



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

SACÍ POTRUBÍ JEDNOVÁLCOVÉHO MOTORU

INTAKE MANIFOLD FOR SINGLE-CYLINDER ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. LUKÁŠ PAVLIČÍK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. DAVID SVÍDA, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Lukáš Pavličík

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

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

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

Sací potrubí jednoválcového motoru

v anglickém jazyce:

Intake Manifold for Single-cylinder Engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pro zadaný spalovací motor proveďte návrh nového sacího potrubí s cílem zvýšit výkonové parametry motoru.

Cíle diplomové práce:

1. Proveďte dostupnou rešerši konstrukčních řešení sacího traktu vozů kategorie Formule SAE se zaměřením na jednoválcové motory.
2. Vytvořte konstrukční návrh sacího potrubí podle požadavků pravidel Formule SAE.
3. Sestavte výpočtový model spalovacího motoru.
4. Proveďte výpočtovou studii spalovacího motoru s cílem zvýšit jeho výkonové parametry.

Seznam odborné literatury:

- [1] Hofmann, Karel. Turbodmychadla, vozidlové turbíny a ventilátory. :Přepřínování spalovacích motorů. / 2. vyd. Brno : VUT Brno, 1985. 134 s.
- [2] Anderson, J.D. Fundamentals of Aerodynamics / 1 ed. New York : McGraw-Hill Book Company, 1984. 563 s.
- [3] Molnár, V.: Počítačová dynamika tekutin [online], 2009, poslední revize 24.11.2010. Dostupné z: <<http://www.cfd.sk/cfd-book>>
- [4] Lotus Engineering Software, Group Lotus Plc, Norfolk, United Kingdom. Dostupné z: <<http://www.lesoft.co.uk>>

Vedoucí diplomové práce: Ing. David Svída, Ph.D.

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

V Brně, dne 17.10.2013





prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu



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



ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce je vytvoření termodynamického výpočtového modelu jednoválcového spalovacího motoru pro Formuli SAE. Jako pohonná jednotka je uvažován jednoválcový motor KTM 500 EXC. Sériové sací potrubí bude modifikováno v souladu s pravidly Formule SAE pro rok 2014. Analýza jednorozměrného proudění je vytvořena v softwaru Lotus engine simulation.

KLÍČOVÁ SLOVA

Sací trakt, ustalovací komora, airbox, restriktor, hmotnostní tok, výpočtový model, Formule SAE

ABSTRACT

The aim of this diploma thesis is to create a thermodynamic computational model of a single cylinder IC engine for the Formula SAE car. The single cylinder SI engine KTM 500 EXC is considered as a powertrain unit. The intake manifold of the serial enduro motorcycle is modified according to the Formula SAE 2014 rules. Analysis of the one dimensional flow is performed by using Lotus engine simulation software.

KEYWORDS

Intake manifold, plenum, airbox, restrictor, mass flow, computational model, Formula SAE



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PAVLIČÍK, L. *Sací potrubí jednoválcového motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 100 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída, Ph.D..



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 30. května 2014

.....

Lukáš Pavličík



PODĚKOVÁNÍ

Rád bych zde poděkoval panu Ing. Davidu Svídovi, Ph.D. za jeho metodickou, pedagogickou a odbornou pomoc, množství cenných rad a čas strávený konzultacemi při zpracování této práce.



OBSAH

Úvod	15
1 Výkonové parametry	16
1.1 Střední indikovaný tlak	16
1.2 Střední tlak výměny náplně	16
1.3 Střední tlak třecích ztrát	18
1.4 Střední efektivní tlak	18
1.5 Indikovaný výkon motoru	18
1.6 Indikovaný točivý moment	19
1.7 Pružnost spalovacího motoru	19
1.8 Plnicí účinnost	19
1.9 Dynamické přepřínování	19
2 Sací trakty závodních vozů	22
2.1 Vzduchový filtr	22
2.2 Airbox	23
2.3 Škrticí člen	23
2.4 Potrubí k hlavě válců	25
2.5 Sací kanál	25
2.6 Sedlo ventilu a sací ventil	26
3 Předpisy pro pohonné jednotky Formule SAE	27
3.1 Spalovací motor obecně	27
3.2 Sací trakt	27
3.2.1 Umístění	27
3.2.2 Škrticí klapka	27
3.2.3 Restriktor sacího traktu	27
4 Sací trakty vozů Formule SAE	29
4.1 Konstrukční uspořádání	29
4.2 Umístění vstupu do sacího traktu	29
5 Technické parametry motoru	31
5.1 Základní parametry motoru	32
5.2 Klikové ústrojí	32
5.3 Rozvod motoru	34
5.4 Hlava válce	36
5.5 Sací trakt	37
5.6 Výfukový trakt	38
6 Analogie fyzikálních veličin	39



7	Výpočtový model spalovacího motoru	43
7.1	Modul zadávání dat	43
7.2	Modul řešení.....	44
7.3	Modul výsledků.....	44
8	Matematické, fyzikální a chemické zákony	46
8.1	Potrubí	46
8.2	Válcové jednotky a pléna	56
8.3	Palivo.....	57
8.4	Dodávka paliva.....	58
8.5	Model hoření	59
8.6	Model přestupu tepla	60
8.7	Sedla ventilů.....	62
8.8	Ventily	63
8.9	Škrticí klapky	64
9	Model se sériovým sacím traktem	66
10	Model sacího traktu s restriktorem.....	73
11	Model s restriktorem a plénem sacího traktu	76
12	Výpočtové studie motoru s vlastními konstrukčními návrhy airboxu	78
12.1	Návrh č. 1.....	79
12.2	Návrh č. 2.....	82
12.3	Návrh č. 3.....	85
12.4	Návrh č. 4.....	88
	Závěr	94
	Seznam použitých zkratk a symbolů	98

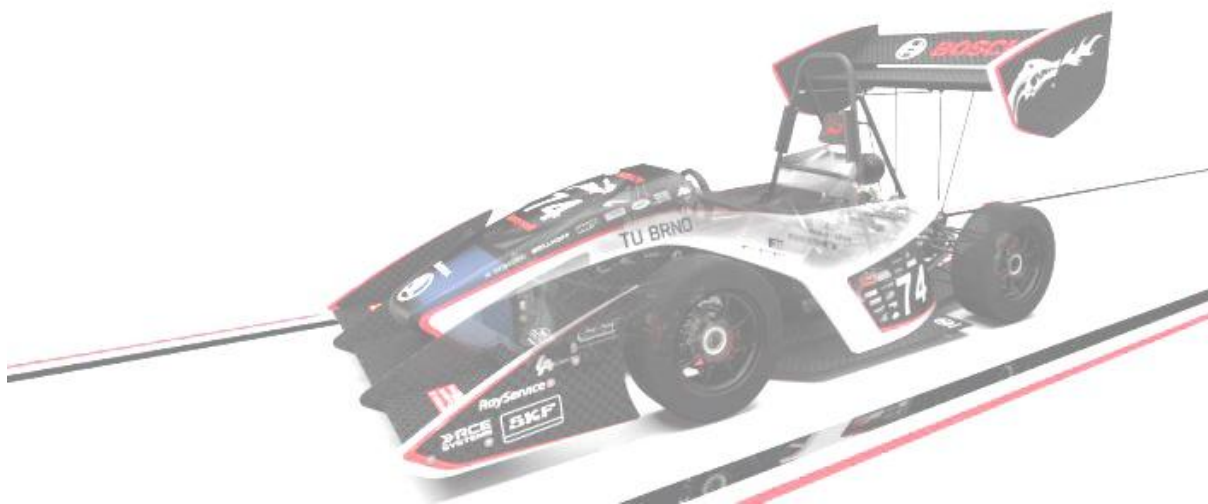


ÚVOD

Tato diplomová práce se bude, jak je uvedeno v zadání, zabývat především vlivy různých uspořádání sacího traktu jednoválcového čtyřdobého pístového spalovacího motoru na jeho výkonové charakteristiky. Měření výkonu motoru na dynamometru je záležitostí finančně i časově velmi náročnou. V případě sledování závislosti konstrukčního uspořádání sacího traktu na průběhy výkonu a točivého momentu by navíc byla s každým návrhem spojena nákladná výroba prototypu. Proto se přistupuje k predikcím skutečného chování motoru pomocí simulačních programů založených na bázi matematických výpočtů.

Pro potřeby této práce je vhodné vytvoření přesného termodynamického výpočtového modelu spalovacího motoru. U takového modelu jsou uvažována jistá zjednodušení, proto je důležité sestavit přesný výpočtový model sériového motoru, aby bylo možné sledovat vliv takových zjednodušení na odchylky průběhů výkonu a točivého momentu vypočítaných na základě matematického modelu od průběhů skutečně měřených.

Vzhledem ke skutečnosti, že v rámci VUT v Brně působí tým studentů vyvíjející vlastní formulové vozidlo pro účast v mezinárodních soutěžích Formule SAE, je i motor pro tuto práci vhodně vybrán tak, aby na základě jeho parametrů jej případně bylo možné využít jako pohonnou jednotku právě vozidla Formule SAE. Šampionát Formule SAE, tak jako každá jiná soutěžní disciplína, musí mít svá pravidla. Konkrétní předpisy související s pohonnou jednotkou budou v rámci této práce zmíněny a konstrukční řešení budou navrhována v souladu s nimi. Respektování pravidel Formule SAE s sebou nese jisté nutné konstrukční změny sacího traktu mající značně negativní vliv na plnění válce motoru. Proto bude v této práci postupováno tak, aby ztráty byly co nejvíce eliminovány a byl tedy navržen takový sací trakt, který bude vyhovovat pravidlům Formule SAE a zároveň s jeho použitím bude dosaženo co nejpříznivějších hodnot výkonu a točivého momentu.





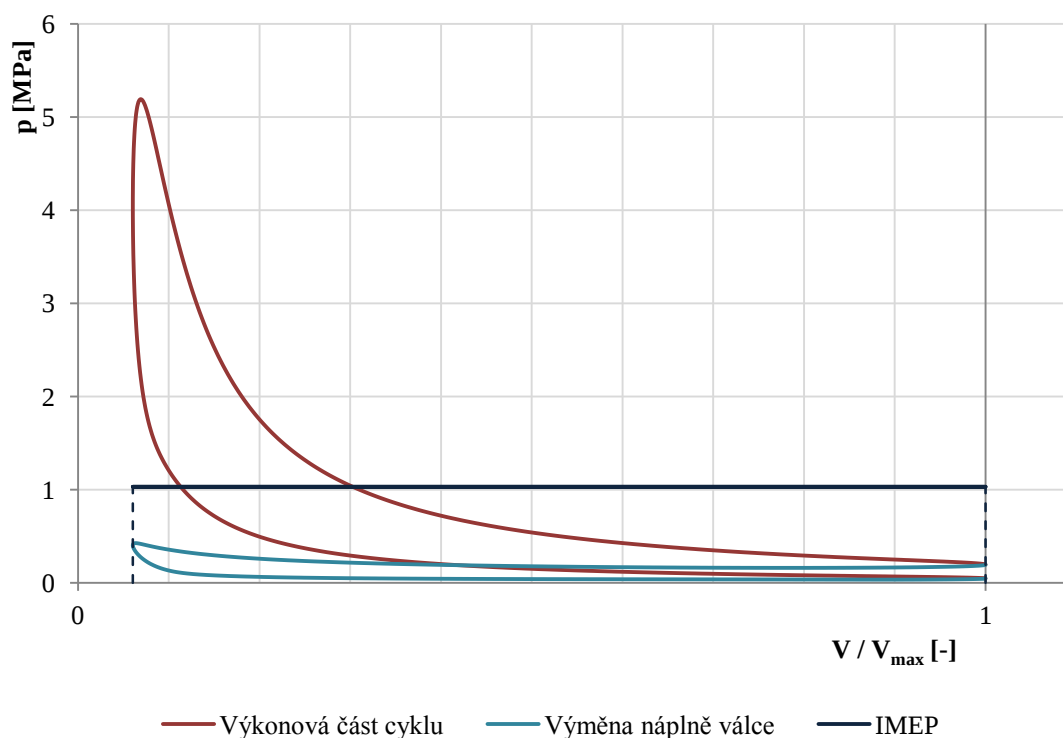
1 VÝKONOVÉ PARAMETRY

1.1 STŘEDNÍ INDIKOVANÝ TLAK

Cyklus čtyřdobého pístového spalovacího motoru je dán dvěma otáčkami klikového hřídele. Rozdělíme-li cyklus na dvě základní části, kdy každá bude dána jednou otáčkou klikového hřídele (DÚ – HÚ – DÚ), potom můžeme i v závislosti skutečného tlaku ve válci na objemu (p-V diagramu) uvažovat část cyklu, během které probíhá výměna náplně ve válci (výfuk a sání), a výkonovou (pracovní) část cyklu, kdy probíhá komprese a expanze. Průběh skutečného tlaku ve válci během celého jednoho cyklu bývá nahrazován středním indikovaným tlakem p_i (popř. IMEP – Indicated Mean Effective Pressure), který je pro jednoválcový motor dán vztahem:

$$p_i = IMEP = \frac{\oint p \cdot dV}{V_z}, \quad (1)$$

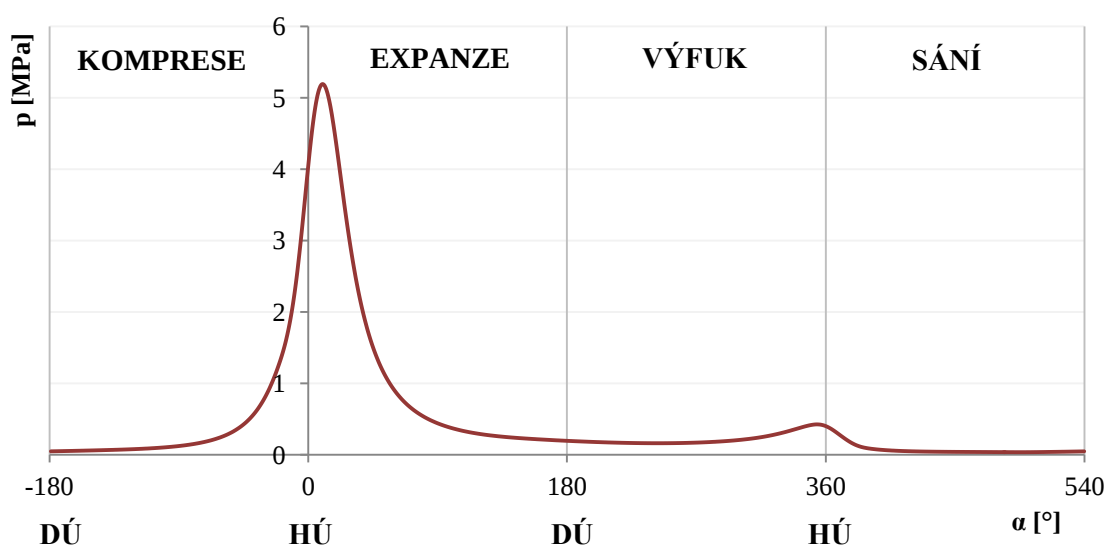
kde p je okamžitý tlak ve válci, dV je přírůstek okamžitého objemu válce a V_z je zdvihový objem válce.



Obrázek 1 p-V diagram jednoho cyklu čtyřdobého pístového spalovacího motoru

1.2 STŘEDNÍ TLAK VÝMĚNY NÁPLNĚ

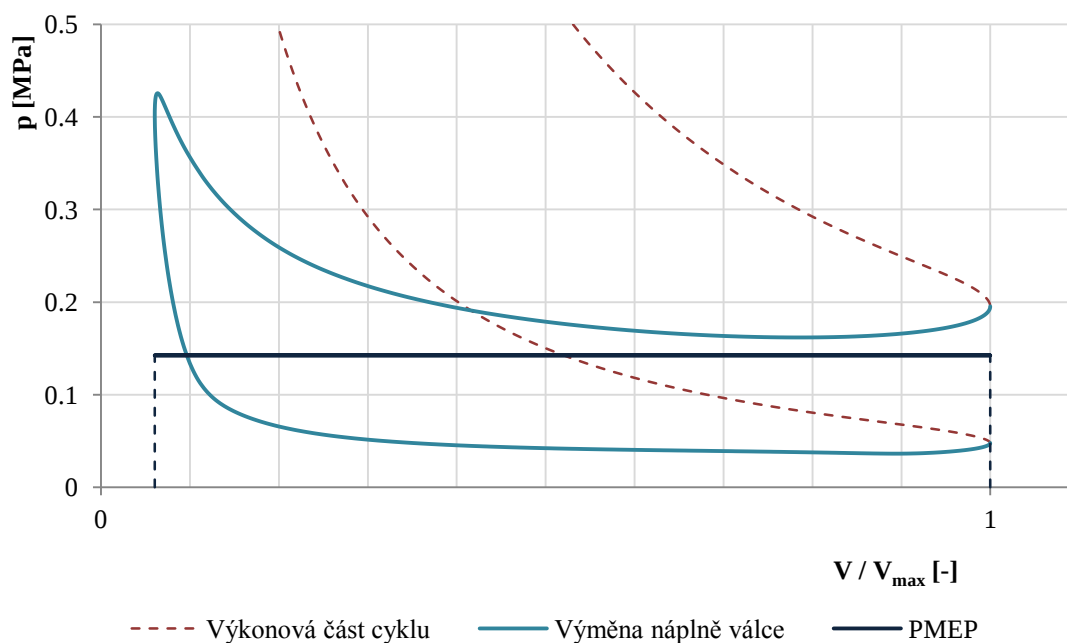
Zaměříme-li se na samotnou část cyklu, kdy dochází k výměně náplně válce, potom charakteristická hodnota tlaku ve válci během této části je nejčastěji označována jako $PMEP$ (Pumping Mean Effective Pressure).



Obrázek 2 Závislost aktuálního tlaku ve válci na úhlu natočení klikového hřídele

Budeme-li uvažovat analogii s výše uvedeným $p - \alpha$ diagramem, kde úhel natočení klikového hřídele $\alpha = 0^\circ$ náleží pozici pístu v horní úvrati válce v okamžiku mezi kompresní a expanzní částí cyklu, potom $PMEP$ je dán vztahem:

$$PMEP = \frac{\int_{540}^{180} p \cdot dV}{V_z} \quad (2)$$



Obrázek 3 p - V diagram fáze výměny náplně válce



Práce, která je dána plochou obdélníku délky V_z a výšky $PMEP$, je tedy ztrátovou prací cyklu. Obdobně jako $PMEP$ je možné určit střední indikovaný tlak vysokotlaké části cyklu $IMEP_{360}$. Ten je dán vztahy:

$$IMEP_{360} = \frac{\int_{180}^{-180} p \cdot dV}{V_z} \quad (3)$$

nebo

$$IMEP_{360} = IMEP + PMEP. \quad (4)$$

1.3 STŘEDNÍ TLAK TŘECÍCH ZTRÁT

Zbývající část ztrát pracovního cyklu motoru má formu třecích ztrát. Zjednodušeně můžeme tyto ztráty vyjádřit středním tlakem třecích ztrát $FMEP$ (Friction Mean Effective Pressure). Pro termodynamické výpočtové modely spalovacího motoru je nejčastěji používán výpočet $FMEP$ na základě Chen – Flynnova modelu. Tento model zahrnuje třecí ztráty klikového mechanismu, pístní skupiny i mechanismu ventilového rozvodu. Pro výpočet $FMEP$ byl na základě experimentálních měření odvozen vztah:

$$FMEP = 0.138 + 0.005 \cdot p_{max} + 0.06 \cdot c_p, \quad (5)$$

kde p_{max} je maximální tlak ve válcové jednotce a c_p je střední pístová rychlost.

1.4 STŘEDNÍ EFEKTIVNÍ TLAK

Tlak charakterizující jeden cyklus čtyřdobého pístového spalovacího motoru při současném zohlednění všech mechanických ztrát je označován jako střední efektivní tlak p_e (popř. $BMEP$ – Brake Mean Effective Pressure) a je dán vztahem:

$$p_e = BMEP = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_t}{V_z \cdot i}, \quad (6)$$

kde i je taktnost motoru (pro 4D motory $i=0.5$) a M_t je točivý moment motoru.

Střední efektivní tlak p_e ($BMEP$) je tedy dán odečtením ztrátového středního třecího tlaku $FMEP$ od tlaku indikovaného p_i ($IMEP$).

$$BMEP = IMEP - FMEP \quad (7)$$

1.5 INDIKOVANÝ VÝKON MOTORU

Indikovaný výkon představuje hodnotu, získanou realizací pracovního oběhu spalovacího motoru ve vnitřním prostoru válce, bez uvažování ztrát. Indikovaný výkon motoru P_i je úměrný součtu ploch indikátorových diagramů všech jeho válců. Základem určení



indikovaného výkonu je indikátorový diagram oběhu spalovacího motoru a z jeho plochy získaná indikovaná práce W_i . [1]

$$P_i = \frac{i}{600} \cdot V_z \cdot n \cdot z \cdot p_i, \quad (8)$$

kde n jsou otáčky motoru a z je počet válců.

1.6 INDIKOVANÝ TOČIVÝ MOMENT

Stejně jako indikovaný výkon motoru je i indikovaný točivý moment veličinou závislou na otáčkách motoru a středním indikovaném tlaku. [1]

$$M_t = \frac{100}{2 \cdot \pi} \cdot i \cdot V_z \cdot n \cdot z \cdot p_i. \quad (9)$$

1.7 PRUŽNOST SPALOVACÍHO MOTORU

Pružnost spalovacího motoru je určena průběhem točivého momentu M_t a průběhem efektivního výkonu P_e na vnější otáčkové charakteristice. Pružnost motoru δ je dána součinem pružnosti momentové δ_{Mt} a otáčkové δ_n .

$$\delta = \delta_{Mt} \cdot \delta_n = \frac{\eta_{Pe,max}}{\eta_{Mt,max}} \cdot \frac{M_{t,max}}{M_{tPe,max}} \quad (10)$$

1.8 PLNICÍ ÚČINNOST

Za účelem dosažení co nejvyššího středního efektivního tlaku je nutné během sacího zdvihu dopravit do válce motoru co největší hmotnostní množství vzduchu. Tuto problematiku vystihuje plnicí účinnost η_{pl} . Jedná se o bezrozměrnou veličinu vyjadřující poměr mezi skutečným množstvím náplně válce $m_{vz,sk}$ a množstvím teoretickým $m_{vz,teor}$. [2]

$$\eta_{pl} = \frac{m_{vz,sk}}{m_{vz,teor}}. \quad (11)$$

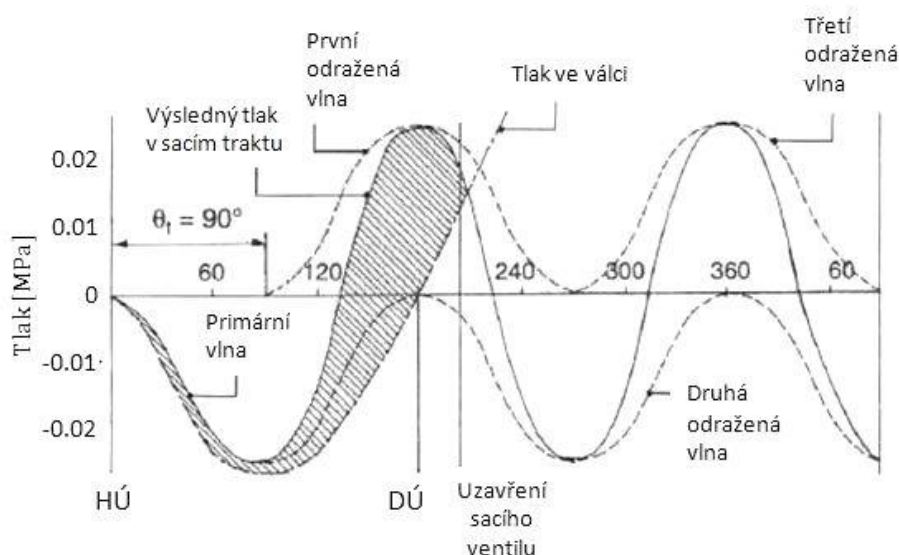
1.9 DYNAMICKÉ PŘEPLŇOVÁNÍ

Dynamického přeplňování motoru lze dosáhnout vhodným návrhem sacího traktu. Základním předpokladem pro správný návrh je pochopení dynamiky proudících plynů a také dějů probíhajících v sacím traktu.

Médium (plyn) proudící sacím traktem má jistou kinetickou energii. V okamžiku počátku otevírání sacího ventilu vzniká v potrubí podtlaková vlna (negativní), která se šíří proti proudu plynů z místa ventilového sedla až na volný konec sacího potrubí, kde se odrazí a

vrací se zpět k ventilovému sedlu, tentokrát již jako vlna přetlaková (pozitivní). Vlny se v sacím potrubí šíří rychlostí zvuku v daném prostředí v_{zv} . V okamžiku, kdy odražená vlna dorazí zpět k ventilovému sedlu ještě před uzavřením ventilu, dochází k dokonalejšímu plnění válce čerstvou směsí, tedy k jisté formě dynamického přeplňování. Základním parametrem pro vhodný návrh sacího potrubí jsou otáčky motoru n , pro které potrubí navrhujeme. Otáčkami motoru a charakteristikou vačkového hřídele je určena doba otevření ventilu.

Teoreticky ideální okamžik návratu odražené vlny do místa ventilového sedla byl sledován při experimentálních měřeních. Vzhledem ke kinetické energii proudících plynů je zřejmé, že doba pro návrat odražené vlny nemůže být shodná s dobou otevření ventilu při konkrétních otáčkách motoru. Na základě experimentálních měření při návrzích sacích traktů byly odvozeny vztahy pro návrh délky sacího potrubí. Při experimentálních měřeních byl sledován průběh tlaku ve válcové jednotce během sacího zdvihu. Průběh tlaku ve válcové jednotce byl sledován pro tři hodnoty úhlu natočení klikového hřídele od horní úvrati (HÚ), konkrétně pro 60° , 90° a 120° , které vyjadřují okamžik návratu první odražené vlny do ventilového sedla. Dále byl při těchto experimentálních měřeních uvažován počátek otevírání sacího ventilu právě v okamžiku horní úvrati (HÚ), což je jistý zjednodušující předpoklad. [3]

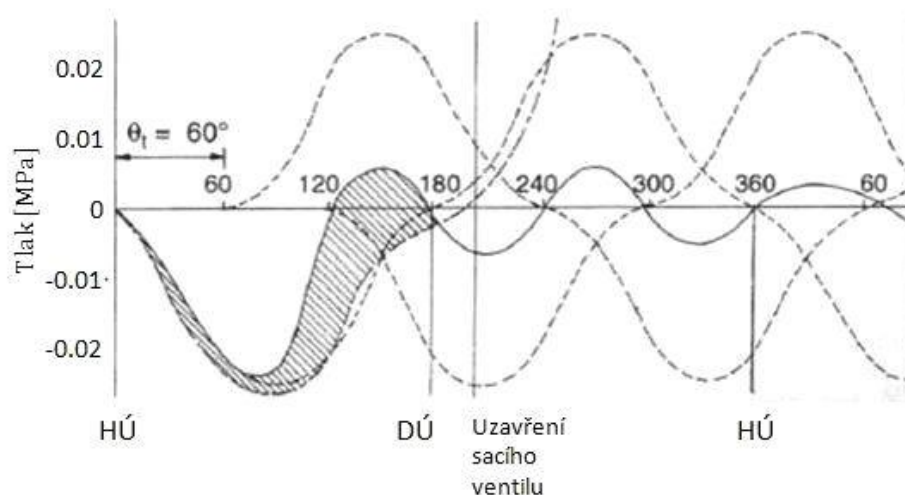


Obrázek 4 Průběhy tlaků v sacím traktu a válcové jednotce během jednoho cyklu 4D spalovacího motoru pro $\theta_t = 90^\circ$ [3]

V závislosti na uvedených třech hodnotách úhlu θ_t bylo nejvyššího tlaku ve válcové jednotce v okamžiku uzavření sacího ventilu dosaženo návrhem délky sacího traktu pro úhel $\theta_t = 90^\circ$. Amplituda tlaku první odražené vlny dosahuje svého maxima v oblasti dolní úvrati (DÚ). Superpozicí tlakových vln v sacím kanále bylo při této hodnotě úhlu θ_t v okamžiku uzavření sacího ventilu dosaženo přeplnění válcové jednotky přibližně o 0.015 MPa.

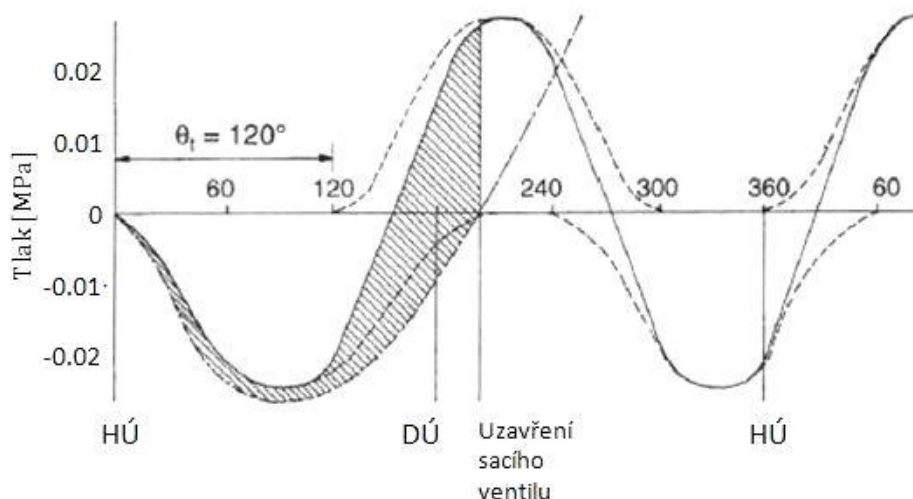


Návrhem kratšího sacího traktu pro velikost úhlu $\theta_t=60^\circ$, je amplitudy tlaku první odražené vlny dosaženo asi 30° před dolní úvratí. Výsledný tlak ve válcové jednotce v okamžiku uzavření sacího ventilu je nižší než v předchozím případě.



Obrázek 5 Průběhy tlaků v sacím traktu a válcové jednotce během jednoho cyklu 4D spalovacího motoru pro $\theta_t=60^\circ$ [3]

Naopak návrhem delšího sacího traktu, konkrétně pro velikost úhlu $\theta_t=120^\circ$ nebylo během doby otevření sacího ventilu dosaženo amplitudy tlaku první odražené vlny. Tím pádem nebylo plně využito efektu dynamického plnění válcové jednotky. Superpozicí tlakových vln je v okamžiku uzavření sacího ventilu dosaženo přibližně stejného tlaku ve válcové jednotce jako v okamžiku počátku otevření sacího ventilu. Nedošlo zde tedy k dynamickému přeplnění válcové jednotky.



Obrázek 6 Průběhy tlaků v sacím traktu a válcové jednotce během jednoho cyklu 4D spalovacího motoru pro $\theta_t=120^\circ$ [3]



2 SACÍ TRAKTY ZÁVODNÍCH VOZŮ

Hlavní rozdíly v konstrukci a uspořádání jednotlivých částí sacího traktu jsou dány především tím, jakým způsobem je motor přepřínován. Své charakteristické uspořádání mají motory s cizím přepřínováním (kompresor, turbodmychadlo). Tyto systémy ale nebudou v této práci podrobněji popisovány. Hlavními nároky kladenými na vhodně navržený sací trakt je rychle a s co nejmenšími ztrátami dodat válcové jednotce potřebné množství vzduchu. Vzhledem k požadavku na čistotu nasávaného vzduchu zde vystupují nejen hydraulické ztráty způsobené prouděním v potrubí, ale i tlaková ztráta při průchodu vzduchu přes vzduchový filtr. Z toho důvodu se v oblasti motorsportu používají speciální filtry s nižším odporem. Dále je nezbytné, aby sací potrubí zajistilo nejvyšší objemovou účinnost v požadovaném rozsahu otáček, s tím souvisí vhodné rozměry (průměr a délka) rezonančního potrubí. Správně navrhnutý airbox slouží k usměrnění proudění nasávaného vzduchu a u víceválcových motorů také k rovnoměrnému rozdělení vzduchu jednotlivým válcům. Původními materiály, z nichž jsou jednotlivé části vyráběny, jsou hliníkové slitiny a plastové materiály. V motoristických aplikacích se ale často setkáme s použitím vláknových kompozitů, které kromě vysoké pevnosti mají také nižší hmotnost než sériově používané materiály. U motorů s přirozeným sáním je časté uspořádání jednotlivých částí následující: filtr nasávaného vzduchu, airbox, rezonanční potrubí se škrtkací klapkou, sací kanál hlavy válce, ventilové sedlo, sací ventil.



