



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

SACÍ A VÝFUKOVÉ POTRUBÍ MOTORU PRO NÁKLADNÍ AUTOMOBIL

INTAKE AND EXHAUST MANIFOLD FOR THE TRUCK ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. David Koksa

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. David Svída, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: Bc. David Koksa
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: Ing. David Svída, Ph.D.
Akademický rok: 2017/18

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

Sací a výfukové potrubí motoru pro nákladní automobil

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navržení sacího a výfukového potrubí pro vznětový přeplňovaný motor nákladního automobilu o zdvihovém objemu třináct litrů.

Cíle diplomové práce:

Provést rozbor konstrukcí sacích a výfukových potrubí u současných motorů pro nákladní automobily o zdvihovém objemu třináct litrů. Pro zadaný vznětový přeplňovaný motor sestavit výpočtový termodynamický model a na jeho základě navrhnout nové sací a výfukové potrubí.

Seznam doporučené literatury:

HEYWOOD, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. 1st edition. New York: McGraw-Hill, 1988. 930 s. ISBN 0-07-028637-X.

STONE, R. Introduction to Internal Combustion Engines. Fourth Edition. Houndmills: Palgrave Macmillan, 2012. 516 s. ISBN 978-1-137-02829-7.

MTZ Motorentechnische Zeitschrift. Wiesbaden: Springer Wieweg | Springer Fachmedien Weisbaden GmbH, 1939-. ISSN 0024-8525.

FERGUSON, Colin R., KIRKPATRICK, Allan T. Internal combustion engines: applied thermosciences. Third. United Kingdom: John Wiley, 2016. ISBN 978-1-118-53331-4.

CATON, J. A. An introduction to thermodynamic cycle simulations for internal combustion engines. The Atrium, Southern Gates, Chichester, West Sussex, United Kingdom: John Wiley, 2016. ISBN 978-111-9037-569.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 25. 10. 2017



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá sestavením termodynamického modelu vznětového motoru pro nákladní automobil. Po vytvoření modelu jsou na základě simulací navrženy nové sací a výfukové potrubí. Navržené varianty potrubí jsou porovnány se sériovým provedením. Po zhodnocení jednotlivých variant je vybrána finální verze nového potrubí, pro kterou je sestaven 3D model.

KLÍČOVÁ SLOVA

Sací potrubí, výfukové potrubí, nákladní automobil, termodynamický model, Lotus, simulace

ABSTRACT

The master's thesis is focused on creating a thermodynamic model of the diesel engine for heavy commercial vehicle. After the model was created, new intake and exhaust pipes are designed based on simulations. Those proposed pipes variants are compared with the series design. After evaluating individual variants, the final version of the new pipes is selected and 3D model for this version is created.

KEYWORDS

Intake manifold, exhaust manifold, heavy commercial vehicle, the thermodynamic model, Lotus, simulation

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KOKSA, D. *Sací a výfukové potrubí motoru pro nákladní automobil*. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 77 s. Vedoucí diplomové práce David Svída.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 25. května 2018

.....

David Koksa

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce panu Ing. Davidu Svidovi, Ph.D. za odbornou pomoc a cenné rady, které mi byly poskytnuty při zpracování práce. Dále bych chtěl poděkovat rodičům a prarodičům za trpělivou podporu při mém studiu.

OBSAH

Úvod	10
1 Sací systém spalovacího motoru	11
1.1 Hlavní části sacího systému	11
1.1.1 Čistič vzduchu	12
1.1.2 Sací potrubí	13
1.1.3 Sací kanály	16
1.2 Sací systém motoru nákladního automobilu	18
1.2.1 Čističe vzduchu nákladních automobilů	20
1.2.2 Sběrné sací potrubí nákladních automobilů	23
2 Výfukový systém spalovacího motoru	24
2.1 Hlavní části výfukového systému	24
2.1.1 Sběrné výfukové potrubí	25
2.1.2 Katalyzátory	25
2.1.3 Tlumiče hluku	28
2.2 Výfukový systém nákladního automobilu	29
3 Popis zadaného motoru	31
4 Sestavení termodynamického modelu	34
4.1 Lotus engine simulation	34
4.2 Sestavení modelu	35
4.2.1 Válcová jednotka	35
4.2.2 Sací a výfukové ventily	36
4.2.3 Sací a výfukové kanály	37
4.2.4 Vstup do sání a výstup z výfuku	38
4.2.5 Palivo	39
4.2.6 Potrubí	39
4.2.7 Ztráty ve spojení a přechodech potrubí	40
4.3 Kompletní model zadaného motoru	40
5 Podmínky simulace a vyhodnocení simulace	42
5.1 Termodynamický model průběhu hoření	42
5.2 Vliv průběhu hoření	46
5.3 Termodynamický model přestupu tepla stěnou válce	47
5.4 Výsledky simulace daného motoru	51
6 Návrhy nového sacího a výfukového potrubí	53
6.1 Modifikace sání	53
6.1.1 Současný stav sériového motoru	53

6.1.2	Modifikace sání č. 1.....	55
6.1.3	Modifikace sání č. 2.....	57
6.1.4	Vliv modifikace č. 2 na celkové parametry motoru	59
6.2	Modifikace výfuku.....	60
6.2.1	Současný stav sériového motoru	60
6.2.2	Modifikace výfuku 6-1	60
6.2.3	Modifikace výfuku 6-2	62
6.2.4	Modifikace výfuku 6-2-1	64
7	Srovnání navrhovaných modifikací a finální řešení	67
7.1	Srovnání navrhovaných výfukových modifikací	67
7.2	Volba finálního řešení	69
7.3	3D model finálního řešení.....	70
	Závěr.....	72
	Seznam použitých zkratk a symbolů	76

ÚVOD

Spalovací motory jsou zařízení, která se neustále vyvíjejí a optimalizují, i když jsou v poslední době částečně nebo kompletně nahrazovány jinými typy motorů. V některých oblastech využití budou ale hledat konkurenci jen stěží.

Mezi tyto oblasti patří například nákladní automobily, stavební stroje, lodní motory atd. Právě na spalovací naftové motory nákladních automobilů je zaměřena tato diplomová práce. Aby tyto motory byly stále vhodné a výhodné pro svou oblast využití, je třeba je neustále vyvíjet a zdokonalovat.

Sací a výfukové potrubí nesmí být u vývoje spalovacích motorů opomíjeno. Hraje důležitou roli při výsledné výkonové charakteristice, složení emisí výfukového plynu, způsobu tvoření směsi atd. V dnešní době jsou neodmyslitelnou součástí každého vývoje počítačové simulace modelů všech různých částí spalovacího motoru. Tyto simulace mohou být zaměřeny na jakoukoliv část ze širokého spektra problematiky spalovacích motorů. Počítačová simulace dokáže ušetřit spoustu nákladů a času tím, že uživatel získá přehled o výsledcích simulace i bez reálného experimentu. Bohužel ani nejlepší počítačové simulace zatím nedokáží nahradit přesné výsledky reálného experimentu.

Práce se zabývá termodynamickým modelováním a termodynamickými simulacemi vznětového nákladního motoru. Na základě výsledků z termodynamických simulací motoru je navrženo několik návrhů úprav sacích a výfukových potrubí a jsou pozorovány a porovnávány změny vůči původnímu provedení.

V první části práce je uvedení do problematiky sacího a výfukového potrubí. V následující části pak seznámení s prostředím simulačního programu a s konkrétním reálným zadaným motorem. V závěrečné části práce jsou vyhodnoceny jednotlivé návrhy nových řešení a představena a zdůvodněna volba finálního řešení.

1 SACÍ SYSTÉM SPALOVACÍHO MOTORU

Sací systém zajišťuje přísun nové náplně do válce spalovacího motoru. U zážehových motorů s nepřímým vstřikováním je do válce přiváděna směs paliva se vzduchem, kdežto u motorů s přímým vstřikováním a vznětových motorů je přiváděn pouze vzduch [1][2].

Mezi základní funkce sacího traktu patří přivést náplň do spalovacího prostoru, filtrace nasávaného vzduchu od prachových částic a jiných nečistot, optimální proudění a rozdělení náplně k jednotlivým válcům, tlumení hluku v sacím potrubí [1][2].

Při konstruování motoru je cílem dosažení vysokého výkonu při maximálních otáčkách a velký točivý moment při nízkých otáčkách. Právě odporem proudícího toku, tvarem a délkou sacího potrubí je podstatně ovlivněno plnění spalovacího motoru. Tímto plněním je následně ovlivněn výkon motoru, proto je snaha o co největší plnicí účinnost [1].

Zmenšení odporů v sacím potrubí se dosahuje vytvořením plynulých tvarů potrubí, eliminací náhlých změn směru proudění. Důraz je také kladen na vnitřní stěny potrubí, které by měly být hladké a bez výstupků [1][2].

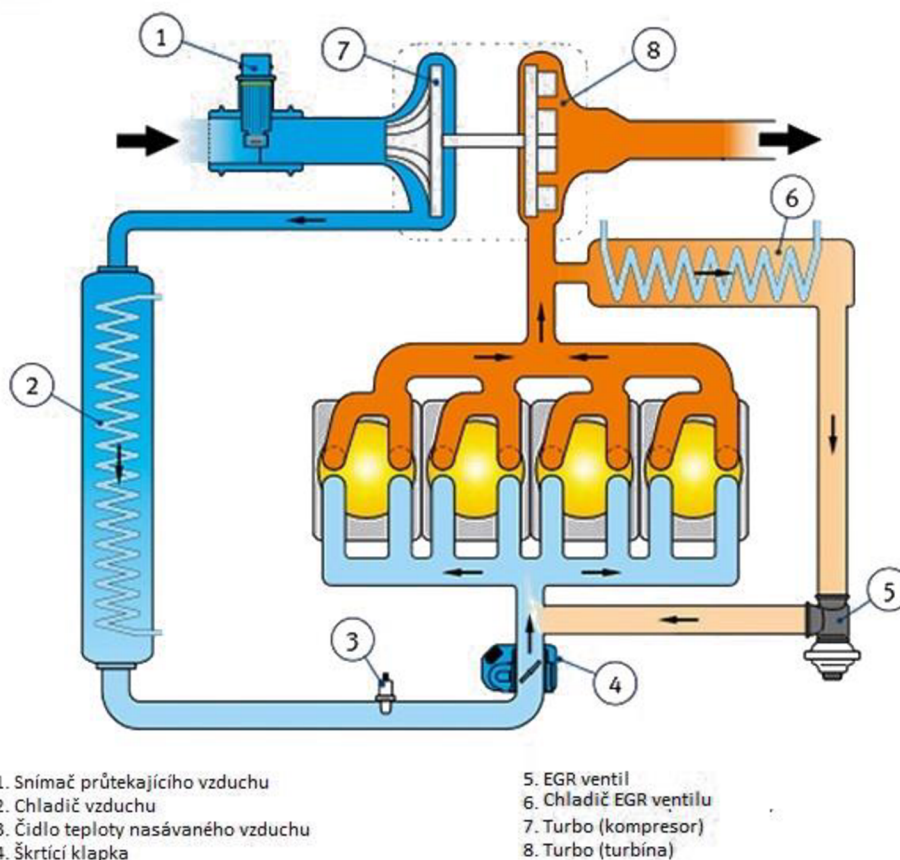
Změnou charakteristiky sacího potrubí je možné dosáhnout téměř ideálního průběhu točivého momentu. Sací potrubí je měněno nebo přepínáno v závislosti na otáčkách, zatížení a natočení škrticí klapky. Tyto změny lze provést pomocí [1][2]:

- prodloužení či zkrácení délky sacího potrubí
- vypnutí jednotlivé sací trubice u vícenásobného sacího potrubí
- přepínání na různé objemy společné sací komory
- přepínání různých průtočných průměrů sacích potrubí

Termodynamika přivádění vzduchu a princip plnění spalovacího motoru se liší podle toho, jestli se jedná o zážehový nebo vznětový motor [1].

1.1 HLAVNÍ ČÁSTI SACÍHO SYSTÉMU

Sací systém čtyřdobého motoru je tvořen nasávací trubicí, čističem vzduchu, sběrným sacím potrubím a sacími kanály, které jsou vedeny k jednotlivým válcům a jsou uzavírány sacími ventily. U kvantitativně regulovaných motorů je v systému umístěna také škrticí klapka. U motorů s přepřínováním obsahuje sací trakt kompresor turbodmychadla a chladič stlačeného vzduchu. V sacím potrubí je umístěna taky řada senzorů, například senzory tlaku, teploty a průtočného množství. Do sacího systému spadá i systém recirkulace spalin EGR a systém odvětrávání klikové skříně motoru [3][4].



Obr. 1 Části sacího potrubí u přeplňovaného spalovacího motoru [13]

Vzduch z okolí je nasáván do čističe vzduchu, následně vstupuje do sacího potrubí nebo do kompresoru turbodmyhadla u přeplňovaných motorů. Případně stlačený vzduch je poté ochlazen v mezichladiči a odváděn do sacího potrubí, které rozděluje vzduch k jednotlivým sacím kanálům ukončených sacím ventilem [4].

1.1.1 ČISTIČ VZDUCHU

Čistič vzduchu je tvořen vzduchovým filtrem, který je uložen v komoře tlumící hluk. Jeho funkce je tedy kromě čištění vzduchu od nečistot také tlumení hluku sání a dále regulace teploty nasávaného vzduchu. Regulací teploty je ovlivněno provozní chování vozidla a také složení výfukových plynů. U osobních automobilů je vzduchový filtr většinou vyroben z papíru nebo molitanu, u závodních automobilů se používají filtry bavlněné nebo molitanové. Čističe vzduchu osobních automobilů bývají většinou umístěny centrálně nad motorem nebo bočně na podběhu [1][5].



Obr. 2 Otevřený čistič vzduchu se vzduchovým filtrem v osobním automobilu Honda [14]

1.1.2 SACÍ POTRUBÍ

Sacím potrubím je zajištěn přívod vzduchu od čističe vzduchu ke škrtkové klapce nebo k turbodmyčadlu u přeplňovaných motorů. Stlačený vzduch je následně pomocí sacího potrubí dopraven do mezichladiče a poté do sběrného sacího potrubí. Provedení se liší, kromě typu motoru a zaměření vozidla, také tím, na jakou část sacího traktu je sací potrubí použito, jestli se jedná o nestlačený vzduch z čističe vzduchu, či stlačený horký nebo studený vzduch z turbodmyčadla nebo mezichladiče [4][6].

Sací potrubí je vyrobeno většinou z plastu, v některých případech ze slitin hliníku nebo uhlíkových vláken. Mezi výhody použití plastických hmot např. Zytelu patří nižší hmotnost, hladší vnitřní povrchy stěn potrubí a nižší výrobní náklady [4].



Obr. 3 Sací potrubí pro horký stlačený vzduch jdoucí z turbodmychadla do mezichladiče [15]

VARIABILNÍ SACÍ POTRUBÍ

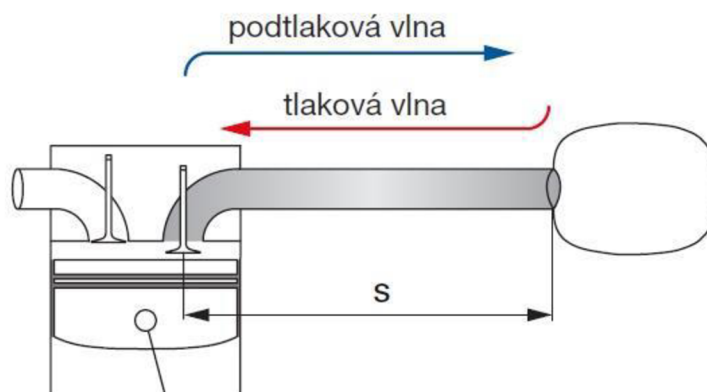
Pro zlepšení průběhu točivého momentu a maximálního výkonu motoru se využívá geometrické provedení sacího potrubí. Točivý moment je úměrný nasávané hmotnosti vzduchu v závislosti na otáčkách motoru. Obecně pro standartní sací potrubí platí [1][2]

- krátké potrubí je vhodné pro vyšší otáčky, umožňuje vysoký jmenovitý výkon, dlouhé potrubí funguje opačně
- velký objem sběrného potrubí vytváří částečný rezonanční efekt, který při určitých otáčkách zlepšuje plnění

Tyto principy jsou využívány u dvou způsobů dynamického přeplňování [1]

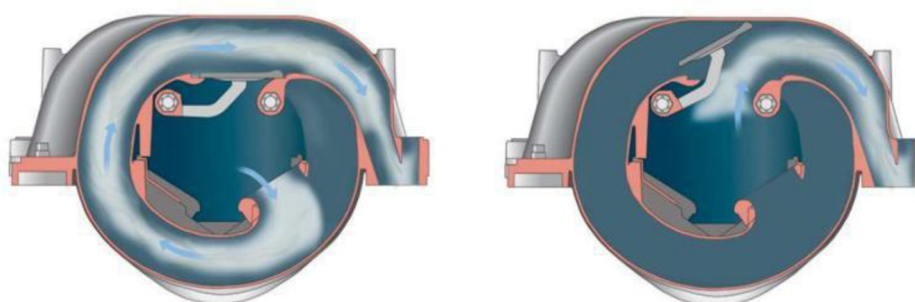
- pulzační přeplňování kmity v potrubí
- rezonanční přeplňování

Při pulzačním přeplňování kmity v potrubí se využívá podtlakové vlny, která je vyvolána pohybem pístu dolů při sání a otevřením sacího ventilu. Tato podtlaková vlna se šíří v sacím potrubí rychlostí zvuku. Od volného konce sacího potrubí se odráží jako přetlaková a vrací se zpět do válce. Při vhodné délce sacího potrubí se přetlaková vlna dostane do válce těsně před uzavřením sacího ventilu a tím zvýší množství nasátého vzduchu [4].



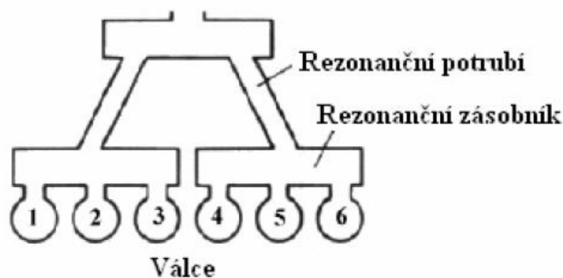
Obr. 4 Šíření vlny v sacím potrubí délky s [16]

Z výše uvedeného principu je patrné, proč je vhodné délku sacího potrubí měnit. Rychlost podtlakové i přetlakové vlny, tedy rychlost zvuku, je pořád stejná, nezávisle na otáčkách motoru. Ovšem doba, po kterou je sací ventil otevřen, je závislá na otáčkách motoru. Při vyšších otáčkách je doba otevření ventilu kratší, za tuto dobu urazí vlna menší vzdálenost a tím pádem dorazí k válci až po uzavření sacího ventilu. Proto je při vyšších otáčkách vhodnější kratší sací potrubí. Ke změně délky se využívají různě dlouhé potrubí a klapky, které mezi nimi přepínají na základě aktuálních otáček [4].



Obr. 5 Dlouhé potrubí (vlevo) a krátké potrubí (vpravo) [16]

Při rezonančním přeplňování se využívá rezonance, která vzniká při shodné frekvenci sání určenou otáčkami motoru s frekvencí kmitání vln ve sloupci plynu. Tento způsob přeplňování se využívá u šestiválcových a dvanáctiválcových motorů. Válce jsou zde rozděleny do dvou skupin. Každá skupina má svůj rezonanční zásobník, který je pomocí rezonančních potrubí propojen s okolní atmosférou [1][4].



Obr. 6 Rezonanční přeplňování [1]

Tlaková vlna vybuzená uzavíráním sacího ventilu jednoho válce způsobí rezonanční jev, kterým je doplněn válec následující v pořadí. Při nejběžnějším pořadí zapalování řadového šestiválcového motoru 1-5-3-6-2-4 tedy rezonanční vlna vybuzená prvním válcem doplní část vzduchu do sání válce třetího. Pátý válec doplní válec šestý, třetí válec vybudí vlnu pro druhý, šestý pro čtvrtý a druhý válec pro první [2][4].

Pulzační přeplňování kmity s variabilní délkou sacího potrubí je vhodnější pro motory dosahující vyšších otáček. Při nižších otáčkách by potřebná délka sacího potrubí byla příliš dlouhá. Přeplňování pomocí rezonanční komory se naopak používá i u nákladních automobilů s vznětovým motorem přeplňovaným turbodmychadlem. Při nízkých otáčkách optimalizuje točivý moment [4].

1.1.3 SACÍ KANÁLY

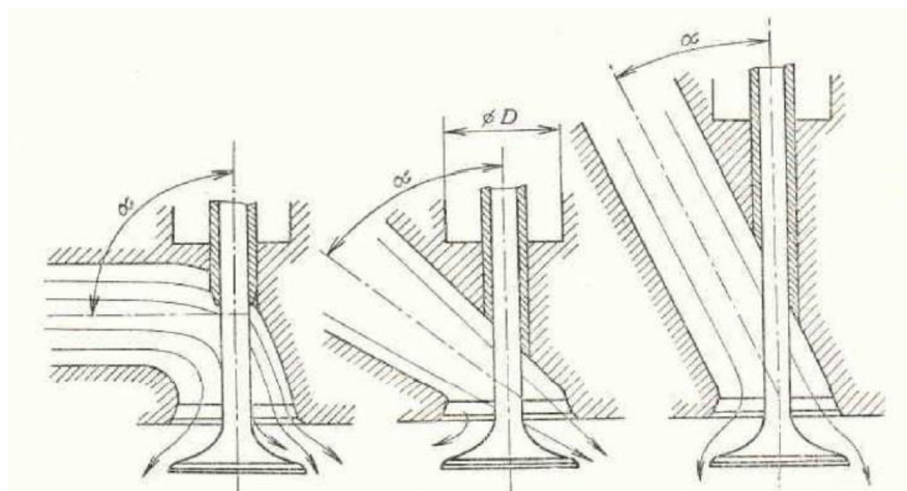
Sací kanál se většinou nachází v hlavě válců a je to závěrečný člen sacího traktu. Vyústění sacího kanálu do spalovacího prostoru je ukončeno dosedací plochou pro sací ventil, která se nazývá sedlo ventilu.

Sedla ventilů jsou buď vkládaná, nebo přímo vytvořená v materiálu hlavy. Vkládaná sedla se používají především u hlav z hliníkových slitin za účelem odolnější dosedací plochy [4].



Obr. 7 Vkládaná sedla ventilů [17]

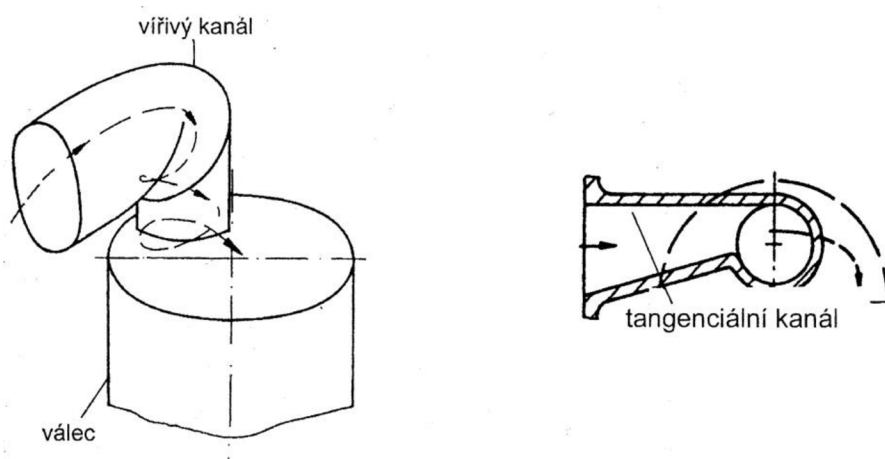
Sací kanály by měly mít co nejmenší odpor proti proudění plynů do spalovacího prostoru. Tlakové ztráty lze snížit ideálním průřezem po celé jeho délce. Ideálním průřezem je v takovém případě kruhový průřez. Docílit takového kanálu je obtížné z důvodu těsných prostorových poměrů v hlavě válce, proto má většinou sací kanál ideální průřez jen v několika místech. Průměr sacího kanálu je podstatným faktorem pro hmotnost vzduchu přiváděného do spalovacího prostoru. Povrch kanálu, tvar, délka, poloha kanálu vzhledem k ose válce má vliv na odpor proudění i pulzace v sacím traktu [1][4].



Obr. 8 Poloha kanálu vzhledem k ose válce [18]

U strmějšího potrubí je střednice kanálu méně odchýlena od osy válce a tím je i proudění méně omezováno změnou směru. U prudkých ohybů (např. 90°) je v oblasti zatočení kanálu vyšší povrchové tření a tím roste i teplota nasávané náplně válce. S rostoucí teplotou se snižuje hmotnost náplně přiváděné do válce a tím i výkon. Proto je např. u závodních automobilů požadován co nejmenší úhel mezi sacím kanálem a osou ventilu, což je obtížné realizovatelné kvůli většímu průměru ventilové pružiny [1][4].

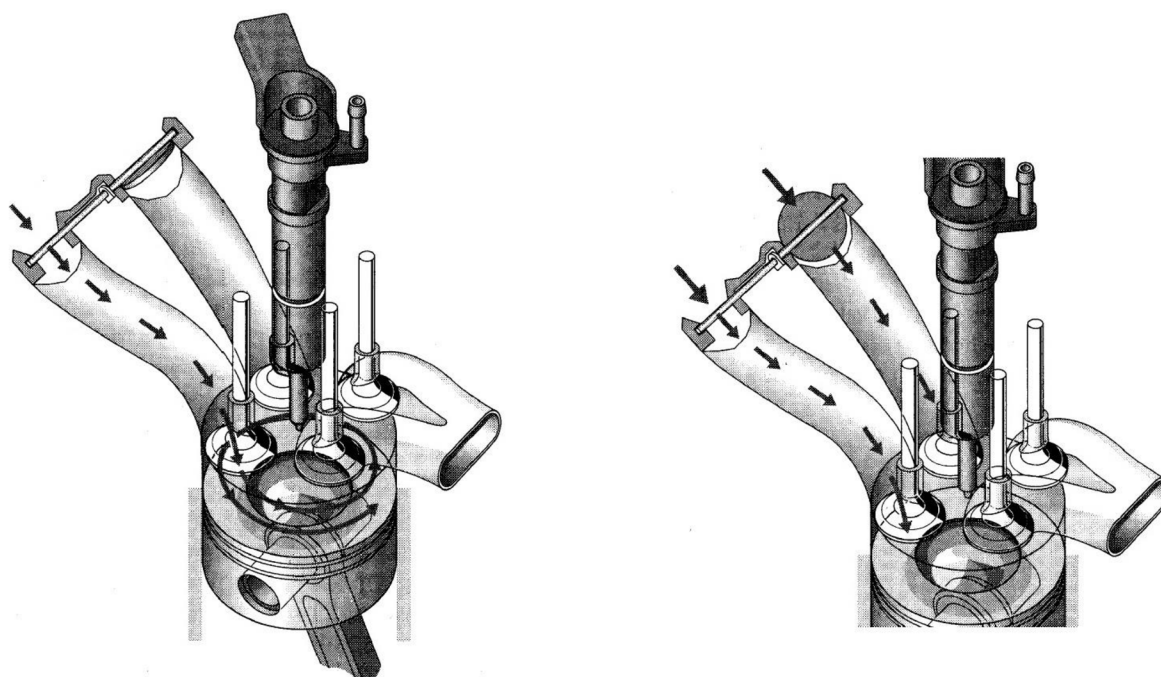
Pro optimální průběh hoření směsi ve spalovacím prostoru, nižší emise a spotřebu je vhodné, aby byla směs ve válci během sání a komprese rozvířena. Pro rozvíření se používají dva typy sacích kanálů, tangenciální a šroubový (šroubový) vířivý kanál [1][4].



Obr. 9 Šroubový (vlevo) a tangenciální (vpravo) sací kanál [1]

Tangenciální kanál má mírně vyšší plnicí účinnost než šroubový kanál, je však více citlivý na výrobní tolerance. Nevýhodou šroubového kanálu je, že vyžaduje více zástavbového prostoru. Spirálový kanál je vyšší a tím pádem je vyšší i celková výška hlavy motoru.

U čtyřventilových hlav bývá použita kombinace některého vířivého kanálu spolu s přímým kanálem, případně obou vířivých kanálů dohromady. Přímý kanál zajišťuje lepší plnění válce ve vyšším spektru otáček motoru a větším zatížení. Vířivý kanál naopak zajišťuje vhodné rozvícení směsi při nízkých otáčkách. Přímý kanál u některých motorů obsahuje klapku, která ho při malých zatíženích uzavře [1][4].



Obr. 10 Kombinace vířivého a přímého kanálu s klapkou (vlevo klapka zavřena, vpravo otevřena) [6]

1.2 SACÍ SYSTÉM MOTORU NÁKLADNÍHO AUTOMOBILU

Sací systém nákladních automobilů je podobný jako sací systém osobních automobilů, s tím, že je třeba vzít v úvahu několik skutečností. Mezi tyto skutečnosti patří vyšší životnost nákladních automobilů, větší objemový průtok vzduchu než u osobního automobilu, široká škála využití motorů od dálkových tahačů až po stavební stroje.

