



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PLNICÍ SYSTÉM VZNĚTOVÉHO MOTORU S PROMĚNNÝM PRŮŘEZEM

CI-ENGINE VARIABLE INTAKE SYSTEM

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Lukáš Cihlář

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Radim Dundálek, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Lukáš Cihlář**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Radim Dundálek, Ph.D.**
Akademický rok: 2015/16

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:

Plnicí systém vznětového motoru s proměnným průřezem

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte konstrukční návrh dvoustupňového proměnného plnicího potrubí pro šestnáctiventilový vznětový motor. Zajistěte výkresovou dokumentaci pro výrobu vzorků jednotlivých dílů. Ověřte vliv nového konstrukčního řešení na parametry motoru. Navrhněte způsob ovládání systému.

Cíle diplomové práce:

Získání přehledu a osvojení odborných znalostí o zadané problematice. Vytvoření 3D dokumentace a výrobních výkresů jednotlivých součástí a konstrukčních sestav. Posouzení vlivu nového konstrukčního řešení na parametry motoru.

Seznam literatury:

SVOBODA, Pavel; BRANDEJS, Jan; PROKEŠ, František.: Základy konstruování. Vydání třetí. Brno: CERN, 2009. 234 s. ISBN 978-80-7204-633-1.

CUPÁK, Rostislav, et al.: NAFTOVÉ MOTORY ČTYŘDOBÉ. Vydání první. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1955. 415 s.

KOŽOUŠEK, Josef.: Konstrukce spalovacích motorů I. SNTL Praha, 1983.

KOŽOUŠEK, Josef.: Konstrukce spalovacích motorů II. SNTL Praha, 1983.

Kolektiv VÚMV a ČKD: Naftové motory čtyřdobé I, II, SNTL. Praha 1962.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem plnicího systému vznětového motoru s centrální uzavírací klapkou. Kromě konstrukce dílčích komponent systému je také zjišťován vliv nového řešení na parametry motoru. Vliv nového řešení je porovnán jak s původní variantou tak referenčním modelem, simulujícím řešení používané u konkurence. Po provedení simulací termodynamiky a proudění jsou zhodnoceny jednotlivé varianty.

KLÍČOVÁ SLOVA

plnicí systém, CFD, vírové číslo, Lotus, konstrukce, ztrátový součinitel

ABSTRACT

The master's thesis focuses on design of intake manifold with swirl flap for diesel engine. In addition to the design of sub-components of the intake manifold are also investigated the influence of new solutions on engine parameters. The influence of the new solution is compared to the original version and a reference model simulating intake manifold used by competitors. After simulation of thermodynamics and fluid flow are evaluated each variants.

KEYWORDS

Intake manifold, CFD, swirl ratio, Lotus, design, coefficient of discharge



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

CIHLÁŘ, L. *Plnicí systém vznětového motoru s proměnným průřezem*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 137 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 27. května 2016

.....

Lukáš Cihlár



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu práce Ing. Radimu Dundálkovi, Ph.D za ochotu, rady a podporu při vypracovávání diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Davidu Svídovi, Ph.D za pomoc při výpočtech proudění a možnosti využití výpočetní techniky.



OBSAH

Úvod	11
1 Aplikace klapek v sacích systémech	12
1.1 Rezonanční přepřňování	12
1.1.1 Dvoustupňové rezonanční potrubí.....	14
1.1.2 Třístupňové variabilní sací potrubí.....	27
1.2 Vírová klapka.....	28
1.3 Příčná klapka.....	31
1.4 Sací potrubí s plynule měnitelnou délkou BMW DIVA.....	33
1.5 Rezonanční systém BMW DISA	37
1.5.1 Třístupňový systém	38
1.5.2 Dvoustupňový systém	41
2 Testovaný motor	42
3 Tvorba 3D modelů.....	44
3.1 Postup tvorby 3D modelů	44
3.2 Model ejektoru	45
3.3 Model komory.....	48
3.3.1 Aplikace zátek	51
3.4 Kontrola modelů ve slévárně	52
3.4.1 Úpravy provedené slévárnou na modelu komory.....	52
3.5 Návrh ovládání klapky	54
3.5.1 Aktuátory	57
3.6 Vysokotlaké vedení k systému Common-Rail.....	58
3.6.1 Návrh upevnění tlakového zásobníku	58
3.6.2 Návrh vysokotlakých trubek.....	59
4 Výpočtový model spalovacího motoru.....	60
4.1 Průběh spalování vznětového motoru	60
4.1.1 Průběh vývinu tepla	60
4.2 Modely spalování.....	63
4.2.1 Jednparametrový Vibeho model hoření.....	63
4.2.2 Dvoupparametrový Vibeho model	65
4.3 Směšovací poměry	67
4.4 Model přestupu tepla	69
5 Lotus simulation	70
5.1 Popis prostředí programu	71
5.2 Výpočtový model.....	72



5.2.1	Simulované stavy.....	72
5.2.2	Schéma výpočtového modelu.....	73
5.2.3	Sestavení výpočtového modelu	74
5.3	Nastavení okrajových podmínek	79
5.4	Analýza výsledků.....	81
6	Proudění ve spalovací komoře.....	83
6.1	Hodnocení vlastností kanálu	85
6.1.1	Ztrátový součinitel	85
6.1.2	Vírové číslo	86
6.1.3	Experimentální hodnocení vlastností kanálů	87
7	Proudění tekutin.....	88
7.1	Rozdělení proudění	88
7.2	Mezní vrstva	90
7.3	Základní rovnice popisující proudění kapalin	91
7.3.1	Rovnice kontinuity	91
7.3.2	Bernoulliho rovnice	91
7.3.3	Eulerova rovnice.....	91
7.3.4	Navier-Stokesova rovnice.....	91
7.4	Výpočty pomocí CFD programů	92
7.5	Výpočtové modely proudění v CFD programech.....	93
7.5.1	Reynoldsovo středování	93
7.5.2	Statistické RANS modely turbulence pro stacionární proudění.....	94
7.6	Konvergence	95
7.7	Ztráty při proudění tekutin v potrubí	96
7.7.1	Třecí ztráty.....	96
7.7.2	Místní ztráty.....	96
8	Výpočty ztrát pomocí CFD programu	97
8.1	Ztrátové součinitele sacích a výfukových kanálů	97
8.1.1	Příprava a rozdělení geometrie	97
8.1.2	Nastavení sítě.....	100
8.1.3	Nastavení výpočtového modelu a okrajových podmínek.....	103
8.1.4	Zobrazení výsledků.....	105
8.2	Ztráty sestavy komory a ejektoru.....	108
8.2.1	Příprava a rozdělení geometrie	108
8.2.2	Nastavení sítě.....	110
8.2.3	Nastavení výpočtového modelu a okrajových podmínek.....	112



8.2.4	Analýza výsledků	113
9	Výpočet vírového čísla	117
9.1	Příprava výpočtového modelu	117
9.2	Analýza výsledků.....	120
9.2.1	Nedělená komora – sériový stav.....	122
9.2.2	Nedělená komora – uzavírací klapka pro každý válec motoru.....	124
9.2.3	Dělená komora.....	126
9.2.4	Vlastní vírová čísla	128
	Závěr.....	130
	Seznam použitých zkratk a symbolů	135
	Seznam příloh	137

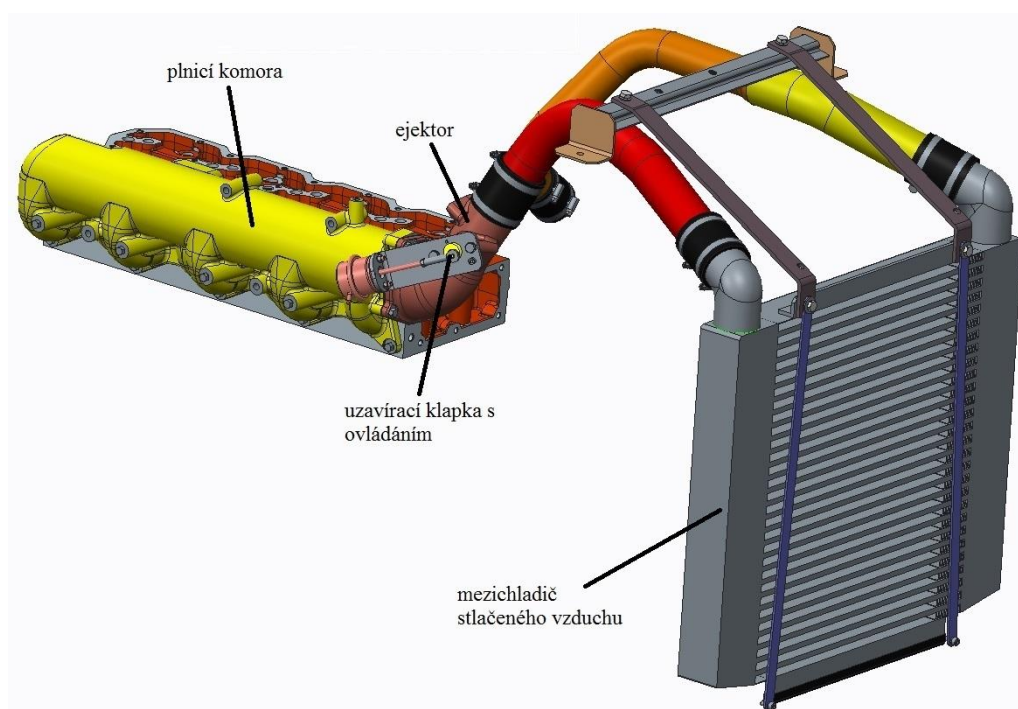


ÚVOD

Diplomová práce byla vypracována ve spolupráci se známým výrobcem pohonných jednotek pro zemědělskou techniku. Zabývá se tématem aplikace uzavírací klapky v plnicím systému vznětového motoru. Plynule tak navazuje na diplomovou práci Ing. Konečného, který se zabýval konstrukčním návrhem plnicí komory a ejektoru.

Plnicí systém se skládá mimo jiné z plnicí komory, dopravující nasávaný vzduch k jednotlivým válcům motoru a ejektoru, který slouží jako mezičlánek mezi plnicí komorou a mezichladičem stlačeného vzduchu.

Plnicí komora a ejektor jsou oproti sériovému provedení rozděleny na dvě části, z nichž jedna je uzavírána klapkou. Oproti řešení používanému u ostatních výrobců, zde není uzavírací klapka v sacím kanále před každým válcem, ale jedna centrální v ejektoru.



Obr. 1 Schéma plnicího systému zkoumaného motoru

Kromě přípravy modelů pro výrobu prototypů a návrhu ovládání systému se převážná část práce zabývá vlivem použití jedné centrální klapky na výkonové parametry motoru a porovnání se sériovou variantou a variantou, kdy je centrální klapka nahrazena čtyřmi klapkami před sacími ventily, jak je tomu běžné v současnosti.

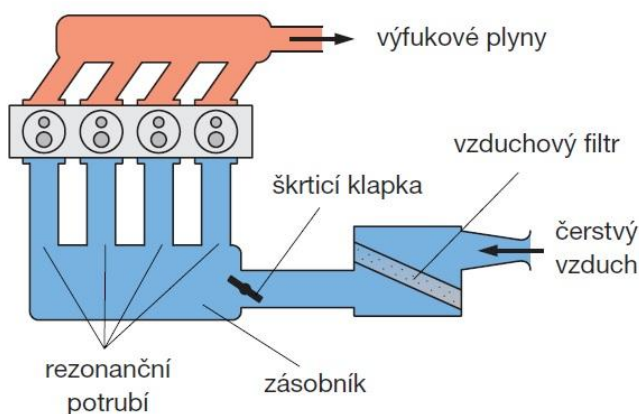
Porovnání bylo provedeno, jak výpočtem výkonových parametrů pro jednotlivé varianty, tak stanovením velikosti tlakových ztrát. Poslední porovnávací parametr byl zvolen výpočet vírového čísla, neboť aplikace uzavíracích klapek v současné době je hlavně z důvodu zvýšení tečné rotace náplně válci a s tím plynoucí lepší tvorby směsi, snížení spotřeby a emisí škodlivých látek.



1 APLIKACE KLAPEK V SACÍCH SYSTÉMECH

1.1 REZONANČNÍ PŘEPLŇOVÁNÍ

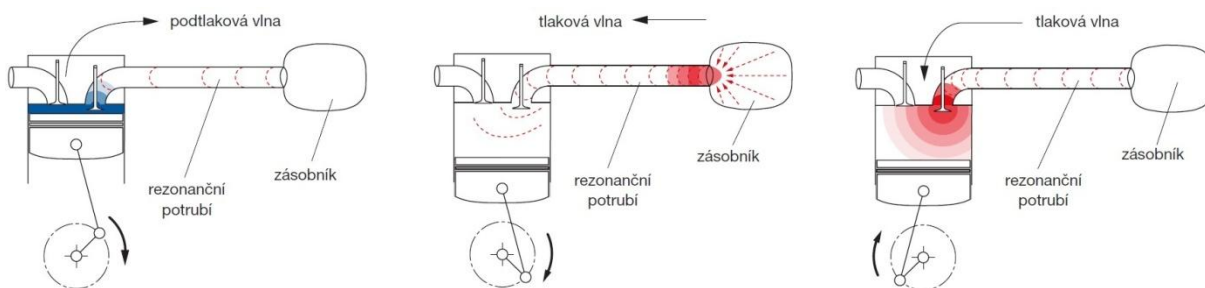
Na obr. 1-1 je znázorněno zjednodušené schéma sacího systému motoru. Motor nasává vzduch z okolního prostředí přes vzduchový filtr. Následuje škrticí klapka regulující množství nasávaného vzduchu. Za škrticí klapkou se nachází zásobník, který je s jednotlivými válci spojen pomocí rezonančních potrubí. Při plnění se využívá rezonancí, tedy podtlakových a přetlakových vln. [1]



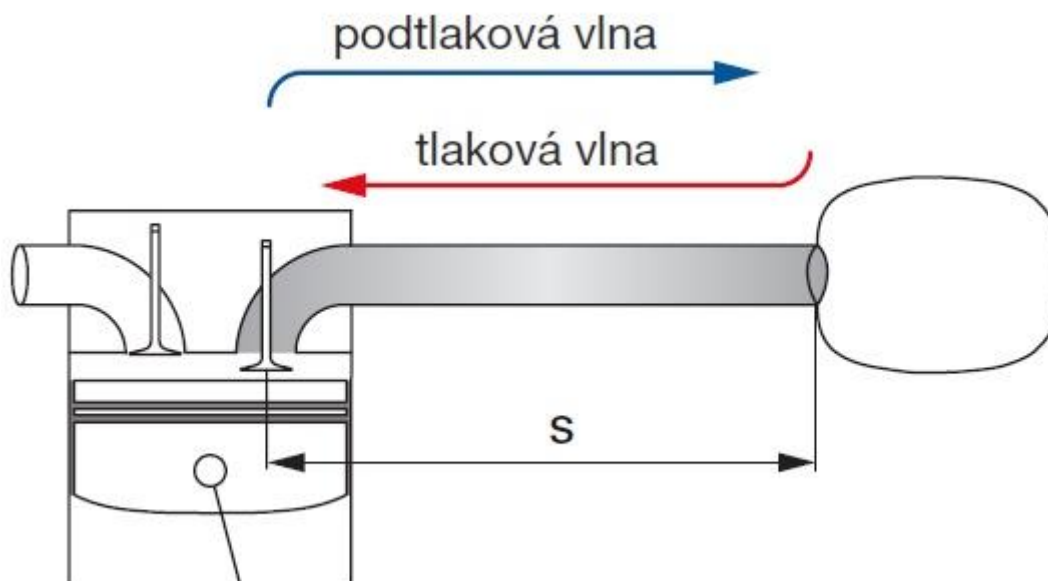
Obr. 1-1 Schéma plnění motoru [1]

Princip rezonančního plnění [1]

- Ve fázi sání se otevírá sací ventil a píst se pohybuje směrem k dolní úvratí. V oblasti sacího ventilu dochází k vytvoření podtlakové vlny, která se pohybuje rezonančním potrubím až k zásobníku.
- Podtlaková vlna, která dorazila k zásobníku, se v něm odrazí a postupuje nyní jako přetlaková vlna o stejné velikosti, jako vlna podtlaková zpět k sacímu ventilu. Zároveň s sebou strhla vzduch, který se nacházel v zásobníku.
- Tato tlaková vlna se nyní vrací rezonančním potrubím zpět k sacímu ventilu „a tlačí před sebou vzduch k sacímu ventilu, který je ještě stále otevřen.“ [1] Toto se opakuje, dokud se nevyrovná tlakový rozdíl mezi sacím ventilem a tlakem ve válci.



Obr. 1-2 Jednotlivé fáze rezonančního plnění [1]



Obr. 1-3 Popis rezonančního potrubí [1]

Vzdálenost mezi sacím ventilem a zásobníkem je s . Čas nutný k tomu, aby podtlaková či přetlaková vlna urazila tuto dráhu je t . Obě vlny se pohybují konstantní rychlostí v . Za předpokladu že rychlosti i dráha jsou neměnné, je neměnný i čas t . Toto je ale problém, protože se vzrůstajícími otáčkami motoru se zkracuje čas nutný pro naplnění válce motoru a mohl by tedy nastat situace, kdy by se tlaková vlna navrátila před sací ventil v okamžiku, kdy už bude sací ventil uzavřen. Jediné řešení tohoto stavu by bylo zkrátit délku rezonančního potrubí s . [1]

Toto lze realizovat pomocí přepínatelného dvoustupňového rezonančního potrubí. Systém je složen z dlouhého potrubí, které zabezpečuje sání v režimu nízkých až středních otáček. Otáčky motoru zde nejsou vysoké, tlaková vlna má tedy dostatek času, aby se stihla navrátit ještě před uzavřením sacího ventilu. Efekt v této otáčkové oblasti je pozitivní na zvýšení točivého momentu, proto se tomuto potrubí také říká momentové. Následně v určitých, předem daných, otáčkách dojde k jednorázovému přepnutí z tohoto dlouhého potrubí na krátké. Tím je zkrácena délka rezonančního potrubí a je zabezpečeno, že tlaková vlna nedorazí před již uzavřený ventil. Toto potrubí je aktivní ve vyšších otáčkách a má za efekt zvýšení výkonu motoru. Dále se také nazývá výkonové potrubí. [1]

Lze se setkat i se třístupňovým rezonančním potrubím, popř. systémem, kdy délka není přepínána skokově, ale dochází k její plynulé změně.

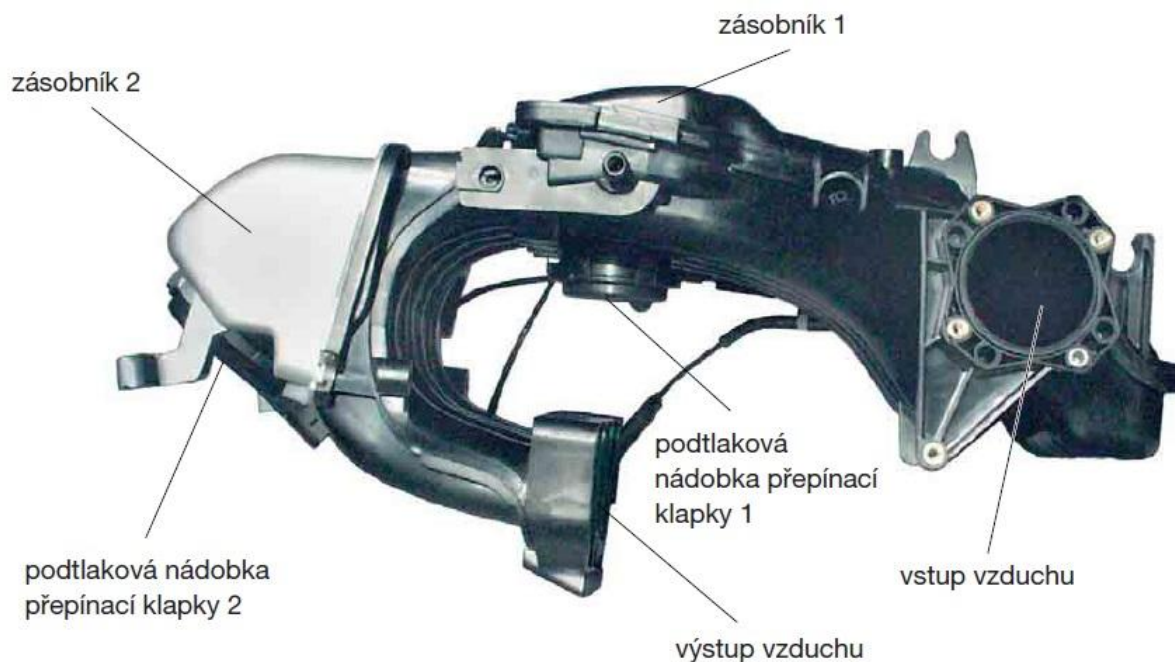
Další varianta je přidání rezonanční komory, která je se sacím potrubím spojena jedním vstupem a jejím otevíráním, nebo uzavíráním je dosahováno změny délky sacího potrubí.



1.1.1 DVOUSTUPŇOVÉ REZONANČNÍ POTRUBÍ

PŘEPÍNÁNÍ POMOCÍ KLAPEK

Sání se skládá z dlouhé momentové části potrubí a krátké výkonové části potrubí. V tomto konkrétním případě je ještě výkonová část rozdělena na další dvě části – krátkou a dlouhou. Systém se skládá ze zásobníků, které jsou propojeny s vlastním systémem pomocí přepínacích klapek, pomocí nichž se přepíná mezi momentovou - výkonovou částí a dále mezi výkonovou delší – kratší částí. [1]



Obr. 1-4 Ukázka dvoustupňového plnicího systému a dvěma stupni krátkého potrubí [1]



Momentová dráha potrubí

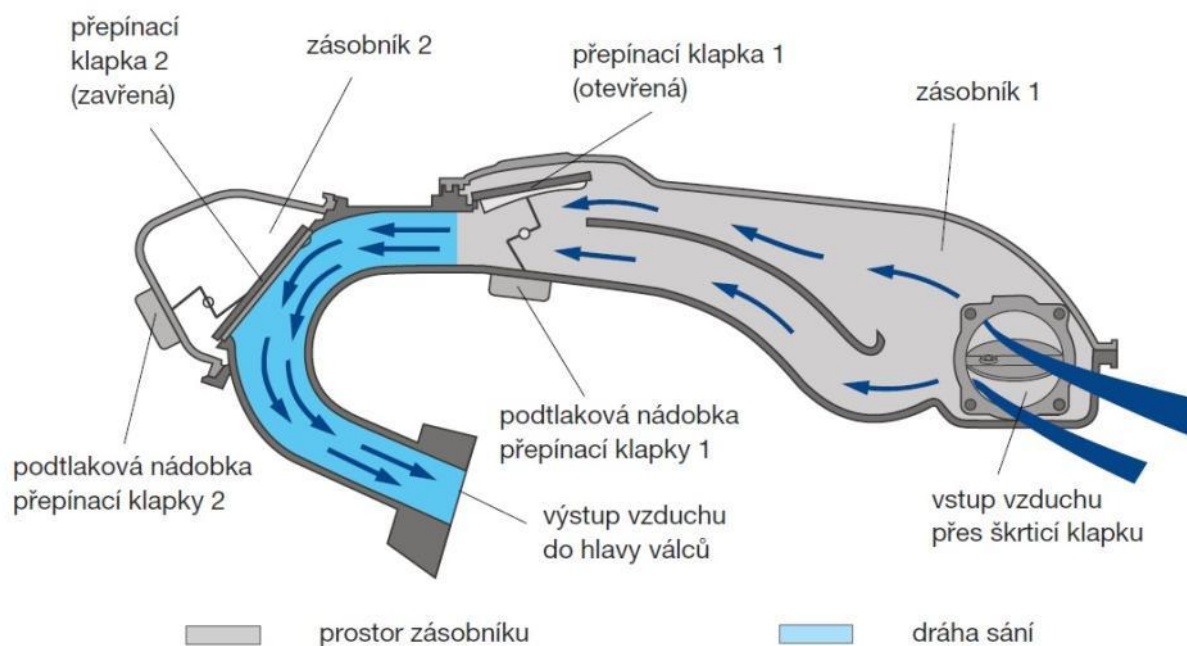
Při jízdě v tomto režimu jsou obě přepínací klapky uzavřeny a plnění probíhá celou délkou sacího potrubí. Tento režim je aktivován nízkých až středních otáčkách a zajišťuje zvýšení točivého momentu. [1]



Obr. 1-5 Dlouhá momentová dráha potrubí [1]

Výkonová část s delší dráhou sání

Ve středních až vyšších otáčkách dochází k přepínání z momentové do výkonové polohy s delší dráhou sání. Nastává otevření přepínací klapky 1 a nasávaný vzduch nyní proudí i přes zásobník 1. Přepínací klapka 2 zůstává stále uzavřena. [1]

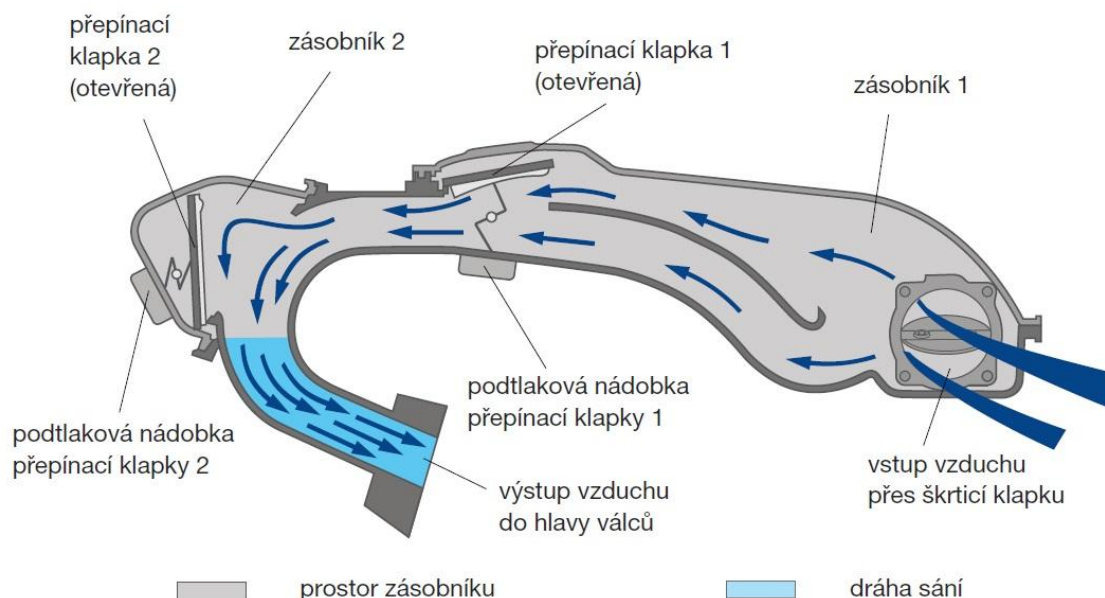


Obr. 1-6 Dlouhá výkonová dráha potrubí [1]



Výkonová poloha s kratší délkou sání

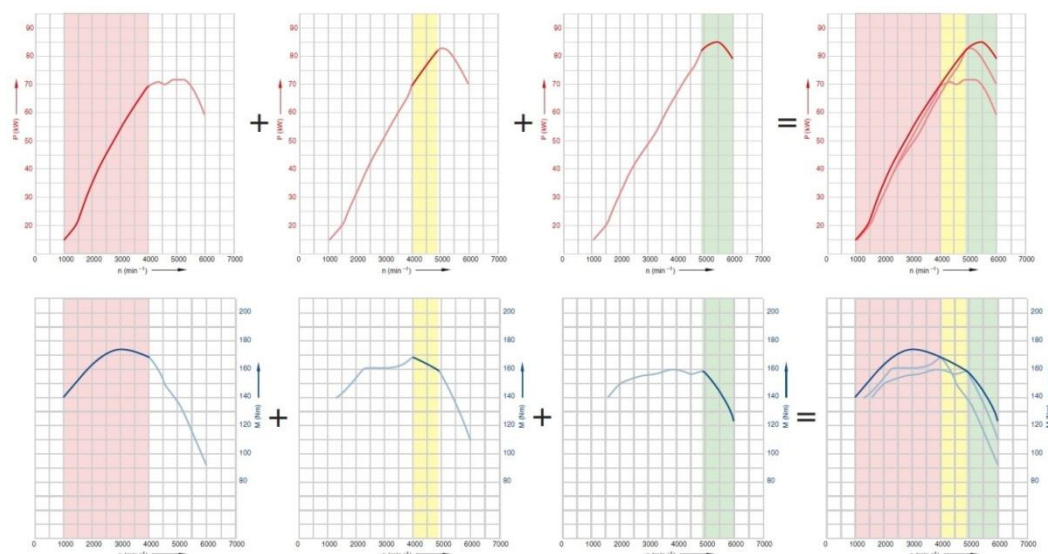
Ve vysokých otáčkách dochází k otevírání i druhé přepínací klapky a následnému dalšímu zkrácení sací délky. [1]



Obr. 1-7 Krátká výkonová dráha potrubí [1]

Výkonový a momentový diagram

Na následujícím obrázku jsou zobrazeny jednotlivé výkonové a momentové diagramy. Na jednotlivých diagramech jsou barevně zobrazeny otáčkové rozsahy (červeně - dlouhé potrubí, oranžově - výkonové dlouhé, zeleně - výkonové krátké), ve kterých dochází k navýšení výkonu, či točivého momentu. Následným spojením všech tří otáčkových rozsahů, pro tři polohy sacího potrubí získáme výsledný diagram pro celé spektrum otáček. [1]

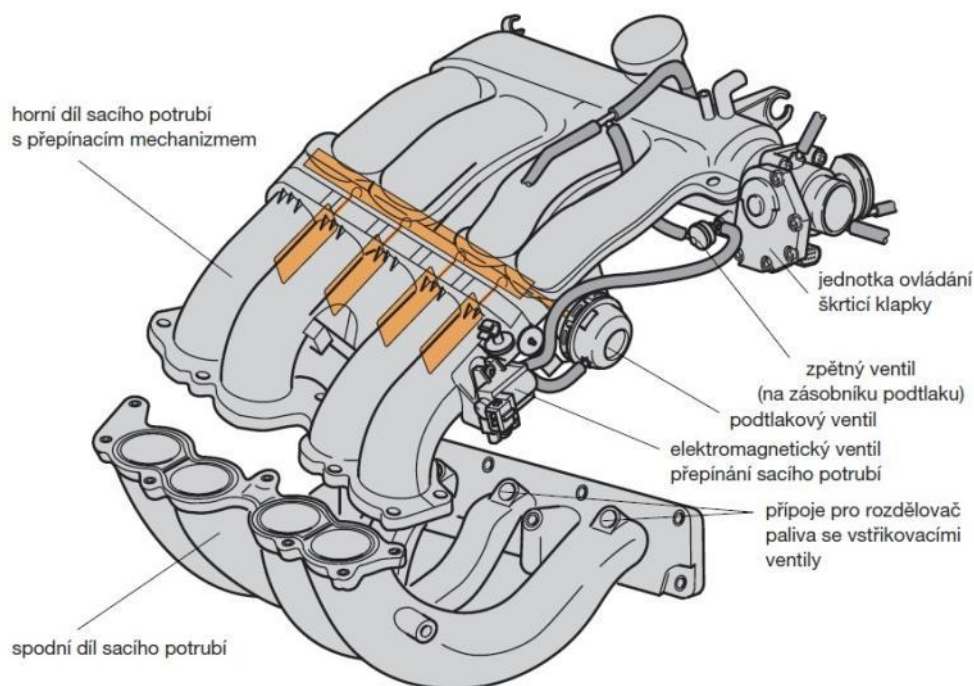


Obr. 1-8 Výkonový a momentový diagram [1]



SÁNÍ S KLAPEKAMI MEZI SACÍMI POTRUBÍMI

Oproti předchozím systémům je tento odlišný. Klapky nejsou umístěny podélně v jednotlivých větvích pro každý válec, ale příčně spojují jednotlivá sací potrubí. Otevíráním klapek dochází k vytváření zásobníku a zároveň zkrácení sací délky. Ovládání klapek je pneumatické. [2]



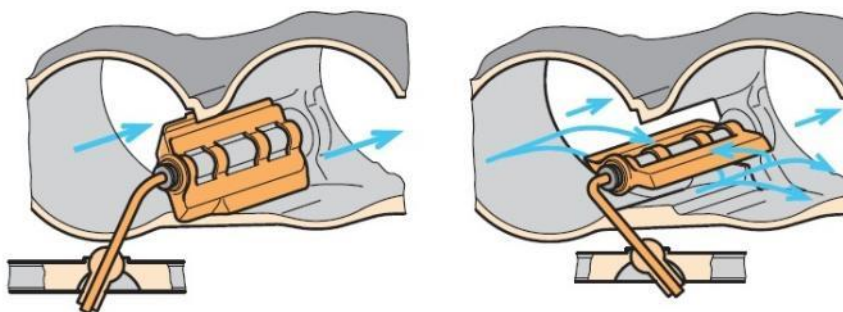
Obr. 1-9 Popis systému s klapkami mezi sacími potrubími [2]

Klapky v poloze zavřeno

Při nízkých otáčkách motoru jsou klapky zavřené a oddělují tak od sebe jednotlivé sací větve, motor saje samostatně pro každý válec. Systém nyní pracuje na dlouhé (momentové) potrubí. [2]

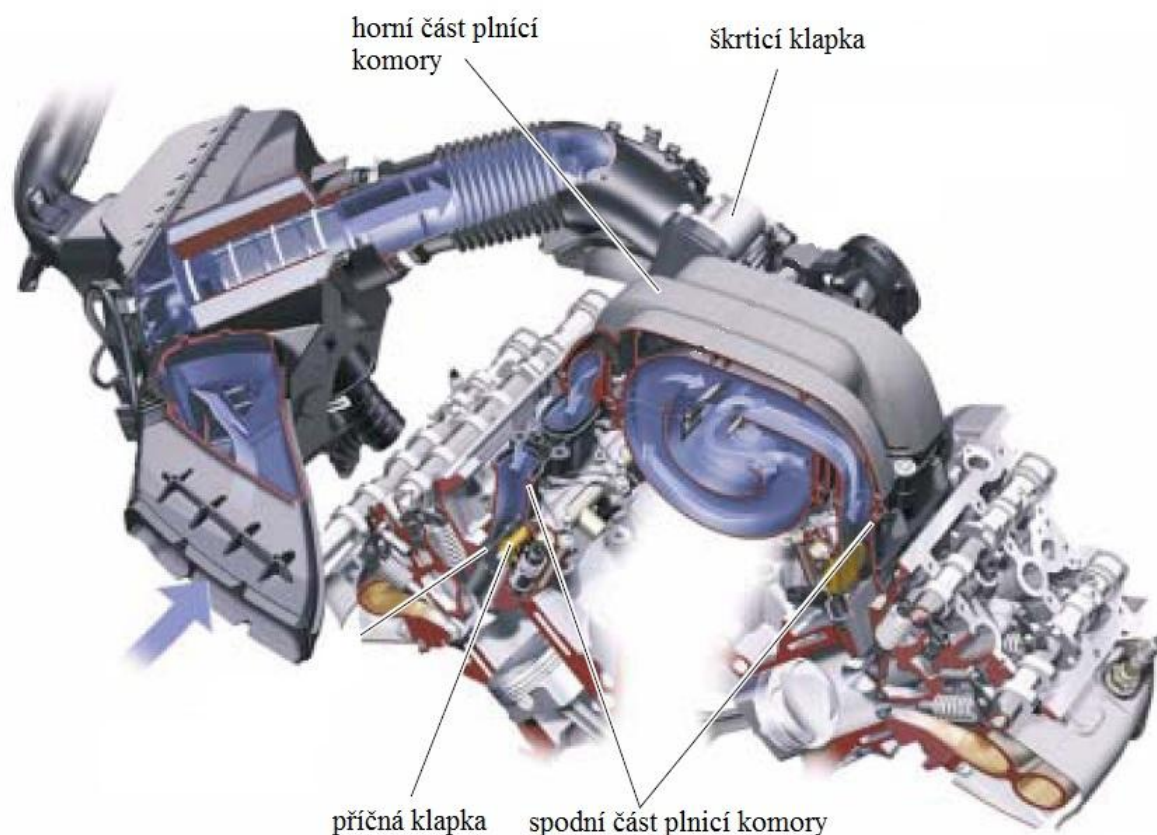
Klapky v poloze otevřeno

Ve vysokých otáčkách dojde k otevření klapek a propojení jednotlivých sacích větví. Vytvoří se výkonový zásobník a zkrátí délka sání. [2]



Obr. 1-10 Klapka uzavřena (vlevo) a otevřena (vpravo) [2]

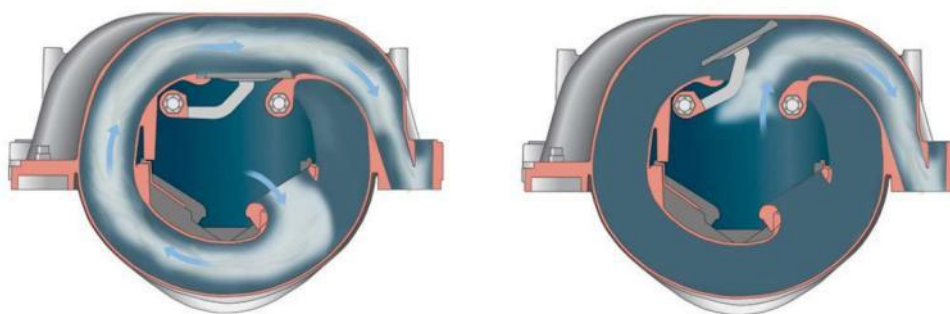
PŘEPÍNÁNÍ MEZI JEDNOTLIVÝMI DÉLKAMI POMOCÍ KLAPEK VE VÁLCOVÉM TĚLESE



Obr. 1-11 Ukázka dvoustupňového systému ovládaného pomocí klapek [3]

V nízkých otáčkách je potrubí přepnuto na dlouhé momentové vedení. Dosahuje se vysoké rychlosti proudění nasávaného vzduchu a dosahuje příznivého průběhu točivého momentu. Ve vysokých otáčkách se potrubí z dlouhého vedení přepne do krátkého výkonového. V tomto režimu je dosaženo vysokého průtoku vzduchu a vysokého výkonu. [4] [5]

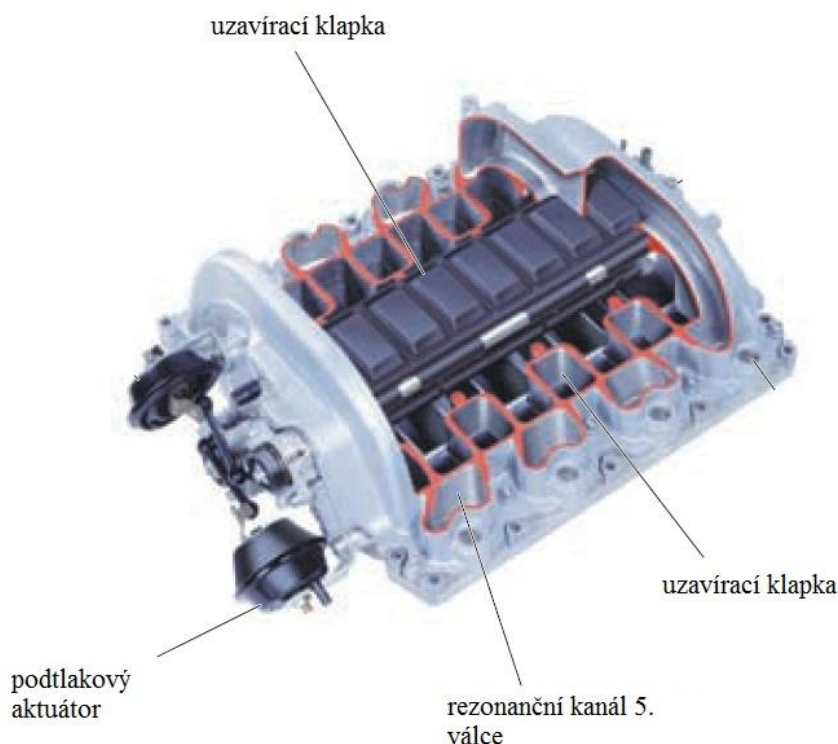
Mezi krátkým a dlouhým potrubím je přepínáno klapkami. Jejich otevíráním a zavíráním dochází průtoku vzduchu jednotlivými drahami. Klapky jsou navzájem spojeny a ovládány elektromotorem, či pneumaticky.



Obr. 1-12 Dlouhé momentové potrubí (vlevo) a krátké výkonové (vpravo) [4]



Na následujícím obrázku je zobrazen řez sáním. Červeně jsou zvýrazněny jednotlivá sací vedení k válcům, mezi nimi se nachází klapky řídící průchod mezi dlouhou, či krátkou dráhou sání. Dále je zobrazen podtlakový aktuátor ovládající natáčení klapky. [5]

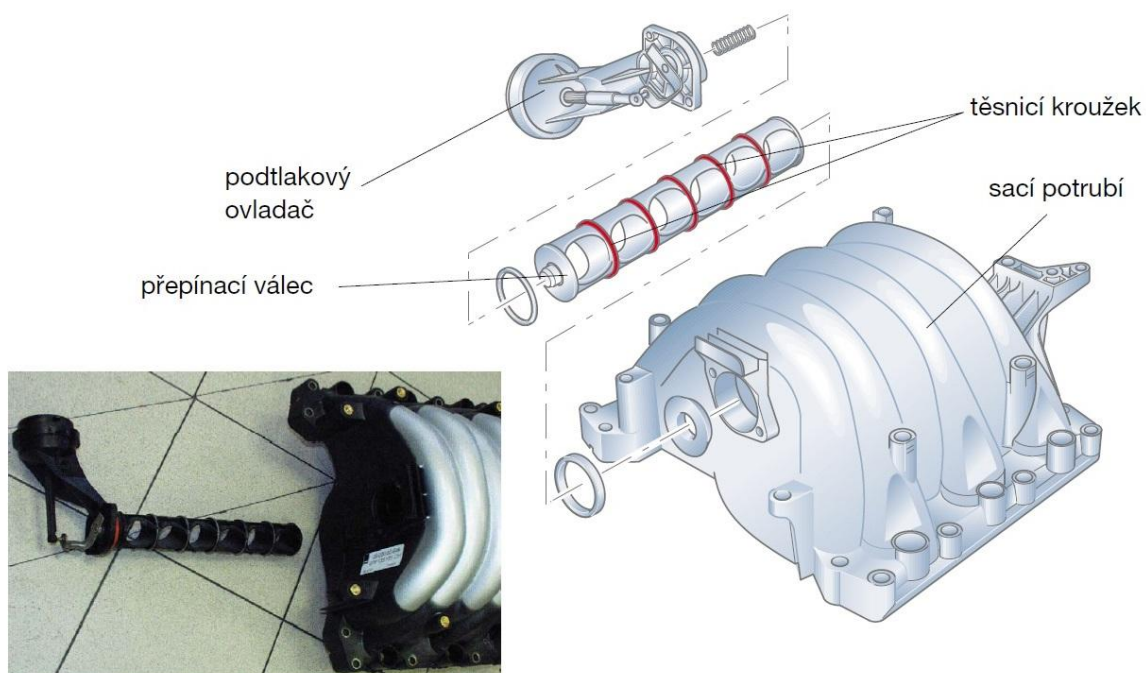


Obr. 1-13 Řez sacím systémem [5]

Kromě klapky může mezi jednotlivými vedeními být přepínáno pomocí rotačního válce. Otáčením válce dochází k zprůchodnění cesty, či jejímu uzavření. V uzavřené pozici proudí vzduch dlouhou momentovou cestou, jakmile se válec otevře tak dochází k průtoku krátkou výkonovou cestou a zároveň i dlouhou momentovou. Oproti systému ovládaného klapkami je tento systém s rotačním válcem výhodnější z hlediska proudění, ovšem je prostorově náročnější. [6][7]



Obr. 1-14 Klapka otevírající a uzavírající jednotlivé cesty [5]



Obr. 1-15 Schéma dvoustupňového systému ovládaného pomocí válcového tělesa [8]

delší sací kanál – momentový

kratší sací kanál – výkonový

délka kanálu:
575 mm



délka kanálu:
310 mm

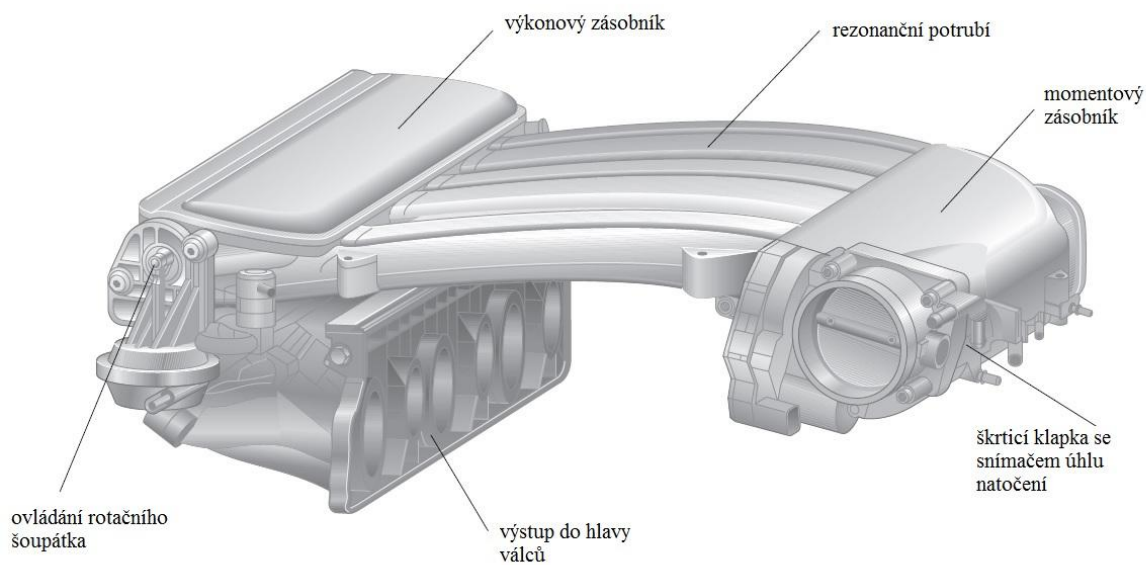


Obr. 1-16 Zobrazení dlouhé a krátké dráhy v případě ovládní rotačním válcem [6]

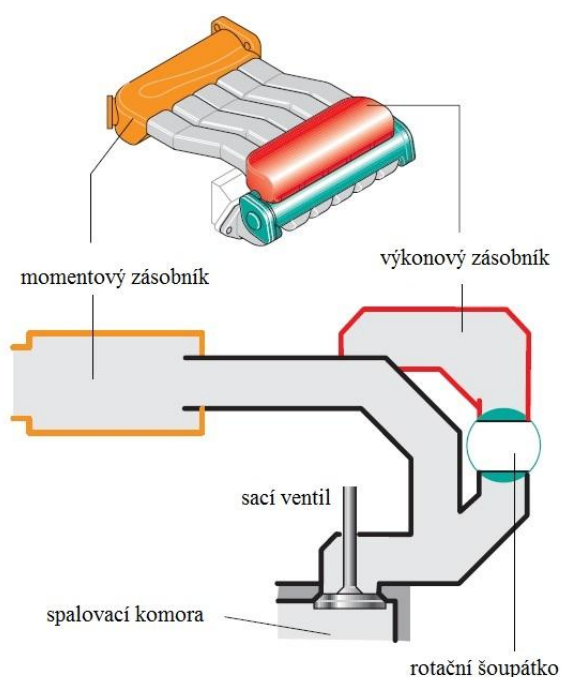


SYSTÉM S PŘÍDAVNOU REZONANČNÍ KOMOROU

Systém se skládá ze dvou zásobníků – výkonového a momentového. Sání probíhá přes výkonový zásobník a dále přes rezonanční trubky vstupuje nasávaný vzduch do motoru. Výkonový zásobník je neprůchozí rezonanční komora, oddělena od sacího potrubí pomocí rotačního šoupátka umístěného v ovládacím modulu. Otevíráním a uzavíráním jediného vstupu mezi sacím potrubím a výkonovým modulem dochází k úpravě průběhu točivého momentu a výkonu. [9][10]



Obr. 1-17 Ukázka plnicího systému s přídatnou rezonanční komorou. [10]

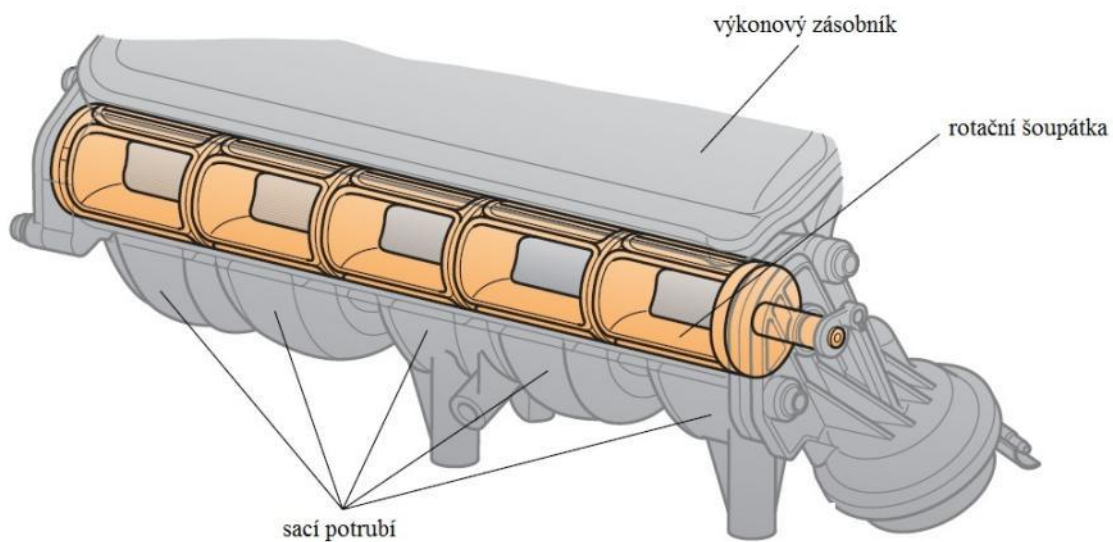


Obr. 1-18 Schematický řez systémem [9]



