

KONSTRUKČNÍ NÁVRH HLAVY KAPALINOU CHLAZENÉHO SPALOVACÍHO MOTORU MOTOCYKLU

Diplomová práce

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

Konstrukce strojů a zařízení

Autor práce:

Bc. Jan Zelinka

Vedoucí práce:

Ing. Pavel Brabec, Ph.D.

Katedra vozidel a motorů





Zadání diplomové práce

KONSTRUKČNÍ NÁVRH HLAVY KAPALINOU CHLAZENÉHO SPALOVACÍHO MOTORU MOTOCYKLU

Jméno a příjmení: **Bc. Jan Zelinka**
Osobní číslo: S19000253
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Konstrukce strojů a zařízení
Zadávací katedra: Katedra vozidel a motorů
Akademický rok: **2020/2021**

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte rešerši používaných konstrukčních provedení hlav u jednoválcových motocyklů (zejména problematika chlazení).
2. Pro zadaný spalovací motor vypracujete konstrukční úpravu hlavy a bloku motoru při použití kapalinového chlazení (3D CAD model pomocí sw ProE).
3. Provedte simulační výpočet proudění v prostoru pro chlazení pomocí CFD, zhodnoťte výsledky, navrhnete případné úpravy a provedte optimalizaci polohy a směru vstupu chladícího média do válce motoru. Výsledky simulace budou následně použity v dalších pracích pro pevnostní kontrolu hlavy motoru.
4. Vytvořte výkresovou dokumentaci pro výrobu prototypu.
5. Cílem diplomové práce je využití výsledků na Katedře vozidel a motorů (TUL) a Laboratoři pohonných jednotek.

Rozsah grafických prací:
Rozsah pracovní zprávy:
Forma zpracování práce:
Jazyk práce:

Výkresová dokumentace
cca 50 stran textu
tištěná/elektronická
Čeština



Seznam odborné literatury:

1. Bartoníček, Ladislav. Konstrukce pístových spalovacích motorů. Liberec: Vysoká škola strojní a textilní v Liberci, 1992. ISBN 80-7083-094-8.
2. VLK, František. Vozidlové spalovací motory. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2003. ISBN 80-238-8756-4.
3. VLK, František. Teorie a konstrukce motocyklů 1, 2. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2004. ISBN 80-239-1601-7.
4. BASSHUYSEN, Richard a Fred SCHÄFER. Internal Combustion Engine Handbook – Basic, Components, Systems, and Perspectives. Wiesbaden, Germany: Vieweg Verlag, 2002. ISBN 0-7680-1139-6.
5. SCHOLZ, Celestýn a Pavel BRABEC. Konstrukční projekt pístového spalovacího motoru. Liberec: TUL, 2015. ISBN 978-80-7494-201-3.
6. NOVOTNÝ, Martin. Vzduchem chlazená hlava a válec jednoválcového čtyřdobého motoru objemu 500 ccm. Liberec, 2015. Diplomová práce, TUL.
7. PAVLŮ, Tomáš. Návrh jednoválcového čtyřdobého zážehového motoru o objemu 250 cm³ pro sportovní motocykl. Liberec, 2018. Diplomová práce, TUL.
8. KOVÁŘ, Martin. Kapalinnou chlazená hlava a válec jednoválcového čtyřdobého motoru obsahu 250 ccm. Liberec, 2015. Diplomová práce, TUL.
9. VYŠTEJN, Jan. Kapalinné chlazení hlavy válců motocyklového motoru. Liberec, 2012. Diplomová práce, TUL.
10. MOCEK, Martin. Konstrukce hlavy válce pro experimentální jednoválec. Praha, 2019. Diplomová práce, ČVUT.
11. běžně dostupné materiály – odborné časopisy, databáze patentů, internet.

Vedoucí práce:

Ing. Pavel Brabec, Ph.D.
Katedra vozidel a motorů

Datum zadání práce:

15. listopadu 2020

Předpokládaný termín odevzdání:

15. května 2022

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan

L.S.

Ing. Robert Voženílek, Ph.D.
vedoucí katedry

Prohlášení

Prohlašuji, že svou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti Technickou univerzitu v Liberci; v tomto případě má Technická univerzita v Liberci právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má diplomová práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

31. května 2021

Bc. Jan Zelinka

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce panu Ing. Pavlu Brabcovi, Ph.D. a konzultantovi panu Ing. Václavu Rychtářovi, Ph.D. za jejich vstřícnost, trpělivost, cenné rady a připomínky při psaní této práce. Děkuji také svým rodičům za podporu během mého studia.

Anotace

Cílem této diplomové práce je návrh nové konstrukce hlavy a válce jednoválcového čtyřdobého motoru motocyklu využívající kapalinové chlazení. Konstrukční návrh vychází z prototypu vzduchem chlazeného závodního motoru. Při návrhu byla provedena optimalizace tvaru chladicích kanálů uvnitř motoru pomocí CFD (Computational Fluid Dynamics) simulace proudění. CFD simulace byla provedena pomocí software Creo Flow Analysis. Součástí práce je výkresová dokumentace navržené hlavy a válce.

Klíčová slova

čtyřdobý motocyklový motor, kapalinou chlazený motor, hlava motoru, CFD, Computational Fluid Dynamics, software Creo Flow Analysis

Annotation

The aim of this diploma thesis is to suggest the new design of cylinder head and cylinder of four-stroke single cylinder motorcycle engine with water cooling. The suggested design is based on the prototype of an air-cooled racing engine. The shape of cooling channels inside the engine was optimized with the use of the Computational Fluid Dynamics (CFD). Software Creo Flow Analysis was used for CFD simulation. Product documentation is included.

Keywords

four-stroke motorcycle engine, water cooled engine, cylinder head, CFD, Computational Fluid Dynamics, software Creo Flow Analysis

OBSAH

1	Úvod.....	12
1.1	Cíle práce	13
2	Chlazení motoru	14
2.1	Sdílení tepla v pístovém spalovacím motoru	14
2.2	Účel chlazení	15
2.3	Druhy chlazení	17
2.3.1	Vzduchové chlazení - přímé.....	17
2.3.2	Kapalinové chlazení - nepřímé.....	17
2.3.3	Olejové chlazení	18
2.4	Chladicí soustava kapalinou chlazeného motoru	19
2.4.1	Čerpadlo chladicí kapaliny	19
2.4.2	Chladič	20
2.4.3	Termostat.....	20
2.4.4	Proudění chladicí kapaliny hlavou válců.....	20
3	Konstrukce hlavy čtyřdobého kapalinou chlazeného jednoválcového motoru	22
3.1	Důvody k použití jednoválcových motorů v motocyklech	22
3.2	Faktory ovlivňující konstrukční řešení hlavy	22
3.3	Ventily, sací a výfukové kanály	23
3.4	Sedla ventilů.....	24
3.5	Vodítka ventilů.....	26
3.6	Materiál hlavy motoru	26
4	Konstrukce kapalinou chlazeného válce	27
5	Chlazení vzduchem chlazeného čtyřdobého motoru.....	28
6	Chlazení dvoudobých motorů	29
7	Konstrukční návrh kapalinou chlazené hlavy a válce	30
7.1	Výchozí vzduchem chlazený motor a jeho porovnání s novou konstrukcí	30
7.2	Tvorba 3D modelu kapalinou chlazené hlavy.....	33
7.3	Popis konstrukčního návrhu kapalinou chlazené hlavy	35

7.4	Popis konstrukčního návrhu kapalinou chlazeného válce	42
8	Numerická simulace proudění.....	45
8.1	Pre-Processing.....	46
8.1.1	Tvorba výpočetní sítě	46
8.1.2	Nastavení vlastností proudícího média.....	49
8.1.3	Zadávání okrajových podmínek	49
8.2	Processing	52
8.3	Post-processing	53
8.3.1	Zhodnocení správnosti výsledků CFD	53
9	Optimalizace průtoku chladicí kapaliny.....	55
9.1	Optimalizace průtoku hlavou válce.....	57
9.2	Optimalizace průtoku válcem.....	63
9.2.1	Varianta 1	63
9.2.2	Varianta 2	64
9.2.3	Varianta 3	65
9.2.4	Varianta 4	66
9.3	Zhodnocení výsledné varianty hlavy a válce	67
10	Závěr	68
11	Seznam příloh.....	70
12	Literatura	71

Seznam použitých zkratek

PSM	pístový spalovací motor
CAD	Computer Aided Design, počítačem podporované konstruování
OHC	Over Head Camshaft, vačková hřídel v hlavě válců
DOHC	Double Over Head Camshaft, dvě vačkové hřídele v hlavě válců
CFD	Computational Fluid Dynamics, numerická simulace mechaniky tekutin
RANS	Reynolds-Averaged Navier-Stokes Equations, výpočtový model CFD
KH	kliková hřídel
HÚ	horní úvrať pístu, poloha KH, ve které je dno pístu nejdále od její osy
DÚ	dolní úvrať pístu, poloha KH, ve které je dno pístu nejbližší k ose KH
VV	výfukový ventil
SV	sací ventil

Seznam veličin

V_z	zdvihový objem	[cm ³]
\dot{Q}	tepelný tok	[W]
P_e	efektivní výkon motoru	[W]
p_i	střední indikovaný tlak	[MPa]
n	otáčky	[min ⁻¹]
c	měrná tepelná kapacita	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
\dot{m}	hmotnostní průtok	[kg·s ⁻¹]
T	termodynamická teplota	[K]
p	absolutní tlak	[Pa]
v	rychlost	[m·s ⁻¹]
S	plocha	[m ²]
d	průměr	[m]
μ	dynamická viskozita	[Pa·s]
ν	kinematická viskozita	[m ² ·s ⁻¹]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
α	součinitel přestupu tepla	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
k	turbulentní kinetická energie	[m ² ·s ⁻²]
ε	disipace turbulentní kinetické energie	[m ² ·s ⁻³]
I	Intenzita turbulence	[-]
l	turbulent length scale (parametr proudění)	[m]
C_μ	konstanta modelu turbulentního proudění	[-]

Seznam obrázků

Obr. 2.1: Průběh součinitele přestupu tepla do stěny spalovacího prostoru [20]	14
Obr. 2.2: Příklad využití energie získané z paliva [4]	16
Obr. 2.3: Chladicí soustava motocyklu [11].....	19
Obr. 2.4: Vznik varu při konvekci mezi stěnou motoru a chladicí kapalinou [5]	21
Obr. 3.1: Teplotní pole v podélném řezu výfukového ventilu [16].....	23
Obr. 3.2: Tepelný tok ventilem [4].....	24
Obr. 3.3: Rozložení teplot v hlavě motoru [8]	25
Obr. 3.4: Optimalizace průtoku kolem sedel výfukových ventilů [5].....	26
Obr. 4.1: Válec Kawasaki KX 250 F (2008) [21]	27
Obr. 5.1: Chlazení můstku mezi sedly výfukových ventilů [22].....	28
Obr. 6.1: Příklady chlazení dvoudobých motorů [12, 3].....	29
Obr. 7.1: Porovnání původní a nově navržené hlavy	30
Obr. 7.2: Porovnání původního a nového válce	31
Obr. 7.3: Původní vzduchem chlazený motor pro plochou dráhu	31
Obr. 7.4: Navržená hlava a válec v sestavě původního motoru	32
Obr. 7.5: Výchozí model se základními osami a rovinami	34
Obr. 7.6: Modelování stěn u částí obklopených chladicí kapalinou.....	34
Obr. 7.7: Řez osou válce v příčném směru k ose jízdy (3D pohled).....	35
Obr. 7.8: Provedení otvorů pro vstup a výstup kapaliny z hlavy	36
Obr. 7.9: Řez osou válce (hlava zobrazena v montážní poloze)	37
Obr. 7.10: Řez osami hlavových šroubů (hlava zobrazena v montážní poloze)	37
Obr. 7.11: Vodní prostor hlavy	38
Obr. 7.12: Řez hlavou motoru Kawasaki KX 250 [13].....	38
Obr. 7.13: Řez konstrukčním návrhem hlavy v oblasti vodítek ventilů.....	39
Obr. 7.14: Řez sériově vyráběnou hlavou motoru v oblasti vodítek ventilů.....	39
Obr. 7.15: Přivedení a odvedení motorového oleje z kapalinou chlazené hlavy.....	40
Obr. 7.16: Přívod a odvod oleje u původní vzduchem chlazené hlavy	40
Obr. 7.17: Vedení zdvihátek, porovnání s původní vzduchem chlazenou hlavou	41
Obr. 7.18: Řez válcem v ose olejového kanálu	42
Obr. 7.19: Zobrazení dosedací plochy válce na klikovou skříň	43
Obr. 7.20: Model válce.....	43
Obr. 7.21: Příklad přívodu chladicí kapaliny do válce.....	44
Obr. 8.1: Sestava použitá pro CFD a vygenerovaný model vodního prostoru	47
Obr. 8.2: Nastavení a parametry výpočetní sítě	48
Obr. 8.3: Zobrazení detailu výpočetní sítě pomocí řezů	48
Obr. 8.4: Okrajové podmínky	49

Obr. 8.5: Odhad vnější otáčkové charakteristiky motoru [24]	50
Obr. 8.6: Okrajové podmínky zadané do programu	52
Obr. 8.7: Průběh výpočtu jednotlivých iterací	52
Obr. 8.8.: Rychlostní profil ve výstupním otvoru	53
Obr. 8.9: Tlak (skalární pole) a rychlost (vektorové pole) na výstupu z hlavy	54
Obr. 9.1: Kontrolní průřez na obvodu válce.....	56
Obr. 9.2: Definování kontrolních řezů	56
Obr. 9.3: Optimalizace vodního prostoru hlavy	57
Obr. 9.4: Snížení tlakového spádu v zúžení u sacích kanálů (řez B)	58
Obr. 9.5: Varianta 1 - chlazení vodítka VV (řez C)	59
Obr. 9.6: Varianta 2 - chlazení vodítka VV (řez C)	59
Obr. 9.7: Varianta 3 - Chlazení vodítka VV (řez C)	60
Obr. 9.8: Optimalizace průtoku mezi vodítky VV (řez v rovině YZ)	61
Obr. 9.9: Zvýšení průtoku za svičkou pomocí žebra (řez C).....	62
Obr. 9.10: Válec - varianta 1	63
Obr. 9.11: Vliv těsnění na nasměrování proudu kolem válce (řez A1).....	64
Obr. 9.12: Válec - varianta 2	64
Obr. 9.13: Válec - varianta 3	65
Obr. 9.14: Válec - varianta 4	66

Seznam tabulek

Tabulka 7.1: Hlavní parametry motoru	30
Tabulka 8.1: Porovnání fyzikálních vlastností chladicích médií.....	49
Tabulka 8.2: Okrajové hodnoty turbulentních veličin.....	51

1 Úvod

V dřívějších dobách byl motocykl běžně používán jako každodenní dopravní prostředek. Důležitá byla hlavně jednoduchost a nízká cena. Pohon motocyklu od začátku vývoje zajišťoval pístový spalovací motor (PSM). V současnosti se jízda na motocyklu v evropských zemích řadí spíše mezi volnočasové aktivity a stává se velmi rozšířená. Díky tomu existuje mnoho typů motocyklů s různými požadavky na design i jízdní vlastnosti.

Předmětem diplomové práce je chlazení PSM použitého v motocyklu. Existují dva základní způsoby chlazení motoru, vzduchové a kapalinové. Cílem práce je navrhnout konstrukci kapalinou chlazené hlavy a válce jednoválcového čtyřdobého motoru motocyklu. Konstrukční návrh vychází z prototypu vzduchem chlazeného závodního motoru určeného pro použití na ploché dráze. Důvodem k přestavbě tohoto motoru na kapalinové chlazení je použití v cestovním motocyklu, případně jiných aplikacích. S kapalinovým chlazením se totiž snadněji chladí nejvíce tepelně zatížená místa v motoru a dochází k menšímu kolísání provozních teplot. Díky tomu je dosaženo rovnoměrného rozložení teplot v motoru a motocykl může snadněji splňovat emisní limity výfukových zplodin. K optimalizaci tvaru vodního prostoru byla použita numerická simulace proudění CFD (Computational Fluid Dynamics). Součástí práce je rešerše konstrukčního provedení hlav u jednoválcových motocyklových motorů, zaměřená především na problematiku chlazení. Jelikož se práce zabývá úpravou čtyřdobého kapalinou chlazeného motoru, bude teoretická část práce věnována převážně kapalinou chlazeným čtyřdobým motorům. K práci je přiložena výkresová dokumentace navržené hlavy a válce.

Motocykly sice tvoří pouze minimální procento provozu na pozemních komunikacích, nicméně přísné emisní limity zasáhly i jejich oblast. Vlivem současného rozmachu elektromobility se i do oblasti motocyklů začínají prosazovat elektropohony. Podle mého názoru má spousta motorkářů zážitek z jízdy spojen právě s vychutnáváním zvuku spalovacího motoru. Při cestování na motocyklu do odlehlých částí světa bude pravděpodobně i nadále spalovací motor jediným řešením. Z těchto i jiných důvodů lze v oblasti motocyklů předpokládat další vývoj spalovacích motorů. Hlavní roli však vždy bude hrát přísnost legislativy dané země. Nové motocykly přihlášené v ČR v roce 2021 musí splňovat emisní normu EURO 5.

Pozn.: V této práci budu prostor, kterým proudí chladicí kapalina, označovat jako „vodní prostor“. Toto označení není zcela přesné, neboť pro chlazení se běžně nepoužívá čistá voda, ale směs destilované vody s nemrznoucí složkou a dalšími přísadami.

1.1 Cíle práce

Cíle této diplomové práce lze shrnout do následujících položek:

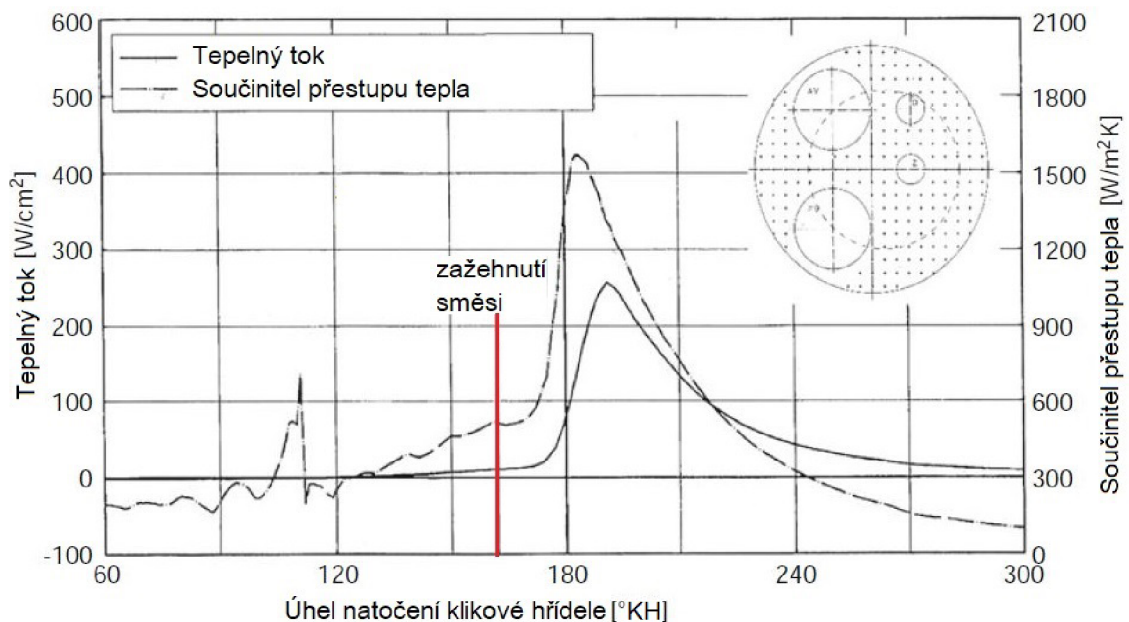
- 1) Řešerše z oblasti konstrukce hlav motorů jednoválcových motocyklů zaměřená především na problematiku chlazení.
- 2) Vytvoření konstrukce hlavy a válce motoru využívající kapalinové chlazení.
- 3) CFD výpočet simulující proudění chladicí kapaliny válcem a hlavou.
- 4) Optimalizace navržené konstrukce na základě výsledků CFD výpočtu.
- 5) Tvorba výkresové dokumentace pro výrobu.

2 Chlazení motoru

2.1 Sdílení tepla v pístovém spalovacím motoru

K ohřívání PSM dochází dvěma způsoby. Největší množství tepla se uvolňuje z paliva během spalovacího procesu a přestupuje do stěn spalovacího prostoru. Menší část tepla vzniká v důsledku mechanického tření částí motoru. Nejvíce třecích ztrát vzniká třením pístní skupiny, především pístních kroužků.

K přestupu tepla ze spalovacího procesu do stěn spalovacího prostoru dochází převážně konvekcí. Průběh součinitele přestupu tepla mezi plynem a stěnami spalovacího prostoru se během pracovního oběhu mění, jelikož dochází ke změnám teplot v jednotlivých fázích oběhu. Na obr. 2.1 je průběh tepelného toku a součinitele přestupu tepla v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele. Průběh byl naměřen u zážehového motoru při otáčkách $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ a středním indikovaném tlaku $p_i = 0,735 \text{ MPa}$.



Obr. 2.1: Průběh součinitele přestupu tepla do stěny spalovacího prostoru [20]

Při sání čerstvé náplně do válce PSM dochází nejprve k ohřívání směsi ze stěn spalovacího prostoru, tím se zhoršuje plnicí účinnost. Po kompresi a zažehnutí směsi zapalovací svíčkou dojde k prudkému nárůstu teploty a dochází naopak k přestupu tepla z horkých plynů do stěn spalovacího prostoru. Vlivem toho vznikají energetické ztráty. Maximální teploty při spalovacím procesu mohou dosahovat až 2300 °C , teplota spalin zážehových motorů se pohybuje v rozmezí kolem 800 až 1000 °C . Pokud nedochází ke změně zatížení motoru, tepelný tok stěnami spalovacího prostoru a rozložení teplot můžeme považovat za stacionární. Proměnlivost tepelného toku se projevuje pouze do malé hloubky od povrchu stěny spalovacího prostoru.

Velikost odvedeného tepla při vedení stěnami motoru závisí na součiniteli tepelné vodivosti materiálu a tloušťce stěny. Malý součinitel tepelné vodivosti v kombinaci s velkou tloušť-

kou stěny zvyšuje takzvaný tepelný odpor materiálu. Pokud je v určitém místě vyšší tepelný odpor než v okolí, dochází zde ke snížení tepelného toku. To vede k lokálnímu zvýšení teploty a vzniku teplotních napětí. Zde má výhodu použití hliníkových slitin, které mají nejen nižší měrnou hmotnost než železné slitiny, ale také poměrně vysokou tepelnou vodivost zajišťující dostatečný odvod tepla.

Přestup tepla ze stěn motoru do chladicího média (chladicí kapaliny nebo vzduchu) probíhá převážně konvekcí. Pozitivní vliv na velikost součinitele přestupu tepla mají vyšší rychlosti proudění chladicího média a vznik turbulentního proudění. U vzduchového chlazení teplo ze stěn motoru přestupuje přímo do vzduchu, který proudí kolem motoru. Proto je vzduchové chlazení označováno jako přímé chlazení. U kapalinového chlazení prochází kolem válce a hlavou motoru soustava kanálů tvořící uzavřený okruh, jímž proudí chladicí kapalina. Teplo ze stěn motoru přestupuje nejdříve do chladicí kapaliny a teprve poté je v tepelném výměníku předáváno do okolní atmosféry. Kapalinové chlazení je označováno jako nepřímé chlazení. Menší část tepla se u obou způsobů chlazení odvede také radiací z vnějších stěn motoru do okolního prostředí.

2.2 Účel chlazení

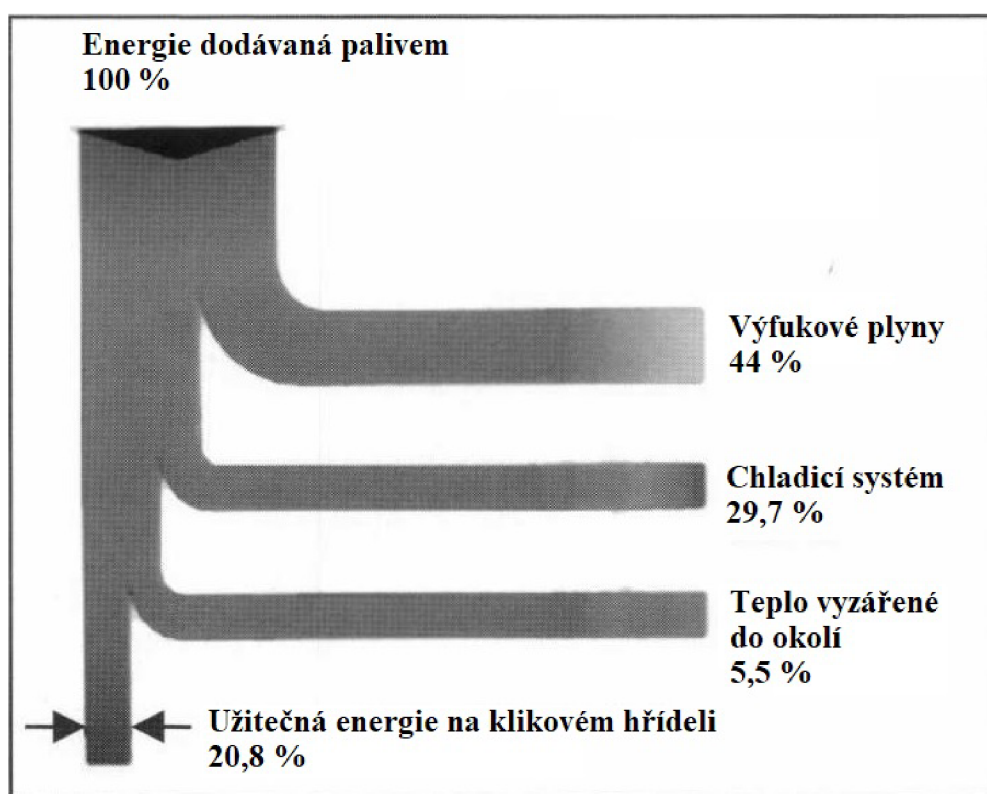
Chlazením se odvádí přebytečné teplo ze stěn válců, hlavy i ostatních částí motoru do okolní atmosféry. Snižuje se tak tepelné namáhání částí motoru a pracovní teplota je udržována na takové hodnotě, která je nejvhodnější pro provoz a zároveň nemá negativní vliv na vlastnosti použitých materiálů. Při vysokých teplotách se výrazně snižuje pevnost materiálu. Odolnost hliníkových slitin se udává do teplot přibližně 200 °C. Nad těmito teplotami může docházet k trvalým deformacím nebo k praskání hlav. U zážehového motoru chlazení snižuje sklon k samozápalům směsi. Samozapálení způsobují příliš horká místa ve spalovacím prostoru. Riziko vzniku horkých míst je zejména v oblasti koruny pístu a talířků ventilů.

Teplota motoru má velký vliv na kvalitu a životnost motorového oleje. Při příliš vysoké teplotě by docházelo ke karbonizaci oleje, toto riziko je především v oblasti prvního pístního kroužku, kde by karbonové úsady způsobily zapečení kroužku v drážce. Maximální přípustná teplota v drážce pístního kroužku je udávána přibližně kolem 220 °C (moderní syntetické oleje odolají i vyšším teplotám, například 270 °C). Příliš vysoká teplota oleje také může snížit viskozitu oleje natolik, že dojde ke ztrátě mazání. Naopak při nadměrném přechlazení se zvyšuje viskozita oleje, která způsobuje vyšší třecí ztráty. Tepelný stav motoru se hodnotí buď podle teploty chladicí kapaliny nebo podle teploty mazacího oleje, který kromě mazání a odvodu nečistot zajišťuje také chlazení vnitřního prostoru motoru. Proto je nutné zajistit dostatečné chlazení oleje, u výkonných motorů je třeba použít chladič oleje.

Cílem je zajistit dostatečné chlazení tepelně nejnamáhanějších částí motoru a zároveň rovnoměrné rozložení teplot. Díky tomu nevznikají teplotní gradienty způsobující pnutí a de-

formaci materiálu. Kvůli tepelné roztažnosti pístu při změně teploty je třeba zajistit dostatečnou provozní vůli pístu ve válci. Aby byla vůle pístu ve válci co nejmenší, je třeba zajistit rychlé ohřátí motoru na provozní teplotu a zamezit kolísání provozních teplot při různých provozních stavech. Například při jízdě z kopce by mohl motor příliš vychladnout. Příliš velká vůle pístu ve válci má negativní vliv na obsah škodlivých zplodin.

Energii získanou z paliva lze rozdělit přibližně na tři části. Asi 40 % tepla se odvede výfukovými plyny, 30 % tepla se odvede chlazením a zbylých 30 % je ve formě užitečné energie nebo-li efektivního výkonu na klikovém hřídeli. Množství tepla odváděného chlazením je asi 20 až 45 % z celkové energie získané z paliva [13]. Skutečný podíl tepla odváděného chladicím systémem závisí na typu motoru, rychloběžnosti, zatížení, způsobu chlazení a dalších okolnostech. Příklad využití energie získané z paliva u vodou chlazeného zážehového motoru o objemu 1,9 dm³ při 90 km/h je na obr. 2.2. Zážehové motory dosahují nižší účinnosti než motory vznětové. Nejvyšší účinnosti dosahují dvoudobé pomaloběžné vznětové motory používané například k pohonu lodí. Nejnižší účinnosti dosahují rychloběžné dvoudobé zážehové motory používané převážně v motocyklech. Při menším zatížení motoru klesá podíl tepla efektivně využitého k mechanické práci a stoupá podíl tepla odváděného chlazením [13].



Obr. 2.2: Příklad využití energie získané z paliva [4]

2.3 Druhy chlazení

Základní rozdělení podle tepelného toku z motoru do okolní atmosféry je na chlazení přímé a nepřímé. Podle druhu chladicího média se rozlišuje chlazení kapalinové, vzduchové a olejové. Chlazení motoru může využívat i kombinace jednotlivých způsobů.

2.3.1 Vzduchové chlazení - přímé

U vzduchem chlazených motorů je teplo z motoru odváděno přímo do okolního vzduchu díky přímému kontaktu horkých stěn motoru s okolním prostředím. Vzduchové chlazení může být náporové, využívající proudění vzduchu při pohybu vozidla, nebo nucené, kde pro získání potřebného proudění vzduchu kolem teplosměnných ploch je použit ventilátor [3]. U motocyklů se používá převážně chlazení náporové. Teplosměnná plocha na hlavě a válci se zvětšuje vytvořením chladicích žeber. Díky vyšší provozní teplotě chladicích žeber (přibližně 180 °C) oproti teplotě chladiče u kapalinového chlazení (kolem 80 °C) má vzduchové chlazení vyšší teplotní spád a tím je energeticky přívětivější. Teplosměnná plocha na žebrech hlavy a válce proto může být menší než u chladiče.

Výhodou vzduchem chlazených motorů je malá hmotnost, rychlé ohřátí na provozní teplotu a bezúdržbový provoz. Nevýhodami je obtížné chlazení kritických míst v hlavě motoru, vyšší kolísání provozních teplot při změně provozního režimu a také vyšší hlučnost. Problémy způsobuje přehřívání motoru při malé rychlosti jízdy, například při jízdě v koloně.

2.3.2 Kapalinové chlazení - nepřímé

U kapalinového chlazení je teplo z hlavy a válce odváděno pomocí teplotnosného média proudícího uzavřeným chladicím okruhem. Do okolní atmosféry je teplo z chladicího média předáváno v chladiči. Jako chladicí médium se používá nejčastěji nemrznoucí směs destilované vody a ethylenglykolu v poměru 1:1. Do chladicí směsi se dále přidávají aditiva k ochraně proti korozi, barviva, stabilizátory tvrdosti a další látky, například přísady zabráňující pění.

Výhodou chlazení kapalinou je snadnější chlazení kritických míst v hlavě motoru a menší kolísání teplot při rozdílných provozních stavech. Díky tomu vzniká menší pnutí vlivem teplotních gradientů a dochází k menšímu únavovému namáhání materiálu. Střední teplota horkých dílů motoru je nižší než u vzduchového chlazení, díky tomu se snižují nároky na materiál a zlepšuje se hmotnostní naplnění válce čerstvou směsí [3]. Při stejných podmínkách vykazuje kapalinou chlazený motor požadavek na nižší oktanové číslo než motor chlazený vzduchem [3]. Motor chlazený kapalinou je méně hlučný, jelikož kapalina kolem válce funguje jako zvuková izolace. Nevýhodou kapalinového chlazení je větší hmotnost, složitost, a nutnost použití chladiče. Problémy způsobuje stárnutí pryžových součástí a netěsnosti chladicí soustavy. Kvůli degradaci chladicí kapaliny, způsobené vyčerpáním korozních inhibitorů, je doporučeno provádět její pravidelnou výměnu. Kapalinové chlazení lze rozdělit na termosifonové (samooběžné), chlazení s nuceným oběhem nebo kombinované chlazení.

Termosifonové (samooběžné, gravitační) chlazení

Používalo se u starších vozidel. Cirkulace chladicí kapaliny je zajištěna rozdílnou měrnou hmotností ohřáté a ochlazené kapaliny. Ohřátá kapalina s nižší měrnou hmotností stoupá vzhůru od motoru až k horní části chladiče. Chladič musí být poměrně vysoký pro zajištění dostatečného teplotního spádu, čímž je zajištěna cirkulace kapaliny. Teplotní spád na chladiči nabývá hodnot až kolem 30 °C. Ke zvýšení teplotního spádu na chladiči se používá ventilátor zvyšující proudění ochlazujícího vzduchu přes tepelný výměník. Kromě vysokého teplotního spádu na chladiči musejí být vytvořeny i velké průtočné průřezy, což zvyšuje objem kapaliny v soustavě a prodlužuje se doba ohřevu na provozní teplotu.

Chlazení s nuceným oběhem chladicí kapaliny

Cirkulaci chladicí kapaliny zajišťuje oběžné čerpadlo. Tím je zajištěna vyšší rychlost proudění a nižší teplotní spád na chladiči, který způsobuje menší teplotní pnutí v motoru. Běžný teplotní spád na chladiči je 6 až 12 °C [3]. Součástí okruhu je termostat zajišťující regulaci chladicího účinku. Díky nucenému oběhu mohou být použity menší průtočné průřezy a menší množství chladicí kapaliny. Tím dochází k rychlejšímu ohřátí na provozní teplotu.

Kombinované kapalinové chlazení

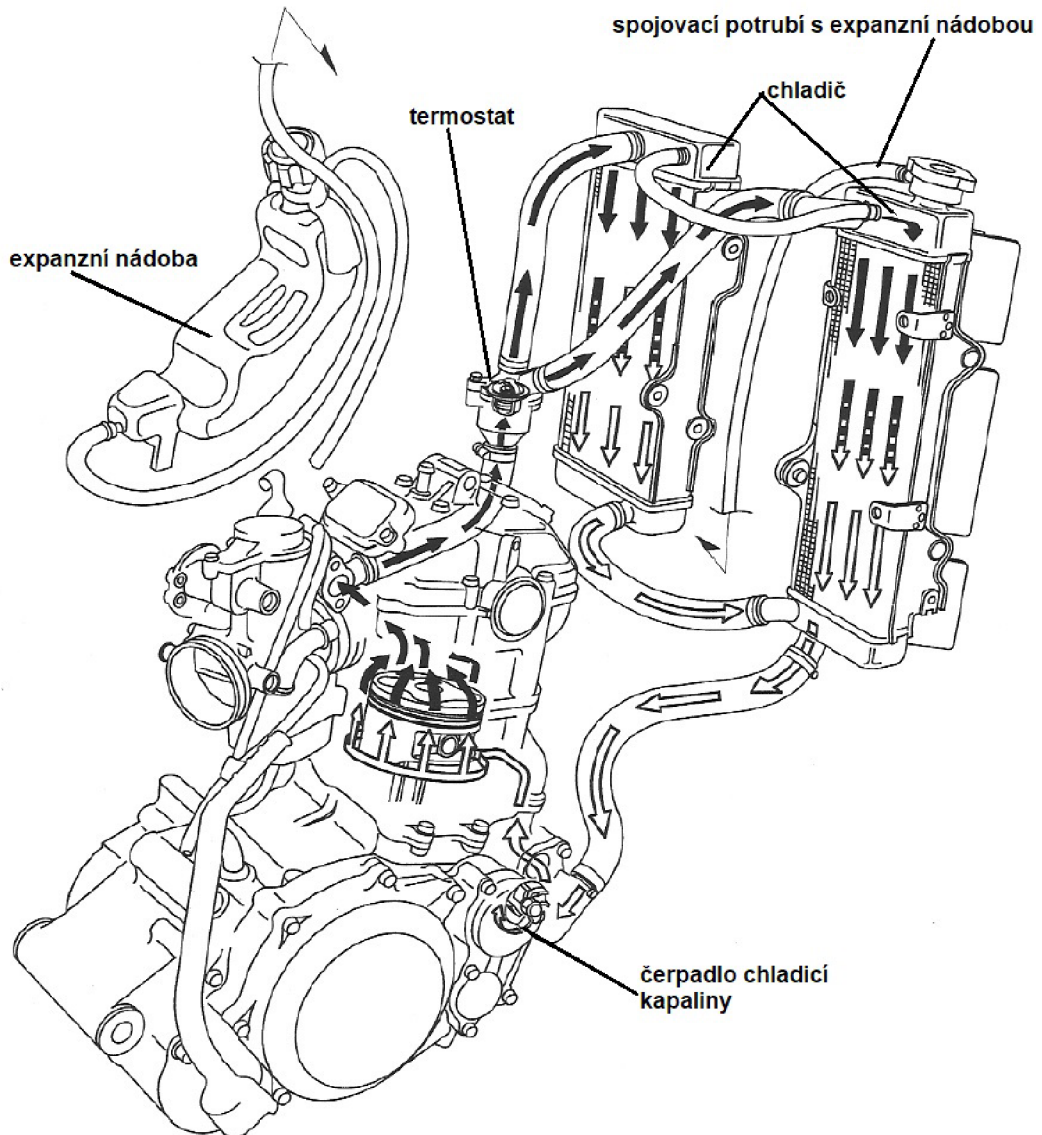
Při kombinovaném chlazení může být u nuceného oběhu využito termosifonového efektu pro dochlazení motoru při zastavení motoru. Z tohoto důvodu je nutné, aby byla mezi lopatkami a vnějším obalem (tělesem) čerpadla chladicí kapaliny dostatečná vůle, která umožní průtok kapaliny při zastaveném čerpadle.

2.3.3 Olejové chlazení

Používá se převážně pro zvýšení chladicího účinku hlavní chladicí soustavy motoru. Teplo je odváděno pomocí oleje z mazacího okruhu motoru. U vzduchem chlazených motorů může být kolem zapalovací svíčky a sedel výfukových ventilů vytvořen olejový kanál. Tím dojde ke zvýšení chladicího účinku v této kritické oblasti. Další z možností zvýšení chladicího účinku je nástřik motorového oleje na dno pístu, tím se sníží množství tepla odváděné z pístu přes pístní kroužky do válce. Důvodem nástřiku oleje na dno pístu je hlavně snížení tepelného namáhání materiálu pístu. U olejového chlazení se používá buď tepelný výměník na chlazení oleje nebo se použije větší množství oleje a na klikové skřini se vytvoří chladicí žebra.

2.4 Chladicí soustava kapalinou chlazeného motoru

Chladicí soustava motocyklu se obvykle skládá z čerpadla chladicí kapaliny, chladiče, termostatu a expanzní nádoby. Jednotlivé součásti jsou propojeny pryžovými hadicemi s výztužnou vložkou tkanou z uhlíkových vláken nebo plastovým potrubím. Součástí chladiče bývá ventilátor poháněný nejčastěji elektromotorem. Spínání ventilátoru zajišťuje teplotní spínač umístěný v okruhu chlazení. Na obr. 2.3 je chladicí soustava motocyklu Honda XR 650R.



Obr. 2.3: Chladicí soustava motocyklu [11]

2.4.1 Čerpadlo chladicí kapaliny

Zajišťuje cirkulaci chladicí kapaliny okruhem chlazení. Obvykle se používá rotační odstředivé (radiální) čerpadlo poháněné mechanicky od klikové hřídele. Otáčky oběžného kola čerpadla bývají vyšší než otáčky klikové hřídele. Mezi oběžným kolem a tělesem čerpadla bývá vůle umožňující proudění kapaliny vyvolané termosifonovým efektem při vypnutí motoru, který slouží pro dochlazení kritických míst po zastavení motoru.

2.4.2 Chladič

Jedná se o tepelný výměník voda - vzduch tvořený soustavou úzkých plochých kanálků propojených tenkými lamelami. Chladič bývá umístěn před motorem přímo v proudu vzduchu vznikajícího při jízdě. Pro chlazení motocyklu stojícího na místě nebo při provozu ve městě se na chladič montuje ventilátor, který v případě potřeby zvyšuje proudění vzduchu skrz chladič. Ve víčku chladiče nebo expanzní nádoby je přetlakový a podtlakový ventil. Přetlakový ventil odpouští přetlak z chladicího systému při zahřátí motoru na příliš vysokou teplotu, otevírá se při hodnotě kolem 110 až 140 kPa. Soustava tedy pracuje s přetlakem vůči atmosféře. Při tlaku 140 kPa je bod varu chladicí kapaliny přibližně 120 °C. Díky tomu lze zvýšit teplotní spád na chladiči a může být použit chladič s menšími rozměry. Při chladnutí v chladiči kondenzuje pára a vzniká podtlak. Aby nedošlo ke zničení chladiče, otevře se podtlakový ventil a tlak uvnitř chladiče se vyrovná s atmosferickým [1]. Často je součástí okruhu expanzní nádoba, do které je v důsledku tepelného rozpínání chladicí kapaliny vytlačena část jejího objemu. Při snížení teploty se objem kapaliny zmenší a je nasáta zpět do chladiče.