Obrázek 7 Pohled na sací trakt soutěžního vozu Škoda Fabia S2000 [20]

2.1 VZDUCHOVÝ FILTR

Mezi motoristickými disciplínami nalezneme i takové, které vzduchový filtr nepoužívají vůbec. Jedná se o takové, které se odehrávají na tratích s nízkou prašností, ovšem to je tvrzení pouze relativní. S motory osazenými sacími trakty bez vzduchových filtrů se můžeme setkat nejčastěji při závodech na okruzích a při závodech do vrchu. I ten nejdokonalější filtr totiž stále způsobuje určitou tlakovou ztrátu. Vzduchový filtr má za cíl odstranit z nasávaného vzduchu veškeré pevné částice. Právě tyto by mohly způsobit v motoru značné škody. V případě drobnějších částic by se mohlo jednat o vydírání válce, a tím ke ztrátě těsnosti



válcové jednotky a značnému snížení účinnosti motoru. V případě větších částic by v extrémních případech mohlo dojít k destrukci ventilu, ventilového sedla a dalších částí. Vozy sériové produkce používají papírové filtry, jejichž uspořádání je takové, aby filtrační plocha byla co největší. Stejně uspořádání nalezneme i u sportovních filtrů, ty se ale liší druhem filtračního materiálu, tentokrát se jedná o bavlnu, která je napuštěna speciálním olejem pro filtraci i těch nejmenějších částic. Dále se můžeme setkat s filtry pěnovými (molitanovými), které jsou taktéž naneseny speciálním olejem pro lepší filtraci. V dnešní době je na trhu velké množství firem vyrábějících sportovní filtry, např.: Green, ITG, K&N, Simota.



Obrázek 8 Sportovní filtry nasávaného vzduchu vyráběné firmou ITG [19]

2.2 AIRBOX

Pojmem airbox je u sériově vyráběných vozů myšlena především nádoba určitého objemu, v níž je umístěn vzduchový filtr. Z airboxu je vzduch veden ke společné škrticí klapce a následně do rezonátoru a dalších částí sacího traktu. V oblasti motorsportu se s tímto uspořádáním můžeme setkat také, ale pro sportovní aplikace existují jiná, mnohdy efektivnější, uspořádání. O airboxu a dějích v něm probíhajících bude v této práci ještě dále pojednáno.

2.3 ŠKRTICÍ ČLEN

Nejčastějším typem škrticího elementu je klapka. Používá se jak u sériových vozidel, tak pro závodní účely. Největším negativem klapky je skutečnost, že i při jejím plném otevření není průřez tělesa klapky čistě kruhový, tudíž dochází ke značným hydraulickým ztrátám proudění. Právě z tohoto důvodu se u vybraných motorů můžeme setkat s jiným typem škrticího členu –



plochým nebo válcovým šoupátkem. U obou typů šoupátek jsou při plném otevření značně nižší hydraulické ztráty, než je tomu v případě použití klapky. V případě použití šoupátka je ovšem komplikovanější seřizování škrticího členu pro každý válec zvlášť.



Obrázek 9 Tělo škrticí klapky soutěžního vozu Citroen C2 R2 [21]

Ovládání škrticího členu z místa řidiče může být realizováno dvěma způsoby. Mechanicky pomocí lanka spojeného s pedálem akceleraace, což je starší způsob, ale do jisté míry bezpečnější, protože mezi pedálem a škrticím členem je stále mechanická vazba. Proto se s tímto systémem ovládání setkáme u závodních vozidel i dnes (u některých typů soutěží dáno pravidly). Další z možností je elektronické ovládání, kdy je škrticí člen (nejčastěji klapka) otevírán elektromotorem umístěným v tělese klapky na základě signálu z potenciometru umístěného na pedálu akceleraace, následně zpracovaným řídicí jednotkou. U všech elektronicky řízených motorů je na tělese klapky umístěn TPS (Throttle Position Sensor) snímač, který poskytuje řídicí jednotce informaci o poloze škrticí klapky.

SACÍ TRAKT SE SPOLEČNOU ŠKRTCÍ KLAPKOU

Při tomto uspořádání je škrticí klapka umístěna ještě před vstupem nasávaného vzduchu do rezonátoru. Význam rezonátoru je zde takový, že se jedná o plenum, na jehož jedné straně je hmota nasávaného vzduchu proudící škrticí klapkou a výstupem jsou rezonanční potrubí příslušející jednotlivým válcům. Jedná se tedy o plenum, od něhož se odrážejí vlny způsobené nestacionárním prouděním v sacím kanále. U víceválcových motorů je důležitým úkolem také zajištění rovnoměrného rozdělení nasávaného vzduchu jednotlivým válcovým jednotkám.

SACÍ TRAKT SE SAMOSTATNÝMI ŠKRTCÍMI KLAPKAMI

Modifikace typická pro motoristické disciplíny, kde každému z válců náleží jedna škrticí klapka. V případě takového konstrukčního řešení jsou airbox (zásobník nasávaného vzduchu) a rezonátor (plenum odrážející tlakové vlny v sacím kanálu) spojeny v jeden celek a označovány také jako airbox. Při plně otevřených škrticích klapkách slouží airbox stejně jako v ostatních případech jako plenum pro zajištění efektu dynamického přepřívání. Při správném konstrukčním řešení airboxu, který je ve značné míře plněn nápoem nasávaného



vzduchu je možné sledovat další výhodu, kterou je náporové přeplňování airboxu, tedy krátkodobé zvýšení tlaku při uzavřených škrticích klapkách. To způsobuje zvýšení plnicí účinnosti v okamžiku otevření škrticí klapky. Airbox bývá zpravidla opatřen vzduchovým filtrem a jeho umístění by mělo být takové, aby byl co nejlépe chlazen a nedocházelo k nežádoucímu zvyšování teploty nasávaného vzduchu. V motorsportu se setkáváme, stejně jako u dalších částí sacího traktu, nejčastěji s airboxy z uhlíkových kompozitů, především z důvodu jejich nízké hmotnosti a vysoké pevnosti.



Obrázek 10 Přívodní potrubí k hlavě válců se samostatnými škrticími klapkami [22]

2.4 POTRUBÍ K HLAVĚ VÁLCŮ

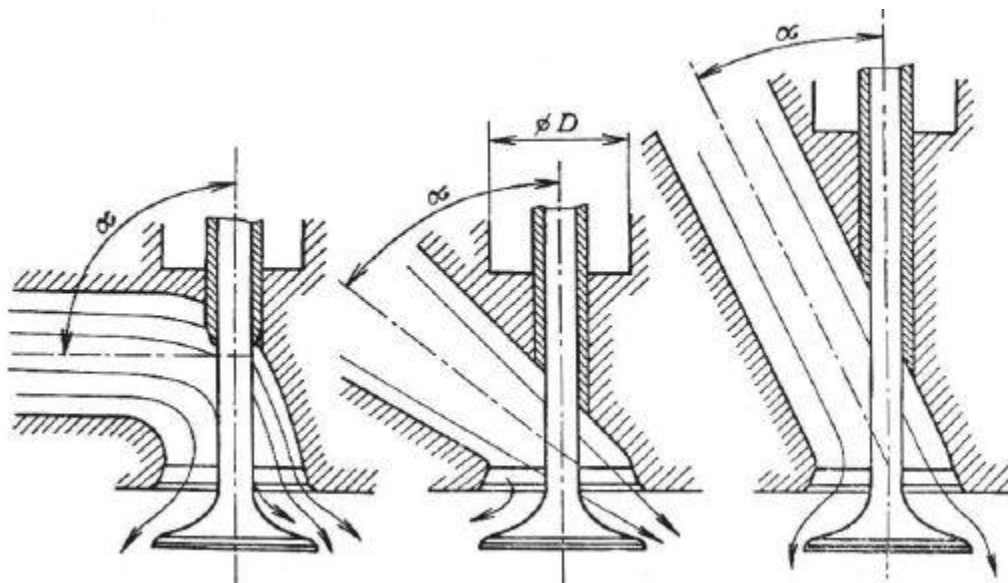
Jedná se o potrubí, kterým je veden nasávaný vzduch z airboxu k sacímu kanálu v hlavě válců. Z hlediska hydraulických ztrát je výhodný kruhový průřez, který má nejlepší poměr plochy průřezu k obvodu. Na straně airboxu bývá toto potrubí opatřeno bezodporovým vstupem (hrdlem) a směrem k hlavě válců se mírně zužuje, což zaručí urychlení proudu vzduchu. Tato část sacího traktu je vhodná k naladění celého sání. Změnou délky nátrubků lze totiž snadno naladit sání tak, aby docházelo k efektu rezonančního plnění válců. U sériových vozidel bývá toto potrubí spojeno s rezonátorem a pro jejich výrobu se používá hliníkových slitin nebo plastových materiálů. V motorsportu se pro výrobu těchto nátrubků používají hliníkové slitiny nebo uhlíkové kompozity.

2.5 SACÍ KANÁL

Kanál v hlavě válců by měl být co nejvíce přímý a bez prudkých záhybů, aby nedocházelo k nežádoucím hydraulickým ztrátám při proudění vzduchu. Osa kanálu by s osou ventilu měla svírat ostrý úhel. S takovýmto řešením se ale setkáme zřídka, jelikož u hlavy válců s takto řešenými kanály nastává problém s umístěním ventilové pružiny. Ta je v takovýchto



případech umístěna dále od sedla ventilu, tím je prodloužena i výška ventilu a s tím související výška celé hlavy. U závodních motorů je vhodné použití ventilů s co nejnižší hmotností, které by se u příliš dlouhého ventilu dosahovalo jen obtížně. Zároveň v případě dlouhého kanálu v hlavě dochází ke zvyšování teploty nasávaného vzduchu, což je nežádoucí. Na základě důvodů výše uvedených je zřejmé, že u většiny hlav se setkáme s ohybem v sacím kanálu a s hydraulickými ztrátami je nutno počítat. U některých hlav dosahuje úhel odklonu kanálu od osy ventilu úhlu téměř 90° . Kromě zmiňovaných ztrát je zde problém nerovnoměrného rozložení vzduchu při proudění ventilovým sedlem.



Obrázek 11 Různá uspořádání sacího kanálu v hlavě válců [2]

2.6 SEDLO VENTILU A SACÍ VENTIL

Jedná se o nejvíce tepelně namáhané části sacího traktu, jelikož oddělují spalovací prostor motoru (vysoké teploty spalování) od ostatních částí sání (proudění co nejchladnějšího vzduchu). Jelikož ventilovým sedlem proudí veškerý nasávaný, je třeba i návrhu této části věnovat zvláštní pozornost. Při plně otevřené škrtkové klapce je právě prostor ventilového sedla místem nejvyššího škrcení. Běžně se u těsnicí plochy ventilového sedla používá úhel 45° , u závodních motorů úhel 30° nebo dokonce oblouková těsnicí plocha určitého poloměru, aby proudící vzduch neobtékal zbytečně ostré hrany. U válcových jednotek s více sacími ventily je kritickým místem můstek mezi ventily, který je nejvíce tepelně zatěžován.

V případě sacího ventilu jsou jeho nejdůležitějšími parametry: průměr dříku, délka dříku, celková výška ventilu, průměr v místě sedla a tvar těsnicí plochy. Dřík ventilu slouží mimo jiné také k odvodu tepla přes vodítko ventilu, materiál hlavy válce do chladicího média. Z důvodu snížení třecích ztrát a hmotností jednotlivých částí ventilového rozvodu se používají co nejmenší průměry dříků ventilů. Pro závodní aplikace se používají ventily ze speciálních materiálů, v některých případech ventily s dutým dříkem. Pro snížení hydraulických ztrát se používají i speciálně tvarované talířky ventilu.



3 PŘEDPISY PRO POHONNÉ JEDNOTKY FORMULE SAE

Podobně jako u ostatních motoristických disciplín musejí i vozidla Formule SAE splňovat aktuálně platné předpisy. [11] Budou zde uvedeny pouze ty předpisy, které mají přímou souvislost s touto prací.

3.1 SPALOVACÍ MOTOR OBECNĚ

Jako pohonnou jednotku je možno použít pouze čtyřdobý pístový spalovací motor, jehož celkový zdvihový objem nepřekročí 610 cm^3 . Hybridní pohonné jednotky s elektromotory používajícími energii akumulovanou v zásobnících jsou zakázány. Je možné zpracování ztrátového tepla z primárního tepelného cyklu. Způsoby následného zpracování tohoto odpadního tepla nejsou omezeny.

V souladu s pravidly může být motor dále upravován.

V případě použití více pohonných jednotek musí být dodržen součet celkových zdvihových objemů všech motorů nepřekračující 610 cm^3 . Všechny motory musí mít společný sací trakt s restriktorem, o kterém bude pojednáno dále.

3.2 SACÍ TRAKT

3.2.1 UMÍSTĚNÍ

Všechny části systému nasávání vzduchu a systému dodávky paliva (včetně klapky/karburátoru, vzduchového filtru a popř. dalších zásobníků vzduchu) musí ležet pod myšlenou obalovou plochou, která je tvořena vrcholem hlavního oblouku rámu za sedadlem jezdce a vnějšími hranami pneumatik. A to při pohledu ve směru podélné osy vozidla i ve směru kolmém na podélnou rovinu vozu (tedy kolmo z boku).

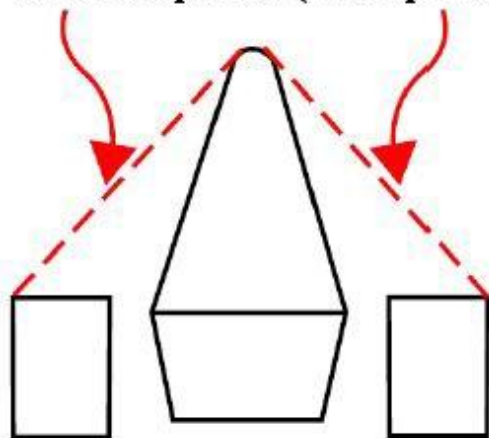
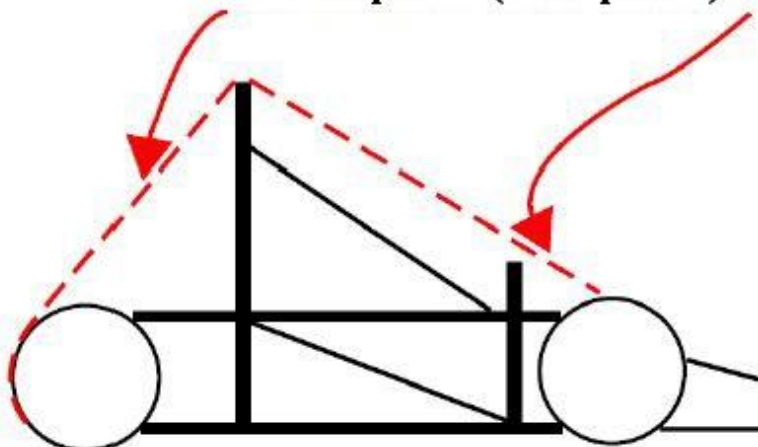
3.2.2 ŠKRTICÍ KLAPKA

Motor musí být osazen karburátorem nebo škrticí klapkou libovolného provedení a rozměru. Klapka musí být ovládána mechanicky, tj. lankem nebo systémem táhel. Použití elektronické škrticí klapky je zakázáno. Těleso klapky musí být opatřeno alespoň dvěma pružinami k zajištění uzavření klapky v případě poruchy některé z ovládacích částí.

3.2.3 RESTRIKTOR SACÍHO TRAKTU

Za účelem omezení výkonu motoru musí být sací trakt opatřen jednoduchým restriktorem kruhového průřezu. Restriktor musí být umístěn v sacím traktu mezi škrticí klapkou a motorem a všechen plnicí vzduch jím musí proudit.

Maximální průměr restriktoru je stanoven na základě paliva, které je pro daný motor používáno. V případě benzínu je maximální průměr 20 mm, zatímco při použití paliva E-85 je průměr menší, konkrétně 19 mm.

Hraniční plocha (zadní pohled)**Hraniční plocha (boční pohled)***Obrázek 12 Znáznornění hraničních ploch definovaných v pravidlech FSAE [11]*



4 SACÍ TRAKTY VOZŮ FORMULE SAE

Většina týmů Formule SAE používá pohonné jednotky, které byly použity při sériové výrobě v motocyklech. Sací trakty motocyklů nebývají konstrukčně příliš složité, vzhledem k omezenému zástavbovému prostoru. Jak uvidíme dále, právě sací trakt motoru pro pohon vozidla Formule SAE bude individuální záležitostí každého týmu. Volnost při návrhu sacího traktu je do značné míry omezena pravidly, která musí vozy Formule SAE splňovat, a právě proto nejsou používány identické sací trakty jako u motocyklů. Zaměříme-li se na sací trakty jednoválcových motorů, zjistíme, že z hlediska designu jsou sací trakty hodně odlišné. Design sacího traktu ale není to, co by zaručovalo pohonným jednotkám požadovanou plnicí účinnost. Proto je nutné zaměřit se na jednotlivé sací trakty z hlediska principu jejich funkce a tam už lze sledovat velké množství společných myšlenek a řešení.

4.1 KONSTRUKČNÍ USPOŘÁDÁNÍ

Na základě předpisů (kapitola 3) musí být každý sací trakt na vstupu opatřen škrticí klapkou/karburátorem a dále restriktorem daného průměru za účelem omezení výkonu a minimalizace rozdílů ve výkonových parametrech jednotlivých motorů. Maximální možný zdvihový objem pohonné jednotky je 610 cm^3 . U jednoválcových pohonných jednotek bývá, v závislosti na konkrétní konstrukci motoru, navržen průměr hlavního sacího kanálu 35–45 mm. To za účelem zajištění dobré plnicí účinnosti motoru. Průměr povinného restriktoru na začátku sání je ale pouze 20 mm (19 mm). Je tedy zřejmé, že pouhým umístěním restriktoru do sacího traktu by došlo k velkému snížení plnicí účinnosti. Proto jednotlivé týmy používají dále zmiňované konstrukční uspořádání.

Problematickou jednoválcových čtyřdobých motorů je skutečnost, že proces sání probíhá pouze jedenkrát za dvě otáčky klikového hřídele, což je oproti víceválcovým motorům nevýhodné. Při sacím zdvihu proudí nasávaný vzduch směrem do válcové jednotky. Vzhledem k omezenému hmotnostnímu toku restriktorem není možné všechen potřebný vzduch pro dokonalé plnění nasávat přímo přes restriktor. Z toho důvodu se mezi restriktor a hlavu válců umísťuje airbox, který v tomto případě slouží jako zásobník vzduchu pro zajištění dobré plnicí účinnosti válce. Airbox je s kanálem hlavy válce spojen rezonančním potrubím, jehož vhodnou délkou lze také značně měnit průběh výkonu motoru. Základní myšlenka daného konstrukčního uspořádání je následující. Plnění válce během sacího zdvihu probíhá v závislosti na geometrii sacího potrubí vzduchem z prostoru airboxu. Důležitou veličinou je minimální objem airboxu, aby motor měl možnost nasávat potřebné množství vzduchu. Plnění airboxu probíhá přes restriktor. Hmota vzduchu v airboxu slouží také pro odraz tlakových vln vznikajících nestacionárním prouděním v sacím kanále. Navíc zabraňuje tomu, aby vlivem pulzací proudil vzduch ze sacího kanálu zpět restriktorem do vnějšího prostředí (během pracovních cyklů motoru, při kterých nedochází k sání).

4.2 UMÍSTĚNÍ VSTUPU DO SACÍHO TRAKTU

- Sání v horní části vozu
- Sání v bočním prostoru vozu

V případě sání z bočního prostoru vozu je třeba věnovat zvýšenou pozornost poloze sání vůči těm částem vozidla, které by mohly způsobovat zvyšování teploty nasávaného vzduchu (výfukový systém, okruh chlazení). Umístění volí jednotlivé týmy tak, aby vzhledem k aerodynamice daného vozidla docházelo navíc k náporovému přeplňování airboxu. Přetlak



v airboxu je vhodný na začátku sacího zdvihu, kdy při prudkém otevření ventilu dojde ke krátkodobému přeplnění.

Používanými materiály při konstrukci sacích traktů jsou uhlíkové kompozity nebo hliníkové slitiny. Zvláštní pozornost je třeba věnovat tvaru airboxu a síle materiálu pro jeho výrobu, protože vlivem fyzikálních jevů probíhajících v motoru je airbox vystavován prudkým poklesům tlaku ve vnitřním prostoru, což by při nevhodně zvolené tloušťce stěny airboxu mohlo vést k jeho deformaci, popř. destrukci.



Obrázek 13 Sací trakt s centrálně umístěným vstupem [12]



Obrázek 14 Sací trakt se vstupem v levé části vozu [13]



5 TECHNICKÉ PARAMETRY MOTORU

Napříč jednotlivými týmy účastnicími se soutěží Formule SAE jsou oblíbenými jednoválcovými pohonnými jednotkami původně motocyklové motory značek BMW, KTM, YAMAHA a další.

Tabulka 1 Vybrané parametry používaných motorů

Značení výrobce	Vrtání x zdvih [mm]	Zdvihový objem [cm ³]	Výkon [kW]	Točivý moment [N·m]	Druh rozvodu
BMW G 450X	98 × 60	449	39	48	DOHC
YAMAHA WR450F	95 × 63,4	449	41	–	DOHC
KTM 500 EXC	95 × 72	510	43	55	OHC



Obrázek 15 Motor KTM 500 EXC model 2014 [15]



Po zkušenostech týmu TU Brno Racing s používáním pohonné jednotky Husaberg FE570 pro vozidla Formule SAE byl pro účely této práce byl vybrán jednoválcový čtyřdobý zážehový motor z enduro motocyklu KTM 500 EXC, model 2014. Právě o možném použití této pohonné jednotky členové zmiňovaného týmu již dlouhou dobu uvažují.

5.1 ZÁKLADNÍ PARAMETRY MOTORU

Jedná se o jednoválcový čtyřdobý zážehový motor s nepřímým chlazením prostřednictvím chladicí kapaliny. Vzhledem k původní oblasti použití tohoto motoru je jeho koncepce velmi kompaktní a hmotnost celé této pohonné jednotky je pouze kolem 30 kg. Motor je navržen do mnohem náročnějších podmínek provozu, čímž se při aplikaci do formulového vozu dostává jistých výhod. Právě ona kompaktnost motoru, nízká hmotnost v kombinaci s jeho dokonalým uložením příznivě ovlivňuje polohu těžiště celého formulového vozu. Dodávku paliva zajišťuje systém nepřímého vstřikování Keihin se vstřikovací tryskou umístěnou v tělese škrticí klapky.

Tabulka 2 Základní parametry motoru KTM

OZNAČENÍ VÝROBCE	KTM 500 EXC
CELKOVÝ ZDVIHOVÝ OBJEM [cm ³]	510.4
VRTÁNÍ [mm]	95
ZDVIH [mm]	72
KOMPRESNÍ POMĚR	11.9 : 1
MAXIMÁLNÍ VÝKON [kW]	43
MAXIMÁLNÍ TOČIVÝ MOMENT [N·m]	55
DRUH ROZVODU	SOHC

5.2 KLIKOVÉ ÚSTROJÍ

Jak už bývá u jednoválcových motocyklových motorů typické, klikový hřídel je dvoudílný s nedělenou ojnící. Vyvážení klikového ústrojí je dáno značně odlehčenými rameny klikového hřídele a také vyvažovacím hřídelem, jež má za úkol přispět k vyvážení setrvačných sil klikového ústrojí a zároveň slouží jako pohon čerpadla chladicí kapaliny. Vzhledem k požadavkům na nízkou hmotnost ojnice motoru je tato pro modelovou řadu EXC vyráběna ze speciální oceli firmou PANKL. Klikový hřídel modelové řady EXC je specifický nově používaným dvoudílným kluzným ložiskem klikového čepu, namísto dříve používaného jehlového ložiska, čímž je konkrétně u těchto motorů zajištěna delší životnost. Právě vývoji v oblasti klikového ústrojí je v současné době věnována mimořádná pozornost nejen u závodních motorů, protože vhodným konstrukčním řešením je dosaženo nižších třecích ztrát, s čímž souvisí jak dosažení vyššího výkonu, tak snížení emisí škodlivých látek ve výfukových plynech.



Obrázek 16 Klikový hřídel [15]

Nejmodernější metody jsou použity také v oblasti pístní skupiny. Kovaný píst z lehkých slitin je osazen dvěma pístními kroužky (těsnicím a stěracím). K přenosu síly od tlaku plynů na klikový hřídel nedochází v prostoru horního oka ojnice přes kluzné ani jehlové ložisko, ale pístní čep, na jehož povrchu je speciální DLC povlak, je uložen přímo v horním oku ojnice. Mimo jiné zmiňovaného DLC uhlíkového povlakování se využívá za účelem snížení třecích ztrát i u dalších částí moderních motorů, jako jsou např. vačkové hřídele, ventily, písty, pístní kroužky a další. Výhodou je, že DLC povlak lze nanášet na široké spektrum materiálů.



Obrázek 17 Pohled na konstrukční řešení pístu a válce [14]



Tabulka 3 Základní parametry klikového ústrojí

MATERIÁL KLIKOVÉHO HŘÍDELE	Vysoce kvalitní ocel
DÉLKA OJNICE	106.7 mm
HLAVNÍ LOŽISKO K. H.	2× radiální kuličkové ložisko
OJNÍČNÍ LOŽISKO K. H.	Dvoudílná kluzná pánev
LOŽISKO PÍSTNÍHO ČEPU	Bez ložiska – speciální DLC povlak
MATERIÁL PÍSTU	Kovaná hliníková slitina
PÍSTNÍ KROUŽKY	1× těsnicí, 1× stěrací

5.3 ROZVOD MOTORU

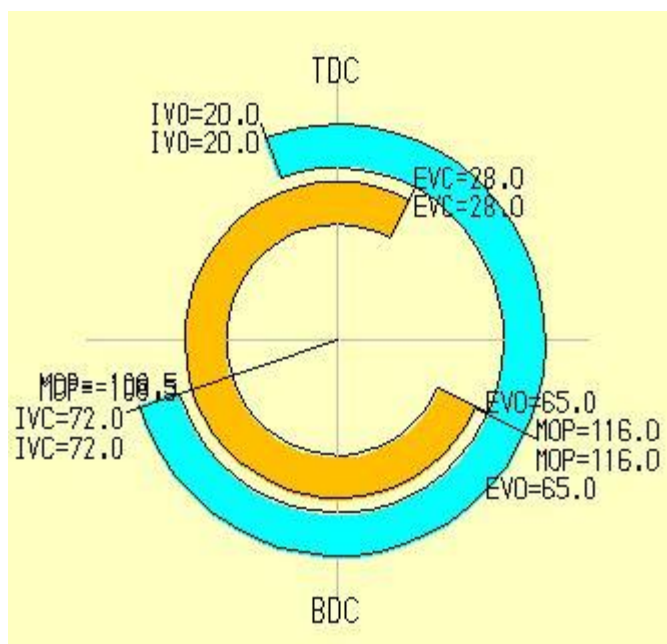
Na uvedeném motoru je použito rozvodu typu SOHC (s jedním vačkovým hřídelem umístěným na hlavě válců). Pro dokonalejší plnění válcové jednotky je u tohoto motoru použito 4V techniky se dvěma sacími a dvěma výfukovými ventily. Společný vačkový hřídel je osazen jednou sací a jednou výfukovou vačkou, z nichž je ovládání ventilů zajištěno speciálními přídatnými hřídeli s dvouramennými vahadly. Společný vačkový hřídel je poháněn ozubeným řetězem.

Tabulka 4 Parametry ventilového rozvodu

	SACÍ VENTIL	VÝFUKOVÝ VENTIL
ÚHEL OTEVŘENÍ	20° před HÚ	65° před DÚ
ÚHEL ZAVŘENÍ	72° po DÚ	28° po HÚ
CELKOVÁ DOBA OTEVŘENÍ	272°	273°
VENTILOVÁ VŮLE (při 20 °C)	0.1 – 0.15 mm	0.12 – 0.17 mm



Obrázek 18 Hlava válce s mechanismem ventilového rozvodu [15]



Obrázek 19 Fázovací diagram



5.4 HLAVA VÁLCE

Hlava válce vznikla obrobením odlitku ze slitin lehkých kovů. Následně byla osazena vodítky ventilů a také ventilovými sedly. O modernosti koncepce svědčí použití titanu jako materiálu na sedla ventilů a samotné sací ventily. Tento materiál umožňuje značné zatěžování, na kterém se podílí vysoký kompresní poměr a velké spalovací tlaky. Výfukové ventily jsou nově vyrobeny z nerezové oceli. Vzhledem k provoznímu rozsahu otáček je také značná frekvence zatížení. Sací kanál má na vstupu do hlavy válců kruhový průřez o průměru 40 mm. Následně se kanál rozděluje do dvou kanálů k jednotlivým ventilům. Stejným způsobem je řešeno i vedení výfukových plynů. Dva menší kanály se spojují v jeden společný, který má na výstupu z hlavy válce kruhový průřez o průměru 41 mm.



Obrázek 20 Spalovací prostor hlavy válce [14]

Tabulka 5 Parametry sacích a výfukových ventilů

	SÁNÍ	VÝFUK
POČET VENTILŮ	2	2
PRŮMĚR TALÍŘKU [mm]	40	33
ZDVIH VENTILU [mm]	10	8.6
PRŮMĚR DŘÍKU [mm]	6	5



5.5 SACÍ TRAKT

U sériového provedení sacího traktu je vzduch pro plnění válce nasáván do plastového airboxu, v němž je sportovní molitanový vzduchový filtr. Airbox je přímo spojen s hliníkovým tělesem škrticí klapky, které je dále připevněno přes pryžový adaptér, který slouží jako tepelná izolace a zároveň částečně eliminuje přenos vibrací na těleso škrticí klapky, k hlavě válců. U této koncepce sacího traktu nejsou žádná samostatná rezonanční potrubí, jako by tomu bylo u víceválcových motorů. Resonanční délka je tedy tvořena délkou sacího kanálu v hlavě válce a délkou kanálu tělesem škrticí klapky.

Tabulka 6 Vybrané rozměry sacího traktu

OBJEM AIRBOXU [dm ³]	2.5
PRŮMĚR ŠKRTICÍ KLAPKY [mm]	42
PRŮMĚR REZONANČNÍHO POTRUBÍ [mm]	41
DÉLKA REZONANČNÍHO POTRUBÍ [mm]	190
PRŮMĚR PRŮTOČNÉHO PRŮŘEZU VENTILOVÉHO SEDLA [mm]	34



Obrázek 21 Sportovní filtr nasávaného vzduchu motocyklu KTM 500 EXC [16]



5.6 VÝFUKOVÝ TRAKT

Sériový výfukový systém je tvořen nerezovým potrubím kruhového průřezu a tlumičem hluku ze speciálního kvalitního materiálu na bázi hliníku. Právě tímto speciálním hliníkovým materiálem je dosaženo nízké hmotnosti celého výfukového traktu.

Tabulka 7 Vybrané rozměry výfukového traktu

	PRŮMĚR [mm]		DÉLKA [mm]
	VSTUP	VÝSTUP	
VÝFUKOVÉ POTRUBÍ	41	45	925
TLUMIČ HLUKU	45	30	550



Obrázek 22 Výfukový tlumič [17]

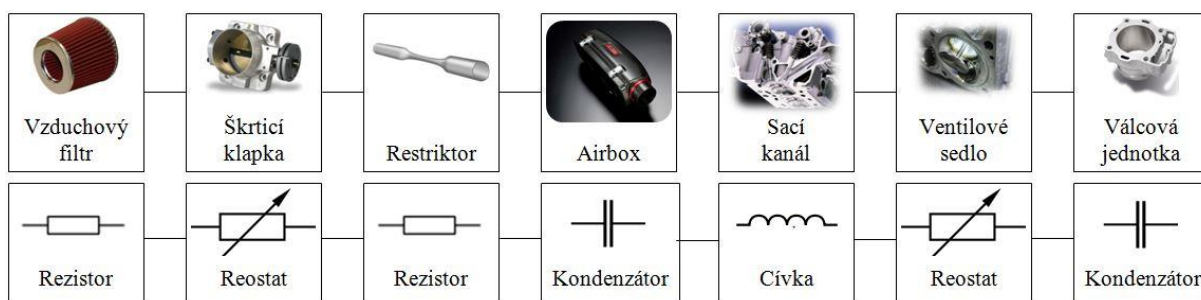


6 ANALOGIE FYZIKÁLNÍCH VELIČIN

Mezi některými fyzikálními veličinami je možné obecně nelézt jistou analogii. Takovými příklady mohou být například analogie mechanického a elektromagnetického oscilátoru, popř. analogie tepelné a elektromagnetické vodivosti. Zaměříme-li se na proudění ve spalovacích motorech, potom i zde (problematika dynamiky plynů, přestupu a vedení tepla) je možné nalézt analogii s dalšími fyzikálními systémy.

DYNAMIKA PROUDĚNÍ

Klíčové děje odehrávající se v sacím traktu spalovacího motoru (proudění hmoty vzduchu) je možné přirovnat např. k vedení elektrického proudu elektrickým obvodem.



