



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

OPTIMALIZACE SACÍHO POTRUBÍ ZÁŽEHOVÉHO MOTORU

OPTIMALIZATION OF INTAKE MANIFOLD FOR SI ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. VÁCLAV VONDRÁČEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. MARTIN BERAN

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Václav Vondráček

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

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

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

Optimalizace sacího potrubí zážehového motoru

v anglickém jazyce:

Optimalization of Intake Manifold for SI Engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte optimalizaci sacího potrubí pro zážehový spalovací motor za účelem snížení škrtících ztrát.

Cíle diplomové práce:

- proveďte dostupnou rešerši konstrukčních řešení sacího traktu soudobých spalovacích motorů. Vytvořte konstrukční návrh sacího potrubí.
- na základě konstrukčního návrhu vytvořte 3-D CAD model sacího traktu.
- proveďte základní výpočtovou studii stacionárního průtoku nasávaného vzduchu sacím traktem a zhodnoťte získané výsledky.

Seznam odborné literatury:

- [1] Molnár, V.: Počítačová dynamika tekutin [online], 2008, poslední revize 19.11.2010. Dostupné z:
[2] FEM/ANSYS [online], 2010, poslední revize 19.11.2010. Dostupné z:
[3] Release 10.0 Documentation for ANSYS, ANSYS Inc., USA, 2005

Vedoucí diplomové práce: Ing. Martin Beran

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 19.11.2010

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce je navrhnout dva různé typy škrticích prvků v sacím potrubí a porovnat jejich vliv na ztráty dynamiky proudění nasávaného vzduchu. Hlavním účelem je porovnání hmotnostního toku pro plně otevřený škrticí prvek. Zabývá se vytvářením CFD modelu sacího traktu s využitím systému reverzního inženýrství 3D skeneru Atos a prostředí softwaru Pro/Engineer WF 5. V průběhu práce byly získané výsledky CFD analýzy využity pro ověřovací reálnou zkoušku na profukovací stanici.

KLÍČOVÁ SLOVA

Sací potrubí, škrticí klapka, proudění, CFD analýza, zážehový motor

ABSTRACT

The main aim of this diploma thesis is to design two different types of air throttles in the intake manifold and compare their influence on a loss of dynamics of the flow of drawn air. The main purpose is to compare the mass flow for wholly opened air throttle. It deals with creating CDF model of intake manifold by using 3D scanner Atos and software Pro/Engineer WF5. During the work, the results of the CFD analysis were used for a real testing.

KEYWORDS

Intake manifold, air throttle, flow, CFD analysis, Spark - ignition engine



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VONDRÁČEK, V. *Optimalizace sacího potrubí zážehového motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 94 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Beran.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 27. května 2011

.....

Václav Vondráček



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce Ing. Martinu Beranovi za odborné vedení, rady a cenné připomínky, které mi byly během tvorby této diplomové práce užitečné. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Janu Vančurovi za odborné rady a pomoc v oblasti CFD analýzy. V neposlední řadě děkuji rodičům a blízkým za podporu, která mi byla poskytnuta během celé délky studia.



OBSAH

Úvod	11
1 Sací systém spalovacího motoru.....	12
1.1 Základní požadavky na sací systém motoru	12
1.2 Hlavní části a komponenty sacího systému	13
1.2.1 Čistič vzduchu	13
1.2.2 Škrticí klapka	14
1.2.3 Snímač množství nasávaného vzduchu, teploty a tlaku	15
1.2.4 Sací potrubí.....	15
1.2.5 Sací kanál.....	16
1.2.6 Ventil a ventilové sedlo	17
1.3 Doplnkové komponenty sacího systému	17
1.3.1 Přepřívání motoru	17
1.3.2 Chladič plnicího vzduchu (intercooler)	18
1.3.3 Systém zpětného vedení výfukových plynů (EGR)	19
2 Základní konstrukční vlastnosti.....	20
2.1 Konstrukce sacího potrubí	20
2.2 Dynamické přepřívání	20
2.2.1 Přepřívání kmity v sacím potrubí.....	20
2.2.2 Sací potrubí s proměnnou délkou	21
2.3 Rezonanční přepřívání.....	23
2.4 Konstrukční řešení sacích kanálů.....	24
2.5 Základní druhy sacích kanálů	25
2.5.1 Přímý sací kanál.....	25
2.5.2 Tangenciální sací kanál	25
2.5.3 Šroubový sací kanál.....	26
2.6 Základní uspořádání sacích a výfukových kanálů	27
2.7 Konstrukční řešení sacího ventilu a ventilového sedla	28
3 Vlastnosti proudění vzduchu v motoru.....	29
3.1 Základní definice a mechanika tekutin	29
3.2 Definice plynů.....	29
3.2.1 Ideální plyn	29
3.2.2 Skutečný plyn (reálný).....	29
3.2.3 Vzduch.....	29
3.3 Základní stavové veličiny a fyzikální vlastnosti plynů.....	30
3.3.1 Tlak	30



3.3.2	Teplota	32
3.3.3	Objem	32
3.3.4	Hmotnost	32
3.3.5	Měrná hmotnost (hustota).....	32
3.3.6	Měrný objem.....	33
3.3.7	Rychlost zvuku	33
3.3.8	Machovo číslo.....	33
3.3.9	Viskozita.....	34
3.3.10	Měrná tepelná kapacita.....	35
3.4	Popis proudění vzduchu ve spalovacím motoru	35
3.4.1	Základní parametry a vlastnosti proudění	35
3.4.2	Popis proudění reálné (skutečné) kapaliny	35
3.5	Základní vztahy a výpočty pro popis proudění.....	37
3.5.1	Rovnice kontinuity – zákon o zachování hmoty	37
3.5.2	Eulerova rovnice.....	38
3.5.3	Bernoulliho rovnice	38
3.5.4	Reynoldsovo číslo.....	39
3.5.5	Hydraulický průměr.....	39
3.6	Tlakové ztráty při proudění v místních odporech	39
4	Základní konstrukční návrh a popis motoru	40
4.1	Postup řešení.....	40
4.2	Technické parametry pohonné jednotky.....	41
5	Tvorba modelu sacího traktu	42
5.1	Digitalizace součásti – popis optického 3D scanneru Atos	42
5.1.1	Bezodporový vstup („nátrubek“).....	42
5.2	Vytvoření modelu	44
5.2.1	Škrticí klapka	44
5.2.2	Posuvné šoupátko	45
5.2.3	Příruba	46
6	CFD simulace proudění.....	47
6.1	Základní popis systému.....	47
6.2	Přístup k řešení.....	48
6.3	Vytvoření zjednodušeného modelu.....	49
6.4	Výpočtové síť jednotlivých komponentů	50
6.4.1	Bezodporový vstup („nátrubek“).....	50
6.4.2	Škrticí klapka	52



6.4.3	Posuvné šoupátko	55
6.4.4	Příruba	58
6.5	Sestava sítí, nastavení prismatických buněk	59
6.6	Příprava pro výpočet v softwaru FLUENT	62
6.6.1	Nastavení fyzikálního modelu – typ úlohy, okrajové podmínky	62
6.6.2	Nastavení výpočetních senzorů	63
6.7	Výpočet ověřovacího modelu	64
6.7.1	Výsledky CFD simulace virtuálního modelu	64
6.7.2	Příprava na reálnou zkoušku	66
6.7.3	Porovnání výsledků reálné zkoušky ověřovacího modelu s CFD simulací	67
6.7.4	Porovnání výsledků ostatních stupňů otevření škrticí klapky, závěr	68
6.8	Výpočet ostatních variant škrticích prvků	69
6.8.1	Grafické znázornění výsledků	69
6.8.2	Numerický souhrn a porovnání výsledků	75
7	Návrh optimalizace posuvného šoupátka	77
7.1	Výpočtová síť optimalizovaného posuvného šoupátka	78
7.2	Výpočet optimalizovaného posuvného šoupátka	80
7.2.1	Grafické znázornění výsledků	80
7.2.2	Numerický souhrn a porovnání výsledků optimalizovaného šoupátka	83
8	Celkový souhrn a porovnání získaných výsledků	84
	Závěr	87
	Seznam použitých zkratk a symbolů	92
	Seznam příloh	94



ÚVOD

Pístový spalovací motor, jakož to nejstarší a nejrozšířenější druh pohonu vozidel, prošel od počátku svého vývoje již moha konstrukčními úpravami. V současné době je jedním z nejdiskutovanějších témat snižování emisí výfukových plynů, jenž musí splňovat stále se zpřísnující emisní limity stanovené evropskou normou EURO. Je logické, že nová vozidla jsou k životnímu prostředí nepoměrně šetrnější, především díky snižování emisí výfukových plynů. V současnosti (od září 2009) musí všechna nově vyrobená vozidla vyhovovat legislativním požadavkům normy EURO 5. Již dnes však automobilky soupeří o vývoj motorů splňujících přísnější limity, které budou stanoveny normou EURO 6 (její předpokládané zavedení bude v září 2013/2014). K dosažení těchto cílů může pomoci, mimo jiné, optimalizace sacího potrubí. Vývoj pístových spalovacích motorů se již dlouhou dobu snaží zvýšit ekonomickou stránku provozu a výroby vozidel, avšak jeho cílem je také zvýšení výkonnostních parametrů, při dodržení již zmíněných emisních limitů. Tyto požadavky vedou k nasazování nových komponentů, které nebyly dříve v sériové výrobě použity, ať už z ekonomických, či vývojových důvodů, nebo jejich využití bylo výhradně u speciálních závodních motorů.

Zatím, co v minulosti byli konstruktéři odkázáni pouze na analytické výpočty, cit, zkušenosti a experimentální pokusy na reálných modelech, v současné době si již nedokážeme vývoj bez použití počítačových simulací představit. Tyto simulace vedou ke snížení personálních a materiálních nákladů a také ke zkrácení doby potřebné na vývoj nového produktu. Jejich výhody můžeme uplatnit také při analýze vlivů jednotlivých úprav a stanovit, zda tyto úpravy mají na daný komponent pozitivní, či negativní dopad. Nemůžeme se však bohužel spoléhat pouze na data získaná z počítačové simulace. Správnost modelu je nutné ověřit experimentálním měřením, jehož data můžeme také použít jako vstupní parametry pro analýzu virtuálního modelu.

Tato diplomová práce se zabývá optimalizací sacího traktu zážehového motoru Opel 2.0 16V nesoucím označení C20XE. Cílem je sestavení 3D-CAD modelu a jeho analýza v CFD (Computational Fluid Dynamics) softwaru, který nám umožní pochopit a nasimulovat proudění, jak by probíhalo v reálném sacím traktu. K vytvoření výpočtové sítě virtuálního modelu bude použit software ICEM. Následný výpočet bude realizován v softwaru FLUENT, získaná data zobrazena a analyzována v postprocesoru CFD-Post.



1 SACÍ SYSTÉM SPALOVACÍHO MOTORU

Sací systém spalovacího motoru zabezpečuje přívod nové náplně do válců motoru, zapříčiňuje její optimální proudění a tlumení hluku v celém rozsahu provozních režimů a otáček motoru. U zážehových a vznětových motorů, vybavených systémem přímého vstřikování paliva do válce, se jedná pouze o přívod čerstvého vzduchu a zápalná směs paliva se vzduchem je vytvořena uvnitř válce. Pro motory využívající systému vstřikování paliva do sacího potrubí, tedy pro motory s vnější tvorbou směsi, je do válce přiváděna již čerstvá směs paliva se vzduchem. V tomto případě je nutno navrhovat sací systém s ohledem na vytváření směsi v průběhu sání.



Obr. 1 Sací systém automobilu Audi V6 3,2 FSI [15]

1.1 ZÁKLADNÍ POŽADAVKY NA SACÍ SYSTÉM MOTORU

Základním konstrukčním požadavkem sacího systému motoru je zajistit co nejmenší tlakovou ztrátu, a tedy co nejlepší naplnění válce motoru ve všech pracovních režimech, obzvláště pak je však tento požadavek potlačován ve prospěch řízení tvorby směsi, kde je dokonalé spálení vstřikovaného paliva zajišťováno intenzivním tangenciálním vířením vzduchu způsobené šroubovitým nebo tangenciálním sacím kanálem. Další výjimku tvoří zážehové motory o velkém zdvihovém objemu se čtyřventilovou hlavou, u kterých je z důvodu snížení spotřeby paliva při nízkých otáčkách a režimech nízkého zatížení nasávána do válce motoru chudá směs. Pro zmíněné motory je účelně navrhován sací systém pro režim maximálního výkonu, což vede na velké průtočné průřezy s minimálním odporem proti průtoku čerstvé náplně. Spolehlivé zapálení při malém zatížení motoru dříve zajišťovala velmi bohatá směs, která však v důsledku malého pohybu náplně ve válci nebyla dostatečně promísena, tím docházelo k dohořívání ve výfukovém potrubí a zvýšení spotřeby paliva. Tangenciálního víru, pro snížení spotřeby paliva, může být docíleno uzavřením jednoho ze sacích kanálů, nebo vyřazením jednoho sacího ventilu z činnosti. Směs vstupující do válce na obvodu poté vyvolá vznik tangenciálního víru. Výrazná změna směru proudu nebo zmenšení průtočného průřezu vyvolají tlakové ztráty a zmenší se nasávané množství vzduchu, což však v těchto režimech zatížení motoru nevádí. Základní odpor vzduchu v sacím systému představuje vzduchový filtr a celková ztráta sacího traktu na vstupu do motoru se pohybuje v rozmezí 3,5 – 5 [kPa]. Zmenšení odporů při vysoké rychlosti proudění se dosahuje vytvořením plynulých obrysů a odstraněním náhlých změn směru proudění. Ohříváním sacího potrubí chladicí kapalinou může být využito za účelem zlepšení odpařování paliva. Hlavním požadavkem při konstrukci motoru je dosažení vysokého točivého momentu při nízkých otáčkách a vysokého



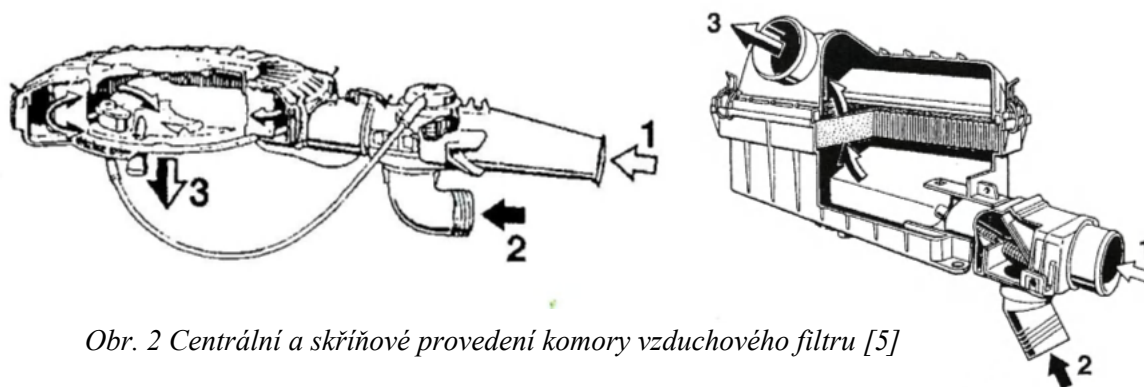
jmenovitého výkonu při otáčkách maximálních. Vlastní průběh točivého momentu závisí na hmotnosti nasátého vzduchu a na otáčkách motoru. Geometrickým provedením sacího potrubí můžeme pozitivně ovlivnit průběh točivého momentu a také zajistit přeplňování, jež spočívá ve využití dynamiky nasávaného vzduchu.

1.2 HLAVNÍ ČÁSTI A KOMPONENTY SACÍHO SYSTÉMU

Jednotlivé komponenty sacího traktu se mohou lišit podle hlediska použití k určitému typu motoru a jeho základním parametrům. Odlišné komponenty jsou použity pro zážehové a vznětové motory, stejně tak se některé části sacího traktu mohou lišit pro motory atmosférické a přeplňované.

1.2.1 ČISTIČ VZDUCHU

Odstraňuje prachové částice obsažené v nasávaném vzduchu, a tím zvyšuje životnost a spolehlivost motoru. Bez použití čističe vzduchu by se prach dostával do mazacího oleje, v němž by působil jako brusný prostředek. Docházelo by k degradaci oleje, zanášení olejových filtrů a mazacích kanálků nejen samotným prachem, ale také kovovými částicemi vzniklými abrazivním opotřebováváním stykových ploch v důsledku interakce se zaneseným olejem prachovými částicemi. Čističe vzduchu plní dále funkci předehřívání nasátého vzduchu, regulaci jeho teploty a v neposlední řadě slouží také k tlumení hluku v sání. Regulace teploty nasávaného vzduchu je důležitá pro provozní chování motoru a pro složení výfukových plynů. Teploty se mohou lišit pro různé stupně zatížení motoru. Potřebný teplý vzduch se odebírá poblíž výfuku a přivádí se přes klapkový mechanismus na vstup čističe, kde se mísí s nasávaným studeným vzduchem. Regulace je převážně prováděna samočinně podtlakem v sacím potrubí, nebo použitím prvků z dilatačních materiálů. Řízením teploty nasávaného vzduchu pozitivně ovlivňuje výkon motoru, spotřebu paliva a emise. Pro osobní automobily se používají vzduchové čističe s filtrační vložkou z papíru, plsti, nebo rouna, jenž vykazují vysoký stupeň zbavení prachu, a jejich výměna se provádí v intervalu stanoveném výrobcem. Filtrační materiál musí mít minimální odpor proti průtoku vzduchu, rovnoměrnou pórovitost, odolnost proti promáčení, dostatečnou odolnost proti roztržení a tuhost. K usazování prachu dochází při jejich uvážnutí ve vláknech filtrační vložky.



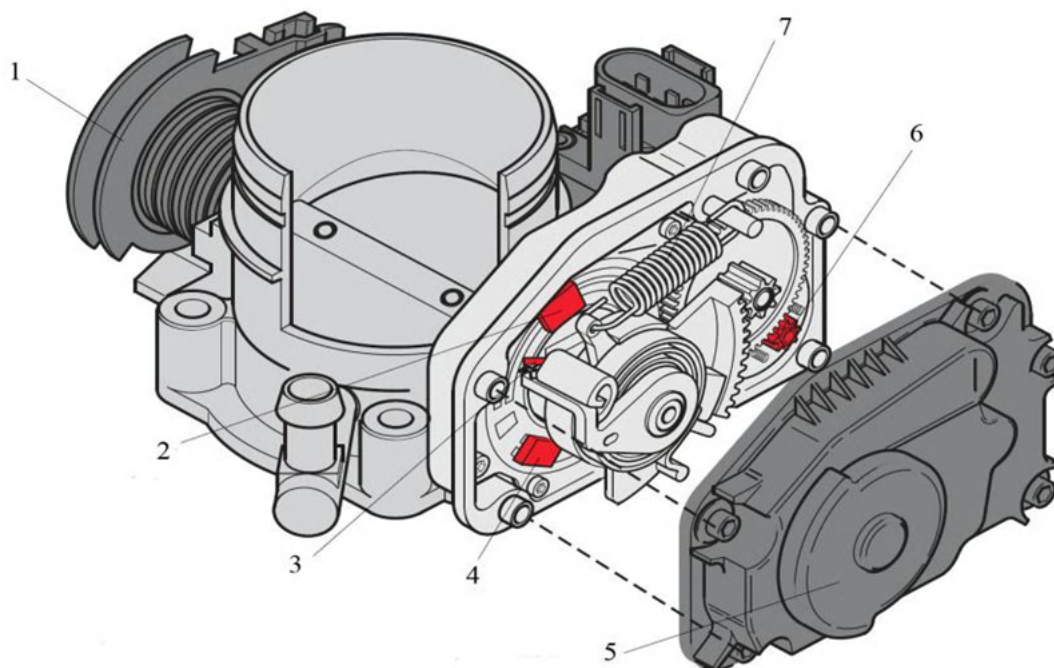
Obr. 2 Centrální a skříňové provedení komory vzduchového filtru [5]

1 – vstup studeného vzduchu, 2 – vstup teplého vzduchu, 3 – výstup směsi studeného a teplého vzduchu,



1.2.2 ŠKRTICÍ KLAPKA

Změnou průtočného průřezu plní funkci regulačního členu, kterým proudí do motoru čerstvý vzduch, popřípadě směs paliva se vzduchem. V závislosti na úhlu otevření škrticí klapky je ovlivněno množství nasávaného vzduchu (směsi), a tím i výkon motoru. Jedná se o tzv. kvantitativní regulaci směsi. V minulosti bylo ovládání prováděno mechanicky táhlem od plynového pedálu, u dnešních moderních motorů je již úhel otevření škrticí klapky řízen převážně elektronicky. Pedál akceleratoru může prostřednictvím lanka mechanicky ovládat potenciometr, od něhož je veden signál do řídicí jednotky motoru a následně do elektromotoru, jenž nastaví příslušný stupeň otevření škrticí klapky. Elektronický nastavovač zajišťuje také regulaci otáček chodu naprázdno a jejich stabilizaci při změnách třecích ztát motoru a příkonu příslušenství, např. při sepnutí klimatizace. Dnes se již převážně používá elektronický plynový pedál (EGAS), ve kterém je přímo zabudován potenciometr, tedy snímač sešlápnutí pedálu akceleratoru. Pro řízení výkonu motoru není již mezi pedálem a škrticí klapkou žádné mechanické ani přímé elektrické vedení. Klapka může být umístěna před společným sběrným potrubím, kdy je jednou klapkou řízeno sání celého motoru, popřípadě na sací větví každého válce zvlášť, čímž je pozitivně ovlivněna odezva motoru na změnu stupně otevření škrticí klapky. U závodních motorů může být jako alternativa škrticí klapky použito posuvné šoupátko, nebo plně variabilní ventilový rozvod.

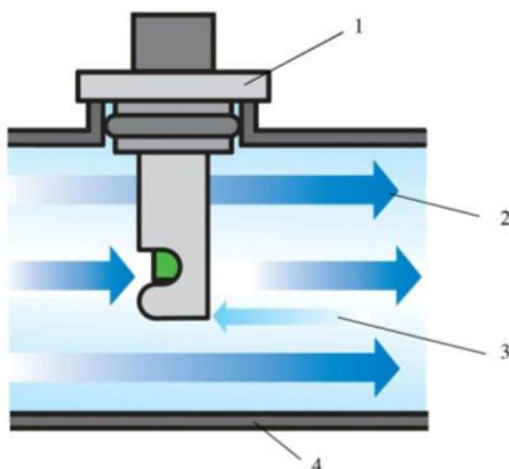


Obr. 3 Škrticí klapka motoru Škoda Felicia 1,6 MPI [7]

1 – ovládací kladka, 2 – potenciometr nastavovače škrticí klapky, 3- koncový spínač běhu naprázdno, 4 – potenciometr škrticí klapky, 5 – kryt ovládacího mechanismu klapky, 6 – nastavovač škrticí klapky, 7 – pružina nouzového běhu naprázdno,

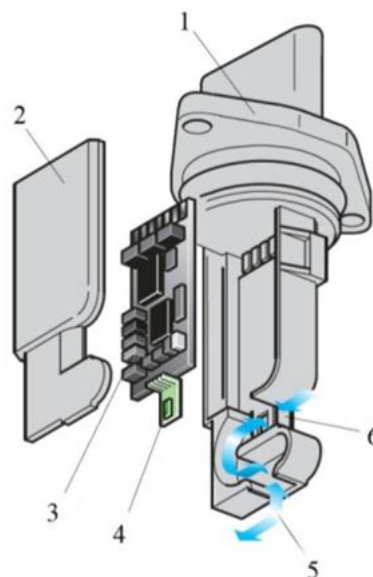
1.2.3 SNÍMAČ MNOŽSTVÍ NASÁVANÉHO VZDUCHU, TEPLoty A TLAKU

Snímače množství (hmotnosti) nasávaného vzduchu jsou neodmyslitelnými prvky pro motory s elektronicky řízeným vstřikováním a je na nich závislý směšovací poměr paliva se vzduchem. Hmotnostní množství nasávaného vzduchu je zjišťováno teplotně závislým odporem s vyhříváním drátkem, nebo vyhříváním filmem, jenž je ochlazován protékajícím vzduchem a měnící se odpor snímače udává signál o množství nasávaného vzduchu pro elektronickou řídicí jednotku motoru. U snímače s vyhříváním drátkem je tento drátek ohříván procházejícím proudem a udržován na konstantní teplotě asi o 100 [°C] vyšší než je teplota vzduchu. Teplota drátku se mění v závislosti na množství nasávaného vzduchu. Snímač s vyhříváním filmem je založen na podobném principu, kdy je protékajícím vzduchem ochlazován film, jenž je tvořen třemi elektrickými odpory v jednotlivých vrstvách. Jedná se o topný odpor (odpor čidla), odporové čidlo (teplota čidla) a teplotní odpor (teplota nasávaného vzduchu). Odporové tenké platinové vrstvy jsou nanášeny na keramickém podkladu, a jako odpory zapojeny do můstku. Teplota topného odporu je regulována tak, aby byla o 160 [°C] vyšší než teplota nasávaného vzduchu. Z výsledného signálu je v řídicí jednotce určeno odpovídající nasávané množství vzduchu (hmotnostní průtok). Modernější snímače dokonce umožňují identifikaci zpětného proudění, k němuž dochází vlivem otevírání a zavírání ventilů, a tím měření zpřesňují. Při poruše snímače použije řídicí jednotka náhradní (nouzovou) hodnotu pro dobu otevření vstřikovacích ventilů, která se určuje z polohy (úhlu otevření) škrtků klapky a otáček motoru.



Obr. 4 Detailní schéma snímače vzduchu [16]

1 – snímač množství nasávaného vzduchu,
2 – nasávaný vzduch, 3 – zpětné proudění,
4 – sací potrubí



Obr. 5 Snímač množství nasávaného vzduchu [16]

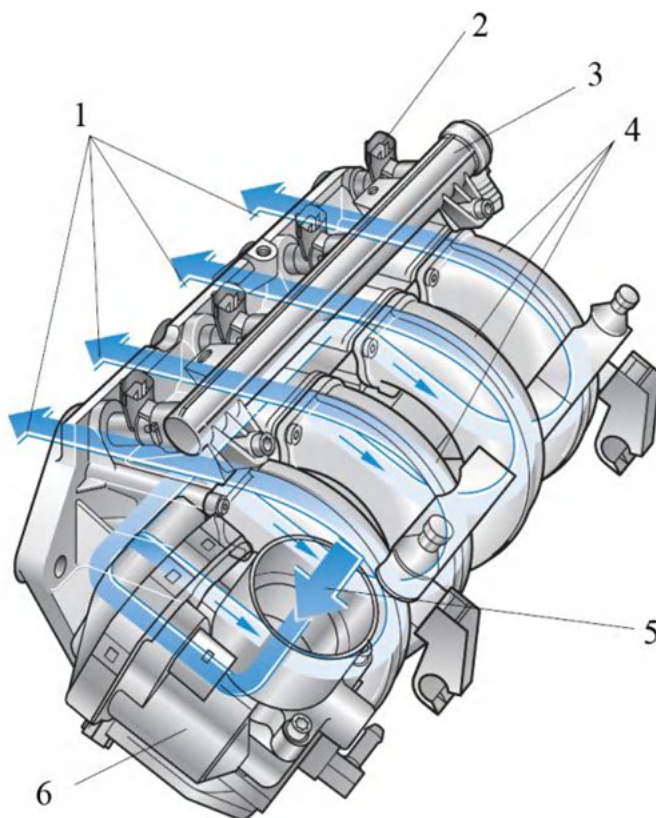
1 – kryt snímače, 2 – víčko, 3 – integrované obvody, 4 – snímací prvek, 5 – část proudu vzduchu, 6 – měřicí kanál

1.2.4 SACÍ POTRUBÍ

Zajišťuje přívod čerstvého vzduchu do motoru a jeho optimální proudění. Jedná se o tenkostěnné potrubí, jež se vyrábí z hliníku tlakovým litím a odléváním do pískové formy. V dnešní době se také ve značné míře používá k výrobě sacího potrubí plast (např. polyamid), což umožňuje výrazně snížit hmotnost samotného potrubí a také ekonomické



náklady na jeho výrobu. Hlavní rozměry jsou určovány podle požadavků na výkon a točivý moment motoru. Z hlediska sacích ztrát by potrubí mělo být hladké bez výstupků, ostrých přechodů a náhlých změn průtočného průřezu. Pro zajištění optimálních parametrů motoru ve všech provozních režimech může být do sacího potrubí implementován systém pro částečné přeplňování plnicím vzduchem. Konstrukčně se nejvíce používají systémy variabilního a rezonančního sacího potrubí.



Obr. 6 Sací potrubí Škoda Fabia 1,4l – 16V [17]

1 – čerstvý vzduch k válcům motoru, 2 – vstřikovací trysky, 3 – rozdělovač paliva, 4 – sací potrubí (rezonanční část), 5 – nasávaný vzduch od vzduchového filtru, 6 – jednotka ovládání škrtkové klapky

1.2.5 SACÍ KANÁL

Sací kanály spojují sací trakt se spalovacím prostorem. Jsou vytvořeny v hlavě válců, přičemž jejich konstrukce nesmí obsahovat ostré ohyby, výstupky a změny průřezů. Na dobré konstrukci s co nejnižšími sacími ztrátami, je závislá kvalita plnění válců motoru čerstvou směsí a její dokonalé promísení. Průtočný průřez, délka sacího kanálů a jeho sklon v hlavě válců jsou hlavními konstrukčními parametry ovlivňujícími kvalitu proudění vzduchu do válce. Z důvodů rozvíření náplně ve válci kolem jeho svislé osy se u některých motorů používá tangenciální nebo šroubovitě provedení sacích kanálů. Nejčastěji se s tímto konstrukčním řešením můžeme setkat u motorů s přímým vstřikováním paliva, jenž dokáží pracovat při částečném zatížení v režimu s vrstvenou (velmi chudou) směsí. Rozvířená směs usměrňuje bohatší vrstvu směsi k zapalovací svíčke tak, aby bylo možné její zažehnutí a prohoření.



1.2.6 VENTIL A VENTILOVÉ SEDLO

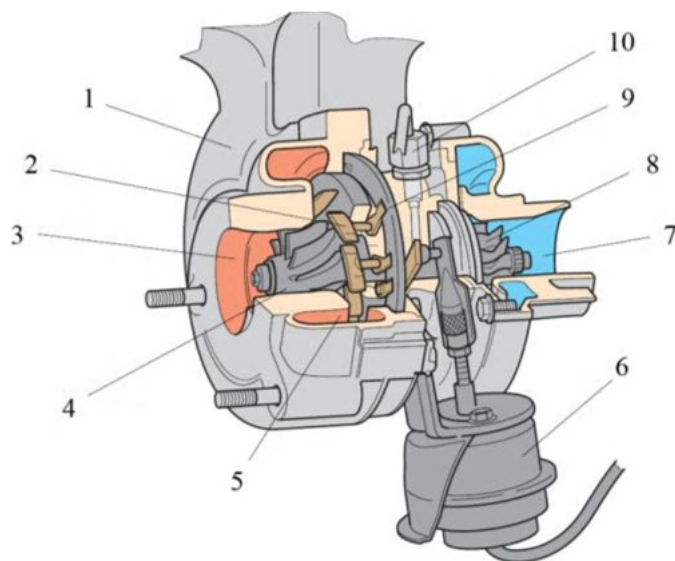
Hlavním úkolem je utěsnit spalovací prostor během expanzního a výfukového zdvihu pístu a oddělit jej od sacího traktu. Svým tvarem výrazně ovlivňují sací ztráty a proudění čerstvé směsi do válce. Z důvodu vysokého tepelného a mechanického namáhání jsou vyráběny z materiálů odolávajících vysokým teplotám, mechanickému a chemickému namáhání. Nejčastěji se používá kvalitní legovaná ocel a další tvrdé materiály pro zpevnění ventilového talíře a styčné plochy dříku s vahadlem. Detailnější přehled a popis ventilů bude uveden v kapitole 2 (Základní konstrukční vlastnosti).

1.3 DOPLŇKOVÉ KOMPONENTY SACÍHO SYSTÉMU

Zabezpečují zvýšení výkonu a točivého momentu, jenž jsou v podstatě určovány otáčkami a množstvím čerstvého vzduchu v náplni válce při sacím zdvihu pístu. Množství nasátého vzduchu určuje tzv. součinitel plnění. Použitím přeplňování lze tento součinitel významně zvýšit. Ochlazováním stlačeného nasávaného vzduchu lze dosáhnout použitím chladiče nasávaného vzduchu, a docílit tak lepší plnicí účinnosti motoru. Pro snížení obsahu emisí ve výfukových plynech může být použit systém recirkulace výfukových plynů (EGR), který výrazně redukuje především oxidy dusíku (NO_x).

1.3.1 PŘEPLŇOVÁNÍ MOTORU

V průběhu sacího zdvihu se vnějším dmychadlem dopravuje větší množství čerstvého vzduchu, než by se do válce dostalo přirozeným (atmosférickým) sáním. K přeplňování může být použito dmychadlo bez mechanického pohonu, tedy turbodmychadlo poháněné výfukovými plyny, jejichž tepelná energie se využívá k pohonu turbíny dmychadla a následně hřídeli spojeného kompresorového kola, které vhání čerstvý vzduch do motoru. Turbodmychadla dosahují otáček 50 000 až 240 000 $[\text{min}^{-1}]$ a plnicí vzduch dosahuje po stlačení teploty až 180 $^{\circ}\text{C}$. Nevýhodou je, že vzhledem k množství výfukových plynů dochází k významnějšímu přeplňování až ve středních a vyšších otáčkách motoru. Kromě toho mají tyto dmychadla zpožděné reakce na rychlé změny zatížení motoru, z důvodu setrvačnosti výfukových plynů, které nejsou schopny tyto rychlé změny provozního režimu reflektovat. Výhodou jsou nízké ztráty užitečného výkonu na pohon dmychadla. Plnicí tlaky nesmí překročit hodnoty předepsané výrobcem, jinak by mohlo dojít k poškození motoru. K regulaci plnicího tlaku se používají mechanicko – pneumatické systémy, elektronické systémy a regulace změnou průtočného průřezu (např. nastavitelnou geometrií rozváděcích lopatek turbíny). Dále mohou být k přeplňování použita dmychadla s mechanickým pohonem (kompresorové), tedy dmychadlo Rootsovo, spirálové (G – dmychadlo), křídlové, lopátkové a dmychadlo s komorovým rotorem (Comprex). Rootsovo dmychadlo je poháněno přímo od klikového hřídele motoru přes elektromagneticky ovládanou spojku. Spojka dmychadlo odpojuje při chodu naprázdno, a naopak připojuje při akceleraci s plným zatížením. Výhodou oproti turbodmychadlům poháněnými výfukovými plyny je, že nedochází k zásahu do výfukového systému motoru, nárůst plnicího tlaku je rychlejší, a tím dochází k rychlejší reakci na změny zatížení motoru. Vysokého točivého momentu je dosahováno i při nižších otáčkách motoru. Naopak nevýhodou je způsob vlastního pohonu dmychadla, který je realizován od klikové hřídele, přičemž dochází ke ztrátě části užitečného výkonu až 20 [kW], v závislosti na plnicím tlaku a otáčkách.



Obr. 7 Turbodmychadlo s nastavitelnou geometrií turbíny [18]

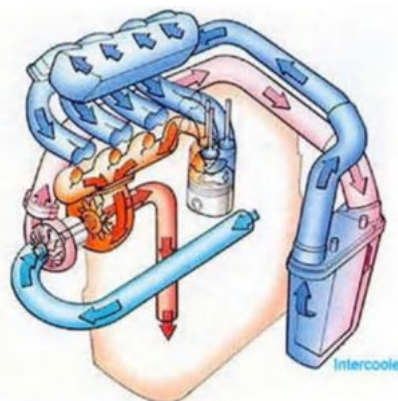
1 – skříň turbodmychadla, 2 – nastavitelná rozváděcí lopatka, 3 – výstup spalin, 4 – turbínové kolo, 5 – výfukové plyny, 6 – podtlakový ventil pro nastavování rozváděcích lopatek, 7 – nasávaný vzduch, 8 – kompresorové kolo, 9 – nastavovací kroužek, 10 – přívod mazacího oleje

1.3.2 CHLADIČ PLNÍCIHO VZDUCHU (INTERCOOLER)

Nasávaný vzduch se v turbodmychadle zahřívá, což má za následek snižování výkonu motoru. Pro zamezení ztrát plnicí účinnosti, výkonu a točivého momentu je chladič plnicího vzduchu neodmyslitelným doplňkem turbodmychadlem přeplňovaného motoru. Stlačený vzduch je před vstupem do válců ochlazován, čímž se zvýší jeho hustota, respektive jeho objemové množství a obsah kyslíku. Ochlazení plnicího vzduchu je prováděno na teplotu blízkou hodnotě před stlačením. Větší hmotnost vzduchu při stejném objemu umožňuje vstřikování většího množství paliva. Jako chladiče stlačeného vzduchu se používají tepelné výměníky typu vzduch – vzduch, nebo kapalina – vzduch. Nejčastěji se umísťují za nárazník vedle, nebo před chladič motoru.



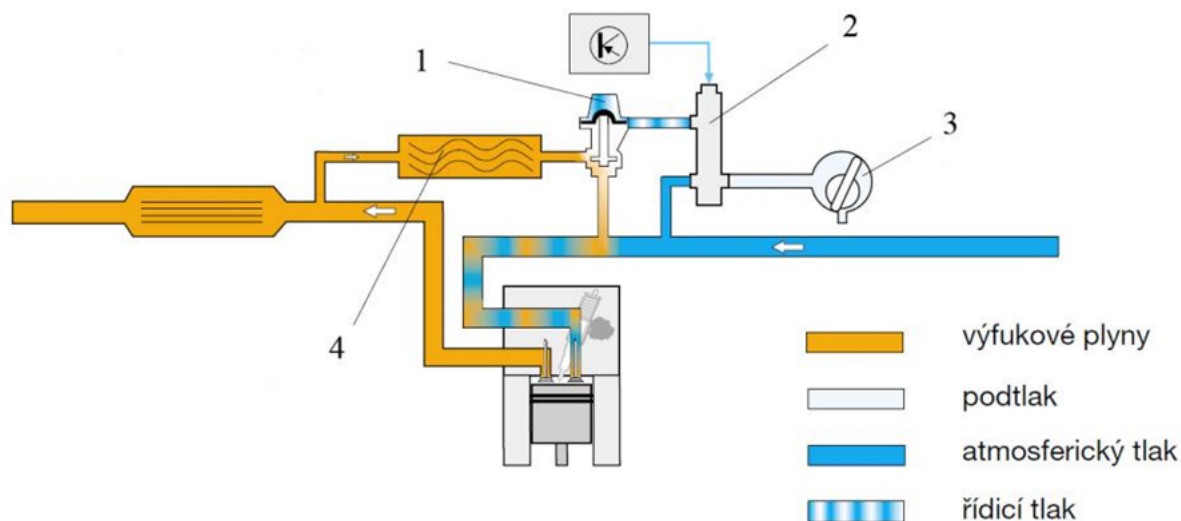
Obr. 8 Chladič plnicího vzduchu [19]



Obr. 9 Schéma sacího okruhu s chladičem [20]

1.3.3 SYSTÉM ZPĚTNÉHO VEDENÍ VÝFUKOVÝCH PLYNŮ (EGR)

Při zpětném vedení výfukových plynů se část spalín za výfukovým sběrným potrubím odebírá a znovu se mísí se směsí paliva a vzduchu, přičemž jsou tyto spaliny opět nasávány do spalovacího prostoru. Z důvodu recirkulace výfukových plynů se do motoru dostává méně čerstvé směsi. Nižší koncentrace kyslíku přímo ovlivňuje rychlost prohoření paliva a snižují se hraniční hodnoty teploty hoření, přičemž je dosahováno redukce oxidů dusíku (NO_x) až o hodnotu 60 %. Naopak se zvyšujícím se podílem recirkulovaných výfukových plynů dochází k nárůstu obsahu nespálených uhlovodíků (HC), a zvyšuje se spotřeba paliva. Těmito faktory je určena horní hranice recirkulace, která činí 15 až 20 %. Při příliš vysokém podílu zpětného vedení spalín se navíc zhoršuje rovnoměrnost chodu motoru. Funkce tohoto systému je závislá na teplotě, proto je uváděn do činnosti až po zahřátí motoru na provozní teplotu v oblasti částečného zatížení a při režimu práce motoru se stechiometrickou směsí. K vypínání dochází při spalování bohaté směsi, při které je vznik oxidů dusíku (NO_x) nízký, například při spouštění studeného motoru, jeho ohřívání na provozní teplotu, při akceleraci a plném zatížení. K zabezpečení klidného chodu motoru naprázdno se zpětné vedení výfukových plynů rovněž vypíná. Recirkulace je řízena ventilem systému EGR (Exhaust Gas Recirculation) v závislosti na teplotě a otáčkách motoru. Tento ventil bývá umístěn do zpětného potrubí mezi sběrné výfukové a sací potrubí. Ventil je ovládán pneumaticky přes elektropneumatický měnič (EPW), jenž reaguje na ovládací signál z elektronické řídicí jednotky a je převeden na pneumatický podtlakový signál. Ventil je do požadované polohy nastaven podtlakovou pumpou. Linie otevírání a zavírání ventilu je však poněkud neuspořádaná. Plynulejší (lineární) způsob otevírání a zavírání zabezpečují elektrické ventily ovládané řídicí jednotkou motoru, přičemž poloha ventilu je kontrolována snímačem zpětné vazby. Pro zlepšení plnicí účinnosti motoru může být tento systém doplněn chladičem recirkulovaných výfukových plynů, bez kterého se moderní motory již neobejdou.



Obr. 10 Schéma funkce systému zpětného vedení výfukových plynů s chladičem [21]

1 – mechanický regulační ventil zpětného vedení výfukových plynů, 2 – elektromagnetický ventil zpětného vedení výfukových plynů, 3 – podtlakové čerpadlo, 4 – chladič zpětného vedení výfukových plynů



2 ZÁKLADNÍ KONSTRUKČNÍ VLASTNOSTI

2.1 KONSTRUKCE SACÍHO POTRUBÍ

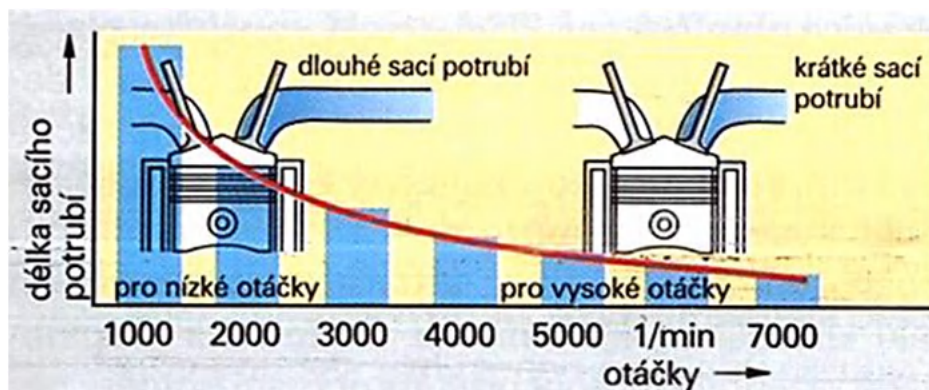
Sací potrubí s karburátorem, nebo centrálním (jednobodovým) vstřikováním, potřebují k rovnoměrnému rozdělení směsi vzduchu s palivem krátká a pokud možno stejně dlouhá potrubí k jednotlivým válcům motoru. Oproti tomu konstrukce sacího potrubí pro vícebodové vstřikování umožňuje více volnosti a možností samotné realizace, neboť v potrubí proudí pouze vzduch a palivo je vstřikováno těsně před sací ventily. Sací potrubí vícebodových vstřikovacích systémů se skládají z plastového sacího potrubí a sběrného potrubí se škrticí klapkou, jejichž počet odpovídá počtu válců daného motoru. Konstrukce krátkého sacího potrubí umožňuje vysoký jmenovitý výkon, ale současně způsobuje pokles točivého momentu v nízkých otáčkách motoru. Naopak dlouhé sací potrubí vykazuje opačné vlastnosti. Velký objem sběrného potrubí vyvolává při určitých otáčkách částečný rezonanční efekt, jenž zlepšuje plnění, avšak může docházet k odchýlkám ve složení směsi při rychlých změnách zatížení motoru. Regulace proudu čerstvého vzduchu nasávaného motorem může být realizována škrticí klapkou, jako další možnost k ovlivnění plnění válců je možné použít variabilního časování ventilů, jež také umožňuje ovlivňovat jak podíl čerstvé směsi, tak i podíl zbytkových plynů zůstávajících ve válci (recirkulaci výfukových plynů). Ideální průběh točivého momentu je možno dosáhnout použitím variabilního sacího potrubí, u kterého se např. v závislosti na zatížení, otáčkách a úhlu natočení škrticí klapky mění jeho nastavení. Charakteristika proudění se může měnit nastavením délky samostatných větví sacího potrubí, změnou délky sacích větví nebo jejich průtočných průřezů, odpojováním sacích větví jednotlivých válců u vícenásobných sacích potrubí, nebo změnou objemu společného sběrného potrubí.

2.2 DYNAMICKÉ PŘEPLŇOVÁNÍ

Využívá kinetické energie proudu čerstvých plynů v sacím potrubí. Otevřením sacího ventilu dojde k vyvolání zpětné tlakové vlny, která se pohybuje proudem plynů zpět rychlostí zvuku a naráží na otevřeném konci sacího potrubí na klidné prostředí. V tomto okamžiku se tlaková vlna opět odráží a pohybuje se zpět směrem k sacímu ventilu. Efekt přeplňování a tedy zlepšení plnění válce vzniká v okamžiku, kdy odražená tlaková vlna dorazí k otevřenému sacímu ventilu. Frekvence tlakové vlny je závislá na délce sacího potrubí a na rychlosti proudění dané otáčkami motoru. Dynamickým přeplňováním motoru lze dosáhnout vyššího točivého momentu a jeho rovnoměrného průběhu, vyššího výkonu při středních a vysokých otáčkách a snížení emisí výfukových plynů.

2.2.1 PŘEPLŇOVÁNÍ KMITY V SACÍM POTRUBÍ

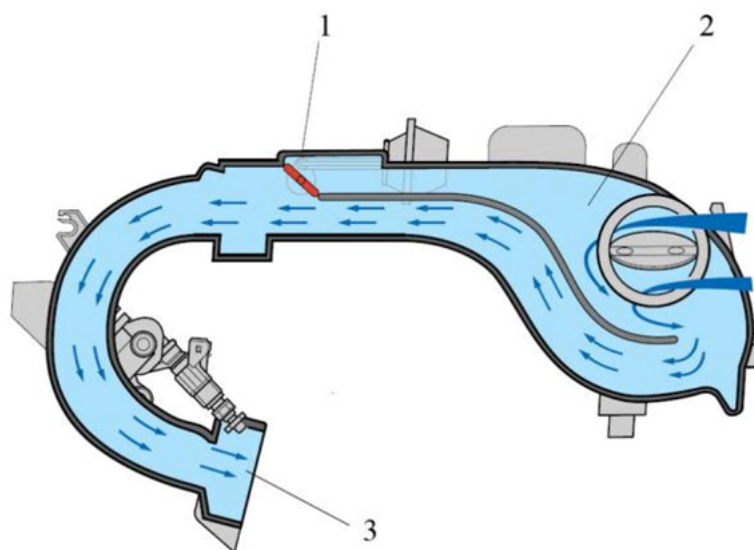
Při tomto způsobu plnění je každému válci přiřazeno samostatné sací potrubí vhodné délky, které je většinou připojeno ke společné sací komoře. Pohybem pístu dojde k rozkmitání sloupce proudícího plynu, jenž je vhodnou volbou délky sacího potrubí ovlivněn tak, aby se tlaková vlna pohybovala otevřeným sacím ventilem do válce motoru, a pozitivně tím ovlivnila jeho naplnění čerstvou směsí. Důležitým prvkem, pro zajištění správné funkce tohoto systému, je časování rozvodů. Dlouhé a tenké sací potrubí je výhodné pro spodní oblast otáček, naopak pro horní oblast otáček je vhodné použít krátké a široké sací potrubí.



Obr. 11 Závislost délky sacího potrubí s využitím kmitů na otáčkách motoru [4]

2.2.2 SACÍ POTRUBÍ S PROMĚNNOU DÉLKOU

Variabilním uspořádáním sacího systému lze dosáhnout zlepšení plnění válců jak při nízkých, tak i vysokých otáčkách motoru. Sací potrubí je rozděleno na dvě části, přičemž přepínáním klapky se vytváří krátký nebo dlouhý sací kanál, kterým proudí nasávaný vzduch směrem od vzduchového filtru k příslušnému sacímu ventilu v hlavě válců. Klapky jsou ovládány mechanicky podtlakem, nebo elektronicky a jejich pohyb je řízen řídicí jednotkou motoru v závislosti na převládajících jízdních podmínkách. Postavení klapky při otáčkách motoru do 4000 [ot/min] je označováno jako dlouhý sací kanál (kanál točivého momentu). Při pohybu pístu do dolní úvratí dochází v nasávaném vzduchu ke vzniku tlakových vln, které se v zadní části sacího potrubí odrážejí zpět směrem k sacím ventilům. Délka sacího potrubí je dimenzována tak, aby tlakové vlny napomáhaly dobrému plnění válců čerstvým vzduchem. Tím dochází k optimalizaci točivého momentu.

