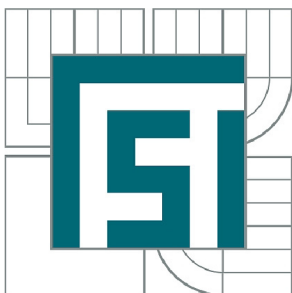




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH PLNICÍHO SYSTÉMU MOTORU S UVAŽOVÁNÍM RECIRKULACE VÝFUKOVÝCH PLYNŮ

PROPOSAL OF ENGINE INTAKE SYSTEM WITH EXHAUST GASES RECIRCULATION

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. FRANTIŠEK VOJKŮVKA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. RADIM DUNDÁLEK, Ph.D.

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2009/2010

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. František Vojkůvka

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

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

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

Návrh plicního systému motoru s uvažováním recirkulace výfukových plynů

v anglickém jazyce:

Proposal of Engine Intake System with Exhaust Gases Recirculation

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Osvojení pojmů zadaného tématu. Analýza současného konstrukčního řešení. Návrh nového tvaru ejektoru se zvýšeným podtlakovým účinkem.

Cíle diplomové práce:

Optimalizace podtlakové funkce ejektoru pomocí dostupných výpočetních metod.

Seznam odborné literatury:

- [1] Exhaust Systems for Motor Vehicles : Catalytic Converters for Otto Cycle Engines. Landsberg/Lech : Verlag Moderne Industrie, 2001. 70 s.
- [2] HEISLER, Heinz. Advanced Engine Technology. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2002. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.
- [3] STONE , Richard. Introduction to Internal Combustion Engines. 3rd edition. Hampshire : Palgrave, 1999. 641 s. ISBN 0-333-74013-0.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Radim Dundálek, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/2010.

V Brně, dne 25.11.2009

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Anotace

Cílem diplomové práce je optimalizace podtlakové funkce ejektoru s využitím počítačové dynamiky tekutin neboli CFD. Ejektor je vřazen do plnicího systému šestiválcového vznětového motoru pro zvýšení tlakového spádu systému recirkulace výfukových plynů. Je provedena analýza současného konstrukčního řešení a následně návrh nového tvaru ejektoru se zvýšeným podtlakovým účinkem. Úvodní část práce je věnována problematice emisí vznětových motorů a prostředkům pro snižování emisí ve výfukových plynech se zaměřením na systém recirkulace výfukových plynů.

Klíčová slova

Ejektor, plnicí systém motoru, recirkulace výfukových plynů, tlakový spád, proudění, CFD

Annotation

The object of the diploma thesis is to optimize vacuum function of the ejector using computational fluid dynamics, or CFD. The ejector is inserted to the intake system of the six - cylinder diesel engine to increase the pressure gradient of the exhaust gas recirculation system. The analysis of the current design solution is performed and then the ejector with the new shape affording higher vacuum effect is proposed. The introductory part is devoted to the questions of diesel engines emissions and technology to reduce emissions in the exhaust system focused on the EGR.

Keywords

Ejektor, engine intake system, exhaust gas recirculation, pressure gradient, flow, CFD

Bibliografická citace

VOJKŮVKA, F. *Návrh plnicího systému motoru s uvažováním recirkulace výfukových plynů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 94 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že tuto diplomovou práci *Návrh plicího systému motoru s uvažováním recirkulace výfukových plynů* jsem vypracoval a napsal samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce Ing. Radima Dundálka, Ph.D. a uvedl v seznamu všechny zdroje.

.....

Bc. František Vojkůvka

V Brně dne 15. května 2010

Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Radimu Dundálkovi, Ph.D. za podporu, rady a věcné připomínky k této diplomové práci. Dále děkuji Ing. Jiřímu Hejčíkovi, Ph.D. za odbornou pomoc v oblasti CFD a problematice proudění.

Obsah

Obsah	8
1 Úvod	10
2 Složení výfukových plynů	11
2.1 Charakteristika škodlivých složek výfukových plynů	11
2.2 Legislativní opatření omezující emise výfukových plynů	13
2.3 Snižování emisí vznětových motorů	15
3 Aktivní prostředky	16
3.1 Tvorba směsi vznětového motoru	16
3.2 Vstřikování paliva	17
3.3 Intenzita víření náplně.....	18
3.4 Přepřehování	19
3.4.1 Regulace plnicího tlaku odpouštěním výfukových plynů před turbínou	20
3.4.2 Regulace plnicího tlaku natáčením lopatek statoru turbíny	21
3.4.3 Dvoustupňové přepřehování	22
4 Pasivní prostředky	23
4.1 Oxidační katalyzátor	23
4.2 Filtr pevných částic	24
4.2.1 Systém s aditivem	26
4.2.2 Systém bez aditiva	27
4.2.3 Systém se vstřikovačem nafty ve výfukovém potrubí	28
4.3 Recirkulace výfukových plynů	29
4.3.1 Vysokotlaká recirkulace výfukových plynů	30
4.3.1.1 EGR výměníky.....	32
4.3.1.2 Problémy související s vysokotlakým EGR systémem.....	33
4.3.2 Nízkotlaká recirkulace výfukových plynů	34
4.4 Selektivní katalytická redukce	35
4.5 Zásobníkový katalyzátor NO _x	37
5 Shrnutí získaných poznatků a budoucí vývoj	39
6 Šestiválcový motor a seznámení s řešenou problematikou	40
6.1 EGR systém šestiválcového motoru	41
6.2 Cíle diplomové práce	43
7 CFD simulace proudění	43
7.1 Vytvoření modelu pro CFD simulace	43
7.2 Vytvoření CFD modelu.....	45
7.2.1 Import modelu.....	46
7.2.2 Vytvoření sítě.....	46
7.2.3 Nastavení typu úlohy a okrajových podmínek.....	47
7.2.4 Výpočet a postprocessing.....	48
8 Analýza současného konstrukčního řešení ejektoru	49
8.1 CFD simulace pro otáčky 1480 min ⁻¹ (bez tlakové ztráty výměníku)	50
8.2 CFD simulace pro otáčky 1480 min ⁻¹ (s tlakovou ztrátou výměníku)	57
8.3 CFD simulace pro otáčky 1480 min ⁻¹ bez zasahující trubičky	58
8.4 CFD simulace pro 1480 min ⁻¹ a určení optimální tlakové ztráty EGR výměníku	61
8.5 CFD simulace pro otáčky 1480 min ⁻¹ a o 30 °C nižší teplotu spalin	62
8.6 CFD simulace pro otáčky 2200 min ⁻¹ (bez tlakové ztráty výměníku)	64
8.7 CFD simulace pro otáčky 2200 min ⁻¹ a 25 % hmotnostní tok EGR	65

8.8 Rovnoměrnost promíchání plnicího vzduchu se spalinami	67
9 Návrhy nových tvarů ejektoru	69
9.1 Nejmenší průměr ejektoru 45 mm (bez zasahující trubičky)	70
9.2 Nejmenší průměr ejektoru 35 mm (bez zasahující trubičky)	72
9.3 Nejmenší průměr ejektoru 45 mm včetně zasahující trubičky	74
9.4 Upravený tvar ejektoru s průměrem 45 mm a zasahující trubičkou.....	75
10 Jednorozměrný analytický výpočet zúžení ejektoru	82
11 Alternativní řešení pro zajištění tlakového spádu systému EGR	85
12 Závěr	87
13 Seznam použitých zdrojů	89
14 Seznam použitých jednotek a veličin	91
15 Seznam obrázků.....	92
16 Seznam tabulek.....	94
17 Seznam grafů	94

1 Úvod

Vozidlové motory emitují ve svých výfukových plynech značné množství škodlivých a mutagenních látek, které negativně ovlivňují životní prostředí, lidský organismus a narušují biologickou rovnováhu. Automobilová doprava je významný zdroj podílející se na znečištění ovzduší a proto je již od sedmdesátých let 20. století snaha toto znečišťování co nejvíce omezit. Zvláště v poslední době významně sílí ekologické uvědomění a mezní hodnoty zdraví škodlivých látek, produkovaných spalovacími motory, striktně limitují legislativní opatření. Maximální hodnoty emisí ve výfukových plynech se plánovitě a cíleně snižují a dle mého názoru jsou právě legislativní kroky hnací silou neustálého vývoje spalovacích motorů a zvyšování jejich účinnosti. Požadavky na moderní motor se rovněž neustále stupňují. Kromě plnění emisních norem dále rostou nároky na výkon, spotřebu paliva a také hlučnost.

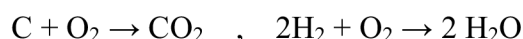
Cestou vedoucí k dosažení uvedených požadavků je optimalizace spalovacího procesu motoru a současně také vývoj prostředků podílejících se na redukci emisí škodlivin ve výfukových plynech. Směr, kterým se pokrok v oblasti snižování emisí ubírá, je nepřímo určován legislativně stanovenými mezními hodnotami škodlivin.

Způsoby a prostředky snižování emisí jsem důkladně rozebral v rešeršní části této práce a hlavní pozornost jsem zaměřil na systém recirkulace výfukových plynů. Těžištěm práce je následně zvýšení tlakového spádu systému recirkulace spalin u vyvíjeného šestiválcového motoru návrhem vhodného tvaru ejektoru. Při řešení problematiky proudění ejektorem využívám simulace počítačové dynamiky tekutin.

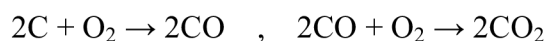
CFD simulace jsou, v oblasti vývoje spalovacích motorů a vozidel obecně, silný nástroj počítačového navrhování, který umožňuje zkracovat čas vývoje nového produktu a současně snižovat finanční náklady. Kromě použití při návrhu sacího, výfukového systému a spalovacího prostoru motoru, se CFD simulace uplatňují v oblasti aerodynamiky vozidel a vývoji chladicích, ventilačních a klimatizačních zařízení.

2 Složení výfukových plynů

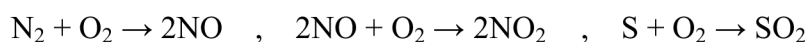
Výfukové plyny a emise škodlivých látek v nich obsažených vznikají při spalování paliva ve válcích motoru. Palivo, zatím převážně fosilního původu, se skládá ze směsi uhlovodíkových řetězců s různou strukturou a délkou. Hoření paliva je svou podstatou oxidační proces, kdy molekuly paliva reagují s kyslíkem z nasávaného vzduchu. Produkty reakce jsou oxid uhličitý (CO₂), vodní pára (H₂O) a hlavně energie, která se uvolňuje ve formě tepla a světla. Podmínkou dokonalého spálení vstříkovaného paliva je průběh oxidační reakce u všech atomů uhlíku a vodíku. [4]



Spalování však není nikdy dokonalé a ve výfukových plynech jsou v jistém množství přítomny i meziprodukty oxidace paliva. Příčinou nedokonalého spalování je existence míst ve spalovacím prostoru s nedostatkem kyslíku a produkty nedokonalého spalování jsou oxid uhelnatý (CO), uhlovodíky z nespáleného nebo částečně spáleného paliva (HC) a částice sazí, které jsou tvořeny uhlíkem. Tyto látky lze dodatečně rovněž spálit. [4]



V palivu se v minimálním množství vyskytuje i síra, která reaguje s kyslíkem za vzniku oxidu siřičitého (SO₂). Také dochází za vysokých spalovacích teplot a tlaků k reakci vzdušného dusíku s kyslíkem a vzniku oxidu dusnatého a dusičitého. Složení výfukových plynů vznětového motoru je v **tabulce 1**. Vznik a množství emisí škodlivých látek ve spalínách závisí na průběhu spalování a fyzikálně-chemických vlastnostech paliva. [4]



Koncentrace škodlivých látek ve výfukových plynech se udává v objemových procentech nebo v jednotkách ppm. Emisní hodnoty produkovaných škodlivin se potom uvádějí podle účelu v jednotkách g/km, g/kWh, g/m³, g/kg paliva nebo g/test.

Tab. 1: Složení výfukových plynů vznětového motoru [11]

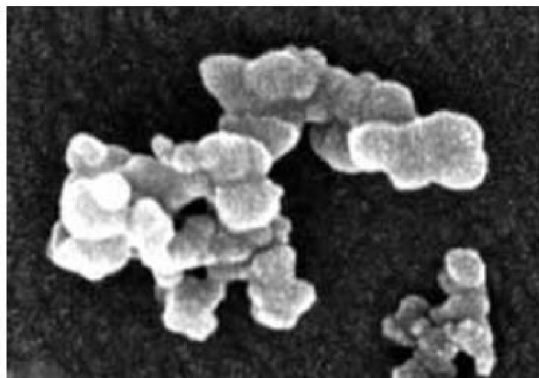
Dusík (N ₂) [%]	Kyslík (O ₂) [%]	Voda (H ₂ O) [%]	Oxid uhličitý (CO ₂) [%]	Oxid uhelnatý (CO) [%]
76 - 77	2,0 - 18,0	0,5 - 4,0	1,0 - 10,0	0,0 - 0,5
Oxidy dusíku (NO _x) [%]	Uhlovodíky (HC) [%]	Oxid siřičitý (SO ₂) [%]	Částice sazí (PM) [g.m ⁻³]	
0,002 - 0,5	0,01 - 0,5	0,1 - 0,4	0,01 - 1,1	

2.1 Charakteristika škodlivých složek výfukových plynů

Pevné částice

Částice, označované jako PM (z angl. Particular Matter), lze charakterizovat jako látky pevného skupenství, které se však až do teploty 52° C mohou vyskytovat také ve skupenství kapalném. Rozměr částic je větší než řádový rozměr molekul, mají tedy průměr větší než 0,0002 μm. Částice vznikají otěrem, drcením, erozí, kondenzací a také nedokonalým spalováním při nedostatku kyslíku. Složení částic je tedy velmi různorodé a jsou tvořeny mnoha chemickými sloučeninami. Největší zastoupení ve výfukových plynech vznětových

motorů mají částice sazí (**obr. 1**). Jejich základ a současně největší podíl tvoří jádro ze sazí, což jsou kuličky z čistého uhlíku nejčastěji o průměru cca 0,05 μm . Saze jsou produkty nedokonalého spalování. Jejich vznik, hmotnost a počet v jakém budou vznikat závisí hlavně na průběhu tvoření směsi a průběhu spalovacího procesu. Na saze se nabalují převážně polyaromatické uhlovodíky, které pochází z nespáleného paliva, oleje a také ze sloučenin vznikajících během spalování. Dále se na saze sorbuje voda, kovový otěr vytvářený v důsledku opotřebení pístní skupiny a válců, různé oxidy kovů a jemné prachové částice, které prošly vzduchovým filtrem. Částice rovněž obsahují karbon, který se uvolnil ze spalovacího prostoru, síru a siřné sloučeniny pocházející z paliva (oxid siřičitý SO_2 , kyselina sírová H_2SO_4) a mohou se zde také vyskytovat i zbytky aditiv olejů. Přesné složení částic závisí na technologii motoru, provozních podmínkách a kvalitě paliva. Souhrnně se všechny tyto látky projevují jako černé pevné částice s různou velikostí (od jednotek nm po 150 nm) a hmotností. Jejich přítomnost ve výfukových plynech je znatelná podle černého kouře, který je pro vznětové motory typický. Částice sazí jsou z hlediska účinků na lidské zdraví nebezpečné, neboť díky velké povrchové ploše, na kterou se vážou karcinogenní uhlovodíky, a malé hmotnosti, mohou pronikat při vdechnutí do nejjemnějších plicních tkání a tam zhoubně působit. [4, 9, 11, 22]



Obr. 1: Typická částice sazí, měřítko 1 000 000 : 1 [9]

Oxid uhelnatý (CO)

Oxid uhelnatý je produkt nedokonalého spalování a vzniká při hoření s nedostatkem kyslíku. Je to výbušný bezbarvý plyn bez chuti, zápachu a je považován za neškodlivější složku výfukových plynů. Díky přebytku vzduchu je obsah CO u vznětového motoru v porovnání se zážehovým motorem zhruba jen 10 %. Nebezpečnost oxidu uhelnatého pro člověka se projevuje při jeho vdechování. Oxid uhelnatý znesnadňuje přenos kyslíku krví tím, že se váže na hemoglobin, červené krevní barvivo, přednostněji a pevněji než kyslík. V krvi vznikne karboxylhemoglobin, který už kyslík nemůže vázat a při vysokých koncentracích CO se člověk udusí. [4, 11]

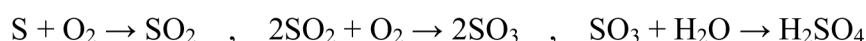
Uhlovodíky (HC)

Souhrnné označení uhlovodíky zahrnuje nespálené uhlovodíky z paliva, produkty jejich oxidace a uhlovodíky, které vznikly termochemickými reakcemi během spalování. Stejně jako CO vznikají HC při nedokonalém spalování. Jejich počet se ve výfukových plynech odhaduje na stovky. V místech s intenzivním slunečním zářením ($16 \text{ MJ/m}^2/\text{den}$) v oblasti ultrafialového pásma, se HC v dostatečné koncentraci společně s NO_x podílí na vzniku fotochemických smogových reakcí. Biologicky nejagresivnějším produktem smogových reakcí je pozemní

ozón (O₃). Ve výfukových plynech se z HC nejčastěji vyskytují formaldehyd, akrolein a aromatické uhlovodíky. Formaldehyd a akrolein se projevují dráždivými účinky a působí na centrální nervový systém člověka. Nejnebezpečnějšími jsou však polycyklické aromatické uhlovodíky, označované jako PAH, neboť u nich byly prokázány karcinogenní a mutagenní účinky. [4, 11]

Oxid siřičitý (SO₂)

Oxid siřičitý vzniká spalováním paliva s obsahem síry a je to bezbarvý štiplavě páchnoucí jedovatý plyn. V ovzduší pozvolna oxiduje vzdušným kyslíkem na oxid sírový (SO₃), který za přítomnosti vody reaguje na kyselinu sírovou (H₂SO₄). Ta je spolu s kyselinou siřičitou (H₂SO₃) příčinou kyselých dešťů. Množství oxidu siřičitého ve výfukových plynech není legislativně přímo omezeno, ale normami Evropské unie je stanoveno maximální množství síry v motorové naftě, což je od roku 2009 10 mg/kg. [4]



Oxidy dusíku (NO_x)

Oxidy dusíku je souhrnné označení pro oxid dusnatý (NO) a oxid dusičitý (NO₂). Za vysokých spalovacích teplot kolem 2000° C, vysokých tlaků a dostatku kyslíku ve spalovacím prostoru dochází k oxidaci vzdušného dusíku a vzniká oxid dusnatý. Další reakcí oxidu dusnatého s kyslíkem vzniká oxid dusičitý. Oxid dusnatý i dusičitý se vyskytují ve výfukových plynech současně a proto se pro ně používá společné označení s indexem „x“ a posuzují se komplexně. Toxičtější je však oxid dusičitý protože už při malých koncentracích snižuje obranyschopnost dýchacích cest vůči infekcím a způsobuje celkové zhoršení funkce dýchacích orgánů. Další nebezpečnost také spočívá v tom, že se společně s HC a NO_x podílí na vzniku fotochemických smogových reakcí. Oxidy dusíku také vedle oxidu siřičitého představují druhý nejzávažnější zdroj kyselých dešťů, protože reagují s vodou za vzniku kyseliny dusité (HNO₂). [4, 11]



Oxid uhličitý (CO₂)

Oxid uhličitý je nejedovatý plyn bez chuti a zápachu. Tvoří běžnou součást zemské atmosféry a vyskytuje se v ní s koncentrací zhruba 0,04 %. Oxid uhličitý není pro člověka nijak škodlivý, ale v poslední době se usiluje o snižování jeho koncentrace v ovzduší v souvislosti s globálním oteplováním planety. Oxid uhličitý se totiž podílí na vzniku skleníkového efektu. Množství oxidu uhličitého, emitovaného do ovzduší spalovacími motory, je přímo určeno spotřebou paliva. Snižování emisí CO₂ je tedy možné pouze snižováním spotřeby paliva motoru a je tedy značně problematické. [4]

2.2 Legislativní opatření omezující emise výfukových plynů

Množství škodlivých emisí ve výfukových plynech vozidel je legislativně omezeno normami Evropské unie. Každé nově vyrobené vozidlo, které je určeno pro provoz v členských státech Evropské unie, musí splňovat z hlediska emisí příslušnou normu. Emisní normy jsou rozděleny podle hmotnosti vozidla na jednotlivé kategorie a určují maximální přípustné hodnoty emisí oxidu uhelnatého, uhlovodíků, oxidů dusíku a částic. Pro osobní vozidla, tedy

kategorii M, se normy označují jako Euro 1 - 6, pro užitková a nákladní vozidla potom Euro I - VI. V současné době jsou platné normy Euro 5 a Euro V, které vešly v platnost 1.9. 2010. V **tabulce 2** jsou emisní hodnoty jednotlivých norem Euro pro osobní vozy.

Tab. 2: Hodnoty emisních limitů Euro pro vznětové motory osobních vozidel [25]

Název	Platnost	CO [g/km]	NO _x [g/km]	HC+NO _x [g/km]	PM [g/km]
Euro 1	1993	2,72	-	0,97	0,14
Euro 2	1996	1,00	-	0,90	0,10
Euro 3	2000	0,64	0,50	0,56	0,05
Euro 4	2005	0,50	0,25	0,30	0,025
Euro 5	2010	0,50	0,18	0,23	0,005
Euro 6 (návrh)	2014	0,50	0,08	0,17	0,005

Z porovnání maximálních hodnot emisí norem Euro je zřetelný trend postupného a cíleného zpříšňování těchto hodnot. Rozdíl mezi normami Euro 5 a Euro 4 v povolené mezní obsahu částic (PM) je pětinašobný a normu Euro 5 lze plnit pouze s použitím filtru pevných částic.

Tab. 3: Hodnoty emisních limitů norem Stage pro vznětové motory [15]

Power P _n kW	NO _x g/kWh	HC g/kWh	CO g/kWh	Particulates g/kWh	Date*
	NO _x + NMHC				
Stage I					
37 ≤ P _n < 75	9.2	1.3	6.5	0.85	Apr 99
75 ≤ P _n < 130	9.2	1.3	5.0	0.70	1999
130 ≤ P _n ≤ 560	9.2	1.3	5.0	0.54	1999
Stage II					
18 ≤ P _n < 37	8.0	1.5	5.5	0.8	2001
37 ≤ P _n < 75	7.0	1.3	5.0	0.4	2004
75 ≤ P _n < 130	6.0	1.0	5.0	0.3	2003
130 ≤ P _n ≤ 560	6.0	1.0	3.5	0.2	2002
Stage III A					
19 ≤ P _n < 37	7.5		5.5	0.6	2007
37 ≤ P _n < 75	4.7		5.0	0.4	2008
75 ≤ P _n < 130	4.0		5.0	0.3	2007
130 ≤ P _n ≤ 560	4.0		3.5	0.2	2006
Stage III B					
37 ≤ P _n < 56	4.7		5.0	0.025	2013
56 ≤ P _n < 75	3.3	0.19	5.0	0.025	2012
75 ≤ P _n < 130	3.3	0.19	5.0	0.025	2012
130 ≤ P _n ≤ 560	2.0	0.19	3.5	0.025	2011
Stage IV					
56 ≤ P _n < 130	0.4	0.19	5.0	0.025	Oct 2014
130 ≤ P _n ≤ 560	0.4	0.19	3.5	0.025	2014

Kromě norem Euro se také používají pro kategorii Nonroad normy Stage 1 - 4. Kategorie Nonroad zahrnuje především traktory, mobilní pracovní stroje a průmyslové motory. Normy Stage jsou ustanoveny direktivou Evropské unie 97/68/EC a jsou ekvivalentní normám Tier 1 - 4, platných ve Spojených státech amerických. Hodnoty emisí vznětových motorů

jednotlivých norem Stage jsou v **tabulce 3**. V současné době je platná norma Stage 3A. Hodnoty emisí normy neuvádí v g/km ale v g/kWh a vozidla, případně pracovní stroje jsou rozdělena do kategorií podle výkonu motoru. [15]

Normy Euro a Stage omezují množství škodlivých emisí ve výfukových plynech přímo. Druhotné omezení emisí, tedy nepřímé, je stanoveno normami, které definují limitní složení paliva. Vlastnosti paliva se rovněž bezpochybně podílí na množství emisí škodlivin a zanedbatelný také není vliv složení paliva na výkonové a ekonomické parametry motoru. Normy stanovují například cetanové číslo nafty, mezní obsah síry a jiné vlastnosti. Od roku 2009 je povoleno maximálně 10 mg síry v 1 kg nafty.

V poslední době je snaha mimo snižování emisí toxických látek (CO, NO_x, HC a PM) omezit také produkci oxidu uhličitého. Oxid uhličitý je totiž podle Kjótského protokolu jeden z šesti plynů, který se podílí na vzniku skleníkového efektu a s ním souvisejícího globálního oteplování. Produkce CO₂ zatím ještě není definitivně normami Evropské unie omezena, ale podle návrhů Evropské komise by od roku 2012 měla vejít v platnost přísná regulační opatření povolující 120g CO₂ na 100 km. Uvedená hodnota by měla platit vždy pro celou automobilku a její překročení chce Evropská komise postihovat přísnými finančními sankcemi. Pro automobilky však není jednoduché navrhovanou hodnotu splnit, neboť produkce CO₂ je přímo úměrná objemu spotřebovaného paliva a u nových vozů se v průměru hodnota CO₂ pohybuje okolo 160 g/100 km. [25]

2.3 Snižování emisí vznětových motorů

Snížení emisí škodlivin ve výfukových plynech na přijatelné hodnoty, respektive na hodnoty stanovené aktuálními legislativními opatřeními, lze realizovat více způsoby. Hlavní pozornost je u vznětových motorů zaměřena na emise částic a jejich snížení je rozhodující otázkou, stejně tak jako snížení emisí oxidů dusíku NO_x. Současně s redukcí emisí škodlivin pokračuje trend snižování množství vypouštěného oxidu uhličitého a s ním související spotřeby paliva.

Podle polohy, kde prostředky pro snižování emisí působí, můžeme tyto prostředky rozdělit na aktivní a pasivní. Pasivní prostředky zmenšují obsah vzniklých škodlivin ve výfukových plynech a jsou tedy umístěny za motorem, ve výfukovém traktu. Aktivní prostředky potom působí přímo při spalovacím procesu. Pro dosažení maximální účinnosti eliminace jednotlivých složek emisí je nutné aplikovat současně prostředky pasivní i aktivní.

Aktivní prostředky

Princip aktivních prostředků je založen na optimalizaci procesu přípravy směsi a spalování. Vzhledem k tomu, že v současné době neustále rostou požadavky na výkon motoru, spotřebu paliva, emise výfukových plynů a také hlučnost, je právě optimalizace přípravy směsi klíčovým předpokladem pro jejich splnění. Čím je směs kvalitnější, tím dochází k rovnoměrnějšímu spalování, zvyšuje se účinnost paliva a klesá jeho spotřeba, emise částic a HC. Na druhou stranu s sebou přináší kvalitnější směs vyšší teploty spalování a tedy i větší produkci emisí NO_x. Mechanismus vzniku emisí NO_x totiž funguje opačně než u částic a proto je nutné emise NO_x snižovat současně dalšími prostředky úpravy spalin.

Dále v práci jsem rozebral způsob tvoření směsi, její vznícení a také nejpodstatnější činitele, kteří průběh tvoření směsi a vznícení ovlivňují. Jedná se o vstřikovací zařízení, jeho provozní

parametry a způsob řízení, přeplňování, tvar spalovacího prostoru, tvar sacích a výfukových kanálů, druh a časování rozvodu, kompresní poměr a jiné. Přesný vliv jednotlivých uvedených součástí na množství emisí lze mnohdy jen ztěžka specifikovat a výsledná konstrukční řešení na konkrétních pohonných jednotkách jsou dána určitým kompromisem mezi výkonem, cenou, spotřebou paliva a množstvím emisí. [11]

Pasivní prostředky

Pasivní prostředky snižují obsah škodlivin ve výfukových plynech, které již byly motorem vyprodukovány. Hlavní pasivní prostředky jsou:

- oxidační katalyzátor, který snižuje množství emisí CO a HC
- filtr pevných částic, který zachytává pevné částice
- zařízení pro redukci emisí NO_x (systém recirkulace výfukových plynů, systém SCR a zásobníkový katalyzátor NO_x)

Pro splnění současných emisních limitů (Euro 5, Stage 3A) je podle potřeby vhodné použití oxidačního katalyzátoru, filtru pevných částic a také některé z uvedených technologií pro snížení emisí NO_x. Nejvíce rozšířený je systém recirkulace výfukových plynů, který by také mohl být zařazen mezi prostředky aktivní, neboť ovlivňuje proces spalování.

3 Aktivní prostředky

3.1 Tvorba směsi vznětového motoru

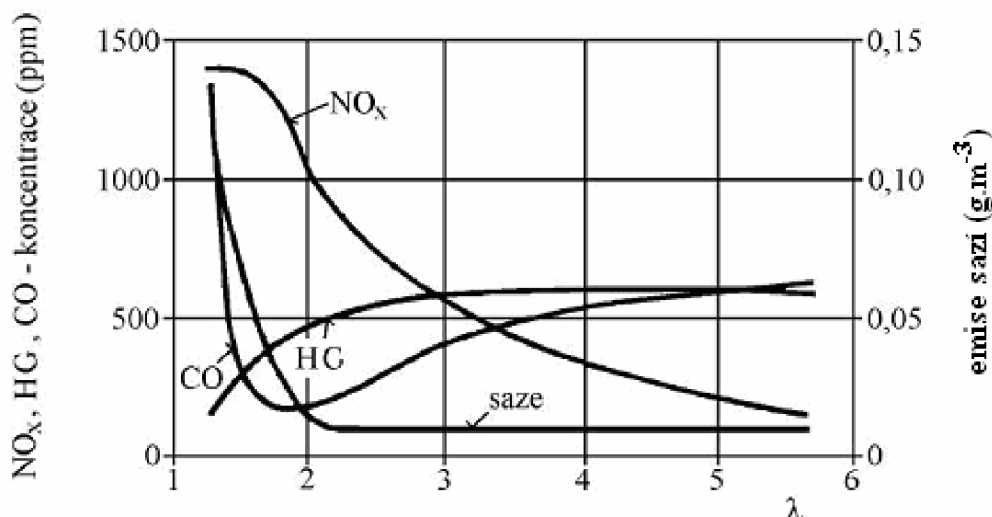
U vznětových motorů je typická kvalitativní regulace výkonu, tedy odměřování paliva v širokém rozmezí směšovacího poměru palivo – vzduch. Vznik směsi probíhá ve válci a existují dva způsoby tvoření směsi. Přímý vstřík paliva do kompaktního spalovacího prostoru vytvořeném ve dnu pístu a vstřík do komůrky, používaný u motorů s děleným spalovacím prostorem. Moderní vznětové motory používají výhradně přímé vstříkování paliva neboť je tento způsob efektivnější a výrazně ekonomičtější. Kvůli nižší odpařivosti je palivo vstříkováno do spalovacího prostoru na konci kompresního zdvihu a v důsledku vysoké teploty stlačeného vzduchu (800 až 900 °C) se jemně rozprášené palivo odpaří, vytvoří se vzduchem hořlavou směs a vznítí se. Ke vznícení dochází téměř okamžitě a palivo hoří blízko horní úvratí, ale také je potřeba respektovat meze zápalnosti paliva. Navíc celý proces probíhá během 20 – 30° otočení klikové hřídele, z čehož vyplývají obtížné podmínky pro vznik směsi. Směs paliva a vzduchu má být v ideálním případě homogenní. Právě z důvodu její nehomogenity, což znamená výskyt míst ve spalovacím prostoru s nedostatkem kyslíku, pracují vznětové motory s přebytkem vzduchu. Minimálně tedy s $\lambda = 1.4$, což je mez kouření při plném zatížení motoru. Na **obrázku 2** je závislost emisí škodlivých složek výfukových plynů na směšovacím poměru λ . [1, 4]

Rozhodující vliv na tvoření směsi a průběh spalování mají následující činitelé:

- 1) Provedení vstříkovacího zařízení a jeho řízení. Pro vznik směsi je určující:
 - doba vstříku a průběh vstříku
 - počátek vstříku
 - vstříkovací tlak
 - rozdělení paliva po spalovacím prostoru (počet paprsků, jejich průřez a směr)
 - množství vstříknutého paliva
- 2) Intenzita víření náplně realizována tvarováním sacích kanálů a spalovacího prostoru.

3) Množství vzduchu a jeho teplota. Pozitivně se zde uplatňuje přeplňování.

Kompresní poměr je také důležitý faktor, kterým lze ovlivnit teplotu spalování a tedy emise NO_x . Snížením kompresního poměru lze na jednu stranu dosáhnout poklesu spalovací teploty a emisí NO_x , ale na druhou stranu poklesne termická účinnost oběhu motoru a zhorší se spouštění motoru v chladných podmínkách. Moderní vznětové motory koncernu VW používají kompresní poměr podstatně nižší (zhruba 16 : 1) než starší koncernové motory (zhruba 18.5 : 1) a vykazují menší emisní hodnoty NO_x .



Obr. 2: Závislost nebezpečných složek spaliny na součiniteli přebytku vzduchu [11]

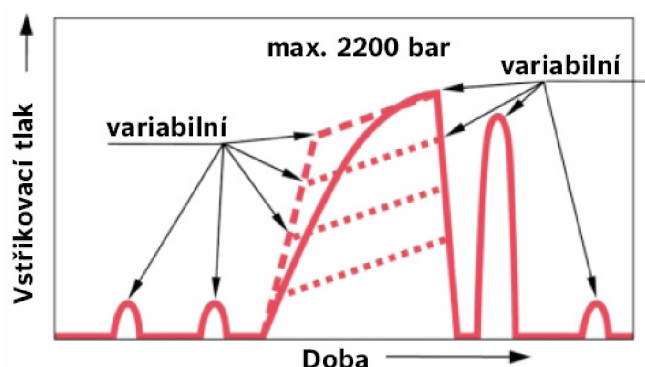
3.2 Vstřikování paliva

Předpokladem účinného spalování je vznik homogenní směsi vzduchu a paliva, které musí být rozprašeno co nejjemněji. Zapotřebí je tedy výkonné vstřikovací zařízení, které pracuje s vysokými vstřikovacími tlaky a umožňuje přesně regulovat počátek vstřiku a množství paliva. Důležité je rovněž geometrické provedení vstřikovacích otvorů. Vstřikovaný paprsek paliva musí dosáhnout i do těch nejvzdálenějších míst spalovacího prostoru, ale nesmí dopadat na povrch stěn, což by vedlo k vysokým emisním hodnotám HC a sazí. Pro dobré využití vzduchu je rovněž nutné použít trysky s více otvory (nejčastěji 4 až 8), zajistit usměrněný pohyb náplně a přizpůsobit tvar vstřikovaného paprsku kompresnímu prostoru. [1]

Počátek a průběh vstřiku mají také značný vliv na emise výfukových plynů a spotřebu paliva a odchylka od optimálních hodnot, byť nepatrná, znamená větší množství emisí, hlučnější spalování a vyšší spotřebu. Opoždění počátku vstřiku snižuje množství emisí NO_x vlivem nižší spalovací teploty cyklu a způsobuje nárůst teploty výfukových plynů, což se využívá pro regeneraci filtru pevných částic. Zpoždění o 2° otočení klikové hřídele znamená zvětšení teploty spaliny o 20 °C. Po určité hodnotě úhlu zpoždění však dochází k prudkému nárůstu emisí HC a sazí. Dřívější vstřik naopak způsobuje zvýšení špičkového tlaku ve válci. [1]

Pro dosažení co nejkvalitnějšího průběhu spalování, je také zapotřebí hmotnostní tok vstřikovaného paliva regulovat. Před hlavním vstřikem je nutné provést předvstřik, což je malé množství paliva vstříknuté pod malým tlakem. Palivo se vznítí a způsobí nevýrazné zvýšení tlaku, ale především nárůst teploty ve spalovacím prostoru. Hlavní dávka paliva je

potom tedy dopravována při větší teplotě ve spalovacím prostoru a má menší průtah vznícení. Průtah vznícení lze popsat jako prodlevu mezi počátkem vstříku a hořením, doprovázeným pozorovatelným nárůstem tlaku. Pokud by bylo vstříknuto najednou větší množství paliva bez předvstříku, dojde ke skokovému zvýšení tlaku, což se negativně projevuje tvrdým chodem motoru a nárůstem emisí NO_x . Použití předvstříku tedy napomáhá ke zkrácení průtahu vznícení na minimum. Nárůst tlaku ve spalovacím prostoru bude pozvolný a důsledkem toho bude tišší spalování a dojde k redukce emisí NO_x . Na pozvolný průběh hoření, hlavně tedy v případě částečně homogenní směsi, má také kladný vliv recirkulace výfukových plynů. V případě, že došlo ke vstříknutí většího množství paliva, se toto palivo kvůli recirkulovaným spalinám nevznítí najednou a neshoří nedokonale. Průběh vstříkovacího tlaku musí rovněž stoupat, aby se zamezilo vzniku teplotních špiček, které podporují růst emisí NO_x . Na konci vstříku potom vstříkovací tlak musí rychle odpadnout a jehla co nejrychleji trysku zavřít. Tím se zamezí vniknutí větších kapiček paliva pod malým tlakem do spalovacího prostoru a následně jejich nedokonalému spálení. [1]



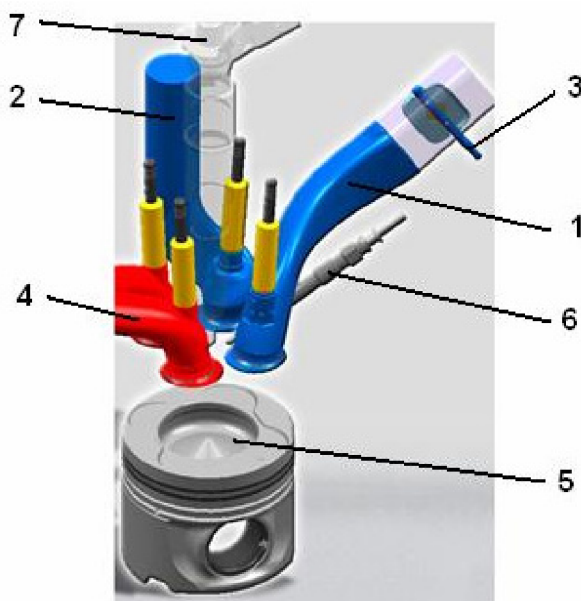
Obř. 3: Průběh vstříku paliva u systému Common Rail 3. generace [26]

Výše popsané požadavky na průběh a řízení vstříkování lze výborně realizovat pomocí vysokotlakého vstříkovacího systému Common Rail od firmy Bosch. Čtvrtá generace tohoto systému umožňuje dosahovat vstříkovací tlaky až 2500 barů a během cyklu lze palivo vstříknout až šestkrát. Po hlavní vstříkované dávce paliva, nabízí tento systém další dva vstříky, tzv. dostřiky (**obř. 3**), které se používají pro řízení regenerace filtru pevných částic zvýšením teploty výfukových plynů. Výhodou systému Common Rail je také programovatelná variabilita průběhu vstříkování v závislosti na provozním režimu motoru a snadná přizpůsobitelnost na různé motory. [26]

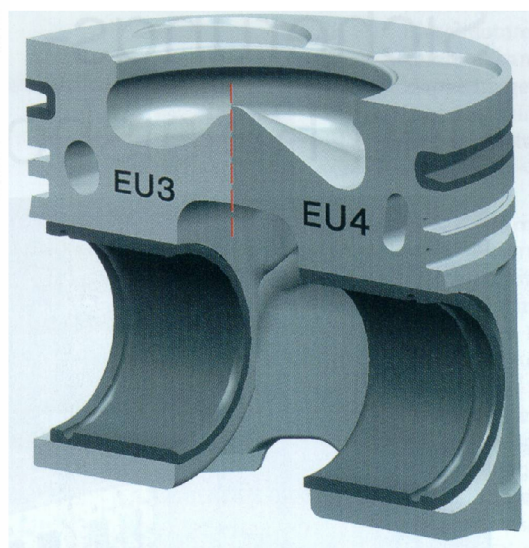
3.3 Intenzita víření náplně

Pro optimální průběh tvorby směsi a hoření je důležité, aby směs plnicího vzduchu během sání a komprese ve válci rotovala. Pohyb vzduchu totiž zajistí styk reagujících látek, tedy paliva a vzduchu a vyrovnává stejnoměrné rozložení teplot po stěnách spalovacího prostoru. Na druhou stranu je ale víření náplně spojeno se spotřebou energie a znamená větší tepelné ztráty. Důležité je rovněž usměrněný pohyb vzduchu sladit s průběhem vstříkování paliva. Nesmí totiž dojít ke zkřížení jednotlivých paprsků vstříkovaného paliva, protože by to vedlo ke vzniku nehomogenní směsi a znamenalo nárůst CO , HC a sazí. Z dlouhodobého hlediska se ukazuje jako nejvýhodnější kombinace u motorů s přímým vstříkem paliva použití dvou ventilů sacích a dvou výfukových na jeden válec. Vstříkovač se umísťuje centrálně symetricky nad střední prohlubni ve dně pístu. Vyvolání víření náplně se zajišťuje vhodným

tvarováním sacích kanálů v hlavě válců. Používají se spirálový vířivý a tangenciální sací kanál. Spirálový kanál umožňuje vytvoření intenzivního radiálního víru, avšak způsobuje nárůst odporu sání a potřebuje vyšší stavební výšku. Na **obrázku 4** je uspořádání sacích kanálů šestiválcového třilitrového motoru BMW, kde je použita kombinace přímého (pozice 1) a tangenciálního (2) sacího kanálu. Ve vysokých otáčkách a zatíženích motoru zajišťuje přímý kanál co nejlepší naplnění válce, tangenciální potom vhodné rozvíření náplně. V nízkých otáčkách a zatíženích je přímý kanál uzavřen klapkou (3) a vzduch proudí pouze tangenciálním, tím je rotace náplně umocněna. [1, 3, 19]



Obr. 4: Uspořádání sacích kanálů [19]



Obr. 5: Spalovací prostor ve dně pístu [19]

Legenda k obr. 4:

- 1) Přímý sací kanál, 2) Tangenciální kanál, 3) Klapka přímého kanálu, 4) Výfukové kanály,
- 5) Píst s optimalizovaným spalovacím prostorem, 6) Žhavicí svíčka, 7) Vstříkovač

Tvar spalovacího prostoru ve dně pístu hraje rovněž důležitou roli během přípravy náplně a průběhu hoření. V současné době se používají u přímého vstříkovaní výhradně prstencovité (toroidní) spalovací prostory. Tvar spalovacího prostoru také výrazně přispívá k tvorbě tangenciálního a radiálního víru na konci kompresního zdvihu, tedy během počátku vstříkovaní. Na **obrázku 5** je dobře zřetelné, jak se vyvíjel tvar spalovacího prostoru pro plnění emisních norem EURO 3 a 4. Pro zmenšení emisí je také důležité minimalizovat jalové objemy pístu, což jsou vybrání pro ventily a také volný prostor mezi pístem a válcem v rozmezí od prvního pístního kroužku až po hlavu motoru. V těchto místech totiž dochází k nedokonalému spalování.

3.4 Přeplňování

K přeplňování vznětových motorů se používají výhradně turbodmychadla poháněná výfukovými plyny a přeplňování může být realizováno jako jednostupňové, případně dvoustupňové. Účelem přeplňování je přivést ke spalování větší hmotnost vzduchu, což umožňuje zvýšit vstříkovanou dávku paliva. Z důvodu zvětšení objemové účinnosti motoru je plicí vzduch navíc ochlazován v mezichladiči umístěném za kompresorem, neboť během

stlačování vzduchu roste jeho teplota. V porovnání s motory s atmosferickým sáním mají motory přeplňované podstatně vyšší výkon při poměrně malém zvýšení spotřeby paliva a také menší množství emisí škodlivin ve výfukových plynech. Rostoucí plnicí tlak totiž způsobuje vyšší teploty spalování, což se kladně odráží na množství emisí CO, HC a sazí. Na druhou stranu však vyšší teploty ve spalovacím prostoru znamenají zvýšenou tvorbu oxidů dusíku. [1]

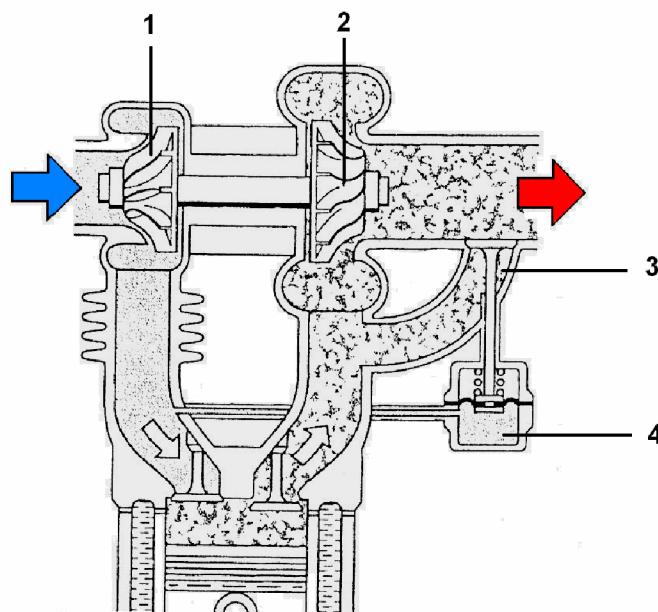
Z důvodu dosažení maxima točivého momentu již v nízkých otáčkách motoru a také omezení horní hranice plnicího tlaku v otáčkách vysokých, je nutné přeplňování regulovat. Limitní faktory přeplňování jsou maximální spalovací tlaky, teploty a také teploty výfukových plynů před turbínou. Nejčastější způsob regulace turbodmychadla se provádí:

- Odpouštěním výfukových plynů před turbínou.
- Natáčením lopatek statoru u turbodmychadla s variabilní geometrií.