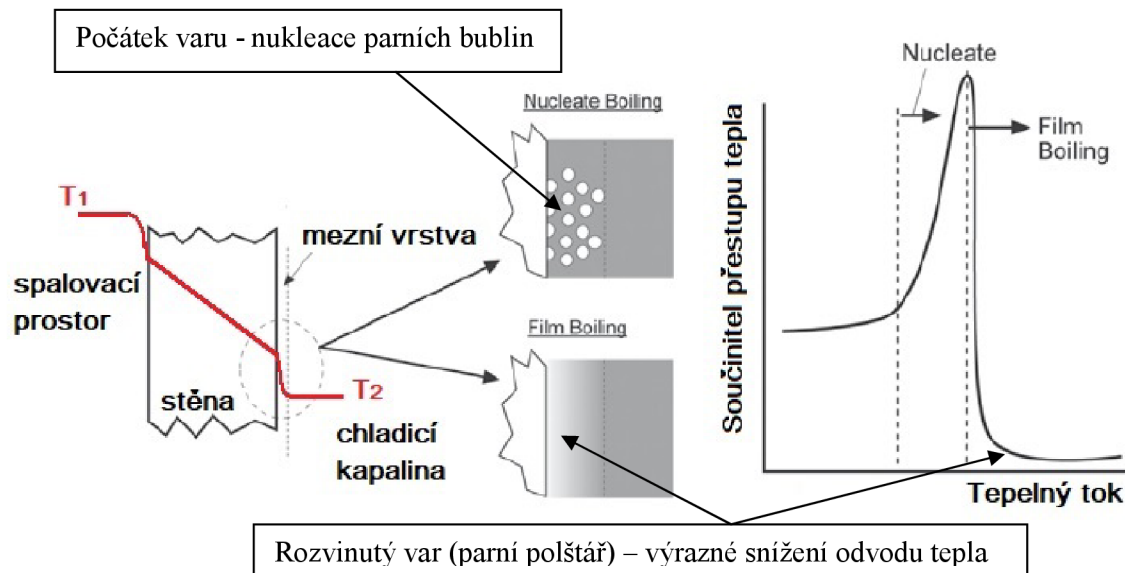
2.4.3 Termostat

Termostat reguluje teplotu motoru omezováním proudění chladicí kapaliny přes chladič. Tím zajišťuje co nejrychlejší ohřátí motoru na provozní teplotu a zamezuje kolísání provozní teploty. Nejčastěji se používá mechanický termostat s tuhou voskovou náplní, který pracuje na principu tepelné roztažnosti. Při studeném motoru je průtok kapaliny škrcen v úzké štěrbině v tělese termostatu. Při ohřívání kapaliny přejde vosková náplň termostatu z tuhého do kapalného stavu a zvětšuje svůj objem, termostat se otevírá a průtok do chladiče se zvyšuje. Termostat bývá uložen v tělese ze slitiny AlSi nebo plastu. Lze ho umístit do potrubí nebo i přímo do bloku válce.

2.4.4 Proudění chladicí kapaliny hlavou válců

Tvar vodního prostoru v hlavě válců má zásadní vliv na funkci chlazení. Je potřeba navrhovat tvary a průřezy umožňující snadné proudění chladicí kapaliny. Velmi důležitá je dostatečná rychlost proudění kapaliny v kritických místech. Z nauky o mechanice tekutin je známo, že vlivem rychlostní mezní vrstvy je rychlost kapaliny u stěny nulová. V kritických místech s vysokým tepelným tokem může teplota stěny dosahovat mnohem vyšší hodnoty, než je bod varu chladicí kapaliny. Pokud je kapalina v kontaktu se stěnou, která má vyšší teplotu, než je bod varu kapaliny, začnou se u povrchu stěny tvořit parní bubliny. Při dostatečné rychlosti proudění jsou vznikající bubliny strženy proudem a dojde k jejich ochlazení a zpětnému zkonzenzování. Vlivem vysokého výparného tepla chladicí kapaliny dojde při nukleaci parních bublin k výraznému zvýšení součinitele přestupu tepla. Pokud však tepelný tok přesáhne určitou hranici a parní bubliny vznikají příliš rychle na to, aby mohly být strženy proudem kapaliny, rozvine se var a vznikne parní polštář (film) mezi stěnou a proudící kapalinou. Tím dojde

k rapidnímu poklesu součinitele přestupu tepla a přehřátí daného místa. Proto je potřeba kolem kritických míst zajistit dostatečnou rychlost kapaliny, která zajistí stržení vznikající bublinky páry a její zpětné zkondenzování. Vznik varu a jeho vliv na velikost součinitele přestupu tepla je znázorněn na obr. 2.4. [5]



Obr. 2.4: Vznik varu při konvekci mezi stěnou motoru a chladicí kapalinou [5]

Kromě dostatečného chlazení kritických míst je naopak nutné zamezit přechlazení míst, ve kterých tepelný tok dosahuje nižších hodnot. Při zbytečném přechlazení nekritických (studenějších) míst vznikají teplotní gradienty, které vyvolávají pnutí materiálu a tím dochází ke snížení únavové životnosti materiálu hlavy. Při příliš vysoké rychlosti proudění chladicí kapaliny kromě přechlazení nekritických míst dochází také ke zvyšování příkonu čerpadla chladicí kapaliny. Naopak při příliš nízké rychlosti proudění však může docházet ke vzniku nežádoucích usazenin ve vodních kanálech. K dobré funkci chlazení je tedy třeba zajistit optimální rychlost proudění kapaliny jednotlivými místy hlavy. Dle [20] je optimální střední rychlost proudění chladicí kapaliny vodním prostorem z hliníkové slitiny **0,2 až 3 m·s⁻¹**.

3 Konstrukce hlavy čtyřdobého kapalinou chlazeného jednoválcového motoru

Hlava motoru je jednou z nejsložitějších částí spalovacího motoru. Její hlavní úkol je utěšňovat spalovací prostor, zajišťovat výměnu náplně válce a odvádět teplo z tepelně namáhaných částí. Nejvíce tepelně namáhaná oblast hlavy je v okolí výfukových ventilů a zapalovací svíčky. Hlava spolu s válcem a klikovou skříní tvoří základní nosný systém sloužící k vyrovnávání vnitřních sil a momentů vycházejících z procesu spalování a určených konstrukcí klikového mechanismu, zachycuje také vnější silové účinky působící za provozu na motor [1].

3.1 Důvody k použití jednoválcových motorů v motocyklech

Jednoválcové motory se používají u malých motocyklů a mopedů, ale také u cestovních a sportovních motocyklů. Jednoválcové motory mají oproti víceválcovým motorům jednodušší konstrukci, nižší hmotnost, jsou levnější a méně náročné na opravy a seřizování. Mají také relativně nižší spotřebu paliva a oleje. Víceválcové motory sice dosahují vyšších výkonů, mají klidnější chod a delší životnost, ale jejich vyšší hmotnost se nehodí pro použití u lehčích motocyklů [1]. U jednoválcového motoru se snáze dosahuje rovnoměrného rozložení teplot díky symetrickému uspořádání jednotlivých komponent.

3.2 Faktory ovlivňující konstrukční řešení hlavy

Na konstrukční provedení hlavy motoru má zásadní vliv několik faktorů. Vodní prostor v hlavě válce je vymezen vrtáním válce motoru, polohou hlavových šroubů, umístěním zapalovací svíčky, počtem a polohou (úhlem) ventilů a uspořádáním sacích a výfukových kanálů. U čtyřdobých zážehových motorů s rozvodem OHC (Over Head Camshaft) nebo DOHC (Double Over Head Camshaft) bývá spalovací prostor nejčastěji střechovitého nebo polokulovitého tvaru [3]. Protože část spalovacího prostoru motoru je vytvořena v hlavě, dochází ke značnému přestupu tepla do hlavy a je nutné zajistit dostatečné chlazení. Dále je při návrhu hlavy třeba vyřešit přívod a odvod mazacího oleje a další prvky související s rozvodovým mechanismem, například vedení hrníčkových zdvihátek ventilů. Hlava je také nosným prvkem pro sací a výfukové potrubí, vstřikovací jednotku/karburátor a další příslušenství. Na hlavě může být umístěn systém odvětrání, který reguluje podtlak a přetlak v klikové skříní vznikající při střídavém pohybu pístu a přitom zabraňuje úniku olejových par z motoru do okolní atmosféry.

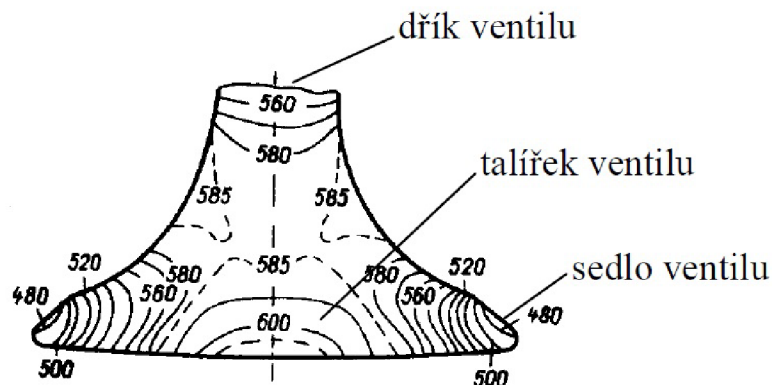
Dalšími omezujícími faktory pro možná konstrukční řešení jsou zástavbový prostor motoru, zajištění stability stěny a technologická omezení při odlévání a následném obrábění odlitku. Stabilitu stěn ovlivňuje předpětí hlavových šroubů, tlak ze spalovacího prostoru, působení vysokých teplot a dynamické účinky rozvodového mechanismu. Síly od tlaku plynů, změna tepelného toku a dynamické účinky od rozvodového mechanismu jsou časově proměnné a působí únavové namáhání materiálu hlavy [1]. Technologická omezení udávají například minimální tloušťku stěn pro zaběhnutí taveniny do formy. Také je třeba zajistit uchycení jádra vodního prostoru do lící formy.

3.3 Ventily, sací a výfukové kanály

Moderní čtyřdobé motocyklové motory používají převážně ventilový rozvod OHC nebo DOHC s kapalinovým chlazením [3]. Ventily, především výfukové, jsou nejvíce tepelně namáhanou součástí PSM. Kromě odolnosti proti vysokým teplotám je třeba zajistit těsnost a dostatečnou životnost dosedací plochy sedla ventilu.

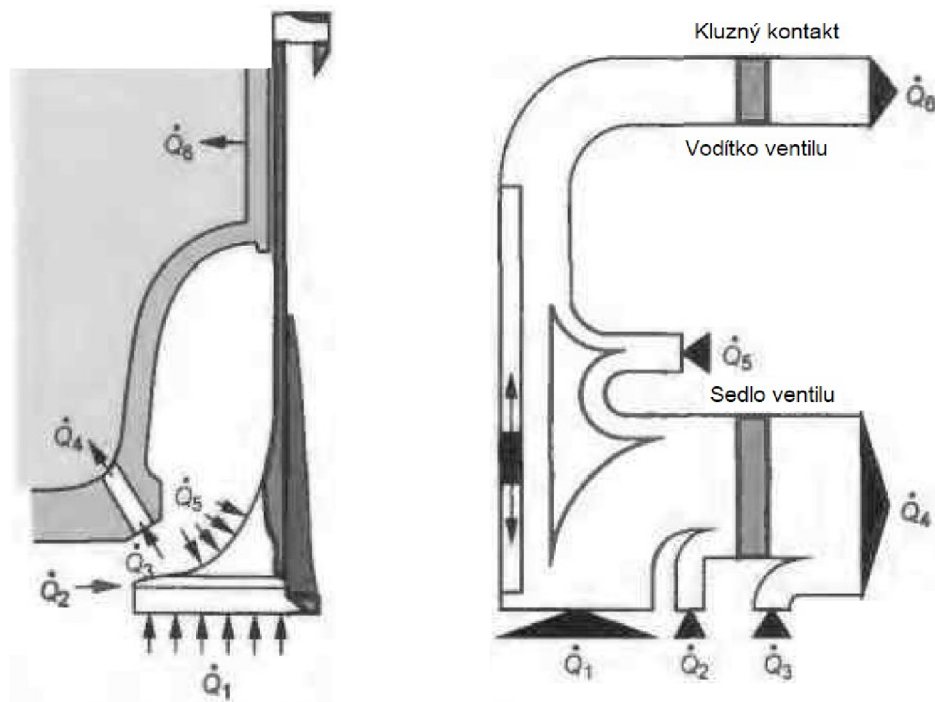
U méně namáhaných sacích ventilů se používá ocel legovaná křemíkem. Výfukové ventily se vyrábí z austenitických ocelí legovaných niklem a chromem. Pro zvýšení odolnosti se dosedací plochy sedel opatřují návarem ze stelitu (hlavní přísadou je kobalt). Dřík ventilu se proti opotřebení chrání tvrdým chromováním. [17]

K odvádění tepla z ventilu slouží stykový (kovový) kontakt v sedle ventilu a kluzný kontakt ve ventilovém vodítku. Příklad běžného rozložení teplot ve ventilu je znázorněný na obr. 3.1. U standardních výfukových ventilů se větší část tepla (zhruba 75 %) odvede sedlem a zbytek je odveden dříkem do vedení ventilu. U vysoce výkonných motorů se používají duté ventily plněné sodíkem. Kovový sodík je při pracovní teplotě motoru kapalný a jelikož nevyplňuje celou dutinu, převádí svým pohybem teplo z talířku do dříku ventilu (shaker efekt). Tím se zvyšuje množství tepla odvedeného vodítkem ventilu a dochází k menšímu tepelnému namáhání sedla. Na obr. 3.2 je zobrazen tepelný tok z ventilu do hlavy (ventil bez sodíkové náplně).



Obr. 3.1: Teplotní pole v podélném řezu výfukového ventilu [16]

Uspořádání ventilů a tvarování kanálů ovlivňuje výměnu náplně ve válci a tvorbu směsi paliva se vzduchem. Výfukový kanál v hlavě válců by měl být co nejkratší a jeho průměr by neměl být zbytečně velký, tím bude minimalizována teplosměnná plocha pro přestup tepla ze spalín do hlavy. Pro běžné motory v hromadné výrobě se dříve více používala dvouventilová provedení. Hlavním důvodem pro dvouventilové řešení je nízká cena a snadnější výroba. U dvouventilového provedení se snadněji tvaruje sací kanál k dosažení vířivého účinku při plnění válců.



Obr. 3.2: Tepelný tok ventilem [4]

U moderních motocyklů dnes převládají čtyřventilové hlavy se dvěma sacími a dvěma výfukovými ventily. U čtyřventilového provedení se dosahuje vyšší plnicí účinnosti při výměně náplně válce a zapalovací svíčku lze umístit do středu spalovacího prostoru, což má příznivý vliv na průběh hoření a odolnost proti detonačnímu spalování. Protože jsou u čtyřventilového provedení použity ventily s menším průměrem, je teplo přijímané jedním ventilem menší, než teplo přijímané u dvouventilového provedení. V menší míře se používá i pět ventilů, kdy jsou tři ventily sací a dva ventily výfukové. Toto provedení poskytuje maximální průtočný průřez a má nejlepší využití povrchu spalovacího prostoru.

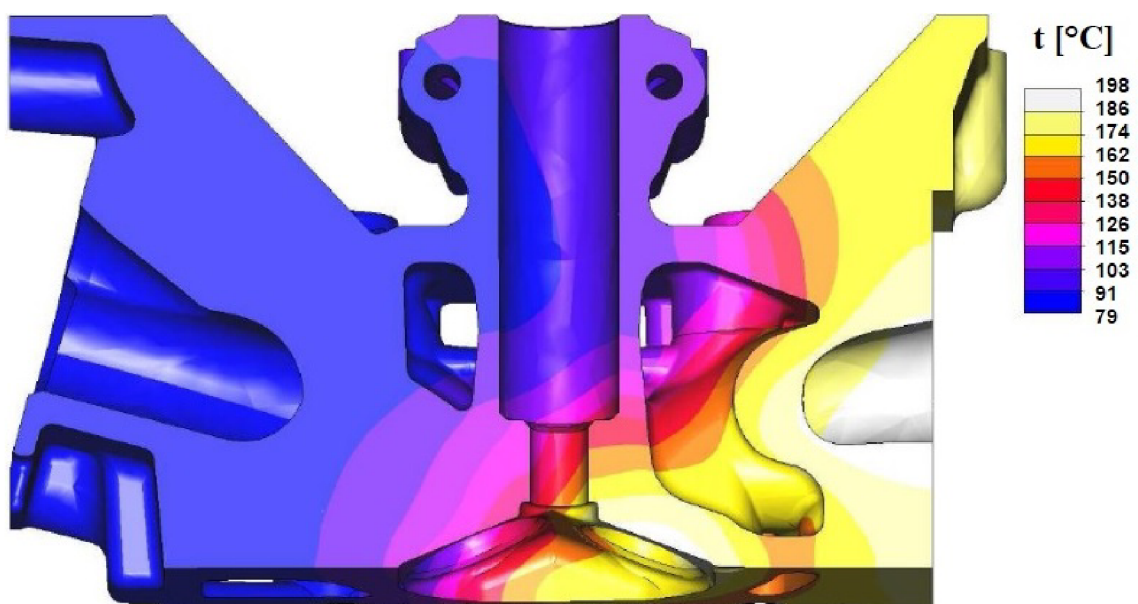
3.4 Sedla ventilů

Sedla ventilů zajišťují odvod tepla z ventilu. Důležité je zajištění těsnosti mezi sedlem a ventilem, aby nedocházelo k podpalování ventilu. U motocyklových motorů se vyrábí hlavy z hliníkových slitin, do kterých se vkládají sedla z materiálů odolných proti opotřebení (zaklepávání). Používá se legovaná litina (Cr, Mo) nebo ušlechtilá ocel (Cr, Ni). Vlivem rozdílné tepelné roztažnosti materiálu sedla a hlavy by se mohlo sedlo uvolnit. Nemuselo by sice ihned dojít k vypadnutí sedla, ale došlo by ke zhoršení přestupu tepla ze sedla do hlavy. V důsledku toho by došlo k přehřátí sedla i ventilu a hrozilo by upadnutí ventilu. Proto je sedlo v hlavě uloženo s velkým přesahem. Před vložením do hlavy se někdy sedlo zmrazuje dusíkem. Aby se zlepšil přestup tepla ze sedla do hlavy, dělají se plochy v zalisování co nejhladší [18]. Aby nedošlo k deformaci a uvolnění sedla, musí být sedlo po celém obvodu rovnoměrně chlazeno.

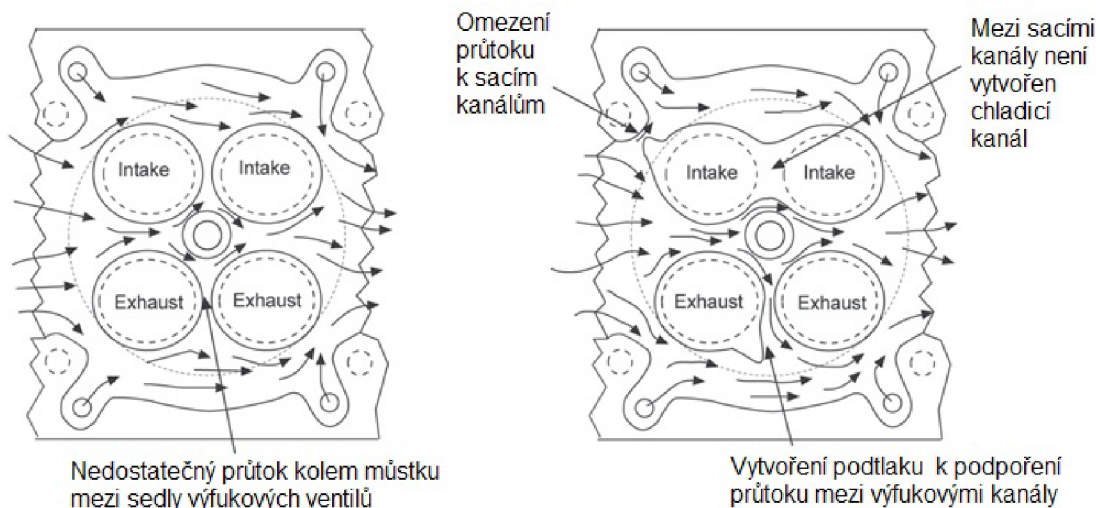
K zajištění dostatečného odvodu tepla by byla výhodná větší šířka dosedací plochy sedla výfukového ventilu. Docházelo by však k zanášení sedla karbonem a vzniku netěsnosti ventilu. Důsledkem by bylo podpálení talířku ventilu. Proto se dosedací plocha nedělá širší než 1,5 mm. Takové sedlo má samočisticí schopnost a vysoký měrný tlak, který zajišťuje dobrý kovový styk sedla a ventilu. Úhel dosedací plochy sedla vůči ose ventilu je nejčastěji 45°. Při tomto úhlu sedla je zajištěna dobrá těsnost a samočisticí schopnost. [17]

Hlava, válec i jednotlivé části ventilového rozvodu se při zahřátí tepelně roztahují. Navíc dochází ke změnám délek vlivem opotřebení při působení sil na styčných plochách ventilového rozvodu. Pro zajištění dobré těsnosti ventilu v sedle a dlouhé životnosti musí být mezi ventilem a ovládacím prvkem (vahadlem, zdvihátkem) určitá konstrukční vůle. Aby nevznikaly rázy, lze použít hydraulické vymezování vůle (bezvúlové ovládání ventilu). Životnost sedla ventilu se podstatně zvýší otáčením ventilu. Při přímém pohonu ventilu zdvihátkem nastane otáčení ventilu vyosením zdvihátka vůči středu vačky [17]. Tím dojde k lepšímu čištění dosedací plochy sedla a zrovnoměrní se tepelné zatížení po obvodu talířku ventilu.

Tepelně nejnamáhanější místo v hlavě je v oblasti kolem výfukových sedel. Jedná se o můstek mezi svíčkou a sedlem výfukového ventilu. V případě použití dvou výfukových ventilů je nejvíce tepelně namáhaný můstek mezi sedly výfukových ventilů. Příklad rozložení teplot je znázorněn v řezu hlavy na obr. 3.3. Příliš úzký můstek mezi ventily, především výfukovými, špatně odvádí teplo a přehřívání materiálu v tomto místě způsobuje praskání hlavy [17]. Při návrhu vodního prostoru je třeba mezi výfukovými ventily zajistit dostatečný průtok chladicí kapaliny. V případě nedostatku prostoru, kdy nelze vytvořit vodní prostor mezi výfukovými kanály pomocí jádra při odlévání, může být chladicí kanál kolem výfukových sedel vyvrtán. Na obr. 3.4 je příklad optimalizace prostoru chladicí kapaliny pro zvýšení průtoku chladicí kapaliny mezi sedly výfukových ventilů u víceválcového motoru.



Obr. 3.3: Rozložení teplot v hlavě motoru [8]



Obr. 3.4: Optimalizace průtoku kolem sedel výfukových ventilů [5]

3.5 Vodítka ventilů

Vodítko slouží k vedení ventilu, středí talíř ventilu do sedla, odvádí teplo z dřívku ventilu a zabraňuje úniku oleje podél dřívku. Pro dobrý odvod tepla musí být vodítko dostatečně dlouhé a vůle mezi vodítkem a dřívkem ventilu by měla být co nejmenší. Běžná délka je šesti až osminásobek průměru dřívku. Zvyšování vůle ventilu ve vodítku zhoršuje přestup tepla z dřívku do vodítka a způsobuje nárůst teploty ventilu. Například zvětšení vůle z 0,1 mm na 0,2 mm, což je již poměrně velká vůle, znamená zvýšení teploty talíře ventilu o 100°C. Umístění vodítka je co nejblíže k talíři. Vodítka výfukových ventilů mohou zasahovat do výfukového kanálu. K ochraně dřívku před přímým stykem se spaliny se vytváří ve výfukovém kanálu nálietek, který však zhoršuje průtočné vlastnosti kanálu. Někdy bývá nálietek proudnicově tvarovaný [17]. Vodítka ventilu je litinové nebo z hliníkového bronzu a je zalisováno do hlavy. Vedení sacího ventilu do potrubí zasahuje jen málo, nebo se jeho konec přizpůsobí tvaru kolena, aby se co nejméně bránilo proudění vzduchu [17]. Vodítka ventilu musí být dobře chlazená, hlavně u výfukových ventilů. Horní konec vodítka je opatřen těsněním, které musí umožnit vytvoření dostatečného olejového filmu ve vedení ventilu, příliš velké množství oleje kolem dřívku však proniká do sacího a výfukového kanálu. Tím se tvoří karbonové úsady, zvyšuje se spotřeba oleje a zvyšují se produkované emise nespálených uhlovodíků.

3.6 Materiál hlavy motoru

U motocyklových motorů se na výrobu hlav i válců používá téměř výhradně hliníkových slitin. Nejčastěji používaným materiálem k výrobě hlav je slitina 319. Jedná se o pondeutektickou slitinu AlSi obsahující 6% Si a 3,5 % Cu s maximálním obsahem Fe 1 % [5]. Vyznačuje se odolností proti únavě při vysokém tepelném namáhání a lze z ní odlévat složité tvary s rozdílnou tloušťkou stěn.

4 Konstrukce kapalinou chlazeného válce

Blok válce se vyrábí většinou jako samostatný monolitický odlitek ze slitiny AlSi. Nejčastěji se používá podeutektická slitina 356 nebo nadeutektická slitina 390 [5]. Na povrchu válce, zajišťujícím vedení pístu, se vytváří kluzná vrstva. Používá se například galvanicky nanesená vrstva niklu s vloženými krystaly křemíku – metoda NICASIL.

Důležitým parametrem při návrhu je hloubka vodního prostoru (chladičího pláště) kolem válce. Vodní prostor je vytvořen v horní části válce, která je v přímém kontaktu s horkými plyny během spalovacího procesu. U starších litinových bloků byl vodní prostor vytvořen prakticky po celé délce pohybu pístu. U moderních litinových bloků se tato vzdálenost zkracuje do vzdálenosti prvního pístního kroužku v dolní úvrati pístu (DÚ). U válců z hliníkových slitin může být díky lepší tepelné vodivosti materiálu a menší kompresní výšce pístu vzdálenost vodního prostoru přibližně do třetiny délky povrchu, po kterém se pohybuje píst. [4]

Horní část vodního prostoru válce je uzavřena plochou, na kterou dosedá hlava válce. V této ploše jsou vytvořeny otvory k přepouštění chladicí kapaliny z válce do hlavy. Otvory v dosedací ploše slouží primárně jako technologické otvory pro upevnění jádra vodního prostoru do formy při odlévání. Otvory musí být dostatečně velké, aby bylo jádro dostatečně upevněno. Provedení s uzavřením horní části vodního prostoru se označuje jako “Closed-Deck”. Existuje také uspořádání “Open-Deck”, u kterého horní část vodního prostoru válce uzavírá dosedací plocha hlavy válce. Uspořádání Closed-Deck zajišťuje větší tuhost horní části bloku a tím i menší deformaci válce a dosedací plochy pro hlavu. Nevýhoda uspořádání Closed-Deck je ve vyšším tepelném namáhání horní části válce, neboť kapalina neproudí po celém obvodu horní části válce, ale chlazení probíhá nepřimo přes materiál dosedací desky. Uspořádání Closed-Deck vyžaduje k vytvoření vodního prostoru použití jádra při odlévání. U provedení Open-Deck je snadnější výroba, neboť není nutné použít jádro, a je dosaženo přímého chlazení válce v oblasti doběhu prvního pístního kroužku v HÚ. Nevýhodou je nižší tuhost horní části bloku vedoucí k většímu namáhání těsnění hlavy a válce. Příklad válce motocyklu je na obr. 4.1.



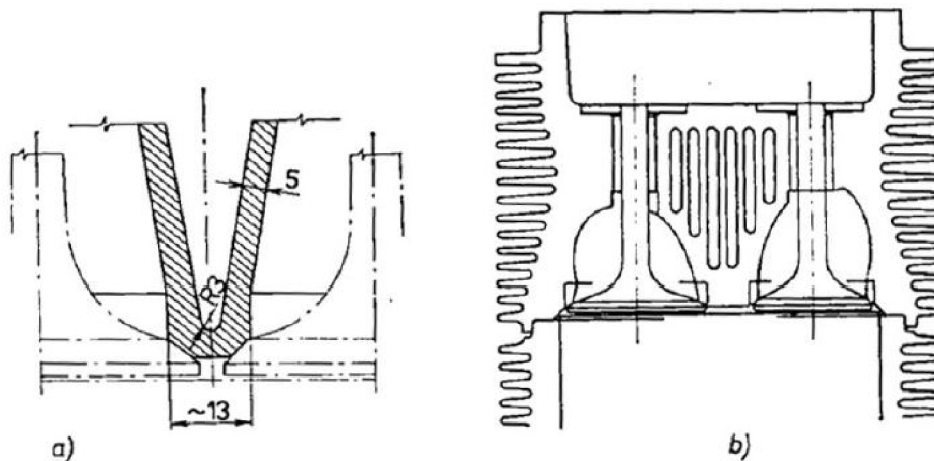
Obr. 4.1: Válec Kawasaki KX 250 F (2008) [21]

5 Chlazení vzduchem chlazeného čtyřdobého motoru

U vzduchem chlazených motorů jsou na povrchu hlavy a válce vytvořena žebra, zvětšující teplosměnnou plochu pro přestup tepla konvekcí do okolního vzduchu. Při návrhu chladicích žebor je potřeba, stejně jako u kapalinového chlazení, zajistit rovnoměrné rozložení teplot po obvodu hlavy a dostatečné chlazení kritické oblasti kolem výfukových ventilů a svíčky. Důležitý je tvar a délka žebra. Nejlepší profil žebra z hlediska účinnosti chlazení a snadné výroby je lichoběžníkový. Při zbytečně dlouhém žeboru se již plně nevyužije celý povrch žebra, okraj žebra je již poměrně chladný a snižuje se chladicí účinnost žebra. Střední teplota žebor by měla být přibližně o 110 °C vyšší než je teplota okolí.

U vzduchem chlazeného motoru se mnohem obtížněji chladí kritická místa a tím mohou vznikat vyšší teplotní gradienty. Teplotní gradienty mohou způsobovat pružné deformace materiálu. Pro bezpečnou funkci musí být proto použity větší provozní vůle. K dostatečnému chlazení můstku mezi výfukovými ventily je potřeba zajistit co nejkratší cestu tepla do chladicího média. Jinými slovy je třeba zajistit co nejmenší tloušťku stěny mezi sedlem ventilu a vnějším povrchem hlavy, kolem kterého proudí chladicí vzduch. Proto je vhodné vytvořit mezi výfukovými kanály chladicí žebra. Porovnání chlazení můstku mezi výfukovými sedly u kapalinového a vzduchového chlazení je na obr. 5.1. Další možností zvýšení chladicího účinku je průtok motorového oleje skrz kanál vytvořený mezi sedly výfukových ventilů.

Pro dostatečné chlazení sedel výfukových ventilů je vhodné umístit výfukové ventily na přední stranu motoru, aby byly chlazeny čerstvým studeným vzduchem. Pro vzduchové chlazení je vhodné radiální uspořádání ventilů (například systém RFVC od výrobce Honda), díky kterému mohou být výfukové ventily vzájemně více odkloněny. Díky tomu může být vytvořen širší můstek mezi výfukovými ventily a nedochází tolik k místnímu přehřívání materiálu. Navíc vzniká více prostoru pro vytvoření chladicích žebor mezi kanály a spalovací prostor v hlavě se více blíží ideálnímu polokulovitému tvaru. U radiálního uspořádání ventilů je však poměrně složité ovládání ventilů.

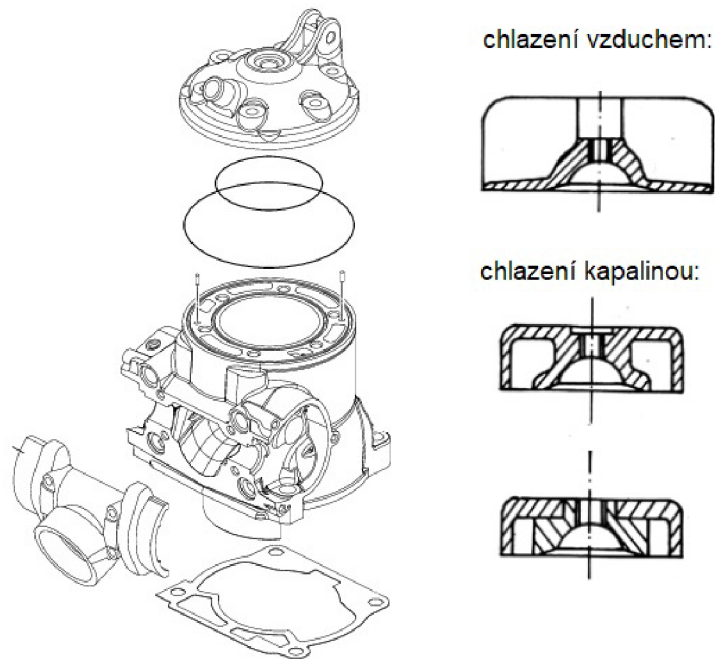


Obr. 5.1: Chlazení můstku mezi sedly výfukových ventilů [22]

6 Chlazení dvoudobých motorů

Dvoudobé motory kvůli vysokým hodnotám výfukových zplodin nesplňují emisní limity pro homologaci v zemích Evropské unie. Využití nalézají už pouze ve sportovních či podobných aplikacích. Hlava válce je u klasického dvoudobého motoru velmi jednoduchá, jelikož neplní tolik funkcí jako u čtyřdobého motoru. Díky tomu je možné vytvořit téměř ideálně centrálně umístěný spalovací prostor. Spalovací prostory mohou být relativně malé, ve středu nebo na okrajích polokulovité a se širokými kompresními štěrbinami na okrajích [1]. Svíčka je uložena v ose válce. Poblíž svíčky, v nejvyšší části vodního prostoru, bývá výstupní otvor chladicí kapaliny. Na obrázku 6.1 je příklad dvoudobého kapalinou chlazeného motoru Husqarna TC 250 z roku 2017, v pravé části obrázku jsou řezy hlavy dvoudobého motoru při použití vzduchového a kapalinového chlazení.

Složitější je řešení chladicího prostoru ve válci dvoudobého motoru. Prostor pro chladicí kapalinu zasahuje až do oblasti výfukového a v některých případech i sacího kanálu. Utěsnění vodního prostoru vůči spalovacímu prostoru i vůči okolnímu prostředí je provedeno silikonovými o-kroužky vloženými do drážky. [3]



Obr. 6.1: Příklady chlazení dvoudobých motorů [12, 3]

7 Konstrukční návrh kapalinou chlazené hlavy a válce

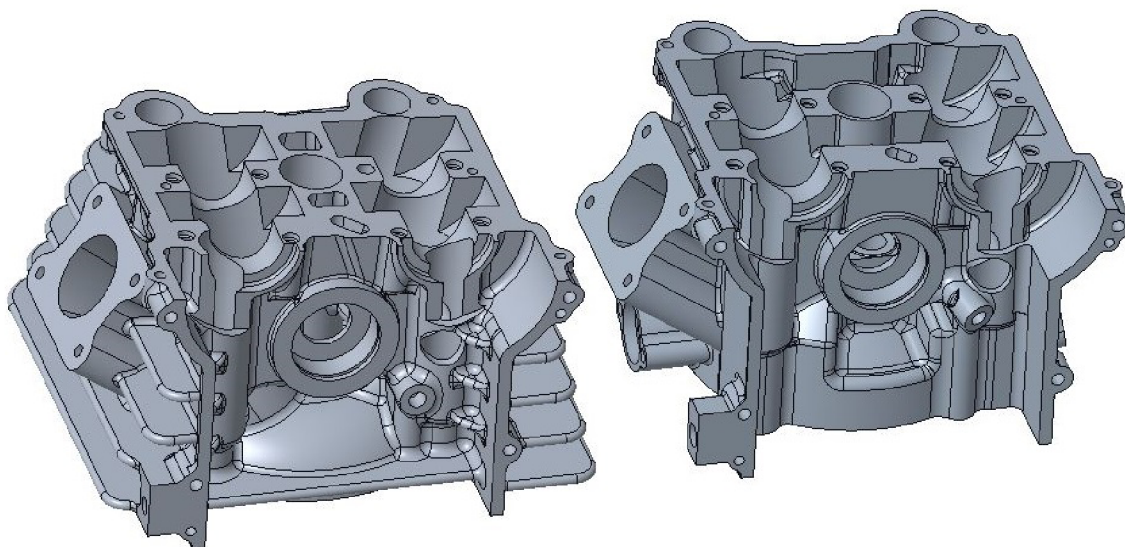
7.1 Výchozí vzduchem chlazený motor a jeho porovnání s novou konstrukcí

Jedním z cílů této práce je vytvoření konstrukce hlavy a válce využívající kapalinové chlazení. Navržené řešení vychází z prototypu čtyřventilové hlavy a válce motoru určeného pro plochodrážní motocykl. Pro plochodrážní motocykly je specifické použití čtyřdobých vzduchem chlazených motorů s vysokým kompresním poměrem spalujících methanol. Motor používá ventilový rozvod se dvěma vačkovými hřídeli (DOHC), kde vačky přímo ovládají ventily prostřednictvím hříčkových zdvihátek. Vačkové hřídele jsou poháněny od klikové hřídele nejprve řetězovým převodem. Ten pohání hřídel uloženou v hlavě válců, od níž jsou ozubeným soukolím poháněny vačkové hřídele. Kliková skříň je dělená v horizontální rovině a je oddělena od skříňové převodovky. Válec motoru je skloněn vzhledem k horizontální rovině pod úhlem 35°. Základní parametry motoru jsou uvedeny v tabulce 1.

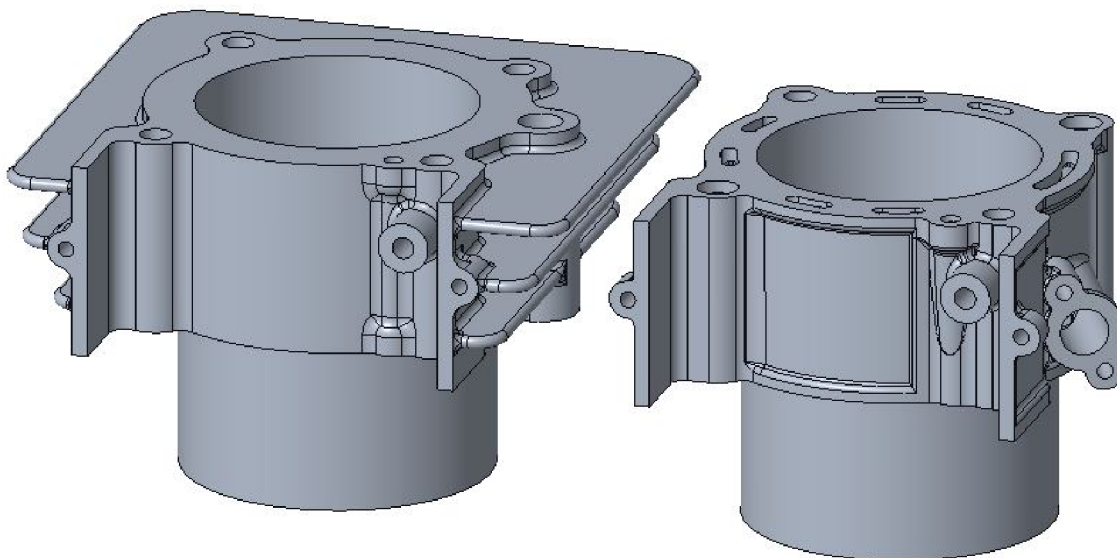
Vrtání válce	88 mm
Zdvih	82,2 mm
Zvihový objem	500 cm ³
Průměr sacích ventilů	36 mm
Průměr výfukových ventilů	30 mm

Tabulka 7.1: Hlavní parametry motoru

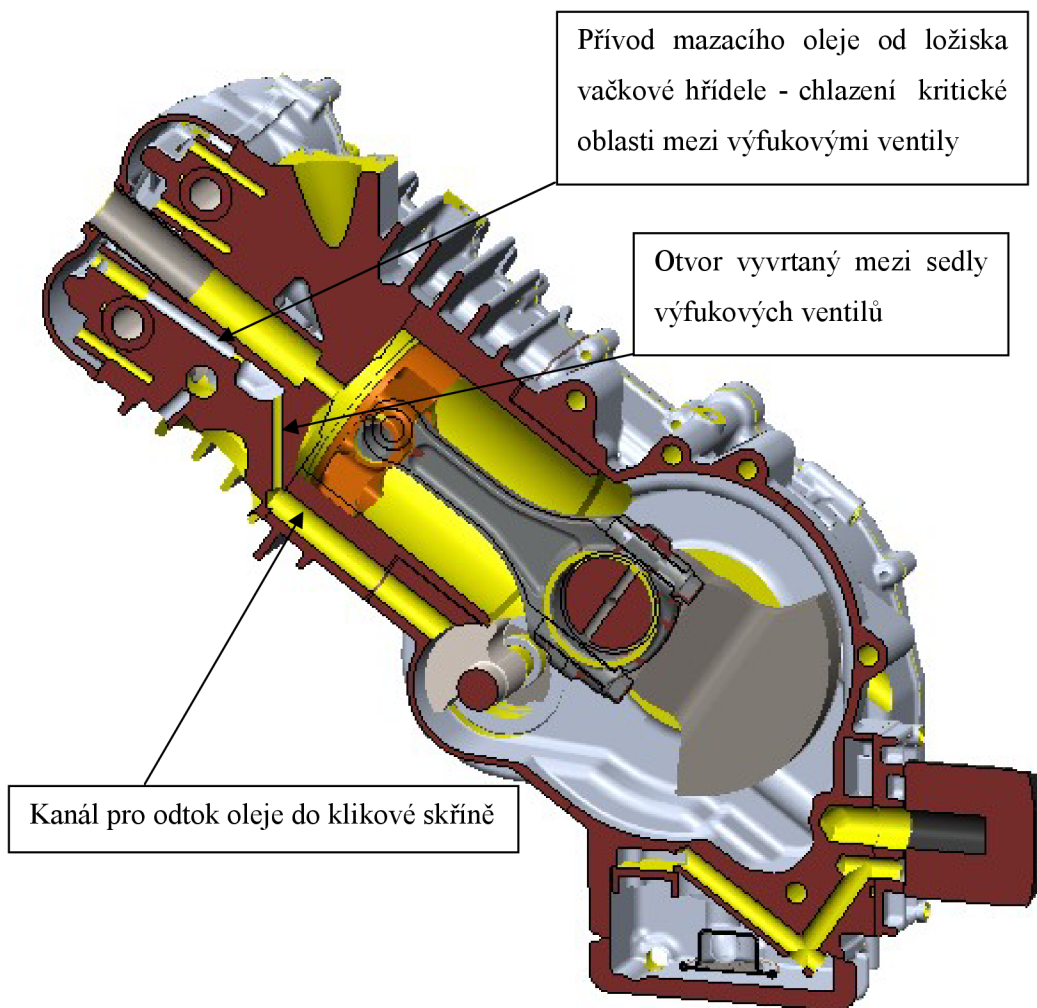
Porovnání původní vzduchem chlazené hlavy s novou konstrukcí využívající kapalinové chlazení je na obr. 7.1. Na obr. 7.2 je obdobné porovnání modelů vzduchem a kapalinou chlazeného válce. U původní konstrukce je mezi sedly výfukových ventilů vyvrtán otvor, kterým protéká motorový olej přiváděný od ložiska vačkové hřídele. Toto řešení má za cíl zvýšit chlazení můstku mezi sedly výfukových ventilů, provedení je znázorněno v řezu sestavy původního motoru na obr. 7.3.