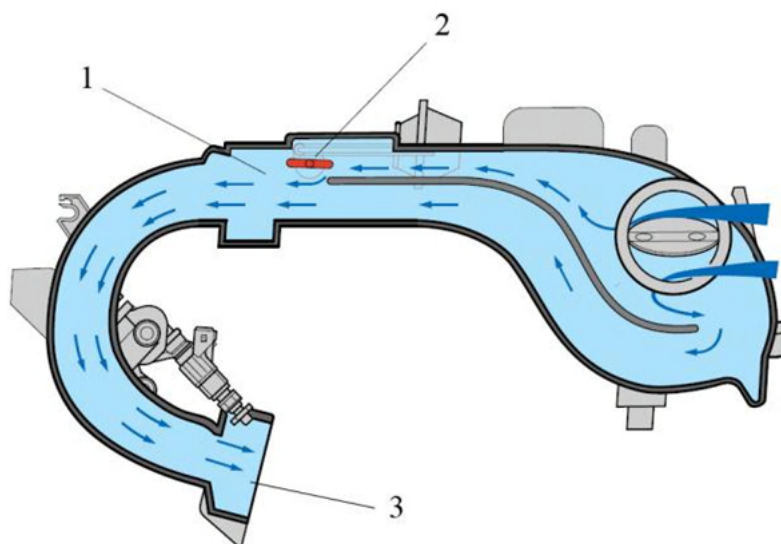


Obr. 12 Sací potrubí s proměnnou délkou – dlouhý sací kanál točivého momentu [22]

1 – klapka uzavřena, 2 – oblast odrazu tlakových vln, 3 – směr proudu vzduch k válci

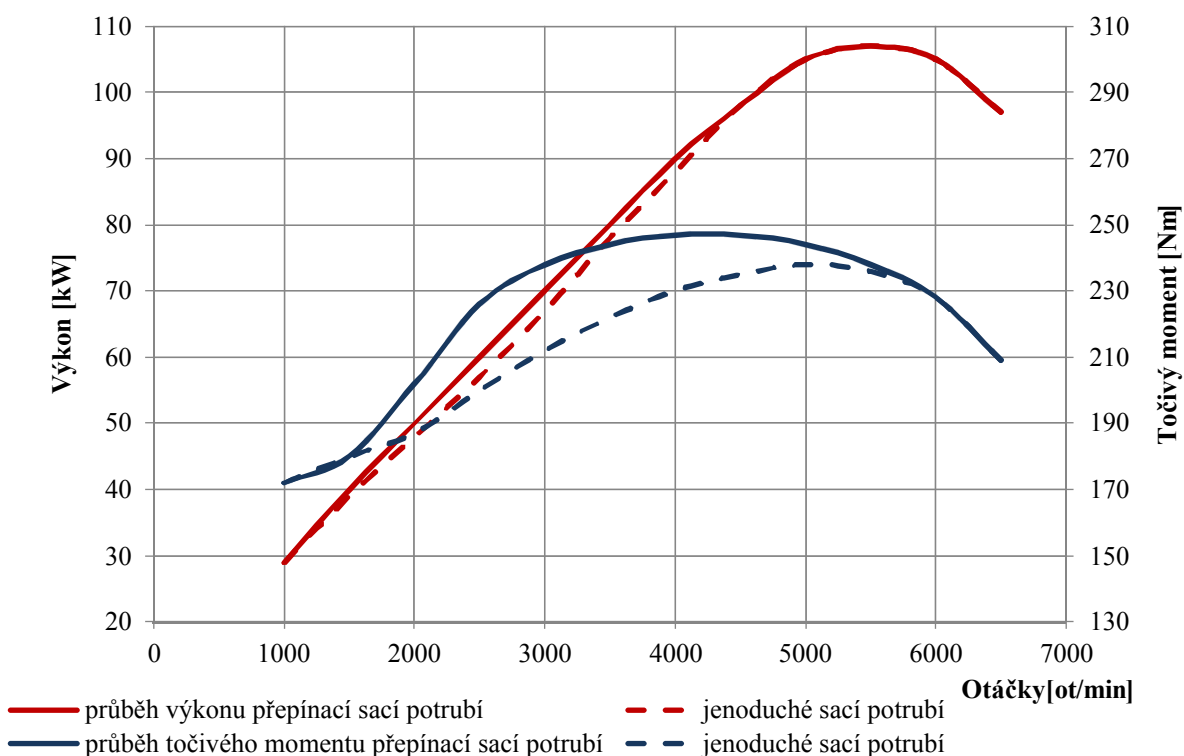


Postavení klapky při otáčkách motoru od 4200 [ot/min] je označováno jako krátký sací kanál (kanál výkonu). Při vysokých otáčkách je kratší čas pro naplnění válce čerstvou směsí, a proto musí být i sací kanál kratší. Otevřením klapky se otevře krátký sací kanál, přičemž oblast odrazu tlakových vln se v tomto případě nachází v přední části sacího potrubí. Tak je zajištěno, i při vysokých otáčkách, dobré plnění válců a dosažení plného výkonu.



Obr. 13 Sací potrubí s proměnnou délkou – krátký sací kanál výkonu [22]

1 – oblast odrazu tlakových vln, 2 – klapka otevřena, 3 – směr proudu vzduch k válcům

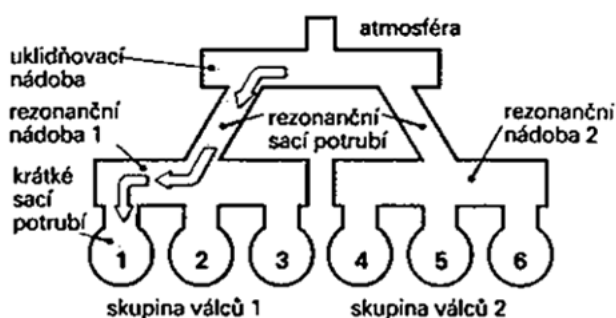


Obr. 14 Točivý moment a výkon motoru v závislosti na délce sacího potrubí [4]

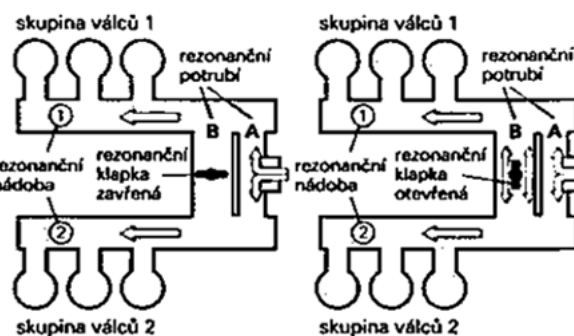


2.3 REZONANČNÍ PŘEPLŇOVÁNÍ

K rezonanci dochází tehdy, pokud se frekvence daná otáčkami shoduje s frekvencí kmitů vln ve sloupci plynů. Rezonanční efekt způsobuje, stejně jako u předchozích dvou systémů, dynamické zvýšení plnicího tlaku a zlepšení tak plnicí účinnosti motoru. Vlivem dlouhého sacího potrubí ve spojení s rezonanční komorou vznikají „dlouhé“ sloupce plynu, které vyvolají vysokotlaké vlny před otevírajícím se sacím ventilem. Krátká sací potrubí vedou od určité skupiny válců k rezonanční komoře, např. šestiválcový řadový motor s pořadím zapalování 1-5-3-6-2-4 (obr. 15). Pro zážehy jdoucí po sobě v intervalech 240° jsou válce 1-3 spojené s první rezonanční komorou, válce 4-6 s druhou a válce 2-5 se třetí rezonanční komorou. Aby nedocházelo k nežádoucímu ovlivňování proudění v sacím potrubí vlivem pořadí zapalování dalšího válce, je vhodné uspořádání válců do skupin, kde každá rezonanční komora je připojena k rezonančnímu sacímu potrubí. Vlastní frekvence sací soustavy se mění otevřením nebo uzavřením klapky, při kterém dochází k připojení nebo odpojení druhého potrubí (B) k prvnímu potrubí (A), (obr. 16). Výsledkem je optimální plnění válců v široké oblasti provozních otáček a zlepšení průběhu točivého momentu. Optimální oblast otáček, ve které by měla být sací soustava provozována, je dána délkou rezonančního potrubí a objemem rezonanční komory.

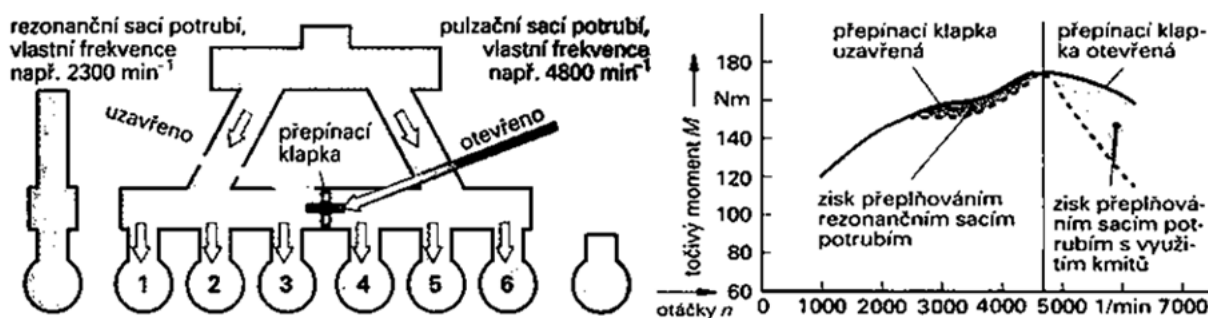


Obr. 15 Rezonanční přeplňování [4]



Obr. 16 Soustava rezonančních sacích potrubí [4]

Aby bylo možno využít obou hlavních systémů dynamického přeplňování, kombinují se dohromady rezonanční systémy a jednodušší systémy s pulzačním sacím potrubím. Tento způsob přeplňování je označován jako rezonanční kombinované sací potrubí (obr. 17). Rezonanční potrubí je aktivováno v dolní oblasti otáček, naopak při vysokých otáčkách je systém přepnut na dynamické plnění. Klapka mezi rezonančními komorami se otevírá elektropneumatically nebo elektricky a samotné komory poté slouží jako sběrná vzduchová nádoba pro sací potrubí.

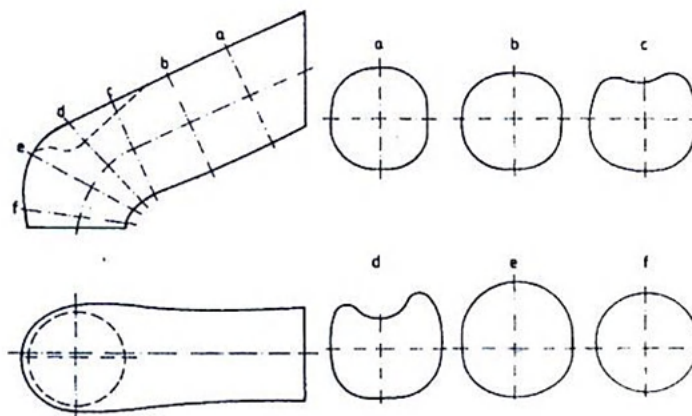


Obr. 17 Kombinované sací potrubí a vliv na průběh točivého momentu [4]



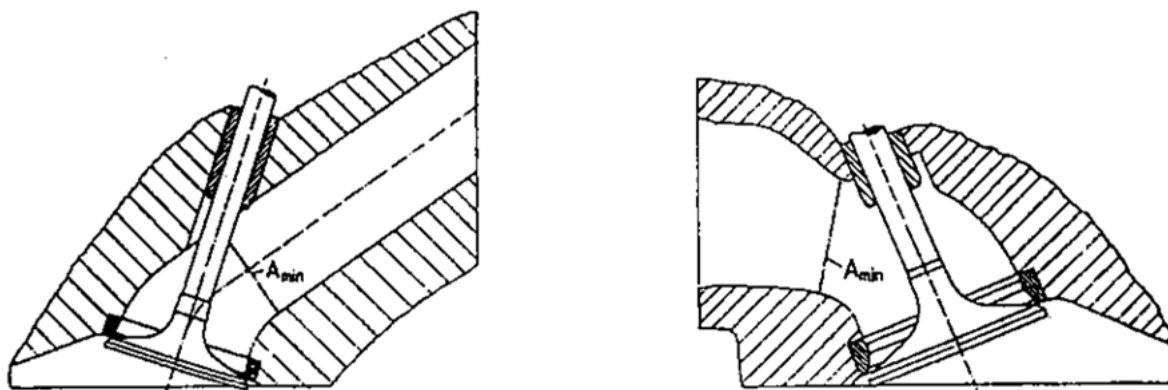
2.4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ SACÍCH KANÁLŮ

U moderních spalovacích motorů se nejčastěji používají dva sací kanály na válec. Díky této koncepci je dosaženo větších průtočných průřezů a lepšího rozvícení čerstvé směsi ve válci. Na hmotnost vzduch přiváděného do válce má průměr sacího kanálu ve vztahu k vrtání válce a průměru sacího ventilu významný vliv. Kvůli značné tvarové složitosti a prostorovým nárokům má sací kanál ideální průřez obecně pouze na několika místech, proto se pro zjednodušení uvádí hydraulický průměr, což je průměr, který by vznikl, kdyby se skutečná plocha průřezu vytvořila jako kruhová. Znázornění průřezů různých řezných rovin (obr. 18).



Obr. 18 Řezné roviny sacího kanálu zážehového motoru [5]

Na odpor proudění vzduchu a ovlivnění pulzací v sacím traktu má zásadní vliv uspořádání sacího kanálu. Především jeho průřez, tvar, povrch, délka a poloha vzhledem k ose válce. Proudění je změnami směru omezováno tím méně, čím méně je střednice kanálu odchýlena od osy válce, tzn. čím je kanál strmější. Optimalizace sacích kanálů významným faktorem ovlivňuje výkon motoru, a jako taková je silně závislá na prostorových možnostech hlavy válců. Na (obr. 19) jsou znázorněny podélné řezy sacím kanálem čtyřventilového a dvouventilového motoru. Z porovnání těchto konstrukcí vyplývá, že moderní čtyřventilový motor má sací kanál pouze s malými změnami příčného průřezu, přičemž vzniká jenom nepatrná změna směru směsi při vstupu do spalovacího prostoru, což vede k malým ztrátám při proudění a plnění. Oproti tomu sací kanál dvouventilového motoru vykazuje sice větší průměr, avšak změny příčného průřezu jsou poměrně velké, čímž také dochází ke větším sacím ztrátám.



Obr. 19 Sací kanál čtyřventilového motoru (vlevo) a dvouventilového motoru (vpravo) [5]

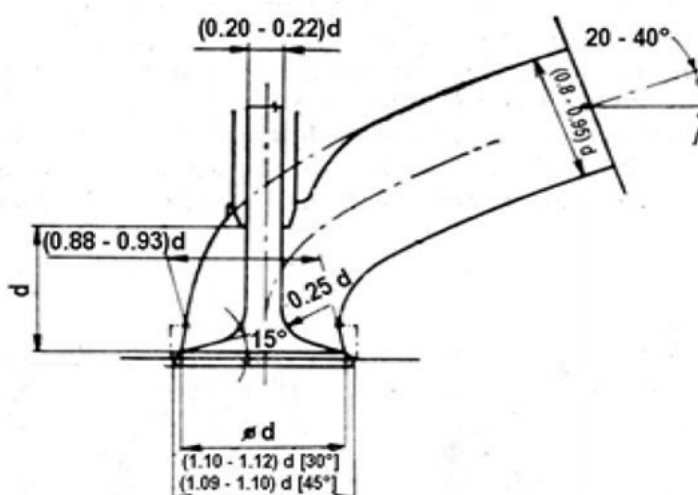


2.5 ZÁKLADNÍ DRUHY SACÍCH KANÁLŮ

Tvar a geometrie sacích kanálů se volí v závislosti na požadavcích pohybu náplně ve válci, tedy dobrého rozvíření směsi a dobré plnicí účinnosti motoru. V praxi rozlišujeme základní druhy sacích kanálů, jako je kanál přímý, tangenciální a šroubový. Každý z těchto kanálů napomáhá pohybu a víření náplně ve válci určitým způsobem.

2.5.1 PŘÍMÝ SACÍ KANÁL

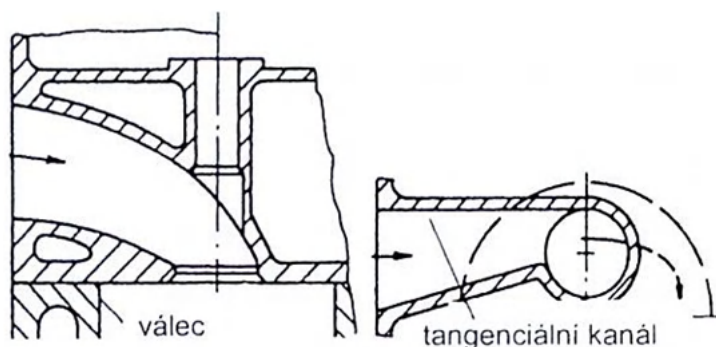
Vychází ze základního požadavku, který ovlivňuje konstrukci sacích kanálů, tedy zajištění co nejmenšího odporu proti průtoku plynů vstupujících do válce motoru. Přímý sací kanál je konstruován s co největším poloměrem zakřivení a vstupuje do válce rovnoběžně s osou dříku ventilu. Pro splnění náročnějších požadavků závodních motorů a motorů s přímým vstřikováním benzínu, se používá tzv. spádový plnicí kanál, který zabezpečuje velmi nízký odpor proti průtoku čerstvého vzduchu a spolu s vybráním ve dnu pístu vytváří příčný vír potřebný pro spalování velmi chudé směsi, což je u cestovních automobilů s přímým vstřikem benzínu čím dál více využíváno.



Obr. 20 Sací kanál přímý [8]

2.5.2 TANGENCIÁLNÍ SACÍ KANÁL

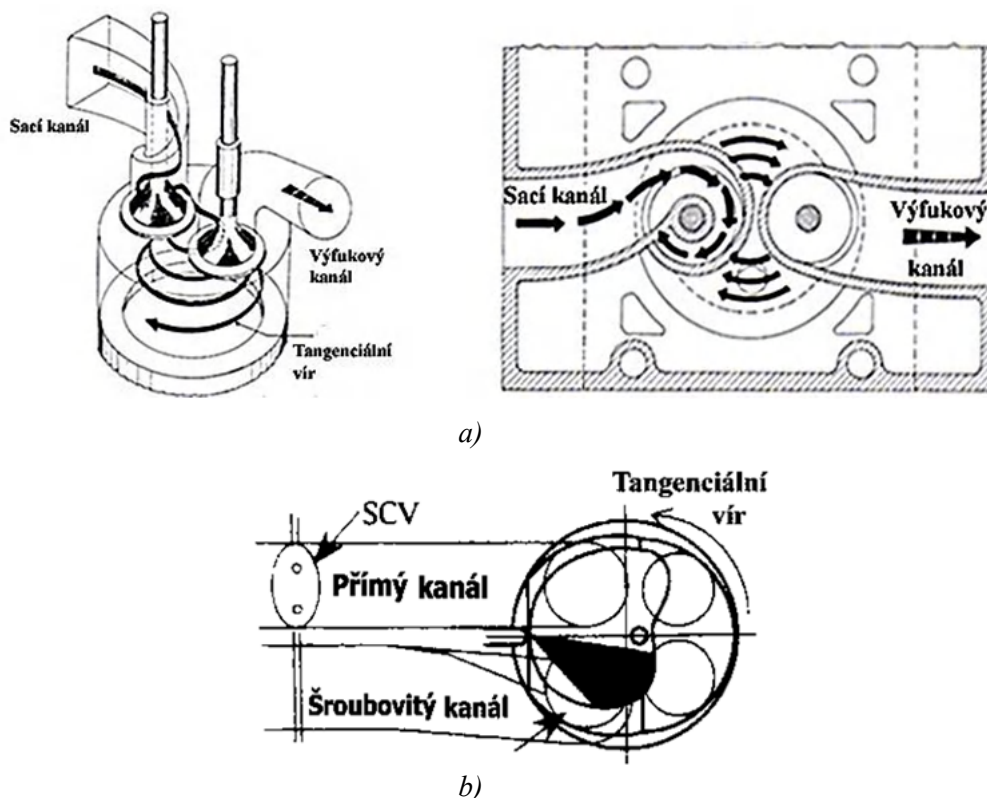
Pro optimalizaci průběh hoření, zabezpečující malou měrnou spotřebu paliva a snížení obsahu emisí ve výfukových plynech je vhodné, aby směs ve válci motoru rotovala. Této rotace lze docílit použitím tangenciálního sacího kanálu, jenž se používá převážně u motorů se systémem přímého vstřikování paliva. K rozvíření směsi dochází nejen vlivem geometrie kanálu ale také nerovnoměrným rozložením výstupu kanálu po obvodu před vstupem náplně do válce (např. změnou poloměru zakřivení nad sedlem ventilu) a umístěním výstupů co nejdál od osy válce. Použití tohoto typu kanálu je však vhodné zejména pro nízké otáčky a zatížení. Z tohoto důvodu je u některých čtyřventilových motorů použita kombinace dvou typů sacích kanálů. Přímý kanál zabezpečuje co nejlepší naplnění válce při režimu motoru ve vysokých otáčkách a zatížení, tangenciální pak vhodné rozvíření náplně při režimu v nízkých otáčkách a zatížení. Moderní motory jsou dokonce vybaveny systémem pro uzavření přímého sacího kanálu při nízkém zatížení a otáčkách.



Obr. 21 Sací kanál tangenciální [5]

2.5.3 ŠROUBOVÝ SACÍ KANÁL

Používá se zpravidla u motorů se systémem přímého vstřikování paliva. Svou geometrií zabezpečuje vytvoření intenzivního radiálního víru vzduchu nasávaného do válce, potřebného pro dokonalé spálení paliva. Nevýhodou tohoto typu sacího kanálu je nárůst odporu sání, a tím snížení plnicí účinnosti, náročnější stavební výška zvyšující celkovou výšku hlavy motoru. Dále může zvýšení hmotnosti ventilu, vyvolané prodloužením jeho dráhy, činit problémy u vysokootáčkových motorů. U čtyřventilových hlav se využívá, stejně jako u předešlého typu kanálu, kombinace šroubového a přímého sacího kanálu, kdy opět může být přímý kanál při nízkém zatížení motoru uzavřen. Tohoto systému využívá např. automobilka Toyota u svých zážehových motorů označených D-4 II. generace (obr. 22b). Uzavírání přímého kanálu je řízeno elektronickou klapkou E-SCV (Electronic Swirl Control Valve).



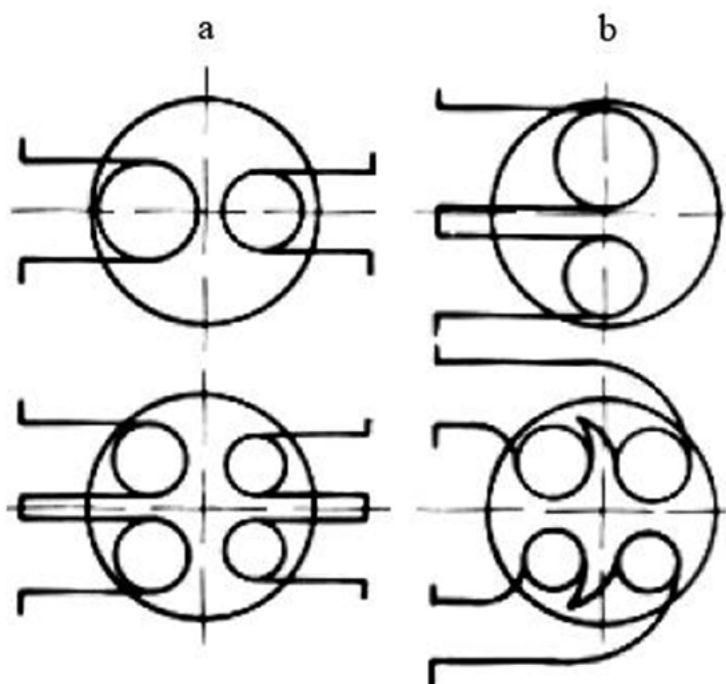
Obr. 22 Sací kanál šroubový a) dvouventilový motor Toyota D-4 I. generace; b) čtyřventilový motor Toyota D-4 II. generace s elektronickou klapkou E-SCV(Electronic Swirl Control Valve) [6]



2.6 ZÁKLADNÍ USPOŘÁDÁNÍ SACÍCH A VÝFUKOVÝCH KANÁLŮ

U příčně uspořádaných kanálů (obr. 23a) je vstup sacího kanálu umístěn na jedné straně a výstup výfukového kanálu na druhé straně hlavy válců. Toto uspořádání umožňuje dosažení vysoké objemové účinnosti naplnění válce motoru. Výfukový ventil má často menší průměr než sací, protože rychlé vyprázdnění spalovacího prostoru zaručuje vysoký tlak výfukových plynů při otevření výfukového ventilu. Pro dosažení lepší výměny náplně válců se používá víceventilová technika, nejčastěji čtyřventilová, která umožňuje rozvíření náplně ve válci použitím kombinace dvou různých typů sacích kanálů (jak již bylo popsáno v předešlých kapitolách). Motory se třemi ventily na válec mají proti dvěma menším sacím ventilům umístěn jeden větší ventil výfukový. V tomto případě se používá zdvojené zapalování s bočně umístěnými zapalovacími svíčkami, pokud není možno svíčku umístit do středové polohy. Dosahuje se tím lepšího prohoření směsi v blízkosti hrany pístu a u přechodu mezi dnem pístu a prvním pístním kroužkem. Ventily jsou ovládány jednou společnou, nebo dvěma samostatnými váčkovými hřídeli. Motor s pěti ventily na válec je vybaven třemi sacími a dvěma výfukovými ventily, které poskytují maximální průtočný průřez a nejlepší využití povrchu spalovacího prostoru. Zapalovací svíčka bývá většinou umístěna centricky. Sací a výfukové ventily jsou ovládány samostatně dvěma váčkovými hřídeli.

U jednostranného uspořádání sacího a výfukového kanálu (obr. 23b) dochází ke vzniku potřebného radiálního víru ve válci. Pro motory využívající k přípravě směsi karburátor nebo jednobodové vstřikování, umožňuje tento způsob uspořádání kontakt sacího a výfukového potrubí pro vytvoření horkého místa podporujícího odpařování paliva. Díky jednostrannému uspořádání byla jedna strana bloku a hlavy motoru bez potrubí, čímž vznikla výhoda volně přístupného umístění svíčky a pomocných zařízení. Nevýhodou je však složitější konstrukce soustavy sacího a výfukového potrubí, vytvoření vhodného chladících prostorů v hlavě válců a problémy s umístěním svorníků hlavových šroubů.



Obr. 23 Uspořádání sacích a výfukových kanálů: a) příčné, b) jednostranné [8]



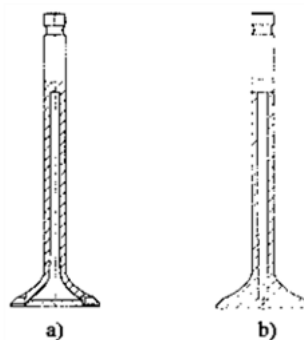
2.7 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ SACÍHO VENTILU A VENTILOVÉHO SEDLA

Sací ventily tvoří část spalovacího prostoru, spolu se sedlem zabezpečují jeho těsnost a v otevřeném stavu by měli klást co nejmenší odpor proti nasávaným plynům, který se nejvíce projevuje při malých zdvizích ventilu (1 – 4 mm). Ventily jsou obvykle vyrobeny z jednoho kovu a i přesto, že jsou neustále ochlazovány čerstvým vzduchem nebo směsí, může jejich teplota dosáhnout až 500 [°C], přičemž teplota hlavy válců zážehového motoru může dosahovat 800 - 850 [°C]. Mimo značných tepelných spádů po délce ventilu je tato součást za provozu vystavena také významným dynamickým silovým účinkům a vysokým rychlostem ve vedení ventilu při omezeném mazání. K otevření prostřednictvím vaček a uzavření ventilovou pružinou dochází až 3000 – krát za jednu minutu v závislosti na otáčkách motoru. Dřík ventilu je namáhán na tah a tlak, talíř ventilu na ohyb. Materiál pro výrobu ventilů musí odolávat značným mechanickým, tepelným a chemickým účinkům. Nesmí ztrácet pevnost ani tvrdost při vysokých teplotách, musí mít velkou vrubovou houževnatost a vzdorovat dobře korozním účinkům zplodin hoření. Současně je žádoucí dobrá tepelná vodivost, odolnost proti opotřebení a malá náchylnost k opalování. Sací ventily jsou většinou vyráběny z chromkřemičité oceli kováním a lisováním, kdy ventilové sedlo a dřík bývají často tvrzené. U vysoce výkonných a závodních motorů mohou být použity odlehčené ventily (obr. 25b).



Obr. 24 Hlavní části ventilu [5]

1 – zápich, 2 – dřík, 3 – talíř, 4 – sedlo



Obr. 25 Druhy dutých ventilů: a) s dutou hlavou a dříkem, b) pouze s dutým dříkem [5]

Sedla ventilů v hlavách z hliníkových slitin, nebo někdy litinových, jsou pro zvýšení pevnosti dosedacích ploch pro talíře ventilů vložena prstencová sedla. Vyrábí se z vysoce legovaných ocelí nebo z litin, a do hlavy válců jsou s přesahem lisována za studena nebo za tepla. Plochy sedel slouží mimo utěsnění spalovacího prostoru k odvodu tepla z horkých talířů ventilů na chlazenou hlavu. Rozměry sedla jsou kompromisem mezi úzkým (lepší těsnění) a širokým (lepší odvod tepla). Vrcholový úhel kuželové dosedací plochy bývá většinou stejný jako u talíře ventilu 45°, nebo bývá u talíře např. 44°, která se během provozu srovná s dosedací plochou sedla a není pak nutné zabrušování ventilů. Pro zlepšení proudění a omezení šířky sedel se často vytváří přechody mezi kuželovými plochami s úhly 15° a 75°, nebo 30° a 60°. Pro dosažení požadované těsnosti nesmí být plocha sedla příliš velká (obvykle 1,5mm).



Obr. 26 Kuželová dosedací plocha sedla ventilu 45° a tzv. korekční úhly 15° a 75° [5]



3 VLASTNOSTI PROUDĚNÍ VZDUCHU V MOTORU

3.1 ZÁKLADNÍ DEFINICE A MECHANIKA TEKUTIN

Tekutina je látka, jejíž soudržnost je velmi malá, nedokáže tedy odolat působení smykového napětí a dá se do pohybu (začne téct). Nedokáže udržet vlastní tvar, proto je závislý na tvaru nádoby. Pohyb tekutiny nazýváme prouděním. V praxi se tekutiny rozdělují na kapaliny a plyny. Mechanika tekutin je věda, která se v hydrostatice zabývá rovnováhou sil za klidu a v hydrodynamice za pohybu tekutiny.

3.2 DEFINICE PLYNŮ

Jsou to rozpínavé látky, které se snaží vyplnit prostor, ve kterém se nacházejí. Rychlost molekul je řádově rovna rychlosti zvuku, v závislosti na daném prostředí, a tyto molekuly se pohybují velkou rychlostí všemi směry. Jelikož jsou vzdálenosti mezi molekulami velké, dochází ke snadnému šíření v prostoru, přičemž soudržnost těchto molekul je téměř nulová. Zmíněné vlastnosti plynů jsou také důvodem jejich snadné stlačitelnosti. Tečná napětí (viskozita) a napětí v tahu jsou velice malá. Plyny se dělí na ideální, reálné a vzduch.

3.2.1 IDEÁLNÍ PLYN

Na rozdíl od skutečného, je to plyn dokonale stlačitelný a tekutý bez vnitřního tření, který se zavádí především pro zjednodušení zkoumání jeho vlastností. Ideální plyn musí splňovat několik podmínek: rozměry částic jsou zanedbatelné vůči vzdálenostem, které mezi nimi jsou (mají nulový objem), kromě srážek na sebe nepůsobí žádnými přitažlivými silami, při vzájemných srážkách se celková kinetická energie nemění (srážky částic jsou dokonale pružné, jedná se o soustavu dokonale elastických hmotných bodů). Fyzikální vlastnosti těchto plynů jsou konstantní.

3.2.2 SKUTEČNÝ PLYN (REÁLNÝ)

Na rozdíl od ideálního plynu je viskózní, neboť pohybující se molekuly na sebe působí přitažlivými silami, v jejichž důsledku mezi nimi vzniká tečné napětí (neboli vnitřní tření). Nedá se dokonale stlačit, neboť se neřídí zákony pro ideální plyn a nemá tedy ani konstantní fyzikální vlastnosti. Nedokonalá stlačitelnost reálného plynu je způsobena také tím, že jeho molekuly zaujímají určitý objem.

3.2.3 VZDUCH

Vzduch je víceatomový plyn, který je při hoření paliva ve válci motoru zdrojem kyslíku. Slouží tedy, mimo jiné, k oxidaci paliva. I přesto, že jeho fyzikální vlastnosti nejsou konstantní, řídí se za atmosférických podmínek zákony ideálního plynu. Z jeho objemu zaujímá 78% dusík, 21% kyslík a 1% ostatní plyny (oxid uhličitý, neon, hélium, metan, krypton, vodík, xenon).



3.3 ZÁKLADNÍ STAVOVÉ VELIČINY A FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI PLYNŮ

3.3.1 TLAK

Tlak „ p “ se dá definovat jako silový účinek kolmý na jednotku plochy, neboli síla působící na jednotku plochy ve směru normály, která vzniká vlivem pohybu částic, přitažlivých, odpudivých a vnějších sil. Základní jednotkou pro označení tlaku je Pascal [Pa]. [11]

$$p = \frac{dF_n}{dS} [Pa] \quad (1)$$

kde dF_n je element síly v [N], dS je element plochy, na kterou síla působí v [m²]

ABSOLUTNÍ TLAK

Je hodnota tlaku naměřená při absolutním vakuu, tzn. hodnota tlaku je ve vakuu rovná nule. Absolutnímu tlaku je roven součet naměřeného a referenčního tlaku. [11]

RELATIVNÍ TLAK

Jeho hodnota je měřena od určitého referenčního tlaku. Vzhledem k tomu, že oproti absolutnímu tlaku lze snáze měřit tlakové difference, jsou měřeny relativní hodnoty vůči vnějšímu tlaku p_e , ve většině případů totožnému s tlakem atmosférickým p_a . Relativním tlakem rozumíme přetlak, resp. podtlak. Absolutní tlak je v případě známého přetlaku roven vztahu: [11]

$$p = p_e + p_{pr} \quad (2)$$

kde p_e je vnější tlak v [Pa], p_{pr} je hodnota přetlaku v [Pa]

Respektive v případě známého podtlaku roven vztahu:

$$p = p_e - p_{po} \quad (3)$$

kde p_e je vnější tlak v [Pa], p_{po} je hodnota podtlaku v [Pa]

STATICKÝ TLAK

Hodnota statického tlaku „ p_s “ je definována, jako tlak způsobený tíhou částic a vnějšími silami na povrch tělesa za předpokladu, že se vzduch nepohybuje, nebo se těleso pohybuje stejnou rychlostí jako proudící tekutina. Není v něm tedy zahrnuta složka rychlosti proudící tekutiny (vzduchu), a v celém průřezu je hodnota tlaku stejná. [11]

DYNAMICKÝ TLAK

Na rozdíl od statického zahrnuje tlak dynamický „ p_d “ složku rychlosti proudící tekutiny, tedy jeho kinetickou energii. Měření je prováděno za pohybu vzduchu jako pokles statického tlaku. [11]

$$p_d = p_c - p_s \quad (4)$$

kde p_c je celkový tlak v [Pa], p_s je statický tlak v [Pa]



CELKOVÝ TLAK

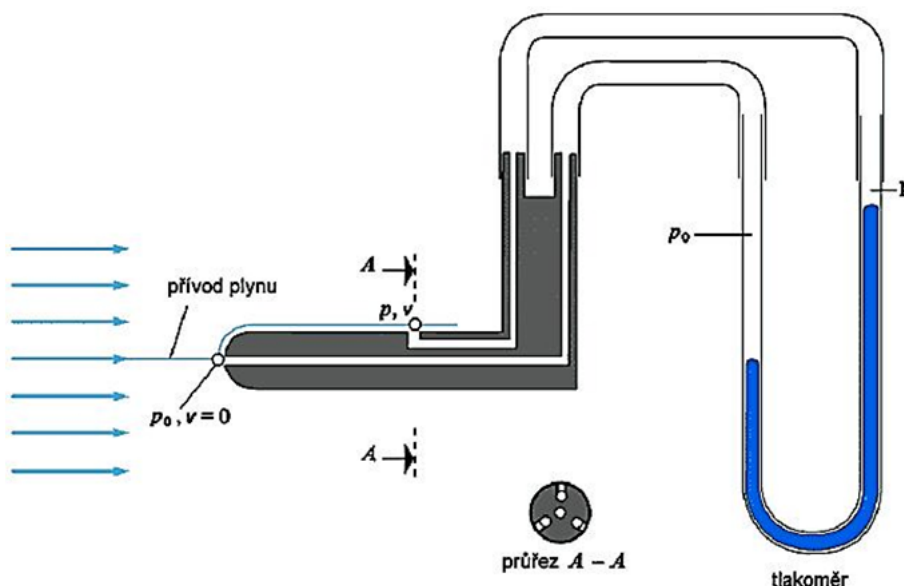
Celkový tlak „ p_c “ je součet statického a dynamického tlaku. Při nízkých rychlostech proudění zůstává tento součet konstantní, neboť pokud se vzduch vůči okolnímu prostředí nepohybuje, je složka statického tlaku maximální a dynamický tlak je nulový. Naopak v případě pohybu vzduchu vůči okolnímu prostředí roste dynamický tlak a statický o ekvivalentní hodnotu klesá. Při zvyšující se rychlosti proudění dynamický tlak dále roste.

Při měření rychlosti a tlaku proudícího média se vychází z Bernoulliho rovnice, která pro nejjednodušší případ, kdy uvažujeme u stlačitelného média střední hodnotu hustoty jako konstantní, tedy $\rho_{stř} = \text{konst.}$ Tento předpoklad lze použít do hodnoty Machova čísla 0,3. [12]

$$p_c = p_s + \frac{w^2}{2} \rho_{stř} \quad (5)$$

kde p_s je statický tlak v [Pa], $\frac{w^2}{2} \rho_{stř}$ je dynamická složka tlaku v [Pa], w je rychlost proudění v $[\text{m.s}^{-1}]$, $\rho_{stř}$ je střední hodnota hustoty v $[\text{kg.m}^{-3}]$

Měření celkového a statického tlaku a tím nepřímou rychlosti se provádí Prandtlovou trubicí pro podzvukové proudění, Brabecovou trubicí pro nadzvukové proudění a Pitotovou trubicí pro měření celkového tlaku v potrubí. [12]



Obr. 27 Princip měření tlaku [23]



3.3.2 TEPLOTA

Teplota je základní fyzikální a termodynamickou stavovou veličinou, kterou nelze definovat pomocí jiných veličin. Je makroskopickým projevem tepelného pohybu molekul v látce, přičemž je mírou střední energie tohoto pohybu. Termodynamická (absolutní) teplota T je uváděna v kelvinech [K], Celsiova teplota t je uváděna ve stupních Celsia [$^{\circ}\text{C}$]. Kelvin je definován jako 273,16 - tá částice termodynamické teploty trojného bodu vody (0.01°C). Celsiův stupeň je definován jako jedna setina rozdílu teploty varu vody (100°C) a teploty tuhnutí vody (0°C) při atmosférickém tlaku (101 325 Pa). Velikostně je Celsiův stupeň roven Kelvinu. Vzájemný vztah termodynamické a Celsiovy teploty: [10]

$$t = T - 273,15 [^{\circ}\text{C}] \quad (6)$$

3.3.3 OBJEM

Objem „ V “ je stavová veličina, která představuje velikost prostoru sledované soustavy, jenž může být snadno zjištěna podle geometrického uspořádání této soustavy. Jednotkou objemu je krychlový metr [m^3]. [10]

3.3.4 HMOTNOST

Hmotnost „ m “ je základní fyzikální veličinou, resp. kvantitativní skalární mírou tíhových a setrvačných vlastností látek. Jednotkou hmotnosti je jeden kilogram [kg], jenž představuje hmotnost mezinárodního prototypu kilogramu, uloženého v mezinárodním úřadě pro míry a váhy. Velikost hmotnosti látky zjišťujeme vážením a následným porovnáváním tíhové síly ve známém tíhovém poli s jinou známou silou (např. tíhová síla známé hmotnosti) [10]

3.3.5 MĚRNÁ HMOTNOST (HUSTOTA)

Hustota kapaliny „ ρ “ má jednotku [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] a je definována poměrem elementární hmotnosti dm [kg] a objemu dV [m^3] za předpokladu, že hmota kapaliny je v prostoru rozložena kontinuálně.

$$\rho = \frac{dm}{dV} \quad (7)$$

Hustota závisí obecně na teplotě a tlaku:

$$\rho = f(p; t) \quad (8)$$

přičemž s rostoucí teplotou se objem zvětšuje a hustota proto většinou klesá. V opačném případě s rostoucím tlakem se zmenšuje objem a hustota tedy roste. [11]



3.3.6 MĚRNÝ OBJEM

Měrný objem „ v “ je stavová veličina definovaná jako podíl objemu „ V “ homogenní látky a její hmotnosti „ m “. Jednotkou je krychlový metr na kilogram [$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]. [10]

$$v = \frac{V}{m} \quad (9)$$

Převrácením vztahu pro výpočet hustoty z rovnice (7) můžeme také rovnici zapsat ve tvaru:

$$v = \frac{1}{\rho} \quad (10)$$

3.3.7 RYCHLOST ZVUKU

Rychlost zvuku neboli rychlost šíření tlakového rozruchu lze pro plynné látky určit ze stavové rovnice: [11]

$$\frac{p}{\rho} = R \cdot T \quad (11)$$

kde R je měrná plynová konstanta v [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$], pro vzduch je tato hodnota $R=287$ [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
 T je absolutní teplota, např. při $t=0[^\circ\text{C}]$ je $T=273,15$ [K]

Rychlost zvuku pro adiabatickou změnu, u které je izoentropický exponent $\kappa=1,4$ lze stanovit:

$$a = \sqrt{\kappa \cdot (p/\rho)} = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T} \quad (12)$$

Dosadíme-li pro představu do této rovnice konstanty pro vzduch, dostaneme rychlost zvuku (po zaokrouhlení) $a = 331[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$, což je rychlost přibližně o 4,5x nižší než ve vodě a 16x nižší než v ocelové tyči.

3.3.8 MACHOVO ČÍSLO

Machovo číslo je bezrozměrná fyzikální veličina označovaná písmenem „ M “ nebo „ Ma “, udávající poměr rychlosti pohybu tělesa (proudění) v určitém prostředí k rychlosti šíření zvuku daného média v témže prostředí. Podle velikosti Machova čísla se velikosti rychlostí označují pro: $M < 1$ podzvuková (subsonická); $M = 1$ sonická; $0,8 < M < 1,3$ transsonická; $1,2 < M < 5$ nadzvuková (supersonická); $Ma > 5$ hypersonická.

$$M = \frac{v}{a} \quad (13)$$

kde v je rychlost proudění média v [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]; a je rychlost zvuku daného média v [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]



3.3.9 VSKOZITA

Viskozita je obecně míra vnitřního tření (tekutosti) způsobená mezimolekulárními silami. Obecná síla „ dF “ působící na plochu „ dS “ má tečnou složku síly „ dF_t “, která vyvolává tečné (smykové) napětí τ , jež v kapalině způsobí posun částic. [11]

$$\tau = \frac{dF_t}{dS} = \eta \cdot \frac{dv}{dn} \quad [\text{N.m}^{-2}]; [\text{Pa}] \quad (14)$$

kde η je dynamická viskozita v $[\text{Pa.s}]$; $\frac{dv}{dn}$ je rychlostní gradient (rychlostní spád) v $[\text{s}^{-1}]$

DYNAMICKÁ VSKOZITA

Dynamická viskozita „ η “ je fyzikální veličinou popisující tečné (smykové) napětí „ τ “ mezi molekulami, nebo vrstvami proudícího média, přičemž je závislá na příčném rychlostním gradientu. Dále je obecně závislá na stavových veličinách tlaku a teploty, kdy s rostoucí teplotou dynamická viskozita klesá a v závislosti na tlaku je zanedbatelná. Pokud se dynamická viskozita η v závislosti na čase nemění ($\eta = \text{konst.}$), jedná se o tzv. Newtonskou kapalinu. [11]

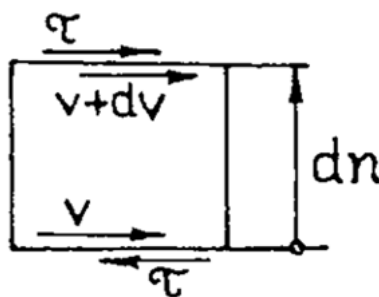
Dynamickou viskozitu můžeme vyjádřit ze vztahu (14), jako:

$$\eta = \frac{\tau}{\frac{dv}{dn}} \quad [\text{Pa.s}^{-1}] \quad (15)$$

KINEMATICKÁ VSKOZITA

Jedná se o uměle zavedenou fyzikální veličinu z důvodu, že byl v mnoha vztazích často používán poměr dynamické viskozity a hustoty. Tato viskozita obsahuje kinematické veličiny (dráhu a čas), a z toho vyplívá také její název.

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad [\text{m}^2.\text{s}^{-1}] \quad (16)$$



Obr. 28 Třecí napětí na stěnách elementárního hranolku [11]



3.3.10 MĚRNÁ TEPELNÁ KAPACITA

Měrnou tepelnou kapacitu rozeznáváme podle dvojího druhu, jako měrnou tepelnou kapacitu c_p za stálého tlaku a c_v za stálého objemu látky. Měrná tepelná kapacita se uvádí v jednotkách $[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$ a je definovaná jako teplo přivedené 1 $[\text{kg}]$ látky pro ohřátí o 1 $[\text{K}]$. [10]

3.4 POPIS PROUDĚNÍ VZDUCHU VE SPALOVACÍM MOTORU

Proudění je vlastní neuspořádaný pohyb částic tekutin, které se pohybují ve směru proudu po tzv. proudnicích, které znázorňují trajektorie pohybu jednotlivých částic. V praxi rozlišujeme tekutiny jako nestlačitelné (uvažujeme konstantní hustotu tekutiny), a stlačitelné (hustota se mění v závislosti na tlaku a teplotě).

3.4.1 ZÁKLADNÍ PARAMETRY A VLASTNOSTI PROUDĚNÍ

Obecně je proudění tekutin nestacionární a prostorové, přičemž se i ve zdánlivě ustáleném proudění vyskytují víry, které vznikají a jsou unášeny v proudovém poli. Z tohoto důvodu jsou základní parametry proudu, tedy stavové veličiny (tlak, teplota, hustota a rychlost) závislé na prostorových souřadnicích a na čase. Pro nestacionární proudění platí, že jeho charakteristické veličiny (rychlost, tlak, teplota, aj.) se mění v závislosti na čase.

$$p = f(x, y, z, t)$$

$$T = f(x, y, z, t)$$

$$\rho = f(x, y, z, t)$$

$$w = f(x, y, z, t)$$

(17)

Z hlediska vývoje proudového pole v čase se většinou zjednodušuje skutečné proudění na stacionární, kde se veličiny popisující proudění s časem nemění. V určitém časovém úseku, kde je proudění nestacionární, lze předpokládat malé změny veličin proudu a zjednodušit řešení na „přibližně“ stacionární (nazývané též kvazistacionární). Tohoto předpokladu lze využít i v přechodových oblastech práce spalovacího motoru či turbodmychadla. [12]

3.4.2 POPIS PROUDĚNÍ REÁLNÉ (SKUTEČNÉ) KAPALINY

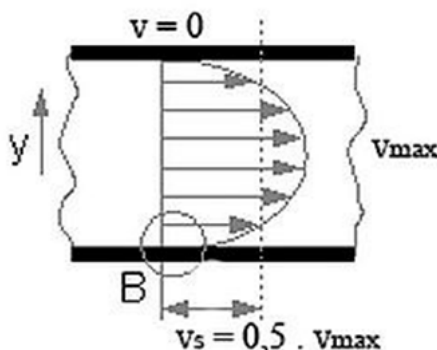
Jedná se obecně stlačitelné kapaliny s vnitřním třením ($\tau \neq 0$), kdy je v mnoha praktických případech možné stlačitelnost zanedbat. V takovém případě se jedná o skutečnou kapalinu nestlačitelnou, pro kterou rozlišujeme způsoby proudění laminární a turbulentní. [12]

LAMINÁRNÍ PROUDĚNÍ

Při laminárním proudění vytváří tekutina rovnoběžná proudová vlákna, přičemž se tyto vlákna po sobě pohybují ve vrstvách „kloužou po sobě“. Tekutina ze sousedních proudových vláken se nepromíchává, nedochází tedy k přemísťování částic napříč průřezem. V důsledku tření tekutiny o stěny kanálu je rychlost tekutiny v proudových vláknech přiléhající ke stěně nulová



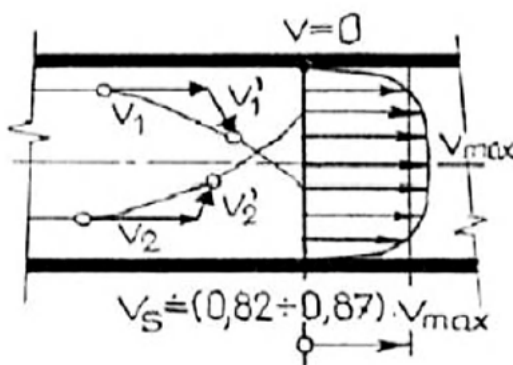
a v následujících proudových vláknech se zvyšuje čím rychleji čím menší je dynamická viskozita pracovní tekutiny. Pro jednorozměrné proudění v potrubí má rychlostní profil rotačního paraboloidu. Rozhodujícím faktorem pro určení laminárního, či turbulentního proudění je hodnota Reynoldsova čísla. Při laminárním proudění reálné tekutiny jednotlivé částice nekonají pouze posuvný pohyb v proudových vláknech, ale vlivem tření o pomalejší sousední proudnici dochází k víření. Tyto víry při malých rychlostech nejsou významné a proudění se považuje i tehdy za laminární do jisté kritické střední rychlosti proudění do hodnoty Reynoldsova čísla $Re = 2320$, jenž bylo zjištěno experimentálně. [11,24]



Obr. 29 Rychlostní profil laminárního proudění [24]

TURBULENTNÍ PROUDĚNÍ

Při turbulentním proudění nemají částice ve všech místech stálou rychlost, ale lze průměrně definovat jak střední rychlost proudění tekutiny, tak střední rychlost v jednotlivých řezech kanálu (rychlostní profil). Částice mají mimo postupné rychlosti i tzv. flukтуаční (turbulentní) složku rychlosti, která mění svoji velikost a směr v závislosti na čase, a v důsledku této složky rychlosti dochází k přemístění částic po průřezu. Při této rychlosti setrvačné síly částic převažují nad třecí silou a proudová vlákna se začnou proplétat, vzniká turbulentní proudění. Negativním vlivem je vyšší tlaková ztráta při stejné střední rychlosti, než při laminárním proudění. Rychlostní profil se svým tvarem blíží profilu ideální kapaliny, v důsledku přítomnosti turbulence, ovšem s nulovou rychlostí u stěny potrubí. [11,24]

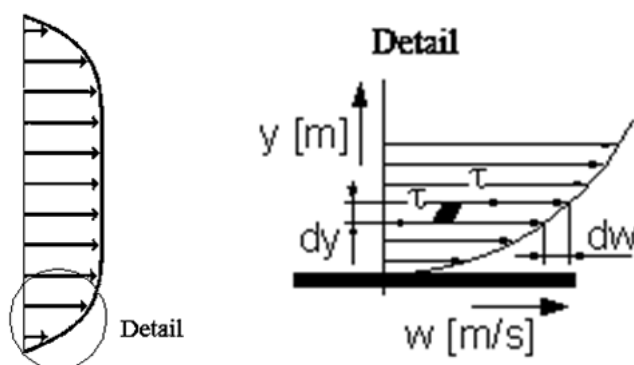


Obr. 30 Rychlostní profil turbulentního proudění [11]



MEZNÍ VRSTVA

Při vzniku turbulentního proudění jsou v tekutině vytvořeny značné víry a dochází k promíchávání jednotlivých vrstev. Částice proudící tekutiny se pohybují nestacionárně, (mění se rychlost jejich proudění). Rychlostní profil sice není stacionární, ale téměř v celé vnitřní části trubice je konstantní, vyjma tenké vrstvy u stěny. Z důvodu ulpívání tekutiny je u stěny rychlost nulová a velikost třecích sil se rovná velikostem sil dynamických, přičemž dochází k přeměně části kinetické energie na teplo. V této vrstvě dochází k prudkému nárůstu velikosti rychlosti v závislosti na vzdálenosti od stěny trubice, v níž tekutina proudí.



