



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

**MOTOR S ROTAČNÍM PÍSTEM PRO MALÉ
MOBILNÍ SYSTÉMY**

ROTARY PISTON ENGINE FOR SMALL MOBILE SYSTEMS

DIZERTAČNÍ TEZE

DOCTORAL THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. Milan Drbal

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

BRNO 2023

ABSTRAKT

Dizertační práce se zabývá problematikou 1D modelování motoru s rotačním pístem a predikcí jeho parametrů pro použití při dalším vývoji. 1D matematický model motoru je v této práci validován pomocí měření spalovacího tlaku v pracovní komoře, v části sací a dále ve výfukovém kanálu. Pomocí těchto dat jsou určeny koeficienty modelu spalování paliva, a především také model netěsností spalovací komory. Oba tyto vlivy nelze přesněji zahrnout bez měření indikačních tlaků. Použití 1D matematických simulací je v literatuře dobře popsáno pro motor s translačním pohybem pístu. Jejich užití pro motor s rotačním pohybem pístu je ovšem komplikovanější z hlediska geometrických rozdílů obou typů motorů. V této práci bude popsán vhodný způsob modelování motorů s rotačním pístem a dále jejich ověření pomocí technických experimentů a CFD simulací.

KLÍČOVÁ SLOVA

Rotační motor, Wankel, 1D simulace, simulace proudění

ABSTRACT

The dissertation deals with the issue of 1D modelling of a rotary piston engine and prediction of engine characteristics for use in its further development. In this work, the 1D mathematical model of the engine is validated by measuring the combustion pressure in the work chamber, in the intake section and further in the exhaust channel. These data are used to determine the coefficients of the combustion model and, above all, the combustion chamber leakage model. Both effects cannot be modelled accurately included without measuring the work chamber pressures. The use of 1D mathematical simulations is well described in the literature for a reciprocating engine. However, their use for a rotary piston engine is more complicated from the point of view of the geometric differences of both types of engines. In this work, a suitable method of modelling rotary piston engines and their verification using technical experiments and CFD simulations will be described.

KEYWORDS

Rotary engine, Wankel, 1D simulation, flow simulation

OBSAH

Abstrakt	2
Úvod	4
Cíle práce.....	5
1. Teorie motoru s rotačním pístem.....	6
1.1. Teoretický cyklus motoru.....	7
1.2. Těsnění pracovní komory.....	8
2. Průběh spalování	9
3. Termodynamický model.....	11
3.1. Příprava matematického modelu.....	11
3.2. Postup kalibrace matematického modelu	11
3.3. Kalibrace tlaku v sacím traktu.....	12
3.4. Plnicí účinnost	12
3.5. Měření indikačních tlaků.....	13
3.6. Měření průběhu tlaku sání.....	14
3.7. Měření průběhu tlaku výfukového kanálu	14
3.8. Měření průběhu tlaku při protáčení motorem	15
3.9. Ztráty směsi netěsností pracovní komory.....	16
3.10. Kalibrace modelu vývinu tepla	18
3.11. Přestup tepla do stěn pracovní komory	19
3.12. Ztráty třením.....	20
4. Výsledky.....	22
4.1. Ověření parametrů motoru s axiálním sacím kanálem.....	22
4.2. Ověření parametrů motoru s radiálním sacím kanálem	24
4.1. Vliv těsnění pracovní komory na výkonové parametry	25
4.2. Variabilita průřezů sacího a výfukového kanálu.....	26
Závěr.....	30
Použité informační zdroje.....	32
Autorův životopis	35

ÚVOD

Motory s rotačními písty se v dnešní době používají především v bezpilotních letounech, závodních vozidlech a jako pohon lehkých generátorů elektrické energie. Hlavní výhodou motorů této konstrukce je jejich nízká váha při vysokém měrném výkonu a emisních parametrech čtyřdobého motoru. V porovnání s pístovým čtyřdobým motorem je jejich konstrukce také značně jednodušší z hlediska počtu součástí motoru. Další výhodou může být absence ventilového rozvodu motoru. Nevýhodou stále zůstává vyšší měrná spotřeba motoru, která pramení z geometrické podstaty principu funkce a na to navazující vysoké koncentrace škodlivých emisí výfukových plynů. Dalším problémem je poté komplikovanost systému těsnění spalovací komory. Tyto nevýhody značně vzdalují motor s rotačním pístem od použití v automobilech a prostředcích hromadné a užitkové dopravy.

Abychom mohli omezit v dalším vývoji tyto nevýhody, je vhodné použít způsob predikce parametrů motoru pomocí počítačové simulace. Běžně dostupné nástroje na tvorbu matematických modelů byly tvořeny a převážně určeny pro použití ve vývoji motoru s translačním pohybem pístu. Tato skutečnost vzhledem k jeho zastoupení v celosvětové produkci nepřekvapí. Použití těchto komerčních programů ovšem nebrání jejich prvotní zaměření.

Tato práce ukáže hlavní podmínky pro použití těchto programů pro kvalitní predikci výkonových parametrů a dále popíše způsob kalibrace křivek vývinu tepla spalování a modelů pro simulaci nedokonalosti utěsnění spalovací komory. Díky kalibrovanému modelu bude poté možno ukázat vliv jednotlivých parametrů motoru na jeho výkonové parametry a navrhnout tak úpravy pro jejich zlepšení.

CÍLE PRÁCE

Cílem práce je vytvoření výpočtového modelu rotačního motoru typu Wankel a jeho následná kalibrace pomocí měření následně vyrobeného prototypu. Použití ověřeného modelu poté bude použito k návrhu konstrukčních úprav navrhovaného motoru s požadavkem na zvýšení parametrů vnější otáčkové charakteristiky a snižování spotřeby paliva motoru.

Prvním z hlavních cílů je tvorba základního neověřeného modelu, který odpovídá parametrům navrhované jednotky. Hlavním požadavkem na tvorbu modelu bude jeho snadná modifikace a rychlost optimalizačního výpočtu. Použití prostředí GT-Suite, které se specializuje na pístové motory, přináší komplikace ve formě tvorby virtuálního pístového motoru. Avšak pro tento typ úlohy se stále ukazuje jako nejvhodnější prostředí v porovnání s konkurenčními programy (Ricardo Wave, Lotus Simulation Tools). Hlavní výhoda spočívá ve stabilitě výpočtových modelů a rychlosti konvergence výpočtu. Z důvodu nízkého poměrného zastoupení rotačních pohonných jednotek na trhu motorů stále chybí veřejně dostupný simulační nástroj dedikovaný návrhu rotačních motorů.

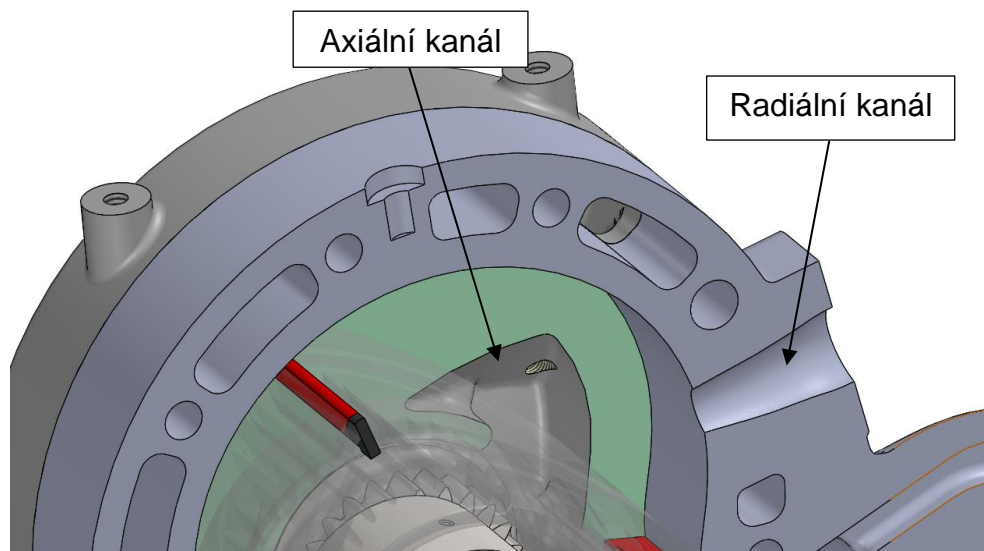
Následujícím cílem je validace výpočtového modelu pomocí naměřených hodnot při testování prototypu. Pomocí dynamometru naměřené hodnoty vnější otáčkové charakteristiky motoru společně s výsledky analýzy výfukových plynů budou použity pro prvotní kalibrace. Kalibrace modelu přestupu tepla a spalování v pracovní komoře motoru bude provedena po osazení indikačními čidly tlaku spalovací komory.

Po kalibraci bude model použit pro návrh konstrukčních úprav sacího a výfukového potrubí. Hlavním cílem optimalizace návrhu bude navýšení krouticího momentu motoru v definovaných pracovních bodech motoru a případné snížení spotřeby paliva.

1. TEORIE MOTORU S ROTAČNÍM PÍSTEM

Od počátku vývoje pohonných jednotek se jejich vývoj soustředil převážně na motor s translačním pohybem pístu. Ve snaze zvýšit mechanickou účinnost a měrný výkon byly v průběhu let představeny mnohé řešení motoru s kombinovaným rotačním pohybem pístu [1]. Ze značného množství zkoumaných variant se komerčního úspěchu dočkala varianta rozšířená společností NSU a Felixem Wanklem [2] a později převzata společností Mazda. Zásadním dělením konceptů motorů s rotačním pohybem pístu Wanklova typu je z hlediska této práce způsob chlazení a mazání hlavního pístního ložiska a na to navazující systém sání motoru. Mazání hlavního pístního ložiska může být provedeno pomocí nuceného oběhu oleje nebo ztrátovým mazáním. Prototyp analyzovaný v této práci je z důvodů požadavku na nízkou komplexnost a hmotnost pohonné jednotky vybaven ztrátovým mazáním axiálním sacím kanálem. Hlavní nevýhodou je přestup tepla z ložiskového uzlu motoru do nasávané směsi. Důsledkem je snížení plnicí účinnosti motoru snížením hustoty nasávané směsi [3]. Další koncepční možností je použití nuceného ztrátového oběhu směsi vzduchu a oleje hlavním ložiskovým uzlem [4],[5]. Výhodou systému je možnost vyššího dlouhodobého zatížení motoru. Systém ventilátoru a výměníku tepla ovšem značně zvyšuje komplexnost a hmotnost sestavy pohonné jednotky. Systém z komerčně nejúspěšnějšího motoru s rotačním pohybem pístu Mazda 13B je vybaven nuceným olejovým oběhem s kluzným ložiskem. Ačkoliv je tento systém nejsložitější z hlediska zástavby i konstrukce vyniká výkonovými vlastnostmi a životností.

Druhy sacích a výfukových kanálů motoru Wanklova typu jsou rozděleny na axiální a radiální (Obr. 1). Jejich pojmenování je odvozeno od směru pohybu proudění média vzhledem k excentrické hřídeli motoru. V komerčních aplikacích je využíván spíše axiální typ kanálu z důvodu pozitivního vlivu na emisní charakteristiky motoru. Radiální typ kanálu je používán pro zvýšení plnicí účinnosti především v aplikacích pro motorsport a letectví.

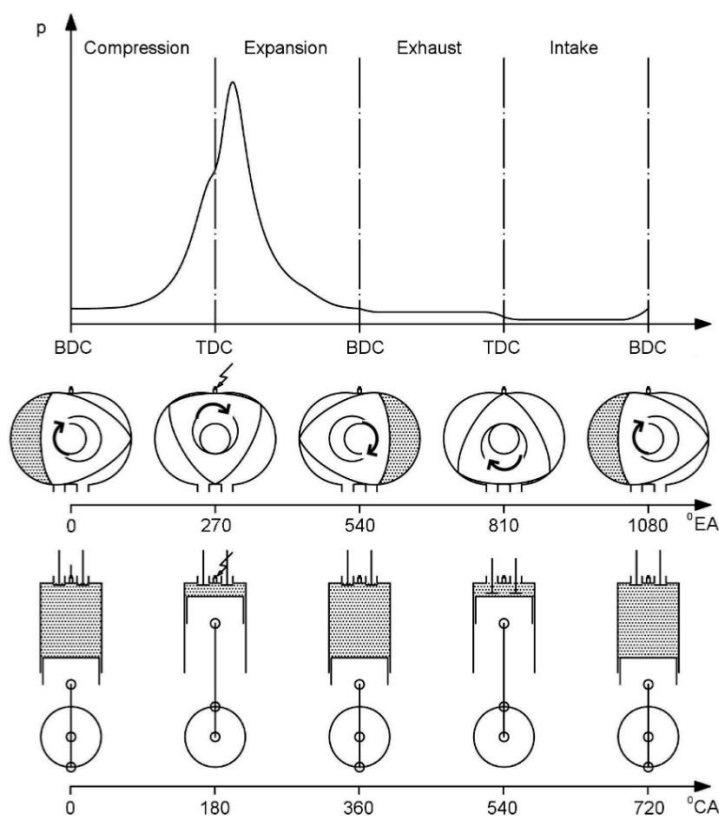


Obr. 1 Axiální a radiální sací kanál motoru s rotačním pohybem pístu (v řezu).

1.1. TEORETICKÝ CYKLUS MOTORU

V přípravě tvorby matematického simulačního modelu musíme zmínit některé teoretické rozdíly v porovnání s motorem s translačním pohybem pístu. Ačkoliv oba typy pracují ve čtyřdobém cyklu motor s rotačním pístem má jistá specifika, která nelze pro úspěšné řešení úlohy zanedbat.

