VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV
ENERGY INSTITUTE

CFD SIMULACE ODSTŘEDIVÉHO ČERPADLA PRACUJÍCÍHO V TURBÍNOVÉM CHODU – VLIV MEZERY MEZI OBĚŽNÝM KOLEM A STATOREM NA VÝSLEDKY

CFD SIMULATION OF CENTRIFUGAL PUMP WORKING AS A TURBINE (PAT) - INFLUENCE OF IMPELLER SIDE WALL GAPS ON SIMULATION RESULTS

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE — Bc. Radek Tomšej
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — Ing. David Štefan, Ph.D.
SUPERVISOR

BRNO 2020

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	**Bc. Radek Tomšej**
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Fluidní inženýrství
Vedoucí práce:	**Ing. David Štefan, 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:

CFD simulace odstředivého čerpadla pracujícího v turbínovém chodu – vliv mezery mezi oběžným kolem a statorem na výsledky

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

S ohledem na úsporu energie je požadavek jakékoliv formy rekuperace energie, která by jinak byla nenávratně mařena. V mnoha technologických provozech je potřeba redukovat (snížit) tlak v potrubním systému. Za tímto účelem se většinou používá redukční ventil, kde snížení tlaku zajišťuje nevratná přeměna tlakové energie v teplo. Z toho důvodu je na místo redukčního ventilu vhodné použít malou turbínu využívající tlakový spád k výrobě elektrické energie. Jelikož by byla výroba takovéto turbíny na přesné parametry finančně nákladná, lze využít instalace čerpadla v obráceném (turbínovém) chodu. Odstředivé čerpadla jsou vyráběna ve velkých sériích a pro rozdílné parametry, proto je i pořizovací cena mnohonásobně nižší. Vzhledem k tomu, že čerpadla jsou primárně navrhována pro jednostranný (čerpadlový) chod, je v případě turbínového chodu potřeba překonat několik nepříznivých geometrických vlivů – širší spirální těleso, ostrá hrana lopatky, rozdílné úhly lopatky, atd. Jednou z možných a zároveň jednoduše proveditelných úprav je stočení (zmenšení průměru) oběžného kola.

Pro danou geometrii čerpadla student provede CFD simulace jak na zjednodušené, tak na kompletní geometrii, která bude obsahovat i prostor mezi oběžným kolem a statorem. CFD výsledky obou simulací budou srovnány s již existujícími daty z experimentu. Bude posouzen vliv daného výpočtu na výsledky. Dále pak bude provedeno posouzení verze se stočeným oběžným kolem.

Cíle diplomové práce:

– Výpočty na zjednodušené a kompletní geometrii včetně prostoru mezi oběžným kolem a tělesem statoru.
– Srovnání výsledků simulace s již získanými daty z experimentu (Q–H, Q–eta, Q–P charakteristiky
– Posouzení výsledků s ohledem na použitou geometrii.
– Posouzení varianty se stočeným oběžným kolem. Zejména s ohledem na nalezení maxima výkonu (P) a účinnosti (eta) v závislosti na průměru kola (D).

Seznam doporučené literatury:

GÜLICH, Johann Friedrich. Centrifugal Pumps. 3. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2014. ISBN 978-3-642-40113-8.

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

CARRAVETTA, Armando, Shahram DERAKHSHAN HOUREH a Helena M. RAMOS. Reverse Pump Theory. In: Pumps as Turbines. Springer Tracts in Mechanical Engineering. Springer, Cham, 2018.

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 odstředivým čerpadlem pracujícím v turbínovém režimu. V úvodní části práce jsou uvedeny základní principy a informace o přímém (čerpadlovém) i reverzním (turbínovém) chodu čerpadla. Jsou zde také uvedeny vztahy sloužící k přepočtu provozního bodu čerpadlového chodu na turbínový a predikci účinnosti v závislosti na průtoku. Pomocí numerické mechaniky tekutin jsou posuzovány výsledky na zjednodušené (bez mezidiskových prostor) a kompletní geometrii (včetně mezidiskových prostor). Dále jsou posouzeny výsledky při stočení oběžného kola s ohledem na nalezení maxima výkonu a účinnosti. Vliv mezidiskových prostor je analyzován ve smyslu ztrátového momentu a výkonu.

Klíčová slova
Odstředivé čerpadlo, čerpadlo jako turbína, čerpadlo v turbínovém režimu, mezidiskové prostory, stočení oběžného kola

Abstract
This master‘s thesis deals with a centrifugal pump running in reverse (turbine) mode, often called “pump-as-turbine”. The introduction lists basic principles and information about the direct (pump) and reverse modes. Several methodologies for predicting reverse operating point and efficiency evolution are used and compared with simulation results. Using CFD simulations, results obtained with simplified (excluding impeller side wall gaps) and complete geometry (including impeller side wall gaps) are assessed. Furthermore, the results of impeller trimming are evaluated with an aim to find the maximum power and efficiency. Impeller side wall gaps effect is analyzed in terms of friction torque and power loss.

Key words
Centrifugal pump, Pump as Turbine, pump in turbine mode, side wall gaps, impeller trimming

Bibliografická citace

TOMŠEJ, Radek. *CFD simulace odstředivého čerpadla pracujícího v turbínovém chodu – vliv mezery mezi oběžným kolem a statorem na výsledky.* Brno, 2020. Dostupné také z: https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/125062. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce David Štefan.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma CFD simulace odstředivého čerpadla pracujícího v turbínovém chodu – vliv mezery mezi oběžným kolem a statorem na výsledky vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

---------- ----------

Datum Radek Tomšej

Poděkování

Rád bych tímto poděkoval svému vedoucímu diplomové práce Ing. Davidu Štefanovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady, které mi poskytl při vypracování této práce.

OBSAH

1 Úvod 11
2 Odstředivé čerpadlo 13
2.1 Konstrukce 13
2.2 Princip 14
2.3 Základní parametry 14
2.3.1 Měrná energie 14
2.3.2 Výkon a příkon 16
2.3.3 Účinnost 16
2.3.4 Ztráty 16
2.3.5 Specifické otáčky 18
2.4 Úplná charakteristika odstředivého čerpadla 19
3 Turbínový chod odstředivého čerpadla 21
3.1 Konstrukce 21
3.2 Princip 22
3.3 Základní parametry v turbínovém chodu 22
3.3.1 Měrná energie 22
3.3.2 Výkon a příkon 24
3.3.3 Účinnost 24
3.3.4 Ztráty 24
3.3.5 Jednotkové parametry 25
3.4 Využití, výhody a nevýhody 25
3.5 Převodní vztahy 26
4 CFD výpočty 28
4.1 Specifikace čerpadla 28
4.2 Geometrie a výpočetní síť 28
4.2.1 Spirální skříň 28
4.2.2 Sací / výstupní potrubí 30
4.2.3 Oběžné kolo 32
4.2.4 Mezidiskový prostor u krycího disku 33
4.2.5 Mezidiskový prostor u nosného disku 35
4.2.6 Kompletní geometrie 37
4.3 Okrajové podmínky 37
4.4 Nastavení řešiče 38

5 Vyhodnocení CFD výpočtů ... 40
5.1 Účinnost v čerpadlovém režimu ... 40
5.2 Predikce účinnosti v turbínovém režimu ... 41
5.3 Vyhodnocení turbínového režimu ... 43
5.3.1 Účinnost ... 43
5.3.2 Spád ... 44
5.3.3 Výkon ... 45
5.3.4 Průtok těsnicí spárou a objemová účinnost ... 48
5.4 Studie vlivu sítě ... 49
5.5 Nestacionární výpočet ... 50
5.5.1 Spád ... 50
5.5.2 Síly na oběžné kolo ... 51
5.6 Vyhodnocení výsledků při stočení oběžného kola ... 52
5.6.1 Účinnost ... 52
5.6.2 Spád ... 53
5.6.3 Výkon ... 54
5.6.4 Průtok těsnicí spárou a objemová účinnost ... 56
5.6.5 Jednotkové parametry ... 57
6 Vizualizace charakteru proudění ... 58
6.1 Kontury tlaku ... 58
6.2 Kontury rychlosti ... 58
6.3 Kontury turbulentní kinetické energie ... 60
6.4 Kontury vířivosti ... 61
6.5 Vektory rychlosti ... 62
6.5.1 Mezidiskový prostor u krycího disku ... 63
6.5.2 Mezidiskový prostor u nosného disku ... 65
7 Závěr ... 67
Seznam použitých zdrojů ... 69
Seznam použitých symbolů, zkratek a indexů ... 71

1 Úvod

Spotřeba energie v jakékoliv formě provází lidstvo od nepaměti. S postupným vývojem civilizace se tato forma energie mění. Dříve sloužila pro pohon většiny strojů lidská či zvířecí práce. V současnosti se jedná zejména o energii elektrickou. Tato energie nám slouží k pohonu strojů a zařízení, bez kterých si život v dnešní době nedokážeme představit jako telefony, počítače, pračky a jiné stroje používané v domácnosti, v průmyslu nebo k zábavě. S vyspělostí civilizace souvisí i rozvoj nových technologií. Čím vyspělejší civilizace je, tím složitější a zpravidla energeticky náročnější technologie využívá a postupně začleňuje do každodenního života.

S rostoucí úrovní a zejména množstvím těchto ať už jednodušších či složitějších technologií je potřeba pokrýt jejich energetickou spotřebu. Při výrobě elektrické energie jde o přeměnu jiného druhu energie na elektrickou. Podle druhu primárního zdroje energie rozlišujeme elektrárny na vodní, jaderné, tepelné, větrné a jiné. S ohledem na životní prostředí a udržitelnost tohoto zdroje mají výhodu vodní a větrná, případně sluneční energie. Tyto zdroje energie jsou považovány za obnovitelné a prakticky nevyčerpatelné, přičemž vodní elektrárny jsou z uvedených obnovitelných zdrojů pro výrobu elektrické energie nejvhodnější. Je to dáno zejména vysokou spolehlivostí a nízkými provozními náklady.

Vodní energie se využívá již od starověku, ať už k dopravě lidí nebo zboží, tak později k pohonu strojů nebo mlýnů. V dnešní době je jí nejčastěji užíváno k výrobě elektrické energie ve vodních elektrárnách. Voda je zde hnána na turbínu, které předává svoji energii a roztáčí ji. Ta potom pohání elektrický generátor, který vyrábí elektrickou energii.

V současnosti je však spotřeba energie tak vysoká, že s ohledem na její úsporu je požadavek na jakoukoliv formu rekuperace energie, která by byla jinak nenávratně mařena. Například v technologickém provozu, kde je v potrubním systému použit redukční ventil za účelem snížení tlaku, lze místo něj použít malou turbínu. Výroba této turbíny na přesné parametry by však byla velmi nákladná, proto je vhodné použít čerpadlo v turbínovém chodu. Odstředivá čerpadla jsou vyráběna ve velkých sériích pro různé parametry. Jsou tedy i několikanásobně levnější než výroba turbíny. Vzhledem k tomu, že čerpadla jsou primárně navrhována pro čerpadlový chod, má jejich provoz v turbínovém režimu určitá specifika. V turbínovém směru proudění je nutné překonat několik nepříznivých geometrických vlivů – podstatně širší výstup ze spirály, než je šířka vstupu do oběžného kola, ostrá hrana lopatky, tvar a úhly lopatky navržené pro čerpadlový chod, žebra a jiné prvky v sacím potrubí sloužící k potlačení rotace proudu při čerpadlovém chodu. Dalším specifikem je, že optimální provozní bod turbínového chodu je dosažen obvykle pro větší průtok a spád (analogie dopravní výšky) než je tomu v čerpadlovém chodu. Proto je vhodné pro čerpadlo, které má být provozováno jako turbína, provést několik úprav. Jednou z možných a lehce proveditelných úprav je stočení oběžného kola, které nám umožní pozměnit provozní bod ve smyslu optimálního průtoku a spádu. Další proveditelné, ale složitější úpravy jsou například upravení tvaru hran lopatek nebo vyvložkování spirály na menší šířku k umožnění lepšího nátoku kapaliny na oběžné kolo.

Cílem této diplomové práce je provést výpočty čerpadla v turbínovém chodu na zjednodušené (bez prostor mezi rotorem a statorem) i kompletní geometrii (včetně prostor mezi rotorem a statorem) a porovnat výsledky simulací s experimentálním měřením. Obvykle se pro numerické simulace prostory mezi rotorem a statorem nemodelují a výsledky jsou tím pádem zatíženy chybou. Tento vliv bude analyzován ve smyslu ztrátového momentu a výkonu. Dalším cílem je

provést výpočty na stočených variantách oběžného kola a posoudit je jakožto možnou úpravu optima turbínového chodu, zejména s ohledem na nalezení maxima výkonu a účinnosti.

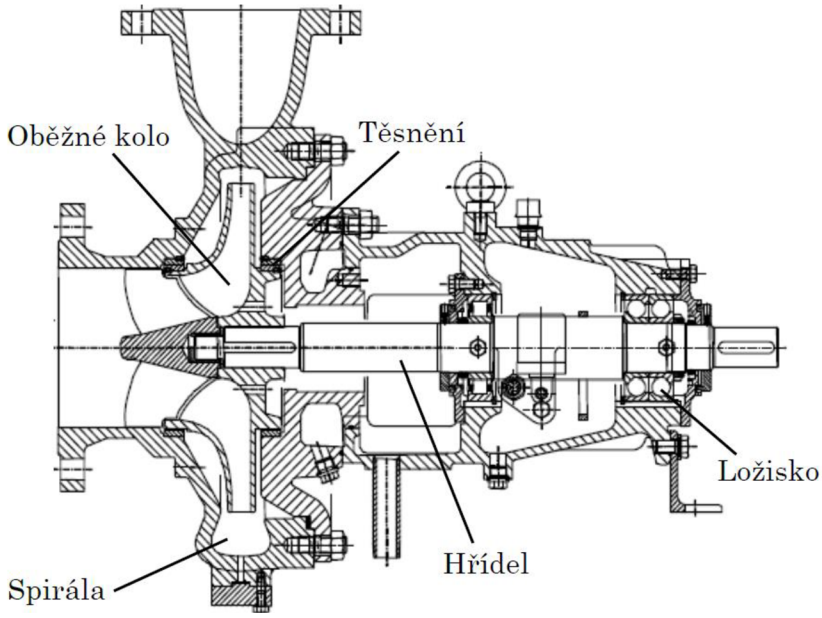
2 Odstředivé čerpadlo [1], [2]

Odstředivá čerpadla mají ve světě velký technický i ekonomický význam. Setkat se s nimi můžeme v mnoha oblastech života a odvětvích průmyslu. Svým operačním rozsahem pokrývají široké spektrum aplikačních možností, a to od malých čerpadel určených pro pohon filtrace v akváriích nebo cirkulaci tekutiny ve vytápěcích systémech, až po velká odstředivá čerpadla v elektrárnách.

Vyrábí se v mnoha sériích pro různé parametry, což zajišťuje poměrně nízkou cenu. Obecně jsou navrhována pro průtoky $0{,}001 \div 60\ \mathrm{m^3 \cdot s^{-1}}$, dopravní výšky $1 \div 5\ 000$ m a otáčky od pár stovek po přibližně $30\ 000\ \mathrm{min^{-1}}$. Tyto parametry však nijak neurčují aktuální či budoucí limity odstředivých čerpadel, pouze ilustrují rozsah jejich funkčního využití.

2.1 Konstrukce [1], [2]

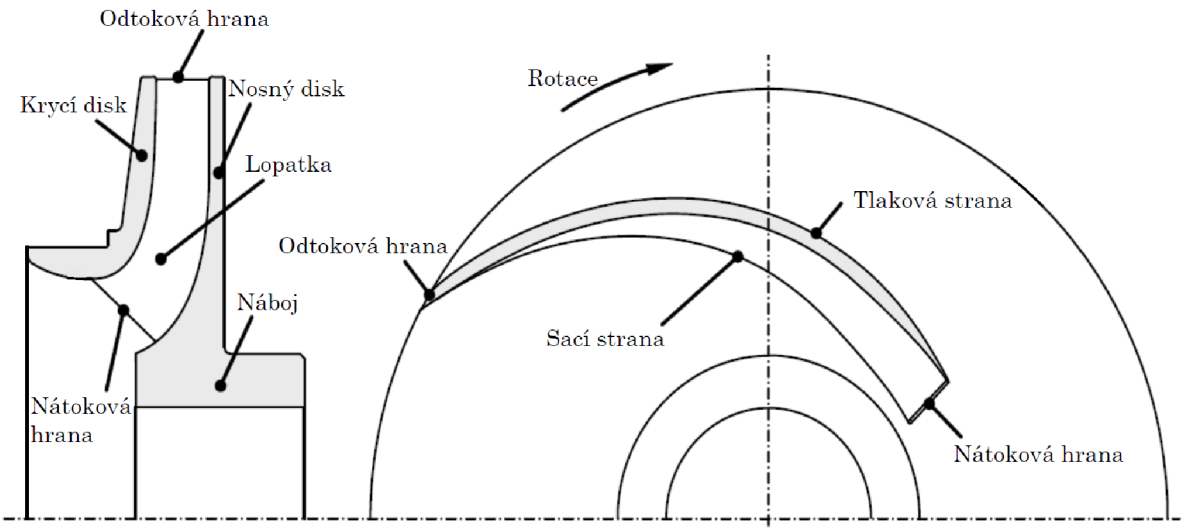
Mezi základní části čerpadla patří oběžné kolo, spirála, hřídel, ložiska a těsnění. Hřídelové těsnění brání průsaku kapaliny do prostoru s ložisky nebo do okolního prostředí. Někdy se používá inducer, který slouží k navýšení tlaku před oběžným kolem z důvodu zabránění kavitaci. Mezi oběžným kolem a čerpadlovou skříní je vloženo kruhové těsnění, skrz které protéká část čerpaného média zpět do sací komory. Druhé kruhové těsnění je vloženo do prostoru nosného disku a slouží k vyvážení axiálních sil působících na oběžné kolo. Průsak tímto těsněním teče zpět do sací komory skrze díry vyvrtané do nosného disku. Tyto díry slouží ke kompenzaci axiálních sil a pokud na oběžném kole vyvrtány nejsou, teče veškerý průsak tímto těsněním směrem k hřídelové ucpávce.



Obrázek 2.1 – Řez odstředivým čerpadlem [1, upraveno]

Na obrázku 2.1 lze vidět meridiální řez radiálním odstředivým čerpadlem. Oběžné kolo se skládá z nosného a krycího disku, náboje a lopatek. V závislosti na požadovaných vlastnostech a parametrech je dostupných mnoho typů jednotlivých součástí čerpadla a jejich kombinací. Podle směru proudění na výstupu z čerpadla rozlišujeme oběžná kola radiální, axiální nebo diagonální. Podle krycího a nosného disku na otevřená, polootevřená nebo uzavřená. Dále lze

oběžná kola rozlišovat podle tvaru induceru, spirály nebo podle počtu stupňů u vícestupňových čerpadel.



Obrázek 2.2 – Osový řez oběžným kolem (vlevo) a pohled na lopatku oběžného kola ve směru axiální osy (vpravo) [1, upraveno]

2.2 Princip [1]

Tekutina, která má být čerpána, natéká přes sání do oběžného kola. Oběžné kolo připojené na hřídel je poháněno motorem a předává energii nutnou k čerpání tekutině, urychluje ji a udává jí obvodovou rychlost. Jelikož má kanál oběžného kola difuzorový tvar, mění se v něm kinetická energie na energii tlakovou. Na výstupu z oběžného kola je tekutina zpomalována ve spirále a difuzoru pro co největší snížení kinetické energie ke zvýšení statického tlaku.

2.3 Základní parametry [1], [2], [3]

Pro provoz čerpadla jsou důležité některé základní parametry jako: průtok, dopravní výška a otáčky. S ohledem na tyto parametry v návrhovém bodě je vytvořen hydraulický návrh čerpadla. Ten je vytvořen za účelem dosažení co nejefektivnější transformace mechanické energie oběžného kola na energii kapaliny. Jedná se o optimalizaci tvarů součástí a jejich vzájemnou kompatibilitu pro vytvoření vyhovující struktury proudění a dosažení vysoké účinnosti čerpadla se stabilní charakteristikou. Hydraulický návrh je tvořen na základě různých metod a zjednodušujících předpokladů s ohledem na pozdější technologii výroby a materiálové možnosti.

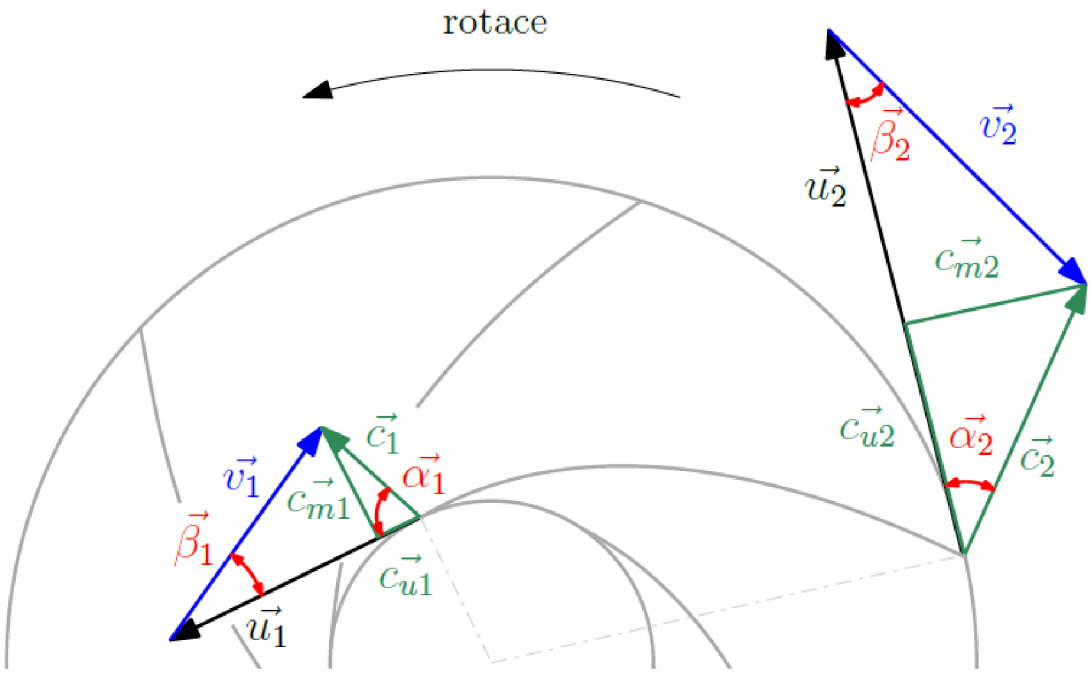
2.3.1 Měrná energie [2], [3]

Energie dodávaná motorem oběžnému kolu slouží nejen k jeho pohonu, ale také k pokrytí ztrát vzniklých v mechanických částech stroje (ložiska a ucpávky) nebo dalších ztrát spojených s pohybem kapaliny. Výměna energie je zde nepřímo zprostředkována přes kinetickou energii kapaliny, která je následně transformována na energii potenciální.