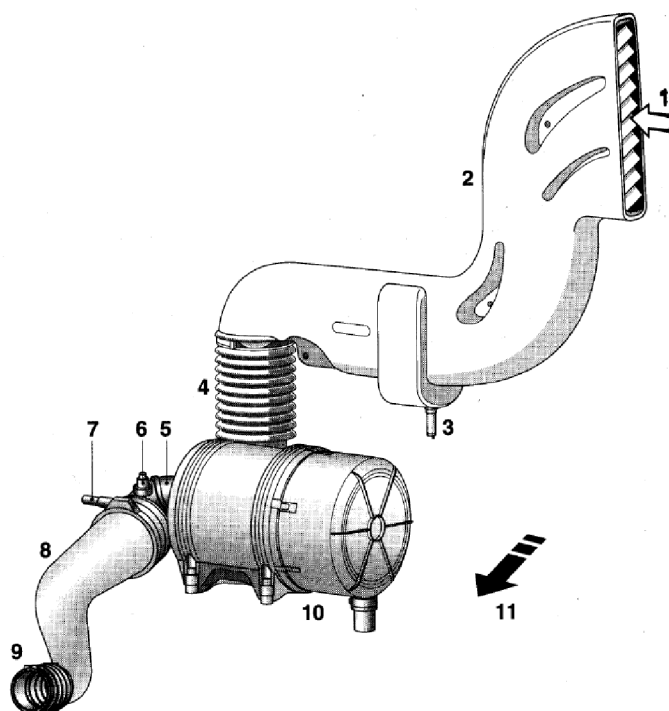
Umístění vstupu do sacího potrubí je poměrně důležitý faktor. Vstup většinou bývá situován u střechy kabiny řidiče ze zadní nebo boční strany. Toto místo je výhodné z hlediska nízké koncentrace prachu a vody, které se pak musí v následujících částech traktu odfiltrovat.

Z důvodu přístupu k motoru má většina nákladních automobilů výklopnou kabinu směrem dopředu. Tohle je třeba zohlednit u sacích traktů umístěných na zadní části kabiny. Oblast nasávání je spojena pomocí pryžové manžety s dalšími částmi traktu. Funkce této manžety je, že při sklopení kabiny zpět dozadu dosedne na těsnění, utěsní tím opět sací potrubí a tlumí vibrace odpružené kabiny. Znázornění je na Obr. 11 [6].



Obr. 11 Rozdělení sacího potrubí při zdvižené kabině řidiče se zvýrazněnou těsnící manžetou [19]

Důležitou funkcí potrubí je také čištění vzduchu od prachu také od vody a vodních kapiček obsažených ve vzduchu, které mohou zapříčinit zničení vzduchových filtrů vyráběných z celulózy a papíru. Jedním ze způsobů separace vody je pomocí překážek v sacím potrubí. Přepážky způsobí, že kapičky vody jsou vrženy proti stěnám potrubí, kde následně vytvoří vodní film. Tato voda stéká do sběrného místa, kde je pomocí vypouštěcího ventilu vypuštěna pryč ze sacího traktu [6].



Obr. 12 Schéma sacího systému nákladních automobilů po turbodmychadlo. 1-Vstup do sání, 2-Sací potrubí s bočními vstupy, 3-Vypouštěcí ventil vody, 4-Pryžová manžeta, 5-Gumové koleno, 6-Spínač údržby, 7-Šroubová svorka, 8-Potrubí s čistým vzduchem, 9-Přípojka k turbodmychadlu, 10-Vzduchový filtr, 11-Směr jízdy [6]

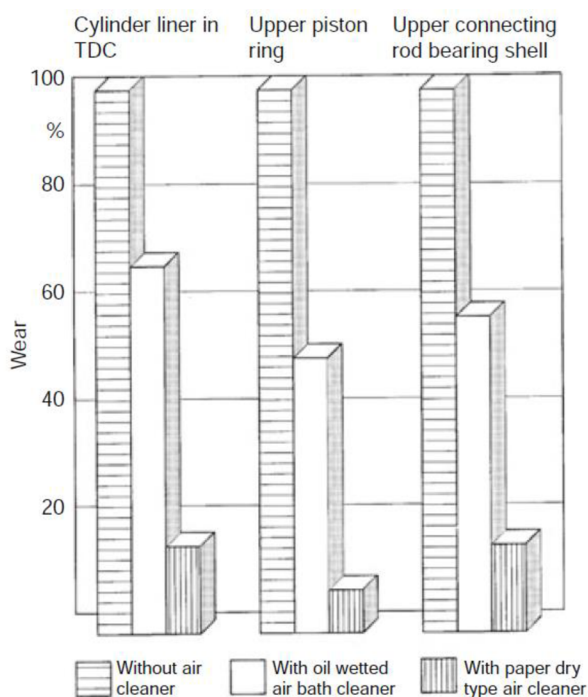
1.2.1 ČISTIČE VZDUCHU NÁKLADNÍCH AUTOMOBILŮ

Funkce čističe vzduchu je zabránit vstupu prachovým částicím obsaženým v nasávaném vzduchu do dalších částí motoru a tím předcházet vyššímu opotřebení motoru. Dodatečná funkce čističů vzduchu je tlumení hluku v sání. Obsah prachu ve vzduchu záleží na konkrétní aplikaci a podmínkách okolí [5].

Tab. 1 Průměrné koncentrace prachu [5]

Provozní podmínky	Koncentrace prachu [mg/m^3]
Evropský silniční provoz	0,6
Mimo-Evropský silniční provoz	3
Off-road	8
Staveniště (kolový nakladač, buldozer)	35
Zemědělský traktor ve střední Evropě	5
Zemědělský traktor v mimo-Evropských regionech	15
Kombajn	35

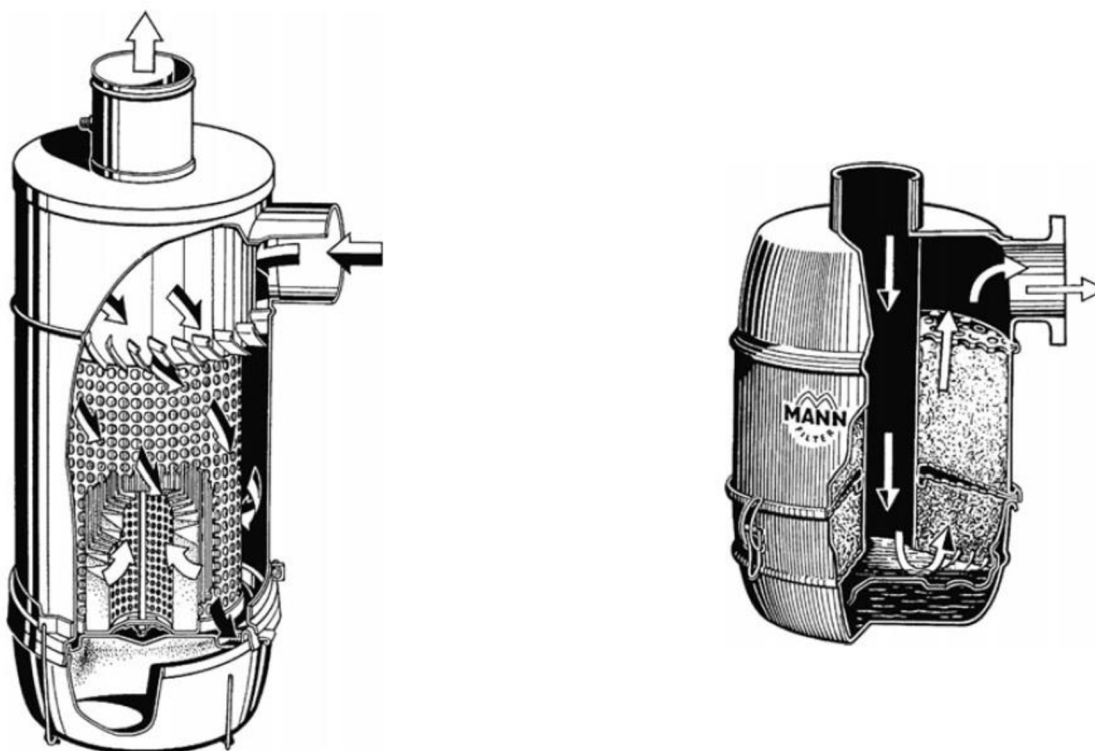
Podle koncentrace prachu a velikosti prachových částic se následně volí typ vzduchového filtru a materiál tak, aby byl pro danou aplikaci vozidla nejvhodnější a byla odhadnuta jeho očekávaná životnost. V dnešní době se převážně používají suché čističe s papírovou vložkou, méně časté jsou pak čističe s olejovou náplní. Prachové částice, které proniknou do motoru s nasávaným vzduchem, způsobují abrazivní opotřebení na kluzných částech motoru. Mezi kritická místa patří například vložky válců, píst a pístní kroužky, klikové hřídele, ojnicí ložiska. Na následujícím obrázku jsou procentuálně znázorněny opotřebení třech kritických míst motoru pomocí prachového zkušebního zařízení. Jednou bez vzduchového filtru, jednou se starším, olejovým typem filtru, a jednou se suchým papírovým filtrem, který, jak je z obrázku patrné, vykazuje nejvyšší účinnost [5].



Obr. 13 Redukce opotřebení motoru za použití různých typů filtrů [5]

Pro suché čističe vzduchu jsou nejčastěji používány materiály z celulózy a syntetická vlákna. Tyto čističe mívají vyměnitelnou vložku, která se v mění dle znečištění nebo dle servisního intervalu. Při znečištění bývá potřeba výměny vložky signalizována varovnou indikací. Suché papírové čističe jsou charakteristické vysokou odlučovací schopností při všech oblastech zatížení. S rostoucím znečištěním filtru dochází k nárůstu odporu proudění vzduchu. Nevýhoda olejového filtru je, že jeho účinnost je závislá na množství proudícího vzduchu. Pokud klesne zatížení motoru, tedy i proud nasávaného vzduchu, poklesne i účinnost filtrace. Výhodou olejových filtrů je jejich téměř neomezená životnost. V případě znečištění oleje se vymění olej za čistý, zbytek filtru se vyčistí od usedlého prachu vyfoukáním nebo technickým benzínem a filtr je připraven opět k použití, na rozdíl od suchého filtru, kde je po výrobcem předepsaném intervalu nutnost výměny celé jeho vložky za novou [5].

Při provozu motorů v podmínkách s malou prašností se používá pouze jednostupňová filtrace prachu, při vyšší prašnosti okolí se používají kombinované papírové čističe. Tyto kombinované čističe mají kvůli úspoře místa ve skříni s papírovým filtrem integrovaný předřazený stupeň čištění v podobě cyklonového čističe vzduchu. Tyto cyklonové předčističe prodlužují životnost papírového filtru a prodlužují interval údržby. Dokáží pohltit až 85% prachu a prodlouží životnost filtru přibližně čtyřnásobně. Nicméně kvůli jejich nedostatečné účinnosti nemohou být pro motory vhodné jako samostatné filtry [5].

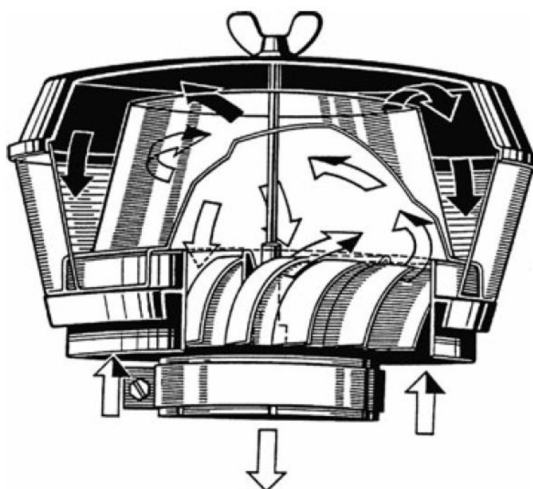


Obr. 14 Kombinovaný suchý papírový čistič s cyklonovým čističem (vlevo) a čistič vzduchu s olejovou lázní (vpravo) [5]

V olejovém čističi vzduchu protéká vzduch středovou trubkou k olejové lázni, která se nachází v dolní části krytu čističe. Do oleje se tak zanesou hrubé nečistoty obsažené ve vzduchu. Vzduch zvlhčený olejem posléze proudí vzhůru k vlhké filtrační vrstvě, kde se zbaví zbylých nečistot a oleje. Poté vzduch přes suchou filtrační vrstvu proudí k výstupu čistého vzduchu. Tímto postupem se dosáhne účinnosti až 99% při plném zatížení, nicméně při

částečném zatížení značně klesne i účinnost filtrace. Rozměry tohoto čističe musí odpovídat poptávce vzduchu motoru, při nadměrných rozměrech nebo naopak při poddimenzování může dojít k přenosu oleje nebo ke snížení účinnosti filtrace.

Cyklonové čističe jsou založeny na principu odstředivé síly, která způsobuje odstředění většiny hrubých prachových částic od zbytku vzduchu. Oddělený prach se buď uvolňuje zpět do ovzduší přes ventil, nebo se shromažďuje v prachové misce [5].



Obr. 15 Odstředivý předřazený odlučovač hrubého prachu [5]

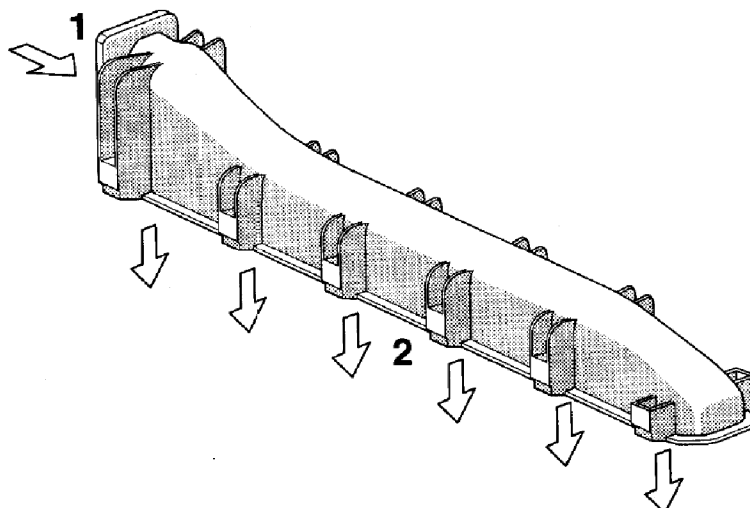
Stejného principu jako u cyklonových čističů se využívá u odstředivého předřazeného odlučovače hrubého prachu (obr. 15). Tyto předřazené odlučovače nachází uplatnění ve velmi prašném prostředí a mohou být předřazeny jak před suchý čistič, tak před čistič s olejovou lázní [1][5].



Obr. 16 Kombinace čističe vzduchu s olejovou lázní a odstředivého předřazeného odlučovače hrubého prachu [20]

1.2.2 SBĚRNÉ SACÍ POTRUBÍ NÁKLADNÍCH AUTOMOBILŮ

Přeplňované vznětové motory mají většinou jedno sběrné sací potrubí, které je přímo součástí hlavy motoru nebo je umístěno vně hlavy a je k ní připevněno přírubou. Pomocí sběrného sacího potrubí je vzduch distribuován k jednotlivým sacím kanálům a k jednotlivým válcům. Vstup do sběrného sacího potrubí bývá osazen také přírubou, která spojuje sběrné potrubí s dalšími částmi potrubí. Součástí této příruby bývá také EGR ventil nebo pomocný elektrický ohřívač vzduchu [6].



Obr. 17 Sběrné sací potrubí nákladního automobilu. 1-Příruba pro EGR ventil nebo pomocný elektrický ohřívač vzduchu, 2-Příruba pro hlavu válců [6]

Pomocný elektrický ohřívač vzduchu napomáhá dosáhnout požadovaných hodnot výfukových plynů při nastartování motoru. Vzduch přivedený z EGR je ve sběrném sacím potrubí smíchán s čerstvým vzduchem a pak jednotně proudí sacími kanály k jednotlivým válcům. Výfukové plyny, které jsou do sběrného potrubí přiváděny pomocí EGR, bývají ochlazeny v EGR chladiči a většinou obsahují kyselinu siřičitou a saze. Potrubí musí těmto vlivům odolat, proto je například na hliníkovém sběrném potrubí udělán nátěr, který lépe odolává kyselinám. Při výrobě sběrného potrubí z plastových hmot musí být volen takový plastový materiál, který odolá vysokým teplotám, tlakům a kyselému prostředí. Stejně požadavky jsou kladeny i na těsnění přírub [6].



Obr. 18 Sběrné sací potrubí motoru Volvo D13 [21]

2 VÝFUKOVÝ SYSTÉM SPALOVACÍHO MOTORU

Výfukový systém má u spalovacího motoru následující funkce:

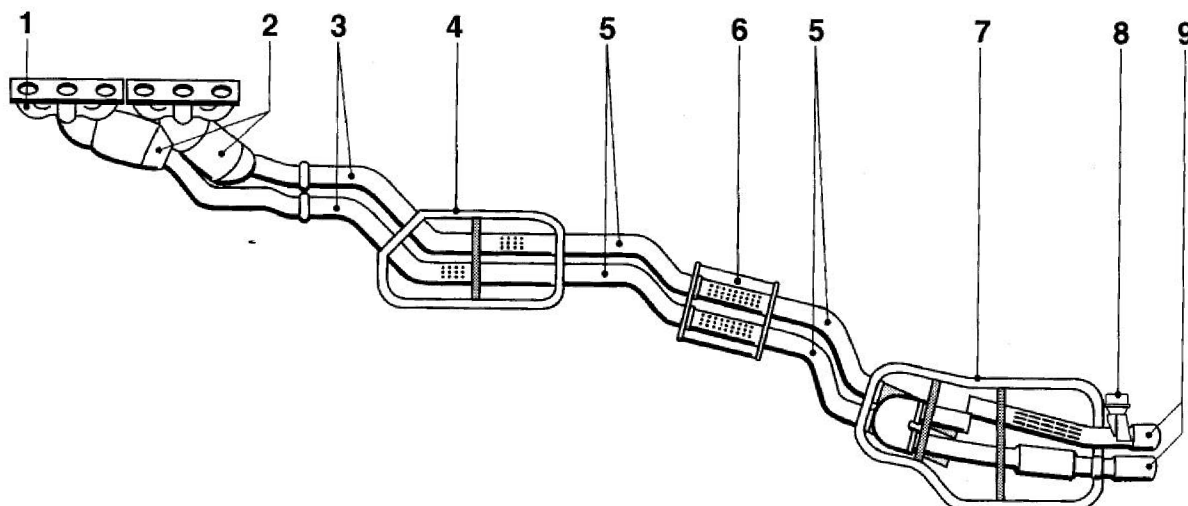
- odvádět horké výfukové plyny vznikající při spalování směsi vzduch/palivo do atmosféry tak, aby nevnikaly do vnitřního prostoru vozidla
- snižovat obsah škodlivých látek ve výfukových plynech, aby vyhověly zákonným požadavkům
- tlumit hluk výfukových plynů a případných vznikajících rázů, aby nebyla překročena stanovená hladina hluku

V některých případech je výfukové potrubí tvarováno tak, aby motor poskytoval požadovaný zvuk zákazníka (laděné výfuky) [5].

2.1 HLAVNÍ ČÁSTI VÝFUKOVÉHO SYSTÉMU

Výfukový systém se skládá ze sběrného potrubí, které zajišťuje sběr spalin z jednotlivých výfukových kanálů v hlavě válců, dále pak ze soustavy komponentů sloužících k likvidaci škodlivin obsažených ve výfukových plynech, tlumiče hluku a spojovacího potrubím mezi těmito komponenty [4][6].

Rozložení a konstrukce těchto komponentů je pro osobní a nákladní automobily rozdílná. U osobních automobilů jsou jednotlivé komponenty spojeny výfukovým potrubím a jsou vedeny podvozkem vozidla [6].



Obr. 19 Výfukový systém osobního automobilu [6]. 1-Sběrné sací potrubí, 2-Katalyzátor, 3-Přední potrubí, 4-Přední tlumič hluku, 5-Střední potrubí, 6-Centrální tlumič, 7-Zadní tlumič, 8-Klapka výfukových plynů, 10-Koncovky výfuku

Jednotlivé komponenty bývají vyráběny z vysoce legované oceli. Musí být odolné jak proti korozi z vnitřní strany, způsobené horkými výfukovými plyny, tak z vnější strany, kde na komponenty působí zejména vzdušná vlhkost a slaná voda od posypových materiálů [6].

2.1.1 SBĚRNÉ VÝFUKOVÉ POTRUBÍ

Sběrným výfukovým potrubím je zajištěn odvod výfukových plynů z hlavy válců k navazujícím částem výfukového systému. Sběrné potrubí bývá připevněno k hlavě válců nasazením na závrtné šrouby a následně přitaženo samojistícími maticemi, které jsou opatřeny měděným povlakem. Mezi hlavu válců a sběrné potrubí bývá vloženo metaloplastické těsnění a pod matice ocelové podložky [1].

Teplota sběrného potrubí může při maximálním zatížení dosahovat až 1050°C, proto je vyráběno ze žáruvzdorných a žáropevných ocelí nebo odlitím ze šedé litiny. Výhodou šedé litiny je odolnost vůči korozi za vysokých teplot, pevnost, schopnost pohlcovat hluk, jednoduchá výroba a tím i nízká cena. Nevýhodou je vysoká hmotnost a vyšší odvod tepla do okolí. Vyšší odvádění tepla zpomaluje ohřátí katalyzátoru na provozní teplotu.

Dříve měly osobní i nákladní automobily sběrné sací potrubí z litiny, ocelové potrubí se vyskytovalo pouze u závodních automobilů z důvodu snížení hmotnosti. Díky zpřísnění emisních limitů a také tlaku na snížení hmotnosti u sériových automobilů se začalo ocelové sběrné potrubí objevovat i zde. V důsledku nižšího odvodu tepla ocelového potrubí než litinového se katalyzátory dostanou dříve na teplotu, při které jsou účinné, což bývá kolem 300°C. Pro ještě rychlejší ohřev katalyzátoru na provozní teplotu bývá katalyzátor umístěn co nejblíže motoru a sběrné sací potrubí může být opatřeno krytem omezujícím vyřazování tepla. Mezi sběrným potrubím a krytem tak vzniká izolační vrstva vzduchu. Aby po zahřátí motoru nedocházelo k přehřátí potrubí a katalyzátoru, tak při teplotách vyšších jak 650°C se stává výše zmíněná izolační vrstva průchozí pro infračervené záření a tím je přehřátí eliminováno [4][6].



Obr. 20 Sběrné výfukové potrubí ocelové (vlevo) a litinové (vpravo) [22]

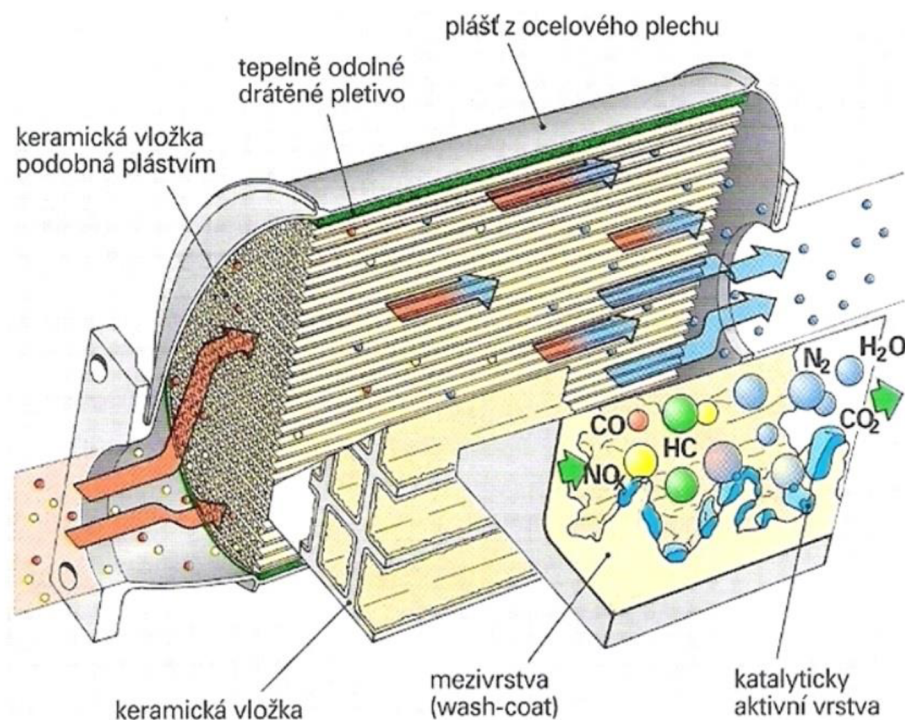
2.1.2 KATALYZÁTORY

V současné době se k redukci škodlivin výfukových plynů používají výhradně katalyzátory. Mezi škodlivé emise obsažené ve výfukových plynech spalovacích motorů patří oxid uhelnatý (CO), uhlovodíky (HC), oxidy dusíku (NO_x) a pevné částice (PM). Zákony předepisují maximální povolené množství jednotlivých škodlivin, například v Evropě jsou to emisní normy EURO (nyní EURO VI) [3].

Obecně je katalyzátor látka, která způsobuje nebo urychluje chemickou reakci a přitom se sama nemění. Účel katalyzátoru ve výfukových potrubích je způsobit nebo urychlit přeměnu výše zmíněných škodlivin na méně škodlivé nebo neškodné látky. Tyto škodlivé složky spalin se přeměňují na N_2 , CO_2 a H_2O . Chemické reakce, při kterých k tomu dochází, jsou dvojího druhu – oxidace a redukce. Reakce by měly proběhnout pokud možno bez přidání dalšího média, proto musí být potřebný kyslík pro oxidaci, oxid uhelnatý a nespálené uhlovodíky pro redukci, přiváděny do katalyzátoru spolu s nežádoucími zplodinami spalování. Jestliže motor pracuje s chudou směsí, zůstává po spálení paliva nadbytečný kyslík a ten může být využit v katalyzátoru pro oxidační reakci. Pro redukční reakci je naopak potřeba bohatá směs, aby byl dostupný dostatek oxidu uhelnatého a nespálených uhlovodíků. Účinný katalyzátor pro dodatečnou likvidaci všech třech základních škodlivin se nazývá třícestný katalyzátor (TWC – Three Way Catalyst) [3].

TŘÍCESTNÝ KATALYZÁTOR

Někdy se používá název také oxidačně-redukční katalyzátor, což vystihuje obě reakce, které probíhají uvnitř tohoto katalyzátoru. Pro potlačení všech třech škodlivých složek, což znamená, že má probíhat oxidace a zároveň i redukce, musí být složení směsi co nejblíže stechiometrickému poměru, tedy součinitel přebytku vzduchu $\lambda = 1$. Při takovém složení směsi je ve výfukových plynech obsažen dostatek kyslíku pro oxidaci i dostatek oxidu uhelnatého a nespálených uhlovodíků pro redukční reakci. Kvůli zachování stechiometrickému poměru se používá lambda sonda umístěná před katalyzátor, která měří množství kyslíku ve výfuku. Podle obsahu kyslíku pak řídicí jednotka nastavuje množství paliva dodávaného do spalovacího prostoru. Katalyzátorem v tomto případě jsou vrstvičky drahých kovů např. platiny, paladia a rhodia nanosené na vložce katalyzátoru. Tyto drahé kovy vyvolávají a urychlují rozklad škodlivin na méně nebezpečné látky. Vložka katalyzátoru může být keramická nebo kovová [3].



Obr. 21 Řez třícestným katalyzátorem výfukových plynů [23]

OXIDAČNÍ KATALYZÁTOR

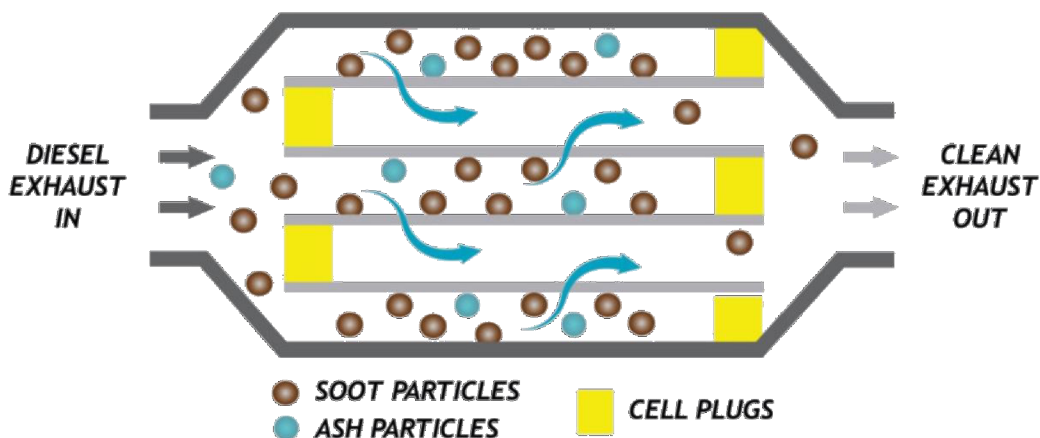
Oxidační katalyzátory se používají u motorů s přebytkem vzduchu $\lambda > 1$, u kterých je přebytek kyslíku a nastávají v něm pouze oxidační reakce. Jsou to vznětové motory a motory s přímým vstřikováním paliva. Tento typ katalyzátoru tedy není schopný redukovat NO_x , proto je třeba ho doplnit dalším zařízením. Katalyzátorem jsou zde opět vrstvy drahých kovů platiny a paladia [3][4].