Existují samozřejmě i další způsoby regulace, například regulace podporou elektrického pohonu, což bylo použito u motorů vozů BMW. Výše zmíněné způsoby regulace jsou však nejpoužívanější. [1, 2]

3.4.1 Regulace plnicího tlaku odpouštěním výfukových plynů před turbínou

Provedení regulace plnicího tlaku tímto způsobem je použito u turbodmychadla s pevnou geometrií turbínového kola. Turbína musí být navržena poměrně malá, aby při plném hmotnostním toku spalín při otáčkách počátku regulace, což mohou být otáčky nejvyššího točivého momentu, dodával kompresor maximální plnicí tlak. Takže v nízkých otáčkách je plnicí tlak zvyšován a po dosažení jeho mezní velikosti zabráňuje regulace dalšímu nárůstu a spaliny jsou odváděny obtokem mimo turbínu do výfukového systému. Regulace je řízena obtokovým ventilem, označovaným jako Waste-Gate, pomocí membrány s pružinou případně elektromagnetického ventilu a jeho činnost závisí na tlaku v plnicím nebo výfukovém potrubí. Obtokový ventil je obvykle klapkový a je součástí těla turbodmychadla. Na **obrázku 6** je turbodmychadlo s regulací plnicího tlaku ovládaného v závislosti na tlaku v plnicím potrubí. [1, 2]



Obr. 6: Turbodmychadlo s regulací odpouštěním výfukových plynů před turbínou [1]

Legenda k obr. 6:

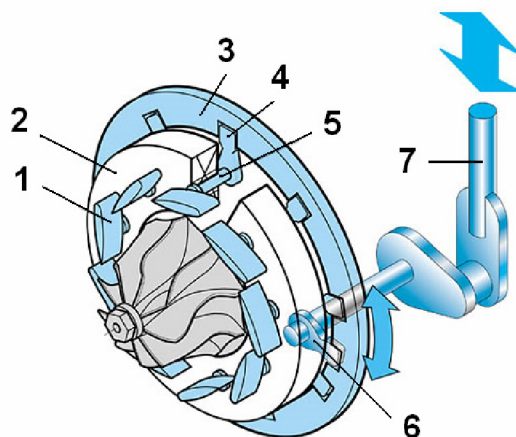
1) Kompresorové kolo turbodmyhadla, 2) Turbinové kolo, 3) Obtokový kanál, 4) Regulační ventil obtoku (Waste-Gate) ovládaný v závislosti na plnicím tlaku

3.4.2 Regulace plnicího tlaku natáčením lopatek statoru turbíny

Řízení plnicího tlaku natáčením vodících lopatek statoru turbíny se používá u turbodmyhadla s variabilní geometrií, označovaném jako VGT (Variable Geometry Turbocharger). Turbinou protéká při tomto způsobu regulace plný hmotnostní tok spalin a musí být tedy navržena na maximální průtok. Regulace je založena na principu rovnice kontinuity toku tekutin, podle které platí, že stejný objem proudí tím rychleji, čím je menší průtočný průřez potrubí. Změna průtočného průřezu je u variabilního turbodmyhadla pouze na straně výstupu ze statoru, u rotoru zůstává stejná. Současně s výstupním průřezem dochází ke změně velikosti a úhlu absolutní rychlosti. Tím, že je proud výfukových plynů lopatkami usměřován, pracuje turbína nezávisle na okamžitém objemu výfukových plynů, daným otáčkami motoru. Pro každý pracovní režim motoru je tedy možné nastavit vhodný plnicí tlak a v porovnání s turbodmyhadlem regulovaným obtokem, jsou s VGT dosaženy v dolním rozsahu otáček motoru větší hodnoty točivého momentu. [1,2]

Během práce motoru v nízkých otáčkách se pohyblivé lopatky natočí tak, aby zmenšily průtočnou plochu na výstupu ze statoru. Tím se urychluje proud spalin, který roztáčí turbínu na vyšší otáčky a roste plnicí tlak. V podstatě dochází ke škrcení proudu spalin, což má za následek zvýšení protitlaku ve výfukovém systému před turbínou. Ve vysokých otáčkách mají naopak výfukové plyny dostatečnou rychlost a krajní velikost plnicího tlaku nesmí být překročena. Výstupní průtočná plocha ze statoru se proto zvětšuje, aby plyny otáčely turbínou jen určitou rychlostí. Rychlost proudu spalin klesá stejně jako protitlak před turbínou. Během natáčení lopatek statoru je plnicí tlak a výkon turbíny udržován přibližně konstantní. [1, 2]

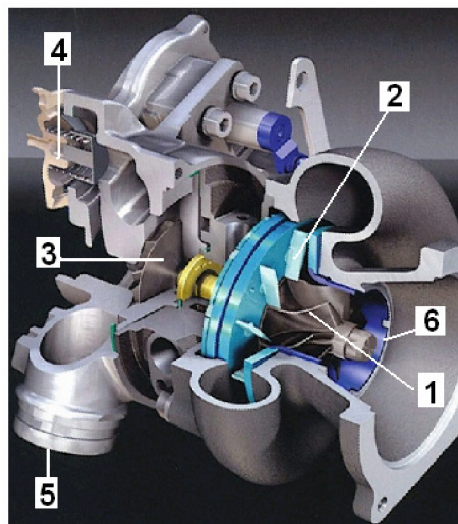
Míra natáčení lopatek statoru je určována řídicí jednotkou motoru prostřednictvím elektromagnetického ventilu plnicího tlaku. Vlastní natáčení lopatek je potom realizováno pomocí mechanismu s podtlakovým ovládním, případně elektromotorkem. Na **obrázku 7** je zobrazen mechanismus nastavování. Lopatky (pozice 1) jsou otočně uloženy a prostřednictvím vodících čepů (4) spojeny s nastavovacím kroužkem (3), jehož otáčením se jednoduše mění úhel lopatek. Nastavovací kroužek je následně přes ovládací mechanismus spojen s akčním členem. [1]



Obr. 7: Mechanismus nastavování lopatek rozváděcího kola turbíny [21]

Legenda k obr. 7:

- 1) Nastavitelná lopatka statoru, 2) Nosný kroužek, 3) Nastavovací kroužek, 4) Vodící čep, 5) Hřídel, 6) Vodící čep nastavovacího mechanismu, 7) Ovládací mechanismus



Obr. 8: Řez turbodmychadlem s variabilní geometrií [21]

Legenda k obr. 8:

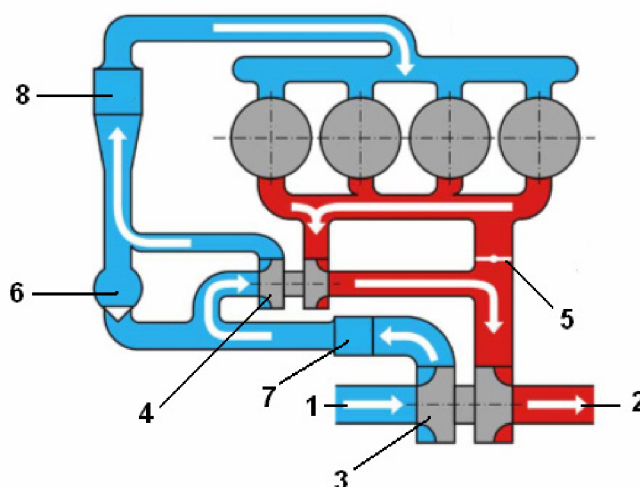
- 1) Turbínové kolo, 2) Nastavitelné lopatky statoru, 3) Kompresorové kolo, 4) Pneumatický akční člen ovládacího mechanismu, 5) Vstup nasávaného vzduchu, 6) Výstup spalin

3.4.3 Dvoustupňové přeplňování

Dvoustupňové přeplňování, známé rovněž pod označením Twin Turbo, umožňuje dodávat vyšší přetlak plnicího vzduchu do motoru než přeplňování pouze jedním turbodmychadlem a tím zvýšit účinnost motoru a střední efektivní tlak. Pro dosažení co největší účinnosti přeplňování je potřeba maximálně využít energii výfukových plynů a zároveň snížit práci potřebnou ke stlačení vzduchu, což je realizováno rozdělením expanze na turbíně a komprese na kompresorovém kole do dvou stupňů. Používají se dvě rozdílně velká turbodmychadla, která jsou zařazena sériově a regulovaná pomocí obtoku ovládaného klapkou. Pro dosažení optimální teploty plnicího vzduchu se rovněž používají dva mezichladiče, umístěné vždy za kompresorem. Existuje více variant, jak celý systém z konstrukčního hlediska zrealizovat. Může ale například vypadat tak, jako na **obrázku 9**.

Během práce motoru v nízkých otáčkách je klapka obtoku ve výfukovém potrubí (pozice 5) uzavřena. Celý proud spalin tedy prochází vysokotlakou turbínou (4), která má menší moment setrvačnosti, snáze dosáhne pracovních otáček a zajistí rychlý nárůst plnicího tlaku. Nízkotlaká turbína zatím nepřispívá ke zvyšování tlaku. Ventil v plnicím potrubí (6) je uzavřen a celé množství vzduchu proudí přes kompresor vysokotlakého turbodmychadla. S rostoucími otáčkami motoru se postupně obtok otevírá a výfukové plyny urychlují také nízkotlakou turbínu. Nasávaný vzduch je nejprve stlačen nízkotlakým kompresorem, ochlazen v mezichladiči (7), následně stlačen vysokotlakým kompresorem a finálně ochlazen v dalším mezichladiči (8). Po úplném otevření obtoku proudí výfukové plyny snadnější cestou přes nízkotlakou turbínu, jenž má menší protitlak. Nízkotlaký kompresor tedy poskytuje vyšší tlak plnicího vzduchu a proto se otevírá ventil obtoku nízkotlakého kompresoru v plnicím potrubí.

S rostoucími otáčkami motoru dochází ke kontinuálnímu předání expanzní práce z vysokotlaké do nízkotlaké turbíny. [1, 20]



Obr. 9: Schéma dvoustupňového přeplňování se sériově uspořádanými turbodmychadly [20]

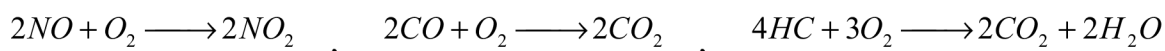
Legenda k obr. 9:

1) Vstup nasávaného vzduchu, 2) Výstup spalin, 3) Nízkotlaké turbodmychadlo, 4) Vysokotlaké turbodmychadlo, 5) Obtokový ventil ve výfukovém potrubí, 6) Obtokový ventil plnicího vzduchu, 7) Mezichladič nízkotlaký, 8) Mezichladič vysokotlaký

4 Pasivní prostředky

4.1 Oxidační katalyzátor

Vzhledem k tomu, že vznětové motory pracují s přebytkem vzduchu, což má za následek i trvalý přebytek vzduchu ve výfukových plynech, je možné k úpravě spalin použít pouze oxidační katalyzátor. Lze tedy účinně snížit pouze emise oxidu uhelnatého a nespálených uhlovodíků pomocí oxidace, za vzniku oxidu uhličitého a vodní páry. K redukci oxidů dusíku nedochází, pouze oxid dusnatý se mění na dusičitý. Eliminace emisí oxidů dusíku vyžaduje redukční atmosféru tvořenou CO, HC nebo vodíkem, což u vznětového motoru nelze zajistit. Proto se pro snížení NO_x používají jiné prostředky.



Z konstrukčního hlediska je katalyzátor tvořen obalem z nerezového plechu a nejčastěji keramického nosiče, který je protažen množstvím drobných kanálků, jimiž proudí výfukové plyny. Keramické těleso nosiče je křehké a proto je mezi ním a obalem ještě elastická vložka ke kompenzaci tepelných dilatací. Na povrchu kanálků je mezivrstva oxidu hlinitého (Al_2O_3) pro zvětšení povrchové plochy a na ní vrstva ušlechtilého kovu platiny (Pt) a paladia (Pd). Tyto kovy působí jako katalyzátory a snižují aktivační energii reakcí, čímž je urychlují. Účinnost snížení emisí CO je zhruba 50 – 60 % a HC 30 – 50 %. Oxidační katalyzátor je v systému výfukového traktu vřazen nejbližše motoru a ostatní prostředky úpravy spalin se umísťují až za ním. Správně by se mělo používat označení oxidační katalytický konvertor,

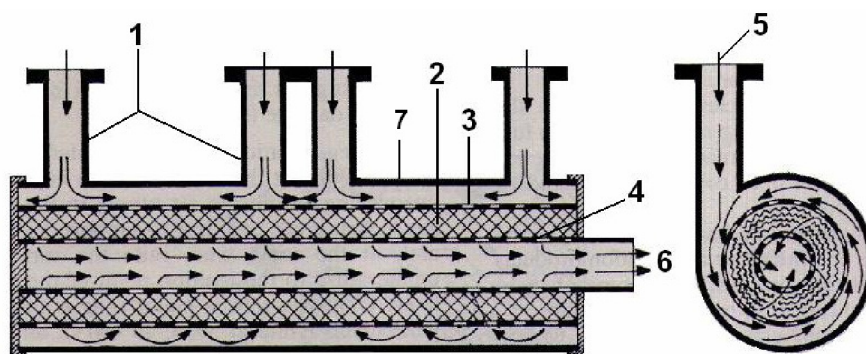
neboť katalyzátor je pouze prvek ovlivňující průběh reakce, ale označení katalyzátor pro celek je z dlouhodobého hlediska používané a zažité. [1,4]

4.2 Filtr pevných částic

Emise částic ve výfukových plynech lze účinně snížit pomocí filtru pevných částic. V češtině není zavedeno jednotné označení pro toto zařízení a proto se lze setkat s výrazy jako filtr pevných částic, částicový filtr, zachycovač částic, případně jinými. Označuje se většinou jako DPF (z německého názvu Diesel Partikel Filter) nebo v případě koncernu PSA jako FAP (z franc. Le Filtre à Particules). Právě koncern PSA použil jako první v roce 2000 částicový filtr u sériově vyráběných vozů.

Podstata funkce filtru částic spočívá v zachytávání částic při prostupu výfukových plynů přes porézní filtrační materiál. Částice se ve filtru hromadí a postupně dochází k nárůstu odporu filtračního prvku, což má negativní vliv na výkonové a ekonomické parametry motoru. Proto při dosažení zaplnění určité kapacity filtru musí proběhnout obnova filtračního elementu na jeho původní vlastnosti. Tento proces se označuje jako regenerace filtru a neznamená nic jiného, než spálení usazených látek ohřevem filtračního prvku. Vypálení usazených látek může probíhat díky tomu, že hlavní složkou částic jsou saze. Účinnost filtrace se pohybuje v rozmezí 50 – 95 % a záleží na konkrétním konstrukčním provedení filtru a provozních podmínkách. [4, 16, 22]

Filtr pevných částic je tvořen porézním filtračním elementem, který je uzavřený v nerezovém pouzdře. Tělo filtračního elementu může být tvořeno například síťovým kovovým pletivem z žáruvzdorné chromniklové oceli (**obr. 10**, pozice 2). Kovové pletivo je vlnité, pro dosažení co největší povrchové plochy, a stočené v mnoha vrstvách do tvaru válce. Vrstvené pletivo je umístěno v obalu s vnějším a vnitřním pláštěm z perforovaného plechu. Výfukové plyny, vstupující otvory v plechu, následně proudí přes jednotlivé vrstvy pletiva směrem dovnitř válce, odkud jsou odváděny ven z filtru. Částice sazí se na jednotlivých ocelových vlákních zachytávají a usazují. Do filtru částic na **obrázku 10** jsou výfukové plyny přiváděny více vstupy, čímž se zajistí větší víření plynů a účinnější filtrace. Regenerace kovového filtračního prvku je potom možná například přívodem elektrického proudu, jehož průchodem se jednotlivá vlákna rozžhaví a dojde k vypálení usazených částic. Tento typ částicových filtrů se však již moc nepoužívá. [4, 22]

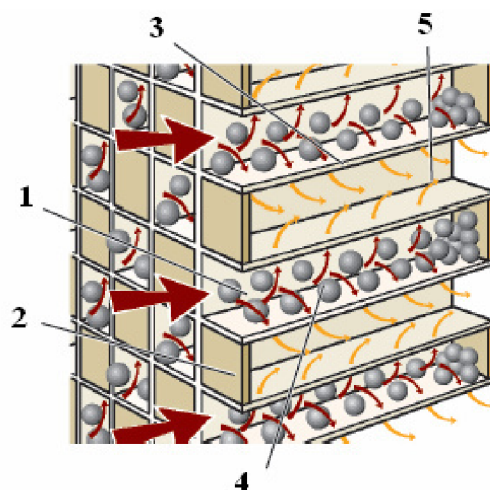


Obr. 10: Filtr pevných částic se síťovým kovovým filtračním elementem [4]

Legenda k obr. 10:

1) Přívod výfukových plynů do filtru, 2) Vrstvené kovové pletivo, 3) Vnější perforovaný plášť, 4) Vnitřní plášť, 5) Směr proudění spalin, 6) Výstup přefiltrovaných spalin, 7) Obal filtrační vložky

Nejvíce je rozšířeno použití voštinové keramické monolitické vložky z karbidu křemíku a začínají se používat také vložky ze spékaných kovových materiálů. Filtrace částic je u těchto vložek založena na stejném principu. V keramickém tělese je množství paralelních kanálků s porézními stěnami, které jsou střídavě zaslepeny z jedné nebo druhé strany. Jeden kanálek je vždy otevřen ve směru proudění od motoru. Druhý je v tomto směru zaslepen a naopak je průchodný ve směru výstupu do výfukového traktu. Výfukové plyny vstupující do kanálku volným směrem mají možnost průchodu do sousedního kanálku pouze boční porézní stěnou. Póry v této stěně mají velikost 10 – 15 μm a umožňují průchod v podstatě jen plynným složkám. Pevné částice se zde zachytí. Princip této filtrace je znázorněn na **obrázku 11**. Na obrázku jsou znázorněny kanálky se čtvercovým průřezem, ale lze se rovněž setkat i s provedením kruhovým případně ve tvaru mnohoúhelníku. Na **obrázku 12** je filtr částic v částečném řezu a s detailem na vnitřní strukturu kanálků. [4, 9, 22]

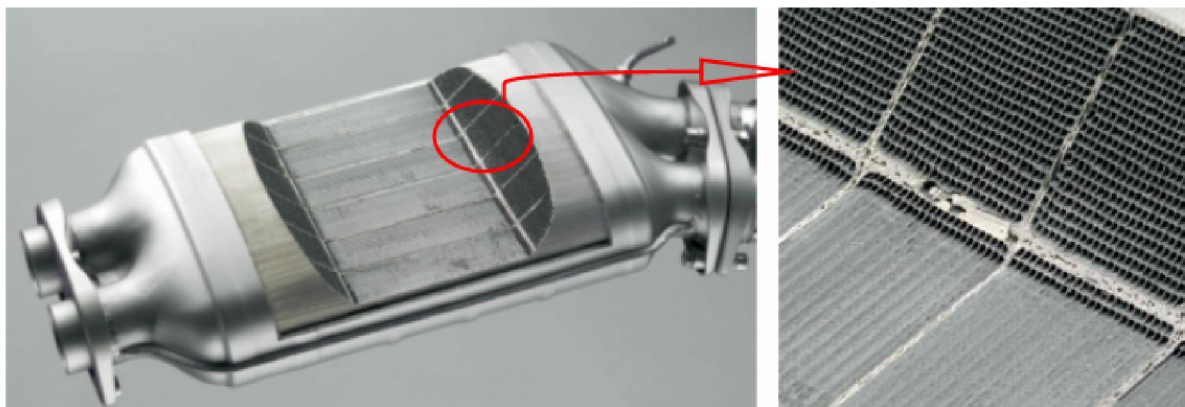


Obr. 11: Princip zachytávání částic u filtračního elementu z keramického monolitu [9]

Legenda k obr. 11:

1) Vstupní kanálek, 2) Zaslepení kanálku, 3) Porézní boční stěna kanálku, 4) Pevné částice, 5) Výstupní kanálek

Usazující se částice sazí postupně zanášejí filtrační prvek a to má za následek vzrůstající odpor vůči proudění výfukových plynů. Aby se nesnížila funkčnost filtru, v krajním případě nedošlo až k jeho ucpání, musí být v určitých intervalech pravidelně částic zbavován. Proces regenerace je nutno zabezpečit automaticky bez zásahu řidiče tak, aby proběhl co nejrychleji, nejefektivněji a současně neovlivnil funkci motoru a jízdní komfort. Regenerace je řízena řídicí jednotkou motoru a spouštěna na základě dosažení stanoveného odporu proudění výfukových plynů filtrem pevných částic. Odpor proudění odvozuje řídicí jednotka z poměru rozdílu tlaků před a za filtrem a průtoku výfukových plynů. Ke stanovení hodnoty průtoku výfukových plynů využívá signály o hmotnosti plicního vzduchu a teplotě výfukových plynů před filtrem. Během provozu se intervaly mezi jednotlivými regeneracemi pohybují zhruba mezi 300 až 700 km v závislosti na druhu provozu a délka regenerace trvá 5 až 15 minut. [9]



Obr. 12: Částicový filtr s detailem vnitřní struktury v řezu [3]

V průběhu regenerace dochází ke spalování usazených částic při dostatečně vysoké teplotě výfukových plynů. Jistý problém je však zajištění potřebné teploty ke vzplanutí sazí, která se pohybuje v rozmezí kolem 500 °C až 650 °C. Tuto teplotu výfukových plynů je možné dosáhnout u vznětových motorů jen při plném zatížení. Způsoby, jakými se teplota vhodná pro regeneraci zajišťuje, závisí na konkrétním provedení filtru a jeho aplikaci. Částicové filtry, používané v současné době, se dají z hlediska principu regenerace rozdělit do tří skupin:

- systém využívající aditivum pro snížení zápalné teploty sazí
- systém bez aditiva s kontinuální regenerací filtračního prvku
- systém se vstříkovačem nafty umístěným ve výfukovém potrubí

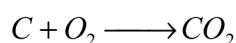
Jednotlivé způsoby regenerace mají samozřejmě své výhody a nevýhody, které jsou spojeny do jisté míry s přizpůsobením filtru konkrétní pohonné jednotce. Vozidla různých výrobců, vybavená odlišnými částicovými filtry, však používají k regeneraci technologie, založené na výše uvedených principech.

4.2.1 Systém s aditivem

Systém s aditivem se používá u vozů, u kterých je filtr pevných částic umístěn z konstrukčních důvodů ve větší vzdálenosti od motoru. Dráha výfukových plynů od motoru k filtru pevných částic tudíž neumožňuje dosažení potřebné teploty pro regeneraci filtru. Proto je nezbytné použít aditivum, které snižuje bod vzplanutí částic sazí na hodnotu zhruba 500 °C. Aditivum je kapalná látka obsahující sloučeniny na bázi železa nebo ceru a je rozpuštěná v palivové nádrži. Jeho doplňování probíhá přes zpětné vedení do palivové nádrže po každém natankování. Objem natankovaného paliva sleduje snímač množství paliva a posílá údaje do řídicí jednotky motoru, která na jejich základě vypočítá potřebné množství aditiva. Doprava aditiva do nádrže je zajištěna prostřednictvím pístového čerpadla. Během provozu se palivo a aditivum promíchají a vytvoří homogenní směs. Spalováním takto obohaceného paliva se dostává aditivum do filtru pevných částic a zde se usazuje mezi částicemi sazí a snižuje jejich zápalnou teplotu. Během provozu při vyšších zatíženích motoru dosahují výfukové plyny této teploty a probíhá pasivní regenerace. [9]

V případě, že k pasivní regeneraci nedošlo a je dosaženo stanovené úrovně průtočného odporu filtru, učiní řídicí jednotka nutná opatření pro aktivní regeneraci. Zajištění dostatečné teploty výfukových plynů pro regeneraci je realizováno dodatečným vstříknutím paliva během

expanzního zdvihu. Moderní vysokotlaký vstřikovací systém Common Rail čtvrté generace dokáže během jediného pracovního cyklu naftu vstříknout až šestkrát a pro dosažení zápalné teploty sazí umožňují během expanzního zdvihu dva vstřiky. Kromě dodatečného vstřikování paliva je rovněž nutné vypnout recirkulaci výfukových plynů, neboť snižuje teplotu ve spalovacím prostoru. Řídící jednotka rovněž pomocí škrticí klapky reguluje přívod nasávaného vzduchu a také upravuje plnicí tlak tak, aby nedošlo ke změně výkonu motoru. Dále mohou být také aktivovány žhavicí svíčky, které zajistí nárůst teploty ve spalovacím prostoru. Pro řidiče vozu je zcela nerozpoznatelné, že regenerace filtru pevných částic právě probíhá. Během aktivní i pasivní regenerace dochází k oxidaci částic sazí za vysoké teploty a vzniku oxidu uhličitého. [9, 22]



Částicový filtr s aditivem byl použit například u některých provedení motoru koncernu VW 2,0 TDI 103 kW se vstřikováním PD (čerpadlo – tryska). U tohoto motoru je koncentrace částic železe v palivu, potřebná pro úspěšnou regeneraci, zhruba 10 ppm, což odpovídá 1 litru aditiva na 2800 litrů paliva. Doplnění aditiva je realizováno během pravidelných servisních intervalů. [9]

4.2.2 Systém bez aditiva

Filtr pevných částic bez aditiva je rovněž nazýván jako kontinuální regenerační systém a je označován zkratkou CRT (z angl. Continuation Regeneration Trap). Používá se u vozidel u nichž je částicový filtr umístěn blíže motoru, dráha výfukových plynů je tudíž kratší a jejich teplota je dostatečná pro spálení usazenin. Součástí filtru je oxidační katalyzátor, který s částicovým filtrem tvoří kompaktní celek. Funkce filtru pevných částic a oxidačního katalyzátoru jsou sloučeny. Odlišnost v konstrukci proti filtru využívající aditivum je v úpravě povrchu kanálků keramického voštinového tělesa. Povrch kanálku je zde navíc povlakován mezivrstvou oxidu hlinitého Al_2O_3 , která zvětšuje povrchovou plochu a na ní je nanášena vrstvička platiny (Pt) nebo palladia (Pd). Ušlechtilý kov působí jako katalyzátor a snižuje zápalnou teplotu sazí, které jsou potom katalyticky spalovány. Zápalná teplota sazí je díky katalyzátoru snížena zhruba z 600 °C na 350 °C. [4, 10]

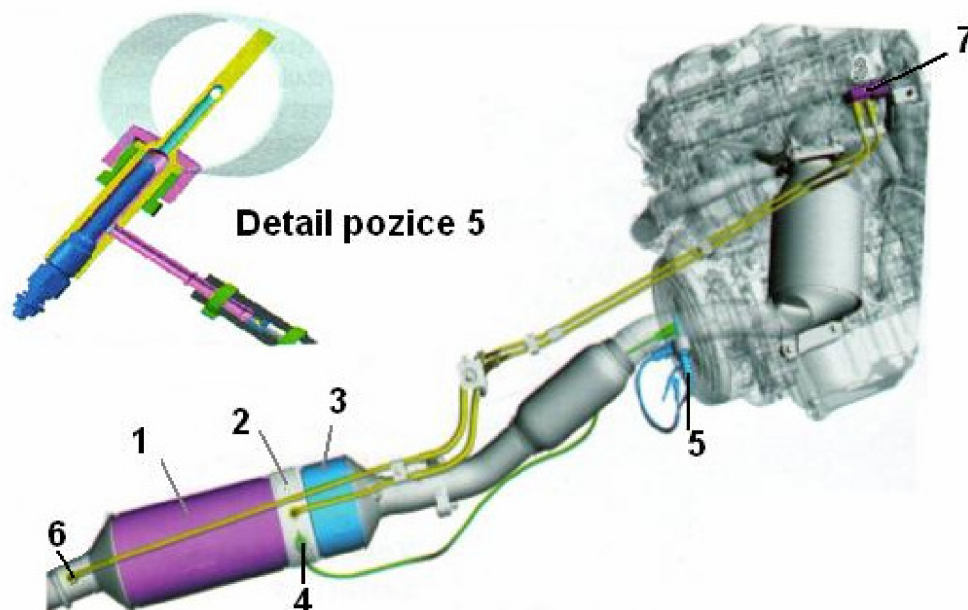
V průběhu pasivní regenerace, probíhající bez zásahu řídicí jednotky, jsou částice vlivem následujícího sledu chemických reakcí kontinuálně přeměněny na oxid uhličitý. Nejprve oxid dusnatý reaguje s kyslíkem za vzniku oxidu dusičitého (NO_2), který dále reaguje s částicemi sazí. Vzniká oxid dusnatý (NO) a oxid uhelnatý (CO), které následně reagují s kyslíkem za vzniku oxidu dusičitého (NO_2) a oxidu uhličitého (CO_2). Kromě spalování částic zde ještě probíhají reakce shodné s těmi, které se uskutečňují v klasických oxidačních katalyzátorech a snižují emise nespálených uhlovodíků a oxidu uhelnatého. [4, 10]



Pasivní regenerace probíhá při teplotách výfukových plynů nad 350 °C. V případě, že tyto teploty vlivem provozu motoru při nízkém zatížení dosaženy nejsou, částice se ve filtru hromadí a nedochází k jejich spalování. Musí tedy proběhnout aktivní regenerace, která probíhá stejně jako u filtru částic používající aditivum. Zápalné teploty sazí je dosaženo dodatečným vstřikem nafty na konci expanzního zdvihu. [10]

4.2.3 Systém se vstřikovačem nafty ve výfukovém potrubí

Systém regenerace filtru pevných částic, využívající vstřikovač nafty ve výfukovém potrubí, je z uvedených tří konstrukčních řešení regenerace nejmladší. Hlavní rozdíl spočívá, proti výše popsaným systémům, v použití modulu umístěného ve výfukovém potrubí před oxidačním katalyzátorem. Tento modul, také označován jako zplyňovač nafty (**obr. 13**, pozice 5), je tvořen vstřikovačem a žhavicí svíčkou. Během aktivní regenerace je vstřikovaná nafta odpařena teplem žhavicí svíčky. Výfukové plyny jsou obohaceny o odpařené palivo a dále vstupují do oxidačního katalyzátoru, který je umístěn v bezprostřední blízkosti před filtrem pevných částic. V oxidačním katalyzátoru díky aktivnímu povrchu s katalytickým kovem, snižující aktivaci energii, dochází k prudké reakci odpařeného paliva s kyslíkem a palivo se vznítí. Vzniklý plamen sahá až do filtru pevných částic a efektivně vypaluje usazené částice. Pro úspěšnou regeneraci filtru tedy není potřeba dodatečný vstřik paliva během expanzního zdvihu, ale dosažení potřebné teploty pro regeneraci zajistí pouze hoření odpařeného paliva v oxidačním katalyzátoru. Regenerace tedy může probíhat v daleko širším spektru provozních situací a stačí když výfukové plyny na vstupu do filtru pevných částic mají teplotu zhruba 200 °C. Regenerace tedy může být uskutečněna i při jízdě po městě při nízkém zatížení motoru nebo kratších jízdách, kdy motor není zcela zahřátý. V porovnání se systémem regenerace, který vyžaduje dodatečný vstřik paliva, je přívádění paliva do výfukové traktu výhodné i z hlediska nižšího tepelné namáhání pístů, výfukových ventilů, svodů a turbíny turbodmychadla. Palivo potřebné pro regeneraci rovněž nemusí projít motorem a nezpůsobuje ředění motorového oleje. [13, 28]



Obr. 13: Výfukový trakt s filtrem částic a zplyňovačem nafty motoru Ford 3,2l TDCi [13]

Legenda k obr. 13:

1) Filtr pevných částic, 2) Vývod tlaku před filtrem, 3) Oxidační katalyzátor, 4) Snímač teploty výfukových plynů, 5) Zplyňovač nafty, 6) Vývod tlaku za filtrem, 7) Snímač diferenčních tlaků filtru pevných částic

Časticový filtr s regenerací pomocí vstřikování paliva do výfukového traktu používá pro osobní vozy automobilka Renault, Toyota nebo Ford. Pro nákladní vozy nabízí tento systém

regenerace firma Bosch pod označením Departronic. Na **obrázku 13** je provedení výfukového traktu pětiválcového motoru Ford 3,2l TDCi.

4.3 Recirkulace výfukových plynů

Recirkulace výfukových plynů, označovaná zkratkou EGR (z angl. Exhaust Gas Recirculation), je založena na spalování již vzniklých výfukových plynů, které se mísí s čerstvým nasávaným vzduchem. Tím se zmenšuje koncentrace kyslíku ve směsi, rychlost hoření a snižuje se nejvyšší teplota na čele plamene, což způsobuje významný pokles produkce oxidů dusíku ve výfukových plynech. Množství NO_x roste se spalovací teplotou exponenciálně, takže již malé snížení nejvyšší spalovací teploty výrazně redukuje emise NO_x . Kromě snížení koncentrace kyslíku v náplni válce dochází také z termodynamického hlediska ke zvětšení měrné tepelné kapacity směsi, protože recirkulované výfukové plyny se spalování neúčastní, ale absorbují část tepla, které se spalováním uvolní. Podíl vodní páry ve výfukových plynech rovněž dodatečně teplotu spalování snižuje. Vracené spaliny se chovají ve směsi v podstatě inertně, ale dá se zde předpokládat určitý chemický vliv na vlastní proces hoření. [1, 4]

Nezanedbatelnou skutečností je to, že recirkulací se zmenšuje celkové množství výfukových plynů vypouštěných do ovzduší. Nižší spalovací teploty a menší koncentrace kyslíku ve směsi na druhou stranu ale znamenají zhoršení účinnosti spalování a zvýšení spotřeby paliva. U moderních motorů s chlazením recirkulovaných výfukových plynů je však toto navýšení spotřeby paliva minimální. [1, 4]

Z hlediska přívodu výfukových plynů zpět do spalovacího prostoru lze recirkulaci rozdělit na vnitřní a vnější. Vnitřní recirkulace se dá realizovat pouze u zážehových motorů s variabilním řízením rozvodového mechanismu. V průběhu překrytí ventilů zde dochází k tomu, že část spalin unikne ze spalovacího prostoru zpátky do sacího potrubí a během následujícího sacího zdvihu je vrácena zpět do válce, promíchána s čerstvou směsí a spálena. Množství výfukových plynů zůstávající ve válci lze ovlivnit změnou fázového natočení vačkových hřídelí a zdvihu ventilů. [3]

Současná konstrukční řešení přeplňovaných vznětových motorů používají řízenou vnější recirkulaci s chlazením výfukových plynů. Pomocí zpětného vedení se výfukové plyny přivádí v oblasti částečného zatížení motoru zpět do plnicího potrubí a následně spalovacího prostoru. Množství vrácených spalin závisí na provozním režimu motoru a až do určitého poměru spalin a plnicího vzduchu má množství spalin kladný vliv na přeměnu energie a snižuje emise oxidů dusíku. Tento poměr může být až 40 % výfukových plynů. Maximální množství recirkulovaných spalin je omezeno požadavky na výkonové a ekonomické parametry motoru a rovněž omezujícím faktorem nárůstu emisí částic. Po překročení určité hodnoty recirkulovaných spalin totiž dochází vlivem nedostatku kyslíku k nedokonalému spalování, které má za následek značné zvětšení emisí sazí, oxidu uhelnatého a nespálených uhlovodíků. Z tohoto důvodu je objem spalin přiváděných zpět do spalovacího prostoru určován řídicí jednotkou motoru. [1, 9]

Řídicí jednotka ovlivňuje vedení výfukových plynů na základě datového pole, které má uložené v paměti. Recirkulované množství závisí na otáčkách motoru, množství vstříkovaného paliva a také na hmotnosti, teplotě a tlaku plnicího vzduchu. Vhodný poměr

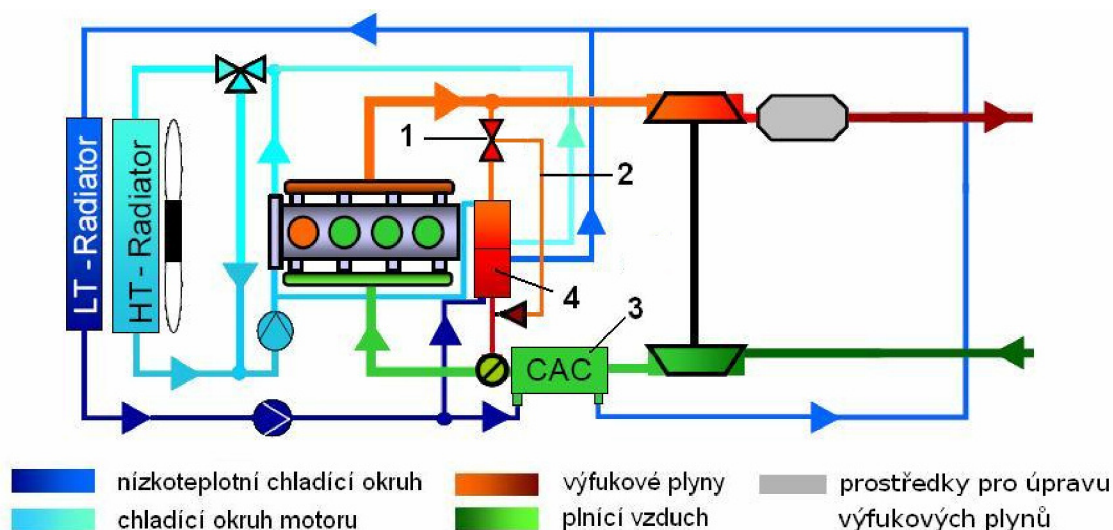
plnicího vzduchu a spalin, který zajistí požadované snížení emisí oxidů dusíku se stanovuje ve vývojové fázi motoru experimentálně na motorové brzdě. Optimální hodnoty se potom uloží řídicí jednotce ve formě datového pole, na jehož základě proces recirkulace ovládá prostřednictvím EGR ventilu. Řídicí jednotka nastaví průtočný průřez EGR ventilu, přes který se výfukové plyny odebírají a tímto je stanoven jejich podíl v náplni válce. [1]

Chlazení odebíraných spalin se provádí ve výměníku z důvodu, aby horké spaliny nesnižovaly objemovou účinnost motoru. Nižší teplota také znamená větší hustotu plynů, takže je možné recirkulovat větší objem spalin a zajistit nižší teplotu spalování.

Z hlediska realizace odběru spalin z výfukového traktu a jejich přívodu do plnicího vzduchu lze vnější zpětné vedení výfukových plynů rozdělit na vysokotlakou a nízkotlakou recirkulaci. Vysokotlaký EGR systém je z dlouhodobého hlediska prověřený a jeho aplikace je nejpoužívanější. Nízkotlaký systém je naopak novinka, která je zatím u mnoha výrobců ve stádiu testování a lze se s ním setkat pouze u několika málo motorů určených především pro americký trh. Do budoucna se však očekává jeho značné rozšíření, neboť se s ním dají plnit budoucí emisní limity dané normami Euro 6, VI a Stage 4.

4.3.1 Vysokotlaká recirkulace výfukových plynů

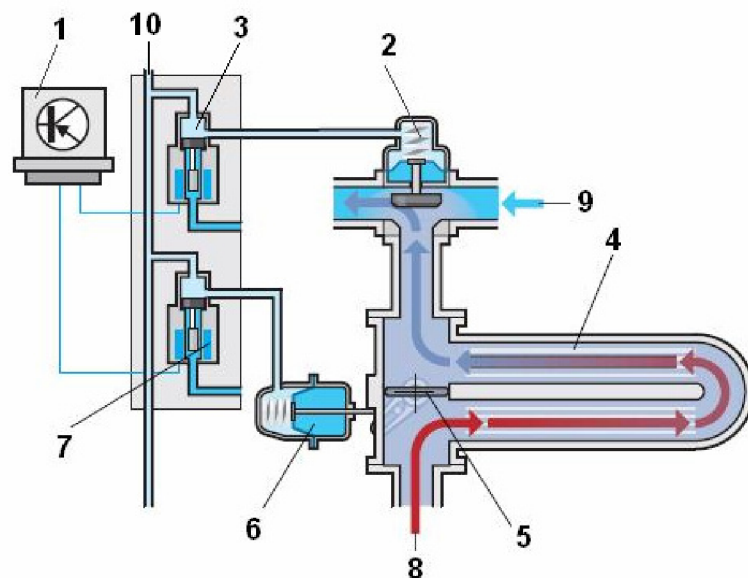
Název vysokotlaká recirkulace se pro tento systém používá podle jeho umístění ve vysokotlaké oblasti motoru. Schéma tohoto systému je na **obrázku 14**. Odběrné místo pro zpětně přiváděné spaliny je vřazeno ve sběrném výfukovém potrubí mezi válci motoru a turbínou. Recirkulované spaliny dále procházejí přes tepelný výměník typu spaliny – chladicí kapalina, kde jsou ochlazeny a následně vráceny do plnicího potrubí. Zde dochází k jejich promíchávání se stlačeným a v mezichladiči ochlazeným vzduchem. Množství odebíraných spalin je určováno řídicí jednotkou prostřednictvím EGR ventilu. EGR ventil (pozice 1) je na **obrázku 14** umístěn před tepelným výměníkem, ale může být také až za ním.



Obr. 14: Schéma vysokotlakého systému recirkulace výfukových plynů [12]

Legenda k obr. 14:

1) EGR ventil, 2) Obtok chladiče výfukových plynů, 3) Chladič plnicího vzduchu, 4) Chladič výfukových plynů



Obr. 15: Chladič výfukových plynů typu U flow s bypassem [8]

Legenda k obr. 15:

- 1) Řídicí jednotka motoru, 2) Podtlakový EGR ventil, 3) Elektromagnetický EGR ventil,
- 4) Chladič výfukových plynů typu U flow, 5) Klapka obtoku výměníku, 6) Podtlakový ventil klapky obtoku, 7) Elektromagnetický ventil, 8) Vstup výfukových plynů, 9) Vstup plnicího vzduchu, 10) Podtlak od podtlakového čerpadla

Regulace množství vrácených spalin probíhá tak, že řídicí jednotka měří skutečné množství čerstvého vzduchu. To porovnává s požadovanou hmotností vzduchu pro daný provozní režim a podle toho vypočítává množství spalin. Nakonec nastaví pro dané množství spalin otevření EGR ventilu. Nejčastěji se používají podtlakové EGR ventily (**obr. 15**, pozice 2), které se aktivují přívodem podtlaku od elektromagnetického EGR ventilu (pozice 3). Vznik podtlaku u přeplňovaného vznětového motoru zajišťuje podtlakové čerpadlo. Kromě podtlakového EGR ventilu se rovněž montují ventily s elektromotorkem a převodovkou. Řídicí jednotka potom posílá signál přímo do elektromotorku, který nastaví potřebnou polohu ventilu. [1, 9]

Důležité je také zajistit, aby množství recirkulovaných plynů nebylo větší než je třeba a nenarůstaly emise částic. Proto vyžaduje řídicí jednotka zpětnou vazbu o množství recirkulovaných spalin. Realizace tohoto požadavku závisí na způsobu regulace přeplňování, tedy na typu turbodmychadla. [1]

- Plnicí systém s turbodmychadlem s pevnou geometrií lopatek a obtokem pro omezování plnicího tlaku, má v EGR ventilu snímač polohy informující řídicí jednotku o okamžité poloze ventilu. [1]
- Systém s turbodmychadlem s variabilní geometrií (VGT) používá k tomuto účelu snímač hmotnosti nasávaného vzduchu. Hmotnost vrácených spalin totiž přesně odpovídá hodnotě redukované hmotnosti vzduchu, změřené tímto snímačem. Pokud je podíl spalin, procházející přes EGR ventil, příliš velký, poklesne nasávaná hmotnost na určitou mez a řídicí jednotka na to reaguje snížením recirkulovaného množství. Vytváří se tak uzavřený regulační obvod. [1]

4.3.1.1 EGR výměníky

Výměníky používané pro chlazení spalin se dají z konstrukčního hlediska rozdělit na typ I flow (**obr.16**, pozice 4) a U flow (**obr.15**, pozice 4). Jsou to klasické plášťové výměníky tvořené soustavou trubiček různého průřezu uzavřené v obalu, tzv. shell. Průřez trubiček se používá nejčastěji kruhový a na povrchu trubičky je po celé její délce vytvořená spirálová drážka. Drážka má pozitivní vliv na výkon výměníku, zvětšuje teplosměnnou plochu, způsobuje víření proudění a tím pádem intenzivnější přestup tepla. Kromě kruhového průřezu se začíná prosazovat v poslední době použití trubiček zploštělých. Mají větší tepelný výkon a současně nižší tlakovou ztrátu. Výfukové plyny, proudící soustavou trubiček, předávají své teplo přes jejich stěny chladicí kapalině. Menší vozidlové motory používají k chlazení výměníků kapalinu z chladicího okruhu motoru. Z hlediska proudění chladicího média a výfukových plynů lze výměníky dále rozdělit na souproude a protiproude. U souproude má vstupující kapalina stejný směr proudění jako výfukové plyny, u protiproudeho výměníku je to opačně.

