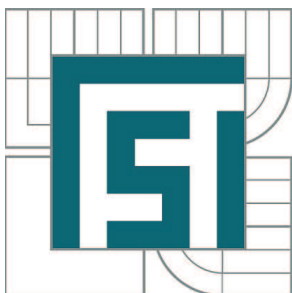


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

# NÁVRH A OPTIMALIZACE SACÍHO A VÝFUKOVÉHO POTRUBÍ ZÁŽEHOVÉHO MOTORU

INTAKE AND EXHAUST MANIFOLD FOR RACING ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. ONDŘEJ CHUCHMA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. MARTIN BERAN

BRNO 2010



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2009/10

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Chuchma Ondřej, Bc.

který/která studuje v **magisterském 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:

### **Návrh a optimalizace sacího a výfukového potrubí zážehového motoru**

v anglickém jazyce:

### **Intanke and exhaust manifold for racing engine**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhňte sací a výfukové potrubí pro zadaný motor a proveďte jeho optimalizaci pomocí simulace na 1D modelu.

Cíle diplomové práce:

1. Proveďte dostupnou rešerši konstrukčních řešení sacích a výfukových traktů atmosférických motorů
2. Vytvořte konstrukční návrh sacího potrubí podle požadavků
3. Na základě konstrukčního návrhu vytvořte 3-D CAD model sacího traktu.
4. Sestavte výpočtový model ustáleného proudění v sacím traktu motoru.
5. Proveďte základní výpočtovou studii stacionárního průtoku nasávaného vzduchu sacím traktem a zhodnoťte získané výsledky.

Seznam odborné literatury:

- [1] Molnár, V.: Počítačová dynamika tekutin [online], 2006, poslední revize 16.10.2007.  
Dostupné z:
- [2] Lotus Engineering Software, Group Lotus Plc, Norfolk, United Kingdom. Dostupné z: <  
<http://www.lesoft.co.uk>>
- [3] Pro/ENGINEER Resource Center [online], 2006, poslední revize 16.10.2007.  
Dostupné z:
- [4] Release 12.0 Documentation for ANSYS, ANSYS Inc., USA, 2005

Vedoucí diplomové práce: Ing. Martin Beran

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/10.

V Brně, dne 18.11.2009



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.  
Ředitel ústavu



doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.  
Děkan fakulty

## **ANOTACE**

Diplomová práce je zaměřena na konstrukční návrh a optimalizaci sacího a výfukového potrubí motoru C20XE. Jedná se čtyřválcový zážehový motor o zdvihovém objemu 2 l, jenž byl vyráběn automobilkou Opel. Tento agregát je určen pro zástavbu do automobilu Opel Astra F, který je stavěn k závodním účelům. Pro optimalizaci rozměrových parametrů je použit software Lotus Engine Simulation, jenž simuluje jednorozměrné proudění plynů v potrubí. 3D CAD modely jsou provedeny v programu Pro ENGINEER.

## **ANNOTATION**

This Master's thesis is focused on design and optimization of intake and exhaust system of the C20XE engine. It is four-cylinder gasoline engine with stroke volume of two litres, which was produced by car company Opel. This engine is determined for Opel Astra F automobile, that is build for racing. For optimization of dimension parameters there is used a Lotus Engine simulation software, which simulates one-dimension gas flowing in manifold. 3D CAD models are made in Pro ENGINEER software.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

sání, výfuk, simulace, rezonanční potrubí, škrtící klapka, vnější charakteristika, jednorozměrné proudění

## **KEY WORDS**

intake, exhaust, simulation, resonance pipe, throttle valve, external characteristic, one-dimension flowing

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

CHUCHMA, O. *Návrh a optimalizace sacího a výfukového potrubí zážehového motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 83 s.  
Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Beran.

# **PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že jsem na této diplomové práci pracoval samostatně s použitím literatury a pramenů uvedených na seznamu zdrojů.

V Brně dne 14. 5. 2010.

# **PODĚKOVÁNÍ**

Tímto děkuji Ing. Martinu Beranovi za cenné připomínky a rady při vypracování této diplomové práce.



# OBSAH

<b>1</b>	<b>ÚVOD .....</b>	<b>11</b>
<b>2</b>	<b>SACÍ SYSTÉM SPALOVACÍHO MOTORU .....</b>	<b>12</b>
2.1	FUNKCE SACÍHO SYSTÉMU .....	12
2.2	PRVKY SACÍHO SYSTÉMU ČTYŘDOBÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU.....	12
2.2.1	Vzduchový filtr .....	12
2.2.2	Uklidňovací komora .....	13
2.2.3	Škrťící klapka.....	13
2.2.4	Sací potrubí.....	14
2.2.5	Systém přívodu ohřátého vzduchu .....	14
2.2.6	Systém recirkulace spalin .....	14
<b>3</b>	<b>VÝFUKOVÝ SYSTÉM SPALOVACÍHO MOTORU .....</b>	<b>15</b>
3.1	ÚČEL VÝFUKOVÉHO SYSTÉMU .....	15
3.2	PRVKY VÝFUKOVÉHO SYSTÉMU ČTYŘDOBÉHO NEPŘEPLŇOVANÉHO MOTORU .....	15
3.2.1	Sběrné potrubí .....	16
3.2.2	Soustava katalyzátorů .....	16
3.2.3	Soustava tlumičů hluku .....	18
<b>4</b>	<b>TLAKOVÉ VLNY V SACÍM A VÝFUKOVÉM POTRUBÍ.....</b>	<b>20</b>
4.1	MECHANICKÉ VLNĚNÍ.....	20
4.2	VYUŽITÍ TLAKOVÝCH VLN V SÁNÍ .....	21
4.2.1	Princip rezonančního plnění .....	21
4.2.2	Sací potrubí variabilní délky .....	27
4.3	VYUŽITÍ TLAKOVÝCH VLN VE VÝFUKOVÉM POTRUBÍ.....	28
<b>5</b>	<b>POHONNÁ JEDNOTKA C20XE .....</b>	<b>30</b>
<b>6</b>	<b>LOTUS ENGINE SIMULATION.....</b>	<b>32</b>
<b>7</b>	<b>SESTAVENÍ MODELU MOTORU .....</b>	<b>33</b>
7.1	VÁLCOVÁ JEDNOTKA .....	33
7.1.1	Termodynamický model oběhu spalovacího motoru .....	34
7.1.1.1	Termodynamický model průběhu hoření .....	34
7.1.1.2	Termodynamický model přestupu tepla ve válci.....	37
7.1.1.3	Povrch pracovního prostoru.....	41
7.1.2	Stanovení kompresního poměru .....	44
7.2	ROZVODOVÝ MECHANISMUS .....	45
7.2.1	Výměna náplně válce.....	48
7.3	SACÍ A VÝFUKOVÉ KANÁLY .....	49
7.3.1	Prvek potrubí .....	50
7.3.1.1	Výpočtové metody proudění plynů potrubím.....	51
7.3.2	Ztrátové spojení a přechody potrubí.....	52
<b>8</b>	<b>MODEL PŮVODNÍHO SACÍHO A VÝFUKOVÉHO SYSTÉMU .....</b>	<b>54</b>
<b>9</b>	<b>NÁVRH A OPTIMALIZACE SACÍHO SYSTÉMU.....</b>	<b>56</b>
9.1	PRVOTNÍ NÁVRH VÝFUKOVÉHO POTRUBÍ.....	56
9.2	NÁVRH SACÍHO POTRUBÍ .....	57
<b>10</b>	<b>NÁVRH A OPTIMALIZACE VÝFUKOVÉHO SYSTÉMU .....</b>	<b>61</b>

10.1	VARIANTA VÝFUKOVÉHO SBĚRNÉHO POTRUBÍ 4-1 .....	61
10.2	VARIANTA SBĚRNÉHO VÝFUKOVÉHO POTRUBÍ 4-2-1 .....	64
10.3	POROVNÁNÍ OBOU VARIANT VÝFUKOVÉHO POTRUBÍ.....	66
<b>11</b>	<b>SIMULACE DYNAMIKY VOZIDLA.....</b>	<b>68</b>
<b>12</b>	<b>KONSTRUKCE SACÍHO TRAKTU .....</b>	<b>70</b>
12.1	PROFIL VTOKOVÉHO OTVORU SÁNÍ .....	70
12.2	3D CAD MODEL Y ČÁSTÍ SACÍHO SYSTÉMU .....	72
<b>13</b>	<b>KONSTRUKCE VÝFUKOVÉHO SYSTÉMU.....</b>	<b>74</b>
13.1	3D CAD MODEL Y ČÁSTÍ VÝFUKOVÉHO SYSTÉMU .....	74
<b>14</b>	<b>ZÁVĚR.....</b>	<b>76</b>
<b>15</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....</b>	<b>78</b>
<b>16</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ .....</b>	<b>81</b>

# 1 ÚVOD

Spalovací motor má a zřejmě ještě v blízké budoucnosti bude mít výlučné postavení pro pohon osobních vozidel. Je tomu tak i přes to, že má řadu nevýhod. Kromě nepříliš uspokojivé účinnosti je jednou z jeho dalších nechtěných fakt, že má optimální vlastnosti pouze v úzkém rozmezí otáček, kdy je k dispozici maximální točivý moment. Toto rozmezí mimo jiné závisí na provedení výfukového a především sacího systému. Právě tím se zabývá tato diplomová práce.

Naladění sériové pohonné jednotky bývá kompromisem mezi dosahovaným maximálním výkonem a vlastnostmi motoru v nižších a středních otáčkách, kde bývá běžný motor nejčastěji používán. Konkrétním cílem práce je navrhnout a optimalizovat sací a výfukový systém motoru Opel 2.0L (kódové označení C20XE), jenž bude naopak určen pro závodní účely. Agregát má být zastavěn do vozu pro okruhové závody Opel Astra F. Tedy maximum točivého momentu bude oproti sériovému provedení položeno ve vyšších otáčkách kvůli vyššímu maximálnímu výkonu. Hlavním nástrojem optimalizace sacího a výfukového systému bude program Lotus Engine Simulation.

Samotná práce je rozdělena do několika částí. První část je rešerše, jejímž cílem je seznámit s funkcí a částmi sacího a výfukového systému. Další oddíl se věnuje sbírání parametrů pro sestavení výpočtových modelů. Následující část pojednává o sestavení samotného modelu a o výpočtech. V posledním oddílu jsou uvedeny konkrétní konstrukce systémů a jejich 3D modely.

## 2 SACÍ SYSTÉM SPALOVACÍHO MOTORU

Cílem této práce je návrh a optimalizace sacího a výfukového potrubí, proto by bylo vhodné na úvod obecně popsat účel a části sacího a výfukového systému čtyřdobého motoru. Můžeme rovněž zmínit, že sací systém se netýká přeplňovaných motorů. Pro ně se jeví vhodnější používat označení systém plnění válců.

### 2.1 Funkce sacího systému

Pro optimální činnost motoru je jednou z nejdůležitějších podmínek co nejlepší plnění válce. Přívod čerstvé směsi paliva se vzduchem do válce motoru je úkolem právě sacího systému. V případě vznětových motorů nebo zážehových motorů s přímým vstřikem paliva je do motoru přiváděn pouze vzduch. Způsob provedení soustavy sání značně ovlivňuje výkonové parametry motoru, a to především průběh točivého momentu a hodnotu maximálního výkonu. V ideálním případě by byla dodávána homogenní směs (vzduch) skrze potrubí o stálém průřezu. Ve skutečnosti tyto předpoklady úplně neplatí. Směs není úplně homogenní, potrubí mění svůj průřez a navíc není rovné ani nemá dokonale hladké stěny. Dále se v něm vyskytují různé překážky, jako škrtkovací klapka, vstřikovací ventil, nedokonale slícované části. Také proud směsi není kontinuální a dochází zde k tlakovým pulsacím. Ukazatelem dokonalosti systému je tlaková ztráta na konci potrubí, která bývá 3.5 až 5 kPa.

### 2.2 Prvky sacího systému čtyřdobého zážehového motoru

Základní části sacího systému jsou vzduchový filtr, jenž se nachází v komoře, která tlumí hluk sání, dále přívod teplého vzduchu, škrtkovací klapka a vlastní potrubí. Můžeme zde započítat i sací kanály v hlavě motoru.



Obr. 2.1 Sací systém automobilu BMW M3 [15]

#### 2.2.1 Vzduchový filtr

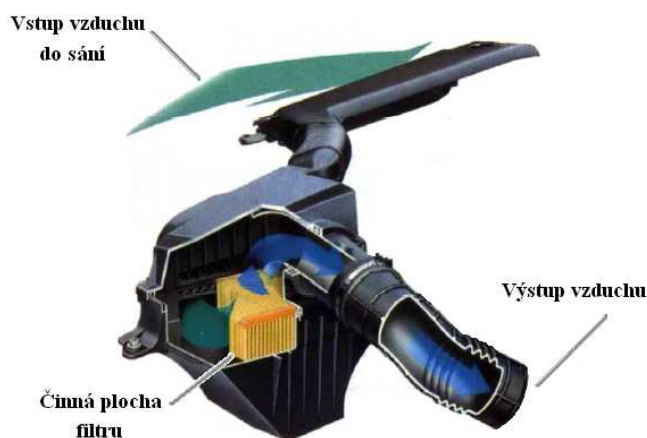
Účelem vzduchového filtru je dostatečně čistit motorem nasávaný vzduch od prachu a jiných pevných částic obsažených v prostředí. Spotřeba vzduchu je totiž vysoká a tak i malá

koncentrace prachových částic by byla nebezpečná. Proto požadovaná účinnost čištění přesahuje 99%.

U osobních automobilů se nejčastěji používají tzv. suché čističe. V tomto případě jsou nečistoty zachycovány vložkami, které mohou být z různého materiálu, např. papír, textilní tkaniny nebo molitan. Jejich činná plocha bývá harmonikově poskládána a tím se dosáhne velkého filtračního povrchu při zachování přijatelných rozměrů.

### 2.2.2 Uklidňovací komora

Hlavním úkolem uklidňovací komory je tlumit hluk sání. Vzhledem ke konstrukci spalovacího motoru je sání přerušované. To má za následek nadměrný hluk v případě, že by takové sání probíhalo přímo z okolí. Díky uklidňovací komoře motor nasává vzduch ze zásobníku, do něž vzduch proudí z okolního prostředí kontinuálně, a tak se zredukuje hluk sání. V uklidňovací komoře bývá často umístěn vzduchový filtr.



Obr. 2.2 Systém tlumení hluku sání a filtrace vzduchu [16]

### 2.2.3 Škrtící klapka

Funkcí škrtící klapky je řídit množství nasávané směsi do motoru. Jedná se o tzv. kvantitativní regulaci. U osobních automobilů je ovládána elektromotorem, v některých případech také lankem napojeným na plynový pedál (starší a některé závodní automobily). U většiny sériových automobilů najdeme pouze jednu škrtící klapku, ale u některých sportovních vozů může mít každý válec přiřazenu svou vlastní. U závodních speciálů se někdy místo klapky používá posuvné šoupátko. Jeho výhodou narozdíl od klapky je fakt, že při plném otevření neklade proud vzduchu žádný odpor.



Obr. 2.3 Škrtící klapka [17]

## 2.2.4 Sací potrubí

Jeho funkcí je dopravit vzduch (směs), který propustila škrtkící klapka do válce motoru. Výhodné je při tom využít tlakových pulsů, ale o tom až později. Sací potrubí je u současných běžných sériových aut většinou vyrobeno z hliníkové slitiny nebo z plastické hmoty. Ta má oproti hliníkovým slitinám řadu výhod, např. nižší hmotnost, hladší povrch vnitřních stěn a nižší výrobní náklady.



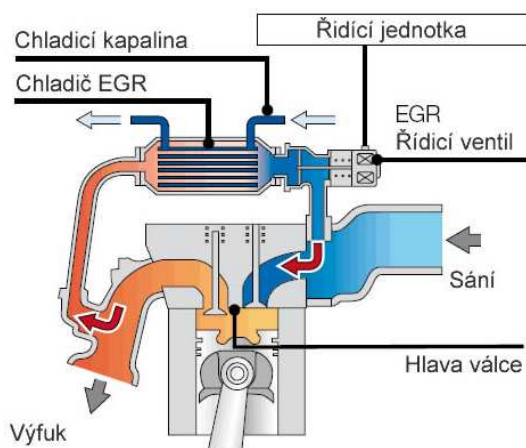
Obr. 2.4 Sací potrubí k motoru V8 5.6l z produkce automobilky Nissan [18]

## 2.2.5 Systém přívodu ohřátého vzduchu

Tento systém redukuje kondenzaci paliva v sání. Teplý vzduch je odebírán z oblasti výfukových svodů. Množství ohřátého vzduchu je regulováno termostatickým ventilem, který řídí poměr smíchání ohřátého a okolního vzduchu. Na druhou stranu vysoká teplota nasávaného vzduchu by způsobila pokles termické i objemové účinnosti a tudíž i výkon motoru.

## 2.2.6 Systém recirkulace spalin

Technologie recirkulace spalin (EGR – Exhaust Gas Recirculation) je jednou z možností jak snížit emise NOx. Podstatou je to, že se část spalin ochladí, smísí s čerstvou směsí a přivede znovu do válce. V náplni válce se tím sníží obsah kyslíku, což má za následek nižší teplotu spalování a menší produkci NOx (Produkce NOx vzrůstá s vysokou teplotou).



Obr. 2.5 Schéma systému recirkulace spalin [14]

U zážehových motorů se vrací do sání 5 až 15% spalin. Díky přítomnosti spalin se také snižuje rychlost šíření čela plamene. To má za následek prodloužení doby hoření a tím pádem nižší účinnost (v idealizovaném případě se teplo předá v nekonečně krátkém okamžiku).

Nicméně menší tepelné ztráty (menší teplotní gradient mezi stěnou a náplní válce) a nižší chemická disociace (díky nižší teplotě spalování) teoreticky účinnost zvyšují. EGR je aktivní pouze při středních zatížení. Spaliny jsou přiváděny speciálním potrubím s ventilem. V tomto případě se jedná o recirkulaci vnější (při recirkulaci vnitřní se pouze dříve uzavírají výfukové ventily a část spalín zůstává ve válci).

Pokud zážehový motor není vybaven přímým vstřikováním paliva, tak se v sací soustavě dále nachází zařízení pro tvorbu směsi (vstřikovače nebo karburátory). Dalšími prvky mohou být snímač průtoku a teploty vzduchu, tlumiče hluku, přívod spalín odsávaných z klikové skříně a vyústění systému odvětrávání palivové nádrže. [2, 3, 5]

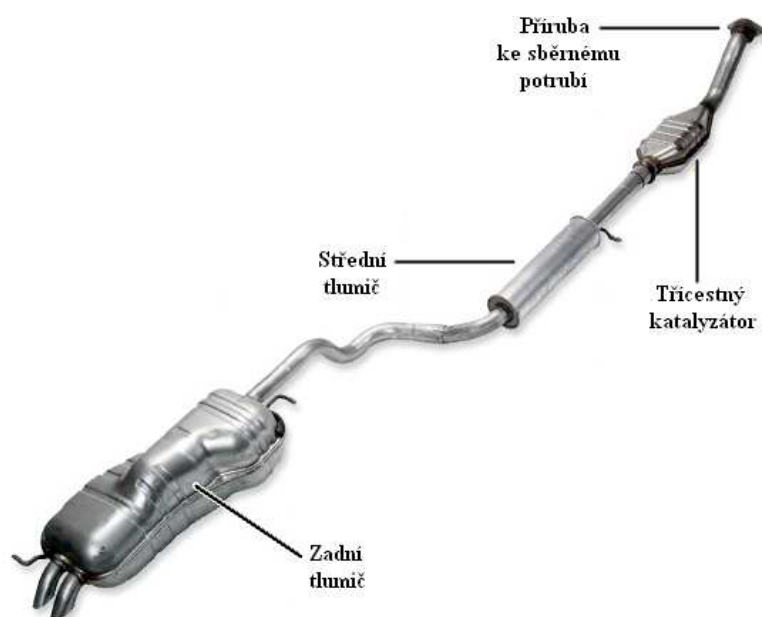
### 3 VÝFUKOVÝ SYSTÉM SPALOVACÍHO MOTORU

Stejně jako sací systém i výfuková soustava v jisté míře ovlivňuje charakter motoru. Na rozdíl od sání u výfukového traktu nezáleží tolik na dodržení přesných rozměrů. Na druhou stranu jsou zejména části v blízkosti motoru namáhány vysokou teplotou.

#### 3.1 Účel výfukového systému

Funkcí výfukového systému je spolehlivý odvod produktů spalování z válců motoru do okolního prostředí. Hlavním požadavkem kladeným na výfukové potrubí je to, aby bylo dosaženo co možná nejmenších hydraulických ztrát při průtoku spalín soustavou. Z legislativního hlediska jsou však ještě důležitější požadavky omezující hlučnost vozidla a především obsah škodlivých emisí ve výfukových plynech. Výfukové potrubí taktéž vytváří potřebný přetlak, který snižuje rychlost výtoku spalín z válce. Příliš vysoká rychlost plynů rozkmitá náplň válce, čímž se ovlivní pohyb pístu. Důsledkem je omezení výkonu motoru.

#### 3.2 Prvky výfukového systému čtyřdobého nepřepřehovaného motoru



Obr. 3.1 Výfuková soustava s třícestným katalyzátorem [19]



Výfuková soustava je tvořena sběrným potrubím, spojovacím potrubím, soustavou katalyzátorů a tlumiči hluku.

### 3.2.1 Sběrné potrubí

Funkcí sběrného potrubí je svod produktů spalování k navazujícím částem výfukového traktu. Jednotlivé větve se mohou spojovat po dvou, kdy se spojují vždy válce, ve kterých probíhají opačné fáze. U čtyřdobého čtyřválce s pořadím zážehů 1-3-4-2 jsou svody provedeny tak, že jsou sdruženy dva krajní a dva prostřední a až následně se slučují dohromady. Takové řešení se používá u sériových automobilů. U některých závodních vozů se můžeme setkat i s případy, kdy se potrubí spojují najednou všechna dohromady. U atmosférického motoru je ideální, pokud jsou všechny svody stejně dlouhé. Sběrné potrubí je tepelně nejvíce namáhaná část výfukového systému. Jeho teplota může dosáhnout až 900°C.

Sběrné potrubí je vyrobeno buď z šedé litiny nebo ze žáruvzdorných ocelí. První varianta byla rozšířena u osobních automobilů dříve. Výhodou byla jednoduchá výroba a odolnost vůči korozi. Nevýhodou naopak vysoká hmotnost a zvýšený odvod tepla. Ten je na škodu, poněvadž se tak opoždí okamžik, kdy katalyzační konvertor dosáhne své pracovní teploty.

Ocelové potrubí bylo nejprve používáno u závodních vozů z důvodu nižší hmotnosti. Po zavedení přísnějších emisních limitů se rozšířilo i mezi běžné sériové automobily kvůli příznivějšímu vlivu na činnost katalyzátorů, jenž vyžadují pro svou funkci určité rozmezí teplot. Díky nižšímu odvodu tepla ocelového sběrného potrubí se dříve dostanou na teplotu, kdy mají dostatečnou účinnost. Na druhou stranu díky krytu omezujícímu vyzařování tepla tvoří tzv. izolační vzduchovou vrstvu, která je od určité teploty průchozí pro infračervené záření a tím se zamezí přehřívání katalyzátoru.



Obr. 3.2 Závodní sběrné výfukové potrubí pro motor C20XE [20]

### 3.2.2 Soustava katalyzátorů

Soustava katalyzátorů slouží k redukci škodlivin obsažených v produktech spalování pod stále přísnější meze, jenž předepisuje legislativa. Mezi nejvíce zastoupené škodliviny můžeme zařadit: Oxid uhelnatý (CO), oxidy dusíku (NO<sub>x</sub>), uhlovodíky (HC), pevné částice (PM). Zákony vyspělých států upravují množství těchto látek ve výfukových plynech skrze evropské emisní standardy EURO (nyní EURO 5), které jsou definovány ve směrnících EU. Obecně je katalyzátor chemická látka, která do chemické reakce vstupuje, urychluje ji, a vychází z ní přitom nezměněná. Katalyzátor tvoří s reagujícími látkami komplex, jenž je málo stabilní a v



zápětí se rozpadá na požadované produkty a samotný katalyzátor, který se sám nespotebovává.

### Třícestný katalyzátor

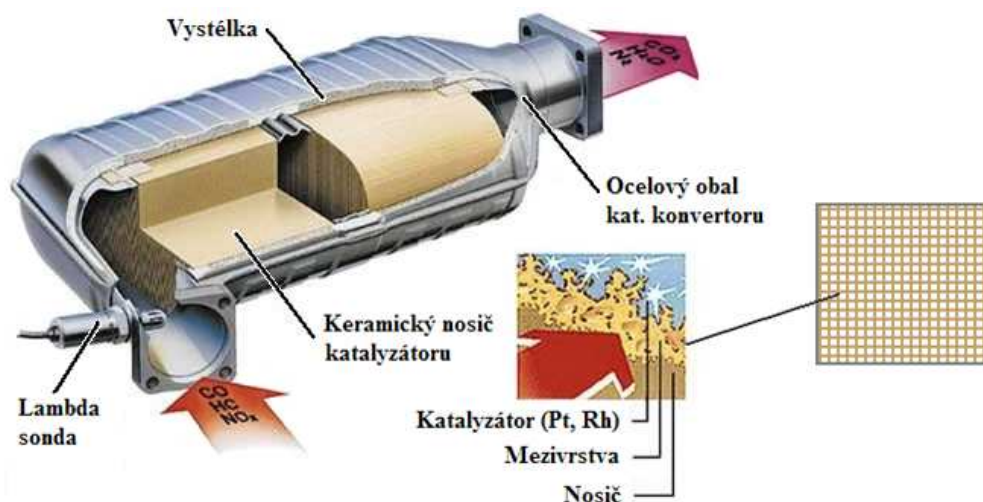
Probíhá zde výrazné redukování množství CO, NO<sub>x</sub> a HC. K současnému snížení všech těchto složek je nezbytné, aby atmosféra uvnitř katalyzátoru byla oxidační i redukční zároveň. To nastane pouze v tom případě, že je směs regulovaná na stechiometrický poměr ( $\lambda=1$ ). Tvorba směsi je řízena elektronickou řídicí jednotkou, jenž zpracovává data z lambda sondy, která snímá množství kyslíku. V třícestném katalyzátoru probíhají oxidační reakce (katalyzátorem platina):



Dále se zde konají redukční reakce (katalyzátorem rhodium):



Jak už bylo zmíněno, účinnost katalyzátoru (stupeň přeměny) závisí na teplotě. Optimální je při 300 až 900°C. Proto je vhodné pečlivě zvážit místo zástavby - tak, aby se rychle zahřál po startu a zároveň aby se nepřehříval. Efektivita katalyzátoru je ještě ovlivněna velikostí plochy, která by měla být co možná největší.



Obr. 3.3 Vyobrazení třícestného katalyzátoru [21]

### Oxidační katalyzátor

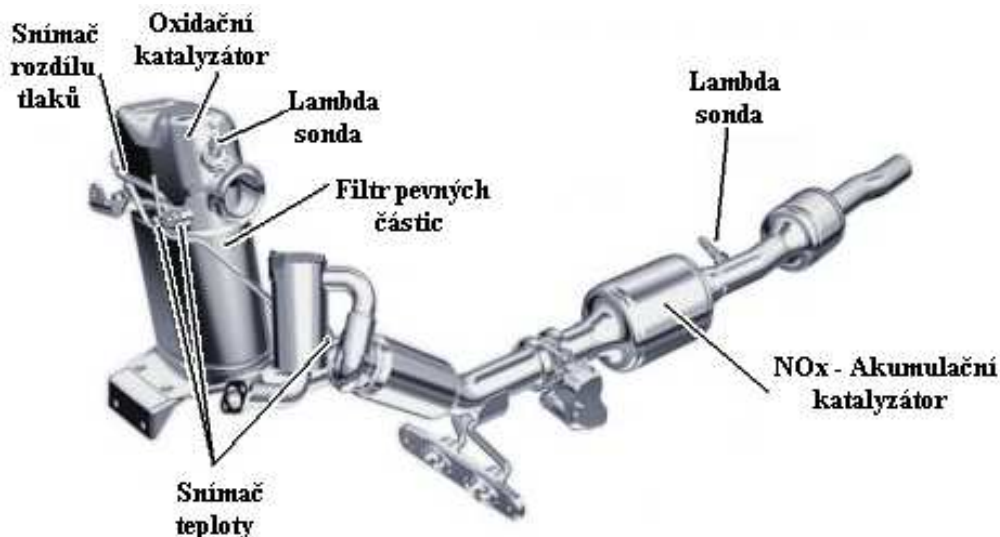
Oxidační katalyzátor se používá v případě, že výfukové plyny neposkytují redukční atmosféru, poněvadž je motor provozován s chudou směsí ( $\lambda>1$ ). Tedy u vznětových motorů a u zážehových motorů s přímým vstřikem paliva, které pracují s vrstvenou směsí. Tento katalyzátor potom neredukuje NO<sub>x</sub> a musí být proto doplněn dalším zařízením.

### Akumulační katalyzátor

Řadí se za oxidační katalyzátor a slouží právě k redukcí oxidů dusíku. Jeho funkcí je určitou dobu vázat NO<sub>x</sub> na svém povrchu. V případě, že je nasycen a čidlo zaznamená přítomnost těchto plynů za katalyzátorem, řídicí jednotka na krátkou dobu obohatí směs. Tak nastanou podmínky pro redukcí NO<sub>x</sub> zachyceném na povrchu katalyzátoru.

Dalším způsobem jak omezit množství  $\text{NO}_x$  ve spalinách je již uváděná metoda recirkulace výfukových plynů a také tzv. selektivní katalytická redukce (SCR). Vozidlo je v tomto případě vybaveno nádrží na kapalinu AdBlue, což je v podstatě vodní roztok močoviny. Ta se mísí se spalinami před samotným katalyzátorem a vytváří tak atmosféru pro redukci  $\text{NO}_x$ .

U vznětových motorů se ve výfukovém traktu často vyskytuje i filtr pevných částic, který zachycuje částice uhlíku a po zanesení je následně spaluje.



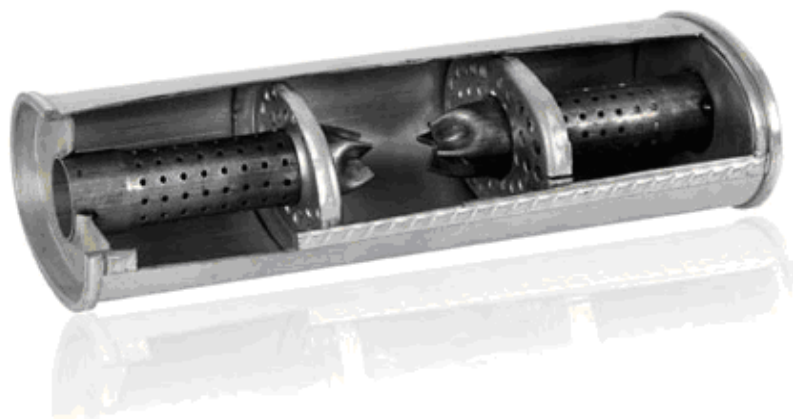
Obr. 3.4 Schéma soustavy katalyzátorů vznětového motoru [22]

### 3.2.3 Soustava tlumičů hluku

Soustava tlumičů hluku slouží ke snížení hluku motoru na únosnou mez. U osobních automobilů se většinou vyskytují dva nebo tři tlumiče, z nichž každý redukuje hluk o jiném rozsahu frekvencí. Na poklesu hluku se rovněž v menší míře podílejí i katalytické tlumiče. Můžeme říct, že tlumiče stejně jako katalyzátory negativně ovlivňují výkon motoru. Existuje více principů jak odebrat energii proudu spalin a tedy zredukovat hluk.

#### Tlumení hluku škrcením

V tomto případě v tlumiči můžeme nalézt perforované trubky a přepážky. Při průchodu turbulentních proudů výfukových plynů malými otvory dochází k odběru jejich energie zvýšením vnitřního tření. Tohoto mechanismu je využito i u absorpčního tlumiče.



Obr. 3.5 Tlumič využívající škrcení [23]

### Tlumení hluku absorpcí

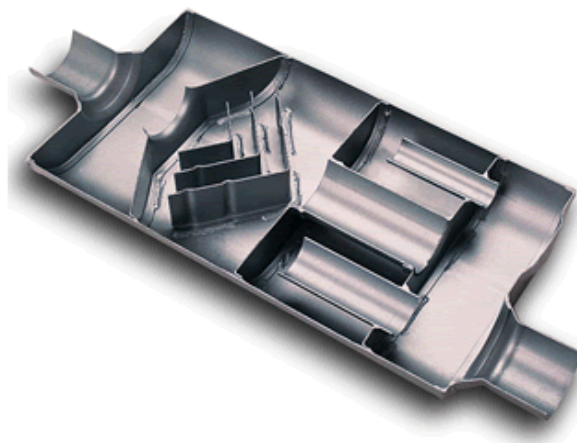
Absorpční tlumič je vyroben z provrtávané trubky, kolem které je tlumící materiál. Jedná se většinou o kovová nebo minerální vlákna, jenž vlivem tření odebírají energii výfukovým plynům. Je zde také využito redukce hluku škracením. Absorpční tlumič snižuje hluk spíše vyšších frekvencí. Bývá to většinou jediný tlumič hluku soutěžních a sportovních vozů, což vysvětluje jejich hluboký zvuk motoru.



*Obr. 3.6 Vyobrazení absorpční tlumiče v řezu [24]*

### Tlumení hluku rezonancí a interferencí

V tomto případě mohou být spaliny rozděleny do dvou proudů o nestejně dlouhých drahách a následně zase spojeny. Dochází tak k interferenci přetlakových a podtlakových vln, které se při určitých frekvencích vyruší. Druhou metodou je do tlumiče umístit díravou přepážku, která tak uvnitř vytvoří další komoru. Tato komora je ovšem pro proud spalín neprůchozí. Část vlny se pak odrazí od přepážky a zbytek projde dírou a odrazí se zpět od zadní stěny. Vyhlazená frekvence potom závisí na vzdálenosti přepážky od zadní stěny. Další možností je umístit do tlumiče trubku s otevřeným koncem, která ovšem vede do uzavřené komory. Na konci trubky se pak přetlakové vlny odráží jako podtlakové a nastane interference jako v předchozím případě. Tlumičům pracujícím na podobných principech se někdy říká reflexní.



*Obr. 3.7 Reflexní tlumič hluku [25]*

Ve výfukovém traktu běžných automobilů je většinou přední tlumič reflexní a zadní absorpční. Je to z toho důvodu, že v místě zástavby středního tlumiče bývá ještě příliš vysoká teplota, která by vypalovala tlumící materiál. V automobilech se používají i tlumiče, které k redukci hluku motoru využívají všech zmíněných jevů. [2, 3, 4, 6, 7, 8, 23]

## 4 TLAKOVÉ VLNY V SACÍM A VÝFUKOVÉM POTRUBÍ

Jak už bylo zmíněno v kapitole 2, plyny v sacím a výfukovém systému neproudí kontinuálně, ale ve formě přetlakových a podtlakových pulsů. Je to způsobeno pracovními cykly spalovacího motoru, kdy se otvírají a zavírají ventily a pohybuje píst. Frekvence těchto tlakových vln tudíž závisí na aktuálních otáčkách motoru. Pomocí délkově laděných potrubí lze využít potenciálu těchto vln ke zlepšení průběhu točivého momentu a hodnoty maximálního výkonu.