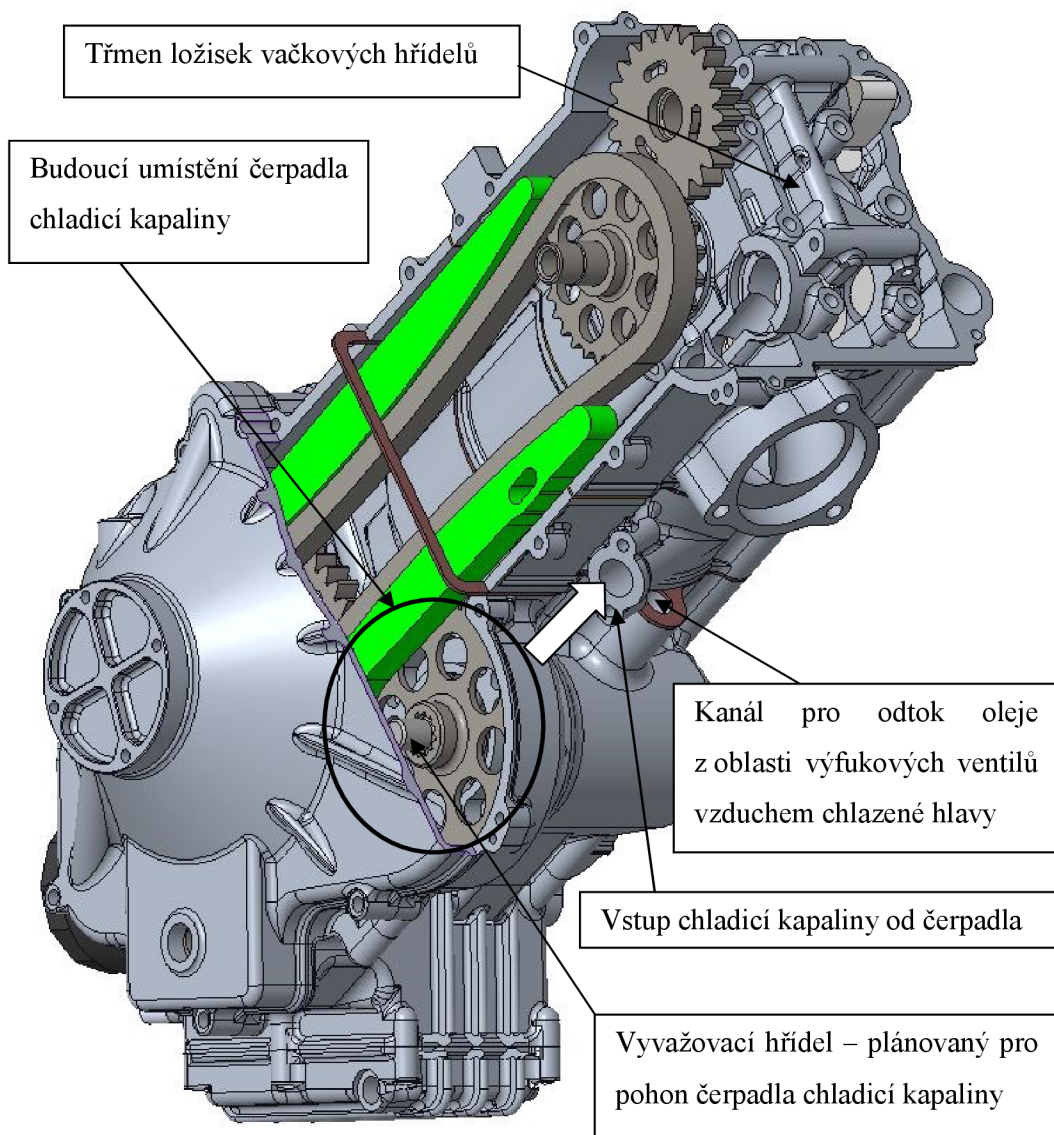
Obr. 7.1: Porovnání původní a nově navržené hlavy



Obr. 7.2: Porovnání původního a nového válce



Obr. 7.3: Původní vzduchem chlazený motor pro plochou dráhu



Obr. 7.4: Navržená hlava a válec v sestavě původního motoru

Na obr. 7.4 je zobrazen model navržené hlavy a válce s kapalinovým chlazením v sestavě původního motoru. Kromě návrhu nové hlavy a válce bude muset být v budoucnu navržená úprava některých dalších částí motoru. Bude třeba vyřešit například uložení oběžného čerpadla chladicí kapaliny na pravé víko klikové skříně. K pohonu čerpadla bude sloužit vyvažovací hřídel motoru. Na klikové skřině již nebude potřeba vytvářet otvor na odtok oleje z oblasti výfukových ventilů používaný u vzduchové hlavy. Bude moci být použit původní odlitek a pouze nebude tento kanál na odtok oleje vyvrtán, případně bude hotový otvor zaslepen. Třmen ložisek vačkových hřídelů bude vyžadovat drobnou úpravu kvůli posunutí vstupního kanálu, rozdíl je popsán v další kapitole (na obr. 7.17). Dosedací plochy pro víko rozvodového řetězu a pro víko ventilů byly zachovány. Tato diplomová práce se zabývá pouze návrhem hlavy a válce.

7.2 Tvorba 3D modelu kapalinou chlazené hlavy

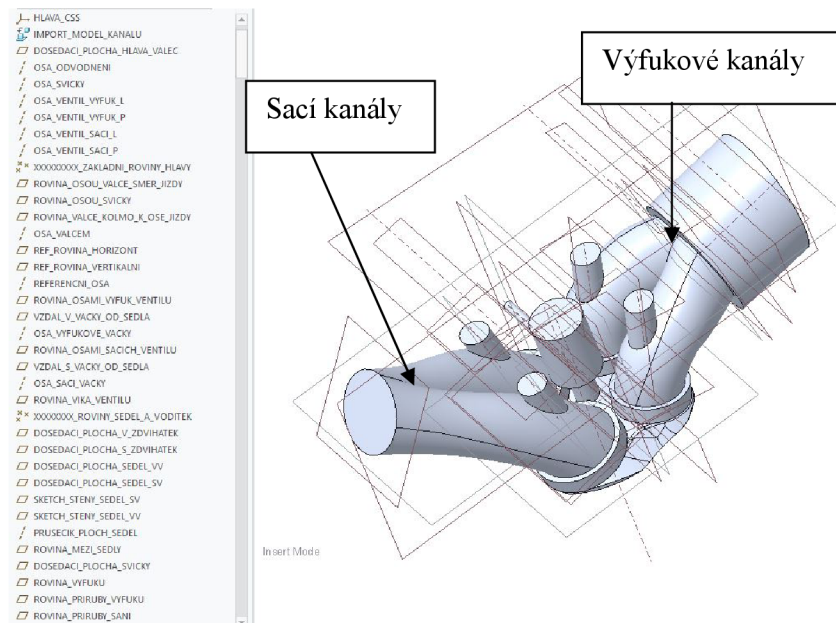
Konstrukce hlavy vychází z původního provedení se vzduchovým chlazením. Rozměry jsou odměřeny z 3D modelu sestavy motoru poskytnutého Katedrou vozidel a motorů TUL.

Konstrukční návrh hlavy vycházel z těchto kritérií (cílů):

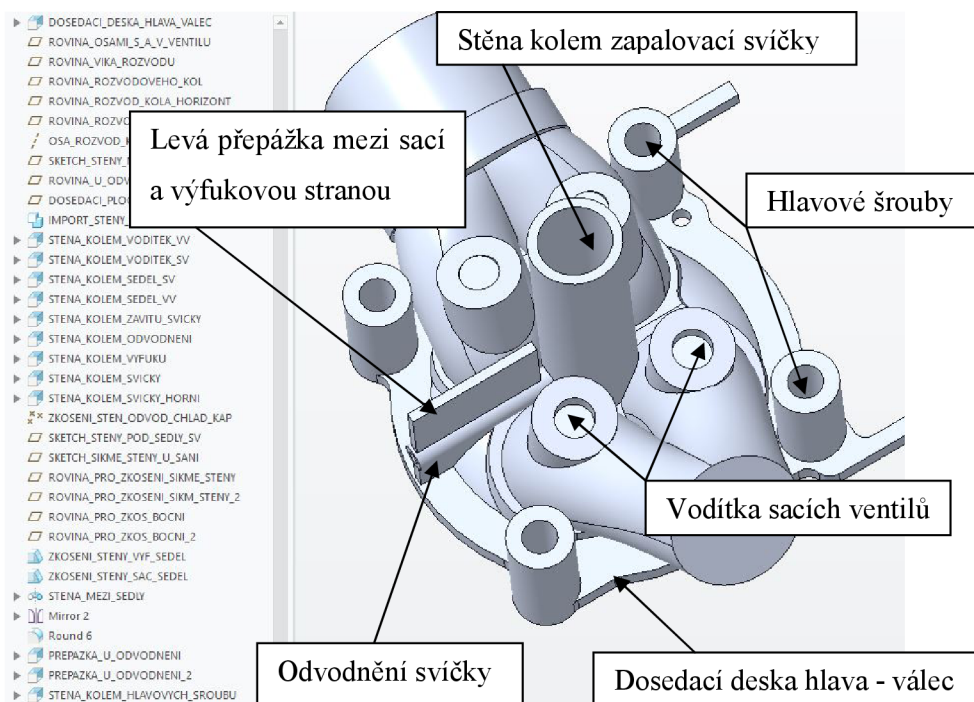
- zachování kompresního poměru a tvaru spalovacího prostoru
- zachování původního tvaru sacích kanálů
- zachování původního tvaru výfukových kanálů
- zachování polohy zapalovací svíčky
- zachování polohy hlavových šroubů
- zachování všech částí ventilového rozvodu včetně pohonu
- návrh tvaru vodního prostoru se zřetelem na dostatečné chlazení kritických míst můstku mezi výfukovými ventily a můstku mezi svíčkou a výfukovými ventily
- konstrukce umožňující odvodu chladicího prostoru hlavy i válce
- volba vhodného místa pro vstup a výstup chladicí kapaliny z hlavy, volba tvaru přepouštěcích kanálů v těsnění hlavy a válce, návrh těsnění není součástí této práce
- modelování vodního prostoru s ohledem na výrobní technologii - vytvoření technologických otvorů pro upevnění jádra vodního prostoru do formy při odlévání
- vyřešení přivedení a odvedení mazacího oleje z mazaných částí hlavy
- minimální tloušťka nenamáhaných stěn 3 mm - zajištění spolehlivosti lícího procesu
- tepelně nebo mechanicky namáhané stěny s minimální tloušťkou 5 mm

3D model geometrie hlavy byl vytvořen v programu Creo Parametric 7.0.2. Základem pro tvorbu modelu byl negativ spalovacího prostoru a sacích a výfukových kanálů vygenerovaný z původní vzduchem chlazené hlavy. K těmto kanálům byla funkcí „offset“ vytvořena tloušťka okolní stěny. Poté byly vytvořeny základní osy a roviny odměřené na modelu původní hlavy. Zobrazení výchozího modelu, základních os a rovin je na obr. 7.5. Všechny prvky byly modelovány se snahou zachovat co nejvíc původních rozměrů. Ve stromě modelu byla snaha systematicky popisovat všechny vytvořené prvky pro lepší přehlednost.

Po vytvoření os a rovin následovalo vymodelování stěn kolem vodítek a sedel ventilů, dosedací deska hlavy a válce, stěna kolem zapalovací svíčky a stěny kolem dříků hlavových šroubů. Mezi sedly výfukových a sacích ventilů byla na obou stranách svíčky vytvořena přepážka s úkolem oddělovat vodní prostor na straně výfukových ventilů od prostoru na straně ventilů sacích. Tato přepážka by měla zajistit, aby chladicí kapalina protékla nejprve okolo výfukových kanálů a teprve poté se štěrbinou vedle zapalovací svíčky dostala na stranu k sacím kanálům, kde je umístěn výstup kapaliny z hlavy. Součástí přepážky na levé straně hlavy je nálietek pro vyvrtání otvoru k odvodu zapalovací svíčky. Při výměně svíčky lze tímto otvorem profouknout stlačený vzduch a zbavit okolí závitu svíčky nečistot.



Obr. 7.5: Výchozí model se základními osami a rovinami



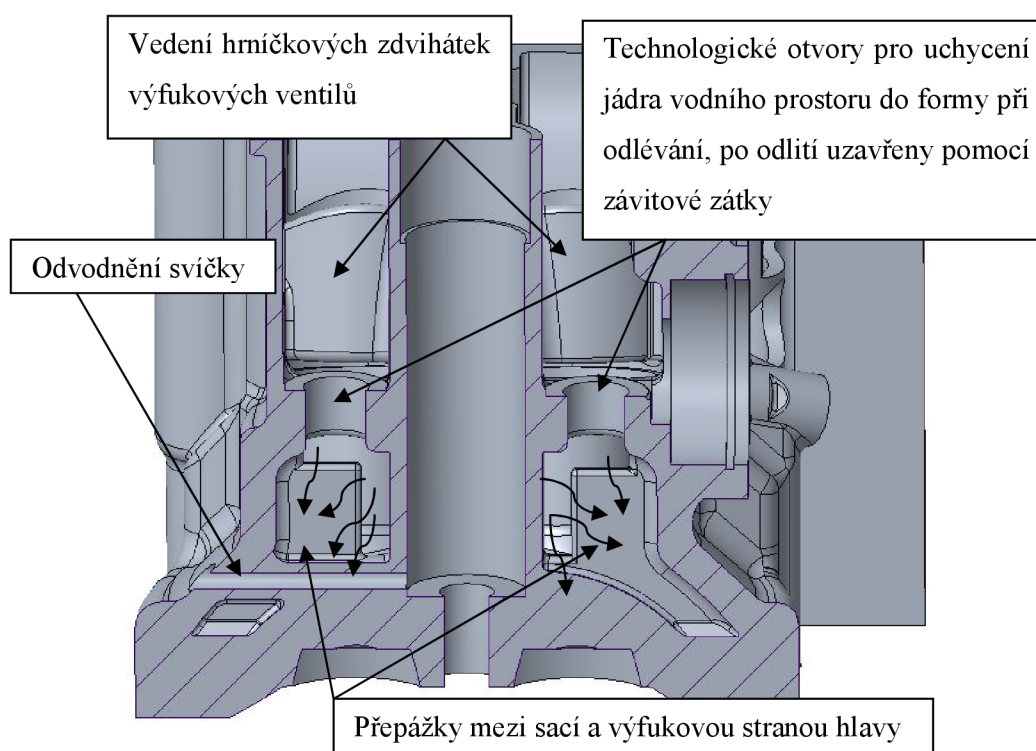
Obr. 7.6: Modelování stěn u částí obklopených chladicí kapalinou

Provedení popsané v předchozím odstavci je znázorněno na obr. 7.6. V dalším kroku následovalo postupné uzavření vodního prostoru vytvořením vnějších stěn. Po vytvoření stěn byly ve vodním prostoru vytvořeny rádiusy. Model hlavy byl v tomto stavu použit pro numerickou simulaci proudění (CFD). Na základě výsledků CFD simulace byla provedena úprava vodního prostoru v hlavě. Postupně byly vytvořeny 3 varianty vodního prostoru hlavy s cílem zoptimalizovat proudění vodním prostorem. Optimalizace tvaru vodního prostoru hlavy je popsána v kapitole 9. K poslední variantě vodního prostoru byl domodelován zbytek hlavy.

Postup tvorby geometrie hlavy lze shrnout do následujících bodů:

- 1) Vygenerování modelu spalovacího prostoru a sacích a výfukových kanálů z modelu původní hlavy, vytvoření (tloušťky) stěny k tomuto modelu.
- 2) Tvorba základních os a rovin.
- 3) Modelování stěn kolem částí hlavy obklopených chladicí kapalinou.
- 4) Modelování vnějších stěn vodního prostoru, rádiusy vodního prostoru.
- 5) Optimalizace proudění hlavou pomocí CFD – úprava geometrie vodního prostoru.
- 6) Modelování horní části hlavy kolem hříčkových zdvihátek ventilů.
- 7) Vymodelování dosedacích ploch pro víko ventilů a víko rozvodů.
- 8) Vnější rádiusy.
- 9) Vyřiznutí tvaru spalovacího prostoru a sacích a výfukových kanálů (pomocí geometrie výchozího modelu zobrazeného na obr. 7.5)
- 10) Modelování obráběných prvků – závitů, otvorů pro svíčku, otvorů pro ventily a dalších.

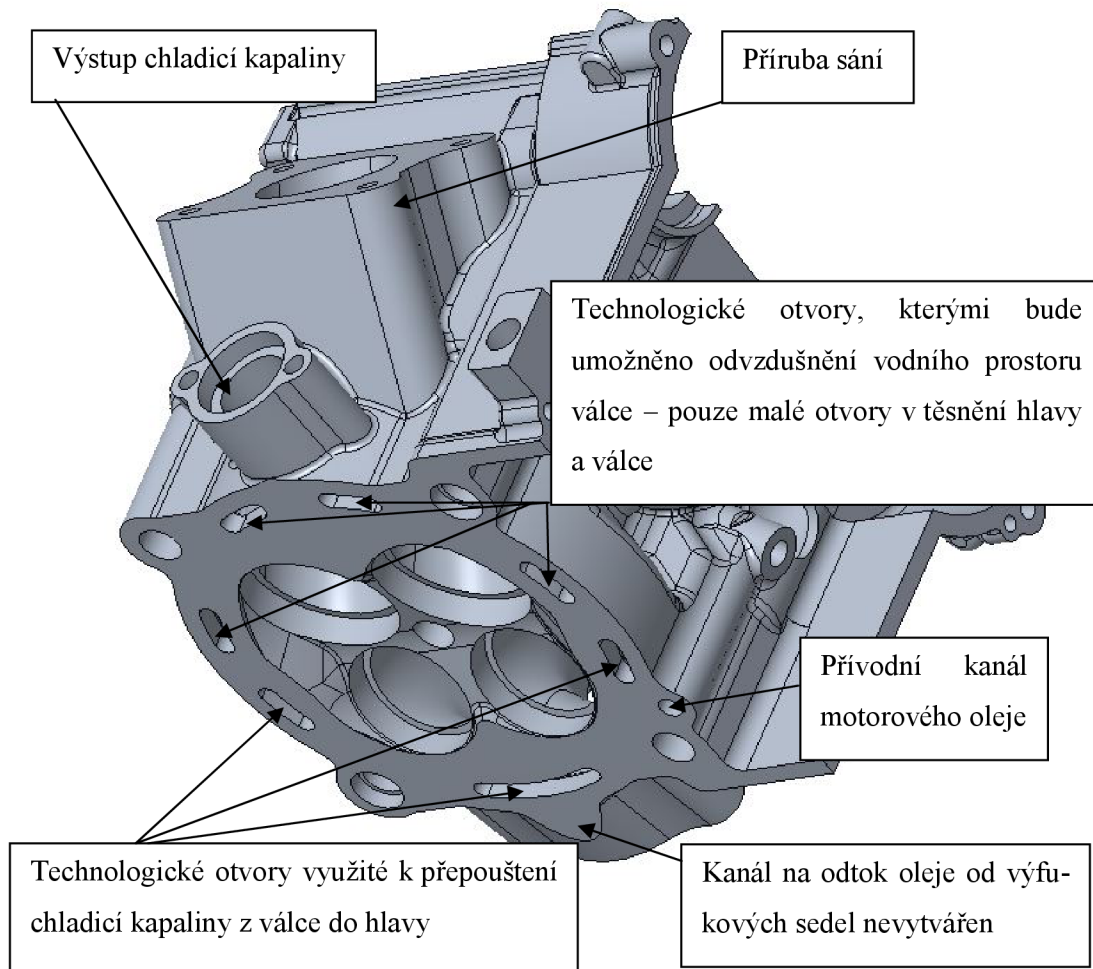
7.3 Popis konstrukčního návrhu kapalinou chlazené hlavy



Obr. 7.7: Řez osou válce v příčném směru k ose jízdy (3D pohled)

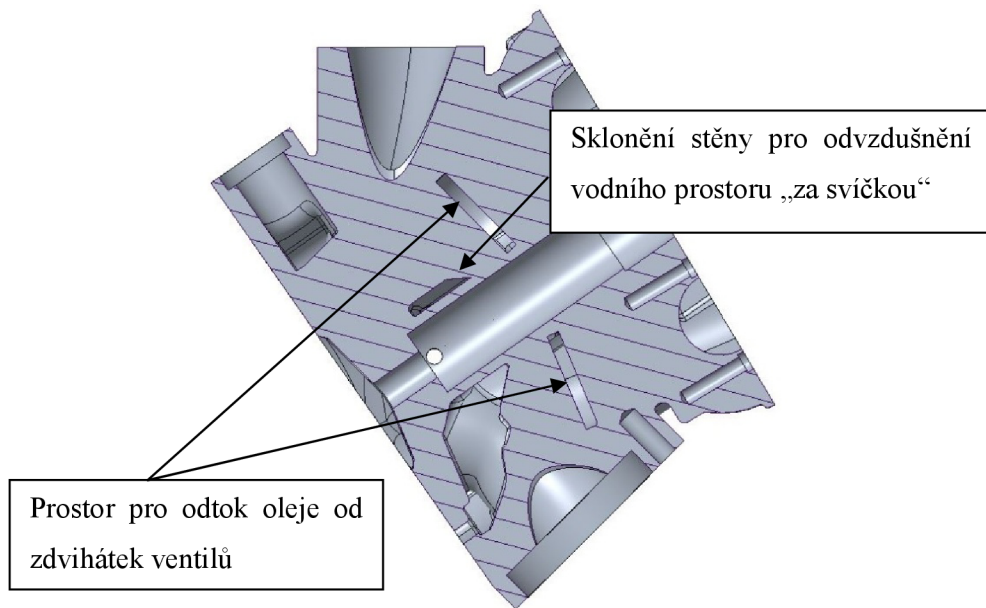
Na obr. 7.7 je zobrazena konečná podoba přepážky k oddělení výfukové a sací části vodního prostoru v hlavě, šipkami je zjednodušeně znázorněn směr průtoku kapaliny kolem přepážek. Na obrázku jsou dále zobrazeny technologické otvory určené pro uchycení horní části jádra vodního prostoru do formy při odlévání. Tyto otvory je třeba po odlití ucpat, proto jsou v otvorech vytvořeny závitové zátky. U některých motorů mohou být do podobných technolo-

gických otvorů vloženy mrazové zátky, které mohou být vytlačeny při zvýšení objemu chladicí kapaliny vlivem jejího zamrznutí. Tím je hlava chráněna před poškozením. U motocyklů se však mrazové zátky většinou nepoužívají. Tyto technologické otvory by také bylo možné využít například pro umístění snímače teploty chladicí kapaliny. Při tom by bylo nutné zabezpečit dostatečné utěsnění vodního prostoru od oleje v horní části hlavy a také utěsnění kabelového svazku snímače při vyvedení z hlavy. Řešení umístění snímače teploty nebylo součástí této práce.



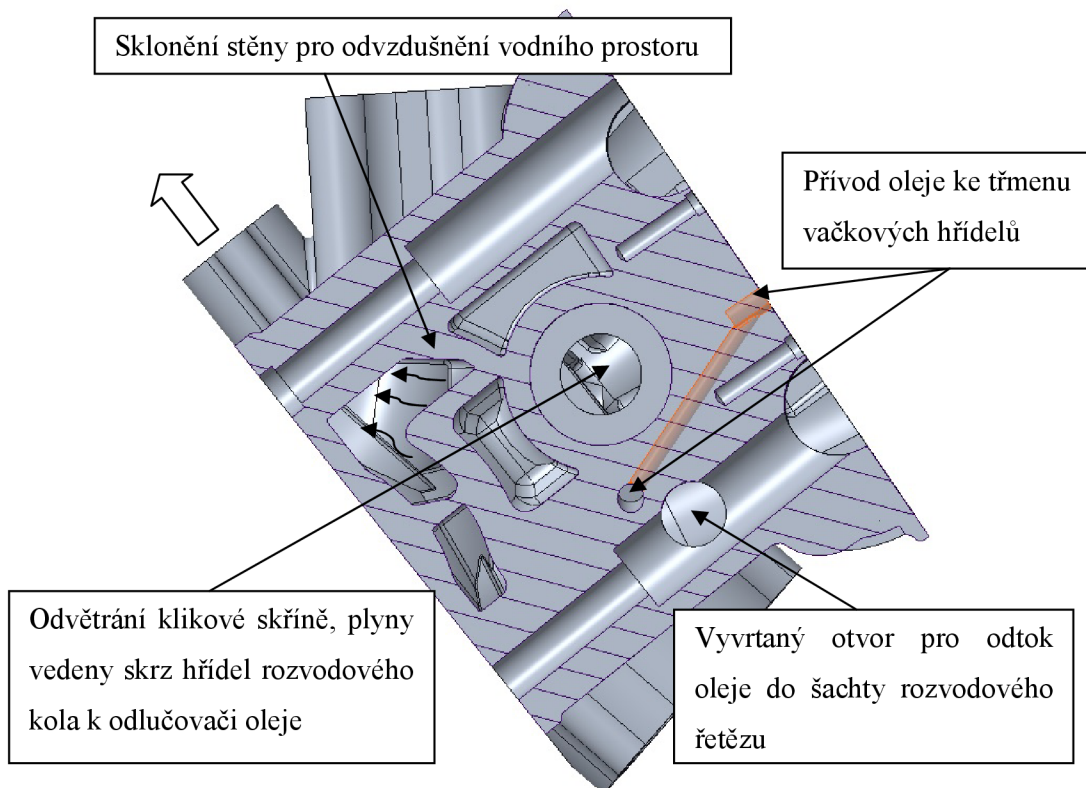
Obr. 7.8: Provedení otvorů pro vstup a výstup kapaliny z hlavy

Na obr. 7.8 je zobrazeno řešení vstupních a výstupních otvorů chladicí kapaliny. V došedací ploše hlavy na válec jsou vytvořeny technologické otvory pro upevnění jádra vodního prostoru při odlévání. Pro vstup chladicí kapaliny do hlavy jsou využity tyto technologické otvory na výfukové straně hlavy. Technologické otvory na sací straně hlavy jsou uzavřeny (pomocí těsnění hlavy a válce), je však nutné v nich ponechat malé otvory pro odvzdušnění vodního prostoru válce. Výstup chladicí kapaliny z hlavy je v nejvyšším místě z důvodu odvzdušnění vodního prostoru. Jeho umístění vychází nejlépe pod přírubou sání. Kvůli odvzdušnění byla mezi vodítky sacích ventilů (v prostoru „za svíčkou“) vytvořena šikmá stěna, znázorněná na obr. 7.9. Díky tomu budou odvedeny případné vzduchové bubliny pryč z hlavy a nehrozí riziko vzniku parních polštářů a znemožnění přestupu tepla do chladicí kapaliny.



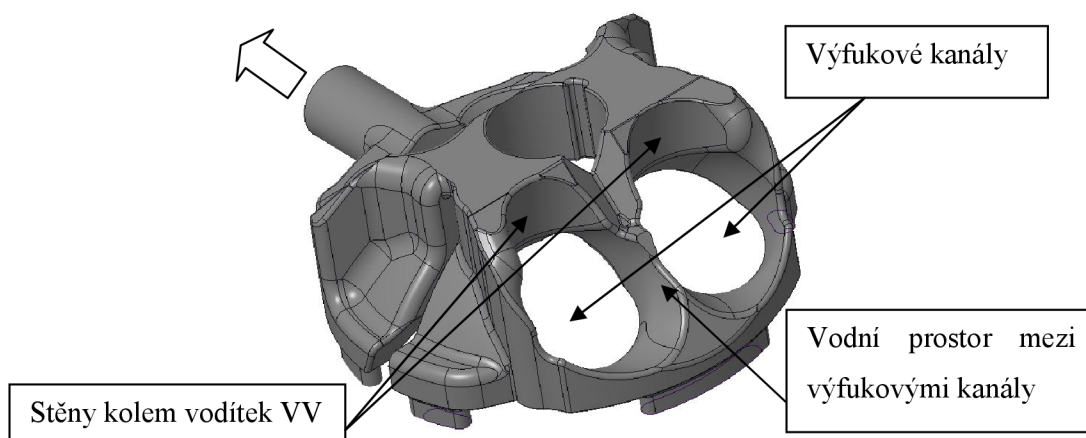
Obr. 7.9: Řez osou válce (hlava zobrazena v montážní poloze)

Na obr 7.10 je znázorněno obdobné sklonění stěny na vnější straně vodítek sacích ventilů. Na obrázku jsou dále vidět otvory pro odvod oleje z hlavy a pro odvětrání klikové skříně motoru. Odvětrání klikové skříně je řešeno skrz hřídel rozvodového kola, na jehož konci (ve víku rozvodového řetězu) je umístěn odlučovač oleje.



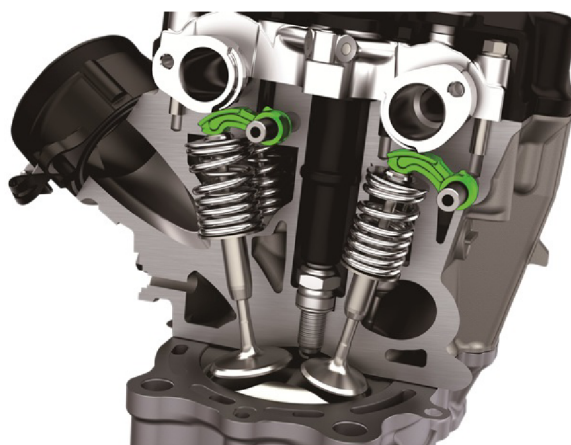
Obr. 7.10: Řez osami hlavových šroubů (hlava zobrazena v montážní poloze)

Pro chlazení kritického můstku mezi sedly výfukových ventilů je třeba vytvořit vodní kanály mezi výfukovými kanály. Vodní kanál byl vytvořen celkem snadno a bez nutnosti úpravy geometrie výfukových ventilů. Na obr. 7.11 je zobrazen model vodního prostoru hlavy.

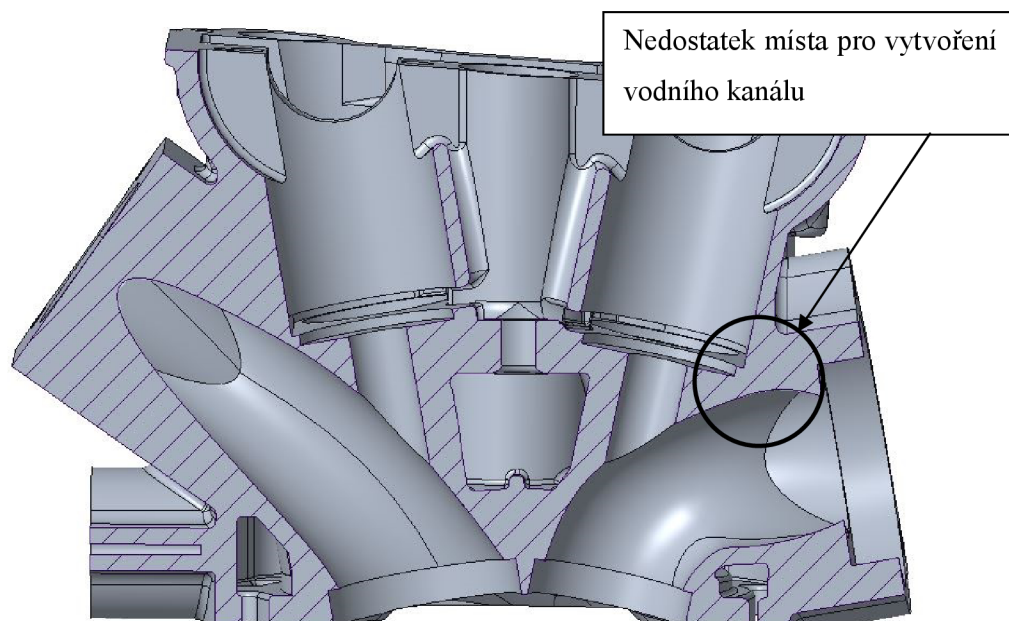


Obr. 7.11: Vodní prostor hlavy

Pro dostatečné a rovnoměrné chlazení vodítek výfukových ventilů by bylo žádoucí vytvořit vodní kanál kolem obou vodítek. Kvůli nedostatku prostoru nad vodítky byl problém kanály vytvořit. Možností by bylo posunout dosedací plochu pro ventilovou pružinu dále od výfukového kanálu. S tím by souvisel posun rozvodového mechanismu a prodloužení výfukových ventilů. Druhým problémem při řešení kanálu kolem vodítek výfukových ventilů byl nedostatek prostoru mezi výfukovými kanály a hlavovými šrouby. Kvůli vodnímu kanálu by musela být upravena geometrie výfukových kanálů. Tím by pravděpodobně došlo k zúžení průtočného průřezu výfukových kanálů. Proto jsem zde vodní kanály nevytvářel. Jako inspiraci jsem použil řezy existujících hlav zobrazených na obr. 7.12 a 7.14, kde také není chladič kanál kolem vodítek výfukových ventilů vytvořen. Na obr. 7.13 je pro porovnání řez návrhem hlavy v oblasti vodítek ventilů. V budoucnu bude potřeba provést tepelný výpočet (není součástí této práce, může být jako logické pokračování této práce) a oblast kolem vodítek výfukových ventilů zkontrolovat.



Obr. 7.12: Řez hlavou motoru Kawasaki KX 250 [13]

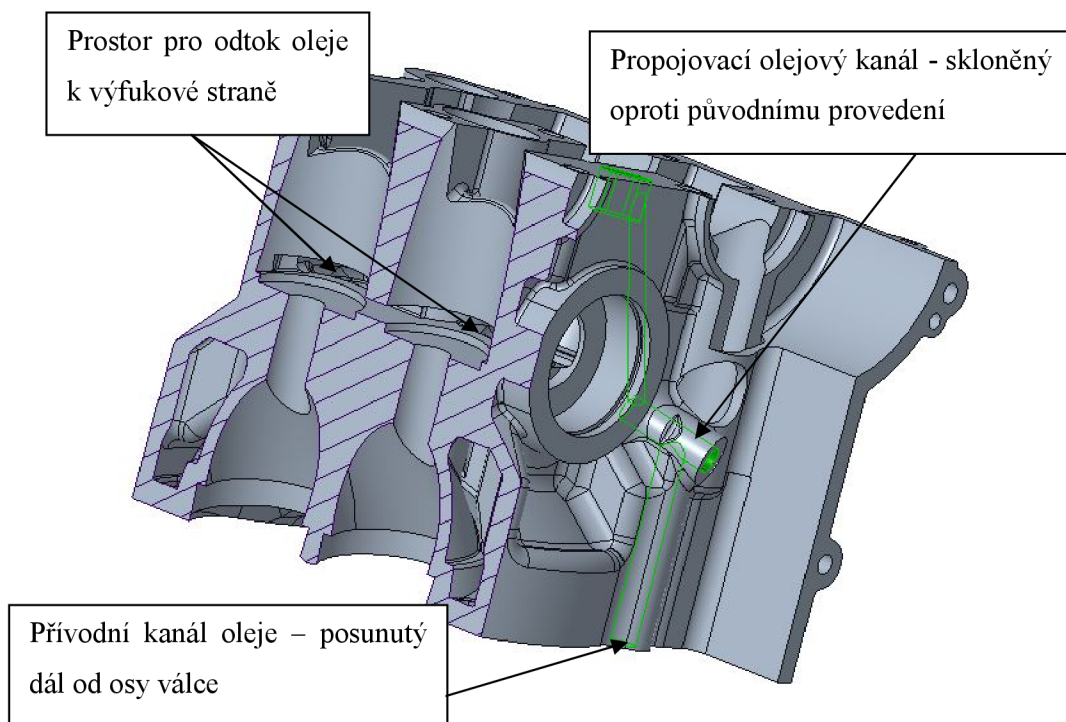


Obr. 7.13: Řez konstrukčním návrhem hlavy v oblasti vodítek ventilů



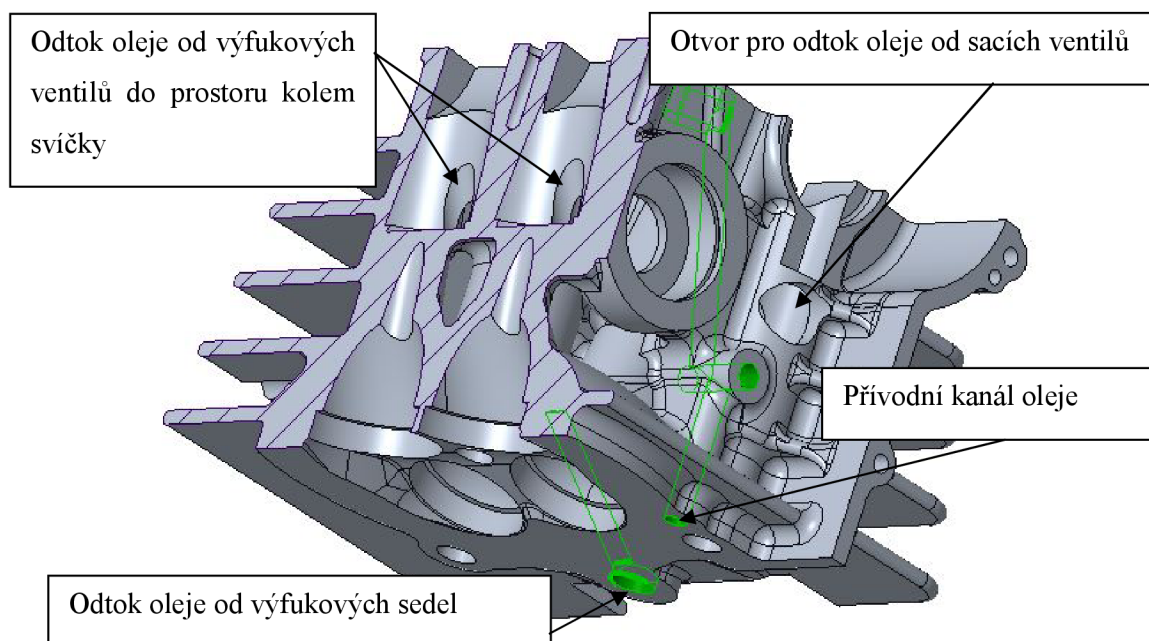
Obr. 7.14: Řez sériově vyráběnou hlavou motoru v oblasti vodítek ventilů

Na obr. 7.15 je zobrazen přívod tlakového oleje ke třmenu kluzných ložisek vačkových hřídelů. Ve třmenu jsou vytvořeny kanály pro přívod oleje k jednotlivým ložiskům. Přívodní olejový kanál je vůči původní hlavě mírně upraven, aby mohl být vytvořen vodní prostor. Hlavní rozdíl je v posunutí vstupního olejového kanálu dál od osy válce a jeho prodloužení. Dále byl skloněn „propojovací“ olejový kanál, aby nezasahoval do vodního prostoru. Na konci tohoto kanálu bude po vyvrtání vytvořen závit, do kterého se našroubuje stavěcí šroub (červík). Navržené řešení je uzpůsobeno tak, aby nedocházelo ke kolizi s pohonem rozvodového mechanismu. Pod vedením zdvihátek je u sacích i výfukových ventilů vytvořen prostor pro odtok oleje. K výrobě tohoto prostoru také bude při odlévání nutné použít jádro.



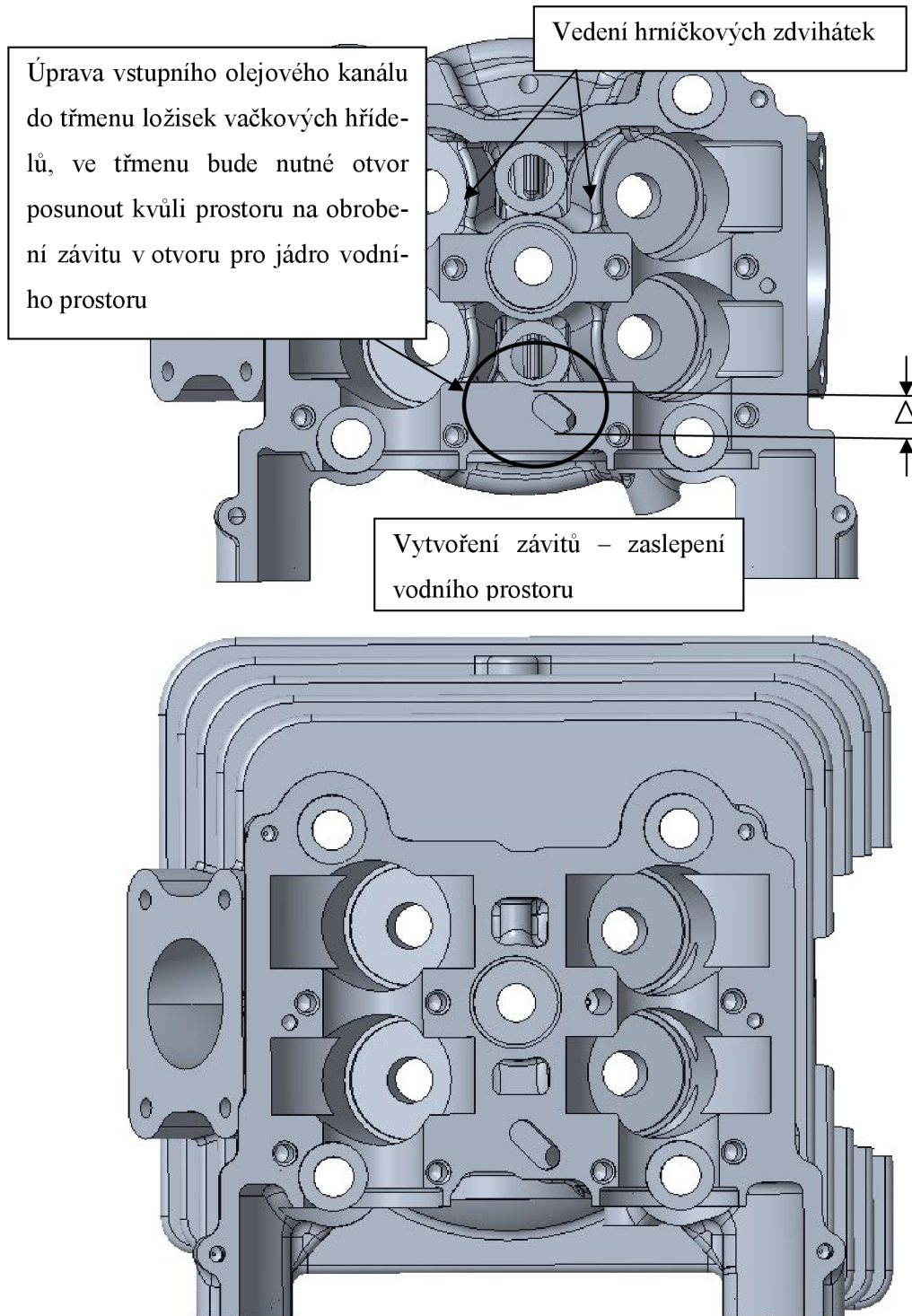
Obr. 7.15: Přívodní a odvodní motorového oleje z kapalinou chlazené hlavy

Olej pod zdvihátky sacích ventilů stéká směrem k výfukovým ventilům a odtud odtéká z boku vyvrtaným otvorem do šachty rozvodového řetězu a následně do klikové skříně. Na obr. 7.16 je pro porovnání model původní hlavy. Mezi sedly je u původní hlavy vyvrtán olejový kanál na chlazení kritického můstku mezi výfukovými ventily a pod výfukovými ventily je kanál na odtok oleje do klikové skříně. Tento kanál není u nového návrhu vytvořen.



