

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Optimalizace sání čerpadla

Pump Suction Optimization

Student:

Bc. Tomáš Polášek

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Adam Bureček, Ph.D.

Ostrava 2018

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Tomáš Polášek**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T043 Hydraulika a pneumatika
Téma: **Optimalizace sání čerpadla**
Pump Suction Optimization
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Literární rešerše k problematice kavitačního - aeračního jevu.
2. Tvorba geometrie a výpočetní sítě oblasti sacího kanálu čerpadla.
3. Definice matematického modelu a okrajových podmínek výpočetní oblasti.
4. Vyhodnocení tlakového spádu sacího kanálu při proudění oleje a porovnání s experimentálním měřením.
5. Optimalizace geometrie sacího kanálu s ohledem na snížení tlakového spádu.

Seznam doporučené odborné literatury:

PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy, díl 1. Kapaliny v hydraulických mechanismech. Hydrostatické převodníky*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2009, 2. vyd., 156 s. ISBN 978-80-248-0857-4.

PIVOŇKA, J. a kol. *Tekutinné mechanismy*. SNTL, Praha, 1987, 04-255-87, 623 s.

KOZUBKOVÁ, M. *Modelování proudění FLUENT, CFX*. VŠB-TU Ostrava, 2008, 142 s.
<<http://www.338.vsb.cz/wp-content/uploads/2016/03/Kozubkova-Fluent.pdf>>.

BLEJCHAŘ, T. *Matematické modelování nestacionárního proudění, kavitace a akustických projevů v hydraulickém ventilu*. Disertační práce, VŠB-TU Ostrava, 2006. 99 s.

FLUENT. *Fluent 14.0 - ANSYS FLUENT*. ANSYS, Inc. 2011.

BOJKO, M. *3D proudění – Ansys Fluent učební text*. VŠB-TU Ostrava, 2012. 314 s. ISBN 978-80-248-2607-3. <<http://www.338.vsb.cz/wp-content/uploads/2016/03/3D-Bojko.pdf>>.

JIROUŠ, S. *Identifikace kavitačních procesů na povrchu ozubených kol*. Disertační práce, Technická univerzita v Liberci, 2015. 134 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Adam Bureček, Ph.D.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018

doc. Dr. Ing. Lumír Hružík
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 21. 5. 2018




.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce.
- souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 21. 5. 2018


.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Tomáš Polášek

Adresa trvalého pobytu autora práce:

nám. S. Freuda 10, Příbor, 742 58

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

POLÁŠEK, T. Optimalizace sání čerpadla: Diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2018, 69 s. Vedoucí práce: Bureček, A.

Diplomová práce je zaměřena na vyhodnocení tlakového spádu v závislosti na průtoku minerálního oleje u stávající geometrie sacího kanálu zubového čerpadla. Dále následuje ověření vytvořené závislosti numerickou metodou prostřednictvím softwaru Ansys Fluent a vytvoření jednotlivých optimalizačních úprav za účelem snížení tlakového spádu v sacím kanále čerpadla. V úvodní části je prostor věnován problematice kavitačního jevu a jeho dopadu na strojní zařízení v podobě kavitační (aerační) eroze. V závěru práce jsou popsány jednotlivé varianty pro optimalizaci průtočné plochy, které jsou dále porovnány s původní geometrií a mezi sebou.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

POLÁŠEK, T. Pump Suction Optimization: Master thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulics Equipment, 2018, 69 p. Thesis head: Bureček, A.

The master thesis is focused on evaluation of the pressure drop in depending on the mineral oil flow rate in existing suction geometry of the external gear pump. Further, the created dependence is verified by numerical method with the help of computing software Ansys Fluent. Also there are created individual optimization adjustments in purpose of reduce pressure drop in the suction line. At the first part there is paid attention to cavitation phenomenon and its impact on mechanical structures in the form of cavitation (aeration) erosion. At the final part there are described individual variants of optimized flow areas which are compared with the existing geometry of suction line and with each other.

Obsah

Úvod.....	9
Seznam použitých symbolů a značek	10
1 Kavitační jev.....	12
1.1 Charakteristika kavitace	13
1.2 Kavitační jádro a kavitační bublina.....	14
1.3 Kavitační oblast a vývin kavitace.....	17
1.4 Hydrostatická čerpadla	19
1.4.1 Kavitace u hydrostatických čerpadel.....	20
2 Tvorba geometrie a výpočetní sítě oblasti sacího kanálu čerpadla.....	22
2.1 Experimentální měření a vyhodnocení dosažených dat	22
2.2 Úprava geometrie 3D modelu.....	26
2.3 Vytvoření výpočetní sítě.....	28
2.3.1 Kontrola kvality výpočetní sítě a definice okrajových podmínek.....	30
3 Definice matematického modelu a okrajových podmínek	33
3.1 Stanovení fyzikálních vlastností minerálního oleje	33
3.1.1 Stanovení hustoty zaslaného vzorku.....	33
3.1.2 Stanovení dynamické viskozity zaslaného vzorku.....	36
3.2 Nastavení matematického modelu a okrajových podmínek	39
4 Vyhodnocení tlakového spádu a porovnání s experimentálním měřením	43
4.1 Grafické výstupy z numerické simulace pro $k-\varepsilon$ (RNG) model	45
4.2 Vyhodnocené tabulky pro $k-\varepsilon$ (RNG) a graf porovnání s experimentálním měřením	47
5 Optimalizace geometrie sacího kanálu.....	48
5.1 Optimalizace – 1. varianta.....	48
5.1.1 Grafické výstupy z numerické simulace pro variantu 1. pro otáčky $4\,000\text{ min}^{-1}$	49
5.2 Optimalizace – 2. varianta.....	50
5.2.1 Grafické výstupy z numerické simulace pro variantu 2. pro otáčky $4\,000\text{ min}^{-1}$	51
5.3 Optimalizace – 3. varianta.....	52
5.3.1 Grafické výstupy z numerické simulace pro variantu 3. pro otáčky $4\,000\text{ min}^{-1}$	53
5.4 Optimalizace – 4.1 a 4.2 varianta.....	55
5.4.1 Grafické výstupy z numerické simulace pro variantu 4.1 pro otáčky $4\,000\text{ min}^{-1}$...	56
5.4.2 Grafické výstupy z numerické simulace pro variantu 4.2 pro otáčky $4\,000\text{ min}^{-1}$...	57
5.5 Shrnutí výsledků numerické simulace.....	58

5.6 Grafické výstupy pro nejvhodnější optimalizaci a porovnání s původní geometrií	59
Závěr	62
Poděkování.....	64
Seznam použité literatury a zdrojů	65
Seznam obrázků.....	67
Seznam příloh	69

Úvod

Z hlediska optimalizace, je znalost způsobu proudění v daném strojním celku velmi důležitá. Klasický způsob při ověřování proudění spočíval ve vytvoření prototypu s několika odlišnými verzemi důležitých částí. Pro tyto nově definované verze následovaly experimentální měření a na základě výsledků byla vyhodnocena neoptimálnější varianta pro uvedení do výroby a provozu. Tento způsob je z hlediska času a vynaložených nákladů při tvorbě konečného výrobku velmi nevýhodný. Naopak tomuto problému předchází moderní numerické metody, které umožňují zjednodušit a urychlit proces návrhů a tím ušetřit čas i peníze.

Jedním z cílů diplomové práce je vyhodnocení navrženého experimentálního měření u stávající geometrie sacího kanálu čerpadla GHDO, které bylo poskytnuto firmou Jihostroj, a vytvoření matematického modelu pro následné ověření dosažených tlakových spádů prostřednictvím numerických simulací.

Zmíněné zubové čerpadlo je provozováno v těžkých podmínkách, kde na straně sání je generován vlivem chodu při maximálních provozních parametrech poměrně velký podtlak. Čerpadlo je tedy značně namáháno kavitační (aerační) erozí, což vede ke zkrácení životnosti a provozuschopnosti čerpadla. Hlavním úkolem této práce je vytvoření několika optimalizovaných variant při zachování původního tvaru sacího kanálu a ověření dopadu jednotlivých úprav na snížení tlakového spádu při odpovídajícím průtoku.

Rovněž jsou v práci věnovány kapitoly k literární rešerši o problematice kavitačního jevu, úpravě geometrie, postupu při vytvoření a ověření výpočetní sítě, stanovení fyzikálních vlastností zaslaného vzorku minerálního oleje a samotnému nastavení matematického modelu.

Seznam použitých symbolů a značek

Značení	Význam značení	Jednotky
b_i	číslo zářezu na Mohrové váze	[-]
$d_{h,1}$	hydraulický průměr vstupního průřezu	[m]
$d_{h,2}$	hydraulický průměr výstupního průřezu	[m]
$\frac{dv}{dy}$	gradient rychlosti ve směru kolmém na směr pohybu kapaliny	[s ⁻¹]
k	turbulentní kinetická energie	[m ² ·s ⁻²]
m_i	hmotnost i-tého závaží	[kg]
m	hmotnost	[kg]
$n_{\check{c}}$	otáčky čerpadla	[s ⁻¹]
o	celkový obvod výstupního průřezu	[m]
p_B	tlak v bublině	[Pa]
p_K	tlak v kapalině v okolí bubliny	[Pa]
p_{K0}	výchozí hodnota tlaku v kapalině v okolí bubliny	[Pa]
p_v	tlak plynu	[Pa]
p_{v0}	výchozí hodnota tlaku plynu	[Pa]
p_w	tlak nasycených par kapaliny	[Pa]
p_{kr}	kritický tlak v kapalině	[Pa]
$p_{1,abs.}$	absolutní tlak v sacím vedení	[Pa]
$p_{2,abs.}$	absolutní tlak v tělese čerpadla	[Pa]
$p_{1,tot.}$	celkový tlak v místě sacího vedení	[Pa]
$p_{2,tot.} \text{ zavíření}$	celkový tlak v místě zavíření	[Pa]
$p_{2,tot.} \text{ port}$	celkový tlak v místě portu	[Pa]
p_2	statický tlak (okrajová podmínka)	[Pa]
Δp	tlakový spád	[Pa]

r_B	poloměr bubliny	[m]
r_{B0}	počáteční poloměr bubliny	[m]
r_{kr}	kritický poloměr bubliny	[m]
t	teplota	[°C]
v_1	vstupní rychlost	[m·s ⁻¹]
v_2	výstupní rychlost	[m·s ⁻¹]
v_{min}	minimální rychlost	[m·s ⁻¹]
v_{max}	maximální rychlost	[m·s ⁻¹]
I	intenzita turbulence	[%]
Q	objemový průtok	[m ³ ·s ⁻¹]
Q_m	hmotnostní průtok	[kg·s ⁻¹]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
$Re_{krit.}$	kritické Reynoldsovo číslo	[-]
S_2	celková plocha výstupního průřezu	[m ²]
V	objem kapaliny	[m ³]
ε	rychlost disipace	[m ² ·s ⁻³]
η	dynamická viskozita	[Pa·s]
ν	kinematická viskozita	[m ² ·s ⁻¹]
π	Ludolfovo číslo	[-]
ρ	hustota	[kg·m ⁻³]
σ	povrchové napětí kapaliny	[N·m ⁻¹]
τ	tečné napětí	[Pa]
ω	vířivost	[s ⁻¹]

1 Kavitační jev

Kavitace a kavitační opotřebení jsou již několik desítek let aktuálním problémem v hydraulických systémech. Zkoumají se jak teoreticky k vysvětlení mnoha s nimi spojených fyzikálních a chemických jevů, tak z hlediska praktického pro správné projektování, konstruování a provoz hydraulických zařízení [2].

V současné době trvá snaha zintenzivnit v hydraulických strojích přenos energie, což vede zpravidla k provozu daného zařízení s mírnou kavitací, a tedy výskytu kavitačního opotřebení součástí. Toto kavitační opotřebení nežádoucím způsobem ovlivňuje provoz, účinnost a celkovou životnost zařízení. S kavitačními účinky v hydraulických systémech se setkávají téměř všichni provozovatelé. Jejich důsledku, kavitační erozi, je třeba zabránit optimálním provozem, a pokud se vyskytne, je nutné poškozené části opravit [2].

Při výzkumu kavitačního jevu je velká pozornost rovněž věnována samotnému vzniku a zániku kavitačních dutin. Důležitými otázkami jsou také existence kavitačních jader, uvolňování rozpuštěných plynů v dané kapalině a odpařování kapaliny. Kromě studia fyzikální podstaty kavitačního jevu je při výzkumu zároveň věnována pozornost na zvyšování odolnosti používaných materiálů v hydraulických strojích a zařízeních proti účinkům kavitačního jevu [1].

Na obrázcích 1.1 jsou zobrazeny snímky důsledku provozu zubového čerpadla v kavitačním režimu, které byly pořízeny firmou Jihostroj.



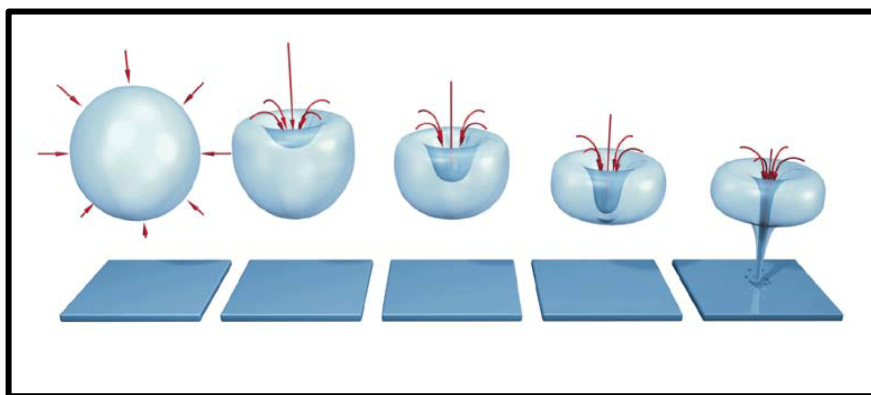
Obr. 1.1 - Opotřebení vlivem provozu čerpadla v režimu kavitace [7]

1.1 Charakteristika kavitace

Kavitací nazýváme složitý jev opakovaného vzniku a zániku dutin v proudící kapalině. Samotný název kavitace vychází z latinského slova „cavitas“, které obecně znamená dutinu. Účinky kavitace na materiál nazýváme kavitačním napadením nebo rozrušením. Rovněž se používá označení jako kavitační eroze.

Kavitace v hydraulickém zařízení vzniká při snížení tlaku kapaliny na tlak nasycených par, která odpovídá teplotě používané kapaliny. Za těchto podmínek se začne kapalina odpařovat a tvoří se velmi malé bublinky, což vede k narušení spojitosti proudícího media. Vznik těchto kavitačních bublin má mnoho společného s varem kapaliny.

V případě, že hodnota tlaku klesá nebo zůstane stejná, bublina se postupně zvětšuje. Vytvořené kavitační bublinky jsou unášeny proudící kapalinou, a jakmile se dostanou do oblasti vyššího tlaku, pára v bublinách kondenzuje a vzniknou uvnitř bublin kavitační dutiny. Do těchto vytvořených dutin vniká okolní kapalina velkou rychlostí. Po zaplnění dutiny dochází k velkému rázu a bublina prudce zaniká. Pokud zánik kavitační bubliny nastane na povrchu obtékaného tělesa, je materiál značně namáhán a rozrušován [1, 2].



Obr. 1.2 - Průběh zániku kavitační bubliny [3]

1.2 Kavitační jádro a kavitační bublina

Kavitační bubliny se objevují v místech porušení soudržnosti kapaliny. Aby se porušila tato soudržnost, musí být překonány kohezní síly molekul (přitažlivá síla mezi stejnými molekulami), jejichž projevem je pevnost kapaliny. Molekuly musí být na některém místě odtrženy od sebe. Pevnost kapaliny se liší podle stupně čistoty. Skutečná kapalina, která však nikdy není úplně čistá, obsahuje různé příměsi. Příkladem takovýchto příměsí jsou bubliny nerozpuštěného plynu nebo mechanické nečistoty (prachové částičky atd.) [1, 2].

Usuzuje se, že největší vliv na snížení pevnosti kapaliny mají zejména volné nerozpuštěné plyny, které tvoří kavitační jádra budoucí kavitace. Mechanické nečistoty v proudící kapalině udržují plynové bubliny v nerozpuštěném stavu a mají vliv na počátek kavitace. Stálost plynových bublin velmi malých rozměrů může být způsobena též organickými látkami, které vytvoří na povrchu bubliny ochrannou vrstvu. Organický obal zmenšuje povrchové napětí mezi plynem a kapalinou, brání difúzi plynu do kapaliny a svými pružnými vlastnostmi má vliv na počátek kavitace [1, 2].

Kavitační bubliny vznikají z kavitačních jader, která jsou usazena v mikroskopických štěrbinách nebo trhlinách na povrchu obtékaných stěn nebo na mikroskopických částicích obsažených v kapalině. Za určitých podmínek kapaliny dosáhnou kavitační jádra kritické velikosti, po které začnou růst, až se stávají viditelnými pouhým okem jako kavitační bublina [2].

Předpokládejme, že kavitační jádro má tvar kulové bubliny o poloměru r_B . Pro tlak v bublině p_B platí podmínka rovnovážného stavu:

$$p_B = p_K + \frac{2\sigma}{r_B}, \quad (1.1)$$

kde p_K je tlak v kapalině v okolí bubliny, σ je povrchové napětí mezi bublinou a kapalinou.

Tlak v bublině je tedy vyšší než v obklopující kapalině o hodnotu druhého členu na pravé straně rovnice.

Dále předpokládejme, že bublina kulového tvaru obsahuje jak plyn, tak páru kapaliny. Platí tedy Daltonův zákon (Celkový tlak směsi plynů je roven součtu parciálních tlaků jednotlivých plynů, které jsou obsaženy ve směsi.):

$$p_B = p_v + p_w, \quad (1.2)$$

kde p_v je tlak plynu, p_w je tlak nasycených par.

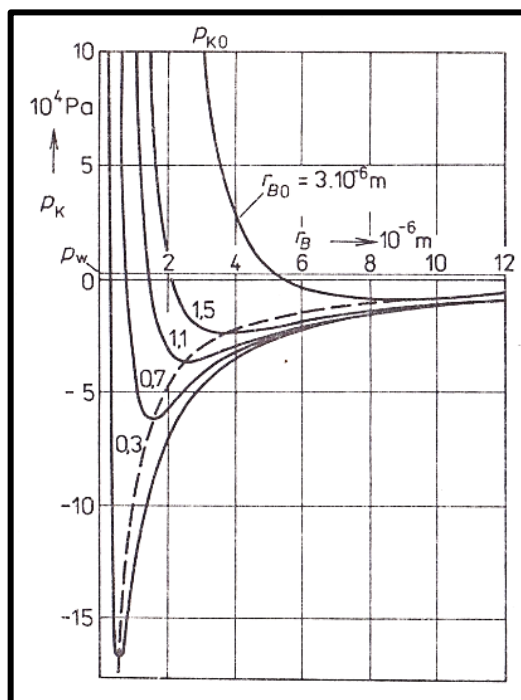
Podmínku rovnovážného stavu lze poté upravit na následující výraz:

$$p_B = p_v + p_w = p_K + \frac{2\sigma}{r_B}. \quad (1.3)$$

Za předpokladu, že při změně poloměru kulové bubliny zůstává hmotnost plynu neměnná a zároveň se předpokládá změna stavu plynu za konstantní teploty, je tlak v kapalině obklopující bublinu definován vztahem, kde index 0 určuje výchozí hodnoty:

$$p_K = p_w + \left(p_{K0} - p_w + \frac{2\sigma}{r_{B0}} \right) \cdot \left(\frac{r_{B0}}{r_B} \right)^3 - \frac{2\sigma}{r_B}. \quad (1.4)$$

Na obrázku 1.3 je zobrazen diagram zvětšování bublin podle výše uvedeného vztahu.



Obr. 1.3 - Závislost rovnovážného tlaku v kapalině na poloměru bubliny pro různé počáteční velikosti bubliny [2]

Počáteční poloměr bubliny r_{B0} představuje parametr. Spojnice minim jednotlivých křivek pro odpovídající $r_{B0} = konst.$ je vyznačena čárkovanou čarou, která v diagramu rozlišuje oblast stabilní a nestabilní rovnováhy. Body, které dosahují minima na jednotlivých křivkách, jsou označeny jako kritické. Těmto kritickým bodům jsou přiřazeny hodnoty kritického poloměru bubliny r_{kr} a kritického tlaku v kapalině p_{kr} .

Z uvedeného diagramu na obrázku 1.3 je patrné, že při snižování tlaku v okolní kapalině p_K v oblasti $r_B < r_{kr}$ se poloměr bubliny jen zvolna zvětšuje a bublina je schopna se navrátit do své původní rovnovážné velikosti (dosažení stabilní oblasti rovnováhy). Pokud je již dosaženo kritického bodu a nastává změna v oblasti $r_B > r_{kr}$, poloměr bubliny se začne explozivně a trvale zvětšovat (dosažení nestabilní oblasti rovnováhy).

Rovněž z diagramu na obrázku 1.3 vychází, že k explozivnímu zvětšování bubliny dochází při nižším tlaku kapaliny, než je tlak nasycených par. Při této úvaze se předpokládá, že tlak nasycených par je konstantní v celém průběhu změny [2].

Kritický poloměr r_{kr} po odvození:

$$r_{kr} = r_{B0} \cdot \left(\frac{3r_{B0}}{2\sigma} \cdot p_{v0} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (1.5)$$

kde výchozí hodnota tlaku plynu p_{v0} je určena vztahem:

$$p_{v0} = p_{K0} - p_w + \frac{2\sigma}{r_{B0}}, \quad (1.6)$$

kde p_{K0} je výchozí hodnota tlaku v kapalině v okolí bubliny.

Kritický tlak v okolní kapalině je po odvození kritického poloměru bubliny a dosazení do vztahu definován výrazem:

$$p_{kr} = p_w - \frac{2}{3} \frac{2\sigma}{r_{B0}} \left(\frac{2\sigma}{3r_{B0}} \frac{1}{p_{v0}} \right)^{\frac{1}{2}} = p_w - \frac{2}{3} \frac{2\sigma}{r_{kr}}. \quad (1.7)$$

Kritický tlak p_{kr} je tím nižší, čím menší je počáteční poloměr r_{B0} . Tomuto tlaku odpovídá kavitační tlak určující vznik kavitace. Kritický poloměr r_{kr} je úměrný počátečnímu poloměru bubliny r_{B0} .

1.3 Kavitační oblast a vývin kavitace

Oblast proudící kapaliny, která je vyplněna shlukem vytvořených bublin, se nazývá kavitační oblast. Jednotlivé kavitační oblasti mohou být rozděleny vzhledem k jejich místu výskytu, tvaru a stálosti [1].

Rozdělení podle místa výskytu:

- Uvnitř proudu kapaliny
- V blízkosti obtékané plochy

Rozdělení podle tvaru:

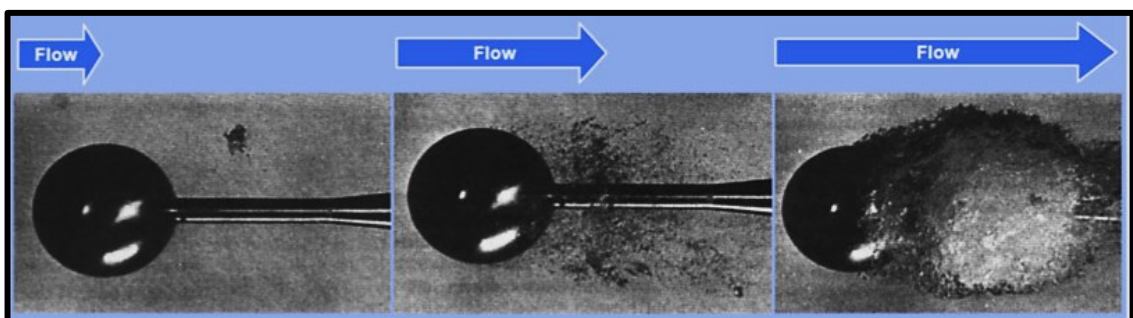
- Kapsovitá

Vytvořené kavitační bubliny zaplňují určitý prostor. Příkladem takovéto kavitační oblasti je vývin kavitace při proudění tryskou [1].

- Vlákno

Vytvořené kavitační bubliny zaujmají podobu viditelného vlákna. Je též nazývána jako spárová kavitační oblast. Příkladem takovéto kavitační oblasti je vývin kavitačního vlákna na koncích lopatek vodních turbín nebo na koncích lopatek lodních šroubů [1].

Stabilita tvaru kavitační oblasti se sleduje v prostoru a čase. Všechny kavitační oblasti jsou v podstatě nestálé, jelikož kavitační bubliny neustále vznikají a zanikají, přičemž se mění i místo vzniku a zániku [1].



Obr. 1.4 - Vývin kavitace [5]

Zpočátku, při malém poklesu pod tlak nasycených par, vzniká počáteční kavitace. Jeví se jako neustálená kavitační oblast, ve které se projevují menší pulzace tlaku proudící kapaliny. Kavitační oblast se periodicky zvětšuje a zmenšuje. Při dalším snížení tlaku se kavitační oblast zvětší a ustálí. Při velkém snížení tlaku dochází k plně vyvinuté kavitaci, která má za následek celkové snížení energetických parametrů (průtok, účinnost atd.) při provozu hydraulických zařízení [2, 4]. Jednotlivé stupně vývinu kavitace jsou znázorněny na obrázku 1.4.

Z popisu kavitace vyplývá, že tekutina charakteristická pro kavitační model bude složena z kapaliny, páry a vzduchových bublin. Plyny obsažené v kapalině způsobují významné změny hustoty kapaliny. Uvedené změny jsou funkcí času. Všechny kapaliny obsahují plynové nebo parní bubliny, které slouží jako jádra budoucí kavitace. Z hlediska obsažených plynů existují dvě varianty [4].