S rostoucími požadavky na snižování emisních hodnot oxidů dusíku roste současně i požadavek na množství recirkulovaných spalin a tím pádem na chladicí výkon výměníku. Chlazení výměníku pouze napojením na hlavní chladicí okruh motoru nemusí v některých aplikacích dostačovat, proto se hlavně u velkých motorů začínají prosazovat dva chladicí okruhy pro výměník výfukových plynů (**obr. 14**). Část výměníku je nejprve ochlazena kapalinou z chladicího systému motoru a následně kapalinou nízkoteplotního okruhu. Ten poskytuje médium primárně pro vodní mezichladič a část EGR výměníku. [17]

Některá konstrukční provedení výměníků, ať už se jedná o typ I nebo U flow, mohou být vybavena obtokem, tzv. bypass. Spaliny proudící obtokem nejsou chlazeny. Použití obtoku má uplatnění po startu studeného motoru, kdy recirkulované plyny umožňují rychlejší ohřev motoru a katalyzátoru na provozní teplotu. Během fáze zahřívání motoru jsou emise oxidů dusíku velmi nízké, neboť vznikají až za vysokých spalovacích teplot, takže recirkulace v tomto režimu slouží opravdu pouze pro rychlejší ohřev. Obtok výměníku je regulován klapkou ovládanou ventilem. Na rozdíl od EGR ventilu je regulace obtoku jen dvupolohová, takže ventil může být buď zcela otevřen nebo uzavřen. Zavření obtoku a proudění přes výměník závisí na teplotě chladicí kapaliny, která musí být aspoň 50 °C. Na **obrázku 15** je U flow výměník s obtokem řešeným klapkou (pozice 5), která je ovládána podtlakovým ventilem (pozice 6). Kromě podtlakových ventilů se zde osazují také ventily s elektromotorkem a převodovkou nebo ventily elektromagnetické. U výměníků typu I flow lze obtok realizovat buď uvnitř tělesa nebo vnější trubkou.

Materiál, ze kterého se výměníky zhotovují, je ve většině případů nerezová ocel. Výfukové plyny jsou agresivní, takže minimálně trubičky, kterými plyny proudí, musí být vždy vyrobeny z nerez. Obal výměníku přichází do styku pouze s chladicím médiem, takže v souladu s trendem minimalizace výrobních nákladů se lze setkat s výrobky, kde je obal z plastických hmot. Někteří výrobci také ve snaze o co největší kompaktnost a malé zástavbové rozměry ve voze integrují výměník, EGR ventil i obtokový ventil do jednoho celku.

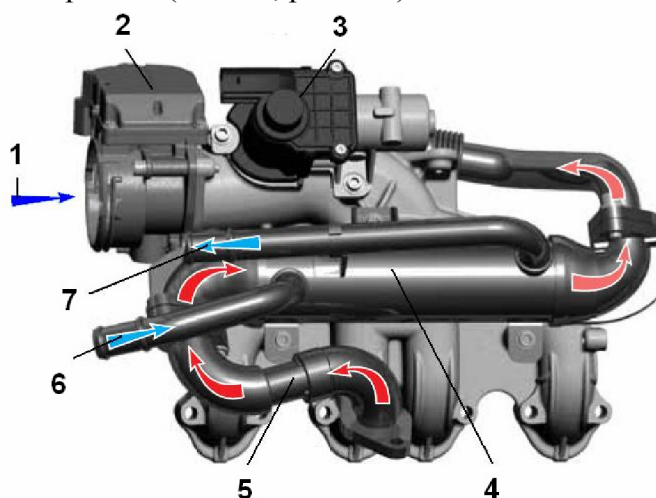
4.3.1.2 Problémy související s vysokotlakým EGR systémem

Vysokotlaký systém EGR sice umožňuje účinné snížení emisí oxidů dusíku, pokud se však budeme zabývat nevýhodami, které s sebou přináší jeho aplikace na motoru, snadno objevíme zásadní nedostatky.

1) Pokud pomineme mírné zvýšení spotřeby paliva, tak hlavní nevýhoda spočívá v tom, že recirkulované plyny nejsou nijak upraveny z hlediska emisí a do plnicího potrubí se dostávají produkty nedokonalého spalování a saze. Neupravené výfukové plyny jsou značně agresivní. Do spalovacího prostoru se dostávají sirné kondenzáty a zkracují životnost většiny pohyblivých částí motoru vlivem koroze. Problém rovněž způsobují saze, které se usazují v okruhu zpětného vedení výfukových plynů i plnicího potrubí a snižují jejich průchodnost a následně účinnost, což je třeba řešit servisním zásahem. Vlivem netěsností mezi pístní skupinou a válcem motoru se saze profukem také dostávají do motorového oleje a zapříčiňují jeho degradaci. Z tohoto důvodu je pro motory s EGR potřeba používat speciální oleje a přizpůsobit délku servisních intervalů. [23]

2) Další problém souvisí se stále rostoucím množstvím recirkulovaných plynů, které si vyžadují zpříšňující se emisní limity. Poměr hmotností vrácených spalín umožňující splnění emisních norem Euro 5 a Euro 3 je více než dvojnásobný. V případě recirkulace většího množství výfukových plynů je totiž obtížné zajistit dostatek čerstvého vzduchu, což má za následek nárůst emisí částic. Příčina problému spočívá v tom, že výfukové plyny jsou odebírány před turbínou, jejich energii potom na turbíně chybí a snižuje se plnicí tlak vzduchu. Tento nedostatek se dá částečně řešit u turbodmychadla s variabilní geometrií natačením lopatek statoru a škrcením výfukových plynů. Obecně platí, že maximální množství výfukových plynů, které lze zpětně vracet do plnicího potrubí je limitováno možnostmi turbodmychadla a chladičím výkonem EGR výměníku. [17]

Důležité je rovněž zajistit dostatečný tlakový spád recirkulovaných spalín, což je problém týkající se přímo praktické části této práce a je dále podrobně popsán. Existuje více způsobů, jak potřebný tlakový spád zajistit, ale v převážné většině aplikací se zajišťuje elektrickou škrticí klapkou v plnicím potrubí (**obr. 16**, pozice 2).



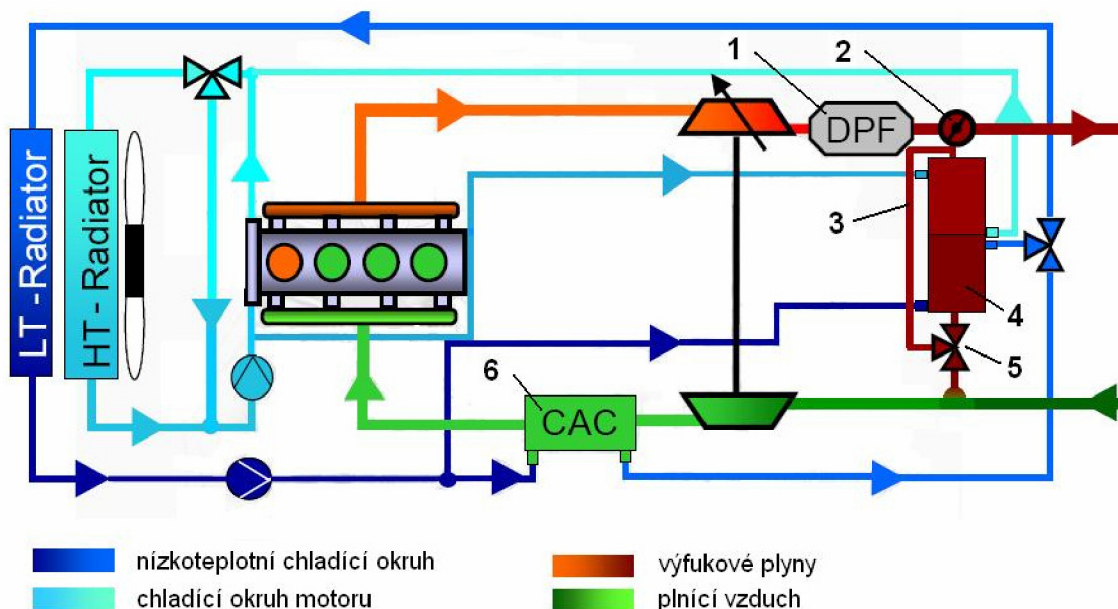
Obr. 16: Plnicí potrubí se systémem EGR motoru koncernu VW 2,0 TDI PD 103 kW s výměníkem typu I flow [9]

Legenda k obr. 16:

1) Vstup plnicího vzduchu, 2) Elektronická škrticí klapka, 3) EGR ventil s elektromotorkem, 4) Výměník typu I flow, 5) Přívod spalin od sběrného výfukového potrubí, 6) Vstup chladicí kapaliny do výměníku, 7) Výstup chladicí kapaliny

4.3.2 Nízkotlaká recirkulace výfukových plynů

Nedostatky, kterými trpí vysokotlaký systém recirkulace, se snaží odstranit systém nízkotlaký. Na **obrázku 17** je schéma, jak může být nízkotlaký systém zpětného vedení spalin uspořádán. Výfukové plyny nejsou odebírány ze sběrného výfukového potrubí mezi válci motoru a turbínou jako u systému vysokotlakého, ale až z oblasti za prostředky pro úpravu spalin. Odběrné místo je tedy za filtrem pevných částic, kterému případně předchází oxidační katalyzátor. Zajištění potřebného tlakového spádu je realizováno škrcením proudu spalin klapkou ve výfukovém traktu za odběrným místem (**obr. 17**, pozice 2). Problém s emisemi nedokonalého spalování v recirkulovaných spalinách a zanášení EGR systému sazemi, stejně jako pronikání sazí do oleje, by měl tedy odpadnout, neboť odebírané spaliny jsou relativně čisté. Výfukové plyny v těchto místech mají výrazně nižší tlak, protože značná část jejich energie byla odvedena na turbíně a také část zmařena průchodem částicového filtru a oxidačního katalyzátoru. Rovněž jejich teplota je nižší, takže nevyžadují tak značné chlazení a lze použít menší výměník. Po průchodu výměníkem jsou ochlazené spaliny přiváděny do oblasti sacího potrubí v místech před kompresorovým kolem turbodmychadla. Spaliny se promíchávají s čerstvým vzduchem, následně jsou společně stlačeny a ochlazeny v mezichladiči. Výsledná teplota směsi se pohybuje kolem 50 °C, což se pozitivně projevuje na objemové účinnosti motoru a snížení nejvyšších spalovacích teplot.



Obr. 17: Schéma nízkotlakého systému recirkulace výfukových plynů [12]

Legenda k obr. 17:

1) Filtr pevných částic, 2) Škrticí klapka výfukových plynů, 3) Obtok chladiče výfukových plynů, 4) Chladič výfukových plynů, 5) EGR ventil, 6) Chladič plnicího vzduchu

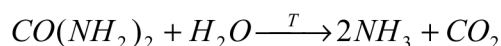
Proces, při kterém jsou spaliny a čerstvý vzduch společně stlačeny a ochlazeny, zajišťuje vznik homogenní směsi, což je důležité při vysokých podílech vrácených spalin. Nenastává zde nárůst emisí částic a uhlovodíků vlivem špatného promíchání recirkulovaných spalin se vzduchem a vzniku míst, kde dochází k nedokonalému spalování. V porovnání s vysokotlakým EGR systémem, umožňuje nízkotlaký přivádět ke spalování daleko větší množství spalin při stejném součiniteli přebytku vzduchu. Pro recirkulaci velkého množství spalin je rovněž důležitý dostatek čerstvého vzduchu, což není u nízkotlakého systému problém zajistit. Díky odběru spalin až za filtrem částic, zde nedochází k poklesu hmotnostního toku výfukových plynů roztáčejičích turbínu a poklesu plicního tlaku. [12]

Určitý problém je u tohoto systému však kondenzace vodních par výfukových plynů v mezichladiči. Vodní páry se zde sráží a je potřeba kondenzát shromáždit v jednom místě a následně odvést. Z toho vyplývají zvýšené požadavky na mezichladič a rovněž i na jeho materiál, neboť sirné kondenzáty způsobují korozi. Také kompresorové kolo turbodmychadla je více namáháno než u systému vysokotlakého a musí být schopno odolávat korozivním účinkům výfukových plynů a také částicím, které se v nich, i přesto že jsou spaliny upraveny, v minimálním množství vyskytují. Únava materiálu a následná havárie kompresorového kola byly hlavní důvody proč se nízkotlaký systém EGR nepoužíval již dříve. V současné době jsou tyto obtíže překonány a turbodmychadla pro nízkotlaký systém recirkulace vyrábí například firma BorgWarner. [19]

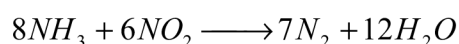
Moderní vznětové motory, které jsou již nyní připraveny plnit budoucí emisní normy, kombinují nízkotlaký EGR systém s vysokotlakým. Důvodem je, že v určitých pracovních režimech a zatíženích motoru je tato kombinace výhodná. V případě potřeby recirkulace velkého množství spalin pomáhá vysokotlaký systém snižovat průtočné množství nízkotlakým systémem a snižuje tak zatížení turbodmychadla. [19]

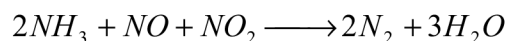
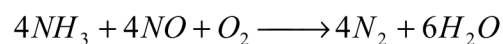
4.4 Selektivní katalytická redukce

Použití systému selektivní katalytické redukce, označované zkratkou SCR (z angl. Selective Catalytic Reduction), je další možnost, jak účinně zajistit snížení emisí NO_x ve výfukových plynech. Podstatou této technologie je použití kapalného aditiva AdBlue, což je 32,5% vodný roztok močoviny. AdBlue je u vozu uloženo v samostatné vyhřívané nádrži, oddělené od nádrže s naftou a je dávkováno buď do proudu stlačeného vzduchu, který jej dopravuje do výfukového potrubí nebo přímo do výfukových plynů před katalyzátor SCR. Některé nové systémy dokáží AdBlue rozprašovat přímo do výfukového potrubí a nepotřebují tedy k dopravě stlačený vzduch. Ve výfukových plynech se AdBlue mění hydrolytickou reakcí na amoniak (NH_3) a oxid uhličitý (CO_2). Optimální rozmezí teplot pro průběh reakce je 230 °C až 450 °C.

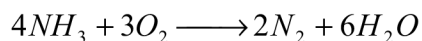


Oxid uhličitý a amoniak ve výfukových plynech zajistí redukční atmosféru. Amoniak následně reaguje s oxidy dusíku (NO_x), což je souhrnné označení pro oxid dusnatý (NO) a oxid dusičitý (NO_2), za vzniku zcela neškodných produktů a to dusíku (N_2) a vodní páry (H_2O). Tyto reakce probíhají v SCR katalyzátoru. [24, 29]



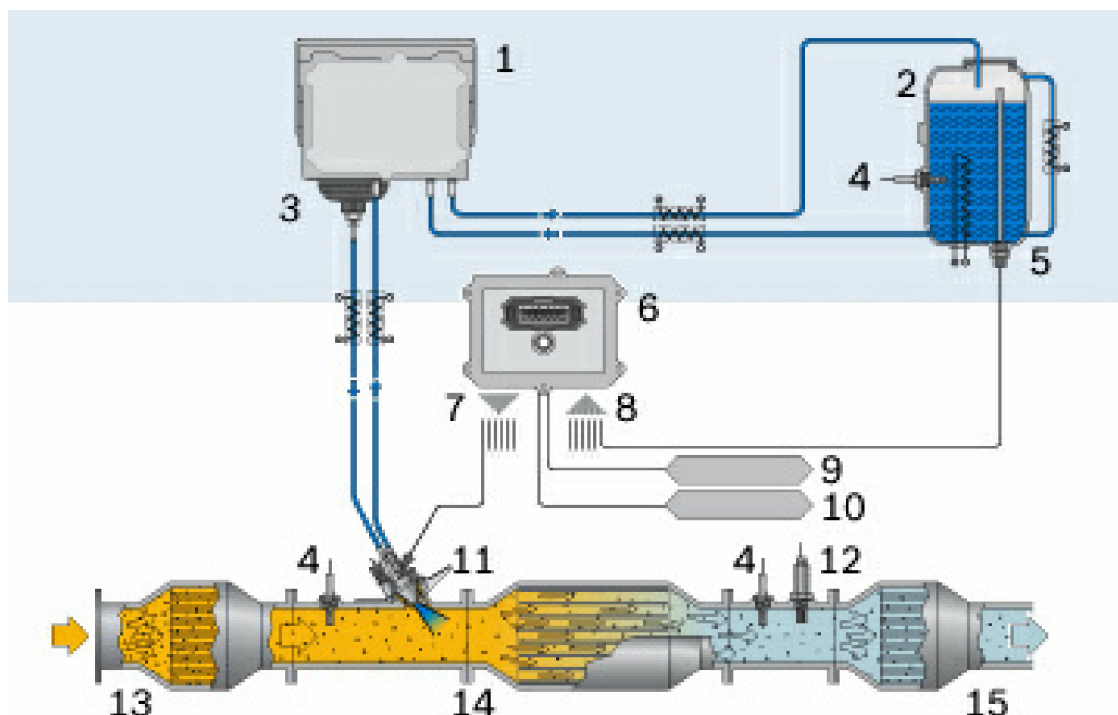


Amoniak je štiplavý plyn, který je toxický a má zásaditou povahu. V případě, že během reakcí nebyl všechn amoniak spotřebován, což je možné v případě vstříknutí příliš velkého množství AdBlue, hrozí jeho únik do ovzduší. Tento problém se řeší použitím tzv. slip katalyzátoru. V podstatě se jedná o obyčejný oxidační katalyzátor, který oxiduje uniklý amoniak na dusík. Umisťuje se za SCR katalyzátorem. [29]



Z důvodu toxické povahy amoniaku je také potřeba vůz, využívající technologii SCR, vybavit nerezovým výfukovým potrubím, aby nedocházelo k jeho korozi. Aditivum AdBlue je naopak látka zcela nejedovatá, bez zápachu, kterou lze natankovat ze stojanu, stejně jako motorovou naftu, na stanici čerpacích hmot. Spotřeba AdBlue se pohybuje v rozmezí přibližně 3 % - 7 % spotřebované nafty. Vliv na spotřebu má především zatížení motoru a vlhkost vzduchu. [23]

Vstřikování AdBlue je řízeno vlastní řídicí jednotkou v závislosti na teplotě výfukových plynů a především obsahu emisí NO_x , které monitoruje snímač NO_x (obr. 18, pozice 12) umístěný za SRC katalyzátorem. Pokud je teplota výfukových plynů nižší než 200 °C, vstřikování se neuskutečňuje. Nedošlo by ke vzniku požadovaných chemických reakcí a také je při těchto teplotách obsah oxidů dusíku velmi nízký, protože ty vznikají až při vysokých spalovacích teplotách. [23]



Obr. 18: SCR katalyzátor s řídicím systémem Denoxtronic od firmy BOSCH [29]

Legenda k obr. 18:

1) Dávkovací modul Denoxtronic, 2) Nádrž aditiva AdBlue, 3) Filtr, 4) Snímač teploty, 5) Snímač množství AdBlue, 6) Řídicí jednotka dávkování, 7) Výstupní signál, 8) Vstupní signál, 9) Motorový CAN, 10) Diagnostický CAN, 11) Modul vstřikování AdBlue, 12) Snímač obsahu NO_x ve výfukových plynech, 13) Oxidační katalyzátor, 14) SCR katalyzátor, 15) Slip katalyzátor

Motory, které technologii SRC využívají, pracují v porovnání s motory se systémem recirkulace výfukových plynů s větším předvstříkem nafty. Znamená to sice zvýšenou tvorbu oxidů dusíku, které však systém SCR účinně odstraní, ale také až o 40 % nižší emise částic sazí. V porovnání mezi systémy SCR a EGR hraje také ve prospěch technologie SCR fakt, že nevyžaduje použití speciálních motorových olejů a umožňuje jeho delší výměnné intervaly, narozdíl od recirkulace výfukových plynů, která olej zanáší sazemi. Nevýhodou je naopak nutnost doplňovat aditivum AdBlue. [22, 23]

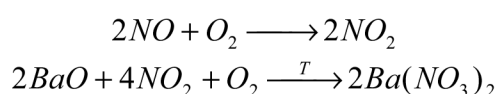
Na **obrázku 18** je schéma systému SCR s řídicím a dávkovacím modulem Denoxtronic od firmy Bosch. Systém Denoxtronic umožňuje redukovat množství NO_x ve výfukových plynech až o 85 %. Druhá generace vstřikování Denoxtronic 2 už nepotřebuje k dopravě aditiva stlačený vzduch a AdBlue je vstřikováno přímo do výfukových plynů. Před samotným SCR katalyzátorem je zařazen oxidační katalyzátor, který snižuje množství nespálených uhlovodíků a oxidu uhelnatého. Kromě toho také oxiduje oxid dusnatý na oxid dusičitý, který jednodušeji a rychleji reaguje s amoniakem. Celý výfukový trakt lze navíc doplnit filtrem pevných částic, který se umístí za systém SCR. [29]

4.5 Zásobníkový katalyzátor NO_x

Zásobníkový katalyzátor NO_x se označuje jako LNT (z angl. Lean NO_x Trap) a kromě použití u vznětových motorů se s ním lze setkat také u zážehových motorů s přímým vstřikováním paliva, kde pracuje při provozu motoru v režimu s přebytkem vzduchu. Zásobníkový katalyzátor pracuje na principu ukládání oxidů dusíku a jejich přeměnou na dusičnany. V okamžiku, kdy se katalyzátor naplní, proběhne jeho regenerace. Oxidy dusíku jsou uvolněny a následně přeměněny na dusík. [1]

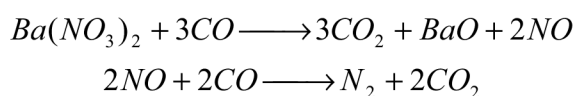
Z konstrukčního hlediska odpovídá oxidačnímu katalyzátoru, neboť je tvořen nosičem uloženým v obalu z nerezového plechu. Nosiče se vyrábí z keramického nebo kovového monolitu a jsou protaženy drobnými kanálky, kterými proudí výfukové plyny. Na povrchu těchto kanálků je nanášena vrstvička aktivních katalyzátorů, což je platina (Pt), rhodium (Rh) a oxid barnatý (BaO). Právě BaO umožňuje přechodně ukládat oxidy dusíku. [1, 18, 27]

Oxidy dusíku jsou nejprve působením aktivní platinové vrstvy oxidovány na oxid dusičitý (NO₂), který dále reaguje s kyslíkem a oxidem barnatým za vzniku dusičnanu barnatého Ba(NO₃)₂. Rozmezí teplot pro průběh této reakce je 250 °C - 500 °C.

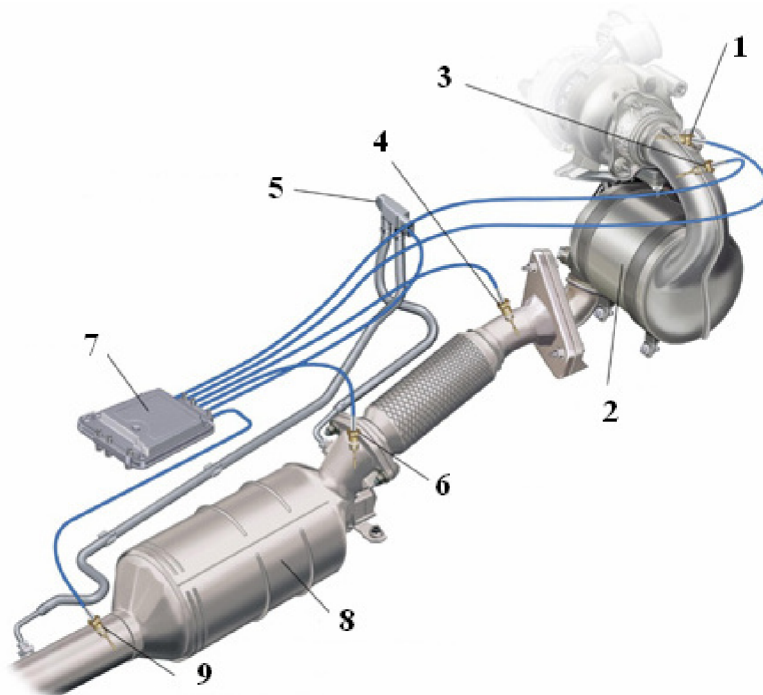
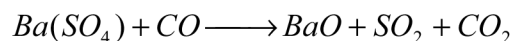


Úložná kapacita zásobníkového katalyzátoru je však omezená a po určité době je nutno provést regeneraci. Stupeň naplnění zjišťuje řídicí jednotka motoru pomocí snímače NO_x,

který je umístěn za zásobníkovým katalyzátorem. Další možnost, jak určit stupeň naplnění je s využitím teploty výfukových plynů vstupujících do zásobníkového katalyzátoru. Jakmile řídicí jednotka vyhodnotí, že je potřeba provést regeneraci, změní na několik vteřin složení směsi tak, aby směs byla bohatá ($\lambda < 1$). Přechodně uložené dusičnany se v redukčním prostředí s přebytkem CO a HC stanou nestabilní a rozpadnou se na oxid dusnatý. Ten dále reaguje s oxidem uhelnatým za vzniku neškodného dusíku. Zásobníkový katalyzátor je vyprázdněn a celý cyklus se může opakovat. [1, 18, 27]



V motorové naftě je přítomna i síra, sice v minimálním množství, ale i takto malé množství zde působí problematicky. Působením síry se oxid barnatý přeměňuje na síran barnatý $Ba(SO_4)$, který je chemicky stálejší než oxidy dusíku a proto se při jejich přeměně nerozpadne. Síran barnatý se rovněž usazuje v zásobníkovém katalyzátoru a zabírá místo pro oxidy dusíku. Důsledkem snížené kapacity katalyzátoru je nutnost provádět regeneraci stále častěji. Jakmile je hodnota intervalu naplnění katalyzátoru kratší než stanovená hodnota v datovém poli řídicí jednotky motoru, provede řídicí jednotka odsíření, které vyžaduje práci motoru v oblasti bohaté směsi po dobu několika minut. Teplota zásobníkového katalyzátoru se zvýší na teplotu větší než $650\text{ }^\circ\text{C}$, síran barnatý se zredukuje zpět na oxid barnatý a síra zoxiduje na oxid siřičitý (SO_2). U vozů, které jsou vybaveny systémem NO_x Trap, je proto důležité tankovat kvalitní pohonné hmoty s minimálním obsahem síry. [1, 18, 27]



Obr. 19: Výfukový systém se zásobníkovým katalyzátorem Renault NO_x Trap [18]

Legenda k obr. 19:

- 1) Lambda sonda, 2) Zásobníkový katalyzátor, 3) Snímač teploty, 4) Lambda sonda,
- 5) Snímač diferenčních tlaků filtru pevných částic, 6) Snímač teploty, 7) Řídicí jednotka motoru,
- 8) Filtr pevných částic, 9) Snímač teploty

Na **obrázku 19** je systém NO_x Trap automobilky Renault, který je součástí prostředků pro úpravu spalin čtyřválcového vozidlového motoru 2,0 dCi. Podle výrobce dojde k zaplnění katalyzátoru zhruba za 10 minut, případně za 10 kilometrů a regenerace se dokončí do 10 sekund. V případě odsíření trvá regenerace méně než 15 minut a probíhá zhruba po 500 ujetých kilometrech. Zásobníkový katalyzátor v tomto případě plní dvojí funkci, protože navíc zastupuje oxidační katalyzátor. V systému výfukového traktu na **obrázku 19** je za zásobníkovým katalyzátorem umístěn ještě filtr pevných částic. [18]

5 Shrnutí získaných poznatků a budoucí vývoj

Normy Evropské unie, omezující maximální množství emisí škodlivých látek ve výfukových plynech, v podstatě také udávají směr, jakým se bude ubírat vývoj v oblasti snižování emisí. Hlavní pozornost je u vznětových motorů věnována emisím částic sazí a oxidů dusíku. Zajištění snížení obou složek současně je značně problematické, neboť kroky vedoucí ke snížení emisí částic mohou způsobit nárůst emisí oxidů dusíku a opačně. Nyní platné normy Euro 5, V a Stage 3A vyžadují pro splnění stanovených limitů použití technologií zlepšující proces přípravy směsi a spalování motoru, současně s prostředky pro dodatečnou úpravu spalin. Zcela standardní je použití filtru pevných částic a oxidačního katalyzátoru, jenž zajistí redukci produktů nedokonalého spalování včetně emisí částic sazí. Oxidy dusíku lze snížit pomocí recirkulace výfukových plynů (EGR), systému SCR nebo zásobníkového katalyzátoru NO_x.

Nejvíce rozšířená je zatím montáž vysokotlakého systému EGR, který má však jisté nevýhody. Z tohoto důvodu se začíná prosazovat systém nízkotlaké recirkulace. Zpřísnující se normy totiž vyžadují k redukci NO_x zvětšování podílu vrácených spalin. Maximální množství recirkulovaných spalin je u vysokotlakého EGR více limitováno než u nízkotlakého EGR a proto lze do budoucna počítat s rozšířením jeho aplikace, stejně jako kombinace obou dvou systémů současně na jedné pohonné jednotce.

Systém EGR, SCR a zásobníkový katalyzátor NO_x jsou vhodné odlišně pro různé typy provozních podmínek a motorů, proto se jednotlivé technologie kombinují. V budoucnu lze očekávat kombinace i všech tří zmíněných systémů současně. EGR systém zajistí pokles vzniku oxidů dusíku při spalovacím procesu a systém SCR následně eliminuje redukované množství NO_x ve výfukovém traktu. Výhodou této konfigurace je menší hmotnostní tok spalin EGR systémem a současně značné snížení spotřeby aditiva AdBlue, které používá systém SCR. Nevýhodou kombinací více prostředků je na druhou stranu vysoká cena, větší hmotnost, zástavbové rozměry ve vozidle a podstatně vyšší nároky na elektronické řízení motoru.

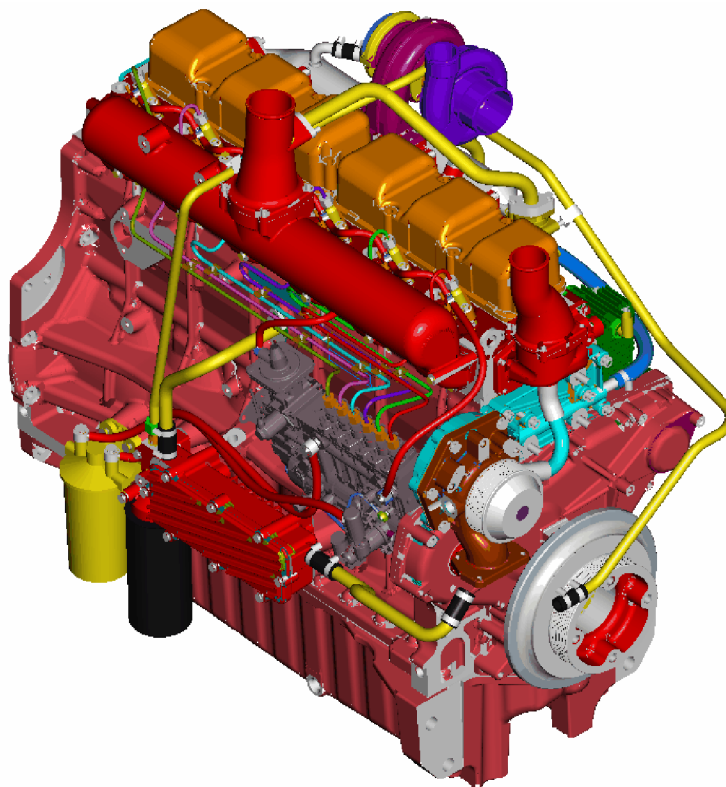
Kromě vývoje prostředků úpravy spalin je rovněž důležité zvyšovat účinnost motoru a redukovat emise optimalizací přípravy směsi a procesu hoření. Mimo produkci škodlin je také značný tlak na snižování množství oxidu uhličitého, jehož produkce je přímo závislá na spotřebovaném objemu paliva. Cestou k úspěchu je zvyšování vstřikovacího tlaku paliva, přesné řízení průběhu vstřikování, zvyšování účinnosti přeplňování a také optimalizace tvaru spalovacího prostoru a plnicích kanálů.

6 Šestiválcový motor a seznámení s řešenou problematikou

Společnost Zetor Group, a.s. je tuzemský výrobce traktorů nižších a středních výkonových tříd a také největší výrobce vznětových motorů v České republice s dlouholetou historií a tradicí. V současné době nabízí, a do svých traktorů řady Proxima a Forterra dodává, čtyřválcové přeplňované vznětové motory v různých výkonových variantách a s rozdílnými technickými specifikacemi. Nabídka motorů by v budoucnu měla být obohacena také o řadový šestiválcový motor, který bude primárně určen pro novou řadu traktorů Zetor Maxterra. Řada Maxterra rozšíří portfolio produktů firmy a nový šestiválec bude tvořit výkonový vrchol mezi nabízenými agregáty.

Hlavní požadavky na nový motor jsou nejen dostatečné výkonové parametry, ale také emise škodlivých látek ve výfukových plynech. Šestiválec musí samozřejmě splňovat současně platné normy Stage III A, ale rovněž musí být připraven a dimenzován pro plnění norem Stage III B, jenž mají vejít v platnost roku 2012. Mimo jiné je tedy důležité redukovat množství oxidů dusíku ve výfukových plynech. Za tímto účelem zvolili vývojoví konstruktéři vysokotlaký řízený a chlazený systém recirkulace výfukových plynů.

Aplikace systému EGR a jeho naladění na motor však s sebou přináší jistá úskalí, o kterých se zmiňuji v teoretické části práce v kapitole 4.3.1.2. Pro správnou funkci systému EGR je klíčovým faktorem zajištění dostatečného tlakového spádu v režimech práce motoru při otáčkách jmenovitých, ale také při otáčkách maximálního točivého momentu. Právě problematice tlakového spádu systému EGR, u vyvíjeného šestiválcového motoru v nejsilnějším výkonovém provedení (**obr. 20**), se věnuji v praktické části mé diplomové práce. Specifikace motoru jsou uvedeny v **tabulce 4**.



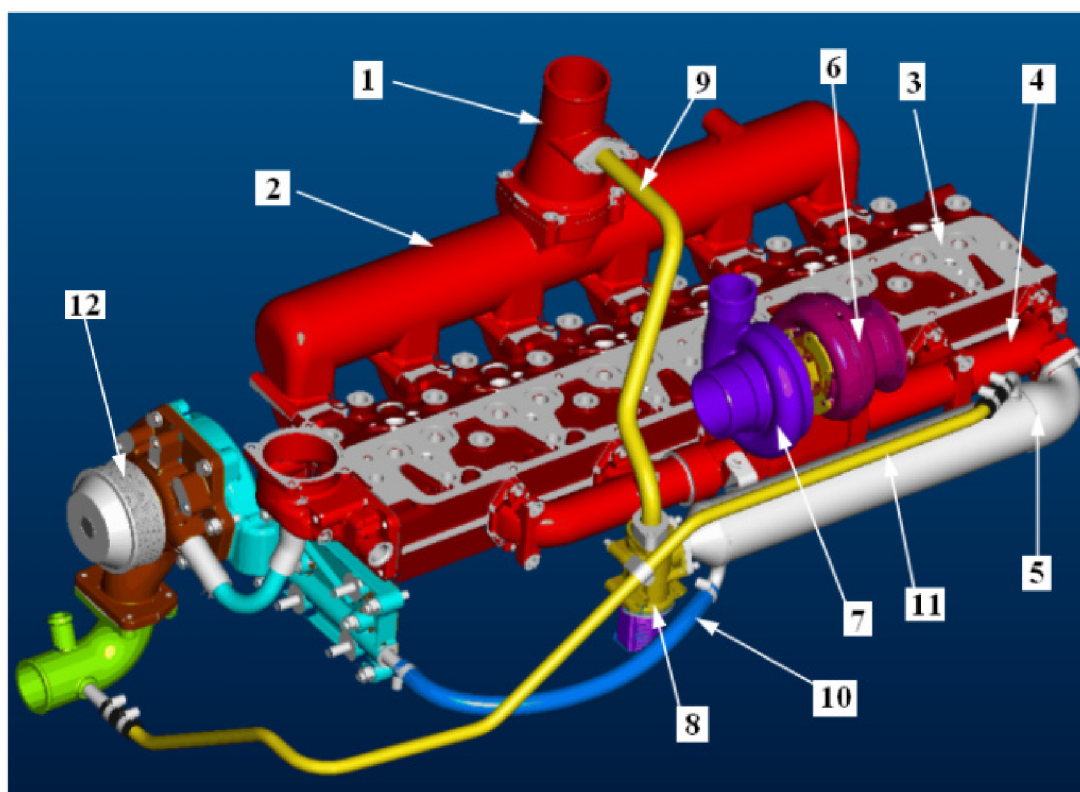
Obr. 20: Vyvíjený šestiválcový motor

Tab. 4: Specifikace šestiválcového motoru

Objem válců [cm ³]	6 235
Výkon při jmenovitých otáčkách [kW]	125
Jmenovité otáčky [min ⁻¹]	2200
Plnění motoru	turbodmychadlem s regulací Wastgate a mezichladičem
Vrtání / Zdvih [mm]	105 / 120
Maximální točivý moment [Nm]	740 při 1480 min ⁻¹
Rozvodový mechanismus	OHV, 2 ventily / válec
Převýšení točivého momentu [%]	36,4
Vstřikovací čerpadlo	řadové
Úhel předvstříku [°]	11
Měrná spotřeba – jmenovitý výkon [g/kWh]	248

6.1 EGR systém šestiválcového motoru

Agregát je vybaven vysokotlakým systémem EGR (**obr. 21**). Recirkulované výfukové plyny jsou odebírány ze sběrného výfukového potrubí (pozice 4) v těsné blízkosti za výfukovým kanálem šestého válce. V tomto místě ještě nejsou výfukové svody od jednotlivých válců spojeny do společného potrubí, kterým spaliny proudí do turbíny turbodmychadla (6). Odebírané spaliny z oblasti za výfukovým kanálem následně prochází výměníkem (5) v provedení I flow, ve kterém jsou ochlazeny. EGR výměník typu spaliny – chladicí kapalina je napojen na chladicí okruh motoru.



Obr. 21: Systém recirkulace výfukových plynů šestiválce

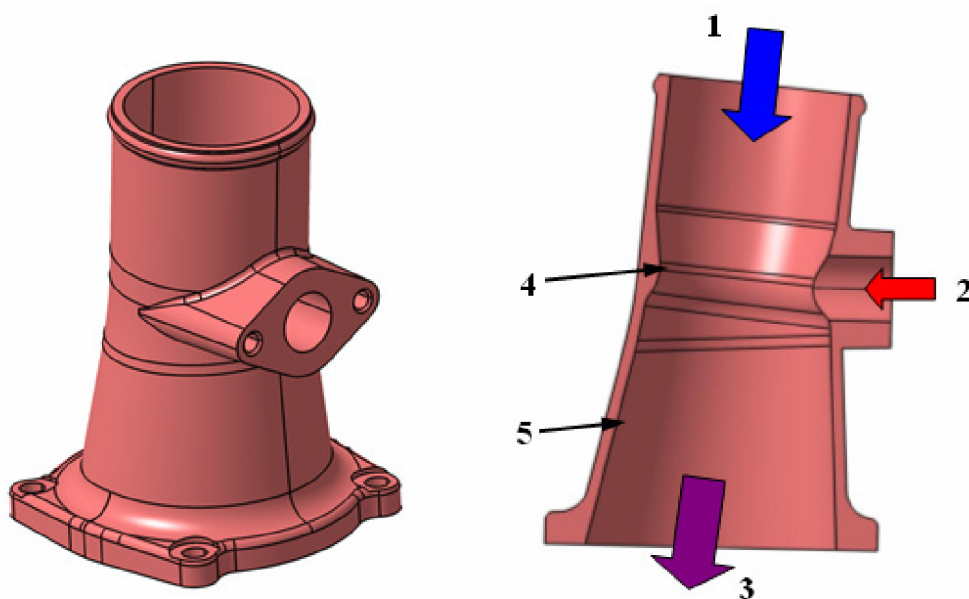
Legenda k obr. 21:

1) Ejektor, 2) Plnicí komora, 3) Hlava motoru, 4) Sběrné výfukové potrubí, 5) EGR výměník, 6) Turbína, 7) Kompresor, 8) EGR ventil, 9) Trubka recirkulace, 10) Přívod chladicí kapaliny, 11) Odvod chladicí kapaliny, 12) Vodní čerpadlo

Přívod chladicího média do výměníku je na spodní straně (10) a odvod naopak na horní straně výměníku, blíže výfukovým svodům. Odvod chladicí kapaliny z horní části výměníku se používá pro případ vzniku bublinek za účelem zabránění jejich kumulace ve výměníku, následnému zhoršení přestupu tepla a tudíž poklesu chladicího výkonu. Z hlediska směru proudění spalin a chladicího média lze výměník klasifikovat jako protiproudý.

Za EGR výměníkem je vřazen proporcionální elektromagnetický EGR ventil (8) ovládaný řídicí jednotkou motoru. ŘJ nastavuje průtočný průřez EGR ventilu, přes který spaliny proudí trubičkou do plnicího potrubí. Tento typ ventilu není z hlediska regulace zcela optimální, neboť umožňuje pouze tři polohy nastavení. Otevřeno, zavřeno a částečně otevřeno. Recirkulované spaliny se mísí s ochlazeným plnicím vzduchem v ejektoru (1). Směs vzduchu a spalin následně proudí do plnicí komory (2) a k jednotlivým plnicím kanálům v hlavě motoru (8).

Jak jsem již zmínil, pro funkci systému EGR je rozhodující dostatečný tlakový spád. Tlakový spád je určen rozdílem mezi statickými tlaky ve výfukovém a v plnicím potrubí. U šestiválce je při práci motoru ve jmenovitých otáčkách tlakový spád vyhovující ve všech zatíženích. V otáčkách maxima točivého momentu, tedy 1480 min^{-1} , je tlakový spád malý a do plnicího potrubí nelze přivést potřebné množství spalin. Pro správnou funkci systému EGR je tedy nutné lokálně snížit statický tlak plnicího vzduchu v místě, kde se přivádí zpětně vrácené spaliny. Za tímto účelem je do plnicí soustavy vřazen ejektor (**obr. 22**). V podstatě se jedná o T – kus potrubí, který je v místě přívodu spalin zúžený a následně se pozvolna rozšiřuje na průměr vstupu plnicí komory, ke které je přišroubován. Z konstrukčního hlediska je tedy tento ejektor značně odlišný od ejektorů používaných v průmyslu například pro míchání dvou tekutin.