### 4.1 Mechanické vlnění

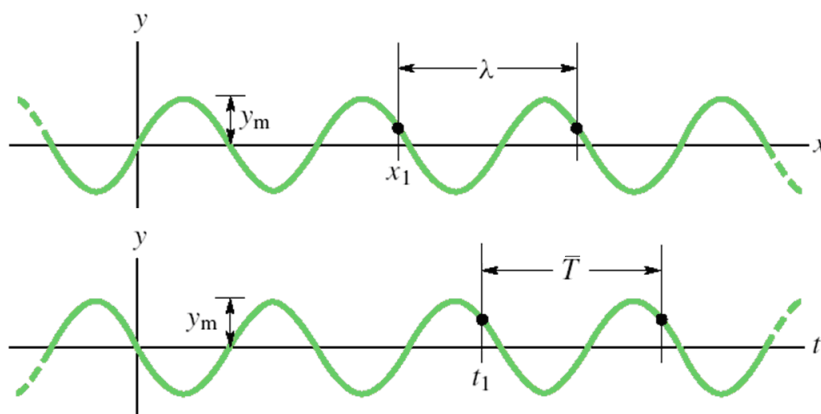
Mechanické vlnění je obecně děj, při kterém se kmitání elementárních částic šíří prostředím. Příčinou je existence vazebných sil mezi částicemi. Může nastat v látkách všech skupenství. Principem šíření je to, že vnější silou z rovnovážné polohy vychýlená částice předá díky vazebným silám energii kmitavého pohybu sousední částici. Harmonické mechanické vlnění lze popsat rovnicí postupné vlny:

$$y(x, t) = y_m \sin(kx - \omega t) \quad (4.1)$$

$$k = \frac{2\pi}{\lambda} \quad (4.2)$$

$$\omega = \frac{2\pi}{\bar{T}} \quad (4.3)$$

Kde  $y$  je výchylka,  $y_m$  amplituda,  $k$  úhlový vlnčet,  $\omega$  úhlová frekvence,  $(kx - \omega t)$  fáze,  $\bar{T}$  perioda,  $\lambda$  vlnová délka.



Obr. 4.1 Grafy harmonické postupné vlny [9]

Při odrazu vln záleží na tom, zda se tak děje na volném či pevném konci. Na pevném konci (uzavřená trubka) se vlna odrazí s opačnou fází, zatímco na volném konci (otevřená trubka) se stejnou fází.

Tlakové vlnění v sacím a výfukovém systému lze v podstatě uvažovat jako vlnění zvukové. Je to vlnění periodické, nemusí se však jednat o vlnění harmonické (harmonické lze popsat

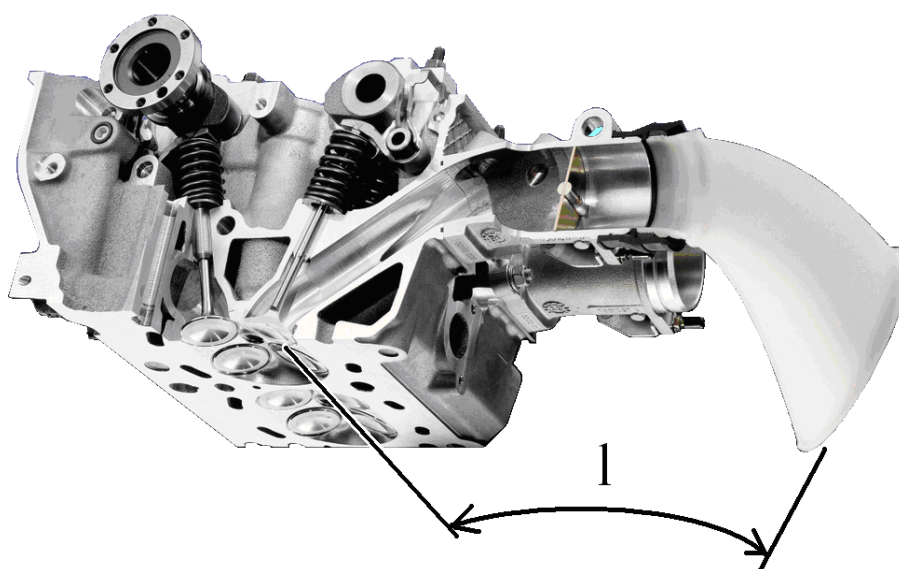
pouze funkcemi sinus a kosinus). Jde rovněž označit jako vlnění podélné. To znamená, že částice kmitají ve směru šíření vln. Vlnění je zde realizováno formou zhuštění a zředění média. Jedná se také o vlnění postupné, tedy takové, kterým se přenáší energie. [9, 13]

## 4.2 Využití tlakových vln v sání

Sání, jenž využívá tlakových pulsů ke zlepšení průběhu točivého momentu a výkonu motoru, se nazývá rezonanční. Základem je vhodné zvolení rozměrových parametrů sacího potrubí, čímž se při určitých otáčkách dosáhne lepší objemové účinnosti. Do válce se tedy dostane více směsi. Tím se eliminuje záporná práce potřebná k výměně náplně válce a objemová účinnost může v některých případech přesáhnout 100%. Proto se setkáváme s pojmem rezonanční přeplňování nebo rezonanční plnění. V rezonanční oblasti se dosahuje plnicího přetlaku 15 až 30 kPa.

### 4.2.1 Princip rezonančního plnění

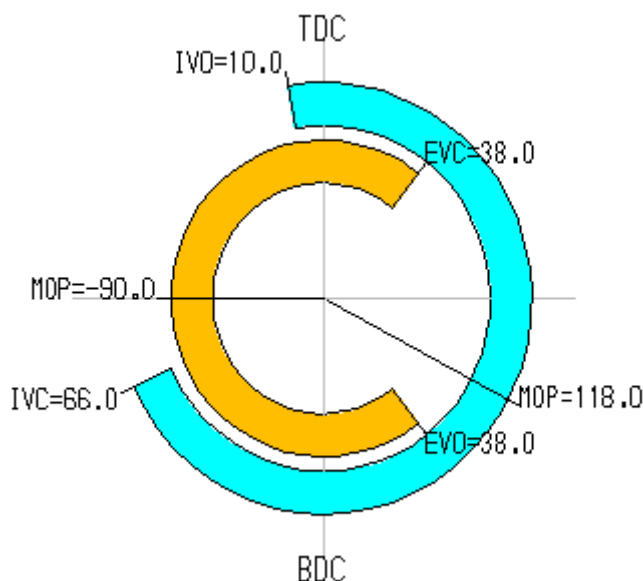
V okamžiku, kdy se u spalovacího motoru začne píst ve válci pohybovat a zrychlovat směrem k dolní úvratí, dochází ve válci v objemu nad pístem ke snížení tlaku. Díky otevřenému sacímu ventilu se tento podtlak šíří sloupcem nasávané směsi dál do sacího potrubí ve formě podtlakové vlny. Vlnění uvnitř potrubí postupuje rychlostí zvuku v daném prostředí. Na konci sacího potrubí se vlna odráží. Nastává odraz na volném konci, tedy se stejnou fází odražené vlny. To znamená, že prvotní výchylka, jenž byla ve směru postupu vlny, bude po odrazu proti směru šíření. Z toho plyne změna přetlakové vlny na vlnu podtlakovou. Ta postupuje zpět k sedlu sacího ventilu. V optimálním případě odražená vlna doputuje k ústí kanálu do válce těsně před okamžikem uzavření sacího ventilu. V tento moment už je píst za dolní úvratí a pohybuje se směrem vzhůru. Přesto směs díky setrvačnosti stále proudí do válce, jenže už s menší intenzitou. A právě pomocí přetlakové vlny se zvýší přetlak v ústí kanálu oproti náplni válce. Díky tomu nakonec ještě vzroste intenzita proudění směsi do válce a tím i celková hmotnost směsi, kterou se naplní válec. Z výše popsaného principu je evidentní, že v ideálním případě je potřeba pro každé otáčky motoru jinou délku sacího potrubí.



Obr. 4.2 Rezananční sací potrubí motoru BMW M3 [26]



Rozměrové parametry rezonančního potrubí závisí kromě délky i na příčných průřezech, objemu potrubí a dalších faktorech, tudíž přesnější výpočet je poměrně složitý. Přibližnou délku potrubí lze však určit.



Obr. 4.3 Schéma časování ventilů motoru

Předcházející obrázek znázorňuje časování ventilů běžného spalovacího motoru. Budeme předpokládat, že od okamžiku, kdy se vybudí podtlaková vlna vlivem pohybu pístu k dolní úvrati do momentu, kdy by bylo vhodné využít přetlakovou vlnu k doplnění válce před uzavřením ventilu, se klikový hřídel pootočí o  $90^\circ$ . Aby nastala rezonance, měl by být úhel takový, aby jeho násobkem bylo  $720^\circ$ . Tedy okamžik vybuzení nové podtlakové vlny. Dále využijeme jednoduchých fyzikálních vztahů. Vztah pro dráhu  $x$  je následující:

$$x = vt \tag{4.4}$$

Kde  $v$  je rychlost a  $t$  čas. Dále použijeme vztah pro natočení  $\varphi$ :

$$\varphi = \omega t \tag{4.5}$$

Kde  $\omega$  je úhlová rychlost. Do rovnice 4.4 dosadíme dráhu vlny  $2l$ , kde  $l$  je délka sacího potrubí. Pak z rovnice 4.5 vyjádříme  $t$ , jenž následně dosadíme do 4.4 a dostaneme:

$$2l = v \frac{\varphi}{\omega} \tag{4.6}$$

$\omega$  můžeme vyjádřit jako:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \tag{4.7}$$

Kde jsou  $n$  otáčky motoru v  $\text{ot.min}^{-1}$ . Poté za  $\varphi$  v rovnici 4.6 dosadíme zmíněných  $90^\circ$  tedy  $\frac{\pi}{2}$ , vyjádříme  $l$  a tak získáme vztah pro délku rezonančního sacího potrubí:

$$l = \frac{15}{2} \cdot \frac{a_s}{n} \quad (4.8)$$

Kde  $a_s$  je střední rychlost zvuku ve vzduchovém sloupci, tedy i rychlost postupu tlakové vlny v potrubí. Pro vyjádření rychlosti použijeme vztah pro rychlost zvuku v ideálním plynu:

$$a_s = \sqrt{\frac{\kappa R T}{M}} \quad (4.9)$$

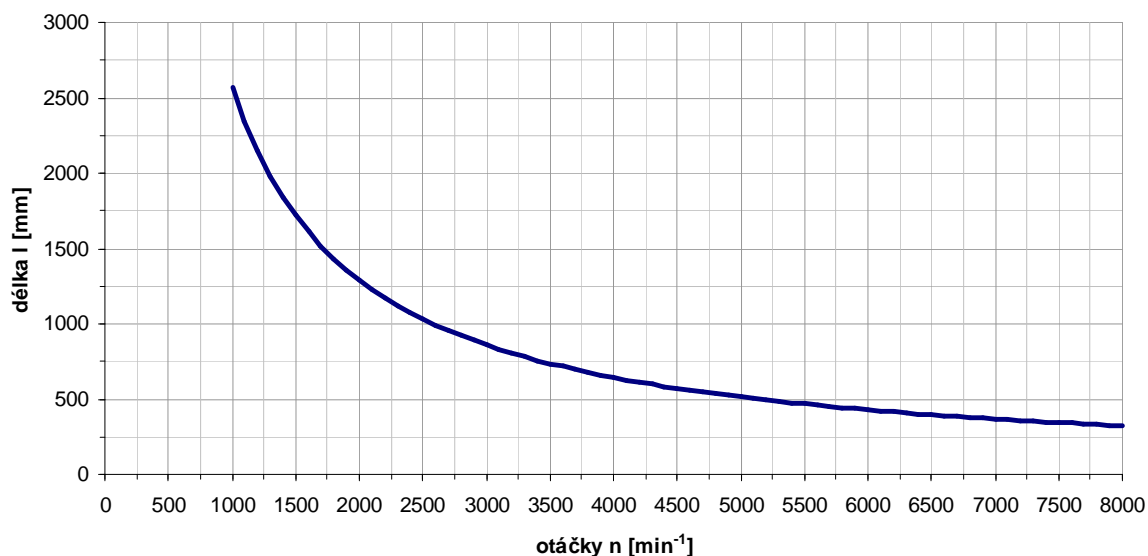
Kde  $\kappa$  je Poissonova konstanta,  $R$  molární plynová konstanta,  $T$  termodynamická teplota, a  $M$  molární hmotnost. Pro suchý vzduch v sacím systému přibližně platí:

$$\begin{aligned} \kappa &= 1,40 \\ R &= 8,31451 \text{ J.mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \\ M &= 0,02896 \text{ kg.mol}^{-1} \\ T &= 293,15 \text{ K (20}^\circ\text{C)} \end{aligned}$$

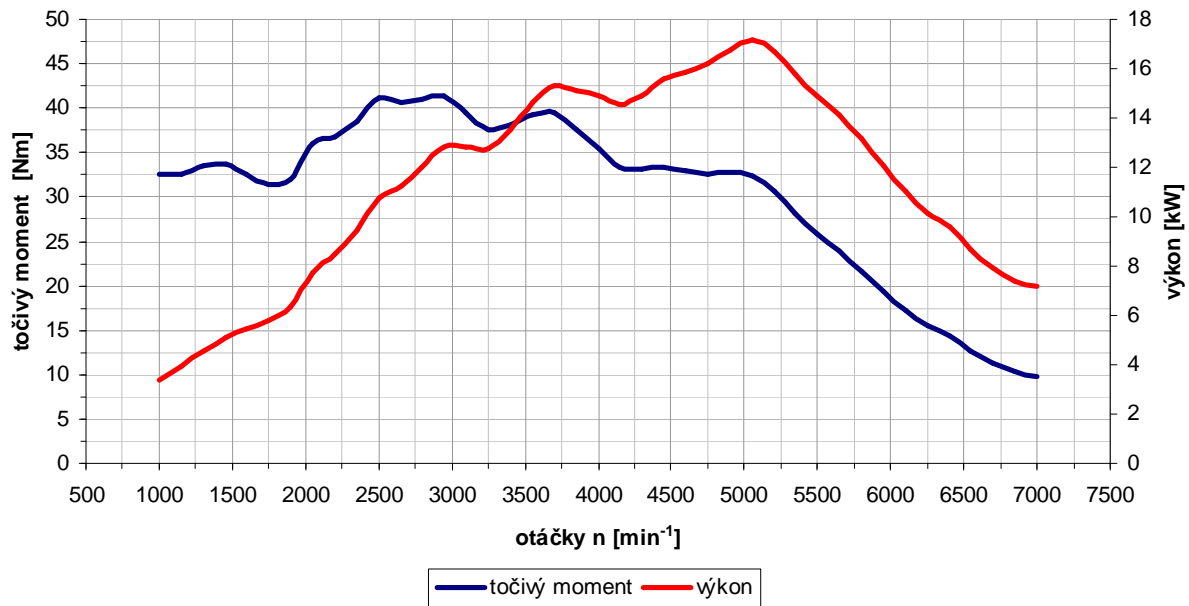
$$\text{Potom } a_s = \sqrt{\frac{1,4 \cdot 8,31451 \cdot 293,15}{0,02896}} = 343,26 \text{ ms}^{-1}$$

Poté co spočtenou rychlost zvuku dosadíme do rovnice 4.8 dostaneme graf závislosti délky rezonančního sacího potrubí na otáčkách motoru.

Graf 4.1. Závislost délky rezonančního potrubí na otáčkách motoru



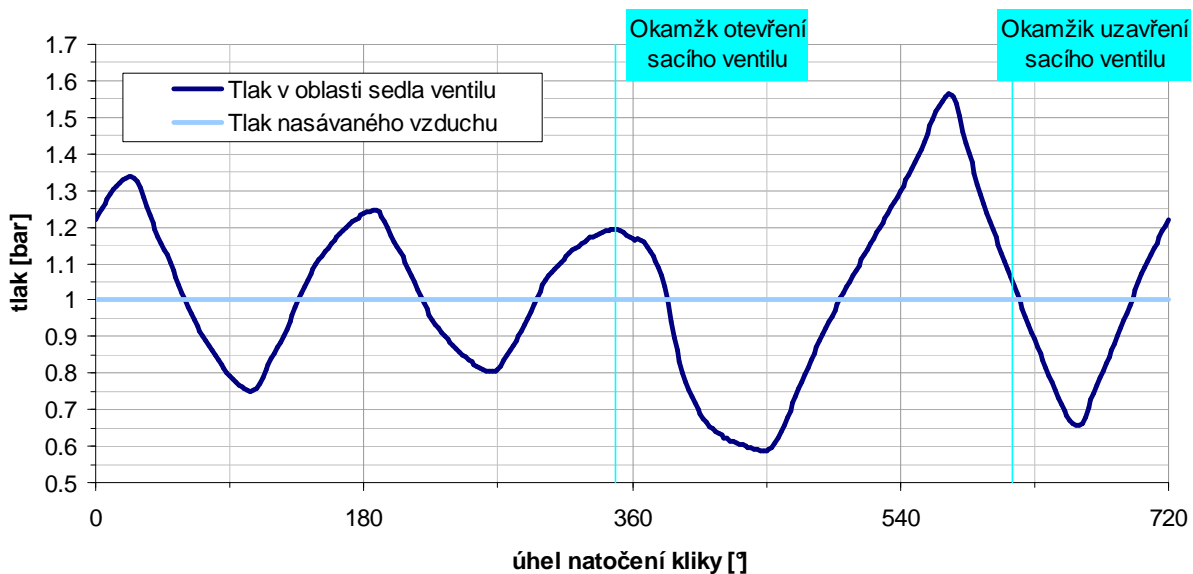
Graf 4.2 Závislost točivého momentu a výkonu na otáčkách motoru



Graf 4.2 zobrazuje charakteristiku modelu jednoválcového motoru s délkou sacího potrubí 800 mm a průměru 32 mm, kterou vyhodnotil program Lotus Engine Simulation, o němž bude psáno později. Podle grafu 4.1 odpovídají rezonančnímu sacímu potrubí o délce 800 mm otáčky cca 3000 ot.min<sup>-1</sup>. V grafu 4.2 lze pozorovat vrchol točivého momentu přibližně při těchto otáčkách.

Graf 4.3 se týká totožného motoru a vyobrazuje závislost tlaku v oblasti ventilového sedla na úhlu natočení klikové hřídele při 2950 ot.min<sup>-1</sup> (také dle Lotus Engine simulation). Tehdy byl spočten největší točivý moment. Je možné vidět, že před uzavřením sacího ventilu dochází k největšímu nárůstu tlaku. Přetlak ve špičce činí více než 0,5 baru.

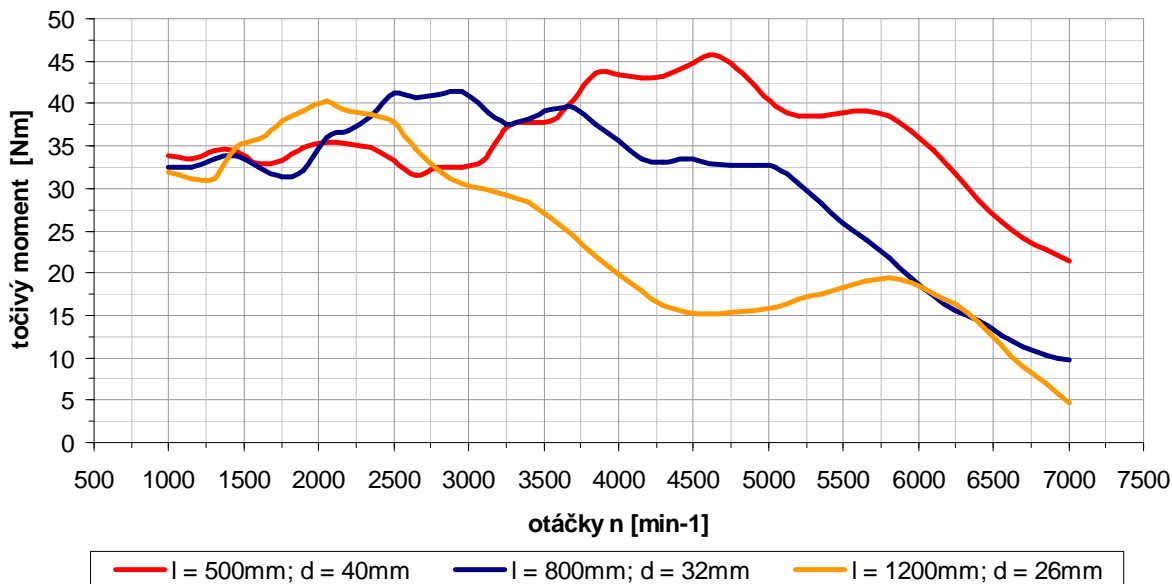
Graf 4.3 Průběh plnicího tlaku v závislosti na úhlu natočení kliky při rezonančním sání





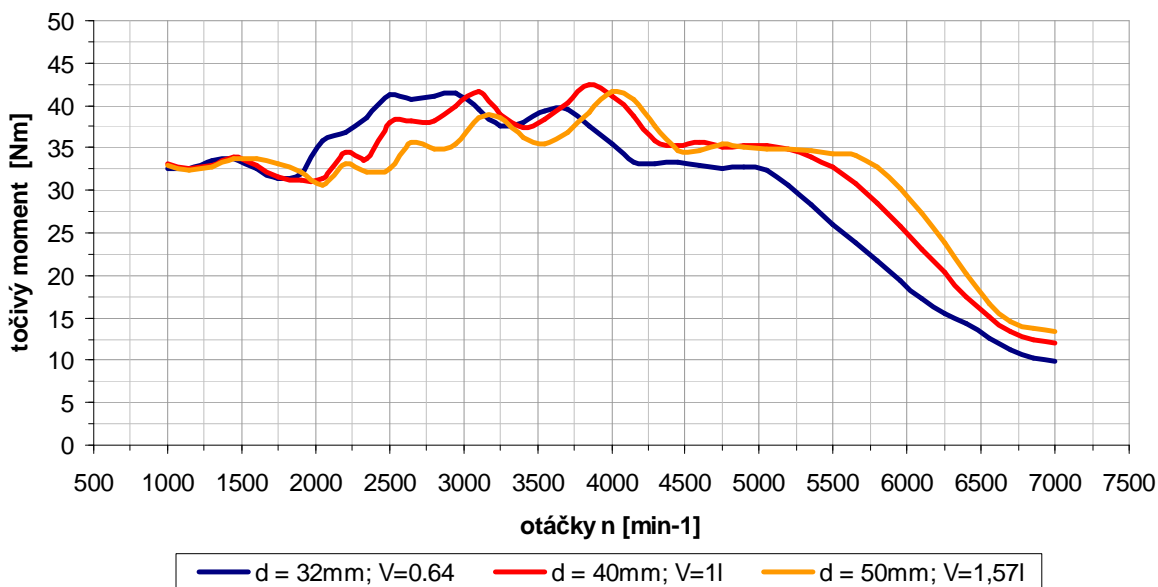
Další zkušební výpočty, v nichž se laborovalo se změnami délky potrubí při současném zachování jeho objemu (v tomto případě přibližně 0,65 l), potvrdily, že vztah 4.5 můžeme pro výchozí návrh délky sacího rezonančního potrubí použít. To si lze ověřit na následujícím grafu.

Graf 4.4 Průběhy momentových křivek v závislosti na délce sacího potrubí



Délka sacího potrubí ovšem není jediný parametr, na kterém závisí průběh momentové křivky motoru. Důležitý je též objem sání, přičemž dle výpočtů větší objem posouvá maximum točivého momentu do vyšších otáček.

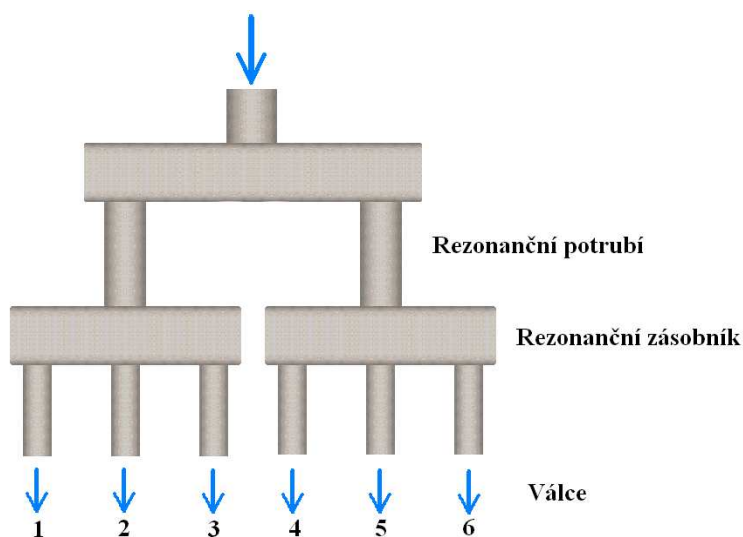
Graf 4.5 Průběhy momentových křivek motoru o zdvihovém objemu 0.43l v závislosti na objemu sacího potrubí (l=800 mm)



Vidíme, že rozšíření sání ze 40 mm na 50 mm už mělo spíše negativní efekt. Pro pozdější základní návrh sání motoru C20XE budeme předpokládat, že podstatným parametrem je poměr objemu motoru a sacího potrubí.

Z experimentálních měření, ale stejně tak i z předchozích výpočtů plyne, že krátká sací potrubí větších průřezů jsou vhodná pro zvýšení točivého momentu při vyšších otáčkách, zatímco delší sání menších průřezů zlepšuje průběh momentu při nižších otáčkách motoru. Větší průřezy způsobují obecně menší hydraulické ztráty v sání. Ještě je důležité, aby objem sacího potrubí byl větší nebo roven zdvihovému objemu válce.

Dosud byla uvažována pouze možnost, že k rezonančnímu přeplňování konkrétního válce se využije tlaková vlna vyvolaná tímto válcem. Další variantou je, že se k plnění využije tlakový puls vyvolaný válcem, jehož pracovní cykly předchází danému válci. Tato varianta se využívá např. u šestiválců, kde jsou válce rozděleny do dvou skupin. Například u řadového šestiválce s pořadím zážehů 1-5-3-6-2-4 mají první tři válce svoje společné rezonanční potrubí a druhé tři rovněž. Každá trojice má též svůj rezonanční zásobník. Podtlaková vlna vyvolaná sáním prvního válce se na konci rezonančního potrubí odrazí jako přetlaková a doplní směs do třetího válce. Puls z pátého válce doplní šestý válec, třetí doplní druhý a tak dále.



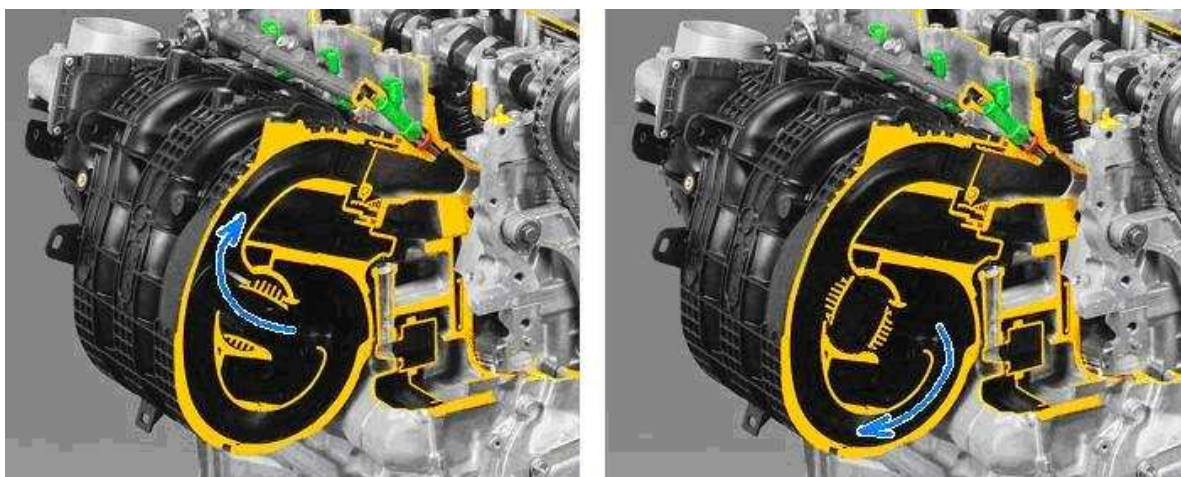
Obr. 4.5 Schéma rezonančního potrubí řadového šestiválce

Rezonanční přeplňování není vhodné pro motory s karburátorem. Rozkmitaný sloupec vzduchu může přes karburátor projít víckrát a tím se znerovnoměrní bohatost směsi.

Jak už z grafů 4.2 a 4.3 vyplývá, při určitých otáčkách nastane případ, kdy v okamžiku uzavírání sacího ventilu doputuje do oblasti sedla ventilu podtlaková vlna. Potom je v sání nižší tlak než ve válci, což zapříčiní výtok směsi z válce zpět do sacího potrubí. To se projeví poklesem kroutícího momentu při jistých otáčkách. Průběh točivého momentu motoru je pak charakterizován vrchy a propady. Projev takového motoru není z uživatelského hlediska příliš vhodný. Jednou z možností jak se s tímto problémem vypořádat je navrhnout pro každý válec motoru jinou délku sacího potrubí. Způsobí se tak rozdílnost průběhů točivých momentů jednotlivých válců a tím se výsledný celkový průběh vyhladí. Pokročilejší a výrobně náročnější variantou je sací potrubí proměnlivé délky.

## 4.2.2 Sací potrubí variabilní délky

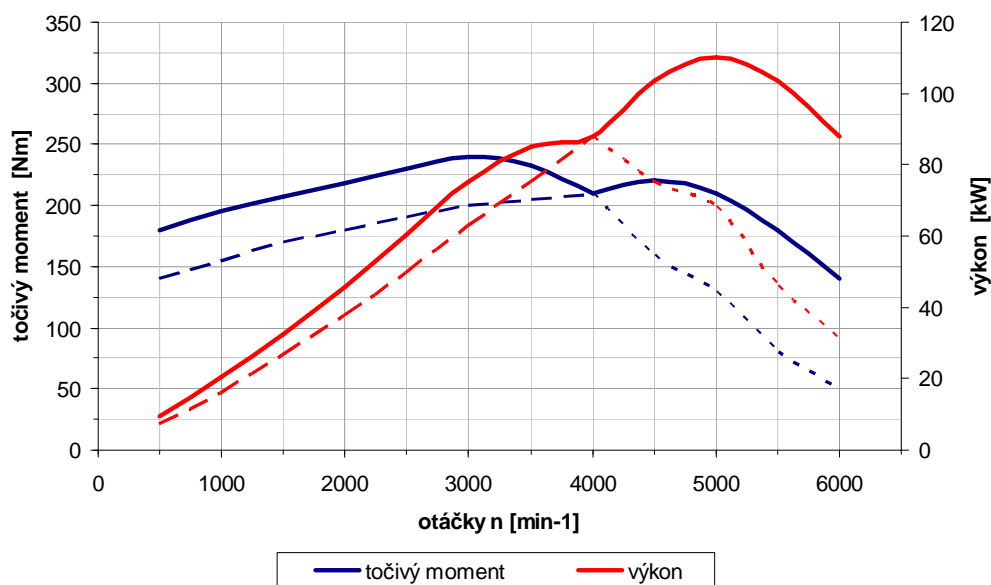
Jednou z možností, jak zkonstruovat takové potrubí, je umístit do sacího systému soustavu klapek nebo šoupátek, které spojují a rozdělují jednotlivé větve sání. Tím se skokově mění délka sacího potrubí. Zpočátku vývoje těchto systémů motor využíval pouze dvě varianty délky sání, z nichž každá byla naladěná na jiné otáčky. Kratší potrubí zvyšuje točivý moment při vyšších otáčkách a tudíž i maximální výkon. Proto je také někdy nazýváno jako výkonové potrubí. Delší potrubí naopak přidává točivý moment při nižších otáčkách a tak je označováno jako potrubí momentové.



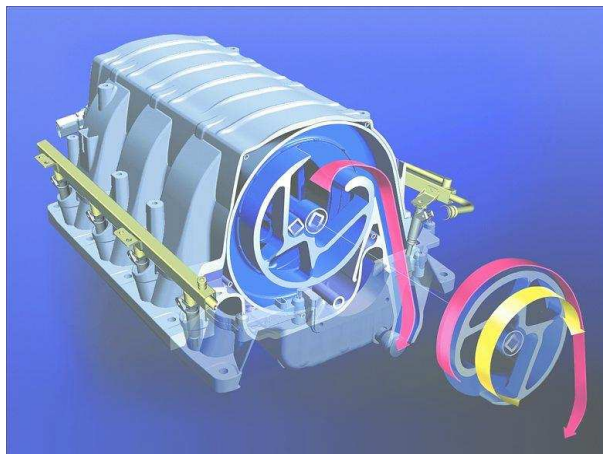
Obr. 4.6 Variabilní sání motoru Toyota 2.7L [27]

System pracuje tak, že za provozu při nízkých otáčkách je otevřeno delší potrubí, které je po překročení určitých otáček uzavřeno řídicí jednotkou a agregát začne nasávat směs potrubím delším. Jak je patrné z následujícího grafu, výsledný průběh točivého momentu a výkonu je složen ze dvou křivek, přičemž z každé je použita část. Nevýhodou může být nepříliš vhodný průběh točivého momentu s propadem uprostřed. Pokročilejší konstrukce mají třístupňové sací potrubí.

Graf 4.6 Ilustrační charakteristika motoru se dvěma délkami sacího potrubí



Důmyslnější je však plně variabilní délka sání například u motorů BMW. U těchto agregátů se délka potrubí může měnit v závislosti na otáčkách nikoliv skokově, ale zcela plynule. Dosáhne se tak větších hodnot točivých momentů ve všech rozmezích otáček a navíc křivka průběhu je vyhlazená bez výrazných hrbů a propadů. Principem je rotační šoupátko, jenž je součástí sacího traktu. Nasávaný vzduch do něj proudí a následně vychází otvorem na obvodu. Otáčením šoupátka tento otvor mění svou vzdálenost vzhledem k ventilům a tak se mění dráha nasávaného vzduchu.

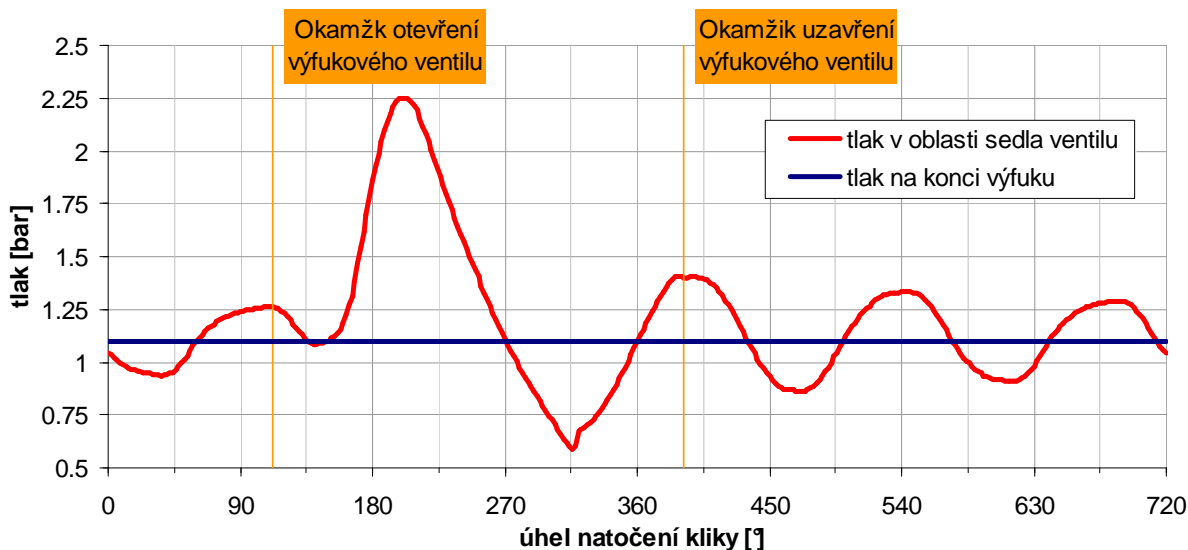


Obr. 4.7 Variabilní rezonanční potrubí motoru automobilky BMW [28]

### 4.3 Využití tlakových vln ve výfukovém potrubí

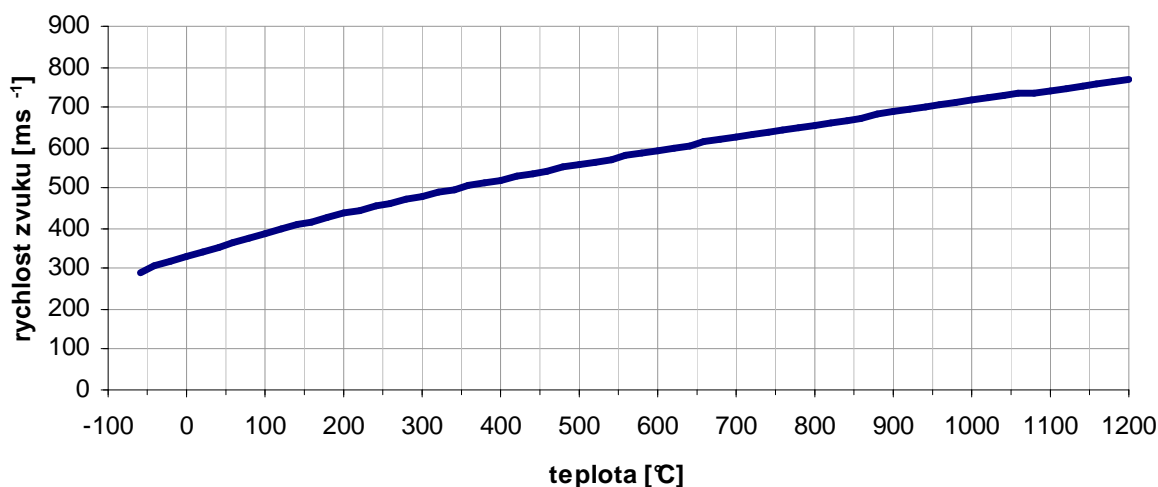
Stejně jako v sání i ve výfuku lze využít energii tlakových pulsací ke zlepšení charakteristiky motoru. Po otevření výfukového ventilu, se v oblasti sedla ventilu zvýší tlak. A to především vlivem vysoké teploty dohořívající směsi a následně rovněž díky pohybu pístu vzhůru. Tak je vyvolána přetlaková vlna, která postupuje výfukovým potrubím. Vlny se odrazí v místech změn průměrů výfukového potrubí. Největší vliv má vlna, jenž se odrazí od rozhraní, jenž je nejbližší motoru. Tedy v místě kde se spojují jednotlivé svody. Přetlaková vlna se odrazí jako podtlaková a šíří se zpět k sedlu, kde zvýší intenzitu odvodu výfukových plynů z válce. Opět je nejvýhodnější, když se podtlaková vlna vrátí v okamžiku uzavírání ventilu.

