VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV
ENERGY INSTITUTE

VSTUPNÍ RECIRKULACE U ODSTŘEDIVÉHO ČERPADLA

INLET RECIRCULATION OF CENTRIFUGAL PUMP

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE Bc. Pavel Heinz
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE doc. Ing. Pavel Rudolf, Ph.D.
SUPERVISOR

BRNO 2020

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	**Bc. Pavel Heinz**
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Fluidní inženýrství
Vedoucí práce:	**doc. Ing. Pavel Rudolf, Ph.D.**
Akademický rok:	2019/20

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

Vstupní recirkulace u odstředivého čerpadla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Při podoptimálních režimech vzniká na sání odstředivého čerpadla silná recirkulace, která je zdrojem kavitace a pulzací. Snahou výrobců je recirkulaci omezit a rozšířit provozní pásmo čerpadla.

Cíle diplomové práce:

Cílem je výpočtové modelování proudění pro režim s recirkulací, identifikace proudových jevů a návrh možností potlačení recirkulace.
V rámci výzkumného projektu našeho odboru bude proveden rozbor proudění na sání čerpadla, výpočtové modelování (CFD) proudění s recirkulací, návrh možných opatření pro potlačení recirkulace.

Seznam doporučené literatury:

GÜLICH, Johann Fridrich. Centrifugal Pumps. 2. Springer, 2010. ISBN 978-3-642-12824-0.

VARCHOLA, Michal a Peter HLBOČAN. Hydraulický návrh odstredivých čerpadiel. 1. Bratislava: Vydavateľstvo STU, 2016. ISBN 9788081060700.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

.....	.....
doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D. ředitel ústavu	doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D. děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá fenoménem objevujícím se v hydrodynamických čerpadlech při pod-optimálním průtoku. Tímto fenoménem je vstupní recirkulace, jež je nežádoucím jevem v sání čerpadla. Tato recirkulace způsobuje kavitaci, tlakové pulzace a může způsobit ucpání sacího potrubí. Hlavním cílem diplomové práce je výpočtové modelování proudění pro režim s recirkulací, identifikaci proudových jevů a návrh možných opatření, která by vstupní recirkulaci potlačila.

ABSTRACT

This diploma thesis deals with the phenomenon appearing in hydrodynamic pumps at the sub-optimal flow rate. This phenomenon is inlet recirculation, which is an undesirable phenomenon in the suction of the pump. This recirculation causes cavitation, pressure pulsations and may cause clogging of the suction line. The main goal of the diploma thesis is CFD simulation for the recirculation mode, identification of the flow phenomena, and designs of possible measures to suppress inlet recirculation.

KLÍČOVÁ SLOVA

CFD, vstupní recirkulace, odstředivé čerpadlo, Ansys CFX

KEYWORDS

CFD, inlet recirculation, centrifugal pump, Ansys CFX

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HEINZ, Pavel. *Vstupní recirkulace u odstředivého čerpadla*. Brno, 2020. Dostupné také z: https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/125082. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Pavel Rudolf.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci na téma *Vstupní recirkulace u odstředivého čerpadla* vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu použité literatury.

26.6.2020

……

Pavel Heinz

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval panu doc. Ing. Pavlu Rudolfovi, Ph.D. za cenné rady a odborné vedení této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat celému Odboru fluidního inženýrství Viktora Kaplana za poskytnutí kvalitní a zajímavé výuky. Velké díky patří mým rodičům, kteří mě během studia nesmírně podporovali.

Obsah

Úvod 15
1. Úvod do čerpací techniky 16
1.1 Definice 16
1.2 Rozdělení čerpadel 16
1.3 Parametry čerpadla [3] 17
1.4 Charakteristika čerpadla 18
2. Odstředivá čerpadla 19
2.1 Inducer [5] 20
2.1.1 Rychlostní trojúhelník induceru 20
2.2 Rychlostní trojúhelník oběžného kola 21
3. Fenomény objevující se při proudění v radiálních čerpadlech 22
3.1 Proudění v mezilopatkovém prostoru 23
3.1.1 Rossbyho číslo 24
3.2 Recirkulace na vstupu do oběžného kola 25
3.2.1 Vstupní recirkulace a její vliv na rychlostní trojúhelník 28
3.2.2 Potlačení vstupní recirkulace 29
3.3 Kavitace 31
3.3.1 Kavitace v odstředivých čerpadlech 31
4. Computational Fluid Dynamics 35
4.1 Základní rovnice CFD 36
4.1.1 Rovnice kontinuity 36
4.1.2 Navier-Stokesova rovnice 37
4.1.3 Reynoldsova rovnice (matematický popis turbulentního proudění) 38
4.1.4 Turbulence 39
4.1.5 Rovnice modelů turbulence 41
4.2 Počítání v rotačních oblastech 44
4.2.1 Frozen rotor 44
4.2.2 Stage (mixing-plane) 44
4.2.3 Tranzientní přístup 45
5. Výpočtové modelování proudění konkrétní úlohy 46
5.1 Geometrie 47
5.2 Výpočetní síť konečných objemů 49
5.3 Nastavení CFD řešiče 53
5.4 Výsledky CFD simulace 55
5.4.1 Výsledky CFD simulace – bez opatření proti vstupní recirkulaci 55
5.4.2 Výsledky CFD simulace – opatření proti recirkulaci (žebro) 67

5.4.3 Výsledky CFD simulace – opatření proti recirkulaci (tři krátká žebra – 15 mm) .. 73
5.4.4 Výsledky CFD simulace – opatření proti recirkulaci (tři krátká žebra – 20 mm) .. 79
5.4.5 Výsledky CFD simulace – opatření proti recirkulaci (kavita_01) 83
5.4.1 Vyhodnocení vstupní recirkulace pomocí Eulerovy čerpadlové rovnice 89
6. Závěr 92
7. Seznam použitelných symbolů 94
8. Seznam použité literatury 96
Přílohy 98

Úvod

Snaha provozovatelů čerpadel je používat tato čerpadla v co nejširším provozním pásmu. Ovšem tato zařízení jsou navrhována na jeden konkrétní tzv. „pracovní bod“. V tomto bodě dosahují čerpadla nejvyšších účinností. Výstupní recirkulace z oběžného kola se objevuje a roste se snižujícím se průtokem. Tato recirkulace negativně ovlivňuje proudění v sání čerpadla, a tím i celkové parametry čerpadla. Vstupní recirkulace zásadně mění rozložení rychlostí v sání, a tím i vstupní rychlostní trojúhelník oběžného kola. S recirkulací na vstupu je spojena také kavitace, kdy dochází k rázovému vstupu kapaliny na lopatku a může vzniknout značný pokles tlaku na lopatce oběžného kola. Dalšími provozními problémy spojené se vstupní recirkulací mohou být hluk a značné vibrace čerpadla. Pro projektování kvalitních čerpadel je nutné tuto problematiku vzít v úvahu a při návrhu se vstupní recirkulací počítat.

V první kapitole bude čtenář seznámen se základy čerpací techniky a jejím rozdělením. Budou uvedeny základní matematické vztahy, které popisují charakteristiku hydrodynamického čerpadla.

Ve druhé kapitole je proveden rozbor mechanických částí odstředivého čerpadla a druhů jeho oběžných kol, popis předřazeného oběžného kola tzv. „induceru“. Jsou zde uvedeny rychlostní trojúhelníky oběžného kola.

Třetí kapitola pojednává o fenoménech objevujících se v odstředivých čerpadlech. Na začátku kapitoly je matematicky popsáno proudění v mezilopatkovém prostoru a na jednoduchém příkladu vysvětlena plná recirkulace. Dále jsou probrány nutné předpoklady pro vytvoření vstupní recirkulace, jak se tvoří tlakové gradienty kolmo na směr proudění a co tyto tlakové gradienty ovlivňuje. Diskutován je vliv vstupní recirkulace na vstupní rychlostní trojúhelník. Pojednání o vstupní recirkulaci je uzavřeno možnými opatřeními proti vstupní recirkulaci, a to jak opatřeními ve stádiu návrhu oběžného kola nebo opatření, která se dají implementovat do již navrženého čerpadla. Vstupní recirkulace bývá často spojena s kavitací. Je zde proveden její obecný popis, rozbor vzniku kavitace v odstředivých čerpadlech a jaký je její vliv na chování čerpadla.

Čtvrtá kapitola je věnována výpočtovému modelování proudění. Je popsán systém práce, jakým je vhodné postupovat, při výpočtech a základní rovnice se kterými výpočtové modelování pracuje. Značná část je věnována turbulenci a jejím vlastnostem. Následují popisy rovnic modelů turbulence, od nejjednodušších po složitější. Rozebráno je modelování mezní vrstvy v blízkosti stěn a stěnové funkce. Jelikož byly provedeny výpočty odstředivého čerpadla, jsou uvedeny základní druhy numerických výpočtů v rotačních oblastech.

V kapitole páté je podrobně rozebrána konkrétní řešená úloha. Nejprve je představena geometrie a její úpravy zvoleného typu odstředivého čerpadla, na kterém výpočty probíhaly. Následuje popis výpočetních sítí, které byly zvoleny pro jednotlivé prvky geometrie a ověření, zdali byly zvoleny správné velikosti těchto sítí. Dále je proveden podrobný popis nastavení a okrajové podmínky, jež byly nastaveny ve zvoleném výpočetním programu Ansys CFX. První částí práce bylo porovnat vhodnost různých typů přechodů pro výpočet charakteristiky čerpadla a schopnost předpovídat vstupní recirkulaci. Je vysvětlena metodika výpočtů s jednotlivými typy přechodů. Následují výpočty zvolených druhů opatření proti vstupní recirkulaci a jejich vzájemné porovnání. Jednotlivá opatření a jejich vhodnost jsou podrobně rozebrána po kvalitativní a kvantitativní stránce proudění v sání čerpadla. Jsou diskutovány závěry výpočtového modelování proudění.

1. Úvod do čerpací techniky

1.1 Definice

V hydraulickém systému jsou čerpadla zdrojem měrné energie kapaliny. Čerpadla jsou energetické stroje, ve kterých se transformuje z vnějšího zdroje přiváděná mechanická energie na energii hydraulickou. Čerpadla jsou tedy hydrogenerátory. Je nutné podotknout, že přeměny energie v reálných strojích pracující s reálnými kapalinami jsou vždy spojeny s disipací energie.

Tlaková, polohová nebo kinetická energie kapaliny se v čerpadle zvyšuje statickým nebo dynamickým účinkem pracovního prvku. Obvykle je účelem takovéto transformace energie přenos hmoty, respektive zajištění čerpacího procesu, při kterém se dopravuje určité množství kapaliny z jednoho místa na druhé [1].

1.2 Rozdělení čerpadel

Čerpadla lze rozdělovat podle různých hledisek, která se často vzájemně prolínají. Zásadní rozdělení čerpadel je podle podstaty činnosti [1].

1. **Hydrostatická čerpadla:**

   Přeměna energie mechanické, která je dodávána do stroje přes hřídel, na energii hydraulickou, probíhá přímým působením pracovního prvku stroje (např. píst, membrána, zub, lamela, atd.) na kapalinu, bez zprostředkujícího mezistupně, tedy kinetické energie kapaliny. Tlak kapaliny v činném prostoru stroje je hydrostatický. Účelem hydrostatických čerpadel je zejména výrazné zvyšování tlaku kapaliny, nebo zvyšování její polohy. Pro tyto stroje je charakteristické, že určitý objem média prochází strojem periodicky, průtok tedy není rovnoměrný. Dochází zde k pulzacím tlaku v pracovním stroji, tak i v navazujícím potrubním systému. Hydrodynamická čerpadla jsou vhodná pro relativně malé průtoky a velké tlaky [1].

2. **Hydrodynamická čerpadla:**

   Přeměna energie mechanické (hřídel) na energii hydraulickou, která je dodávána kapalině, probíhá v rotujícím lopatkovém oběžném kole stroje na základě změn momentu hybnosti protékající kapaliny [1]. Změna probíhá nepřímo, zprostředkovaně přes změnu kinetické energie kapaliny tak, aby její následná přeměna uvnitř čerpadla vytvářela potřebné zvýšení tlaku kapaliny [3]. Hydrodynamická čerpadla dominují v oblasti velkých výkonů [2].

3. **Speciální čerpadla:**

   Tato čerpadla se používají ve specifických případech čerpací techniky. Speciální čerpadla dopravují kapalinu na základě jiných principů, než je tomu u konvenčních čerpadel hydrostatických a hydrodynamických. Některá čerpadla jsou pak jakýmisi hybridy čerpadel hydrostatických a hydrodynamických [3]. Patří sem např. čerpadla proudová, vodní trkače nebo čerpadla mamutová [1].

1.3 Parametry čerpadla [3]

1. **Průtok čerpadla Q [m^3/s]:**

Jedná se o objem, který proteče určitým (vztaženým) průřezem stroje za jednotku času. Pro jednotlivé typy hydraulických strojů bývá blíže specifikován. Například u čerpadel je to objem kapaliny, které čerpadlo dopraví do výtlačného hrdla čerpadla za jednotku času. V praxi se ověřuje měřením.

2. **Měrná energie čerpadla Y [J/kg]:**

Je dána rozdílem celkových měrných energií kapaliny mezi dvěma vztažnými (charakteristickými) průřezy. V praxi se určuje měřením příslušných veličin obsažených v definičním vztahu (1.1).

$$Y = \frac{\Delta p}{\rho} + \frac{\Delta c^2}{2} + g \cdot \Delta h \tag{1.1}$$

Δp… rozdíl tlaků [Pa]
Δc… rozdíl rychlostí [m/s]
g… tíhové zrychlení [m/s^2]
Δh… rozdíl výšek [m]

Přiřadíme-li veličinám ve vstupním průřezu stroje index 1 a ve výstupním průřezu index 2, lze vyjádřit měrnou energii hydraulického stroje při konkrétním průtoku rovnicí (1.2).

$$Y = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g \cdot y \tag{1.2}$$

y… svislá vzdálenost míst vztažných průřezů, ke kterým jsou vztaženy hodnoty tlaků a rychlostí [m]

3. **Dopravní výška čerpadla H [m]:**

Jedná se o výšku, do které je čerpadlo schopné dopravit kapalinu. Náhrada měrné energie Y dopravní výškou H má výhodu v názornosti fyzikální představy práce čerpadla, která je převedena na výšku sloupce kapaliny, jehož každý kilogram hmotnosti má energii Y. Přepočet je dán vztahem (1.3) [4].

$$H = \frac{Y}{g} \tag{1.3}$$

4. **Otáčky n [1/s]:**

Jsou mírou rychloběžnosti stroje a charakteristickou hodnotou hnacího, příp. hnaného stroje. Bývají blíže rozlišovány u jednotlivých typů hydraulických strojů [3].

5. **Účinnost čerpadla $\eta_č$ [-]:**

Charakterizuje hospodárnost přeměny energie v hydraulickém stroji. Obecně vyjadřuje poměr mezi energií ze stroje užitečně odváděnou a energií do stroje přiváděnou, resp. mezi výkonem (P_h) a příkonem stroje (P). Pro čerpadlo se zpravidla používá index *č*. Účinnost čerpadla je možné vypočítat ze vztahu (1.4)

$$\eta_č = \frac{P_h}{P} = \frac{Q \cdot \rho \cdot Y}{M_k \cdot \omega} \tag{1.4}$$

Q… průtok čerpadlem [m^3/s]
M_k… kroutící moment na hřídeli stroje [$N \cdot m$]
ω… úhlová rychlost [1/s]

6. **Kavitační deprese Δy [J/kg]:**

Parametr charakterizuje kavitační vlastnosti čerpadla. Definiční vztah (1.5) představuje energetickou bilanci kapaliny mezi vstupem do čerpadla (sacím hrdlem) a vstupem na jeho pracovní element (lopatka oběžného kola, píst). Parametr je důležitý z hlediska situování stroje vůči hladině.

$$\Delta y = \frac{p_s}{\rho} + \frac{c_s^2}{2} - \frac{p_W}{\rho} \tag{1.5}$$

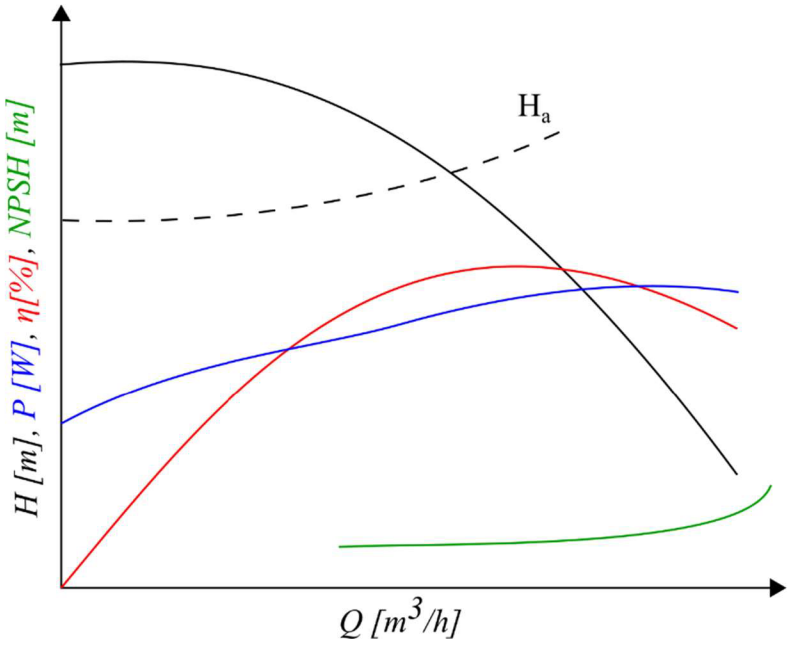
p_s… tlak v sacím potrubí čerpadla [Pa]
c_s… rychlost kapaliny v sacím potrubí čerpadla [m/s]
p_W… tlak nasycených par [pa]
ρ… hustota kapaliny [kg/m^3]

Ekvivalentem kavitační deprese *Δy* čerpadla je veličina NPSH (Net Positive Suction Head). Převod mezi *Δy* a *NPSH* je dán vztahem (1.6).

$$\Delta y = g \cdot NPSH \tag{1.6}$$

1.4 Charakteristika čerpadla

Pokud se mění průtok (*Q*) čerpadla, dopravní výška (*H*), příkon (*P*), účinnost čerpadla (*η*) se mění také. Jestliže jsou výše zmíněné veličiny vyneseny do grafu, získáme tzv. *„charakteristiku čerpadla“* (obr. 1.1). Při určitém průtoku má účinnost čerpadla (*η*) největší hodnotu, tento bod je nazýván *„pracovní bod s nejvyšší účinností“*. Čerpadla jsou konstruována na takový bod, který je charakterizován optimálním průtokem (Q_{opt}), optimální dopravní výškou (H_{opt}), optimálním příkonem (P_{opt}) a optimální účinností čerpadla (η_{opt}) při daných otáčkách stroje (*n*) [5].



Obr. 1.1: Charakteristika čerpadla a charakteristika systému (H_a) [5]

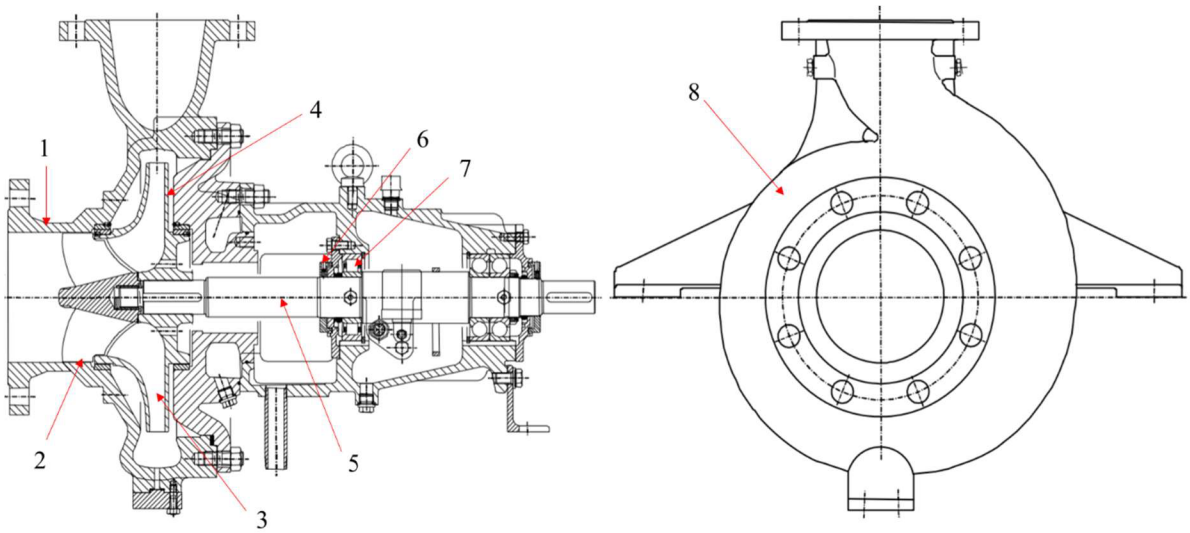
Pracovní bod čerpadla je vždy tam, kde se křivka charakterizující výtlačnou výšku čerpadla protíná s křivkou, popisující charakteristiku potrubního systému ($H=H_a$) [5]. Charakteristika potrubí určuje, kolik měrné energie (Y_p) musí být kapalině přivedeno, aby protékala systémem v množství *Q* [1]. Více o úplných charakteristikách potrubního systému je možné nalézt v literatuře [4].

2. Odstředivá čerpadla

Odstředivá čerpadla mají významný technický a ekonomický význam v mnoha oblastech života a průmyslu. Jejich rozsah použití sahá od malých čerpadel o výkonu několika wattů, jako jsou cirkulační čerpadla, až po akumulační čerpadla s výkonem větším než 250 MW. Termín „*odstředivá čerpadla*“ zahrnuje radiální, diagonální a axiální čerpadla. Odstředivá čerpadla jsou konstruována pro průtoky od 0,0001 do 60 m^3/s, dopravní výškou od 1 do 5000 m a rychlostí od několika stovek až po třicet tisíc otáček za minutu. Tyto hodnoty ilustrují široké využití odstředivých čerpadel a rozhodně neurčují budoucí limity těchto čerpadel [5].

Mechanická energie se zde přeměňuje na energii hydraulickou pouze v lopatkovém prostoru oběžných kol. V ostatních částech čerpadla (statorové části mezi sacím a výtlačným hrdlem) probíhá jen přeměna jedné formy hydraulické energie na jinou. Takové přeměny energie jsou spojeny s disipací energie [3].

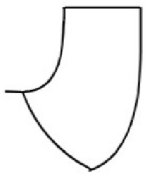
Na obrázku 2.1 jsou znázorněny hlavní části jednostupňového radiálního čerpadla: 1 – sací hrdlo, 2 – inducer (slouží k předrotaci přiváděné kapaliny), 3 – lopatka oběžného kola, 4 – oběžné kolo, 5 – hřídel, 6 – těsnící kroužky, 7 – ložisko a ložisková skříň, 8 – spirální skříň s výtlačným hrdlem.



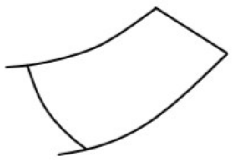
Obr. 2.1: části jednostupňového radiálního čerpadla [5]

Pro každý typ čerpadla je charakteristický určitý tvar oběžného kola a ve směru za ním umístěný difuzor. Odstředivá čerpadla je možné rozdělit do tří typových skupin podle typu oběžného kola, respektive podle směru proudění kapaliny na výstupu z kola [3]:

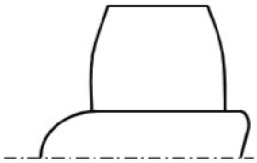
- Radiální (obr. 2.2)
- Diagonální (obr. 2.3)
- Axiální (obr. 2.4)



Obr 2.2: radiální oběžné kolo [5]



Obr. 2.3: diagonální oběžné kolo [5]



Obr. 2.4: axiální oběžné kolo [5]

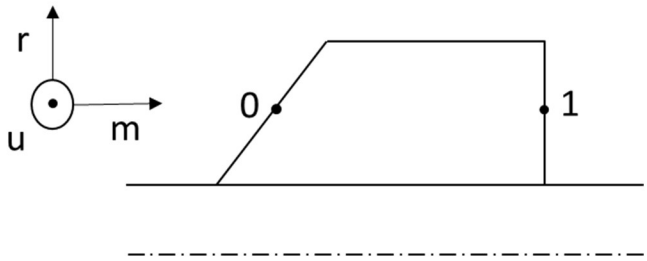
2.1 Inducer [5]

Jestliže je zapotřebí snížit hodnotu požadované NPSH, je možné před oběžné kolo zařadit takzvaný inducer. Ten je vyobrazen také na obrázku 1.2, kde je označen číslem 2. Inducer zvyšuje statický tlak před oběžným kolem, tím je vývoj kavitačních bublin na lopatkách oběžného kola potlačen nebo zcela zastaven. V důsledku toho může být čerpadlo používáno při vyšší rychlosti nebo nižší $NPSH_A$ (A- „Available“), než bez induceru, při předpokladu, že inducer vyžaduje podstatně menší $NPSH_R$ než oběžné kolo. $NPSH_A$ vyjadřuje absolutní tlak působící na kapalinu při vstupu do čerpadla. U inducerů jsou zapotřebí vysoké rychlosti sání. Té je dosaženo malým náběžným úhlem profilu lopatky induceru β_1, tenkými profily náběžných hran, dlouhými kanály, v nichž kavitační bubliny alespoň částečně zanikají před oběžným kolem. Dále je zapotřebí nízký průtokový součinitel φ_1, toho lze dosáhnout zvětšením průtočného průřezu před oběžným kolem. To je možné realizovat zmenšením náboje induceru.

Průtok inducerem je v podstatě axiální. Průměr jeho náboje je na vstupu menší než na výstupu, v řezu je tedy obecně kuželovitý. Stejně jako u axiálních oběžných kol se zde statický tlak zvyšuje tím, že se relativní rychlost zmenšuje.

2.1.1 Rychlostní trojúhelník induceru

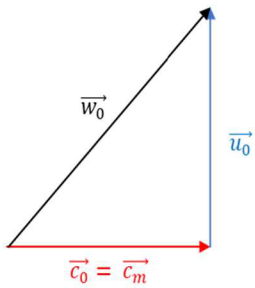
Jako první je nutné definovat vstup a výstup induceru. Jeho vstup má index *0* a výstup index *1* (viz. obr. 2.5). Byl vytvořen jednoduchý náčrt takového induceru, zároveň byl definován souřadný systém (viz. obr. 2.5), který bude použit pro rychlostní trojúhelníky (r – radiální směr, m – meridiální směr, u – unášivý směr).



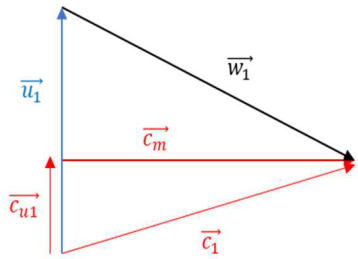
Obr. 2.5: Náčrt induceru se souřadným systémem

Jak již bylo řečeno při průchodu tekutiny inducerem se relativní rychlost zmenšuje ($w_0 > w_1$). To je způsobeno nárůstem unášivé složky absolutní rychlosti c_{u1}. Tekutina zde dostane rotaci v unášivém směru (viz. Obr. 2.6 a 2.7). Značení jednotlivých rychlostí:

w – relativní rychlost, c – absolutní rychlost, u – unášivá rychlost, c_m – meridiánová rychlost, c_u –hybná (obvodová) složka absolutní rychlosti



Obr 2.6: Vstupní rychlostní trojúhelník



Obr. 2.7: Výstupní rychlostní trojúhelník

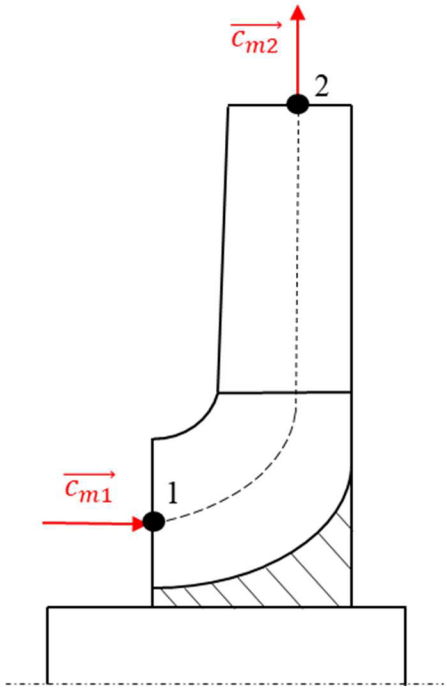
2.2 Rychlostní trojúhelník oběžného kola

Při návrhu odstředivého čerpadla je hlavním problémem stanovení rozměrů oběžného kola. Pro takový výpočet je potřeba znát průtok čerpadlem, jeho dopravní a sací výšku a rychlost pro počítaný provozní bod. Při takovém výpočtu je zanedbáno sekundární proudění, nerovnoměrné rozložení rychlostí v oběžném kole a skutečný tok je nahrazen idealizovaným prouděním [5].

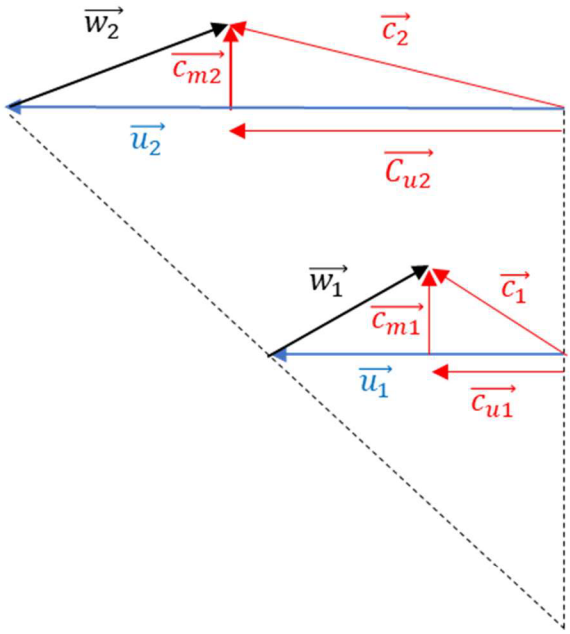
Pro návrh lopatek oběžného kola je zapotřebí určit rychlostní trojúhelník a jeho úhly. Částice kapaliny se v mezilopatkových prostorách oběžného kola od jeho vstupu po výstup zrychlují a zároveň jsou vlivem otáčení kola unášeny v obvodovém směru. Relativní rychlosti kapaliny jsou vztaženy k souřadnému systému, který rotuje s oběžným kolem úhlovou rychlostí ω, jsou to tedy rychlosti kapaliny vzhledem k lopatkám a k rotujícím stěnám omezující mezilopatkový prostor. Absolutní rychlosti kapaliny jsou vztaženy k pevnému souřadnému systému spojenému se statorem stroje [3].

Na obrázku 2.8 je zobrazen meridiánový řez oběžného kola s dozadu zahnutými lopatkami. Dolní část obrázku 2.9 reprezentuje rychlostní trojúhelník na vstupu (index 1) a horní část obrázku 2.9 zobrazuje rychlostní trojúhelník na výstupu z mezilopatkového prostoru (index 2).

Rozdíl mezi hybností kapaliny těsně na vstupu a hybností na výstupu z oběžného kola, představuje vnější změnu hybnosti kapaliny. Hybná složka absolutní rychlosti c_u souvisí s měrnou energií kapaliny Y. Ta může být vyjádřena **Eulerovou rovnicí** (2.1) [3].



Obr 2.8: Meridiánový řez oběžného kola čerpadla



Obr. 2.9: Vstupní a výstupní rychlostní trojúhelník

$$Y = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} \tag{2.1}$$

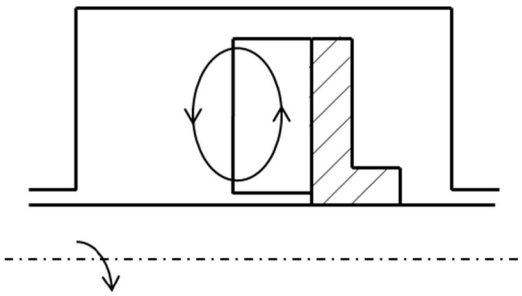
3. Fenomény objevující se při proudění v radiálních čerpadlech

Tato diplomová práce je zaměřena na CFD modelování vybraného modelu odstředivého čerpadla, identifikace vstupní recirkulace a následné potlačení této recirkulace. Během CFD simulace se mohou a budou vyskytovat některé fenomény, které budou níže popsány tak, aby bylo možné těmto jevům porozumět.

Čerpadlu, které pracuje výrazně pod průtokovou účinností se říká, že pracuje při částečném zatížení. Vzhledem k tomu, že vstupní úhly do oběžného kola a také jeho průtočný průřez jsou příliš velké na takto redukovaný průtok, vzniká značná změna proudění, oproti pracovnímu bodu. Proudění se stává vysoce třídimenzionálním, protože se tok separuje, jak v mezilopatkovém prostoru, tak ve spirální skříni. Při takovémto proudění je možné pozorovat tzv. **recirkulaci,** a to jak na vstupu do oběžného kola, tak také na výstupu. Interakce mezi oběžným kolem a skříní čerpadla (vtoková soustava, spirální skříň), je velmi významná pro chování čerpadla při částečném zatížení. Z velké části ovlivňuje Q-H charakteristiku čerpadla, radiální a axiální síly, hluk a kavitaci. Pro projektování čerpadel s dobrým chováním při částečném zatížení je nutné tuto problematiku pochopit a vzít v úvahu.

Nejlépe navržená čerpadla pracují s hydraulickou účinností 85 až 95 %, v závislosti na konkrétní rychlosti, velikosti a kvalitě povrchu. Lze tedy předpokládat, že proudění se nějak neodděluje a je tedy spojité v blízkosti bodu s nejvyšší účinností. Okolo tohoto bodu také nedochází nebo by nemělo docházet k významným oddělováním toků, v opačném případě by zde byly pozorovány vysoké ztráty. Na druhou stranu, pokud je čerpadlo puštěné při zavřeném výtlaku, zde bude plná recirkulace na vstupu a výstupu z oběžného kola.

Princip recirkulace bude vysvětlen na obrázku 3.1. Oběžné kolo rotuje v uzavřené skříni. Tekutina je při otáčení hřídele zachycena v obvodovém směru. Díky tomu působí na tekutinu odstředivé síly, ty způsobují tlakový gradient kolmý na osu rotoru. Největší tlak je na vnějším průměru rotoru. To způsobuje, že se tekutina v pouzdru pohybuje radiálně směrem dovnitř a v rotoru lopatkami radiálně ven. Tím je tvořena recirkulace.



Obr. 3.1: Vysvětlení principu recirkulace

Uvedená recirkulace se tedy vytváří v důsledku odstředivých sil. Kvalitativně je nezávislá na typu čerpadla a jeho konstrukčních parametrech. První separace průtoku se tedy odehrává v oběžném kole a ve spirální skříni někde mezi bodem s nejvyšší účinností a Q=0. To se vyskytuje u všech typů čerpadel bez ohledu na to, zda je jejich Q-H křivka stabilní nebo nestabilní. Při návrhu čerpadla je tento fenomén nutné vzít v úvahu a dále s ním pracovat. Zvážit, jaké důsledky bude mít recirkulace, zejména jedná-li se o tlakové pulzace.

3.1 Proudění v mezilopatkovém prostoru

Nyní se zaměřme na proudění v mezilopatkovém prostoru oběžného kola. V mezilopatkovém prostoru můžeme pozorovat třírozměrné proudění, které má vliv na hydraulické ztráty, tlakovou regeneraci, přenos energie z lopatek na kapalinu a také na možnou separaci toku.

Je uvažován radiální lopatkový kanál. Zde se částice pohybují po zakřivených drahách. To je možné pouze tehdy, pokud na částici působí tlakový gradient. Tento tlakový gradient generuje dostředivou sílu, která je potřebná pro udržení částice na zakřivené trajektorii. Také díky tomuto tlakovému gradientu je možné zvýšení statického tlaku v oběžném kole čerpadla. Tato skutečnost vysvětluje, proč je tekutina schopná proudit z nižších sacích tlaků na vyšší výstupní tlak a proč se statický tlak v oběžném kole zvyšuje, přičemž částice proudí se zrychlením. Nárůst tlaku je vytvářen rotujícími lopatkami, které dodávají kapalině unášivou složku absolutní rychlosti c_u. Tlakové pole se vyvíjí tak, aby rovnováha se silami od lopatek byla v rovnováze. Při uvažování absolutního souřadného systému je nutné zvažovat zrychlení od rotujících lopatek (a_r), Coriolisovo zrychlení (a_c) a zrychlení vlivem zakřivených trajektorií (a_t). Při zanedbání třecích sil je možné psát rovnici [5]:

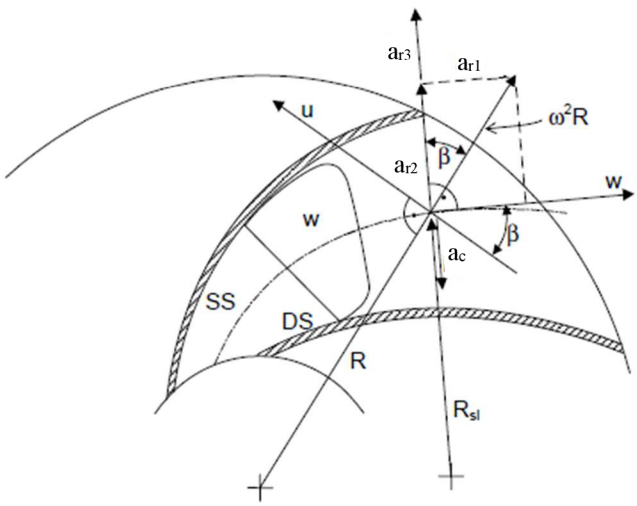
$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial n} = \mathrm{a}_c + r \cdot \omega^2 \frac{\partial r}{\partial n} - \mathrm{a}_t \tag{3.1}$$

Po dosazení zrychlení dostaneme rovnici:

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial n} = 2\omega \times w + r \cdot \omega^2 \frac{\partial r}{\partial n} - \frac{w^2}{R_{sl}} \tag{3.2}$$

w... relativní rychlost [m/s]
p... tlak [Pa]
r... poloměr od středu otáčení [m]
R_{sl}... poloměr trajektorie částice [m]

Při působení mezní vrstvy je proudění v meridionálním řezu vždy nerovnoměrné. Pro udržení rovnováhy sil podle rovnice 3.2, v kterémkoliv bodě se tok přizpůsobí zakřivení a vytvoří se kompenzační toky, které jsou kolmé k hlavnímu směru proudění. Tyto tzv. „sekundární toky“ a jejich efekt na rychlostní profily bude diskutován níže. Zejména jejich vliv na stabilitu charakteristiky čerpadla. Obecně jsou sekundární toky indukovány, pokud je tekutina vystavena silám působícím kolmo na hlavní směr proudění [5].



Obr. 3.2: Rozbor zrychlení v lopatkovém kanále [5]

3.1.1 Rossbyho číslo

Rossbyho číslo je definováno jako poměr mezi zrychlením vlivem zakřivených trajektorií (a_t) a Coriolisovým zrychlením (a_c) (3.3) (viz obr. 3.2). Tento poměr určuje směr, do kterého bude tok, tedy trajektorie proudění, vychýlen. Pro zjištění přítomnosti sekundárních toků je nutné vypočítat nejméně tři Rossbyho čísla, a to pro mezilopatkový prostor, axiální průtok oběžným kolem a zakřivený meridiální úsek [5].

$$Ro = \frac{a_t}{a_c} = \frac{w^2}{R_{sl} \cdot (2\omega \times w)} \tag{3.3}$$

Jestliže se Rossbyho číslo pohybuje okolo hodnoty 1, znamená to, že jsou zrychlení v rovnováze. Z toho důvodu nemusíme očekávat sekundární toky. Pokud je Rossbyho číslo menší než 1, Coriolisovo zrychlení dominuje a proud tekutiny bude vychýlen ve směru přetlakové strany lopatky. V posledním případě, kdy je toto bezrozměrné číslo větší než 1, proudí částice k sací straně lopatky [5].

3.2 Recirkulace na vstupu do oběžného kola

Jak již bylo řečeno v úvodu kapitoly, recirkulace vzniká při podoptimálním režimu. Tekutina proudí z oběžného kola na vnější průměr sacího potrubí a poté opět vstupuje do oběžného kola v blízkosti náboje. V důsledku energie přijaté od rotujících lopatek má kapalina, která cirkuluje z oběžného kola, obvodovou složku absolutní rychlosti c_u. Recirkulovaná kapalina se mísí v sacím potrubí a vytváří víření kapaliny, která vstupuje sacím potrubím do čerpadla. Takovéto víření vyvolává parabolické rozložení tlaku před oběžným kolem. Jestliže žádné designové úpravy sacího potrubí (např, žebra, přepážky nebo obtokové kanály) nebrání výstupu takto rozvířené kapaliny, která proudí z oběžného kola do sacího potrubí, tak takové víření následně vstupuje i do sacího potrubí. Tím pádem je snížen celkový průtok čerpadla. Toto víření může být indukováno v sacím potrubí i ve vzdálenosti L/D>10 [5].

Pokud by měl být vyjádřen průtok recirkulující kapaliny (Q_{rec}) kvantitativně, je možné využít vzorec (3.4), přičemž integrační oblast je oblastí recirkulační. Pro výpočet momentu hybnosti (M_{rec}) v recirkulující oblasti je možné použít vzorce (3.5).

$$Q_{rec} = 2\pi \cdot \int C_{1m} \cdot r\, dr \tag{3.4}$$

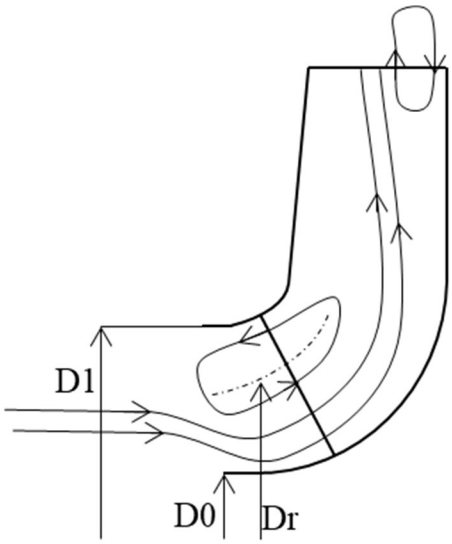
$$M_{rec} = 2\pi \cdot \rho \cdot \int C_{1m} \cdot C_{1u} \cdot r^2\, dr \tag{3.5}$$

Koeficient průtoku recirkulující kapaliny je dán vztahem (3.6). Tento koeficient závisí také na geometrii oběžného kola a specifických otáčkách čerpadla [5].

$$\varphi_{1,rec} = \frac{Q_{rec}}{S \cdot U_1} \tag{3.6}$$

S… obsah průřezu sacího potrubí [mm^2]
U_1… unášivá rychlost na vstupu do oběžného kola [m/s]

Recirkulace se vyvíjí v meridiálním řezu radiálních i axiálních oběžných kol. Na obrázku 3.3 jsou znázorněny trajektorie proudící kapaliny s recirkulací v radiálním odstředivém čerpadle. I když jsou podmínky nástupu recirkulace kvalitativně u všech oběžných kol stejné, existují zde značné kvantitativní rozdíly [5].



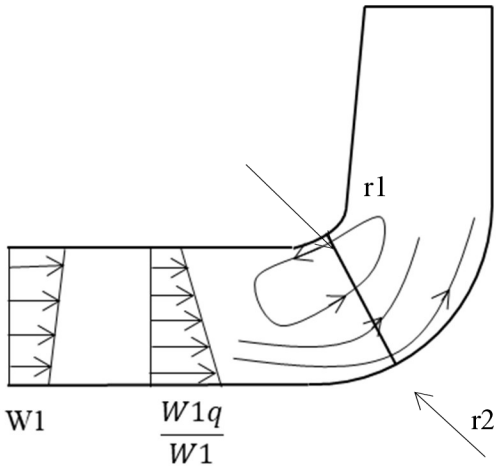
Obr. 3.3: Znázornění recirkulace v meridiálním řezu oběžného kola

Pro vytvoření recirkulace musí být splněny dva předpoklady [5]:

1. **Tok se musí oddělit lokálně.**
2. **Silné tlakové gradienty se musí vyvíjet kolmo ke směru hlavního toku.**

Jedna podmínka sama o sobě nestačí. Jak separace přes celou výšku lopatky, tak velký tlakový gradient (např. v ostrém ohybu) nebude mít za následek recirkulaci. Vzhledem ke složitosti problému, jakým bezesporu vstupní recirkulace je, jsou numerické metody nejlepším způsobem, jak tento jev detekovat [5].