Obrázek 23 Blokové schéma jednotlivých částí sacího traktu

Základní částicí proudícího média je objemový element dV , jemuž ekvivalentní elektrickou veličinou je elementární elektrický náboj dQ . Důležitou veličinou popisující dynamiku proudícího média je hmotnostní tok $\dot{m}$, tedy změna objemu v čase. Hmotnostnímu toku ekvivalentní veličinou při vedení elektrické energie je elektrický proud I .

Budeme-li uvažovat sací trakt spalovacího motoru blokově znázorněný na obrázku 23, potom analogie jeho jednotlivých částí s částmi elektrického obvodu je následující:

Vzduchový filtr, restriktor

Tyto části sacího traktu způsobující tlakovou ztrátu proudícího média a zároveň omezující jeho hmotnostní tok je možné nahradit elektrickým prvkem typu rezistor. Tlakový spád Δp v proudícím médiu při průtoku takovým prvkem analogicky odpovídá úbytku napětí U , tedy rozdílu potenciálů před a za rezistorem o odporu R .

Škrticí klapka

Jejím ekvivalentním elektrickým prvkem je reostat, tedy takový prvek, jehož odpor je možné měnit (obdobně jako natočení škrticí klapky). Při výpočtech v rámci simulace dějů probíhajících v sacím traktu v ustáleném stavu by škrticí klapku bylo možné nahradit taktéž rezistorem.

Airbox

Nejjednodušší airbox (plénium) je charakteristický svým objemem V , tedy množstvím částic proudícího média, které je schopen pojmout. Identický charakter má kondenzátor, sloužící



v elektrickém obvodu jako dočasný akumulátor elektrického náboje. Charakteristickým parametrem kondenzátoru je jeho kapacita C .

Sací kanál

V sacím kanále, popř. obecně v potrubí sacího traktu, ve kterém dochází k nestacionárnímu proudění, je nutné zohlednit pulzace hmoty vzduchu. Prvkem obdobných vlastností, jímž lze charakter takového proudění vyjádřit v obvodu elektrického proudu je cívka s indukčností L .

Ventilové sedlo

Kritickým místem sacího traktu je ventilové sedlo, jelikož v něm dochází ke škrcení proudící hmoty vzduchu v závislosti na otáčkách motoru. Tuto problematiku by v jednoduchém náhradním elektrickém schématu bylo možné vystihnout reostatem, tedy proměnlivým odporem.

Válcová jednotka

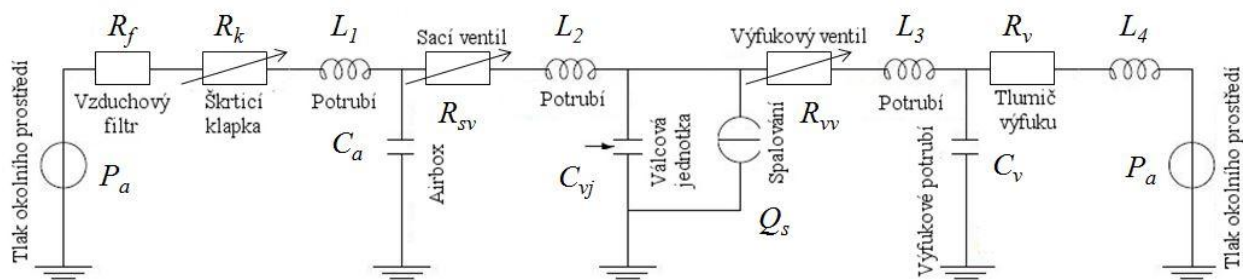
Vlastnosti válcové jednotky jsou obdobné vlastnostem airboxu, tedy v ideálním případě by bylo možné ji nahradit kondenzátorem. Skutečný objem válcové jednotky ale není konstantní a během každé otáčky klikového hřídele se neustále mění, což by při sestavování elektrického obvodu v analogii s uspořádáním sacího traktu bylo nutné vhodným způsobem definovat.

Tabulka 8 Analogie mezi hydrodynamickými a elektrickými proměnnými

HYDRODYNAMIKA			ELEKTROMECHANIKA		
Proměnná	Zn.	Jednotka	Proměnná	Zn.	Jednotka
OBJEM	V	$[m^3]$	NÁBOJ	Q	$[C]$
HMOTNOSTNÍ TOK	$\dot{m}$	$[kg \cdot s^{-1}]$	PROUD	I	$[A]$
TLAK	p	$[Pa]$	NAPĚTÍ	U	$[V]$

Tabulka 9 Analogie mezi hydrodynamickými a elektrickými parametry vybraných prvků

HYDRODYNAMIKA		ELEKTROMECHANIKA	
Parametr	Výpočetní vztah	Parametr	Výpočetní vztah
REZISTANCE	$R = \frac{p}{\dot{m}}$	REZISTANCE	$R = \frac{U}{I}$
INDUKČNOST	$L = \frac{p}{\frac{d\dot{m}}{dt}}$	INDUKČNOST	$L = \frac{U}{\frac{dI}{dt}}$
KAPACITA	$C = \frac{\dot{m}}{\frac{dp}{dt}}$	KAPACITA	$C = \frac{I}{\frac{dU}{dt}}$



Obrázek 24 Schéma zapojení náhradního elektrického obvodu

Na obrázku 24 je znázorněno schéma zapojení elektrického obvodu, pomocí kterého by mohla být simulována dynamika proudících plynů ve čtyřdobém pístovém spalovacím motoru. Kromě základních, výše uvedených, elektrických prvků je navíc do obvodu zapojen pulzní generátor elektrického proudu. Tento generátor vytváří elektrický proud procházející kapacitorem C_{vj} během sacího zdvihu pracovního cyklu SM. Právě při sacím zdvihu (sací ventil otevřen) vzniká tlakový spád v místě ventilového sedla. Generováním proudu a jeho průchodem přes kapacitor C_{vj} tedy vzniká skoková změna napětí (analogie s tlakovým spádem) na rozhraní sacího traktu a válcové jednotky. Naopak při kompresním zdvihu SM, kdy jsou sací i výfukové ventily zavřeny, je nutné tímto generátorem způsobit takovou změnu elektrického proudu, kterou dojde k nárůstu napětí U , což analogicky odpovídá prudkému zvýšení tlaku ve válcové jednotce během výkonové části cyklu SM.

Analýzu dynamiky proudících plynů ve spalovacím motoru by při uvažování výše uvedené analogie a po sestavení co nejpřesnějšího náhradního modelu motoru bylo možné numericky vyřešit například pomocí známého osvědčeného softwaru MathWorks – SimElectronics, kterého se úspěšně využívá pro simulaci elektronických a mechatronických systémů.

VEDENÍ A PŘESTUP TEPLA

Jak již bylo zmíněno, analogii fyzikálních veličin je možné pozorovat mezi mnohými z nich. Podobně jako v případě dynamiky proudících plynů je možné popsat vzájemnou propojenost termomechanických veličin s elektrickými.

Tabulka 10 Analogie mezi termomechanickými a elektrickými proměnnými

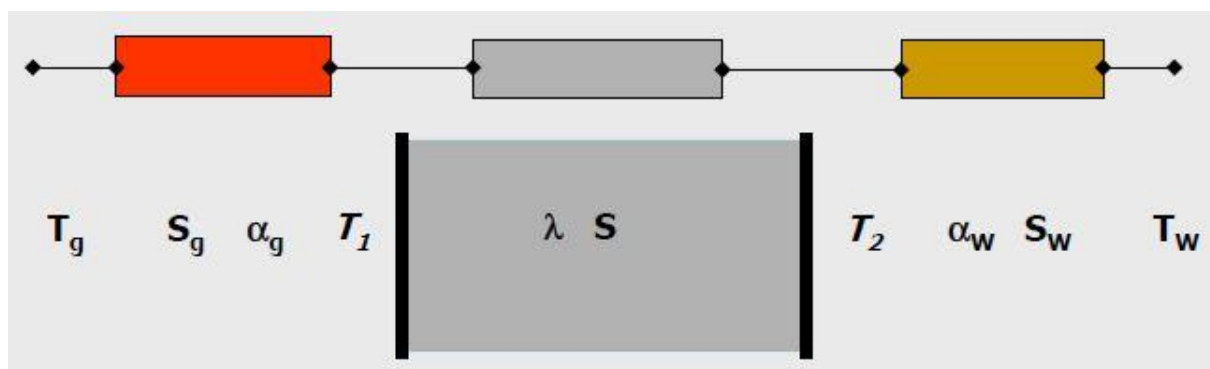
TERMOMECHANIKA			ELEKTROMECHANIKA		
Proměnná	Zn.	Jednotka	Proměnná	Zn.	Jednotka
TEPELNÝ ODPOR	R_t	$[K \cdot W^{-1}]$	ODPOR	R	$[\Omega]$
TEPLOTNÍ SPÁD	ΔT	$[K]$	NAPĚTÍ	U	$[V]$

Tak, jak je uvedeno v tabulce 10, tepelnému odporu R_t analogicky odpovídá odpor elektrický R a teplotnímu spádu ΔT odpovídá rozdíl potenciálů, tedy elektrické napětí U . Ohmův zákon má svůj ekvivalent ve zjednodušeném zákoně Fourierově (tabulka 11).

Tabulka 11 Analogie mezi termomechanickými a elektrickými zákony

TERMOMECHANIKA		ELEKTROMECHANIKA	
Veličina	Výpočetní vztah	Veličina	Výpočetní vztah
TEPELNÝ TOK (Fourierův zákon)	$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_t}$	EL. PROUD (Ohmův zákon)	$I = \frac{U}{R}$

V oblasti spalovacích motorů je důležité zejména zaměření se na odvod tepla z válcové jednotky do chladicího média. Taková situace je zjednodušeně znázorněna na obrázku 25. Vedení tepla tedy může být ekvivalentně vyjádřeno vedením elektrického proudu sériově zapojenými rezistory.



Obrázek 25 Schematické zobrazení vedení tepla ve SM s obvodem elektrického proudu

Význam jednotlivých veličin z obrázku 25 bude následně popsán v kapitole 8, ve které budou komplexně uvedeny zákony související s touto diplomovou prací.

V této kapitole bylo pojednáno o možnostech využití vzájemné analogie mezi fyzikálními veličinami v oblasti spalovacích motorů. V obou výše uvedených případech by přicházelo v úvahu jejich využití pouze pro popis dynamických dějů v sacím a výfukovém traktu. V rámci výpočtové studie spalovacího motoru, která je hlavním cílem této práce bude nutné pohlédnout na termodynamické děje probíhající ve spalovacím motoru komplexněji a vytvořit tedy matematický model motoru jako celku metodami, které budou dále zmíněny.



7 VÝPOČTOVÝ MODEL SPALOVACÍHO MOTORU

Pro vytvoření matematického modelu spalovacího motoru a práci s tímto modelem zadaného motoru bude v této práci použito softwaru Lotus Engine Simulation (LES), vyvíjený britskou společností Lotus Engineering Software. Obdobnými softwary pro tyto aplikace jsou Wave, vyvíjený společností Ricardo, a GT – power společností Gamma Technologies. LES je modelovací prostředí pro odhad výkonových parametrů mnoha konfigurací spalovacích motorů.

- Vznětové $\times$ zážehové
- Dvoudobé (2D) $\times$ čtyřdobé (4D)
- S přirozeným plněním $\times$ přeplňované

Cílem takového simulačního programu je matematickými vztahy přesně popsat složité fyzikální a chemické děje probíhající ve spalovacím motoru. Zároveň je účelné, aby tyto složité pochody byly v rámci matematického modelu popsány co nejjednoduššími funkcemi a jejich následné řešení nebylo zbytečně časově náročné. Dále je vhodné i rozdělení celého složitějšího modelu na řadu modelů jednodušších.

Strukturu programu LES lze principiálně dělit do tří základních modulů:

- Modul zadávání dat (Pre-processor) – zadávání dat konkrétního motoru pro sestavení výpočtového modelu
- Modul řešení (Solver) – numerické řešení výpočtového modelu motoru
- Modul výsledků (Post-processor) – prezentace výsledků numerického výpočtu a možnost jejich následného zpracovávání

7.1 MODUL ZADÁVÁNÍ DAT

Struktura základního výpočtového modelu motoru je následující:

- Válec – 0D element zohledňující spalování a přenos tepla
- Plenum – 0D element zohledňující přenos tepla
- Potrubí – 1D element zohledňující přenos tepla a tření na stěnách
- Bezodporové vstupy – pro účely modelu se jedná o nekonečný zdroj plynu zadaného tlaku a teploty
- Výstupy – elementy zohledňující proudění plynu z výfukového systému do okolního prostředí
- Uzavřené konce – speciální element pro potrubí s uzavřeným koncem

Tyto výše uvedené moduly bývají obvykle spojeny prvky, které mění charakter proudění plynů mezi jednotlivými elementy. Takovými prvky jsou např.: ventily, škrticí elementy, kompresory, turbíny, chladiče plnicího vzduchu a další.

Základními parametry pohonné jednotky, které slouží jako základní vstupní data při tvorbě modelu, jsou:

- Druh cyklu (2D $\times$ 4D)
- Druh paliva (benzín, nafta, ...)
- Parametry válcové jednotky (vrtání, zdvih, kompresní poměr, délka ojnice)
- Parametry ventilového rozvodu (časování, průměry sedel ventilů)



- Průtočné charakteristiky kanálů v hlavě válců
- Vlastnosti nasávaného média (teplota, tlak)
- Směšovací poměr
- Charakteristiky tepla vzniklého spalováním

7.2 MODUL ŘEŠENÍ

Z matematického pohledu je model spalovacího motoru souborem diferenciálních rovnic, které charakterizují v něm probíhající fyzikální a chemické procesy. Modul řešení poskytuje algoritmický mechanismus pro řešení těchto řídicích rovnic, které jsou v podstatě poskytovány s okrajovými podmínkami a patřičnými omezeními na základě modelu konstruovaného v modulu vstupních dat.

POSTUP ŘEŠENÍ

Podstatou samotného programu je predikce vlastností a druhu proudění mezi jednotlivými prvky modelu, řešení energií a hybností. Dále je třeba v rámci každého prvku modelu získat termodynamické stavové proměnné a rychlosti proudění v každém úhlu natočení klikového hřídele, během celého cyklu motoru. Počet cyklů motoru je důležitý zejména pro zajištění konvergence (cyklického opakování hodnot) výpočtu. V rámci kontroly konvergence je sledován hmotnostní tok na vstupu a výstupu každého válce, pléna a potrubí. Jestliže rozdíl hmotnostních toků po několika cyklech v průměru klesne pod stanovené limity konvergence, výpočet je zastaven a přechází se k dalšímu kroku výpočtu.

POČÁTEČNÍ PODMÍNKY

Program automaticky odhaduje počáteční hodnoty tlaku, teploty a hmotností pro každý z prvků modelu. Tím je zajištěno, že výsledky výpočtu přímo nezávisí na prvních odhadech hodnot provedených uživatelem.

JEDNODUŠŠÍ MODULY

Procesy v rámci simulace motoru jsou členěny tak, aby v rámci hlavního modelu jako celku bylo možné formulovat další jednodušší dílčí modely (Sub-modely), např.:

- Termodynamické vlastnosti
- Palivový systém
- Model hoření
- Model přenosu tepla
- Plnění
- Dynamika plynů
- Turbodmychadlo

7.3 MODUL VÝSLEDKŮ

Program LES je strukturován tak, že v rámci jednoho simulačního modelu je možné zadat až 50 hodnot otáček a zatížení motoru v ustáleném stavu a až 20 přechodných zkušebních cyklů. Na konci každého simulačního cyklu jsou zapsány konkrétní hodnoty proudění, objemové účinnosti, průtoku paliva, spotřeby paliva, přenosu tepla a další do souboru výsledků (formát MRS).



V rámci testování v ustáleném stavu (Steady State Test) jsou podrobnosti o tlaku a teplotách ve válcích a množství spáleného paliva v každém okamžiku natočení klikového hřídele uloženy taktéž do vlastního souboru výsledků (formát PRS).

Hodnoty daných parametrů, získané během výpočtů v závislosti na přechodových stavech (Transient test), mohou být zapisovány do samostatného souboru (formát TRS). Hodnoty souboru, ukládané do souboru průběžně během výpočtu, mohou být zobrazovány ihned nebo až po ukončení celého výpočtu.

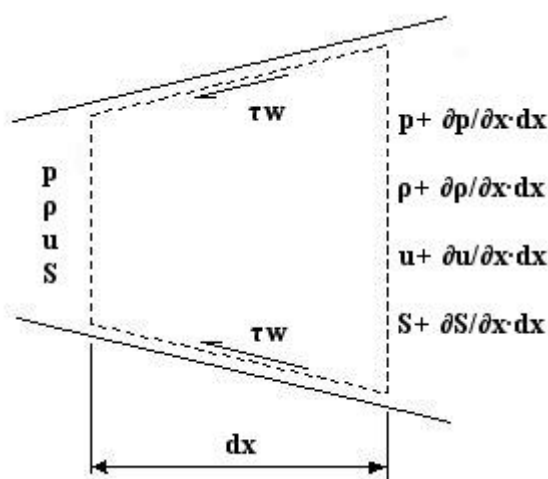


8 MATEMATICKÉ, FYZIKÁLNÍ A CHEMICKÉ ZÁKONY

V rámci výpočtového modelování spalovacího motoru je nutné zohlednit velké množství dějů v jednotlivých částech spalovacího motoru probíhajících. V této kapitole tedy budou u význačných částí modelu popsány zákony, kterých je ve výpočtovém modelu v programu LES používáno. Dále bude zmíněna metoda používaná pro řešení systému diferenciálních rovnic.

8.1 POTRUBÍ

Velmi důležitým a v rámci modelu mnohokrát používaným prvkem jsou potrubí (Pipes). Modely potrubí musí být alespoň jednorozměrné (1D). To z důvodu, aby bylo možné zohlednit tlakové vlny, které se u spalovacího motoru v proudícím médiu vyskytují. Právě tyto tlakové vlny totiž mají značný vliv na výkon motoru. 1D model je přesný v případě proudění stlačitelné tekutiny nekonečně dlouhým úsekem potrubí, ve kterém se plocha průřezu v směru kolmém na osu potrubí nemění. V případě, že se plocha průřezu ve směru kolmém na osu potrubí mění, ale vlastnosti tekutiny v libovolném kontrolním objemu se příliš neliší a změny lze vyjádřit jako funkce x a t , potom se jedná o kvazi-jednorozměrný model.



Obrázek 26 Objemový element potrubí

Podmínky uvnitř potrubí jsou počítány v každém časovém kroku, kde výpočetním krokem jsou úhel otočení klikového hřídele. Obecné řešení dynamiky proudících plynů je popsáno rovnicemi zákonů zachování hmotnosti, hybnosti a energie.

ZÁKON ZACHOVÁNÍ HMOTNOSTI

Zákon zachování hmotnosti je vyjádřen rovnicí kontinuity. Interpretace rovnice kontinuity za předpokladu jednorozměrného proudění elementem délky dx je taková, že při proudění tekutiny kontrolním objemem elementu dV musí být v rámci tohoto objemu hmotnost konstantní a její změna nulová.

Uvažujeme dvě možnosti změny hmotnosti tekutiny v kontrolním objemu a to:



- Lokální změnu hmotnosti v kontrolním objemu dV , v němž se kapalina obecně stlačuje nebo rozpíná a je tedy závislá na čase ($\frac{\partial}{\partial t} \neq 0$).
- Konvektivní změnu hmotnosti, která je dána rozdílem hmotností na vstupu a výstupu kontrolního objemu dV . U jednorozměrného proudění je tedy závislá změně délky ($\frac{\partial}{\partial x}$).

Konvektivní změnu hmotnosti dm_k při jednorozměrném proudění elementem objemu dV a délky dx charakterizuje vztah:

$$dm_k = \frac{\partial(\rho \cdot u \cdot S \cdot dt)}{\partial x} \cdot dx, \quad (12)$$

kde u je rychlost proudění, S je kolmá plocha průřezu potrubí a ρ je hustota tekutiny. Lokální změnu hmotnosti dm_t během času dt popisuje vztah:

$$dm_t = \frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot S \cdot dx) \cdot dt. \quad (13)$$

Pro splnění zákona zachování hmotnosti tedy musí platit vztah:

$$\frac{\partial(\rho \cdot S \cdot dx)}{\partial t} = \frac{\partial(\rho \cdot u \cdot S)}{\partial x} \cdot dx. \quad (14)$$

ZÁKON ZACHOVÁNÍ HYBNOSTI

Zákonem zachování hybnosti je vyjádřena skutečnost, že součet tlakových a třecích sil na vnitřní povrch kontrolního objemu je roven rychlosti změny hybnosti v rámci kontrolního objemu a samotné změně hybnosti. Výsledná síla působící na kontrolní objem je způsobena rozdílem tlaků na vstupu a výstupu a tlakovou složkou působící na vnitřní povrch kontrolního objemu ve směru proudění. Síla vznikající rozdílem tlaku mezi vstupním a výstupním průřezem potrubí F_{p1} je dána součinem gradientu síly s délkou prvku dx , tedy:

$$F_{p1} = -\frac{\partial(p \cdot S)}{\partial x} \cdot dx. \quad (15)$$

Tlak na stěny kontrolního objemu vytváří tlakovou sílu F_{p2} ve směru osy proudění (směr osy x), která je obecně dána vztahem:

$$F_{p2} = p \cdot \frac{dS}{dx} \cdot dx. \quad (16)$$

Znaménko mínus vychází z konvence, že síly jsou považovány za kladné ve směru proudu, tedy ve směru osy x . Pro aplikace v oblasti spalovacích motorů se navíc nebere v úvahu roztažitelnost potrubí, takže plocha potrubí S je pouze funkcí délky potrubí dx , $S=f(x)$.

Smykové (třecí) síly F_t na povrch kontrolního objemu vznikají v důsledku tření mezi pohybující se tekutinou a vnitřní stěnou potrubí a můžou být jednoduše vyjádřeny pomocí smykového napětí τ_w , působícího proti směru proudu tekutiny. Pro nekonečně velký kontrolní objem je povrchová síla dána jako:



$$F_t = -\pi \cdot D \cdot \tau_w \cdot dx, \quad (17)$$

kde D je ekvivalentní nebo hydraulický průměr potrubí.

Označíme-li koeficient tření stěn potrubí jako f , potom vztah pro výpočet smykového napětí τ_w je:

$$\tau_w = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 \cdot f, \quad (18)$$

pomocí něhož vyjádříme smykovou sílu F_t ve tvaru:

$$F_t = -\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 \cdot f \cdot \pi \cdot D \cdot dx. \quad (19)$$

U jednorozměrného modelu dynamiky plynů ve spalovacích motorech se většinou neuvažuje vliv viskozity kapaliny.

Rychlost změny hybnosti v kontrolním objemu je vyjádřena jako:

$$\frac{\partial(u \cdot \rho \cdot S \cdot dx)}{\partial t}. \quad (20)$$

Změna hybnosti v kontrolním objemu je dána vztahem:

$$\frac{\partial(\rho \cdot S \cdot u^2)}{\partial x} \cdot dx. \quad (21)$$

Celý zákon zachování hybnosti může být zapsán například v tomto tvaru:

$$\begin{aligned} -\frac{\partial(p \cdot S)}{\partial x} \cdot dx + p \cdot \frac{dS}{dx} \cdot dx - \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 \cdot f \cdot \pi \cdot D \cdot dx = \\ = \frac{\partial(u \cdot \rho \cdot S \cdot dx)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot S \cdot u^2)}{\partial x} \cdot dx. \end{aligned} \quad (22)$$

ZÁKON ZACHOVÁNÍ ENERGIE

Zákon zachování energie vychází z prvního zákona termodynamiky, který pro kontrolní objem (obrázek 26) uvažujeme ve tvaru:

$$\dot{Q} - \dot{W}_s = \frac{\partial E_0}{\partial t} + \frac{\partial H_0}{\partial x} \cdot dx, \quad (23)$$

kde $\dot{Q}$ je tepelný tok (energie vstupující do kontrolního objemu ve formě tepla), $\dot{W}_s$ je změna práce vykonané systémem za čas, tedy výkon, E_0 je vnitřní energie a H_0 je entalpie.

Výrazy na pravé straně energetické rovnice (rovnice 23) je možné dále vyjádřit pomocí jednodušších veličin.

$$\frac{\partial E_0}{\partial t} = \frac{\partial(e_0 \cdot \rho \cdot S \cdot dx)}{\partial t}, \quad (24)$$



kde e_0 je měrná vnitřní energie.

Podobně i druhý vztah na pravé straně rovnice lze uvažovat ve tvaru:

$$\frac{\partial H_0}{\partial x} \cdot dx = \frac{\partial(h_0 \cdot \rho \cdot S \cdot u)}{\partial x} \cdot dx, \quad (25)$$

kde h_0 je měrná entalpie proudícího plynu, která je zároveň funkcí měrné vnitřní entalpie e_0 , na základě vztahu:

$$h_0 = e_0 + \frac{p}{\rho}. \quad (26)$$

Radiální přenos tepla z proudícího plynu do potrubí (popř. naopak) lze snadno zahrnout do energetické rovnice. Označíme-li q rychlost přenosu tepla na jednotku hmotnosti plynu, potom celková rychlost přenosu tepla do nebo z kontrolního objemu je:

$$q \cdot \rho \cdot S \cdot dx, \quad (27)$$

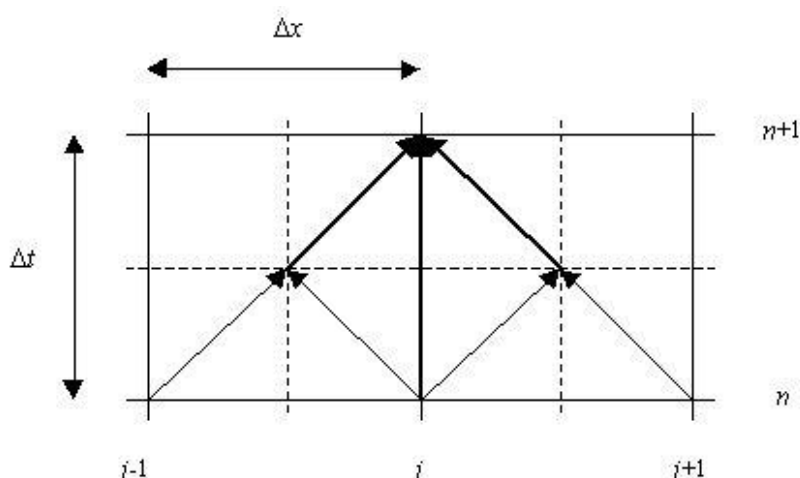
v případě, že uvažujeme konvenci, že přenos tepla je kladný ve směru do kontrolního objemu.

Pro případ proudění plynů potrubím spalovacího motoru je práce vykonaná nebo dodaná systému nulová a výše uvedené vztahy lze zapsat jako zákon zachování energie v tomto tvaru:

$$q \cdot \rho \cdot S \cdot dx = \frac{\partial(e_0 \cdot \rho \cdot S \cdot dx)}{\partial t} + \frac{\partial(h_0 \cdot \rho \cdot S \cdot u)}{\partial x} \cdot dx. \quad (28)$$

Výše uvedené zákony zachování, popisující jednorozměrné proudění stlačitelné tekutiny potrubím s nekonzantní plochou průřezu S , za současného zohlednění vnitřního tření a přestupu tepla, tvoří systém parciálních diferenciálních rovnic, k jehož řešení využívá LES software následující numerické metody.

DVOUSTUPŇOVÁ LAXOVA–WENDROFFOVA METODA



Obrázek 27 Schéma dvoustupňové numerické metody [18]



Numerická Lax–Wendroffova metoda se řídí výše uvedenou šablonou. Výpočet pomocí Lax–Wendroffovy metody ve spojení s nelineárním omezovačem toku se dostává výsledků druhého řádu prostorové a časové přesnosti. Touto metodou je možné řešit vlnění a nadzvukové proudění v potrubí, kterého může být u vysoce výkonných motorů dosaženo. Omezovač toku zabraňuje vzniku rušivých kmitů v tekutině, ve které se vyskytují rázové vlny a kontaktní nespojitosti.

Soustava rovnic charakterizující proudění v motoru může být vyjádřena ve vektorovém tvaru obecně jako:

$$\frac{\partial \mathbf{W}}{\partial t} + \frac{\partial \mathbf{F}(\mathbf{W})}{\partial x} + \mathbf{C}(\mathbf{W}) = 0. \quad (29)$$

Princip výpočtu pomocí uvedené numerické metody lze vyjádřit rovnicemi:

$$\mathbf{W}_{i+\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} = \frac{1}{2} \cdot (\mathbf{W}_{i+1}^n + \mathbf{W}_i^n) - \frac{\Delta t}{2 \cdot \Delta x} (\mathbf{F}_{i+1}^n - \mathbf{F}_i^n) - \frac{\Delta t}{4} (\mathbf{C}_{i+1}^n + \mathbf{C}_i^n) \quad (30)$$

$$\mathbf{W}_{i-\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} = \frac{1}{2} \cdot (\mathbf{W}_i^n + \mathbf{W}_{i-1}^n) - \frac{\Delta t}{2 \cdot \Delta x} (\mathbf{F}_i^n - \mathbf{F}_{i-1}^n) - \frac{\Delta t}{4} (\mathbf{C}_{i-1}^n + \mathbf{C}_i^n) \quad (31)$$

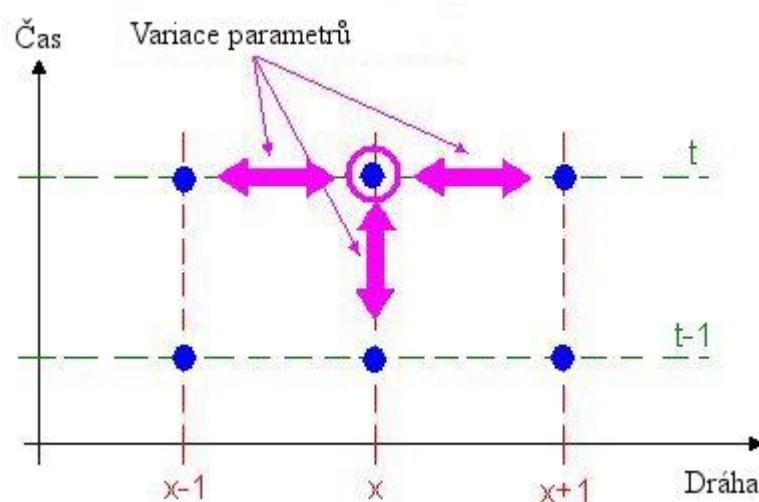
$$\mathbf{W}_i^{n+1} = \mathbf{W}_i^n - \frac{\Delta t}{\Delta x} \left(\mathbf{F}_{i+\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} - \mathbf{F}_{i-\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} \right) - \frac{\Delta t}{2} \left(\mathbf{C}_{i+\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} + \mathbf{C}_{i-\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} \right) \quad (32)$$

Prvky, tvořící jednotlivé vektory zde nebudou podrobněji popisovány. Výše uvedené vztahy (rovnice 30 – 32) slouží pouze pro reprezentaci prvních iteračních kroků řešení numerického problému (rovnice 29) Laxovou–Wendroffovou metodou.

DÉLKA VÝPOČETNÍHO KROKU

Jednotlivá potrubí jsou v rámci výpočtového modelu rozdělena na dílčí elementy určité délky. Právě tato délka elementu má značný vliv na rychlost a přesnost výpočtu. V částech modelu, kde rychlost vlnění není konstantní, se vlivem délky elementu může stát výpočet nestabilním.

V prostředí LES je možno použít funkci automatického stanovení velikosti výpočtového kroku (Automatic Mesh Refinement), která zajistí kontrolu prostorových a časových změn tlaku a hustoty. Rozdíly tlaku a hustoty v rámci jednotlivých elementů a také elementů sousedních jsou kontrolovány v reálném čase v průběhu výpočtu. V případě, že je zjištěno překročení limitních hodnot pro změnu tlaku nebo hustoty, dojde automaticky ke zdvojnásobení počtu elementů v potrubí. Naopak jsou-li jednotlivé změny nižší, než stanovené hodnoty, dojde ke snížení počtu elementů v daném potrubí na polovinu, za účelem zkrácení výpočtového času. Na základě podobného vyhodnocování je přizpůsobován i časový krok výpočtu.



Obrázek 28 Mechanismus zjišťování optimální délky výpočtového kroku [18]

SOUČINITEL TŘENÍ O STĚNY PORUBÍ

Koeficient tření f je pro jednotlivé materiály definován vztahem:

$$f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2}. \quad (33)$$

V prostředí LES jsou uvažovány tři základní metody, kterými je možno definovat součinitel tření o stěny potrubí. První metodou je přímé zadávání součinitele tření. Tento způsob ovšem vyžaduje značné zkušenosti, s průměrnými hodnotami Reynoldsova čísla pro různá potrubí, na straně uživatele.

Další dvě metody zadání součinitele tření jsou nepřímé. Jednou z možností je určení součinitele tření na základě hodnoty drsnosti stěny potrubí, která je zadána uživatelem. Druhou možností je výběr materiálu stěny z předem definovaných, kde každému materiálu přísluší drsnost stěny na základě níže uvedené tabulky.