Při pohybu kapaliny rotujícím kanálem oběžného kola lze absolutní rychlost c $[\mathrm{m \cdot s^{-1}}]$ rozložit na rychlost relativní v $[\mathrm{m \cdot s^{-1}}]$ a rychlost unášivou u $[\mathrm{m \cdot s^{-1}}]$. Při vektorovém součtu těchto rychlostí

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{v} \tag{2.1}$$

vznikne rychlostní trojúhelník, který popisuje kinematické poměry na vstupu a výstupu z oběžného kola. Meridiánová rychlost značená c_m leží v rovině meridiánového řezu oběžným kolem a je důležitá s ohledem na průtok kapaliny. Jedná se o průmět absolutní rychlosti do směru kolmého na unášivou rychlost. Další velmi důležitou rychlostí je rychlost značená c_u. Jedná se o průmět absolutní rychlosti do směru unášivé rychlosti. Tato rychlost souvisí se silou, kterou působí lopatka na kapalinu. Úhel mezi absolutní a unášivou rychlostí označován α je nazýván úhlem absolutní rychlosti neboli úhlem kapaliny. Úhel β mezi sebou svírají rychlosti relativní a unášivá. Tento úhel bývá nazýván jako úhel lopatky. Vstup do oběžného kola je značen indexem 1 a výstup je značen indexem 2.



Obrázek 2.3 – Rychlostní trojúhelníky na oběžném kole v čerpadlovém režimu [1, upraveno]

V čerpadlovém režimu jsou úhly α_1 a β_2 do značné míry nezávislé na průtoku. Úhel α_1 je dán geometrií na vstupu do oběžného kola a úhel β_2 je víceméně určen výstupním úhlem lopatky. V důsledku těchto skutečností výstupní rychlost kapaliny c_2 a tedy i měrná energie čerpadla s rostoucím průtokem klesá.

Vztáhneme-li energii dodanou kapalině na jeden kilogram hmotnosti dostáváme měrnou energii kapaliny Y. Dosazením rovnice pro měrnou energii kapaliny do Bernoulliho rovnice pro rotující prostor vznikne průtoková forma rovnice pro měrnou energii kapaliny.

$$Y = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} - Y_{z1-2} \tag{2.2}$$

Kde Y $[\mathrm{J \cdot kg^{-1}}]$ je měrná energie kapaliny, Y_{z1-2} $[\mathrm{J \cdot kg^{-1}}]$ je ztrátová měrná energie mezi vstupem a výstupem z oběžného kola, u $[\mathrm{m \cdot s^{-1}}]$, v $[\mathrm{m \cdot s^{-1}}]$ a c $[\mathrm{m \cdot s^{-1}}]$ jsou unášivé, relativní, respektive absolutní složky rychlosti kapaliny. Index 1 značí hodnoty na vstupu a index 2 na výstupu z oběžného kola.

Po aplikaci kosinové věty a úpravě rovnice 2.2 získáme předpis pro Eulerovu čerpadlovou rovnici, která zahrnuje změnu rychlosti kapaliny v oběžném kole i hydraulické ztráty, které jsou popsány hydraulickou účinností.

$$Y + Y_{z1-2} = \frac{Y}{\eta_{h,č}} = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} \tag{2.3}$$

Kde Y $[\mathrm{J \cdot kg^{-1}}]$ je měrná energie kapaliny, Y_{z1-2} $[\mathrm{J \cdot kg^{-1}}]$ je ztrátová měrná energie mezi vstupem a výstupem z oběžného kola, $\eta_{hč}$ $[-]$ je hydraulická účinnost čerpadla, u $[\mathrm{m \cdot s^{-1}}]$ je unášivá složka rychlosti kapaliny, c_u $[\mathrm{m \cdot s^{-1}}]$ je složka absolutní rychlosti ve směru unášivé rychlosti.

Při pohledu na čerpadlo jako celek se měrná energie čerpadla spočítá jako rozdíl měrných energií na vstupu a výstupu z čerpadla, což odpovídá jeho energetické bilanci. Za předpokladu, že vstup a výstup z čerpadla jsou ve stejné potenciální hladině, lze psát rovnici pro tuto bilanci.

$$Y_č = Y_e - Y_i = \frac{p_e - p_i}{2} + \frac{\bar{v}_e^2 - \bar{v}_i^2}{2} \tag{2.4}$$

Kde Y $[\mathrm{J \cdot kg^{-1}}]$ je měrná energie, p [Pa] je statický tlak kapaliny, $\bar{v}$ $[\mathrm{m \cdot s^{-1}}]$ je střední hodnota rychlosti kapaliny, index *č* odkazuje na čerpadlo, index i značí hodnoty na vstupu do čerpadla a index e na výstupu z čerpadla.

2.3.2 Výkon a příkon [2], [3]

Výkon čerpadla $P_č$ [W] se určí jako součin hmotnostního průtoku Q_m $[\mathrm{kg \cdot s^{-1}}]$ a měrné energie Y $[\mathrm{J \cdot kg^{-1}}]$. Ta je dána dopravní výškou čerpadla H [m] a tíhovým zrychlením g $[\mathrm{m \cdot s^{-2}}]$. Hmotnostní průtok je dán hustotou tekutiny ρ $[\mathrm{kg \cdot m^{-3}}]$ a objemovým průtokem Q $[\mathrm{m^3 \cdot s^{-1}}]$.

$$P_č = Q_m \cdot Y = Q \cdot \rho \cdot g \cdot H \tag{2.5}$$

Skutečný příkon čerpadla $P_{s,č}$ [W] přenášený přes hřídel je však vyšší. To je dáno existencí ztrát v čerpadle. Tento příkon je dán krouticím momentem M_k [N · m] a úhlovou rychlostí oběžného kola ω $[\mathrm{rad \cdot s^{-1}}]$, která je dána jeho otáčkami n $[\mathrm{s^{-1}}]$.

$$P_{s,č} = M_k \cdot \omega = M_k \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \tag{2.6}$$

2.3.3 Účinnost [2], [3]

Účinnost $\eta_č$ $[-]$ udává, jak efektivně probíhá energetická výměna v daném stroji. U čerpadla se jedná o poměr výkonu $P_č$ [W] a příkonu $P_{s,č}$ [W]. Tato účinnost je považována za celkovou a stanovuje se měřením na díle.

$$\eta_č = \frac{P_č}{P_{s,č}} = \frac{Q \cdot \rho \cdot g \cdot H}{M_k \cdot \omega} \tag{2.7}$$

2.3.4 Ztráty [1], [2], [4]

Jak již bylo zmíněno dříve, ve všech hydraulických strojích včetně čerpadel se vyskytují ztráty, které se vyjadřují ve formě ztrátové měrné energie. Tyto ztráty se dělí na hydraulické, objemové a mechanické. Je velmi obtížné je navzájem oddělit. Jejich podíl se mění v závislosti na provozním stavu čerpadla.

Hydraulické ztráty se zpravidla rozdělují na třecí (průtokové) a místní. Jedná se o všechny ztráty vznikající při průtoku kapaliny od sání čerpadla až po jeho výstupní hrdlo. Tyto ztráty jsou kromě provozního stavu závislé také na tvaru oběžného kola. Například u diagonálních a axiálních kol dochází vzhledem k větší prostornosti kanálu ke zvýšenému sklonu pro zpětné proudění kapaliny v oběžném kole.

Třecí ztráty vznikají v důsledku tření částic kapaliny o sebe nebo o stěny kanálů. Vyjadřují se za pomocí součinitele třecích délkových ztrát λ [−]. Patří mezi ně i ztráty způsobené třením kapaliny o vnější plochy disků oběžných kol nazývané diskové ztráty. K těmto ztrátám se též přičítají ztráty vzniklé třením v těsnicích spárách disků oběžných kol. Diskové ztráty se dále dělí na primární, dané bezprostředním třením disků o kapalinu a sekundární, indukované přenosem mechanické energie z disků na kapalinu zaplňující diskový prostor. Při provozu mimo optimum čerpadla se můžeme setkat se ztrátami vířením.

K místním ztrátám dochází při náhlé změně průtočného průřezu (rozšíření, zúžení, dělení…). Vyjadřují se za pomocí součinitele místních ztrát ξ [−]. Hlavní podíl na těchto ztrátách má v čerpadle vstupní část lopatek oběžného kola. Nesprávný vstup kapaliny do lopatkových kanálů může mít za důsledek vznik rázové ztráty. Ta ovlivňuje hlavně kavitační vlastnosti na vstupu do oběžného kola. Pokud se za oběžným kolem v rozvaděči vyskytují rozváděcí lopatky, může rázová ztráta na těchto lopatkách dosahovat až 75 % celkových hydraulických ztrát. To je způsobeno vysokou rychlostí tekutiny za oběžným kolem. Tato ztráta ovlivňuje zejména stabilitu čerpadlové charakteristiky.

Objemové ztráty je souhrnné označení pro ztráty způsobené vnitřními průsaky kapaliny přes těsnicí spáry disků oběžného kola a vnější průsaky v ucpávce hřídele nebo jiné nežádoucí průsaky kapaliny z tělesa čerpadla. Toto se děje vlivem tlakového spádu. Největší mírou se na těchto ztrátách podílí vůle mezi nosným diskem a skříní čerpadla. V závislosti na geometrii těsnicí spáry se mění i průtok touto spárou. S rostoucí délkou spáry klesá průtok. Aby se zabránilo rušivému výtoku kapaliny zpět do sání čerpadla, existuje několik druhů těsnicích spár. Délka této spáry a její šířka se volí podle níže uvedených vzorců.

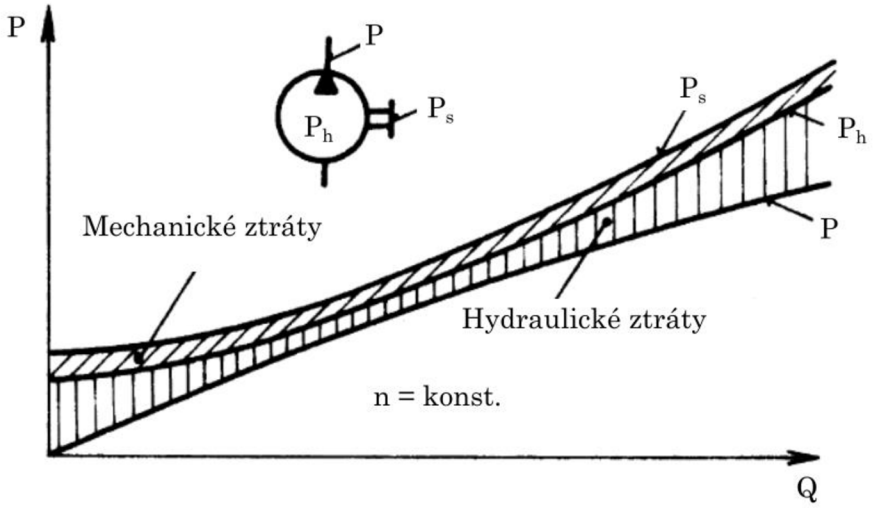
$$\frac{l}{D_1} = 0{,}2 \div 0{,}25 \tag{2.8}$$

$$\frac{\delta_1}{D_1} = 0{,}001 \tag{2.9}$$

Kde l [m] je délka spáry, D_1 [m] je průměr oběžného kola na vstupu a δ_1 [m] je šířka těsnicí spáry. Podle některých literárních zdrojů vede zvýšení poměru $\frac{\delta_1}{D_1}$ o 0,001 k poklesu objemové účinnosti o 2,5 %.

Mechanické ztráty v čerpadle nemají vliv na $Y = f(Q)$ charakteristiku. Dělí se na ztráty vnitřní a vnější. K vnějším ztrátám patří tření v ložiskách a ucpávkách hřídele čerpadla. K vnitřním patří ztráty diskové, které ale jak již bylo zmíněno, se počítají mezi ztráty hydraulické.

V důsledku ztrát dochází k transformaci části energie na teplo, ať už u kapaliny nebo u částí stroje. To vede k nižší hodnotě účinnosti a vyšší hodnotě požadovaného příkonu na spojce hřídele čerpadla. Na obrázku 2.4 je zobrazen příkon odstředivého čerpadla s vlivem ztrát. Ztráty objemové jsou započítány pod ztráty hydraulické.



Obrázek 2.4 – Příkon odstředivého čerpadla ovlivněný mechanickými a hydraulickými ztrátami, kde P_s je příkon, P_h je hydraulický výkon a P je výkon [2, upraveno]

2.3.5 Specifické otáčky [1], [2], [3]

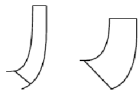
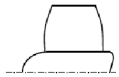
Pro každou aplikaci čerpadla existují charakteristické hodnoty průtoku, spádu a otáček, které jsou považovány za optimální pro provoz čerpadla. Tyto parametry do velké míry rozhodují o tom, jaký typ čerpadla bude použit. V závislosti na těchto optimálních (návrhových) parametrech je možné srovnávat oběžná kola čerpadel pomocí specifických otáček i přes jejich odlišnou geometrii.

$$n_q = n \cdot \frac{Q_{opt}^{0,5}}{H_{opt}^{0,75}} \tag{2.10}$$

Kde n_q [min^{-1}] jsou specifické otáčky oběžného kola, n [min^{-1}] jsou otáčky oběžného kola, Q_{opt} [$\mathrm{m}^3 \cdot \mathrm{s}^{-1}$] je průtok v optimu a H_{opt} [m] je dopravní výška v optimu.

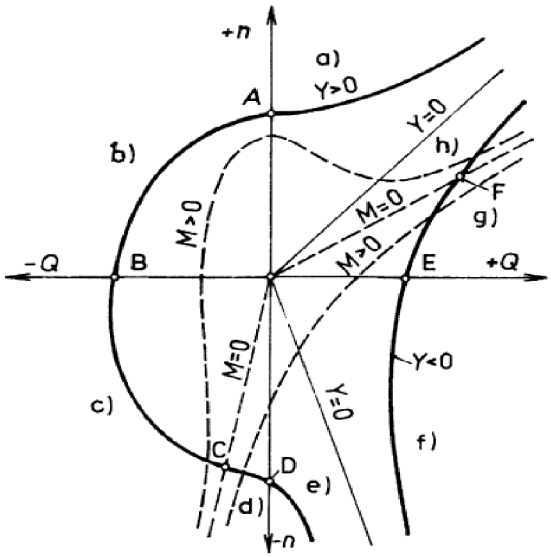
Tento vztah vychází z hydrodynamické podobnosti hydraulických strojů a lze jej odvodit pomocí Froudeho a Strouhalova podobnostního kritéria. Napříč světovou literaturou se bohužel lze setkat s mnoha odlišnými vztahy pro specifické otáčky, které se liší podle soustav, ve kterých byly odvozovány (SI, technická měrová soustava…). Uvedený vztah je obvykle užíván v Evropě. V tabulce 2.1 lze vidět, jak se mění typ oběžných kol a geometrie průtočných kanálů v meridiálním řezu.

Tabulka 2.1 – Typ oběžného kola a tvar kanálu oběžného kola podle specifických otáček [1]

Specifické otáčky [min^{-1}]	7 ÷ 30	± 50	± 100	± 35	± 160	160 ÷ 400
Typ oběžného kola	Radiální			Diagonální		Axiální
Tvar kanálu oběžného kola						

2.4 Úplná charakteristika odstředivého čerpadla [1], [2], [5]

Vlivem průchodnosti kanálů mohou být provozní stavy odstředivého čerpadla velmi rozmanité. K určení těchto stavů se kromě otáček n a základních parametrů průtoku Q a měrné energie Y, zaznamenávají i parametry odvozené (přidružené) moment M_k a výkon P. Souvislost všech těchto parametrů zachycuje tzv. úplná charakteristika odstředivého čerpadla. Pro grafické zobrazení této charakteristiky do pravoúhlých souřadnic je nutno vynést 3 parametry parametricky. Jako nejvhodnější způsob se ujalo vynesení kinematických parametrů Q a n na pravoúhlé osy a zbylé dynamické parametry vynést parametricky.



Obrázek 2.5 – Úplná charakteristika odstředivého čerpadla [2]

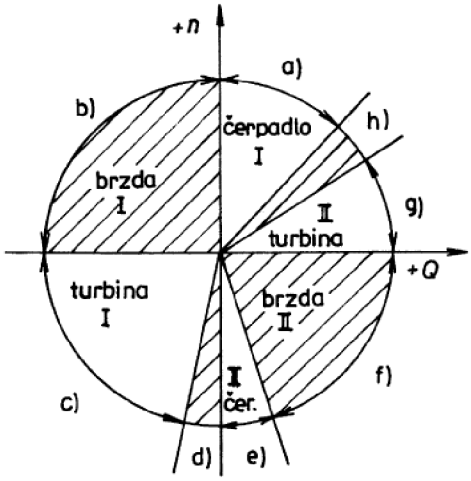
Charakteristické provozní body na křivce $Y = konst.$ na obrázku 2.5 jsou označeny písmeny A až F kde:

- A – rovnovážný stav na výtlaku z čerpadla
- B – rozhraní brzdícího a turbínového režimu při zastaveném oběžném kole
- C – průběžné otáčky
- D – jako bod A při opačném smyslu otáčení oběžného kola
- E – jako bod B při opačném průtoku
- F – jako bod C.

Pro určení znamínka základního parametru v úplné charakteristice je zavedena dohoda, že kladné hodnoty se vztahují k čerpadlovému režimu a záporné hodnoty k režimu turbínovému. Znaménka odvozených parametrů jsou závislá na znaménkách základních parametrů.

Obecně se při provozu čerpadla může vyskytnout 8 stavů, které vymezují jednotlivé provozní oblasti v úplné charakteristice. Na obr 2.5 a 2.6 jsou tyto oblasti označeny písmeny a) až h). Oblasti a), c), e), a g) patří mezi oblasti energeticky aktivní a oblasti b), d), f) a h) jsou oblasti disipační. V disipačních oblastech dochází k maření energie a její transformace na teplo. Oblasti energeticky aktivní jsou vždy vzájemně odděleny oblastmi disipačními. Velikosti jednotlivých oblastí jsou závislé na typu oběžného kola odstředivého čerpadla.

Úplná charakteristika odstředivého čerpadla je důležitá zejména pro posouzení cíleného provozu v reverzním turbínovém chodu nebo při haváriích. Pro posouzení v primární čerpací oblasti se udává klasická $Q - Y$ charakteristika při konstantních otáčkách.



Obrázek 2.6 – Provozní oblasti odstředivého čerpadla [2]

3 Turbínový chod odstředivého čerpadla [1], [2], [6]

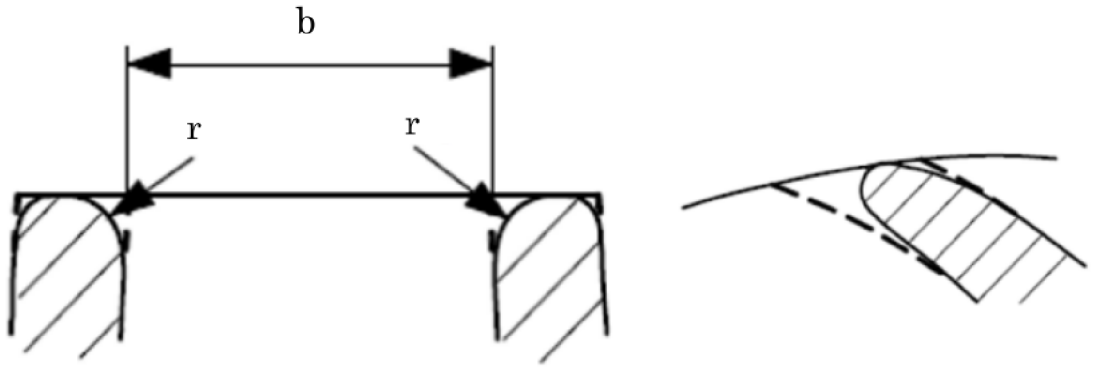
Se současně rostoucí poptávkou po obnovitelných zdrojích energie, roste i požadavek na její úsporu a rekuperaci. Vzhledem k hydraulické podobnosti mezí odstředivým čerpadlem a Francisovou turbínou lze provozovat odstředivé čerpadlo v reverzním chodu. Toto využití odstředivých čerpadel je tématem různých výzkumů již přibližně 90 let. Je to možné zejména díky příznivému tvarování kanálů oběžných kol u čerpadel. Takto provozovaná čerpadla dosahují v turbínovém chodu stejné, ne-li vyšší hodnoty účinnosti než při režimu čerpadlovém. Turbíny provozované v čerpadlovém režimu však dosahují účinností horších a hodnota hydraulických ztrát je zde výrazně vyšší. Podle obrázků 2.5 a 2.6 je zřejmé, že pro turbínový režim je charakteristický opačný (záporný) smysl otáček a průtoku. Obecně platí, že při totožných otáčkách pracuje čerpadlo v turbínovém režimu při vyšších spádech a průtocích.