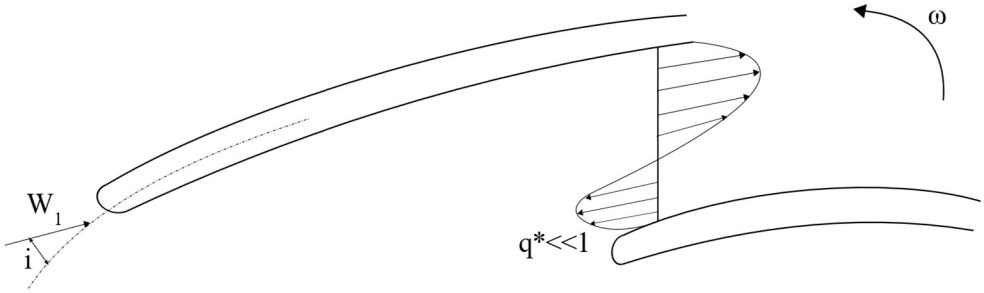
Nyní bude vysvětleno, jak se mohou vyvíjet tlakové diference kolmo k hlavnímu toku. Zpomalení kapaliny v blízkosti vnitřní stěny začíná při nižším průtoku, protože relativní rychlost je podstatně menší (kvůli menšímu poloměru), než u vnější stěny, kde je naopak rychlost větší (viz obr. 3.4). Jakmile se vytvoří na vnitřním poloměru separační oblast, ve které relativní rychlost dosáhne téměř zastavení, poté je takto zastavená kapalina transportována odstředivými silami směrem k vnějšímu proudu. Z následujících poznatků vyplývá jedna spojitost s geometrií oběžného kola: čím větší je rozdíl mezi vnitřním a vnějším poloměrem (r_1/r_2), tím větší jsou tlakové rozdíly kolmé na směr proudění a tím jsou vyšší počátky a intenzita recirkulace [5].



Obr. 3.4: Vývoj relativní rychlosti v meridiálním řezu oběžného kola

Vzhledem k tomu, že úhel náběhu lopatky je obvykle větší na vnitřní proudnici (r_2) než u vnější proudnice (r_1), incidence (rozdíl mezi úhlem náběhu lopatky a úhlem proudění) se zvětšuje v blízkosti náboje rychleji než na vnější proudnici. Pokud by tedy recirkulace závisela na incidenci, téměř výhradně by se vyskytovala poblíž náboje. Pokud ale bude vzato v úvahu zpomalení w_{1q}/w_1 přes výšku lopatky, největší zpomalení je na vnější proudnici, protože zde je relativní rychlost největší. Toto zpomalení generuje tlakový gradient napříč hlavním tokem, což je hlavním předpokladem pro vytvoření recirkulace [5].

Jestliže budeme pozorovat vývoj recirkulace v radiálním řezu oběžného kola čerpadla, bude zjištěno, že se recirkulace vyvíjí na přetlakové straně lopatky, protože je zde daleko větší zpomalení relativní rychlosti než na straně sací (viz obr. 3.5).



Obr. 3.5: Vývoj recirkulace v radiálním řezu oěžného kola

Typicky se začne recirkulace vyvíjet, jestliže je hodnota poměrného průtokuq*= (0,4 až 0,75) ± 0,1. Hodnota poměrného průtoku vyjadřuje poměr mezi skutečným průtokem, který protéká přes čerpadlo (Q_s) a mezi průtokem v optimálním bodě provozu čerpadla (Q_{opt}) [5].

$$q^* = \frac{Q_S}{Q_{opt}} \tag{3.6}$$

Také bylo zjištěno, že recirkulace závisí na poměru zpomalení (w_{1q}/w_1). Pokud se tento poměr pohybuje v rozmezí od 0,4 do 0,65, je možné s jistou pravděpodobností pozorovat recirkulaci. Pokud se tento poměr dostal na hranici 0,4, byla podle literatury [6] pozorována recirkulace u všech zkoumaných čerpadel [5].

Celkové zpomalení může být vyjádřeno vztahem (3.7):

$$\frac{w_{1q}}{w_1} = \frac{Q}{f_q \cdot A_{1q} \cdot z_{La} \cdot U_1} = \frac{\varphi_1 \cdot A_1}{z_{La} \cdot A_{1q}} \tag{3.7}$$

A_1… obsah průřezu sacího potrubí [m^2]
A_{1q}… obsah průřezu vstupního hrdla oběžného kola [m^2]
z_{La}… počet lopatek oběžného kola [-]
u_1… unášivá rychlost na vstupu do oběžného kola [m/s]
f_q… vstupy na oběžné kolo [-]

Kromě velké recirkulace na náběžné hraně jsou pozorovány menší oblasti s výrazným odtržením kapaliny od profilu nebo s menší recirkulací uvnitř kanálu, při částečném zatížení. Výrazná separace se objevuje na přetlakové straně lopatky, zhruba uprostřed mezi vstupem a výstupem. Další recirkulace se vytváří na zadním krytu oběžného kola v blízkosti vstupu [5].

Parametry, které určují tlakový gradient kolmý ke směru proudění a ovlivňují nástup recirkulace [5]:

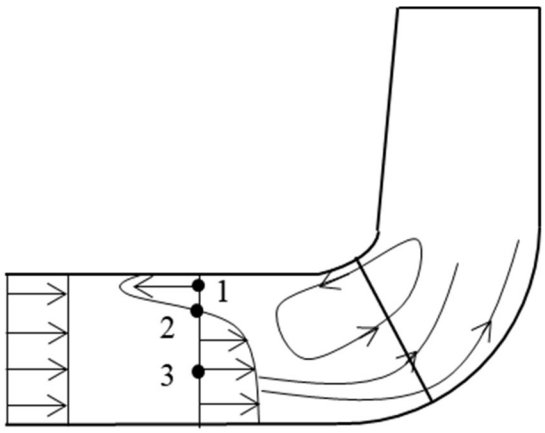
- Poměr poloměrů na vnějším a vnitřním proudu (r_1/r_2) (viz obr. 3.4). Jedná se pravděpodobně o nejvýznamnější parametr. Tento poměr se zvyšuje se specifickými otáčkami čerpadla.
- Čím menší plocha hrdla na vstupu do oběžného kola je, tím větší má tendenci kapalina recirkulovat z důvodu zvětšení w_{1q}/w_1.
- Druhořadým parametrem je incidence nebo úhel vstupu kapaliny na lopatku.
- Poloha náběžné hrany v meridiálním průřezu.
- Zakřivení předního krytu čerpadla v meridiálním průřezu.
- Počet lopatek oběžného kola.
- Rychlostní pole před oběžným kolem.

Bude-li provedeno shrnutí se základními poznatky o recirkulaci, budou zjištěny následující závěry [5]:

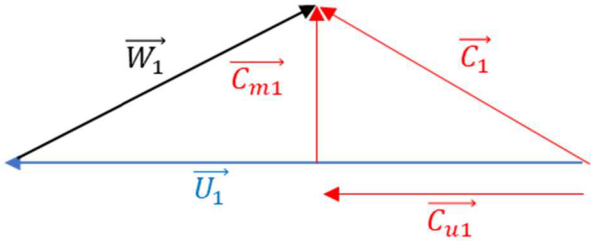
- Recirkulace na vstupu oběžného kola vždy probíhá na vnějším proudu.
- Začíná, když zpomalení relativní rychlosti dosáhne určité prahové hodnoty.
- I čerpadla se stabilní charakteristikou mají při částečném zatížení značné problémy s recirkulací.
- Recirkulace vzniká spíše v oblasti hrdla, než bezprostředně za náběhem na lopatku, z důvodu většího zakřivení a tím větším tlakovým rozdílům.
- Recirkulaci předchází separace kapaliny na tlakové straně lopatek v blízkosti vnějšího proudu.

3.2.1 Vstupní recirkulace a její vliv na rychlostní trojúhelník

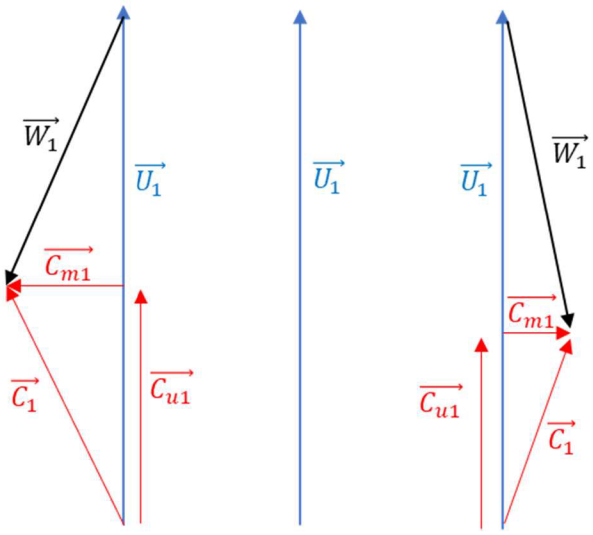
Z poznatků, které byly zjištěny výše je známo, že recirkulující kapalina má nezanedbatelně velkou unášivou složku absolutní rychlosti (c_u). Dále víme, že v blízkosti vstupu do oběžného kola vzniká zpomalení, z důvodu zpětného proudění (w_{1q}/w_1). To znamená, že se zmenšuje i relativní rychlost (w_1). Budou tedy porovnány rychlostní trojúhelníky na vstupu do oběžného kola bez recirkulace (viz obr. 3.7) a s recirkulací. Bude uvažováno rozložení rychlostí v meridiálním řezu oběžného kola (viz obr. 3.6). Zobrazeny budou rychlostní trojúhelníky pro vyznačená místa.



Obr. 3.6: Rychlostní profil při recirkulaci v meridiálním řezu čerpadla



Obr 3.7: Rychlostní trojúhelník na vstupu do oběžného kola, bez recirkulace



Obr. 3.8: Rychlostní trojúhleník v bodě 1 *Obr. 3.9: Rychlostní trojúhleník v bodě 2* *Obr. 3.10: Rychlostní trojúhleník v bodě 3*

3.2.2 Potlačení vstupní recirkulace

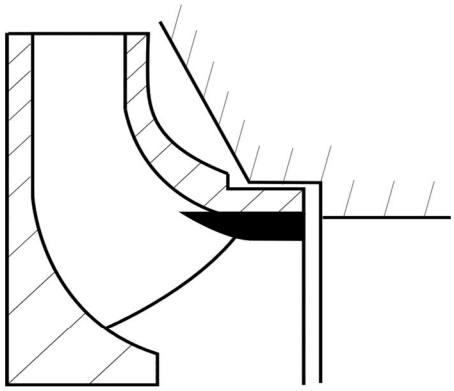
Jednou z praktických částí této diplomové práce je ověření možných designových řešení, jak potlačit vstupní recirkulaci (viz kapitoly 5.4.2, 5.4.3, 5.4.4, 5.4.5). Níže je provedena rešerše možných řešení, která se využívají v průmyslové praxi.

Počátek recirkulace závisí především na zpomalení z relativní rychlosti w_1 na rychlost w_{1q}, na tlakových gradientech kolmých na hlavní tok a také z části na vstupním úhlu kapaliny na lopatku. Ze získaných znalostí může být recirkulace posunuta k menším průtokům následujícími opatřeními [5]:

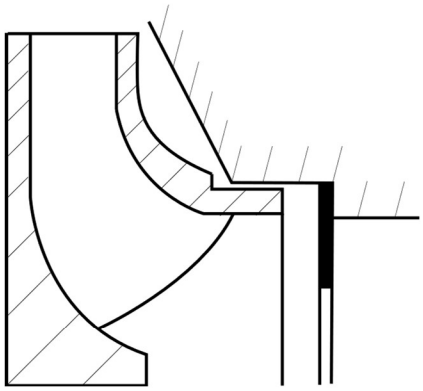
1. Zmenšení vstupního průměru oběžného kola.
2. Zmenšení oblasti hrdla před vstupem do oběžného kola.
3. Vytvoření předrotace přiváděné kapaliny, například pomocí induceru.
4. Zvětšení vstupního průměru lopatky, tedy zmenšení průměru náboje.
5. Snížení vstupního úhlu kapaliny na lopatku, pokud je obsah vstupního hrdla také redukován.

Pokud bude využito opatření 1 až 3, dojde ke snížení zpomalení před vstupem do kola. Při využití opatření číslo 4 se snižují možné tlakové gradienty, které jsou kolmé na směr hlavního proudu. Pokud je počátek recirkulace posunut k velmi nízkým průtokům, hrozí riziko nestabilní charakteristiky [5].

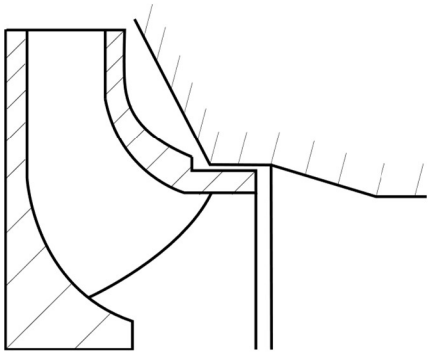
Jestliže je dáno čerpadlo a je nutné, aby pracovalo při částečném zatížení, a tedy i s recirkulací, je možné využít úprav vstupního potrubí, těsně před vstupem do oběžného kola. Je možné implementovat kroužek, který je nasazen do vstupní části kola. Kroužek, který je zasazen těsně před vstup do kola, má zabránit zpětnému proudění a vytváří tak jakousi překážku recirkulované kapalině. Další možností je vytvořit difuzér, díky kterému dojde k lokálnímu zvýšení tlaku před kolem. Je možné implementovat tzv. kavitu. Jedná se o prostor, kterým je vedena recirkulovaná kapalina a je vracena zpět do proudu kapaliny dále od oběžného kola. Výrobci čerpadel také instalují před vstup do kola žebro, které má za úkol rozbíjet unášivou složku rychlosti a tím i zpětné proudění. Všechny výše jmenované designové úpravy jsou vyobrazeny na obrázku 3.11 až 3.15.



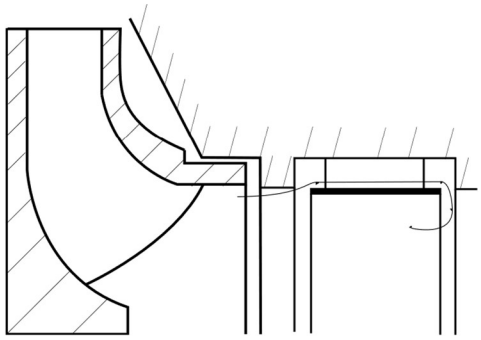
Obr 3.11: Kroužek ve vstupním hrdle oběžného kola



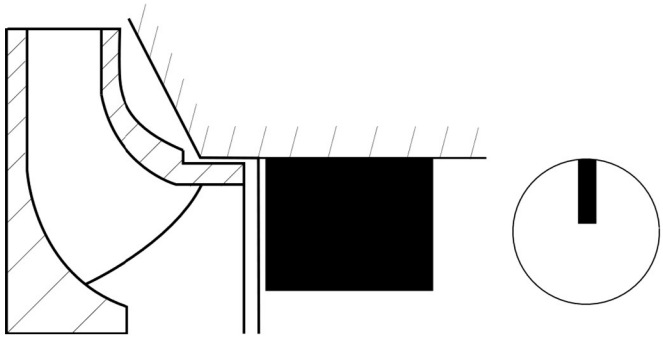
Obr. 3.12: Kroužek před vstupem do oběžného kola



Obr 3.13: Difuzor před oběžným kolem



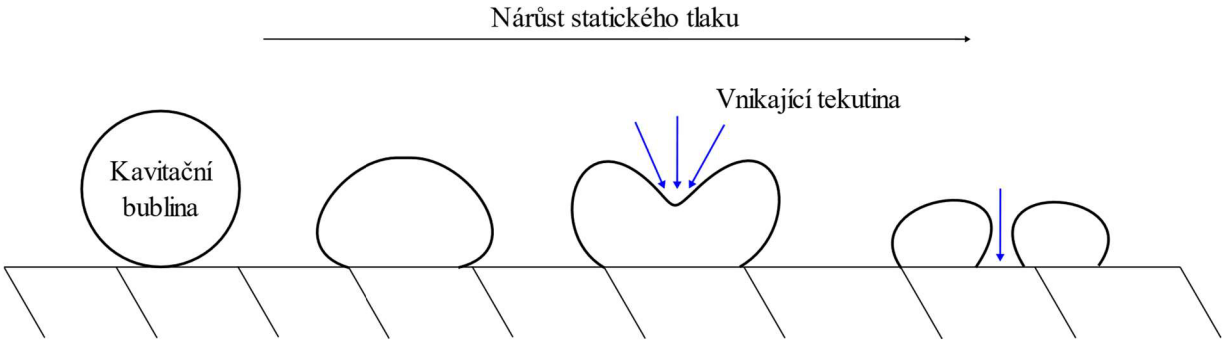
Obr. 3.14: Kavita před oběžným kolem



Obr. 3.15: Žebro implementované před oběžné kolo

3.3 Kavitace

Kavitací nazýváme složitý jev vzniku a zániku dutin v proudící kapalině. Účinky, které má tento jev, nazýváme kavitační napadení nebo rozrušení. Obecně řečeno, kavitace vzniká při snížení tlaku kapaliny na tlak nasycených par, při odpovídající teplotě kapaliny. Za těchto podmínek se začne kapalina odpařovat a tvoří se velmi malé bubliny. Vznik těchto bublin má mnoho společného s varem kapaliny. Kavitační bubliny jsou unášeny proudící kapalinou a jakmile se dostanou do oblasti s vyšším tlakem, pára v bublinách kondenzuje a vznikají kavitační dutiny. Do těchto dutin vniká okolní kapalina velkou rychlostí. Při zaplnění dutiny dochází k velkému rázu. Pokud dojde k rázu na povrchu materiálu, je tento materiál velmi namáhán a časem i rozrušován. Pro lepší představu je celý proces vzniku a zániku kavitační bubliny zobrazen na obrázku 3.11. Zpočátku, při malém poklesu tlaku kapaliny pod tlak nasycených par, vzniká tzv. „počáteční kavitace“. Jeví se jako neustálená kavitační oblast, v níž se projevují menší pulzace tlaku proudící kapaliny. Kavitační bubliny, které vyplňují část proudu kapaliny tvoří tzv. „kavitační oblast“. Kavitační oblast se periodicky zvětšuje a zmenšuje. Při dalším snížení tlaku se kavitační oblast zvětší a ustálí [7].



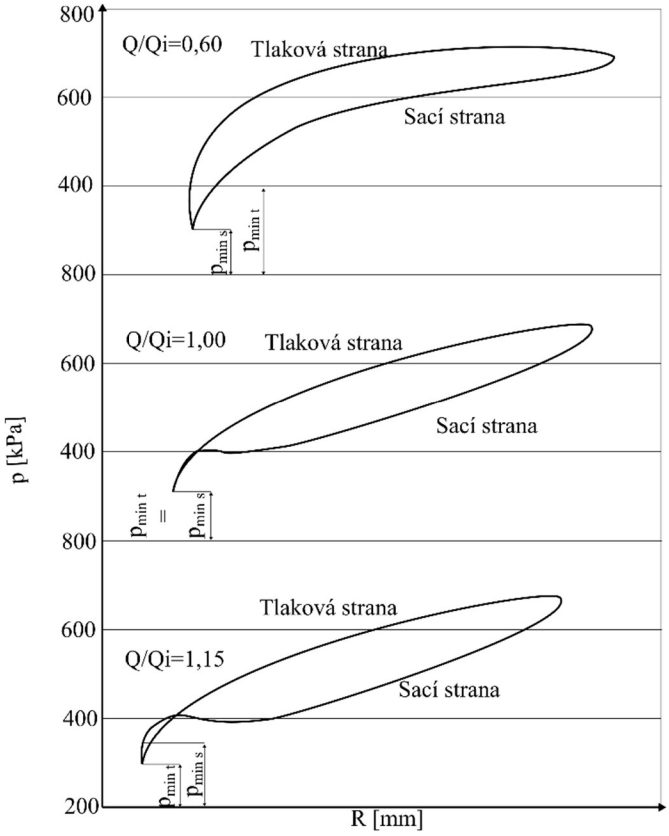
Obr. 3.11: Vývoj kavitační bubliny a její zánik (imploze)

Při popisu kavitační oblasti se přihlíží k jejímu tvaru, místu výskytu a její stálosti. Pokud budou kavitační oblasti děleny podle tvaru, je možné pozorovat oblasti „kapsovité“. Tyto kapsovité typicky tvoří shluk kavitačních bublin, které zaplňují určitý prostor. Kapsovité kavitační oblasti vznikají například v tryskách, na lopatkách vodních strojů apod. Dalším typem kavitační oblasti je tzv. „vláknová“, jinak řečeno „spárová“. Tento typ kavitace je přítomný na koncích lopatek vodních turbín, na konci lopatek lodních šroubů nebo za nábojem lodního šroubu. Charakteristickým rysem tohoto typu je vírové vlákno, v jehož středu je značný podtlak. Posledním typem kavitace, která je členěna podle jejího tvaru, je tzv. „plošná“. Plošná kavitace se tvoří při sníženém tlaku v oblasti obtékaného povrchu [7]. Kavitace taktéž může vzniknout při odtržení proudu od obtékaného povrchu (profilu). Takto vzniklá kavitace se nijak neliší od kapsovité kavitační oblasti, avšak je nestálá. Příčinou je víření kapaliny mezi hlavním proudem a obtékaným povrchem. Nestálost této kavitační oblasti je dána Strouhalovým číslem [7].

3.3.1 Kavitace v odstředivých čerpadlech

V odstředivých čerpadlech, stejně jako v jiných hydraulických strojích a zařízeních, rozeznáváme dva druhy kavitací. Především se jedná o plošnou kavitaci a kavitaci, která vzniká odtržením proudu (např. od profilu lopatky). Plošná kavitace vzniká na obtékaném povrchu částí čerpadla, zatímco kavitace způsobená odtržením proudu se vyvíjí z důvodu pulzací tlaku v turbulentních proudech a periodicky se odtrhávajících vírech od povrchu. Takový druh kavitace se nejčastěji tvoří za lopatkami oběžného kola, za nerovnostmi povrchu nebo místním snížením tlaku ve štěrbinách. Pokud bude uvažováno otevřené oběžné kolo, dochází zde mezi konci lopatek a pláštěm čerpadla ke vzniku vírů, které se při zvětšení tlaku na lopatky rychle zvětšují a jsou unášeny proudem. V ose víru dochází ke snížení tlaku a ke spárové kavitaci. Zvláště velká kavitační oblast vzniká na lopatkách, které mají největší tloušťku blízko náběžné hrany. Z tohoto hlediska jsou mnohem výhodnější tzv. laminární profily, které mají maximální tloušťku zhruba někde uprostřed délky lopatky [7].

Kavitace na lopatkách a v hydraulickém prostoru stroje se objevuje z důvodu tlakového pole, které má minimální hodnotu převážně na vstupní části lopatek oběžného kola. Důvodem je, že kapalina dosahuje v těchto místech nejvyšších rychlostí, dále pak, oběžné kolo nepředalo kapalině v této oblasti ještě dostatečnou energii. V ostatních částech čerpadla je statický tlak vyšší. Ve vstupní části, před oběžným kolem, jsou rychlosti menší než v oběžném kole. Naproti tomu na střední a výstupní části lopatek a za oběžným kolem je celková energie kapaliny větší. Průběh statického tlaku na lopatce je znázorněn na obr. 3.12. Na přední straně lopatky ve směru rotace je statický tlak vyšší než na zadní straně lopatky. Při dostatečně vysoké hodnotě čisté sací měrné energie Δy je v každém čerpadle dosažen bezkavitační stav. Snižuje-li se Δy, klesá hladina celého tlakového pole a současně minimální tlak na sací a tlačné straně lopatky [8].



Obr. 3.12: Rozložení statického tlaku na lopatce

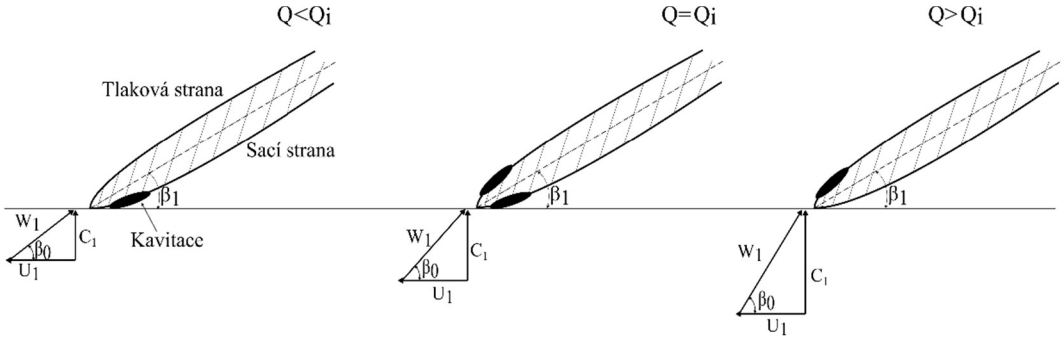
Počátek kavitace v oběžném kole je při daných otáčkách daný průtokem čerpadla. Charakter této závislosti vyplývá z rychlostního trojúhelníku těsně před vstupní hranou lopatek. Nejdříve bude uvažován tzv. kolmý vstup podle obr. 3.13, kdy absolutní přítoková rychlost c_0 svírá s obvodovou rychlostí u_1 úhel α_0 roven 90°. Relativní rychlost w_0 je skloněna pod úhlem β_0, který je obecně odlišný od vstupního úhlu lopatky β_1. Jejich rozdíl (3.8) se nazývá úhlem náběhu na lopatku [8].

$$\varphi = \beta_1 - \beta_0 \tag{3.8}$$

S růstem průtoku narůstá přímo úměrně rychlost c_0 (3.9), relativní rychlost w_0 a také úhel β_0 [8].

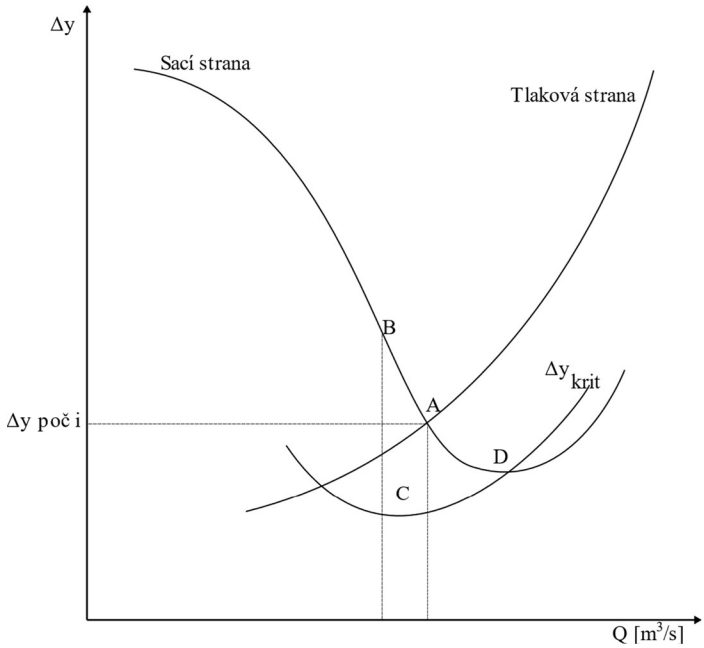
$$c_0 = \frac{Q}{A_O} \tag{3.9}$$

A_0… konstatní průtočná plocha [m^2]



Obr. 3.13: Počátek kavitace na lopatce oběžného kola

Úhel náběhu φ postupně klesá až do záporných hodnot. Při jistém průtoku Q_i je úhel náběhu takový (obvykle φ<0), že lopatková mříž je obtékána právě tak, že minimální statický tlak na sací straně lopatky je roven minimálnímu statickému tlaku na tlačné straně lopatky $p_{min\ s}=p_{min\ t}$ (obr. 3.13b). Při tomto průtoku Q_i dojde při určité čisté sací měrné energii pro počátek kavitace $\Delta y_{poč\ i}$ k počátku kavitace na sací i tlačné straně lopatky současně. Při narůstajícím průtoku $Q>Q_i$ (φ<0) se bod náběhu proudu přesouvá po sací straně, tlačná strana je obtékána vyšší rychlostí než sací, a tudíž minimální tlak je nižší než na sací straně $p_{min\ t}<p_{min\ s}$. Na tlačné straně potom dochází k počátku kavitace při vyšší hodnotě $\Delta y_{poč}$, než na straně sací, jak ukazuje obr. 3.14. Při nižších průtocích $Q< Q_i$ je tomu naopak. Úhel φ roste, bod náběhu proudu se přesouvá směrem k tlačné straně lopatky, tím pádem je sací strana obtékána větší rychlostí než tlačná. Statický tlak je v tomhle případě na sací straně $p_{min\ s}<p_{min\ t}$ a ke kavitaci dochází při vyšší hodnotě $\Delta y_{poč}$ než na tlačné straně lopatky. Tato představa o proudění platí jen do určitého průtoku Q, kdy dochází na vstupu oběžného kola ke zpětné recirkulaci (vytvoření prstencového víru) [8].



Obr. 3.14: Křivky počátku kavitace

Závislost Q-$\Delta y_{poč}$ nakreslená na obr. 3.14 představuje klesající křivku počátku kavitace pro sací stranu lopatky a rostoucí pro tlačnou stranu lopatky. Křivka pro sací stranu je v oblasti malých průtoků deformována zpětným prouděním a ve velkých průtocích má minimum. S dalším růstem průtoku se místo vzniku kavitace posouvá dále od výstupní hrany. Obě křivky se protínají v bodě Q_i, $\Delta y_{poč\ i}$ a z hlediska kavitačního režimu vymezují čtyři možné oblasti [8]:

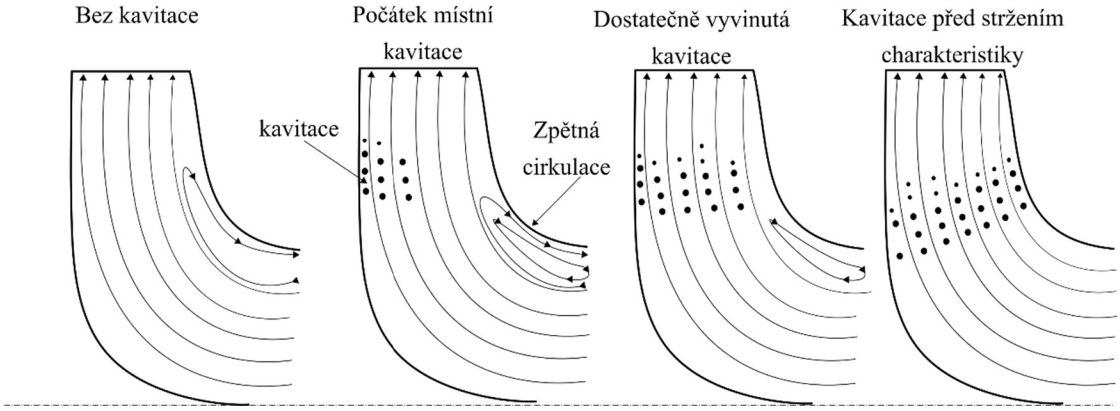
A- bekavitační režim

B- režim s kavitací na sací straně lopatky

C- režim s kavitací na sací i tlačné straně lopatky

D- režim s kavitací na tlačné straně lopatky

Za bezkavitačního režimu je průtočná část oběžného kola v oblasti náběžných hran lopatek nedostatečně vyplněna proudem kapaliny, který se vrací z oběžného kola zpět ke vstupu do čerpadla (viz kapitola 3.2). S rostoucím průtokem Q (při konstantních otáčkách) se mění šířka hlavního proudu a vírová oblast se zmenšuje. Při snížení tlaku na sání se kavitační oblast rozšiřuje, jak je schematicky zobrazeno na obrázku 3.15. Kavitační oblast narůstá podél lopatek oběžného kola a vytlačuje vírovou oblast. Poté nastane stržení charakteristiky, tedy okamžitý pád účinnosti čerpadla [7].

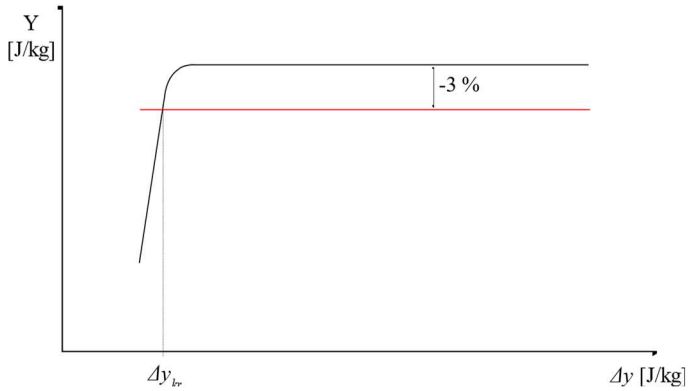


Obr.3.15: Vývin kavitace a zpětné recirkulace

Recirkulace, která se projevuje při částečném zatížení, obvykle způsobuje poškození tlakové strany lopatky. Je to zejména z důvodu silného zpomalení kapaliny díky zpětnému proudění. Kavitační eroze často vytváří ostře definované oblasti na vnější polovině lopatky. Někdy je obtížné určit, zda je kavitace způsobena provozem při částečném zatížení nebo přetížení. Statický tlak na tlačné straně lopatky je větší než na sací straně, a protože se při recirkulaci vytvářejí velké bublinové útvary, může být poškození velmi závažné. Rozsáhlá recirkulace při velmi malém průtoku může také způsobit poškození na tlakové straně lopatky poblíž náboje. Tekutina, která recirkuluje, vytváří silné víření před vstupem do oběžného kola, což má za následek velké úhly náběhu na lopatku β_0 [5].

Vliv kavitace na provozní parametry čerpadla

Dosáhne-li kavitační oblast u sací nebo tlačné lopatky určité velikosti, dochází k ovlivnění proudových poměrů i na výstupu z oběžného kola, a tím i poklesu parametrů Q, Y a η. Tomuto poklesu někdy předchází mírný nárůst, jelikož tření kapaliny o lopatku se může vlivem existence kavitační oblasti přechodně snížit. Poté následuje trvalý pokles parametrů čerpadla, způsobený nepřetržitou změnou tvaru kavitační oblasti. Tato oblast se stává „překážkou“ proudění. Část kapaliny je přeměněna v páru, tím několikanásobně zvětší svůj objem a ten je nucen protéci spolu s kapalinou daným průřezem kanálu. Stav, při němž dochází k určité dohodnuté změně výkonových parametrů čerpadla, nazýváme *kritická kavitace* a velikost její měrné energie Δy_{kr} jako kritickou kavitační depresi, která je definována podle ČSN 11 0033 jako pokles účinnosti nebo měrné energie čerpadla při daném průtoku o 3 % (viz obr. 3.16).



Obr.3.16: Strhávací křivka (Q=konst.)

4. Computational Fluid Dynamics

Computational fluid dynamics, zkráceně CFD, spojuje mechaniku tekutin, numerickou matematiku a počítačové vědy s cílem vytvořit algoritmus pro řešení problémů spojených s mechanikou tekutin a dalších procesů, jako je přenos tepla a chemických reakcí. CFD je primárně spojováno s popisem kontinua, které je v pohybu. Kromě toho lze fyzikální charakteristiky pohybu tekutin popsat pomocí základních matematických rovnic, obvykle v parciální diferenciální formě, tyto rovnice mohou být označovány jako tzv. „*řídící rovnice CFD*“. Aby bylo možné tyto rovnice řešit, jsou převáděny počítačovými vědci pomocí programovacích jazyků do počítačových programů nebo softwarových balíčků. Výpočtová část znamená studium toku tekutin pomocí numerických simulací, která zahrnují použití nějakého softwaru. CFD se stalo také jednou ze tří základních metod, vedle experimentálního přístupu a analytického výpočtu, při řešení problému spojených s mechanikou kontinua a přenosu tepla a látky [9].

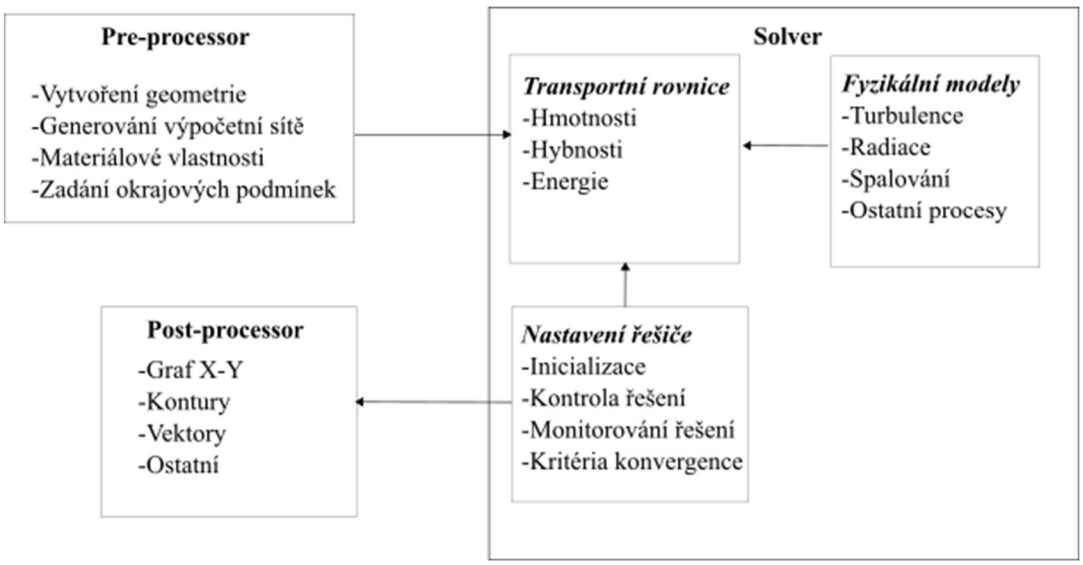
Výhody CFD jsou zejména v tom, že dokáže zkušenému uživateli poskytnout kvalitativní a také kvantitativní popis proudící tekutiny. Za další výhodu je možné považovat rychlost, s jakou je možné vyvíjet nové produkty při využití CFD, jelikož je možné vynechat experimentální ověření daného produktu, a také je vynecháno zdlouhavé analytické řešení. To sebou přináší úsporu financí při vývoji. Na druhou stranu je nutné vzít v úvahu možné nevýhody. Pokud dojde k nějakému numerickému problému, může být výsledek jiný oproti realitě. Numerické řešení tedy nebude korespondovat s předpokládaným chováním tekutiny a uživatel je může vyhodnotit jako správnou interpretaci fyzikálního děje. Z tohoto důvodu je nutné brát získané výsledky z CFD obezřetně [9].

Obecně lze řešení pomocí CFD rozdělit na následující tři prvky [9]:

- Pre-processor (příprava výpočetní domény)
- Solver (řešič)
- Post-processor (Vyhodnocení numerické simulace)

Jednotlivé prvky řešení budou rozebrány na konkrétním řešení dané úlohy.

Následující obrázek (obr.4.1) popisuje zjednodušeně postup práce v CFD softwaru.



Obr.4.1: Postup nastavení CFD simulace

4.1 Základní rovnice CFD

Computational fluid dynamics (CFD) je založeno na řídících rovnicích dynamiky tekutin. Tyto rovnice vyjadřují zákony zachování z fyziky [9]. Je možné je rozdělit následovně [9]:

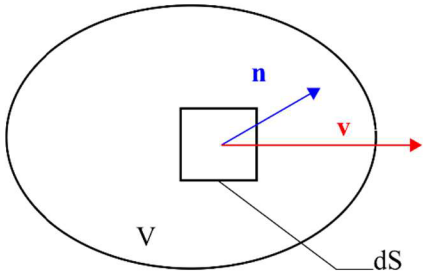
1. **Hmota je zachována pro tekutinu.**
2. **Druhý Newtonův zákon , změna hybnosti se rovná součtu sil působících na tekutinu.**
3. **Energie je zachována.**

Níže budou vysvětleny jednotlivé významy tří výše uvedených zákonů a budou aplikovány na mechaniku tekutin.

4.1.1 Rovnice kontinuity

Stav pohybující se dokonalé tekutiny je popsán pěti veličinami, a to třemi složkami rychlosti v_i (kde i= 1, 2, 3), které určují rozdělení rychlostí v tekutině a dvěma veličinami popisující stav tekutiny z termodynamického hlediska. Nejčastěji je volen tlak p a hustota kapaliny ρ. Jedním ze vzájemných vztahů těchto veličin, při pohybu tekutin, je tzv. rovnice kontinuity [10].

Při pohybu kontinua se přemisťuje jeho hmotnost. Je tedy přirozené předpokládat, že pro toto přemisťování platí zákon jejího zachování [10]. Předpokládejme kontrolní objem V, který je z hlediska pohybu fixován v prostoru (obr. 4.2) [9].



Obr. 4.2: Kontrolní objem.

Tekutina se pohybuje přes zvolený fixní kontrolní objem V a také protéká před zvolenou kontrolní plochu dS. Zákon zachování hmotnosti vyžaduje, aby rychlost změny hmoty v kontrolním objemu byla ekvivalentní toku hmoty procházející kontrolní plochou dS [9]. To je možné zapsat v integrální formě (4.1):

$$\frac{d}{dt}\int_V \rho \cdot dV = -\int_S \rho \cdot \vec{v} \cdot \vec{n} \cdot dS \tag{4.1}$$

kde **n** je jednotkový normálový vektor plochy dS. Jestliže na levou stranu rovnice (4.1) bude použita Gauss-Ostrogradského věta, která převede plošný integrál na integrál objemový a zároveň přesuneme časovou derivaci do objemového integrálu na pravé straně a vše dáme na jednu stranu, můžeme psát následující rovnici (4.2):

$$\int_V \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + div(\rho \cdot \vec{v})\right] dV = 0 \tag{4.2}$$

Integrál v rovnici (4.2) je platný pro jakoukoliv plochu V, integrál může být tedy odstraněn. Rovnice bude ještě převedena pro přehlednost do Einsteinovy sumační symboliky (4.3).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_i)}{\partial x_i} = 0 \tag{4.3}$$

Rovnice (4.3) je odvozena pro stlačitelnou kapalinu. Jestliže bude uvažována kapalina nestlačitelná, nedochází při jejím proudění ke změně hustoty ρ v čase, potom časová derivace hustoty je rovna nule a z rovnice (4.3) vznikne **rovnice kontinuity pro nestlačitelnou kapalinu** (4.4). Jelikož je na pravé straně rovnice rovna nule, může být rovnice podělena hustotou.

$$\frac{\partial v_i}{\partial x_i} = 0 \tag{4.4}$$

4.1.2 Navier-Stokesova rovnice

Navier-Stokesova rovnice popisuje fyzikální princip zákonu zachování hybnosti, který je zjednodušeně možné zapsat druhým Newtonovým zákonem (4.5).

$$\vec{F} = m \cdot \vec{a} \tag{4.5}$$

Cílem této práce není odvození Navier-Stokesovy rovnice, to je přehledně vysvětleno a odvozeno z rovnováhy sil, které působí na elementární prvek tekutiny v literatuře [10]. Bude popsán fyzikální význam rovnice a význam jednotlivých členů.

Rovnice platí pro proudění **skutečných tekutin** (vazkých), ale platí pouze pro **laminární proudění** a **okamžitý stav turbulentního proudění**. Je možné pomocí této rovnice řešit i turbulentní proudění (*tzv. DNS-Direct numerical simulation*), ale v praxi i na akademické půdě se moc nepoužívá, jelikož je nutný extrémní výpočetní výkon a extrémně jemná síť. Také je možné použít DNS pouze pro specifické problémy spojené s nízkým Reynoldsovým číslem.

Navier-Stokesova rovnice vyjadřuje rovnováhu sil při proudění skutečné kapaliny (4.6). Na rozdíl od ideální kapaliny, kde vystupují síly vnější, tlakové a setrvačné, které jsou spojeny s vlastním pohybem tekutiny, zde vystupují i síly třecí, které jsou způsobeny viskozitou tekutiny. Při vzájemném pohybu částic vznikají ve skutečné kapalině tečná napětí τ_{ij}, ty reprezentuje člen třecích sil F_t. Dále na elementární objem tekutiny působí síla tlaková F_p, která je dána normálovými napětími σ_i. Setrvačné síly F_s jsou určeny setrvačným zrychlením tekutiny a hmotností elementárního prvku. Vnější hmotnostní síla F_m je dána vnějším zrychlením a_i a je vyjádřena na jednotku hmotnosti elementu tekutiny [11].

$$\vec{F}_m + \vec{F}_p + \vec{F}_t = \vec{F}_s \tag{4.5}$$

Postupnou úpravou od rovnováhy sil, které působí na elementární prvek tekutiny se dostaneme až k finálnímu tvaru Navier-Stokesovy rovnice, zapsané pomocí Einsteinovy sumační symboliky (4.6).

$$\underbrace{\frac{\partial v_i}{\partial t}}_{A} + \underbrace{v_j \frac{\partial v_i}{\partial x_j}}_{B} = \underbrace{-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x_i}}_{C} + \underbrace{\upsilon \frac{\partial^2 v_i}{\partial x_j \partial x_j}}_{D} \tag{4.6}$$

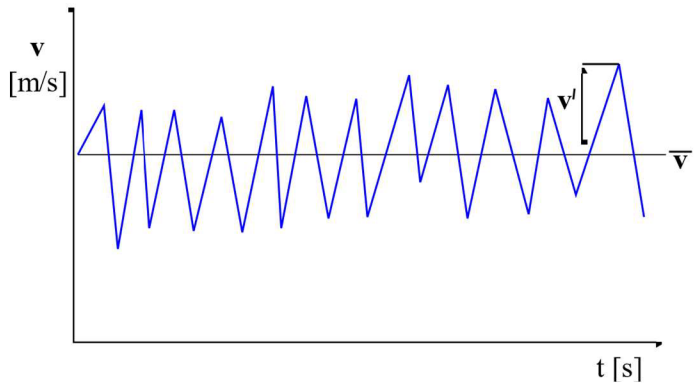
Popis jednotlivých členů Navier-Stokesovy rovnice, podle označení v rovnici (4.6):

- A- Udává lokální zrychlení.
- B- Udává konvektivní zrychlení, tedy zdrojový člen (hnací člen).
- C- Tlakový gradient.
- D- Viskózní člen (souvisí se ztrátou energie).