Obr. 31 Mezní vrstva [24]

3.5 ZÁKLADNÍ VZTAHY A VÝPOČTY PRO POPIS PROUDĚNÍ

3.5.1 ROVNICE KONTINUITY – ZÁKON O ZACHOVÁNÍ HMOTY

Popisuje zákon o zachování hmotnosti při proudění kapaliny. Aby byl zákon splněn, musí platit, že pro kontrolní objem „dV“, kterým kapalina proudí, musí být konstantní hmotnost a její změna nulová.

$$m = konst. \Rightarrow dm = 0 \quad (18)$$

Změny hmotnosti vyjádřené v rovnicích rozeznáváme jako změny lokální a konvektivní. Lokální (místní) změna hmotnosti je závislá na čase a vzniká v objemu „dV“, kde dochází obecně ke stlačování nebo rozpínání kapaliny. Konvektivní změna je dána rozdílem přitékající a odtékající hmotnosti z kontrolního objemu. [11]

Obecná rovnice kontinuity pro jednosměrné proudění má tvar:

$$\frac{\partial}{\partial t} \cdot (\rho \cdot S \cdot v) + \frac{\partial}{\partial t} \cdot (\rho \cdot S) = 0 \quad (19)$$



kde uvažujeme podmínky:

$$\rho = \rho(l; t) \quad S = S(l; t) \quad v = v(l; t) \quad (20)$$

První člen rovnice (19) vyjadřuje konvektivní změnu hmotnosti, druhý člen lokální změnu hmotnosti. Při ustáleném proudění je hmotnostní tok v každém průřezu konstantní a rovnici tedy můžeme zjednodušit na tvar:

$$Q_m = \rho \cdot S \cdot v = konst. \quad (21)$$

3.5.2 EULEROVA ROVNICE

Eulerova rovnice hydrodynamiky je aplikací druhého Newtonova zákona v tekutinách, která vyjadřuje rovnováhu sil v proudící kapalině, přičemž za předpokladu ideální kapaliny se uvažuje nulová třecí síla. Normálová tečná napětí vznikají v kapalině při pohybu částic v proudu, kdy vznikají i setrvačné síly. Výsledný silový účinek je součtem všech působících sil. Za předpokladu uvedené podmínky, kdy neuvažujeme třecí sílu, můžeme napsat Eulerovu rovnici pro ideální kapalinu ve vektorovém tvaru: [11]

$$\rho \cdot \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \cdot \text{grad} \vec{v} = \rho \cdot \vec{F} - \text{grad} p \quad (22)$$

kde $\vec{v} \cdot \text{grad} \vec{v}$ je konvektivní zrychlení; $\frac{\partial \vec{v}}{\partial t}$ je lokální zrychlení

3.5.3 BERNOULLIHO ROVNICE

Bernoulliho rovnice vyjadřuje zákon zachování energie v proudící kapalině, přičemž celková mechanická energie proudící tekutiny se skládá z energie pohybové (kinetické) a z potenciální energie tlakové. Součet těchto dvou energií musí během proudění zůstat stálý. První člen součtu rovnice (23) vyjadřuje kinetickou energii objemové jednotky proudící tekutiny, druhý člen energii tlakovou. Hodnota součtu se během proudění nemění. To znamená, že při zvýšení rychlosti proudění přibývá kinetické energie, a musí se tedy snížit energie tlaková. [30]

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

Praktické využití spočívá například v možnosti určení tlakových poměrů v koncovém bodě „2“, za předpokladu znalostí parametrů potrubního systému a vstupním podmínkám ve výchozím bodě „1“. Bernoulliho rovnice pro proudění v ose potrubí mezi body 1 a 2 má tvar:

$$\frac{v_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + g \cdot h_1 = \frac{v_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + g \cdot h_2 + Y_{z1,2} \quad (24)$$

kde $\frac{v_1^2}{2}$ je kinetická energie; $\frac{p_1}{\rho}$ tlaková energie; g je gravitační zrychlení; h je výška; Y_z je ztrátová měrná energie.



3.5.4 REYNOLDSOVO ČÍSLO

Reynoldsovo číslo vyjadřuje vliv vnitřního tření v důsledku viskozity dané kapaliny při proudění, přičemž vychází jako podobnostní číslo z poměru síly setrvačné (konvektivní) a vnitřního tření. Na základě tohoto čísla je hodnocen druh proudění média.

$$Re = \frac{v_s \cdot l}{\nu} = \frac{v_s \cdot D_h}{\nu} \quad (25)$$

kde v_s je střední rychlost profilu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]; $D_h \equiv l$ je charakteristický rozměr průtočného profilu; ν je součinitel kinematické viskozity [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]

Kritická hodnota Reynoldsova čísla „ Re “ vymezuje oblast laminárního a turbulentního proudění. Pro vodu je kritická hodnota tohoto čísla $Re_k = 2320$. Je-li $Re \leq Re_k \Rightarrow$ jedná se o laminární proudění, u kterého je koeficient tření „ λ “ je závislý pouze na hodnotě Re . Pokud je $Re > Re_k \Rightarrow$ jedná se o turbulentní proudění. [11]

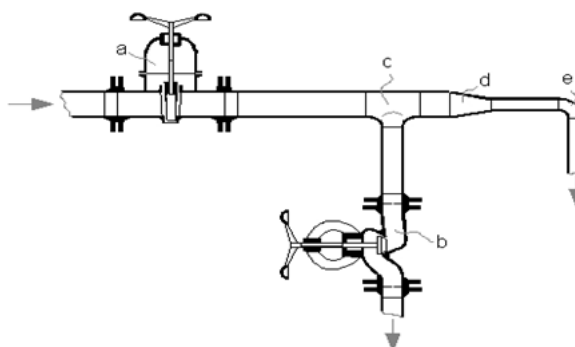
3.5.5 HYDRAULICKÝ PRŮMĚR

Hydraulický průměr je definován jako čtyřnásobek vnitřního průřezu daného profilu potrubí „ S “ a jeho omočeného obvodu „ O “. Tyto hodnoty umožňují stanovení charakteristického rozměru obecných nekruhových profilů, jež můžeme spočítat jako: [11]

$$D_h = \frac{4 \cdot S}{O} \quad (26)$$

3.6 TLAKOVÉ ZTRÁTY PŘI PROUDĚNÍ V MÍSTNÍCH ODPORECH

Potrubní trasa nebývá přímočará a může být tvořena dalšími potrubními prvky (odbočky, zúžení, filtry) a dalšími průtočnými částmi. V těchto částech potrubních tras vzniká tlaková ztráta. Tlakové ztráty bývají mnohem intenzivnější než na rovném úseku potrubí vzhledem k tomu, že při průtoku těmito částmi dochází i ke změně tvaru průtočného průřezu, směru proudění a často i ke škrcení média. Z pohledu tlakové ztráty se tyto prvky nazývají místní odpory. V praxi rozeznáváme odpory (obr. 32): ve vtokových a výtokových objektech [$\rightarrow$], změnou průřezu [d], změnou směru [e], v uzávěrech [a], dělením nebo stékáním proudu [c], škrcením [b]. [24]



Obr. 32 Tlakové ztráty v místních odporech [24]



4 ZÁKLADNÍ KONSTRUKČNÍ NÁVRH A POPIS MOTORU

Konstrukční návrh vychází ze sacího traktu zážehového motoru Opel/Vauxhall s kódovým označením C20XE. Cílem úprav bude snížení sacích ztrát v oblasti škrticího prvku regulace množství nasávaného vzduchu. Pro porovnání budou vytvořeny modely dvou různých typů škrticích prvku a následně vyhodnoceno optimální řešení. Bezodporový vstup do sacího traktu bude naskenován 3D scannerem Atos a následně rekonstruován. Příruba a těleso škrticí klapky budou vycházet ze skutečných modelů. Jako alternativa škrticí klapky bude vytvořen model posuvného šoupátka „škrticí gilotiny“. Toto šoupátko bude umístěno ve stejné ose a vzdálenosti od hrany příruby jako klapka, pro dosažení odpovídajících výsledků s co nejnižším stupněm ovlivnění rozdílnou geometrií. V prvním kroku bude porovnávána škrticí klapka se zjednodušeným modelem posuvného šoupátka a podle získaných výsledků provedena optimalizace prvku, který vykáže lepší charakteristiku (dále označován jako optimalizovaný prvek). Výsledky z CFD simulace virtuálního modelu budou následně porovnány s reálnou součástí pomocí profukovací stanice.

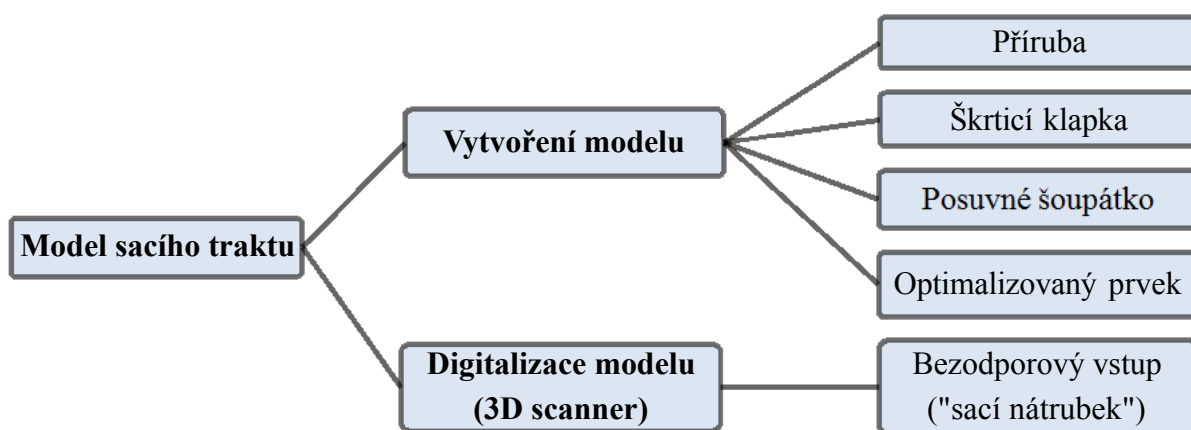


Schéma 1 Postup tvorby modelu sacího traktu

4.1 POSTUP ŘEŠENÍ

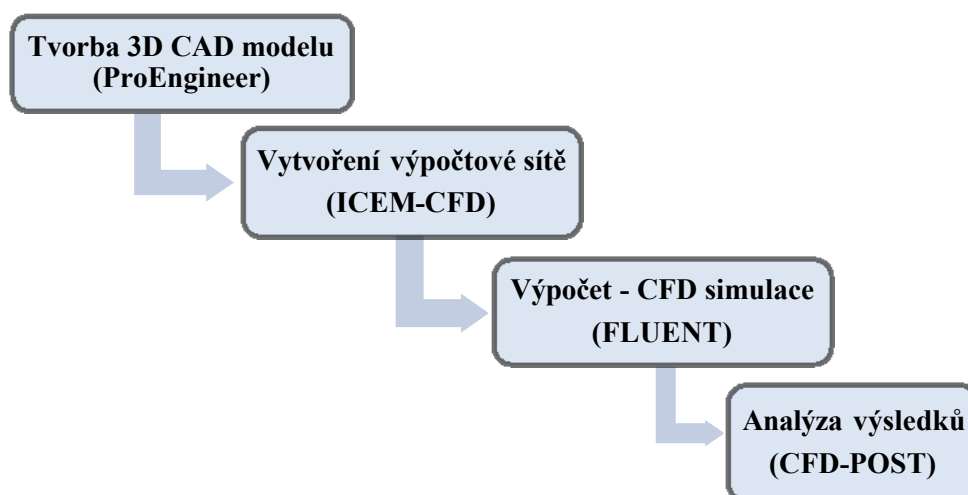


Schéma 2 Postup řešení



4.2 TECHNICKÉ PARAMETRY POHONNÉ JEDNOTKY

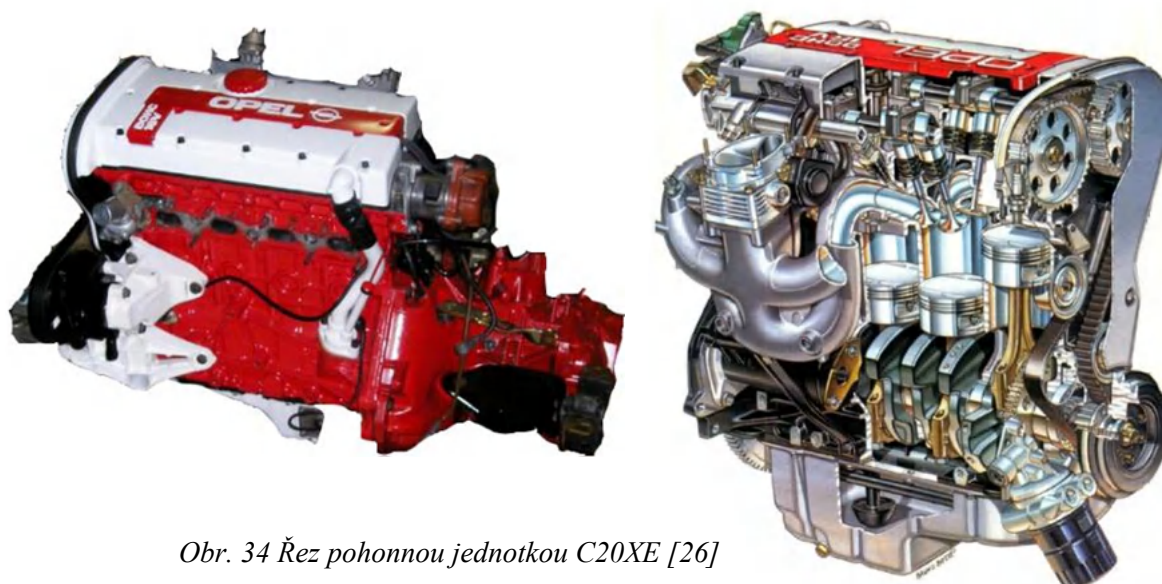
Označení motoru	Opel/Vauxhall C20XE
Typ motoru	řadový, zážehový
Zdvihový objem [cm ³]	1998
Počet válců	4
Počet ventilů	16
Typ rozvodu	DOHC
Výkon [kW] při [ot.min ⁻¹]	110/6000
Točivý moment [Nm] při [ot.min ⁻¹]	196/4600
Pořadí zapalování	1-3-4-2
Kompresní poměr	10,5 : 1
Vrtání [mm]	86
Zdvih [mm]	86
Maximální otáčky [ot.min ⁻¹]	6800

Tab. 1 Technické parametry pohonné jednotky C20XE



Obr. 33 Pohonná jednotka C20XE [25]

Motor C20 XE byl vyvinut společností General Motors v roce 1987 z tehdejšího osmiventilového motoru 20NE, a o rok později byl uveden na trh ve voze Opel Kadett GSI 16V. Následně byl využit pro modely Opel Calibra, Astra, Vectra, a jiné.



Obr. 34 Řez pohonnou jednotkou C20XE [26]



5 TVORBA MODELU SACÍHO TRAKTU

5.1 DIGITALIZACE SOUČÁSTI – POPIS OPTICKÉHO 3D SCANNERU ATOS

Atos je optický scanner, který je založen na principu optické triangulace, jenž slouží k digitalizaci reálné součásti a jejího převodu na virtuální model. Na povrch součásti jsou promítány pruhy světla, které jsou následně snímány dvěma CCD kamerami umístěnými na protějších koncích nosného rámu. Součást musí být označena referenčními body, ze kterých systém získá prostorové souřadnice. Čím více referenčních bodů je pro systém „viditelných“, tím se zvyšuje přesnost snímání. Jednotlivé snímky jsou následně softwarem složeny do jednoho celku. Pro naskenování celé součásti je možno pohybovat součástí a scannerem tak, aby byl objekt naskenován celý dokola. Přesnost tohoto procesu je závislá na počtu snímků a opatrnosti při manipulaci se součástí a scannerem. Přesnost tedy klesá se zvyšujícím se množstvím snímků a také s narušením kalibrace přístroje, který by měla být provedena vždy na začátku snímání nové součásti. Proces kalibrace je řízen softwarem a jeho cílem je zajistit správné nastavení optiky pomocí kalibrační desky. Samotná kalibrace je poté vyhodnocena a stanovena odchylka, na jejímž základě je určena přesnost kalibrace.

5.1.1 BEZODPOROVÝ VSTUP („NÁTRUBEK“)

Hlavním cílem digitalizace bylo vytvoření profilové křivky a zajištění přesné geometrie bezodporového vstupu. Povrch součásti bylo nutné před samotným snímáním omastit a nastříkat matným bílým sprejem (křídovým), aby nedocházelo k odrazu dopadajícího světla. Takto připravenou součást bylo ještě nutné opatřit samolepícími referenčními body v požadovaném množství. Při manipulaci s modelem bylo nutné na tyto body dávat pozor, neboť posunutí některého z nich v průběhu snímání by mělo nepříznivý dopad na přesnost modelu. Snímání bylo provedeno kamerami s ohniskovou vzdáleností 17 [mm] a projektorem s ohniskovou vzdáleností 35 [mm]. Ostřící vzdálenost činila 750 [mm]. První snímání bylo provedeno tak, aby obsahovalo co nejvíce referenčních bodů, na které se následně vázaly další snímky.



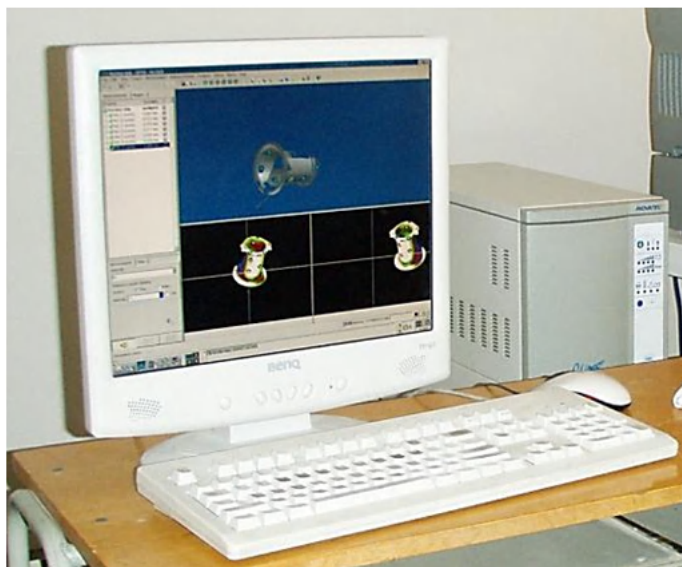
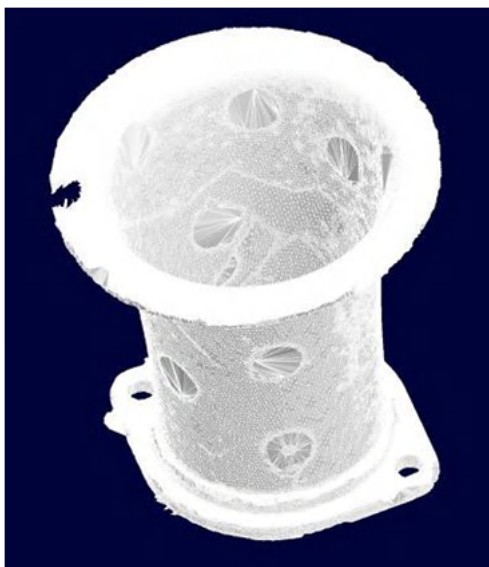
Obr. 35 Příprava součástí před skenováním



Obr. 36 3D skener Atos



Při každém dílčím snímání byla vybrána pouze odpovídající část ploch, aby nedocházelo ke zbytečnému překrývání snímků, jenž by mělo za následek zhoršení kvality v daných oblastech skenované součásti. Po dokončení byla provedena polygonizace, která jednotlivé překrývající se snímky spojila a vyhladila jejich povrch.



Obr. 37 Výsledný exportovaný model a vlastní průběh snímání

K naskenovanému modelu se vytvoří řezy rovnoběžně s rovinou příruby, jejichž hustotu si zvolíme podle složitosti snímané součásti. Dále byla vytvořena primitiva, tzn. body určující polohu hlavní osy modelu, (ze kterých je také možné určit celkovou délku součásti), polohy připojovacích děr a rovina příruby. Vytvořené body byly exportovány ve formátu stl a celkový skenovaný model exportován ve formátu iges. Následně byly tyto soubory naimportovány do 3D CAD softwaru Pro/Engineer Wildfire 5, kde byl sken nahrazen plochami využitím funkce *Style*, plochy spojeny v jednu funkci *Merge* a vytvořena objemová geometrie funkcí *Solid*.

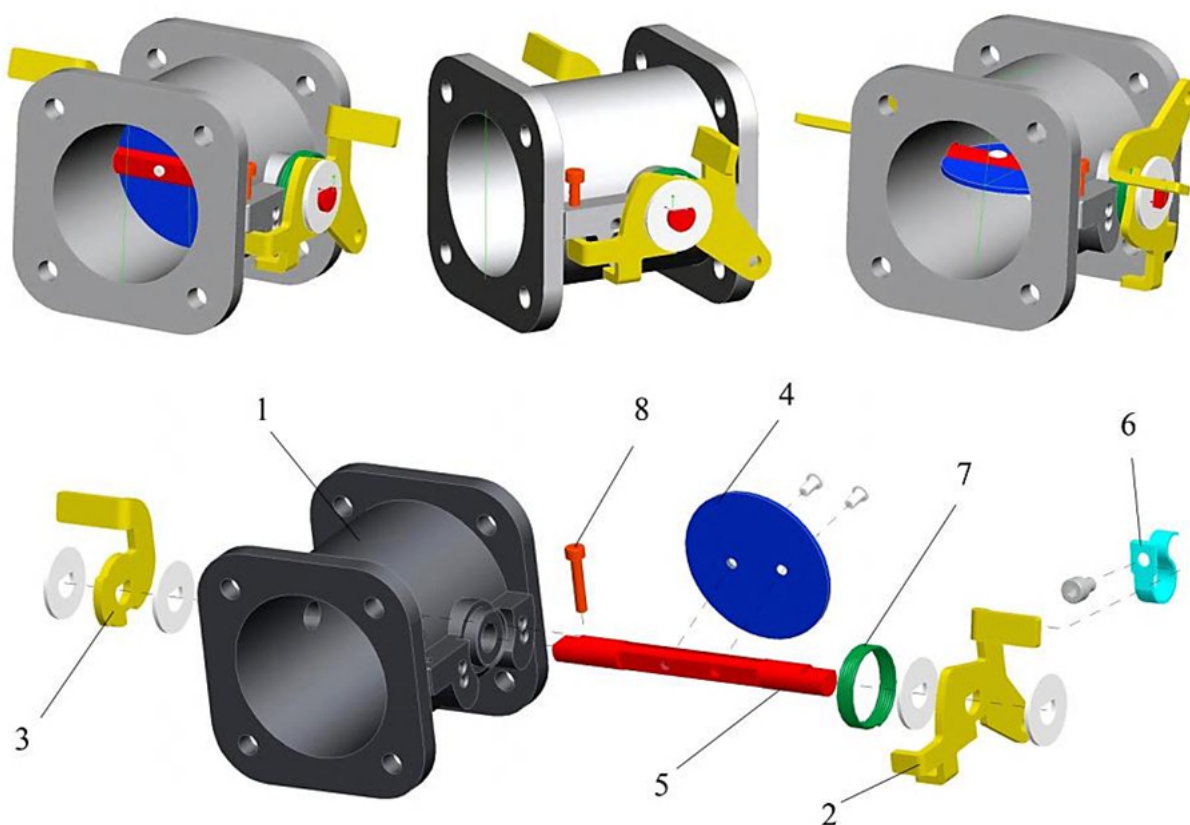


Obr. 38 Výsledný model bezoporového vstupu

5.2 VYTVOŘENÍ MODELU

5.2.1 ŠKRTICÍ Klapka

Škrticí klapka byla navržena podle vzoru, který byl od daného typu motoru k dispozici. Vstupní průměr tělesa je 48 [mm], výstupní průměr připojený na přírubu 42,7 [mm] a celková délka 66 [mm]. Vzdálenost osy hřídelky, na které je klapka umístěna, je 38 [mm] od vstupní strany (od přípojně strany sacího nátrubku). Sestava je tvořena tělesem klapky, v níž je umístěna hřídelka se škrticí klapkou. Na vnější konce hřídelky jsou umístěny ovládací prvky, které jsou mezi jednotlivými klapkami spojeny přes pružný člen, a jejich vzájemná poloha je stanovena seřizovacími šrouby pro každou klapku zvlášť. Dále je na jedné straně každé hřídelky umístěna pružina, která vrací klapku do výchozí polohy po uvolnění plynového pedálu. Výchozí poloha je stanovena seřizovacím šroubem, jenž se nachází pouze na tělese „hlavní“ klapky, tj. klapka obsahující hlavní ovládací prvek, který následně ovládá všechny ostatní škrticí klapky. Klapka je po úplném zavření uložena v tělese pod úhlem 6,33[°]. Hlavní ovládací prvek je v tomto případě ovládán lankem a poloha škrticí klapky snímána potenciometrem umístěným na volném konci uložení hřídelky poslední klapky v řadě.



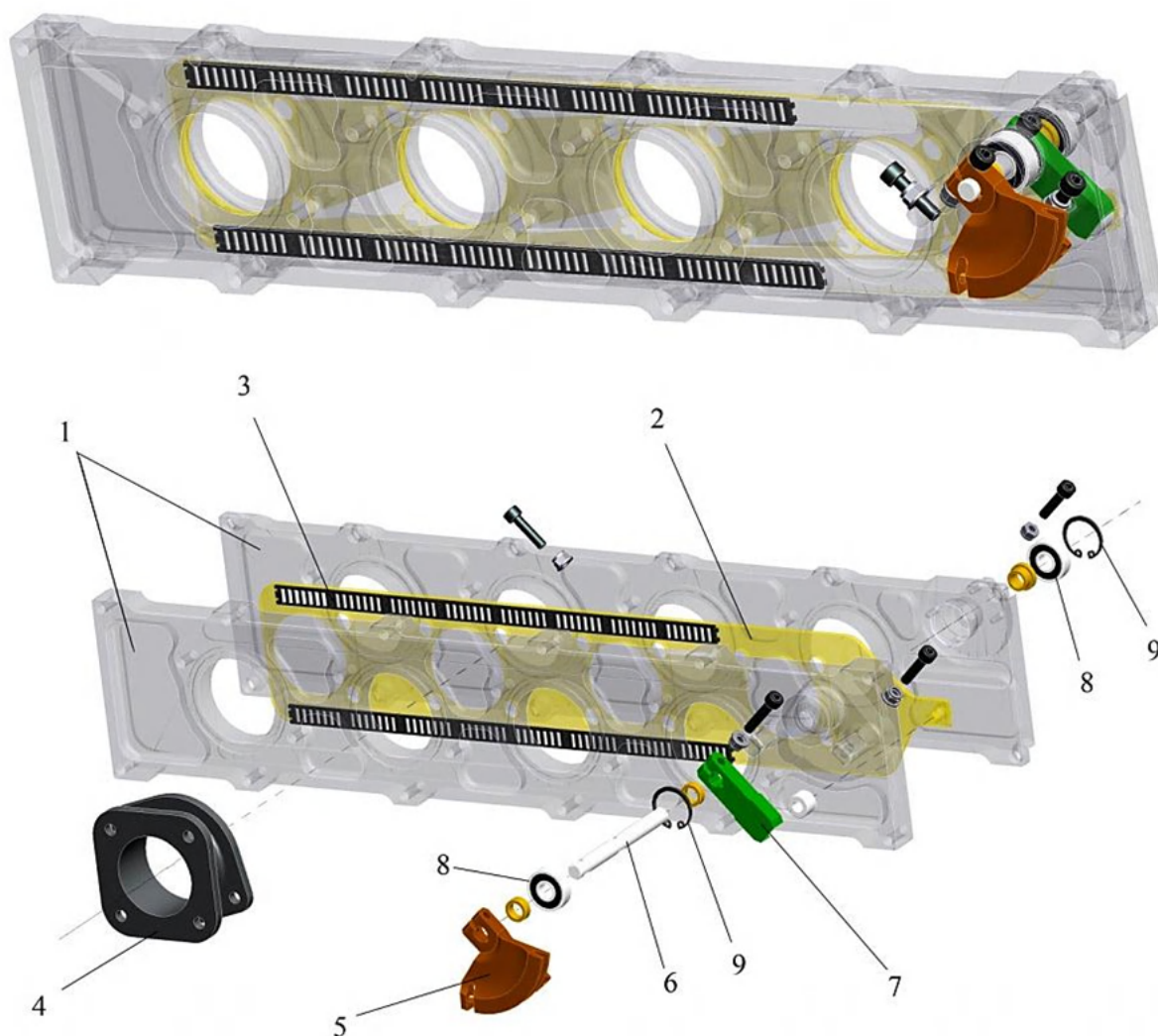
Obr. 39 Škrticí klapka a její rozložený pohled

1 – těleso klapky, 2 – hlavní ovládací prvek, 3 – vedlejší ovládací prvek následné klapky, 4 – klapka, 5 – hřídelka, 6 – pružný člen, 7 – vratná pružina, 8 – seřizovací šroub



5.2.2 POSUVNÉ ŠOUPÁTKO

Posuvné šoupátko („škrticí gilovina“) je alternativou škrticí klapky. Nejčastěji se s tímto prvkem můžeme setkat převážně u speciálních závodních motorů. Samotný konstrukční návrh šoupátka byl volen tak, aby alternoval základním parametrům škrticí klapky, jimiž jsou poloha osy škrticího prvku a celková délka tělesa, ve kterém je škrticí prvek uložen. V následujícím postupu bude hlavním cílem porovnání sacích ztrát posuvného šoupátka a škrticí klapky. Lze předpokládat, že posuvné šoupátko bude mít výhodnější charakteristiku proudění při plném otevření, tedy při jízdě pod „plným plynem“, kdy nasávanému vzduchu nevznikají žádné nadbytečné odpory při proudění tímto komponentem. Nasávaný vzduch se chová, jako by proudil v přímé trubce.



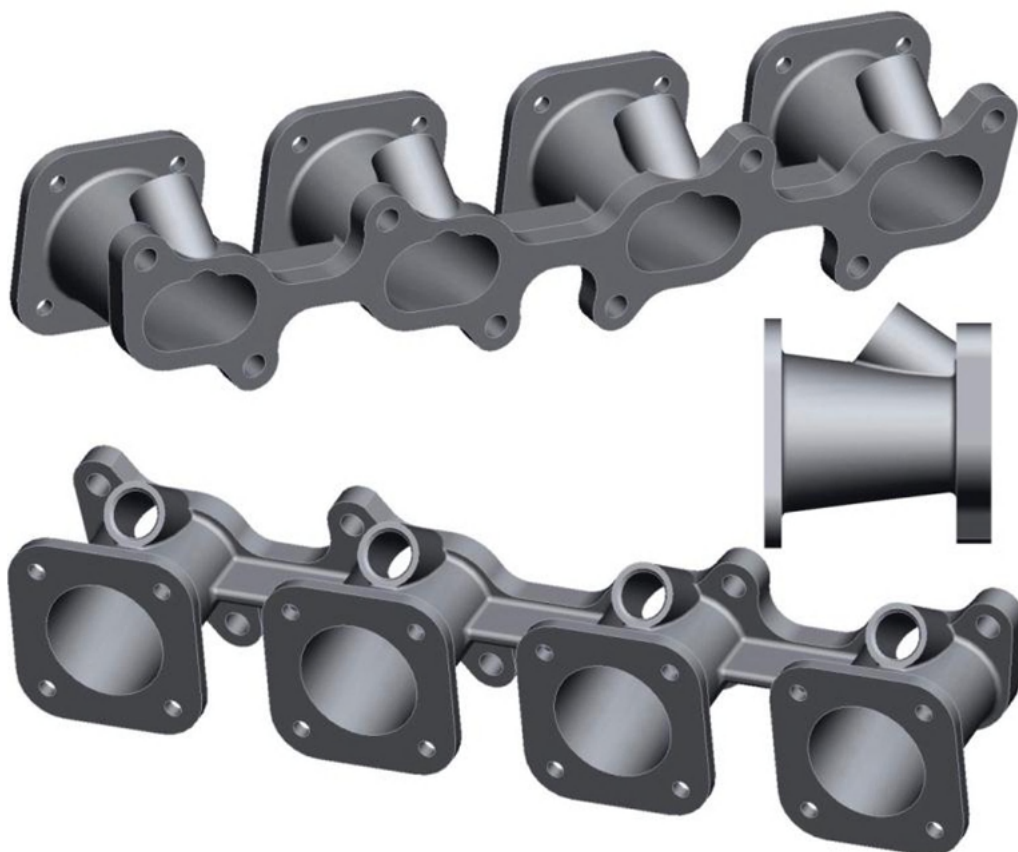
Obr. 40 Posuvné šoupátko a jeho rozložený pohled

1 – těleso posuvného šoupátka, 2 – posuvné šoupátko, 3 – ložisková řada, 4 – prodlužovací nástavec, 5 – ovládací prvek, 6 – hřídelka, 7 – ovládací páka, 8 – ložisko, 9 – pojistný kroužek



5.2.3 PŘÍRUBA

Příruba spojuje těleso škrticí klapky, popřípadě posuvného šoupátka a nástavce s hlavou válců. Vstup do příruby je kruhový a postupně přechází do oválného tvaru. Příruba také obsahuje otvory pro vstřikovací ventily, jenž jsou vyústěny na výstupní straně, tedy na straně připojené k hlavě válců. Palivo je vstřikováno na počátku sacího kanálu před sací ventily. V posledním kroku byly vymodelovány připojovací části příruby a následně provedeno spojení všech dílčích částí v jeden celek.



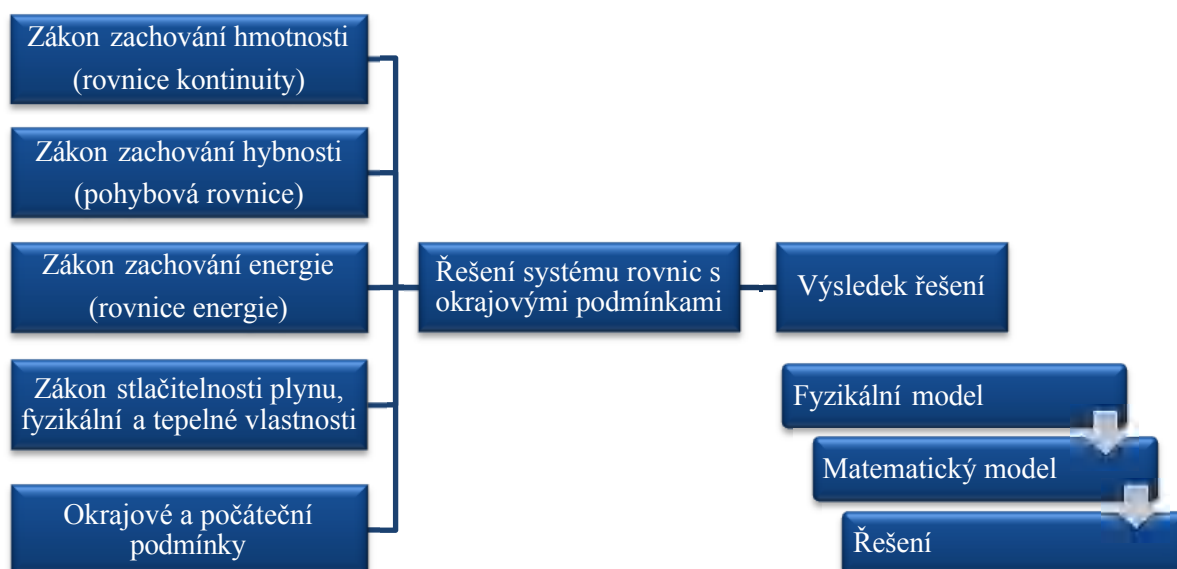
Obr. 41 Model příruby



6 CFD SIMULACE PROUDĚNÍ

6.1 ZÁKLADNÍ POPIS SYSTÉMU

Výpočetní technologie simulace proudění CFD (Computational Fluid Dynamic) umožňuje pozorovat dynamiku proudících částic. Je to vědní obor, který spojuje vědecké poznatky fyziky (mechaniky tekutin, termomechaniky, matematiky především numerické) a umožňuje s využitím výpočetní techniky simulovat nejrůznější fyzikální jevy. Popisem proudění stlačitelných kapalin se zabývá především aerodynamika a termodynamika. Při modelování konkrétních fyzikálních dějů spojených s prouděním tekutin se využívá tří základních principů, tedy zákona o zachování hmotnosti, hybnosti a energie. Základní postup řešení úloh proudění tekutin znázorňuje obr. 42. Z formulace rovnic fyzikálního modelu (nedá se řešit analyticky), se získají algebraické rovnice (matematický model). Jednoznačné řešení určitého geometrického modelu je stanoveno určením počátečních a okrajových podmínek. Cílem řešení je získat fyzikální informace (rychlost, tlak, teplota, atd.) o proudící tekutině v libovolném místě a čase, což je možné pouze s využitím výpočetní techniky. Virtuální prototyp je možné sledovat v reálném časovém sledu a analyzovat odezvy na různé podměty, např. odezvu na změnu průměru trubice, ve které tekutina proudí. Využitím výpočetní techniky a mechaniky tekutin je tedy možné předpovídat chování tekutin se všemi jejími zákonitostmi, jako jsou např. turbulence, proudové křivky, ale také rychlost proudícího média, hmotnostní tok a další. Simulace je prakticky rozdělena do tří základních fází. V první fázi je nutné připravit patřičný model pro CFD analýzu. K tomuto účelu se nejčastěji využívá CAD softwaru (Computer Aided Design) pro vytvoření samotné geometrie modelu. Pro usnadnění řešení však musí být tato geometrie zjednodušena tak, aby určité detaily modelu, které nejsou pro samotnou analýzu podstatné, zbytečně nezvyšovaly nároky na výpočetní techniku. Ve druhé fázi se na takto připraveném modelu vytvoří výpočtová síť v požadované velikosti a kvalitě buněk. Je logické, že se zvyšujícím se počtem buněk se hustota sítě zvyšuje, tím se zpřesňuje výsledek analýzy, ale současně se zvyšují nároky na výpočetní techniku. V poslední fázi se datové soubory s uloženými daty simulace načtou v tzv. postprocesoru, v němž jsou výsledky zobrazeny, vyhodnoceny a následně mohou být interpretovány formou obrázků, grafů, nebo animací. Pro účely této diplomové práce byl využit software ICEM-CFD pro tvorbu výpočtové sítě, FLUENT pro realizaci výpočtu a CFD-Post pro vyhodnocení výsledků.



Obr. 42 Základní postu řešení úloh [1]



6.2 PŘÍSTUP K ŘEŠENÍ

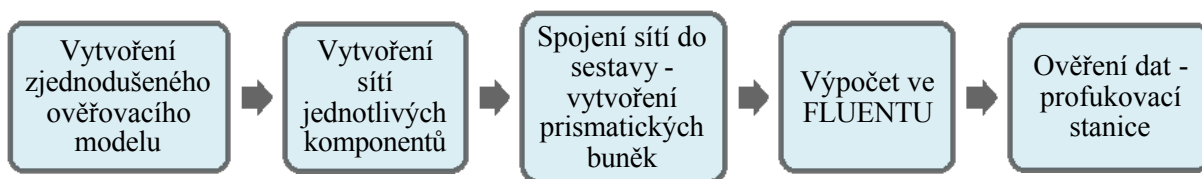


Schéma 3 Základní přístup k řešení

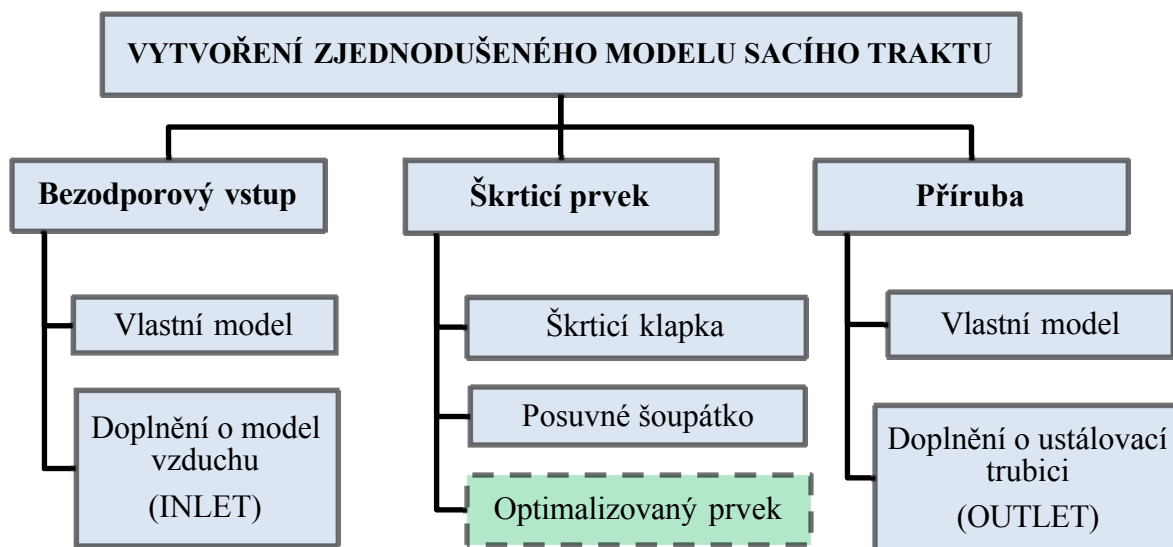


Schéma 4 Postup tvorby zjednodušeného modelu

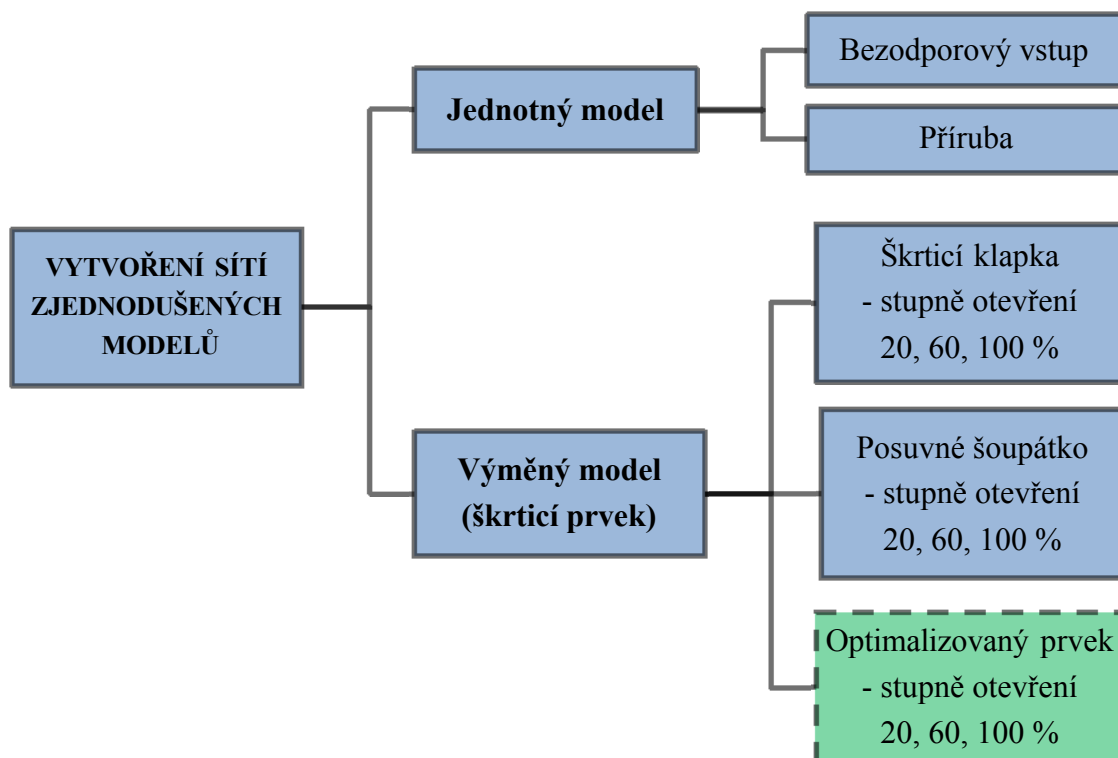
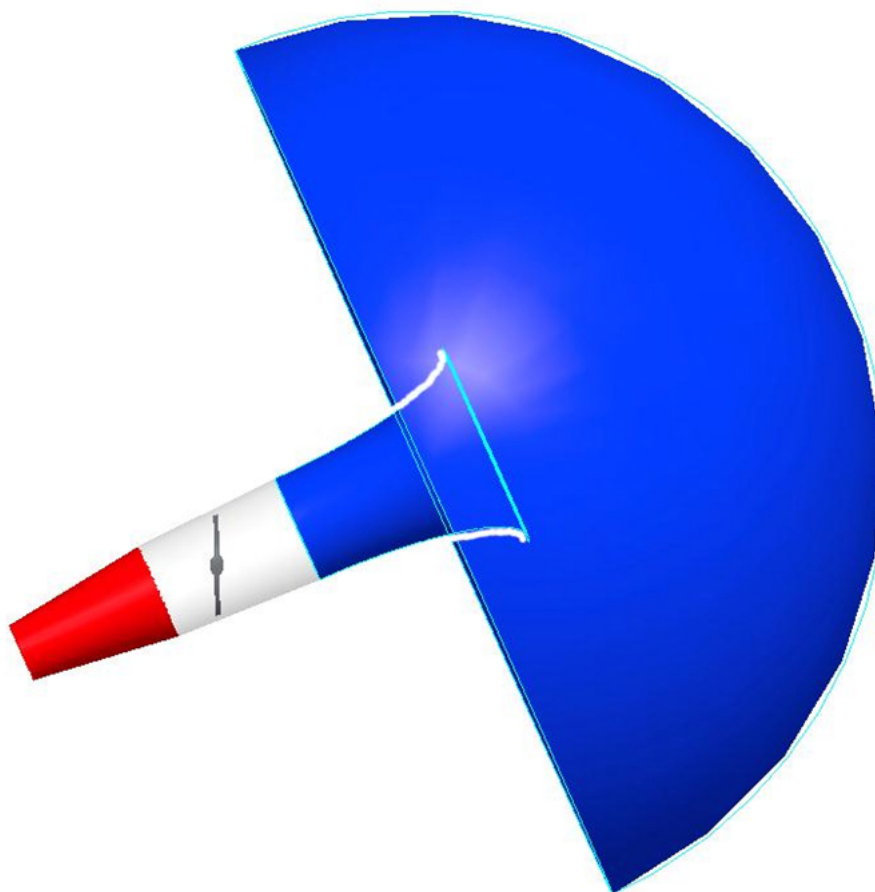


Schéma 5 Postup při vytváření výpočtových sítí zjednodušených modelů



6.3 VYTVOŘENÍ ZJEDNODUŠENÉHO MODELU

Před zahájením samotné CFD simulace bylo nejprve nutné model zjednodušit o určité prvky geometrie, které nemají na kvalitu výpočtu vliv, avšak komplikují tvorbu výpočetní sítě. Cílem bylo vytvoření modelu vzduchu („model dutiny“), kterým vzduch proudí. V první fázi tohoto procesu jsem naimportoval vnitřní plochy jednotlivých komponentů sacího traktu. Dále byl vytvořen model, který simuluje objem vzduchu nasávaného nátrubkem do sacího traktu. Vzduch je modelován jako půlkoule, která má průměr 400 [mm] a je spuštěna 30 [mm] pod horní vtokovou hranu. Rozměry modelu vzduchu vychází ze zkušebních výpočtů, přičemž jsou voleny tak, aby bylo možné určit charakteristiku nasávaného vzduchu před vstupem do samotného nátrubku. Výsledné zobrazení charakteristiky nasávaného vzduchu je znázorněno v přílohách jednotlivých sacích traktů, např. v příloze P21. Na závěr jsem se zabýval samotným škrťícím prvkem, jehož geometrii jsem nejprve naimportoval obdobně jako v předešlém případě, avšak tento krok se v následujícím postupu řešení úlohy ukázal jako nesprávný. Nastaly potíže s vytvořením výpočetní sítě v těch oblastech, kde byla příliš malá mezera (až téměř kontakt) mezi tělesem a samotnou klapkou. Z tohoto důvodu bylo nutné zmenšit průměr modelu klapky tak, aby bylo možné vytvoření vhodnější výpočetní sítě v těchto kritických oblastech.



Obr. 43 Zjednodušený model sacího traktu



6.4 VÝPOČTOVÉ SÍŤE JEDNOTLIVÝCH KOMPONENTŮ

V této diplomové práci jsou řešeny celkem tři varianty škrtících prvků sacího traktu. Z toho důvodu jsem přistoupil k vytváření výpočtových sítí jednotlivých komponentů samostatně, aby bylo možné použít již vytvořené sítě společných prvků pro všechny varianty (nátrubek, příruba) a v dalším postupu vytvářet výpočtové sítě pouze výměnných prvků (škrticí klapka, posuvné šoupátko, optimalizovaný prvek) a jejich různé varianty otevření. Jednotlivé sítě jsem následně v softwaru ICEM-CFD spojil v jeden celek.

6.4.1 BEZODPOROVÝ VSTUP („NÁTRUBEK“)

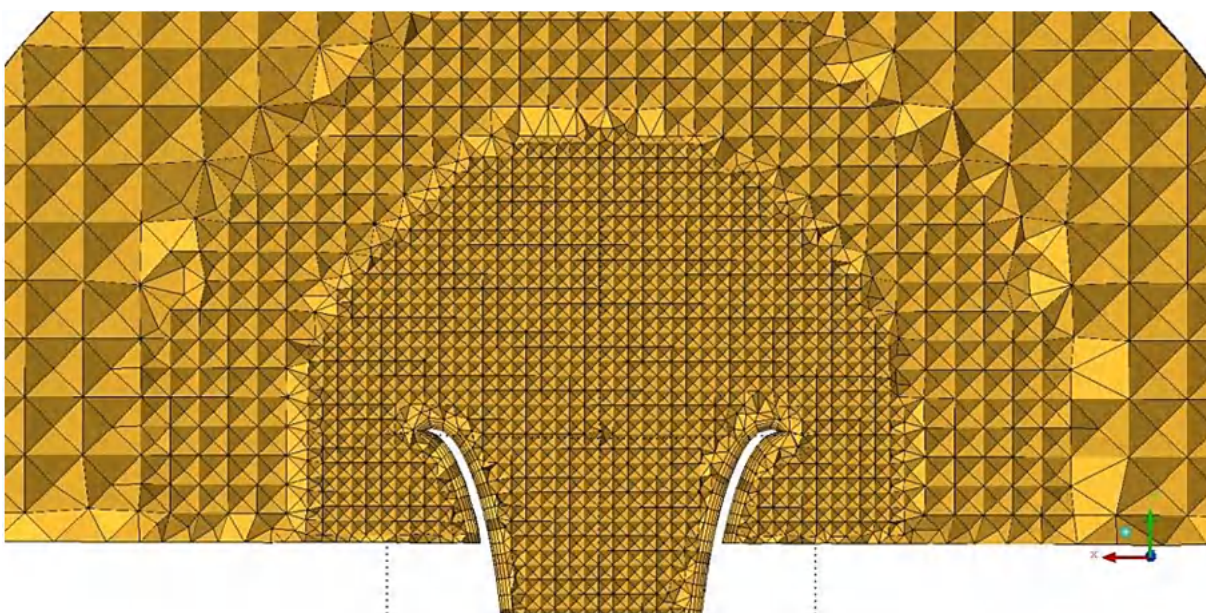
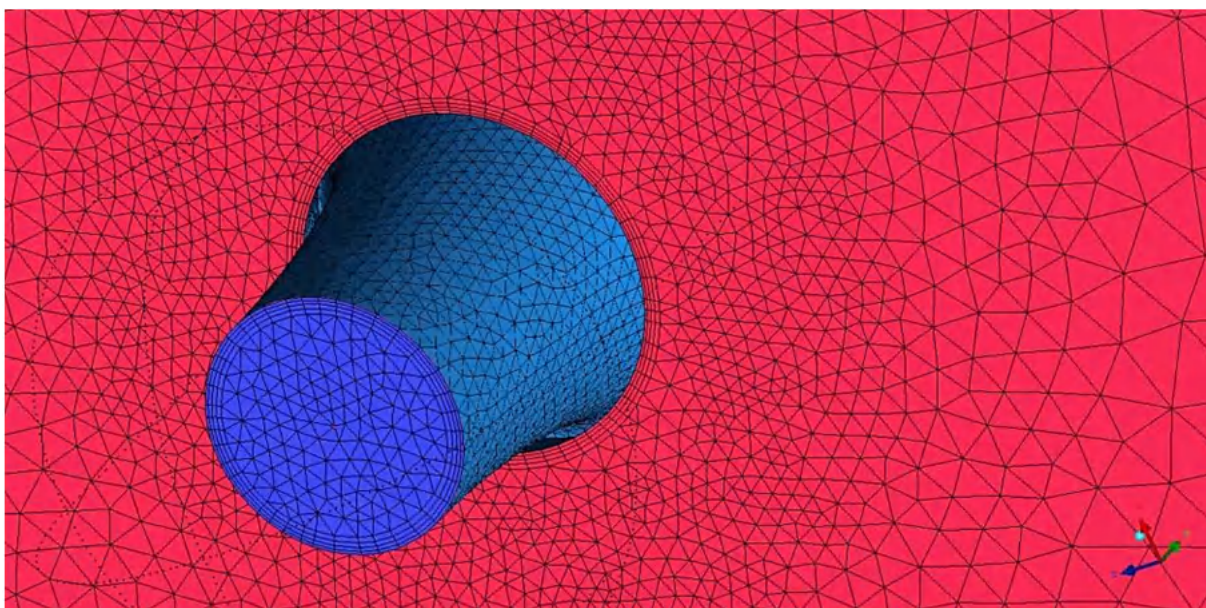
Hotový zjednodušený model celého sacího traktu vytvořený v softwaru Pro/Engineer WF5 jsem importoval ve formátu STEP. do softwaru ICEM-CFD a uložil jej jako nový projekt, ze kterého byly následně vytvářeny jednotlivé dílčí komponenty. Jelikož se jednalo o sestavu celého modelu, bylo nejprve nutné odstranit plochy, křivky a body komponentů nesouvisejících se samotným výpočtem. Následovala příprava geometrie nátrubku pro vytvoření výpočetní sítě. V prvním kroku byla provedena oprava geometrie funkcí *Repair Geometry*. Následně byla vytvořena plocha na výstupu z nátrubku. Tato plocha byla označena jako *Interface*, jenž označuje připojovací plochu na následný komponent sacího traktu, v tomto případě na vstupní plochu škrticí klapky. Křivky a body, které tvořily důležité přechody a ohraničení, a nebylo k nim tedy potřeba vázat uzly a hranice vytvářené sítě, byly z geometrie odstraněny. Po úpravě modelu následovalo samotné vytváření sítě, kterou bylo potřeba v určitých důležitých místech patřičně zjemnit pro zpřesnění a přiblížení výsledků co nejvíce realitě. Naopak v místech, které nejsou pro přesnost výpočtu důležité, byla síť zředěna, aby se zbytečně nezvyšovaly nároky na výpočetní techniku a výpočetní čas. Požadována byla kvalita sítě nad 0,1 pro všechny komponenty sacího traktu. Na (obr. 45) je znázorněn graf skutečné kvality výsledné sítě nátrubku včetně prismatických buněk.