3.1 Konstrukce [1], [6], [7]

Konstrukční provedení je shodné v obou režimech, avšak při turbínovém chodu je možné provést několik spíše kosmetických úprav, které pomohou k dosažení vyšší účinnosti nebo upraví čerpadlo pro ideální provoz na dané lokalitě. Mezi tyto úpravy patří například stočení oběžného kola, zakulacení hran lopatek a krycího disku nebo přidání savky.

Oběžné kolo je obvykle 5 až 8 lopatkové. Při stočení oběžného kola se optimum posunuje k nižším průtokům. Turbínová charakteristika u stočených oběžných kol je strmější a při zabrzděném rotoru dosahuje spád nižších hodnot.

Nepříznivě se v turbínovém chodu projevují ostré hrany lopatek a krycího disku. Zakulacením těchto hran se může dosáhnout zvýšení účinnosti až o 2 % v důsledku snížení rázových ztrát a menšího zavíření. Zakulacení lopatek je znázorněno na obrázku 3.1.



Obrázek 3.1 – Zaoblení lopatek na vstupu do oběžného kola (čárkovaně původní tvar) [1]

Ačkoliv je spirála čerpadla navržena k odvodu kapaliny od oběžného kola, její tvar je velmi podobný rozvaděči Francisovi turbíny (pokud opomeneme rozváděcí lopatky, které jsou obvykle součástí Francisovy turbíny). Při opačném smyslu proudění tedy plní funkci rozvaděče a mimo jiné vyvažuje radiální tlak a síly. Sací potrubí odvádí od oběžného kola kapalinu, a pokud mělo v čerpadlovém směru konfuzorový tvar, tak v turbínovém směru může sloužit jako savka.

3.2 Princip [1], [6]

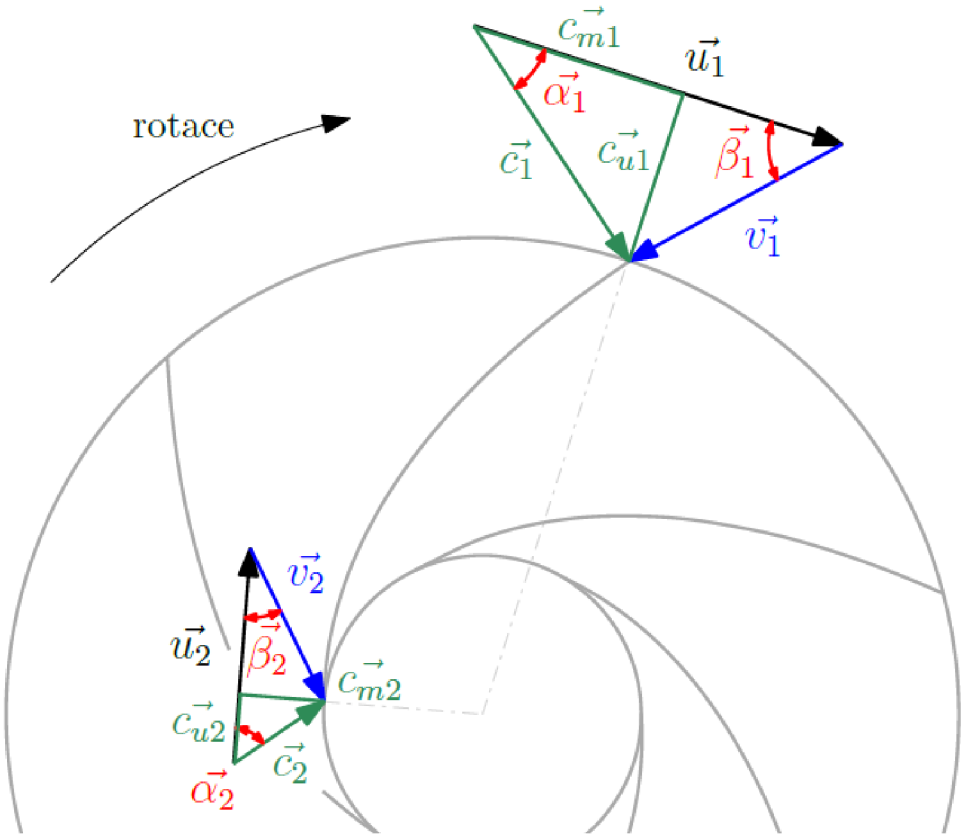
Tekutina o vyšším tlaku je rozváděna spirálou, která zastává funkci rozvaděče, na vnější průměr oběžného kola. Tekutina předává oběžnému kolu svou kinetickou energii a roztáčí ho. Energie točícího se kola je odváděna přes hřídel ke generátoru, kde dochází přeměně mechanické energie na elektrickou. Tekutina opouští oběžné kolo na jeho menším průměru o nižším tlaku, než se kterým do oběžného kola vstupovala.

3.3 Základní parametry v turbínovém chodu [1], [8]

Stejně jako v čerpadlovém režimu zde určujeme parametry důležité pro provoz. Turbínový režim však většinou není součástí hydraulického návrhu čerpadla. Výjimku tvoří například na zakázku vyráběná čerpadla, u kterých je předpokládáno, že budou provozována v turbínovém chodu (což je v současnosti docela běžné).

3.3.1 Měrná energie [2], [9], [10]

Přesto, že oproti čerpadlovému režimu se změnily pouze smysly otáčení oběžného kola a průtoku, jsou rychlostní trojúhelníky v těchto dvou případech odlišné. I zde však platí, že při pohybu kapaliny rotujícím kanálem lze absolutní rychlost c rozložit na rychlost relativní v a rychlost unášivou u dle rovnice 2.1. Na obrázku 3.2 jsou ukázány kinematické poměry a rychlostní trojúhelníky na vstupu a výstupu z oběžného kola. Značení rychlostí a úhlů odpovídá značení zavedenému u čerpadlového režimu.



Obrázek 3.2 – Rychlostní trojúhelníky na oběžném kole v turbínovém režimu [6, upraveno]

V turbínovém režimu jsou úhly α_1 a β_2 do značné míry nezávislé na průtoku. Úhel α_1 na vstupu do oběžného kola je v podstatě dán úhlem spirály a liší se tedy od úhlu na výstupu z oběžného kola při přímém chodu. Kapalina opouští oběžné kolo pod úhlem δ_2. Tento úhel je nazýván jako deviační a svírají ho tečna lopatky s relativní rychlostí. Na obrázku není deviační úhel zobrazen. Spolu s rostoucím průtokem roste i vstupní absolutní rychlost c_1, a tedy i měrná energie turbíny.

Vztáhneme-li energii odebranou kapalině na jeden kilogram hmotnosti, dostáváme měrnou energii kapaliny Y. Dosazením rovnice pro měrnou energii kapaliny do Bernoulliho rovnice pro rotující prostor vznikne průtoková forma rovnice pro měrnou energii kapaliny.

$$Y = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + Y_{z1-2} \tag{3.1}$$

Kde Y $[\mathrm{J} \cdot \mathrm{kg}^{-1}]$ je měrná energie kapaliny, Y_{z1-2} $[\mathrm{J} \cdot \mathrm{kg}^{-1}]$ je ztrátová měrná energie mezi vstupem a výstupem z oběžného kola, u $[\mathrm{m} \cdot \mathrm{s}^{-1}]$, v $[\mathrm{m} \cdot \mathrm{s}^{-1}]$ a c $[\mathrm{m} \cdot \mathrm{s}^{-1}]$ jsou unášivé, relativní, respektive absolutní složky rychlosti kapaliny. Index *1* značí hodnotu na vstupu a index *2* na výstupu z oběžného kola.

Po aplikaci kosinové věty a úpravě rovnice 3.1 získáme předpis pro Eulerovu turbínovou rovnici, která zahrnuje změnu rychlosti kapaliny v oběžném kole i hydraulické ztráty, které jsou popsány hydraulickou účinností.

$$Y - Y_{z1-2} = Y \cdot \eta_{h,t} = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2} \tag{3.2}$$

Kde Y $[\mathrm{J} \cdot \mathrm{kg}^{-1}]$ je měrná energie kapaliny, Y_{z1-2} $[\mathrm{J} \cdot \mathrm{kg}^{-1}]$ je ztrátová měrná energie mezi vstupem a výstupem z oběžného kola, $\eta_{h,t}$ $[-]$ je hydraulická účinnost čerpadla v turbínovém chodu, u $[\mathrm{m} \cdot \mathrm{s}^{-1}]$ je unášivá složka rychlosti kapaliny, c_u $[\mathrm{m} \cdot \mathrm{s}^{-1}]$ je složka absolutní rychlosti ve směru unášivé rychlosti, index *1* značí hodnoty na vstupu a index *2* na výstupu z oběžného kola.

Při pohledu na čerpadlo jako celek se měrná energie čerpadla v turbínovém režimu spočítá jako rozdíl měrných energií na vstupu a výstupu z čerpadla, což odpovídá jeho energetické bilanci. Za předpokladu, že vstup a výstup z čerpadla jsou ve stejné potenciální hladině, lze psát rovnici pro tuto bilanci.

$$Y_t = Y_i - Y_e = \frac{p_i - p_e}{2} + \frac{\bar{v}_i^2 - \bar{v}_e^2}{2} \tag{3.3}$$

Kde Y $[\mathrm{J} \cdot \mathrm{kg}^{-1}]$ je měrná energie, p [Pa] je statický tlak kapaliny, $\bar{v}$ $[\mathrm{m} \cdot \mathrm{s}^{-1}]$ je střední hodnota rychlosti kapaliny, index t odkazuje na čerpadlo v turbínovém režimu, index i značí hodnoty na vstupu a index e na výstupu z čerpadla.

3.3.2 Výkon a příkon [2], [9]

Skutečný výkon čerpadla P_t [W] v turbínovém režimu se určí jako součin přenášeného krouticího momentu M_k [N · m] a úhlové rychlosti oběžného kola ω [rad · s^{-1}], která je závislá na jeho otáčkách n [s^{-1}].

$$P_t = M_k \cdot \omega = M_k \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \tag{3.4}$$

Příkon čerpadla $P_{s,t}$ [W] pracujícího v turbínovém režimu se určí ze součinu hmotnostního průtoku Q_m [kg · s^{-1}] a měrné energie Y [J · kg^{-1}]. Ta je dána spádem H [m] a tíhovým zrychlením g [m · s^{-2}]. Hmotnostní průtok je dán hustotou tekutiny ρ [kg · m^{-3}] a objemovým průtokem Q [m^3 · s^{-1}].

$$P_{s,t} = Q_m \cdot Y = Q \cdot \rho \cdot g \cdot H \tag{3.5}$$

3.3.3 Účinnost [2], [9]

Účinnost η_t [−] udává, jak efektivně probíhá energetická výměna v daném stroji. U čerpadla v turbínovém režimu se jedná o poměr výkonu P_t [W] a příkonu $P_{s,t}$ [W]. Tato účinnost je považována za celkovou a stanovuje se měřením na díle.

$$\eta_t = \frac{P_t}{P_{s,t}} = \frac{M_k \cdot \omega}{Q \cdot \rho \cdot g \cdot H} \tag{3.6}$$

3.3.4 Ztráty [1], [6], [11]

Ztráty v čerpadle již byly popsány dříve v kapitole 2.3.4, proto zde budou uvedeny pouze rozdíly ve ztrátách mezi čerpadlovým a turbínovým chodem.

Vlivem vyšších pracovních tlaků jsou v turbínovém režimu větší úniky a průsaky kapaliny, tudíž i objemové ztráty jsou vyšší než u režimu čerpadlového. Na rozdíl od čerpadlového chodu, kde dochází k průsaku těsnicí spárou proti směru proudění čerpadlem, u turbínového chodu je směr průsaku shodný s turbínovým směrem proudění. V obou případech se tedy jedná o proudění směrem od spirály k sacímu potrubí/savce.

Při průchodu kapaliny konfuzorovým kanálem spirály v turbínovém režimu jsou ztráty menší než při průchodu difuzorovým kanálem v režimu čerpacím. Třecí ztráty jsou přibližně stejné pro oba režimy. Na jednu stranu jsou sice větší v důsledku vyšších pracovních tlaků, ale na druhou stranu jsou nižší vlivem již zmíněného konfuzorového tvaru kanálu.

Vlivem absence rozváděcích lopatek ve spirále vznikají rázové ztráty. Při chodu v optimu uvažujeme nulové rázové ztráty. Nejvíce se tyto ztráty projeví při provozu pod optimem, tedy při nižších průtocích. Rázové ztráty mají velký vliv na chování čerpadla v turbínovém režimu, je proto vhodné pro určité spády a průtoky uvažovat čerpadlo o vyšších specifických otáčkách.

I přes odlišnosti ve velikostech ztrát je jejich celková bilance přibližně stejná jako při čerpadlovém režimu, tudíž i účinnosti, kterých dosahují čerpadla v turbínových režimech, jsou přibližně stejné jako při chodu přímém.

3.3.5 Jednotkové parametry [2], [3]

Kromě specifických otáček, které lze samozřejmě vyhodnotit i pro turbínový režim, se používá třídění a zobecnění experimentálních výsledků pomocí takzvaných jednotkových parametrů. Hodnoty těchto parametrů odpovídají spádu $H = 1$ m a průměru oběžného kola $D = 1$ m geometricky podobného stroje. Jako jednotkové parametry se obvykle vyhodnocují otáčky a průtok, lze však mezi ně zahrnout i ostatní veličiny jako výkon, moment a účinnost.

$$n_{11} = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H}} \tag{3.7}$$

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \cdot \sqrt{H}} \tag{3.8}$$

Kde n_{11} [min^{-1}] jsou jednotkové otáčky, n [min^{-1}] jsou otáčky, D [m] je průměr oběžného kola, H [m] je spád, Q_{11} [$\mathrm{m}^3 \cdot \mathrm{s}^{-1}$] je jednotkový průtok a Q [$\mathrm{m}^3 \cdot \mathrm{s}^{-1}$] je objemový průtok.

3.4 Využití, výhody a nevýhody [1], [6]

Jak již bylo zmíněno, jedním z několika možných využití čerpadel v turbínovém režimu je využití k rekuperaci energie. Toho může být dosaženo například v potrubí, kde by byl jinak přebytečný tlakový spád mařen, a energie by byla proměněna na teplo. Energie takto získaná, například v průmyslovém provozu, může být následně použita k pohonu jiných strojů přímo na místě nebo k výrobě elektrické energie. Konkrétně se čerpadla v turbínovém režimu již používají u různých chemických procesů, vodovodních řádů nebo chladících okruhů.

Provozování čerpadla v turbínovém režimu s sebou však nese různé výhody i nevýhody. Jednou z hlavních výhod je relativně vysoká hodnota účinnosti při provozování v optimu. Dále je možná úprava spádu a průtoku pomocí stočení oběžného kola nebo změnou otáček. Po mechanické stránce čerpadlo v turbínovém režimu běží téměř bezhlučně.

Mezi nevýhody patří pokles účinnosti v průtocích mimo optimum v důsledku absence rozváděcích lopatek. Dále vzhledem k vyšším pracovním tlakům jsou zde i vyšší průsaky a může být nezbytné pořízení lepšího těsnění. V důsledku větších sil je očekávána kratší životnost ložisek.

V porovnání s klasickými turbínami dosahují nižší účinnosti, a to zejména mimo optimum. Oproti tomu pořizovací a provozní náklady jsou několikanásobně menší, návratnost kratší a jsou vhodné zejména pro nízkopotenciální zdroje vodní energie nebo starší vodní díla, jejichž renovace by byla cenově velmi nákladná.

3.5 Převodní vztahy [1], [13], [14], [15]

Aby nedocházelo k plýtvání finančních nákladů na experimentální měření, vzniká potřeba co nejpřesnějšího odhadnutí parametrů stroje v turbínovém režimu. Jednou z cest, jak tyto parametry zjistit je pomocí CFD výpočtu (pouze za předpokladu, že je k dispozici kompletní geometrie). Tato metoda je dále použita i v této diplomové práci. Další metodou jsou takzvané neuronové sítě, které po počátečním zaučení na vzorových případech fungují jako uzavřený systém, který po zadání parametrů čerpadlového režimu spočítá odhadované parametry chodu turbínového.

Kromě předchozích variant existuje celá řada převodních vztahů od různých autorů, kteří se touto problematikou hlouběji zabývají. Jedním z nich je J. F. Gülich [1], který ve své knize uvádí několik vztahů pro odhad parametrů v optimu. Tyto vztahy jsou založeny na zjištění jiných autorů a jsou zatíženy určitou chybou. Autor A. A. Williams [16] odvodil vztahy použitelné pro čerpadla se specifickými otáčkami počítanými podle rovnice 2.10 v rozpětí od 12 min^{-1} do 190 min^{-1}. Jedná se o vztahy pro průtok, spád a specifické otáčky.

$$\frac{Q_{opt,t}}{Q_{opt,č}} = \frac{1}{\eta_{opt,č}^{0,8}} \tag{3.9}$$

$$\frac{H_{opt,t}}{H_{opt,č}} = \frac{1}{\eta_{opt,č}^{1,2}} \tag{3.10}$$

$$\frac{n_{q,t}}{n_{q,č}} = 0{,}95 \cdot \sqrt{\eta_{opt,č}} \tag{3.11}$$

Kde Q [$\mathrm{m}^3 \cdot \mathrm{s}^{-1}$] je průtok, H [m] je spád, n_q [min^{-1}] jsou specifické otáčky a η [$-$] je účinnost čerpadla. Index *opt* odkazuje na optimum, index t na turbínový režim a index *č* na čerpadlový režim.

Další autor E. Schmiedl [17] uvádí vztahy mezi převodními veličinami rozdílné a uvádí i rovnici pro účinnost. Tyto rovnice platí pro čerpadla se specifickými otáčkami počítanými podle rovnice 2.10 v rozpětí od 8 min^{-1} do 70 min^{-1}.

$$\frac{Q_{opt,t}}{Q_{opt,č}} = \frac{2{,}5}{\eta_{h,opt,č}} - 1{,}4 \qquad \pm 7\,\% \tag{3.12}$$

$$\frac{H_{opt,t}}{H_{opt,č}} = \frac{2{,}4}{\eta_{h,opt,č}{}^2} - 1{,}5 \qquad \pm 14\,\% \tag{3.13}$$

$$\frac{n_{q,t}}{n_{q,č}} = 1{,}3 \cdot \eta_{opt,č} - 0{,}3 \qquad \pm 10\,\% \tag{3.14}$$

$$\frac{\eta_{opt,t}}{\eta_{opt,č}} = 1{,}16 - \frac{n_{q,č}}{200} \qquad \pm 5\,\% \tag{3.15}$$

Kde Q $[\mathrm{m}^3 \cdot \mathrm{s}^{-1}]$ je průtok, H [m] je spád, n_q $[\mathrm{min}^{-1}]$ jsou specifické otáčky, η_h $[-]$ je hydraulická účinnost a η $[-]$ je účinnost čerpadla. Index *opt* odkazuje na optimum, index t na turbínový režim a index *č* na čerpadlový režim.

Na rozdíl od autorů předchozích vztahů, autor M. Rossi [13] uvádí predikční model, který byl sice navržen pro optimum, stejně jako u předchozích, nicméně jej lze aplikovat na celou křivku účinnosti pro různé průtoky. V okolí optima dosahuje velmi přesných výsledků, jak bude ukázáno později v této práci. Model je založen na bezrozměrných průtokových a spádových parametrech a z nich počítaných specifických otáček.

$$\Phi = \frac{Q}{\omega \cdot D^3} \tag{3.16}$$

$$\Psi = \frac{g \cdot H}{\omega^2 \cdot D^2} \tag{3.17}$$

$$N_s = \frac{\sqrt{\Phi}}{\sqrt[4]{\Psi^3}} \tag{3.18}$$

Kde Φ $[-]$ je bezrozměrný průtok, Q $[\mathrm{m}^3 \cdot \mathrm{s}^{-1}]$ je průtok, ω $[\mathrm{rad} \cdot \mathrm{s}^{-1}]$ je úhlová rychlost, D [m] je průměr oběžného kola, Ψ $[-]$ je bezrozměrný spád, H [m] je spád, g $[\mathrm{m} \cdot \mathrm{s}^{-2}]$ je tíhové zrychlení a N_s $[-]$ jsou bezrozměrné specifické otáčky.

Na základě těchto spočítaných parametrů a účinnosti v čerpadlovém režimu lze dosadit do odvozené korelační kvadratické rovnice a poměrně přesně určit účinnost v režimu turbínovém.

$$\begin{aligned}\eta_t = 0{,}7933 \cdot N_{S,č} + 0{,}605 \cdot \eta_č - 0{,}09246 \cdot N_{S,č}^2 + \\ +0{,}3936 \cdot \eta_č^2 - 0{,}8254 \cdot \left(N_{S,č} \cdot \eta_č\right)\end{aligned} \tag{3.19}$$

Kde η $[-]$ je účinnost, N_S $[-]$ jsou specifické otáčky, index t odkazuje na turbínový režim a index *č* odkazuje na čerpadlo.

Kromě zmíněných autorů se touto problematikou zabývají mimo jiné i autoři S. Barbarelli, který sestavil rovnice za pomoci poměrových koeficientů průtoků a spádů nebo M. Kramer který ve svých výpočtech odhaduje i parametry pro tzv. průběžné otáčky.