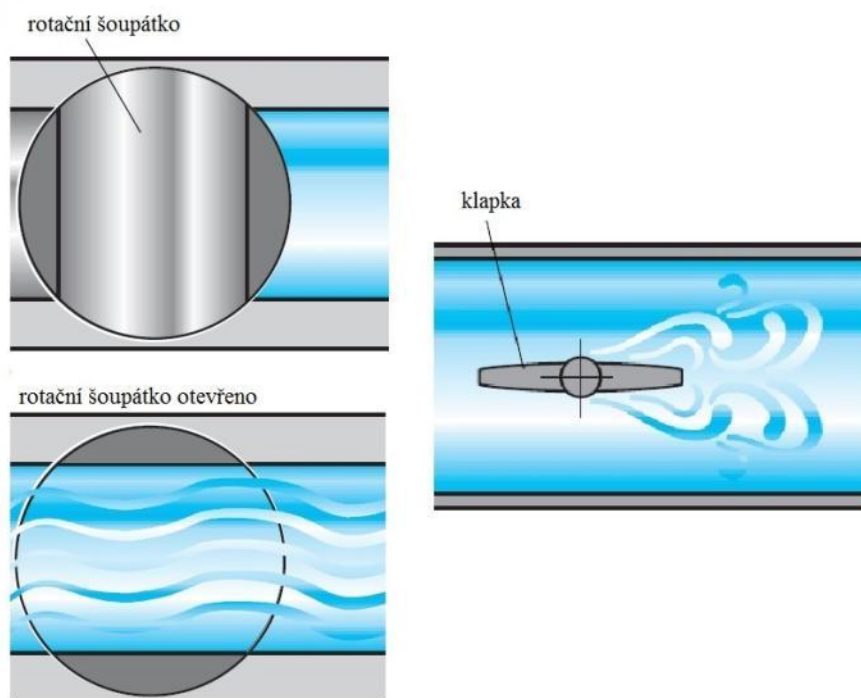
Ovládání šoupátka

Ovládací mechanismus se skládá z rotačních šoupátek, samostatných pro každý válec. [10]



Obr. 1-19 Ovládající rotační šoupátka [10]

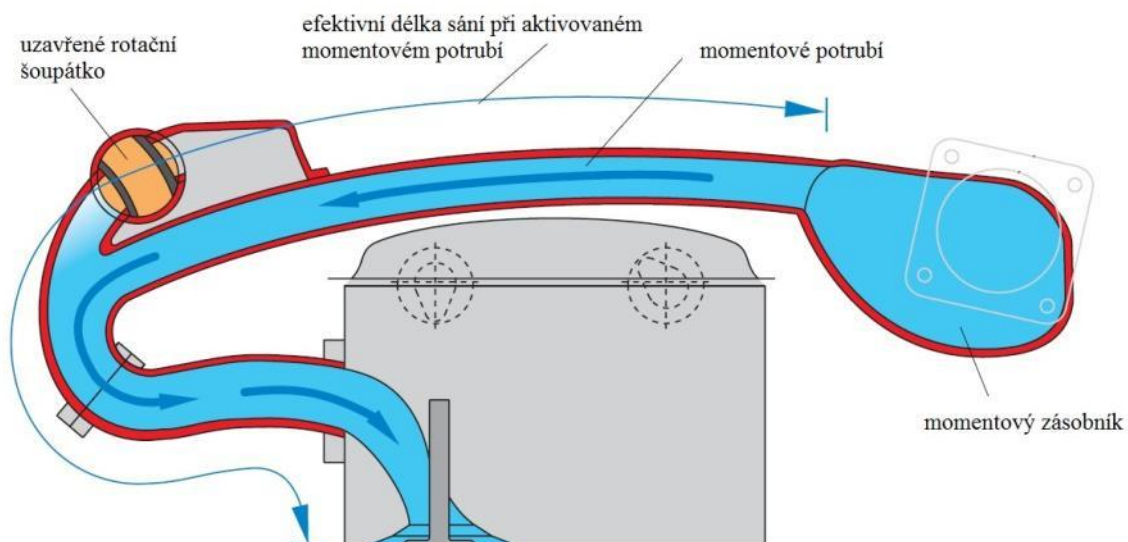
Šoupátka jsou použita z důvodu zamezení vzniku turbulencí, které by vznikaly v případě použití klapky. [9]



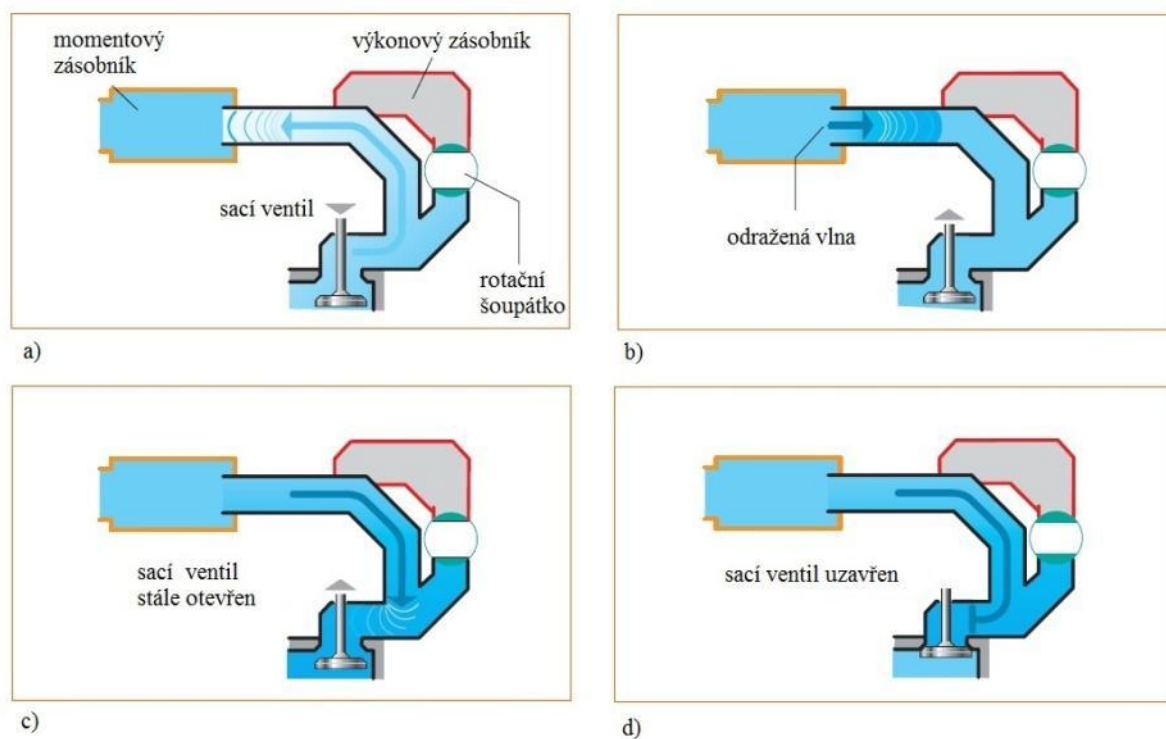
Obr. 1-20 Porovnání mezi šoupátkem (vlevo) a klapkou (vpravo) [9]

Momentová poloha

V momentové poloze je rotační šoupátko uzavřeno. Nasávání vzduchu probíhá po dlouhé efektivní sací délce. [10]



Obr. 1-21 Dlouhá momentová poloha [10]



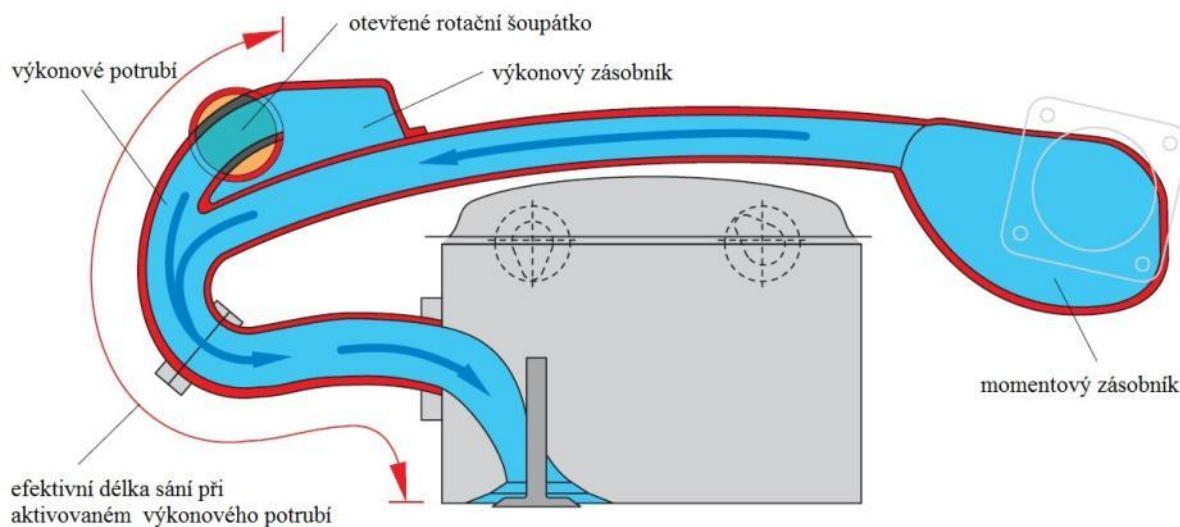
Obr. 1-22 Princip rezonancí při dlouhé momentové poloze s uzavřeným šoupátkem [9]

Popis funkce při uzavřeném šoupátku (obr. 1-22): [9]

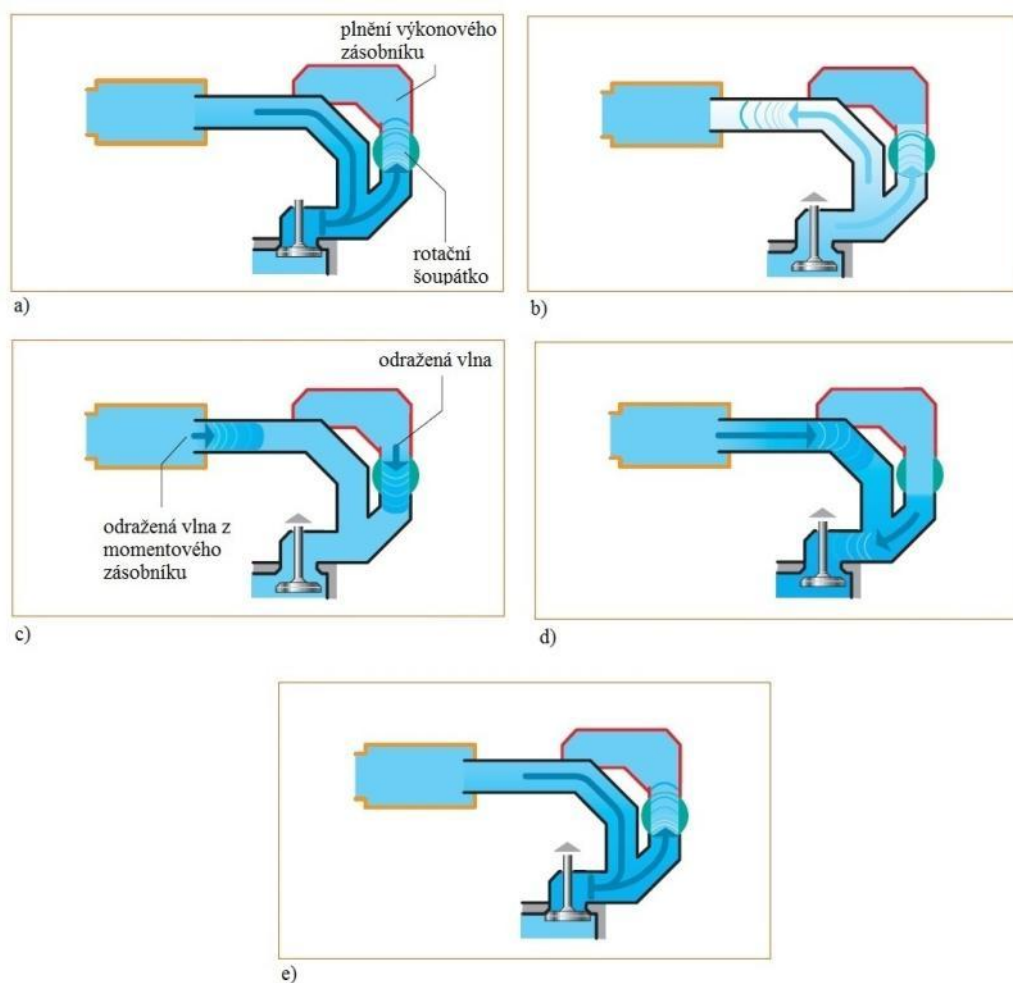
- Po procesu spalování došlo k tlakovému rozdílu mezi válcem a sacím potrubím. Po otevření sacího ventilu dojde k šíření podtlakové vlny, která se šíří rychlostí zvuku sacím potrubím až k momentovému zásobníku.
- V otevřeném konci momentového zásobníku dochází k odrazu podtlakové vlny. Vlna se nyní šíří sacím potrubím jako vlna tlaková zpět k sacímu ventilu.
- Při volbě optimální délky sání, dochází k tomu, že maximální hodnoty tlaku dosáhne vlna těsně před tím, než se sací ventil uzavře. Tímto dojde k zvýšení množství nasátého vzduchu (popř. směsi) do válce motoru.
- Zvyšováním otáček motoru dochází k tomu, že se zkracuje čas, jaký se musí urazit tlaková vlna zpět k sacímu ventilu. Vzhledem k tomu, že se vlna nemůže pohybovat rychleji, než rychlostí zvuku, může nastat stav, že se odrazí příliš pozdě a před sací ventil se vrátí v době, kdy už bude uzavřený. Tento problém je vyřešen zkrácením sací délky.

Výkonová poloha

Rotační šoupátko je pootočeno o 90° a otevře průchod do výkonového zásobníku. Dojde ke zkrácení efektivní sací délky. [10]



Obr. 1-23 Otevření šoupátka a sání krátkou výkonovou částí [10]



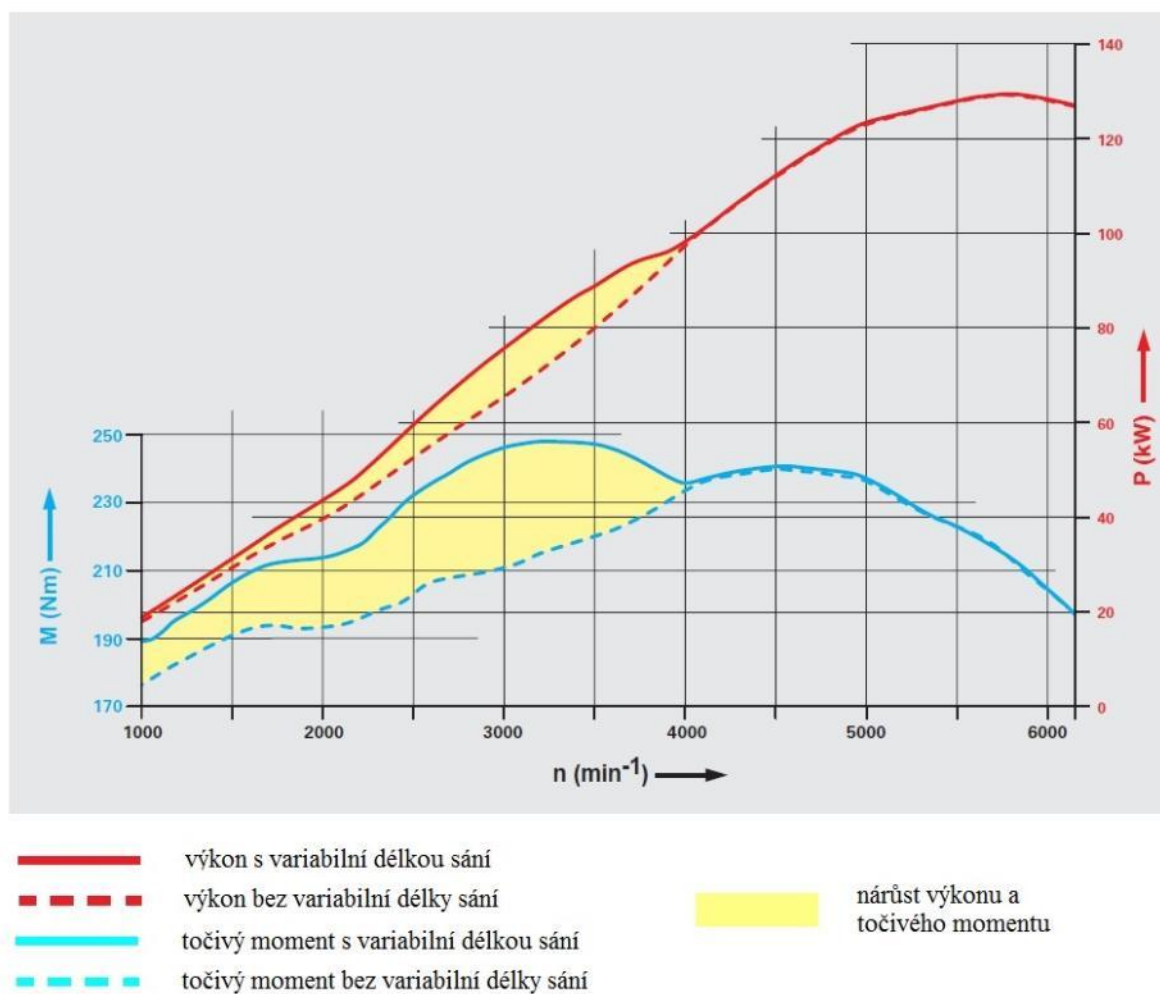
Obr. 1-24 Princip rezonancí při krátké dráze sání a otevřeném šoupátku [9]

Popis funkce při otevřeném šoupátku (obr. 1-24): [9]

- Otevřením rotačního šoupátka dojde k zpřístupnění výkonového zásobníku. Účelem výkonového zásobníku je zkrátit délku mezi odrazem podtlakové vlny a sacím ventilem.
- Po otevření sacího ventilu dochází k rovnoměrnému šíření podtlakové vlny v sacím potrubí.
- Vlivem kratší délky je dosaženo dřívějšího odrazu vlny ve výkonovém zásobníku, než v momentovém. Odražená vlna se jako přetlaková vrací zpět k sacímu ventilu.
- Nyní dochází k odrazu i v momentovém zásobníku.
- Tlaková vlna odražená z momentového zásobníku dorazí k sacímu ventilu příliš pozdě. Od uzavřeného ventilu se tlaková vlna odrazí zpět a naplní výkonový zásobník.



Výsledkem obou poloh je zvýšení objemové účinnosti.

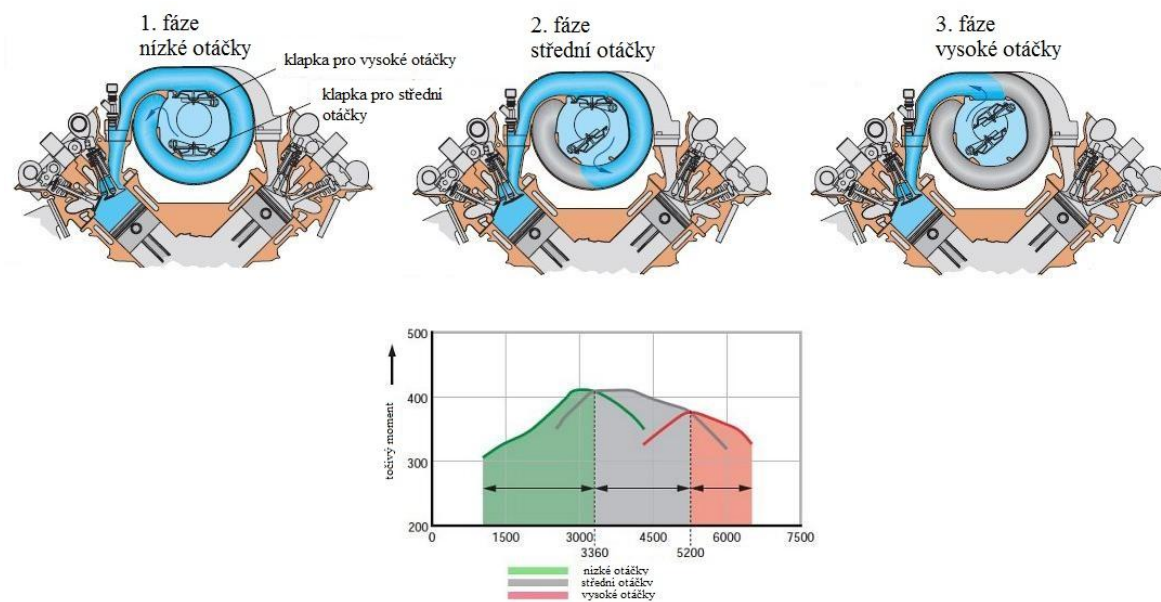


Obr. 1-25 Navýšení výkonu a točivého momentu vlivem rezonancí [10]



1.1.2 TŘÍSTUPŇOVÉ VARIABILNÍ SACÍ POTRUBÍ

Pracuje na obdobném principu jako dvoustupňové sací potrubí. Pomocí dvou klapek je přepínáno mezi třemi různými délkami sání. Využívá se, pokud rozdělení sacího potrubí do dvou délek (dvoustupňové) je nedostačující.

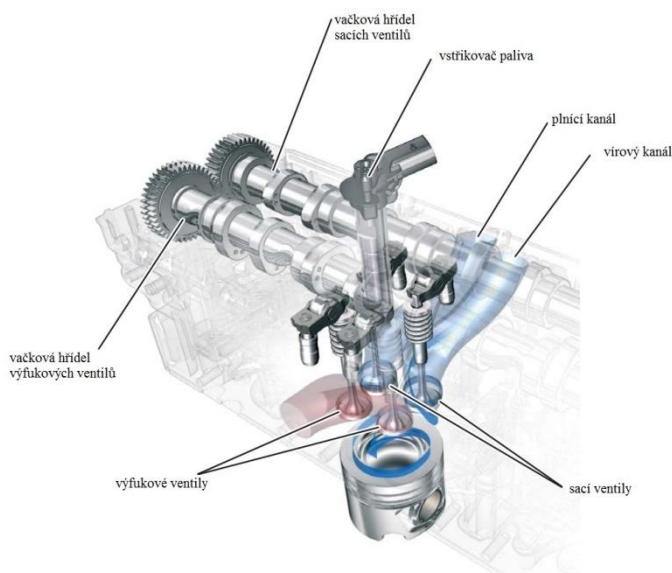


Obr. 1-26 Třístupňové variabilní sací potrubí. [11]



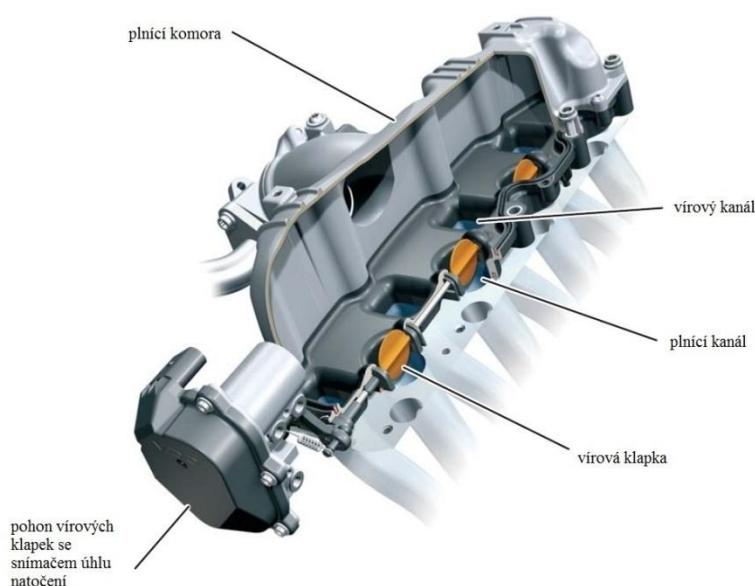
1.2 VÍROVÁ Klapka

Motory vybaveny více-ventilovou technikou obsahují dva sací kanály. Nejčastěji se jedná o vírový a plnicí sací kanál. Vírový (swirl) kanál zajišťuje zvýšené víření nasávaného vzduchu při nízkých otáčkách, plnicí kanál dostatečné plnění válce při vysokých otáčkách. [12]



Obr. 1-27 Čtyřventilová technika s vírovým kanálem a vírová klapkou [12]

Plnicí kanály v sacím potrubí jsou dále vybaveny vírovými (uzavíracími) klapkami, uzavíracími a otevíracími plnicí kanál. Klapky jsou ovládány elektromotorem, či podtlakově na základě signálu z řídicí jednotky motoru. [12][13]



Obr. 1-28 Řez sacím potrubím se znázorněným plnicím kanálem s vírovou klapkou a vírovým kanálem [12]

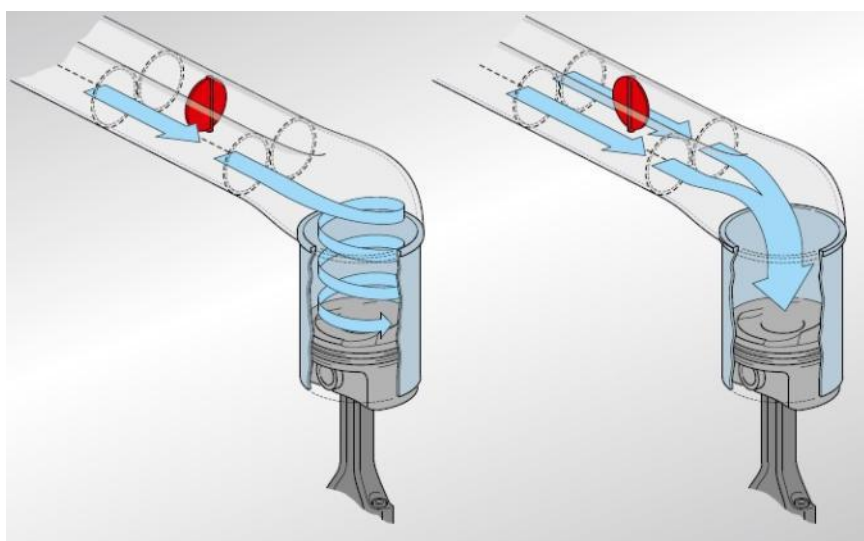
Jednotlivé pozice vírové klapky: [13]

Vírová klapka uzavřena

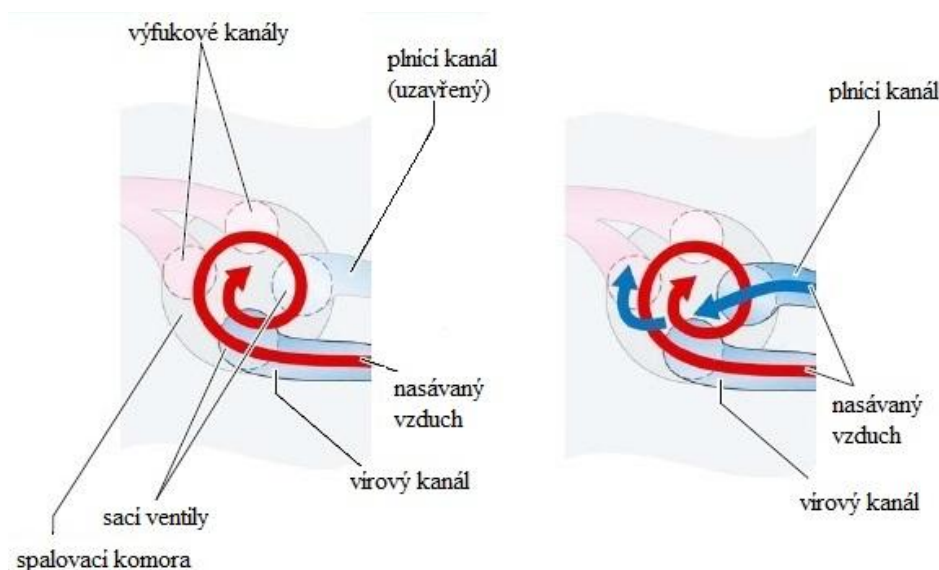
Klapka je uzavřena při nízkých otáčkách ($950 - 2200 \text{ min}^{-1}$ v případě motoru 2.0 TDI CR) a při volnoběhu motoru. V tomto režimu, kdy je nižší průtok nasávaného vzduchu, je nasávaná směs uváděna do vířivého pohybu (vzniká vířivý vír). Výsledkem je lepší tvorba směsi a snížení emisí Oxidu uhelnatého (CO) a nespálených uhlovodíků (HC).

Vírová klapka otevřena

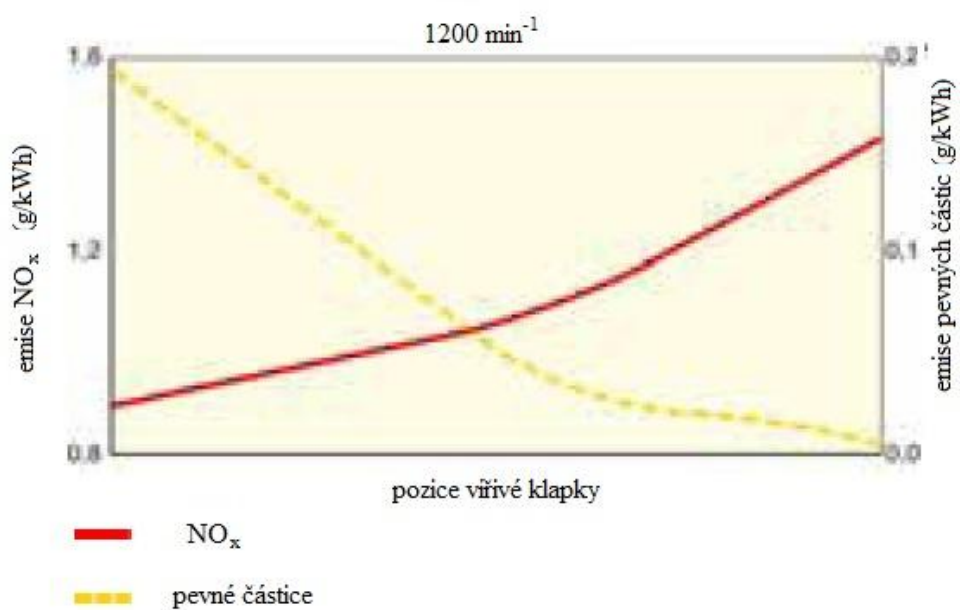
Při startu motoru a vysokých otáčkách motoru dochází k postupnému otevírání vírové klapky, až do fáze plného otevření. Dochází k maximálnímu plnění válce přes oba sací kanály.



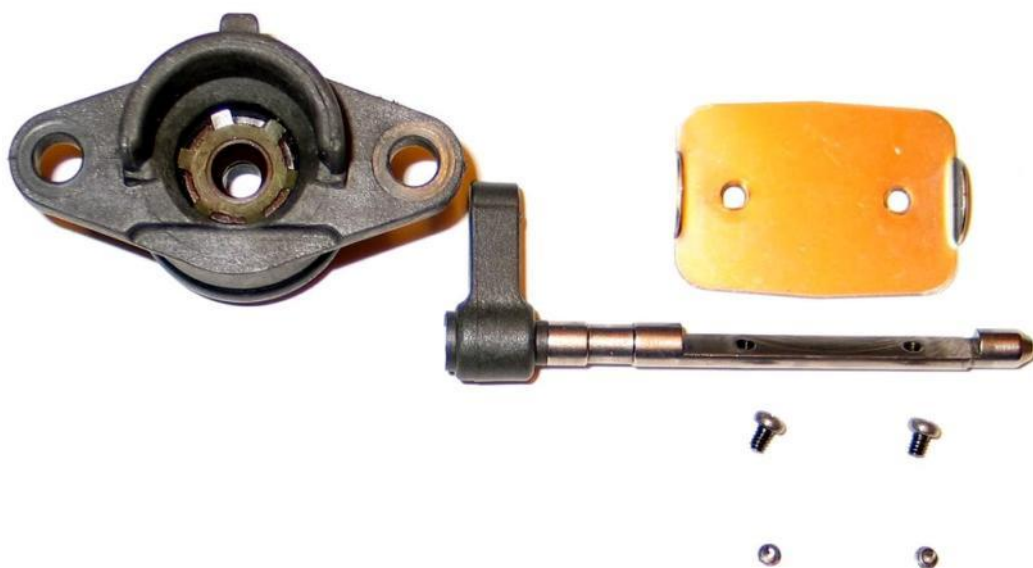
Obr. 1-29 Vírová klapka uzavřena (vlevo) a otevřena (vpravo) [14]



Obr. 1-30 Vírová klapka uzavřena a tvorba vířivého víru (vlevo), vírová klapka otevřena a maximální plnění [13]



Obr. 1-31 Produkce NO_x a pevných částic v závislosti na pozici vířivé klapky při konstantních otáčkách 1200 min⁻¹. [15]

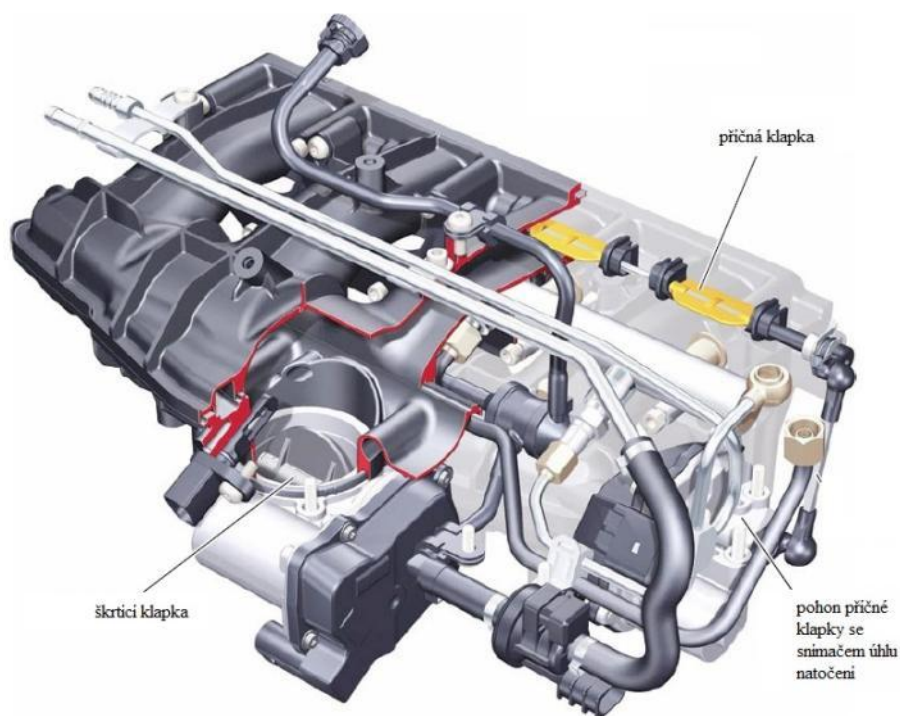


Obr. 1-32 Vířová klapka v rozmontovaném stavu. [16]

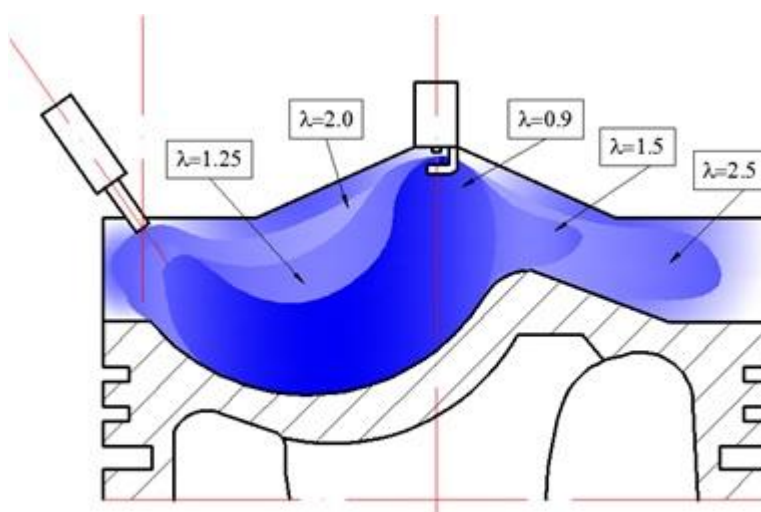


1.3 PŘÍČNÁ Klapka

Zážehové motory s přímým vstřikováním paliva jsou schopny pracovat ve dvou režimech, homogenním a vrstveném. Při vrstveném vstřikování dochází k nehomogenní tvorbě směsi. Zapalitelná směs je orientována v okolí zapalovací svíčky, mimo tuto oblast je velmi chudá směs. Aby bylo možné dosáhnout umístění zapalitelné směsi pouze v okolí zapalovací svíčky, obsahuje sací potrubí dvoupolohově nastavitelnou příčnou klapku (tumble klapka). Na rozdíl od vířivého víru vytvářeného vírovou klapkou, je zde tvořen příčný vír (tumble). [14][17]



Obr. 1-34 Řez sacím potrubím s příčnou klapkou [17]



Obr. 1-33 Rozložení bohatosti směsi při vrstveném režimu ve spalovacím prostoru [18]



Sací potrubí je přepážkou rozděleno na dvě cesty, z nichž jedna je uzavírána příčnou klapkou. Při vrstveném režimu je příčná klapka zavřená a dochází k tvorbě příčného víru, který je ještě podpořen speciálním tvarováním dna pístu. Při vysokých otáčkách, kdy je potřebný maximální průtok vzduchu pro naplnění spalovacího prostoru se příčná klapka otevírá a motor pracuje v homogenním režimu, kdy je zapalitelná směs orientována v celém spalovacím prostoru. [14][17]

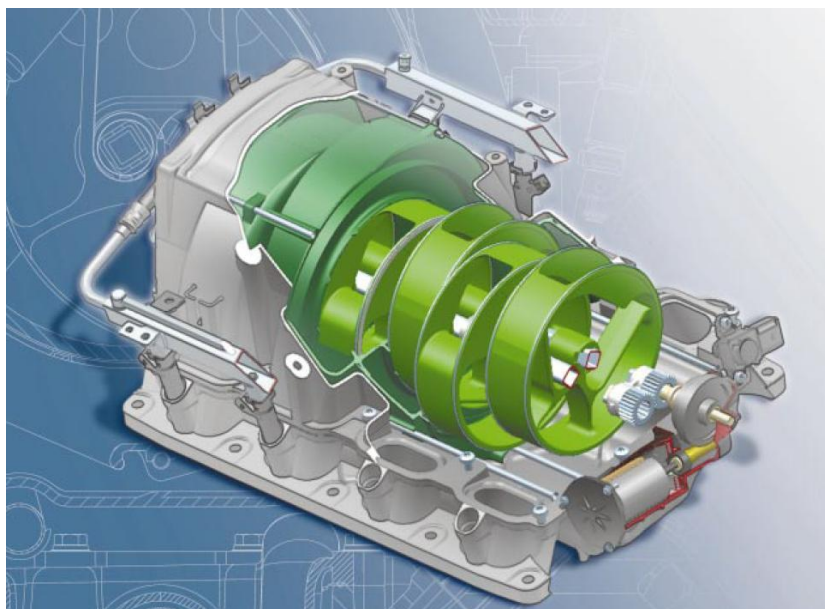


Obr. 1-35 Příčná klapka otevřena a režim homogenní směsi (vlevo), příčná klapka uzavřena a tvorba příčného víru (vpravo) [19]



1.4 SACÍ POTRUBÍ S PLYNULE MĚNITELNOU DÉLKOU BMW DIVA

Systém, vyvíjený společností Pierburg, byl představen v roce 2002 automobilkou BMW ve vrcholné modelové řadě 7er. Jednalo se o první aplikaci systému, který umožňuje plynule měnit délku sacího potrubí. Alternativně označení je BMW DIVA (**D**ifferentiated **V**ariable **A**ir **I**ntake). [20][21]



Obr. 1-36 Sací potrubí s měnitelnou délkou BMW DIVA [20]

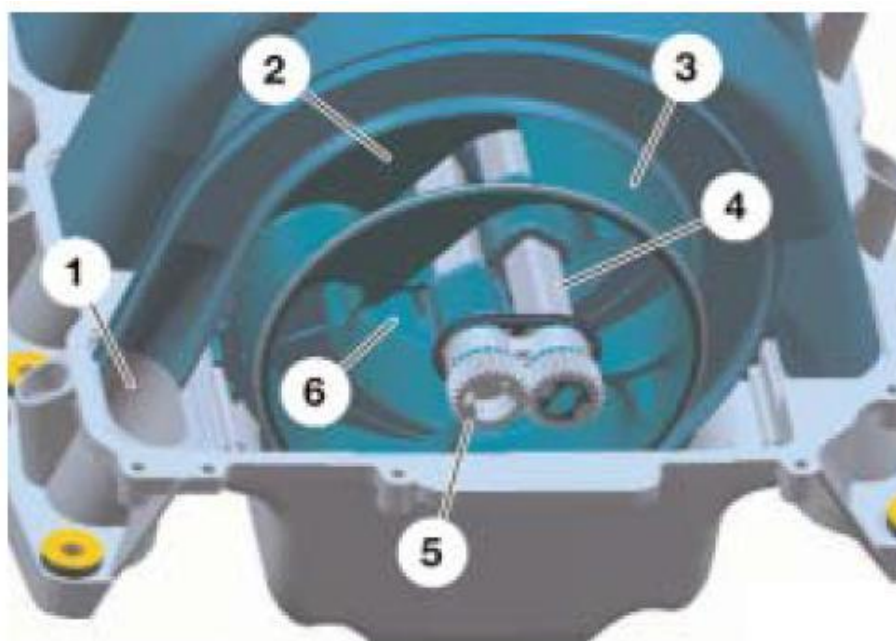
Systém je složen z vnitřní plastové sestavy pro rozvod vzduchu a vnějšího dvoudílného pláště, který je odlit z hořčíku. Vnitřní plastová sestava se skládá z rotorů pro jednotlivé válce, které jsou vzájemně odděleny. Rotory pro stejnou řadu válců jsou poté společně uloženy na duté ocelové hřídeli. Rotory opačné řady válců jsou uloženy na druhé hřídeli. Hřídele se otáčejí proti sobě. To je zajištěno pomocí ozubení, navařeného na konce hřídelí (5). [20][22]



Obr. 1-37 Vlevo vnitřní plastová sestava a vnější dvoudílný plášť, vpravo jednotlivé rotory vnitřní plastové sestavy. [20]

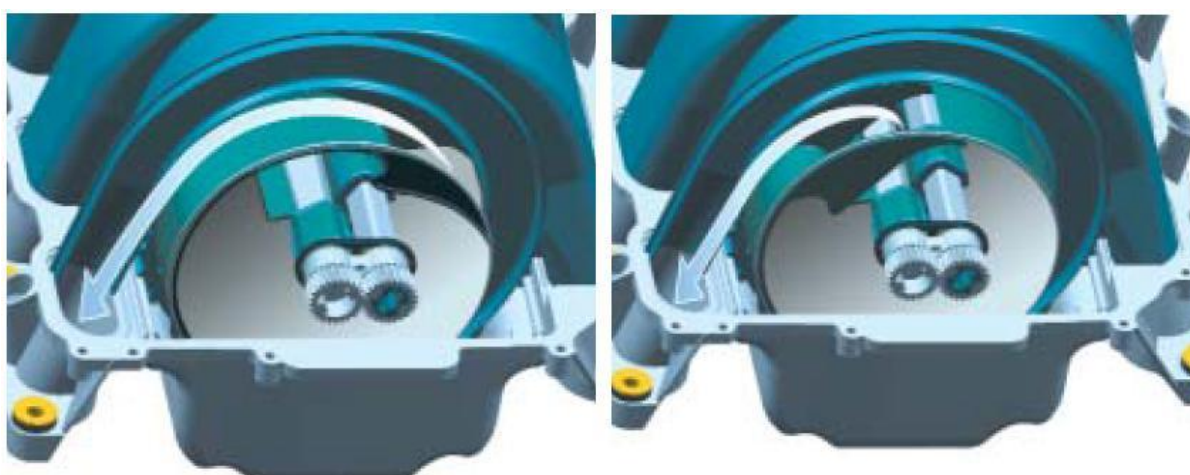


Každý rotor (3) obsahuje okénko (2), kterým proudí vzduch k danému válci (1). Otáčením rotoru dochází ke změně polohy okénka a tím se zároveň mění i délka sací dráhy potrubí. Díky otáčení rotoru není změna délky skoková, jako u předchozích systémů, ale je možno ji plynule měnit. Úhlový rozsah, ve kterém je možno otáčet rotor je 236° . [20][22]



Obr. 1-38 Řez vnitřní plastovou sestavou a označení jednotlivých dílů. [22]

Pokud jsou otáčky motoru nižší než 3500 min^{-1} je aktivována dlouhá délka sacího potrubí, kdy maximální délka je 670 mm. Nad 6200 min^{-1} je aktivována krátká délka, nejkratší délka 230 mm. Změna délky je možné provést v čase kratším než 1s. [20]



Obr. 1-39 Vlevo poloha maximální délky, vpravo minimální délky sacího potrubí. [22]



Hřídel s rotory je poháněna přes šnekový převod elektromotorem. Šnekové kolo je vyrobeno z plastu. Tělo elektromotoru je hliníkové, díky tomu je zajištěn adekvátní odvod tepla od elektromotoru. Zpětná vazba o pozici rotoru (úhel natočení) je měřena pomocí potenciometru. [20]



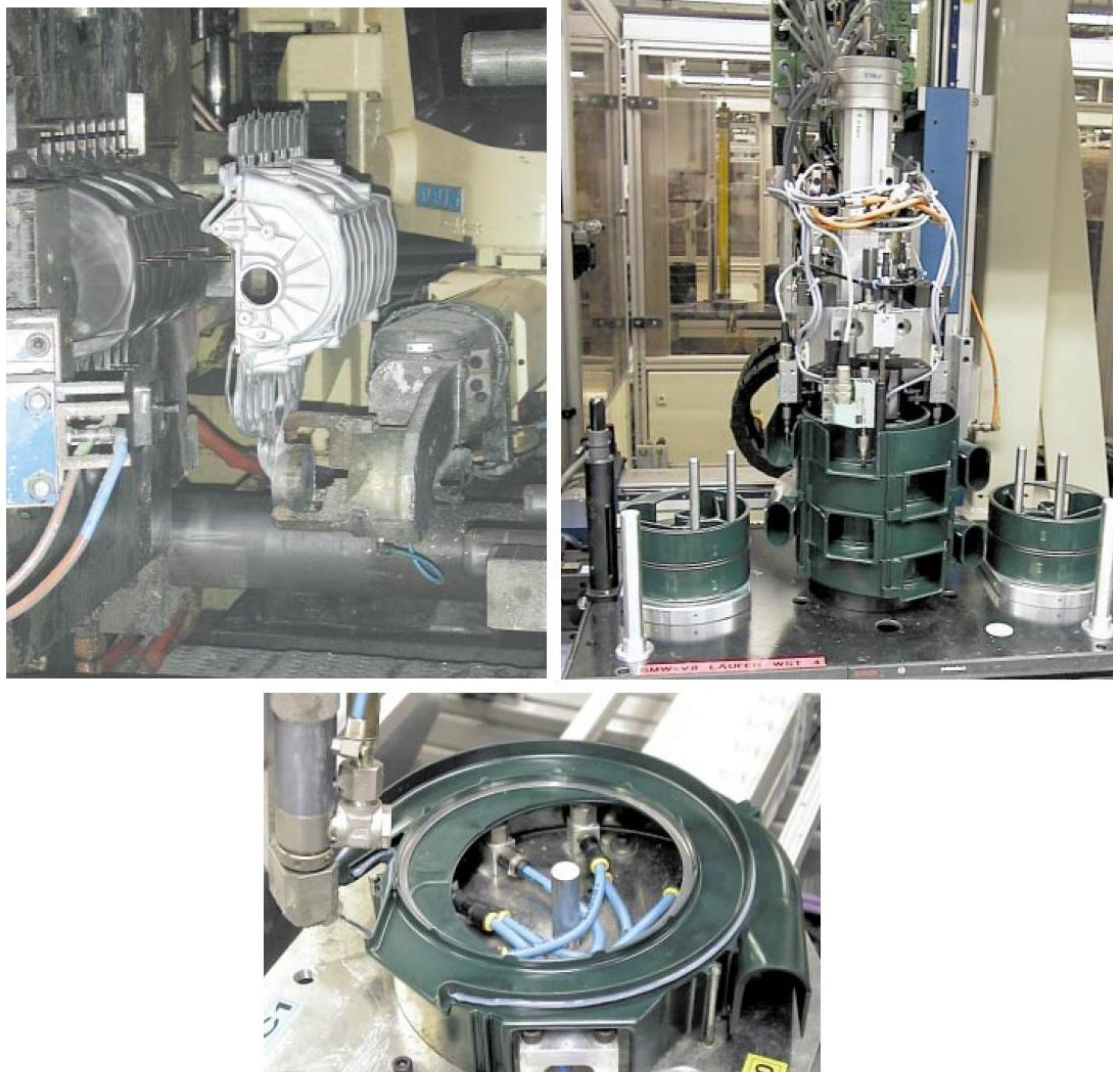
Obr. 1-40 Elektromotor pohánějící hřídel s rotory. [22]

Potrubí bylo testováno dlouhodobými testy na odolnost vůči mechanickému, tepelnému a chemickému zatěžování. Jeden z testů je ochrana vůči zažehnutí směsi v sacím potrubí. [20]

Tento test nabývá nyní na významu hlavně z důvodu přechodu na plastová sání. Simuluje se stav, kdy se z důvodu netěsnícího sacího ventilu, nebo špatného zapalování dojde k zažehnutí směsi paliva se vzduchem v sacím potrubí. To je obvykle stává při akceleraci, nebo deceleraci. V sacím potrubí poté vznikají vysoké tlakové špičky, které mohou vést až k roztržení sacího potrubí. [23][24]



Obr. 1-41 Test zažehnutí směsi v sacím potrubí [20]