Tabulka 12 Hodnoty drsnosti povrchu vybraných materiálů

MATERIÁL STĚNY	DRSNOST POVRCHU k [mm]
Litina, Alumin	0.25
Hliník, Ocel, Plast, Hořčík	0.0015

V části potrubí s laminárním prouděním je součinitel tření dán vztahem:

$$f = \frac{16}{Re}, \quad (34)$$

v němž Re značí hodnotu Reynoldsova čísla, danou vztahem:



$$Re = \frac{v_s \cdot D}{\nu}. \quad (35)$$

Ve výše uvedeném vztahu je v_s označena střední rychlost proudění kapaliny daným průřezem a ν je kinematická viskozita.

V oblasti turbulentního proudění (pro $Re > 3500$) je hodnota součinitele tření dána vztahem:

$$f = \frac{0.25}{[\log_{10}(\frac{k}{3.7 \cdot D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}})]^2} \cdot \frac{1}{4}. \quad (36)$$

PŘESTUP TEPLA STĚNOU POTRUBÍ

Přenos tepla q , vystupující v zákonu zachování energie (rovnice 27), reprezentuje jednoduchý konvenční přestup tepla v radiálním směru z plynu do potrubí.

Program LES používá v rámci výpočtových modelů teorii přestupu tepla podle R. S. Bensona, v níž je za jistých zjednodušujících předpokladů uvažována analogie mezi přestupem tepla a hybností při proudění v ustáleném a neustáleném stavu. Tato teorie nezohledňuje problematiku laminárního proudění.

Označíme-li h součinitel přestupu tepla, T_w teplotu vnitřní stěny potrubí a T_g teplotu proudícího plynu, potom měrný tepelný výkon je dán vztahem:

$$\dot{q} = \frac{4 \cdot h}{\rho \cdot D} \cdot (T_w - T_g). \quad (37)$$

Součinitel přestupu tepla h je dále možné vyjádřit jako:

$$h = \frac{f}{2} \cdot \rho \cdot u \cdot c_p. \quad (38)$$

Pro ideální plyny lze rovnici 37 uvažovat ve tvaru:

$$\dot{q} = \frac{2 \cdot f \cdot u}{D} \cdot \frac{\kappa \cdot R}{\kappa - 1} \cdot (T_w - T_g). \quad (39)$$

Na konci každého cyklu se teplo přenesené do stěn jednotlivých elementů sčítá a následně se z něj určuje teplota vnitřního povrchu potrubí, se kterou je počítáno v dalším kroku výpočtu. Proto je nutné u potrubí specifikovat tloušťku stěny, materiál potrubí a způsob chlazení.

Tabulka 13 Hodnoty teploty a součinitele přestupu tepla pro odlišné typy chlazení

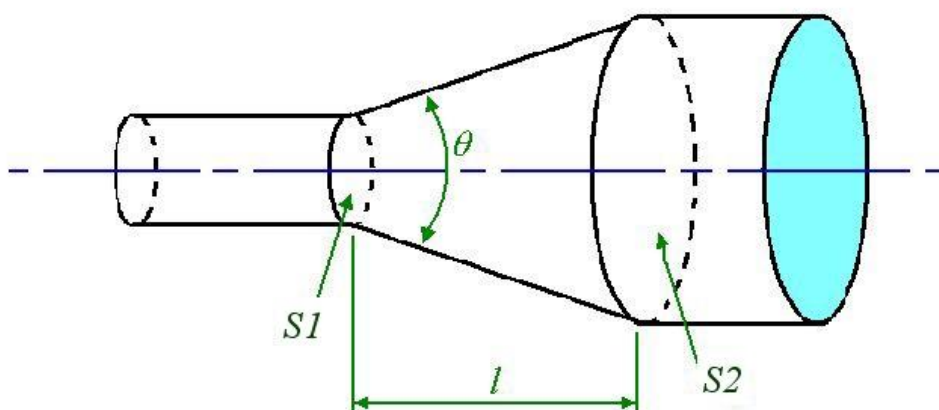
DRUH CHLAZENÍ	TEPLOTA CHLADÍČÍHO MÉDIA [°C]	SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA [W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Vzduch	Teplota okolního vzduchu	20
Voda	100	5000

Tabulka 14 Vybrané materiálové vlastnosti

MATERIÁL	HUSTOTA [kg·m ⁻³]	TEPELNÁ VODIVOST [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	MĚRNÁ TEPELNÁ KAPACITA [kJ·kg ⁻¹]
Litina	7250	36	470
Hliník	2700	204	940
Ocel	7900	48	490
Plast	1400	0.25	1256
Hořčíková slitina (AS21)	1760	86	1005

ZMĚNA PRŮŘEZU POTRUBÍ

V rovnicích, uvedených v části popisující numerické metody programu LES, je uvažováno, že proudící plyn rovnoměrně vyplní celý objem potrubí. Sekundární ztráty, způsobené odtržením proudu ve strmých úsecích difuzoru, tedy nejsou přímo zohledněny.



Obrázek 29 Základní parametry rozšiřujícího se potrubí [18]

Tlakové sekundární ztráty jsou v programu LES ale zohledněny pomocí ztrátového součinitele difuzoru K_d . Účinky tohoto empiricky získaného součinitele jsou identické s tlakovými ztrátami vznikajícími při proudění plynu difuzorem.

Ztrátový koeficient difuzoru lze vyjádřit vztahem:

$$K_d = c(\theta) \cdot \left[1 - \frac{S_1}{S_2}\right]^2. \quad (40)$$



Výrazy S_1 a S_2 jsou průřezy potrubí vstupní a výstupní části.

Koeficient $c(\theta)$ lze dále rozepsat jako:

$$c(\theta) = 0.12 + 4 \cdot (1 - \cos(\theta)), \quad (41)$$

kde θ značí úhel difuzoru.

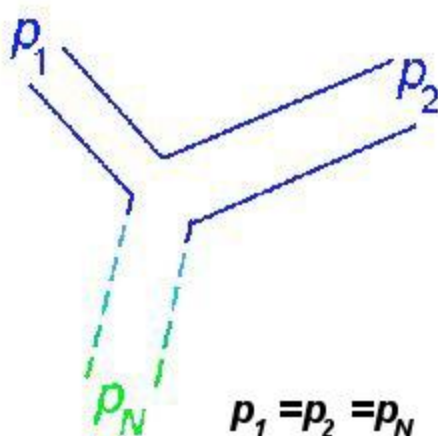
Z výše uvedených vztahů lze tlakovou ztrátu vznikající při proudění plynu difuzorem popsat vztahem:

$$\Delta p = K_d \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2. \quad (42)$$

SPOJOVÁNÍ POTRUBÍ

Základním typem spojování potrubí je hladké spojení dvou potrubí o stejném průřezu. V takovém případě nedochází při proudění plynu k žádné tlakové ztrátě. V případě rozdílných průřezů spojovaných potrubí je třeba v rámci matematického modelu tuto skokovou změnu tlaku uvažovat.

Spojení více než dvou potrubí je možné v programu LES realizovat jako bezztrátové nebo ztrátové. V obou těchto případech je nutné uvažovat, že proudění na vstupech a výstupech do spojovacího elementu jsou jednorozměrná. Fyzické rozměry spojovacího členu jsou zanedbatelné vzhledem k celkovému rozměru systému potrubí. Modelování vlnění ve spojovacích členech je záležitostí vícerozměrných modelů (nejlépe 3D), v rámci 1D modelu není možné geometrii spojení dokonale popsat, proto je třeba brát zřetel na možné odchylky od reality.



Obrázek 30 Bezztrátové spojení potrubí [18]

Bezeztrátové napojení je vhodné spíše pro modely motorů s nižšími provozními otáčkami, tedy i nižšími rychlostmi proudění v sacím traktu. Takového bezztrátového napojení by bylo možné použít například v rámci výpočtového modelu vznětového motoru. Naopak u motorů zážehových je vhodné v rámci modelu ztráty ve spojovacích členech uvažovat. U víceválcových motorů je důležité zajistit stejné množství vzduchu pro jednotlivé válcové jednotky. Za tímto účelem bývá u reálných sacích traktů přistupováno k takové geometrii



sacího potrubí, aby bylo zabráněno nadměrnému plnění některých válcových jednotek a tudíž jsou ztráty v napojení potrubí žádoucí. V takových případech je třeba i v rámci výpočtového modelu uvažovat ztrátové napojení.

V případě bezztrátového napojení potrubí jsou tlaky v jednotlivých potrubích stejné, tedy v případě n potrubí:

$$p_1 = p_2 = p_n. \quad (43)$$

Veškerá napojení potrubí mají za následek tlakové ztráty ve větší či menší míře. Pro potřeby výpočtů v rámci programu LES byla odvozena závislost ztrátového součinitele napojení potrubí K_j na dalších parametrech definujících proudění tímto spojovacím prvkem. V rámci modelu tlakové ztráty v napojení je uvažováno, že v případě spojování více vstupních potrubí do jednoho společného výstupního potrubí musejí být hodnoty tlaku na koncích vstupních potrubí stejné. Potrubí, s největším hmotnostním tokem směrem ke spojovacímu členu, je považováno za referenční. Právě k tomuto referenčnímu potrubí jsou vztahovány následující poměrné veličiny.

Poměr ploch průřezů pro j -té potrubí je vyjádřen následujícím vztahem:

$$\Psi_j = \frac{S_{\text{ref}}}{S_j}. \quad (44)$$

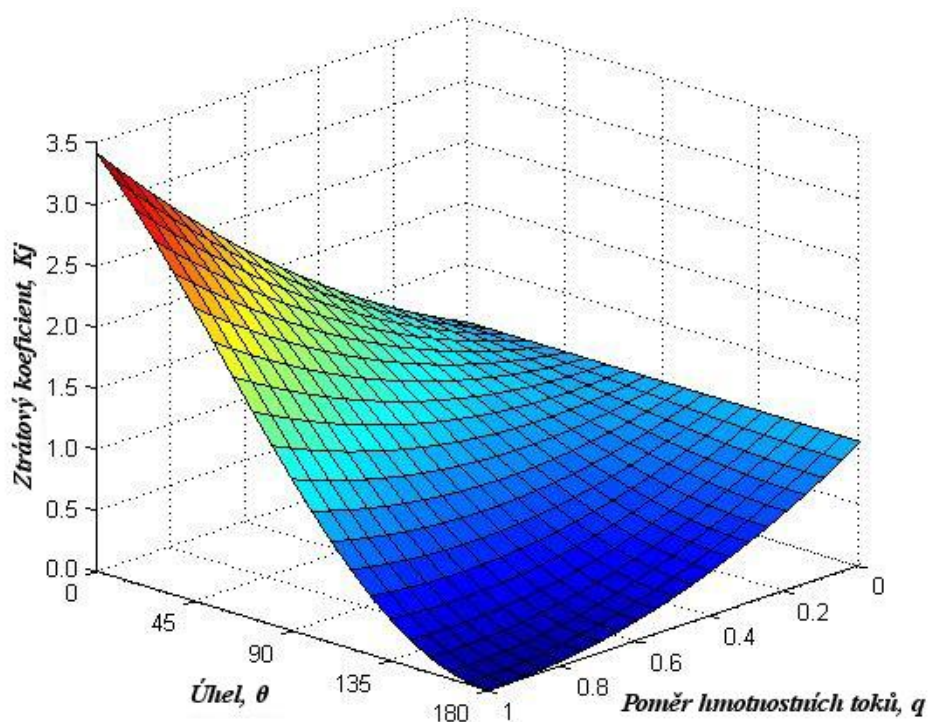
Podobně i poměr hmotnostních toků je popsán vztahem:

$$q_j = \frac{\dot{m}_j}{\dot{m}_{\text{ref}}}. \quad (45)$$

Součinitel tlakové ztráty je při zohlednění těchto poměrných veličin vyjádřen jako:

$$K_j = q_j^2 \cdot \Psi_j^2 + 1 - 2 \cdot q_j \cdot \Psi_j \cdot \cos \left[\frac{3}{4} (\pi - \theta) \right]. \quad (46)$$

Při stejných plochách průřezů, tedy $\Psi_j=1$, je závislost součinitele tlakové ztráty na úhlu napojení potrubí θ a poměru hmotnostních toků q znázorněna na obrázku 31.



Obrázek 31 Závislost ztrátového součinitele K_j na úhlu potrubí θ a poměru hmotnostních toků q [18]

8.2 VÁLCOVÉ JEDNOTKY A PLÉNA

K válcovým jednotkám a plénům je v případě výpočtového modelu motoru přistupováno jako k bezrozměrným (0D). Tyto prvky tedy mají svou vlastní hmotnost, teplotu, tlak a objem, ale nemají vlastní délku. Podmínky těchto prvků v jednotlivých časových okamžicích, tedy v jednotlivých úhlech natočení klikového hřídele jsou získávány z řešení energetické rovnice ve tvaru:

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial B}{\partial t} - \frac{\partial W}{\partial t} = \frac{\partial E}{\partial t} + \sum \partial H. \quad (47)$$

Postup řešení během jednoho výpočetního kroku je následující:

- Výpočet tepla uvolněného spalováním paliva δB
- Výpočet změny entalpie δH
- Výpočet přenosu tepla vzhledem k původní teplotě δQ
- Odhad změny tlaku δp v důsledku změn energie a objemu, z níž je dále odhadována velikost vykonané práce δW
- Určení teploty v dalším iteračním kroku T_{new}
- Výpočet tlaku ve válci v dalším kroku p_{new}
- Výpočet vykonané práce δW
- Výpočet energie δE
- Určení velikosti chyby výpočtu a porovnání s podmínkami
- Přejít k dalšímu kroku, (popř. návrat k předchozímu v případě nesplnění podmínky)



Výše uvedený postup popisuje nejjednodušší metodiku řešení energetické rovnice. Za účelem zvýšení přesnosti výpočtu by bylo možné používat přesnější metody typu prediktor – korektor. Tyto pokročilé metody ale současně podstatně prodlužují výpočetní čas a v modulu řešení programu LES nejsou zahrnuty.

VLASTNOSTI HOŘLAVÉ SMĚSI

Hořlavá směs uvažovaná ve výpočtovém modelu může být tvořena jedenácti druhy plynů a palivem. Vlastnosti, které jsou vypočítávány pro každou konkrétní směs, jsou: entalpie H , vnitřní energie U , tepelná kapacita C , měrná entalpie h , měrná vnitřní energie u , měrná tepelná kapacita c a poměr měrných tepelných kapacit za stálého tlaku a stálého objemu κ .

8.3 PALIVO

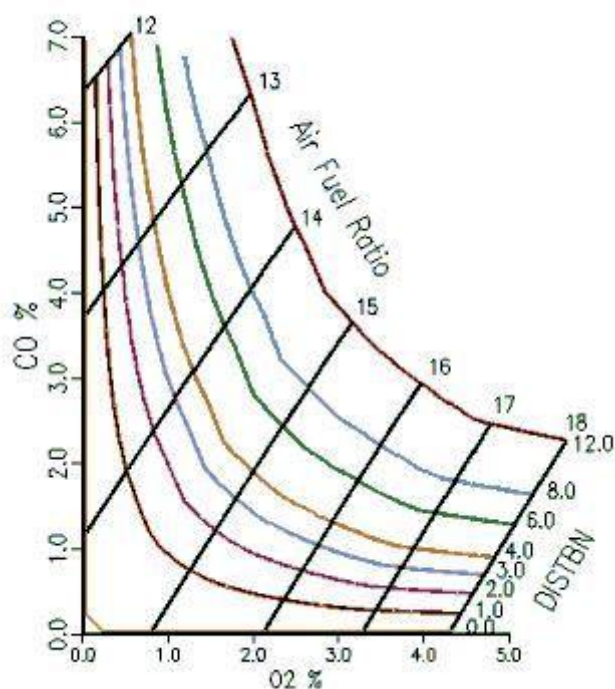
Vlastnosti základních paliv uvažovaných v LES jsou uvedeny v tabulce.

Tabulka 15 Vlastnosti paliv uvažovaných ve výpočtových modelech SM

PALIVO	VÝHŘEVNOST [kJ/kg]	RELATIVNÍ HUSTOTA [-]	H/C [-]	O/C [-]	MOLÁRNÍ HMOTNOST [-]	FAKTOR SNÍŽENÍ EFEKTIVNÍ VÝHŘEVNOSTI [-]
Benzín	43000	0.75	1.8	0	114.23	1
Nafta	42700	0.84	1.9	0	170	1
Methan	46280	$0.737 \cdot 10^{-3}$	3.87	0	17.423	0
Methanol	20000	0.79	4.0	1	32.04	1

Vlastnosti jednotlivých paliv mohou být dále modifikovány, popř. je možné z pozice uživatele definovat vlastní speciální palivo.

Faktor snížení efektivní výhřevnosti slouží k bližší specifikaci stupně promíchání hořlavé směsi. Hodnota 0 značí téměř dokonalé promíchání paliva se vzduchem a z toho plynoucí vysokou efektivní výhřevnost paliva. Při nastavení hodnoty 1 je nutné vypočítat aktuální hodnotu efektivní výhřevnosti paliva. Hodnota faktoru snížení výhřevnosti pro běžný zážehový motor leží v rozmezí 1.0 – 3.0. Hodnoty nižší jak 1 značí dokonalejší spalování a používají se především pro spalovací motory provozované na plynná paliva. Relativní podíl CO a O₂ ve výfukových plynech v závislosti na směšovací poměru a hodnotě faktoru snížení výhřevnosti pro zážehový motor používající palivo benzín je znázorněn na obrázku.



Obrázek 32 Eltingův graf předpokládaného podílu CO a O₂ ve výfukových plynech v závislosti na směšovací poměru [18]

8.4 DODÁVKA PALIVA

V rámci LES jsou uvažovány čtyři možné způsoby dodávání paliva:

- Karburátor
- Vstřikování do sacího traktu
- Přímé vstřikování
- Nepřímé vstřikování

Na základě zvoleného typu dodávky paliva jsou nastaveny základní hodnoty modelu hoření a přenosu tepla.

V případě volby dávkování paliva karburátorem je uvažování smísení paliva se vzduchem na vstupním rozhraní výpočtového modelu. Vstřikováním paliva do sacího traktu dochází k dodávce paliva do válcové jednotky ventilovým sedlem. Stejně jako u karburátoru probíhá i v tomto případě smíchání paliva se vzduchem již v sacím traktu, tedy mimo válcovou jednotku. Vlivem vysokého vstřikovacího tlaku je ale předpokládáno dokonalejší promíchání. Volbou přímého nebo nepřímého vstřikování je uvažováno dávkování paliva přímo do válcové jednotky (nedochází k předchozímu promíchání se vzduchem). Odlišnost mezi těmito dvěma modely je v jejich vlivu na základní nastavení modelu hoření a přestupu tepla. Modelem nepřímého vstřikování je vhodný například pro vznětové motory se vstřikováním do tzv. komůrky.



8.5 MODEL HOŘENÍ

Rychlost přenosu tepla může být v programu LES definována pomocí jedné ze dvou empiricky získaných funkcí, popř. explicitně uživatelem zadanými hodnotami. V případě definice modelu hoření uživatelem je třeba zadat závislost množství spáleného paliva na úhlu natočení klikového hřídele. Empiricky získanými modely hoření jsou Vibeho model hoření nejčastěji pro zážehové motory nebo modifikace této rovnice zejména pro vznětové motory.

VIBEHO MODEL HOŘENÍ

Pomocí Vibeho funkce je množství spáleného paliva definováno jako:

$$m_{frac} = 1.0 - \exp^{-A \cdot \left(\frac{\theta}{\theta_b}\right)^{M+1}}, \quad (48)$$

kde A a M jsou koeficienty Vibeho rovnice, θ je aktuální úhel hoření (od začátku hoření) a θ_b je celkový úhel hoření.

DVOUSTUPŇOVÝ VIBEHO MODEL HOŘENÍ

Tento model definuje průběh hoření u vznětových motorů, které probíhá ve dvou základních fázích. Nejprve dochází ke kinetickému hoření paliva vstříknutého na samém počátku dodávky paliva a poté k difuznímu hoření směsi vytvářené za jejího současného spalování.

Množství spáleného tepla popsané tímto modelem hoření je dáno vztahem:

$$m_{frac} = \beta[\text{kinetické hoření}] + (1 - \beta)[\text{difuzní hoření}]. \quad (49)$$

Kinetické hoření je dáno vztahem:

$$1 - \left[1 - \left(\frac{\theta}{\theta_b}\right)^{C_1}\right]^{C_2} \quad (50)$$

a difuzní hoření vztahem:

$$1.0 - \exp^{-A \cdot \left(\frac{\theta - \Delta}{\theta_b - \Delta}\right)^{M+1}}, \quad (51)$$

kde C_1 a C_2 jsou koeficienty Watson–Pilleeho rovnice, β je zlomek vyjadřující poměr kinetického hoření vůči celkovému hoření a Δ je úhel zpoždění mezi kinetickým a difuzním hořením.

Základní hodnoty Vibeho koeficientů jsou následující:

Tabulka 16 Hodnoty koeficientů jednoduchého Vibeho modelu pro základní druhy paliv

DRUH PALIVA	A [-]	M [-]
Benzín	10.0	2.0
Nafta	6.9	0.5



Methan	5.0	2.2
Methanol	10.0	2.0

V případě použití dvoustupňové modelu hoření vznětových motorů jsou základní hodnoty koeficientů:

Tabulka 17 Hodnoty koeficientů dvoustupňové Vibeho funkce pro různé druhy paliv

A [-]	M [-]	C1 [-]	C2 [-]	β [-]	Δ [-]
10.0	0.4	2.0	5500	0.05	0.0

8.6 MODEL PŘESTUPU TEPLA

Přestup tepla z a do plynů ve válcové jednotce je vypočítáván v každém přírůstku úhlu natočení klikového hřídele. Tyto výpočty vyžadují znalost plochy válcové jednotky, teploty stěny a součinitele přestupu tepla. Plocha válcové jednotky pro výpočet přestupu tepla je definována pomocí poměru povrchu spalovacího prostoru v hlavě válce vůči průřezu vrtání H/B a poměru povrchu spalovacího prostoru pístu vůči průřezu vrtání P/B . Základní přednastavené hodnoty těchto poměrů jsou:

Tabulka 18 Hodnoty poměrných koeficientů H/B a P/B pro různé druhy dodávky paliva

DRUH DODÁVKY PALIVA	H/B	P/B
Karburátor	1.2	1.1
Vstřikování do sacího potrubí	1.2	1.1
Přímé vstřikování	1.0	1.4
Nepřímé vstřikování	2.0	1.0

Plocha vložky válce pro přestup tepla je počítána v každém okamžiku natočení klikového hřídele.

Teplota stěny válcové jednotky může být definována striktně uživatelem nebo vypočítána uvažováním jednoduchého modelu přestupu tepla. V rámci takového jednoduchého modelu je uvažována tloušťka stěny hlavy válce jako 0.13 násobek vrtání válce a tloušťka vložky válce jako 0.07 násobek vrtání válce.

Hodnoty tepelné vodivosti stěn jednotlivých materiálů jsou uvedeny v následující tabulce 19.



Tabulka 19 Tepelná vodivost vybraných materiálů

MATERIÁL	TEPELNÁ VODIVOST [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]
Litina	45
Hliník	150
Železo	48

Předpokládaná hodnota teploty chladicí kapaliny je $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ a součinitele přestupu tepla $10000\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ pro materiál hlavy válců a $8000\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ pro materiál vložky válce.

Základními, v LES předem definovanými, modely přestupu tepla jsou Annandův, Woschiho a Eichlebergův. V každém ze vztahů popisujících tyto modely jsou uvažovány konstanty, jejichž hodnoty byly zjišťovány na základě experimentů. Hodnoty těchto koeficientů je možno v uživatelském prostředí měnit, popř. použít základní nastavení. V rámci této diplomové práce bude uvažován Woschiho model přestupu tepla, který bude následně blíže specifikován. Ostatní modely zde nebudou uváděny.

WOSCHIO MODEL PŘESTUPU TEPLA

Základní vztah popisující tento model má následující tvar:

$$h = \frac{A \cdot p^{0.8}}{T^{0.55} \cdot D_{cyl}^{0.2}} \cdot (B \cdot \bar{U}_{piston} + C \cdot \bar{U}_{swirl} + D \cdot \frac{T_{soc} \cdot V \cdot (p - p_{motor})}{p_{soc} \cdot V_{soc}})^{0.8} \quad (52)$$

kde h je součinitel přestupu tepla, A , B , C a D jsou koeficienty Woschiho funkce získané na základě experimentů, p je tlak ve válcové jednotce, T je teplota válcové jednotky, V je objem válcové jednotky, D_{cyl} je vrtání válce, $\bar{U}_{piston}$ je střední pístová rychlost, $\bar{U}_{swirl}$ je střední rychlost víření ve válci, T_{soc} je teplota plynů ve válci na počátku hoření, p_{soc} je tlak plynů ve válci na počátku hoření a V_{soc} je objem válcové jednotky na počátku hoření. Koeficient spalování D je použit pouze při uvažování uzavřeného cyklu.

Střední rychlost víření $\bar{U}_{swirl}$ je dána vztahem:

$$\bar{U}_{swirl} = \frac{n \cdot \pi \cdot D_{cyl} \cdot S_{rat}}{30}, \quad (53)$$

kde n [min^{-1}] jsou otáčky motoru a S_{rat} je koeficient víření ve válci.

Tlak, označovaný jako $p_{motored}$ je definován vztahem:

$$p_{motored} = p_{soc} \cdot \left(\frac{V_{soc}}{V_{cyl}} \right)^G, \quad (54)$$

kde koeficient G značí Woschiho poměr měrných tepel.



Množství tepla Q přeneseného na jednotku plochy válcové jednotky S je popsáno vztahem:

$$\frac{dQ}{S} = h \cdot (T_g - T_w). \quad (55)$$

Základní hodnoty koeficientů Woschiho funkce pro uzavřený a otevřený cyklus jsou uvedeny v tabulkách 20 a 21.

Tabulka 20 Hodnoty koeficientů Woschiho funkce

DRUH DODÁVKY PALIVA	A [-]	B [-]	C [-]	S_{rat} [-]
Karburátor / vstřikování do sacího traktu	3.26	9.12	0.834	0.0
Přímé / nepřímé vstřikování	3.26	6.18	0.417	0.0

Tabulka 21 Hodnoty koeficientů Woschiho funkce

DRUH DODÁVKY PALIVA	A [-]	B [-]	C [-]	D [-]	G [-]	S_{rat} [-]
Karburátor / vstřikování do sacího traktu	3.26	4.56	0.616	0.00324	1.33	0.0
Přímé / nepřímé vstřikování	3.26	2.28	0.308	0.00324	1.33	0.0

8.7 SEDLA VENTILŮ

Při modelování sacího nebo výfukového kanálu v hlavě válců musí být geometrie kanálu definována v rámci modelu potrubí. Pro model samotného sedla ventilu je v prostředí LES definován speciální bezrozměrný prvek. Při proudění tekutiny sedlem ventilu je skutečná (činná) plocha, kterou daná tekutina proudí menší než geometrický průřez sedla ventilu. Tuto skutečnost není možné v rámci jednorozměrného modelu popsat a proto je nutné takový model doplnit empiricky získanými daty.

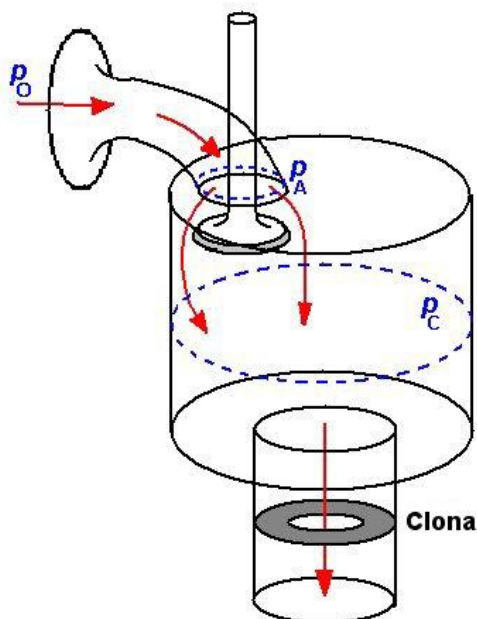
V programu LES je k popisu proudění sedlem ventilu využito koeficientu proudění C_f , který je zjišťován experimentálně měřením hmotnostního toku v závislosti na zdvihu ventilu při konstantním tlakovém spádu. Hmotnostní tok sedlem ventilu lze vyjádřit vztahem:

$$\dot{m} = C_f \cdot S_{ref} \cdot f(p_{0c}, p_p, T_{0c}), \quad (56)$$



kde S_{ref} je plocha průřezu sedla ventilu, p_{0c} je tlak ve válcové jednotce, p_p je tlak v přívodním potrubí a T_{0c} je teplota uvnitř válcové jednotky.

Princip měření hmotnostního toku kanálem hlavy válců je znázorněn na obrázku 33. V případě krátkého sacího kanálu je vhodné vstupní otvor osadit bezodporným vstupem, aby nedošlo k zásadním tlakovým ztrátám na vstupu do kanálu. Tlakový spád je vyhodnocován na základě tlaku na vstupní straně měřicího zařízení a statického tlaku uvnitř válcové jednotky v blízkosti ventilového sedla.



Obrázek 33 Princip měření charakteristiky ventilového sedla [10]

Hodnoty součinitele průtoku C_f se v prostředí LES zadávají v závislosti na L/D poměru, kde L je aktuální zdvih ventilu a D je průměr kanálu v místě ventilového sedla.

8.8 VENTILY

V rámci LES je možné volit mezi ventily standardního (tzv. sedlového) provedení a jazýčkovými ventily, rotačním šoupátkem a rozvodem pístem. Pro potřeby této práce zde bude pojednáno pouze o standardních ventilech, které jsou v oblasti automobilových motorů používány nejčastěji. Jazýčkové ventily, či rotační šoupátka, jsou častější spíše pro motocyklové pohonné jednotky.

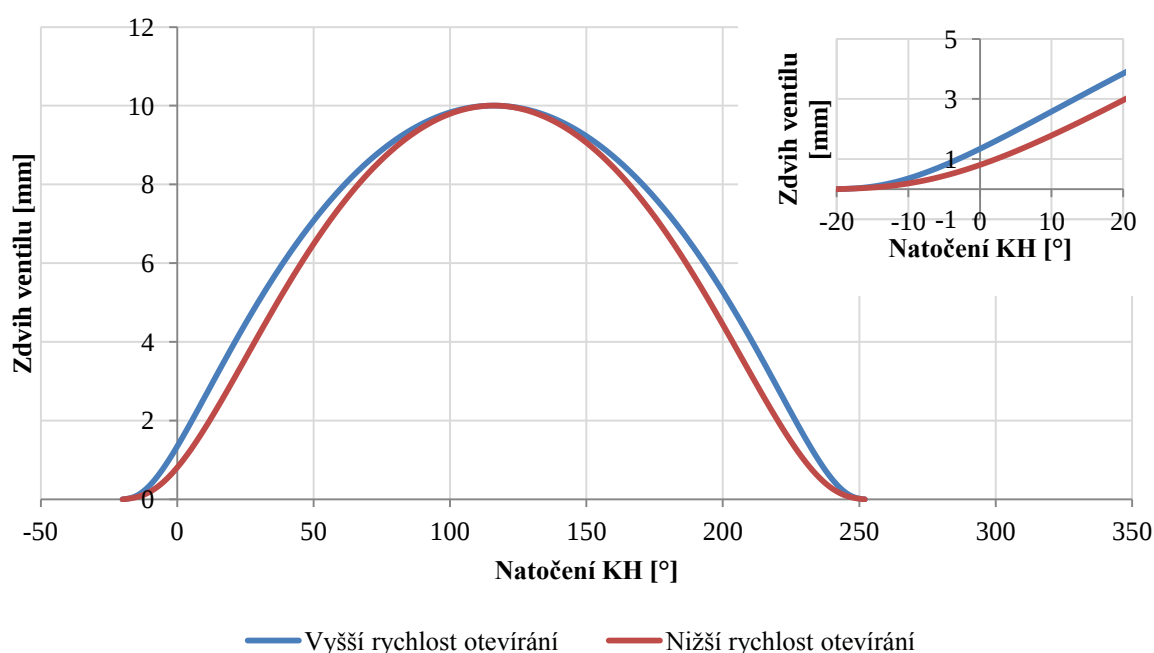
VENTILY STANDARDNÍHO PROVEDENÍ

Z hlediska časování ventilů je důležité v rámci výpočtového modelu definovat následující parametry:

- Maximální zdvih ventilu
- Úhel natočení klikového hřídele, při kterém dojde k počátku otevírání ventilu
- Úhel natočení klikového hřídele, při kterém dojde k dosednutí ventilu do sedla
- Ventilová vůle



Ze zadaného úhlu otevření a zavření lze snadno vypočítat dobu otevření ventilu. Kompletní zdvihové křivky ventilu je možné v LES dosáhnout několika způsoby. Základními možnostmi je proložení hodnot výše uvedených základních parametrů jedním ze dvou předem definovaných polynomů. Rozdíl mezi takovými dvěma zdvihovými křivkami je v oblastech počátku a konce zdvihové křivky, tedy v rychlosti otevírání ventilu. Tyto dvě se liší rychlostí otevírání a zavírání ventilu. Dále je možné k aproximaci hodnot použít uživatelem definovaný polynom. Nejobjektivnější je ovšem zadání reálných hodnot závislosti zdvihu ventilu na úhlu natočení klikového hřídele. Tyto reálné hodnoty je možné získat měřením charakteristiky váčkového hřídele na speciálním k tomu určeném zařízení.