Obr. 7.16: Přívod a odvod oleje u původní vzduchem chlazené hlavy

Na obr. 7.17 je pohled na vedení hříčkových zdvihátek ventilů u nové i původní hlavy. U vzduchem chlazené hlavy je okolí zdvihátek zcela vyplněno materiálem. Olej z prostoru zdvihátek sacích ventilů odtéká vyvrtanými otvory do prostoru kolem svíčky a odtud stéká kolem pohonu rozvodů do klikové skříně. Kvůli obrobení závitu v otvoru pro jádro vodního prostoru bude nutné upravit třmen vačkových hřídelů zobrazený na začátku této kapitoly (obr. 7.4).

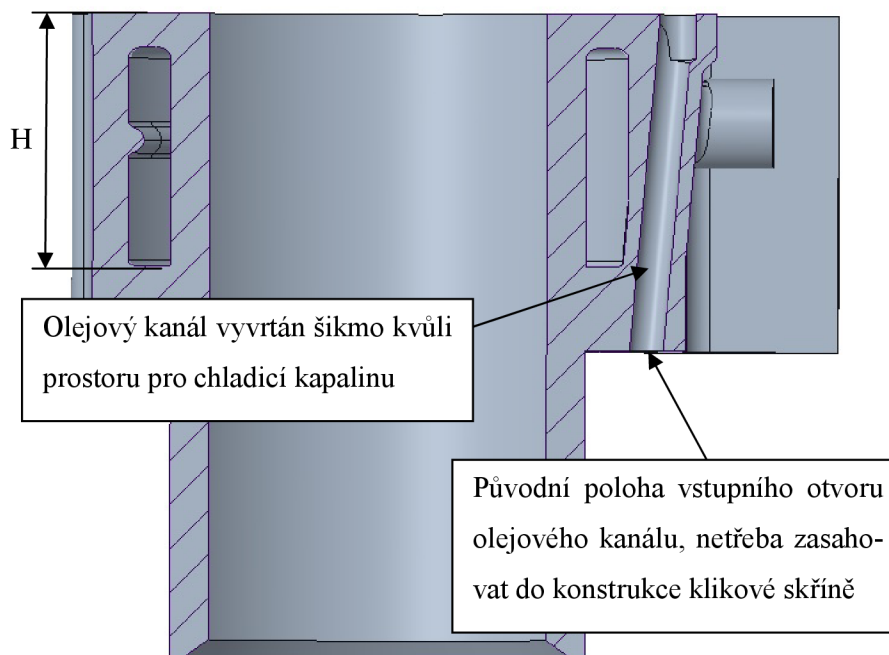


Obr. 7.17: Vedení zdvihátek, porovnání s původní vzduchem chlazenou hlavou

7.4 Popis konstrukčního návrhu kapalinou chlazeného válce

Konstrukční úprava bloku spočívá ve vytvoření chladicího prostoru kolem válce a v provedení vstupu chladicí kapaliny do válce. Válec bude vyroben jako monolitický blok ze slitiny Al-Si, s kluzným povrchem vytvořeným metodou NIKASIL. Při konstrukci vodního prostoru je třeba zvolit takové geometrické uspořádání vstupního otvoru, které zajistí rovnoměrné obtečení celého válce od vstupního hrdla až k přepouštěcím kanálům do hlavy válců. Optimalizaci provedení vstupu kapaliny do válce je věnována kapitola 9.

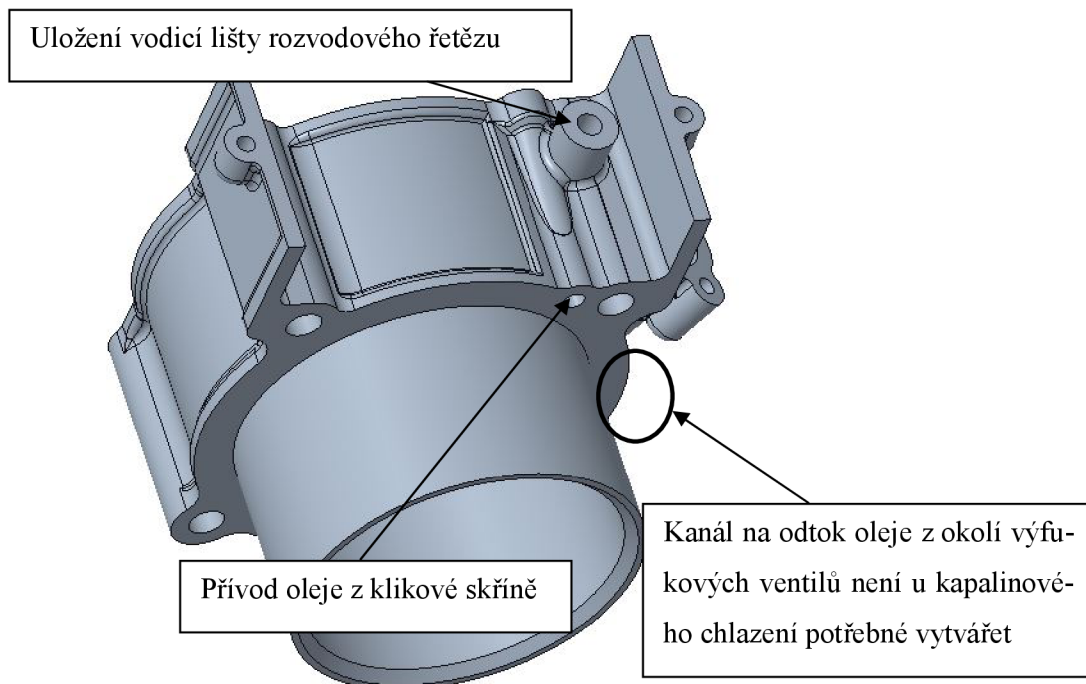
Důležitý parametr je hloubka vodního prostoru, znázorněná parametrem H na obr 7.18. U válců z hliníkových slitin vodní prostor zasahuje přibližně do jedné třetiny délky pohybu pístu. U konkrétního motoru se píst pohybuje po povrchu válce do vzdálenosti 94 mm. Hloubka vodního prostoru byla zvolena s určitou rezervou a její vzdálenost je 45 mm, blíží se tedy skoro polovině délky pohybu pístu. Optimální hloubku vodního prostoru je v budoucnu nutné ověřit tepelným výpočtem. Hloubku lze případně celkem snadno upravit. Součástí této práce je optimalizace vstupního otvoru chladicí kapaliny do válce popsána v kapitole 9.



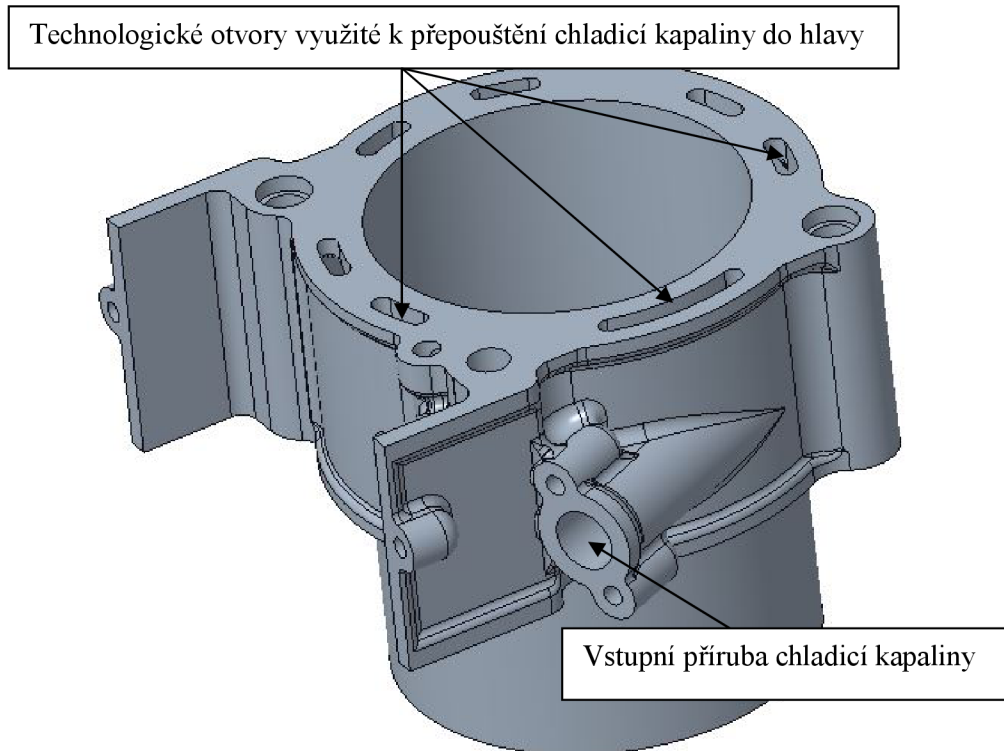
Obr. 7.18: Řez válcem v ose olejového kanálu

Olejový kanál vedoucí válcem je mírně vyosen, aby bylo možné vytvořit vodní prostor kolem válce, řez olejovým kanálem je na obr. 7.18. Díky tomu byla zachována poloha vstupního otvoru olejového kanálu a nebude třeba v tomto místě upravovat klikovou skříň. Dosedací plocha válce na klikovou skříň včetně olejového kanálu byla při úpravě ponechána téměř v původním stavu. Jediná změna nastává v přední části bloku válce, kde je u vzduchem chlazené hlavy vytvořen kanál pro odtok oleje z prostoru mezi sedly výfukových ventilů. Mazací olej z hlavy bude zpět do klikové skříňe odtékat pouze kolem rozvodového řetězu.

V místě, kde byl u vzduchem chlazené hlavy kanál pro odtok oleje od výfukových sedel, je u nového návrhu vytvořen vstupní otvor chladicí kapaliny do válce (obr. 7.19 a 7.20).

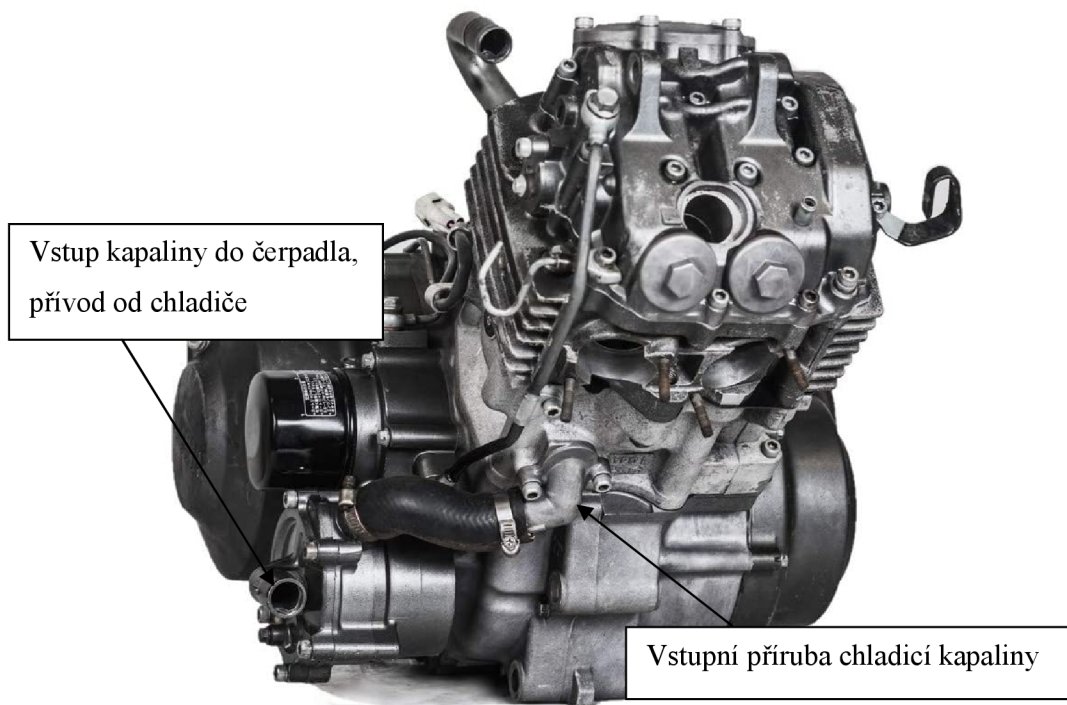


Obr. 7.19: Zobrazení dosedací plochy válce na klikovou skříň



Obr. 7.20: Model válce

Poloha vstupu kapaliny do válce bude použita jako výchozí parametr k dalším úpravám spalovacího motoru. Provedení vstupního otvoru znázorněné na obr. 7.20 počítá s vyvedením kapaliny z oběžného čerpadla pomocí hadice a příruby podobně, jako je tomu na obr. 7.21. Při tomto způsobu by kliková skříň nevyžadovala prakticky žádnou úpravu, mohl by být použit stejný odlitek a kanál na odvod oleje z oblasti výfukových sedel by nebyl vyvrtán. V případě vyvrtání otvoru, by byl otvor zaslepen pomocí těsnění mezi válcem a klikovou skříní nebo pomocí závitové zátky. Oběžné čerpadlo chladicí kapaliny bude upevněno na bočním víku klikové skříně. Boční víko bude nutné upravit. Pro lepší představu je na začátku kapitoly na obr. 7.4 zobrazen model válce v sestavě původního motoru. Úprava bočního víka pro uložení čerpadla a případná úprava klikové skříně bude provedena v budoucnu.



Obr. 7.21: Příklad přívodu chladicí kapaliny do válce

Při konstrukčním návrhu je také nutné uvažovat změnu výšky válce z důvodu vložení těsnění hlavy a válce a zároveň zachování kompresního poměru. Výchozí motor spaluje metanol a má vysoký kompresní poměr. Kompresní poměr bude zřejmě nutné snížit, protože například použití motoru v cestovním motocyklu vyžaduje provoz na benzin a ten kvůli nižšímu oktánovému číslu vyžaduje menší kompresní poměr. Návrh těsnění hlavy a válce v této práci není proveden, pouze je vytvořen zjednodušený 3D model těsnění s výškou 1 mm a s přepouštěcími otvory chladicí kapaliny. Model těsnění, použitý při CFD simulaci proudění, je k dispozici na příloženém DVD. Při budoucím návrhu těsnění z něj mohou být odměřeny rozměry přepouštěcích kanálů. Výrobní dokumentace počítá se snížením výšky válce o 1 mm. Po návrhu těsnění a úpravě kompresního poměru bude třeba výšku válce ve výkresové dokumentaci pravděpodobně upravit.

8 Numerická simulace proudění

Studium a vizualizace proudění tekutin se provádí matematickým modelováním proudění pomocí CFD (Computational Fluid Dynamics) založeném na numerickém řešení fyzikálních rovnic. Rovnice, které popisují mechaniku proudění tekutin, se obvykle označují jako Navier-Stokesovy rovnice. Popisují pohyb viskózní, tepelně vodivé tekutiny a jsou známy více než 150 let.

K simulaci proudění chladicí kapaliny válcem a hlavou válců byl v této práci použit modul Flow Analysis od firmy Simerics, implementovaný přímo v programu Creo 7.0. Simulace proudění tedy byla provedena ve stejném prostředí jako tvorba 3D CAD modelu bez nutnosti exportu dat. Byl použit stacionární model proudění nestlačitelné viskózní tekutiny bez přenosu tepla. Tento model využívá následující základní fyzikální rovnice:

- rovnice zachování hybnosti
- rovnice kontinuity (zachování hmoty)

Pro výpočet proudění je nutné vědět, o jaký typ proudění se jedná. Určení typu proudění se provádí na základě Reynoldsova čísla Re [-]. Kritická hodnota Reynoldsova čísla s hodnotou $Re_{krit} = 2\,300$ udává přechod mezi laminárním a turbulentním prouděním (platí při vnitřním proudění). Na vznik turbulencí má kromě hodnoty Re vliv také drsnost stěny a vibrace. U dokonale hladkých stěn bez chvění může být laminární proudění i při $Re > Re_{krit}$, stačí však menší vzruch (malé vibrace) a vzniká turbulence. Reynoldsovo číslo ve vstupním otvoru do bloku válce je v řádu desetitisíců, o přítomnosti vibrací není pochyb. Na základě předchozích východisek je nutné použít model turbulentního proudění.

Turbulence je determinovaná náhodným pohybem částic tekutiny. Turbulentní proudění je složeno z různě velkých turbulentních vírů. Velké víry obsahují většinu energie a postupně se rozpadají na menší. Kaskáda rozpadu vírů je ukončena disipací kinetické energie nejmenších vírů v energii tepelnou. Modelování turbulence je klíčový problém ve většině CFD simulací. Prakticky všechny inženýrské aplikace jsou turbulentní, a proto vyžadují model turbulence. Neexistuje však žádný model turbulence, který by byl všeobecně použitelný pro všechny případy. Volba typu turbulentního modelu závisí na způsobu toku, požadované přesnosti řešení, dostupné výpočetní technice a množství času pro simulaci. [10]

Proudění modelované pomocí CFD může být řešeno přímou numerickou simulací (Direct Numerical Simulation), která je sice nejpřesnější, ale má obrovské výpočetní nároky. Dalším způsobem je takzvaná metoda velkých vírů (Large Eddy Simulation), která filtruje malé víry a řeší tak pouze část turbulentního spektra obsahující velké víry. Třetím způsobem je takzvané časové středování podle Reynoldse - RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes). Tato metoda modeluje všechny velikosti turbulentních vírů a řeší je jako zprůměrované hodnoty proudění. Tím se výrazně snižují výpočetní nároky a zároveň je obvykle zachována dostatečná přesnost výsledků. Výsledkem simulace je střední proudové pole, které je stacionární. Metoda

časového středování RANS je nejpoužívanější pro řešení inženýrských úloh. Existují rozdílné RANS modely, které zjednodušují problém turbulentního proudění přidáním různých dalších transportních rovnic. [10]

Creo Flow Analysis používá metodu RANS a k řešení turbulentního proudění nabízí modely Standard k- ϵ a RNG k- ϵ . Modely k- ϵ jsou historicky nejpoužívanější modely turbulence používané v průmyslových výpočtech [10]. K výpočtům v této práci byl použit model Standard k- ϵ , navržený Launderem a Spaldingem v roce 1974. Model k- ϵ je často doporučovaný díky ekonomičnosti a dostatečné přesnosti výpočtu v širokém rozsahu typů turbulentního proudění [10]. Jedná se o semi-empirický model, který je založený na řešení dvou rovnic:

- rovnice pro turbulentní kinetickou energii - k
- rovnice pro disipaci (rozptýlení) kinetické energie - ϵ

Model k- ϵ modeluje takzvaná Reynoldsova napětí pomocí turbulentní viskozity, využívá při tom takzvané Boussinesquovy hypotézy [10]. Při výpočtu pomocí stacionárního modelu k- ϵ je nutné zadat počáteční podmínky pro turbulentní kinetickou energii (k) a pro disipaci kinetické energie (ϵ). Jejich určení je často velmi obtížné z důvodu poměrně velké náhodnosti chování turbulentního proudění.

8.1 Pre-Processing

K simulaci byly v programu zvoleny následující výpočetní moduly:

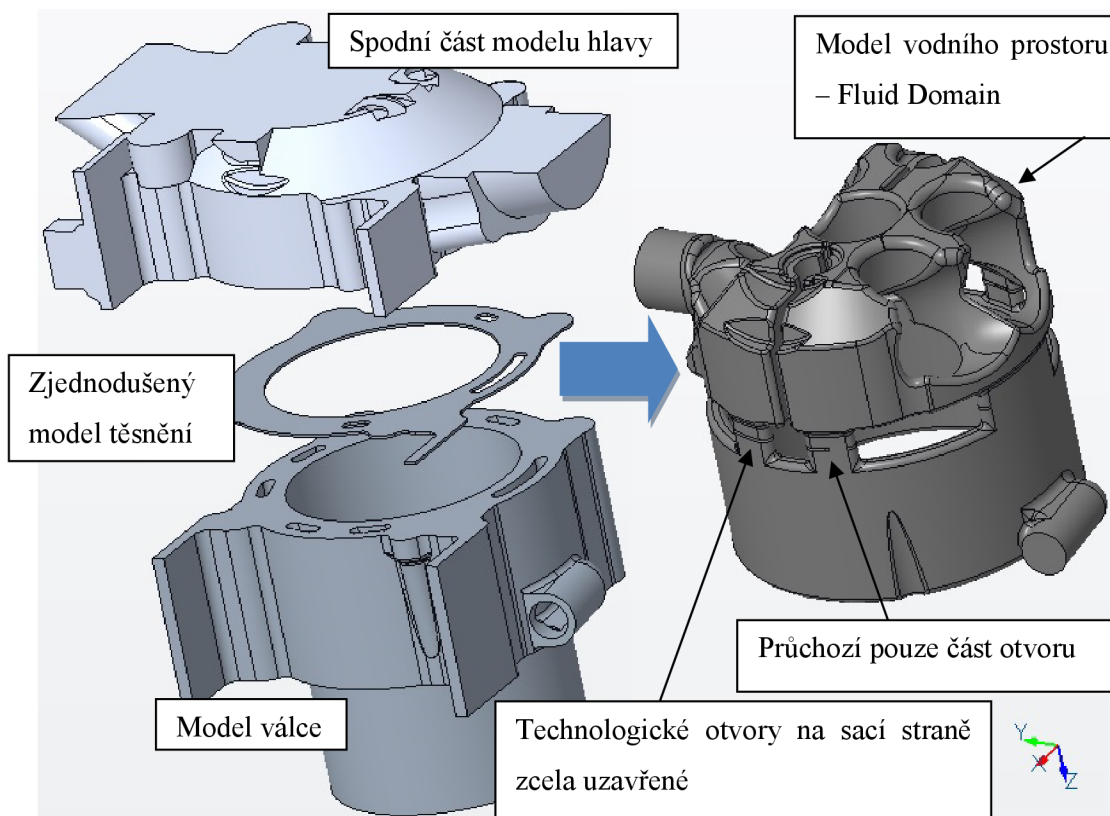
- Flow (proudění)
- Turbulence
- Streamline (proudnice)

Součástí Pre-Processingu je vygenerování modelu vodního prostoru (Fluid Domain), tvorba výpočetní sítě, nastavení vlastností proudícího média a zadání okrajových podmínek na vstupní a výstupní otvor vodního prostoru, případně nastavení dalších parametrů pro výpočet.

8.1.1 Tvorba výpočetní sítě

Nejprve byla v programu Creo Parametric vytvořena sestava hlavy, těsnění a válce. Poté byl program přepnut do modulu Flow Analysis, kde byl z této sestavy vygenerován model vodního prostoru (Fluid Domain). Jelikož se jedná o poměrně složitou geometrii, nebyly pro generování vodního prostoru použity finální modely. V modelu těsnění byly vytvořeny otvory pouze pod výfukovými ventily, jak je vidět na obr. 8.1. Na straně sání bude při výrobě těsnění potřeba udělat malé otvory zajišťující odvětrání vodního prostoru válce. Tyto otvory byly pro zjednodušení při simulaci zanedbány.

Pro simulaci byla použita pouze spodní část hlavy s vodním prostorem, tedy bez horní části s rozvodovým mechanismem a s „ucpanými“ sacími a výfukovými kanály. Ucpány byly také ostatní otvory v hlavě, které nesouvisí s prouděním chladicí kapaliny. Při použití složitého finálního modelu totiž program nedokázal vygenerovat vodní prostor (Fluid Domain). Podobně byly vyplněny i otvory v bloku válce. Tím bylo usnadněno generování proudicí domény, vytvořené příkazem „Create Fluid Domain“. Na obr. 8.1 je pro názornost zobrazen rozložený model sestavy použitý pro simulaci, v pravé části obrázku je vygenerovaný model vodního prostoru (Fluid Domain).

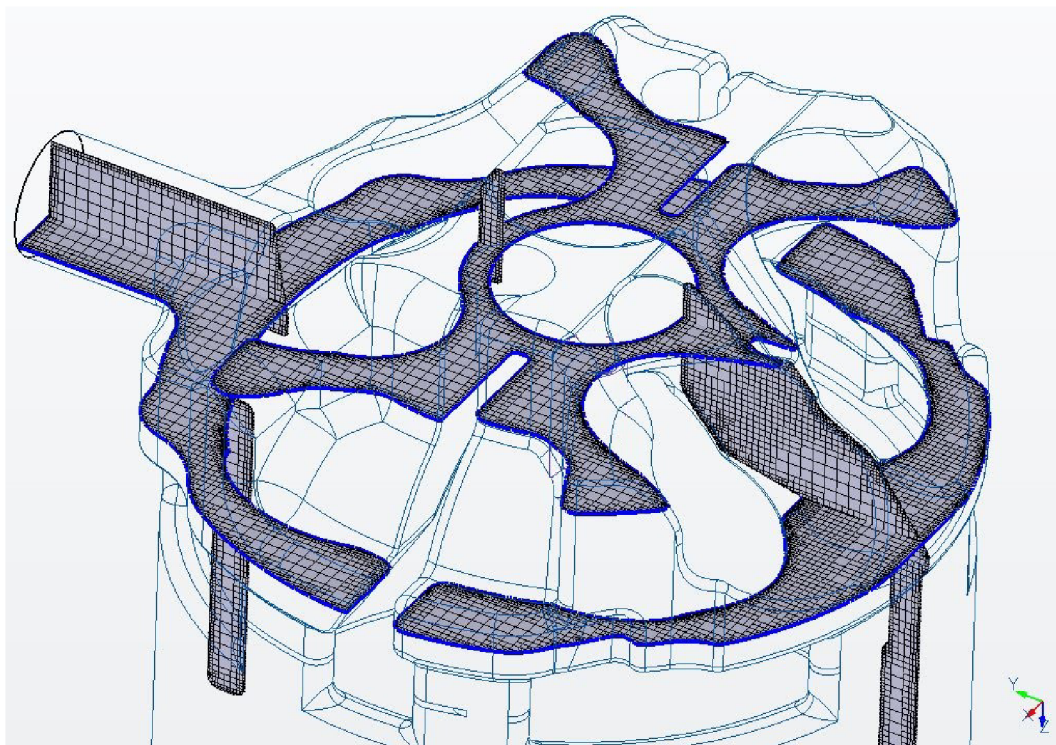


Obr. 8.1: Sestava použitá pro CFD a vygenerovaný model vodního prostoru

Po vygenerování vodního prostoru následovalo vytvoření výpočetní sítě pomocí příkazu „Mesh Generation“. Hustota sítě zásadně ovlivňuje přesnost výsledků výpočtu, musí být volena s ohledem na požadovanou přesnost výsledků a náročnost na výpočetní výkon [10]. Při nedostatečně husté síti měl výpočet tendenci divergovat. Naopak při příliš husté síti značně prodlužovala čas výpočtu. Sérií pokusů bylo nalezeno optimální nastavení sítě, při kterém nebyl výpočet příliš časově náročný a došlo k ustálení reziduí, tedy ke konvergenci řešení. Nastavované parametry sítě spolu s parametry vygenerované sítě jsou na obr. 8.2. Upravovány byly pouze zvýrazněné parametry, ostatní byly ponechány defaultní. Detail výpočetní sítě je na obrázku 8.3.

Property	Value	Grid and Geometry Information:
▼ Surface Tessellation		Mesh Type: 3D
Type	Regular	Number of Cells: 2024958
Chord Heights	0.010000	Number of Faces: 7529477
Angle Controls	0.100000	Number of Nodes: 3309164
	Update Tessellation	Lower Bound [m]
▼ Mesh Generation		X: -0.0557918 [m]
Method	Global	Y: -0.0704524 [m]
Setup Options	Normal Mode	Z: -0.0505 [m]
Create/Replace Mesh	Replace: WHOLE_MESH	Upper Bound [m]
Mesh Location	Interior Volumes	X: 0.0559701 [m]
CAD Surfaces		Y: 0.082 [m]
Cell Size Specification	Absolute	Z: 0.0461 [m]
Critical Edge Angle	30.000000	Surface Info:
Curvature Resolution	35.000000	Number of Faces: 123919
Maximum Cell Size	0.019000	
Minimum Cell Size	0.000100	
Cell Size on Surfaces	0.000400	
Create a Refinement Zone	No	
Cell Size on Boundaries	Default	
Min. Cell Refinement on Boundaries	Default	
	Generate Mesh	

Obr. 8.2: Nastavení a parametry výpočetní sítě



Obr. 8.3: Zobrazení detailu výpočetní sítě pomocí řezů

8.1.2 Nastavení vlastností proudícího média

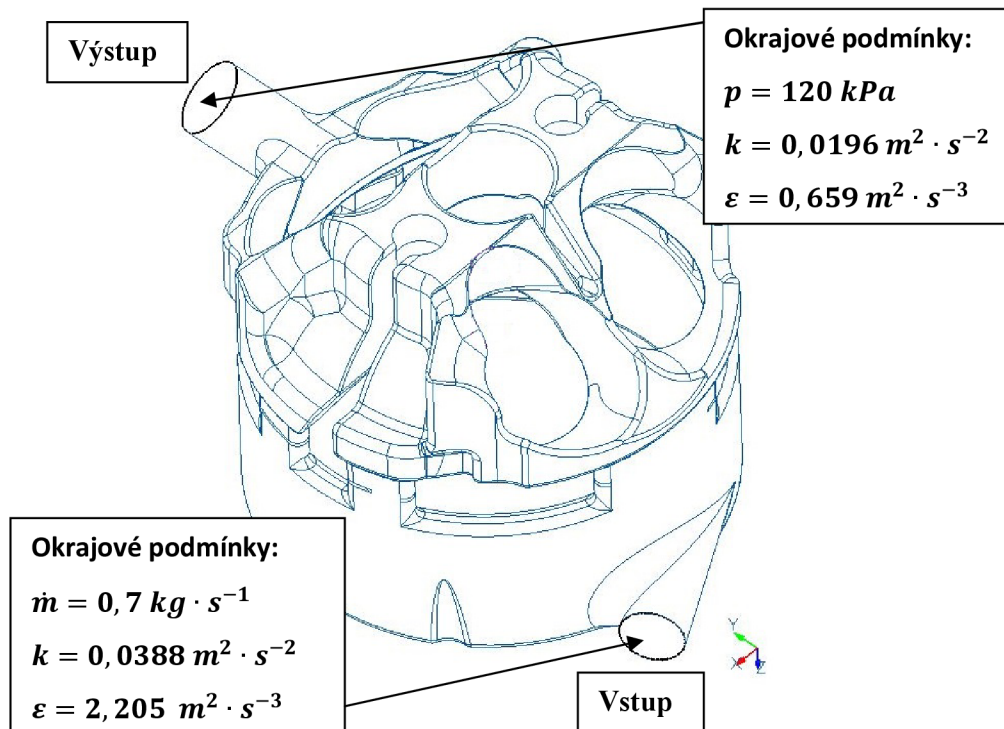
Příkazem „Materials“ byly nastaveny vlastnosti proudícího média. V nabízeném seznamu byla vybrána položka „WATER“, která má defaultně nastavené vlastnosti vody při 20 °C. Jelikož bylo pracovní médium uvažováno jako nestlačitelné, byla nastavena konstantní hustota kapaliny („Constant Density“). Vlastnosti vody při 20 °C se blíží vlastnostem směsi vody a ethylenglykolu v poměru 50/50 při 80 °C, porovnání hodnot je znázorněno v tabulce 8.1. Díky použití defaultní hodnoty nebylo třeba ručně zadávat parametry chladicí kapaliny u jednotlivých simulací.

Pracovní médium	ρ [kg·m ⁻³]	μ [Pa·s]	ν [m ² ·s ⁻¹]
voda (80°C)	971,8	0,000362	$0,352 \cdot 10^{-6}$
voda (20°C)	998,2	0,001003	$1,005 \cdot 10^{-6}$
voda + ethylenglykol 50/50 (80°C)	1035	0,001038	$1,01 \cdot 10^{-6}$

Tabulka 8.1: Porovnání fyzikálních vlastností chladicích médií

Pokud by byl do simulace zahrnut i výpočet přestupu tepla, bylo by již nutné zadat parametry pracovního média ručně, jelikož měrná tepelná kapacita a tepelná vodivost směsi vody a glykolu se od čisté vody poměrně liší a výsledky by mohly být zkreslené. Při použití směsi vody a glykolu dojde ke snížení součinitele přestupu tepla ze stěny do chladicí kapaliny přibližně o 20 % vůči čisté destilované vodě [3].

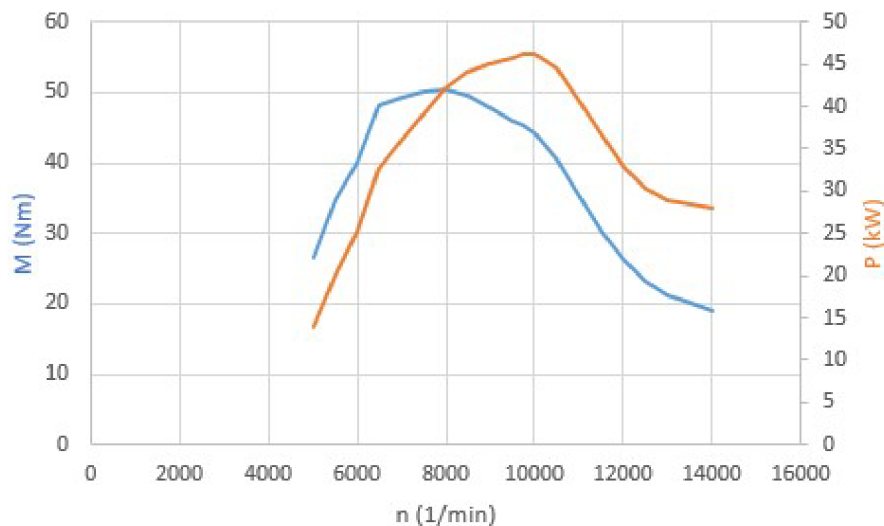
8.1.3 Zadávání okrajových podmínek



Obr. 8.4: Okrajové podmínky

K simulaci byl použit stacionární model proudění nestlačitelné viskózní tekutiny bez přenosu tepla. Běžnými okrajovými podmínkami pro tento model jsou rychlost/hmotnostní tok na vstupu a tlak na výstupu. U stacionárního modelu turbulentního proudění je nutné zadat také okrajové hodnoty turbulentních veličin k a ε pro vstupní i výstupní otvor.

Maximální výkon upravovaného závodního motoru je přibližně 45 kW. Na obr. 8.5 je odhad vnější otáčkové charakteristiky prototypu. Výkon odváděný chlazením má podobnou velikost jako efektivní výkon motoru.



Obr. 8.5: Odhad vnější otáčkové charakteristiky motoru [24]

Potřebný hmotnostní průtok chladicí kapaliny jsem odhadl pomocí charakteristiky vodního čerpadla skutečného čtyřválcového automobilového motoru. Podle této charakteristiky je velikost chladicího výkonu rovna přibližně 88 % z efektivního výkonu motoru. Při výkonu motoru 45 kW vychází při úvaze shodné účinnosti potřebný chladicí výkon přibližně 40 kW a pro tento chladicí výkon byl v charakteristice čerpadla pomocí přímé úměrnosti odečten hmotnostní průtok:

$$\dot{m} = 0,7 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}.$$

Volbu průtoku chladicí kapaliny lze porovnat s údaji z [4], kde je udáván maximální průtok chladicí kapaliny od 1,38 do 7 litrů/s. Tyto hodnoty platí pro rozmezí od menších motorů osobních automobilů po největší motory nákladních vozů.

Jelikož soustava kapalinového chlazení pracuje s přetlakem vůči atmosferickému tlaku, byla na výstupu použita okrajová podmínka „Specified Total Pressure“ s hodnotou:

$$p = 120\,000 \text{ Pa}$$

V dalším kroku stanovení okrajových podmínek byla podle hmotnostního průtoku chladicí kapaliny (konstantní průtok) a průřezu otvoru spočtena rychlost a Reynoldsovo číslo (ve vstupním i výstupním otvoru).

Velikost Reynoldsova čísla odpovídá průtoku potrubím kruhového průřezu, kde charakteristický rozměr d je roven průměru kruhového otvoru:

$$Re = \frac{d \cdot v}{\nu}$$

Hodnoty rychlosti a Reynoldsova čísla ve vstupním a výstupním otvoru byly následně využity k odhadu počátečních hodnot turbulentních veličin k a ε . Určení hodnot k a ε je poměrně složité, ke správnému určení je třeba mít dostatek zkušeností z oblasti proudění. Ideální je znát hodnoty k a ε z podobného případu. K přibližnému odhadu byly použity vztahy dostupné z [19]. Správnost hodnot k a ε tím není zcela zaručena, nicméně po jejich zadání do programu se poměrně zlepšil průběh jednotlivých iterací při výpočtu v porovnání s ponecháním defaultních hodnot nabízených programem. Pro odhad turbulentní kinetické energie byl použit vztah:

$$k = \frac{3}{2} \cdot (v \cdot I)$$

kde v je střední rychlost proudění a I je intenzita turbulence. Pro intenzitu turbulence byl použit vztah:

$$I = 0,16 \cdot Re^{-\frac{1}{8}}$$

Okrajové hodnoty disipace turbulentní energie byly spočteny dle vztahu:

$$\varepsilon = C_{\mu}^{\frac{3}{4}} \cdot \frac{k^2}{l}$$

Kde $C_{\mu} = 0,09$ je konstanta výpočetního modelu turbulentního proudění a l je parametr „turbulent length scale“, který byl spočten dle vztahu:

$$l = 0,038 \cdot d$$

V tabulce 8.2 jsou okrajové podmínky turbulence pro vstupní a výstupní otvor.

Na obr. 8.6 jsou okrajové podmínky zadané do programu.

	\dot{m} [kg · s ⁻¹]	d [mm]	v [m · s ⁻¹]	Re [-]	k [m ² · s ⁻²]	ε [m ² · s ⁻³]
vstup	0,7	15	3,97	58950	0,0388	2,2053
výstup	0,7	18	2,76	49123	0,0196	0,659

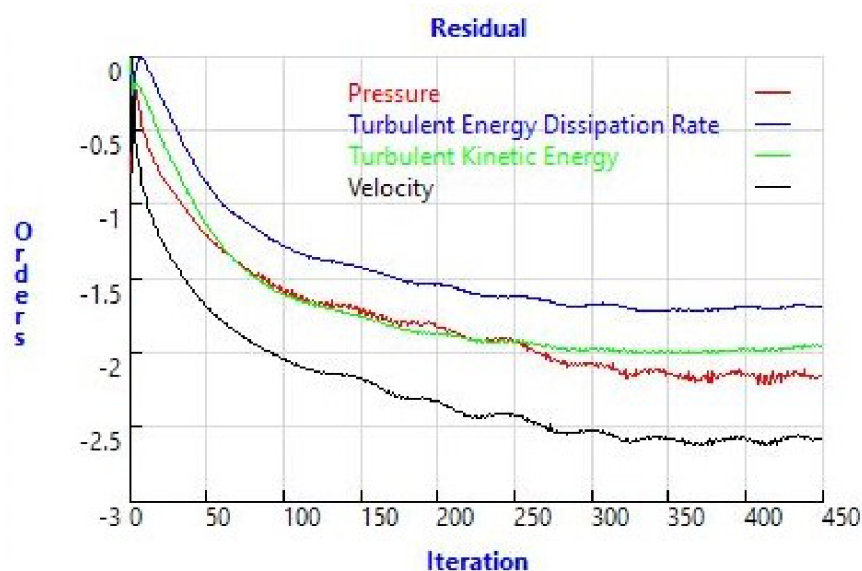
Tabulka 8.2: Okrajové hodnoty turbulentních veličin

vstup		vystup	
Property	Value	Property	Value
▼ Flow	Specified Mass Flux	▼ Flow	Specified Total Pressure
Flow Direction	Inflow	Directional Option	Boundary Normal
Mass Flux	0.7 kg/s	Total Pressure	120000 Pa
Velocity Profile	Fully Developed	Velocity Profile	Zero Gradient
Output	Default	Output	Default
▼ Turbulence	Specified Values	▼ Turbulence	Specified Values
Turb. Kinetic Energy	0.0388244 m ² /s ²	Turb. Kinetic Energy	0.0195964 m ² /s ²
Turb. Kinetic Energy Diss. Rate	2.2052853 m ² /s ³	Turb. Kinetic Energy Diss. Rate	0.6590055 m ² /s ³
Output	Default	Output	Default
▼ Streamline	Open	▼ Streamline	Open
Release Particle	Yes	Release Particle	No
Direction	Forward	Output	Default
Random Release	Yes		
Number of Particles	30		
Release Position	Face Center		
Output	Default		

Obr. 8.6: Okrajové podmínky zadané do programu

8.2 Processing

Po zadání všech parametrů byla příkazem „Run“ spuštěna simulace. Před spuštěním simulace byl nastaven stacionární výpočet (Steady), který vycházel z počátečních podmínek (Start from Initial Values). Na běžném počítači (3,40 GHz, 8GB RAM) trval výpočet 500 iterací asi 50 minut. Na obr. 8.7 je zobrazen průběh výpočtu s řády reziduí u jednotlivých iterací. Ustálení rezidua při 350. iteraci lze již považovat za dostatečné.



Obr. 8.7: Průběh výpočtu jednotlivých iterací

8.3 Post-processing

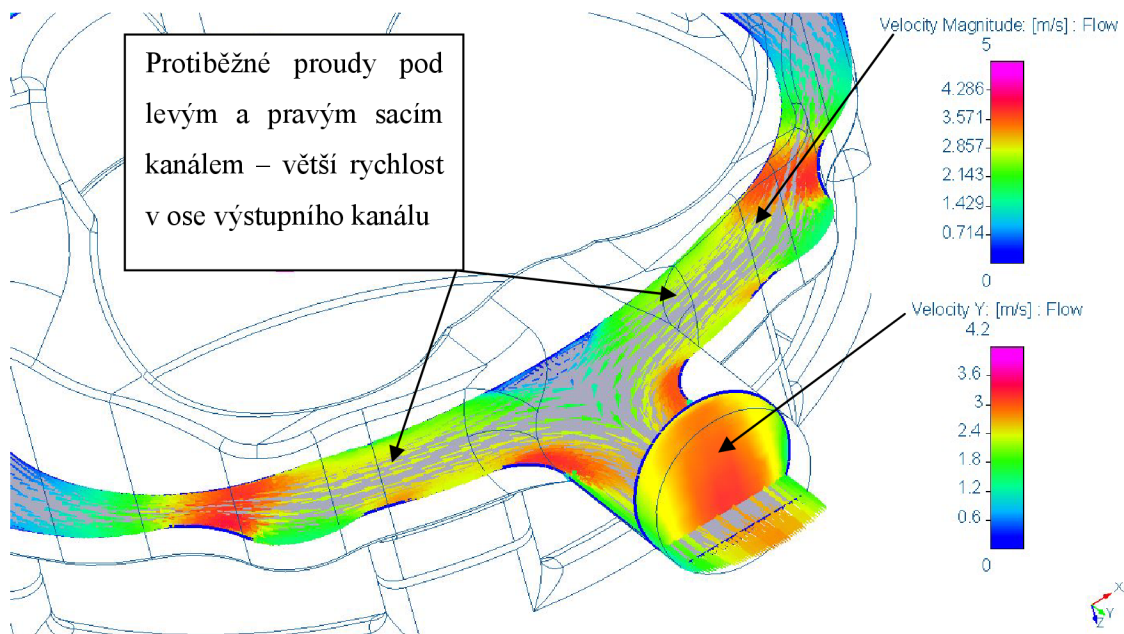
Úkolem post-processingu je vyhodnocení výsledků simulace. Sledován byl především průběh rychlosti, která je úměrná hmotnostnímu, respektive objemovému toku proudící kapaliny. K porovnání jednotlivých variant bylo v této práci využito vektorových polí a proudnic zobrazujících směr a rychlost proudění. Díky proudnicím lze celkem rychle zhodnotit stav proudění. Pro objektivnější vyhodnocení proudění byly při optimalizaci použity kontrolní řezy zobrazující vektorová pole rychlostí. Kromě rychlosti proudění byl sledován také tlak, porovnáván byl především tlakový spád mezi vstupem do válce a výstupem z hlavy.