NASTAVENÍ SÍŤE

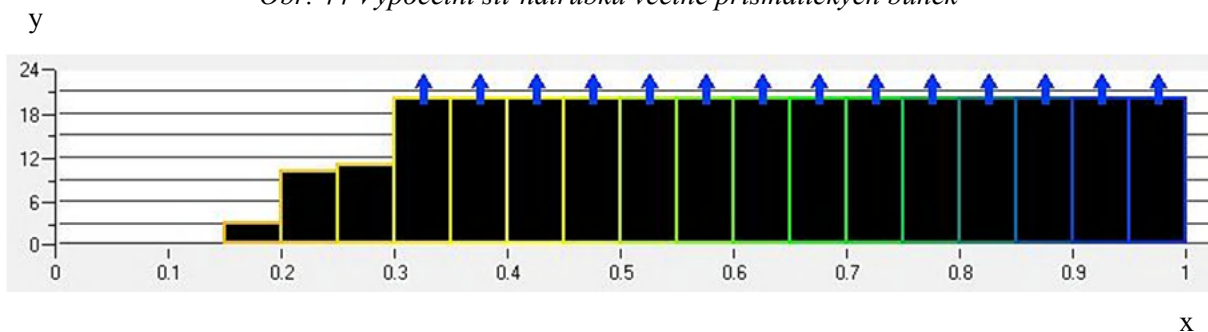
GLOBAL MESH PARAMETERS	
Scale factor	1
Max. element size [mm]	40
Min. element size [mm]	15
DESNITY – V OBLASTI NÁTRUBKU	
Size [mm]	4
Ratio	1,2
Width [mm]	14
MESH INFO	
Total elements	572 358
Total nodes	96 219
Obsaženy prismatické buňky	ANO ¹⁾

Tab. 2 Nastavení sítě nátrubku sání

¹⁾ Nastavení prismatických buněk je popsáno na straně 60 (Tab.6)



Obr. 44 Výpočetní síť nátrubku včetně prismatických buněk



Obr. 45 Graf znázorňující kvalitu výpočetní sítě včetně prismatických buněk

kde: osa x znázorňuje koeficient kvality

osa y znázorňuje počet elementů, kde je hlavní zobrazená oblast pro počet buněk s nejnižším koeficientem kvality, modré šipky znázorňují pokračování osy y.



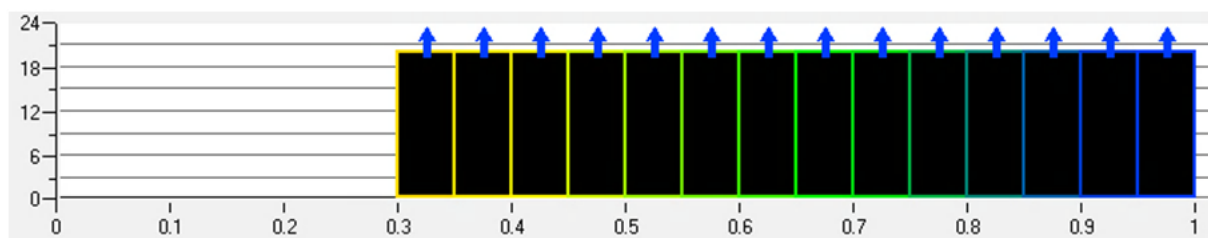
6.4.2 ŠKRTICÍ KLAPKA

Výpočet škrticí klapky vychází z parametrů stávajícího konstrukčního řešení dle zadání. Pro účel této diplomové práce jsem zkoumal parametry hmotnostního průtoku a rychlosti proudění ve třech variantách úhlu natočení tohoto prvku. Jednalo se o úhly natočení odpovídající procentuálnímu poměru 20, 60 a 100 [%]. Jelikož se jednalo o prvek, který byl fyzicky k dispozici, byl využit pro verifikační měření na profukovací stanici, kde byl model odladěn a porovnány výsledky simulace s reálnou zkouškou. Toto měření bylo provedeno pro plně otevřenou škrticí klapku a následně doplněno o zbylé dva stupně otevření. Vytváření výpočtové sítě probíhalo obdobně, jako v předchozím případě. Nejprve byl načten základní projekt, ze kterého byly odstraněny všechny prvky, které se netýkaly škrticí klapky. Doplněná vstupní a výstupní plocha s názvem *Interface*, slouží k uzavření objemu modelu, což je pro vytváření sítě důležitá podmínka, ale také pro identifikaci přípojných ploch nátrubku a příruby. Po úpravě geometrie byla vytvořena výpočtová síť se zjemněním (pomocí funkce *Density*), v oblasti samotné klapky. Na závěr bylo nutné odstranit síť samotného škrticího prvku, aby byl tento prvek definován jako dutina, na které výpočet neprobíhá.

NASTAVENÍ SÍTĚ

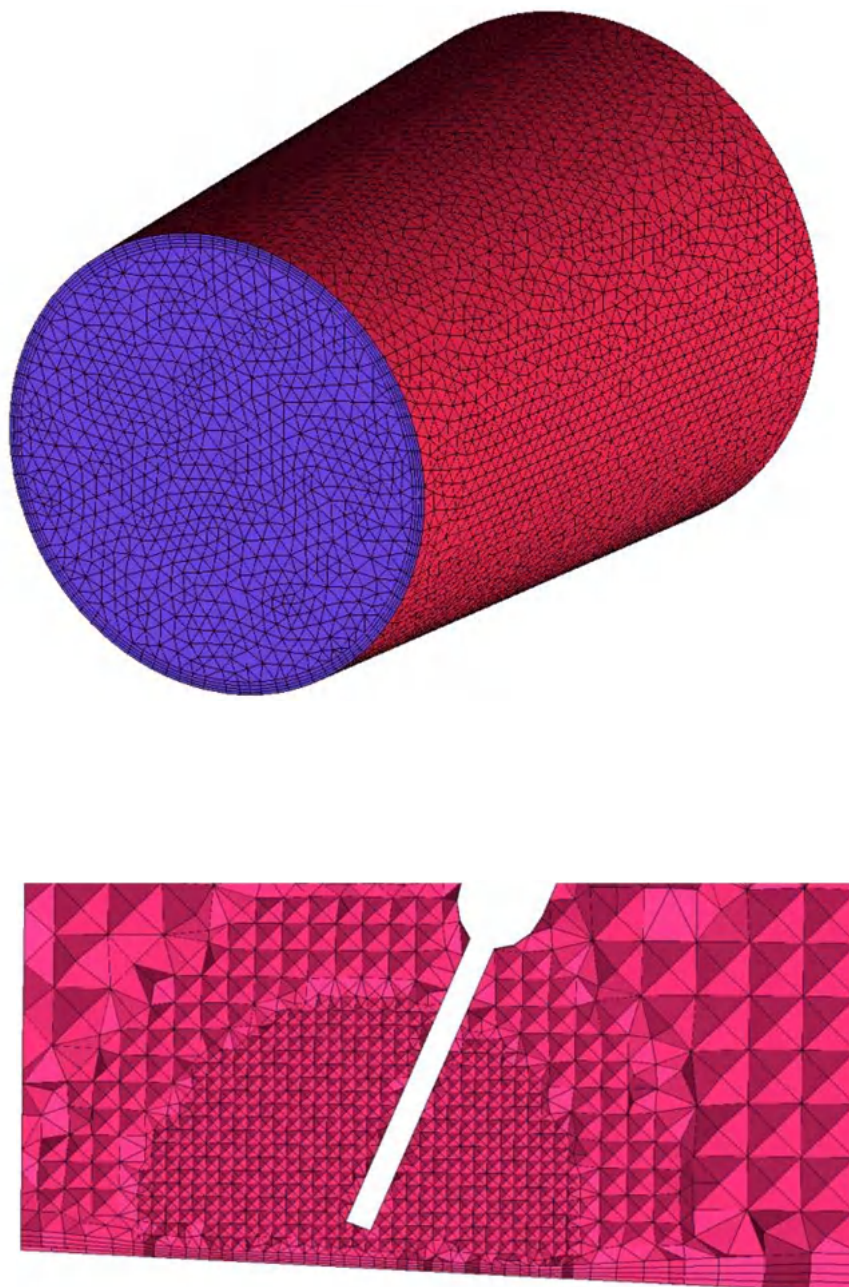
ÚHEL OTEVŘENÍ KLAPKY [%]	20	60	100
GLOBAL MESH PARAMETERS			
Scale factor	1	1	1
Max. element size [mm]	4	3	3
Min. element size [mm]	2	2	2
DESNSITY – V OBLASTI ŠKRTICÍHO PRVKU			
Size [mm]	1,2	1,6	1,7
Ratio	1,4	1,3	1,4
Widt [mm]	18	18,5	17,5
MESH INFO			
Total elements	771 506	382 800	328 771
Total nodes	153 455	79 054	68 441
Obsaženy prismatické buňky	ANO ¹⁾		

Tab. 3 Nastavení sítě škrticí klapky



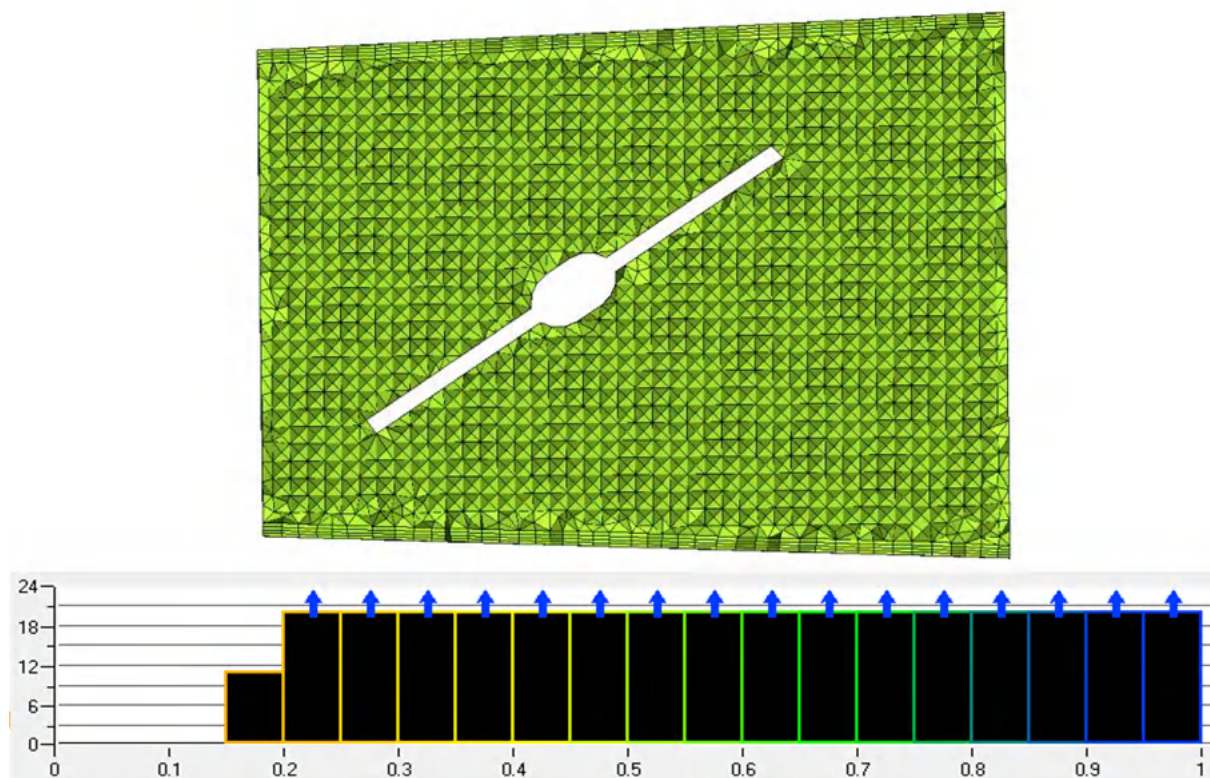
Obr. 46 Graf kvality výpočetní sítě včetně prismatických buněk pro úhel otevření klapky 20 [%], popis os uveden viz graf 45 str. 51

¹⁾ Nastavení prismatických buněk je popsáno na straně 60 (Tab.6)

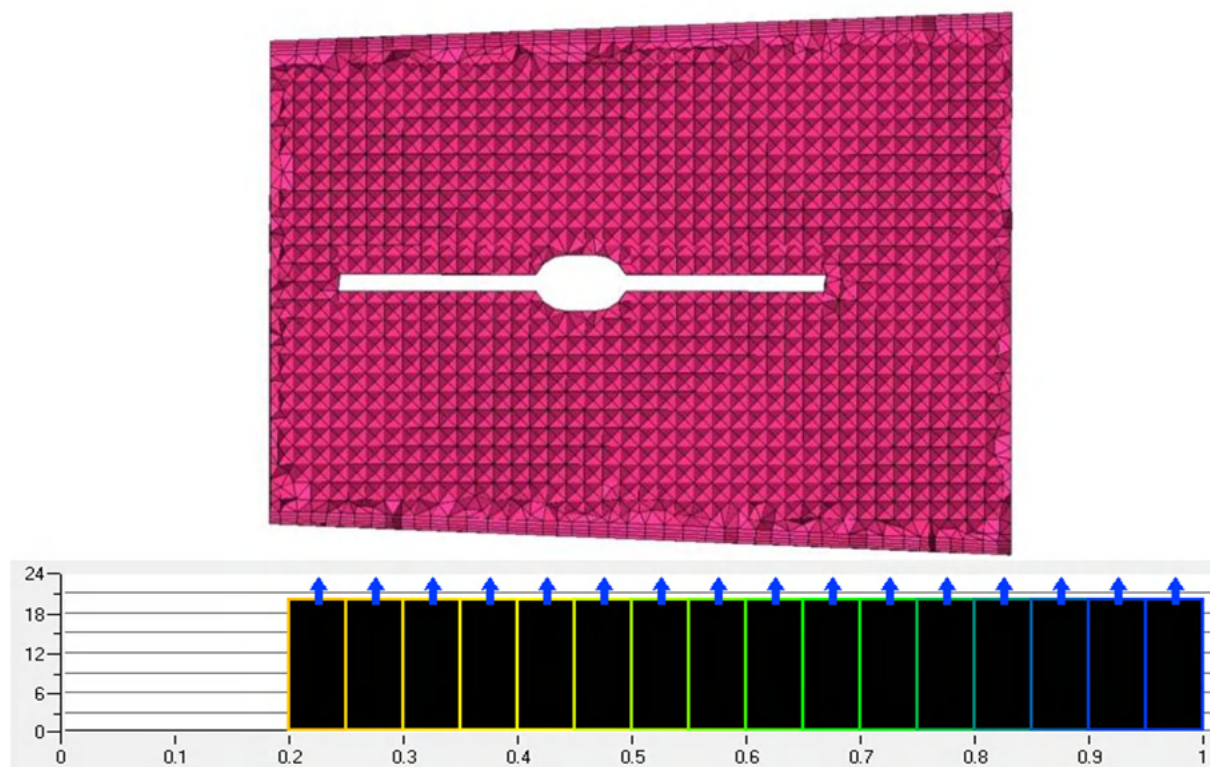
**ÚHEL OTEVŘENÍ Klapky 20 %**

Obr. 47 Výpočetní síť škrticí klapky včetně prismatických buněk pro úhel otevření 20 [%]

Na dolním obrázku je znázorněn detail řezu výpočetní sítě spodní poloviny škrticí klapky, kde je patrné zjemnění sítě v oblasti, kde je klapka velmi blízko stěny tělesa.

ÚHEL OTEVŘENÍ Klapky 60 %

Obr. 48 Výpočetní síť škrtecí klapky včetně prismatických buněk pro úhel otevření 60 [%] a její kvalita, popis os uveden viz graf 45 str. 51

ÚHEL OTEVŘENÍ Klapky 100 %

Obr. 49 Výpočetní síť škrtecí klapky včetně prismatických buněk pro úhel otevření 100 [%] a její kvalita, popis os uveden viz graf 45 str. 51



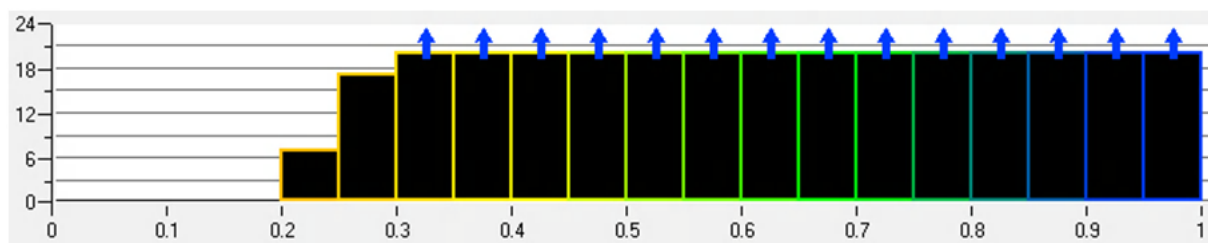
6.4.3 POSUVNÉ ŠOUPÁTKO

Posuvné šoupátko je alternativou škrticí klapky a jeho výpočetní model je vytvářen tak, aby co nejvíce odpovídal parametrům škrticí klapky (celková délka tělesa, umístění osy šoupátka). Prodlužovací nástavec je pro další zjednodušení implementován přímo do modelu tělesa posuvného šoupátka. Také v tomto případě budou zkoumány parametry proudění (hmotnostní tok, rychlost) pro poměry otevření 20, 60 a 100[%]. Prvek, který vykáže po výpočtu lepší parametry, bude následně optimalizován. Hlavním porovnávacím kritériem je plné otevření škrticího prvku, přičemž lze předběžně očekávat lepší charakteristiku posuvného šoupátka pro tento stupeň otevření. Výpočtová síť je zjemněna v oblasti osy posuvného šoupátka. Samotné zjemnění je pak vychýleno podél kolmé osy vůči směru proudění vzduchu ven z tělesa šoupátka tak, aby nedocházelo ke zbytečnému zjemnění a nárůstu počtu buněk v oblasti, kde to není potřeba.

NASTAVENÍ SÍŤE

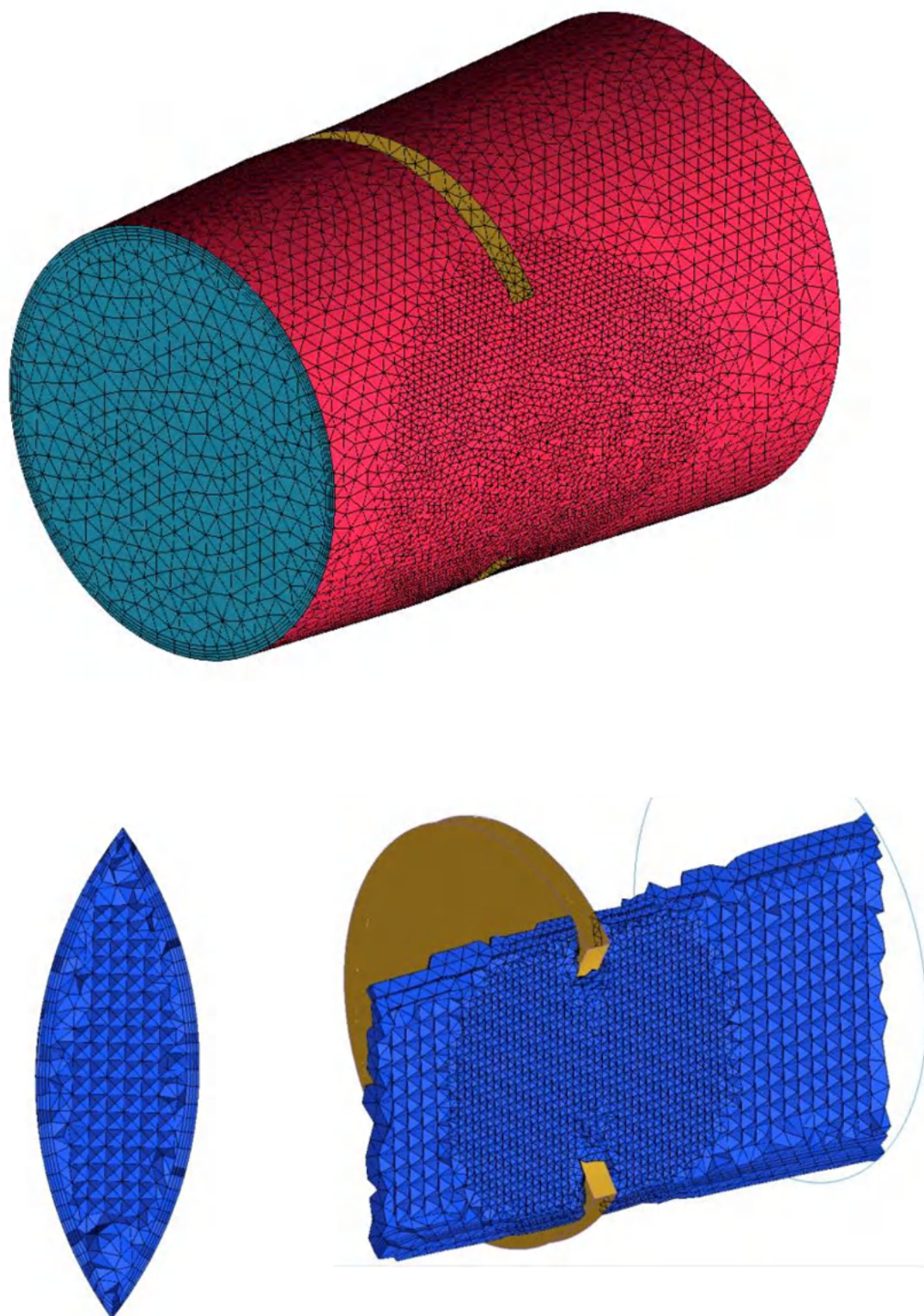
STUPEŇ OTEVŘENÍ ŠOUPÁTKA [%]	20	60	100
GLOBAL MESH PARAMETERS			
Scale factor	1	1	1
Max. element size [mm]	3	4	4
Min. element size [mm]	X	1	1
DENSITY – V OBLASTI ŠKRTICÍHO PRVKU			
Size [mm]	1	1	X
Ratio	1,4	1,7	X
Widt [mm]	18	22	X
MESH INFO			
Total elements	348 871	634 451	28 821
Total nodes	75 710	212 618	7 368
Obsaženy prismatické buňky	ANO ¹⁾		

Tab. 4 Nastavené sítě posuvného šoupátka



Obr. 50 Graf kvality výpočetní sítě včetně prismatických buněk pro stupeň otevření šoupátka 20 [%], popis os uveden viz graf 45 str. 51

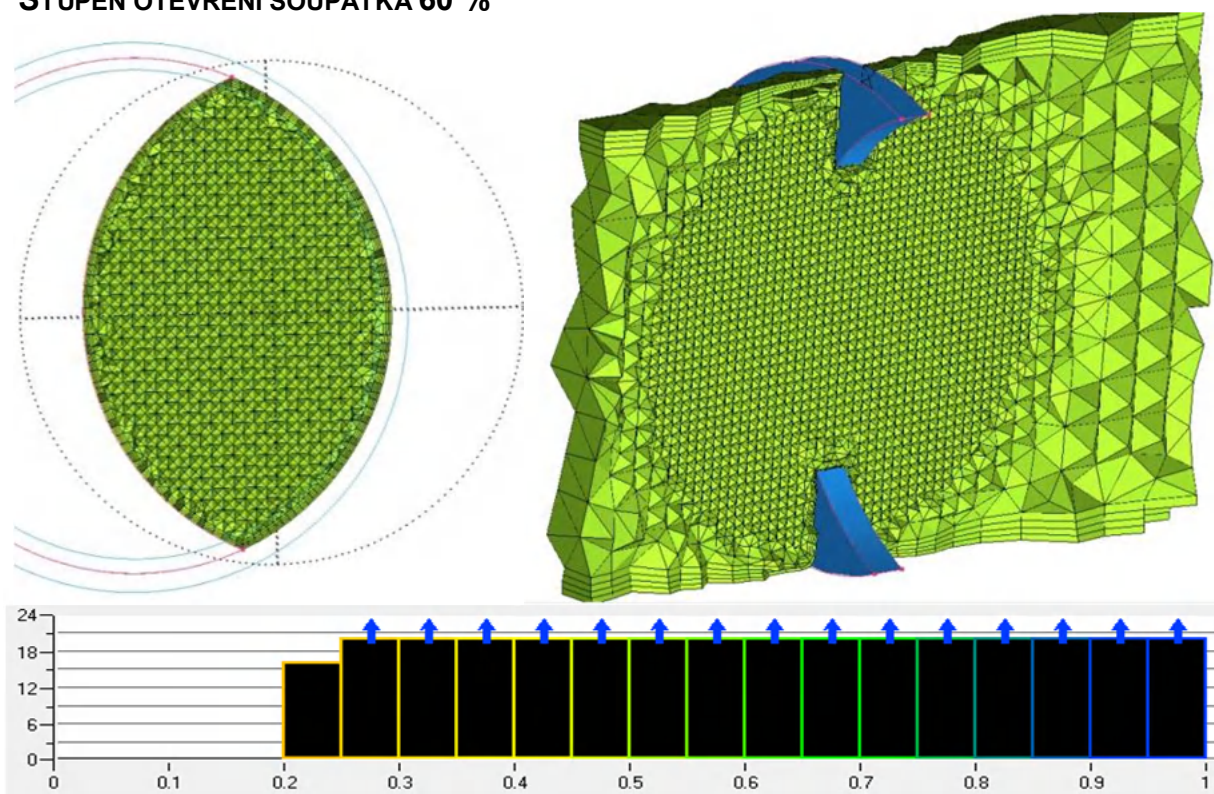
¹⁾ Nastavení prismatických buněk je popsáno na straně 60 (Tab.6)

**STUPEŇ OTEVŘENÍ ŠOUPÁTKA 20 %**

Obr. 51 Výpočetní síť posuvného šoupátka včetně prismatických buněk pro stupeň otevření 20 [%]

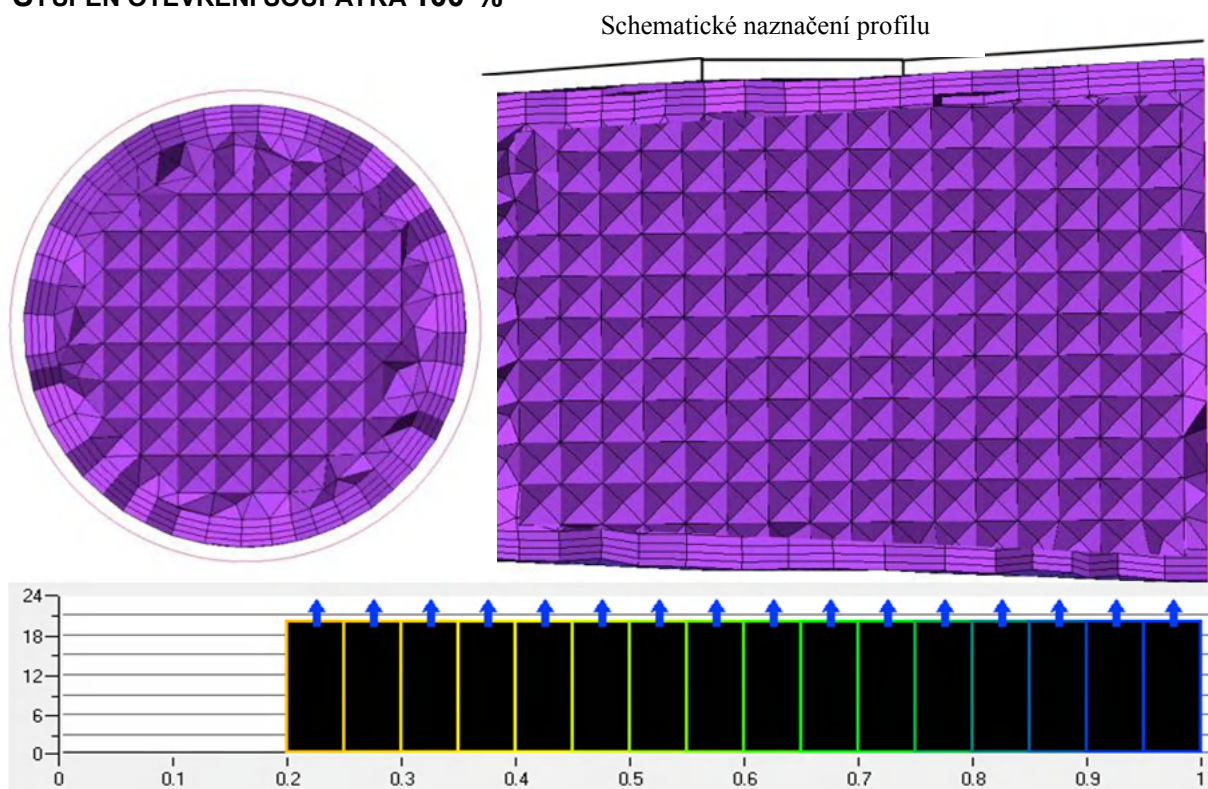


STUPEŇ OTEVŘENÍ ŠOUPÁTKA 60 %



Obr. 52 Výpočetní síť posuvného šoupátka s prismatickými buňkami pro otevření 60 [%] a její kvalita, popis os uveden viz graf 45 str. 51

STUPEŇ OTEVŘENÍ ŠOUPÁTKA 100 %



Obr. 53 Výpočetní síť posuvného šoupátka s prismatickými buňkami pro otevření 100 [%] a její kvalita, popis os uveden viz graf 45 str. 51



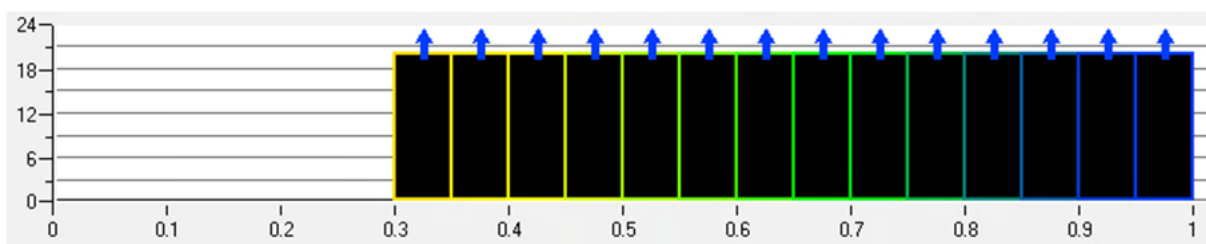
6.4.4 PŘÍRUBA

Zjednodušený model vnitřní geometrie příruby bylo nejprve nutné doplnit o tzv. ustalovací trubici, která jak již samotný název napovídá, slouží k ustálení proudění nasávaného vzduchu. Délka této trubice by měla být minimálně desetinásobkem průměru volného konce. Na výstupní části byl model doplněn o plochu nazvanou *Outlet*, na kterou byla poté při výpočtu nastavena požadovaná okrajová podmínka. Vstupní plocha *Interface* naopak označuje stykovou vstupní plochu příruby s výstupní plochou škrticí klapky, nebo posuvného šoupátka. Jelikož model nevyžaduje zjemnění sítě, neboť se téměř jedná o přímou trubici oválného tvaru, stačilo nastavit pouze globální velikost buňky.

NASTAVENÍ SÍTĚ

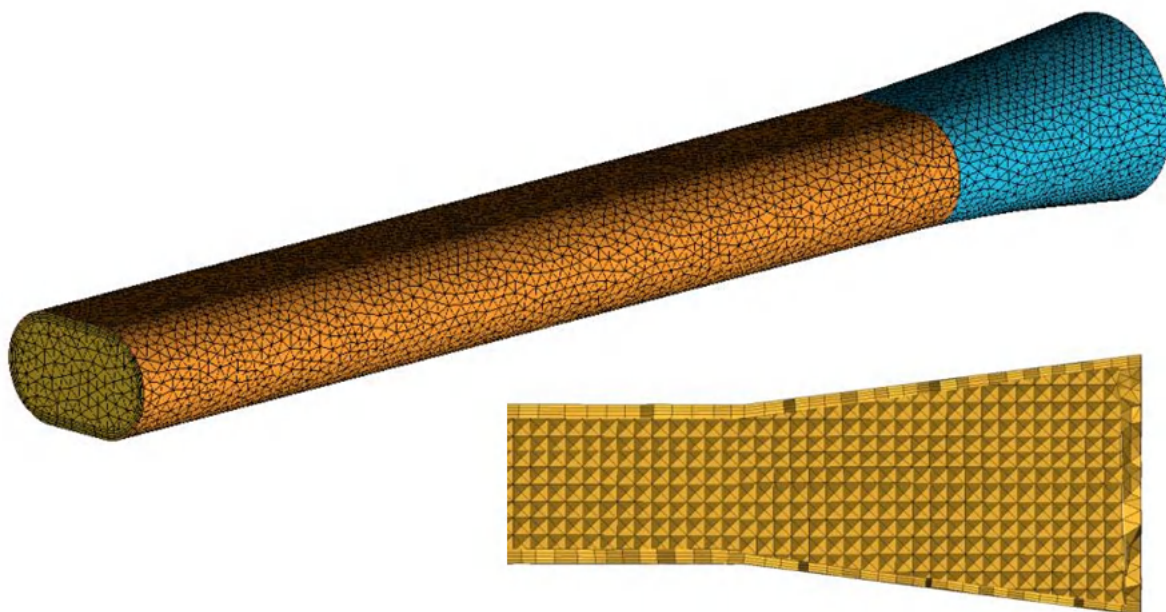
GLOBAL MESH PARAMETERS	
Scale factor	1
Max. element size [mm]	3
Min. element size [mm]	X
DESNITY – V OBLASTI NÁTRUBKU	
Size [mm]	X
Ratio	X
Widt [mm]	X
MESH INFO	
Total elements	194 822
Total nodes	47 754
Obsaženy prismatické buňky	ANO ¹⁾

Tab. 5 Nastavení sítě příruby



Obr. 54 Graf znázorňující kvalitu výpočetní sítě včetně prismatických buněk, popis os uveden viz graf 45 str. 51

¹⁾ Nastavení prismatických buněk je popsáno na straně 60 (Tab.6)



Obr. 55 Výpočetní síť příruby s ustalovací trubicí včetně prismatických buněk

6.5 SESTAVA SÍTÍ, NASTAVENÍ PRISMATICKÝCH BUNĚK

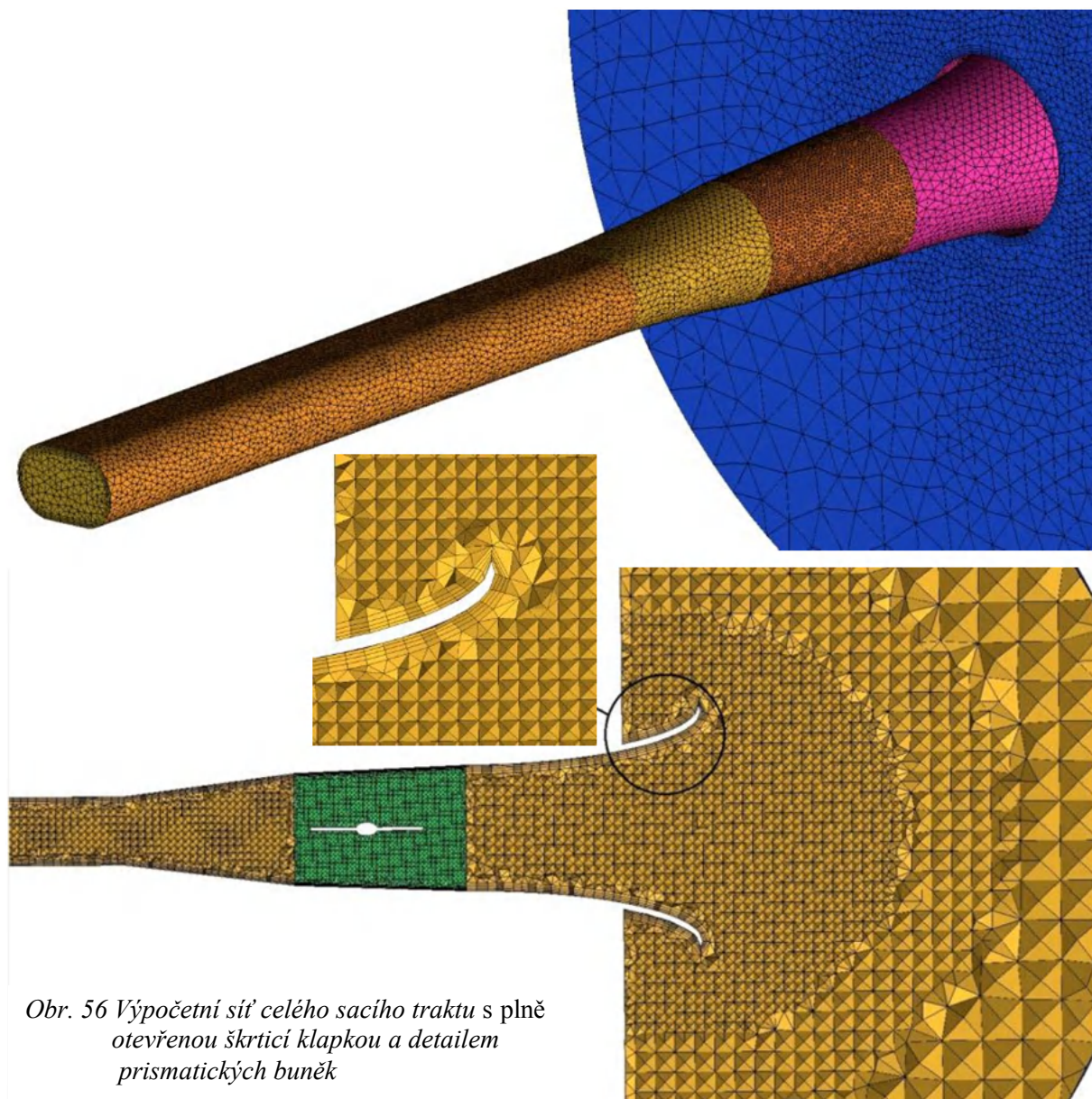
Po dokončení výpočetních sítí všech modelů jednotlivých komponentů (v následujícím postupu úlohy včetně jednotlivých variant stupňů otevření škrticího prvku), bylo nutné tyto sítě spojit v jeden celek. K tomuto účelu slouží v softwaru ICEM-CFD funkce, jenž se interpolací síťových uzlů na stykových plochách postará o optimální napojení jedné sítě na druhou. Tento postup urychlí vytváření výpočetních sítí, neboť jak již bylo řečeno dříve, není nutné vždy síťovat celý model, ale pouze jeho různé varianty výměnného prvku (škrticí klapka, posuvné šoupátko). Po spojení všech požadovaných komponentů se vytvoří prismatické buňky, které rozdělí povrch objemové sítě u stěn modelu na několik tenkých prismatických vrstev. V těchto vrstvách se lépe vytváří mezní vrstva a zpřesňuje se např. výpočet přestupu tepla. Pro názornost jsou v předchozích kapitolách zobrazeny jednotlivé modely včetně prismatických buněk (v neupraveném stavu), které jsou však vytvářeny až po spojení všech dílčích sítí v jeden celek. Nejprve byly vytvořeny dvě základní vrstvy, které se dále funkcí *Split Mesh – Split Prism* rozdělili na další dvě (celkem tedy čtyři) vrstvy, přičemž základní celková výška prismatické vrstvy byla zachována. Následně proběhlo upravení jednotlivých prismatických vrstev, přesněji jejich přeskládání od stěny tělesa podle poměru výšky vrstev 1,5 funkcí *Move Nodes – Redistribute Prism Edge* (na obrázcích jednotlivých komponentů není toto nastavení patrné, neboť bylo provedeno po spojení všech sítí v jeden celek). Nastavení parametrů prismatických buněk je znázorněno v tabulce 6 (str. 60). V následujícím kroku byla provedena kontrola sítě funkcí *Check Mesh*, vyhlazení funkcí *Smooth Mesh*, a následně zkontrolována kvalita výsledné sítě funkcí *Display Mesh Quality*. Posledním krokem bylo exportování sítě v režimu compatibility se softwarem FLUENT v6 a její uložení do formátu msh.



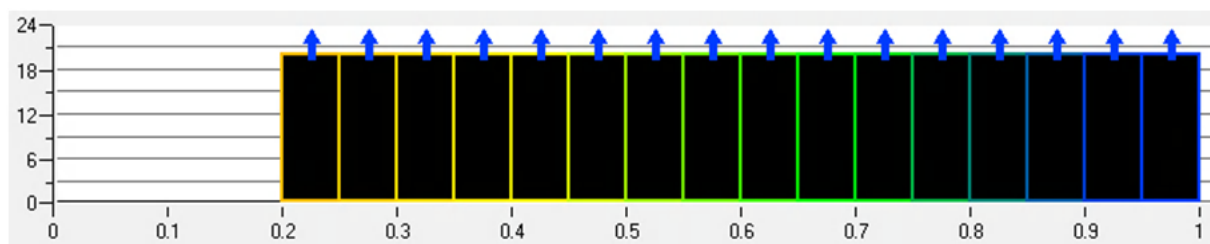
NASTAVENÍ PRISMATICKÝCH BUNĚK

Parametr prismatické buňky		Hodnota
Heigt ratio		1
Number of layers		2
Min. prism quality		$1 \cdot 10^{-8}$
Orto weight [mm]		0,5
Filet ratio		0,1
Max. prism angle [°]		180
Split prism	Number of layers	2
	Prism ratio	1
Redistribute prism		1,5

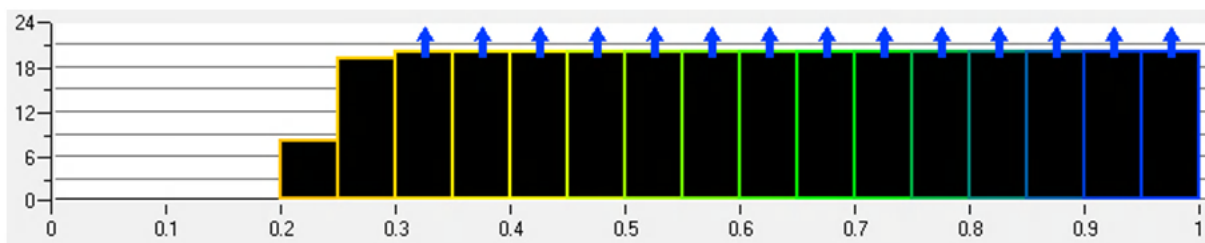
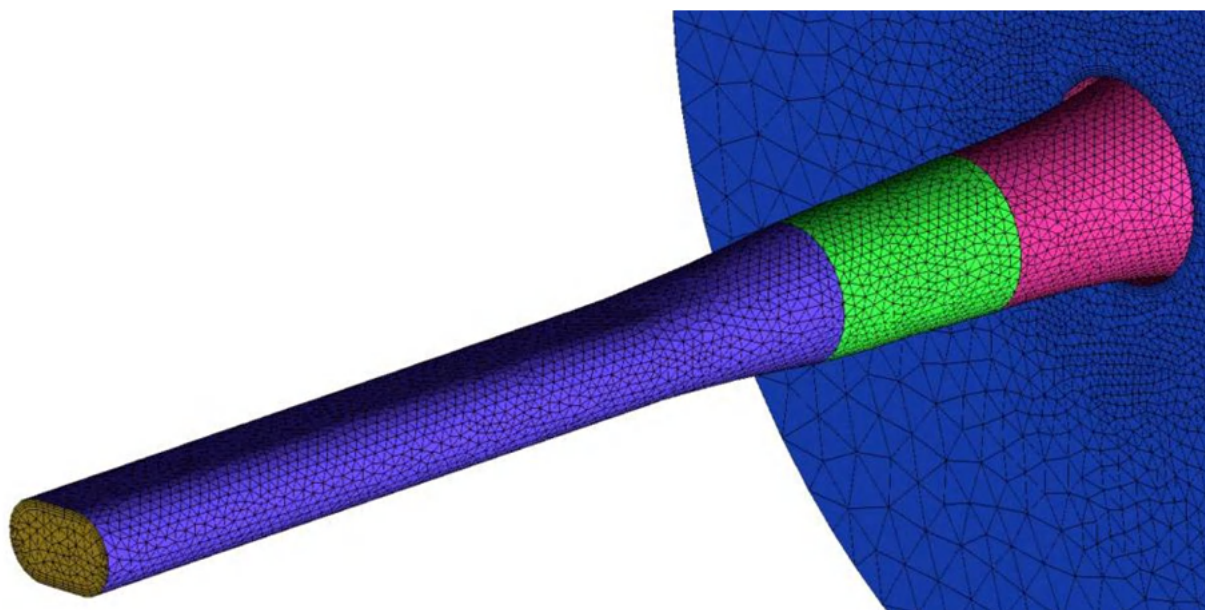
Tab. 6 Nastavení prismatických buněk



Obr. 56 Výpočetní síť celého sacího traktu s plně otevřenou škrticí klapkou a detailem prismatických buněk



Obr. 57 Graf znázorňující kvalitu výpočetní sítě celého sacího traktu s plně otevřenou škrticí klapkou, popis os uveden viz graf 45 str. 51



Obr. 58 Výpočetní síť celého sacího traktu s plně otevřeným posuvným šoupátkem a graf její kvality, popis os uveden viz graf 45 str. 51

ZÁKLADNÍ INFORMACE SÍTĚ CELÉHO SACÍHO TRAKTU

Mesh info celého sacího traktu	Klapka	Klapka	Klapka	Šoupátko	Šoupátko	Šoupátko
	20 [%]	60 [%]	100 [%]	20 [%]	60 [%]	100 [%]
Total elements	1 493 686	1 104 981	1 050 951	948 756	1 240 160	634 530
Total nodes	297 428	223 027	212 414	192 379	239 179	124 929

Tab. 7 Základní informace sítě celého sacího traktu



6.6 PŘÍPRAVA PRO VÝPOČET V SOFTWARE FLUENT

6.6.1 NASTAVENÍ FYZIKÁLNÍHO MODELU – TYP ÚLOHY, OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Nastavení fyzikálního modelu proudícího vzduchu se v softwaru FLUENT provádí v záložce *Problem Setup – Materials – Air*, kde jsem pro prvních 500 iterací nastavil model nestlačitelného proudění (constant), a tímto počtem iterací rozpočítal úlohu v prvním řádu diskretizace (*Solutions Metod – Standart, First Order Upwind*). Po dosažení stanoveného počtu iterací byl výpočet přerušen a inicializace úlohy změněna na model stlačitelného proudění (ideal-gass) v režimu druhého řádu diskretizace (*Solutions Metod – Second Order Upwind*). Tento postup byl zvolen za účelem zpřesnění výsledů simulace. Dále jsem v záložce *Models – Viscous* zvolil model turbulence K-Epsilon – (*Realizable*), jenž nejlépe vystihuje reálné proudění plynu v potrubí. Nastavení fyzikálního modelu je uvedeno v tabulce 8.

PROBLEM SETUP			
Models	Viscous		
	Model	K-Epsilon	
	K-Epsilon model	Realizable	
	Near – Wall Treatment	Standart Wall Functions	
Materials	Material Type	Fluid	
	FLUENT Fluid Materials	Number Of Iterations	
		0 - 500	>500
	Air	Constant	Ideal-gas
Cell zones conditions	Fluid		
SOLUTION			
Solution Metods	Spatial Discretization	Number Of Iterations	
		0 - 500	>500
	Gradient	Last Squares Cell Based	Last Squares Cell Based
	Pressure	Standard	Second Order
	Density	First Order Upwind	Second Order Upwind
	Momentum	First Order Upwind	Second Order Upwind
	Turbulent kinetic energi	First Order Upwind	Second Order Upwind

Tab. 8 Nastavení fyzikálního modelu

Okrajovou podmínkou úlohy je nastavení rozdílného tlaku (tlakového spádu) mezi vstupní a výstupní částí sacího traktu. Na vstupní části označené Pressure-Inlet jsem nastavil relativní tlak 0 [Pa] a na výstupní části označené Pressure-Outlet -5000 [Pa]. Tento tlakový spád je



volen také s ohledem na parametry profukovacího zařízení, na kterém bylo provedeno ověřovací měření za účelem kontroly správnosti výsledků CFD simulace virtuálního modelu s reálnou součástí. Parametry okrajových podmínek byly nastaveny v záložce *Boundary Conditions*, a jsou uvedeny v tabulce 9.

Umístění	Okrajová podmínka	Hodnota [Pa]
Vstupní plocha sacího traktu	Pressure inlet	0
Výstupní plocha sacího traktu	Pressure outlet	-5000

Tab. 9 Nastavení okrajových podmínek

6.6.2 NASTAVENÍ VÝPOČETNÍCH SENZORŮ

Výpočtové senzory (monitory) slouží ke sledování požadovaných parametrů proudění ve zvolených oblastech, přičemž hlavním účelem je sledování ustálení výpočtu. Pro účely této úlohy jsem zvolil senzory hmotnostního toku a rychlosti proudění. Nejprve jsem pro plochu, která je rozhraním mezi výstupem ze škrticího prvku a vstupem do příruby, nastavil v menu *Monitors – Surface Monitors – Report Type* sledování hmotnostního toku. Pro sledování rychlosti proudění jsem vytvořil dva body umístěné v přírubě za škrticím prvkem (100 [mm] za osou škrticího prvku), respektive v ustalovací trubici (200 [mm] za osou škrticího prvku). Jelikož lze v oblasti přechodu ze škrticího prvku do ustalovací trubice očekávat největší změny rychlosti a turbulentní proudění, byla tato oblast vhodným místem pro posouzení kvality výpočtu z hlediska ustálení proudění. Nastavení typů senzorů je uvedeno v tabulce 10. Pro aktivaci grafického zobrazení výsledků jednotlivých iterací v průběhu výpočtu a jejich ukládání do zvoleného adresáře je nutné vybrat funkci *plot, write* v menu *Surface Monitor*. Schematické zobrazení výpočetních senzorů modelu je znázorněno na obr. 63 a) (str. 69).