Obr. 22: Ejektor v izometrickém pohledu a řez ejektorem rovinou symetrie

Legenda k obr. 22:

1) Přívod vzduchu z mezichladiče stlačeného vzduchu, 2) Přívod spalin, 3) Směr do plicí komory, 4) Nejmenší průměr ejektoru, 5) Rozšíření ejektoru

Princip funkce ejektoru je založen na využití podtlaku. Výfukové plyny (**obr. 22**, pozice 2) jsou přiváděny trubičkou do ejektoru v nejužším místě (4). Podle rovnice kontinuity tekutin dojde v zúžení ejektoru ke zvýšení rychlosti plicího vzduchu (1), což má podle Bernoulliho rovnice za následek pokles statického tlaku. Tlakový spád EGR systému je tím pádem větší a hmotnostní tok recirkulovaných spalin vzroste. Spaliny se mísí s plicím vzduchem v oblasti rozšíření ejektoru (5) a probíhá zde snižování rychlosti směsi na úkor zvýšení tlaku. Lze tedy konstatovat, že tlaková energie plicího vzduchu se mění v zúžení ejektoru na energii dynamickou a v rozšíření zpět na energii tlakovou. Dochází zde však k tlakové ztrátě, která se projevuje poklesem statického tlaku směsi, což ve výsledku znamená snížení plicí účinnosti motoru.

6.2 Cíle diplomové práce

Cílem této práce je optimalizace podtlakové funkce ejektoru pomocí dostupných výpočetních metod. Nezbytné je tedy provést analýzu současného konstrukčního řešení a následně navrhnout nový tvar ejektoru se zvýšeným podtlakovým účinkem.

Pro dosažení cílů práce používám CFD (z angl. Computational Fluid Dynamics) simulace v programu Star – CCM+. Pomocí CFD simulací lze relativně jednoduše zjistit vliv nově navrženého tvaru ejektoru na jeho podtlakový účinek, respektive hmotnostní tok recirkulovaných spalin, a také velikost tlakové ztráty. Jednotlivé konstrukční návrhy je tedy možné mezi sebou porovnat a zvolit ten nejvhodnější bez nutnosti nákladné výroby prototypů a realizace měření na motoru. CFD simulace rovněž umožňují vizualizaci proudění v ejektoru.

V práci se dále věnuji vytvoření analytického matematického modelu proudění v ejektoru a návrhu alternativních konstrukčních řešení pro zajištění tlakového spádu systému EGR.

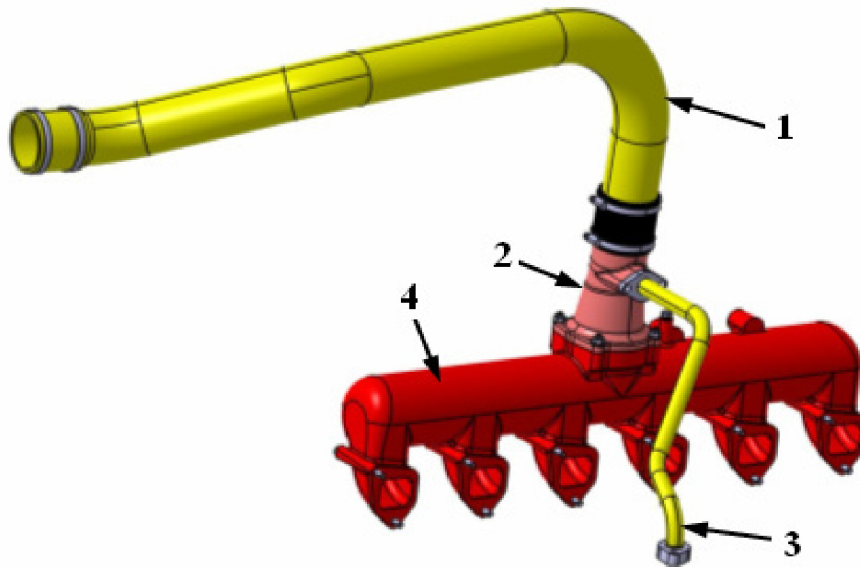
7 CFD simulace proudění

7.1 Vytvoření modelu pro CFD simulace

Pro CFD simulace je nejdříve nutné vytvořit model, kontrolní objem proudění. Tento model jsem zhotovil na základě obdržené sestavy (**obr. 23**), která zahrnovala hadici od mezichladiče (1), ejektor (2), trubku recirkulace (3), plicí komoru (4) a veškeré montážní příslušenství. Při tvorbě modelu pro CFD jsem nejprve extrahoval ze sestavy potřebné plochy, které jsem příslušně upravil. Nakonec jsem plošný model převedl na objemový. Vzhledem k tomu, že vstupní data byla ve formátu *.step a bylo třeba pracovat s plochami, zvolil jsem CAD program Catia v5 a modeloval většinu času v modulu Generative shape design.

U modelu pro CFD je nezbytné vzít v úvahu kromě vnitřního objemu ejektoru také trubičku recirkulace (**obr. 24**, pozice 1). Trubička do ejektoru přivádí spaliny a dále svým koncem do vnitřního objemu ejektoru zasahuje. Trubička je na konci seříznutá pod úhlem 45° a společně se zúžením ejektoru se podílí na škrcení plicího vzduchu. Do modelu pro trojrozměrnou

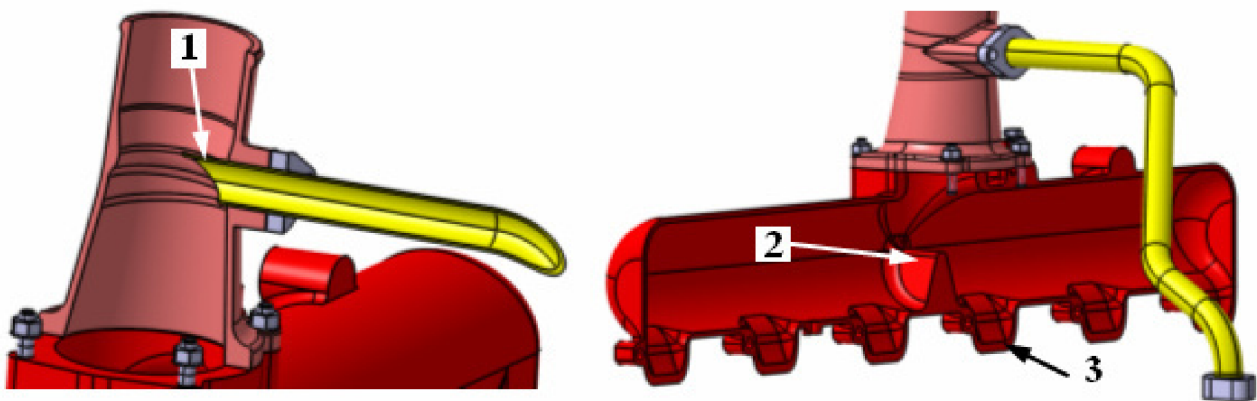
CFD analýzu jsem trubičku nezahrnul celou, použil jsem jen její část, která je dostatečně dlouhá pro ustálení proudění nasávaných spalín. Oblast modelu nad ejektorem jsem rovněž rozšířil o kousek hadice, která přivádí vzduch od mezichladiče.



Obr. 23: Výchozí sestava pro tvorbu CFD modelu

Legenda k obr. 23:

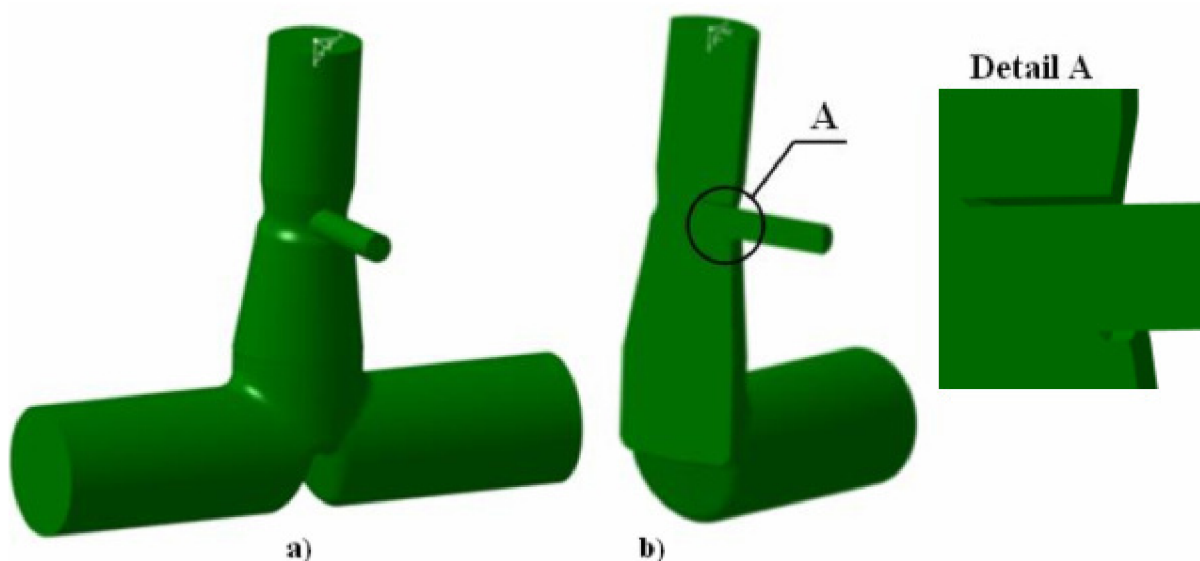
1) Hadice od mezichladiče, 2) Ejektor, 3) Trubička recirkulace, 4) Plnicí komora



Obr. 24: Řez rovinou symetrie ejektorem a řez plnicí komorou

Legenda k obr. 24:

1) Zasaňující trubička recirkulace do vyústění ejektoru, 2) Dělicí žebro v plnicí komoře, 3) Směr k plnicím kanálům v hlavě motoru



Obr. 25: Model pro CFD simulace, a) izometrický pohled, b) řez rovinou symetrie

Během promíchávání vzduchu se spalinami vzniká v rozšíření ejektoru značně velký úplav a z tohoto důvodu jsem musel do modelu pro CFD použít i část objemu plnicí komory. Navíc žebro v plnicí komoře (**obr. 24**, pozice 2), jehož úkolem je rozdělovat proud vzduchu na dvě části, má nepochybně také vliv na proudění, rozložení tlaku v ejektoru a samotný průběh promíchávání vzduchu se spalinami. Z plnicí komory vede šest kanálů (**obr. 24**, pozice 3), které distribuují vzduch do plnicích kanálů v hlavě motoru. Kanály v plnicí komoře jsem do modelu však již nepoužil, neboť nemají přímý vliv na proudění v ejektoru a navíc by značně zvětšily výpočtovou síť a zkomplikovaly CFD výpočet tím, že by narostl počet výstupů. Pro ustálení proudění však bylo potřeba použít větší objem za žebrem v plnicí komoře, proto jsem do modelu i tuto část komory zahrnul, avšak bez uvažování jednotlivých výstupních kanálů k hlavě motoru. Tento krok je určité zjednodušení situace, ale pro posouzení podtlakové funkce ejektoru není důležité. Výsledný model pro CFD simulace (**obr. 25**) má tedy vstup pro plnicí vzduch a pro spaliny a dva výstupy. Na **obrázku 25** je v detailu A zřetelné vybrání pro trubičku recirkulace zasahující do ejektoru.

Model pro CFD zobrazený na **obrázku 25** jsem používal pro analýzu výchozího konstrukčního řešení. Při vlastních návrzích tvaru ejektoru jsem využíval model ejektoru vytvořený v programu Pro/Engineer, který jsem podle potřeb upravoval a následně importoval ve formátu *.step do programu Catia. Zde jsem podle výše popsaného způsobu vytvořil kompletní model pro CFD, avšak s novým designem ejektoru.

7.2 Vytvoření CFD modelu

Simulace proudění CFD jsem zpracovával v softwarovém prostředí Star – CCM+. Metodika práce při každé úloze, kterou jsem řešil, probíhala následovně:

- Import modelu a jeho úprava
- Tvorba sítě (povrchová a objemová)
- Nastavení typu úlohy (fyzikálního modelu) a zadání okrajových podmínek
- Výpočet
- Zhodnocení výsledků (postprocessing)

7.2.1 Import modelu

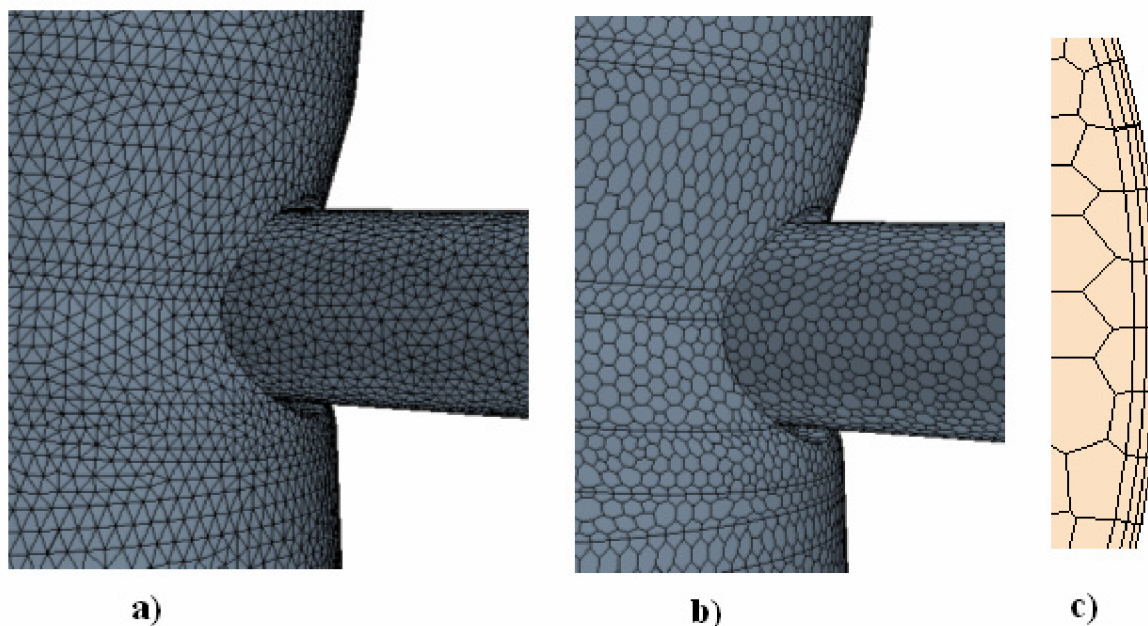
Data modelů vytvořená v CAD programu Catia v5 jsem importoval do CFD prostředí ve formátu *.iges. Při importu jsem používal volby pro standardní přesnost načítané geometrie. Pro načtený model jsem následně vytvořil nové hraniční křivky a celkovou povrchovou plochu modelu jimi rozdělil na množství ploch. Podle potřeby jsem určité plochy sloučil a pro jednodušší orientaci některé také popsal. Hraniční křivky jsou důležité při tvorbě povrchové sítě a umožňují kvalitně vysítovat ostré přechody mezi plochami. Obecně jsou hraniční křivky hrany a detaily ploch, které je třeba při povrchovém síťování zohlednit.

7.2.2 Vytvoření sítě

Při tvorbě povrchové a objemové sítě jsem používal mesher, který je součástí programu Star - CCM+. Pro síťování jsem nastavil modely Surface remesher, Prism layer mesher a Polyhedral mesher.

Surface remesher vygeneruje na importované geometrii povrchovou síť tvořenou trojúhelníkovými elementy (**obr. 26 a**). Základní velikost buňky byla zvolena 3 mm. Na plochách v oblasti vyústění trubičky recirkulace do ejektoru jsem výpočtovou síť lokálně zjemnil a použil menší velikost buněk (1,5 mm), aby se výsledky simulací co nejvěrohodněji přiblížily realitě. Po vygenerování sítě je nutné zkontrolovat, jestli nedošlo v některých místech k její deformaci, která by následně působila problematicky při výpočtu.

Z povrchové sítě se finálně vytvoří prostřednictvím modelu Polyhedral mesher síť objemová (**obr. 26 b**). Síť je tvořena polyhedrálními buňkami, které svým tvarem připomínají fotbalový míč a skládají se průměrně ze 14 ploch. Použití polyhedrální sítě jsem volil zejména proto, že jejich hlavní výhodou v porovnání s tetrahedrálními sítěmi je především pětikrát menší počet buněk a tedy i kratší výpočetní čas.



Obr. 26: a) Povrchová síť, b) Objemová síť, c) Řez objemovou sítí

Model Prism layer mesher rozdělí povrchové buňky objemové sítě do několika vrstev pravoúhlých prizmatických buněk, které slouží pro korektní vývin mezní vrstvy proudění a přestup tepla. Při síťování jsem definoval tři pásy prizmatických buněk, které jsou patry na obrázku 26 c).

7.2.3 Nastavení typu úlohy a okrajových podmínek

Dalším krokem po vytvoření sítě je nastavení fyzikálního modelu, jímž jsou určeny vlastnosti proudícího média a podmínky pro vlastní výpočet. Fyzikální model byl uvažován jako třídídimenzionální, stacionární, tedy časově ustálené a turbulentní proudění plynného média. Energetický model pro turbulentní proudění byl zvolen K – Epsilon, který se pro situace proudění v potrubí nejvíce přibližuje realitě. Dále jsem proudění uvažoval jako stlačitelné, u kterého je přepočten stavových veličin založen na stavové rovnici ideálního plynu. Veškeré zvolené vlastnosti fyzikálního modelu jsou uvedeny v **tabulce 5** v pořadí, v jakém se volí přímo v programu Star - CCM+. Bližší informace o jednotlivých vlastnostech fyzikálního modelu jsou podrobně popsány v [7].

V ejektoru dochází k promíchávání dvou druhů plynných médií, plnicího vzduchu a spalín. Pro CFD simulaci jsem však nastavil materiál vzduch i pro vstup ze systému EGR a situaci jsem si tímto krokem zjednodušil. Uvažovat ve výpočtu složení výfukových plynů (**tab. 1**) by bylo značně komplikované a ve skutečnosti složení spalín není stálé, protože se mění v závislosti na otáčkách a zatížení motoru. Hlavní rozdíl mezi vzduchem a výfukovými plyny je v absenci podstatného množství oxidu uhličitého a vodní páry, což jsou produkty spalování. Ve spalínách je rovněž menší podíl kyslíku. Ve výsledku se odlišné složení projeví rozdílnými měrnými tepelnými kapacitami vzduchu a spalín.

Tab. 5: Vlastnosti fyzikálního modelu proudění pro CFD simulaci

Space	Three Dimensional
Motion	Stationary
Material	Gas
Flow	Segregated Flow
Equation of State	Ideal Gas
Energy	Segregated Flow Energy
Time	Steady
Viscous Regime	Turbulent
Turbulence	Reynolds – Averaged Navier - Stokes
Reynolds – Averaged Turbulence	K – Epsilon Turbulence
K – Epsilon Turbulence	Realizable K – Epsilon Two - Layer
K – Epsilon Wall Treatment	Two – Layer All y+ Wall Treatment

Okrajové podmínky a s nimi související změřené hodnoty na motoru bylo třeba nastavit tak, aby bylo možné sledovat při stejných podmínkách vliv změny geometrie ejektoru na jeho podtlakový účinek. Pro vstup plnicího vzduchu jsem nastavil podmínku Mass flow inlet, která definuje hmotnostní tok a celkovou teplotu. Pro vstup výfukových plynů je vhodná podmínka Stagnation inlet, u které je třeba zadat celkový tlak a celkovou teplotu. Pro výstupy jsem určil podmínky Pressure outlet. Na vstupu plnicího vzduchu byl rovněž kromě hmotnostního toku a teploty nastaven také příslušný celkový tlak. Ostatní plochy modelu jsou definovány jako

Wall s výchozími přednastavenými vlastnostmi a také na nich není uvažován přestup tepla. Na **obrázku 27** je vysíťovaný model s definovanými okrajovými podmínkami.

Tab. 6: Změřené provozní hodnoty na motoru

Otáčky [min^{-1}]	2200	1480	1480
Výkon [kW]	125,1	114,7	96,1
Moment [Nm]	543	740	619,9
Spotřeba paliva [kg/h]	32,8	24,7	20,7
Teplota před mezichladičem [$^{\circ}\text{C}$]	175	158,4	137,8
Teplota za mezichladičem [$^{\circ}\text{C}$]	59,3	52,3	45,8
Tlak před mezichladičem [kPa]	158	147,2	120,3
Tlak za mezichladičem [kPa]	153,5	144,2	117,7
Atmosferický tlak [kPa]	98,8	98,8	98,8
Tlak výfukových plynů [kPa]	214,6	154,8	127,3
Teplota výfukových plynů [$^{\circ}\text{C}$]	499,3	460,5	419,8
Teplota ochlazených výfuk. plynů [$^{\circ}\text{C}$]	200	max. 200	max. 200
Hmotnostní tok plnicího vzduchu [kg/s]	0,210982	0,16494	0,149228

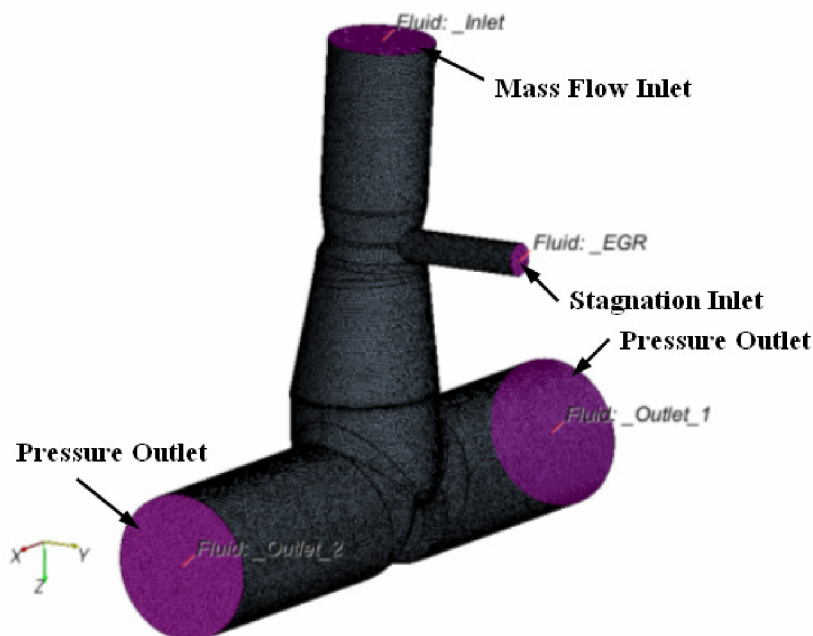
Při volbě okrajových podmínek jsem musel vycházet z naměřených hodnot na šestiválcovém motoru při jednotlivých režimech (**tab. 6**) a popsaná konfigurace je jediná možná pro sledování potřebných veličin. Žlutě vybarvené řádky v **tabulce 6** označují hodnoty, které jsem pro CFD výpočty použil. Díky tomu, že pro vstup spalin ze systému EGR je nastaven celkový tlak, lze v případě změny geometrie ejektoru sledovat vliv na jeho podtlakový účinek. Pokud se například zmenší průtočný průřez v nejužším místě ejektoru, stoupá rychlost proudění plnicího vzduchu, klesá zde statický tlak a podtlakový účinek ejektoru roste. Na vstupu ze systému EGR dochází k přerozdělení složek celkového tlaku mezi statickou a dynamickou složkou. Dynamická složka se zvětšuje a statická ekvivalentně zmenšuje. Tlakový spád je větší a tedy i hmotnostní tok recirkulovaných výfukových plynů. Zadaný celkový tlak je konstantní.

7.2.4 Výpočet a postprocessing

Během průběhu jednotlivých výpočtů jsem sledoval kromě hodnot residuí také další kritéria pro posouzení kvality výpočtů. Hlavním faktorem, který vyhodnocuji u jednotlivých konstrukčních variant je hmotnostní tok trubičkou systému EGR. Pro korektní výsledky je tedy důležité dostatečný počet iterací simulace pro ustálení hmotnostního toku. Uvažoval jsem rozptyl menší než 10^{-4} kg/s. Dále jsem monitoroval ustálení rychlosti proudění s tolerancí 0,15 m/s na určeném bodu. Polohu bodu jsem volil v rovině symetrie modelu v oblasti těsně za zúžením ejektoru, tedy v místě kde dochází k promíchávání dvou médií s rozdílnými vlastnostmi. Rychlosti proudění jsou zde značné a lze v této oblasti předpokládat také největší změny rychlosti turbulentního proudění. Po ustálení residuí, hmotnostního toku a rychlosti lze výpočet považovat za zkonvergovaný. Čím nižší je hodnota zbytkových residuí a rozkmitu sledovaných veličin, tím je simulace reálnější.

U jednotlivých simulací jsem vyhodnocoval kromě hmotnostního toku trubičkou EGR také velikost tlakové ztráty. Tlaková ztráta je daná rozdílem celkových tlaků mezi vstupem plnicího vzduchu a výstupy. Hodnotu tlaku na výstupu jsem získal z reportu programu, který

tlak na ploše stanovuje jako průměrnou hodnotu tlaků jednotlivých buněk se zohledněním velikosti plochy buněk. Grafické vyhodnocení výsledků simulací jsem realizoval v rovině symetrie modelu, případně v rovině na ní kolmé.



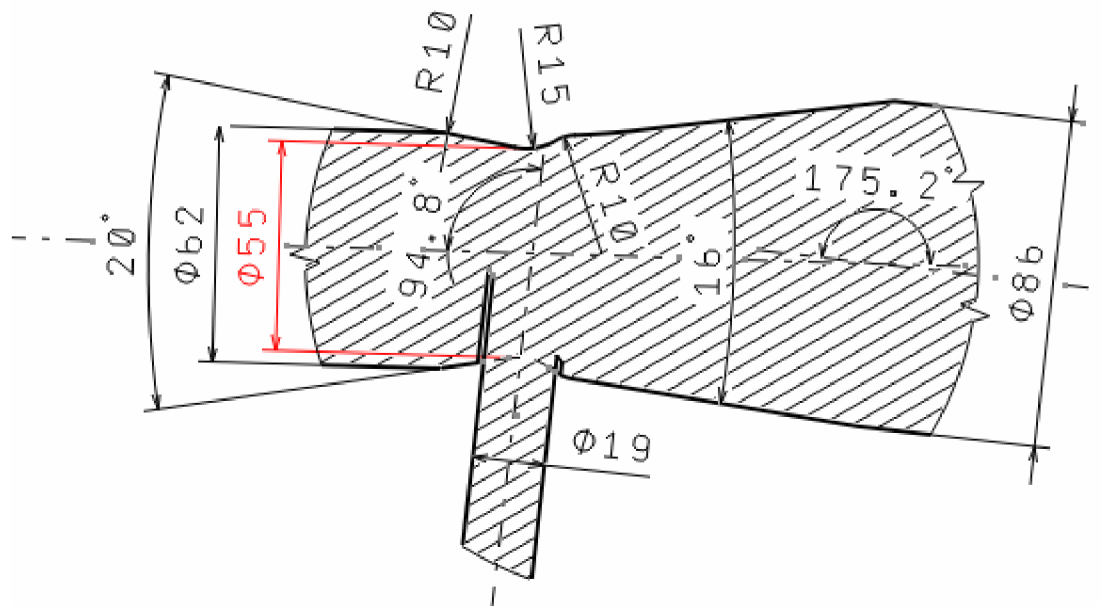
Obr. 27: Vysíťovaný model s definovanými okrajovými podmínkami

8 Analýza současného konstrukčního řešení ejektoru

Současné konstrukční řešení ejektoru (**obr. 28**) má průměr v nejužším místě o 7 mm menší než průměr vstupní. Průtočná plocha je tedy zredukována o 21,3 %. Nejdříve jsem provedl CFD analýzu tohoto výchozího řešení, abych jej mohl zhodnotit a následně navrhnout nový tvar ejektoru. Simulace jsem vytvořil pro otáčky při nichž je dosahováno maximum točivého momentu motoru (1480 min^{-1}) a pro režim otáček jmenovitých (2200 min^{-1}). Hodnoty pro výpočet režimu při jmenovitých otáčkách jsou naměřené během práce motoru na vnější otáčkové charakteristice, tedy oblasti zatížení kde ve skutečnosti recirkulace výfukových plynů není aktivována.

Tlakový spád EGR systému je při jmenovitých otáčkách zcela dostatečný při všech zatíženích motoru a důvodem, proč se tímto režimem zabývám, je určení tlakové ztráty, kterou porovnávám s nově navrženými designy. Nově navržený a optimalizovaný tvar ejektoru musí podle zadání poskytovat zvýšený podtlakový účinek. Z tohoto důvodu je třeba u ejektoru zmenšit nejmenší průtočnou plochu. Tento krok však znamená nárůst tlakové ztráty. Při jmenovitých otáčkách a maximálním výkonu motoru jsou rychlosti proudění největší, tlaková ztráta dosahuje při těchto podmínkách maximálních hodnot a nezanedbatelně snižuje plnicí účinnost motoru. Navržené konstrukční varianty ejektorů proto porovnávám z hlediska tlakové ztráty při plném výkonu motoru ve jmenovitých otáčkách a 25 % podílu recirkulovaných výfukových plynů.

Tlakový spád při jmenovitých otáčky je u všech zatížení zhruba stejný. Přestože jsem simulaci vytvořil pro režim plného zatížení, výsledky v podobě procentuálního podílu hmotnostních toků systému EGR vzhledem k plnicímu vzduchu a rozložení rychlosti a tlaku proudění budou podobné jako pro režim částečného zatížení, tedy oblast, kde se recirkulace spalin uskutečňuje. Důkazem tohoto tvrzení jsou simulace provedené pro dvě zatížení při otáčkách 1480 min^{-1} .



Obr. 28: Řez rovinou symetrie modelem pro CFD s původním designem

8.1 CFD simulace pro otáčky 1480 min^{-1} (bez tlakové ztráty výměníku)

Pro otáčky maxima točivého momentu jsem zhotovil simulace pro zatížení motoru s výkony 96,1 a 114,7 kW. Na vstupu plnicího vzduchu je definován hmotnostní tok, celková teplota a také nastaven celkový tlak. Pro vstup z EGR systému je zadán celkový tlak a teplota. Příslušné hodnoty okrajových podmínek jsou zapsány v **tabulce 7**. Hodnoty tlaků jsou uvedeny absolutně.

Tab. 7: Okrajové podmínky pro otáčky motoru 1480 min^{-1} , bez tlakové ztráty výměníku

Výkon [kW]	96,1	114,7
Vstup plnicí vzduch - hmotnostní tok [kg/s]	0,149228	0,16494
Vstup plnicí vzduch - celková teplota [K (°C)]	318,95 (45,8)	325,45 (52,3)
Vstup plnicí vzduch - celkový tlak [Pa]	216 500	243 000
Vstup EGR - celkový tlak [Pa]	226 100	253 600
Vstup EGR - celková teplota [K (°C)]	473,15 (200)	473,15 (200)

Tab. 8: Vyhodnocení simulací pro otáčky motoru 1480 min^{-1} , bez tlakové ztráty výměníku

Výkon [kW]	96,1	114,7
Hmotnostní tok EGR [kg/s]	0,0593214	0,0662184
Hmotnostní tok EGR / plnicí vzduch [%]	39,75	40,15
Tlaková ztráta [kPa]	3,368	3,734

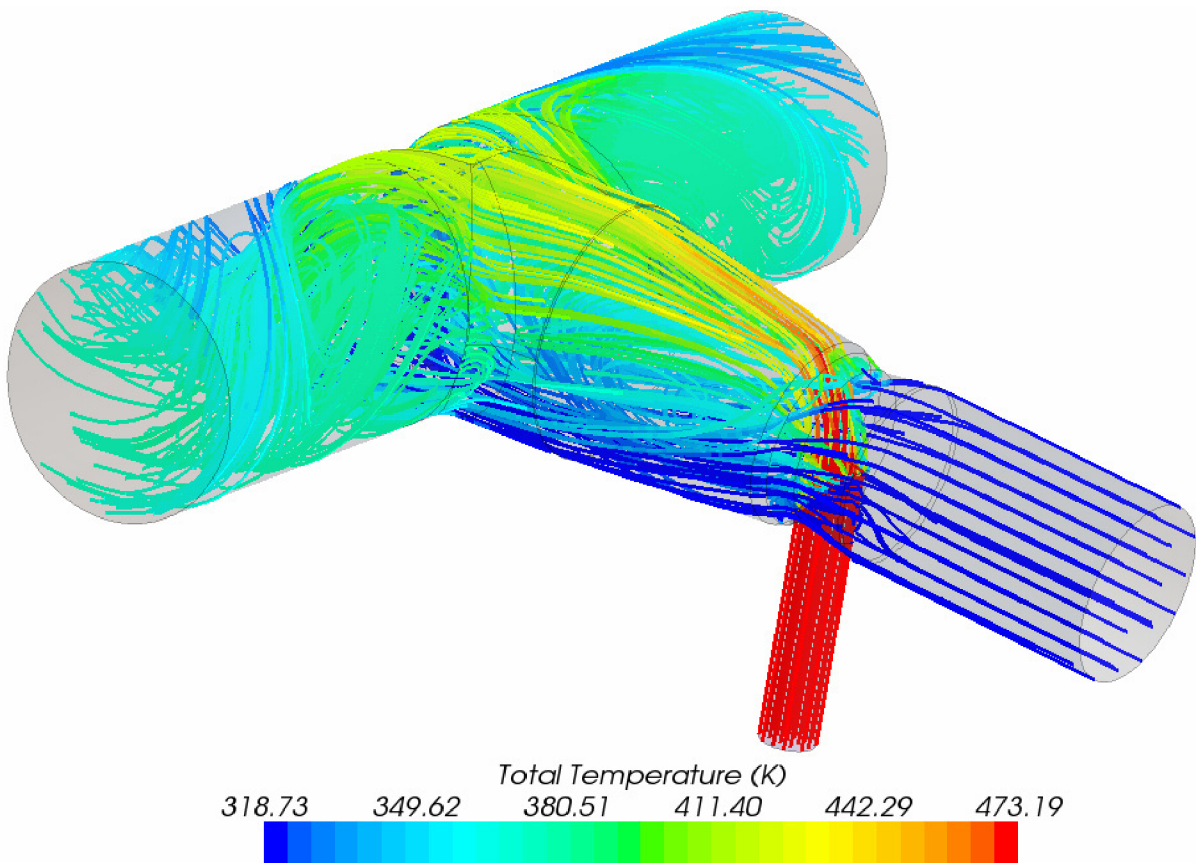
Hodnota celkového tlaku v systému EGR, uvedená v **tabulce 7**, je změřena v místě odběru spalin z výfukového traktu na vstupu do EGR výměníku. Tlaková ztráta způsobená průchodem spalin výměníkem tedy není v tomto případě uvažována. Simulace jsou vytvořené pro případ ideálního EGR výměníku bez tlakové ztráty a zjištěné hodnoty hmotnostních toků neodpovídají skutečnému stavu.

Z výsledků simulací (**tab.8**) je zřetelné, že difference 9,6 kPa (respektive 10,6 kPa u výkonu 114,7 kW) mezi celkovým tlakem spalin a plicního vzduchu je optimální. Podíl recirkulovaných výfukových plynů dosahuje 39,75 % (40,15 %) hmotnostního toku plicního vzduchu. Podíl okolo 40 % vrácených spalin je limitní množství, které se pozitivně projevuje na přeměnu energií při spalovacím procesu. Ve většině případů lze tedy předpokládat regulaci tohoto množství EGR ventilem.

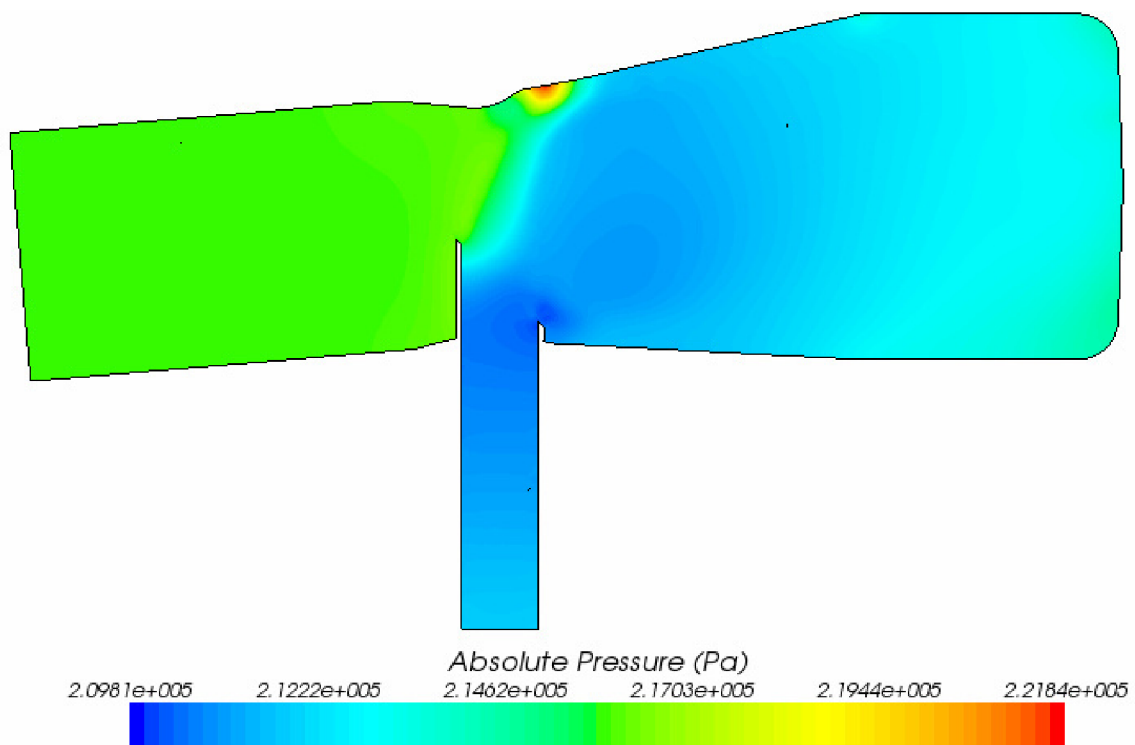
Tlaková ztráta 3,368 kPa (3,734 kPa u 114,7 kW) je v porovnání s tlakovou ztrátou vzniklou průchodem plicního vzduchu mezichladičem (2,6 kPa a 3 kPa pro 114,7 kW) zhruba o 0,7 kPa vyšší.

Z grafického vyhodnocení simulací je zřetelné, že v oblasti rozšíření ejektoru dochází při promíchávání dvou médií s rozdílnými vlastnostmi k vytvoření úplavu. Nejnižší tlak (**obr. 30** a **34**) je v místě vyústění trubičky do ejektoru, kde proudění dosahuje největších rychlostí (**obr. 31** a **35**). Proud spalin je částečně strháván plicním vzduchem, ale z převážné většiny kopíruje povrchové plochy ejektoru, což se děje z důvodu větší energie než má plicní vzduch. Proces promíchávání je dobře pozorovatelný na proudnicích (**obr. 29**), které jsou obarveny celkovou teplotou. Na **obrázcích 38** a **39** jsou proudnice obarvené absolutní velikostí rychlosti.

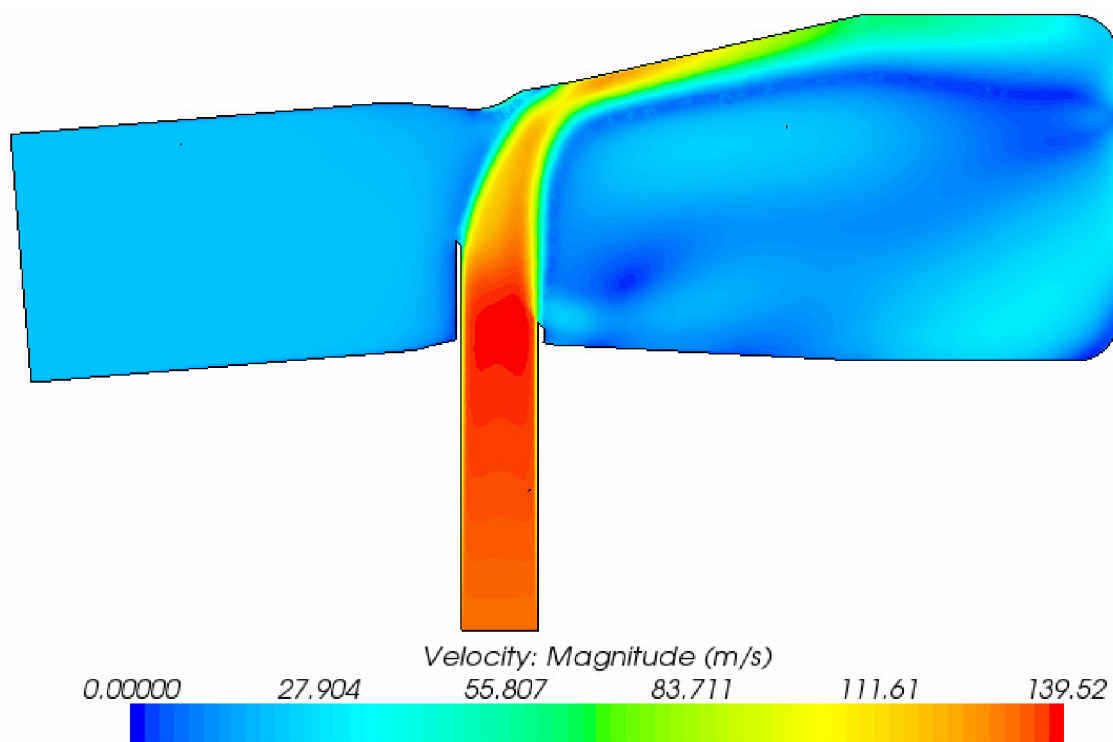
Pokud u simulací pro výkon 96,1 a 117,7 kW porovnáme rozložení statického tlaku, absolutních velikostí rychlosti proudění v rovině symetrie ejektoru i rovině na ní kolmé a také proudnic, je již na první pohled patrné jejich hodně podobné rozložení. Na **obrázcích 30** až **39** jsou grafická vyhodnocení obou simulací.



