myšlen rozměr rotoru v axiálním směru nebo při určitém zanedbání vůlí i vzdálenost mezi víky skříně. Generující poloměr  $R$  je poloměr rotoru. Excentricita hřídele  $e$  je vzdálenost osy rotace hřídele a osy rotace samotného rotoru [2].

Profil skříně tvoří takzvaná zkrácená epitrochoida. Rovnici této křivky lze v parametrickém tvaru psát [2]:

$$\begin{aligned}x &= e \cos(\alpha) + R \cos(\alpha_p), \\y &= e \sin(\alpha) + R \sin(\alpha_p).\end{aligned}\tag{1.1}$$

Jako parametry jsou zvoleny úhel natočení hlavní hřídele  $\alpha$  a úhel natočení pístu  $\alpha_p$ . Lze vyjádřit také převod mezi těmito úhly. V praxi se prosadila převážně jediná varianta [4]:

$$\frac{\alpha}{\alpha_p} = 3.\tag{1.2}$$

Pro snazší popis geometrie Wankelova motoru je zaveden také trochoidní poměr  $\lambda$ , který vyjadřuje poměr mezi generujícím poloměrem  $R$  a excentricitou hřídele  $e$  [4]:

$$\lambda = \frac{R}{e}.\tag{1.3}$$

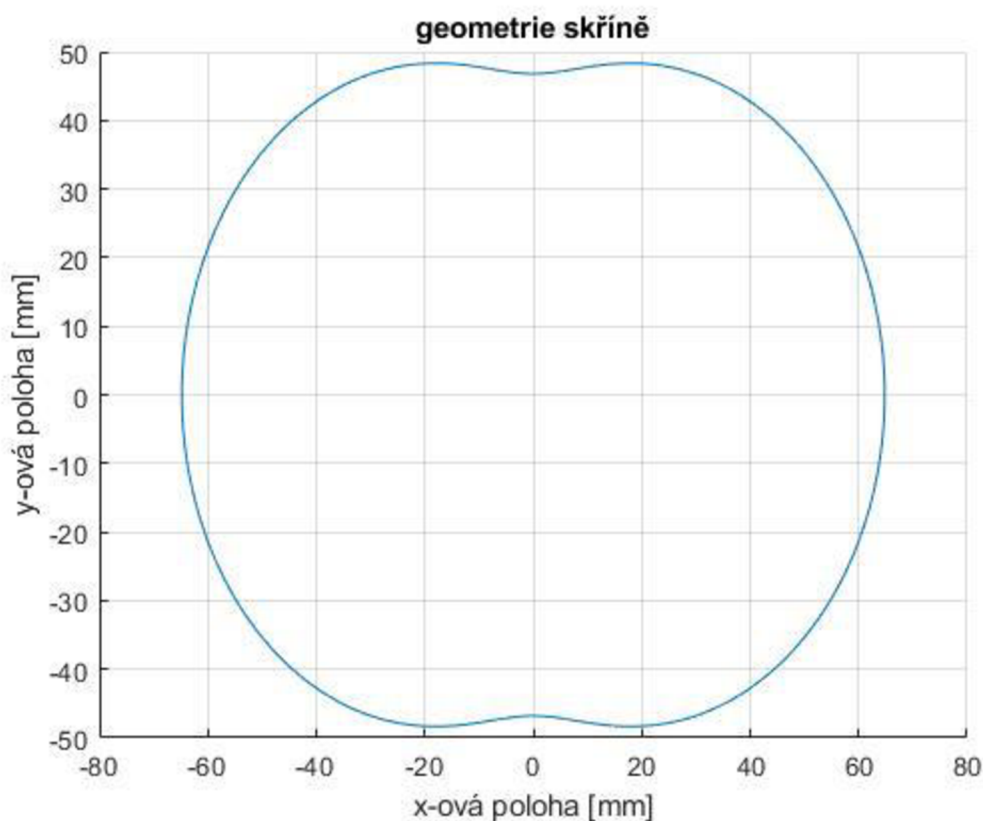
Rovnici epitrochoidy lze tedy zjednodušit na tvar [4]:

$$\begin{aligned}x &= e(\cos(3\alpha_p) + \lambda \cos(\alpha_p)), \\y &= e(\sin(3\alpha_p) + \lambda \sin(\alpha_p)),\end{aligned}\tag{1.4}$$

Toto řešení předpokládá, že vnitřní profil skříně je tvořen epitrochoidou. Ve skutečnosti se však po této dráze pohybuje pouze jeden bod. Radiální těsnicí lišta má však na svém konci zaoblení  $r_L$ , které je třeba s úhlem náklonu těsnění také zohlednit. Při zanedbání této úpravy by docházelo ke zvýšenému opotřebení lišty. Rovnici profilu skříně tvoří ekvidistanta epitrochoidy vzdálená o poloměr  $r_L$  ve tvaru [1]:

$$\begin{aligned} x_0 &= x + r_L \frac{\cos(3\alpha_p) + \frac{1}{3}\lambda\cos(\alpha_p)}{\sqrt{1 + \frac{\lambda^2}{9} + \frac{2}{3}\lambda\cos(\alpha_p)}}, \\ y_0 &= y + \frac{\sin(3\alpha_p) + \frac{1}{3}\lambda\sin(\alpha_p)}{\sqrt{1 + \frac{\lambda^2}{9} + \frac{2}{3}\lambda\cos(\alpha_p)}}. \end{aligned} \quad (1.5)$$

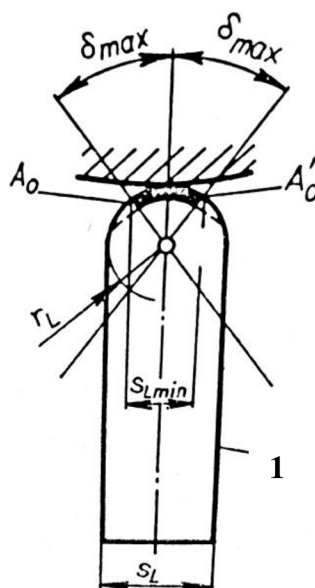
Zanesením hodnot  $x_0$ ,  $y_0$  do grafu pro jedno otočení pístu  $\alpha_p = 360^\circ$  a zvolením hodnot generujícího poloměru  $R = 55,8$  mm, excentricity hřídele  $e = 9$  mm a zaoblení vrcholu radiální lišty  $r_L = 1,4$  mm vzniká výsledná trajektorie vrcholu těsnicí lišty.



Graf 1 Profil skříně motoru

### 1.2.2 RADIÁLNÍ TĚSNĚNÍ

Radiální těsnicí lišty jsou v přímém styku s horkými plyny ve spalovací komoře. Působí na ně tedy velké tepelné zatížení. Styk radiální těsnicí lišty s kluznou plochou skříně je teoreticky přímkový (při čelním pohledu je bodový). Kvůli stálému kývavému pohybu pístu se tato přímka neustále mění a lišta dosáhne krajních poloh čtyřikrát za otáčku pístu (vykoná 2 kmity). Úhel popisující tento kývavý pohyb se nazývá úhel výkyvu pístu nebo též úhel náklonu radiálního těsnění [1].



Obrázek 7 Znárodnění dotyku a výkyvu radiální těsnicí lišty [1]  
 1 – radiální těsnicí lišta,  $r_L$  – poloměr zaoblění lišty,  $A_0, A'_0$  – krajní body dotyku,  
 $s_L$  – šířka lišty,  $\delta_{max}$  – maximální úhel výkyvu pístu

#### Úhel výkyvu pístu

Úhel výkyvu pístu je také definovaný jako úhel normály profilu skříně a spojnice osy pístu s jeho vrcholem. Má velký vliv na těsnicí vlastnosti lišty. Na základě podobnosti trojúhelníků lze stanovit vztah pro výpočet úhlu výkyvu pístu [3]:

$$\operatorname{tg}(\delta) = \frac{3e \sin(2\alpha_p)}{R + 3e \cos(2\alpha_p)} \quad (1.6)$$

Pro zjištění maximální hodnoty úhlu  $\delta$  je třeba položit derivaci této rovnice rovnu nule

$$\frac{\partial(\operatorname{tg}(\delta))}{\partial(2\alpha_p)} = 0 \quad (1.7)$$

a odtud plyne

$$\sin(2\alpha_p) = \pm \sqrt{1 - \left(\frac{3e}{R}\right)^2} \quad (1.8)$$

Dosazením tohoto vztahu do rovnice pro výpočet úhlu výkyvu pístu a následnými úpravami vznikne výsledný vztah pro výpočet maximální hodnoty výkyvu pístu  $\delta_{max}$

$$\operatorname{tg}(\delta_{max}) = \frac{3}{\sqrt{\lambda^2 - 9}} \quad (1.9)$$

Tento vztah lze přepsat do podoby

$$\sin(\delta_{max}) = \frac{3}{\lambda} \quad (1.10)$$

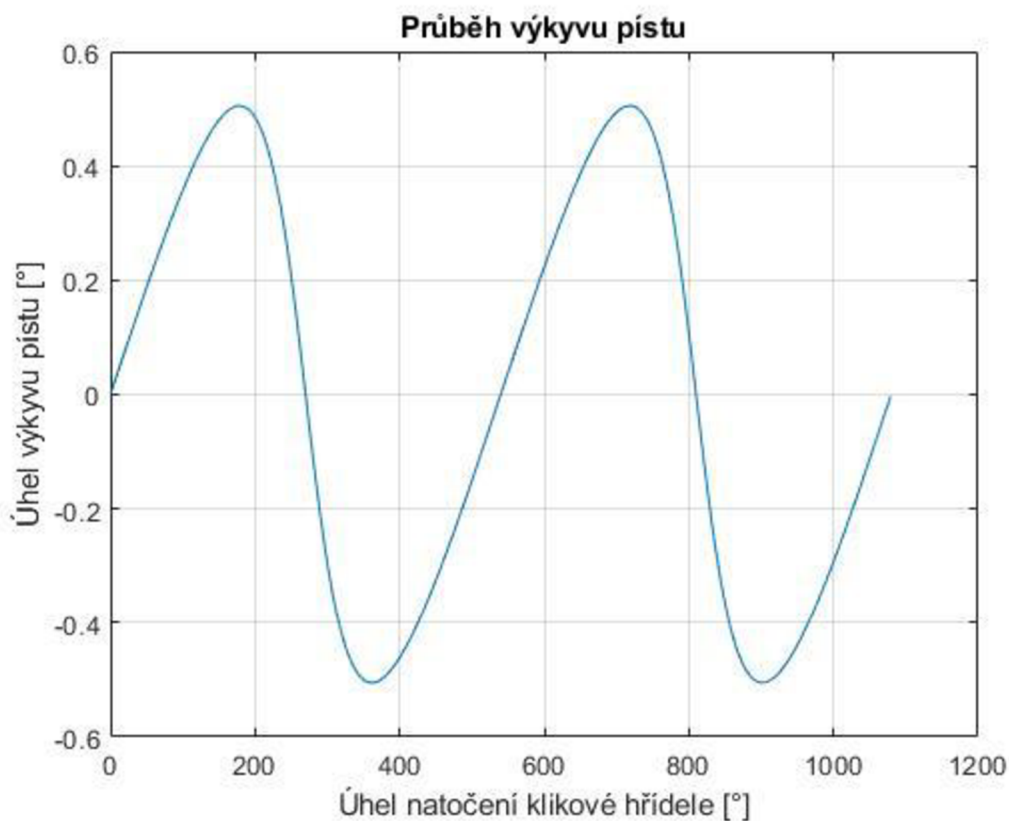
Aby byly zaručeny dobré těsnicí vlastnosti, byla ze základního geometrického popisu pístu a skříně vytvořena podmínka  $\sin(\delta_{max}) \leq \frac{1}{2}$ , tedy  $\delta_{max} \leq 30^\circ$ . Podle předchozího vztahu musí platit

$$\frac{3}{\lambda} \leq \frac{1}{2} \quad (1.11)$$

a tím vzniká jedna z podmínek pro volbu trochoidní konstanty  $\lambda$ , podle které má být

$$\lambda \geq 6 \quad (1.12)$$

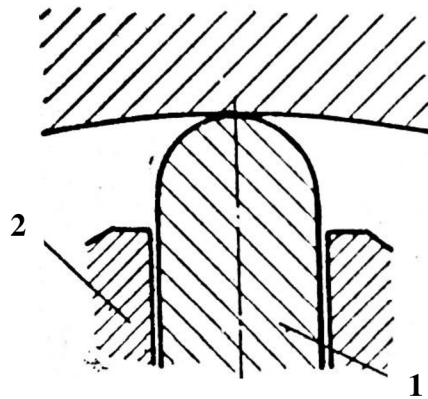
Dosazením hodnot do vztahů, které byly použity v předchozí kapitole pro výpočet profilu skříně, získáváme úhel výkyvu pístu v závislosti na úhlu natočení pístu.



Graf 2 Průběh úhlu výkyvu pístu

### Poloměr zaoblění

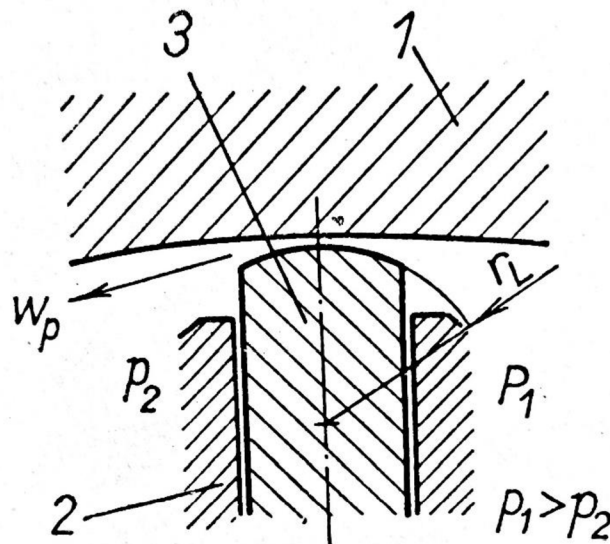
Pro volbu poloměru zaoblění  $r_L$  je třeba zvážit několik požadavků. V případě, že by byl poloměr zaoblění lišty příliš velký, docházelo by k vytváření postupně zužujícího se a rozšiřujícího průtočného průřezu. V místech, kde lišta nedoléhá těsně ke skříni, pak dochází k proudění plynů mezerou vysokými rychlostmi, které narušují olejovou vrstvu. To má za příčinu zhoršení mazací schopnosti olejového filmu, a zvýší se opotřebení povrchů. Z toho hlediska je vhodné volit poloměr zaoblění  $r_L$  co nejmenší [2], [3].



Obrázek 8 Vrchol lišty s malým poloměrem zaoblění [1]  
1 – radiální těsnicí lišta, 2 – píst

Při vysokých otáčkách a zatížení působí na lištu velké síly od tlaku plynů a výslednice sil, které přitlačují lištu na skříň dosahuje tak vysokých hodnot. Jelikož je kontaktní plocha lišty skříně velmi malá, dochází tak v místě kontaktu k velkým měrným tlakům, a tím vzrůstá opět opotřebení této kontaktní dvojice.

Vzhledem k tomuto požadavku je vhodné volit poloměr zaoblění  $r_L$  naopak co největší.



Obrázek 9 Vrchol lišty s velkým poloměrem zaoblění [1]  
1 – skříň motoru, 2 – píst, 3 – radiální těsnicí lišta,  $p_1, p_2$  – působící tlaky na stranách lišty

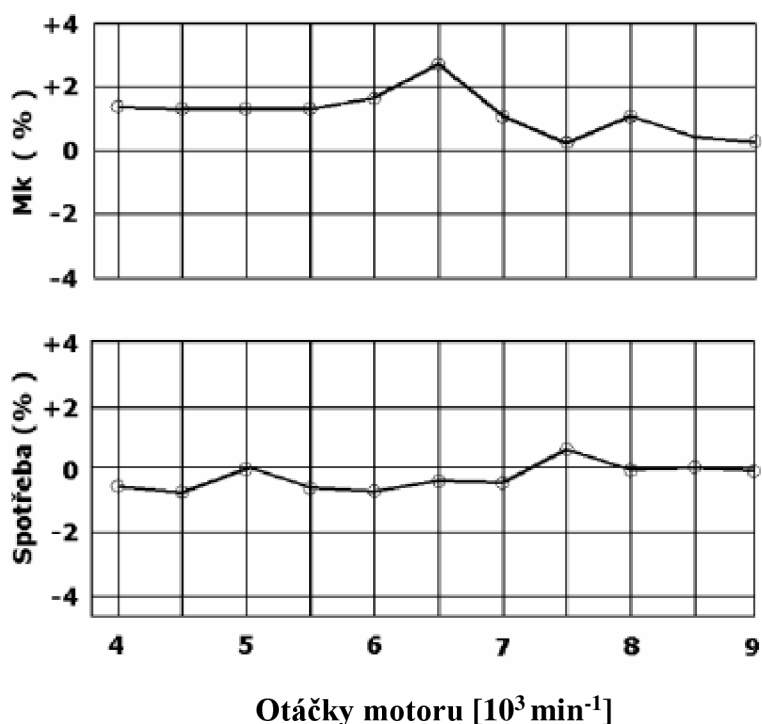
Volba poloměru zaoblení je tedy kompromisem mezi těmito dvěma požadavky a dalšími okolnostmi jako hmotnost lišty, materiál lišty, materiál skříně a vlastnosti oleje.

Minimální tloušťka lišty  $s_{Lmin}$  je pak určena poloměrem zaoblení  $r_L$  a maximálním úhlem náklonu těsnění  $\delta_{max}$  [1]:

$$s_{Lmin} = 2 r_L \sin(\delta_{max}) . \quad (1.13)$$

### Konstrukce radiální těsnicí lišty

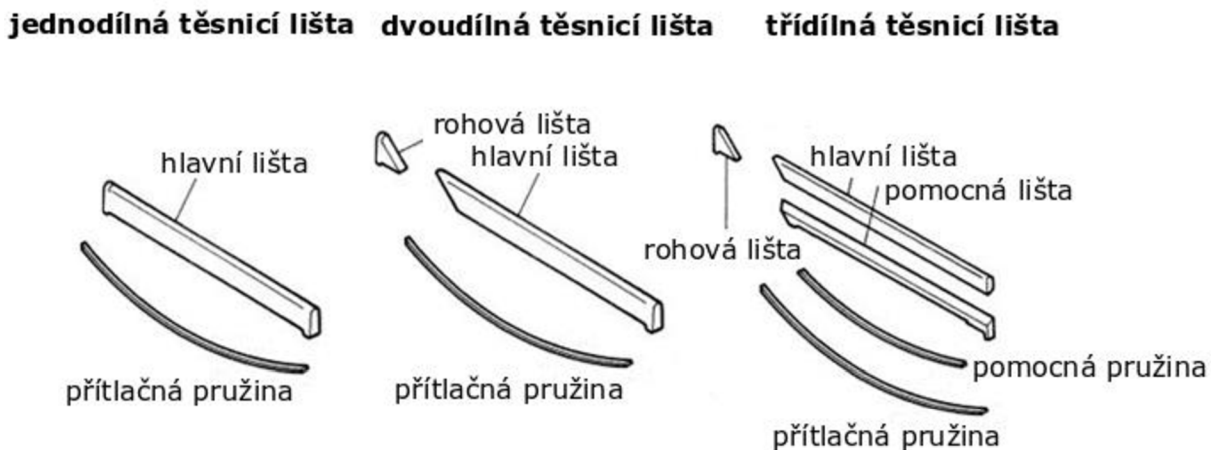
Jak již bylo dříve uvedeno, radiální těsnicí lišta je vysoce tepelně namáhána. V počátcích vývoje Wankelova motoru byla nejvíce využívána jednodílná radiální lišta. Důvodem byla jednoduchost této konstrukce, nedokázala však dostatečně při velkém tepelném zatížení kompenzovat změnu její délky v těsnicí drážce a také opotřebení lišty na čelních i bočních plochách. Z toho důvodu se nejdříve přistoupilo ke dvoudílným lištám, které dokázaly kompenzovat lépe délkovou roztažnost a opotřebení čelních ploch [3],[5].



Graf 3 Zlepšení parametrů motoru při použití dvoudílné lišty oproti jednodílné [5]



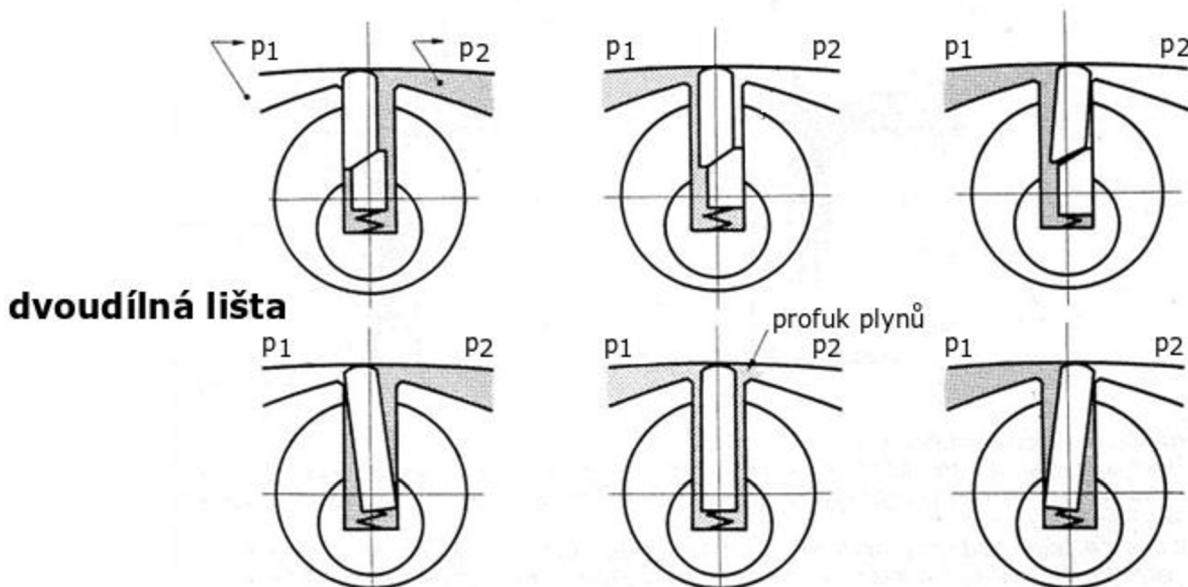
Dvoudílné lišty se však stále nedokázaly plně přizpůsobit pracovním rozměrům komory a docházelo k unikání plynů v místě kontaktu rohového těsnění s radiální těsnicí lištou. Odstranění tohoto problému docílily až třídílné radiální lišty, které se dokáží rozměrům plně přizpůsobit [6].



Obrázek 10 Vývoj radiálních lišt [6]

Třídílné lišty mají také velkou výhodu v tom, že nedochází k libovolnému sklonu lišty. Je tak zaručen větší přítlak lišty na stěnu skříně.

### třídílná lišta

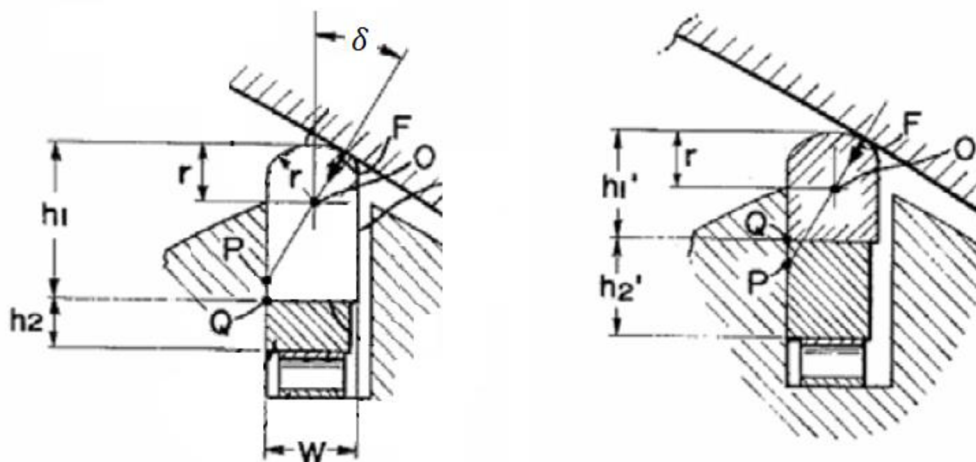


Obrázek 11 Rozdílné přizpůsobení 2 – dílné a 3 – dílné lišty v drážce pístu [6]

vlevo  $p_1 < p_2$ , uprostřed  $p_1 \sim p_2$  a vpravo  $p_1 > p_2$

V okamžiku, kdy dojde k největšímu výkyvu pístu, působí na něj pod stejným úhlem  $\delta$  reakční síla komory rotoru  $F$ . Ta je přenášena přes lištu až na samotnou stěnu těsnicí drážky rotoru. Bod, kde nositelka síly protne stěnu drážky, je označen jako bod  $P$ . Dále je označen styk hran hlavní a pomocné lišty. V čelním pohledu se jeví jako bod  $a$  a je označen jako bod  $Q$ .

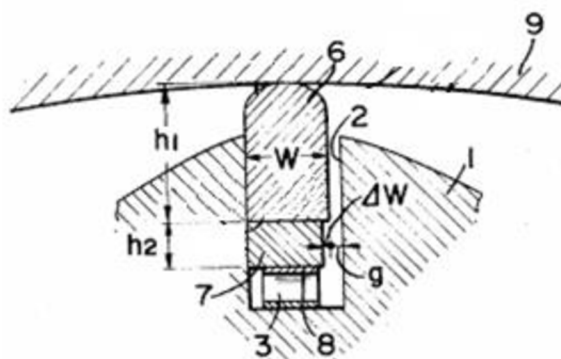
Pokud bod  $P$  leží nad bodem  $Q$ , jedná se o stabilní polohu, neboť síla  $F$  vyvolá moment kolem bodu  $Q$ , který napomáhá lištu v drážce stabilizovat. V případě, že bod  $P$  leží pod bodem  $Q$ , tento moment nabude opačného směru než v předchozím případě, a uvede lištu do nestabilní polohy [3].