Monitorovaná oblast (Surfaces)	Report Type	Field Variable
Plocha (hmotnostní tok)	Mass Flow Rate	
Bod 1 (rychlost proudění)	Facet Average	Velocity Magnitude
Bod 2 (rychlost proudění)	Facet Average	Velocity Magnitude

Tab. 10 Nastavení výpočetních senzorů

Výpočet se dá považovat za dokončený v případě, že se hodnoty mezi jednotlivými iteracemi sledovaných parametrů proudění (hmotnostní tok, rychlost a velikost residuí), mění jen v dostatečně malém požadovaném rozmezí. Podmínky pro posouzení dostatečné kvality výpočtu jsou uvedeny v tabulce 11.

Sledovaná veličina pro posouzení kvality výpočtu	Mezní hodnota
Velikost Residuí	$< 10^{-3}$
Rozmezí hmotnostního toku $[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$	$1\cdot 10^{-7}$
Rozmezí rychlosti proudění $[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	$1\cdot 10^{-3}$

Tab. 11 Podmínky pro posouzení kvality výpočtu



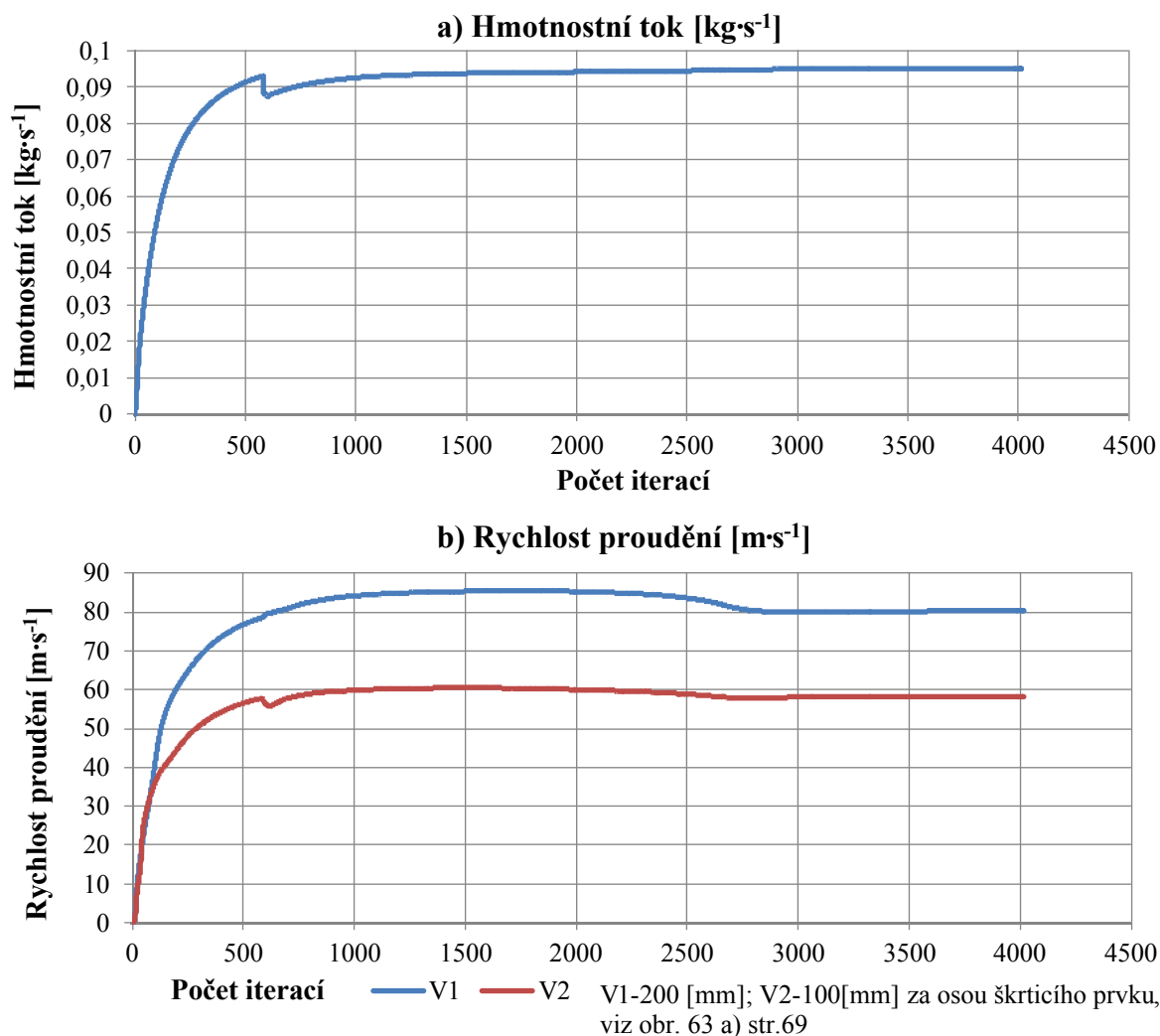
6.7 VÝPOČET OVĚŘOVACÍHO MODELU

Před zahájením výpočtů jednotlivých variant otevření škrticího prvku jsem nejprve provedl ověřovací výpočet správnosti výsledků CFD simulace virtuálního modelu s experimentálním měřením reálné součásti na profukovací stanici. Referenčním modelem ověřovacího výpočtu jsem zvolil plně otevřenou škrticí klapku, neboť tato pozice zaručovala nejjednodušší a nejpresnější možnost nastavení reálného prvku vůči prvku virtuálnímu. Následně jsem pro doplnění údajů provedl ověřovací výpočet ostatních variant stupňů otevření. Po ověření správnosti výsledků („odladění modelu“) byl následně proveden výpočet zbylých požadovaných variant sacího traktu (se škrticí klapkou, posuvným šoupátkem) pro různé stupně otevření škrticího prvku. Prvek, který po porovnání výsledků vykázal lepší parametry proudění, byl následně optimalizován. Jelikož se jedná o motor určený pro sportovní účely, byla hlavním porovnávacím kritériem určena poloha plně otevřeného škrticího prvku.

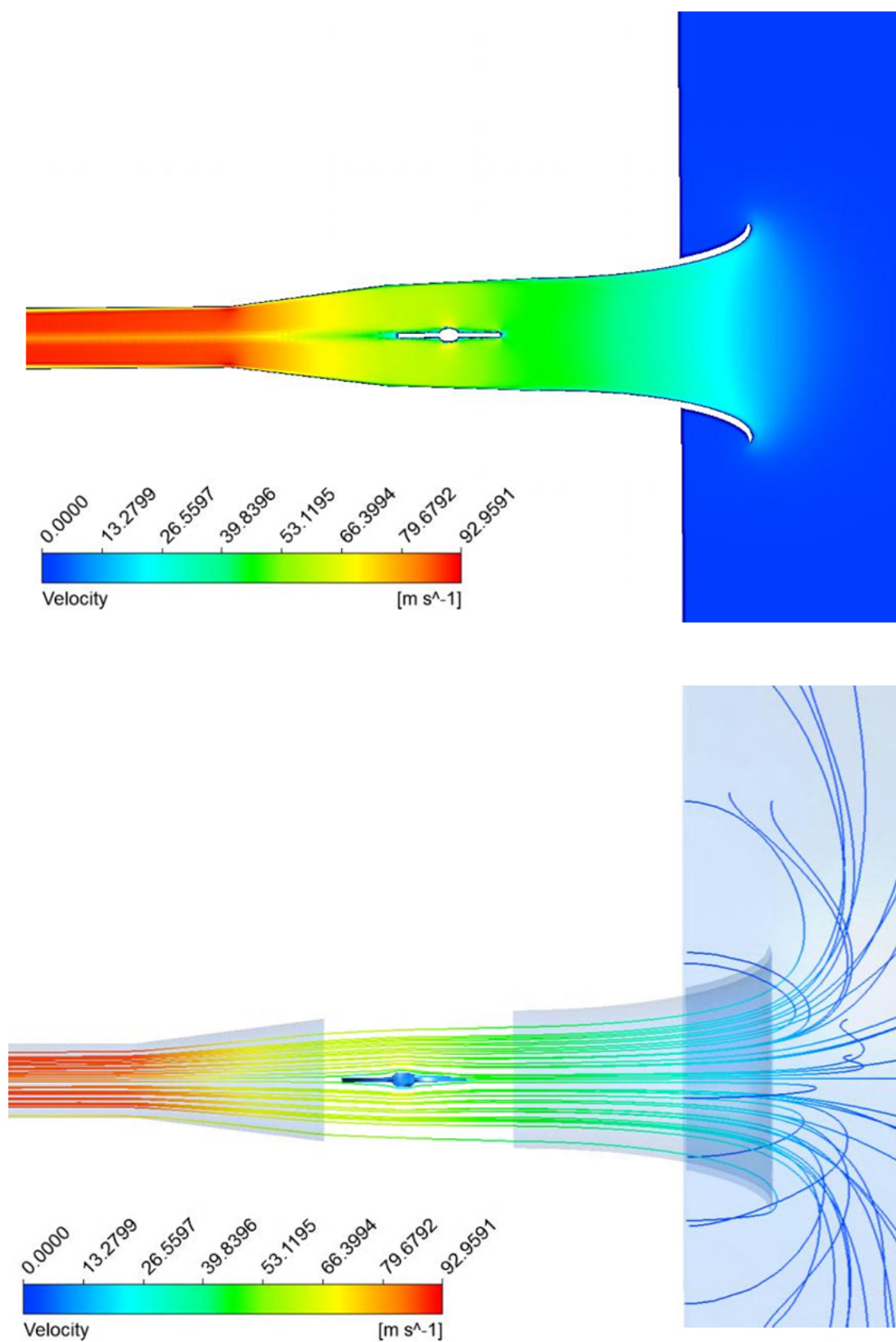
6.7.1 VÝSLEDKY CFD SIMULACE VIRTUÁLNÍHO MODELU

USTÁLENÍ HODNOT SLEDOVANÝCH PARAMETRŮ – Klapka 100[%]

Výpočet lze považovat za dokončený, pokud se sledované hodnoty ustálí, nebo se mění jen v povoleném rozmezí (viz tab. 11, str. 63). Ostatní varianty uvedeny v příloze P5 až P20.



Graf. 1 Ustálení hodnot sledovaných parametrů a) hmotnostní tok; b) rychlost proudění



Obr. 59 Znáznornění rychlostí a jejich proudnic pro sací trakt se škrticí klapkou otevřenou na 100 [%]

Doplňující obrázek (3D renderovaný) viz příloha P21.

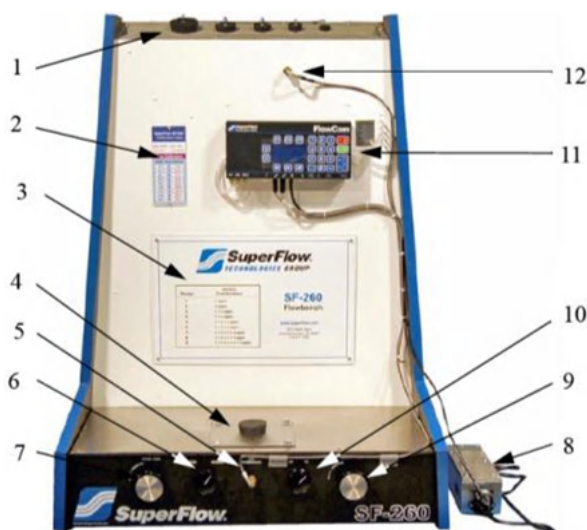
Výsledky CFD analýzy plně otevřené škrticí klapky			Hodnota
Celkový počet iterací			4000
Ustálení hodnot sledovaných parametrů (viz Graf 1)	Hmotnostní tok [kg·s ⁻¹] ¹⁾		0,0952864
	Rychlost v bodě [m·s ⁻¹] ²⁾	V1	80,226
		V2	58,159
Maximální rychlosti proudění [m·s ⁻¹]			92,959
Střední rychlost proudění [m·s ⁻¹]			43,3633

Tab. 12 Výsledky CFD analýzy sacího traktu se škrticí klapkou otevřenou na 100 [%]

6.7.2 PŘÍPRAVA NA REÁLNOU ZKOUŠKU

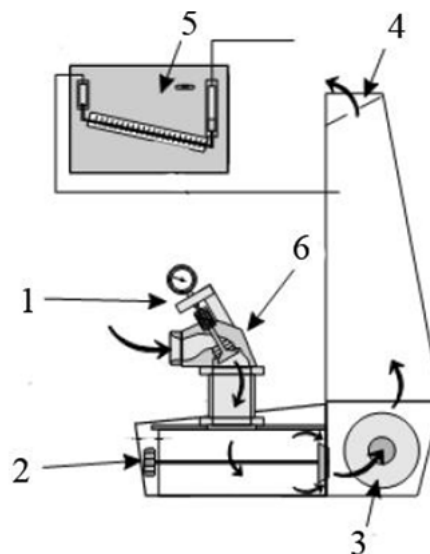
Reálná experimentální zkouška za účelem ověření správnosti výsledků CFD analýzy proběhla na profukovací stanici Flowbench SF-260 od firmy SuperFlow. Nejprve bylo nutné sestavení reálných součástí sacího traktu, tedy nátrubku, sériové škrticí klapky a příruby. Takto připravený model byl následně usazen na upínací desce profukovací stanice. Měřeným parametrem byla hodnota hmotnostního toku nasávaného vzduchu při nastavení okrajové podmínky tlakového spádu -5000 [Pa].

POPIS PROFUKOVACÍ STANICE SUPERFLOW FLOWBENCH SF-260



Obr. 60 Profukovací stanice Flowbench SF-260

1 – deska s výstupními otvory, 2 – kalibrační údaje, 3 – technické parametry, 4 – upínací deska, 5 – teplotní senzor, 6 – nastavení směru proudění, 7 – nastavení vstupních parametrů proudění, 8 – hlavní spínač, 9 – vzduchová pumpa, 10 – nastavení výstupních parametrů proudění, 11 – měřicí elektronika, 12 – teplotní senzor



Obr. 61 Princip funkce profukovací stanice Flowbench SF-260

1 – číselníkový indikátor, 2 – nastavení vlastností proudění, 3 – vzduchová pumpa, 4 – deska s výstupními otvory, 5 – měřící zařízení hmotnostního toku (průtokoměr), 6 – testovaný prvek (sací kanál v hlavě válců)

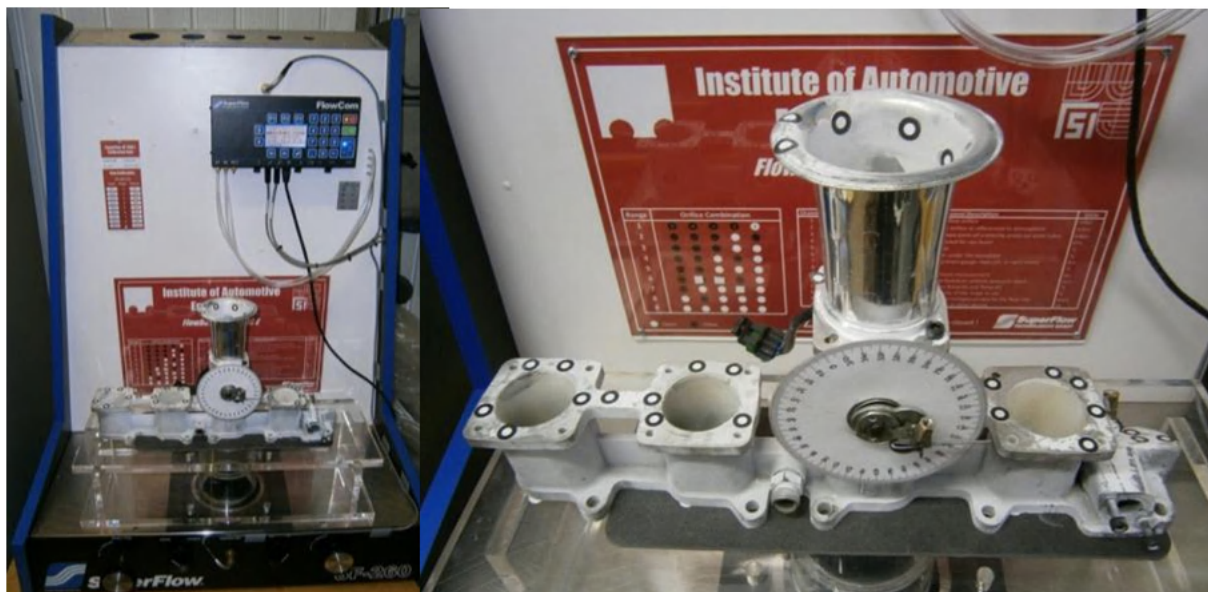
¹

² Nastavení výpočetních senzorů viz kapitola 6.6.2 str. 63 a kapitola 6.8.1 str. 69



ZKUŠEBNÍ SACÍ TRAKT

Na zkušební sací trakt bylo před samotným měřením umístěno úhlové měřítko pro usnadnění nastavení škrticí klapky do požadované pozice a následně ucpán otvor pro vstřikovač.

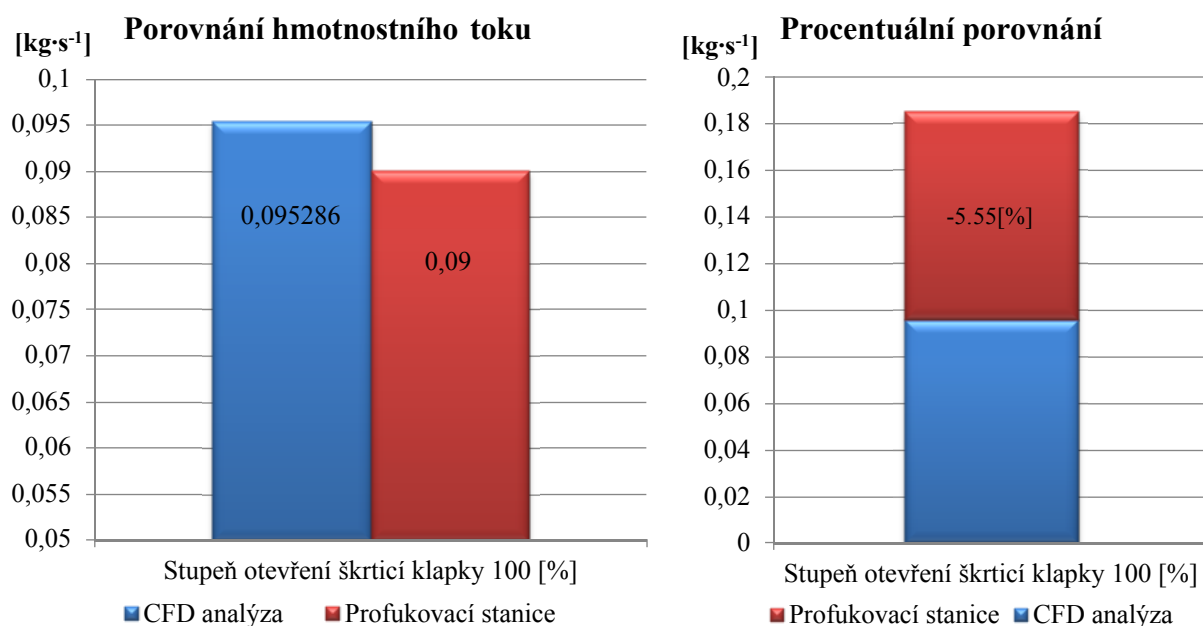


Obr. 62 Zkušební sací trakt usazený na profukovací stanici Flowbench SF-260

6.7.3 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ REÁLNÉ ZKOUŠKY OVĚŘOVACÍHO MODELU S CFD SIMULACÍ

Výsledky ověřovacího modelu pro plně otevřenou škrticí klapku	
Zdroj dat	Hmotnostní tok [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$]
CFD analýza	0,0952864
Profukovací stanice Flowbench SF-260	0,09

Tab. 13 Výsledky ověřovacího modelu pro plně otevřenou škrticí klapku



Graf. 2 Numerické a procentuální porovnání hmotnostního toku CFD analýzy a reálné zkoušky



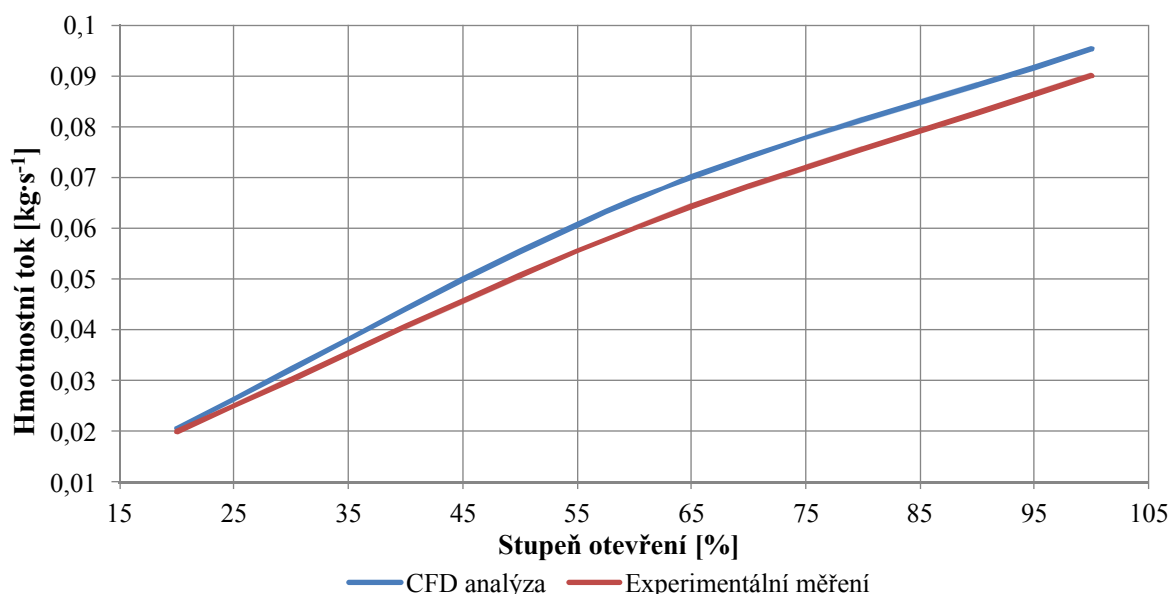
Jelikož rozdíl hodnot hmotnostního toku 5,97 [%] mezi výsledky CFD simulace a experimentálního měření je v požadovaném rozmezí, lze považovat výpočet ověřovacího modelu za úspěšný. Pro úplnost dat reálné zkoušky přistupují na základě těchto výsledků k ověření ostatních požadovaných variant stupně otevření škrticí klapky. Předpokládané důvody rozdílu hodnot obou typů analýzy jsou uvedeny v závěru následující kapitoly.

6.7.4 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ OSTATNÍCH STUPŇŮ OTEVŘENÍ ŠKRTICÍ Klapky, ZÁVĚR

Grafické znázornění výsledků CFD analýzy ostatních stupňů otevření škrticí klapky je uvedeno v kapitole 6.8.1 (str. 70, 71), numerické v kapitole 6.8.2 (str. 75).

Výsledky ověřovacího modelu pro ostatní stupně otevření škrticí klapky			
Zdroj dat	Hmotnostní tok [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$] pro stupeň otevření		
	20[%]	60[%]	100[%]
CFD analýza	0,020638	0,0655743	0,0952864
Profukovací stanice Flowbench SF-260	0,02	0,06	0,09
Rozdíl hodnot [%]	3,09	8,50	5,55

Tab. 14 Výsledky ověřovacího modelu pro ostatní stupně otevření škrticí klapky



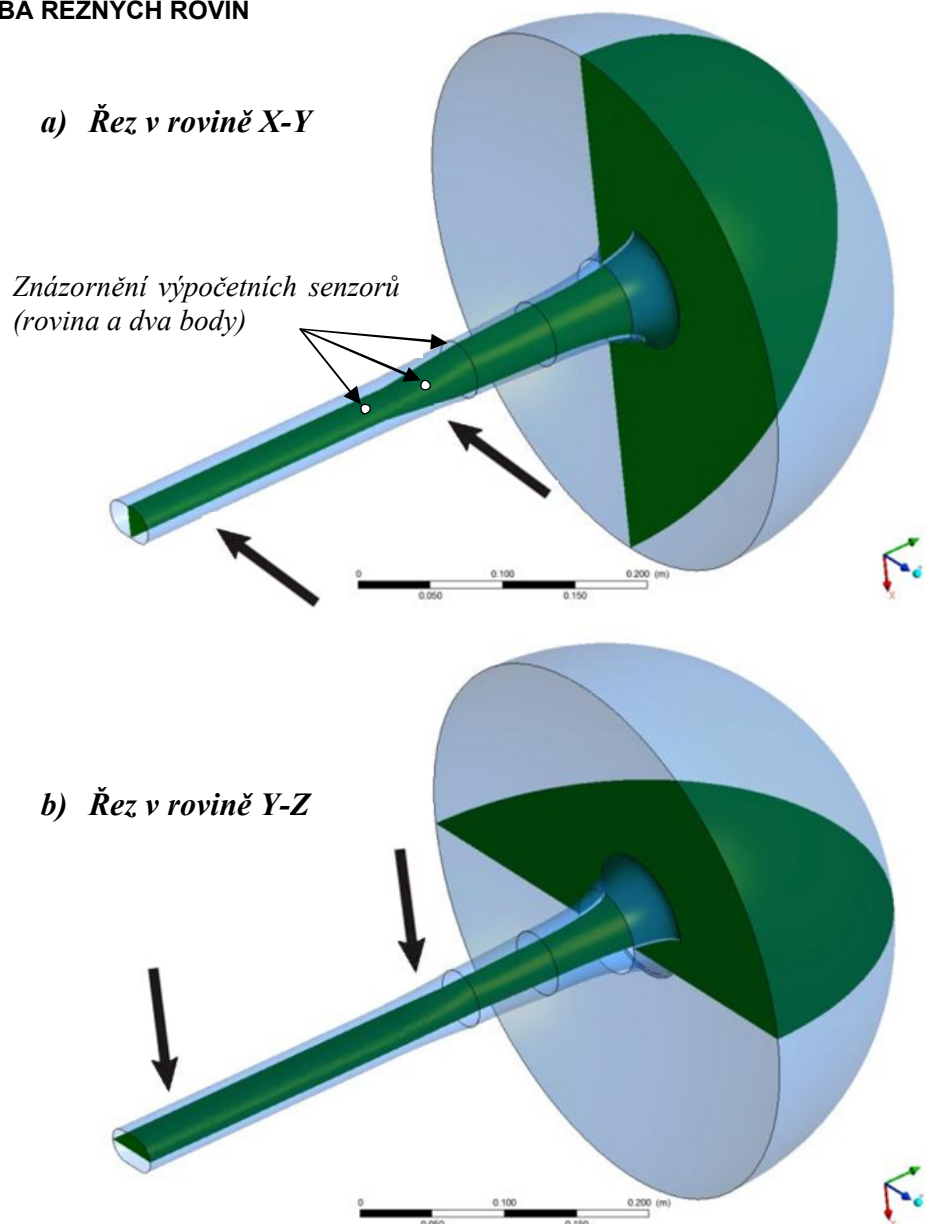
Graf. 3 Grafické porovnání výsledků CFD analýzy a experimentálního měření ostatních stupňů otevření škrticí klapky

Ověřovací data získaná experimentálním měřením na profukovací stanici se podle očekávání částečně liší od výsledných hodnot CFD analýzy, odchylky jsou však v povoleném rozmezí, a ze získaných výsledků je možné dále vycházet. Možnými důvody jsou například zjednodušení virtuálního 3D modelu a zanedbání otvorů pro vstřikovače. Další ovlivnění výsledků je přičítáno možnostem usazení modelu na upínací zařízení, kde není přechod mezi posledním prvkem sacího traktu (přírubou) a ustalovacím objemem profukovací stanice zcela optimální z důvodu výrazné změny průtočného průřezu. Výsledky jednotlivých stupňů otevření škrticí klapky jsou zřejmě ovlivněny nedostatečnou přesností odměření a nastavení klapky do požadovaných pozic.

6.8 VÝPOČET OSTATNÍCH VARIANT ŠKRTICÍCH PRVKŮ

6.8.1 GRAFICKÉ ZNÁZORNĚNÍ VÝSLEDKŮ

VOLBA ŘEZNÝCH ROVIN

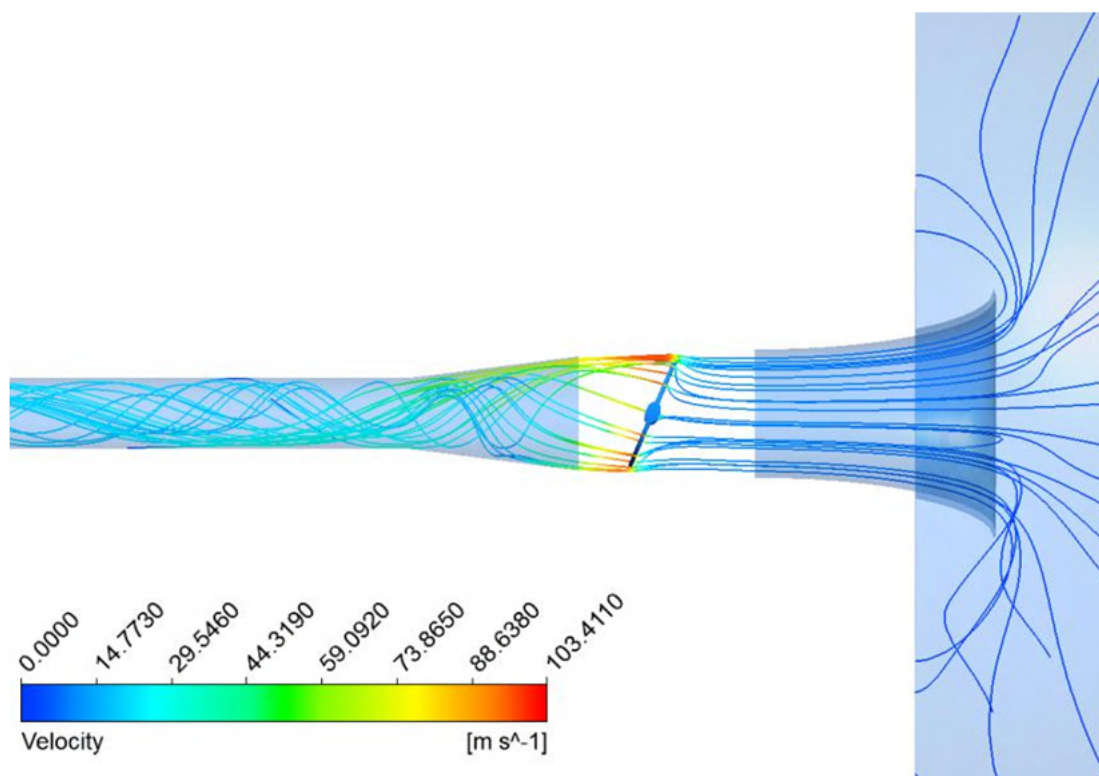
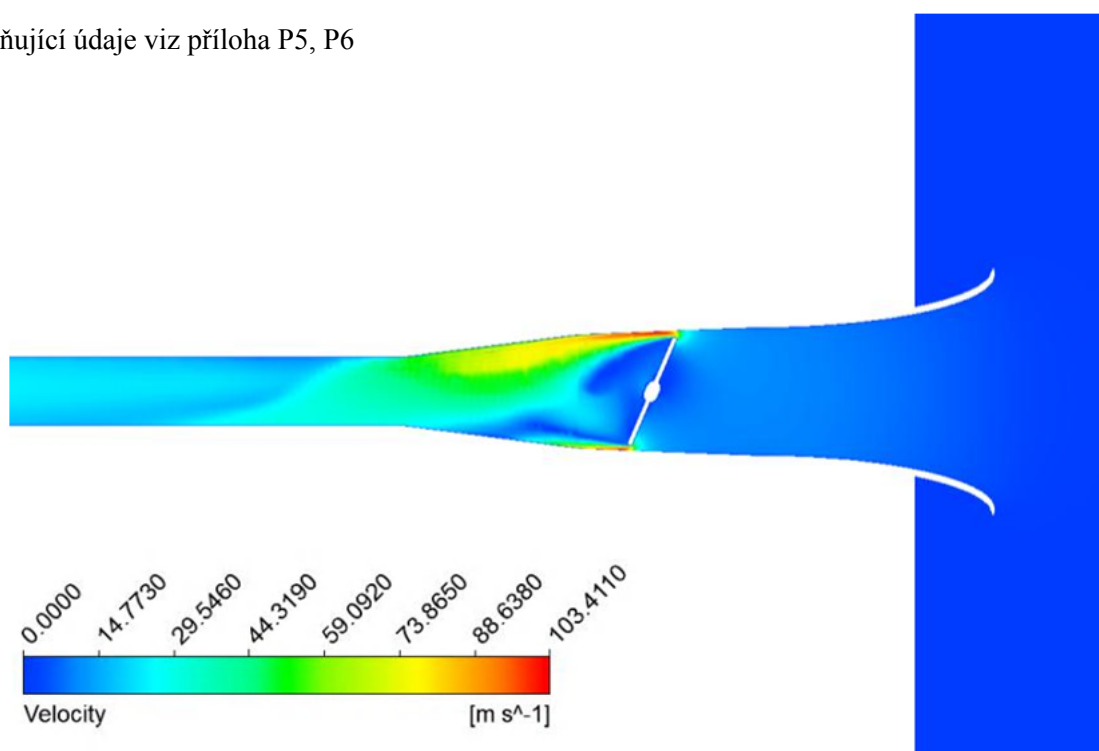


Obr. 63 Znázornění řezných rovin použitých pro vytváření grafického znázornění výsledků

Pro znázornění grafického zobrazení výsledků škrticí klapky a posuvného šoupátka jsou vytvořeny dvě různé roviny. Tento přístup je volen z toho důvodu, neboť z hlediska principu funkce daného prvku (způsobu otevírání), potřebujeme dva různé úhly pohledu tak, aby zobrazené výsledky co nejlépe a nejnázorněji vystihovaly způsob proudění vzduchu v příslušném prvku. Jelikož pro škrticí klapku je nevýhodnější způsob pohledu „zboku“, tj. z profilu klapky, kde jsou nejlépe vidět jednotlivé stupně otevření tohoto prvku a způsob proudění, je z uvedených důvodů volen pohled v řezné rovině X-Y. Naopak nejvýhodnější pohled pro zobrazení výsledků posuvného šoupátka a jeho různých stupňů otevření je pohled „shora“, tedy v řezné rovině Y-Z.

**VÝSLEDKY CDF SIMULACE – KLAPKA [20%]****Řezná rovina: X-Y**

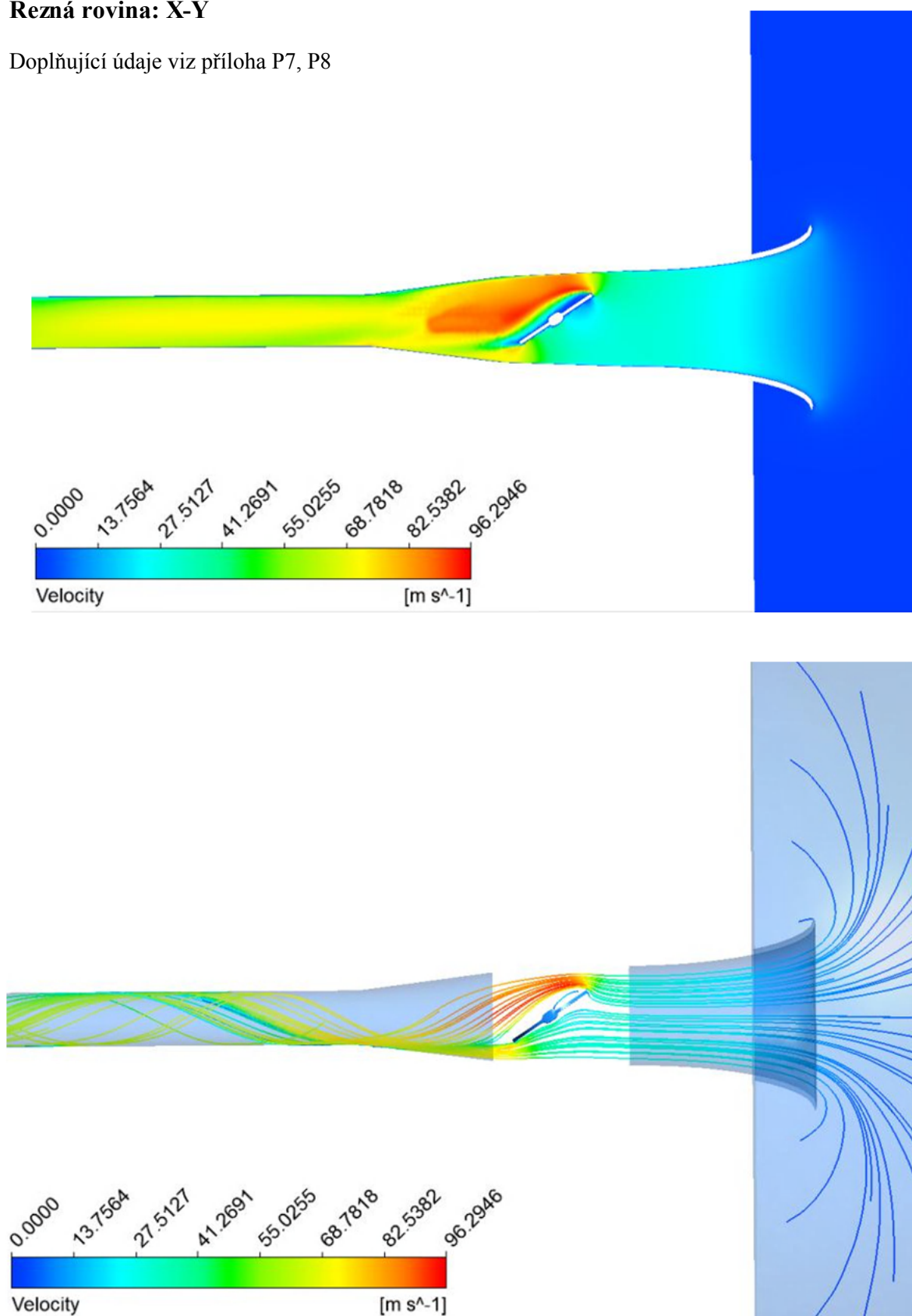
Doplňující údaje viz příloha P5, P6



Obr. 64 Znáznornění rychlostí a jejich proudnic pro sací trakt se škrticí klapkou otevřenou na 20 [%]

**VÝSLEDKY CFD SIMULACE – KLAPKA [60%]****Řezná rovina: X-Y**

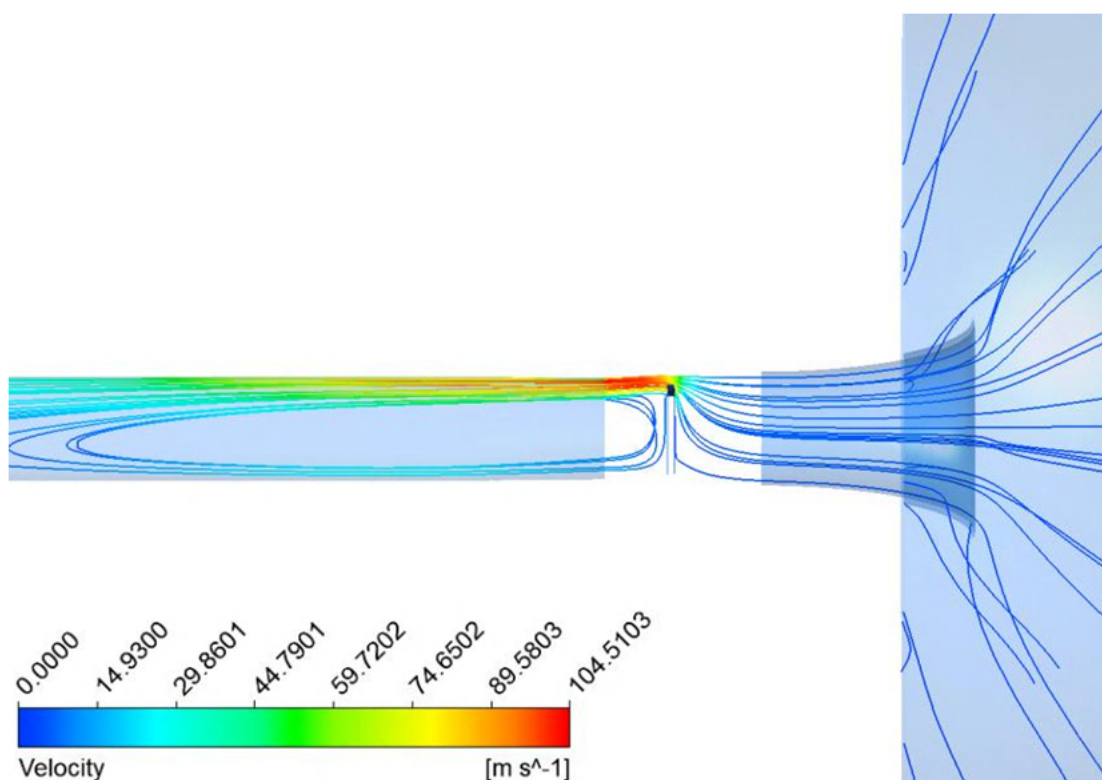
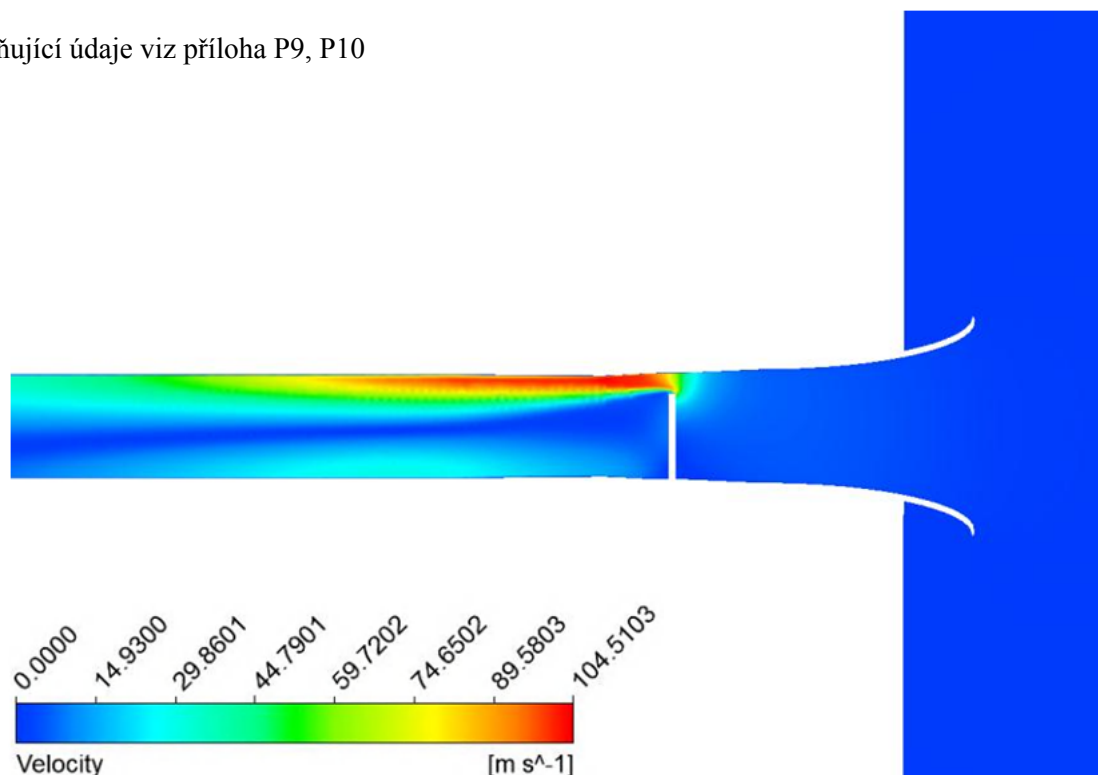
Doplňující údaje viz příloha P7, P8



Obr. 65 Znáznornění rychlostí a jejich proudnic pro sací trakt se škrťací klapkou otevřenou na 60 [%]

**VÝSLEDKY CDF SIMULACE – ŠOUPÁTKO [20%]****Řzná rovina: Y-Z**

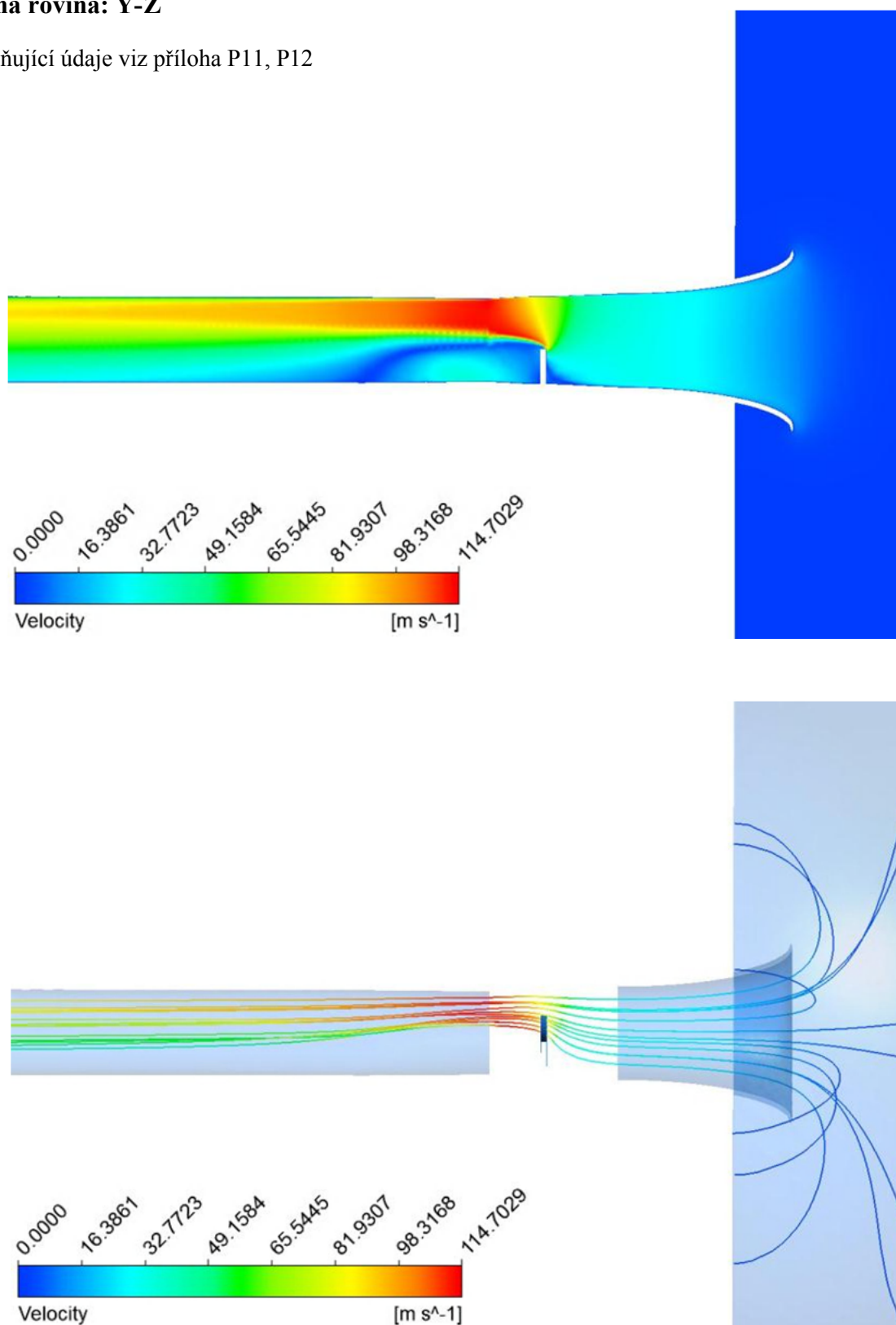
Doplňující údaje viz příloha P9, P10



Obr. 66 Znáznornění rychlostí a proudnic sacího traktu s posuvným šoupátkem otevřeným na 20 [%]

**VÝSLEDKY CDF SIMULACE – ŠOUPÁTKO [60%]****Řezná rovina: Y-Z**

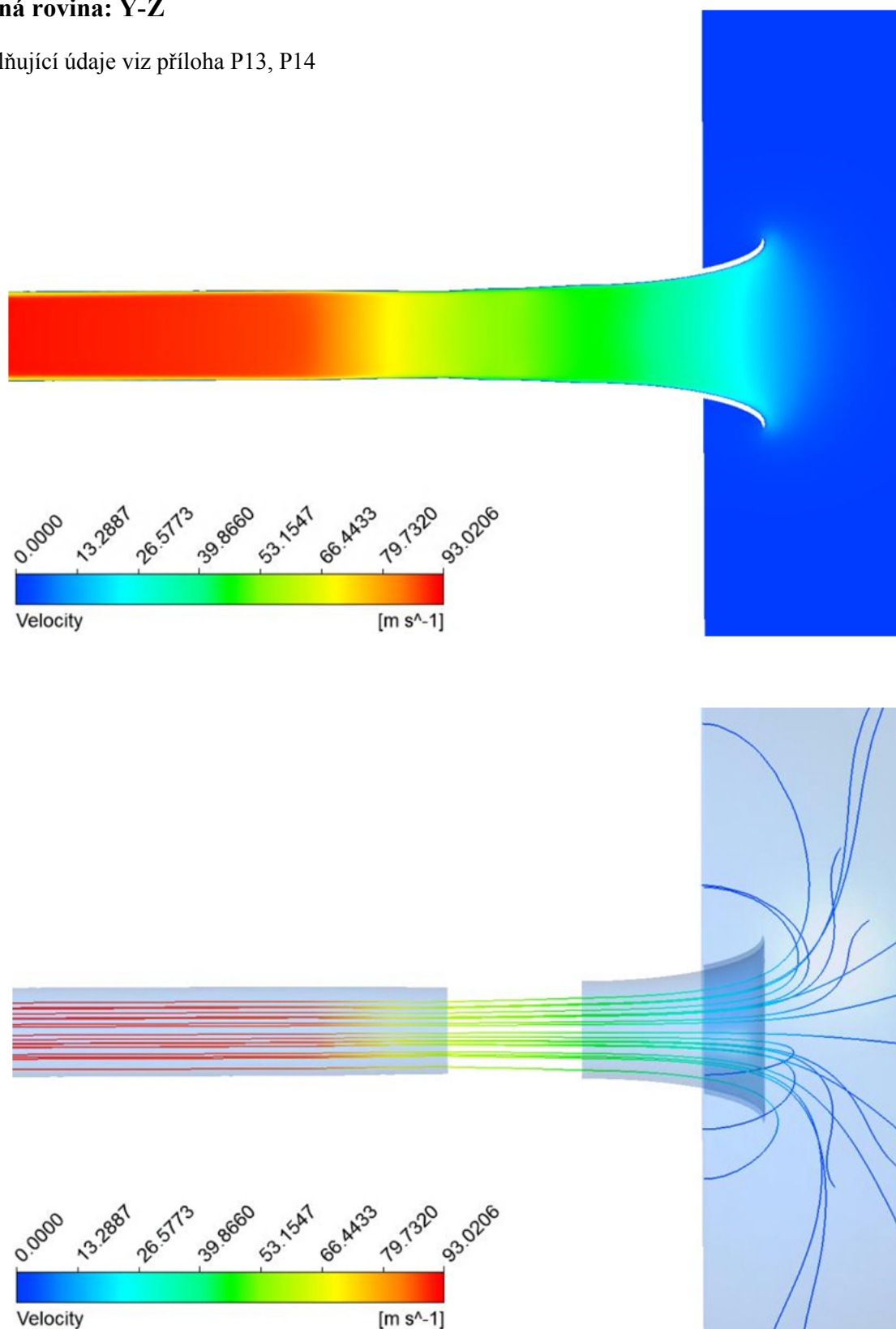
Doplňující údaje viz příloha P11, P12



Obr. 67 Znáznornění rychlostí a proudnic sacího traktu s posuvným šoupátkem otevřeným na 60 [%]