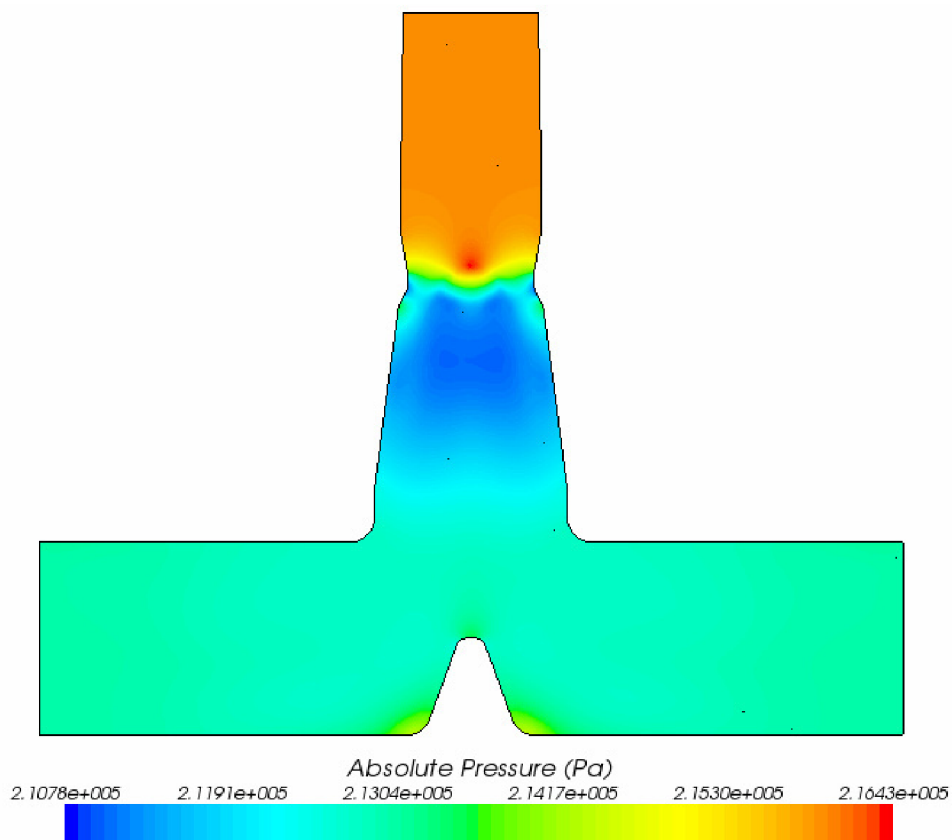
Obr. 29: Proudnicе obarvené hodnotami celkové teploty u simulace pro výkon 96,1 kW



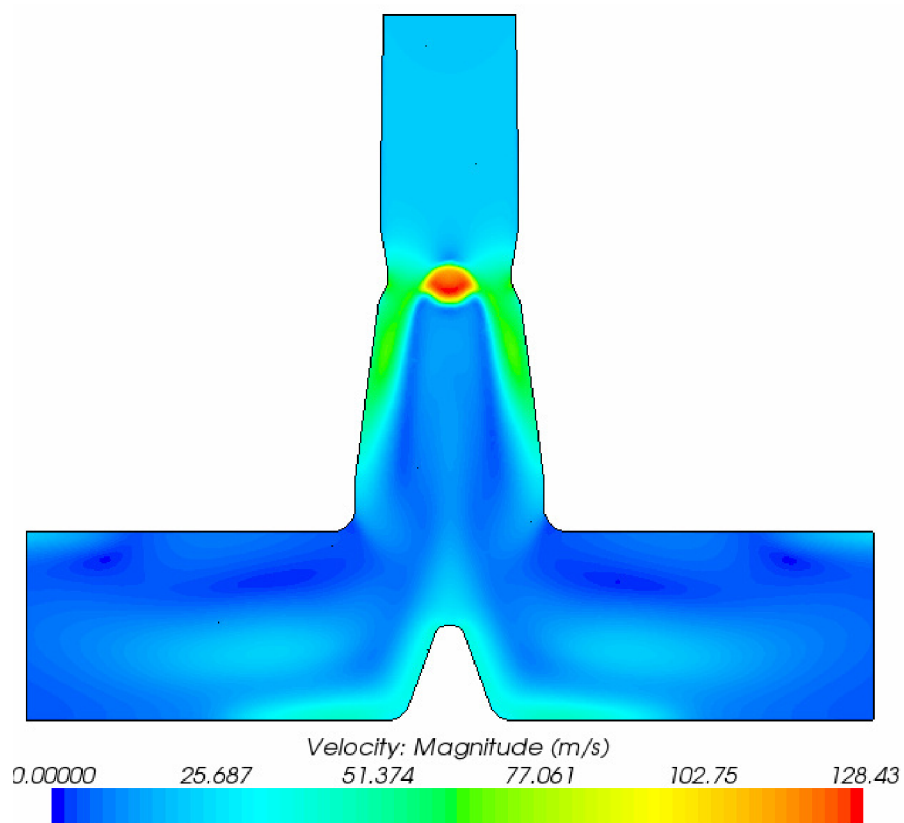
Obr. 30: Rozložení statického tlaku v rovině symetrie pro výkon 96,1 kW



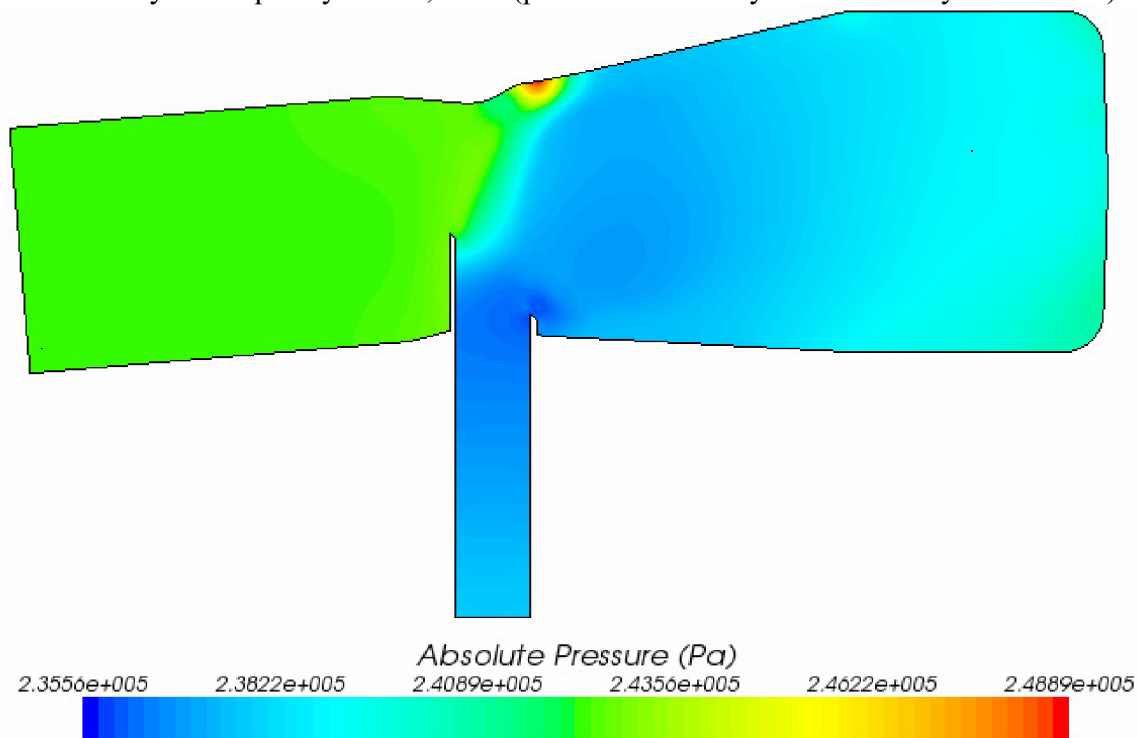
Obr. 31: Rozložení absolutních velikostí rychlosti proudění v rovině symetrie pro 96,1 kW



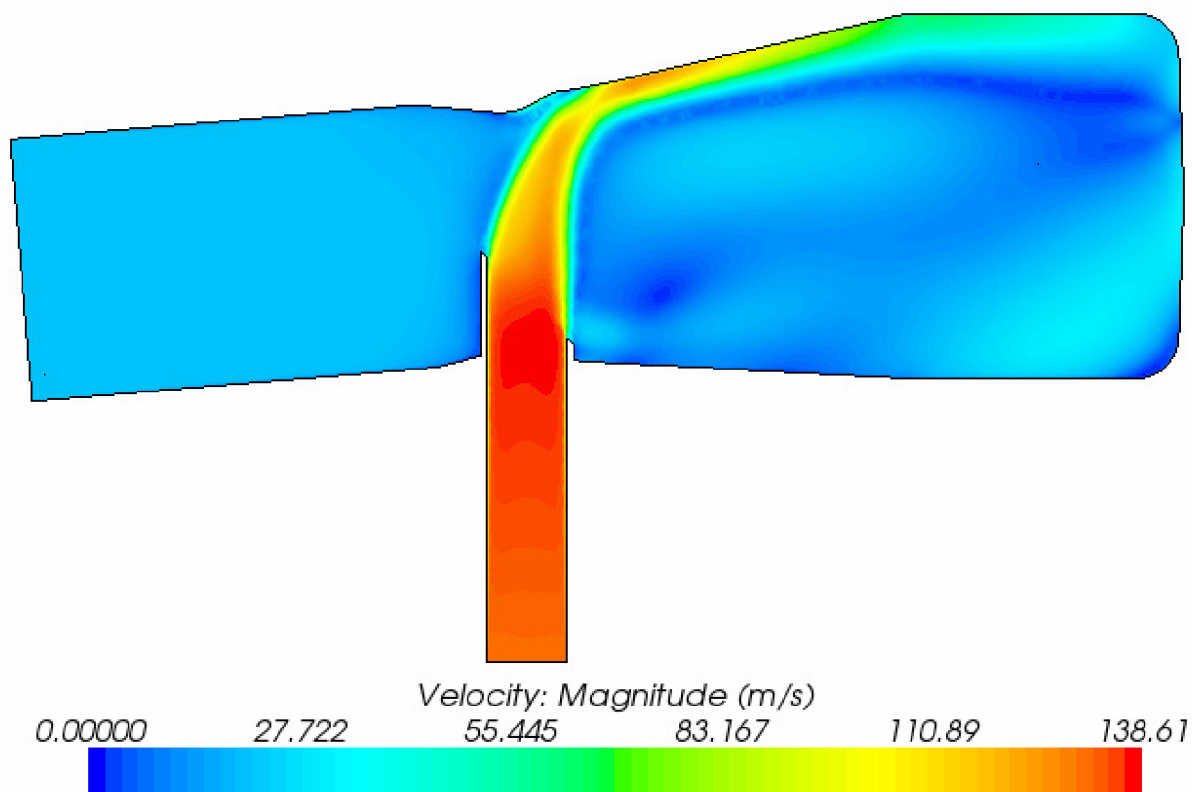
Obr. 32: Rozložení statického tlaku v rovině kolmé na rovinu symetrie pro výkon 96,1 kW (pohled shora na vyústění trubičky recirkulace)



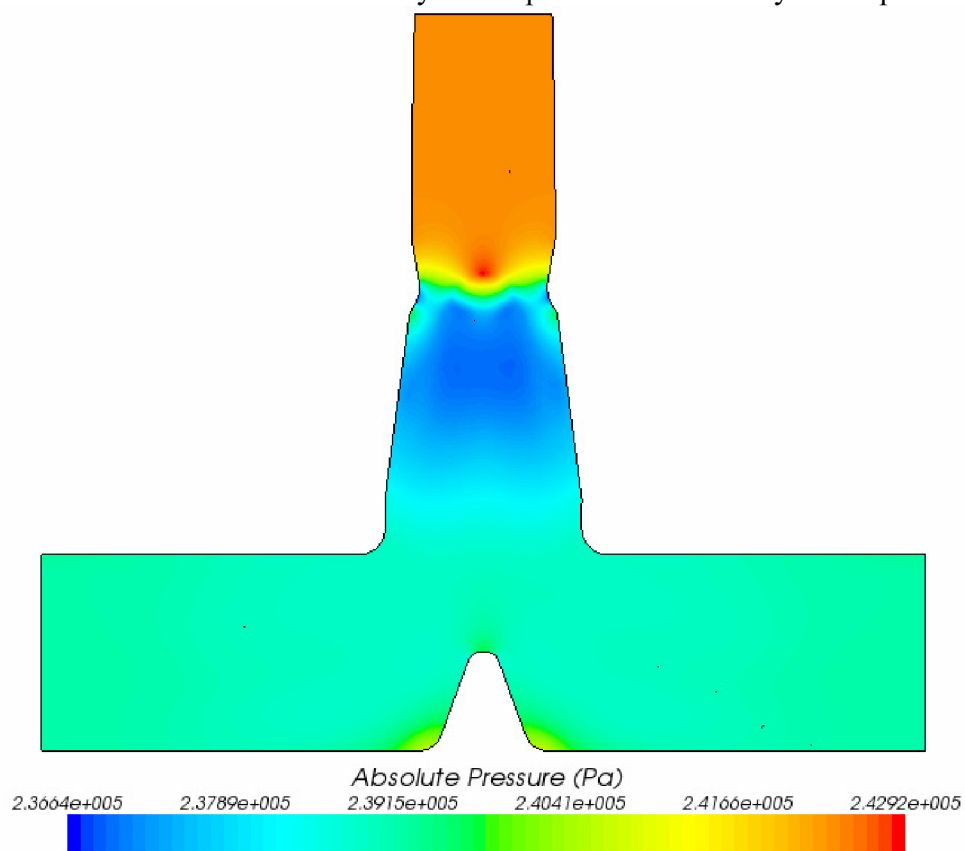
Obr. 33: Rozložení absolutních velikostí rychlosti proudění v rovině kolmé na rovinu symetrie pro výkon 96,1 kW (pohled shora na vyústění trubičky recirkulace)



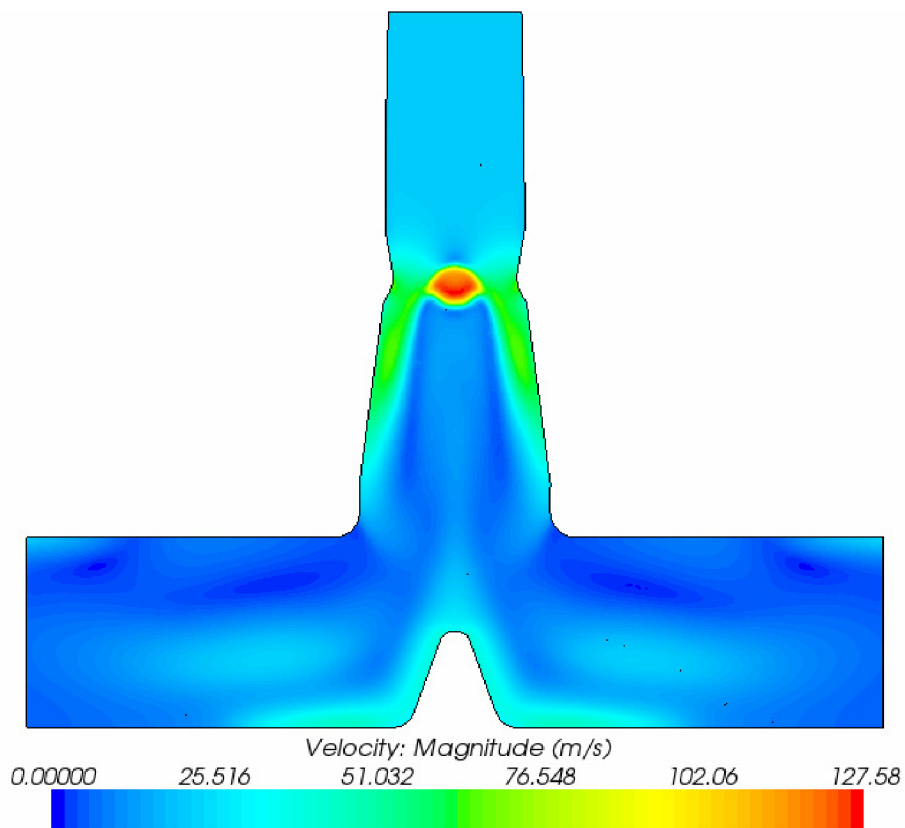
Obr. 34: Rozložení statického tlaku v rovině symetrie pro výkon 114,7 kW



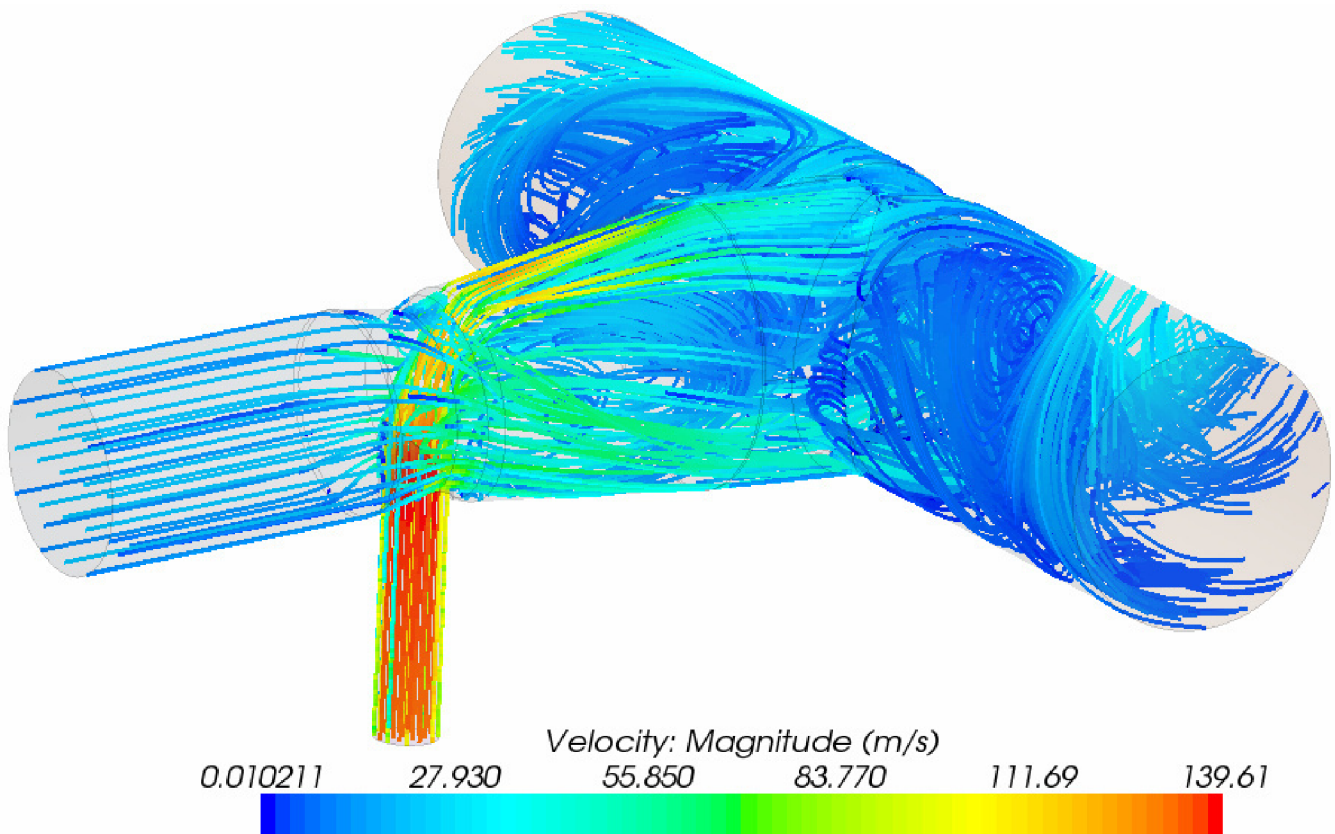
Obr. 35: Rozložení absolutních velikostí rychlosti proudění v rovině symetrie pro 114,7 kW



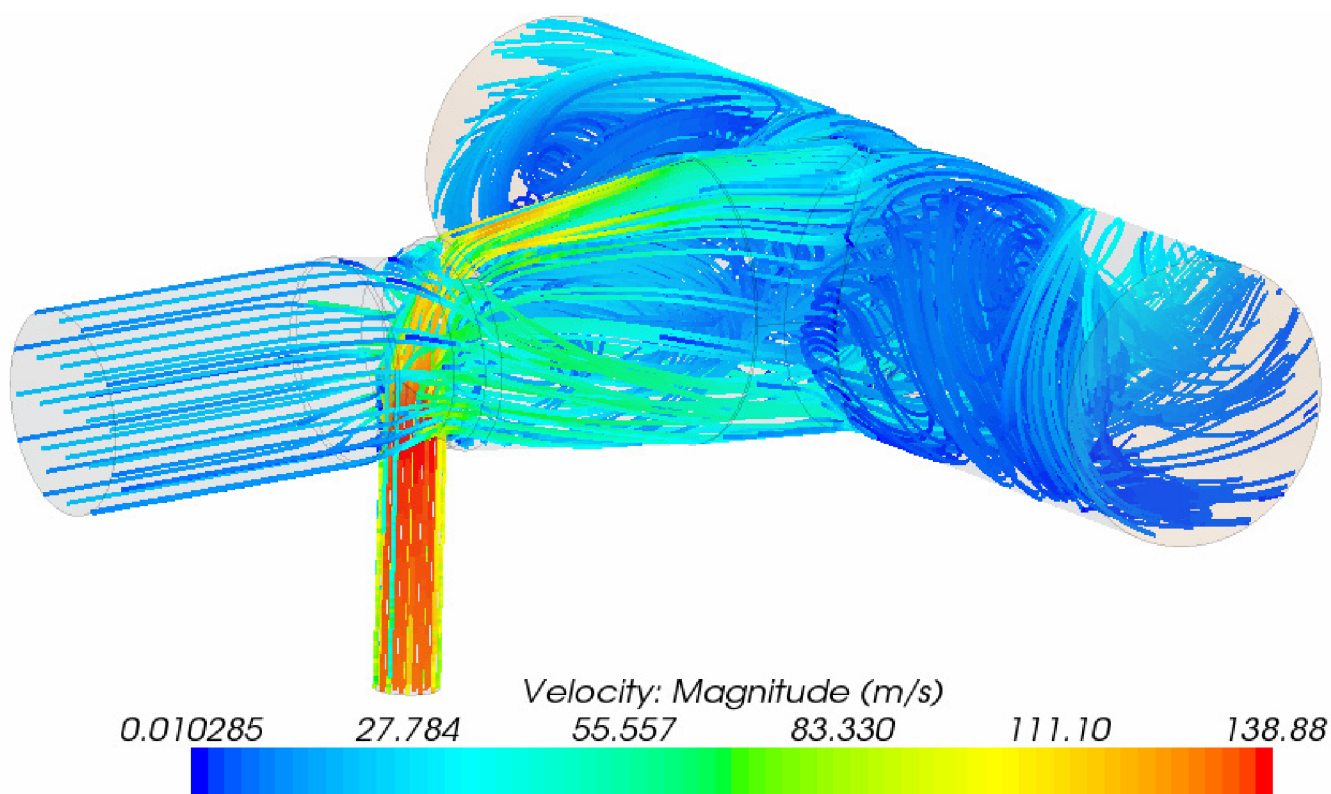
Obr. 36: Rozložení statického tlaku v rovině kolmé na rovinu symetrie pro výkon 114,7 kW (pohled shora na vyústění trubičky recirkulace)



Obr. 37: Rozložení absolutních velikostí rychlosti proudění v rovině kolmé na rovinu symetrie pro výkon 114,7 kW (pohled shora na vyústění trubičky recirkulace)



Obr. 38: Proudnice obarvené absolutní velikostí rychlosti pro 1480 min⁻¹ a výkon 96,1 kW



Obr. 39: Proudnice obarvené absolutní velikostí rychlosti pro otáčky motoru 2200 min^{-1} a výkon $114,7 \text{ kW}$

8.2 CFD simulace pro otáčky 1480 min^{-1} (s tlakovou ztrátou výměníku)

Ve skutečnosti však tlakovou ztrátu EGR výměníku zanedbat nelze a je nezbytné ji do výpočtů zahrnout, neboť má rozhodující vliv na tlakový spád. Při otáčkách maxima točivého momentu je její velikost 10 kPa . V případě zatížení motoru s výkonem $96,1 \text{ kW}$ je celkový tlak výfukových plynů za EGR výměníkem o $0,4 \text{ kPa}$ nižší než tlak plnicí. Pokud by tedy nebyl do plnicího traktu vřazen ejektor, spaliny by okruhem recirkulace neproudily. V **tabulce 9** jsou uvedeny hodnoty okrajových podmínek pro simulaci, která tlakovou ztrátu výměníku uvažuje. Vzhledem k podstatně horším podmínkám pro recirkulaci spalin při zatížení motoru s výkonem $96,1 \text{ kW}$ jsou další simulace zhotovené pouze pro tento režim. Stejně postupují i při návrhu nových tvarů ejektoru a simulace vytvářím pro stejné podmínky a beru na zřetel tlakovou ztrátu výměníku.

Tab. 9: Okrajové podmínky pro otáčky motoru 1480 min^{-1} a tlakovou ztrátu výměníku

Výkon [kW]	96,1
Vstup plnicí vzduch - hmotnostní tok [kg/s]	0,149228
Vstup plnicí vzduch - celková teplota [K (°C)]	318,95 (45,8)
Vstup plnicí vzduch - celkový tlak [Pa]	216 500
Vstup EGR - celkový tlak [Pa]	216 100
Vstup EGR - celková teplota [K (°C)]	473,15 (200)

Zúžení ejektoru a trubička recirkulace, která svým koncem do ejektoru zasahuje, snižují lokálně statický tlak plnicího vzduchu a zajišťují tlakový spád. Velikost tlakového spádu však není dostatečně velká a je možné zpětně vrátit pouze 11,80 % spalin (**tab. 10**). Hmotnostní tok systémem EGR z výsledků CFD simulace vychází v konfrontaci s reálně naměřenou hodnotou na šestiválcovém motoru poměrně dobře. Podle výsledků měření je skutečný hmotnostní tok cca 10 %. Odchylka mezi CFD a provedeným měřením je tedy cca 18 %. Ve výsledku nesrovnalost mezi simulací a realitou není podstatná, neboť mým cílem je porovnat různé designové varianty a k tomuto účelu dobře poslouží i simulace, které se od skutečného proudění do určité míry odlišují.

Tab. 10: Vyhodnocení simulace pro otáčky 1480 min^{-1} a tlakovou ztrátu výměníku

Hmotnostní tok EGR [kg/s]	0,0176157
Hmotnostní tok EGR / plnicí vzduch [%]	11,80
Tlaková ztráta [kPa]	1,574

Na **obrázku 40** je dobře zřetelné, že nejnižší tlak a ekvivalentně nejvyšší rychlost (**obr. 41**) proudění je v místě zúžení ejektoru, odkud jsou spaliny podtlakem vysávány a unášeny proudem plnicího vzduchu.

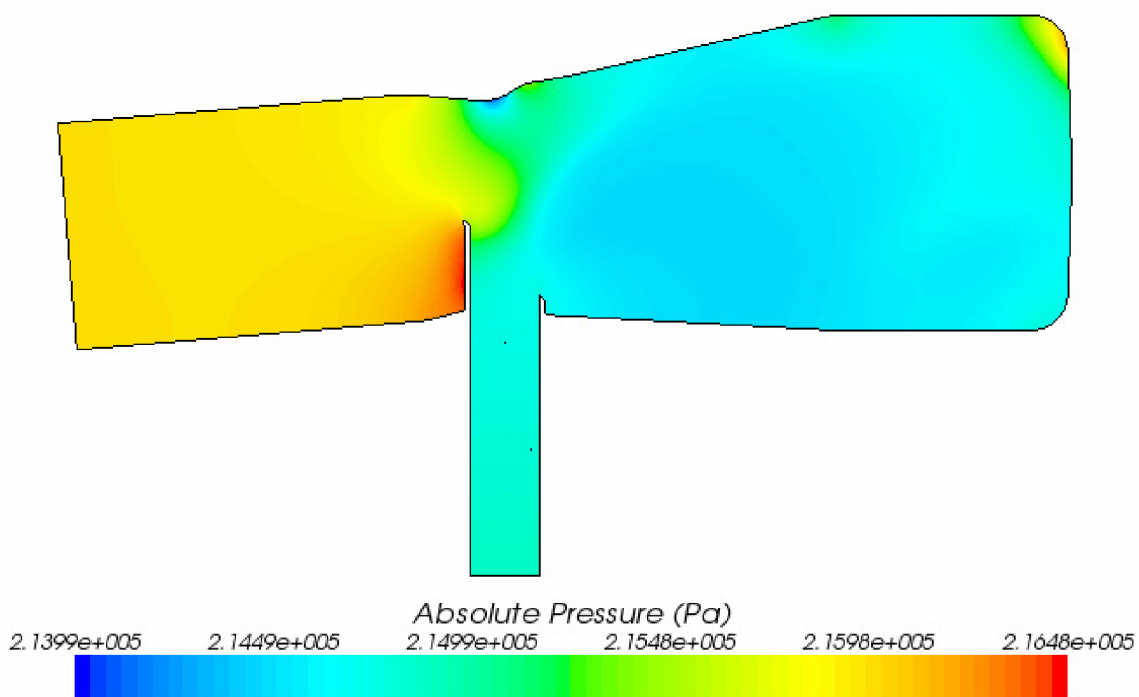
8.3 CFD simulace pro otáčky 1480 min^{-1} bez zasahující trubičky

Na vytvoření podtlaku má vliv kromě zmenšeného průtočného průřezu také trubička recirkulace, která je na konci seříznutá pod úhlem 45° a zasahuje do ejektoru. Konec trubičky způsobuje škracení proudu plnicího vzduchu a přispívá rovněž k vytvoření úplavu. Plnicí vzduch obtéká povrch trubičky, za ní vzniká úplav a dochází k recirkulaci vznikající směsi vzduchu a spalin. Za účelem zjistit, jak velký vliv má zasahující trubička na tlakový spád jsem zhotovil simulaci pro okrajové podmínky dle **tabulky 9**. Podkladovou geometrie pro výpočet jsem upravil a konec trubičky odstranil tak, aby nezasahoval do ejektoru. Vznik podtlaku tedy závisí pouze na zúžení ejektoru.

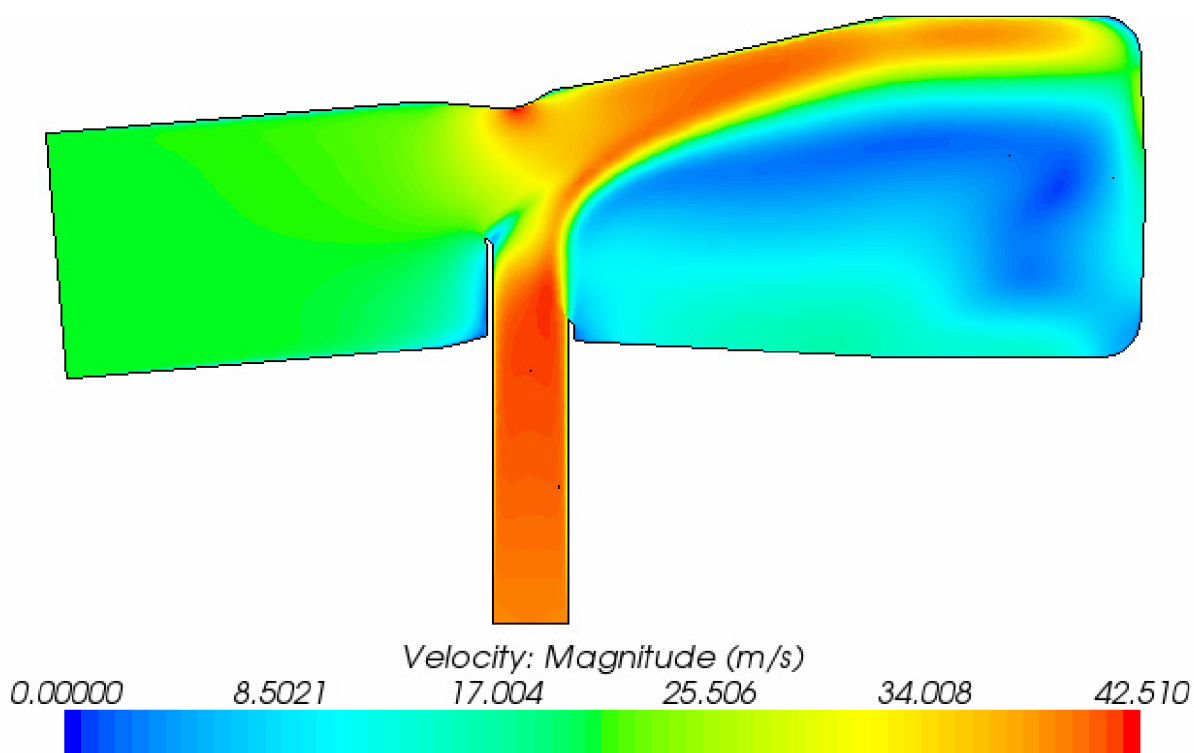
Tab. 11: Vyhodnocení simulace pro otáčky 1480 min^{-1} , bez trubičky

Hmotnostní tok EGR [kg/s]	0,0039234
Hmotnostní tok EGR / plnicí vzduch [%]	2,63
Tlaková ztráta [kPa]	0,555

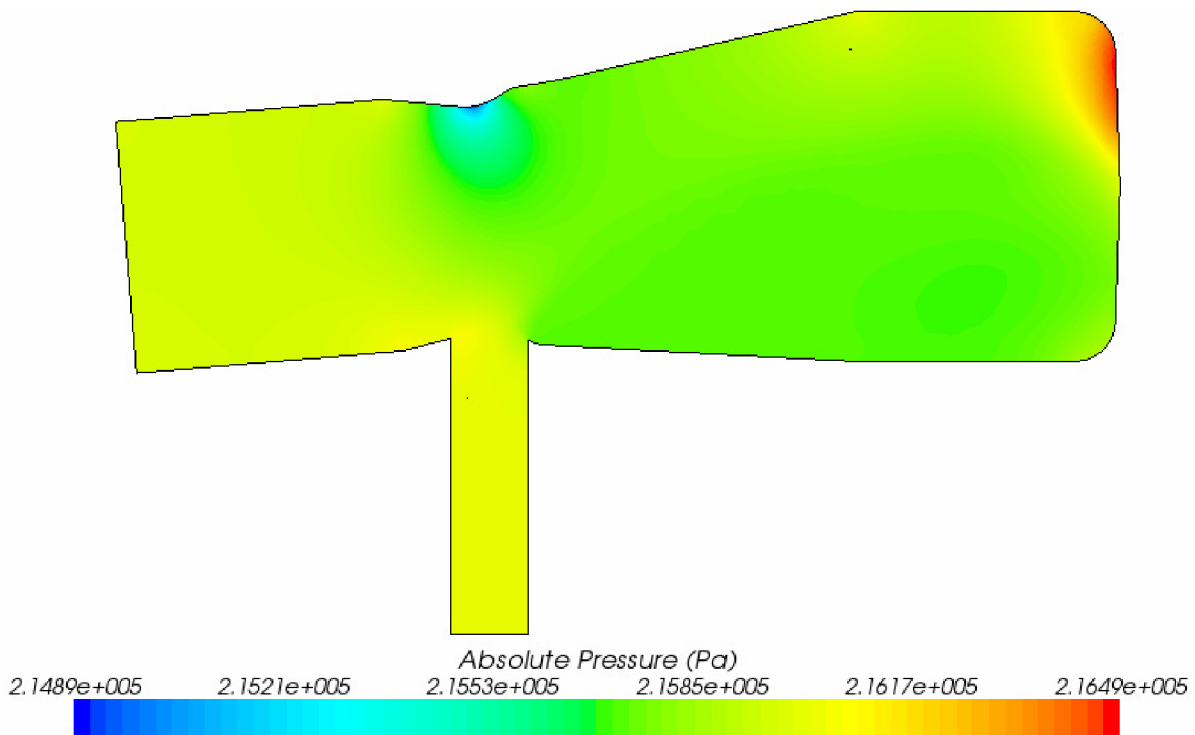
Z výsledku simulace (**tab. 11**) je jasné, že zasahující trubička recirkulace má převažující vliv na lokálním snížení statického tlaku. Samotné zmenšení průtočné plochy umožňuje přívod pouze 2,63 % spalin v poměru k hmotnostnímu toku plnicího vzduchu. Pokud tedy porovnáme přínos zúžení a trubičky na velikost hmotnostního toku z okruhu recirkulace, vychází poměr zhruba 2,3:7,7 ve prospěch trubičky. Pro nový návrh ejektoru na základě tohoto zjištění je třeba trubičku recirkulace zachovat, bez odstranění zasahujícího konce. Z **obrázku 42** je patrné, že statický tlak v trubičce recirkulace je větší než tlak plnicí a proudění je umožněno pouze malým lokálním snížením tlaku v zúžení. Na **obrázku 43** je rozložení absolutních velikostí rychlosti proudění.



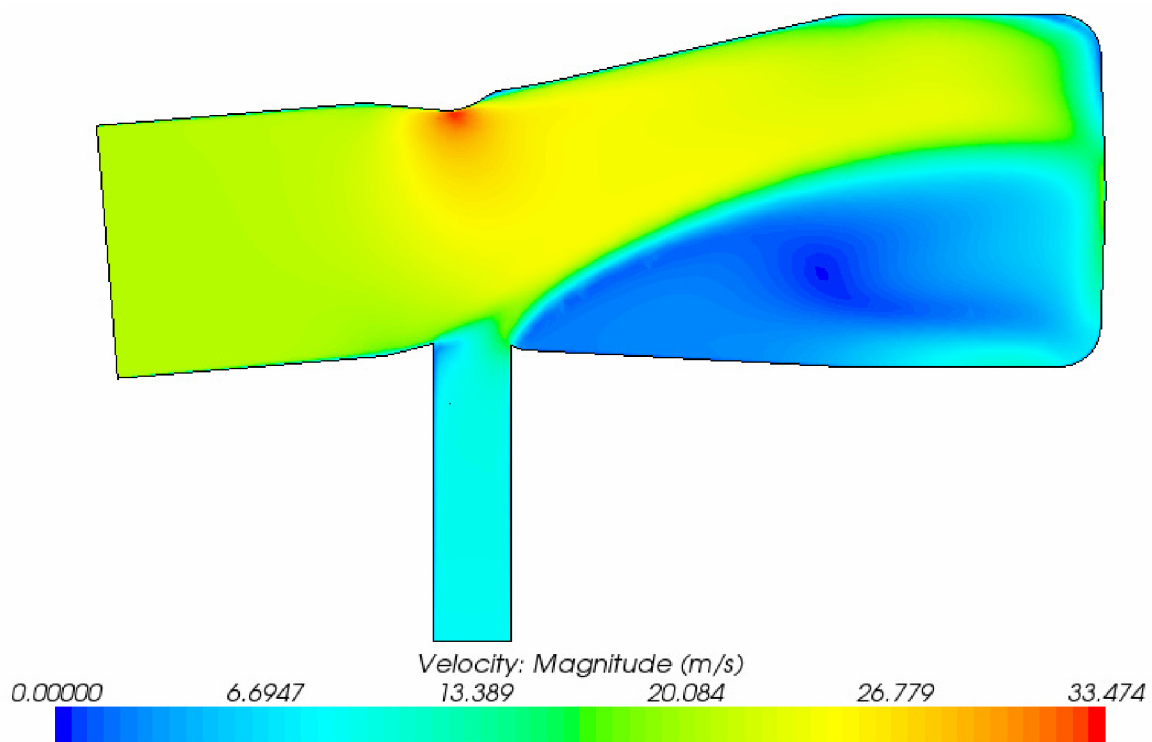
Obr. 40: Rozložení statického tlaku v rovině symetrie při otáčkách 1480 min^{-1} a uvažování tlakové ztráty EGR výměníku



Obr. 41: Rozložení absolutních velikostí rychlosti v rovině symetrie při otáčkách 1480 min^{-1} a uvažování tlakové ztráty EGR výměník



Obr. 42: Rozložení statického tlaku v rovině symetrie při otáčkách 1480 min^{-1} a odstranění zasahující trubičky recirkulace



Obr. 43: Rozložení absolutních velikostí rychlosti v rovině symetrie při otáčkách 1480 min^{-1} a odstranění zasahující trubičky recirkulace

8.4 CFD simulace pro 1480 min^{-1} a určení optimální tlakové ztráty EGR výměníku

Tlaková ztráta EGR výměníku velmi negativně ovlivňuje tlakový spád systému recirkulace. Podle simulací vyhodnocených v kapitole 8.1 a 8.2 způsobuje tlaková ztráta pokles hmotnostního toku okruhem zpětného vedení spalin o 350 %. Snížení tlakové ztráty výměníku je tedy jedna z možností, jak recirkulaci spalin zvýšit. Cílem této simulace je určit velikost ztráty, která by u současného tvarování ejektoru zajišťovala přívod 20 % spalin.

Z tohoto důvodu uvažují systémem recirkulace hmotnostní tok, který odpovídá 20 % hmotnostního toku plicního vzduchu a pro tento předpoklad vyhodnocují příslušný celkový tlak. Na základě zjištěného tlaku a znalosti současné tlakové ztráty jednoduše určí požadovanou hodnotu tlakové ztráty pro daný stav.

V porovnání s předcházejícími simulacemi je nutné upravit v CFD prostředí okrajové podmínky. Na vstupu z okruhu recirkulace definují místo podmínky Stagnation inlet podmínku Mass flow inlet a monitorují celkový tlak na vstupu a jeho ustálení během výpočtu jednotlivých iterací. Na vstupu plicního vzduchu je ponechána podmínka Mass flow inlet a také nastaven celkový tlak. Hodnoty okrajových podmínek pro výpočet jsou uvedeny v **tabulce 12** a v **tabulce 13** výsledné hodnoty.

Tab. 12: Okrajové podmínky pro 1480 min^{-1} a 20 % tok systémem EGR

Výkon [kW]	96,1
Vstup plicí vzduch - hmotnostní tok [kg/s]	0,149228
Vstup plicí vzduch - celková teplota [K (°C)]	318,95 (45,8)
Vstup plicí vzduch - celkový tlak [Pa]	216 500
Vstup EGR – hmotnostní tok [kg/s]	0,029846
Vstup EGR - celková teplota [K (°C)]	473,15 (200)

Tab. 13: Vyhodnocení simulace pro 1480 min^{-1} a 20 % tok systémem EGR

Vstup EGR – celkový tlak [Pa]	217 696
Tlaková ztráta EGR výměníku [kPa]	8,404



Obr. 44: EGR výměník v částečném řezu (vlevo) a různé druhy trubiček pro výměníky se spirálovou drážkou (vpravo)

Podle získaných údajů je tedy 20 % hmotnostní tok okruhem recirkulace podmíněn snížením tlakové ztráty EGR výměníku o 1,596 kPa. Tlakovou ztrátu výměníku lze do určité míry ovlivnit, ale její velikost částečně souvisí s chladicím výkonem výměníku. Značné snížení tlakové ztráty se zcela jistě projeví velkým poklesem chladicího výkonu a nárůstem teploty spalin vstupujících do plicního potrubí.

Na **obrázku 44** je výměník EGR vyráběný společností Visteon – Autopal, s.r.o., se sídlem v Hluku. Zobrazený výměník je sice používán u čtyřválcových traktorových motorů, ale výměník pro vyvíjený šestiválec je od stejného dodavatele a z konstrukčního hlediska je zobrazenému provedení velmi podobný. Tvoří jej soustava kruhových trubiček uzavřených v obalu z nerezového plechu. Trubičky mají po obvodu spirálovou drážku, která zajišťuje vznik turbulentního proudění v trubičce. Turbulentní proudění je žádoucí z důvodu intenzivnějšího přestupu tepla turbulentní mezní vrstvou. V praxi se používají různé typy spirálových drážek (**obr. 44** vpravo). Pro velikost tlakové ztráty a chladicího výkonu je určující hloubka drážky. Nejlepšího poměru chladicího výkonu a tlakové ztráty je dosahováno u drážek hlubokých 0,5 mm. Pro větší hodnoty než 0,5 mm tlaková ztráta výrazně narůstá.

Tlakovou ztrátu EGR výměníku lze ovlivnit počtem trubiček, jejich průměrem a především hloubkou šroubové drážky. Obecně platí, že menší počet trubiček znamená menší tlakovou ztrátu, avšak za cenu zvýšení teploty spalin na výstupu z výměníku. Kromě radiálních trubiček se začínají používat také trubičky zploštělé se spirálovou drážkou, které dosahují lepších hodnot tlakové ztráty a přestupu tepla.

Za vhodné řešení považuji návrh několika prototypů výměníků optimalizovaných z hlediska tlakové ztráty, včetně varianty se zploštělými trubičkami. Vlastnosti jednotlivých prototypů lze vyhodnotit na kalorimetru a podle poměru mezi tlakovou ztrátou a chladicím výkonem vybrat nejvhodnější kus. Toto řešení se může zdát na jednu stranu jako drahé, na druhou stranu je to však elegantní varianta pro zajištění tlakového spádu EGR systému.

8.5 CFD simulace pro otáčky 1480 min⁻¹ a o 30 °C nižší teplotu spalin

V předchozí kapitole jsem uvedl, že zmenšení tlakové ztráty EGR výměníku může znamenat zvýšení teploty výfukových plynů na výstupu z výměníku. Změna teploty se projeví na velikosti hmotnostního toku systémem EGR, neboť dle stavové rovnice plynu (rov. 1) je hustota funkcí teploty. Za účelem zjistit, jak značný je tento vliv teploty, jsem počítal s teplotou na vstupu ze systému EGR o 30 °C nižší, tedy 170 °C, v porovnání s teplotou původní (200 °C). Ostatní okrajové podmínky jsou totožné s hodnotami dle **tabulky 9**.