Motor s rotačním pohybem pístu Wanklova typu může pracovat v Ottově i Dieselově cyklu. Z tohoto vyplývá jeho univerzálnost z hlediska spalovaného paliva. Palivem může být motorový benzín, motorová nafta, těžké oleje a vodíkové palivo [6]-[14]. Přirovnání k cyklu motoru s translačním pohybem pístu vidíme na Obr. 2. Ten ukazuje také důvod nízkých zástavbových rozměrů a vysokého výkonu na hmotnost pohonné jednotky. Každý rotační píst musí dle geometrických podmínek sloužit jako tři spalovací komory zároveň [15]. Tudíž můžeme motor s rotačním pohybem pístu připodobnit tříválcovému motoru s translačním pohybem pístu.

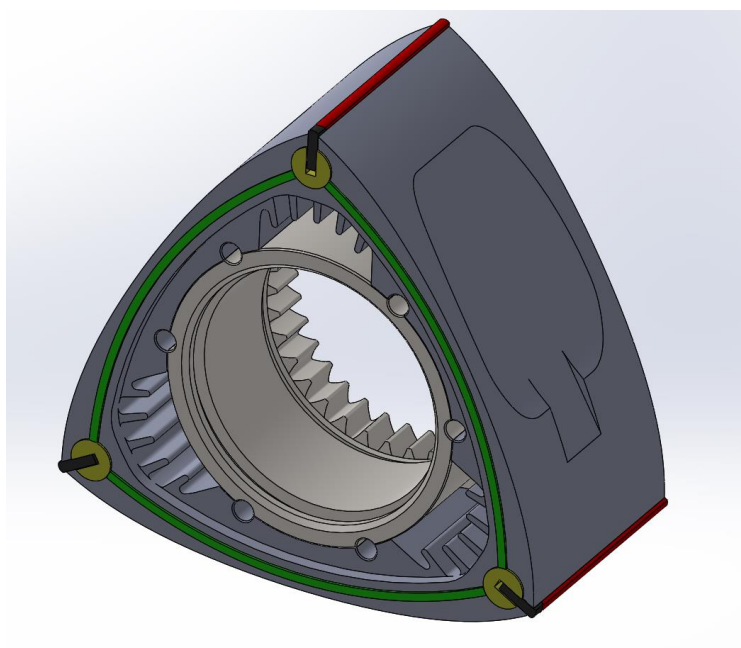


Obr. 2 Porovnání cyklu motoru s rotačním pohybem pístu a motoru s translačním pohybem pístu. EA – úhel natočení excentrické hřídele motoru s rotačním pohybem pístu. CA – úhel natočení klikové hřídele čtyřdobého motoru s translačním pístem. [16]

Hlavním rozdílem z hlediska analýzy poté bude rozdíl otáčení excentrické hřídele a hřídele klikové. Na cyklus jedné pracovní komory motoru s rotačním pístem potřebujeme tři otočení excentrické hřídele.

1.2. TĚSNĚNÍ PRACOVNÍ KOMORY

Důležitým faktorem každého motoru s vnitřním spalováním je utěsnění pracovní komory. U motoru s translačním pohybem pístu je těsnění řešeno pomocí sestavy pístních kroužků. U motoru s rotačním pístem je situace daleko komplikovanější (Obr. 3). Z principu funkce je zapotřebí utěsnit rotor pomocí axiálních a radiálních těsnicích lišt. Tyto lišty jsou během provozu vystavovány cyklickému mechanickému a teplotnímu namáhání, znečištění usazeninami sazí a třecím opotřebením. Tyto vlivy je třeba pomocí optimalizace konstrukčního návrhu snižovat pro zaručení uspokojivé životnosti motoru.



Obr. 3 Znáznornění těsnění rotačního pístu motoru. Červeně – radiální těsnicí lišty, černě – radiální rohové těsnění, zeleně – axiální těsnicí lišty, žlutě – rohové těsnění.

2. PRŮBĚH SPALOVÁNÍ

Analytické funkce, popisující průběh vývinu tepla hořením nasávané směsi, jsou nástroje používané v procesu termodynamické simulace pro zjednodušení komplexních paralelních a sekvenčních chemických reakcí. Nejpoužívanější je Wiebeho funkce průběhu hoření [22],[23]. Navzdory tomu, že byla navržena před více než 50 lety, se stále používá především kvůli její jednoduchosti a rychlosti výpočtu v matematických modelech. Funkce popisuje průběh uvolňování energie z procesu hoření v závislosti na natočení klikového mechanismu motoru nebo času reakce. Její hlavní výhodou je využitelnost pro většinu typů spalovacích motorů s rozmanitými systémy dodání paliva. Výhodou je možnost prokládání většího množství funkcí pro postihnutí mnoha chemických procesů ve spalovacích motorech. Použití je možné pro motory zážehové, vznětové (použití více funkcí v jednom cyklu), HCCI a PCCI cykly. [24]

Odvození funkce vzniklo s cílem zjednodušení modelu spalovacího procesu, který dříve nebylo možno použít, s přihlédnutím ke komplikovanosti řetězových reakcí prvků ve spalovací komoře. Wiebe se přikláněl k popisu pomocí polo-empirické funkce, která bude popisovat proces z makroskopického hlediska. Tato by měla být snadno řešitelná pro snížení nároků na výpočtovou techniku. Ve spalovacím systému dochází k možným vznikům reakcí v takzvaných aktivních centrech. Tyto jsou značně reaktivní oblasti volných radikálů a atomů. Jejich vysoká reaktivita hraje důležitou roli v kinetice chemických reakcí a tvoří tak reakční cestu po níž se může reakce šířit spalovací komorou. Počátkem reakce je zvýšení teplot směsi paliva a vzduchu (u zážehového motoru nežádoucí jev detonačního hoření nebo žádoucí počátek cyklu HCCI a PCCI) nebo elektrického výboje. Tímto dojde ke zvýšení koncentrace aktivních center, které při podmínkách korektní směsi paliva a vzduchu tvoří cestu propagace chemické reakce. Samotný počátek hoření zvyšuje počet aktivních center a tímto procesem dochází k řetězové reakci. Tyto centra jsou poté schopny počátku nových reakčních řetězců. S průběhem reakce poté dochází ke snižování počtu reaktivních látek a tím snižování počtu aktivních center. Důsledkem je poté snížení reakčního toku [24]. Výsledná závislost podílu spálené směsi je poté:

$$x_b = 1 - e^{-C\left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}\right)^{m+1}} \quad (2-1)$$

kde:

x_b – poměr spálené směsi paliva a vzduchu [-]

C – charakteristický parametr [-]

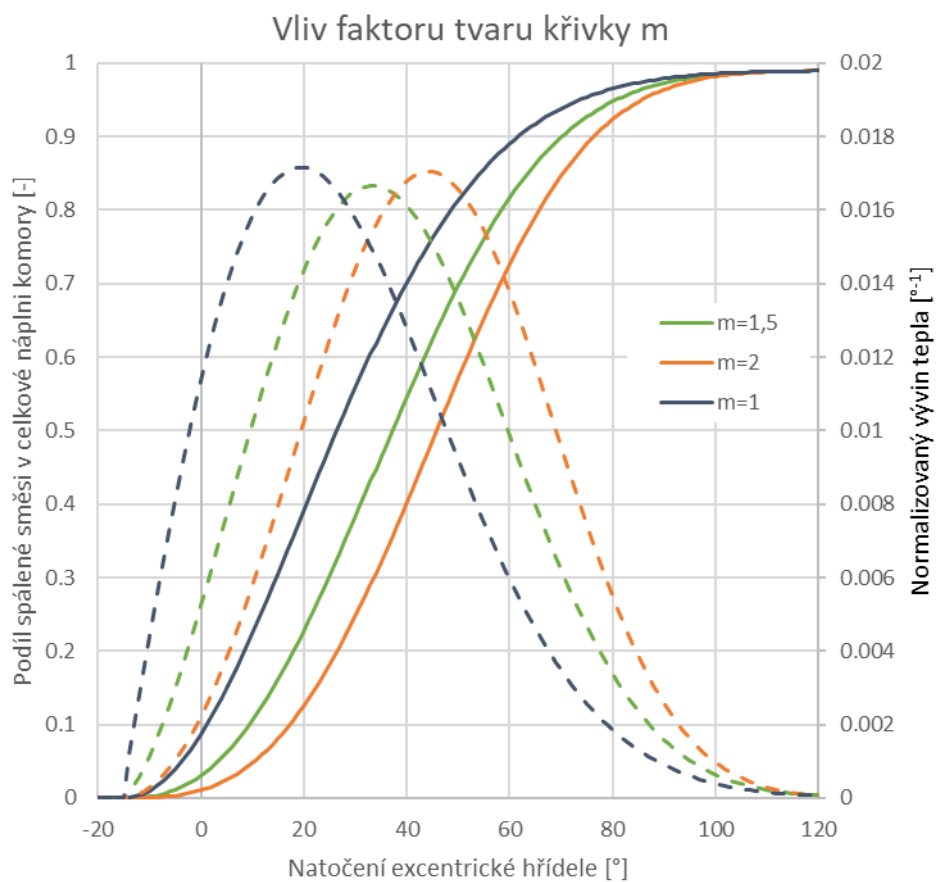
m – charakteristický koeficient hoření, tvarový faktor křivky [-]

θ – natočení excentrické hřídele [°]

θ_0 – počáteční úhel natočení excentrické hřídele [°]

$\Delta\theta$ – celkový úhel natočení excentrické hřídele po trvání spalování [°]

Charakteristický parametr C je veličina závislá na určení úhlových bodů počátku a konce spalování a není tudíž volitelná [24], např pro určení úhlů počátku a konce spalovacího procesu dle doby procentuálního vývinu tepla 0-99,9% odpovídá $C=6,9078$, pro určení doby trvání dle doby procentuálního vývinu tepla 0-90% odpovídá $C=2,3026$. Vliv parametru doby trvání vývinu tepla spalování $\Delta\theta$ je zřejmý. Vliv charakteristického koeficientu hoření m neboli tvarového faktoru křivky je znázorněn na Obr. 4.



Obr. 4 Vliv faktoru tvaru křivky průběhu spalování m na tvar křivky spalování, pro $m=1-2$, $\Delta\theta = 120^\circ$ a $C = 6.9078$.

Křivky průběhů hoření získáme termodynamickou analýzou indikátorového diagramu z experimentálních dat průběhu spalovacího tlaku, tlaku v sací části pracovní komory a tlaku ve výfukovém potrubí získaných pomocí reverzní simulační úlohy.

3. TERMODYNAMICKÝ MODEL

Vývoj a predikční termodynamická simulace motoru s rotačním pístem je komplexní úloha, která sahá do několika oborů. Začíná prvotním návrhem základních parametrů motoru pro daný účel. Zde dochází k jistému kompromisu mezi hmotností, zástavbovými rozměry a výkonovými parametry. Během předešlého vývoje termodynamického modelu bylo provedeno kalibrování parametrů časování sacích a výfukových kanálů pomocí CAD kinematické simulace. Výsledkem simulací byly závislosti obsahu ploch jednotlivých sacích a výfukových kanálů motoru. Geometrické rozměry všech prvků vývojového prototypu byly použity pro tvorbu 1D matematické simulace výkonnostních parametrů motoru.

3.1. PŘÍPRAVA MATEMATICKÉHO MODELU

Při počáteční tvorbě modelu byly zohledněny geometrické parametry prototypového návrhu, rozměry sacího a výfukového traktu. Časování sacích a výfukových kanálů bylo určeno dle kinematické simulace.

Parametr	Jednotka	Hodnota
Zdvihový objem pracovní komory	[mm ³]	110
Excentricita hřídele	[mm]	8.5
Generující poloměr	[mm]	52
Šíře komory	[mm]	47
Kompresní poměr	-	9,5
Typ plnění	-	Přirozené
Typ sání	-	Axiální a radiální
Typ výfuku	-	Radiální

Tab. 1 Základní parametry zkoumaného prototypu motoru s rotačním pístem.

3.2. POSTUP KALIBRACE MATEMATICKÉHO MODELU

Pro dosažení odpovídacích výsledků simulace termodynamického modelu s daty experimentu a pro další použití modelu jako nástroje pro optimalizaci návrhu prototypu motoru s rotačním pístem je třeba provést kroky kalibrace modelu.

1. Kalibrace tlaku v sacím traktu.
 - a. Pro tento účel je použit čidlo Kistler 4007BA. Toto čidlo nám umožní kalibraci průtokových součinitelů v sacím traktu. Kalibrace probíhá pro bod s vysokou rychlostí otáčení excentrické hřídele a otevřenou škrticí klapkou.
 - b. Průběh je dále porovnán s ostatními body měření.
2. Kalibrace plnicí účinnosti motoru.
 - a. Pro tento účel použijeme nepřímě naměřená data plnicí účinnosti. Prvotní kalibrace probíhá v bodě s vysokou rychlostí otáčení excentrické hřídele a otevřenou škrticí klapkou. Vliv teploty axiálního sacího traktu kalibrujeme pomocí odporového teplotního čidla.