AKUMULAČNÍ (SBĚRNÝ) KATALYZÁTOR

Používá se pro redukování škodlivin NO_x . Pracuje tak, že po určitou dobu na svém povrchu váže tyto škodliviny a až je povrch nasycen, sonda NO_x zaznamená průchod této látky. Poté je směs na malý okamžik obohacena větším množstvím paliva, čímž se zvýší množství CO a HC ve spalínách a dojde k následné redukci nasádaného NO_x . Regenerace akumulčního katalyzátoru je poměrně častá, zhruba po 60 sekundách nastane 1-2 sekundy režimu s bohatou směsí. Optimální pracovní teplota akumulčního katalyzátoru je v rozmezí 300°C až 400°C , proto je umístěn dále od motoru, za třicestným katalyzátorem [3][4].

FILTR PEVNÝCH ČÁSTIC

Filtr pevných částic je používán u vznětových motorů. Částice jsou tvořeny mikroskopickými částicemi uhlíku s průměrem cca $0,05 \mu\text{m}$. Na povrch těchto uhlíkových částic jsou vázány uhlovodíky z paliva, oleje, voda a sulfáty. Výsledný průměr částic je pak zhruba $0,9 \mu\text{m}$. Právě uhlovodíky, které jsou vdechnuty pomocí pevných částic do těla, jsou nebezpečné kvůli své velikosti a možnosti kolovat v lidském těle. Množství pevných částic obsažených ve výfukových plynech je ovlivněno především způsobem tvorby směsi, tvarem spalovacího prostoru, provozních podmínkách, kvalitou homogenizace paliva se vzduchem při vstřikování do válce [4].



Obr. 22 Princip fungování filtru pevných částic [24]

Částicový filtr je většinou tvořen keramickým porézním tělesem s voštinovou strukturou, které je umístěno v kovovém plášti. Prouděním výfukových plynů skrze pórovitou stěnu filtru jsou uvnitř částice zachyceny. Po určité době provozu filtru se začnou póry ucpávat a naroste odpor průtoku spalín (tlakový spád Δp). V takovém případě je nutné provést tzv. regeneraci filtru, což znamená zahřátí keramického tělesa pomocí přívodu paliva na teplotu cca 900°C , při které jsou zachycené částice spáleny [3][4].

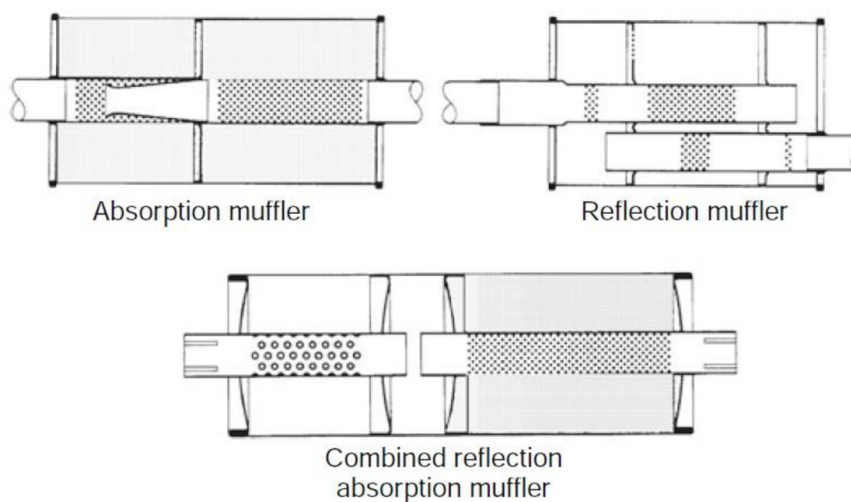
SELEKTIVNÍ KATALYTICKÁ REDUKCE SCR

Selektivní katalytická redukce slouží k redukci NO_x . Při této metodě se využívá sloučenina močoviny a vody, která má název AdBlue. Tato kapalina je vstříknuta do výfukového systému ještě před samotný SCR katalyzátor. V důsledku vstříknutého AdBlue nastanou chemické reakce s výfukovými plyny, díky kterým se NO_x v katalyzátoru mění na H_2O a N_2 . Před SCR katalyzátor může být předřazen oxidační katalyzátor [3].

2.1.3 TLUMIČE HLUKU

Základní příčinou hluku výfuku jsou pulzace plynů generované spalovacím procesem a pohybem výfukových plynů kolem výfukových ventilů při každém cyklu motoru. Tento hluk je částečně tlumen v katalyzátorech a filtru pevných částic, pokud je jím výfukový systém opatřen. To však nestačí k tomu, aby byl hluk ztlumen na požadovanou mez. Z tohoto důvodu bývají ve střední a zadní části výfukového systému instalovány tlumiče hluku. V závislosti na počtu válců, výkonu motoru a dalších parametrech se obvykle používají jeden, dva nebo tři tlumiče. Hluk vytvářený výfukovým systémem, je významný zdroj celkového hluku vozidla, jehož limity jsou dány legislativou [6].

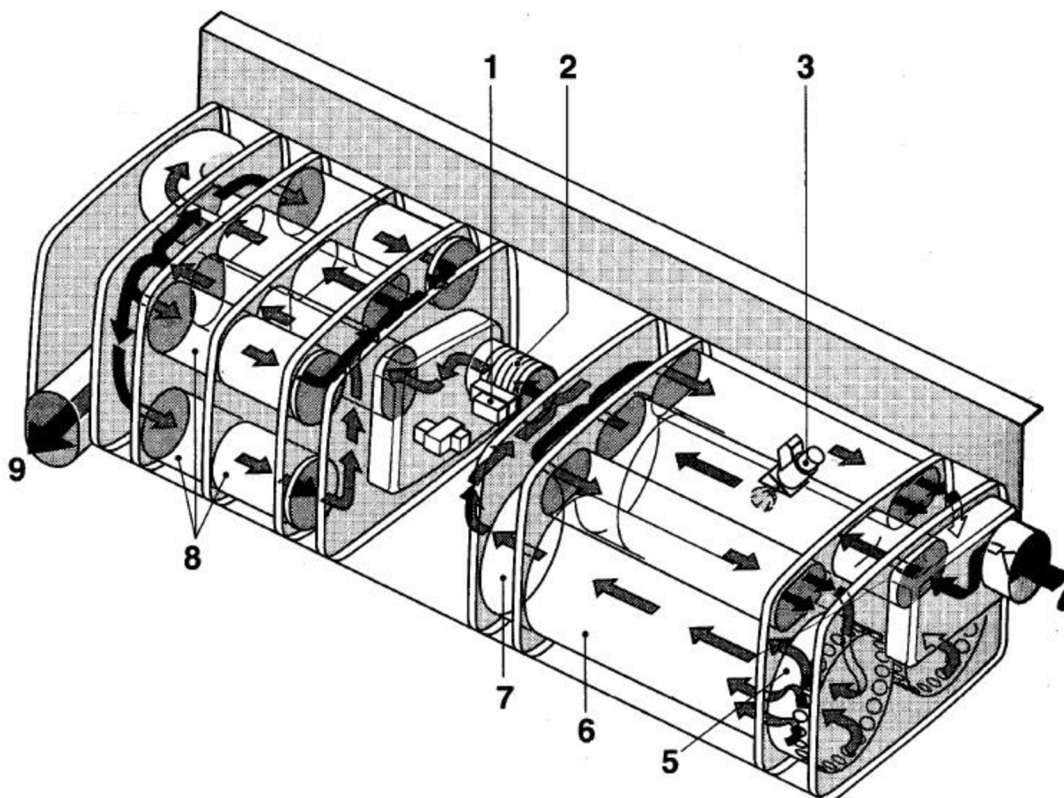
Tlumiče ke své činnosti nejčastěji využívají jeden ze dvou fyzikálních principů nebo jejich kombinaci. Reflexní tlumič využívá zvukových vln, které se šíří potrubím a jejich odrazu na konci potrubí o jednotlivé překážky a komory, které jsou záměrně umístěny tak, aby se odražené vlny vrušily a utlumily s původními. V absorpčním tlumiči je energie zvukových vln pohlcována v absorpčním materiálu důsledkem tření minerálních vláken nebo kovové vlny. Tlumicí materiál je zde umístěn mezi perforovanou trubkou, kterou jsou vedeny výfukové plyny, a obalem tlumiče [6].



Obr. 23 Principy tlumičů hluku [5]. Vlevo nahoře absorpční tlumič, vpravo nahoře reflexní tlumič a dole kombinace obou tlumičů

2.2 VÝFUKOVÝ SYSTÉM NÁKLADNÍHO AUTOMOBILU

U nákladních automobilů bývá většina výše popsaných komponentů zahrnuta v jedné větší skříni, která je připevněna k rámu vozidla. Pro plnění normy EURO 6 je potřeba kombinace více zmíněných systémů sloužících k úpravě spalin. Obvykle to bývá oxidační katalyzátor, selektivní katalytická redukce SCR, filtr pevných částic v kombinaci s recirkulací výfukových plynů EGR. Výjimkou mezi nákladními automobily je výrobce Iveco, který se svým systémem HI-SCR deklaruje splnění norem EURO 6 bez použití recirkulace EGR [6][7].



Obr. 24 Schéma uspořádání výfukového systému nákladního motoru Euro 6 [6]. 1-Vstrikovač AdBlue, 2- Oddělovací prvek, 3-Vstrikovač HC, 4-Vstup zplodin, 5-Oxidační katalyzátor, 6-Filtr pevných částic DPF, 7-Oxidační katalyzátor, 8-SCR katalyzátor, 9-Odvod upravených spalin

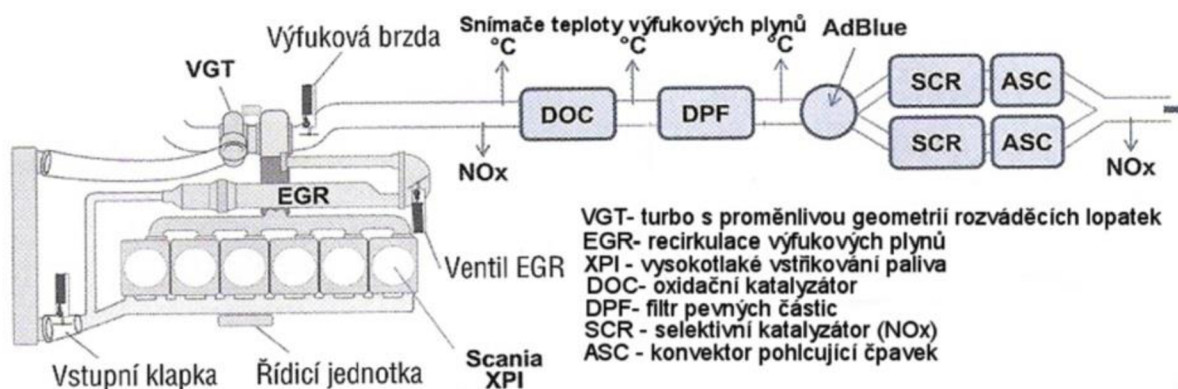
Většina výrobců nabízí kvůli flexibilitě uspořádání dvě koncepce výfukové jednotky. Celá jednotka je složena ze dvou skříní a to ze skříně s SCR tlumičem a ze skříně se zbytkem filtrů a katalyzátorů. Obě skříně mohou být spojeny do jedné nebo mohou být odděleny a každá z nich může být namontována na jinou stranu podvozku [6][8].

Jedním z příkladného použití je na motoru DAF PACCAR MX-13. Výfukové plyny vystupující z motoru zde projdou výfukovým potrubím do skříně filtru, kde se nachází oxidační katalyzátor DOC a následně filtr pevných částic DPF. Z této skříně pokračují zplodiny do skříňového tlumiče SCR, kde se nachází keramický selektivní reduktor a keramický oxidační reduktor čpavku (AMOX). AdBlue je do systému vstřikováno v trubici mezi skříní filtru a skříňového tlumiče SCR. V katalyzátoru AMOX probíhá přeměna přebytečného čpavku na dusík a vodu, poté je již vzduch vypouštěn koncovkou výfuku do atmosféry [8].



Obr. 25 Řez jednotkou pro snížení emise motoru DAF PACCAR MX-13 [8]

Na podobném principu pracuje snižování emise u třináctilitrového motoru Scania R480, jehož schéma je zobrazeno na obázku Obr. 26.



Obr. 26 Schéma snižování emise u motoru Scania R480 [23]

3 POPIS ZADANÉHO MOTORU

Vytvoření termodynamického modelu a dále pak návrhy nového sacího a výfukového potrubí jsou provedeny na pohonné jednotce značky Iveco, konkrétně model Cursor C13 typ F3H.



Obr. 27 Motorová jednotka Iveco Cursor C13 F3H [25]

Tento motor má využití především v sériových nákladních automobilech značky Iveco řady Stralis. Kromě toho je také v upravené verzi použit v závodním voze Liaz 111.154 – Frank, který se účastní závodů Rallye Dakar.



Obr. 28 Nákladní automobil Iveco Stralis modelový rok 2018 [26]

Motor Cursor C13 F3H je vznětový přeplňovaný čtyřdobý motor, který má šest válců umístěných v řadě. Celkový zdvihový objem sériového motoru je 12880 cm³. Maximální výkon této motorové jednotky činí 500kW při 2000 min⁻¹ a maximální točivý moment je 2900 Nm při 1500 min⁻¹ [9].

Daný motor pracuje se čtyřmi ventily (2 sací a 2 výfukové) na jeden válec, které jsou poháněny rozvodovým systémem typu SOHC. Sací ventily mají průměr 26,5 mm a jejich zdvih je 14,2 mm. Průměr výfukových ventilů činí 23,2 mm a jejich zdvih je 14,7 mm [9].

Vzduch do sání je veden potrubím přes turbodmychadlo a následně přes mezichladič stlačeného vzduchu do sací komory, která je součástí hlavy válců. Před sací komorou je v potrubí umístěný elektrický přídavný ohříváč vzduchu, který je využit při studeném chodu motoru. Ze sací komory vede ke každému válci sací kanál, které se pak rozděluje a dopravuje vzduch k oběma sacím ventilům. Sací kanál bližšího ventilu je dlouhý 110 mm a k vzdálenějšímu ventilu vede kanál dlouhý 165 mm.



Obr. 29 Vstup do sání. Poslední člen potrubí před sací komorou umístěnou v hlavě válců. Uvnitř tohoto členu je integrován elektrický přídavný ohříváč vzduchu [25]

Výfukový trakt začíná výfukovými ventily, poté jsou zplodiny odváděny výfukovými kanály jdoucími od každého válce k okraji hlavy válců. K hlavě válců jsou přišroubovány příruby jednotlivých svodů. Každý svod je napojen na jeden výfukový kanál, posléze jsou svody třech válců spojeny do jednoho potrubí. Obdobně je to s druhou trojicí svodů. Svody následně vedou k dvoukomorovému turbodmychadlu, kde je každá trojice napojena na jeden kanál turbíny. Tím nedochází k ovlivňování toků výfukových plynů a je omezen vznik pulzací ve výfukovém potrubí. Výfukové svody tedy lze popsat jako typ 6-2, což značí, že ze šesti válců jsou zplodiny vedeny do dvou, v tomto případě výsledných, potrubí. Svody jsou vyrobeny ze šedé litiny a tloušťka stěny je 8 mm.



Obr. 30 Trojice spojených výfukových svodů a turbodmychadlo zadaného motoru (druhá trojice je umístěná pod a za turbodmychadlem)[25]

V tab. 2 jsou uvedeny základní parametry zadaného motoru [9].

Tab. 2 Základní technické parametry motoru [9]

Typ motoru	Vznětový, přeplňovaný
Konstrukce motoru	Řadový
Vstříkování	Přímé
Počet válců	6
Zdvihový objem [cm ³]	12880
Vrtání [mm]	135
Zdvih [mm]	150
Kompresní poměr	16,5
Pořadí zapalování	1-4-2-6-3-5
Délka ojnice [mm]	250
Typ rozvodu	SOHC
Počet ventilů	24
Sací ventil - průměr [mm]	26,5
Sací ventil - zdvih [mm]	14,2
Výfukový ventil - průměr [mm]	23,2
Výfukový ventil - zdvih [mm]	14,7
Maximální výkon [kW]	500 kW při 2000 min ⁻¹
Maximální moment [Nm]	2900 Nm při 1500 min ⁻¹

4 SESTAVENÍ TERMODYNAMICKÉHO MODELU

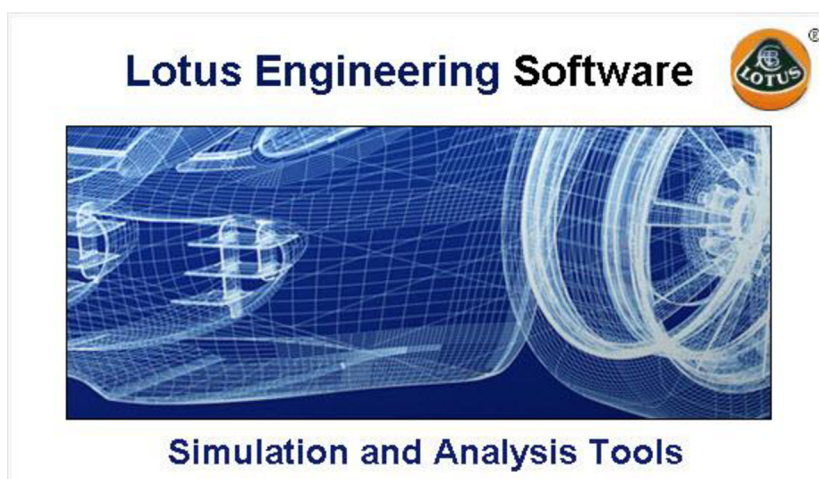
Sestavení termodynamického modelu je jedním z cílů diplomové práce. Většina potřebných parametrů pro sestavení modelu je uvedena v tab. 2, další potřebné parametry byly experimentálně změřeny na konkrétním motoru nebo byly zjištěny z technické dokumentace motoru. K vytvoření modelu byl použit software Lotus Engine Simulation.

4.1 LOTUS ENGINE SIMULATION

Lotus engine simulation (LES) je program vytvořený především pro vlastní výzkum a vývoj firmy LOTUS ENGINEERING. Lotus engine simulation je obsažen v rozsáhlejší balíku Lotus simulation tools, který vedle tohoto programu obsahuje i jiné simulační programy pro modelování dalších problémových částí vozidla. Programem Lotus engine simulation lze simulovat široká škála motorů, jsou k tomu využívány pokročilé numerické algoritmy pro termodynamiku plynů. Použitím snímačů a regulátorů je umožněno simulovat složité provozní režimy v různých motorech [10].

Za pomoci tohoto programu lze řešit [10]

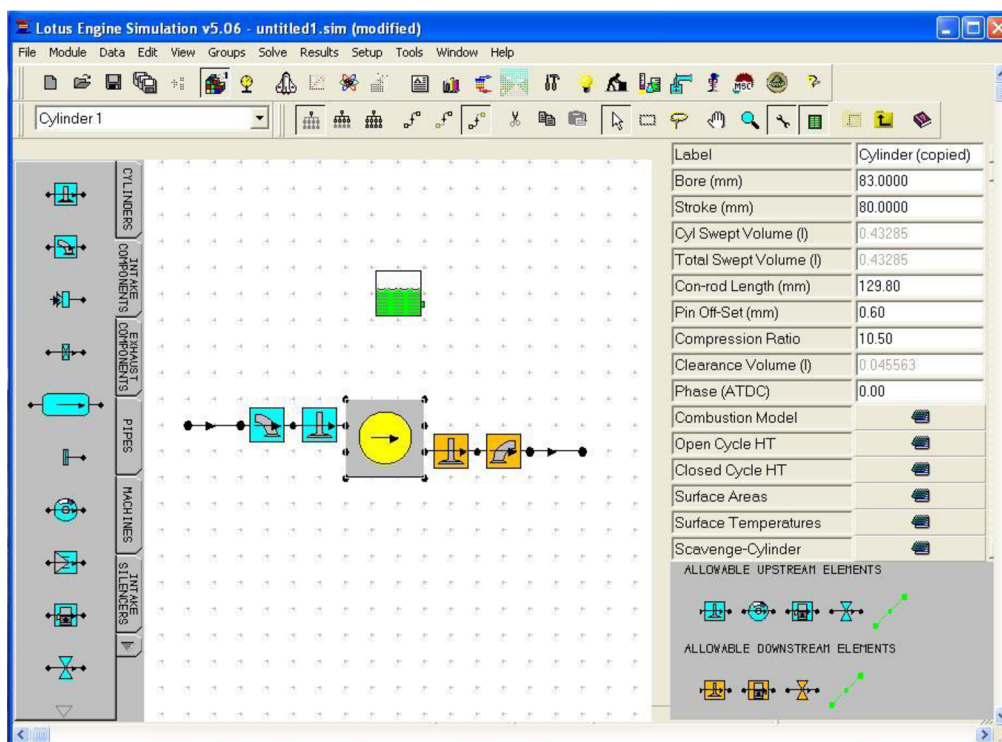
- různé typy a konstrukce motorů
 - dvoutaktní a čtyřtaktní
 - benzínové a naftové
 - atmosférické a přeplňované
- libovolné pořadí válců a jejich zapalování
- plné a částečné zatížení motoru v ustáleném nebo přechodném stavu
- údaje o přenosu tepla ve válci
- turbodmychadlo a přeplňování
- okamžité změny vlastností plynů obsažených v motorovém potrubí
- tření



Obr. 31 Logo programu Lotus engineering software [27]

Při modelování se postupuje tak, že se do stavebního okna vkládají jednotlivé komponenty motoru z nabídky podle konkrétní konstrukce motoru. Ke každému komponentu je třeba zadat přesné parametry, které když nejsou dosaženy, program vyplní ve většině případů automaticky defaultními hodnotami. Komponenty musí na sebe navazovat potrubím nebo

jsou na sebe vázány automaticky (např. válec – ventil). Před samotnou simulací jsou potřeba zadat podmínky simulace. Mezi tyto podmínky patří minimální otáčky, maximální otáčky, počet kroků mezi nimi, teploty na sání a další. Po provedení simulace je možné načíst výsledky, což jsou například průběhy výkonu, momentu a spotřeby [10].



Obr. 32 Prostředí programu Lotus engine simulation.

4.2 SESTAVENÍ MODELU

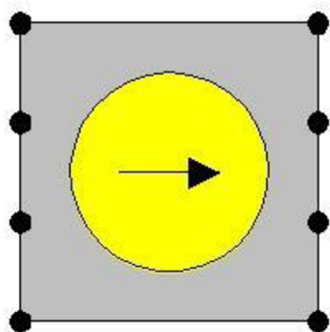
Model byl sestaven na základě parametrů udávaných výrobcem v technické dokumentaci, případně byly zajištěny odměřením přímo na konkrétním motoru.

4.2.1 VÁLCOVÁ JEDNOTKA

Základním stavebním kamenem celého motoru je válcová jednotka. V našem případě jich je šest, s pořadím vznětu 1-4-2-6-3-5, uspořádaných v řadě [10].

Na Obr. 33 je zobrazena ikona představující válec a vedle ní tabulka parametrů potřebných pro simulaci. Důležité parametry jsou vrtání, zdvih, délka ojnice a kompresní poměr. K vyplnění byly použity hodnoty z Tab. 2. Další parametr nutný pro správný chod motoru je fáze jednotlivých válců, aby bylo dodrženo zadané pořadí vznětu.

Dále se u válcové jednotky do programu vkládají data týkající se termodynamického modelu oběhu spalovacího motoru. Tyto data budou rozebrány v kapitole 4.3 Podmínky simulace.



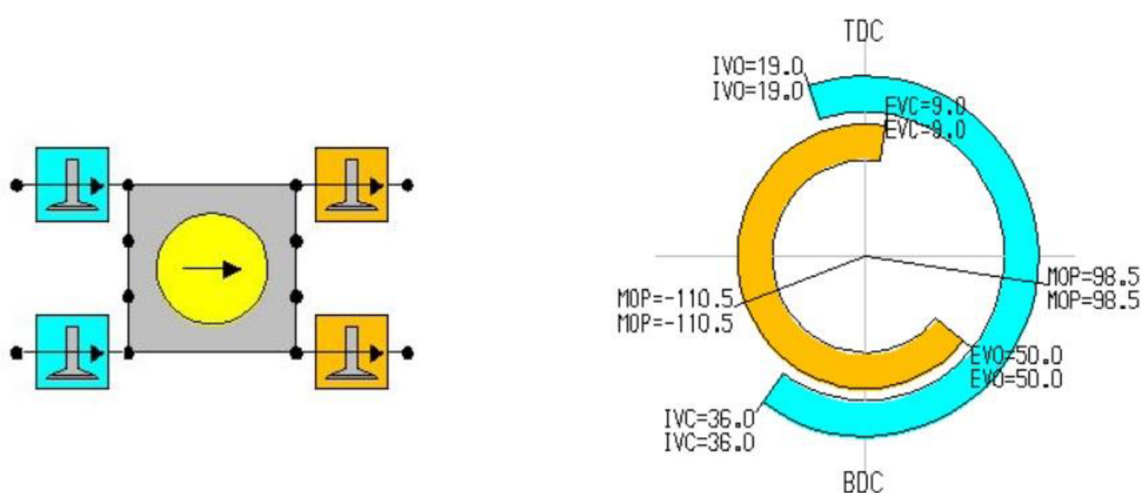
Label	default cylinder
Bore (mm)	135.0000
Stroke (mm)	150.0000
Cyl Swept Volume (l)	2.14708
Total Swept Volume (l)	13.30498
Con-rod Length (mm)	250.00
Pin Off-Set (mm)	0.00
Compression Ratio	16.50
Clearance Volume (l)	0.138521
Phase (ATDC)	0.00
Combustion Model	
Open Cycle HT	
Closed Cycle HT	
Surface Areas	
Surface Temperatures	
Scavenge-Cylinder	

Obr. 33 Zobrazení válcové jednotky a tabulka parametrů potřebných pro simulaci

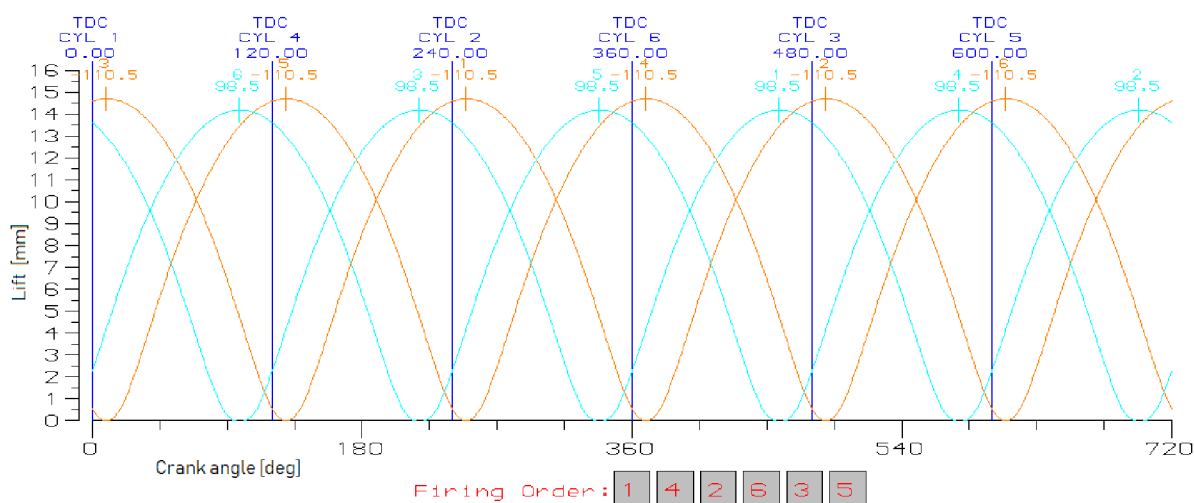
4.2.2 SACÍ A VÝFUKOVÉ VENTILY

Další části termodynamického modelu jsou sací a výfukové ventily, které jsou přímo spojeny s válcovou jednotkou. U ventilů je pro simulaci podstatné časování a zdvih. Obě tyto hodnoty bylo možné vyčíst z technických manuálů k motoru. U zadaného motoru jsou použity na každý válec dva sací a dva výfukové ventily.

Sací ventil se otvírá 19° před HÚ, zavírá 36° po DÚ a jeho zdvih je 14,2 mm. Výfukový ventil se otvírá 50° před DÚ a zavírá 9° po HÚ. Zdvih výfukového ventilu činí 14,7 mm. Diagram časování je znázorněn na Obr. 35 [9].



Obr. 34 Zobrazení ventilů připojených k válcové jednotce (vlevo) a diagram časování ventilů (vpravo)



Obr. 35 Znáznornění časování rozvodů všech šesti válců při zadaném pořadí vznětu. Graf znázorňuje zdvih sacích a výfukových ventilů v závislosti na natočení klikové hřídele

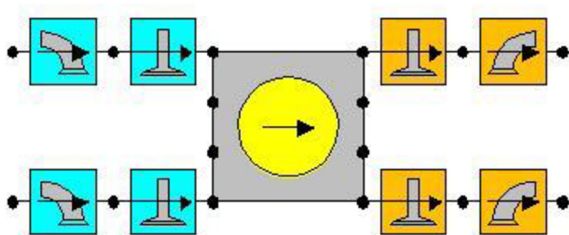
Na Obr. 35 je schéma časování ventilů u všech šesti válců motoru. Jelikož se jedná o šestiválcový motor, pořadí vznětu jednotlivých válců je od sebe posunuto o fázi 120°.