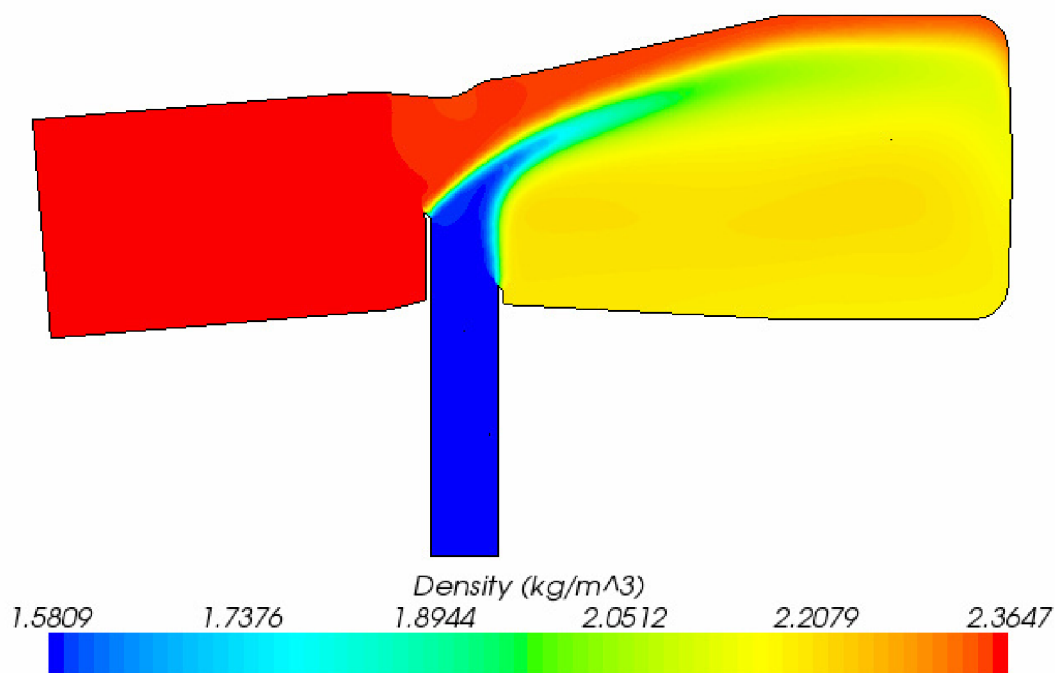
$$\rho = \frac{P}{r \cdot T} \quad (1)$$

Tab. 14: Vyhodnocení simulace pro 1480 min⁻¹ a o 30 °C nižší teplotu spalin

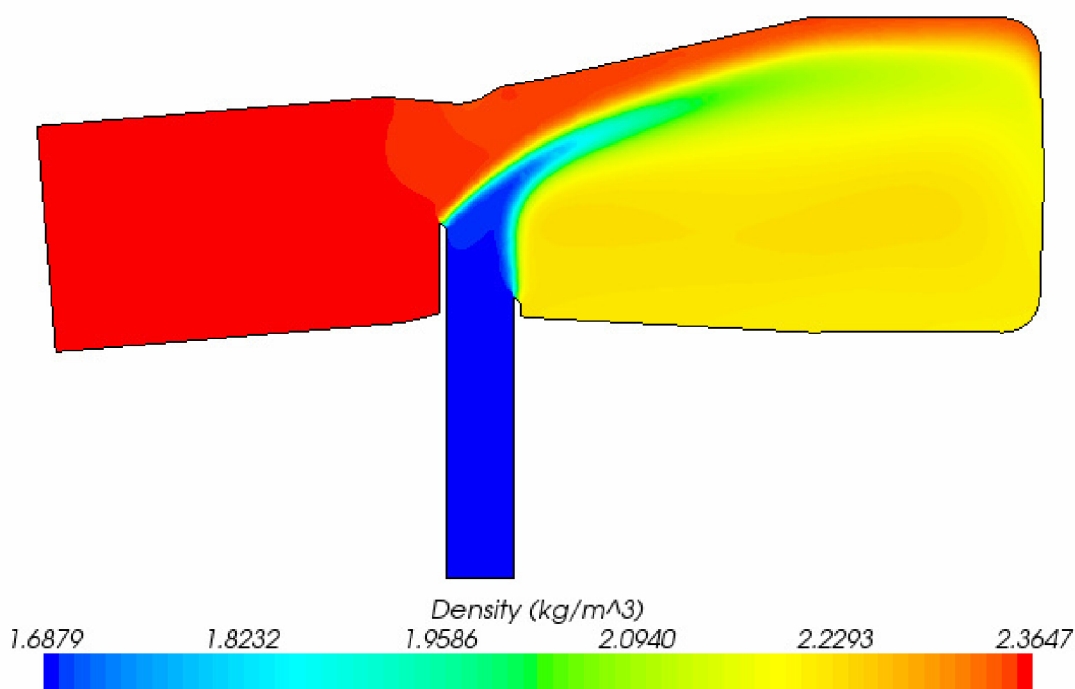
Hmotnostní tok EGR [kg/s]	0,018256
Hmotnostní tok EGR / plicní vzduch [%]	12,23
Tlaková ztráta [kPa]	1,579

Z vyhodnocení simulace je zřetelné, že pokles teploty ochlazených spalin o 30 °C se na hmotnostním toku okruhem recirkulace projeví minimálně. Při teplotě 200 °C lze recirkulovat 11, 80 % a při teplotě 170 °C potom 12,23 % (**tab. 14**). Tlaková ztráta v obou případech vyšla

prakticky shodná, rozdíl 5 Pa pro simulaci s teplotou 170 °C je způsobený větším hmotnostním tokem v okruhu zpětného vedení. Obecně platí, že čím vyšší hmotnostní tok systémem EGR, tím větší tlaková ztráta. Větší množství proudící ze systému EGR totiž během promíchávání s plnicím vzduchem způsobí rozšíření úplavu a s ním související nárůst tlakové ztráty. Změny v rozložení hustoty pro teplotu 200 °C a 170 °C můžeme porovnat na **obrázcích 45 a 46**. Podle očekávání je hustota spalin při teplotě 170 °C vyšší (**obr. 46**).



Obr. 45: Rozložení hustoty v rovině symetrie při otáčkách 1480 min⁻¹ a teplotě ochlazených spalin 200 °C



Obr. 46: Rozložení hustoty v rovině symetrie při otáčkách 1480 min⁻¹ a teplotě ochlazených spalin 170 °C

8.6 CFD simulace pro otáčky 2200 min⁻¹ (bez tlakové ztráty výměníku)

Během práce motoru ve jmenovitých otáčkách a plném výkonu je tlak ve výfukovém traktu v místě odběru do okruhu recirkulace o 60,1 kPa vyšší než tlak plicí. Při tomto režimu motoru ve skutečnosti recirkulace výfukových plynů není aktivována. Podle naměřených hodnot na šestiválcovém motoru je při režimech částečného zatížení tlakový spád konstantní a od uvedené hodnoty 60,1 kPa se liší maximálně o 2 kPa. Hmotnostní tok systémem EGR vztažený k hmotnostnímu toku plicího vzduchu bude tedy pro všechny režimy částečného zatížení také konstantní, neboť závisí na pouze tlakovém spádu. Toto tvrzení se potvrdilo v kapitole 8.1 pro otáčky maxima točivého momentu. V **tabulce 15** jsou uvedeny okrajové podmínky pro 3D výpočet proudění. Celkový tlak pro vstup z okruhu recirkulace je uvažován bez tlakové ztráty výměníku, neboť její hodnotu jsem pro tyto otáčky neměl k dispozici.

Tab. 15: Okrajové podmínky pro otáčky motoru 2200 min⁻¹

Výkon [kW]	125,1
Vstup plicí vzduch - hmotnostní tok [kg/s]	0,210982
Vstup plicí vzduch - celková teplota [K (°C)]	332,45 (59,3)
Vstup plicí vzduch - celkový tlak [Pa]	252 300
Vstup EGR - celkový tlak [Pa]	312 400
Vstup EGR - celková teplota [K (°C)]	473,15 (200)

Tab. 16: Vyhodnocení simulace pro otáčky motoru 2200 min⁻¹

Hmotnostní tok EGR [kg/s]	0,136253
Hmotnostní tok EGR / plicí vzduch [%]	64,58
Tlaková ztráta [kPa]	7,656

Dle vyhodnocení simulace, uvedené v **tabulce 16**, zajišťuje tlakový spád 60,1 kPa recirkulaci 64,58 % výfukových plynů. Pro jmenovité otáčky je proto nutné recirkulované množství regulovat zmenšením průtočné plochy EGR ventilu. Velká diference mezi plicím tlakem a tlakem spalin způsobuje při vstupu spalin do ejektoru, vlivem značně větší energie, průraz plicím vzduchem a dopad proudu spalin na protější stěnu. Plyny proudící z okruhu recirkulace tedy nejsou strhávány plicím vzduchem a v místě, kde narážejí na stěnu ejektoru vzniká úplav, který se vytváří také proti směru toku plicího vzduchu a podílí se na zvětšení tlakové ztráty. Vzhledem k tomu, že tento úplav ovlivňuje rozložení tlaku plicího vzduchu, což je patrné na **obrázku 47**, bylo nutné model pro CFD rozšířit v této oblasti o část hadice od mezichladiče, aby nenastalo zkreslení tlaku na vstupní ploše. Tento krok jsem již zmínil v kapitole 7.1, kde pojednávám o tvorbě modelu pro CFD.

Z rozložení statického tlaku na **obrázku 47** je očividné, že tlakové minimum se nachází v oblasti výstupu z trubičky recirkulace, neboť zde proudění dosahuje největší rychlosti. Na **obrázku 48** je rozložení absolutních velikostí rychlosti proudění. Na vyznačeném detailu A (**obr. 49**) jsou vykresleny vektory rychlosti proudění a je zde dobře viditelný úplav, stejně jako na **obrázku 50** (označeno šipkou) s vykreslenými proudnicemi, který se vyvíjí proti směru proudění plicího vzduchu.

8.7 CFD simulace pro otáčky 2200 min⁻¹ a 25 % hmotnostní tok EGR

Jako porovnávací kritérium, z hlediska tlakové ztráty, pro nové designové návrhy ejektorů jsem stanovil podmínky odpovídající jmenovitým otáčkám motoru a 25 % hmotnostní toku okruhem recirkulace. Etalonem pro komparaci jednotlivých variant ejektorů je tlaková ztráta původního konstrukční provedení. Pro tuto simulaci bylo třeba, stejně jako v kapitole 8.3, změnit okrajovou podmínku vstupu z okruhu recirkulace na Mass flow inlet. Zadané podmínky pro výpočet jsou uvedeny v **tabulce 17** a zpracované hodnoty z postprocessingu simulace jsou zapsány v **tabulce 18**.

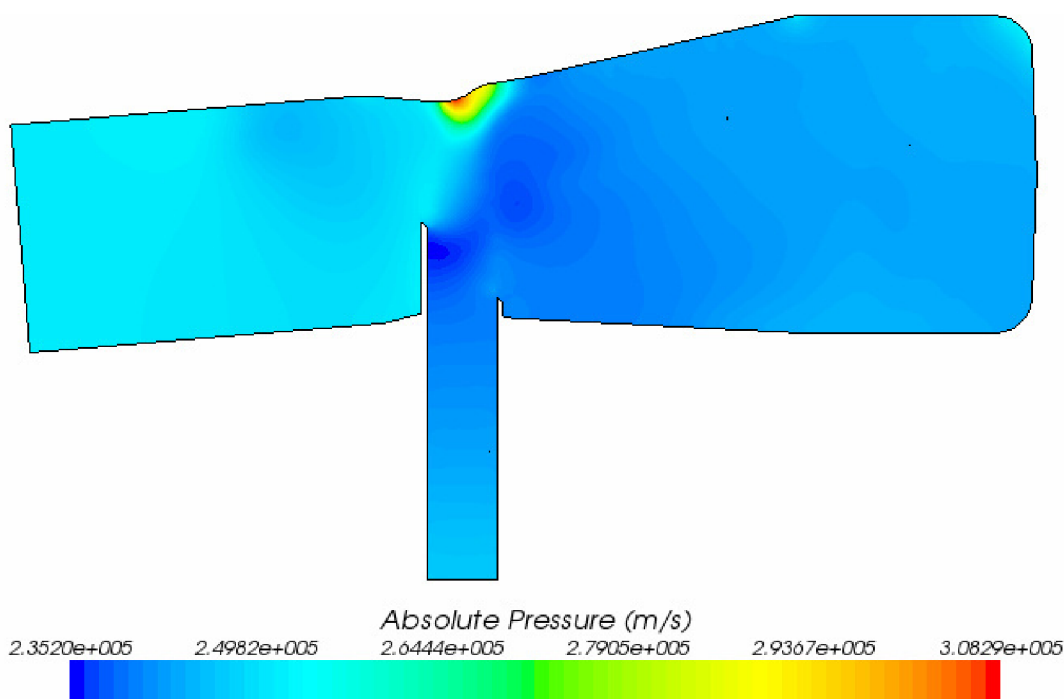
Tab. 17: Okrajové podmínky pro 2200 min⁻¹ a 25 % tok systémem EGR

Výkon [kW]	125,1
Vstup plicí vzduch - hmotnostní tok [kg/s]	0,210982
Vstup plicí vzduch - celková teplota [K (°C)]	332,45 (59,3)
Vstup plicí vzduch - celkový tlak [Pa]	252 300
Vstup EGR – hmotnostní tok [kg/s]	0,052746
Vstup EGR - celková teplota [K (°C)]	473,15 (200)

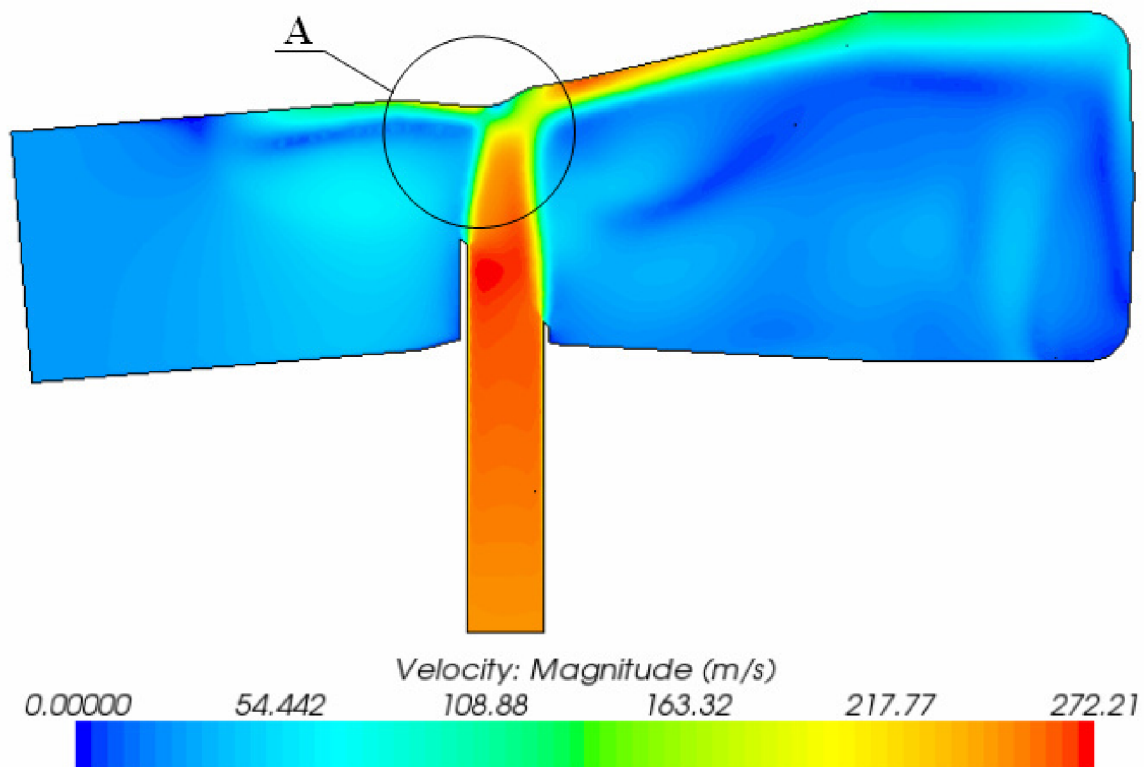
Tab. 18: Vyhodnocení simulace pro 2200 min⁻¹ a 25 % tok systémem EGR

Vstup EGR – celkový tlak [Pa]	256 787
Tlaková ztráta [kPa]	3,646

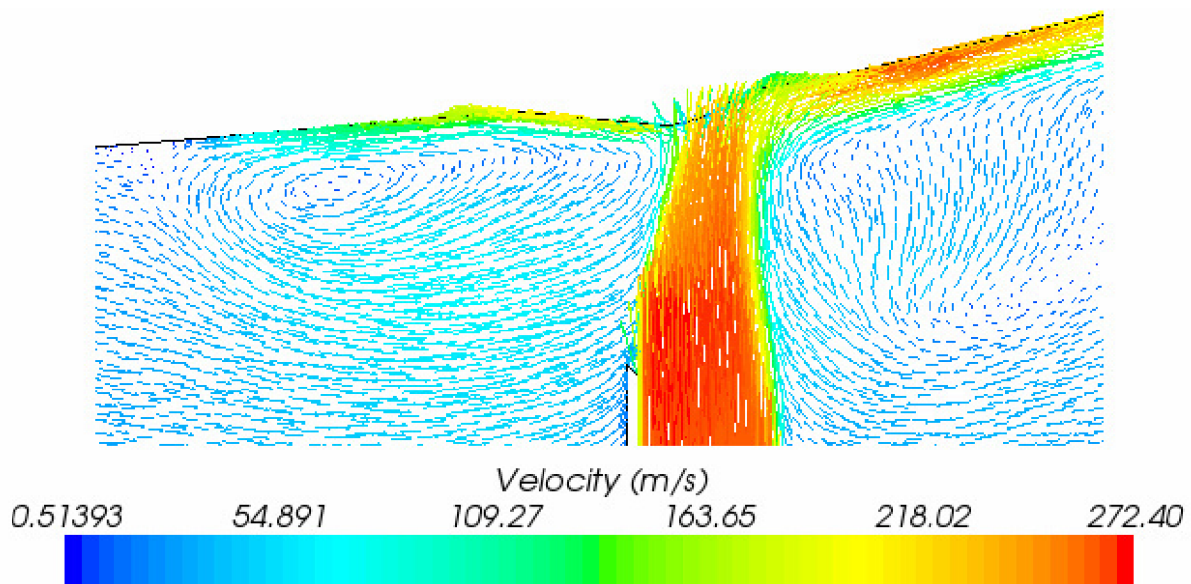
Zjištěný celkový tlak na vstupu z okruhu recirkulace odpovídající 25 % hmotnostního toku plicího vzduchu v podstatě zastupuje situaci, kdy probíhá regulace EGR ventilem. V porovnání vyhodnocené tlakové ztráty s tlakovou ztrátou mezichladiče při stejných podmínkách (4,5 kPa) vychází ztráta původního návrhu ejektoru o 0,854 kPa menší.



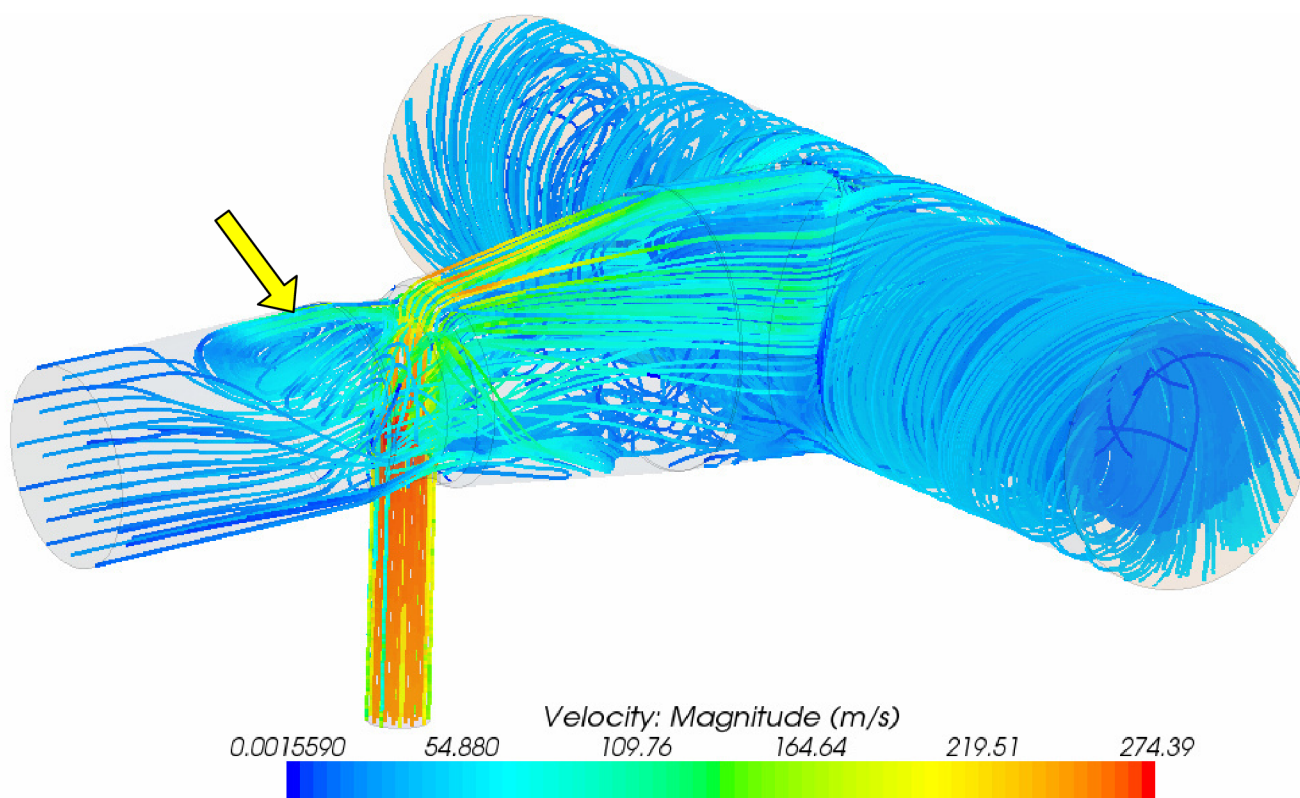
Obr. 47: Rozložení statického tlaku v rovině symetrie při otáčkách 2200 min⁻¹



Obr. 48: Rozložení absolutních velikostí rychlosti v rovině symetrie při otáčkách 2200 min^{-1}



Obr. 49: Vektorové zobrazení rychlosti proudění, detail A z obrázku 48



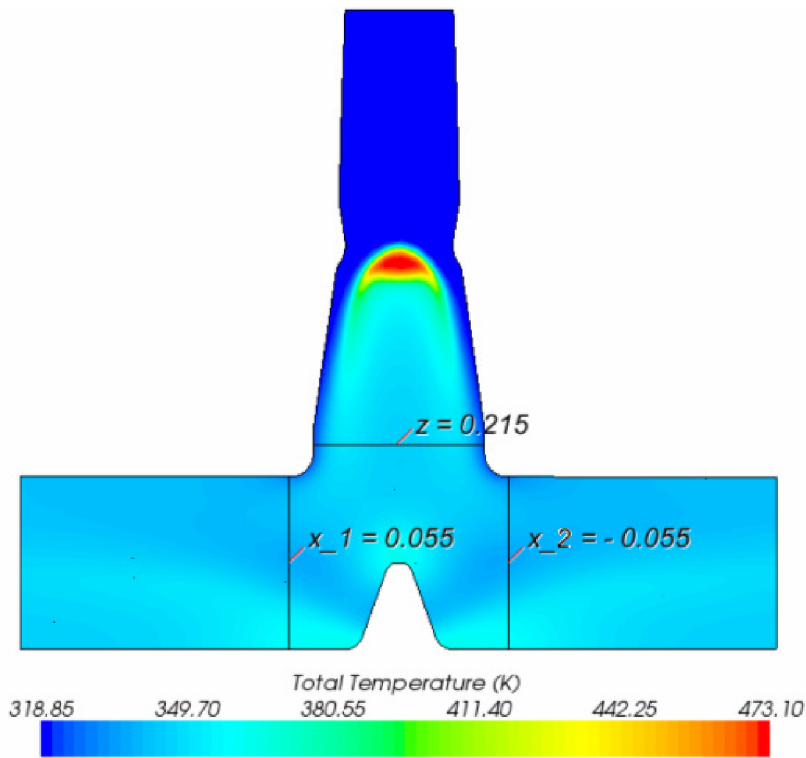
Obr. 50: Proudnic obarvené absolutní velikostí rychlosti pro otáčky motoru 2200 min^{-1}

8.8 Rovnoměrnost promíchání plnicího vzduchu se spalinami

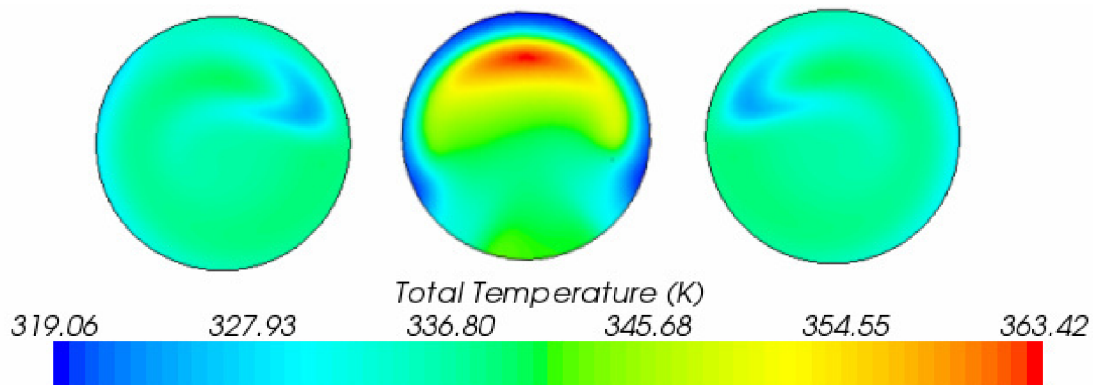
U systému recirkulace výfukových plynů je důležitým faktorem stupeň promíchání zpětně přivedených spalin s plnicím vzduchem. Výsledná směs vzduchu a spalin by měla být ideálně homogenní, čímž se eliminuje výskyt míst ve spalovacím prostoru kde dochází k nedokonalému spalování.

Rovnoměrnost promíchání směsi sleduji na základě rozložení celkové teploty v řezu vstupu do plnicí komory (**obr. 51**, rovina z) a v řezech za rozdělovacím žebrem v plnicí komoře (**obr. 51**, rovina x_1 a x_2). Z oblasti za rozdělovacím žebrem směs proudí do kanálů k třetímu a čtvrtému válci, které jsou nejbližší a vzhledem k nejkratšímu úseku dostupnému k promíchání, lze v těchto místech předpokládat výskyt směsi s největší nerovnoměrností rozložení teploty. Pro otáčky maxima točivého momentu (výkon $96,1 \text{ kW}$) porovnávám tři různé hmotnostní toky systémem EGR a to $11,8 \%$ (kapitola 8.2), 20% (8.4) a $39,75 \%$ (8.1).

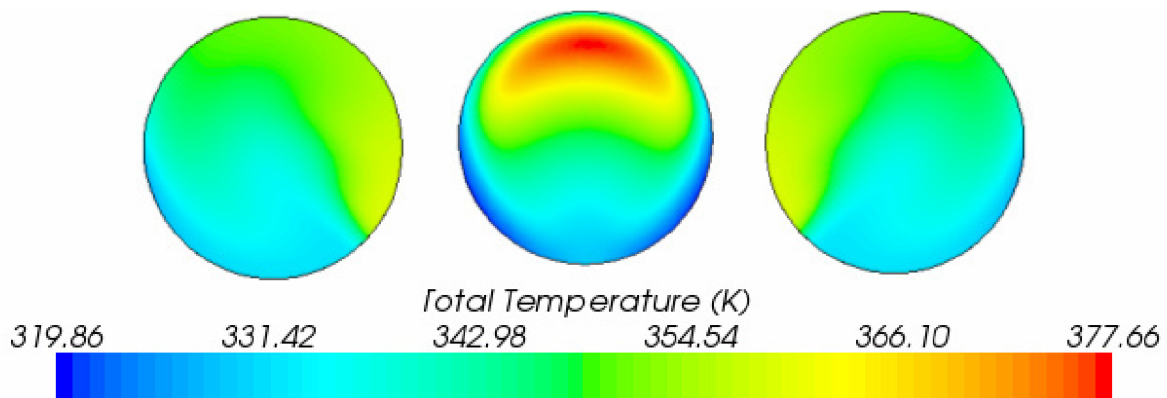
Z rozložení teplot v řezech je patrné, že nejvíce je směs promíchána u nejmenšího recirkulovaného množství (**obr. 49**) a problém s nerovnoměrností zřejmě nebude ani při recirkulaci 20% výfukových plynů (**obr. 50**). Opačná situace však může nastat při vracení necelých 40% spalin. Na **obrázku 51** v řezu z je dobře viditelné, že spaliny proudí po stěně ejektoru nad ústím trubičky recirkulace a hůře se promíchávají s plnicím vzduchem. Ke zlepšení tohoto stavu by bylo potřeba změnit úhel, pod kterým trubička recirkulace přivádí do ejektoru spaliny. Optimální případ by nastal, pokud by spaliny vstupovaly do ejektoru stejným směrem jako plnicí vzduch, nemusely měnit směr proudění a ve výsledku se příznivěji promíchávaly.



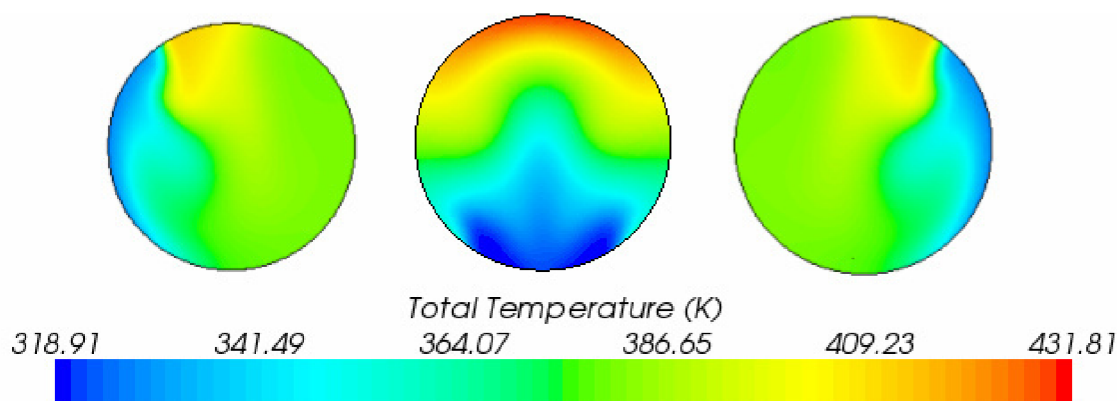
Obr. 51: Rozložení teploty pro otáčky 1480 min^{-1} a 20 % recirkulovaných spalin



Obr. 52: Rozložení teploty v řezech x_1 , z a x_2 pro 11,8 % recirkulace



Obr. 53: Rozložení teploty v řezech x_1 , z a x_2 pro 20 % recirkulace



Obr. 54: Rozložení teploty v řezech x_1 , z a x_2 pro 39,75 % recirkulace

Během zavírání sacího ventilu vznikají v plnicím potrubí pulsace, které mohou přispět k rovnoměrnějšímu promíchání směsi a také lze očekávat ovlivnění samotného průběhu proudění v plnicí komoře a ejektoru. Tlakové vlny se v potrubí pohybují rychlostí zvuku a významnou měrou mohou také ovlivnit plnění a distribuci vzduchu k jednotlivým válcům. V ideálním případě se spaliny s plnicím vzduchem rovnoměrně smíchávají a do všech válců proudí stejné množství směsi.

9 Návrhy nových tvarů ejektoru

Původní řešení ejektoru neumožňuje zpětně vracet potřebné množství spalin, proto je třeba navrhnout nové provedení ejektoru, které bude mít zvýšený podtlakový účinek a vytvoří lepší tlakový spád v okruhu EGR. Požadovaný hmotnostní tok systémem EGR, který zajistí redukci oxidů dusíku ve výfukových plynech na hodnoty legislativně stanovené, je zhruba 20 % hmotnostního toku plnicího vzduchu.

Při návrhu nového tvaru ejektoru jsem omezován zástavbovými rozměry a komponenty plnicího systému motoru, které se nesmí modifikovat. Ejektor je přišroubován k plnicí komoře, která přesně vymezuje jeho umístění. Další limitující faktor je trubička recirkulace, která spaliny přivádí od EGR ventilu do ejektoru. Vzhledem k tomu, že provedení trubičky musí zůstat rovněž zachováno, mohu měnit pouze vnitřní tvar ejektoru. Tyto požadavky značně omezují variabilitu mého návrhu, avšak na druhou stranu, pokud změnou vnitřního tvaru ejektoru bude dosaženo sledovaného záměru, bude jeho realizace z finančního hlediska minimálně nákladná. Ejektor je vyráběn odléváním do pískové formy a pro jeho nový návrh se pouze vymodeluje podle výkresové dokumentace inovované jádro.

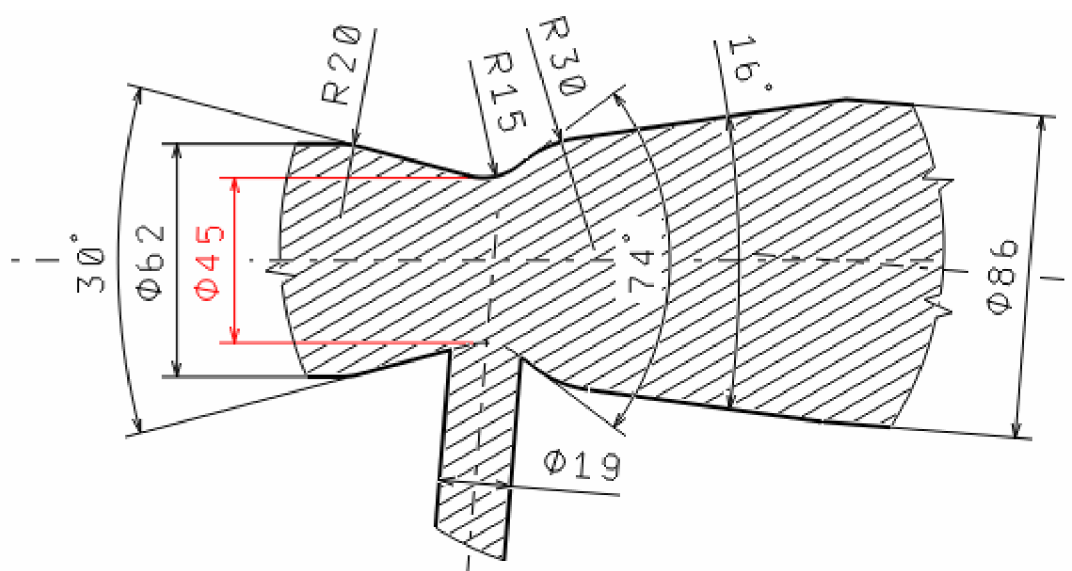
Nejmenší průměr ejektoru je u původního provedení 55 mm, což se ukázalo jako nedostatečné. Vytvořil jsem proto modely s nejmenším průměrem 45 mm a 35 mm. V **tabulce 19** jsou uvedeny u jednotlivých variant velikosti nejmenších průtočných průřezů a procentuálně vyjádřená kontrakce plochy vzhledem k ploše vstupní o průměru 62 mm. Na základě simulace vyhodnocené v kapitole 8.3, zachovávám zasahující konec trubičky do ejektoru, neboť se významně podílí na vzniku podtlaku. Pro posouzení vlivu samotného zúžení jsem však nejdříve vytvořil simulace bez trubičky pro průměr 45 a 35 mm.

Tab. 19: Varianty zúžení ejektoru

Označení	Průměr [mm]	Plocha [mm ²]	Zmenšení plochy vztahované ke vstupní ploše [%]
Vstupní průměr ejektoru	62	3 019,1	-
Původní řešení	55	2 375,8	21,30
Návrh 1	45	1 590,4	47,32
Návrh 2	35	962,1	68,13

9.1 Nejmenší průměr ejektoru 45 mm (bez zasahující trubičky)

První varianta ejektoru má nejmenší průměr, v porovnání s obdrženým konstrukčním řešením, zmenšený o 10 mm. Původním návrhem jsem se inspiroval a nový tvar ejektoru přizpůsobil tak, aby minimální průtočná plocha ležela rovněž v ose trubičky recirkulace, což je patrné z **obrázku 55**. Pro nový model jsem vytvořil CFD simulaci proudění pro otáčky maxima točivého momentu s výkonem 96,1 kW a použil okrajové podmínky podle **tabulky 9**.



Obr. 55: Řez rovinou symetrie modelem pro CFD se zúžením ejektoru 45 mm

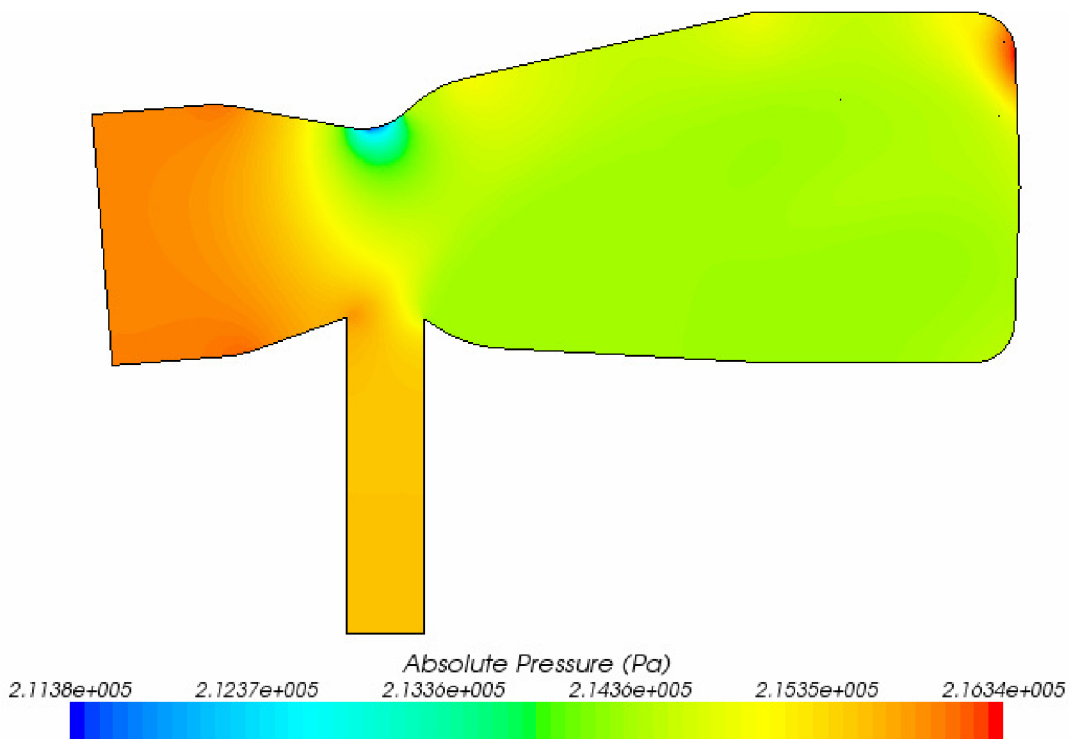
Tab. 20: Vyhodnocení simulace pro otáčky 1480 min⁻¹ a zúžení 45 mm

Hmotnostní tok EGR [kg/s]	0,0111934
Hmotnostní tok EGR / plnicí vzduch [%]	7,5
Tlaková ztráta [kPa]	1,793

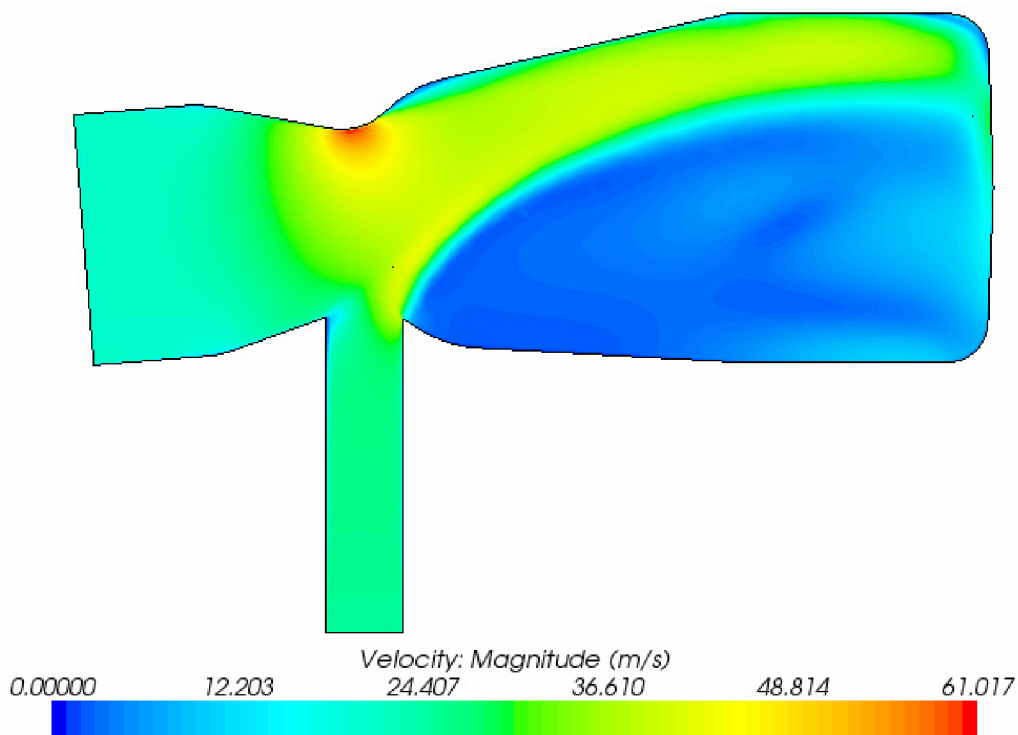
Varianta se zúžením 45 mm umožňuje recirkulovat 7,5 % (**tab. 20**) výfukových plynů, což je v porovnání s původním designem bez zasahujícího konce trubičky (kapitola 8.3) třikrát větší množství. Zmenšení průtočného průřezu na 45 mm se tedy ukazuje jako krok správným směrem a je otázkou, jak velký přínos na nárůst hmotnostního toku bude mít zasahující trubička.

Zúžení vytváří větší podtlak a spaliny z okruhu recirkulace jsou vysávány vyšší rychlostí. Na **obrázku 56** je rozložení statického tlaku a na **obrázku 57** potom rozložení absolutních

velikostí rychlosti proudění v rovině symetrie. Pokud porovnáme podle grafického vyhodnocení simulací minimální tlak v zúžení ejektoru s původním provedením (**obr. 42**), je tento tlak u průměru 45 mm o 3,51 kPa nižší.



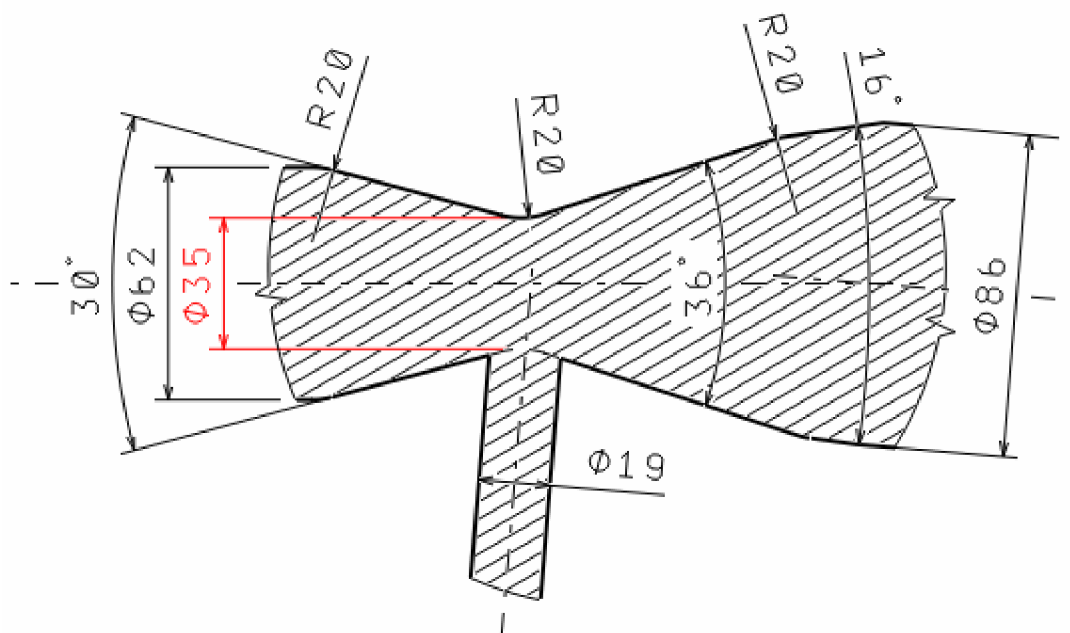
Obr. 56: Rozložení statického tlaku pro ejektor s minimálním průměrem 45 mm



Obr. 57: Rozložení absolutních velikostí rychlosti pro ejektor s min. průměrem 45 mm

9.2 Nejmenší průměr ejektoru 35 mm (bez zasahující trubičky)

Druhá varianta ejektoru se zvýšeným podtlakovým účinkem (**obr. 58**) má nejmenší průměr snížený o dalších 10 mm a průtočná plocha je tedy skoro dvaapůlkrát menší než u původního řešení. Změna průměru ze vstupních 62 mm na 35 mm již představuje značné škrcení plicího vzduchu. Vlivem nedostatečně dlouhého úseku, na kterém se difuzor ejektoru rozšiřuje na vstupní průměr plicí komory, lze u toho návrhu předpokládat značnou tlakovou ztrátu. Simulaci jsem zhotovil s okrajovými podmínkami dle **tabulky 9**.