8.3.1 Zhodnocení správnosti výsledků CFD

Pro ověření správnosti výsledků CFD výpočtu jsem porovnal rychlosti ve vstupním a výstupním otvoru chladicí kapaliny s ručně vypočtenými hodnotami rychlostí. Porovnání rychlosti ve vstupním otvoru není příliš vypovídající, neboť zde byl do programu zadán jako okrajová podmínka hmotnostní průtok, který je přímo úměrný rychlosti. Výpočet rychlosti je tedy poměrně jednoduchý. Ve výstupním otvoru však veličina úměrná rychlosti zadána nebyla (byl zde zadán tlak). Na obr. 8.8 je zobrazen průběh rychlostí v řezu výstupního otvoru (ve směru osy „y“). Průměrná hodnota rychlosti odpovídá hodnotě ručně spočtené podle hmotnostního průtoku a průřezu kanálu:

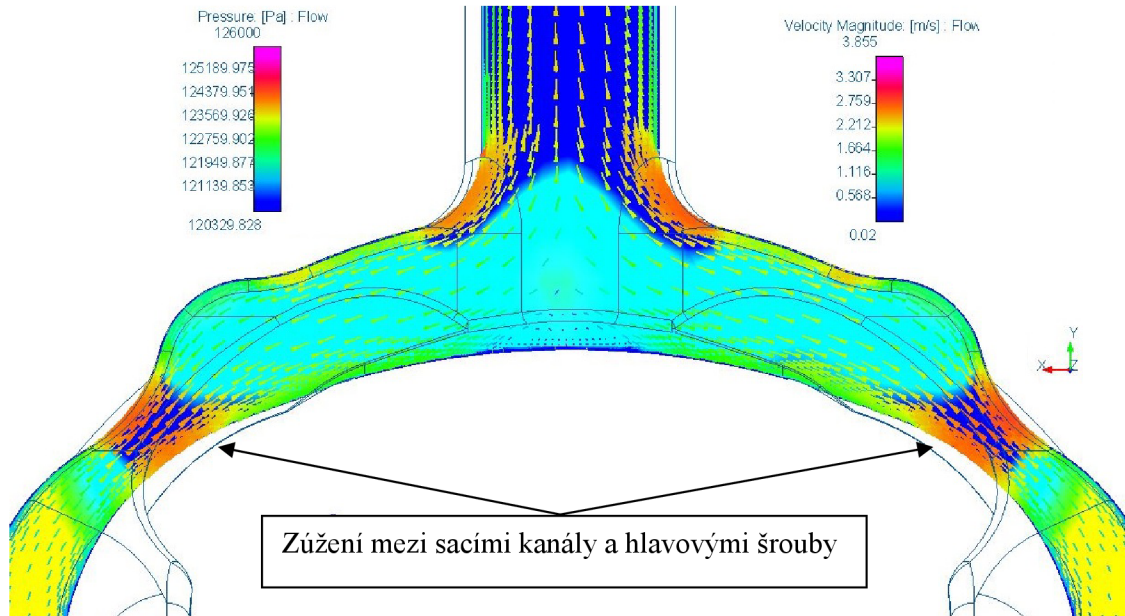
$$v = \frac{\dot{m}}{S \cdot \rho} = \frac{0,7}{2,54 \cdot 10^{-4} \cdot 998} \doteq 2,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Rychlost uprostřed osy kanálu dosahuje vyšších hodnot než na okrajích, což odpovídá stavu kdy do sebe „narazí“ dva protiběžné proudy kapaliny.



Obr. 8.8.: Rychlostní profil ve výstupním otvoru

Pro další kontrolu posloužilo porovnání průběhu tlaku a rychlosti v místech, kde dochází ke změně velikosti průřezu. V zúžení průřezu by měla narůstat rychlost a klesat tlak, průběhy rychlostí a tlaků tomu odpovídají. Na obr. 8.9 je příklad nárůstu rychlosti a poklesu tlaku v zúžení. V řezech jsou zobrazena skalární tlaková pole a vektorová pole rychlostí.



Obr. 8.9: Tlak (skalární pole) a rychlost (vektorové pole) na výstupu z hlavy

9 Optimalizace průtoku chladicí kapaliny

Pomocí CFD simulace byla provedena optimalizace průtoku chladicí kapaliny. Dle zadání byla optimalizována poloha vstupního otvoru do chladicího prostoru válce. Nad rámec zadání diplomové práce byla provedena také optimalizace průtoku chladicí kapaliny pomocí úpravy vodního prostoru v hlavě motoru. Zároveň byl optimalizován také průřez přepouštěcích otvorů v těsnění hlavy a válce. Výsledky ze simulace proudění získané v této práci budou moci být dále použity ke stanovení součinitele přestupu tepla v dalších pracích na Katedře vozidel a motorů TUL. Po nich by mohl následovat simulační výpočet teplotního zatížení hlavy, případně sestavy hlavy a válce.

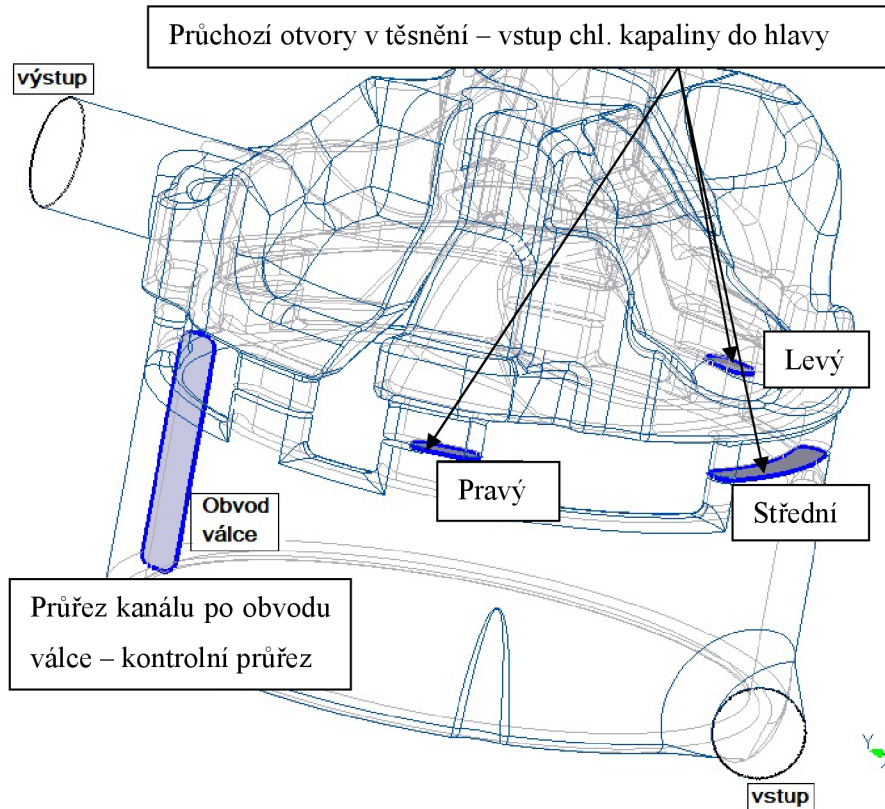
Optimální uspořádání vodního prostoru hlavy a válce umožní dostatečné chlazení kritických míst a rovnoměrné rozložení teplot bez vzniku teplotních gradientů. Pro určení kritických míst, ve kterých je třeba zajistit dostatečnou rychlost proudění, se v této práci vycházelo z obecných poznatků o konstrukci motorů. Podle nich lze očekávat, že nejvíce tepelně namáhaná oblast je zejména v okolí sedel a vodítek výfukových ventilů a v takzvaném můstku mezi výfukovými ventily a zapalovací svíčkou.

K zajištění dostatečného průtoku kapaliny kolem kritických míst a optimálního průtoku ostatními částmi vodního prostoru byly upravovány tyto parametry:

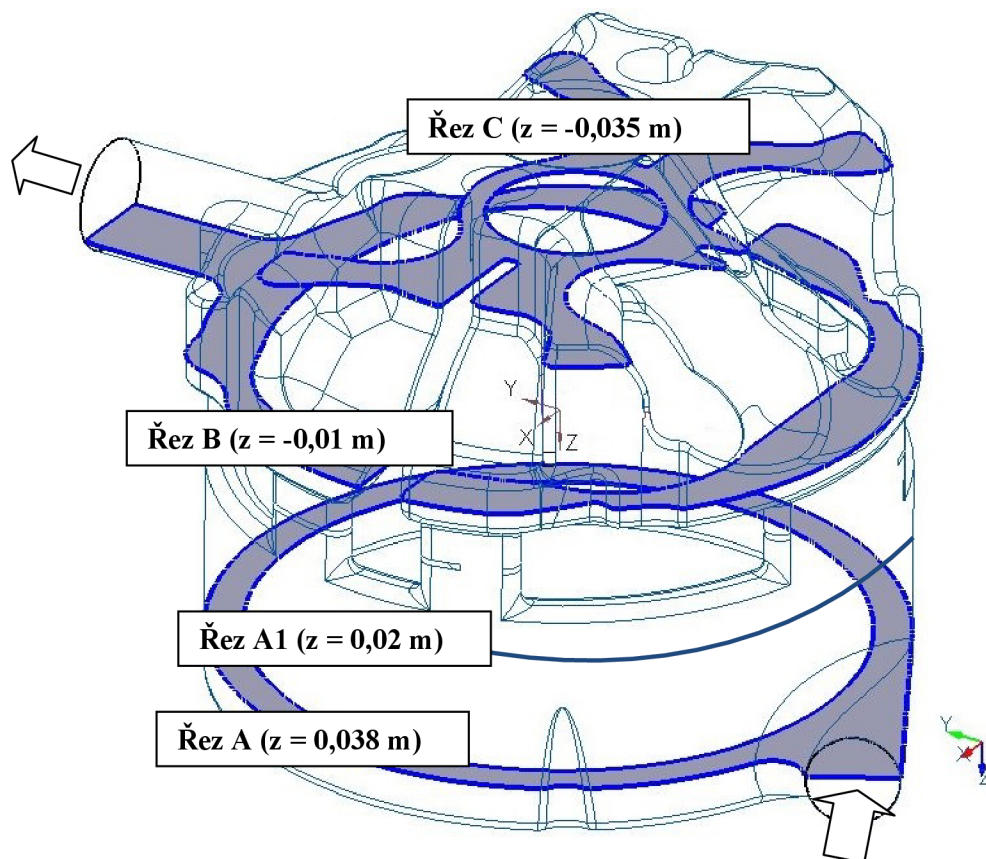
- poloha vstupního otvoru chladicí kapaliny do válce,
- provedení přepouštěcích otvorů v těsnění hlavy a válce,
- úprava geometrie vodního prostoru v hlavě,
- nasměrování proudu do kritických částí hlavy pomocnými žebry a přepážkami.

Při optimalizaci byla snaha zajistit rovnoměrné obtečení válce a následný vstup kapaliny do hlavy skrz přepouštěcí otvory v těsnění na straně výfukových kanálů. V hlavě bylo poté třeba zajistit pokud možno rovnoměrné obtečení sedel výfukových ventilů spolu s dostatečným průtokem kapaliny mezi výfukovými kanály, kde je tepelně nejnamáhanější oblast. Následně byla chladicí kapalina navedena kolem zapalovací svíčky do prostoru sacích kanálů. Výstupní otvor byl kvůli odvodu umístěn v nejvyšším místě hlavy, pod přírubou sacích kanálů. Výstupní otvor byl umístěn souměrně mezi hlavové šrouby ve snaze zajistit rovnoměrné proudění chladicí kapaliny kolem sedel sacích ventilů.

Při hodnocení jednotlivých variant byly sledován průtok kontrolním průřezem na obvodu válce dle obr. 9.1. Průběh rychlostí byl sledován ve čtyřech kontrolních řezech kolmých na osu válce a označených A, A1, B a C. Řezy byly určeny vzdáleností od dosedací plochy hlavy a hlavového těsnění, ve směru osy z. Zobrazení kontrolních řezů je na obr. 9.2., jsou zobrazeny vždy v pohledu „shora“, tedy ve směru osy „z“. V příloze práce jsou zobrazena vektorová pole rychlostí pro jednotlivé varianty vodního prostoru válce v kombinaci s výsledným tvarem vodního prostoru hlavy.



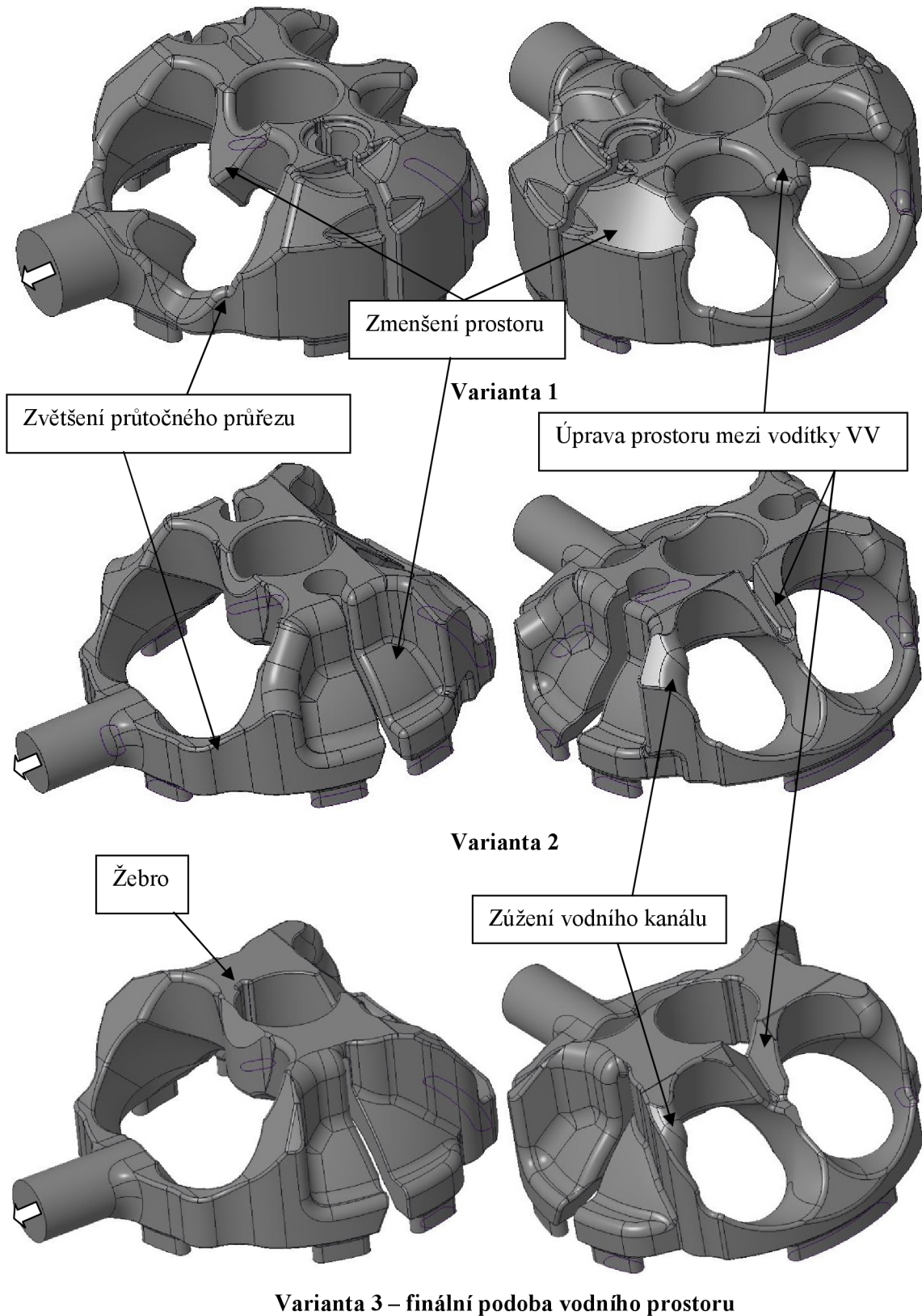
Obr. 9.1: Kontrolní průřez na obvodu válce



Obr. 9.2: Definování kontrolních řezů

9.1 Optimalizace průtoku hlavou válce

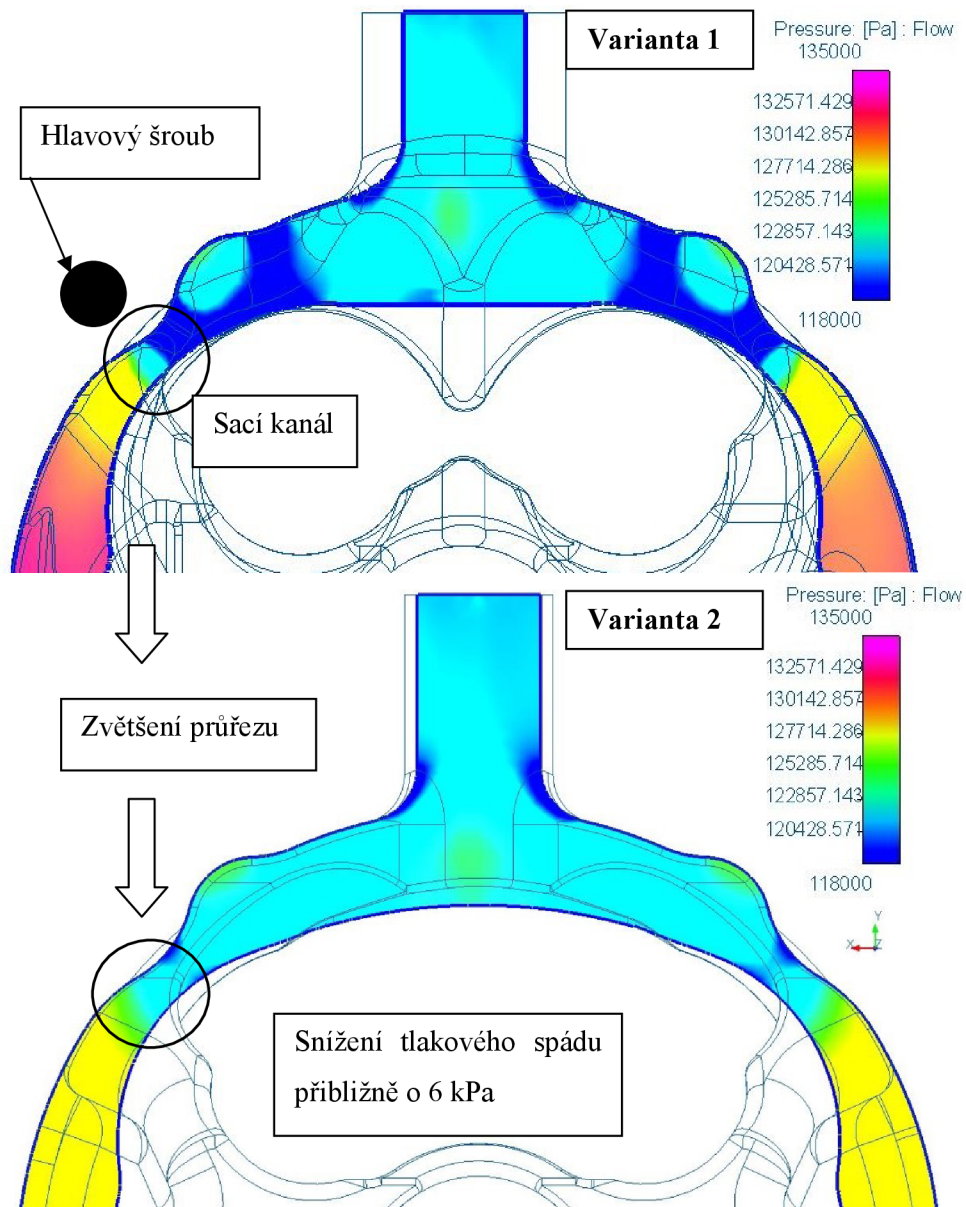
Celkem byly vytvořeny tři varianty vodního prostoru hlavy:



Obr. 9.3: Optimalizace vodního prostoru hlavy

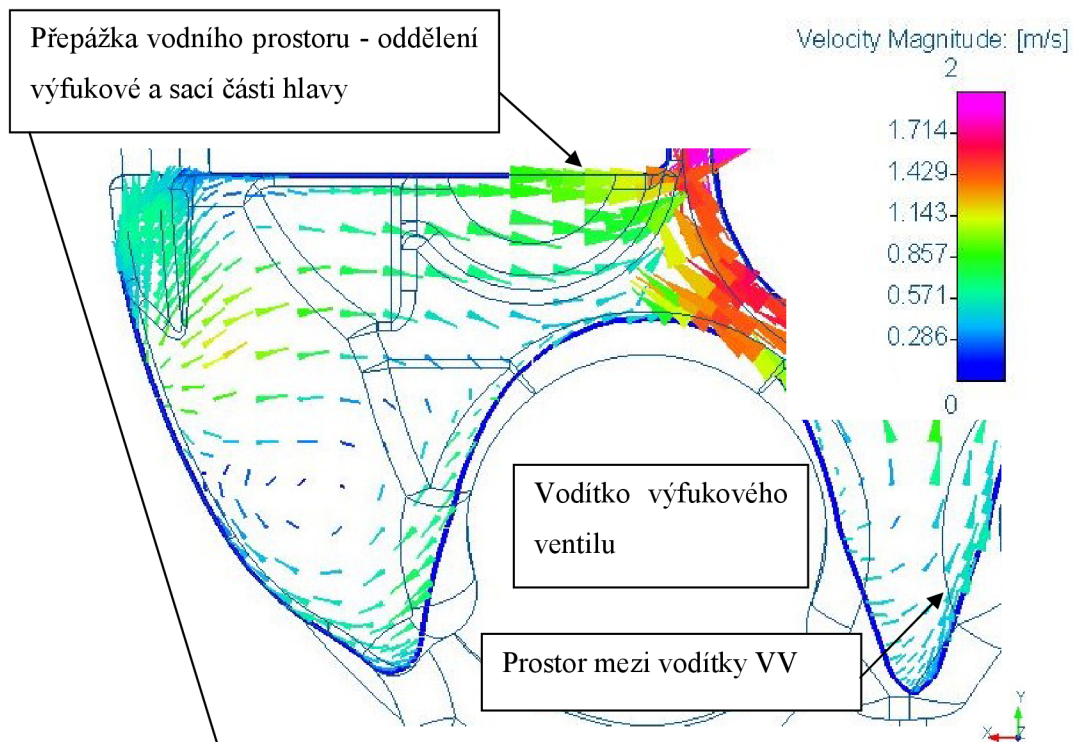
U první varianty vodního prostoru vznikal kvůli zúžení mezi sacími kanály a hlavovými šrouby na obou stranách hlavy velký tlakový spád. Tlakový spád zvyšuje příkon vodního čerpadla, proto je cílem jeho omezení na minimum. U druhé varianty byl zvětšen průtočný průřez v tomto místě s ohledem na zachování dostatečné tloušťky stěn kolem sacích kanálů a hlavových šroubů. Podařilo se snížit tlakový spád přibližně o 6 kPa. Úprava geometrie je viditelná na obr. 9.3, porovnání tlakového spádu je na obr. 9.4. Výsledný celkový tlakový spád hlavou a válcem je dle výsledků simulace přibližně 14 kPa.

Průměr výstupní příruby byl zmenšen z původních 25 mm na 18 mm. U původního výstupního otvoru by bylo nutné používat příliš velký průměr vodního potrubí nebo vytvářet přírubu s redukcí průměrů. Průměr vstupního a výstupního otvoru byl zvolen s pomocí porovnání průměrů u několika existujících motorů. Ty byly přibližně odhadnuty pomocí průměrů těsnících o-kroužků přírub dostupných v katalogu náhradních dílů [12].

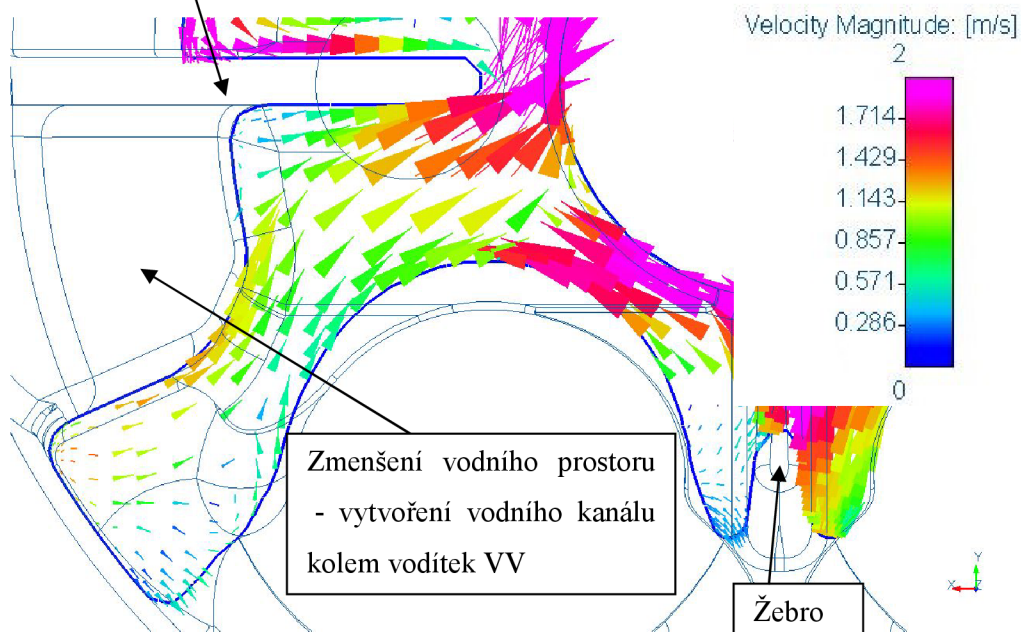


Obr. 9.4: Snížení tlakového spádu v zúžení u sacích kanálů (řez B)

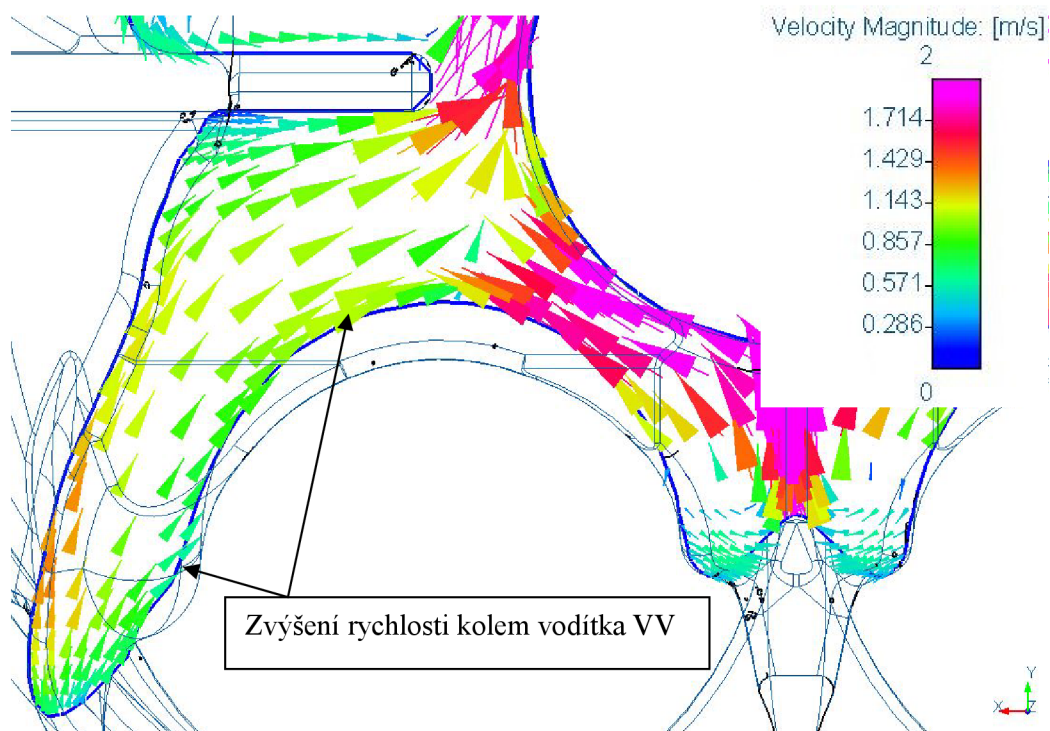
Dalším nedostatkem byla malá rychlost proudění kolem vodítek výfukových ventilů znázorněná na obr. 9.5. Kvůli tomu byl u druhé varianty zmenšen vodní prostor mezi přepážkami vodního prostoru a vodítky ventilů, jak je znázorněno na obr. 9.6. Toto zmenšení objemu vodního prostoru bylo provedeno na straně výfukových i sacích ventilů. Rychlost se nepatrně zvýšila. U třetí varianty byl vodní kanál kolem vodítek výfukových ventilů ještě víc zmenšen a tím došlo k dalšímu zlepšení, vektorové pole rychlostí kolem pravého výfukového vodítka u výsledné třetí varianty je na obr. 9.7.



Obr. 9.5: Varianta 1 - chlazení vodítka VV (řez C)



Obr. 9.6: Varianta 2 - chlazení vodítka VV (řez C)

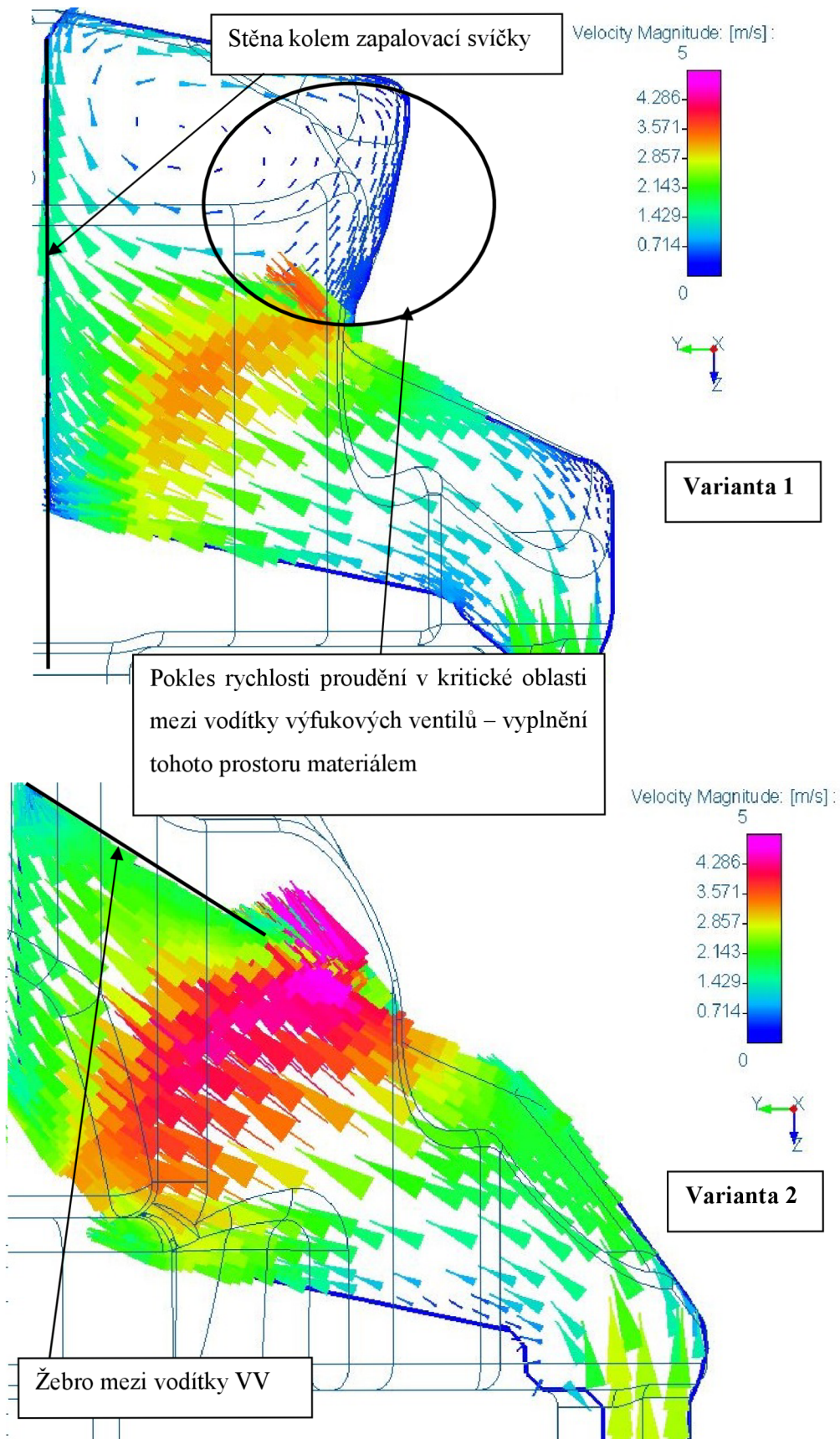


Obr. 9.7: Varianta 3 - Chlazení vodítka VV (řez C)

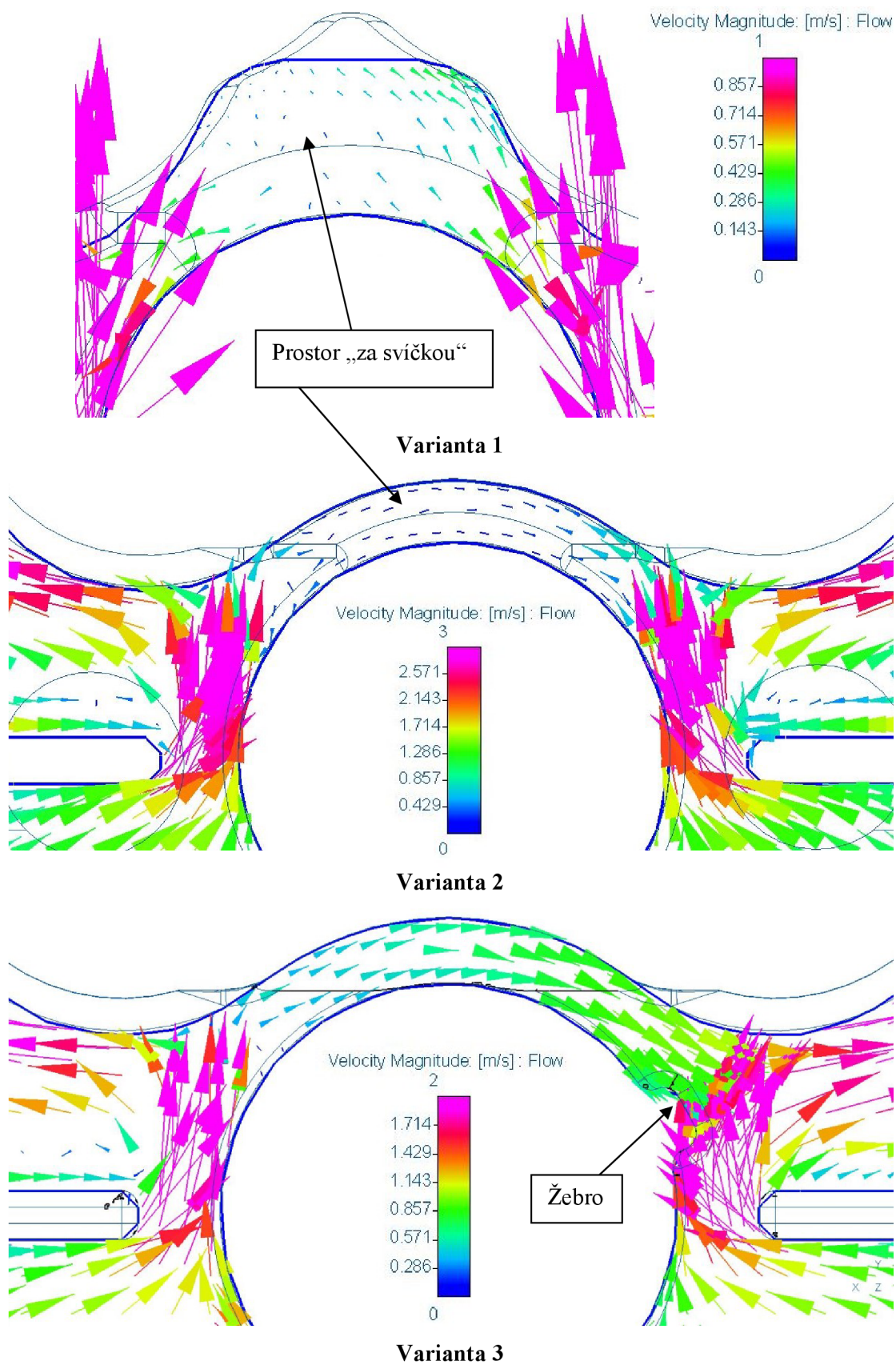
Na obr. 9.5 až 9.7 je částečně vidět úprava vodního prostoru mezi vodítky výfukových ventilů. Úprava je pro lepší představu znázorněna také pomocným řezem na obr. 9.8. Tento řez je proveden v rovině YZ procházející osou válce a není definován v předchozí kapitole, jako ostatní kontrolní řezy. Mezi vodítky výfukových ventilů docházelo k poklesu tlaku a snížení rychlosti proudění. Tato oblast je tepelně namáhaná a proto byla snaha vyplnit prostor mezi vodítky. Došlo ke zlepšení, nicméně je třeba celou oblast kolem vodítek zkontrolovat tepelným výpočtem. Pokud by docházelo k místnímu přehřívání materiálu, bylo by nutné vytvořit vodní kanál kolem celého obvodu vodítek výfukových ventilů. S tím by souvisel posun ventilových pružin a prodloužení výfukových ventilů. Také by pravděpodobně bylo nutné zasáhnout do tvaru výfukových kanálů. Porovnání s reálnými motory, které chladicí kanál kolem vodítek výfukových ventilů také nemají vytvořen, je v kapitole 7.3.

U druhé varianty byl dále zmenšen prostor „za svíčkou“, ve snaze zabránit zde poklesu rychlosti proudění. Tato úprava však nestačila, došlo spíše ke zhoršení a téměř úplnému zastavení proudění za svíčkou. U třetí varianty bylo proto vytvořeno žebro k nasměrování proudu za svíčku. Touto úpravou došlo ke znatelnému zlepšení. Na obr. 9.9 je znázorněno porovnání proudění v prostoru za svíčkou u všech tří variant.

V příloze 1 jsou zobrazeny rychlosti v kontrolních řezech finálního vodního prostoru hlavy spolu s jednotlivými variantami vodního prostoru válce.



Obr. 9.8: Optimalizace průtoku mezi vodítky VV (řez v rovině YZ)

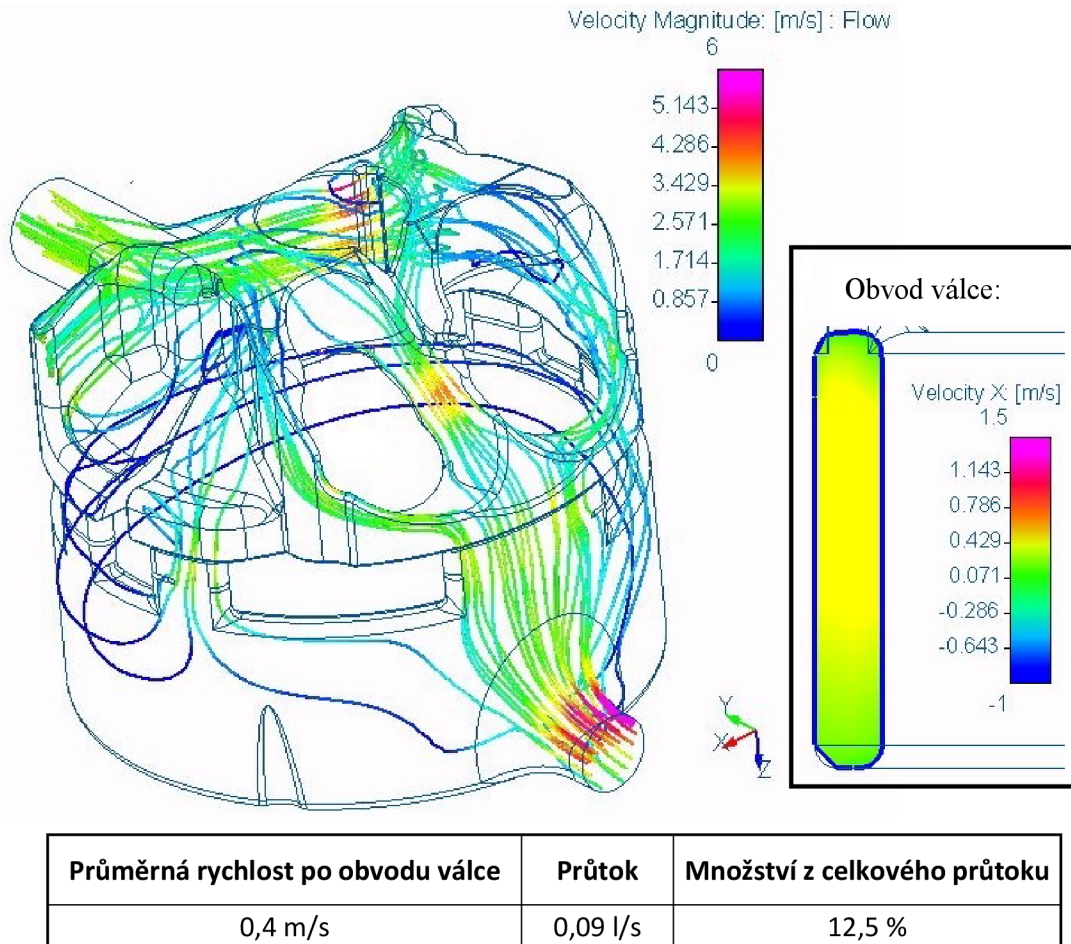


Obr. 9.9: Zvýšení průtoku za svičkou pomocí žebra (řez C)

9.2 Optimalizace průtoku válcem

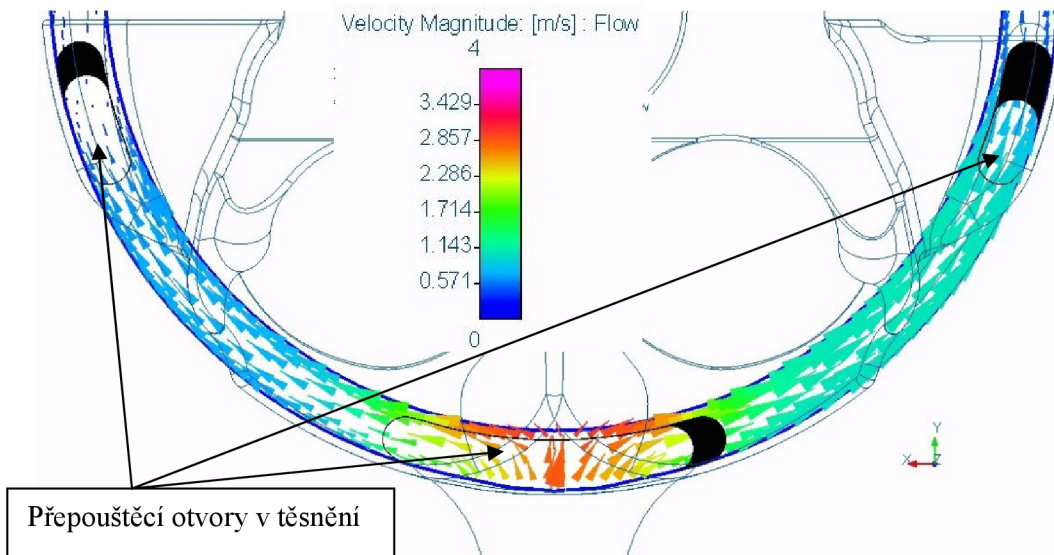
Bylo vyzkoušeno 7 variant vstupů do válce, důkladněji prozkoumány byly 4 varianty. Základní porovnání bylo znázorněno pomocí proudnic. V příloze 1 jsou zobrazena vektorová pole rychlostí v kontrolních řezech jednotlivých variant.