**VÝSLEDKY CDF SIMULACE – ŠOUPÁTKO [100%]****Řezná rovina: Y-Z**

Doplňující údaje viz příloha P13, P14



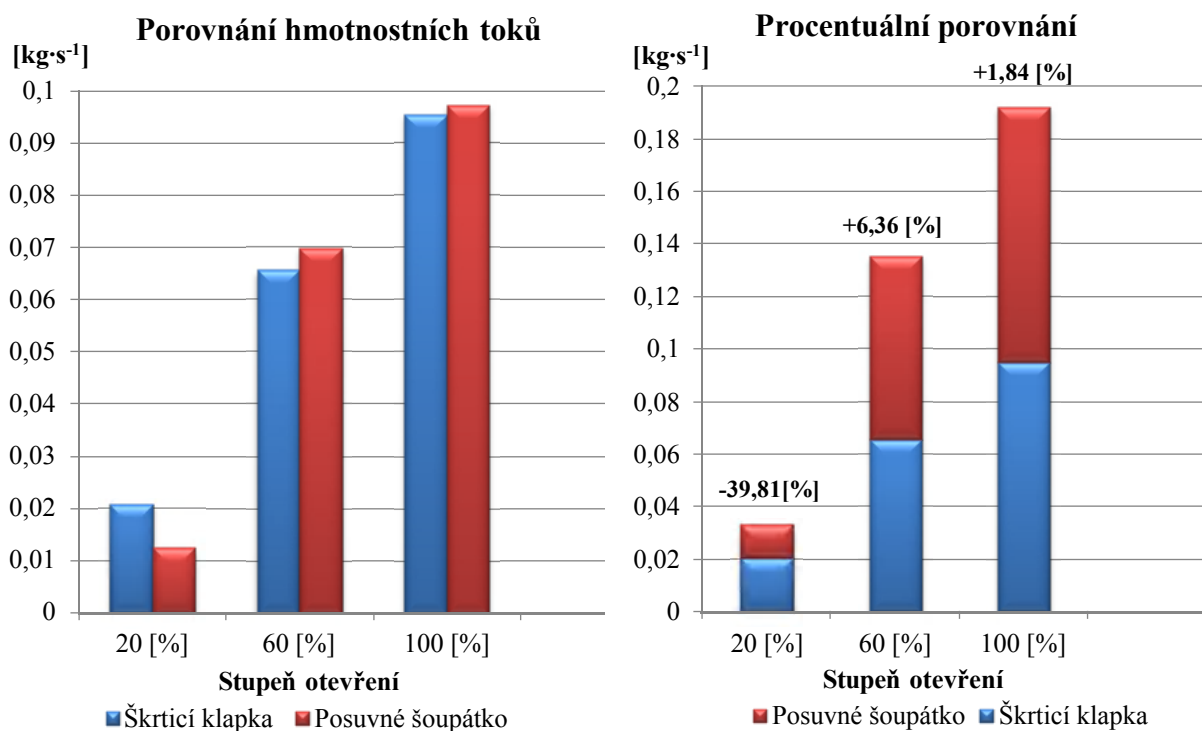
Obr. 68 Znáznornění rychlostí a proudnic sacího traktu s posuvným šoupátkem otevřeným na 100 [%]



6.8.2 NUMERICKÝ SOUHRN A POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ

ŠKRTICÍ KLAPKA				
Stupeň otevření [%]		20	60	100
Hmotnostní tok [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$]		0,020638	0,0655743	0,0952864
Rychlost na průřezové ploše celého sacího traktu	Střední [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	14,9235	35,8945	43,3633
	Maximální [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	99,7744	96,9469	93,04
Rychlost na ploše kolmé k ose proudění: rozhraní klapka – příruba (jako v případě hmotnostního toku)	Střední [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	31,6291	53,6768	57,0729
	Maximální [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	85,6657	90,9547	63,025
POSUVNÉ ŠOUPÁTKO				
Stupeň otevření [%]		20	60	100
Hmotnostní tok [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$]		0,0124226	0,069742	0,0970373
Rychlost na průřezové ploše celého sacího traktu	Střední [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	14,7424	40,7482	37,3393
	Maximální [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	105,029	115,519	93,2968
Rychlost na ploše kolmé k ose proudění: rozhraní klapka – příruba (jako v případě hmotnostního toku)	Střední [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	15,1843	70,7462	57,048
	Maximální [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	105,95	116,824	61,3899
POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ HMOTNOSTNÍHO TOKU				
Stupeň otevření [%]		20	60	100
Porovnání hodnot hmotnostního toku posuvného šoupátka vůči škrticí klapce - vyjádření rozdílu v [%]		-39,81	+6,36	+1,84

Tab. 15 Numerický souhrn a porovnání výsledků posuvného šoupátka a škrticí klapky



Graf. 4 Numerické a procentuální porovnání hmotnostních toků pro jednotlivé stupně otevření

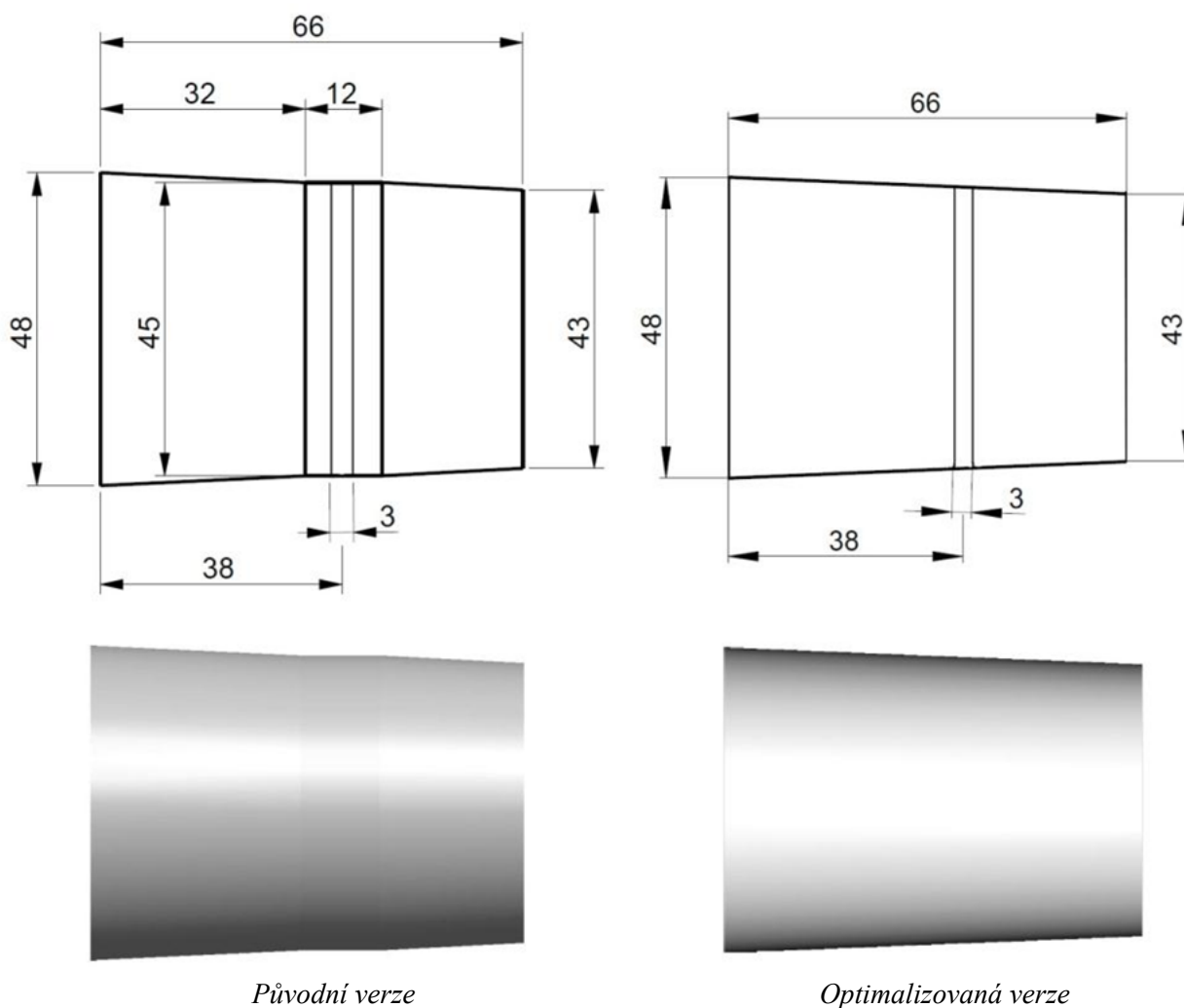


Z uvedených výpočtů a vyhodnocení výsledků podle očekávání vyplívá lepší charakteristika posuvného šoupátka při plném stupni otevření, a naopak lepší charakteristika škrticí klapky pro částečné (především velmi malé) stupně otevření. Procentuální poměr zvýšení hmotnostního toku při plném otevření škrticího prvku však není tak výrazný, jako ztráty při částečném otevření tohoto prvku v přechodovém režimu motoru, nebo při částečném zatížení. Logicky vyplívá, že zvýšení hmotnostního toku je způsobeno odstraněním „překážky“ ve formě škrticí klapky, která nasávanému vzduchu klade určitý odpor i při plném stupni otevření. Naopak ztráty, které vznikají v režimu částečného zatížení, jsou podle mého názoru způsobeny především turbulentním prouděním a zpětnými víry, které výrazně vznikají v oblasti za posuvným šoupátkem. Domnívám se, že především z těchto uvedených důvodů vykazuje posuvné šoupátko horší charakteristiku pro částečné, a naopak lepší charakteristiku pro plné otevření. Jelikož pro účely této diplomové práce je hlavním sledovaným parametrem stupeň plného otevření škrticího prvku, bude dále věnována pozornost posuvnému šoupátku a jeho optimalizaci.



7 NÁVRH OPTIMALIZACE POSUVNÉHO ŠOUPÁTKA

Jelikož posuvné šoupátko vykázalo lepší parametry hmotnostního toku pro stupeň plného otevření (viz kapitola 6.8.2), byl proveden návrh optimalizace za účelem dalšího zlepšení parametrů hmotnostního toku. Samotná optimalizace se skládá ze dvou kroků. V první řadě byla pozornost věnována geometrii tělesa, ve kterém je posuvné šoupátko umístěno. Z původního tvaru, kdy vstup a výstup tohoto tělesa byl kuželový, a střední část s posuvným šoupátkem navržena jako rovná (válcová) přechodová část, byla geometrie této součásti vytvořena vcelku jako kuželová. Touto úpravou se při zachování vstupního a výstupního průměru dosáhlo vytvoření rovnoměrného přechodu mezi sacím nátrubkem a přírubou, přičemž byly odstraněny dva přechody z válcového na kuželový profil. I tyto přechody totiž představují pro proudící vzduch určitou ztrátu. Původní verze byla navržena také s ohledem na jednodušší tvar otvoru samotného posuvného šoupátka (opět válcového tvaru). Pro základní porovnání parametrů posuvného šoupátka vůči škrticí klapce je však tento návrh geometrie plně dostatečný. Druhý krok optimalizace spočíval v úpravě geometrie samotného šoupátka, přesněji jeho otvoru. Původně válcový tvar byl upraven na kuželový tak, aby co nejlépe navazoval na samotné těleso, ve kterém je šoupátko umístěno. Zlepšení parametrů hmotnostního toku se dá předpokládat pro všechny stupně otevření posuvného šoupátka.



Obr. 69 Návrh optimalizace posuvného šoupátka



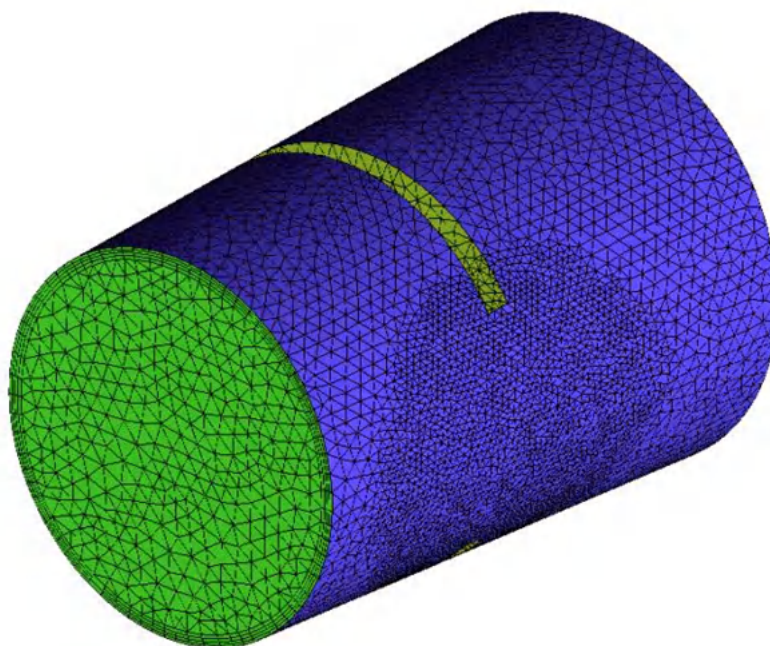
7.1 VÝPOČTOVÁ SÍŤ OPTIMALIZOVANÉHO POSUVNÉHO ŠOUPÁTKA

Způsob vytváření výpočtové sítě optimalizovaného posuvného šoupátka je obdobný jako u základního stavu tohoto prvku (viz kapitola 6.4.3, str. 55).

NASTAVENÍ SÍŤE

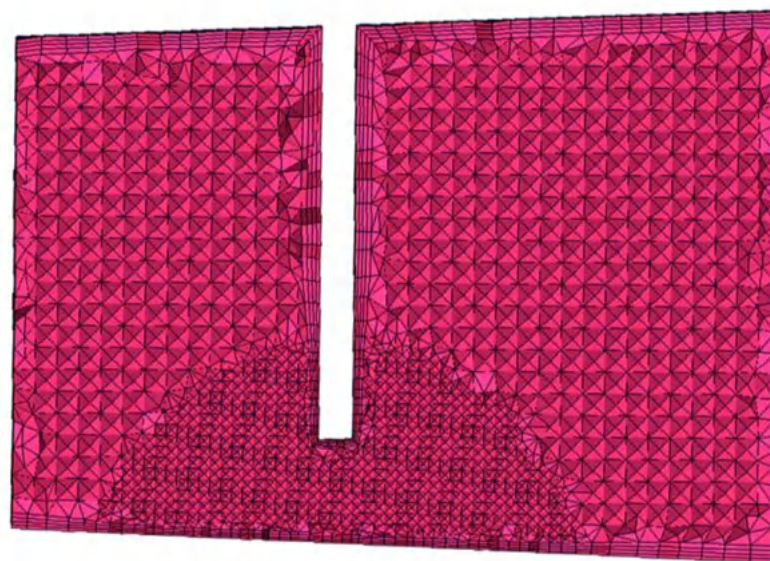
STUPEŇ OTEVŘENÍ ŠOUPÁTKA [%]	20	60	100
GLOBAL MESH PARAMETERS			
Scale factor	1	1	1
Max. element size [mm]	3	4	3
Min. element size [mm]	2	1	2
DESNITY – V OBLASTI ŠKRTICÍHO PRVKU			
Size [mm]	1	1	X
Ratio	1,4	1,7	X
Widt [mm]	18	22	X
MESH INFO			
Total elements	351 525	642 339	200 907
Total nodes	76 537	123 183	43 246
Obsaženy prismatické buňky	ANO ¹⁾		

Tab. 16 Nastavené sítě optimalizovaného posuvného šoupátka



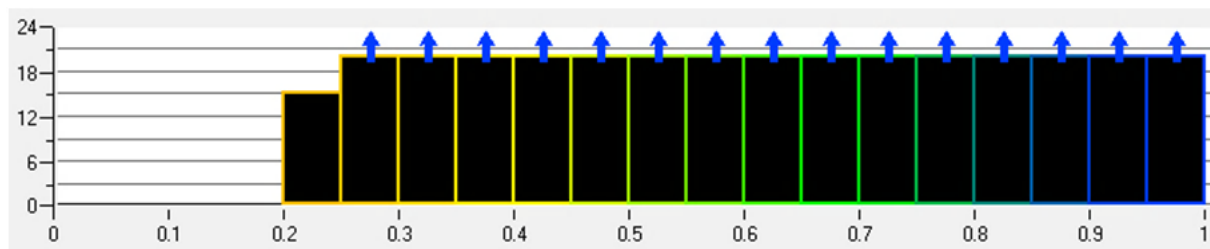
Obr. 70 Znáznornění výpočtové sítě optimalizovaného posuvného šoupátka pro stupeň otevření 20 [%]

¹⁾ Nastavení prismatických buněk je popsáno na straně 60 (Tab.6)



Obr. 71 Znáznornění řezu sítě optimalizovaného posuvného šoupátka pro stupeň otevření 20 [%]

Ostatní varianty pro různé stupně otevření šoupátka jsou podobné, jako v kapitole 6.4.3. V tomto případě je pro rozšíření nahlédu zvolena jiná řezná rovina, která je kolmá v podélném směru vůči původní řezné rovině.



Obr. 72 Graf znázorňující kvalitu výpočetní sítě včetně prismatických buněk, popis os uveden viz graf 45 str. 51

ZÁKLADNÍ INFORMACE SÍTĚ CELÉHO SACÍHO TRAKTU

Mesh info celého sacího traktu	Šoupátko optimalizované	Šoupátko optimalizované	Šoupátko optimalizované
	20 [%]	60 [%]	100 [%]
Total elements	957 234	1 248 040	806 609
Total nodes	194 098	240 744	160 807

Tab. 17 Základní informace sítě celého sacího traktu

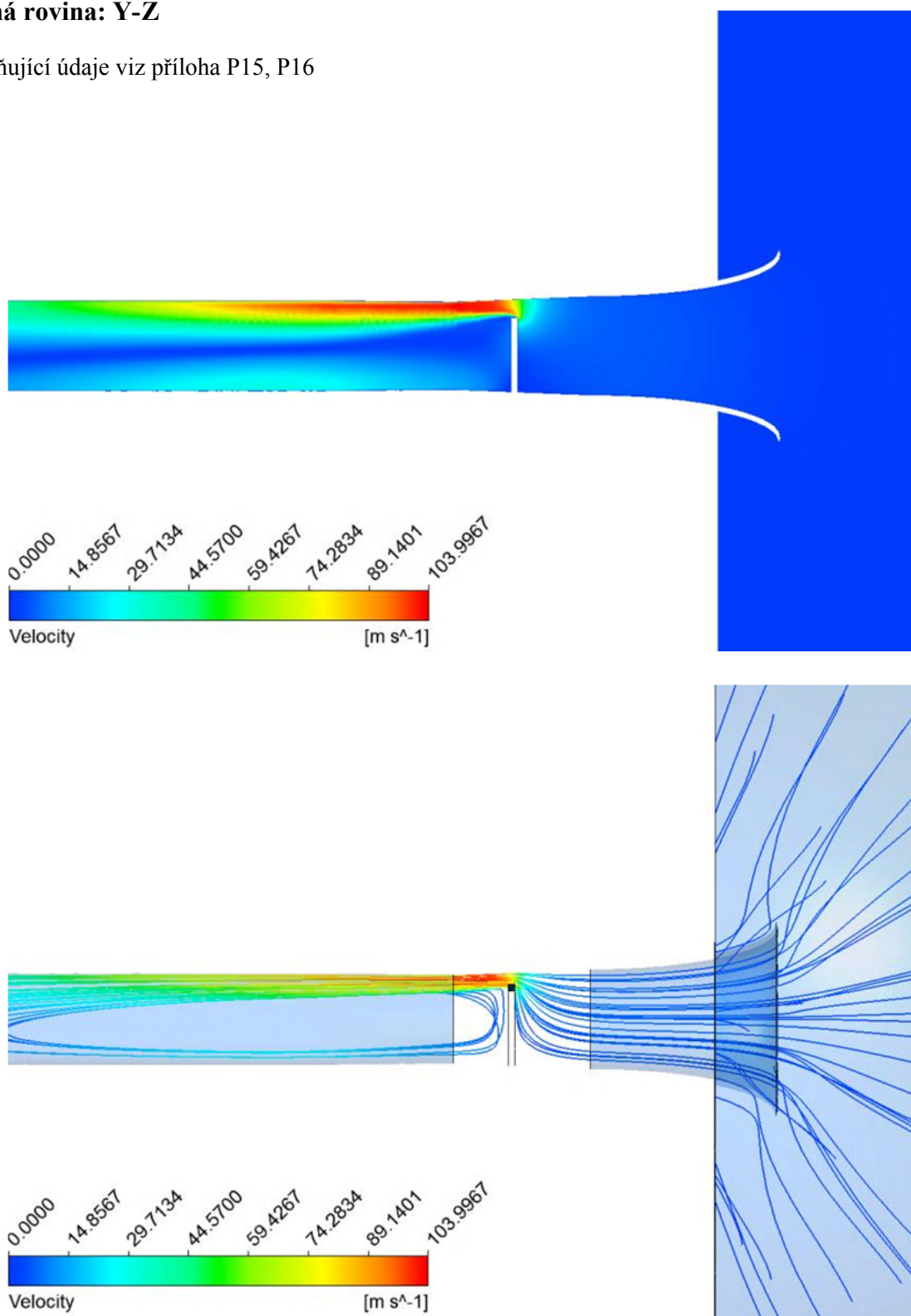
7.2 VÝPOČET OPTIMALIZOVANÉHO POSUVNÉHO ŠOUPÁTKA

7.2.1 GRAFICKÉ ZNÁZORNĚNÍ VÝSLEDKŮ

VÝSLEDKY CDF SIMULACE – ŠOUPÁTKO OPTIMALIZOVANÉ [20%]

Řezná rovina: Y-Z

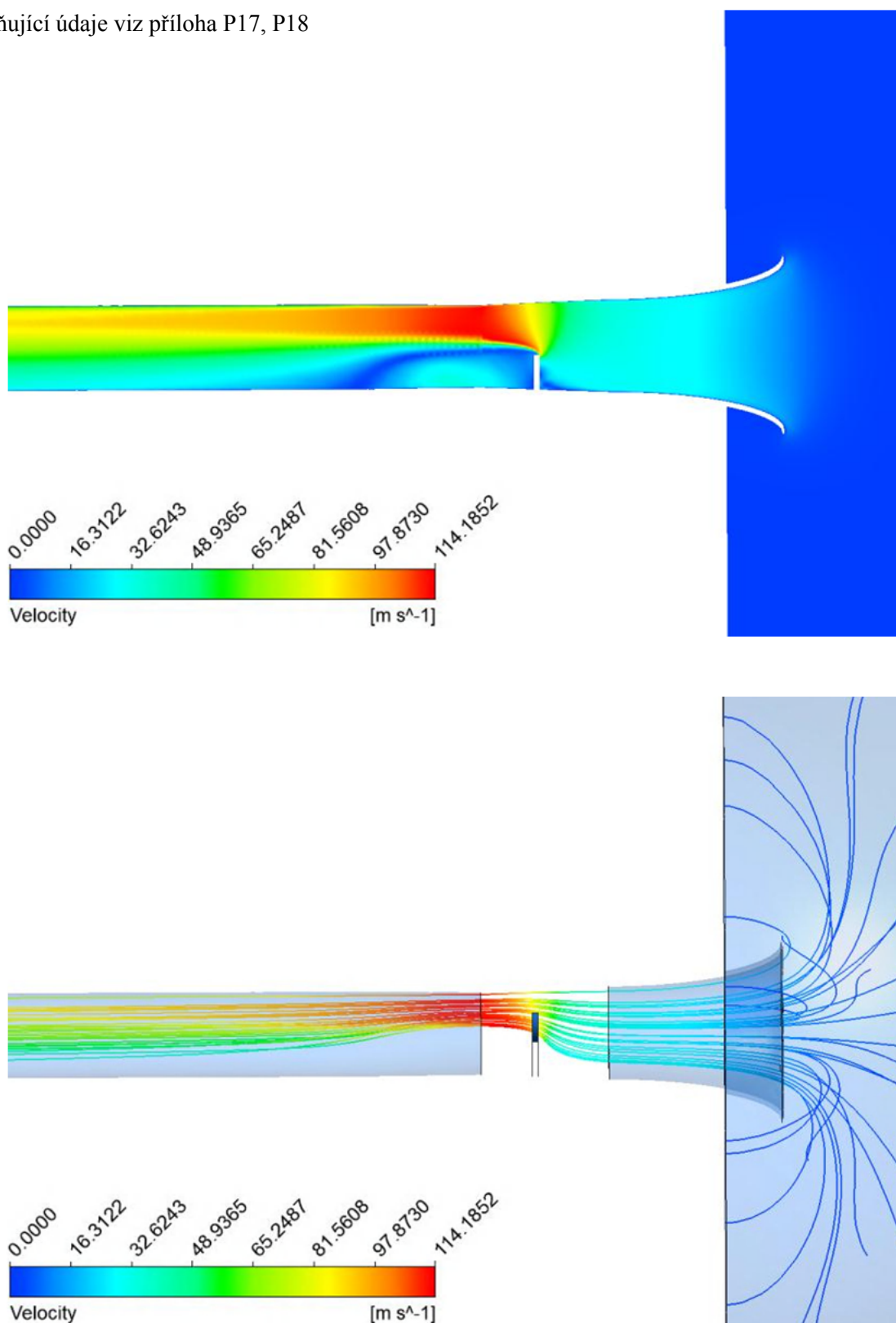
Doplňující údaje viz příloha P15, P16



Obr. 73 Znáznornění rychlostí a proudnic traktu s optimalizovaným šoupátkem otevřeným na 20 [%]

VÝSLEDKY CDF SIMULACE – ŠOUPÁTKO OPTIMALIZOVANÉ [60%]**Řzná rovina: Y-Z**

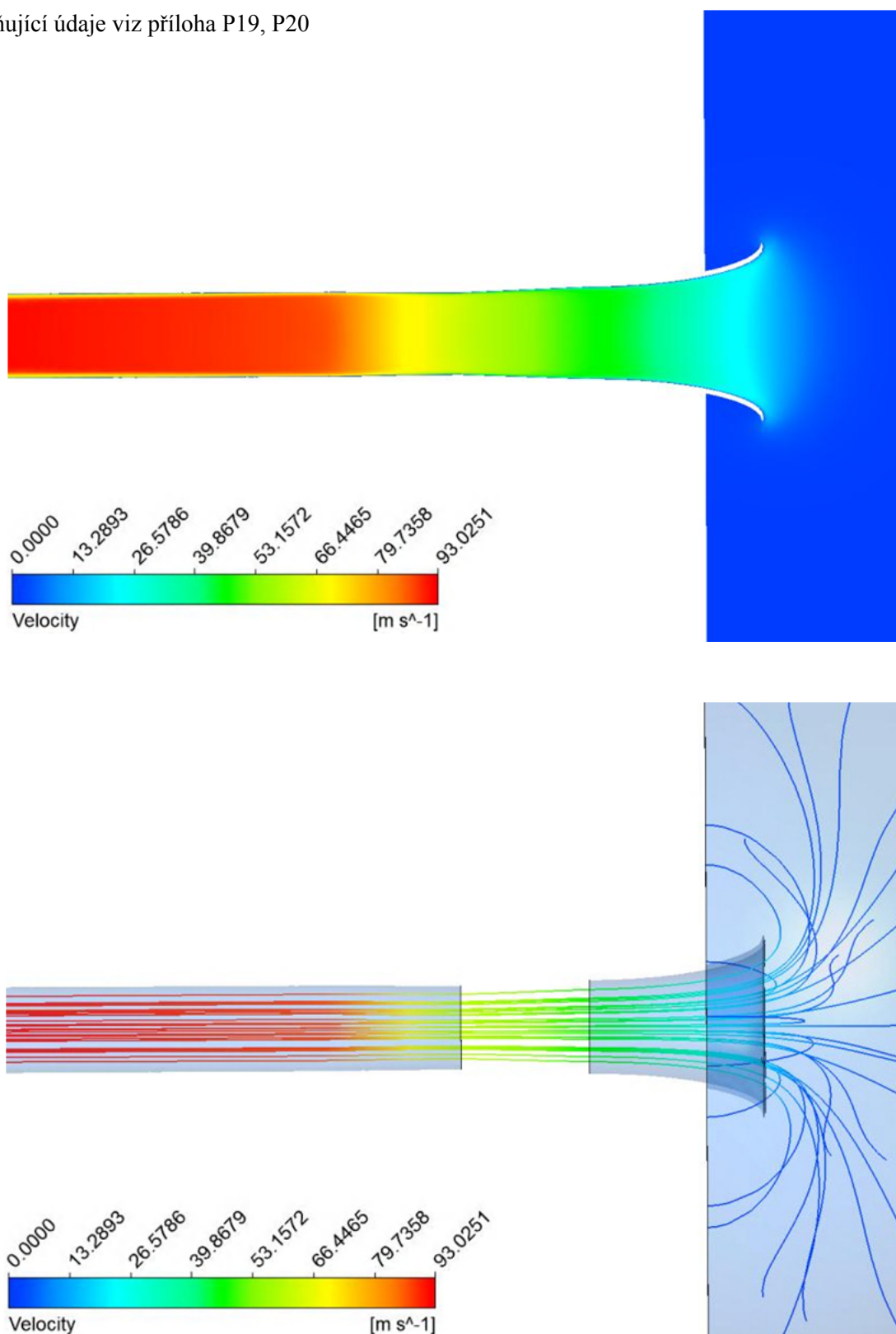
Doplňující údaje viz příloha P17, P18



Obr. 74 Znáznornění rychlostí a proudnic traktu s optimalizovaným šoupátkem otevřeným na 60 [%]

**VÝSLEDKY CDF SIMULACE – ŠOUPÁTKO OPTIMALIZOVANÉ [100%]****Řezná rovina: Y-Z**

Doplňující údaje viz příloha P19, P20



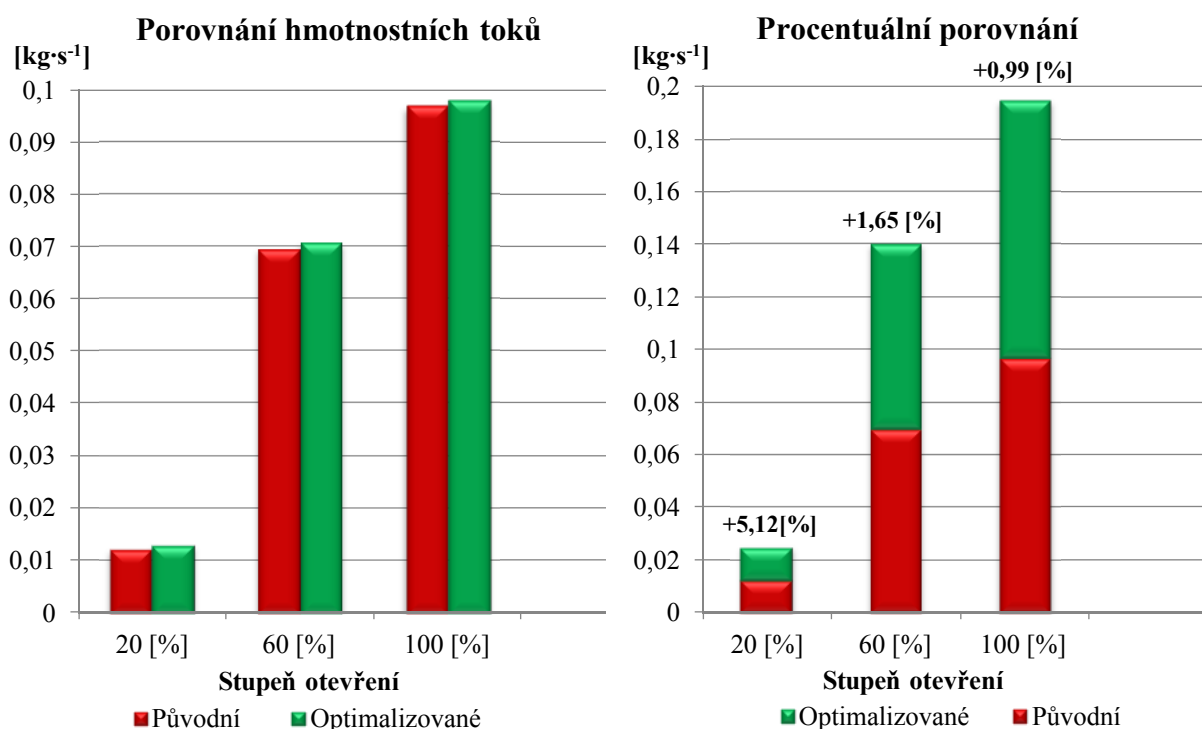
Obr. 75 Znáznornění rychlostí a proudnic traktu s optimalizovaným šoupátkem otevřeným na 100 [%]



7.2.2 NUMERICKÝ SOUHRN A POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ OPTIMALIZOVANÉHO ŠOUPÁTKA

POSUVNÉ ŠOUPÁTKO				
Stupeň otevření [%]		20	60	100
Hmotnostní tok [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$]		0,0124226	0,069742	0,0970373
Rychlost na průřezové ploše celého sacího traktu	Střední [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	14,7424	40,7482	37,3393
	Maximální [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	105,029	115,519	93,2968
Rychlost na ploše kolmé k ose proudění: rozhraní klapka – příruba (jako v případě hmotnostního toku)	Střední [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	15,1843	70,7462	57,048
	Maximální [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	105,95	116,824	61,3899
OPTIMALIZOVANÉ POSUVNÉ ŠOUPÁTKO				
Stupeň otevření [%]		20	60	100
Hmotnostní tok [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$]		0,0130935	0,0709153	0,0980041
Rychlost na průřezové ploše celého sacího traktu	Střední [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	14,9133	40,8716	40,3174
	Maximální [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	104,278	115,486	93,2434
Rychlost na ploše kolmé k ose proudění: rozhraní klapka – příruba (jako v případě hmotnostního toku)	Střední [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	15,6462	53,9978	57,5472
	Maximální [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	104,92	116,601	62,1852
POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ HMOTNOSTNÍHO TOKU				
Stupeň otevření [%]		20	60	100
Porovnání hodnot hmotnostního toku optimalizovaného vůči základnímu šoupátku - vyjádření rozdílu v [%]		+5,12	+1,65	+0,99

Tab. 18 Numerický souhrn a porovnání výsledků posuvných šoupátek



Graf. 5 Numerické a procentuální porovnání hmotnostních toků pro jednotlivé stupně otevření

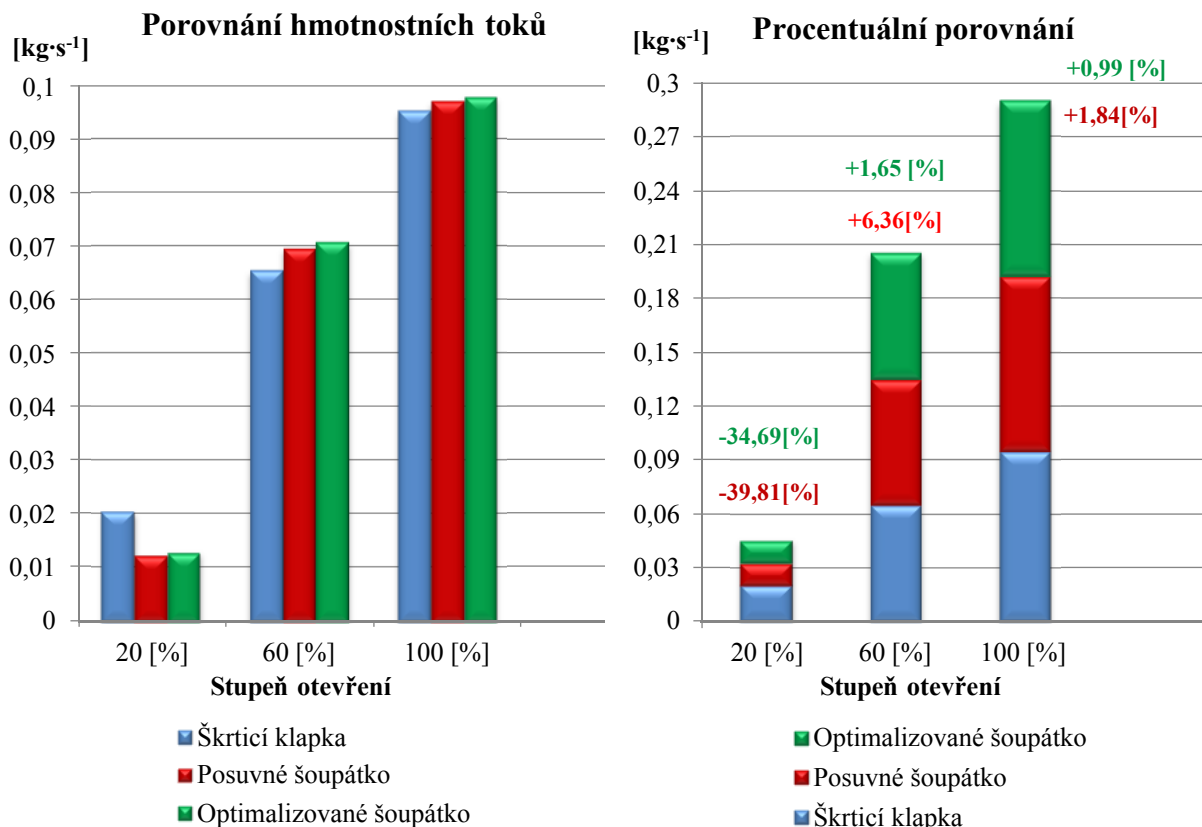


8 CELKOVÝ SOUHRN A POROVNÁNÍ ZÍSKANÝCH VÝSLEDKŮ

VÝSLEDNÉ HODNOTY			
Druh škrticího prvku	Hmotnostní tok [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$]		
Stupeň otevření [%]	20	60	100
Škrticí klapka	0,020638	0,0655743	0,0952864
Posuvné šoupátko	0,0124226	0,069742	0,0970373
Optimalizované posuvné šoupátko	0,0130935	0,0709153	0,0980041
POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ HMOTNOSTNÍHO TOKU			
Porovnávané prvky	Rozdíl hmotnostního toku [%]		
Stupeň otevření [%]	20	60	100
Šoupátko x Klapka	-39,81	+6,36	+1,84
Optimalizované šoupátko x Klapka	-34,69	+8,01	+2,83
Optimalizované šoupátko x Šoupátko	+5,12	+1,65	+0,99

Tab. 19 Celkový numerický souhrn a porovnání výsledků

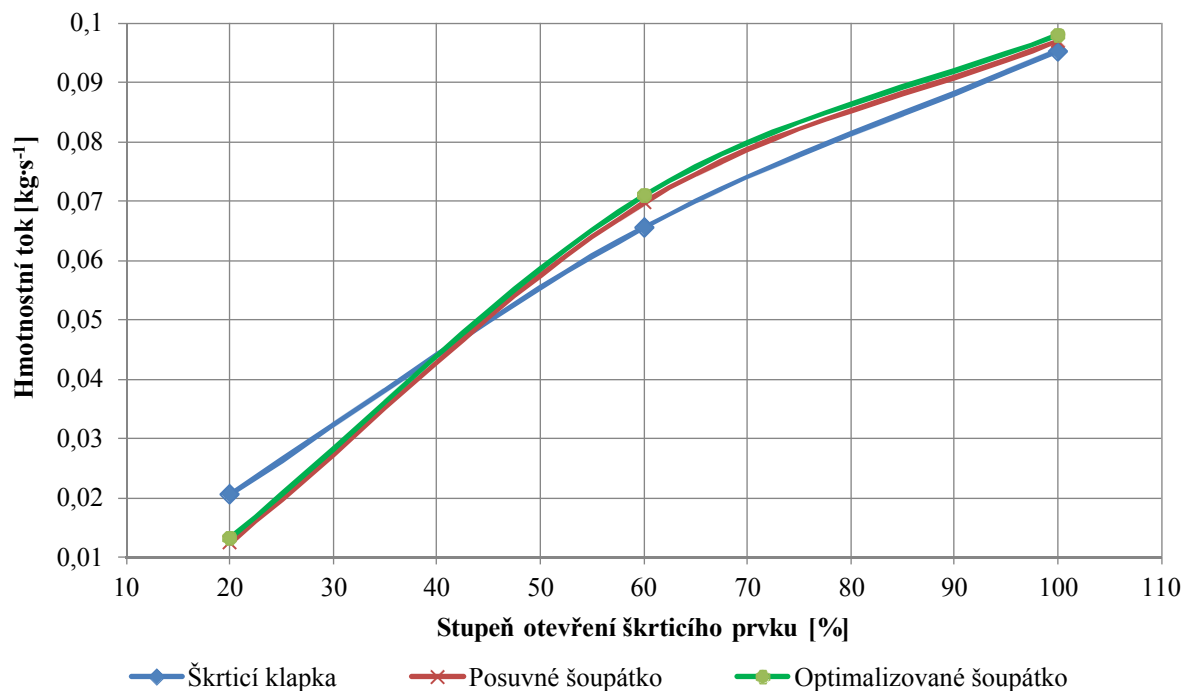
Pro zajímavost: průměrný výpočetní čas jedné varianty sacího traktu trval přibližně 4 hodiny.



Graf. 6 Numerické a procentuální porovnání všech získaných výsledků hmotnostních toků pro jednotlivé stupně otevření škrticí klapky a obou typů posuvných šoupátek

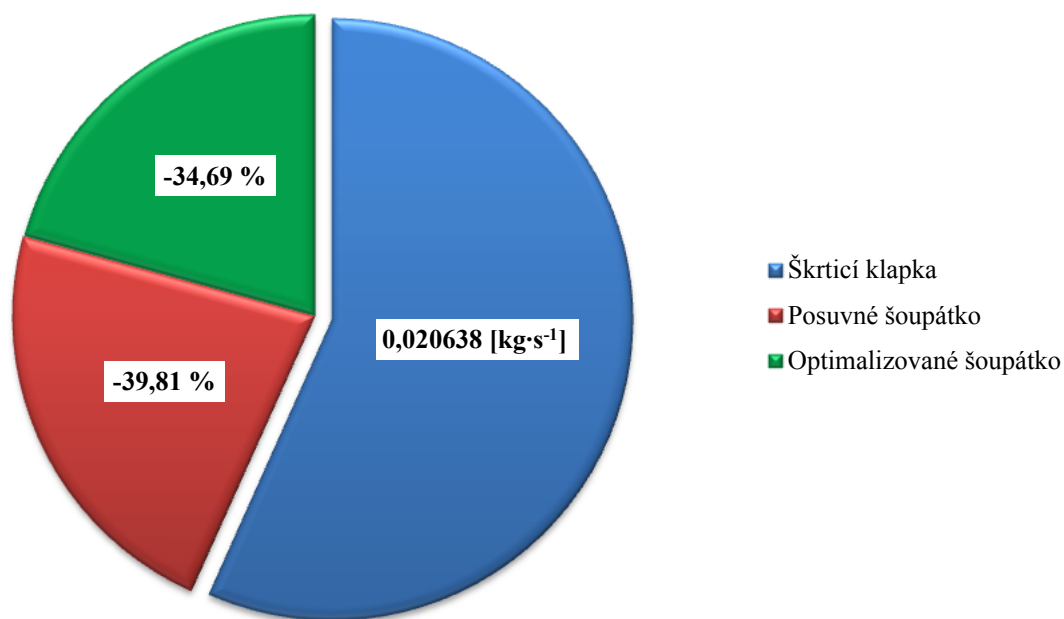


Porovnání hmotnostních toků



Graf. 7 Numerické porovnání všech získaných výsledků hmotnostních toků pro jednotlivé stupně otevření škrticí klapky a obou typů posuvných šoupátek

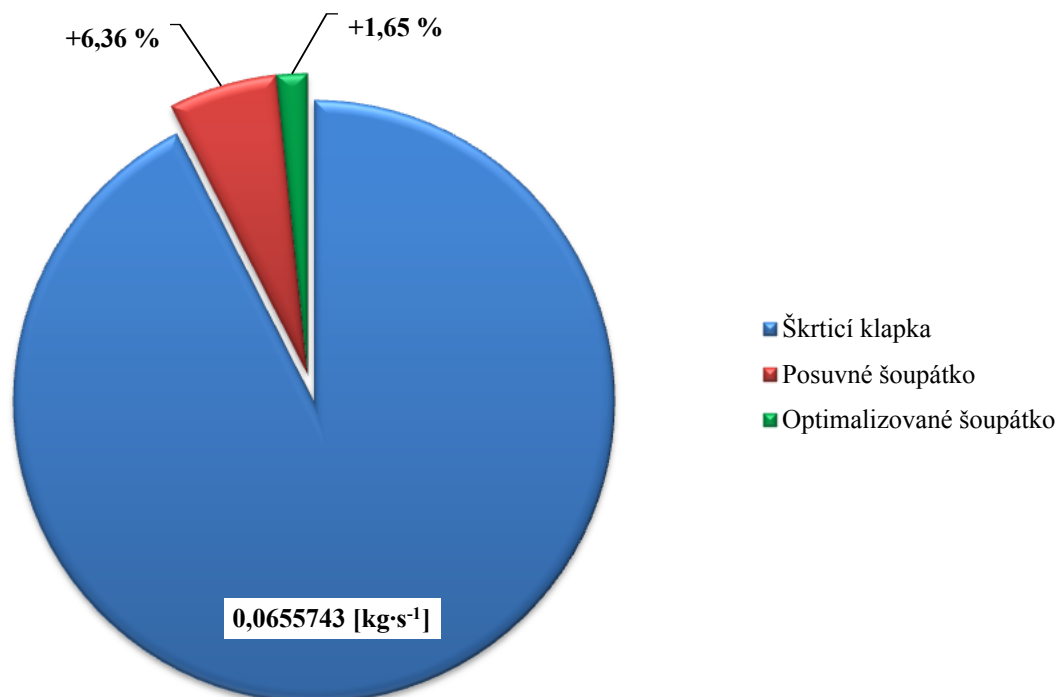
Procentuální porovnání hmotnostního toku pro stupeň otevření 20 [%]



Graf. 8 Procentuální porovnání všech získaných výsledků hmotnostních toků pro stupeň otevření škrticí klapky a obou typů posuvných šoupátek 20 [%]

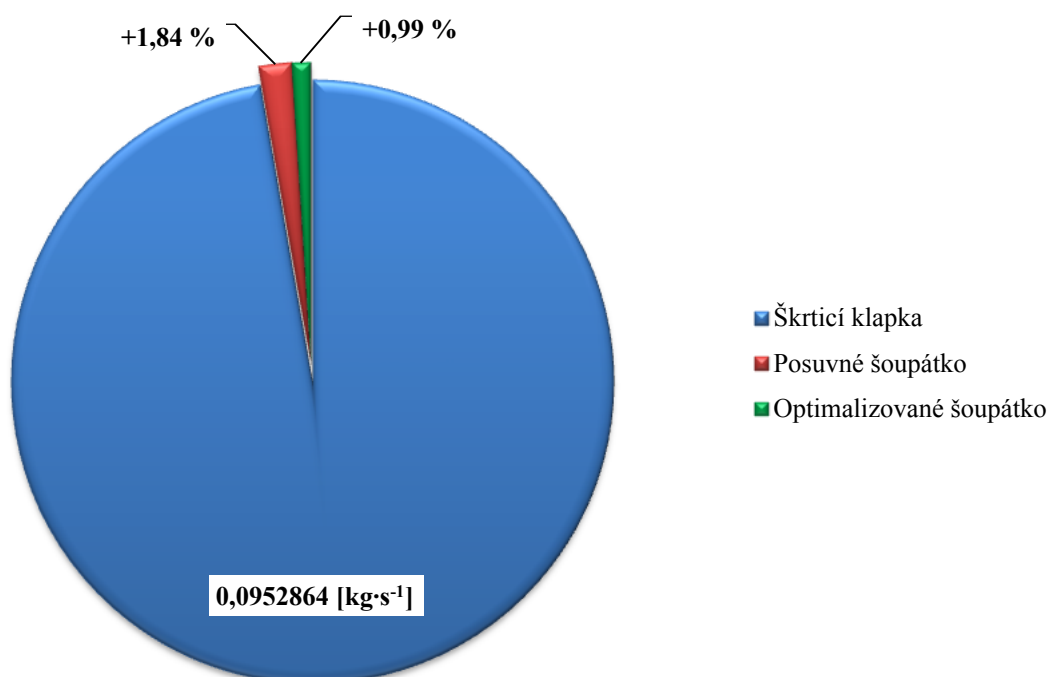


Procentuální porovnání hmotnostního toku pro stupeň otevření 60 [%]



Graf. 9 Procentuální porovnání všech získaných výsledků hmotnostních toků pro stupeň otevření škrticí klapky a obou typů posuvných šoupátek 60 [%]

Procentuální porovnání hmotnostního toku pro stupeň otevření 100 [%]



Graf. 10 Procentuální porovnání všech získaných výsledků hmotnostních toků pro stupeň otevření škrticí klapky a obou typů posuvných šoupátek 100 [%]



ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout a z hlediska sacích ztrát vlivem škrcení směsi porovnat sací trakty zážehového motoru se dvěma různými typy škrticích prvků. Pro výpočet proudění metodou CFD byly zvoleny celkem tři stupně otevření tohoto prvku, tedy 20, 60 a 100 [%]. Porovnávanými komponenty jsou sériová škrticí klapka a nově navržené posuvné šoupátko. Jelikož se jedná o sací trakt závodního motoru, bylo hlavním cílem studie zjistit charakteristiky proudění nasávaného vzduchu za předpokladu režimu plného zatížení motoru, tzn. stupeň plného otevření škrticího prvku. Hlavním úkolem po vyhodnocení výsledů byl návrh optimalizace komponentu, jenž vykázal lepší charakteristiky právě při plném stupni otevření. Ověření správnosti výsledků získaných CFD analýzou proudění proběhlo experimentálním měřením na profukovací stanici.

Pro vytvoření 3D-CAD modelů určitých komponentů bylo využito systému reverzního inženýrství 3D scanneru Atos, úprava a modelování součástí probíhalo v prostředí softwaru Pro/Engineer WF5. Z hlediska vytváření výpočtové sítě byly modely sacích traktů zjednodušeny za účelem odstranění geometrie, jenž nemá na výslednou kvalitu výpočtu významný vliv a současně se zaslouží o snížení nároků na výpočetní techniku. V průběhu vytváření výpočtové sítě v softwaru ICEM-CFD, se však vyskytly komplikace u sacího traktu se škrticí klapkou v oblastech, kde se tato klapka výrazně blíží, až téměř dotýká stěny samotného tělesa. Proto byla nutná dodatečná úprava geometrie a zvolen větší stupeň otevření pro nejnižší sledovanou variantu otevření tohoto prvku (výsledných 20[%]).