4.1.3 Reynoldsova rovnice (matematický popis turbulentního proudění)

Nejdříve vysvětleme, co to turbulentní proudění je. Při turbulentním proudění konají částice tekutiny neuspořádaný pohyb všemi možnými směry. Tento pohyb je nepravidelný a náhodný. Pohyb částic ve směru ke stěně zvyšuje tok hybnosti v tomto směru, a proto je pokles tlaku ve směru proudění mnohem větší než u laminárního proudění tzn., že gradient rychlosti na stěně je větší. Následkem „promíchávání“ tekutiny jsou rozdíly rychlostí v průřezu rychlostního profilu mnohem menší než u laminárního proudění mimo oblast v blízkosti stěny, kde se při turbulentním proudění fluktuační složka rychlosti utlumuje a tekutina má v blízkosti stěny charakter laminárního proudění. Důležité je ale upozornit, že ne zcela laminární proudění. To znamená, že na obtékaném povrchu vzniká oblast, kde je viskózní tečné napětí větší než turbulentní tečné napětí ($\tau > \tau_t$) tzv. viskózní podvrstva, jejíž tloušťka je několik desetin milimetru. Těsně za viskózní podvrstvou je přechodová vrstva mezi viskózní podvrstvou a turbulentním jádrem. Viskózní podvrstva a přechodová vrstva společně tvoří turbulentní mezní vrstvu [11].

Proudění při laminárním režimu je popsáno rovnicí kontinuity a rovnicí hybnosti. Nástup turbulence závisí na poměru setrvačné síly k síle viskózní. Tento poměr je znám jako Reynoldsovo číslo. Při vysokých Reynoldsových číslech jsou setrvačné síly dostatečně velké, aby zesílily poruchy (např. drsnost povrchu) a dojde k turbulenci. Turbulence je spojena s existencí náhodných výkyvů v tekutině. Toto chování může být doloženo typickým měřením rychlosti v bodu jako funkce času (viz obr. 4.3) [9].



Obr. 4.3: Průběh rychlosti při turbuletním proudění

Na obrázku 4.3 je znázorněn průběh okamžité rychlosti *v*. Použijeme-li tzv. Reynoldsovu dekompozici, můžeme tuto okamžitou rychlost rozložit na rychlost časově středovanou $\bar{v}$ a rychlost fluktuační v'. Tuto dekompozici vyjadřuje rovnice 4.7 [12].

$$v = \bar{v} + v' \tag{4.7}$$

Cílem je vyjádřit Navier-Stokesovu rovnici, která bude časově vystředovaná. Časové středování se provádí podle následujících pravidel a probíhá na turbulentním časovém měřítku *T*. Vzorec 4.8 udává výpočet časově středované rychlosti z rychlosti okamžité *v* [12].

$$\bar{v} = \frac{1}{T} \cdot \int_t^{t+T} v\, dt \tag{4.8}$$

Při využití časového středování na fluktuační složku rychlosti v', dospějeme k následujícímu závěru (4.9). Časově střední hodnota fluktuační složky rychlosti je nulová.

$$\int_t^{t+T} v' dt = 0 \tag{4.9}$$

Než bude použito časové středování na Navier-Stokesovu rovnici, budou ještě uvedena tzv. Reynoldsova středovací pravidla (4.10) a (4.11).

$$\overline{\overline{v_i}\,\overline{v_j}} = \overline{v_i}\,\overline{v_j} \tag{4.10}$$

$$\overline{\overline{v_i}\,v'_j} = 0 \tag{4.11}$$

Všechna výše uvedená pravidla (4.8) až (4.11) platí i pro tlak tekutiny *p*. Ten se také dá rozložit na časově střední hodnotu $\bar{p}$ a hodnotu fluktuační p' (4.12).

$$p = \bar{p} + p' \tag{4.12}$$

Jsou-li aplikovány všechny poznatky uvedené v této kapitole a jsou aplikovány na Navier-Stokesovu rovnici, dostaneme tzv. Reynoldsovu rovnici (4.13). Tato rovnice popisuje chování viskózní kapaliny při turbulentním proudění.

$$\frac{\partial \overline{v_i}}{\partial t} + \overline{v_j}\frac{\partial \overline{v_i}}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \upsilon\frac{\partial^2 \overline{v_i}}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j}\overline{\left(v'_i v'_j\right)} \tag{4.13}$$

Stejný postup časového středování může být použit i na rovnici kontinuity. Jestliže je uvažována nestlačitelná kapalina, je možné psát rovnici (4.14).

$$\frac{\partial \overline{v_i}}{\partial x_i} = 0 \tag{4.14}$$

V Reynoldsově rovnici se nachází člen, který vyjadřuje tenzor turbulentních (Reynoldsových) napětí τ_t (4.15).

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\overline{\left(v'_i v'_j\right)} = \tau_t \tag{4.15}$$

Časově středovaná rovnice kontinuity (4.14) a Reynoldsova rovnice (4.13) jsou základem pro tzv. metody RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes). Metody RANS řeší časově zprůměrované hodnoty proudění, to snižuje výpočetní nároky a poskytují v průmyslové praxi dostatečnou přesnost výpočtu [13]. Pokud by byla použita pouze středovaná rovnice kontinuity a rovnice Reynoldsova, dostáváme se k problému uzavření, tedy máme více neznámých (celkem 10), než dostupných rovnic (celkem 4). Je tedy nutné doplnit rovnice pro řešení nebo redukovat proměnné. V praxi se oba přístupy kombinují [12].

4.1.4 Turbulence

Turbulentní proudění je nejčastějším pohybem v přírodě. Laminární proudění je spíše výjimkou. I přes to je definice turbulence obtížná. Například může být řečeno, že turbulentní proudění je takové proudění, které je „neuspořádané“ v čase a prostoru. To ovšem není přesná matematická definice. Proudy, které jsou nazývány „turbulentní“, mohou mít dosti odlišné vlastnosti, mohou být prostorově téměř rovinné, mohou obsahovat výrazně organizované struktury. Společnou nutnou vlastností je, že tyto proudy jsou schopny míšení a přenosu hmoty podstatně rychleji než v případě, kdy jsou uplatněny pouze molekulární transportní mechanismy [14].

Pojem „turbulence“ je proto lepší vysvětlit nebo spíše vyjádřit na seznamu následujících vlastností, pomocí kterých je možné definovat turbulentní proudění:

1. **Náhodnost, stochaisticita, chaos:**

Turbulentní proudění je nepředvídatelné v tom smyslu, že malé náhodné poruchy v daném počátečním čase jsou zesilovány tak, až se po určité době stává předpověď dalšího vývoje nemožná. To může být v rozporu s faktem, že turbulentní proudění je s velkou přesností popsáno Navier-Stokesovými

rovnicemi. Vlivem jejich nelineárností jsou počáteční poruchy určitého typu velmi silně zesilovány v čase. Důsledkem těchto faktů je nepředpověditelné chování konkrétního turbulentního proudění. Ovšem ve statistickém slova smyslu lze vývoj turbulence považovat za předpověditelný tzv. deterministický chaos [14].

2. **Difuzivita:**

Dochází k promíchávání transportovaných skalárních veličin podstatně rychleji než u laminárního proudění. Difuzivita je zesilována díky vírům, které tvoří turbulentní proudění. Turbulentní viskozita υ_t je spjata s charakterem proudění a je mnohem větší než viskozita kapaliny υ [12] [14].

3. **Vířivost:**

Turbulence je spojena s vířivostí, má třídimenzionální charakter. Turbulentní proudění je charakterizováno vysokými lokálními hodnotami vířivosti, související s přítomností vírových struktur. Může být psána transportní rovnice vířivosti (4.16) [12] [14], kde produkční člen pro vířivost může být rozložen na rovnici (4.17), přičemž $\boldsymbol{v_{ij}}$ je tenzor rychlosti deformace a $\boldsymbol{\Omega_{ij}}$ je tenzor rotace. S vířivostí je spojeno při turbulentním proudění tzv. „natahování víru“ a „ohyb víru“. Jedná se o popis chování vírového vlákna, při průchodu turbulentním prouděním.

$$\frac{\partial \omega_i}{\partial t} + v_j \frac{\partial \omega_i}{\partial x_j} = \omega_j \frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \upsilon \frac{\partial^2 \omega_i}{\partial x_j \partial x_j} \tag{4.16}$$

$$\omega_j \frac{\partial v_i}{\partial x_j} = \omega_j \cdot (v_{ij} + \Omega_{ij}) \tag{4.17}$$

4. **Turbulence je kontinuum:**

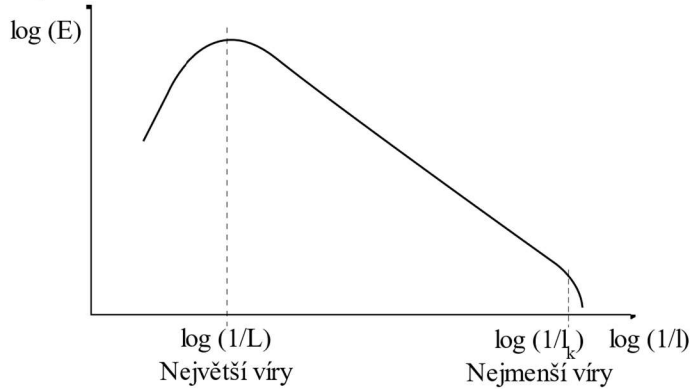
I v rámci nejmenších vírů (desetiny milimetru) se jedná o kontinuum [12]. Spojitost média se ověřuje pomocí Knudsenova čísla, které vyjadřuje poměr mezi střední volnou dráhou molekul a nejmenším měřítkem (4.18). Prostředí je považováno za kontinuum, jestliže platí $\mathbf{Kn} \ll \mathbf{1}$ [14].

$$Kn = \frac{\lambda}{l} \tag{4.18}$$

5. **Energetická kaskáda:**

V rámci kaskády dochází k přenosu kinetické energie až k nejmenším vírům, které nemají už dostatek kinetické energie na „protočení“ a brzdí je molekulární viskozita. Z toho důvodu dochází ke ztrátám do tepla na úrovni nejmenších vírů [12]. Nejmenší víry odpovídají tzv. Kolmogorovovu měřítku.

Pokud se podíváme na energetické spektrum (obr. 4.4), největší víry se v tomto spektru nacházejí vpravo. Křivka má přesně definovaný sklon (-5/3) [12]. Energetické spektrum vyjadřuje rozložení kinetické energie na jednotlivých vlnových číslech. Osa X je v podstatě spektrální hustota fluktuací rychlosti. Sklon spektra v energetické oblasti není zcela jednoznačný, jeho hodnota závisí na konkrétních okrajových podmínkách [14].



Obr. 4.4: Energetické spektrum

6. **Disipativnost:**

Turbulence je disipativní proces. Kinetická energie pohybu tekutiny je disipována na úrovni malých vírů a mění se v teplo. Proto, aby bylo turbulentní proudění zachováno, je nutné dodávat energii z vnějšku. Energie je potom dodávána skrz kaskádu. Rovnice pro kinetickou energii (4.19) vyjadřuje míru kmitavých pohybů vírů, ty kvantifikují turbulenci. Složka $\mathbf{v'_i}$ udává turbulentní fluktuaci [12] [14].

$$k = \frac{1}{2}\overline{v'_i v'_j} \tag{4.19}$$

S turbulentní kinetickou energií souvisí i tzv. disipace turbulentní kinetické energie, označené ε. Tu je možné definovat podle vzorce (4.20).

$$\varepsilon = 2\upsilon\overline{v_{ij}v_{ij}} \tag{4.20}$$

Tato „definice“ se omezuje pouze na vyjmenování nutných vlastností turbulentního proudění. Z výše jmenovaných vlastností vyplývají další, které jsou v nich implicitně obsaženy [14].

4.1.5 Rovnice modelů turbulence

V kapitole 4.1.3 byl rozebrán matematický aparát pro popis turbulentního proudění. Bylo dosaženo závěru, že se v Reynoldsově rovnici objevuje tenzor turbulentních napětí τ_t (4.21) a také je problém s uzavřením systému rovnic. Dostáváme se tedy do stavu, kdy máme celkem deset neznámých (3x $\overline{v_i}$, 1x $\bar{p}$, 6x $\overline{v'_i v'_j}$) a pouze čtyři rovnice pro řešení (3x Reynoldsova rovnice, 1x rovnice kontinuity).

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\overline{\left(v'_i v'_j\right)} = \tau_t \tag{4.21}$$

Přistupujeme tedy k tzv. „Eddy viscosity modeling“, zavedeme si pojem **turbulentní viskozita** μ_t. Turbulentní viskozita se objevuje ve vyjádření tenzoru turbulentních napětích (4.22) [12].

$$\tau_{tij} = \mu_t \cdot \left(\frac{\partial \overline{v_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{v_j}}{\partial x_i}\right) \tag{4.22}$$

Pro model, který byl použit v této práci (k-ε) platí tzv. „**Bussinesquova hypotéza**“. Ta udává, že turbulence je **izotropní**, je tedy ve všech směrech stejná (nereálná, můžeme si ji představit jako víry ve tvaru kuličky). Bussinesquova hypotéza předpokládá, že turbulentní viskozita je **skalární veličina**.

Rovnice modelů turbulence modelují turbulentní viskozitu, respektive kinetickou turbulentní viskozitu υ_t, která je dána vztahem (4.23) [12].

$$\upsilon_t = \frac{\mu_t}{\rho} \tag{4.23}$$

Je-li provedena rozměrová analýza, může být kinetická turbulentní viskozita υ_t psána rovnicí (4.24), kde l_t je tzv. „směšovací délka“, která charakterizuje délku turbulence a v_t je rychlost charakterizující turbulentní pohyby [12] [14].

$$\upsilon_t = l_t \cdot v_t \tag{4.24}$$

Dvourovnicové modely

Modely založené na dvou rovnicích patří mezi nejpoužívanější v inženýrské praxi. Tyto modely poskytují nezávislé transportní rovnice, jak pro měřítko turbulence nebo nějaký ekvivalentní parametr, tak také pro turbulentní kinetickou energii. Při použití dvourovnicových modelů se již nepotýkáme s problémem uzavření. Je k dispozici stejný počet neznámých jako počet rovnic. To se do jisté míry může jevit jako vypořádání se s problémem uzavření, ale je zapotřebí brát v potaz omezení, kdy mohou být tyto modely použity. Je nutné uvažovat, že tyto modely jsou založeny na „**Bussinesquově hypotéze**“. Modely založené na dvou rovnicích počítají se základním předpokladem rovnováhy mezi produkcí a disipací, to znamená, že úroveň turbulence je lokálně úměrná velikosti toku. Proto tyto modely nejsou vhodné pro výpočet silně nerovnovážných toků [15]. Mezi zástupce dvourovnicových modelů se řadí modely *k-ε, k-ω* a jejich modifikace.

Pro výpočet čerpadla v této diplomové práci byl použit **model *k-ε (konkrétně tzv. „k-ε Standart“)***. Tento model je založen na transportní rovnici pro turbulentní kinetickou energii *k* (4.33).

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \overline{v_j}\frac{\partial k}{\partial x_i} = -\overline{v'_i v'_j}\frac{\partial \overline{v_i}}{\partial x_j} - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\upsilon + \frac{\upsilon_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] \tag{4.33}$$

Druhá transportní rovnice je počítána pro disipaci turbulentní kinetické energie ε (4.34). V rovnici se objevují konstanty, které jsou přesně definovány a jejich velikost je zjišťována experimentálně.

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \overline{v_j}\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\upsilon\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} + \frac{\upsilon_t}{\sigma_\varepsilon}\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right) + C_{\varepsilon 1}\frac{\varepsilon}{k}\overline{v'_i v'_j}\frac{\partial \overline{v_i}}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2}\frac{\varepsilon^2}{k} \tag{4.34}$$

Model *k-ε* má několik modifikací. Za základní modifikaci můžeme považovat standardní formu tzv. „***k-ε Standard***“. Tato forma modelu je příliš disipativní, má vysokou turbulentní viskozitu. Tím nadhodnocuje hydraulické ztráty. Tento model není vhodný na modelování mezní vrstvy. Naopak pomáhá konvergenci. Je možné tento model použít ze začátku výpočtu a poté jej přepnout na jiný model [12].

Jedna z možných modifikací je tzv „***RNG k-ε***“. Tento model byl vyvinut pomocí re-normalizačních metod (RNG), aby byly zohledněny účinky menších měřítek pohybu. Transportní rovnice se neliší od modelu standardního, ale konstanty modelu se liší a jedna konstanta je nahrazena funkcí [12] [16]. Další modifikace je model „***Realizable k-ε***“, který se zase od modelu standardního liší konstantami. Modely *k-ε* se hodí zejména k počítání v jádru proudu. V blízkosti stěny je třeba zavádět tzv. „stěnové funkce“ a pomocí nich modelovat mezní vrstvu.

Modelování mezní vrstvy

Turbulentní proudění je výrazně ovlivňováno blízkostí stěn. V blízkosti stěny je velký rychlostní gradient a gradienty dalších veličin. V důsledku velkých gradientů rychlosti dochází ke značné produkci kinetické energie turbulence. Stěny jsou hlavním zdrojem vírů, nestabilit a turbulence obecně. Modelování proudění v blízkosti stěn ovlivňuje přesnost řešení v celé oblasti [13].

Zaměříme-li se na veličiny, které popisují mezní vrstvu, je nutné zmínit veličiny y^+a u^+. První parametr, který je výše zmíněn, je tzv. „bezrozměrná vzdálenost“ a je dána podle vztahu (4.35).

$$y^+ = \frac{u_t \cdot y}{\upsilon} \tag{4.35}$$

Kde *y* reprezentuje nejmenší vzdálenost ke stěně a υ kinematickou viskozitu proudícího media. Veličina u_t se nazývá třecí rychlost a může být definována následujícím vztahem (4.36).

$$u_t = \sqrt{\frac{\tau_{wall}}{\rho}} \tag{4.36}$$

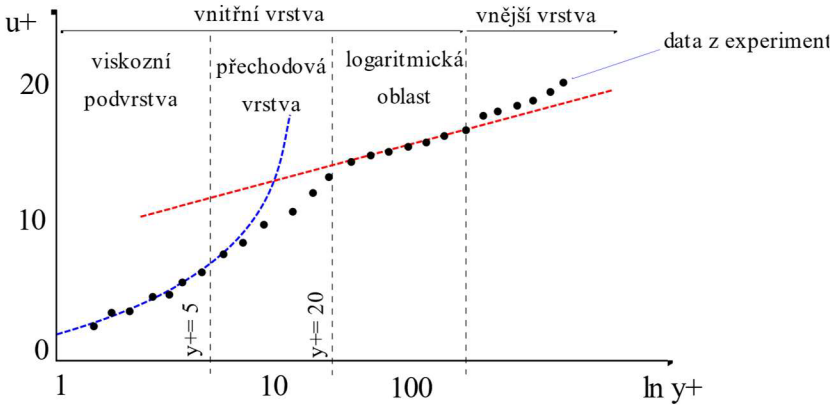
Tečné napětí na stěně τ_{wall} je možné vyjádřit rovnicí (4.37), přičemž kolmá vzdálenost *y* je nulová.

$$\tau_{wall} = \mu \cdot \frac{dv}{dy} \tag{4.37}$$

Další výše uvedený parametr u^+ je tzv. „bezrozměrná rychlost“, která je dána vztahem (4.38).

$$u^+ = \frac{v}{u_t} \tag{4.38}$$

Mezní vrstva se dá rozdělit na tři podvrstvy, kde každé vrstvě připadá nějaký interval y^+. Nejblíže ke stěně je tzv. „viskozní podvrstva“. V této oblasti je tečné napětí větší než turbulentní tečné napětí ($\tau > \tau_t$). Nad viskozní podvrstvou ($5 < y^+$) se nachází přechodová oblast ($5 < y^+ < 20$) a nad ní je tzv. „logaritmická oblast“ ($20 < y^+ < 120$). Jednotlivé intervaly a y^+ jsou znázorněny spolu s jednotlivými vrstvami v obrázku 4.5.



Obr. 4.5: Vrstvy poblíž stěny

Na obrázku 4.5 jsou znázorněna také data z experimentu. Podíváme-li se na přesnost v různých oblastech, je patrné, že nejpřesněji data kopírují křivku v logaritmickém regionu. Odtud je znám tzv. „zákon stěny“ (4.39). Proměnná χ je známa jako Von Kármánova konstanta a proměnná *B* souvisí s drsností stěny.

$$u^+ = \frac{1}{\chi} ln\, y + B \tag{4.38}$$

Stěnové funkce jsou semi-empirické vztahy, které slouží k nahrazení buněk, které jsou v blízkosti stěny. Zákon stěny (4.38) reprezentuje „rovnovážnou stěnovou funkci“ (Equilibrium wall function), která není příliš vhodná k modelování mezní vrstvy. Mezi další, více používané, patří „nerovnovážné stěnové funkce“ (Non-equilibrium wall function). U nich neplatí zákon stěny, ale parametr u^+ je funkcí dalších proměnných (např. y^+, k…). Stěnové funkce nejsou vhodné pro výpočty, kde hrozí odtržení mezní vrstvy [12] [13].

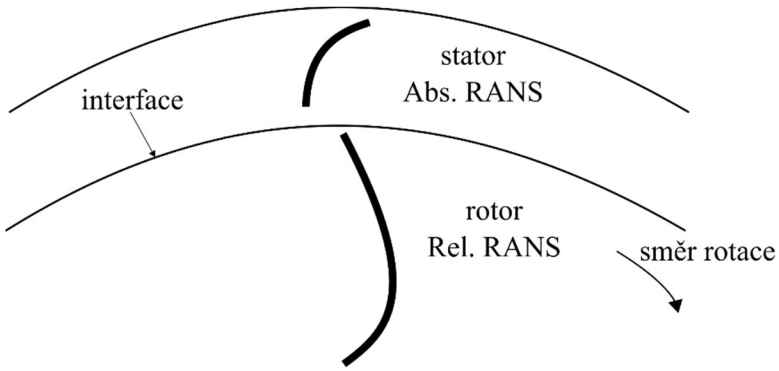
V případě řešeného úkolu v této diplomové práci byla zvolena tzv. „**Scalable wall function**“. Tato stěnová funkce počítá s hodnotou $y^+ \geq 11{,}126$. Hodnota 11,126 reprezentuje bod, kde se protíná logaritmická rychlost s rychlostí lineární (viz. obr. 4.5). Od této hodnoty také platí logaritmický zákon (4.38). Tato stěnová funkce se vyhýbá chybnému modelování viskozní a přechodové vrstvy a to tak, že posune body sítě na hodnotu $y^+ = 11{,}126$ bez ohledu na to, jak blízko původní síť byla. V současné době není tato stěnová funkce implementována pro použití s nerovnovážnou stěnovou funkcí a také se nedá použít s vícerovnicovým modelem typu „Reynolds Stress Transport Model“ [17].

4.2 Počítání v rotačních oblastech

Při pohybu lopatek vůči sobě (interakce statorových a rotorových lopatek), nebo jestliže lopatka míjí např. nos spirály, je mezi těmito členy nestabilní interakce. To je samozřejmě pro fungování rotačních hydraulických strojů nevyhnutelné. Obtížnost při řešení simulace CFD spočívá v řešení této nestabilní interakce. Napříč CFD řešiči jsou dostupná tři různá schémata na řešení tohoto problému. Tato schémata budou rozebrána níže.

4.2.1 Frozen rotor

Jak již z názvu vyplývá („zmražený rotor“), jedná se o tzv. „steady state“ výpočet, tedy nedochází k pohybu výpočetní sítě v čase. Setrvačné síly v důsledku časové změny proudění jsou zanedbány. Zohledňuje se pouze s tlakovým gradientem vyplývajícím ze stálého zatížení lopatky. Pohyb se do rotační oblasti dostane transformací rovnic RANS. Ty se transformují v rotující oblasti do cylindrického relativního souřadného systému. Ve statoru jsou rovnice RANS v absolutním souřadném systému. Změna probíhá na rozhraní, které je známé jako „interface“ (viz. obr. 4.6) [12] [18].

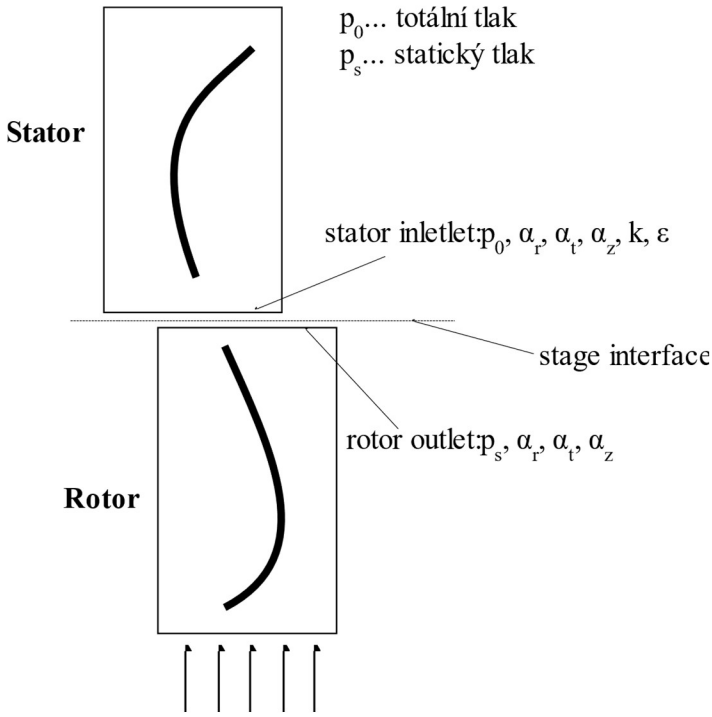


Obr. 4.6: Frozen rotor

Hlavním argumentem pro použití tohoto typu přechodu, mezi statorem a rotorem, je výrazná úspora výpočetního času ve srovnání s nestacionárním výpočtem. Velkou nevýhodou je ovšem závislost polohy mezi statorem a rotorem. To znamená, že při výpočtu v několika různých polohách je každý výsledek odlišný od správného nestacionárního výsledku. Druhým zdrojem chyb je nadhodnocení tlakových ztrát. Proto by se měly udělat výpočty pro různé polohy mezi statorem a rotorem a následně je zprůměrovat. Tento typ výpočtu se hodí zejména v prvotních fázích návrhu, kdy je třeba si udělat představu o kvalitě proudění [12] [18].

4.2.2 Stage (mixing-plane)

Jedním z nejjednodušších způsobů, jak spojit stator s rotorem ve výpočtovém modelování tekutin (CFD), je přístup směšovací roviny (označovaných „stage“ v softwaru CFX a „mixing plane“ ve Fluent). Tento přístup spojení se snaží zbavit závislosti na vzájemné poloze rotoru a statoru. Toho je dosaženo tzv. „obvodovým středováním“. Doména se rozdělí v radiálním směru na několik dílů a na každém díle jsou vypočítány střední hodnoty. Toto průměrování probíhá na statorové i rotorové straně. Průměrují se směrové cosiny a tlaky, popřípadě rychlosti. V softwaru CFX se dá zvolit průměrování totálního tlaku nebo průměrné rychlosti. Po určitém počtu iterací se zprůměrované hodnoty přenesou z rotoru na stator a naopak. Tvoří tedy pro další výpočet vstupní a výstupní okrajovou podmínku. Přenos informací je zachycen na obrázku 4.7. Hlavní výhodou tohoto přístupu je možnost aplikace periodicity na doménu. Hlavní nedostatky spočívají v tom, že není možné sledovat dynamické jevy v řešeném tekutinovém mechanismu, protože výpočetní síť je v čase statická [12] [18].



Obr. 4.7: Stage (mixing-plane) interface [12]

4.2.3 Tranzientní přístup

Tento přístup zahrnuje řešení více problémů, spojených s měnící se polohou lopatky. Poskytuje dokonalé řešení, které zohledňuje všechny interakční efekty mezi statorem a rotorem. Při takovém výpočtu se nedá využít periodicita, je tedy nutné modelovat celý stator a rotor. Oproti oběma výše zmíněným přístupům počítá s pohyblivou výpočetní sítí. Je nutné zvolit časový krok, o který se bude výpočetní síť pohybovat [12] [19]. Tento krok je možné vypočítat z rovnice (4.39).

$$\Delta t = \frac{\Delta\theta}{\omega} \tag{4.38}$$

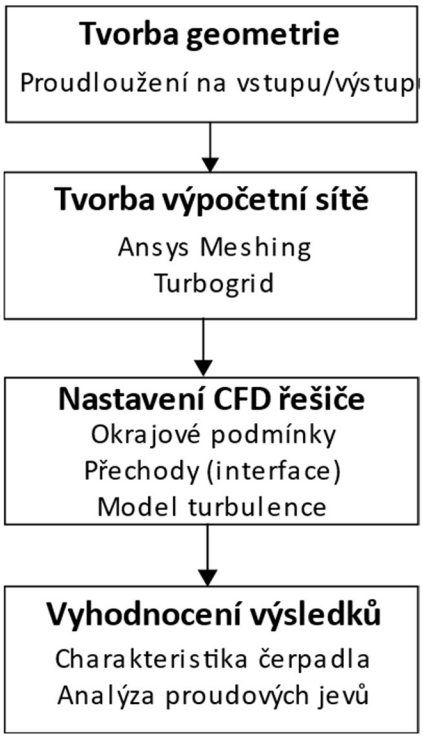
Δt… časový krok [s]
$\Delta\theta$… úhlová změna rotoru [rad]
ω… úhlová rychlost rotoru [rad/s]

Pro výpočet časového kroku se obvykle volí úhlová změna rotoru v rozmezí 1 až 2 stupňů. Při tranzientním přístupu je také nutné myslet na interpolační chybu, která vzniká na rozhraní mezi statorem a rotorem. Proto je nutné, aby výpočetní sítě nebyly příliš odlišné, co se týče hustoty konečných objemů a jejich tvaru [12].

5. Výpočtové modelování proudění konkrétní úlohy

Cílem této diplomové práce je výpočtové modelování proudění na zvoleném typu čerpadla. Hlavním cílem je popsat vstupní recirkulaci, která vzniká před vstupem do oběžného kola a jak již je známo, objevuje se v oblasti nízkých průtoků. Na vývojovém diagramu (viz. obr. 5.1) je znázorněn postup, který byl zvolen při vypracování této úlohy. Jednotlivé kroky z vývojového diagramu budou níže podrobně popsány, s přihlédnutím na získané znalosti.

Ve zkratce nejprve bylo nutné projít dodanou geometrii, jestli bylo vše popsáno a definováno. Následně na vytvořené geometrii vytvořit výpočetní síť konečných objemů. Vytvořená výpočetní síť byla importována do CFD řešiče a byly provedeny výpočty. Jestliže vše proběhlo tak jak mělo, budou analyzovány výsledky.



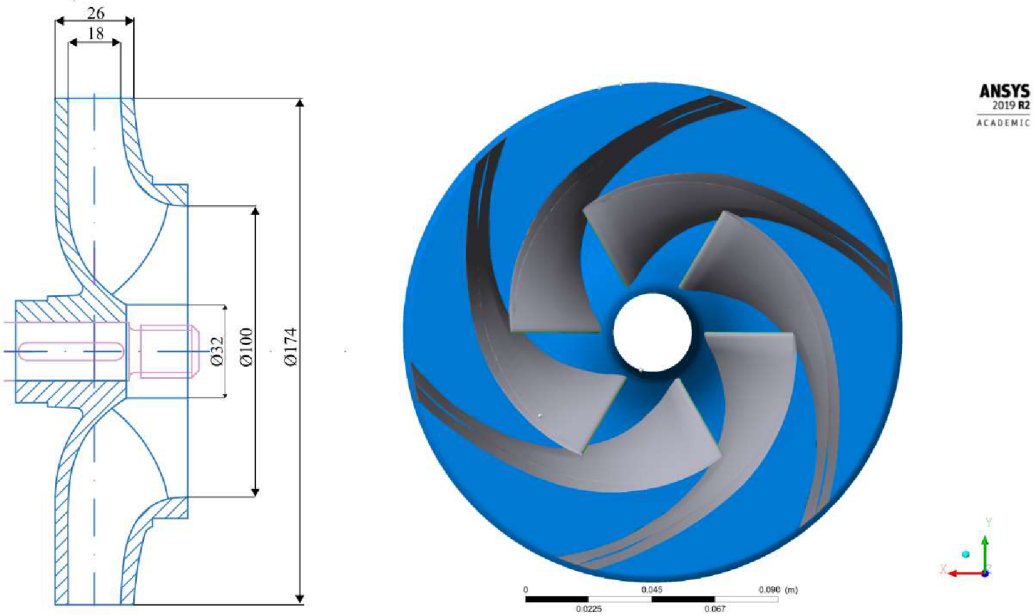
Obr. 5.1: Postup řešení úlohy

5.1 Geometrie

Nyní bude popsána geometrie domény, na které byly realizovány výpočty. Tvar oběžného kola, stejně jako tvar spirální skříně byl dodán a nebyl pochopitelně nijak dále upravován.

Geometrie oběžného kola, respektive meridiánový řez a 3D geometrie, je vyobrazena na obrázku 5.2.V meridiánovém řezu jsou znázorněny pouze některé základní rozměry, další rozměry byly známy, ale nejsou prezentovány, aby nedošlo k poškození výrobce čerpadel. Jedná se o čistě radiální oběžné kolo pro **specifické otáčky n_s rovné 34 ot/min**, počítané podle vzorce 5.1. Geometrie byla dodána ve formátu souboru pro software BladeGen, kde je plně popsána jak rozměry, tak úhly. Součástí oběžného kola byl nosný a krycí disk. Disky ovšem byly, řekněme, pouze „virtuální“, nebyla jim přiřazena žádná (nulová) tloušťka. Virtuální geometrie kola má větší průměr (89 mm) a šířku na výstupu (21,56 mm) tak, aby bylo možné dobře realizovat přechod (tzv. interface) mezi kolem a spirální skříní. Stejně tak na vstupní části bylo vytvořeno menší protažení (6 mm). Tato prodloužení je možné vidět na obrázku 5.3, stejně tak jako nosný a krycí disk.

$$n_s = \mathrm{n} \cdot \frac{\sqrt{Q_{opt}}}{{H_{opt}}^{0,75}} \tag{5.1}$$

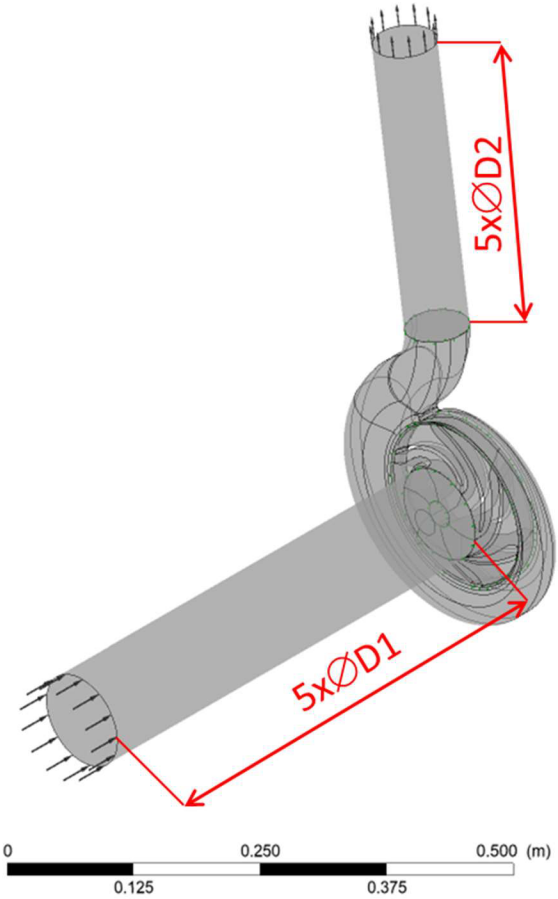


Obr. 5.2: Geometrie oběžného kola čerpadla

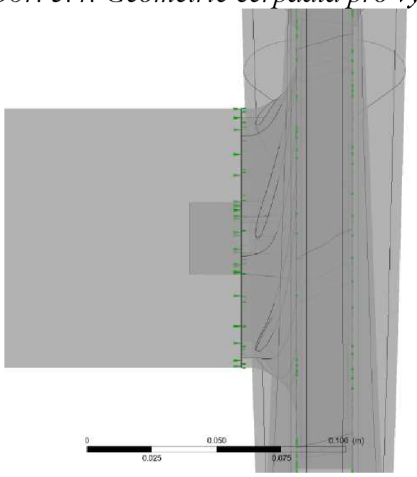
Obr. 5.3: Boční pohled na oběžné kolo

Spirální skříň byla dodána ve formátu STEP (.stp). Tento typ souboru bylo možné importovat do softwaru SpaceClaim, kde ke spirální skříni bylo doděláno prodloužení na výstupu. Toto prodloužení dosahovalo délky pětinásobku výstupního průměru spirální skříně (65 mm). Ve SpaceClaim bylo také vymodelováno prodloužení na výstupu, které dosahovalo délky pětinásobku vstupního průměru oběžného kola (100 mm). Na konci prodloužení, v blízkosti oběžného kola, bylo vytvořeno válcové vybrání, které reprezentovalo náboj nebo matici náboje oběžného kola. Toto vybrání mělo hloubku od vstupu 20 mm a průměr 28 mm. Válcové vybrání je možné vidět na obrázku 5.5.

Smysl prodloužení na vstupu a výstupu je oddálení okrajových podmínek co nejdále od řešené oblasti, tedy oblasti zájmu, aby nedošlo k ovlivnění proudových jevů. Celou konfiguraci geometrie, na které byly provedeny výpočty, je možné vidět na obrázku 5.4.



Obr. 5.4: Geometrie čerpadla pro výpočet

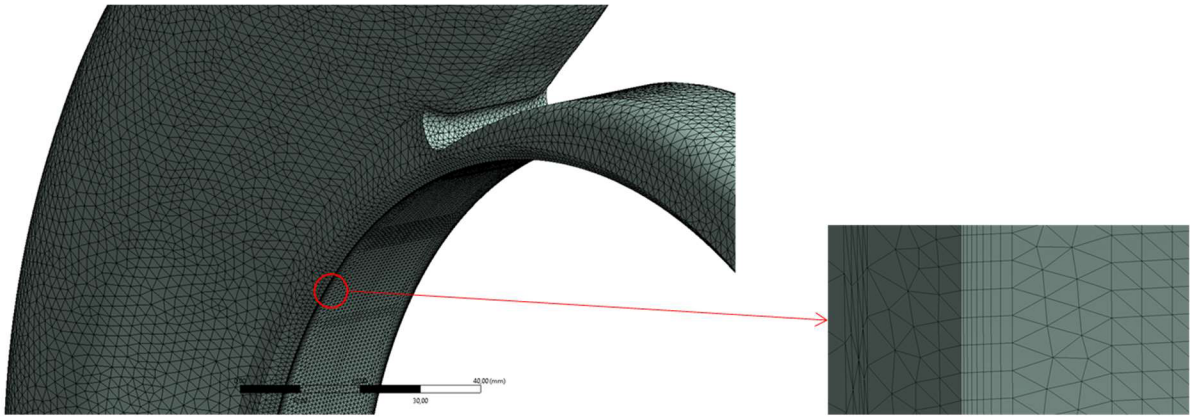


Obr. 5.5: Detail válcového vybrání

5.2 Výpočetní síť konečných objemů

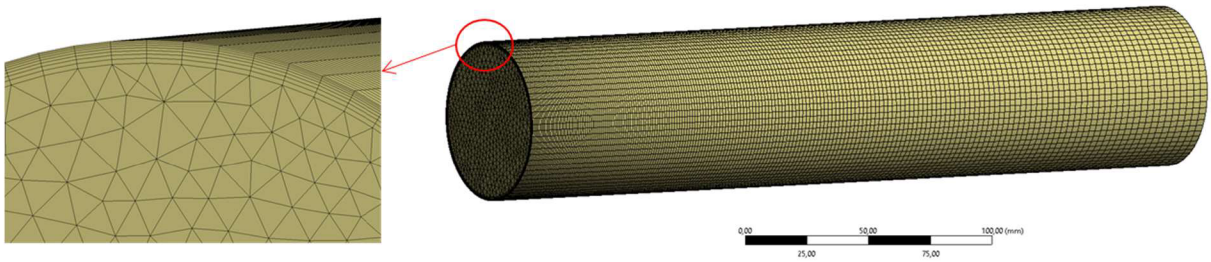
Na geometrii bylo nutné vytvořit výpočetní síť konečných objemů. Na těchto objemech byly řešeny rovnice, které byly popsány výše (kapitola 4.1). Všechny výpočty byly provedeny na stejné výpočetní síti, aby nedošlo ke zkreslení výsledků mezi jednotlivými případy.

Pro vytvoření sítě na spirální skříni byl zvolen program Ansys Meshing. **Spirální skříň** byla vysíťována pomocí prostorových čtyřstěnů tzv. „TETRA prvky“. Tyto prvky měly velikost 2 mm, pouze v oblasti nosu spirály byla velikost snížená na 1 mm. Důvod zmenšení velikosti prvku byl takový, že větší prvky již začínaly deformovat rádius nosu spirální skříně, což bylo samozřejmě nežádoucí. Pro dobrý popis proudění v mezní vrstvě byla výpočetní doména také opatřena poblíž stěny prizmatickou sítí. Jednalo se konkrétně o 8 vrstev s mírou růstu 1,2, přičemž první vrstva byla od stěny vzdálena 0,1 mm (viz. obr. 5.6). Celkově spirální skříň obsahovala přibližně 2,03 milionů elementů.

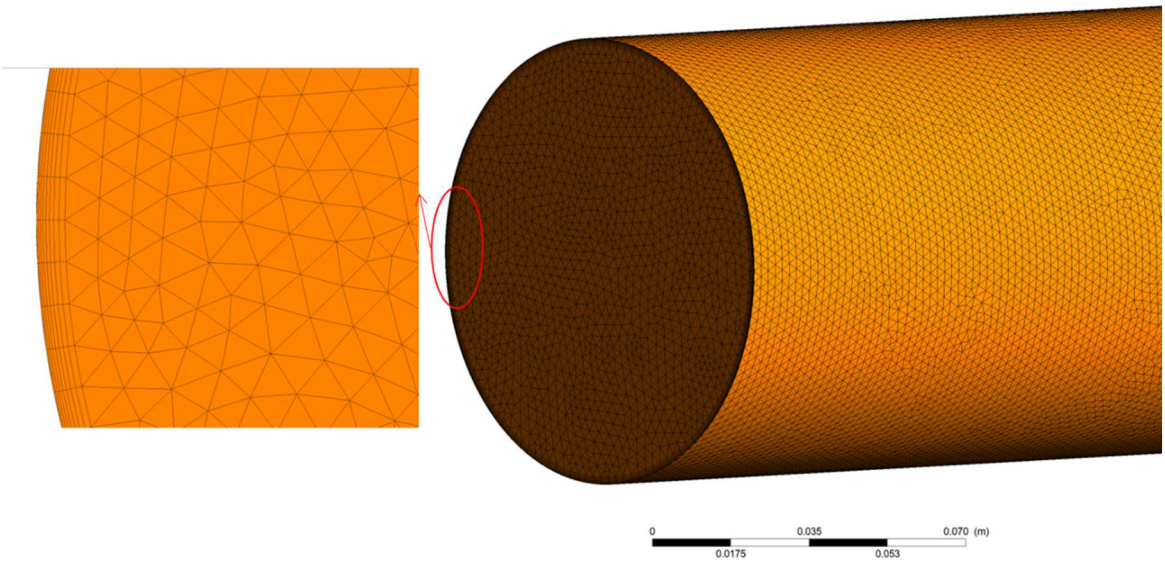


Obr. 5.6: Výpočetní síť spirální skříně

Sítě pro **prodloužení na vstupu a výstupu** byly taktéž vytvořeny v programu Ansys Meshing. Základním stavebním prvkem byly prostorové čtyřstěny, kdy pro výstupní prodloužení měly prvky velikost 2,5 mm (334 tisíc elementů) a pro vstupní prodloužení 2 mm (2,5 milionu elementů). Nastavení prizmatických vrstev bylo totožné s nastavením u spirální skříně. Na obrázku 5.7 je možné vidět, že na výstupní prodloužení byl aplikován tzv. „bias“, tedy nějaký růst buněk směrem k výtoku (velikost 5). Tím bylo ušetřeno množství buněk. Na obrázku 5.8 je znázorněno vstupní potrubí.