Tab. 3 Pořadí vznětu válců a jednotlivé fáze [10]

pořadí vznětu	1	4	2	6	3	5
fáze [°]	0	120	240	360	480	600

4.2.3 SACÍ A VÝFUKOVÉ KANÁLY

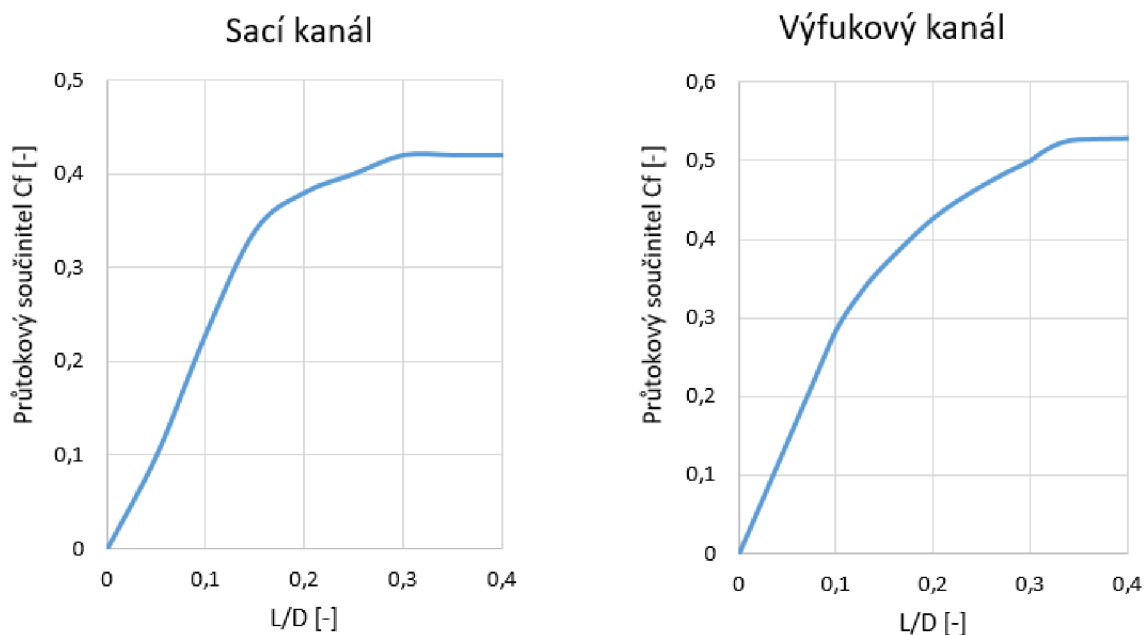
K ventilům je třeba umístit sací a ventilové kanály. Ke každému jednotlivému ventilu je připojen jeden sací nebo výfukový kanál. Zásadním parametrem zadávaným u sacích a výfukových kanálů je průměr hrdla. U zadaného motoru činí průměr sacího hrdla 26,5 mm a průměr výfukového hrdla 23,2 mm.



Label	default exhaust port (c
No of Valves	2
Valve Throat Dia (mm)	23.200
Port Type	Default Poor Port
Port Data	
Harness Connector	Off

Obr. 36 Přidané sací a výfukové kanály u válcové jednotky (vlevo) a tabulka s parametry kanálů (vpravo)

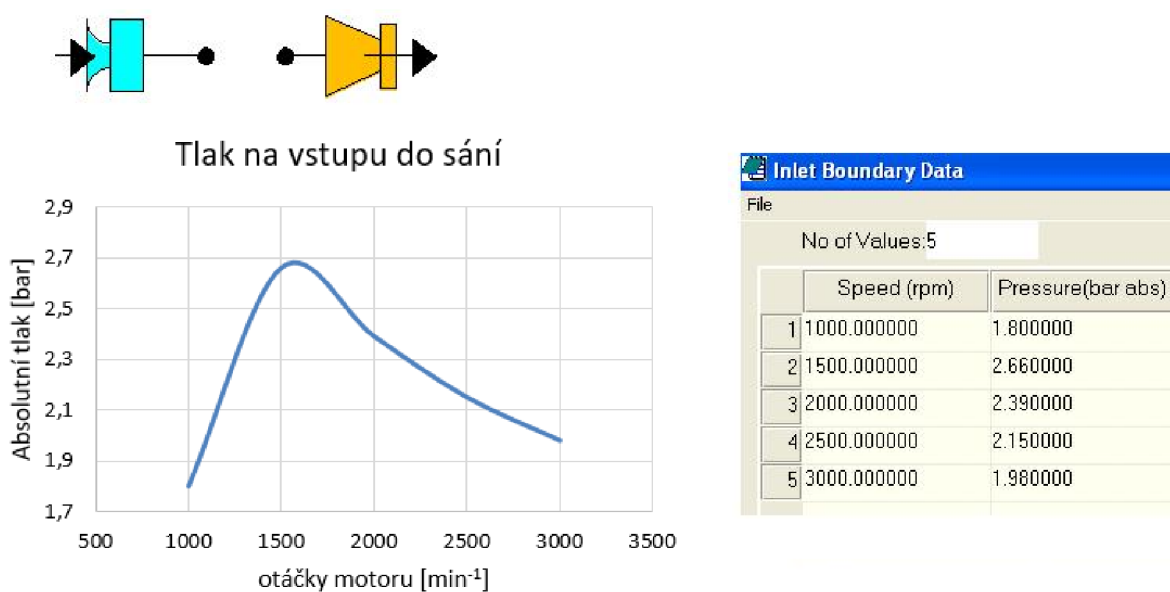
Ztrátové součinitele sacích a výfukových potrubí jsou zobrazeny v grafech na Obr. 37. V grafech je znázorněna závislost průtokového součinitele C_f na poměru L/D , což značí poměr zdvihu ventilu k průměru hrdla.



Obr. 37 Grafy závislosti sacího a výfukového průtokového součinitele C_f na poměru L/D

4.2.4 VSTUP DO SÁNÍ A VÝSTUP Z VÝFUKU

Sací a výfukový trakt v termodynamickém modelu začíná komponentem vstup do sání a končí komponentem výstup. Zadaný motor je přepřínován turbodmychadlem. Pro účely simulace je výfukový trakt ukončen výstupem vzduchu umístěným před turbínou. Sací trakt začíná vstupem vzduchu, který je situován na začátku sacího potrubí vedoucího do sací komory v hlavě válců. Jelikož je motor přepřínovaný, je do modelu potřeba zadat hodnoty tlaku na vstupu do sání. Dále je potřeba zadat odpor vzduchu na výstupu, který je u motoru veden do turbíny turbodmychadla. Tyto hodnoty tlaku a teploty vzduchu byly poskytnuty vedoucím práce. Tlaky na výstupu jsou 2,5 bar, tlaky na vstupu do sání jsou na Obr. 38.

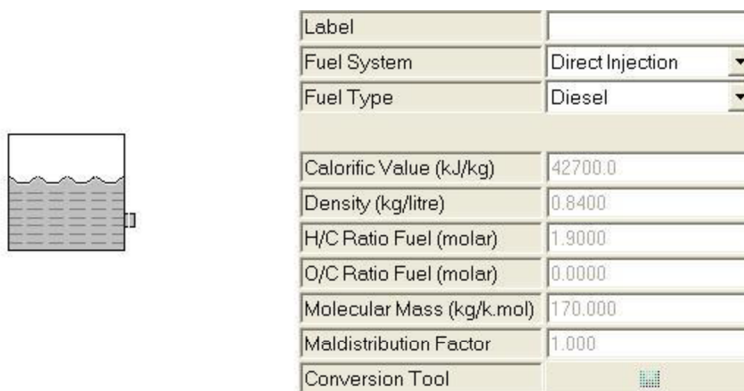


Obr. 38 Ikony vstupu a výstupu, graf závislosti tlaku na sání při jednotlivých otáčkách motoru a tabulka s hodnotami tlaku na sání v programu Lotus engine simulation

4.2.5 PALIVO

Program Lotus engine simulation má v nabídce kromě nejpoužívanějšího benzínového a naftového paliva taky metan a metanol. Kromě těchto typů nabízí uživateli vytvoření a nakonfigurování nového vlastního typu paliva.

U komponentu paliva uživatel taktéž volí typ vstřikování paliva. U konkrétního motoru se jedná o přímé vstřikování a palivo nafta neboli diesel.

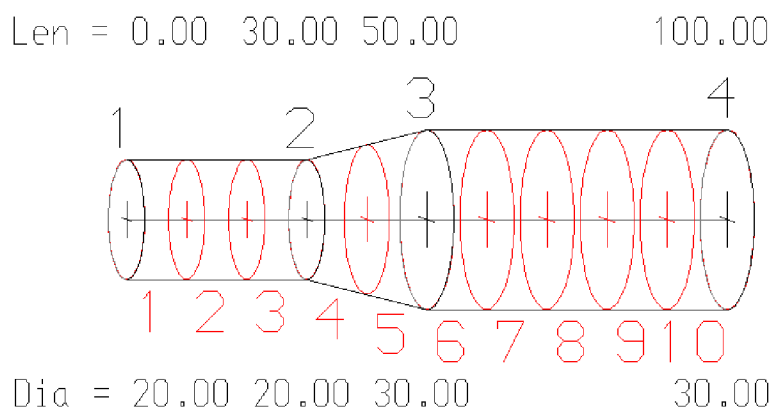


Label	
Fuel System	Direct Injection
Fuel Type	Diesel
Calorific Value (kJ/kg)	42700.0
Density (kg/litre)	0.8400
H/C Ratio Fuel (molar)	1.9000
O/C Ratio Fuel (molar)	0.0000
Molecular Mass (kg/k.mol)	170.000
Maldistribution Factor	1.000
Conversion Tool	

Obr. 39 Možnosti nastavení typu paliva a jeho parametrů v programu Lotus engine simulation

4.2.6 POTRUBÍ

V programu lze použít potrubí pouze kruhového průřezu. U konkrétního motoru byla část potrubí jiného průřezu, bylo proto potřeba ho přepočítat na ekvivalentní kruhový průřez. Potrubí je definováno právě průměrem svých průřezů v jednotlivých délkách. Minimální počet zadaných parametrů je tedy počáteční průměr, koncový průměr a délka potrubí, přičemž oba průměry se mohou lišit. Počet změn průřezu na délce potrubí není omezen, čehož lze využít u složitějších potrubí, kde je průřez často měněn.



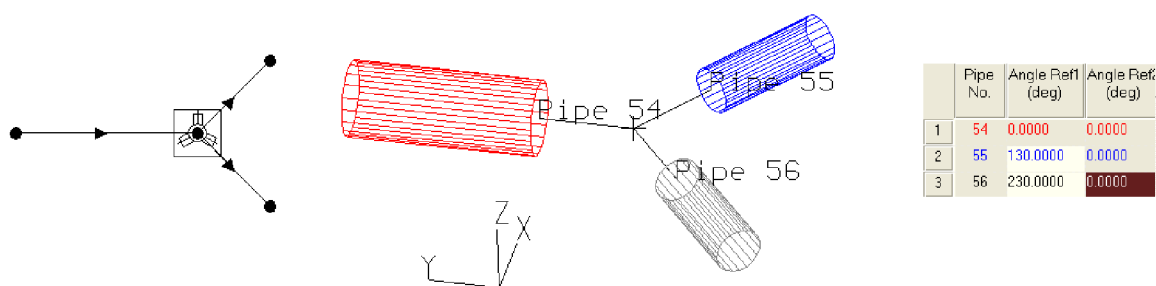
Obr. 40 Znárodnění potrubí se změnou průměru průřezu

Z Obr. 40 lze vidět, jak je potrubí rozděleno na jednotlivé sekce neboli elementy. U obrázku je konkrétně potrubí rozděleno na 10 elementů. Při simulaci pak program v každém elementu spočítá jednotlivé parametry proudění vzduchu. Počet elementů a rozmístění může být voleno programem automaticky nebo je zadáván uživatelem. Čím více elementů potrubí obsahuje, tím jsou výsledky simulace přesnější, nicméně se tím zvýší výpočetní čas. Doporučená délka

elementů dle uživatelské příručky činí 15-20 mm v sacím potrubí a 20-30 mm pro výfukové potrubí. Pro výpočty přestupů tepla je potřeba zadat také tloušťkou stěny potrubí, materiál, z kterého je potrubí vyrobeno a typ chlazení (kapalinou nebo vzduchem).

4.2.7 ZTRÁTY VE SPOJENÍ A PŘECHODECH POTRUBÍ

Při změně potrubí, spojení více potrubí či rozdělení nastávají v potrubích tlakové ztráty, které lze také v programu Lotus engine simulation zohlednit. Standardně jsou všechny spojení počítány bezztrátově, protože aplikací ztrát se značně prodlouží doba výpočtového času. Pokud uživatel chce počítat i se zmiňovanými ztrátami, je potřeba ztrátový komponent do jednotlivých spojení potrubí dodatečně přidat. Ztrátové spojení pak zahrnuje účinek úhlu, pod kterým jsou daná potrubí spojena. Program následně dle zadaného úhlu a jednotlivých průměrů průřezů spočítá tlakovou ztrátu proudění a zahrne do celkové simulace.



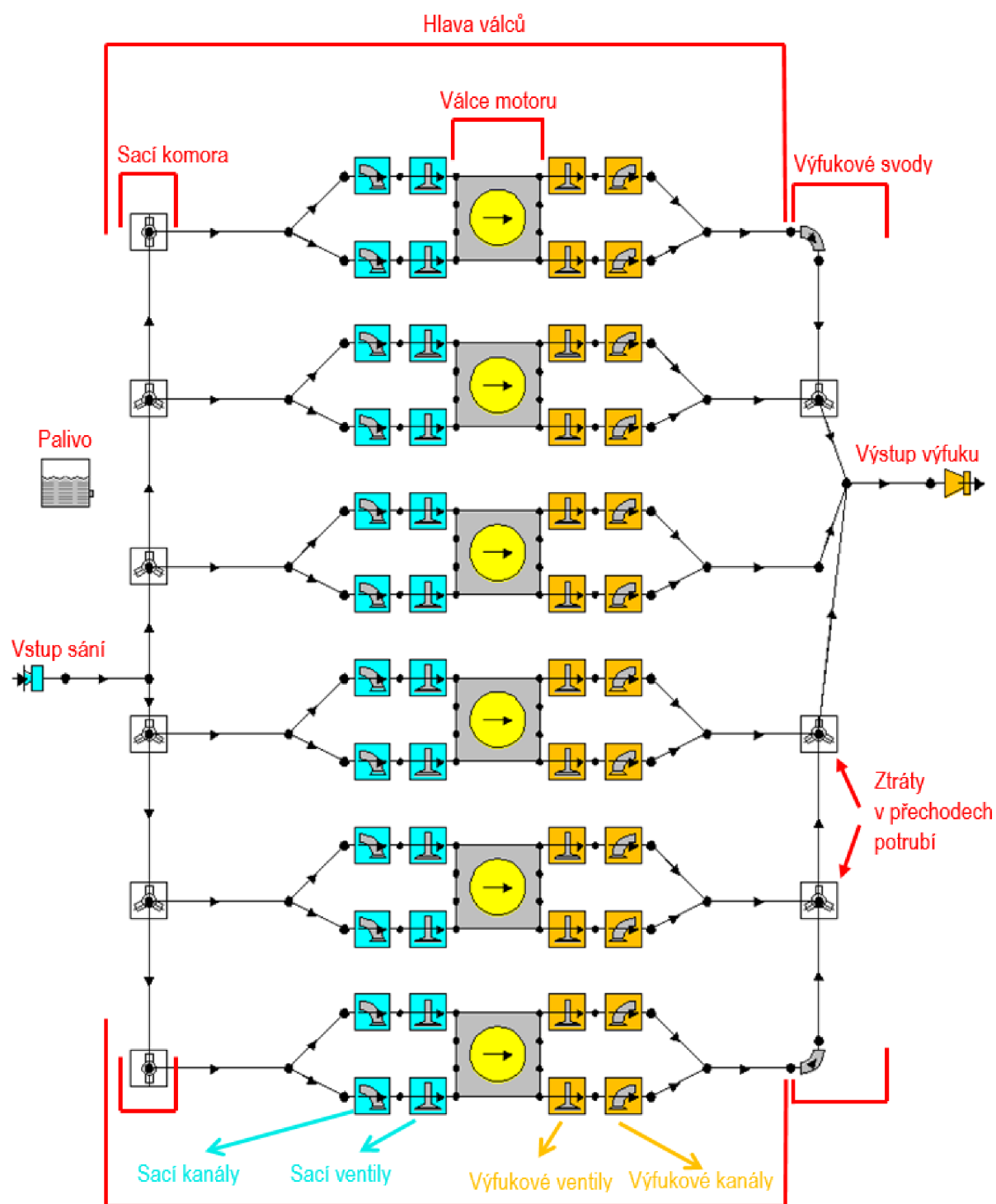
Obr. 41 Schéma ztrát ve spojení a tabulka se zadávanými úhly mezi střednicemi jednotlivých potrubí

Na podobném principu pracuje program i v případě jednoduchého ohybu potrubí, kde také vznikají tlakové ztráty. Ztráty lze teda implementovat i do míst kde nedochází ke spojení či rozpojení potrubí, nýbrž i do ohybu jednoho potrubí. V tomto případě je třeba zadat úhel ohybu, průměr průřezu potrubí před a po ohybu, radius ohybu nebo délku potrubí, na které ohyb probíhá. Poté jako u klasického potrubí také tloušťku stěny, počet elementů a typ chlazení.

4.3 KOMPLETNÍ MODEL ZADANÉHO MOTORU

Na následujícím obrázku Obr. 42, je znázorněno vymodelované schéma zadaného motoru v programu Lotus engine simulation s příslušným výfukovým a sacím traktem, který pro zjednodušení simulací začíná po kompresoru turbodmychadla a končí před turbínou turbodmychadla.

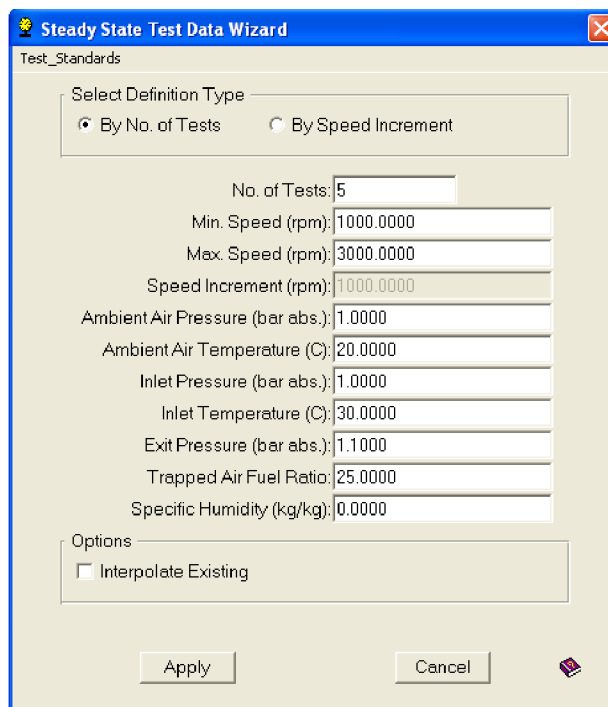
Při simulacích bylo cílem dosáhnout výkonu a momentu sériové verze motoru. Tyto hodnoty jsou uvedeny v kapitole 3 v Tab. 2. Při simulacích mají na výslednou výkonovou charakteristiku velký vliv rozměrové parametry sacího a výfukového systému, proto byly hodnoty co nejvíce přiblíženy reálným parametrům získaným podrobným odměřením na reálném motoru. Většina potrubí u reálného motoru nemá kruhový průřez, proto bylo potřeba jednotlivé průřezy přepočítat na ekvivalentní kruhový průřez a tento parametr zanést do modelu.



Obr. 42 Schéma termodynamického modelu zadaného motoru v programu Lotus engine simulation s popisem

5 PODMÍNKY SIMULACE A VYHODNOCENÍ SIMULACE

Před simulací program Lotus engine simulation vyžaduje nastavení okrajových podmínek simulace a dále model hoření a přestupu tepla stěnou válce.



Obr. 43 Okrajové podmínky simulace

Po nastavení otáčkového rozsahu motoru, tedy minimálních a maximálních otáček motoru, se nastaví počet kroků mezi nimi (počet jednotlivých simulací). To se dá udělat dvěma způsoby, a to nastavením počtu kroků nebo nastavením velikosti jednotlivého kroku. V našem případě je rozsah otáček nastaven od 1000 min^{-1} po 3000 min^{-1} . Následně bylo zvoleno 5 kroků, velikost jednoho kroku tedy činí 500 otáček za minutu. Dále se do tabulky zadává teplota a tlak vzduchu okolí, teplota a tlak vzduchu na vstupu do sání, tlak vzduchu na výstupu a informace o směšovací poměru.

5.1 TERMODYNAMICKÝ MODEL PRŮBĚHU HOŘENÍ

Při termodynamických simulacích spalovacích oběhů motorů je cíl stanovit změny stavových veličin v průběhu pracovního cyklu motoru. Vztah energetických a stavových veličin je dán stavovou rovnicí a zákony zachování energie a hmotnosti [11].

Při hoření paliva ve spalovacím prostoru válce vzniká teplo. Vzniklé teplo je základem pro následnou přeměnu energie v motoru. Točivý moment, výkon motoru a další charakteristiky motoru nejsou dány pouze množstvím uvolněného tepla, ale jsou závislé taky na průběhu hoření, tzn. na rozložení uvolněného tepla během procesu. Množství uvolněného tepla je závislé na výhřevnosti paliva a množství paliva, které během určitého časového intervalu shoří. Pro množství uvolněného tepla platí tedy vztah [11]

$$dQ_B = H_U \cdot dm_B, \quad (1)$$

kde Q_B – množství uvolněného tepla [J],

H_U – výhřevnost paliva [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$],

m_B – množství paliva [kg].

Obecné matematicko-fyzikální vztahy, které by umožňovaly na základě konstrukčních a provozních parametrů určit průběh hoření s dostatečnou přesností nejsou k dispozici. Jako lepší varianta se jeví použití zjednodušených modelů hoření a analogií. V případě spalovacích motorů je účinný model, který částečně empirickým způsobem odvodil německý inženýr Vibe. Bezrozměrný tvar odvozené rovnice je [11]

$$x = 1 - e^{-ay^{m+1}}, \tag{2}$$

kde x, y – bezrozměrné veličiny,

a – faktor vyjadřující podíl nespáleného paliva ve válci,

m – exponent, parametr hoření.

Pro bezrozměrné veličiny ve vztahu (2) platí [11]

$$x = \frac{m_B(\varphi)}{m_B}, \tag{3}$$

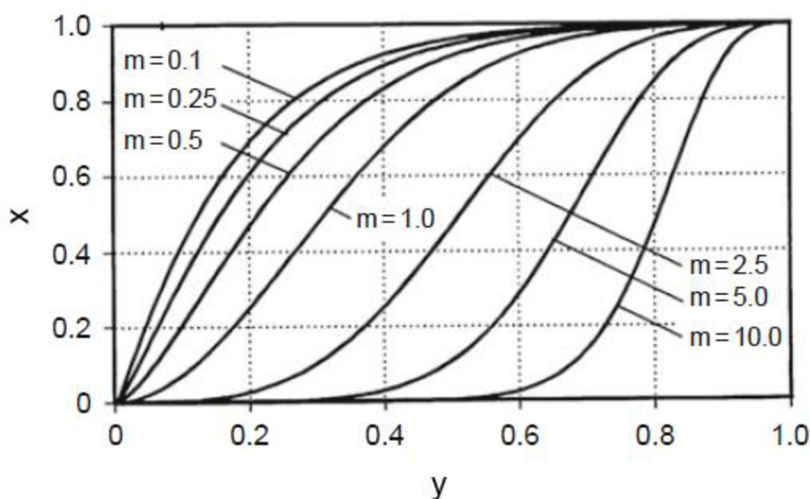
$$y = \frac{t(\varphi)}{t_H}, \tag{4}$$

kde $m_B(\varphi)$ – hmotnost paliva, které shořelo za uplynulý čas $t(\varphi)$ [kg],

$t(\varphi)$ – uplynulý čas [s],

m_B – celková hmotnost paliva, které shořelo během celkové doby hoření t_H [kg],

t_H – celková doba hoření [s].



Obr. 44 Bezrozměrná funkce prohořívání paliva podle Vibeho pro různé hodnoty m [5]

Závislosti na obrázku Obr. 44 nepopisují skutečné množství spáleného paliva ale pouze spálený podíl z celkového množství v závislosti na časovém podílu z celkového času hoření

paliva ve spalovacím prostoru. Na počátku hoření je tedy pro $y=0$ také $x=0$, na konci hoření při $y=1$ je podíl spáleného paliva z celkového množství dán vztahem [11]

$$x = 1 - e^{-a}, \quad (5)$$

kde x – bezrozměrná veličina,

a – faktor vyjadřující podíl nespáleného paliva ve válci.

Hodnota bezrozměrné veličiny x na konci hoření odpovídá chemické účinnosti η_{CH} . Závislost ztrátového faktoru na chemické účinnosti je dán vztahem [11]

$$a = -\ln(1 - \eta_{CH}), \quad (6)$$

kde a – faktor vyjadřující podíl nespáleného paliva ve válci,

η_{CH} – chemická účinnost spalování [%].

Pomocí parametru m lze namodelovat a vystihnout velmi rozmanité průběhy závislosti průběhu hoření a doby spalování. Vývin tepla hoření je dobře patrný při znázornění pomocí průběhu hoření dy/dx , což lze charakterizovat jako intenzitu hoření v daném okamžiku. Podle dx/dy tedy platí [11]

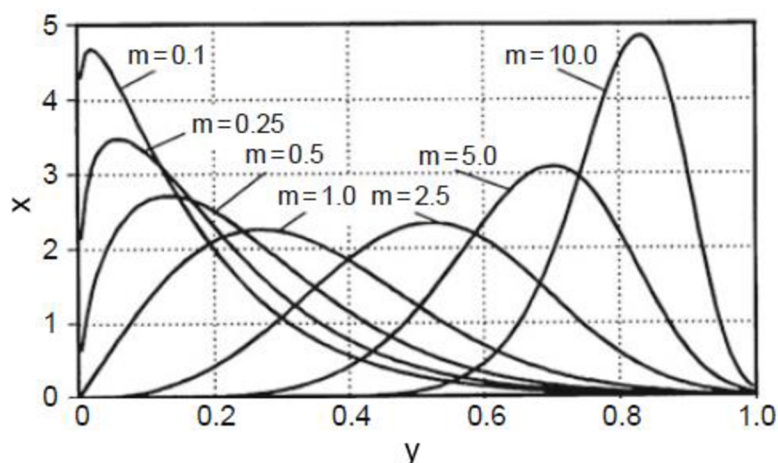
$$\frac{dx}{dy} = a \cdot (m + 1) \cdot y^m \cdot e^{-ay^{m+1}}, \quad (7)$$

kde dx/dy – průběh hoření,

a – faktor vyjadřující podíl nespáleného paliva ve válci,

m – parametr hoření,

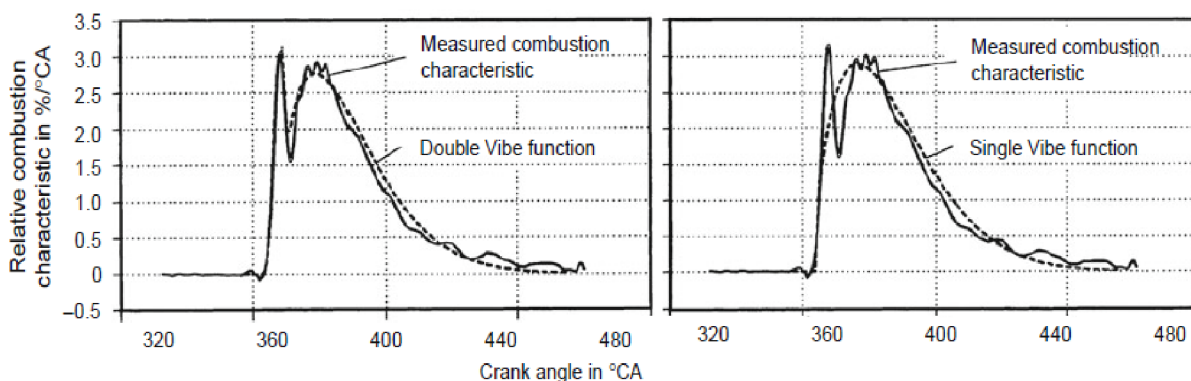
y – bezrozměrná veličina.



Obr. 45 Průběh hoření podle Vibeho pro různé exponenty m [5]

Pro termodynamické modelování průběhů hoření tvoří postupy založené na aplikaci Vibeho funkcí základ. Průběhy hoření mají specifický charakter pro zážehové a vznětové motory, také se liší podle tvorby směsi a procesu spalování [11].