9.2.1 Varianta 1



Obr. 9.10: Válec - varianta 1

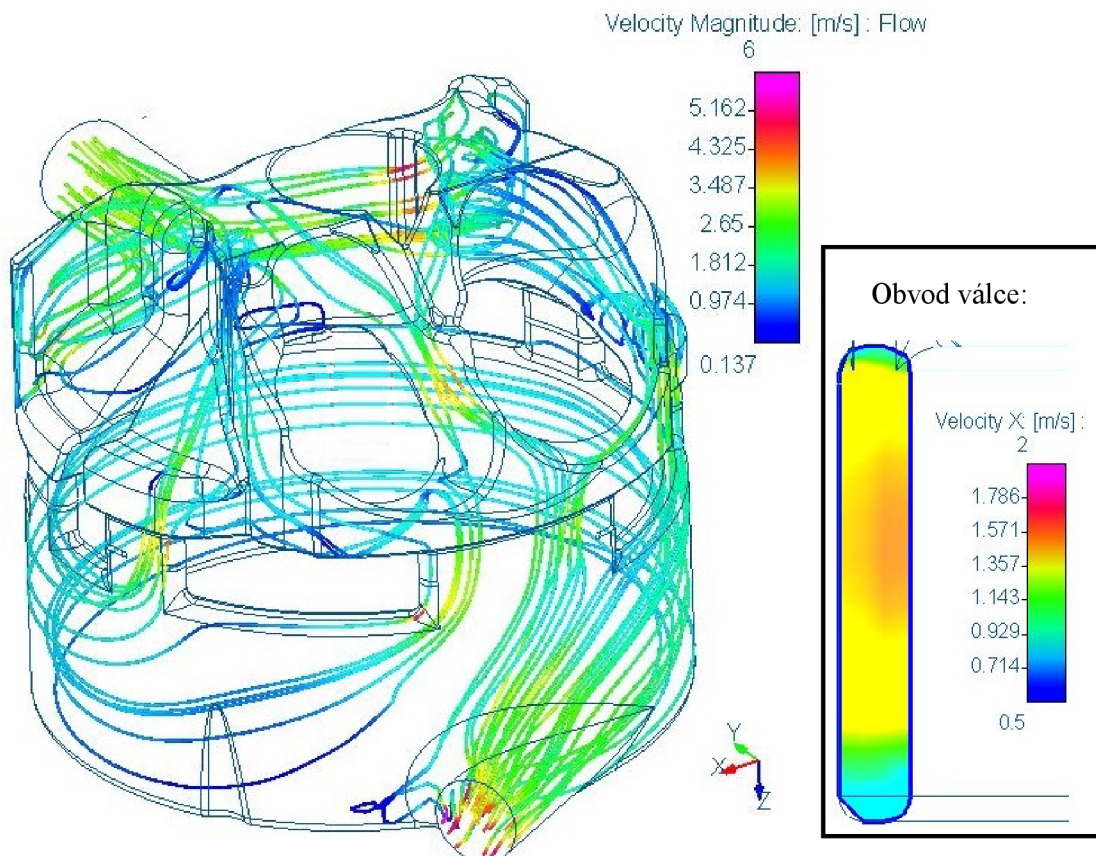
Tato varianta je spíše testovací. Potvrzuje počáteční odhad, že téměř celý průtok chladicí kapaliny proteče skrze přepouštěcí otvory přímo do hlavy bez obečení válce. U všech variant bylo použito těsnění již zoptimalizované pro vodní prostor válce s tangenciálním uspořádáním vstupního otvoru. Těsnění hlavy a válce má průřezy přepouštěcích otvorů uspořádané nerovnoměrně a na straně rozvodů (na pravé straně válce) mají otvory větší průřez, znázorněné na obr. 9.11. V důsledku nerovnoměrného uspořádání přepouštěcích otvorů je dosaženo alespoň malého průtoku kapaliny kolem obvodu válce. V případě symetrického uspořádání přepouštěcích otvorů v těsnění by byl průtok kolem válce prakticky nulový. Vlivem nerovnoměrného uspořádání přepouštěcích otvorů navíc dochází k nerovnoměrnému proudění chladicí kapaliny hlavou. Průběh rychlostí v hlavě je také znázorněn v příloze 1.



Obr. 9.11: Vliv těsnění na nasměrování proudu kolem válce (řez A1)

9.2.2 Varianta 2

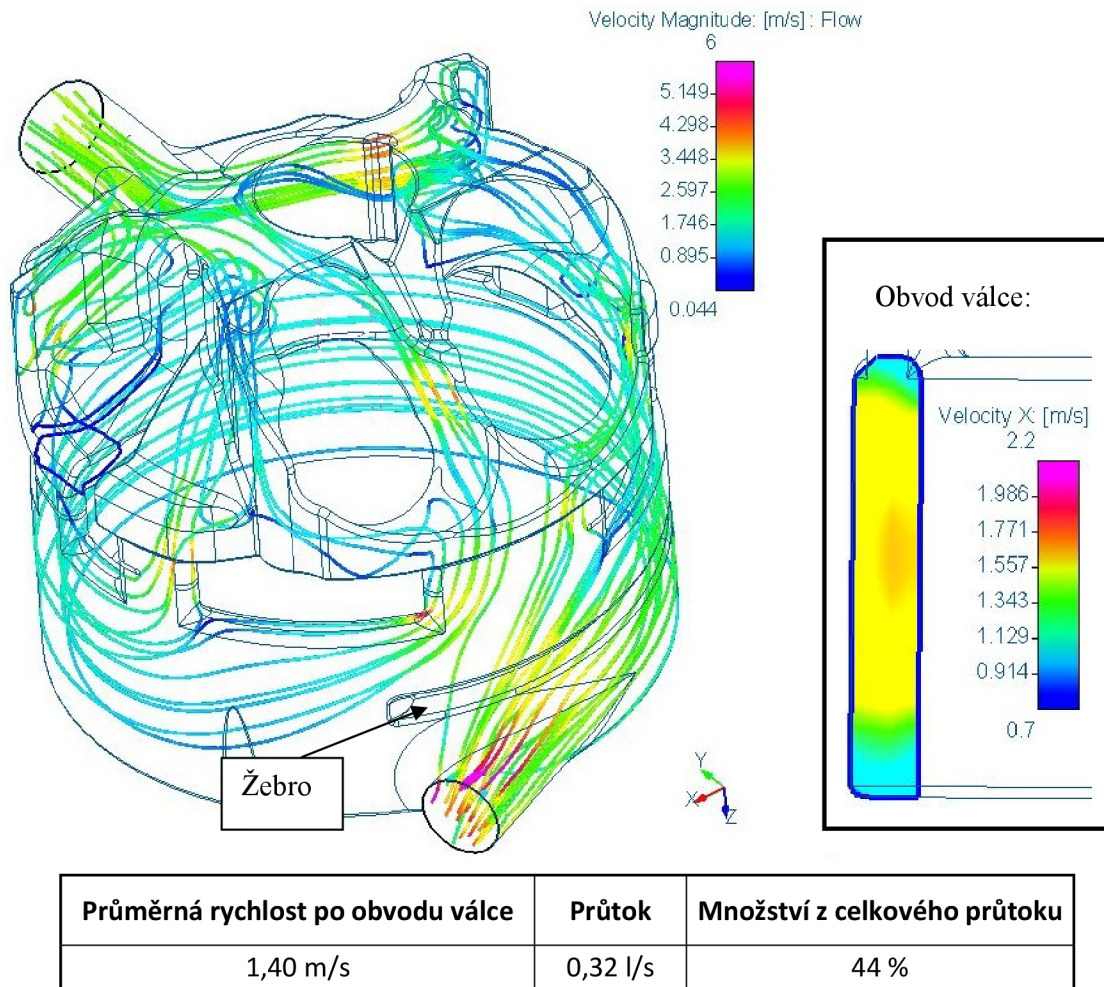
U druhé varianty byl vstupní otvor umístěn tangenciálně s osou vodního pláště válce. Došlo k výraznému nárůstu rychlosti na odlehle straně válce (naproti vstupnímu otvoru).



Průměrná rychlost po obvodu válce	Průtok	Množství z celkového průtoku
1,28 m/s	0,29 l/s	40 %

Obr. 9.12: Válec - varianta 2

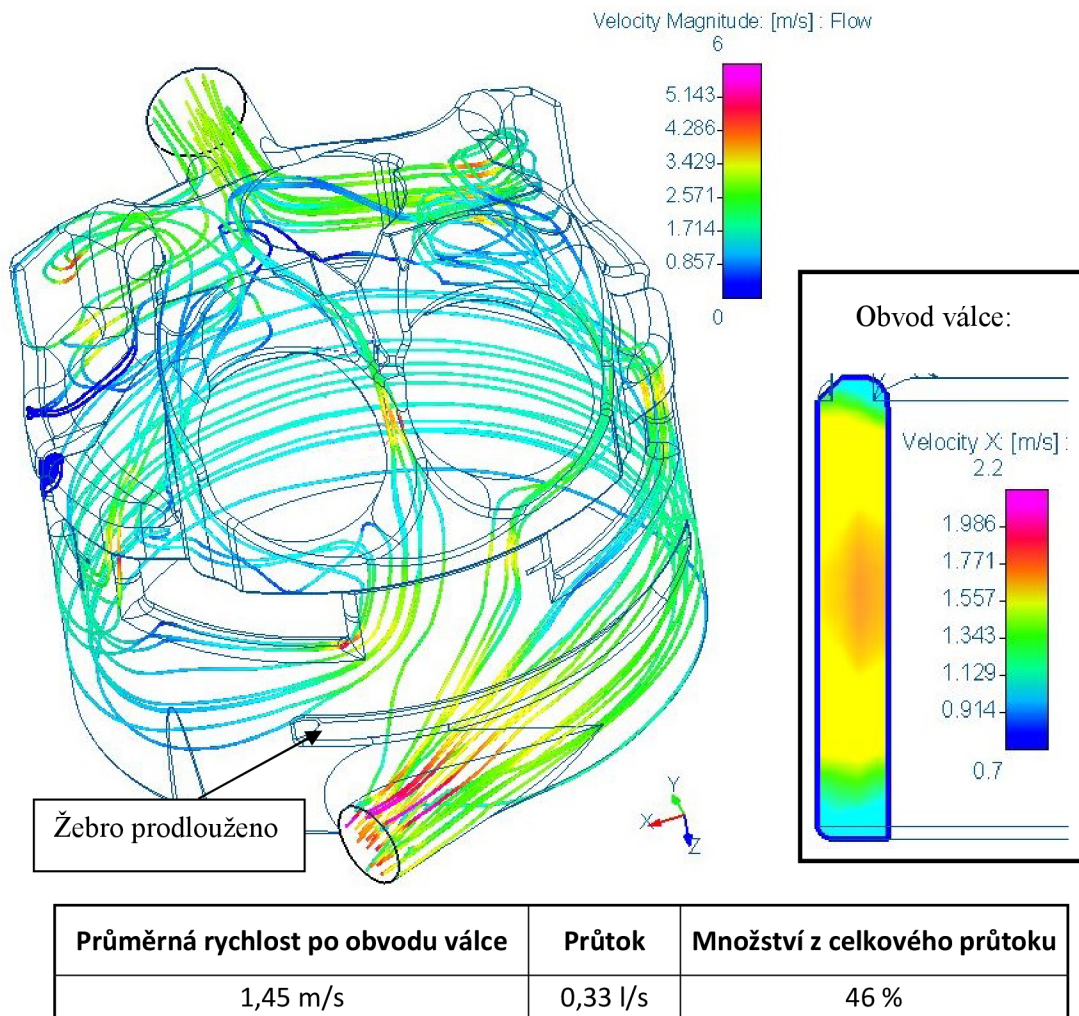
9.2.3 Varianta 3



Obr. 9.13: Válec - varianta 3

U třetí varianty byl vstupní otvor vůči variantě 2 posunut blíže k rozvodům (pravé straně motoru). Cílem bylo zajistit rovnoměrnou rychlost proudění na výfukové straně válce. U druhé varianty bylo dosaženo vyšších rychlostí kolem stěny válce pod levým výfukovým ventilem. Pod pravým ventilem byla rychlost nižší. Posunutím vstupního otvoru blíže k rozvodům došlo k mírnému zvýšení rychlosti pod pravým výfukovým ventilem. Rychlost proudění kolem stěny válce pod pravým a levým výfukovým ventilem je nyní vzájemně více vyrovnaná. Tím by mohlo být dosaženo rovnoměrnějších teplot mezi levou a pravou stranou válce. Porovnání rychlostí je znázorněno v příloze 1 v řezech A1. Zároveň bylo nad vstupním otvorem vytvořeno žebro k zúžení průtočného průřezu mezi vstupním otvorem do válce a přepouštěcími otvory v těsnění hlavy a válce. Žebro bylo vytvořeno s cílem omezit přímý průtok chladicí kapaliny ze vstupního otvoru do hlavy a nasměrovat větší množství chladicí kapaliny na protější stranu válce. Vůči druhé variantě došlo ke zvýšení průtoku po obvodu válce.

9.2.4 Varianta 4



Obr. 9.14: Válec - varianta 4

Čtvrtá varianta je téměř totožná s třetí variantou. Bylo pouze prodlouženo žebro nad vstupním otvorem. Nyní žebro zasahuje blíže k rozvodům. Došlo k nepatrnému zvýšení průtoku po obvodu válce. Tato varianta byla použita jako finální.

9.3 Zhodnocení výsledné varianty hlavy a válce

Postupně bylo vyzkoušeno několik variant hlavy a válce. Pro finální variantu hlavy a válce byl zároveň zoptimalizován průřez přepouštěcích otvorů v těsnění hlavy a válce. Byla zvolena 3. varianta hlavy a 4. varianta válce.

U hlavy byl významně snížen tlakový spád v zúžení mezi sacími kanály a hlavovými šrouby. Došlo ke snížení tlakového spádu přibližně o 6 kPa. Nyní je zde tlakový spád přibližně 7 kPa. Další zvětšení průtočného průřezu, vedoucí ke snížení tlakového spádu, je omezeno minimální tloušťkou stěn a polohou hlavových šroubů a sacích kanálů. Dále bylo dosaženo zvýšení rychlosti proudění v oblasti „za svíčkou“ a kolem vodítek výfukových ventilů. Zvýšit rychlost za svíčkou se podařilo poměrně dostatečně. Kolem vodítek výfukových ventilů také bylo dosaženo vyšší rychlosti proudění. Tomuto místu však bude třeba věnovat značnou pozornost při tepelném výpočtu motoru. U vodního prostoru válce byl optimalizací polohy vstupního otvoru a použitím žebra nad vstupním otvorem dosažen vyšší průtok chladicí kapaliny po obvodu válce na protější straně vůči vstupnímu otvoru. Zároveň bylo dosaženo rovnoměrnějšího proudění na výfukové straně válce.

Celkový tlakový spád výsledné varianty hlavy a válce je dle výsledků simulace přibližně 14 kPa. Přibližně 50 % z celkového množství chladicí kapaliny proudí ze vstupního otvoru válce přímo do hlavy válce. Přibližně 50 % z celkového průtoku obkrouží nejprve válec a až poté vstupuje přepouštěcími otvory v těsnění do hlavy. Přepouštěcí otvory jsou na výfukové straně válce. Kolem výfukové strany je tedy celkově větší průtok než ve zbytku vodního prostoru válce, což je v souladu s vyšším tepelným zatížením této strany válce od horkých spalin proudících k výfukovým ventilům. V dalším kroku vývoje kapalinového chlazení pro tento motor bude nutné provést tepelný výpočet a ověřit teploty v kritických místech. Především bude nutné zkontrolovat teploty kolem vodítek výfukových ventilů. Dále bude nutné ověřit rozložení teplot ve válci a případně upravit délku vodního prostoru válce nebo velikost žebra k nasměrování chladicí kapaliny kolem válce.

10 Závěr

V teoretické části práce byla popsána konstrukce hlav jednoválcových motorů motocyklů z hlediska problematiky chlazení. Rešerše je věnována převážně čtyřdobým kapalinou chlazeným motorům. Teoretická část práce se kromě popisu konstrukce jednotlivých částí hlavy věnuje také problematice sdílení tepla ve spalovacím motoru a porovnává jednotlivé způsoby chlazení.

V praktické části práce byl proveden návrh nové konstrukce kapalinou chlazené hlavy a válce, která vychází z prototypu vzduchem chlazeného závodního čtyřdobého motoru určeného pro plochou dráhu. 3D CAD modely geometrie hlavy a válce byly vytvořeny pomocí software Creo Parametric 7.0. Nová konstrukce hlavy a válce bude použita při přestavbě motoru na kapalinové chlazení. Důvodem přestavby je použití motoru v cestovním motocyklu, případně jiných aplikacích.

Výsledky z této práce budou moci být dále použity ke stanovení součinitele přestupu tepla do chladicí kapaliny v dalších pracích na Katedře vozidel a motorů TUL. Po nich by mohl následovat simulační výpočet teplotního zatížení hlavy, případně sestavy hlavy a válce. V dalších etapách vývoje kapalinového chlazení motoru bude také potřeba vyřešit úpravu bočního víka klikové skříně pro uložení oběžného čerpadla chladicí kapaliny a navrhnout těsnění hlavy a válce. Umístění čerpadla chladicí kapaliny je plánováno v přední části pravé strany motoru, kde bude zajištěn pohon čerpadla od vyvažovací hřídele motoru.

U nové konstrukce hlavy byla snaha zachovat co nejvíc původních rozměrů. Zachován byl tvar spalovacího prostoru a sací a výfukové kanály. Dále bylo zachováno provedení ventilového rozvodu včetně jeho pohonu. Aby bylo možné vytvořit vodní prostor, bylo nutné upravit přívod a odvod motorového oleje z hlavy. Při návrhu byl kladen důraz na zajištění odvodu vodního prostoru hlavy i válce, aby bylo zamezeno riziku vzniku parních polštářů a zhoršení odvodu tepla ze stěn motoru do chladicí kapaliny.

Návrh kapalinou chlazeného válce byl proveden tak, aby mohla být zachována původní dosedací plocha válce na klikovou skřín, včetně olejového kanálu. Díky tomu nebude nutné kvůli přívodu oleje do hlavy upravovat konstrukci klikové skříně. K vytvoření vodního pláště kolem válce a zároveň zachování polohy olejového kanálu v klikové skříně byl olejový kanál vedoucí válcem vytvořen šikmo.

V další části práce následovalo seznámení s programem Creo Flow Analysis, ve kterém byla provedena CFD simulace proudění chladicí kapaliny vodním prostorem hlavy a válce. Po nalezení optimálního nastavení programu a zhodnocení výsledků simulace byla provedena optimalizace vodního prostoru s účelem zajištění dostatečné rychlosti proudění chladicí kapaliny kolem kritických částí motoru. Dále byla snaha zajistit rovnoměrné rozdělení průtoku chladicí kapaliny skrz kanály vodního prostoru hlavy i válce.

Dle zadání byla provedena optimalizace polohy vstupního otvoru chladicí kapaliny do vodního prostoru válce. Nad rámec zadání byla provedena také optimalizace vodního prostoru hlavy. Postupně byly vytvořeny tři varianty vodního prostoru hlavy a čtyři varianty vodního prostoru válce. Nejprve byla provedena optimalizace hlavy. Zoptimalizovaný model hlavy byl poté použit k simulaci při porovnávání jednotlivých variant vodního prostoru válce. Spolu s optimalizací hlavy a válce byly zároveň optimalizovány také průřezy přepouštěcích otvorů v těsnění hlavy a válce.

Během optimalizace došlo k poměrně výrazné úpravě celkové geometrie vodního prostoru hlavy. Úpravy hlavy jsou v práci názorně popsány. U původního návrhu vstupního otvoru chladicí kapaliny do válce větší část kapaliny proudila ze vstupního otvoru válce přímo do hlavy. Přepouštěcí otvory z válce do hlavy jsou totiž přímo nad vstupním otvorem do válce. Optimalizací polohy vstupního otvoru chladicí kapaliny bylo dosaženo vyššího průtoku kolem obvodu válce. Řešení vstupní příruby chladicí kapaliny do válce počítá s propojením čerpadla a příruby válce pomocí potrubí, bez nutnosti úpravy konstrukce klikové skříně. K uložení čerpadla chladicí kapaliny by tedy stačila pouze úprava pravého bočního víka klikové skříně.

Cíle práce byly splněny. Nad rámec zadání byla provedena optimalizace vodního prostoru v hlavě válce. V příloze práce jsou zobrazena vektorová pole rychlostí v kontrolních řezech u jednotlivých variant vodního prostoru ve válci. Součástí práce je také výrobní výkresová dokumentace hlavy a válce pro obrábění. Pro odlévání mohou být využity 3D modely hlavy, válce a vodního prostoru uložené na DVD přiloženém k této práci. Na DVD je také zjednodušený 3D CAD model těsnění hlavy a válce použitý k CFD simulaci. Z tohoto modelu mohou být v budoucnu odměřeny rozměry přepouštěcích otvorů při návrhu těsnění hlavy a válce.

11 Seznam příloh

Příloha 1 Vektorová pole rychlostí v kontrolních řezech jednotlivých variant

Příloha 2 Výrobní výkres hlavy

Příloha 3 Výrobní výkres válce

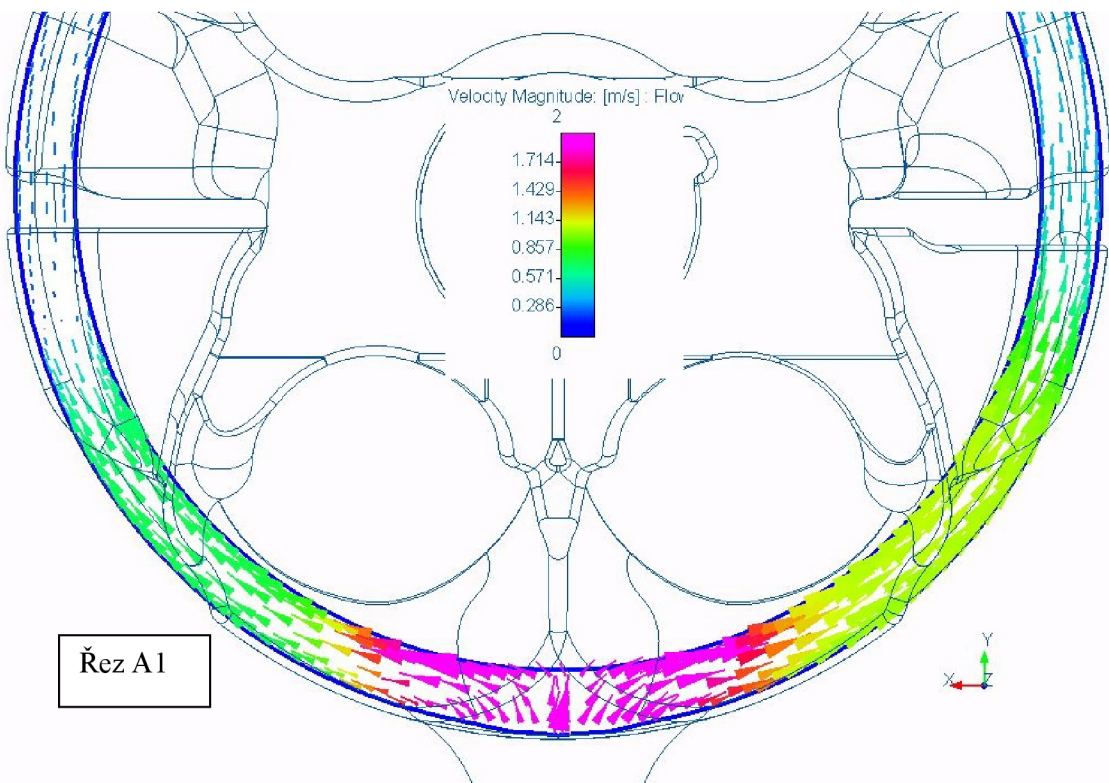
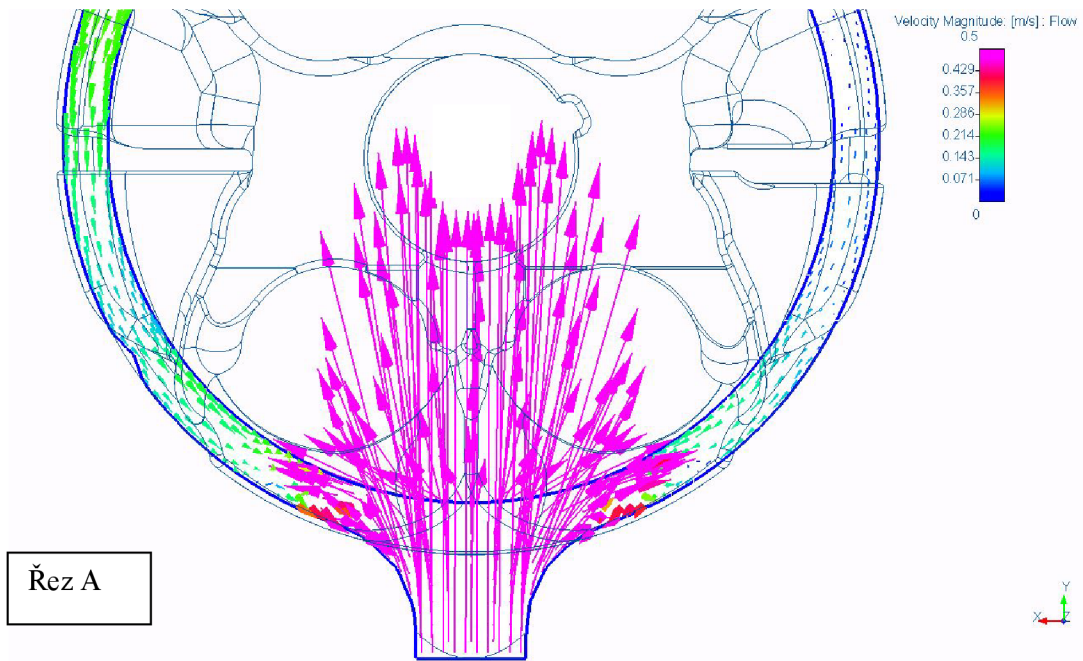
Příloha 4 DVD s 3D CAD modely

12 Literatura

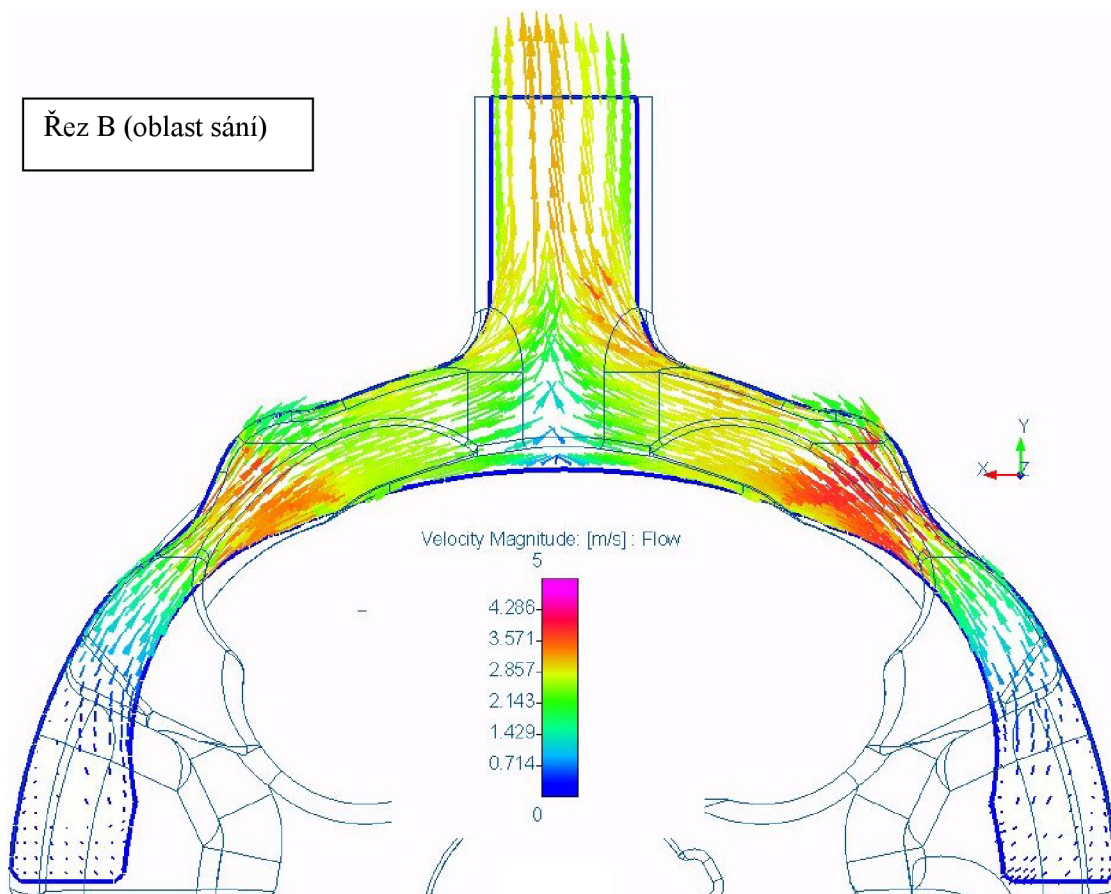
- [1] VLK, František. Teorie a konstrukce motocyklů 1, 2. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2004. ISBN 80-239-1601-7.
- [2] SCHOLZ, Celestýn a Pavel BRABEC. *Konstrukční projekt pístového spalovacího motoru*. TUL, Liberec. 2015. ISBN 978-80-7494-201-3
- [3] RAUSCHER, Jaroslav. *Vozidlové motory*. FSI VUT, Brno 1996
- [4] BASSHUYSEN, Richard van a Fred SCHÄFER. *Internal combustion engine handbook: basics, components, systems, and perspectives*. Warrendale: SAE Permissions, 2004.
- [5] HOANG, Kevin a DONLINGER, Brian. *Vehicular Engine Design*. Springer-Verlag. Wien, 2016.
- [6] VYŠTEJN, Jan. *Kapalinové chlazení hlavy válců motocyklového motoru*. Liberec, 2012. Diplomová práce, TUL.
- [7] MOCEK, Martin. *Konstrukce hlavy válce pro experimentální jednoválec*. Praha, 2019. Diplomová práce, ČVUT.
- [8] PELDA, Jan. *Deformace vloženého sedla výfukového ventilu při nerovnoměrném rozložení teplot po obvodu sedla*. Liberec, 2013. Diplomová práce, TUL.
- [9] KOVÁŘ, Martin. *Kapalinou chlazená hlava a válec jednoválcového čtyřdobého motoru obsahu 250 ccm*. Liberec, 2015. Diplomová práce, TUL.
- [10] VLČEK, Petr. *Modelování turbulentního proudění* [online]. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, 2013 [cit. 2021-03-07]. Dostupné z: <http://chps.fsid.cvut.cz/pt/2013/pdf/3509.pdf>.
- [11] Honda Motor Company. *Honda XR 650R Shop manual*. Dílenská příručka Honda. 2000.
- [12] *Katalog náhradních dílů motocyklů* [online]. [cit. 2021-03-07]. Dostupný z: <https://www.partsdepot.cz/originalni-dily/motorky/>.
- [13] HOFFMAN, Scott. *2020 Kawasaki KX Line: Lots of 250cc changes, 450 cc status quo!!* [online]. [cit. 2021-03-07]. Dostupný z: <https://dirtbiketest.com/fresh-dirt/2020-kawasaki-kx-line-lots-of-250cc-changes-450cc-status-quo/>
- [14] *Creo Parametric 7.0.3.0 Online Help* [online]. [cit. 2021-03-07]. Dostupný z: https://support.ptc.com/help/creo/creo_pma/r7.0/usascii/index.html#.
- [15] NOVOTNÝ, Martin. *Vzduchem chlazená hlava a válec jednoválcového čtyřdobého motoru obsahu 500 ccm*. Liberec, 2015. Diplomová práce, TUL.
- [16] BEROUN, Stanislav. *Vozidlové motory*. Studijní text k předmětu Motorová vozidla, Fakulta strojní TUL. Liberec
- [17] MACKERLE, Julius. *Motory závodních automobilů*. STNL. Praha, 1980.
- [18] JANSÁ, Vladimír. *Konstrukce motocyklu*. STNL. Praha, 1960.
- [19] CFD Online. *Turbulence Free-Stream Boundary Conditions* [online]. [cit. 2021-04-18]. Dostupný z: https://www.cfd-online.com/Wiki/Turbulence_free-stream_boundary_conditions.
- [20] MOLLENHAUER, K., TSCHOEKE, H. *Handbook of Diesel Engines*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg. 2010
- [21] E-shop Alibaba.com [online]. [cit. 2021-03-07]. Dostupný z: https://www.alibaba.com/product-detail/Motorcycle-77mm-Cylinder-Block-for-KAWASAKI_60694146769.html
- [22] KOŽOUŠEK, Josef. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II: Vysokoškolská příručka pro vysoké školy technické*. 1. vyd. STNL. Praha, 1983.
- [23] Yamaha Raptor 660 Engine Rebuilt [online]. [cit. 2021-03-07]. Dostupný z: <https://www.amazon.co.uk/Yamaha-Raptor-01-05-Engine-Rebuilt/dp/B01MV7FUHN>
- [24] Podklady Katedry vozidel a motorů TU Liberec.

Příloha 1 Vektorová pole rychlostí v kontrolních řezech

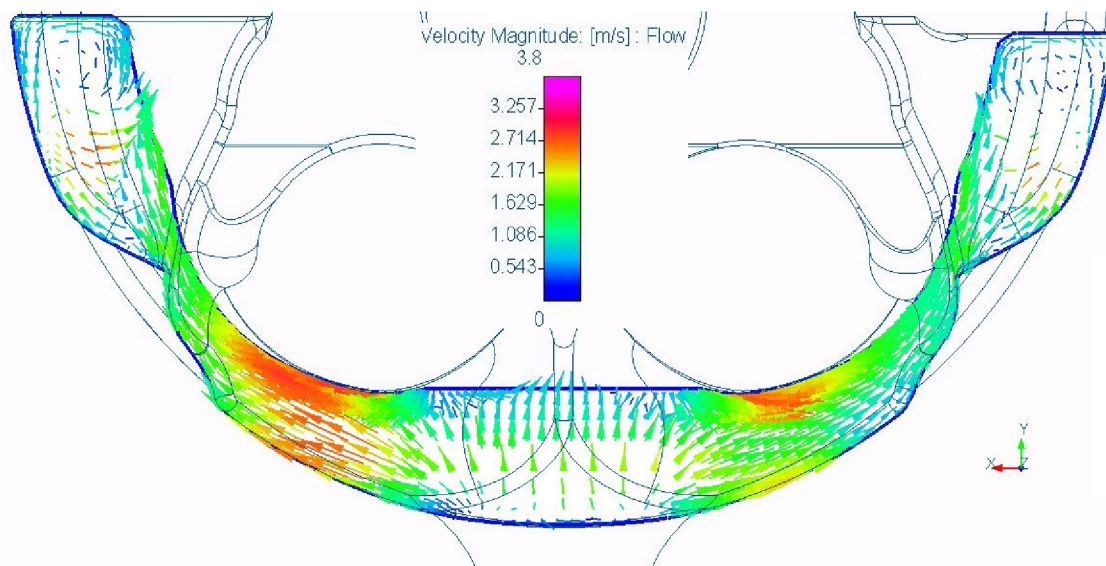
Varianta V1:

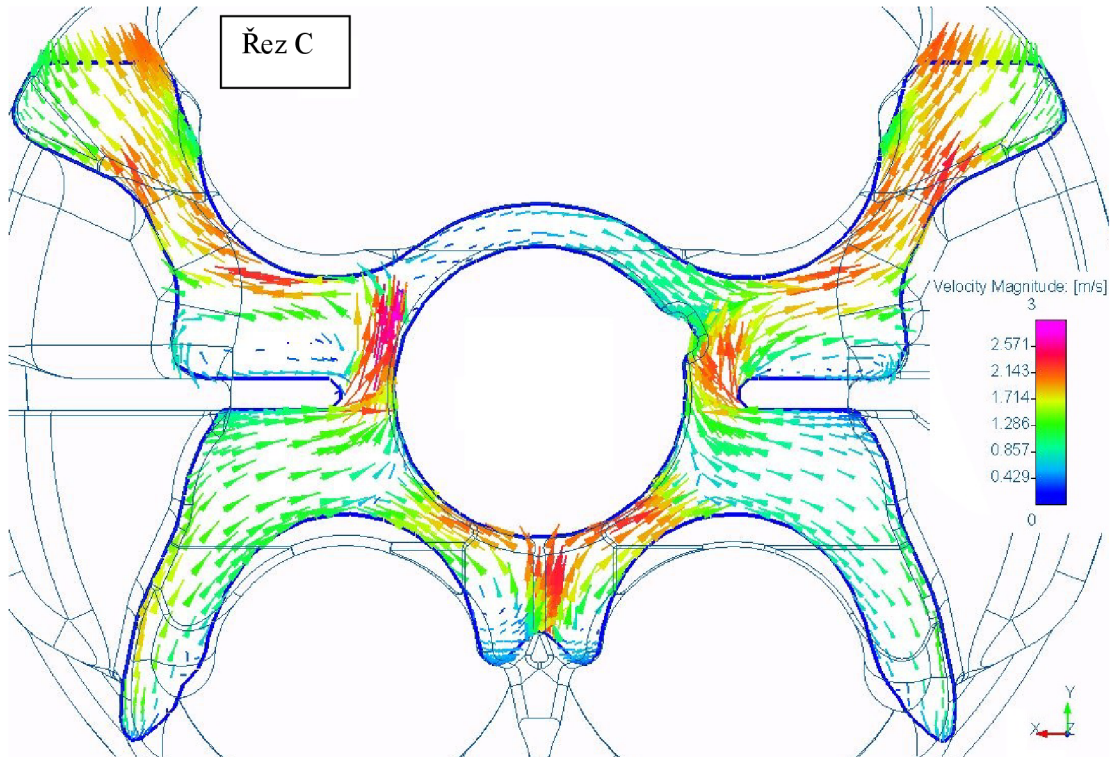


Řez B (oblast sání)

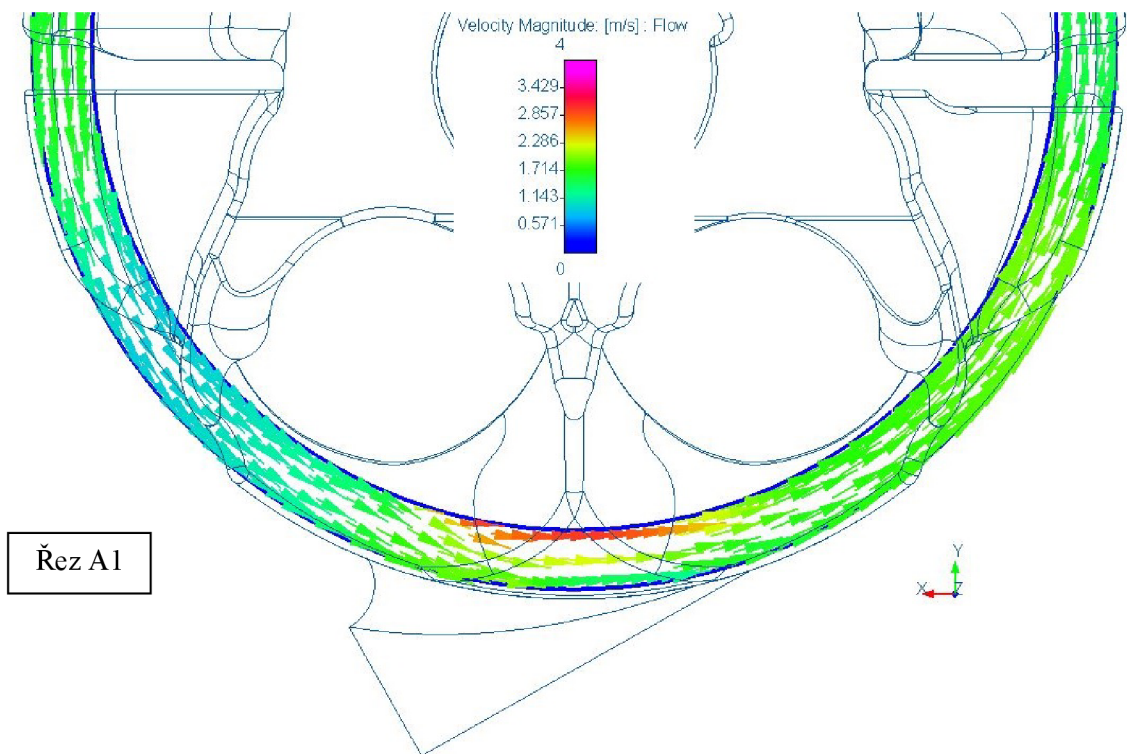
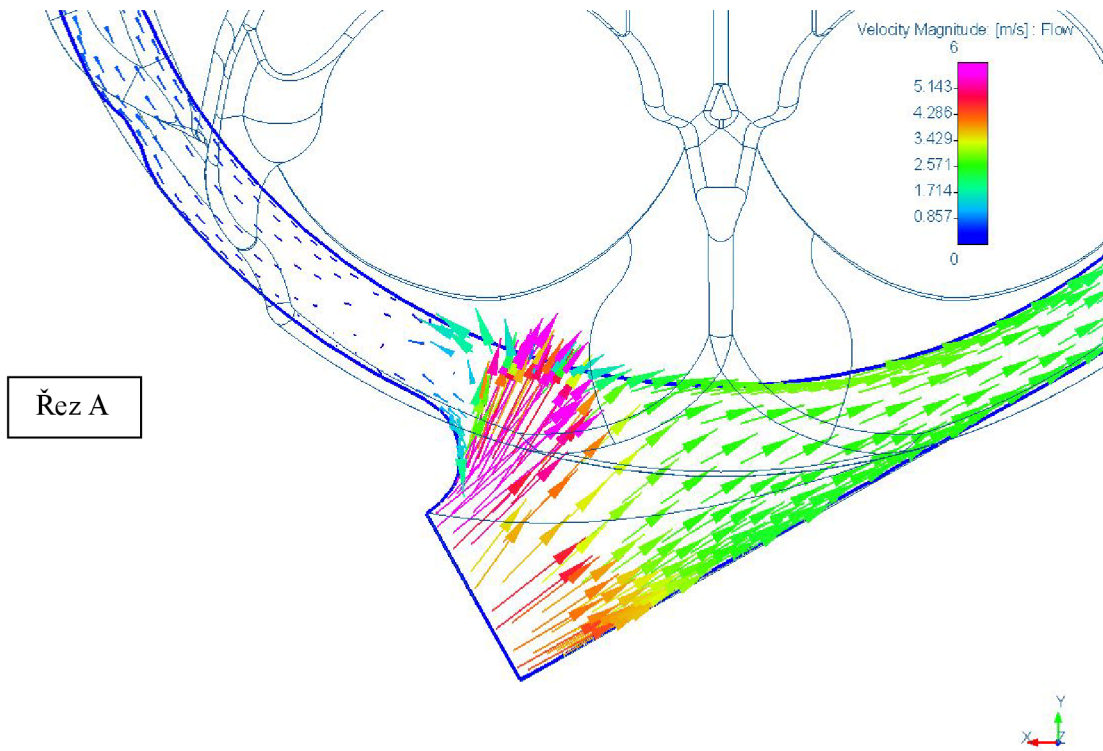