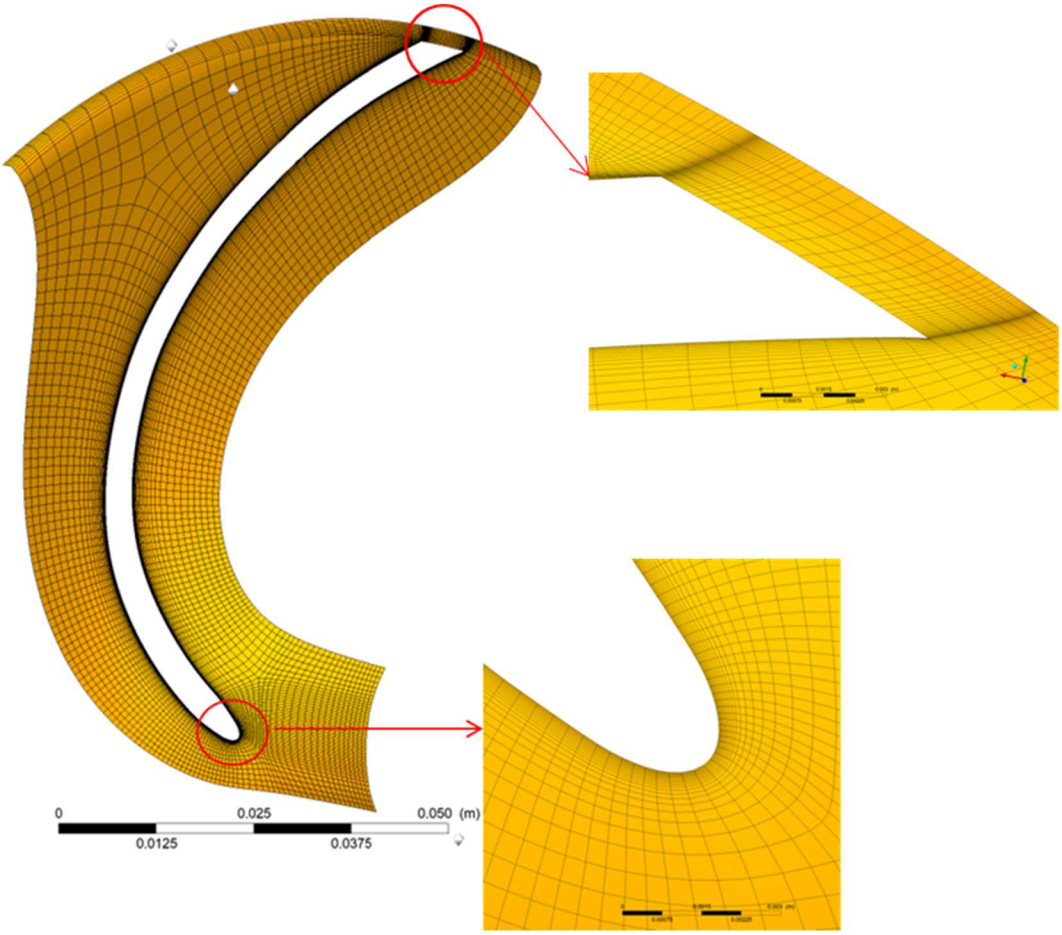


Obr. 5.7: Výpočetní síť výstupního prodloužení s detailem



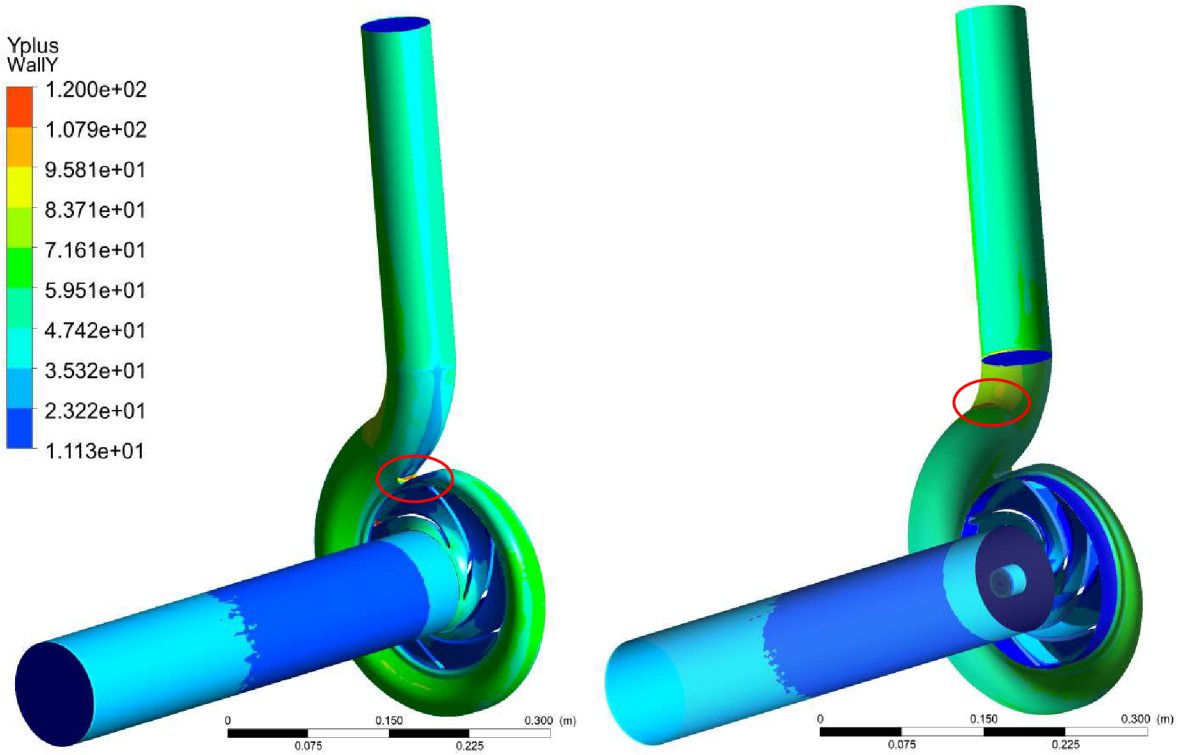
Obr. 5.8: výpočetní síť vstupního prodloužení s detailem

Oběžné kolo bylo síťováno v programu TurboGrid. Tento software je určen k vytváření výpočetních sítí v rotačních strojích, přičemž sítě jsou primárně tvořeny šestistěny tzv. „HEXA prvky“. Síť byla vytvořena na jednom lopatkovém kanálu, který byl následně v softwaru CFX rozkopírován a vytvořil tak celé oběžné kolo. Výpočetní síť v programu TurboGrid je možné upravovat s ohledem na velikost buněk v mezní vrstvě nebo s ohledem na celkovou velikost sítě. Jeden lopatkový kanál obsahoval 863 tisíc elementů. Síť jednoho lopatkového kanálu s detaily je možné vidět na obrázku 5.9.



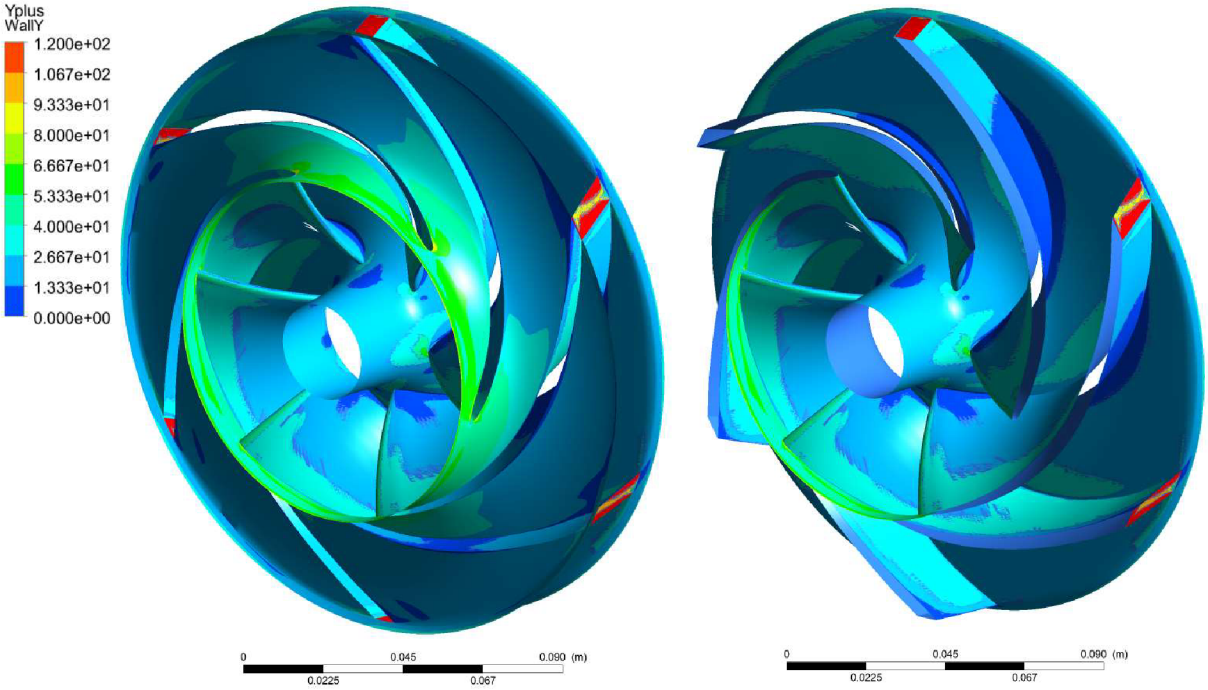
Obr 5.9: Výpočetní síť lopatkového kanálu s detaily

Po prvním zkonvergovaném a provedeném výpočtu bylo zapotřebí zkontrolovat kvalitu vytvořené výpočetní sítě, zejména v oblasti mezní vrstvy, zdali byl zvolen správný model turbulence. Parametr popisující kvalitu sítě v mezní vrstvě byl rozebrán v kapitole 4.1.5 (modelování mezní vrstvy). Jedná se o tzv. „wall y+“. Jak již bylo zmíněno, byl použit k-ε model turbulence se stěnovou funkcí *Scalable*. Pro model turbulence k-ε je doporučená horní hranice pro y+ rovné 120. Stěnová funkce *Scalable* zase zanedbává buňky menší než wall y+ rovné11,126, tyto buňky aproximuje vztahem. Jelikož wall y+ se zvyšuje s rychlostí, byl tento parametr kontrolován při nejvyšším průtoku (37,5 l/s) který byl počítán, tedy s nejvyšší rychlostí. Na základě těchto znalostí byla síť kontrolována. Kontury wall y+ mohou být viděny na obrázku 5.10. Na spirální skříni je možné vidět dvě oblasti, kde je parametr wall y+ označen červenou barvou (jsou zaznačeny červenými kolečky v obrázku 5.10), avšak dosahuje zde hodnoty pouze 118, což je stále v pořádku. Také je vidět, že v některých místech domény je výpočetní síť velmi jemná v oblasti mezní vrstvy. Zde by se dala výpočetní síť vytvořit s většími prvky, tím zmenšit celkový počet prvků sítě a tím zkrátit výpočetní čas.



Obr. 5.10: Kontury wall Y plus

Taktéž byla zkontrolována výpočetní síť vytvořená na oběžném kole. To bylo diskretizováno pomocí prostorových šestistěnů v programu TurboGrid. Kontury wall y+ je možné vidět na obrázku 5.11, s krycím diskem i bez něj, aby bylo vidět lopatky oběžného kola a nosný disk. Na obrázku 5.11 je možné vidět, že síť v oblasti seříznutí lopatek nebyla dostatečně jemná v blízkosti stěny. Wall y+ zde dosahovalo hodnoty 267, což samozřejmě již není ideální hodnota, ale jelikož tato oblast nemá žádný vliv na řešenou vstupní recirkulaci, která se nachází v oblasti vstupu do oběžného kola, je možné takto vysokou hodnotu tolerovat.



Obr. 5.11: Kontury Wall Y Plus na oběžném kole čerpadla

5.3 Nastavení CFD řešiče

Výpočtové modelování proudění v čerpadle bylo provedeno pomocí softwaru Ansys CFX. Tento software je vhodný pro svou přesnost, robustnost a rychlost při simulaci rotačních strojů, jako jsou čerpadla, turbíny, ventilátory, turbodmychadla a další [20].

Výpočet byl proveden s modelem turbulence k-ε se stěnovou funkcí *Scalable*.

Je-li řešena nějaká simulace proudění, je nutné zadat okrajové podmínky na všechny části domény, na které je výpočet prováděn. Na ty části domény, které tvořily jakési okraje domény a pro médium se jevily jako neprůtočné, byla nastavena okrajová podmínka „No Slip Wall“ společně se „Smooth Wall“. Jednalo se tedy o neprůtočnou stěnu, na které tekutina ulpívala, ale neměla žádnou drsnost, byla absolutně hladká. Takto byly definovány i oblasti nosného i krycího disku a lopatky oběžného kola.

Na vstupu do domény byl zadán hmotnostní průtok kapaliny s mírou turbulence 5 %. Z experimentálních dat byl zjištěn optimální průtok čerpadla *Qopt*, který měl hodnotu 30 l/s. Pro predikci čerpadlové charakteristiky byly zvoleny body 25 %, 50 %, 75 %, 100 % a v některých případech i 125% průtoku optimálního. Ansys CFX nemá v nabídce průtok objemový. Proudícím médiem byla voda (ρ=997 kg/m^3) s teplotou 25 °C. Jako výstupní okrajová podmínka byl zadán statický tlak.

Oběžnému kolu, stejně jako válcovému vybrání, které reprezentovalo náboj oběžného kola, byla předepsána rotace 2900 ot/min.

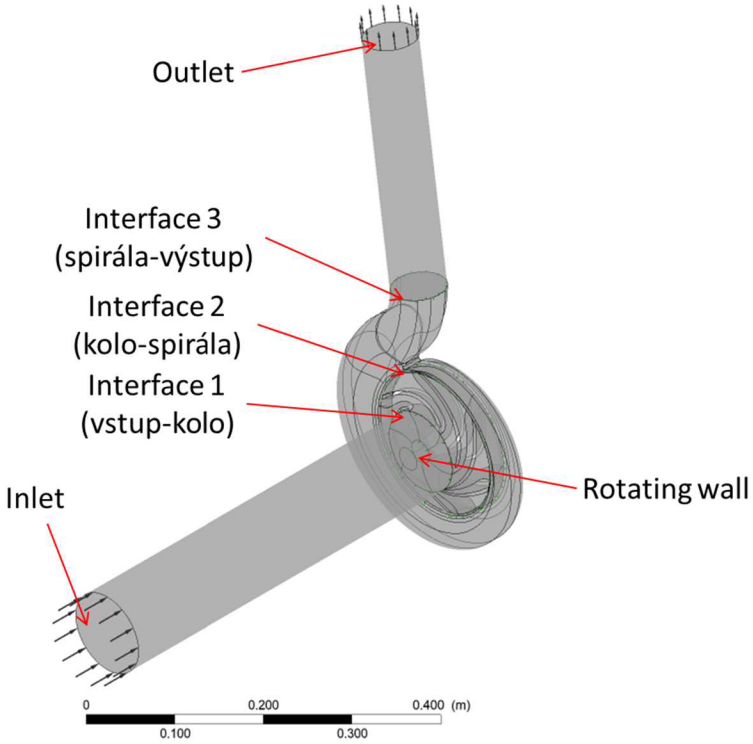
Dalším parametrem, který je nutné zadat, jsou funkce, kterými se předávají informace mezi statorem a rotorem nebo mezi jednotlivými částmi domény. Pro přechod tzv. „Interface“ mezi spirální skříní a prodloužením na výstupu, byl použit tzv. „General Grid Interface“, zkráceně GGI. Tento typ přechodu je vhodný pro nekonformní síťě, ty nemají uzly zarovnány na obou stranách přechodu stejně. Přechod mezi oběžným kolem a prodloužením na vstupu, stejně jako mezi oběžným kolem a spirální skříní, byl v první fázi výpočtového modelování proudění v řešeném čerpadle realizován přechody „Stage“ a „Frozen-Rotor“ (viz. kapitola 4.2). Tyto přechody se vyznačují tím, že se stator vůči rotoru nepohybuje. Byl zkoumán jejich vliv na predikci charakteristiky čerpadla, respektive na přesnost vypočítané charakteristiky a také na detekci recirkulační oblasti na vstupu do oběžného kola. Jelikož bylo počítáno s celým oběžným kolem, byl nastaven poměr rozteče tzv. „Pitch Ratio“ na hodnotu 1.

Gravitační zrychlení bylo zanedbáno, jelikož se jednalo o výpočet, kde se jednotlivé varianty porovnávaly a započítávání gravitačního zrychlení g ztrácí význam.

Je nutné zdůraznit, že všechny výpočty byly provedeny na nejvyšší stupeň přesnosti, tzv. „High resolution“. Jedná se o druhý řád přesnosti numerické metody pro výpočet všech rovnic (kontinuita, hybnost, turbulentní veličiny) na síti konečných objemů.

Následně byl proveden tranzientní výpočet s časovým krokem 0,000114943 sekund. Tento časový krok odpovídal pootočení oběžného kola o 1° (počítáno podle rovnice 4.38). Tranzientní výpočet vyžadoval tzv. „Inicializaci“, tedy nějaké počáteční řešení, nějaké předpočítané hodnoty v doméně. Jako počáteční řešení byl zvolen zkonvergovaný výpočet s přechodem typu „Stage“ pro optimální průtok. Tranzientní výpočet byl časově náročnější. Bylo nutné, aby proběhlo několik pootočení lopatkových kanálů oběžného kola a výpočet se ustálil. Dokud tranzientní výpočet nedosáhl konvergenčního kritéria, kdy hodnota residuálů spadla pod hodnotu 0,0001, bylo počítáno deset iterací na jeden časový krok. Jakmile bylo dosaženo konvergenčního kritéria, bylo počítáno tři až pět iterací na časový krok. Tranzientní výpočet byl počítán také na nejvyšší stupeň přesnosti („High resolution“). Tranzientní schéma, tedy přesnost s jakou se integruje při každém časovém kroku přes doménu, bylo nastaveno jako „Second Order Backward Euler“. Toto tranzientní schéma aproximuje hodnoty na počátku a na konci časového kroku, a to pomocí hodnot řešených v předchozích dvou časových krocích.

Na obrázku 5.12 je pro lepší přehlednost znázorněna výpočetní doména s okrajovými podmínkami, které byly zadány. Pro orientaci je přidána i tabulka, která koresponduje s popisem nastavení CFD řešiče (kapitola 5.3).



Obr.5.12: Okrajové podmínky

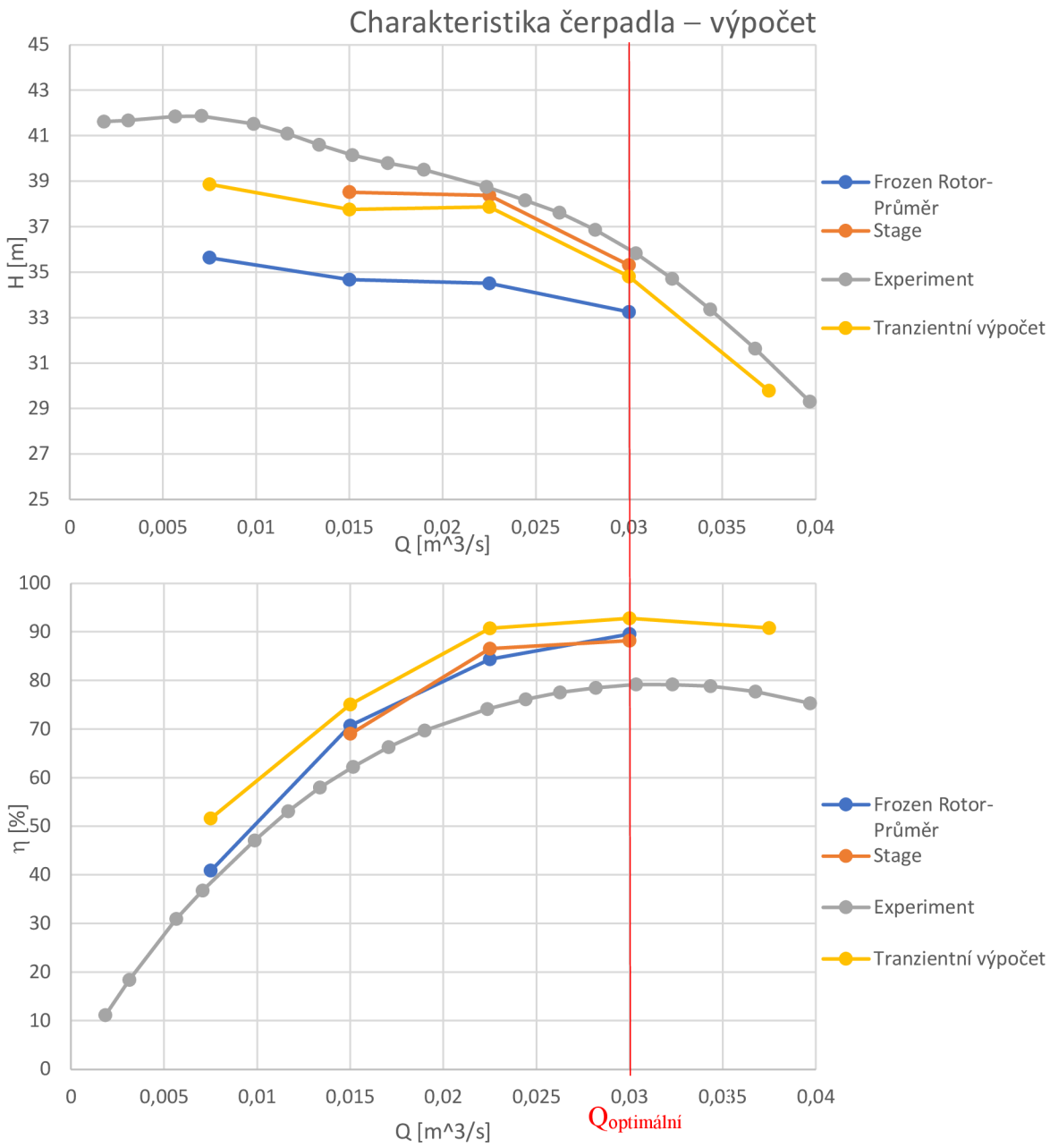
Nastavení CFD Řešiče	
Okrajové podmínky	
Otáčky oběžného kola	2900 ot/min
Vstup (Inlet)	Q_{opt} = 30 l/s= 30 kg/s…25 % ,50 %, 75 %, 100 %, 125 %
Interface 1 (vstup-kolo) Interface 2 (kolo-spirála)	Frozen rotor Stage Transientní výpočet
Interface 3 (spirála-výstup)	GGI
Výstup (Outlet)	Statický tlak (0 Pa)
Model turbulence	k-ε, Scalable stěnová funkce
Stupeň numerické metody	High resolution (druhý řád přesnosti)
Tranzientní výpočet	
Časový krok	0,000114943 s
Stupeň numerické metody	High resolution (druhý řád přesnosti)
Tranzientní schéma	Second Order Backward Euler (viz. kapitola 5.3)

Tab. 5.1: Okrajové podmínky

5.4 Výsledky CFD simulace

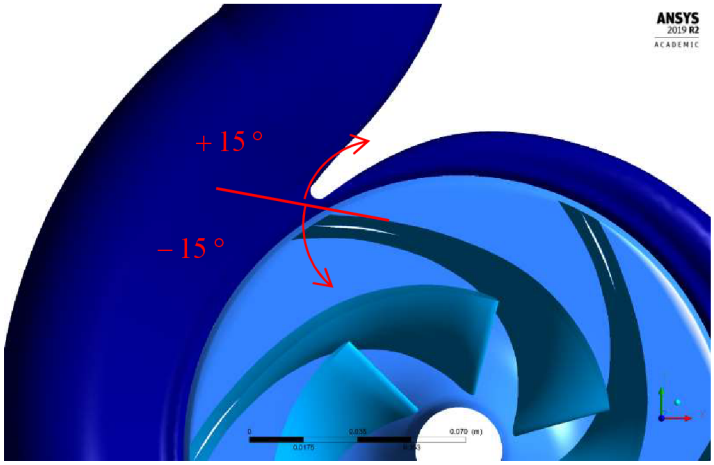
5.4.1 Výsledky CFD simulace – bez opatření proti vstupní recirkulaci

Prvním cílem této diplomové práce bylo vypočítat charakteristiku zvoleného typu čerpadla, a to při zvolených průtocích. Pro výpočty byly použity celkem 3 přístupy, jejichž hlavní princip byl popsán v kapitole 4.2. Výsledné charakteristiky byly porovnávány s daty, které byly experimentálně naměřeny. Charakteristiku čerpadla, respektive charakteristiky, je možné vidět v grafu 5.1. Přesné hodnoty výpočtů charakteristik je možné nalézt v přílohách 1 a 2.



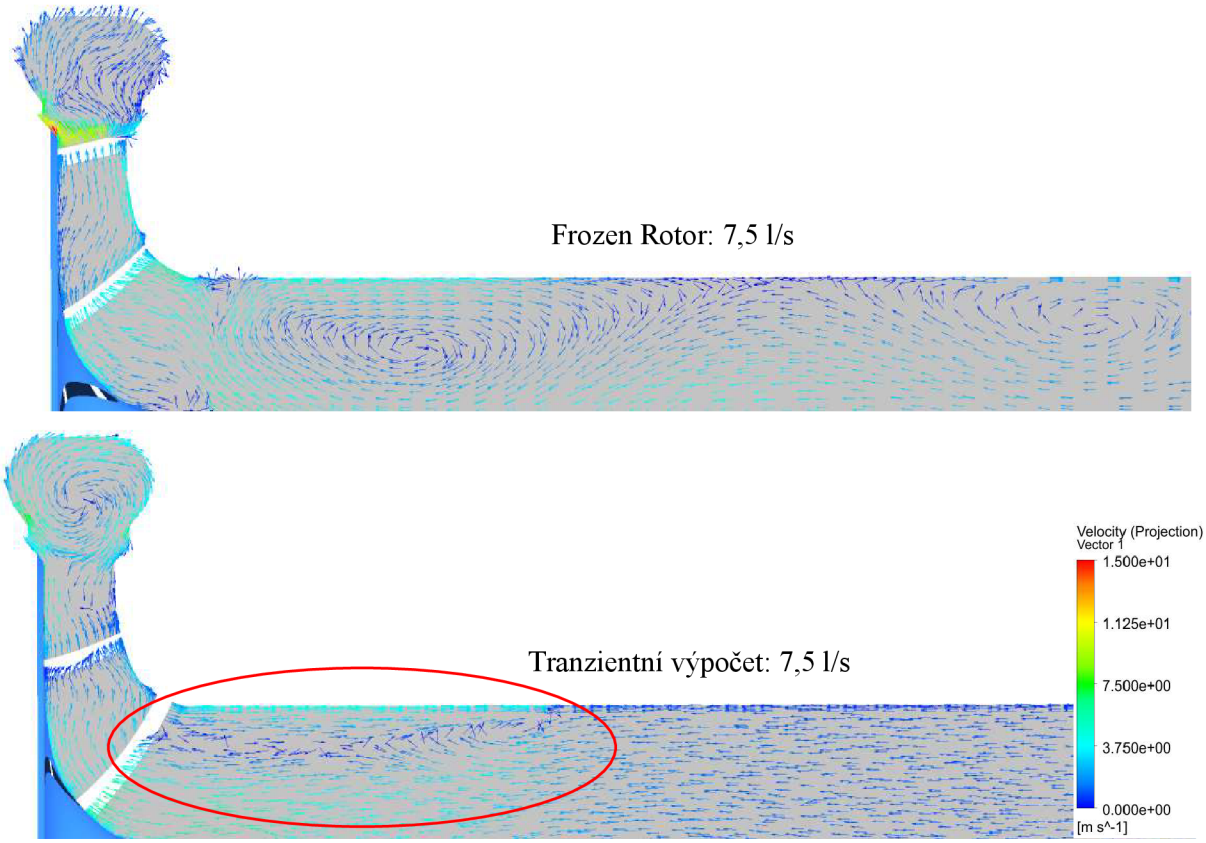
Graf 5.1: Charakteristika čerpadla – výpočet

Výpočet s přechodem typu „Frozen Rotor“ byl realizován na třech polohách natočení lopatky vůči nosu spirální skříně (viz. obr. 5.13). Následně takto vypočítané hodnoty byly zprůměrovány. Průměrováním vypočtených hodnot mělo být docíleno minimalizace chyby a závislosti na poloze lopatky vůči nosu spirální skříně, na které je tento typ přechodu závislý. I přes to byl výpočet velice nepřesný a v optimálním bodě čerpadla byla odchylka téměř 2,5 m oproti experimentu. Chyba dopravní výšky narůstala se snižujícím se průtokem.



Obr. 5.13: Natočení lopatky a nosu spirální skříně („Frozen Rotor“)

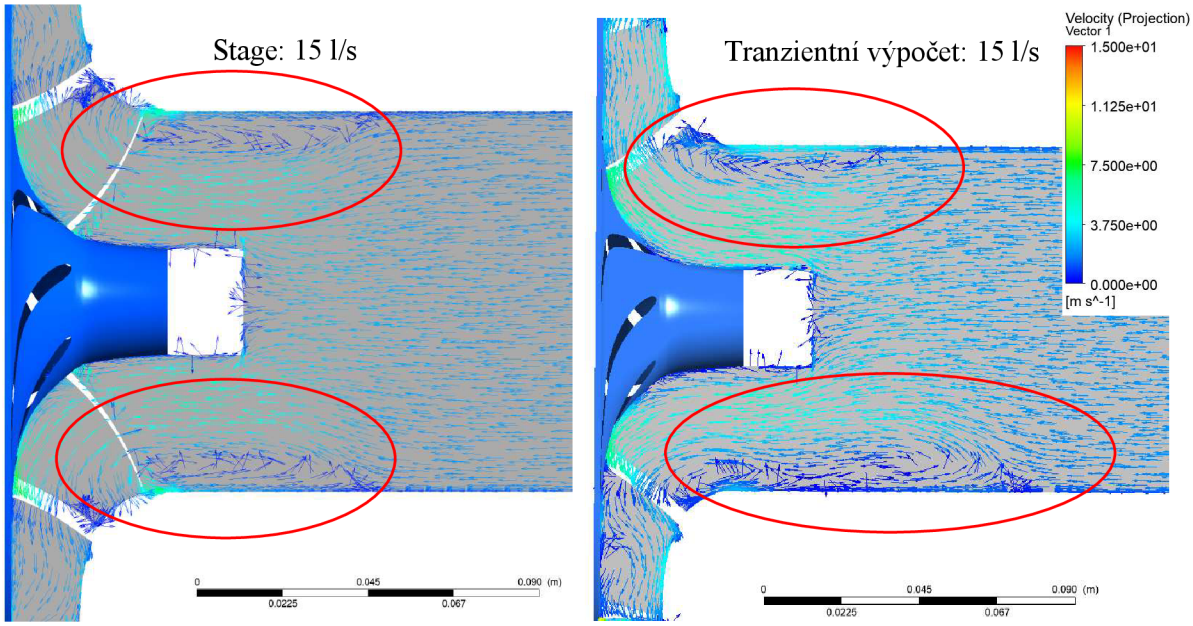
Při predikci recirkulace se přechod typu „Frozen Rotor“ příliš neosvědčil. Recirkulační oblasti jsou viditelně větší a delší (viz obr. 5.14) než při nejpřesnějším výpočtu, tedy výpočtu nestacionárním. Z tohoto pohledu je tento typ přechodu nevhodný pro detekci recirkulace.



Obr. 5.14: Porovnání vektorů rychlostí při 25 % optimálního průtoku

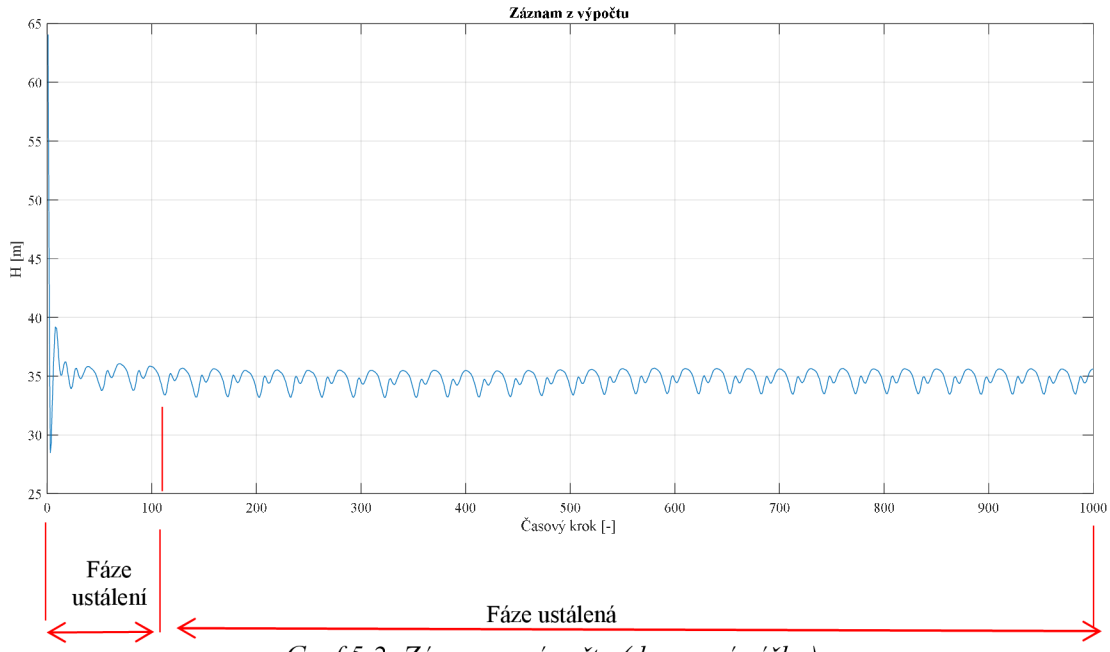
Dalším krokem ve výpočtovém modelování proudění bylo použití přechodů typu „Stage“. Při použití tohoto typu přechodu již není nutné počítat s několika natočeními lopatky vůči nosu spirální skříně, jelikož zde dochází k tzv. „obvodovému středování“ (viz. kapitola 4.2.2) a tak zde není tato závislost. Obecně lze říci, že tento typ přechodu dosáhl nejlepších výsledků, protože jsou nejblíže experimentálním datům, a to jak při výpočtu dopravní výšky, tak také při výpočtu účinnosti. Problém zde nastal v oblasti nízkého průtoku, konkrétně při 25 % optimálního průtoku. Úloha divergovala i při použití různých relaxačních faktorů, které by měly konvergenci napomáhat. Nakonec se tento bod nepodařilo vůbec napočítat, jak je možné vidět v grafu 5.1.

Co se týče detekce recirkulační oblasti, je tento typ přechodu vhodnější a přesnější než přechod „Frozen Rotor“. Porovnání recirkulačních oblastí pro 50 % optimálního průtoku je možné vidět na obrázku 5.15.



Obr. 5.15: Porovnání vektorů rychlostí pro 50 % optimálního průtoku (stejné natočení oběžného kola)

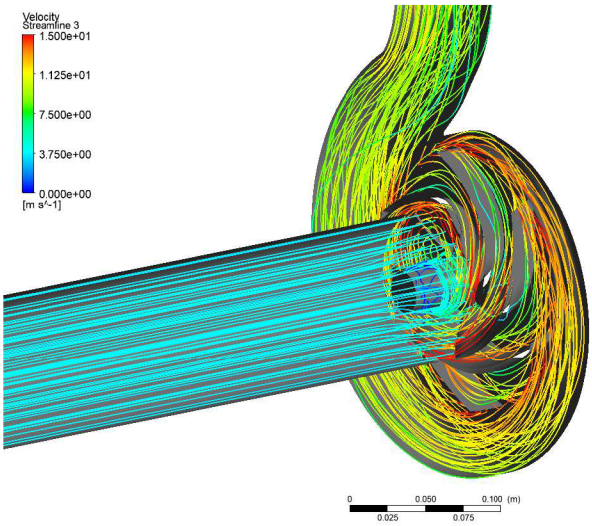
Následně byly provedeny výpočty nestacionární, na pěti různých průtocích. Na průtoku optimálním, jednom průtoku nad optimem a třech průtocích pod optimálním bodem. Způsob vyhodnocení získaných výsledků byl následující. Při provádění nestacionárního výpočtu bylo zaznamenáno kolísání kontrolovaných veličin (dopravní výška, kroutící moment, totální tlaky). Toto kolísání bylo způsobeno interakcí statoru a rotoru, respektive lopatky s nosem spirální skříně. Takovýto kolísavý průběh je možné vidět v grafu 5.2. Jsou zde viditelné dvě fáze. V první fázi probíhala konvergence výpočtu a ustálení sledovaných veličin („fáze ustálení“), následovala „fáze ustálená“. Z této fáze byla exportována sledovaná data (kroutící moment v ose rotace, dopravní výška, totální tlaky na vstupu a výstupu z domény) a následně byla průměrována. Průměrné hodnoty jsou vyneseny v grafu 5.1.



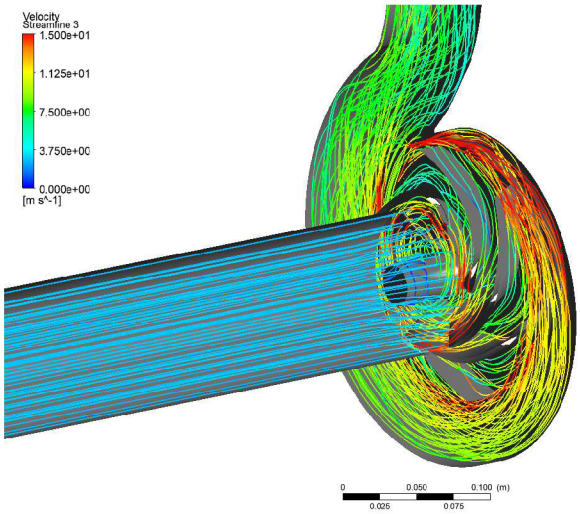
Graf 5.2: Záznam z výpočtu (dopravní výška)

Pro další vyhodnocení budou uvažovány pouze nestacionární výpočty, na kterých budou ukázány recirkulační oblasti a provedeny další doprovodné výpočty (např. unášivé složky celkových rychlostí).

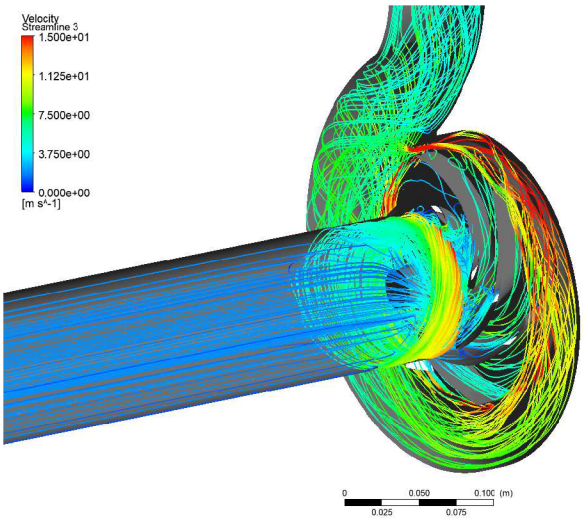
Nejprve budou zobrazena proudová pole v čerpadle pomocí proudnic. Na nich je možné si udělat představu o charakteru proudění v oblasti sání čerpadla. Zejména pak si můžeme kvalitativně představit recirkulační oblast a její rozměry (viz obr. 5.16 až 5.19). Na obrázcích 5.16 a 5.17 je možné vidět proudnice pro optimální průtok a pro 75 % optimálního průtoku. V těchto pracovních bodech čerpadla nebyla detekována žádná recirkulace na vstupu. Na obrázku 5.18, kde jsou vyobrazeny proudnice pro 50 % optimálního průtoku, je již možné pozorovat víření na vstupu do oběžného kola, část proudu se vrací z oběžného kola, kde získal obvodovou složku celkové rychlosti. Na obrázku 5.19 jsou zobrazeny proudnice pro 25 % optimálního průtoku, tedy nejnižší počítaný průtok. Zde je cirkulační oblast signifikantní, její délka se značně zvětšila stejně tak, jako její radiální rozměr. Na tomto obrázku je také vidět, jak je kapalina na konci recirkulační zóny unášena proudem přitékající kapaliny.



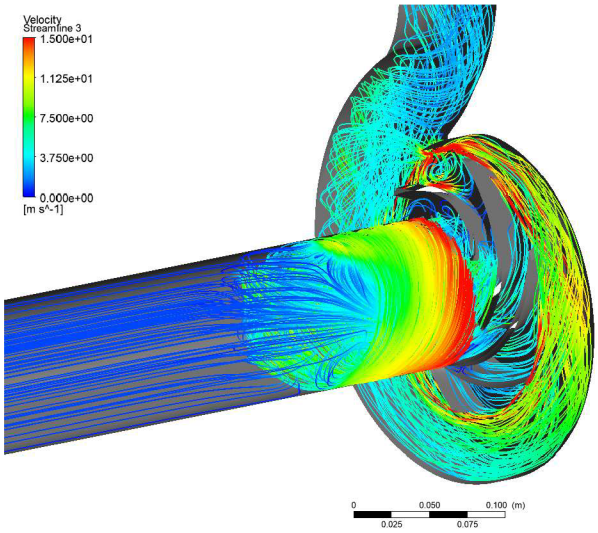
Obr. 5.16: Optimální průtok – proudnice



Obr. 5.17: 75 % optimálního průtoku – proudnice

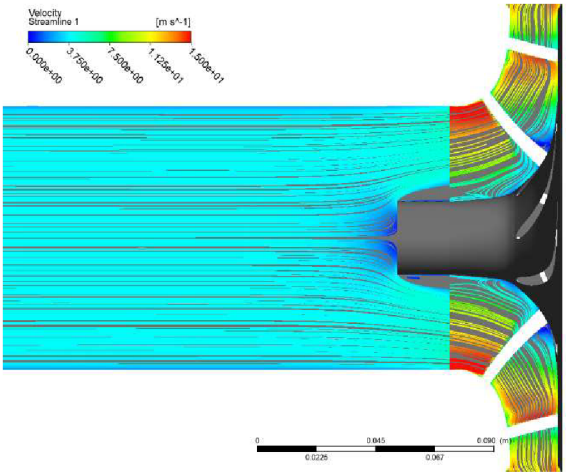


Obr. 5.18: 50 % optimálního průtoku – proudnice

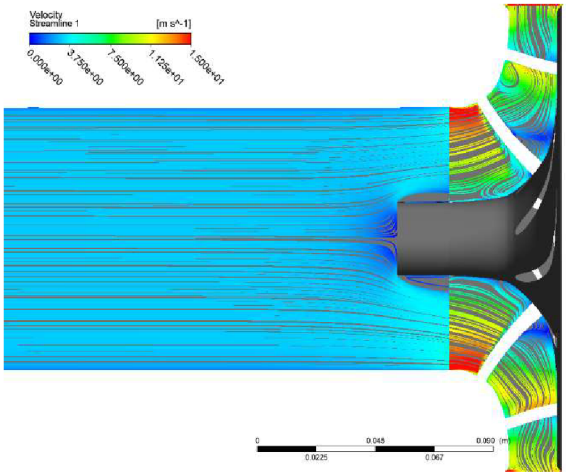


Obr. 5.19: 25 % optimálního průtoku – proudnice

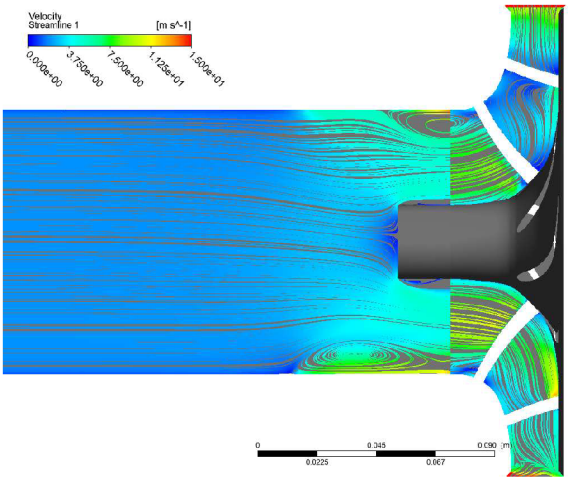
Níže jsou vykresleny proudnice v meridiálním řezu čerpadla, na nichž je možné vidět, že recirkulační oblast při nižších průtocích zasahuje až do lopatkového kanálu a zásadně v něm ovlivňuje proudění stejně tak, jako na jeho vstupu. Recirkulační oblast v případě tohoto čerpadla dosahovala délky až do vzdálenosti 140 mm při nejnižším průtoku. V optimálním průtoku a v jeho 75 % není pozorována žádná recirkulace na vstupu (viz. obr. 5.20 až 5.23). Na těchto obrázcích je taktéž hezky vidět přechod mezi stacionární a rotační částí výpočetní domény, kde se výrazně zvyšují rychlosti.