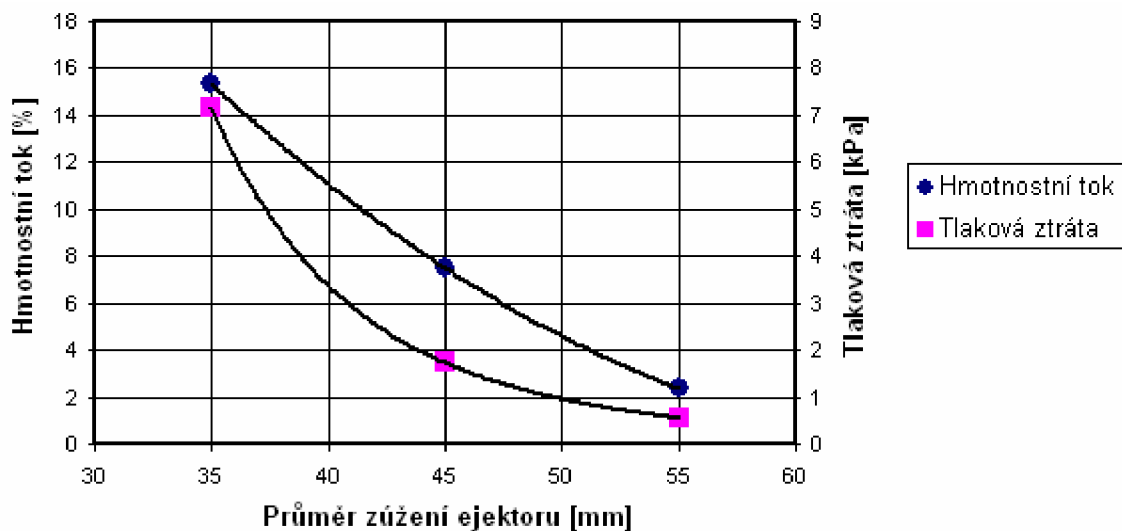
Obr. 58: Řez rovinou symetrie modelem pro CFD se zúžením ejektoru 35 mm

Tab. 21: Vyhodnocení simulace pro otáčky 1480 min^{-1} a zúžení 35 mm

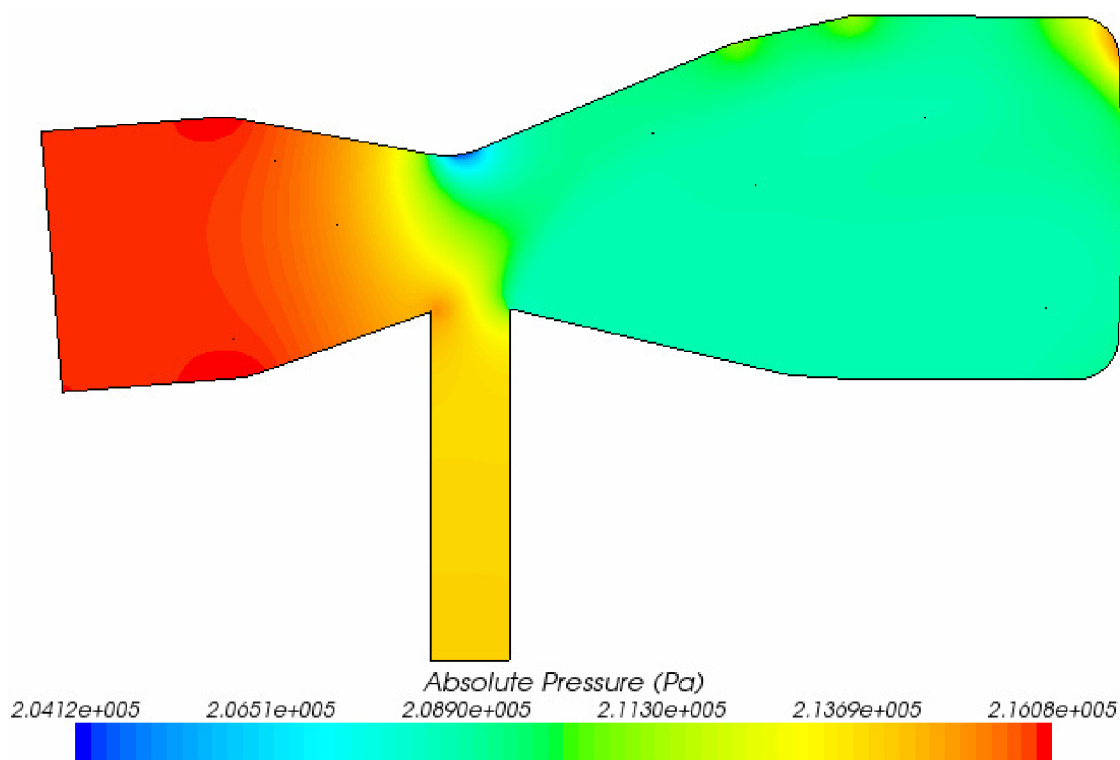
Hmotnostní tok EGR [kg/s]	0,022874
Hmotnostní tok EGR / plicí vzduch [%]	15,33
Tlaková ztráta [kPa]	7,162

Hmotnostní tok okruhem recirkulace je u této varianty ejektoru 15,3 % (**tab. 21**), tedy dvakrát více než u návrhu se zúžením 45 mm. Tlaková ztráta však dosahuje hodnoty více než čtyřikrát větší. Hlavním důvodem je difuzor ejektoru s vrcholovým úhlem 36° . Náhlé rozšíření způsobuje odtržení mezní vrstvy od obtékaného povrchu tělesa a vznik úplavu. Při proudění v rozšíření ejektoru se totiž kinetická energie mění na energii tlakovou a v důsledku nárůstu tlaku v mezní vrstvě se částice s nízkou kinetickou energií zastaví a následně odtrhnou od povrchu.

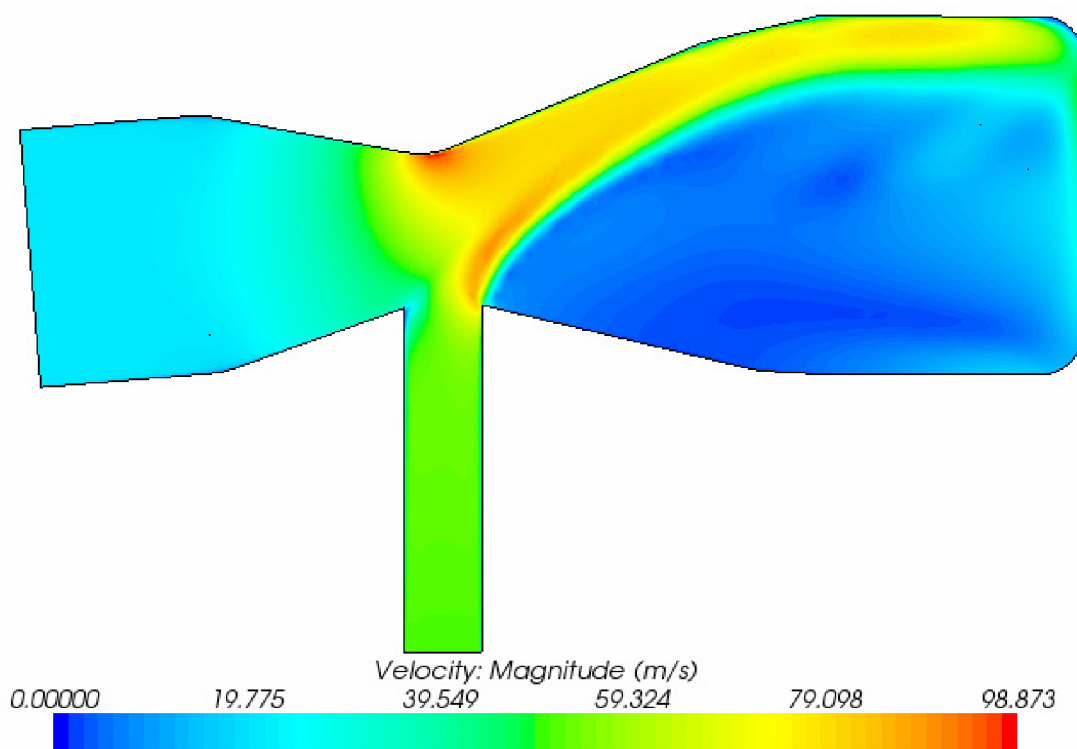
Graf 1: Závislost hmotnostního toku a tlakové ztráty na zúžení ejektoru



Pro varianty ejektoru se zúžením 45 a 35 mm a také pro původní tvar s nejmenším průměrem 55 mm jsem sestavil závislost hmotnostního toku a tlakové ztráty na průměru zúžení (**graf 1**). Hodnoty pro původní řešení ejektoru jsem použil z vyhodnocení simulace v kapitole 8.3. Závislost hmotnostního toku na zmenšujícím se průměru je v podstatě lineární, zatímco tlaková ztráta narůstá exponenciálně.



Obr. 59: Rozložení statického tlaku pro ejektor s minimálním průměrem 35 mm



Obr. 60: Rozložení absolutních velikostí rychlosti pro ejektor s min. průměrem 35 mm

Na **obrázku 59** je rozložení statického tlaku a na **obrázku 60** potom rozložení absolutních velikostí rychlosti v rovině symetrie. Tlaková ztráta u tohoto provedení tvarování ejektoru je poměrně velká již při otáčkách maxima točivého momentu. Pro představu, jak bude tlaková ztráta vypadat při jmenovitých otáčkách pro režim plného výkonu a 25 % recirkulovaného množství, jsem tuto situaci nasimuloval s podmínkami podle **tabulky 17**.

Tab. 22: Vyhodnocení pro zúžení 35 mm, 2200 min⁻¹ a 25 % tok systémem EGR

Vstup EGR – celkový tlak [Pa]	256 463
Tlaková ztráta [kPa]	18,701

Zúžení ejektoru 35 mm způsobuje podle vyhodnocení simulace (**tab. 22**) při jmenovitých otáčkách motoru tlakovou ztrátu 18,701 kPa, což představuje pokles plicního tlaku o 7,4 % a zapříčiňuje značnou redukci plicní účinnosti. V porovnání s původním designem s trubičkou přináší zúžení 35 mm přírůstek 3,53 % zpětně vrácených spalín, avšak za cenu více než pětikrát větší tlakové ztráty při jmenovitých otáčkách a 25 % recirkulace. Z tohoto důvodu je varianta s průměrem 35 mm nevhodná a jako rozumný kompromis mezi podtlakovým účinkem a tlakovou ztrátou se jeví průměr 45 mm, tedy první návrh.

9.3 Nejmenší průměr ejektoru 45 mm včetně zasahující trubičky

Snížení nejmenšího průměru ejektoru na 45 mm považuji za přijatelné řešení jak z hlediska nárůstu hmotnostního toku okruhem EGR, současně také z hlediska tlakové ztráty. Pro tuto variantu jsem vytvořil model, který obsahuje nezměněnou trubičku recirkulace zasahující do vnitřního prostoru ejektoru, a simuloval proudění s okrajovými podmínkami dle **tabulky 9**.

Tab. 23: Vyhodnocení simulace pro 1480 min⁻¹ a zúžení 45 mm s trubičkou

Hmotnostní tok EGR [kg/s]	0,032787
Hmotnostní tok EGR / plicí vzduch [%]	21,97
Tlaková ztráta [kPa]	5,437

Tab. 24: Vyhodnocení pro 2200 min⁻¹, 25 % recirkulace a zúžení 45 mm s trubičkou

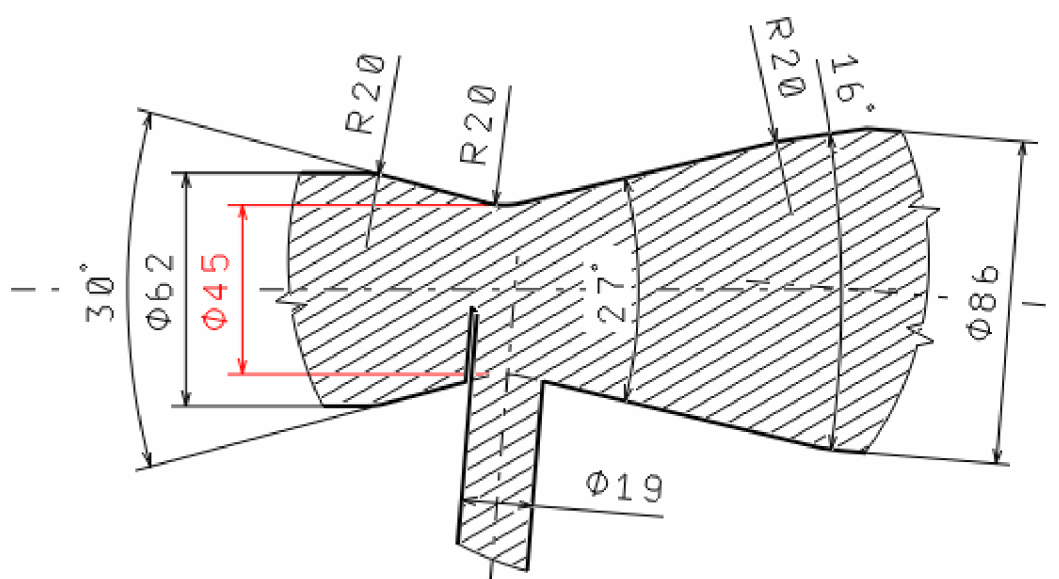
Vstup EGR – celkový tlak [Pa]	252 814
Tlaková ztráta [kPa]	10,651

Zasahující část trubičky způsobuje skoro trojnásobný nárůst hmotnostního toku okruhem recirkulace a hodnota 21,97 % (**tab. 23**) splňuje požadavek na minimální recirkulovatelné množství spalin. Tlaková ztráta se také zvětší třikrát, ekvivalentně s hmotnostním tokem. Z reálného pohledu je výhodnější pokud bude hmotnostní tok spalin podstatně větší než tok minimální, potřebný k redukci oxidů dusíku dle platné normy. Větší množství spalin, regulované EGR ventilem, poskytuje určitou rezerva pro budoucí vývoj emisních limitů. Jak však ukázala simulace pro zúžení 35 mm, další zvyšování hmotnostního toku bude vykoupeno značným nárůstem tlakové ztráty. Varianta ejektoru se zúžením 45 mm a zasahující trubičkou má tlakovou ztrátu při otáčkách maxima točivého momentu zhruba dvakrát větší než mezichladič plicího vzduchu při stejných podmínkách. Při jmenovitých otáčkách a 25 % recirkulace je, podle výsledků simulace (**tab. 24**) se vstupními hodnotami dle **tabulky 17**, tlaková ztráta 10,651 kPa. V porovnání s variantou ejektoru z kapitoly 9.2, která umožňuje recirkulovat podstatně menší množství spalin při tlakové ztrátě během jmenovitých otáček o 8 kPa větší, je zřetelná nevýhoda dalšího snižování průměru zúžení ejektoru.

9.4 Upravený tvar ejektoru s průměrem 45 mm a zasahující trubičkou

Nejvíce problematické místo u ejektoru je difuzor, které má určující vliv na velikost tlakové ztráty. V rozšíření ejektoru dochází k odtržení mezní vrstvy od stěny a následnému vzniku úplavu. Hodnota tlakové ztráty je dle [6] minimální při rozevření difuzoru s vrcholovým úhlem 8°. Navrhnout rozšíření na minimální ztrátu by tedy znamenalo značné prodloužení délky ejektoru a potřebu většího prostoru k zástavbě na motoru. Pro názornost u zúžení ejektoru s průměrem 45 mm a vstupním průměrem plicí komory 86 mm vychází difuzor s vrcholovým úhlem 8° dlouhý 293,2 mm, což je z praktického hlediska zcela nevhodné.

U varianty ejektoru s nejmenším průměrem 45 mm (**obr. 55**) je difuzor tvořen krátkým náhlým přechodem, rozšiřujícím se pod úhlem 74° na část, která se dále rozevívá již pozvolněji s úhlem 16°. Na **obrázku 64** (označeno šipkou) je zřetelné, že rychlost proudění v ostrém přechodu značně klesá a proto jsem tvar difuzoru upravil tak, aby se rozevívá plynule a pod maximálním úhlem, který je při zachování stávajících rozměrů ejektoru možný. Optimalizované geometrické provedení je na **obrázku 61**. Zúžení ejektoru tvořené zaoblením o poloměru 20 mm tangenciálně navazuje na rozšíření s vrcholovým úhlem 27°, které pozvolně přechází ke konci ejektoru na původní rozšíření 16° a vstupní průměr plicí komory 86 mm. Pro takto upravený model jsem vytvořil simulaci pro otáčky maxima točivého momentu se vstupními parametry dle **tabulky 9** a také simulaci pro jmenovité otáčky s 25 % recirkulace s hodnotami dle **tabulky 17**.



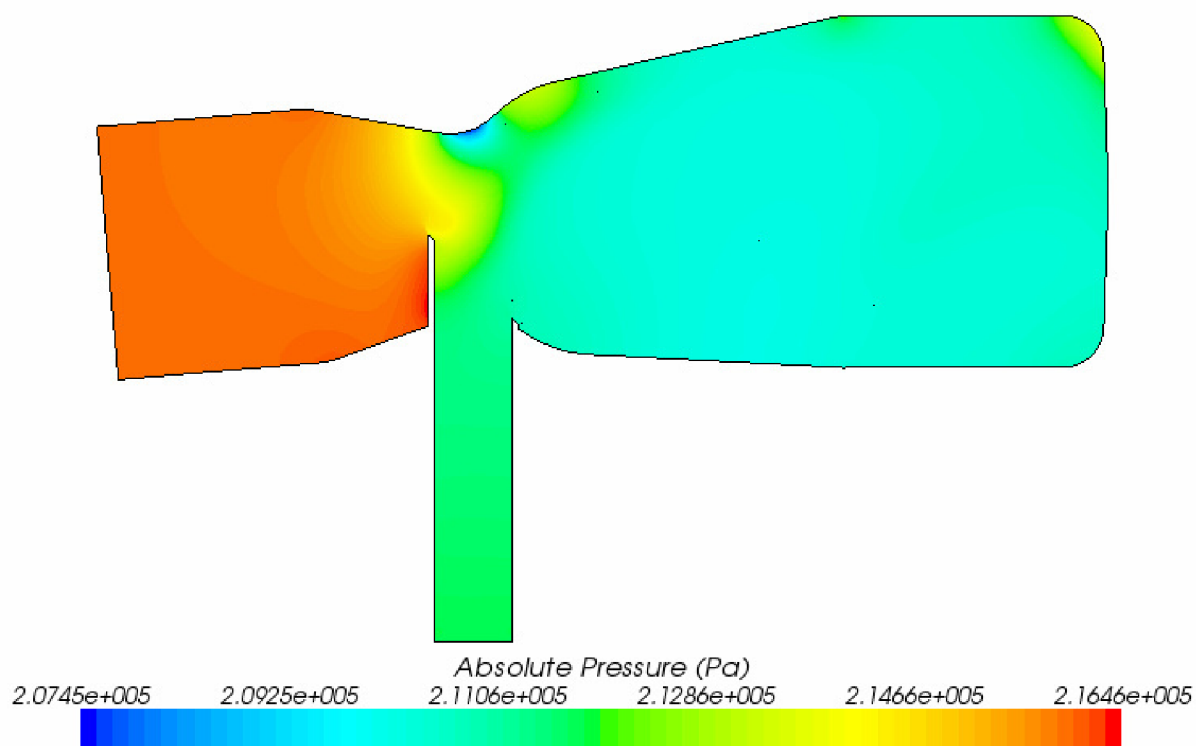
Obr. 61: Řez rovinou symetrie optimalizovaným modelem se zúžením ejektoru 45 mm

Tab. 25: Vyhodnocení simulace pro 1480 min^{-1} , zúžení 45 mm a upravený tvar rozšíření

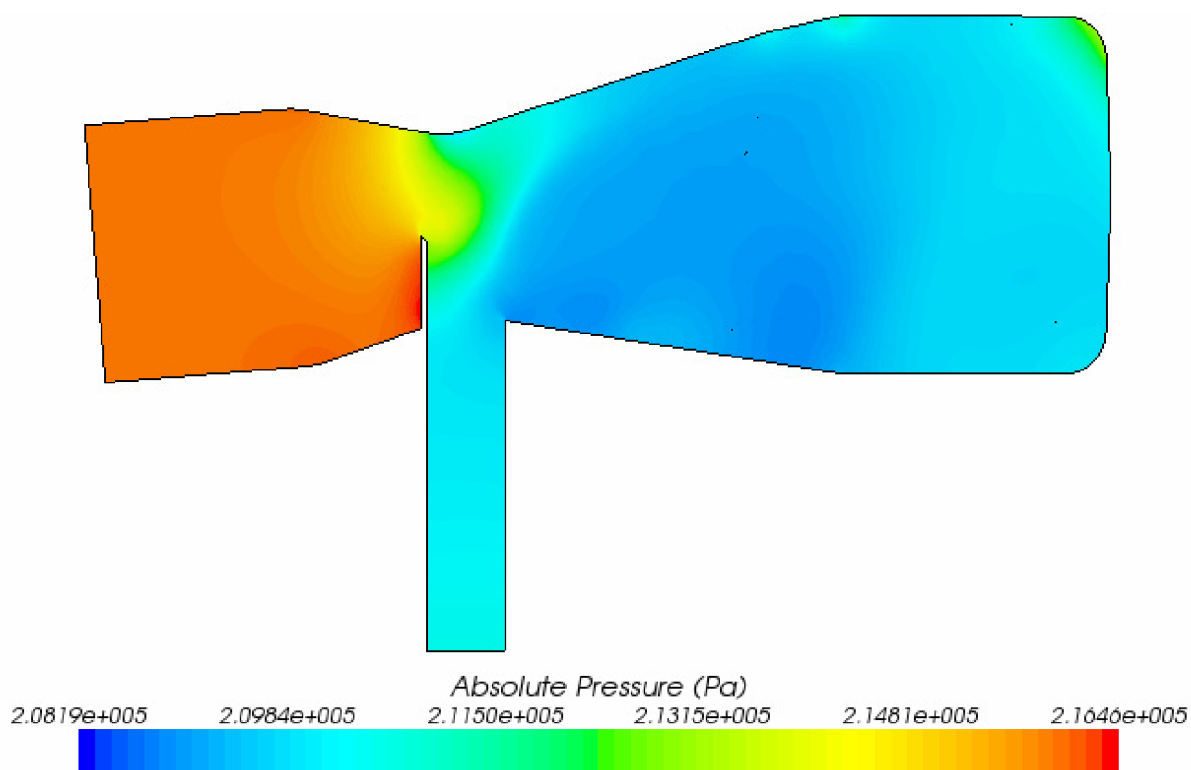
Hmotnostní tok EGR [kg/s]	0,037134
Hmotnostní tok EGR / plnicí vzduch [%]	24,88
Tlaková ztráta [kPa]	6,166

Optimalizace rozšíření ejektoru má na základě výsledků simulace pro otáčky 1480 min^{-1} (**tab. 25**) pozitivní vliv na velikost hmotnostního toku systémem EGR. Rozšíření s konstantním úhlem 27° , které plynule navazuje na nejužší část ejektoru, umožňuje díky pomalejšímu náběhu rozevírání, tedy pozvolnějšímu zvětšování průtočné plochy, za nejužším místem dosahovat vyšší rychlosti proudění. Statický tlak je tedy v těchto místech ekvivalentně nižší a spaliny z okruhu EGR proudí rychleji. Na **obrázcích 62 a 63** můžeme porovnat rozložení statického tlaku a dále na **obrázcích 64 a 65** rozložení absolutních velikostí rychlosti pro původně navržený a optimalizovaný tvar rozšíření.

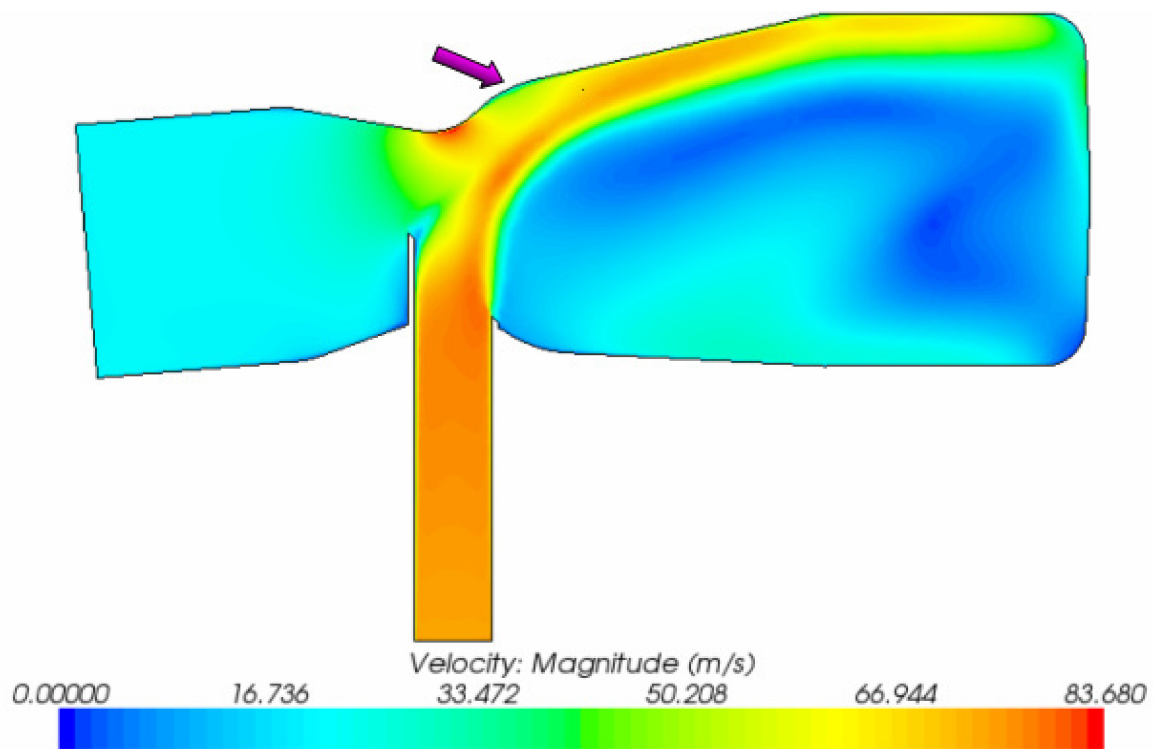
Na **obrázcích 66 a 67** jsou dále zobrazeny proudnice zmíněnými ejektory obarvené absolutní velikostí rychlosti. Pokud porovnáme proudnice původním návrhem ejektoru (**obr. 38**) a proudnice ejektorem se zúžením 45 mm, můžeme pozorovat vliv rozšíření na víření v úplavu. U výchozího řešení ejektoru je zavíření v úplavu díky menšímu škrcení a především pozvolnému rozšíření podstatně menší než u variant se zvýšeným podtlakovým účinkem.



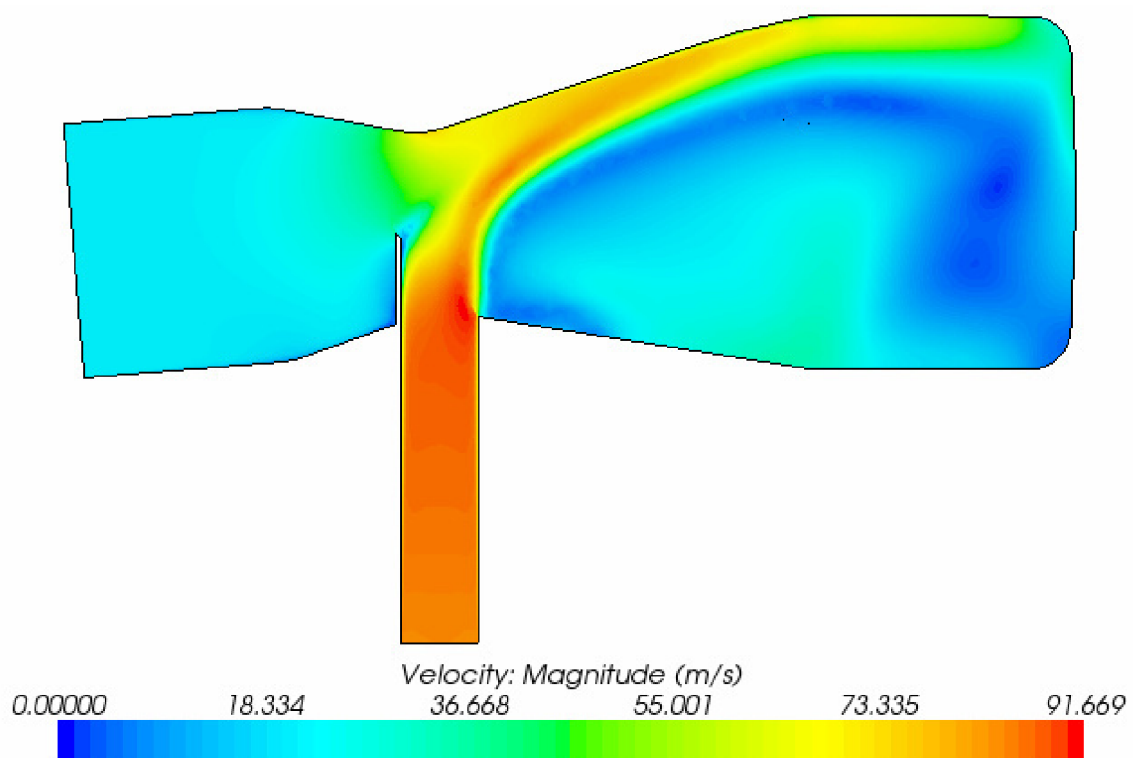
Obr. 62: Rozložení statického tlaku pro ejektor s průměrem 45 mm a trubičkou recirkulace



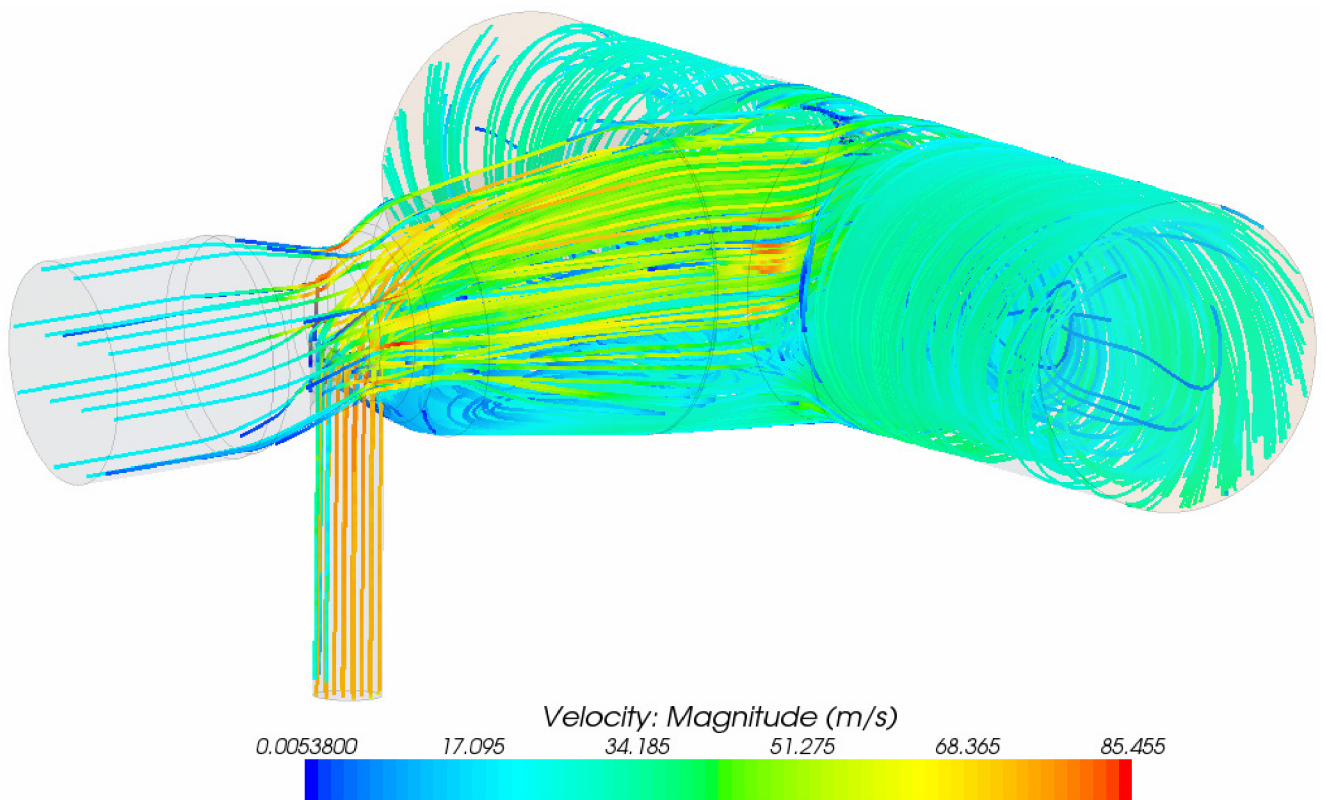
Obr. 63: Rozložení statického tlaku pro upravený ejektor s průměrem 45 mm a trubičkou recirkulace



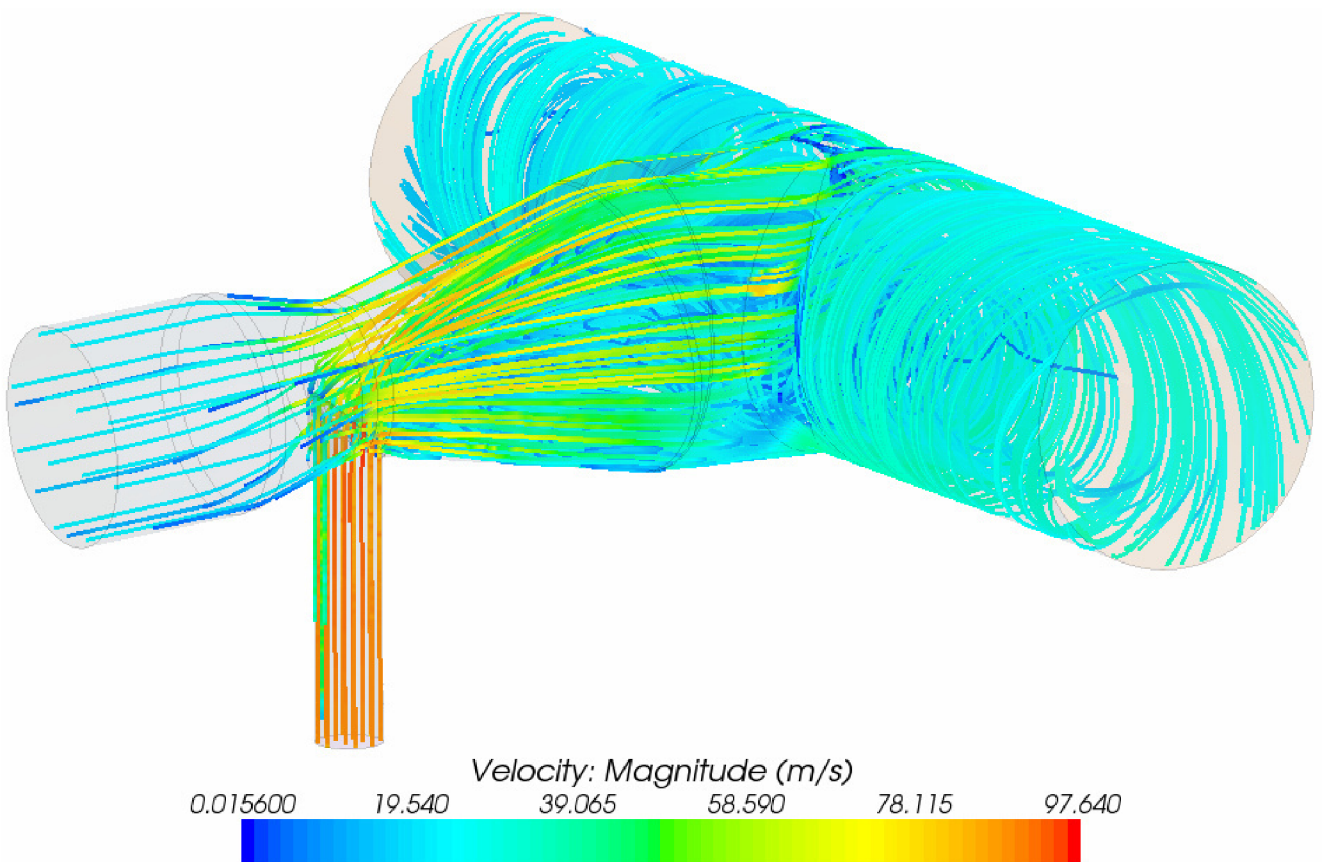
Obr. 64: Rozložení absolutních velikostí rychlosti pro ejektor s průměrem 45 mm a trubičkou



Obr. 65: Rozložení absolutních velikostí rychlosti pro upravený ejektor s průměrem 45 mm a trubičkou recirkulace



Obr. 66: Proudnice obarvené absolutní velikostí rychlosti pro ejektor s průměrem 45 mm



Obr. 67: Proudnice obarvené absolutní velikostí rychlosti pro ejektor s upraveným tvarem rozšíření a průměrem 45 mm s trubičkou

Tab. 26: Vyhodnocení pro 2200 min⁻¹, 25 % recirkulace, zúžení 45 mm a upravený tvar

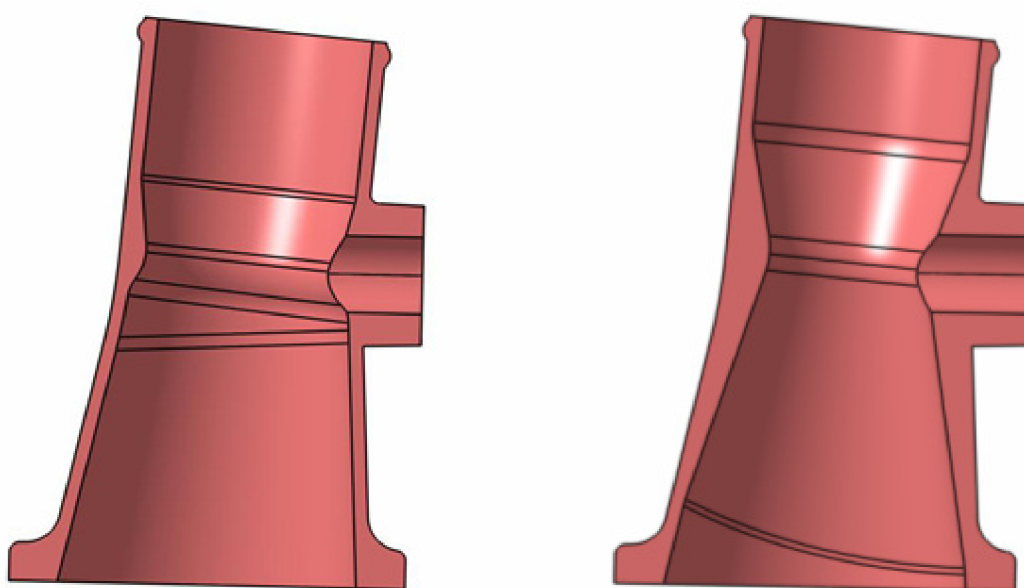
Vstup EGR – celkový tlak [Pa]	251 525
Tlaková ztráta [kPa]	10,448

Z hlediska tlakové ztráty dosahuje optimalizovaný tvar rozšíření při otáčkách maxima točivého momentu hodnoty o 0,729 kPa vyšší než tvar původní. Pro podmínky jmenovitých otáček a 25 % recirkulace je tlaková ztráta upraveného ejektoru podle výsledků simulace (**tab. 26**) nižší o 0,203 kPa. Nárůst tlakové ztráty při otáčkách 1480 min⁻¹ je tedy způsobený pouze větším hmotnostním tokem ze systému EGR. Difuzor ejektoru s konstantním úhlem rozevírání se v závěru ukázal jako vhodnější řešení, neboť umožňuje recirkulovat větší množství spalin a současně způsobuje menší tlakovou ztrátu.

Drsnost povrchu a povrchová úprava jednotlivých částí plnicího systému jsou nepochybně důležitými faktory ovlivňující tlakovou ztrátu a plnicí účinnost motoru. Čím hladší potrubí bude, tím lépe. U rozšíření ejektoru je však výhodnější povrch drsnější, neboť zajistí vznik turbulentní mezní vrstvy. Pokud porovnáme laminární a turbulentní mezní vrstvu podle chování v rozšíření ejektoru, zjistíme, že laminární vrstva se od povrchu odtrhává dříve než vrstva turbulentní. Ejektor šestiválcového motoru se vyrábí odléváním do pískové formy a proto se v rozšíření ejektoru dají předpokládat vhodné podmínky pro vývin turbulentní mezní vrstvy.

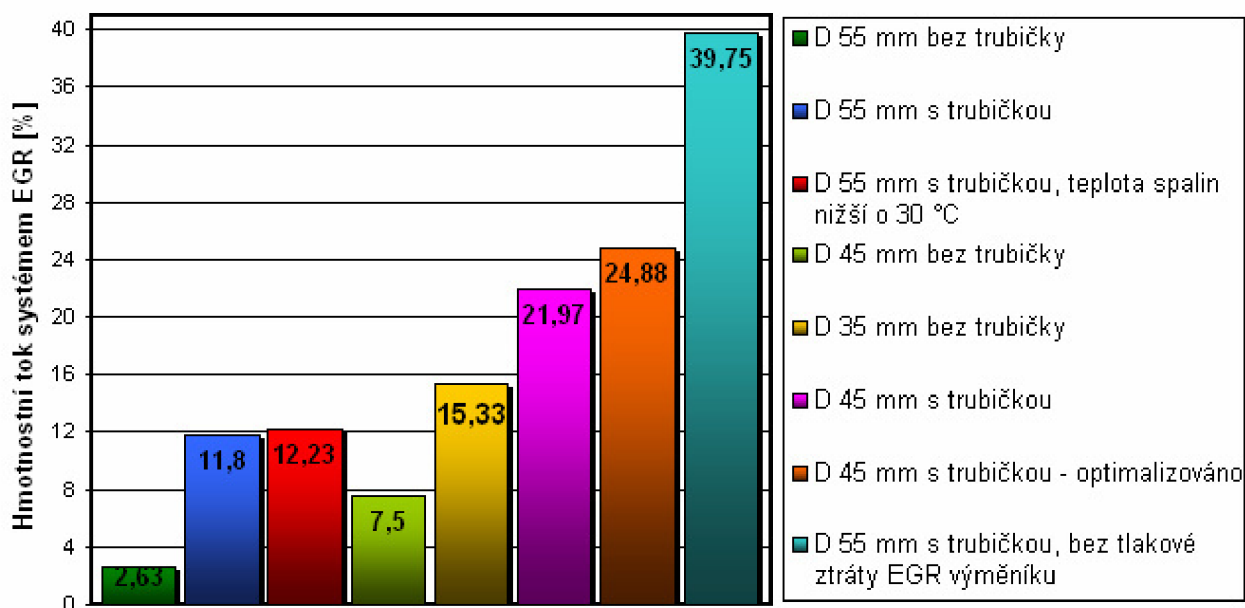
9.5 Porovnání výsledků simulací pro jednotlivé návrhy ejektorů

Porovnání všech uvažovaných variant ejektorů podle hmotnostního toku systémem EGR je uvedeno v **grafu 2**. Porovnání z hlediska tlakové ztráty při podmínkách jmenovitých otáček a 25 % recirkulace je zpracováno v **grafu 3**. Na základě vyhodnocení simulací doporučuji jako konečný a výsledný návrh ejektoru se zvýšeným podtlakovým účinkem variantu s průměrem zúžení 45 mm a upravenou plochou difuzoru rozevírající se pod maximálním úhlem, který je pro zachování vnějších rozměrů ejektoru možný.