4 CFD výpočty

Cílem výpočetní části této diplomové práce je provést CFD výpočty na zjednodušené a kompletní geometrii odstředivého čerpadla v turbínovém režimu. Kompletní geometrií se rozumí geometrie oběžného kola, spirály a sacího potrubí doplněná o prostory mezi oběžným kolem a tělesem statoru. To znamená mezidiskový prostor na straně krycího a nosného disku. Obvykle se pro výpočty parametrů odstředivých čerpadel a turbín tyto mezidiskové prostory neuvažují. Tímto případem je v práci myšlena zjednodušená geometrie.

Dále porovnat výsledky výpočetní simulace s poskytnutými daty z experimentu, který již dříve proběhl v laboratořích Odboru fluidního inženýrství Victora Kaplana a posoudit tyto výsledky s ohledem na použitou geometrii.

Posledním bodem výpočetní části je posoudit variantu se stočeným oběžným kolem, jakožto jednu z lehce proveditelných úprav, a to zejména s ohledem na nalezení maxima výkonu a účinnosti v závislosti na průměru oběžného kola.

Primárně bude využito stacionárního výpočtu v prostředí Ansys CFX. Pro stacionární výpočet lze využít rotační periodicity geometrie oběžného kola a mezidiskových prostor. Jinými slovy lze ve výpočtu použít pouze síť jednoho lopatkového kanálu a pouze dílčí výseče mezidiskových prostorů. Tento typ výpočtu je velice efektivní. Na druhou stranu časově střední obraz proudění neposkytuje informaci o dynamických jevech, které jsou významné zejména v oblastech mimo provozní optimum.

4.1 Specifikace čerpadla

Čerpadlo řešené v této práci má 6 lopatek a průměr oběžného kola 174 mm. V čerpadlovém režimu při otáčkách n = 2 900 min^{-1} dosahuje optima při průtoku Q = 31 $\mathrm{l \cdot s^{-1}}$. Dopravní výška při tomto průtoku dosahuje hodnoty H = 33,53 m, příkon P = 13,3 kW a celková účinnost čerpadla η = 76,43 %. Specifické otáčky jsou n_q= 39,74 min^{-1}

V turbínovém režimu dosahuje při totožných otáčkách optima při průtoku Q = 40,85 $\mathrm{l \cdot s^{-1}}$. Spád na turbínu je H = 50,87 m, výkon P = 14,7 kW a účinnost 73,09 %. Čemuž odpovídají specifické otáčky turbínového režimu n_q = 30,77 min^{-1}

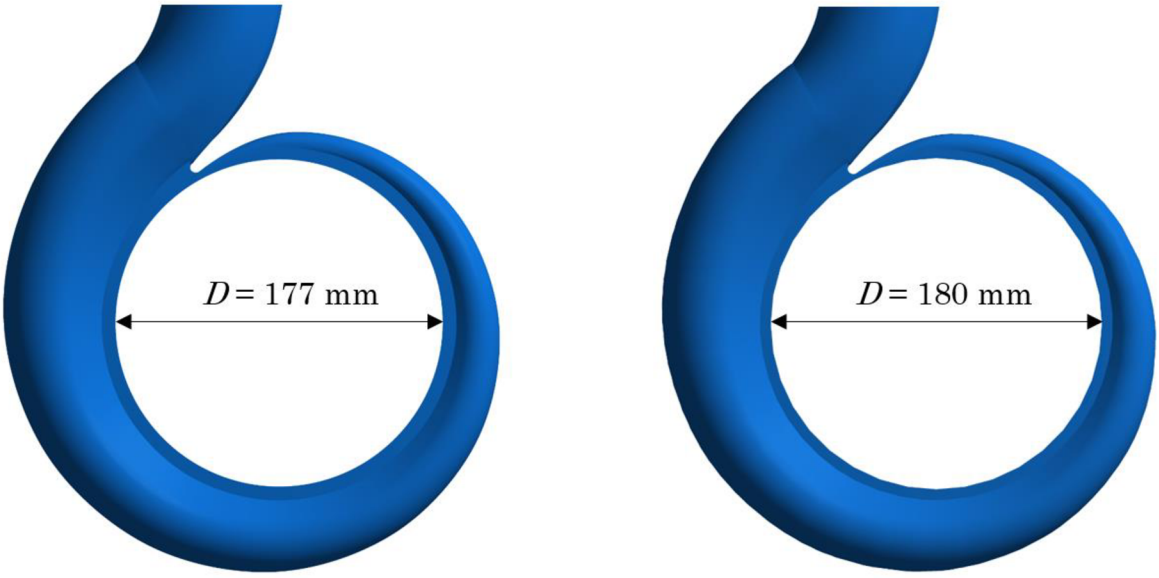
4.2 Geometrie a výpočetní síť

Pro provedení výpočtů byla poskytnuta geometrie oběžného kola, spirální skříně a sacího potrubí. Aby na těchto geometriích bylo možné vytvořit odpovídající výpočetní síť, bylo nutné provést několik úprav, které budou popsány v následujících kapitolách.

4.2.1 Spirální skříň

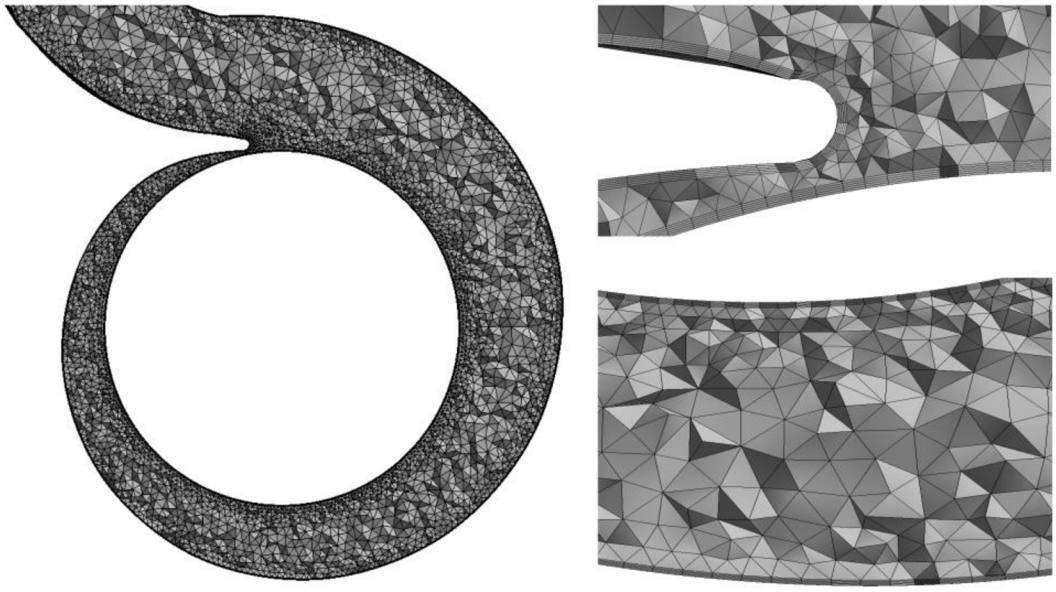
Na poskytnuté geometrii spirály bylo nejprve nutné provést několik úprav. Pravděpodobně vlivem opakovaného exportování byla poškozena spojitost povrchu a vznikly zde mezery, které neumožňovaly okamžitou tvorbu výpočetní sítě. Tyto poruchy byly opraveny v modeláři softwaru Ansys.

Dále bylo nutné k tělesu spirály připojit přímou část přívodního potrubí. Toto potrubí má kruhový průřez o průměru 65 mm. Délka byla zvolena 200 mm, tak aby okrajová podmínka pro výpočet byla v dostatečné vzdálenosti. Rozhraní mezi spirálou a oběžným kolem je na průměru 180 mm. Pro výpočet na zjednodušené geometrii čerpadla (bez prostor mezi oběžným kolem a statorem) bylo toto rozhraní posunuto blíže směrem k oběžnému kolu na průměr 177 mm.



Obrázek 4.1 – Spirála pro zjednodušenou (vlevo) a kompletní (vpravo) geometrii

Výpočetní síť byla vytvořena v programu Ansys Mesh. Samotná spirální skříň je diskretizována tetragonálními prvky za použití „sizing“ příkazů. V blízkosti stěn je síť tvořena 5 vrstvami s prismatickými prvky pomocí příkazu „inflation“. Velikost první buňky u stěny je 0.2 mm. V místě nosu spirály je provedeno lokální zjemnění výpočetní sítě pomocí „face sizing“ příkazů. Na následujícím obrázku lze vidět ukázky výpočetní sítě spirály v řezu, který je veden polovinou průtočného kanálu.



Obrázek 4.2 – Výpočetní síť spirály v řezu (vlevo), v řezu nosu a naproti nosu spirály (vpravo)

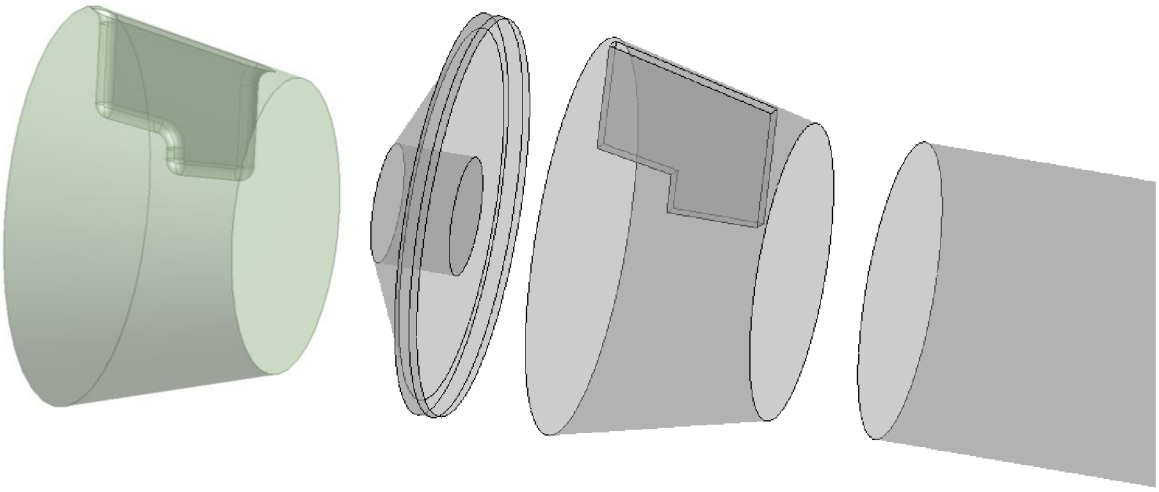
Parametry výpočtových sítí pro obě verze geometrie spirály jsou uvedeny v následující tabulce:

Tabulka 4.1 – Parametry výpočetní sítě spirály

	Počet prvků	Počet uzlů
Spirální skříň – kompletní geometrie	490 674	160 310
Spirální skříň – zjednodušená geometrie	247 604	83 504

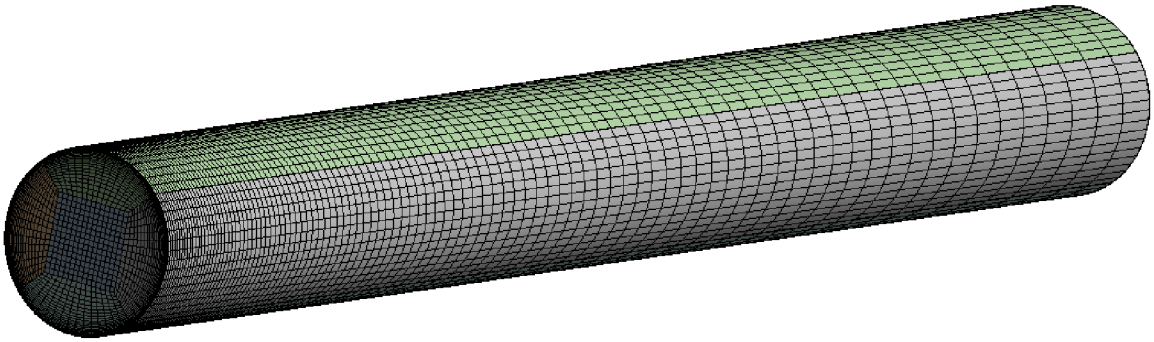
4.2.2 Sací / výstupní potrubí

Geometrie sacího potrubí čerpadla byla rozdělena na 3 části. Přímá část sacího potrubí je dlouhá 800 mm a má průměr 80 mm. Na ni navazuje kónická část difuzorového tvaru obsahující dvoustupňové žebro k potlačení rotace proudu, které lze vidět na obrázku 4.1. Tvar tohoto žebra byl zjednodušen ve smyslu zanedbání rádiusů z důvodu snadnější tvorby výpočetní sítě. Tato část je dlouhá 60 mm a rozšiřuje se z průměru 80 mm na průměr 100 mm. Třetí část slouží k napojení sacího potrubí na geometrii oběžného kola. Obsahuje válcovou část náboje (respektive zjednodušenou matici) a dvě plochy reprezentující rozhraní s oběžným kolem a výstupem z těsnicího kruhu krycího disku. V případě turbínového režimu je sací potrubí potrubím výstupním a s ohledem na směr proudění je z difuzorové části část konfuzorová.



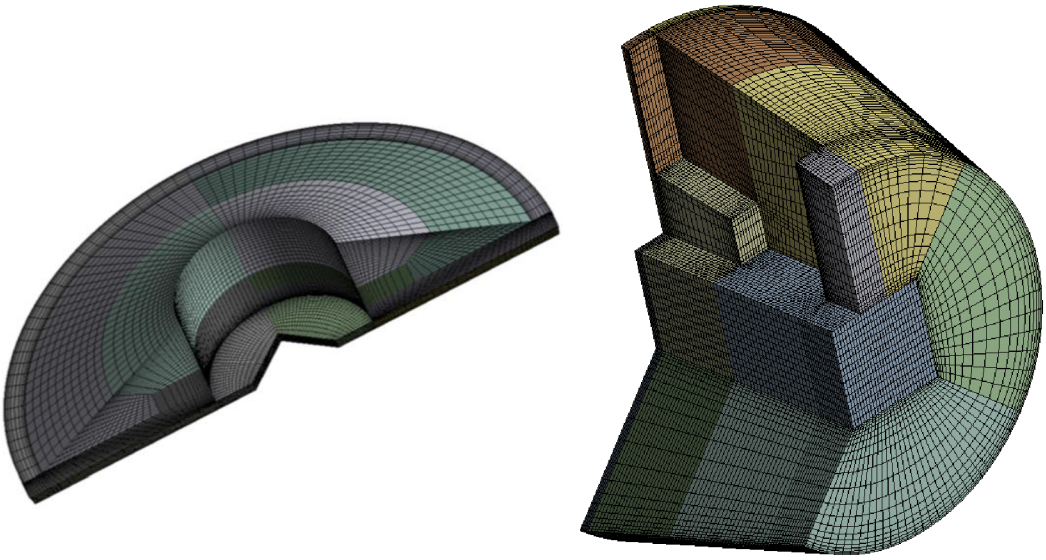
Obr. 4.3 – Původní tvar žebra s rádiusy (vlevo) a dekompozice upraveného sacího / výstupního potrubí (vpravo)

Výpočetní síť byla opět vytvořena v programu Ansys Mesh. Sací potrubí bylo z důvodu vysoké výpočetní náročnosti vysíťováno strukturovanou výpočetní sítí hexahedrálními prvky za účelem menšího počtu prvků. Bylo využito příkazů „edge sizing“ ke zjemnění sítě ke stěnám tělesa. U přímé části sacího potrubí nebylo nutné složitější dělení na menší části. Byla zde proto použita obvyklá dekompozice kruhu na čtverec a menší výsečové fragmenty.



Obrázek 4.4 – Výpočetní síť přímé části sacího potrubí

Vzhledem ke složitosti tvaru kuželovité části s žebrem bylo nutné tyto tvary dále dělit na menší části, které umožnily požadovanou strukturu sítě. Důraz byl kladen na dodržení velikosti první vrstvy u stěny na přibližně 0,2 mm. Toho se víceméně podařilo docílit, i když v některých místech zejména v oblasti hrany žebra je tato hodnota vyšší. Snižování této hodnoty však vedlo k prudkému nárůstu počtu prvků.



Obrázek 4.5 – Ukázka výpočetní sítě na části s nábojem (vlevo) a na části s žebrem (vpravo)

Počet prvků a uzlů výpočetní sítě na jednotlivých částech sacího potrubí je uveden v následující tabulce:

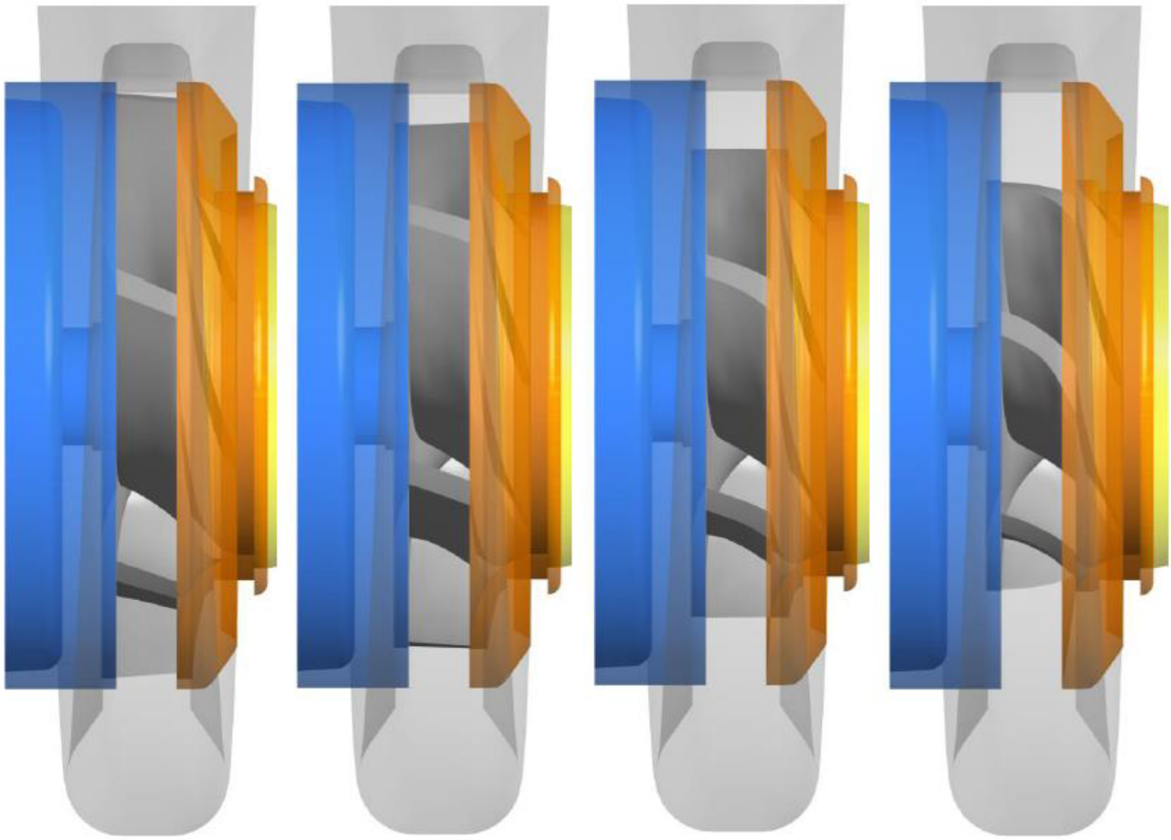
Tabulka 4.2 – Parametry výpočetní sítě sacího potrubí

	Počet prvků	Počet uzlů
Část s nábojem	208 920	220 091
Část s žebrem	149 250	155 771
Válcová část	142 500	147 056
Celkem	500 670	522 918

4.2.3 Oběžné kolo

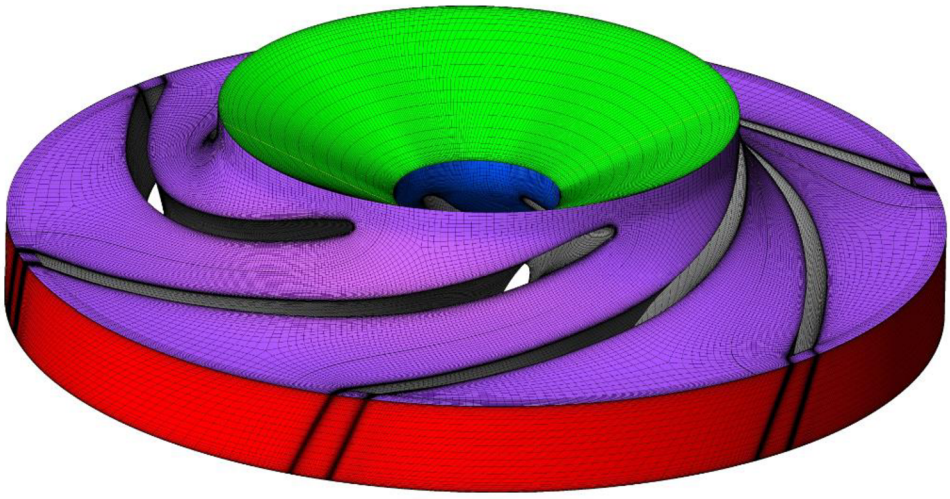
Na geometrii oběžného kola byly provedeny úpravy rozhraní mezi spirálou a oběžným kolem na požadovanou vzdálenost v programu Ansys BladeGen. Stejně jako u spirály, průměr rozhraní 180 mm odpovídá výpočtům s kompletní geometrií. Průměr rozhraní 177 mm tedy odpovídá geometrii zjednodušené. Samotný průměr oběžného kola je 174 mm.