- b. Průběh je dále porovnán s ostatními body měření. Tento krok nám umožní zkoumat vlivy délky sání a přechodů v sacím traktu (axiální sací kanál a jeho vliv na plnicí účinnost).
- 3. Kalibrace tlaku ve výfukovém systému.
 - a. Pro tento účel použijeme čidlo Kistler 4046B. Tímto provedeme ověření časování výfukového kanálu a vliv přechodů průměru výfukového potrubí na průběh tlaku.
- 4. Kalibrace průběhu tlaku v pracovních komorách motoru.
 - a. Kalibrace kompresní části cyklu bude provedena pomocí měření při protáčení motorem i při spalování paliva. V této části budou využity data z čidla Kistler 4007BA pro první část kompresního cyklu a čidla Kistler 6053BB60 pro vysokotlakou část kompresního cyklu. Tento krok nám umožní nastavení modelu ztrát těsněním.
 - b. Kalibrace cyklu během spalování pro určení konstant Wiebeho křivky spalování. V této části použijeme reverzní úlohy, kde budou vstupem simulace průběhy tlaků v pracovní komoře motoru.
 - c. Kalibrace ztrát přestupem tepla do pracovní komory.
- 5. Kalibrace teplot ve výfukovém systému.
 - a. Koeficient přestupu tepla ve výfukovém kanále, kanál s malým rádiusem a velkou plochou ochlazovanou chladicí kapalinou.
 - b. Přestup tepla ve výfukovém potrubí.

3.3. KALIBRACE TLAKU V SACÍM TRAKTU

Základní podmínkou pro stanovení plnicí účinnosti je souhlas dat tlaku a teplot na vstupu do pracovní komory. Podmínka tlaku ověřuje koeficienty proudění určené pomocí 3D CFD simulace. Výsledky 3D simulace jsou poté přeneseny do 1D matematického modelu. Na korelaci dat je použit optimalizační algoritmus s podmínkou objemového průtoku vzduchu. Cíl simulace je dosažen pomocí změny koeficientu průtoku na jednotlivých částech sestavy sacího traktu. Po dosažení souhlasu objemových průtoků kapaliny jednotlivými částmi sacího traktu mezi modelem a naměřenými daty dochází ke kalibraci teplot stěn axiálního sacího systému motoru. Především kanál v rotačním pístu, který se používá k jeho chlazení, má značný vliv na přestup tepla z rotoru do nasávané směsi. Čidlo teploty je konstruováno tělem vyrobeným z polymeru PA6 a do něj vlepeným čidlem TDK B59100M1130A070. Plastové tělo je použito z hlediska snížení přestupu tepla ze skříně motoru. Zvýšení teploty nasávané směsi samozřejmě negativně ovlivňuje plnicí účinnost motoru. Z hlediska konstrukce je ovšem nemožné tento jev odstranit bez změny koncepce motoru.

3.4. PLNICÍ ÚČINNOST

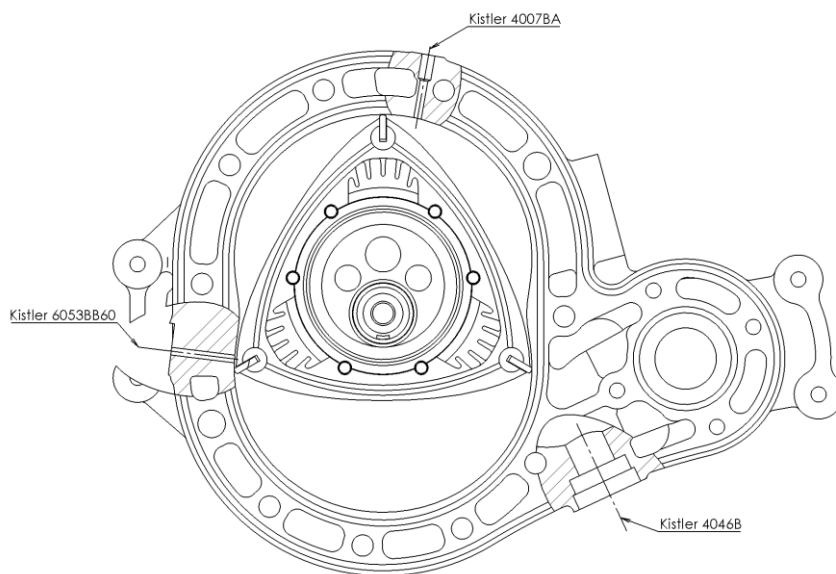
Plnicí účinností motoru je myšlen hmotnostní poměr nasáté směsi po uzavření všech sacích kanálů motoru a hmotností teoretické náplně s fyzikálními parametry atmosférických podmínek při experimentu vně motoru. Plnicí účinnost motoru je parametr s největším vlivem na výkonové parametry motoru za předpokladu konstantního poměru nasávaného vzduchu a paliva (AFR). Krátký čas trvání cyklu, třecí ztráty proudění, časování sacích kanálů a podíl zbytkových spalin ve spalovací komoře mají vliv na plnicí účinnost. Samozřejmě je cílem dosáhnout co nejvyšších hodnot plnicí účinnosti v provozních bodech motoru.

Existuje více přístupů k měření hmotnostního toku vzduchu. Je možné použít čidlo hmotnostního průtoku vzduchu kalibrované pro příslušnou aparaturu na potlačení pulzací

měřeném potrubí. Se vzhledem ke složitosti přímého měření a jeho vlastním ovlivnění sacího systému měřeného motoru [33] se nabízí nepřímé měření průtoku paliva a měření bohatosti směsi. Měření průtoku paliva probíhá pomocí kalibrované křivky vstřikovače paliva. Ta je vytvořena měřením množství průtoku paliva tryskou vstřikovače za určitý časový interval pro různé délky napěťového pulzu. Pro toto měření je důležité zahrnutí vlivu času nutného na nabití cívky vstřikovače (tzv. mrtvá doba). Hmotnostní průtok vstřikovače \dot{m}_{vs} byl určen experimentálně při plném otevření vstřikovače a měření hmotnostního toku paliva. Rozdíl mezi tlakem na výstupu vstřikovače v důsledku pulzací v sacím systému motoru je zdrojem chyby. Ačkoliv je regulovaný tlak paliva vztažen ke tlaku za škrticí klapkou motoru, pulzace v sacím systému způsobují odchylku měření. Tato chyba je snížena určením změny hmotnosti paliva za časový úsek v ustáleném režimu chodu motoru. Měření bohatosti směsi poté probíhá na základě čidla bohatosti směsi umístěného ve výfukovém potrubí zkoumaného prototypu a také pomocí analyzátoru emisí AVL Ditest GAS 1000, který stanovuje výslednou bohatost směsi na základě měření emisních parametrů motoru a použití modifikované Brettschneiderovy rovnice [27]. Výhodou Brettschneiderovy rovnice je její nezávislost na úplnosti spalování směsi. U motoru s rotačním pístem dochází z důsledku geometrických rozměrů a tvaru spalovací komory k neúplnému prohoření směsi. Kapalnou fázi paliva metodou NDIR však detekovat nelze. Pokud dochází k nedokonalé tvorbě směsi paliva a vzduchu je do výpočtu vnesena chyba. Tento jev je vzhledem k teplotám stěn kanálu v rotačním pístu považován za minimální.

3.5. MĚŘENÍ INDIKAČNÍCH TLAKŮ

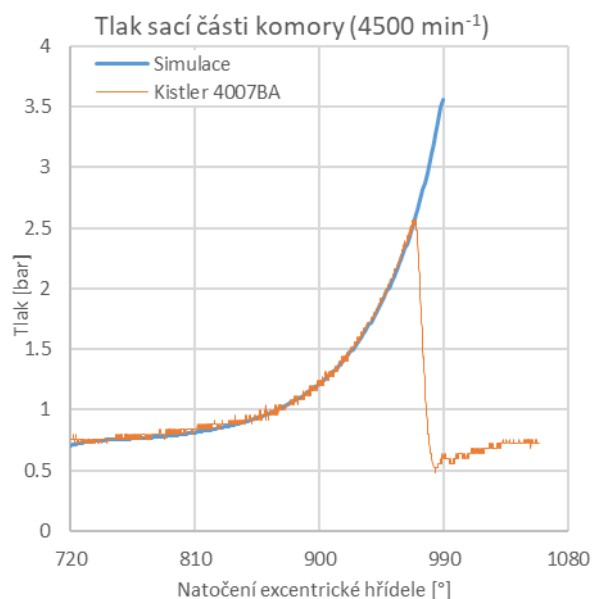
Analýza spalovacích procesů v pracovní komoře jakéhokoliv motoru vyžaduje měření spalovacích tlaků motoru, pokud možno v celém rozsahu jeho cyklu. Tento experiment je již mnohokrát popsán v literatuře [28]-[30]. Motor s rotačním pístem Wanklova typu pracuje ve čtyřdobém cyklu. Na rozdíl od klasického pístového motoru se pracovní komora pohybuje po obvodu generované epicykloidy. Toto přináší řadu problémů s použitím konvenčních nástrojů pro analýzu indikačních tlaků, které jsou tvořeny pro pístový motor. Hlavním rozdílem měření je nutnost použití vyššího počtu čidel pro zachycení kompletního cyklu pracovní komory motoru obvodu epitrochoidní skříně. Pozice čidel jsou vyznačeny na Obr. 5.



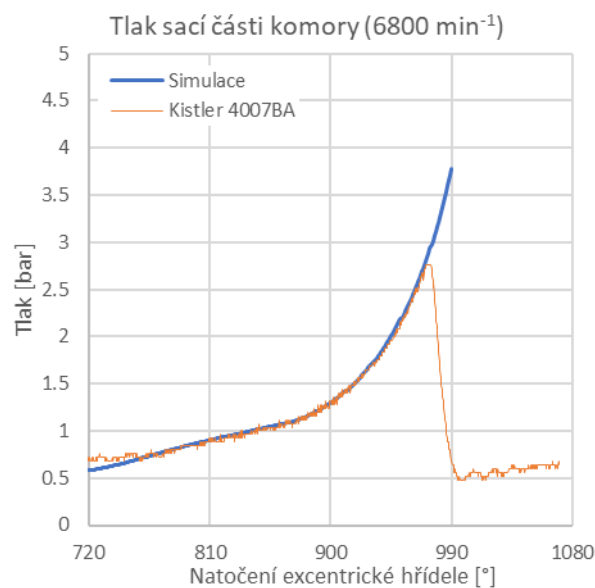
Obr. 5 Osazení motoru s rotačním pístem čidly Kistler.

3.6. MĚŘENÍ PRŮBĚHU TLAKU SÁNÍ

Čidlo umístěné v sací části pracovní komory nám umožňuje ověření koeficientů průtoku získaných CFD simulací. Skok v naměřených datech odpovídá jevu přechodu radiálního těsnění přes vyvrtaný otvor pro čidlo Kistler 4007BA. Vypočtený průběh tlaku sání byl porovnáván s naměřenými hodnotami. Uveden příklad při protáčení motorem na Obr. 6 a při rychlosti 6800 min^{-1} s plně otevřenou škrticí klapkou motoru a uzavřeným radiálním kanálem motoru na Obr. 7.



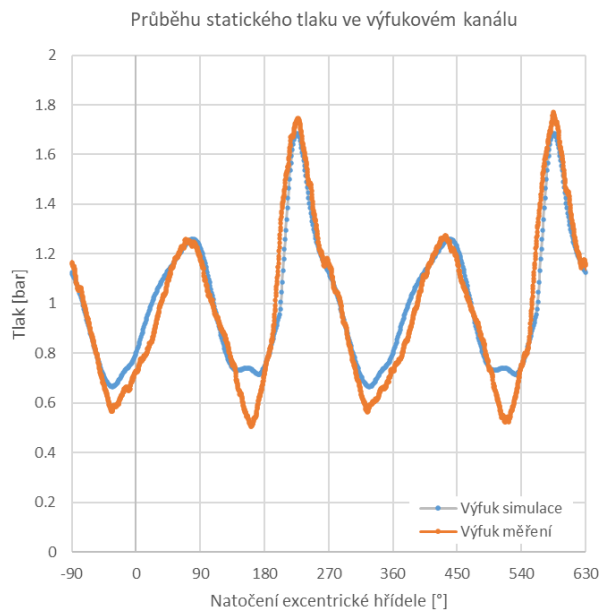
Obr. 6 Příklad průběhu tlaku v sací části pracovní komory. Porovnání s matematickým modelem. Pro bod 4500 min^{-1} , protáčení motorem.



Obr. 7 Příklad průběhu tlaku v sací části pracovní komory. Porovnání s matematickým modelem. Pro bod 6800 min^{-1} , plně otevřena hlavní škrticí klapka.

3.7. MĚŘENÍ PRŮBĚHU TLAKU VÝFUKOVÉHO KANÁLU

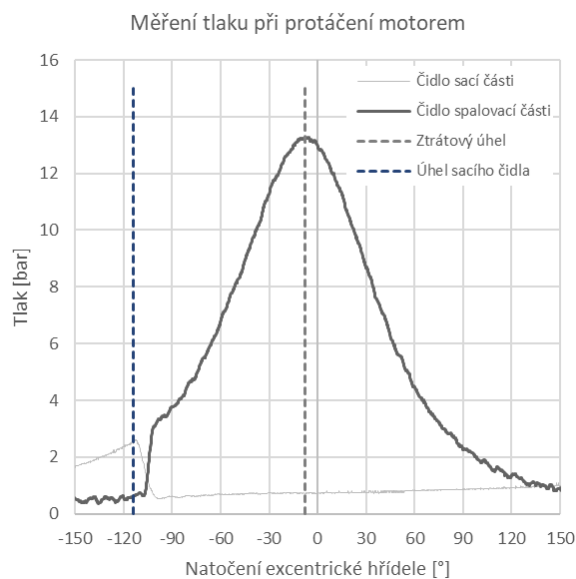
Data z čidla Kistler 4046B jsou porovnána se simulovanou hodnotou statického tlaku ve stejné vzdálenosti od hrany vstupu do výfukového kanálu z pracovní komory motoru. Z měření je pozorovatelná dobrá korelace výstupních teplot na základě podobnosti délky vlny. Délka vlny je závislá teplotě spalin a délce výfukového potrubí ke změně průtočných průměrů. Za předpokladu správnosti geometrických rozměrů zadaných do simulace. Dále ověřujeme správnost úhlu excentrické hřídele při otevření výfukového kanálu. Na Obr. 8 je uveden příklad měření a porovnání výsledků simulace.