Řez B (oblast výfuku)

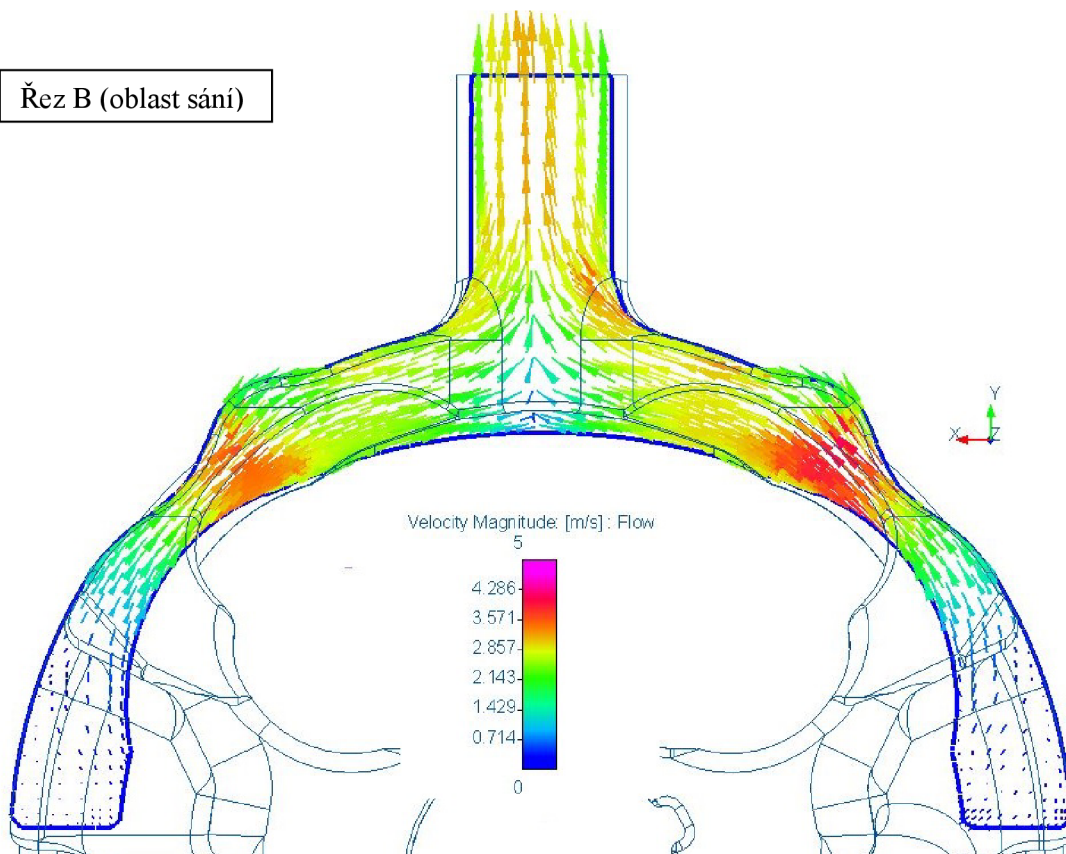




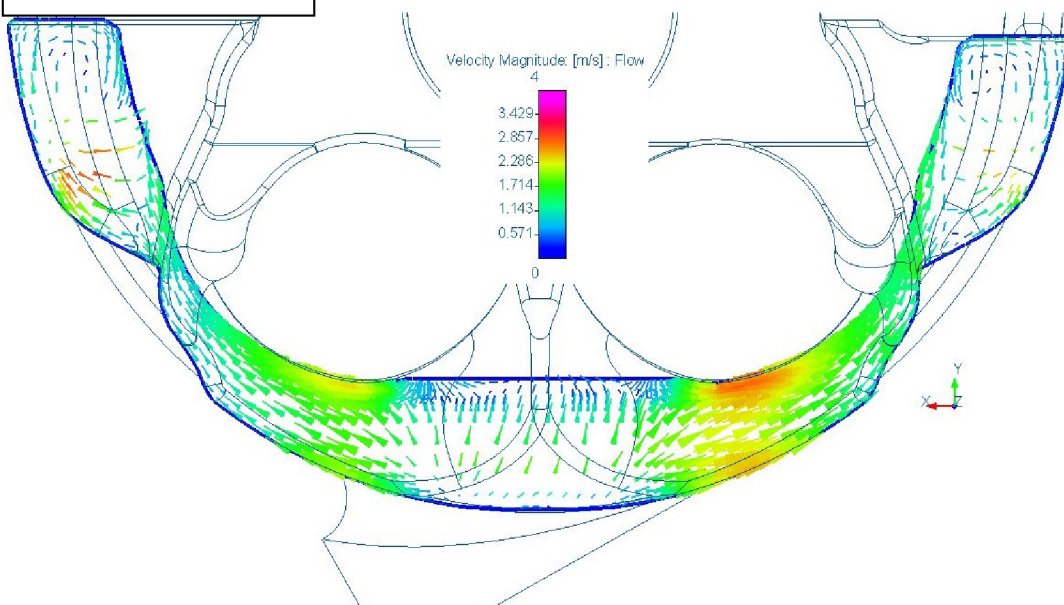
Varianta V2:

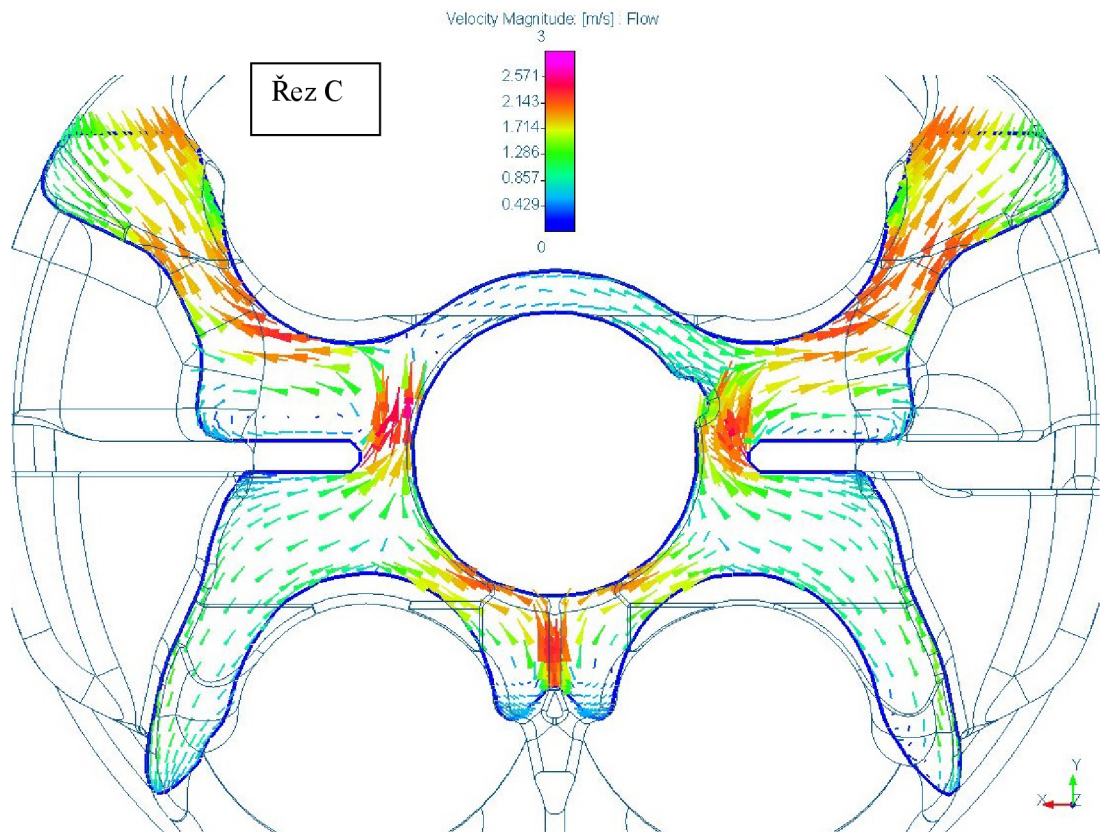


Řez B (oblast sání)

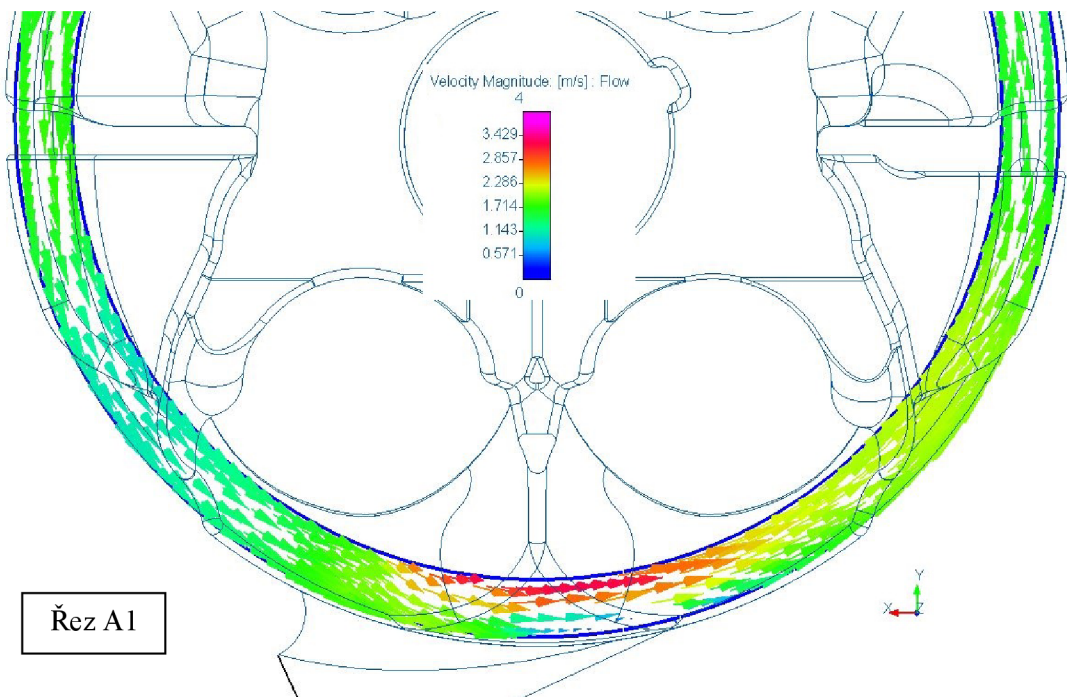
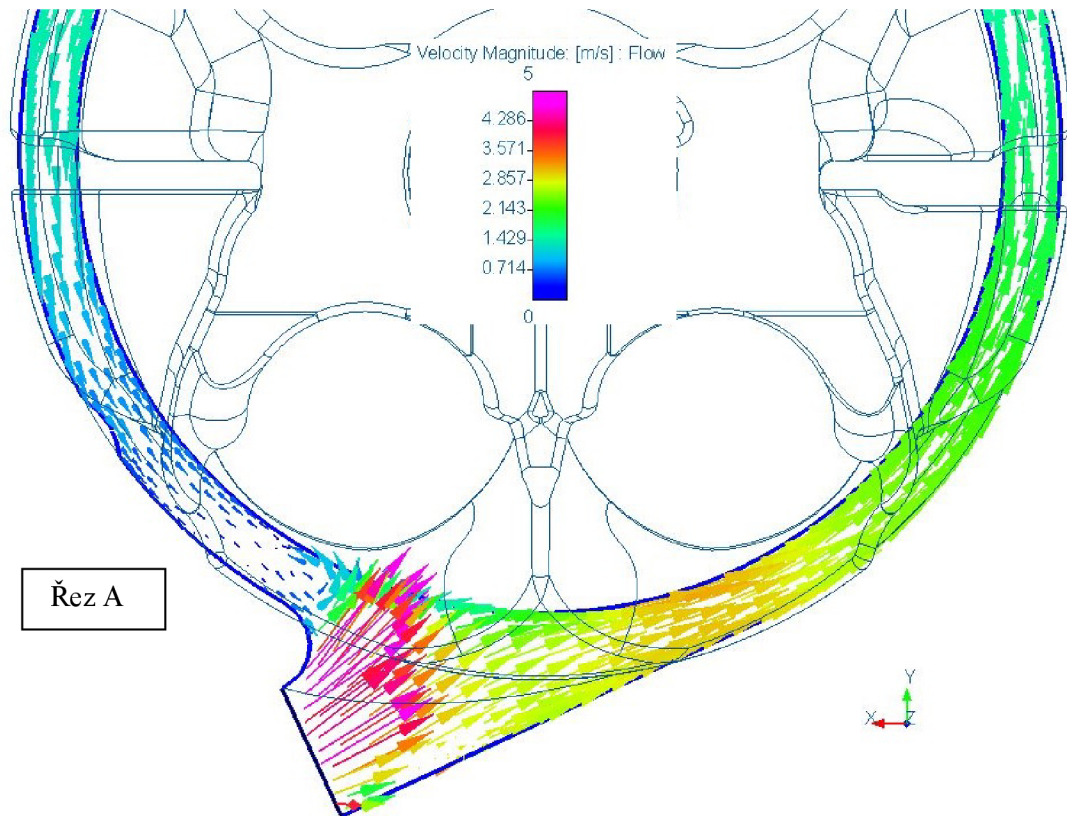


Řez B (oblast výfuku)

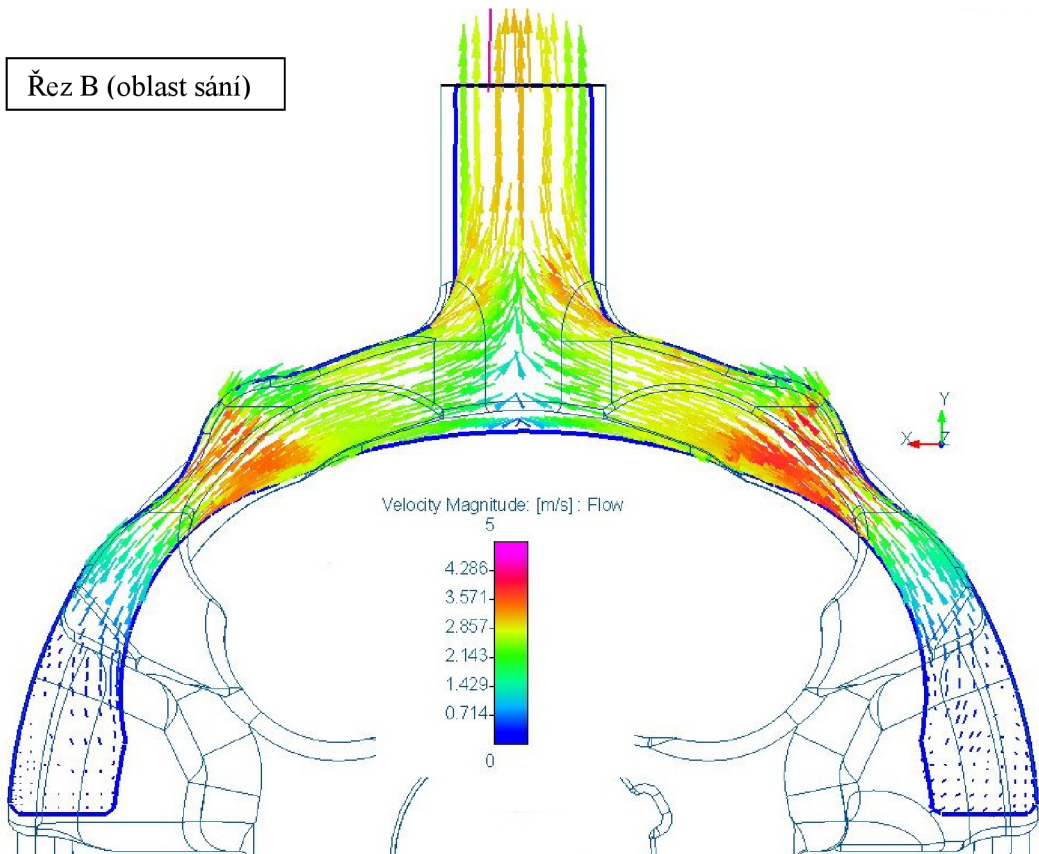




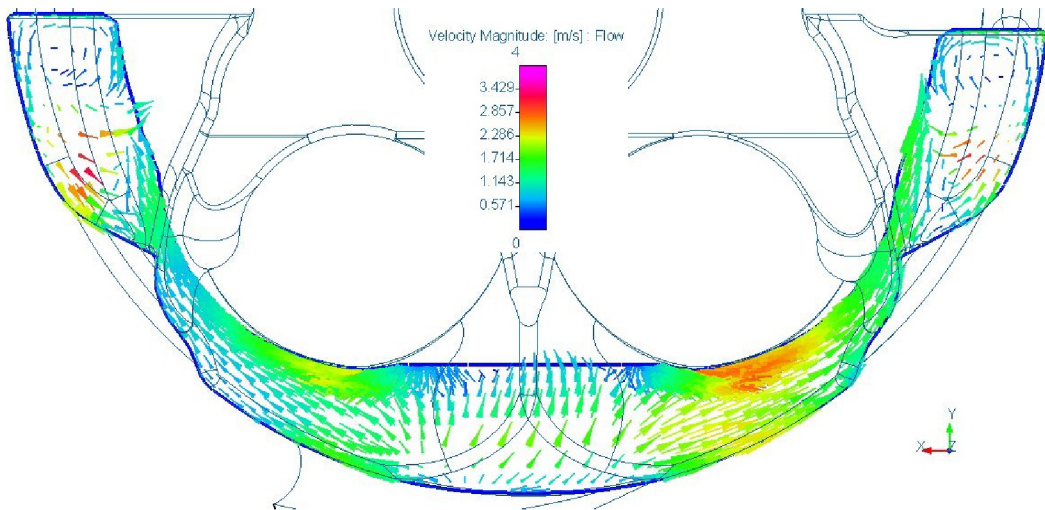
Varianta V3:

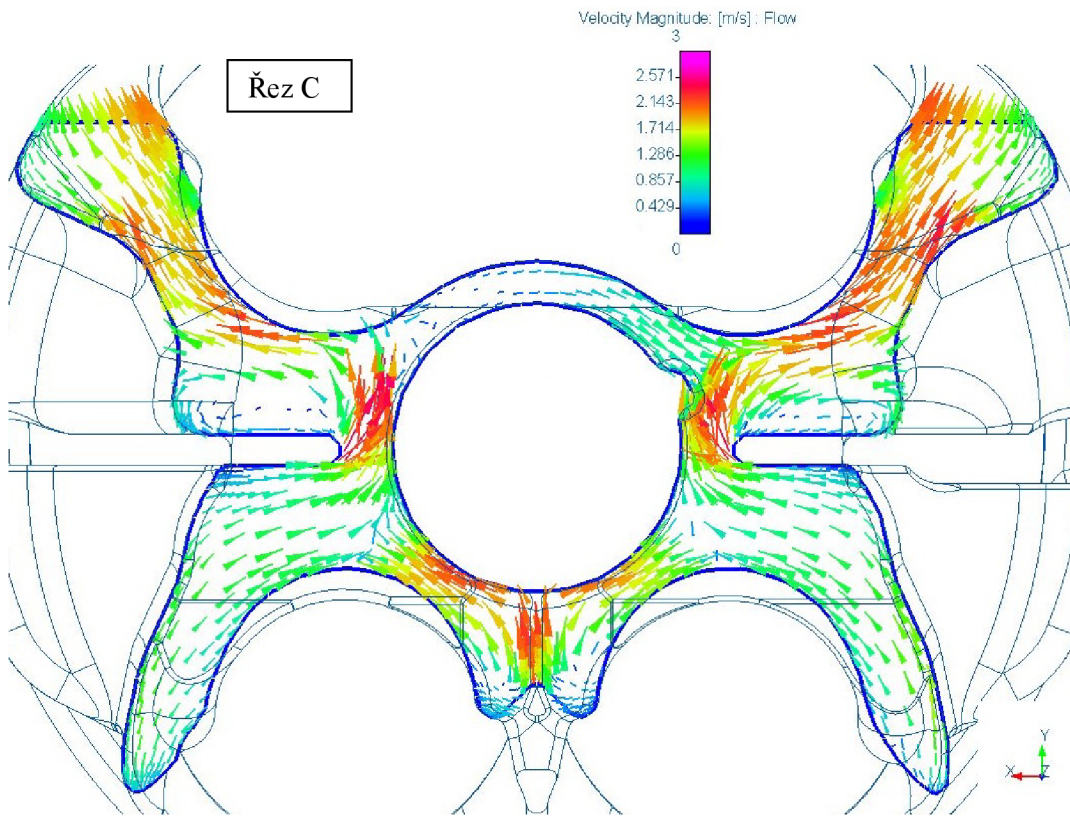


Řez B (oblast sání)

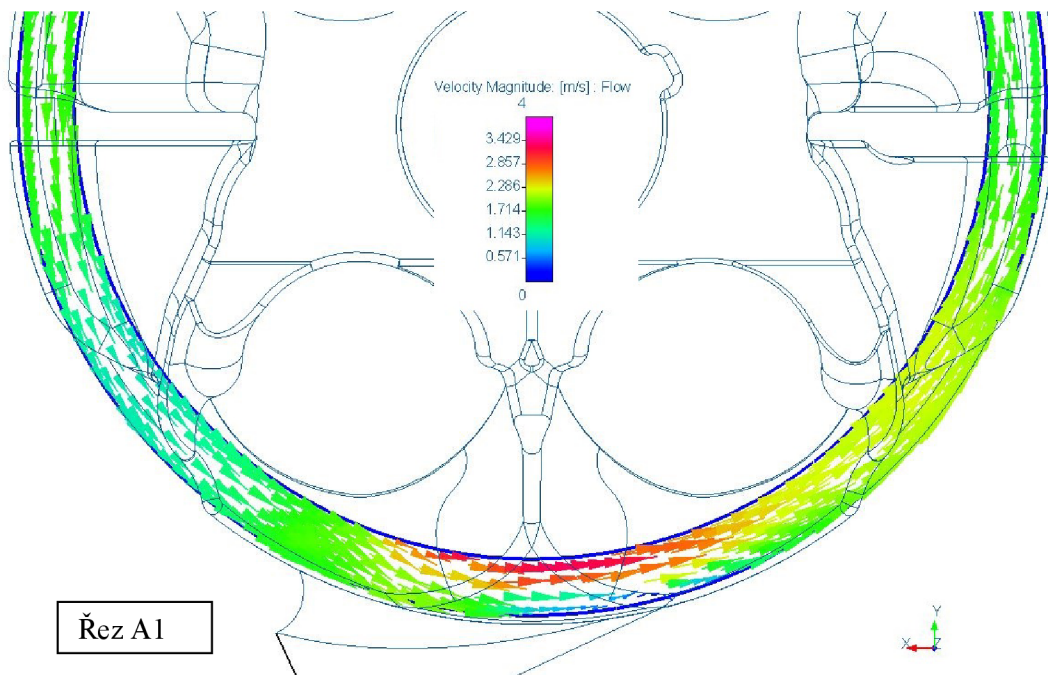
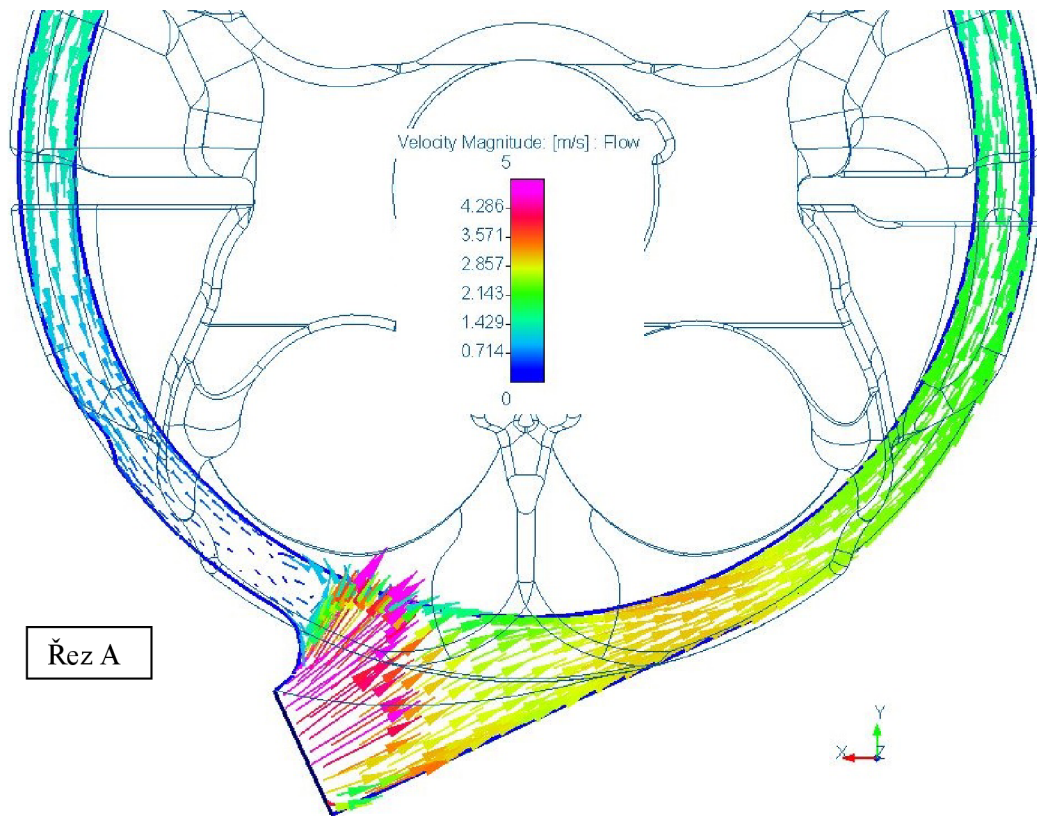


Řez B (oblast výfuku)

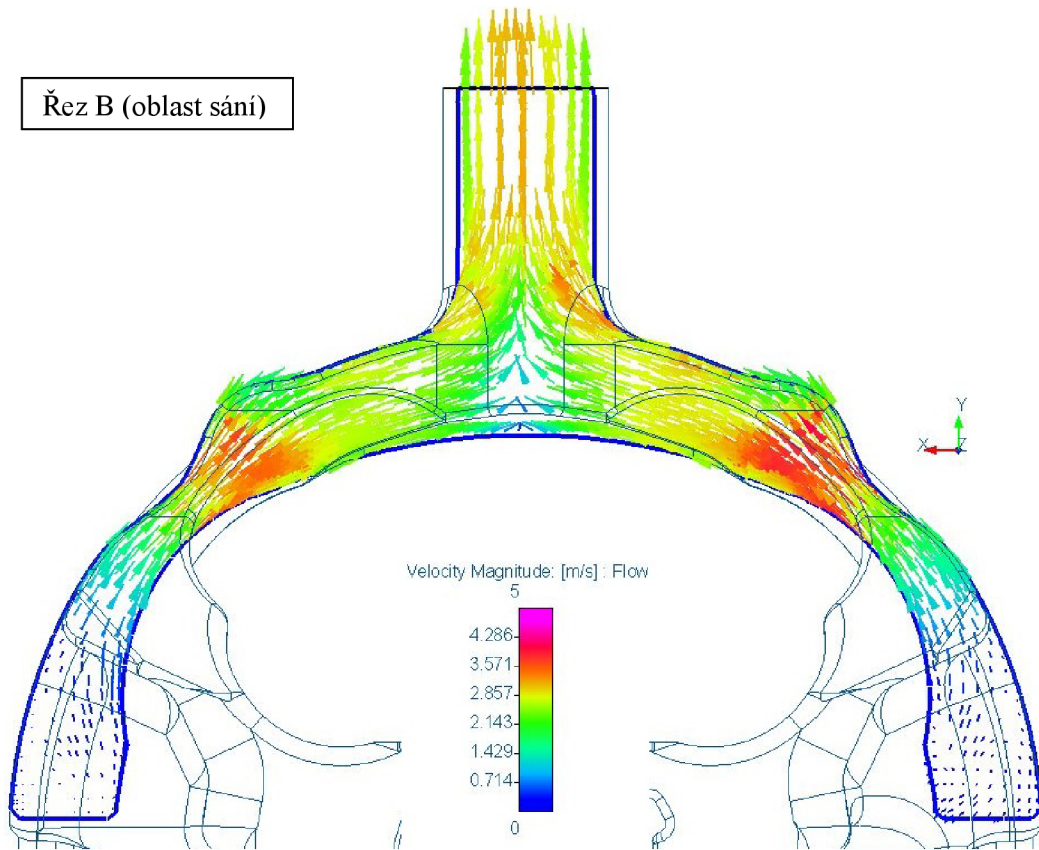




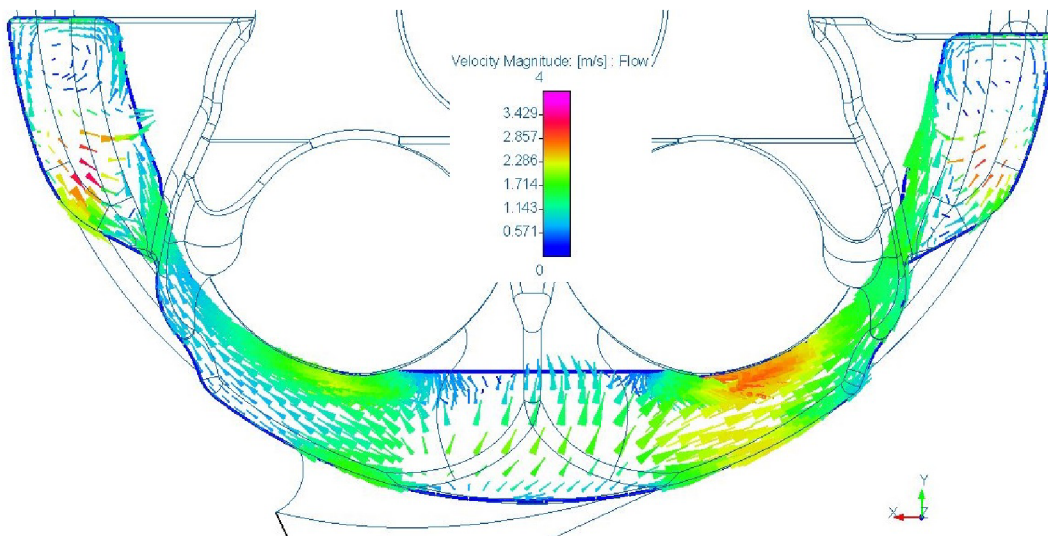
Varianta V4:

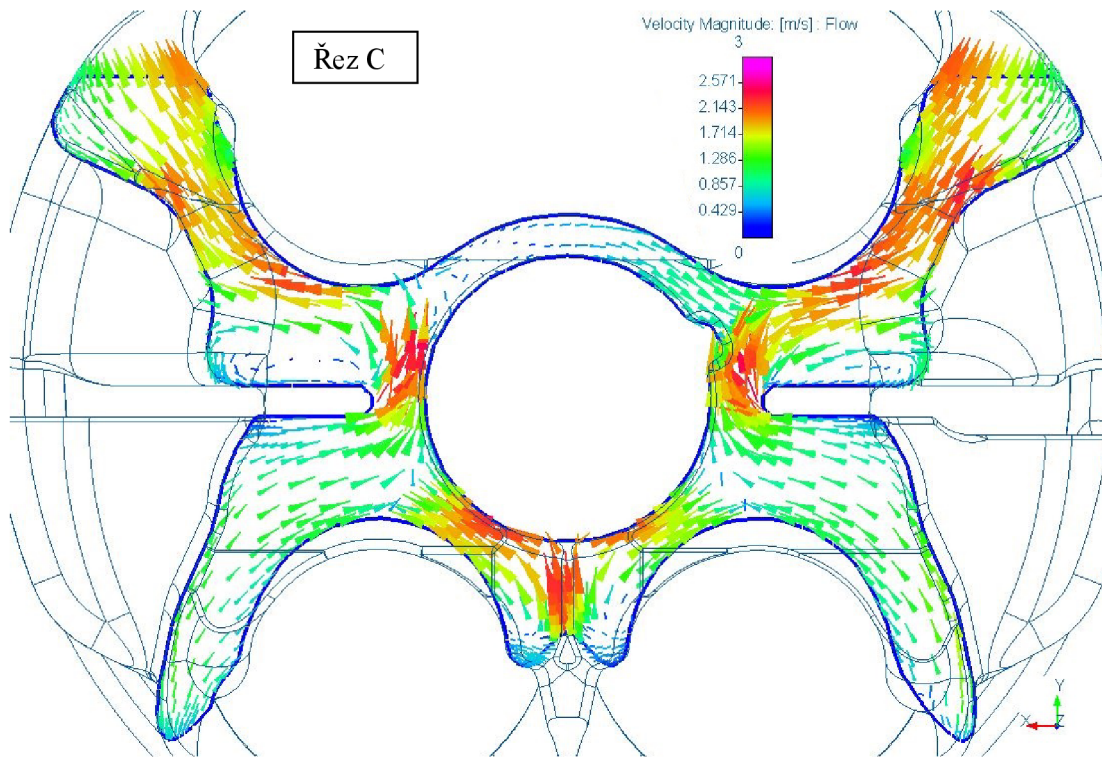


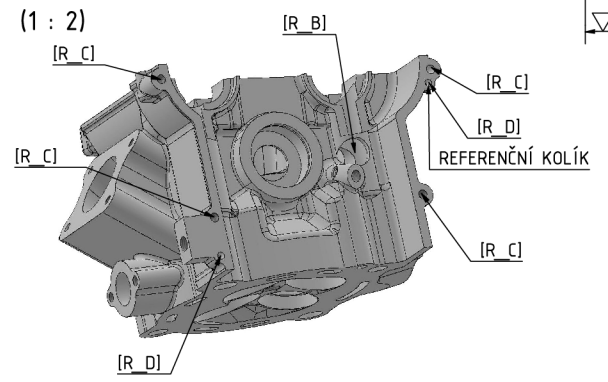
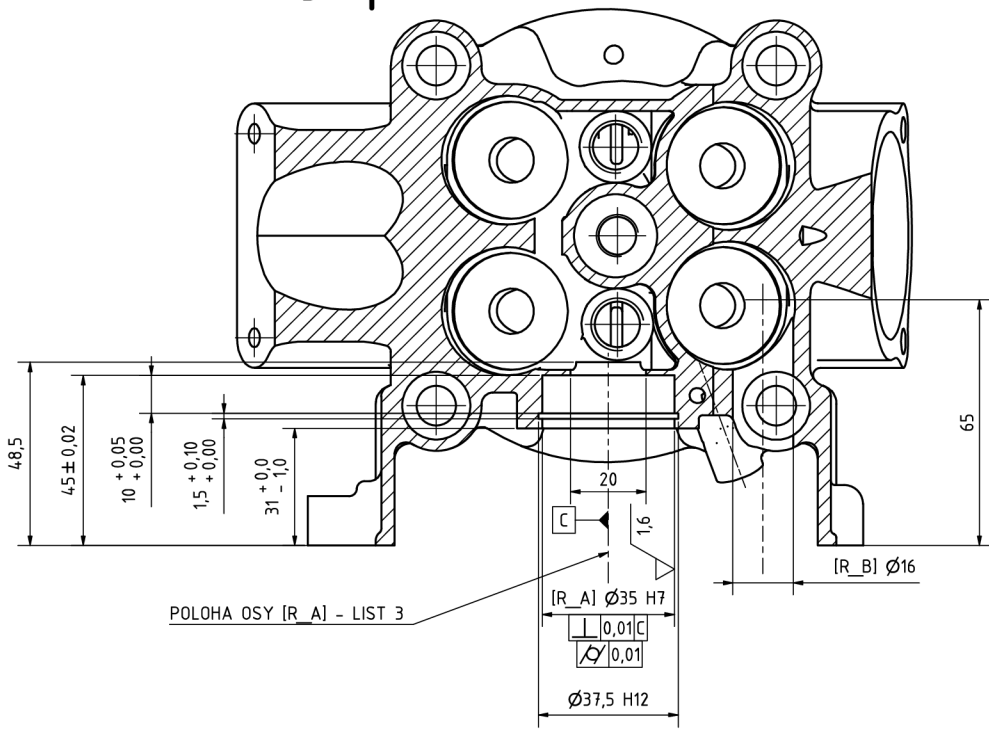
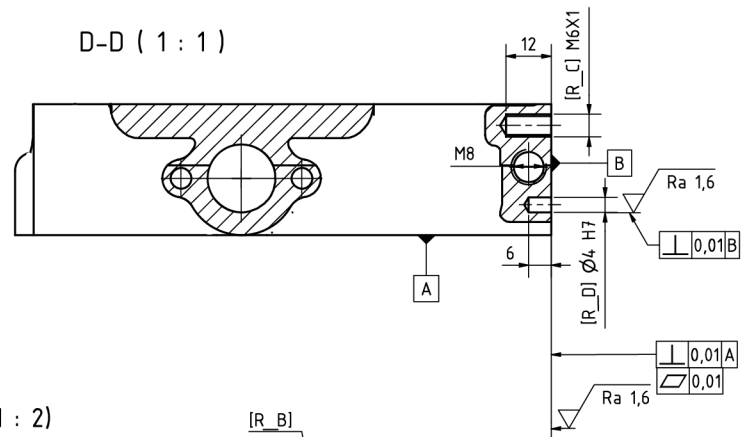
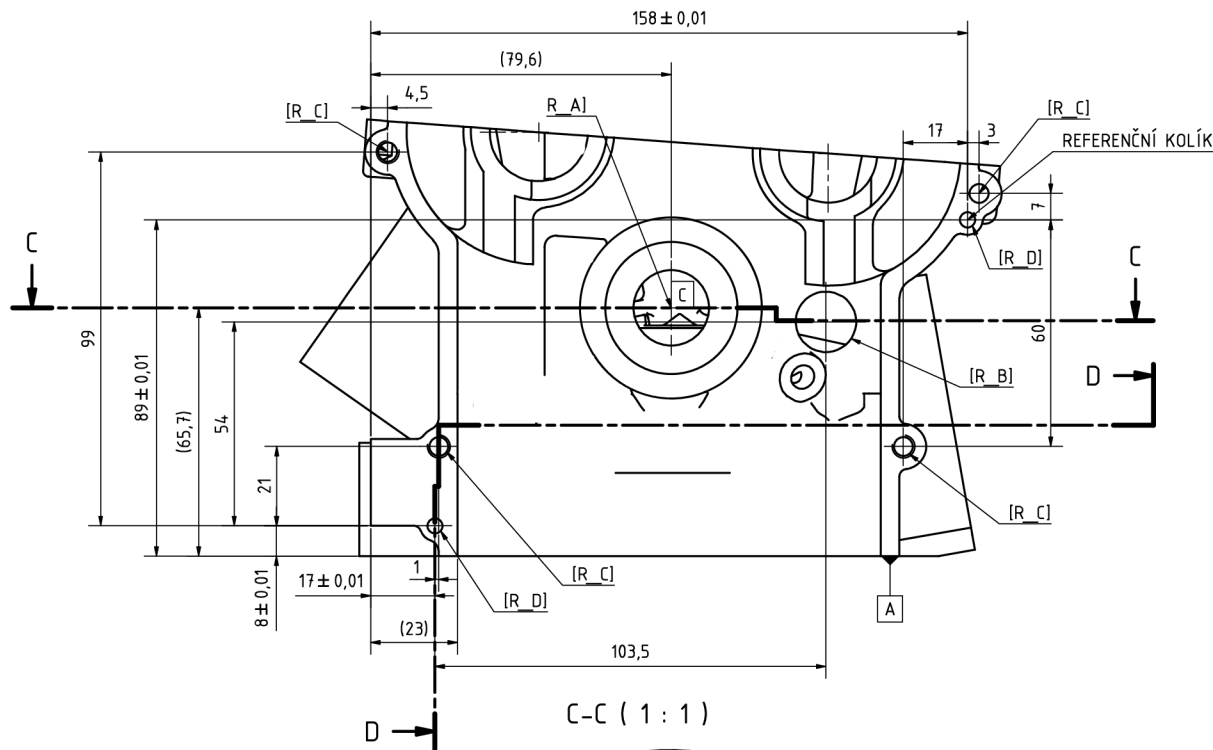
Řez B (oblast sání)



Řez B (oblast výfuku)