Obrázek 12 Stabilní a nestabilní poloha radiální lišty [3]

$h_1$  – výška hlavní lišty,  $h_2$  – výška pomocné lišty,  $r$  – poloměr zaoblení lišty,  $\delta$  – úhel výkyvu pístu,  
 $Q$  – bod styku hlavní a vedlejší lišty,  $P$  – průsečík nositelky síly  $F$  a stěny těsnicí drážky,  
 $F$  – reakční síla komory rotoru,  $W$  – šířka lišty

Z obrázku 12 je zřejmé, že pro dosažení stabilní polohy je nutné, aby výška hlavní lišty  $h_1$  byla větší než výška vedlejší lišty  $h_2$ . Výška hlavní lišty by měla dosahovat 60 až 70 % celkové výšky. Díky tomuto uspořádání je předcházeno společné rezonanci obou lišt, a tím se snižuje škodlivý účinek na povrch komory rotoru.



Obrázek 13 Rozměry lišty [3]

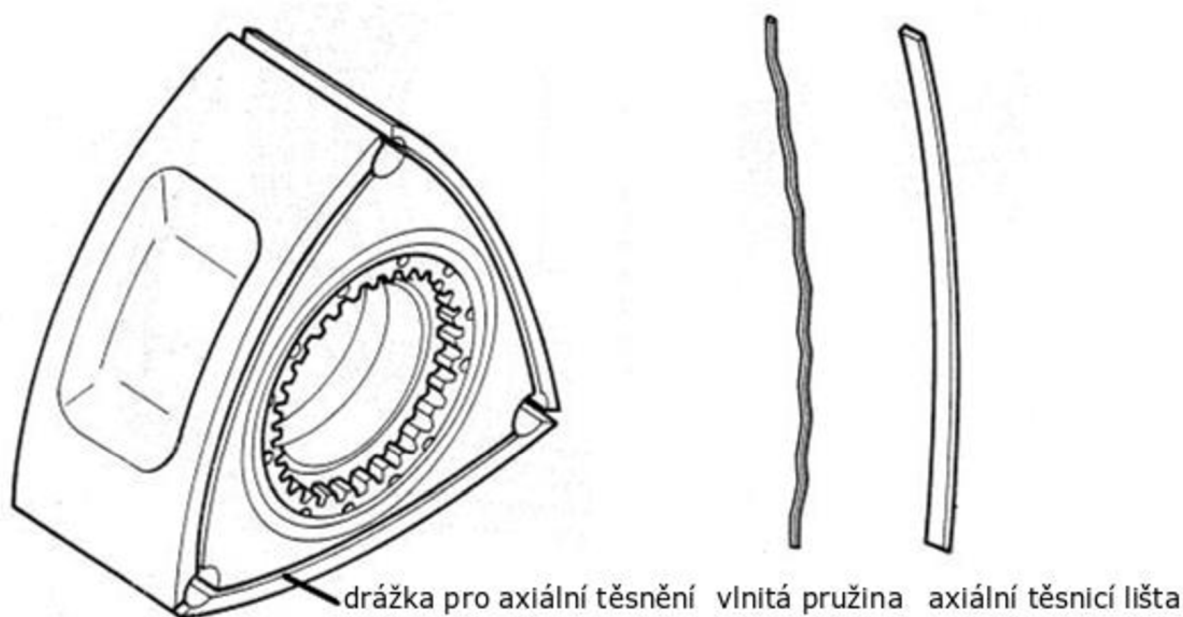
$h_1$  – výška hlavní lišty,  $h_2$  – výška pomocné lišty, 1 – píst, 2 – boční stěna drážky, 3 – hlavní pružina,  
6 – hlavní těsnicí lišta, 7 – pomocná těsnicí lišta, 8 – pomocná pružina, 9 – stěna skříně,  $W$  – šířka hlavní lišty,  
 $\Delta W$  – rozdíl šířky hlavní a pomocné lišty,  $g$  – vůle mezi hlavní lištou a drážkou

Vůle  $g$  mezi hlavní lištou a boční stěnou drážky by se měla pohybovat v rozmezí 50 až 95  $\mu\text{m}$ . Rozdíl šířky  $\Delta W$  mezi hlavní lištou a pomocnou lištou je v intervalu 35 až 45  $\mu\text{m}$ . Výška hlavní lišty  $h_1$  se pohybuje nejčastěji v intervalu 5 až 6 mm a výška pomocné lišty  $h_2$  v intervalu 2,5 až 3,5 mm. Celková výška radiální těsnicí lišty je kolem 8,5 mm. Délka lišty  $l$  je shodná se šířkou rotoru.

### 1.2.3 AXIÁLNÍ TĚSNĚNÍ

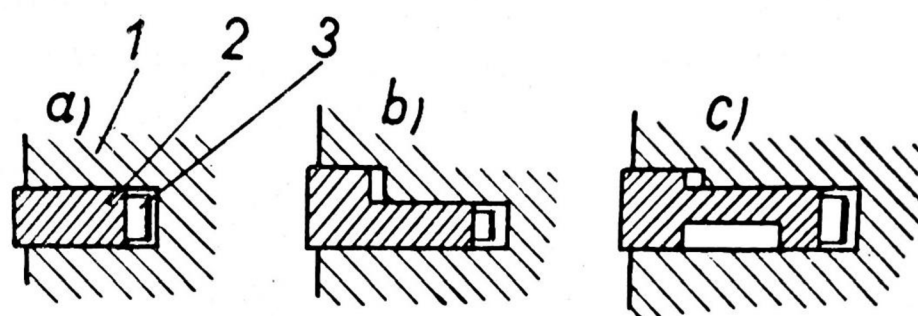
Axiální těsnicí lišta má za hlavní úkol zabránění pronikání plynů z komory rotoru vůlemi mezi čelem pístu a víkem skříně. Druhotným úkolem je zabránit pronikání oleje kolem čela rotoru do spalovací komory. Jak již bylo zmíněno, axiální síly nejsou namáhány tolik jako radiální lišty. Lišty nejsou v přímém kontaktu s horkými plyny v komorách. Je zde také realizován lepší odvod tepla přes chlazená víka skříně, na která tyto lišty dosedají plošně.

V dnešním provedení se nejčastěji používá varianta axiálních těsnicích lišt vložených do kruhových segmentových drážek v čele pístu. Pod lišty je vložena vlnitá pružina, která přitlačuje těsnicí lištu k víkům skříně. V některých konstrukcích se lze setkat s provedením dvou axiálních lišt na každém boku pístu, avšak více používanou variantou je jedno axiální těsnění na každém boku pístu a funkci olejového těsnění přebírá soustředné olejové těsnění [4].



Obrázek 14 Axiální těsnění [4]

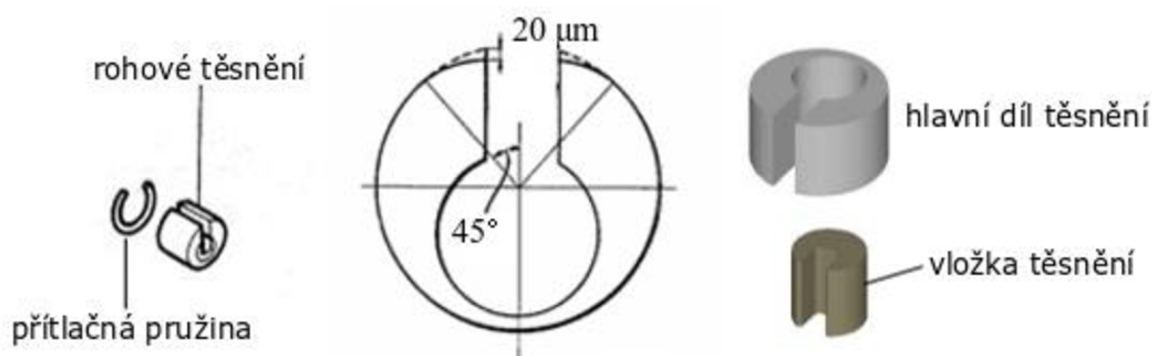
Axiální těsnicí lištu lze rozdělit podle jejího příčného průřezu, avšak nejčastěji se používá lišta s klasickým obdélníkovým průřezem. Další varianty těsnění sice zlepšují těsnicí vlastnosti, ale jsou svým tvarem složitější na výrobu a mají větší hmotnost. Pro výpočet geometrie axiálního těsnění se vychází ze stejných vztahů jako u pístních kroužků klasického pístového motoru. Šířka axiálního těsnění se pohybuje v rozmezí 0,7 až 1 mm [1].



Obrázek 15 Varianty příčného průřezu axiálního těsnění [1]  
 a) obdélníkový průřez, b) úhelníkový, c) úhelníkový s odlehčením,  
 1 – píst, 2 – lišta, 3 – pružina

#### 1.2.4 ROHOVÉ TĚSNĚNÍ

Rohové těsnění slouží k utěsnění prostoru mezi radiální těsnicí lištou a axiální těsnicí lištou. Je složeno z válcové části s výřezem pro radiální těsnicí lištu. K boční stěně komory je těsnění přitlačováno pružinou. Pro optimálního rozložení tlaku je v místě výřezu pod úhlem  $45^\circ$  sražena hrana o  $20\ \mu\text{m}$ . U rohového těsnění jsou dvě možné konstrukce. Starší variantou je jednodílné těsnění. U novějšího je vložena vložka z tepelně odolné pryže z materiálu na bázi silikonu nebo kompozitu obsahující částice uhlíku a tetrafluoroethylenu. Rozměry rohového těsnění jsou stanoveny na základě obdobných vztahů, které se využívají pro stanovení rozměrů pístních kroužků. Pod těsnění je opět umístěna pružina, která přitlačuje těsnění ke stěně skříně [1], [3], [4].



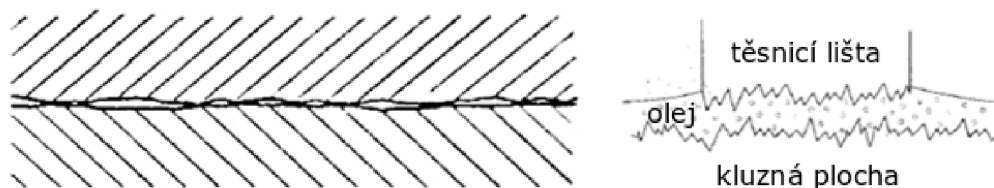
Obrázek 16 Rohové těsnění [4]  
 sestava rohového těsnění, sražení hrany pro optimální rozložení tlaku, dvoudílné těsnění

#### 1.2.5 PŘÍTLAČNÉ PRUŽINY

Na radiální lištu za chodu motoru působí také setrvačné síly, jejichž velikost se střídavě mění. Aby byl zaručen kontakt vrcholu s kluznou plochou skříně zvláště při nižších otáčkách a zatížení, vkládá se pod lištu plochá pružina. Rozměry pružiny jsou určeny až na základě výpočtu minimální síly, kterou musí takto pružina generovat, a zvoleného materiálu. Na pružiny axiálního a rohového těsnění nejsou kladeny speciální nároky. Jelikož tato těsnění nejsou komplikovaně zatěžována, generují pružiny pouze sílu potřebnou k zajištění neustálého kontaktu těsnění se skříní [2], [3].

### 1.3 MATERIÁL A POVRCHOVÉ ÚPRAVY

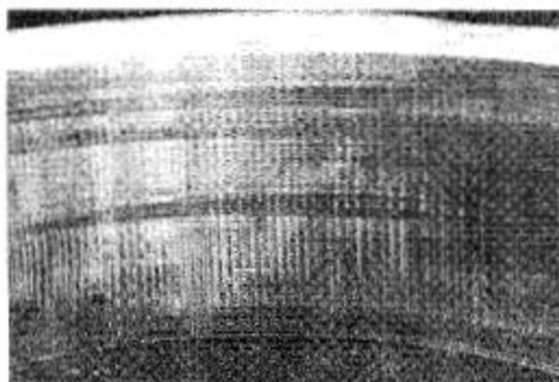
Jak již bylo řečeno, teoretický styk lišty s kluznou plochou skříně je přímkový. Avšak skutečný styk je vlivem deformací lišty i skříně, výrobních nepřesností a vůlemi lišty v drážkách pístu spíše v určitém počtu bodů či plošek. Nemůže tedy dojít k záběhu lišty, podobně jako je tomu u klasických pístových motorů. Kvůli těmto nedokonalostem povrchů vzniká nerovnoměrné rozložení teplot a změny přítláčné síly. Tyto negativní vlivy je možné omezit udržením olejové vrstvy mezi povrchy, případně použitím děleného těsnění, které dokáže tyto nedokonalosti v malé míře kompenzovat [1], [7].



Obrázek 17 Skutečný kontakt kluzné plochy skříně a radiálního těsnění [2]

Použitím těsnění s minimální vůlí vzniká opotřebení kluzného povrchu skříně a těsnění vlivem tření. Toto tření je způsobené kontaktem nerovností povrchů, cizími částicemi mezi nimi a chemickou erozí, avšak samotný kontakt nerovností má dominantní zastoupení na vzniku tření. V rotačním motoru probíhá každá část spalovacího procesu na určitém místě ve skříně motoru. Těsnění a kluzné plochy skříně jsou v těchto místech nepřetržitě vystavovány vysokým tlakům a teplotám. Zhoršuje se viskozita oleje a v některých místech dokonce olej vyhoří, což znesnadňuje údržbu olejové vrstvy. Je tedy nutno dbát zvýšené pozornosti při návrhu prostředků pro dodávání mazacího oleje, chlazení kluzného povrchu a rovnoměrné rozložení sil působících na kluznou plochu.

Vznik těchto ztrát lze částečně zamezit vhodnou volbou materiálu těsnění i kluzné plochy skříně tak, aby se dosáhlo kombinace, která minimalizuje deformace a opotřebení i při přímém kontaktu. Materiál kluzné plochy musí splňovat požadavky vysoké teploty tání a zachovávat vysokou tvrdost a pevnost při vysokých teplotách. Dále musí dobře udržovat olejovou vrstvu. Povrch součástí musí být vždy přesně vyroben, aby byly sníženy třetí ztráty. Během vývoje motoru byla vyzkoušena celá řada kombinací materiálů skříně a radiální těsnicí lišty. První používaná kombinace materiálů, tvrdá chromová vrstva na kluzné ploše a litinová těsnicí lišta, přinášela řadu problémů. Na kluzné ploše se objevovaly známky vibrací způsobené třením, mazáním, vlastní frekvencí těsnění a koeficientem statického a dynamického tření. Po čase docházelo k odlupování vrstvy chromu a tím k razantnímu snížení životnosti motoru [2], [7].



Obrázek 18 Povrch kluzné plochy skříně s viditelnými známkami poškození vibracemi [2]



### 1.3.1 RADIÁLNÍ TĚSNICÍ LIŠTA

V současnosti se používají radiální těsnicí lišty převážně ze třech různých materiálů v kombinaci s vhodným materiálem kluzné plochy skříně.

#### Kovová radiální těsnicí lišta

Chemické složení kovové lišty není stálé, každý výrobce má rozdílné zastoupení jednotlivých prvků, avšak jejich hodnoty lze popsat krajními hodnotami intervalu, ve kterých se vyskytují. Základ vždy tvoří železo Fe [2].

Chemické složení (v % hmotnosti)											
	C	Si	Mn	P	S	Mg/Ce	Cu	Ni	Cr	Mo	V
min	3	1,5	0,3	0,05	<0,1	0,005	0,5	0,5	0,4	1,0	0,1
max	4	2,5	1	0,3		0,025	2	3	1	2	0,5

Tabulka 1 Maximální a minimální hodnoty chemického složení kovové radiální lišty [2]

V kombinaci s takovou radiální lištou je třeba použít i vhodný materiál kluzné plochy skříně. Nejčastěji se setkáváme s kombinacemi, kdy je kluzná plocha pokovena vrstvou směsi niklu Ni s karbidem křemíku SiC nebo nasprejována tekutým karbidem wolframu WC.

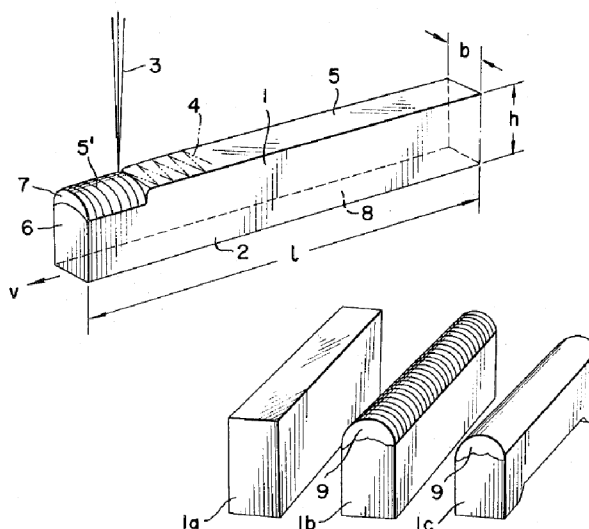
#### Povrchové úpravy lišty

Zkoumáním těsnicích lišt v laboratorních podmínkách bylo zjištěno, že vynikajících těsnicích vlastností kovových lišt lze dosáhnout tepelnou úpravou vrcholu radiální lišty, zvláště té části, která přichází do kontaktu s kluznou plochou skříně. Vytvrzená vrstva obsahuje velké množství cementitu. Tato vrstva je tvořena ledeburitem nebo směsí ledeburitu a proeutektického cementitu.

Výše uvedených změn struktury je v konvenčních výrobcích docíleno metodou rychlého ochlazení. Lze tak docílit změny struktury pouze na požadovaném místě. Tuto metodu ale nelze použít u radiálních těsnicích lišt vzhledem k jejím malým rozměrům. Nebylo by možné docílit změny struktury pouze na vrcholu lišty.

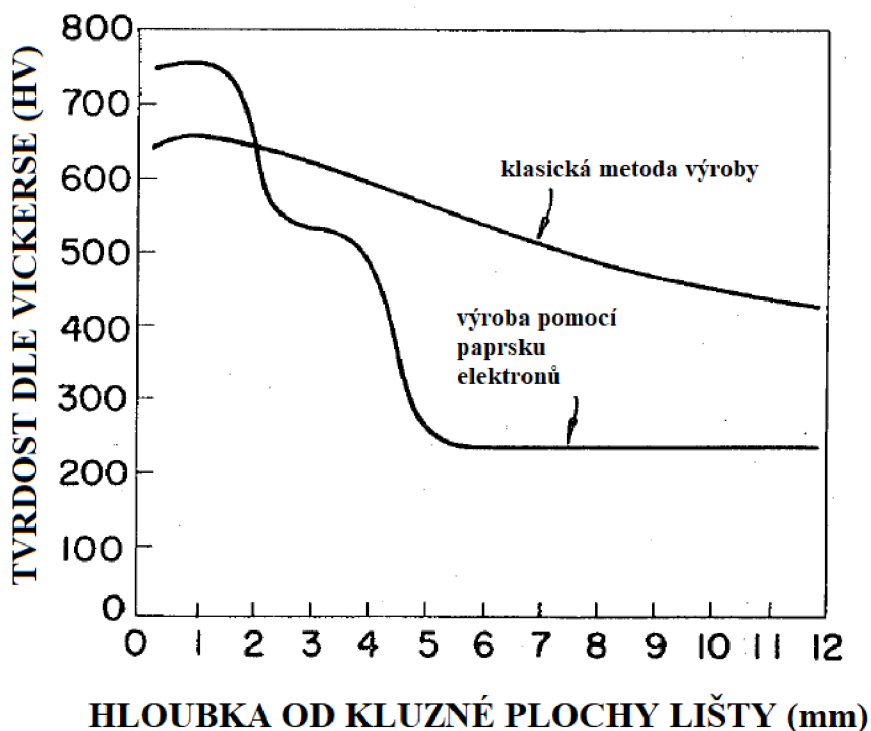
Další možností je vyřezávat radiální lišty z většího bloku takto upraveného kovu. Tato metoda se však také neosvědčila, neboť nebylo možné dosáhnout dostatečné přesnosti povrchu při vyřezávání.

Byla tedy vynalezena metoda, kdy se nejprve připraví polotovary z litiny, který má šířku stejnou nebo mírně větší, než je šířka konečného výrobku. Poté se horní část polotovaru vystaví působení elektronového paprsku nebo plazmy, což způsobí rychlé roztavení materiálu. Poté se roztavené místo rychle zchladí. Nakonec je celá součást tepelně zpracována pro odstranění vnitřního pnutí. Takto je dosaženo vytvoření vrstvy struktury s vysokým obsahem cementitu na povrchu vrcholu těsnění. Tato vrstva dosahuje tloušťky jen několika málo milimetrů [7], [8].



Obrázek 19 Způsob výroby kovové lišty [8]

Na obrázku 19 je naznačen způsob výroby kovové lišty. Polotovaru *1a* je vyroben z požadované litiny. Jeho šířka *b* je mírně větší než výsledná šířka lišty. Délka lišty *l* však musí být již shodná s délkou výsledné lišty. Horní plocha takto připraveného polotovaru *5* je vystavena působení paprsku elektronů *3*. Samotná lišta se pohybuje rychlostí  $\vec{v}$  v axiálním směru. Současně paprsek elektronů vykonává kývavý pohyb. Takto se vytváří vrstva rozpuštěného materiálu *7*, který leží na chladné části *6*. Rychlým ochlazením se vytváří požadovaná struktura *5'* na povrchu lišty, která již má přibližný tvar radiální lišty *1b*. Následuje dokončování, při kterém již lišta nabude požadovaných rozměrů *1c*. Výsledná lišta je složena z horní vytvrzené části *9*, která bude přicházet do kontaktu s kluznou plochou, přičemž boky lišty *8* a spodní strana lišty *2* nejsou nijak ovlivněny těmito úpravami.



Graf 4 Srovnání tvrdosti v závislosti na hloubce pro různé postupy výroby [8]

Z grafu 4 jasně vyplývá výhoda výroby pomocí paprsku, kdy je tvrdost na povrchu lišty vyšší než u klasického způsobu výroby, avšak směrem do středu lišty tvrdost rapidně klesá a materiály jsou ponechány počáteční vlastnosti.

U třídílné lišty k udržení plynotěsnosti mezi hlavní a pomocnou lištou musí být jejich povrch velmi přesně vyroben, případně lze vložit vrstvu měkkého materiálu jako fluoro-resin nebo měkkého kovu. Další možností je otryskání povrchů broky. Takto upravené plochy se během provozu samy přizpůsobí [8].

### Karbonová radiální těsnicí lišta

Výhodou karbonové radiální těsnicí lišty je nízká hmotnost. Utěsnění touto lištou je však spolehlivé až ve vysokých otáčkách. V nízkých otáčkách umožňuje pouze nastartování motoru a volnoběh. Z tohoto důvodu se hodí pouze pro závodní účely. Karbonová lišta má také nižší životnost. Ta se pohybuje kolem 30000 km [5].

Karbon		
Ohybové napětí	200-300	[MPa]
Lomová houževnatost	3,5	[MPa m <sup>1/2</sup> ]
Odolnost proti teplotním šokům $\Delta t$	400-600	[°C]
Hustota	2,1	[g/cm <sup>3</sup> ]

Tabulka 2 Vlastnosti karbonové těsnicí lišty [5]

### Keramická radiální těsnicí lišta

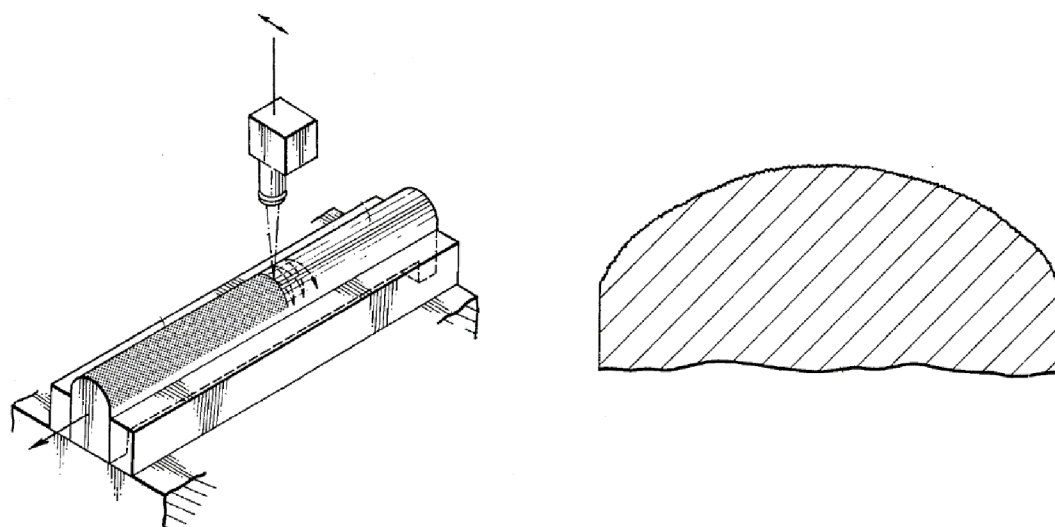
Keramické radiální těsnicí lišty slouží k dosažení vysokých výkonů a teplot při co nejmenším opotřebení lišty. Nejvhodnější jsou materiály na bázi nitridů, nejčastěji Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>, nebo karbidů SiC. Pro tyto materiály je třeba radiální lišty upravit kluznou plochu skříně, kde se nanáší vrstva Cr<sub>3</sub>C<sub>2</sub>. Tloušťka vrstvy se pohybuje v intervalu 0,1 až 0,15 mm a drsnost povrchu dosahuje přibližně Ra 0,2 μm. Tato kombinace materiálů zaručuje požadované vlastnosti, ale vzniká nový problém. Použité materiály jsou velmi tvrdé a obtížně se při záběhu motoru vzájemně přizpůsobují, což vede ke snížení výkonu motoru. Je tedy nutné těsnicí lištu upravit, aby k tomuto poklesu výkonu nedocházelo. Nejčastěji se používá laserový, nebo elektronový paprsek. V bezoxidační atmosféře se na pracovní ploše těsnicí lišty vytvoří pórovitá struktura s vyšší drsností, která napomáhá záběhu radiální lišty [9].