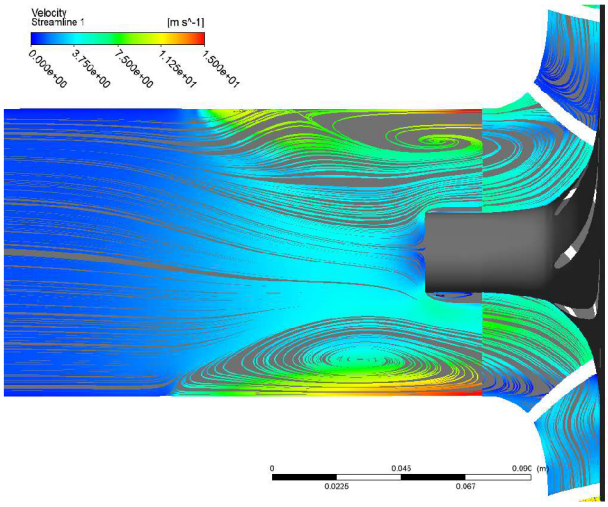
Obr 5.20: Optimální průtok, meridiální řez – proudnice



Obr 5.21: 75 % optimálního průtoku, meridiální řez – proudnice

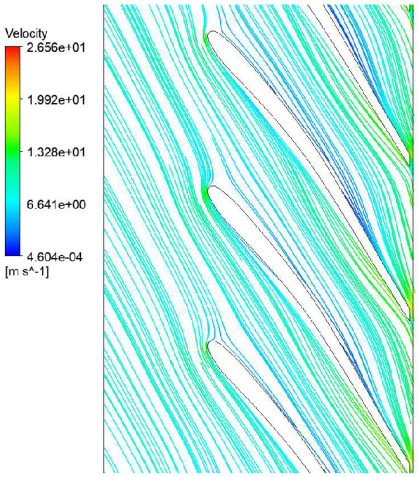


Obr 5.22: 50 % optimálního průtoku, meridiální řez – proudnice

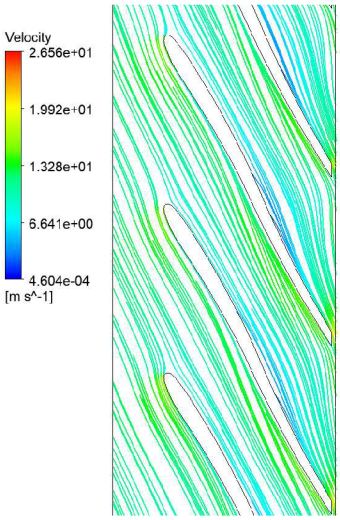


Obr 5.23: 25 % optimálního průtoku, meridiální řez – proudnice

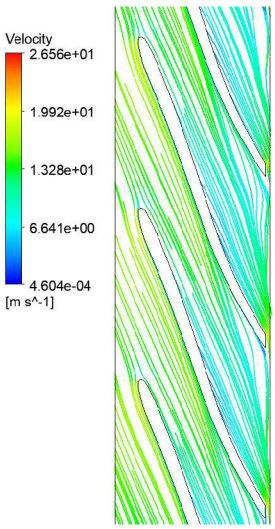
Porovnání optimálního průtoku s průtokem nejnižším počítaným. Pohled na proudnice v různých řezech lopatkové mříže ukáže, co se v lopatkovém kanálu oběžného kola děje. Řezy lopatkové mříže byly vedeny na třech místech podél lopatky. Řez 0,3 je blíže ke krycímu disku, naopak řez 0,9 je blíž nosnému disku. Prostřední řez je proveden za polovinou, blíže k nosnému disku. Nejdříve jsou zobrazeny v obrázku 5.24 až 5.26 řezy pro optimální průtok. Zde není pozorováno žádné významné víření. Je možné vidět vstup kapaliny na lopatku tzv. „bez rázu“ a to zejména na řezu, který byl veden poblíž krycího disku. Při zmenšování průtoku vzniká víření v mezilopatkovém prostoru a mění se úhel nátoku na lopatku (viz obr 5.27 až 5.32). Při 25 % optimálního průtoku je vidět silné zavíření v lopatkovém kanálu ve všech řezech. V řezu blíže ke krycímu disku (viz obr. 5.27) je vidět, že úhel nátoku kapaliny na lopatku není zcela ideální. V tomto řezu je vidět malá separace proudu na přetlakové straně lopatky. V dalších dvou řezech 0,6 a 0,9 je pozorována plná recirkulace, to znamená, že se proud z lopatky zcela vrací do prostoru sání. Tento jev je doprovázen silným vířením v lopatkovém kanálu (viz obr. 5.34 a 5.35).



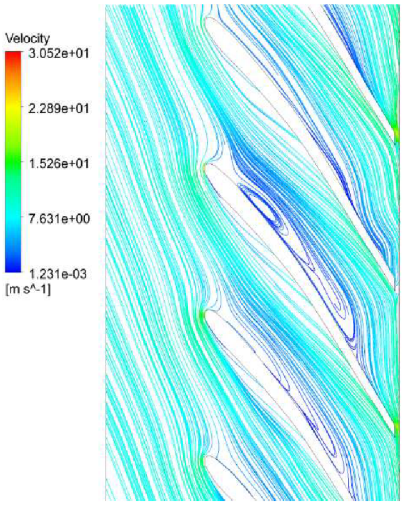
Obr. 5.24: : Optimální průtok, rozpětí 0,3 – proudnice



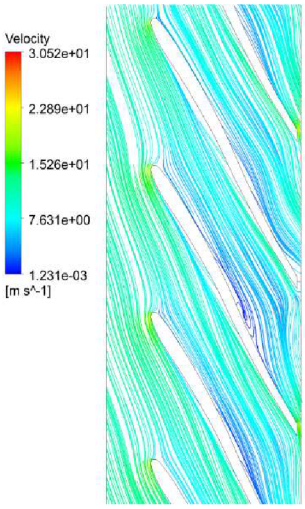
Obr. 5.25: Optimální průtok, rozpětí 0,6 – proudnice



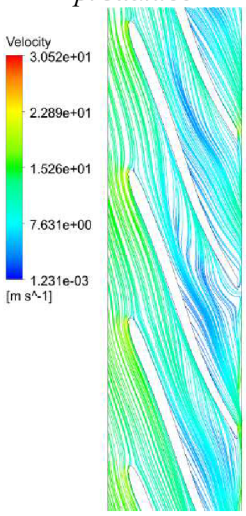
Obr. 5.26: : Optimální průtok, rozpětí 0,9 – proudnice



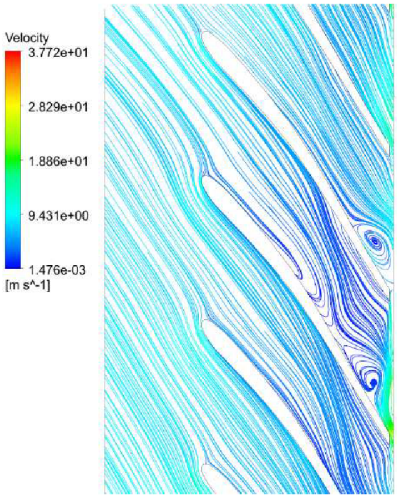
Obr. 5.27: 75 % optimálního průtoku, rozpětí 0,3 – proudnice



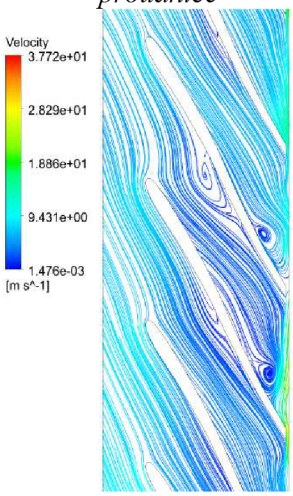
Obr. 5.28: 75 % optimálního průtoku, rozpětí 0,6 – proudnice



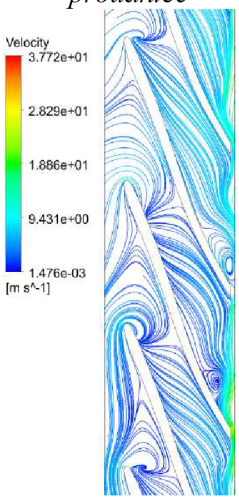
Obr. 5.29: 75 % optimálního průtoku, rozpětí 0,9 – proudnice



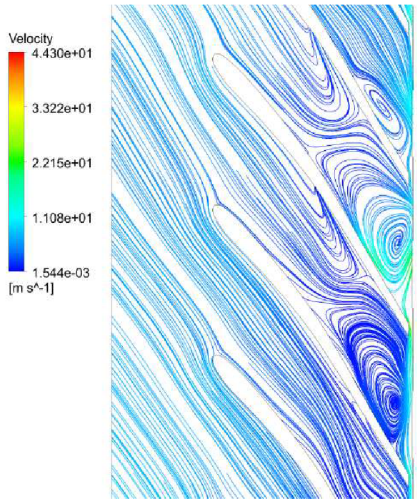
Obr. 5.30: 50 % optimálního průtoku, rozpětí 0,3 – proudnice



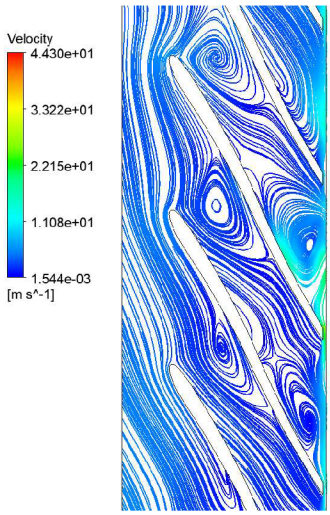
Obr. 5.31: 50 % optimálního průtoku, rozpětí 0,6 – proudnice



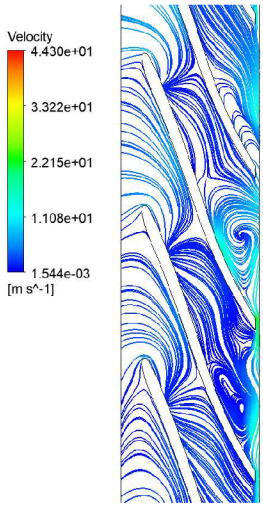
Obr. 5.32: 50 % optimálního průtoku, rozpětí 0,9 – proudnice



Obr. 5.33: : 25 % optimálního průtoku, rozpětí 0,3 – proudnice



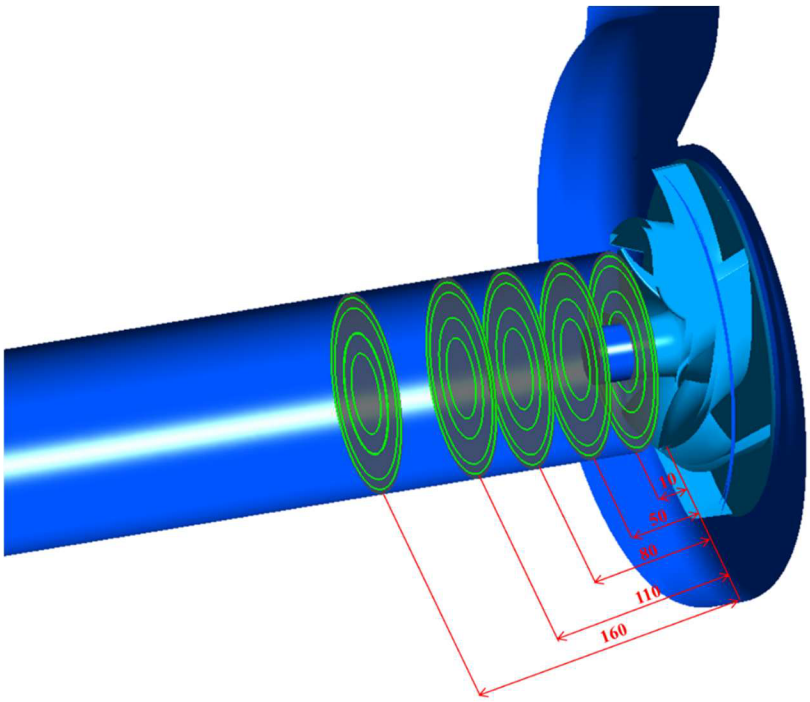
Obr. 5.34: 25 % optimálního průtoku, rozpětí 0,6 – proudnice



Obr. 5.35: 25 % optimálního průtok, rozpětí 0,9 – proudnice

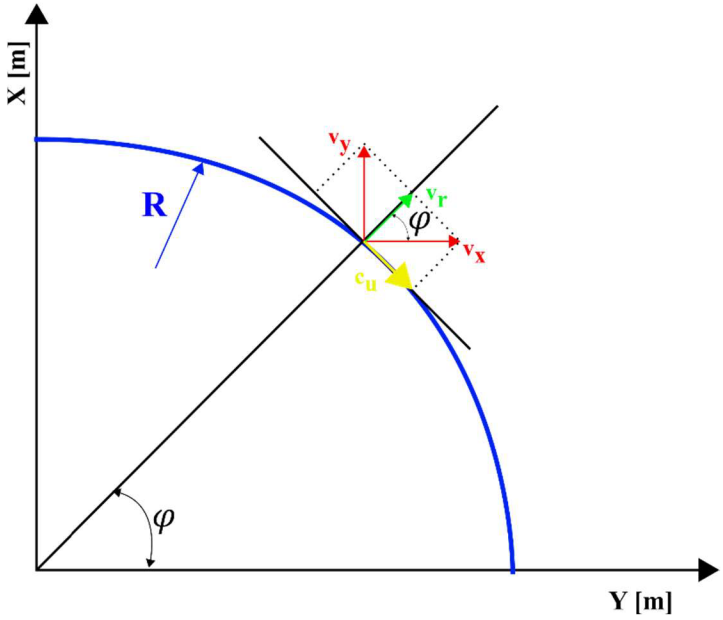
Výše byl proveden kvalitativní popis proudění v čerpadle při různých režimech, respektive průtocích. Čerpadlo zatím neobsahovalo žádné designové úpravy na potlačení vstupní recirkulace. Vyvstává otázka, jak vstupní recirkulaci kvantitativně nejlépe popsat. Jedna z možností, která se nabízí, vyplývá z teorie. Je známo, že kapalina, která se vrací z oběžného kola zpět do sání, získala nějakou velikost unášivé složky rychlosti. Jedním z parametrů, jak tedy zjistit, sílu vstupní recirkulace, je určení unášivé složky celkové rychlosti (c_u).

Ke zjištění unášivých složek celkových rychlostí byly nejprve zvoleny vhodné roviny tak, jak je možné vidět na obrázku 5.36. První čtyři roviny zaručovaly popsání recirkulačních oblastí a poslední plocha byla zvolena tak, aby ve všech režimech, ve kterých bylo čerpadlo počítáno, nebyla ovlivněna zpětným prouděním. První plocha byla vzdálena od vstupu do oběžného kola 10 mm, navíc byla zvolena mimo rotační doménu, kde by mohly být rychlosti zkresleny. Poslední plocha byla umístěna do vzdálenosti 160 mm. Samotné roviny nesloužily k žádnému výpočtu. Na zvolených rovinách byly definovány kružnice o průměrech 40, 60, 85 a 95 mm. Na těchto kružnicích byly zjištěny rychlosti v osách X a Y a následně exportovány do tabulkového procesoru.



Obr: 5.36: Plochy a kružnice pro vyhodnocení unášivých složek celkových rychlostí

Z vyexportovaných dat bylo poté možno dopočítat neznámou složku celkové rychlosti. Výpočet vychází z následujícího obrázku (obr. 5.37), kde známými hodnotami byly rychlosti v_x, v_y a úhel φ. Úhel φ byl zjištěn z poloh bodů, které ležely na kružnicích a ve kterých byly známy rychlosti. Z těchto rychlostí bylo možné dopočítat rychlosti v_r a c_u podle rovnic 5.2 a 5.3, pričemž radiální složka rychlosti nebyla potřebná, je zde uvedena jen informativně.

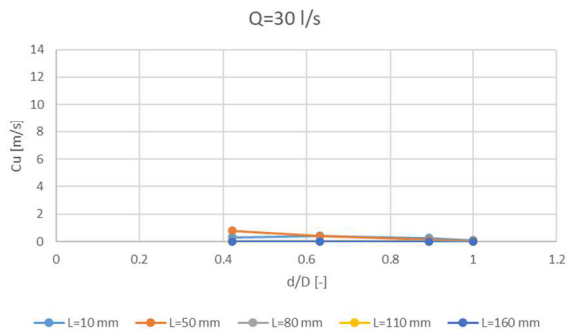


Obr. 5.37: Výpočet unášivé složky celkové rychlosti

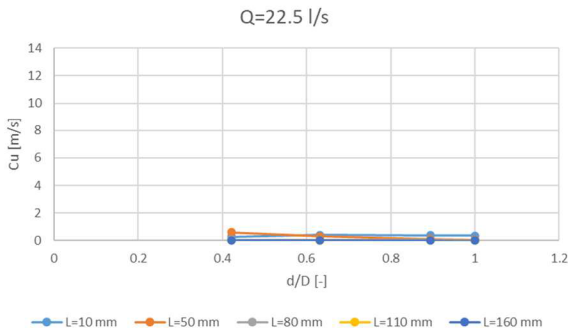
$$c_u = v_x \cdot \sin\varphi + v_y \cdot \cos\varphi \tag{5.2}$$

$$v_r = v_x \cdot \cos\varphi + v_y \cdot \sin\varphi \tag{5.3}$$

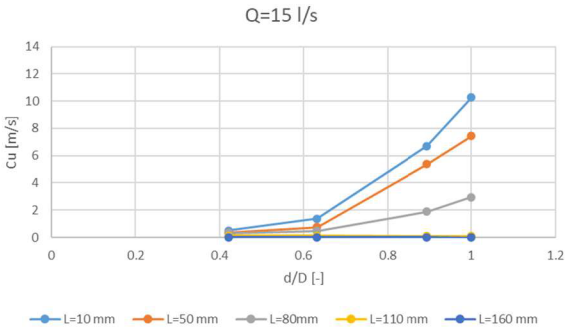
V grafech 5.3 až 5.6 jsou znázorněny průběhy takto vypočítaných unášivých složek celkových rychlostí. Jednotlivé křivky přísluší jednotlivým plochám (viz obr. 5.30) a zobrazují vývoj unášivé složky celkové rychlosti na zvolených průměrech. V tomto případě jsou průměry vykresleny formou poměrných hodnot *D/d,* kde *D* je průměr 95 mm vzdálený 2,5 mm od stěny sacího potrubí. V grafu 5.3 jsou zobrazeny průběhy rychlostí c_u pro optimální průtok. Zde unášivá složka celkové rychlosti nebyla nikterak významná, dosahovala maximálně několik desetin metrů za sekundu. Lehký nárůst této rychlosti, do 1 m/s, je možné vidět na nejmenším měřeném průměru. Tento nárůst byl zřejmě způsoben přítomností rotující stěny v sání čerpadla, která měla za úkol reprezentovat náboj oběžného kola. Obdobná situace byla pozorována i u 75 % optimálního průtoku (viz graf 5.4). S nástupem recirkulace unášivé složky celkové rychlosti významně narůstají, jak u 50 % optimálního průtoku, tak také při 25 % (viz grafy 5.5 a 5.6). Unášivé složky celkové rychlosti jsou vysoké na vyšších průměrech a samozřejmě klesají s rostoucí vzdáleností od oběžného kola. Nejvyšší rychlosti c_u jsou na větších průměrech, se snižujícím se průměrem klesají, což je také vidět na obrázcích 5.18 a 5.19, a také na proudnicích na obrázcích 5.22 a 5.23. Takový nárůst unášivé složky celkové rychlosti významně ovlivňuje rychlostní trojúhelník na vstupu oběžného kola a tím i chování celého čerpadla. Některé rychlostní trojúhelníky budou ukázány dále.



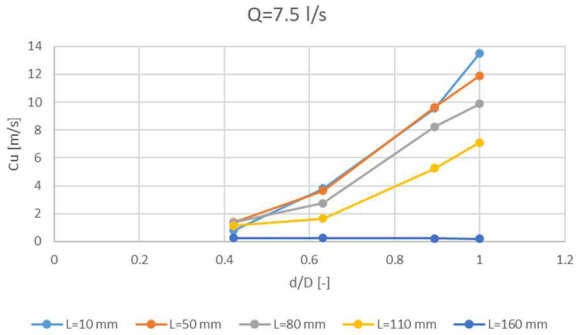
Graf 5.3: C_u pro optimální průtok



Graf 5.4: C_u pro 75 % optimálního průtoku

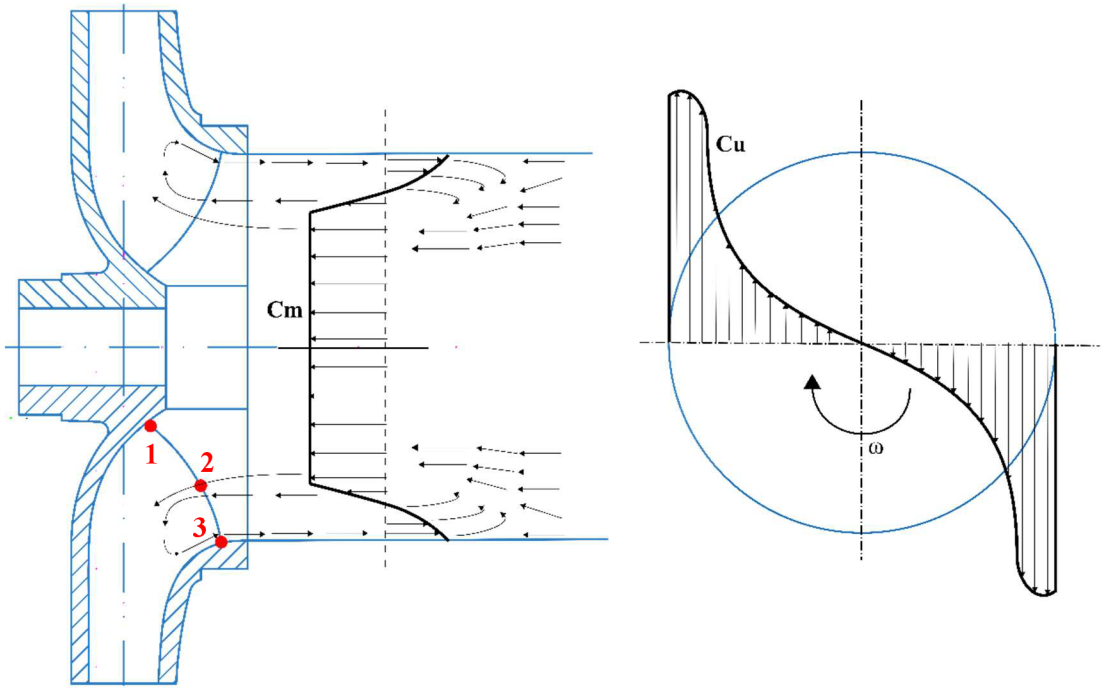


Graf 5.5: C_u pro 50 % optimálního průtoku



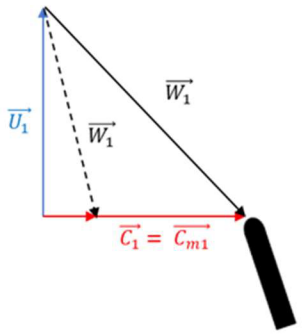
Graf 5.6: C_u pro 25 % optimálního průtoku

Z výše uvedených grafů vyplývá, že v sání čerpadla se vytváří přibližně následující rozložení rychlosti meridiánové c_m a unášivé složky celkové rychlosti c_u. (viz obr. 5.38). V červeně vyznačených místech bude ukázán vliv vstupní recirkulace na vstupní rychlostní trojúhelník.

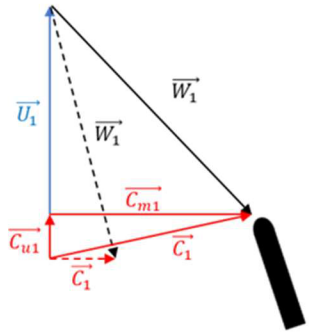


Obr.5. 38: Meridiánová a unášivá složka celkové rychlosti

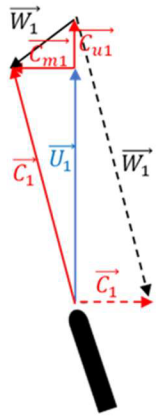
V obrázcích 5.39 až 5.41 jsou zobrazeny rychlostní trojúhelníky (pro q=0,3 až 0,6), kde čárkovaná čára reprezentuje rychlostní trojúhelník, který není ovlivněn vstupní recirkulací (optimální bod). V bodě jedna (viz obr 5.39) se výrazně zvedá celková rychlost a tím i úhel β, který svírá rychlost unášivá s rychlostí relativní. Tím roste tzv. incidence, tedy rozdíl mezi úhlem náběhu lopatky a úhlem proudění, což způsobuje rázový vstup na lopatku. Celková rychlost roste z důvodu zmenšení průtočného průřezu sání, který se zmenšuje z důvodu recirkulace. V bodě dva (viz obr 5.40) je vidět, že i celková rychlost nemá ideální úhel náběhu na lopatku stejně jako rychlost relativní. Tekutina přijala rotaci od recirkulující kapaliny c_{u1}. Na posledním obrázku 5.41 je znázorněn rychlostní trojúhelník, který popisuje plně recirkulující kapalinu. Zde nám kapalina vytéká z oběžného kola zpět do sání. Na vstupní hraně lopatky mezi bodem 2 a 3 se vyskytuje bod, kde jsou si rychlosti unášivá (u_1), celková (c_1) a unášivá složka celkové rychlosti (c_{u1}) rovny.



Obr. 5.39: Rychlostní trojúhelník bodu 1

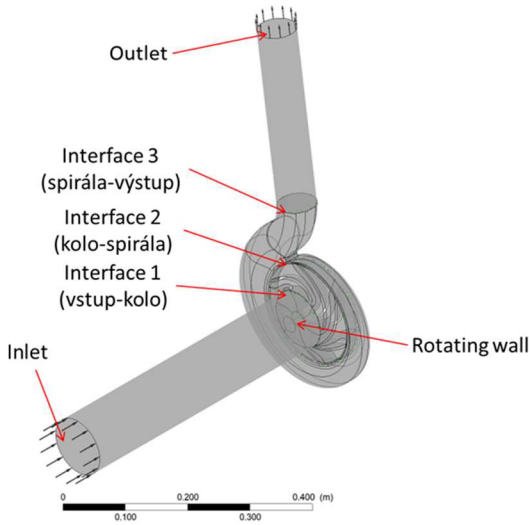


Obr. 5.40: Rychlostní trojúhelník bodu 2



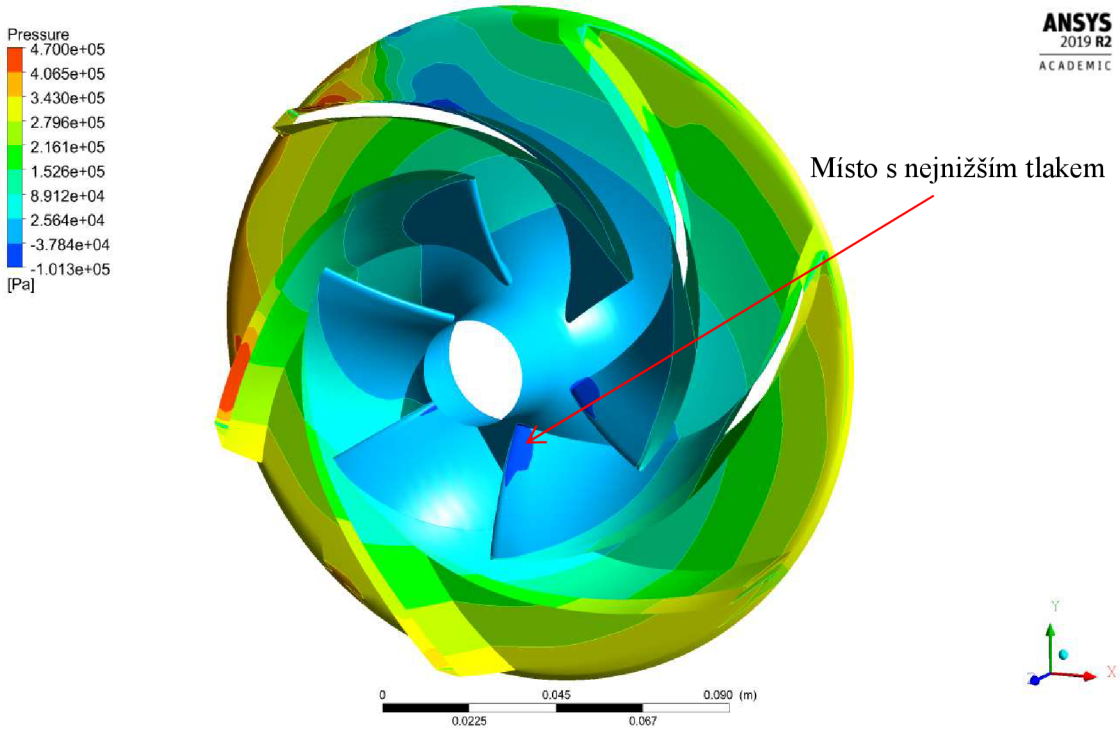
Obr. 5.41: Rychlostní trojúhelník bodu 3

Vstupní recirkulace u určitých typů čerpadel, respektive typů oběžných kol, může způsobit kavitaci. Ta je zejména způsobena rozdílným úhlem lopatky a úhlem náběhu proudu na lopatku tzv. incidencí. Dopady incidence byly shrnuty v kapitole 3.3.1. Na ověření, zdali nevzniká kavitace z důvodu vstupní recirkulace i u tohoto typu čerpadla, byl proveden jeden výpočet s obracenými okrajovými podmínkami. Jako vstupní okrajová podmínka byl nastaven atmosférický tlak a jako výstupní okrajová podmínka byl nastaven hmotnostní průtok. Tento výpočet byl počítán jako jednofázové proudění. Sloužil pouze k výpočtu tlaků na lopatkách oběžného kola, zdali nedošlo k poklesu tlaku pod tlak nasycených par. Okrajové podmínky jsou zobrazeny na obrázku 5.42. Výpočet byl proveden pro 25 % optimálního průtoku, kdy byla pozorována největší vstupní recirkulace. Celý výpočet byl proveden jako nestacionární.



Obr. 5.42: Okrajové podmínky

Výsledné kontury tlaku ukazují, že místa nejnižšího tlaku je možné vidět na náběžných hranách lopatek, z větší části na sacích stranách lopatek (viz obr. 5.43). Zde dosahoval tlak hodnot -71253,1 Pa. Zde je nutné zdůraznit, že relativní tlak byl nastaven na hodnotu jedné atmosféry, výsledný tlak na lopatce byl tedy 30071,9 Pa, což není hodnota pod tlakem nasycených par a kavitace nenastává. Velmi záleží, jaký je vstupní tlak na sání čerpadla. Jestliže by byl vstupní tlak menší, než tlak atmosférický, mohlo by dojít ke značnému snížení tlaku na lopatce, kde by také vznikla kavitace. Více informací by bylo možné zjistit výpočtem, který by počítal se dvěmi fázemi.

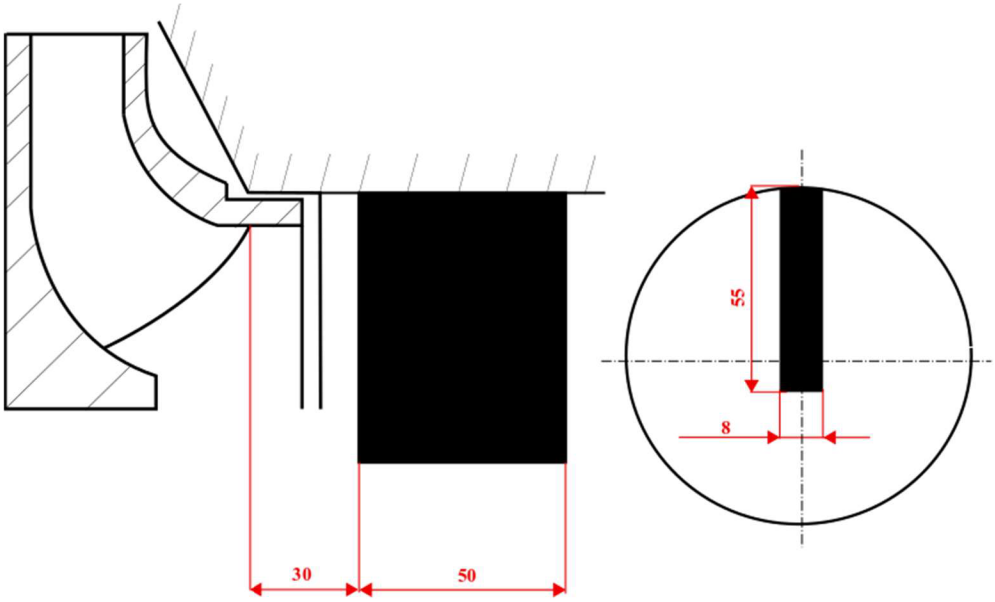


Obr 5.43: Kontury statického tlaku na oběžném kole a nosném disku

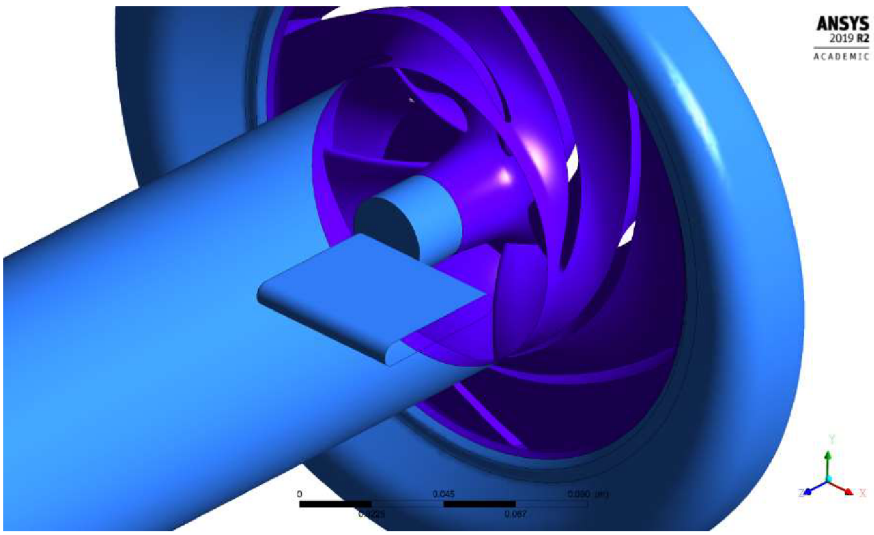
5.4.2 Výsledky CFD simulace – opatření proti recirkulaci (žebro)

Jak bylo diskutováno v kapitole 3.3.2, existují jistá opatření, která mají za úkol potlačit vstupní recirkulaci. Prvním testovaným opatřením bylo žebro, které bylo implementováno do sacího potrubí čerpadla před oběžné kolo. Jeho geometrie je popsána na obrázku 5.44. Toto žebro nebylo umístěno vertikálně, jak je zvykem, ale horizontálně, to je možné vidět na obrázku 5.45. Všechny jeho hrany byly opatřeny zaoblením o poloměru jednoho milimetru.

Byly provedeny nestacionární výpočty pro stejné průtoky jako bez opatření proti recirkulaci. Okrajové podmínky byly totožné jako v předchozím případě (viz obr. 5.12 a tab. 5.1). Výsledná napočítaná charakteristika je zobrazena v grafu 5.7, přičemž je porovnána s tranzientním výpočtem, který byl proveden bez žebra.

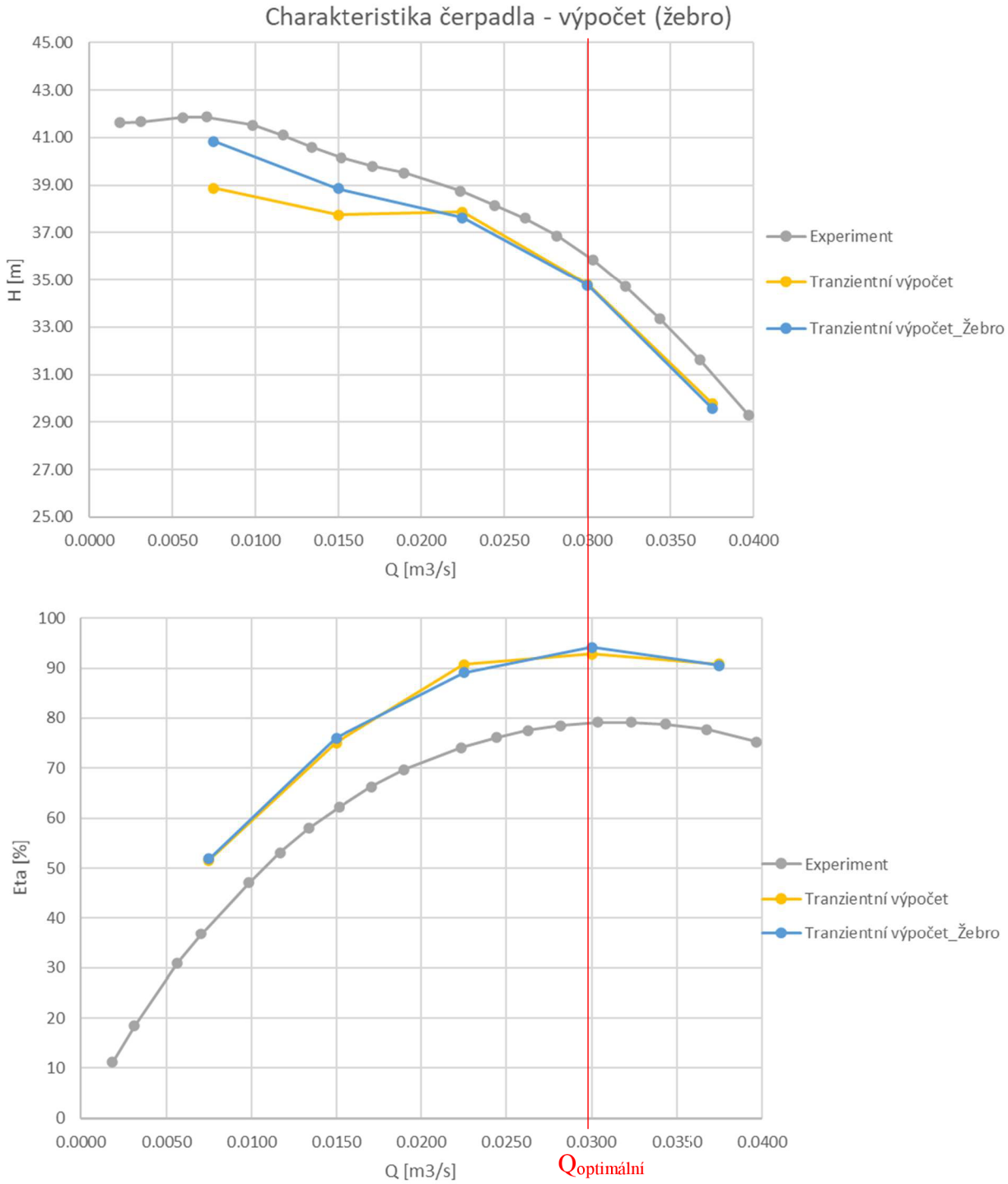


Obr. 5.44: Žebro v sání, náčrt



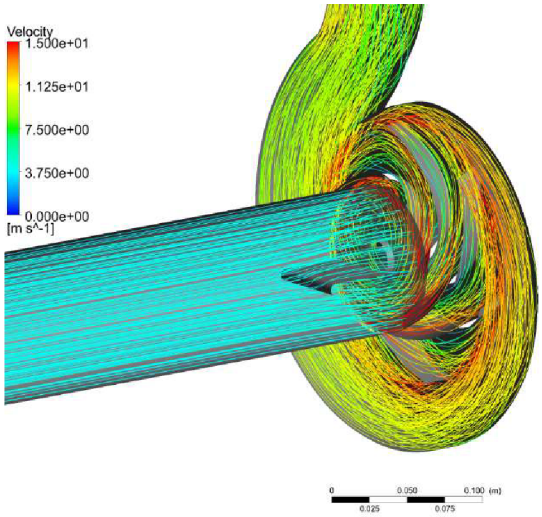
Obr. 5.45: Žebro v sání

Při porovnání obou charakteristik vypočtených a charakteristiky z experimentu, je možné spatřit nárůst dopravní výšky v 50 % a 25 % optimálního průtoku a hodnoty z výpočtu se přibližují hodnotám experimentálním. V optimálním bodě oba výpočty dosahovaly téměř stejné dopravní výšky. Také byl zaznamenán malý nárůst účinnosti čerpadla v optimálním bodě. To by mohla být první indikace toho, že žebro v sání může být účinný nástroj proti recirkulující kapalině. Účinnost je opět vyšší, protože výpočet byl proveden na zjednodušené geometrii, bez mezidiskových prostor, které jsou z hlediska ztrát významné. Přesné hodnoty charakteristiky jsou k nalezení v příloze 1.

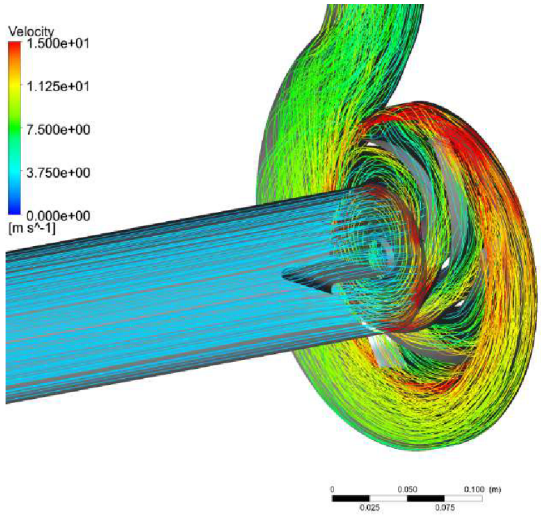


Graf 5.7: Porovnání charakteristik bez opatření a s opatřením proti recirkulaci

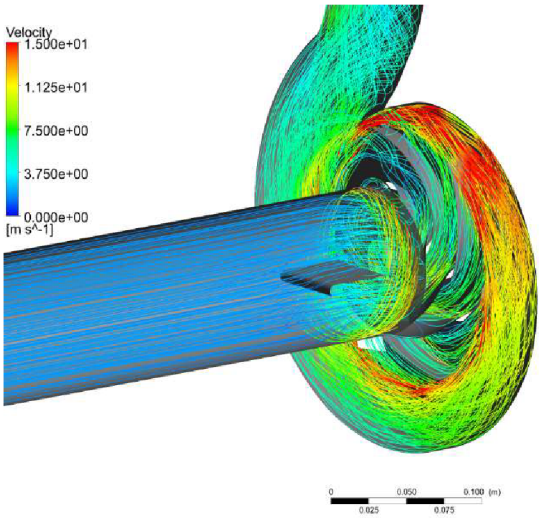
Na obrázcích 5.46 až 5.49 jsou opět zobrazeny proudnice pro všechny počítané režimy, s výjimkou 125 % optimálního průtoku, kde nebyla pozorována recirkulace. Recirkulace nebyla pozorována ani při optimálním průtoku (viz obr. 5.46) a 75 % optimálního průtoku (viz obr. 5.47). Tyto výsledky jsou téměř totožné jako výsledky bez žebra. Žebro nezpůsobuje výraznou ztrátu v sání čerpadla. Naopak v oblastech nižších průtoků (viz obr. 5.48 a 5.49) žebro působí jako zábrana a brání růstu recirkulační oblasti, což má pozitivní vliv v těchto provozních bodech. Malou nevýhodou zde je, že je žebro příliš vzdáleno od vstupu do oběžného kola. To bylo z důvodu rotující stěny, která reprezentuje náboj čerpadla. Jestliže by se žebro implementovalo blíže k oběžnému kolu, recirkulační oblast by mohla být podstatně menší.