Obr. 1-42 Výroba sacího potrubí. Vlevo odlévání vnějšího pláště z hořčíku, vpravo automatizované sestavování jednotlivých rotorů, dole nanášení lepidla na těleso rotoru. [20]



1.5 REZONANČNÍ SYSTÉM BMW DISA

System existuje ve dvoustupňové variantě použité v motorech M54 a ve třístupňové použité u N52. Výhoda třístupňového systému je zvýšení točivého momentu ve středních otáčkách. [25]



Obr. 1-43 Rezonanční systém BMW DISA [26]



1.5.1 TŘÍSTUPŇOVÝ SYSTÉM

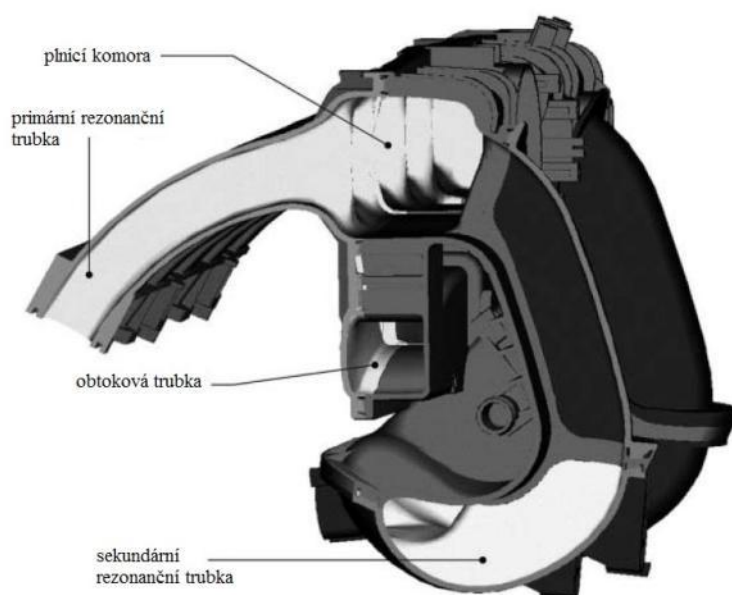
Sací potrubí je vyrobeno z plastu a obsahuje dvě uzavírací klapky a škrticí klapku na vstupu do sací komory. [25]

Uzavírací klapky jsou rozdílné velikosti. První klapka je instalována v sací komoře před rezonančními trubicami, druhá klapka je umístěna v obtokovém potrubí. [25]



Obr. 1-44 Umístění jednotlivých uzavíracích klapek. Vlevo první uzavírací klapka, vpravo druhá. [25]

Sání se skládá z šesti primárních rezonančních trubic, spojujících sací komoru s hlavou válců. Sací komora je uzavírací klapkou rozdělena na dvě části. Obtoková trubka je umístěna jako obtok sací komory a je uzavírána druhou uzavírací klapkou. Přívod vzduchu do sací komory je zajištěn pomocí dvou sekundárních rezonančních trubic, před kterými je umístěna škrticí klapka motoru. [26]

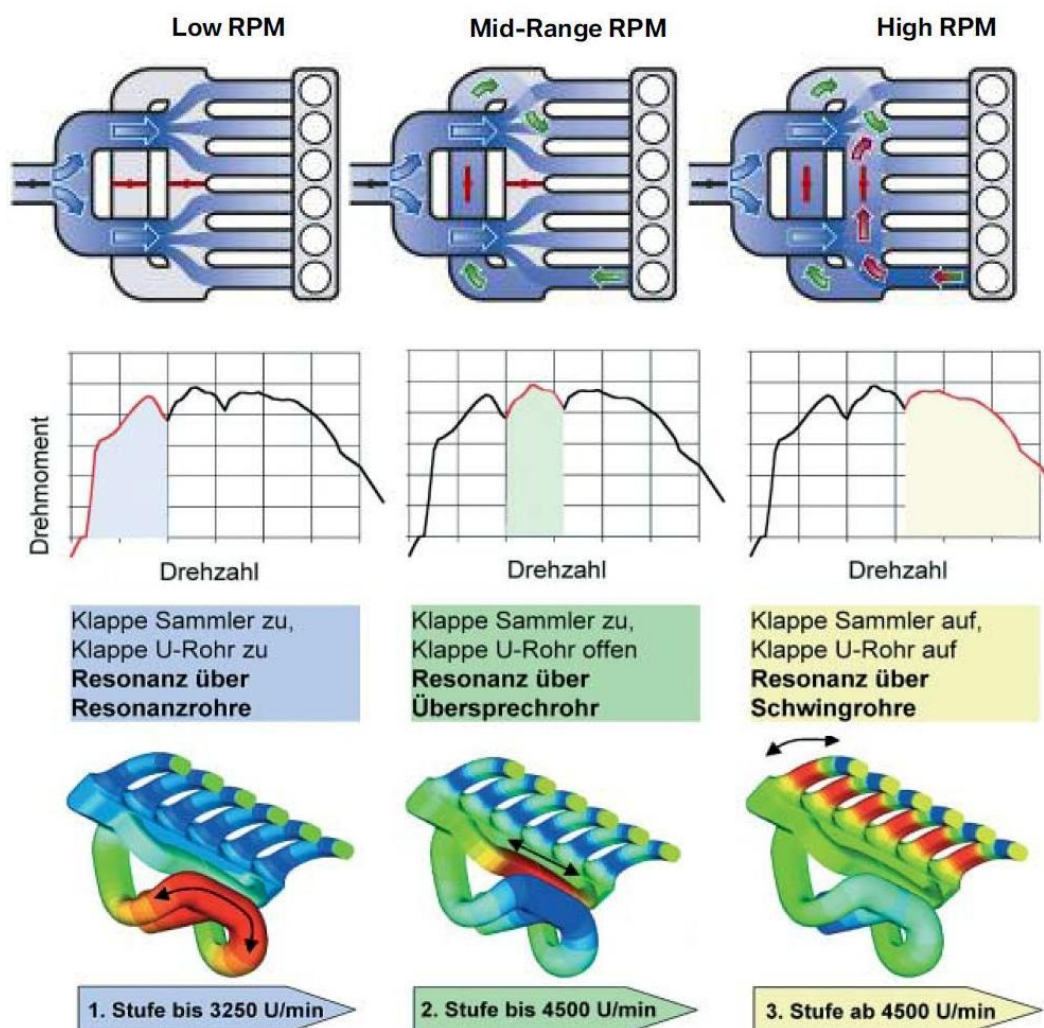


Obr. 1-45 Řez systémem. [26]



Jednotlivé fáze: [25][26]

- 1- Při volnoběhu a nízkých otáčkách motoru (do 3250 min^{-1}) jsou obě uzavírací klapky uzavřeny. Nasávaný vzduch je za škrticí klapkou rozdělen do dvou proudů a následně rezonančními trubkami proudí k jednotlivým válcům. V této fázi je využíváno dvou sekundárních rezonančních trubek.
- 2- Ve středním otáčkovém režimu ($3250\text{--}4500 \text{ min}^{-1}$) je otevřena pouze druhá klapka v obtokové trubce. Pokud bude nyní uzavírán sací ventil na prvním válci, dojde k vytvoření tlakové pulzace od odrazení nasávaného vzduchu od uzavřeného ventilu a šíření tlakové pulzace zpět (viz kap. 1.1). Tlaková pulzace se šíří přes rezonanční a obtokovou trubku až se dostává k dalšímu válci, který následuje dle pořadí zapalování (zde válec číslo 5, v případě pořadí zapalování 1-5-3-6-2-4). V této fázi je využíváno obtokové trubky.
- 3- Ve vysokých otáčkách (nad 4500 min^{-1}) jsou obě uzavírací klapky otevřeny. V případě opětovného uzavírání sacího ventilu na prvním válci se tlaková pulzace nyní šíří k rezonanční trubce pátého válce jak obtokovou trubkou, tak i plnicí komorou. V této fázi je využíváno primárních rezonančních trubek.



Obr. 1-46 Schematické znázornění jednotlivých režimů [26]



Z akustických důvodů je uzavírací klapka v plnicí komoře opět uzavřena v otáčkách nad 6000 min^{-1} . [26]

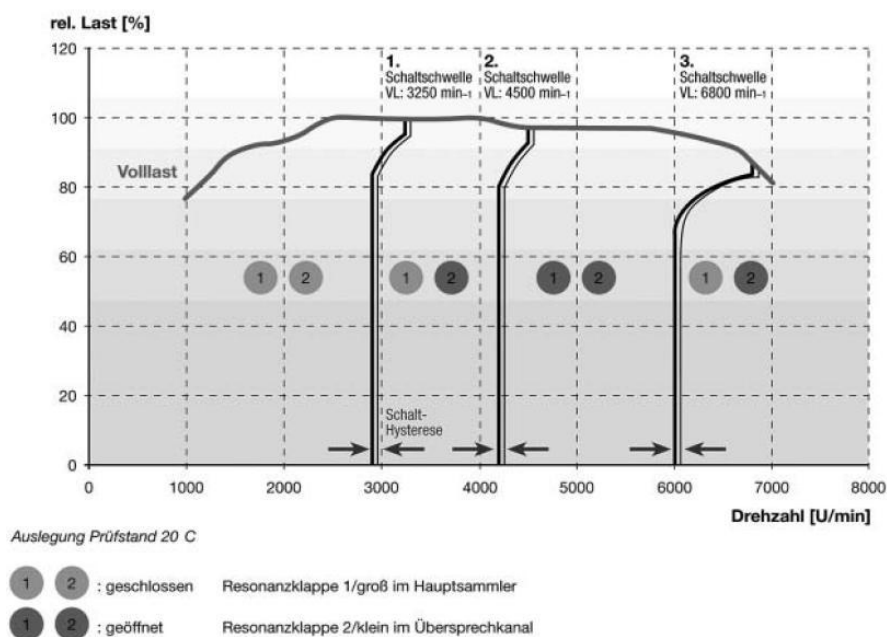


Figure 3: Switching strategy

Obr. 1-47 Přehled uzavírání jednotlivých klapek v celém otáčkovém spektru [26]

Uzavírací klapka je ovládána elektromotorem přes samosvorné šnekové ozubení. To je z důvodu, aby se zamezilo vzniku vibrací klapky při otevírání, či uzavírání vlivem vysokých tlakových pulzací v potrubí. Klapka a elektromotor tvoří jedno těleso. [25][26]



Obr. 1-48 Uzavírací klapka s elektroměrem [26]

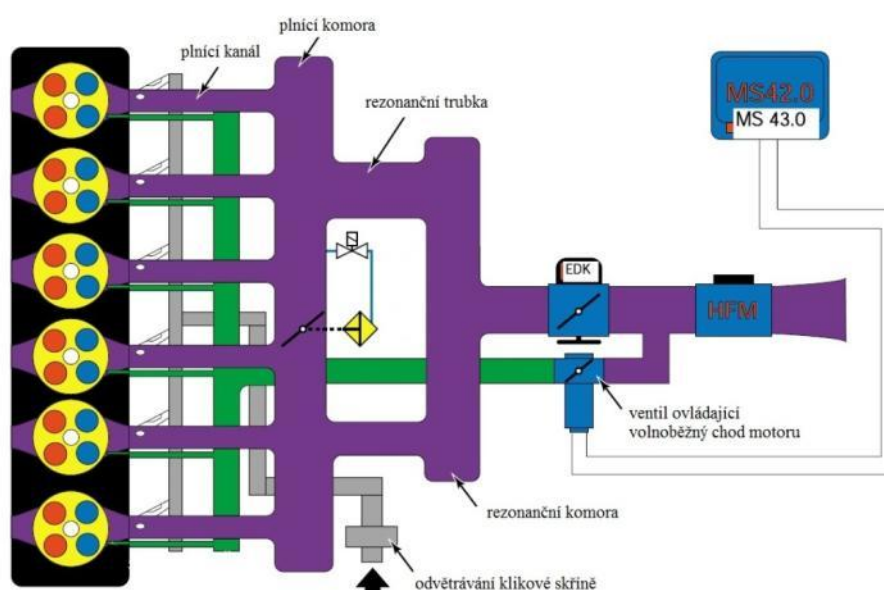


Obr. 1-49 Zadní pohled s otvorem pro obtokovou uzavírací klapku a otvorem pro škrťací klapku. [27]

1.5.2 DVOUSTUPŇOVÝ SYSTÉM

Dvoustupňový systém je podobné konstrukce jako třístupňový. Místo dvou uzavíracích klapek je zde použita pouze jedna a to v plnicí komoře, systém dále neobsahuje obtokovou trubku. [28]

Systém je regulován pouze ve dvou režimech, oproti předchozím třem. Při nízkých až středních otáčkách je klapka uzavřena, ve středních až vysokých otáčkách je klapka otevřena. [28]



Obr. 1-50 Schéma dvoustupňového rezonančního systému BMW DISA. [28]



2 TESTOVANÝ MOTOR

Z1606

Motor patří do unifikované řady motorů, plnicích emisní normu STAGE IIIB s výkonovým spektrem od 71kW (Z1006) až po 108kW (Z1716). [29]

Jedná se o čtyřválcový vznětový přeplňovaný motor používaný v traktorech, vysokozdvizných vozících, nakladačích apod. Motor je vybaven 16-ti ventilovou hlavou válců.

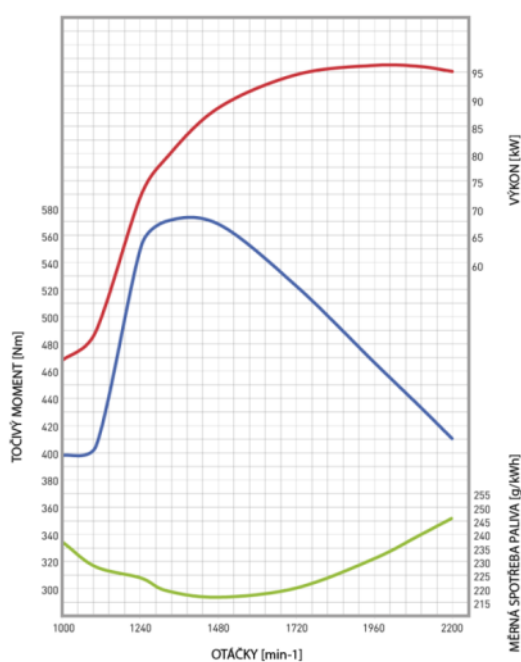


Obr. 2-1Motor Z1606 [29]



Tab. 2-1 Parametry motoru Z1606 [29]

jmenovitý výkon dle normy 2000/25/EC	[kW/HP]	100,2/136
plnění motoru	[-]	turbodmychadlo s mezichladičem
mezichlazení		vzduch/vzduch
počet válců		4
objem motoru	[cm ³]	4156
vrtání/zdvih	[mm]	105/120
jmenovité otáčky	[min ⁻¹]	2200
maximální otáčky		2460
volnoběžné otáčky		800
kompresní poměr	[-]	17
pořadí vstřiku		1-3-4-2
počet ventilů		16
úhel předvstřiku	[°]	12
měrná spotřeba paliva při max. točivém momentu motoru s příslušenstvím	[g/kWh]	212
max. točivý moment	[Nm]	581
převýšení točivého momentu dle ECE R24	[%]	38,2
mazání motoru	[-]	tlakové
suchá hmotnost	[kg]	430
hmotnost s příslušenstvím a náplněmi	[kg]	585

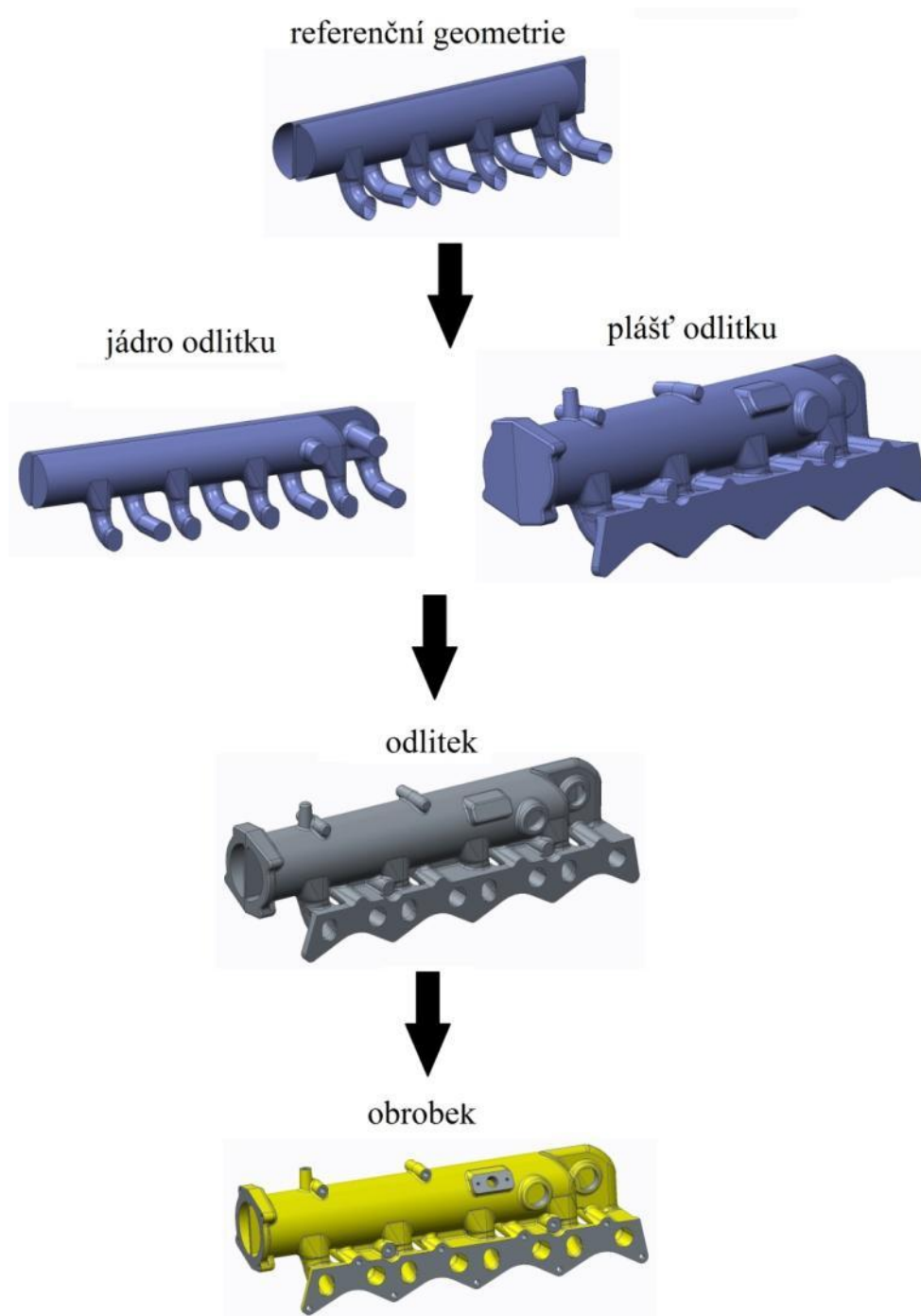
Obr. 2-2 Vnější
charakteristika motoru
Z1606 [29]



3 TVORBA 3D MODELŮ

V první fázi mi byly poskytnuty 3D modely jednotlivých komponent, které byly zpracované v předešlé diplomové práci. Tyto modely bylo třeba následně zkontrolovat z hlediska výrobitelnosti a případné nedostatky odstranit. Práce probíhaly v programu PTC Creo.

3.1 POSTUP TVORBY 3D MODELŮ



Obr. 3-1 Postup tvorby 3D modelů komory



Komora a ejektor jsou odlévané součásti, z tohoto důvodu jsou jejich modely modelovány postupně v několika krocích, jak je znázorněno na obr. 3-1.

Referenční geometrie – plošný model (skládá se pouze z ploch) obsahující základní obrys součásti, který je následně použit jako referenční geometrie pro vytvoření modelu jádra a pláště.

Jádro odlitku - plošný model vnitřního objemu tělesa. Model použit jako jádro při odlévání.

Plášť odlitku – plošný model vnějšího objemu tělesa.

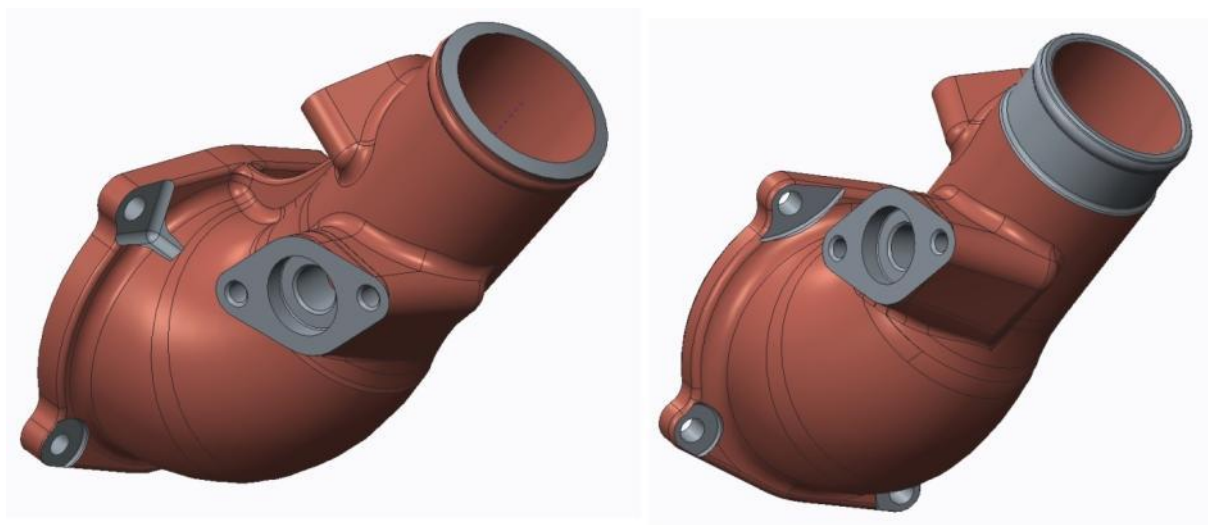
Odlitek - model vznikne odečtením objemu jádra od modelu pláště. Následně dojde k převedení plošného modelu na objemový. Představuje model dodaný ze slévárny.

Obrobek - jako výchozí model se použije model odlitku, na kterém se provede obrobení určitých ploch (dosedací plochy, závity atd.) dle výrobního výkresu.

Modely ostatních součástí, které nejsou odlévány (držáky, čepy,...) jsou modelovány přímo jako obrobky.

V následujících kapitolách bude popsán postup tvorby jednotlivých komponent, včetně popisu nalezených nedostatků na původních modelech z předchozí diplomové práce.

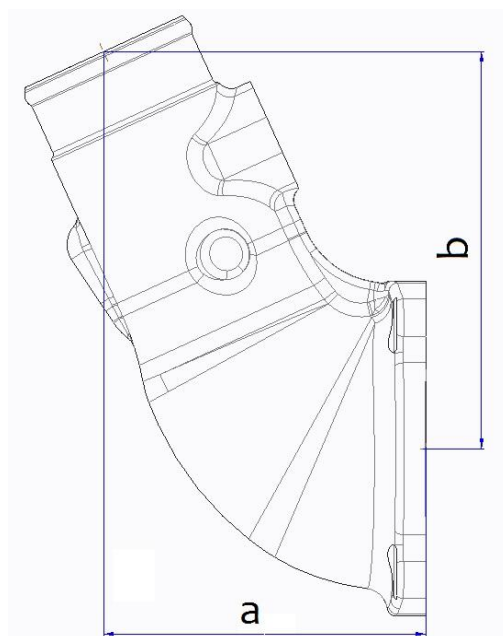
3.2 MODEL EJEKTORU



Obr. 3-2 Původní varianta (vlevo), upravená varianta (vpravo)



Při kontrole základních rozměrů ejektoru vůči původní nedělené verzi ejektoru (byl dán požadavek na zachování rozměrů sériového neděleného ejektoru z důvodu snadné zaměnitelnosti mezi původními nedělenými a novými dělenými komponentami) byla zjištěna neshoda v celkové délce (rozměr a) a výšce (rozměr b) ejektoru. Sériový ejektor je dlouhý 110 mm a vysoký 135,2 mm. Upravený ejektor měl délku 114 mm a výšku 137,4 mm.



Obr. 3-3 Délka ejektoru (rozměr a) a výška (rozměr b)

Tento nedostatek byl odstraněn zkrácením nálitku pro hadici od mezichladiče stlačeného vzduchu a posunutím nálitku pro upevnění ejektoru ke komoře.

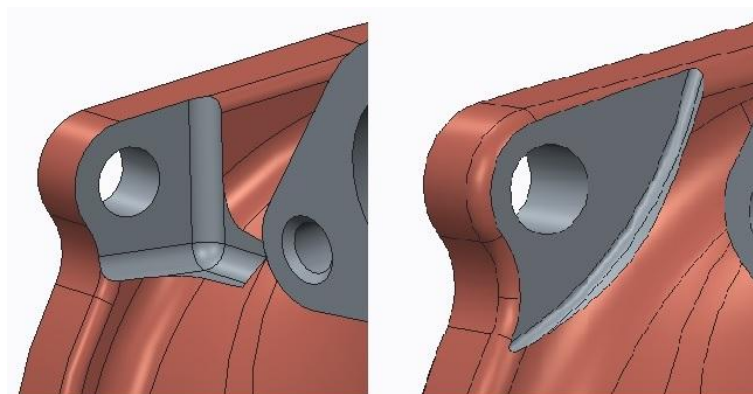
Další rozměrový nesoulad byl v průměru nálitku pro nasazení hadice od mezichladiče stlačeného vzduchu. Vlivem nutnosti zvýšení tloušťky stěn z důvodu realizovatelnosti odlití, byl zvýšen vnější průměr nálitku z $\varnothing 62$ mm na $\varnothing 65$ mm. Odlitek bude odlit s původním rozměrem a následně bude plocha nálitku obrobena na $\varnothing 62$ mm.



Obr. 3-4 Obrobení válcové plochy nálitku pro umístění hadice od mezichladiče.

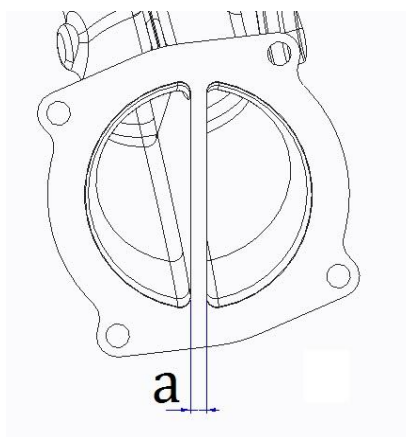


Jedna z dosedacích ploch pro hlavu šroubu, k uchycení ejektoru ke komoře byla provedena neobrobitelným způsobem. Obrobený tvar byl čtvercový a kvůli umístění nálitku pro ovládání vírové klapky nebyl ani z prostorových důvodů proveditelný z důvodu kolize obráběcího nástroje a nálitkem pro klapky. Úprava spočívala ve změně tvaru obrobené plochy, která byla zvolena jako ostatní plochy kruhová spolu se zvětšením poloměru, aby nedošlo ke kontaktu s nálitkem.



Obr. 3-5 Původní obrobení dosedací plochy (vlevo), upravené (vpravo)

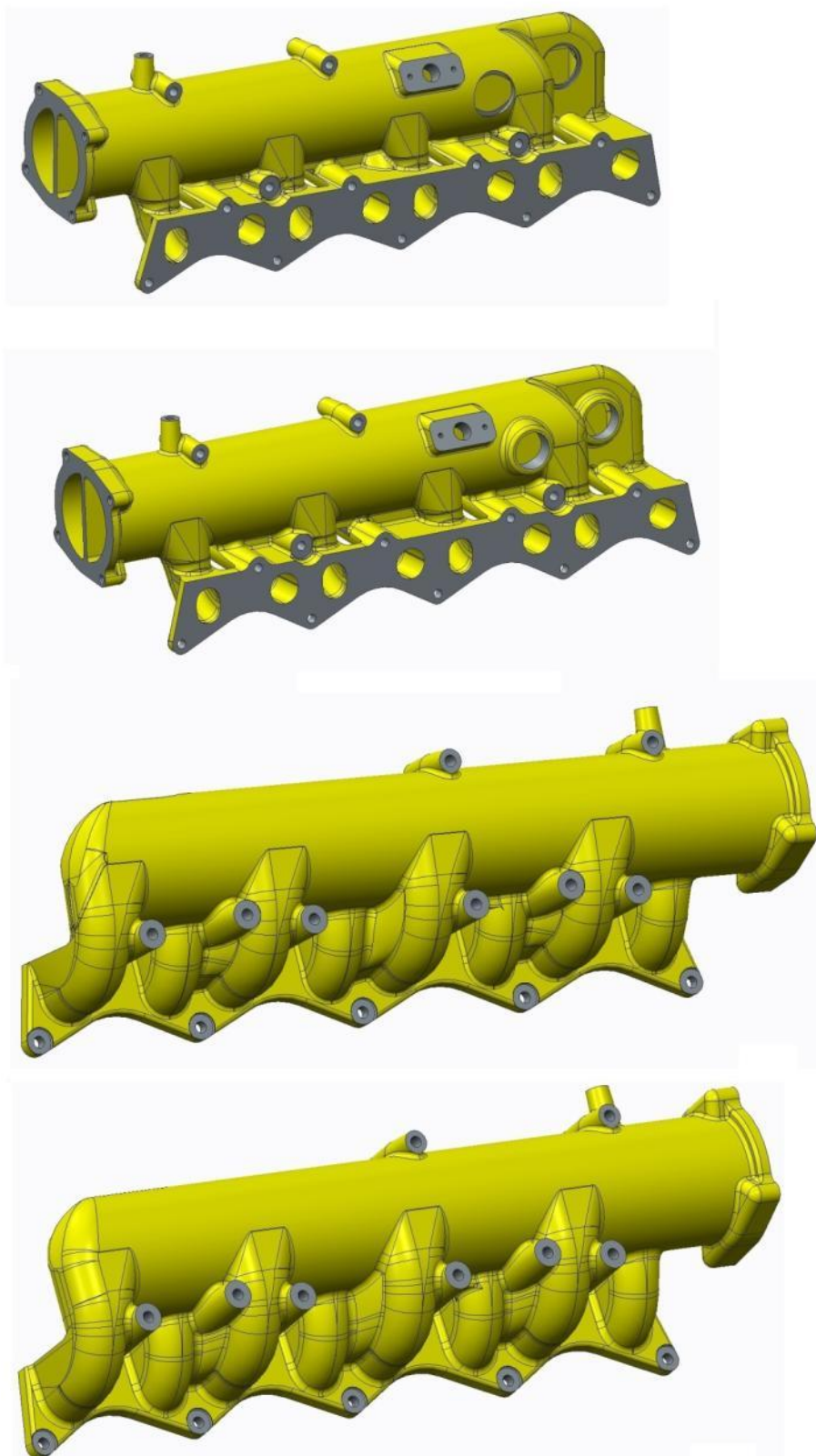
Dělicí příčka oddělující od sebe uzavíranou a neuzavíranou část měla v případě komory šířku (rozměr a) 6 mm, u ejektoru 5,5 mm. U ejektoru byla příčka rozšířena, aby byla zachována stejná šířka jak u komory, tak i ejektoru.



Obr. 3-6 Šířka dělicí příčky (rozměr a).



3.3 MODEL KOMORY

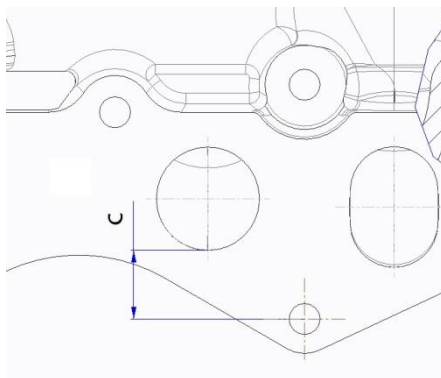


*Obr. 3-7 Původní komora pohled zepředu, upravená komora pohled zepředu,
původní komora pohled zezadu, upravená komora pohled zezadu.*



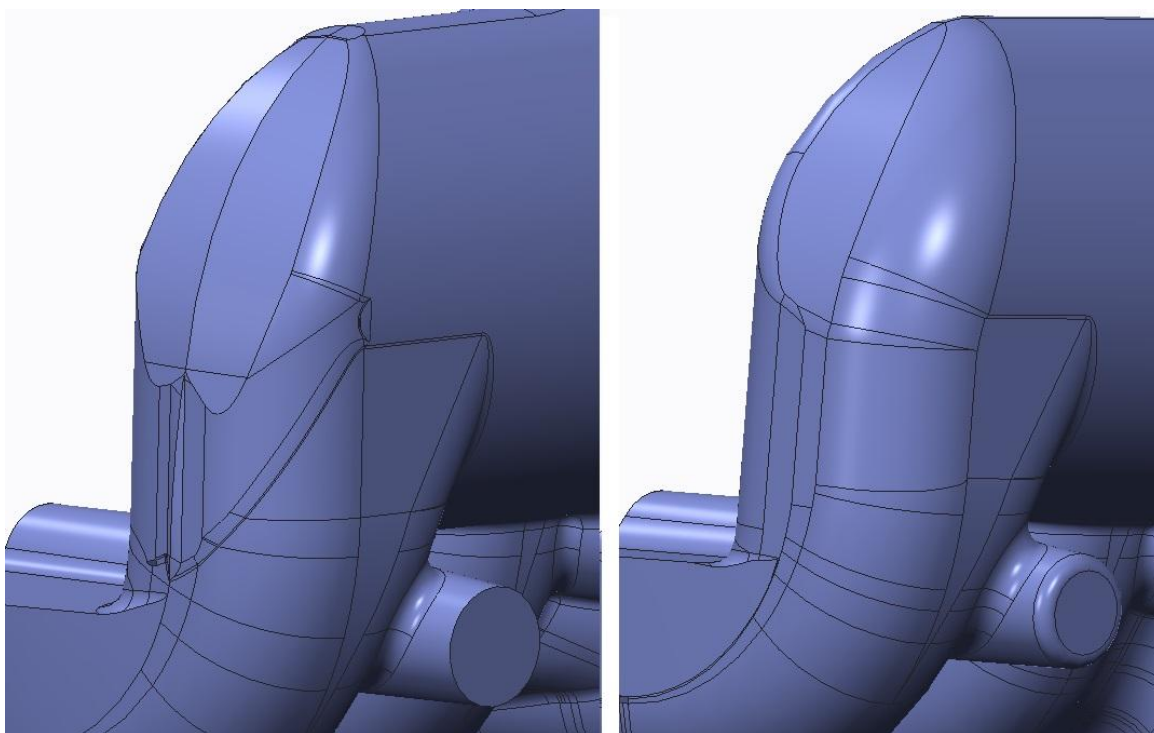
Při kontrole rozměrů se sériovou komorou byla zjištěna odchylka ve vzdálenosti kanálu s kruhovým průřezem od osy dolních šroubů (rozměr c) pro uchycení komory k hlavě válců.

Sériová komora má tuto vzdálenost 19,9 mm, zde bylo naměřeno 20 mm. Kanály s kruhovým průřezem byly tedy přemodelovány.

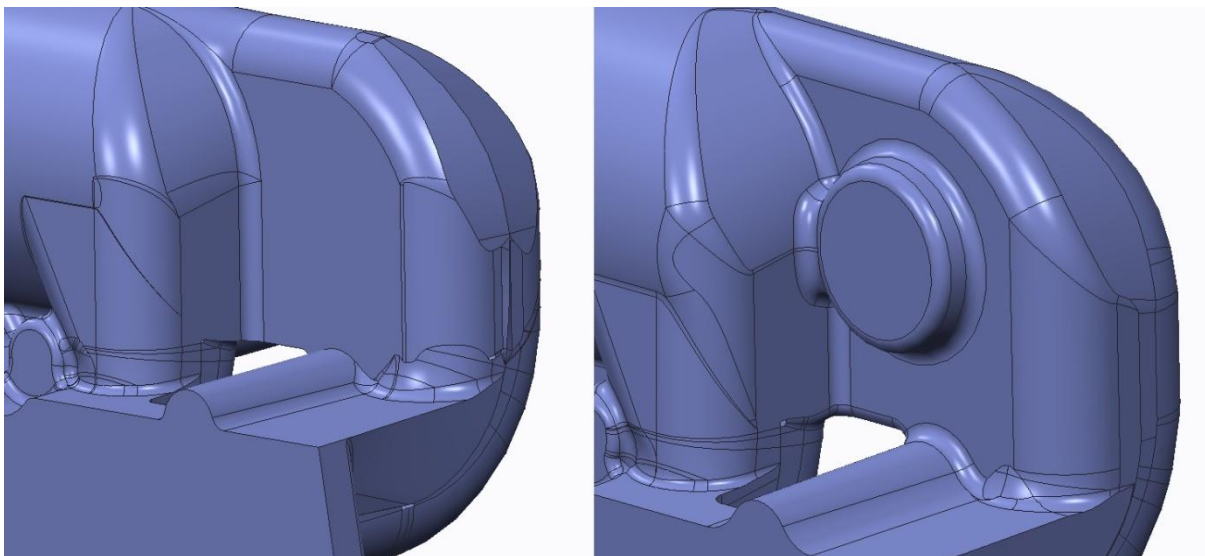


Obr. 3-8 Vzdálenost kanálu s kruhovým průřezem od osy pro spodní šrouby (rozměr c).

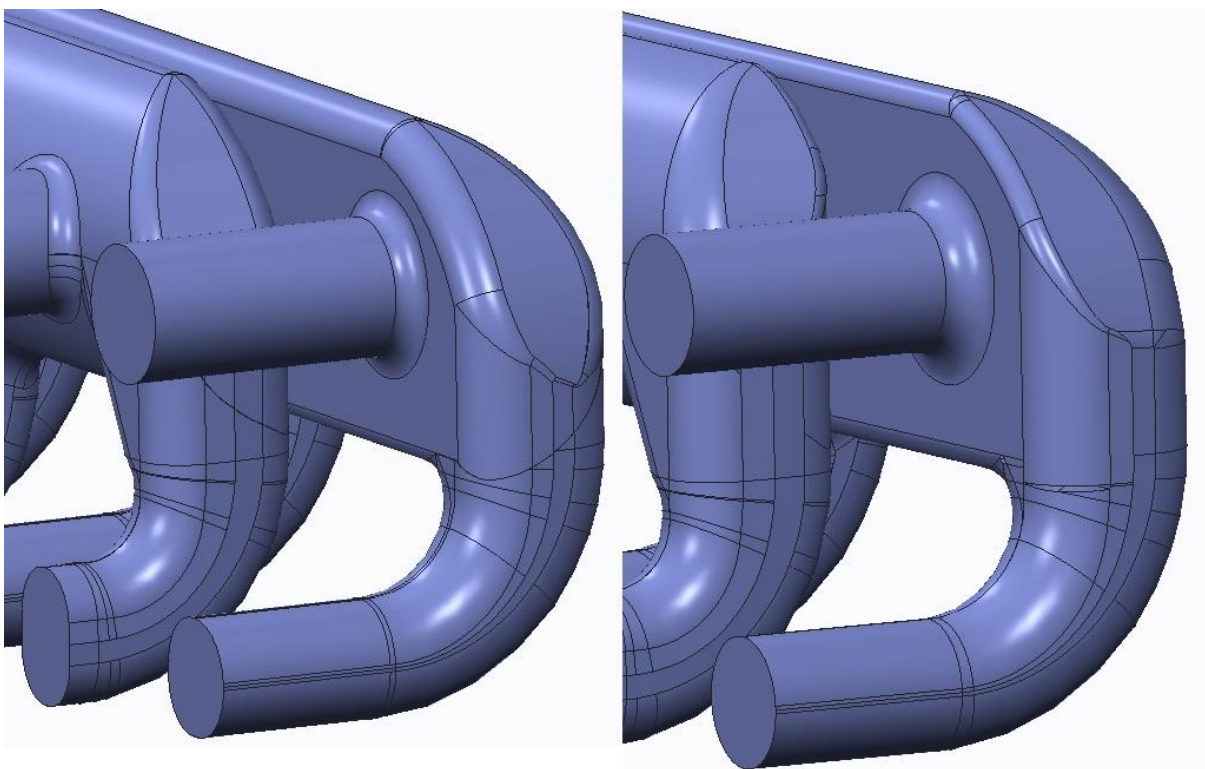
Z estetických důvodů bylo dále třeba přemodelovat zakončení posledních kanálů. Původní verze komory zde měla příliš komplikované plochy, ostré hrany a přechody. Úprava byla provedena jak na modelu pláště, tak i na modelu jádra.



Obr. 3-9 Zadní pohled na původní verzi pláště komory na posledním kanále (vlevo), upravená verze pláště (vpravo).



Obr. 3-10 Přední pohled na původní verzi pláště na předposledním a posledním kanále, upravená verze pláště (vpravo)



Obr. 3-11 Původní verze jádra (vlevo), upravená verze (vpravo))

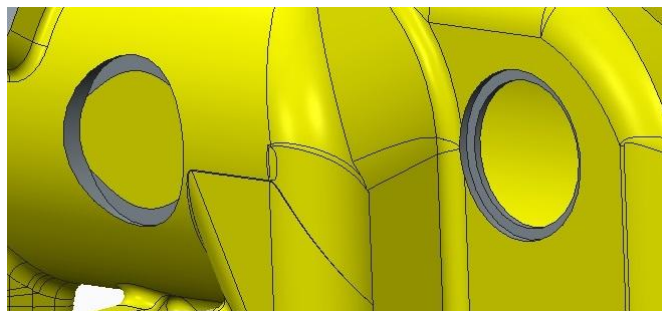
Dále byl upraven obrys příruby k hlavě válců, aby byl zachován stejný tvar jako u sériové komory.



3.3.1 APLIKACE ZÁTEK

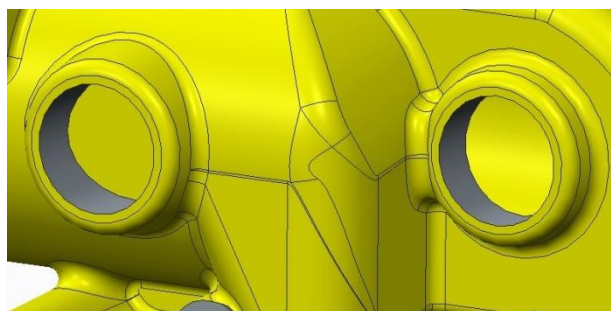
Modely jádra komory jsou oproti sériové verzi komory navíc doplněny jaderníky. Tím vzniknou na odlitku komory dva otvory, které je nutno uzavřít.

První varianta, zpracovaná v předchozí diplomové práci počítala s tím, že otvory budou uzavřeny pomocí nalisovaných zátek (R45). Zde ovšem byl problém v umístění zátky na kratší části komory, kde má komora půlkruhový profil a nebyla by tedy zajištěná dosedací plocha pro zátku po celém obvodu.



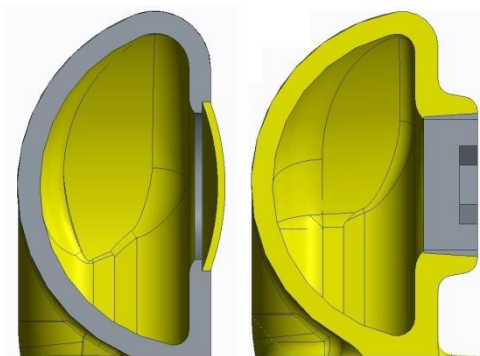
Obr. 3-12 Tvar dosedacích ploch pro zátku na původní komoře.
Vlevo nedostatečné dosedací plochy na půlkruhové části komory.

Úprava proběhla přidáním nálitků.



Obr. 3-13 Přidání nálitků pro zátky.

Další úprava spočívala v náhradě lisovacích zátek kuželovými šroubovacími zátkami (M38x1.5). Touto úpravou bude zajištěna jednodušší montáž a demontáž zátek, dojde také k menšímu ovlivnění proudění v komoře z důvodu menšího „škodného“ prostoru.



Obr. 3-14 Varianta s nalisovanými zátkami (vlevo) a s kuželovými šroubovacími zátkami (vpravo)



Úpravy společné pro ejektor a komoru

- Úprava stylu modelování ploch.
Plochy byly modelovány tak, že nejdříve bylo vytvořeno pole bodů, toto bylo následně proloženo křivkou a z křivek následně vytvořena plocha. Tento styl byl označen jako nepřijatelný a všechny prvky, které byly modelovány tímto stylem, bylo třeba přemodelovat. Přemodelování probíhalo tak, že jednotlivé křivky nebyly modelovány průsečnice jednotlivých bodů, ale jako průsečík rovin. Tento styl byl již akceptovatelný.
- Upravena zaoblení na jednotlivých modelech tak, aby minimální poloměr zaoblení byl R3.
- Upraveny či přidány slévárenské úkosy na modelech jádra a pláště
- Upraveny přídavky na obrábění

3.4 KONTROLA MODELŮ VE SLÉVÁRNĚ

Modely byly následně odeslány na kontrolu do slévárny.

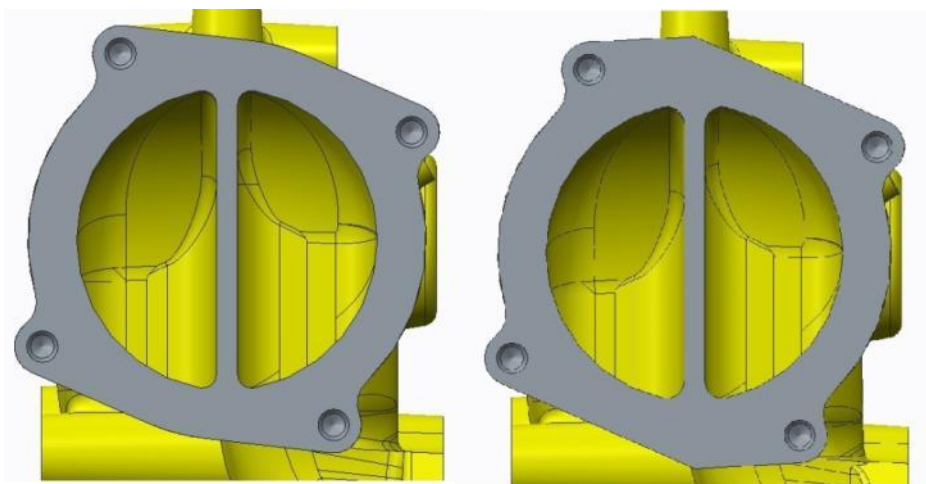
K modelu ejektoru nebyly obdrženy žádné připomínky. Model komory byl slévárnou upraven pro snadnější odlití.

3.4.1 ÚPRAVY PROVEDENÉ SLÉVÁRNOU NA MODELU KOMORY

Po přijmutí upraveného modelu komory ze slévárny byly po domluvě s vedoucím práce vybrané úpravy provedené slévárnou aplikovány na odeslaný model komory.

Přehled úprav, které byly zpětně aplikovány na odeslaný model komory:

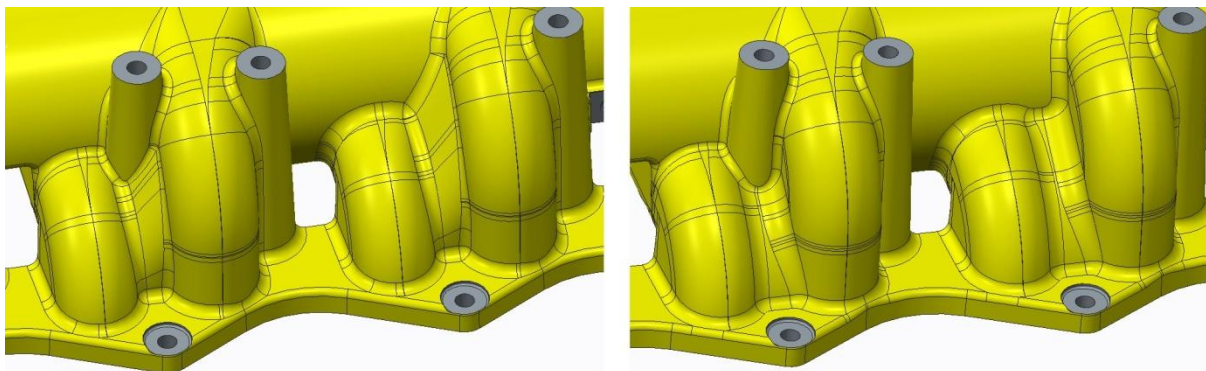
- Úprava tvaru příruby k ejektoru.



Obr. 3-15 Původní tvar příruby komory (vlevo), upravený tvar dle požadavků slévárny (vpravo)

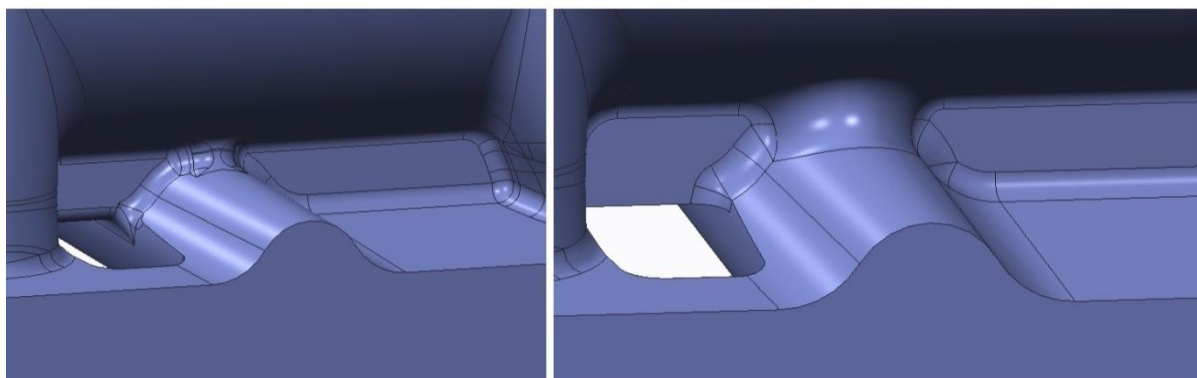


- Úprava tloušťky stěn jednotlivých kanálů z původní tloušťky 5,75 mm na 6 mm.
- Úprava přechodu mezi kanály.