Keramika		
Ohybové napětí	1200	[MPa]
Tvrdost	1700	[HV]
Lomová houževnatost	6	[MPa m <sup>1/2</sup> ]
Odolnost proti teplotním šokům $\Delta t$	>550	[°C]
Hustota	3,3	[g/cm <sup>3</sup> ]

Tabulka 3 Vlastnosti keramické těsnicí lišty [9]

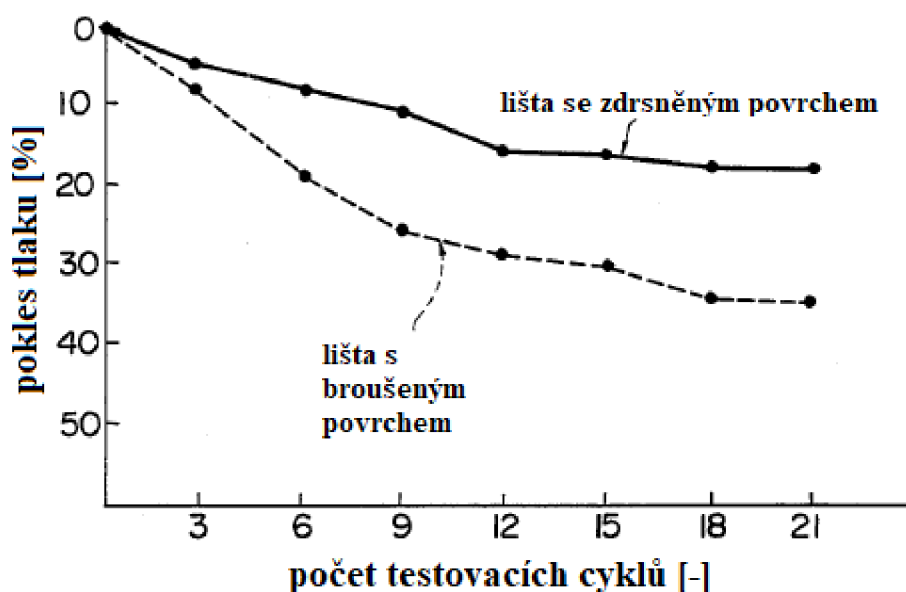


Jak již bylo řečeno výše, keramické těsnicí lišty se vyrábějí obdobným způsobem jako kovové lišty pomocí laserového nebo elektronového paprsku. Nejčastěji používaný materiál  $\text{Si}_3\text{N}_4$  však svými vlastnostmi nesplňoval všechny požadavky. Z toho důvodu se vytváří směs, jejíž základ tvoří jemný prášek  $\text{Si}_3\text{N}_4$  96 %, do které jsou přidány 2 % Mg a 2 % CeO. Tato směs dále musí projít slinováním při 20 MPa a teplotě 1750 °C po dobu 2 hodin. Takto připravený materiál se dále brousí diamantovým kotoučem, aby výsledná drsnost povrchu dosahovala  $\text{Ra } 0,2 - 0,5 \mu\text{m}$ . Takto připravená lišta se upne do přípravku, který se posouvá v podélném směru pod laserovým paprskem. Laserový paprsek pak vykonává kývavý pohyb v příčném směru a vytvoří zdrsňený povrch na vrcholu lišty. Použit je laser  $\text{CO}_2$  o výkonu 0,7 – 1 kW s paprskem o velikosti 0,2 - 0,3 mm. Aby se zabránilo oxidaci povrchu, využívá se plynů Ar, nebo  $\text{CO}_2$ , které vytváří bezoxidační atmosféru. Tepelná energie generovaná laserovým paprskem je nastavena tak, aby se povrch lišty pohyboval v intervalu 1700 až 2680 °C. Spodní hranice intervalu je teplota, kdy dochází k rozpadu  $\text{Si}_3\text{N}_4$ . Horní hranicí intervalu je teplota, kdy dochází k varu Si. Část povrchu lišty se rozloží nebo se odpaří a vznikne pórovitá struktura pracovní části lišty s drsností přibližně  $\text{Ra } 1,1 \mu\text{m}$ .



Obrázek 20 Postup výroby keramické lišty s detailem vzniklého zdrsňeného povrchu lišty [8]

Takto upravené lišty prokazují mnohem lepší těsnicí vlastnosti oproti lištám, které jsou pouze broušeny diamantovým kotoučem. Zvláště při opakovaných testech bylo prokázáno, že u keramických lišt se zdrsňeným povrchem paprskem elektronů nedochází v porovnání s broušenou lištou k razantnímu poklesu tlaku [9].



Graf 5 Srovnání lišty se zdrsněným povrchem a broušeným povrchem [9]

### 1.3.2 AXIÁLNÍ LIŠTA A ROHOVÉ TĚSNĚNÍ

Jelikož není zatížení axiálního ani rohového těsnění tak komplikované jako radiálního těsnění, je využíváno stejných materiálů jako pro pístní kroužky klasických pístových motorů. Nejčastěji se jedná o litinu. Základ tvoří železo Fe.

Chemické složení (v % hmotnosti)								
C	Si	Mn	P	Cr	Ni	Mo	Cu	V
3,5	2,3	0,4	0,2	0,5	1,5	1,5	1,5	0,2

Tabulka 4 Standartní složení litiny axiálního a rohového těsnění [2]

Stěny skříně musejí být dále ošetřeny. Je možné povrchové kalení nebo nástřik kovu, který je vysoce odolný vůči opotřebení. Nejčastěji se využívá nástřik molybdenu, případně ocel 80C.

U dvoudílného rohového těsnění je pomocný element vyroben z tepelně odolné pryže na bázi silikonu nebo kompozitu obsahující částice uhlíku nebo tetra-fluoroethylenu [2].

#### Povrchové úpravy

Litinové těsnění je stejně jako těsnicí kroužky povlakováno. Nejčastěji se využívá Ferox (oxidace  $Fe^{2+}$ ), případně fosfátování k usnadnění vkládání těsnění [2].

### 1.3.3 PŘÍTLAČNÉ PRUŽINY TĚSNĚNÍ

Přítlačné pružiny jsou vyráběny z tepelně odolných materiálů, které nepodléhají vysokoteplotnímu tečení. Nejčastěji se jedná o nerezovou ocel nebo směs beryllium-měď. Nejpoužívanějším typem nerezové oceli je nerezová ocel 1.4564 /17-7PH, která se řadí mezi metastabilní oceli, známá také jako nerezová ocel s řízenou fází přechodu. Je podrobena tepelné úpravě precipitačního vytvrzování. Jedná se o kombinaci rozpouštěcího žíhání s následným vytvrzením precipitačním stárnutím. Tato ocel vyžaduje po rozpouštěcím žíhání před samotným precipitačním vytvrzením některé doplňující procesy k dosažení požadovaných vlastností. Tyto kroky zahrnují řízení přeměny austenitu a zmrazení pro zajištění úplné přeměny austenitu na martenzit. Takto upravená ocel je schopna bezpečně odolávat ohybovému namáhání 136 až 159 kg/mm<sup>2</sup> při teplotách do 370 °C [2], [7], [10].

Chemické složení (v % hmotnosti)					
C	Si	Mn	Cr	Ni	Al
0,07	0,4	0,6	17	7	1,15

Tabulka 5 Chemické složení nerezové oceli 1.4564 /17-7PH [10]

## 1.4 KINEMATIKA RADIÁLNÍ TĚSNICÍ LIŠTY

Pohyb těsnicí lišty je složen ze dvou pohybů. Jedná se o dvě rotace, kdy první je rotace samotného klikové hřídele a druhá potom rotace rotoru na excentru.

Tyto pohyby lze popsat jednoduchými rovnicemi, pro prvotní pohyb (rotace klikové hřídele)

$$\vec{v}_1 = e \omega \quad (1.14)$$

a druhotný (otáčení rotoru)

$$\vec{v}_2 = a_L \omega_p . \quad (1.15)$$

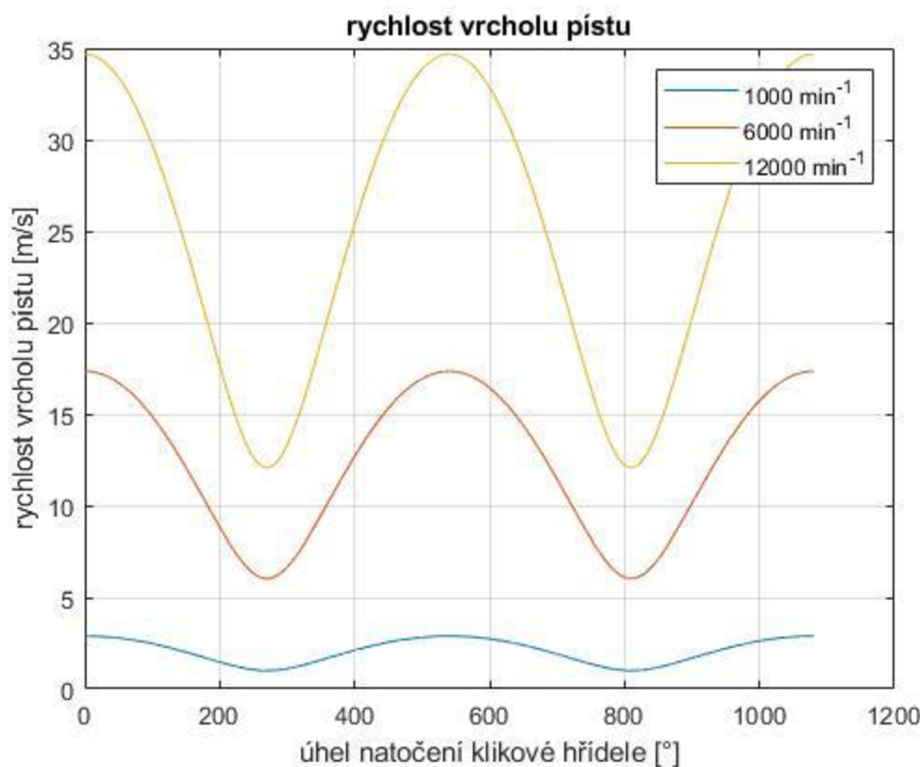
kde  $e$  je excentricita,  $\omega$  úhlová rychlost klikové hřídele,  $\omega_p$  úhlová rychlost otáčení pístu a  $a_L$  vzdálenost vrcholu těsnicí lišty od osy otáčení rotoru.

Výsledná rychlost vrcholu radiální lišty je potom pouhým vektorovým součtem těchto dvou rychlostí

$$\vec{v} = \vec{v}_1 + \vec{v}_2 . \quad (1.16)$$

Pokud dosadíme předcházející dva vztahy, následnými úpravami získáváme vztah pro výpočet rychlosti radiální těsnicí lišty jako funkci základních parametrů Wankelova motoru

$$\vec{v} = 3e\omega_p \sqrt{1 + \left(\frac{\lambda}{3}\right)^2 + \frac{2}{3}\lambda\cos(2\alpha_p)} . \quad (1.17)$$



Graf 6 Rychlost vrcholu pístu

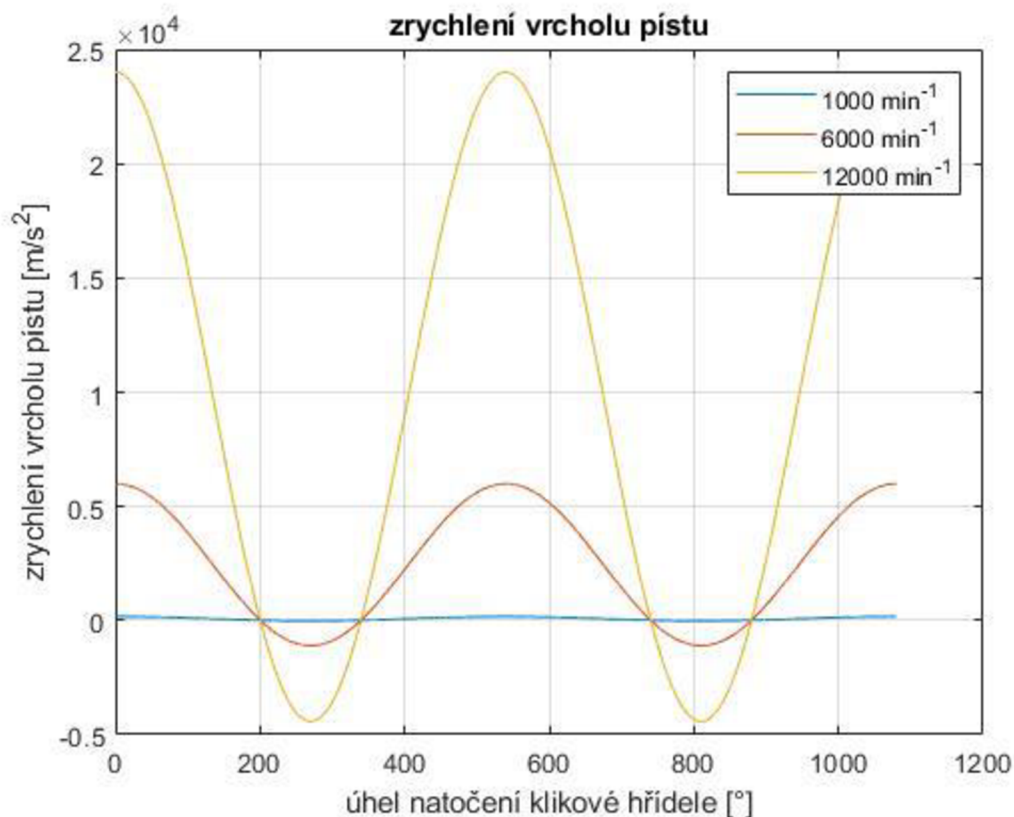
Zrychlení jsou poté určena obdobnými rovnicemi

$$\vec{a}_1 = e \omega^2 , \quad (1.18)$$

$$\vec{a}_2 = a_L \omega_P^2 . \quad (1.19)$$

Výsledné zrychlení je určeno opět vektorovým součtem

$$\vec{a} = \vec{a}_1 + \vec{a}_2 . \quad (1.20)$$



Graf 7 Zrychlení vrcholu pístu

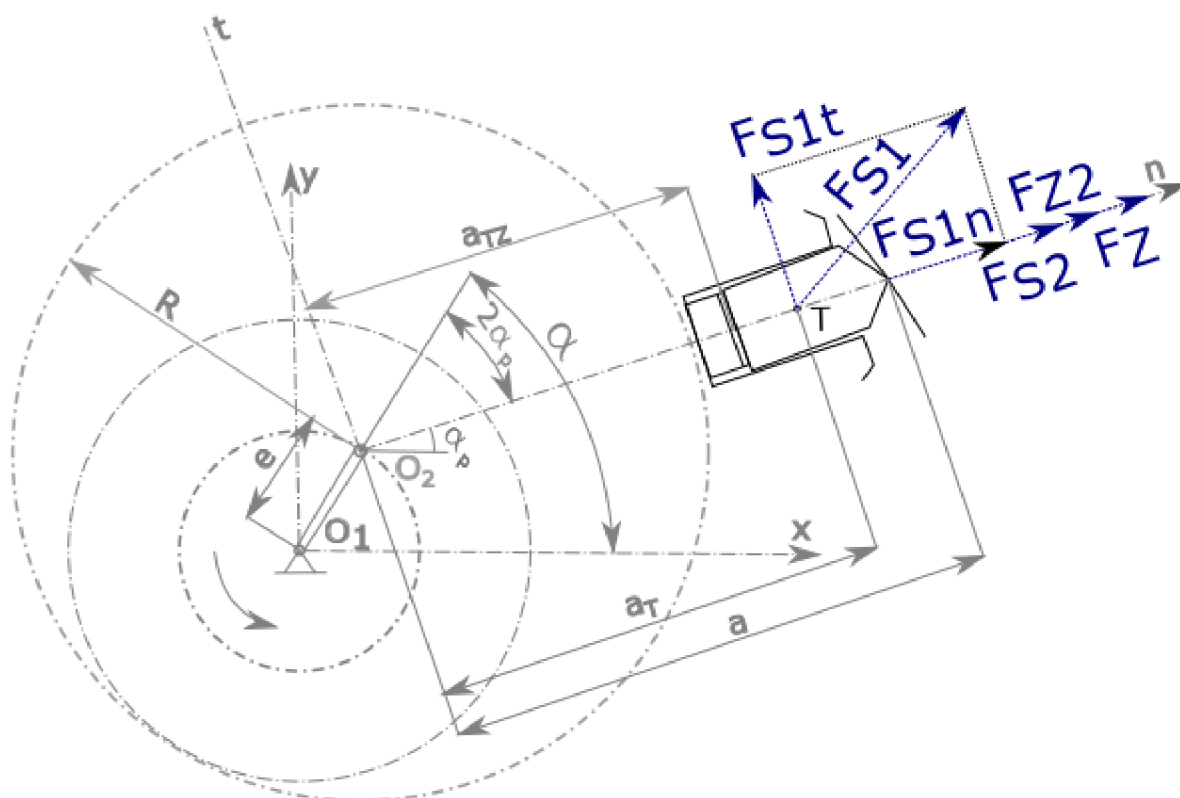
Z grafů rychlosti jasně vyplývá, že na rozdíl od klasického pístového motoru rychlost nabývá pouze kladných hodnot a mění pouze svoji velikost. Nemění se tedy smysl otáčení. Důsledkem toho je jedna z velkých výhod motoru s rotačním pohybem, a to je klidnější chod a nižší vibrace. Zrychlení však kladných hodnot nabývat může. To je způsobené kývavým pohybem rotoru. Již samotným srovnáním velikostí zrychlení pro různé otáčky vyplývá, že při nízkých otáčkách budou velikosti setrvačných sil působících na těsnicí lištu malé. Jejich příspěvek k utěsnění spalovací komory bude malý a největší část síly pro utěsnění musí přebírat samotná přítlačná pružina [11], [13].

## 1.5 ZATÍŽENÍ RADIÁLNÍ TĚSNICÍ LIŠTY

U Wankelova motoru, na rozdíl od motoru s klasickou konstrukcí, působí na lištu soustava sil. Některé z nich za chodu mění velikost i směr. Pro znázornění je volen souřadný systém spojený s pístem. Počátek tohoto souřadného systému je umístěn do excentrické osy rotace rotoru. Takto umístěná soustava je s rotorem pevně spojena a rotuje s ním [1].

### 1.5.1 SETRVAČNÉ SÍLY

Pohyb rotoru se skládá ze dvou rotačních pohybů. Z tohoto důvodu na lištu působí dvě různé setrvačné síly způsobené každým z pohybů. Třetí setrvačnou silou působící na lištu je síla generovaná pružinou samotné lišty.



Obrázek 21 Setrvačné síly působící na radiální lištu [1]

**Setrvačná síla prvotního pohybu**

Jedná se o sílu generovanou rotací klikové hřídele. Má směr spojnice  $O_1O_2$  a počátek v těžišti T radiální lišty. Její velikost se určí ze vztahu

$$F_{S1} = m_L a_1 = m_L e \omega^2 , \quad (1.21)$$

kde  $m_L$  je hmotnost těsnicí lišty,  $e$  excentricita klikové hřídele a  $\omega$  otáčky klikové hřídele.

Tuto sílu lze rozložit do normálového a tečného směru

$$F_{S1_n} = F_{S1} \cos(2\alpha_p) , \quad (1.22)$$

$$F_{S1_t} = F_{S1} \sin(2\alpha_p) . \quad (1.23)$$

**Setrvačná síla druhotného pohybu**

Síla generovaná rotací rotoru kolem excentrické hřídele

$$F_{S2} = m_L a_2 = m_L a_{TL} \omega_p^2 = \frac{1}{9} m_L a_{TL} \omega^2 , \quad (1.24)$$

kde  $a_{TL}$  je vzdálenost těžiště lišty od středu rotoru.

Tato síla působí vždy v normálovém směru.

**Setrvačná síla přítlačné pružiny**

Setrvačná síla přítlačné pružiny

$$F_{Z2} = \frac{1}{9} m_Z a_{TZ} \omega^2 , \quad (1.25)$$

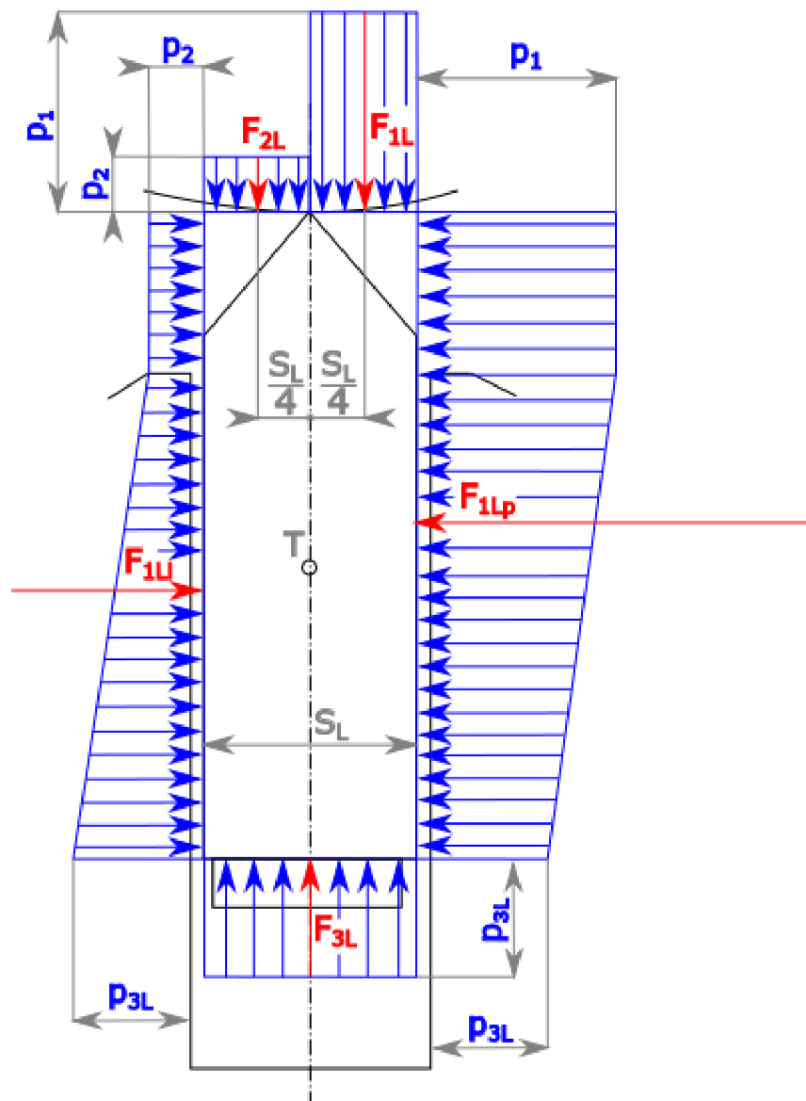
kde  $a_{TZ}$  je vzdálenost těžiště pružiny od středu rotoru a  $m_Z$  hmotnost přítlačné pružiny.

Tato síla působí také vždy v normálovém směru.

Tečné složky setrvačných sil mají jen velmi malý vliv na utěsnění spalovacích komor. V kombinaci se třecí silou vznikající třením těsnicí lišty po kluzné ploše skříně působí jako třecí odpor [1].

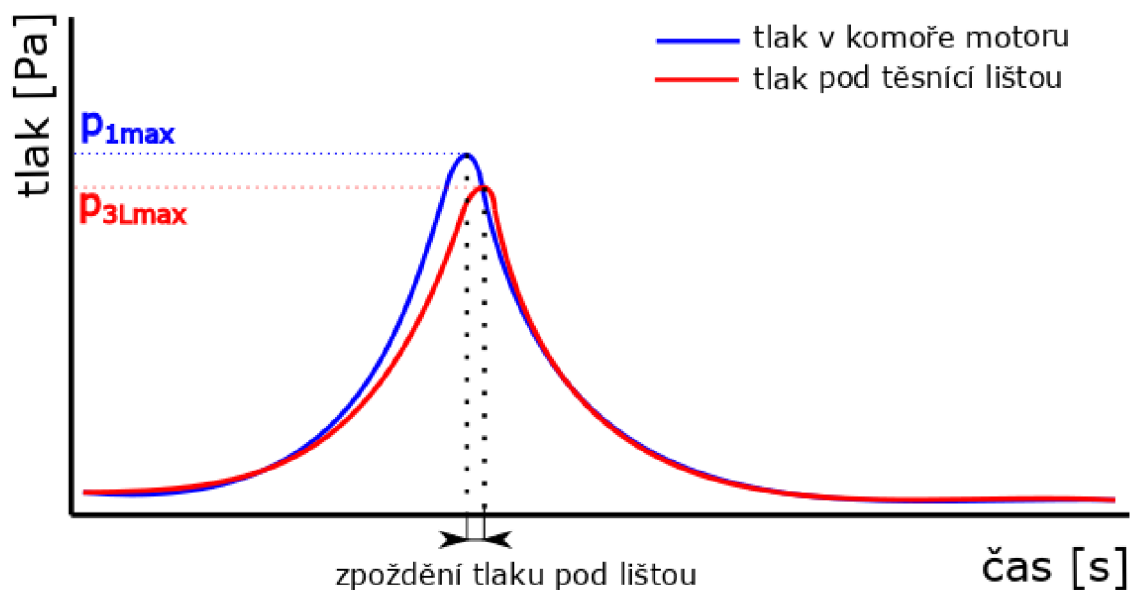
### 1.5.2 SÍLY OD TLAKU PLYNŮ

Radiální těsnicí lišta je zatížena soustavou sil vznikajících na stěnách lišty. Lišta není zatížena symetricky, neboť v každé komoře motoru je jiný tlak, který na tuto lištu působí. Na obrázku 22 je znázorněno zatížení, kdy je tlak  $p_1$  na pravé straně lišty vyšší než tlak  $p_2$  působící na levé straně. Tlaky působící na lištu shora jsou stejné jako tlaky v přilehlých komorách. Určení tlaků působících na boční stěny lišty a spodní stranu je komplikovanější, neboť není stanovena analytická metoda určující tyto hodnoty. Hodnoty těchto tlaků jsou závislé na pronikání plynů úzkou mezerou mezi lištou a stěnou drážky v pístu. Na základě experimentálního měření bylo vytvořeno srovnání tlaku v komoře motoru a tlaku působícího pod lištou je zobrazeno v grafu 8, kde je viditelný rozdíl ve velikosti i ve zpoždění tlaku pod těsnicí lištou.



Obrázek 22 Síly od tlaku plynů působící na radiální těsnicí lištu [1]





Graf 8 Rozdíl průběhu tlaku v komoře motoru a pod těsnicí lištou [2]

### Boční síly působící na lištu

Jedná se o dvojici sil, kde každá z nich je generována tlakem z přilehlé komory. Na obrázku 22 jsou tyto síly označeny jako  $F_{1Ll}$  a  $F_{1Lp}$ .

Sílu  $F_{1Lp}$ , čili sílu působící na lištu zprava, lze vypočítat jednoduchým vztahem [1]:

$$F_{1Lp} = l_L (p_1 h_L - \frac{1}{2} c (p_1 - p_{3L})) , \quad (1.26)$$

kde  $p_1$  je tlak v první komoře,  $p_{3L}$  tlak pod lištou,  $l_L$  délka lišty,  $h_L$  výška lišty a  $c$  výška stěny drážky pro těsnicí lištu.