Vzhledem k tomu, že součástí práce byly výpočty se stočenými oběžnými koly, bylo nutné upravit nejen parametry rozhraní, ale i samotný průměr oběžného kola. Celkem byly řešeny 3 průměry oběžného kola, a to průměry stočené o 10 %, 20 % a 30 % z původního průměru. Tomu odpovídají průměry oběžného kola 156,6 mm, 139,2 mm a 121,8 mm. Vstupní průměr oběžného kola má přitom velikost 100 mm. Stáčení oběžných kol bylo provedeno v programu SolidWorks odebráním materiálu. Na následujícím obrázku 4.4 lze vidět vedle sebe všechna oběžná kola od nestočeného až po kolo stočené o 30 %. Modře je znázorněn mezidiskový prostor nosného a oranžově krycího disku.



Obrázek 4.6 – Porovnání oběžných kol s přilehlými mezidiskovými prostory

Geometrie stočených kol byla importována do softwaru DesignModeler, kde pomocí komponenty BladeEditor byl vytvořen export křivek geometrie pro síťovací software TurboGrid. Výpočetní síť oběžného kola byla vytvořena v programu Ansys TurboGrid a jedná se tedy o síť strukturovanou hexahedrální, a to v případě kol nestočených i stočených.



Obrázek 4.7 – Ukázka výpočetní sítě na oběžném kole (nestočená varianta)

U sítí kol pro výpočet s mezidiskovými prostorami bylo nutné definovat rozhraní mezi oběžným kolem a těmito prostory. To bylo dodatečně provedeno využitím programu ICEM tak, že se příslušné elementy přiřadily k předepsané ploše rozhraní. Parametry výpočetních sítí oběžných kol jsou uvedeny v následující tabulce:

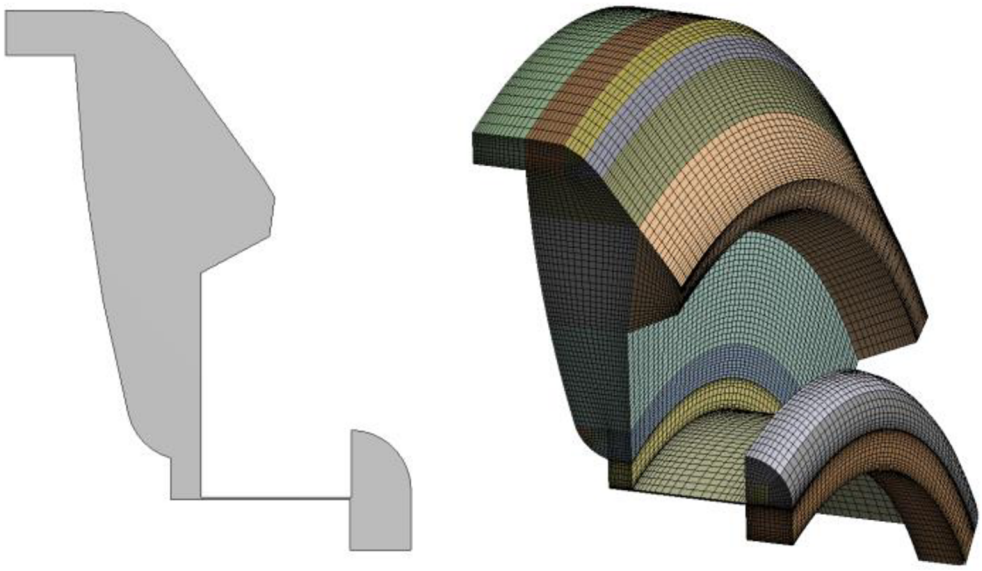
Tabulka 4.3 – Parametry výpočetních sítí oběžných kol (OK – oběžné kolo)

	Počet prvků	Počet uzlů
OK – nestočené – zjednodušená geometrie	156 988	171 747
OK – nestočené – kompletní geometrie	262 174	282 485
OK – stočené o 10 %	357 048	381 459
OK – stočené o 20 %	524 916	555 517
OK – stočené o 30 %	632 340	666 448

4.2.4 Mezidiskový prostor u krycího disku

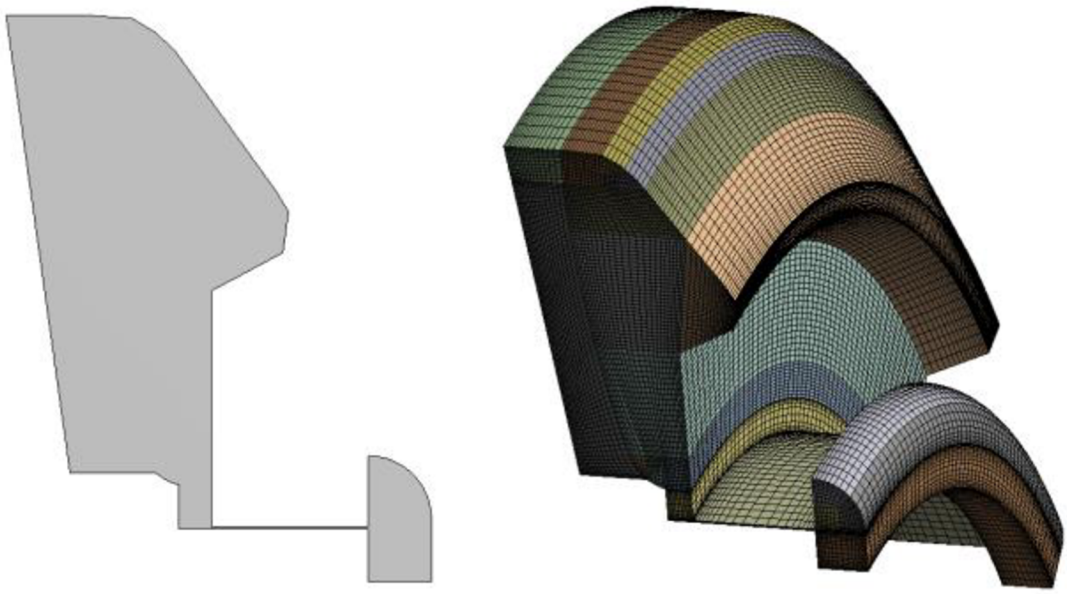
Geometrie mezidiskových prostor nebyly k dispozici a bylo je tedy nutné vytvořit. Z poskytnutého výkresu meridiálního řezu čerpadlem byly odečteny rozměry mezidiskových prostor, které byly následně vymodelovány pomocí programu Autodesk Inventor. Součástí geometrie prostoru u krycího disku byla také těsnicí spára délky 10 mm a tloušťky 0,15 mm.

Výpočetní síť byla opět vytvořena v programu Ansys Mesh. Vymodelovaná geometrie byla dále rozdělena na menší útvary umožňující tvorbu hexahedrální strukturované sítě. Důraz byl opět kladen na velikost první buňky u stěny a byla zde snaha udržet tuto velikost pod hodnotou 0,2 mm. Jedinou výjimkou je právě těsnicí spára. Tato spára o šířce 0,15 mm je tedy vysíťována 10 vrstvami a šířka první buňky od stěny je přibližně 0,01 mm. Řekněme, že 10 vrstev je limitní hodnota k napočítání rychlostního profilu s ohledem na velikost sítě.



Obrázek 4.8 – Řez mezidiskovým prostorem krycího disku (vlevo) a výpočetní síť (vpravo)

Pro případ výpočtu se stočenými oběžnými koly bylo potřeba tuto geometrii dále modifikovat. Měnila se zde šířka rozhraní s oběžním kolem. Na následujícím obrázku je ukázán případ pro stočení oběžného kola o 30 %, tedy nejextrémnější varianta.



Obrázek 4.9 – Řez mezidiskovým prostorem krycího disku stočené verze o 30 % (vlevo) a výpočetní síť (vpravo)

Kapalina, která proudí tímto prostorem a protéká těsnicí spárou, se podílí na objemových ztrátách a může být zohledněna ve formě objemové účinnosti čerpadla. Počet prvků a uzlů výpočetní sítě na jednotlivých variantách mezidiskového prostoru u krycího disku je uveden v následující tabulce:

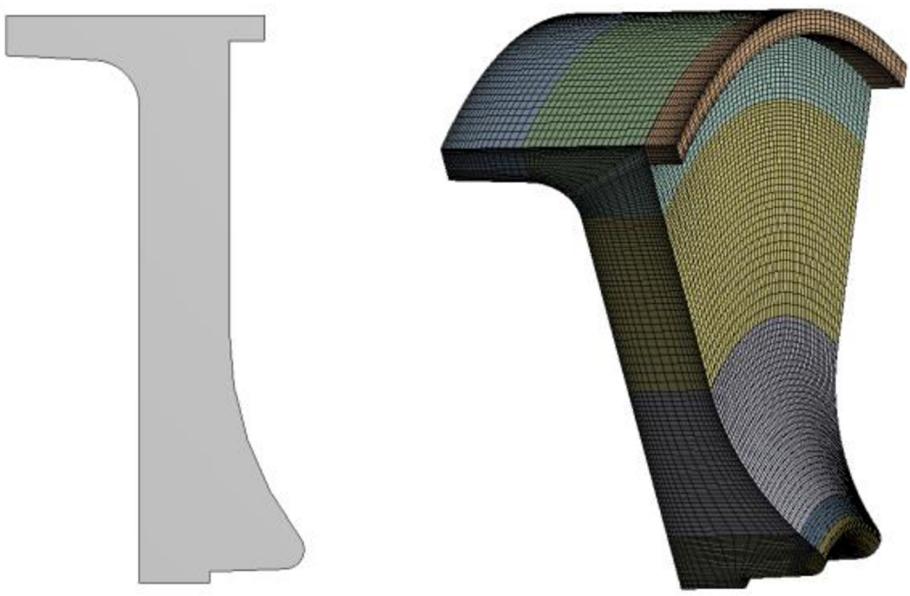
Tabulka 4.4 – Parametry výpočetních sítí prostorů u krycího disku

	Počet prvků	Počet uzlů
Prostor – OK nestočené	151 850	164 934
Prostor – OK stočené o 10 %	192 350	206 754
Prostor – OK stočené o 20 %	210 350	225 114
Prostor – OK stočené o 30 %	237 500	252 960

4.2.5 Mezidiskový prostor u nosného disku

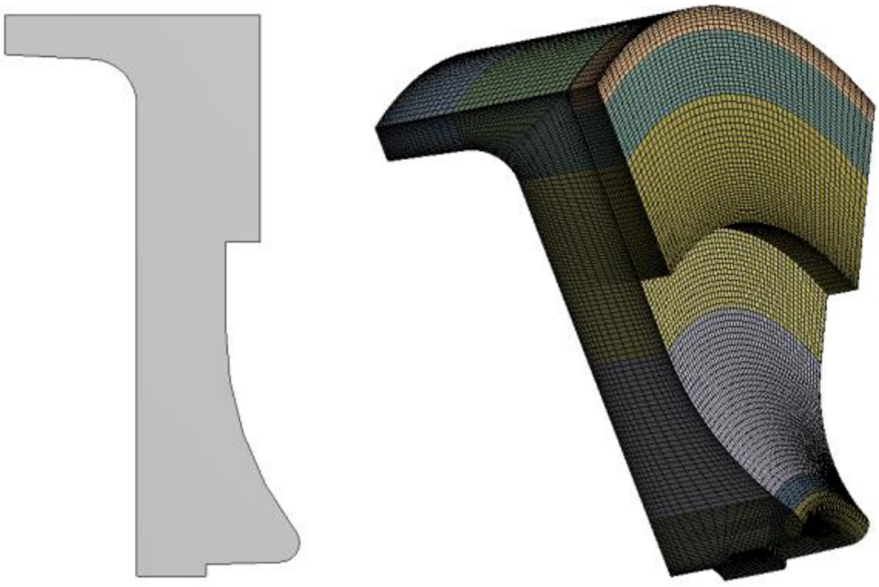
Stejně jako u předchozí geometrie, také geometrie mezidiskového prostoru u nosného disku byla vytvořena na základě výkresové dokumentace. Na rozdíl od předchozího se zde však neřešila žádná těsnicí spára, která zde není. Pro zjednodušení není řešen ani průsak přes hřídelovou ucpávku. Rozměry tohoto mezidiskového prostoru jsou přibližně dvakrát větší než u krycího disku.

Výpočetní síť byla opět vytvořena v programu Ansys Mesh. Vymodelovaná geometrie byla dále rozdělena na menší útvary umožňující tvorbu hexahedrální strukturované sítě. Důraz byl opět kladen na velikost první buňky u stěny a byla zde snaha udržet tuto velikost pod hodnotou 0,2 mm. I přes rozdíl ve velikostech obou mezidiskových prostorů je výpočetní síť tvořena přibližně stejným počtem prvků. To je způsobeno právě absencí těsnicí spáry. Není tedy nutné výrazné zjemnění výpočetní sítě, což vede k výrazné úspoře prvků sítě.



Obrázek 4.10 – Řez mezidiskovým prostorem nosného disku (vlevo) a výpočetní síť (vpravo)

Také tuto geometrii bylo potřeba lehce modifikovat pro použití u výpočtu se stočeným oběžným kolem. Stejně jako u předchozího se zde měnila šířka rozhraní s oběžným kolem. Na následujícím obrázku je ukázán případ pro stočení oběžného kola o 30 %, tedy nejextrémnější varianta.



Obrázek 4.11 – Řez mezidiskovým prostorem nosného disku stočené verze o 30 % (vlevo) a výpočetní síť (vpravo)

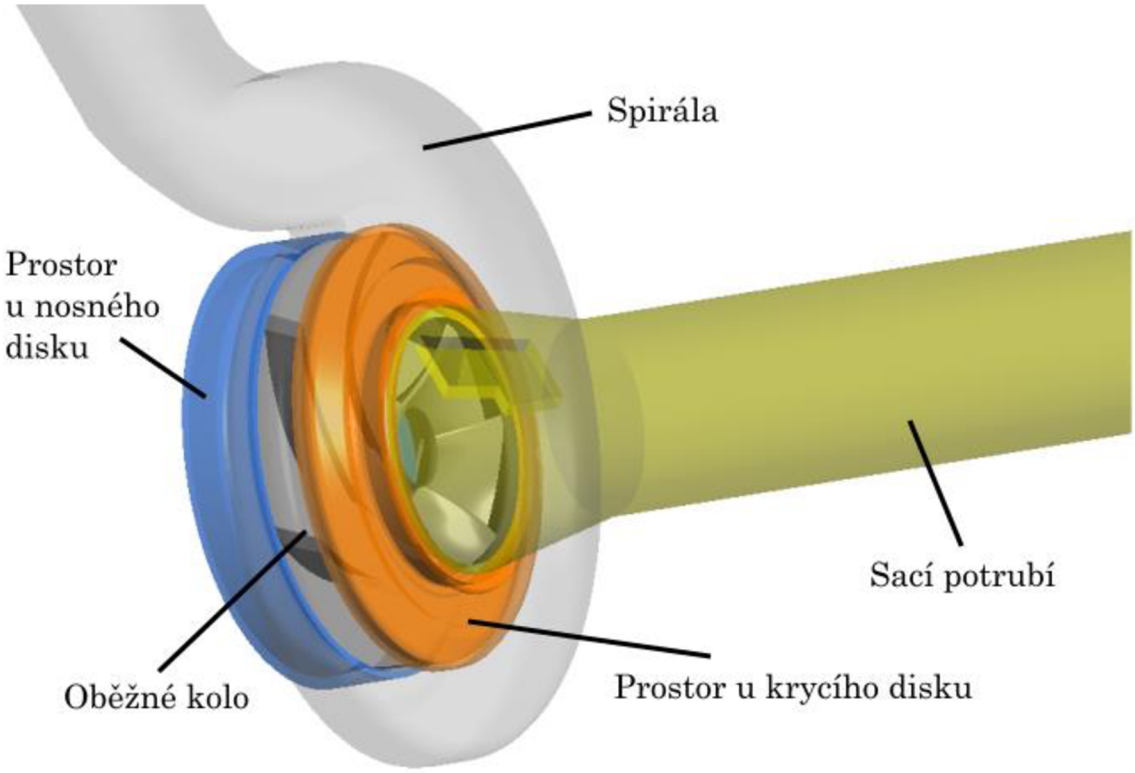
Do tohoto prostoru je uvažován pouze jeden vstup, a to přes rozhraní s oběžným kolem. Kapalina tímto mezidiskovým prostorem na rozdíl od mezidiskového prostoru u krycího disku neprotéká. Počet prvků a uzlů výpočetní sítě na jednotlivých variantách mezidiskového prostoru u nosného disku je uveden v následující tabulce:

Tabulka 4.5 – Parametry výpočetních sítí prostorů u nosného disku

	Počet prvků	Počet uzlů
Prostor – OK nestočené	157 600	169 932
Prostor – OK stočené o 10 %	168 100	180 642
Prostor – OK stočené o 20 %	179 200	192 066
Prostor – OK stočené o 30 %	205 400	219 555

4.2.6 Kompletní geometrie

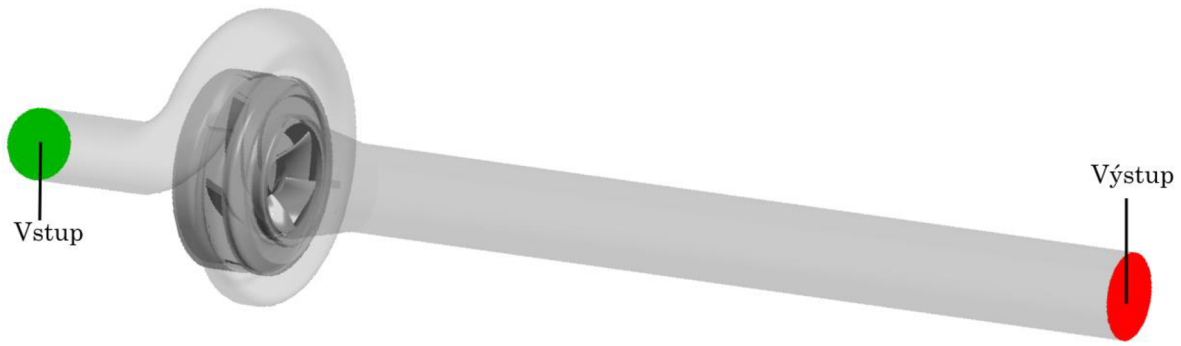
Z vytvořených výpočetních sítí jednotlivých částí čerpadla byla sestavena kompletní výpočetní geometrie. Tato geometrie je zobrazena na obrázku 4.8.



Obrázek 4.12 – Kompletní geometrie čerpadla

4.3 Okrajové podmínky

Pro uskutečnění výpočtu bylo nutné zadat okrajové podmínky řešené úlohy. Vzhledem k tomu, že hlavním cílem práce je provedení výpočtů na čerpadle v turbínovém režimu, byl vstup do domény čerpadla nastaven na přívodní potrubí spirální skříně. Vstupní okrajová podmínka byla zadána hmotnostním průtokem se vstupní hodnotou intenzity turbulence 5 %. Vzhledem k tomu, že práce není zaměřena na jeden bod charakteristiky, tak se tento průtok měnil dle potřeby výpočtu. Jako výchozí průtok byl považován průtok zjištěný experimentálním měřením jako optimum, a to 40,85 $\mathrm{l \cdot s^{-1}}$. Výstup z výpočetní domény byl nastaven na konec přímé části sacího potrubí. Výstupní okrajová podmínka byla tlakového charakteru. Hodnota tohoto tlaku byla 167 976 Pa a byla získána pomocí experimentálního měření. Hodnota nerovnoměrnosti tlakového pole (*Pressure Profile Blend*) zde byla nastavena na 5 %.



Obrázek 4.13 – Okrajové podmínky – vstup a výstup

Neprůtočným plochám na tělesech byla předepsána podmínka ulpívání tekutiny a byly nastaveny jako hladká stěna. Většina z těchto ploch jsou stacionární (stěna spirály, sacího potrubí, stěny mezidiskových prostor, které nesousedí s hřídelí nebo oběžným kolem). Zbylé stěny vykonávají rotační pohyb (oběžné kolo – lopatka, krycí disk, nosný disk a příslušné stěny navazujících mezidiskových prostor). Na tyto stěny byly předepsány otáčky 2 900 min^{-1}, což odpovídá otáčkám oběžného kola.

Jak již bylo zmíněno, vzhledem k tomu, že oběžné kolo je rotačně symetrické, tak výpočty probíhaly na pouhé šestině, tedy jednom průtočném lopatkovém kanálu. Stejně je tomu i u mezidiskových prostor, kde k výpočtům taktéž postačila jedna šestina, tedy 60° výseč. Na každou z těchto domén byla předepsána pro příslušné plochy podmínka rotační periodicity.

Médium proudící čerpadlem je voda o teplotě 25 °C a hustotě 997 $\mathrm{kg} \cdot \mathrm{m}^{-3}$. Tíhové zrychlení zde nebylo uvažováno.

4.4 Nastavení řešiče

Výpočty probíhaly s dvourovnicovým modelem turbulence $k{-}\varepsilon$, který uzavírá časově středované RANS rovnice („*Reynolds Averaged Navier-Stokes equations*“). Jako stěnová funkce byla použita funkce *Scalable.*

Střední hodnota parametru y^+ u spirální skříně byla 114. Maximální hodnota se zde nacházela v místě napojení na přívodní potrubí, kde byla geometrie spirály poškozena, jak již bylo zmíněno v kapitole 4.2.1. Tato hodnota je však pouze bodová a nemá vliv na celkový průběh výpočtu.

U oběžného kola je střední hodnota parametru y^+ rovna 36. Maximální hodnota se zde vyskytuje na nátokové hraně lopatky, která nebyla upravena pro turbínový chod a je tedy ostrá. Tato hodnota činí 548.

Hodnota parametru y^+ na sacím / výstupním potrubí dosahuje střední hodnoty 97. Maximální hodnoty tento parametr dosahuje na spodní hraně žebra, a to 1 146. Tato vysoká hodnota má však pouze lokální charakter, který by na celkový průběh výpočtu neměl mít vliv.