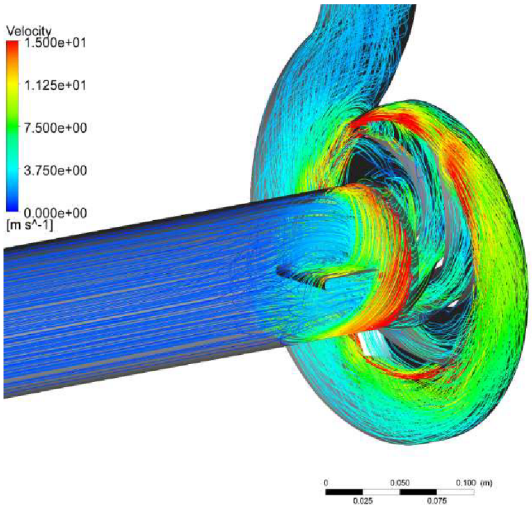
Obr. 5.46: Optimální průtok – proudnice



Obr. 5.47: 75 % optimálního průtoku – proudnice

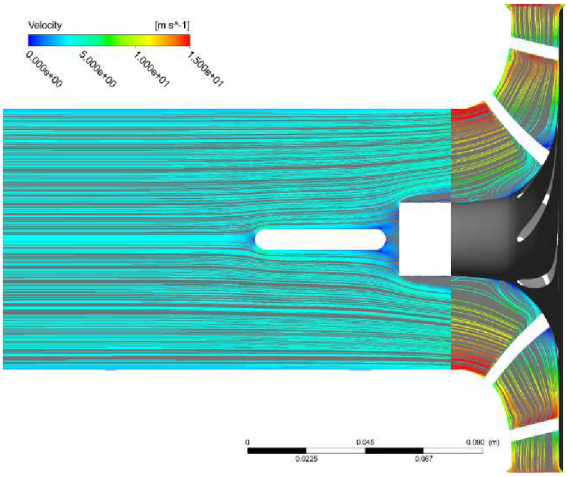


Obr. 5.48: 50 % optimálního průtoku – proudnice

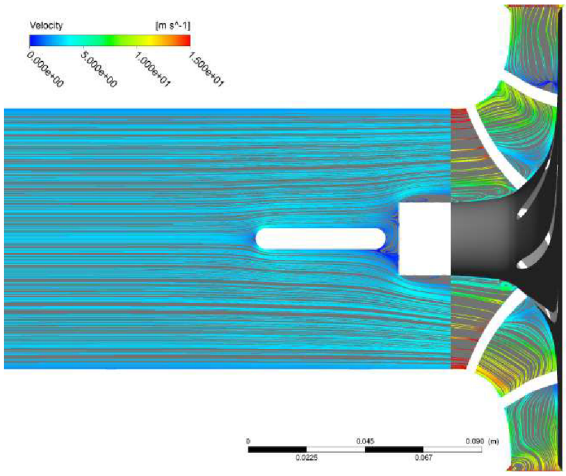


Obr. 5.49: 25 % optimálního průtoku – proudnice

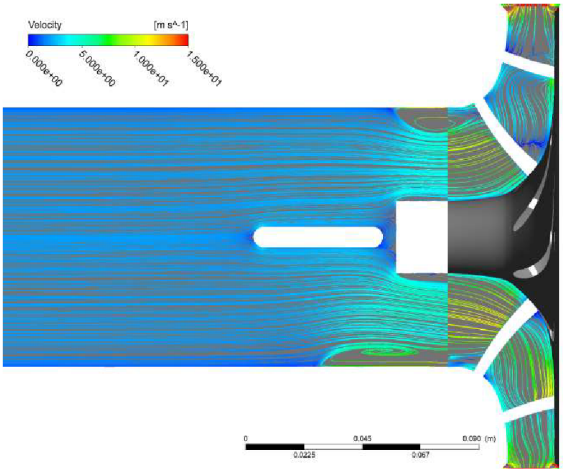
Níže jsou zobrazeny proudnice v meridiánovém řezu čerpadla. V oblastech optimálního průtoku a jeho 75 % nejsou pozorovány žádné recirkulační oblasti. Pouze mezi žebrem a rotující stěnou vzniká oblast, kde se kapalina víří (viz obr. 5.50 a 5.51). Porovnáme-li obrázky 5.52 a 5.53 s obrázky 5.22 a 5.23, tak je možné vidět výrazné zmenšení recirkulační oblasti. Tato oblast i daleko méne zasahuje do oběžného kola, dá se tedy předpokládat daleko přijatelnější proudění v oběžném kole.



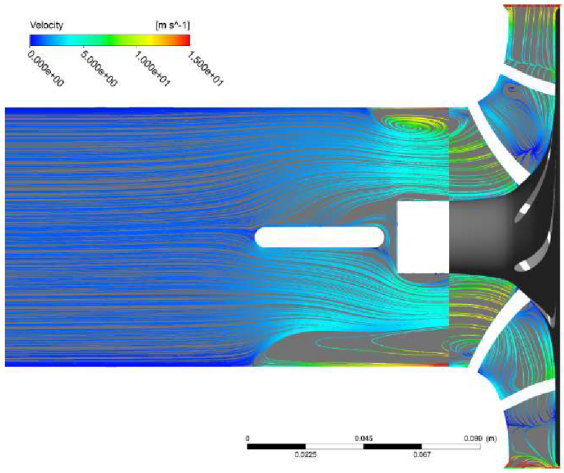
Obr 5.50: Optimální průtok, meridiální řez – proudnice



Obr 5.51: 75 % optimálního průtoku, meridiální řez – proudnice

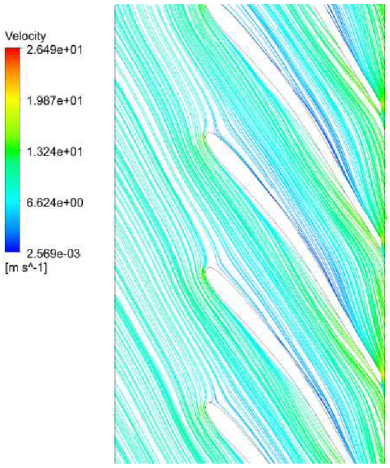


Obr 5.52: 50 % optimálního průtoku, meridiální řez – proudnice

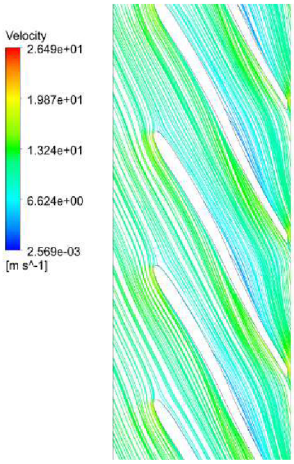


Obr 5.53: 25 % optimálního průtoku, meridiální řez – proudnice

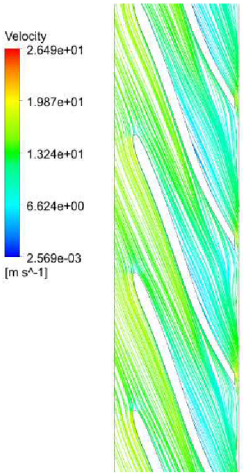
Jsou porovnány proudnice v jednotlivých řezech lopatkové mříže v tzv. „blade to blade view “. Taktéž jako u předchozího výpočtu bez opatření proti recirkulaci byly zvoleny tři řezy lopatkové mříže opět u krycího disku (0,3), nosného disku (0,9) a mezi nimi (0,6). Jsou pozorovány téměř stejné zákonitosti, s klesajícím průtokem čerpadla se mění úhel náběhu kapaliny na lopatku a roste incidence. Budou-li porovnány obrázky pro nejnižší průtoky čerpadla s žebrem (vit obr. 5.63 až 5.65) a bez opatření (viz obr. 5.33 až 5.35), nejsou zde pozorovány žádné významné kvalitativní rozdíly proudění a víření v lopatkovém kanále.



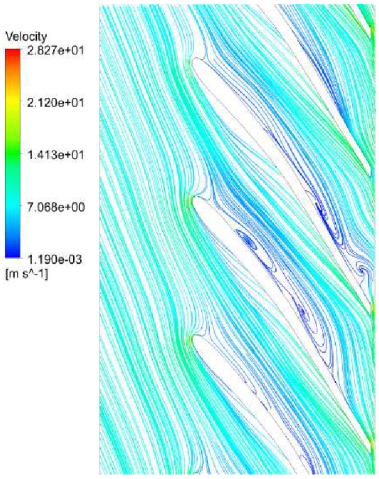
Obr. 5.54: Optimální průtok, rozpětí 0,3 – proudnice



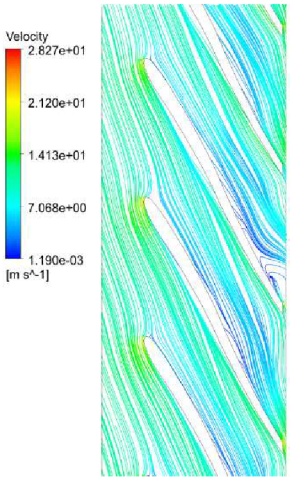
Obr. 5.55: Optimální průtok, rozpětí 0,6 – proudnice



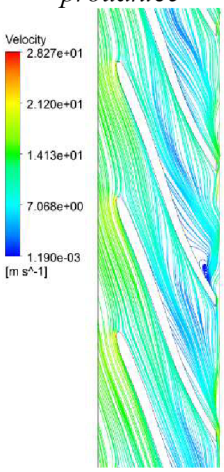
Obr. 5.56: : Optimální průtok, rozpětí 0,9 – proudnice



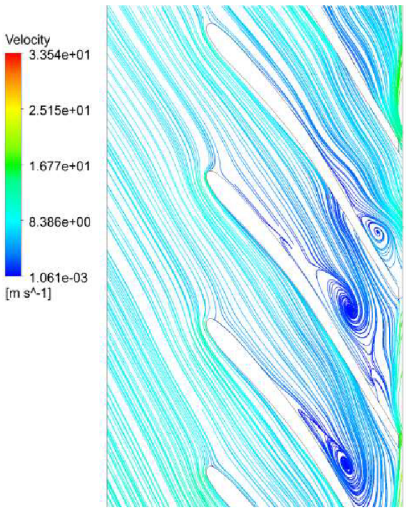
Obr. 5.57: 75 % optimálního průtoku, rozpětí 0,3 – proudnice



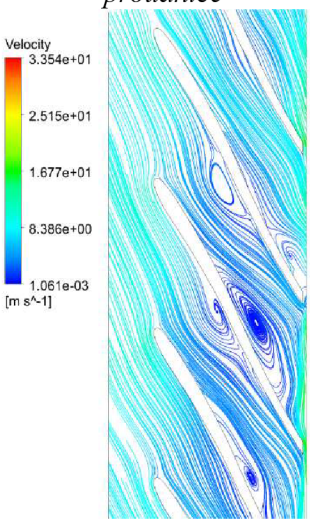
Obr. 5.58: 75 % optimálního průtoku, rozpětí 0,6 – proudnice



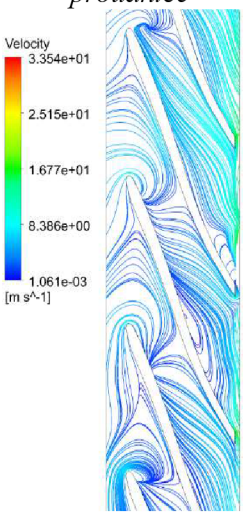
Obr. 5.59: 75 % optimálního průtoku, rozpětí 0,9 – proudnice



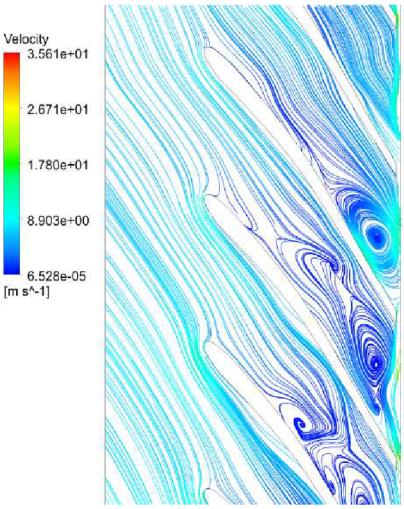
Obr. 5.60: 50 % optimálního průtoku, rozpětí 0,3 – proudnice



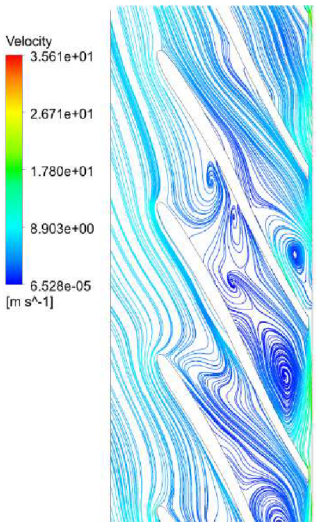
Obr. 5.61: 50 % optimálního průtoku, rozpětí 0,6 – proudnice



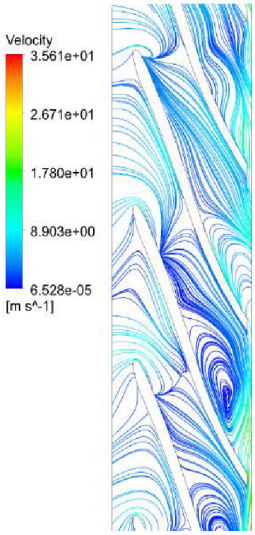
Obr. 5.62: 50 % optimálního průtoku, rozpětí 0,9 – proudnice



Obr. 5.63: 25 % optimálního průtoku, rozpětí 0,3 – proudnice

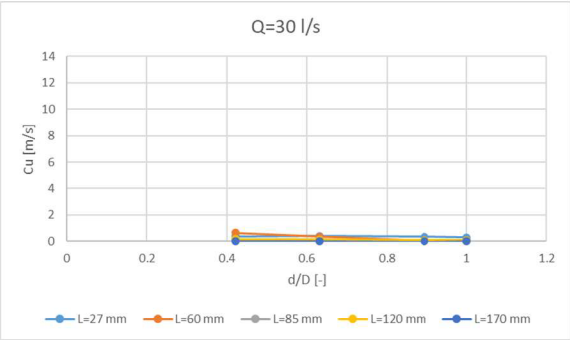


Obr. 5.64: 25 % optimálního průtoku, rozpětí 0,6 – proudnice

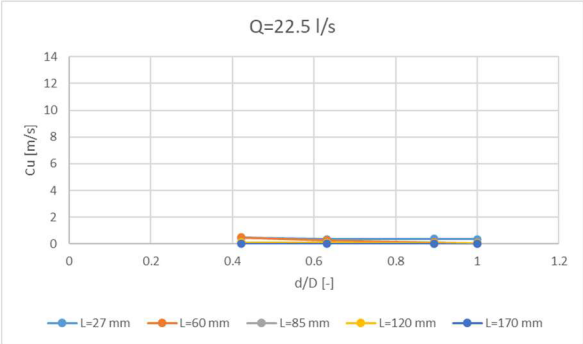


Obr. 5.65: 25 % optimálního průtok, rozpětí 0,9 – proudnice

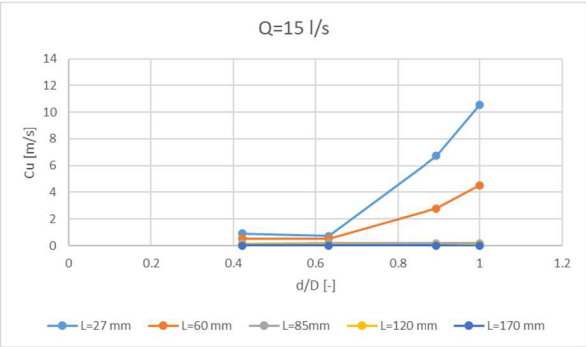
Z výše zjištěných poznatků o vývoji vstupní recirkulace v sání, které bylo opatřeno žebrem, vyplývá, že hodnoty unášivé složky rychlosti (c_u) by měly být menší, než v sání bez žebra. Jak je již známo z obrázků proudnic 5.46 až 5.49, žebro působí jako zábrana a mělo by zastavovat kapalinu, která se vrací zpět do sání. Na stejných plochách, jež jsou znázozněny v obrázku 5.36, byly vyexportovány složky rychlostí v ose X a Y, tedy v_x a v_y. Z těchto rychlostí byly opět vypočítany unášivé složky celkové rychlosti c_u, pomocí vzorce 5.2. Takto vypočítané rychlosti jsou znázorněny v grafech 5.8 až 5.11.



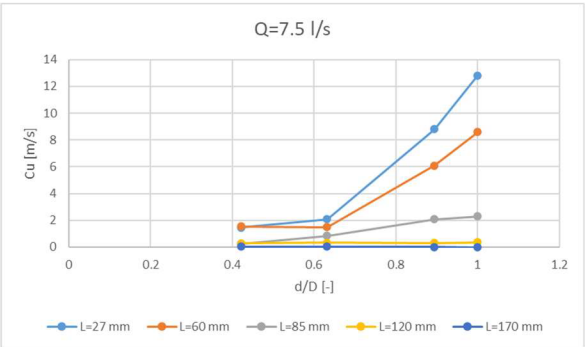
Graf 5.8: c_u pro optimální průtok (žebro)



Graf 5.9: c_u pro 75 % optimálního průtoku (žebro)



Graf 5.10: c_u pro 50 % optimálního průtoku (žebro)

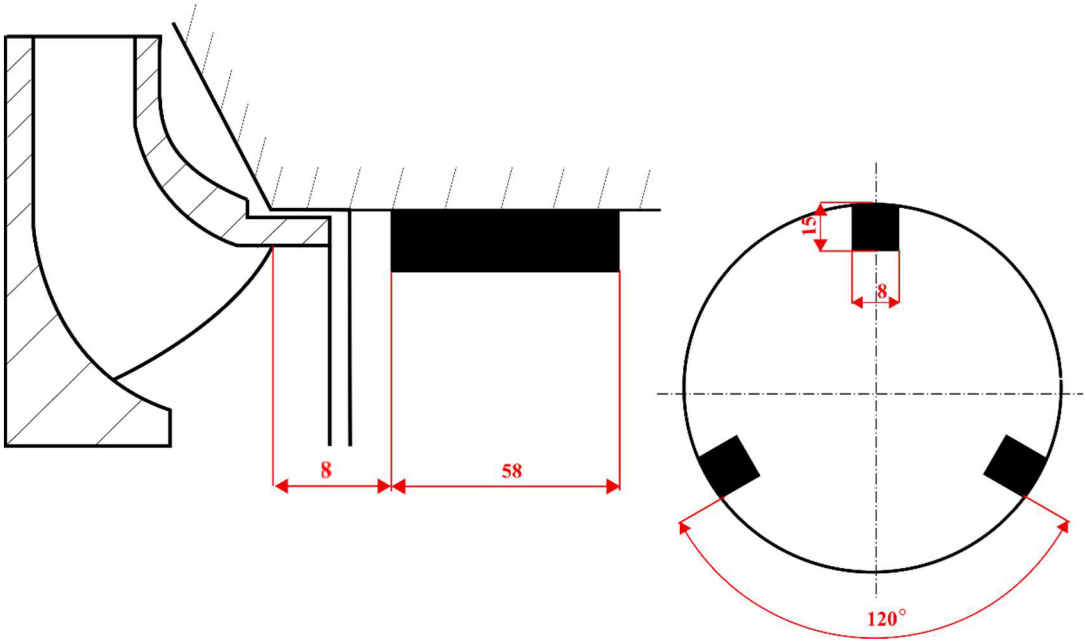


Graf 5.11: c_u pro 25 % optimálního průtoku (žebro)

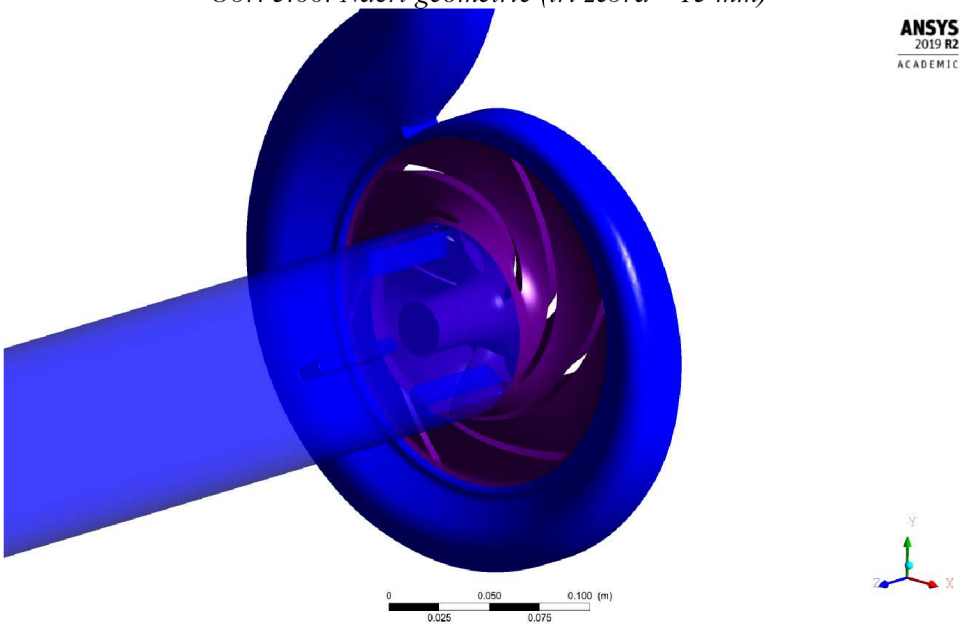
5.4.3 Výsledky CFD simulace – opatření proti recirkulaci (tři krátká žebra – 15 mm)

Dalším možným opatřením proti vzniku recirkulační oblasti v sání čerpadla, je možnost instalace kratších žeber po obvodu saní. V tomto případě byla zvolena tři kratší žebra. Toto opatření je v průmyslových provozech hojně využívaný způsob, jak uklidnit recirkulovanou kapalinu. Zde bude vyhodnoceno, jak efektivní je to způsob.

Při vytváření geometrie bylo vycházeno z předchozího zkoumaného opatření, tedy jednoho žebra. Tam bylo pozorováno nedostatečné a včasné zastavení recirkulující kapaliny (viz. obr. 5.48 a 5.59), jelikož žebro bylo umístěno poměrně daleko od oběžného kola. Tři žebra byla umístěna v sání po 120 stupních, jejich hlavní rozměry je možné vidět na náčrtu níže (viz obr. 5.66). Všechny hrany žeber byly opatřeny zaoblením o velikosti 1 mm.

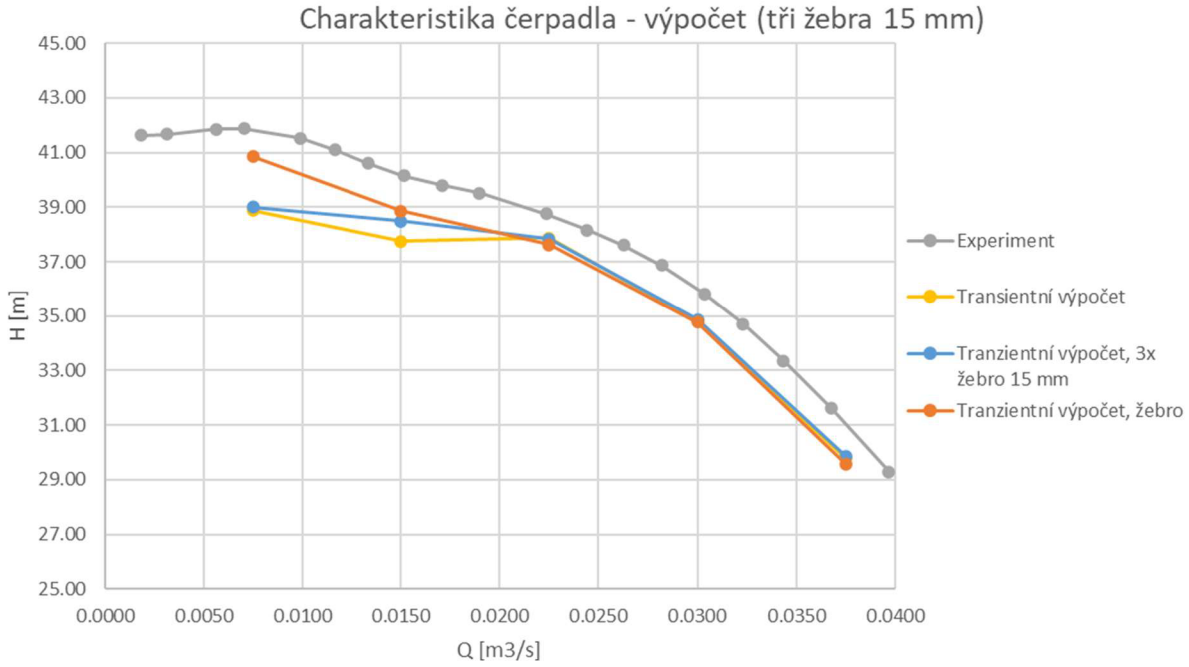


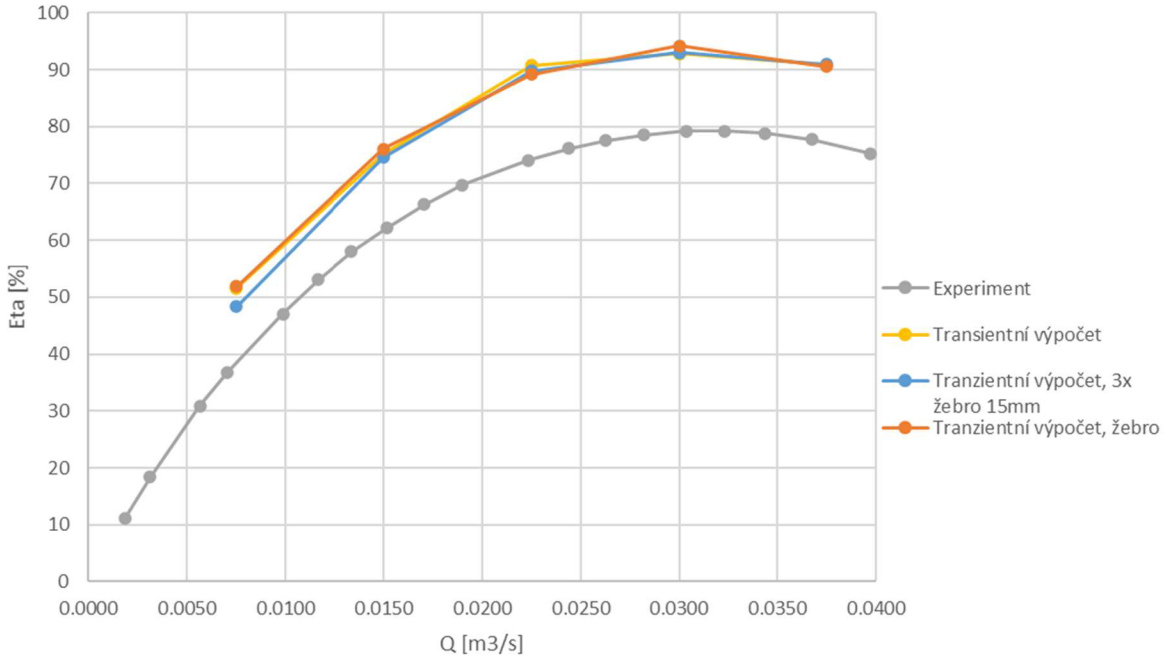
Obr. 5.66: Náčrt geometrie (tři žebra – 15 mm)



Obr. 5.67: Pohled na žebra (15 mm) v sání čerpadla

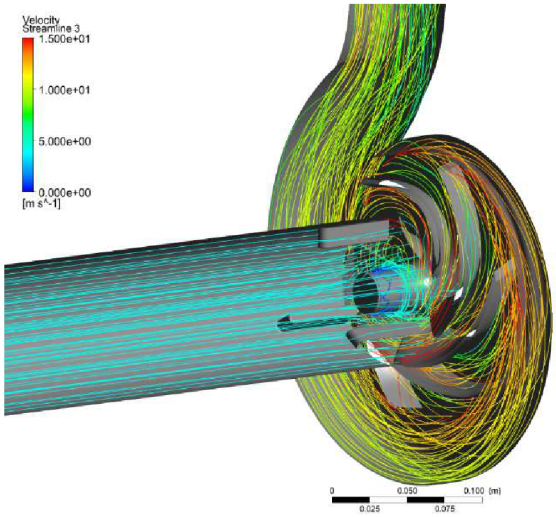
Jako v předchozích případech nejprve byla spočítána charakteristika čerpadla. Výpočty opět proběhly ve zvolených průtocích. V grafu 5.12, který je zobrazen dále, jsou porovnány předchozí výpočty (bez žebra, s žebrem) a aktuální výpočet se třemi žebry, která měla délku 15 mm. Co se týče veličin popisujících charakteristiku čerpadla, tak z grafu vyplývá, že tři žebra jsou horším opatřením proti vstupní recirkulaci než jedno dlouhé žebro. Podle výpočtového modelování, tři žebra dlouhá 15 mm, pomohla pouze v 50 % optimálního průtoku malým nárůstem dopravní výšky, oproti čerpadlu bez opatření. Jinak jsou hodnoty dopravní výšky *H* téměř totožné jako bez opatření. V oblasti optimálního bodu je účinnost také téměř totožná jako bez opatření. Nicméně v ostatních počítaných bodech je účinnost nižší. Tři žebra jsou zdrojem hydraulických ztrát v sání čerpadla. Vypočítané hodnoty dopravní výšky jsou opět nižší než hodnoty získané experimentálně a vypočítané hodnoty účinnosti čerpadla jsou vyšší než experimentálně naměřené hodnoty. Jak již bylo řečeno, to je dáno zjednodušeným modelem, na kterém byly výpočty prováděny. Přesné hodnoty charakteristiky čerpadla je možné najít v příloze 1.



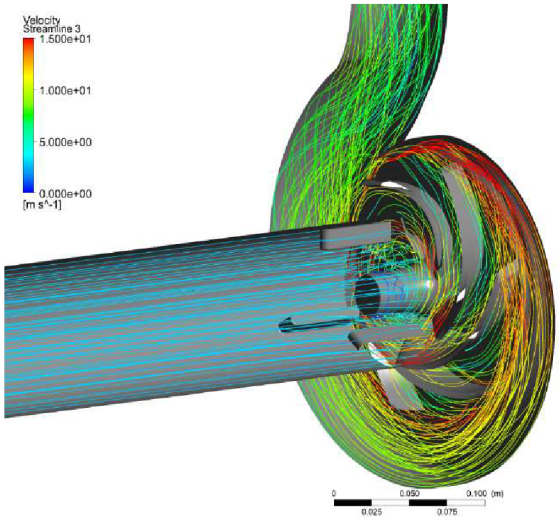


Graf 5.12: Charakteristika čerpadla

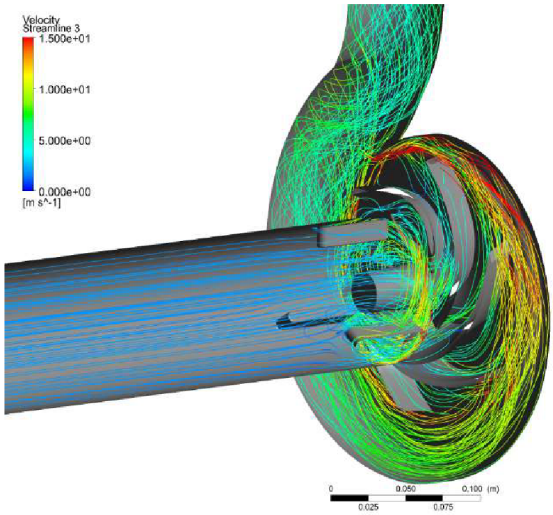
Obrázky proudnic (viz obr. 5.68 až 5.71) ukazují, že tři krátká žebra jsou schopna recirkulující kapalinu efektivněji zastavit než jedno delší žebro, které bylo zkoumané v předchozím případě. Recirkulační oblast je na pohled výrazně menší, což by se mělo pozitivně projevit na poklesu unášivé složky rychlosti, což bude vyhodnoceno dále.



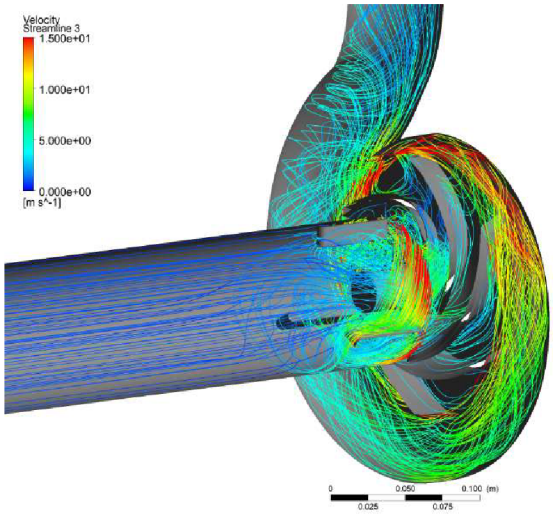
Obr. 5.68: Optimální průtok – proudnice



Obr. 5.69: 75 % optimálního průtoku – proudnice

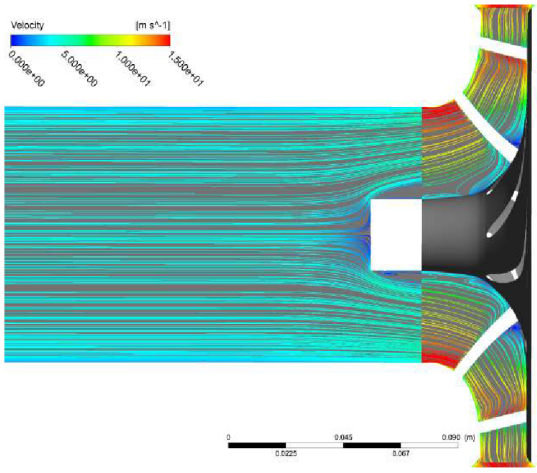


Obr. 5.70: 50 % optimálního průtoku – proudnice

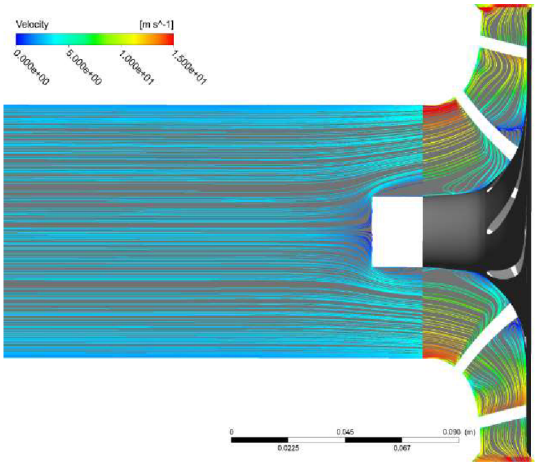


Obr. 5.71: 25 % optimálního průtoku – proudnice

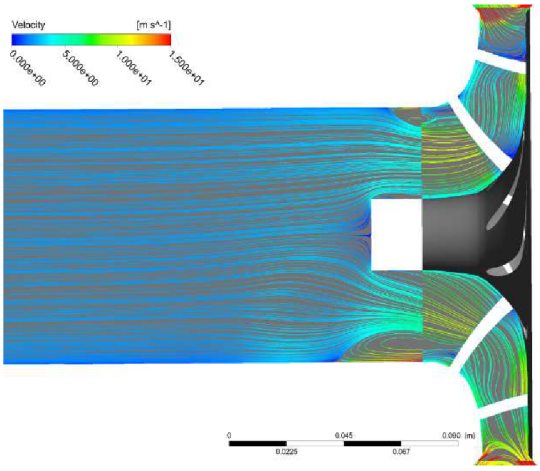
Bude-li nahlédnuto do meridiálním řezu čerpadla (viz obr. 5.72 až 5.75), kde jsou vykresleny proudnice, je vidět výrazné zkrácení recirkulační oblasti. Oproti opatření v podobě jednoho žebra, kde byly oblasti výrazně delší a užší (viz obr. 5.50 až 5.53), jsou nyní tyto oblasti výrazně kratší, ale zase narostla jejich šířka. Recirkulační oblasti zabírají více prostoru v sání, což nepřineslo výrazné zlepšení charakteristiky čerpadla (viz graf 5.12). Budou-li porovnána řešení bez opatření a se třemi žebry, je vidět, že tři žebra dokáží výrazně změnšit recirkulační oblast, nicméně v čerpadlové charakteristice byl zlepšen pouze bod s 50 % optimálního průtoku.



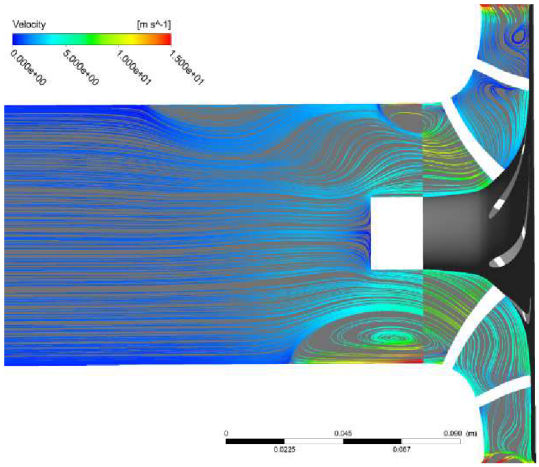
Obr. 5.72: Optimální průtok, meridiální řez – proudnice



Obr. 5.73: 75 % optimálního průtoku, meridiální řez – proudnice

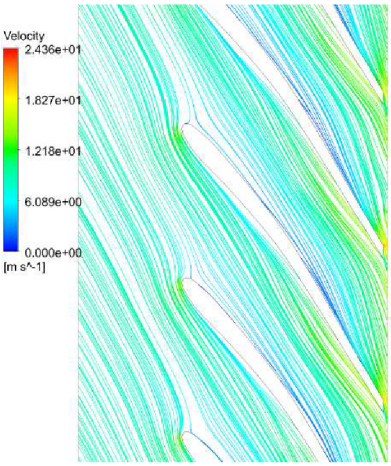


Obr. 5.74: 50 % optimálního průtoku, meridiální řez – proudnice

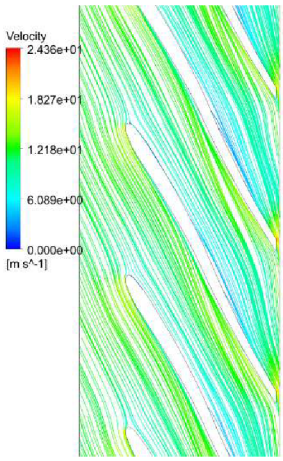


Obr. 5.75: 25 % optimálního průtoku, meridiální řez – proudnice

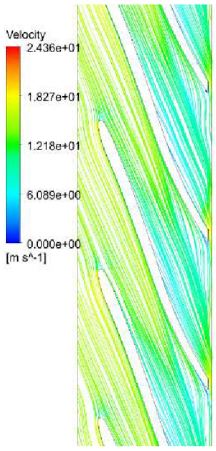
Pro kontrolu budou zobrazeny řezy lopatkové mříže (viz obr. 5.76 až 5.87), zdali se výrazně liší systém tvorby zpětného proudění. Z předchozího zjištění víme, že nebyly pozorovány evidentní změny proudění v řezech lopatkové mříže, při zkoumání případu s jedním dlouhým žebrem a bez opatření.



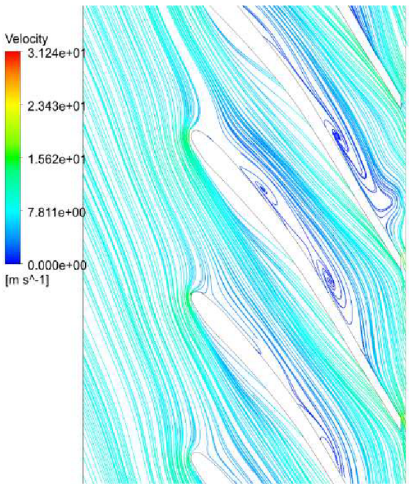
Obr. 5.76: Optimální průtok, rozpětí 0,3 – proudnice



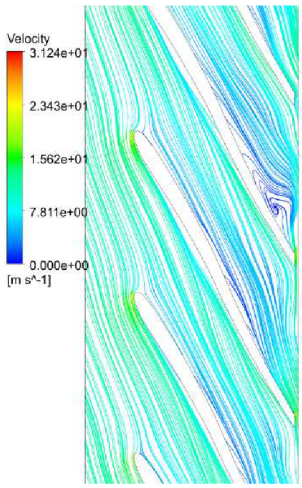
Obr. 5.77: Optimální průtok, rozpětí 0,6 – proudnice



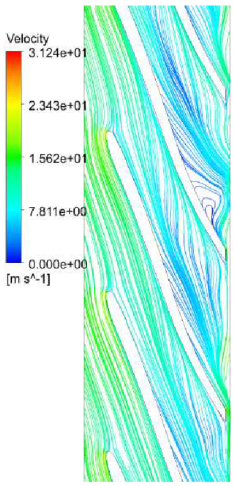
Obr. 5.78: Optimální průtok, rozpětí 0,9 – proudnice



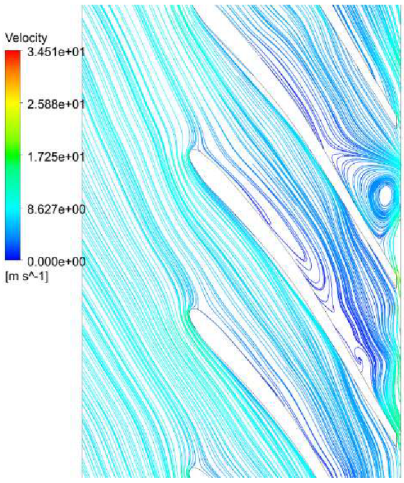
Obr. 5.79: 75 % optimálního průtoku, rozpětí 0,3 – proudnice



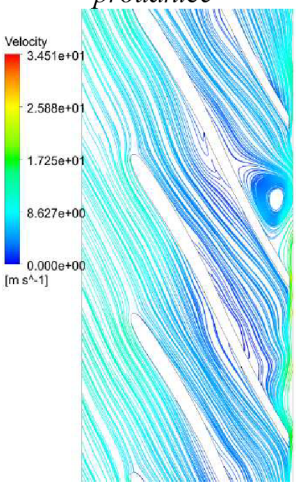
Obr. 5.80: 75 % optimálního průtoku, rozpětí 0,6 – proudnice



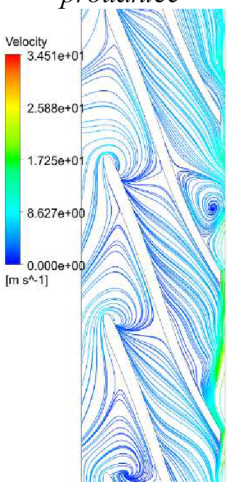
Obr. 5.81: 75 % optimálního průtoku, rozpětí 0,9 – proudnice



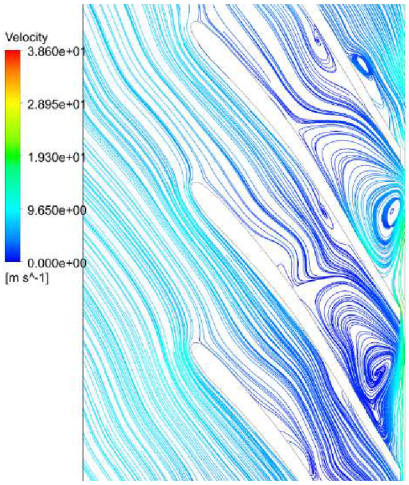
Obr. 5.82: 50 % optimálního průtoku, rozpětí 0,3 – proudnice



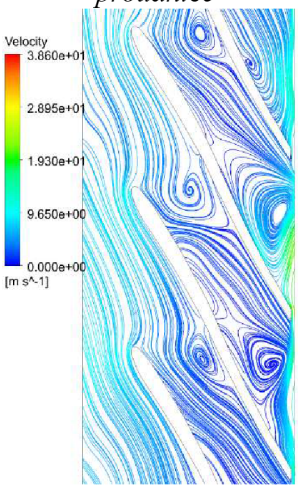
Obr. 5.83: 50 % optimálního průtoku, rozpětí 0,6 – proudnice



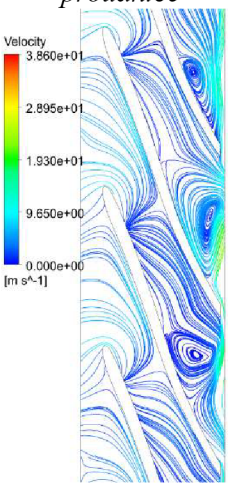
Obr. 5.84: 50 % optimálního průtoku, rozpětí 0,9 – proudnice



Obr. 5.85: 25 % optimálního průtoku, rozpětí 0,3 – proudnice



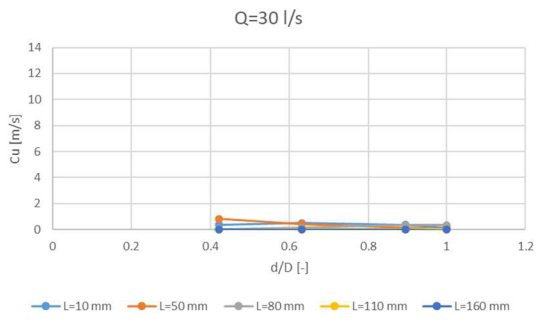
Obr. 5.86: 25 % optimálního průtoku, rozpětí 0,6 – proudnice



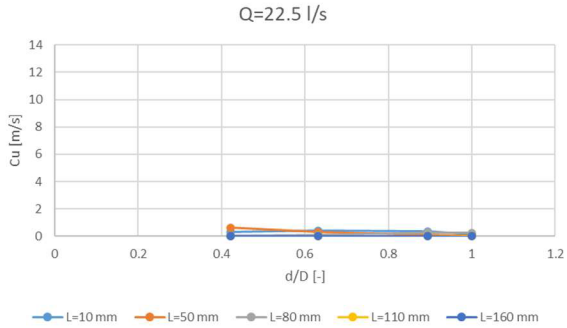
Obr. 5.87: 25 % optimálního průtoku, rozpětí 0,9 – proudnice

I v tomto případě nebyly evidovány žádné výrazné změny ve vývoji zpětného proudění v mezilopatkovém prostoru. To potvrzuje hypotézu, že jednotlivá opatření nemají vliv na tvorbu a vývoj recirkulace v lopatkovém prostoru.