Obdobně lze vypočítat sílu  $F_{1Ll}$  působící na lištu zleva [1]:

$$F_{1Ll} = l_L (p_2 h_L - \frac{1}{2} c (p_{3L} - p_2)) . \quad (1.27)$$

### Síly působící na lištu shora

I v tomto případě se jedná o dvojici sil, neboť na každou polovinu lišty působí rozdílný tlak ze sousedních komor. Výpočet se tak dělí na dvě síly [1]:

$$F_{1L} = p_1 \left( \frac{1}{2} b_L l_L \right) , \quad (1.28)$$

$$F_{2L} = p_2 \left( \frac{1}{2} b_L l_L \right) , \quad (1.29)$$

kde  $b_L$  je šířka lišty.

### Síly působící na lištu zdola

Jediná síla, která působí na spodní stranu lišty, je síla  $F_{3L}$ . Její velikost je odvozena od velikosti tlaku  $p_{3L}$ , který je pod touto lištou. Síla  $F_{3L}$  bude však, během celého svého průběhu, vždy větší než součet sil od tlaku plynů působících shora. Pro její výpočet lze využít vztahu [1]:

$$F_{3L} = p_{3L} (b_L l_L) . \quad (1.30)$$

Na lištu zdola působí také samotná síla pružiny  $F_Z$ . Ta však není generovaná tlakem plynů a nelze ji vypočítat jednoduchým vztahem. Hodnota síly pružiny se stanovuje ze součtu všech sil působících na lištu v normálovém směru a tím získání průběhu výsledné normálové síly [1]:

$$F_N = F_{3L} - (F_{1L} + F_{2L}) + F_{S1n} + F_{S2} + F_{Z2} . \quad (1.31)$$

Z takto získaného průběhu normálové síly působící na radiální těsnicí lištu lze zjistit, že v jejím průběhu jsou místa, kdy normálová síla dosahuje záporných hodnot. To je však v rozporu se základní podmínkou utěsnění motoru, kdy je nutno dodržet podmínku [11]:

$$F_N \geq 0 . \quad (1.32)$$

Aby tato podmínka byla splněna, je třeba doplnit soustavu sil o sílu pružiny  $F_Z$ . Její velikost je nutné volit jako nejmenší možnou, neboť při zvolení příliš velké přitlačné síly rostou třecí síly v mechanismu [11], [12], [13], [14], [15], [16].

## 1.6 PROFUK PLYNŮ TĚSNĚNÍM

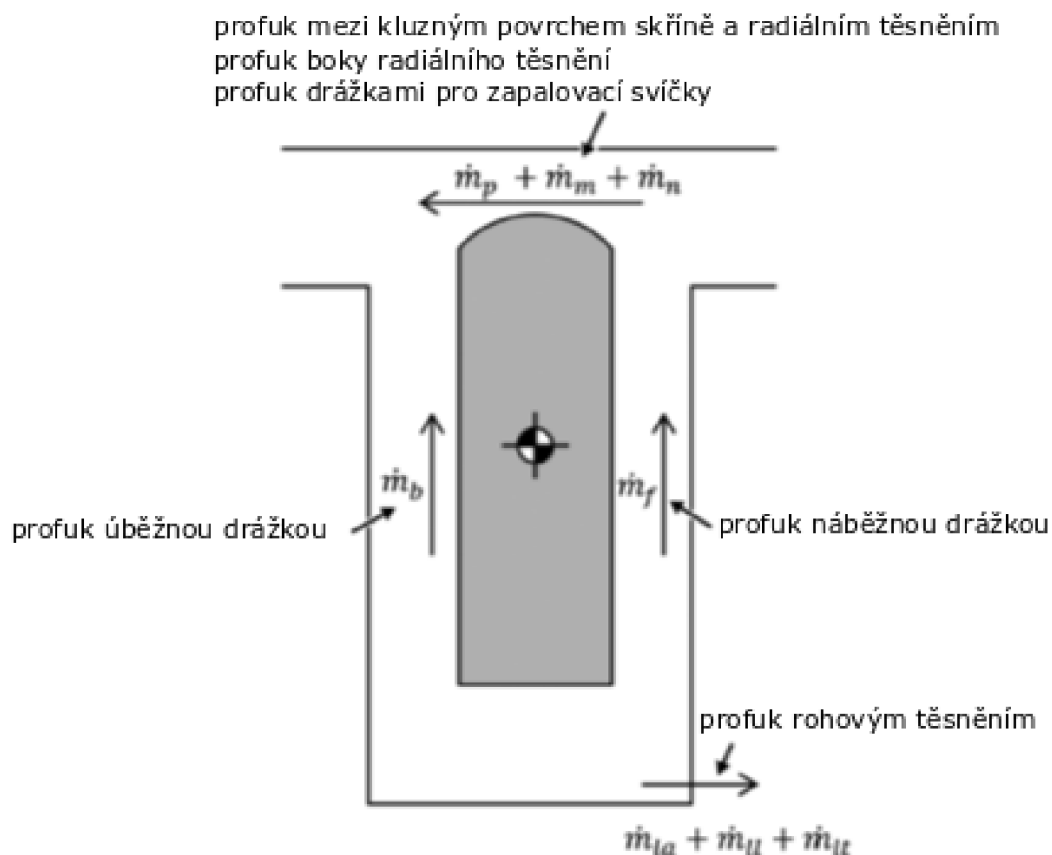
Profuk plynů těsněním je hlavní nevýhodou Wankelova motoru. Za pomoci současných technologií nelze dosáhnout dokonalého utěsnění komor. Dochází k profuku plynů těsněním a tím zvýšení spotřeby paliva a emisí nespálených uhlovodíků. Za pomoci pokročilých simulací lze alespoň předpovídat velikost tohoto profuku a zaměřit se na kritická místa. Samotný profuk lze rozdělit na pět různých mechanismů, kterými k němu může docházet [17].

### 1.6.1 PROFUK PLYNŮ MEZI KLUZNÝM PОВRCEM SKŘÍŇE A RADIÁLNÍM TĚSNĚNÍM

Mechanismus, kdy dochází k profuku plynů mezi kluzným povrchem skříně a zaobleným povrchem radiálního těsnění. Tento mechanismus závisí převážně na přesnosti výroby obou povrchů a síle, jakou působí těsnicí lišta na povrch skříně.

### 1.6.2 PROFUK PLYNŮ BOČNÍMI DRÁŽKAMI

Mezi drážkou v pístu a samotnou těsnicí lištou vznikají malé mezery, které zde musejí být pro pohyb lišty v drážce. Dělí se na náběžnou a úběžnou drážku vzhledem k pohybu pístu. Těmito drážkami můžou proudit plyny do prostoru pod lištou a pokračují dále v závislosti na způsobu a kvalitě dalších utěsnění.



Obrázek 23 Mechanismy profuku plynů [17]

### 1.6.3 PROFUK PLYNŮ ROHOVÝM TĚSNĚNÍM

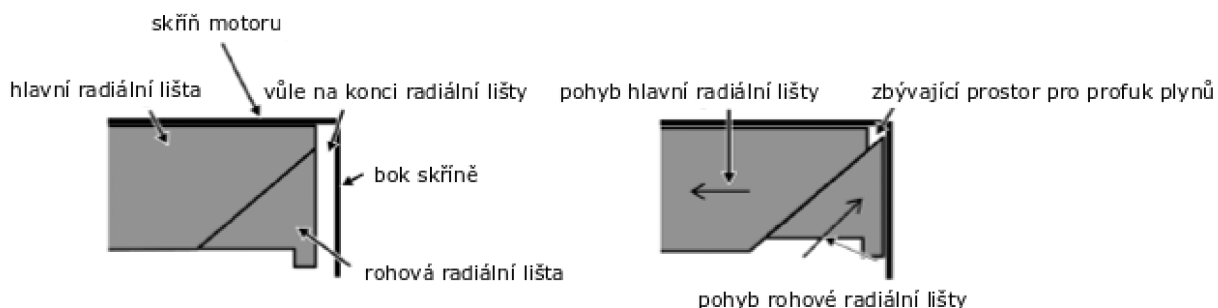
Drážka pod radiální těsnicí lištou je spojena s drážkami pod rohovým těsněním a vytváří tak velkou štěrbinu, kterou mohou proudit plyny z následující spalovací komory do předchozí a opačně a také na boční strany rotoru.



Obrázek 24 Profuk plynů rohovým těsněním [17]

### 1.6.4 PROFUK PLYNŮ BOKY RADIÁLNÍHO TĚSNĚNÍ

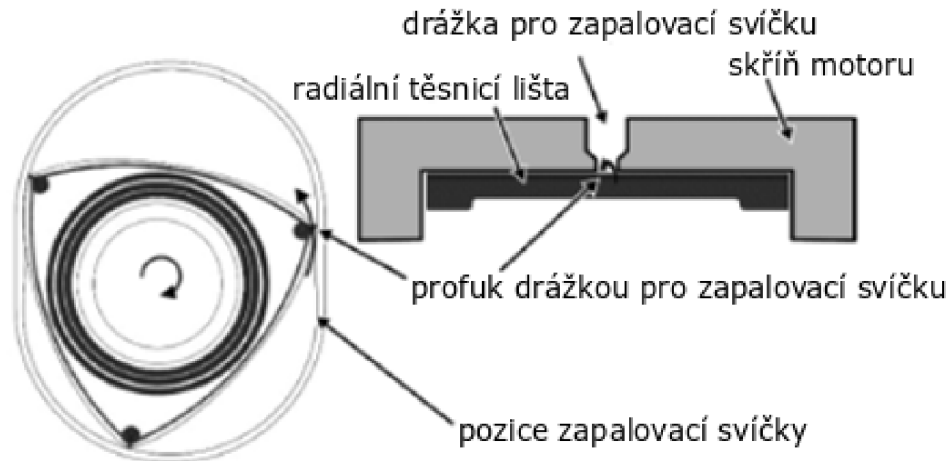
Tento profuk je způsobený štěrbinou vzniklou přesností výroby radiálního těsnění a skříně motoru a teplotní roztažností.



Obrázek 25 Profuk plynů boky radiálního těsnění [17]

### 1.6.5 PROFUK PLYNŮ DRÁŽKAMI PRO ZAPALOVACÍ SVÍČKY

Poslední z možných mechanismů je profuk plynů drážkou pro zapalovací svíčku v kluzné ploše skříňě. Když radiální těsnicí lišta přechází přes drážku pro zapalovací svíčku, mohou plyny pronikat přes zaoblenou plochu těsnicí lišty.



Obrázek 26 Profuk plynů drážkou pro zapalovací svíčku [17]

### 1.6.6 PROFUK PLYNŮ PŘI NÍZKÝCH OTÁČKÁCH

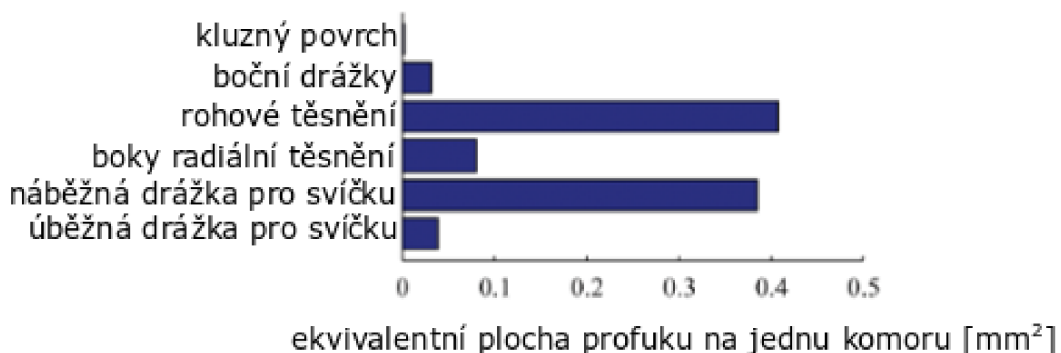
První ze zmíněných mechanismů má celkově malý vliv kvůli přítlačné pružině těsnicí lišty. Ta vytváří potřebnou sílu k utěsnění spalovacích komor a pronik plynů touto cestou je poměrně malý.

Profuk plynů bočními drážkami je v nízkých otáčkách poměrně malý, dochází pouze k pronikání malé části plynů těmito drážkami v okamžiku, kdy těsnicí lišta mění svoji polohu. Tomuto mechanismu se však dá účinně předcházet použitím třídílné těsnicí lišty.

Profuk rohovým těsněním je jeden ze dvou dominantních mechanismů profuku plynů. Profuk plynů vzniklou drážkou je úměrný tlaku pod těsnicí lištou. Velikost profuku roste s druhou mocninou plochy drážky, avšak zmenšování drážky je velice náročným procesem, neboť již nyní dosahuje hodnot 0,01 mm.

Profuk boky radiálního těsnění je třetím nejdominantnějším mechanismem, avšak při použití dělené těsnicí lišty se daří tento profuk eliminovat.

Profuk drážkami pro zapalovací svíčky je druhým nejdominantnějším mechanismem. Zde je snaha zmenšovat velikost této drážky ke snížení profuku.



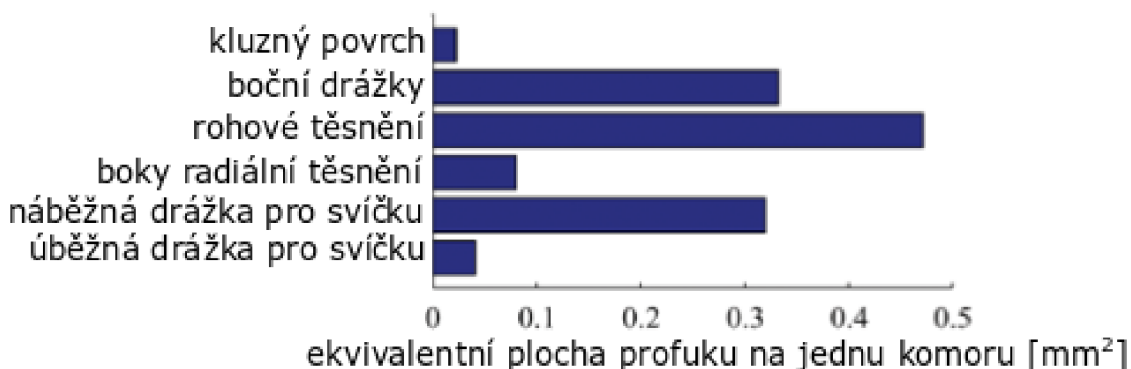
Graf 9 Velikost profuku jednotlivými mechanismy při nízkých otáčkách [17]

### 1.6.7 PROFUK PLYNŮ PŘI VYSOKÝCH OTÁČKÁCH

Profuk plynů mezi kluznými povrchy se mírně zvětšuje důsledkem deformace rotoru, avšak celkový podíl na profuku plynů je stále nízký. Deformaci a nepřesnosti rotoru dokáže kompenzovat již zmíněná přítlačná pružina.

Profuk plynů bočními drážkami narůstá důsledkem časového zpoždění nárůstu tlaku v drážkách a pohybem samotné drážky.

Profuk rohovým těsněním, boky radiálního těsnění a drážkami pro zapalovací svíčky zůstává oproti nízkým otáčkám v podstatě stejný, dochází jen k malým změnám zapříčiněným rozdílem tlaku při nízkých a vysokých otáčkách.



Graf 10 Velikost profuku jednotlivými mechanismy při vysokých otáčkách [17]

### 1.6.8 ZHODNOCENÍ

Díky třídílným těsnicím lištám a vhodně zvoleným přítlačným pružinám lze poměrně dobře snižovat některé mechanismy profuku plynů. Zůstávají však mechanismy, které nelze snižovat pouze úpravou těsnicích elementů, a je třeba větší zásah do konstrukce samotného motoru, hlavně v oblasti drážek pro zapalovací svíčky a způsob utěsnění v oblasti rohového těsnění [17].

## 2 NÁVRH PRUŽINY RADIÁLNÍ TĚSNICÍ LIŠTY

V následujícím textu bude popsán postup výpočtu a volby jednotlivých rozměrů a parametrů přítlačné pružiny radiální těsnicí lišty.

K vytvoření návrhu pružiny je dnes možné využít množství modelovacích a výpočetních programů. Samotný návrh lze rozdělit do tří hlavních procesů, pro které je volen vhodný výpočetní či modelovací program. Pro výpočetní úlohy byl použit program MATLAB, ve kterém byly vytvořeny skripty se soustavami rovnic. Pro modelování byl zvolen program SOLIDWORKS, neboť je užíván ve společnosti, s jejíž spoluprací byla diplomová práce realizována. Následné simulace jsou prováděny v programu ANSYS.

### 2.1 VÝČET ZADANÝCH PARAMETRŮ

Přítlačná pružina radiálního těsnění je navrhována pro již vyrobený rotor s těsnicí lištou. Díky tomu byly získány orientační hodnoty pro geometrii pružiny, neboť pružina může dosahovat maximálně takové velikosti, aby bylo možné ji použít bez úprav již vyrobených dílů.

#### Popis motoru

Motor byl navržen pro pracovní otáčky  $6000 \text{ min}^{-1}$  o výkonu 11 kW. Parametry byly získány z termodynamického modelu v prostředí GT-SUITE.

<u>Veličina</u>	<u>Označení</u>	<u>Hodnota</u>
<i>Výkon motoru</i>	<i>P</i>	11 kW
<i>Otáčky motoru</i>	<i>n</i>	$6000 \text{ min}^{-1}$

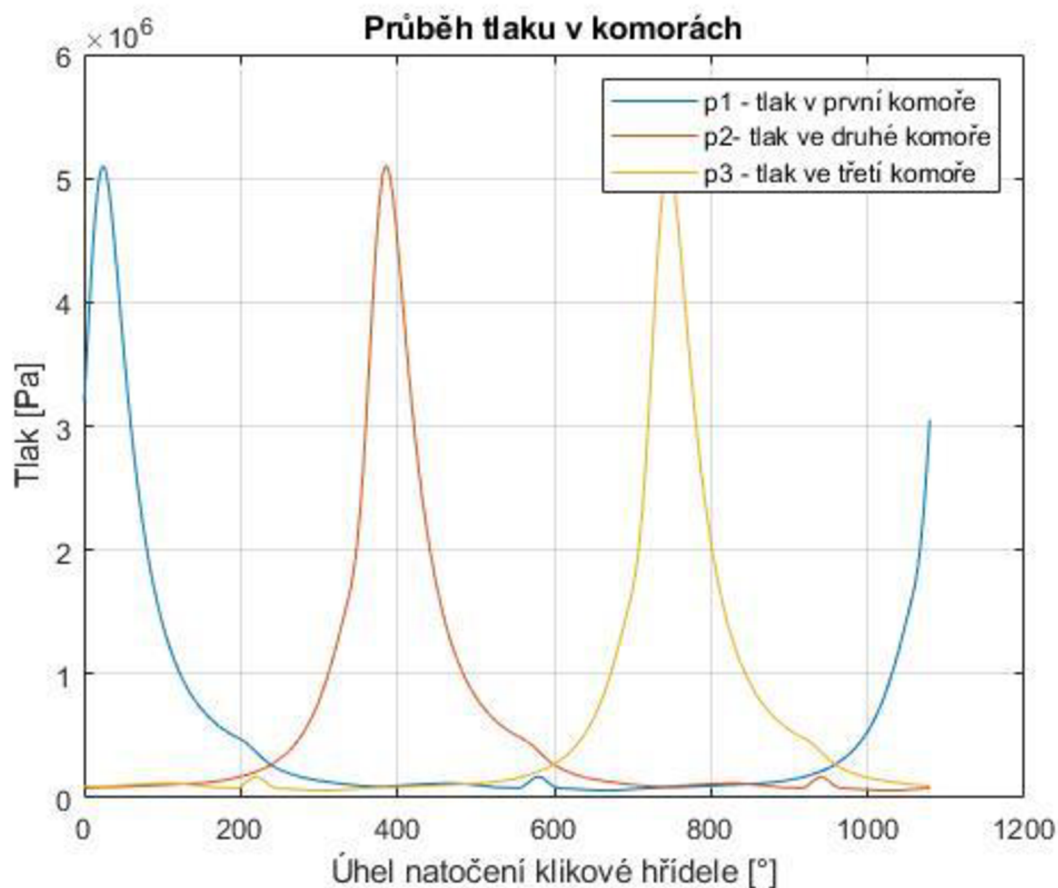
Tabulka 6 Parametry motoru

Z termodynamického modelu byl získán také průběh tlaku v jedné z komor motoru.



Graf 11 Průběh tlaku v komoře motoru získaný z GT-SUITE

Tento průběh je třeba před zahrnutím do výpočtů upravit, neboť simulační program pracuje s virtuálním spalovacím motorem klasické koncepce a tlak v komoře je tedy rozdělen pro  $720^\circ$  natočení klikové hřídele. Hřídel Wankelova motoru však na jednu celou otáčku pístu kolem své osy provede tři otáčky, průběh tlaku plynu v komoře je tedy nutné převést na rozsah  $1080^\circ$ . Provedením této úpravy a zopakováním stejného průběhu tlaku po  $360^\circ$  získáme průběh tlaku ve všech komorách během jednoho cyklu =  $1080^\circ$  natočení klikové hřídele.



Graf 12 Upravený průběh tlaků v komorách motoru

### Parametry rotoru

<u>Veličina</u>	<u>Označení</u>	<u>Hodnota</u>
Poloměr rotoru	R	55,8 mm
Šířka rotoru	b	47,0 mm
Excentricita	e	9,0 mm
Šířka drážky pro radiální těsnicí lištu	$b_D$	2,0 mm

Tabulka 7 Parametry rotoru





Obrázek 27 Render a vyrobený díl rotoru zadaného motoru

**Parametry radiální těsnicí lišty**

<u>Veličina</u>	<u>Označení</u>	<u>Hodnota</u>
<i>Šířka lišty</i>	$b_L$	2,0 mm
<i>Délka lišty</i>	$l_L$	47,0 mm
<i>Výška lišty</i>	$h_L$	7,0 mm
<i>Poloměr zaoblení vrcholu lišty</i>	$r_L$	1,4 mm
<i>Délka mezery pro přitlačnou pružinu</i>	$l_M$	40,0 mm

Tabulka 8 Parametry těsnicí lišty



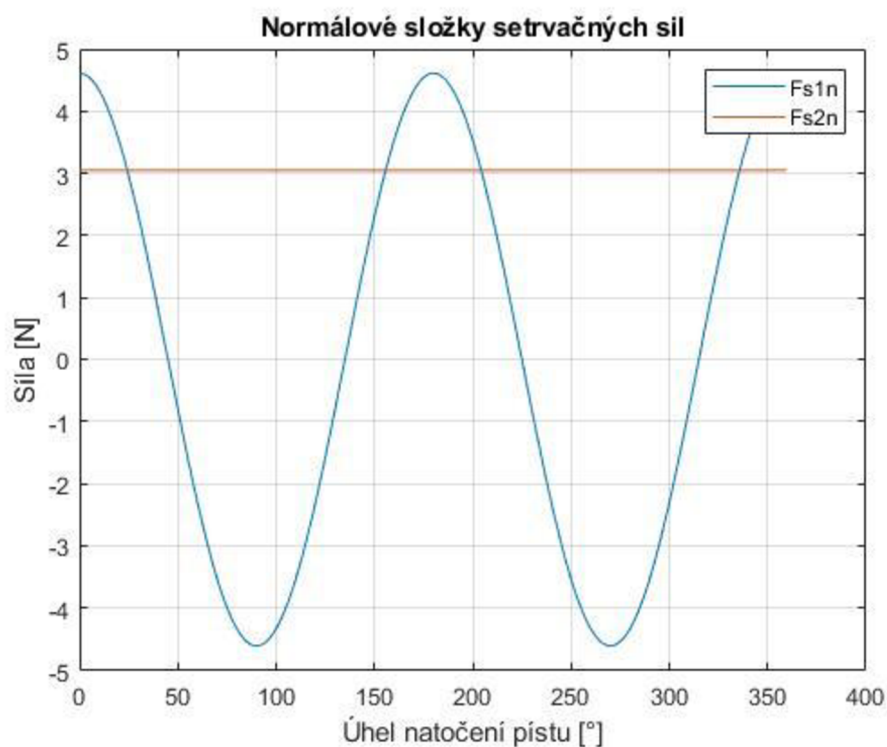
Obrázek 28 Render a vyrobené díly radiální těsnicí lišty

## 2.2 SILOVÉ ZATÍŽENÍ LIŠTY

Jak již bylo popsáno v kapitole 1.5, radiální těsnicí lišta je zatížena soustavou sil, které je možné rozdělit do dvou skupin setrvačné síly a síly od tlaku plynů. Třecí síly nejsou uvažovány pro výpočet, neboť hodnoty tření nejsou přesně popsány z důvodu komplikovanějšího pohybu lišty v drážce. V případě Wankelova rotoru však třecí síly nemají vždy negativní účinek, v některých případech napomáhají utěsnit spalovací komory, neboť pomáhají naklopení lišty a brání odtlačení těsnicí lišty od kluzné plochy skříňe.

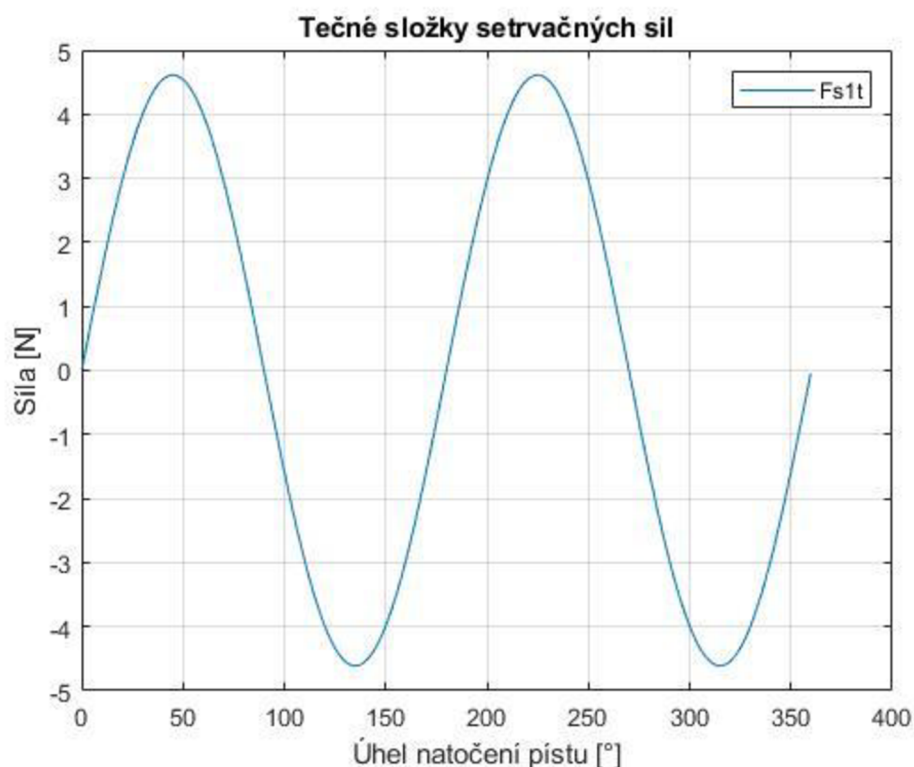
### 2.2.1 SETRVAČNÉ SÍLY

Velikost těchto sil je závislá na hmotnosti jednotlivých komponent a otáčkách motoru, které jsou voleny podle zadaného použití motoru, tedy  $n = 6000 \text{ min}^{-1}$ . Na základě těchto parametrů jsou vypočítány průběhy těchto setrvačných sil.