Obr. 8 Průběh statického tlaku ve výfukovém kanálu. Měřeno senzorem Kistler 4046B. Pro bod 6800 min^{-1} , plně otevřena škrtecí klapka, zavřeno radiální sání.

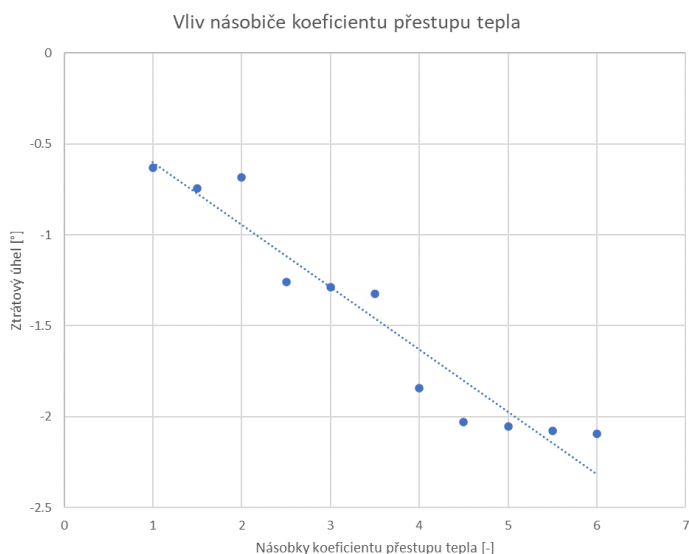
3.8. MĚŘENÍ PRŮBĚHU TLAKU PŘI PROTÁČENÍ MOTOREM

Pro ověření sfázování natočení excentrické hřídele motoru s časovacím kolem je vhodná analýza úhlové pozice maxima tlaku v pracovní komoře při protáčení motorem bez zapalování nasávané směsi. U spalovacího motoru dochází k přesunu úhlu maximálního tlaku (tzv. ztrátový úhel) v pracovní komoře při horní úvratí motoru vlivem ztráty energie náplně kvůli přestupu tepla do stěn spalovací komory vzniklého kompresí nasávaného plynu. Běžná hodnota ztrátového úhlu se pohybuje kolem 1° natočení klikové hřídele před geometrickou horní úvratí.



Obr. 9 Příklad měření tlaku při protáčení motorem. Je vyznačen ztrátový úhel maximálního tlaku ve spalovací komoře a pozice čidla v sací části cyklu. Pozice přechodu radiální těsnicí lišty přes otvor pro čidlo odpovídá úhlu natočení excentrické hřídele 114° před horní úvratí motoru.

Na Obr. 9 je patrná vysoká hodnota ztrátového úhlu. Ztrátový úhel je důsledkem energetické ztráty během komprese plynu. Tato ztráta je způsobena, jak již bylo zmíněno, přestupem tepla generovaného kompresí plynu do stěn spalovací komory a také únikem stlačovaného plynu přes těsnění pracovní komory. Z důvodu zjištění vlivu ztráty energie přestupem tepla na pozici ztrátového úhlu byla provedena simulace se základními vstupními daty pro násobky koeficientu kompletního přestupu tepla konvekcí do stěn pracovní komory. Jeho citlivost na ztrátový úhel není dostatečně vysoká dle Obr. 10. Ze simulace vyplývá snížení ztrátového úhlu na hodnotu cca -2° při šesti násobku koeficientu přestupu tepla. Tato hodnota se ukazuje při kalibraci jako nemožná, tudíž přejdeme na analýzu těsnění pracovní komory.



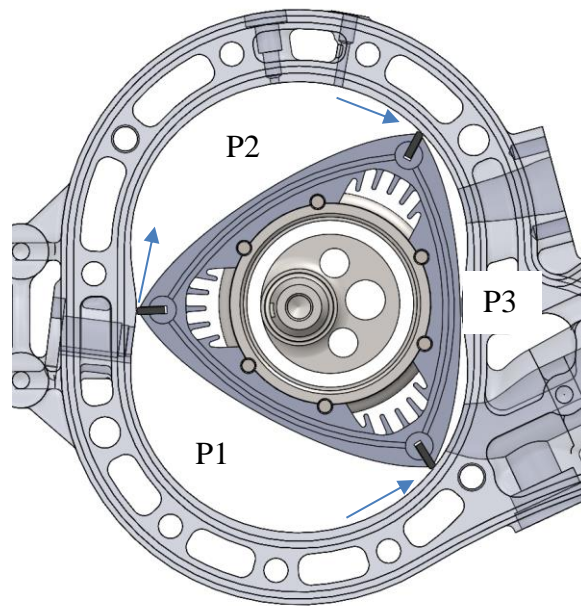
Obr. 10 Simulovaný vliv násobku koeficientu přestupu tepla konvekcí do stěn pracovní komory.

3.9. ZTRÁTY SMĚSI NETĚSNOSTÍ PRACOVNÍ KOMORY

Rotační motory Wanklova typu od počátku jeho vývoje trpí na nedostatečné utěsnění pracovních komor. [17],[18]-[21]. Tyto ztráty snižují objemovou účinnost plnění motoru, zvyšují ztráty pumpováním a zvyšují podíl spálené směsi v celkové náplni komory před počátkem spalovacího procesu.

Ztráty směsi můžeme dle místa úniku směsi dělit na ztráty radiální a axiální. V motoru se ztrátovým mazáním se směs proudící přes axiální těsnění dostává do sacího traktu axiálního kanálu. Tímto dochází ke zvýšení teploty nasávané směsi a její kontaminaci směsí spálenou. Tyto ztrátové plyny proudí zpět do pracovní komory axiálním sacím kanálem.

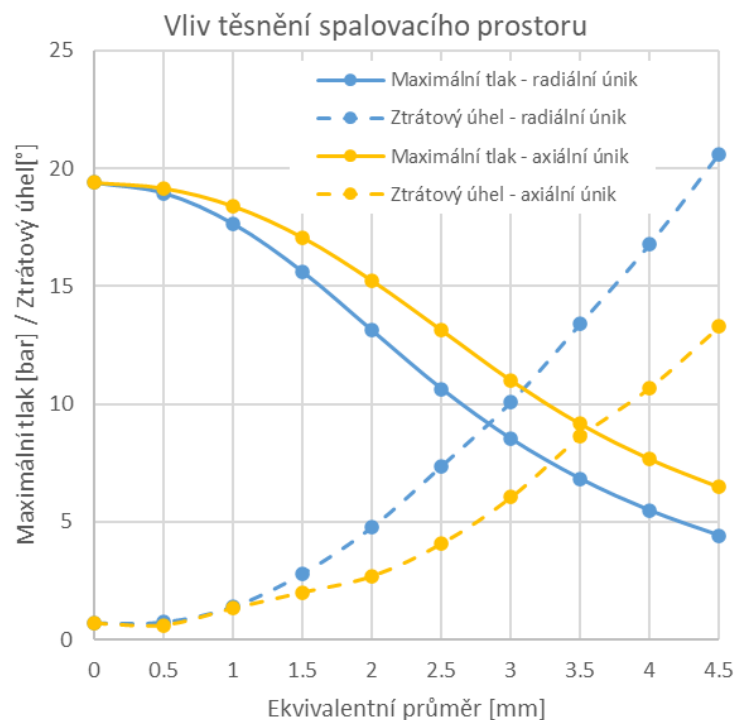
Radiální ztráty směsi jsou ztráty mezi dvěma sousedními komorami. Například během kompresního cyklu tak dochází z přední strany komory k prostupu spalin z komory, ve které probíhá spalování a ve stejný čas dochází také k úniku stlačované nespálené směsi do komory následující. Mechanismus úniku směsi je znázorněn na Obr. 11.



Obr. 11 Mechanismus radiální netěsnosti motoru. Šipky ukazují směr proudění plynu přes radiální těsnění. Platí pro závislost tlaku v pracovní komoře $P1 > P2 > P3$.

Oba mechanismy snižují objemovou účinnost motoru. Mají však také zásadní vliv na ztrátový úhel maximální tlaku ve spalovací komoře. Pro porovnání mechanismů byly vytvořeny dva modely motoru s počátečními podmínkami srovnatelnými s měřením indikačních tlaků při protáčení motorem. Jednotlivé vlivy radiálního a axiálního mechanismu netěsností byly odděleny a analyzovány. Výsledky jsou zobrazeny na Obr. 12. Pro nízké hodnoty průtočných ploch ztrátového modelu se ukazuje porovnatelný vliv obou mechanismů na hodnotu ztrátového úhlu, ale vyšší ztráta maximálního tlaku v případě radiálního úniku spalin. Toto je pravděpodobně způsobeno přepouštěním plynu ze sousední komory.

Rozlišení obou mechanismů se ukazuje jako důležité při kalibraci modelu a bylo nutné pro správné stanovení ztrát těsněním a na to navazující kalibrace ostatních veličin. Pokud by se zanedbaly tyto vlivy, další kalibrace by byla nutně zatížena chybou. Určení radiálních a axiálních průtočných ploch bylo provedeno pomocí optimalizačního nástroje.

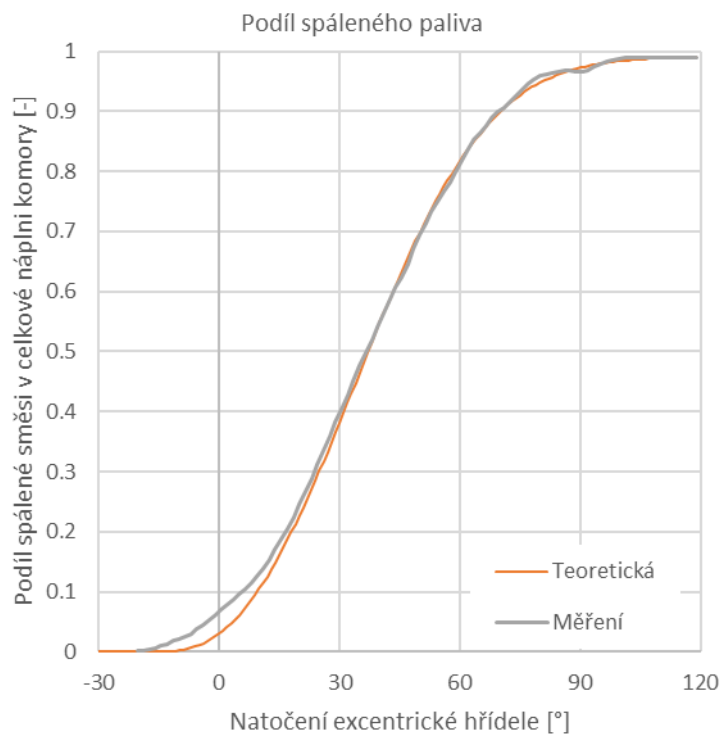


Obr. 12 Závislost ekvivalentního průměru ploch netěsností radiální a axiálních těsnících lišt na maximálním tlaku a ztrátovém úhlu při protáčení motorem.

3.10. KALIBRACE MODELU VÝVINU TEPLA

Kalibrace je provedena metodou obrácené úlohy simulace motoru. Počáteční podmínkou výpočtu je experimentem určená závislost tlaku pracovní komory na otočení excentrické hřídele. Tato musí být průměrována z hlediska třech pracovních komor motoru a také z hlediska variací mezi jednotlivými cykly. Výpočet je založen na porovnání měřeného indikovaného tlaku a teoretického tlaku pracovního plynu při adiabatické změně objemu odpovídající té v pracovní komoře motoru. Rozdíl těchto tlaků je poté způsoben vývinem tepla spalováním nasávané směsi, sníženým o přestup tepla do stěn pracovní komory a únikem média nedokonalým utěsněním komory.

Na příklad pro bod 6800 min^{-1} jsou hodnoty zobrazeny na Obr. 13. Koeficienty Wiebeho modelu hoření jsou poté upraveny s cílem odpovídajícího průběhu vývinu tepla spalováním [31]. Pro motor s rotačním pohybem pístu je zřejmá značná doba pro prohoření směsi. V počátku spalování je však viditelná vyšší rychlost prohořívání, pravděpodobně způsobena kompaktním spalovacím prostorem v rotačním pístu. Rozměry pracovní komory a rychlost otáčení samotné komory poté snižují rychlost prohořívání směsi.



Obr. 13 Průběh podílu spálené směsi pro bod 6800 min^{-1} a plné otevření škrtní klapky motoru.