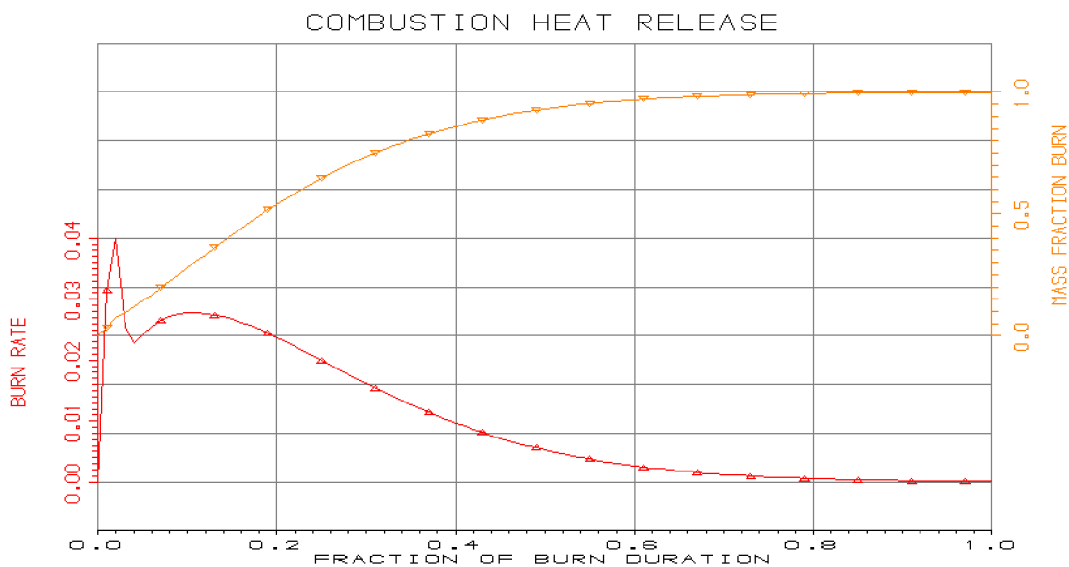
Výše uvedený jednoduchý model hoření dobře vyhovuje pro zážehové motory. Pro vznětové motory s přímým vstřikováním více vyhovuje použití tzv. dvoudílné funkce Vibe (two-part Vibe). Tento model využívá dvou Vibeho funkcí a jejich superpozice k přesnějšímu přiblížení charakteristik uvolňování tepla. První funkce vystihuje rychlé počáteční spalování přípravné směsi (výbušná část). Druhá část se použije na modelování difuzně řízené hoření [5][12].



Obr. 46 Rozdíl v aproximaci charakteristiky spalování jednoduchou funkcí Vibe (vpravo) a dvoudílné funkce Vibe (vlevo) [5]

Z grafů na obrázku Obr. 46 je patrné, že jednoduchá funkce Vibe u vznětového motoru s přímým vstřikováním není schopná popsat prudký přírůstek vývinu hoření na začátku spalovacího procesu (výbušnou část). Z tohoto důvodu byl pro simulaci zadaného motoru použit model průběhu hoření pomocí dvojdílné Vibeho funkce. Jednotlivé parametry byly voleny na základě funkce programu Lotus engine simulation „Help desk“, kde byly doporučené hodnoty parametrů pro vznětový motor s přímým vstřikováním [5].

Konkrétní průběh charakteristik hoření se zvolenými hodnotami parametrů je v závislosti na bezrozměrné době hoření znázorněn na obrázku Obr. 47.

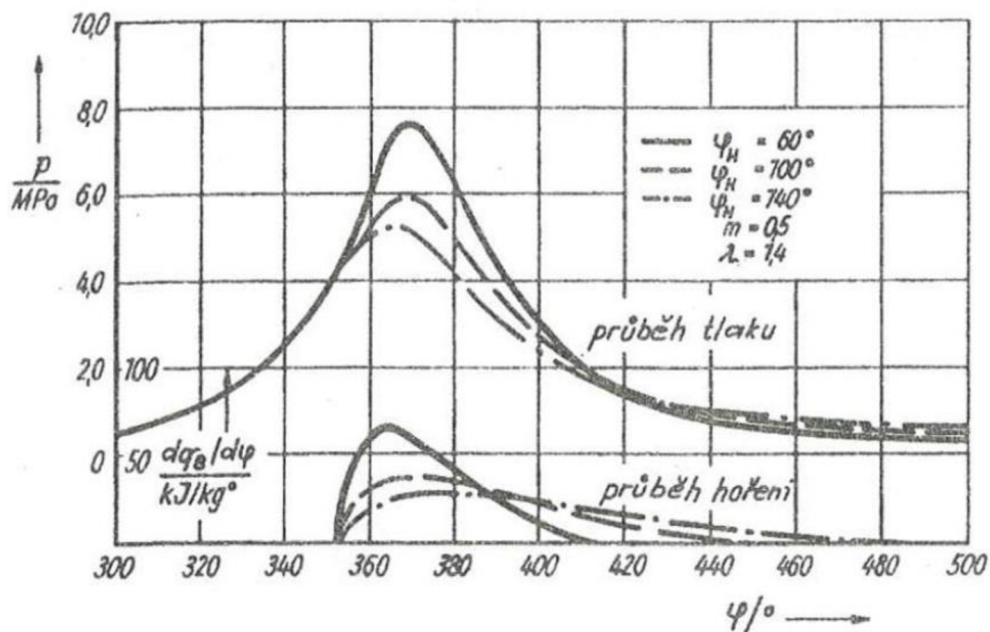


Obr. 47 Průběh hoření podle funkce dvoudílného Vibe použitý při simulacích

5.2 VLIV PRŮBĚHU HOŘENÍ

Během pracovního cyklu má průběh hoření značný vliv na střední indukovaný tlak, indikovanou účinnost, i mechanické a tepelné zatížení dílů motoru. Při použití Vibeho funkce pro průběh hoření paliva jsou rozhodující veličiny doba hoření a parametr hoření m . Obě veličiny vyplývají z kinetiky hoření a nemohou být voleny libovolně. Kromě fyzikálněchemických vlastností paliva závisí také na provozních vlastnostech motoru, konstrukci motoru a je dán především tvarem spalovacího prostoru a způsobem tvorby směsi. Mezi provozní vlastnosti motoru se pak řadí zatížení motoru, otáčky a provozní teploty motoru [11].

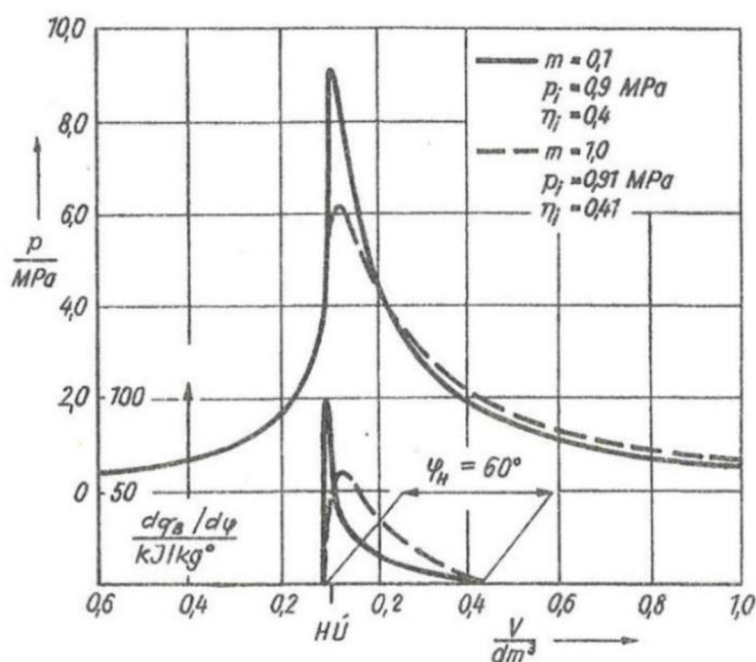
Indikovaná účinnost a střední indukovaný tlak při konstantním přívodu energie roste v případě zkrácení doby hoření. Pro lepší účinnost je tedy třeba kratší doby hoření, což má ovšem za následek nárůst indikovaných tlaků a tím pádem větší namáhání mechanických součástí. V grafu na Obr 48. jsou znázorněny průběhy hoření při stejných podmínkách kromě různých dob hoření. Z grafu je patrný nárůst maximálních tlaků při zkracování doby hoření. Při zkracující době hoření se zvyšují také maximální teploty během pracovního cyklu [11].



Obr. 48 Vliv doby hoření na průběh tlaku ve válci vznětového motoru [11]

Na přeměnu energie ve válci motoru má vliv nejen doba hoření, ale také průběh hoření. Při tvorbě směsi mohou ve spalovacím prostoru vzniknout podmínky, při nichž se palivo rozloží na silně a málo reaktivní složky. V těchto případech nastane shoření převážné části paliva již během počátku celého průběhu. Díky málo reaktivní složce paliva bude hoření pomalu doznívat a doba hoření bude poměrně dlouhá. Tento průběh hoření je charakterizován malou hodnotou exponentu m . Naopak průběh hoření s velkým exponentem m bude mít vleklý začátek a převážná část tepla se uvolní až na konci hoření [11].

Vzhledem k těmto poznatkům lze říct, že i při stejných dobách hoření paliva vznikají odlišné výsledné efekty hoření. Indikovaná účinnost se zlepšuje při větších dobách hoření a se zmenšujícími hodnotami parametru m . Při krátkých dobách hoření je vliv parametru m nepatrný. Tato skutečnost je patrná z grafu na obrázku Obr. 49 [11].



Obr. 49 Vliv exponentu m Vibeho funkce na průběh tlaku ve válci vznětového motoru při krátké době hoření paliva [11]
Graf znázorňuje průběh tlaku ve válci v závislosti na objemu spalovacího prostoru v litrech.

Shrnout vliv průběhu hoření lze tak, že při rychlém uvolnění tepla hořením paliva se zlepšuje účinnost přeměny energie. Na druhou stranu kratší doba hoření vede ke zvýšení mechanického namáhání některých částí motoru [11].

5.3 TERMODYNAMICKÝ MODEL PŘESTUPU TEPLA STĚNOU VÁLCE

Při spalování paliva uvnitř válce motoru dochází k přestupu tepla mezi plynem ve válci a stěnou válce. Při nízkých teplotách plynu, bude plyn přijímat teplo od stěn válce. Naopak při vyšších teplotách plynu, bude teplo přestupovat z plynu do stěn válce. Oba případy znamenají energetické ztráty a zhoršení celkové účinnosti procesu [11].

Na Obr. 50 je znázorněn průběh teploty plynu ve válci vznětového motoru, průběh teploty stěn pracovního prostoru a průběh součinitele přestupu tepla během pracovního cyklu [11].

Sdílení tepla v pracovním prostoru lze popsat Newtonovým vztahem. Podle tohoto vztahu pro tepelný tok platí vztah [11]

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot (T_w - T), \quad (8)$$

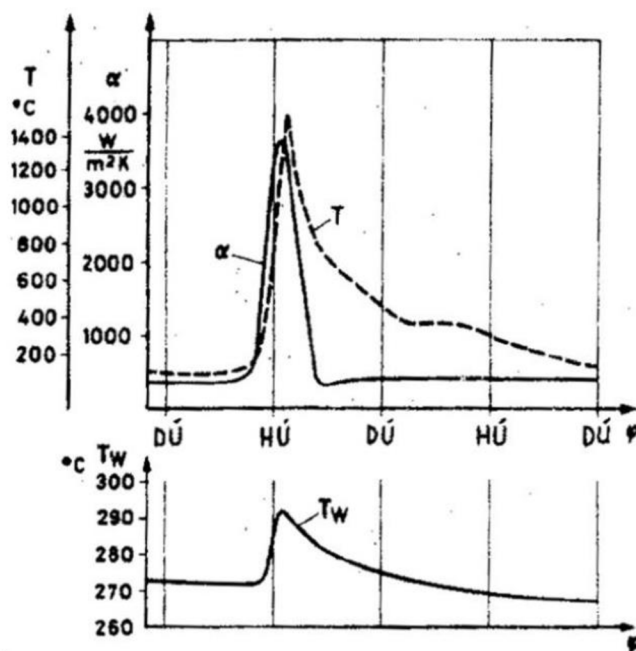
kde Q – tepelný tok [W],

α – součinitel přestupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$],

A – okamžitá hodnota povrchu pracovního prostoru [m^2],

T – teplota plynu [K],

T_w – teplota stěn válce [K].



Obr. 50 Průběhy teplot plynu T a stěny T_w ve válci a součinitele přestupu tepla α v závislosti na natočení klikového hřídele [11]

Pokud se vezme tepelný tok z rovnice (8) vzhledem k úhlu natočení klikového hřídele, platí vztah [11]

$$\frac{dQ}{d\varphi} = \frac{1}{\omega} \cdot \alpha \cdot A \cdot (T_w - T), \quad (9)$$

kde ω – úhlová rychlost klikového hřídele [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$].

Vzhledem k průběhu veličin na Obr. 50 lze konstatovat, že průběh tepelného toku podle rovnice (9) je značně proměnlivý. Tepelný tok odváděný z válcové jednotky lze zapsat pomocí vztahu [11]

$$\dot{Q}_w = \frac{n}{2} \int_0^{720^{\circ}} \frac{dQ_w}{d\varphi} \cdot d\varphi, \quad (10)$$

kde Q_w – odvedený tepelný tok [W],

φ – úhel natočení klikové hřídele [$^{\circ}$],

n – otáčky motoru [s^{-1}].

Pokud mají být vztahy pro přestup tepla ve válci prakticky použitelné, je třeba, aby zahrnovaly všechny podstatné vlivy. Tyto vztahy, které lze stanovit pouze experimentální cestou, mohou vycházet z Nusseltova kritéria. Toto kritérium popisuje teorii podobnosti stacionárního sdílení tepla konvencí a lze ho zapsat tvarem [11]

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \cdot \left(\frac{l}{d}\right)^k, \quad (11)$$

kde C, m, n – výpočetní konstanty,
 Re – Reynoldsovo číslo,
 Pr – Prandtlovo číslo,
 k – součinitel přestupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$],
 l, d – charakteristické rozměry [m].

Při výpočtu přestupu tepla ve spalovacích prostorech se vychází z rovnice (8) a obvykle se neuvažuje vliv sálání tepla. Sálání se dá zahrnut jako přídatný člen pro součinitel přestupu tepla. Podle experimentů činí sálání plynu z celkového tepelného toku pouze 3 až 5%. U vznětových motorů může být podíl sálání vyšší a to až 15% [11].

Z rovnice (8) je patrné, že tepelný tok závisí na součiniteli přestupu tepla α , povrchu pracovního prostoru A a na rozdílu teplot plynu a stěny válce. Lze předpokládat, že jak rozdíl teplot, tak součinitel přestupu tepla jsou každém místě povrchu spalovacího prostoru různé. Celkový tepelný tok by se pak stanovil pomocí integrace, což by vzhledem ke složitosti tvaru spalovacího prostoru bylo velmi náročné. Proto se obvykle spalovací prostor rozdělí na daný počet jednotlivých úseků, ve kterých lze uvažovat střední hodnotu součinitelů přestupu tepla a rozdílů teplot, při zachování dostatečné přesnosti [11].

Jelikož by bylo náročné zjišťovat součinitele tepla a rozdíly teplot na jednotlivých úsecích, lze využít různých postupů a principů, při kterých je stanovena střední hodnota součinitele přestupu tepla pro celý spalovací prostor válce. Z výše uvedených předpokladů a z výsledků provedených měření sestavil postup odvození také Woschni [11].

V Nusseltově kritériu (11) je uvažován pouze vliv Reynoldsova čísla, přičemž platí [11]

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}, \quad (12)$$

$$Re = \frac{w \cdot d}{\frac{\eta}{\rho}}, \quad (13)$$

kde Nu – Nusseltovo číslo,
 Re – Reynoldsovo číslo,
 d – charakteristický rozměr [m],
 λ – tepelná vodivost plynu [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$],
 w – rychlost pohybu plynu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$],
 ρ – hustota plynu o viskozitě η [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$],
 η – dynamická viskozita plynu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$].

Dále z měření vyplývá závislost [11]

$$\lambda \sim T^{0,75}, \quad (14)$$

$$\eta \sim T^{0,62}. \quad (15)$$

Po dosazení a následných úpravách vyplývá [11]

$$\alpha = C \cdot d^{m-1} \cdot p^m \cdot T^{(0,75-1,62)} \cdot w^m. \quad (16)$$

V důsledku pohybu pístu a procesu hoření paliva ve spalovacím prostoru se plyn ve válci pohybuje určitou rychlostí. Následující vztah je uvažován pro rychlost plynu [11]

$$w = C_1 \cdot c_m + w_v, \quad (17)$$

kde C_1 – jeden z koeficientů Woschniho modelu,

c_m – střední pístová rychlost [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$],

w_v – složka rychlosti vlivem hoření [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$].

Pro složku vlivu hoření platí experimentálně stanovený vztah [11]

$$w_v = C_2 \cdot \frac{V_z \cdot T_1}{p_1 \cdot V_1} \cdot (p - p_0), \quad (18)$$

kde p_0 je tlak ve válci odpovídající pouze kompresi a člen $p - p_0$ tedy představuje zvýšení tlaku vlivem hoření [11].

Pro součinitel přestupu tepla pak po dosazení a upravení vyplývá [11]

$$\alpha = C \cdot d^{m-1} \cdot p^m \cdot T^{(0,75-1,62m)} \cdot \left(C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \frac{V_z \cdot T_1}{p_1 \cdot V_1} \cdot (p - p_0) \right)^m. \quad (19)$$

Experimenty byla stanovena hodnota exponentu m na hodnotu $m = 0,8$ a dále byly určeny hodnoty ostatních uvedených konstant. Výsledný vztah podle Woschniho pro součinitel přestupu tepla ve válci spalovacího motoru je tedy [11]

$$\alpha = 0,013 \cdot d^{-0,2} \cdot p^{0,8} \cdot T^{-0,53} \cdot \left(C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \frac{V_z \cdot T_1}{p_1 \cdot V_1} \cdot (p - p_0) \right)^{0,8}, \quad (20)$$

kde α – součinitel přestupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$],

d – charakteristický rozměr [m],

p – tlak ve válci [Pa],

T – teplota stěny válce [K],

C_1, C_2 – konstanty,

V_z – zdvihový objem [m^3],

V_1 – objem na začátku komprese [m^3],

T_1 – teplota na začátku komprese [K],

p_1 – tlak na začátku komprese [Pa],

p_0 – kompresní tlak [Pa].

Pro konstanty C_1 a C_2 platí [11]

$$C_1 = 2,28 + 0,308 \cdot \frac{c_u}{c_m} \quad (21)$$

$$C_1 = 6,18 + 0,417 \cdot \frac{c_u}{c_m} \quad (22)$$

$$C_2 = 3,24 \cdot 10^{-3} \quad (23)$$

$$C_2 = 6,22 \cdot 10^{-3} \quad (24)$$

kde poměr $\frac{c_u}{c_m}$ představuje vliv vstupního víru plynu, který se liší podle konkrétního typu motoru [11].

Rovnice pro výpočty konstant se používají následovně [11]

- pro kompresi a expanzi – rovnice (21)
- při výměně náplně ve válci – rovnice (22)
- pro motory s přímým vstřikováním – rovnice (23)
- pro motory s tlakovou komůrkou – rovnice (24).

Woschniho vztah pro střední hodnotu součinitele přestupu tepla má oproti jiným metodám velmi dobré výsledky a proto je používán nejčastěji. Tento vztah lze využít jak pro zážehové tak pro vznětové motory různých konstrukcí, proto byl Woschniho model přestupu tepla zvolen i při tvoření simulací této diplomové práce [11].

5.4 VÝSLEDKY SIMULACE DANÉHO MOTORU

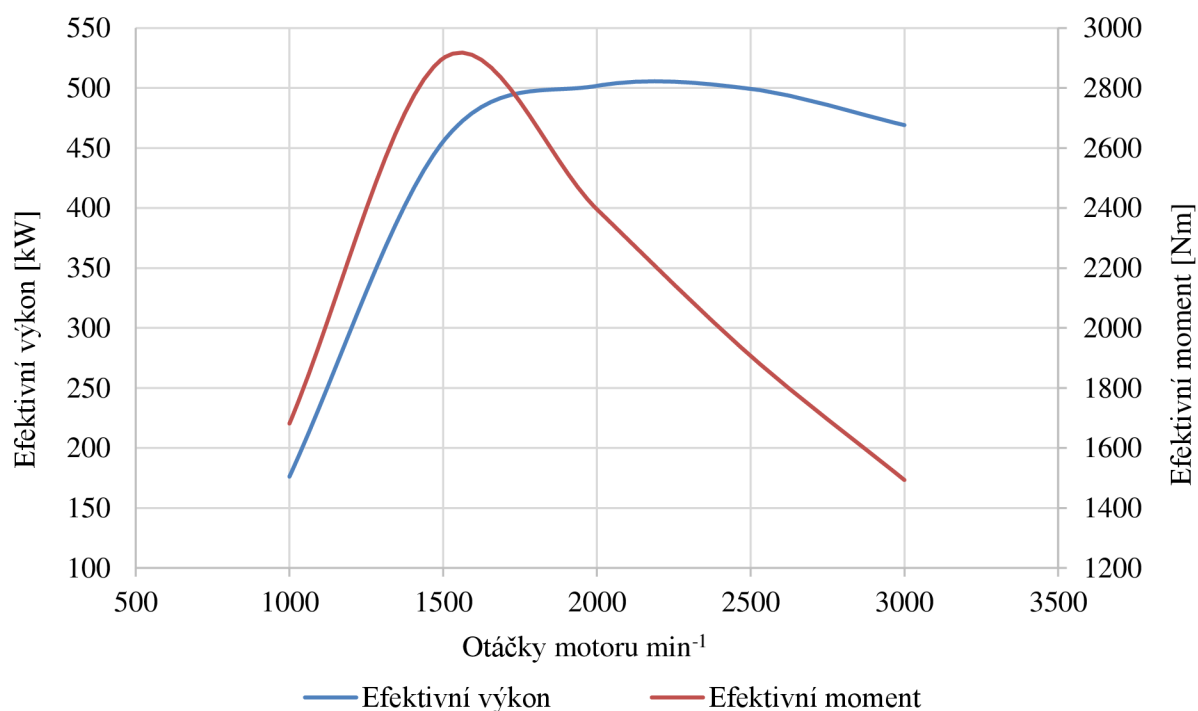
Před spuštěním simulace v programu Lotus engine simulation byly zadány výše zmíněné parametry simulace, modely průběhu hoření a přestupu tepla. Cílem bylo odladit průběh efektivního výkonu a efektivního momentu modelu na parametry udávané výrobcem sériového motoru. Tyto hodnoty jsou zobrazeny v tabulce Tab. 2.

V následující tabulce Tab. 4 jsou z výsledků simulace vyneseny hodnoty výkonnostní charakteristiky modelu.

Tab. 4 Výkonnostní charakteristika modelu

Otáčky motoru [min^{-1}]	1000	1500	2000	2500	3000
Efektivní výkon [kW]	176	455	502	499	469
Efektivní moment [Nm]	1681	2899	2396	1907	1493

Na obrázku Obr. 51 je zobrazen graf průběhu efektivního výkonu a efektivního momentu simulovaného modelu při daných otáčkách motoru.



Obr. 51 Graf průběhu efektivního momentu a efektivního výkonu simulovaného modelu

Výrobce udávaný maximální výkon činí 500 kW při 2000 min⁻¹ a maximální točivý moment 2900 Nm při 1500 min⁻¹. Po porovnání těchto hodnot s hodnotami v tabulce Tab. 4 lze konstatovat, že výsledný model má hodnoty efektivního výkonu a momentu velmi podobné parametrům udávaným výrobcem pro sériový motor. Lze ho tedy považovat za odladěný termodynamický model zadaného reálného motoru a používat ho při dalších modifikacích a návrzích nových sacích a výfukových systémů.

6 NÁVRHY NOVÉHO SACÍHO A VÝFUKOVÉHO POTRUBÍ

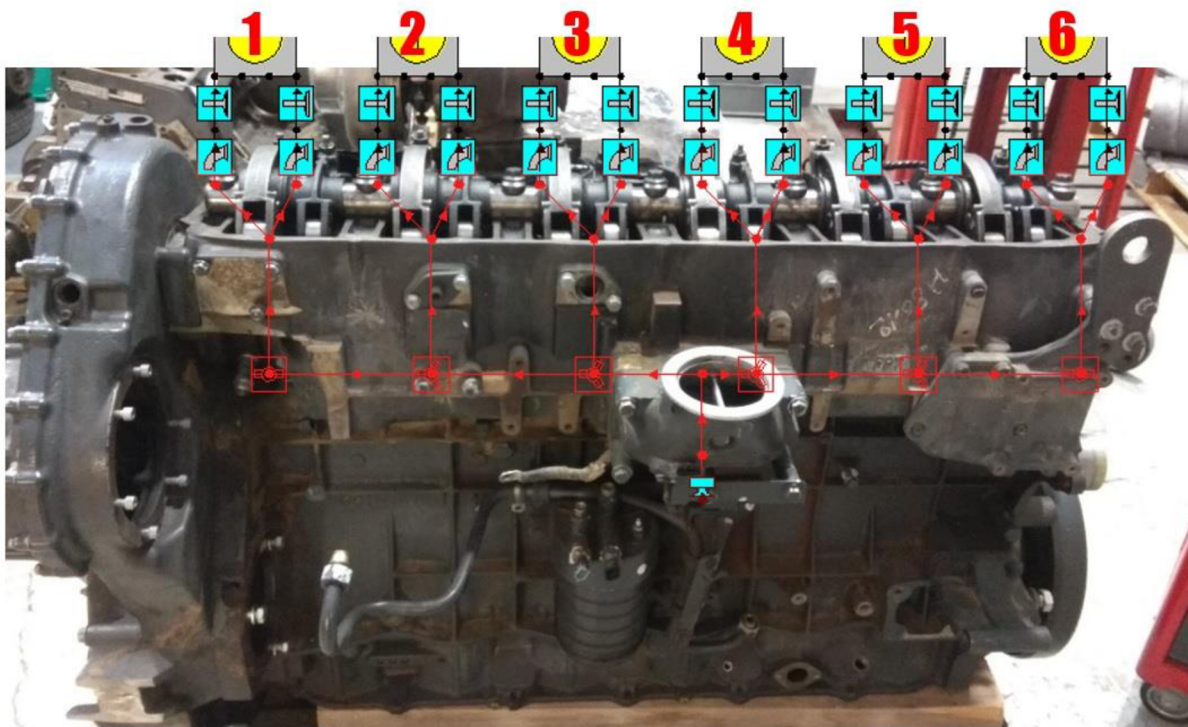
Modifikace stávajícího modelu bude probírat nejprve návrhy nového sacího traktu a posléze návrhy nového výfukového traktu. Při všech návrzích jsou cílem lepší průběhy výkonnostních charakteristik motoru, případně jiné zlepšení v podobě snížení hmotnosti nebo ušetření místa v zástavbovém prostoru. Přitom je dbáno na zástavbové možnosti a rozložení jednotlivých komponent u reálného motoru.

6.1 MODIFIKACE SÁNÍ

Sání je u sériového motoru řešeno centrálním vstupem do sací komory, která je celá umístěná v hlavě motoru. Ze sací komory pak vedou jednotlivé sací kanály k sacím ventilům válcových jednotek. Z důvodu integrace větší části sacího traktu do hlavy motoru zde není příliš mnoho možností na návrhy nových modifikací. Hlava motoru je poměrně složitý komponent a proto by navrhované úpravy neměly příliš zasahovat do konstrukčního řešení stávající hlavy motoru.

6.1.1 SOUČASNÝ STAV SÉRIOVÉHO MOTORU

Jak bylo zmíněno výše, současný sériový motor má většinu sacího traktu integrovanou do hlavy motoru. Vstup do této části traktu je realizován prostřednictvím sacího potrubí přivedeného ke středu sací komory. Pro lepší znázornění je na obrázku Obr. 52 reálný motor i se schématickým znázorněním modelu a očíslováním jednotlivých válců.



Obr. 52 Pohled na reálný motor ze strany sání se schématickým znázorněním termodynamického modelu sacího potrubí a očíslováním jednotlivých válců.

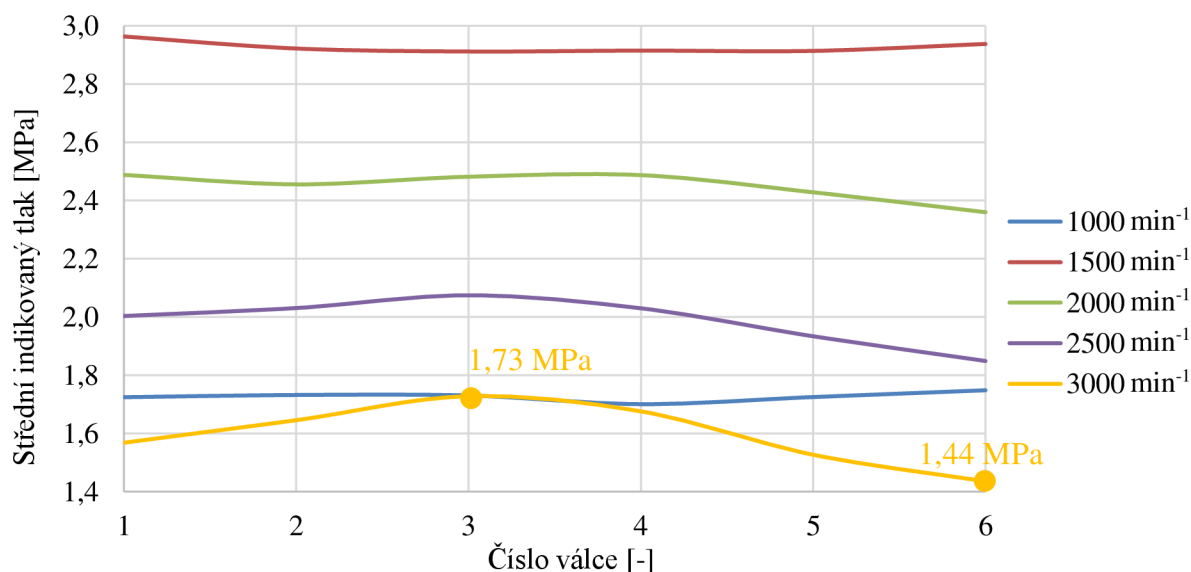
Z obrázku Obr. 52 je vidět centrální přívod vzduchu do hlavy motoru, kde je umístěna sací komora a další části sacího potrubí.