Obr. 3-16 Původní provedení přechodu mezi kanály (vlevo), upravené (vpravo)

- Úprava přechodu mezi nálitkem pro šroub a válcovou částí komory.



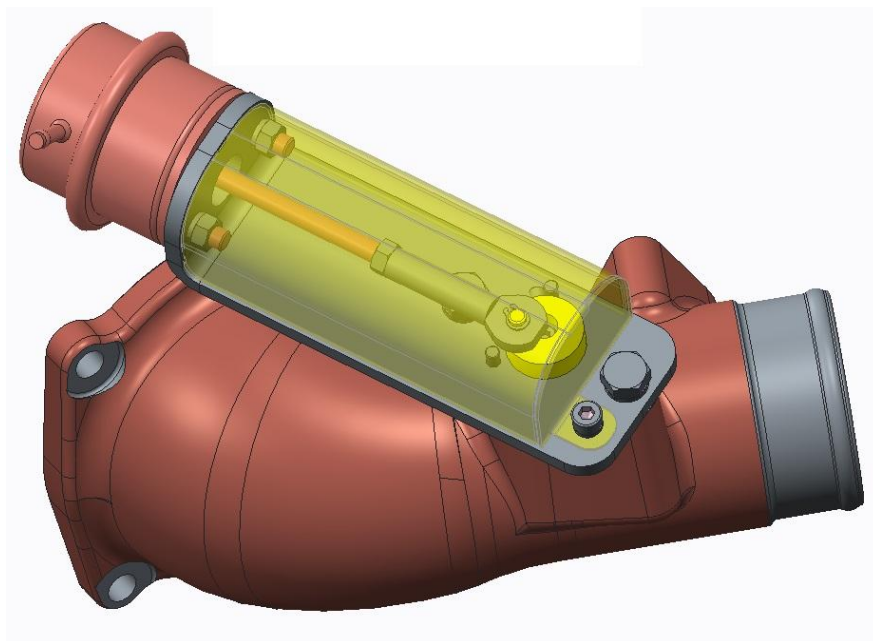
Obr. 3-17 Původní provedení (vlevo), upravené (vpravo)

Ostatní úpravy provedené slévárnou, které již nebyly aplikovány na odeslaný model, se týkaly především úpravy vybraných úkosů, úpravě některých zaoblení, dále zjednodušení ploch a přechodů mezi jednotlivými plochami.



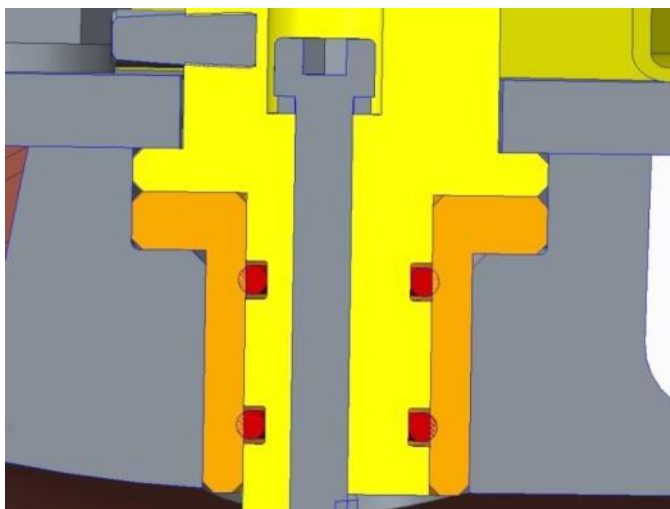
3.5 NÁVRH OVLÁDÁNÍ KLAPKY

Klapka je ovládána pomocí podtlakového aktuátoru, který je upevněn v držáku. Posuvný pohyb táhla aktuátoru je přes oko přenášen na otáčivý pohyb čepu, který je pevně spojen s klapkou. Z důvodu zabránění možnosti vniknutí nečistot z vnějšího prostředí do ovládacího mechanismu byl systém doplněn krytkou.



Obr. 3-18 Ovládání klapky

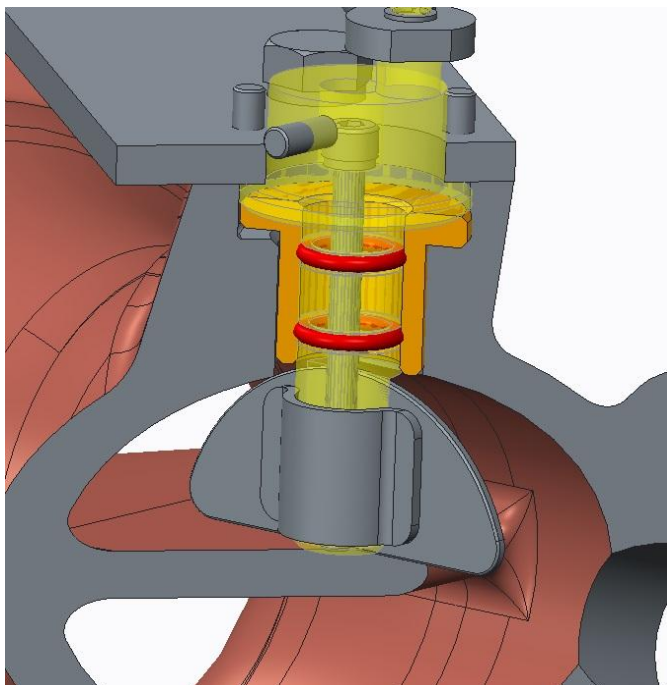
Čep je uložen v pouzdře a utěsněn pomocí dvou O-kroužků.



Obr. 3-19 Uložení a utěsnění čepu.

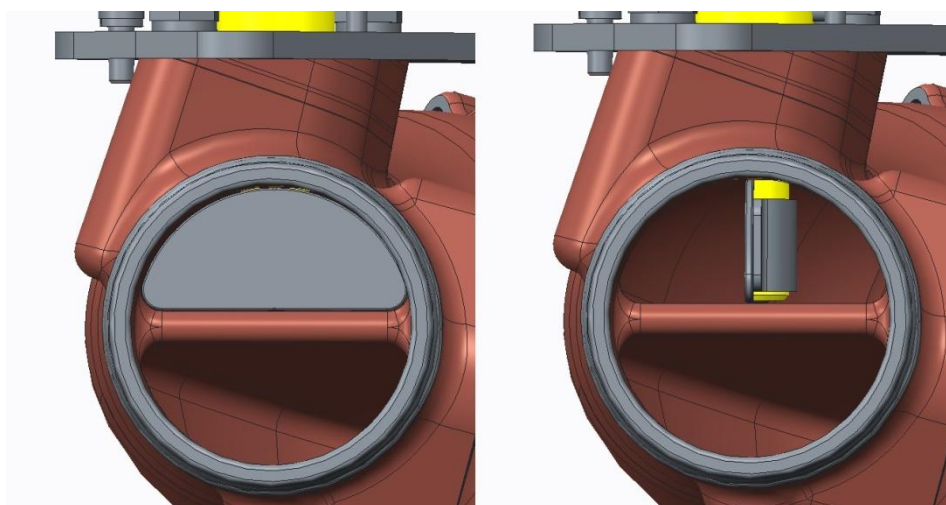


Upevnění klapky v tělese čepu je provedeno pomocí šroubu, který je uložen s přesahem. Další navrhovanou variantou bylo umístění klapky do drážky vyfrézované středem čepu a upevněné pomocí dvou šroubků (obdobný systém jako na obr. 1-32.). Z této varianty bylo ustoupeno z důvodu vyšší náročnosti na výrobu a vyšší obtížnosti montáže.



Obr. 3-20 Řez sestavou ovládání.

Při maximálním otevření klapky je klapka orientována tak, aby nebyl odkrytý šroub, kterým je upevněna k čepu. To je z důvodu, aby ve fázi, kdy je klapka zavřena, nebyl šroub vystavován možnému znečištění (např. karbonem od aktivované recirkulace výfukových plynů). Tímto by mohlo dojít k problémům s uvolněním šroubu při demontáži klapky.



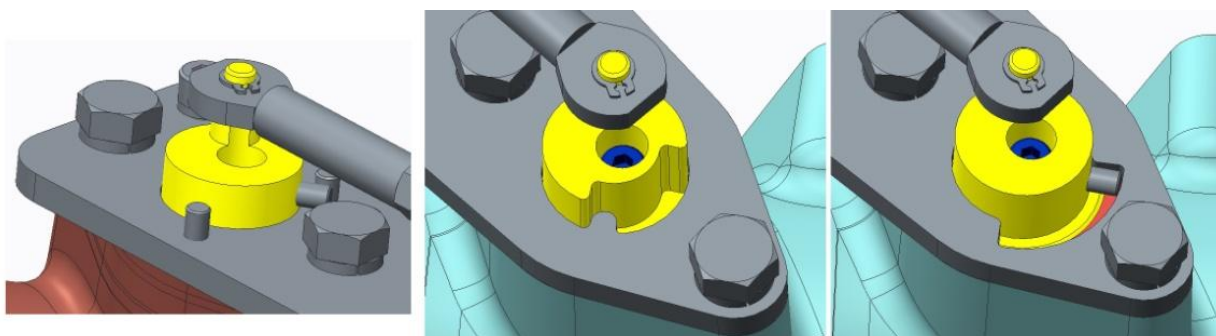
Obr. 3-21 Klapka uzavřena a otevřena.



Maximální a minimální otevření klapky je omezeno pomocí dorazů. Dorazy jsou realizovány pomocí nalisovaných kolíků v držáku aktuátoru a čepu. Tento způsob byl oproti ostatním navrhovaným výrobně nejjednodušší.

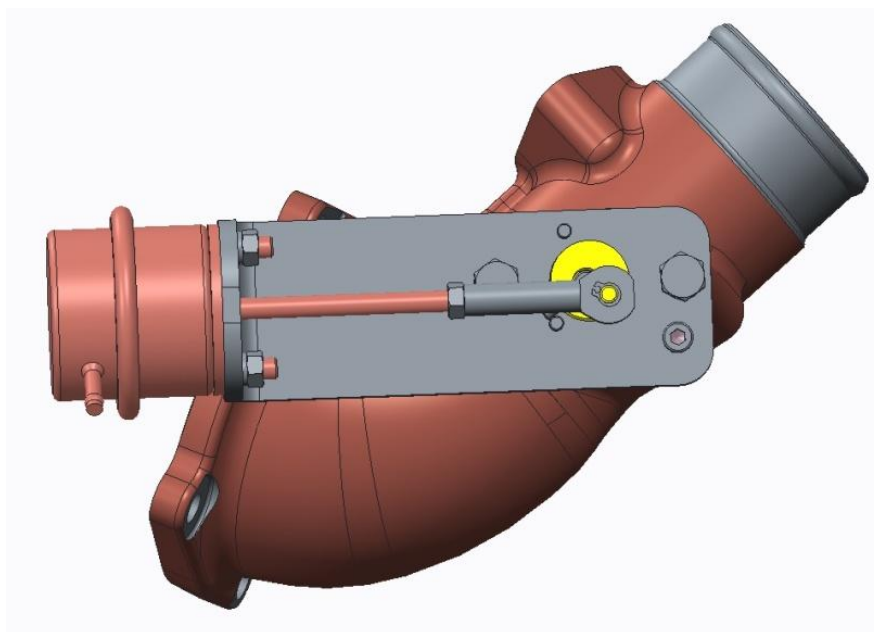
Další z navrhovaných způsobů omezení pohybu klapky byly:

- *Varianta s nosíkem.* Tato verze nebyla použita z důvodu vysoké náročnosti na vyrobiteľnost (ostatním variantám)
- *Varianta s čepem v drážce.* Podobné řešení, jako u vybrané varianty, jen dorazy na držáku aktuátoru nejsou realizovány pomocí nalisovaných kolíků, ale krajní polohy jsou určeny drážkou, vyfrézovanou přímo v držáku.



Obr. 3-22 Varianta s nalisovanými kolíky, s nosíkem a čepem v drážce.

Pozn. Na obrázcích je uveden původní tvar držáku aktuátoru, který měl z jedné strany sražení a byl v přední části proveden do špičky. Tento tvar bylo nutno upravit z důvodu zástavby krytky, která by poté měla komplikovaný tvar na výrobu. Držák aktuátoru se z tohoto důvodu udělal obdélníkového profilu.



Obr. 3-23 Horní pohled na ovládání.



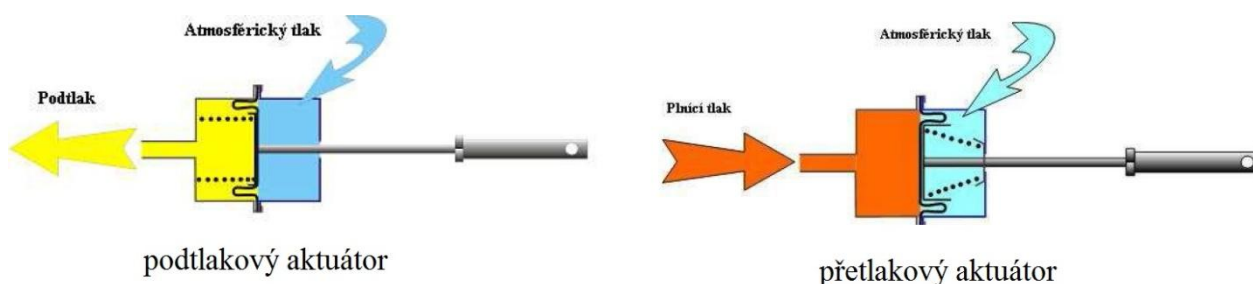
3.5.1 AKTUÁTORY

Aktuátor je akční člen využívající se k ovládání regulace turbodmychadel, vírových klapek v sání aj.

Dle způsobu ovládání je možno aktuátory rozdělit na:

- Pneumatické (podtlakové a přetlakové)
- Elektrické

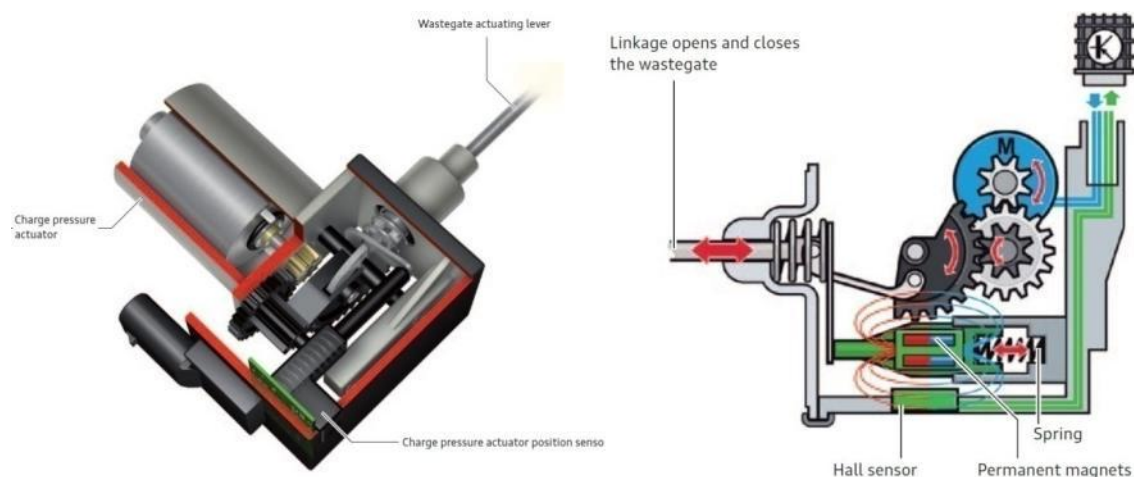
Pneumatické aktuátory jsou řízeny pomocí tlaku vzduchu. Aktuátor je složen z membrány oddělující od sebe dva prostory. Do jednoho prostoru je přiváděn atmosférický tlak, do druhého podtlak, či přetlak, podle typu aktuátoru. Aktuátor je dále vybaven tlačnou pružinou, která působí proti pohybu membrány, který je vyvolán přetlakem/podtlakem vzduchu. Pružina má za úkol definovat počáteční tlak, od kterého je prováděna regulace. Podtlak, či přetlak pro regulaci je možno brát ze sání motoru, podtlakové vývěvy atd. [30]



Obr. 3-24 Pneumatické aktuátory [30]

Elektrické aktuátory mají oproti pneumatickým výhodu v rychlejší reakci (150ms vs. 500ms). Jsou schopny dosáhnout vyšší ovládací síly a jsou nezávislé na plnicím tlaku. [31][32]

Elektrický aktuátor je složen z elektromotoru a soustavy ozubených kol. Elektromotor natáčí ozubeným kolem, které je umístěno na jeho výstupu, tento pohyb je poté převáděn na posuvný pohyb výstupní páky z aktuátoru. Aktuální poloha výstupní páky je snímána hallovým snímačem. [31]



Obr. 3-25 Elektronický aktuátor [31]

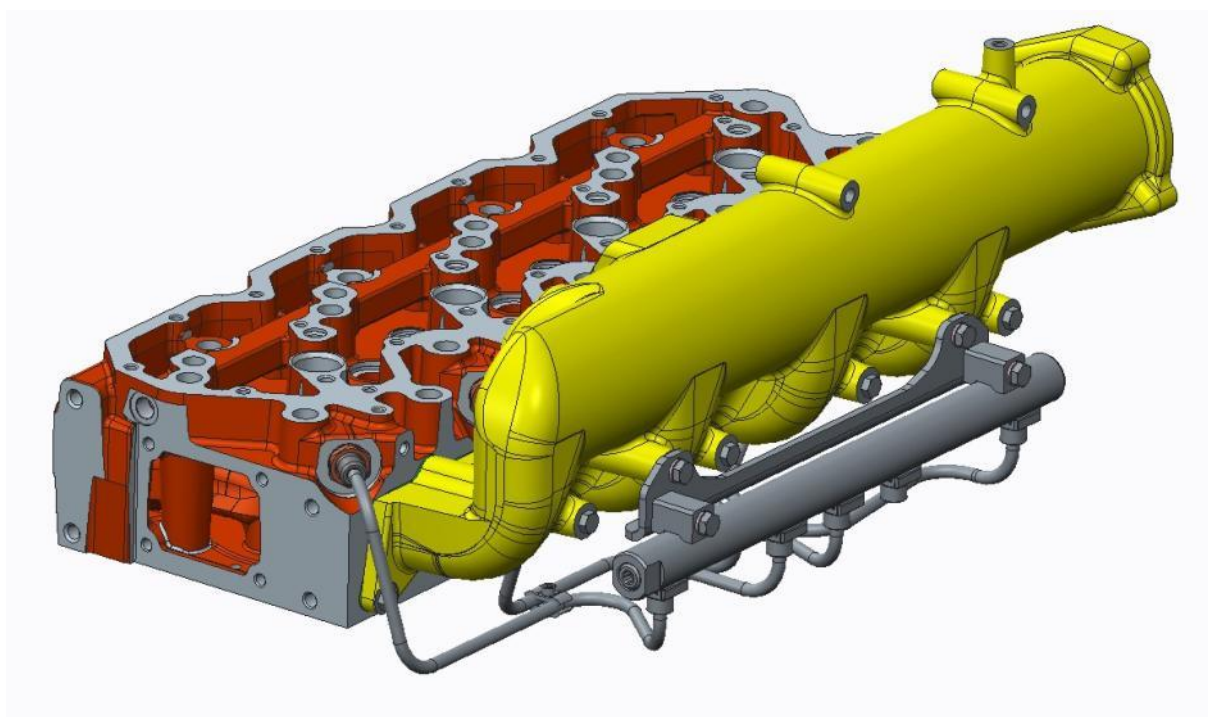


3.6 VYSOKOTLAKÉ VEDENÍ K SYSTÉMU COMMON-RAIL

Mimo zadání diplomové práce bylo řešeno upevnění tlakového zásobníku k systému Common-rail a návrh vysokotlakých trubek od tlakového zásobníku k hrdlům vstřikovačů.

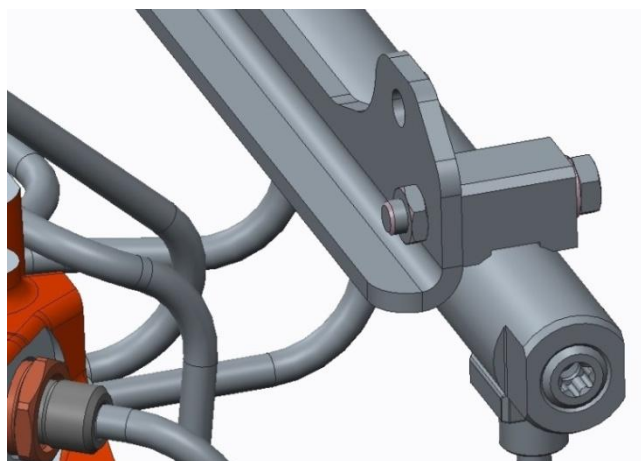
3.6.1 NÁVRH UPEVNĚNÍ TLAKOVÉHO ZÁSOBNÍKU

Otvory v komoře pro upevnění tlakového zásobníku neodpovídaly umístění úchytů na tlakovém zásobníku. Z tohoto důvodu byl vytvořen držák jako mezikus mezi tlakovým zásobníkem a komorou. Držák je vypálen z 5 mm tlustého plechu a ve spodní části ohnut.



Obr. 3-26 Držák pro tlakový zásobník a vysokotlaké trubky.

Ze zadní části držáku jsou navařeny dvě matice pro snadnější upevnění tlakového zásobníku při montáži.



Obr. 3-27 Zadní pohled na držák s navařenou maticí

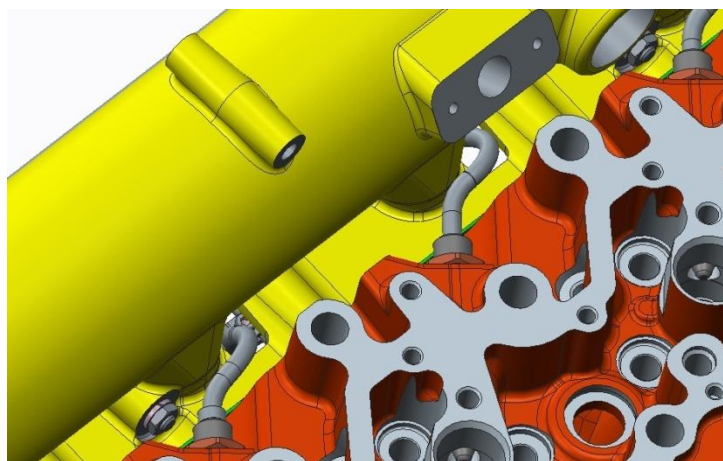


3.6.2 NÁVRH VYSOKOTLAKÝCH TRUBEK

Při návrhu vysokotlakých trubek bylo třeba dodržet, aby všechny trubky měly stejnou délku. Délka vychází na 420 mm. Trubky musely být vedeny tak, aby nepřekážely upevňovacím šroubům komory, nebyly vedeny příliš blízko stěn komory (min vůle cca 2-3 mm) a mohly být mezi sebou vzájemně spojeny.



Obr. 3-28 Spodní pohled na vedení vysokotlakých trubek



Obr. 3-29 Vedení vysokotlakých trubek k hrdlům vstřikovačů

Jednotlivé trubky jsou na třech místech vzájemně pospojovány pomocí sponek. Pokud by trubky nebyly vzájemně spojené, mohlo by při provozu dojít k jejich prasknutí.



Obr. 3-30 Vzájemné spojení vysokotlakých trubek pomocí sponek

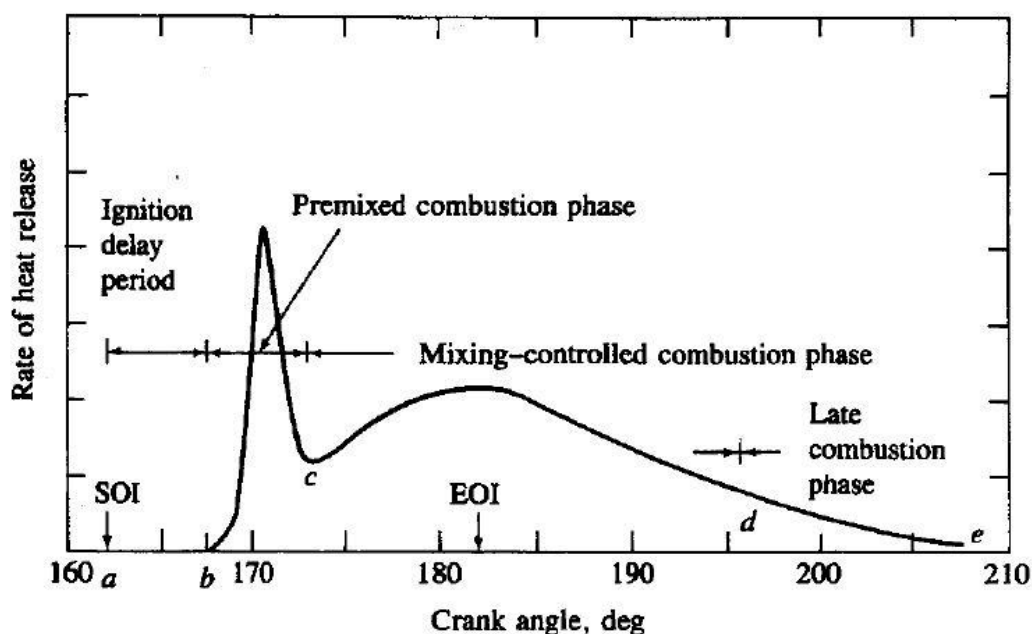
4 VÝPOČTOVÝ MODEL SPALOVACÍHO MOTORU

4.1 PRŮBĚH SPALOVÁNÍ VZNĚTOVÉHO MOTORU

4.1.1 PRŮBĚH VÝVINU TEPLA

Z hlediska rychlosti vývinu tepla během spalování je možno cyklus rozdělit na čtyři fáze:

- Průtah vznícení – úsek *a-b*
- Přípravná fáze spalování – úsek *b-c*
- Řízená fáze spalování – úsek *c-d*
- Pozdní fáze spalování – úsek *d-e*



Obr. 4-1 Průběh rychlosti vývinu tepla v závislosti na otočení klikové hřídele [33]

Průtah vznícení

Jedná se o časový interval, nebo úhel otočení klikové hřídele od okamžiku vstřiku paliva do válce do okamžiku vznícení směsi. Okamžik vstřiknutí paliva se často uvažuje jako okamžik zvednutí jehly vstřikovače z jejího sedla. Počátek vznícení směsi je složitější určit, jde charakterizovat jako okamžik, kdy dojde k prudkému růstu tlaku, uvolněného tepla (viz obr.). V průběhu této dochází k fyzikálním a chemickým procesům. Fyzikálními procesy jsou atomizace (rozprašování), odpařování jednotlivých kapiček paliva a jejich mísení se vzduchem. Chemické procesy jsou vzájemné reakce paliva a vzduchu, případně výfukových plynů za účelem vytvoření samozápalné směsi. [33][34]



Vliv na délku tohoto intervalu mají hlavně: [34]

- atomizace paliva
- Tlak a teplota vzduchu ve spalovací komoře v okamžiku vstříknutí paliva
- Intenzita turbulencí v sací fázi motoru
- Schopnost paliva být vzníceno – ovlivněno cetanovým číslem

Typické hodnoty průtahu vznícení jsou 0.3-3ms pro nízkokompresní vznětový motor, 0.4-1ms pro vysokokompresní a přeplňovaný vznětový motor a 0.6-1.5ms pro motor s nepřímým vstřikováním. [33]

Přípravná fáze spalování

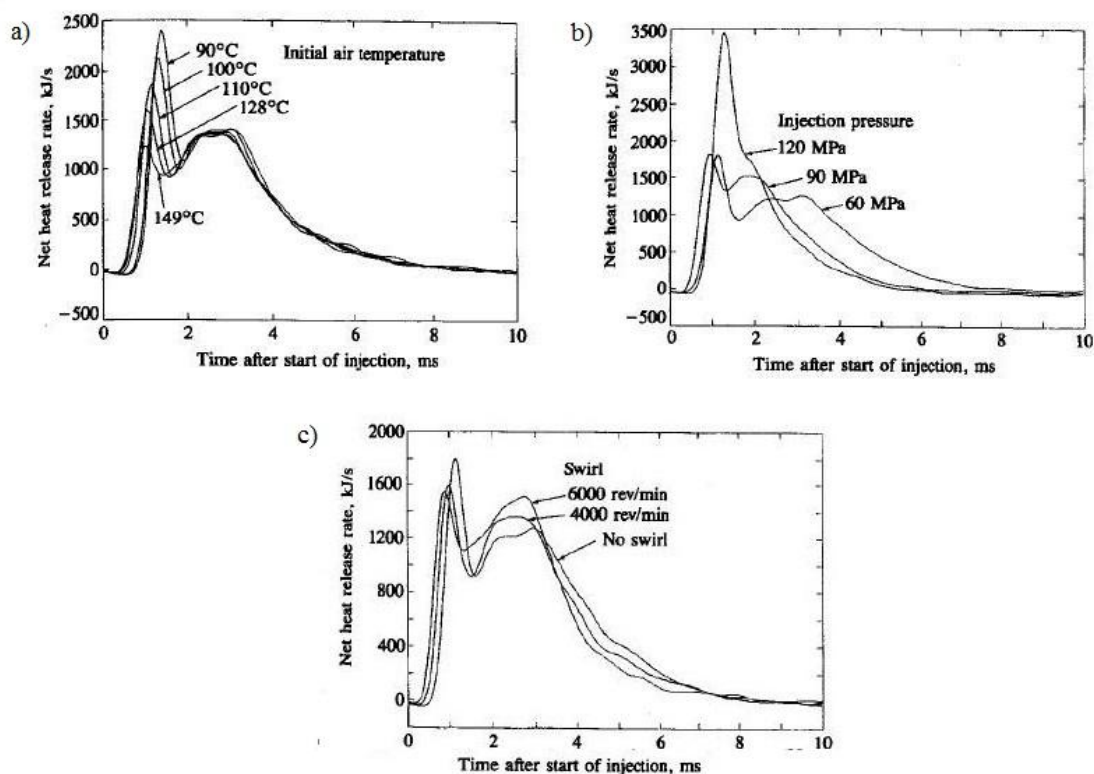
Fáze začíná vznícením směsi paliva a vzduchu, vytvořené během fáze zpoždění vznícení paliva. Průběh je charakterizován prudkým nárůstem tlaku, i rychlosti vývinu tepla během pár stupňů otočení klikové hřídele. Tento prudký nárůst tlaku má za následek klapavý zvuk vznětového motoru. [33]

Řízená fáze spalování

Jakmile dojde ke spálení směsi paliva a vzduchu, vytvořené během fáze průtahu vznícení směsi, je rychlost hoření (rychlost vývinu tepla) řízena rychlostí tvorby nové směsi z ještě nespáleného paliva. Rychlost hoření v této fázi je ovlivněna hlavně tvorbou směsi palivových výparů a vzduchu. Další vlivy jsou atomizace a odpařování paliva, chemické reakce. [33]

Pozdní fáze spalování

Probíhá další uvolňování tepla za nižší rychlosti až k expanznímu zdvihu. To je způsobeno drobnými zbytky paliva, které ještě nebyly spáleny. Další energie pro hoření je ukryta v sazích. Všechny tyto produkty mohou být ještě spáleny. [33]



Obr. 4-2 Vliv teploty, vstřikovacího tlaku a vířivého víru na průběh rychlosti vývinu tepla. [33]

a - průběh rychlosti vývinu tepla pro různé hodnoty počáteční teploty, které má za následek různé a- hodnoty zpoždění vznícení směsi. Delší prodleva umožní vytvoření většího množství směsi paliva se vzduchem, aniž by došlo k jejímu vznícení, ale roste maximální hodnota rychlosti vývinu tepla v přípravné fázi spalování. [33]

b - průběh rychlosti vývinu tepla pro různé hodnoty rychlosti vstřikování paliva, dosaženého pomocí různých hodnot vstřikovacího tlaku. [33]

c - průběh rychlosti vývinu tepla v případě tvorby swirl víru. [33]



4.2 MODELÝ SPALOVÁNÍ

„Hořením paliva ve válci spalovacího motoru vzniká teplo, které je základem pro přeměnu energie v motoru.“ [35] Výkonové parametry motoru ovšem nezávisí pouze na množství uvolněného tepla, ale také na tom, jak je dané teplo postupně uvolňováno v průběhu spalování. [35]

Výpočet množství uvolněného tepla za daný časový okamžik [35]:

$$dQ_B = H_u * dm_B \quad (1)$$

kde:

H_u výhřevnost paliva
 dm_B množství spáleného paliva za daný časový okamžik

Model průběhu hoření

Pro popis průběhu hoření se používá bezrozměrná Vibeho rovnice. [35]

4.2.1 JEDNOPARAMETROVÝ VIBEHO MODEL HOŘENÍ

Používá se u zážehových motorů. Rovnice převzaty z [35].

$$x = 1 - e^{-A_v y^{m+1}} \quad (2)$$

kde:

A_v koeficient ve Vibeho funkci, popisující podíl nespáleného paliva ve válci
 m koeficient ve Vibeho funkci, popisující charakteristiku hoření
 x, y bezrozměrné veličiny

$$y = \frac{t(\varphi)}{t_H} \quad (3)$$

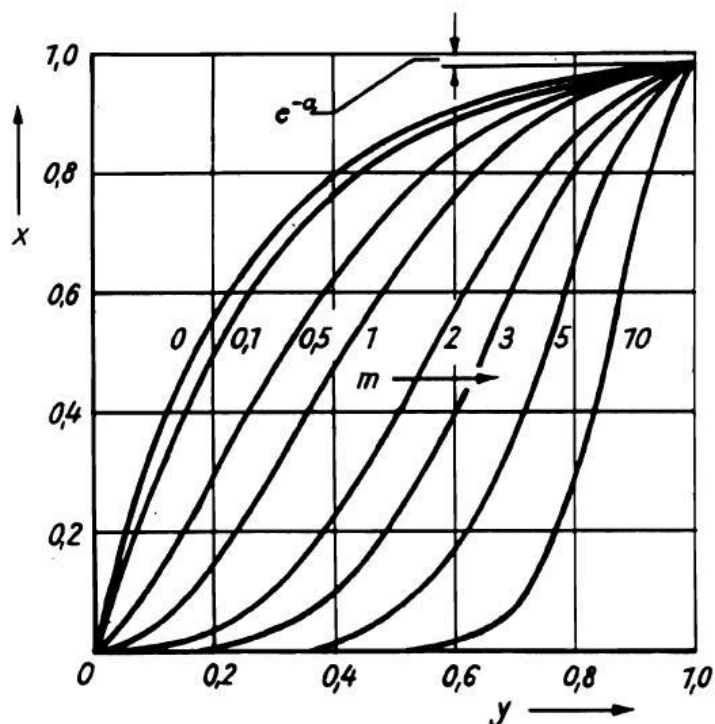
kde:

$t(\varphi)$ aktuálně uběhlý čas hoření
 t_H celková doba hoření

$$x = \frac{m_B(\varphi)}{m_B} \quad (4)$$

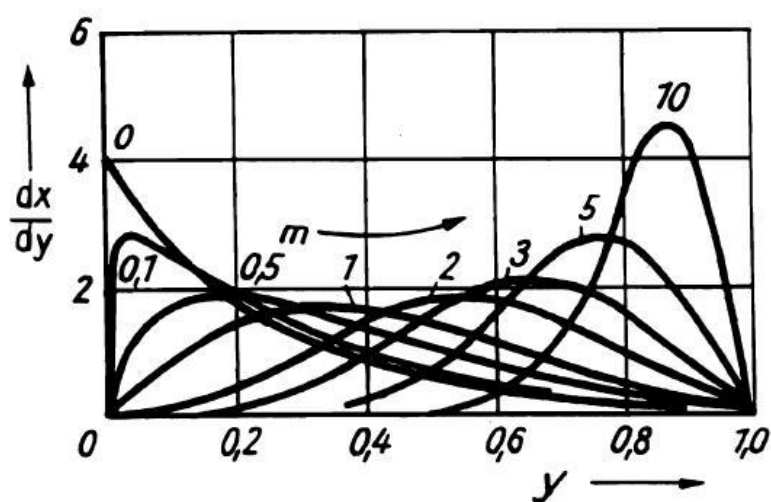
kde:

$m_B(\varphi)$ hmotnost spáleného paliva za již uběhlý čas hoření $t(\varphi)$
 m_B celková hmotnost paliva spálená během celkové doby hoření t_H



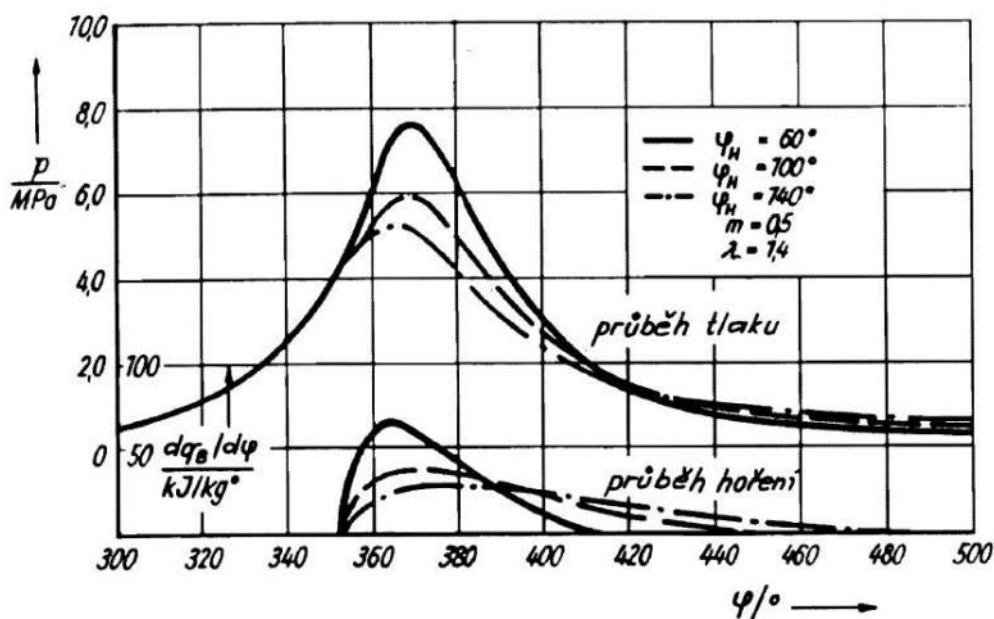
Obr. 4-3 Bezrozměrná funkce prohořívání paliva ve válci spalovacího motoru podle Vibeho funkce pro různé hodnoty exponentu m . [35]

„Závislosti nevyjadřují skutečně spálené množství paliva, ale jen spálený podíl z celkového množství v závislosti na časovém podílu z celkové doby hoření paliva ve válci.“ [35]



Obr. 4-4 Intenzita hoření pro jednotlivé časové okamžiky. [35]

Z průběhu na obr. 4-3 a obr. 4-4 je vidět, že při hodnotě exponentu $m=0$ dojde k shoření převážného množství paliva již na začátku cyklu. K největšímu uvolnění tepla (obr. 4-4) tedy dojde na začátku cyklu. V případě exponentu $m=10$ je začátek velmi pozvolný a převážné množství paliva shoří až koncem cyklu, kdy se také uvolní nejvíce tepla. [35]



Obr. 4-5 Vliv doby hoření na průběh tlaku v případě vznětového motoru [35]

Při zkracování doby hoření dochází k nárůstu maximálních tlaků ve válci, což má za následek zvýšené namáhání dílů motoru. [35]

4.2.2 DVOUPARAMETROVÝ VIBEHO MODEL

Používá se u vznětových motorů. Rovnice se skládá ze dvou částí. První popisuje vývin tepla v přípravné fázi spalování, druhá v řízené fázi spalování [33]. Rovnice převzaty z [33].

$$\frac{m_{f,b}(t')}{m_{f,0}} = \beta f_1(t) + (1 - \beta) f_2(t) \quad (5)$$

kde:

$m_{f,b}$	množství spáleného paliva v okamžiku t'
$m_{f,0}$	celkové množství vstříknutého paliva za celý cyklus
β	podíl paliva spáleného v přípravné fázi spalování vůči celkovému množství
$f_1(t)$	funkce popisující přípravnou fázi spalování
$f_2(t)$	funkce popisující řízenou fázi spalování

$$\beta = 1 - a \frac{\phi^b}{t_{id}^c} \quad (6)$$

kde:

Φ ekvivalentní poměr



t_{id} zpoždění vznícení směsi
 a, b, c konstanty závislé na konstrukci motoru, pro přeplňované vznětové motory:
 $0.8 < a < 0.95; 0.25 < b < 0.45; 0.25 < c < 0.5$

$$f_1(t) = 1 - (1 - t^{K_1})^{K_2} \quad (7)$$

$$f_2(t) = 1 - e^{-K_3 t^{K_4}} \quad (8)$$

kde:

$$K_1 = 2 + 1.25 \times 10^{-8} (t_{id} N)^{2.4}$$

$$K_2 = 5000$$

$$K_3 = 14.2 / \phi^{0.644}$$

$$K_4 = 0.79 K_3^{0.25}$$

V programu Lotus je vztah užíván v mírně upravené podobě [36]:

$$mfb = \beta f_1(t) + (1 - \beta) f_2(t) \quad (9)$$

kde:

$$f_1(t) = 1 - \left[1 - \left(\frac{\vartheta}{\vartheta_b} \right)^{C_1} \right]^{C_2} \quad (10)$$

$$f_2(t) = 1 - e^{-A \left(\frac{\vartheta - \Delta}{\vartheta_b - \Delta} \right)^{M+1}} \quad (11)$$

kde:

C_1, C_2 koeficienty v rovnici pro přípravnou fázi spalování

Δ úhel zpoždění mezi přípravnou a řízenou fází spalování

ϑ aktuální úhel hoření od počátku hoření

ϑ_b celkový úhel hoření

Celkový úhel hoření je úhel otočení klikové hřídele od počátku hoření (0% shořeného paliva) až po konec hoření (100% shořeného paliva). [36]

Rovnice užívána v LES pro vznětový motor s přímým vstřikováním [36]

$$0 - 100\%(deg) = 30 + \left(\frac{50}{Trapped A/F * 0.06691 * 0.7} \right) \quad (12)$$

4.3 SMĚŠOVACÍ POMĚRY

a) Poměr vzduchu a paliva [33]

Jedná se o poměr, ve kterém je vzájemně míšeno palivo (**Fuel**) se vzduchem (**Air**), aby poté vytvořily palivovou směs.

Rozeznáváme dva případy těchto poměrů: [33]

Poměr vzduch/palivo

$$\frac{A}{F} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \quad (13)$$

Poměr palivo/vzduch

$$\frac{F}{A} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \quad (14)$$

kde:

$\dot{m}_a$ hmotnostní průtok vzduchu

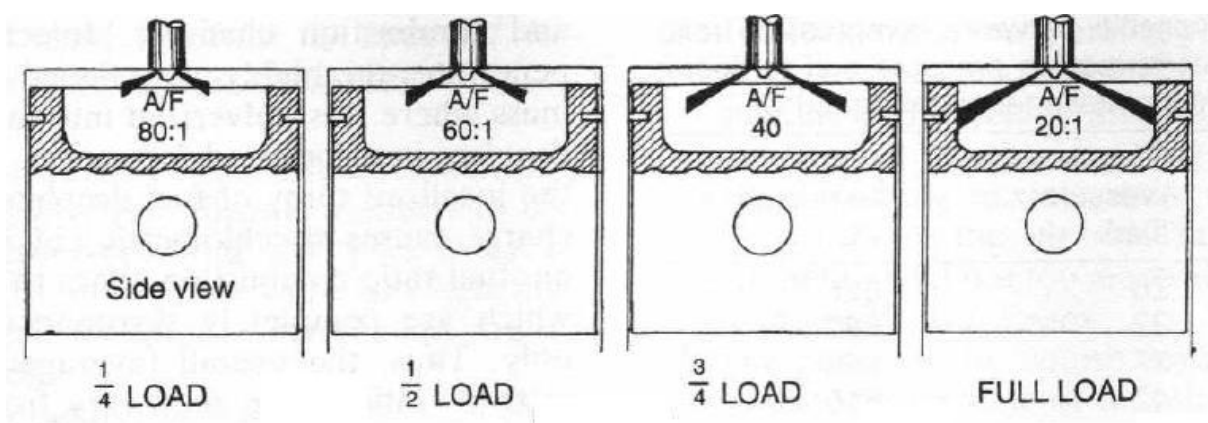
$\dot{m}_f$ hmotnostní průtok paliva

Běžné hodnoty pro zážehové motory:

$$12 \leq A/F \leq 18; 0.056 \leq F/A \leq 0.083$$

Běžné hodnoty pro vznětové motory:

$$18 \leq A/F \leq 70; 0.014 \leq F/A \leq 0.056$$



Obr. 4-6 Znáznornění poměru vzduchu k palivu pro různá zatížení v případě vznětového motoru. [34]



b) Poměr mezi aktuální a stechiometrickou směsí: [33]

Pro popis složení palivové směsi se dále používá další poměr a to mezi aktuálně spalovanou směsí a stechiometrickou směsí.

Stechiometrickou směsí je označován takový poměr mezi vzduchem a palivem, aby proběhlo ideální spalování. Přiváděné množství paliva tedy přesně odpovídá dodanému množství vzduchu. V případě přebytku paliva se směs nazývá bohatou, v případě přebytku vzduchu (nedostatku paliva) je směs chudá. [33]

- zážehové motory $A/F = 14,7:1$
- vznětové motory $A/F = 14,5:1$

Poměry mezi aktuální a stechiometrickou směsí jsou dvojího druhu: [33]

- relativní A/F poměr λ (tj. vzdušný součinitel)

$$\lambda = \frac{(A/F)_{aktuální}}{(A/F)_{stechiometrická}} \quad (15)$$

- ekvivalentní F/A poměr ϕ

$$\phi = \frac{(F/A)_{aktuální}}{(F/A)_{stechiometrická}} \quad (16)$$

Chudá směs: $\phi < 1, \lambda > 1$

Stechiometrická směs: $\phi = 1, \lambda = 1$

Bohatá směs: $\phi > 1, \lambda < 1$

4.4 MODEL PŘESTUPU TEPLA

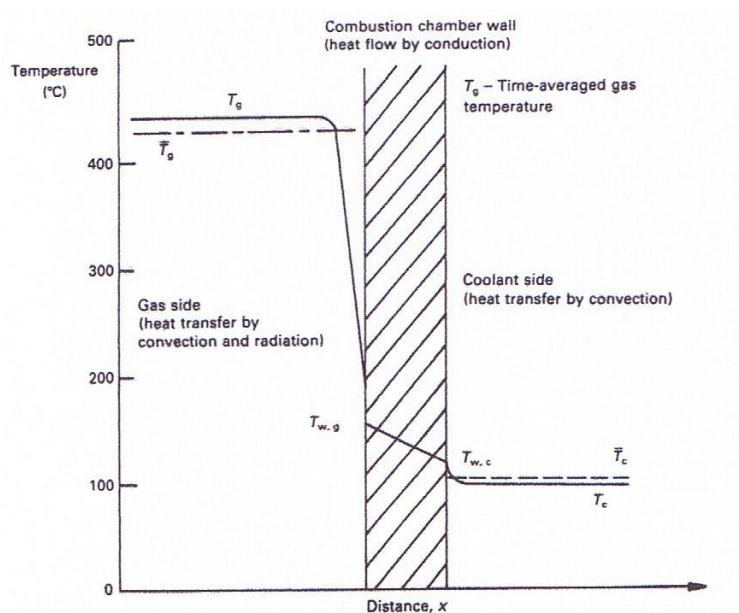
„Při práci spalovacího motoru dochází k přestupu tepla mezi plynem ve válci a stěnami pracovního prostoru.“ [35] V případě, že plyn ve spalovací komoře má vyšší teploty bude ohřívat stěny spalovací komory, v opačném případě, kdy plyn je o nižší teplotě, může nastat stav, kdy stěny ohřívají plyn. Oba případy znamenají z energetického hlediska pro oběh ztráty. [35]

Tepelný tok mezi spalovací komorou a stěnou válce je možné vyjádřit pomocí Newtonova vztahu. [35]

$$\dot{Q} = \alpha * A_o * (T_w - T) \quad (17)$$

kde:

A_o	okamžitá hodnota povrchu pracovního prostoru
α	součinitel přestupu tepla
T_w	vnější teplota
T	vnitřní teplota



Obr. 4-7 Tepelný tok stěnou válce [37]

Z důvodu proměnnosti tepelného toku, by bylo třeba následně plochu rozdělit na několik částí a pro každou zvlášť spočítat součinitel přestupu tepla. Pro reálné aplikace je vhodnější vyjádření součinitele přestupu tepla jako střední hodnoty pro celý spalovací prostor. [35]

Tři základní přístupy k vyjádření střední hodnoty přestupu tepla ve válci jsou dle:

- Annanda
- Woschniho
- Eichleberga



5 LOTUS SIMULATION

Pro simulaci vnitřního proudění v sací komoře byl zvolen program Lotus simulation od společnosti Lesoft. Tento program patří do skupiny 0D (výpočet jednotlivých komponent spalovacího motoru – válec, turbodmychadlo, sací a výfukové kanály,...) a 1D (výpočet proudění v potrubích) programů simulace termodynamiky spalovacího motoru. Alternativním programem je např. produkt GT Suite od společnosti Gamma. Program Lotus simulation má oproti produktu GT Suite výhodu v předdefinování průběhů (např. zdvihová křivka ventilů. Tyto průběhy pak není nutno nastavovat a použijí se defaultní hodnoty.

Simulovat je možno: [36]

- Dvoudobé a čtyřdobé motory
- Libovolné uspořádání válců motoru a pořadí zapalování
- Zážehové a vznětové motory
- Model spalování dle Vibeho funkce, či nadefinování vlastní
- Přepřehování turbodmychadly a kompresory
- Vyplachování dvoudobých motorů
- Přestupy tepla a tření v motoru

Program je navíc doplněn přídatnými moduly: [36]

Concept Tool – zjednodušená simulace vyžadující minimum vstupních údajů.

Friction Estimator Tool – umožňuje analyzovat tření v motoru v závislosti na konfiguraci a otáčkách motoru. Data je možno porovnat s předdefinovanou databází reálných motorů.