Graf 13 Průběh setrvačných sil působících na lištu v normálovém směru

Z grafu 13 lze nepřímo pozorovat jednu z výhod Wankelova motoru. Jelikož píst koná rotační pohyb, jeho pohyb je rovnoměrný a setrvačné síly způsobené rotací samotného rotoru jsou tedy konstantní. Jediná síla, která mění svůj směr, je setrvačná síla těsnicí lišty od rotace klikové hřídele. Je to způsobeno relativním naklápěním pístu v obou směrech, po směru i proti směru rotace.



Graf 14 Průběh setrvačných sil působících na lištu v tečném směru

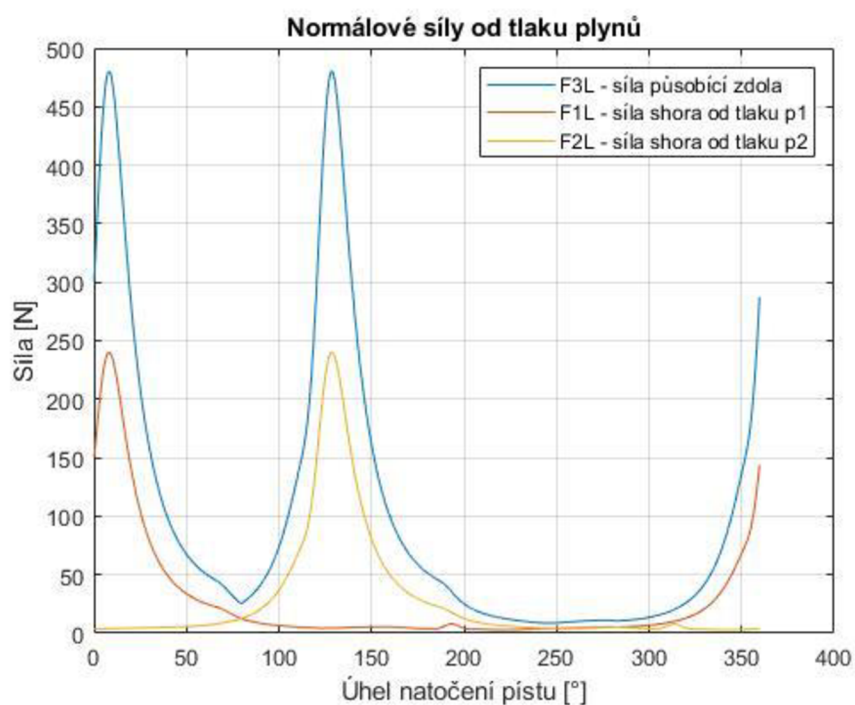
### 2.2.2 SÍLY OD TLAKU PLYNŮ

Jak již bylo v kapitole 1.5.2 zmíněno, jsou síly od tlaku plynů závislé na velikosti tlaku v jednotlivých spalovacích komorách a na schopnosti plynu pronikat do jednotlivých prostor kolem lišty. Pronik plynů se však v tomto případě dá pouze obtížně stanovit pomocí simulačních metod a většinou je určován experimentálně pro daný motor. Je tedy stanoven předpoklad, že na spodní stěnu lišty působí vždy vyšší z tlaků  $p_1, p_2$ , jehož velikost pod lištou je stejná jako ve spalovací komoře. V kombinaci s předpokladem zanedbání tření se řešení zatížení lišty silami od tlaku plynů výrazně zjednodušuje. Velikosti těchto sil jsou závislé pouze na ploše a velikosti tlaku, který na tuto plochu v daný okamžik působí.

Při použití průběhu tlaků v komorách (Graf 12), který je volen jako vstupní parametr, je řešení zaneseno chybou, neboť průběhy tlaků ze simulace přesně nekopírují průběh tlaku v reálném motoru. Pro přesné řešení by bylo třeba užití indikace tlaků na reálném motoru, avšak samotná indikace je u rotačních motorů značně problematická, protože se spalovací komory neustále otáčejí.

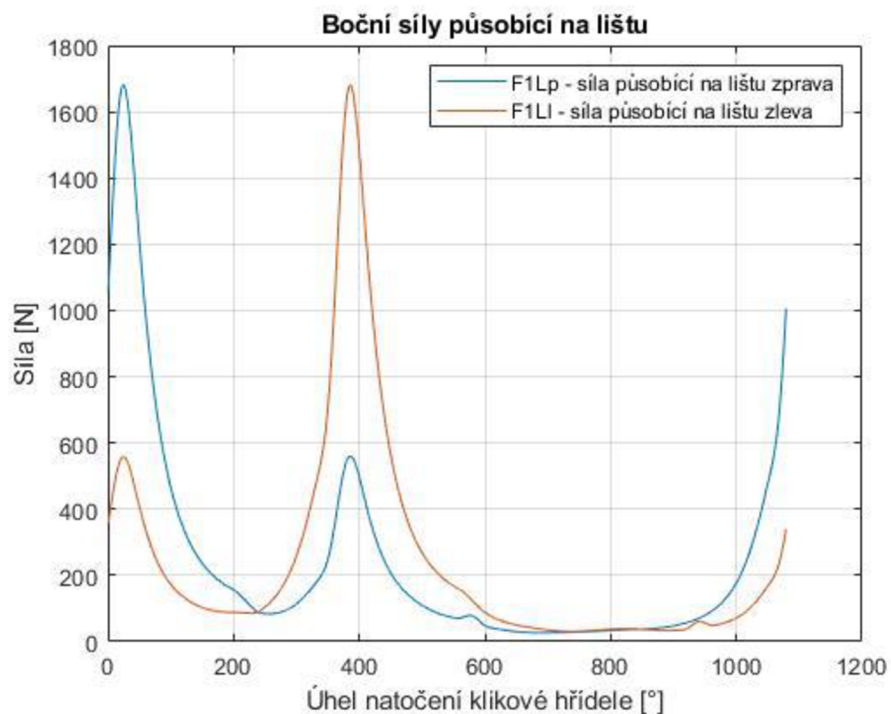
Směr působení jednotlivých sil byl již zobrazen v předcházející kapitole 1.5.2 na obrázku 22. Vzhledem k pohybu pístu lze tyto síly také rozdělit dle působení na normálové a tečné složky.

Normálové síly jsou tvořeny silami od tlaku plynů působící na lištu shora  $F_{1L}, F_{2L}$  a silou působící zdola  $F_{3L}$ . Zde se projevuje předpoklad stejného tlaku v místě působení jako ve spalovací komoře. Síly mají stejný průběh jako tento tlak a nejsou ani nijak za ním opožděny.



Graf 15 Normálové síly od tlaku plynů

Tečné složky pak jsou tvořeny dvojicí sil  $F_{1Ll}$  a  $F_{1Lp}$ , které působí na boky lišty.



Graf 16 Tečné síly od tlaku plynů

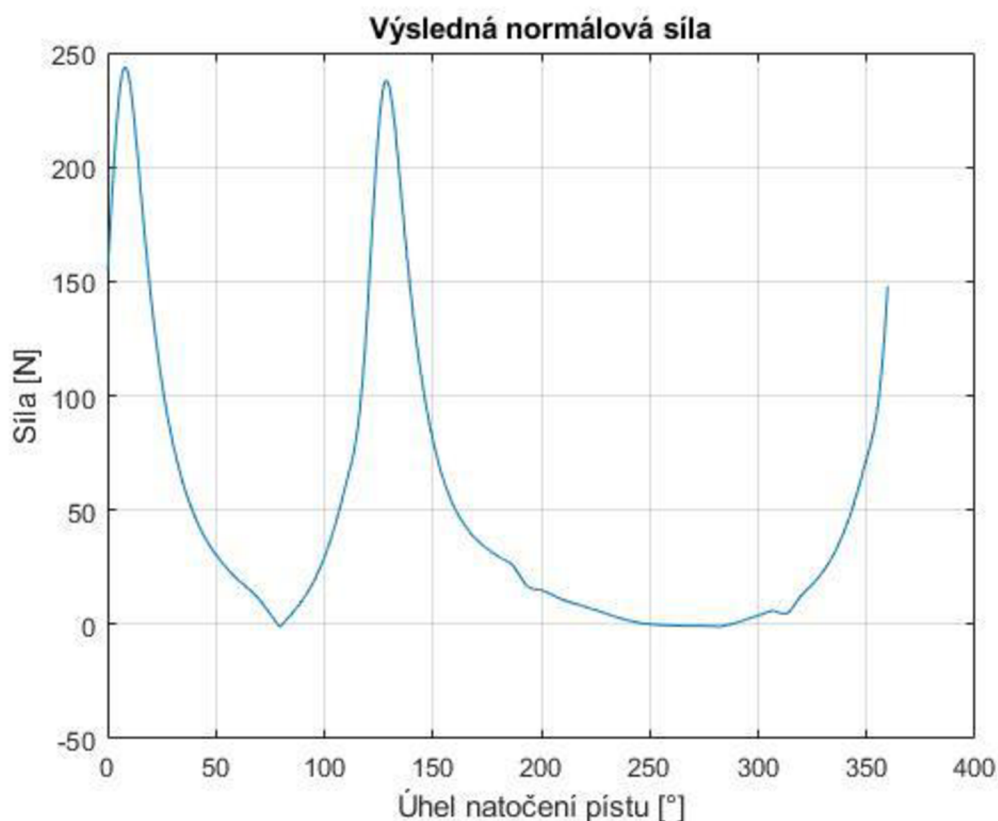
## 2.3 URČENÍ SÍLY PRUŽINY

Jak již bylo v kapitole 1.5.2 zmíněno, je třeba dodržet podmínku

$$F_N \geq 0 \quad (2.1)$$

Provedeme-li vektorový součet všech sil v normálovém směru, získáme průběh normálové síly. Tento průběh lze popsat rovnicí

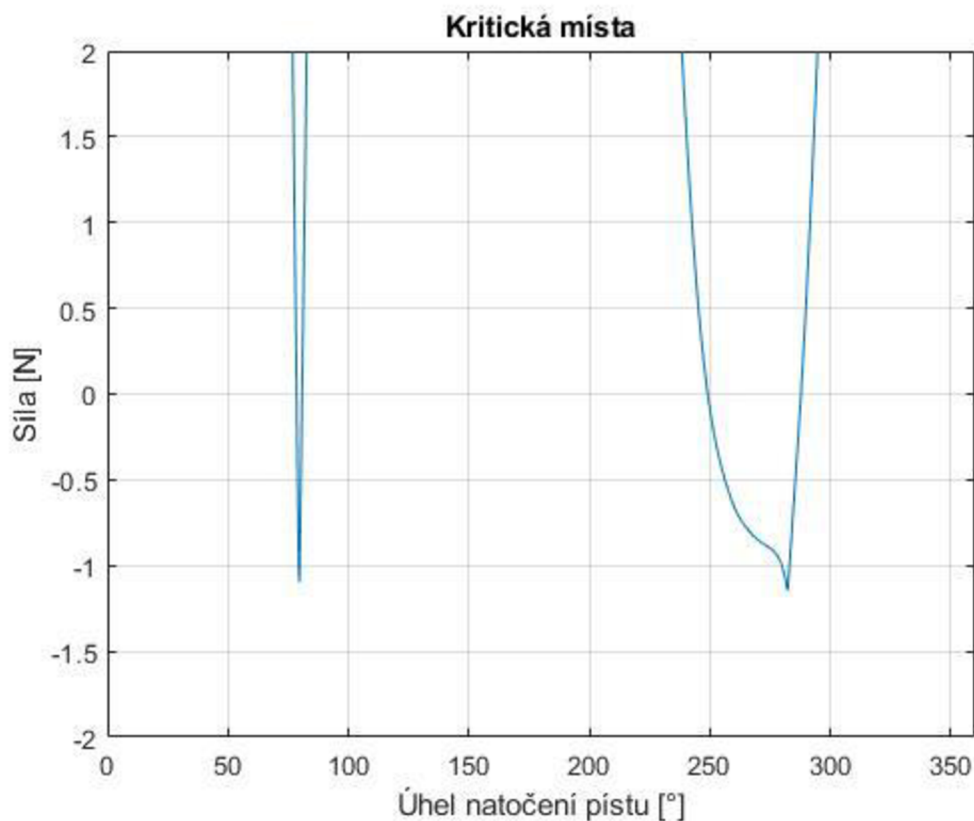
$$\vec{F}_N = \vec{F}_{3L} + (\vec{F}_{1L} + \vec{F}_{2L}) + \vec{F}_{S1n} + \vec{F}_{S2} \quad (2.2)$$



Graf 17 Průběh výsledné normálové síly

Z grafu 17 lze pozorovat, že tvar průběhu normálové síly je shodný s tvarem průběhu tlaku ve spalovacích komorách. Ve velké části je hodnota normálové síly kladná, avšak vznikají zde potenciální dvě kritická místa, která je třeba podrobit další analýze.

Při bližší analýze zanesené v grafu 18 lze určit, že dvakrát za jednu otáčku pístu vzniká místo, kdy síla  $F_N$  porušuje stanovenou podmínku. Tato místa nastávají při  $80^\circ$  a  $280^\circ$  natočení pístu a jde o hodnotu  $-1,15$  N.



Graf 18 Kritická místa

Tato kritická místa má za úkol redukovat právě přítlačná pružina. Do rovnice je však třeba také zahrnout sílu generovanou hmotou samotné pružiny  $F_{Z2}$ , která také napomáhá k utěsnění. Upravenou rovnici pro normálovou sílu lze tedy přepsat do tvaru zmíněného již v předcházející kapitole 1.5.2

$$\vec{F}_N = \vec{F}_{3L} + (\vec{F}_{1L} + \vec{F}_{2L}) + \vec{F}_{S1n} + \vec{F}_{S2} + \vec{F}_{Z2} + \vec{F}_Z. \quad (2.3)$$

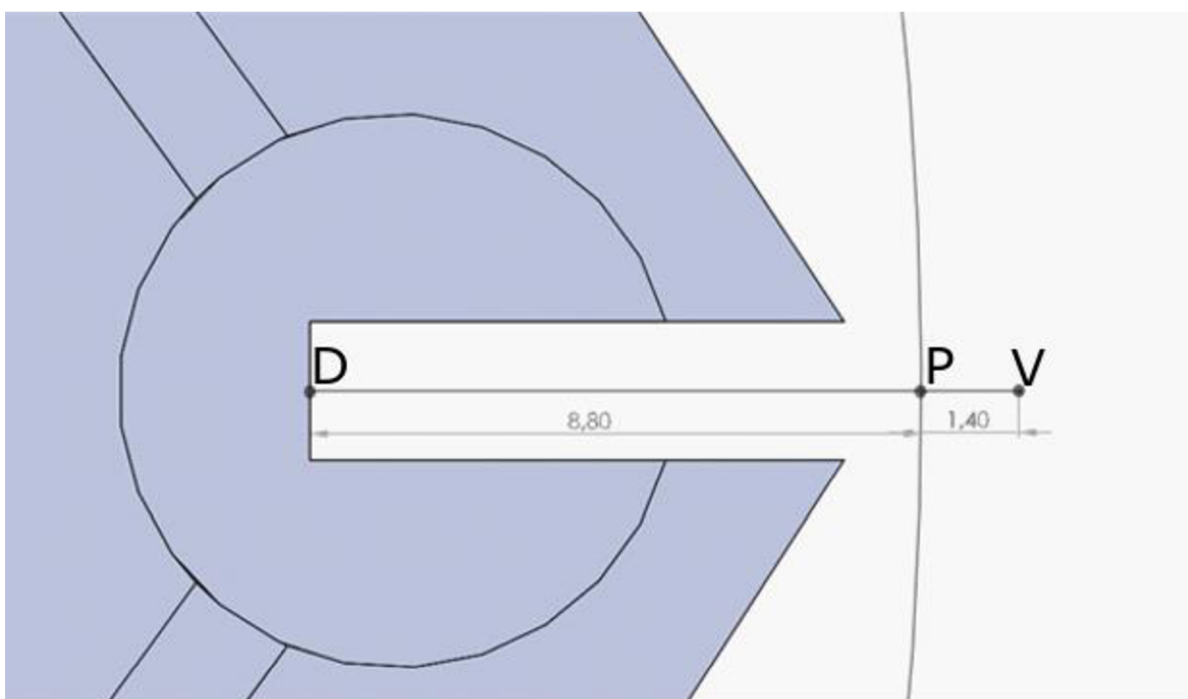
Pro správné utěsnění spalovacích komor je tedy třeba vytvořit pružinu, jejíž součet generované síly při stlačení a setrvačné síly bude činit

$$\vec{F}_{Z2} + \vec{F}_Z = 1,15 \text{ N}. \quad (2.4)$$

## 2.4 NÁVRH GEOMETRIE PRUŽINY

### 2.4.1 OMEZUJÍCÍ PARAMETRY

Tvar přitlačné pružiny radiálního těsnění je ovlivněn několika parametry. První skupinou omezujících parametrů jsou geometrické rozměry. Maximální rozměry pružiny jsou dány modely rotoru a samotné těsnicí lišty. Druhým parametrem je síla, kterou musí tato pružina generovat. Ta ale samotná nestanovuje žádný z rozměrů pružiny, ale je potřeba, aby pružina generovala danou sílu při určitém stlačení. To lze opět získat z modelů. Díky excentricitě, znalosti rozměrů rotoru, rozměrů skříně a velikosti lišty v pozici, kdy je píst kolmý na kluznou stěnu skříně, lze dopočítat zbývající prostor pod lištou a tedy velikost stlačené pružiny.



Obrázek 29 Měření velikosti stlačené pružiny

Na obrázku 29 je znázorněn detail vrcholu pístu a drážky pro těsnicí lištu. Průsečík kružnice opsané pístu a osou drážky je znázorněn bodem P. Bod V je vrchol těsnicí lišty, který se dotýká kluzné plochy skříně. Bod D je bod ležící na průsečíku dna drážky a osy drážky. Vzdálenost bodů PD představuje tedy hloubku drážky měřenou však od fiktivního bodu P ležícího na kružnici opsané pístu a velikost dosahuje  $|PD| = 8,80 \text{ mm}$ . Vzdálenost mezi body PV pak představuje velikost zaoblení radiální těsnicí lišty a velikost je  $|PV| = 1,40 \text{ mm}$ . Součtem těchto vzdáleností je získán rozměr, který musí mít výška sestavy lišty se stlačenou pružinou. Z rovnice tedy získáme potřebný rozměr stlačené pružiny

$$h_{PC} = |VD| - h_L = |PD| + |PV| - h_L = 3,2 \text{ mm} . \quad (2.5)$$



Na základě těchto rozměrů lze vytvořit návrh geometrie pružiny, která musí splňovat tato kritéria:

- Šířka pružiny nesmí překročit šířku drážky pro těsnicí lištu

$$b_p \leq b_D, \text{ tedy } b_p \leq 2 \text{ mm} . \quad (2.6)$$

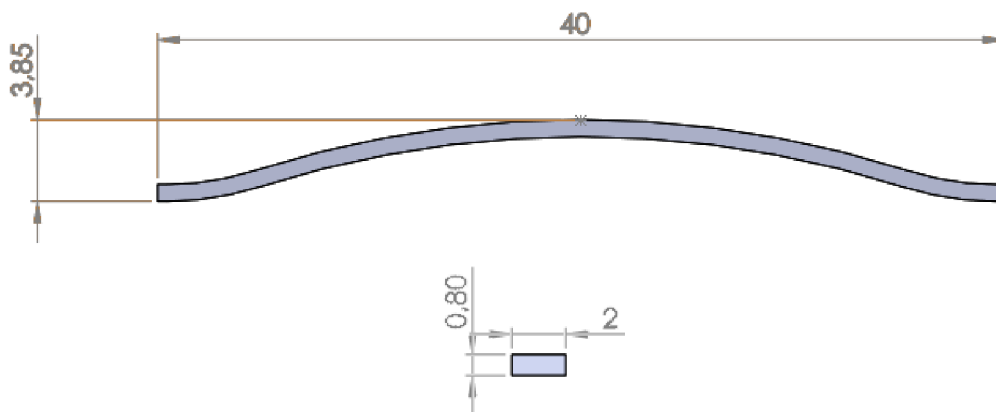
- Délka pružiny nesmí být delší než délka mezery mezi osazeními na těsnicí liště

$$l_p \leq l_M, \text{ tedy } l_p \leq 40 \text{ mm} . \quad (2.7)$$

- Maximální potřebná přitlačná síla pružiny  $F_Z$  musí být generována při stlačení, které odpovídá výšce stlačené pružiny

$$h_{pC} = 3,2 \text{ mm} . \quad (2.8)$$

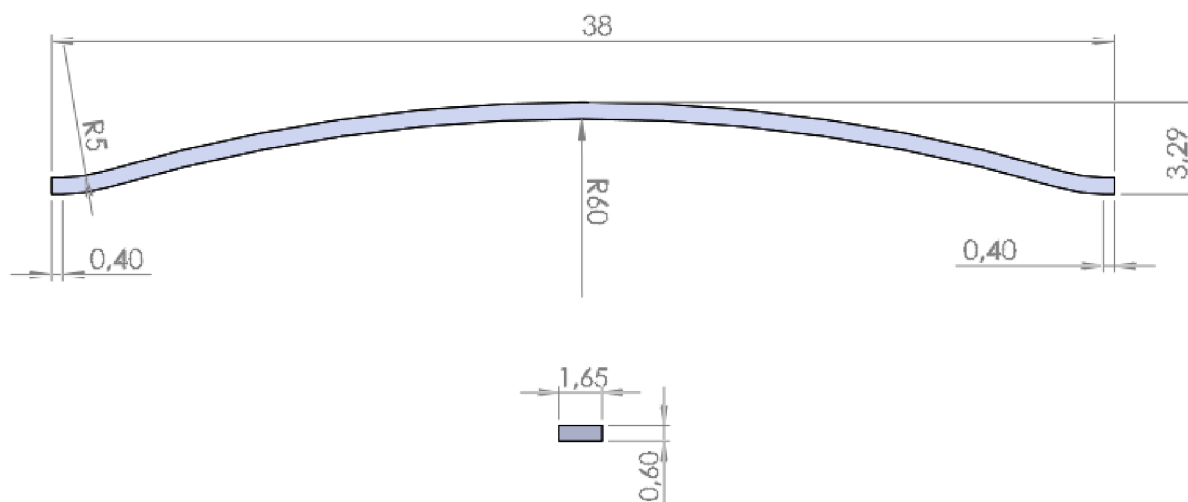
Výška pružiny v nezatíženém stavu  $h_p$  a tloušťka pružiny  $t_p$  jsou voleny tak, aby splňovaly tato kritéria. To je následně kontrolováno na základě strukturální analýzy MKP simulací.



Obrázek 30 Prvotní návrh geometrie pružiny

Rozměry prvotního návrhu pružiny dosahovaly maximálních možných hodnot. Tvar pružiny byl volen tak, aby byl ohyb pružiny co nejvíce pozvolný, tedy radiusy co největší, aby se nevytvářely koncentrátoři napětí. Tato konstrukce však byla značně předimenzovaná a bylo třeba její rozměry optimalizovat. Problémem byla také samotná přitlačná síla pružiny. V této konfiguraci byla pružina příliš tuhá a narůstala celková normálová síla. To by ve výsledku mělo za následek větší opotřebení těsnicí lišty. Snahou bylo dosáhnout takové konfigurace, aby velikost přitlačné síly, kterou generuje pružina při požadovaném stlačení, byla  $F_Z = 1 \text{ N}$ .





Obrázek 31 Optimalizovaný tvar a geometrie přitlačné pružiny

Optimalizací rozměrů došlo ke zmenšení celé pružiny a tím i ke snížení celkového objemu. Při použití hustoty materiálu  $\rho_Z$  popsaného v následující kapitole a objemu pružiny  $V_Z$  dosahuje pružina hmotnosti

$$V_Z \rho_Z = m_Z = 0,3 \text{ g} . \quad (2.9)$$

Dosazením do rovnice 1.25 získáme velikost setrvačné síly generované hmotou této pružiny

$$F_{Z2} = 0,15 \text{ N} . \quad (2.10)$$

Pružina při požadovaném stlačení pak generuje sílu o velikosti

$$F_Z = 1 \text{ N} . \quad (2.11)$$

#### 2.4.2 VÝSLEDNÉ ROZMĚRY PRUŽINY

<u>Veličina</u>	<u>Označení</u>	<u>Hodnota</u>
Šířka pružiny	$b_p$	1,65 mm
Délka pružiny	$l_p$	38,00 mm
Tloušťka pružiny	$t_p$	0,60 mm
Výška pružiny	$h_p$	3,29 mm
Poloměr ohybu	$r_p$	60,00 mm

Tabulka 9 rozměry pružiny

## 2.5 VOLBA MATERIÁLU PRUŽINY A POVRCHOVÝCH ÚPRAV

Nejvhodnější materiály pro výrobu přitlačných pružin Wankelova motoru byly popsány v kapitole 1.3.3.

Při volbě materiálu je třeba brát ohled na postup výroby. Předpokládá se, že pružiny budou vyráběny z plechových tabulí tloušťky shodné s tloušťkou pružiny, z nichž budou vytvořeny polotovary dané šířky a délky před ohybem. Tento polotovar bude následně ohnut na ohýbacím zařízení a pružina bude dále povrchově upravována.