U podobně řešených motorů bývá problém s nedostatečným plněním vzduchu u krajních válců oproti středním válcům motoru. Je to způsobené právě centrálním přívodem vzduchu do středu sací komory, od kterého jsou postranní válce umístěny nejdál. V našem případě to znamená, že podle obrázku Obr. 52 je předpoklad u válce č. 1 a 6 pro chudší plnění vzduchem než u válců č. 3 a 4.

Zadaný motor má pro každý válec svůj vlastní vstřikovač paliva a pro správný chod je potřeba do každého válce dostat stejné množství paliva se vzduchem. Reálný motor ovšem nemá pro každý svůj válec snímač bohatosti směsi (lambda sondu), proto řízení motoru předpokládá, že každý válec dostává stejné množství vzduchu. V případě, že množství vzduchu není stejné, by musela být do řídicí jednotky zanesena tato korekce a tvorba směsi by se musela přizpůsobovat pro jednotlivé válce.

Změření plnění každého válce zvlášť je u reálného motoru velmi náročný experiment. Bylo by nutné sestavit speciální zkušební sací potrubí, které by muselo obsahovat šest nezávislých snímačů bohatosti směsi (lambda sond) a ty by musely měřit úplně stejně. Proto byl k ověření hodnot plnění jednotlivých válců použit termodynamický model.

Pro analýzu plnění jednotlivých válců jsou použity indikované parametry motoru získané ze simulace v programu Lotus engine simulation. V této analýze byl použit střední indikovaný tlak na jednotlivých válcích a následně indikovaný výkon.



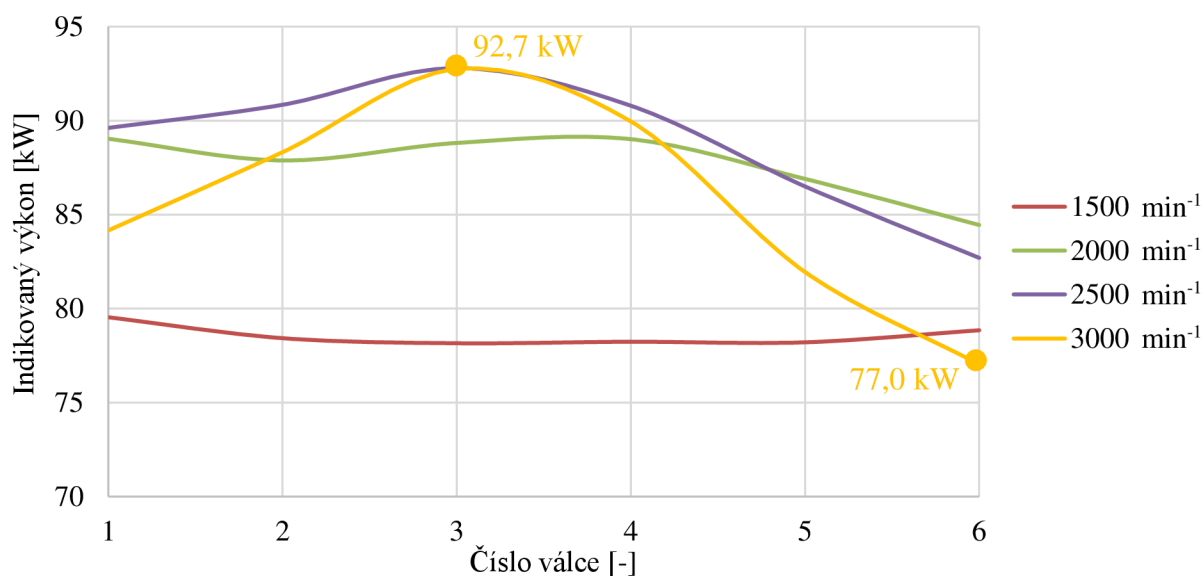
Obr. 53 Střední indikovaný tlak v jednotlivých válcích modelu při daných otáčkách motoru.

Z grafu na obrázku Obr. 53 je patrné, že střední indikovaný tlak v nižším spektru otáček motoru, tj. 1000, 1500 a 2000 min⁻¹, je ve všech válcích poměrně vyrovnaný, nedochází zde k žádnému výraznému nárůstu či poklesu středního indikovaného tlaku. Z toho lze vyvodit, že při nižších otáčkách je plnění všech válců vyrovnané.

K výraznější změně středního indikovaného tlaku na jednotlivých válcích dochází až při vyšších otáčkách motoru, konkrétně při 2500 a 3000 min⁻¹. Zde se projevuje rozmístění jednotlivých válců vůči sacímu potrubí jdoucí do středu sací komory. Vzduch se při rychlejším chodu motoru nestačí dostat i do krajních částí sací komory ve stejném množství,

jako do prostředních válců. Největší rozdíl plnění válců je mezi válcem č. 3 a válcem č. 6 při 3000 min^{-1} , kdy rozdíl jejich středních indikovaných tlaků činí $0,29 \text{ MPa}$, což je zhruba 17%.

Další vhodný indikovaný parametr, kde by se rozdílné plnění mělo promítnout, jsou indikované výkony jednotlivých válců.



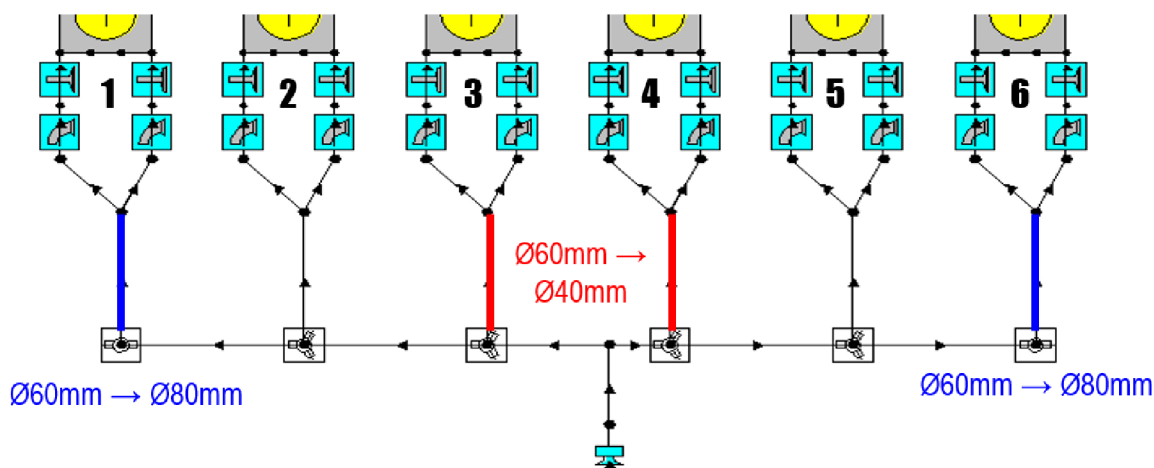
Obr. 54 Indikovaný výkon v jednotlivých válcích modelu při daných otáčkách motoru

Na obrázku Obr. 54 je znázorněn graf popisující indikovaný výkon v jednotlivých válcích pro dané otáčky motoru. Pro lepší znázornění zde byly vynechány indikované tlaky při 1000 min^{-1} a celý graf tak mohl mít lepší měřítko pro ostatní otáčky. Výsledek je obdobný jako u tlaků. Při 2500 a 3000 min^{-1} je mezi indikovaným výkonem válce č. 3 a válcem č. 6 patrný velký rozdíl. Při 3000 min^{-1} činí rozdíl indikovaných výkonů mezi těmito válci $15,7 \text{ kW}$.

Po shrnutí těchto poznatků lze říct, že se předpoklad s nevyváženým plněním jednotlivých válců na základě simulace modelu potvrdil. Nejmarkantnější rozdíly v plnění nastávají při 3000 min^{-1} .

6.1.2 MODIFIKACE SÁNÍ Č. 1

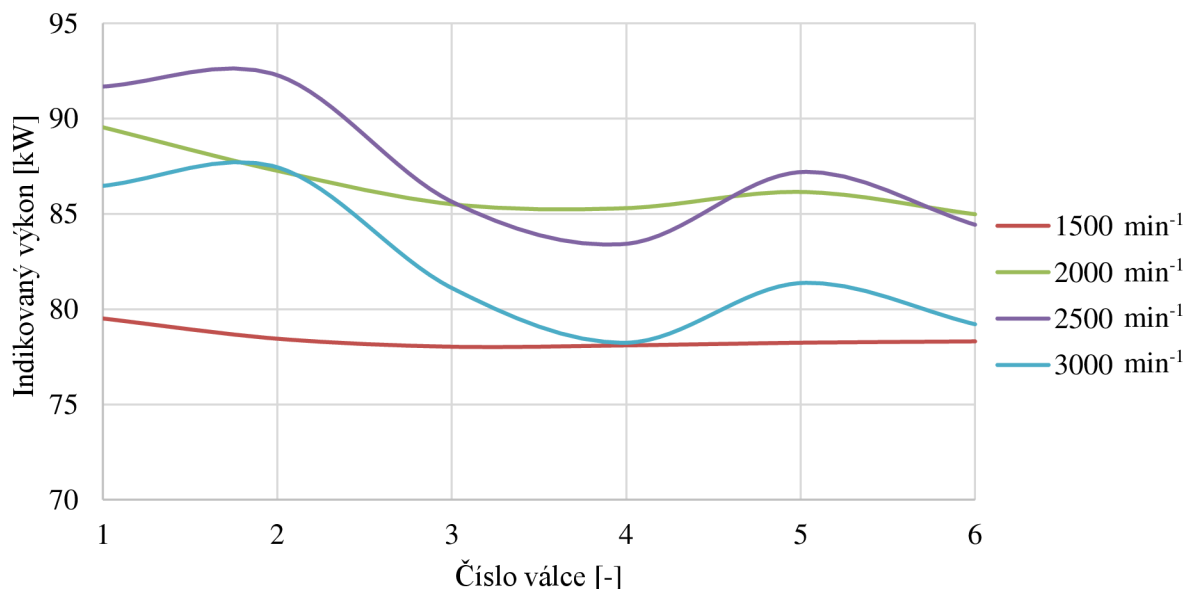
Tato modifikace je reakcí na výše zjištěné nedostatky motoru s rovnoměrným plněním jednotlivých válců. Myšlenkou této varianty je zvýšit plnění dvou krajních válců č. 1 a 6, při současném snížení plnění účinnosti středových válců č. 3 a 4. Vzhledem k zmíněné zástavbě sacího traktu v hlavě válců, se jeví jako konstrukčně jednoduchý zásah do stávající hlavy rozšíření a zúžení sacích kanálů vedoucích ze sací komory k sacím ventilům. Zúžení kanálu nepředstavuje pro současnou konstrukci velký problém. U rozšiřování kanálu je třeba dbát na to, aby se kanál vešel do hlavy a přitom nenarušil další důležité konstrukční prvky. Díky dostupné výkresové dokumentaci motoru a odměření na reálném motoru byl maximální přípustný průměr sacího kanálu stanoven na $\varnothing 80 \text{ mm}$, přičemž původní hodnota všech sacích kanálů je $\varnothing 60 \text{ mm}$.



Obr. 55 Schéma modelu vystihující změny v sacím potrubí u modifikace č. 1

Na obrázku Obr. 55 je znázorněna změna stávajícího sacího potrubí. Uvažováno bylo přitom tak, že zúžením daného kanálu dojde ke snížení plnění vzduchem příslušného válce. Naopak při rozšíření sacího kanálu se bude plnění účinnost daného válce zvyšovat. Z tohoto důvodu byly sací kanály u válce č. 1 a 6 rozšířeny z $\text{Ø } 60 \text{ mm}$ na $\text{Ø } 80 \text{ mm}$ a sací kanály válce č. 3 a 4 byly zúženy z $\text{Ø } 60 \text{ mm}$ na $\text{Ø } 40 \text{ mm}$. Sací kanál 2. a 5. válce zůstal beze změny.

Indikované výkony ve válcích po modifikaci č. 1



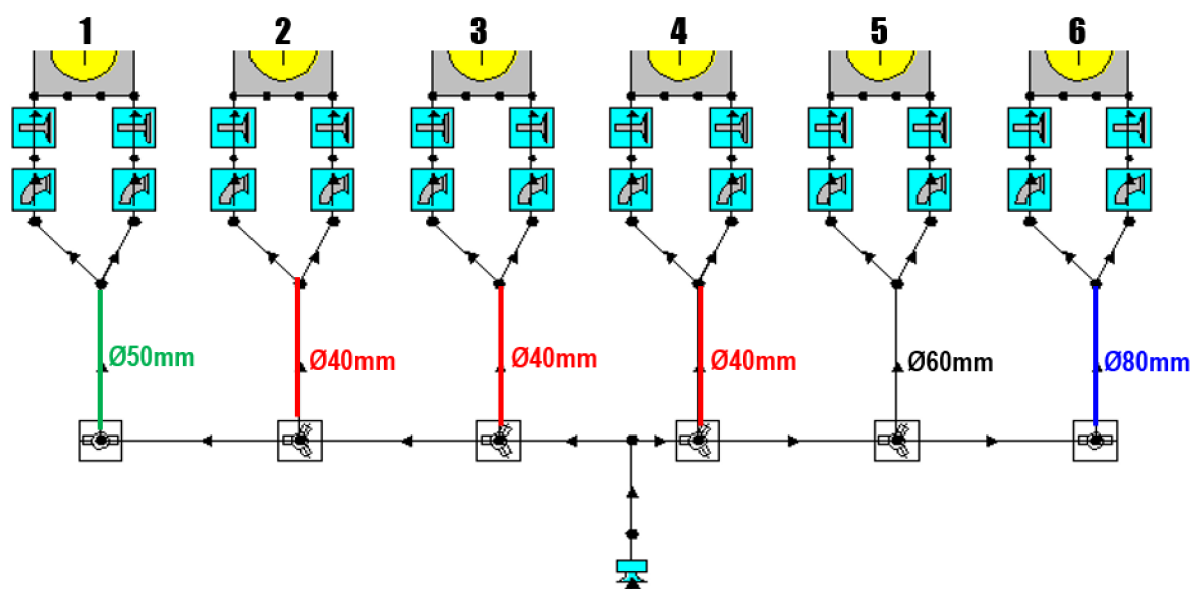
Obr. 56 Graf indikovaného výkonu na jednotlivých válcích po modifikaci sání č. 1

Z grafu na Obr. 56 je po modifikaci sání č. 1 jasně patrná změna v indikovaných výkonech na jednotlivých válcích oproti sériové verzi motoru. Zúžení 3. a 4. sacího kanálu skutečně přispělo ke snížení plnění a tím evidentně i poklesu indikovaného výkonu. Nicméně hodnoty indikovaných výkonů ve vyšším spektru otáček motoru opět nejsou na jednotlivých válcích vyvážené. Maximální indikovaný výkon se nyní nachází ve 2. válci a minimální hodnoty indikovaného výkonu jsou ve 4. válci.

Z výsledků při modifikaci č. 1 je zřejmé, že pokud mají všechny válce pracovat shodně, je třeba provést jinou modifikaci rozsáhlejšího charakteru.

6.1.3 MODIFIKACE SÁNÍ Č. 2

Pro vyvážení nerovnoměrnosti plnění válců je třeba modifikovat jednotlivé sací kanály komplexněji. Po sérii simulací byla vybrána jako nejvhodnější následující varianta úpravy sacích kanálů, jejíž schéma je znázorněno na obrázku Obr. 57.



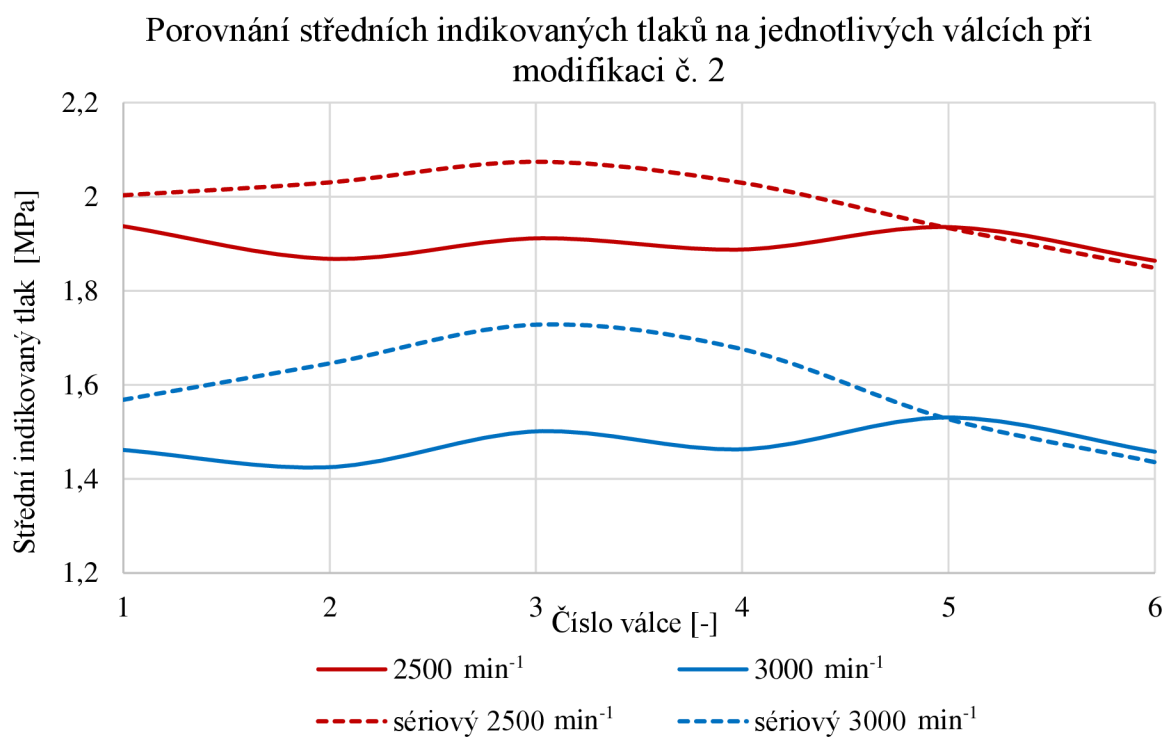
Obr. 57 Schéma modelu vystihující změny v sacím potrubí u modifikace č. 2

Varianta úprav sacích kanálů u modifikace č. 2 zahrnuje změnu pěti z celkových šesti sacích kanálů. Jednotlivé změny jsou zaznamenány na obrázku Obr. 57.

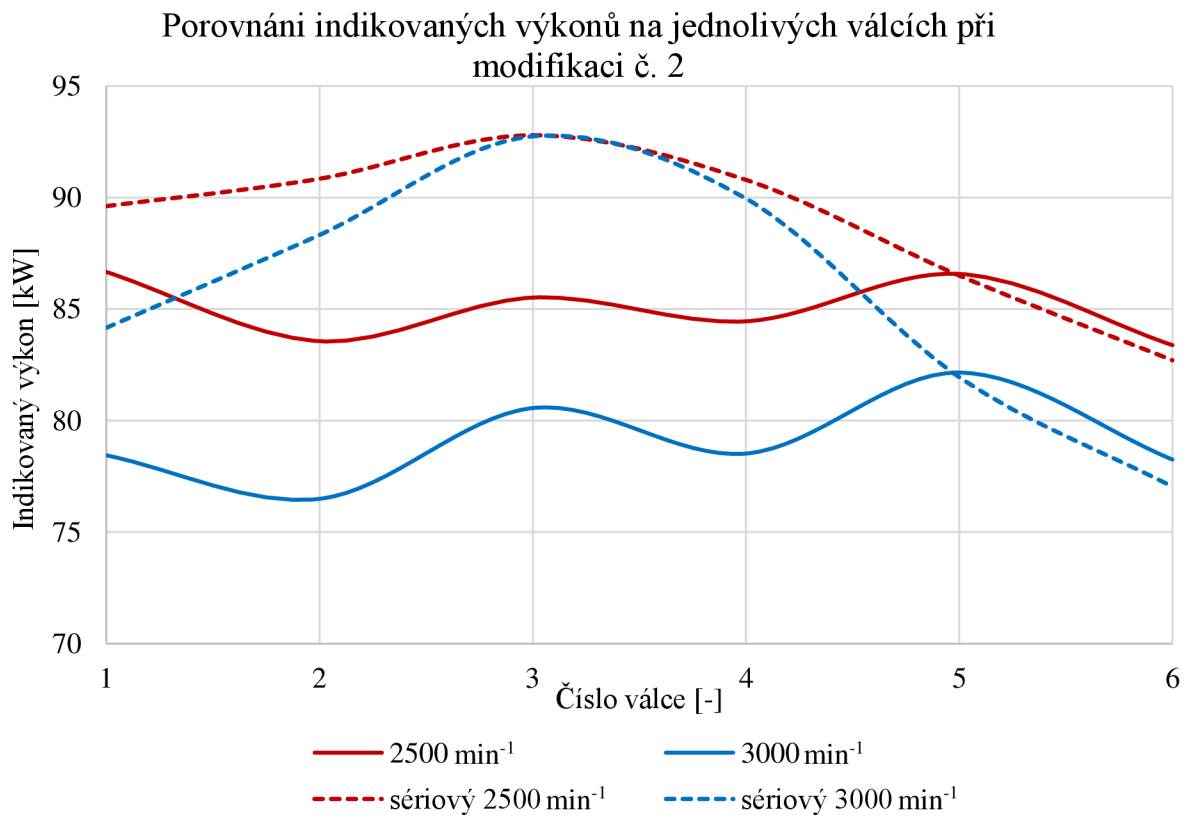
Výsledné hodnoty středních indikovaných tlaků jsou znázorněny na grafu v Obr. 58. Pro přehlednost byly vyneseny jen hodnoty pro 2500 min^{-1} a 3000 min^{-1} , kde byly rozdíly tlaku u sériového motoru nejvýraznější. Hodnoty sériového indikovaného tlaku jsou v grafu také vyneseny, pro lepší porovnání obou variant.

Hodnoty středního indikovaného tlaku jsou po modifikaci č. 2 v jednotlivých válcích částečně vyrovnány. Úplné vyrovnání a tedy i nulové rozdíly mezi jednotlivými válci nebylo možné i přes značné množství simulací dosáhnout. I při tomto částečném vyrovnání lze oproti sériovému provedení pozorovat jakési ustálení středního efektivního tlaku bez většího nárůstu či poklesu hodnot na jednotlivých válcích.

Obdobná situace je s indikovaným výkonem. Ten je zobrazen v grafu na Obr. 59. Hodnoty indikovaných výkonů jednotlivých válců opět nejsou ideálně vyrovnány, avšak oproti sériové verzi zde není tak velký rozdíl mezi výkony jednotlivých válců.



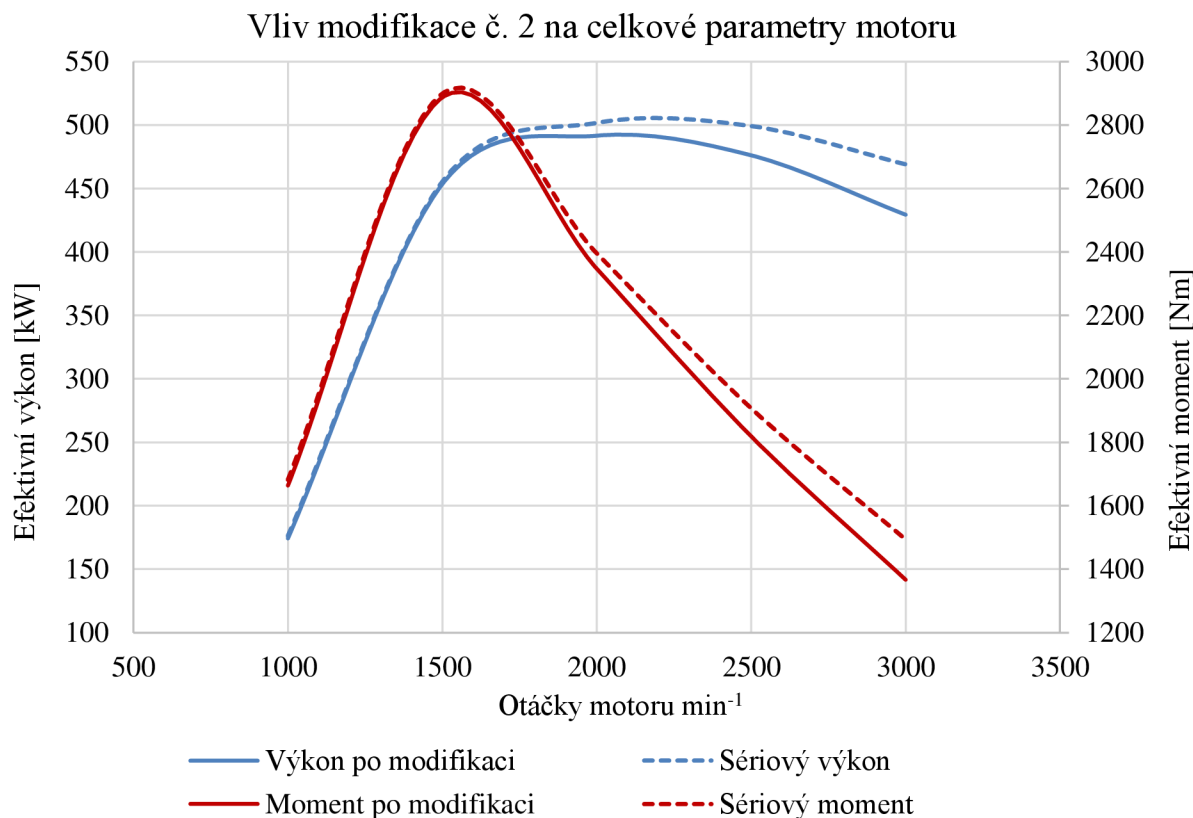
Obr. 58 Porovnání středních indikovaných tlaků po modifikaci č. 2 se sériovou variantou pro 2500 min⁻¹ a 3000 min⁻¹



Obr. 59 Porovnání indikovaných výkonů po modifikaci č. 2 se sériovou variantou pro 2500 min⁻¹ a 3000 min⁻¹

6.1.4 VLIV MODIFIKACE Č. 2 NA CELKOVÉ PARAMETRY MOTORU

Z hlediska vyrovnání tlaků a výkonů na válcích vedla právě simulace u modifikace č. 2 k nejlepším výsledkům. Ovšem ještě je třeba zkontrolovat, jestli dané vyrovnání tlaků a výkonů na válcích bude přínosem pro celkové parametry motoru a dojde například k navýšení výkonnostních charakteristik.



Obr. 60 Porovnání efektivních výkonů a momentů sériové varianty motoru a varianty modifikace sání č. 2

Efektivní moment a efektivní výkon získaný ze simulace při modifikaci sání č. 2 jsou v grafu na Obr. 60 porovnány se sériovými parametry motoru, které jsou uvedeny v kapitole 5.4.

V nižších otáčkách motoru, do 2000 min⁻¹, je průběh parametrů téměř totožný se sériovou variantou. Ke změně dochází až od zmiňovaných 2000 min⁻¹. Oproti sériové verzi je vidět pokles výkonnostních charakteristik, jak efektivního výkonu, tak efektivního momentu.

Lze konstatovat, že na základě termodynamického modelu a jeho simulací, se nám v důsledku úprav sacího systému podařilo částečně vyrovnat rozdílné plnění jednotlivých válců. Avšak toto vyrovnání má dle simulací negativní vliv na celkové výkonnostní parametry motoru oproti sériovému řešení. Z tohoto důvodu lze navrhovanou modifikaci sání sériového motoru označit jako nevyhovující.