Combustion Analysis Tool – modul analyzující tlak ve válci za účelem výpočtu přestupů tepla. Umožňuje vytvořit vlastní model spalování, který je následně nahrán do samotné simulace motoru.

Port Flow Tool – analyzuje proudění kanály v hlavě válců. Je možno určit ztrátové součinitele sacích a výfukových kanálů.

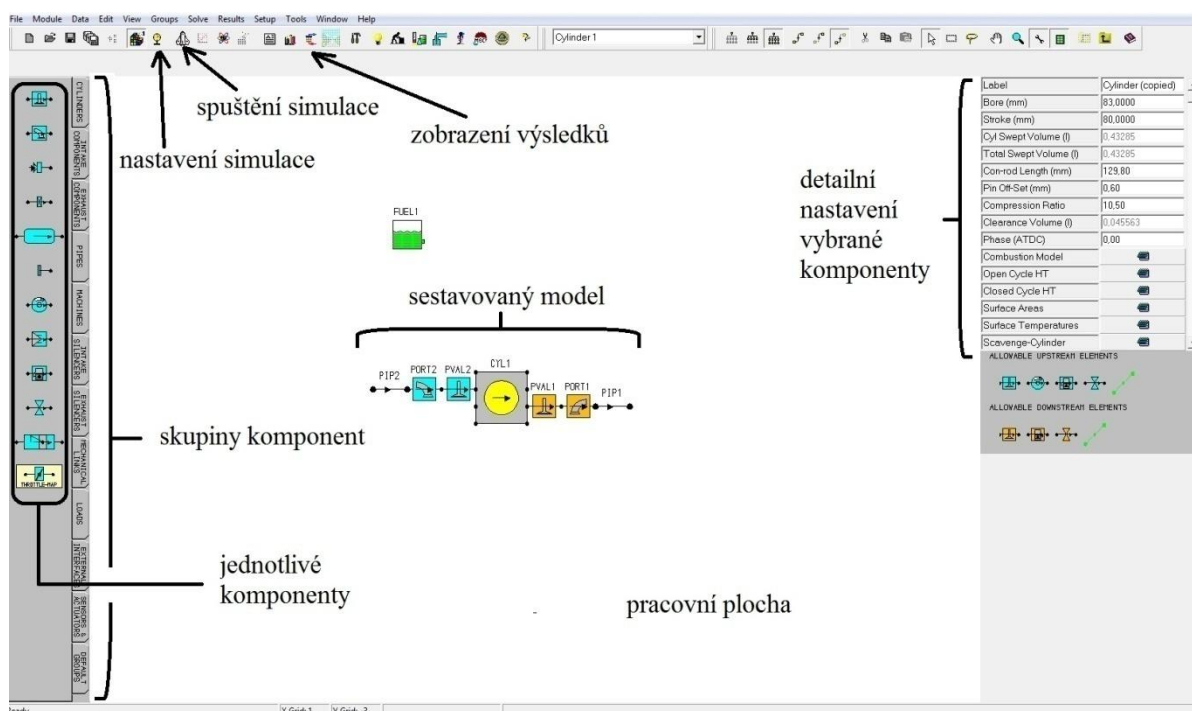
Lotus Concept Valve Train – modul pro výpočet profilu vačkové hřídele.

Postup simulace:

- Preprocessor – zadání výpočtového modelu a okrajových podmínek
- Solver – řešení vlastního modelu
- Postprocessor – zobrazení a analýza výsledků simulace



5.1 POPIS PROSTŘEDÍ PROGRAMU



Obr. 5-1 Popis prostředí programu Lotus simulation

Prostředí programu je možno rozdělit na následující bloky:

- Pracovní plocha, na které dochází k sestavování simulovaného motoru.
- V levém sloupci jsou obsaženy jednotlivé skupiny motoru (válec, sací systém, výfukový systém, přeplňování,...), ze kterých je následně sestavován vlastní simulovaný motor. Po rozbalení dané skupiny je možno vybrat konkrétní komponentu, která patří do dané skupiny, např. sací ventil ze skupiny sací systém.
- Po výběru komponenty a umístění do pracovního prostoru se v pravé části obrazovky objeví detailní nastavení vybrané komponenty spolu s komponenty s jakými je možno vybranou komponentu spojit. Detailní nastavení jednotlivých komponent je blíže popsáno v kap. 5.2.3.
- V horní části obrazovky se nachází nastavení simulace. Je zde možno provést kontrolu, zda v modelu nejsou obsaženy chyby, které by poté vedly k problémům při samotném výpočtu. Nastavují se zde okrajové podmínky, inicializuje se výpočet a zobrazují výsledky.
- Vypočtené výsledky je možno následně zobrazit v textovém souboru, či graficky.

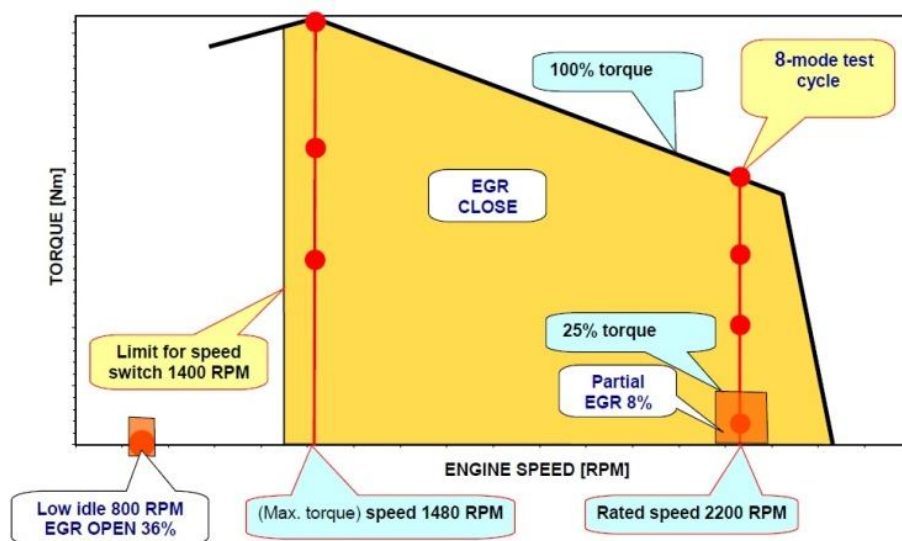


5.2 VÝPOČTOVÝ MODEL

5.2.1 SIMULOVANÉ STAVY

Motor byl simulován ve dvou režimech. Při 1480 min^{-1} , tedy v oblasti nejvyššího točivého momentu a při jmenovitých otáčkách 2200 min^{-1} .

Recirkulace výfukových plynů probíhá pouze při jmenovitých otáčkách (volnoběžné otáčky nejsou simulovány). Recirkulováno je 8% hmotnostního toku výfukových plynů.



Obr. 5-2 Schéma recirkulace výfukových plynů.[29]

Pozice uzavírací klapky byly vedoucím práce stanoveny následovně:

- klapka plně uzavřena při 1480 min^{-1}
- klapka plně otevřena při 2200 min^{-1}

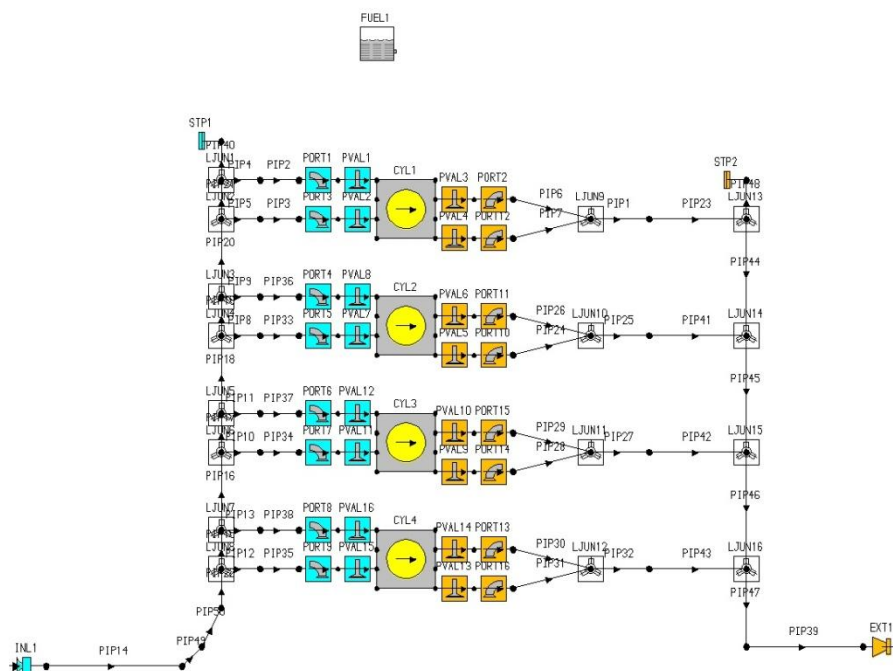
Simulované stavy:

- Nedělená verze: - 1480 min^{-1}
- 1480 min^{-1} + uzavřena klapka pro každý válec¹
- 2200 min^{-1} + EGR recirkulace
- Dělená verze: - 1480 min^{-1} + uzavřena centrální klapka v ejektoru
- 2200 min^{-1} + EGR recirkulace

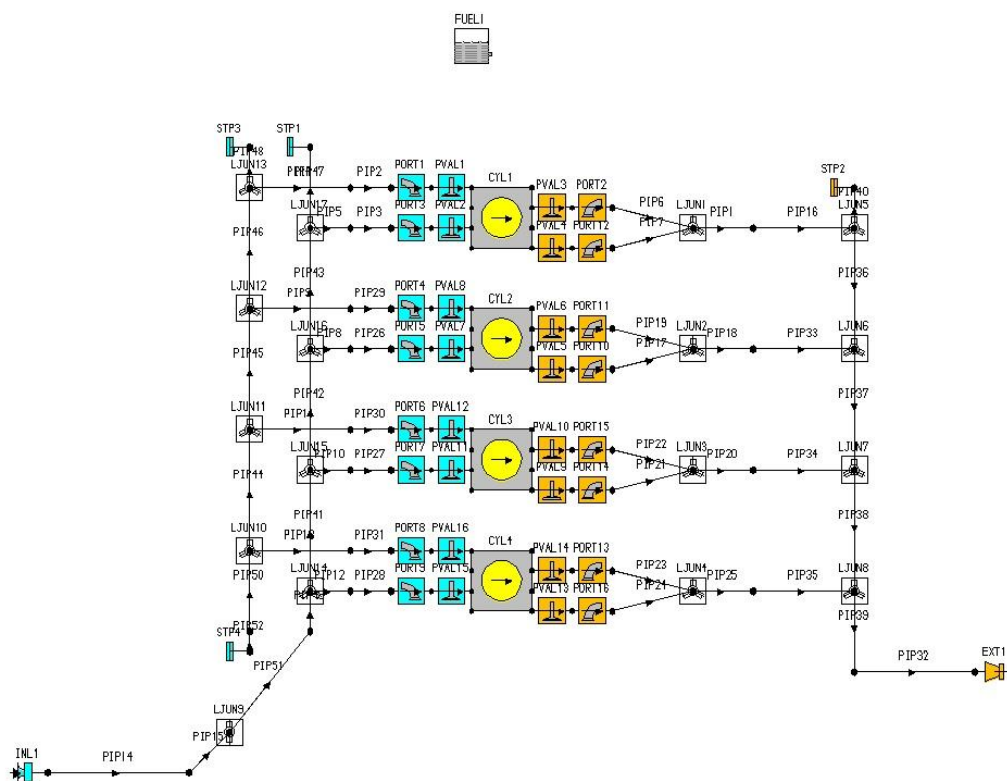
¹ Referenční stav, kdy každý válec obsahuje svoji klapku (užíváno v současnosti, viz kap. 1.2). Tento stav bude poté použit jako referenční pro porovnání s centrálním umístěním jedné klapky společné pro všechny válce.



5.2.2 SCHÉMA VÝPOČTOVÉHO MODELU



Obr. 5-3 Schéma nedělené verze při 1480 min^{-1} - sériový stav

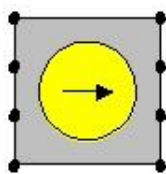


Obr. 5-4 Schéma dělená verze při 1480 min^{-1} + uzavřena centrální klapka v ejektoru.

Pozn. Schémata ostatních verzí jsou podobná výše uvedeným.



5.2.3 SESTAVENÍ VÝPOČTOVÉHO MODELU



VÁLCOVÁ JEDNOTKA

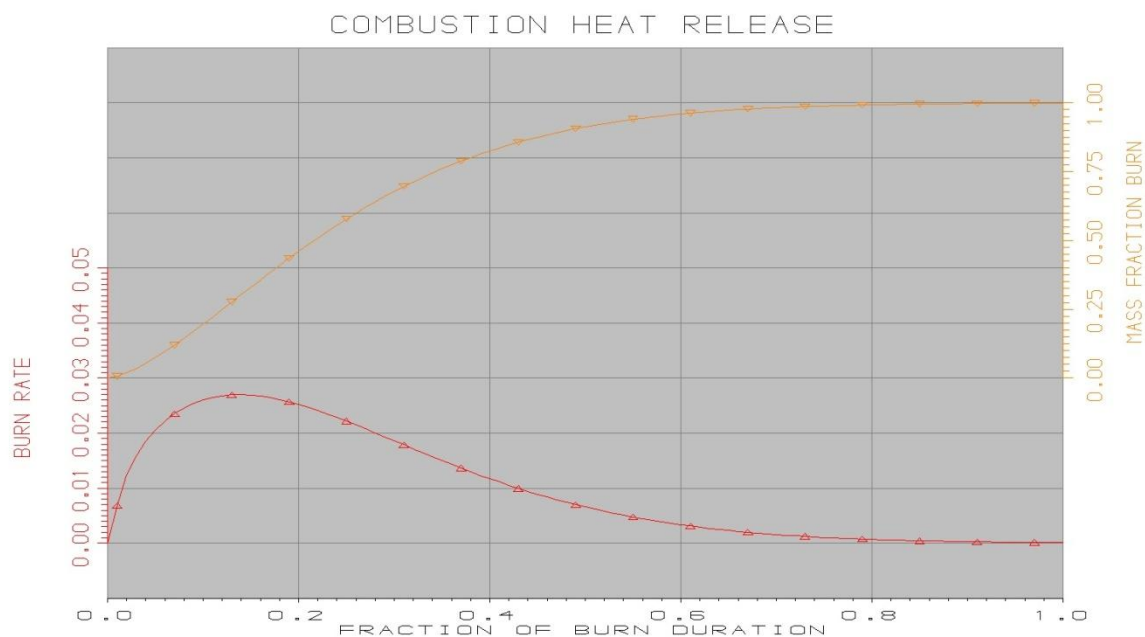
Nastavené hodnoty mohou být společné, popř. se nastavit samostatně pro každý válec

- Základní parametry motoru

Tab. 5-1 Základní parametry motoru

vrtání	105 mm
zdvih	120 mm
délka ojnice	215 mm
přesazení pístního čepu	0,5 mm
kompresní poměr	17:1

- Model spalování.
Vzhledem k tomu, že je simulován vznětový motor byl vybrán model Two-part Wiebe s přednastavenými hodnotami: A=6,9; M=0,5; CP1=1; CP2=1; Fract=0; Delay=0.



Obr. 5-5 Průběh zvolené Wiebeho funkce.



- Model přestupu tepla byl zvolený Annand s přednastavenými hodnotami.

Tab. 5-2 Přednastavené hodnoty modelu přestupu tepla dle Annanda

konstanta	Otevřený cyklus	Uzavřený cyklus
A	1,1	0,45
B	0,7	0,7
C	-	3,271e-8

Z důvodu, že do simulace není zadávána přesná geometrie modelu, jsou plochy pro výpočty přestupů tepla počítány jako poměry mezi jednotlivými plochami. Tyto poměry se následně zadávají.

Tab. 5-3 Zadané poměry mezi plochami

Head / Bore	1,08	Poměr plochy hlavy válců zasahujícího do spalovacího prostoru vůči vrtání válce
Piston / Bore	1,37	Poměr plochy dna pístu vůči vrtání válce
Exp. Liner	0,4 mm	Výška přesahu vložky válce nad pístem v horní úvrati

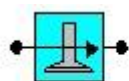
Materiál jednotlivých komponent byl zvolen hliníkový píst a litinová hlava válců.

Pořadí zapalování zvoleno 1-3-4-2.



SACÍ A VÝFUKOVÉ KANÁLY

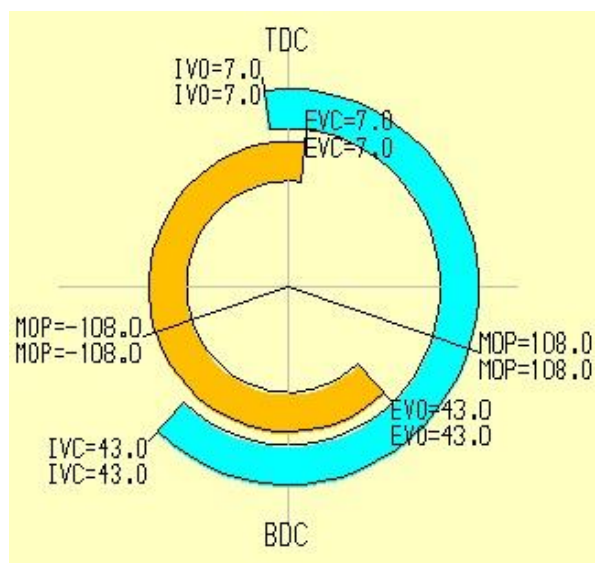
- Průměr sacího hrdla 32,5 mm
- Průměr výfukového hrdla 29 mm
- Ztrátové součinitelé sacích a výfukových kanálů nebyly použity defaultní hodnoty, ale byly spočteny pomocí CFD simulace (viz kap. 8.1)



SACÍ A VÝFUKOVÉ VENTILY

- Časování ventilů

Sací i výfukové ventily mají symetrické časování. Sací ventil se otevírá 7° před HÚ a zavírá 43° po DÚ, výfukový ventil se otevírá 43° před HÚ a zavírá 7° po DÚ.

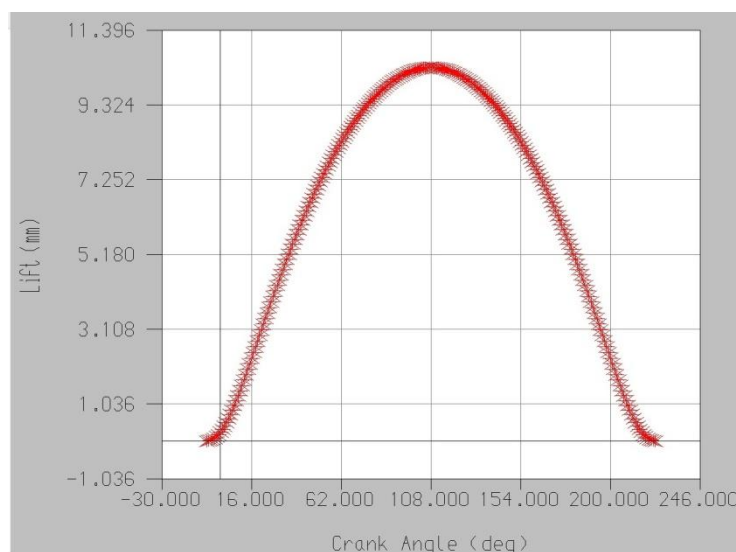


Obr. 5-6 Časování sacích a výfukových ventilů.

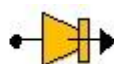
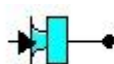
- Zdvih ventilu

Sací ventil 10,36 mm a výfukový ventil 9,38 mm.

- Zdvihová křivka ventilů byla použita s přednastavenými hodnotami.

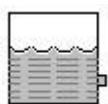


Obr. 5-7 Přednastavená zdvihová křivka (sací ventil).



BEZODPOROVÝ VSTUP A VÝSTUP

- Model začíná a končí bezodporným vstupem, či výstupem.
- Výstup v simulaci je modelován před turbínou.
- Na vstup a výstup jsou zadávány okrajové podmínky teplota a tlaku.



NÁDRŽ

- Nastavení paliva a typu vstřikování – zvoleno přímé vstřikování nafty.



ZAKONČENÍ POTRUBÍ

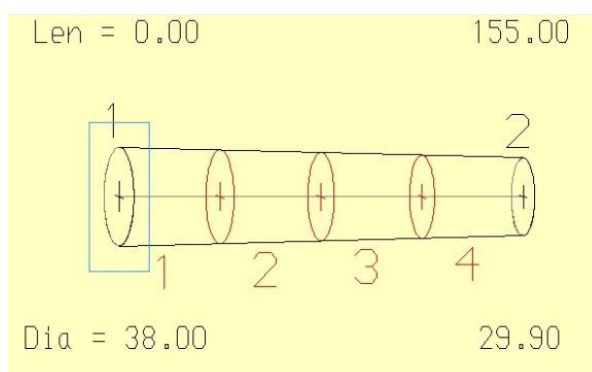
- V simulaci použito na ukončení konců komory a jako simulace plně uzavřené klapky.



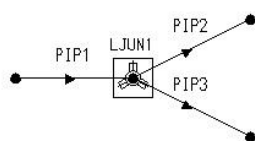
POTRUBÍ

Potrubí s kruhovým průřezem. Vzhledem k tomu, že reálný motor nemá kruhové průřezy, bylo nutno tyto průřezy přepočítat na ekvivalentní kruhový průřez, který byl poté zadáván.

- Základní rozměry potrubí
Zadává se délka, vstupní a výstupní průměr potrubí. Potrubí je možno dále rozdělit na více segmentů a každému zadat jiné parametry.
- Z hlediska výpočtu přestupů tepla se zadává tloušťka stěny, materiál potrubí a typ chlazení (vzduchem nebo kapalinou).

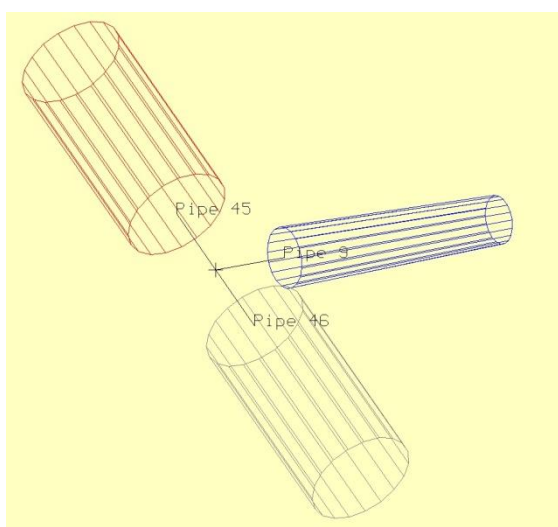


Obr. 5-8 Znárodněné potrubí v řezu

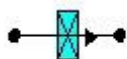


ZTRÁTOVÉ SPOJENÍ POTRUBÍ

- Při proudění média v potrubí vznikají tlakové ztráty. Standardně je potrubí počítáno jako bezztrátové. Pokud chceme do výpočtu zahrnout i ztráty, je nutné vložit do bodu, kde se na sebe napojují dvě a více potrubí vložít prvek ztráty. Po vložení prvku ztráty se dále zadává úhel mezi jednotlivými potrubími.
- Aplikací prvku ztráty dochází k výraznému prodloužení výpočtového času úlohy, dostaneme ovšem ze simulace reálnější výsledky.



Obr. 5-9 Grafické zobrazení spojených potrubí prvkem ztráty a natočených vůči sobě do správného úhlu.



ŠKRTICÍ KLAPKA

- Nastavit lze 5 typů škrticích klapek.
- V závislosti na vybraném typu se nastavuje plocha průřezu škrticí klapky, průtočný průřez nebo úhel otevření, ztrátový součinitel při daném průtočném průřezu popř. úhlu otevření.
- V simulaci je škrticí klapka použita jako přepouštěcí ventil recirkulace výfukových plynů.



5.3 NASTAVENÍ OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

Vzhledem k tomu, že pro každou variantu komory (dělená, nedělená verze) a oboje otáčky je jiná konfigurace motoru byl vždy simulován pouze jeden otáčkový rozsah 1480 min^{-1} nebo 2200 min^{-1} .

Nastavení otáčkových rozsahu:

Nastavení se provede v záložce *Data – Test conditions – Steady state create wizard*. Možnosti, jak nastavit otáčkové rozsahy jsou dva. První možnost je, že se zadají maximální a minimální otáčky simulace a počet simulací mezi nimi, z toho následně vyplýne, po kolika otáčkách (jakém kroku) budou simulace probíhat. Druhý způsob je podobný, kdy se opět zadají maximální a minimální otáčky a krok se zadá přímo číselně.

Nastavení okrajových podmínek:

Nastavení probíhá v okně *Steady State Test Data – Summary*.

Nastavované hodnoty:

- **Test point**
Nastavení pro jaké otáčky [min^{-1}] bude daná simulace počítána.
- **Fueling**
Nastavení množství vstřikovaného paliva. Zadává se buď pomocí směšovacího poměru (Trapped Air Fuel Ratio), nebo jako vstřikovaná dávka na jeden cyklus.
- **Boundary Condition**
Nastavení vstupního a výstupního tlaku a teploty.
- **Solution**
Nastavení podmínek pro konvergenci.² Bylo nastaveno pro každou simulaci 20 výpočtových kroků a podmínka pro konvergenci zvolena jako 10 kroků.

² Výpočet probíhá tak, že každý test (např. pro 1480 min^{-1}) je rozdělen do předem stanoveného maximálního počtu „kroků“, kdy jeden krok jsou 2 otáčky klikové hřídele. Kliková hřídel se otáčí po předem navoleném počtu stupňů (jedno točení klikové hřídele je 360°). V každém otočení klikové hřídele se napočítávají hodnoty, které jsou v následujícím otočení zpřesněny. Jakmile dojde k postupnému otočení klikové hřídele o 720° začne výpočet v dalším kroku. Konvergence se hodnotí rozdílem hodnot v po sobě jdoucích krocích. Nastavuje se maximální počet kroků, kterých je možno dosáhnout a minimální počet kroků nutných pro označení výpočtu jako konvergujícího. Pokud jsou odchylky mezi jednotlivými kroky (zároveň je dosaženo minimálního počtu kroků pro označení výpočtu jako konvergujícího) pod limitní hodnotou je výpočet celého testu označen jako konvergující, v opačném případě jako nekonvergující.



Tab. 5-4 Zvolené okrajové podmínky

Verze komory	otáčky	pozn.	p_vstup	p_vystup	T_vstup	T_vystup	λ
	[min ⁻¹]		[bar]	[bar]	[°C]	[°C]	[-]
nedělená	1480		2,43	2,602	53,9	590,5	1,68
		s klapkou	2,43	2,602	53,9	590,5	1,68
	2200		2,49	3,12	54,8	586	2,07
dělená	1480		2,43	2,602	53,9	590,5	1,68
	2200		2,49	3,12	54,8	586	2,07

Okrajové podmínky jsou voleny podle měření provedeného na motorové zkušebně.

Legenda:

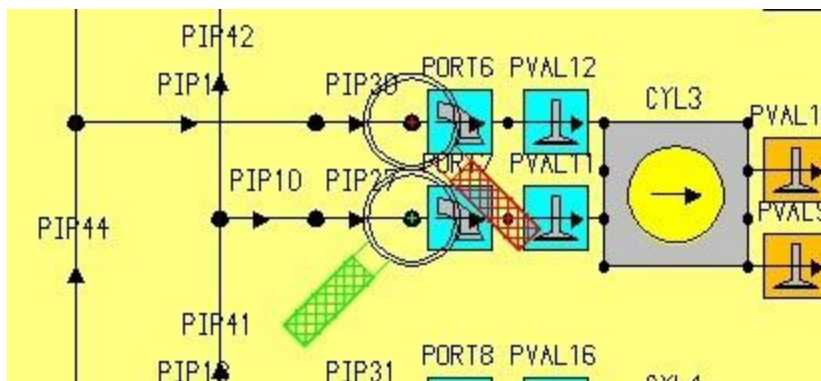
p_vstup	tlak na vstupu do sacího systému motoru, měřený na výstupu z mezichladiče stlačeného vzduchu
p_vystup	tlak na výstupu z výfukového systému motoru, měřený na vstupu do turbíny
T_vstup	teplota nasávaného vzduchu za mezichladičem stlačeného vzduchu
T_výstup	teplota výfukových plynů na vstupu do turbíny
λ	směšovací poměr



5.4 ANALÝZA VÝSLEDKŮ

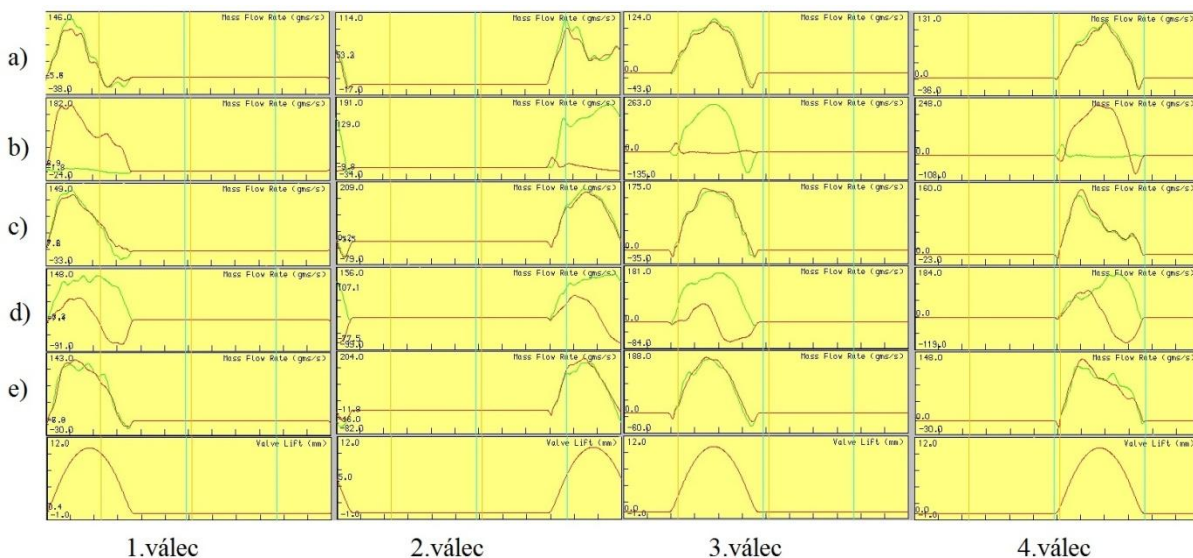
Po dokončení výpočtu se přejde k zobrazení výsledků. Výsledky je možno zobrazit jak graficky, tak v textovém editoru.

Výsledkem simulace byly hmotnostní toky před sacími ventily. Výsledky byly zobrazeny pro kanál s oválným průřezem (zeleně) a pro kanál s kruhovým průřezem (červeně).



Obr. 5-10 Místa měření hmotnostních toků.

Na následujícím obrázku jsou znázorněny průběhy hmotnostních toků před sacím ventilem pro jednotlivé varianty sací komory. Výsledky jsou znázorněny pro jednotlivé válce (číslování válců směrem k setrvačníku). Každý válec dále obsahuje průběh hmotnostního průtoku kanály s oválným a kruhovým průřezem.



Obr. 5-11 Průběhy hmotnostních toků před sacími ventily a znázornění průběhu zdvihu ventilů.

- a) nedělená komora 1480 min⁻¹, b) nedělená komora + uzavřeny kanály 1480 min⁻¹,
- c) nedělená komora 2200 min⁻¹, d) dělená komora 1480 min⁻¹,
- e) dělená komora 2200 min⁻¹



Z výsledků je možné usoudit, že aplikace centrální uzavírací klapky bude mít negativní vliv na výkonové parametry motoru. Dochází zde totiž ke stavu, kdy je nasávaná směs vytlačována do uzavřené poloviny komory a dochází tak ke snížení plnicí účinnosti. Efekt je zde ještě navíc umocněn přeplňováním, kdy je směs do válce dopravována přetlakem. Může dojít i k situaci, kdy vtlačovaný vzduch po vstupu do válce ihned změni směr proudění a tak místo směrem ke dnu pístu proudí druhým ventilem do uzavřené části komory. Nedojde tak k žádnému naplnění válce, neboť veškerý vzduch je ihned akumulován v uzavřené části komory.

V případě aplikace uzavírací klapky před každým ventilem k tomuto stavu nedochází, neboť zde není žádný velký akumulační prostor, který v předchozím případě představovala uzavřená část komory. Plnění probíhá v plné míře jedním kanálem

Tab. 5-5 Průměrné hmotnostní toky před sacím ventilem.

			Nedělena komora			Dělená komora	
			1480 min ⁻¹		2200 min ⁻¹	1480 min ⁻¹	2200 min ⁻¹
				klapka			
1.válec	oválný kanál	[g.s ⁻¹]	11,4	28,9	19,2	27,2	21,2
	kruhový kanál		13	0	18,4	0,6	20,6
2.válec	oválný kanál		14,5	33,7	24,4	28,5	20,9
	kruhový kanál		16	0	26,9	0,2	23,9
3.válec	oválný kanál		16,4	30,6	26	30,5	24,7
	kruhový kanál		17,7	0	27,4	-2,2	25,8
4.válec	oválný kanál		17,4	31,9	19,1	27,2	22,3
	kruhový kanál		18,9	0	20,5	1,3	22,1

Tab. 5-6 Výkonové parametry motoru s jednotlivými variantami komory.

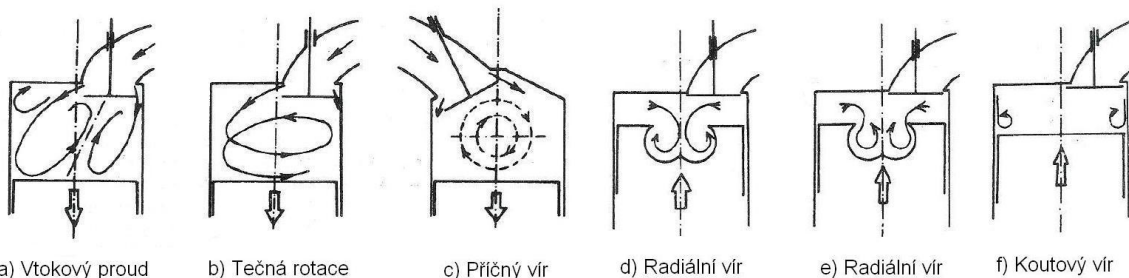
	otáčky	pozn.	výkon	točivý moment	měrná spotřeba paliva	objemová účinnost
	[min ⁻¹]		[kW]	[Nm]	[g.kW ⁻¹ h ⁻¹]	[%]
nedělená komora	1480		87,4	564,3	213,1	204,9
	1480	klapka	89,1	575,1	209,3	205,3
	2200		100,5	436,3	212,1	201,6
dělená komora	1480		81,3	525,5	208,6	186,1
	2200		100	434,4	212,5	200,4

Z tab. 5-6 je zřetelné snížení výkonových parametrů motoru při aplikaci centrální klapky oproti původní variantě (původní varianty zvýrazněny zeleně). Při aplikaci uzavírací klapky pro každý válec také dochází k nepatrnému zvýšení parametrů motoru. Při otáčkách 2200 min⁻¹, kdy v původní a upravené verzi není aktivována uzavírací klapka, dochází pouze k nepatrnému snížení výkonu. Toto snížení může mít příčinu např. ve vyšších tlakových ztrátách, daných rozdělením komory na dvě části. Tento vliv je ověřován v kap. 8.2.

6 PROUDĚNÍ VE SPALOVACÍ KOMOŘE

Proudové pole ve válci je možno rozdělit na: [38]

- Přírozené - dané charakterem motoru - plnění, komprese, pohyb pístu, tlakové vlny a nerovnoměrné rozložení teplot při hoření
- Řízeně vytvořené – ovlivněno konstrukčním provedením plnicího potrubí, kanálu v hlavě válců, tvarem a polohou spalovacího prostoru....



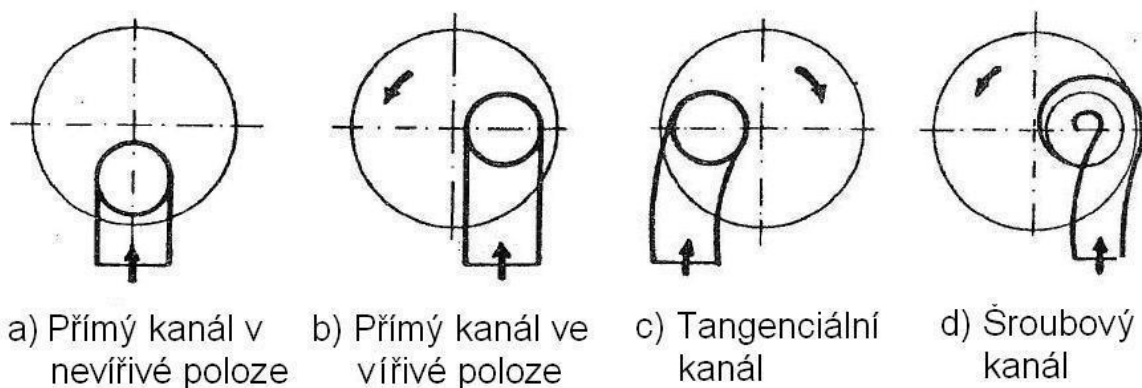
Obr. 6-1 Základní typy pohybů náplně ve válci spalovacího motoru. [38]

Základní pohyby náplně válce: [38]

- Vtokový proud - vytvořen samovolně během sacího zdvihu. „Vír je poměrně málo stabilní s poměrně rychlým rozpadem.“ [38]
- Tečná rotace (vířivý vír) – je vyvolán záměrně pomocí vhodným konstrukčním provedením sacího kanálu, sedla a ventilu. Směr „vtoku do prostoru válce je orientován tak, aby došlo k vytvoření rotačního momentu hybnosti kolem osy válce. Tento pohyb v průběhu komprese ztrácí na intenzitě, ke konci komprese však obvykle dochází k urychlení rotací nátok do spalovacího prostoru (zmenšováním poloměru rotace). To je typické především pro vznětové motory se spalovacím prostorem v pístu.“ [38]
- Příčný vír – vír s osou rotace kolmou na osu válce. V průběhu komprese je stabilnější, než tečný vír.
- Radiální vír d) – probíhá při kompresním zdvihu. Využit převážně u vznětových motorů se spalovacím prostorem v pístu
- Radiální vír e) - obdoba radiálního víru d) s tím rozdílem, že vlivem vysoké intenzity proudění došlo k změně smyslu rotace víru.
- Koutový vír – vytvořen pohybem pístu. „Vzniká shrnutím a sbalením mezní vrstvy na stěně válce.“ [38]

Výsledný pohyb náplně ve válci na konci komprese je složen z těchto jednotlivých pohybů. Nejčastěji se jedná o kombinaci tečné rotace a radiálního víru. K tomu se přidávají další dílčí víry vzniklé např. od pohybu pístu (koutový vír), vrácením plynů přes zámky pístních kroužků z klikové skříně zpět do spalovacího prostoru (stěnový proud). [38]

Základní typy sacích kanálů:



Obr. 6-2 Přehled typů sacích kanálů spalovacího motoru [38]

Typy sacích kanálů z hlediska dosažitelnosti rotace náplně: [38]

- **Přímý kanál**
Klade minimální odpor nasávanému vzduchu, je tedy možno dosáhnout co největšího naplnění válce motoru. Přímý kanál v nevířivé poloze neposkytuje skoro žádnou tečnou rotaci náplně. To se řeší vyosením kanálu vůči ose válce, dochází k tvorbě tečné rotace, ale zároveň i ke snížení průtočných vlastností.
- **Tangenciální kanál**
Impuls k rotaci náplně je vyvozován „nerovnoměrným výtokem po obvodu průtočného průřezu mezi ventilem a sedlem.“[38] Čím je rozložení výtoku po obvodu nerovnoměrnější, tím dosahujeme většího vírového účinku. Výraznější rotační účinek nastává až při středních až vysokých zdvizích ventilu. Tangenciální kanál je citlivý na kvalitu odlití, při obvyklých výrobních tolerancích pak nastává větší rozptyl mezi vírovými a průtočnými charakteristikami jednotlivých kanálů.
- **Šroubový kanál**
Impuls k rotaci protékajícího vzduchu je dán již šroubovou konstrukcí kanálu. Šroubové kanály jsou schopny vytvořit větší rotační energii, obvykle však za cenu snížení plnicí účinnosti. Na rozdíl od tangenciálního kanálu je šroubový kanál méně citlivý na kvalitu odlití a má schopnost dosáhnout vírových účinků již od malých zdvihů ventilu.



6.1 HODNOCENÍ VLASTNOSTÍ KANÁLU

6.1.1 ZTRÁTOVÝ SOUČINITEL

Ztrátový součinitel slouží k hodnocení stupně naplnění válce (plnicí účinnosti). Určuje se experimentálně, či výpočtem jak pro samotné kanály (sací i výfukové), tak i pro celý plnicí systém. [38]

Průtokový součinitel vyjadřuje poměr mezi teoreticky dopravitelným množstvím při bezztrátovém průtoku, a skutečně dopraveném. Vyjadřuje tedy tlakové ztráty při proudění kanálem. [38]

Ztrátový součinitel závisí na: [39]

- Tvaru kanálu
- Umístění kanálu vzhledem ke stěně válce a ose válce
- Provedení ventilu
- Protékajícím mediu
- Tlakovém spádu sacím kanálem

V případě, že uvažujeme proudění ideální nestlačitelné kapaliny je průtokový součinitel v tomto tvaru: [40]

$$CF = \frac{\dot{m}_{skut}}{\dot{m}_{teor}} = \frac{\dot{m}_{skut}}{\rho * A_p * \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}} = \frac{\dot{m}_{skut}}{\rho * n * \frac{\pi * d_t^2}{4} * \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}} \quad (18)$$

kde:

ρ	hustota proudícího media
A_p	průtočná plocha ventilů
Δp	tlakový spád
n	počet ventilů
d_t	průměr hrdla sacího kanálu v nejužším místě

Dále se zavádí uzavírací číslo σ vyjadřující míru škrcení v mezeře mezi sedlem a ventilem. Tím je zohledněna geometrie sedla ventilu na aktuálním zdvihu ventilu. [38][39]

Pro průtokový součinitel se zohledněním uzavíracího čísla, tak získáme vztah: [39]

$$CF_s = CF\sigma = CF \frac{4h}{d_t} \quad (19)$$

kde:

h	zdvih ventilu
-----	---------------

6.1.2 VÍROVÉ ČÍSLO

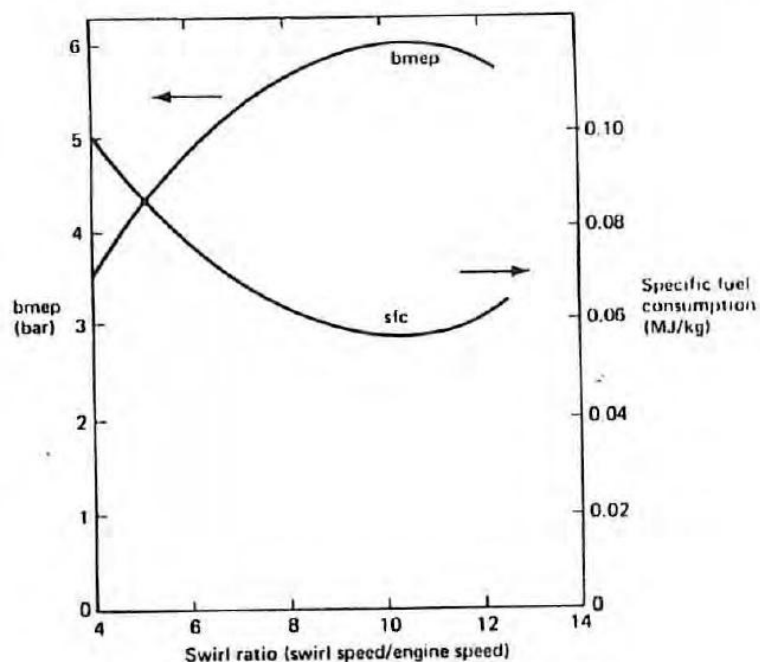
Vírové číslo je možné definovat jako bezrozměrný porovnávací parametr pro posouzení schopnosti tvorby rotačního pohybu náplně. Nevyjadřuje absolutní velikost rozvření, ale pouze porovnává vlastnosti jednotlivých typů kanálů za použití stejné metodiky. [41]

Zvýšení rotace náplně ve válci má za následek zlepšení promísení paliva se vzduchem, což vede ke snížení emisí. Další typ využití může být u dvoutaktních motorů k zlepšení výplachu válce. [33]

K zvýšení tečné rotace náplně ve válci je možno využít vhodného tvarování sacích kanálů, u čtyřventilové techniky uzavření jednoho z kanálů, popř. úpravou sacích ventilů. [33]

Vítové číslo, definované dle Thiena, představuje poměr otáček náplně ve válci n_n k otáčkám motoru n_m . [40][41]

$$SR = \frac{n_n}{n_m} \quad (20)$$



Obr. 6-3 Vliv velikosti vírového čísla na střední efektivní tlak a měrnou spotřebu paliva [37]

Dále se zavádí, tzn. redukované vírové číslo, vztažené pro čtvercový motor³. Vírové číslo, zde není závislé na zdvihu pístu. [38]

³ Vrtání válce a zdvih pístu mají stejnou hodnotu.



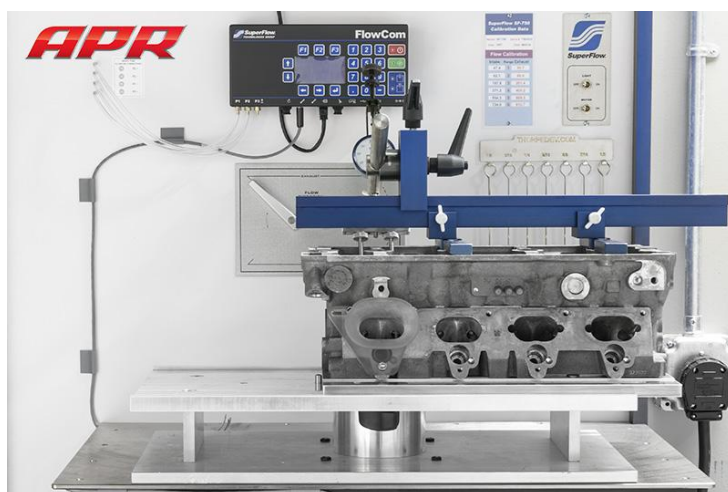
6.1.3 EXPERIMENTÁLNÍ HODNOCENÍ VLASTNOSTÍ KANÁLŮ

Praktické hodnocení vlastností kanálů je prováděno na profukovací stanici. Stanice obsahuje upevňovací desku, na kterou je umístěna měřená součást. Měření je založeno na profukování konstantním tlakovým spádem a měřením tlakových ztrát. Výsledek měření je poté zobrazen na display.

Při měření proudění v kanálech hlavy válců je třeba hlavu opatřit přípravkem zajišťujícím pohyb ventilu, nejčastěji se jedná o zařízení obsahující šroub s vhodně voleným stoupáním závitu.



Obr. 6-4 Profukovací stanice [42]



Obr. 6-5 Měření proudění v kanálech hlavy válců s přípravkem pro posuv ventilů [43]

Profukovací stanice může být dále vybavena zařízením pro měření rotace náplně ve válci. Jedná se o dvoulopatkový měřič, který je umístěn mezi profukovací stanicí a měřenou součástí. V případě, že nedochází k rotaci náplně ve válci, působí proudění rovnoběžně s osou lopatek a nedochází k otáčivému pohybu lopatek. Při rotaci náplně již není proudění rovnoběžné s osou lopatek a dochází tak k roztáčení lopatek.



Obr. 6-6 Zařízení pro měření rotace náplně ve válci [44]



7 PROUDĚNÍ TEKUTIN

Prouděním se označuje pohyb tekutin či plynů. Z hlediska rozdělení máme ideální kapaliny, u kterých nedochází ke změně hustoty a reálné kapaliny, kde je hustota závislá na tlaku a teplotě.