Vyobrazené křivce náleží následující forma rovnice:

$$x_b = 0,99 \left(1 - e^{-6.9078 \left(\frac{\theta - 15}{120} \right)^{1.6+1}} \right) \quad (3-1)$$

3.11. PŘESTUP TEPLA DO STĚN PRACOVNÍ KOMORY

Teplo vyprodukované kompresí a vývinem spalováním přestupuje do stěn pracovní komory vlivem značného teplotního gradientu mezi náplní a stěnou válce. U zážehového motoru s rotačním pístem má největší podíl na přenosu tepla mechanismus nucené konvekce vzhledem k rychlosti směsi plynů v pracovní komoře motoru [32]. Koeficient konvekce byl aproximován modelem definovaným prof. Wochnim [26]:

$$h_c = 3.26B^{-0.2}p^{0.8}T^{-0.55}w^{0.8}, \quad (3-2)$$

kde

B – charakteristická délka (vrtání motoru) [m]

w – lokální průměrná rychlost proudění ve válci [m/s]

T – lokální průměrná teplota tekutiny ve válci [K]

p – tlak ve válci [kPa]

Pro určení průměrné lokální rychlosti proudění v komoře [26]:

$$w = \left[C_1 \bar{S}_p + C_2 \frac{V_z T_r}{p_r V_r} (p - p_m) \right] \quad (3-3)$$

kde

\bar{S}_p – střední pístová rychlost [m/s]

T_r – referenční teplota [K]

p_r – referenční tlak [Pa]

V_r – referenční objem [m³]

p – okamžitý tlak ve válci [Pa]

p_m – okamžitý tlak ve válci bez spalování [Pa]

C_1 – Koeficient střední pístové rychlosti [-]

C_2 – Koeficient tlaku v pracovní komoře [-]

Koeficienty C_1 a C_2 jsou z důvodu nedostatku experimentálního měření přestupu tepla pro čtyřdobý vodou chlazený motor:

Pro

sání a výfuk:	$C_1 = 6.18$	$C_2 = 0,$
kompresi:	$C_1 = 2.28$	$C_2 = 0,$
expanzi:	$C_1 = 2.28$	$C_2 = 3.24 \times 10^{-3}.$

Teploty stěn pracovní komory jsou určeny dle průběhu motoru NKU [17].

3.12. ZTRÁTY TŘENÍM

Rozdíl mezi indikovanými výkonovými parametry a efektivními hodnotami naměřenými pomocí dynamometru je způsoben třecími ztrátami. Tyto ztráty dělíme:

1. Ztráty pumpováním – práce potřebná na nasátí směsi do spalovacího prostoru a výfuk spalín do výfukového systému.
2. Ztráty třením – práce potřebná k překonání odporů vzniklých při vzájemném pohybu pohybujících se součástí motoru (ložiska, těsnění, ozubená kola atd.)
3. Ztráty v pohonu příslušenství motoru – práce potřebná k pohonu nezbytných součástí motoru (alternátor, vodní pumpa atd.)

Tyto ztráty můžeme pro zjednodušení výpočtu shrnout do celkových třecích ztrát,

$$W_{tf} = W_p + W_{rf} + W_a, \quad (3-4)$$

kde

W_p – ztráty pumpováním [J],

W_{rf} – ztráty třením [J],

W_a – ztráty pohonem příslušenství [J].

Tyto ztráty je dobré zahrnout jako konstantní veličinu ve formě střední třecího tlaku cyklu, který působí proti střednímu indikovanému tlaku, který je výsledkem spalovacího procesu.

$$FMEP = \frac{W_{tf}}{V_z}, \quad (3-5)$$

kde

$FMEP$ – střední třecí tlak cyklu [Pa],

V_z – zdvihový objem [m³].

Pro výpočet třecích ztrát modelu je použit Chen-Flynnův model třecích ztrát (CHEN, n. d.)

$$FMEP = C_{const} + C_p P_{max} + C_{mps} \overline{S_p} + C_{mpss} (\overline{S_p})^2, \quad (3-6)$$

kde

C_{const} – konstantní hodnota středního třecího tlaku [Pa],

C_p – součinitel maximálního tlaku ve válci [-],

P_{max} – maximální tlak ve válci za cyklus [Pa],

C_{mps} – součinitel rychlosti [Pa.m⁻¹.s⁻¹],

$\overline{S_p}$ – střední pístová rychlost [m.s⁻¹],

C_{mpss} – součinitel kvadratické rychlosti [Pa.m⁻².s⁻²].

Jedná se o empirický vztah, který určuje závislost středního tlaku třecích ztrát v závislosti na maximálním tlaku ve válci, střední pístové rychlosti a jejím kvadrátu. Střední pístová rychlost je zde brána pro náhradní pístový motor. Jelikož se ovšem nejedná o závislost na aktuální pístové rychlosti ale její průměrné hodnotě, je možno tento model použít i přes absolutní nepodobnost pohybu pístu. Pro použití v rotačním motoru byly použity následující parametry:

$$FMEP = 0,3 + 0,006 P_{max} + 0,09 \overline{S_p} + 0,0012 (\overline{S_p})^2, \quad (3-7)$$

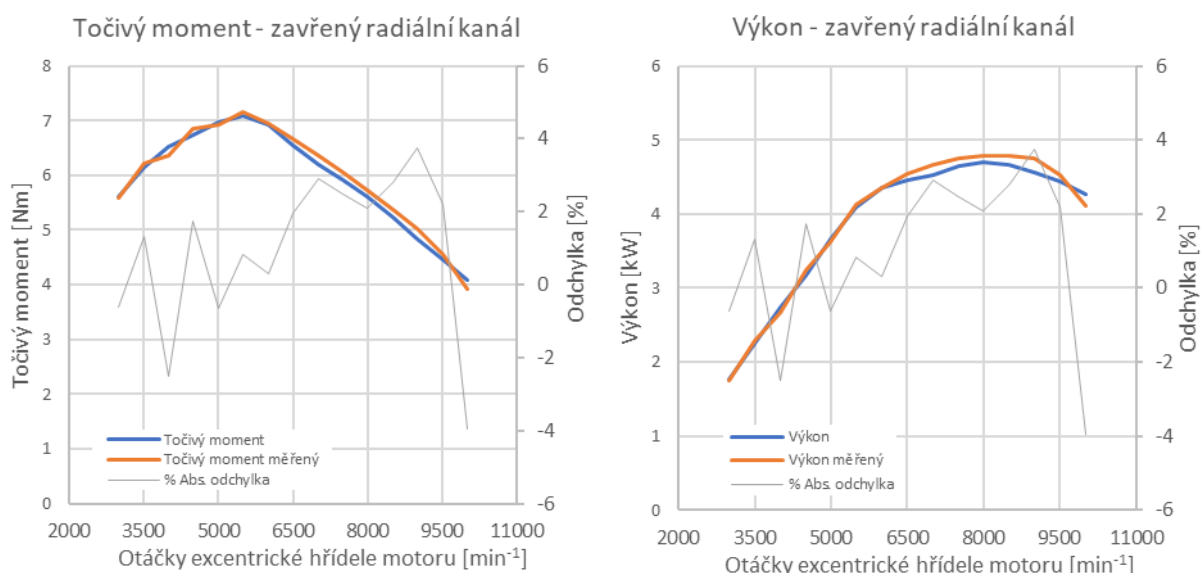
Parametry jsou použity jako dočasné a další kalibrace modelu z hlediska třecích ztrát je nutná pro zpřesnění výsledků.

4. VÝSLEDKY

Nyní můžeme přistoupit k porovnání výsledků 1D simulace s kalibrovanými modely spalování a těsnění pracovní komory. První část se věnuje porovnání kalibrovaného modelu s uzavřeným radiálním sáním. Tato varianta byla extenzivně testována z důvodu nízkého zatížení prototypu při jeho chodu, a tudíž možnosti měření množství dat dlouhodobě. Z předešlých zkoušek se ukazuje nízká životnost především hlavního rotorového ložiska motoru při provozu s otevřeným radiálním sáním motoru. Radiální sací kanál nepřispívá při svojí funkci k mazání a chlazení vnitřních částí rotoru, naopak snižuje průtok axiálním sacím kanálem a tím zvyšuje opotřebení. Proto jsou data měřena z větší části při uzavřeném radiálním sání. Verze s otevřeným sáním je poté ověřena na vnější výkonové křivce motoru pro porovnání simulovaných dat s předpokladem stejného průběhu vývinu tepla v pracovní komoře.

4.1. OVĚŘENÍ PARAMETRŮ MOTORU S AXIÁLNÍM SACÍM KANÁLEM

Točivý moment a výkon motoru jsou základní parametry, kterými posuzujeme vhodnost pohonné jednotky pro danou aplikaci. Tyto parametry jsou nejdůležitější při počátku vývoje motoru a je očekávána jejich maximalizace pro zadané okrajové podmínky.

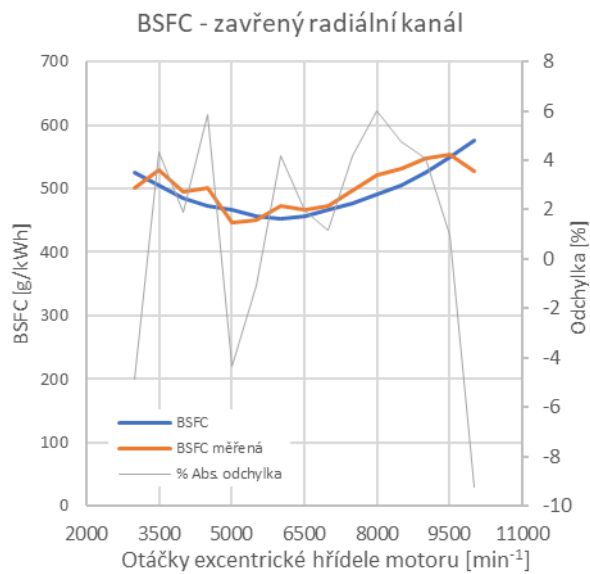


Obr. 14 Točivý moment – porovnání simulace s daty experimentu.

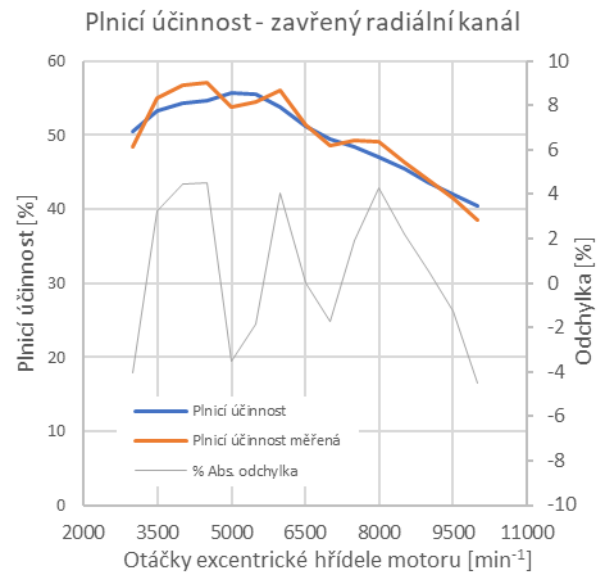
Obr. 15 Výkon motoru – porovnání simulace s daty experimentu.

V případě matematické predikční simulace očekáváme u těchto parametrů nejlepší shodu s naměřenými parametry, protože tyto vstupují do její kalibrace. Z Obr. 14 a Obr. 15 plyne uspokojivá korelace měření se simulovanými daty. Maximální absolutní procentuální odchylka mezi naměřenými daty a simulací je 3,96%. Měření indikovaných tlaků souhlasí se výpočtovou hodnotou průběhu tlaku průměrně do 1%. Odchylka vnější výkonové charakteristiky je s největší pravděpodobností způsobena nízkou přesností měření točivého momentu dynamometrem pro nízká zatížení.

Pro výpočet experimentální měrné spotřeby paliva (Obr. 16) a plnicí účinnosti (Obr. 17) bylo pro toto měření použito stanovení bohatosti směsi dle Brettschneiderovy rovnice pomocí emisního analyzátoru AVL DiTest GAS 1000.

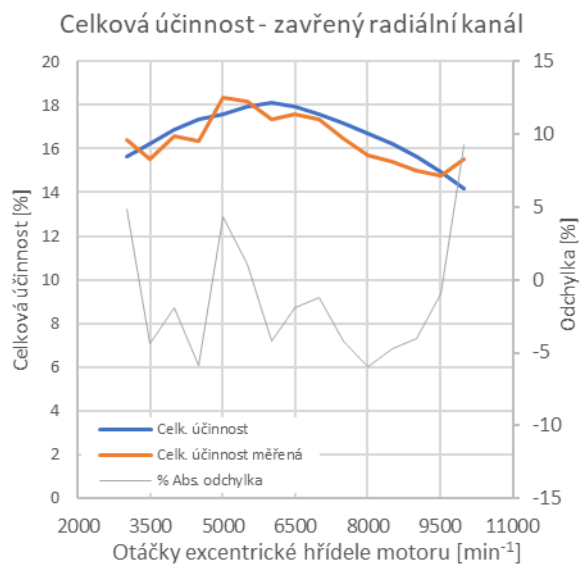


Obr. 16 Měrná spotřeba paliva (BSFC) – porovnání simulace s daty experimentu

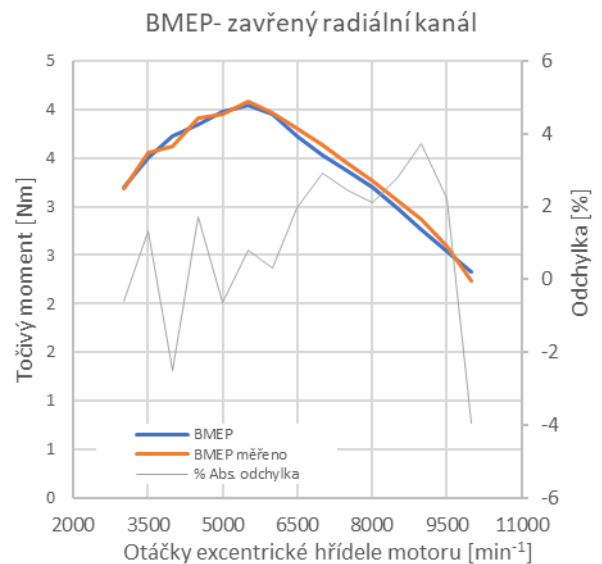


Obr. 17 Plnicí účinnost – porovnání simulace s daty experimentu.

Pro lepší porovnání mezi dalšími motory je uvedena celková účinnost (Obr. 18) a střední užitečný efektivní tlak (Obr. 19).