Graf 4.8 Průběh tlakových pulsací v místě sedla výfukového ventilu při 4600ot.min<sup>-1</sup>

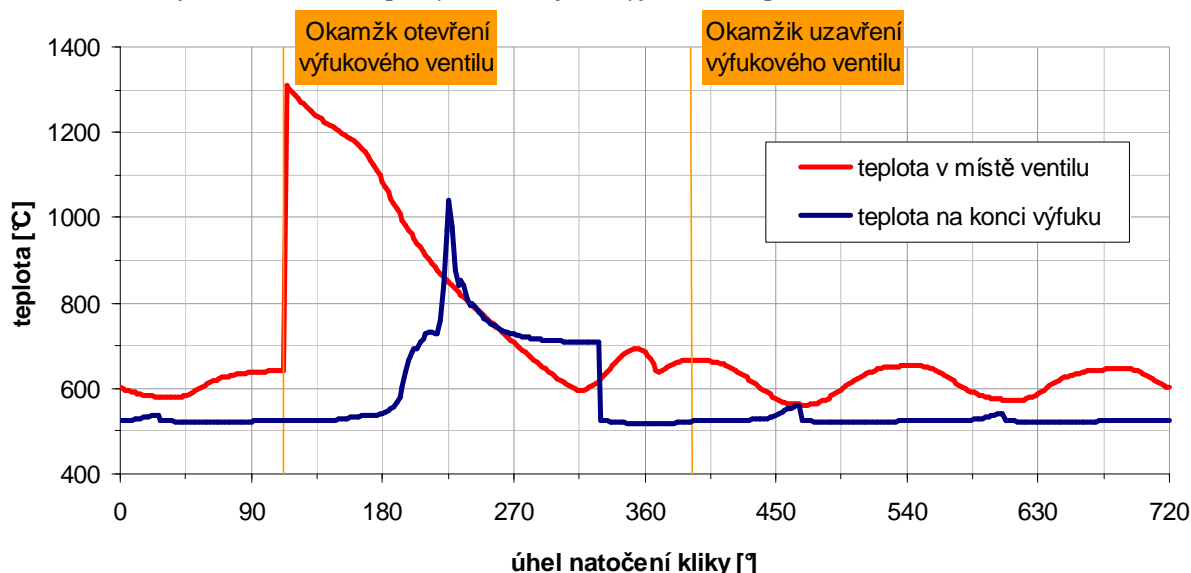


Vlny postupují v potrubí opět rychlostí zvuku. Závislost rychlosti zvuku na teplotě a průběh teplot ve výfukovém potrubí jsou patrné na následujících grafech.

Graf 4.9 Závislost rychlosti zvuku na teplotě



Graf 4.10 Průběh teploty na okrajích výfukového potrubí o délce 750mm



Z těchto průběhů vyplývá, že rychlost je časově i místně proměnná. Vzhledem k tomu nebude určení výchozích délek výfukového potrubí výpočtem jednoduché. Pro základní návrh výfukového potrubí motoru C20XE zkusíme pracovat se střední teplotou a střední rychlostí zvuku. Při návrhu výfukového potrubí závisí rovněž na jeho šířce. Příliš úzké potrubí způsobí větší protitlak ve výfuku, zato příliš široké zapříčiní nízkou rychlost výtoku plynů. Ta má díky Venturiho efektu za následek rovněž zvýšení tlaku ve výfuku a tudíž ztížený odvod spalin.

Tlakové pulsace ve výfukovém potrubí v intervalu překrytí ventilů také ovlivňují děje v sacím potrubí. Navíc podtlaková vlna, která dorazí ke spalovacímu prostoru v době překrytí zvýší intenzitu vyplachování válce. [2, 3, 4, 5, 9, 10,]



## 5 POHONNÁ JEDNOTKA C20XE

Již v úvodu práce bylo zmíněno že optimalizace sacího a výfukového potrubí bude probíhat u motoru s kódovým označením C20XE. Jedná se o agregát z produkce automobilky Opel/Vauxhall.



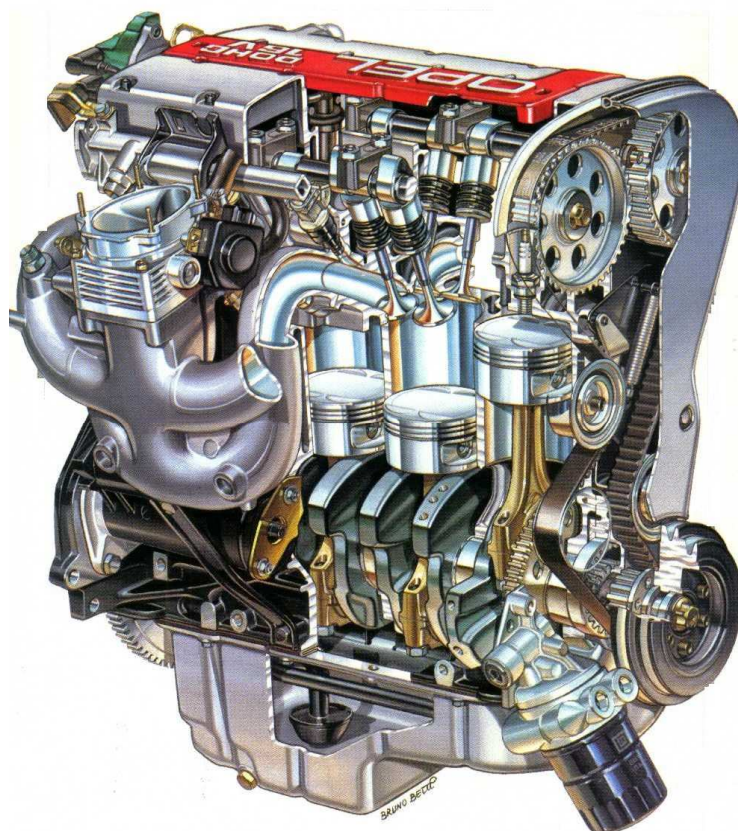
*Motor C20XE v automobilu Opel Calibra [29]*

*Tab. 5.1 Přehled základních technických údajů [10]*

Typ motoru	Zážehový; řadový
Palivo	benzín
Typ rozvodu	DOHC
Počet válců	4
Počet ventilů	16
Zdvihový objem [cm <sup>3</sup> ]	1998
Vrtání [mm]	86
Zdvih [mm]	86
Kompresní poměr	10,5
Délka ojnice [mm]	148
Pořadí zapalování	1-3-4-2
Maximální výkon [kW]	110
Jmenovité otáčky [ot.min <sup>-1</sup> ]	6 000
Maximální točivý moment [N.m]	196 N.m
Ot. při max. točivém momentu [ot.min <sup>-1</sup> ]	4 600
Maximální otáčky [ot.min <sup>-1</sup> ]	6 800
Volnoběžné otáčky [ot.min <sup>-1</sup> ]	800 - 900

V roce 1987 společnost General Motors vyvinula z osmi ventilového motoru Motor 20NE šestnácti ventilový agregát 20XE (117 kW). Ten se nejprve objevil ve voze Opel Kadett GSI

16v. Z této pohonné jednotky vychází právě motor C20XE, který byl uveden na trh roku 1988. Pokles výkonu u jmenované jednotky oproti svému předchůdci byl způsoben nutností plnit v té době nové emisní limity. C20XE se stal základem pro novější přeplňovanou jednotku C20LET.



Obr. 5.1 Vyobrazení C20XE v řezu [30]

Tab. 5.2 Přehled vozů vybavených pohonnou jednotkou C20XE [11]

Automobil	rok výroby
Opel Kadett E, GSi/GTE	1988-1992
Opel Calibra 16V	1989-1994
Opel Astra F	1991 – 1996
Opel Vectra A, GTE	1988-1995
Vauxhall Calibra 16V	1989-1994
Vauxhall Astra Mk 2, GTE	1988-1992
Vauxhall Cavalier Mk 3, GSi, SRi	1988-1995
UK Vauxhall Astra Mk 3, GSi	1991 – 1994
UK Lada 110	1996
Chevrolet Vectra GSi	1993 – 1996
Holden Commodore	1988-1991

Motor C20XE byl také rozšířen v motorsportu. Například teamy Chevrolet a Lada v šampionátu WTCC používaly tento agregát. Rovněž se stal základem agregátu soutěžního vozu Opel/Vauxhall Astra Kit Car. [11]

## 6 LOTUS ENGINE SIMULATION

Při návrhu a optimalizaci přesných rozměrových parametrů sacího a výfukového potrubí pohonné jednotky C20XE budu využívat především výpočetní program Lotus Engine Simulation.



Lotus Engine Simulation je počítačový program vyvinutý společností Lotus Engineering Software primárně pro potřeby firmy LOTUS ENGINEERING. Je součástí balíku Lotus Simulation Tools. Vývoj softwaru probíhal od konce osmdesátých let minulého století. Program je zaměřen na výpočet proudění plynů potrubím, výkonu, spotřeby spalovacích motorů.

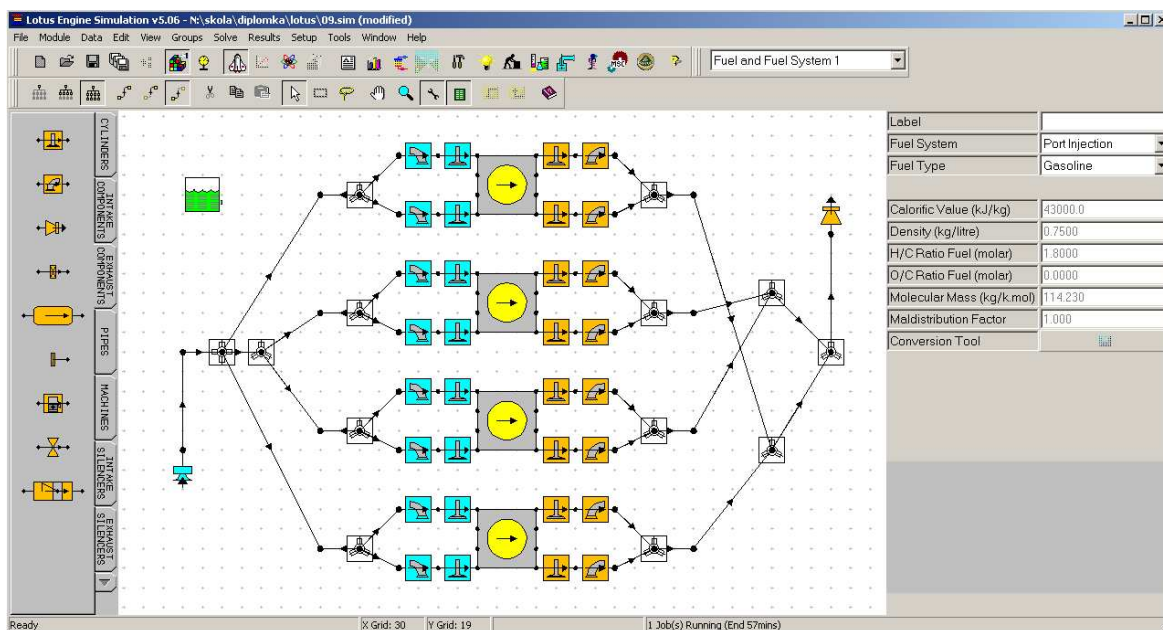
Typy pohonných jednotek, jejich částí a jevů, jenž lze pomocí tohoto softwaru simulovat:

- dvoudobé a čtyřdobé motory
- libovolné uspořádání válců a pořadí zapalování
- zařízení pro přeplňování motorů
- systém vyplachování u dvoudobých motorů
- vývin tepla dle Wiebeho funkce
- přestup tepla
- tření

V programu se nejdříve sestavuje model motoru z jednotlivých prvků. U každého prvku je volitelných několik parametrů. Pokud uživatel nedosadí své hodnoty, program použije data standardní. Poté se volí podmínky testu, jako jsou například otáčky motoru. Následně proběhne výpočet. Výpočty jsou prováděny na základě jednorozměrného proudění, proto je lepší nepoužívat náhlé změny průřezů potrubí. Pak je umožněno načíst výsledky, jako jsou průběhy výkonu a točivého momentu motoru, stejně tak průběhy tlaků, teplot, hmotnostního toku apod. jednotlivými prvky motoru.

Výsledky výpočtů, jako jsou průběhy točivého momentu a výkonu, objemová účinnost a spotřeba paliva, byly dle výrobce ověřeny na větším množství skutečných motorů. Stejně tak průběhy tlaků ve válci, přestup tepla a dynamika plynů v sacím a výfukovém systému. [6]



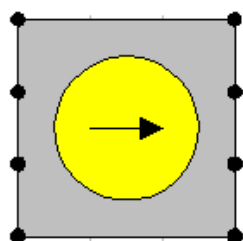


Obr 6.1 Program Lotus Engine Simulation

## 7 SESTAVENÍ MODELU MOTORU

Obsahem této kapitoly je vytváření modelu motoru C20XE a rovněž doplnění dat potřebných pro výpočet. Parametry jednotlivých částí motoru byly získány různými metodami. Některé jsem dohledal v dostupných zdrojích, jiné bylo potřeba získat rozličnými metodami. Tím bylo dosaženo relativně přesného modelu pohonné jednotky.

### 7.1 Válcová jednotka



Bore (mm)	86.0000
Stroke (mm)	86.0000
Cyl Swept Volume (l)	0.49956
Total Swept Volume (l)	1.99823
Con-rod Length (mm)	148.00
Pin Off-Set (mm)	1.00
Compression Ratio	—
Clearance Volume (l)	—
Phase (ATDC)	0.00
Combustion Model	
Open Cycle HT	
Closed Cycle HT	
Surface Areas	
Surface Temperatures	
Scavenge-Cylinder	

Obr 7.1 Nejdůležitější parametry válcové jednotky nutné pro výpočet

V Tabulce na Obr. 7.1 vidíme přehled dat potřebných pro simulaci. Pro získání části parametrů použijeme tabulku Tab. 5.1. Kompresní poměr doplníme později, protože se naskytne příležitost získat přesnější hodnotu. Další potřebná data se týkají termodynamického modelu oběhu spalovacího motoru.

### 7.1.1 Termodynamický model oběhu spalovacího motoru

Cílem výpočtů pracovních oběhů reálných spalovacích motorů je určit změny stavových veličin během pracovního cyklu motoru. Stavovými veličinami rozumíme teplotu, tlak, objem a hmotnost náplně válce. Z těchto veličin lze dále odvodit pro nás důležité veličiny, jako je indikovaná účinnost, střední indikovaný tlak, a stejně tak mechanické a tepelné namáhání součástí motoru. Výpočty pak vycházejí ze zákonů zachování hmoty, energie a stavové rovnice.

#### 7.1.1.1 Termodynamický model průběhu hoření

Základem pro přeměny energií ve spalovacím motoru je teplo, jenž vzniká hořením směsi paliva se vzduchem. Významné parametry motoru, jako je indikovaný výkon a indikovaná účinnost, nezávisí pouze na množství uvolněného tepla, ale i na tom v jaké fázi pracovního cyklu se toto teplo uvolní. V ideálním pracovním cyklu se všechno teplo uvolní v nekonečně krátkém časovém intervalu při horní úvratí. Ve skutečném motoru to ovšem takto není. Teplo se uvolňuje postupně a navíc nerovnoměrně. A právě průběhem uvolňování tepla se zabývá termodynamický model hoření. Ten je ovlivněn především druhem paliva, způsobem přípravy směsi a také podmínkami ve válci při hoření (tlak a teplota).

Z následující rovnice plyne množství uvolněného tepla  $dQ_B$  vlivem hoření směsi:

$$dQ_B = H_u \cdot dm_B \quad (7.1)$$

Kde  $H_u$  je horní výhřevnost a  $dm_B$  hmotnost paliva, které shoří v daném časovém intervalu. Použitelné matematické a fyzikální vztahy, jenž by v závislosti na konstrukčních a provozních parametrech s dostatečnou přesností určily průběh hoření, v současné době nejsou k dispozici. Účinněji se jeví vztahy, které jsou založené na experimentálně stanovených parametrech. Vztahem pro právě takové určení modelu hoření je Wiebeho rovnice:

$$x = 1 - e^{-a \cdot y^{m+1}} \quad (7.2)$$

Pro kterou platí:

$$x = \frac{m_B(\varphi)}{m_B} \quad (7.3)$$

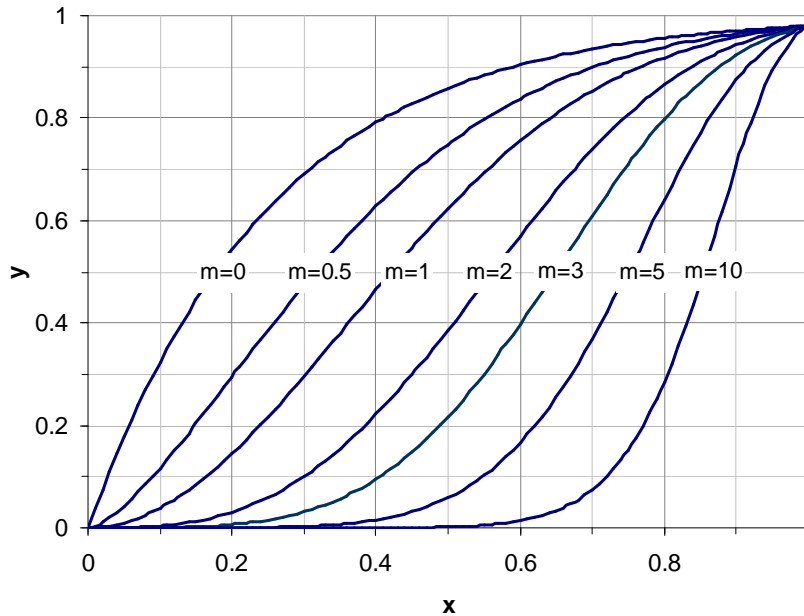
$$y = \frac{t(\varphi)}{t_H} \quad (7.4)$$

Kde exponent  $m$  je označován jako Wiebeho parametr charakteristiky hoření. Dále  $m_B$  je celková hmotnost paliva,  $t_H$  celkový čas hoření a  $m_B(\varphi)$  hmotnost paliva, které již shořelo za proběhlou dobu hoření  $t(\varphi)$ . Podíl nespáleného paliva ve válci  $a$  je definován:

$$a = -\ln(1 - \eta_{CH}) \quad (7.5)$$

Kde  $\eta_{ch}$  je chemická účinnost. V grafu 7.1 jsou vyobrazeny průběhy Wiebeho funkcí s různými exponenty  $m$  v závislosti na bezrozměrném času  $y$ . Křivky v podstatě vystihují podíl již spáleného paliva. Hodnotě  $x = 1$  odpovídá hodnota funkce  $y = 1 - e^{-a}$ , kde  $e^{-a}$  představuje podíl nespáleného paliva.

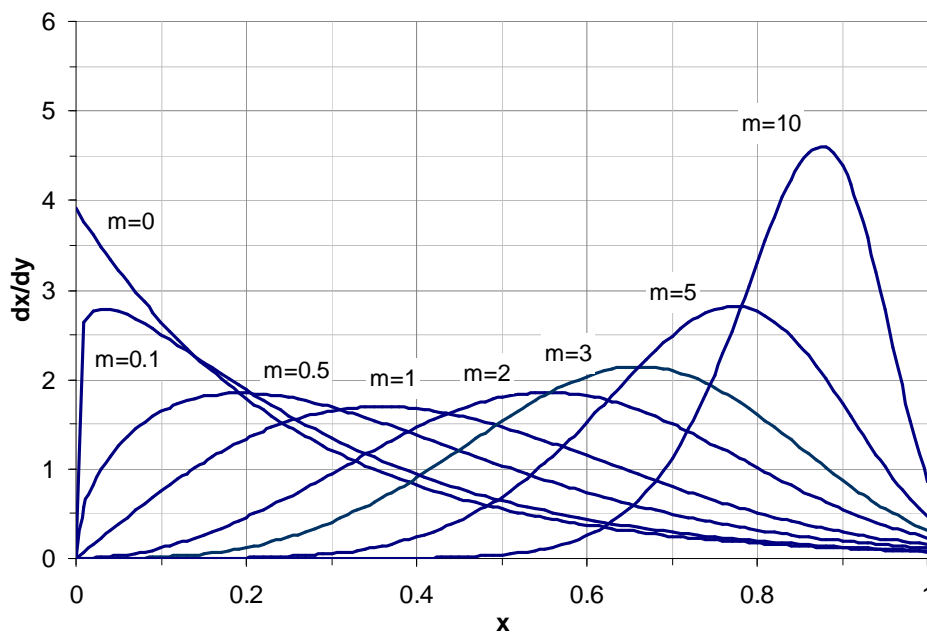
Graf 7.1 Bezrozměrná funkce prohořívání paliva podle Wiebeho ( $\eta_{ch} = 0,98$ ) [1]



Když derivujeme  $x$  podle  $y$  získáme intenzitu hoření. Její průběh v závislosti na  $y$  znázorňuje graf 7.2.

$$\frac{dx}{dy} = a \cdot (m+1) \cdot y^m \cdot e^{-a \cdot y^{m+1}} \quad (7.6)$$

Graf 7.2 Průběhy hoření podle Wiebeho ( $\eta_{ch} = 0,98$ ) [1]



Pro simulaci termodynamického oběhu motoru lze potom z Wiebeho funkce určit průběh uvolňování tepla:

$$dm_B = m_B \cdot dx \quad (7.7)$$

$$dQ_B = H_u \cdot m_B \cdot dx \quad (7.8)$$

Při numerickém výpočtu lze množství uvolněného tepla během kroku řešení  $i, i + 1$  vyjádřit:

$$Q_{B_{i,i+1}} = (x_{i+1} - x_i) \cdot H_u \cdot m_B \quad (7.9)$$

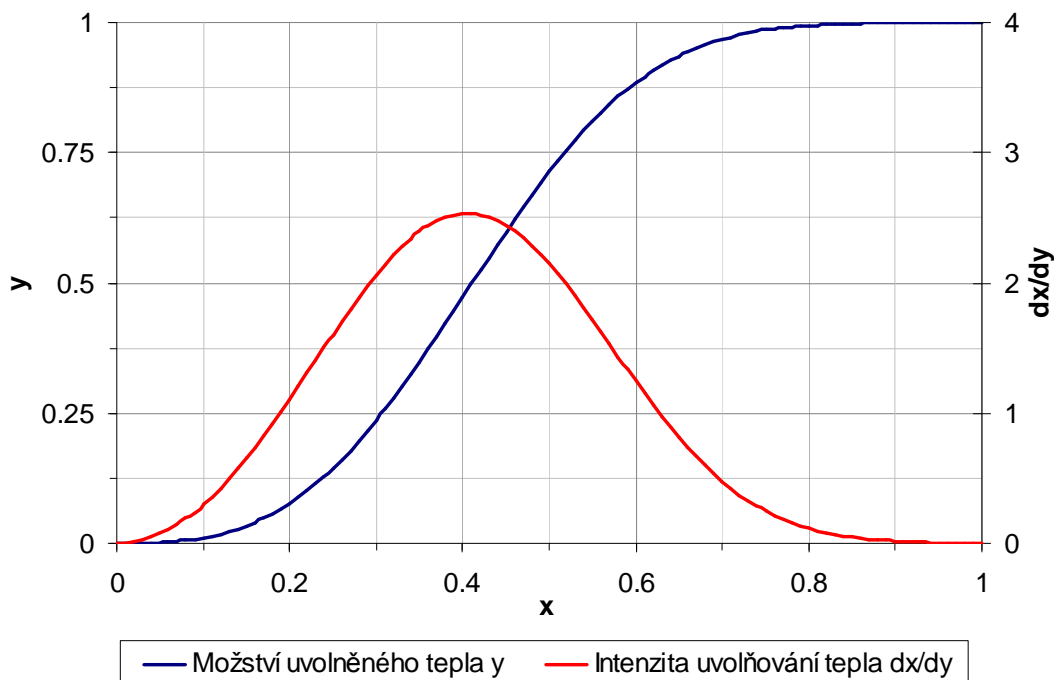
Experimentálně získané hodnoty Wiebeho parametru charakteristiky hoření  $m$  a faktoru vyjadřující podíl nespáleného paliva  $a$  udává následující tabulka.

Tab. 7.1 Přibližné hodnoty parametrů Wiebeho rovnice pro různé druhy paliv [6]

Palivo	$m$	$a$
Benzín	2	10
Nafta	0,5	6,9
Nafta (přepřehování, přímí vstřik)	0,4	10
Metan	2,2	5
Metanol	2	10

Motor C20XE je jednotkou benzinovou, tudíž pro náš model volíme parametry  $m = 2$  a  $a = 10$ . Graf 7.3 znázorňuje průběhy Wiebeho funkce a intenzity hoření právě s těmito hodnotami.

Graf. 7.3 Průběhy množství uvolněného tepla a intenzity uvolňování tepla ( $m = 2, a = 10$ ) [1]



Nyní je ještě potřeba definovat umístění hodnot  $x = 0$  a  $x = 1$  (počátek a konec křivky) vůči natočení klikové hřídele. Obecně je u zážehových motorů obtížné přesně určit počátek spalování. Proto se v programu Lotus Engine simulation vztahem 7.10 stanoví úhel natočení klikové hřídele mezi okamžiky, kdy je spáleno 10% a 90% směsi.

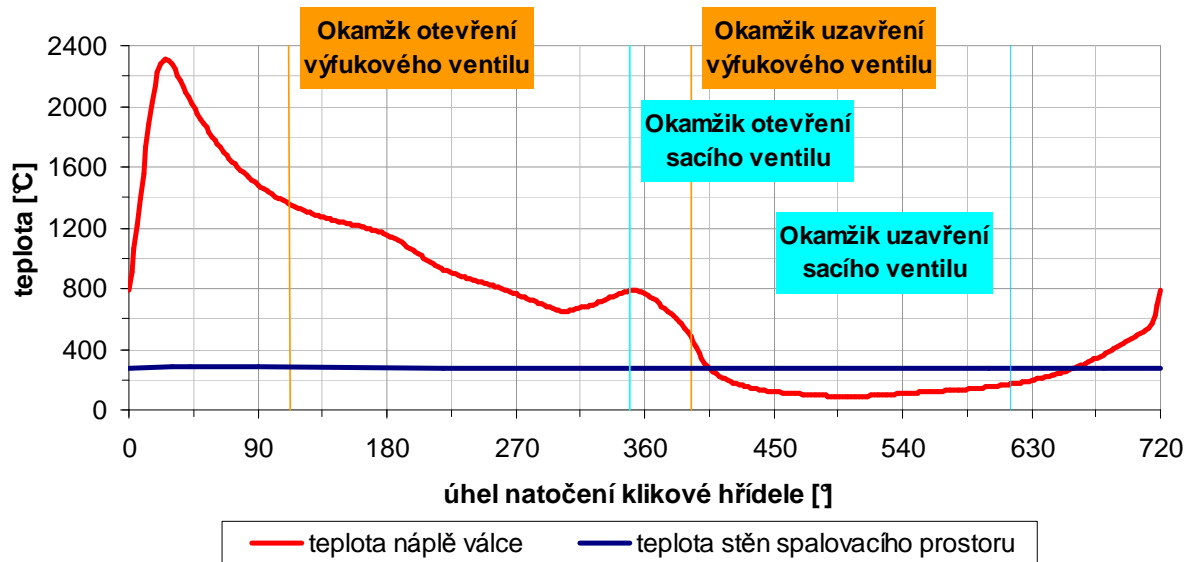
$$\alpha_{10-90\%} = 20 \left( \frac{d}{z} \right) + 0,6 \left( \frac{n \cdot z}{30} - 11 \right) \quad (7.10)$$

Kde  $d$  je vrtání [m],  $z$  zdvih [m] a  $n$  jsou otáčky motoru [ot.min<sup>-1</sup>]. Poté je ještě určen úhel natočení klikové hřídel mezi horní úvratí a okamžikem, kdy je spáleno 50% směsi. Tato hodnota je pro benzinový motor dle programu přibližně 10°. [1, 6]

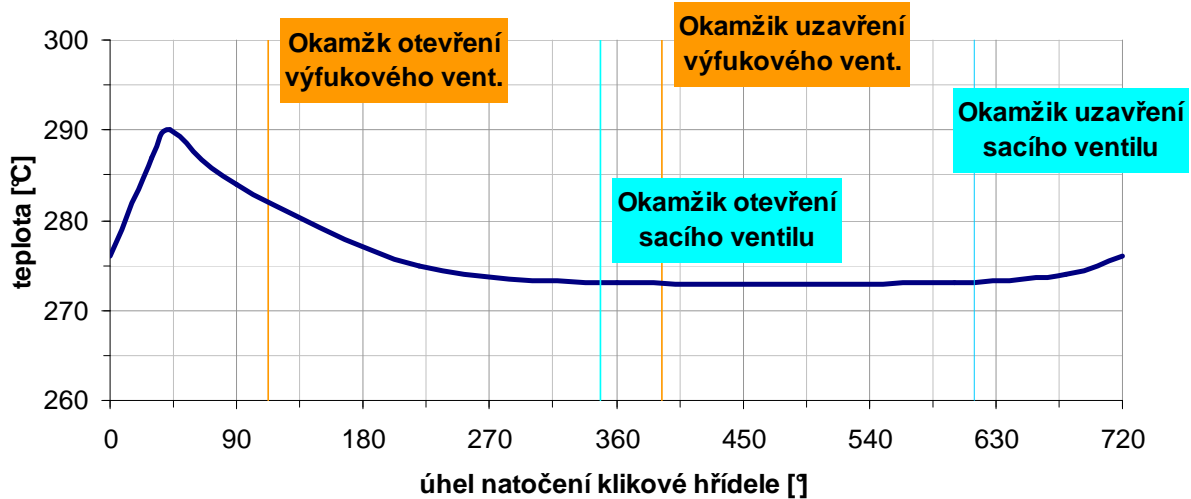
### 7.1.1.2 Termodynamický model přestupu tepla ve válci

Vzhledem k intenzivnímu uvolňování tepla během spalování směsi dochází ve válci k výměně tepla mezi stěnami spalovacího prostoru a náplní válce. Orientace i intenzita přestupu tepla se během pracovního cyklu motoru mění. Platí, že při vysokých teplotách náplně válce ohřívá plyn stěny pracovního prostoru, zatímco při nízkých teplotách je náplň ohřívána stěnami. Odvod tepla stěnami válce obecně způsobuje energetickou ztrátu a pokles celkové účinnosti. Navíc ohřev nasávané směsi znamená snížení objemové účinnosti.

Graf 7.4 Ilustrační průběhy teploty náplně a stěn válcové jednotky [1, 6]



Graf 7.5 Ilustrační průběh teploty stěn válcové jednotky [1,6]



Mezi stěnami válcové jednotky a její náplní dochází k tzv. přenosu tepla konvekcí neboli přestupem tepla. Ten lze popsat Newtonovým ochlazovacím zákonem, kdy pro tepelný tok  $\dot{Q}$  platí:

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A(\varphi) \cdot (T_w - T) \quad (7.11)$$

Kde  $\alpha$  je součinitel přestupu tepla,  $A(\varphi)$  okamžitá hodnota povrchu pracovního prostoru, kterým teplo přestupuje,  $T_w$  představuje teplotu stěny a  $T$  teplotu náplně válce. Ve spalovacím motoru dochází také k tepelné výměně vlivem sálání. To se ale při výpočtech buď zanedbá nebo se zahrne do výpočtu součinitele přestupu  $\alpha$  tepla.

### Woschniho model přestupu tepla

Při výběru parametrů výpočtu přestupu tepla volím Woschniho model. Fyzikální vztahy, jenž řeší přestup tepla ve válci motoru a které jsou zároveň prakticky použitelné, jsou stanovovány pomocí experimentálních měření. Pro stanovení součinitele přestupu tepla podle Woschniho vycházíme kriteriální rovnice:

$$Nu = C_1 Re^{\bar{m}} Pr^{\bar{n}} \left( \frac{\bar{l}}{d} \right)^{\bar{k}} \quad (7.12)$$

Zde vystupují koeficient  $C_1$ , Nusseltovo, Reynoldsovo a Prandtlovo číslo podobnosti známé z mechaniky tekutin, pro které platí:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} \quad (7.13)$$

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} \quad (7.14)$$

$$Pr = \frac{a_s}{\nu} \quad (7.15)$$

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (7.16)$$

Kde  $\bar{\lambda}$  je součinitel tepelné vodivosti,  $w$  rychlost,  $\eta$  dynamická viskozita,  $\rho$  hustota plynu,  $d$  charakteristický rozměr (vrtání),  $\bar{l}$  druhý charakteristický rozměr a  $a_s$  rychlost zvuku. V Nusseltově kriteriální rovnici 7.11 je však podle Woschniho počítáno pouze s Reynoldsovým číslem. Z měření dále vyplynulo, že  $\eta \sim T^{0,62}$  a  $\lambda \sim T^{0,75}$ , kde  $T$  je teplota válce. Pro rychlost  $w$  platí vztah:

$$w = C_2 c_m + w_v \quad (7.17)$$

Kde  $C_2$  je jeden z koeficientů Woschniho modelu,  $c_m$  střední pístová rychlost a  $w_v$  složka rychlosti vlivem hoření, pro kterou byl experimentálně stanoven vztah:

$$w_v = C_3 \frac{V_z T_1}{p_1 V_1} (p - p_0) \quad (7.18)$$

Kde  $V_z$  je zdvihový objem motoru,  $T_1$  teplota,  $p_1$  tlak,  $V_1$  objem plynů na začátku spalování,  $p$  tlak ve válci a  $p_0$  tlak ve válci odpovídající pouze kompresi.  $p - p_0$  je tedy hodnota zvýšení tlaku vlivem hoření. Potom pro součinitel přestupu  $\alpha$  platí:

$$\alpha = C_1 d^{\bar{m}-1} p^{\bar{m}} T^{(0,75-1,62)} \left( C_2 c_m + C_3 \frac{V_z T_1}{p_1 V_1} (p - p_0) \right)^{\bar{m}} \quad (7.19)$$

Program Lotus Engine simulation pracuje s mírně odlišným vztahem, který zahrnuje navíc střední rychlost víření  $c_v$  a liší se v hodnotách i v označení koeficientů:

$$\alpha = A \cdot d^{\bar{m}-1} p^{\bar{m}} T^{(0,75-1,62)} \left( B \cdot c_m + C \cdot c_v + D'' \cdot \frac{V_z T_1}{p_1 V_1} (p - p_0) \right)^{\bar{m}} \quad (7.20)$$

Experimenty byla určena hodnota  $\bar{m} = 0,8$ , tudíž můžeme rovnici 7.20 přepsat jako:

$$\alpha = \frac{A \cdot p^{0,8}}{T^{0,55} d^{0,2}} \left( B \cdot c_m + C \cdot c_v + D'' \cdot \frac{V_z T_1}{p_1 V_1} (p - p_0) \right)^{\bar{m}} \quad (7.21)$$

Střední rychlost víření  $c_v$  a tlak při kompresi  $p_0$  jsou definovány:

$$c_v = \frac{n \cdot \pi \cdot d \cdot S_r}{30} \quad (7.22)$$

$$p_0 = p_1 \cdot \left( \frac{V_1}{V_v} \right)^G \quad (7.23)$$

Kde  $n$  jsou otáčky motoru [ot.min<sup>-1</sup>],  $V_v$  objem válce,  $S_r$  a  $G$  jsou další koeficienty Woschniho modelu.