Obrázek 34 Zdvihové křivky ventilu pro odlišné rychlosti otevírání

8.9 ŠKRTICÍ KLAPKY

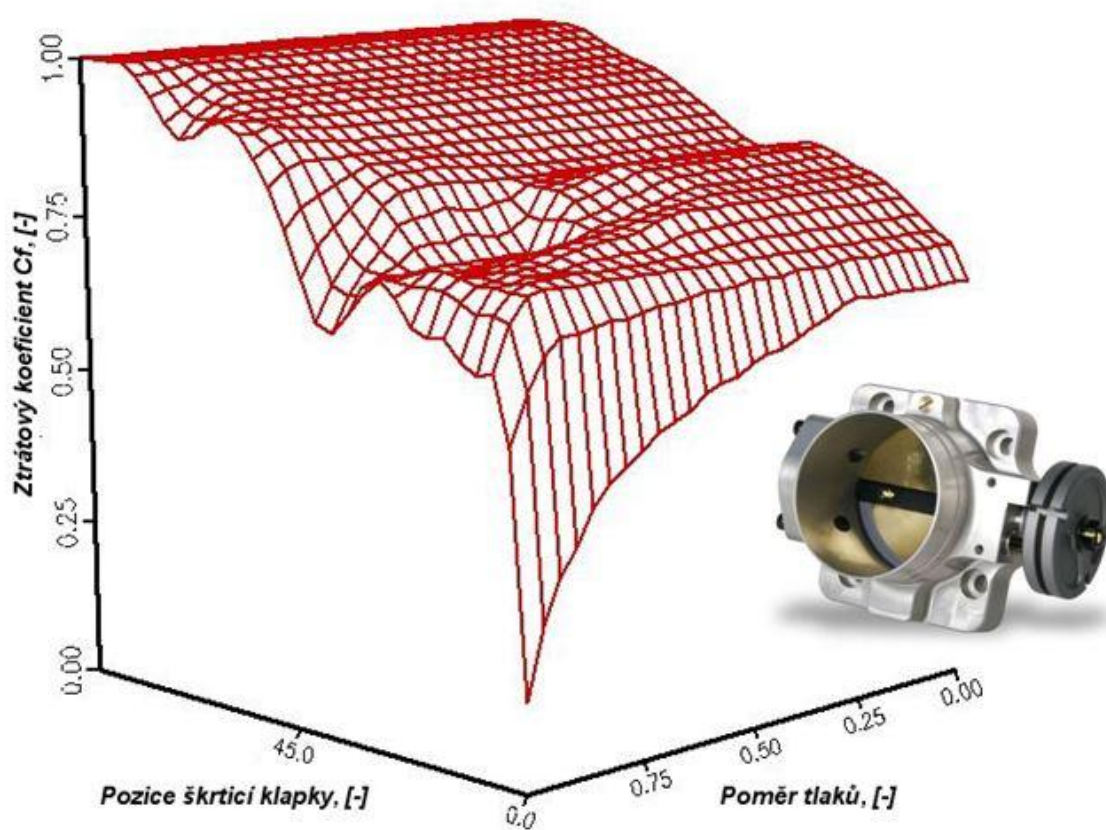
Základními parametry škrťacího elementu sacího traktu v rámci výpočtového modelu spalovacího motoru jsou, podobně jako u ventilového sedla, průtokový součinitel C_f a efektivní průtočná plocha průřezu S_e . Efektivní plocha průřezu závisí na typu škrťacího elementu. Nejčastěji používaná je i přes její nevýhody klapka typu „Butterfly throttle“, u níž je škrcení realizováno klapkou kruhového průřezu s osou otáčení ležící v rovině kolmé na osu proudění tělesem škrťací klapky.

Škrťací elementy není možné v rámci jednorozměrného modelu zcela definovat, proto i zde, stejně jako modelu ventilového sedla, je nutné doplnit 1D model experimentálně zjišťovanými daty. Při měření koeficientu $C_f=f(S_e)$ platí předpoklady uvedené pro měření charakteristik ventilových sedel. Charakteristika škrťací klapky se prezentuje jako závislost průtokového součinitele na úhlu natočení klapky.



Charakteristiku škrticího elementu v rámci LES je možné definovat pomocí jedné z následujících možností:

- Konstantní hodnota $C_f(0D)$
- Závislost C_f na úhlu otevření škrticí klapky (1D)
- Závislost C_f na úhlu otevření škrticí klapky a poměru tlaků před a za klapkou (2D)
- Závislost hmotnostního průtoku $\dot{m}$ na úhlu otevření škrticí klapky za konstantního tlakového spádu (1D)
- Závislost hmotnostního průtoku $\dot{m}$ na úhlu otevření škrticí klapky a tlakovém spádu (2D)

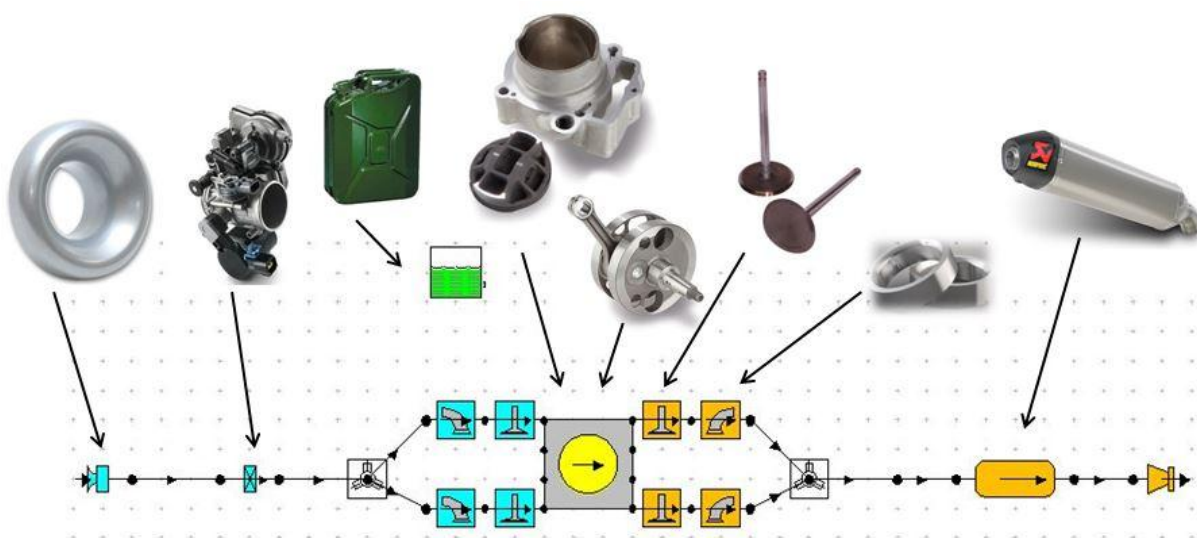


Obrázek 35 Charakteristika škrticí klapky typu „Butterfly“ [18]

9 MODEL SE SÉRIOVÝM SACÍM TRAKTEM

Jak již bylo zmíněno v kapitole 4, sací trakt pohonné jednotky vozidla Formule SAE je individuální záležitostí. I přesto je ale nezbytně nutné nejprve vytvořit výpočtový model továrně vyráběného motoru. To proto, aby bylo možné srovnat průběhy výkonu a točivého momentu vypočítané v rámci modelu s průběhy udávanými výrobcem, popř. s daty získanými měřením výkonu na dynamometru.

Uživatelské prostředí programu LES pro vytváření výpočtového modelu je tvořeno blokovým schématem, kde ve střední části tohoto schématu vystupuje blok motoru. Prvky umístěné nalevo od bloku motoru reprezentují části sacího traktu (modrá barva pozadí), zatímco napravo je symbolicky znázorněn výfukový trakt (oranžová barva pozadí).

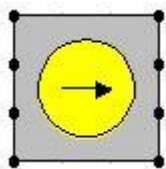


Obrázek 36 Schematické znázornění prvků vyskytujících se v základním výpočtovém modelu SM

VSTUPNÍ PARAMETRY

Při sestavování modelu zadaného motoru značky KTM bylo nutné definovat následující části motoru:

Blok motoru

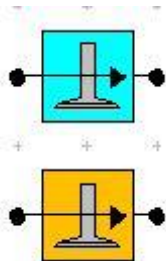


V tomto bloku je třeba nejprve zadat geometrické parametry. Těmi jsou vrtání válce (95 mm), zdvih (72 mm), délka ojnice (106.7 mm) a kompresní poměr (11.9:1). Dále se definuje referenční úhel zapalování x-tého válce (vzhledem k horní úvrati prvního válce), který je v našem případě jednoválcového motoru roven nule. Jak bylo zmíněno v kapitole 8, pro popis hoření jsem použil Vibeho model s předem definovanými parametry Vibeho funkce $A=10$ a $B=2$. Pro popis přestupu tepla v otevřeném i uzavřeném cyklu jsem zvolil model podle Woschiho, taktéž s využitím přednastavených koeficientů. V souvislosti s přestupem tepla bylo třeba definovat poměrné koeficienty H/B a P/B , kde $H/B=1.2$ a $P/B=1.1$. Materiál hlavy válce a pístu jsem volil hliníkovou slitinu a materiál vložky válce litinu. Konkrétní materiálové vlastnosti byly uvedeny v kapitole 8. Pro výpočty v ustáleném stavu jsou zadané hodnoty dostačující. Při používání pokročilejších funkcí LES, např. výpočet v přechodových režimech motoru, by



bylo nutné definovat další parametry (hmotnost jednotlivých komponent, momenty setrvačnosti, aj.).

Sací a výfukové ventily

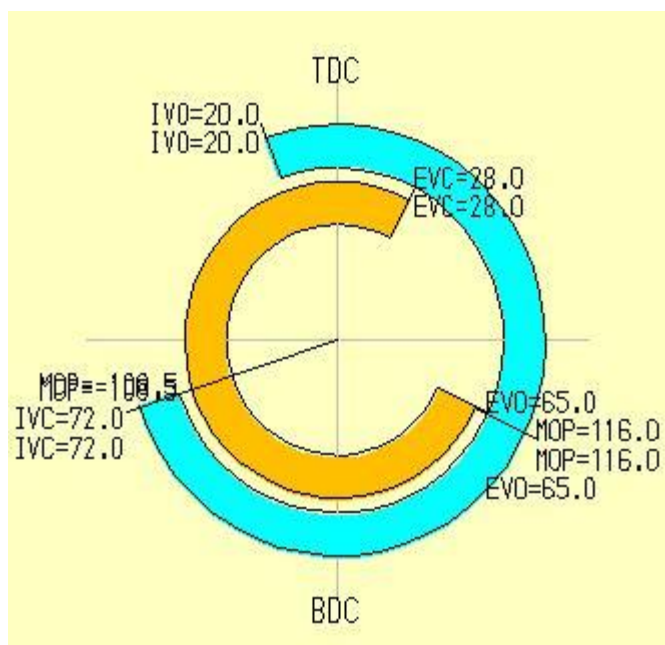


Definování parametrů sacích a výfukových ventilů, resp. i jejich mechanismu ovládání, tedy vačkového hřídele, nám umožňuje vygenerování fázovacího diagramu. Fázovací diagram obsahuje údaje o úhlech počátku otevírání a dosednutí ventilů do sedel, vzhledem k horní (HÚ, TDC) nebo dolní úvrati (DÚ, BDC). Dále zobrazuje celkový úhel otevření ventilu.

Parametry časování ventilů zadaného motoru jsou následující:

Tabulka 22 Časování rozvodu zadaného motoru

	SACÍ VENTIL	VÝFUKOVÝ VENTIL
ÚHEL OTEVŘENÍ	20° před HÚ	65° před DÚ
ÚHEL ZAVŘENÍ	72° po DÚ	28° po HÚ
CELKOVÁ DOBA OTEVŘENÍ	272°	273°
MAXIMÁLNÍ ZDVIH	10 mm	8.6 mm

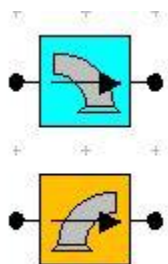


Obrázek 37 Fázovací diagram rozvodu

Dále je nutné definovat typ polynomu, pomocí něhož a parametrů ventilového rozvodu bude získána zdvihová křivka ventilů. Vzhledem k dostupným hodnotám závislosti zdvihu sacího ventilu na úhlu natočení KH jsem použil modul pro definování zdvihové křivky uživatelem. Kompletní charakteristiku výfukové vačky nebylo možné získat, proto jsem zvolil předdefinovaný typ polynomu pro strmější růst zdvihové křivky (Fast Lift Curve).



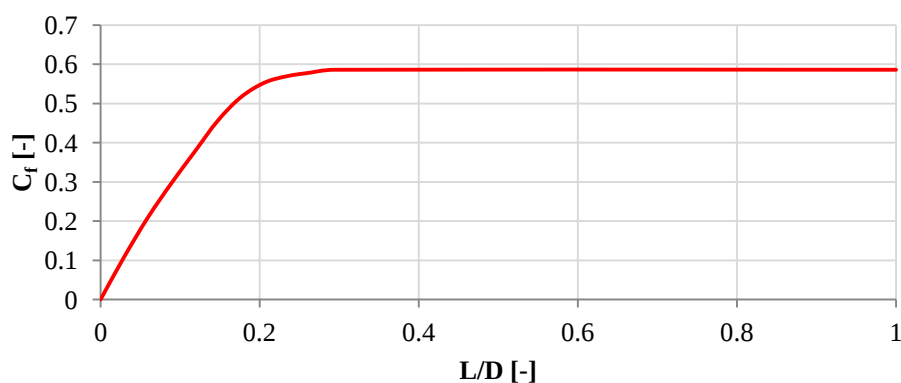
Ventilová sedla



U bezrozměrných elementů typu sedlo jsem v případě sacích ventilů definoval průměr sacího kanálu v místě sedla (34 mm). Dále jsem na základě experimentálně získaných dat zvolil uživatelem definované hodnoty závislosti průtokového součinitele C_f na zdvihovém poměru L/D . Pro sedla výfukových ventilů jsem zadal průměr kanálu v místě sedla (28.5 mm). Hodnoty průtokového součinitele jsem pro výfukový kanál vybíral z předem definovaných (Default Good Port).

Tabulka 23 Závislost hodnot průtokového součinitele C_f na poměru L/D

L/D [-]	0	0.029	0.059	0.088	0.118	0.147	0.176	0.206	0.235	0.265	0.294	1
C_f [-]	0	0.1063	0.2076	0.2936	0.3761	0.4551	0.5152	0.5529	0.5697	0.5788	0.5858	0.5858



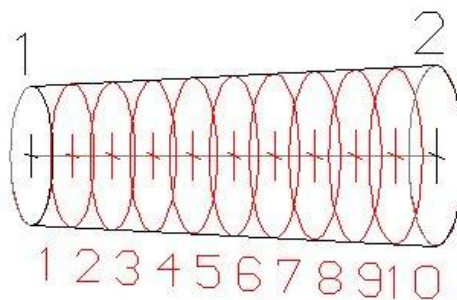
Obrázek 38 Průtoková charakteristika sedla sacího ventilu

Spojovací potrubí



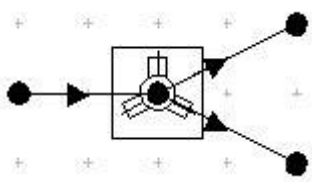
Důležitým a v rámci výpočtového modelu spalovacího motoru mnohokrát používaným elementem jsou kruhová potrubí. Základními parametry potrubí jsou jeho celková délka, průměr vstupní a průměr výstupní části.

Jak již bylo zmíněno v kapitole 8, problematika proudění potrubím je řešena metodou konečných objemů. Dalším parametrem potrubí je tedy počet jednotlivých objemů, na které je potrubí rozděleno. Pro potřeby modelu sériového motoru je automatické rozdělování celkového objemu na dílčí objemy dostačující. Dále je nutné zadávat parametry související s vedením tepla: tloušťku stěny, typ chlazení (vzduch, kapalina), teplotu potrubí, součinitel přestupu tepla a materiál stěny (hliník a plastové materiály pro sací trakt a ocel pro výfukový trakt). Potrubí s proměnným průřezem je možno definovat pomocí jednotlivých průměrů potrubí v závislosti na vzdálenosti od počátku potrubí. Jednotlivá potrubí je možné v rámci LES pro případnou kontrolu správnosti zobrazit tak, jak je znázorněno na obrázku 39.

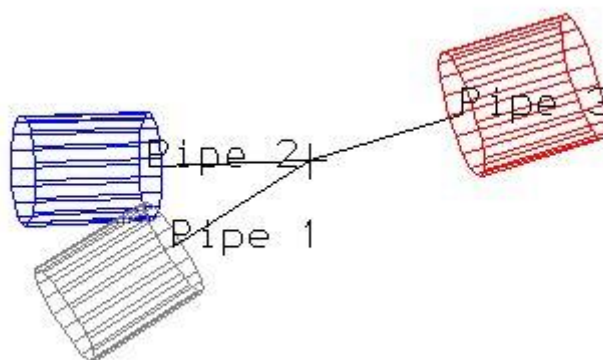


Obrázek 39 Prvek potrubí v programu LES [18]

Ztrátový spoj potrubí

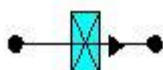


Tohoto prvku jsem ve výpočtovém modelu použil pro vystihnutí problematiky rozdělení společného sacího kanálu uvnitř hlavy válce na dva jednotlivé kanály příslušející jednotlivým sacím ventilům. Obdobně jsem tohoto prvku využil i pro spojení výfukových kanálů. Použitím tohoto elementu je možné spojovat minimálně dvě potrubí. V uživatelském prostředí je nutné zvolit, která potrubí budou referenčními, aby právě k těmto mohly být zadávány úhlové odchylky ostatních potrubí. Vzájemnou pozici spojovaných potrubí je možné graficky zobrazit (obrázek 40).



Obrázek 40 Grafické znázornění geometrie ztrátového spojení potrubí [18]

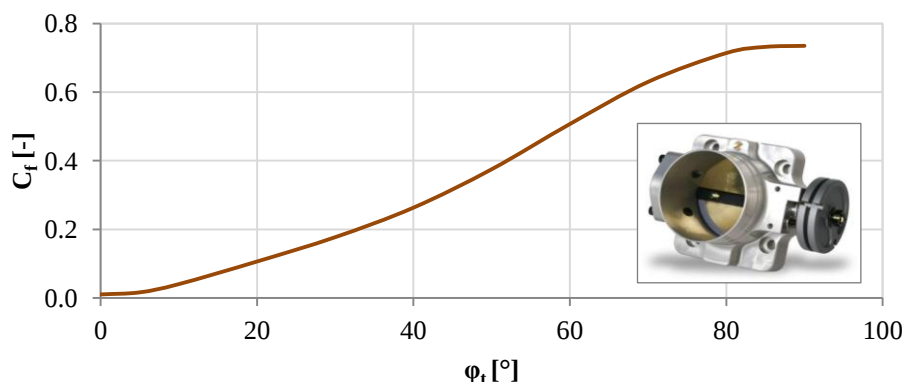
Škrticí klapka



Z nabídky v rámci LES jsem použil škrticí klapku typu „butterfly“, u níž je nutné definovat průměr klapky (42 mm), úhel odklonu roviny procházející škrticí klapkou od roviny kolmé na směr hlavního proudění tělesem klapky (5°), úhel otevření škrticí klapky pro výpočet v ustáleném stavu (vnější otáčková charakteristika $\approx 90^\circ$) a průměr hřídele škrticí klapky (5 mm). Program LES neobsahuje knihovnu s hodnotami závislosti koeficientu průtoku C_f na úhlu otevření φ_t , proto bylo nutné tuto charakteristiku definovat (tabulka 24).

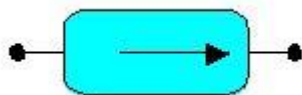
Tabulka 24 Závislost průtokového součinitele C_f na úhlu otevření škrticí klapky φ_t

$\varphi_t [^\circ]$	0	5	10	20	30	40	50	60	70	80	85	90
$C_f [-]$	0.010	0.016	0.040	0.106	0.177	0.263	0.375	0.507	0.630	0.714	0.732	0.735



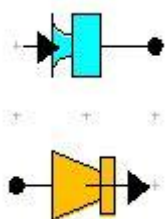
Obrázek 41 Charakteristika škrticí klapky

Plénium sacího traktu



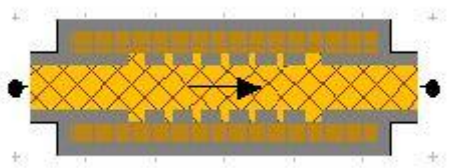
U bezrozměrných prvků typu plénium je nutné definovat objem pléna, plochu povrchu pléna, teplotu stěn a součinitel přestupu tepla. Tímto typem prvku jsem nahradil plastový airbox o určitém objemu (1.5 l) používaný u sériového motocyklu KTM. Nejedná se o ekvivalentní popis reálného provedení sacího traktu, jelikož skutečný box je na vstupní straně otevřený a osazený sportovním filtrem nasávaného vzduchu, zatímco prvek typu plénium uvažovaný v modelu musí být na obou stranách spojen s prvky typu potrubí. Není tedy možné zajistit modelovou situaci s otevřenou vstupní stranou boxu. V rámci výpočtového modelování spalovacího motoru je nutné přistoupit k některým zjednodušujícím předpokladům a tuto skutečnost je nutné považovat za jeden z nich.

Hraniční oblasti sacího a výfukového traktu



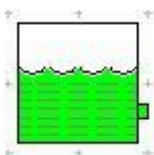
Každý výpočtový model musí být ohraničen vstupním a výstupním prvkem. V případě sacího traktu je tímto členem uvažován nekonečný zdroj vzduchu daného tlaku a teploty. U výfukového traktu je tento hraniční člen charakterizován tlakem (vyšším než atmosférickým) pro různé otáčky motoru.

Tlumič výfuku



Výfukový trakt je osazen tlumičem hluku, pro který jsem v rámci výpočtového modelu zvolil jeden z nabízených v rámci LES. Podstatnými parametry takového tlumiče jsou jeho vnitřní objem (4 l), materiál stěn (ocel), součinitel přestupu tepla a teplota povrchu. Vzhledem ke skutečnosti, že tato diplomová práce se zabývá návrhem sacího traktu, bude u všech výpočtových modelů používáno stejného výfukového traktu. To proto, aby bylo možné objektivně srovnávat vliv jednotlivých řešení sacích traktů na výkonové parametry pohonné jednotky.

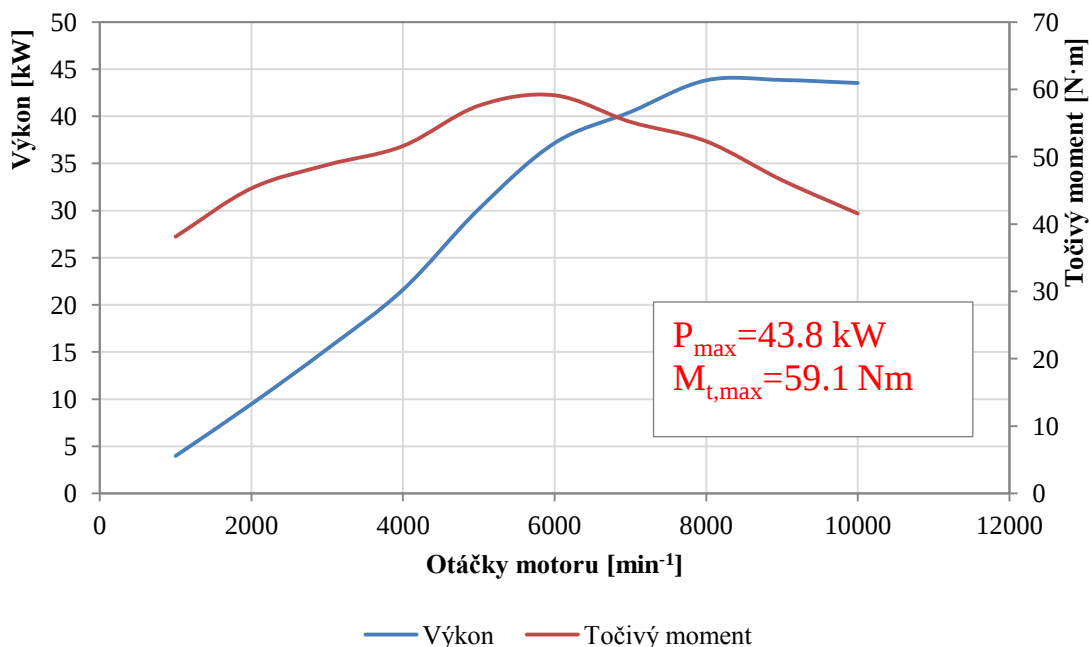
Palivový systém



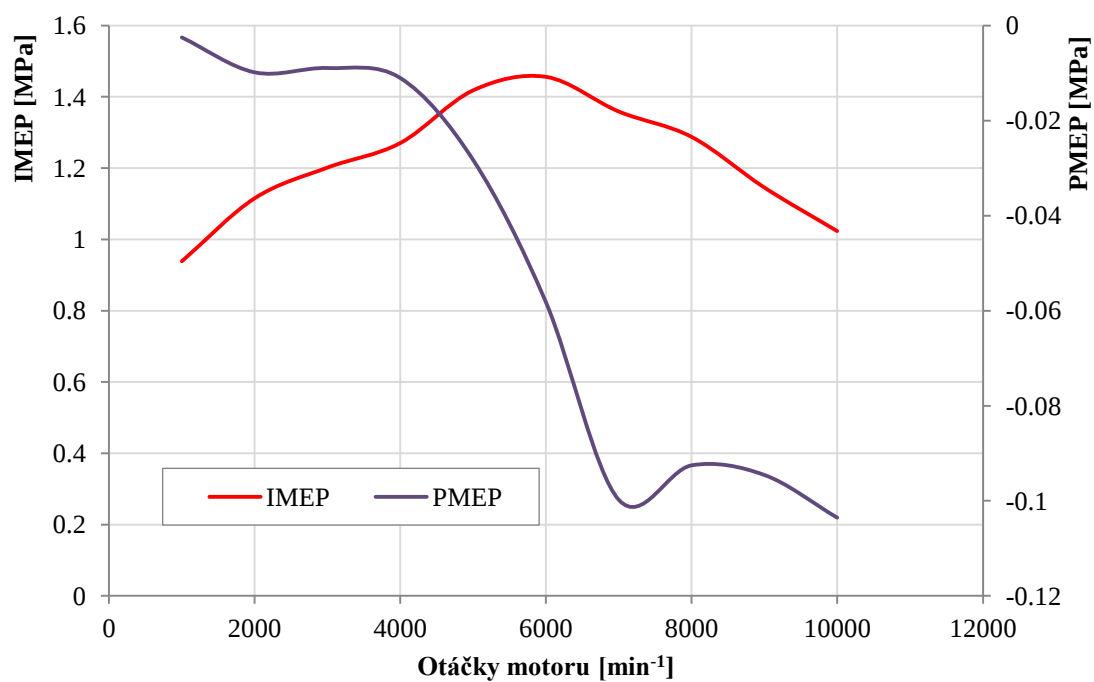
Nezbytnou součástí výpočtového modelu je tento prvek, v rámci něhož se definuje způsob dodávky paliva, v našem případě tedy vstřikování do sacího potrubí, a vlastnosti paliva. Jako palivo jsem použil benzín, jehož podstatné vlastnosti (výhřevnost, hustota atd.) již byly dříve zmíněny.

VÝKONOVÉ CHARAKTERISTIKY

Sestavením termodynamického výpočtového modelu spalovacího motoru jsme dospěli k následujícím průběhům hodnot výkonu a točivého momentu. K těmto průběhům budou dále v této práci porovnávány jednotlivé výpočtové modely s rozdílnými sacími trakti.



Obrázek 42 Vnější otáčková charakteristika sériového motoru získaná v rámci výpočtového modelu



Obrázek 43 Závislosti IMEP a PMEP na otáčkách motoru



10 MODEL SACÍHO TRAKTU S RESTRIKTOREM

Poté, co byl vytvořen výpočtový model sériového motoru, bylo nutné sací trakt upravovat tak, aby odpovídal předpisům Formule SAE. Vstupní část sacího traktu byla tedy v souladu s pravidly osazena škrticí klapkou a následně restriktorem. Pro potřeby této práce bude uvažováno použití tělesa škrticí klapky společně s restriktorem, které bylo pro sací trakty Formule SAE navrženo firmou AT Power. Toto konkrétní těleso může být dále osazeno sportovním vzduchovým filtrem firmy ITG.

Tabulka 25 Základní parametry tělesa škrticí klapky a restriktoru

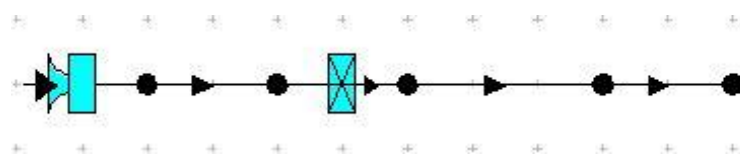
PRŮMĚR ŠKRTCÍ Klapky	28 mm
PRŮMĚR RESTRIKTORU	20 mm
ÚHEL KONVERGENTNÍ ČÁSTI	9°
ÚHEL DIVERGENTNÍ ČÁSTI	6°



Obrázek 44 Těleso škrticí klapky a restriktoru AT POWER [23]

Tvar vstupní části tělesa škrticí klapky byl navržen tak, aby bylo dosaženo co nejnižších hydraulických ztrát prouděním. Experimentálním zjišťováním takových ztrát v závislosti na různých tvarech vstupních částí potrubí se zabýval např. Gordon P. Blair. [24] Celé těleso bylo navrženo jako konvergentně-divergentní tryska (Lavalova dýza). Oblast mezi vstupní částí a místem nejmenšího průřezu (restriktor) je konvergentního tvaru, zatímco za restriktorem se potrubí rozšiřuje (divergentní tvar).

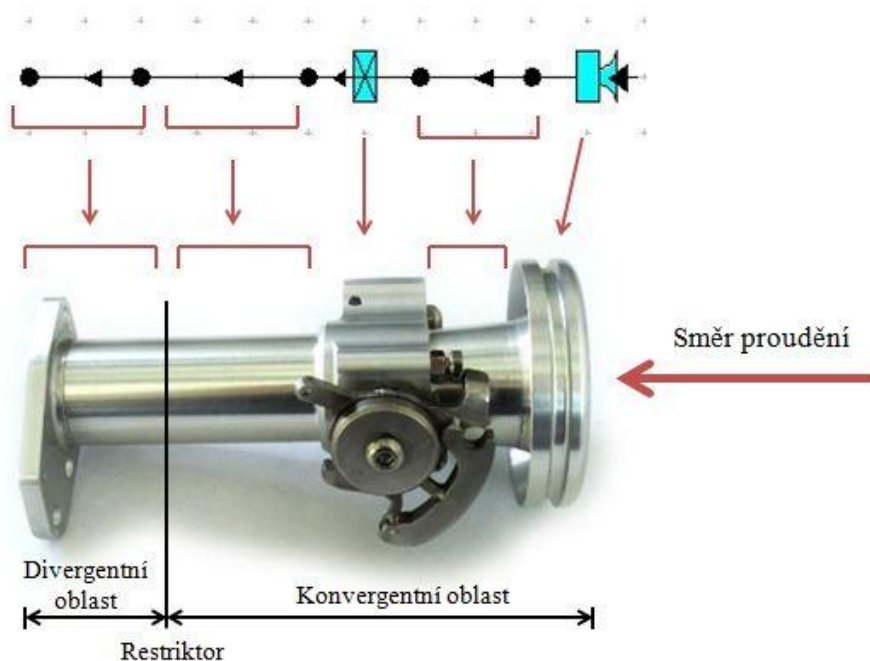
VSTUPNÍ PARAMETRY



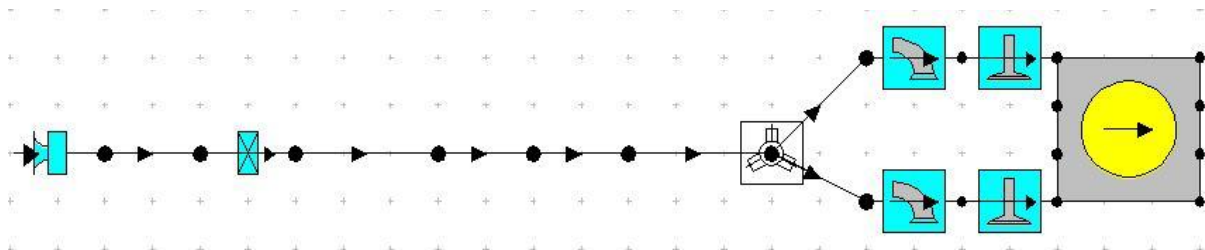
pomocí jednoduchých elementů.