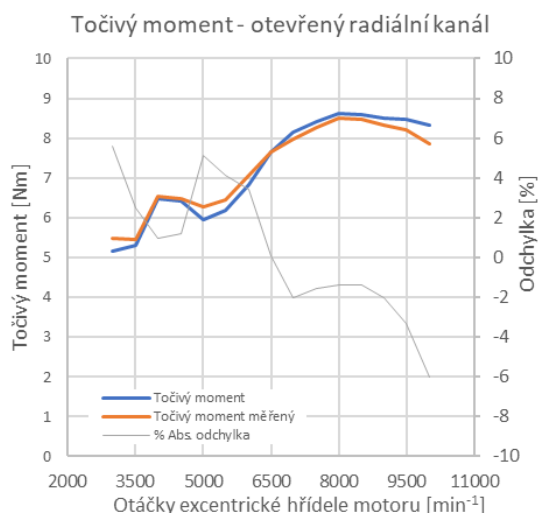
Obr. 18 Celková účinnost – porovnání simulace s daty experimentu



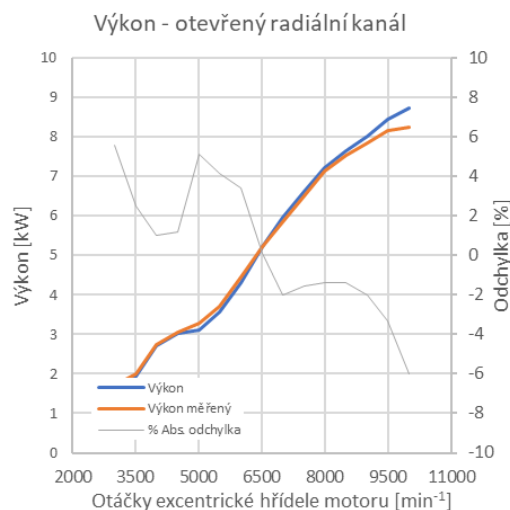
Obr. 19 Střední užitečný efektivní tlak (BMEP) – porovnání simulace s daty experimentu.

4.2. OVĚŘENÍ PARAMETRŮ MOTORU S RADIÁLNÍM SACÍM KANÁLEM

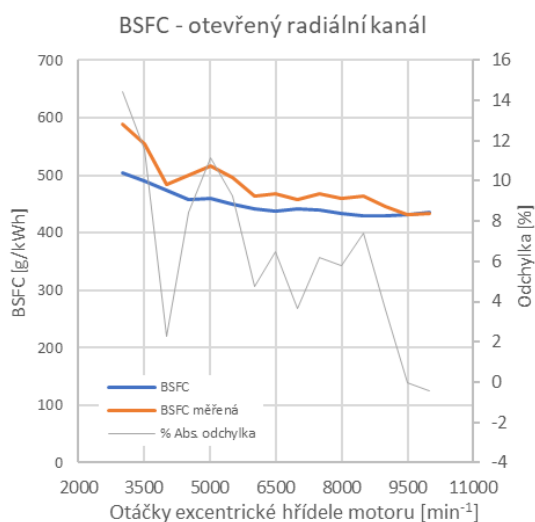
Otevřením radiálního kanálu motoru značně zvyšujeme plnicí účinnost motoru, především ve vyšších otáčkách. Pro verzi s otevřenými radiálním sacím kanálem motoru bylo, s přihlédnutím k provozním možnostem motoru, provedeno porovnání modelu s naměřenými daty vnější křivky. Porovnání dat točivého momentu Obr. 20 a užitého výkonu Obr. 21 pro motor s otevřeným radiálním kanálem ukazuje dostatečnou přesnost modelu s maximální odchylkou 6% v maximu rychlostní charakteristiky motoru.



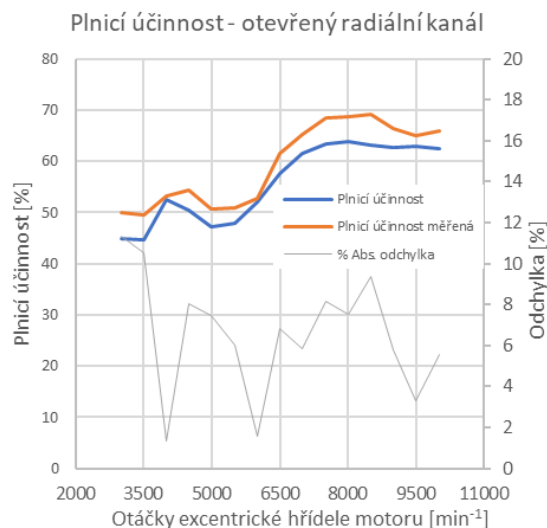
Obr. 20 Točivý moment – porovnání simulace s daty experimentu. Pro otevřený radiální sací kanál.



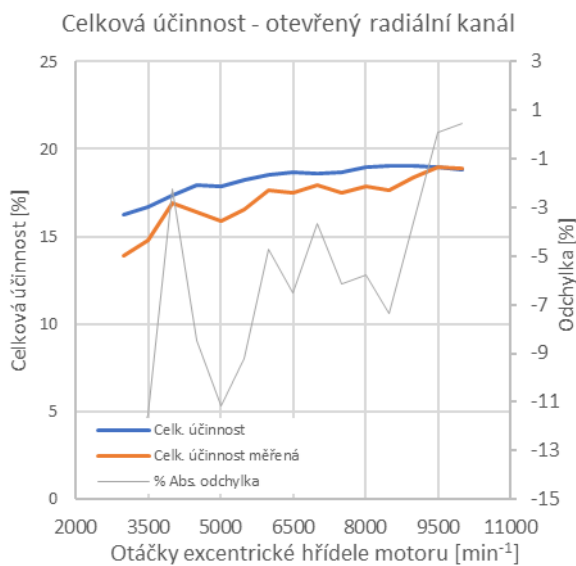
Obr. 21 Výkon motoru – porovnání simulace s daty experimentu. Pro otevřený radiální sací kanál.



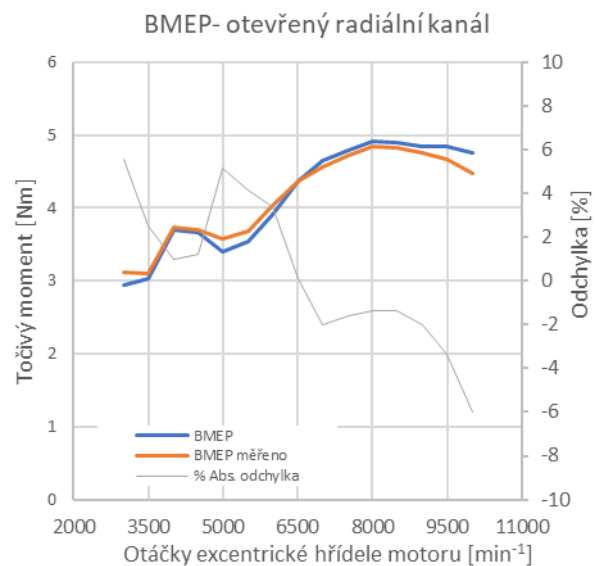
Obr. 22 Měrná spotřeba paliva (BSFC) – porovnání simulace s daty experimentu. Pro otevřený radiální sací kanál.



Obr. 23 Plnicí účinnost – porovnání simulace s daty experimentu. Pro otevřený radiální sací kanál.



Obr. 24 Celková účinnost – porovnání simulace s daty experimentu. Pro otevřený radiální sací kanál.



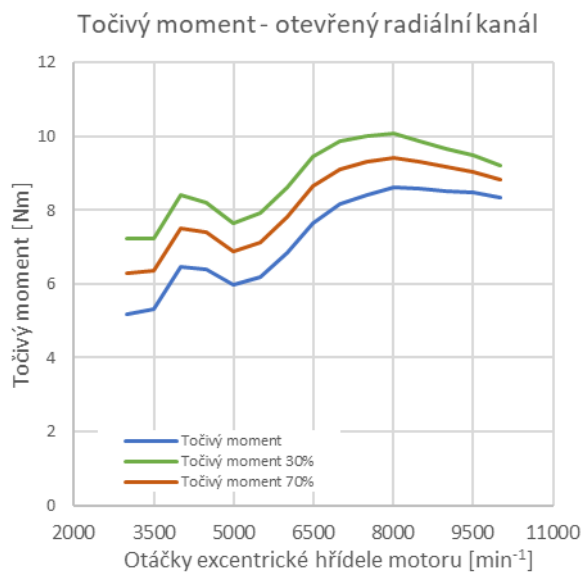
Obr. 25 Střední užitiný efektivní tlak (BMEP) – porovnání simulace s daty experimentu. Pro otevřený radiální sací kanál.

V porovnání s předchozím měřením vidíme v případě měření BSFC (Obr. 22) a plnicí účinnosti (Obr. 23) s otevřeným radiálním sacím kanálem vyšší odchylku plnicí účinnosti a BSFC, pravděpodobně z důvodu nepřímého měření průtoku vzduchu pomocí sondy Bosch LSU 4.9 oproti použití Brettschneiderovy rovnice. Důvodem volby sondy Bosch je její relativní rychlost měření v porovnání s emisním analyzátozem. Při vysokém zatížení není dostatek času na ustálení měřeného bodu emisním analyzátozem a mohlo by dojít k přehřátí hlavního ložiska rotoru. Jako v předchozím bodě jsou také uvedeny hodnoty celkové účinnosti (Obr. 24) a středního užitého efektivního tlaku (Obr. 25)

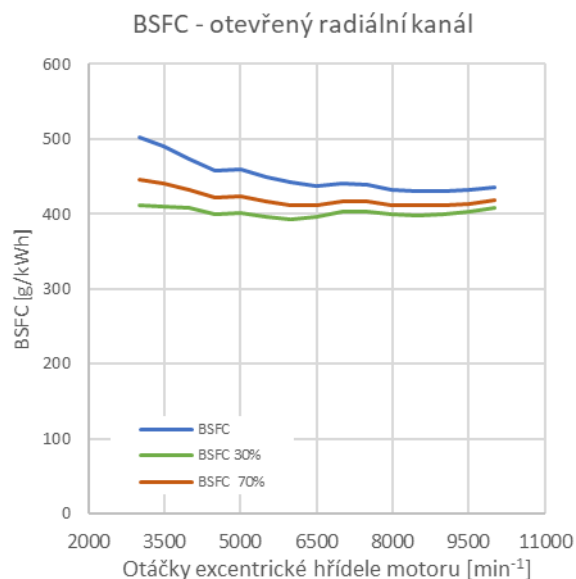
4.1. VLIV TĚSNĚNÍ PRACOVNÍ KOMORY NA VÝKONOVÉ PARAMETRY

Hlavní motivací k tvorbě termodynamické simulace je usnadnění hledání cest vývoje s nižšími časovými a finančními náklady. V této práci byl zjištěna nízká účinnosti těsnění pracovní komory zkoumaného prototypu. Pro kvantifikaci naměřených výsledků byla vytvořena simulace vlivu snížení nežádoucího toku směsi těsněním. Nastavení výpočtu probíhalo s počátečními podmínkami ověřené simulace pro verzi motoru s otevřeným radiálním sacím kanálem. Byly vytvořeny dvě varianty pro 30% a 70% průtočnou plochu netěsností.

Z výsledků je zřejmá značná závislost zvýšení točivého momentu (Obr. 26) a snížení měrné spotřeby paliva (Obr. 27) na zvyšování účinnosti těsnění pracovní komory. Je samozřejmé, že utěsnění pracovního prostoru jakéhokoliv objemového stroje je kritické pro jeho účinnost. Výsledky jsou zde uvedeny především pro kvantifikaci vlivu pro další vývoj. Z výsledků je navíc patrná závislost vlivu těsnění na otáčkách motoru, způsobena především snížením doby trvání cyklu a tím snížením objemu ztracené směsi těsněním.



Obr. 26 Měrná spotřeba paliva (BSFC) – porovnání simulace s daty experimentu



Obr. 27 Plnicí účinnost – porovnání simulace s daty experimentu.

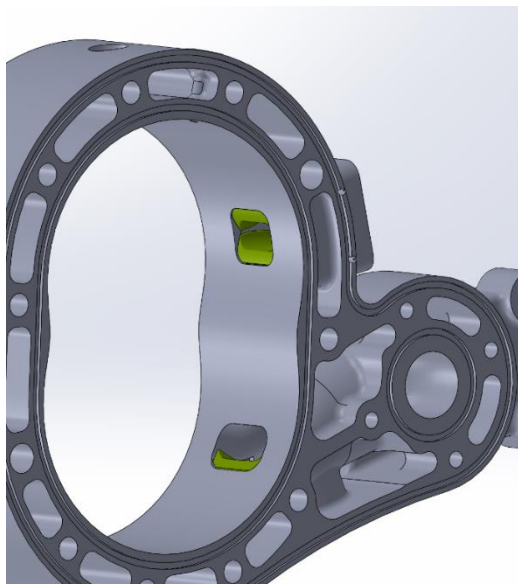
4.2. VARIABILITA PRŮŘEZŮ SACÍHO A VÝFUKOVÉHO KANÁLU

Při provozu rotačního motoru se ekvivalentně k ostatním druhům spalovacích motorů i jiných objemových strojů ukázala závislost optimálního průřezu sacích a výfukových kanálů motoru na rychlosti motoru a jeho zatížení. Tento efekt se dá u pístového čtyřdobého motoru připodobnit variabilní výšce zdvihu ventilů. Druhotným jevem z principu časování jednotlivých kanálů motoru pomocí rotačního pístu je možnost změny časování otevření a zavření jednotlivých radiálních kanálů. Toto řešení je známo především z dvoudobých motorů, kde se desítky let používá tzv. přívěra výfukového kanálu [35],[36] ke zlepšení průběhu točivého momentu a spotřeby paliva v širokém spektru rychlosti motoru.