Tab. 7.2 Koeficienty Woschniho modelu pro otevřený cyklus. [6]

Způsob přípravy směsi	A	B	C	$S_r$
karburátor / vícebodové vstřikování	3,26	9,12	0,834	0
přímé vstřikování / komůrkové motory	3,26	6,18	0,417	0

Tab. 7.3 Koeficienty Woschniho modelu pro uzavřený cyklus. [6]

Způsob přípravy směsi	A	B	C	D	G	$S_r$
karburátor / vícebodové vstřikování	3,26	4,56	0,616	0,00324	1,33	0
přímé vstřikování / komůrkové motory	3,26	2,28	0,308	0,00324	1,33	0

Agregát C20XE připravuje směs pomocí vícebodového vstřikování. Proto jsem z předchozích tabulek vybral příslušné hodnoty koeficientů Woschniho modelu a v programu Lotus Engine Simulation jsem je doplnil na patřičná místa.

Pro určení součinitele přestupu tepla  $\alpha$  je nezbytné znát teplotu stěny pracovního prostoru. Ta může být určena z výsledků měření podobných motorů. Program Lotus Engine Simulation je však vypočítává ze vztahu:

$$Q = \frac{T_w - T_c}{\left( \frac{l}{\alpha_c} + \frac{s_w}{\lambda_w} \right)} \quad (7.24)$$

Kde  $Q$  je vyměněné teplo,  $T_w$  teplota stěny válce,  $\lambda_w$  součinitel tepelné vodivosti stěny válce,  $s_w$  je šířka stěny pracovního prostoru.  $T_c$  představuje teplotu a  $\alpha_c$  součinitel přestupu tepla chladicího média.

Pro získání konkrétních hodnot těchto veličin potřebuje program znát materiál hlavy motoru, pístu a vložky válce (v našem případě vše hliníková slitina). Hodnoty veličin rovnice 7.24 jsou potom uvedeny v následující tabulce.

Tab. 7.4 Přehled hodnot pro výpočet teploty stěny válce [6]

Veličina	Jednotka	Hodnota pro hlavu motoru	Hodnota pro vložku válce
$\lambda_w$	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$	150	150
$s_w$	m	0,13d	0,07d
$T_c$	$^{\circ}\text{C}$	100	100
$\alpha_c$	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$	10 000	8 000

[1, 6]



### 7.1.1.3 Povrch pracovního prostoru

Z rovnice 7.11 plyne, že termodynamický model přestupu tepla závisí na povrchu pracovního prostoru. Program Lotus Engine Simulation počítá především s poměrnými hodnotami povrchů, jenž jsou vztaženy na obsah průřezu válce.

Cylinder Data:	Head/Bore (ratio)	Piston/Bore (ratio)	Exp. Liner (mm)	No of Liner Segs
Common				
Cylinder 1	1.300000	1.100000	0.800000	20.000000
Cylinder 2				
Cylinder 3				
Cylinder 4				

Obr. 7.1 Přehled poměrných veličin potřebných pro výpočet

*Head/Bore* – poměr povrchu pracovního prostoru v hlavě motoru a obsahu příčného průřezu válce.

*Piston/Bore* – poměr povrchu pracovního prostoru na pístu a obsahu příčného průřezu válce.

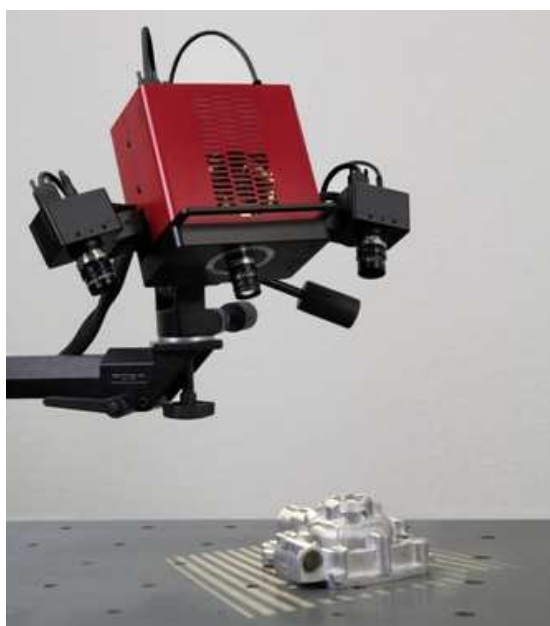
*Exp. Liner* – vzdálenost dna pístu od dosedací plochy hlavy při horní úvratí.

*No of Liner Seg.* – počet dílčích ploch vstupujících do výpočtu

Na základě typu motoru program nabízí také jejich přibližné hodnoty. Pro přesnější výpočet byly získány přesnější hodnoty a to pomocí 3D skeneru.

#### 3D skener Atos

3D skener je obecně zařízení, jenž slouží k zaznamenání tvaru reálného objektu a vytvoření jeho digitálního trojrozměrného modelu. 3D skenery pracují na různých principech. Skener Atos promítá na snímáný objekt měnící se světelné pruhy, které snímá dvěma kamerami po stranách projektoru. Na zakřivených plochách se světelné pruhy z pohledu kamer jeví jako zprohýbané. Na základě dvou odlišných snímků je dopočítána vzdálenost jednotlivých bodů a tedy i tvar součásti.



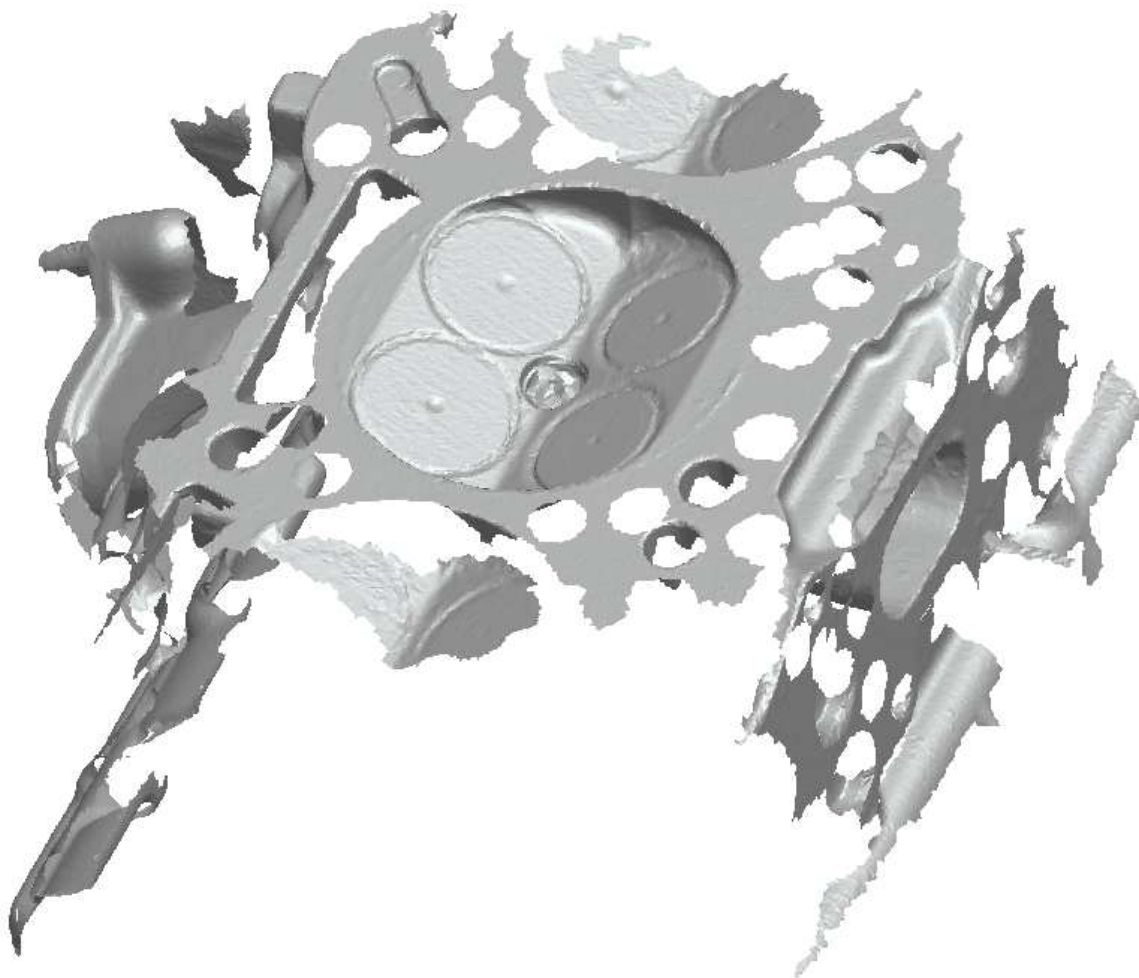
Obr. 7.2 Ilustrační fotografie procesu 3D skenování [31]

Aby bylo možné pořídit snímek hlavy motoru C20XE bylo nutné snímanou část nastříkat bílou křídovou barvou a nalepit orientační body.



*Obr. 7.3 Hlava motoru připravená na skenování*

Zaznamenaný trojrozměrný model spalovacího prostoru hlavy motoru převedený do programu Pro ENGINEER je patrný z Obr. 7.4.



*Obr. 7.4 Sken spalovacího prostoru v programu Pro ENGINEER*

### Určení parametru „Head/Bore“

Pomocí programu ProENGINEER jsem zrekonstruoval spalovací prostor, abych zjistil povrch plochy pracovního prostoru v hlavě motoru. Hodnota povrchu v  $\text{mm}^2$  je zřejmá z obrázku 7.5.



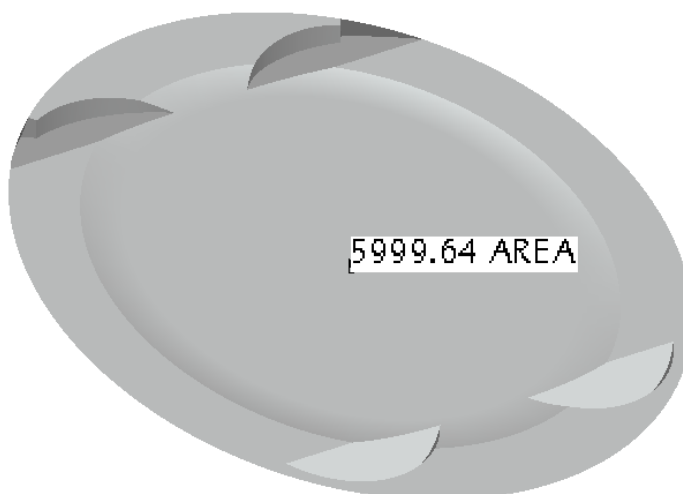
Obr. 7.5 Povrch plochy spalovacího prostoru

Hodnotu poměru povrchu pracovního prostoru v hlavě motoru a obsahu příčného průřezu válce jsem potom získal následovně:

$$\text{Head} / \text{Bore} = \frac{7845,84}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{7845,84}{\frac{\pi \cdot 86^2}{4}} = 1,351 \quad (7.25)$$

### Určení parametru „Piston/Bore“

Dalším potřebným údajem je povrch dna pístu. Abych dospěl k relativně přesné hodnotě, sestrojil jsem dle skutečné předlohy model dna pístu. Hodnota povrchu je potom patrná z následujícího obrázku. Stejně tak tento povrch je v  $\text{mm}^2$ .



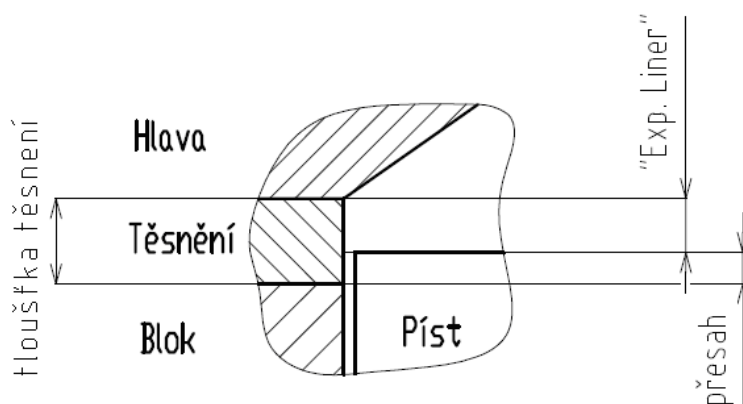
Obr. 7.6 Povrch plochy dna pístu

Poměr povrchu dna pístu vůči obsahu příčného průřezu válce byl pak určen z následujícího vztahu:

$$Piston / Bore = \frac{5999,64}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{5999,64}{\frac{\pi \cdot 86^2}{4}} = 1,033 \quad (7.26)$$

### Určení parametru „Exp. Liner“

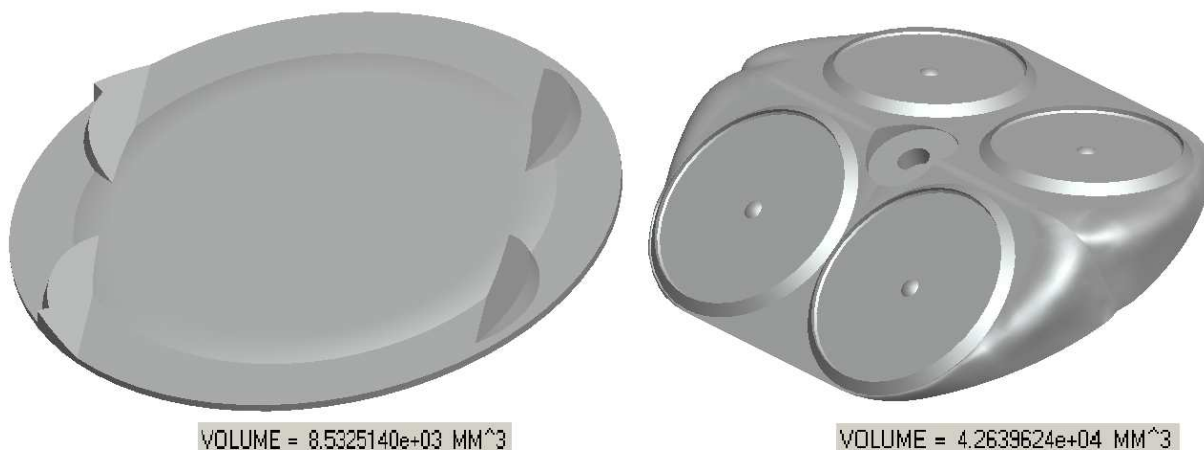
Zbylou plochu pracovního prostoru tvoří část vnitřní stěny válce. Povrch této části se během pracovního cyklu mění. Aby software stanovil jednotlivé hodnoty tohoto povrchu, je nutné zadat kromě zdvihu motoru také vzdálenost dna pístu od dosedací plochy hlavy při horní úvrati (Exp. Liner). Z tloušťky těsnění 1,5 mm a přesahu pístu nad blokem motoru při horní úvrati 0,4 mm se snadno dospěje k tomu, že hodnota „Exp. Liner“ je 1,1 mm.



Obr. 7.7 Znáornění parametru „Exp. Liner“

### 7.1.2 Stanovení kompresního poměru

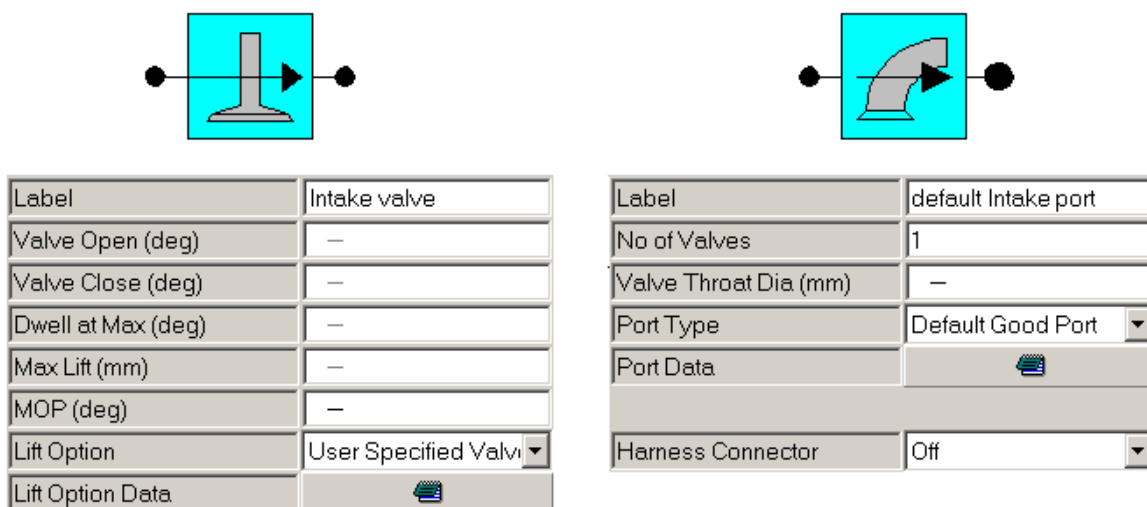
Vzhledem k faktu, že máme v programu Pro ENGINEER již modely ploch spalovacího prostoru a dna pístu, je relativně snadné na jejich základě zhotovit tělesa a stanovit hodnotu kompresního objemu. Z něj se dopočítá kompresní poměr. Z obrázku Obr. 7.8 plyne, že celkový kompresní objem jednoho válce je 51 172,13 mm<sup>3</sup> tedy 0.051172 l.



Obr. 7.8 Objemy částí spalovacího prostoru

## 7.2 Rozvodový mechanismus

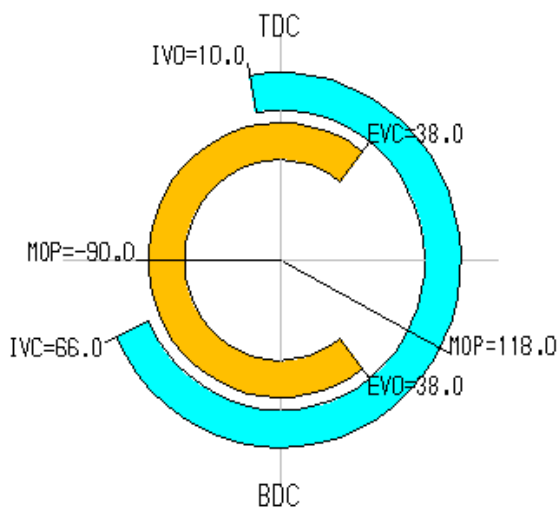
Další část výpočtového modelu se týká rozvodového mechanismu. Požadované parametry pro sací ventily jsou zobrazeny v Obr. 7.10. Obdobná data jsou potřeba i pro ventily výfukové.



Obr. 7.10 Nejdůležitější parametry sacích ventilů potřebných pro výpočet

*Dwell at Max* - úhel trvání maximálního zdvihu

*MOP* - úhel maximálního zdvihu (měřen od horní úvrati)



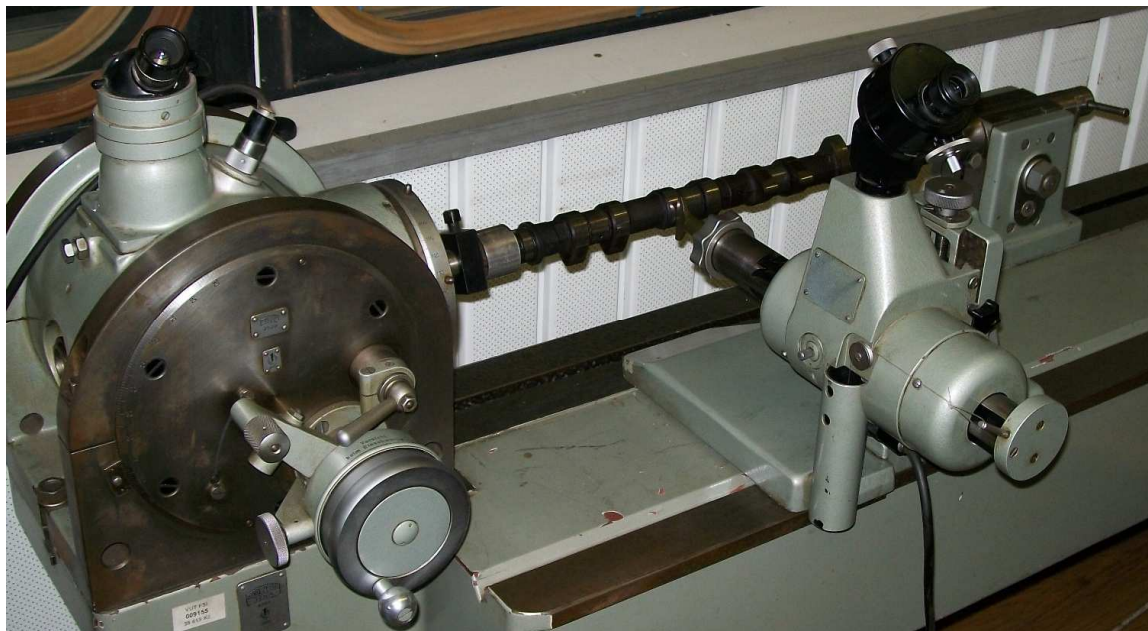
Obr. 7.11 Ilustrační schéma časování ventilů

Tab. 7.6 Základní parametry ventilů [10]

Typ rozvodového mechanismu	DOHC
Počet ventilů na válec	4
Průměr talíře sacího ventilu [mm]	33
Průměr talíře výfukového ventilu [mm]	29
Průměr dířku sacího ventilu [mm]	6,955 - 6,970
Průměr dířku výfukového ventilu [mm]	6,945 - 6,960
Zdvih sacího ventilu při HÚ [mm]	0,95
Zdvih výfukového ventilu při HÚ [mm]	0,60

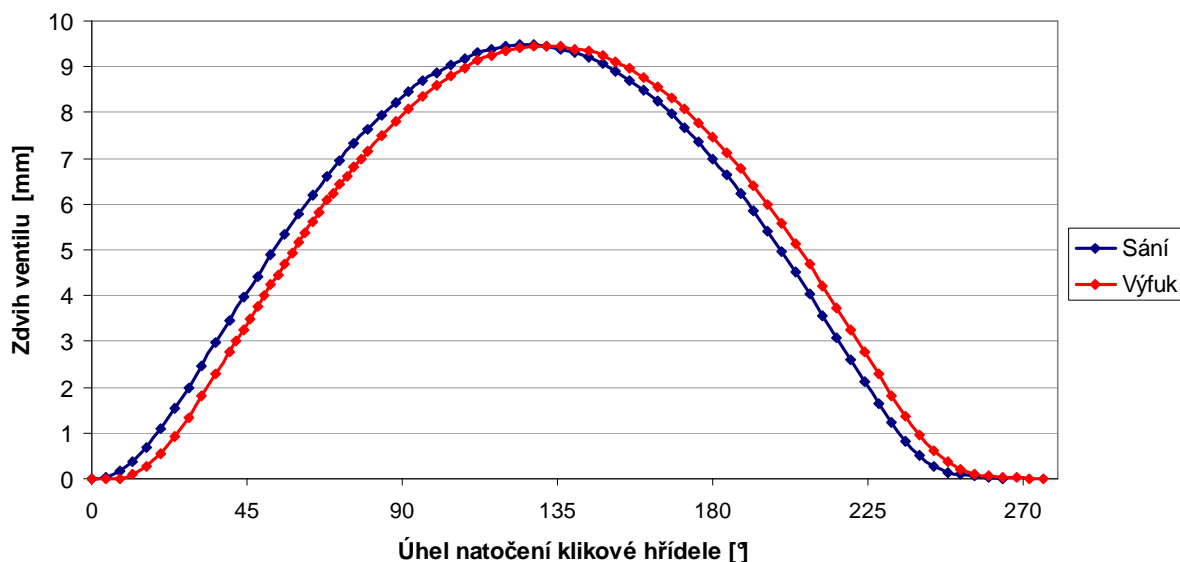


Metoda odměřování jednotlivých úhlů je zřejmá z obrázku Obr. 7.11. Potřebné údaje o ventilech motoru C20XE jsou patrné z tabulky Tab. 7.6. Abych zjistil přesný průběh zdvihu ventilů, bylo potřeba zaznamenat tvar vaček sací i výfukové vačkové hřídele. Hrot měřicího zařízení simuluje plochu hrníčkového zdvihátka, tudíž zachycené křivky v grafu 7.8 přímo odpovídají průběhu zdvihu ventilů. 7.8.



Obr. 7.12 Měření vačkové hřídele

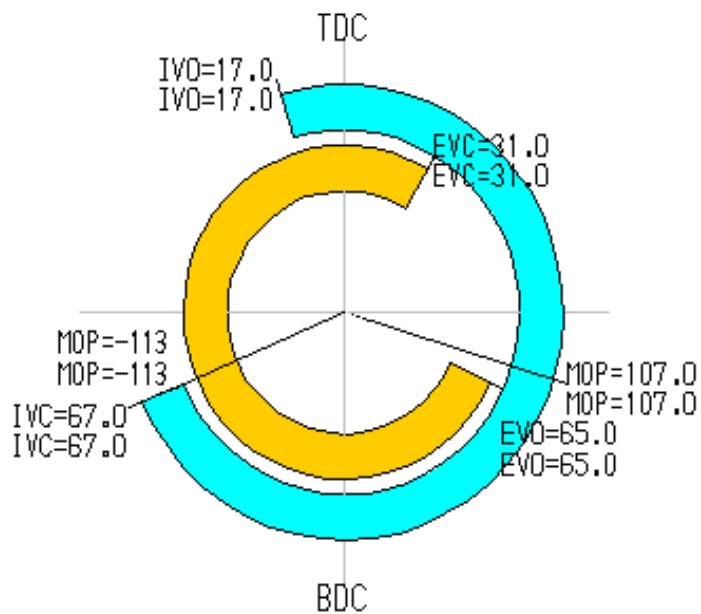
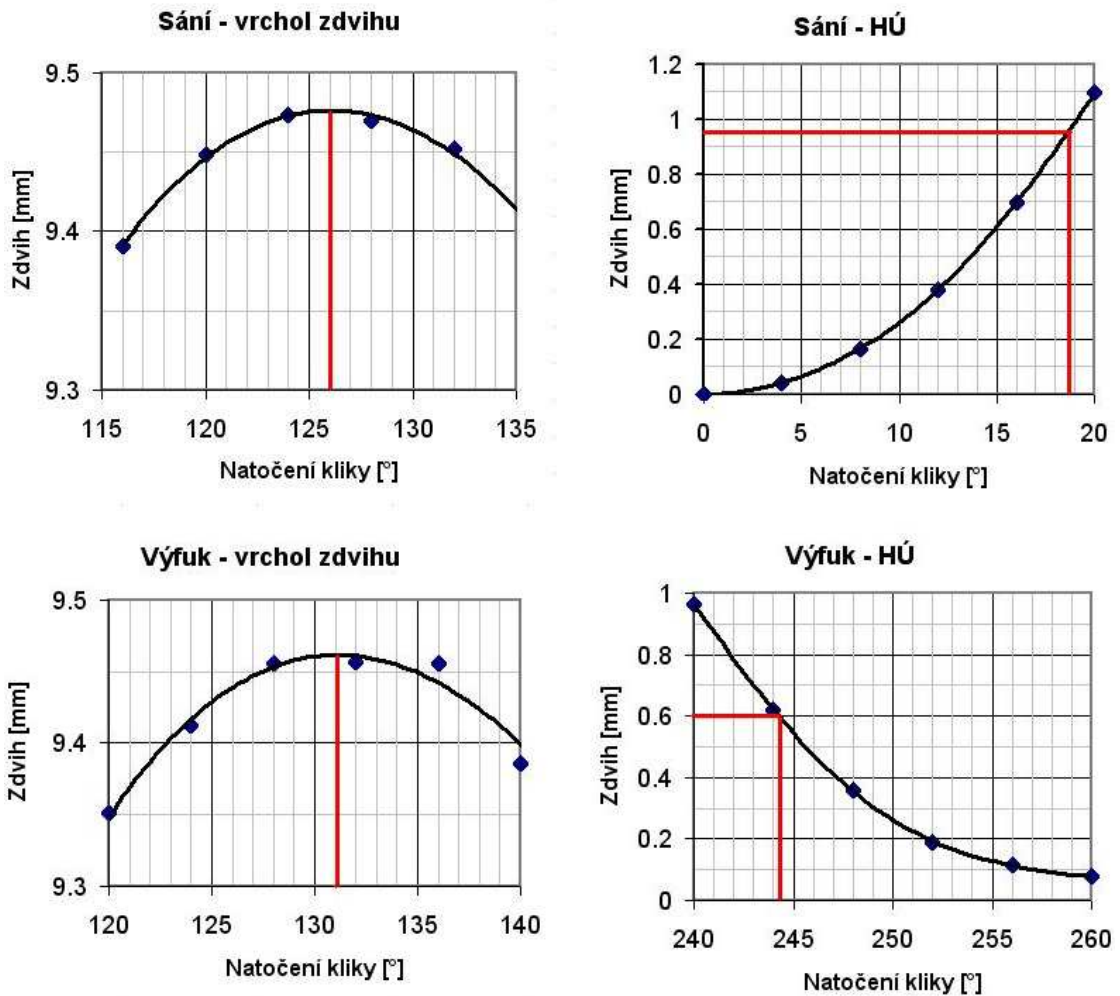
Graf 7.8 Průběh zdvihu ventilů



Hodnoty úhlu natočení klikové hřídele a jim příslušné hodnoty zdvihu ventilu jsem importoval do zadání výpočtu. Následujícím krokem je vyřešit časování ventilů. Vzhledem k tomu, že je obtížné přesně určit okamžik otevření ventilů, využil jsem možnosti zadání hodnoty úhlu pootočení klikové hřídele od horní úvrati k maximálnímu zdvihu ventilu. V grafech 7.9 lze spatřit, jak jsem pomocí interpolace získal úhly při horní úvrati (sání 19°, výfuk 244°) a v maximu zdvihu ventilu (sání 126°, výfuk 131°). Jednoduchým odečtením

dospějeme k hodnotám „MOP“, tedy úhlu mezi horní úvratí a maximálním zdvihem (pro sání -113°, pro výfuk 107°).

Grafy 7.9 Stanovení hodnot úhlu natočení kliky při horní úvratí a při maximu zdvihu

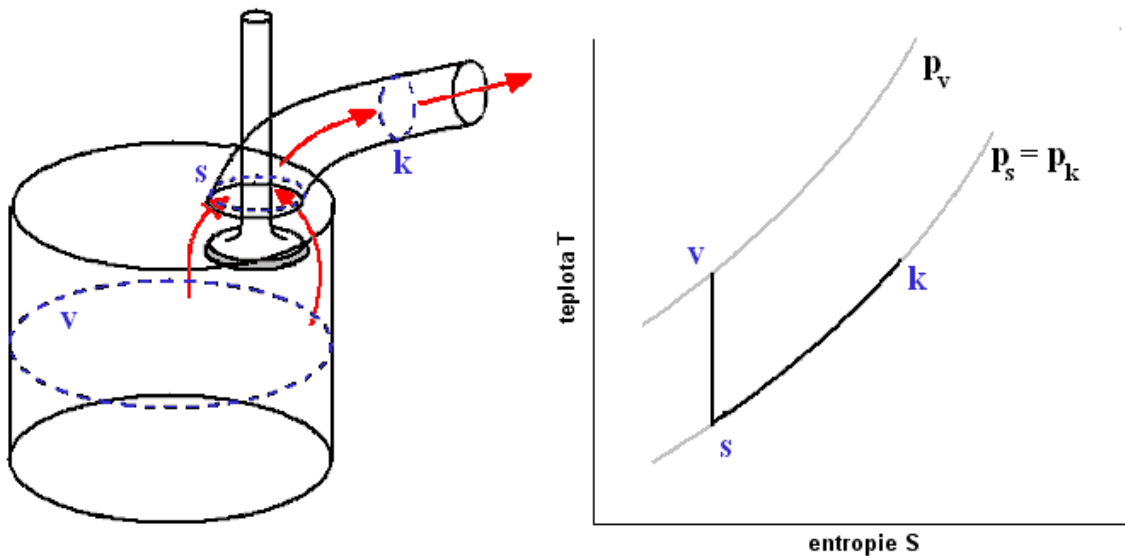


Obr. 7.13 Schéma časování ventilů motoru C20XE

## 7.2.1 Výměna náplně válce

Výměna náplně válce je ovlivněna průběhem zdvihu ventilu a především průměrem talíře ventilu. V programu Lotus Engine Simulation se navíc volí typ kanálu. Pro simulaci pracovního oběhu spalovacího motoru je třeba v každém kroku výpočtu stanovit hmotnosti pracovních náplní, jenž do válce vstupují a z válce vystupují skrze kontrolní plochy.

Při stanovení hmotnostního toku náplně se vychází ze zákonů termodynamiky. V obrázku Obr 7.14 lze vidět tři kontrolní plochy a to plochu uvnitř válce, v oblasti sedla ventilu a ve výfukovém kanálu. Budeme předpokládat, že mezi prvními dvěma plochami náplň prochází adiabatickým dějem a následně dějem izobarickým.



Obr. 7.14 Zobrazení termodynamických dějů při výtoku plynů z válce [6]

Výsledný vztah pro stanovení hmotnostního toku vypadá následovně:

$$\dot{m} = A_{ef} \sqrt{2 p_v \rho_v} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left[ \left( \frac{p_k}{p_v} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_k}{p_v} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (7.27)$$

Kde  $\kappa$  Poissonova konstanta,  $p_v$ ,  $p_k$  tlaky v daných plochách a  $A_{ef}$  je efektivní plocha, pro níž platí:

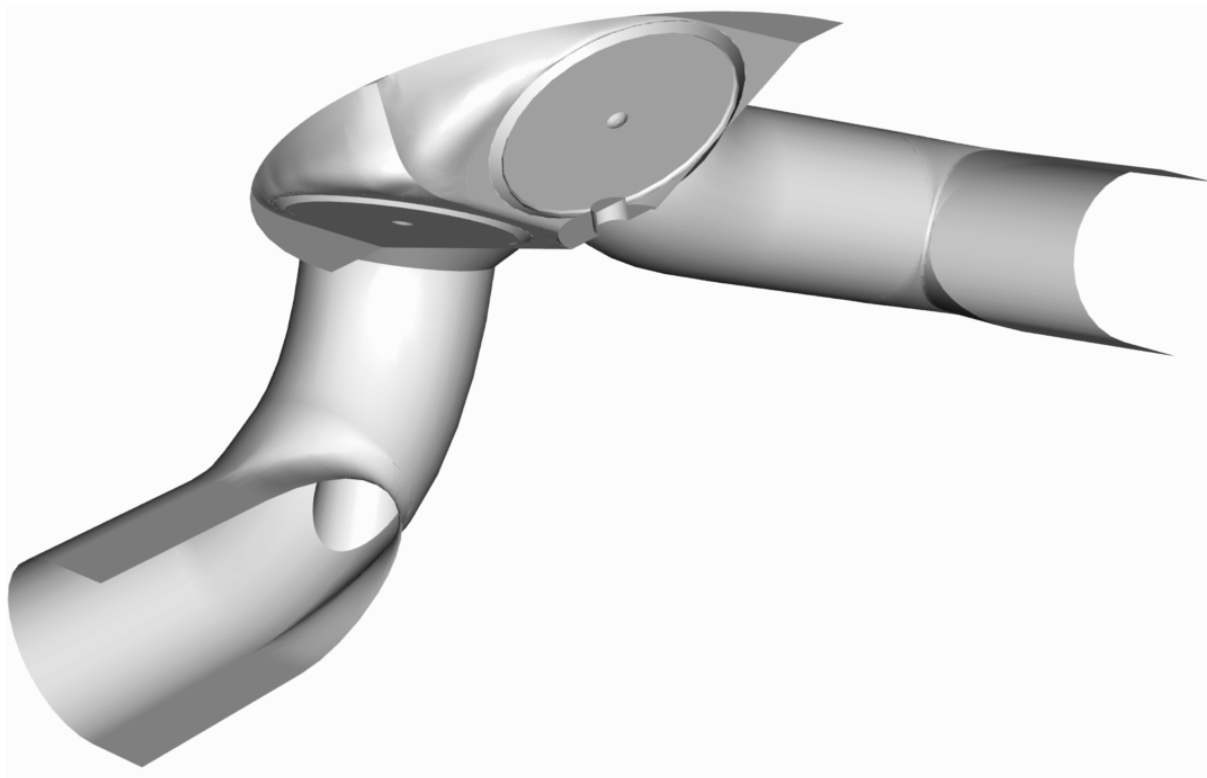
$$A_{ef} = C_f \cdot A_{ref} \quad (7.28)$$

Kde  $A_{ref}$  představuje geometrickou plochu, kterou proudí plyn z válce do výfukového kanálu a která je závislá na zdvihu ventilu.  $C_f$  je empiricky získaný koeficient, jenž zahrnuje fakt, že v oblasti sedla ventilu neplatí předpoklady jednorozměrného proudění. Tento koeficient je v programu volen skrze typ kanálů (Port Type). Pro Hmotnost směsi vstupující do válce platí obdobná rovnice jako 7.27.