Po ohnutí vzniká v pružině vnitřní pnutí, které je možné odstranit žíháním. Pokud by se vnitřní pnutí neodstranilo, mohlo by mít nežádoucí vliv na funkci a životnost pružiny. Výslednou součást je také na závěr možné brousit, případně i leštit, aby byly odstraněny nepřesnosti a drsnosti způsobené výrobou. Tím se zlepší i kluzné vlastnosti dosedacích ploch samotné pružiny v drážce v těsnicí liště a kontaktu lišty s drážkou v pístu.

Plech z nerezové oceli 17-7PH válcované za studena jsou na trhu rozšířené, a není tedy problém volit tento materiál a typ polotovaru. Materiály jsou již tepelně upravovány a následné úpravy jako například kalení, jsou velmi náročné, a proto se k nim často nepřístupuje. Z těchto plechů jsou následně pomocí laseru vypáleny polotovary. Drobné nepřesnosti jsou odstraněny po ohnutí pružiny pomocí broušení součástí [10].

Levnější variantou je použití klasické pružinové oceli. Postup výroby zůstává stejný, avšak výslednou součástí je třeba zakalit pro zvýšení pevnosti. Následně je třeba provést černění, aby se zabránilo korodování součástí. Je třeba také uvažovat nižší tepelnou odolnost oproti dříve zmíněné nerezové oceli a brát zřetel na reaktivitu materiálu s uhlíkem [7].

### Materiálové vlastnosti

<u>Veličina</u>	<u>Označení</u>	<u>Hodnota</u>
<i>Mez pevnosti materiálu</i>	$R_m$	1000 MPa
<i>Mez kluzu materiálu</i>	$R_e$	280 MPa
<i>Mez únavy v ohybu</i>	$\sigma_{Cohyb}$	200 MPa
<i>Mez únavy v tahu/tlaku</i>	$\sigma_{ctah/tlak}$	180 MPa

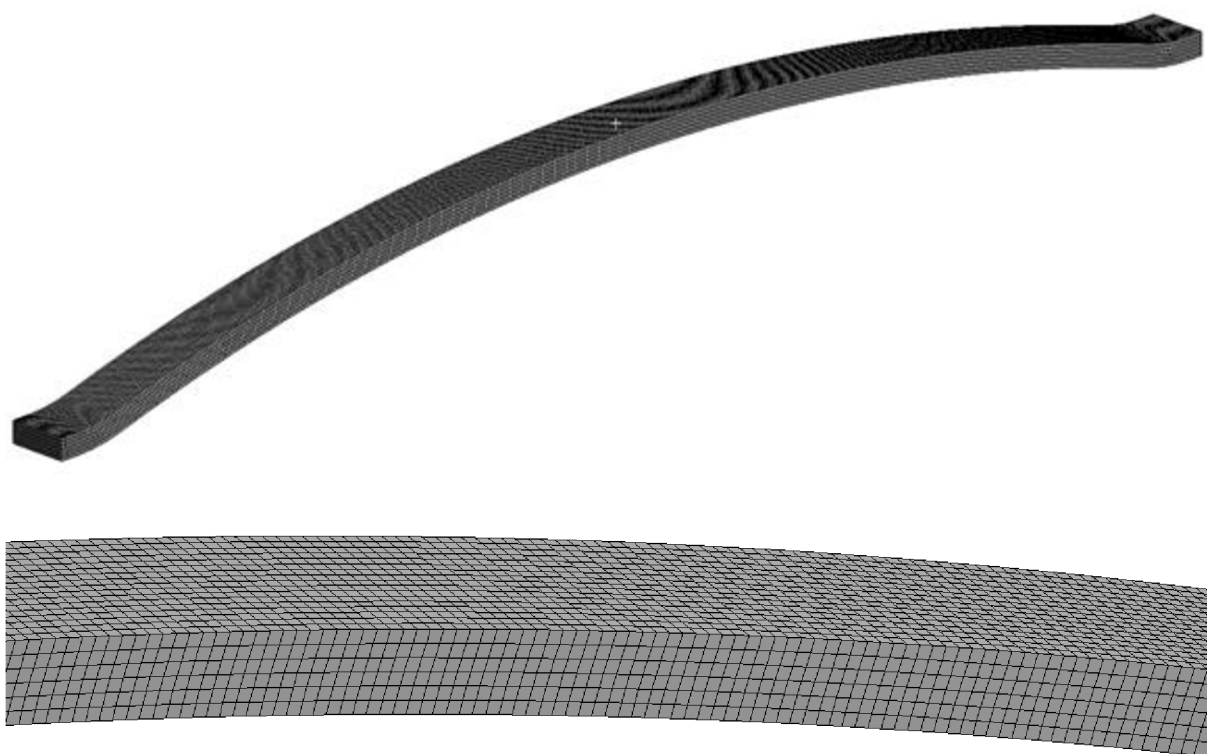
Tabulka 10 Materiálové vlastnosti nerezové oceli 17 – 7PH [10]

## 2.6 STRUKTURÁLNÍ ANALÝZA

Přítlačná pružina radiálního těsnění odolává vysokocyklovému namáhání a tuto součást je nutné kontrolovat k meznímu stavu únavy. V tomto případě je využito k výpočtům MKP modelu. Výsledky jsou kontrolovány pomocí základních analytických výpočtů [18], [19].

### 2.6.1 NASTAVENÍ SÍTĚ A ŘEŠIČE

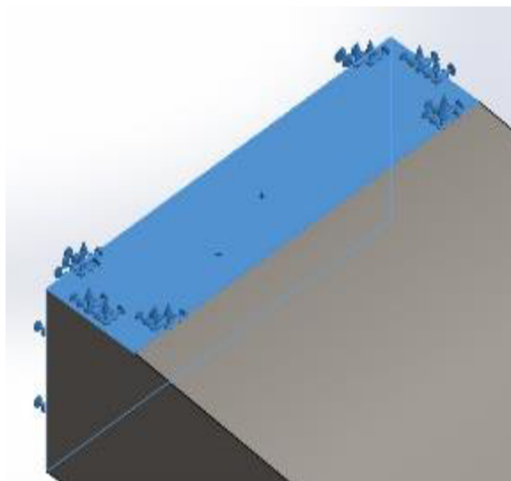
- Materiál: Lineární elastický izotropický – nerezová ocel
- Velikost elementů: 0,1 mm
- Počet elementů: 326617
- Metoda Hex – dominant



Obrázek 32 Síť součásti a detail sítě

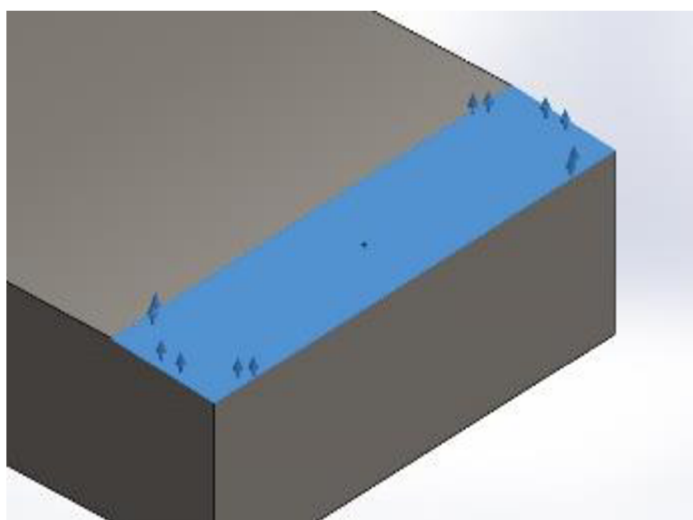
### 2.6.2 UCHYCENÍ A ZATÍŽENÍ

Jedna z bočních stran součásti je uchycena vazbou fixed. Tato vazba simuluje opření této stěny o drážku v těsnicí liště. Stejná vazba je použita na přilehlé dosedací ploše pružiny.



Obrázek 33 Uchycení pružiny na jednom konci

Druhý konec pružiny je třeba omezit tak, aby mohlo docházet k posuvu pouze v podélném směru pružiny. Tuto funkci zajišťuje posuvná vazba (displacement) na druhé dosedací ploše pružiny a simuluje posouvání pružiny po ploše drážky v těsnicí liště.

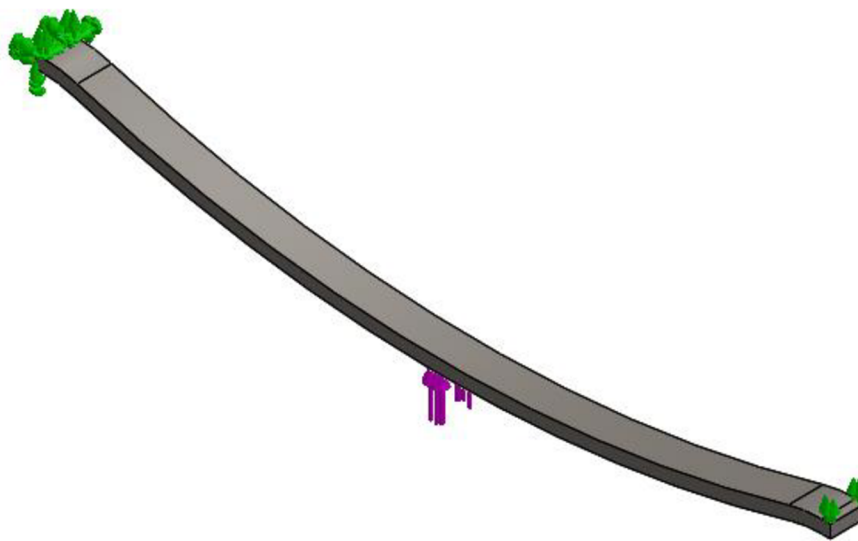


Obrázek 34 Posuvná vazba na dosedací ploše

Další omezení pohybu není třeba uvažovat, neboť zatížení působí v jedné ose a lze tak zjednodušeně uvažovat 2D úlohu [19].

Zatěžující síla  $F_z = 1\text{ N}$  působí na střed pružiny.

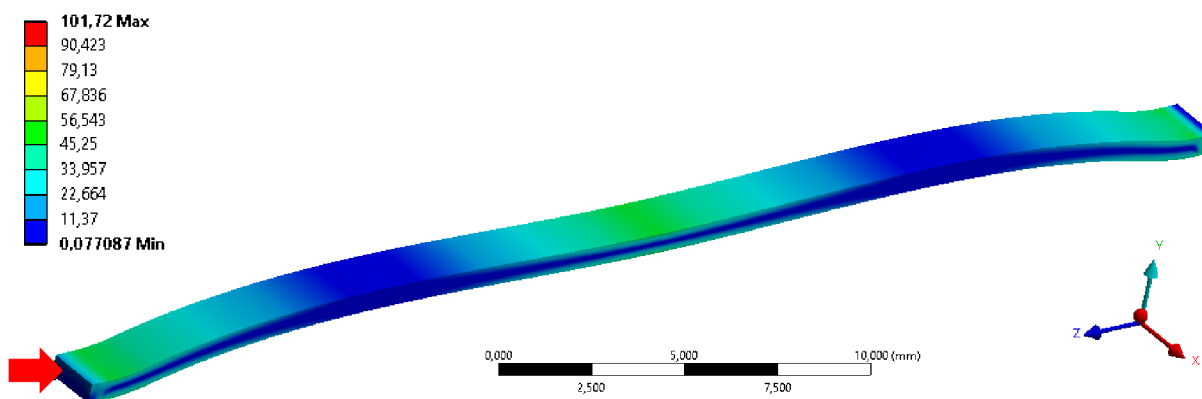
Takto uchycenou a zatíženou pružinu, jak je vidět na obrázku 35, je možné podrobit simulačnímu výpočtu.



Obrázek 35 Uchycení a zatížení pružiny

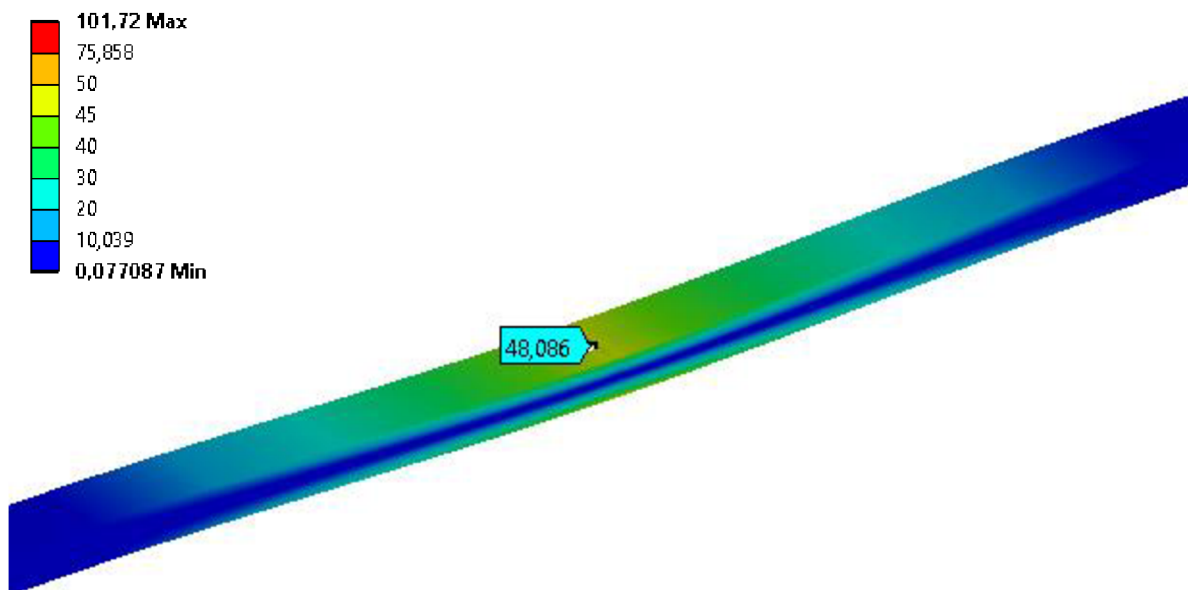
### 2.6.3 VÝSLEDNÉ REDUKOVANÉ NAPĚTÍ

Výsledné redukované napětí je počítáno na základě hypotézy HMM (Von Mises).



Obrázek 36 Výsledné redukované napětí podle metody HMM, červenou šipkou vyznačeno maximální napětí

Absolutního maxima napětí dosahuje simulace ve vazbách (obrázek 36), avšak jelikož se jedná právě o reakci ve vazbě, jsou tyto hodnoty nevěrohodné. Zřetelná je neutrální střednice (osa) pružiny, kde je napětí nulové. Na horní straně součásti pak vzniká tlakové namáhání a na spodní straně naopak tahové. Jedná se tedy o prostý ohyb. Maximální napětí tedy vzniká ve středu pružiny, kde působí i zatěžovací síla.



Obrázek 37 Detail maximálního napětí z programu ANSYS

Maximální napětí dosahuje hodnoty po zaokrouhlení na celá čísla

$$\sigma_{max} = 48 \text{ MPa} .$$

#### 2.6.4 KONTROLA ANALYTICKÝM VÝPOČTEM

Pro kontrolu správnosti výpočtu je použito analytického výpočtu napětí prostého ohybu [19]:

$$\sigma = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F r}{W_o} , \quad (2.12)$$

kde  $M_o [Nmm]$  je ohybový moment,  $W_o [mm^3]$  kvadratický moment průřezu,  $F [N]$  zatěžující síla a  $r [mm]$  rameno síly  $r = \frac{l_p}{2}$ .

Dosazením do této rovnice získáváme hodnotu napětí určenou analytickým výpočtem

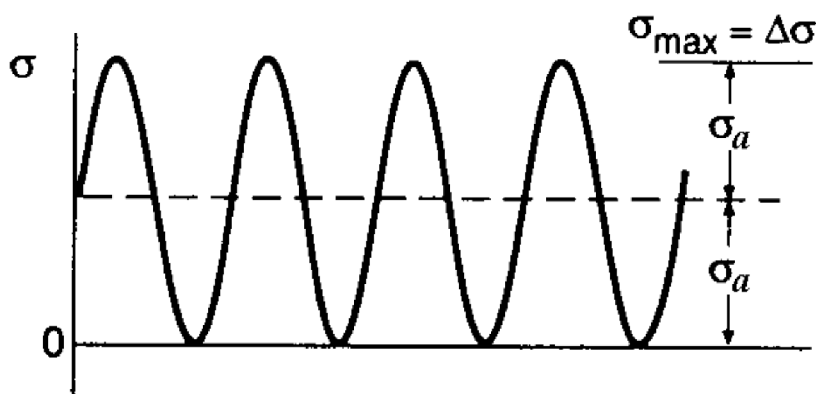
$$\sigma_{AN} = 37,1 \text{ MPa} . \quad (2.13)$$

Porovnáním výsledků napětí zjistíme, že se liší o necelých 11 MPa . Tento rozdíl je způsoben zjednodušujícími prutovými předpoklady analytického řešení. Řádově jsi jsou hodnoty velmi blízké a lze tedy řešení simulace považovat za správné.

## 2.7 VÝPOČET ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI PRUŽINY

Na základě hodnot maximálních napětí a vlastností zvoleného materiálu lze určit únavovou bezpečnost. Tato hodnota je rozhodující pro životnost celého motoru, neboť ztrátou funkce pružiny se stává celý motor nefunkční. Pružina motoru je namáhána vysokocyklovou únavou. Zátěžný cyklus pružiny je míjivý, tedy hodnoty napětí se pohybují v intervalu:

$$0 \leq \sigma \leq \sigma_{max} \quad . \quad (2.14)$$



Obrázek 38 Míjivý zátěžný cyklus [20]

Pro daný zátěžný cyklus tedy vychází amplituda napětí

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max}}{2} = 24 \text{ MPa} \quad . \quad (2.15)$$

Pro samotný výpočet bezpečnosti je využito metody LSA, která využívá výsledků MKP simulace. Vstupní hodnoty výpočtu jsou materiálové vlastnosti uvedené v tabulce 10 a výsledný model MKP simulace.

Metoda využívá rozšířeného vzorce výpočtu únavové životnosti  $k$  podle Goodmanova [20]:

$$\frac{1}{k} = \frac{\beta}{\alpha} \frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{cohyb} \cdot (\eta_\sigma \cdot \nu_\sigma \cdot \dots)} \cdot f_G + \frac{\sigma_{em}}{R_m} \quad , \quad (2.16)$$

kde  $k$  [–] je bezpečnost k meznímu stavu únavy, poměr  $\frac{\beta}{\alpha}$  [–] vyjadřující konstrukční a materiálové vlastnosti,  $\sigma_{cohyb}$  [MPa] mez únavy materiálu v ohybu,  $\sigma_{ea}$  [MPa] ekvivalentní amplitudu napětí, korekční součinitel  $f_G$  [–],  $\sigma_{em}$  [MPa] ekvivalentní maximální napětí a mez pevnosti materiálu  $R_m$  [MPa]. Hodnoty v závorce  $(\eta_\sigma \cdot \nu_\sigma \cdot \dots)$  jsou korekční součinitele povrchových úprav a dalších vlivů, které ovlivňují únavovou životnost.

Rovnici 2.16 lze díky MKP výpočtu lokálního napětí zjednodušit pro metodu LSA na tvar

$$k = \frac{\alpha \sigma_{cohyb} \cdot (\eta_{\sigma} \cdot \nu_{\sigma} \cdot \dots) \cdot f_G}{\beta \sigma_{eMKP}}, \quad (2.17)$$

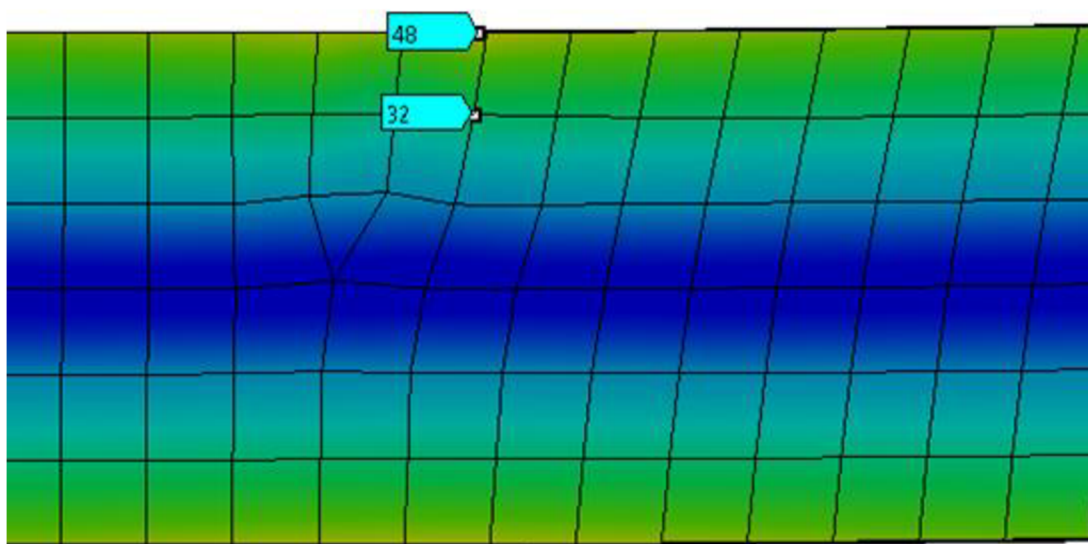
kde  $\sigma_{eMKP}$  [MPa] je hodnota lokálního napětí získaná z MKP výpočtu.

### 2.7.1 POMĚRNÝ GRADIENT

Pro výpočet korekčního součinitele  $f_G$  a poměru  $\frac{\beta}{\alpha}$  je třeba nejprve určit poměrný gradient  $\chi_R$ . Je to hodnota, která vyjadřuje průběh napětí v součásti vztažený na jednotku délky, lze ji určit pomocí vzorce [20]:

$$\chi_R = \frac{1}{\sigma_{eX}} \left( \frac{\sigma_{eX} - \sigma_{eX1}}{|\bar{x}x_1|} \right), \quad (2.18)$$

kde hodnoty  $\sigma_{eX}$  a  $\sigma_{eX1}$  jsou hodnoty napětí ve dvou zvolených bodech a  $|\bar{x}x_1|$  je vzdálenost mezi těmito dvěma body. Tyto hodnoty jsou zjištěny z MKP modelu, jak je ukázáno na následujícím obrázku 39.



Obrázek 39 Určení poměrného gradientu



Zaokrouhlením hodnot napětí

$$\sigma_{eX} = 48 \text{ MPa} \quad (2.19)$$

a

$$\sigma_{eX1} = 32 \text{ MPa} . \quad (2.20)$$

Vzdálenost mezi těmito body je

$$|\overline{x_1}| = 0,1 \text{ mm} . \quad (2.21)$$

Dosazením těchto hodnot do rovnice 2.18 získáváme výslednou hodnotu poměrného gradientu

$$\chi_R = 3,33 \text{ mm}^{-1} . \quad (2.22)$$

### 2.7.2 KOREKČNÍ SOUČINITEL $f_G$

Na základě poměrného gradientu lze určit korekční součinitel  $f_G$  pomocí vzorce [20]:

$$f_G = 1 + \frac{\frac{\sigma_{\text{Cohyb}}}{\sigma_{\text{Ctah/tlak}}} - 1}{\frac{2}{d_{\text{vzorek}}}} \chi_R , \quad (2.23)$$

kde za  $d_{\text{vzorek}}$  je průměr zkušební vzorku.

V případě pružiny je za  $d_{\text{vzorek}}$  volena tloušťka pružiny  $t_p$  jako menší z rozměrů průřezu pružiny.

$$d_{\text{vzorek}} = t_p = 0,6 \text{ mm} . \quad (2.24)$$

Pro kontrolu je možné porovnat velikost poměrného gradientu zkušební vzorku

$$\chi_{R\text{vzorek}} = \frac{2}{d_{\text{vzorek}}} = 3,33 \text{ mm}^{-1} . \quad (2.25)$$

Porovnáním výsledků rovnic 2.22 a 2.25 zjistíme, že se hodnoty rovnají  $\chi_{R\text{vzorek}} = \chi_R$ , a tedy je průměr zkušební vzorku volen správně.

Dosazením do rovnice 2.23 hodnoty poměrného gradientu  $\chi_R$  z rovnice 2.22, průměr zkušební vzorku  $d_{\text{vzorek}}$  z rovnice 2.24 a materiálové vlastnosti uvedené v tabulce 10 získáme výslednou hodnotu korekčního součinitele

$$f_G = 1 + \frac{\frac{200}{180} - 1}{\frac{2}{0,6}} 3,33 = 1,11 . \quad (2.26)$$

### 2.7.3 KONSTRUKČNĚ-MATERIÁLOVÝ POMĚR $\beta/\alpha$

Tento poměr lze určit pomocí vzorce [20]:

$$\frac{\beta}{\alpha} = 1 + \sqrt{\chi_R} \cdot 10^{-\left(0,35 + \frac{R_e}{810}\right)}. \quad (2.27)$$

Následným dosazením do rovnice je získána hodnota poměru

$$\frac{\beta}{\alpha} = 1 + \sqrt{3,33} \cdot 10^{-\left(0,35 + \frac{280}{810}\right)} = 1,368. \quad (2.28)$$

### 2.7.4 KOREKČNÍ SOUČINITELE

Korekční součinitele zahrnují další vlivy a upravují hodnotu bezpečnosti počítané k mezi únavy.