7.1 ROZDĚLENÍ PROUDĚNÍ

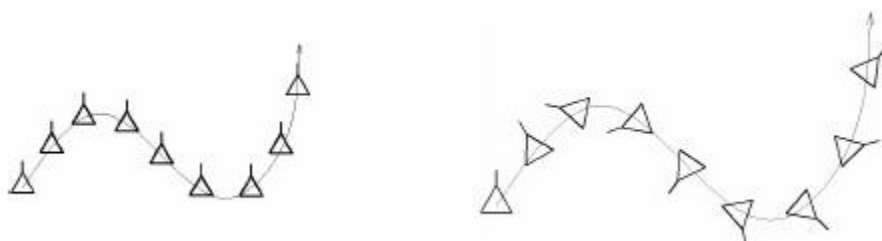
a) Rozdělení z hlediska časového průběhu: [46]

- stacionární proudění - v čase ustálené ($\frac{\partial}{\partial t} = 0$)
- nestacionární proudění – v čase proměnné ($\frac{\partial}{\partial t} \neq 0$).

b) Rozdělení z hlediska pohybu: [45]

Proudění ideálních kapalin:

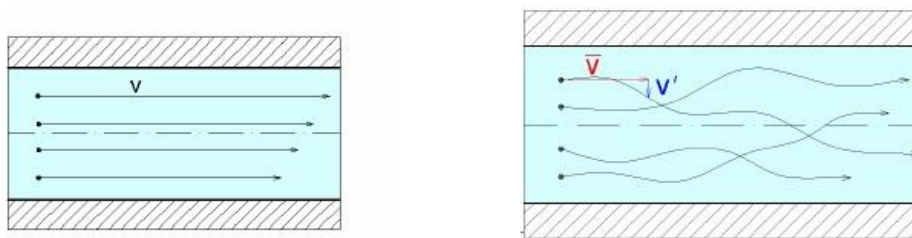
- potenciální - nedochází k natáčení částic kapaliny vůči pozorovateli
- vířivé - částice kapaliny se natáčí vůči pozorovateli



Obr. 7-1 Potenciální (vlevo) a vířivé proudění (vpravo)[45]

Proudění skutečných kapalin:

- laminární – „částice tekutiny se pohybují v tenkých vrstvách, aniž se přemísťují po průřezu“ [45]
- turbulentní – „částice tekutiny mají kromě podélné rychlosti $\bar{v}$ také turbulentní (flukтуаční) rychlost v' , již se přemísťují po průřezu“ [45]



Obr. 7-2 Laminární (vlevo) a turbulentní proudění (vpravo) [45]

Vztah mezi laminárním a turbulentním prouděním popisuje Reynoldsovo číslo. [45]

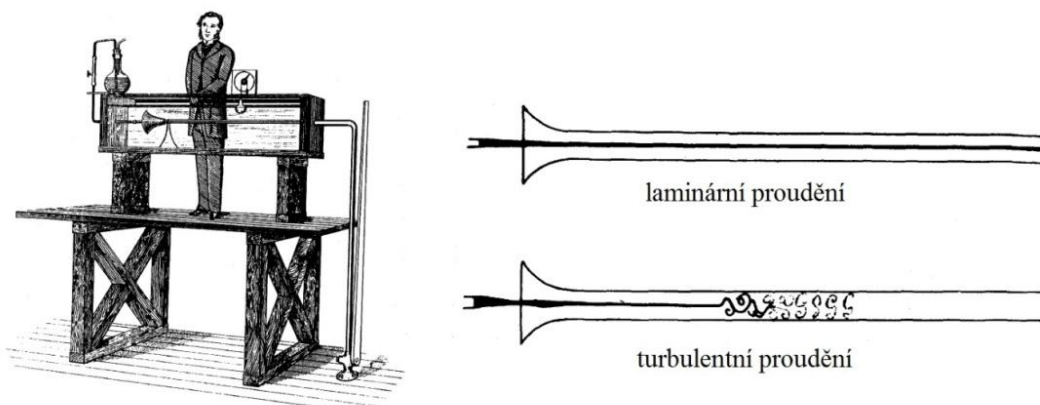
$$Re = \frac{v * d}{\nu} \quad (21)$$

kde:

v	rychlost proudění
d	charakteristický rozměr (např. pro kruhové potrubí průměr)
ν	kinematická viskozita

Vztah pro Reynoldsovo číslo je výsledkem pokusu Osbourny Reynoldse. Reynolds zkoumal stabilitu proudění v kruhovém průřezu. Do potrubí s kruhovým průřezem, ve kterém proudí kapalina, je tenkou trubičkou přiváděno barvivo. Při nízkých rychlostech proudění dochází k tvorbě tenkého obarveného proužku a nastává laminární proudění. Zvyšováním rychlosti proudění dochází postupně ke stavu, kdy proudění již neprobíhá po vrstvách, ale částice kapaliny začínají přecházet mezi jednotlivými vrstvami. Pozorovatelné to je poté tím, že dochází k obarvování celého proudu kapaliny přiváděným barvivem. [46][47]

Rychlost, při které dochází k tomuto stavu je dána Reynoldsovým číslem. Pro potrubí s kruhovým průřezem je kritická hodnota Reynoldsova čísla 2320. Při nižších rychlostech proudění, než odpovídají $Re=2320$ je proudění laminární. Se zvyšující se rychlostí dochází k intenzivnějšímu mísení částic a od hodnoty $Re=2320$ nastává turbulentní proudění. [46][47]



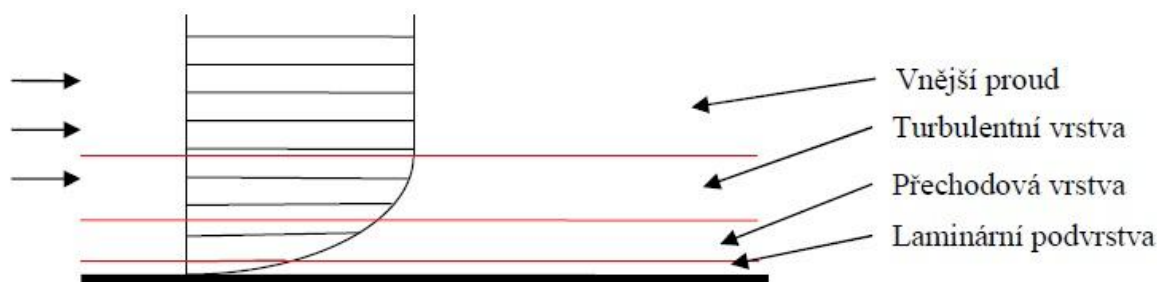
Obr. 7-3 Reynoldsův pokus [47]



7.2 MEZNÍ VRSTVA

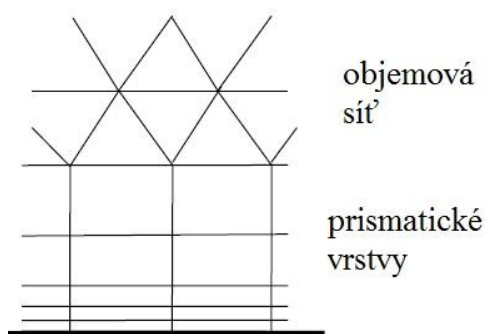
„Na každém tělese, kolem kterého proudí tekutina, nebo které se samo v tekutině pohybuje, vzniká vlivem viskozity tenká vrstva zbrzděné tekutiny – mezní vrstva.“ [45] Při proudění dochází k ulpívání částic kapaliny na povrchu obtékaného tělesa, rychlost proudění je zde poté nulová. S růstem vzdálenosti od povrchu dochází k postupnému nárůstu rychlosti proudění až na maximální hodnotu. [45]

Mezní vrstva se skládá ze tří podvrstev – laminární, přechodové a turbulentní. [48]



Obr. 7-4 Průběh rychlostního profilu v mezní vrstvě. [48]

Mezní vrstvu je třeba zohledňovat při vygenerování sítě ve výpočtech CFD. Nachází se zde „poměrně velký gradient rychlosti a jiných skalárních veličin, takže je v této oblasti vlivem smykových napětí produkována turbulentní kinetická energie“ [48]. K modelování mezní vrstvy v programech CFD jsou použity prismatické vrstvy. Sít' je v podobě obdélníkových elementů, jejichž výška postupně narůstá. Při generování prismatické vrstvy se zadává celková výška, počet a velikost růstu jednotlivých prismatických vrstev. Na prismatické vrstvy poté plynule navazuje vygenerovaná objemová sít'.



Obr. 7-5 Modelování mezní vrstvy v CFD programech [48]

Znázornění prismatických vrstev a navazující objemové sítě je možno vidět např. na obr. 8-8.



7.3 ZÁKLADNÍ ROVNICE POPISUJÍCÍ PROUDĚNÍ KAPALIN

7.3.1 ROVNICE KONTINUITY

Rovnice popisuje zákon zachování hmotnosti. Rovnice převzata z [46].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{v}) = 0 \quad (22)$$

7.3.2 BERNOULLIHO ROVNICE

Rovnice vyjadřuje zákon zachování energie. Skládá se z kinetické, tlakové a polohové energie. Rovnice převzata z [46].

$$\frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\rho g} + h = \text{konst} \quad (23)$$

7.3.3 EULEROVA ROVNICE

Rovnice popisuje rovnováhu sil působících na těleso při proudění ideální kapaliny. Rovnice převzaty z [46].

$$F_S = F_O + F_p \quad (24)$$

kde:

F_S	setrvačné síly – způsobeny vlastním pohybem částic kapaliny
F_O	objemové síly – působí na kapalinu z vnějšku
F_p	tlakové síly – působí v kapalině

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \text{grad } \vec{v} = \vec{a}_0 - \frac{1}{\rho} \text{grad } p \quad (25)$$

7.3.4 NAVIER-STOKESOVA ROVNICE

Rovnice popisuje rovnováhu sil při proudění skutečné kapaliny. Vychází z Eulerovy rovnice, oproti které je navíc doplněna o třecí síly F_t , způsobené viskozitou kapaliny. Rovnice převzaty z [46].

$$F_S = F_O + F_p + F_t \quad (26)$$

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \text{grad } \vec{v} = \vec{a}_0 - \frac{1}{\rho} \text{grad } p + \nu \Delta \vec{v} \quad (27)$$

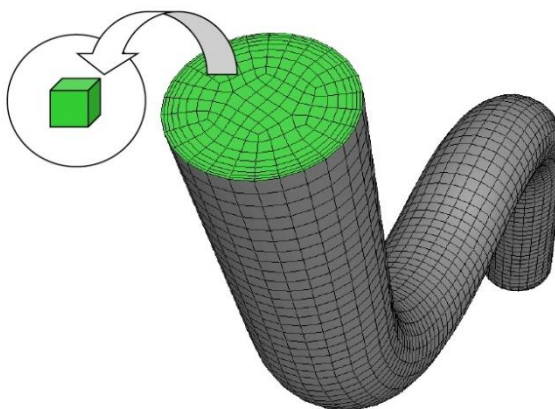


7.4 VÝPOČTY POMOCÍ CFD PROGRAMŮ

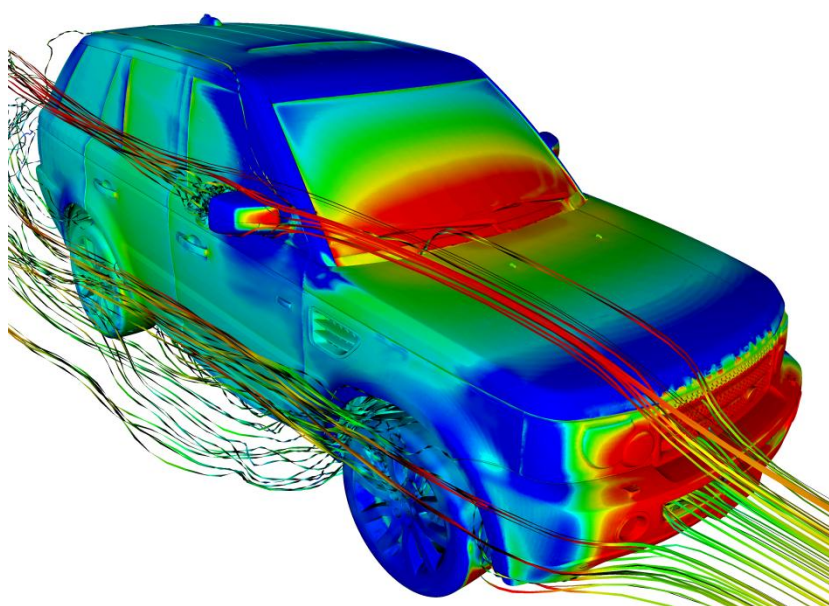
Computational Fluid Dynamic představuje moderní způsob, jak pomocí výpočetní techniky modelovat proudění tekutin, přenos tepla a hmoty, chemické reakce atd.

Výpočty pomocí CFD mají široké uplatnění v praxi od automobilového průmyslu, přes energetiku až po sport. K výpočtu je možné využít jak komerční řešiče (Fluent, Star CCM+), tak programy specializované pro konkrétní aplikace (např. AirPak pro ventilace a klimatizaci). [49]

Výpočet probíhá pomocí metody konečných objemů, kdy je výpočetní oblast rozdělena na konečný počet kontrolních objemů (buněk). V každé této buňce jsou poté počítány jednotlivé veličiny. Volbou velikosti jednotlivých buněk je určována přesnost výpočtu.



Obr. 7-6 Zobrazení rozdělení výpočtového modelu na konečný počet kontrolních objemů [49]



Obr. 7-7 Ukázka výpočtu aerodynamiky automobilu pomocí výpočtu v CFD [50]



7.5 VÝPOČTOVÉ MODELY PROUDĚNÍ V CFD PROGRAMECH

K modelování proudění je možno využít tři přístupu: [48]

- Metoda přímé numerické simulace (DNS – Direct Numerical Simulation)
Metoda velice výpočtově náročná, rovnice jsou řešeny bez jakéhokoliv zjednodušení.
- Metoda velkých vírů (LES – Large Eddy Simulation)
„Založena na modelování velkých vírů, které lze zachytit výpočetní sítí.“ [48]
- Metoda Reynoldsova časového středování Navier-Stokesových rovnic
(RANS – Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations)
Užita ve většině úloh, založena na metodě časového středování.

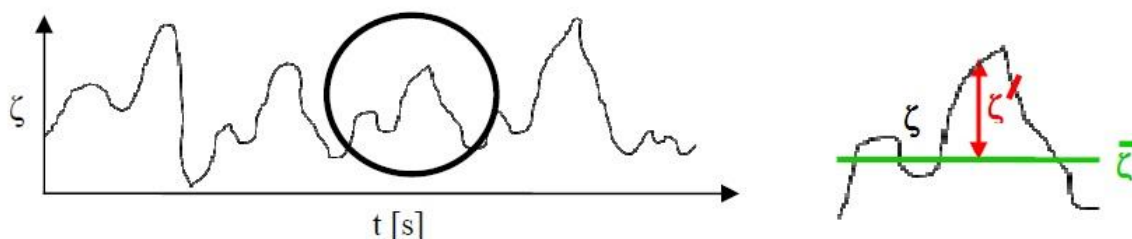
7.5.1 REYNOLDSOVO STŘEDOVÁNÍ

Při turbulentním proudění jsou fyzikální veličiny (rychlost, tlak, teplota...) proměnné v čase. „Při aplikaci statistických metod je ale proudění stabilní. Pokud vytvoříme průměrnou hodnotu v různých časových okamžicích a z různě dlouhých časových záznamů, dostaneme vždy tutéž hodnotu.“ [48] Jednotlivé veličiny ζ jsou tak rozkládány na střední hodnotu $\bar{\zeta}$ a fluktuaci ζ' (odchylku veličiny od střední hodnoty). [48]

$$\zeta = \bar{\zeta} + \zeta' \quad (28)$$

Zároveň musí platit, že střední hodnota je aritmetický průměr v daném časovém úseku T a průměrná hodnota fluktuací je nulová. [48]

$$\bar{\zeta} = \frac{1}{T} \int_0^T \zeta dt ; \quad \bar{\zeta'} = 0 \quad (29)$$

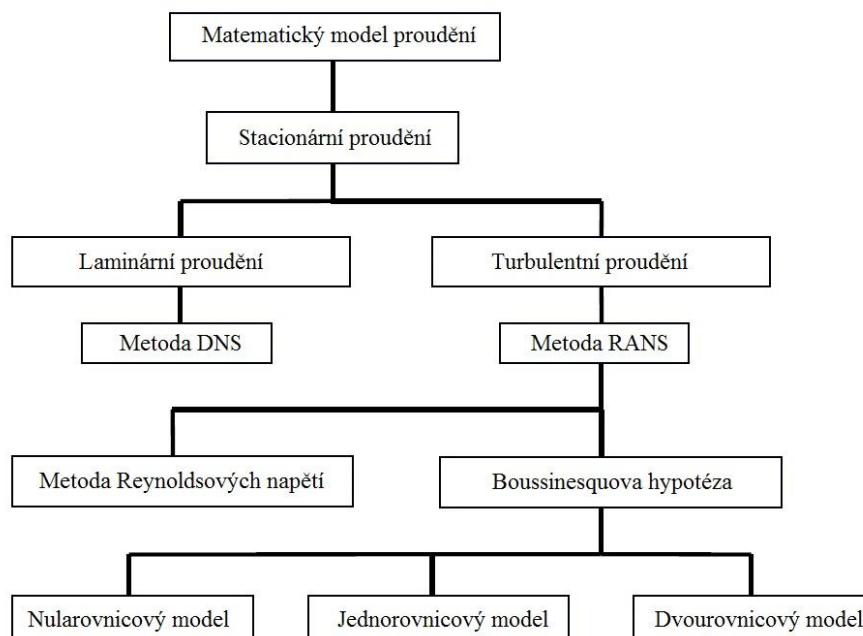


Obr. 7-8 Znáznorněná veličina, její střední hodnota a fluktuace [48]



7.5.2 STATISTICKÉ RANS MODELY TURBULENCE PRO STACIONÁRNÍ PROUDĚNÍ

Nejčastěji využívané jsou modely založené na RANS přístupu.



Obr. 7-9 Metody matematického modelování stacionárního proudění [48]

Boussinesquova hypotéza je předpoklad zaměnitelnosti tenzoru smykových napětí jednou veličinou, která má stejnou jednotku jako dynamická viskozita. Tímto byla zavedena turbulentní viskozita. [48]

„Turbulentní viskozita nezávisí na proudící látce, ale je vlastností režimu proudění.“ [48]

Přístupy k řešení turbulentní viskozity: [48]

- Nulorovnicový model řeší turbulentní viskozitu prostřednictvím jedné algebraické rovnice
- Jednorovnicový model řeší turbulentní viskozitu prostřednictvím jedné diferenciální rovnice
- Dvourovnicový model řeší turbulentní viskozitu prostřednictvím dvou diferenciálních rovnic

Nejčastější typy dvourovnicového modelu jsou: [48]

- k - ϵ řeší rovnice turbulentní kinetické energie⁴ „ k “ a rychlosti disipace⁵ „ ϵ “
- k - ω řeší rovnice turbulentní kinetické energie „ k “ a vířivosti⁶ „ ω “

⁴ Představuje množství energie, které je odebráno základnímu proudu tekutiny a udržuje turbulenci v tekutině. [48]

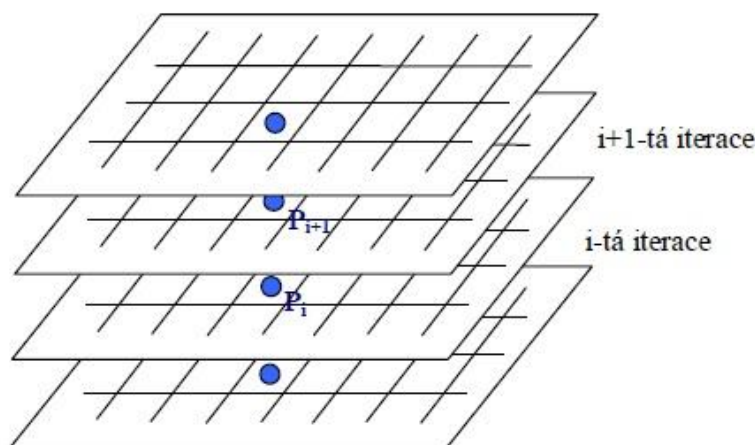
⁵ Představuje rychlost nevratné degradace energie v teplo. [48]

⁶ Míra rotace kapaliny v daném bodě proudového pole. [48]



7.6 KONVERGENCE

„Mírou konvergence jsou rezidua, které představují maximum rozdílu dvou odpovídajících si veličin ve stejném bodě sítě ve dvou po sobě následujících iteracích. Residua jsou vyhodnocovány pro všechny počítané veličiny v každém kroku iterace a zobrazovány pro vybrané veličiny.“ [51]



Obr. 7-10 Znáznornění výpočtu residuí [51]

S nárůstem počtu iterací dochází k poklesu hodnot residuí.

Z důvodu urychlení konvergence je vhodné na počátku nastavit inicializační podmínky (počáteční odhad veličin), ze kterých bude výpočet spouštěn (použitá inicializační podmínka v této diplomové práci byla počáteční rychlost proudění v modelu $v=70$ m/s). Pokud by nebyla žádná taková podmínka nastavena, byl by výpočet spouštěn s nulovou počáteční rychlostí, která by poté postupně vzrůstala s nárůstem jednotlivých iterací. Došlo by tím k prodloužení doby výpočtu. [51]



7.7 ZTRÁTY PŘI PROUDĚNÍ TEKUTIN V POTRUBÍ

Při proudění skutečných kapalin dochází vlivem viskozity ke vzniku sil, působících proti pohybu částic kapaliny. Takto vzniklý hydraulický odpor představuje ztráty. Vliv na velikost ztrát má např. viskozita kapaliny, geometrie potrubí, rychlost proudění. [46]

Ztráty se projeví jako snížení polohové, či úbytek kinematické energie, popřípadě tlakový úbytek. [46][52]

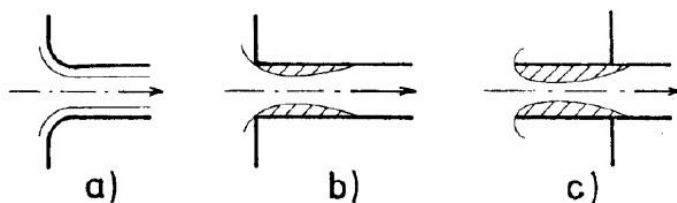
7.7.1 TŘECÍ ZTRÁTY

Jsou závislé na délce potrubí a uplatňuje se převážně vliv drsnosti povrchu. Postupem času může docházet k nárůstu třecích ztrát v potrubí např. vlivem vzniku koroze. [46][52]

7.7.2 MÍSTNÍ ZTRÁTY

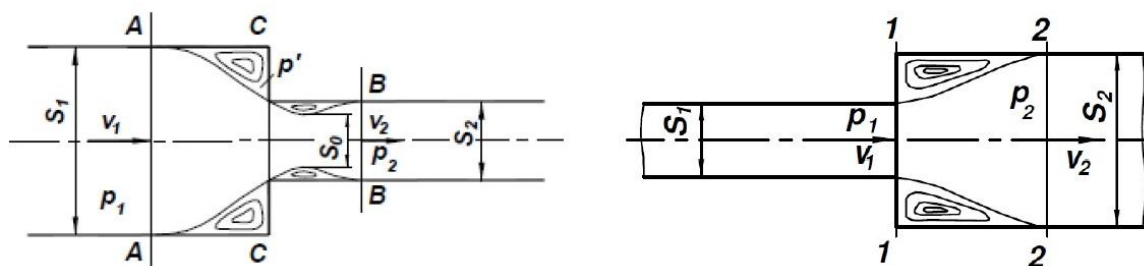
Vznikají v místech, kde dochází ke změně průtočného průřezu nebo směru rychlosti. Dochází zde poté ke změně proudění, což má za následek víření, či odtržení proudu kapaliny. [46][52]

Vstup do potrubí - při vysokých Reynoldsových číslech ($Re > 10^3$) závisejí hodnoty ztrátových součinitelů pouze na geometrii vstupu. [46][52]



Obr. 7-11 Různé typy vstupu do potrubí [52]
a) zaoblený, b) ostrohranný, c) Bordův nátrubek

Náhlé rozšíření a zúžení profilu – při náhlé změně průřezu dochází k odtržení proudu kapaliny od stěny a vzniku vířů. [46][52]



Obr. 7-12 Náhlé zúžení profilu (vlevo) a náhlé rozšíření profilu (vpravo) [52]

8 VÝPOČTY ZTRÁT POMOCÍ CFD PROGRAMU

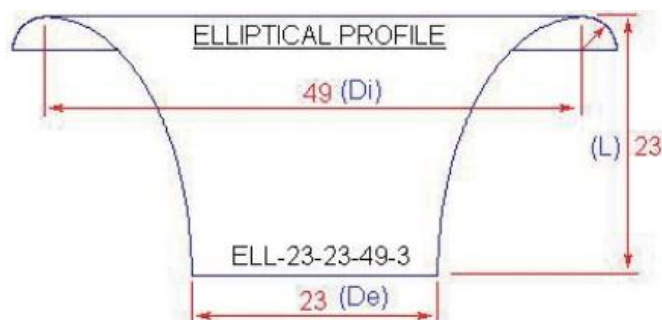
Výpočty probíhaly v CFD programu Star CCM+.

8.1 ZTRÁTOVÉ SOUČINITELÉ SACÍCH A VÝFUKOVÝCH KANÁLŮ

Výpočet ztrátových součinitelů sacích a výfukových kanálů byl proveden z důvodu dosažení vyšší přesnosti výpočtu v programu Lotus simulation oproti použití přednastavených hodnot.

8.1.1 PŘÍPRAVA A ROZDĚLENÍ GEOMETRIE

Z dodaného modelu hlavy válců (včetně vodítek a sedel ventilů) byl nejdříve v programu Creo vytvořen model sacích a výfukových kanálů. Tento model byl doplněn o spalovací komoru, která je reprezentována válcem o délce 520 mm. Model spalovací komory je delší, než je zdvih válce z důvodu ustálení proudění. Sací kanály byly na rozhraní mezi přírubou komory a hlavou válce také prodlouženy o 300 mm (opět z důvodu ustálení proudění). Model byl následně doplněn ventily. Vstupy ke kanálům byly dále doplněny o nátrubky k snížení ztrát. Tvar nátrubků byl volen eliptický dle [53]. Podle zde uvedených rozměrů (obr. 8-1) byl nátrubek vždy přepočítán pro aktuální rozměry kanálu.



Obr. 8-1 Rozměry a tvar nátrubku [53]

Celý vstup byl dále zakončen půlkulovou plochou, představující sání z volné atmosféry. U modelu pro výfukové kanály není obsažen nátrubek ani půlkulová plocha, neboť je simulován stav vytlačování media z válce.

Takto vytvořená sestava byla následně uložena do neutrálního formátu (stp, popř. x_t). Tento model byl nahrán do programu Star CCM+.

Po načtení modelu bylo třeba zkontrolovat stav neimportované geometrie. Při nahrávání se může dojít např. k deformaci či vzniku otevřených ploch v modelu. Oprava modelu je možná buď manuálně pomocí předdefinovaných funkcí, či je možno provést automatické opravení modelu. To má ovšem úskalí v tom, že při automatické opravě geometrie může dojít k změně původního tvaru.

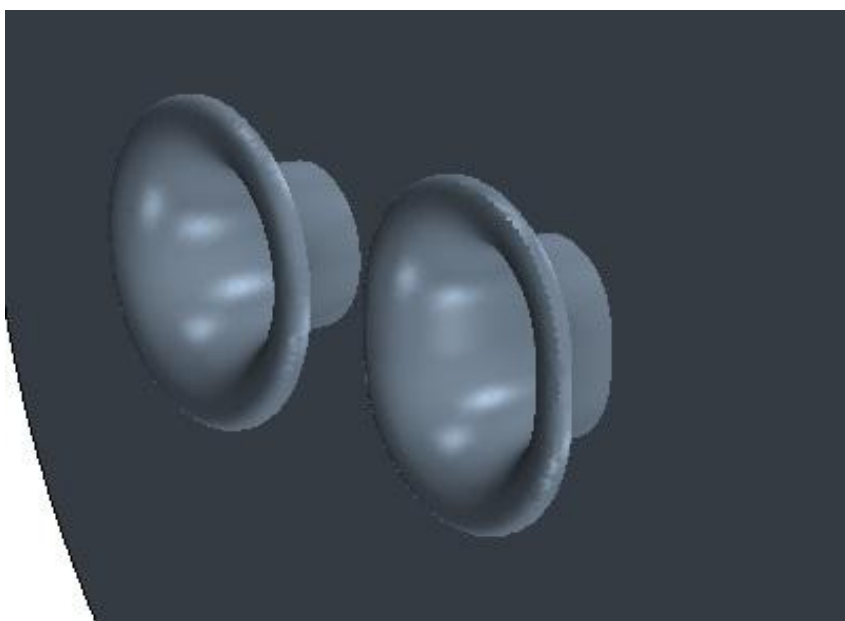
Jednotlivé zdvihy ventilu byly vytvořeny přímo v programu Star CCM+ a to tak, že model ventilu byl doplněn samostatným souřadným systémem. Model ventilu byl poté posouván



v tomto souřadném systému po jednotlivých krocích zdvihu ventilu. Model ventilu byl poté odečten od samotného modelu sacích, případně výfukových kanálů. Tento způsob má výhodu v tom, že je do simulace importován pouze jeden model, který je poté možno upravit, namísto importu samostatného modelu pro každý zdvih ventilu.



Obr. 8-2 Naimportovaný model sacích kanálů (vlevo) a výfukových kanálů (vpravo)



Obr. 8-3 Nátrubky na vstupu sacích kanálů



Model je po importu rozdělen na jednotlivé plochy. Uživatel si následně vybere ty, na které se zadávají okrajové podmínky, popř. volí odlišné nastavení sítě oproti celému modelu. Zbývající plochy mají takové nastavení, jaké bylo zvoleno pro celý model.

Na importovaném modelu byly vybrány plošky znázorňující vstup a výstup. V případě sacích kanálů je vstup kulová plocha a výstup dno spalovací komory. U výfukových kanálů je vstup dno spalovacího prostoru a výstup je na konci prodloužení výfukového kanálu

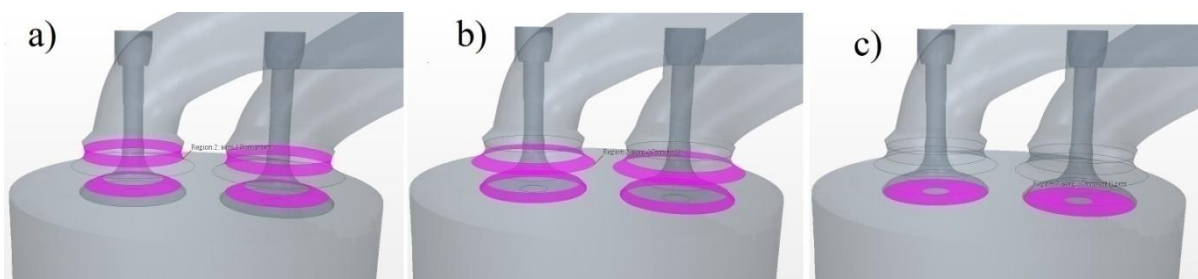


Obr. 8-4 Znáznornění vstupu a výstupu pro simulaci

Další vybrané plochy byly oblast sedla ventilu talířku ventilu. Na těchto plochách je udělána detailnější síť, aby byl správně kopírován tvar součástí.

Plochy byly rozděleny do tří skupin:

- horní část sedla ventilů a talířku ventilu (a)
- spodní část sedla ventilů a talířku ventilu (b)
- spodní část talířku ventilu (c)



Obr. 8-5 Rozdělení ploch v oblasti ventilu



8.1.2 NASTAVENÍ SÍŤE

Nejdříve je vytvořena povrchová síť. Po kontrole, zda je síť zvolená ve vhodné velikosti a správně kopíruje tvar součásti je následně vytvořena objemová síť.

Pro povrchovou síť byl zvolen *surface remesher*, objemová síť je tvořena polyhedrálními prvky a prizmatickou vrstvou.

Nejdříve je zvolena základní velikost prvku pro celý model, která je dále upřesněna pomocí minimální velikosti prvku a cílené velikosti, které je snaha dosáhnout. Kromě tohoto je dále možno volit velikost sítě na předem definované plochy (v tomto případě např. Obr. 8-5) a tím daná místa lokálně zjemnit. Zde se volí pouze minimální a cílená velikost sítě. Minimální a cílená velikost se v obou případech volí jako procentuální velikost vůči základní velikosti sítě (např. základní velikost 10mm, cílená 10% → velikost cílené sítě bude 1mm).

Dále se zadává počet prizmatických vrstev a jejich celková výška (opět jako poměr vůči základní velikosti sítě). Minimální výška prizmatické vrstvy byla zvolena globálně pro všechny zdvihy jako 1% vůči základní velikosti sítě.

Nastavení velikosti základní sítě, cílené a minimální pro celý model, tak i vybrané plochy je uveden v Tab. 8-1. Poměry u minimální, cílené velikosti a prizmatické vrstvy jsou již převedeny z procentuální hodnoty na výslednou hodnotu v milimetrech.

Tab. 8-1 Nastavení velikosti sítě

zdvih ventilu			[mm]	1	2	3	4	5	6	7-11
Základná velikost sítě	sítě	zákl. velikost	[mm]	10						
		min. velikost		2.5						
		cílená velikost		10						
	Prism. vrstva	počet vrstev	[-]	3						
		velikost vrstev	[mm]	3.33						
Horní část sedla ventilů a talířku ventilu	sítě	min. velikost	[mm]	nevolena						
		cílená velikost								
	Prism. vrstva	počet vrstev	[-]	3						
		velikost vrstev	[mm]	1	1	1.5	2	2.5	2.5	3.33
Spodní část sedla ventilů a talířku ventilu	sítě	min. velikost	[mm]	0.1						
		cílená velikost		0.2						
	Prism. vrstva	počet vrstev	[-]	3						
		velikost vrstev	[mm]	0.3	0.5	1	1	2.5	3.33	
Spodní část talířku ventilu	sítě	min. velikost	[mm]	nevolena						
		cílená velikost								
	Prism. vrstva	počet vstev	[-]	3						
		velikost vrstev	[mm]	1	1	2	2	3.33		

Pozn. Hodnoty neuvedené v této tabulce (např. velikost růstu prizmatických vrstev) byly ponechány ve výchozím nastavení.



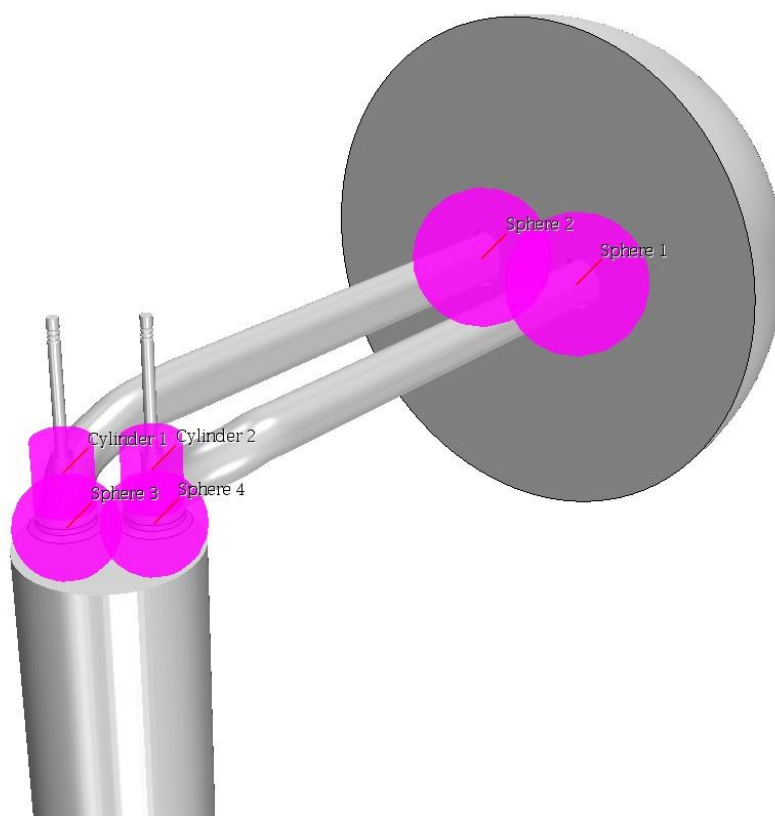
Další možnost zjemnění sítě je možno pomocí vytvoření objemových těles.

Tělesa, která je možno vytvořit:

- Válec
- Koule
- Hranol
- Kužel

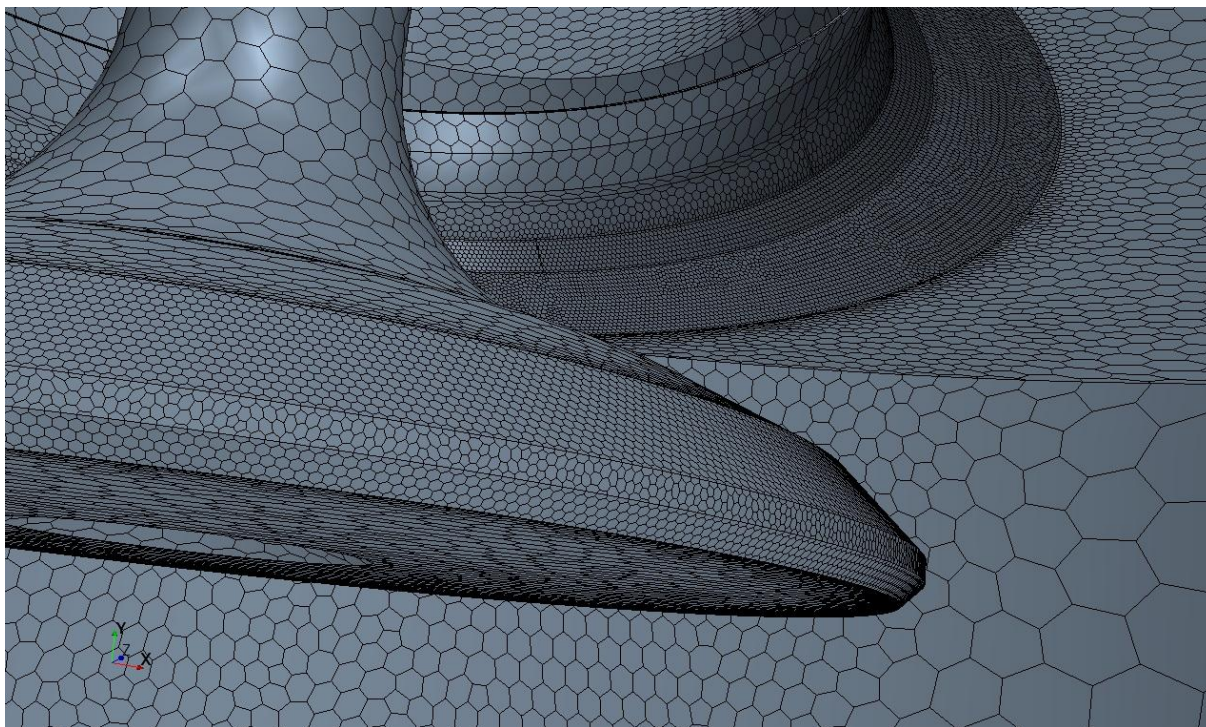
Tělesům se zadají základní rozměry a jsou umístěna do modelu. Následně se jim zadá základní velikost sítě (jako poměr k základní velikosti sítě celého modelu), která je poté aplikována po celém objemu daného tělesa.

V modelu byly využity koule (velikost sítě 2 mm) v oblasti nátrubků u modelu pro sací kanály, koule s válcem (velikost sítě 1 mm) v oblasti ventilu po sací a výfukové kanály a koule v oblasti dna spalovací komory pro výfukové kanály (velikost sítě 5 mm).

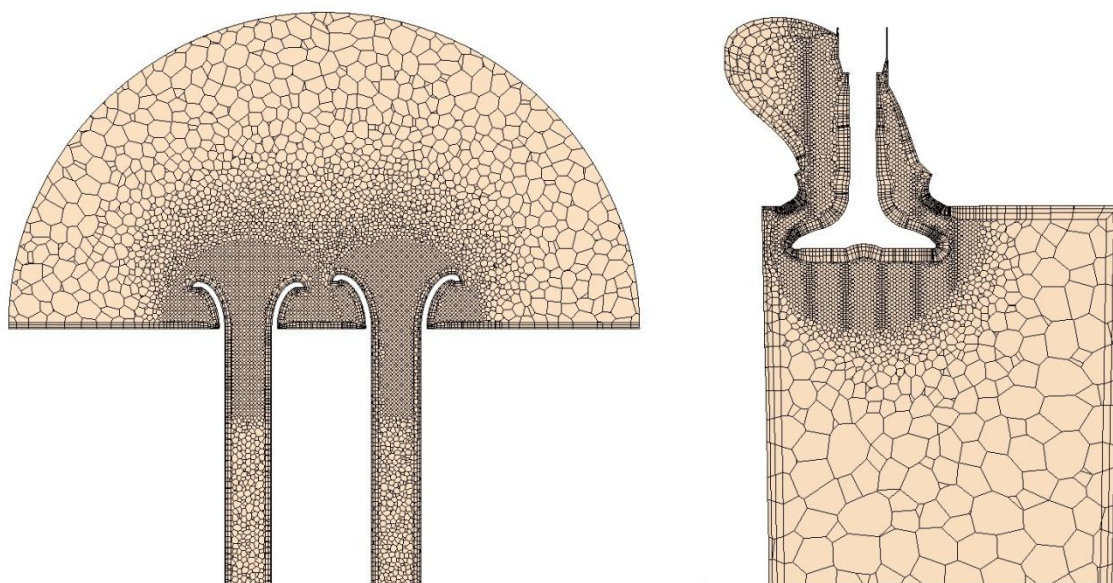


Obr. 8-6 Znáznornění dodatečných objemů v oblasti nátrubků a ventilů pro model sacích kanálů.

Model sacích kanálů obsahoval průměrně 1 000 000 buněk, model výfukových kanálů 750 000 buněk.



Obr. 8-7 Zjemnění sítě v oblasti ventilu a sedla ventilu



Obr. 8-8 Detail sítě v oblasti nátrubků (vlevo) a sacího ventilu (vpravo).

Na obr. 8-8 je znázorněno zjemnění sítě pomocí dodatečných objemů. Vlevo v oblasti nátrubků, vpravo kolem sacího ventilu. V ploše ohraničené daným objemem je dosaženo konstantní velikosti sítě. Od okraje směrem ven dochází k postupnému nárůstu velikosti buněk až na základní velikost definovanou pro celý model. V pravém obrázku jsou dále zřetelné prizmatické vrstvy.



8.1.3 NASTAVENÍ VÝPOČTOVÉHO MODELU A OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

Výpočtový model byl zvolen třírozměrný, v čase ustálený. Proudící médium je plyn (vzduch) s konstantní hustotou ($\rho=1,18\text{kg.m}^3$). Model turbulence zvolen k- ϵ , neboť poskytuje dostatečně přesné výsledky a je výpočtově stabilní.

Podrobné nastavení:

Space	three dimensional
Time	steady
Material	gas
Flow	coupled flow
Equatin of state	constant density
Viscous regime	turbulent
Reynold – averaged turbulence	K- ϵ turbulence

Okrajové podmínky byly voleny tak, aby simulovaly testování kanálů v hlavě válců na profukovací stanici⁷.

Vstup byl označen jako *Stagnation inlet*, výstup *Pressure outlet*. Všechny ostatní plochy byly ponechány jako *Wall*.

Tab. 8-2 Okrajové podmínky

		vstup		výstup	
		Sací kanály	Výfukové kanály	Sací kanály	Výfukové kanály
Tlak ⁸	[Pa]	5000	5000	0	0
Intenzita turbulence ⁹	[%]	1	10	10	5

Inicializační rychlost (rychlost na počátku simulace) byla zvolena 70 m.s^{-1} .

⁷ Profukovací stanice, viz kap. 6.1.3.

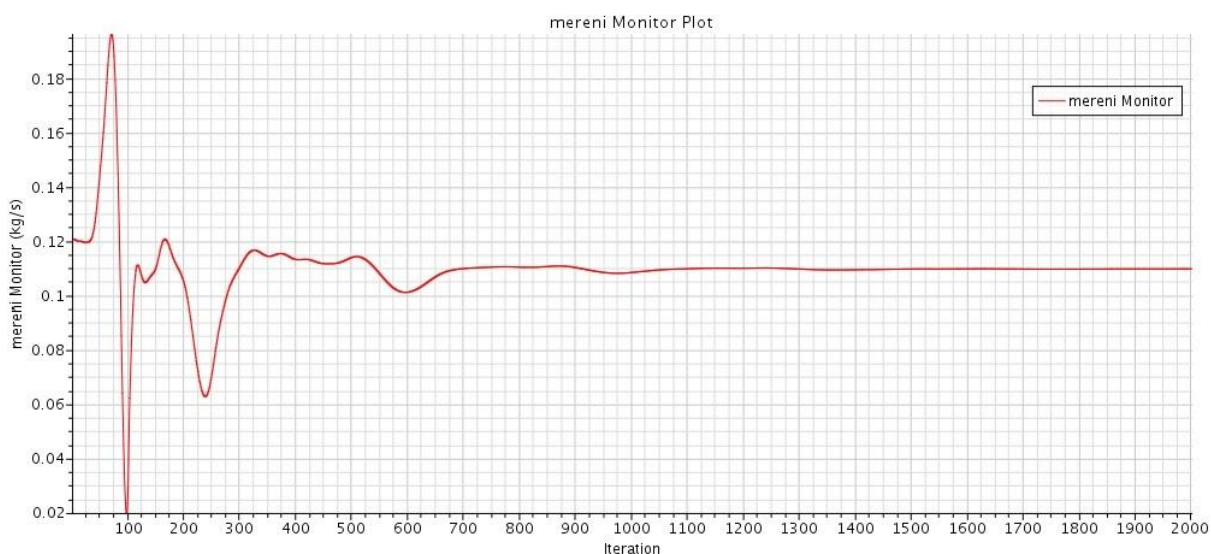
⁸ Tlak se zadává relativně, tedy jako velikost podtlaku, či přetlaku oproti referenčnímu tlaku (zde $p_{\text{preferenční}} = 101325\text{Pa}$).

⁹ Míra fluktuace rychlosti proudění [54], viz kap 7.5.1.

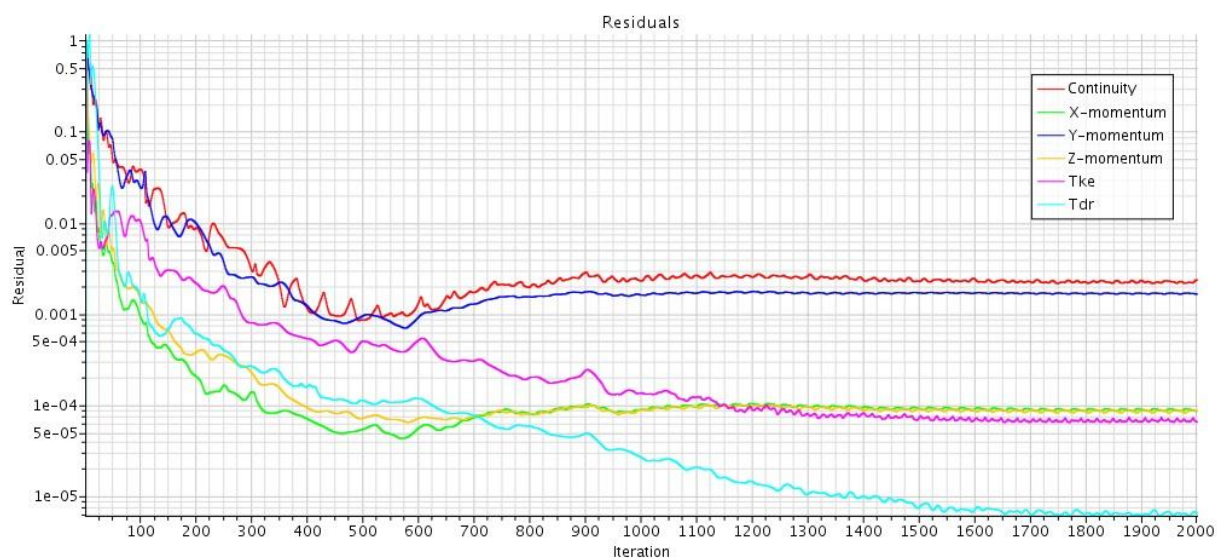


Během výpočtu byl měřen hmotnostní tok v prodloužené části sání, aby bylo zajištěno měření v laminární oblasti proudění (bez vlivu turbulence). Jakmile došlo k ustálení hmotnostního toku, byl výpočet ukončen. Zároveň byly sledovány hodnoty residuí¹⁰.

V závislosti na zdvihu ventilu, tak byl výpočet ukončen po 1750-3500 iteracích, kdy pro nižší zdvihy ventilu bylo třeba více iterací.



Obr. 8-9 Ustálení hmotnostního toku (sací kanál při zdvihu ventilu 9mm).



Obr. 8-10 Hodnoty residuí (sací kanál při zdvihu ventilu 9mm)

¹⁰ Viz kap. 7.6.



8.1.4 ZOBRAZENÍ VÝSLEDKŮ

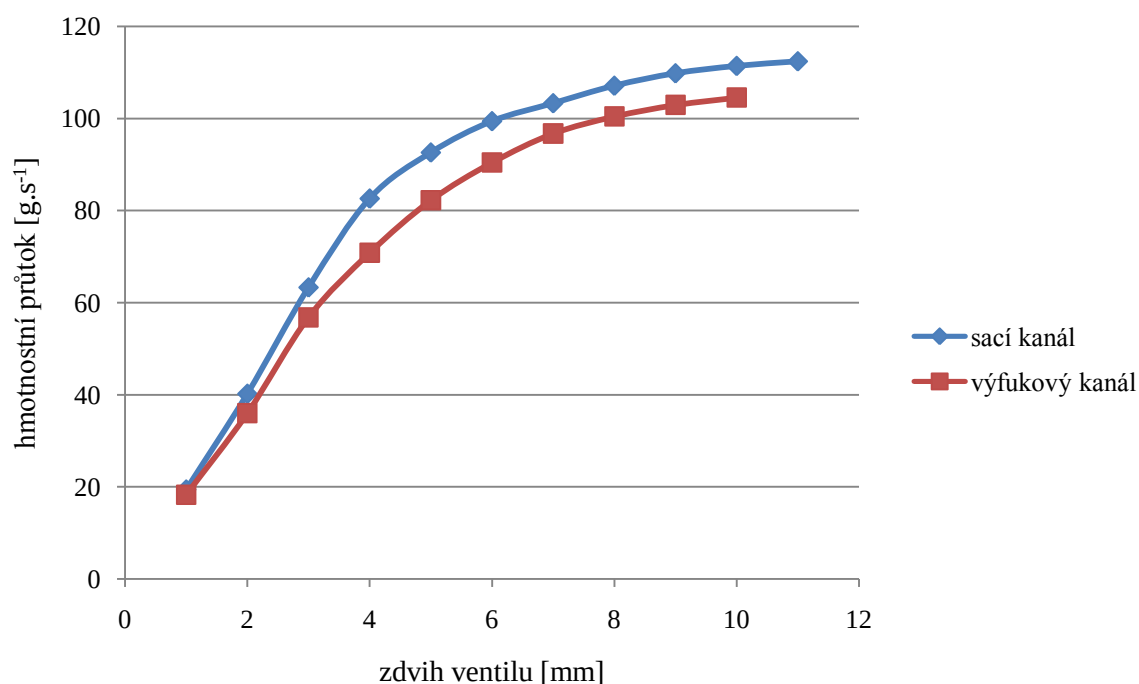
V následní tabulce jsou uvedeny naměřené hmotnostní průtoky sacími i výfukovými kanály a jejich následné přepočty na ztrátové součinitele (postup výpočtu ztrátového součinitele je popsán v kap. 6.1.1).