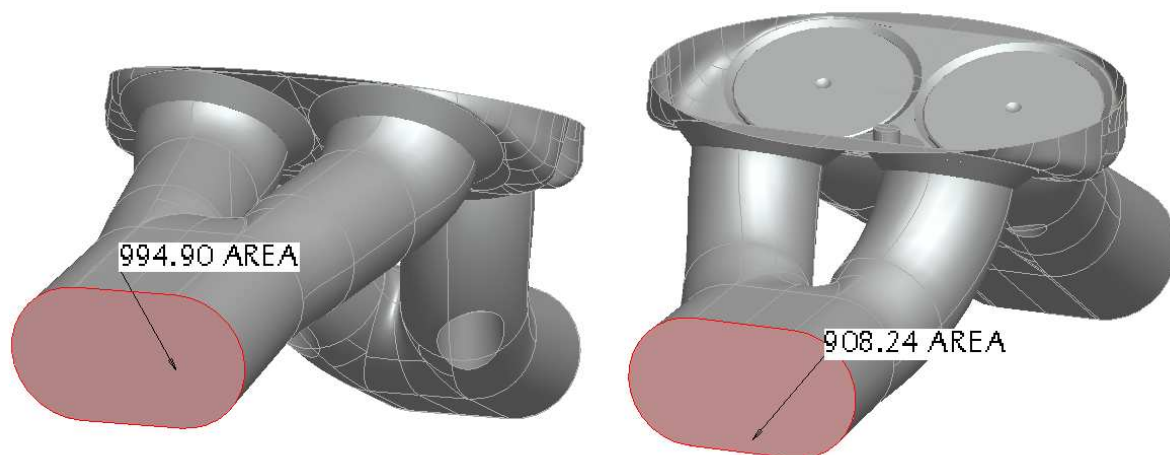
### 7.3 Sací a výfukové kanály

Poslední součástí motoru, kterou je třeba namodelovat jsou sací a výfukové kanály v hlavě motoru. Ke stanovení délek a příčných průřezů kanálů byl sestrojen jejich CAD model v programu Pro ENGINEER. Vycházel jsem přitom z plochy pořízené 3D skenerem i z údajů, jenž byly naměřeny na reálné hlavě motoru C20XE.



Obr. 7.17 CAD model sacích a výfukových kanálů

Jako menší problém se ukázala nemožnost programu Lotus Engine Simulation pracovat s jiným než kruhovým průřezem potrubí. Proto bylo potřeba nahradit nekruhové průřezy kanálů v místě přírub sacího a výfukového potrubí průřezy kruhovými. A to takovým způsobem, aby byly zachovány jejich plochy. Plochy příčných průřezů jsem stanovil pomocí Softwaru Pro ENGINEER viz Obr 7.15.



Obr. 7.18 Zobrazení hodnot příčných průřezů kanálů (vlevo sání, vpravo výfuk)

Z prostého vzorce pro výpočet obsahu kruhu vyplyne vztah 7.29, kterým lze stanovit průměr ekvivalentního kruhového příčného průřezu  $D_{ekv}$ .

$$D_{ekv} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} \quad (7.29)$$

$$D_{ekv,sání} = 35,6 \text{ mm}$$

$$D_{ekv,výfuk} = 34,0 \text{ mm}$$

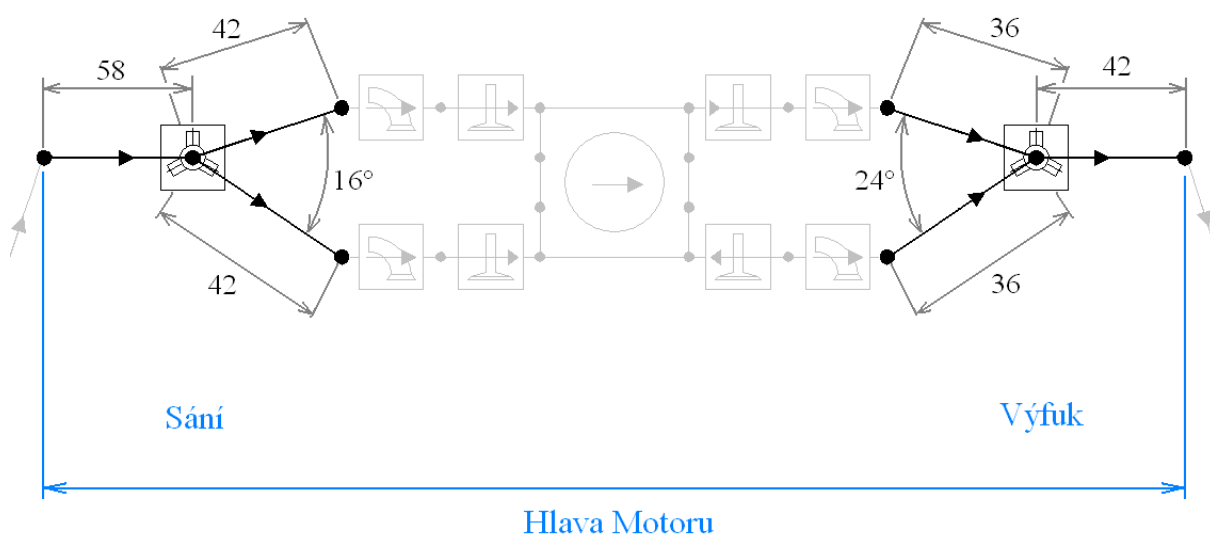
Pro zjednodušení budeme předpokládat, že průřez kanálů je po celé jejich délce stejný. Pomocí vztahu 7.30 určíme průměry kanálů po rozdělení  $\bar{d}$ .

$$\bar{d} = \sqrt{\frac{\bar{D}^2}{2}} \quad (7.30)$$

$$d_{sání} = 24,0 \text{ mm}$$

$$d_{výfuk} = 25,2 \text{ mm}$$

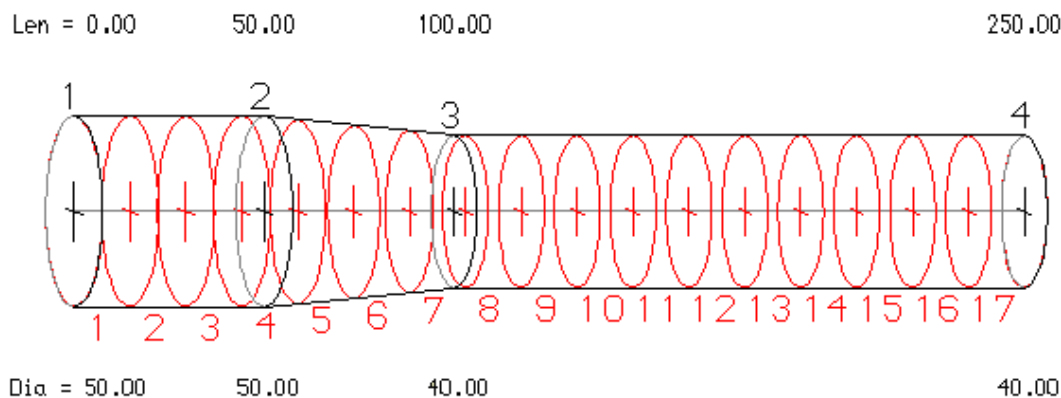
Dalšími pro výpočet potřebnými údaji jsou délky jednotlivých kanálů a úhel, pod kterým se kanály rozpojují. Tyto parametry jsem získal z CAD modelu kanálů a jsou uvedeny v obrázku Obr 7.16. V programu Lotus Engine Simulation se kanály skládají ze dvou typů prvků. A to ze samotného potrubí a ze ztrátových přechodů.



Obr. 7.19 Přehled některých parametrů sacích a výfukových kanálů

### 7.3.1 Prvek potrubí

Prvek potrubí je v programu Lotus Engine Simulation jednorozměrný element. Modely potrubí mají ze všech prvků největší vliv na přesnost simulací. Bylo již zmíněno, že program počítá pouze s kruhovými příčnými průřezy. Potrubí jsou potom definována svou délkou, dále průměry v určitých bodech po své délce a vlastnostmi stěn. Každý prvek potrubí musí mít definovaný minimálně počáteční a koncový průměr. Vzhledem k výpočtům, jenž jsou založeny na jednorozměrném proudění, není možné zaručit dostatečnou přesnost výsledků v případě nespojitě navazujících potrubí a v případě prudkých změn průřezů.

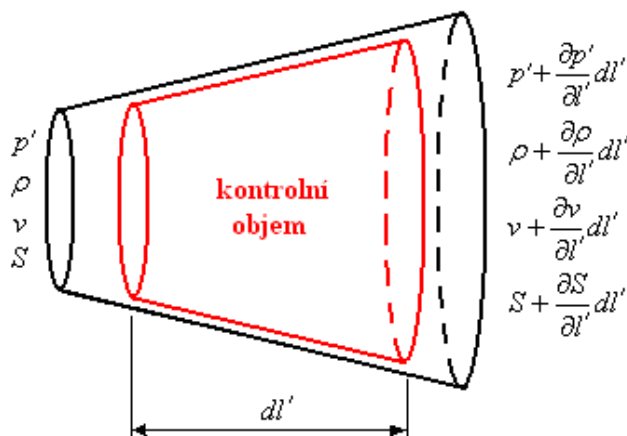


Obr. 7.20 Ilustrační schéma prvku potrubí [6]

Jak lze spatřit na předchozím obrázku, prvek potrubí je rozdělen na elementy. Čím větší počet elementů, tím jsou přesnější výsledky výpočtů, ale na druhou stranu se prodlužuje výpočetní čas. V programu je možnost automatického generování sítě. Délka elementů je doporučována 10 až 20 mm pro sací potrubí a 20 až 30 mm pro výfuk.

### 7.3.1.1 Výpočtové metody proudění plynů potrubím

Po spuštění výpočtu jsou pro každý element potrubí a pro každé elementární natočení klikové hřídele stanoveny hodnoty stavových veličin a rychlosti na základě rovnic pro zákon zachování hmoty (rovnice kontinuity), o rovnováze sil a zachování energie. Předpokládáme, že proud stlačitelné tekutiny protéká skrze elementární část potrubí (kontrolním objemem). Ta je tvořena stěnami potrubí a plochami, jež jsou kolmé na osu proudění. Průměr potrubí se přitom mění, jak lze vidět na následujícím obrázku. Rychlost proudění  $v$  je v obecném případě nerovnoměrná, ale rozložení rychlosti po průřezu  $S$  uvažujeme konstantní.



Obr. 7.21 Zobrazení kontrolního objemu [6]

Obecná rovnice kontinuity pro jednorozměrné proudění potom vypadá následovně:

$$\frac{\partial(\rho \cdot S)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot v \cdot S)}{\partial l'} = 0 \quad (7.31)$$

Kde  $\rho$  je hustota tekutiny,  $p'$  tlak,  $t$  čas,  $l'$  posunutí. V proudící tekutině vznikají normálová napětí od tlaku tekutiny a tečná napětí vlivem třecích sil. Na tekutinu také působí síly od vlastního pohybu částic. Rovnice 7.32 pak představuje zákon o rovnováze sil, jež působí na kontrolní objem.

$$\frac{\partial(\rho \cdot v \cdot S)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot v^2 + p)}{\partial l'} - p' \frac{dS}{dl} + \frac{1}{2} \rho \cdot v^2 f \cdot \pi \cdot D' = 0 \quad (7.32)$$

Kde  $f$  je součinitel tření mezi tekutinou a stěnou potrubí a  $D'$  je hydraulický průměr potrubí. Hodnota součinitele tření  $f$  může být zadána buď přímo nebo nepřímo zadáním drsnosti povrchu stěny potrubí. Rovněž je možnost stanovit drsnost povrchu nepřímo volbou materiálu. Pro rozmezí Reynoldsova čísla  $3,5 \cdot 10^3$  až  $10^8$  a poměr drsnosti  $k$  ku průměru potrubí  $D' \cdot 10^{-6}$  až  $10^{-2}$  je programem stanoven součinitel tření dle vztahu 7.33. Standardní hodnoty drsnosti  $k$  jsou dle programu pro ocel, hliníkové slitiny a plasty 0,0015 mm a pro litinu 0,25mm.

$$f = \frac{0,25}{\left[ \log_{10} \left( \frac{k}{3,7D'} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2} \cdot \frac{1}{4} \quad (7.33)$$

Rovnice zákona o zachování energie (Bernoulliho rovnice) má následující podobu:

$$\frac{\partial(\rho \cdot e_0 \cdot S)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot v \cdot h_0 \cdot S)}{\partial l'} - q \cdot \rho \cdot S = 0 \quad (7.34)$$

Kde  $e_0$  je ztrátová energie a  $h_0$  představuje ztrátovou entalpii tekutiny.  $q$  je teplo vyměněné mezi tekutinou a stěnou potrubí a je určeno z následujícího vztahu pro ideální plyn.

$$q = \frac{2 \cdot f \cdot v}{D'} \frac{\kappa \cdot R}{\kappa - 1} (T_w - T_g) \quad (7.35)$$

Kde  $R$  je molární plynová konstanta,  $T_g$  teplota plynu a  $T_w$  teplota stěny. K jejímu stanovení je potřeba znát vlastnosti materiálu potrubí (viz Tab. 7.8 a rovnice 7.24) a tloušťku stěny.

Tab 7.8 Vlastnosti materiálu potrubí [6]

Materiál	Hustota [kg.m <sup>-3</sup> ]	Součinitel tepelné vodivosti [W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]	Měrná tepelná kapacita [kJ.kg <sup>-1</sup> ]
Hliníková slitina	2 700	204	940
Ocel	7 900	48	490
Polyamid	1 400	0,25	1 256
Litina	7 250	36	470

Samotný výpočet je prováděn Lax – Wandroffovou numerickou metodou. Více informací a odvození předchozích rovnic lze nalézt například v teoretické části nápovědy programu Lotus Engine Simulation. [1, 6]

### 7.3.2 Ztrátové spojení a přechody potrubí

Program Lotus Engine Simulation rozlišuje dva typy spojení potrubí. Jednodušší pro výpočet je spojení bez ztráty tlaku. Druhou možností je simulace ztrátového spojení, jenž ve výpočtu zahrnuje účinek úhlu, pod kterým se potrubí spojují či rozpojují. Právě tento úhel je jedinou proměnnou, jenž lze u tohoto prvku definovat. Ztrátové spojení potrubí je potom charakterizováno ztrátovými koeficienty  $K_j$ , které se pro každou větev potrubí  $j$  můžou lišit.

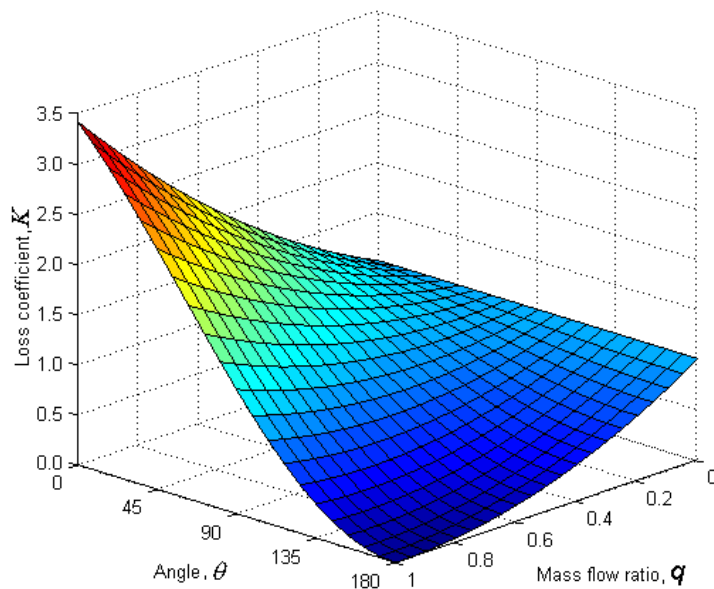
Zmíněný software definuje větev potrubí, kterou prochází největší hmotnostní tok, jako větev vztažnou (index *ref*).

$$K_j = q_j^2 \psi_j^2 + 1 - 2q_j \psi_j \cos \left[ \frac{3}{4} (\pi - \theta) \right] \quad (7.37)$$

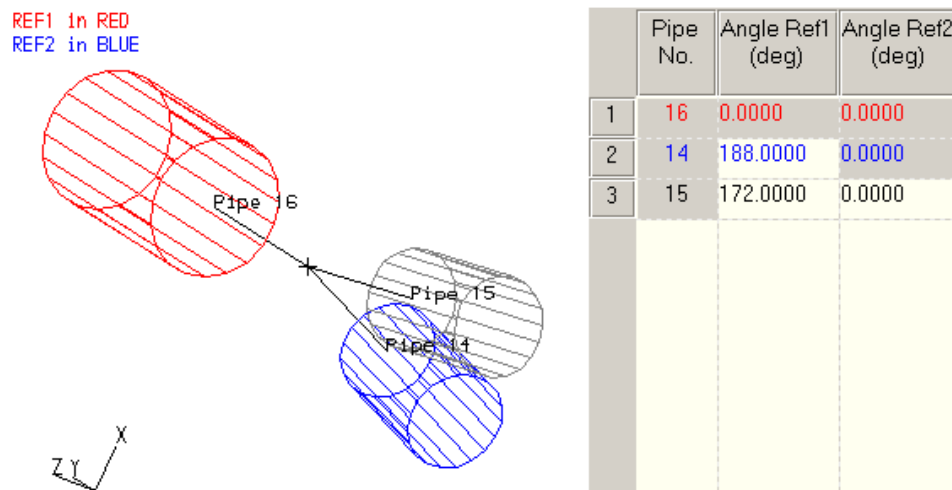
$$\psi_j = \frac{S_{ref}}{S_j} \quad (7.38)$$

$$q_j = \frac{\dot{m}_j}{\dot{m}_{ref}} \quad (7.39)$$

Kde  $\psi_j$  je poměr povrchů průřezů mezi vztažnou větví a j-tou větví a  $q_j$  poměr mezi hmotnostním tokem j-té větve a vztažné větve. [1, 6]



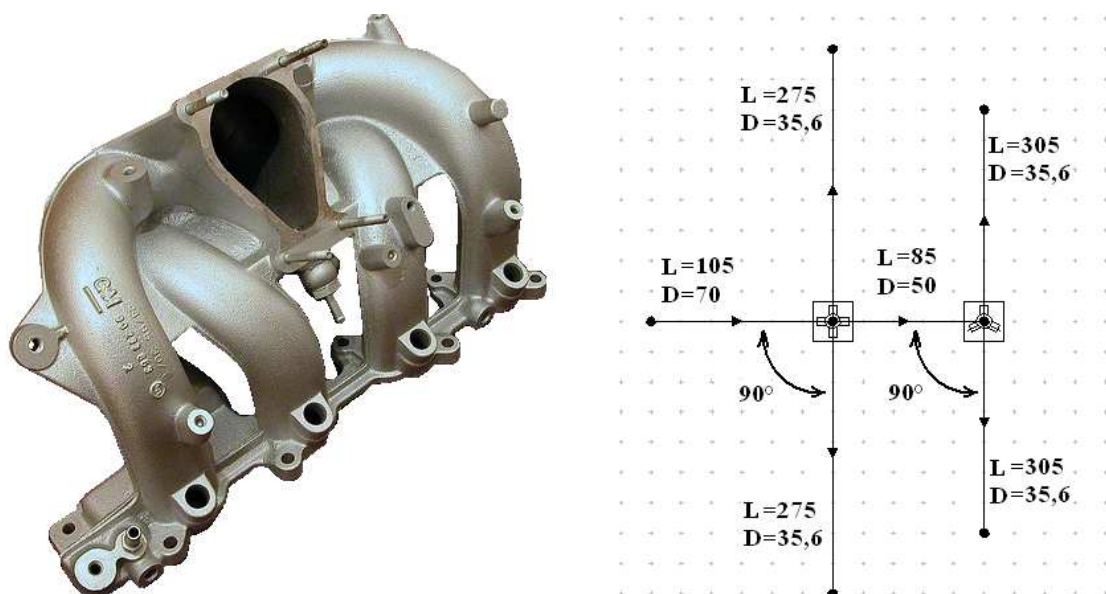
Obr. 7.23 Grafické znázornění závislosti ztrátového koeficientu na poměrných veličinách [6]



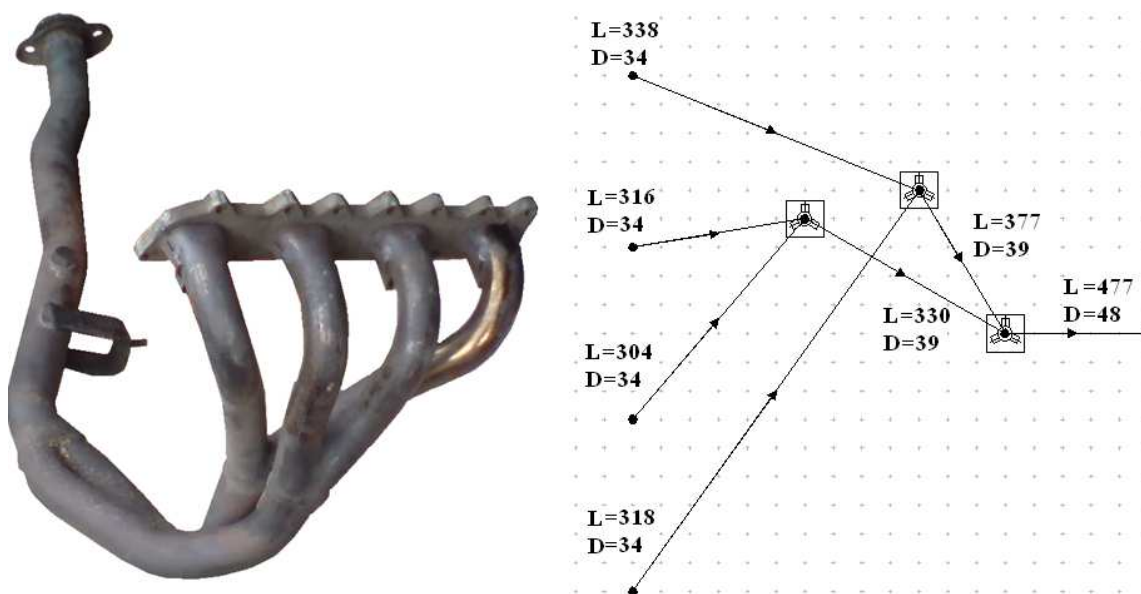
Obr. 7.24 Znázornění definování parametrů ztrátového přechodu [6]

## 8 MODEL PŮVODNÍHO SACÍHO A VÝFUKOVÉHO SYSTÉMU

Aby bylo možné zhodnotit přínos optimalizovaného sacího a výfukového traktu je nutné sestavit model původních systémů. Tak se získá charakteristika modelu sériového motoru, jenž se porovná se skutečnou charakteristikou a tím poslouží jako kontrola modelu samotného motoru. Rozměrové parametry částí sacího a výfukového systému, jenž mají na charakteristiku největší vliv, jsou patrné z obrázků Obr. 8.1 a Obr. 8.2 (rozměry v mm).

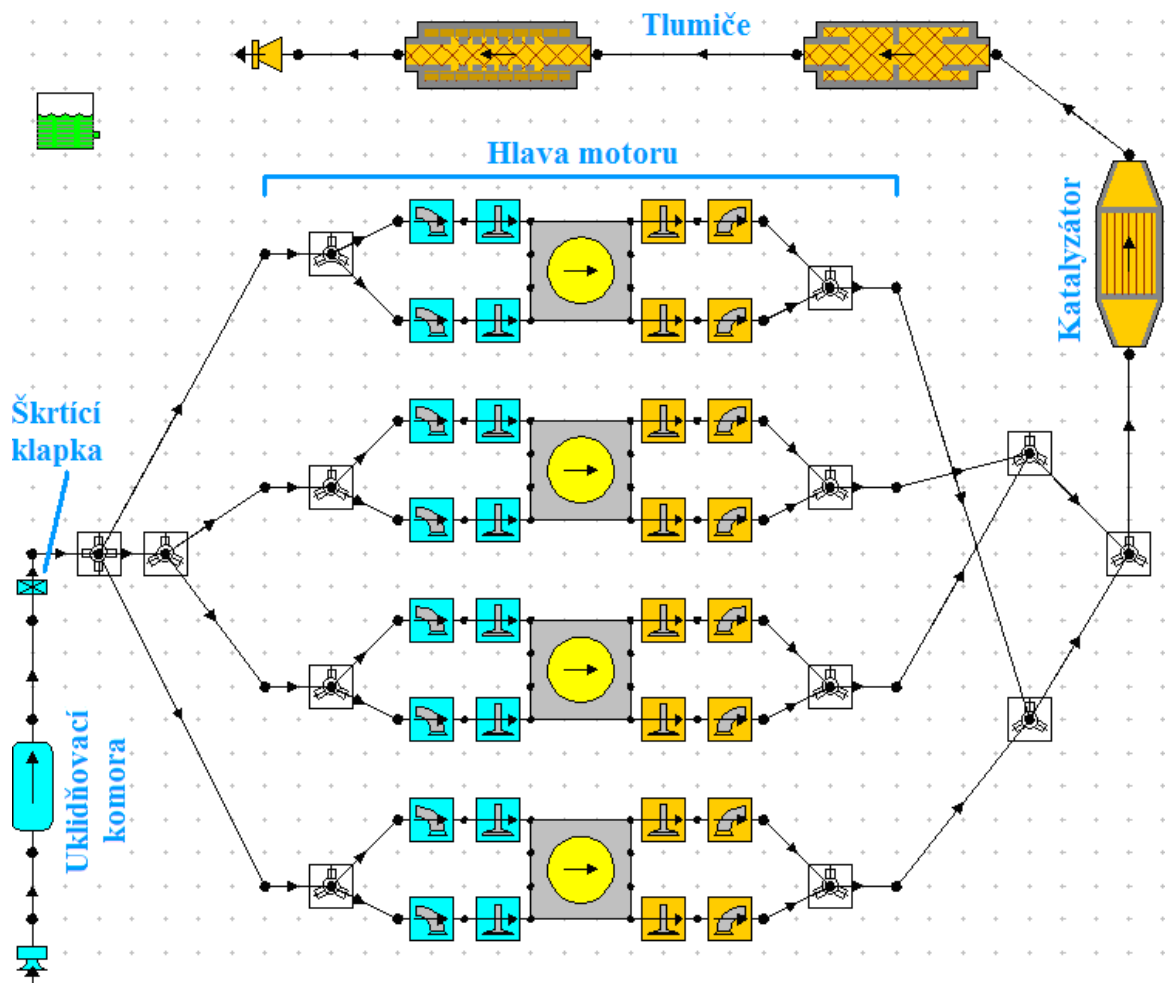


Obr. 8.1 Původní sací potrubí motoru C20XE a jeho schéma



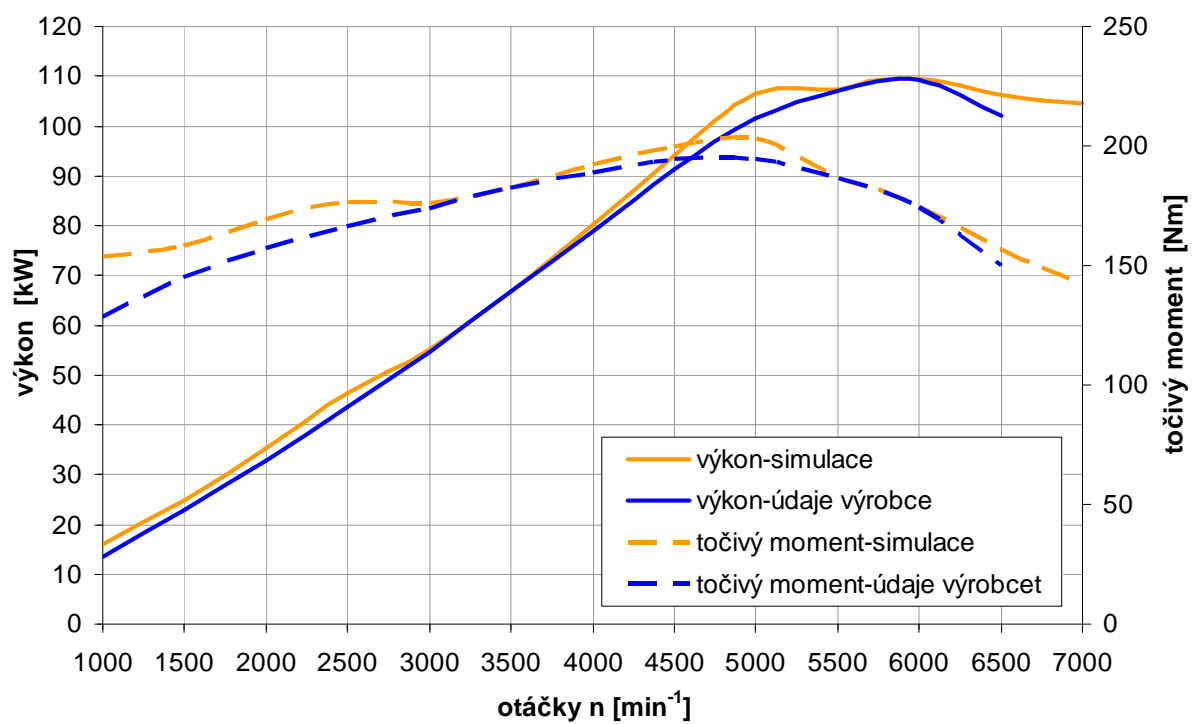
Obr. 8.2 Sériové výfukové sběrné potrubí motoru C20XE a jeho schéma

Na obrázku Obr. 8.3 je vyobrazeno schéma, jenž zahrnuje motor a stejně tak i kompletní původní sací a výfukový trakt. Graf 8.1 potom představuje srovnání reálné vnější charakteristiky motoru C20XE a charakteristiky stanovené programem Lotus Engine Simulation. Nejsou zde patrné výraznější odchylky.



Obr. 8.3 Schéma motoru C20XE s původním sacím a výfukovým traktem

Graf 8.1 Srovnání vnější charakteristiky vypočítané a výrobcem udávané





## 9 NÁVRH A OPTIMALIZACE SACÍHO SYSTÉMU

Navrhované sání motoru C20XE je určeno pro závodní automobil. Proto jsem se při konstrukci nechal inspirovat sáním závodních a sportovních vozů. Takové sání většinou zahrnuje sací nátrubky, které jsou napojeny k sacím kanálům v hlavě motoru. Nátrubky ústí do společného prostoru – airboxu. Před něj bývá předřazena škrtkící klapka a vzduchový filtr. Z důvodů rychlejší odezvy motoru může být škrtkící klapka nahrazena soustavou klapek nebo šoupátek, jenž jsou umístěny mezi hlavou motoru a sacími nátrubky. Při této variantě nemusí sání zahrnovat airbox a jedná se o tzv. přímé sání.

Obecně lze konstatovat, že záměrem sportovních úprav motorů je docílit nárůstu výkonu ve vyšším pásmu otáček, neboť právě v tomto rozmezí otáček je motor při sportovním či závodním provozu nejčastěji používán. Při návrhu parametrů sacího a výfukového traktu je však nutné si ujasnit, jaký charakter průběhu točivého momentu a výkonu je požadován. Zda je výhodnější dosáhnout maximálního možného výkonu (vhodnější pro okruhové závody) nebo zlepšit průběh točivého momentu ve středních otáčkách na úkor hodnoty maximálního výkonu (vhodnější pro rally, kde na maximálním výkonu až tak nezáleží).

Další skutečností, nad kterou se bude třeba zamyslet, je stanovení otáček, při kterých bude požadován maximální výkon (jmenovitých otáček). Ty jsou ovlivňovány otáčkami maximálními. U závodních vozů s atmosférickým motorem vrcholných kategorií (Formule 1, S2000) jsou tyto otáčky limitovány regulami. Při „amatérských“ sportovních úpravách je limitujícím faktorem především životnost motoru. Po doporučení vedoucího práce jsem zvolil maximální otáčky motoru na  $7300 \text{ ot. min}^{-1}$ . Pokud má být dosaženo maximálního výkonu přibližně v těchto otáčkách, měl by být vrchol točivého momentu při cca  $5500 \text{ ot. min}^{-1}$ . Na tyto otáčky tedy budu ladit sání a výfuk při orientačním návrhu.



Obr. 9.1 Ilustrační fotografie závodního sání [32, 33]

### 9.1 Prvotní návrh výfukového potrubí

Aby bylo možné optimalizovat sací systém je pro výpočty nezbytné navrhnout nějaké výfukové potrubí. Až po optimalizaci sání bude pozornost zaměřena k optimalizaci výfuku.



Poté bude zvážena možnost optimalizovat sání i výfuk dohromady, což bude ovšem časově náročnější výpočet.

V kapitole 4.3 již bylo zmíněno že výpočet délek sběrného výfukového potrubí není snadný především kvůli proměnlivé teplotě náplně. Pomocí programu Lotus Engine Simulation stanovíme přibližnou střední hodnotu teploty ve výfuku. Pokud se stanoví aritmetický průměr ze středních hodnot teplot náplní v místě napojení sběrného potrubí k hlavě motoru a v místě spojení dvou větví sériového výfuku při  $6500 \text{ ot.min}^{-1}$ , dostaneme teplotu o přibližné hodnotě  $750^\circ\text{C}$  ( $1023 \text{ K}$ ). Ta bude použita pro následující orientační výpočty. Přibližná rychlost zvuku se určí z rovnice 4.9:

$$a_s = \sqrt{\frac{1,4 \cdot 8,31451 \cdot 1023}{0,02896}} = 641 \text{ ms}^{-1}$$

Orientační délka výfukového kanálu a trubky sběrného potrubí (po místo spojení jednotlivých větví) se potom stanoví vztahem 4.8, kdy volím otáčky  $5500 \text{ ot.min}^{-1}$ .

$$l = \frac{15}{2} \cdot \frac{641}{5500} = 0,874 \text{ m}$$

Pro větší jednoduchost je zvolena varianta sběrného výfukového potrubí 4-1. Průměry volím 42 mm pro jednotlivé svody a 60 mm po spojení. Za sběrným potrubím se nebudou nacházet žádné tlumiče ani katalyzátory, ale pouze trubka o délce 3000 mm. Nyní je možné začít optimalizovat sací potrubí.