#### Vliv velikosti $\eta_\sigma$

Velikost tohoto součinitele lze určit z následujících rovnic [20]:

$$\eta_\sigma = 1 \text{ pro } d < 8 \text{ mm} , \quad (2.29)$$

$$\eta_\sigma = 1,189 d^{-0,097} \text{ pro } 8 \text{ mm} \leq d \leq 250 \text{ mm} . \quad (2.30)$$

Pružina splňuje podmínku v rovnici 2.29 a součinitel vlivu velikosti je tedy roven

$$\eta_\sigma = 1. \quad (2.31)$$

#### Vliv zatížení $\delta_\sigma$

Velikost tohoto součinitele je určena z následujících podmínek [20]:

$$\delta_\sigma = 1 \text{ pro ohyb} , \quad (2.32)$$

$$\delta_\sigma = 0,71 \text{ pro tah/tlak} , \quad (2.33)$$

$$\delta_\sigma = 0,6 \text{ pro krut} . \quad (2.34)$$

V případě zatížení pružiny se jedná o jednoduchý ohyb, splňuje podmínku 2.32

$$\delta_\sigma = 1. \quad (2.35)$$

#### Vliv teploty $\tau_\sigma$

$$\tau_\sigma = 1 \text{ pro } t < 450 \text{ }^\circ\text{C} , \quad (2.36)$$

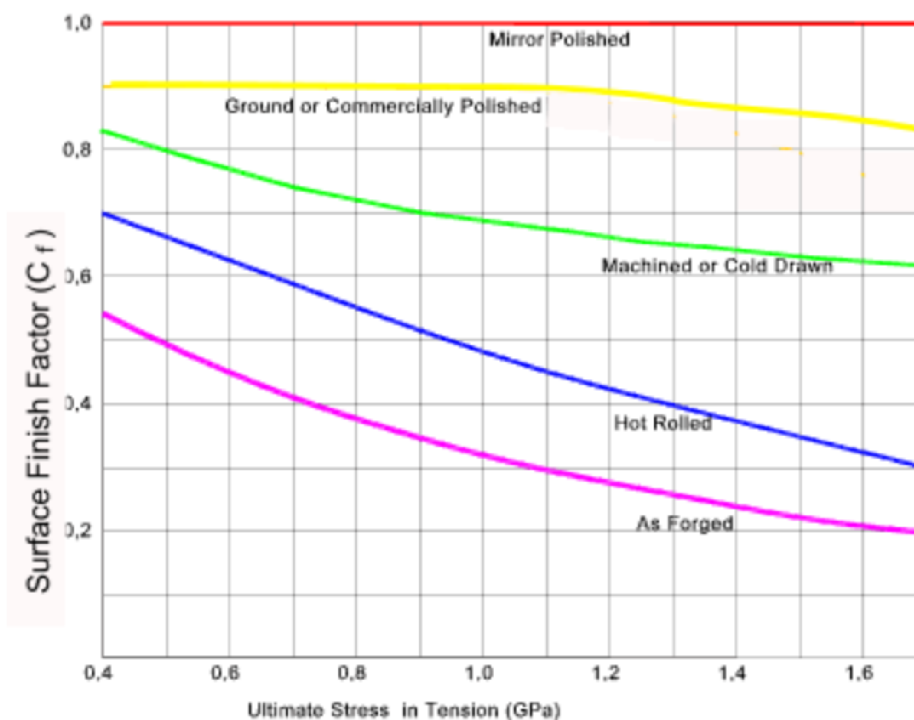
$$\tau_\sigma = 1 - 5,8^{-3}(t - 450) \text{ pro } 450 < t < 550 . \quad (2.37)$$

Pružina přichází do kontaktu s plyny ve spalovacím prostoru, jejich teplota v oblasti pružiny dosahuje přibližně 490 °C. Dosazením této teploty do rovnice 2.37 získáme velikost korekčního součinitele vlivu teploty [20]

$$\tau_{\sigma} = 0,8 \quad (2.38)$$

#### Vliv povrchových úprav $\mu_{\sigma}$

Vliv povrchových úprav se určuje pomocí grafů, případně vzorců pro výpočet.



Obrázek 40 Grafické znázornění vlivu povrchových úprav [20]

Metoda výpočtu je přesnější a je vyjádřena pomocí vzorce [20]

$$\mu_{\sigma} = a_{\mu} \cdot R_m^{b_{\mu}} \quad (2.39)$$

kde  $R_m$  [MPa] je mez pevnosti materiálu a konstanty  $a_{\mu}$  a  $b_{\mu}$  jsou voleny z následující tabulky.

Povrchová úprava	$a_{\mu}$ [MPa]	$b_{\mu}$ [-]
Broušení	1,58	-0,085
Válcování za studena	4,51	-0,276
Válcování za tepla	57,7	-0,718
Kované	272	-0,995

Tabulka 11 Hodnoty konstant  $a_{\mu}$  a  $b_{\mu}$  [20]

Pružiny budou vyráběny z plechů válcovaných za studena. Hodnoty jsou tedy voleny z řádku válcování za studena v tabulce 11. Dosazením získáme hodnotu součinitele

$$\mu_{\sigma} = 4,51 \cdot 1000^{-0,276} = 0,67 \quad (2.40)$$

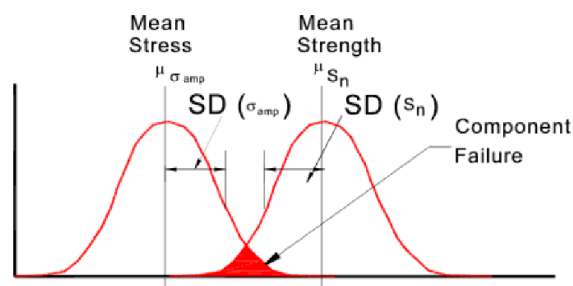
Vliv pravděpodobnosti přežití  $\nu_{\sigma}$

Vliv pravděpodobnosti přežití se určuje z tabulek. Má význam pravděpodobnosti, s jakou daná součást dosáhne požadované životnosti [20].

Jelikož nefunkčnost přitlačné pružiny zapříčiní nefunkčnost celého motoru, je třeba volit vysokou pravděpodobnost přežití. Pokud pružina má dosáhnout pravděpodobnosti přežití alespoň 0,9999, je koeficient tohoto vlivu z tabulky roven

$$\nu_{\sigma} = 0,702 \quad (2.41)$$

Pravděpodobnost [%]	$\nu$
0,5	1
0,9	0,897
0,95	0,868
0,99	0,814
0,999	0,753
0,9999	0,702
0,99999	0,659
0,999999	0,620



Obrázek 41 Určení vlivu pravděpodobnosti přežití [20]

### 2.7.5 BEZPEČNOST K MEZNÍMU STAVU ÚNAVY

Dosazením dříve vypočtených hodnot a korekčních součinitelů do rovnice 2.17 získáváme hodnotu bezpečnosti

$$k = \frac{\alpha \sigma_{cohyb} \cdot (\eta_{\sigma} \cdot \nu_{\sigma} \cdot \dots) \cdot f_G}{\beta \sigma_{eMKP}} = \frac{1}{1,368} \frac{200 \cdot (1 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 0,67 \cdot 0,702) \cdot 1,11}{48} \quad (2.42)$$

$$= 2,13 \quad .$$

Bezpečnost pružiny k meznímu stavu únavy je tedy rovna  $k = 2,13$ . Hodnotu bezpečnosti lze v případě nutnosti dále zvyšovat povrchovými úpravami pružiny.

## 2.8 MODÁLNÍ ANALÝZA SESTAVY LIŠTA – PRUŽINA

Modální analýza sestavy pružiny s těsnicí lištou je nezbytná kontrola, která může odhalit případné rezonance během pracovních otáček motoru. Právě rezonance těsnicích elementů byla a je jeden z největších problémů rotačních motorů, hlavně velkých pohonných jednotek [2], [3].

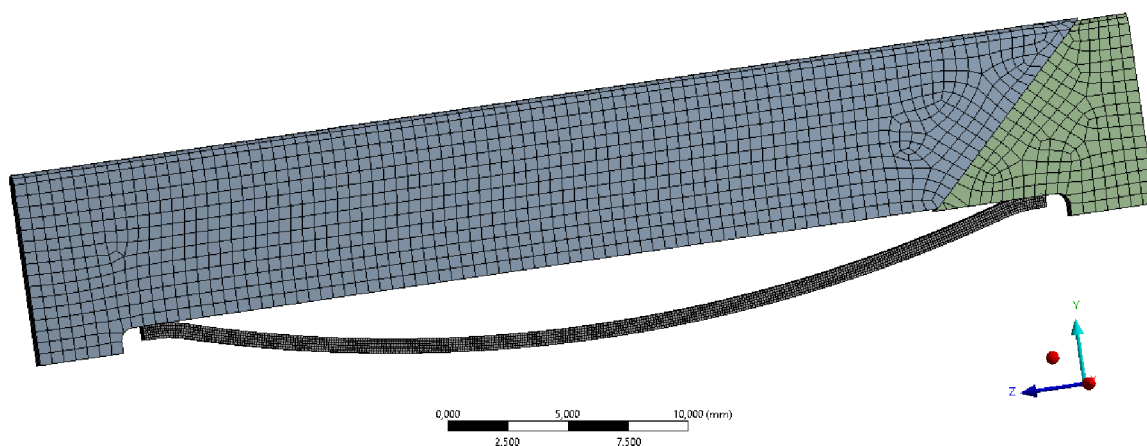
Kritické frekvence se tedy pro zadaný motor budou objevovat v okolí pracovních otáček  $n = 6000 \text{ min}^{-1}$ , přepočteno na frekvenci

$$f_{krit} = 100 \text{ Hz} . \quad (2.43)$$

Avšak je třeba také zkontrolovat, zda nedojde k rezonanci i při náběhu na tyto otáčky.

### 2.8.1 NASTAVENÍ SÍTĚ A ŘEŠIČE

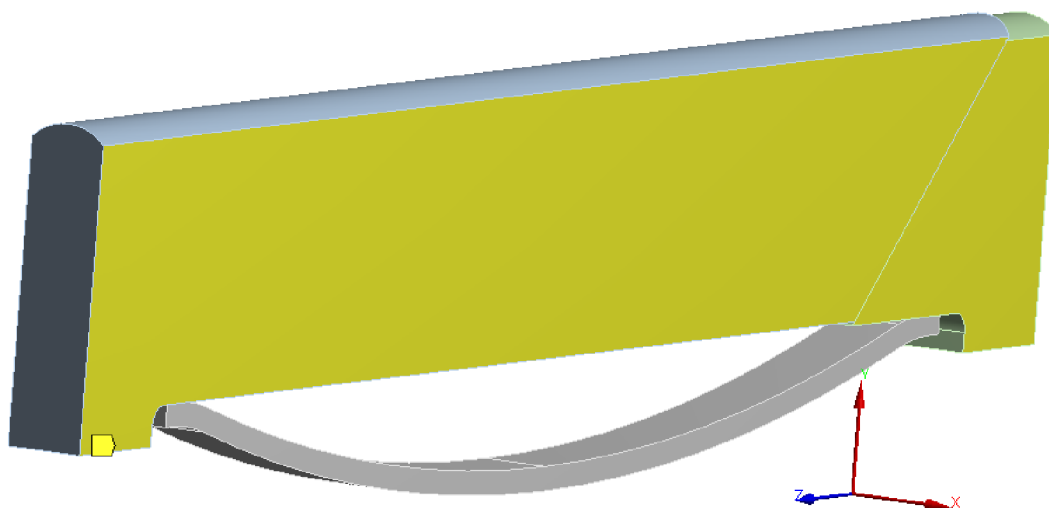
- materiál: Lineární elastický izotropický – nerezová ocel
- velikost elementů: 0,1 mm pro pružinu, 0,5 mm pro sestavu těsnicí lišty
- metoda Hex – dominant
- kontakty těles uvažovány bez tření (frictionless)
- vedení těsnicí lišty v drážce je nahrazeno posuvnými vazbami (displacement)
- pružina uchycena v drážce ve vrcholu zaoblení pevnou vazbou (fixed)
- omezení výpočtu na prvních 12 vlastních frekvencí



Obrázek 42 Sestava těsnicí lišty s pružinou se sítí

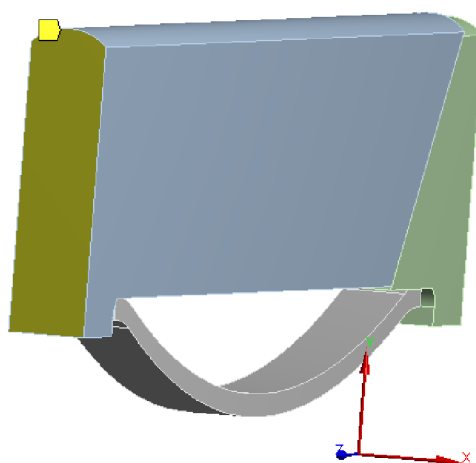
Na obrázku 42 je zobrazena síť jednotlivých těles sestavy radiálního těsnění. Velikost prvku pružiny je volena velmi jemně (0,1 mm), aby se na její tloušťce nacházelo dostatek elementů pro přesnější výsledky. Díly těsnicí lišty mají prvky velikosti (0,5 mm). Patrná je deformace pravidelnosti sítě v místě kontaktu dílů lišty. To je způsobeno úpravou sítě v kontaktu těchto těles.

Boční stěny obou dílů lišty jsou uchyceny posuvnými vazbami, které zamezují posuvu lišty v ose  $x$ . Mírné naklánění lišty a pohyb v drážce v jiné ose není v této simulaci zahrnuto.



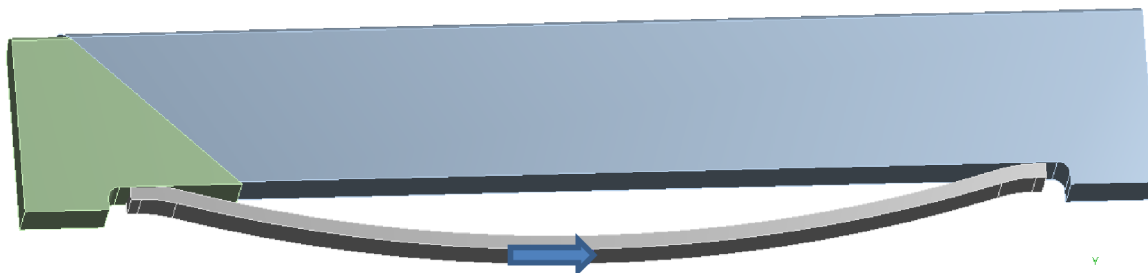
Obrázek 43 Vazba bočních stěn v ose  $x$

Po zajištění pohybu lišty pouze v jednom směru (osa  $y$ ) je nutné přidat vazby, které zamezují v posunutí v ose  $z$ . Ty jsou umístěny po obou stranách lišty a simulují vedení lišty po bočních stěnách skříně.



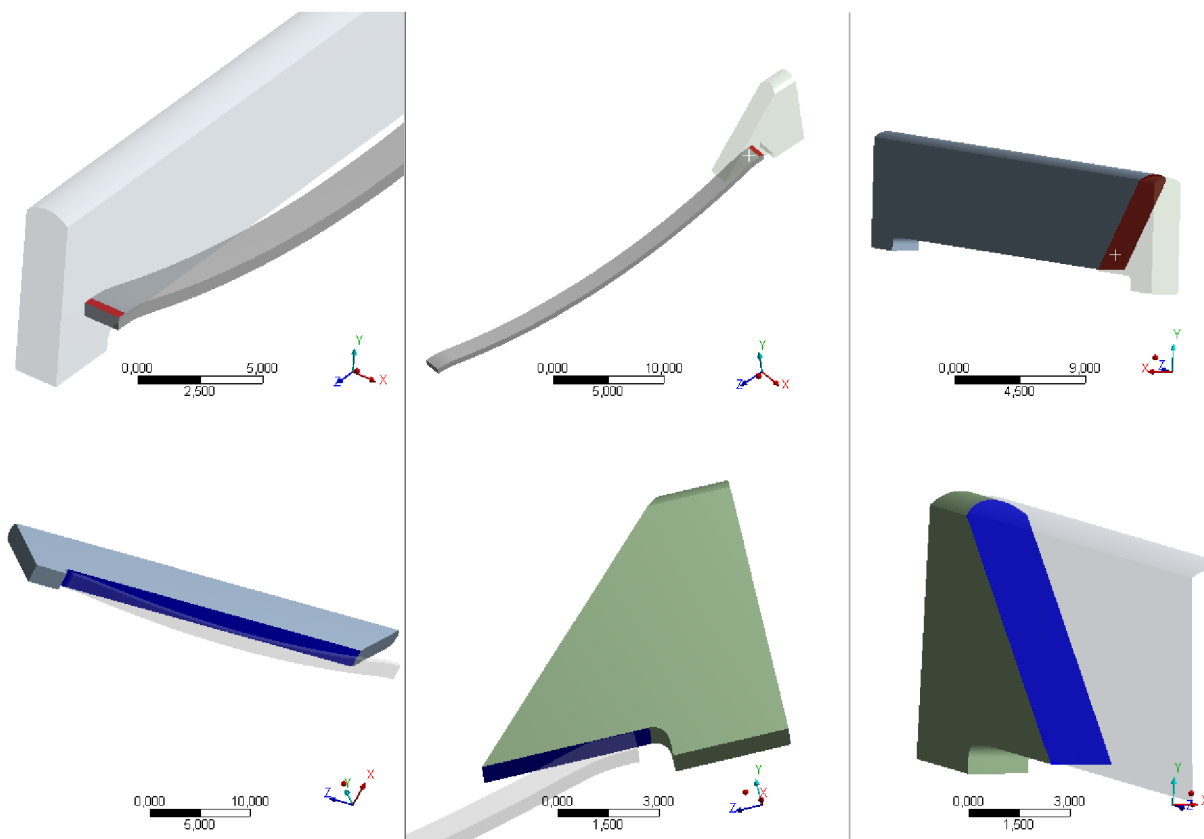
Obrázek 44 Posuvné vazby na stranách lišty

Dále je nutné uchytit pružinu v drážce pro radiální těsnění. Pružina v drážce v každém okamžiku dosedá svým vrcholem na dno drážky. Tento kontakt lze nahradit pevnou vazbou (fixed). Tato vazba je zobrazena na obrázku 45 modrou šipkou.



Obrázek 45 Uchycení pružiny v drážce

Poslední z potřebných vazeb jsou kontaktní vazby mezi samotnými díly těsnicí lišty a sestavou těsnicí lišty a pružinou. Všechny tyto kontakty jsou zastoupeny vazbou bez tření (frictionless), neboť neznáme přesně hodnoty tření těchto vazeb.



Obrázek 46 Kontaktní dvojice

Na obrázku 46 jsou zobrazeny kontaktní dvojice vazeb. Červenou vazbou jsou zobrazeny takzvané „kontakt body“ a modrou barvou „target body“. U první dvojice se jedná o kontakt, kdy při stlačování pružiny se kontaktní ploška pružiny posouvá po ploše na těsnicí liště. Druhá dvojice je obdobný případ, kdy ploška pružiny dosedá na rohovou část radiální těsnicí lišty. Třetí kontaktní dvojice zobrazuje pohyb dvou částí těsnicí lišty po sobě. Tento pohyb právě napomáhá lepšímu utěsnění komor.

Posledním krokem zůstává nastavení řešiče pro výpočet prvních 12 vlastních frekvencí v intervalu 0 – 20 000 Hz. Takto připravený model je možné podrobit modální analýze.

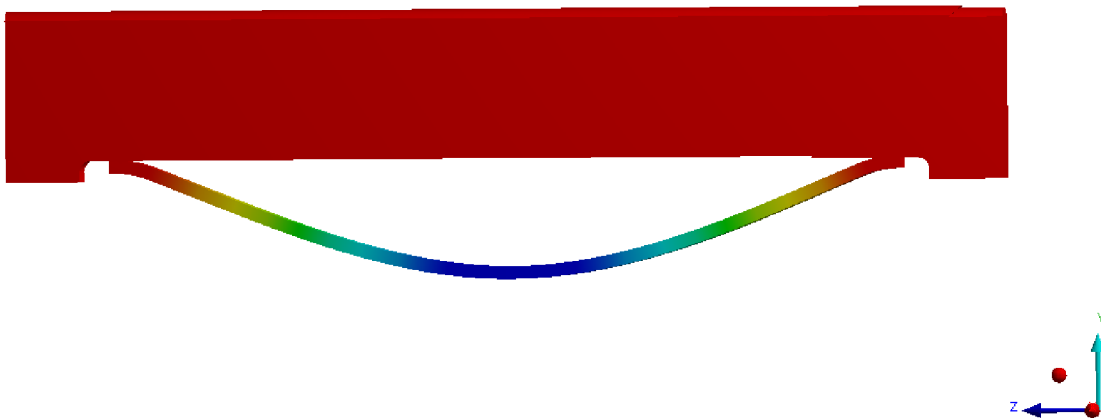
### 2.8.2 VÝSLEDNÉ VLASTNÍ FREKVENCE

Na základě simulace modální analýzy byla získána tabulka vlastních frekvencí.

Vlastní tvar (mód) [-]	Frekvence [Hz]
1.	273
2.	2903
3.	3600
4.	5517
5.	6428
6.	8286
7.	18288
8.	18547
9.	21506
10.	22977
11.	23947
12.	29738

Tabulka 12 Výsledné vlastní frekvence sestavy

Z hodnot uvedených v tabulce 12 vyplývá, že žádná z frekvencí se výrazně nepřibližuje kritické frekvenci  $f_{krit} = 100 \text{ Hz}$ . Nejnebezpečnější místo tvoří první vlastní tvar  $f_1 = 273 \text{ Hz}$ .



Obrázek 47 První vlastní tvar kmitání

Na obrázku 47 je zobrazen kritický první tvar kmitání. Jedná se o kmitání ve směru osy y, kde jde o první ohybovou frekvenci pružiny.

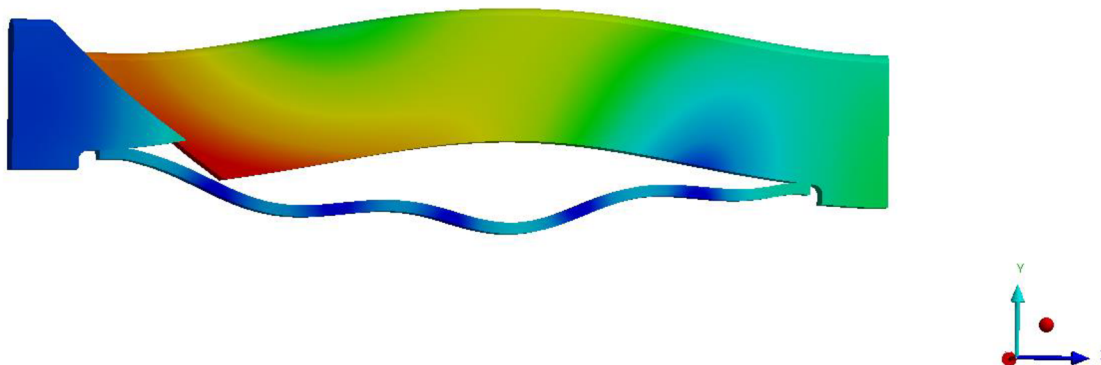
Hodnota této frekvence však po zaokrouhlení dosahuje celočíselného násobku kritické frekvence  $f_{krit}$ . V tomto případě se jedná o trojnásobek této frekvence [21]:

$$f_{krit}''' = f_{krit} \cdot 3 = 300 \text{ Hz} . \quad (2.44)$$



Jedná se tedy o třetí řád harmonické složky. Jelikož je to však až v pořadí třetí řád, jsou jeho důsledky působení na sestavu výrazně menší než složky prvního a druhého řádu a v měřítku motoru je lze považovat za malé.

Další výsledné frekvence leží dostatečně daleko od kritické frekvence. Pouze u poslední vypočtené frekvence  $f_{12} = 29738 \text{ Hz}$  dochází již k výraznému pohybu jednotlivých dílů těsnicí lišty.



Obrázek 48 Dvanáctý vlastní tvar kmitání

Na základě zhodnocení výsledků modální analýzy je uvažováno, že nedojde v oblasti pracovních otáček a jejich náběhu k rezonanci a ke vzniku kmitání. Třetí řád první vlastní frekvence má již malý význam. Přesnější výsledky, zda bude tato frekvence skutečně kritickou, je možné získat pomocí harmonické analýzy, kdy jako další vstup do výpočtu zahrneme i silové zatížení prvků těsnicí sestavy. Problém však tvoří fakt, že neznáme tlumení sestavy, a výpočet harmonické analýzy se tak stává značně komplikovaným.

## 2.9 VÝROBNÍ PŘÍPRAVKY

Jak již bylo naznačeno v kapitole 2.5, pružiny budou vyráběny z plechových tabulí o tloušťce shodné s tloušťkou pružiny  $t_p = 0,6 \text{ mm}$ . Z těchto plechů budou následně pomocí laseru vypáleny polotovary. Jejich délka odpovídá délce pružiny v rozvinutém stavu, která je zjištěna z modelu

$$l_{pp} = 38,5 \text{ mm} \quad (2.44)$$

a šířka tohoto polotovaru odpovídá již šířce pružiny  $b_p = 1,6 \text{ mm}$ .

Tento polotovar je následně ohnut na ohýbacím zařízení.

### 2.9.1 STANOVENÍ ODPRUŽENÍ A OHÝBACÍ SÍLY

Jedná se o ohyb do tvaru U. Pro ohnutí polotovaru do požadovaného tvaru je zapotřebí tvarovaný razník a matrice. Jejich tvar je nutné upravit v závislosti na odpružení ohýbané součásti při ohybu. Odstranění odpružení lze provést dvěma způsoby [22]:

- Součást se ohne více o hodnotu odpružení  $\gamma$ , nástroj se navrhne s korekcí o úhel odpružení  $\gamma$ .
- Použije se kalibrace, tedy zvětší se lisovací síla na konci lisovacího cyklu, dochází k místní plastické deformaci v místě ohybu a hodnota odpružení se snižuje, až případně úplně vymizí.

Úhel odpružení se stanoví z rovnice [22]:

$$\text{tg}(\gamma) = 0,75 \frac{l_M}{k_O \cdot t_P} \cdot \frac{R_e}{E}, \quad (2.45)$$

kde  $l_R [\text{mm}]$  je rameno ohybu,  $k_O [-]$  součinitel určující polohu neutrální osy a  $E [\text{MPa}]$  Youngův modul pružnosti.

Součinitel určující polohu neutrální osy je určen z tabulek:

$$k_O = 0,5. \quad (2.46)$$

Rameno ohybu je určeno z modelu, kde v případě dané pružiny je hodnota:

$$l_R = 15,6 \text{ mm}. \quad (2.47)$$

Dosazením těchto hodnot a materiálových vlastností do rovnice 2.45 je získán úhel odpružení:

$$\gamma = 2^\circ 57'. \quad (2.48)$$

Ohýbací síla se následně určí z rovnice [22]:

$$F_O = (1 + 7\mu) \frac{b_P \cdot t_P^2 \cdot R_e}{\rho + t_P}, \quad (2.49)$$

kde  $\mu [-]$  je součinitel tření,  $\rho [\text{mm}]$  poloměr zaoblení středního vlákna.

Poloměr ohybu je určen ze vztahu [22]:

$$\rho = r_p + \frac{t_p}{2} . \quad (2.50)$$

Součinitel tření je volen jako kontakt ocel na ocel

$$\mu = 1,7 . \quad (2.51)$$

Dosazením do rovnice 2.49 je získána velikost ohýbací síly

$$F_O = 34 \text{ N} . \quad (2.52)$$

Tato síla je nutná pro ohnutí polotovaru.