- Kavitace

Obsah par vznikající odpařováním kapaliny při dosažení tlaku nasycených par a malé množství nekondenzujícího plynu (vzduchu) v kapalině. Typickým příkladem je voda [4].

- Aerace

Obsah plynů (například vzduchu) v kapalině, který při změně tlaku mění objem a je jednou z příčin stlačitelnosti kapaliny. Typickým příkladem je olej [4].

1.4 Hydrostatická čerpadla

Jedná se o nejstarší používané typy čerpadel, kde přenos mechanické energie na tlakovou je vyvozen přímým působením tuhého pracovního členu na kapalinu. Tato čerpadla pracují na objemovém principu, což znamená, že přeměna mechanické energie na tlakovou je spojena s přepravením určitého objemu kapaliny ze vstupu (sací strana) na výstup (strana výtlačku) hydrostatického čerpadla. Průtok hydrostatickým čerpadlem je stanoven na základě změny objemu kapaliny v pracovním prostoru [2, 6].

Podle kinematiky pohybu tuhého pracovního členu lze hydrostatická čerpadla rozdělit podle:

- Rotační pohyb

Příkladem jsou čerpadla zubová, lamelová, vřetenová, čerpadla s rotujícími písty a další.

- Kmitavý pohyb

Příkladem jsou čerpadla pístová, vlnovcová, membránová, plunžrová, křídlová a další.

- Jiný pohyb

Příkladem mohou být čerpadla hadicová, též nazývaná jako peristaltická, kde dopravovaná kapalina nepřichází do styku s pohyblivým ústrojím čerpadla, ale pouze s vnitřním povrchem hadice. Princip činnosti čerpadla je patrný na obrázku 1.5.

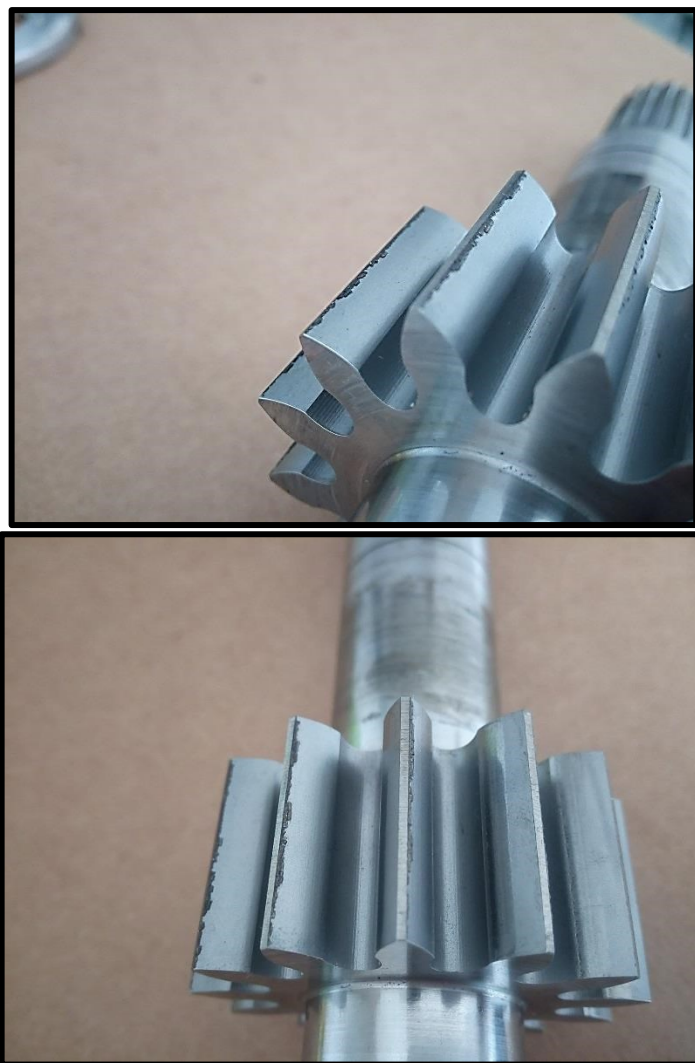


Obr. 1.5 - Peristaltické čerpadlo [8]

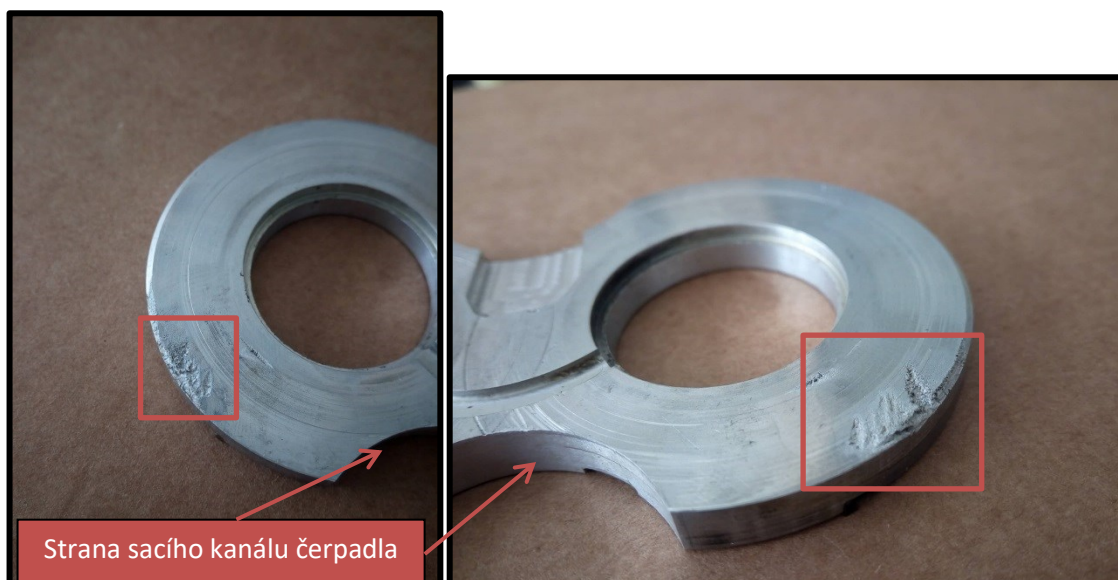
1.4.1 Kavítace u hydrostatických čerpadel

Kavítace u hydrostatických čerpadel závisí především na tlaku na vstupu do čerpadla, dále na otáčkách samotného čerpadla, na viskozitě čerpané kapaliny a na konstrukčním zhotovení sací strany čerpadla [1].

U objemových čerpadel vzniká kavítace při vstupu do pracovního prostoru, kde kapalina sleduje pohyb tuhého pracovního členu. Pracovními členy se rozumí lamely, písty, vřetena nebo zuby v závislosti na používaném typu čerpadla. Ke kavitačnímu jevu dochází v případě, že na straně sání je nedostatečný tlak a pracovní prostor čerpadla se nestačí zaplnit kapalinou. V takovém případě se tlak sníží na hodnotu nižší, než je tlak nasycených par, dochází k odtržení kapaliny od tuhého pracovního členu a vzniká kavítace [1].



Obr. 1.6 – Aerační opotřebenění na hlavách zubů



Obr. 1.7 – Aerační opotřebení na přítlačné desce

Na obrázcích 1.6 a 1.7 jsou zobrazeny fotografie součástí zubového čerpadla, které bylo provozováno v kavitačním (aeračním) režimu při zkoušení životnosti. Na ozubených kolech je vidět erozivní opotřebení hlav zubů z jedné strany. To je způsobeno tím, že nejprve na této straně zubu dojde k odtržení kapaliny od zubu a následnému stlačení kapaliny, což vede k nárůstu tlaku v zubové mezeře. Bubliny se tak dostaly do oblasti vyššího tlaku a docházelo ke kolapsu v blízkosti materiálu. Na přítlačné desce jsou rovněž vidět následky kavitační (aerační) eroze způsobené kolapsem vzduchových bublin.

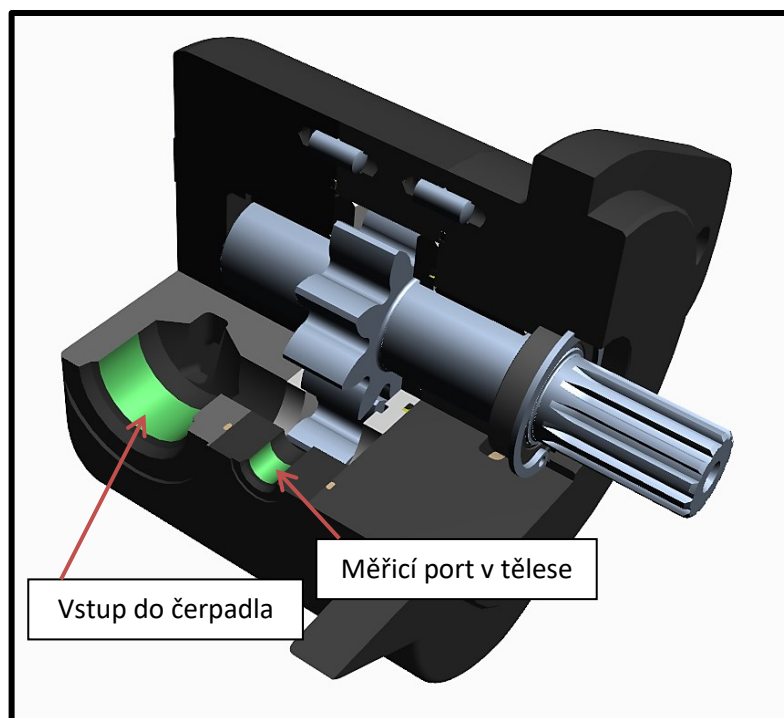
Jestliže dojde ke vzniku kavitace, tak se provozní parametry začnou snižovat, začne se generovat vyšší hluchnost a vibrace, kapalina se značně zpění uvolněnými plyny, které jsou při vyšším tlaku rozpuštěny. Tím může rovněž dojít k rychlému kmitání tlaku na výtlačné straně a k rázovému namáhání součástí čerpadla, zvýšenému opotřebení těchto součástí a celkovému zkrácení životnosti čerpadla [1, 2].

Zvlášť velký význam mají otáčky, při kterých je čerpadlo provozováno. Na těchto otáčkách tedy závisí, zda kapalina při určitém tlaku v sání bude schopna zaplnit pracovní prostor (objem) čerpadla.

2 Tvorba geometrie a výpočetní sítě oblasti sacího kanálu čerpadla

Firmou Jihostroj byl zaslán 3D model vyšetřovaného zubového čerpadla s vnějším ozubením typu GHD0-22,5R-S03D13-SU07U05-N. Pro tento typ byla upravena geometrie a vytvořena výpočetní síť prostřednictvím softwaru ANSYS FLUENT. Na obrázku 2.1 je zobrazen v řezu 3D model vyšetřovaného zubového čerpadla.

Jedná se o původní geometrii zubového čerpadla s nejméně vhodnou variantou sacího kanálu, na které nebyly provedeny žádné další úpravy pro optimalizaci sacího prostoru.



Obr. 2.1 - 3D model vyšetřovaného čerpadla

2.1 Experimentální měření a vyhodnocení dosažených dat

Po konzultaci s firmou Jihostroj bylo navrženo měření, při kterém se vyhodnocoval tlakový spád v sacím kanále čerpadla při několika rozdílných průtocích. Jeden z tlakových senzorů byl umístěn v sacím vedení, viz obrázek 2.3. Pro druhý tlakový senzor byl odvrtán měřicí port v tělese čerpadla. Místo odvrtání zmíněného portu je patrné z obrázku 2.1 a 2.2.

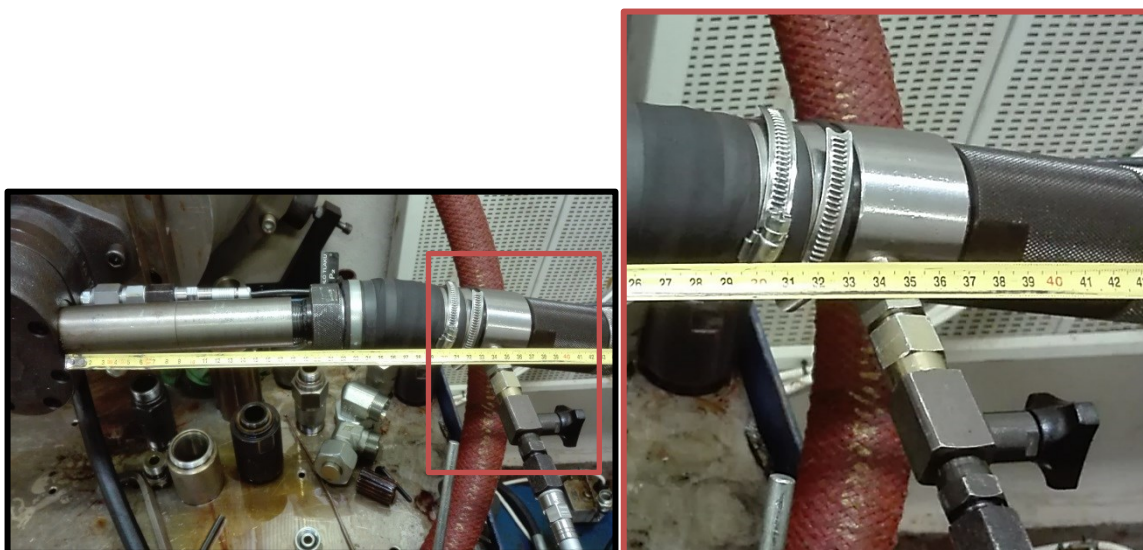
Účelem experimentálního měření bylo vytvoření Δp - Q charakteristiky, která následně sloužila k ověření matematického modelu a posouzení věrohodnosti vytvořeného modelu.

Model poté bylo možné přizpůsobit tak, aby odpovídal samotnému experimentálnímu měření.

Celkově bylo změřeno 8 tlakových spádů pro otáčky čerpadla $n_{\zeta} = 500, 1000, 1500, 2000, 2500, 3000, 3500$ a 4000 min^{-1} . V průběhu experimentálního měření byly snímány hodnoty jednotlivých absolutních tlaků v sacím vedení a v tělese čerpadla, průtoku a teploty, které odpovídaly nastaveným otáčkám. Všechny uvedené veličiny byly zaznamenávány s časovým krokem 0,01 s po dobu cca 15 s. Průměrné hodnoty z měření jsou zobrazeny v tabulce 2.1.



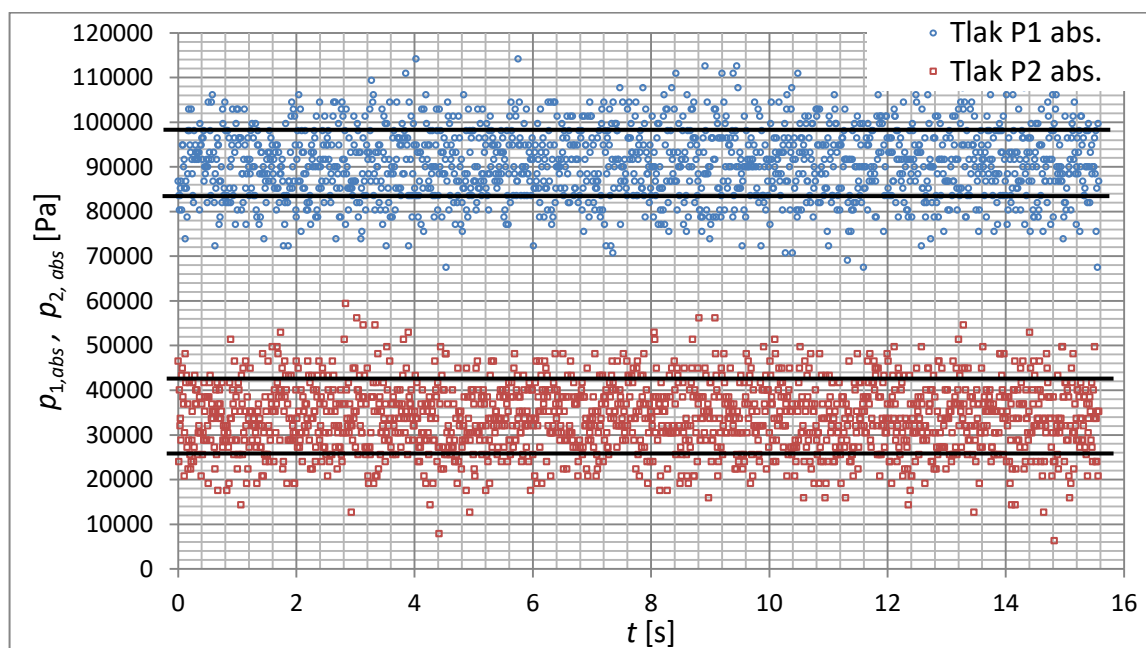
Obr. 2.2 - Umístění tlakového snímače v tělese čerpadla



Obr. 2.3 - Vzdálenost tlakového snímače v sacím vedení od tělesa čerpadla

Pro snímač umístěný v tělese čerpadla a snímač ve vzdálenosti 350 mm od vstupu do čerpadla byly následně vyhodnocovány tlakové spády při odlišných průtocích. Průběh jednotlivých tlaků v závislosti na průtoku je znázorněn v grafu níže, kde $p_{1,abs.}$ odpovídá absolutnímu tlaku v sacím vedení a $p_{2,abs.}$ odpovídá absolutnímu tlaku v tělese čerpadla.

Na obrázku 2.5 a 2.6 jsou zobrazeny grafy závislostí, které byly vyhodnoceny z experimentálního měření. Jelikož byly vyhodnocovány průměrné hodnoty absolutních tlaků, tak průběh závislostí představuje samotný trend. Ve skutečnosti bylo měření zatíženo poměrně velkou odchylkou snímaných hodnot. Tuto odchylku popisuje vyhodnocený graf záznamu, viz obrázek 2.4, při nastavených otáčkách čerpadla $n_{\zeta} = 4\,000 \text{ min}^{-1}$, do kterého byl pro názornost vynesena rozsah odchylky. Pro přehled byly výběrové směrodatné odchylky vyhodnoceny a uvedeny v grafech jako chybové úsečky.

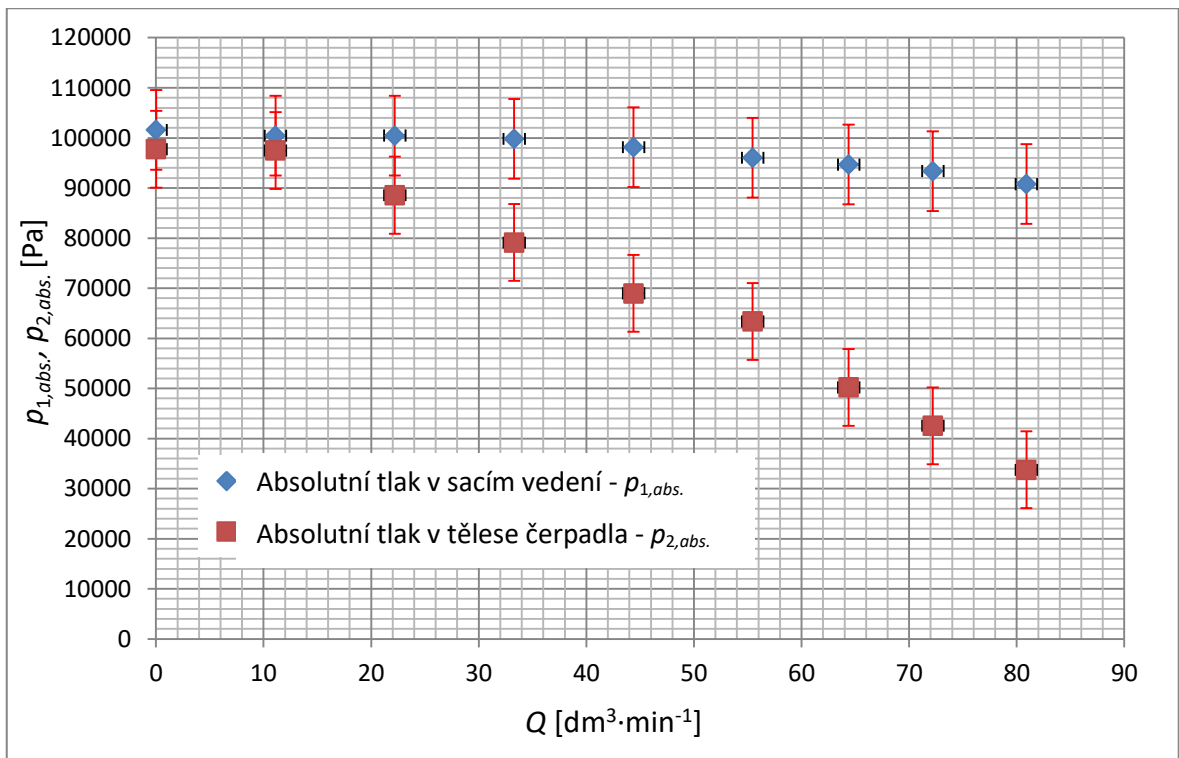


Obr. 2.4 - Vyhodnocení záznamu měření pro otáčky $n_{\zeta} = 4\,000 \text{ min}^{-1}$

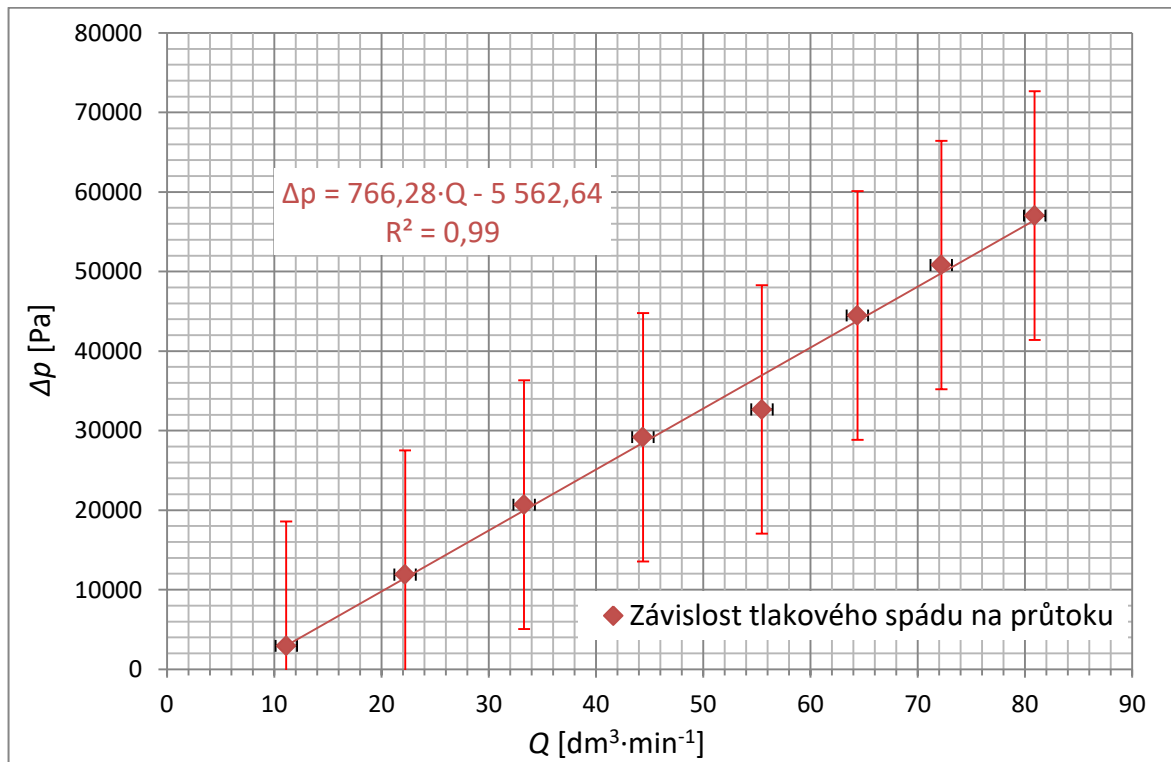
Z průběhu závislosti absolutního tlaku v tělese čerpadla na průtoku je vidět dosažení výrazných podtlaků, kde nejvyšší hodnota podtlaku odpovídala průtoku při maximálních otáčkách čerpadla, tj. $n_{\zeta} = 4\,000 \text{ min}^{-1}$.