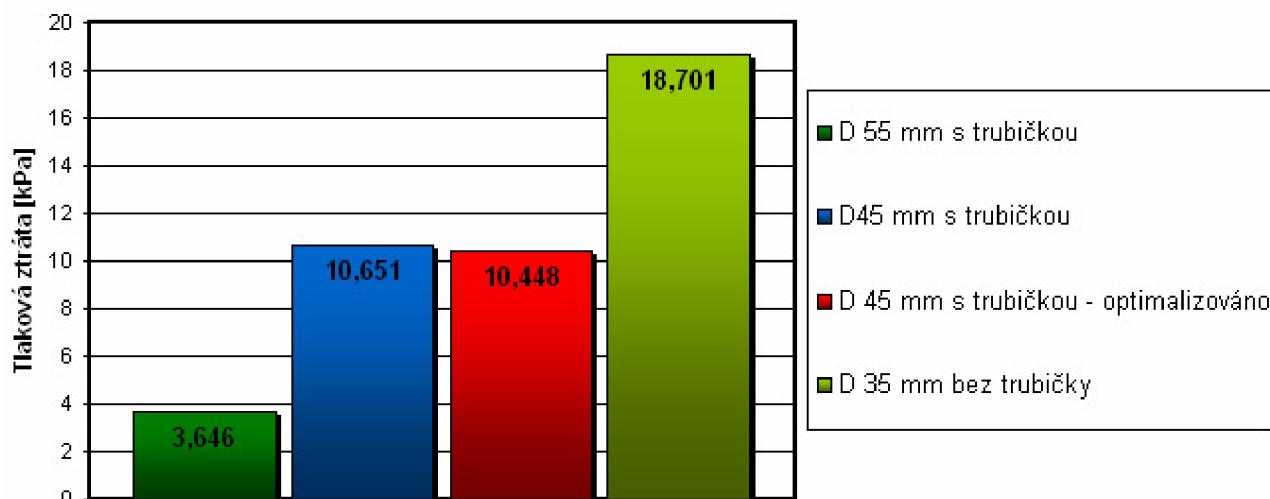
**Obr. 68:** Výchozí design ejektoru (vlevo) a finální návrh nového ejektoru (vpravo)

V porovnání s výchozím tvarem ejektoru umožňuje tato varianta recirkulovat více než dvojnásobné množství spalin, což je patrné z **grafu 2**, avšak za cenu skoro trojnásobného nárůstu tlakové ztráty při jmenovitých otáčkách a 25 % recirkulace. Z **grafu 3** je dále zřetelné, že další snižování nejmenší průtočné plochy ejektoru způsobuje radikální nárůst tlakové ztráty. Na **obrázku 63** je potom vidět srovnání původního a výsledného designu ejektoru.

Graf 2: Porovnání variant ejektorů podle hmotnostního toku systémem EGR při otáčkách 1480 min^{-1} a výkonu motoru $96,1 \text{ kW}$



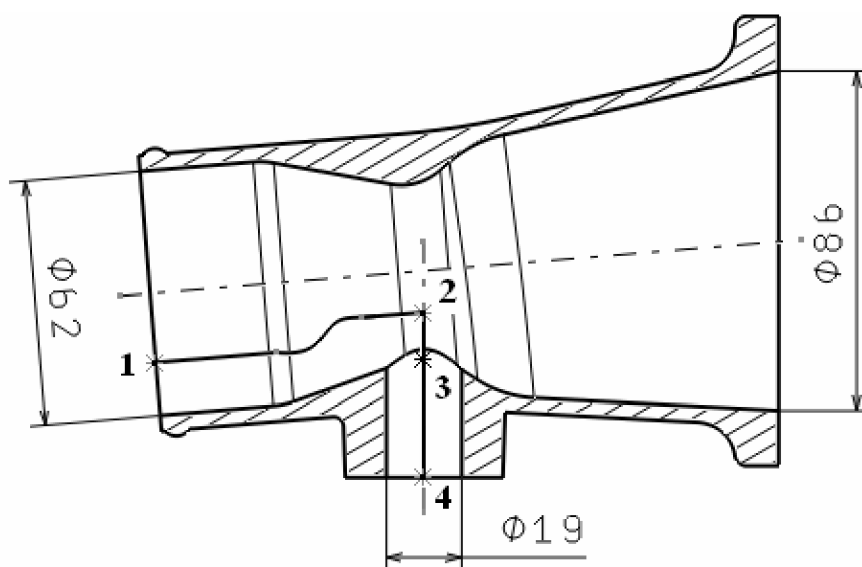
Graf 3: Porovnání variant ejektorů podle tlakové ztráty při otáčkách 2200 min^{-1} a 25 % recirkulace



10 Jednorozměrný analytický výpočet zúžení ejektoru

Dalším cílem práce, který jsem si stanovil, bylo navrhnout jednorozměrný analytický matematický model proudění v ejektoru, pomocí něhož by bylo možné vypočítat průměr nejužší části ejektoru pro požadovaný hmotnostní tok okruhem zpětného vedení spalin. Nevýhodou jednorozměrného modelu je však nemožnost zahrnout do výpočtů vliv zasahujícího konce trubičky recirkulace v ejektoru.

Při návrhu uvažuji jednorozměrné stacionární izoentropicky stlačitelné proudění ideálního plynu. Předpokládám, že v soustavě probíhají jen vratné termodynamické děje bez odvodu a přívodu tepla. Zanedbávám tedy viskozitu plynného média a také vliv tření na stěnách potrubí. K sestavení modelu jsem použil Bernoulliho rovnici [5], která vyjadřuje zákon zachování energie, dále rovnici kontinuity (zákon zachování hmotnosti) a stavovou rovnici ideálního plynu. Pro proudění plnicího vzduchu i spalin používám, stejně jako v CFD simulacích, vzduch, jehož vlastnosti jsou definované v **tabulce 27**.



Obr. 69: Ejektor s vyznačenými body pro analytický výpočet

Na **obrázku 69** je řez ejektorem s průměrem zúžení 45 mm, pro který jsem v kapitole 9.1 vytvořil simulaci s podmínkami odpovídajícími otáčkám maxima točivého momentu. Abych mohl mezi sebou porovnat CFD simulaci a analytický výpočet, navrhuji průměr zúžení ejektoru pro hmotnostní tok okruhem EGR z vyhodnocení této simulace. Vyznačené body na **obrázku 69** leží na proudnicích a využívám je pro sestavení soustavy analytických rovnic. Bod 1 představuje vstup plnicího vzduchu a leží na společné proudnici jako bod 2, symbolizující nejmenší průtočný průřez ejektoru. Proudnice tvořená body 3 a 4 charakterizuje vstup z okruhu EGR.

Hlavním předpokladem pro analytický model je průchod hmotnostního toku plnicího vzduchu a spalin z okruhu recirkulace nejmenší průtočnou plochou ejektoru (rov. 2). Tento předpoklad však u ejektoru z **obrázku 69** není splněn, neboť zúžení je umístěno v ose trubičky recirkulace a část proudu spalin vstupuje do ejektoru až v oblasti rozšíření. Aby této podmínce ejektor z konstrukčního hlediska odpovídal, bylo by třeba geometrii upravit a zúžení posunout nebo vhodněji prodloužit.

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_3 = \dot{m}_2 \quad (2)$$

Dále předpokládám shodný statický tlak v bodech 2 a 3. Zúžení ejektoru způsobuje urychlení proudění plnicího vzduchu i spalín a v místě, kde spaliny vstupují do ejektoru je statický tlak plnicího vzduchu a spalín prakticky stejně velký. Ve skutečnosti je zde však určitá odchylka, kterou zanedbávám. Na **obrázku 56** je zřetelné, že odchylka mezi statickými tlaky v bodech 2 a 3 se zvětšuje s rostoucí vzdáleností mezi body.

Pro změřené okrajové podmínky na vstupu plnicího vzduchu (**tab. 28**) jsem nejdříve pomocí Bernoulliho rovnice (rov. 3), rovnice kontinuity (rov. 7), stavové rovnice plynu (rov. 4,6) a vztahu pro vyjádření statické teploty (rov. 5) vytvořil soustavu rovnic. Vyřešením této soustavy zjistím vstupní rychlost proudění, kterou použiji pro určení Reynoldsova čísla. Soustavu rovnic jsem řešil iteračně v programu Matlab. V Matlabu jsem nejprve napsal pomocnou funkci, ve které jsem soustavu zadal formou maticového zápisu a také zde definoval hodnoty pro výpočet. Dále jsem vytvořil hlavní skript, který počítá soustavu iteračně s využitím algoritmu řešení nelineárních rovnic a Gauss-Newtonovy metody. Pro správný výpočet jsou důležité vhodné počáteční podmínky. Jelikož analytický návrh porovnávám s CFD simulací, volil jsem počáteční podmínky na základě grafického vyhodnocení této simulace. Výsledné hodnoty řešení soustavy v Matlabu a údaje z CFD simulace jsou uvedeny v **tabulce 29**. Hodnoty z CFD jsem získal z reportu programu na vstupní ploše a velikosti jednotlivých veličin jsou stanoveny jako průměr vážený přes plochy buněk. Z porovnání řešení soustavy rovnic v Matlabu a údajů z CFD je zřetelná jejich značná podobnost.

Tab. 27: Vlastnosti vzduchu pro analytický výpočet

Poissonova konstanta vzduchu – χ [-]	1,4
Měrná tepelná kapacita vzduchu – c_p [J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	1005
Plynová konstanta vzduchu – r [J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	287,04
Dynamická viskozita vzduchu – η [Pa.s]	18,5508.10 ⁻⁶

Tab. 28: Okrajové podmínky vstupu plnicího vzduchu pro analytický výpočet

Hmotnostní tok - \dot{m}_1 [kg/s]	0,149228
Velikost vstupní plochy – S_1 [mm ²]	3 019,07
Celková teplota – T_{1C} [K (°C)]	318,95 (45,8)
Celkový tlak – p_{1C} [Pa]	216 500

$$\frac{w_1^2}{2} + \frac{\chi}{\chi-1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1} = \frac{\chi}{\chi-1} \cdot \frac{p_{1C}}{\rho_{1C}} \quad (3); \quad \rho_1 = \frac{p_1}{r \cdot T_1} \quad (4); \quad T_1 = T_{1C} - \frac{w_1^2}{2 \cdot c_p} \quad (5);$$

$$\rho_{1C} = \frac{p_{1C}}{r \cdot T_{1C}} \quad (6); \quad \dot{m}_1 = S_1 \cdot \rho_1 \cdot w_1 \quad (7)$$

Tab. 29: Hodnoty řešení soustavy rovnic z Matlabu a hodnoty z CFD simulace

Veličina	Výsledek z Matlabu	Hodnota z CFD
Rychlost w_1 [m.s ⁻¹]	20,9589	20,9619
Statický tlak p_1 [Pa]	215 762	215 987
Statická teplota T_1 [K]	318,7315	318,7311
Statická hustota ρ_1 [kg.m ⁻³]	2,3584	2,3609
Celková hustota ρ_{1C} [kg.m ⁻³]	2,3648	-

V následujícím kroku vypočítám Reynoldsovo číslo, na jehož základě rozhodnu o charakteru proudění. K výpočtům využívám zjištěnou hodnotu statické hustoty pro určení kinematické viskozity vzduchu (rov. 8) a také vstupní rychlost proudění.

$$\nu = \frac{\eta}{\rho_1} = \frac{18,5508 \cdot 10^{-6}}{2,3584} = 78,6584 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (8)$$

$$\text{Re} = \frac{v_1 \cdot d_h}{\nu} = \frac{20,9589 \cdot 0,062}{78,6584 \cdot 10^{-7}} = 1,652 \cdot 10^5 \quad (9)$$

Z výsledku rovnice 9 je patrné, že hodnota Reynoldsova čísla je větší než jeho kritická hodnota ($\text{Re}_k = 2320$) a jedná se tudíž o turbulentní proudění.

Dále sestavím soustavu rovnic, jejíž řešení bude poskytovat údaj o velikosti plochy zúžení na základě požadovaného hmotnostního toku systémem EGR. Vzhledem k tomu, že uvažuji izoentropické proudění, celkový tlak a celková teplota plnicího vzduchu v bodech 1 a 2 budou konstantní, stejně jako celkový tlak a teplota spalin v bodech 3 a 4. Na základě této úvahy a předpokladu shodného statického tlaku v bodech 2 a 3 jsem napsal Bernoulliho rovnice 10 a 14. Hmotnostní tok plnicího vzduchu a spalin, procházející nejmenší průtočnou plochou definuje rovnice 20. Určitý problém je však stanovit hustotu a rychlost proudění výsledné směsi zúžením ejektoru. Podle poměru hmotnostních toků vzduchu a spalin jsem určil teplotu směsi T_{23} (rov. 19), kterou používám společně se statickým tlakem p_{23} k výpočtu hustoty ρ_{23} (rov. 20). Rychlost proudění směsi definuji jako rychlost samotného plnicího vzduchu v zúžení, tedy v bodě 2. Rychlost spalin v bodě 2 zanedbávám, protože převažující zde bude rychlost plnicího vzduchu. Tento krok je zjednodušení situace, které sice způsobí nerovnost rovnice 21, ale na druhou stranu by nemělo významně ovlivnit výsledek. Finální soustavu tvořenou rovnicemi 10 až 21 jsem rovněž řešil v Matlabu a k výpočtu použil hodnoty definované v **tabulkách 28 a 30**.

$$\frac{w_2^2}{2} + \frac{\chi}{\chi-1} \cdot \frac{p_{23}}{\rho_2} = \frac{\chi}{\chi-1} \cdot \frac{p_{2C}}{\rho_{2C}} \quad (10); \quad \rho_2 = \frac{p_{23}}{r \cdot T_2} \quad (11); \quad T_2 = T_{2C} - \frac{w_2^2}{2 \cdot c_p} \quad (12);$$

$$\rho_{2C} = \frac{p_{2C}}{r \cdot T_{2C}} \quad (13); \quad \frac{w_3^2}{2} + \frac{\chi}{\chi-1} \cdot \frac{p_{23}}{\rho_3} = \frac{\chi}{\chi-1} \cdot \frac{p_{3C}}{\rho_{3C}} \quad (14); \quad \rho_3 = \frac{p_{23}}{r \cdot T_3} \quad (15);$$

$$T_3 = T_{3C} - \frac{w_3^2}{2 \cdot c_p} \quad (16); \quad \rho_{3C} = \frac{p_{3C}}{r \cdot T_{3C}} \quad (17); \quad \dot{m}_3 = S_3 \cdot \rho_3 \cdot w_3 \quad (18);$$

$$T_{23} = \frac{T_1 \cdot \dot{m}_1 + T_3 \cdot \dot{m}_3}{\dot{m}_1 + \dot{m}_3} \quad (19); \quad \rho_{23} = \frac{p_{23}}{r \cdot T_{23}} \quad (20); \quad \dot{m}_1 + \dot{m}_3 = S_2 \cdot \rho_{23} \cdot w_2 \quad (21)$$

Tab. 30: Okrajové podmínky vstupu z okruhu EGR pro analytický výpočet

Požadovaný hmotnostní tok - \dot{m}_3 [kg/s]	0,0111934
Velikost vstupní plochy - S_3 [mm ²]	283,53
Celková teplota - T_{3C} [K (°C)]	473,15 (200)
Celkový tlak - p_{3C} [Pa]	216 100

Tab. 31: Řešení soustavy tvořené rovnicemi 10 až 21 v Matlabu

Veličina	Hodnota	Veličina	Hodnota
w_2 [m.s ⁻¹]	45,8059	ρ_3 [kg.m ⁻³]	1,5758
p_{23} [Pa]	214 010	ρ_{3C} [kg.m ⁻³]	1,5912
ρ_2 [kg.m ⁻³]	2,3453	T_3 [K]	472,8281
ρ_{2C} [kg.m ⁻³]	2,3648	T_{23} [K]	329,4835
T_2 [K]	317,9061	ρ_{23} [kg.m ⁻³]	2,2629
w_3 [m.s ⁻¹]	25,4350	S_2 [mm ²]	1 547,7

Řešení soustavy, tvořené rovnicemi 10 až 21, je uvedeno v **tabulce 31**. Žlutě zvýrazněné pole tabulky obsahuje údaj o velikosti nejmenší průtočné plochy ejektoru. Této ploše odpovídá průměr 44,39 mm. Na první pohled by se tedy mohlo zdát, že průměr získaný z analytického návrhu je o pouhých 0,61 mm menší než průměr zúžení ejektoru pro CFD simulaci (kap. 9.1). Není to však zcela pravda. Model ejektoru pro CFD simulaci, podle které jsem hmotnostní tok systémem EGR zvolil, nesplňuje zásadní předpoklad analytického návrhu definovaný rovnicí 2. Pokud by tedy geometrie ejektoru byla patřičně upravena a vytvořena nová simulace, hmotnostní tok systémem recirkulace by byl podstatně větší a tudíž by průměr zúžení z analytického návrhu vyšel menší. Toto tvrzení je podloženo výsledky simulací v kapitolách 9.3 a 9.4, kde pouhé snížení úhlu rozšíření bezprostředně za zúžením ejektoru způsobuje nárůst hmotnostního toku spalin. Hlavní důvod, proč průměr zúžení ejektoru získaný z jednorozměrného analytické řešení vychází menší, souvisí s úplavem, který snižuje tlak v rozšíření ejektoru a má pozitivní vliv na hmotnostní tok systémem recirkulace. Jednorozměrný analytický model úplav neuvažuje. Podíl na diferenci mezi výsledky obou metod mají samozřejmě také zjednodušující předpoklady analytického návrhu a další vlivy, které nelze do jednorozměrného modelu zahrnout.

11 Alternativní řešení pro zajištění tlakového spádu systému EGR

Tlakový spád systému recirkulace výfukových plynů je dán rozdílem mezi statickým tlakem v místě odběru spalin ze sběrného výfukového potrubí a tlakem v plnicím potrubí, kam jsou spaliny přiváděny. Pokud tedy chceme tlakový spád zvýšit, musíme buď lokálně snížit plnicí tlak v místě přívodu spalin, anebo zvýšit protitlak ve výfukovém traktu. Kromě použití ejektoru, vřazeného do plnicího systému, existuje více alternativních konstrukčních řešení, které umožňují zajistit, případně alespoň zvýšit, dostatečný tlakový spád systému EGR. Pro případ vyvíjeného šestiválcového motoru považuji za reálné náhradní řešení použití:

- elektronicky ovládané regulační klapky v plnicím systému
- turbodmychadla s variabilní geometrií lopatek
- výměníku EGR s nižší tlakovou ztrátou

Použití ejektoru, který se dimenzuje tak, aby v podmínkách nejmenšího tlakového spádu byl vytvořen dostatečný podtlak a bylo možné recirkulovat potřebné množství spalin má v podstatě jednu velkou nevýhodu. Při práci motoru v režimu optimálního tlakového spádu, případně plného zatížení, působí ejektor vlivem škrcení plnicího vzduchu negativně na plnicí účinnost motoru a snižuje jeho výkon. Tento problém by byl minimalizován v případě použití elektronicky ovládané regulační klapky, která by se umístila náhradou za ejektor do plnicího systému motoru před vyústění trubičky recirkulace. V případě potřeby se uzavíráním klapky

škrtí plnicí vzduch a za klapkou vzniká podtlak. V režimech, kdy je tlakový spád dostatečný nebo recirkulace není aktivována, je klapka zcela otevřená a způsobuje minimální tlakovou ztrátu. Klapka je nastavována motorkem a úhel, o který se má natočit, je určen řídicí jednotkou motoru. Nastavování klapky je realizováno, stejně jako regulace systému EGR, na základě datového pole s využitím informací o otáčkách motoru, hmotnosti a teplotě nasávaného vzduchu, případně dalších diagnostikovaných veličin.

V porovnání s ejektorem umožňuje regulační klapka přívod podstatně většího množství spalin v otáčkách nedostatečného tlakového spádu současně s minimální tlakovou ztrátou při plném výkonu motoru. Jako další výhodu vidím variabilnost během přizpůsobování motoru různým emisním limitům, kdy se provede pouze změna datového pole řídicí jednotky. Šestiválcový motor musí být do budoucna vybaven filtrem pevných částic, při jehož regeneraci nalezneme klapka další využití. Pro zvýšení teploty ve spalovacím prostoru lze klapkou regulovat přívod vzduchu. Nevýhodou klapky v porovnání s ejektorem je její podstatně vyšší cena, realizace elektronické regulace řídicí jednotkou a problémy související s nastavením regulace.

Šestiválec je přepřehován turbodmychadlem využívající regulaci obtokem Wastegate. Náhradou stávajícího typu turbodmychadla za turbodmychadlo s variabilní geometrií je možnost, jak zajistit příznivější tlakový spád a také vyšší točivý moment v nižších a středních otáčkách. VGT je navrženo na plný hmotnostní tok spalin při jmenovitých otáčkách motoru a plnicí tlak je regulován natáčením rozváděcích lopatek statoru turbodmychadla. Během práce motoru v nízkých otáčkách jsou lopatky statoru nastaveny tak, aby škrtily proud spalin, který je tímto urychlován. Škrcení má za následek nárůst protitlaku ve výfukovém traktu před turbínou. Princip funkce a mechanismus ovládání VGT je popsán v kapitole 3.4.1. Nevýhodou VGT v porovnání s turbodmychadlem regulovaným obtokem je značně vyšší cena a je otázkou, zda použití VGT zajistí vhodné tlakové poměry pro recirkulaci potřebného množství spalin a také o kolik dojde k navýšení maximálního točivého momentu. Důležitou charakteristikou traktorového motoru je převýšení točivého momentu, které díky použití VTG a zvýšení maximálního momentu vzroste.

Výměník recirkulace výfukových plynů způsobuje při průchodu spalin tlakovou ztrátu, která podstatně snižuje tlakový spád. Způsoby, kterými lze tlakovou ztrátu výměníku ovlivnit, jsou omezené a požadavek na výraznou redukci tlakové ztráty výměníku se odrazí na sníženém chladicím výkonu a vyšší teplotě spalin vstupujících do plnicího systému. Možnosti optimalizace výměníku z hlediska tlakové ztráty jsou uvedeny v kapitole 8.4.

12 Závěr

Cílem této diplomové práce bylo analyzovat současné konstrukční řešení ejektoru, který je součástí plnicího systému vyvíjeného šestiválcového motoru a zajišťuje tlakový spád systému recirkulace výfukových plynů, a následně navrhnout nový tvar ejektoru se zvýšeným podtlakovým účinkem. Při řešení problematiky proudění bylo použito CFD simulací.

Na základě provedených simulací lze konstatovat, že tlakový spád systému EGR při otáčkách motoru příslušejících maximu točivého momentu a zatížení odpovídajícímu výkonu 96,1 kW, je nedostatečný. Negativně zde působí tlaková ztráta EGR výměníku, která při těchto podmínkách způsobuje pokles celkového tlaku ochlazených spalín pod hodnotu tlaku plnicího vzduchu. Výchozí konstrukční řešení ejektoru umožňuje podle vyhodnocení simulace recirkulovat 11,80 % výfukových plynů. Podle měření na motoru je skutečný hmotnostní tok okruhem recirkulace zhruba 10 %. Rozdíl mezi reálným měřením a simulací je způsobený především tím, že neuvažují skutečného složení výfukových plynů a přestup tepla. Tyto faktory u reálného proudění výsledky ovlivňují.

Při otáčkách jmenovitého režimu je tlakový spád naopak při všech zatíženích motoru zcela dostačující a nezbytná je regulace množství recirkulovaných spalín EGR ventilem. Z diplomové práce dále vyplývá, že konec trubičky, která do ejektoru přivádí ochlazené výfukové plyny a do prostoru ejektoru zasahuje, se zásadním způsobem podílí na škrcení plnicího vzduchu a tedy také na velikosti hmotnostního toku systémem EGR.

S ohledem na získané výsledky považují za vhodné nové konstrukční řešení použití ejektoru s průměrem zúžení 45 mm, optimalizovanou plochou rozšíření a zachovaným stávajícím provedením trubičky recirkulace, jejíž konec zasahuje do vnitřního objemu ejektoru. Tato konfigurace umožňuje přivádět zpět ke spalování 24,88 % výfukových plynů. Nárůst hmotnostního toku systémem zpětného vedení spalín je v porovnání s výchozím provedením ejektoru více než dvojnásobný.

Pokud zhodnotíme doporučený návrh ejektoru podle tlakové ztráty, kterou způsobuje při jmenovitých otáčkách a 25 % recirkulace, což jsou podmínky stanovené pro porovnání jednotlivých navrhovaných variant ejektorů, hodnota tlakové ztráty 10,448 kPa představuje 4,14 % celkového plnicího tlaku a skoro trojnásobek ztráty původního designu ejektoru. Podle mého uvážení je takto velká tlaková ztráta ještě akceptovatelná, přestože nezanedbatelně snižuje plnicí účinnost motoru. Další zvyšování hmotnostního toku spalín systémem EGR, realizované snižováním nejmenší průtočné plochy ejektoru, však již nedoporučuji, neboť se zmenšujícím se zúžením ejektoru narůstá tlaková ztráta exponenciálně.

Následujícím krokem by měla být pro nový tvar ejektoru verifikace výsledků získaných CFD simulací pomocí měření na motoru. Vzhledem k tomu, že nový tvar ejektoru umožňuje recirkulovat větší hmotnostní tok výfukových plynů, se tato skutečnost odrazí na tlakové ztrátě EGR výměníku. S rostoucím hmotnostním tokem výměníkem narůstá jeho tlaková ztráta a klesá chladicí výkon. Nastává tedy otázka, jak značně se tlaková ztráta výměníku zvětší a do jaké míry degraduje přínos nového designu ejektoru na tlakový spád. Negativně na hmotnostní tok spalín se zde rovněž promítne vyšší teplota ochlazených výfukových plynů. Otázkou také zůstává, jak se na proudění okruhem recirkulace a promíchávání vzduchu se spalínami budou projevat tlakové pulsace vznikající v důsledku zavírání sacích ventilů.

V případě, že tlaková ztráta výměníku bude významně ovlivňovat přínos nového ejektoru, doporučuji výměník optimalizovat z hlediska tlakové ztráty, případně místo ejektoru použít alternativní řešení. Za nejelegantnější alternativní variantu ejektoru považuji elektronicky ovládanou regulační klapku, která se umístí do plnicího potrubí náhradou za ejektor. Výhodou aplikace regulační klapky je možnost přivádět ke spalování podstatně vyšší hmotnostní tok výfukových plynů za současně nižší tlakové ztráty při podmínkách dostatečného tlakového spádu. Klapka se rovněž uplatní při regeneraci filtru pevných částic, kterým bude motor vybaven. Nevýhodou použití regulační klapky je naopak značně vyšší cena a složitější realizace ovládání prostřednictvím řídicí jednotky motoru.

Tato diplomová práce byla zpracována na základě jednotlivých bodů zadání uvedených v zadání diplomové práce.

13 Seznam použitých zdrojů

- [1] Vlk, František. Vozidlové spalovací motory, 1. vydání, Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc, 2003. 578 s. ISBN 80-238-8756-4.
- [2] Karel, Hofmann. Alternativní pohony [online], Brno. 2010, poslední revize 19. 1. 2010. Dostupné z URL: < <http://www.iae.fme.vutbr.cz/cs/studium/opory> >.
- [3] Jaroslav, Rauscher. Vozidlové motory [online], Brno. 2010, poslední revize 4. 1. 2010. Dostupné z URL: < <http://www.iae.fme.vutbr.cz/cs/studium/opory> >.
- [4] Heisler, Heinz. Advanced Engine Technology. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2002. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.
- [5] HOFMANN, K.: Proudění ve spalovacích motorech. VUT Brno, Brno 1987.
- [6] Šob, F. Hydromechanika. Akademické nakladatelství CERM, Brno 2002. ISBN 80-214 2037-5
- [7] CD – ADAPCO, STAR CCM+, User guide Star-CCM+ version 3.02.003. 2007.
- [8] Škoda Auto. SSP 57, Vznětový motor 2,0 l [CD-ROM].
- [9] Škoda Auto. SSP 60, Vznětový motor 2,0/103 kW 2V DPF [CD-ROM].
- [10] Škoda Auto. SSP 62, Škoda Roomster část I [CD-ROM].
- [11] Kohoutek J., Holoubek I.: Vývoj složení emisí z automobilové dopravy v závislosti na technickém pokroku v konstrukci vozidel. TOCOEN REPORT No. 116, TOCOEN s.r.o. Brno, 1996, 21 s. Dostupné z URL: < http://www.recetox.muni.cz/sources/transformace/Autoemise_TR116.pdf >.
- [12] Joergl V., Shutty J., Keller P., Weber O.: Future Breathing System Requirements for Clean Diesel Engines. Powertrain Technical Center, Auburn Hills, Michigan, USA, 2006. Dostupné z URL: < www.engine-expo.com/06engine_conf/pres/day_1/joergl.pdf >.
- [13] Čermák, L. Ford Transit a Connect. AutoDiesel, 2009, č. 15, s. 76-77. ISSN 1801-5328.
- [14] Renault, Environment – The NOx Trap. Dostupné z URL: < [http://www.renault.com/en/Innovation/eco-technologies/Documents_Without_Moderation/PDF%20ENV%20GB/Nitrogen%20oxides%20\(NOx\)%20trap.pdf](http://www.renault.com/en/Innovation/eco-technologies/Documents_Without_Moderation/PDF%20ENV%20GB/Nitrogen%20oxides%20(NOx)%20trap.pdf) >.
- [15] VDMA, Engines and systems, Exhaust Emission Legislation Diesel- and Gas engines, Frankfurt am Main, 2008. Dostupné z URL: < http://www.vdma.de/wps/wcm/connect/04eb6b804dd22606a35cebd1f693e3d9/Emi_EN_6Apr2009.pdf?MOD=AJPERES&CA_CHEID=04eb6b804dd22606a35cebd1f693e3d9 >.
- [16] Manufacturers of Emissions Control Technology [online]. 2010, poslední revize 13. 12. 2010. Dostupné z URL: < http://www.meca.org/cs/root/emission_control_technology/offroad_diesel_equipment >.
- [17] Global automotive industry news, market research and expert analysis [online]. 2010, poslední revize 22. 2. 2010. Dostupné z URL: < <http://www.jus-tauto.com/article.aspx?id=98359> >.
- [18] Renault. Com – Nox Trap [online]. 2010, poslední revize 25. 1. 2010. Dostupné z URL: < <http://www.renault.com/en/Innovation/stars-mecaniques/Pages/nox-trap.aspx> >.

- [19] BimmerFile, Archiv, How the Advanced Diesels meet 50 state emissions [online]. 2010, poslední revize 14. 1. 2010. Dostupné z URL: <<http://www.bimmerfile.com/2008/08/19/how-the-advanced-diesels-meet-50-state-emissions/>>.
- [20] Opel Twin Turbo: dva stupně ke zlaté [online]. 2010, poslední revize 6. 2. 2010. Dostupné z URL: <<http://news.auto.cz/technika/opel-twin-turbo-dva-stupne-ke-zlate.html>>.
- [21] Turbolander – TDI Motoren – Antrieb – Inovation & Technik – Rund um VW – Volkswagen Österreich [online]. 2010, poslední revize 12. 1. 2010. Dostupné z URL: <http://www.volkswagen.at/rund_um_vw/innovation_technik/antrieb/tdi_motoren/turbolander/>.
- [22] AutoEXPERT: Autopress, Co zachytí neviditelná ruka [online]. 2010, poslední revize 10. 2. 2010. Dostupné z URL: <<http://www.autopress.cz/?page=46.co-zachyti-neviditelna-ruka>>.
- [23] MM Průmyslové spektrum, Snižování emisí ve výfukových plynech [online]. 2010, poslední revize 19. 1. 2010. Dostupné z URL: <<http://www.mmspektrum.com/clanek/snizovani-emisi-ve-vyfukovych-plynech>>.
- [24] AdBlue® [online]. 2010, poslední revize 6. 2. 2010. Dostupné z URL: <<http://www.adblue-bluesky.cz/adblue.php>>.
- [25] Euro 5: Zdraží emisní limity automobily? [online]. 2010, poslední revize 29. 1. 2010. Dostupné z URL: <<http://www.nazeleno.cz/nazelenoplus/emise-co2/euro-5-zdrazi-emisni-limity-automobily.aspx>>.
- [26] BOSCH – Pressforum [online]. 2010, poslední revize 5. 2. 2010. Dostupné z URL: <http://www.bosch.cz/press/detail.asp?f_id=423>.
- [27] Robert Bosch GmbH – Storage catalytic convertor [online]. 2010, poslední revize 7. 2. 2010. Dostupné z URL: <<http://rb-kwin.bosch.com/us/en/powerconsumptionemissions/exhaust-gastreatment/dieselengines/exhaust-gasmanagement/storagecatalyticconverter.html>>.
- [28] Robert Bosch GmbH – Departronic [online]. 2010, poslední revize 2. 2. 2010. Dostupné z URL: <<http://rb-kwin.bosch.com/us/en/powerconsumptionemissions/exhaust-gastreatment/dieselengines/exhaust-gasmanagement/departronic.html>>.
- [29] Robert Bosch GmbH – SCR catalytic convertor [online]. 2010, poslední revize 12. 2. 2010. Dostupné z URL: <<http://rb-kwin.bosch.com/us/en/powerconsumptionemissions/exhaust-gastreatment/dieselengines/exhaustgasmanagement/denoxtronic/scrcatalytic-converter.html>>.

14 Seznam použitých jednotek a veličin

χ	[-]	Poissonova konstanta
η	[Pa.s]	dynamická viskozita
ν	[m ² .s ⁻¹]	kinematická viskozita
ρ	[kg.m ⁻³]	statická hustota
ρ_C	[kg.m ⁻³]	celková hustota
c_p	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	měrná tepelná kapacita
\dot{m}	[kg.s ⁻¹]	hmotnostní tok
p	[Pa]	statický tlak
p_C	[Pa]	celkový tlak
S	[mm ²]	plocha
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
T	[K]	statická teplota
T_C	[K]	celková teplota
w	[m.s ⁻¹]	rychlost

15 Seznam obrázků

Obr. 1: Typická částice sazí, měřítko 1 000 000 : 1 [9].....	12
Obr. 2: Závislost nebezpečných složek spalin na součiniteli přebytku vzduchu [11]	17
Obr. 3: Průběh vstřiku paliva u systému Common Rail 3. generace [26]	18
Obr. 4: Uspořádání sacích kanálů [19].....	19
Obr. 5: Spalovací prostor ve dně pístu [19]	19
Obr. 6: Turbodmychadlo s regulací odpouštěním výfukových plynů před turbínou [1].....	20
Obr. 7: Mechanismus nastavování lopatek rozváděcího kola turbíny [21]	21
Obr. 8: Řez turbodmychadlem s variabilní geometrií [21].....	22
Obr. 9: Schéma dvoustupňového přeplňování se sériově uspořádanými turbodmychadly[20].....	22
Obr. 10: Filtr pevných částic se síťovým kovovým filtračním elementem [4].....	24
Obr. 11: Princip zachytávání částic u filtračního elementu z keramického monolitu [9].....	25
Obr. 12: Částicový filtr s detailem vnitřní struktury v řezu [3]	26
Obr. 13: Výfukový trakt s filtrem částic a zplyňovačem nafty motoru Ford 3,2l TDCi [13].	28
Obr. 14: Schéma vysokotlakého systému recirkulace výfukových plynů [12]	30
Obr. 15: Chladič výfukových plynů typu U flow s bypasseem [8]	31
Obr. 16: Plnicí potrubí se systémem EGR motoru koncernu VW 2,0 TDI PD 103 kW s výměníkem typu I flow [9].....	33
Obr. 17: Schéma nízkotlakého systému recirkulace výfukových plynů [12]	34
Obr. 18: SCR katalyzátor s řídicím systémem Denoxtronic od firmy BOSCH [29].....	36
Obr. 19: Výfukový systém se zásobníkovým katalyzátorem Renault NOx Trap [18]	38
Obr. 20: Vyvíjený šestiválcový motor	40
Obr. 21: Systém recirkulace výfukových plynů šestiválce	41
Obr. 22: Ejektor v izometrickém pohledu a řez ejektorem rovinou symetrie.....	42
Obr. 23: Výchozí sestava pro tvorbu CFD modelu.....	44
Obr. 24: Řez rovinou symetrie ejektorem a řez plnicí komorou.....	44
Obr. 25: Model pro CFD simulace, a) izometrický pohled, b) řez rovinou symetrie.....	44
Obr. 26: a) Povrchová síť, b) Objemová síť, c) Řez objemovou sítí	46
Obr. 27: Vysíťovaný model s definovanými okrajovými podmínkami.....	49
Obr. 28: Řez rovinou symetrie modelem pro CFD s původním designem.....	50
Obr. 29: Proudnice obarvené hodnotami celkové teploty u simulace pro výkon 96,1 kW.....	52
Obr. 30: Rozložení statického tlaku v rovině symetrie pro výkon 96,1 kW	52
Obr. 31: Rozložení absolutních velikostí rychlosti proudění v rovině sym. pro 96,1 kW.....	53
Obr. 32: Rozložení statického tlaku v rovině kolmé na rovinu symetrie pro výkon 96,1 kW (pohled shora na vyústění trubičky recirkulace)	53
Obr. 33: Rozložení absolutních velikostí rychlosti proudění v rovině kolmé na rovinu symetrie pro výkon 96,1 kW (pohled shora na vyústění trubičky recirkulace)	54
Obr. 34: Rozložení statického tlaku v rovině symetrie pro výkon 114,7 kW.....	54
Obr. 35: Rozložení absolutních velikostí rychlosti proudění v rovině sym. pro 114,7 kW....	55
Obr. 36: Rozložení statického tlaku v rovině kolmé na rovinu symetrie pro 114,7 kW (pohled shora na vyústění trubičky recirkulace)	55
Obr. 37: Rozložení absolutních velikostí rychlosti proudění v rovině kolmé na rovinu symetrie pro výkon 114,7 kW (pohled shora na vyústění trubičky recirkulace)	56
Obr. 38: Proudnice obarvené absolutní velikostí rychlosti pro otáčky 1480 min ⁻¹ a výkon 96,1 kW.....	56

Obr. 39: Proudnice obarvené absolutní velikostí rychlosti pro otáčky motoru 2200 min ⁻¹ a výkon 114,7 kW.....	58
Obr. 40: Rozložení statického tlaku v rovině symetrie při otáčkách 1480 min ⁻¹ a uvažování tlakové ztráty EGR výměníku.....	59
Obr. 41: Rozložení absolutních velikostí rychlosti v rovině symetrie při otáčkách 1480 min ⁻¹ a uvažování tlakové ztráty EGR výměník.....	59
Obr. 42: Rozložení statického tlaku v rovině symetrie při otáčkách 1480 min ⁻¹ a odstranění zasahující trubičky recirkulace.....	60
Obr. 43: Rozložení absolutních velikostí rychlosti v rovině symetrie při otáčkách 1480 min ⁻¹ a odstranění zasahující trubičky recirkulace.....	60
Obr. 44: EGR výměník v částečném řezu (vlevo) a různé druhy trubiček pro výměníky se spirálovou drážkou (vpravo).....	61
Obr. 45: Rozložení hustoty v rovině symetrie při otáčkách 1480 min ⁻¹ a teplotě ochlazených spalin 200 °C	63
Obr. 46: Rozložení hustoty v rovině symetrie při otáčkách 1480 min ⁻¹ a teplotě ochlazených spalin 170 °C	63
Obr. 47: Rozložení statického tlaku v rovině symetrie při otáčkách 2200 min ⁻¹	65
Obr. 48: Rozložení absolutních velikostí rychlosti v rovině symetrie při otáčkách 2200 min ⁻¹	66
Obr. 49: Vektorové zobrazení rychlosti proudění, detail A z obrázku 46.....	66
Obr. 50: Proudnice obarvené absolutní velikostí rychlosti pro otáčky motoru 2200 min ⁻¹	67
Obr. 51: Rozložení teploty pro otáčky 1480 min ⁻¹ a 20 % recirkulovaných spalin	68
Obr. 52: Rozložení teploty v řezech x_1, z a x_2 pro 11,8 % recirkulace	68
Obr. 53: Rozložení teploty v řezech x_1, z a x_2 pro 20 % recirkulace.....	68
Obr. 54: Rozložení teploty v řezech x_1, z a x_2 pro 39,75 % recirkulace.....	69
Obr. 55: Řez rovinou symetrie modelem pro CFD se zúžením ejektoru 45 mm	70
Obr. 56: Rozložení statického tlaku pro ejektor s minimálním průměrem 45 mm	71
Obr. 57: Rozložení absolutních velikostí rychlosti pro ejektor s min. průměrem 45 mm	71
Obr. 58: Řez rovinou symetrie modelem pro CFD se zúžením ejektoru 35 mm.....	72
Obr. 59: Rozložení statického tlaku pro ejektor s minimálním průměrem 35 mm	73
Obr. 60: Rozložení absolutních velikostí rychlosti pro ejektor s min. průměrem 35 mm	74
Obr. 61: Řez rovinou symetrie optimalizovaným modelem se zúžením ejektoru 45 mm	76
Obr. 62: Rozložení statického tlaku pro ejektor s průměrem 45 mm a trubičkou.....	77
Obr. 63: Rozložení statického tlaku pro upravený ejektor s průměrem 45 mm a trubičkou recirkulace.....	77
Obr. 64: Rozložení absolutních velikostí rychlosti pro ejektor s průměrem 45 mm a trubičkou recirkulace	78
Obr. 65: Rozložení absolutních velikostí rychlosti pro upravený ejektor s průměrem 45 mm a trubičkou recirkulace	78
Obr. 66: Proudnice obarvené absolutní velikostí rychlosti pro ejektor s průměrem 45 mm....	79
Obr. 67: Proudnice obarvené absolutní velikostí rychlosti pro ejektor s upraveným tvarem rozšíření a průměrem 45 mm s trubičkou.....	79
Obr. 68: Výchozí design ejektoru (vlevo) a finální návrh nového ejektoru (vpravo)	80
Obr. 69: Ejektor s vyznačenými body pro analytický výpočet	82

16 Seznam tabulek

Tab. 1: Složení výfukových plynů vznětového motoru [11].....	11
Tab. 2: Hodnoty emisních limitů Euro pro vznětové motory osobních vozidel [25]	14
Tab. 3: Hodnoty emisních limitů norem Stage pro vznětové motory [15]	14
Tab. 4: Specifikace šestiválcového motoru.....	41
Tab. 5: Vlastnosti fyzikálního modelu proudění pro CFD simulaci	47
Tab. 6: Změřené provozní hodnoty na motoru.....	48
Tab. 7: Okrajové podmínky pro otáčky motoru 1480 min ⁻¹ , bez tlakové ztráty výměníku	50
Tab. 8: Vyhodnocení simulací pro otáčky 1480 min ⁻¹ , bez tlakové ztráty výměníku	50
Tab. 9: Okrajové podmínky pro otáčky motoru 1480 min ⁻¹ a tlakovou ztrátu výměníku	57
Tab. 10: Vyhodnocení simulace pro otáčky 1480 min ⁻¹ a tlakovou ztrátu výměníku	58
Tab. 11: Vyhodnocení simulace pro otáčky 1480 min ⁻¹ , bez trubičky	58
Tab. 12: Okrajové podmínky pro 1480 min ⁻¹ a 20 % tok systémem EGR.....	61
Tab. 13: Vyhodnocení simulace pro 1480 min ⁻¹ a 20 % tok systémem EGR	61
Tab. 14: Vyhodnocení simulace pro 1480 min ⁻¹ a o 30 °C nižší teplotu spalin.....	62
Tab. 15: Okrajové podmínky pro otáčky motoru 2200 min ⁻¹	64
Tab. 16: Vyhodnocení simulace pro otáčky motoru 2200 min ⁻¹	64
Tab. 17: Okrajové podmínky pro 2200 min ⁻¹ a 25 % tok systémem EGR.....	65
Tab. 18: Vyhodnocení simulace pro 2200 min ⁻¹ a 25 % tok systémem EGR	65
Tab. 19: Varianty zúžení ejektoru	70
Tab. 20: Vyhodnocení simulace pro otáčky 1480 min ⁻¹ a zúžení 45 mm	70
Tab. 21: Vyhodnocení simulace pro otáčky 1480 min ⁻¹ a zúžení 35 mm	72
Tab. 22: Vyhodnocení pro zúžení 35 mm, 2200 min ⁻¹ a 25 % tok systémem EGR.....	74
Tab. 23: Vyhodnocení simulace pro 1480 min ⁻¹ a zúžení 45 mm s trubičkou.....	75
Tab. 24: Vyhodnocení pro 2200 min ⁻¹ , 25 % recirkulace a zúžení 45 mm s trubičkou.....	75
Tab. 25: Vyhodnocení simulace pro 1480 min ⁻¹ , zúžení 45 mm a upravený tvar rozšíření ...	76
Tab. 26: Vyhodnocení pro 2200 min ⁻¹ , 25 % recirkulace, zúžení 45 mm a upravený tvar....	79
Tab. 27: Vlastnosti vzduchu pro analytický výpočet.....	83
Tab. 28: Okrajové podmínky vstupu plicního vzduchu pro analytický výpočet	83
Tab. 29: Hodnoty řešení soustavy rovnic z Matlabu a hodnoty z CFD simulace	83
Tab. 30: Okrajové podmínky vstupu z okruhu EGR pro analytický výpočet.....	84
Tab. 31: Řešení soustavy tvořené rovnicemi 10 až 21 v Matlabu	85

17 Seznam grafů

Graf 1: Závislost hmotnostního toku a tlakové ztráty na zúžení ejektoru	73
Graf 2: Porovnání variant ejektorů podle hmotnostního toku systémem EGR při otáčkách 1480 min ⁻¹ a výkonu motoru 96,1 kW	81
Graf 3: Porovnání variant ejektorů podle tlakové ztráty při otáčkách 2200 min ⁻¹ a 25 % recirkulace.....	81