Pokud by byla využita metoda kalibrace, je třeba tuhle sílu navýšit o kalibrační sílu  $F_{cal}$ , která je několikanásobně větší než síla ohýbací. Jde o sílu vzniklou působením specifického tlaku na vyrovnání  $q$  (30 – 150 MPa) a plochy kalibrovaného materiálu  $S$  [ $mm^2$ ] [22]:

$$F_{cal} = S \cdot q = l_{pp} \cdot b_t \cdot q . \quad (2.53)$$

Dosazením do rovnice 2.53 je pak určena hodnota kalibrační síly

$$F_{cal} = 9532,5 \text{ N} . \quad (2.54)$$

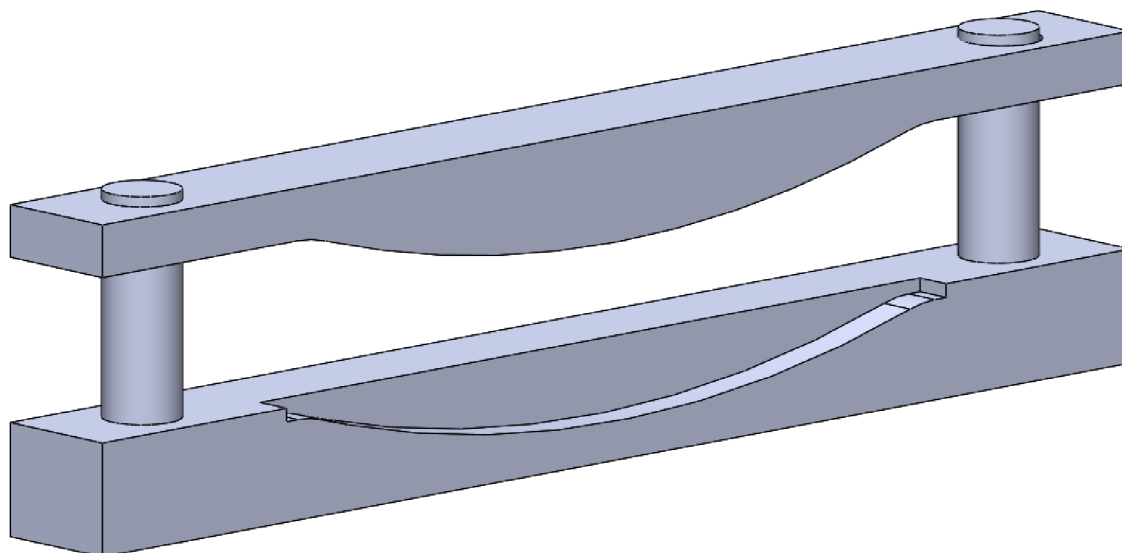
Celková ohybová síla pro kalibraci je navýšena ještě o třetinu ohýbací síly a velikost této síly je [22]

$$F_{ohyb} = 1,3F_O + F_{cal} = 9566,5 \text{ N} . \quad (2.55)$$

S přihlédnutím k faktu, že bude nutné v každém případě vyrobit jednoúčelové výrobní přípravky a ohýbací stroje dokáží vyvinout sílu velikosti několika desítek tun, je volena varianta kalibrace.

### 2.9.2 KONSTRUKCE VÝROBNÍCH PŘÍPRAVKŮ

Razník i raznice jsou vyrobeny přesně na rozměry výsledné pružiny. Razník má rozměry vnitřního poloměru ohybu pružiny. Raznice naopak je tvořena vnějšími rozměry pružiny. Otvor v raznici má rozměry polotovaru, avšak jsou zvětšeny o toleranci výroby polotovaru, aby se odstranila nemožnost vložení polotovaru do ohýbacího zařízení. Pro zaručení přesnosti a opakovatelnosti jsou na raznici umístěny dvě vodící tyče, po kterých se razník pohybuje.



*Obrázek 49 Sestava razníku s raznicí*

## 2.10 ZKOUŠKA KOMPONENT NA MOTOROVÉ BRZDĚ

### 2.10.1 SLEDOVANÉ PARAMETRY

Celý motor byl s vyrobenou pružinou sestaven a umístěn na motorovou brzdu. Sledovalo se několik parametrů:

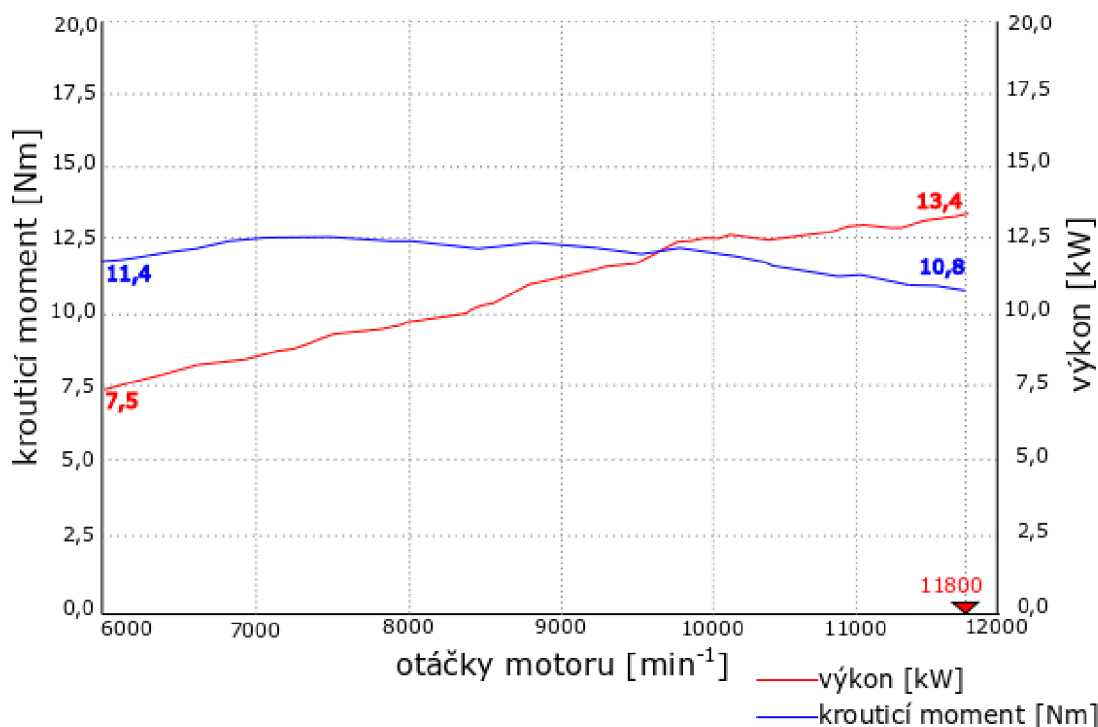
- schopnost nastartovat motor
- vznik problémů při náběhu na pracovní otáčky
- výkonové parametry na pracovních otáčkách při plném zatížení
- průběh výkonových parametrů za oblastí pracovních otáček při plném zatížení

Zvláště první dva parametry jsou výrazně ovlivněny chováním pružiny. Pokud během nich nevznikne problém, dá se předpokládat, že je pružina správně navržena a zkonstruována. Zajímavým parametrem by bylo měření spalovacích tlaků v jednotlivých komorách a měření profuku. Měření spalovacích tlaků je značně komplikované oproti klasickým motorům. U zkušebních motorů se volí opačná konstrukce, kdy je rotor statický a otáčí se skříň. Pro tento případ ale není zkušebna vybavena. Měření samotného profuku plynů je pak v podstatě nemožné na klasické motorové brzdě.

### 2.10.2 VÝSLEDKY ZKOUŠKY

Výsledky zkoušky budou okomentovány slovně, neboť není možné doložit fotografie ze zkoušky, ve zkušebně je zakázáno pořizovat záznamy.

- Po několika pokusech motor nastartoval a následně starty probíhaly bez obtíží. Po odladění dokázal motor držet volnoběžné otáčky bez kolísání.
- Náběh na pracovní otáčky byl plynulý a nebyly pozorovány žádné problémy.



Graf 19 Průběh výkonu a krouticího momentu motoru

Horní hranice otáček ( $11800 \text{ min}^{-1}$ ) byla zvolena náhodně z důvodu bezpečnosti, neboť motor není na tyto otáčky dimenzován.

Výkon motoru  $P_e$  dosahuje při pracovních otáčkách hodnoty

$$P_e = 7,5 \text{ kW při } 6000 \text{ min}^{-1} . \quad (2.56)$$

Z grafu 19 je zřejmé, že jeho hodnota následně v celém průběhu sledovaných otáček roste až do hodnoty

$$P_e = 13,4 \text{ kW při } 11800 \text{ min}^{-1} . \quad (2.57)$$

Krouticí moment  $M_t$  při pracovních otáčkách dosahuje hodnoty

$$M_t = 11,4 \text{ Nm při } 6000 \text{ min}^{-1} . \quad (2.58)$$

Následně roste na svoji maximální hodnotu  $M_{tmax}$ , kde má v intervalu ( $7000 - 9000 \text{ min}^{-1}$ ) přibližně konstantní průběh

$$M_{tmax} = 12,5 \text{ Nm při } 7000 \text{ min}^{-1} . \quad (2.59)$$

Následuje mírný pokles, kdy na konci sledovaného rozsahu otáček dosahuje hodnoty

$$M_{tmax} = 10,8 \text{ Nm při } 11800 \text{ min}^{-1} . \quad (2.60)$$

Průběh výkonových parametrů je tedy příznivý ve sledovaném rozsahu otáček. Nejvýhodnější oblast provozování motoru se nachází v oblasti maximálního krouticího momentu. Výkon se zvyšujícími se otáčkami stále roste. Je tedy možné motor použít i jako pohonnou jednotku v celém rozsahu otáček.

## ZÁVĚR

Na počátku práce byl stanoven cíl navrhnout a zkonstruovat přítlačnou pružinu radiálního těsnění. Prvním krokem bylo vytvoření matematického modelu zatížení těsnicí lišty, ze kterého byla získána síla pružiny, která je zapotřebí ke správnému utěsnění spalovacích komor.

Následně byl vytvořen model pružiny, který byl na základě MKP simulací strukturální analýzy a výpočtu únavové bezpečnosti upravován na konečný tvar geometrie pružiny.

Konstrukci pružiny doprovázela i vhodná volba materiálu, kde jako nejlepší se jeví nerezová ocel 17-7PH, která se již osvědčila v použití u rotačních motorů. Další možností je použití klasické pružinové oceli s dalšími tepelnými a povrchovými úpravami, ale tato možnost je právě z důvodu dalšího zpracování nákladnější.

Dalším krokem byla modální analýza celé sestavy těsnění. V rozsahu otáček nebylo nalezeno kritické místo, a nebylo tedy třeba zasahovat do konstrukce kvůli přeladění systému.

Pro výrobu přítlačných pružin byly navrženy výrobní přípravky. Jedná se o jednoduché jednoúčelové ohýbací zařízení. Pro korekci odpružení materiálu při ohybu je zvolena metoda kalibrace.

Výkonové parametry motoru naměřené na motorové brzdě přibližně odpovídají termodynamickému modelu, který byl vytvořen firmou Jetsurf. S přihlédnutím k faktu, že návrh byl zjednodušen neuvažováním tření a velikostí spalovacích tlaků určených pomocí téhož termodynamického modelu, jsou výsledky testu na motorové brzdě velmi dobré. Na základě uvedených výsledků je možné využití tohoto rotačního motoru do motorového prkna známého jako Jetsurf, vyráběného stejnojmennou firmou, ve spolupráci s níž byla tato diplomová práce vypracována.

Motor Jetsurfu je provozován téměř výhradně v oblasti 80 – 100 % otevření škrticí klapky a udržuje se na vysokých otáčkách (motor nemá převodovku). Při nižších otáčkách není Jetsurf schopný s jezdcem plavat. Okamžik od nastartování po náběh na provozní otáčky je tedy velmi rychlý a motor v těchto režimech není nikdy dlouhodobě provozován. Zvolený Wankelův motor by tedy pracoval převážně v rozsahu otáček  $6000 - 10000 \text{ min}^{-1}$ , kde i dosahuje dobrých výkonových parametrů. Zvláště při srovnání s motorem klasické koncepce, kde by pro stejné výkonové parametry vzrostla hmotnost a zástavbové rozměry motoru. Před nasazením motoru je nutné kontrolovat také emise ve výfukových plynech, které dosahují vyšších hodnot z důvodu profuku plynů a ztrátového mazání těsnících elementů.



Obrázek 50 Současný dvoudobý motor Jetsurfu [23],[24]

Všechny body zadání byly tedy postupně splněny.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] KOVAŘÍK, Ladislav. *Motory Wankelovy a jim příbuzné*. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1970. ISBN 04-227-70.
- [2] YAMAMOTO, Kenichi. *Rotary Engine*. Tokyo: Toyo Kogyo CO., 1971.
- [3] YAMAMOTO, Kenichi. *Rotary Engine*. Tokyo: Sankaido CO., 1981. ISBN 978-99-973-4117-4.
- [4] KNOLL, J., C. R. VILMAN, H. J. SCHOCK a R. P. STUMPF. *A dynamic analysis of rotary combustion engine seals*. NASA, USA, 1984. Dostupné také z: <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19840006451.pdf>.
- [5] SHIMIZU, Ritsuharu, Tomoo TADOKORO, Toru NAKANISHI a Junichi FUNAMOTO. Mazda 4-Rotor Rotary Engine for the Le Mans 24-Hour Endurance Race. *SAE International*. 1992, 1992-02-01, 1992(920309), DOI: 10.4271/920309. ISSN 0148-7191. Dostupné také z: <https://www.sae.org/content/920309/>.
- [6] WESTON, Kenneth C. *Energy conversion*. St. Paul: West Pub. Co., c1992. ISBN 978-031-4933-898.
- [7] PTÁČEK, Luděk. *Nauka o materiálu II*. 2. opr. a rozš. vyd. Brno: CERM, 2002. ISBN 80-720-4248-3.
- [8] TOYO KOGYO COMPANY LIMITED. *Apex seal for rotary piston engine*. Japan. 3658451. Uděleno 14. 9. 1970.
- [9] MAZDA MOTOR CORPORATION. Method for manufacturing an apex seal for a rotary piston engine using high energy heating radiation. Japan. 4738602. Uděleno 4. 12. 1986.
- [10] 1.4568 17-7 PH®. In: *METALCOR* [online]. Essen, Německo: METALCOR, 2018 [cit. 2019-05-14]. Dostupné z: <http://www.metalcor.de/en/datenblatt/45/>.
- [11] ZHANG, De-lou, WU, Yu-ting, WANG, Jing-fu, DU, Chun-xu, CHEN, Xia, MA, Rui, MA, Chong-fang. Theoretical Study of Seal Spring in a Wankel Compressor. 2016. International Compressor Engineering Conference. Paper 2488. Dostupné také z: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/2488>.
- [12] Australian Journal of Basic and Applied Sciences: Analysis of the Forces Acting on Apex Seal of A Wankel Engine. 2010, 2010(4(9)). ISSN 1991-8178.
- [13] HANDSCHUH, Robert F. a Karl A. OWEN. *Analysis of Apex Seal Friction Power Loss in Rotary Engines*. NASA, USA, 2010. Dostupné také z: <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/20100036253.pdf>.
- [14] JIANG, Hanying, Zhengxing ZUO a Jinxiang LIU. Wear simulation of apex seal in rotary engine under mixed lubrication. *AIP*. 2018, 2018, 1967(030033), 030033-. DOI: 10.1063/1.5039061. Dostupné také z: <http://aip.scitation.org/doi/abs/10.1063/1.5039061>.



- [15] RAJU, M. S. a E. A. WILLIS. *Analysis of rotary engine combustion processes based on unsteady, three-dimensional computations*. NASA, USA, 1990. Dostupné také z: <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19900004433.pdf>.
- [16] IRION, C. E. a R. E. MOUNT. *Stratified Charge Rotary Engine Critical Technology Enablement, Volume 1*. NASA, USA, 1992. Dostupné také z: <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19940029725.pdf>.
- [17] PICARD, Mathieu, Tian TIAN a Takayuki NISHINO. Predicting Gas Leakage in the Rotary Engine—Part I: Apex and Corner Seals. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2016, 138(6). DOI: 10.1115/1.4031873. ISSN 0742-4795. Dostupné také z: <http://gasturbinespower.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?doi=10.1115/1.4031873>.
- [18] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. Svazek třetí. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [19] JANÍČEK, Přemysl. *Mechanika těles: pružnost a pevnost I*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-214-2592-X.
- [20] BEARDMORE, Roy. *Metal Fatigue and Endurance*. *Roymechx* [online]. 2013 [cit. 2019-05-14]. Dostupné z: [http://www.roymech.co.uk/Useful\\_Tables/Fatigue/FAT\\_Mod\\_factors.html](http://www.roymech.co.uk/Useful_Tables/Fatigue/FAT_Mod_factors.html).
- [21] FISCHER, R., F. KÜÇÜKAY, G. JÜRGENS, R. NAJORK a B. POLLAK. *The Automotive Transmission Book*. Cham, Switzerland: Springer International Publishing, 2015, 355 p. ISBN 978-3-319-05263-2.
- [22] DVOŘÁK, Milan. *Technologie II*. Brno: CERM, 2001. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-2032-4.
- [23] Jetsurf Race. In: *Jetsurf Store* [online]. Brno: Jetsurf, 2018 [cit. 2019-05-14]. Dostupné z: <https://jetsurfparts.myshopify.com/pages/jetsurf-race>
- [24] ENGINE RACE TITANIUM 2018. In: *Jetsurf Store* [online]. Brno: Jetsurf, 2018 [cit. 2019-05-14]. Dostupné z: <https://jetsurfparts.myshopify.com/products/engine-race-titanium-2018>.
- [25] HROMÁDKO, Jan. *Speciální spalovací motory a alternativní pohony: komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol*. Praha: Grada, 2012. ISBN 978-80-247-4455-1.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$a$	$[ms^{-2}]$	<i>zrychlení vrcholu radiální lišty</i>
$a_1$	$[ms^{-2}]$	<i>zrychlení klikové hřídele</i>
$a_2$	$[ms^{-2}]$	<i>zrychlení rotoru</i>
$a_L$	$[mm]$	<i>vzdálenost vrcholu těsnicí lišty od osy otáčení rotoru</i>
$a_{TL}$	$[mm]$	<i>vzdálenost těžiště lišty od středu rotoru</i>
$a_\mu$	$[MPa]$	<i>konstanta pro výpočet povrchových úprav</i>
$b$	$[mm]$	<i>šířka rotoru</i>
$b_D$	$[mm]$	<i>šířka drážky pro radiální těsnicí lištu</i>
$b_L$	$[mm]$	<i>šířka lišty</i>
$b_P$	$[mm]$	<i>šířka pružiny</i>
$b_\mu$	$[-]$	<i>konstanta pro výpočet povrchových úprav</i>
$c$	$[mm]$	<i>výška stěny drážky pro těsnicí lištu</i>
$d_{vzorek}$	$[mm]$	<i>průměr zkušební vzorku</i>
$E$	$[GPa]$	<i>Youngův modul pružnosti</i>
$e$	$[mm]$	<i>excentricita hřídele</i>
$F$	$[N]$	<i>zatěžující síla</i>
$f_1$	$[Hz]$	<i>první vlastní frekvence</i>
$f_{12}$	$[Hz]$	<i>dvanáctá vlastní frekvence</i>
$F_{1L}$	$[N]$	<i>síla působící shora od tlaku <math>p_1</math></i>
$F_{1Ll}$	$[N]$	<i>síla od tlaku plynů působící na lištu zleva</i>
$F_{1Lp}$	$[N]$	<i>síla od tlaku plynů působící na lištu zprava</i>
$F_{2L}$	$[N]$	<i>síla působící shora od tlaku <math>p_2</math></i>
$F_{3L}$	$[N]$	<i>síla působící zdola</i>
$F_{cal}$	$[N]$	<i>kalibrační síla</i>
$f_G$	$[-]$	<i>korekční součinitel</i>
$f_{krit} \dots$	$[Hz]$	<i>kritická frekvence</i>
$f_{krit}$	$[Hz]$	<i>třetí řád kritické frekvence</i>
$F_N$	$[N]$	<i>výsledná normálová síla působící na lištu</i>
$F_O$	$[N]$	<i>ohýbací síla</i>
$F_{ohyb}$	$[N]$	<i>celková potřebná ohybová síla s kalibrací</i>
$F_{S1}$	$[N]$	<i>setrvačná síla prvotního pohybu</i>
$F_{S1n}$	$[N]$	<i>normálová složka setrvačné síly prvotního pohybu</i>
$F_{S1t}$	$[N]$	<i>tečná složka setrvačné síly prvotního pohybu</i>
$F_{S2}$	$[N]$	<i>setrvačná síla druhotného pohybu</i>
$F_Z$	$[N]$	<i>síla pružiny</i>
$F_{Z2}$	$[N]$	<i>setrvačná síla přitlačné pružiny</i>
$h_L$	$[mm]$	<i>výška lišty</i>
$h_P$	$[mm]$	<i>výška pružiny</i>
$h_{PC}$	$[mm]$	<i>výška ztlačené pružiny</i>
$k$	$[-]$	<i>bezpečnost k meznímu stavu únavy</i>
$k_O$	$[-]$	<i>součinitel určující polohu neutrální osy</i>
$l_L$	$[mm]$	<i>délka lišty</i>
$l_M$	$[mm]$	<i>délka mezery pro přitlačnou pružinu</i>
$l_P$	$[mm]$	<i>délka pružiny</i>
$l_{PP}$	$[mm]$	<i>délka pružiny v rozvinutém tvaru</i>
$l_R$	$[mm]$	<i>rameno ohybu</i>

$m_L$	[g]	<i>hmotnost těsnicí lišty</i>
$M_O$	[Nmm]	<i>ohybový moment</i>
$M_t$	[Nm]	<i>změřený kroučící moment motoru</i>
$M_{tmax}$	[Nm]	<i>maximální dosažený kroučící moment</i>
$m_Z$	[g]	<i>hmotnost přitlačné pružiny</i>
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	<i>otáčky motoru</i>
$P$	[kW]	<i>výkon motoru určený termodynamickým modelem</i>
$p_1$	[Pa]	<i>tlak v první komoře</i>
$p_2$	[Pa]	<i>tlak v druhé komoře</i>
$p_{3L}$	[Pa]	<i>tlak pod lištou</i>
$P_e$	[kW]	<i>změřený výkon motoru</i>
$q$	[MPa]	<i>specifický tlak na vyrovnání</i>
$R$	[mm]	<i>poloměr rotoru</i>
$r$	[mm]	<i>rameno síly</i>
$R_e$	[MPa]	<i>mez kluzu materiálu</i>
$r_L$	[mm]	<i>poloměr zaoblání vrcholu lišty</i>
$R_m$	[MPa]	<i>mez pevnosti materiálu</i>
$r_P$	[mm]	<i>poloměr ohybu</i>
$S$	[mm <sup>2</sup> ]	<i>plocha kalibrovaného materiálu</i>
$s_{Lmin}$	[mm]	<i>minimální tloušťka lišty</i>
$t$	[°C]	<i>teplota působící na přitlačnou pružinu</i>
$t_P$	[mm]	<i>tloušťka pružiny</i>
$v$	[ms <sup>-1</sup> ]	<i>rychlost vrcholu radiální lišty</i>
$V_Z$	[mm <sup>3</sup> ]	<i>objem pružiny</i>
$v_1$	[ms <sup>-1</sup> ]	<i>rychlost rotace klikové hřídele</i>
$v_2$	[ms <sup>-1</sup> ]	<i>rychlost rotace rotoru</i>
$W_O$	[mm <sup>3</sup> ]	<i>kvadratický moment průřezu</i>
$xx_1$	[mm]	<i>vzdálenost bodů pro určení poměrného gradientu</i>
$\alpha$	[°]	<i>natočení hlavní hřídele</i>
$\alpha_P$	[°]	<i>úhel natočení pístu</i>
$\frac{\beta}{\alpha}$	[-]	<i>poměr vyjadřující konstrukční a materiálové vlastnosti</i>
$\gamma$	[°]	<i>úhel odpružení</i>
$\delta$	[°]	<i>úhel výkyvu pístu</i>
$\delta_{max}$	[°]	<i>maximální úhel výkyvu pístu</i>
$\delta_\sigma$	[-]	<i>vliv zatížení</i>
$\eta_\sigma$	[-]	<i>vliv velikosti</i>
$\lambda$	[-]	<i>trochoidní poměr</i>
$\mu$	[-]	<i>součinitel tření</i>
$\mu_\sigma$	[-]	<i>vliv povrchových úprav</i>
$\rho$	[mm]	<i>poloměr zaoblání středního vlákna</i>
$\rho_Z$	[g cm <sup>-3</sup> ]	<i>hustota materiálu</i>
$\sigma$	[MPa]	<i>napětí</i>
$\sigma_{ctah/tlak}$	[MPa]	<i>mez únavy v tahu/tlaku</i>
$\sigma_a$	[MPa]	<i>amplituda napětí</i>
$\sigma_{AN}$	[MPa]	<i>hodnota napětí získaná analytickým výpočtem</i>
$\sigma_{Cohyb}$	[MPa]	<i>mez únavy v ohybu</i>
$\sigma_{ea}$	[MPa]	<i>ekvivalentní amplitudu napětí</i>

$\sigma_{em}$	[MPa]	<i>ekvivalentní maximální napětí</i>
$\sigma_{eMKP}$	[MPa]	<i>hodnota lokálního napětí získaná z MKP výpočtu</i>
$\sigma_{eX}$	[MPa]	<i>hodnota napětí ve zvoleném bodě</i>
$\sigma_{eX1}$	[MPa]	<i>hodnota napětí ve zvoleném bodě</i>
$\sigma_{max}$	[MPa]	<i>maximální napětí</i>
$\tau_{\sigma}$	[-]	<i>vliv teploty</i>
$\nu_{\sigma}$	[-]	<i>vliv pravděpodobnosti přežití</i>
$\chi_R$	[-]	<i>poměrný gradient</i>
$\omega$	[rad s <sup>-1</sup> ]	<i>úhlová rychlost klikové hřídele</i>
$\omega_p$	[rad s <sup>-1</sup> ]	<i>úhlová rychlost otáčení pístu</i>

## SEZNAM PŘÍLOH

P1            *Výkres pružiny*