Tab. 2.1 - Průměrné hodnoty zaznamenaných veličin

n_{ζ} [min^{-1}]	$p_{1,abs.}$ [Pa]	$p_{2,abs.}$ [Pa]	Δp [Pa]	Q [$\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$]	t [$^{\circ}\text{C}$]
0	101 595,8	97 739,6	3 856,1	0,02	26,4
500	100 435,3	97 491,0	2 944,3	11,1	37,5
1 000	100 466,2	88 566,0	11 900,2	22,2	38,0
1 500	99 808,7	79 120,6	20 688,1	33,3	39,1
2 000	98 145,3	68 971,4	29 173,9	44,4	40,9
2 500	96 028,8	63 371,0	32 657,8	55,5	41,9
3 000	94 681,4	50 209,0	44 472,4	64,4	43,2
3 500	93 373,6	42 554,7	50 818,9	72,2	44,7
4 000	90 782,6	33 751,6	57 031,0	80,9	46,2



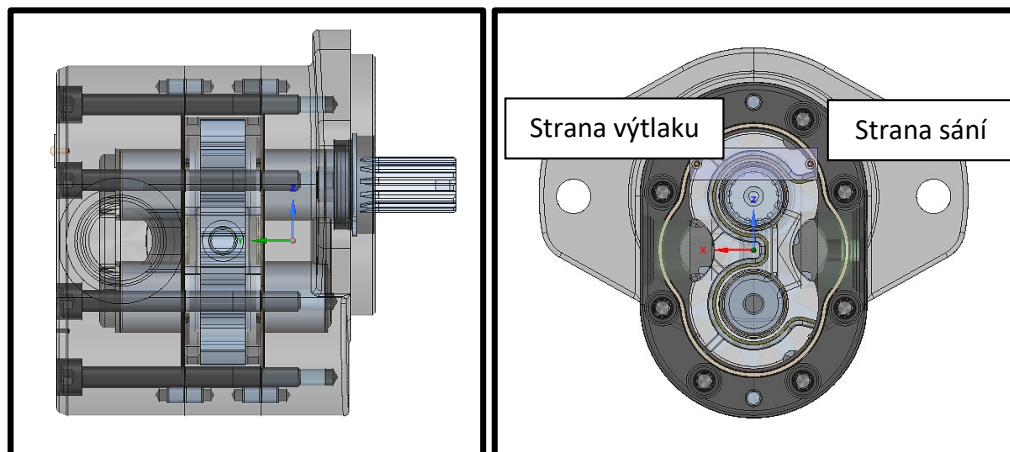
Obr. 2.5 - Graf průběhu jednotlivých absolutních tlaků v závislosti na průtoku



Obr. 2.6 - Graf průběhu tlakového spádu v závislosti na průtoku

2.2 Úprava geometrie 3D modelu

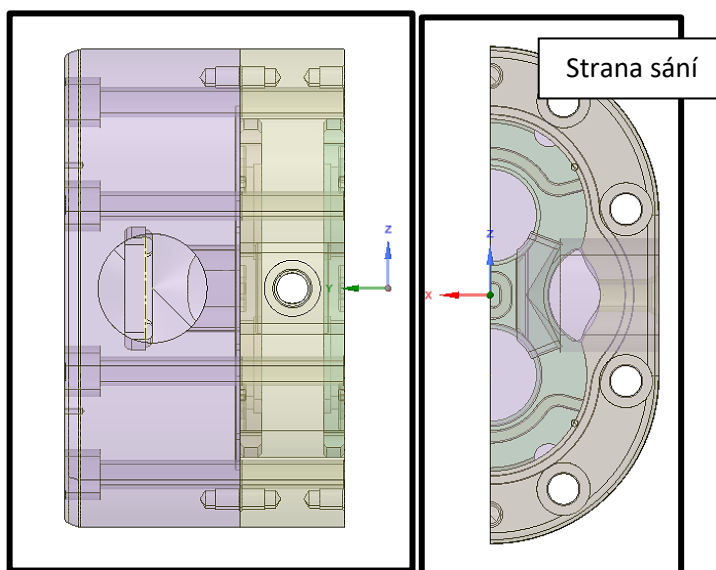
Pro úpravu geometrie čerpadla bylo využito prostředí „SpaceClaim“ a „DesignModeler“. Z modelu byly odstraněny veškeré součásti, které byly z hlediska vyšetřování proudění v sacím kanále nepodstatné (jedná se o šrouby, kolíky, těsnění, hřeby, drážky, technologické úpravy, připojovací závit na straně sání atd.).



Obr. 2.7 - Původní geometrie zubového čerpadla, SpaceClaim

Všechny výše uvedené úpravy byly provedeny v prostředí „SpaceClaim“ využitím převážně funkcí „Fill“ a „Blend“. Při použití funkce „Blend“ bylo třeba pro správné vedení plochy definovat zakřivení, po které měla nově tvořená plocha vést.

Zároveň zde bylo zkontrolováno, zda nejsou v geometrii nadbytečné hrany nebo jestli v modelu chybí plochy. Z důvodu redukce vytvořených ploch, byly některé nově vytvořené plochy spojeny se stávajícími funkcí „Merge Faces“.

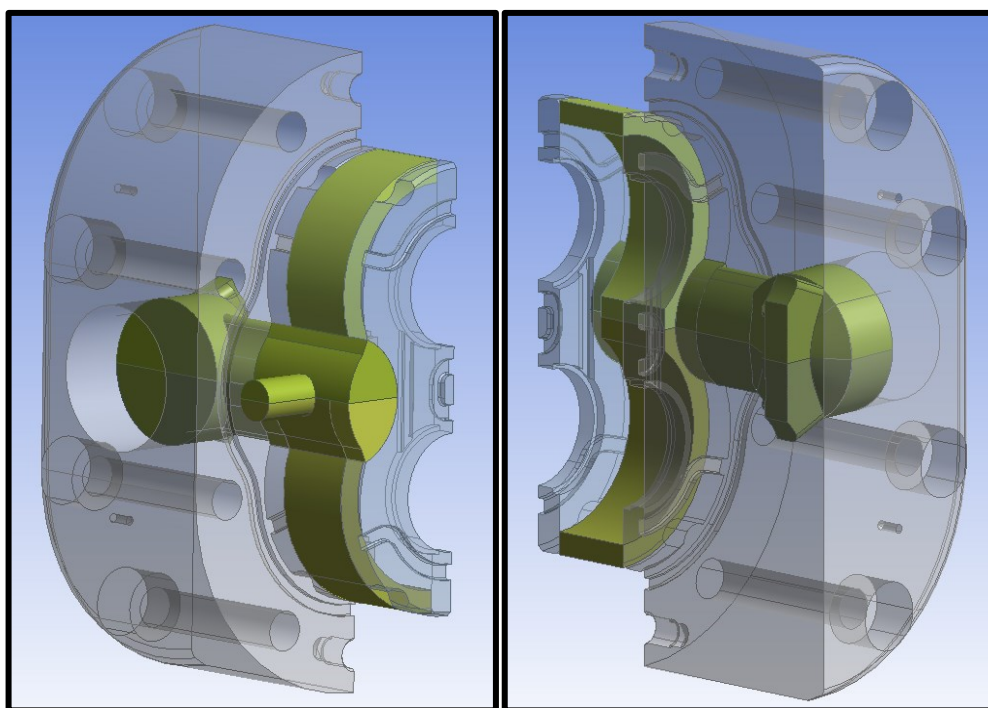


Obr. 2.8 - Upravená geometrie zubového čerpadla, SpaceClaim

Takto upravené součásti modelu byly poté spojeny prostřednictvím „Stitch“ do pevných těles a výsledný model byl uložen jako STEP soubor pro další možnou úpravu a zálohu.

Model byl dále upravován v prostředí „DesignModeler“. Funkcí „Extrude“ byl nejprve vytvořen objem vnitřního prostoru tělesa čerpadla od vstupu do čerpadla až po uvažovanou výstupní plochu, viz obrázek 2.9. Takto vytvořený objem však zasahoval i do tělesa čerpadla. Proto byl funkcí „Boolean“ vybrán pouze vnitřní prostor čerpadla, kde nástroj pro vybrání byl nastaven na okolní tělesa čerpadla obklopující sací kanál. Pro zahrnutí dynamiky rotace ozubených kol a odvodu kapaliny po stěnách tělesa v zubových mezerách byl dále vytvořen objem, který odpovídal průměru hlavové kružnice a roztečné kružnice ozubených kol. Takto vytvořený objem byl uvažován jako samostatný (oddělený) „interior“ pro následnou definici rotace.

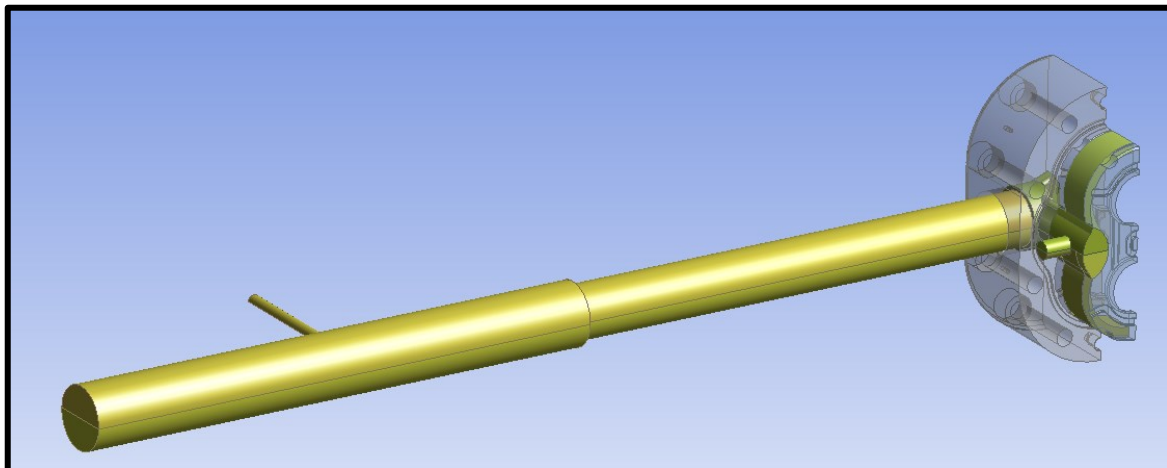
Takto vytvořené objemy vnitřního prostoru tělesa čerpadla jsou zobrazeny na následujícím obrázku.



Obr. 2.9 - Vnitřní prostor tělesa čerpadla, DesignModeler

Rovněž byla ke geometrii vnitřního prostoru čerpadla vymodelována geometrie sacího vedení s využitím funkce „Extrude“. Délka vedení byla stanovena na 500 mm z důvodu ustálení rychlostního profilu před vstupem do čerpadla a vyhodnocení tlakového spádu na sání čerpadla tak, aby odpovídalo experimentálnímu měření. Sací vedení

zasahuje do tělesa čerpadla délkou 14,5 mm (šroubení potrubí) se světlostí ocelové trubky 26,8 mm. Tato světlost poté přešla ve vzdálenosti 230 mm od vstupu do čerpadla na světlost hadice s průměrem 32 mm. Ve vzdálenosti 350 mm od vstupu do čerpadla bylo dále vymodelováno odběrné místo zahrnující umístění tlakového snímače.



Obr. 2.10 - Inverzní geometrie sacího vedení a tělesa čerpadla, DesignModeler

Pro snížení výpočtové náročnosti byla geometrie rozdělena rovinou symetrie. Takto byla získána inverzní geometrie, viz obrázek 2.10, na jejíž plochy se dále definovaly okrajové podmínky.

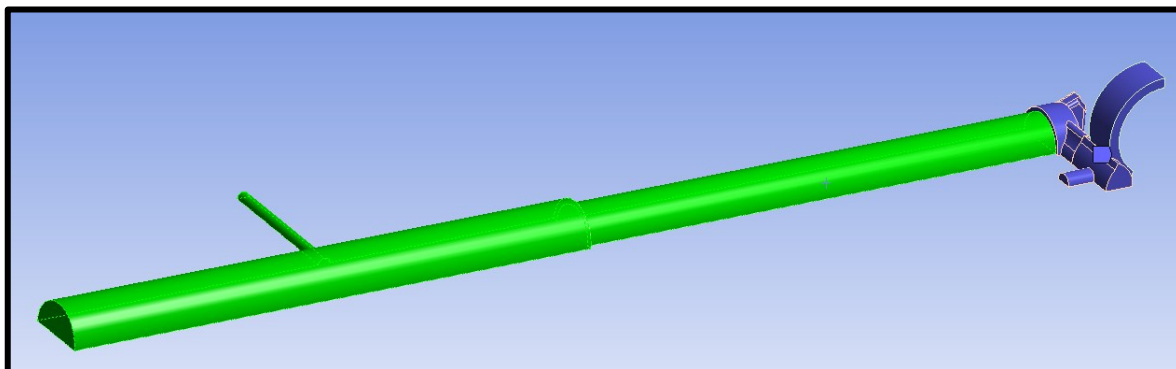
2.3 Vytvoření výpočetní sítě

Při tvorbě výpočetní sítě je třeba mít na paměti, že čím více má výpočetní oblast buněk a zároveň čím horší kvality výpočetní sítě dosahujeme v řešené oblasti, tím je samotný numerický výpočet náročnější. Rovněž má na výpočet vliv množství rovnic, které jsou zahrnuty do matematického modelu [9].

Pro získání přehledu o velikosti a množství výpočetních buněk v řešené oblasti, byla vytvořena základní výpočetní síť s předem definovaným nastavením. Vzhledem k velikosti a počtu vytvořených buněk bylo možné dosáhnout jemnější výpočetní sítě.

V prostředí „Mesh“ byla nejprve vytvořena hrubá síť s tím, že v dalších krocích dojde k adaptaci pro zjemnění sítě v oblastech s velkými gradienty proměnných. Záměrem bylo nastavení sítě tak, aby bylo dosaženo vhodné kvality buněk (splněna kontrola podle kritéria „Skewness“). I přesto bylo sací vedení a vnitřní prostor čerpadla rozděleno pro následnou definici velikostí buněk.

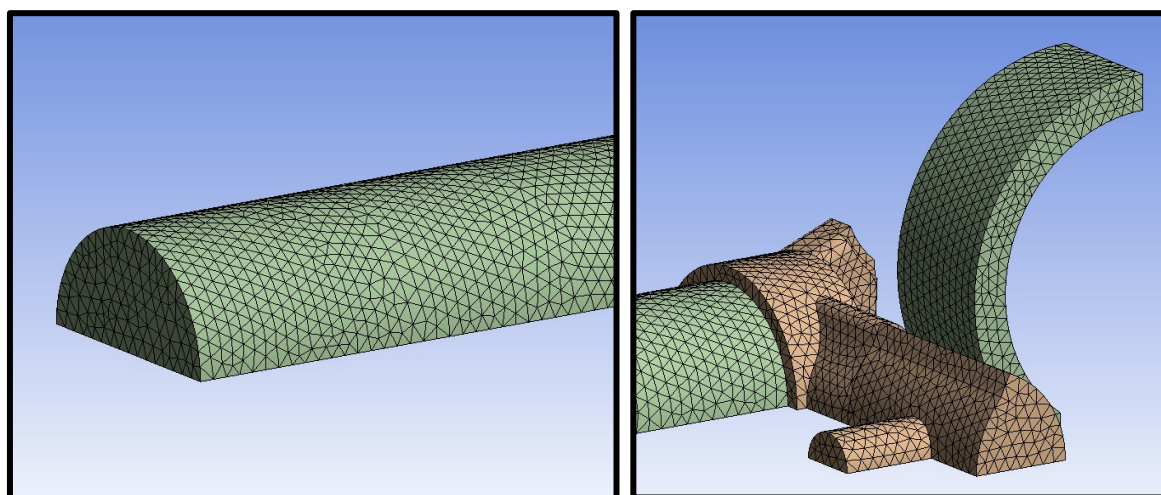
Aby bylo zajištěno vhodné napojení výpočetní sítě v jednotlivých oblastech, byly objemy sloučeny do jednotného partu. Způsob rozdělení je zobrazen na obrázku 2.11.



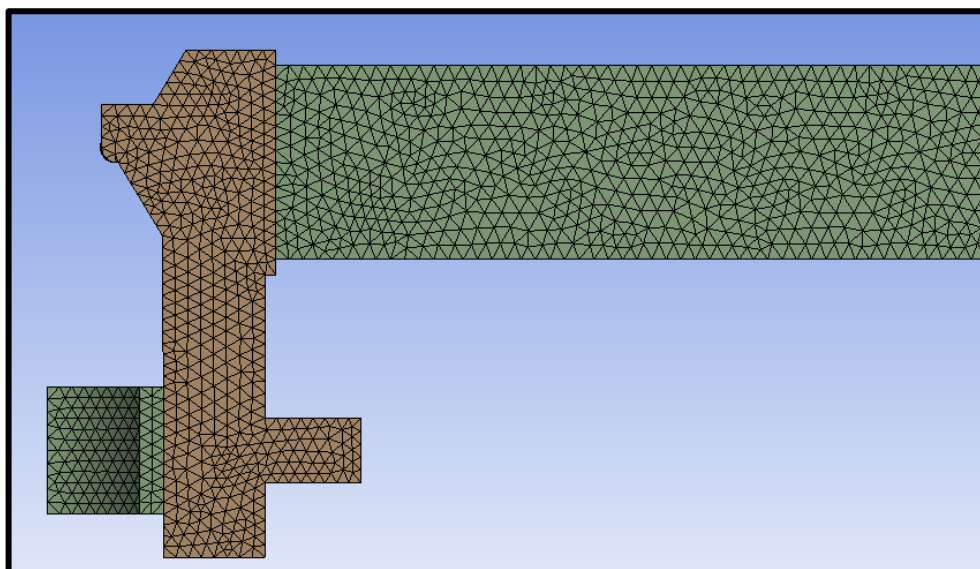
Obr. 2.11 - Rozdělená oblast proudění

Pro sací vedení, v základním nastavení „Mesh“ bylo změněno nastavení velikosti buněk „Max. face size“ a „Max. tet. size“ na hodnotu 2 mm. Hodnota růstového faktoru zůstala nezměněna podle přednastavení. Zároveň byla ponechána původní metoda „Tetrahedrons“ pro obě oblasti. Pro vnitřní prostor čerpadla byla výpočetní síť určena funkcí „Body sizing“, kde velikost buňky „Max. face size“ a „Max. tet. size“ byla stanovena na hodnotu 1,7 mm.

Výsledná výpočetní síť obsahovala 228 666 buněk.



Obr. 2.12 - Vytvořená výpočetní síť



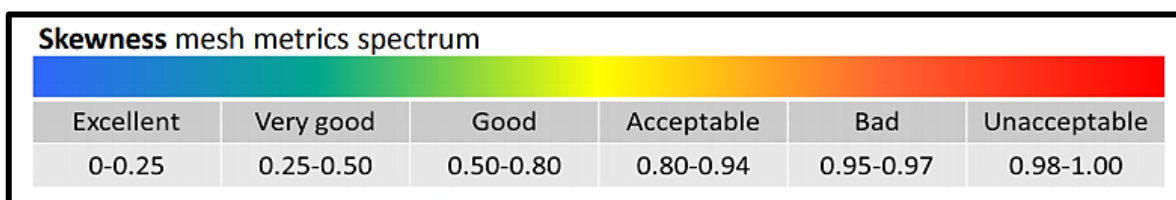
Obr. 2.13 - Výpočetní síť v rovině symetrie

2.3.1 Kontrola kvality výpočetní sítě a definice okrajových podmínek

Před dalším nastavením matematického modelu a spuštěním numerického výpočtu bylo třeba navíc provést kontrolu výpočetní sítě z hlediska deformace vytvořených buněk.

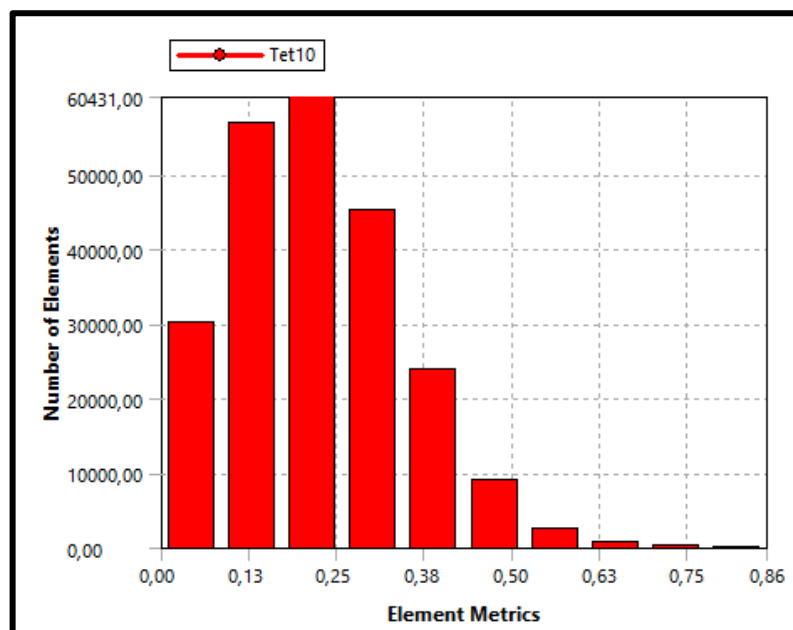
Pro vyhodnocení bylo využito kritérium „Skewness“, které posuzovalo, jak hodně se buňka svým tvarem přibližuje k ideálnímu pravidelnému geometrickému tvaru v souladu s odpovídajícím schématem sítě. Pokud je buňka jakkoliv deformovaná, je její kvalita horší [9].

Obecně se kvalita každé buňky vyjadřuje bezrozměrným číslem v rozsahu 0 – 1, kde 0 znamená výsledek nejlepší a naopak 1 výsledek nejhorší, tedy problematickou buňku pro výpočty. Tato hodnota se nazývá „míra skosení buňky“ (angl. „skewness measure“) neboli také míra deformace [9].



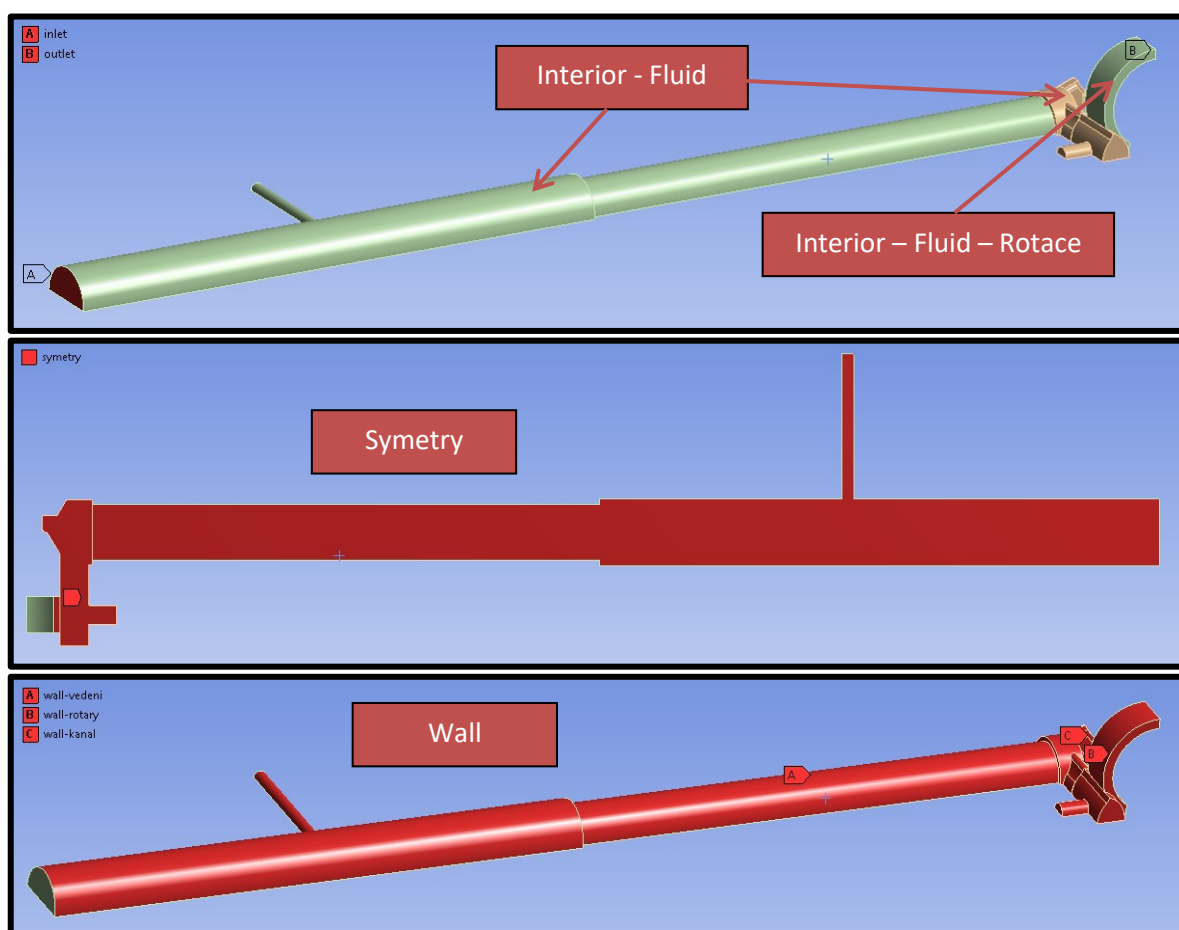
Obr. 2.14 - Posouzení kvality sítě kritériem Skewness [13]

Z hlediska kontroly deformace buněk bylo dosaženo poměrně kvalitní výpočetní sítě. Graf zobrazující počet buněk a odpovídající míru deformace je uveden na obrázku 2.15.



Obr. 2.15 - Kontrola deformace buněk, kritérium Skewness

Po kontrole byly na jednotlivé plochy definovány okrajové podmínky. To bylo realizováno prostřednictvím „Named Selections“ rovněž v prostředí „Mesh“. Umístění jednotlivých okrajových podmínek je patrné z obrázku 2.16.



Obr. 2.16 - Umístění okrajových podmínek

Tab. 2.2 - Typy okrajových podmínek

Název okrajové podmínky	Definice okrajové podmínky
Vstup minerálního oleje	Velocity inlet (rychlostní)
Výstup minerálního oleje	Pressure outlet (tlaková)
Stěny	Wall
Oblast proudění minerálního oleje	Interior - Fluid
Oblast proudění v zubové mezeře	Interior – Fluid – Rotace
Rovina symetrie	Symetry

3 Definice matematického modelu a okrajových podmínek

V zájmu přesnosti matematické simulace je nutné provést tomu odpovídající nastavení matematického modelu. Do různých modelovaných fyzikálních jevů mohou svým vlivem zasahovat mnohé jevy další. Toto všechno je třeba v nastavení zohlednit. Ovšem s každým dalším vlivem vstupujícím do výpočtu přibývají také další rovnice, které matematický model musí řešit. Proto se mohou i při stejně definované výpočtové oblasti i síti časy výpočtu u různých úloh značně lišit [9].