Na mezidiskovém prostoru u krycího disku je střední hodnota parametru y^+ rovna 58. Nejvyšší hodnota zde dosahuje 181, a to na výčnělku skříně čerpadla, kde pravděpodobně dochází k rázu. Zvýšená hodnota y^+ je také na vnějším poloměru stěny, která představuje rotující oběžné kolo.

Střední hodnota parametru y^+ na stěně mezidiskového prostoru u nosného disku je rovna 55. Maximální hodnota se zde nachází na stěně představující vnější průměr rotujícího oběžného kola, a to 239.

Jak již bylo zmíněno, výpočet je řešen jako stacionární. Mezi částmi výpočetních sítí, ze kterých je kompletní geometrie seskládána, jsou nastaveny funkce, které zařizují přenos výpočtových informací a parametrů. Rozhraní mezi stacionárními doménami a rotující doménou oběžného kola je modelováno funkcí *Stage (Mixing-Plane)*, s nastavením *Stage Average Velocity*. Stejný typ rozhraní je použit i pro periodické výseče mezidiskových prostorů. V tomto případě lze použít pouze jednu periodickou výseč a na daném rozhraní dochází k obvodovému vystředění hodnot rychlosti.

Konvekční schéma (momentové rovnice) jsou pro všechny výpočty nastaveny na vyšší řády přesnosti (*High Resolution*). V závislosti na konvergenci toto schéma zajišťuje maximální možnou míru využití schématu druhého řádu. To však neplatí u rovnic turbulentních veličin (*Turbulence Numerics*), kde se nastavení lišilo pro různé varianty stočení oběžných kol a hodnoty průtoku. S ohledem na konvergenci zejména v mimo optimálních průtocích bylo nutné pro turbulentní veličiny použít schéma prvního řádu.

Pro varianty výpočtů bez stočeného oběžného kola na kompletní i zjednodušené geometrii bylo u větších průtoků nastavené řešení turbulentních veličin na vyšší řády přesnosti. U průtoků nižších bylo nutné přepnout toto nastavení na první řády přesnosti (*First Order*). Dále bylo potřeba měnit dle průtoku časové měřítko (*Timescale Factor*, obdoba podrelaxačních faktorů). U průtoků vyšších bylo toto měřítko nastaveno na hodnotu 1. U průtoků nižších tato hodnota klesala až na konečnou hodnotu 0,05.

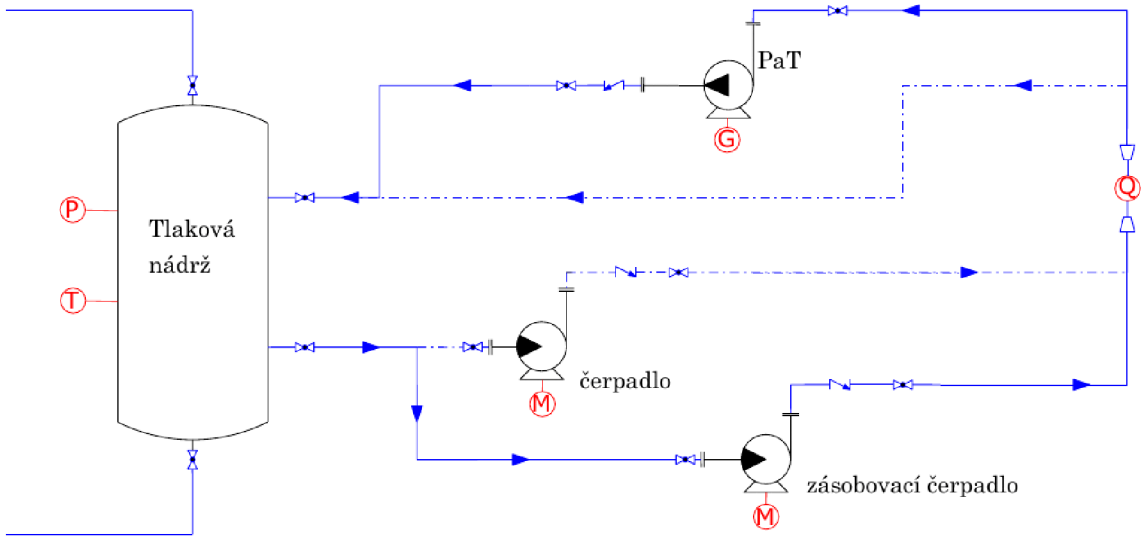
U varianty se stočeným kolem o 10 % bylo nastavené řešení turbulentních veličin na první řády přesnosti. Časové měřítko bylo nastaveno pro všechny průtoky na hodnotu 0,1.

U varianty se stočeným kolem o 20 % bylo nastavené řešení turbulentních veličin na první řády přesnosti. Pro vyšší průtoky bylo časové měřítko nastaveno na hodnotu 0,02. U nižších průtoků bylo nastaveno na 0,03.

U varianty se stočeným kolem o 30 % bylo nastavené řešení turbulentních veličin na první řády přesnosti. V optimu bylo turbulentní měřítko nastaveno na hodnotu 0,02. Při vyšších průtocích muselo být nastaveno až na hodnotu 0,005. Při nižších průtocích byla dostačující hodnota 0,015.

5 Vyhodnocení CFD výpočtů

Jedním z cílů této diplomové práce je provést výpočty na kompletní a zjednodušené geometrii čerpadla a porovnat výsledky s experimentálním měřením. Výpočty probíhaly v souladu s informacemi uvedenými v předchozích kapitolách, a to nejen v turbínovém režimu, ale byly navíc provedeny i v režimu čerpadlovém. Experimentální měření byla provedena v laboratořích Odboru fluidního inženýrství Victora Kaplana. Schéma měřicí tratě je zobrazeno na následujícím obrázku, kde P je tlakový snímač, T je teploměr, G je generátor, M je motor a Q je průtokoměr.



Obrázek 5.1 – Schéma měřicí tratě – PaT značí čerpadlo v turbínovém režimu [18, upraveno]

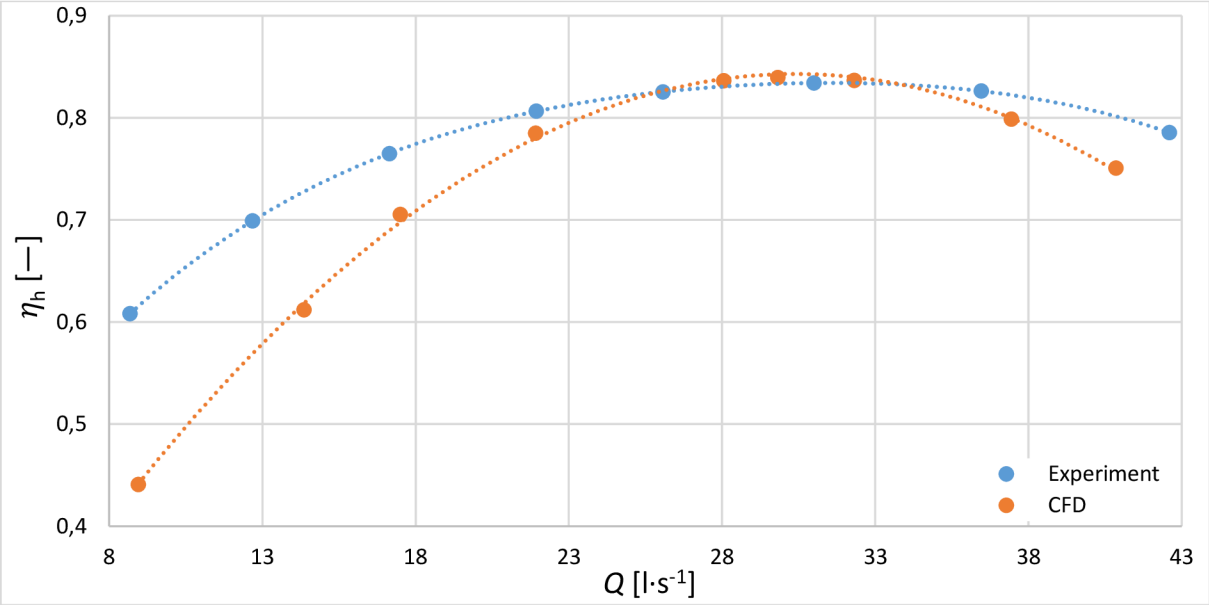
5.1 Účinnost v čerpadlovém režimu

Vzhledem k tomu, že řešení čerpadlového režimu není předmětem této práce, byla z výpočtů v tomto režimu vyhodnocena pouze hodnota účinnosti, která bude dále použita pro predikci účinnosti v turbínovém režimu. Výpočty zde probíhaly pouze na kompletní geometrii, tedy i s vlivem objemových a diskových ztrát. Účinnost η [−] naměřená v experimentu je účinnost celková a nelze ji proto přímo porovnávat s účinností obdrženou výpočtem v programu CFX, která neuvažuje mechanické ztráty. Je tedy nutné celkovou účinnost přepočítat na účinnost hydraulickou η_h [−]. Jedním ze vztahů, které slouží pro přepočty účinností je vztah podle Wislicena [3], který bere do úvahy velikost oběžného kola.

$$\eta_h = \sqrt{\eta} - 0{,}02 \div 0{,}04 \tag{5.1}$$

Tento vzorec je však pouze výsledkem statistických vztahů a vypočtené hodnoty jsou zatíženy chybou. Tato chyba je navíc závislá na subjektivním zhodnocení velikosti oběžného kola a následné volbě parametru v rozmezí od 0,02 do 0,04. Hodnota 0,02 se uvažuje pro čerpadla velká a 0,04 pro čerpadla malá. Čerpadlo řešené v této práci, se s průměrem oběžného kola 174 mm řadí spíše k čerpadlům menším a byla proto zvolena hodnota 0,04.

Po přepočtu pomocí zmíněného vztahu byla sestavena $Q - \eta_h$ charakteristika pro čerpadlový režim. Tato charakteristika je spolu s charakteristikou vypočtenou pomocí CFD výpočtu vynesena v následujícím obrázku.

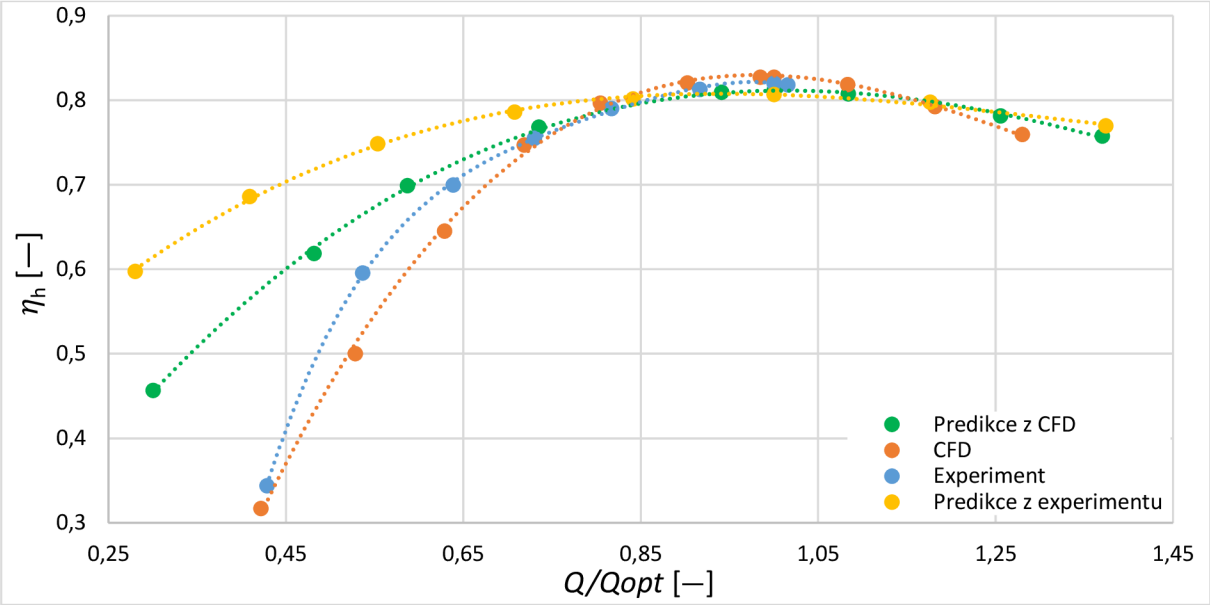


Obrázek 5.2 – Účinnost v čerpadlovém režimu

V grafu lze vidět, že v okolí optima, které bylo při experimentálním měření zjištěno při průtoku $31\,\mathrm{l}\cdot\mathrm{s}^{-1}$, se výpočet relativně dobře shoduje s naměřenými hodnotami. Mimo optimum se však hodnoty z experimentu rozchází s hodnotami vypočtenými. Důvodem může být použitá metodologie výpočtu (stacionární výpočet, obvodové středování na rozhraní mezi stacionární a rotující sítí, použitý dvourovnicový model turbulence). Dále se zde potvrdila poměrně vysoká přesnost přepočtu celkové účinnosti na hydraulickou podle vztahu 5.1.

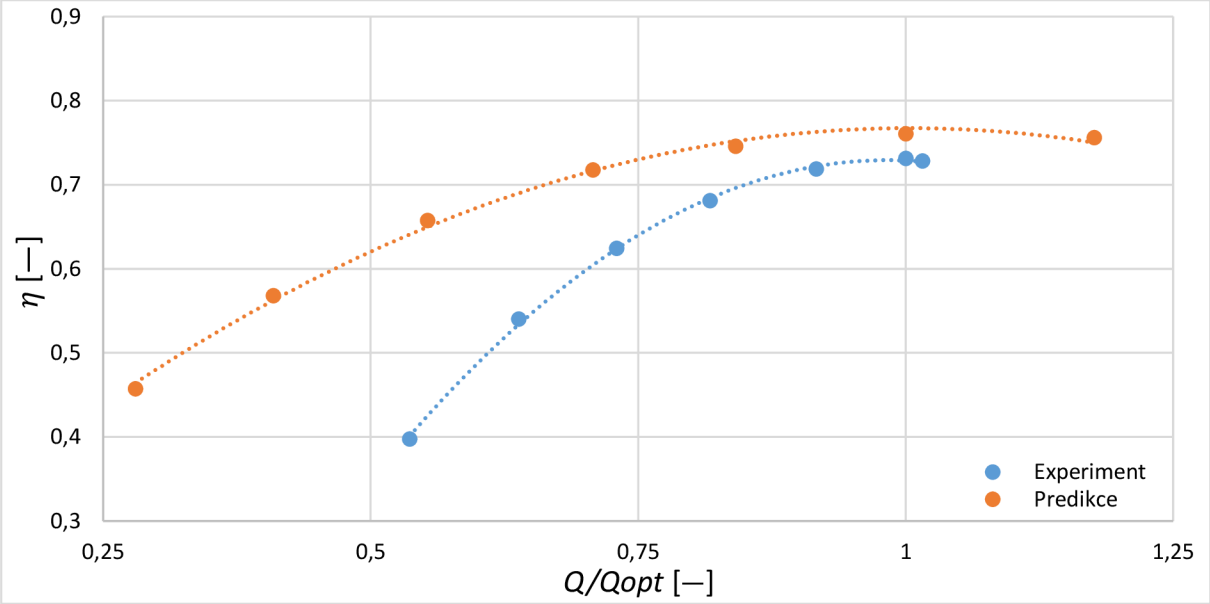
5.2 Predikce účinnosti v turbínovém režimu

Jak již bylo zmíněno v předchozí kapitole, hydraulická účinnost čerpadlového chodu spočítaná podle rovnice 5.1 byla využita k provedení predikce účinnosti v turbínovém režimu. Tato predikce byla provedena pomocí rovnice 3.19. Kvůli porovnání byla tato predikce provedena i na vypočtených datech. Porovnání provedených predikcí účinnosti je zobrazeno na obrázku 5.3. Modrá křivka reprezentuje experimentálně měřená data turbínového režimu. Oranžová křivka jsou hodnoty získané pomocí CFD výpočtu turbínového režimu. Žlutá a zelená křivka jsou predikce z čerpadlového do turbínového režimu (žlutá – z experimentu a zelená – z CFD výpočtu).



Obrázek 5.3 – Predikce hydraulických účinností

U průtoků vzdálených od optima tento predikční model nedosahuje uspokojivých výsledků. To ovšem lze předpokládat, jelikož koncepce tohoto modelu je založena právě na predikci v optimu a jeho blízkém okolí. Nicméně z grafu je zřejmé, že v oblasti přibližně ± 25 % optimálního průtoku tento model funguje poměrně dobře a predikovaná hydraulická účinnost se jen málo liší od účinnosti reálné. Vzhledem k tomu, že tento model byl původně navrhnut hlavně pro účinnost celkovou (mechanickou), byla provedena predikce i zde. Porovnání lze vidět na obrázku 5.4.



Obrázek 5.4 – Predikce mechanických účinností

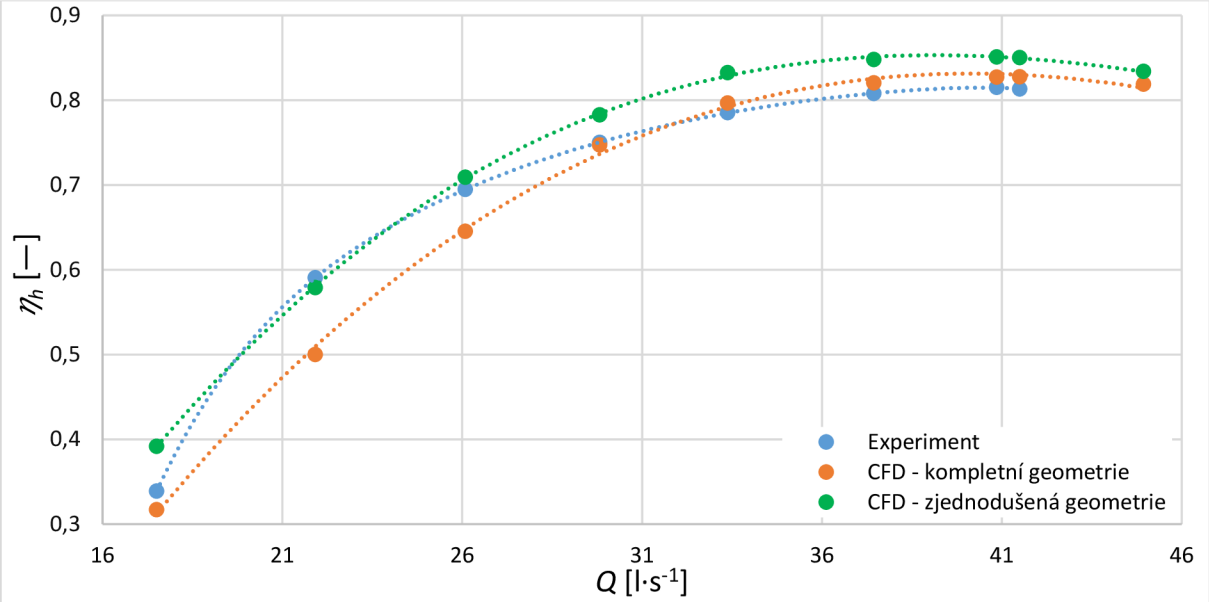
Zde už lze vidět, že přesnější predikce mechanické účinnosti se vyskytuje pouze v optimu (v souladu s koncepcí modelu) a i ta je zatížena poměrně výraznou chybou. Podíl na této chybě může mít i chybné určení optimálního průtoku. To se při CFD výpočtech jeví u lehce nižšího průtoku. Ve zbytku diplomové práce bude již při všech zmínkách o účinnosti myšlena účinnost hydraulická.

5.3 Vyhodnocení turbínového režimu

Tato podkapitola se věnuje srovnání výpočtů provedených na kompletní a zjednodušené geometrii a jejich porovnání s experimentálně získanými daty.

5.3.1 Účinnost

Jako první byla sestavena $Q - \eta_h$ charakteristika. Z vypočtených hodnot na obou geometriích byly sestaveny křivky, které jsou pro lepší porovnání zobrazeny v jednom grafu na následujícím obrázku.



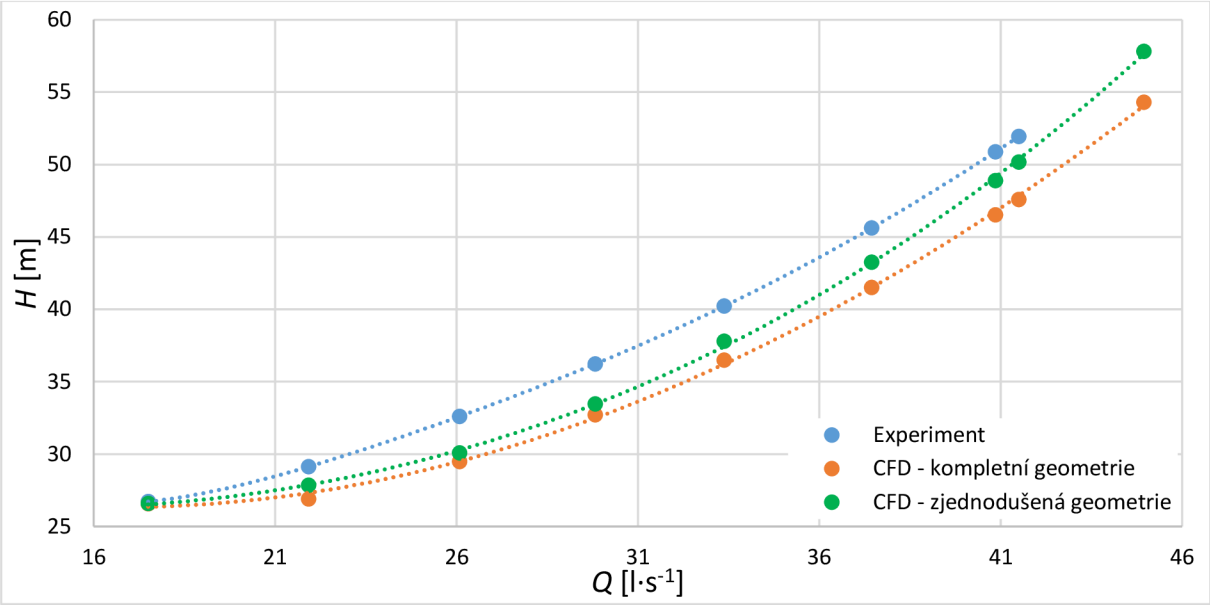
Obrázek 5.5 – Křivky hydraulických účinností v závislosti na průtoku čerpadlem

Z těchto křivek je patrné, že v okolí optima jsou hodnoty vypočtené na kompletní geometrii čerpadla (včetně mezidiskových prostor) výrazně blíže hodnotám experimentálním než hodnoty spočtené na zjednodušené geometrii. Dále od optima jsou naopak blíže hodnoty vypočtené na zjednodušené geometrii. To však není dáno jejich větší přesností, nýbrž metodikou výpočtu, jak již bylo popsáno dříve.