Program LES nemá definovaný prvek charakterizující restriktor, proto bylo v rámci výpočtového modelu nutné celé těleso škrticí klapky a restriktoru vytvořit

Při prezentaci blokových schémat prostředí LES bude dále v této práci pro snadnější orientaci zobrazován pouze sací trakt a blok motoru. Na výfukovém traktu totiž nedochází k žádným úpravám oproti modelu sériového motoru.



Obrázek 45 Těleso škrticí klapky a restriktoru a náhradní blokové schéma

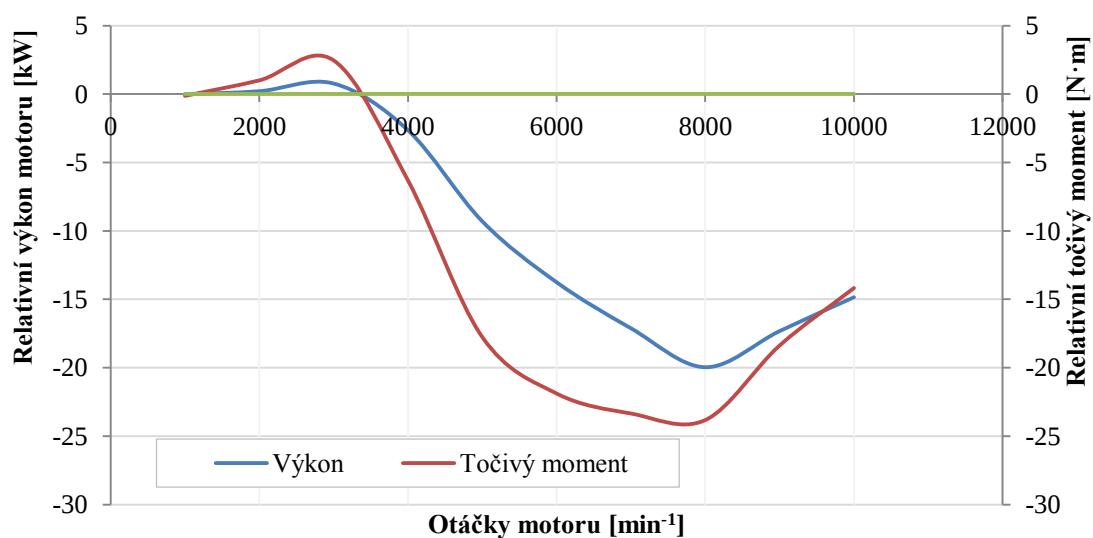


Obrázek 46 Schematické znázornění sacího traktu s restriktorem dle pravidel Formule SAE

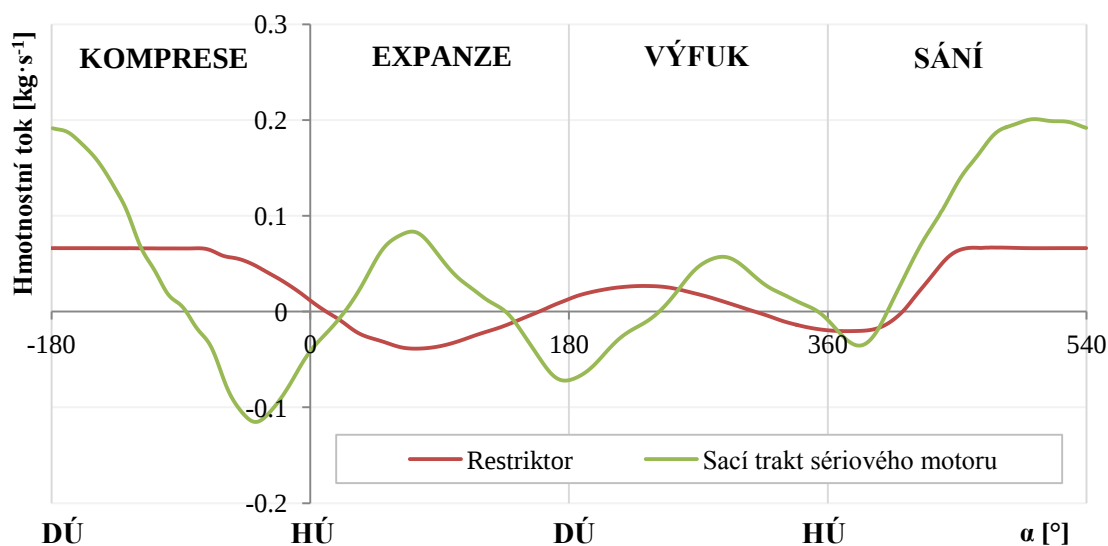
VÝKONOVÉ CHARAKTERISTIKY

Pro snadnější porovnání vlivu jednotlivých konstrukčních řešení sacího traktu budou vybrané průběhy výkonu a točivého momentu znázorňovány v relativních veličinách vzhledem k hodnotám sériového motoru.

Z průběhů na obrázku 47 je zřejmé, že výše uvedené konstrukční uspořádání sacího traktu s restriktorem vyhovujícím pravidlům FSAE je nevhodné, vzhledem k velmi nízkému výkonu i točivému momentu motoru. Kritickým místem sacího traktu, které značně snižuje výkon a točivý moment (v jistých režimech až 50 % ztrát proti sériovému motoru) je restriktor. Právě restriktor, díky své malé ploše průřezu, značně ovlivňuje pulzace hmoty vzduchu sacím traktem. Srovnání hmotnostního toku sacím traktem sériového motocyklového motoru a hmotnostního toku restriktorem, u modelu jím osazeným, při otáčkách maximálního výkonu ($8000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$) během jednoho cyklu 4D pístového spalovacího motoru, je znázorněno na obrázku 48.



Obrázek 47 Relativní výkonové parametry modelu s restriktorem sacího traktu



Obrázek 48 Porovnání hmotnostních toků v sacích traktech

Na obrázku 48 je patrné dosažení limitní hodnoty hmotnostního toku restriktorem během fáze sání. Na rozdíl od sériového sacího traktu, kde během fáze sání hmotnostní tok neustále roste. Toto omezení hmotnostního toku nasávaného vzduchu na vstupu do sacího traktu je samotným smyslem povinného použití restriktoru u všech vozidel Formule SAE nezávisle na volbě pohonné jednotky. Konstrukční návrh následných částí sacího traktu je individuální záležitostí každého z týmů. Několik takových vlastních návrhů bude v této práci dále popsáno.



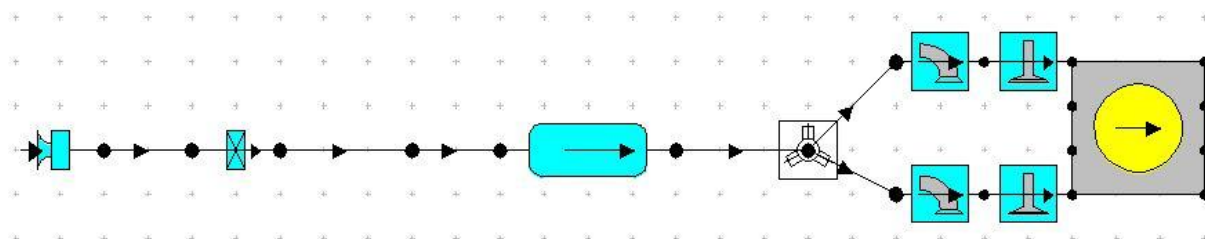
11 MODEL S RESTRIKTOREM A PLÉNEM SACÍHO TRAKTU

Vzhledem k nízkému výkonu a točivému momentu motoru se sacím traktem osazeným restriktorem bylo nutné přistoupit k takovým úpravám sacího traktu, které by vedly k navýšení výkonu. Uspořádání komponent vstupní části sacího traktu (škrticí klapka, restriktor) je dáno pravidly Formule SAE a tudíž musí i dále zůstat zachováno. Vzhledem k charakteru proudění v sacím traktu čtyřdobého jednoválcového motoru, kdy hmota vzduchu potřebná pro plnění válcové jednotky teoreticky proudí sacím kanálem pouze během určitého časového intervalu jednoho cyklu spalovacího motoru ($720^\circ \text{ot. K.H.}$), bylo přistoupeno k myšlence využití času během zbývajících částí cyklu k plnění zásobníku nasávaného vzduchu (airboxu) umístěného mezi restriktorem a vstupem do hlavy válců. Pro plnění airboxu je vhodné takové umístění vstupu do sacího traktu na vozidle, aby docházelo k náporovému nasávání vzduchu do airboxu.

VSTUPNÍ PARAMETRY



Sací trakt výpočtového modelu byl tedy v oblasti mezi výstupem z tělesa škrticí klapky s restriktorem a vstupem sacího kanálu do hlavy válce opatřen prvkem typu plenum nasávaného vzduchu, již dříve zmiňovaných vlastností. Dále bylo nutné sledovat změny výkonu a točivého momentu vzhledem ke změnám objemu pléna.

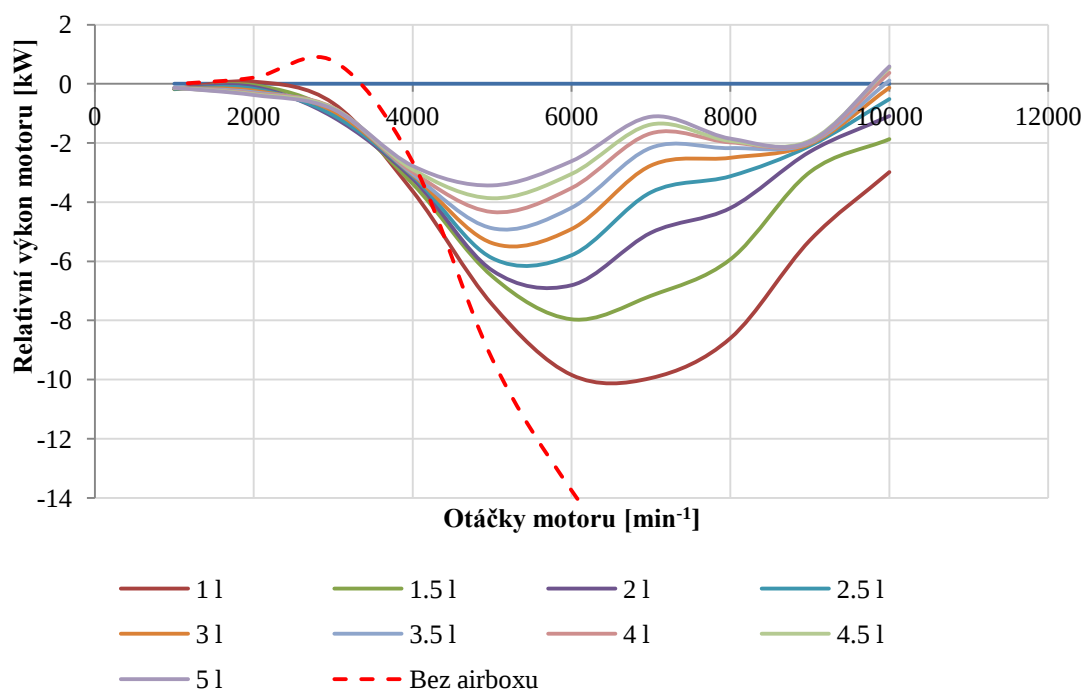


Obrázek 49 Schematické znázornění sacího traktu s restriktorem a plénem

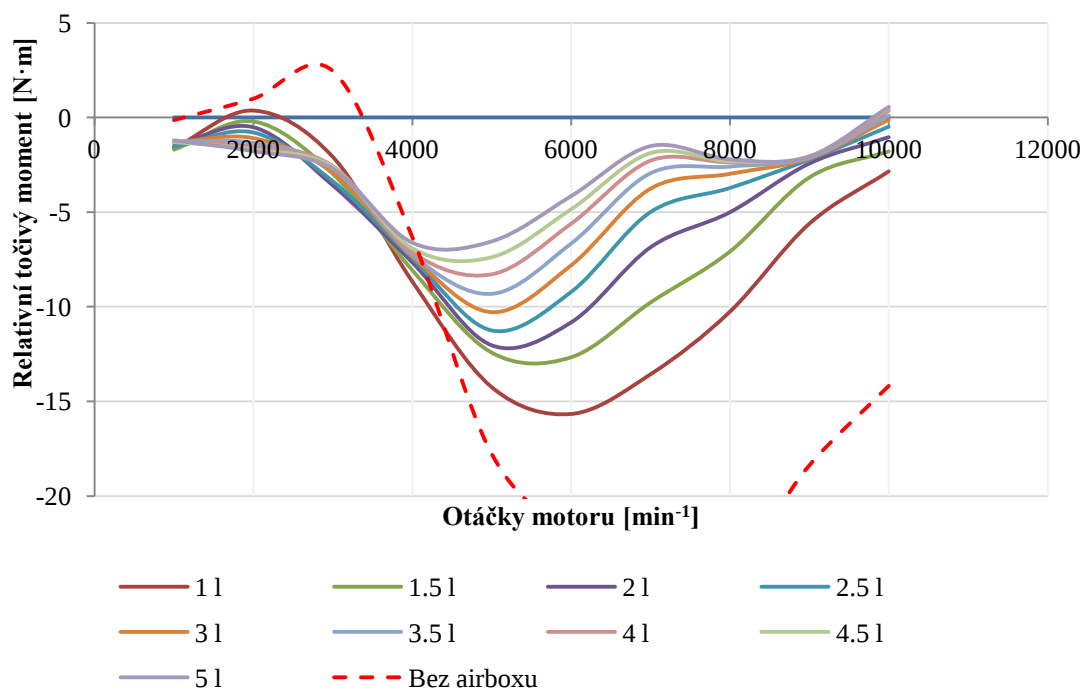
VÝKONOVÉ CHARAKTERISTIKY

Výše uvedený model byl tedy postupně modifikován pro různé objemy (1 – 5 l) pléna sacího traktu. Vliv pléna různých objemů na výkon a točivý moment je znázorněn na obrázcích 50 a 51.

Z relativních průběhů výkonu a momentu je patrné, že i pro nejnižší uvažovaný objem zásobníku vzduchu jsou ztráty vůči sériovému provedení sacího traktu osazeného restriktorem značně nižší. S každým dalším navýšením objemu zásobníku nasávaného vzduchu navíc ztráty stále klesají. Pro objemy zásobníku 4 l a více jsou navíc i odchylky mezi jednotlivými vnějšími otáčkovými charakteristikami značně nižší. Vzhledem k charakteru formulového soutěžního vozu, pro který je uvedený sací trakt navrhován budou při dalších individuálních konstrukčních řešeních uvažovány objemy airboxu přibližně 4 l. Celkové vnější rozměry vozidla nejsou nikterak velké, od čehož se odvíjí i prostor pro umístění pohonné jednotky. Stejně jako pohonná jednotka samotná, tak i karoserie vozu Formule SAE musí splňovat jistá pravidla. Umístění objemnějšího airboxu by nemuselo být v souladu s pravidly soutěže vůbec realizovatelné, popř. velmi obtížně.



Obrázek 50 Relativní výkon motoru pro různé objemy pléna sacího traktu



Obrázek 51 Relativní točivý moment motoru pro různé objemy pléna sacího traktu



12 VÝPOČTOVÉ STUDIE MOTORU S VLASTNÍMI KONSTRUKČNÍMI NÁVRHY AIRBOXU

Jak již bylo zmíněno v této práci dříve, v prostředí programu LES je s plény sacího traktu pracováno jako s bezrozměrnými elementy, proto je nutné přihlížet k řadě zjednodušujících předpokladů. V další části této práce budou popisovány výpočtové modely spalovacího motoru s vlastními konstrukčními návrhy airboxů, sloužících pro zvýšení výkonu a točivého momentu za současného splnění pravidel Formule SAE. Vlastní konstrukční návrhy budou sestavovány nejčastěji z prvků typu potrubí, které je možné v rámci modelu poměrně přesně definovat. Navíc je u takového prvku možné podrobněji sledovat průběhy dalších veličin (rychlost, tlak, teplota, hmotnostní tok atd.).

Předpoklady navrhovaného sacího traktu

- Zvýšení výkonu spalovacího motoru se sacím traktem podle pravidel Formule SAE
- Sestavení z elementů definovatelných v rámci výpočtového modelu
- Použití airboxu o objemu cca 4 l
- Usměrnění hmotnostního toku vstupní části sacího traktu (do airboxu)
- Dynamické plnění válcové jednotky (airbox – válcová jednotka)

Model vlastního konstrukčního řešení

O limitní hodnotě hmotnostního toku restriktorem již bylo pojednáno dříve (kapitola 10, obrázek 48). Tuto skutečnost není možné nijak ovlivnit. Nebudeme-li uvažovat konstrukční zásahy do sacího kanálu vedeného v hlavě válce, můžeme pouze různě modifikovat uspořádání ostatních částí sacího traktu. Efektivní konstrukční řešení sacího traktu by bylo takové, u kterého by bylo zabráněno pulzacím hmoty nasávaného vzduchu v restriktoru. Tedy aby bylo dosaženo ustáleného proudění hmoty nasávaného vzduchu v části sacího traktu od otevřené vstupní části po vyústění do airboxu. Samotné tělo airboxu bude válcového tvaru, aby bylo možné jej definovat v rámci výpočtového modelu a sledovat fyzikální děje v něm probíhající. Objem tělesa airboxu bude pro návrhy uvažován dle výše zmíněných výpočtů 4 l. Dále je nutné těleso airboxu vhodně osadit vstupním a výstupním kanálem tak, aby ve vstupní části sacího traktu vzduch proudil usměrněně a naopak v části výstupní (od airboxu po válcovou jednotku), aby bylo dosaženo efektu dynamického plnění válcové jednotky. Airbox tedy bude sloužit jako zásobník vzduchu a zároveň jako rozhraní mezi nestacionárním prouděním v částech sacího traktu po něm následujících a usměrněným prouděním v jeho přívodním potrubí.

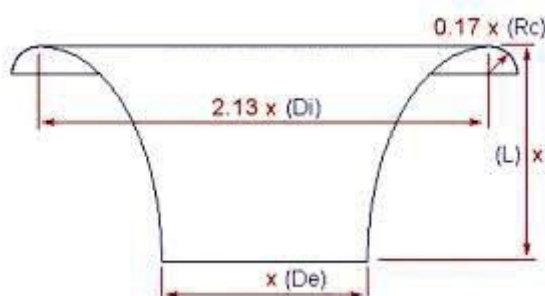
Tabulka 26 Základní parametry airboxu

AIRBOX	
PRŮMĚR	160 mm
DÉLKA	200 mm
OBJEM	4 l

Funkce airboxu jako zásobníku nasávaného vzduchu je dána jeho charakteristickými rozměry (objemem) vzhledem k rozměrům ostatních částí sacího traktu. Aby byla zajištěna funkce airboxu jako rozhraní mezi vstupní částí sacího traktu a výstupní částí, vyústující do sacího kanálu v hlavě válce, je nutné vhodně zvolit pozici vstupního a výstupního kanálu airboxu. Je nežádoucí, aby se hmoty vzduchu proudící v těchto kanálech vzájemně ovlivňovaly. Právě k takovému vzájemnému přímému ovlivňování by docházelo v případě, kdy by osa vstupního a výstupního kanálu byla identická. V případě, že by takovými kanály byla osazena čela airboxu, bychom se s výpočtovým modelem takového uspořádání dostali do situace velmi podobné předchozímu modelu s restriktorem a plénem nasávaného vzduchu (kapitola 11), proto zde takové uspořádání dále řešeno nebude.

Rozšiřující se vstupní potrubí airboxu je navrženo jako difuzor. V místě spojení s tělesem škrtkové klapky a restriktoru je uvažováno hladké napojení bez skokové změny průřezu. Od kritického místa sacího traktu (restriktor) je tedy až do airboxu uvažováno potrubí s vlastnostmi difuzoru, jehož úhel rozšíření $\theta = 6^\circ$ (definice úhlu θ viz. kapitola 8, obrázek 29). Pouze při takto malých úhlech rozšíření (cca do 8°) zůstává protažený rychlostní profil symetrický k ose difuzoru. Při úhlech vyšších by účinkem tlakového gradientu docházelo k odtržení proudu od stěny potrubí a symetrie by byla porušena.

U výstupního potrubí je na straně airboxu uvažováno osazení hrdlem eliptického profilu s nízkým ztrátovým koeficientem (obrázek 52). Vnitřní průměr výstupního potrubí je identický se vstupním průměrem sacího kanálu v hlavě válce.

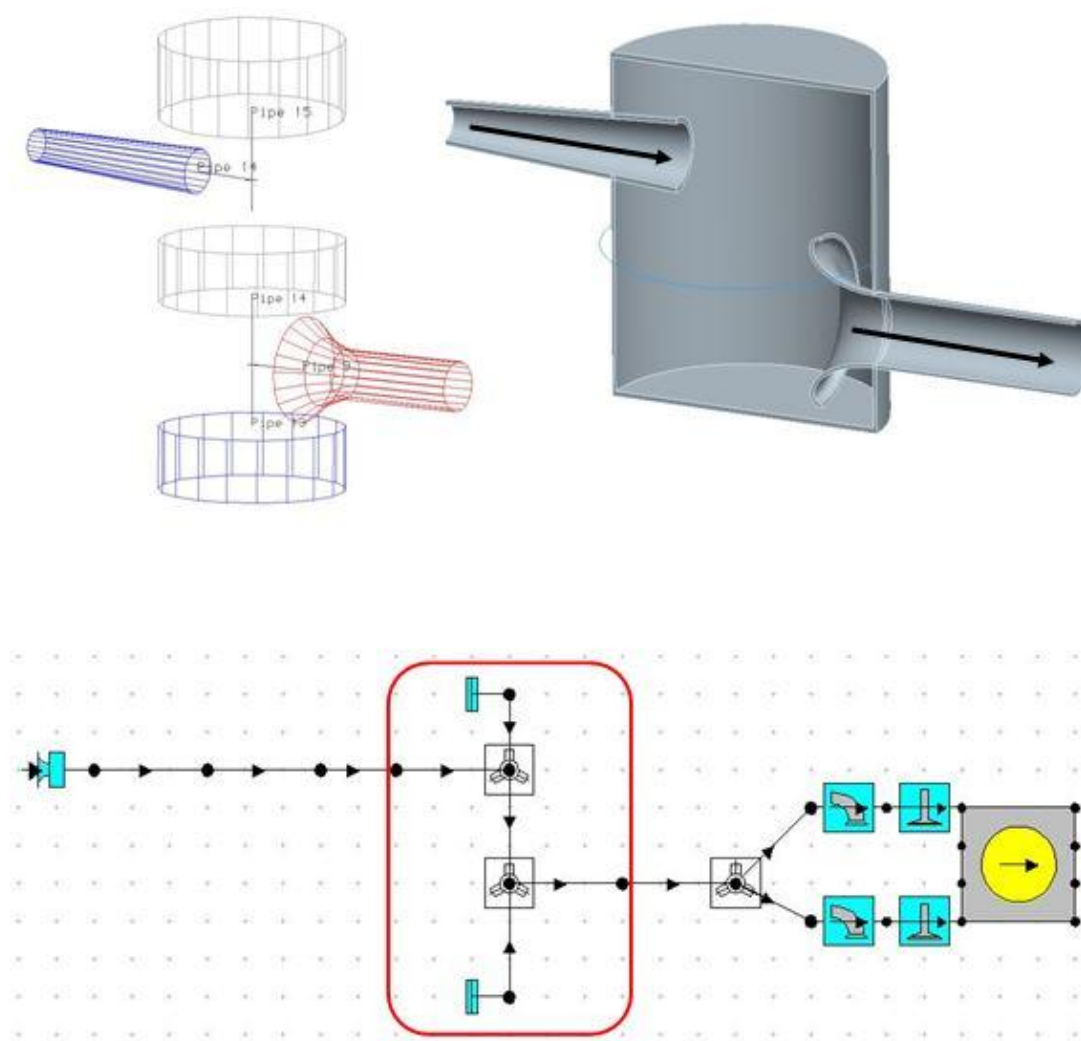


Obrázek 52 Bezstrátový vstup eliptického profilu [24]

Vzdálenost mezi hrdlem výstupního potrubí v airboxu a ventilovým sedlem je důležitým parametrem pro funkci dynamického přeplňování válcové jednotky vlivem pulzací hmoty nasávaného vzduchu.

12.1 NÁVRH Č. 1

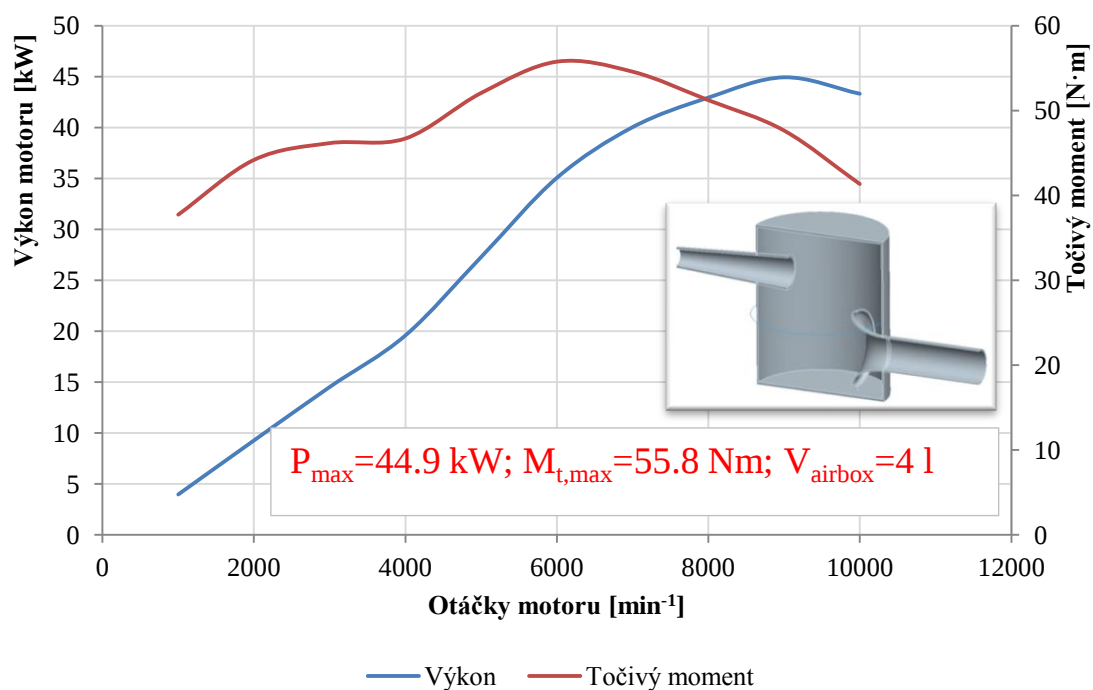
Nejprve se zaměříme na konstrukční řešení airboxu výše uvedených parametrů, kdy osy vstupního a výstupního potrubí jsou rovnoběžné, ležící ve společné rovině s osou airboxu, na kterou jsou každá z nich kolmá. Takové uspořádání je, společně s blokovým schématem výpočtového modelu sacího traktu, pro snadnější představu znázorněno na obrázku 53.



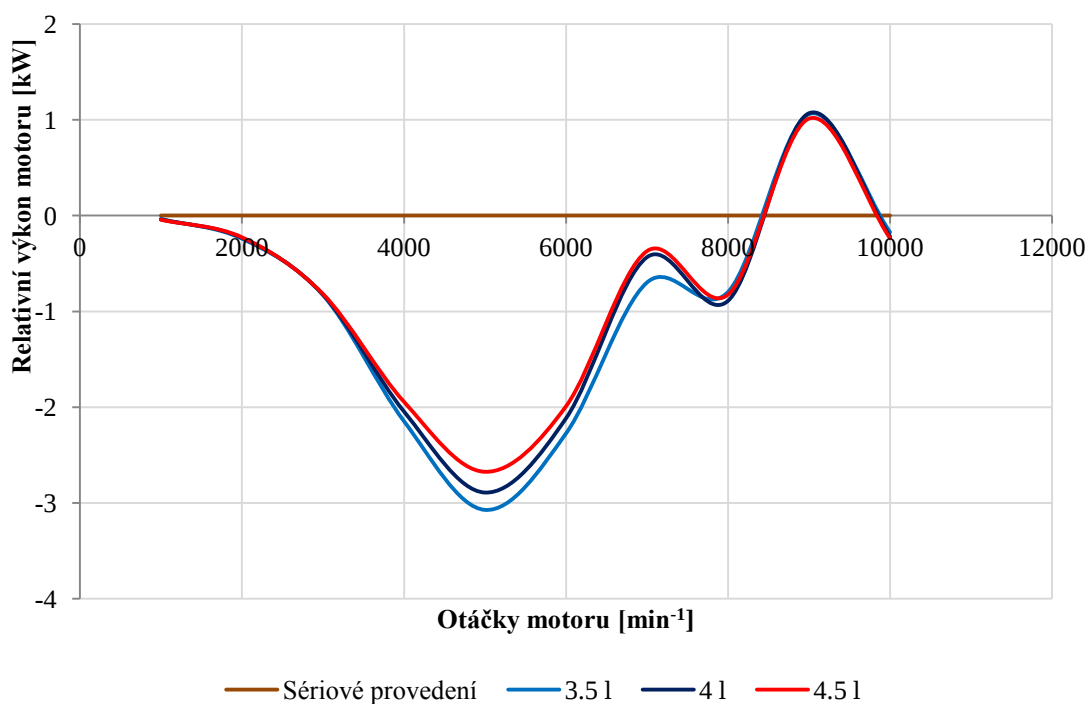
Obrázek 53 Konstruktivního řešení airboxu č. 1

VÝKONOVÉ CHARAKTERISTIKY

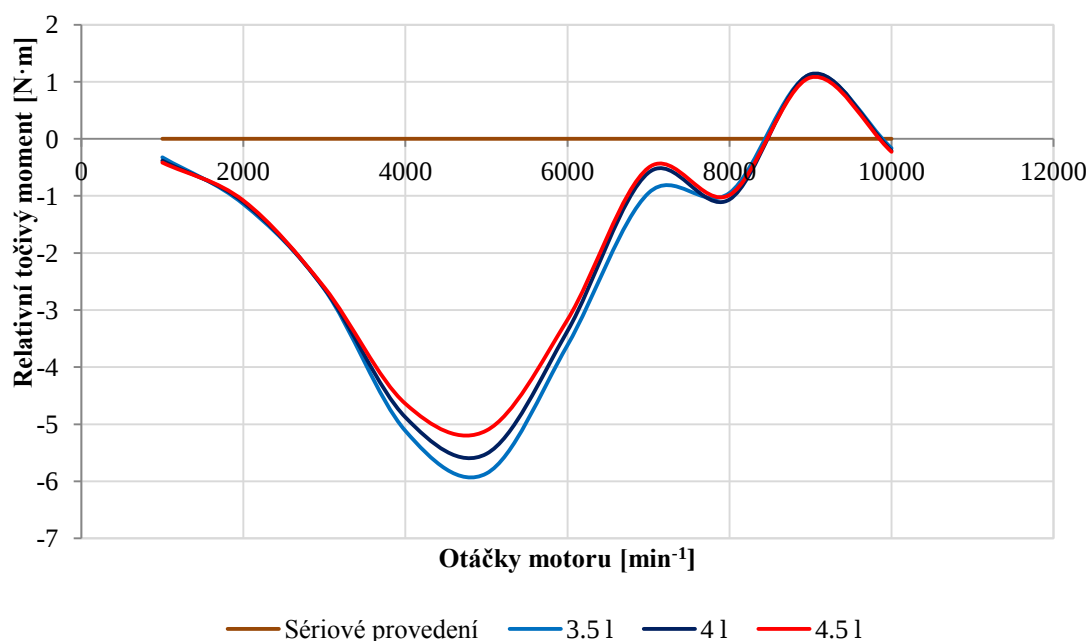
Z níže uvedených grafických znázornění relativních výkonů a točivých momentů vzhledem k hodnotám sériového motocyklového motoru pro různé objemy airboxu (3.5, 4 a 4.5 l) je zřejmé, že vliv objemu airboxu na výkon a točivý moment je obdobný jako u zjednodušeného výpočtového modelu s plénem sacího traktu (kapitola 11). Největší rozdíly mezi výkony jsou v oblasti maxima točivého momentu (cca $6000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$). Při tomto konkrétním uspořádání sacího traktu jsou v oblasti od $8000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ překročeny hodnoty výkonu i točivého momentu sériového motoru. Z vnější otáčkové charakteristiky motoru s airboxem o objemu 4l (obrázek 54) vidíme, že na rozdíl od předchozích výpočtových modelů je maximálního výkonu motoru dosaženo při vyšších otáčkách motoru ($9000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$).