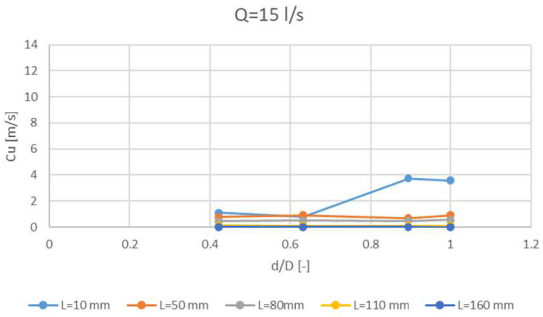
Grafy 5.13 až 5.16 ukazují, že při použití tří žeber v sání dochází ke snížení unášivé složky celkové rychlosti c_u. V bodě optimálního průtoku a v bodě 75 % optimálního průtoku je pozorován stejný fenomén, jaký byl pozorován bez opatření a s jedním dlouhým žebrem, rychlost c_u je zde velmi malá. V bodě 50 % optimálního průtoku, v oblasti nejblíže oběžného kola, došlo ke snížení rychlosti c_u z téměř 10,5 m/s na 3,8 m/s. Na další kontrolované ploše, vzdálené 50 mm od oběžného kola, je již rychlost c_u nepatrná. V pracovním bodě čerpadla s 25 % optimálního průtoku došlo taktéž ke snížení rychlosti c_u, zejména na ploše nejblíže oběžného kola, byť jen nepatrně z 13 m/s na 11,5 m/s. Na další kontrolované ploše je snížení rychlosti z 8,5 m/s na 3 m/s.



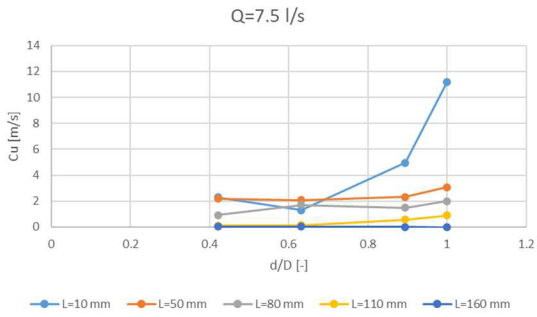
Graf 5.13: c_u pro optimální průtok (tři žebra – 15 mm)



Graf 5.14: c_u pro 75 % optimálního průtoku (tři žebra – 15 mm)



Graf 5.15: c_u pro 50 % optimálního průtoku (tři žebra – 15 mm)

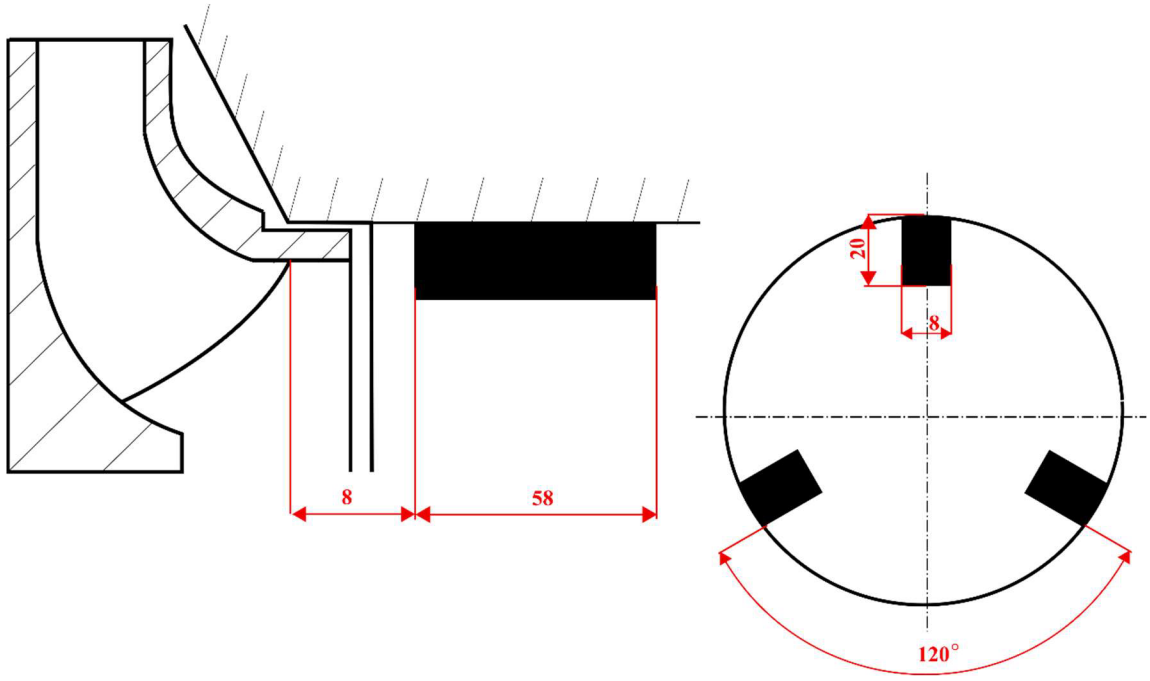


Graf 5.16: c_u pro 25 % optimálního průtoku (tři žebra – 15 mm)

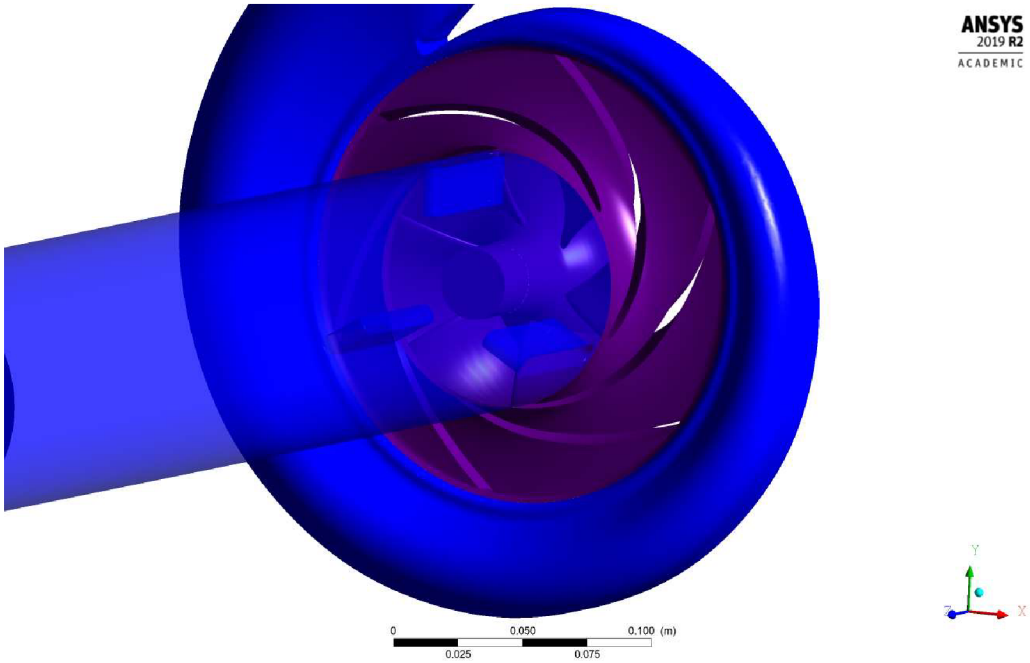
I přesto, že došlo ke snížení unášivé složky celkové rychlosti, bylo zjištěno pouze malé, v některých bodech žádné zlepšení charakteristiky čerpadla. Tři žebra sice zastaví recirkulující kapalinu, ale sama o sobě působí jako velká hydraulická ztráta.

5.4.4 Výsledky CFD simulace – opatření proti recirkulaci (tři krátká žebra – 20 mm)

Dalším cílem bylo prozkoumat vliv délky žeber na výsledné potlačení vstupní recirkulace a vliv na charakteristiku čerpadla. Žebra byla pouze prodloužena o 5 mm na délku 20 mm, ostatní rozměry zůstaly totožné, jako v předchozím případě (viz obr. 5.88). Je připojen 3D pohled pro představu, jak jsou žebra instalována v sání (viz obr. 5.89).

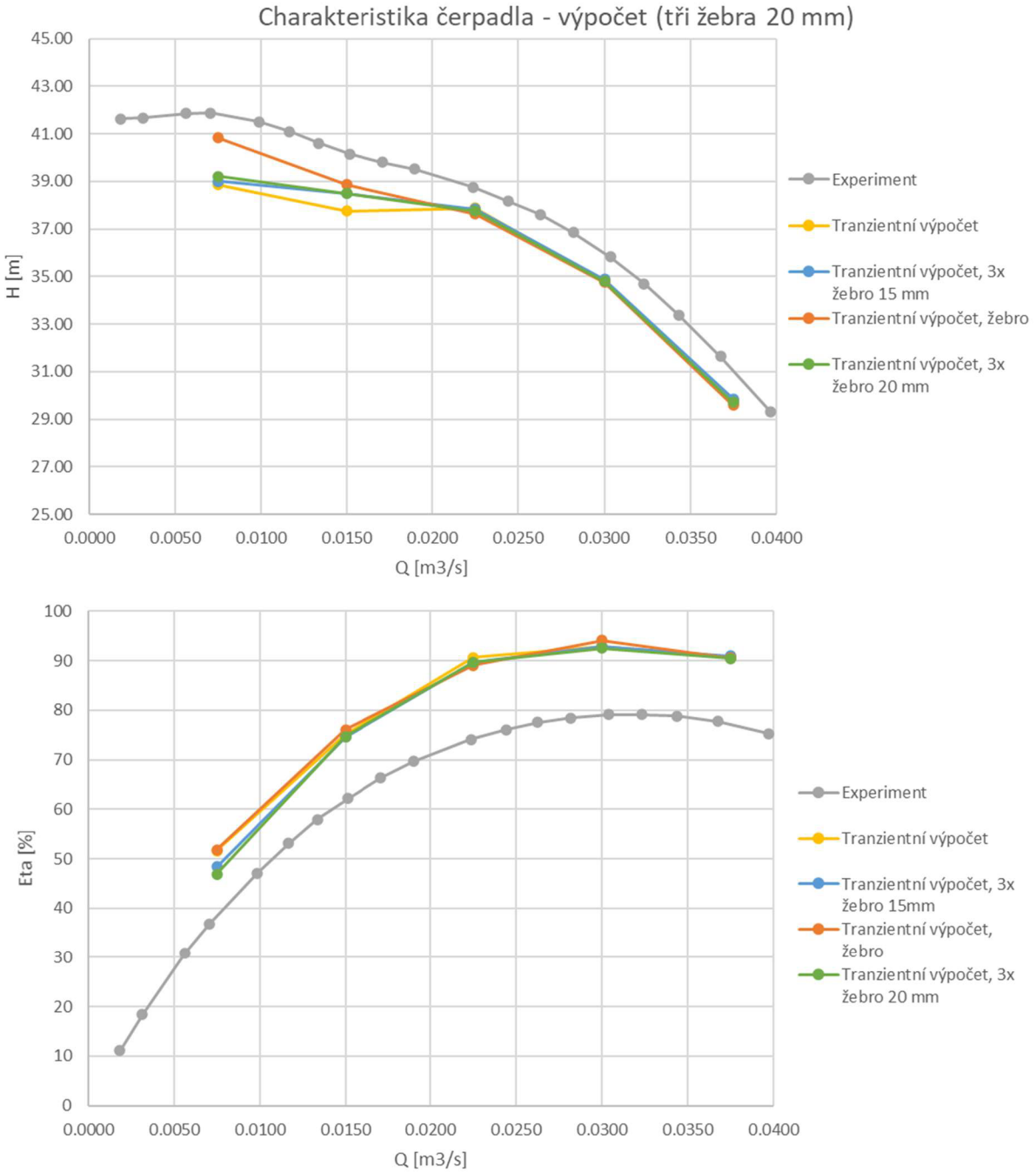


Obr. 5.88: Náčrt geometrie (tři žebra – 20 mm)



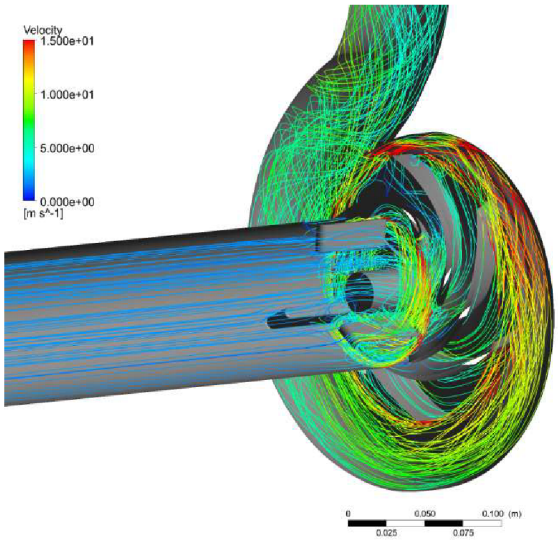
Obr. 5.89: Pohled na žebra (20 mm) v sání čerpadle

Jestliže jsou vynesena vypočítaná data do čerpadlové charakteristiky, je zjištěno, že prodloužení žeber o 5 mm nepřineslo výrazný benefit v podobě zvýšení dopravní výšky nebo zvýšení účinnosti čerpadla. Dopravní výška je téměž totožná jako u žeber s délkou 15 mm. Malé navýšení dopravní výšky bylo zaznamenáno pouze v 25 % optimálního průtoku. V tomto bodě byl také zjištěn malý pokles účinnosti čerpadla. Obecně lze říci, že prodloužení žeber o 5 mm nepřinesl očekávaný benefit. Přesné hodnoty charakteristiky čerpadla lze opět nalézt v příloze 1.

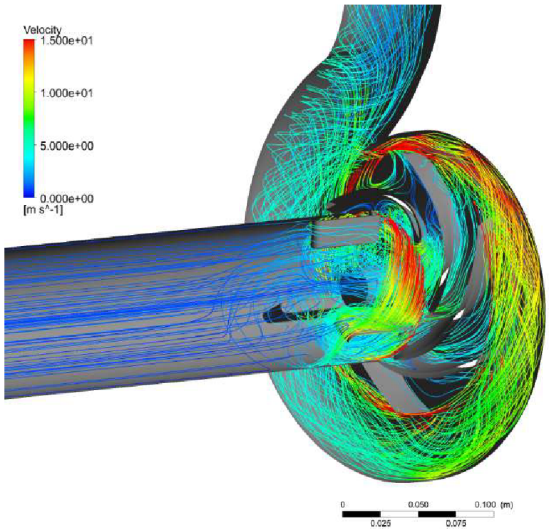


Graf 5.17: Charakteristika čerpadla (tři žebra – 20 mm)

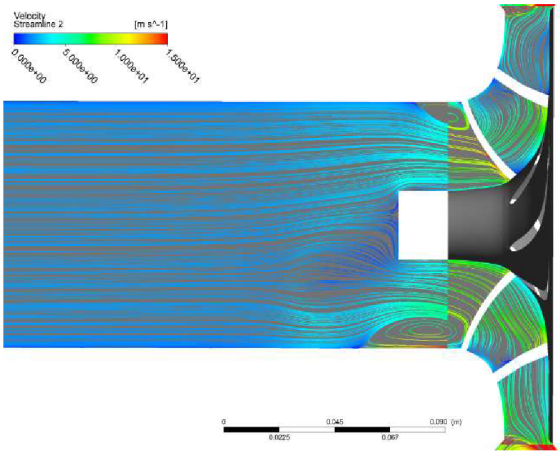
Velké rozdíly nejsou viděny i na proudnicích zobrazených v čerpadle. V optimálním bodě čerpadla a v 75 % optimálního průtoku není registrována žádná vstupní recirkulace, proto zde nebudou již zobrazeny obrázky. V těchto dvou bodech prodloužení žeber nezměnilo charakter proudění. V bodech 50 % a 25 % optima jsou proudnice téměř totožné (viz obr. 5.90 a 5.91), jak bylo sledováno v případě žeber s délkou 15 mm. Stejný případ nastává i u proudnic zobrazených v meridiálním řezu čerpadla, proto zde budou vykresleny pouze body 50 % a 25 % optimálního bodu čerpadla (viz obr. 5.92 a 5.93).



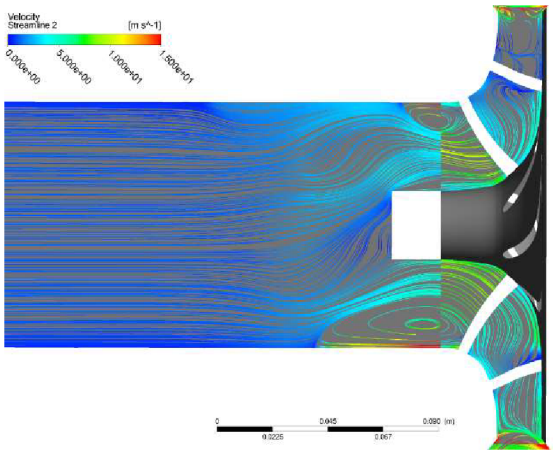
Obr. 5.90: 50 % optimálního průtoku – proudnice



Obr. 5.91: 25 % optimálního průtoku – proudnice

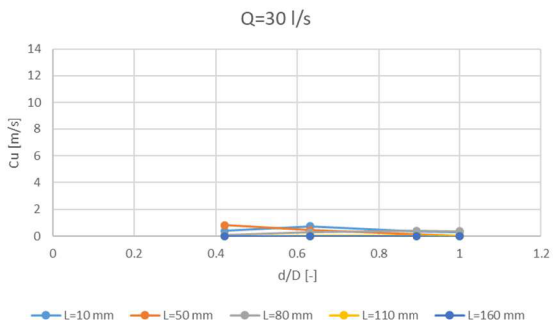


Obr. 5.92: 50 % optimálního průtoku, meridiální řez – proudnice

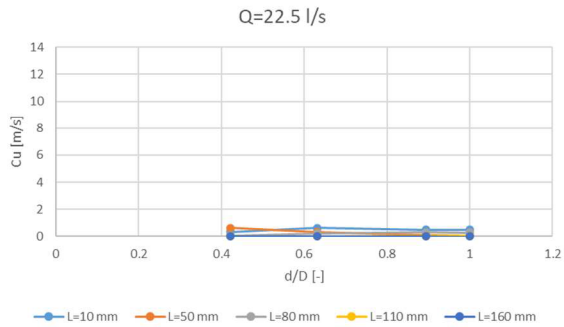


Obr. 5.93: 25 % optimálního průtoku, meridiální řez – proudnice

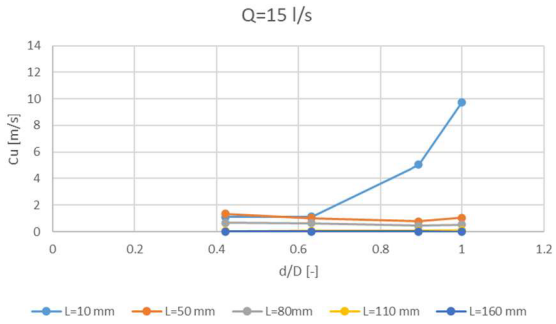
Jak se změnilo proudění a vstupní recirkulace v sání čerpadla, při použití delších žeber, nejlépe vyjádřují grafy, které vykreslují unášivou složku celkové rychlosti c_u. V bodě optimálního průtoku a v jeho 75 % nejsou měřeny významné rychlosti, stejně jako u ostatních opatření. Při porovnání grafů, které zobrazují 50 % optimálního průtoku, pro žebra s délkou 15 mm (viz obr. 5.15) a s délkou 20 mm (viz obr. 5.20), je patrné, že prodloužení žeber nemělo vliv na snížení rychlosti c_u, dokonce byl zjištěn její nárůst. Obdobně tomu bylo i v případě 25 % optimálního průtoku, kdy došlo k velmi malému nárůstu rychlosti c_u, na kontrolní ploše vzdálené 10 mm od oběžného kola . Konkrétně z 11,1995 m/s (žebra – 15 mm) na 11,7584 m/s (žebra – 20 mm), došlo tedy k 5 % nárůstu unášivé složky celkové rychlosti. Na ostatních kontrolních plochách, vzdálenějších od oběžného kola, zůstaly rychlosti téměř totožné.



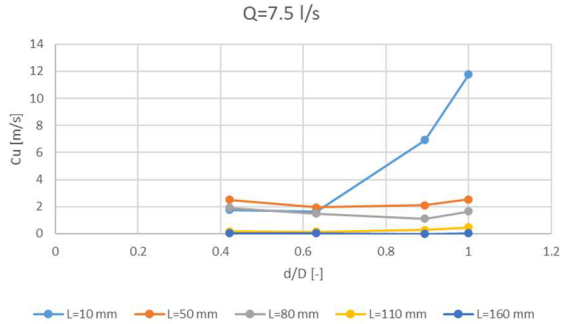
Graf 5.18: c_u pro optimální průtok (tři žebra – 20 mm)



Graf 5.19: c_u pro 75 % optimálního průtoku (tři žebra – 20 mm)



Graf 5.20: c_u pro 50 % optimálního průtoku (tři žebra – 20 mm)



Graf 5.21: c_u pro 25 % optimálního průtoku (tři žebra – 20 mm)

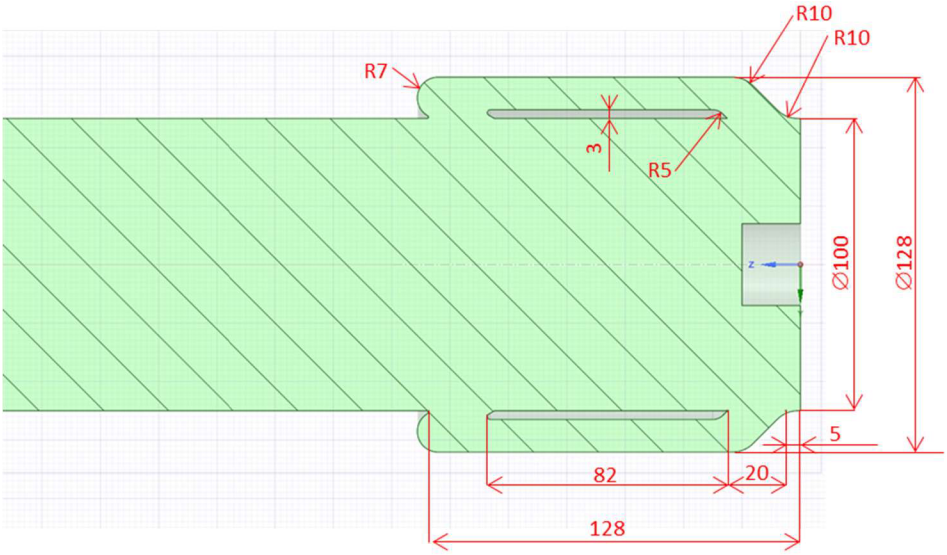
Prodloužení žeber, z 15 mm na 20 mm, nepřineslo očekávaný výsledek. Jediným získaným benefitem je malé zvýšení dopravní výšky *H* v 25 % optimálního průtoku o 0,2176 m. Na druhé straně je vypočítán pokles účinnosti v tomto bodě o 1,4 %, při porovnání s 15 mm dlouhým žebrem. Unášivé složky celkových rychlostí se taktéž výrazně nezměnily.

5.4.5 Výsledky CFD simulace – opatření proti recirkulaci (kavita_01)

Další opatření, které bylo podrobeno výpočtovému modelování proudění, je známo z literatury [5]. Jedná se o kavitu, o kterou je rozšířeno vstupní potrubí, respektive sání čerpadla. Tato kavita slouží jako obtok, do kterého by měla recirkulovaná kapalina vtéct a výrazně tak neovlivnit proudění v sání čerpadla. V této kavitě by měla recirkulovaná kapalina, obsahující vysoký podíl unášivé složky celkové rychlosti, přijít o tuto složku rychlosti a poté se vrátit do prostoru sání čerpadla.

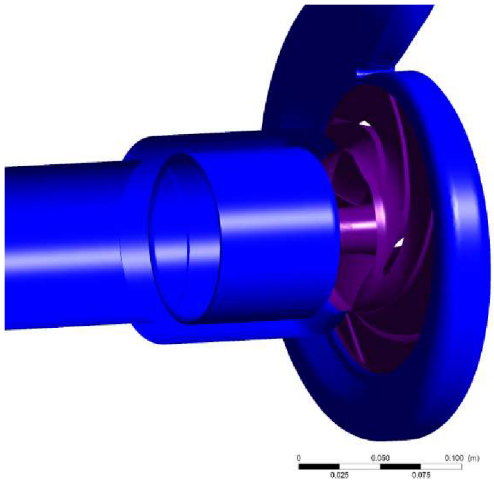
Jedná se o prvotní návrh kavity. Návrh byl tvořen tak, aby kapalina měla hladký vstup do kavity, byla šetrně otočena do směru proudění a vrácena do proudící kapaliny. Také bylo nutné počítat s množstvím recirkulované kapaliny tak, aby kavita nebyla příliš velká nebo naopak příliš malá, to by znamenalo neúčinnost tohoto opatření a bylo by implementováno zcela zbytečně.

Náčrt návrhu takovéto kavity se základními rozměry je zobrazen na obrázku 5.94. Geometrie byla vytvořena v programu SpaceClaim, odkud pochází i obrázek 5.94. Nekotované radiusy měly hodnotu 1 mm.

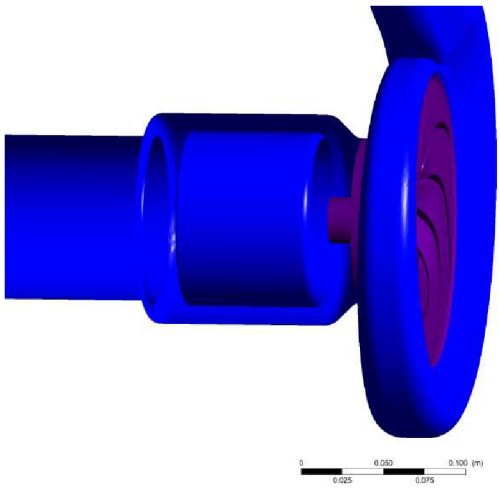


Obr. 5.94: Náčrt kavity_01

Na obrázcích 5.95 a 5.96 je znázorněna kavita v řezu sání čerpadla. Je vidět „prstenec“, který by měl oddělovat recirkulující kapalinu od kapaliny tekoucí do oběžného kola. Kavita by v reálném případě obsahovala také žebra, která by „prstenec“ držela. V tomto případě je kavita modelována bez těchto žeber.

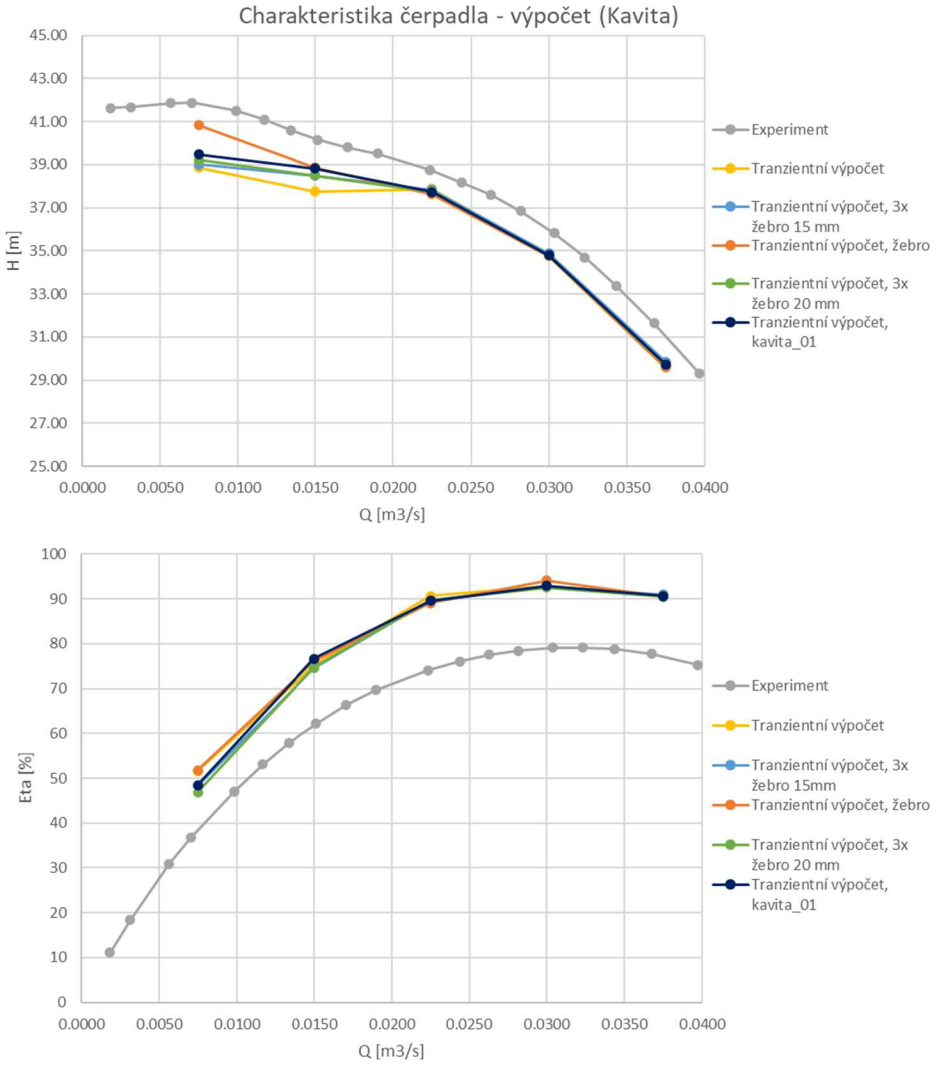


Obr.5.95: kavita v řezu sání (zadní část)

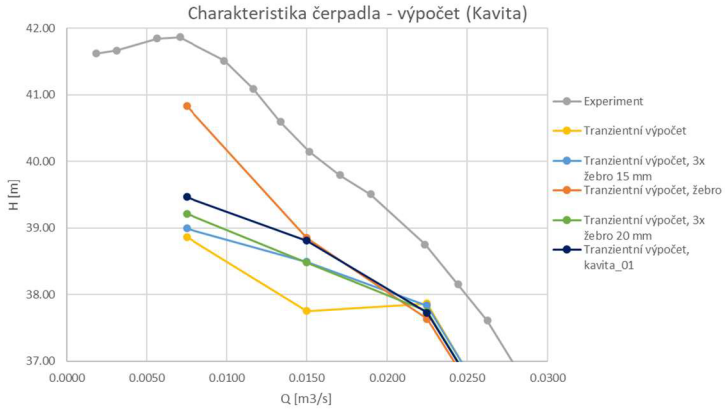


Obr.5.96: kavita v řezu sání (přední část)

Výpočet, ze kterého byla získána výsledná charakteristika čerpadla opět proběhl tak, jak je popsáno v tabulce 5.1. Ze získaných výsledků je zřejmé, že čerpadlo opatřené kavitou dosáhlo vetší dopravní výšky než čerpadlo opatřené žebrem s délkou 15 nebo 20 milimetrů. Nicméně od 50 % optimálního průtoku je na tom čerpadlo počítané s kavitou hůře s dopravní výškou než jedno dlouhé žebro. Detail charakteristiky čerpadla je zobrazen v grafu 5.23. Přesné hodnoty dopravní výšky a účinnosti čerpadla lze nalézt v příloze 1.

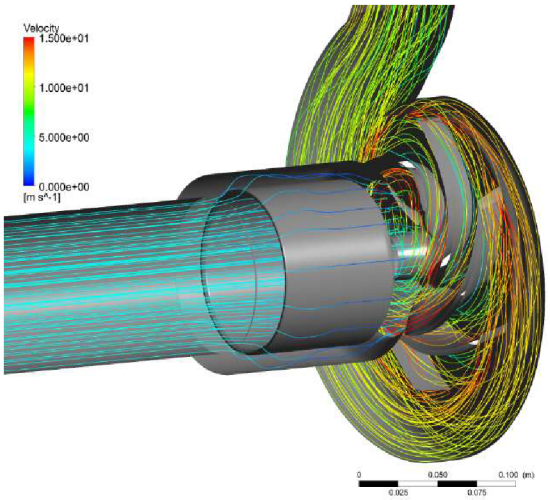


Graf 5.22: Charakteristika čerpadla (kavita_01)

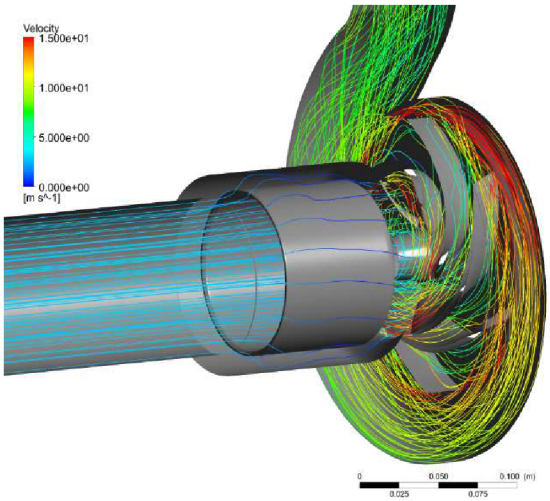


Graf 5.23: Detail charakteristiky čerpadla (kavita_01)

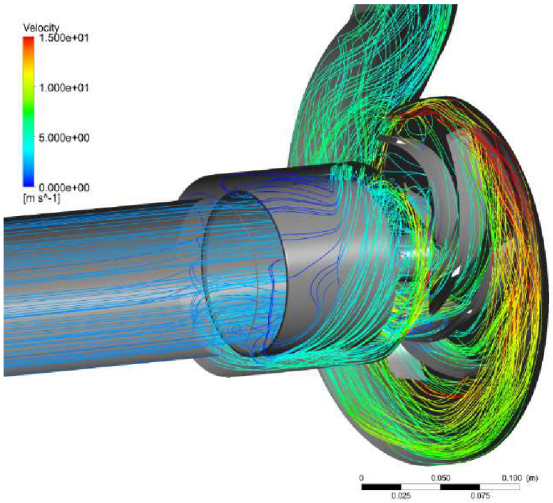
Níže je analyzováno proudění v sání čerpadla, respektive proudění v kavitě, pomocí proudnic (viz obr. 5.97 až 5.100). V oblasti optimálního průtoku (obr. 5.97) a v jeho 75 % (obr. 5.98) je vidět, že hlavní proud kapaliny teče prostorem sání a v kavitě jsou rychlosti podstatně menší než v hlavním proudu kapaliny. V oblastech blízko optimálního bodu čerpadla, kdy není zaznamenána vstupní recirkulace, by bylo ideální, kdyby kavitou neproudila žádná kapalina. Vytékající tekutina z kavity by mohla způsobit změnu rychlostních poměrů na vstupu do oběžného kola. V oblasti nižších průtoků je vidět, jak je kavita plněna recirkulující tekutinou. V ideálním případě by recirkulující kapalina měla protékat kavitou a vracet se zpět do hlavního proudu tak, aby významně neovlivnila jeho proudění. To se částečně povedlo při 50 % optimálního průtoku (viz obr. 5.99). Ve 25 % optimálního průtoku je kavita plněna kapalinou, která recirkuluje, avšak při návratu do hlavního proudu tento proud značně ovlivňuje, což je vidět na obrázku 5.100. To je určitá indikace, že navržená kavita nefunguje zcela správně.



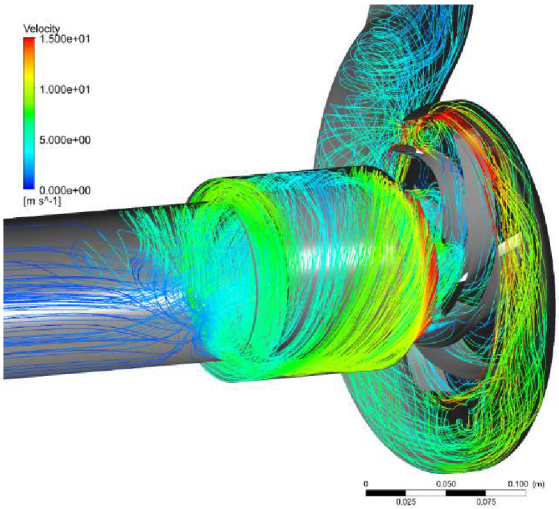
Obr. 5.97: Optimální průtok – proudnice



Obr. 5.98: 75 % optimálního průtoku – proudnice

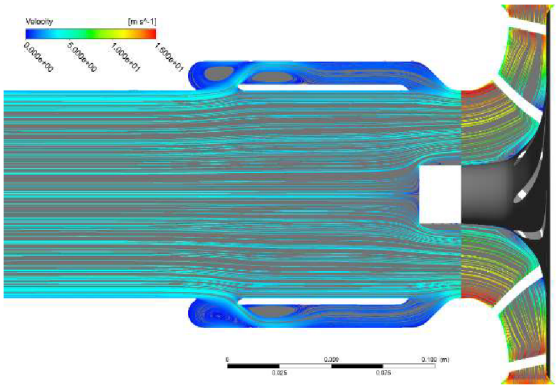


Obr. 5.99: 50 % optimálního průtoku – proudnice

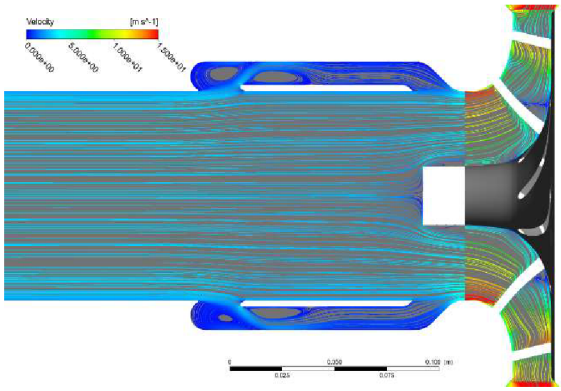


Obr. 5.100: 25 % optimálního průtoku – proudnice

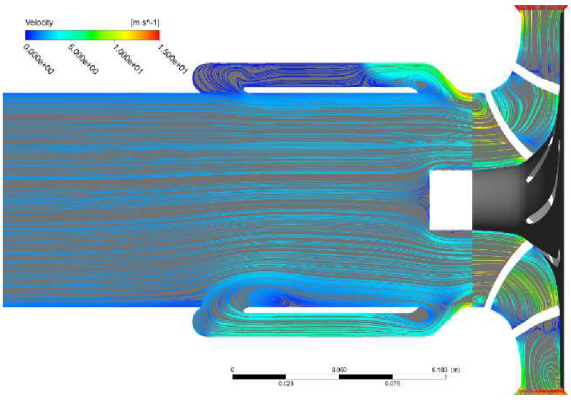
Při nejnižším počítaném průtoku (25 % optimálního průtoku) je možné pozorovat, jak je kavita plněna recirkulující kapalinou (viz obr. 5.104). Vstup do kavity se zdá být dostatečně otevřený pro recirkulovanou kapalinu. Pouze na vnitřním poloměru prstence kavity je pozorováno malé víření. Při výtoku kapaliny je dobře vidět porušení hlavního proudu, které způsobuje kapalina proudící z kavity. Kavita dostatečně nezpracovala tekutinu a neotočila ji do směru hlavního proudu. V oblastech optimálního bodu (viz obr. 5.101) a jeho 75 % (viz obr. 5.102) kapalina protéká kavitou v opačném směru. To není zcela ideální, jelikož jak je vidět, tato kapalina se vrací z kavity těsně před oběžné kolo. Navíc při vstupu do kavity vzniká víření kapaliny, což je také jev, který by ideálně neměl nastat.



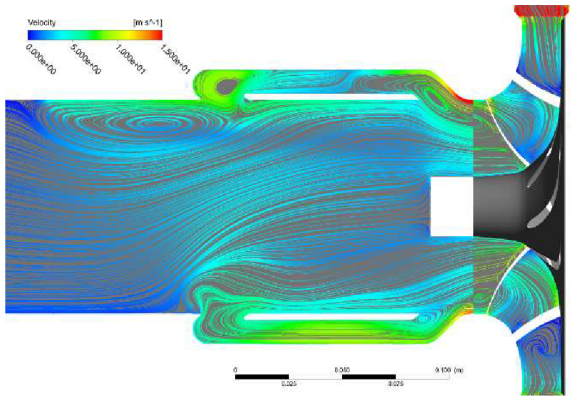
Obr. 5.101: Optimální průtok, meridiální řez – proudnice



Obr. 5.102: 75 % optimálního průtoku, meridiální řez – proudnice

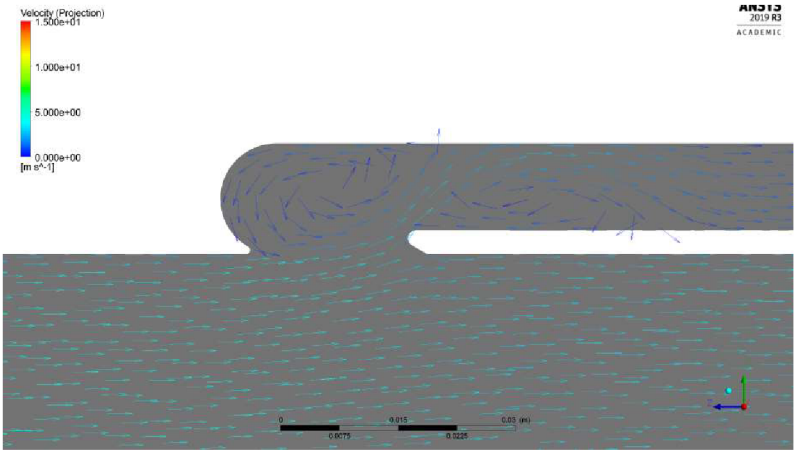


Obr. 5.103: 50 % optimálního průtoku, meridiální řez – proudnice



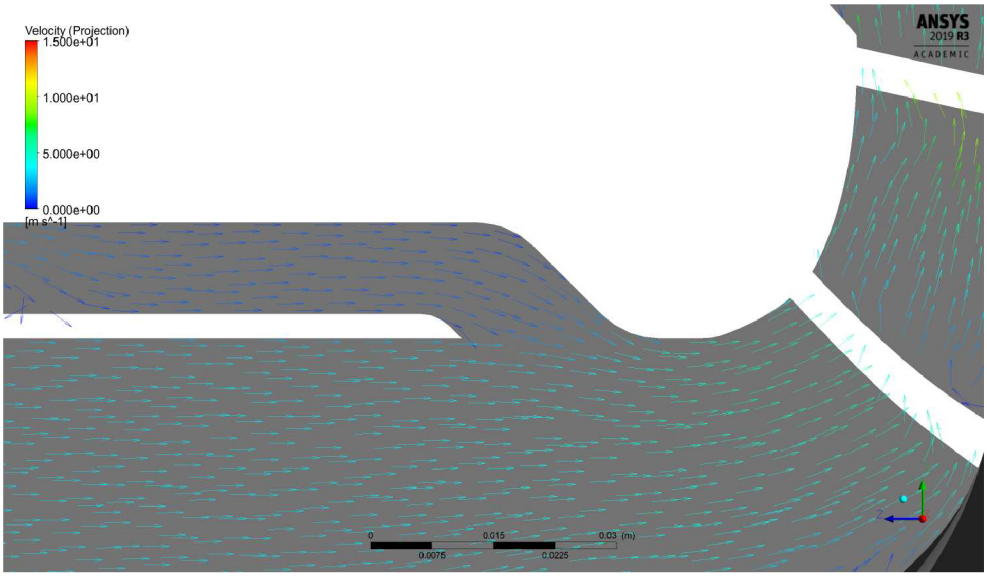
Obr. 5.104: 25 % optimálního průtoku, meridiální řez – proudnice

Detail víření, způsobené vstupem kapaliny do kavity při optimálním průtoku, je znázorněn na obrázku 5.105. To je způsobeno geometrií kavity, která není navržena na tuto orientaci toku.