Optimum, které se u experimentálního měření jevilo být přibližně při průtoku 40,85 $\mathrm{l \cdot s^{-1}}$, vychází u CFD výpočtů při průtoku mírně vyšším, a to 41,5 $\mathrm{l \cdot s^{-1}}$.

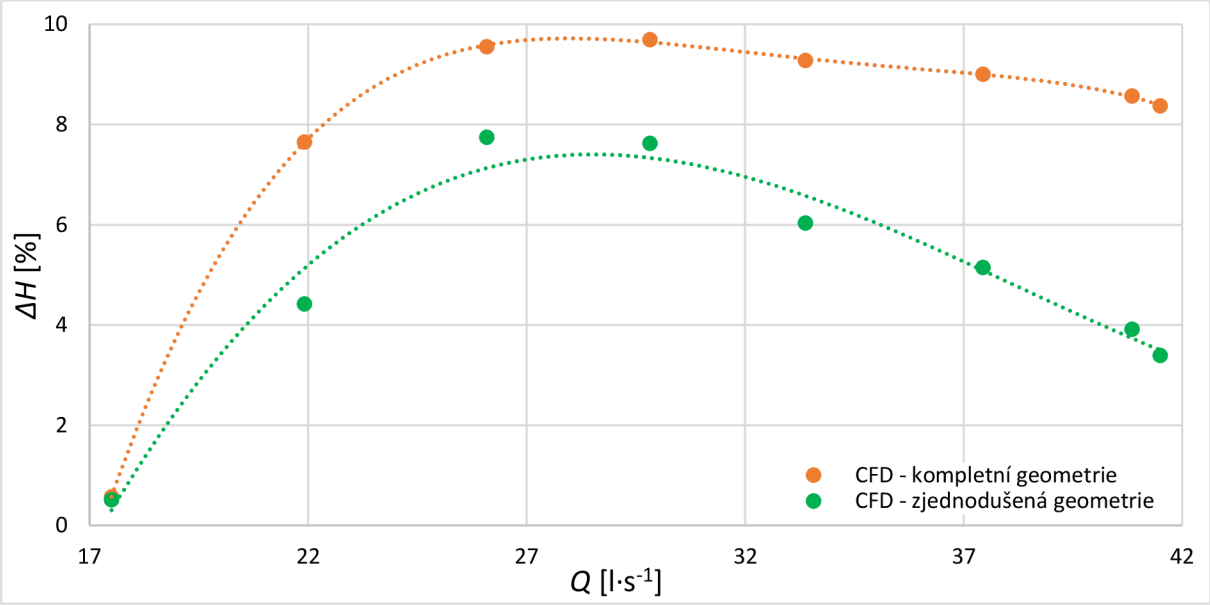
5.3.2 Spád

Stejným postupem jako v předchozím případě byly sestaveny křivky pro spády.



Obrázek 5.6 – Spádové křivky v závislosti na průtoku čerpadlem

Na rozdíl od účinností zde lepší výsledky vykazuje zjednodušená geometrie. To je dáno zejména absencí mezidiskových prostor, na jejichž rozhraních se u kompletní geometrie část spádu „ztrácí“ (ve smyslu numerické disipace vlivem středování a interpolace). Nicméně ani hodnoty spádu vypočtené na zjednodušené geometrii nejsou v porovnání s experimentem příliš přesné. Na následujícím obrázku lze vidět procentuální odchylky spádu (absolutní hodnoty) vůči spádu naměřenému při experimentu.

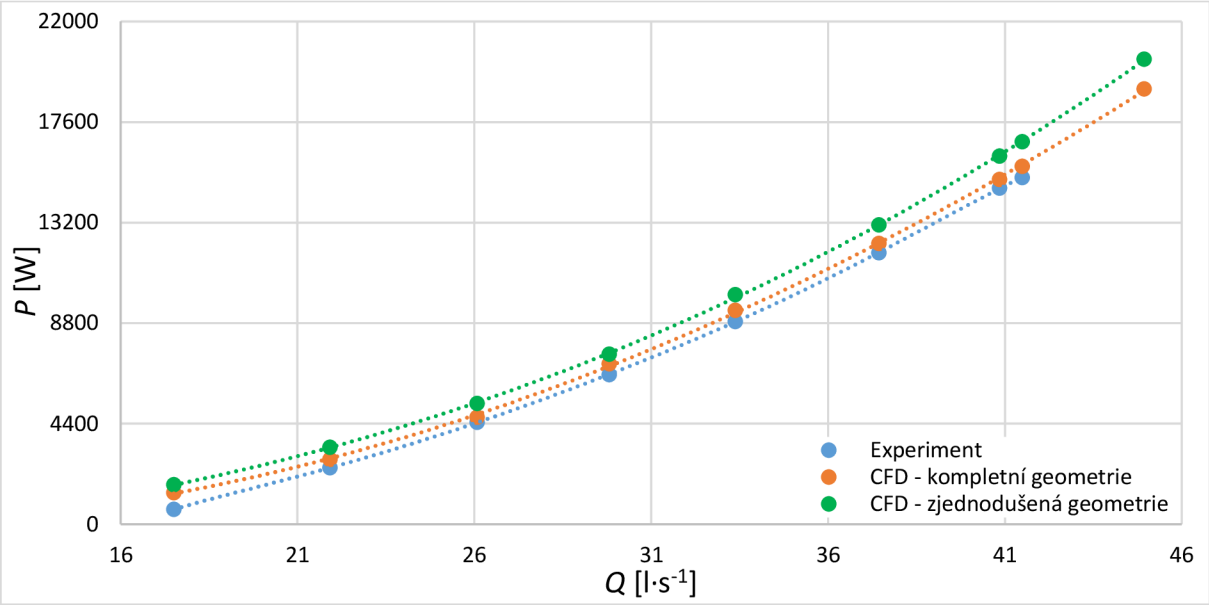


Obrázek 5.7 – Procentuální odchylka vypočteného spádu od spádu experimentálního

Lze vidět, že odchylka spádu při použití kompletní geometrie se pohybuje pro většinu křivky mezi 8 až 10 %. U zjednodušené geometrie se pohybuje mezi 3 až 8 %. Tato relativně velká nepřesnost může mít několik důvodů. Jedním z nich je kvalita sítě, zejména hodnota parametru y^+. Ten je sice v přípustných mezích pro použití modelu turbulence $k-\varepsilon$, nicméně nižší hodnoty mohou pomoci k lepším výsledkům. Dalším z důvodů může být právě zmíněný model turbulence $k-\varepsilon$. Ten je pouze dvourovnicový a dosahuje nejlepších výsledků pro proudění, kde nedochází k velkému zavíření. V těchto výpočtech však k zavíření může dojít na několika místech, a to například na ostré náběžné hraně lopatky oběžného kola v důsledku odtržení proudu, nebo na dříve zmíněném žebru ve výstupním potrubí. Dále také může docházet k zavíření v mezidiskových prostorách, které by vysvětlilo větší nepřesnost výsledků na kompletní geometrii. V neposlední řadě může být na vině stacionární výpočet. Z tohoto důvodu byla do této práce zařazena i série nestacionárních výpočtů sloužící pro posouzení vlivu na spádové křivky. Menší vliv na hodnotu spádu má také hustota média. Při výpočtech byla uvažována konstantní hodnota 997 $\mathrm{kg \cdot m^{-3}}$, ale při experimentu se tato hodnota měnila vlivem zahřívání kapaliny při průtoku měřicí tratí.

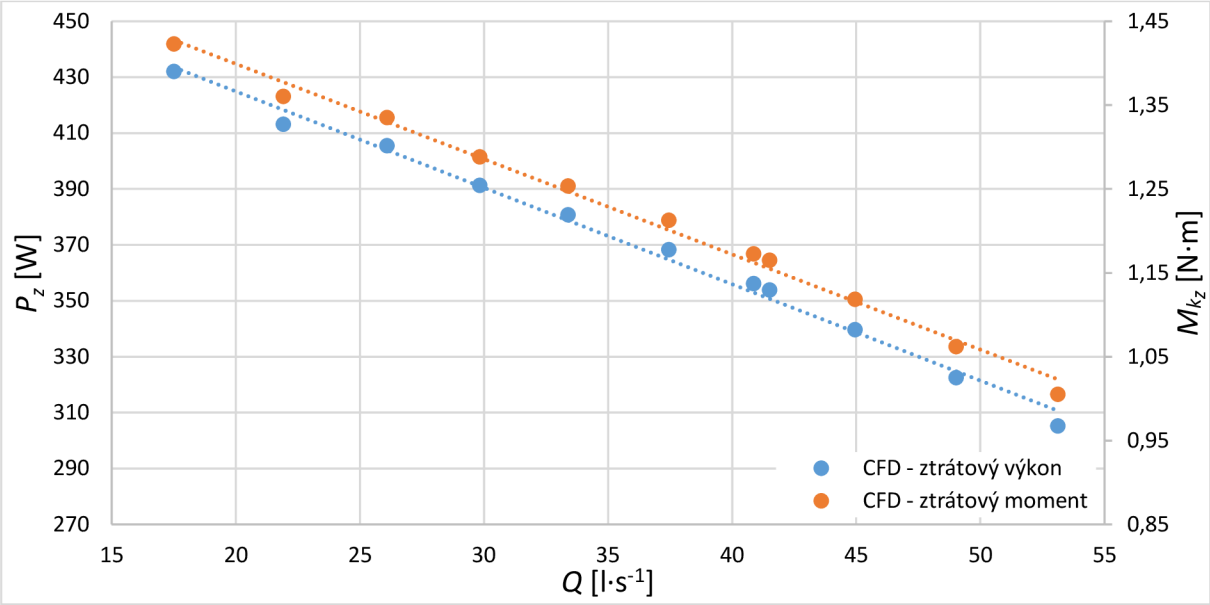
5.3.3 Výkon

V případě výkonové charakteristiky jsou výsledky obdržené CFD výpočty na kompletní geometrii výrazně blíže experimentu, než je tomu u výsledků obdržených na geometrii zjednodušené. Křivky výkonu byly opět vyneseny do grafu v závislosti na průtoku čerpadlem a jsou zobrazeny na následujícím obrázku.



Obrázek 5.8 – Křivky výkonu v závislosti na průtoku čerpadlem

Rozdíl mezi hodnotami výkonu z výpočtů na kompletní a zjednodušené geometrii je dán zejména ztrátovým výkonem. Ten vzniká vlivem tření disků oběžného kola o kapalinu. Působí zde ztrátový moment, který svou orientací působí proti rotaci oběžného kola. Křivky ztrátového výkonu a ztrátového momentu, které byly možné vykreslit pouze pro CFD výpočet na kompletní geometrii, jsou zobrazeny na následujícím obrázku.



Obrázek 5.9 – Křivky ztrátového výkonu a ztrátového momentu pro výpočet na kompletní geometrii v závislosti na průtoku čerpadlem

Z grafu je zřejmé, že závislost ztrátového výkonu, respektive momentu na průtoku je přibližně lineární. S rostoucím průtokem čerpadlem jejich hodnoty klesají a lze tedy říci, že ztrácí na významu.

U CFD výpočtů, které zanedbávají mezidiskové prostory, se ztrátový výkon v blízkosti optima odhaduje na základě empirických vztahů [3].

$$P_z = \frac{1}{4} \cdot \xi \cdot \rho \cdot \omega^3 \cdot \frac{d_2^5}{32} \tag{5.2}$$

Ztrátový součinitel ξ je dán vztahem:

$$\xi = \frac{1}{\left[3{,}8 \cdot \log\left(\frac{d_2}{2 \cdot k}\right) - 2{,}4 \cdot \left(\frac{2 \cdot s}{d_2}\right)^{\frac{1}{4}}\right]^2} \tag{5.3}$$

Součinitel drsnosti k je dán vztahem:

$$k = 4{,}5 \cdot 10^{-6} \cdot Ra^{0{,}97} \tag{5.4}$$

Tyto vztahy jsou platné pro Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{\omega \cdot r_2}{\nu} > 10^5 \tag{5.5}$$

Ve všech těchto rovnicích platí, že P_z [W] je ztrátový výkon, ξ [−] je ztrátový součinitel, ρ [kg · m^{-3}] je hustota média, ω [rad · s^{-1}] je úhlová rychlost oběžného kola, d [m] je průměr oběžného kola, s [m] je vzdálenost disku oběžného kola od statoru, k [−] je součinitel drsnosti,

Ra [μm] je střední aritmetická úchylka profilu, Re [−] je Reynoldsovo číslo, r [m] je poloměr oběžného kola a ν [$\mathrm{m^2 \cdot s^{-1}}$] je kinematická viskozita média. Index *2* odkazuje na velký rozměr oběžného kola.

Pro hodnoty ρ = 997 kg · $\mathrm{m^{-3}}$, ω = 303,68 rad · $\mathrm{s^{-1}}$, d_2 = 0,174 m, s =11,5 mm a Ra = 6,3 μm byl vypočítán ztrátový výkon na nosném disku. Pro krycí disk je postup obdobný s rozdílem použití hodnoty s = 8,4 mm a následném odečtení ztrátového výkonu odpovídajícího ploše na výstupu z oběžného kola. Po sečtení ztrát z obou disků dostaneme celkový ztrátový výkon diskovým třením o kapalinu.

Další možnost výpočtu ztrátového výkonu uvádí autor Gülich [11]:

$$P_z = \frac{\xi}{cos\,\delta} \cdot \rho \cdot \omega^3 \cdot r_2^5 \cdot \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^5\right] \tag{5.6}$$

$$\xi = \frac{0{,}0255}{Re^{0{,}2}} \cdot \left(\frac{s}{r_2}\right)^{0{,}1} \quad \text{pro } Re > 2 \cdot 10^5 \tag{5.7}$$

Kde P_z [W] je ztrátový výkon, ξ [−] je ztrátový součinitel, δ [°] je úhel krycího disku na velkém průměru oběžného kola, ρ [kg · $\mathrm{m^{-3}}$] je hustota média, ω [rad · $\mathrm{s^{-1}}$] je úhlová rychlost oběžného kola, s [m] je vzdálenost nosného disku oběžného kola od statoru a Re [−] je Reynoldsovo číslo, r [m] je poloměr oběžného kola. Indexy *1* a *2* odkazují na malý a velký rozměr oběžného kola.

Pro hodnoty totožné s prvním případem a δ = 5 ° (sklon nosného disku) je vypočítán ztrátový výkon pro jeden disk, je nutné proto vypočtenou hodnotu vynásobit dvěma. Ve vztazích je zahrnut vliv plochy na výstupu z oběžného kola i křivost krycího disku. Hodnoty pro ztrátový výkon v experimentálním optimu pro jednotlivé metody (CFD, empirické vzorce, experiment) a hodnoty celkového výkonu po odečtení výkonu ztrátového jsou uvedeny v následující tabulce.

Tabulka 5.1 – Hodnoty ztrátového a celkového výkonu

	Ztrátový výkon [W]	Celkový výkon [W]
CFD	356	15 093
Podle rovnic 5.2 až 5.5	468	15 635
Podle rovnic 5.6 a 5.7	419	15 684
Experiment	—	14 704

Jako hodnota počátečního výkonu u výpočtů dle rovnic byla použita hodnota 16 103 W obdržená výpočtem na zjednodušené geometrii. Z výsledků lze tvrdit, že hodnoty získané CFD výpočtem na kompletní geometrii jsou jednoznačně přesnější než výsledky získané pomocí odhadu ztrátového výkonu empirickými vztahy. Nicméně ani CFD výpočet není 100% přesný a je zatížen chybou.

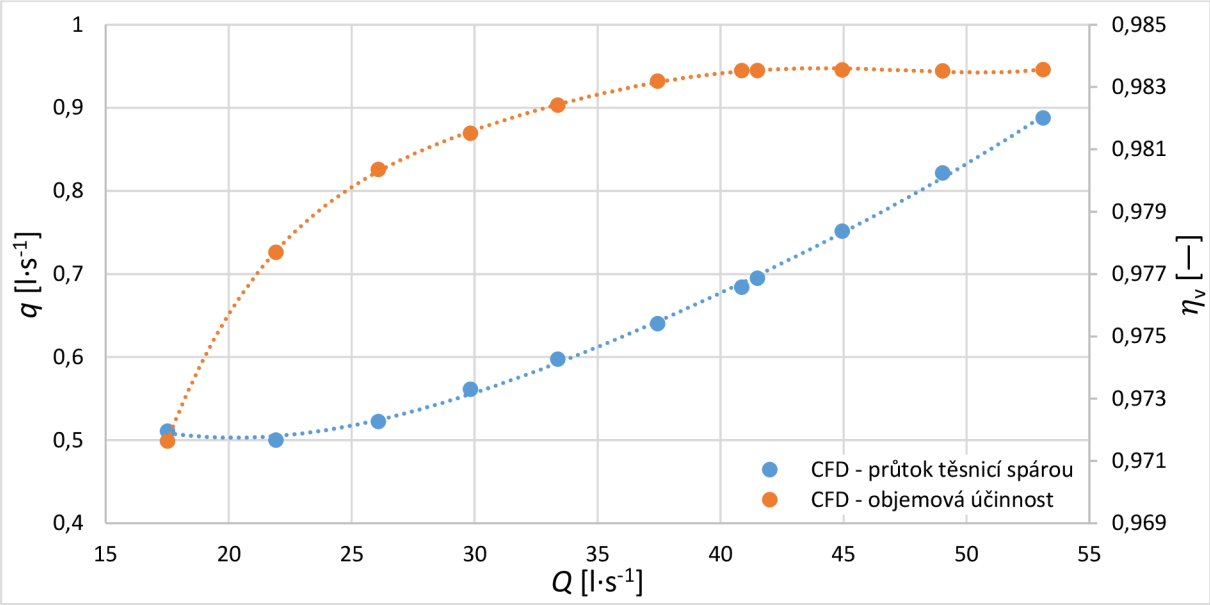
5.3.4 Průtok těsnicí spárou a objemová účinnost

Průtok těsnicí spárou a s ním spojenou objemovou účinnost lze v tomto případě vyhodnotit pouze u CFD výpočtu na kompletní geometrii. Objemová účinnost zde byla vypočítána podle autorů Bláhy a Brady [2].

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + q} \tag{5.8}$$

Kde η_v [−] je objemová účinnost, Q [$\mathrm{m^3 \cdot s^{-1}}$] je objemový průtok čerpadlem a q [$\mathrm{m^3 \cdot s^{-1}}$] je objemový průtok těsnicí spárou.

Graf závislosti objemové účinnost a průtoku těsnicí spárou na průtoku čerpadlem je zobrazen na následujícím obrázku.



Obrázek 5.10 – Objemová účinnost a průtok těsnicí spárou

Lze vidět, že průtok těsnicí spárou s rostoucím průtokem roste, což je důsledek zvyšujícího se spádu v turbínovém režimu. Tento průsak však při vyšších průtocích ztrácí na významu, neboť objemová účinnost při vyšších průtocích je téměř konstantní. Samotná objemová účinnost je poměrně vysoká (většinou nad 98 %), ale její hodnota by se dala maximalizovat správným navržením rozměrů těsnicí spáry. Jak bylo zmíněno dříve, spára je 10 mm dlouhá a 0,15 mm široká. V souladu s rovnicemi 2.8 a 2.9 by však měla být dlouhá alespoň 20 mm (o 100 % delší) o šířce 0,1 mm (o 33 % užší). Při správném návrhu této spáry by pravděpodobně vzrostla objemová účinnost v důsledku sníženého průtoku touto spárou. Spára by nicméně musela být podrobena kontrole s ohledem na nestacionární dynamické jevy, jako jsou Taylorovy víry, které by mohly mít nepříznivý vliv na provoz čerpadla / turbíny.

5.4 Studie vlivu sítě

Pro ověření správnosti výsledků byla provedena studie zabývající se vlivem použité výpočetní sítě. Dle článku [19] zabývajícího se odhadem chyby způsobené výpočetní sítí byly vytvořeny 2 nové výpočetní sítě podle následujícího vzorce.

$$h = \left[\frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^{N} (\Delta V_i)\right]^{\frac{1}{3}} \tag{5.9}$$

Výpočetní sítě byly navrženy tak, aby splňovaly následující podmínky.

$$r = \frac{h_{hrubá}}{h_{původní}} \geq 1{,}3 \tag{5.10}$$

$$r = \frac{h_{původní}}{h_{jemná}} \geq 1{,}3 \tag{5.11}$$

V přechozích vzorcích h [m] je reprezentativní velikost buňky sítě, N [−] počet prvků výpočetní sítě, ΔV_i [m^3] je objem i-té buňky sítě, r [−] je poměr reprezentativních velikostí buněk sítě, hodnota 1,3 odpovídá předchozím zkušenostem autorů článku [19].