Obrázek 54 Výkon a točivý moment motoru s airboxem konstrukce č. 1



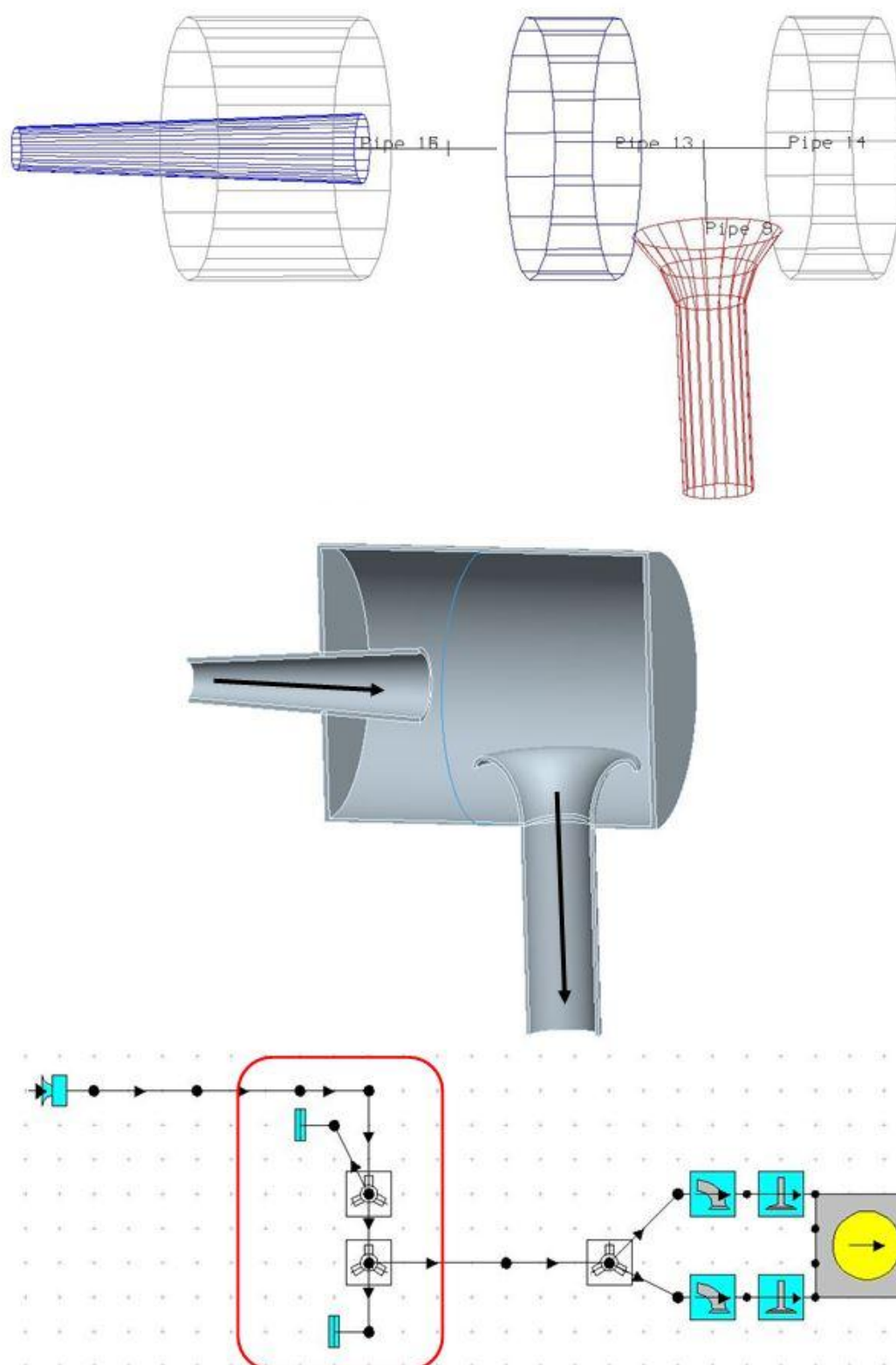
Obrázek 55 Relativní výkon motoru v závislosti na hodnotách objemu airboxu



Obrázek 56 Relativní točivý moment motoru v závislosti na hodnotách objemu airboxu

12.2 NÁVRH Č. 2

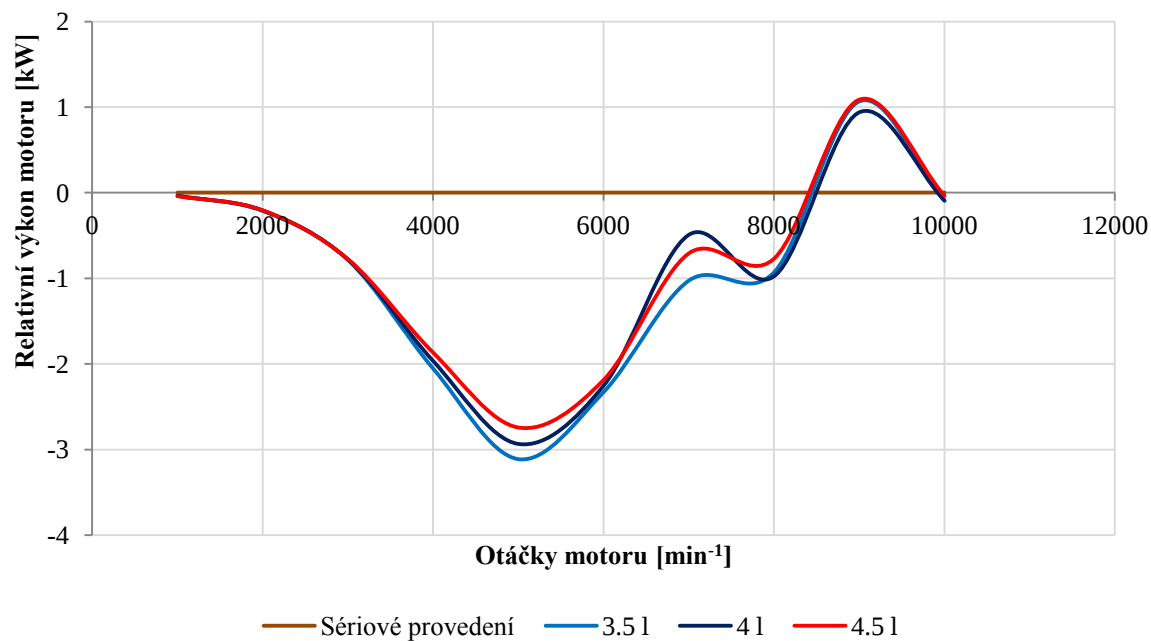
Další konstrukční návrh airboxu, u kterého bude sledován vliv na výkon a točivý moment motoru, je oproti předchozímu rozdílný umístěním vstupního potrubí. To je tentokrát navrženo tak, že osa vstupního potrubí je identická s hlavní osou válcového těla airboxu. Vstupní potrubí je opět uvažováno jako difuzor. Hmota nasávaného vzduchu může navíc pulzovat v airboxu ve směru jeho hlavní osy. Zakončení vstupního potrubí je řešeno co nejjednodušeji, aby bylo minimalizováno zpětné pulzování hmoty vzduchu z airboxu do přívodního kanálu. Výstupní potrubí je poté umístěno kolmo k osám airboxu a vstupního potrubí. Počátek výstupní části sacího traktu z airboxu je uvažován jako bezztrátový vstup eliptického tvaru (obrázek 52). Jednoduché modely airboxu, společně s blokovým schématem sacího traktu jsou zobrazeny na obrázku 57.



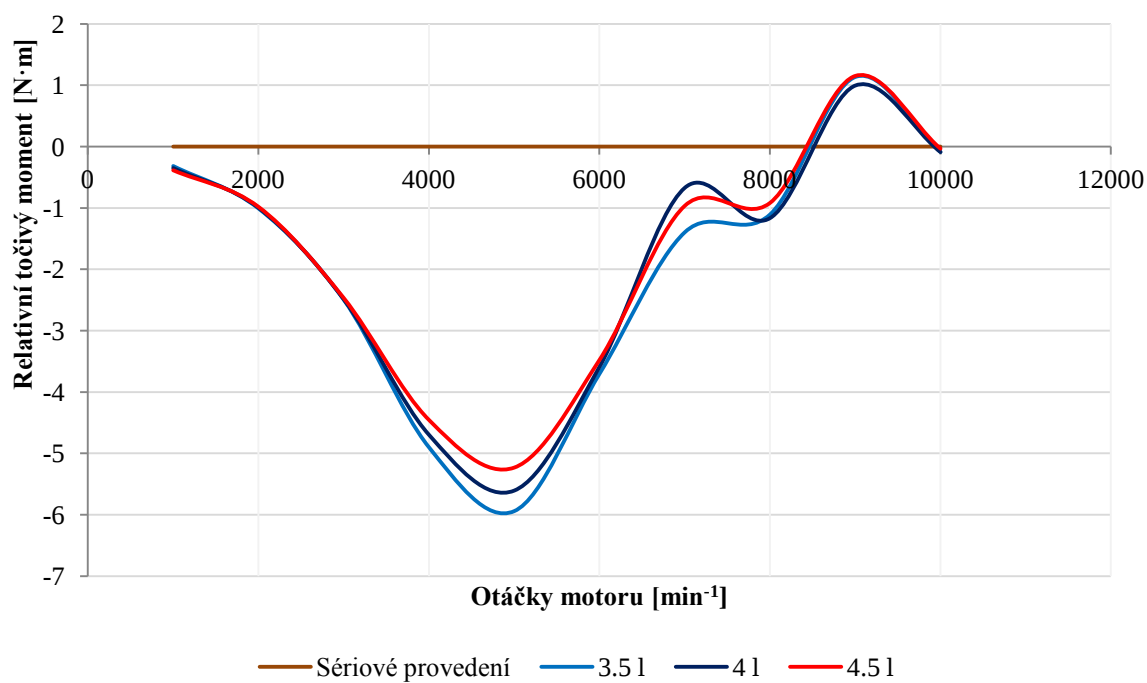
Obrázek 57 Konstrukčního řešení airboxu č. 2



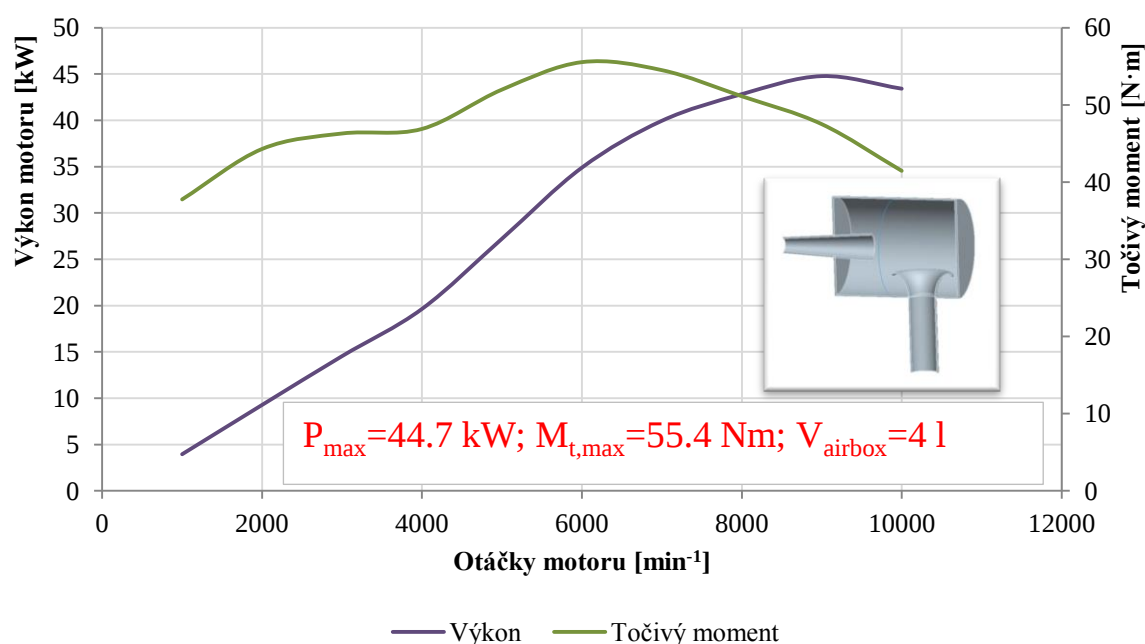
VÝKONOVÉ CHARAKTERISTIKY



Obrázek 58 Relativní výkon motoru v závislosti na hodnotách objemu airboxu



Obrázek 59 Relativní točivý moment motoru v závislosti na hodnotách objemu airboxu



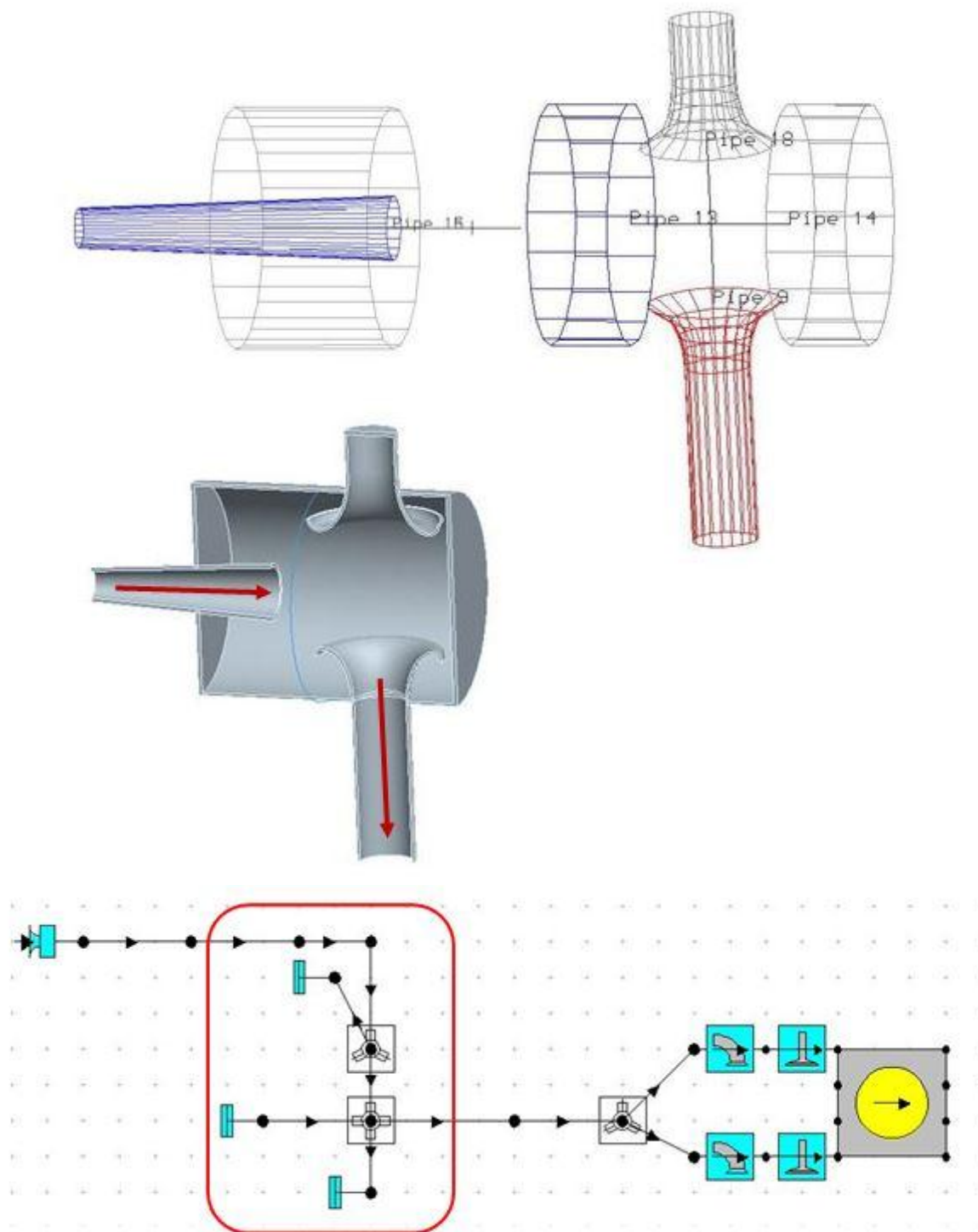
Obrázek 60 Výkon a točivý moment motoru s airboxem konstrukce č. 2

Z průběhů výkonu a točivého momentu výpočtových modelů daného spalovacího motoru s vlastními konstrukčními návrhy sacího traktu, resp. airboxu, je patrné, že samotné konstrukční řešení airboxu nezpůsobuje zásadní rozdíly mezi vnějšími otáčkovými charakteristikami. Ty mají obdobný průběh pro oba navrhované airboxy. Nejvyšší ztráty výkonu a točivého momentu vzhledem k sériovým průběhům jsou v oblasti maxima točivého momentu, tedy přibližně při $6000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$.

12.3 NÁVRH Č. 3

Na základě výkonových charakteristik předchozích modelů, které závisejí především na konkrétním objemu airboxu bude v tomto konstrukčním návrhu využito návrhu č. 2 (kapitola 12.2). Nejprve bude dále modifikován tvar airboxu za cílem dalšího navýšení výkonu a momentu. Stále ale bude využito takových prvků, které je možno přesně definovat v rámci výpočtového modelu motoru. O změně objemu airboxu nebude dále uvažováno, hodnota bude konstantní (4 l). Následně bude pozorován vliv ostatních úprav sacího traktu na výkonové parametry.

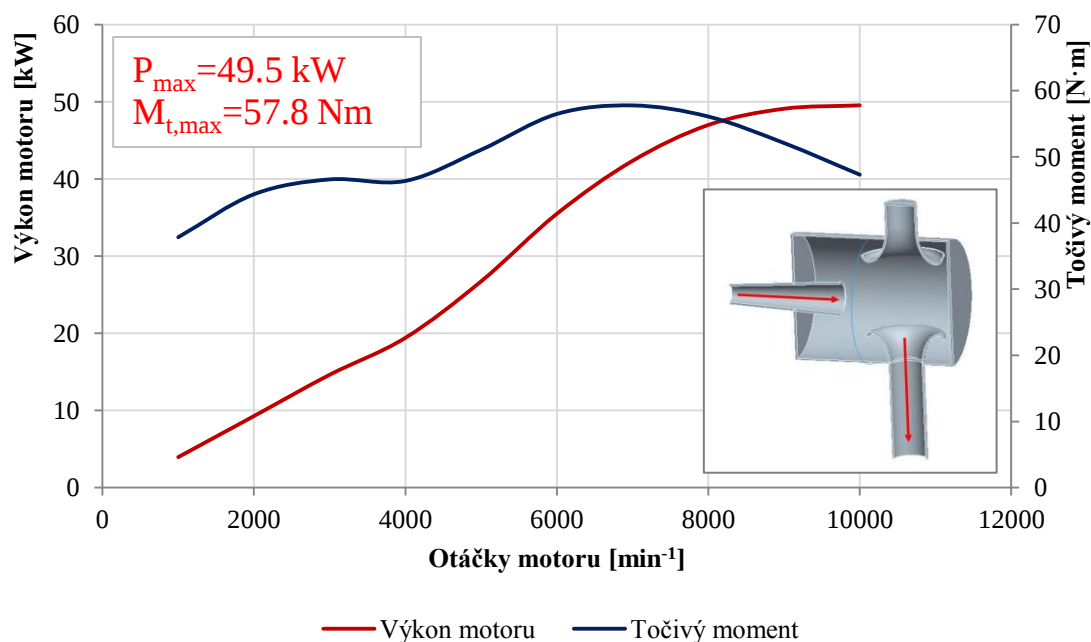
První modifikací bude osazení airboxu slepým kanálem, jehož osa bude identická s osou výstupního kanálu airboxu a jeho tvar bude obdobný s tvarem výstupního kanálu. Takové konstrukční řešení airboxu je znázorněno na obrázku 61.



Obrázek 61 Konstrukčního řešení airboxu č. 3

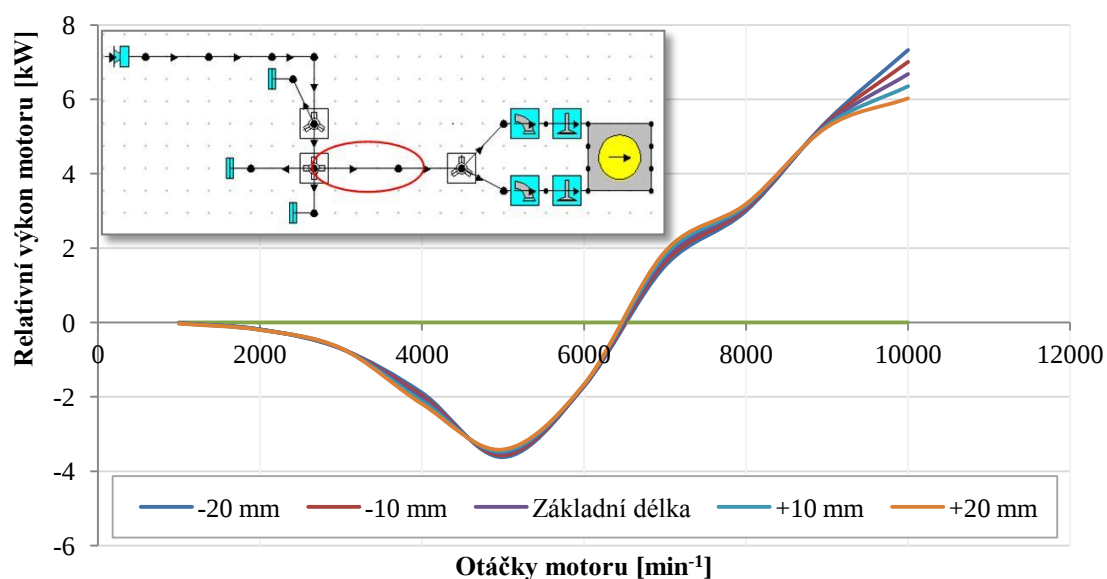


VÝKONOVÉ PARAMETRY

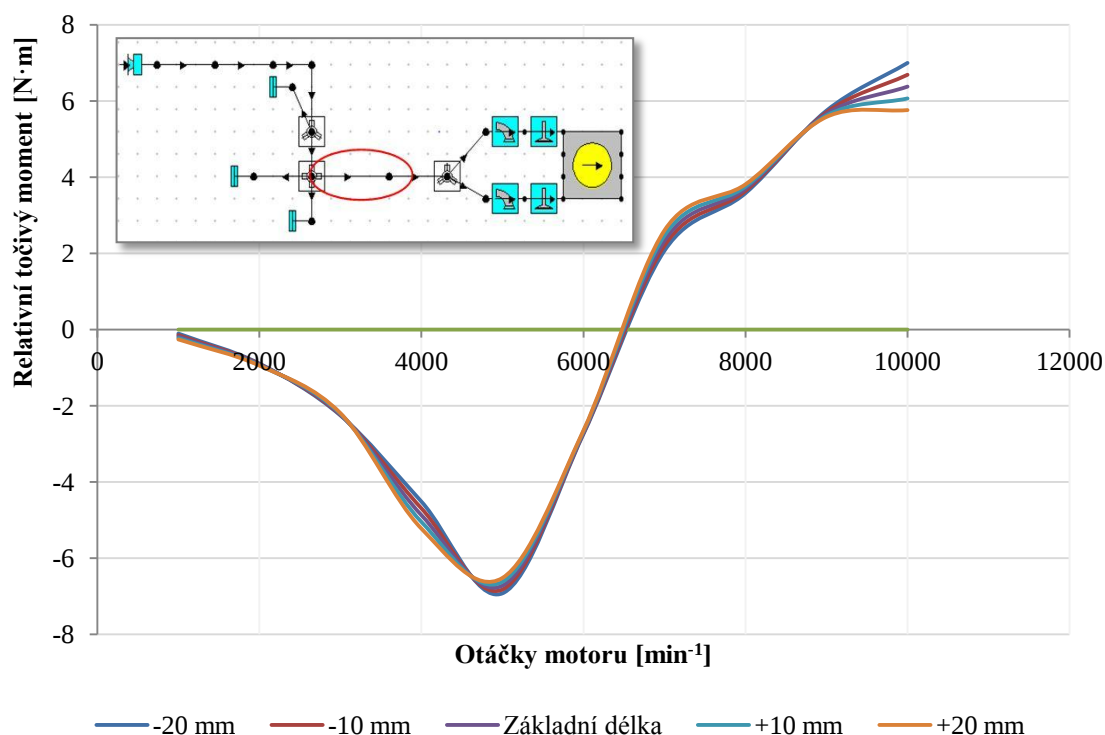


Obrázek 62 Výkon a točivý moment motoru s airboxem konstrukce č. 3

Vnější otáčková charakteristika motoru se sacím traktem obsahujícím aktuální konstrukční návrh airboxu o konstantním objemu 4 l je znázorněna na obrázku 62. Sací trakt s takto navrženým airboxem má příznivý vliv na plnění válcové jednotky, což je patrné z maximálního výkonu motoru, který činí 49.5 kW.



Obrázek 63 Relativní výkon motoru v závislosti na délce výstupního potrubí



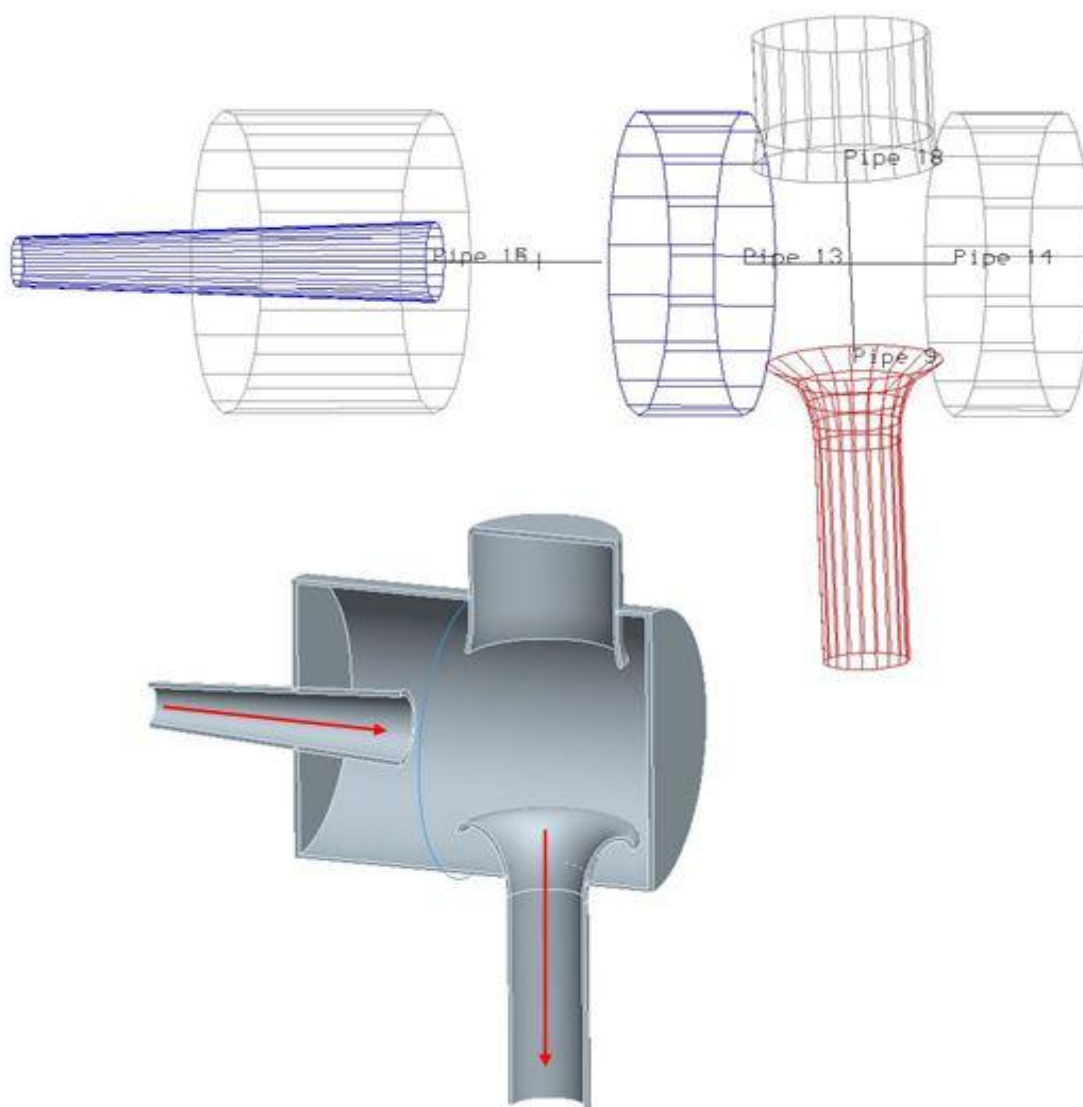
Obrázek 64 Relativní točivý moment motoru v závislosti na délce výstupního potrubí

U současného konstrukčního řešení (obrázek 61) je obtížné určení přesné délky výstupní větve sacího traktu za airboxem pro potřeby efektu dynamického přepřívání. U běžného modelu je tato délka určena hranicemi tvořenými ventilovým sedlem a místem vstupu nasávaného vzduchu do sacího traktu. U konstrukčního řešení uvedeného v kapitole 12.2 je tato délka uvažována mezi ventilovým sedlem a počátkem výstupní větve z airboxu. U současného modelu airboxu se slepou větví ovlivňující proudění sacím traktem za airboxem bude mít na tuto délku vliv tlaková diference mezi prostředím airboxu a výstupním traktem, ale také uzavřený konec slepé větve airboxu tvořící pevnou překážku pro odraz tlakových vln vzniklých nestacionárním prouděním v sacím kanálu. Proto bylo vhodné zabývat se výpočty za účelem sledování změn v průbězích výkonu a točivého vzhledem k různým délkám výstupní části sacího traktu. Relativní výkonové charakteristiky pro změny délky ± 10 mm a ± 20 mm vzhledem k základní délce jsou znázorněny na obrázcích 63 a 64. Z těchto charakteristik je patrné, že v tomto konkrétním případě má délka výstupního kanálu nejzásadnější vliv na výkon i točivý moment v oblasti maximálních otáček, kde je rozdíl mezi jednotlivými vnějšími charakteristikami největší. U tohoto konstrukčního provedení sacího traktu, budou provedeny další modifikace a bude sledován jejich vliv na průběhy výkonu. Pro následné modifikace budeme uvažovat původní délku výstupního kanálu airboxu.

12.4 NÁVRH Č. 4

Poslední z konstrukčních návrhů sacího traktu spočívá v modifikaci airboxu, resp. jeho slepé větve pozitivně ovlivňující výkonové parametry, což je patrné z výsledků v kapitole 12.3. Slepá větev airboxu u předchozího modelu byla identického vnitřního průměru jako potrubí k hlavě válců, tedy 40 mm. Vzhledem k uvažovanému bezztrátovému eleptickému tvaru hrdla výstupního potrubí z airboxu, které se ve směru proudění hmoty vzduchu zužuje z průměru 83 mm, je u tohoto airboxu uvažován vnitřní průměr slepé větve airboxu 83 mm. Blokové schéma

reprezentující výpočtový model je identické s předchozím. Jednoduché modely reprezentující konstrukční řešení airboxu jsou znázorněny na obrázku 65.