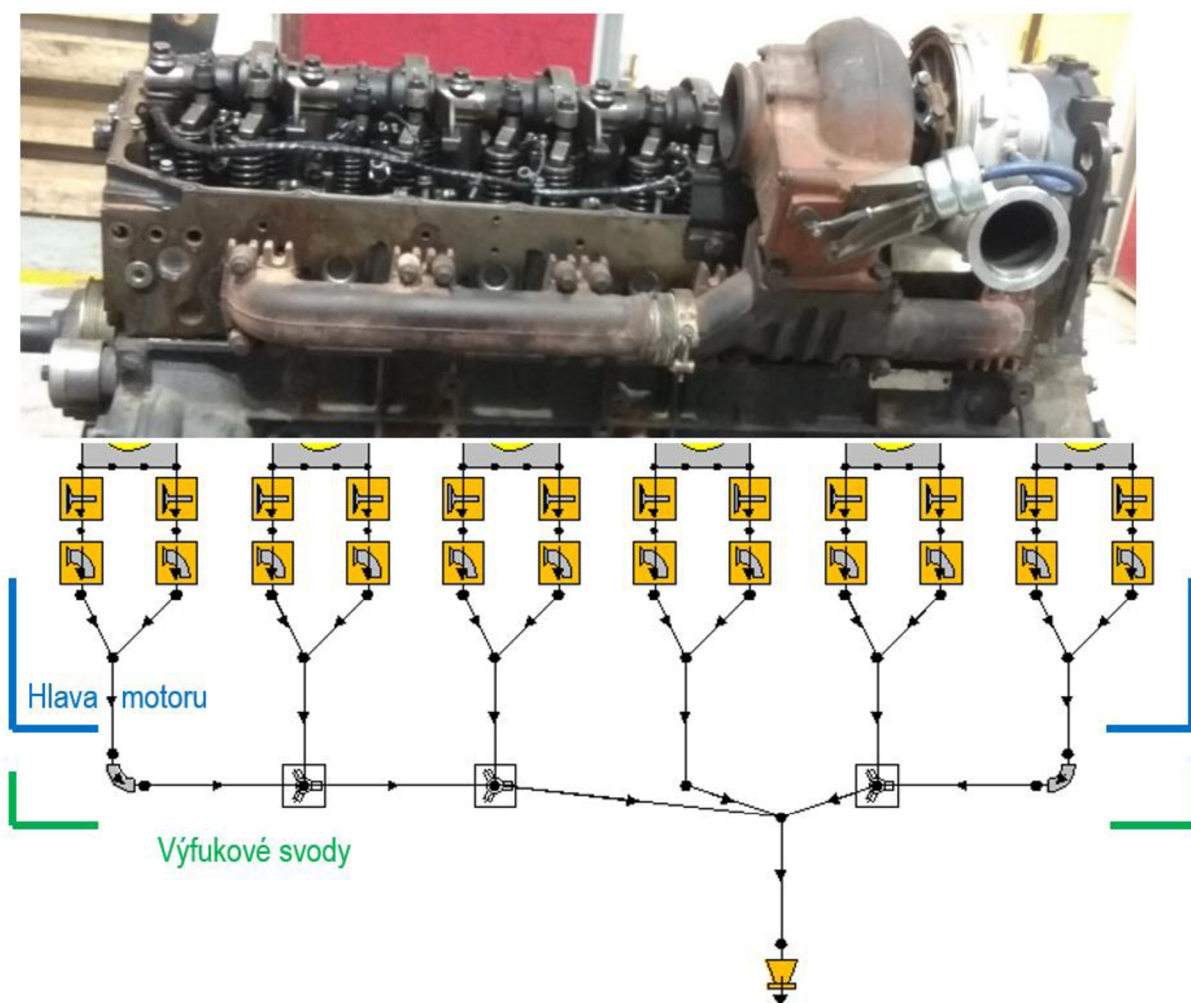
Z důvodu integrace sací komory a sacích kanálů do hlavy válců, jsou náročnější konstrukční modifikace sání nevhodné. Práce se proto bude dále zabývat modifikací výfukového systému, kde je více prostoru pro různé konstrukční návrhy.

6.2 MODIFIKACE VÝFUKU

Navrhované modifikace výfuků budou probíhat změnou uspořádání výfukových svodů z hlavy válců. Sací kanály, které jsou umístěny v hlavě, zůstanou při modifikacích beze změny. Průměry svodů, tloušťka stěny a materiál byly v modelu voleny dle provedení na sériovém motoru.

6.2.1 SOUČASNÝ STAV SÉRIOVÉHO MOTORU

Sériový motor má pomocí přírub připevněn k hlavě výfukové svody, které jsou svedeny ze tří válců vždy do jednoho svodu. Následně tyto svody vedou k turbíně turbodmychadla.



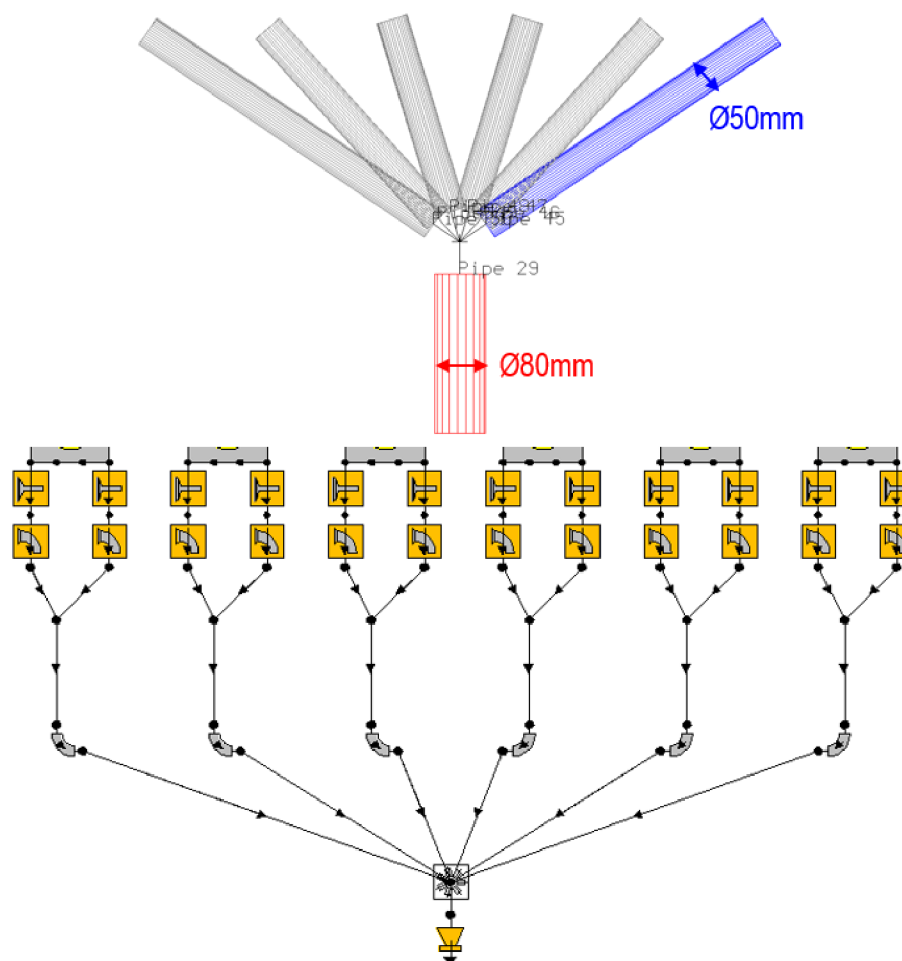
Obr. 61 Pohled na reálný motor z výfukové strany a schéma termodynamického modelu výfuku v programu Lotus engine simulation.

Na obrázku Obr. 61 jde vidět současné provedení výfukového traktu sériového motoru a přenesení tohoto provedení do termodynamického modelu.

6.2.2 MODIFIKACE VÝFUKU 6-1

Jak již název této modifikace napovídá, jedná se o úpravu výfukových svodů ze všech šesti válců do jednoho válce. Tato varianta je poměrně běžná u nákladních automobilů. Jednotlivé

úhly a délky svodů byly voleny tak, aby byly tlakové ztráty v přechodech co nejmenší, zároveň ale, aby byly také svody kompaktní a nezabíraly příliš mnoho zástavbového prostoru.



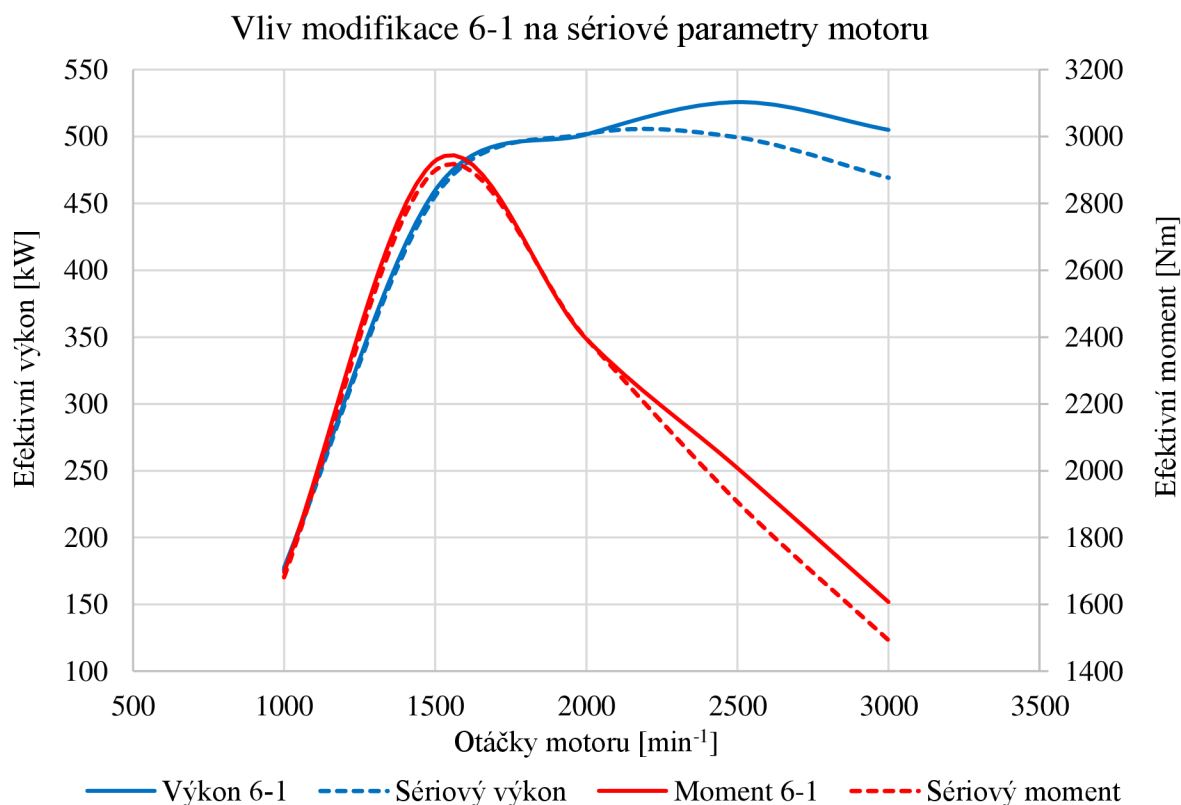
Obr. 62 Schéma termodynamického modelu modifikace 6-1 se znázorněným detailem spojení

Na obrázku Obr. 62 jsou vidět kromě schématu modifikace také průměry potrubí. Výstupy z hlavy mají průměr Ø 50 mm následně jsou jednotlivé svody spojeny do jednoho potrubí o průměru Ø 80 mm.

Tab. 5 Výsledné parametry při simulaci modifikace výfuku 6-1 a sériové parametry

Otáčky motoru [min^{-1}]	1000	1500	2000	2500	3000
Efektivní výkon [kW]	178	460	502	526	505
Efektivní moment [Nm]	1696	2927	2395	2008	1607
Sériový výkon [kW]	176	455	502	499	469
Sériový moment [Nm]	1681	2899	2396	1907	1493

Pro lepší porovnání sériové varianty a varianty 6-1 jsou výsledky zaneseny do grafu.



Obr. 63 Graf porovnání sériového průběhu výkonostní charakteristiky a průběhu modifikace 6-1

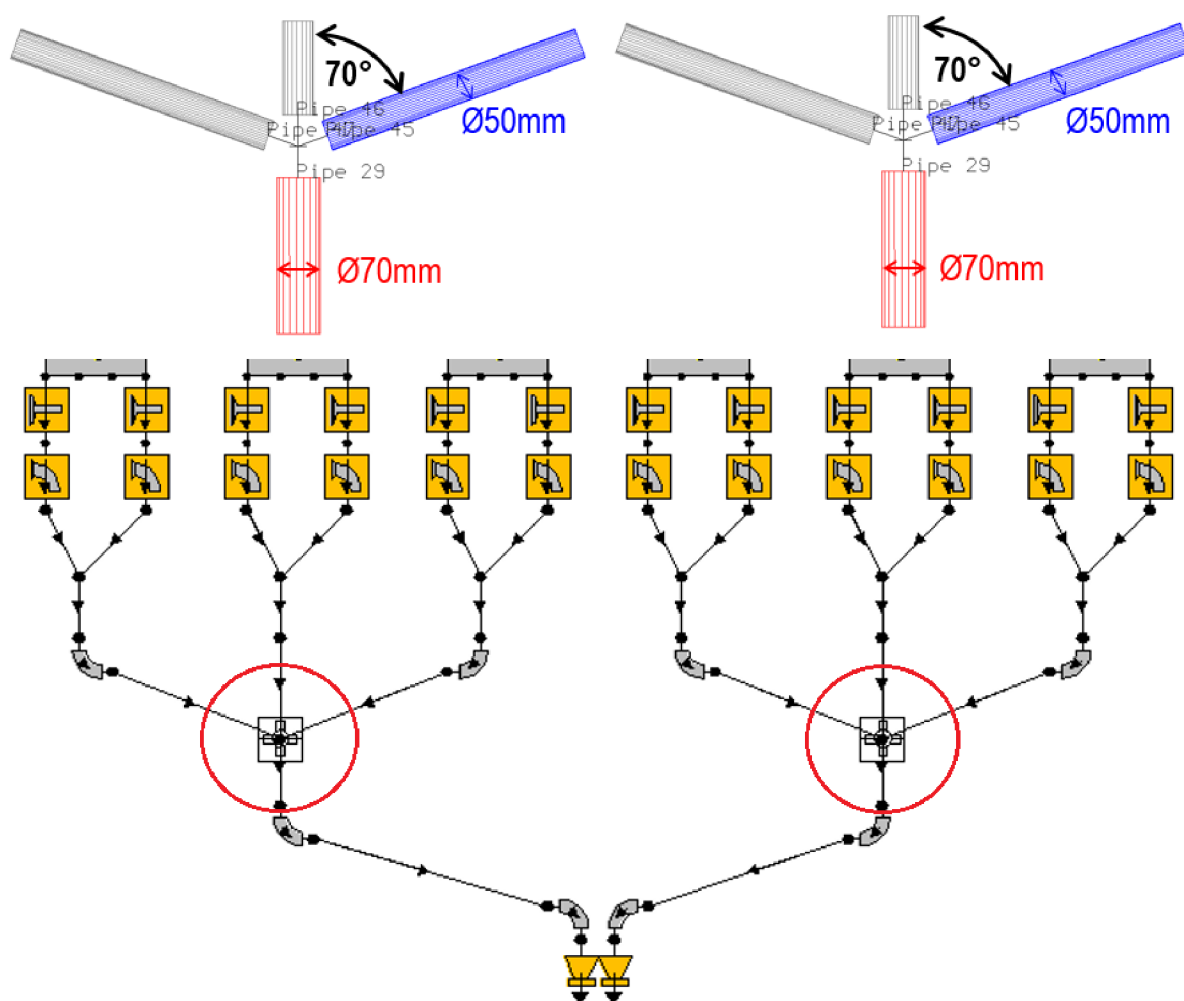
Z grafu na Obr. 63 jde vidět nárůst efektivního výkonu a efektivního momentu při vyšších otáčkách motoru, a to především při 2500 min⁻¹ a 3000 min⁻¹. Při nižších otáčkách je průběh výkonostních křivek velmi podobný se sériovým provedením.

Při úpravě výfukového potrubí na variantu 6-1 lze tedy hovořit o pozitivním vlivu na výkonostní charakteristiky oproti sériové variantě výfukového potrubí.

6.2.3 MODIFIKACE VÝFUKU 6-2

Při této modifikaci budou svody vedeny z prvních třech válců do jednoho společného potrubí a zbylé tři válce do druhého společného potrubí. Této varianty lze využít například při použití dvoukomorového turbodmychadla, kde každá trojice válců pohání jednu komoru turbodmychadla.

Na obrázku Obr. 64 je znázorněno schéma modelu a detail na úhly a průměry ve spojení jednotlivých svodů. Z hlavy vedou opět svody o průměru $\varnothing 50$ mm, po spojení svodů ze třech válců se zvýší průměr svodů na $\varnothing 70$ mm pro lepší odvod spalin. Pro lepší orientaci ve schématu jsou zakroužkována dvě ztrátové spojení, které jsou detailněji vyobrazena v horní části obrázku.



Obr. 64 Schéma termodynamického modelu při modifikaci výfukových svodů 6-2. V červených kroužcích jsou jednotlivá spojení potrubí, jejichž detail je v horní části obrázku

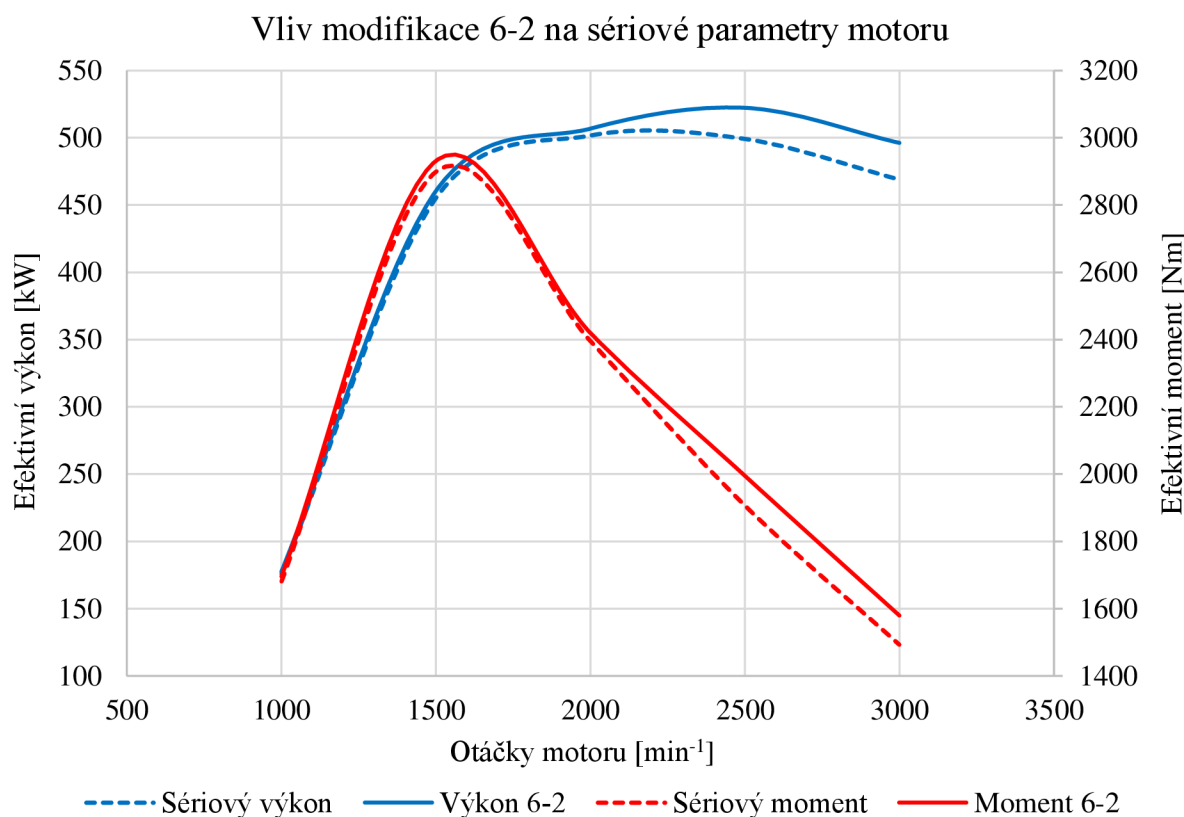
Při této variantě uspořádání by výfukový trakt zaujímal nejspíše velké množství zástavbového prostoru na boční straně motoru.

Výsledky simulace této modifikace jsou zobrazeny v tabulce Tab. 6.

Tab. 6 Výsledné parametry při simulaci modifikace výfuku 6-2 a sériové parametry

Otáčky motoru [min^{-1}]	1000	1500	2000	2500	3000
Efektivní výkon [kW]	178	460	507	522	496
Efektivní moment [Nm]	1695	2931	2420	1995	1579
Sériový výkon [kW]	176	455	502	499	469
Sériový moment [Nm]	1681	2899	2396	1907	1493

Výsledky simulace jsou opět vyneseny do grafu na Obr. 65.

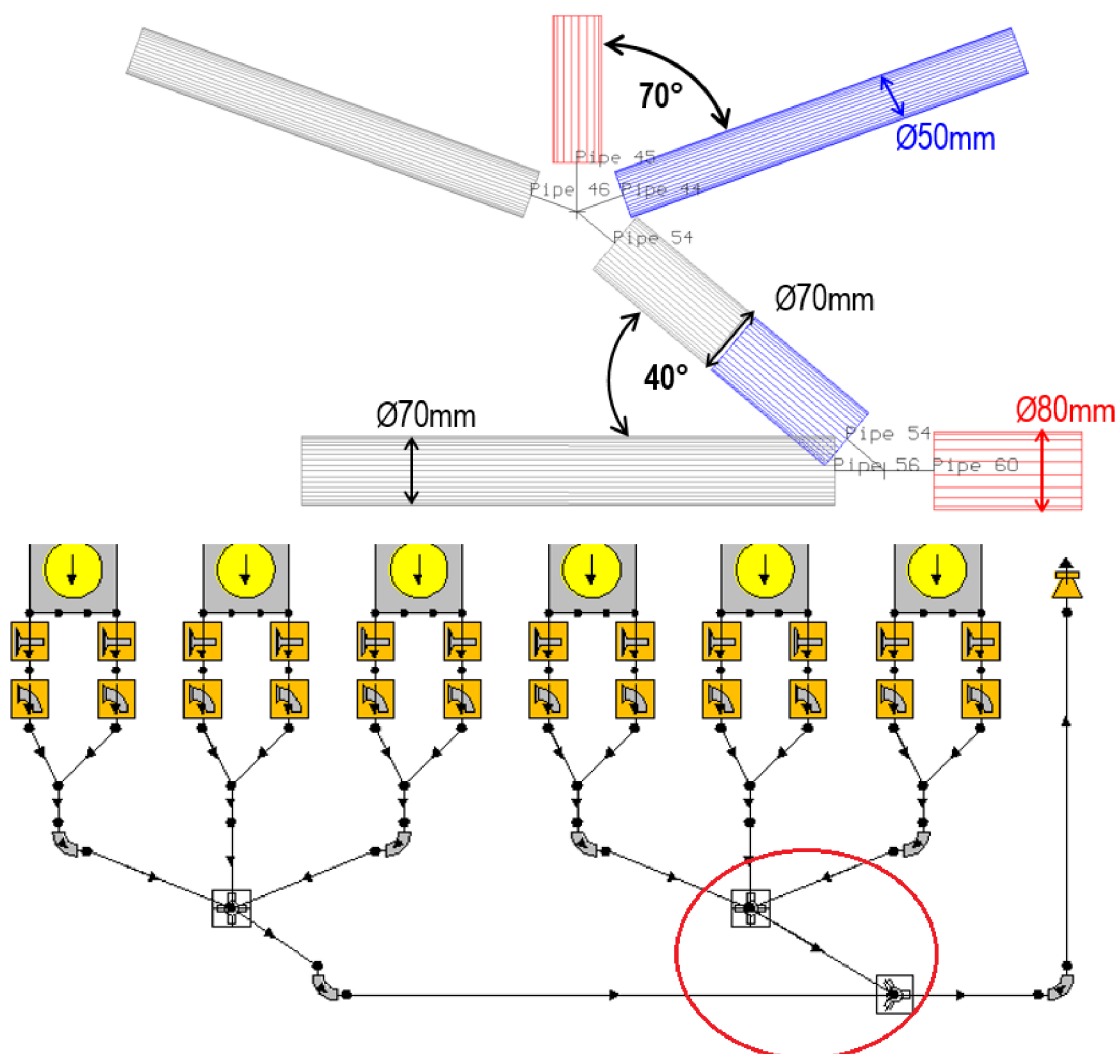


Obr. 65 Graf porovnání sériového průběhu výkonnostní charakteristiky a průběhu modifikace 6-2

Z grafu na Obr. 65 je vidět velmi podobný průběh jako při variantě výfuku 6-1. Opět dochází ke zvýšení výkonnostních parametrů oproti sériové verzi až při vyšších otáčkách motoru. V nižších otáčkách je průběh velmi podobný sériové verzi. Maximální výkon zde dosahuje hodnoty 522 kW, což je o 4 kW menší, než při variantě 6-1. Dá se tedy konstatovat, že z čistě výkonnostního hlediska, je výhodnější model s modifikací výfuku 6-1.

6.2.4 MODIFIKACE VÝFUKU 6-2-1

Modifikace svodů 6-2-1 obdobně jako při předchozí variantě svádí výfukové svody z každé trojce válců do jednoho potrubí. Dále pak jsou dané dvě větve potrubí spojeny v jednu. Tato varianta navíc předpokládá změnu polohy turbodmychadla vůči motoru. Z původně sériového umístění turbodmychadla na boku motoru, se v případě modifikace výfukových svodů 6-2-1 turbodmychadlo umístí za motor. Toto umístění může mít při motoru uloženém podélně výhody v ušetření zástavbového prostoru na boku motoru. Za motorem je v takovém případě relativně nevyužitá místa, kde by se turbodmychadlo mohlo uložit.

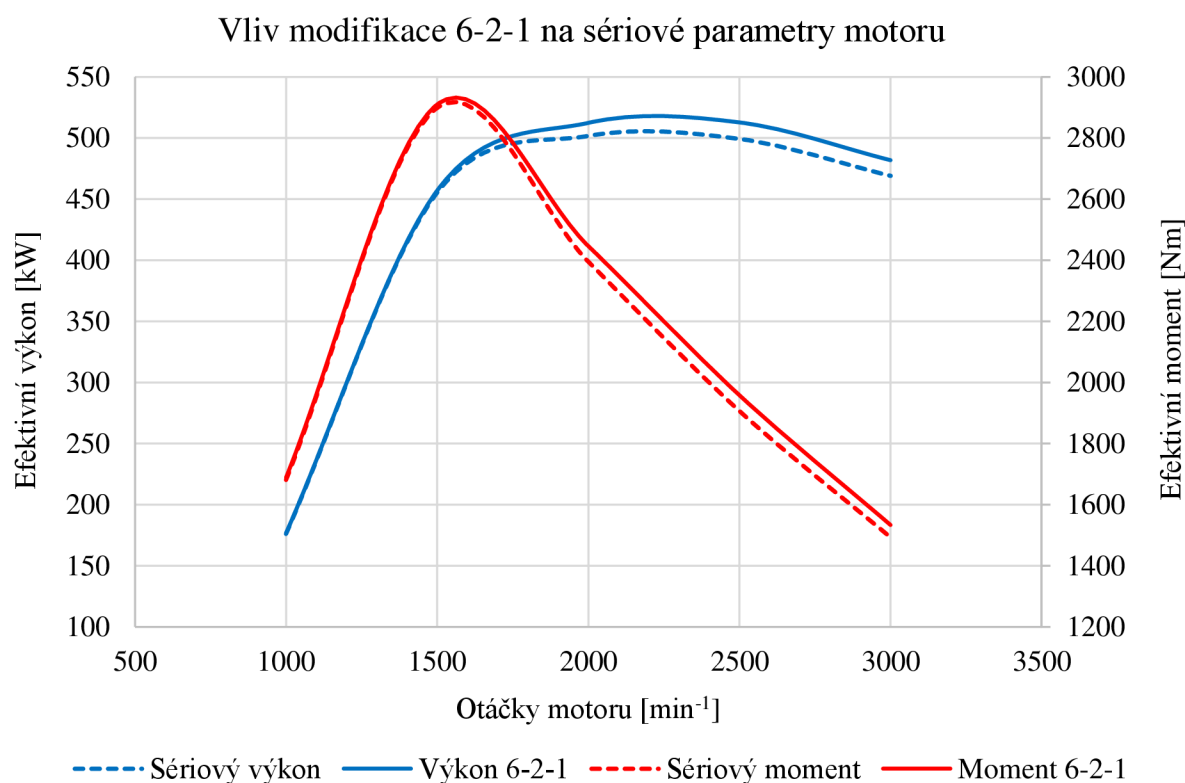


Obr. 66 Schéma termodynamického modelu při modifikaci výfukových svodů 6-2-1. V červeném kroužku je zvýrazněna oblast spojení potrubí, která je detailněji znázorněna v horní části obrázku

Z hlavy vedou svody opět s průměrem $\text{Ø } 50 \text{ mm}$, po spojení třech svodů do jednoho se průměr výfukového potrubí zvětší na $\text{Ø } 70 \text{ mm}$ a koncová část potrubí má pak $\text{Ø } 80 \text{ mm}$. Koncová část potrubí s tímto průměrem pak vede za motorovou jednotku, kde by vstupovala do turbíny turbodmychadla. Podle rozvržení úhlů spojení potrubí, které je patrné na obrázku Obr. 66, program vypočítal tlakové ztráty v těchto přechodech a zahrnul je do celkové simulace. Výsledky simulace a sériové provedení je vyneseno v tabulce Tab. 7.

Tab. 7 Výsledné parametry při simulaci modifikace výfuku 6-2-1 a sériové parametry

Otáčky motoru [min^{-1}]	1000	1500	2000	2500	3000
Efektivní výkon [kW]	177	457	512	513	482
Efektivní moment [Nm]	1690	2910	2446	1959	1534
Sériový výkon [kW]	176	455	502	499	469
Sériový moment [Nm]	1681	2899	2396	1907	1493



Obr. 67 Graf srovnání sériového průběhu výkonnostní charakteristiky a průběhu modifikace 6-2-1

Na grafu v Obr. 67 je znázorněn průběh výkonnostních charakteristik modifikace 6-2-1 a je porovnávána se sériovou variantou. Jde vidět nárůst efektivního výkonu a momentu již při 2000 min⁻¹. Při této hodnotě otáček má model motoru výkon 512 kW a moment 2446 Nm. Ve vyšších otáčkách motoru ale už není zvýšení charakteristik motoru tak velké jako při předchozích variantách. Výhodou této varianty je změna kompaktnosti motoru, jelikož je turbodmychadlo umístěno za motorem, nikoliv po boku motoru, jak je tomu u série.