3.1 Stanovení fyzikálních vlastností minerálního oleje

Fyzikální vlastnosti minerálního oleje byly stanoveny pro zasláný vzorek firmou Jihostroj, který byl odebrán z měřicího stendu před zahájením měření. Stanovení fyzikálních vlastností oleje bylo potřeba pro definici kapaliny v Ansys Fluent. Jelikož čerpadlo pracuje v režimu, kde provozní teplota minerálního oleje je dost vysoká, byl záměr vzorek proměřit až do jeho nejtěžšího provozního stavu. Tento stav odpovídal provozu při teplotě 100 ÷ 110 °C. Vzhledem k materiálovému zhotovení hadiček rotačního viskozimetru nebylo možné této teploty dosáhnout. Z tohoto důvodu byla hranice měření viskozity stanovena na 85 °C.

Pro teplotu, která odpovídala experimentálnímu měření, byla poté definována hustota a dynamická viskozita minerálního oleje v matematickém modelu.

3.1.1 Stanovení hustoty zasláného vzorku

Hustota kapaliny je klesající s teplotou a rostoucí s tlakem, což je možné vysvětlit změnou objemu kapaliny při zachování konstantní hmotnosti. Po zahřátí kapaliny dojde vlivem tepelné roztažnosti k nárůstu objemu a nepřímo úměrně se k této změně zmenší hustota. Naopak vystavením kapaliny vyššímu tlaku se vlivem stlačitelnosti objem zmenšuje a tím dochází ke zvýšení hustoty [16].

Hustota ρ je tedy určena podle následujícího vztahu:

$$\rho = \frac{m}{V}, \quad (3.1)$$

kde m je hmotnost kapaliny, V je objem kapaliny.

Pro stanovení průběhu závislosti hustoty na teplotě zasláního vzorku minerálního oleje bylo využito metody ponorného tělíska prostřednictvím Mohrovy váhy, která je součástí vybavení laboratoře katedry.

Mohrovy vážky jsou nerovnoramenné pákové váhy, které pracují na principu vyrovnání tíhové síly tělíska a vztlakové síly měřené kapaliny. Delší rameno vah je rozděleno na devět dílů. Desátý díl se použije pro závěsné zařízení (háček), které je umístěné na konci vahadla. Na konci celého ramene je také umístěno posuvné korekční závaží pro vyvážení do nulové polohy. Hustota, s přesností na 4 desetinná místa, se určuje pomocí tělíska s definovanou hmotností, které je v kapalině nadlehčováno vztlakovou silou. Toto skleněné zatavené tělísko je vyplněno zátěží, které se dále zavěšuje na platinový drátek. Musí být dokonale čisté, aby nedošlo ke změně jeho kalibrované hmotnosti [14].

Pro změnu teploty vzorku a stanovení závislosti hustoty na teplotě bylo využito tepelného výměníku, kterým byl rovněž ohříván olej v adaptéru na malé vzorky pro stanovení viskózní křivky. Toto rozmístění bylo zvoleno z důvodu předejití rychlému chladnutí po vytažení kádinky z tepelného výměníku.

Mohrovy vážky, které byly umístěny u tepelného výměníku, jsou zobrazeny na obrázku 3.1.



Obr. 3.1 - Mohrovy vážky

K vyrovnání vztlakové síly je použito závaží s rozdílnou hmotností. Celkem jsou k dispozici čtyři typy závaží s odstupňovanou hmotností v desetinném poměru (10 g, 1 g, 0,1 g, 0,01 g). Při měření se závaží postupně zavěšují na delší rameno vah do určených

zářezů k vyvážení vztlačové síly, působící na ponořené tělísko. Vyvažovací účinnost závaží je závislá na poloze zářezu [17, 14].

Po sestavení vah bylo potřeba upravit poměry na vážkách tak, aby byla dosažena rovnováha, pokud je tělísko zavěšeno ve vzduchu.

Hmotnost všech závaží vztahená ke koncovému zářezu se stanoví podle vztahu:

$$m = \sum_{i=1}^4 0,1 \cdot m_i \cdot b_i, \quad (3.2)$$

kde m_i je hmotnost i -tého závaží, b_i je číslo zářezu, na kterém je zavěšeno i -té závaží.

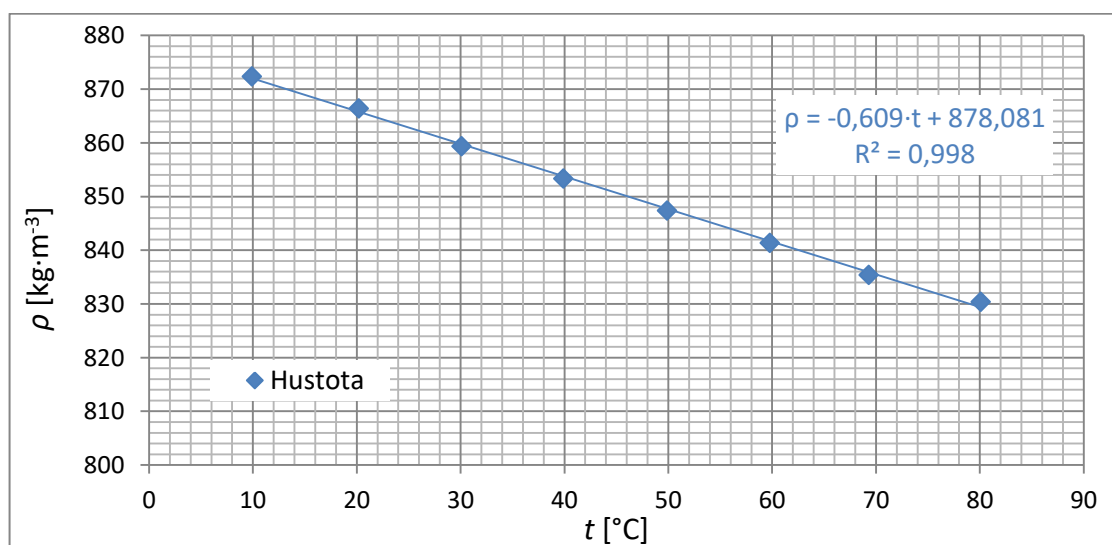
Hustota kapaliny ρ pro Mohrový vážky se stanoví podle vztahu:

$$\rho = 0,1 \cdot m + 0,1 \cdot m \cdot e + 0,0012, \quad (3.3)$$

kde m je hmotnost všech závaží, $e = 0,0002$.

Tab. 3.1 - Hmotnost závaží a hustota vzorku stanovená podle vztahů (3.2-3.3)

t	m	ρ	ρ
[°C]	[g]	[g·cm ⁻³]	[kg·m ⁻³]
9,9	8,71	0,872	872
20,2	8,65	0,866	866
30,1	8,58	0,859	859
39,9	8,52	0,853	853
49,9	8,46	0,847	847
59,8	8,40	0,841	841
69,3	8,34	0,835	835
80,1	8,29	0,830	830



Obr. 3.2 - Graf závislosti hustoty na teplotě zaslaného vzorku oleje

3.1.2 Stanovení dynamické viskozity zaslaného vzorku

Pro ideální tekutinu předpokládáme, že v ní neexistují smyková – tečná napětí. Pro skutečnou tekutinu to platí pouze v případě, že se tekutina nepohybuje. V případě, že tekutina proudí a její elementární objemy (molekuly) jsou v relativním pohybu a dvě sousední vrstvy mají rozdílnou rychlost, potom na jejich rozhraní dochází ke tření a ke vzniku smykového napětí, příčinou tohoto jevu je viskozita tekutiny. Při laminárním proudění, u kterého jsou jednotlivé proudnice rovnoběžně (tekutina se nepromíchává), je pro tečné napětí formulován Newton zákon. Lze říci, že viskozita je mírou vnitřního tření kapalin. Mezi dvěma vrstvami kapaliny, které se pohybují různou rychlostí, vzniká tečné napětí τ . Podle Newtonova zákona je toto napětí lineárně úměrné gradientu rychlosti ve směru kolmém na směr pohybu kapaliny [15, 16].

Podle Newtonova zákona:

$$\tau = \eta \cdot \frac{dv}{dy}, \quad (3.4)$$

kde τ je tečné napětí, η je dynamická viskozita kapaliny, $\frac{dv}{dy}$ je gradient rychlosti.

V praxi se spíše uvádí kinematická viskozita ν , která je formulována v následujícím tvaru:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}, \quad (3.5)$$

kde ρ je hustota dané kapaliny, η je dynamická viskozita kapaliny.

Viskozita kapalin je silně závislá na teplotě. Změna viskozity může mít podstatný vliv na správnou funkci hydraulického mechanismu. Z tohoto důvodu je nutné této problematice věnovat zvýšenou pozornost. Při práci hydraulického mechanismu dochází k zahřívání pracovní kapaliny a viskozita klesá. Tento pokles má pro hydraulický systém následující důsledky [16]:

- snižují se tlakové ztráty (kapalina klade menší odpor proti proudění),
- rostou průtokové ztráty (kapalina se snadněji protlačí netěsnostmi),
- zhoršení mazací schopnosti (únosnost mazacího filmu klesá a hrozí i zadření čerpadla) [16].

Pro stanovení viskózní křivky zasláního vzorku minerálního oleje byl použit rotační viskozimetr Brookfield DV-II+Pro, kterým je vybavena laboratoř katedry. Rotační viskozimetry neboli reometry, mohou být rozděleny podle typu:

- typ CS – s řízeným smykovým napětím,
- typ CR – s řízenou rychlostí smykové deformace,
 - s otáčivým vřetenem – typ Searle,
 - s otáčivou nádobou – typ Couette.

Výše uvedený viskozimetr pracuje na principu řízení rychlosti smykové deformace a je v provedení s otáčivým vřetenem (typ Searle). Při měření viskózní křivky oleje byl použit adaptér pro malé vzorky. Ovládání samotného viskozimetru bylo realizováno skrze počítač prostřednictvím programu Rheocalc V2.5, který zároveň umožňoval vytvořit záznam a vyhodnocení dosažených dat. Aby bylo dosaženo konstantní teploty měřeného minerálního oleje po celou dobu měření a bylo možné změnit požadovanou teplotu, byl viskozimetr vybaven tepelným výměníkem s termostatem a digitálním ukazatelem aktuální teploty vzorku.

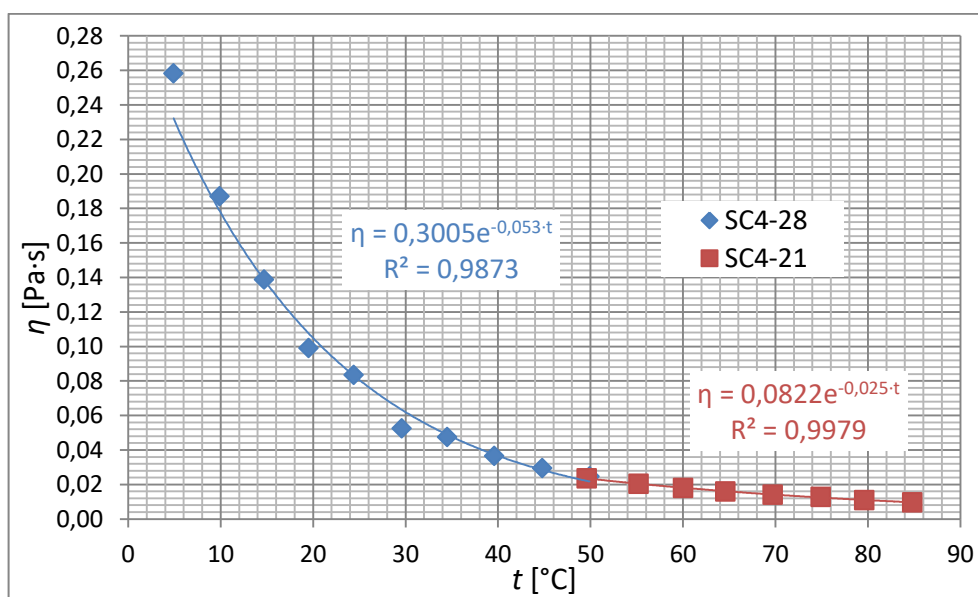


Obr. 3.3 - Pohled na měřicí zařízení pro stanovení fyzikálních vlastností oleje

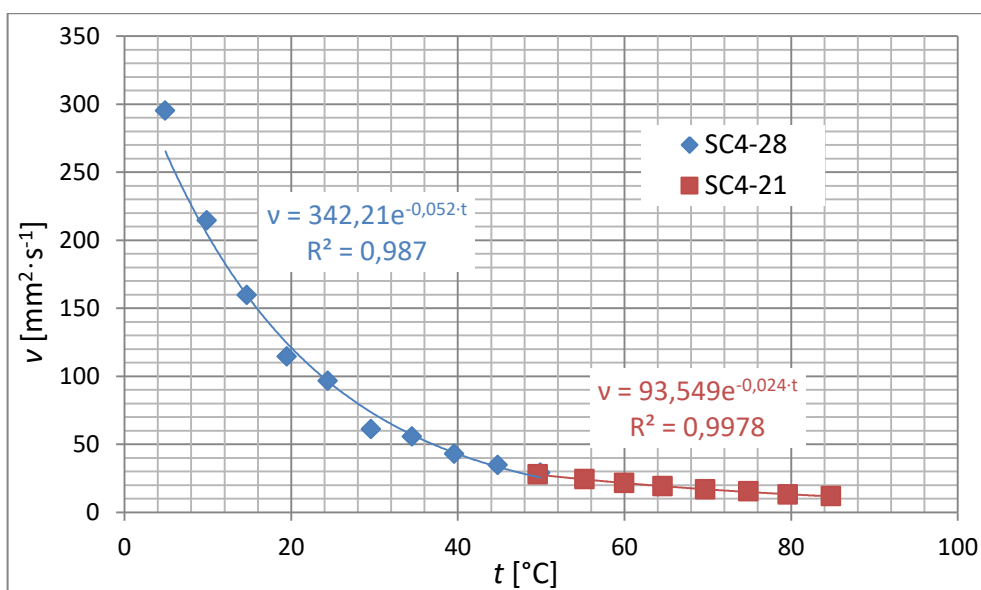
Princip viskozimetru spočívá v tom, že vybrané vřetenem je ponořeno v měřeném oleji. Následně se vřetenem uvedlo do rotačního pohybu, kdy dynamická viskozita vzorku byla určena prostřednictvím kalibrované pružiny. Deflexe (zkroucení) této pružiny bylo poté vyhodnoceno rotačním převodníkem. Velikost měřicího rozsahu dynamické viskozity byla ovlivněna velikostí a tvarem použitého vřetenem, nádobou ve které vřetenem rotovalo, rozsahem krouticího momentu kalibrované pružiny a otáčkami vřetenem v nádobce.

Měření viskózní křivky zaslaného vzorku minerálního oleje bylo realizováno podle zásad, které byly přehledně zpracovány v literatuře [17].

V průběhu měření viskózní křivky bylo potřeba vyměnit vřeteno rotačního viskozimetru SC4-28 za SC4-21. Bylo to z důvodu dosažení nízkého rozsahu krouticího momentu na kalibrované pružině (pod 10 %) při teplotě 50 °C. Pod tímto rozsahem krouticího momentu by měření bylo zatíženo vyšší chybou. Průběh viskózní křivky v závislosti na teplotě je zobrazena na grafu níže. Z hlediska praktického využití je rovněž vykreslen graf kinematické viskozity v závislosti na teplotě. Tabulka naměřených a vypočtených hodnot pro stanovení jednotlivých závislostí jsou součástí přílohy A.



Obr. 3.4 - Graf závislosti dynamické viskozity na teplotě zaslaného vzorku oleje



Obr. 3.5 - Graf závislosti kinematické viskozity na teplotě zaslaného vzorku oleje

3.2 Nastavení matematického modelu a okrajových podmínek

Před samotnou definicí matematického modelu a okrajových podmínek bylo třeba provést kontrolu geometrie a počtu elementů. Hodnoty odpovídaly a začalo nastavování matematického modelu, materiálů a okrajových podmínek.

Z vyhodnoceného experimentálního měření, viz tabulka 2.1, je patrné, že teplota oleje v nádrži na začátku měření (při prvních nastavených otáčkách 500 min^{-1}), mohla přibližně odpovídat $37,5 \text{ }^\circ\text{C}$. Pro získání přehledu o režimu proudění v oblasti, byly hodnoty Reynoldsových čísel stanoveny z kinematické viskozity, která odpovídala této teplotě tj. $48,2 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$.

Pro vytvoření Δp - Q charakteristiky sacího kanálu čerpadla bylo nastaveno několik vstupních rychlostí, pro které se poté vyhodnocovaly tlakové spády. Rychlosti byly vypočteny z hodnot průtoků, které odpovídaly nastaveným otáčkám při experimentálním měření a průtočné plochy. Pro určení jednotlivých obsahů ploch, obvodů a rozměrů nutných pro výpočet, byl využit nástroj v softwaru Ansys Fluent.

Pro vstup byla vypočtena hodnota Reynoldsova čísla a odpovídající rychlost proudícího oleje vzhledem k odměřenému průtoku:

$$v_1 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_{h,1}^2} = \frac{4 \cdot 80,9}{\pi \cdot 0,032^2} \cdot \frac{1}{60000} = 1,677 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}, \quad (3.6)$$

$$Re = \frac{v_1 \cdot d_{h,1}}{\nu} = \frac{1,677 \cdot 0,032}{48,2 \cdot 10^{-6}} = 1\,113 \text{ [-]}, \quad (3.7)$$

kde $d_{h,1}$ je hydraulický průměr sacího vedení na vstupu, ν je kinematická viskozita minerálního oleje, v_1 je vstupní rychlost oleje.

Pro výstup byla rovněž vypočtena hodnota Reynoldsova čísla. Jelikož na výstupu byl nekruhový průřez a obsahoval celkově 2 výstupní plochy, bylo nutné hydraulický průměr výstupního průřezu $d_{h,2}$ přepočítat podle níže uvedeného vztahu:

$$d_{h,2} = 4 \cdot \frac{S_2}{o} = 4 \cdot \frac{171,3 \cdot 10^{-6}}{0,05472} = 0,01252 \text{ [m]}, \quad (3.8)$$

$$v_2 = \frac{Q}{S_2} = \frac{80,9}{171,3 \cdot 10^{-6}} \cdot \frac{1}{60000} = 7,871 [m \cdot s^{-1}], \quad (3.9)$$

$$Re = \frac{v_2 \cdot d_{h,2}}{\nu} = \frac{7,871 \cdot 0,01252}{48,2 \cdot 10^{-6}} = 2\,045 [-], \quad (3.10)$$

kde S_2 je celková plocha výstupního průřezu, o je celkový obvod výstupního průřezu, v_2 je výstupní rychlost oleje.

Tab. 3.2 - Tabulka Re čísel pro odpovídající rychlosti podle vztahů (3.6-3.10)

VSTUP				VÝSTUP			
v_1	Q	Re	$d_{h,1}$	v_2	Q	Re	$d_{h,2}$
$[m \cdot s^{-1}]$	$[dm^3 \cdot min^{-1}]$	$[-]$	$[m]$	$[m \cdot s^{-1}]$	$[dm^3 \cdot min^{-1}]$	$[-]$	$[m]$
0,230	11,110	153	0,032	1,081	11,110	281	0,01252
0,460	22,195	305	0,032	2,159	22,195	561	0,01252
0,690	33,294	458	0,032	3,239	33,294	842	0,01252
0,920	44,383	611	0,032	4,318	44,383	1 122	0,01252
1,149	55,459	763	0,032	5,396	55,459	1 402	0,01252
1,334	64,377	886	0,032	6,264	64,377	1 627	0,01252
1,496	72,200	993	0,032	7,025	72,200	1 825	0,01252
1,677	80,900	1 113	0,032	7,871	80,900	2 045	0,01252

Z analytického stanovení režimu proudění vyplývá, že se proudění vyvíjí v laminární oblasti, kdy byla plněna podmínka $Re_{krit.} > Re$. Kritická hodnota Reynoldsova čísla pro proudění v kanále s kruhovým průřezem nabývá hodnoty $Re_{krit.} = 2320 [-]$. Do matematického modelu byl tedy nastaven model „Laminar“. Ve výpočtu nebylo potřeba řešit přestup a sdílení tepla. Do matematického modelu nebyla zahrnuta rovnice energie. Tento matematický model však dosáhl konvergence pouze u nejnižší nastavené rychlosti při základním nastavení relaxačních faktorů. Pro zbylé rychlosti se už vyskytoval problém s konvergencí řešení a hodnota reziduálů tlaku se přibližně pohybovala kolem určité hodnoty (ustálené hodnoty). Dosažení konvergence laminárního modelu pro vyšší rychlosti proudění bylo umožněno vhodnou změnou relaxačních faktorů.

Zmíněný problém s konvergencí mohl být způsoben velkým zavířením vlivem nepravidelných tvarů a změnou směru proudění při průchodu sacím kanálem. Z tohoto důvodu byly na celý rozsah rychlostí použity turbulentní modely, které jsou vhodné pro nižší Re čísla s přechodovou oblastí proudění. Jednalo se o modely $k-\varepsilon$ (RNG), $k-\varepsilon$ (Realizable), $k-\omega$ (Standart) a $k-\omega$ (BSL). Všechny výše uvedené změny probíhaly již na adaptované výpočetní síti.

V záložce „Materials“ byl definován nový materiál, který odpovídal používanému oleji na zkušebně s hustotou a viskozitou při teplotě 37,5 °C. Jelikož bylo řešeno pouze samotné proudění, další vlastnosti media při dané teplotě nebyly potřeba. Z rovnice spojnice trendu byla pro hustotu definována hodnota $855 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$, viz obrázek 3.2, a pro definici viskozity bylo potřeba v matematickém modelu uvést dynamickou viskozitu η , která při dané teplotě byla rovna hodnotě 0,0413 Pa·s. Tato hodnota byla rovněž určena z rovnice spojnice trendu, viz obrázek 3.4.

V dalším kroku byl nastaven „Cell Zone Conditions“, kde pro podmínky Interior-Fluid a Interior-Fluid-Rotace byl nastaven nově definovaný materiál. Pro zahrnutí vlivu rotace objemu („interior“) v zubové mezeře byl navíc na podmínku Interior-Fluid-Rotace definován „Frame Motion“, u kterého bylo nutné určit počátek osy rotace a směr osy rotace. Rovněž bylo potřeba uvést úhlovou rychlost rotace, která byla odvozena z nastavených otáček čerpadla.

V záložce „Boundary Conditions“ byly dále nastaveny okrajové podmínky pro vstup, výstup a stěnu.

Vstup „Velocity inlet“:

- rychlostní okrajová podmínka $\rightarrow v_1 = 1,677 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$,
- turbulentní intenzita $\rightarrow I = 1 \%$,
- hydraulický průměr $\rightarrow d_{h,1} = 0,032 \text{ m}$.

Výstup „Pressure outlet“:

- tlaková okrajová podmínka $\rightarrow p_2 = 0 \text{ Pa}$,
- turbulentní intenzita $\rightarrow I = 1 \%$,
- hydraulický průměr $\rightarrow d_{h,2} = 0,01252 \text{ m}$.

Stěna „wall“:

- zvolena nepohyblivá stacionární stěna s definovanou drsností.

Následně byla provedena inicializace. Byla zvolena standartní inicializační metoda, která byla nastavena ze vstupní okrajové podmínky. Poté byl zahájen numerický výpočet.

Po ukončení základního výpočtu následovala kontrola průběhu vyvíjejícího se proudění a tlakového pole. Dále následovala adaptace sítě podle gradientu rychlosti. Došlo tedy k zhuštění sítě tam, kde docházelo k výrazným změnám proudění. Pro posouzení přesnosti mezi jednotlivými adaptacemi byly vyhodnoceny vektory rychlosti pro maximální a minimální hodnotu. Po provedené 3. adaptaci byla změna mezi rychlostmi posledních adaptací velmi malá. Proces adaptování výpočetní sítě byl tedy ukončen. Průběh adaptací je zobrazen v následující tabulce. Nově vytvořená, adaptovaná síť je uvedena v příloze B.

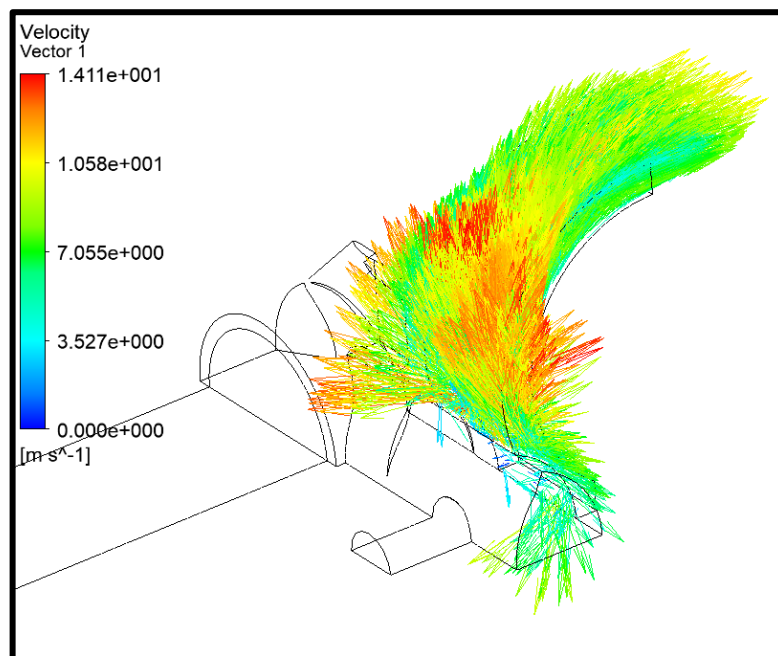
Tab. 3.3 - Průběh jednotlivých adaptací

Adaptace	Počet buněk	v_{min}	v_{max}
		[m·s ⁻¹]	[m·s ⁻¹]
0.	228 666	$2,92 \cdot 10^{-7}$	18,26
1.	288 474	$7,16 \cdot 10^{-7}$	18,52
2.	355 646	$4,45 \cdot 10^{-7}$	19,54
3.	381 840	$9,93 \cdot 10^{-7}$	19,53

Pro jednotlivé vytvořené příčné Iso-plochy byly dále vyhodnoceny průměrné rychlosti, a to z důvodu ověření vlivu formování rychlostního profilu. Vyhodnocení bylo provedeno prostřednictvím „Report – Surface Integrals“. Rovněž byl ověřen hmotnostní průtok pomocí „Report – Fluxes“ na vstupní a výstupní ploše. Průměrné hodnoty rychlostí a hmotnostního průtoku (přepočet na objemový průtok) odpovídaly zadání.