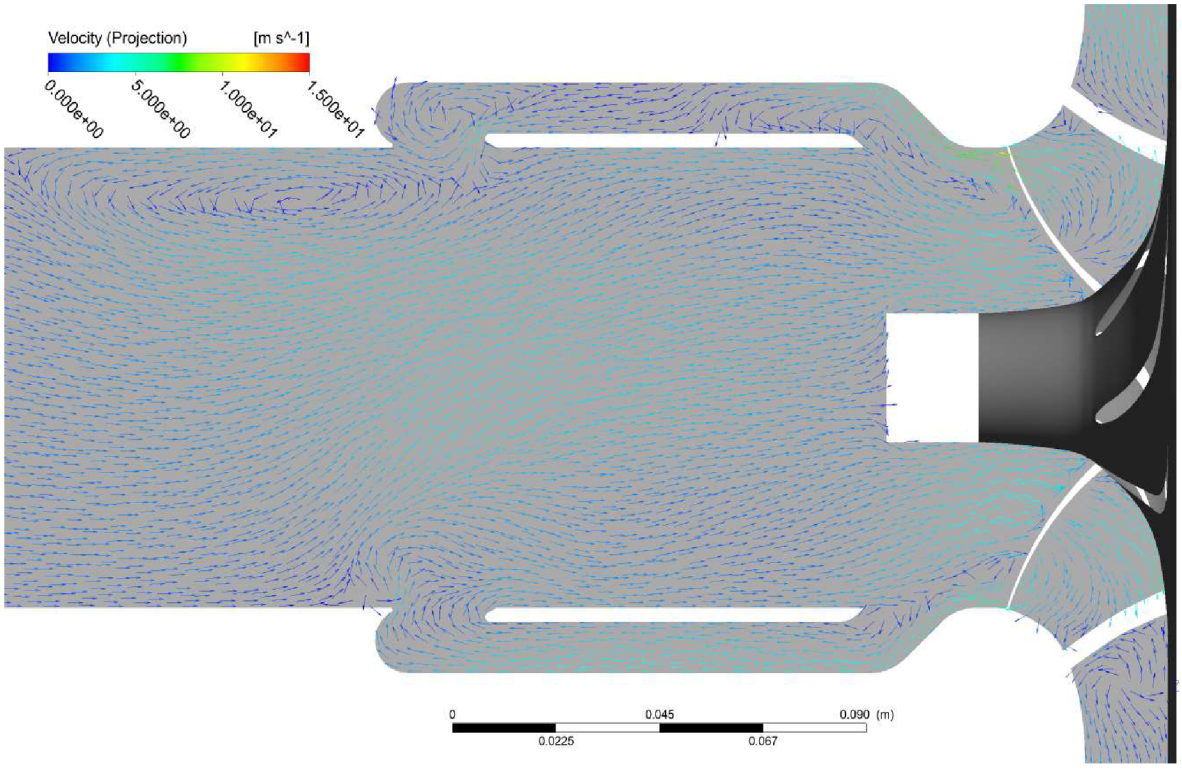
Obr. 5.105: Proudění v kavitě (optimální bod) – vektory

Nicméně, při pohledu na výstup kapaliny z kavity (viz obr. 5.106), také při optimálním průtoku, je vidět, že výstup kapaliny z kavity minimálně ovlivňuje proudové pole před oběžným kolem a teoreticky by nemusel narušit proudění v mezilopatkovém prostoru.



Obr. 5.106: Proudění v kavitě (optimální bod) – vektory

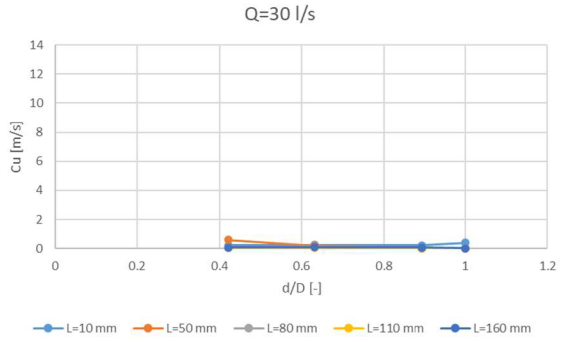
Při 25 % optimálního průtoku vektory znázorňují proudění v sání čerpadla na obrázku 5.107. Vektory ukazují, jak je kavita plněna recirkulující kapalinou. Při plnění kavity je vidět víření na jejím vstupu, které je způsobeno zpětným prouděním z kavity. To je nežádoucí jev, který je zřejmě způsoben nedostatečnou kapacitou kavity. Na výstupu z kavity, na horní straně sání, je možné pozorovat kapalinu, jež vstupuje do hlavního proudu a způsobuje poměrně velký vír v sání čerpadla. Na spodní straně sání čerpadla k tomuto fenoménu nedochází a kapalina se do hlavního proudu vrací poměrně klidně, bez porušení hlavního proudu.



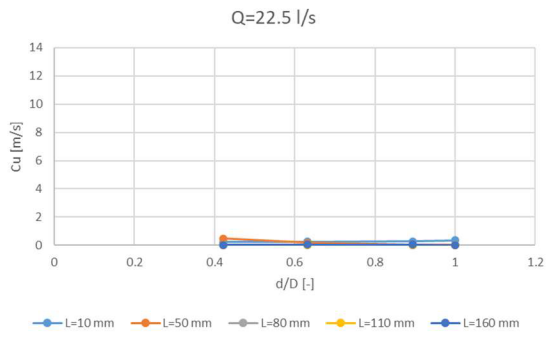
Obr.107: Proudění v kavitě (25 % optimálního průtoku) – vektory

Při kontrole proudnic v řezech lopatkové mříže nebyly sledovány žádné abnormality od ostatních řezů lopatkových mříží, které jsou v této práci uvedeny, a proto zde tyto řezy nebudou uvedeny. Předpokládá se, že kavita nemá vliv na nástup a vývoj vstupní recirkulace, má za úkol pouze tento jev zpracovat.

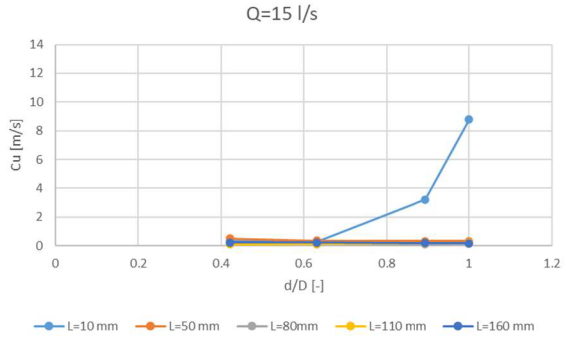
Při porovnání unášivých složek absolutní rychlosti, na grafech 5.24 až 5.27, je zřejmé, že se v optimálním průtoku čerpadla a v jeho 75 % nikterak nezvětšila rychlost c_u a získané hodnoty jsou téměř totožné s výsledky čerpadla obsahující ostatní opatření nebo bez opatření. Při 50 % optimálního průtoku (graf 5.24) je zaznamenán nejvýraznější pokles rychlosti c_u ze všech testovaných opatření. Taktéž došlo ke snížení této rychlosti i na ostatních kontrolních plochách. Rozdíl oproti ostatním opatřením je vidět při 25 % optimálního průtoku (viz graf 5.27). Poklesla sice rychlost na ploše, která je nejblíže oběžného kola, ale došlo ke zvýšení rychlosti c_u na ostatních kontrolních plochách. Tento nárůst je způsoben kapalinou, která se vrací do hlavního proudu z kavity.



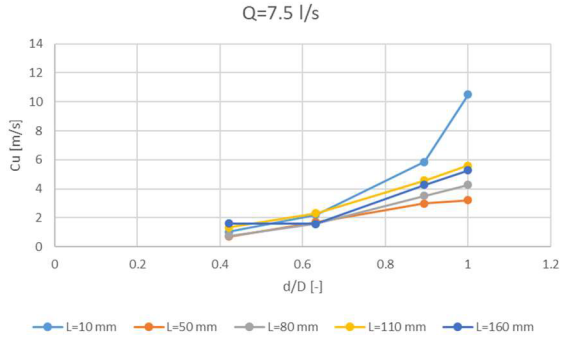
Graf 5.24: c_u pro optimální průtok (kavita_01)



Graf 5.25: c_u pro 75 % optimálního průtoku (kavita_01)



Graf 5.26: c_u pro 50 % optimálního průtoku (kavita_01)



Graf 5.27: c_u pro 25 % optimálního průtoku (kavita_01)

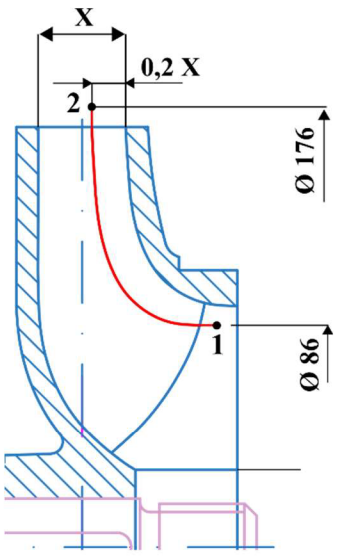
5.4.1 Vyhodnocení vstupní recirkulace pomocí Eulerovy čerpadlové rovnice

Eulerova čerpadlová rovnice (5.4) udává teoretickou měrnou energii kapaliny *Y*, kterou získá v čerpadle. Tuto měrnou energii rovnice vyjadřuje pomocí hybné (unášivé) složky absolutní rychlosti c_u a unášivé rychlosti *u* [1]. Eulerova čerpadlová rovnice je odvozena v literatuře [1]. Rovnice (5.4) platí, jestliže je kapalina neviskózní a nestlačitelná. Také proudění musí být ustálené, tedy neměnné v čase.

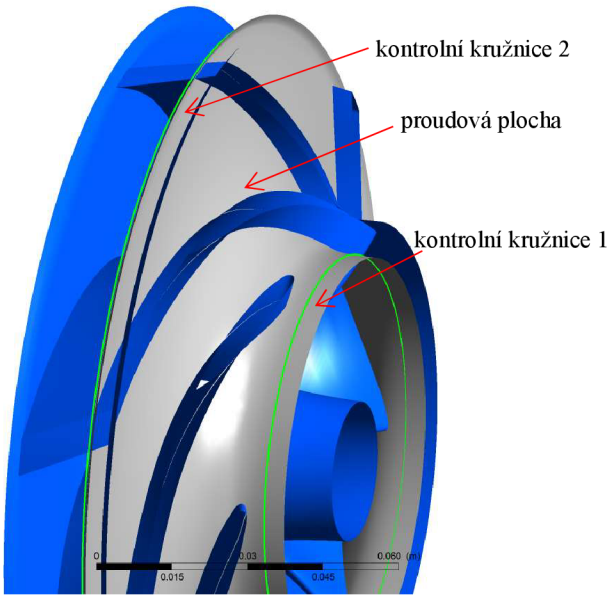
$$\frac{Y}{\eta_h} = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} \tag{5.4}$$

V případě, že je kapalina přiváděna do oběžného kola bez předrotace tak platí, že rychlost c_{u1} (na vstupu do oběžného kola) je nulová. V případě řešeného čerpadla by teoreticky měl nastat tento vstup bez předrotace v optimálním bodě. Z výše získaných výsledků je ale známo, že tato rychlost je přítomna i v optimálním bodě, i když velmi malá. Naopak se snižujícím se průtokem a růstem vstupní recirkulace se rychlost c_{u1} zvětšuje.

Dopravní výška byla vyhodnocena pomocí Eulerovy čerpadlové rovnice u všech řešených opatření. Vyhodnocení bylo provedeno na proudové ploše, která obsahovala kontrolní kružnice. Proudová plocha byla vzdálena od krycího disku čerpadla o 20 % vzdálenosti mezi krycím a nosným diskem (viz obr. 108 a 109). První kontrolní kružnice byla umístěna před vstup do oběžného kola na poloměru 43 mm. Druhá kontrolní kružnice byla zvolena za výstupem z oběžného kola na poloměru 88 mm. Unášivé složky celkové rychlosti byly vypočítány pomocí vztahu (5.2) a unášivé rychlosti byly známy. Hydraulická účinnost η_h byla vypočítána výše pomocí výpočtového modelování proudění.

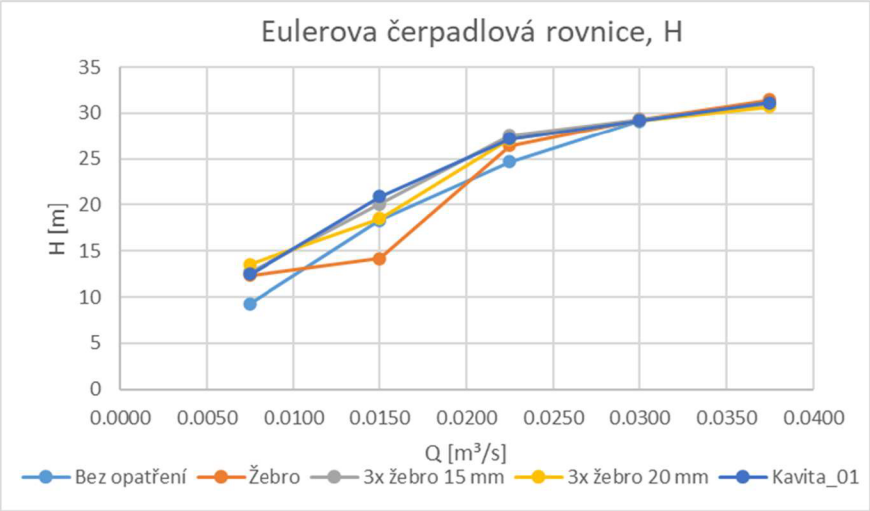


Obr. 5.108: Rozměry kontrolní plochy a kružnic



Obr. 5.109: Znázornění kontrolních kružnic v programu CFX

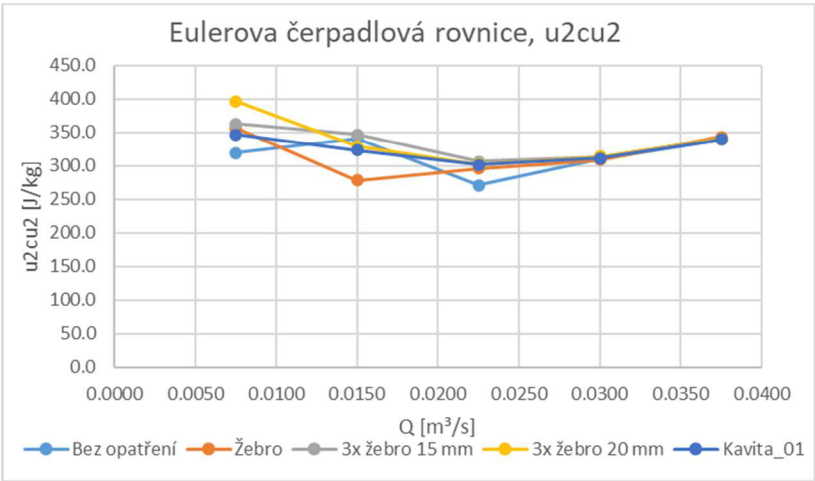
Vyhodnocení dopravní výšky pomocí Eulerovy čerpadlové rovnice je uvedeno v grafu 5.28. Pro výpočet byla použita data z tranzientních výpočtů. Přepočítání měrné energie čerpadla *Y* na dopravní výšku *H* bylo provedeno pomocí rovnice (1.3). V bodě optimálního průtoku dosahují všechna opatření téměř shodné dopravní výšky okolo 31 m. Se snižujícím se průtokem klesá i dopravní výška. To v charakteristice čerpadla není možné, ovšem na této proudové ploše a její první kontrolní kružnici je značná vstupní recirkulace a tím vysoká hodnota rychlosti c_{u1}, která snižuje měrnou energii *Y*. Graf 5.28 ukazuje, které opatření má nejmenší ztrátovou výšku na zvolené proudové ploše.



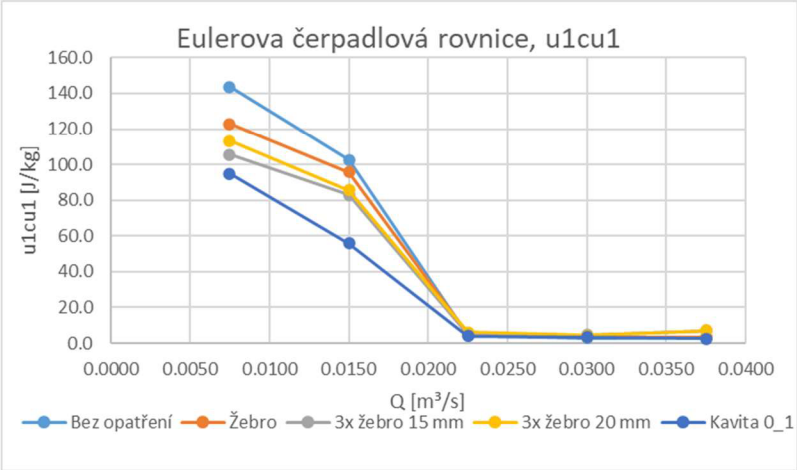
Graf 5.28: Dopravní výška vypočítaná pomocí Eulerovy čerpadlové rovnice

Největší pokles dopravní výšky byl zaznamenán u čerpadla, které neobsahovalo žádné opatření proti vstupní recirkulaci. V tomto případě nedocházelo k žádné redukci zpětného proudění, a tedy vysoké rychlosti c_{u1}. Jedno žebro v sání čerpadla, které se zdálo být dobrým řešením potlačení recirkulace, ukazuje podle Eulerovy čerpadlové rovnice, že není zcela ideální, nicméně pouze na jedné proudové ploše, což není příliš vypovídající. Naopak řešení se třemi žebry (15 mm a 20 mm) dosahují v tomto případě lepších výsledků, než bylo vypočítáno v charakteristice čerpadla výše, konkrétně v kapitolách 5.4.3 a 5.4.4. Přesné hodnoty dopravních výšek H je možné nalézt v příloze 3.

Rozebrány budou členy rovnice (5.4), konkrétně členy uc_{u2} a uc_{u1}, které udávají měrnou energii čerpadla, respektive dopravní výšku H. Člen uc_{u2} je vykreslen v grafu 5.29. Podle teorie by měla velikost tohoto členu růst se snižujícím se průtokem čerpadla. Důvodem je zvýšení celkové rychlosti c a zvýšení rychlosti c_u. Je vidět, že velikost členu roste až od 75 % optimálního průtoku. Nepřesnost je zřejmě dána zvolenou proudovou plochou a numerickým výpočtem. Graf 5.30 zobrazuje závislost členu uc_{u1} na průtoku. Člen uc_{u1} snižuje měrnou energii čerpadla. Člen roste se snižujícím se průtokem, dochází ke vzniku vstupní recirkulace, z toho důvodu roste rychlost c_{u1}. Nejvyšších hodnot dosahuje čerpadlo bez opatření. V grafu 5.30 je vidět, jak jednotlivé opatření snižují tuto ztrátovou hodnotu. Na této proudové ploše dosahuje největšího snížení rychlosti c_{u1} navržená kavita. Přesné hodnoty jednotlivých členů jsou uvedeny v příloze 3.



Graf 5.29: Člen u_2c_{u2} Eulerovy čerpadlové rovnice



Graf 5.30: Člen u_1c_{u1} Eulerovy čerpadlové rovnice

Z poznatků získaných v této kapitole vyplývá, že pomocí Eulerovy čerpadlové rovnice je možné spočítat dopravní výšku čerpadla pouze v optimálním bodě. Také je možné pomocí členů Eulerovy čerpadlové rovnice detekovat vstupní recirkulaci. Avšak jeli přítomno sekundární proudění nejsme schopni pomocí Eulerovy čerpadlové rovnice získat skutečnou dopravní výšku čerpadla. Čerpadlová charakteristika klesá s klesajícím průtokem, což není možné. Je tedy nutné přemýšlet o vhodnosti použití Eulerovy čerpadlové rovnice v silně zavířeném proudění.

6. Závěr

Tato diplomová práce pojednává o vstupní recirkulaci u radiálního odstředivého čerpadla, které má specifické otáčky n_s = 34 ot/min, počítané podle rovnice 5.0. Model čerpadla je zjednodušený, bez mezidiskových prostor. Toto zjednodušení se dá akceptovat, jelikož se jednalo o komparativní výpočty mezi jednotlivými variantami. Cílem práce bylo identifikovat proudové jevy v sání čerpadla a navrhnout opatření, která by potlačila vstupní recirkulaci čerpadla. Jako nástroj pro výzkum vstupní recirkulace bylo použito výpočtové modelování proudění (CFD), konkrétně program Ansys CFX.

Na začátku práce je proveden úvod do čerpací techniky, s důrazem na hydrodynamická čerpadla a jejich charakteristiku. Následuje teoretické pojednání o vstupní recirkulaci, kde je popsán její vznik, vývoj, vliv na chování čerpadla a jsou uvedena možná opatření, která slouží k potlačení tohoto jevu. Vstupní recirkulace často bývá spjata i s kavitací, a proto jsou uvedeny i základní informace o kavitaci a kavitaci v odstředivých čerpadlech. Základem diplomové práce je výpočtové modelování proudění, a tak je čtenář seznámen s nutnou teorií a základních rovnic se kterými je počítáno. Jedná se o rovnice popisující proudění tekutin a modelování turbulentního proudění. Je popsáno výpočtové modelování proudění v rotačních strojích a popis přechodů tzv. „interface“.

Čtenář je seznámen s jednotlivými kroky, které byly provedeny v rámci nastavení a přípravy výpočtového modelování proudění. Je popsána geometrie a výpočetní sítě, na kterých výpočty probíhaly. Je vyhodnocen parametr, který popisuje kvalitu výpočetní sítě z hlediska popsání mezní vrstvy a zvoleného modelu turbulence.

Je popsáno detailní nastavení programu Ansys CFX. Pro výpočty byl zvolen model turbulence k-ε se stěnovou funkcí *Scalable*. Tento model turbulence není zcela vhodný pro kvalitní popsání proudění v mezní vrstvě, jelikož neintegruje až ke stěně. Buňky u stěny jsou právě nahrazovány stěnovou funkcí. Bylo by lepší zvolit model turbulence, který integruje až ke stěně a byl by tak schopný popsat možné separace toku v blízkosti stěn. Tím by ale narostl počet prvků, na kterých by probíhal výpočet a také by narostl výpočetní čas. Nicméně zvolený model turbulence poskytl velmi uspokojivé výsledky.

Dílčím výsledkem diplomové práce bylo porovnat různé typy přechodů tzv. „interface“ a jejich schopnosti popsat vstupní recirkulaci a charakteristiku čerpadla. Je počítáno s přechody „frozen rotor“, „stage“ a je proveden plně tranzientní výpočet. Je počítáno s optimálním průtokem a jeho 25 %, 50 %, 75 % a 125 %, pro lepší popis charakteristiky čerpadla. Z následného vyhodnocení výsledků (chrakteristika čerpadla, proudová pole v sání čerpadla) vyplývá, že přechod „frozen rotor“ není zcela vyhovující pro predikci charakteristiky čerpadla a výzkum vstupní recirkulace. Přechod typu „stage“ je přesnější při výpočtu čerpadlové charakteristiky. Je také nejblíže experimentálním datům. Nicméně při klesajícím průtoku byl značný problém s konvergencí a jelikož se vstupní recirkulace vyskytuje při nižších průtocích, není tento typ přechodu příliš vhodný. Pro další výpočty je zvolen plně tranzientní výpočet, kde nebyl problém s konvergencí. Při použití tranzientního výpočtu bylo nutné počítat s delším výpočetním časem, než se stabilizoval výpočet.

Nejdříve je proveden tranzientní výpočet odstředivého čerpadla, které nemá implementováno opatření proti vstupní recirkulaci v sání. Je analyzováno proudové pole v sání čerpadla pomocí proudnic. Jsou patrné vysoké rychlosti recirkulované kapaliny, která se vrací z oběžného kola do prostoru sání, zejména při 25 % a 50 % optimálního průtoku. Proto je vyvinut způsob, jak kvantitativně posoudit vstupní recirkulaci, a to pomocí unášivé složky celkové rychlosti c_u, která je zjišťována na zvolených kontrolních plochách a průměrech sacího potrubí. Čerpadlo bez opatření proti recirkulaci má tyto rychlosti značně vyšší než čerpadlo s implementovaným opatřením. Rychlost c_u, na kontrolní ploše nejblíže oběžnému kolu, dosahuje rychlosti od 13,5 m/s (největší kontrolovaný průměr) do 1,76 m/s (nejmenší kontrolovaný průměr), při 25 % optimálního průtoku. Takto vysoká rychlost značně mění vstupní rychlostní trojúhelník oběžného kola, což je nežádoucí. Průměrná rychlost c_u na této kontrolní ploše je 6,93 m/s a slouží jako etalon pro další zkoumaná opatření.

Prvním testovaným opatřením je jedno dlouhé žebro, které je umístěno do prostoru sání čerpadla. Toto opatření vykazuje značný nárůst dopravní výšky při 25 % optimálního průtoku, ze 38,87 m na 40,84 m. Procentuální nárůst dopravní výšky je 5,07 %. Recirkulovaná kapalina je tímto žebrem zastavována a rychlost c_u dosahuje, těsně před oběžným kolem, průměrné hodnoty 6,3 m/s. Došlo ke snížení unášivé složky celkové rychlosti o 9,1 %, taktéž při 25 % optimálního průtoku.

Dalším testovaným opatřením jsou tři žebra s délkou 15 mm, která byla instalována pod úhlem 120 stupňů v sání čerpadla. Vypočítaná charakteristika indikuje pouze malý nárůst dopravní výšky, při 25 % optimálního průtoku, a to o 0,31 % na hodnotu 38,99 m. Účinnost čerpadla ovšem klesla při použití tohoto opatření. Průměrná rychlost c_u, na kontrolní ploše umístěné nejblíže oběžnému kolu klesla o 28,7 % při 25 % optimálního průtoku. I přes značný pokles unášivé složky celkové rychlosti v sání, se toto řešení nejeví jako vhodné, podle výpočtového modelování proudění.

Dále byl zkoumán vliv délky tří žeber. Žebra byla prodloužena na 20 mm. Toto prodloužení nepřineslo očekávaný výsledek. Dopravní výška dosahovala sice vyšší hodnoty 39,22 m, při 25 % optimálního průtoku. Nárůst dopravní výšky je o 0,9 %. Na druhou stranu došlo k dalšímu nežádoucímu snížení účinnosti čerpadla. Před vstupem do oběžného kola se recirkulovanou kapalinu podařilo zbrzdit o 20,2 %. Prodloužení žeber tedy nemá velký smysl, s ohledem na sníženou účinnost a malému nárůstu dopravní výšky.

Posledním zkoumaným opatřením je navržená kavita. Tato kavita slouží jako obtok recirkulované kapaliny. Návrh byl vytvořen s ohledem na hladký vstup kapaliny do kavity a hladký výstup z kavity. Podle vyhodnocení proudového pole pomocí proudnic v sání čerpadla je tato kavita schopna zpracovat recirkulující kapalinu a vrátit ji zpět do sání čerpadla. Došlo k navýšení dopravní výšky, v bodě 25 % optimálního průtoku na hodnotu 39,47 m, tedy o 1,52 %. Byl zjištěn malý pokles účinnosti jako u ostatních opatření. Také se podařilo snížit rychlost c_u o 29,4 %. Zde bylo snížení této rychlosti nejvýraznější. Nicméně kavitu by bylo vhodné upravit tak, aby byla kapalina zpracována lépe a bez výrazných hydraulických ztrát vrácena zpět do sání.

Z výše získaných poznatků je možné konstatovat, že jedno dlouhé žebro vyšlo podle výpočtového modelování proudění jako nejlepší opatření proti vstupní recirkulaci. A to i přes to, že se nepodařilo dostatečně zastavit recirkulující kapalinu v sání. Jako dalším vhodným opatřením se jeví navržená kavita. Tři žebra nesplnila očekávání.

V závěru práce je vstupní recirkulace zkoumána z pohledu Eulerovy čerpadlové rovnice. Zde hraje významnou roly unášivá složka celkové rychlosti, která snižuje měrnou energii čerpadla a tím také dopravní výšku. Analýza byla provedena na jedné proudové ploše. Bylo by vhodné provést výpočty na více proudových plochách, aby bylo možné porovnávat jednotlivé varianty opatření. Nicméně i tak výpočet ukazuje, jak vstupní recirkulace ovlivňuje dopravní výšku čerpadla a je možné si udělat představu o ztrátové výšce, která je způsobena vstupní recirkulací. Je rozebrána vhodnost této analýzy.

U čerpadla bez opatření proti recirkulaci byl proveden výpočet s obrácenými okrajovými podmínkami, kdy na výstupu byl zadán průtok a na vstupu atmosférický tlak. Tento výpočet měl za úkol zjistit, zda je na oběžném kole kavitace. Na vstupní hraně lopatek oběžného kola byl zjištěn tlak 30071,9 Pa, při 25 % optimálního průtoku. Tento tlak není nižší než tlak nasycených par, a tak nebyla zjištěna přítomnost kavitace v případě, že na vstupu čerpadla je atmosférický tlak.

U výpočtů čerpadla bez opatření, s dlouhým žebrem a se třemi dlouhými žebry s délkou 15 mm, je také kvalitativně analyzováno proudění v řezech lopatkové mříže. V těchto řezech je vidět nástup zpětného proudění v mezilopatkovém prostoru.

Mějme na paměti, že získané výsledky jsou pouze z výpočtového modelování proudění (CFD). Pokud by mělo být nějaké opatření proti vstupní recirkulaci vybráno pro konkrétní čerpadlo, bylo by vhodné provést experimentální hodnocení daných opatření.

Jako další kroky bych doporučil výzkum jednoho žebra a vliv jeho délky a polohy v sání na výslednou charakteristiku čerpadla. Dále by bylo vhodné optimalizovat tvar kavity, ať už intuitivně nebo pomocí tvarové optimalizace.

7. Seznam použitelných symbolů

Znak	Jednotka	Popis
β_0	[°]	Úhel sklonu relativní rychlosti
β_1	[°]	Úhel náběhu lopatky
$\eta_č$	[-], [%]	Účinnost čerpadla
ρ	[kg/m^3]	Hustota kapaliny
χ	[-]	konstanta von Kármánova
ω	[1/s], [rad/s]	Úhlová rychlost
φ, i	[°]	Incidence
A_1	[m^2]	Obsah průřezu sacího potrubí
A_{1q}	[m^2]	Obsah průřezu vstupního hrdla oběžného kola
c	[m/s]	Absolutní rychlost
Δc	[m/s]	Rozdíl rychlostí
c_m	[m/s]	Meridiánová složka rychlosti
c_s	[m/s]	Rychlost kapaliny v sacím potrubí čerpadla
c_u	[m/s]	Unášivá složka absolutní rychlosti
g	[m/s^2]	Tíhové zrychlení
H	[m]	Dopravní výška čerpadla
Δh	[m]	Rozdíl výšek
M_k	[N · m]	Kroutící moment na hřídeli stroje
n	[1/s]	Otáčky
n_s	[1/min]	Specifické otáčky
Δp	[Pa]	Rozdíl tlaků
p	[Pa]	Tlak
p_s	[Pa]	Tlak v sacím potrubí čerpadla
p_w	[Pa]	Tlak nasycených par
Q	[m^3/s]	Průtok čerpadlem

r	[m]	Poloměr od středu otáčení
R_{sl}	[m]	Poloměr trajektorie částice
u	[m/s]	Unášivá rychlost
v	[m/s]	Rychlost
w	[m/s]	Relativní rychlost
y	[m]	Svislá vzdálenost míst vztažných průřezů, ke kterým jsou vztaženy hodnoty tlaků a rychlostí
Y	[J/kg]	Měrná energie čerpadla
Δy	[J/kg]	Kavitační deprese

8. Seznam použité literatury

[1] MELICHAR, Jan. *Úvod do čerpací techniky*. V Praze: České vysoké učení technické, 2012. ISBN 978-80-01-05056-9.

[2] BRADA, Karel a Petr HLAVÍNEK. *Čerpadla ve vodním hospodářství*. Brno: NOEL 2000, 2004. ISBN 80-86020-43-6.

[3] MELICHAR, Jan. *Hydraulické a pneumatické stroje: část čerpadla*. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04383-7.

[4] BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA. *Příručka čerpací techniky*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01626-9.

[5] GÜLICH, J.F. *Centrifugal Pumps*. Springer, 2010. ISBN 978-3-642-12823-3.

[6] GÜLICH, J.F. a R. EGGER. *Part load flow and hydraulic stability of centrifugal pumps*. 1992.

[7] NOSKIEVIČ, Jaromír. *Kavitace*. Praha: Academia, 1969.

[8] NOSKIEVIČ, Jaromír. *Kavitace v hydraulických strojích a zařízeních*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1990.

[9] TU Jiyuan, YEOH Guan Heng a Chaoqun LIU. *Computational Fluid Dynamics: A Practical Approach*. Elsevier Science, 2007. DOI: 10.1016/B978-0-7506-8563-4.X5001-0. ISBN 0750685638.

[10] BRDIČKA, Miroslav, Ladislav SAMEK a Bruno SOPKO. *Mechanika kontinua*. Vyd. 4., rev. a upr. Praha: Academia, 2011. Gerstner. ISBN 978-80-200-2039-0.

[11] NOSKIEVIČ, Jaromír. *Mechanika tekutin: celostátní vysokoškolská učebnice pro skupinu studijních oborů strojírenství a ostatní kovodělná výroba*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1987

[12] HEINZ, Pavel. *Výpočtové modelování proudění: Sešit*. V Brně: Vysoké učení technické, 2019. Přednášející: Pavel RUDOLF.

[13] VLČEK, Pavel, Tomáš JIROUT. *Modelování turbulentního proudění* [online]. [cit. 2019-11-28]. Dostupné z: http://chps.fsid.cvut.cz/pt/2013/pdf/3509.pdf

[14] URUBA, Václav. *Turbulence*. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04330-1.

[15] CELIK, Ismail B. *Introductory Turbulence Modeling: Lectures Notes* [online]. West Virginia University, 1999 [cit. 2019-12-09]. Dostupné z: https://wiki.math.ntnu.no/_media/ma8502/2014h/cds13workbook.pdf. Zápisky z přednášek. West Virginia University.

[16] *CFD Online: RNG k-epsilon model* [online]. [cit. 2019-12-09]. Dostupné z: https://www.cfd-online.com/

[17] *POLIS, the PHOENICS On-Line Information System What POLIS consists of: Scalable Wall Function* [online]. [cit. 2020-01-30]. Dostupné z: http://www.cham.co.uk/phoenics/d_polis/d_enc/turmod/enc_tu87.htm

[18] VAN DEN BRAEMBUSSCHE, René. *Design and Analysis of Centrifugal Compressors*. John Wiley, 2019. ISBN 1119424097.

[19] ELDER, R.L. *Advances of CFD in fluid machinery design*. Bury St Edmunds: Professional Engineering Publishing, 2003. ISBN 978-1-86058-353-7.

[20] Ansys CFX [online]. [cit. 2020-03-08]. Dostupné z: https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-cfx

Přílohy

Bez opatření						
Q	**H**	**ETA_H**	**p_tot_vstup**	**p_tot_výstup**	**Mk**	**počet iterací**
[m3/s]	[m]	[%]	[Pa]	[Pa]	[Nm]	[-]
0,0375	29,7791	90,7913	-123471,5379	168600,0000	39.7320	2873
0.0300	34.8040	92.8062	-197830.3347	143550.0000	36.3426	2870
0.0225	37.8690	90.6932	-253149.5954	125069.5439	30.3483	355
0,0150	37,7523	75,0593	-257094,2154	113255,6027	24,3709	589
0,0075	38,8691	51,6122	-247860,9418	105248,0284	18,2455	2439

Žebro						
Q	**H**	**ETA_H**	**p_tot_vstup**	**p_tot_výstup**	**Mk**	**počet iterací**
[m3/s]	[m]	[%]	[Pa]	[Pa]	[Nm]	[-]
0,0375	29,5770	90,5691	-123024,7642	167125,6665	39,5592	322
0,0300	34,7630	94,1470	-197353,3424	143670,5019	35,7828	300
0,0225	37,6343	89,1193	-243933,0247	125259,0211	30,6928	342
0,0150	38,8527	76,0450	-269002,8713	112141,9741	24,7562	506
0,0075	40,8399	51,8469	-296230,0421	104409,8100	19,0839	480

3x žebro 15 mm						
Q	**H**	**ETA_H**	**p_tot_vstup**	**p_tot_výstup**	**Mk**	**počet iterací**
[m3/s]	[m]	[%]	[Pa]	[Pa]	[Nm]	[-]
0,0375	29,8602	90,9368	-124268,2612	167781,0293	39,7764	984
0,0300	34,8824	92,9498	-197642,3204	143527,5640	36,3682	301
0,0225	37,8363	89,7145	-244954,4855	125106,4582	30,6529	638
0,0150	38,4947	74,5578	-264586,7265	111913,2697	25,0173	1222
0,0075	38,9982	48,3276	-277383,1664	104077,2072	19,5503	1021

3x žebro 20 mm						
Q	**H**	**ETA_H**	**p_tot_vstup**	**p_tot_výstup**	**Mk**	**počet iterací**
[m3/s]	[m]	[%]	[Pa]	[Pa]	[Nm]	[-]
0,0375	29,7110	90,4212	-123876,5272	167588,8094	39,8035	520
0,0300	34,8004	92,5771	-197840,1929	143552,1837	36,4288	983
0,0225	37,7508	89,7035	-245285,1663	125050,4640	30,5874	955
0,0150	38,4845	74,7386	-265593,7384	111939,3678	24,9502	991
0,0075	39,2158	46,9280	-280630,5073	104076,5707	20,2457	1051

Cavita 01						
Q	**H**	**ETA_H**	**p_tot_vstup**	**p_tot_výstup**	**Mk**	**počet iterací**
[m3/s]	[m]	[%]	[Pa]	[Pa]	[Nm]	[-]
0,0375	29,7258	90,6756	-124077,7283	167532,0200	39,7115	506
0,0300	34,8025	92,9216	-197857,8064	143554,4899	36,2958	426
0,0225	37,7313	89,5412	-245006,2654	125137,8966	30,6270	692
0,0150	38,8096	76,6375	-268712,1060	112009,9175	24,5376	927
0,0075	39,4696	48,4477	-283110,0104	104086,6705	19,7376	1095

P.1: Vypočítané hodnoty charakteristiky čerpadla

Frozen Rotor: LOPATKA-NOS						
Q	**H**	**ETA_H**	**p_tot_vstup**	**p_tot_výstup**	**Mk**	**počet iterací**
[m3/s]	[m]	[%]	[Pa]	[Pa]	[Nm]	[-]
0,0300	31,6519	86,7066	-65886,5000	244619,0000	35,3762	480
0,0225	33,0093	82,6235	-97520,6000	226301,0000	29,0374	690
0,0150	33,2856	69,7666	-113115,0000	213417,0000	23,1176	1078
0,0075	32,1529	46,0412	-109855,0000	205564,0000	16,9191	1201

Frozen Rotor: LOPATKA-NOS (+15deg)						
Q	**H**	**ETA_H**	**p_tot_vstup**	**p_tot_výstup**	**Mk**	**počet iterací**
[m3/s]	[m]	[%]	[Pa]	[Pa]	[Nm]	[-]
0,0300	32,5072	87,1093	-74020,3000	244875,0000	36,1642	665
0,0225	34,3635	82,8396	-110734,0000	226372,0000	30,1498	1045
0,0150	34,3972	68,8860	-124012,0000	213424,0000	24,1950	1044
0,0075	34,0536	40,0536	-128129,0000	205937,0000	20,5980	1043

Frozen Rotor: LOPATKA-NOS (-15deg)						
Q	**H**	**ETA_H**	**p_tot_vstup**	**p_tot_výstup**	**Mk**	**počet iterací**
[m3/s]	[m]	[%]	[Pa]	[Pa]	[Nm]	[-]
0,0300	33,3022	89,6422	-183372,0000	143323,0000	36,0018	510
0,0225	35,2940	84,6881	-221392,0000	124842,0000	30,2903	788
0,0150	36,2398	70,8053	-243694,0000	111818,0000	24,8001	803
0,0075	37,1470	40,1465	-260326,0000	104087,0000	22,4171	802

Frozen Rotor: PRŮMĚRNÉ HODNOTY						
Q	**H**	**ETA_H**	**p_tot_vstup**	**p_tot_výstup**	**Mk**	**iteration**
[m3/s]	[m]	[%]	[Pa]	[Pa]	[Nm]	[-]
0,0300	32,4871	87,8194	-107759,6000	210939,0000	35,8474	
0,0225	34,2223	83,3837	-143215,5333	192505,0000	29,8258	
0,0150	34,6409	69,8193	-160273,6667	179553,0000	24,0376	
0,0075	34,4512	42,0804	-166103,3333	171862,6667	19,9781	

P.2: Vypočítané hodnoty charakteristiky čerpadla – frozen rotor

Stage						
Q	**H**	**ETA_H**	**p_tot_vstup**	**p_tot_výstup**	**Mk**	**počet iterací**
[m3/s]	[m]	[%]	[Pa]	[Pa]	[Nm]	[-]
0,0300	35,2035	91,8479	-201362,0000	143985,0000	37,1433	186
0,0225	38,5336	87,9025	-253981,0000	125015,0000	31,8613	286
0,0150	39,5486	72,5395	-276132,0000	111840,0000	26,4174	600
0,0075	Divergence					

P.2: Vypočítané hodnoty charakteristiky čerpadla – stage

Bez opatření					
Q	**ucu2**	**ucu1**	**Eta_H**	**Eta_H**	**H_Euler**
[m³/s]	[J/kg]	[J/kg]	[%]	[-]	[m]
0.0375	339.6860	3.1550	90.7913	0.9079	31.1459
0.0300	311.0180	2.9640	92.8062	0.9281	29.1430
0.0225	271.0250	4.3770	90.6932	0.9069	24.6515
0.0150	341.7890	102.5080	75.0593	0.7506	18.3081
0.0075	319.9630	143.7450	51.6122	0.5161	9.2711

Žebro					
Q	**ucu2**	**ucu1**	**Eta_H**	**Eta_H**	**H_Euler**
[m³/s]	[J/kg]	[J/kg]	[%]	[-]	[m]
0.0375	343.9260	3.4160	90.5691	0.9057	31.4370
0.0300	308.9860	3.3170	94.1470	0.9415	29.3352
0.0225	296.2470	5.0670	89.1193	0.8912	26.4524
0.0150	278.5190	95.7480	76.0450	0.7604	14.1680
0.0075	356.9560	122.7890	51.8469	0.5185	12.3760

3x žebro 15 mm					
Q	**ucu2**	**ucu1**	**Eta_H**	**Eta_H**	**H_Euler**
[m³/s]	[J/kg]	[J/kg]	[%]	[-]	[m]
0.0375	340.3960	6.9630	90.9368	0.9094	30.9086
0.0300	314.3380	4.5490	92.9498	0.9295	29.3525
0.0225	306.3870	5.0070	89.7145	0.8971	27.5618
0.0150	347.3360	83.0442	74.5578	0.7456	20.0867
0.0075	363.3460	105.4480	48.3276	0.4833	12.7050

3x žebro 20 mm					
Q	**ucu2**	**ucu1**	**Eta_H**	**Eta_H**	**H_Euler**
[m³/s]	[J/kg]	[J/kg]	[%]	[-]	[m]
0.0375	340.3850	6.9210	90.4212	0.9042	30.7362
0.0300	313.7920	4.4440	92.5771	0.9258	29.1932
0.0225	302.9620	6.2310	89.7035	0.8970	27.1333
0.0150	328.9900	85.6910	74.7386	0.7474	18.5360
0.0075	397.0090	113.2790	46.9280	0.4693	13.5728

Kavita_01					
Q	**ucu2**	**ucu1**	**Eta_H**	**Eta_H**	**H_Euler**
[m³/s]	[J/kg]	[J/kg]	[%]	[-]	[m]
0.0375	339.7840	2.6468	90.6756	0.9068	31.1622
0.0300	311.8780	3.3692	92.9216	0.9292	29.2224
0.0225	301.4650	3.9465	89.5412	0.8954	27.1561
0.0150	323.5260	55.7497	76.6375	0.7664	20.9192
0.0075	347.2730	94.8521	48.4477	0.4845	12.4661

P.3: Eulerova čerpadlová rovnice