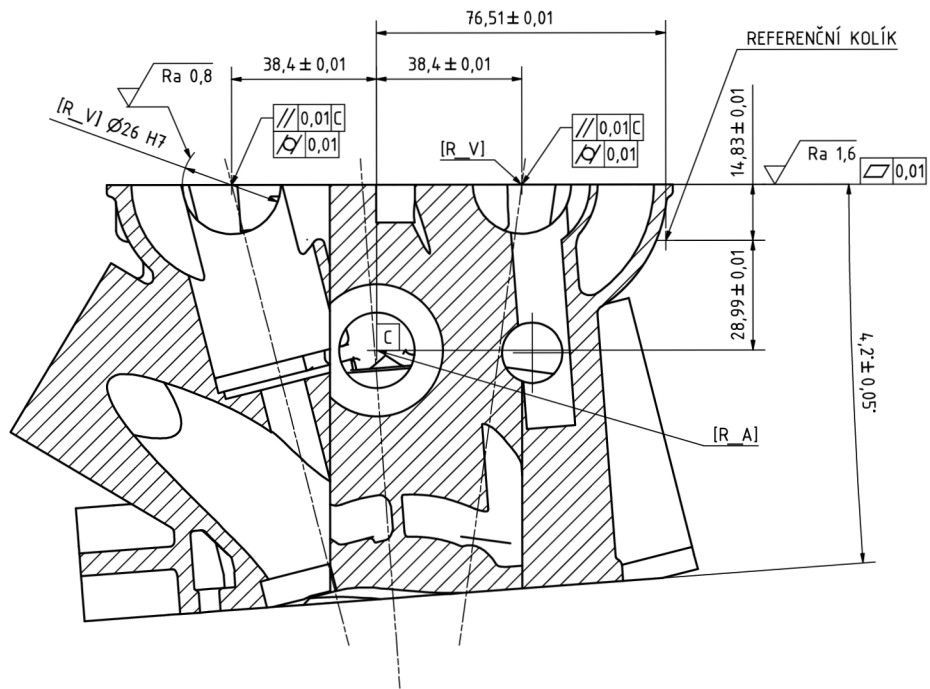




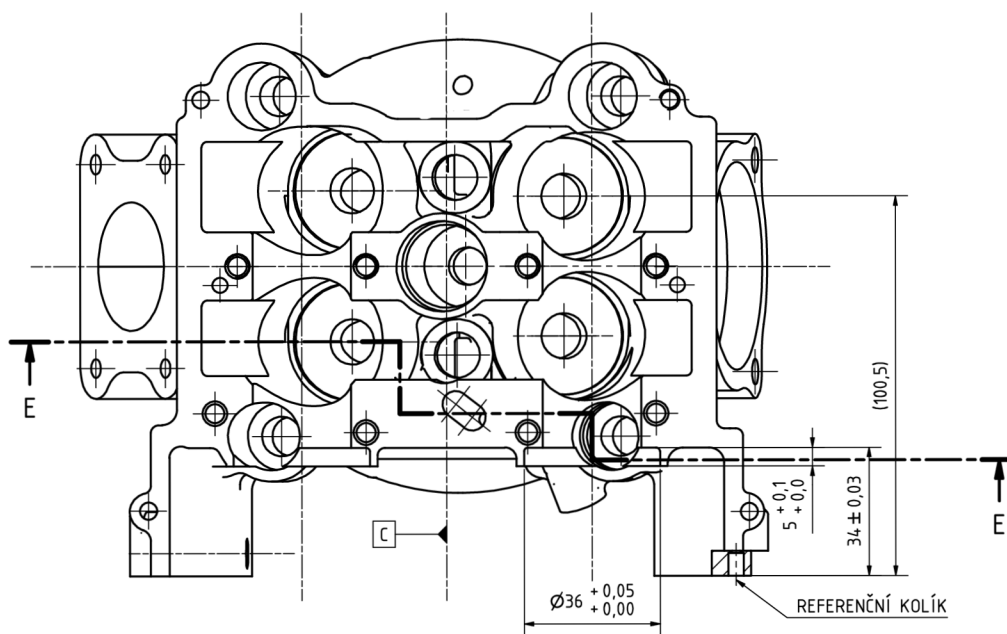
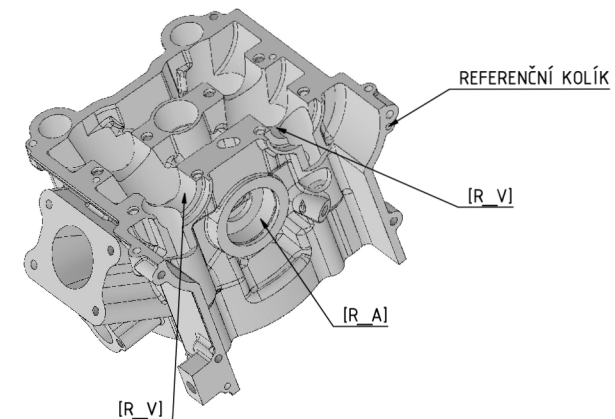
✓ Ra 3,2 (✓)

Polotovár : ODLITEK		Plánoch ISO 2768-mS		Toleranční ISO 9015		Průměr ISO E	
Materiál : AlSi6Cu4		TU v Liberci		HLAVA_VÁLCE			
Měřítko	1:1	Datum	02.06.2021	Jméno	Jan Zelinka	LIST 2	
Třída odpadu	821	Objem	2 kg	DP-2021-001			
Č. hm		A2					
Stav	Změny	Datum	Změny				

E-E (1 : 1)



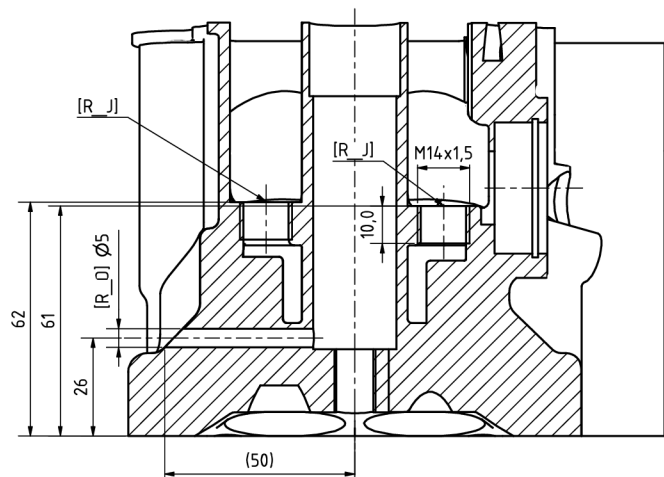
(1 : 2)



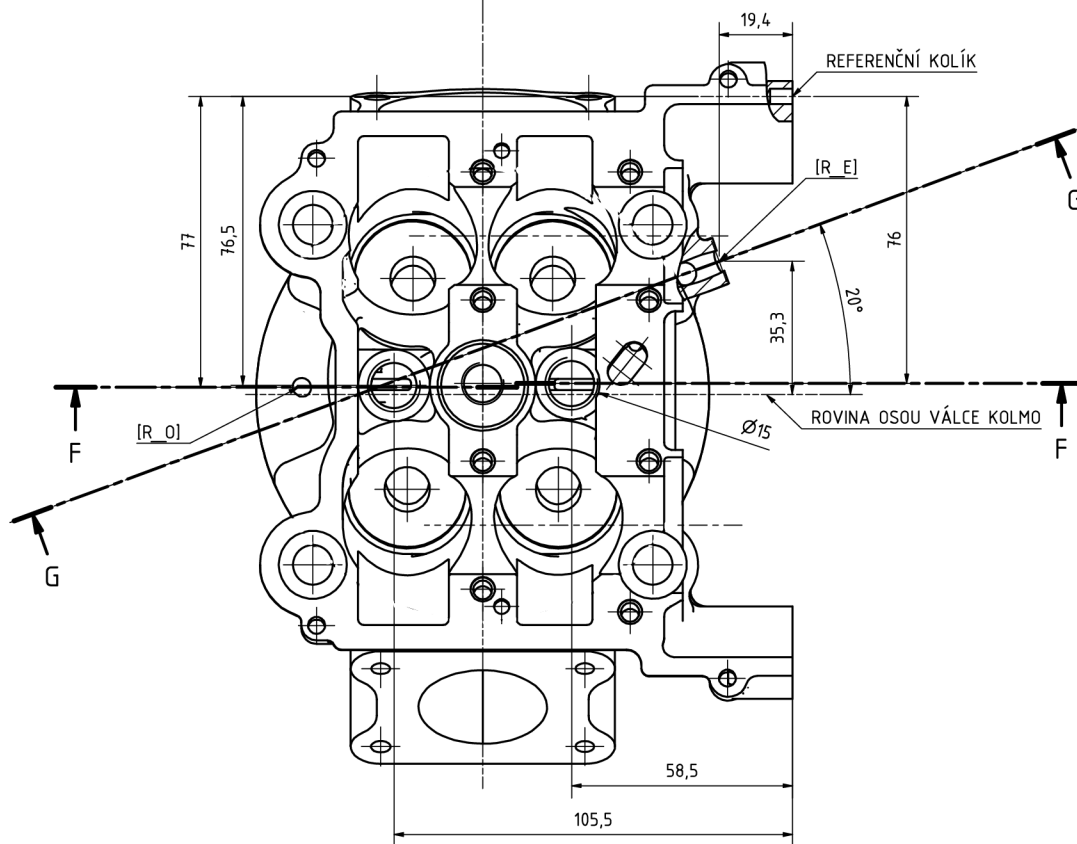
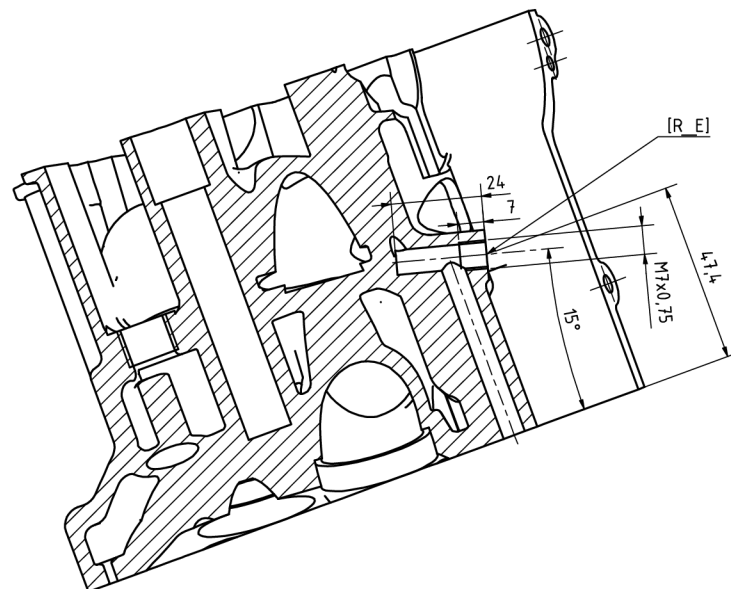
$\sqrt{Ra\ 3,2}$ (✓)

Polotovár : ODLITEK		Plánoch ISO 2786-mK		Tisková ISO 8015		První ISO E	
Materiál : AlSi6Cu4		TU v Liberci		HLAVA_VÁLCE			
Měřítko	1:1	Datum	Jméno	DP-2021-001			
Třída odpadu	831	revize	02.06.2021	Jam Zelinka	LIST 3		
Č. hm.	2 kg	Stav			A2		
Stav	Změny	Datum	Jméno				

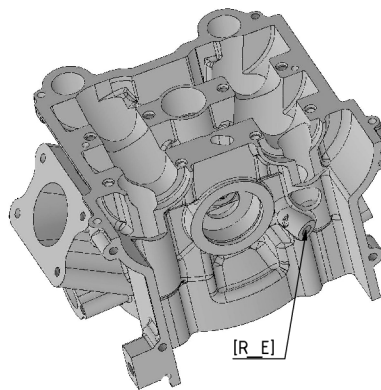
F-F (1:1)



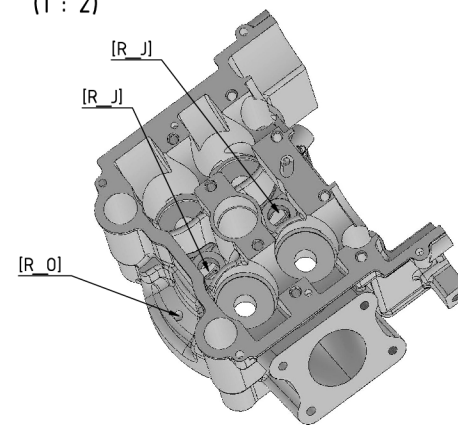
G-G (1:1)



(1:2)

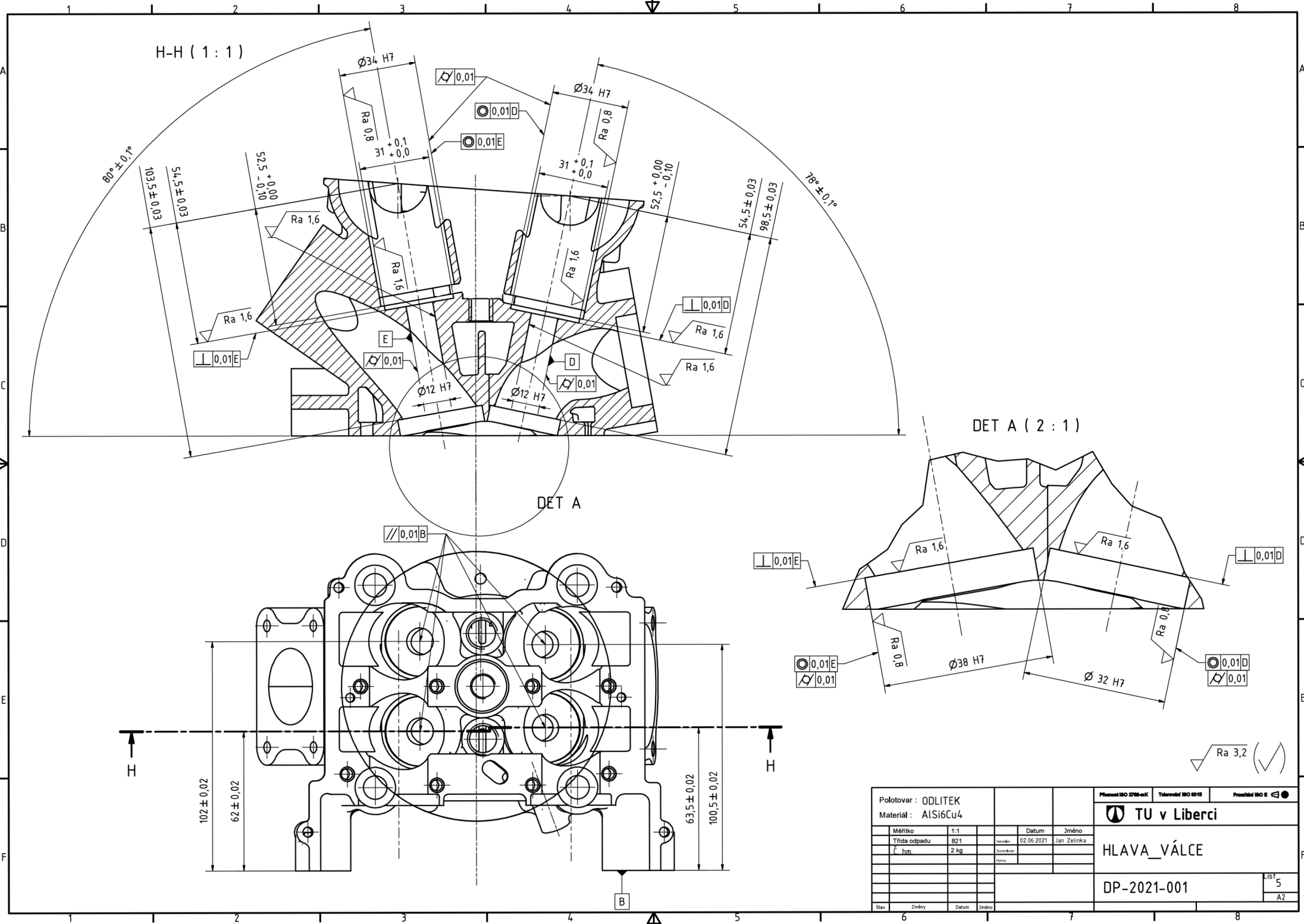


(1:2)



Ra 3,2

Polotovár : ODLITEK Materiál : AlSi6Cu4		Přesnost ISO 2768-mK Tolerovatel ISO 8018 Povrchová úprava ISO 8		Datum 02.06.2021		Jméno Jan Zelinka		TU v Liberci	
Měřítko	1:1	Tržba odpadů	821	hm	2 kg	HLAVA_VÁLCE			
Stav		Změny		Datum		Změny		DP-2021-001	
								LIST 4 A2	



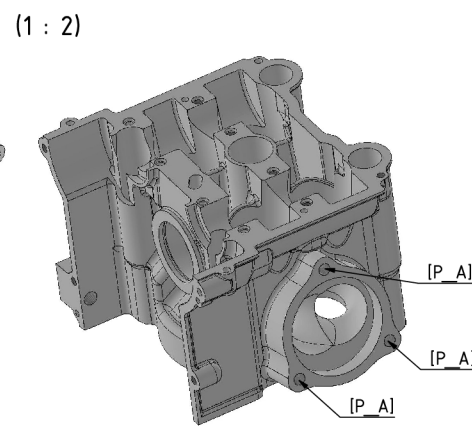
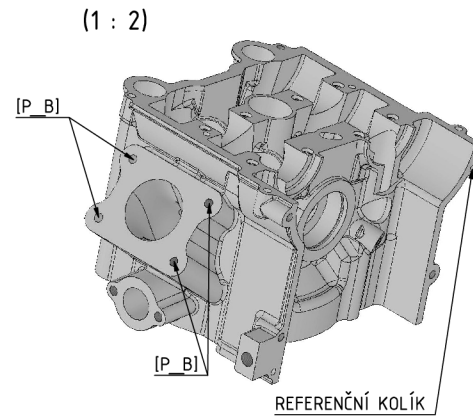
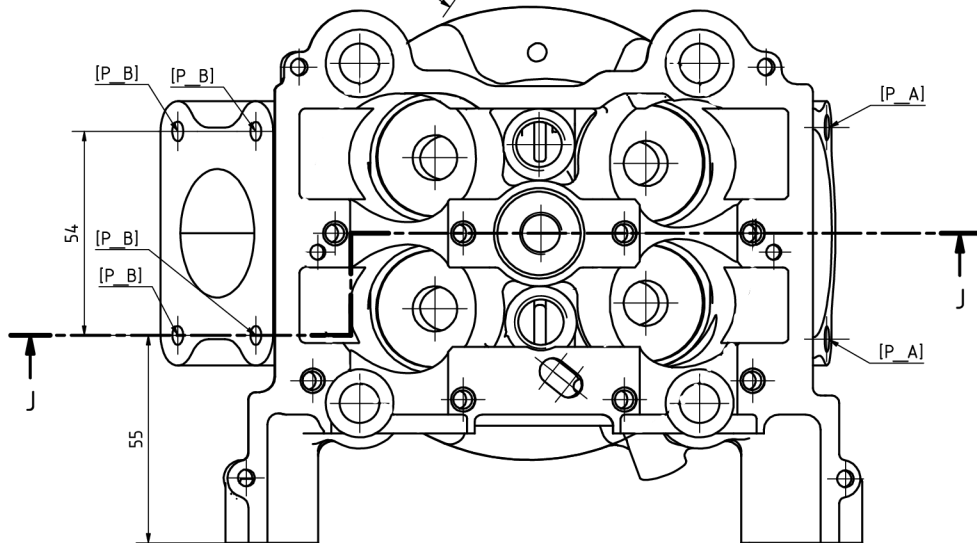
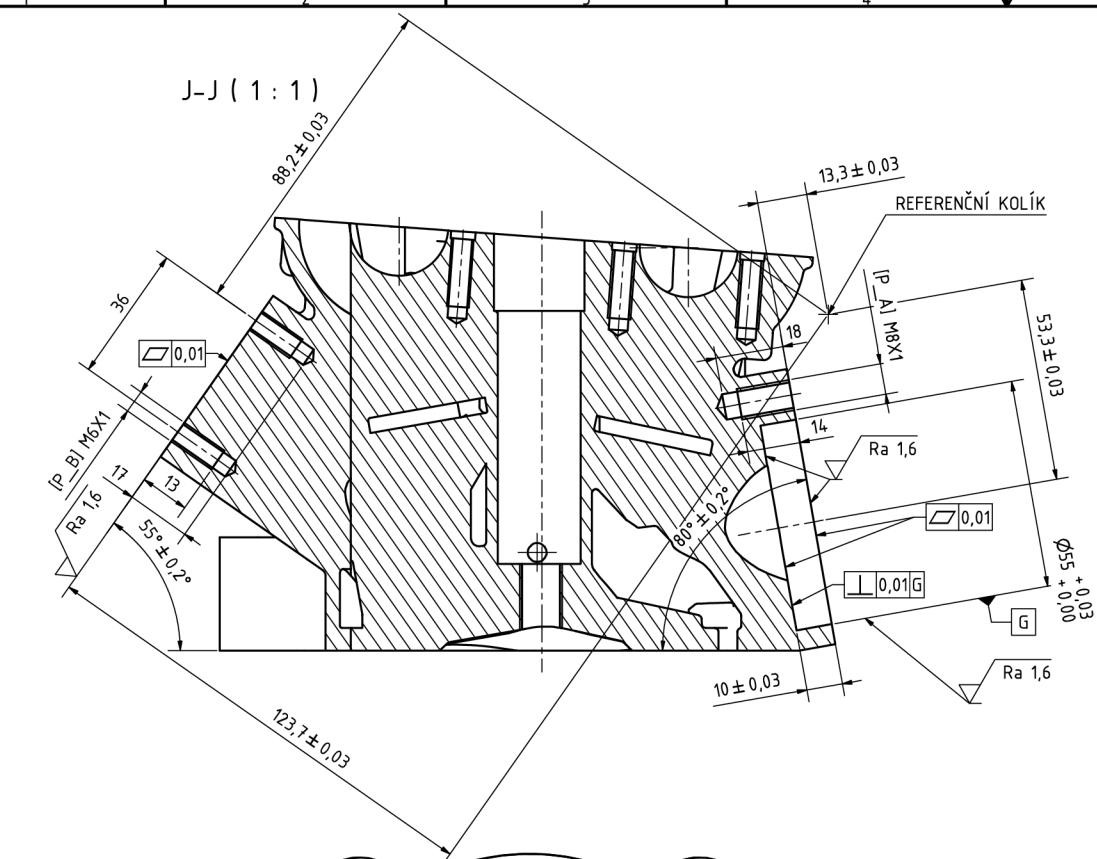
H-H (1 : 1)

DET A (2 : 1)

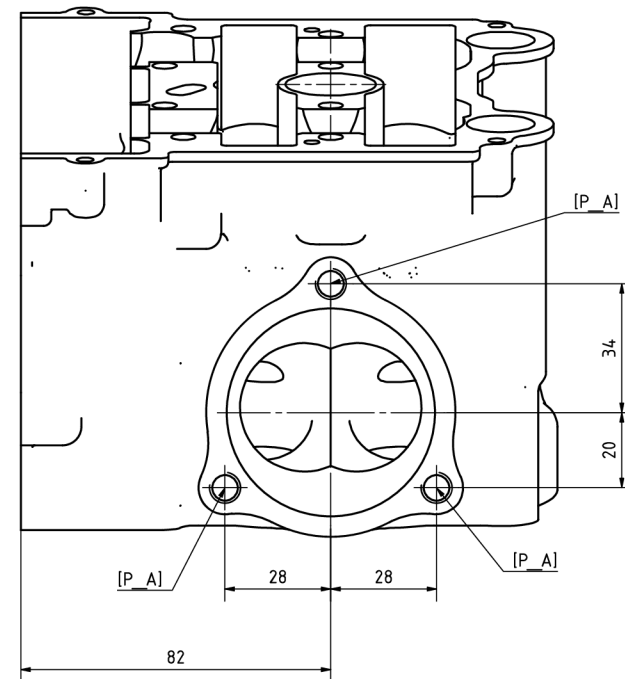
DET A

✓ Ra 3,2 (✓)

Polotovar : ODLITEK		Plánek ISO 2768-MK		Toleranční ISO 2018		Přesnosti ISO E	
Materiál : AlSi6Cu4		 TU v Liberci					
Měřítko	1:1	Datum	02.06.2021	Jméno	Jan Zelinka		
Třída odpadu	821	Stav		Středisko	HLAVA_VÁLCE		
Č. hm.	2 kg	Stav		Středisko	DP-2021-001		
							LIST 5
							A2
Stav	Změny	Datum	Jméno				



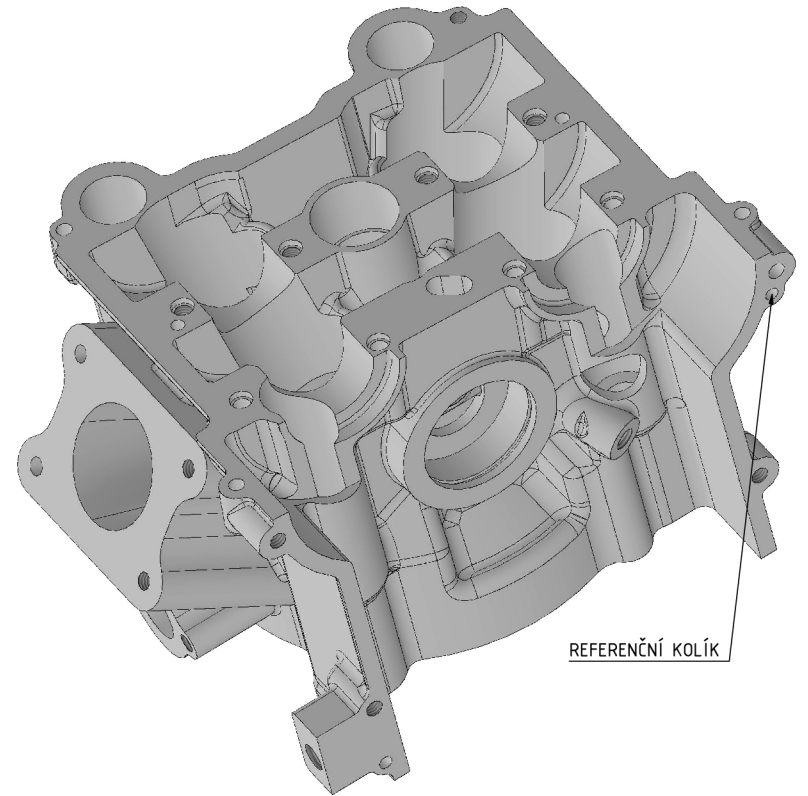
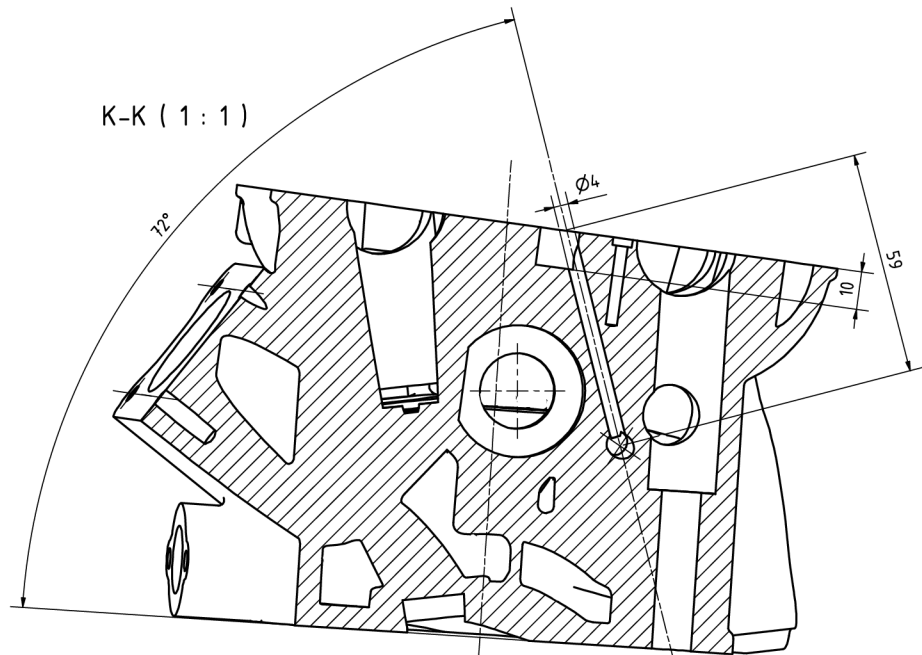
ČELNÍ POHLED NA PŘÍRUBU VÝFUKU:



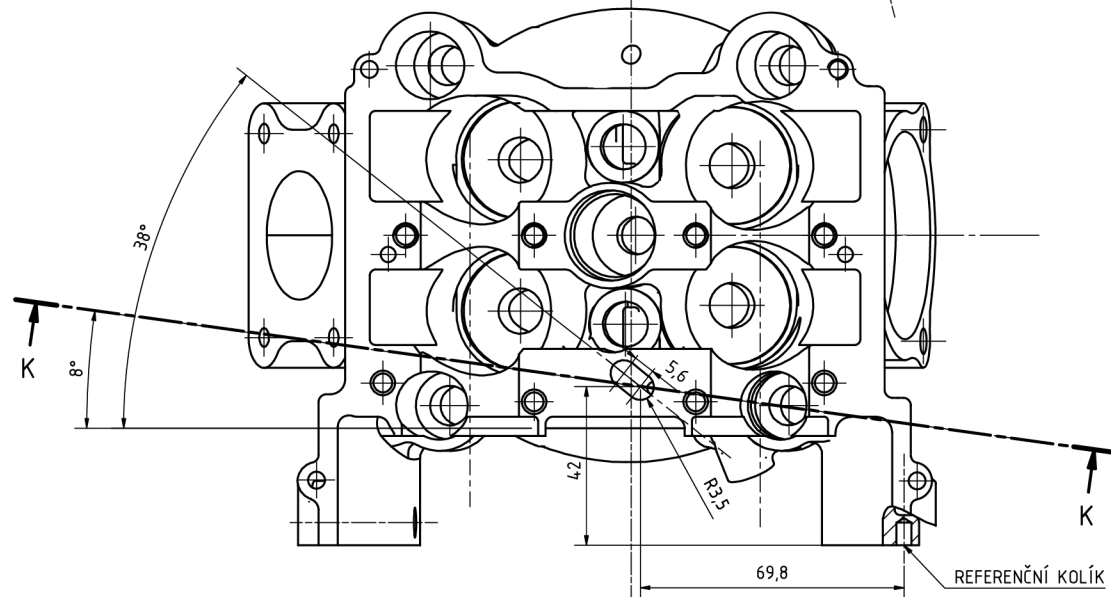
√ Ra 3,2 (✓)

Polotovár : ODLITEK		Plánotka ISO 2768-mK		Tolerovacia ISO 8015		Právná ISO 8015	
Materiál : AlSi6Cu4		TU v Liberci		HLAVA_VÁLCE			
Měřítko	1:1	Datum	Jméno	DP-2021-001			
Třída odpadu	821	revizor	02.06.2021	Jan Zelinka			
hm	2 kg	ověřitel					
		zpracovatel					
		kontrola					
Stav	Změny	Datum	Změna				
				LIST 6 A2			

K-K (1 : 1)



REFERENČNÍ KOLÍK

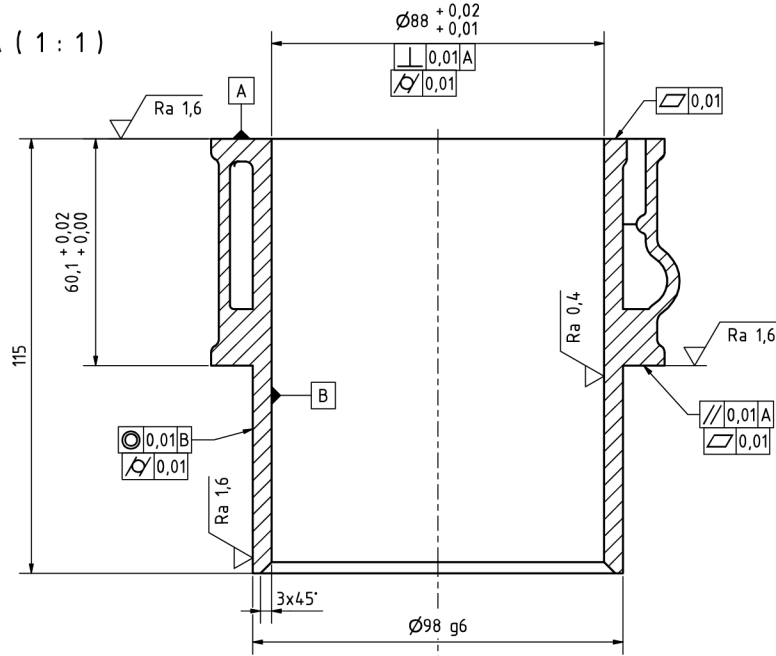


REFERENČNÍ KOLÍK

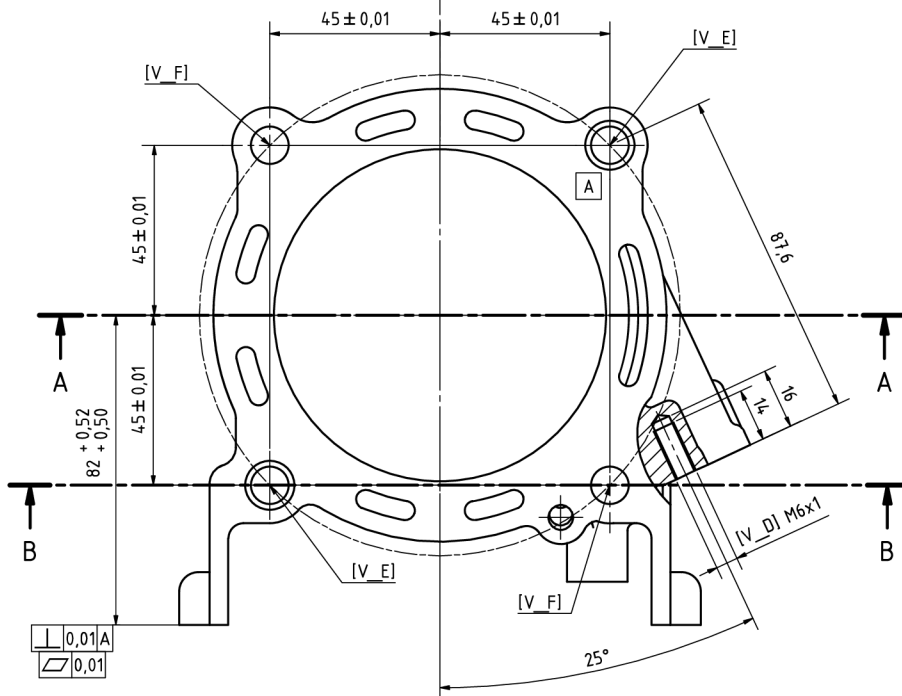
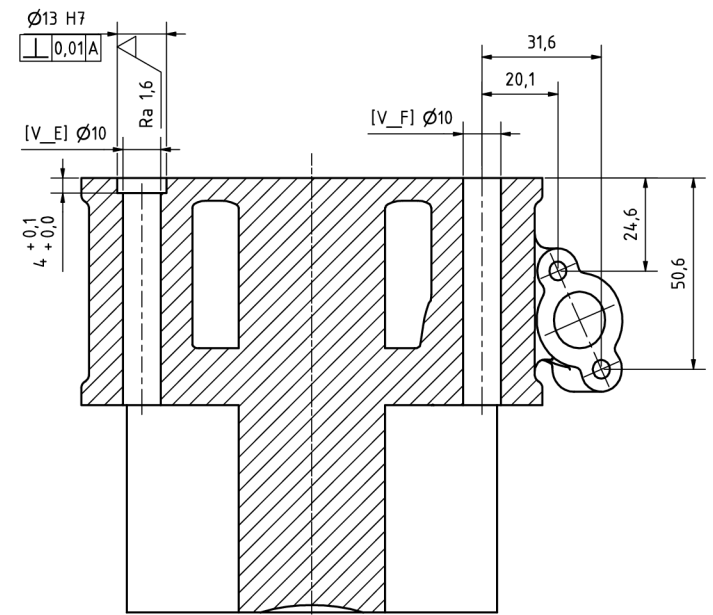
√ Ra 3,2 (✓)

Polotovár : ODLITEK				Plánuje ISO 2768-mK		Toleruje ISO 8015		Prostředí ISO 8	
Materiál : AlSi6Cu4				TU v Liberci					
Měřítko	1:1	Datum	Jméno						
Třída odpadu	821	revizor	02.06.2021	Jan Zelinka					
hm	2 kg	ověřitel			HLAVA_VÁLCE				
		typ			DP-2021-001				
					LIST 7				
Stav	Změny	Datum	Změna	A2					

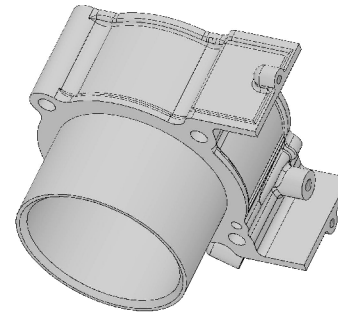
A-A (1 : 1)



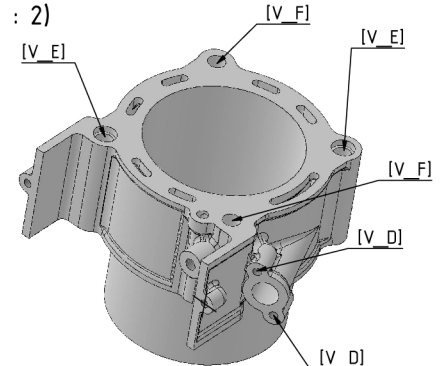
B-B (1 : 1)



(1 : 2)



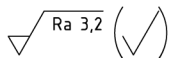
(1 : 2)



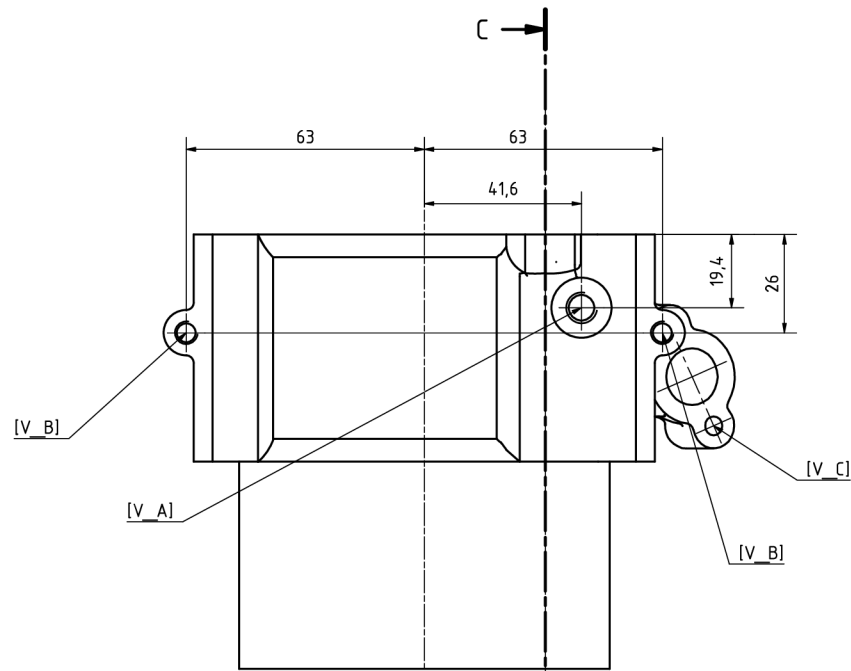
NÁSLEDUJE NANESENÍ VRSTVY NIKASIL NA KLUZNÝ PLOCH VÁLCE - POTÉ HONOVAT

PRŮMĚR VÁLCE PO HONOVÁNÍ: Ø88,00 -0,005

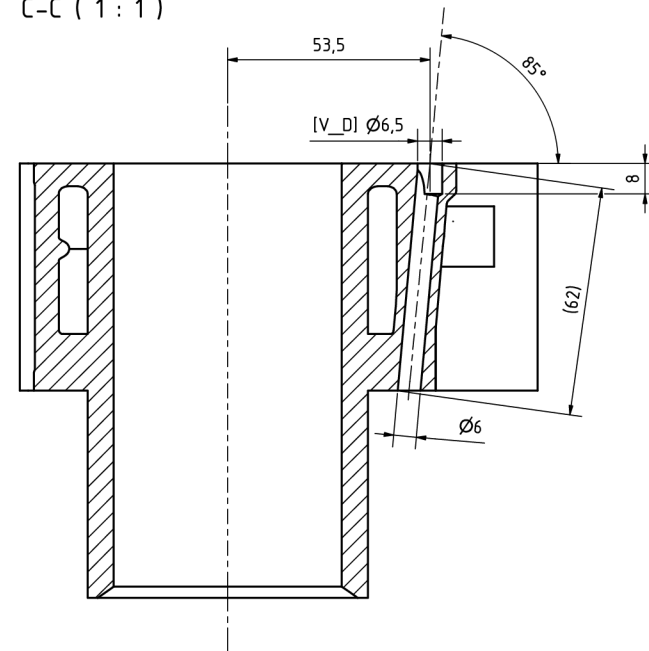
+0,015



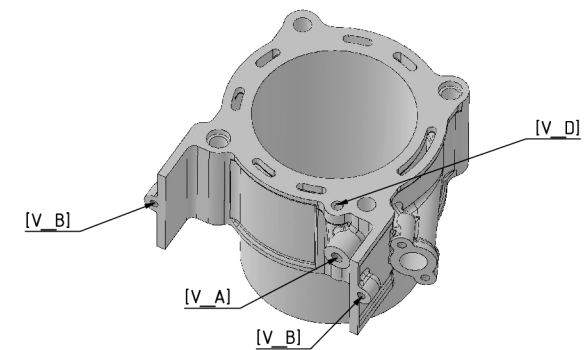
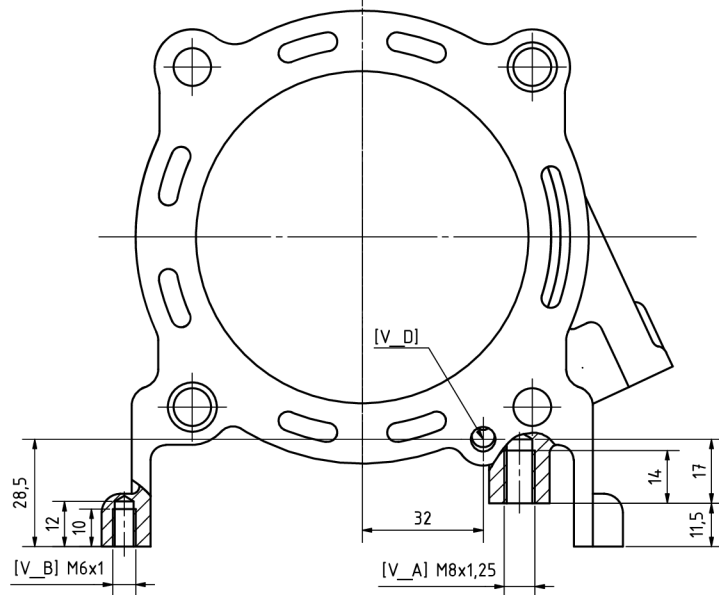
Polotovár : ODLITEK		Datum		Jméno	
Materiál : AISI7Mg0,4T0,6		02.06.2021		Jan Zelinka	
Měřítko	1:1	Objem	0,99 kg		
Třída odpadu	821	Druh			
C. hm.	0,99 kg	Stav			
Stav	Změny	Datum	Jméno		
				TU v Liberci	
				VÁLEC_VODOU_CHLAZENÝ	
				DP-2021-002	
				1	
				A2	



C-C (1 : 1)



(1 : 2)



Ra 3,2 (✓)

Polotovár : ODLITEK		Plánoval ISO 2788-mk		Tolerovatel ISO 8015		Průměr ISO E	
Materiál : AISi7Mg0,4T0,6		TU v Liberci					
Měřítko	1:1	Datum	Jméno				
Třída odpadu	821	vydáván	02.06.2021	Jan Zelinka			
C, hm	0,99 kg	zpracovatel		VÁLEC_VODOU_CHLAZENÝ			
		opis		DP-2021-002			
				2			
Stav	Změny	Datum	Změna	A2			