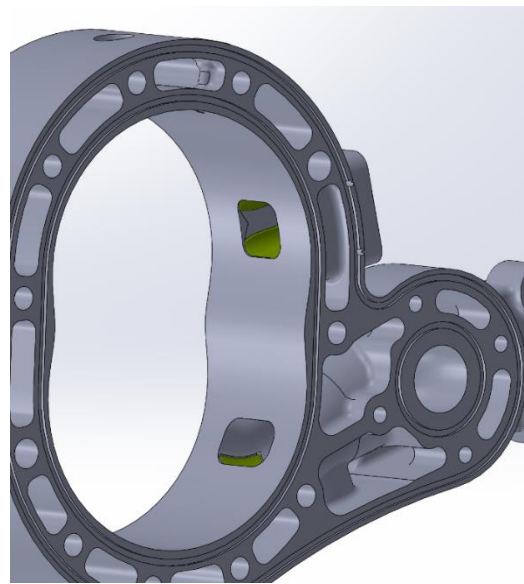
Princip funkce navrhovaného systému je nejlépe patrný z Obr. 28 a Obr. 29. Systém může být tvořen pouze jednostrannou variantou (zobrazeno ve výfukovém kanálu) nebo oboustrannou variantou (zobrazeno v sacím kanálu).

Vliv na časování a průtočné plochy jednotlivých radiálních kanálů je zobrazen na Obr. 30. Z téhož je patrné mírné posunutí úhlového bodu natočení excentrické hřídele motoru otevření a zavření radiálních kanálů. Toto je způsobeno principem funkcí jednotlivých přívěr kanálů.

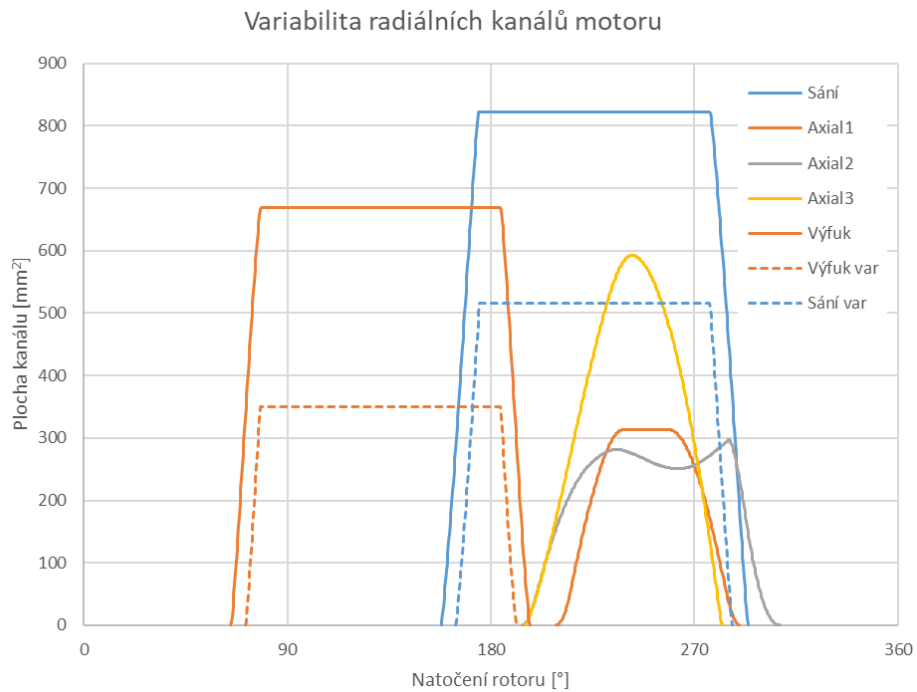
Vliv na výkonové parametry je v obou případech značný. Je důležité zmínit především efekt výfukové přívěry, který je ovšem způsoben především nevhodně zvolenou velikostí základní varianty výfukového kanálu. Průtočný průřez byl pro první prototyp zvolen roven ekvivalentnímu průměru výfukového potrubí $D=20\text{mm}$, z důvodu obav o dostatečné vyprazdňování spálené směsi. Toto se z pozdější analýzy ukazuje jako příliš a důsledkem tohoto rozhodnutí je snížený efekt pulzací výfukového systému, které by při určitých otáčkách pomáhali při překrytí sacího a výfukového kanálu plnit komoru čerstvou směsí paliva a vzduchu.



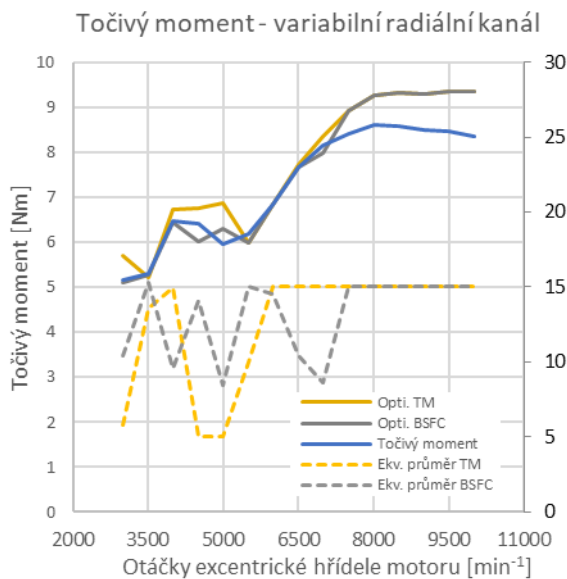
Obr. 28 Uzavřené variabilní přívěry kanálů. Pro výfukový kanál je zobrazena v příkladu pouze jedna, je možné použít zdvojenou variantu. Varianta pro nízké rychlosti a zatížení motoru.



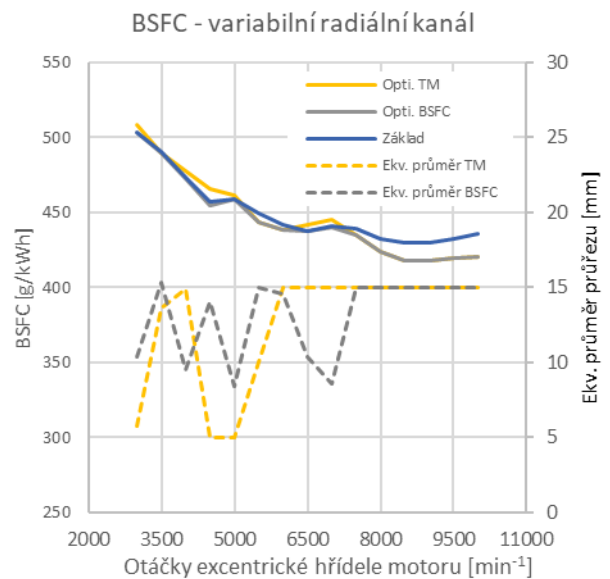
Obr. 29 Otevřené variabilní přívěry kanálů. Varianta pro vysoké rychlosti a zatížení motoru.



Obr. 30 Příklad konfigurace variabilních radiálních kanálů motoru – čerchovaně minimální otevření, plně maximální otevření. Systém dovoluje plynulou změnu mezi limitními stavy.

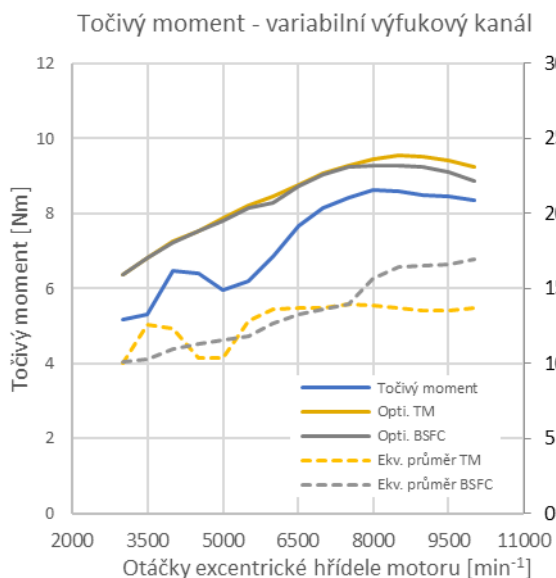


Obr. 31 Točivý moment – variabilní průřez sacího kanálu, optimalizace pro točivý moment

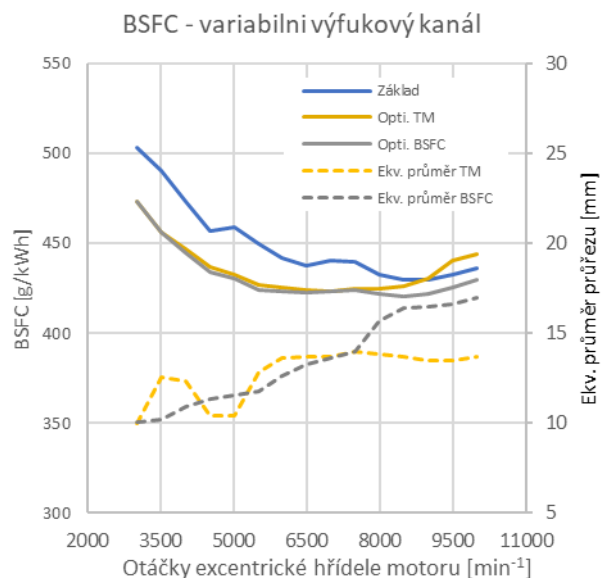


Obr. 32 Měrná spotřeba paliva (BSFC) – variabilní průřez sacího kanálu, optimalizace pro točivý moment

Výsledky simulace pro příklad možnosti variabilního průřezu sacího kanálu jsou uvedeny pro točivý moment na Obr. 31 a pro BSFC na Obr. 32. Optimalizace byla provedena s podmínkou maximálního točivého momentu (Opti. TM) a pro podmínku minimálního BSFC (Opti. BSFC). Vliv na celý průběh točivého momentu je značný a je především způsoben výchozí hodnotou ekvivalentního průměru sacího kanálu $D=10\text{mm}$. Tato byla pro prototyp zvolena jako první verze.



Obr. 33 Točivý moment – variabilní průřez sacího kanálu, optimalizace pro točivý moment



Obr. 34 Měrná spotřeba paliva (BSFC) – variabilní průřez výfukového kanálu, optimalizace pro točivý moment

Výsledky simulace pro příklad možnosti variabilního průřezu výfukového kanálu jsou uvedeny pro točivý moment na Obr. 33 a pro BSFC na Obr. 34. Optimalizace byla provedena

s podmínkou maximálního točivého momentu (Opti. TM) a pro podmínku minimálního BSFC (Opti. BSFC). Vzhledem k vysoké citlivosti průřezu výfukového kanálu na parametry motoru je nutné ověření této modifikace na prototypu.

Většina přístupů ke zvýšení užitého výkonu motoru povede ke zvyšování tepelného zatížení hlavního ložiskového uzlu. Při vývoji pohonné jednotky pomocí simulačních nástrojů se nabízí použití optimalizačního nástroje k navyšování plnicí účinnosti, snižování bohatosti směsi a z toho plynoucí vyšší celkové účinnosti pohonné jednotky. Je ovšem důležité přihlídnout i k provozním možnostem a životnosti pohonné jednotky. Z mnoha provedených experimentů, především s použitím radiálního sacího kanálu, se ukázala hlavní nevýhoda konceptu chlazení hlavního ložiskového uzlu axiálním sacím kanálem. Kromě nedostatečného chlazení při vysokém zatížení s použitím radiálního sacího kanálu, který nutně odebírá část nasávané směsi axiálním kanálem a tím snižuje účinnost chlazení, dále samotný přestup tepla z ložiskového uzlu do nasávané směsi značně snižuje objemovou účinnost motoru. Jeho hlavní výhodou je samozřejmě konstrukční jednoduchost. Dle názoru autora ovšem nevýhody značně převažují. Konstrukčním řešením se ukazuje běžně používaný systém výměníku tepla [4] nebo nuceného ztrátového chlazení směsí vzduchu a oleje [5]. Případně nucený oběh oleje rotačním pístem. Obě řešení značně zvyšují komplexnost prototypu a je nutné zvážit jejich vhodnost dle aplikace.

ZÁVĚR

Cílem práce bylo ověření dříve vyvinuté simulace v komerčním 1D termodynamickém simulačním programu pomocí měření indikačních tlaků motoru. K tomuto měření byla vytvořena metodika pro jeho úspěšné použití. Byly popsány hlavní rozdíly v použitém přístupu k měření nutných parametrů s měřením prováděným na pístovém motoru. Především použití třech čidel pro vysokofrekvenční měření tlaku, která umožní postihnout kompletní cyklus motoru. Toto se ukazuje jako nezbytné z důvodu pohybu pracovní komory po obvodu epitrochoidní plochy hlavní motorové skříně.

V první části práce byl popsán teoretický cyklus motoru s rotačním pístem. Hlavní částí je jeho porovnání s čtyřdobým pístovým motorem. Tento krok je zásadní pro pochopení přístupu k vytváření 1D termodynamického modelu. Popis geometrie motoru nám poté umožňuje provést analýzu sil působících na radiální těsnění. Tato analýza byla nutná k ověření funkčnosti radiálního těsnění z hlediska přitlačné síly na něj působící. Z hlediska práce se ukazuje těsnění pracovní komory jako zásadní na výkonové parametry motoru.

Ve druhé části se práce věnuje průběhu vývinu tepla spalováním. Je popsána metoda idealizace vývinu tepla spalováním pomocí jednoduché Wiebeho funkce, používané pro zážehové motory. Vliv jednotlivých parametrů funkce byl popsán. Hlavní neznámou předešlé práce na modelování motoru s rotačním pístem byly právě koeficienty Wiebeho funkce hoření. Jedním z důvodů provedeného experimentu je jejich určení.