Vytvořené CFD modely tedy zahrnovaly celkem devět variant simulací, přičemž pro sací trakt se škrticí klapkou, posuvným šoupátkem a optimalizovaným posuvným šoupátkem proběhl výpočet pro tři různé stupně otevření. Okrajové podmínky byly voleny s ohledem na parametry profukovacího zařízení, na kterém byla provedena ověřovací zkouška. Jednotlivé varianty byly vždy rozpočítány pro prvních 500 iterací modelem nestlačitelného proudění v prvním řádu diskretizace, a pro zpřesnění výsledku byl výpočet pro dalších 2000 – 4500 iterací (podle stavu ustálení sledovaných hodnot) změněn na model stlačitelného proudění v druhém řádu diskretizace.

Ověřovací data získaná experimentálním měřením na profukovací stanici se podle očekávání částečně liší od výsledných hodnot CFD analýzy, a to z důvodu zjednodušení virtuálního 3D modelu, avšak odchylky jsou vzhledem k účelu zanedbatelné. Na modelu byly například zanedbány otvory pro vstřikovače. Další ovlivnění výsledků je přičítáno možnostem usazení modelu na upínací zařízení, kde není přechod mezi posledním prvkem sacího traktu (přírubou) a ustalovacím objemem profukovací stanice zcela optimální z důvodu výrazné změny průtočného průřezu. Samotná charakteristika a rozptyl hodnot proudění však odpovídá očekávání a z výsledků simulace se proto dá dále vycházet.

Z uvedených výpočtů a vyhodnocení výsledků podle očekávání vyplívá lepší charakteristika posuvného šoupátka při plném stupni otevření a naopak lepší charakteristika škrticí klapky pro částečné (především velmi malé) stupně otevření. Procentuální poměr zvýšení hmotnostního toku při plném otevření však není tak výrazný, jako ztráty při částečném otevření škrticího prvku v přechodovém režimu motoru, nebo při částečném zatížení. Velikost ztrát pro velmi malé stupně otevření posuvného šoupátka oproti škrticí klapce mě sice nepřekvapila, avšak pro plný stupeň otevření jsem očekával výraznější zlepšení charakteristiky proudění. Z logiky vyplívá, že zvýšení hmotnostního toku je způsobeno



odstraněním „překážky“ ve formě škrticí klapky, která nasávanému vzduchu klade určitý odpor i při plném stupni otevření. Naopak ztráty, které vznikají v režimu částečného zatížení, jsou podle mého názoru způsobeny především turbulentním prouděním a zpětnými víry, které výrazně vznikají v oblasti za posuvným šoupátkem. Domnívám se, že především z těchto uvedených důvodů vykazuje posuvné šoupátko horší charakteristiku pro částečné a naopak lepší charakteristiku pro plné otevření.

Ačkoliv by se zlepšení parametrů hmotnostního toku posuvného šoupátka oproti škrticí klapce o 1,84 [%] a optimalizovaného šoupátka o dalších 0,99 [%] (celkem tedy 2,83 [%]), v režimu plného zatížení motoru mohlo na první pohled zdát nevýznamné, opak je pravdou. Při snahách o optimalizaci již tak vysoce technicky vyspělého závodního motoru, může mít i toto zdánlivě nevýznamné navýšení hmotnostního toku, ve spojitosti s výkonným motorem dosti zásadní vliv.

Zadání této diplomové práce, která je zaměřena na optimalizaci sacích ztrát zážehového motoru v oblasti škrticího prvku, bylo splněno v požadovaném rozsahu, avšak navázáním na tuto práci se otevírají další zajímavé možnosti optimalizace. Nabízejí se především možnosti úpravy přechodového tvaru ze škrticího prvku do sacího kanálu (příruby) a návaznost na další komponenty sacího traktu, jako jsou sací kanál, spalovací prostor, ventil, sedlo ventilu.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] MOLNÁR, V. *Počítačová dynamika tekutin* [online]. 2009, poslední revize 19.4.2011 [cit.2011-12-04] Dostupné z: <<http://www.cfd.sk/cfd-book/>>.
- [2] ANSYS, INC. *ANSYS Documentation Overview* [online]. 2011, poslední revize 21.3.2011 [cit.2011-12-03] Dostupné z: <<http://www.ansys.com/services/ss-documentation-manuals.asp>>.
- [3] MOTEJL, V., HOREJŠ. K. *Učebnice pro řidiče a opraváře automobilů*. Littera, 2001. 600 s. ISBN 80-85763-14-1
- [4] GSCHEIDLR, R. a kolektiv. *Příručka pro automechanika*. Sobotáles, 2002. 637 s. ISBN 80-85920-83-2
- [5] VLK, F. *Vozidlové spalovací motory*. První vydání, Brno, 2003. 578 s. ISBN 80-238-8756-4
- [6] ZHAO, F., HARRINGTON, D., LAI, M. *Automotive Gasoline Direct-Injection Engines*. SAE International, 2002. 325 s. ISBN 978-0-7680-0882-1
- [7] JAN, Z., ŽDÁNSKÝ, B. *Automobily 4, příslušenství*. Druhé vydání. Avid Brno, 2003. 305 s. ISBN 978-80-90367-18-0
- [8] RAUSCHER, J. *Spalovací motory*, Studijní opory. Brno. 235 s.
- [9] VLK, F., RAUSCHER, J. *Příslušenství motorových vozidel*, Studijní opory. Brno. 196 s.
- [10] PAVELEK, M. a kolektiv. *Termomechanika*. Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. Brno, 2003. 284 s. ISBN 80-214-2409-5
- [11] ŠOB, F. *Hydromechanika*. Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. Brno, 2001. 238 s. ISBN 80-214-2037-5
- [12] HOFMANN, K. *Proudění ve spalovacích motorech*. Nakladatelství VUT Brno, 1992. 97 s. ISBN 80-214-0409-4
- [13] SPILKA, David. *Úprava motoru – step by step* [online]. 2007, poslední revize 14.3.2011 [cit.2011-10-03]. Dostupné z: <http://skoda.daves.cz/Uprava_motoru_-_step_by_step?&tisk=1&limit1=&all1>.
- [14] ČECH, Jiří. *Teorie motoru 5* [online]. 2004, poslední revize 16.3.2011 [cit.2011-15-03]. Dostupné z: <<http://skoda.panda.cz/clanek.php3?id=433>>.
- [15] ŠMIDÁK, Jan. *Nový motor Audi 2,8 FSI se systémem Audi Valvelift* [online]. 2006, poslední revize 18.3.2011 [cit.2011-17-03]. Dostupné z: <<http://clanky.katalog-automobilu.cz/auta-automobily-aktuality/novy-motor-audi-se-systemem-audi-valvelift/>>.



- [16] *Benzinové motory 1,8 l/110 kW a 1,8 l/92 kW - Dílenská učební pomůcka*. Mladá Boleslav: Škoda Auto a.s., 2003. 34 s.
- [17] *Benzinové motory 1,4 l - 16 V 55/74 kW - Dílenská učební pomůcka*. Mladá Boleslav: Škoda Auto a.s., 2003. 50 s.
- [18] *Vznětové motory 1,9 l/50 kW SDI, 1,9 l/81 kW TDI - Dílenská učební pomůcka*. Mladá Boleslav: Škoda Auto a.s., 2003. 25 s.
- [19] APS Automotive PTY LTD. *Nissan 350 Z Performance Intercooler* [online]. 2009, poslední revize 14.04.2011 [cit.2011-11-03]. Dostupné z: < http://www.airpowersystems.com/aps_worldwide.htm >.
- [20] Turbo Technica C.A. *Intercoolers* [online]. 2008, poslední revize 14.04.2011 [cit.2011-11-03]. Dostupné z: < <http://www.turbotechnica.com/auto4.html> >.
- [21] *Škoda Fabia; Motor 1,4 l TDI se systémem vstřikování čerpadlo-tryska - Dílenská učební pomůcka*. Mladá Boleslav: Škoda Auto a.s., 2003. 48 s.
- [22] *Benzinové motory 1,6 l a 1,8 l - Dílenská učební pomůcka*. Mladá Boleslav: Škoda Auto a.s., 2003. 48 s.
- [23] KŘÍŽ, Milan. *Proudění, rychlost a průtok plynů* [online]. 2009, poslední revize 11.1.2011 [cit.2011-09-01]. Dostupné z: < <http://www.prutoky.cz/plyny/prandtlovy-trubice/> >.
- [24] ŠKORPÍK, Jiří. *Vznik tlakové ztráty při proudění tekutin* [online]. 2010, poslední revize 21.4.2011 [cit.2011-19-04]. Dostupné z: < <http://oei.fme.vutbr.cz/jskorpik/vznik-tlakove-zraty-pri-proudeni-tekutiny.html> >.
- [25] *CarDomain* [online]. May 25, 2009, poslední revize 21.4.2011 [cit.2011-19-04]. Johnathon's Opel Calibra. Dostupné z: < <http://www.cardomain.com/ride/617407/1991-opel-calibra> >.
- [26] *Opel* [online]. 2003, poslední revize 21.4.2011 [cit.2011-19-04]. Schnitt durch den C20XE. Dostupné z: < <http://www.juergen-tiegs.de/OPEL/fcaravan/C20XEDATEN.HTM> >.
- [27] VÁŇA, Petr. *Simos 2P popis motormanagement systému* [online]. 2002, poslední revize 22.1.2011 [cit.2011-22-01]. Dostupné z: < <http://skoda.panda.cz/tisk.php?id=335> >.
- [28] *Wikipedia* [online]. February 1, 2011, poslední revize 1.4.2011 [cit.2011-1-04]. C20XE. Dostupné z: < <http://en.wikipedia.org/wiki/C20XE> >.
- [29] *Wikipedia* [online]. May 11, 2011, poslední revize 9.2.2011 [cit.2011-9-02]. Machovo číslo. Dostupné z: < http://cs.wikipedia.org/wiki/Machovo_číslo >.
- [30] FERENC, Petr. *Bernoulliho rovnice* [online]. 2006, poslední revize 22.1.2011 [cit.2011-22-01]. Dostupné z: < <http://projektysipvz.gytool.cz/ProjektySIPVZ/Default.aspx?uid=732> >.



- [31] ZEJDA, Jiří. *Co je to CFD?* [online]. 2010, poslední revize 2.5.2011 [cit.2011-2-05]. Dostupné z: < <http://wood.mendelu.cz/cz/sections/FEM/CFD/?q=node/11> >.
- [32] *TECHSOFT ENGINEERING SPOL s.r.o.: Program ANSYS FLUENT pro simulaci proudění* [online]. 2007, poslední revize 8.5.2011 [cit.2011-8-05]. Dostupné z: < http://www.techsoft-eng.cz/sluzby/ansys_cfd/fluent/ >.
- [33] NOVOSAD, Z. *Sací potrubí zážehového závodního motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 67 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída
- [34] FORAL, M. *Optimalizace sacího potrubí zážehového motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 96 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída
- [35] VANČURA, J. *Výpočet aerodynamiky závodního automobilu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 77 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Porteš, Dr.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[m.s ⁻¹]	Rychlost zvuku
CAD		Computer Aided Design
CCD		Charge-Coupled Device
CFD		Computational Fluid Dynamics
c _p	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita
dF _n	[N]	Element síly
D _h	[-]	Charakteristický rozměr průtočného profilu
dm	[kg]	Element hmotnosti
dS	[m ²]	Element plochy
dV	[m ³]	Element objemu
ε	[-]	Kompresní poměr
EGAS		Elektronický plynový pedál
EGR		Exhaust Gas Recirculation
EPW		Elektropneumatický měnič
E-SCV		Electronic Swirl Control Valve
FSI		Fuel Stratified Injection
g	[m.s ⁻²]	Tíhové zrychlení
h	[m]	Výška
HC		Nespálené uhlovodíky
l	[m]	Délka
m	[kg]	Hmotnost
M _t	[Nm]	Točivý moment
n	[min ⁻¹]	Otáčky
NO _x		Oxidy dusíku
p	[Pa]	Tlak
P	[kW]	Výkon
Q _m	[kg.s ⁻¹]	Hmotnostní tok
R	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	Měrná plynová konstanta
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
t	[°C]	Teplota
T	[K]	Teplota
v	[m ³ .kg ⁻¹]	Měrný objem

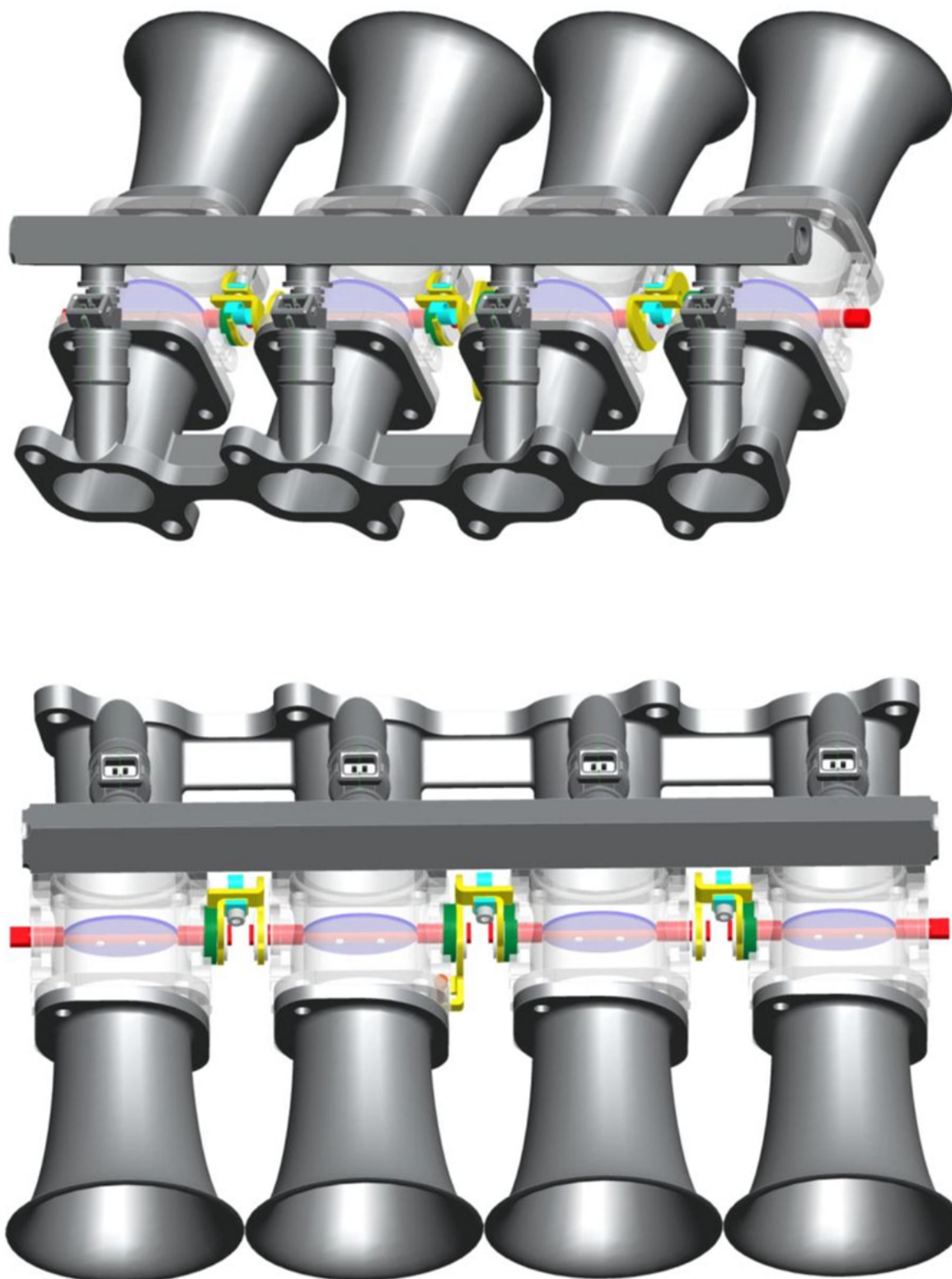


V	[m ³]	Objem
v	[m.s ⁻¹]	Rychlost
v _s	[m.s ⁻¹]	Střední rychlost
w	[m.s ⁻¹]	Rychlost proudění
Y _z	[J.kg ⁻¹]	Ztrátová měrná energie
α	[°]	Úhel
η	[Pa.s]	Dynamická viskozita
κ	[-]	Izoentropický exponent
ρ	[kg.m ⁻³]	Hustota
τ	[Pa]	Smykové napětí
ν	[m ² .s ⁻¹]	Kinematická viskozita

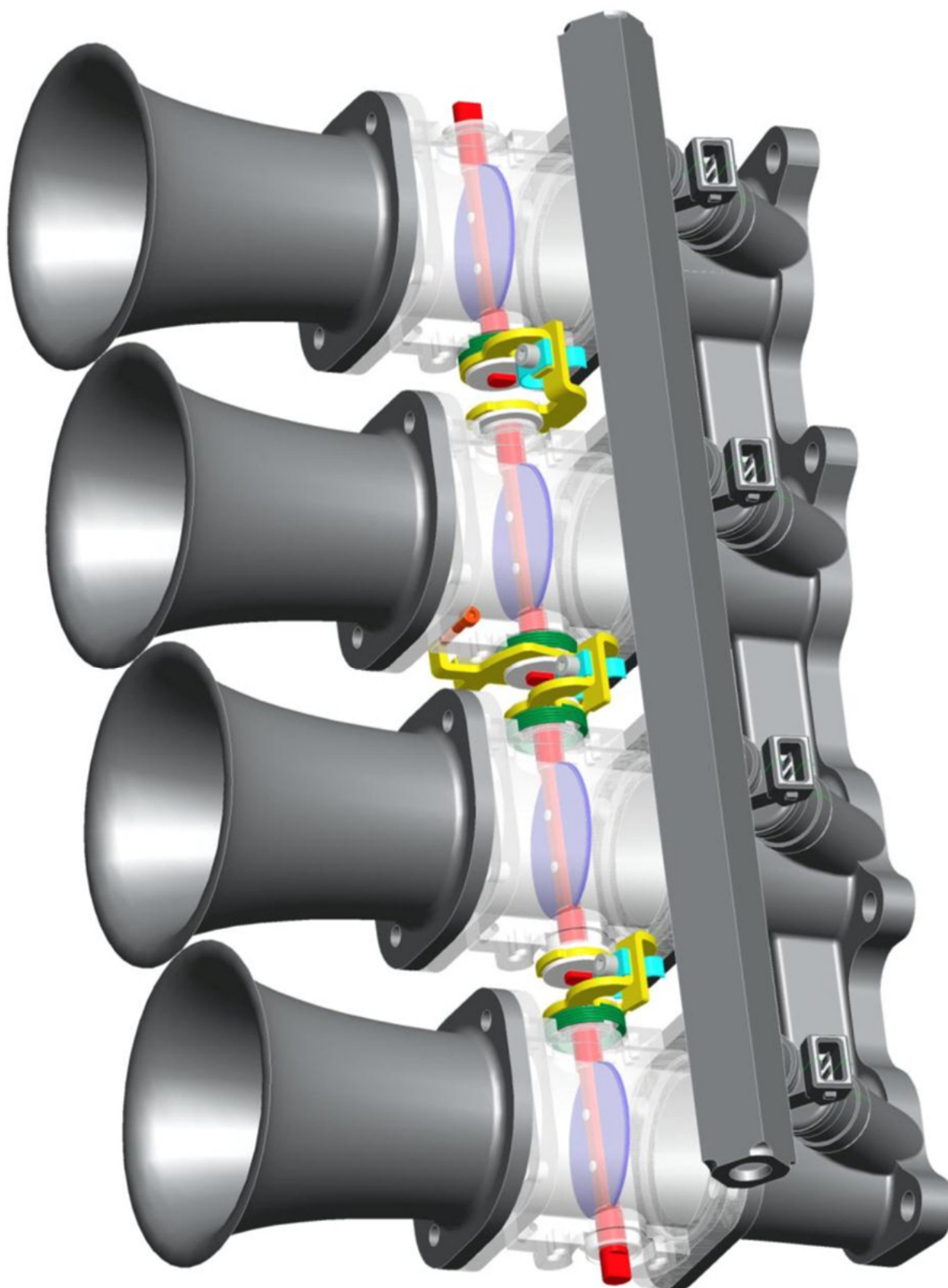


SEZNAM PŘÍLOH

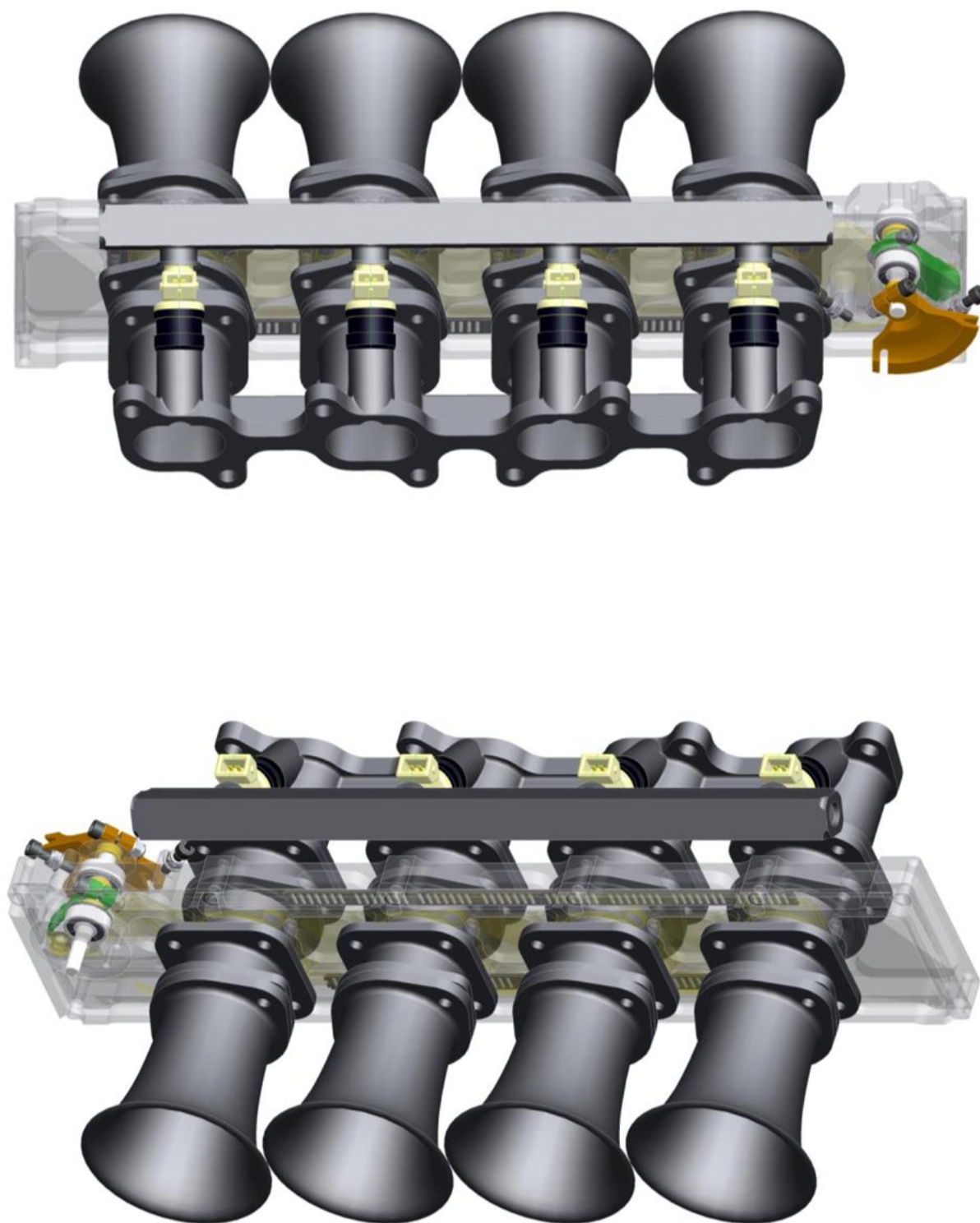
Příloha P1	3D model sestavy sacího traktu se škrticí klapkou.....	P1
Příloha P2	3D model sestavy sacího traktu se škrticí klapkou.....	P2
Příloha P3	3D model sestavy sacího traktu s posuvným šoupátkem.....	P3
Příloha P4	3D model sestavy sacího traktu s posuvným šoupátkem.....	P4
Příloha P5	Ustálení hodnot sledovaných parametrů – klapka 20 [%].....	P5
Příloha P6	Znázornění rychlostí proudění vzduchu pro sací trakt se škrticí klapkou otevřenou na 20 [%] (3D renderované zobrazení).....	P6
Příloha P7	Ustálení hodnot sledovaných parametrů – klapka 60 [%].....	P7
Příloha P8	Znázornění rychlostí proudění vzduchu pro sací trakt se škrticí klapkou otevřenou na 60 [%] (3D renderované zobrazení).....	P8
Příloha P9	Ustálení hodnot sledovaných parametrů – šoupátko 20 [%].....	P9
Příloha P10	Znázornění rychlostí proudění vzduchu pro sací trakt s posuvným šoupátkem otevřeným na 20 [%] (3D renderované zobrazení).....	P10
Příloha P11	Ustálení hodnot sledovaných parametrů – šoupátko 60 [%].....	P11
Příloha P12	Znázornění rychlostí proudění vzduchu pro sací trakt s posuvným šoupátkem otevřeným na 60 [%] (3D renderované zobrazení).....	P12
Příloha P13	Ustálení hodnot sledovaných parametrů – šoupátko 100 [%].....	P13
Příloha P14	Znázornění rychlostí proudění vzduchu pro sací trakt s posuvným šoupátkem otevřeným na 100 [%] (3D renderované zobrazení).....	P14
Příloha P15	Ustálení hodnot sledovaných parametrů – šoupátko optimalizované 20 [%].	P15
Příloha P16	Znázornění rychlostí proudění vzduchu pro sací trakt s optimalizovaným posuvným šoupátkem otevřeným na 20 [%] (3D renderované zobrazení)....	P16
Příloha P17	Ustálení hodnot sledovaných parametrů – šoupátko optimalizované 60 [%].	P17
Příloha P18	Znázornění rychlostí proudění vzduchu pro sací trakt s optimalizovaným posuvným šoupátkem otevřeným na 60 [%] (3D renderované zobrazení)....	P18
Příloha P19	Ustálení hodnot sledovaných parametrů – šoupátko optimal. 100 [%].....	P19
Příloha P20	Znázornění rychlostí proudění vzduchu pro sací trakt s optimalizovaným posuvným šoupátkem otevřeným na 100 [%] (3D renderované zobrazení)...	P20
Příloha P21	Znázornění rychlostí proudění vzduchu pro sací trakt se škrticí klapkou otevřenou na 100 [%] (3D renderované zobrazení).....	P21



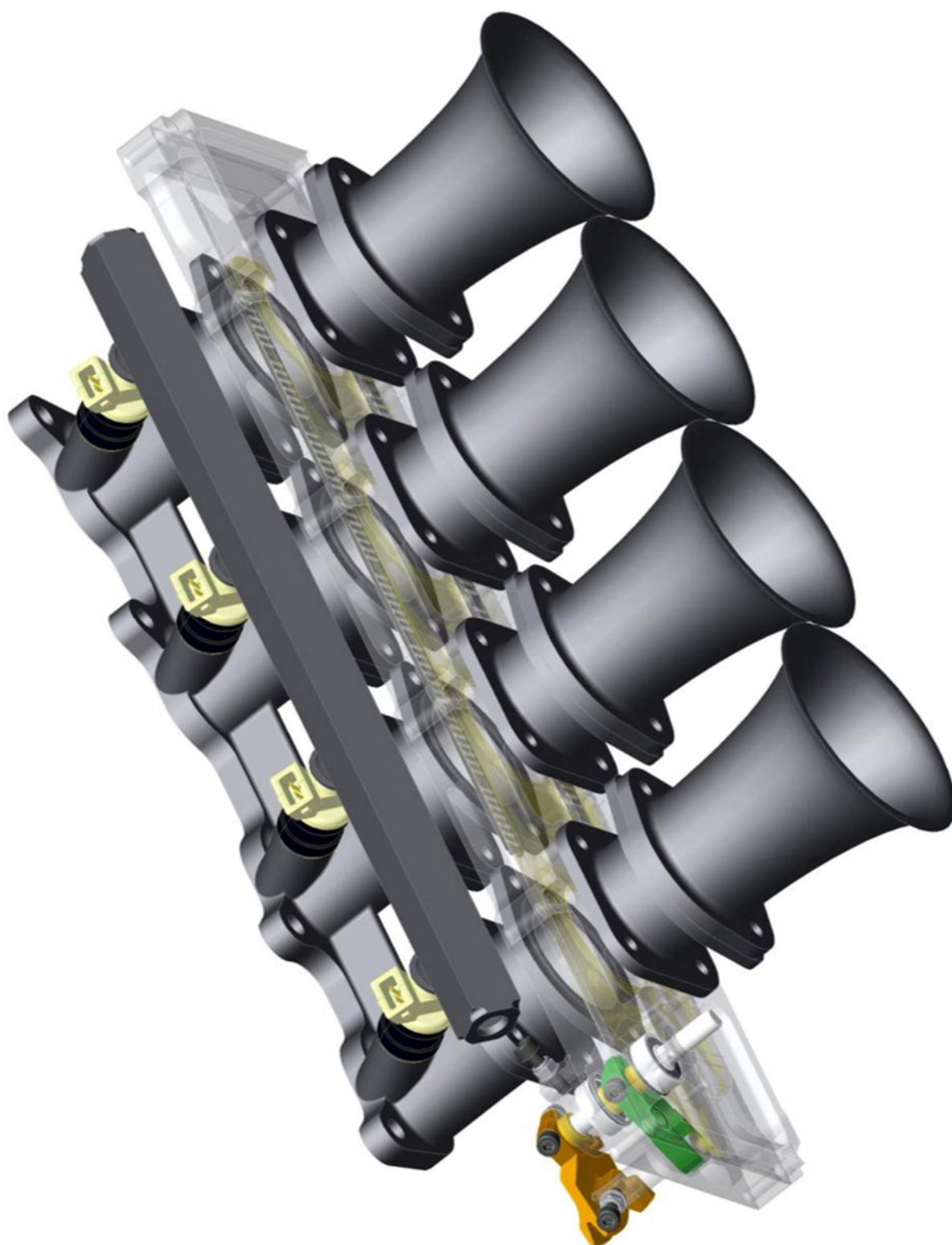
Příloha P1 3D model sestavy sacího traktu se škrtecí klapkou



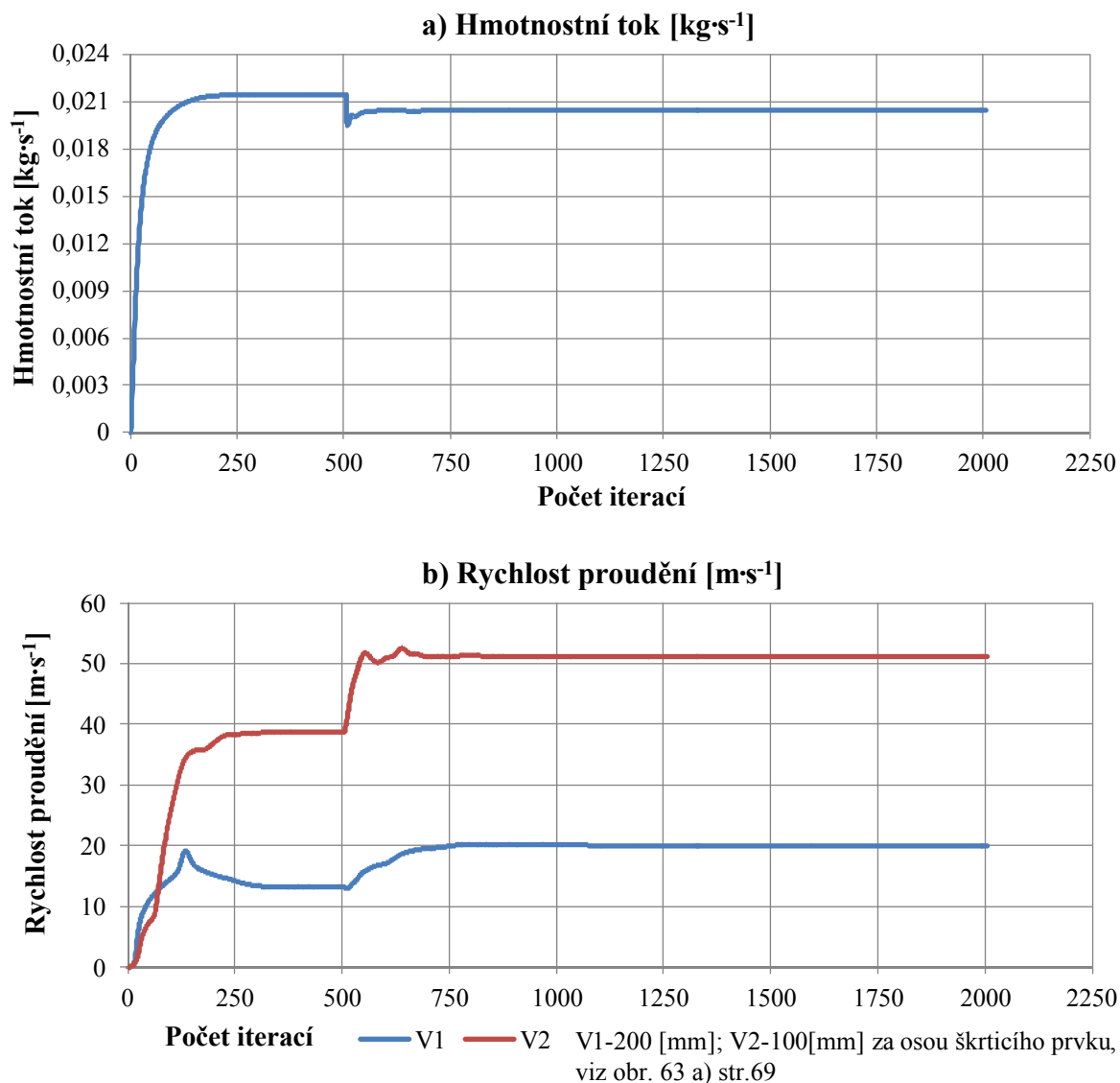
Příloha P2 3D model sestavy sacího traktu se škrticí klapkou



Příloha P3 3D model sestavy sacího traktu s posuvným šoupátkem

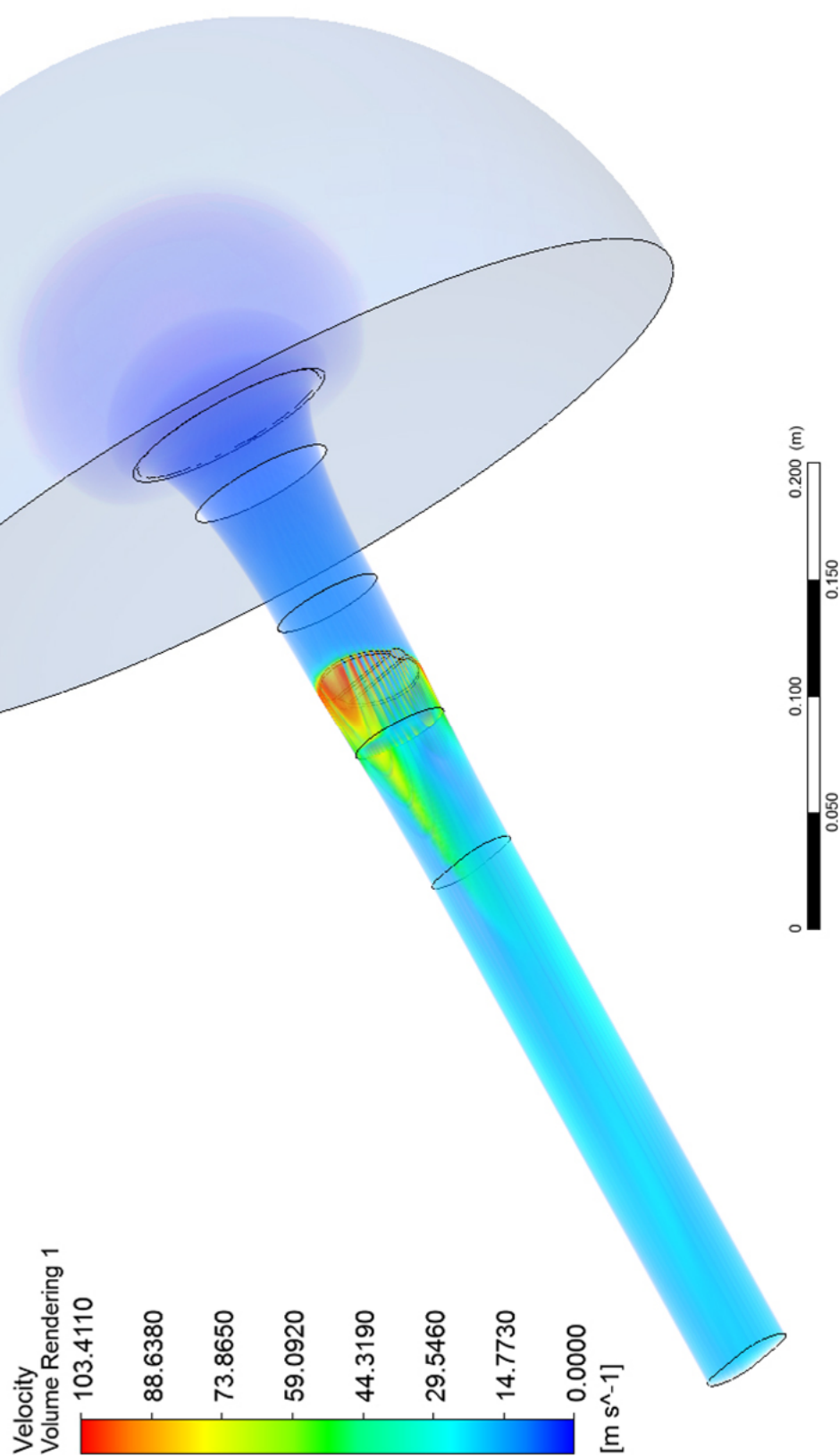


Příloha P4 3D model sestavy sacího traktu s posuvným šoupátkem

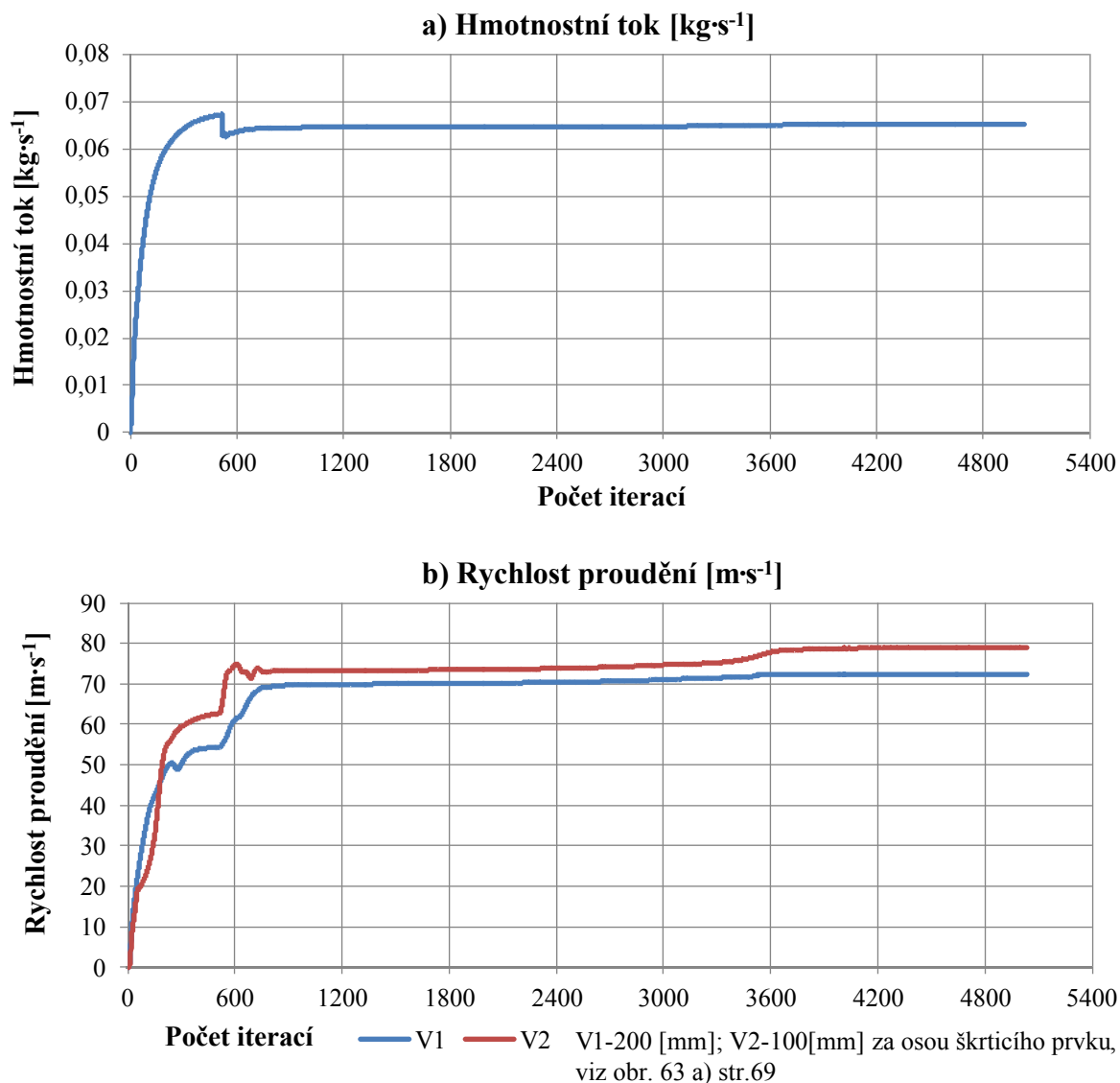

PŘÍLOHA P5: USTÁLENÍ HODNOT SLEDOVANÝCH PARAMETRŮ – Klapka 20 [%]

Graf. P5 Ustálení hodnot sledovaných parametrů a) hmotnostní tok; b) rychlost proudění

Výsledky CFD analýzy klapka 20 [%]			Hodnota
Celkový počet iterací			2000
Ustálení hodnot sledovaných parametrů	Hmotnostní tok [kg·s ⁻¹] ¹⁾		0,020638
	Rychlost v bodě [m·s ⁻¹] ²⁾	V1	20,019
		V2	51,099
Maximální rychlosti proudění [m·s ⁻¹]			99,7744
Střední rychlost proudění [m·s ⁻¹]			14,9235

Tab. P5 Výsledky CFD analýzy sacího traktu se škrťací klapkou otevřenou na 20 [%]
¹
² Nastavení výpočetních senzorů viz kapitola 6.6.2 str. 63 a kapitola 6.8.1 str. 69

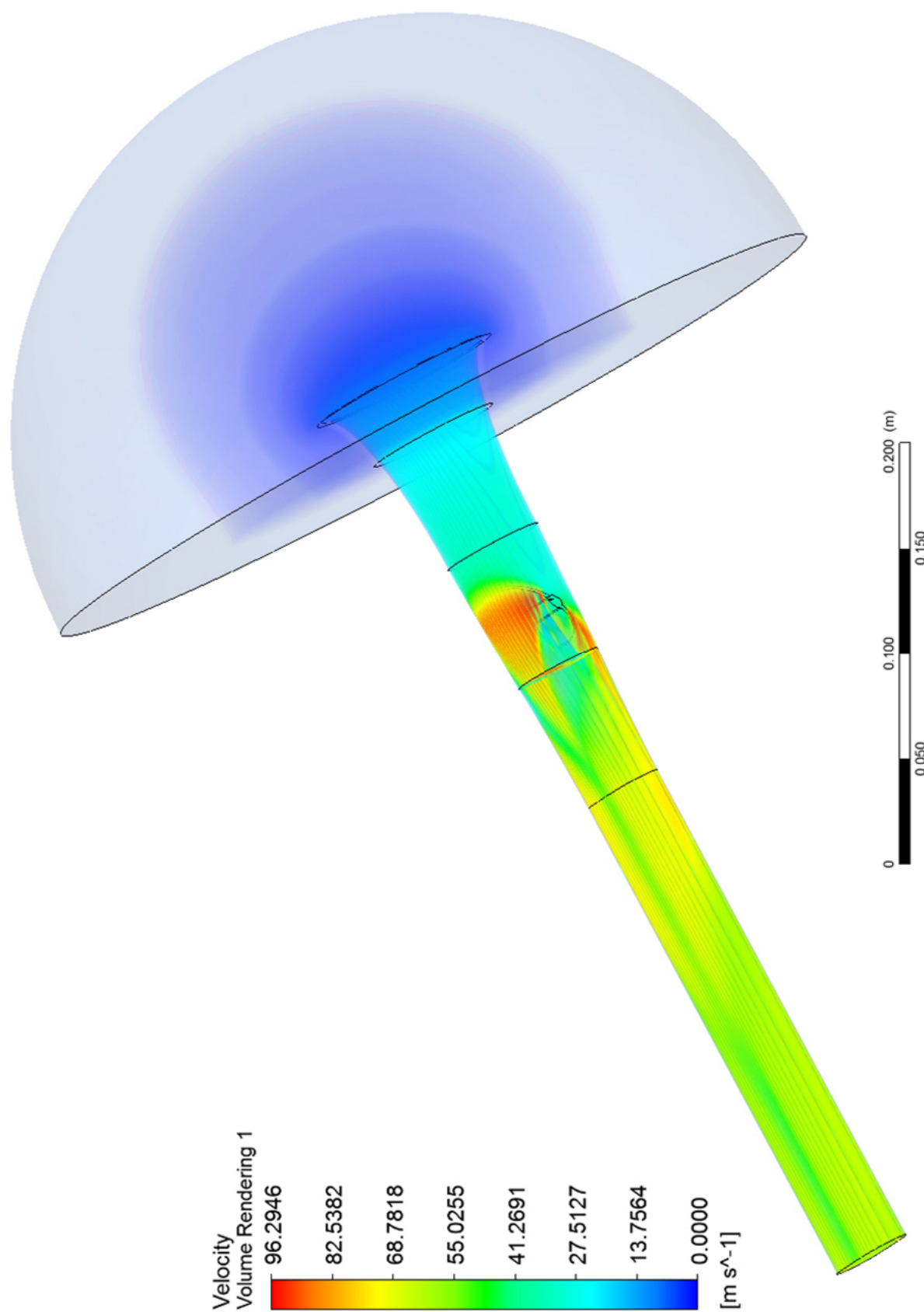


Příloha P6 Znáznornění rychlostí proudění vzduchu pro sací trakt se škrtkou otevřenou na 20 [%] (3D renderované zobrazení)

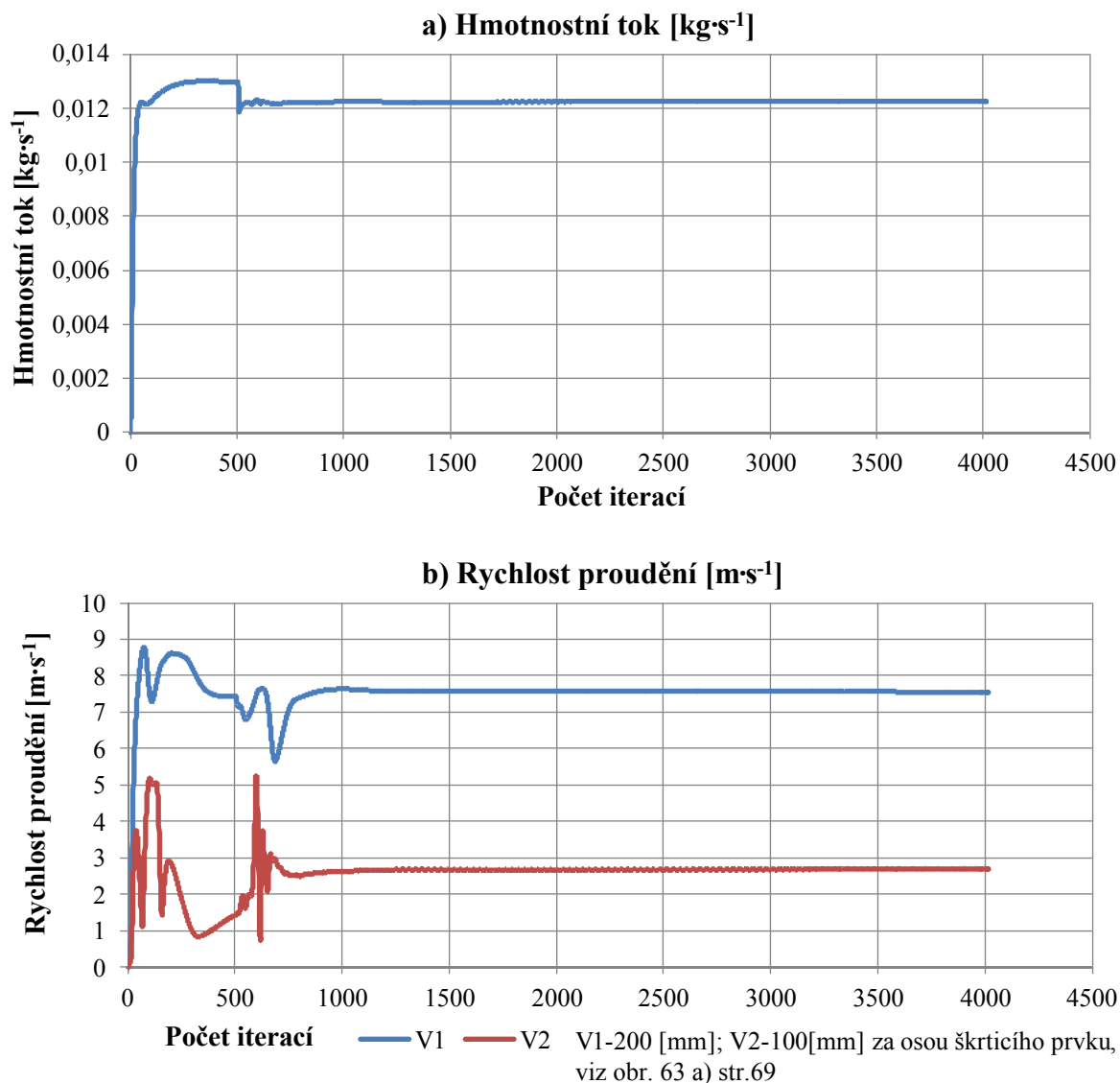

PŘÍLOHA P7: USTÁLENÍ HODNOT SLEDOVANÝCH PARAMETRŮ – Klapka 60 [%]

Graf. P7 Ustálení hodnot sledovaných parametrů a) hmotnostní tok; b) rychlost proudění

Výsledky CFD analýzy klapka 60 [%]			Hodnota
Celkový počet iterací			5000
Ustálení hodnot sledovaných parametrů	Hmotnostní tok [kg·s ⁻¹] ¹⁾		0,0655743
	Rychlost v bodě [m·s ⁻¹] ²⁾	V1	72,456
		V2	78,860
Maximální rychlosti proudění [m·s ⁻¹]			96,9469
Střední rychlost proudění [m·s ⁻¹]			35,8945

Tab. P7 Výsledky CFD analýzy sacího traktu se škrťací klapkou otevřenou na 60 [%]
¹
² Nastavení výpočetních senzorů viz kapitola 6.6.2 str. 63 a kapitola 6.8.1 str. 69



Příloha P8 Znáznornění rychlostí proudění vzduchu pro sací trakt se škrtkou otevřenou na 60 [%] (3D renderované zobrazení)


PŘÍLOHA P9: USTÁLENÍ HODNOT SLEDOVANÝCH PARAMETRŮ – ŠOUPÁTKO 20 [%]