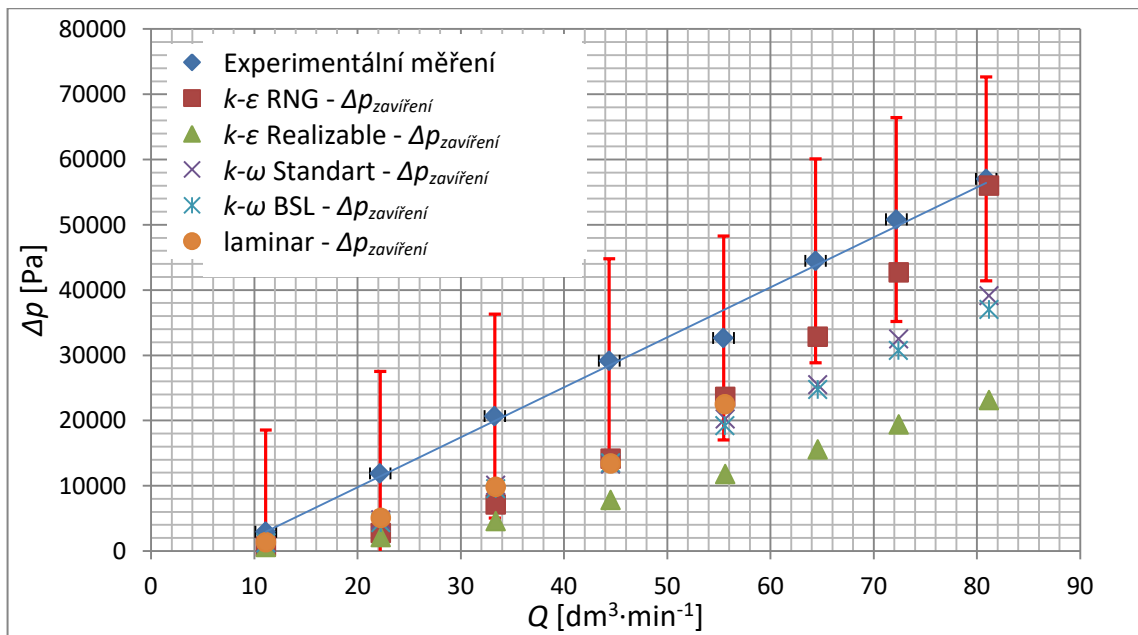
4 Vyhodnocení tlakového spádu a porovnání s experimentálním měřením

Před samotným vyhodnocením tlakového spádu v sacím kanále bylo ověřeno správné nastavení rotace podmínky Interior-Fluid-Rotace. Vyhodnocení tlakového spádu i nastavené rotace bylo provedeno v prostředí „Results“. Způsob rotace pro simulované otáčky čerpadla $4\,000\text{ min}^{-1}$ je zobrazen na obrázku 4.1. Kapalina se v objemu, který nahrazoval objem zubové mezery, pohybovala přibližně rychlostí, která odpovídala obvodové rychlosti otáčení ozubeného kola. Obvodová rychlost, pro hlavový průměr ozubených kol a simulované otáčky (výše zmíněné), byla rovna $11,04\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Kontrola způsobu rotace probíhala pro každou nastavenou úhlovou rychlost odpovídající jednotlivým otáčkám čerpadla.

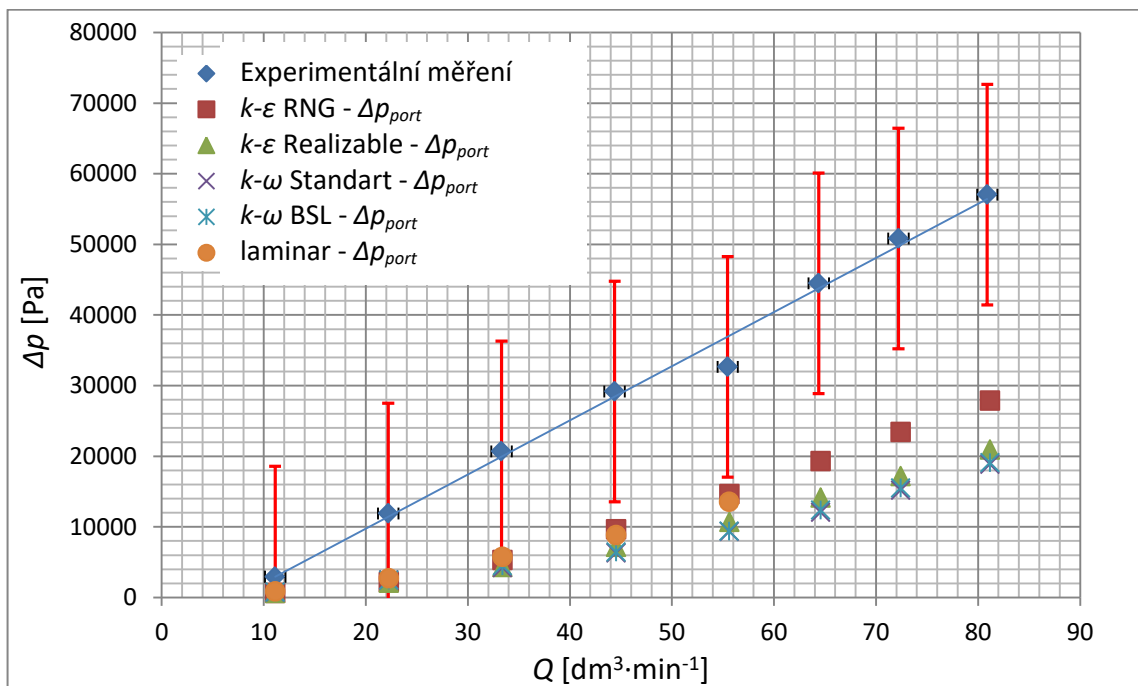


Obr. 4.1 - Vektory rychlosti kapaliny při průchodu rotujícím objemem [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]

V dalším kroku následovalo posouzení tlakového spádu při průchodu sacím kanálem. Na obrázku 4.4 je znázorněno výrazné zavíření a lokální pokles tlaku v těsné blízkosti odvrtného měřicího portu. Při stanovení Δp - Q charakteristiky se tedy předpokládá výrazný vliv zavíření v těsné blízkosti měřicího portu. Z tohoto důvodu byly odečteny 2 tlaky z vnitřního prostoru tělesa čerpadla. Jednalo se o odběrné místo odvrtného portu a místo lokálního poklesu tlaku (místo zavíření). Uvedená místa odběru, včetně odběru tlaku v sacím vedení, jsou zobrazeny na obrázku 4.4 a 4.5. Vyhodnocení tlakového spádu v závislosti na použitých matematických modelech, včetně vlivu místa odběru tlaku, a porovnání s experimentálním měřením je znázorněno na obrázcích 4.2 a 4.3.



Obr. 4.2 - Porovnání s experimentálním měřením, vliv zavíření

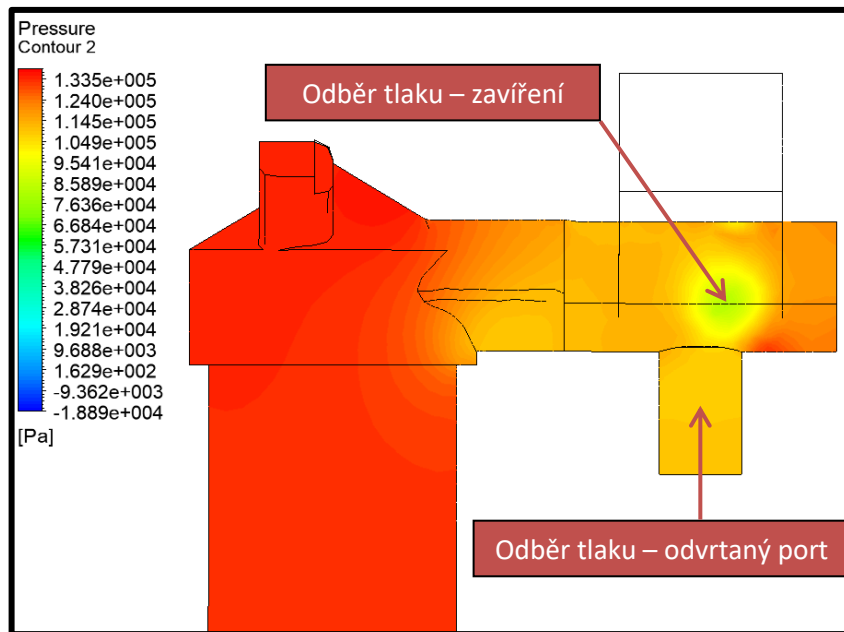


Obr. 4.3 - Porovnání s experimentálním měřením, odběrné místo portu

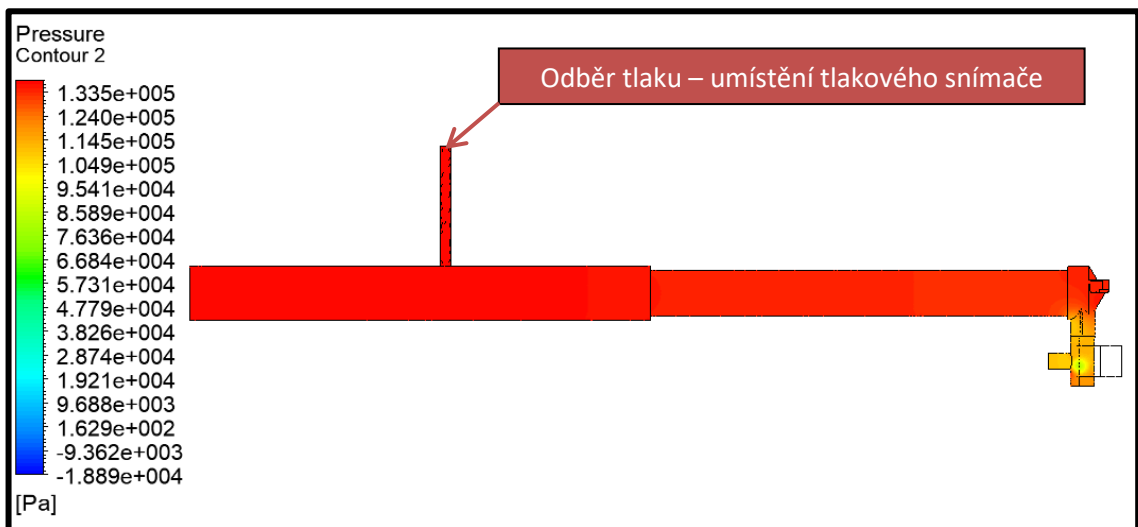
Ve většině turbulentních modelů i v laminárním modelu se potvrdilo zavíření v blízkosti odvrtného portu s výjimkou $k-\varepsilon$ (Realizable).

Vzhledem k dosaženému průběhu hodnot z numerické simulace způsobené zavířením v oblasti, viz obrázek 4.2, a stability výpočtu při použití $k-\varepsilon$ (RNG) model, byl matematický model považován za vhodný a začal proces tvarové optimalizace.

4.1 Grafické výstupy z numerické simulace pro $k-\epsilon$ (RNG) model



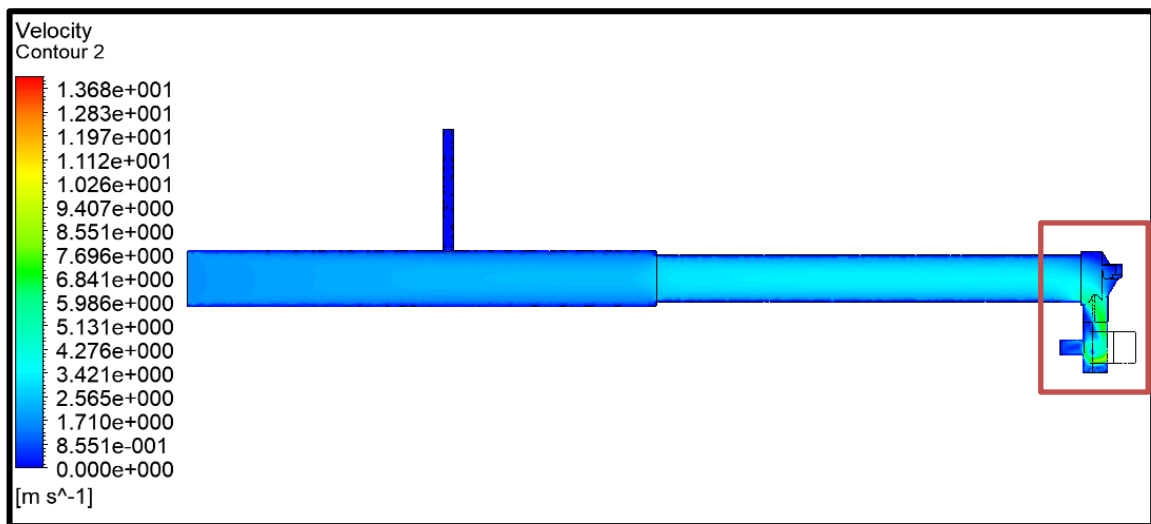
Obr. 4.4 - Kontury tlaku zobrazené v rovině symetrie, vnitřní prostor čerpadla [Pa]



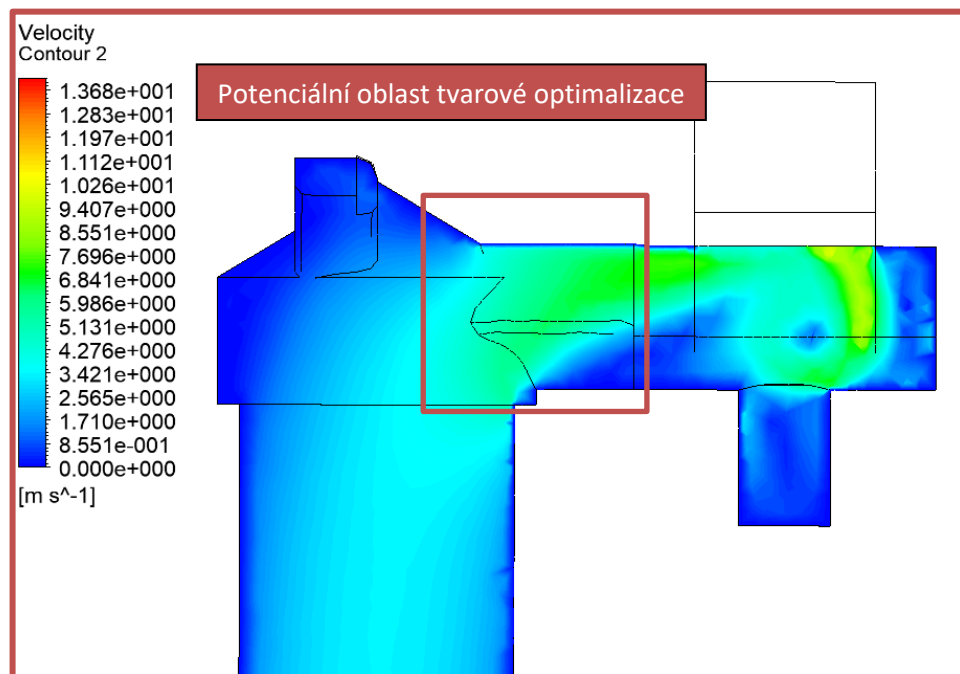
Obr. 4.5 - Kontury tlaku zobrazené v rovině symetrie [Pa]

Na obrázcích 4.4 a 4.5 lze pozorovat rozložení tlakového pole v rovině symetrie po průchodu sacím vedením a sacím kanálem čerpadla pro původní geometrii. Rovněž jsou na obrázcích označeny výše zmíněná odběrná místa.

- Odběr tlaku v místě portu je v tabulce 4.1 uvedeno jako $p_{2,tot. port}$,
- odběr tlaku v místě zavíření je tabulce 4.1 uvedeno jako $p_{2,tot. zavíření}$,
- odběr tlaku v místě sacího vedení je v tabulce 4.1 uvedeno jako $p_{1,tot.}$.



Obr. 4.6 - Kontury rychlosti zobrazené v rovině symetrie [m·s⁻¹]



Obr. 4.7 - Kontury rychlosti zobrazené v rovině symetrie, detail vnitřního prostoru [m·s⁻¹]

Na obrázcích 4.6 a 4.7 lze pozorovat rozložení rychlostního pole v rovině symetrie po průchodu sacím vedením a sacím kanálem čerpadla pro původní geometrii. Rovněž je na obrázku 4.7 vyznačena oblast potenciální tvarové optimalizace kanálu.

Jednotlivé tlaky a hmotnostní průtoky (i přepočty na objemové průtoky) výsledků numerické simulace pro $k-\varepsilon$ (RNG) model jsou uvedeny v tabulce 4.1 a 4.2.

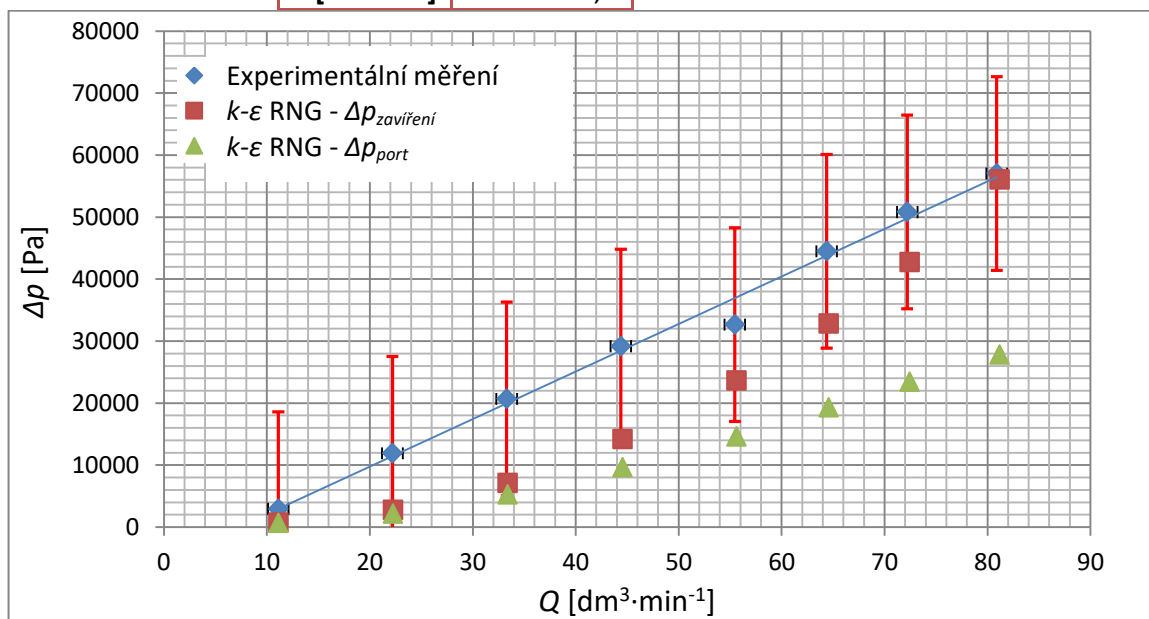
4.2 Vyhodnocené tabulky pro $k-\varepsilon$ (RNG) a graf porovnání s experimentálním měřením

Tab. 4.1 - Tabulka hodnot vyhodnocených z numerické simulace

v [m·s ⁻¹]	p_2 , tot. port [Pa]	p_1 , tot. [Pa]	p_2 , tot. zaviření [Pa]	Q_m [kg·s ⁻¹]	$Q_{m,symetry}$ [kg·s ⁻¹]
0,230	3 388	4 019	3 335	0,1578	0,0789
0,460	10 673	12 825	10 042	0,3154	0,1577
0,690	21 257	26 521	19 393	0,4732	0,2366
0,920	35 247	44 887	30 709	0,6310	0,3155
1,149	52 623	67 217	43 610	0,7882	0,3941
1,334	69 666	88 934	56 103	0,9150	0,4575
1,496	87 375	110 785	68 057	1,0262	0,5131
1,677	109 278	137 107	81 079	1,1502	0,5751

Tab. 4.2 - Tabulka hodnot pro stanovení Δp - Q charakteristiky sacího kanálu

v [m·s ⁻¹]	Q [dm ³ ·min ⁻¹]	$\Delta p_{zaviření}$ [Pa]	Δp_{port} [Pa]
0,230	11,071	684	631
0,460	22,133	2 783	2 152
0,690	33,207	7 128	5 264
0,920	44,281	14 178	9 640
1,149	55,309	23 607	14 594
1,334	64,211	32 831	19 268
1,496	72,013	42 728	23 410
1,677	80,716	56 028	27 829
η [Pa·s]	0,0413		
ρ [kg·m ⁻³]	855		
ν [mm ² ·s ⁻¹]	48,2		



Obr. 4.8 - Porovnání experimentálního měření s numerickou simulací $k-\varepsilon$ (RNG)

5 Optimalizace geometrie sacího kanálu

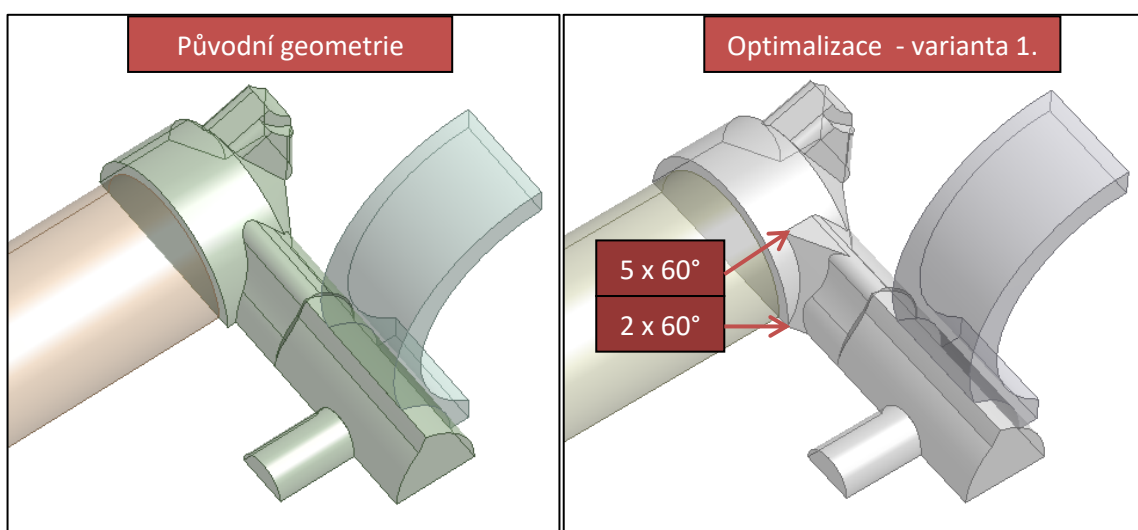
Pro shrnutí výsledků numerické simulace pro $k-\varepsilon$ (RNG) model (původní geometrie) a posouzení tlakového spádu k jednotlivým odběrným místům je zobrazen graf na obrázku 4.8. Vlivem úpravy geometrie sacího kanálu docházelo ke změně poměrů zavíření ve vnitřním prostoru čerpadla. Porovnání jednotlivých geometrií na základě tlaku odebraného z místa zavíření by tedy nebylo vhodné. Pro posouzení dopadu jednotlivých optimalizací geometrií sacího kanálu na tlakový spád budou tedy použity tlaky odebrané z místa odvrtného portu $p_{2,tot. port}$ a místa odběru ze sacího vedení $p_{1,tot.}$.

Způsob vytvoření sítě a nastavení matematického modelu byl totožný s dříve popisovanou verzí pro původní geometrii. Pro každou variantu optimalizované geometrie budou zobrazeny výsledné geometrie, včetně grafických výstupů z numerické simulace, a porovnání s původní geometrií sacího kanálu.

Všechny optimalizované geometrie byly vytvořeny na základě zachování původního tvaru sacího kanálu.

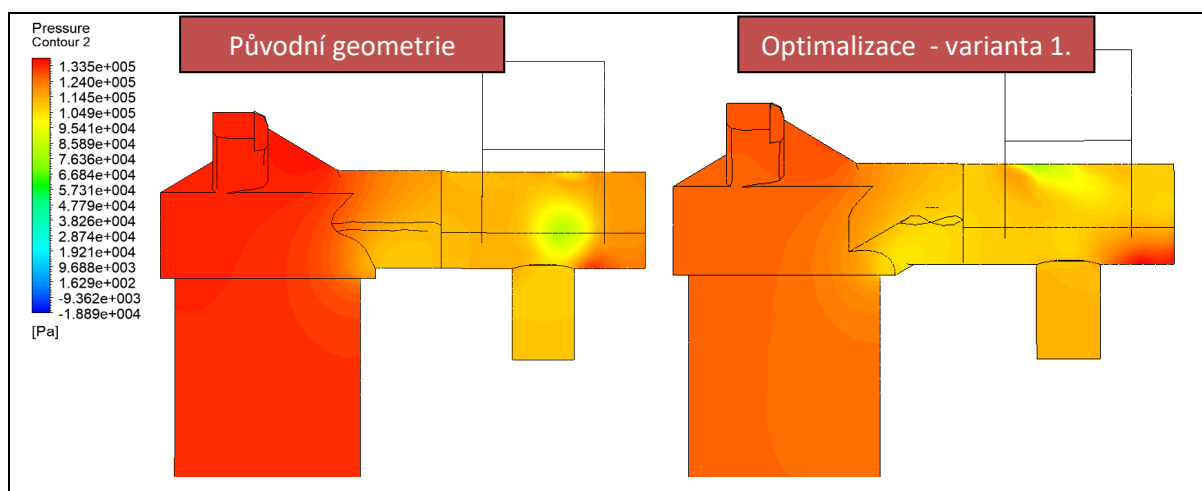
5.1 Optimalizace – 1. varianta

Pro první variantu optimalizace byl uvažován vliv sražení ostré hrany v oblasti změny směru proudění s tím, že v místě menšího průřezu kanálu bude sražení větší a směrem k rovině symetrie bude sražení menší. Sražení hrany bude tedy přecházet z rozměru 5 mm x 60° na 2 mm x 60°. Navržená změna geometrie je zobrazena na obrázku 5.1.