Třetí část práce se věnuje nastavení motoru pro měření, jsou zde uvedena jistá omezení v nastavení palivových a předstihových map motoru s cílem snížení teplotního zatížení především uložení rotačního pístu, které se ukázalo v průběhu testování prototypu jako problematické. V této kapitole jsou postupně popsány jednotlivé kroky nutné k úspěšnému měření indikačních tlaků v celém průběhu cyklu motoru s rotačním pístem. Jsou zde popsány jednotlivá čidla použitá pro měření a jejich polohy jsou vyznačeny. Vliv dokonalosti utěsnění pracovní komory byl popsán a simulace radiálních a axiálních netěsností byla vytvořena. Nedokonalost těsnění se ukázala jako hlavní příčina vysokého ztrátového úhlu při určování horní úvratě motoru. Bylo popsáno použití reverzní termodynamické úlohy pro určení vývinu tepla spalováním. Tyto výsledky byly poté použity ke kalibraci Wiebeho modelu spalování, který ukázal vysokou dobu prohoření směsi. Toto je hlavním důvodem k nízkým maximálním spalovacím tlakům motoru.

Další část je věnována výsledkům termodynamické simulace po kalibraci modelu ztrát těsněním a modelu vývinu tepla spalováním. Je uvedeno porovnání s daty použitými ke kalibraci samotného modelu. Příklad použití ověřeného termodynamického modelu byl ilustrován simulací zvýšení efektivity těsnění spalovací komory. Z důvodu značného vlivu na výkonové parametry motoru je tato část doporučena k dalšímu vývoji. Druhou řešenou úlohou bylo zvyšování výkonových parametrů motoru pomocí simulace variability průřezu radiálních kanálů motoru. Systém používaný především u dvoudobých motorů byl aplikován na motor s rotačním pístem. Vzhledem k vlivu na průběh točivého momentu a možnosti snižování měrné spotřeby při režimech nízkého zatížení motoru je tento systém navržen do dalšího prototypu motoru. Vzhledem k vysokým vlivům obou testovaných úloh na výkonové parametry je samozřejmá nutnost jejich ověření na prototypu.

Hlavní problém pohonné jednotky během experimentu bylo nedostatečné chlazení hlavního ložiskového uzlu rotačního pístu. Tento jev bude překážkou pro další zvyšování užitého

výkonu pohonné jednotky a celkové účinnosti, proto je nezbytné pro další postup při zvyšování výkonových parametrů integrovat systém chlazení hlavního ložiskového uzlu.

Všechny body zadání byly postupně splněny.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Rotary engines, 1969. *Scientific American*. 0036-8733(220), 90-99. ISSN 0036-8733.
- [2] The NSU-Wankel *Rotating Combustion Engine*, 1961. SAE Transactions. SAE International, 69, 179-193. ISSN 0096-736X.
- [3] YAMAOKA, Kojiro a Hiroshi TADO, 1972. Improvements of the Rotary Engine with a Charge Cooled Rotor. *SAE Technical Paper*. DOI:10.4271/720466
- [4] DIAMOND AIRCRAFT, 2023. *AE50R - Proven Reliability* [online]. [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://www.diamondaircraft.com/en/austro-engine/r-series/overview/>
- [5] *Compact SPARCS: Advanced Innovative Engineering* [online]. 2023 [cit. 2023-01-25]. Dostupné z: <http://www.aieuk.com/compact-sparcs/>
- [6] GAO, Jianbing, Guohong TIAN, Chaochen MA, Liyong HUANG a Shikai XING, 2021. Explorations of the impacts on a hydrogen fuelled opposed rotary piston engine performance by ignition timing under part load conditions. *International Journal of Hydrogen Energy* [online]. **46**(21), 11994-12008 . ISSN 03603199. DOI:10.1016/j.ijhydene.2021.01.030
- [7] FAN, Baowei, Jiabin WANG, Jianfeng PAN, et al., 2022. Computational study of hydrogen injection strategy on the combustion performance of a direct injection rotary engine fueled with natural gas/hydrogen blends. *Fuel* [online]. **328** . ISSN 00162361. DOI:10.1016/j.fuel.2022.125190
- [8] YANG, Jinxin, Changwei JI, Shuofeng WANG, Du WANG, Cheng SHI, Zedong MA a Boya ZHANG, 2018. Numerical study of hydrogen direct injection strategy on mixture formation and combustion process in a partially premixed gasoline Wankel rotary engine. *Energy Conversion and Management* [online]. **176**, 184-193 . ISSN 01968904. DOI:10.1016/j.enconman.2018.09.008
- [9] QIN, Zhaoju, Minghui JIA a Huadong YANG, 2020. Study on vortex characteristics and velocity distribution in small rotary engine. *Energy* [online]. **206** . ISSN 03605442. DOI:10.1016/j.energy.2020.118065
- [10] WANG, Huaiyu, Changwei JI, Cheng SHI, et al., 2023. Multi-objective optimization of a hydrogen-fueled Wankel rotary engine based on machine learning and genetic algorithm. *Energy* [online]. **263** . ISSN 03605442. DOI:10.1016/j.energy.2022.125961
- [11] JIAO, Huichao, Run ZOU, Nana WANG, Baoyang LUO, Wenchao PAN a Jinxiang LIU, 2022. Optimization design of the ignition system for Wankel rotary engine considering ignition environment, flow, and combustion. *Applied Thermal Engineering* [online]. **201** . ISSN 13594311. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2021.117713
- [12] FAN, Baowei, Yonghao ZENG, Jianfeng PAN, Jia FANG, Hammed Adeniyi SALAMI a Yuanguang WANG, 2022. Numerical study of injection strategy on the combustion process in a peripheral ported rotary engine fueled with natural gas/hydrogen blends under the action of apex seal leakage. *Energy* [online]. **242** . ISSN 03605442. DOI:10.1016/j.energy.2021.122532
- [13] AMROUCHE, F., P.A. ERICKSON, S. VARNHAGEN a J.W. PARK, 2016. An experimental study of a hydrogen-enriched ethanol fueled Wankel rotary engine at ultra lean and full load

- conditions. *Energy Conversion and Management* [online]. **123**, 174-184 . ISSN 01968904. DOI:10.1016/j.enconman.2016.06.034
- [14] OZCANLI, Mustafa, Oguz BAS, Mustafa Atakan AKAR, Safak YILDIZHAN a Hasan SERIN, 2018. Recent studies on hydrogen usage in Wankel SI engine. *International Journal of Hydrogen Energy* [online]. **43**(38), 18037-18045 . ISSN 03603199. DOI:10.1016/j.ijhydene.2018.01.202
- [15] NORBYE, Jan P. *The Wankel engine: design, development, applications*. [1st ed.]. Philadelphia: Chilton Book Co, 1971. ISBN 08-019-5591-2.
- [16] KUTLAR, Osman Akin a Fatih MALKAZ, 2019. Two-Stroke Wankel Type Rotary Engine: A New Approach for Higher Power Density. In: *Energies*. ISSN 1996-1073. DOI:10.3390/en12214096
- [17] YAMAMOTO, Kenichi. *Rotary Engine*. Tokyo, Japan: Sankaido Co., 1981.
- [18] ROSE, Sarah Warren a Daniel C.H. YANG, 2014. Wide and multiple apex seals for the rotary engine. In: *Mechanism and Machine Theory*. s. 202-215. ISSN 0094114X. DOI:10.1016/j.mechmachtheory.2013.12.011
- [19] LAMPING, H. D., M. W. GALLIERS a S. M. WOLOSIN, 1974. Rotary Combustion Engine Trochoid Coatings and Seals. *SAE Technical Paper*. DOI:10.4271/741043;
- [20] REVANKAR, G. S. The Development of a Stratified Charge Rotary Engine Apex Seal Material. *SAE Technical Paper*. 18. ISSN 0148-7191. DOI:10.4271/910627
- [21] MAYER, William J., Robert L. ANDERSON a Donald C. LECHMAN. A Radiometric Method for Apex Seal Wear Measurements in Rotary Engines. *SAE Technical Paper 741066* ISSN 0148-7191. DOI:10.4271/741066
- [22] WIEBE, I. I., 1962. *Progress in engine cycle analysis: Combustion rate and cycle processes*. 1. Moskva: Mashgiz, 271 s.
- [23] WIEBE, I. I., 1956. Semi-empirical expression for combustion rate in 33 engines. In *Proceedings of Conference on Piston Engines*. Moskva: Academy of Sciences, s. 185-191.
- [24] GHOJEL, J I, 2010. Review of the development and applications of the Wiebe function: A tribute to the contribution of Ivan Wiebe to engine research. *International Journal of Engine Research* [online]. 2010-08-01, 11(4), 297-312. ISSN 1468-0874. DOI:10.1243/14680874JER06510
- [25] LINDSTRÖM, Fredrik, Hans-Erik ANGSTRÖM, Gautam KALGHATGI a Christel Elmqvist MÖLLER. An Empirical SI Combustion Model Using Laminar Burning Velocity Correlations. *SAE Technical Paper* [online]. SAE International, DOI:10.4271/2005-01-2106
- [26] HEYWOOD, John B., c1988. *Internal combustion engine fundamentals*. 2. New York: McGraw-Hill. ISBN 0-07-100499-8.
- [27] BRETTSCHEIDER, J. Calculation of the air ratio lambda of air fuel mixtures and its effect on measurement errors. *Bosch Technische Berichte*. 6. Bundesanstalt für Straßenwesen: Bosch (Robert), s. 177-181. ISSN 0006-789X.

- [28] CUISANO, J., F. FLORES, L. CHIRINOS a A. VAUDREY, 2022. In-cylinder pressure statistical analysis and digital signal processing methods for studying the combustion of a natural gas/diesel heavy-duty engine at low load conditions. *Energy Conversion and Management*. ISSN 01968904. DOI:10.1016/j.enconman.2022.116089
- [29] SHETTY, Suresh a B.R. SHRINIVASA RAO, 2022. In-cylinder pressure based combustion analysis of cycle-by-cycle variations in a dual spark plug SI engine using ethanol-gasoline blends as a fuel. *Materials Today: Proceedings*. 52, 780-786. ISSN 22147853. DOI:10.1016/j.matpr.2021.10.148
- [30] D'AMBROSIO, S., A. FERRARI a L. GALLEANI, 2015. In-cylinder pressure-based direct techniques and time frequency analysis for combustion diagnostics in IC Engines. *Energy Conversion and Management*. 99, 299-312. ISSN 01968904. DOI:10.1016/j.enconman.2015.03.080
- [31] Yeliana, C. Cooney, J. Worm, D. Michalek, J. Naber, 2008. Wiebe function parameter determination for mass fraction burn calculation in an ethanol-gasoline fuelled SI engine. *Journal of KONES Powertrain and Transport*. 3. Varšava, s. 567-574. ISSN 1231-4005.
- [32] LEE, Chi M. a Harold J. SCHOCK, 1988. Regressed Relations for Forced Convection Heat Transfer in a Direct Injection Stratified Charge Rotary Engine. *SAE Technical Paper* [online]. - [cit. 2023-09-28]. Dostupné z: doi:10.4271/880626
- [33] PESIC, Radivoje, Aleksandar DAVINIC, Snezana PETKOVIC, Dragan TARANOVIC a Danijela MILORADOVIC, 2013. Aspects of volumetric efficiency measurement for reciprocating Engines. *Thermal Science*. 1. s. 35-48. ISSN 0354-9836. DOI:10.2298/TSCI120531153P
- [34] Injection Valves 2019. Bosch Motorsport. Dostupné také z: https://www.bosch-motorsport.com/content/downloads/Raceparts/Resources/pdf/Basic%20Information_67843467_Injection_Valve_EV_14.pdf
- [35] TSUCHIYA, K., HIRANO, S., OKAMURA, M., and GOTOH, T., "Emission Control of Two-Stroke Motorcycle Engines by the Butterfly Exhaust Valve," *SAE Technical Paper 800973*, 1980, DOI:10.4271/800973.
- [36] HATA, N. and LIO, T., Improvement of Two-Stroke Engine Performance with the Yamaha Power Valve System (YPVS), *SAE Technical Paper 810922*, 1981, DOI:10.4271/810922.

AUTORŮV ŽIVOTOPIS

Jméno a příjmení: Milan Drbal

Datum narození: 25.2.1993

Adresa bydliště: U Rendlíku 1897, 39301 Pelhřimov, Česká republika

Vzdělání:

- | | |
|-----------|--|
| 2017–2023 | Konstrukční a procesní inženýrství, Stroje a zařízení, Vysoké učení technické v Brně, Doktorské studium |
| 2016–2017 | Erasmus program – Motorsport engineering, University of Hertfordshire, Anglie |
| 2015-2017 | Automobilní a dopravní inženýrství, Strojní inženýrství, Vysoké učení technické v Brně, Navazující magisterské studium |
| 2012-2015 | Základy strojního inženýrství, Strojírenství, Vysoké učení technické v Brně, Bakalářské studium |
| 2004-2012 | Gymnázium Pelhřimov |

Pracovní zkušenosti:

- | | |
|-----------|---|
| 2021-2023 | Vývojový pracovník, VM Motor s.r.o. |
| 2017-2021 | Vývojový pracovník, MSR Engines s.r.o. |
| 2014-2016 | Student Application Engineer, Honeywell, spol. s r.o. - HTS CZ o.z. |

Jazyky: Angličtina(C1)

Software: Solidworks, PTC Creo, Catia, GT-Suite, Ansys CFX, MS-Office

Ostatní: Řidičské oprávnění (A, B, E)