## 9.2 Návrh sacího potrubí

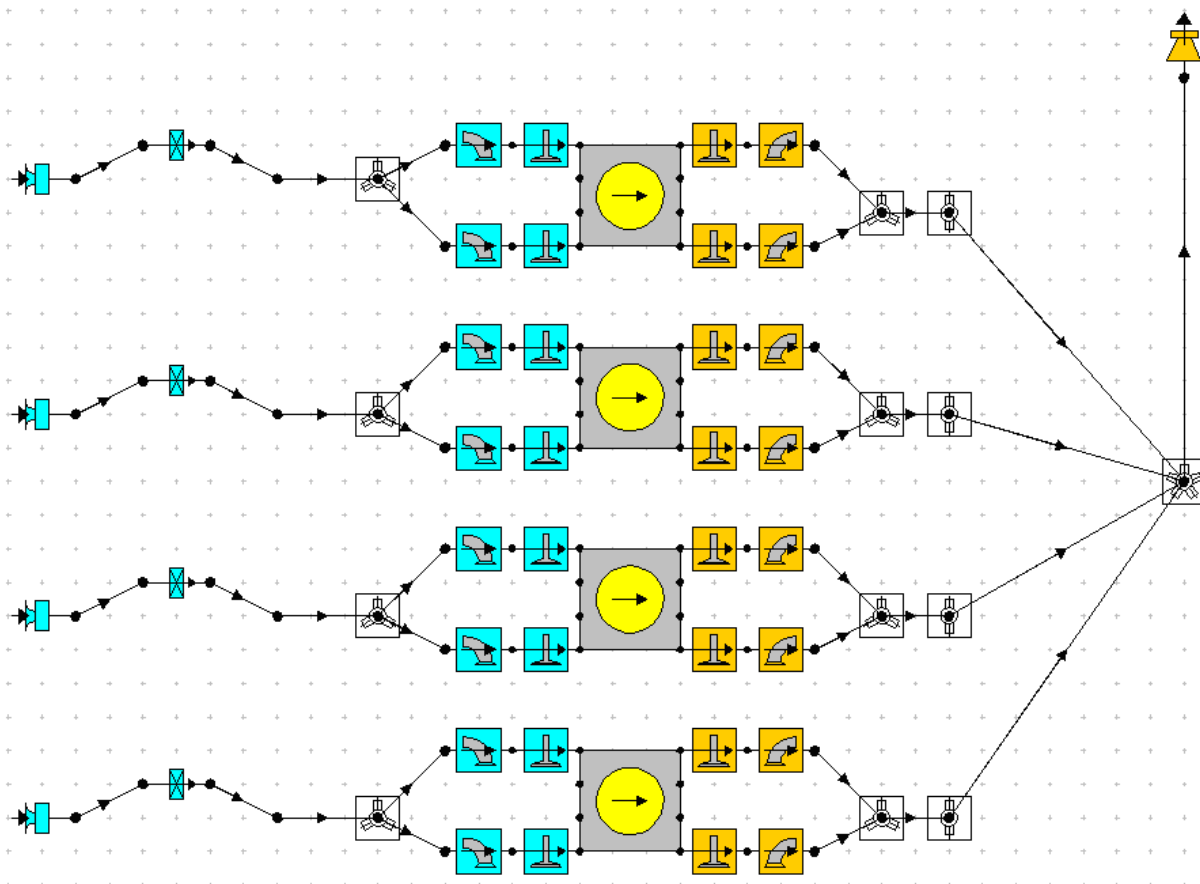
Při návrhu sacího systému budu uvažovat variantu přímého sání se soustavou škrťících klapek. Umístění klapky blízko motoru zrychluje odezvu motoru na sešlápnutí plynového pedálu. Navíc tak bude docíleno jednoduššího modelu a kratších výpočtových časů. Pokud však klapku umístím příliš blízko může poklesnout výkon z důvodu zvýšeného víření směsi v oblasti sedel ventilů. Klapky budou při všech simulacích plně otevřeny, poněvadž mě budou zajímat pouze křivky točivého momentu a výkonu na vnější rychlostní charakteristice. Schéma navrhovaného sání je zobrazeno v obrázku Obr. 9.2.

Pro stanovení orientační délky rezonančního sacího potrubí je nutné znát rychlost zvuku. Tu určím opět ze vztahu 4.9, kdy předpokládám teplotu nasávaného vzduchu  $20^\circ\text{C}$ :

$$a_s = \sqrt{\frac{1,4 \cdot 8,31451 \cdot 293,15}{0,02896}} = 343,26 \text{ ms}^{-1}$$

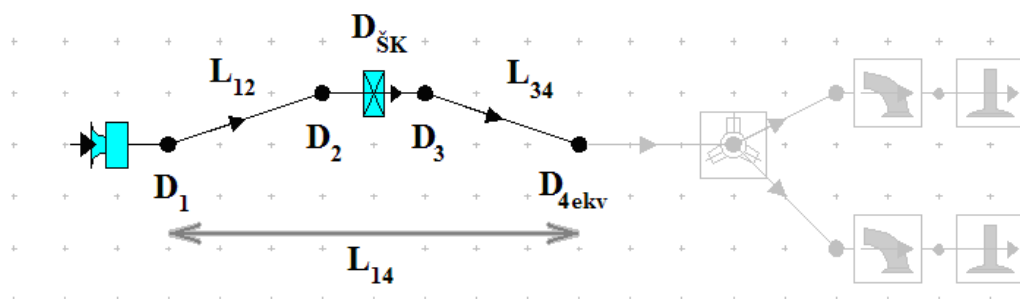
Celková délka sacího potrubí se pak určí z rovnice 4.8, přičemž znovu předpokládám maximální točivý moment při  $5500 \text{ ot.min}^{-1}$ :

$$l = \frac{15}{2} \cdot \frac{343,26}{5500} = 0,468 \text{ m}$$



Obr. 9.2 Schéma návrhu sacího potrubí a orientačního návrhu výfukového systému

Do výsledné délky 468 mm je nutno započítat i délku sacích kanálů, která činí 100 mm. Zvolené rozměry sacích nátrubků jsou potom patrné z následujícího obrázku a tabulky Tab. 9.1 (průměr  $D_{4ekv}$  odpovídá obsahu příčného průřezu na začátku sacího kanálu hlavy motoru a tudíž nelze měnit). Do sání je vzduch přiváděn přes prvek bezodporový vstup. Výsledky simulace pro vypočtenou délku sání stejně tak i pro jiné délky lze potom spatřit v grafu 9.1 (legenda je uváděna ve formátu: průměr sacího potrubí-délka potrubí bez kanálů; P = výkon, M = točivý moment).

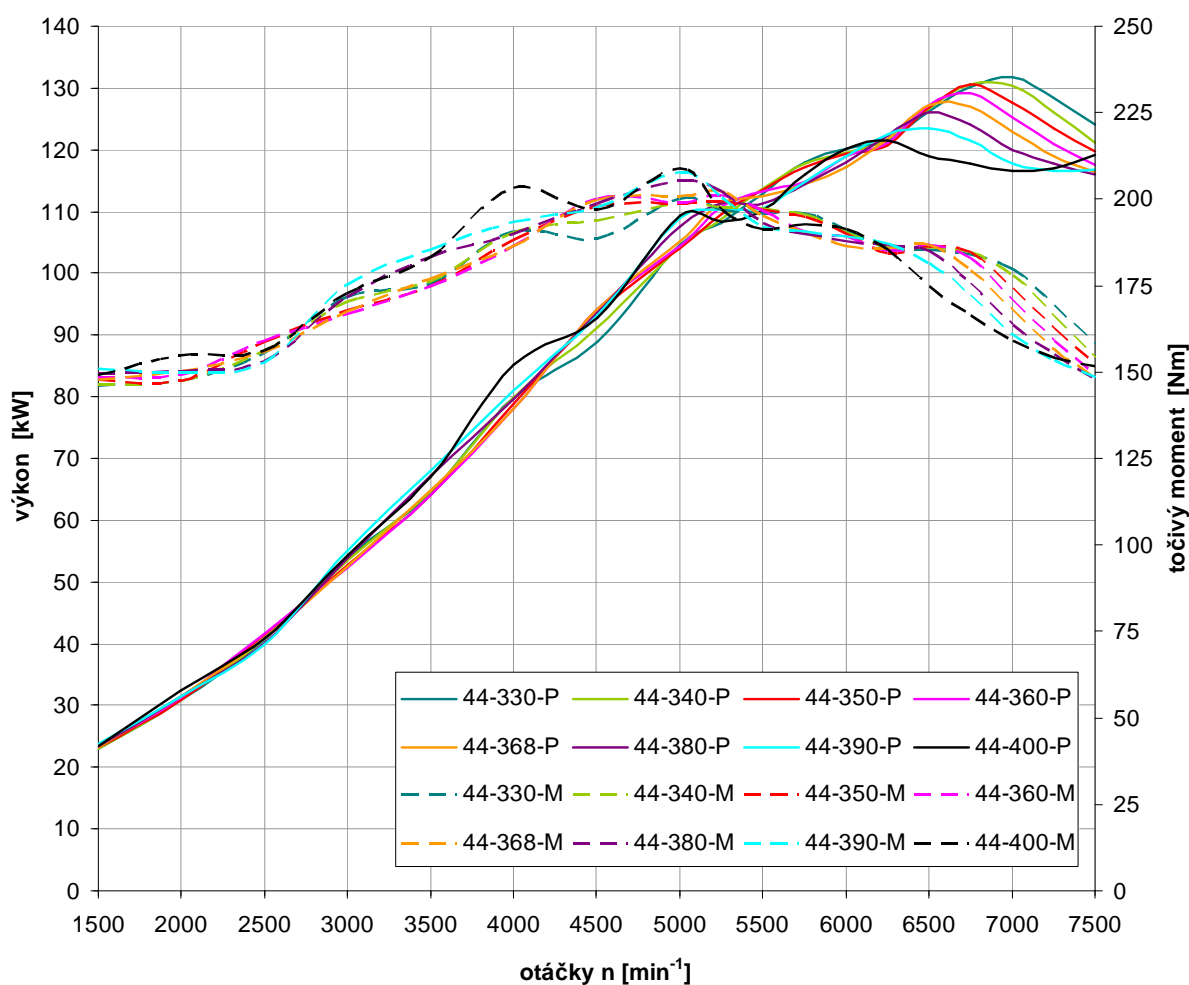


Obr. 9.4 Schéma sacího nátrubku a škrťací klapky s vyznačenými rozměrovými parametry

Tab 9.1 Parametry sacího nátrubku pro prvotní výpočet (hodnoty v mm)

Parametr	Poznámka	Hodnota
D <sub>1</sub>		44
D <sub>2</sub>		44
D <sub>3</sub>		44
D <sub>4ekv</sub>	Průměr ekvivalentní	35,6
D <sub>ŠK</sub>	Průměr škrtící klapky	44
L <sub>14</sub>		368
L <sub>34</sub>		80

Graf 9.1 Vnější charakteristika motoru pro různé varianty délky sacího traktu o průměru 44 mm (D<sub>1</sub>, D<sub>2</sub>, D<sub>3</sub>-L<sub>14</sub>)

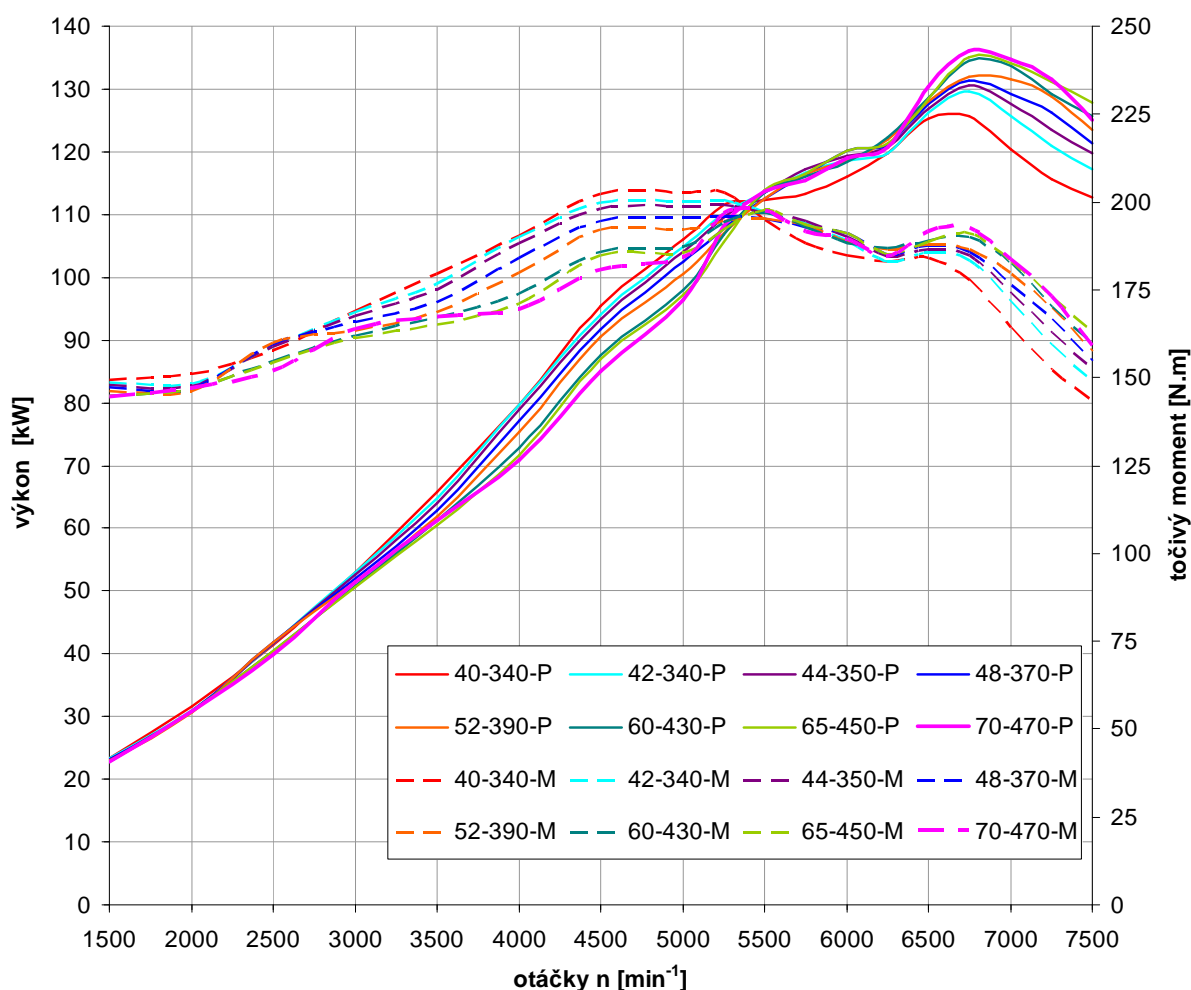


Výsledky simulací potvrzují v různých zdrojích uváděný fakt, že zvýšení výkonu ve vyšších otáčkách je kompenzováno snížením výkonu ve středním pásmu otáček. Děje se tak v důsledku dynamických jevů, které jsou popsány v kapitole 4. Také lze spatřit, že zkracující se sání posouvá maximální výkon k vyšším otáčkám. Z hlediska řidiče není vhodné, aby maximum výkonu bylo k dispozici až v blízkosti maximálních otáček motoru nebo snad při otáčkách vyšších. V takovém případě by využití výkonu nebylo optimální. Po přefazení v limitních otáčkách by příliš poklesl výkon. Taktéž je potřeba počítat s proměnlivými

okolními podmínkami, kdy změna teploty nasávaného vzduchu by mohla otáčky maximálního výkonu posunout až za otáčky maximální. Po konzultaci s vedoucím práce jsem se rozhodl, že vrchol křivky vnější výkonové charakteristiky motoru bude ležet v rozmezí 6500 až 6800 ot·min<sup>-1</sup>.

Následující simulace zahrnovaly varianty sacího traktu o průměrech 38, 40, 42, 48, 52, 56, 60, 65, 70 mm a vždy pro několik různých délek sání. Pro průměry 65 a 70 mm byla délka zužující se části L<sub>34</sub> zvětšena na 120 mm. Graf 9.2 pak zobrazuje právě různé varianty sání, které se jevíly nejvýhodněji. Byla zkoušena i varianta zužujícího se sacího nátrubku, ale nebylo tak dosaženo uspokojivých výsledků.

Graf 9.2 Vnější charakteristika motoru pro různé varianty délky a průměry sacího traktu (D<sub>1</sub>,D<sub>2</sub>,D<sub>3</sub>-L<sub>14</sub>)



Po zvážení výhod a nevýhod byla nakonec zvolena varianta sání o průměru 70mm a délce 470 mm (růžové křivky). V tomto případě je sice dosaženo nižšího výkonu ve středním pásmu otáček, avšak při vyšších otáčkách je výkon nejvyšší ze všech variant. I přesto, že cílem sportovních úprav je navýšení výkonu ve vyšších otáčkách, však nelze říct, že na charakteru výkonové křivky ve středním pásmu otáček nezáleží. I zde je totiž motor během závodu provozován (především rally). Jak už bylo zmíněno, náš agregát je určen pro závodní nasazení na okruzích. Proto by neměl být menší výkon motoru ve středních otáčkách až tak velkou nevýhodou, zvláště pak, když bude agregát doplněn vhodnou převodovkou.

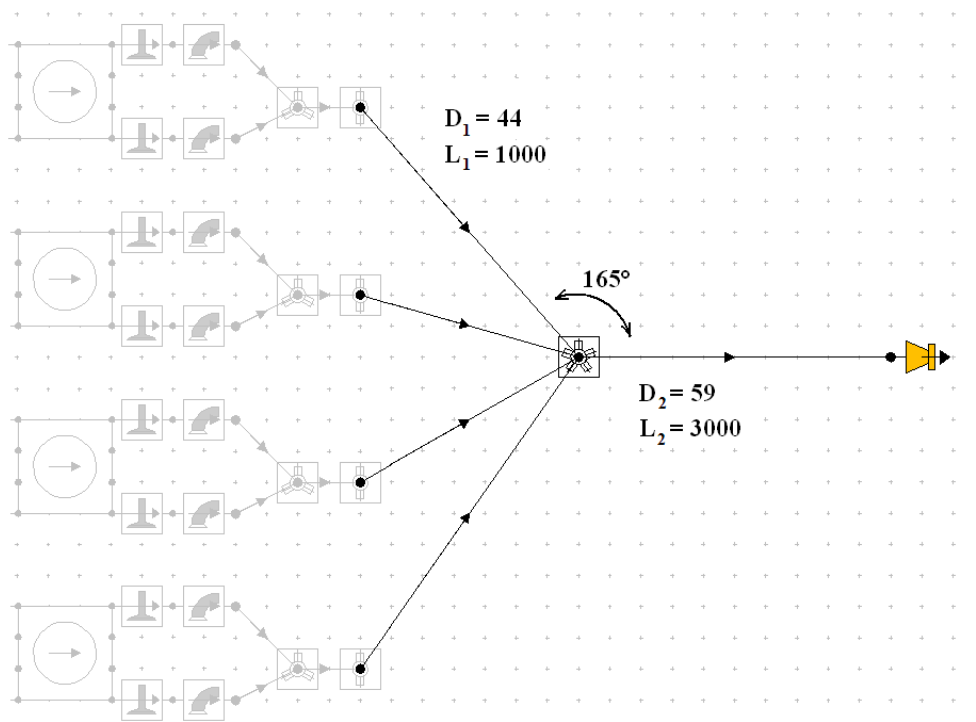
Dá se sice očekávat, že při dalším zvětšení průměru sacích nátrubků by bylo dosaženo ještě vyššího špičkového výkonu, ale ve středních otáčkách by došlo k dalšímu poklesu, což už by bylo dle mého názoru nežádoucí. Konkrétní konstrukční provedení sání bude uvedeno v jedné z následujících kapitol.

## 10 NÁVRH A OPTIMALIZACE VÝFUKOVÉHO SYSTÉMU

U závodních vozů se lze setkat s dvěma variantami sběrného výfukového potrubí. První možností je spojení vždy dvojice svodů od válců, ve kterých probíhají opačné fáze. U čtyřdobého čtyřválcového motoru s pořadím zapalování 1-3-4-2 jsou nejprve sdruženy svody dvou krajních a dvou prostředních válců a až následně jsou sloučeny dohromady (4-2-1). Taková možnost dle různých zdrojů nabízí větší rozsah využitelných otáček na úkor nižšího maximálního výkonu a je proto vhodnější spíše pro závody rally. Druhou variantou je sloučit všechny svody dohromady najednou (4-1). Tato možnost se naopak projevuje vyšším maximálním výkonem a je vhodnější pro okruhové závody. [5]

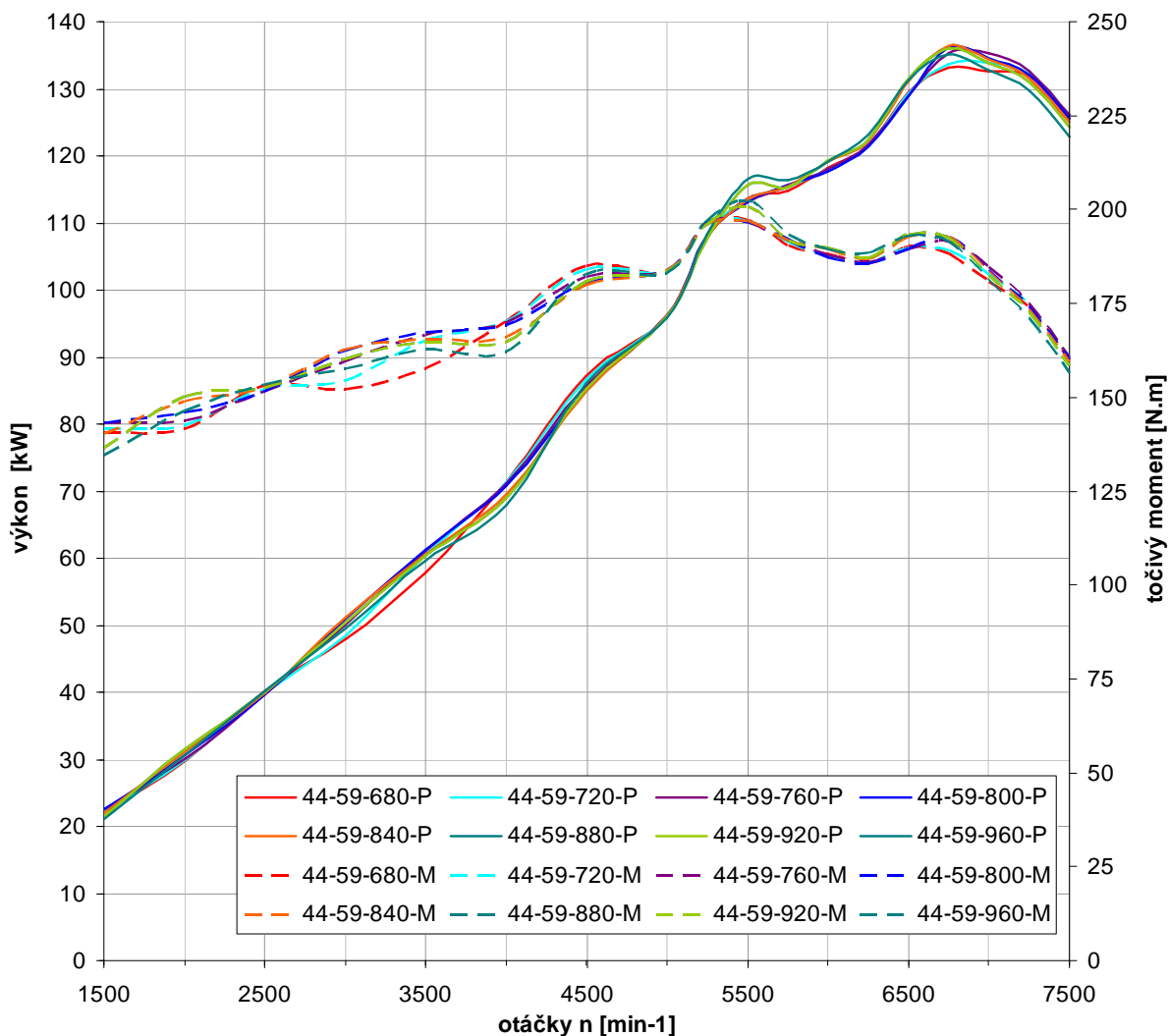
### 10.1 Varianta výfukového sběrného potrubí 4-1

Vzhledem k určení optimalizovaného motoru pro okruhové závody se budu nejdříve zabývat variantou 4-1, která by dle teorie měla být nakonec použita. Na obrázku Obr 10.1 lze spatřit schéma výchozího návrhu sběrného výfukového potrubí s délkovými parametry, jež byly určeny již v kapitole 9.1. Průměry jednotlivých trubek byly zvoleny větší než u sériové varianty. Vnější charakteristiku motoru s tímto výfukem, stejně tak s modifikovanými délkami jednotlivých svodů ukazuje graf 10.1.



Obr. 10.1 Schéma návrhu sběrného výfukového potrubí s prvotními rozměrovými parametry

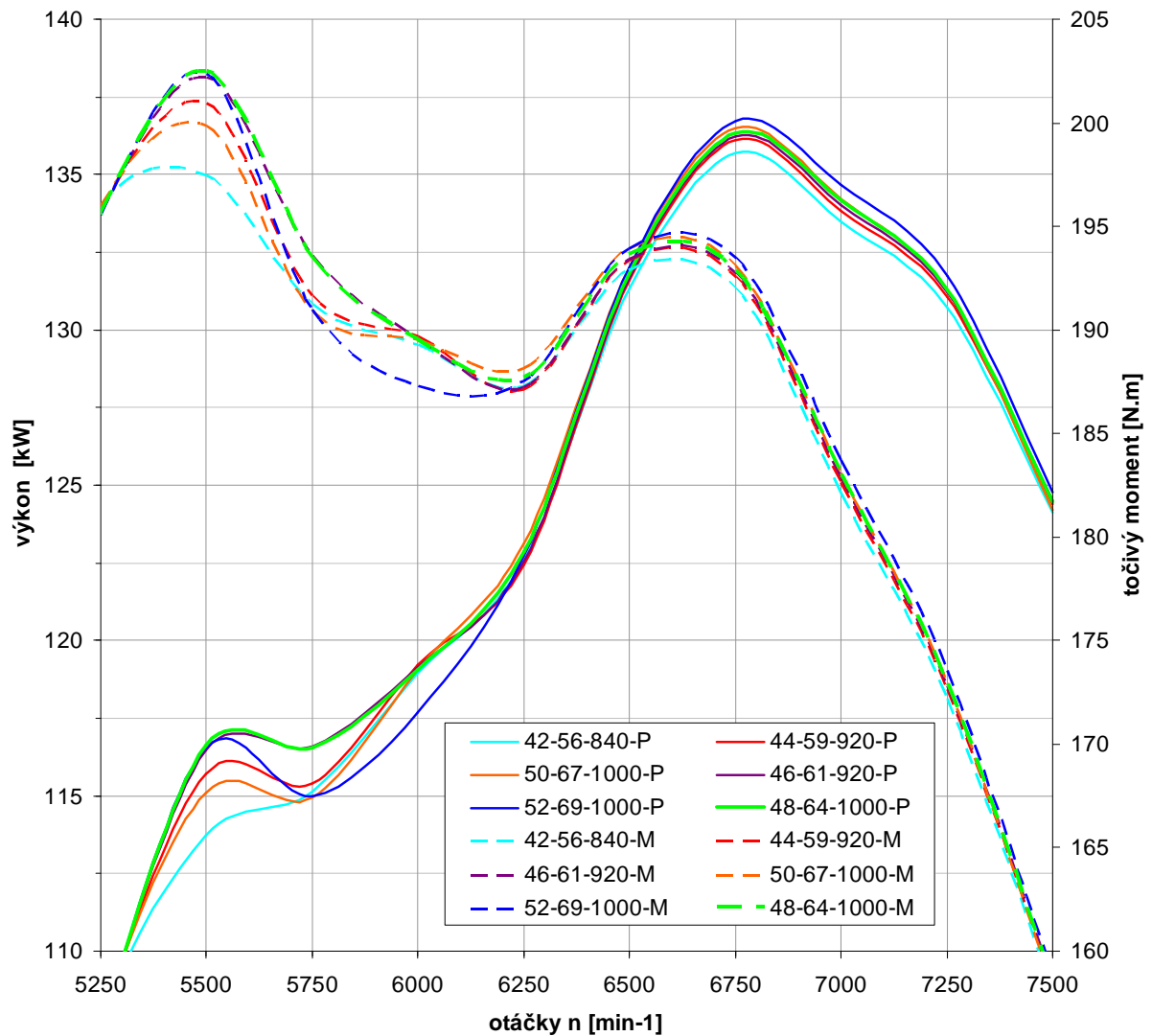
Graf 10.1 Vnější charakteristika motoru pro různé varianty délky sběrného výfukového potrubí ( $D_1$ - $D_2$ - $L_1$ )



Legenda předchozího grafu je uváděna ve formátu: průměr jednotlivých svodů ( $D_1$ )-průměr potrubí po sjednocení svodů ( $D_2$ )-délka jednotlivých svodů ( $L_1$ ); P = výkon, M = točivý moment. Po prostudování grafů lze konstatovat, že provedení výfukového systému má na vnější charakteristiku motoru daleko menší vliv, než sací potrubí. I zde je však patrné, že zvýšení výkonu v určitých otáčkách je vykoupeno poklesem výkonu v otáčkách jiných. Konečná varianta výfuku bude tedy stejně jako u sání kompromisem. Následně jsem provedl několik desítek dalších simulací, kdy jsem kombinoval různé délky svodů a průměry trubek 42, 44, 46, 48, 50 a 52 mm. Jediné, co zůstalo zachováno, je poměr  $\frac{D_2}{D_1} = 1,333$  (průměr

trubky po sjednocení svodů ku průměru jednotlivých svodů). Výběr výkonových a momentových křivek, jenž se mi jevil ze všech nejvýhodněji, je v grafu 10.2. Tyto varianty se lišily tak málo, že bylo nutné změnit měřítko grafu. Je tak zobrazena pouze horní třetina otáčkového spektra, jenž je při ladění závodního motoru nejdůležitější.

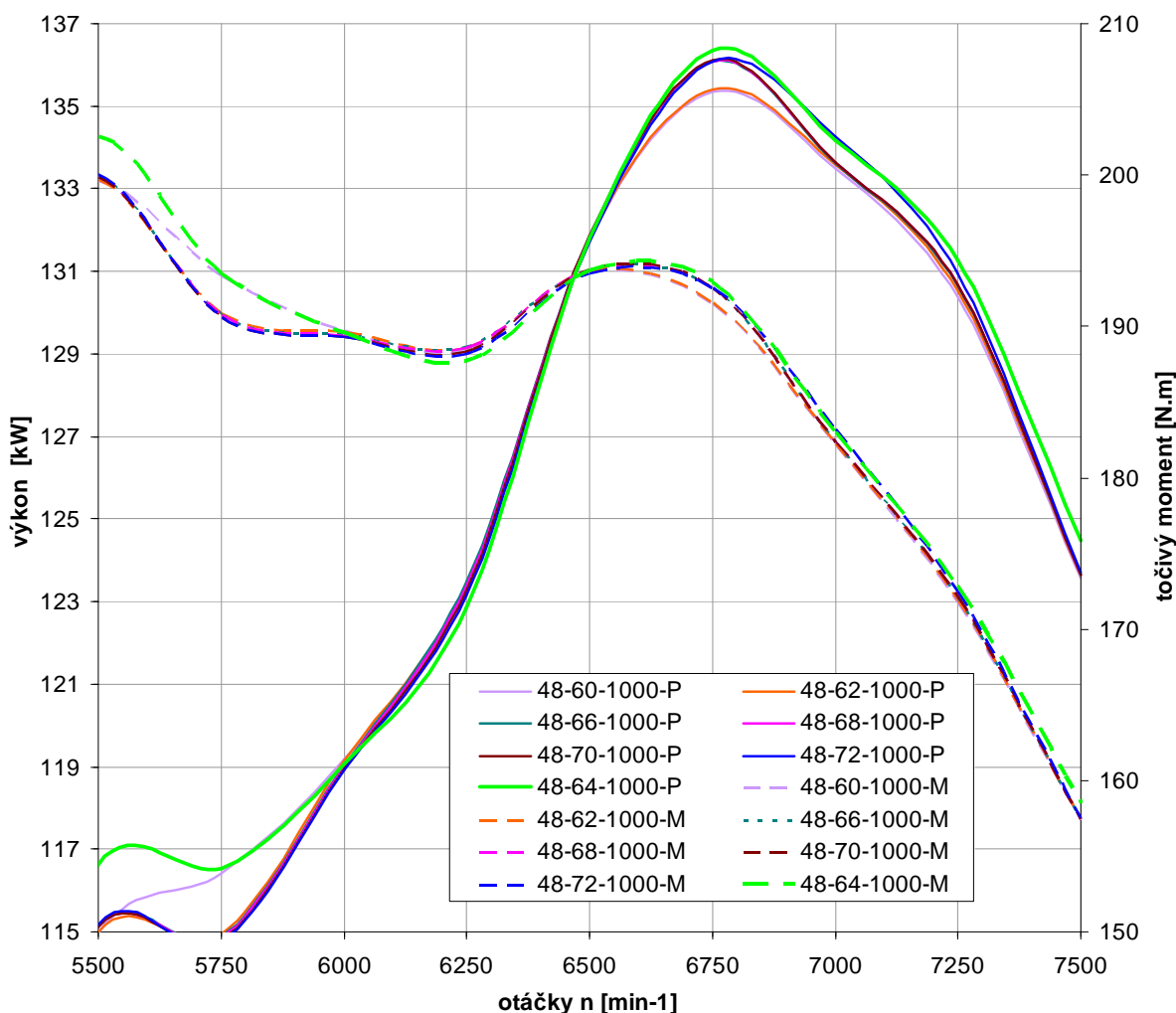
Graf 10.2 Vnější charakteristika motoru pro různé varianty délek a průměrů sběrného výfukového potrubí ( $D_1$ - $D_2$ - $L_1$ )



Nakonec jsem zvolil variantu sběrného výfukového potrubí o parametrech  $D_1 = 48$  mm,  $D_2 = 64$  mm,  $L_1 = 1000$  mm (zelené křivky). Tato konfigurace sice nenabízí maximální špičkový výkon, ale výkonový propad v oblasti  $5750 \text{ ot. min}^{-1}$  je v tomto případě nejmenší.

Poslední modifikací, kterou jsem zkoušel, byla změna průměru  $D_2$  a zachování  $D_1$ . Graf 10.3 zobrazuje vnější charakteristiku pro průměry výfukové trubky 60, 62, 64, 66, 68, 70 a 72 mm. Zvolil jsem variantu s  $D_2 = 64$  mm, jenž vykazovala nejlepší charakteristiku v rozmezí  $5250 \text{ ot. min}^{-1}$  až  $6000 \text{ ot. min}^{-1}$  a zároveň nejvyšší špičkový výkon (zelené křivky).