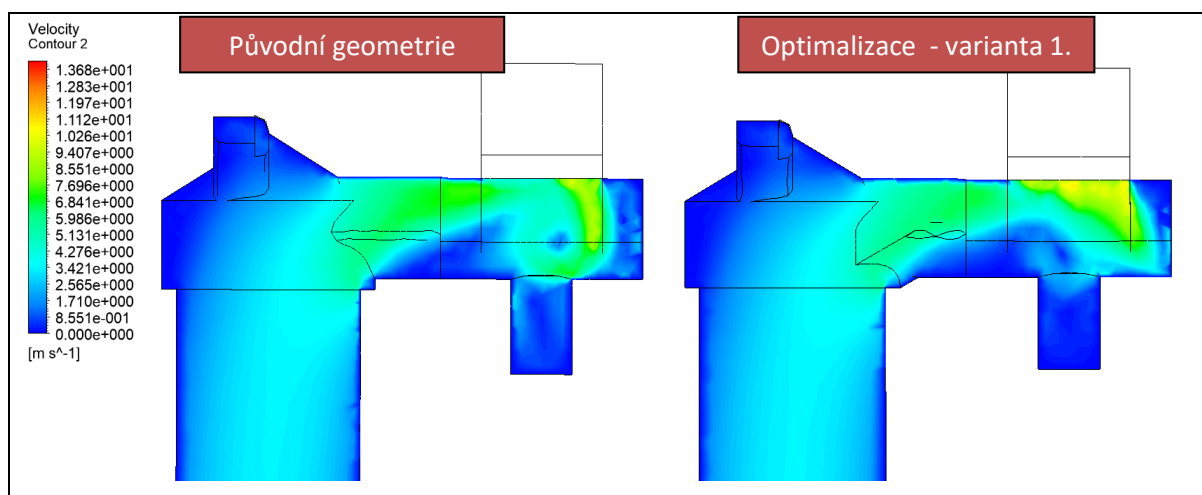


Obr. 5.1 - Porovnání původní a optimalizované geometrie (varianta 1.)

5.1.1 Grafické výstupy z numerické simulace pro variantu 1. pro otáčky 4 000 min⁻¹

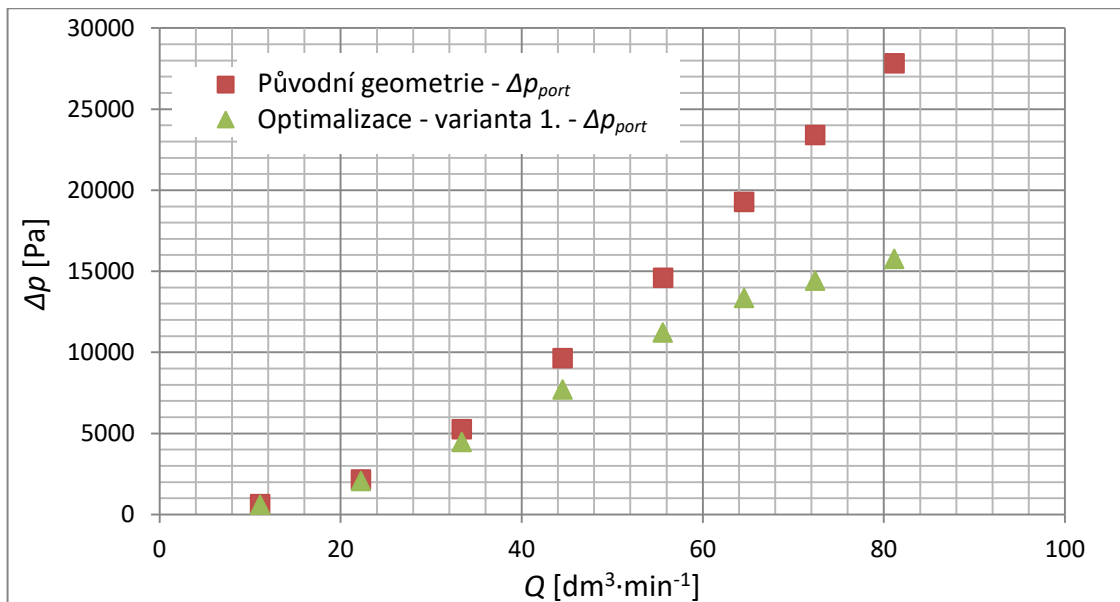


Obr. 5.2 - Porovnání kontur tlaku pro původní a optimalizovanou geometrii [Pa]



Obr. 5.3 - Porovnání kontur rychlosti pro původní a optimalizovanou geometrii [m·s⁻¹]

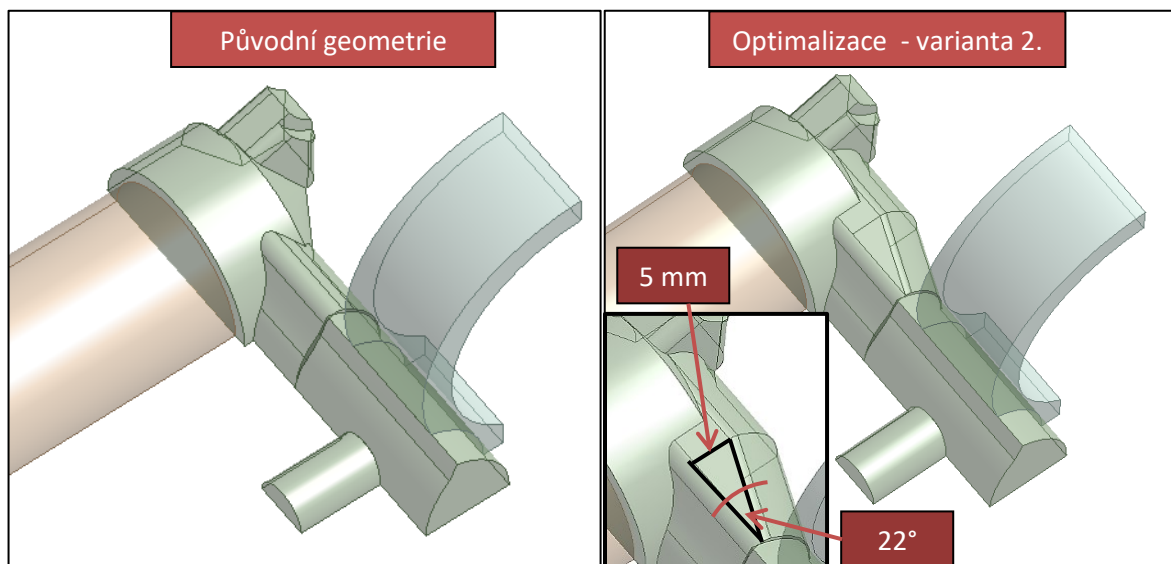
Na obrázku 5.2 lze pozorovat rozložení tlakového pole a na obrázku 5.3 rozložení rychlostního pole při průchodu sacím kanálem čerpadla. Při této optimalizaci nedošlo k výraznému snížení rychlosti kapaliny při změně směru proudící kapaliny. Rovněž bylo dosaženo snížení tlakového spádu, kde při maximální nastavené rychlosti (tj. 1,677 m·s⁻¹) odpovídalo snížení cca 12 000 Pa. U této optimalizace navíc nedocházelo k lokálnímu poklesu tlaku u stěny vlivem zrychlení proudící kapaliny, které bylo způsobeno tvarovými změnami. Výsledná závislost tlakového spádu na průtoku optimalizované geometrie a porovnání s původní geometrií je zobrazeno v grafu na obrázku 5.4.



Obr. 5.4 - Graf s porovnáním tlakových spádů v závislosti na průtoku

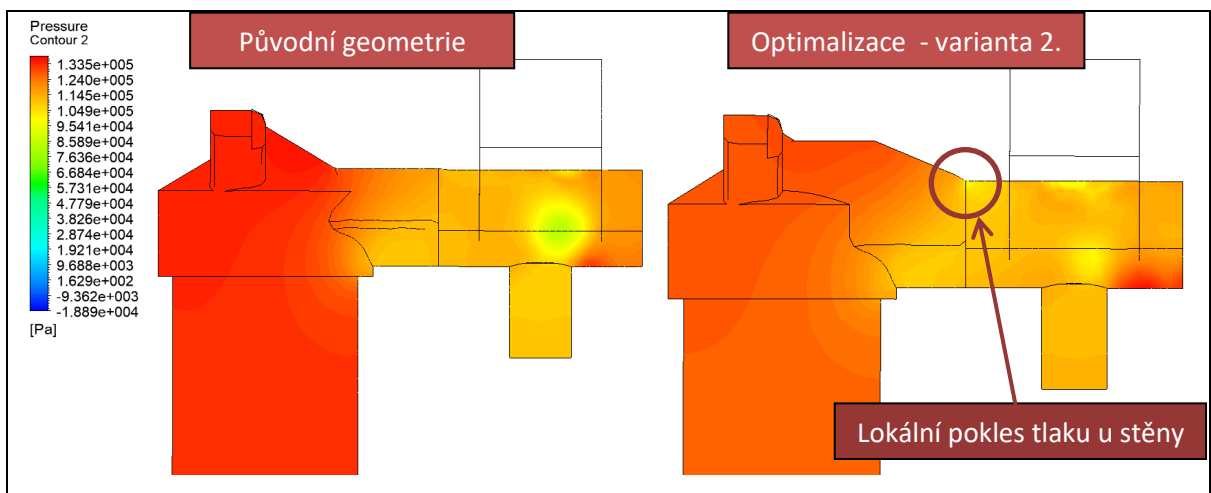
5.2 Optimalizace – 2. varianta

Pro druhou variantu optimalizace bylo uvažováno rozšíření sacího kanálu ve směru proudu kapaliny s tím, že se rozšíření kanálu bude poté postupně zužovat na svůj původní tvar. Sací kanál byl tedy rozšířen o 5 mm a přechod na původní tvar byl modelován pod úhlem 22°. Navržená změna geometrie je zobrazena na obrázku 5.5.

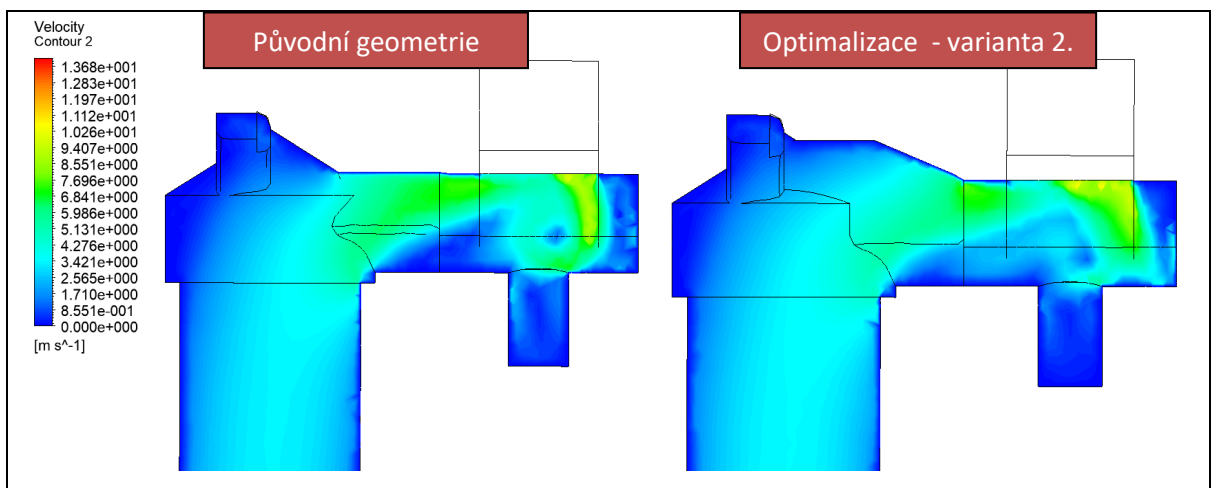


Obr. 5.5 – Porovnání původní a optimalizované geometrie (varianta 2.)

5.2.1 Grafické výstupy z numerické simulace pro variantu 2. pro otáčky 4 000 min⁻¹

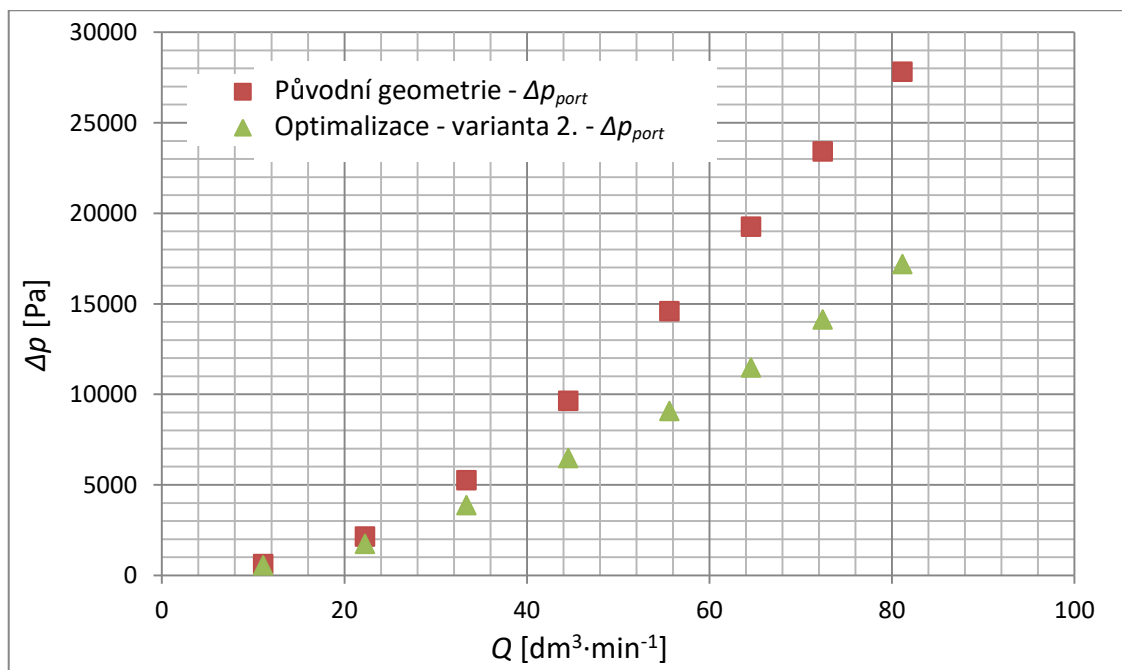


Obr. 5.6 - Porovnání kontur tlaku pro původní a optimalizovanou geometrii [Pa]



Obr. 5.7 - Porovnání kontur rychlosti pro původní a optimalizovanou geometrii [m·s⁻¹]

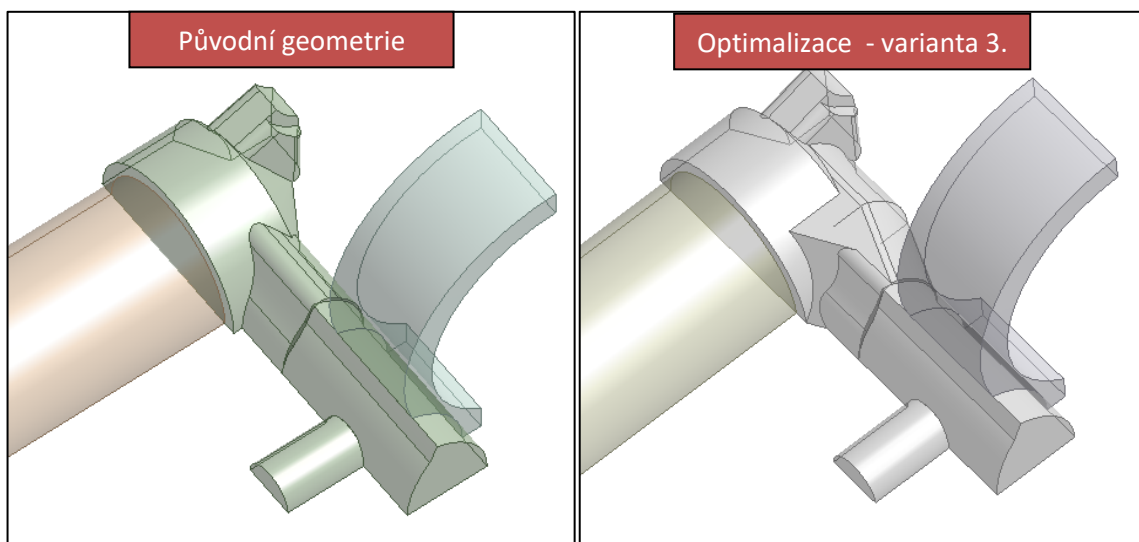
Na obrázku 5.6 lze pozorovat rozložení tlakového pole a na obrázku 5.7 rozložení rychlostního pole při průchodu sacím kanálem. Na obrázku 5.7 je vidět projevení optimalizace na redukcí rychlosti při změně směru proudu kapaliny. Touto úpravou geometrie bylo rovněž dosaženo snížení tlakového spádu, kde při maximální nastavené rychlosti (tj. 1,677 m·s⁻¹) odpovídal pokles cca 10 500 Pa. U této optimalizace však docházelo k lokálnímu poklesu tlaku u stěny v blízkosti přítlačné desky, který byl způsoben konečným zúžením tvaru. Toto místo by poté mohlo hrát významnou roli při počátku tvorby vzduchových bublin. Výsledná závislost tlakového spádu na průtoku optimalizované geometrie a porovnání s původní geometrií je zobrazeno v grafu na obrázku 5.8.



Obr. 5.8 - Graf s porovnáním tlakových spádů v závislosti na průtoku

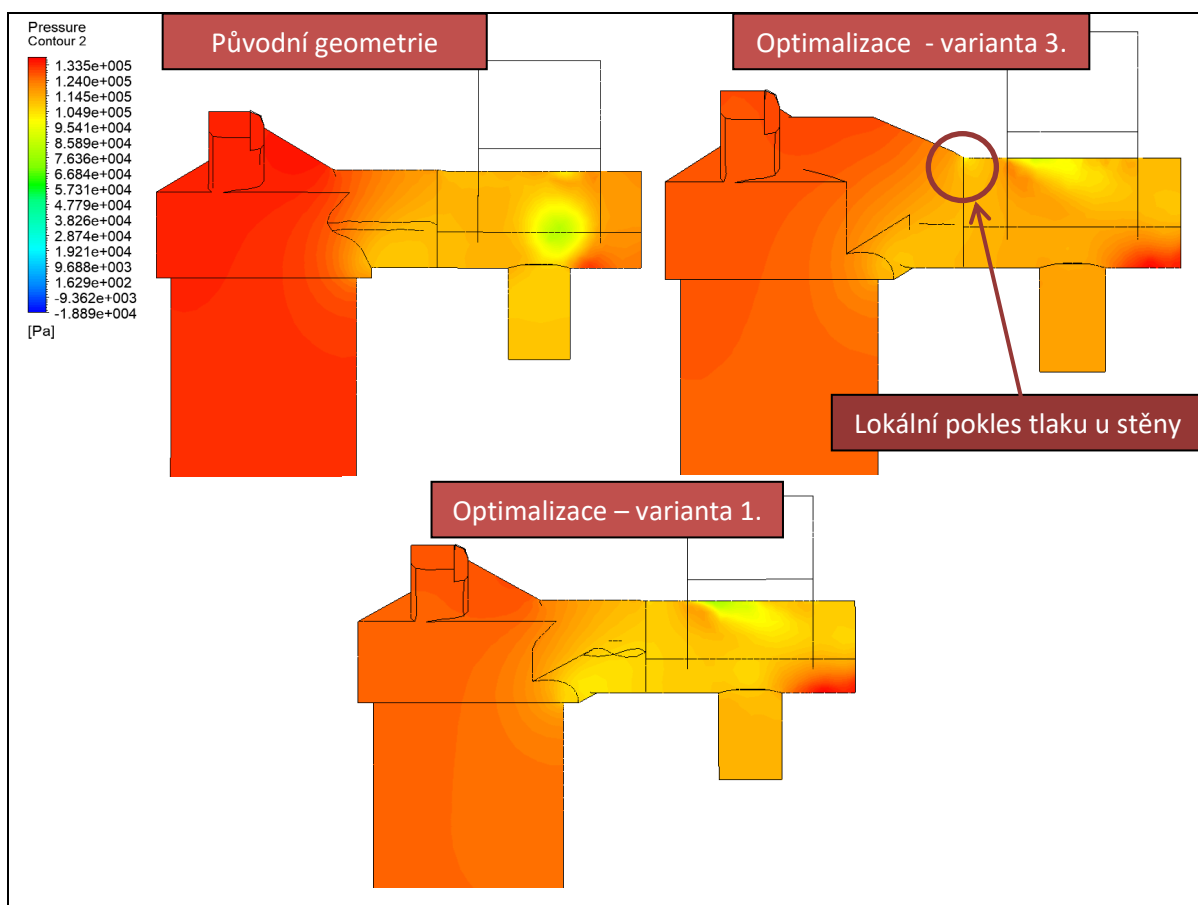
5.3 Optimalizace – 3. varianta

Pro třetí variantu optimalizace byla uvažována kombinace dříve zmíněných úprav geometrie sacího kanálu. Navržená změna geometrie je zobrazena na obrázku 5.9. Jelikož byla tato geometrie vytvořena na základě kombinace, byla optimalizace navíc porovnána s variantou 1.



Obr. 5.9 - Porovnání původní a optimalizované geometrie (varianta 3.)