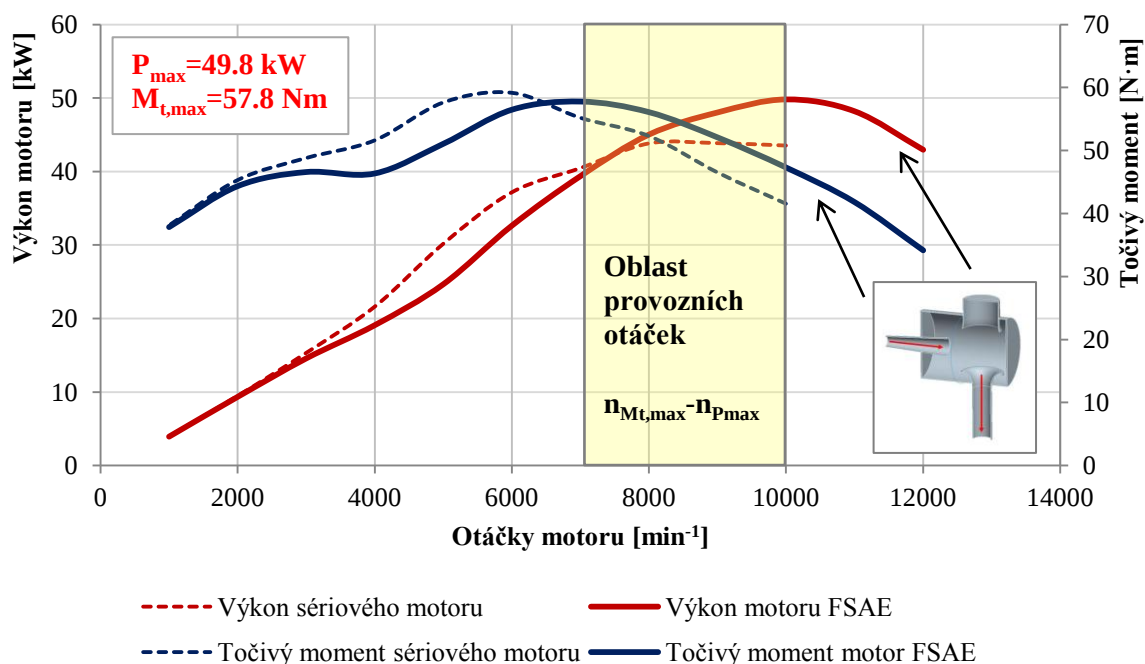


Obrázek 65 Konstrukční řešení airboxu č. 4

Vnější otáčkové charakteristiky motoru se sacím traktem aktuálního konstrukčního návrhu a sériového motocyklového motoru jsou graficky znázorněny na obrázku 66. U sériového motoru, majícího maximální výkon při $8000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$, je vnější otáčková charakteristika prezentována do $10000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$. Vzhledem ke skutečnosti, že u výpočtového modelu motoru s vlastním konstrukčním návrhem sacího traktu bylo maximálního výkonu dosaženo až právě při $10000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$, byla tato výpočtová studie vypočítána v rozsahu otáček $1000 - 12000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$, aby bylo možné výkonové charakteristiky podrobněji sledovat. Budeme-li oblastí provozních otáček závodního motoru uvažovat pásmo mezi otáčkami maximálního točivého momentu motoru $n_{M_{t,max}}$ a otáčkami maximálního výkonu $n_{P,max}$, potom u sériové verze motoru byla tato oblast mezi $6000 - 8000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$. U motoru s vlastním konstrukčním řešením je maximálního točivého momentu dosaženo až při $7000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$, oblast provozních otáček tohoto závodního motoru je tedy v rozsahu $7000 - 10000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$.

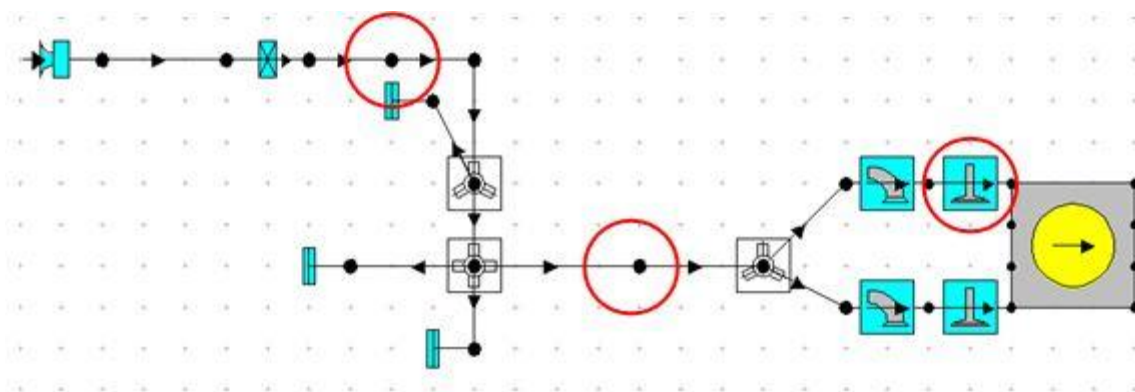


VÝKONOVÉ CHARAKTERISTIKY



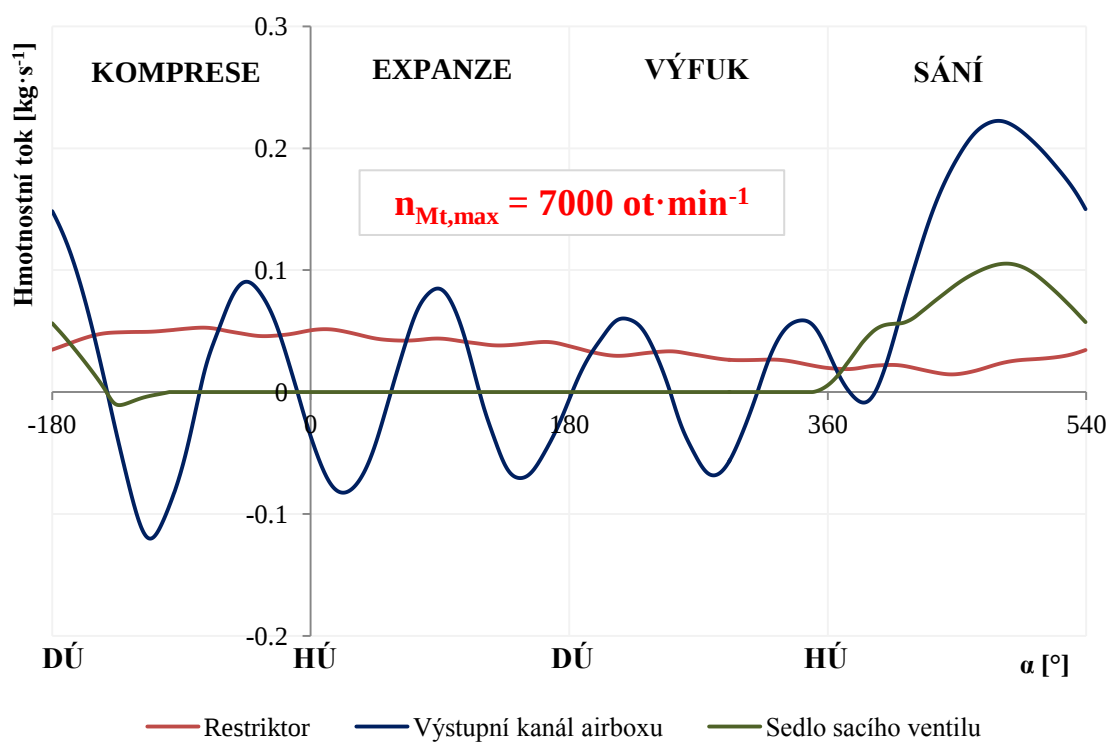
Obrázek 66 Průběhy výkonu a točivého momentu sériového motoru a motoru s finálním návrhem airboxu

Dále by bylo vhodné zaměřit se podrobněji na proudění v jednotlivých významných částech sacího traktu. Těmito významnými místy jsou restriktor, výstupní kanál airboxu a ventilové sedlo sacího ventilu. Jejich znázornění v blokovém schématu sacího traktu je na obrázku 67.

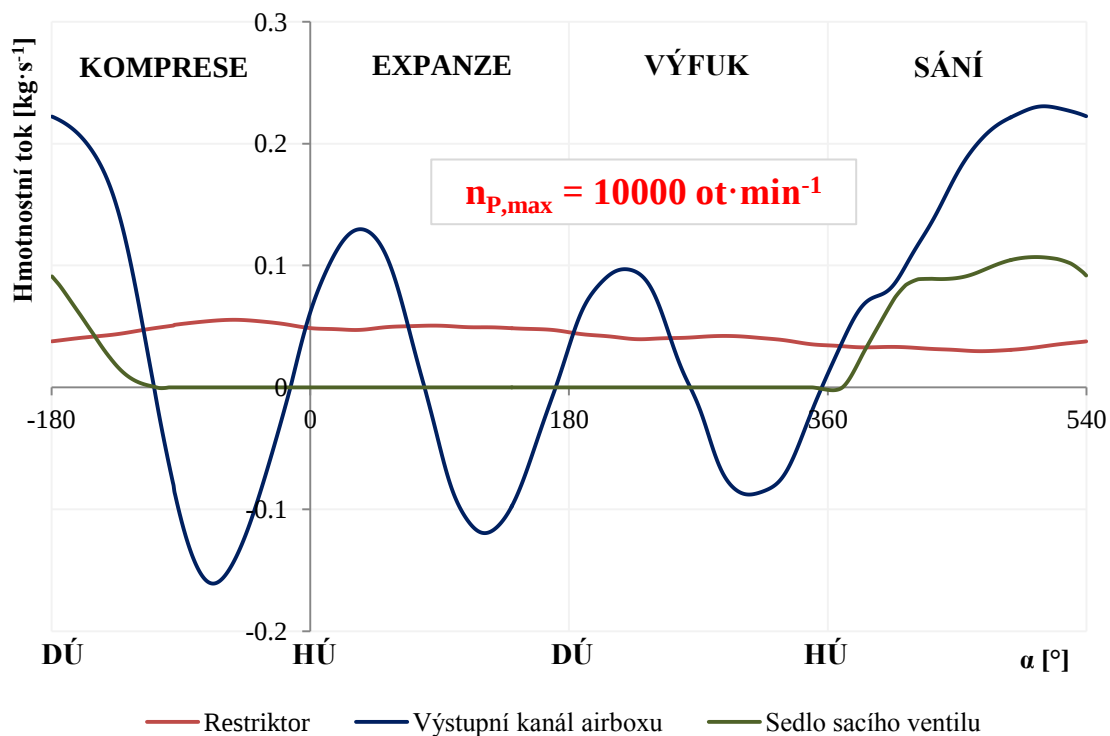


Obrázek 67 Schematické znázornění sacího traktu s vyznačenými oblastmi sledování hmotnostního toku nasávaného vzduchu

Proudění ve výše uvedených částech sacího traktu bude reprezentováno průběhy hmotnostního toku během jednoho pracovního cyklu 4D spalovacího motoru pro dané otáčky. Těmito otáčkami budou otáčky maximálního točivého momentu a otáčky maximálního výkonu.



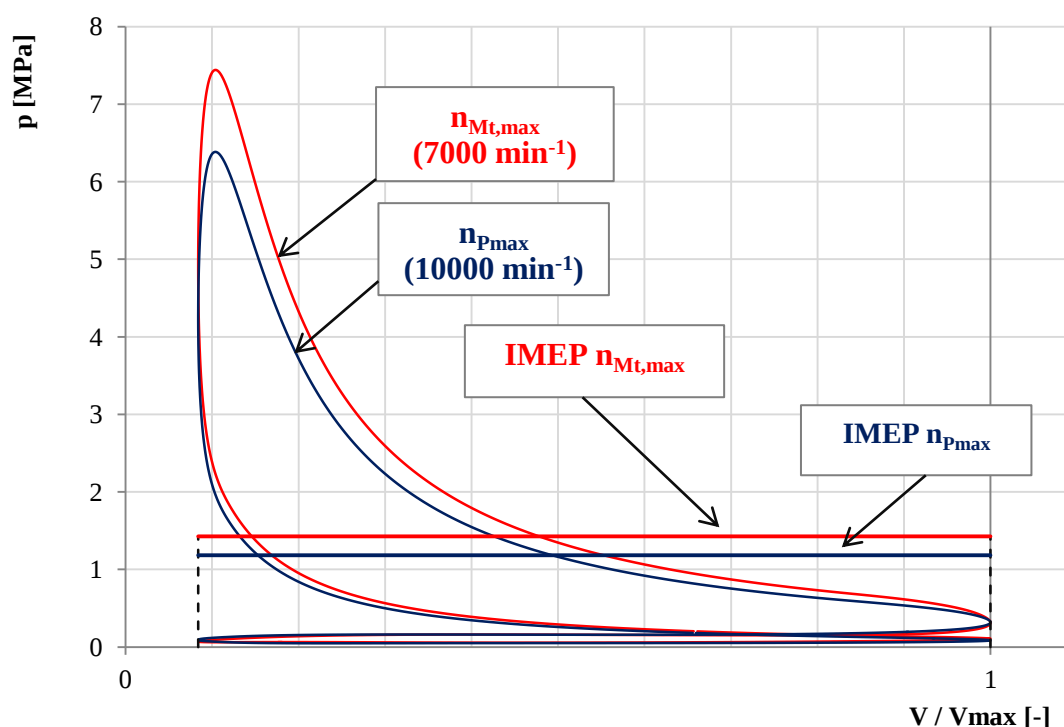
Obrázek 68 Hmotnostní tok vzduchu během jednoho cyklu SM při otáčkách maximálního M_t



Obrázek 69 Hmotnostní tok vzduchu během jednoho cyklu SM při otáčkách maximálního výkonu



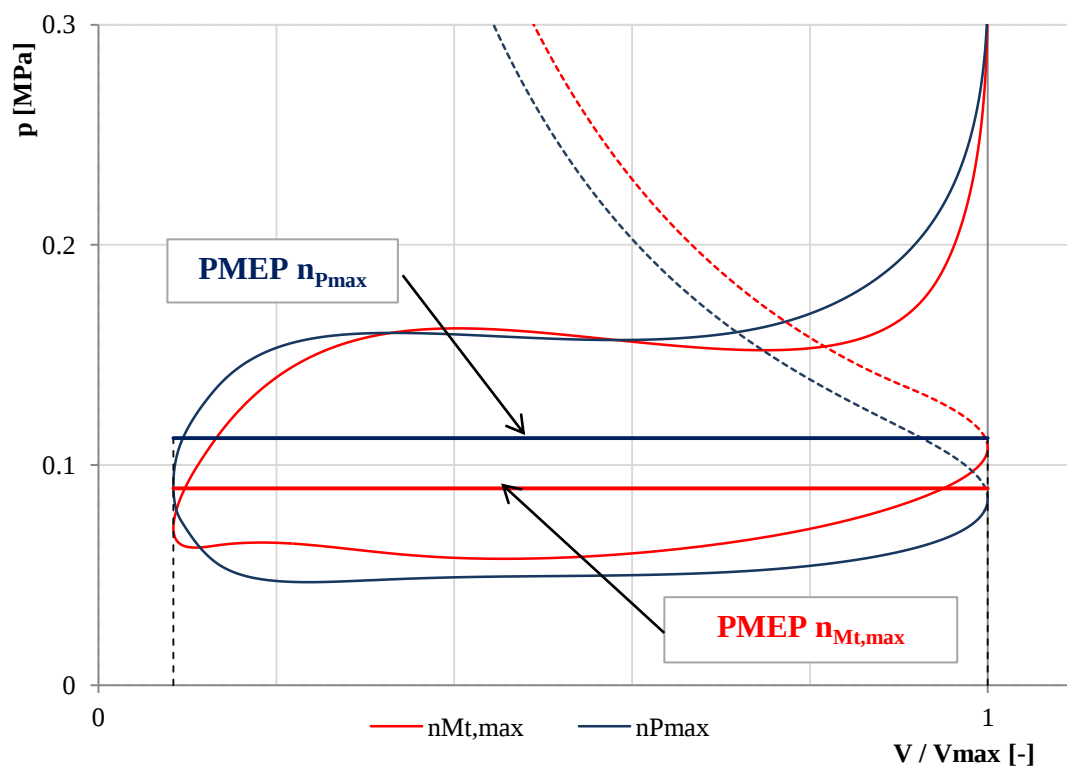
Při počátečních požadavcích na vhodné uspořádání sacího traktu bylo pojednáno o cíli dosáhnout co nejrovnoměrnějšího proudění restriktorem, co by nekritičtější místem. To, že proudění restriktorem je usměrněné (z otevřeného konce sacího traktu do airboxu) a navíc při otáčkách maximálního výkonu $n_{p,max}$ poměrně ustálené bylo výpočtovou studií ověřeno. Tuto skutečnost je možné sledovat ve výše uvedených grafických znázorněních hmotnostního toku hmoty nasávaného vzduchu restriktorem během jednoho cyklu 4D spalovacího motoru.



Obrázek 70 p-V diagram při otáčkách maximálního výkonu a točivého momentu

Na obrázku 70 jsou znázorněny p-V diagramy a střední indikované tlaky IMEP při otáčkách maximálního výkonu a maximálního točivého momentu. Charakter sacího traktu je lépe vystižen zaměříme-li se na oblast p-V diagramu zobrazující fázi výměny náplně. To je znázorněno na obrázku 71. Je zřejmé, že maximální tlak pracovního cyklu motoru závisí na aktuální hodnotě tlaku ve válcové jednotce na počátku kompresního zdvihu. Zatímco při otáčkách maximálního výkonu je tlak na počátku kompresního zdvihu nižší než atmosferický, při otáčkách maximálního točivého momentu je tomu právě naopak. Při otáčkách maximálního M_t je na počátku kompresního zdvihu ve válcové jednotce přetlak. Vhodným návrhem sacího traktu je tedy v určitém rozsahu otáček (konkrétně 4000 – 8000 ot·min⁻¹) dosahováno dynamického přeplňování válcové jednotky.

U současně vyráběných automobilů se dnes často využívá konstrukce sacího traktu s proměnlivou délkou sacího kanálu, popř. jinými konstrukčními řešeními, pomocí kterých je rozsah otáček, při kterém dochází k dynamickému přeplňování, co největší. V praxi to znamená, že dochází k změně délky rezonančního potrubí tak, aby při daných otáčkách bylo vždy dosaženo co nejvyšší plnicí účinnosti. Takových konstrukcí s proměnlivou délkou sacího kanálu nebylo, vzhledem k tomu, že je uvedená pohonná jednotka určena pro soutěžní vozidlo, kde na chování motoru při nízkých otáčkách nemusí být brán zásadní zřetel, uvažováno.



Obrázek 71 p-V diagram části cyklu SM, při které dochází k výměně náplně válce



ZÁVĚR

Hlavním cílem této diplomové práce bylo vytvoření výpočtové studie spalovacího motoru, kterého by bylo možné použít jako pohonné jednotky pro vozidlo Formule SAE. Na základě zkušeností teamu TU Brno Racing se současně používaným jednoválcovým motorem značky Husaberg byl vybrán opět jednoválcový spalovací motor, tentokrát značky KTM.

V samotném úvodu této práce jsou uvedeny definice základních výkonových parametrů spalovacích motorů, na jejichž základě jsou následně porovnávána jednotlivá konstrukční řešení sacího traktu. Definice některých z nich byly převzaty ze zahraniční literatury, jelikož se jejich český ekvivalent běžně nepoužívá. Definice takových, ne zcela známých, parametrů jsou pro snadnější orientaci doplněny také vlastními grafickými znázorněními.

U zadaného, původně motocyklového, motoru nebylo z důvodů jistých omezení možné použití sériového sacího traktu, proto jsou v kapitole 2 uvedeny základní konstrukční části sacích traktů závodních vozů obecně a následně v kapitole 3 části sacích traktů vozů Formule SAE.

Po předchozím zvážení možných přístupů k výpočtové studii spalovacího motoru pomocí ekvivalentních fyzikálních veličin uvedených v kapitole 6, kterými je možné popsat proudění a také přestup a vedení tepla, byl pro vytvoření komplexního termodynamického výpočtového modelu daného motoru zvolen software Lotus Engine Simulation. Před samotným začátkem sestavování výpočtového modelu bylo nutné seznámení se s matematickou podstatou takového modelu. O základní strukturu výpočtového modelu je pojednáno v kapitole 7. Následně v kapitole 8 jsou uvedeny vybrané výpočtové vztahy, zjednodušující předpoklady a algoritmy řešení, kterých je právě ve výpočtových studiích spalovacího motoru využíváno.

Nejprve byl vytvořen výpočtový model sériového motoru, jehož základní technické parametry a popis vybraných konstrukčních částí jsou uvedeny v kapitole 5. Vzhledem ke skutečnosti, že technických parametrů motocyklových pohonných jednotek není jejich výrobci příliš mnoho zveřejňováno, bylo nutné provést vlastní měření některých z nich. Výpočtový model, zadávané vstupní hodnoty a vypočítané průběhy výkonu a točivého momentu jsou popsány v kapitole 9.

Na jednotlivé konstrukční části vozidel Formule SAE jsou kladeny zvláštní požadavky. Vybrané předpisy, konkrétně ty, které se týkají pohonných jednotek, jsou uvedeny v kapitole 3. Kromě předepsaného uspořádání jednotlivých částí sacího traktu spočívá největší omezení v povinnosti opatřit sací trakt vozidla Formule SAE restriktorem nasávaného vzduchu. Restriktor musí být kruhového průřezu a při použití benzínu jako paliva je jeho maximální průměr 20 mm. Předpokládalo se snížení výkonu motoru, jehož sací trakt byl osazen takovýmto restriktorem. To bylo potvrzeno výpočtovou studií takového motoru uvedenou v kapitole 10. Výsledky této studie jsou prezentovány graficky na obrázcích 47 a 48. Na prvním z nich jsou znázorněny relativní výkonové parametry vzhledem k sériovému motoru a na druhém z nich jsou srovnány hmotnostní toky restriktorem (20 mm) a hmotnostní tok sacím potrubím sériového motoru (40 mm). Motor v této výpočtové studii již splňoval předpisy Formule SAE, a však bylo nutné přistoupit k takovému konstrukčnímu řešení sacího traktu, se kterým by bylo dosahováno opětovného navýšení výkonu.

Bylo tedy přistoupeno k myšlence osazení sacího traktu zásobníkem vzduchu, umístěným mezi restriktorem a vstupem nasávaného vzduchu do sacího kanálu v hlavě válců. Za tímto



účelem byl vytvořen výpočtový model popsáný v kapitole 11. Jako zásobníku vzduchu bylo použito bezrozměrného elementu typu plenum. Po zjištění pozitivního vlivu zásobníku vzduchu na výkonové charakteristiky, tedy eliminace ztrát výkonu, byly sledovány průběhy výkonu a točivého momentu pro různé objemy tohoto pléna. Graficky jsou relativní výkonové parametry zobrazeny na obrázcích 50 a 51. Trend závislosti výkonu a točivého momentu na objemu pléna je takový, že se zvyšujícím se objemem pléna klesají ztráty. Při objemech pléna nad 3.5 l jsou rozdíly mezi výkonovými parametry nižší, proto bylo dále při návrzích uvažováno objemu 4 l.

Následně v kapitole 12 jsou popsány výpočtové studie motorů se zásobníky vzduchu dle vlastních návrhů. V tomto případě jsou zásobníky označovány jako airboxy. Konstrukce jednotlivých airboxů je uvažována taková, aby je bylo možné v rámci výpočtových studií přesně definovat. Jsou tedy sestaveny z potrubí, ve kterých je uvažováno jednorozměrné proudění. Celkem byly provedeny čtyři návrhy konstrukčního řešení airboxu, kde každý z nich je prezentován schematickým znázorněním výpočtového modelu a pro snadnější představu doplněn jednoduchým 3D modelem (obrázky 53, 57, 61 a 65). U všech těchto matematických modelů spalovacího motoru bylo průběžně využíváno optimalizační funkce programu LES pro výpočet vhodné délky výstupního potrubí airboxu.

Nejpříznivějších výkonových parametrů bylo výpočtovou studií dosaženo s airboxem podle návrhu č. 4 (kapitola 12.4). Takovým konstrukčním řešením sacího traktu bylo zabráněno zpětnému proudění hmoty nasávaného vzduchu restriktorem a dosaženo téměř stacionárního proudění restriktorem. Hmotnostní toky v restriktoru, výstupním potrubí airboxu a ventilovém sedle sacího kanálu jsou graficky znázorněny na obrázcích 68 a 69. Výkon a točivý moment motoru sériového a motoru se sacím traktem výše popsané konstrukce jsou zobrazeny na obrázku 66. Na úrovni výpočtové studie byl pro zadaný motor KTM navržen takový sací trakt, který vyhovuje pravidlům soutěže FSAE a zároveň je s ním dosaženo o 13% vyššího maximálního výkonu motoru vzhledem k výkonu motoru sériového.

Při psaní této diplomové práce bylo postupně dosaženo všech cílů uvedených v zadání.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] TRZESNIEWSKI, M. *Rennwagenteknik – Grundlagen, Konstruktion, Komponenten, Systeme*. Druhé vydání, Wiesbaden: Springer fachmedien, 2010. 889 s. ISBN 978-3-8348-0857-8.
- [2] MACKERLE, J. *Motory závodních automobilů*. První vydání, Praha: SNTL, 1980. 196 s. Typové číslo L13-B3-IV-31122645.
- [3] HEISLER, H. *Advanced engine technology*. První vydání, London: SAE international, 1995. 795 s. ISBN 1-56-091-734-2.
- [4] HOFMANN, K. *Proudění ve spalovacích motorech*. Druhé vydání, Brno: Nakladatelství VUT v Brně, 1992. 87 s. ISBN 80-214-0409-4.
- [5] BLAIR, G. P. *Design and simulation of two-stroke engines*. První vydání, Warrendale: Society of automotive engineers, 1996. 623 s. ISBN 1-56091-685-0.
- [6] ŠOB, F. *Hydromechanika*. Druhé vydání, Brno: CERM, 2002. 238 s. ISBN 978-80-214-3578-0.
- [7] BENSON, R. S. *The thermodynamics and gas dynamics of internal-combustion engines*. První vydání, Oxford: Clarendon Press, 1982. 573 s. ISBN 0-19-856210-1.
- [8] *GT-suite – Flow theory manual*. Westmont: Gamma technologies Inc., 2009. 94 s.
- [9] *GT-suite – Mechanics theory manual*. Westmont: Gamma technologies Inc., 2009. 70 s.
- [10] *Lotus engine simulation – Port flow analysis tool*. Norfolk: Group Lotus Plc., 2001. 72 s.
- [11] *FSAE Rules: 2014 Formula SAE Rules* [online]. 2013 [cit. 17.1.2014]. URL: <http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2014_fsae_rules.pdf>.
- [12] *Bilder-Galerien aller FT-Generationen* [online]. 2014 [cit. 18.1.2014]. URL: <<http://www.fasttube.de/media/galerie/index.php?car=FT2012/>>.
- [13] *The University of Akron's Formula SAE Racing Team* [online]. 2014 [cit. 18.1.2014]. URL: <<http://zipracing.com/>>.
- [14] *KTM Unveils 2014 Models* [online]. 2013 [cit. 18.1.2014]. URL: <<http://www.dirtrider.com/features/2014-ktm-models/>>.
- [15] *KTM 500 EXC 2014: THE POWERHOUSE* [online]. 2013 [cit. 28.1.2014]. URL: <<http://www.ktm.com/cz/enduro/500-exc-eu/highlights.html#UxCYqvl5OSo>>.
- [16] *TWIN AIR TECH TIP: KTM POWERFLOW KIT 2- AND 4-STROKE* [online]. 2012 [cit. 2.2.2014]. URL: <<http://www.twinair.com/usa/news/198-twin-air-tech-tip-ktm-powerflow-kit-2-and-4-stroke>>.



- [17] *2012 KTM 500 EXC – FIRST RIDE* [online]. 2012 [cit. 4.2.2014]. URL: <<http://www.cycleworld.com/2012/05/01/2012-ktm-500-exc-first-ride/>>.
- [18] *Getting started using Lotus engine simulation*. Norfolk: Group Lotus Plc., 2004. 184 s.
- [19] *ITG Filters* [online]. 2013 [cit. 14.2.2014]. URL: <<http://www.dellorto.co.uk/merchandise/products.asp?CategoryID=16&PartsectionID=87/>> .
- [20] *When is a Polo R WRC a Skoda Fabia S2000* [online]. 2013 [cit. 14.2.2014]. URL: <<http://www.clubgti.com/showthread.php?266351-When-is-a-VW-Polo-R-WRC-a-Skoda-Fabia-S2000/>> .
- [21] *Citroen C2 R2* [online]. 2006 [cit. 15.2.2014]. URL: <<http://www.dtdirl.com/forums/showthread.php?t=1801/>> .
- [22] *Toda Racing Throttle Body Kit for Toyota 3SG* [online]. 2014 [cit. 18.2.2014]. URL: <<http://www.tdi-plc.com/toda-racing-throttle-body-kit-toyota-3sg/>> .
- [23] *Formula Student 28mm Single Bore Throttle Body* [online]. 2013 [cit. 25.2.2014]. URL: <http://beta.atpowerthrottles.com/product_info.php/formula-student-28mm-single-bore-throttle-body-p-85?osCsid=1c849565c8ff3fb4de3b82cf0dcf2903/> .
- [24] *Best Bell – Design of an Intake Bellmouth* [online]. 2013 [cit. 10.3.2014]. URL: <http://www.proflairandassociates.com/RET_Articles.html/> .



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[-]	koeficient Vibeho funkce
A	[-]	koeficient Woschiho funkce
B	[J]	teplo získané spalováním paliva
B	[-]	koeficient Woschiho funkce
C	[F]	kapacita kondenzátoru
C	[-]	koeficient Woschiho funkce
C ₁	[-]	koeficient Watson – Pilleyho rovnice
C ₂	[-]	koeficient Watson – Pilleyho rovnice
C _f	[-]	koeficient proudění
c _p , $\bar{U}_{\text{piston}}$	[m·s ⁻¹]	střední pístová rychlost
D	[m]	hydraulický průměr potrubí
D	[-]	koeficient Woschiho funkce
D	[-]	koeficient spalování
D	[m]	průměr kanálu v místě sedla ventilu
D _{cyl}	[m]	vrtání válce
dm _k	[kg]	konvektivní změna hmotnosti
dm _t	[kg]	časová změna hmotnosti
dV	[m ³]	změna okamžitého objemu válce
E	[J]	energie
E ₀	[J]	vnitřní energie
e ₀	[J·kg ⁻¹]	měrná vnitřní energie
f	[-]	součinitel tření
FMEP	[Pa]	střední tlak třecích ztrát
F _p	[N]	tlaková síla
F _t	[N]	třecí síla
G	[-]	koeficient Woschiho funkce
h	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	součinitel přestupu tepla
H/B	[-]	poměr povrchu spal. prostoru hlavy válce a plochy vrtání válce
H ₀	[J]	entalpie
h ₀	[J·kg ⁻¹]	měrná vnitřní entalpie
i	[-]	taktnost motoru
I	[A]	elektrický proud



IMEP ₃₆₀	[Pa]	střední indikovaný tlak vysokotlaké části cyklu
k	[mm]	drsnot povrchu
K _d	[-]	ztrátový součinitel difuzoru
L	[H]	indukčnost cívky
L	[m]	zdvih ventilu
M	[-]	koeficient Víbeho funkce
$\dot{m}$	[kg·s ⁻¹]	hmotnostní tok
m _{frac}	[kg]	množství spáleného paliva
M _t	[N·m]	točivý moment motoru
m _{vz,sk}	[kg]	skutečná hmotnost náplně válce
m _{vz,teor}	[kg]	teoretická hmotnost náplně válce
n	[min ⁻¹]	otáčky motoru
p	[Pa]	tlak
P/B	[-]	poměr povrchu spalovacího prostoru pístu a plochy vrtání válce
p _{0c}	[Pa]	tlak ve válcové jednotce
P _e	[kW]	efektivní výkon motoru
p _e , BMEP	[Pa]	střední efektivní tlak
P _i	[kW]	indikovaný výkon motoru
p _i , IMEP	[Pa]	střední indikovaný tlak
p _{max}	[Pa]	maximální tlak ve válcové jednotce
PMEP	[Pa]	střední tlak výměny náplně
p _p	[Pa]	tlak v přívodním potrubí
p _{soc}	[Pa]	tlak plynů ve válci na počátku hoření
$\dot{q}_j$	[-]	poměr hmotnostních toků
Q	[C]	elektrický náboj
$\dot{Q}$	[W]	tepelný tok
R	[Ω]	odpor rezistoru
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
S	[m ²]	plocha kolmého průřezu potrubí
S _e	[m ²]	efektivní plocha průřezu
S _{rat}	[-]	koeficient víření ve válci
S _{ref}	[m ²]	referenční plocha průřezu sedla ventilu
t	[s]	čas



T	[K]	teplota
T_{0c}	[K]	teplota uvnitř válcové jednotky
T_g	[K]	teplota proudícího média
T_{soc}	[K]	teplota plynů ve válci na počátku hoření
T_w	[K]	teplota vnitřní stěny potrubí
U	[V]	elektrické napětí
$\bar{U}_{swirl}$	$[m \cdot s^{-1}]$	střední rychlost víření
u	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost proudění
V	$[m^3]$	objem
v_s	$[m \cdot s^{-1}]$	střední rychlost proudění
V_{soc}	$[m^3]$	objem válcové jednotky na počátku hoření
V_z	$[m^3]$	zdvihový objem válce
W	[J]	vykonaná práce
W_i	[J]	indikovaná práce
$\dot{W}_s$	[W]	změna práce vykonaná systémem za čas
z	[-]	počet válců
α	[°]	úhel natočení klikového hřídele
β	[-]	poměr kinetického a celkového hoření
δ	[-]	pružnost motoru
Δ	[°]	úhel zpoždění mezi kinetickým a difuzním hořením
δM_t	[-]	momentová pružnost
δn	[-]	otáčková pružnost motoru
η_{pl}	[-]	plnicí účinnost
θ	[°]	úhel difuzoru
θ_b	[°]	celkový úhel hoření
θ_t	[°]	natočení klikového hřídel vzhledem k HÚ prvního válce
ν	$[m^2 \cdot s^{-1}]$	kinematická viskozita
ρ	$[kg \cdot m^{-3}]$	hustota
τ_w	[Pa]	smykové napětí
Ψ_j	[-]	poměr ploch průřezů potrubí