Graf 10.3 Vnější charakteristika motoru pro různé varianty průměru sběrné výfukové trubky ( $D_1$ - $D_2$ - $L_1$ )



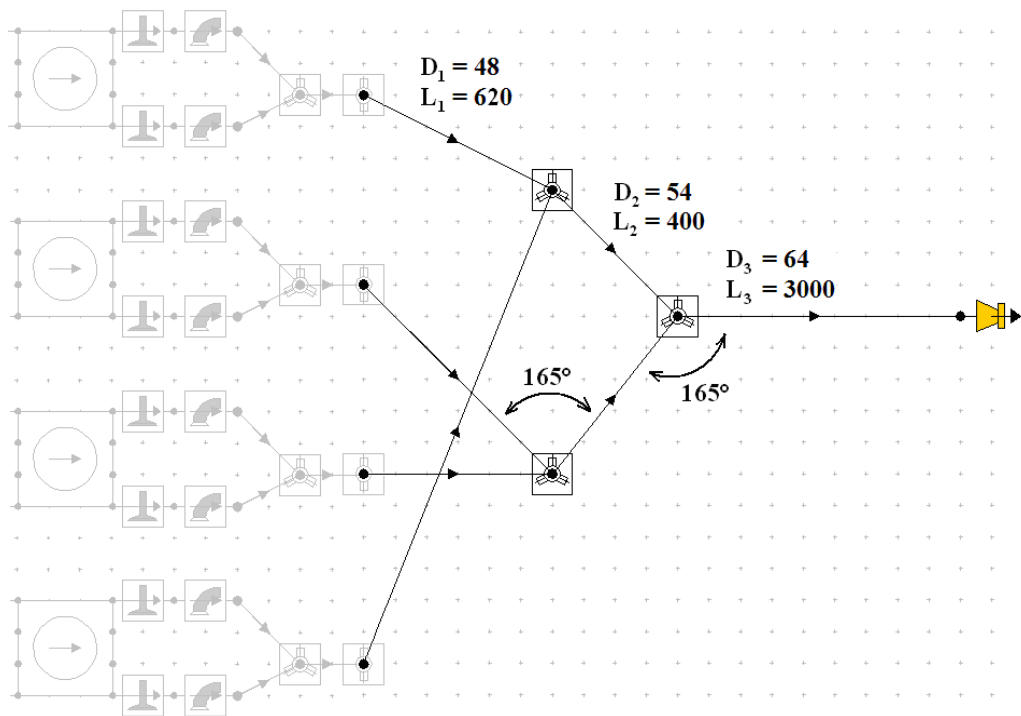
## 10.2 Varianta sběrného výfukového potrubí 4-2-1

Jak už bylo zmíněno, tato konfigurace podle různých zdrojů přináší zlepšení průběhu výkonu a točivého momentu ve středním pásmu otáček. To ovšem není nejvhodnější pro okružové závody. Pro ověření teorie jsem se však rozhodl nasimulovat i tuto variantu výfuku. Na následujícím obrázku je možno spatřit schéma výchozího návrhu sběrného výfukového potrubí 4-2-1 s vyznačenými rozměrovými parametry. Průměry jednotlivých trubek byly zvoleny stejné jako u nejlepší varianty výfuku 4-1. Pouze bylo nutné určit průměr prostřední

trubky  $D_2$ , tak aby přibližně platilo  $\frac{D_2}{D_1} = \frac{D_3}{D_2}$ . Délky potrubí L1 a L2 jsem zvolil ve

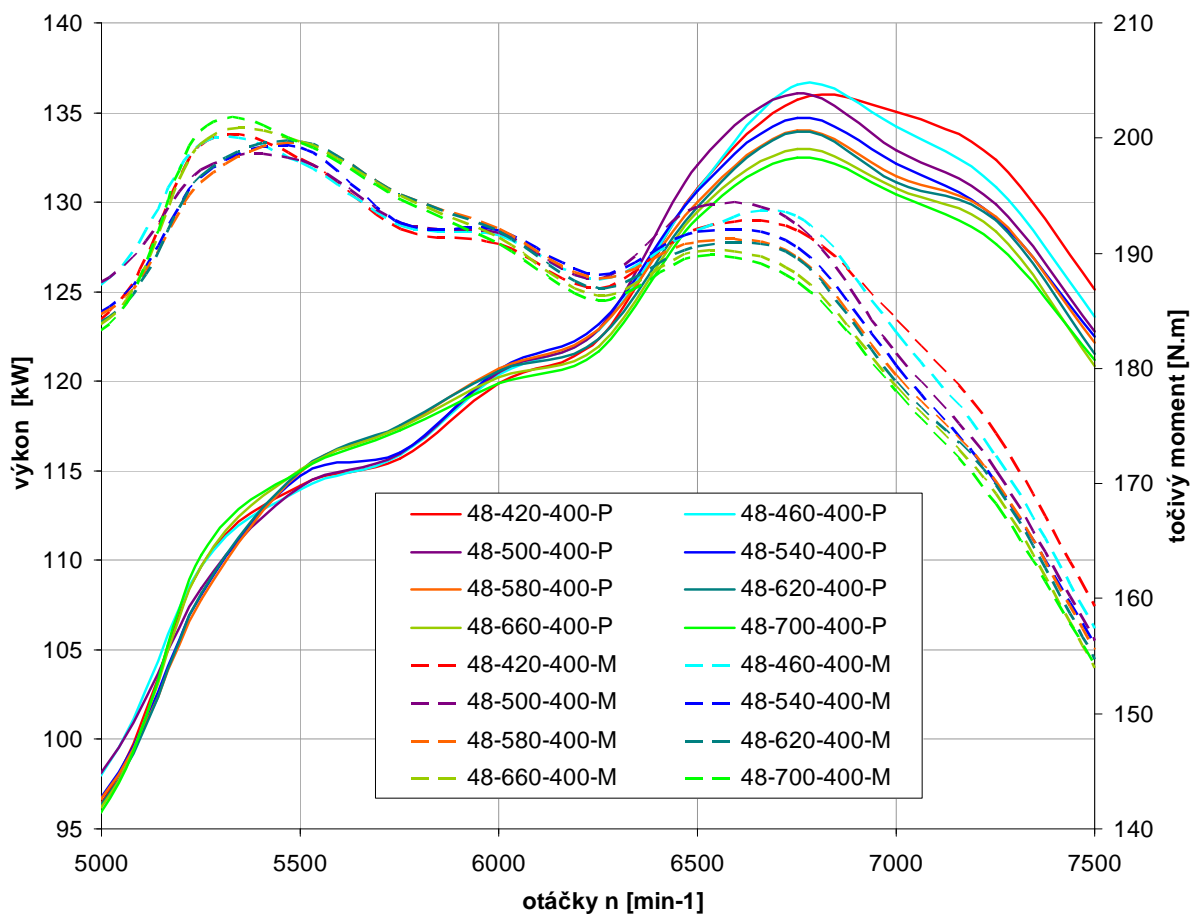
výchozím návrhu takovým způsobem, aby jejich součet přibližně odpovídal délce svodů nejlepší varianty výfukového potrubí 4-1 z kapitoly 10.1. Výsledky simulací výchozího návrhu a rovněž výběr variant s modifikovanou délkou jednotlivých svodů L1 jsou zobrazeny v grafu 10.5.





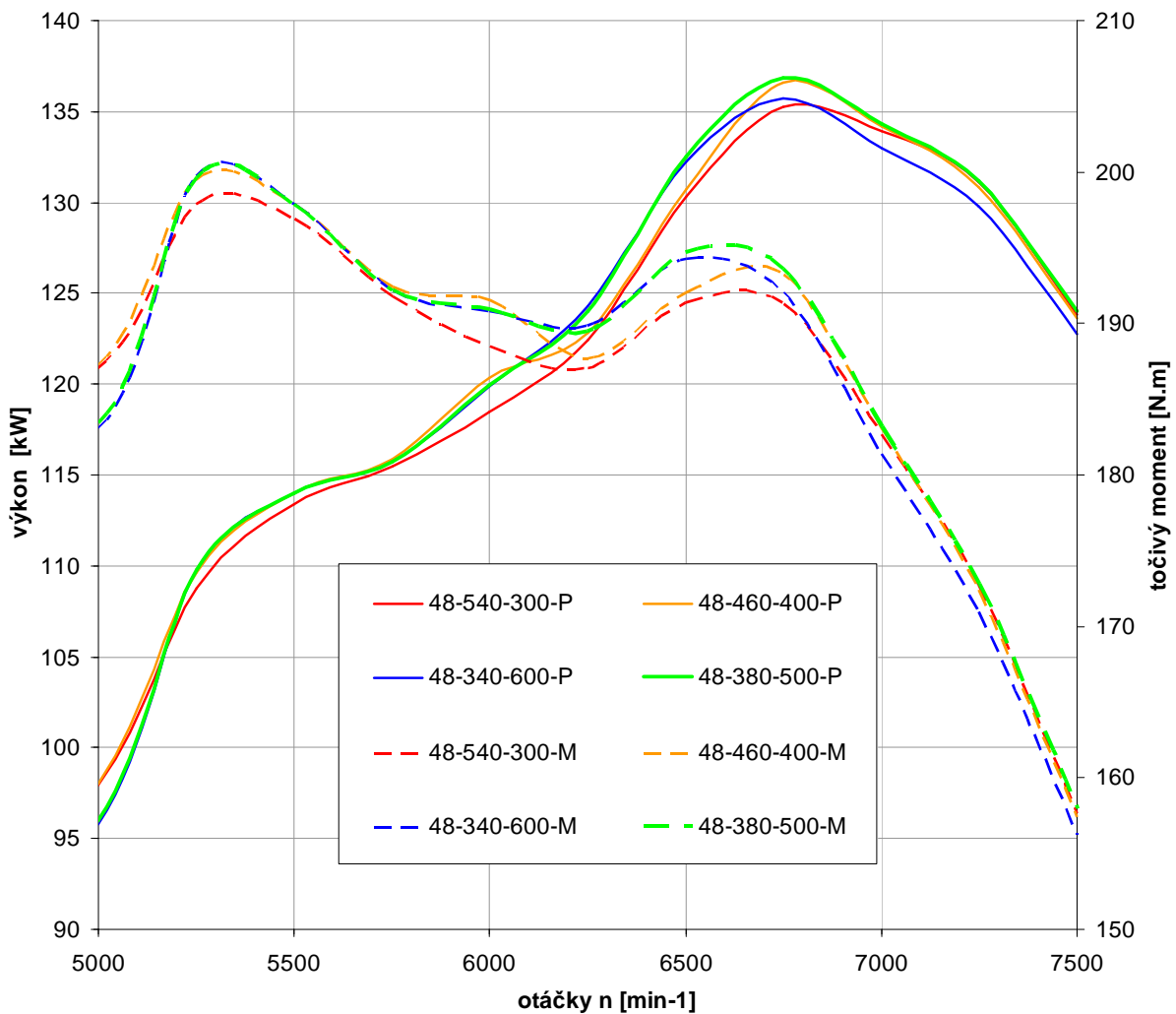
Obr. 10.3 Schéma návrhu sběrného výfukového potrubí 4-2-1 s vyznačenými rozměrovými parametry

Graf 10.5 Vnější charakteristika motoru pro různé varianty délky jednotlivých svodů sběrného výfukového potrubí ( $D_1-L_1-L_2$ )



Legenda grafu 10.5 je uváděna ve formátu: průměr jednotlivých svodů ( $D_1$ )-délka jednotlivých svodů ( $L_1$ )-délka potrubí po sjednocení dvou svodů ( $L_2$ ); P = výkon, M = točivý moment. Poté jsem provedl další simulace, kdy jsem kombinoval změny délky  $L_1$  a  $L_2$ . Výběr nejvýhodnějších variant ukazuje graf 10.6.

Graf 10.5 Vnější charakteristika motoru pro nejlepší varianty rozměrů sběrného výfukového potrubí 4-2-1 ( $D_1$ - $L_1$ - $L_2$ )

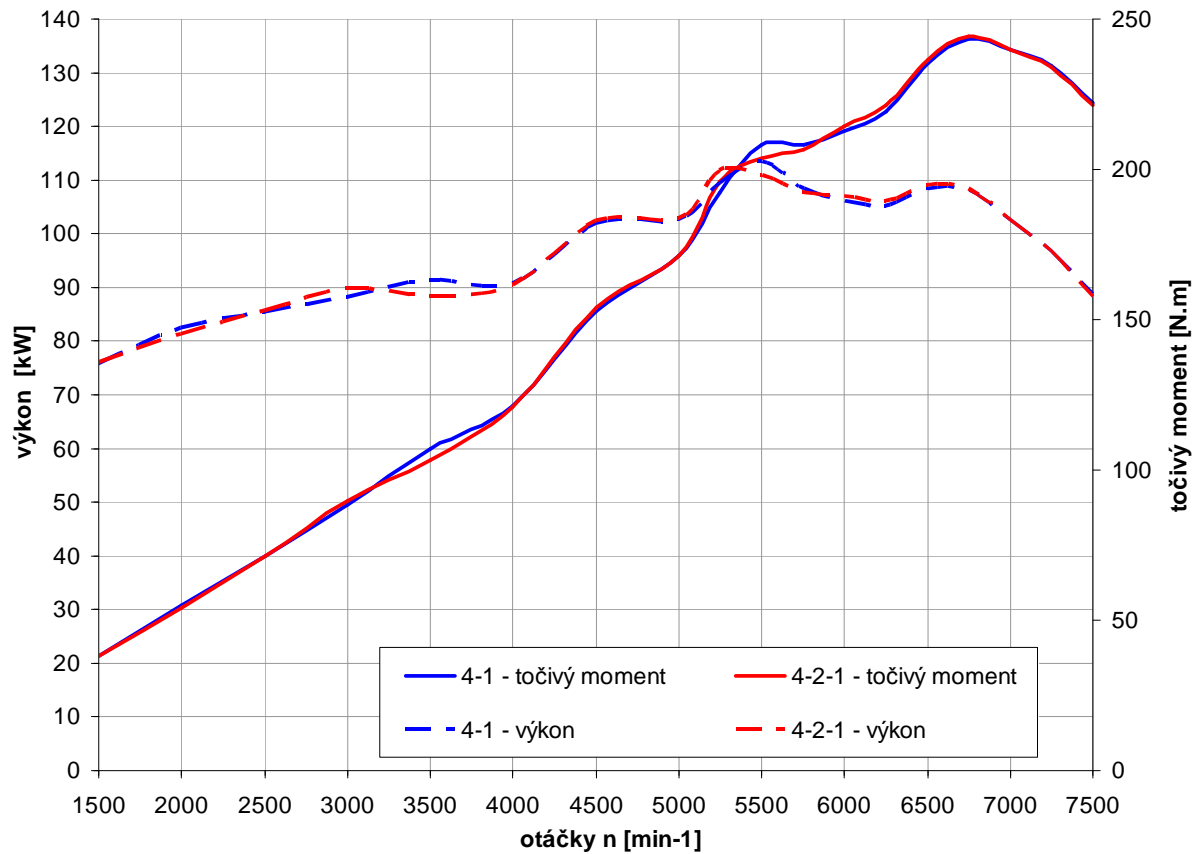


Jako nejlepší možnost se mi jevila varianta, kdy  $L_1 = 380$  mm a  $L_2 = 500$  mm (zelená barva). Toto výfukové potrubí nabízí ze všech variant největší výkon v téměř celém pásmu otáček od 5200 až do 7500 ot·min<sup>-1</sup>.

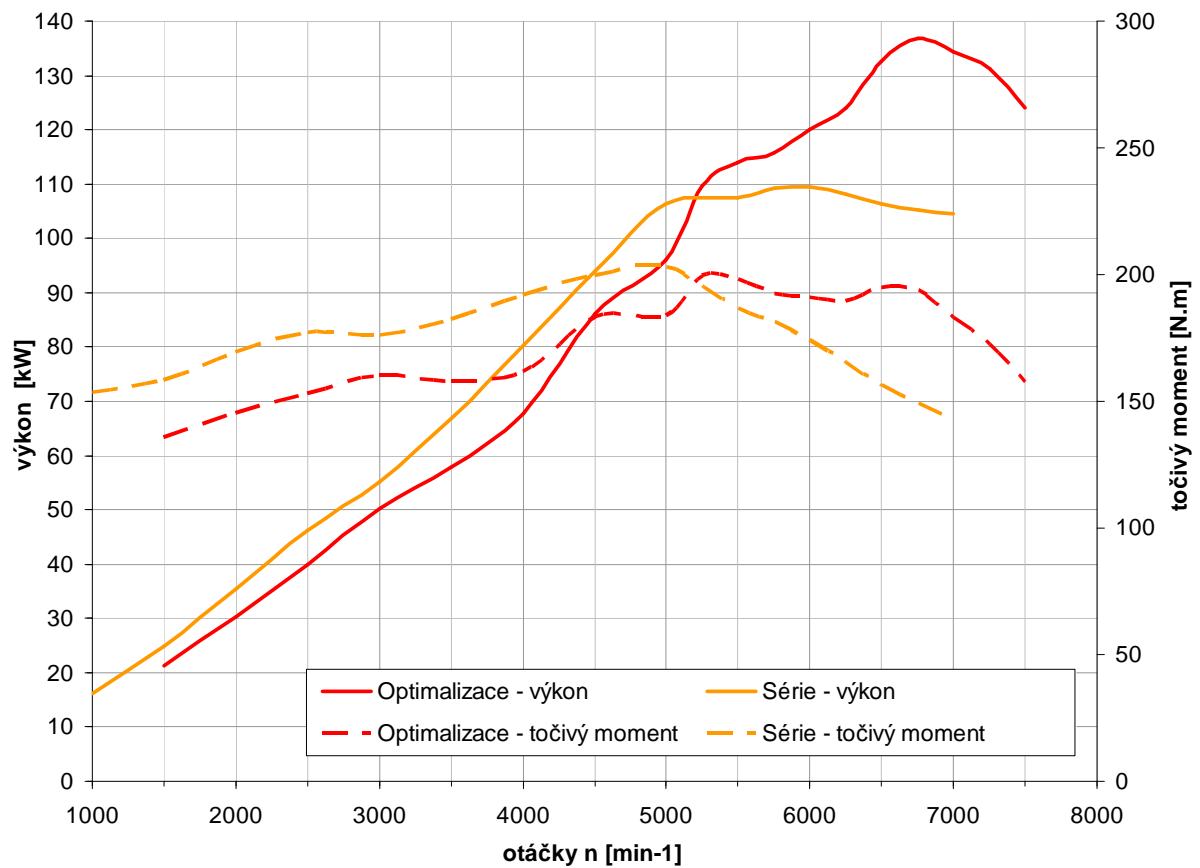
### 10.3 Porovnání obou variant výfukového potrubí

Pro porovnání obou možností výfukového potrubí jsem vložil křivky nejvýhodnější varianty 4-1 a 4-2-1 do grafu 10.6. Ukázalo se, že potrubí 4-2-1 se v horní třetině spektra otáček jeví o něco málo výhodněji, proto tato varianta bude nakonec použita. Tato skutečnost je v rozporu s teorií, z níž jsem původně vycházel. Pro celkový přehled je v dalším grafu 10.7 konečná varianta výfuku a sání doplněna i charakteristikami sériového motoru s původním sacím a výfukovým traktem.

Graf 10.6 Vnější charakteristiky motoru nejlepší varianty výfuku 4-2-1 a 4-1



Graf 10.7 Vnější charakteristiky motoru s původním a optimalizovaným sáním a výfukem



V posledním grafu 10.7 lze pozorovat u optimalizované varianty značný nárůst výkonu v horní třetině otáčkového spektra. Maximální výkon byl zvýšen ze 110 kW u sériového motoru na přibližně 136 kW. Na druhou stranu podle očekávání poklesl výkon v nízkých a středních otáčkách. Konkrétně od otáček volnoběhu až do 5000 ot·min<sup>-1</sup> má motor po optimalizaci průměrně o cca 7 kW nižší výkon. Ale vzhledem k závodnímu určení agregátu, kdy se bude motor provozovat téměř výhradně ve vysokých otáčkách, to nebude až takový problém.

## 11 SIMULACE DYNAMIKY VOZIDLA

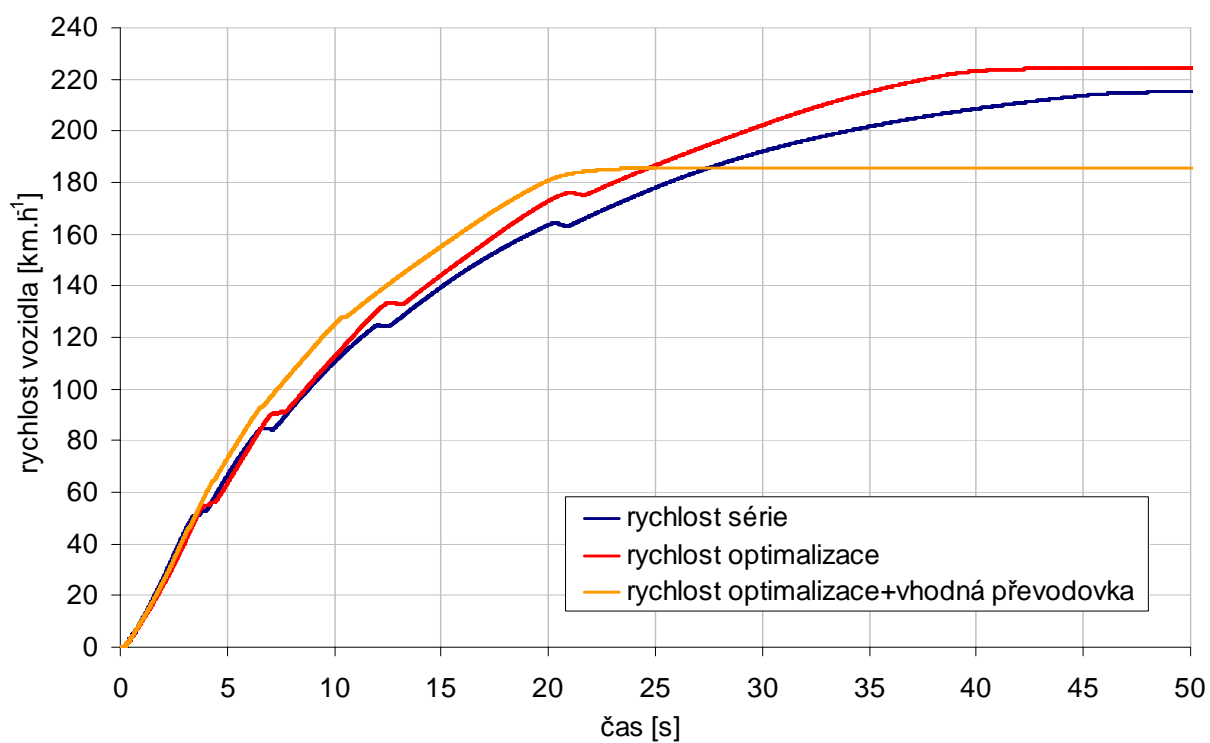
Z předchozího grafu můžeme sice porovnávat vnější charakteristiky vozidla, avšak porovnat podle nich dynamiku vozidel s původním a optimalizovaným sacím a výfukovým systémem je obtížné. Z toho důvodu byla nasimulována dynamika obou vozidel pomocí programu, jenž vytvořil v rámci své diplomové práce můj kolega pan Bc. Petr Marek. Důležitým vstupem pro tento program jsou vedle momentové charakteristiky motoru především převodové poměry jednotlivých převodových stupňů a stálého převodu. Z toho důvodu jsem vyhledal parametry převodovky F20, která se používala k motoru C20XE. Tyto parametry jsou uvedeny v následující tabulce.

*Tab. 11.1 Převodové poměry převodovky F20 [12]*

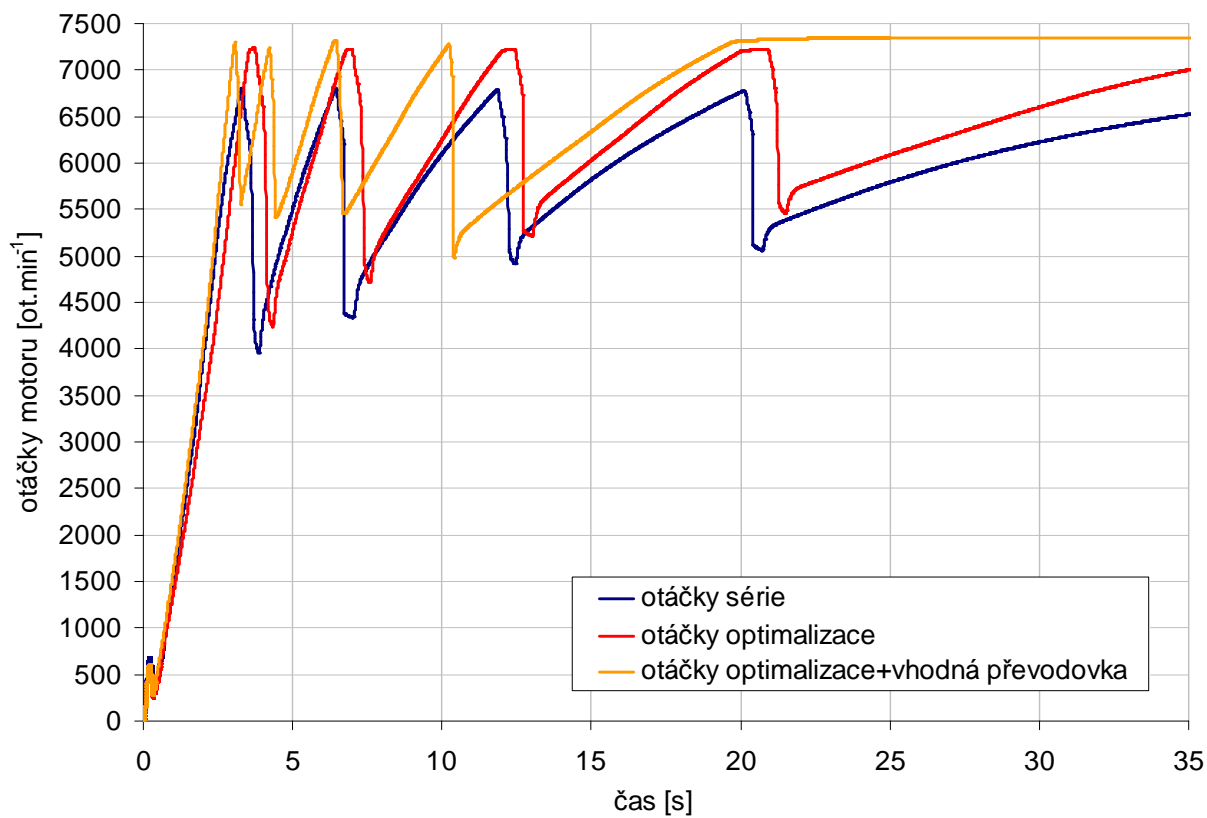
převodový stupeň	1.	2.	3.	4.	5.	stálý převod
převodový poměr	3,55	2,16	1,48	1,16	0,89	3,55

Nejdříve jsem porovnával dynamiku vozidla se sériovým a optimalizovaným agregátem při použití původní převodovky. Z grafu 11.1 plyne, že maximální rychlost stoupla ze cca 215 km·h<sup>-1</sup> na 224 km·h<sup>-1</sup>. Ovšem čas zrychlení z 0 na 100 km·h<sup>-1</sup> klesl z 8.78 s na 8.64 s, tedy pouze o 0,14 s. Příčina relativně malého zlepšení zrychlení je také patrná v grafu 11.1, kdy vozidlo s optimalizovaným motorem ztrácí při zařazeném prvním rychlostním stupni. To se děje z toho důvodu, že než motor dosáhne 5150 ot·min<sup>-1</sup> má optimalizovaný agregát menší výkon než původní (patrné z grafu 10.7). Další nedokonalost plyne z grafu 10.3, kde je vidět při řazení druhého rychlostního stupně výrazný pokles otáček až pod otáčky maximálního točivého momentu. Z toho důvodu proběhla další simulace, s „krátkou“ převodovkou s modifikovanými převodovými poměry tak, aby otáčky neklesaly pod otáčky maximálního točivého momentu. To mělo za následek paradoxně zhoršení zrychlení z 0 na 100 km·h<sup>-1</sup>, poněvadž bylo nutné v průběhu zrychlování řadit o jednu více. Navíc požadovaná frekvence řazení by byla pro řidiče v případě použití klasické manuální převodovky příliš náročná. Třetí křivka v grafech proto představuje použití závodní převodovky s podstatně kratšími časy přeřazování. Je tak sice dosahováno nižší maximální rychlosti, ale při použití šestistupňové převodovky by bylo možno zrychlení ještě zlepšit a současně zvýšit maximální rychlost.

Graf 11.1 Rychlosti vozidla v závislosti na čase při zrychlování z klidu



Graf 11.2 Otáčky motoru v závislosti na čase při zrychlování z klidu

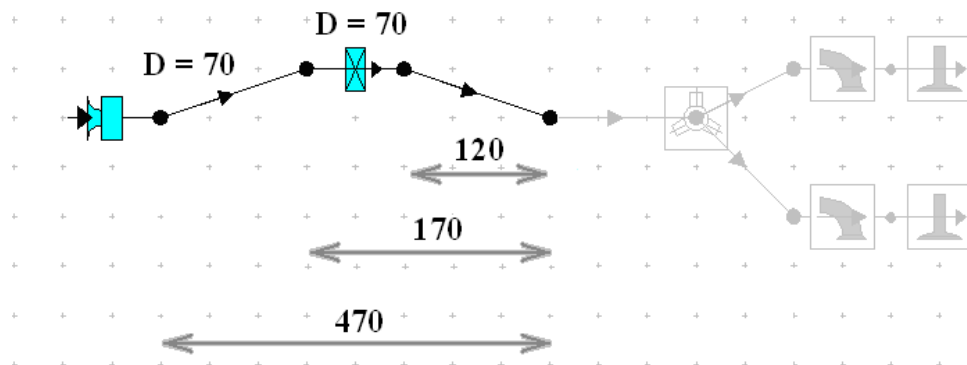


## 12 KONSTRUKCE SACÍHO TRAKTU

Pro konstrukci sacího systému byla zvolena varianta přímého sání se soustavou škrťících klapek, jak už bylo zmíněno v kapitole 9.2. Sací trakt pro jeden válec se bude skládat ze tří částí. První částí je sací nátrubek, kterým vstupuje vzduch do sání a který zajišťuje požadovanou délku sání. Poté následuje škrťící klapka. Mezi klapkou a hlavou motoru je umístěn díl, jenž zajišťuje plynulý přechod z kruhového průřezu klapky na nekruhový průřez ústí sacího kanálu v hlavě motoru. V této části je také umístěn vstřikovací ventil. Stejné uspořádání lze spatřit na obrázku obr. 12.1. Konečné rozměry sacího systému jsou patrné z obrázku obr. 12.2. Nátrubek bude vyroben ze sklolaminátu. Tento materiál zaručuje jak nízkou hmotnost, tak i nízké ztráty třením (hladké vnitřní stěny potrubí). Materiálem dalších dvou dílů bude hliníková slitina. Jednotlivé části potrubí jsou smontovány šrouby M8.



Obr. 12.1 Ilustrační fotografie konstrukce přímého sání [34]

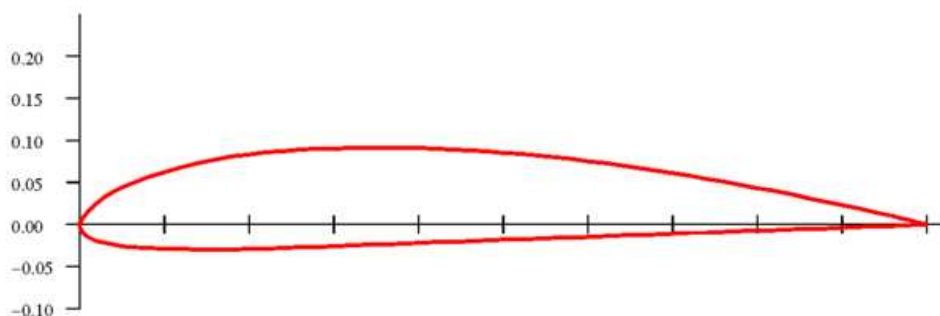


Obr. 12.2 Schéma sání s parametry konečné verze

### 12.1 Profil vtokového otvoru sání

Vstup do sání je nejlépe tvarovat tak, aby kladl proudícímu vzduchu co nejmenší hydraulický odpor. Při jednoduchém zakončení, které vznikne prostým uříznutím trubice, dochází ke zúžení průřezu za vstupem a tím pádem i ke škrťení proudu vzduchu. Podle zdroje

[35] vykazuje pro tento účel nejlepší výsledky část profilu křídla tzv. Clark Y (Obr. 12.4). Tudíž jsem se rozhodl použít právě tento tvar. Na obrázku Obr. 12.5 lze potom vidět průřez vstupu vzduchu sacího potrubí.



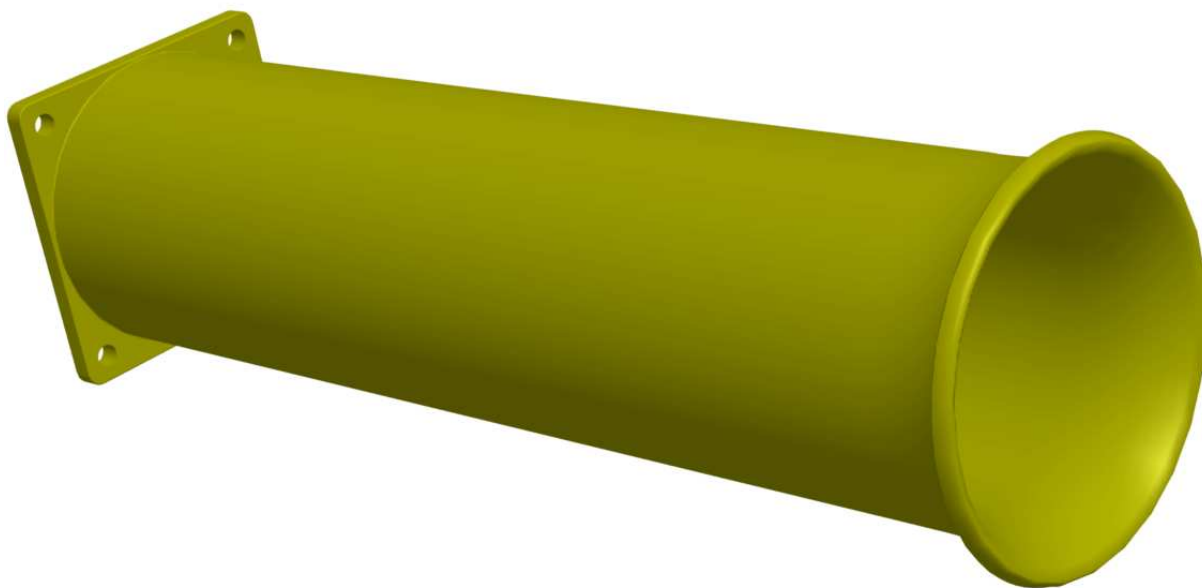
*Obr. 12.4 Profil Clark Y [36]*



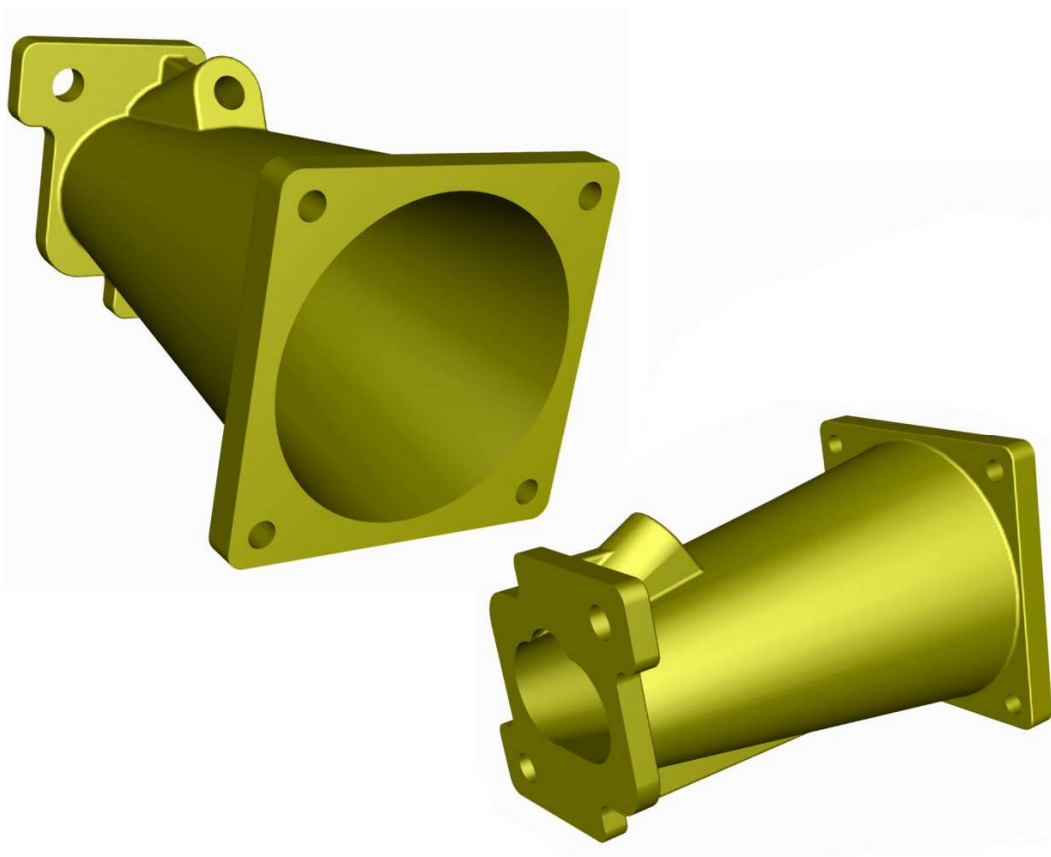
*Obr 12.5 Průřez vstupu vzduchu do sání*

## 12.2 3D CAD modely částí sacího systému

Jednotlivé díly sání jsem vymodeloval v softwaru Pro ENGINEER. Následují obrázky pocházejí právě z tohoto programu.