Tab. 8-3 Naměřené a vypočtené hodnoty pro sací a výfukový kanál

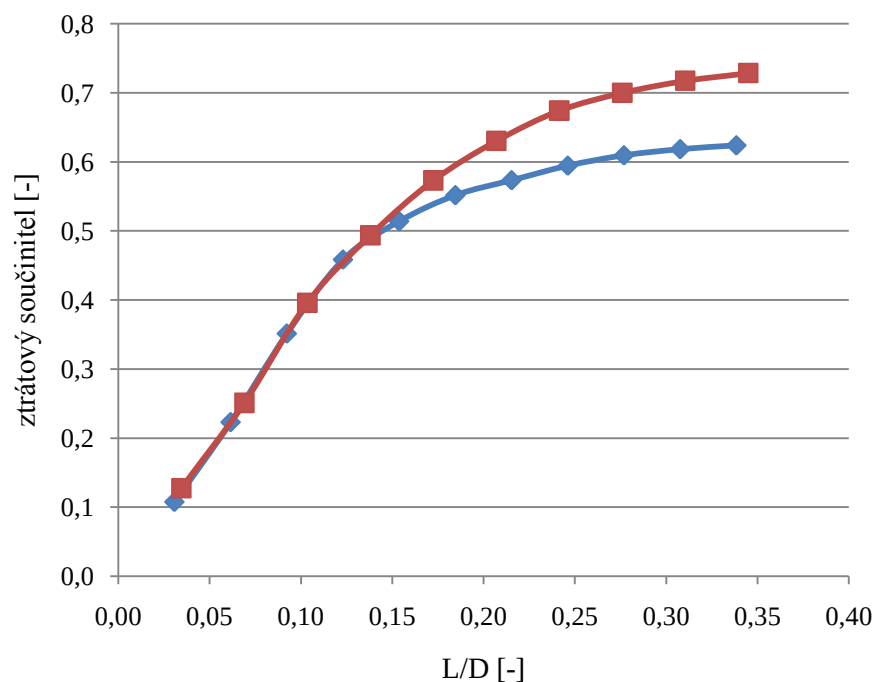
Zdvih ventilu	hmotnostní průtok		ztrátový součinitel		poměr L/D	
	sání	výfuk	sání	výfuk	sání	výfuk
[mm]	[g.s ⁻¹]	[g.s ⁻¹]	[-]	[-]	[-]	[-]
1	19,4	18,3	0,108	0,128	0,03	0,03
2	40,2	36	0,223	0,251	0,06	0,07
3	63,3	56,8	0,351	0,396	0,09	0,10
4	82,6	70,8	0,458	0,493	0,12	0,14
5	92,6	82,2	0,514	0,573	0,15	0,17
6	99,4	90,4	0,552	0,630	0,18	0,21
7	103,3	96,7	0,573	0,674	0,22	0,24
8	107,1	100,4	0,594	0,700	0,25	0,28
9	109,8	102,9	0,609	0,717	0,28	0,31
10	111,4	104,5	0,618	0,728	0,31	0,34
11	112,4	-	0,624	-	0,34	-

Z důvodu, že do programu Lotus simulation se ztrátové součinitele nezadávají přímo, ale přes poměr L/D, bylo je nutné je ještě dodatečně přepočítat.

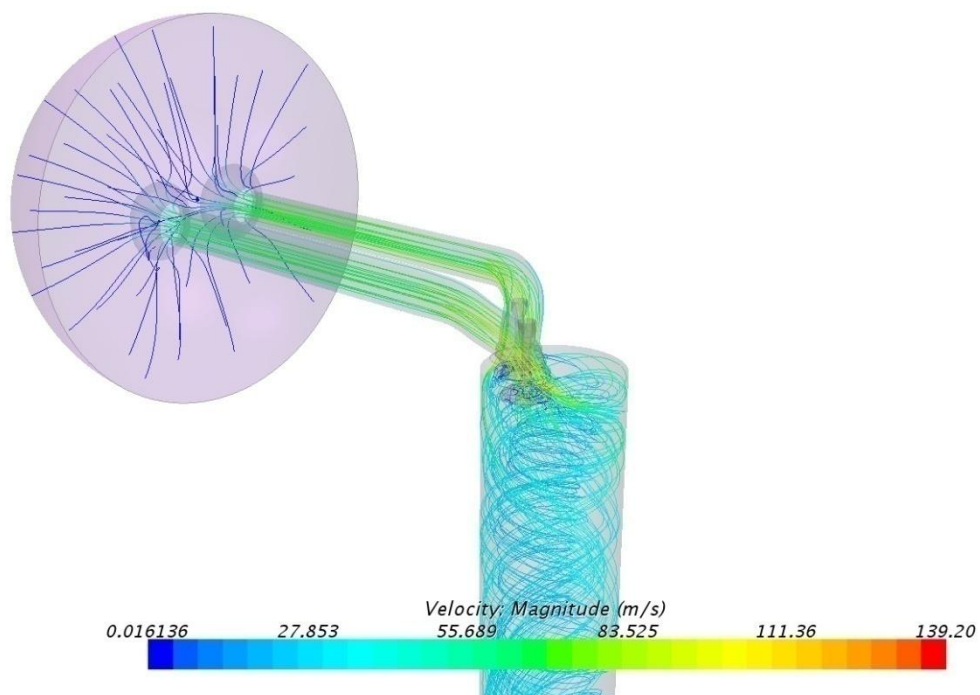
Poměr L/D je poměr mezi zdvihem ventilu (L) a průměrem v nejužším místě hrdla sacího, případně výfukového kanálu (D). Takto přepočtené ztrátové součinitele na poměr L/D se následně zadaly do simulace v Lotusu.



Graf 8-1 Hmotnostní průtoky kanály

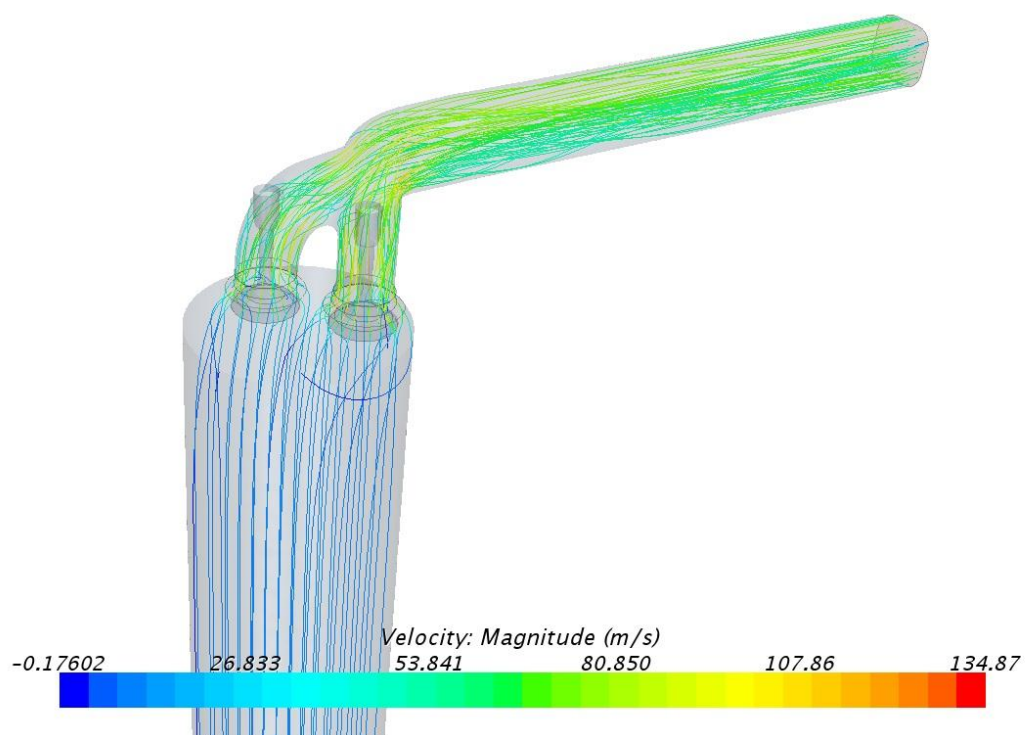


Graf 8-2 Ztrátové součinitele přepočítané na poměr L/D .



Obr. 8-11 Proudnice v simulaci sacích kanálů při zdvihu ventilu 11mm.

Na Obr. 8-11 je vidět vznik tečné rotace náplně ve válci.



Obr. 8-12 Proudnice v simulaci výfukových kanálů při zdvihu ventilu 10mm.



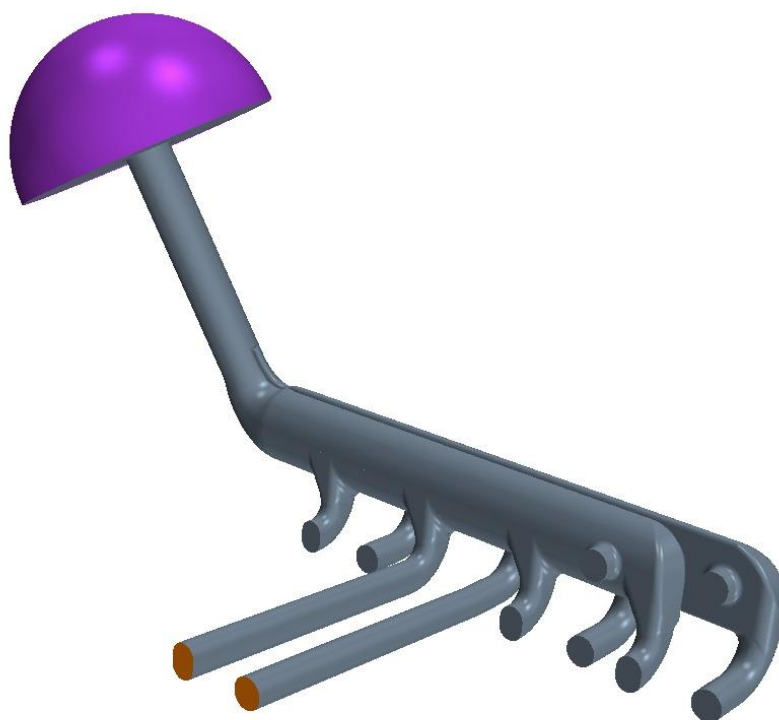
8.2 ZTRÁTY SESTAVY KOMORY A EJEKTORU

Z důvodu, že v simulaci v programu Lotus simulation je sací systém modelován pouze pomocí kruhových průřezů, není tak dosaženo zcela přesného tvaru, což má za následek zkreslení výsledků. K porovnání obou verzí sacího systému tak byla provedena další simulace.

Jako v předcházejícím případě je simulován stav profukování plnicího systému na profukovací stanici. Simulace byla provedena jak pro postupné sání jednotlivými válci, tak i pro sání všemi válci naráz. Původní nedělená verze komory byla simulována v sériovém provedení a v úpravě, kdy každý válec obsahuje uzavírací klapku. Dělená verze byla simulována pro stavy uzavírací klapka otevřena a uzavřena.

8.2.1 PŘÍPRAVA A ROZDĚLENÍ GEOMETRIE

V programu Creo byla vytvořena sestava plnicí komory a ejektoru. Vstup do ejektoru byl prodloužen z důvodu ustálení proudění a doplněn půlkulovou plochou simulující sání z volné atmosféry jako v předchozím případě. Výstup z komory byl také prodloužen. Natočení uzavírací klapky do pozice otevřeno a uzavřeno proběhlo již v programu Creo. Model poté vždy obsahoval dvě pozice klapky. Následně po načtení do programu Star CCM+ byly klapky od objemu odečteny, podle toho, zda byla simulována uzavřena, či otevřená poloha klapky.



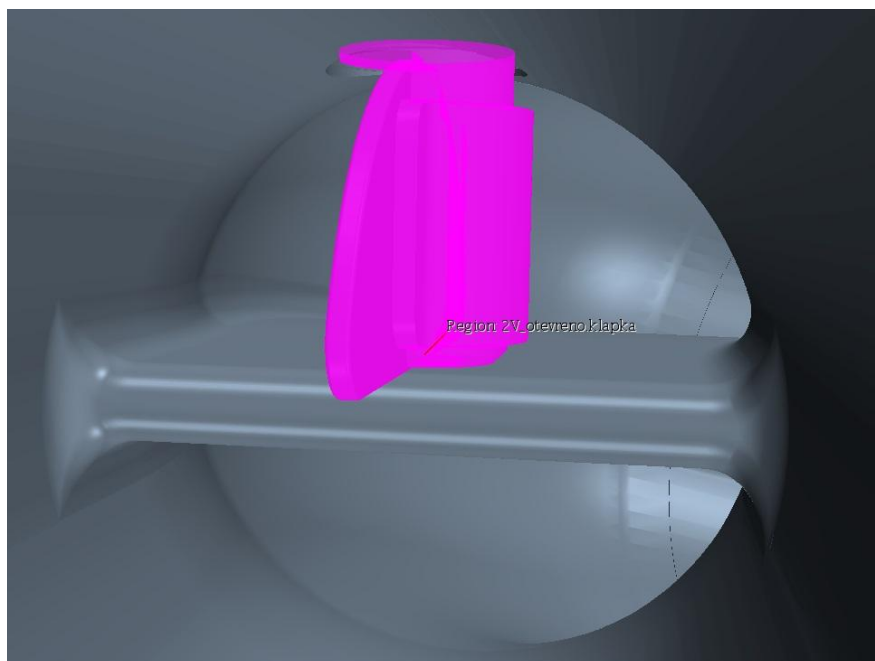
Obr. 8-13 Model sání pro dělenou komoru a sání 2. válcem



Po kontrole importované geometrie byl rozdělen na jednotlivé plochy, na které byly zadávány okrajové podmínky. Model byl rozdělen na plochy vstupu a výstupu. Jako další samostatná plocha byla vybrána samotná klapka z důvodu zjemnění sítě.



Obr. 8-14 Plochy pro vstup a výstup



Obr. 8-15 Klapka



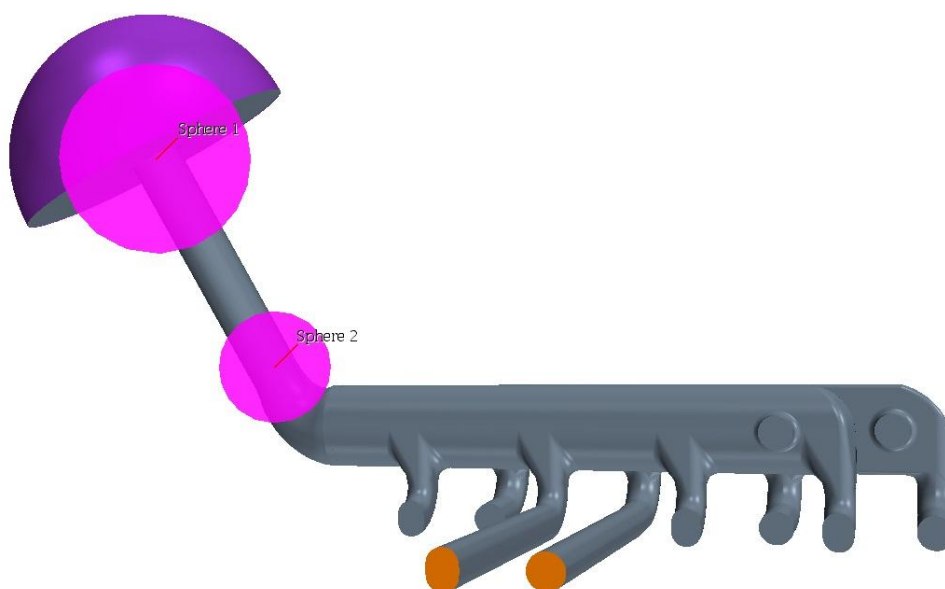
8.2.2 NASTAVENÍ SÍŤE

Na rozdíl od předchozí simulace, kdy se nastavení sítě měnilo se zdvihem ventilu, je zde nastavení sítě stejné pro všechny modely.

Tab. 8-4 nastavení sítě

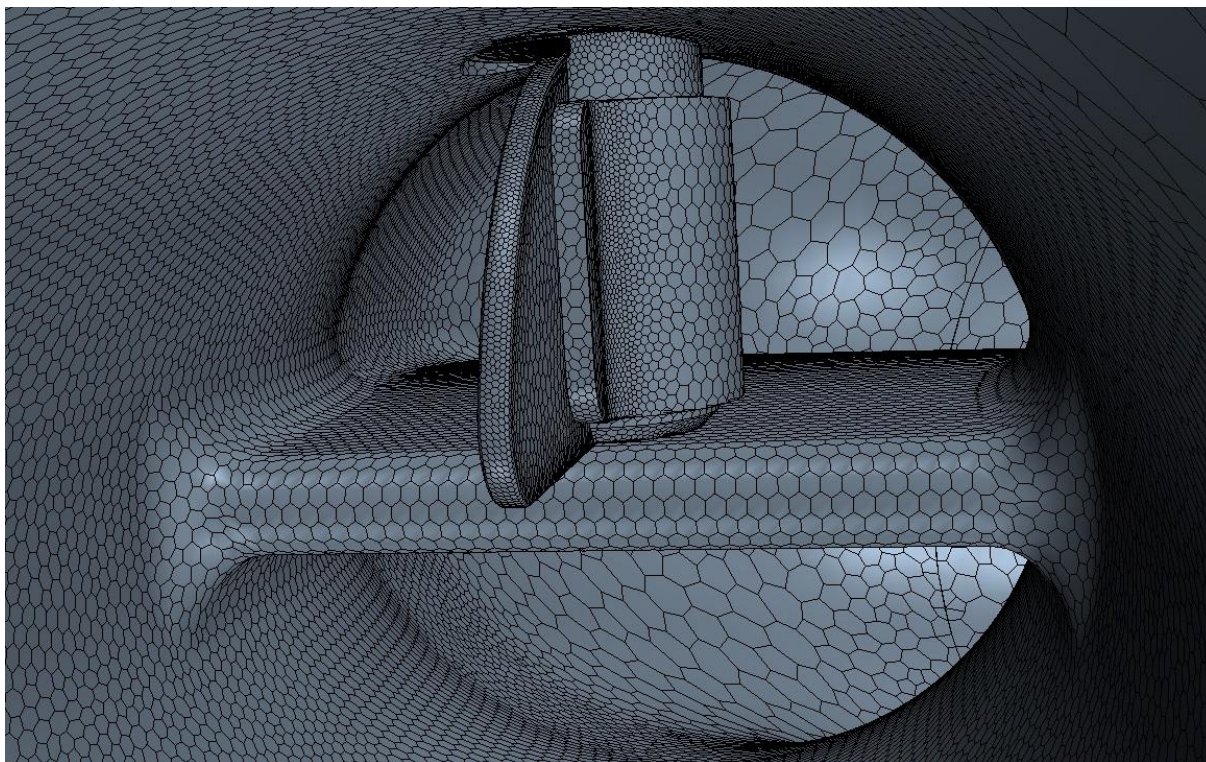
Základná velikost sítě	sítě	zákl. velikost	[mm]	10
		min. velikost		2.5
		cílená velikost		10
	Prism. vrstva	počet vrstev	[-]	3
		velikost vrstev		3.33
Klapka	sítě	min. velikost	[mm]	0.25
		cílená velikost		1
	Prism. vrstva	počet vrstev	[-]	3
		velikost vrstev		3.33

Zjemnění sítě pomocí dodatečného objemu bylo aplikováno v oblasti uzavírací klapky. Je zde použit model koule se základní velikostí prvku 1.2 mm. Druhé zjemnění je použito v oblasti nátrubku na sací straně. Jako model byla také použita také koule se základní velikostí buňky 5 mm.

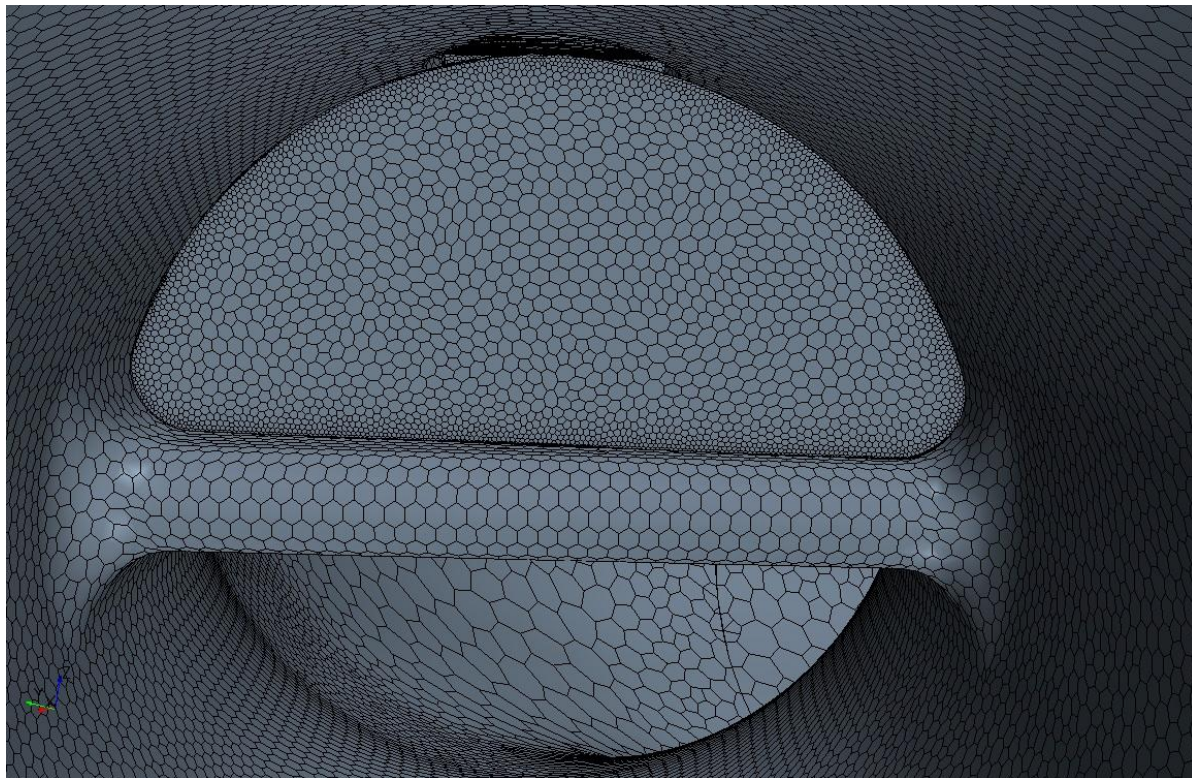


Obr. 8-16 Dodatečné objemy

Průměrný počet buněk se pohyboval okolo 220 000 v případě nedělené verze a 560 000 u dělené verze.



Obr. 8-17 Detail sítě otevřené klapky.



Obr. 8-18 Detail sítě uzavřené klapky.



8.2.3 NASTAVENÍ VÝPOČTOVÉHO MODELU A OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

Fyzikální model byl stejný jako v předešlé simulaci (viz kap. 8.1.3). Jedná se o ustálené proudění media s konstantní hustotou. Model turbulence k- ϵ .

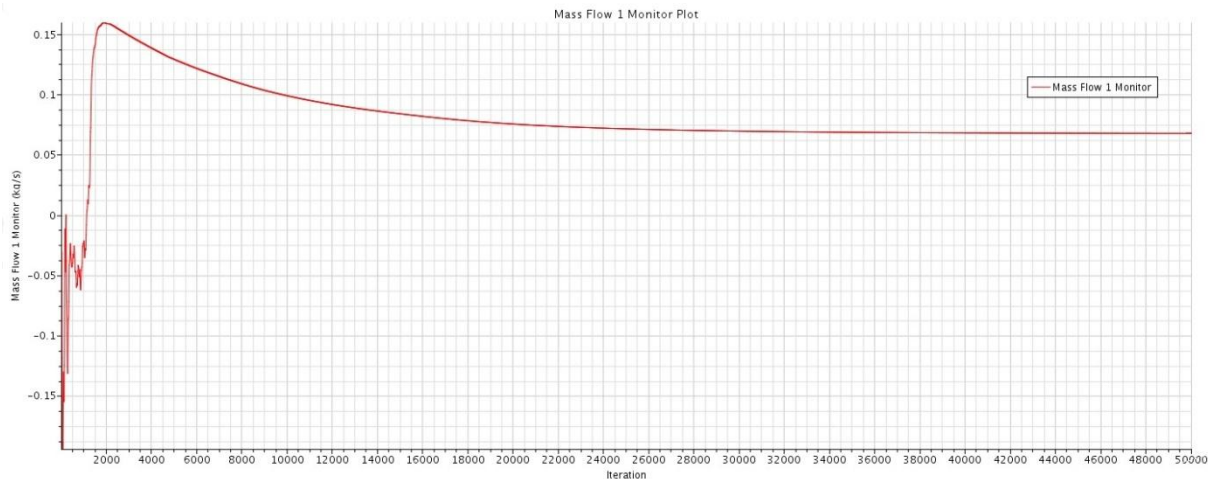
Okrajové podmínky byly zvoleny pro vstup *Stagnation inlet*, pro výstup *Pressure outlet*. Jako v předchozím případě je simulován test na profukovací stanici.

Tab. 8-5 Okrajové podmínky

		vstup	výstup
Tlak	[Pa]	5000	0
Intenzita turbulence	[%]	1	10

Během simulace byly sledovány hodnoty residuí a hmotnostních toků, které byly výstupem simulace. Hmotnostní tok se měřil na prodloužené části výstupu z komory.

K ustálení proudění se dosahovalo po provedení přibližně 2000 – 50 000 iterací. Nejvyšší počty iterací byly třeba v případě simulace sání jednotlivými válci a zároveň uzavřené klapce.



Obr. 8-19 Ustálení hmotnostního toku pro dělenou verzi s uzavřenou klapkou.



8.2.4 ANALÝZA VÝSLEDKŮ

Naměřené hmotnostní toky pro jednotlivé simulované varianty jsou uvedeny v tab. 8-6.

Oproti předchozímu případu zde již hmotnostní toky nebyly přepočítávány na ztrátové součinitele. Porovnání pouze pomocí hmotnostních toků je v tomto případě dostatečné, pro porovnání, která verze komory bude způsobovat proudícímu vzduchu nižší odpor.

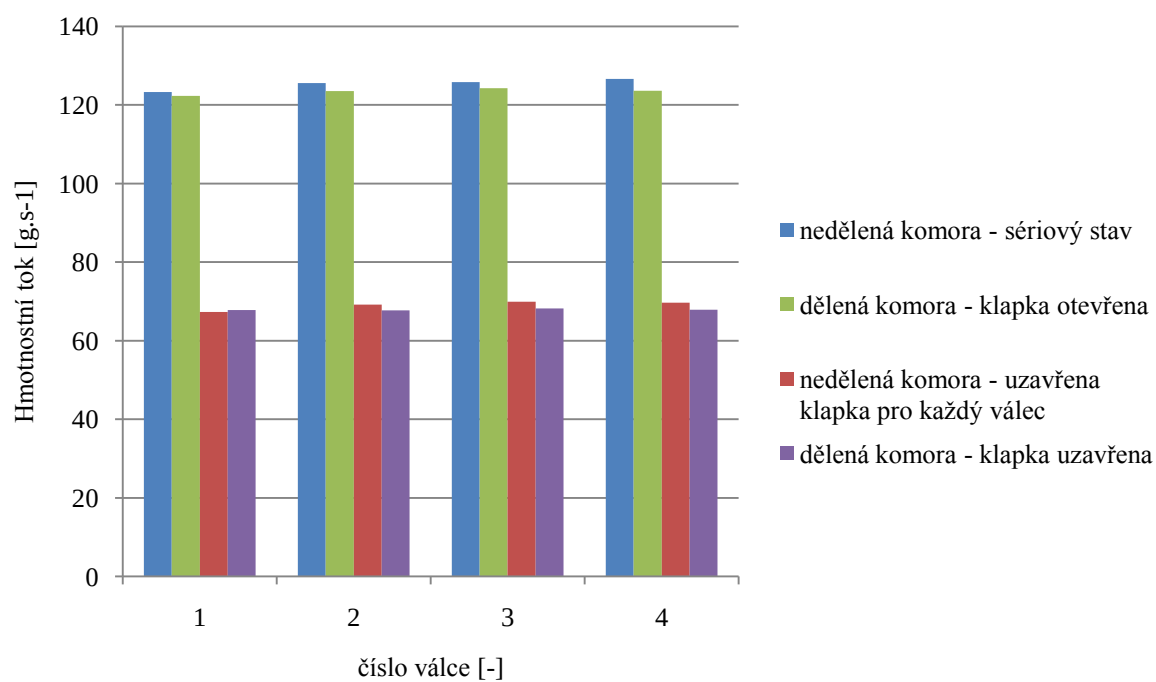
Na rozdíl od simulace v Lotus simulation je zde již zahrnut skutečný tvar geometrie.

Tab. 8-6 Hmotnostní toky

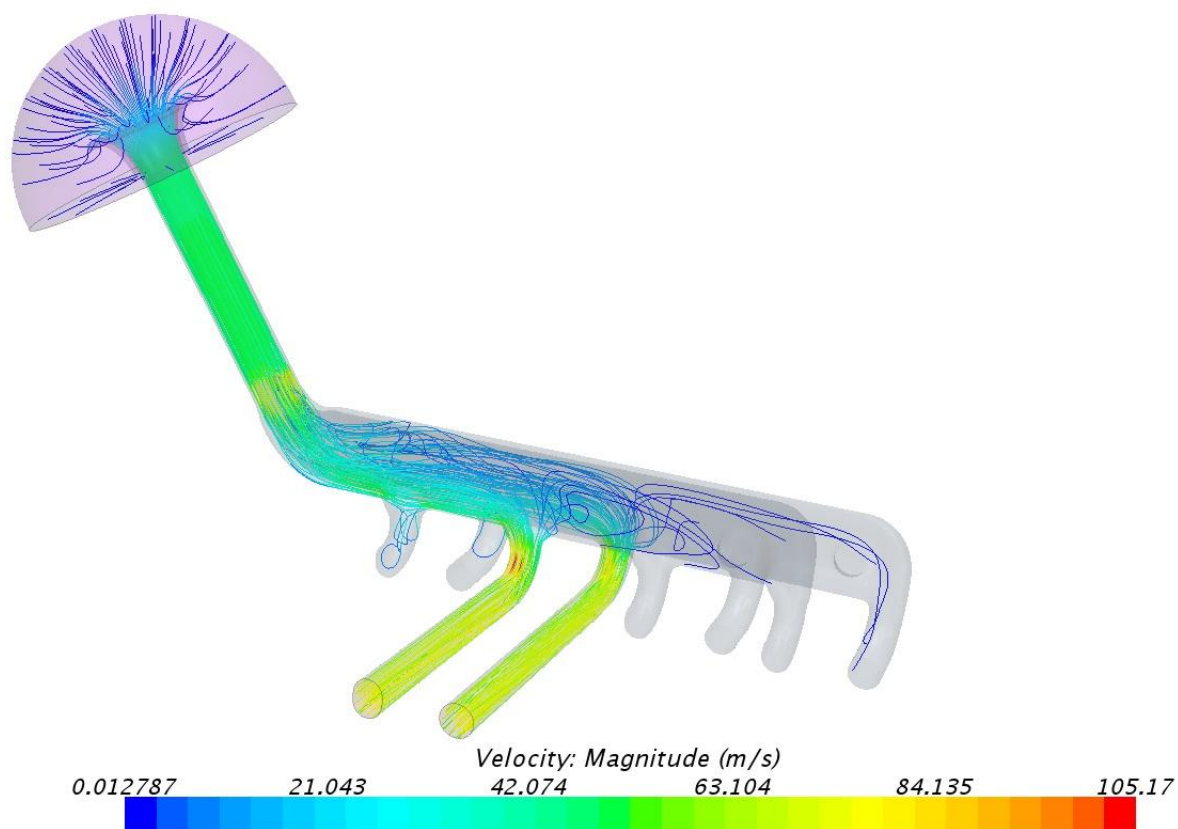
verze			hmotnostní tok [g.s ⁻¹]
nedělená komora	sériový stav	sání 1. válcem	123,3
		sání 2. válcem	125,6
		sání 3. válcem	125,8
		sání 4. válcem	126,6
		sání všemi válci	292,6
	uzavírací klapka pro každý válec	sání 1. válcem	67,3
		sání 2. válcem	69,2
		sání 3. válcem	69,9
		sání 4. válcem	69,7
		sání všemi válci	217,7
dělená komora	klapka otevřena	sání 1. válcem	122,3
		sání 2. válcem	123,5
		sání 3. válcem	124,3
		sání 4. válcem	123,6
		sání všemi válci	231,5
	klapka uzavřena	sání 1. válcem	67,8
		sání 2. válcem	67,7
		sání 3. válcem	68,2
		sání 4. válcem	67,9
		sání všemi válci	129,5

Z výsledků je patrné nepatrné snížení hmotnostních toků pro upravenou verzi komory v porovnání se sériovou komorou. Aplikace uzavírací klapky pro každý válec vykazuje oproti verzi s centrálně uzavřenou klapkou také vyšší hmotnostní průtoky jednotlivými kanály (kromě sání 1. válcem, zde vychází lépe model s centrálně umístěnou klapkou, ovšem rozdíl je velmi malý).

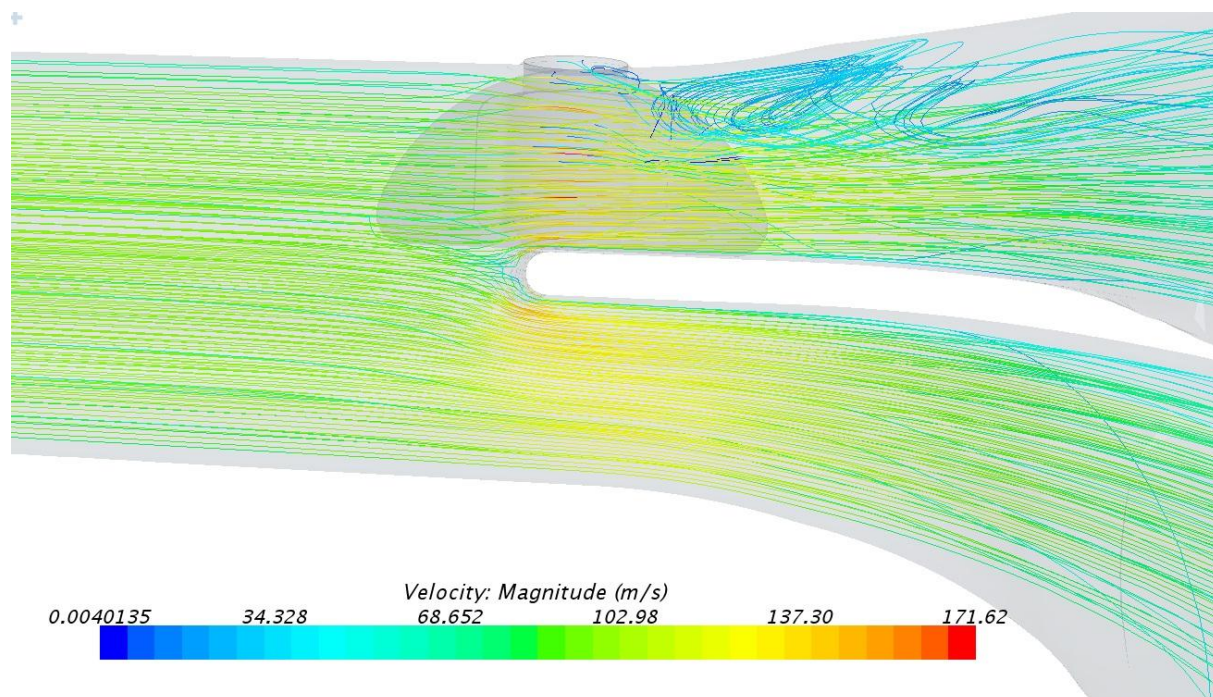
Porovnání pro simulaci nasávání všemi válci současně vykazuje původní varianta přibližně o 26% vyšší průtok oproti dělené verzi s otevřenou centrální klapkou. Aplikace uzavírací klapky pro každý válec dosahuje přibližně o 70% vyššího průtoku oproti dělené verzi s uzavřenou centrální klapkou.



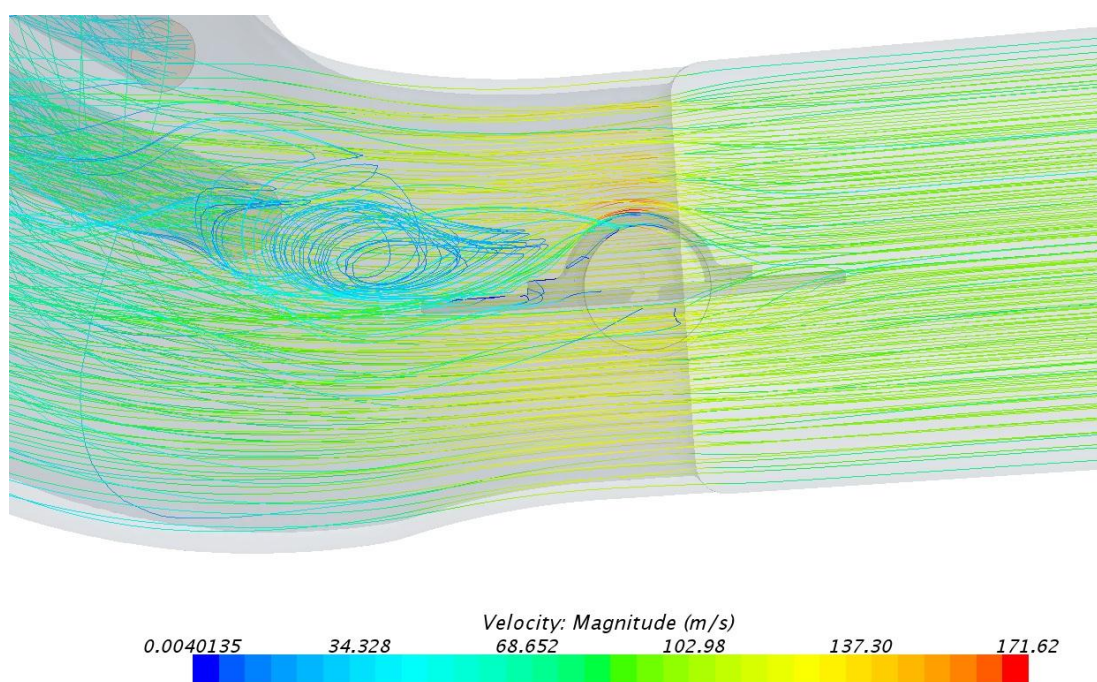
Graf 8-3 Hmotnostní toky kanály pro jednotlivé válce



Obr. 8-20 Proudnice v případě sání 2. válcem u dělené verze s otevřenou klapkou.

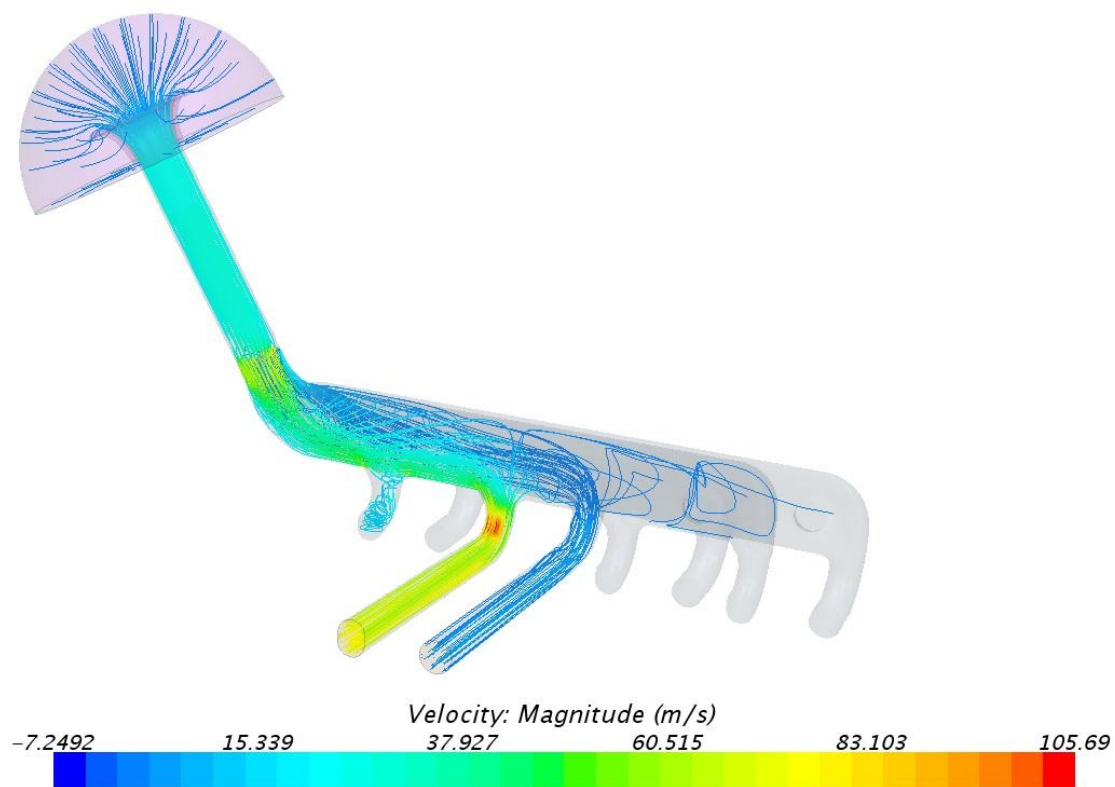


Obr. 8-21 Obtékání vzduchu okolo otevřené klapky a sání všemi válci.

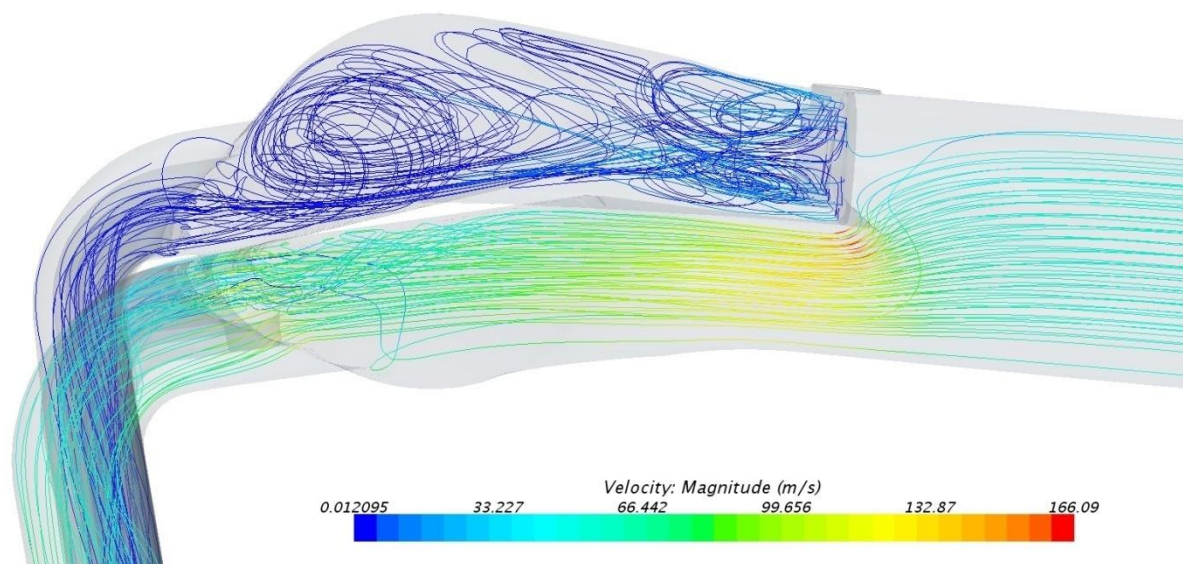


Obr. 8-22 Obtékání vzduchu okolo otevřené klapky a sání všemi válci, horní pohled.

Při otevřené centrální uzavírací klapky je proudění v oblasti klapky laminární, kromě tvorby víru za klapkou.



Obr. 8-23 Proudnice pro dělenou verzi komory (sání 2. válcem) a uzavřenou centrální klapku.



Obr. 8-24 Tvorba vírů za uzavřenou centrální klapkou při sání všemi válci.

Při uzavření centrální klapky dochází za klapkou k intenzivnímu víření v uzavřené části komory.



9 VÝPOČET VÍROVÉHO ČÍSLA

Jako poslední porovnávací parametr byl zvolen výpočet vírového čísla z důvodu ověření vlivu uzavírací klapky na tvorbu tečné rotace náplně ve válci (viz kap. 1.2). Pro porovnání vlivu na tvorbu tečné rotace náplně mezi jednou centrálně umístěnou klapkou a klapkou před každým válcem byla simulace prováděna i pro případ uzavírací klapky pro každý válec motoru.

9.1 PŘÍPRAVA VÝPOČTOVÉHO MODELU

Vzhledem k tomu, že výpočtový model se ve velké míře shoduje s modelem pro výpočet ztrátových součinitelů sacích kanálů, budou v této kapitole popsány hlavní rozdíly mezi těmito dvěma výpočtovými modely.

Výpočtový postup byl zvolen takový, že z programu Lotus Simulation byly zjištěny okamžité hmotnostní toky sacími kanály pro jednotlivé zdvihy ventilu. Geometrie výpočtového modelu je tak shodná s modelem pro výpočet ztrátových součinitelů s rozdílem, že zde již není půlkulová plocha pro simulaci nasávání vzduchu z okolního prostředí, neboť proudící médium není nasáváno z okolního prostředí, ale proudí z komory.



Obr. 9-1 Znáznornění geometrie modelu pro výpočet vírového čísla

Oproti původně navrhovanému řešení, kdy na model sacích kanálů navazovala celá komora s ejektorem, recirkulace výfukových plynů a hadice od mezichladiče stlačeného vzduchu, je tento způsob výpočetně jednodušší.



Obr. 9-2 Původní navrhované řešení výpočetní geometrie

V původním návrhu byl problém v tom, že bylo třeba zadat hmotnostní toky do kanálů, které jsou uzavřeny (na obrázku první, třetí a čtvrtý). Hmotnostní tok v kanále získaný z Lotusu reprezentuje hmotnostní tok v daném místě. Proudění v kanálech je ovšem nestacionární, dochází k pulzacím nasávaného vzduchu. Kdyby se takto zjištěný hmotnostní tok zadal do CFD simulace, bude tento hmotnostní tok počítán po celé délce kanálů, jednalo by se poté o stacionární proudění a výsledky by byly zkreslovány. Pulzací nasávaného vzduchu dochází k proměnnosti velikosti hmotnostního toku po délce kanálu, což by se dalo vyřešit tím, že úloha by byla počítána jako nestacionární. Takovýto výpočet by byl ovšem velice dlouhý a výpočetně náročný, proto od něj bylo upuštěno.

Byl proto, jak již bylo zmíněno výše použit pouze model pro sací kanály, kdy se hmotnostní tok zadává přímo do daného místa a nedochází k tak velkému zkreslení výsledků.

Výpočty byly prováděny pro nasávání vzduchu třetím válcem. První a čtvrtý válec nebyly uvažovány z důvodu umístění na začátku, či konci komory a následné možnosti zkreslení výsledků. Druhý válec nebyl vybrán z důvodu horšího průběhu hmotnostních toků.

Z tab. 5-5 vyplývá, že průměrné hmotnostní toky jednotlivými kanály jsou podobné. Je tedy možno uvažovat, že výpočet aplikovaný pouze na jeden válec je tak možno s malým zkreslením aplikovat i na zbývající válce.



Tab. 9-1 Hmotnostní toky sacími kanály pro jednotlivé zdvihy ventilu zjištěné ze simulace v Lotusu

zdvih ventilu ¹¹	1480 min ⁻¹					
	nedělená		nedělená - klapka ¹²		dělená	
	oválný kanál	kruhový kanál	oválný kanál	kruhový kanál	oválný kanál	kruhový kanál
[mm]	[g.s ⁻¹]					
2	22	13,9	-16,3	40,6	33	1,3
4	43,8	38,2	71	-4,5	94,9	5,7
6	55,5	56	124,5	-3,2	118,9	9
8	78,8	86,4	158,3	0	122	43
9,5	82,1	88,9	198,1	-2,7	137,3	58,4
10,4	103,5	109,3	229,5	-6,3	152,1	19,1
9,5	86,6	93	196,1	-7	153,6	-56,8
8	71,5	79,7	120,4	-4,6	131,5	-60,1
6	32,9	43,6	-7,5	0,4	85,3	-52,3
4	-6,4	3,6	-93,5	4,8	40	-48,6
2	-29,2	-21,3	-79,8	1,5	8,3	-37,2

Nastavení velikosti sítě modelu je stejné jako v případě ztrátových součinitelů, včetně dodatečných objemů pro zjemnění sítě v oblasti sacích ventilů a vstupu do sacích kanálů.

Fyzikální model je také stejný. Stacionární proudění s modelem turbulence k-ε.

Okrajové podmínky:

Vstup volen jako *Mass flow inlet*, výstup *Velocity inlet*. Vstup je dále rozdělen na samostatné plochy pro zadání okrajové podmínky pro kanál s kruhovým průřezem a s oválným průřezem. V tab. 9-1 jsou uvedeny jednotlivé hmotnostní toky, které byly zadávány jako vstupy do simulace.

Výstupní podmínka je volena tak, aby simulovala pohyb pístu směrem k dolní úvrati a tím nasávání vzduchu. Tomuto nejlépe odpovídala podmínka *Velocity inlet*. Jako rychlost byla zadána střední pístová rychlost. Pro otáčky motoru 1480 min⁻¹ to odpovídá rychlosti 5,9 m.s⁻¹ a pro otáčky 2200 min⁻¹ rychlosti 8,8 m.s⁻¹. Směr rychlosti byl dále zadán tak, aby působil směrem ven ze dna plnicí komory a docházelo k proudění z komory ven, nikoliv dovnitř.

¹¹ Prvních pět hodnot představuje pohyb ventilu směrem dolů, posledních pět pohyb ventilu směrem nahoru.

¹² Nedělená verze komory s uzavírací klapkou pro každý válec motoru.



9.2 ANALÝZA VÝSLEDKŮ

Vírové číslo bylo počítáno pouze pro otáčky 1480 min^{-1} , ve jmenovitých otáčkách nebývá uzavírací klapka v činnosti.

Při výpočtu vírového čísla se vycházelo z rovnice (20) $SR = \frac{n_n}{n_m}$.