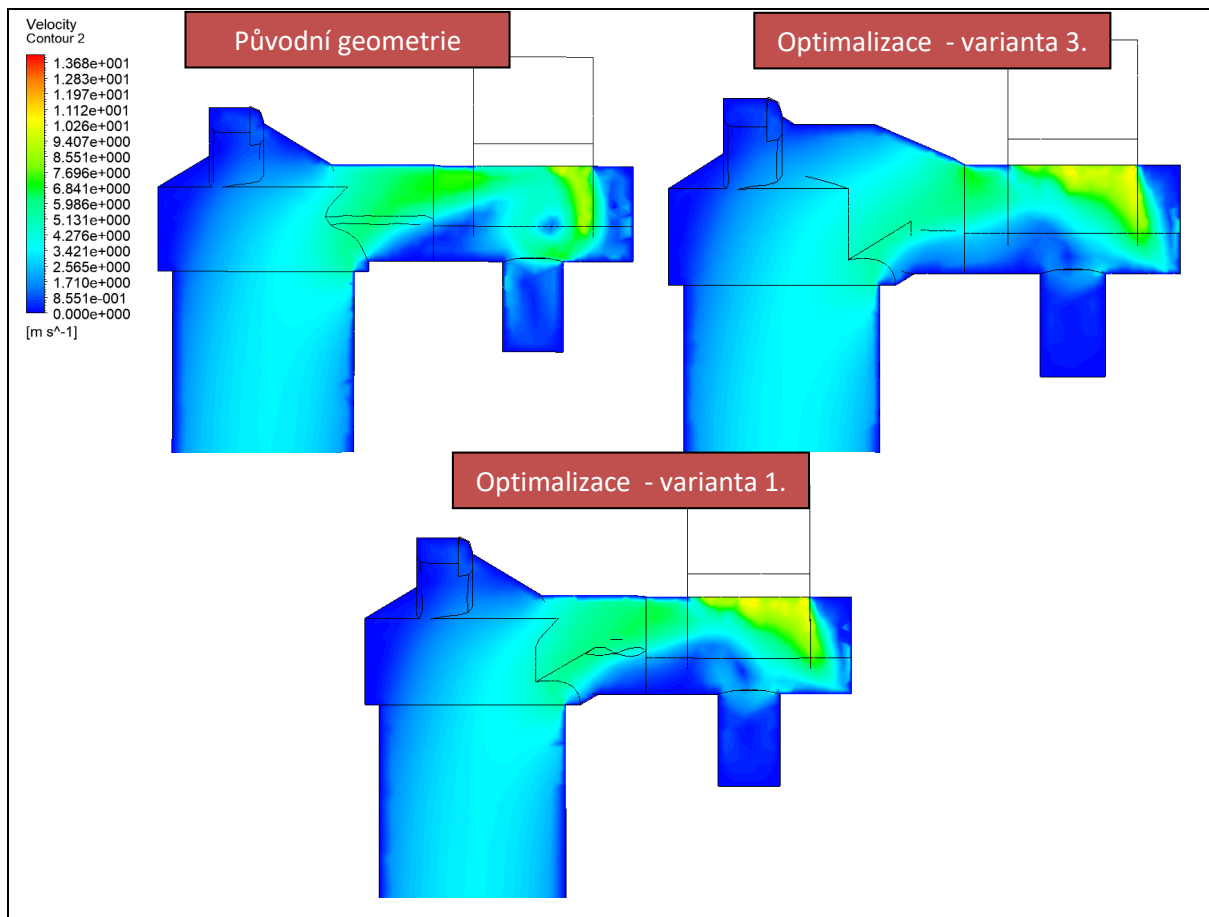
5.3.1 Grafické výstupy z numerické simulace pro variantu 3. pro otáčky 4 000 min⁻¹



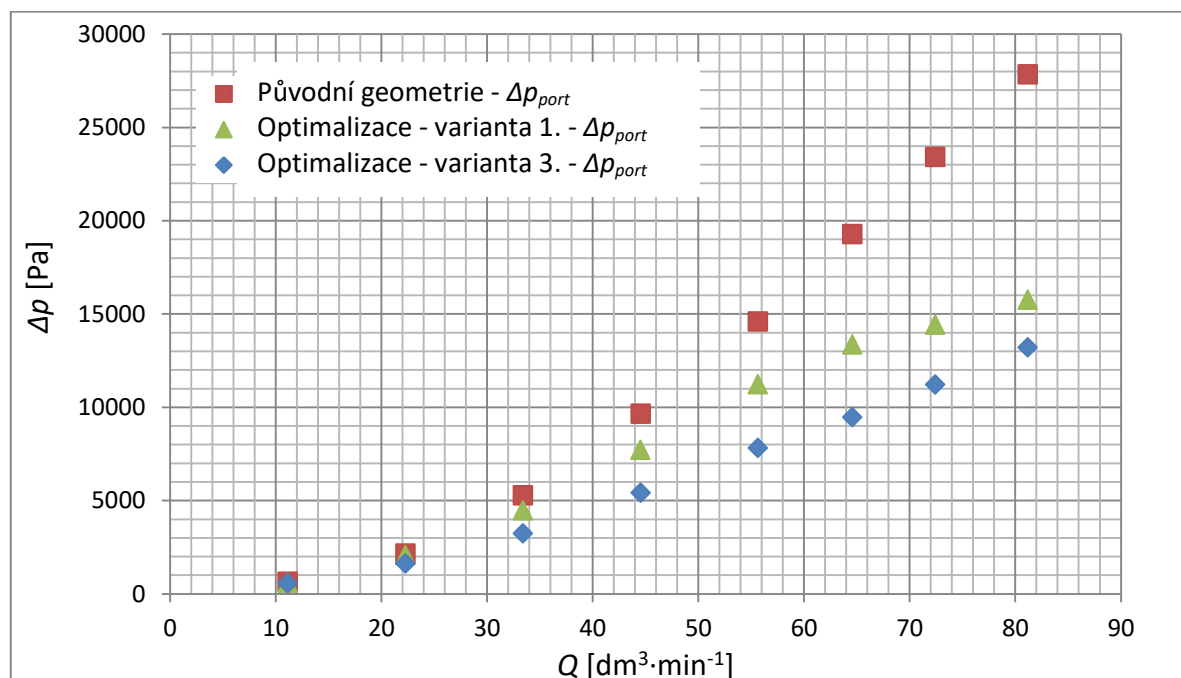
Obr. 5.10 - Porovnání kontur tlaku původní geometrie, varianty 1. a varianty 3. [Pa]

Na obrázku 5.10 lze pozorovat rozložení tlakového pole a na obrázku 5.11 rozložení rychlostního pole při průchodu sacím kanálem. U této kombinované úpravy geometrie sacího kanálu se nejméně projevil vliv zaviření v prostoru záběru ozubených kol (viz obrázek 5.10 a 5.11). Na obrázku 5.11 je vidět snížení rychlosti při průchodu sacím kanálem. Výsledná závislost tlakového spádu na průtoku optimalizované geometrie a porovnání s původní geometrií a variantou 1. je zobrazeno v grafu na obrázku 5.12. Ve srovnání s 1. variantou bylo dosaženo snížení tlakového spádu, kde při maximální nastavené rychlosti (tj. 1,677 m·s⁻¹) odpovídalo snížení cca 2 500 Pa a v případě porovnání s původní geometrií cca 14 600 Pa.

U této optimalizace však docházelo k lokálnímu poklesu tlaku u stěny v blízkosti přítlačné desky, který byl způsoben konečným zúžením tvaru (zachována nevýhoda z varianty 2.).



Obr. 5.11 - Porovnání kontur rychlosti původní geometrie, varianty 1. a varianty 3. [m·s⁻¹]

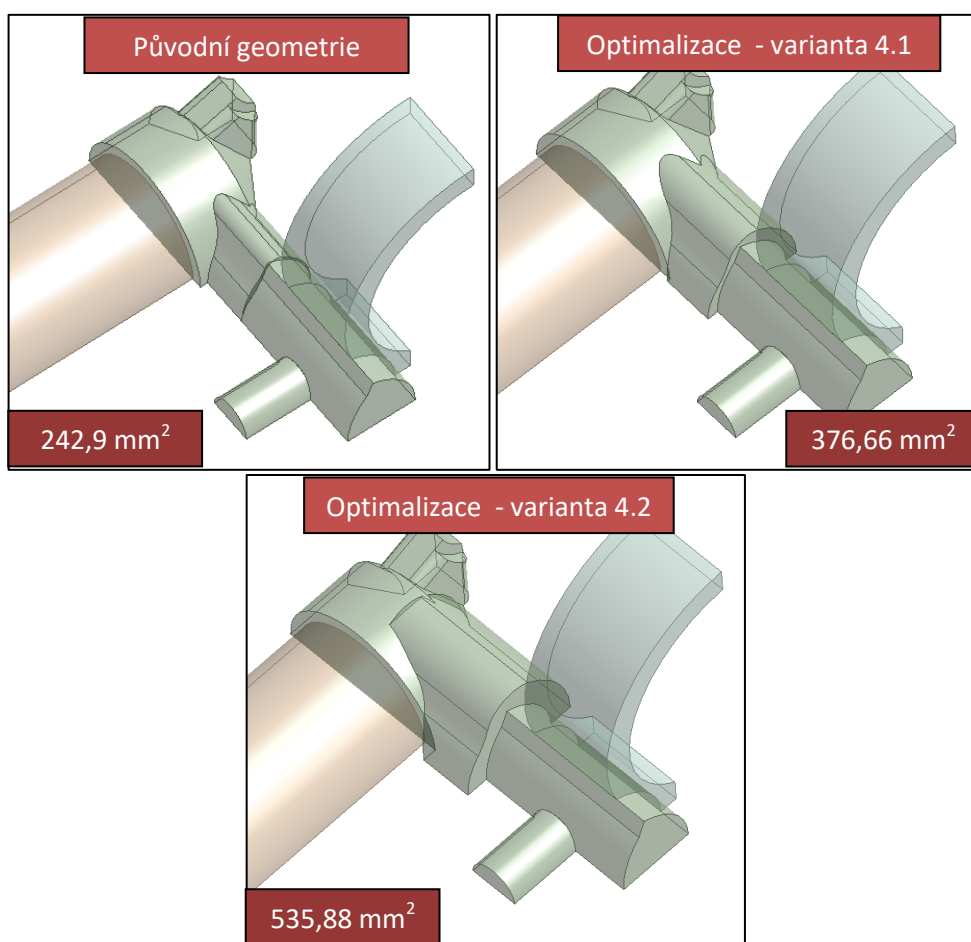


Obr. 5.12 - Graf s porovnáním tlakového spádu v závislosti na průtoku

5.4 Optimalizace – 4.1 a 4.2 varianta

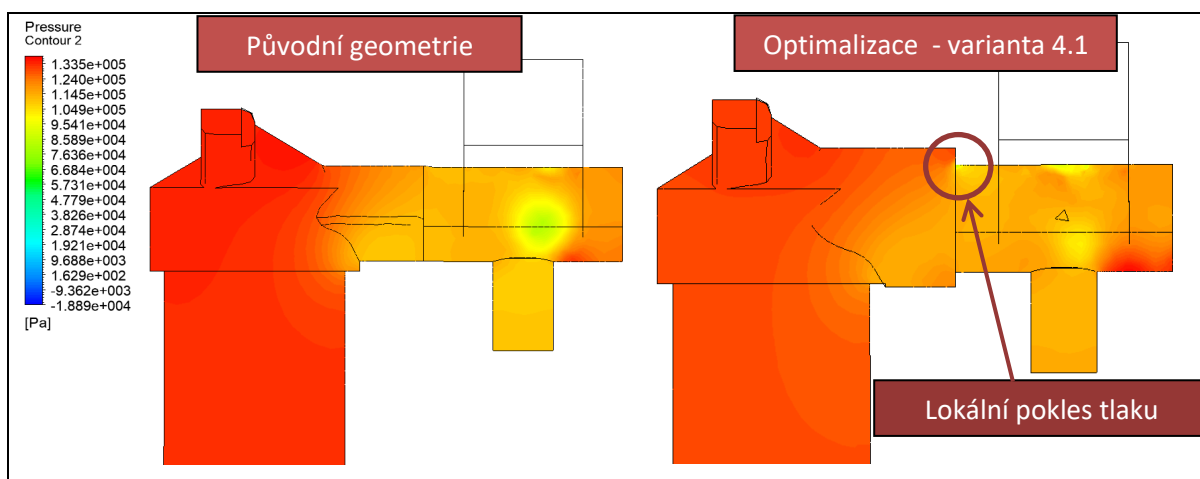
Pro čtvrtou optimalizaci byl uvažován vliv samotného zvětšení sacího kanálu v poměru bez tvarové optimalizace. Numerickou simulací bylo ověřeno zvětšení průtočné plochy kanálu pro variantu 4.1 o cca 55% ($376,66 \text{ mm}^2$) z původní průtočné plochy ($242,9 \text{ mm}^2$) a pro variantu 4.2 o cca 120% ($535,88 \text{ mm}^2$) z původní průtočné plochy. U varianty 4.1 toto zvětšení odpovídalo rozšíření sacího kanálu o 2 mm a v případě varianty 4.2 odpovídalo rozšíření o 4 mm. Navržené změny geometrie jsou zobrazeny na obrázku 5.13.

Tento způsob optimalizace spíše poslouží k hodnocení, zda je výhodnější zvětšovat průtočnou plochu sacího kanálu nebo se dát cestou tvarové optimalizace.

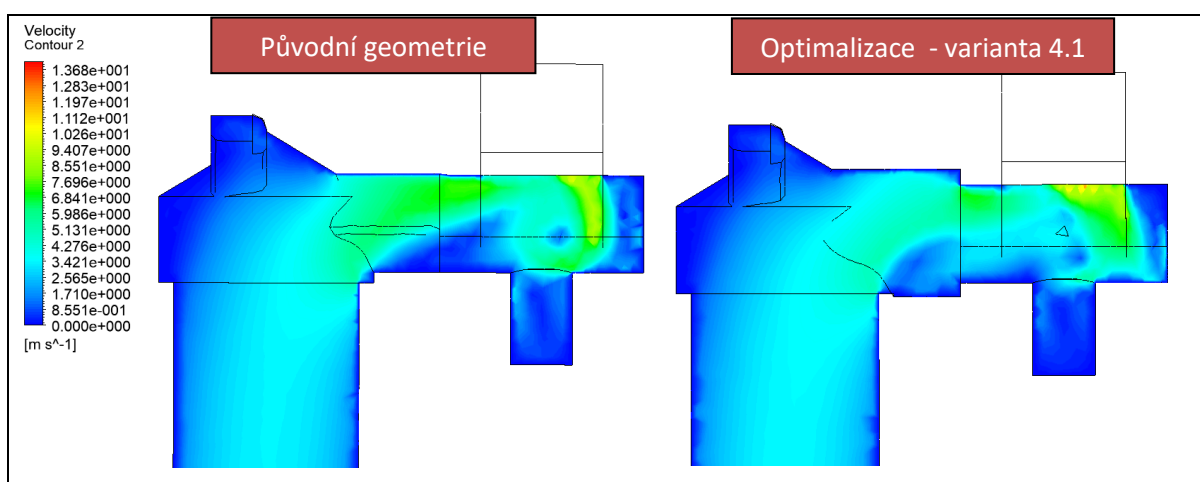


Obr. 5.13 – Porovnání původní a optimalizované geometrie (varianta 4.1 a 4.2)

5.4.1 Grafické výstupy z numerické simulace pro variantu 4.1 pro otáčky 4 000 min⁻¹



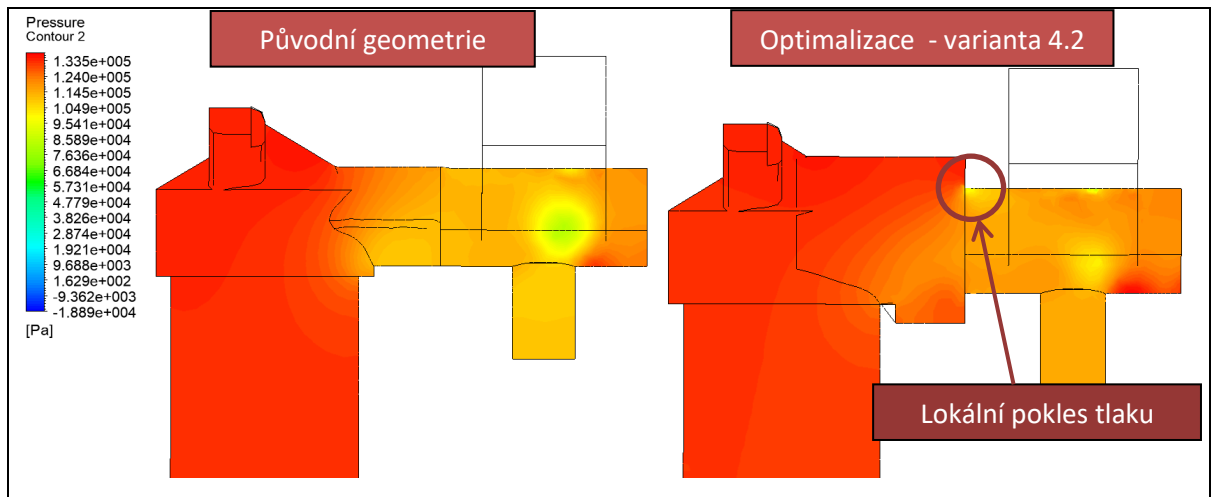
Obr. 5.14 - Porovnání kontur tlaku původní geometrie a optimalizované geometrie [Pa]



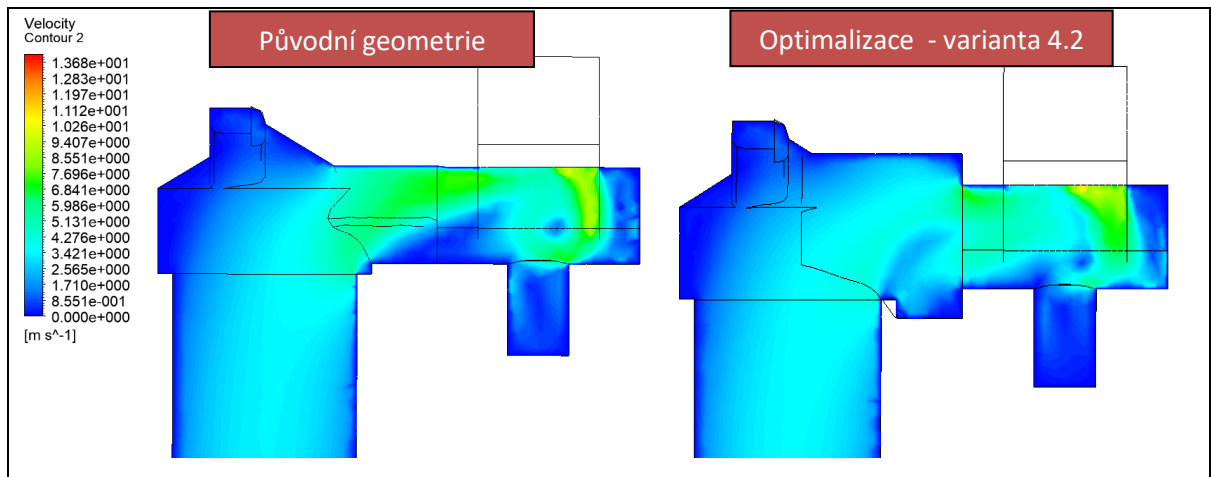
Obr. 5.15 - Porovnání kontur rychlosti původní a optimalizované geometrie [m·s⁻¹]

Na obrázku 5.14, 5.16 lze pozorovat rozložení tlakového pole a na obrázku 5.15, 5.17 rozložení rychlostního pole při průchodu sacím kanálem pro původní geometrii a uvažovaná rozšíření. Na obrázku 5.15 a 5.17 lze pozorovat výrazné snížení rychlosti při změně směru proudící kapaliny. Avšak vlivem náhlého zúžení tvaru byla kapalina v určitém místě výrazně zrychlena a nastal lokální pokles tlaku v blízkosti stěny, v prostoru přítlačné desky. Opět by toto místo mohlo výrazně ovlivňovat počátek vývinu vzduchových bublin. Ve srovnání s původní geometrií došlo ke snížení tlakového spádu, kde při maximální nastavené rychlosti (tj. 1,677 m·s⁻¹) odpovídal pokles pro rozšíření 2 mm cca 9 900 Pa a v případě rozšíření 4 mm cca 9 300 Pa. Výsledné závislosti tlakových spádů na průtoku optimalizovaných geometrií a porovnání s původní geometrií je zobrazeno v grafu na obrázku 5.18.

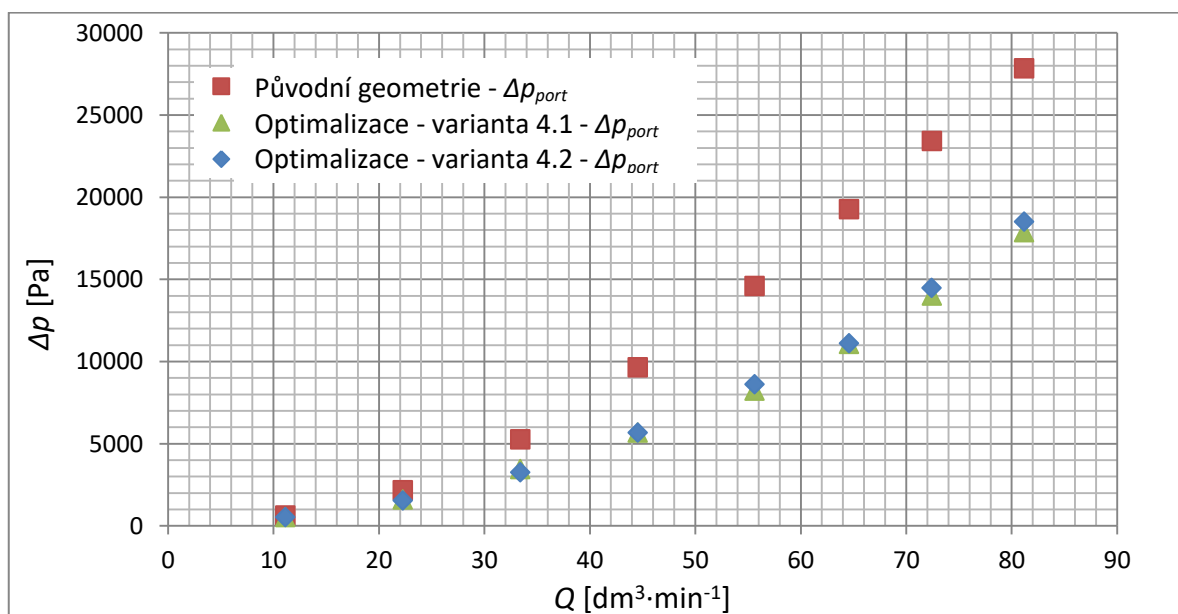
5.4.2 Grafické výstupy z numerické simulace pro variantu 4.2 pro otáčky 4 000 min⁻¹



Obr. 5.16 - Porovnání kontur tlaku původní a optimalizované geometrie [Pa]



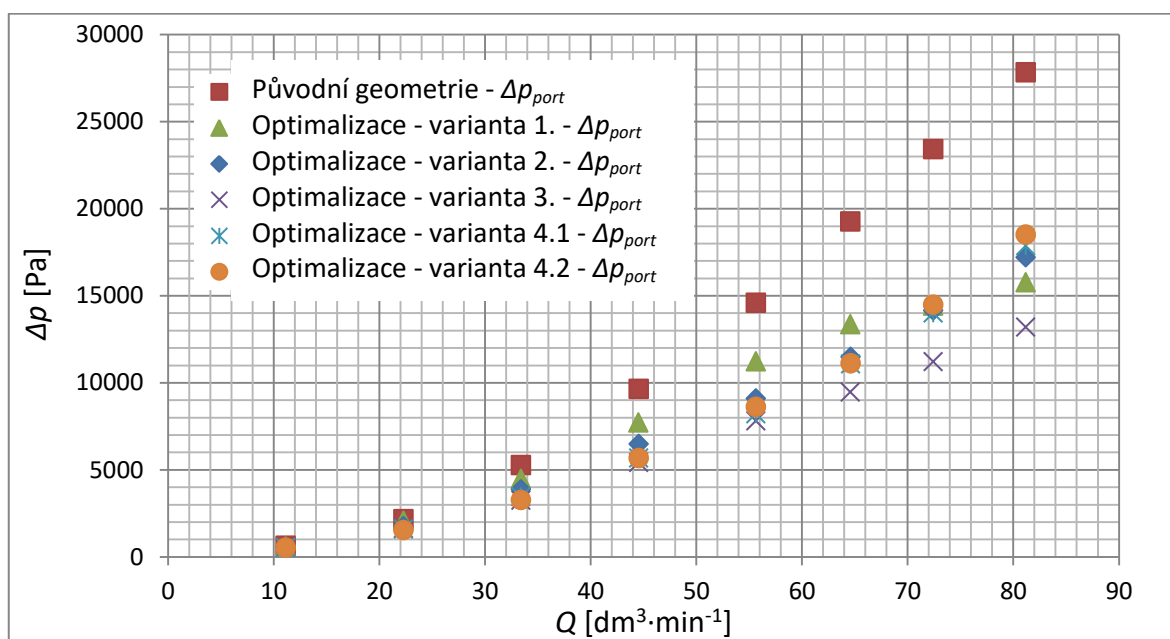
Obr. 5.17 - Porovnání kontur rychlosti původní a optimalizované geometrie [m·s⁻¹]



Obr. 5.18 - Graf s porovnáním tlakového spádu v závislosti na průtoku

5.5 Shrnutí výsledků numerické simulace

Z uvedených výsledků numerické simulace na obrázku 5.19 je patrné, že nejvyššího snížení tlakového spádu v závislosti na průtoku bylo dosaženo při optimalizaci s kombinací sražení ostré hrany a rozšíření kanálu ve směru proudu kapaliny s postupným zúžením (optimalizace – varianta 3.). Výhodou této úpravy bylo snížení rychlosti při změně směru proudící kapaliny ve srovnání s původní geometrií. Tato optimalizace má však nevýhodu v tom, že v místě konečného zúžení tvaru byla kapalina zrychlena (viz obrázek 5.10 a 5.11), což mělo za následek lokální pokles tlaku u stěny v místě přítlačné desky. Tato hodnota odpovídala tlaku okolo 90 428 Pa. Avšak ve srovnání s lokálními poklesy tlaku u variant 4.1 (80 582 Pa) a 4.2 (78 716 Pa), kde nebyl zajištěn postupný přechod, je tento pokles méně výrazný. Toto místo by poté mohlo hrát významnou roli při počátku tvorby vzduchových bublin.