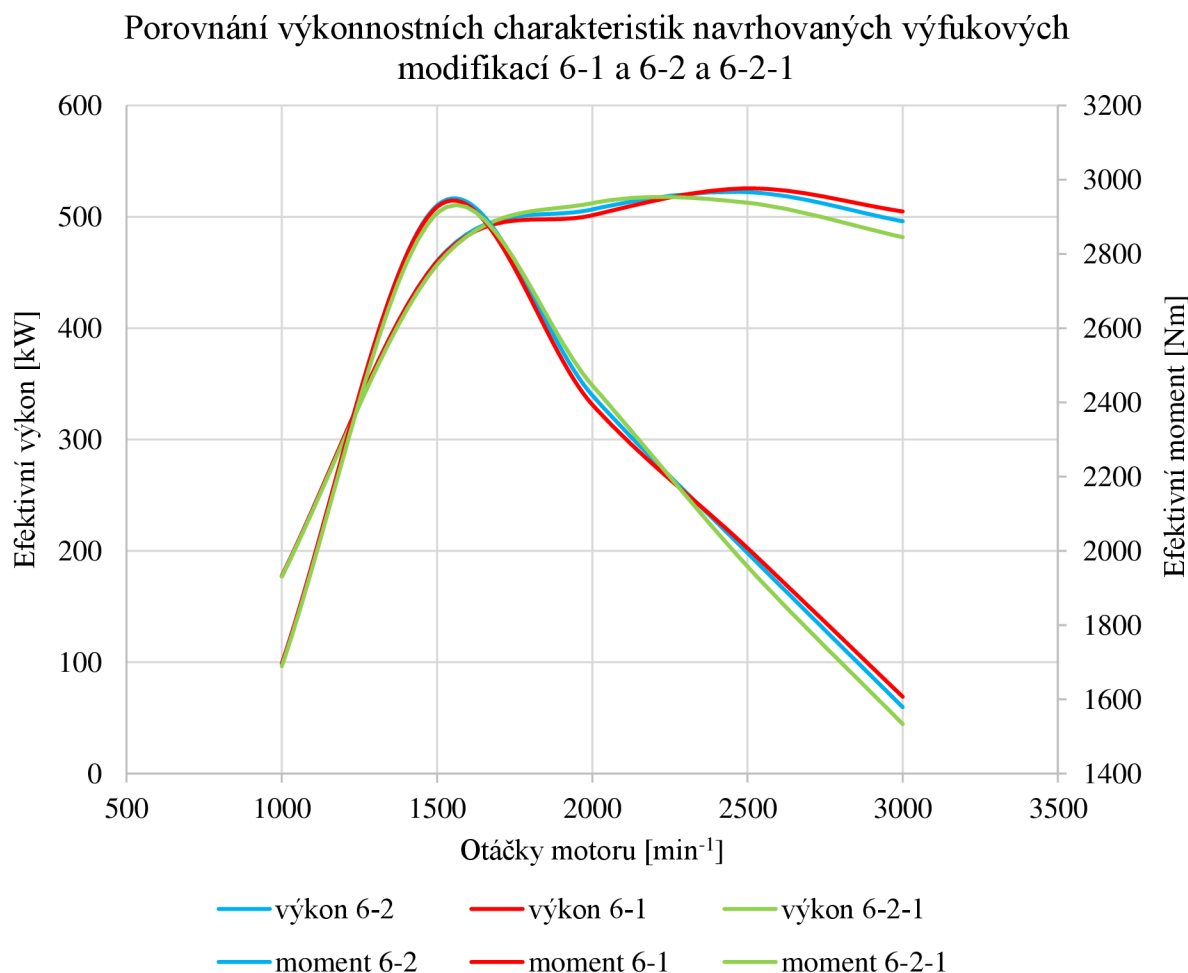
7 SROVNÁNÍ NAVRHOVANÝCH MODIFIKACÍ A FINÁLNÍ ŘEŠENÍ

V předchozí kapitole bylo navrženo několik modifikací stávajícího sacího a výfukového potrubí.

U sání byly simulované varianty modifikací nevyhovující, proto se jejich porovnáním práce zabývat nebude. Vliv modifikací sání bude dál zhodnocen v závěru práce. Srovnání se bude zakládat na zhodnocení přínosů od jednotlivých modifikací výfukových potrubí vůči sériovému provedení.

7.1 SROVNÁNÍ NAVRHOVANÝCH VÝFUKOVÝCH MODIFIKACÍ

V kapitole 6.2 byly navrženy tři modifikace výfukového potrubí. Porovnání průběhu jejich výkonostních charakteristik se sériovým motorem bylo uvedeno v předchozích grafech taktéž v kapitole 6.2. V této kapitole se detailněji srovnají všechny tři modifikace mezi sebou a vybere se jedna finální, která bude nejvíce přínosná pro zadaný sériový motor. Pro tuto variantu bude následně vytvořen 3D model.



Obr. 68 Graf efektivních výkonů a momentů třech navrhovaných modifikací.

Z grafu na Obr. 68 jde vidět, že průběhy výkonů a momentů jednotlivých variant výfukových potrubí jsou velmi podobné a je mezi nimi malý rozdíl. Z grafu jde vyčíst, že čím více daná modifikace zvýšila výkon a moment ve 2000 min⁻¹, tím méně pak ve vyšších otáčkách, tj. ve 2500 min⁻¹ a ve 3000 min⁻¹. Do 2000 min⁻¹ je průběh všech modifikací i série takřka totožný, liší se v řádu jednotek Nm točivého momentu.

Z grafu jde vyčíst, že nejvyšší hodnoty efektivního výkonu a momentu jsou dosaženy pomocí modifikace 6-1. Při této variantě dosahuje maximální výkon modelu motoru hodnoty 526 kW ve 2500 min⁻¹ a velikost točivého momentu při těchto otáčkách motoru je 2008 Nm. To představuje zvýšení výkonu o 26 kW a momentu o 101 Nm oproti sérii. Oproti tomu výkon při 2000 min⁻¹ zůstal úplně stejný jako u sériového motoru, tj. 502 kW, tedy bez nějakého zlepšení výkonnostních charakteristik.

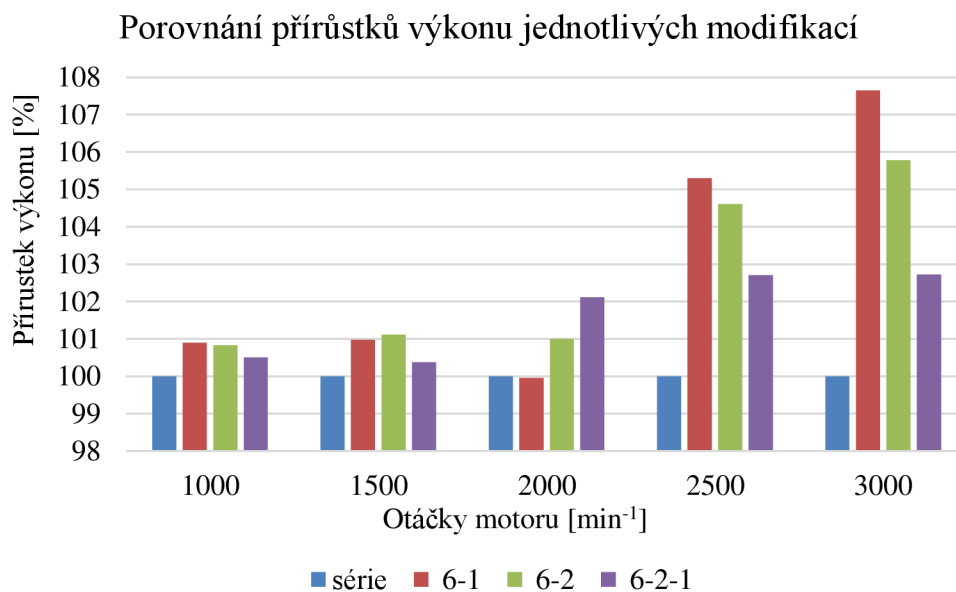
Podobný průběh je i u varianty svodů 6-2. Přídavek výkonu a momentu oproti sérii je zde ale menší, než modifikace 6-1. U modifikace 6-2 je hodnota maximálního výkonu 522 kW ve 2500 min⁻¹ a hodnota momentu ve stejných otáčkách motoru činí 1995 Nm. Oproti variantě 6-1 je tedy maximální výkon o 4 kW menší a točivý moment o 13 Nm. Výhodou této varianty může být vedení výfukových plynů ve dvou nezávislých potrubích.

Oproti předchozím dvěma variantám má modifikace 6-2-1 oproti sérii menší nárůst efektivního výkonu a momentu ve vyšších otáčkách. Ovšem při středních otáčkách motoru, v oblasti většího točivého momentu při 2000 min⁻¹, má ze všech variant nejvyšší zvýšení výkonu. Předchozí dvě varianty měly při těchto otáčkách téměř shodnou hodnotu se sériovou verzí. Hodnoty výkonu a momentu u varianty 6-2-1 při 2000 min⁻¹ jsou 512 kW a 2446 Nm. Což je oproti sérii přírůstek výkonu o 10 kW a momentu o 50 Nm.

Tab. 8 Porovnání jednotlivých variant z hlediska přírůstku výkonu vůči sériové verzi motoru.

Otáčky motoru [min ⁻¹]	1000	1500	2000	2500	3000
6-1					
Přírůstek výkonu [%]	0,9	1,0	0,0	5,3	7,6
Přírůstek momentu [%]	0,9	1,0	0,0	5,3	7,6
6-2					
Přírůstek výkonu [%]	0,8	1,1	1,0	4,6	5,8
Přírůstek momentu [%]	0,8	1,1	1,0	4,6	5,8
6-2-1					
Přírůstek výkonu [%]	0,5	0,4	2,1	2,7	2,7
Přírůstek momentu [%]	0,5	0,4	2,1	2,7	2,7

V tabulce Tab. 8 jsou uvedeny hodnoty přírůstku efektivního výkonu a momentu v procentech vzhledem k sériovému motoru pro jednotlivé otáčky motoru. Tučně jsou zvýrazněny nejvyšší hodnoty přírůstku pro příslušnou hodnotu otáček motoru. Z tabulky jde opět vidět, že nejvyšší přírůstek ve 2500 min⁻¹ a 3000 min⁻¹ má modifikace výfuku 6-1 a při 2000 min⁻¹ má nejvyšší přírůstek varianta 6-2-1 a to 2,1 %. Pro lepší znázornění procentuálního přírůstku jednotlivých variant pro dané otáčky motoru je na obrázku Obr. 69 sloupcový graf.



Obr. 69 Graf vyjadřující procentuální přírůstek efektivního výkonu jednotlivých modifikací při daných otáčkách motoru oproti sériovému motoru (ten představuje 100%).

7.2 VOLBA FINÁLNÍHO ŘEŠENÍ

Na základě srovnání jednotlivých variant byla jako finální verze výfukového potrubí zvolena modifikace 6-2-1.

Ačkoli nemá tak velký výkonový a momentový přírůstek ve vyšších otáčkách, ve 2000 min⁻¹ má přírůstek nejvyšší. V tomto spektru otáček se motor bude pohybovat častěji než ve vysokých otáčkách jako 2500 min⁻¹ a více. Motor má v této oblasti nižších otáček podstatně vyšší točivý moment. Přírůstek výkonu a momentu o 2,1 % oproti sériové variantě je více než dvojnásobný v daných otáčkách oproti ostatním variantám.

Další výhodou použití této varianty je změna kompaktnosti motoru, které bylo dosaženo umístěním turbodmychadla za motor. Při umístění turbodmychadla na bok motoru je motor podstatně širší než při umístění za motor. U sériové verze je turbodmychadlo umístěno na boku motoru, který je uložen ve vozidle podélně a kolem něj je středový tunel kabiny. Právě proto je zástavbového místa na boku motoru málo. V konkrétním použití zadaného sériového motoru v nákladním vozidle je v oblasti nad turbodmychadlem řidič, tzn. řazení motoru a další důležité komponenty. Proto je umístění turbodmychadla za motor přínosem pro celou konstrukci vozidla.

Další faktor je, že teplota turbodmychadla může dosahovat 800 až 900 °C. Jelikož se u sériové verze turbodmychadlo nachází pod středovým tunelem kabiny ze strany řidiče, značná část tepla je vyzařována do kabiny, což je nežádoucí. Umístěním turbodmychadla za motor je teplo vyřazováno do volného prostoru za kabinou a tím pádem není kabina tolik zahřívána.

7.3 3D MODEL FINÁLNÍHO ŘEŠENÍ

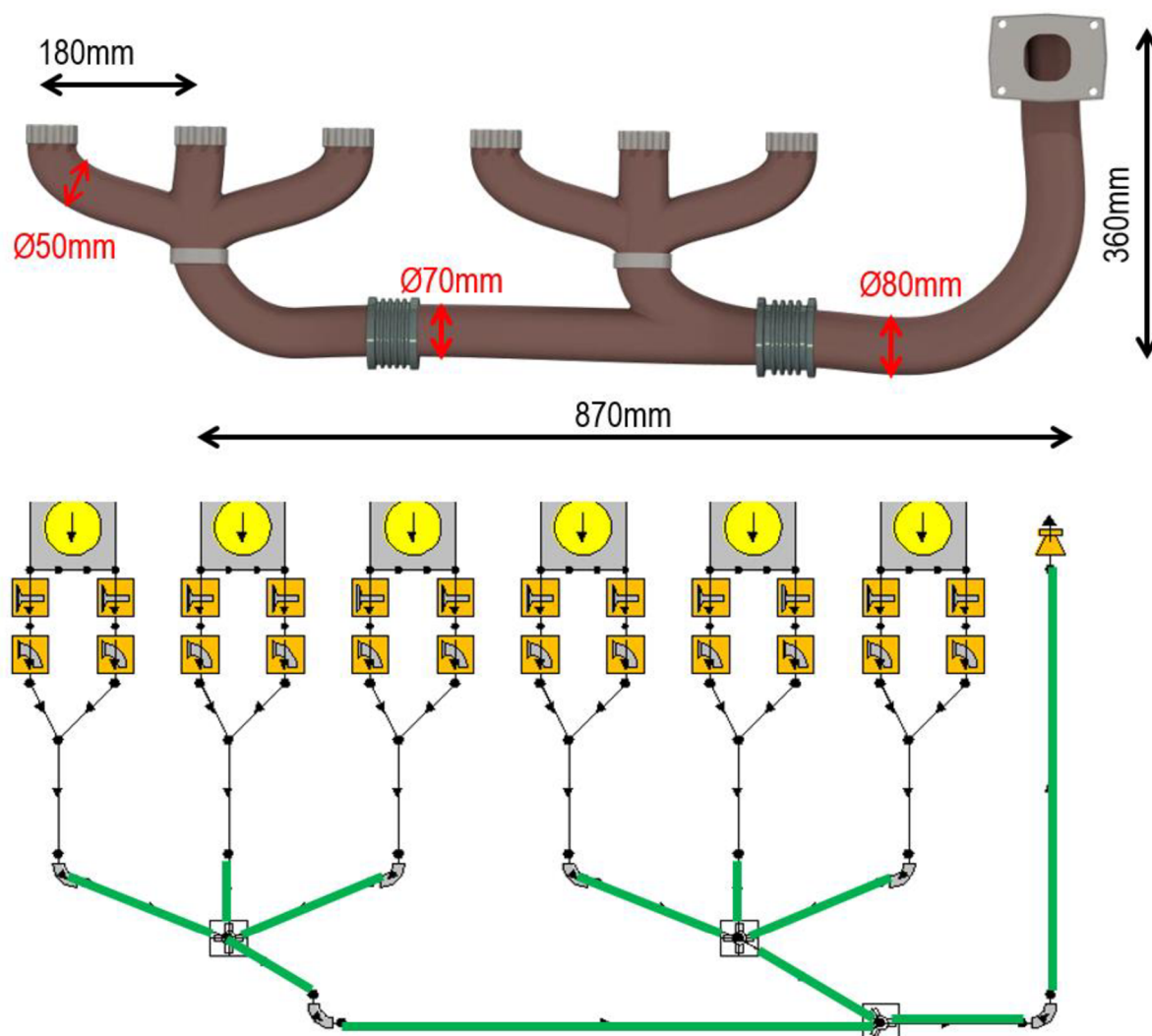
Při tvorbě 3D modelu výfukového potrubí bylo vycházeno z rozměrů termodynamického modelu. Délky jednotlivých potrubí, úhly spojení potrubí a průměry potrubí tvořily základní parametry při tvorbě modelu. Dále byl zohledněn reálný tvar svodů na sériovém motoru, včetně přírub pro připevnění k hlavě válců a turbodmychadlu. Tloušťka stěny byla volena stejná jako u sériových svodů, stejně jako materiál, což byla šedá litina. 3D byl vytvořen v programu Creo Parametric 2.0.



Obr. 70 3D model zvolené finální modifikace 6-2-1

Výsledný 3D model má při zadané tloušťce stěny a materiálu hmotnost 44 kg. Hmotnost modelu výfukových svodů je poměrně vysoká (sériová verze váží 33 kg), což je dáno delším potrubím jdoucím až do volného prostoru za konec motoru. V modelu jsou obsaženy také příruby, které jsou u reálného potrubí odlity společně se zbytkem svodů.

Pro lepší znázornění rozměrových parametrů je na obrázku Obr. 71 zobrazení 3D modelu spolu s termodynamickým modelem a znázorněním jednotlivých stěžejních parametrů.



Obr. 71 3D model se zaznačenými rozměry převzatými z reálného motoru a termodynamického modelu.

3D model byl vytvořen pro část výfukového potrubí, které je na termodynamickém modelu na obrázku Obr. 71 označené zeleně. Součástí 3D modelu výfukového potrubí jsou kompenzační členy podobně jako u sériové varianty. Tyto kompenzační členy slouží ke snížení pnutí celého potrubí při teplotní dilataci a zároveň jako rozebírací místa potrubí.

ZÁVĚR

Cílem práce bylo navržení nového sacího a výfukového potrubí pro vznětový šestiválcový motor na základě termodynamického modelu sériového motoru.

Pro porozumění významu a funkci jednotlivých komponent sacího a výfukového potrubí byly na začátku této práce jednotlivé klíčové komponenty sacího a výfukového potrubí popsány a byl vytvořen jejich stručný přehled. Pozornost byla věnována především sacím a výfukovým systémům pro zadanou kategorii motorů.

Další část práce popisuje zadaný motor Iveco Cursor 13 F3H. Zde bylo třeba získat všechny potřebné rozměrové a jiné parametry pro sestavení funkčního termodynamického modelu. Parametry byly získány přesným odměřením na reálném motoru nebo byly vyčteny z přístupné technické dokumentace k motoru.

Na základě získaných parametrů sestaven termodynamický model v programu Lotus engine simulation, kde byla následně provedena i simulace modelu. Výsledky simulace byly téměř shodné s výkonnostní charakteristikou sériového motoru udávanou výrobcem. Tento model byl tak považován za odladěný termodynamický model zadaného reálného motoru a byl dále používán při modifikacích sacího a výfukového systému.

Práce se pak zaměřuje na sání, kde u konstrukčního řešení sání sériového motoru bylo podezření na nedostatečné plnění krajních válců. Toto podezření bylo na základě simulací potvrzeno. Navrhované modifikace by měly být dostupně proveditelné a měly by zajistit vyrovnání plnění válců. Modifikace č. 1 nedosáhla v oblasti vyrovnání plnění žádného pozitivního výsledku, i když se na první pohled jevila jako jednoduchá a správná. U modifikace č. 2 bylo sice dosaženo částečného vyrovnání tlaku plnění, avšak za cenu celkového snížení efektivních parametrů motoru. Ačkoliv byly obě varianty modifikace sání z možných proveditelných modifikací ty nejlepší, pro daný motor nejsou vhodné.

Při modifikaci sériového výfukového potrubí byly navrženy tři varianty. Vzniklé varianty svodů 6-1, 6-2 a 6-2-1 byly postupně simulovány a výsledky simulací byly konfrontovány s výsledky sériového provedení. Všechny tři modifikace vykazovaly zlepšení výkonnostních charakteristik a to především ve vyšším spektru otáček motoru (2000 min^{-1} a výše). U varianty 6-1 byl přírůstek výkonu oproti sérii při 3000 min^{-1} dokonce 7,6 %.

Jako výsledná modifikace s největším užitným a výkonnostním přínosem pro sériový motor byla zvolena varianta 6-2-1. U této modifikace dosahuje maximální výkon hodnoty 513 kW při 2500 min^{-1} což je přírůstek 2,7% oproti sérii. Navržená varianta má oproti ostatním variantám nejvyšší přírůstek výkonu a momentu ve 2000 min^{-1} , kde je oproti sériovému motoru o 10 kW vyšší výkon a o 50 Nm vyšší točivý moment, což činí přírůstek 2,1% oproti původnímu řešení. Další výhodou této varianty byla změna polohy umístění turbodmychadla z boku motoru do volného prostoru za motor, což má za důsledek menší množství tepla přenášeného do kabiny. Zvýšení výkonu a momentu se dosáhlo pouhou změnou uspořádání výfukového potrubí, což lze označit za méně náročnou a jednoduchou modifikaci při výrobě motoru.

Motivací při tvorbě výfukových modifikací bylo také to, aby navrhované konstrukce výfukových potrubí byly co možná nejjednodušší po výrobní i technologické stránce. Proto se

se upustilo například od laděných délek výfukových potrubí (stejně délky potrubí pro jednotlivé válce), které by se musely svařovat a potrubí by tak nemohlo být odlito.

Po zvolení výsledné modifikace potrubí byl vytvořen 3D model v programu Creo Parametric 2.0. Při vytváření modelu byly použity rozměry z termodynamického modelu a reálného motoru. Výsledné potrubí má hmotnost 44kg a jedná se o odlitek ze šedé litiny. Vyšší hmotnost o 11 kg než sériové potrubí je způsobeno především prodloužením celkové délky výfukového potrubí. Vhodnost vybraného řešení by bylo třeba ověřit experimentálně na motorové zkušebně.

Během vypracování této práce byly splněny všechny body zadání.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VLK, František. *Vozidlové spalovací motory*. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-238-8756-4.
- [2] JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ. *Automobily: Motory*. 7. vydání. Brno: Nakladatelství Avid, spol. s r. o., Brno, 2012. ISBN 978-80-87143-21-6.
- [3] HROMÁDKO, Jan. *Spalovací motory: komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol*. Praha: Grada, 2011. ISBN 978-80-247-3475-0.
- [4] JAROSLAV, Rauscher. *Spalovací motory: Studijní opory*. Vysoké učení technické v Brně Fakulta strojního inženýrství, 2005, 235 s.
- [5] MOLLENHAUER, Klaus. a Helmut. TSCHOKE. *Handbook of diesel engines*. New York: Springer, c2010, 636 s. ISBN 978-3-540-89082-9.
- [6] REIF, Konrad a Karl-Heinz DIETSCH. *Automotive handbook*. 9th edition, revised and extended. Karlsruhe: Robert Bosch, 2014, 1544 s. ISBN 978-1-119-03294-6.
- [7] Iveco Stralis - Vysoká výkonnost. *Iveco* [online]. [cit. 2018-05-16]. Dostupné z: <http://www.iveco-profiautocv.cz/czech/produkty/pages/stralis-hi-way-vysoka-vykonnost.aspx>
- [8] *Systém dodatečné úpravy výfukových plynů (EAS)* [online]. [cit. 2018-05-16]. Dostupné z: http://www.daftruckspraha.cz/cs-cz/trucks/daf-cf-euro-6/driveline#system_eas
- [9] CURSOR SERIES. In: *FORD - IVECO - LOMBARDINI* [online]. [cit. 2018-05-16]. Dostupné z: <http://www.powertechengines.com/IvecoManuals/RepairManual-Cursor-C10-C13-Tier3-P2D32C003E-May07.pdf>
- [10] ENGINEERING SOFTWARE. *Lotus* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <http://www.lotuscars.com/engineering/engineering-software>
- [11] PÍŠTĚK, Václav. *Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů*. Brno: Vysoké učení technické, 1991.
- [12] PEŠÍČ, Radivoje B. EXPERIMENTAL DETERMINATION OF DOUBLE VIBE FUNCTION PARAMETERS IN DIESEL ENGINES WITH BIODIESEL. *Thermal Science*[online]. 2010(14) [cit. 2018-05-22]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/262373691_Experimental_determination_of_double_vibe_function_parameters_in_diesel_engines_with_biodiesel
- [13] EGR ventil Nejčastější poruchy a eliminace. *Mroauto* [online]. 1.7.2016 [cit. 2018-05-25]. Dostupné z: https://www.mroauto.cz/novinky/291_autodily-mroauto-cz-radi-egr-ventil-nejcastejsi-poruchy-a-eliminace
- [14] How to Change Your Air Filter. *WikiHow* [online]. [cit. 2018-05-25]. Dostupné z: <https://www.wikihow.com/Change-Your-Air-Filter>

- [15] AUTOMOTIVE Products. *CIKAUTXO* [online]. [cit. 2018-05-25]. Dostupné z: <http://www.cikautxo.es/product/automotive/fluid-conduction/cac-hot.php>
- [16] L, CIHLÁŘ, *Plnicí systém vznětového motoru s proměnným průřezem*. Brno, 2016. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.
- [17] JBI CYLINDER HEAD VALVE SEAT REPLACEMENT. *RideJBI* [online]. [cit. 2018-05-25]. Dostupné z: <http://www.ridejbi.com/jbi-cylinder-head-valve-seat-replacement/>
- [18] MACKERLE, Julius. *Motory závodních automobilů*. Praha: SNTL, 1980.
- [19] Cab tilt hydraulics. *Continental* [online]. [cit. 2018-05-25]. Dostupné z: <https://www.contitech.de/en-GL/Solutions/Fluid-Handling/Commercial-vehicles/Cabin-interior/Cab-tilt-hydraulics>
- [20] V čem spočívá údržba plnicího systému motoru. *Výukové materiály AUTOŠKOLA ? POHODLNĚ* [online]. [cit. 2018-05-25]. Dostupné z: <http://www.schroter.cz/ouvskc2/ouv-c-ot19ekvc.html>
- [21] Volvo D13 (Stock #12714) Intake Manifolds. *Truck PartsInventory* [online]. [cit. 2018-05-25]. Dostupné z: https://images.truckpartsinventory.com/p/51/Volvo-D13-Intake-Manifolds-fYqIXnrEGjZt_f.jpg?h=300&w=500&mode=crop
- [22] BladeRunner Ported Ductile Iron Exhaust Manifolds. *Afe Power* [online]. [cit. 2018-05-25]. Dostupné z: <https://afepower.com/afe-power-46-40094-bladerunner-ported-ductile-iron-exhaust-manifolds>
- [23] Palivové soustavy zážehových motorů se vstříkáním paliva. *Afe Power* [online]. [cit. 2018-05-25]. Dostupné z: http://www.tznj.cz/uploads/ucebnice_top1/files/16.html
- [24] DPF MAINTENANCE - TREAT THE PROBLEM NOT THE SYMPTOMS. *DPF Centre* [online]. [cit. 2018-05-25]. Dostupné z: <https://www.dpfcentre.com/dpf-maintenance-guide/>
- [25] KOKSA, David. *Motor Iveco CURSOR 13 F3H* [fotografie]. Brno, 2018 [cit. 2018-05-25].
- [26] Iveco, Yeni Stralis'i Türkiye pazarına sundu. *Tasimacilar* [online]. 2017 [cit. 2018-05-25]. Dostupné z: <http://www.tasimacilar.com/iveco-yeni-stralisi-turkiye-pazarina-sundu-18462h.htm>
- [27] Lotus Engineering Software (PowerTrain). *MyCADnik* [online]. 2011 [cit. 2018-05-25]. Dostupné z: <http://myblognikwell.blogspot.cz/2011/05/lotus-engineering-software-powertrain.html>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[-]	Faktor vyjadřující podíl nespáleného paliva ve válci
A	[m ²]	Okamžitá hodnota povrchu pracovního prostoru
C	[-]	Výpočetní konstanta
C_I	[-]	Konstanta
C_I	[-]	Konstanta
c_m	[m·s ⁻¹]	Rychlost pohybu plynu
d	[m]	Charakteristický rozměr
dx/dy	[-]	Průběh hoření
H_U	[kJ·kg ⁻¹]	Výhřevnost paliva
k	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Součinitel přestupu tepla
l	[m]	Charakteristický rozměr
m	[-]	Parametr hoření
m	[-]	Výpočetní konstanta
m_B	[kg]	Množství paliva
$m_B(\varphi)$	[kg]	Hmotnost paliva, které shořelo za uplynulý čas
n	[s ⁻¹]	Otáčky motoru
n	[-]	Výpočetní konstanta
Nu	[-]	Nusseltovo číslo
p	[Pa]	Tlak ve válci
p_0	[Pa]	Kompresní tlak
p_I	[Pa]	Tlak na začátku komprese
Pr	[-]	Prandtlovo číslo
Q	[W]	Tepelný tok
Q_B	[J]	Množství uvolněného tepla
Q_W	[W]	Odvedený tepelný tok
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
T	[K]	Teplota plynů
$t(\varphi)$	[s]	Uplynulý čas
T_I	[K]	Teplota na začátku komprese
t_H	[s]	Celková doba hoření
T_W	[K]	Teplota stěn válce
V_I	[m ³]	Objem na začátku komprese

V_z	$[\text{m}^3]$	Zdvihový objem
w	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	Rychlost pohybu plynu
w_v	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	Složka rychlosti způsobená vlivem hoření paliva
x	$[-]$	Bezrozměrná veličina
y	$[-]$	Bezrozměrná veličina
α	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	Součinitel přestupu tepla
η	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}]$	Dynamická viskozita plynu
η_{CH}	$[\%]$	Chemická účinnost spalování
λ	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	Tepelná vodivost plynu
ρ	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	Hustota
φ	$[\text{°}]$	Úhel natočení klikové hřídele
ω	$[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$	Úhlová rychlost klikového hřídele