Otáčky motoru se určí ze střední pístové rychlosti c_s a teoretické hltnosti motoru $\dot{m}_t$: [40]

$$c_s = 2 * z * n_m \quad (30)$$

$$\dot{m}_t = S_v * c_s * n_m \quad (31)$$

kde:

z zdvih pístu

S_v plocha vrtání válce

Z rovnice (30) a (31) následně po úpravě získáme:

$$n_m = \frac{2 * \dot{m}_t}{\pi * z * D_v^2 * \rho} \quad (32)$$

kde:

D_v vrtání válce

Otáčky náplně ve válci (předpoklad chování tuhého tělesa) se určí ze vztahu: [40]

$$\omega_n = 2 * \pi * n_n = \frac{\dot{L}}{J} = \frac{\dot{L}}{\dot{m}_t * R^2} \quad (33)$$

Kde:

$\dot{L}$ složka toku momentu hybnosti v ose válce

R poloměr setrvačnosti

Výsledný vztah pro vírové číslo po úpravě: [40]

$$SR = \frac{2 * \dot{L} * z * \rho}{\dot{m}_t} \quad (34)$$



Složka vektoru toku momentu hybnosti v ose válce: [40]

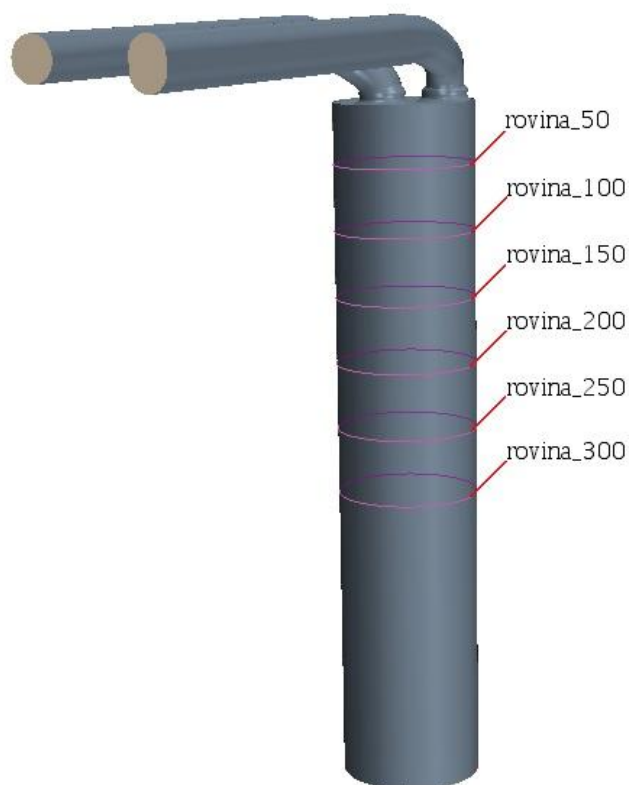
$$\dot{L} = \int_S \rho r V_t \vec{V} dS \quad (35)$$

kde:

r	poloha elementu o velikosti dS od osy válce
V_t	tangenciální složka rychlosti
$\vec{V}$	rychlost
S	průtočná plocha

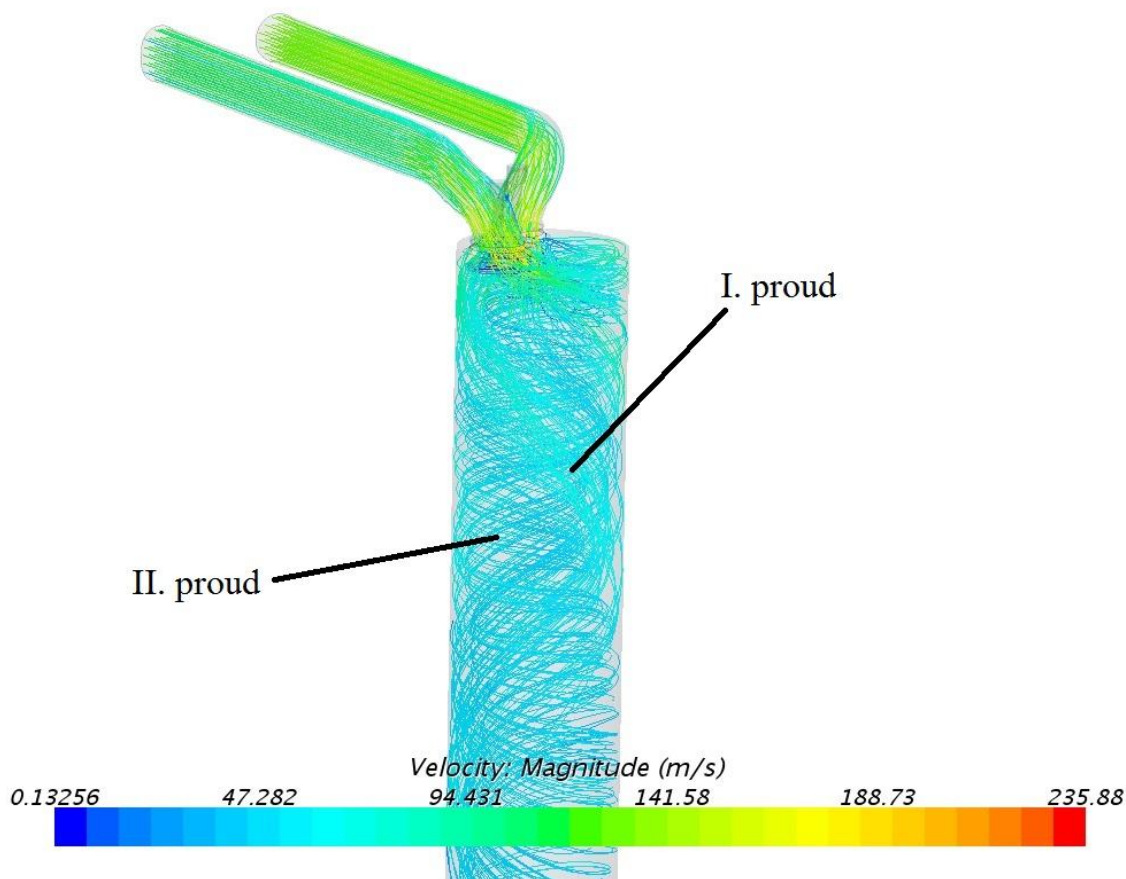
V CFD byla spočítána složka toku momentu hybnosti v ose válce. Nejdříve bylo třeba nadefinovat součin $\rho r V_t \vec{V}$. To se provede jako založení uživatelsky definované veličiny, kdy se do vzorce vloží jednotlivé počítané veličiny. Samotný integrál se poté vypočte pomocí *Surface integral* funkce. V Surface integrálu se jako počítaná funkce vybere vlastní nadefinovaný součin a rovina pro kterou se bude integrál počítat.

V modelu bylo pro výpočet vytvořeno šest rovin. První rovina je vzdálena 50mm od vrchní části modelu spalovací komory, následující roviny jsou od sebe vzdáleny 50mm. Výpočet se prováděl ve všech šesti rovinách a výsledná hodnota se zprůměrovala.



Obr. 9-3 Znáznornění jednotlivých rovin, ve kterých probíhal výpočet

9.2.1 NEDĚLENÁ KOMORA – SÉRIOVÝ STAV



Obr. 9-4 Proudnice nedělená verze komory

Zobrazené výsledky pro nedělenou komoru jsou pro maximální zdvih ventilů. Představuje se tím stav, kdy je vzduch plně nasáván oběma sacími kanály.

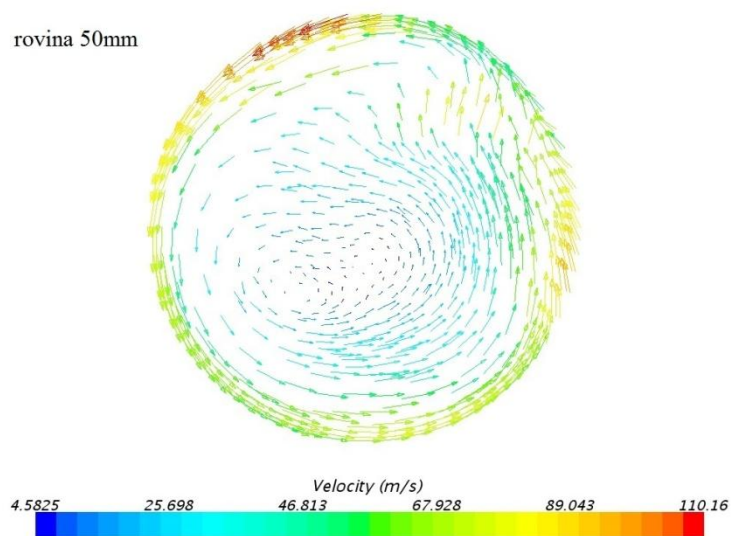
Z průběhu proudnic na obr. 9-4, je vidět, že nasávaný vzduch je rozdělen do dvou proudů. První proud o vyšší rychlosti proudění dosahuje nižší rotace. Druhý proud již rotuje intenzivněji a tvoří pravidelné struktury.

Z průběhu vektorů rychlosti na obr. 9-5 znázorněných pro tři roviny je vidět, že nasávaný vzduch rotuje hlavně podél stěn válce. Uprostřed spalovací komory je rotace podstatně nižší.

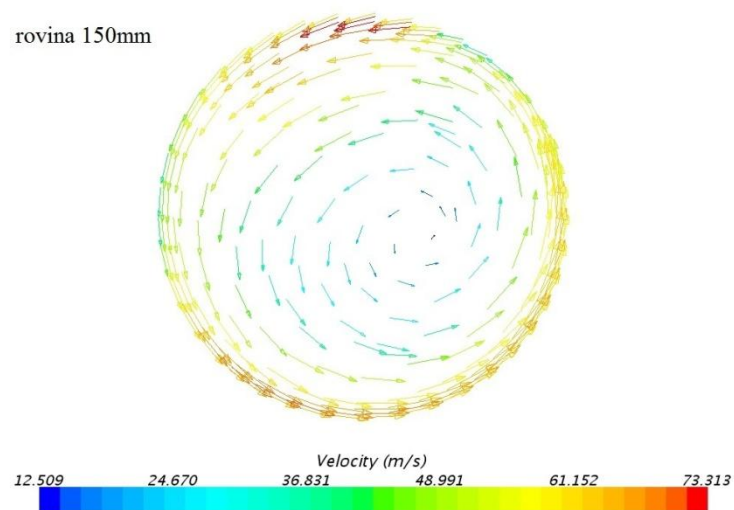
Z průběhu pro rovinu 50 mm je možno vidět uprostřed dva malé víry, které postupně přecházejí do pravidelné rotace vzduchu podél stěny válce. Ve zbylých dvou rovinách je již rotace náplně pravidelná.



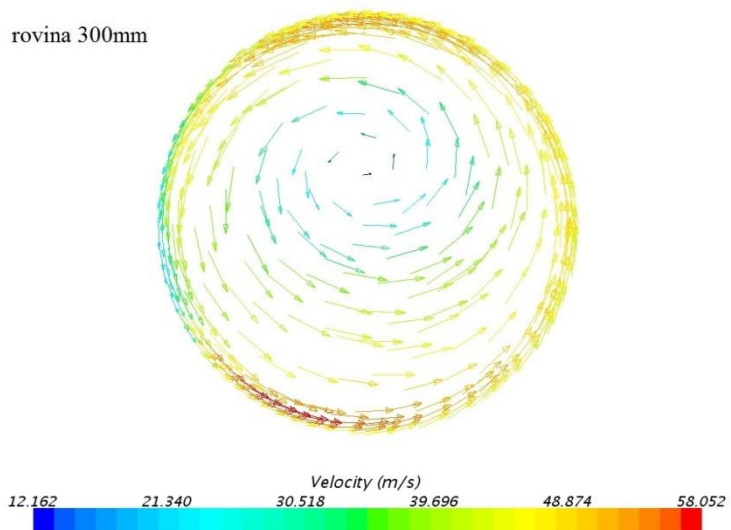
rovina 50mm



rovina 150mm

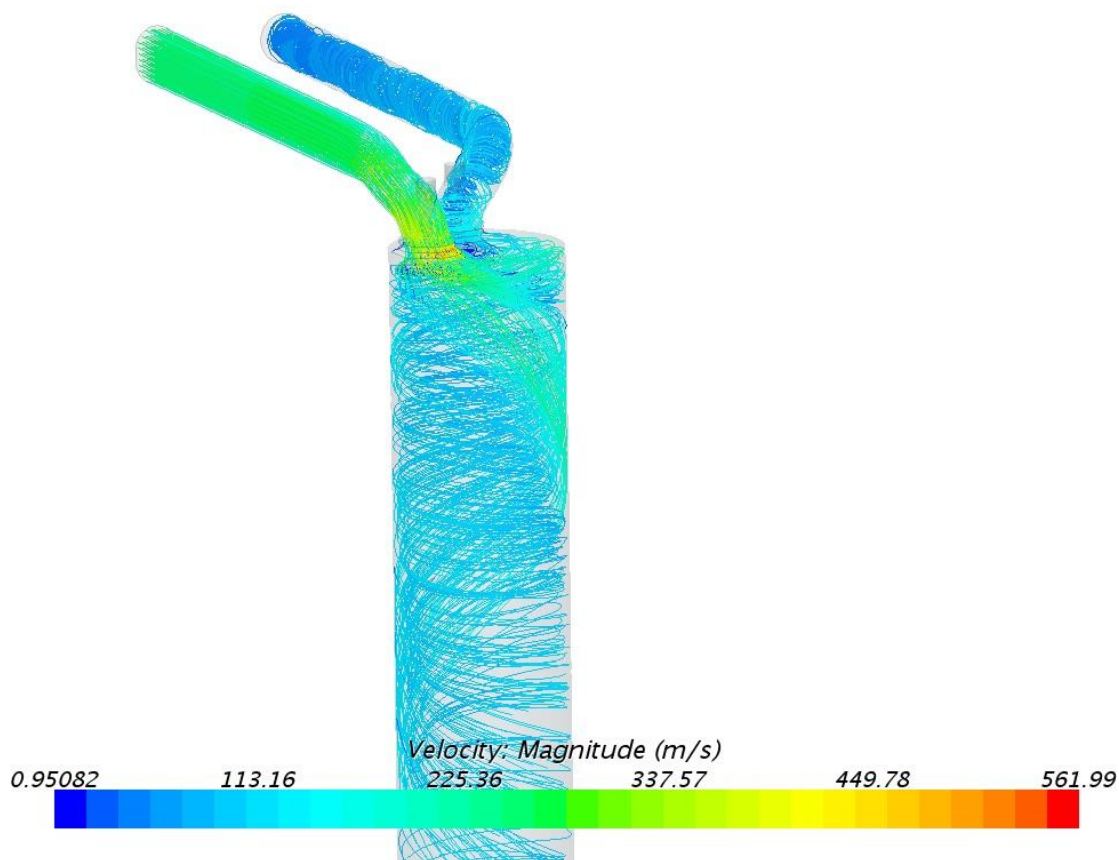


rovina 300mm



Obr. 9-5 Vektorové pole rychlosti pro nedělenou komoru

9.2.2 NEDĚLENÁ KOMORA – UZAVÍRACÍ Klapka PRO KAŽDÝ VÁLEC MOTORU



Obr. 9-6 Proudnic nedělené verze komory s uzavírací klapkou pro každý válec motoru

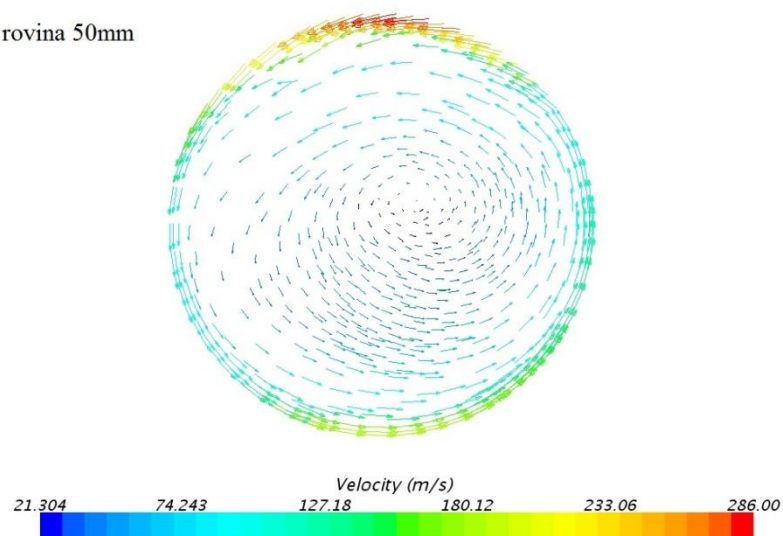
Zobrazené výsledky pro nedělenou verzi s uzavírací klapkou pro každý válec motoru jsou pro maximální zdvih ventilů a představují stav, kdy je jeden ventil uzavřen a nasávání vzduchu probíhá plně jedním ventilem.

Z průběhu proudnic na obr. 9-6 je vidět stejně jako v předešlém případě, že dochází k vytváření dvou proudů. Tentokrát ovšem jsou proudy vytvářeny pouze jedním kanálem. V daném případě je v druhém kanále nepatrný záporný hmotnostní tok, dochází tak k vytlačování vzduchu a vytlačovaný vzduch proudí v druhém kanále turbulentně.

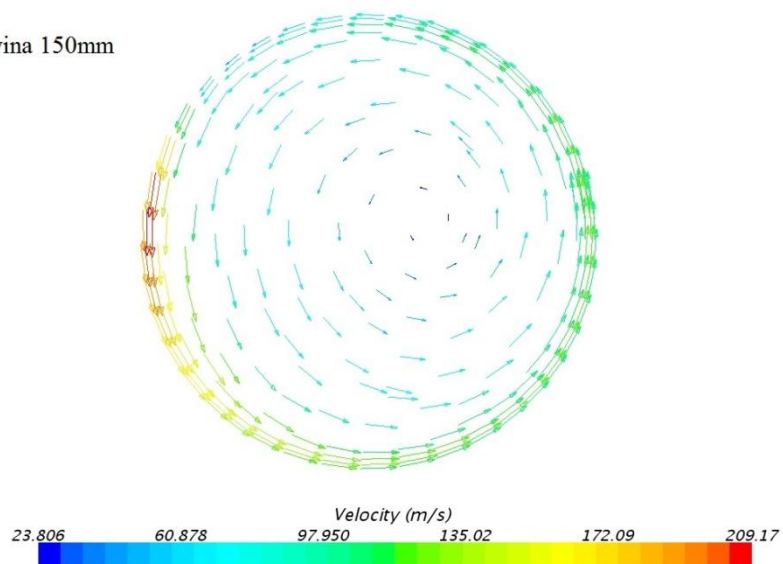
Z průběhu vektorů rychlosti na obr. 9-7 je vidět, že oproti předcházejícímu případu, zde je již jen jeden vír a rotace vzduchu je ve všech třech rovinách uspořádaná.



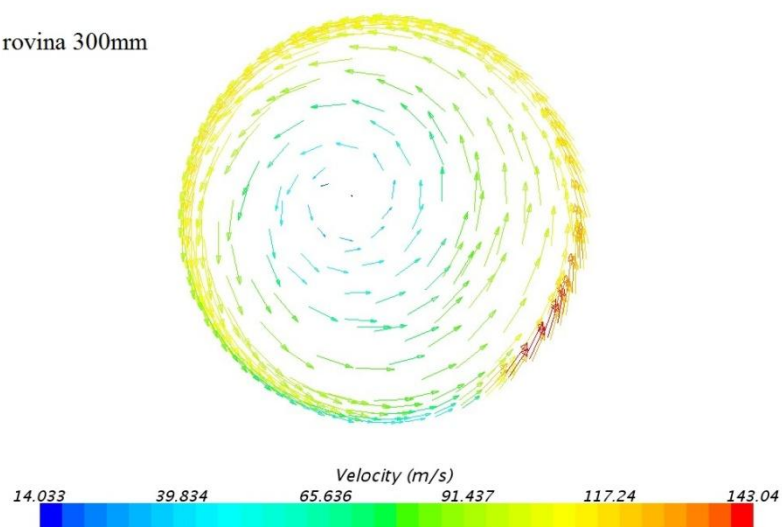
rovina 50mm



rovina 150mm



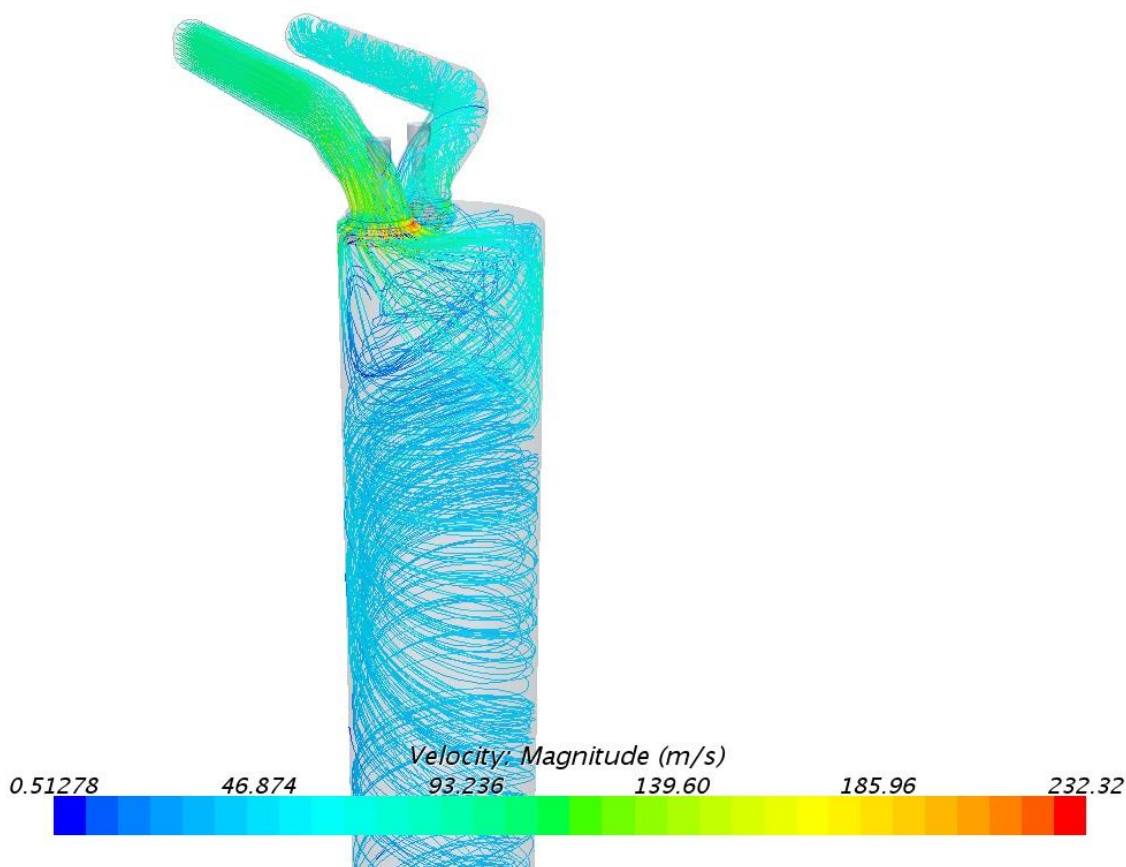
rovina 300mm



Obr. 9-7 Vektorové pole rychlostí pro nedělenou komoru a uzavírací klapku pro každý válec motoru



9.2.3 DĚLENÁ KOMORA



Obr. 9-8 Proudnic pro dělenou verzi komory

Výsledky pro dělenou verzi komory jsou pro zdvih ventilů 6 mm a při pohybu pístu k horní úvrati. Maximální zdvih ventilu, jako v předešlých případech nebyl vybrán z důvodu, že průběh hmotnostních toků je zde podobný nedělené verzi s uzavírací klapkou pro každý válec motoru. Tady převážná část vzduchu je nasáta jedním kanálem a minimum druhým.

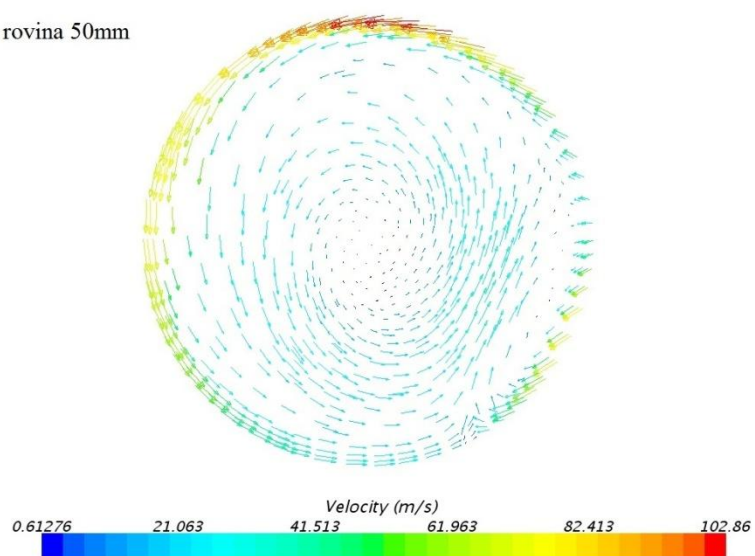
Zdvih ventilu 6 mm po dolní úvrati představuje stav, kdy je vzduch nasáván jedním kanálem a zároveň převážná část vzduchu vytlačována přes druhý kanál do uzavřené části komory.

Z průběhu proudnic na obr. 9-8 je vidět, že oproti předchozím dvěma případům, že dochází primárně pouze k tvorbě jednoho proudu. Druhý proud, který dříve rotoval podél celé spalovací komory, se nyní vyskytuje pouze v horní části spalovací komory.

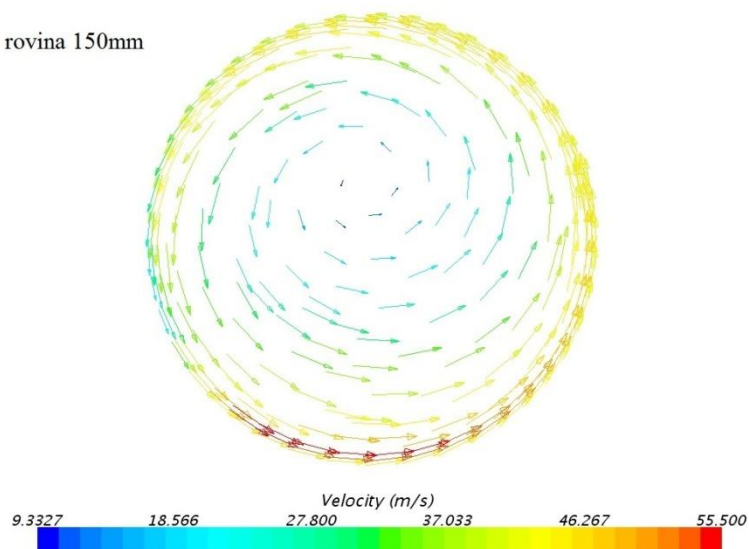
Vlivem výtlačku velkého množství vzduchu druhým kanálem dochází pod sacími ventily k změně směru proudění a uspořádanou rotaci vzduchu je tak možno pozorovat až od jisté vzdálenosti od horní plochy spalovací komory. Ve zbytku spalovací komory je již proudění rovnoměrné, což je vidět i na vektorech rychlostí v jednotlivých rovinách (Obr. 9-9), vyjma roviny pro 50mm, kde je ve spodní pravé části (4. kvadrant) vidět změna směru proudění podél stěny válce vůči ostatním kvadrantům.



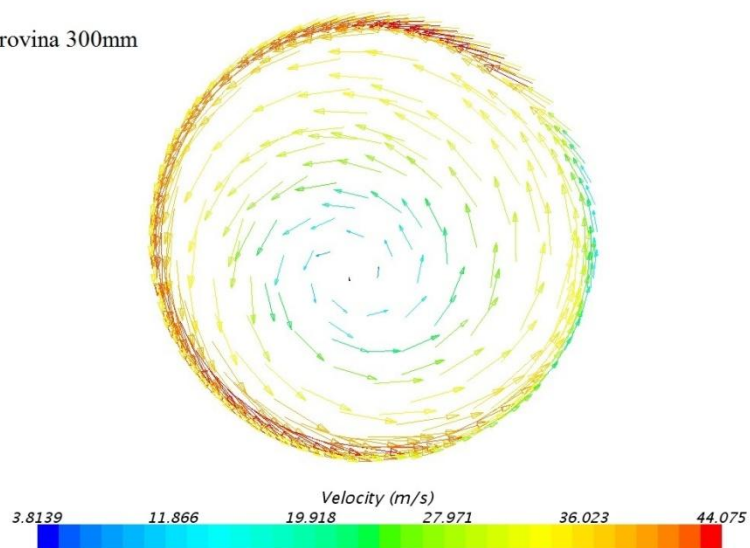
rovina 50mm



rovina 150mm



rovina 300mm

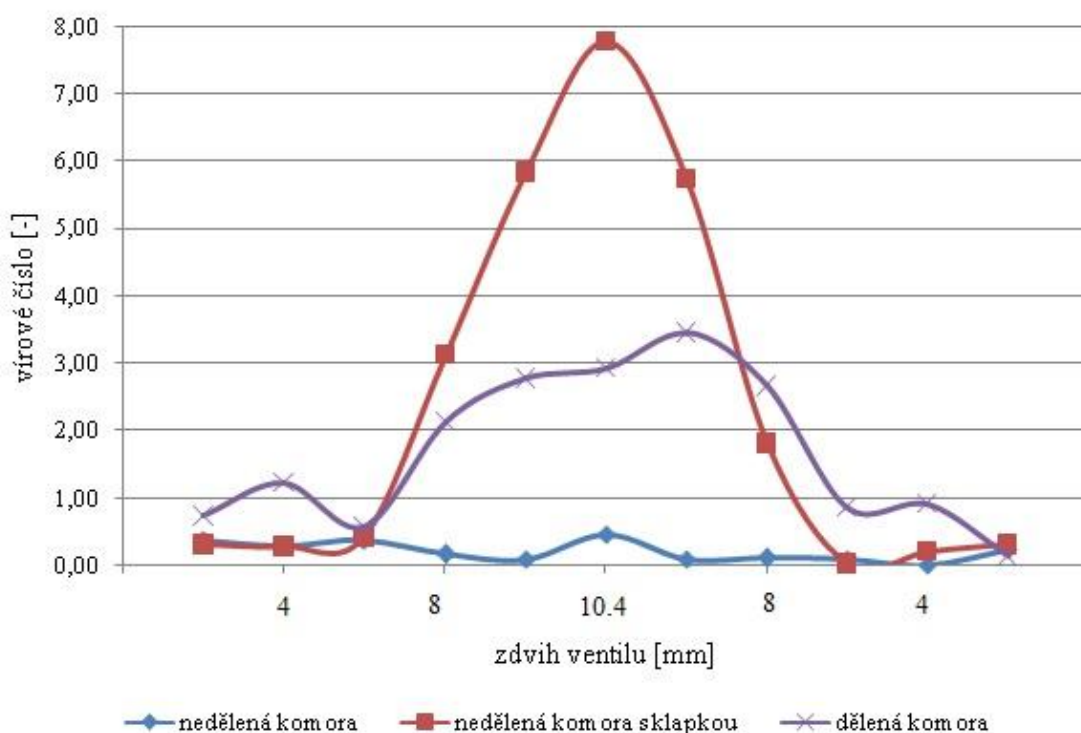


Obr. 9-9 Vektorové pole rychlostí pro dělenou komoru



9.2.4 VLASTNÍ VÍROVÁ ČÍSLA

Moment hybnosti spočítaný v CFD simulaci byl následně v Excelu přepočítán pomocí vztahu (34) na vírová čísla. Na grafu 9-1 je znázorněn průběh vírových čísel pro jednotlivé varianty komor v závislosti na zdvihu ventilu. Hodnoty do 10.4 mm značí pohyb ventilu směrem dolů (otevírání ventilu), od hodnoty 10.4 mm se ventil pohybuje směrem nahoru a ventil se uzavírá.



Graf 9-1 Průběh vírových čísel v závislosti na zdvihu ventilu

Z porovnání průběhů vírových čísel (graf 9-1) a hmotnostních toků sacími kanály (tab. 9-1) vyplývá, že v případě sériové nedělené verze komory nedochází k výraznému růstu vírového čísla. Při plnění oběma kanály se tak vírové číslo během celého zdvihu ventilu pohybuje v úzkém rozsahovém spektru. Plnění oběma kanály tedy má negativní vliv na vírové číslo.

Při uzavření jednoho kanálu pomocí uzavírací klapky dochází k výraznému nárůstu vírového čísla, kdy maxima je dosahováno při maximálním zdvihu ventilu, kdy kanálem proudí nejvíce vzduchu. S nárůstem hmotnostního toku odchází k nárůstu vírového čísla, po dosažení maximální hodnoty a následném poklesu hmotnostního toku dochází i k poklesu vírového čísla.

Dělená verze komory vykazuje také rostoucí hodnotu vírového čísla, ovšem vírové číslo dosahuje nižších absolutních hodnot v porovnání s umístěním klapky před každý válec. Při pohybu pístu směrem dolů proudí převážná část vzduchu jedním kanálem, efekt je tedy podobný jako při aplikaci klapky před každý válec. Při zavírání ventilu dochází k vytlačování směsi do uzavřené části komory, což s sebou nese pokles hodnoty vírového čísla.



Uvedený výpočet má ovšem úskalí, podobně jako měřič rotace vzduchu do profukovací stanice, a to v tom, že je vhodný pouze pro případy, kdy proudění probíhá jedním směrem, tedy nevyskytují se zde víry, které by proudily proti sobě. Výpočtem by poté vycházelo, že zde k víření nedochází, ale ono by působilo proti sobě a při výpočtu se poté vynulovalo. Při pohledu na proudnice pro jednotlivé verze komory je vidět, že proudění zde probíhá stejným směrem a je tedy možno tuto metodu použít.

Z důvodu dodatečné kontroly byly ještě u vybraných simulací měřící roviny dále rozděleny na čtyři kvadranty. V každém tomto kvadrantu byla poté samostatně spočítána složka toku momentu hybnosti. Pokud by docházelo k tvorbě vírů, které by působily proti sobě, sečtené hodnoty spočítané z jednotlivých kvadrantů by poté neodpovídaly hodnotě za celou plochu spočítanou pomocí roviny, která by nebyla rozdělena na jednotlivé kvadranty. Odchyšky zde vycházely pouze pro první rovinu vzdálenou 50 mm (kdy např. u dělené komory dochází k vytlačování vzduchu do uzavřené části komory), hodnoty z ostatních rozdělených rovin odpovídaly hodnotám rovin, které nebyly rozděleny na kvadranty.



ZÁVĚR

Centrální umístění klapky má dle vypočtených hodnot negativní vliv na výkonové parametry motoru. Oproti sériovému provedení dochází v otáčkách maximálního točivého momentu, kdy je klapka uzavřena k snížení výkonu o 6.1 kW, točivého momentu o 38.8 Nm a snížení měrné spotřeby paliva o $4.5 \text{ g.kW}^{-1}\text{h}^{-1}$. Snížení je způsobeno hlavně tím, že při kompresním zdvihu pístu dochází k vytlačování nasávaného vzduchu zpět do druhé části komory, která je na vstupu uzavřena klapkou. Tímto odchází k poklesu plnicí účinnosti a snížení celkového množství nasátého vzduchu. Umístění klapky před každý válec motoru, má naopak pozitivní vliv na výkonové parametry. Umístěním klapky těsně před sací ventil nedochází k vytlačování nasátého vzduchu zpět do sání jako v předešlém případě. Výkon motoru se zvýšil o 1.7 kW, točivý moment o 10.8 Nm a měrná spotřeba paliva se snížila o $3.8 \text{ g.kW}^{-1}\text{h}^{-1}$.

Při jmenovitých otáčkách motoru jsou vypočtené hodnoty skoro stejné, dělená verze komory dosahuje nepatrně nižších parametrů.

Další porovnání obou variant dělené i nedělené verze spolu s ejektorem pomocí tlakových ztrát opět vychází lépe pro původní nedělenou verzi. V případě porovnání dělené verze s uzavřenou klapkou a nedělené verze s uzavíracími klapkami pro každý válec dosahuje za stejných podmínek při sání všemi válci varianta s klapkou pro každý válec skoro dvojnásobného průtoku sacími kanály. U dělené verze a uzavření centrální klapky dochází v uzavřené části komory k intenzivnímu víření vzduchu, což má také následek ve snížení parametrů motoru.

Výpočet vírového čísla ukázal, že v původní verzi nedocházelo k tvorbě intenzivní rotace nasávaného vzduchu. Možným důvodem je, že sání probíhá současně pomocí dvou kanálů, které brání vytvoření intenzivního víření. Při uzavření klapky před každým válcem probíhá sání pouze jedním kanálem a dochází k výraznému nárůstu rotace náplně. Při použití centrální klapky vychází výsledky mezi předchozími variantami. Při sacím zdvihu pístu je vzduch nasáván převážně jedním kanálem a dochází k postupné tvorbě víření vzduchu. Vlivem dosažení nižšího maximálního průtoku vzduchu sacím kanálem, je i maximální dosažení vírové číslo nižší v porovnání s umístěním klapky přes sací ventil. Při kompresním zdvihu pístu je část směsi vytlačována zpět do uzavřené části komory a hodnota vírového čísla klesá.

Z porovnání sériové verze, nedělené komory s klapkou před sacím ventilem a centrálním umístěním klapky vychází nejlépe řešení s umístěním klapky před každý sací ventil. Dojde tím k zvýšení výkonových parametrů motoru, snížení měrné spotřeby paliva a zvýšení rotace náplně ve válci. Tomuto řešení odpovídá i současný stav, kdy se na motorech vyskytují výhradně klapky před sacím ventilem. Na druhou stranu se jedná o výraznější konstrukční zásah, kdy dojde k výraznějšímu nárůstu šířky plnicí komory. To by mohlo vést k zástavbovým problémům, nehledě na náročnější výrobu a zvýšení výrobní ceny.

Vhodnost vybraného řešení je třeba ještě ověřit experimentálně na motorové zkušebně. Při výpočtech bylo zavedeno několik zjednodušení. Jedná se o geometrii modelu plnicího systému v programu Lotus simulation. Výpočet vírového čísla byl zjednodušen užitím stacionárního výpočtu proudění. V reálném motoru dochází vlivem pohybu pístu k vzniku řady dalších vírů, které se mohou mezi sebou násobit. Při simulaci byl uvažován pouze vír vznikající nasáváním vzduchu do válce motoru. Taktéž plnicí komora byla modelována delší oproti sériovému stavu, kvůli ustálení proudění. Vlivem těchto zjednodušení je tak třeba výsledky následně ověřit na reálném modelu a na základě těchto výsledků zpětně zpřesnit simulace.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Servisní příručka 51: 20_85kW. Škoda auto.
- [2] Servisní příručka 23: 1.8T a 92kW. Škoda auto.
- [3] *Self-Study Programme 327: 1.6-litre R4 FSI engine*. AUDI AG, 2004.
- [4] *Self-Study Programme 341: The 4.2l V8 5V engine: Design and function*. VOLKSWAGEN AG.
- [5] *Self-Study Programme 282: AUDI A8'03 - Technical Features*. AUDI AG, 2002.
- [6] Servisní příručka 48: 28_143kW. Škoda auto.
- [7] TAEHWAN, Kim. *Variable Intake Manifold Development trend and technology* [online]. 2010, , 7 [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.managed-programs.com/SiteAssets/news-press/2010%20Shanghai%20PIM%20Conference-%20Variable%20Intake%20Manifold%20Development.pdf>
- [8] *Přepínatelné sací potrubí*. Bosch, Škoda auto, 2007.
- [9] *Self-Study Programme 195: The 2.3-ltr. V5 Engine: Design and Function*. VOLKSWAGEN AG, 1997.
- [10] *Self-Study Programme 212: Variable Intake Manifold in VR Engines: Principles and Description of Operation*. VOLKSWAGEN AG, 1998.
- [11] *Intake and Exhaust: 3-stage variable length intake manifold*. *AutoZine Technical School* [online]. [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: http://www.autozine.org/technical_school/engine/Intake_exhaust.html
- [12] *Self-Study Programme 403: 2.0 Liter TDI Common Rail BIN5 ULEV Engine*. Volkswagen of America, 2008.
- [13] *Self-Study Programme 368: The 2.0l 125 kW TDI Engine with 4-valve technology Design and function*. Volkswagen AG. 2005. 44s.
- [14] *PI1019: Swirl flaps / Tumble flaps* [online]. Pierburg, , 2 [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: http://www.pierburg-service.de/ximages/pg_pi_1019_en_web.pdf
- [15] *Self-Study Programme 365: Audi 4.2 l V8 TDI with Common Rail Injection System*. AUDI AG, 2005.
- [16] *Swirl_flap_03-components*. *Photobucket.com* [online]. [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: http://i201.photobucket.com/albums/aa271/bryfdir/BMW%20320Cd%20Swirl%20Flaps/swirl_flap_03-components.jpg
- [17] *Self-Study Programme 337: The 2.0l FSI engine with turbocharger: Design and function*. VOLKSWAGEN AG, 2004.



- [18] VĚŘÍŠ, Michal. Přímé vstřikování paliva: prezentace do předmětu QPV. UADI, 2016.
- [19] At010030. *AudiWorld* [online]. [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.audiworld.com/news/01/iaa/fsi/at010030.jpg>
- [20] HIRSCHFELDER, Klaus, Werner VÖLKL, Walther SINN a Armin HUCK. The First Continuously Variable Intake System in the New Eight-Cylinder Engine from BMW. *MTZ*. 2002, (3), 156-169.
- [21] Intake and Exhaust: Continuous variable length intake manifold - e.g. BMW DIVA. *AutoZine Technical School* [online]. [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: http://www.autozine.org/technical_school/engine/Intake_exhaust.html
- [22] N62 engine. BMW.
- [23] Introduction to Simulated Backfire Testing. *Reatech Induction System* [online]. [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.raetech.com/Manifold/manifold.php>
- [24] Backfiring. *rcramer.com* [online]. [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: www.rcramer.com/shop/backfire.html
- [25] N52 engine. BMW, 2005.
- [26] BIBA, Stefan, Heinz LANG a Martin VALECKA. The Resonance Intake Systems for the New BMW 2.5 and 3 l Gasoline Engines. *MTZ*. 2006, (7-8), 2-5.
- [27] /556915_x800. *Rackcdn.com* [online]. [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: https://c1552172.ssl.cf0.rackcdn.com/556915_x800.jpg
- [28] M54 engine. BMW, 2000.
- [29] Podklady poskytnuté vedoucím diplomové práce
- [30] VERTAL, PETER. *PROVOZ A ÚDRŽBA VOZIDEL S PŘEPLŇOVANÝMI MOTORY TURBODMYCHADLY*. Brno, 2010. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Aleš Vémola.
- [31] *Self Study Programme 485: Audi 1.2l TFSI engine*. AUDI AG, 2010.
- [32] Rotary Electric Actuator (REA). *Honeywell* [online]. [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <https://turbo.honeywell.com/our-technologies/electric-actuation/>
- [33] HEYWOOD, John B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York: McGraw-Hill, c1988. ISBN 00-702-8637-X.
- [34] HEISLER, Heinz. *Advanced engine technology*. Warrendale, PA: SAE International, c1995. ISBN 15-609-1734-2.
- [35] PÍŠTĚK, Václav a Josef ŠTĚTINA. *Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů: Určeno pro posl. fak. strojní*. Brno: VUT, 1991. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0368-3.



- [36] Lotus Engine Simulation - Help
- [37] STONE, Richard. *Introduction to Internal Combustion Engines*. 4. Palgrave Macmillan, 2012. ISBN 9780230576636.
- [38] BAUMRUK, Pavel. *Problematika náplně válce spalovacích motorů*. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1999.
- [39] *Vnitřní aerodynamika spalovacího motoru: Přednáška č. 1 – Základní parametry pro popis průtoku pracovní látky kanálem spalovacího motoru , průtokový součinitel kanálu* [online]. TU Liberec [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2459>
- [40] SVÍDA, David a Pavel NOVOTNÝ. *Analýza sacích kanálů*. UADI, Fakulta strojního inženýrství, 2012.
- [41] *Vnitřní aerodynamika spalovacího motoru: Přednáška č. 2 – Vírové vlastnosti kanálu* [online]. TU Liberec [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2459>
- [42] SF-260. *Superflow Dynamometers and Flowbenches* [online]. [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.superflow.com/images/thumb/SF-260.png>
- [43] High-Flow, CNC-Ported, Performance Cylinder Head for the 2.0T FSI (EA113) Engine. *Achtuning.com* [online]. [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://achtuning.com/new-products/4319/>
- [44] Swirl Meter For Flow Bench Testing Cylinder Heads for Intake Air Motion. *Performance Trends* [online]. [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://performancetrends.com/swirl.htm>
- [45] DRÁBKOVÁ, Sylva. *Mechanika tekutin*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2008. Učební texty vysokých škol. ISBN 978-80-248-1508-4.
- [46] JANALÍK, Jaroslav a Pavel ŠTÁVA. *Mechanika tekutin*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita. Učební texty vysokých škol.
- [47] URUBA, Václav. *Turbulence*. Praha: ČVUT Praha - Fakulta strojní, 2009.
- [48] BLEJCHAŘ, Tomáš. *Turbulence Modelování proudění - CFX: učební text*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2010.
- [49] *Počítačová dynamika tekutin: podklady pro výuku* [online]. [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <https://vscht.cz/uchi/ped/cfd/index.html>
- [50] JaguarExahighres15cropped. *Prweb.com* [online]. [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://ww1.prweb.com/prfiles/2009/01/20/1126544/JaguarExahighres15cropped.png>
- [51] KOZUBKOVÁ, Milada. *Modelování proudění tekutin FLUENT, CFX*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2008.



- [52] KOČVAROVÁ, Petra a Barbora FRODLOVÁ. *Experimentální a numerické stanovení ztrát ve vzduchové trati: studijní opora*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2011. Učební texty vysokých škol. ISBN 978-80-248-2716-2.
- [53] BLAIR, G. P. a W. M. CAHOON. Special investigation: Desing of an intake Bellmouth: Best bell. 2006. S. 34-41
- [54] Star CCM+ User Guide



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A_v	[-]	koeficient ve Vibeho funkci
A_p	[m ²]	průtočná plocha ventilů
a, b, c	[-]	konstanty závislé na konstrukci motoru
A_o	[m ²]	okamžitá hodnota povrchu pracovního prostoru
C_1, C_2	[-]	koeficienty
CF	[-]	průtokový součinitel
c_s	[m.s ⁻¹]	střední pístová rychlost
d	[m]	charakteristický rozměr potrubí
dm_B	[g]	množství spáleného paliva zadaný časový okamžik
dQ_B	[J]	množství uvolněného tepla za daný časový okamžik
d_t	[m]	průměr hrdla sacího kanálu v nejužším místě
D_v	[m]	vrtání válce
F_o	[N]	objemové síly
F_p	[N]	tlakové síly
F_s	[N]	setrvačné síly
F_t	[N]	třecí síly
h, L	[m]	zdvih ventilu
H_u	[J.kg ⁻¹]	výhřevnost paliva
$\dot{L}$	[kg.m ² .s ⁻²]	složka toku momentu hybnosti v ose válce
$\dot{m}_a$	[kg.s ⁻¹]	hmotnostní průtok vzduchu
$\dot{m}_f$	[kg.s ⁻¹]	hmotnostní průtok paliva
$\dot{m}_t$	[kg.s ⁻¹]	teoretická hltlost motoru
m	[-]	koeficient ve Vibeho funkci
m_B	[g]	celková hmotnost paliva spálená během celkové doby hoření t_H
$m_B(\varphi)$	[g]	hmotnost spáleného paliva za již uběhlý čas hoření $t(\varphi)$
$m_{f,0}$	[g]	celkové množství vstříknutého paliva za celý cyklus
$m_{f,b}$	[g]	množství spáleného paliva v okamžiku t'
n	[-]	počet ventilů
n_m	[min ⁻¹]	otáčky motoru
n_n	[min ⁻¹]	otáčky náplně ve válci
p	[Pa]	tlak
$\dot{Q}$	[J.s ⁻¹]	tepelný tok mezi spalovací komorou a stěnou
r	[m]	poloha elementu o velikosti dS od osy válce
R	[m]	poloměr setrvačnosti
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
S	[m ²]	průtočná plocha
s	[m]	vzdálenost
SR	[-]	vírové číslo
S_v	[m ²]	plocha vrtání válce
t	[s]	čas
T	[K]	vnitřní teplota
$t(\varphi)$	[s]	aktuálně uběhlý čas hoření
t_H	[s]	celkové doba hoření
t_{id}	[s]	zpoždění vznícení směsi
T_w	[K]	vnější teplota
v	[m.s ⁻¹]	rychlost proudění
V_t	[m.s ⁻¹]	tangenciální složka rychlosti



x, y	[-]	bezrozměrné veličiny ve Vibeho funkci
z	[m]	zdvih pístu
α	[W.m ⁻² .K ⁻¹]	součinitel přestupu tepla
β	[-]	podíl spáleného paliva
Δ	[s]	úhel zpoždění mezi přípravnou a řízenou fází spalování
ε	[J.kg ⁻¹ .s ⁻¹]	rychlosti disipace
θ	[deg]	aktuální úhel hoření od počátku hoření
θ_b	[deg]	celkový úhel hoření
κ	[J.kg ⁻¹]	turbulentní kinetická energie
λ	[-]	relativní poměr (vzdušný součinitel)
ρ	[kg.m ⁻³]	hustota proudícího media
σ	[-]	uzavírací číslo
ν	[m ² .s ⁻¹]	kinematická viskozita
ϕ	[-]	ekvivalentní poměr
ω	[s ⁻¹]	vířivost
ω_n	[rad.s ⁻¹]	otáčky náplně ve válci

A	vzduch
CFD	Computational Fluid Dynamic
CO	oxid uhelnatý
DNS	Direct Numerical Simulation
DÚ	dolní úvrat'
EGR	system zpětné recirkulace výfukových plynů
F	palivo
HC	nespálené uhlovodíky
HÚ	horní úvrat'
LES	Large Eddy Simulation
NOx	oxidy dusíku
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations
stp, x_t	formát pro 3D modelování



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1 Výkres dělené komory (č.v. 19.029.571)

Příloha č. 2 Výkres děleného ejektoru (č.v. 19.029.573)