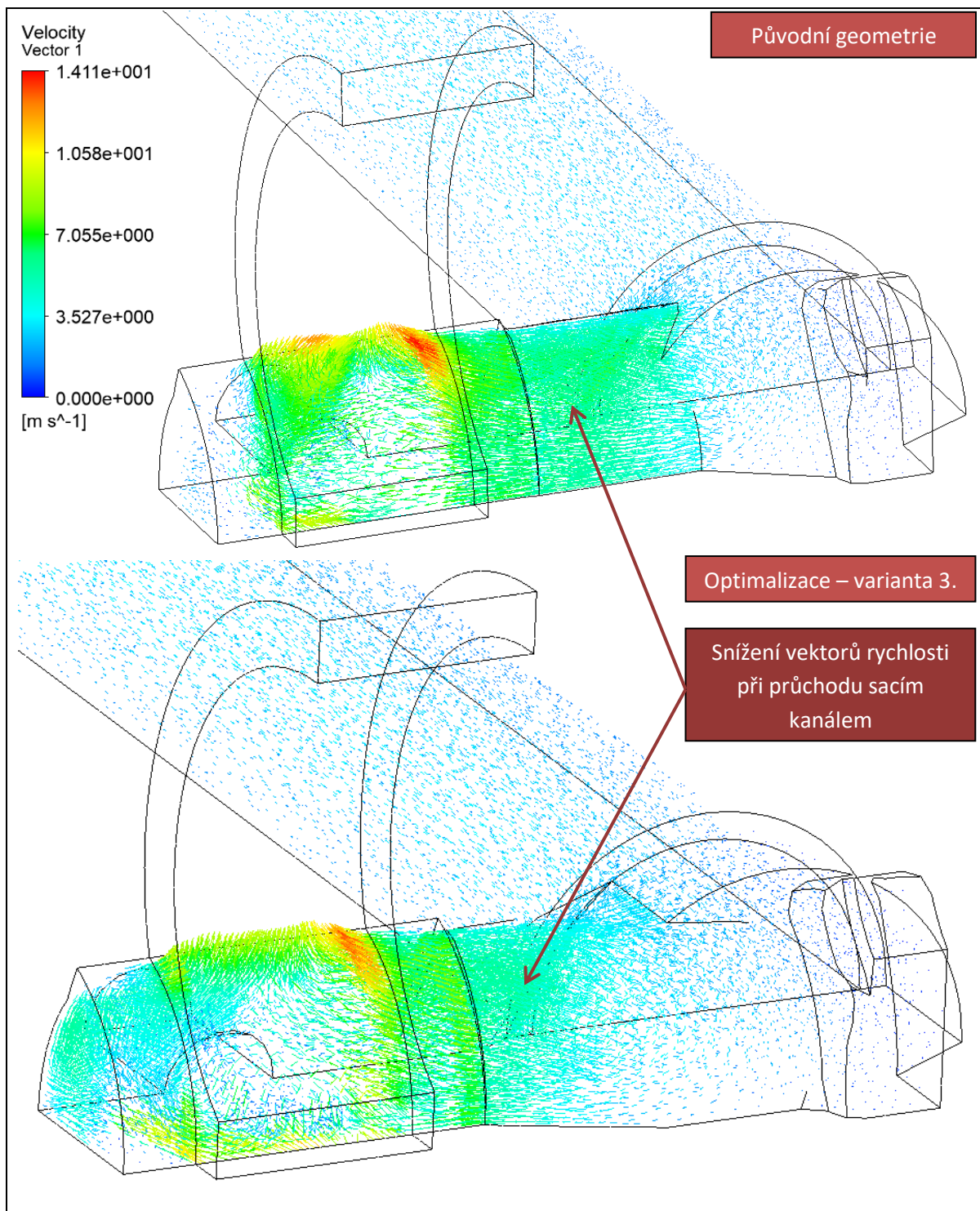


Obr. 5.19 - Shrnutí výsledků numerické simulace

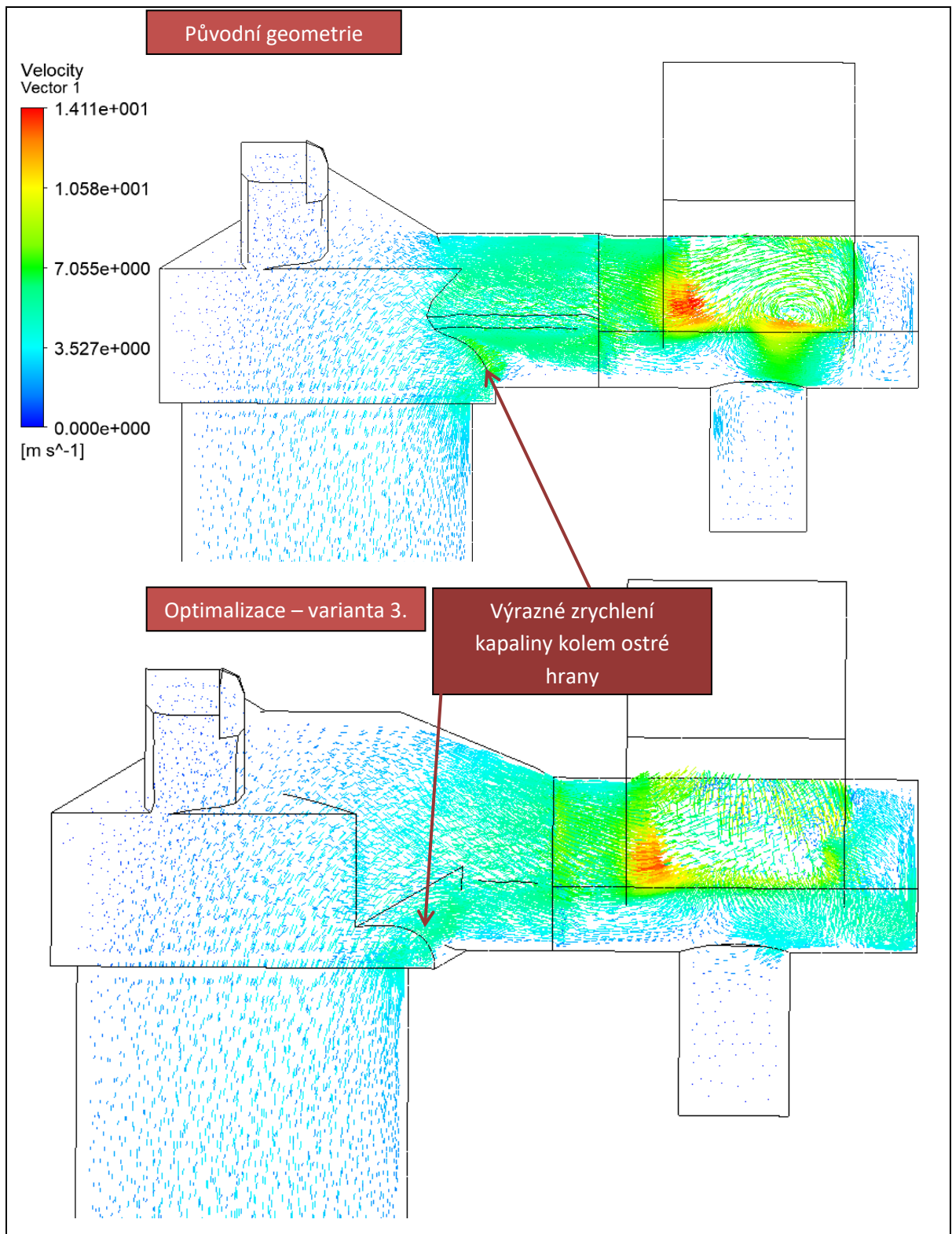
Naopak nejmenší vliv na snížení tlakového spádu v sacím kanále čerpadla mělo rozšíření kanálu o 4 mm (optimalizace – varianta 4.2). Zvětšování průtočného průřezu je hodně omezeno okolním prostorem, do kterého může být kanál rozšířen, při zachování zástavbových rozměrů. Rovněž se při tomto způsobu optimalizace vyskytoval problém s náhlým zúžením průřezu a vytvořením lokálního poklesu tlaku. I přesto zvětšování průtočného průřezu, případně vytvoření vhodného tvaru kanálu s větší průtočnou plochou (redukce vlivu zúžení v místě přítlačné desky), v kombinaci s určitou tvarovou optimalizací může výrazně ovlivnit snížení tlakového spádu.

5.6 Grafické výstupy pro nejvhodnější optimalizaci a porovnání s původní geometrií

Na obrázcích 5.20 a 5.21 jsou zobrazeny a porovnány vektory rychlosti nejvhodnější optimalizace (varianta 3.) a původní geometrie sacího kanálu při otáčkách čerpadla 4 000 min^{-1} .

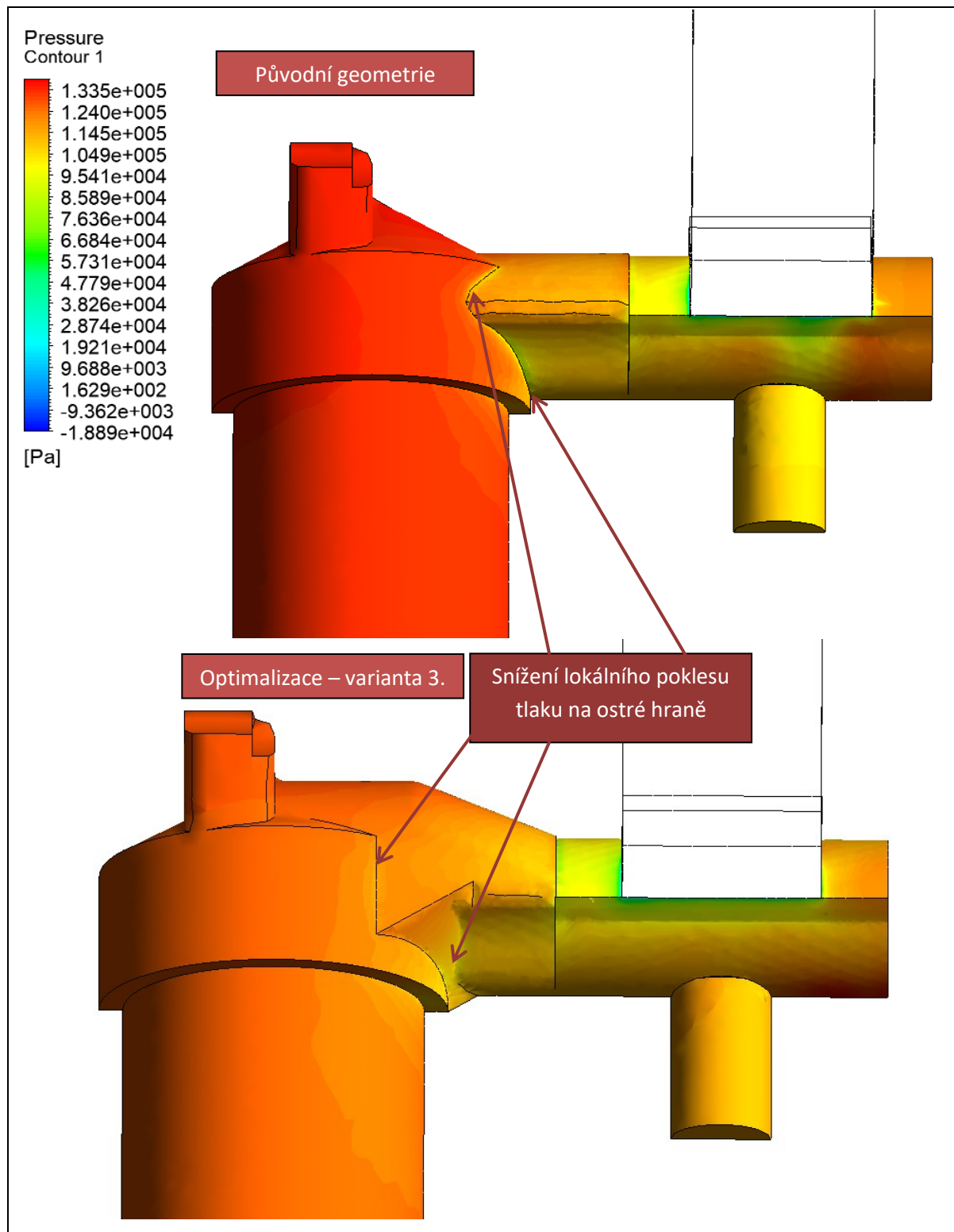


Obr. 5.20 - Vektory rychlosti pro původní a optimalizovanou variantu 3, 1/2 $[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$



Obr. 5.21 - Vektory rychlosti pro původní a optimalizovanou variantu 3, 2/2 [m·s⁻¹]

Na obrázku 5.22 jsou zobrazeny kontury tlaku, které jsou znázorněny pro stěny sacího kanálu a vedení. Zároveň je porovnáno rozložení tlakového pole na stěně pro nejvhodnější optimalizaci (varianta 3.) a původní geometrie sacího kanálu při simulovaných otáčkách čerpadla $4\,000\text{ min}^{-1}$.



Obr. 5.22 - Kontury tlaku znázorněné na stěnách sacího kanálu a vedení [Pa]

Závěr

V diplomové práci jsem se zabýval vhodnou optimalizační úpravou geometrie sacího kanálu zubového čerpadla. Účelem jednotlivých optimalizací bylo snížení tlakového spádu při průtoku minerálního oleje a minimalizovat tak riziko vzniku kavitačních (aeračních) oblastí.

Práce je rozdělena na část teoretickou a na část praktickou. V teoretické části byla věnována pozornost kavitačnímu jevu, příčinou vzniku, popisu zvětšování bubliny a jednotlivými stupni vývinu kavitační oblasti. Rovněž je v této části popsán dopad provozu strojních zařízení v kavitačním (aeračním) režimu, který je doplněn o obrázky součástí s rozrušením materiálu způsobené zánikem bubliny v blízkosti stěny.

Praktická část se již zabývala úpravou geometrie a posouzení jednotlivých optimalizačních úprav z hlediska dopadu na snížení tlakového spádu v sacím kanále čerpadla. Po konzultaci s firmou Jihostroj bylo navrženo experimentální měření, při kterém se vyhodnocovaly tlakové spády v sacím kanále čerpadla typu GHD0-22,5R při několika rozdílných průtocích. Měření bylo vyhodnoceno pro původní návrh sacího kanálu, na kterém nebyly provedeny žádné další úpravy. Celkově bylo tedy změřeno 8 tlakových spádů pro otáčky čerpadla $n_{\xi} = 500, 1000, 1500, 2000, 2500, 3000, 3500$ a 4000 min^{-1} . Účelem měření bylo vytvoření $\Delta p-Q$ charakteristiky, která následně sloužila k ověření matematického modelu a posouzení věrohodnosti vytvořeného modelu.

Pro původní vytvořenou inverzní geometrii čerpadla (oblast proudění), kde se nezahrnul vliv dynamiky rotace kapaliny v zubové mezeře, se však nedosáhlo chtěných výsledků. Výrazného zlepšení bylo právě dosaženo uvedením kapaliny proudící v zubové mezeře do rotačního pohybu a odvodu kapaliny po stěnách tělesa směrem do výtlačné strany čerpadla. Vytvořený matematický model byl zjednodušen o uvažování homogenního proudícího media, bez přítomnosti vzduchových bublin. Takto vytvořený matematický model se přiblížil k výsledkům experimentálního měření do mezí ovlivněných odchylkou snímaných hodnot, kdy tlakový spád vyhodnocený z numerické simulace, byl posuzován k místu zavíření v místě záběru ozubených kol.

Vlivem jednotlivých optimalizačních úprav geometrie sacího kanálu však docházelo ke změně poměrů zmíněného zavíření. Porovnání jednotlivých geometrií na základě tlaku odebraného z místa zavíření nebylo příliš vhodné. Pro posouzení dopadu jednotlivých

optimalizací na tlakový spád byly použity tlaky odebrané z místa odvrtného portu a místa odběru ze sacího vedení. Všechny optimalizované geometrie byly vytvořeny na základě zachování původního tvaru sacího kanálu. Následně byly pro všechny varianty optimalizací vyobrazeny výsledné geometrie, včetně jejich porovnání.

Z výsledků numerické simulace pro jednotlivé optimalizace bylo nejvyššího snížení tlakového spádu dosaženo kombinací sražení ostré hrany v oblasti změny směru proudění a vytvoření rozšíření ve směru proudu kapaliny s postupným zúžením na původní tvar. Jednalo se o 3. variantu optimalizace. Tato úprava přispěla ke snížení rychlosti při změně směru proudící kapaliny. Měla však nevýhodu způsobenou zrychlením kapaliny v konečném zúžení a s tím spojenému lokálnímu poklesu tlaku v blízkosti stěny přítlačné desky. Avšak ve srovnání s optimalizacemi, kde bylo uvažováno pouze rozšíření bez tvarové úpravy a náhlým zúžením tvaru, byl pokles méně výrazný. Tato oblast s lokálním poklesem tlaku by poté mohla hrát významnou roli při počátku tvorby vzduchových bublin. Rovněž tato optimalizace přispěla ke snížení lokálního poklesu tlaku u stěny při průchodu kapaliny kolem ostré hrany.

Poděkování

Touto cestou bych rád poděkoval svému vedoucímu diplomové práce Ing. Adamu Burečkovi, Ph.D. za odborné rady a poznámky v průběhu celého zpracování této práce.

Tato práce byla podpořena v rámci projektu SGS „Modelování a experimentální ověření dynamických jevů v tekutinových a vakuových systémech“ SP2018/157.

Seznam použité literatury a zdrojů

- [1] NOSKIEVIČ, Jaromír. Kavítace. Praha: Academia, 1969.
- [2] NOSKIEVIČ, Jaromír. Kavítace v hydraulických strojích a zařízeních. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990. ISBN 80-030-0206-0.
- [3] Cavitation - cavitation bubbles in water and air | Focus-It. Focus-It | Your Specialist for Shockwave Therapy & Innovative Technologies [online]. Copyright © 2012 [cit. 22. 02. 2018]. Dostupné z: <http://eswt.net/cavitation>
- [4] KOZUBKOVÁ, Milada. Matematické modely kavítace a hydraulického rázu. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2009. ISBN 978-80-248-2043-9.
- [5] Cavitation. Whirlwind [online]. Copyright © 2018 WhirlWind International B.V. KvK. 12301921 [cit. 22. 02. 2018]. Dostupné z: http://www.whirlwindi.nl/index.php?option=com_content&view=article&id=42&Itemid=3
- [6] PAVLOK, Bohuslav. Hydraulické prvky a systémy. 3. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2013. ISBN 978-80-248-2983-8.
- [7] Zpráva technické diagnostiky Jihostroj
- [8] Hadicová čerpadla: špičková kvalita HENNLICH. HENNLICH - řešení pro průmysl [online]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/produkty/cerpaci-technika-hadicova-cerpadla-18.html>
- [9] KOZUBKOVÁ, Milada. Modelování proudění tekutin, FLUENT, CFX [online]. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008 [cit. 2018-02-23]. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/wp-content/uploads/2016/03/Kozubkova-Fluent.pdf>
- [10] BOJKO, Marian. 3D proudění - Ansys fluent: učební text [online]. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2012 [cit. 2018-02-23]. ISBN 978-80-248-2607-3. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/wp-content/uploads/2016/03/3D-Bojko.pdf>
- [11] KOZUBKOVÁ, Milada, Tomáš BLEJCHAŘ a Marian BOJKO. Modelování přenosu tepla, hmoty a hybnosti: učební text [online]. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2011 [cit. 2018-02-23]. ISBN 978-80-248-2491-8. Dostupné z: http://www.338.vsb.cz/wp-content/uploads/2016/03/Kozubkova-Modelovani_prenosu_tepla_hmoty_a_hybnosti-KOZUBKOVA.pdf

- [12] BLEJCHAŘ, Tomáš. Návod do cvičení "Modelování proudění" - CFX [online]. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2009 [cit. 2018-02-23]. ISBN 978-80-248-2050-7. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/wp-content/uploads/2016/03/Blejchar-CFX.pdf>
- [13] Ozen Engineering - The ANSYS Experts [online]. Copyright © 2014 [cit. 17. 05. 2018]. Dostupné z: https://www.ozeninc.com/wp-content/uploads/2014/11/MESHING_WORKSHOP_2014.pdf
- [14] Vyšší odborná škola zdravotnická a Střední zdravotnická škola Hradec Králové: Laboratorní technika [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <https://lat.zshk.cz/vyuka/mereni-hustoty.aspx>
- [15] JANALÍK, Jaroslav. Viskozita tekutin a její měření [online]. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2010 [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/wp-content/uploads/2016/03/Janalik-TEXTviskozitaPDF.pdf>
- [16] DVOŘÁK, Lukáš. Vlastnosti tekutin [online]. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2010 [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/wp-content/uploads/2016/03/Dvorak-vlastnosti-tekutin.pdf>
- [17] HRUŽÍK, Lumír. Měření viskozity pomocí viskozimetru Brookfield: Učební opora [online]. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2012 [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/wp-content/uploads/2016/03/Hru%C5%BE%C3%ADk-M%C4%9B%C5%99en%C3%AD-viskozity-pomoc%C3%AD-viskozimetru-Brookfield.pdf>

Seznam obrázků

Obr. 1.1 - Opotřebením vlivem provozu čerpadla v režimu kavitace [7]	12
Obr. 1.2 - Průběh zániku kavitační bubliny [3]	13
Obr. 1.3 - Závislost rovnovážného tlaku v kapalině na poloměru bubliny pro různé počáteční velikosti bubliny [2]	15
Obr. 1.4 - Vývin kavitace [5]	17
Obr. 1.5 - Peristaltické čerpadlo [8].....	19
Obr. 1.6 – Aerační opotřebením na hlavách zubů.....	20
Obr. 1.7 – Aerační opotřebením na přítlačné desce	21
Obr. 2.1 - 3D model vyšetřovaného čerpadla	22
Obr. 2.2 - Umístění tlakového snímače v tělese čerpadla.....	23
Obr. 2.3 - Vzdálenost tlakového snímače v sacím vedení od tělesa čerpadla.....	23
Obr. 2.4 - Vyhodnocení záznamu měření pro otáčky $n_{\xi} = 4\ 000\ \text{min}^{-1}$	24
Obr. 2.5 - Graf průběhu jednotlivých absolutních tlaků v závislosti na průtoku.....	25
Obr. 2.6 - Graf průběhu tlakového spádu v závislosti na průtoku.....	25
Obr. 2.7 - Původní geometrie zubového čerpadla, SpaceClaim	26
Obr. 2.8 - Upravená geometrie zubového čerpadla, SpaceClaim	26
Obr. 2.9 - Vnitřní prostor tělesa čerpadla, DesignModeler.....	27
Obr. 2.10 - Inverzní geometrie sacího vedení a tělesa čerpadla, DesignModeler	28
Obr. 2.11 - Rozdělená oblast proudění.....	29
Obr. 2.12 - Vytvořená výpočetní síť.....	29
Obr. 2.13 - Výpočetní síť v rovině symetrie	30
Obr. 2.14 - Posouzení kvality sítě kritériem Skewness [13]	30
Obr. 2.15 - Kontrola deformace buněk, kritérium Skewness	31
Obr. 2.16 - Umístění okrajových podmínek.....	31
Obr. 3.1 - Mohrovy vážky	34
Obr. 3.2 - Graf závislosti hustoty na teplotě zaslaného vzorku oleje	35
Obr. 3.3 - Pohled na měřicí zařízení pro stanovení fyzikálních vlastností oleje	37
Obr. 3.4 - Graf závislosti dynamické viskozity na teplotě zaslaného vzorku oleje	38
Obr. 3.5 - Graf závislosti kinematické viskozity na teplotě zaslaného vzorku oleje	38
Obr. 4.1 - Vektory rychlosti kapaliny při průchodu rotujícím objemem [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	43
Obr. 4.2 - Porovnání s experimentálním měřením, vliv zavíření.....	44
Obr. 4.3 - Porovnání s experimentálním měřením, odběrné místo portu	44
Obr. 4.4 - Kontury tlaku zobrazené v rovině symetrie, vnitřní prostor čerpadla [Pa].....	45
Obr. 4.5 - Kontury tlaku zobrazené v rovině symetrie [Pa]	45
Obr. 4.6 - Kontury rychlosti zobrazené v rovině symetrie [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	46
Obr. 4.7 - Kontury rychlosti zobrazené v rovině symetrie, detail vnitřního prostoru [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]....	46
Obr. 4.8 - Porovnání experimentálního měření s numerickou simulací k- ϵ (RNG)	47
Obr. 5.1 - Porovnání původní a optimalizované geometrie (varianta 1.)	48
Obr. 5.2 - Porovnání kontur tlaku pro původní a optimalizovanou geometrii [Pa]	49
Obr. 5.3 - Porovnání kontur rychlosti pro původní a optimalizovanou geometrii [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$].....	49
Obr. 5.4 - Graf s porovnáním tlakových spádů v závislosti na průtoku.....	50
Obr. 5.5 – Porovnání původní a optimalizované geometrie (varianta 2.).....	50
Obr. 5.6 - Porovnání kontur tlaku pro původní a optimalizovanou geometrii [Pa]	51
Obr. 5.7 - Porovnání kontur rychlosti pro původní a optimalizovanou geometrii [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$].....	51
Obr. 5.8 - Graf s porovnáním tlakových spádů v závislosti na průtoku.....	52

Obr. 5.9 - Porovnání původní a optimalizované geometrie (varianta 3.)	52
Obr. 5.10 - Porovnání kontur tlaku původní geometrie, varianty 1. a varianty 3. [Pa].....	53
Obr. 5.11 - Porovnání kontur rychlosti původní geometrie, varianty 1. a varianty 3. [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] ...	54
Obr. 5.12 - Graf s porovnáním tlakového spádu v závislosti na průtoku	54
Obr. 5.13 – Porovnání původní a optimalizované geometrie (varianta 4.1 a 4.2)	55
Obr. 5.14 - Porovnání kontur tlaku původní geometrie a optimalizované geometrie [Pa]	56
Obr. 5.15 - Porovnání kontur rychlosti původní a optimalizované geometrie [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	56
Obr. 5.16 - Porovnání kontur tlaku původní a optimalizované geometrie [Pa]	57
Obr. 5.17 - Porovnání kontur rychlosti původní a optimalizované geometrie [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	57
Obr. 5.18 - Graf s porovnáním tlakového spádu v závislosti na průtoku	57
Obr. 5.19 - Shrnutí výsledků numerické simulace	58
Obr. 5.20 - Vektory rychlosti pro původní a optimalizovanou variantu 3, 1/2 [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	59
Obr. 5.21 - Vektory rychlosti pro původní a optimalizovanou variantu 3, 2/2 [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	60
Obr. 5.22 - Kontury tlaku znázorněné na stěnách sacího kanálu a vedení [Pa]	61

Seznam příloh

- [Příloha A] Tabulka naměřených a vypočtených hodnot fyzikálních vlastností oleje
- [Příloha B] Adaptovaná síť v prostředí Fluent

Příloha A Tabulka naměřených a vypočtených hodnot fyzikálních vlastností oleje

t	η	η	ρ	ν
[°C]	[mPa·s]	[Pa·s]	[kg·m ⁻³]	[mm ² ·s ⁻¹]
4,9	258,30	0,2583	875	295,2
9,9	187,00	0,1870	872	214,4
14,7	138,70	0,1387	869	159,6
19,5	99,12	0,0991	866	114,4
24,4	83,42	0,0834	863	96,6
29,6	52,49	0,0525	860	61,0
34,5	47,57	0,0476	857	55,5
39,6	36,55	0,0366	854	42,8
44,8	29,52	0,0295	851	34,7
49,9	24,60	0,0246	848	29,0
49,6	23,66	0,0237	848	27,9
55,2	20,45	0,0205	844	24,2
60	18,05	0,0181	842	21,4
64,6	16,02	0,0160	839	19,1
69,7	14,03	0,0140	836	16,8
74,9	12,83	0,0128	832	15,4
79,6	10,89	0,0109	830	13,1
84,8	9,70	0,0097	826	11,7

Příloha B Adaptovaná síť v prostředí Fluent