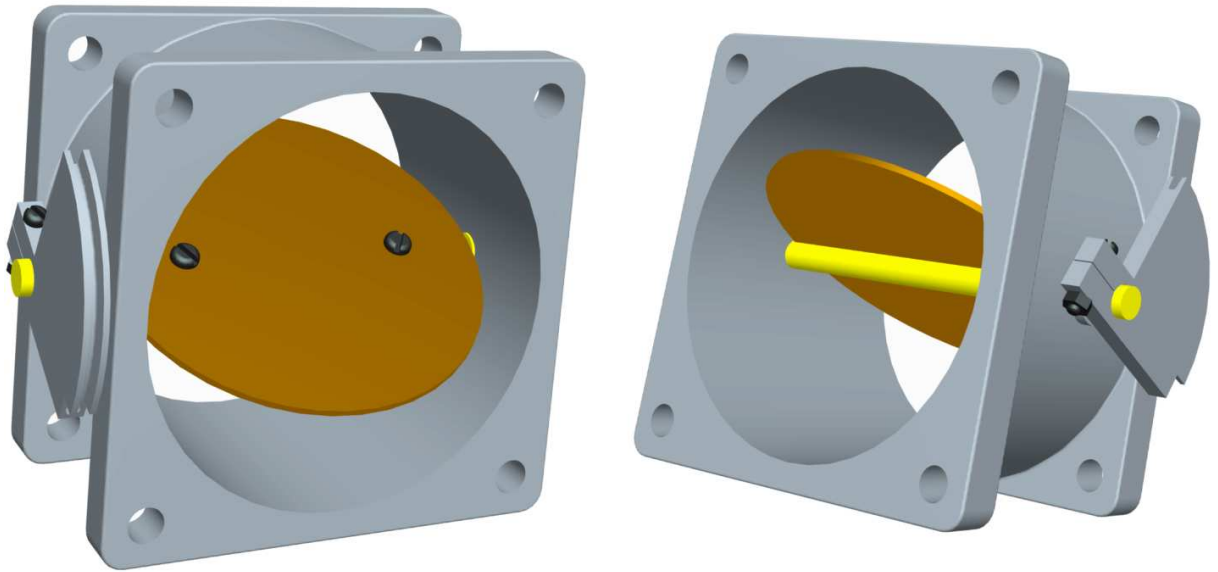


*Obr 12.7 Model sacího nátrubku*

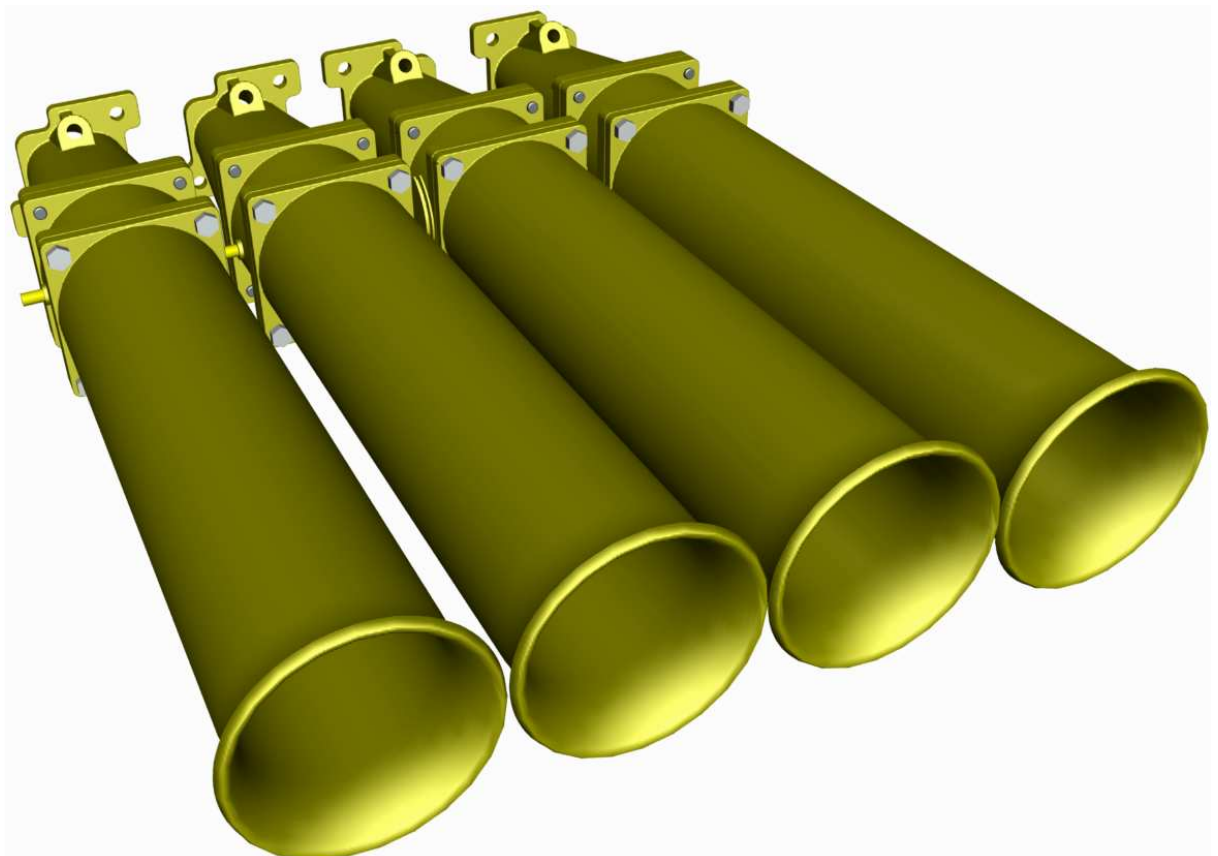


*Obr 12.8 Model části redukcující průřez potrubí*





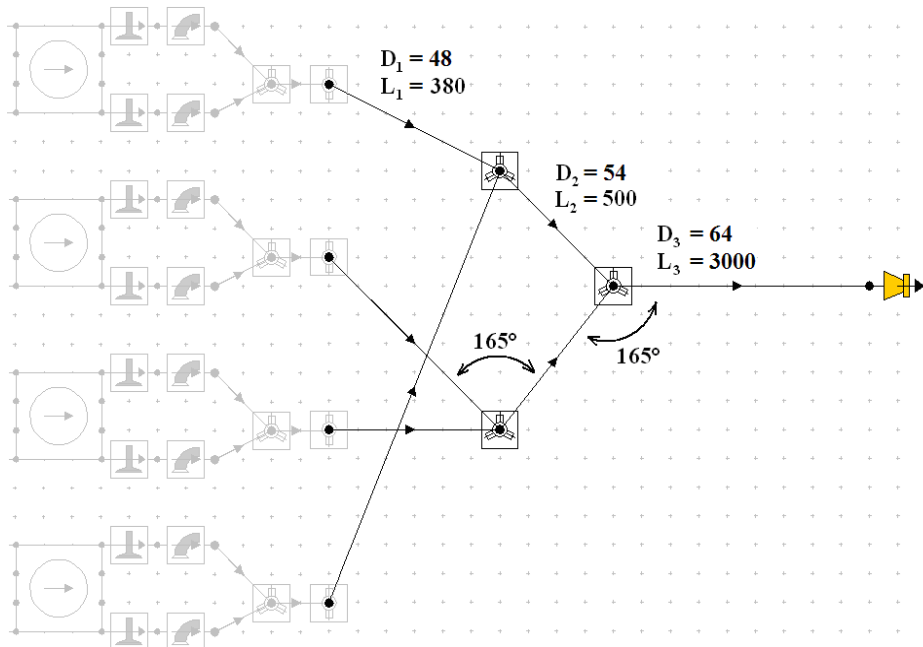
*Obr 12.8 Model škrtící klapky*



*Obr 12.8 Model sestavy sacího traktu*

## 13 KONSTRUKCE VÝFUKOVÉHO SYSTÉMU

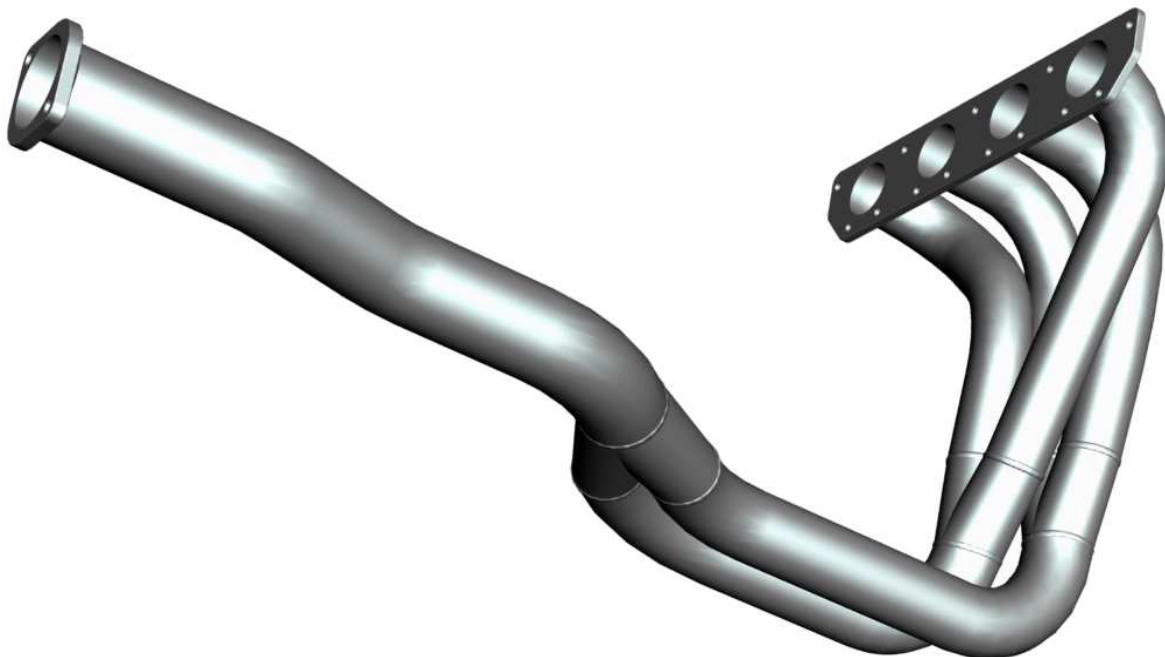
Rozměrové parametry konečné verze výfukového traktu jsou znázorněny na obrázku Obr. 13.1. Výfukový systém se skládá ze dvou dílů a to ze sběrné výfukového potrubí a výfukové trubky. Jednotlivé části jsou smontovány šrouby M10. Díly potrubí jsou svařeny z ocelových trubek o tloušťce stěny 1,5 mm.



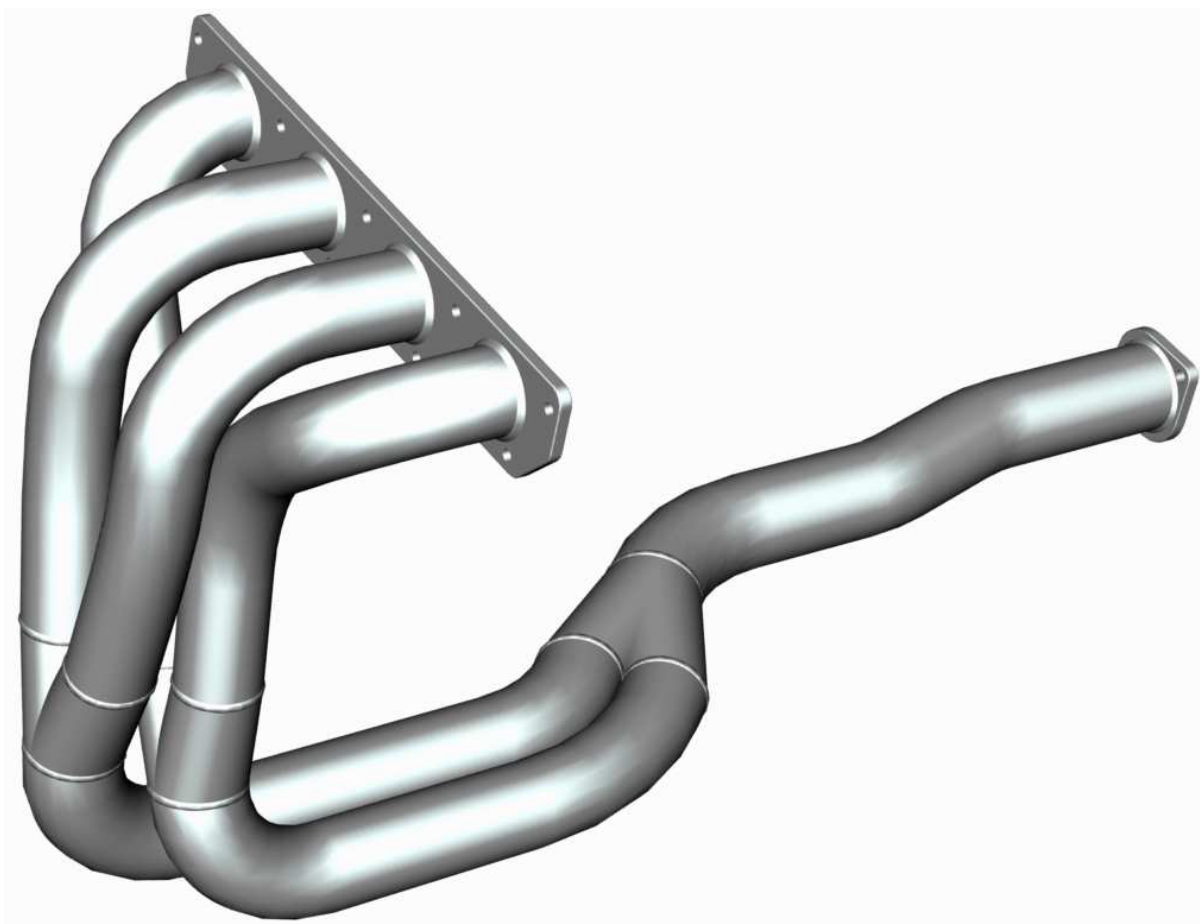
Obr 13.1 Schéma konečné podoby výfukového systému

### 13.1 3D CAD modely částí výfukového systému

Jednotlivé díly výfukového systému jsem opět vymodeloval v softwaru Pro ENGINEER.



Obr 13.3 Model výfukového sběrného potrubí



*Obr 13.2 Model výfukového sběrného potrubí*



*Obr 13.3 Model výfukové trubky*

## 14 ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout a optimalizovat sací a výfukový systém k motoru Opel 2.0L (C20XE). Tento motor bude zastavěn do vozu Opel Astra F, jenž je určený pro okruhové závody.

Abych splnil úkol co nejlépe, důkladně jsem prostudoval problematiku sacích a výfukových traktů. Zprvu jsem se zabýval konstrukcí a jednotlivými částmi obou systémů. Při studiu jsem velké úsilí věnoval především rezonančnímu sání. Tedy dynamickým jevům, které se odehrávají v sacím potrubí, a na nichž závisí tvar křivky momentové charakteristiky motoru. Tady mi byly nápomocny znalosti z předmětů, jako jsou fyzika nebo termomechanika. Také bylo nutné se orientovat v termodynamických modelech hoření a přestupu tepla.

Po nastudování těchto okruhů jsem se mohl pustit do tvorby modelu motoru v softwaru Lotus Engine Simulation. Tento program je primárně určen pro simulaci proudění plynů sacím a výfukovým potrubím a též pro výpočty výkonu a spotřeby spalovacích motorů. Podrobně jsem se seznámil výpočtovými algoritmy tohoto programu. Rovněž jsem vzal na vědomí omezení zmíněného softwaru a to možnost výpočtů pouze jednorozměrného proudění a průřezy jen kruhového tvaru.

Při tvorbě modelu motoru bylo nutné získat rozměrové parametry skutečné pohonné jednotky. Z důvodu co možná největší přesnosti modelu a tím pádem i maximálního přiblížení k charakteristice reálného motoru bylo využito 3D skeneru Atos, který jsem měl k dispozici. Posloužil zejména pro získání povrchu spalovacího prostoru, což je klíčový parametr ke stanovení přestupu tepla. Podobně byly také zaznamenány tvary profilů vaček vačkových hřídelí. Ty posloužily k určení průběhu zdvihu ventilů.

Po získání všech potřebných dat jsem mohl dokončit model motoru s původním sáním a výfukem. Tím, že výsledná vnější charakteristika motoru přibližně odpovídala charakteristice udávané výrobcem, byla ověřena správnost modelu. Poté jsem mohl začít navrhovat nový sací a výfukový systém. Rozhodl jsem se pro variantu přímého sání se čtveřicí škrťících klapek. Takto bude zajištěna kratší reakční doba motoru. Po prvotním návrhu pomocí analytických vzorců, jsem provedl několik desítek simulací vždy s mírně pozměněnými parametry. Tyto výpočty potvrdily, že zkracující se délka a rozšiřující se průměr sacího potrubí posunuje vrchol točivého momentu k vyšším otáčkám. Nakonec se nejvýhodněji jevila varianta sacího potrubí s konstantním průměrem po celé délce sacího nátrubku a škrťící klapky o stejném průměru. Byla zkoušena i možnost rozšiřujícího se sacího nátrubku, ale výsledky simulací nebyly uspokojivé. Dalším poznatkem je fakt, že provedení výfukového potrubí má na charakteristiku motoru mnohem menší vliv než sání. Nakonec jsem dal přednost variantě výfuku 4-2-1, jenž se jevila mírně výhodněji než varianta 4-1.

Rozměrové parametry sacího a výfukového traktu jsem stanovil tak, aby jim odpovídající charakteristika motoru byla co možná nejvýhodnější pro závodní zaměření vozu (konkrétní rozměry jsou uvedené v kapitolách 12 a 13). Takto jsem docílil zvýšení výkonu z 110 kW při 6000 ot·min<sup>-1</sup> na cca 137 kW při 6750 ot·min<sup>-1</sup>. Oproti původní variantě je výkon větší od 5200 ot·min<sup>-1</sup>. Pod těmito otáčkami je výkon sice nižší, ale to vzhledem k určení vozu není až tak velká nevýhoda. Jak se ovšem ukázalo při simulaci dynamiky vozidla (kapitola 11), pro maximální využití potenciálu optimalizovaného motoru je nutné doplnit agregát vhodnou převodovkou. Poznamenejme také, že všechny výpočty se týkaly vnější charakteristiky motoru, tedy při maximálním zatížení. Ale vzhledem k závodnímu zaměření vozidla se

předpokládá provoz motoru především při plném zatížení. Proto charakteristiky při částečných zatíženích není třeba znát.

Můžu ještě zmínit, že výsledky simulací bohužel nebylo možné experimentálně ověřit. Další nevýhodu vidím v omezení programu Lotus Engine Simulation pouze pro simulace jednorozměrného proudění. Avšak v těch prvcích, ve kterých proudění nelze považovat za jednorozměrné, vstupují do výpočtu experimentálně získané koeficienty, čímž se dopad tohoto omezení značně redukuje.

Na závěr jsem vytvořil 3D CAD modely částí sacího a výfukového potrubí v programu Pro ENGINEER a tím jsem splnil poslední bod zadání.

Při snaze o další navýšení výkonu motoru by bylo zřejmě vhodné zaměřit se na další části motoru. Například na vačkové hřídele, či komponenty, které limitují maximální otáčky motoru. Nicméně po takovýchto úpravách by bylo nejlepší znovu optimalizovat sací a výfukový trakt.

## 15 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] PIŠTĚK, Václav; ŠTĚTINA, Josef, *Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů*. 1. vyd. Brno : VUT Brno, 1991. 129 s. ISBN 80-214-0368-3
- [2] RAUSCHER, Jaroslav. *Vozidlové motory* [online]. 2004. Brno : [s.n.], 2005 [cit. 2010-03-16]. Dostupné z WWW: <<http://www.iae.fme.vutbr.cz/opory/Vozidlove.motory.pdf>>.
- [3] RAUSCHER, Jaroslav. *Spalovací motory* [online]. 2005. Brno : [s.n.], 2005 [cit. 2010-03-16]. Dostupné z WWW: <<http://www.iae.fme.vutbr.cz/opory/Spalovaci.motory.2005.pdf>>.
- [4] KAREL, Hofmann. *Alternativní pohony* [online]. [s.l.] : [s.n.], 2005 [cit. 2010-03-16]. Dostupné z WWW: <<http://www.iae.fme.vutbr.cz/opory/Spalovaci.motory.2005.pdf>>.
- [5] ČECH, Jiří. *Škoda techweb* [online]. 13. prosince 2002 [cit. 2010-03-10]. Škoda techweb. Dostupné z WWW: <<http://skoda.panda.cz/clanek.php3?id=387>>.
- [6] Lotus Engineering Software, Group Lotus Plc, Norfolg, United Kingdom. Dostupné z: <<http://www.lesoft.co.uk>>
- [7] VLČEK, Richard. *Zakruta.cz : Co je to katalyzátor a jeho funkce* [online]. 23. 3. 2008 [cit. 2010-01-03]. Dostupný z WWW: <<http://www.zakruta.cz/magazin/clanek.php?cl=830>>.
- [8] NICE, Karim. *How Stuff Works* [online]. 2006 [cit. 2010-05-08]. How Mufflers Work. Dostupné z WWW: <<http://auto.howstuffworks.com/muffler.htm>>.
- [9] HALLIDAY, D.; RESNICK, R.; WALKER, J. *Fyzika*. 1. vyd. Brno : Vutium, 2003. 328 s. ISBN 80-214-1868-0.
- [10] *Opel-Turbo.de* [online]. 2007 [cit. 2010-02-20]. Der C20XE - 2.0l 16V. Dostupné z WWW: <[http://www.opel-turbo.de/index.php?article\\_id=98](http://www.opel-turbo.de/index.php?article_id=98)>.
- [11] *Wikipedia* [online]. 6 May 2010 [cit. 2010-05-26]. C20XE. Dostupné z WWW: <<http://en.wikipedia.org/wiki/C20XE>>.
- [12] *Wikipedia* [online]. 27 December 2009 [cit. 2010-05-26]. F20 Manual Transmission. Dostupné z WWW: <[http://en.wikipedia.org/wiki/F20\\_manual\\_transmission](http://en.wikipedia.org/wiki/F20_manual_transmission)>.
- [13] REICHL, Jaroslav; VŠETIČKA, Martin. *Vznik a druhy vlnění* [online]. 2006-2010 [cit. 2010-01-16]. Encyklopedie fyziky. Dostupné z WWW: <<http://fyzika.jreichl.com/index.php?sekce=browse&page=165>>.
- [14] HÁJEK, Ondřej. *Bagry* [online]. 02.03.2006 [cit. 2010-01-19]. Nová řada pásových rypadel Hitachi Zaxis-3 zvedá laťku základní výbavy. Dostupné z WWW: <[http://bagry.cz/cze/clanky/aktuality/nova\\_rada\\_pasovych\\_rypadel\\_hitachi\\_zaxis\\_3\\_zveda\\_latku\\_zakladni\\_vybavy](http://bagry.cz/cze/clanky/aktuality/nova_rada_pasovych_rypadel_hitachi_zaxis_3_zveda_latku_zakladni_vybavy)>.

- [15] *M3 Owner's Resource* [online]. 2009 [cit. 2010-02-16]. Dostupné z WWW: <<http://img10.imageshack.us/img10/4694/m3intake.jpg>>.
- [16] *Studijní opory : Vozidlové motory* [online]. 2009 [cit. 2010-05-103]. ÚADI FSI VUT. Dostupné z WWW: <[http://www.iae.fme.vutbr.cz/opory/vozidlove\\_motory/prednasky\\_sani\\_a\\_vyfuk.html](http://www.iae.fme.vutbr.cz/opory/vozidlove_motory/prednasky_sani_a_vyfuk.html)>.
- [17] *PCPCA : Performance Car Parts Australia* [online]. 2009 [cit. 2010-03-16]. Mitsubishi Lancer Evo 1-2-3 4G63T 70mm Throttle Body. Dostupné z WWW: <[http://www.pcpa.com.au/index.php?main\\_page=index&manufacturers\\_id=4](http://www.pcpa.com.au/index.php?main_page=index&manufacturers_id=4)>.
- [18] *DuPont* [online]. March 8, 2004 [cit. 2010-04-16]. Nissan's First North American V8 Uses Thermoplastic Air Intake Manifold Significant Weight, Performance Benefits . Dostupné z WWW: <[http://www2.dupont.com/Automotive/en\\_US/news\\_events/article20040308e.html](http://www2.dupont.com/Automotive/en_US/news_events/article20040308e.html)>.
- [19] *ALR : American Limo Repair* [online]. 2003 [cit. 2010-03-26]. LIMO EXHAUST REPAIR. Dostupné z WWW: <<http://www.americanlimorepair.co.uk/limousine-exhaust-repair.html>>.
- [20] *Ebay.co.uk* [online]. 21 jan, 2010 [cit. 2010-02-16]. VAUXHALL ASTRA MK3 GSI C20XE 16V RACE EXHAUST MANIFOLD. Dostupné z WWW: <<http://cgi.ebay.co.uk/ws/eBayISAPI.dll?ViewItem&item=350287286653&ih=022&cat egory=38786&ssPageName=WDVW&rd=1>>
- [21] *Acid Rain* [online]. 2006 [cit. 2010-03-16]. Controlling Acid Emissions from Vehicles. Dostupné z WWW: <[http://www.ace.mmu.ac.uk/resources/teaching\\_packs/key\\_stage\\_4/acid\\_rain/07.html](http://www.ace.mmu.ac.uk/resources/teaching_packs/key_stage_4/acid_rain/07.html)>.
- [22] ABUELSAMID, Sam. *Autoblog Green* [online]. Jun 19th 2007 [cit. 2010-02-17]. Video: Popular Mechanics tries out the new Jetta TDi. Dostupné z WWW: <<http://green.autoblog.com/2007/06/19/video-popular-mechanics-tries-out-the-new-jetta-tdi/>>.
- [23] JANOŮŠEK , Lukáš. *Tyll : Výroba a distribuce výfuků* [online]. 2008 [cit. 2010-03-17]. Co je výfuk ?. Dostupné z WWW: <<http://www.vyfuky-tyll.cz/vyfuky/produkty/>>.
- [24] *Motorkari.cz* [online]. 27.5.2009 [cit. 2010-01-17]. Téma: Jak ztláčit výfuk na MZ 150. Dostupné z WWW: <<http://www.motorkari.cz/forum-detail/?ft=63110&fid=9>>.
- [25] *Car Tuning Central* [online]. October 31st, 2008 [cit. 2010-03-10]. Enhance Your Car with a New Muffler. Dostupné z WWW: <<http://www.cartuningcentral.com/enhance-your-car-with-a-new-muffler>>.
- [26] *M3 Addict* [online]. 2006 [cit. 2010-03-10]. Dostupné z WWW: <<http://m3addict.com/>>.
- [27] *Toyotonation.cm : International Toyota Enthusias Community* [online]. 07-28-2008 [cit. 2010-02-17]. Toyota News. Dostupné z WWW: <<http://www.toyotonation.com/forum/showthread.php?p=2425352>>.



- [28] EDGAR, Julian . *AutoSpeed* [online]. November 30th, 2003 [cit. 2010-02-10]. Those funny things tee'd into intakes.... Dostupné z WWW: <<http://blog.autospeed.com/2003/11/30/those-funny-things-teed-into-intakes/>>.
- [29] *CarDomain* [online]. May 25, 2009 [cit. 2010-02-27]. Johnathon's Opel Calibra . Dostupné z WWW: <<http://www.cardomain.com/ride/617407>>.
- [30] *Opel* [online]. 2003 [cit. 2010-02-17]. Schnitt durch den C20XE. Dostupné z WWW: <<http://www.juergen-tiegs.de/OPEL/fcaravan/C20XEDATEN.HTM>>.
- [31] *R-Design Studio* [online]. 2008-2009 [cit. 2010-02-07]. R-Design - GOM Distribution . Dostupné z WWW: <[http://www.r-design.hu/heading.php?heading\\_id=1](http://www.r-design.hu/heading.php?heading_id=1)>.
- [32] *Advanced Induction Research* [online]. 2003, 10/23/03 [cit. 2010-05-01]. AIR. Dostupné z WWW: <<http://www.advancedinductionresearch.com/>>.
- [33] NOVÁK, Ivo. *EWRC.cz* [online]. 2009 [cit. 2010-02-17]. 7. Rally Legend 2009 (I) 2009 – Ivo Novák. Dostupné z WWW: <<http://www.ewrc.cz/ewrc/fotogallery.php?events=897&fotograf=95&all=1>>.
- [34] *SBD Motorsport* [online]. 2003 [cit. 2010-05-01]. Astra Kit Car Kits. Dostupné z WWW: <[http://sbdev.co.uk/Astra\\_Kit\\_Car/Astra\\_Kit\\_Car.htm](http://sbdev.co.uk/Astra_Kit_Car/Astra_Kit_Car.htm)>.
- [35] NOVOSAD, Z. *Sací potrubí zážehového závodního motoru* . Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 67 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. David Svída.
- [36] *AID : Air Flow Database* [online]. January 30, 2010 [cit. 2010-04-17]. CLARK-Y 11.7% smoothed. Dostupné z WWW: <<http://www.worldofkrauss.com/foils/1103>>.

## 16 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

TDC		horní úvrat'
BDC		dolní úvrat'
HÚ		horní úvrat'
DÚ		dolní úvrat'
$y$	[ m ]	výchylka mechanického vlnění
$y_m$	[ m ]	amplituda výchylky mechanického vlnění
$k$	[ - ]	úhlový vlnocet
$t$	[ s ]	čas
$\lambda$	[ m ]	vlnová délka
$\omega$	[ s <sup>-1</sup> ]	úhlová frekvence
$\bar{T}$	[ s ]	perioda
$x$	[ m ]	dráha
$v$	[ m·s <sup>-1</sup> ]	rychlost
$\varphi$	[ - ]	natočení
$l$	[ m ]	délka rezonančního potrubí
$n$	[ ot·min <sup>-1</sup> ]	otáčky
$T$	[ K ]	termodynamická teplota plynu
$a_s$	[ m·s <sup>-1</sup> ]	rychlost zvuku
$\kappa$	[ - ]	Poissonova konstanta
$R$	[ J·mol <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	molární plynová konstanta
$M$	[ kg·mol <sup>-1</sup> ]	molární hmotnost
$Q_B$	[ J ]	uvolněné teplo
$H_u$	[ J ]	horní výhřevnost
$m_B$	[ kg ]	hmotnost paliva
$t_H$	[ s ]	celkový čas hoření
$a$	[ - ]	podíl nespáleného paliva
$\eta_{ch}$	[ - ]	chemická účinnost
$m$	[ - ]	Wiebeho parametr
$d$	[ m ]	vrtání
$z$	[ m ]	zdvih
$\alpha_{10-90\%}$	[ s ]	úhel natočení klikové hřídele mezi okamžiky, kdy je spáleno 10 a 90% směsi
$\dot{Q}$	[ W ]	tepelný tok
$T_w$	[ K ]	teplota stěny
$\alpha$	[ W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	součinitel přestupu tepla
$A$	[ m <sup>2</sup> ]	povrch pracovního prostoru
$\rho$	[ kg·m <sup>-3</sup> ]	hustota
$\bar{l}$	[ m ]	druhý charakteristický rozměr
$\eta$	[ Pa·s ]	dynamická viskozita
$w$	[ m·s <sup>-1</sup> ]	rychlost
$\bar{\lambda}$	[ W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	součinitel tepelné vodivosti
$Nu$	[ - ]	Nusseltovo číslo podobnosti
$Re$	[ - ]	Reynoldsovo číslo podobnosti
$Pr$	[ - ]	Prandtlovo číslo podobnosti
$\bar{m}$	[ - ]	exponent kritériální rovnice
$\bar{n}$	[ - ]	exponent kritériální rovnice

$\bar{k}$	[ - ]	exponent kritériální rovnice
$C_1$	[ - ]	koeficient Woschniho modelu
$C_2$	[ - ]	koeficient Woschniho modelu
$C_3$	[ - ]	koeficient Woschniho modelu
$A$	[ - ]	koeficient Woschniho modelu
$B$	[ - ]	koeficient Woschniho modelu
$C$	[ - ]	koeficient Woschniho modelu
$D''$	[ - ]	koeficient Woschniho modelu
$G$	[ - ]	koeficient Woschniho modelu
$S_r$	[ - ]	koeficient Woschniho modelu
$\nu$	[ $m^2 \cdot s^{-1}$ ]	kinematická viskozita
$c_m$	[ $m \cdot s^{-1}$ ]	střední pístová rychlost
$w_v$	[ $m \cdot s^{-1}$ ]	složka rychlosti vlivem hoření
$V_z$	[ $m^3$ ]	zdvihový objem válce
$V_I$	[ $m^3$ ]	objem plynů na začátku spalování
$p_I$	[ Pa ]	tlak plynů na začátku spalování
$T_I$	[ K ]	teplota plynů na začátku spalování
$p$	[ Pa ]	tlak ve válci
$p_0$	[ Pa ]	tlak ve válci odpovídající pouze kompresi
$c_v$	[ $m \cdot s^{-1}$ ]	střední rychlost víření
$V_V$	[ $m^3$ ]	objem válce
$Q$	[ J ]	vyměněné teplo
$T_w$	[ K ]	teplota stěny válce
$T_c$	[ K ]	teplota chladicího média
$\lambda_w$	[ $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ ]	součinitel tepelné vodivosti stěny válce
$\alpha_c$	[ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ]	součinitel přestupu tepla chladicího média
$s_w$	[ m ]	šířka stěny pracovního prostoru
$\dot{m}$	[ $kg \cdot s^{-1}$ ]	hmotnostní tok
$p_v$	[ Pa ]	tlak v dané ploše v
$p_k$	[ Pa ]	tlak v dané ploše k
$A_{ef}$	[ $m^2$ ]	efektivní plocha
$A_{ref}$	[ $m^2$ ]	geometrická plocha, kterou proudí plyn z válce do výfukového kanálu a která je závislá na zdvihu ventilu
$C_f$	[ $m \cdot s^{-1}$ ]	empiricky získaný koeficient
$\bar{d}$	[ m ]	průměr kanálu
$\bar{D}$	[ m ]	průměr kanálu
$D_{ekv}$	[ m ]	ekvivalentní průměr kanálu
$D_{ekv,sání}$	[ m ]	ekvivalentní průměr sacího kanálu
$D_{ekv,výfuk}$	[ m ]	ekvivalentní průměr výfukového kanálu
$d_{sání}$	[ m ]	průměr sacího kanálu
$d_{výfuk}$	[ m ]	průměr výfukového kanálu
$S$	[ $m^2$ ]	povrch průřezu potrubí
$l'$	[ m ]	posunutí
$f$	[ - ]	součinitel tření mezi tekutinou a stěnou potrubí
$D'$	[ m ]	hydraulický průměr potrubí
$h_0$	[ $m^2 \cdot kg \cdot s^{-2}$ ]	ztrátová entalpie tekutiny
$e_0$	[ J ]	ztrátová energie
$q$	[ J ]	teplo vyměněné mezi tekutinou a stěnou potrubí
$T_g$	[ K ]	teplota plynu
$T_w$	[ K ]	teplota stěny

$\psi_j$	[ - ]	poměr povrchů průřezů mezi vztažnou větví a j-tou větví potrubí
$q_j$	[ - ]	poměr hmotnostních toků j-té větve a vztažné větve potrubí
$S_{ref}$	[ m <sup>2</sup> ]	průřez vztažné větve potrubí
$S_j$	[ m <sup>2</sup> ]	průřez j-té větví potrubí
$m_{ref}$	[ kg·s <sup>-1</sup> ]	hmotnostní tok skrz vztažnou větev potrubí
$m_j$	[ kg·s <sup>-1</sup> ]	hmotnostní tok skrz j-tou větev potrubí
$\theta$	[ ° ]	úhel mezi vztažnou větví a j-tou větví
$D$	[ m ]	průměr potrubí
$D_n$	[ m ]	průměr potrubí
$D_{šK}$	[ m ]	průměr škrťící klapky
$L$	[ m ]	délka potrubí
$L_n$	[ m ]	délka potrubí