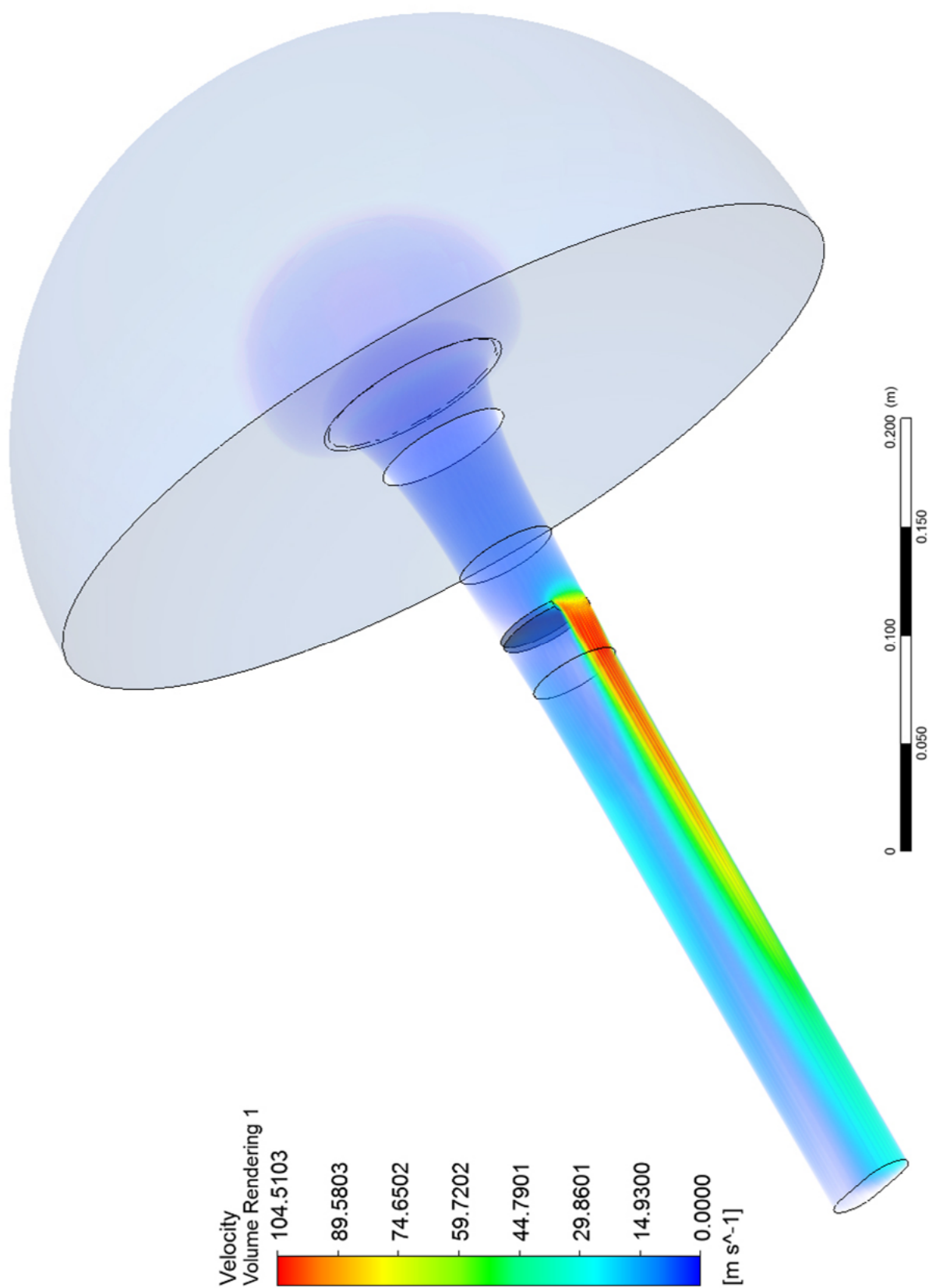
Graf. P9 Ustálení hodnot sledovaných parametrů a) hmotnostní tok; b) rychlost proudění

Výsledky CFD analýzy šoupátka 20 [%]			Hodnota
Celkový počet iterací			4000
Ustálení hodnot sledovaných parametrů	Hmotnostní tok [kg·s ⁻¹] ¹⁾		0,0124226
	Rychlost v bodě [m·s ⁻¹] ²⁾	V1	7,549
		V2	2,718
Maximální rychlosti proudění [m·s ⁻¹]			105,029
Střední rychlost proudění [m·s ⁻¹]			14,7424

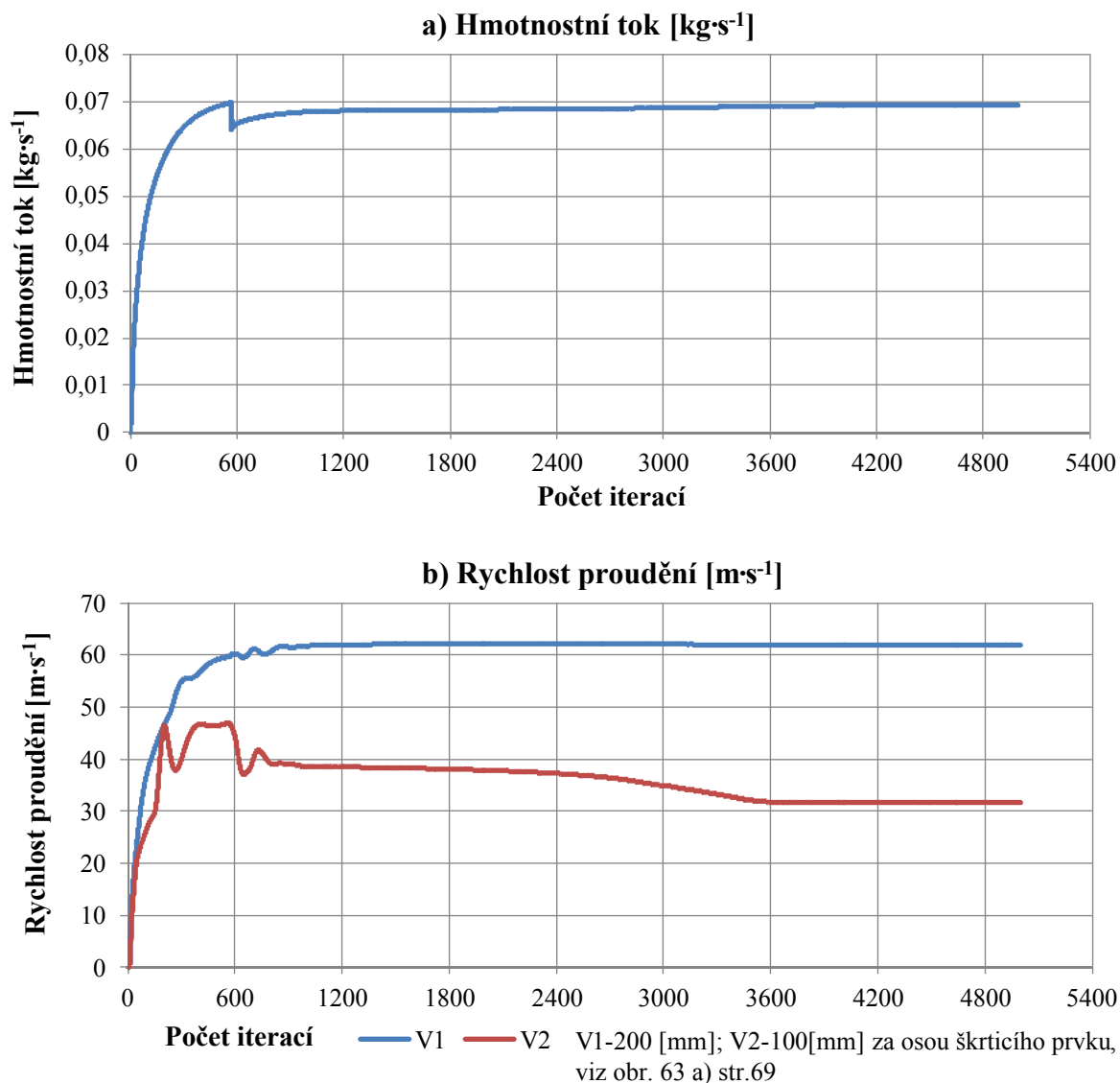
Tab. P9 Výsledky CFD analýzy sacího traktu s posuvným šoupátkem otevřeným na 20 [%]

¹⁾

²⁾ Nastavení výpočetních senzorů viz kapitola 6.6.2 str. 63 a kapitola 6.8.1 str. 69



Příloha P10 Znáznornění rychlostí proudění vzduchu pro sací trakt s posuvným šoupátkem otevřeným na 20 [%] (3D renderované zobrazení)


PŘÍLOHA P11: USTÁLENÍ HODNOT SLEDOVANÝCH PARAMETRŮ – ŠOUPÁTKO 60 [%]


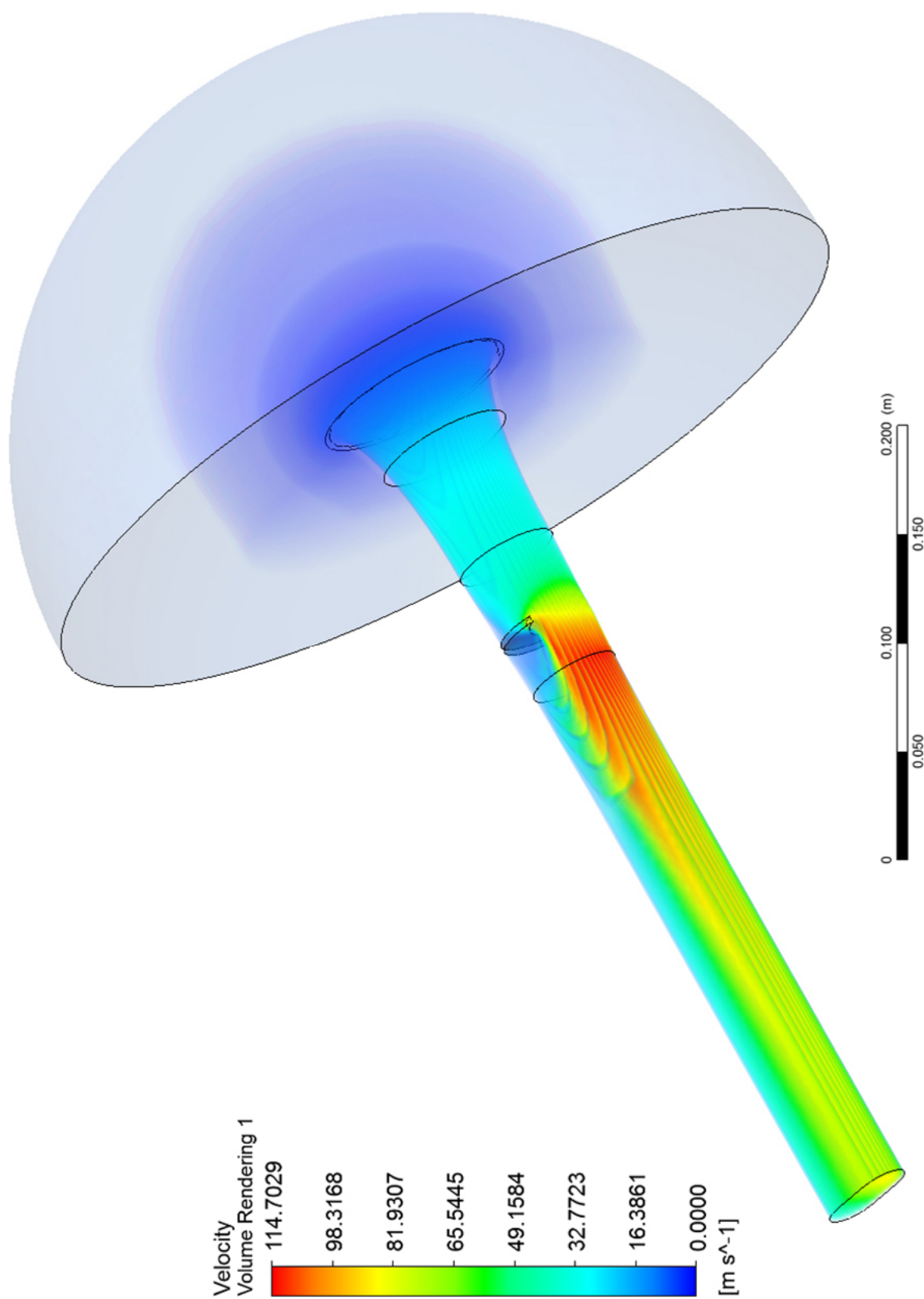
Graf. P11 Ustálení hodnot sledovaných parametrů a) hmotnostní tok; b) rychlost proudění

Výsledky CFD analýzy šoupátka 60 [%]			Hodnota
Celkový počet iterací			5000
Ustálení hodnot sledovaných parametrů	Hmotnostní tok [kg·s ⁻¹] ¹⁾		0,069742
	Rychlost v bodě [m·s ⁻¹] ²⁾	V1	61,862
		V2	31,565
Maximální rychlosti proudění [m·s ⁻¹]			115,519
Střední rychlost proudění [m·s ⁻¹]			40,7482

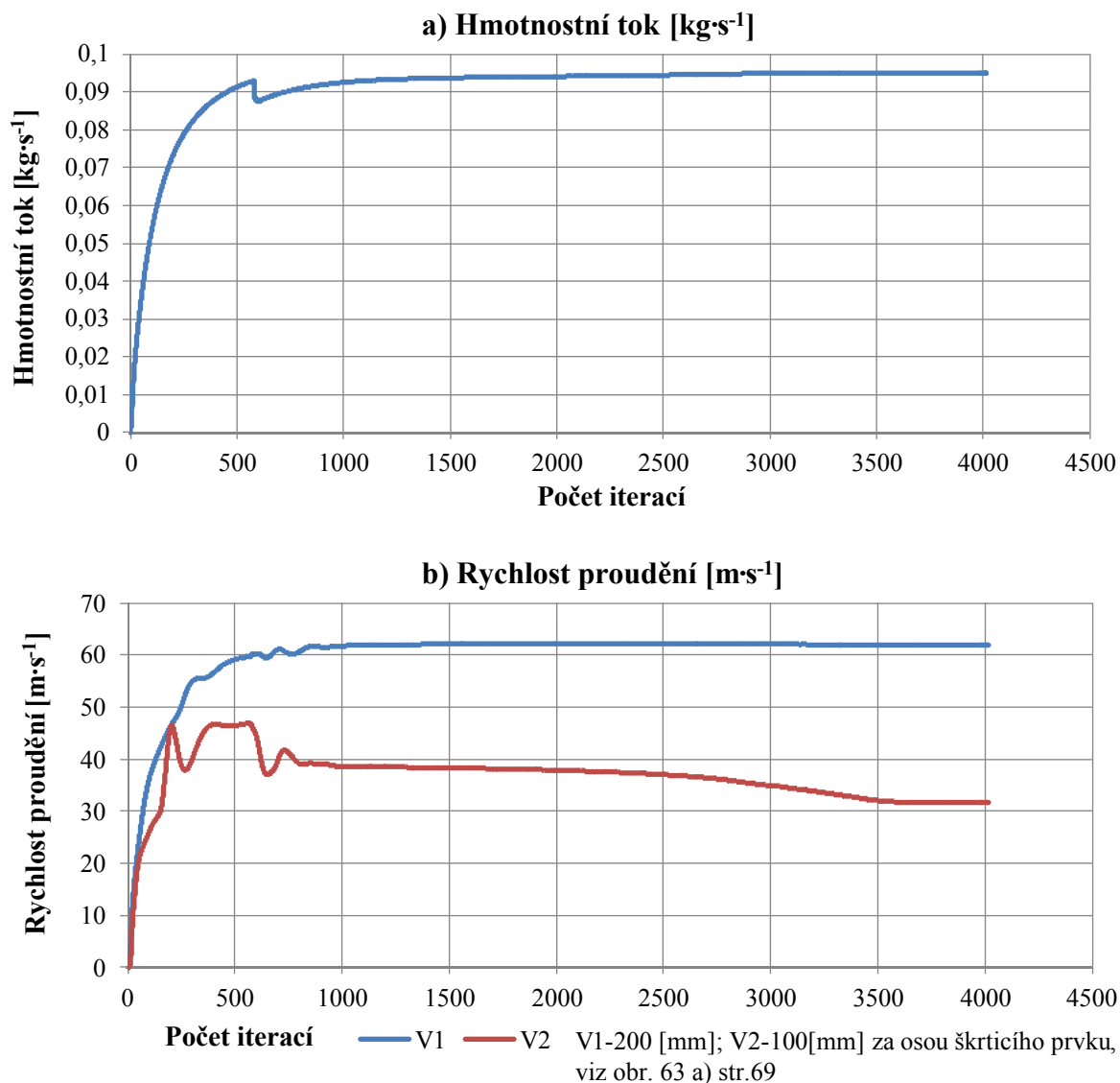
Tab. P11 Výsledky CFD analýzy sacího traktu s posuvným šoupátkem otevřeným na 60 [%]

¹⁾

²⁾ Nastavení výpočetních senzorů viz kapitola 6.6.2 str. 63 a kapitola 6.8.1 str. 69



***Příloha P12** Znáznornění rychlosti proudění vzduchu pro sací trakt s posuvným šoupátkem otevřeným na 60 [%] (3D renderované zobrazení)*


PŘÍLOHA P13: USTÁLENÍ HODNOT SLEDOVANÝCH PARAMETRŮ – ŠOUPÁTKO 100 [%]


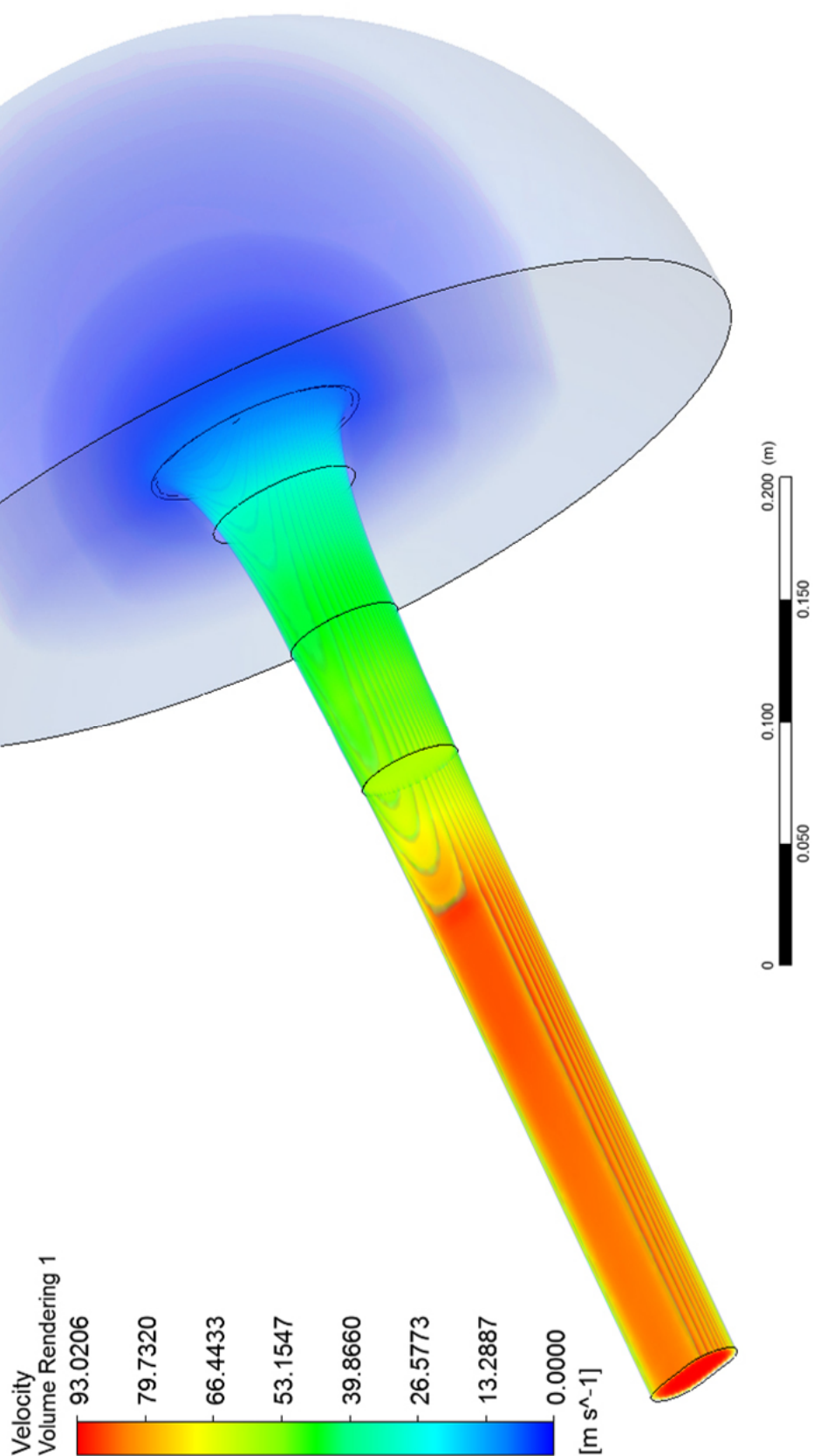
Graf. P13 Ustálení hodnot sledovaných parametrů a) hmotnostní tok; b) rychlost proudění

Výsledky CFD analýzy šoupátka 100 [%]			Hodnota
Celkový počet iterací			4000
Ustálení hodnot sledovaných parametrů	Hmotnostní tok [kg·s ⁻¹] ¹⁾		0,0970373
	Rychlost v bodě [m·s ⁻¹] ²⁾	V1	64,862
		V2	31,565
Maximální rychlosti proudění [m·s ⁻¹]			93,2968
Střední rychlost proudění [m·s ⁻¹]			37,3393

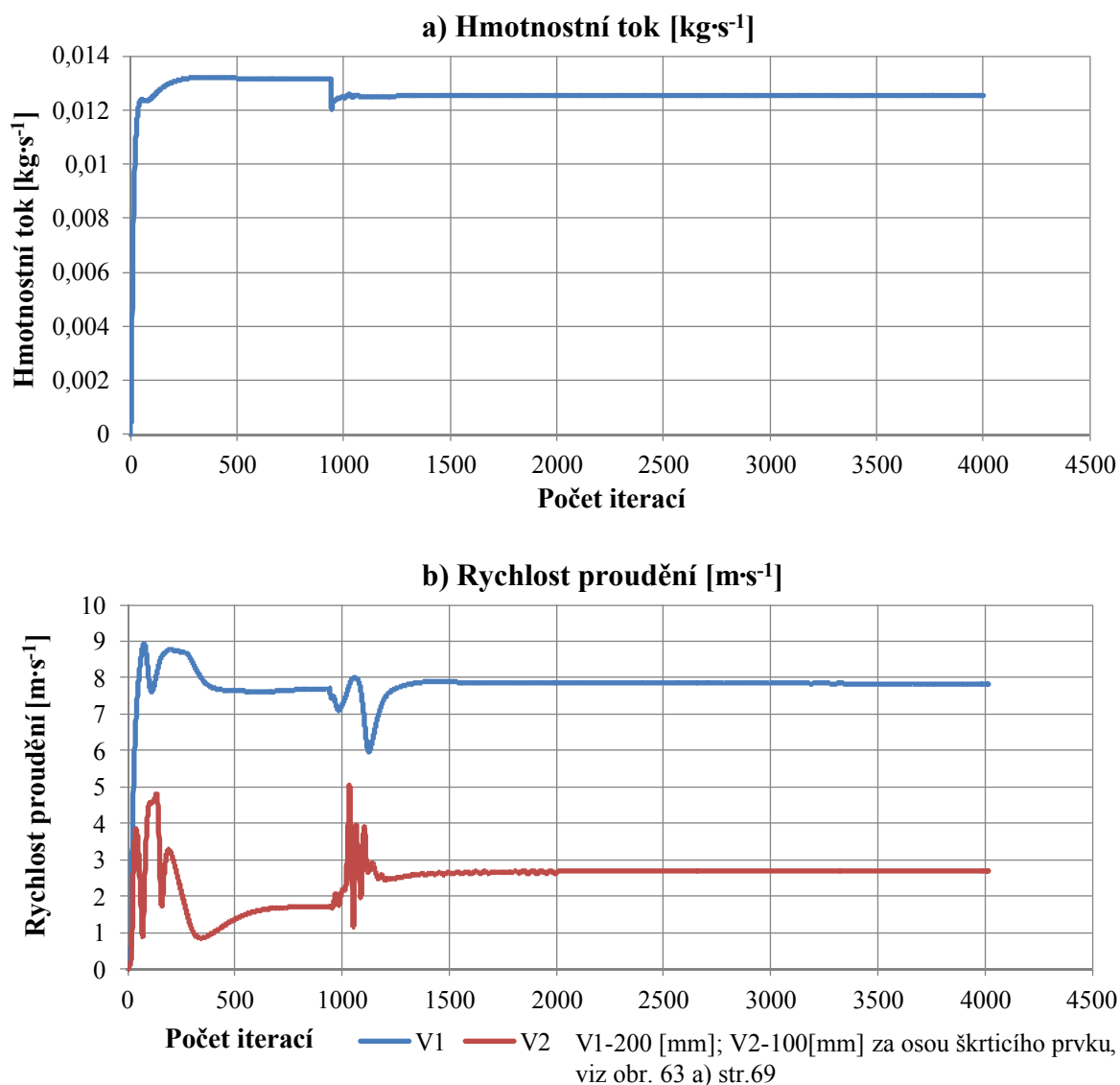
Tab. P13 Výsledky CFD analýzy sacího traktu s posuvným šoupátkem otevřeným na 100 [%]

¹⁾

²⁾ Nastavení výpočetních senzorů viz kapitola 6.6.2 str. 63 a kapitola 6.8.1 str. 69



Příloha P14 Znáznornění rychlostí proudění vzduchu pro sací trakt s posuvným šoupátkem otevřeným na 100 [%] (3D renderované zobrazení)


P15: USTÁLENÍ HODNOT SLEDOVANÝCH PARAMETRŮ – ŠOUPÁTKO OPTIMALIZOVANÉ 20 [%]


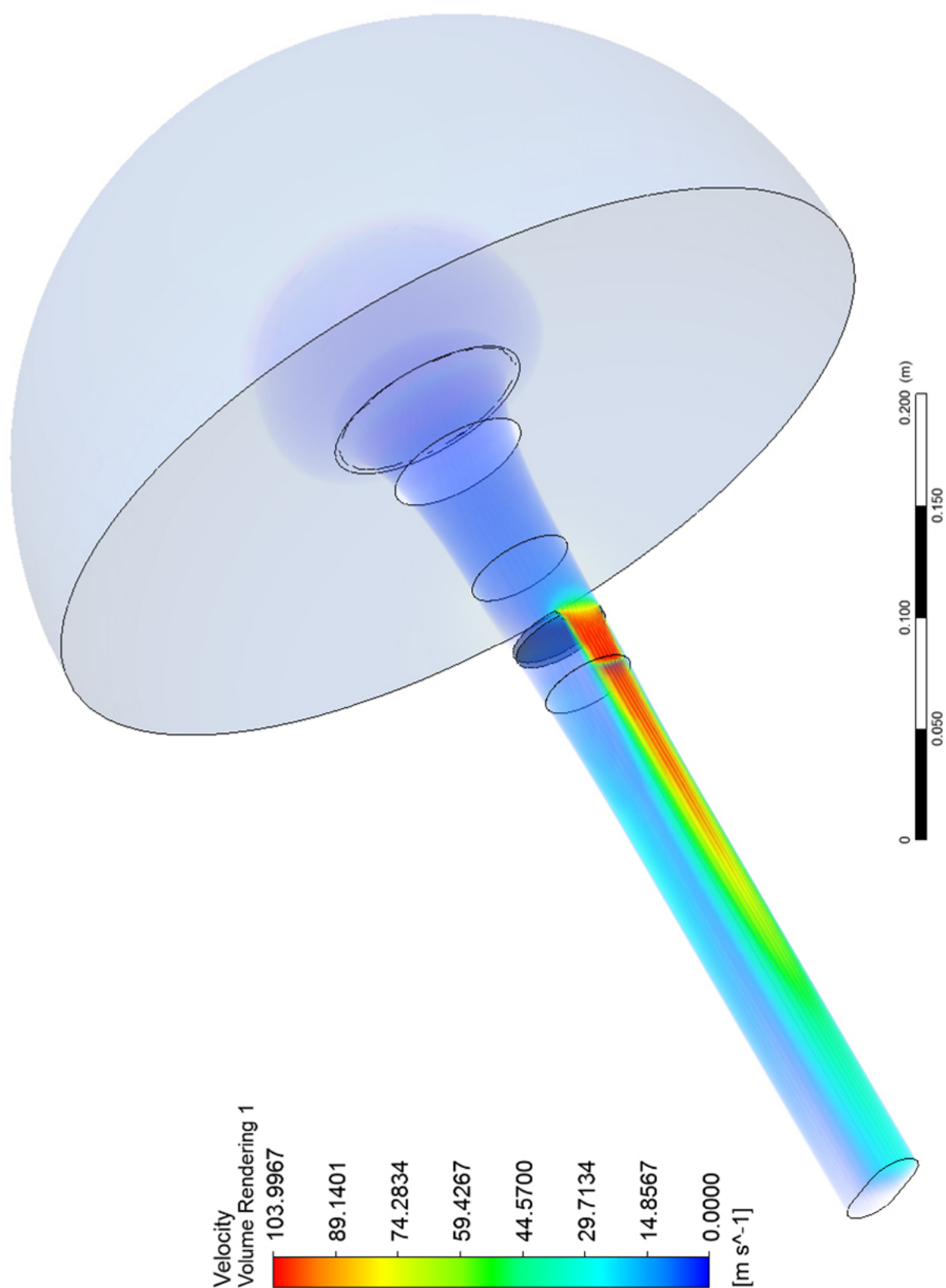
Graf. P15 Ustálení hodnot sledovaných parametrů a) hmotnostní tok; b) rychlost proudění

Výsledky CFD analýzy šoupátka optimalizované 20 [%]			Hodnota
Celkový počet iterací			4000
Ustálení hodnot sledovaných parametrů	Hmotnostní tok [kg·s ⁻¹] ¹⁾		0,0130935
	Rychlost v bodě [m·s ⁻¹] ²⁾	V1	7,830
		V2	2,704
Maximální rychlosti proudění [m·s ⁻¹]			104,2780
Střední rychlost proudění [m·s ⁻¹]			14,9133

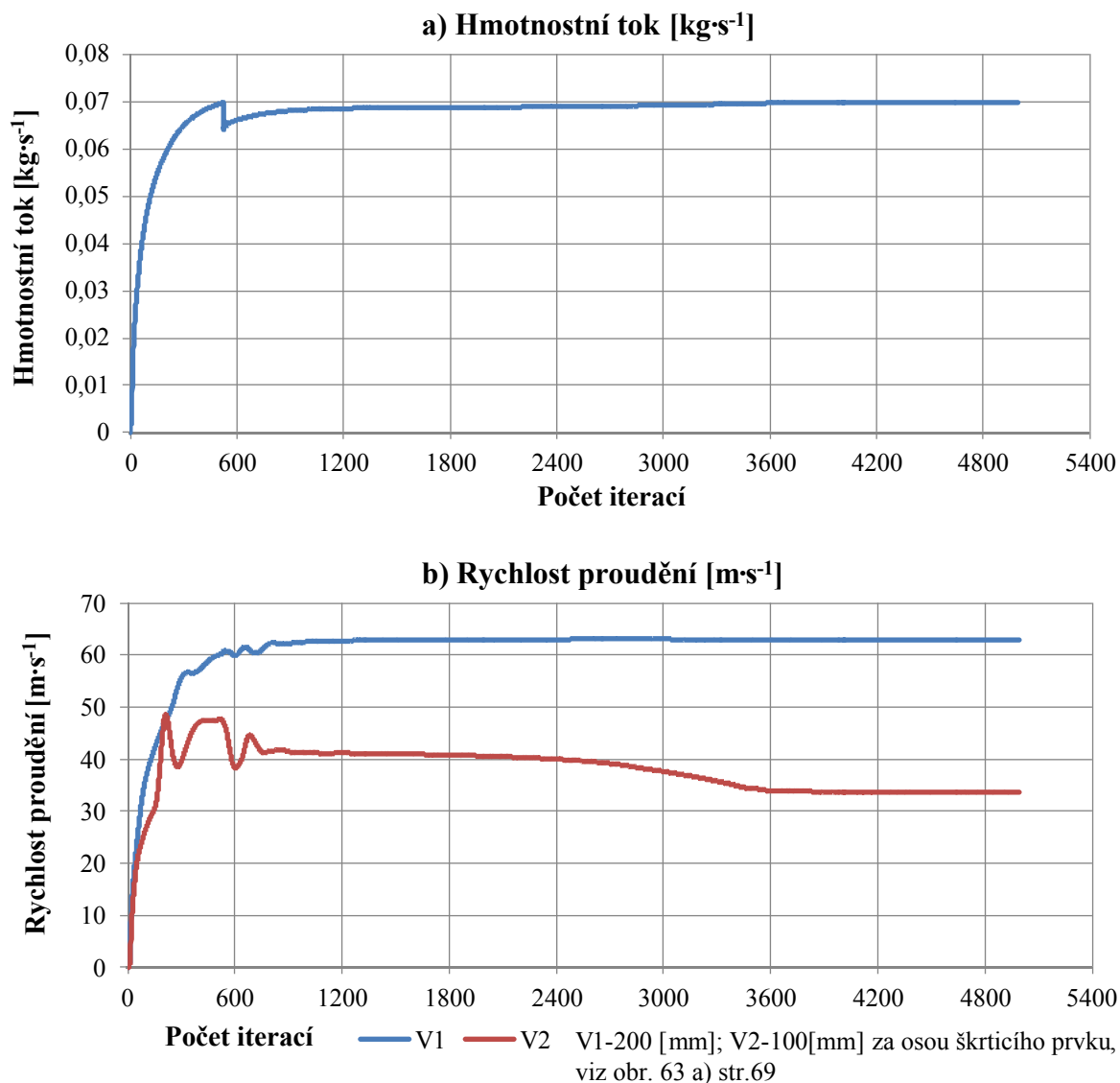
Tab. P15 Výsledky CFD analýzy sacího traktu s optimalizovaným šoupátkem otevřeným na 20 [%]

¹⁾

²⁾ Nastavení výpočetních senzorů viz kapitola 6.6.2 str. 63 a kapitola 6.8.1 str. 69

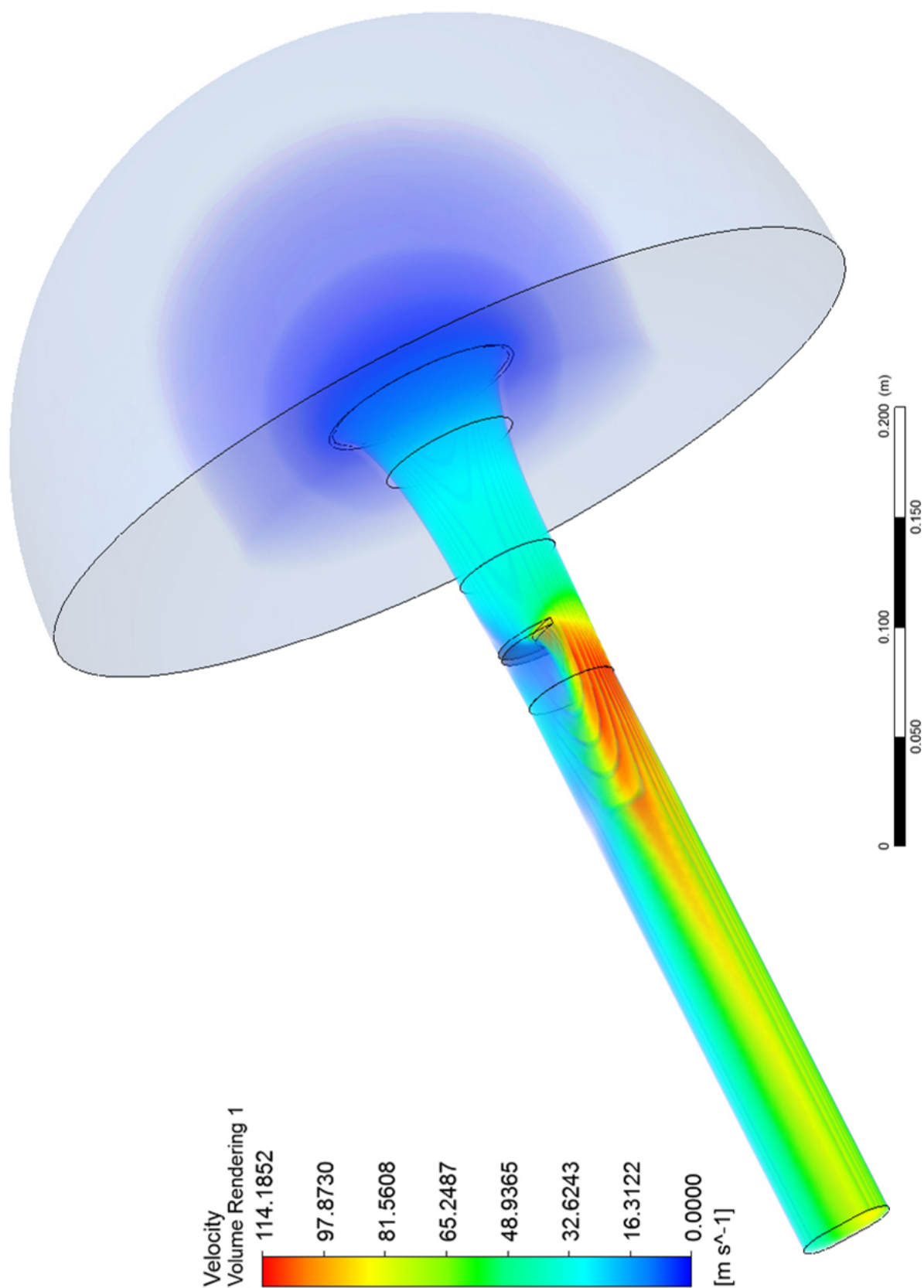


Příloha P16 Znáznornění rychlostí proudění vzduchu pro sací trakt s optimalizovaným posuvným šoupátkem otevřeným na 20 [%](3D renderované zobrazení)

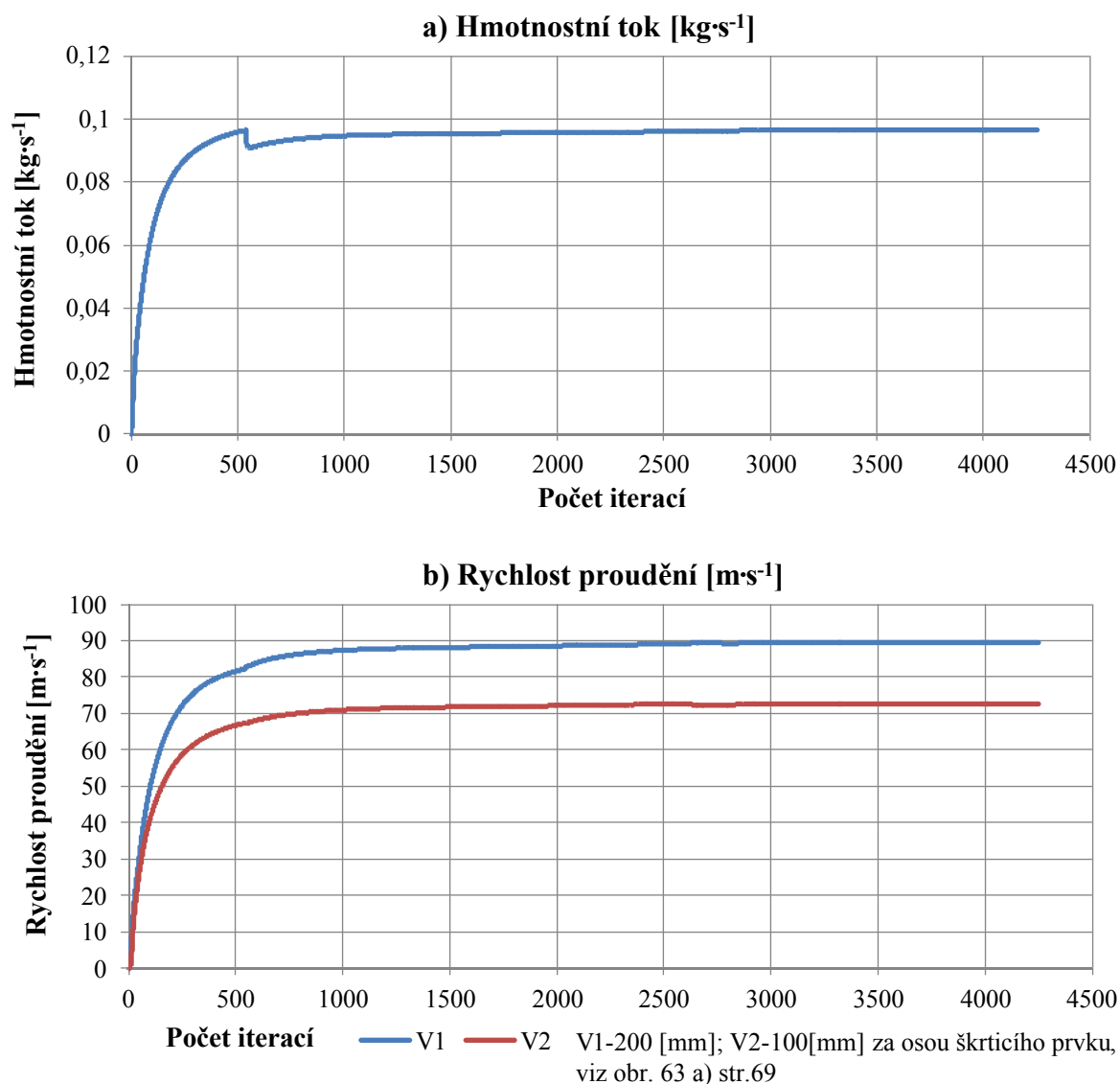

P 17: USTÁLENÍ HODNOT SLEDOVANÝCH PARAMETRŮ – ŠOUPÁTKO OPTIMALIZOVANÉ 60 [%]

Graf. P17 Ustálení hodnot sledovaných parametrů a) hmotnostní tok; b) rychlost proudění

Výsledky CFD analýzy šoupátka optimalizované 60 [%]			Hodnota
Celkový počet iterací			5000
Ustálení hodnot sledovaných parametrů	Hmotnostní tok [kg·s ⁻¹] ¹⁾		0,0709153
	Rychlost v bodě [m·s ⁻¹] ²⁾	V1	62,835
		V2	33,684
Maximální rychlosti proudění [m·s ⁻¹]			115,486
Střední rychlost proudění [m·s ⁻¹]			40,8716

Tab. P17 Výsledky CFD analýzy sacího traktu s optimalizovaným šoupátkem otevřeným na 60 [%]
¹
² Nastavení výpočetních senzorů viz kapitola 6.6.2 str. 63 a kapitola 6.8.1 str. 69



Příloha P18 Znáznornění rychlostí proudění vzduchu pro sací trakt s optimalizovaným posuvným šoupátkem otevřeným na 60 [%](3D renderované zobrazení)


P19: USTÁLENÍ HODNOT SLEDOVANÝCH PARAMETRŮ – ŠOUPÁTKO OPTIMAL. 100 [%]


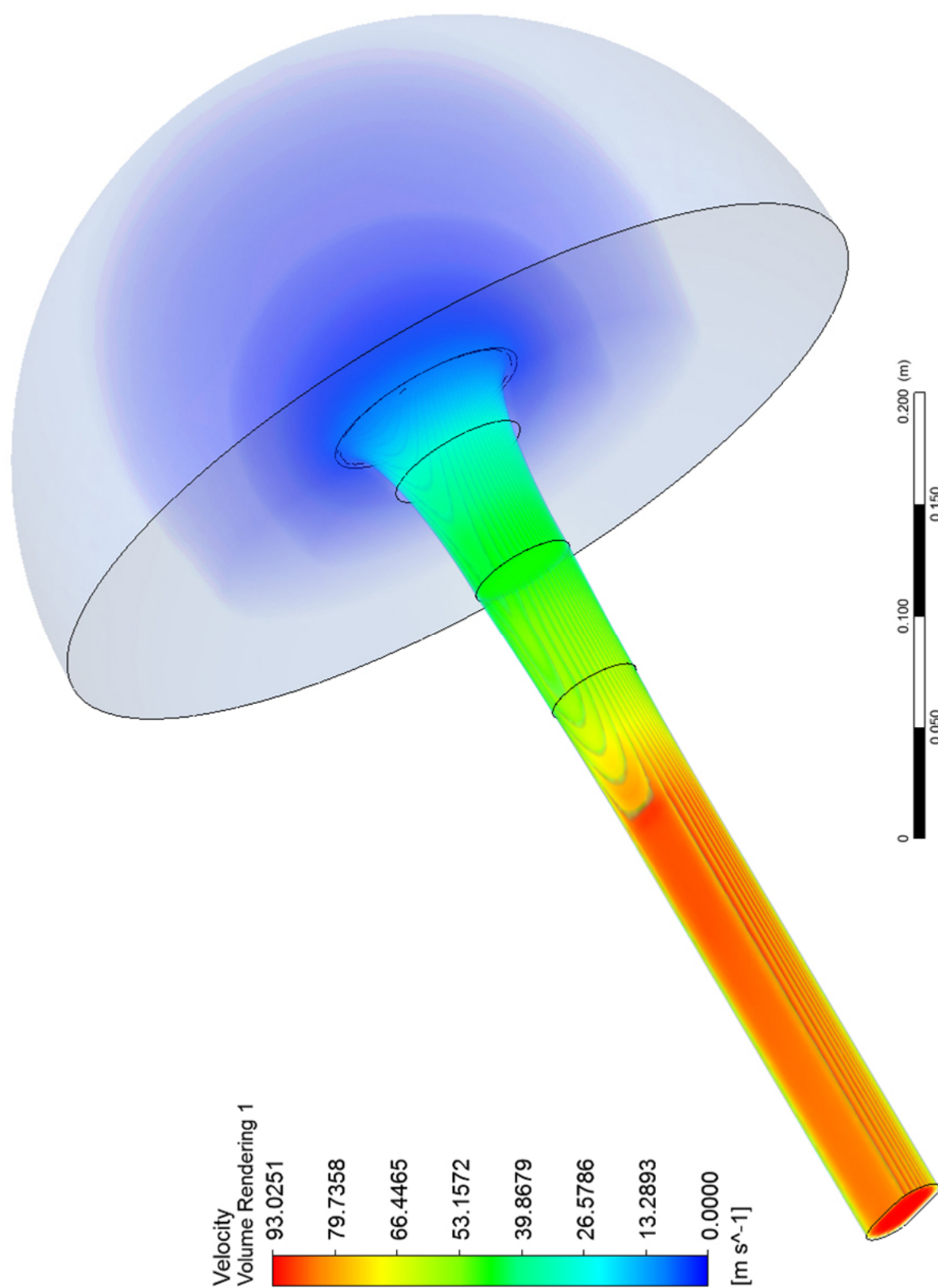
Graf. P19 Ustálení hodnot sledovaných parametrů a) hmotnostní tok; b) rychlost proudění

Výsledky CFD analýzy šoupátka optimalizované 100 [%]			Hodnota
Celkový počet iterací			4250
Ustálení hodnot sledovaných parametrů	Hmotnostní tok [kg·s ⁻¹] ¹⁾		0,0980041
	Rychlost v bodě [m·s ⁻¹] ²⁾	V1	89,394
		V2	72,54
Maximální rychlosti proudění [m·s ⁻¹]			93,2434
Střední rychlost proudění [m·s ⁻¹]			40,3174

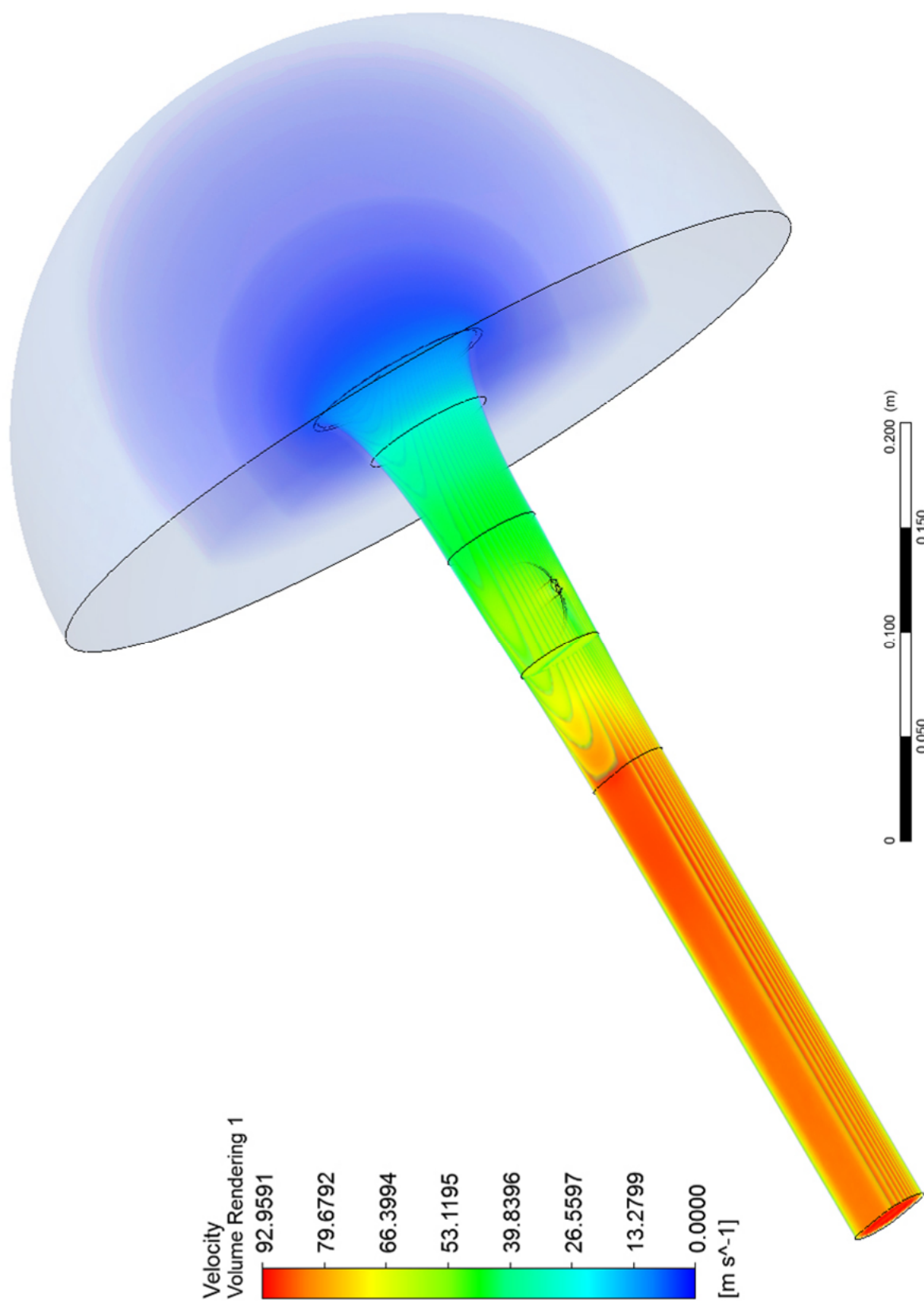
Tab. P19 Výsledky CFD analýzy sacího traktu s optimalizovaným šoupátkem otevřeným na 100 [%]

¹⁾

²⁾ Nastavení výpočetních senzorů viz kapitola 6.6.2 str. 63 a kapitola 6.8.1 str. 69



Příloha P20 Znáznornění rychlostí proudění vzduchu pro sací trakt s optimalizovaným posuvným šoupátkem otevřeným na 100 [%](3D renderované zobrazení)



***Příloha P21** Znáornění rychlosti proudění vzduchu pro sací trakt se škrťicí klapkou otevřenou na 100 [%] (3D renderované zobrazení)*