Z přechozích vzorců vyplývá, že nové sítě musí mít minimálně 2,24krát menší / větší počet buněk, vzhledem k tomu, že celkový objem sítě zůstává téměř konstantní. Bylo dosaženo poměru r = 1,307 pro síť jemnější a hodnoty r = 1,313 pro síť hrubší. Parametry nových výpočetní sítí jsou zobrazeny v následující tabulce.

Tabulka 5.2 – Parametry sítí pro studii vlivu výpočetní sítě

	Počet prvků	Počet uzlů
Původní síť	1 564 909	1 300 880
Hrubší síť	690 488	581 021
Jemnější síť	3 501 766	2 934 560

Byla snaha o navýšení / snížení počtu prvků / uzlů na všech součástech rovnoměrně. Zároveň také byla snaha o rovnoměrné zmenšení / zvětšení buněk tvořící první vrstvu u stěny dané geometrie.

Výpočty pro tyto sítě byly prováděny pouze v optimu. Vyhodnoceny byly parametry řešené v předchozích kapitolách ve formě procentuální odchylky od hodnoty vypočtené na původní síti. Tyto odchylky jsou zobrazeny v tabulce 5.3.

Tabulka 5.3 – Procentuální odchylky parametrů od původní výpočetní sítě

Síť	$\Delta\eta_h$ [%]	ΔH [%]	ΔP [%]	ΔP_z [%]	Δq [%]	$\Delta\eta_v$ [%]
Jemnější	-0,79	-1,98	-4,26	0,16	-1,87	0,03
Hrubší	-0,52	-1,95	-3,97	-2,40	-2,47	0,04

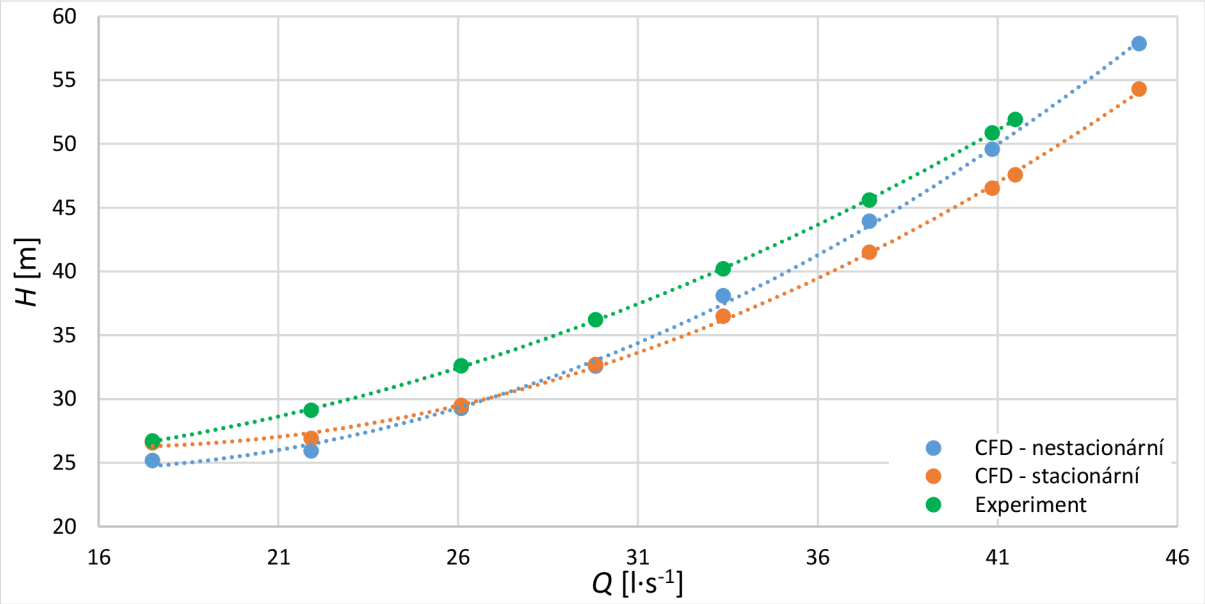
Z výsledků lze usoudit, že s použitým modelem turbulence a nastavením výpočtu (stacionární, *Stage (Mixing-Plane)*) je vliv výpočetní sítě zanedbatelný a použitou síť pro výpočet považovat za adekvátní. Procentuální odchylky jsou v řádech setin, desetin maximálně jednotek, a to spíše u malých hodnot. Bohužel zde chybí jasná závislost v hodnotách výsledků *hrubá → původní → jemná* výpočetní síť. To může být způsobeno vlivem nedokonalého zjemňování / zhrubění sítě v důležitějších místech geometrie (velikost první buňky u stěny, velikosti buněk na rozhraních geometrií…). Tuto nedokonalost lze považovat za chybu lidského faktoru.

5.5 Nestacionární výpočet

Z důvodu neuspokojivých výsledků při výpočtu spádu byla provedena série nestacionárních výpočtů na kompletní geometrii. Při tomto druhu výpočtu už nelze využívat rotační symetrie geometrie oběžného kola a mezidiskových prostor. Výpočetní síť má tedy více prvků a roste i výpočetní čas celé CFD simulace.

5.5.1 Spád

Na následujícím obrázku je zobrazeno porovnání spádových křivek v závislosti na průtoku pro stacionární a nestacionární výpočet. Pro porovnání je zobrazena i křivka experimentální.

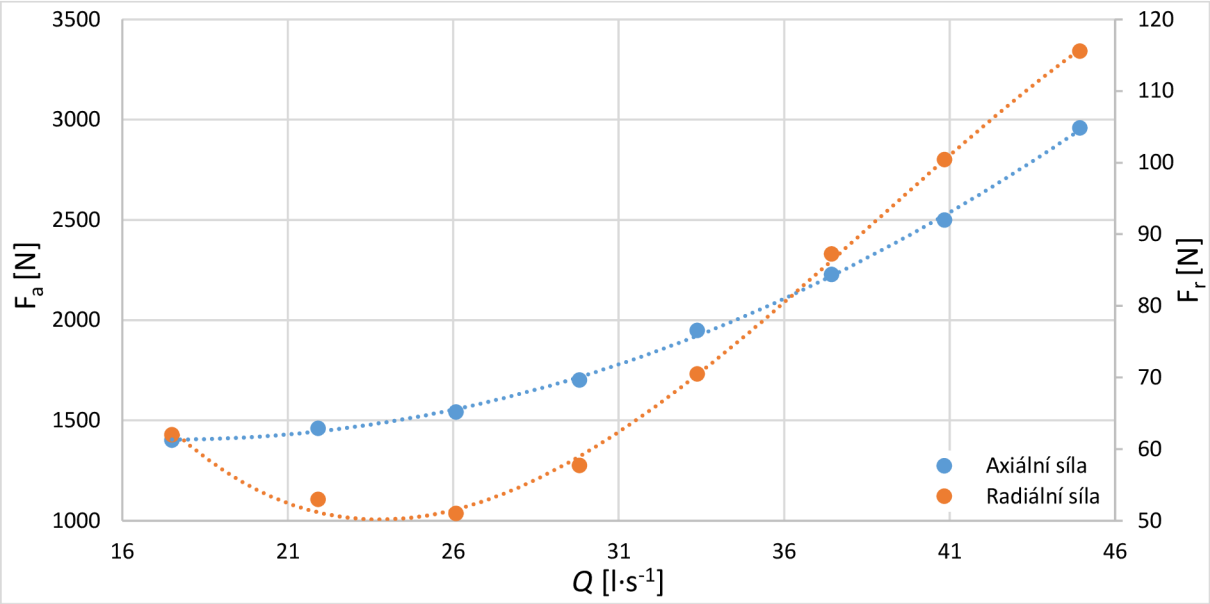


Obrázek 5.11 – Porovnání spádů pro stacionární a nestacionární výpočet s experimentem

Z grafu je patrné, že v okolí optima je spád spočítaný nestacionárním výpočtem skutečně výrazně blíže ke spádu experimentálnímu. Lze tedy tvrdit, že velká část procentuální odchylky spádu (obrázek 5.7) je skutečně způsobena nastavením typu výpočtu na stacionární s periodickou výsečí oběžného kola a mezidiskových prostor. Další z již zmíněných důvodů odchylky od experimentu může být způsoben použitým modelem turbulence, a to zejména pro nízké průtoky, kdy dochází k velkému zavíření v důsledku sekundárního proudění.

5.5.2 Síly na oběžné kolo

U nestacionárního výpočtu lze také vyhodnotit síly působící na oběžné kolo. Průběhy těchto sil (axiální a radiální) jsou v závislosti na průtoku čerpadlem zobrazeny na následujícím obrázku.



Obrázek 5.12 – Síly na oběžné kolo při nestacionárním výpočtu

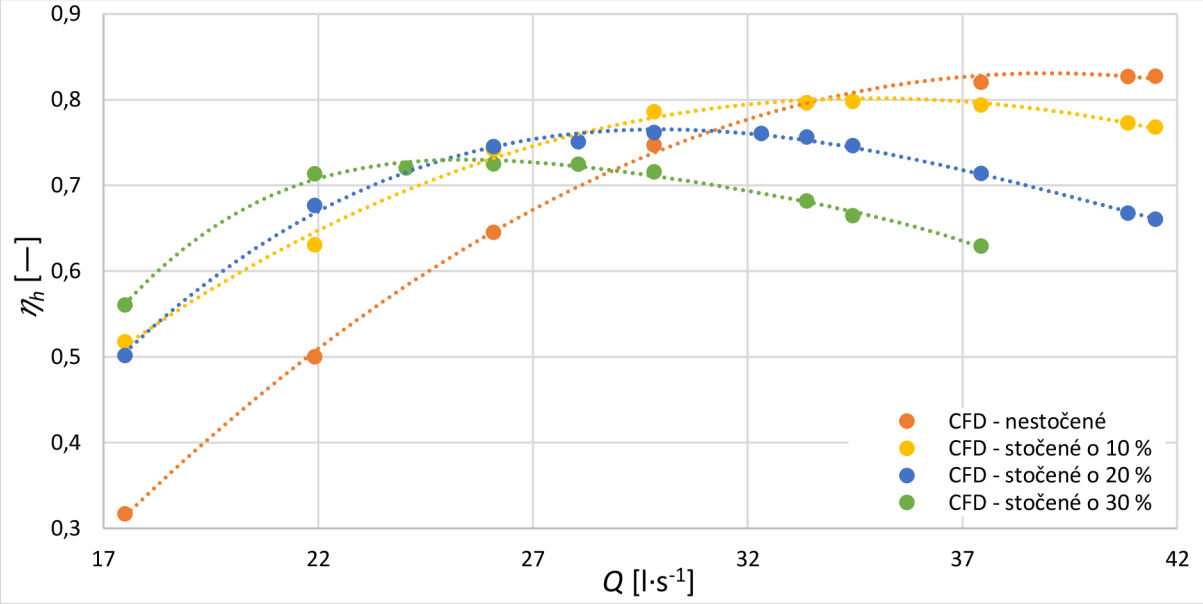
Radiální síla na oběžné kolo je řádově menší než síla axiální. Minimum radiální síly se nachází přibližně při 60 % optimálního průtoku, což je rozdílné oproti čerpadlovému chodu, kdy minimum radiální síly je v blízkosti optima. Směrem k závěrnému bodu je radiální síla podstatně menší než v turbínovém optimu a při větších průtocích. To poukazuje na již zmíněné větší namáhání ložisek při reverzním chodu. Axiální síla má po celou dobu přibližně kvadratický průběh a při vyšších průtocích roste, což souvisí s nárůstem spádu. Daná geometrie čerpadla nedisponovala těsnícím kruhem (spárou) na straně nosného disku. Pokud by tak bylo, došlo by k snížení axiální síly.

5.6 Vyhodnocení výsledků při stočení oběžného kola

Posledním cílem diplomové práce je posoudit vliv stočení oběžného kola čerpadla na turbínový chod. Výpočty opět probíhaly v souladu s informacemi uvedenými v předchozích kapitolách. Srovnání s experimentálním měřením zde není k dispozici.

5.6.1 Účinnost

Z vypočtených hodnot byly sestaveny křivky účinností pro jednotlivé varianty stočených oběžných kol. Tyto křivky byly vyneseny do grafu v závislosti na průtoku spolu s křivkou účinnosti oběžného kola nestočeného.



Obrázek 5.13 – Porovnání účinností při různých variantách oběžných kol

Z grafu lze vidět, že při stáčení oběžného kola dochází k posunu optima směrem k nižším průtokům. V následující tabulce jsou uvedeny vypočtené průtoky a hydraulické účinnosti v jednotlivých optimech.

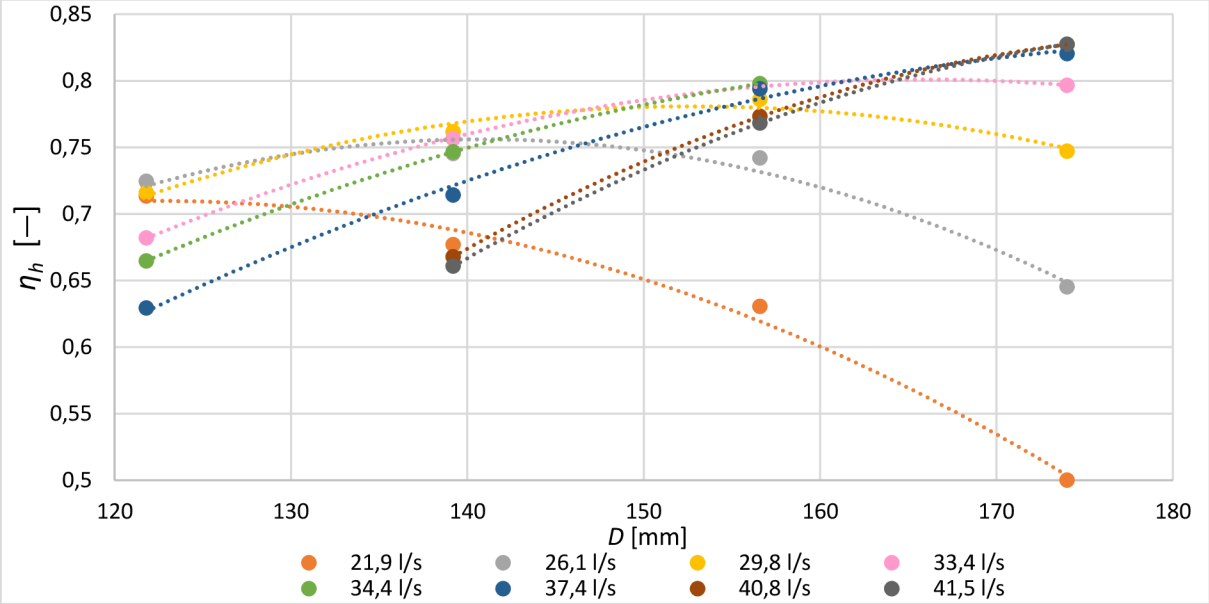
Tabulka 5.4 – Parametry v optimech pro varianty oběžných kol

	Q [l · s^{-1}]	η_h [%]	ΔQ [%]
Nestočené	41,5	82,74	0
Stočené o 10 %	34,45	79,78	17
Stočené o 20 %	29,82	76,18	28
Stočené o 30 %	26,08	72,51	37

Vzhledem k tomu, že v okolí optima jsou křivky pro účinnosti poměrně ploché, je pravděpodobné že uváděné hodnoty průtoků v optimu se liší od průtoků reálných. Při provozu čerpadla v turbínovém režimu při nižších průtocích, je na základě výsledků vhodné uvažovat o stočení oběžného kola a tím posunout maximum účinnosti do těchto nižších průtoků. Pro průtoky za

optimem hodnota účinnosti příliš neklesá a je tedy lepší provozovat čerpadla v turbínovém režimu spíše při vyšších průtocích.

Na dalším obrázku jsou zobrazeny hodnoty účinnosti pro jednotlivé průtoky v závislosti na průměru oběžného kola.

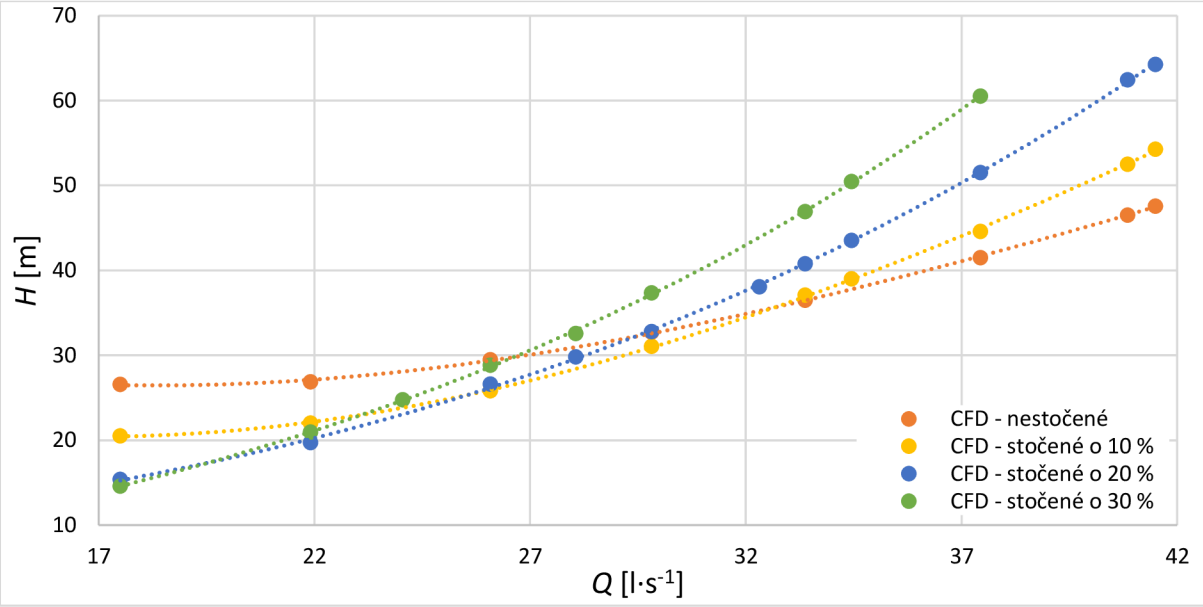


Obrázek 5.14 – Křivky účinností pro jednotlivé průtoky v závislosti na průměru oběžného kola

Tyto křivky byly vyhodnoceny pro všechny průtoky, které byly spočítány alespoň na třech variantách oběžného kola. Průběhy těchto křivek se zdají být kvadratické, konkávní a dosahují maxima pro určitý průměr oběžného kola. Je tedy možné předpokládat, že pro každý průtok existuje ideální stočení oběžného kola, kde bude dosažena maximální hodnota hydraulické účinnosti. Pro přesnější proložení křivek (proloženy 3 až 4 body) je zapotřebí vícekrát stočit oběžné kolo. Další zpřesnění je možné provedením výpočtů při více hodnotách průtoku.

5.6.2 Spád

V předchozích kapitolách bylo prokázáno, že hodnoty spádů obdržené stacionárním CFD výpočtem jsou zatíženy poměrně velkou chybou. Jejich průběh nicméně může posloužit jako ukazatel trendu. Křivky spádů pro různé varianty oběžného kola v závislosti na průtoku jsou zobrazeny na následujícím obrázku.

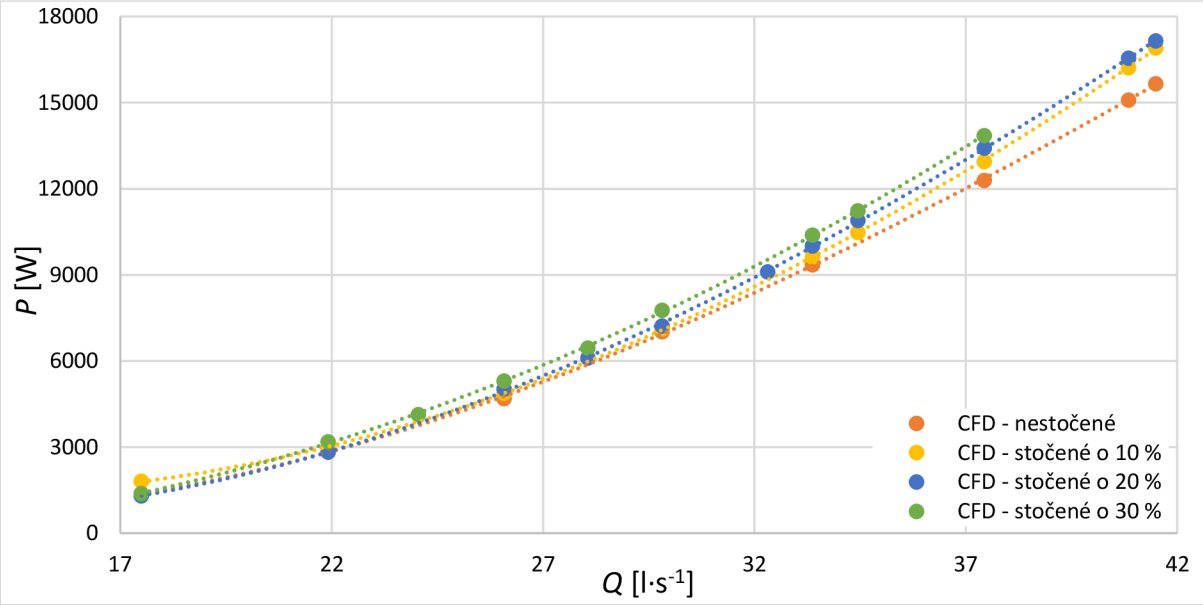


Obrázek 5.15 – Porovnání spádů při různých variantách oběžných kol

Z grafu je patrné, že křivky spádů se při stočení oběžného kola stávají strmějšími. Právě dříve zmíněné body optima pro jednotlivé varianty oběžných kol čerpadla se zdají být přibližně jakýmisi „body rotace“, ve kterých protínají křivku spádu nestočeného oběžného kola a kolem kterých se natáčí.

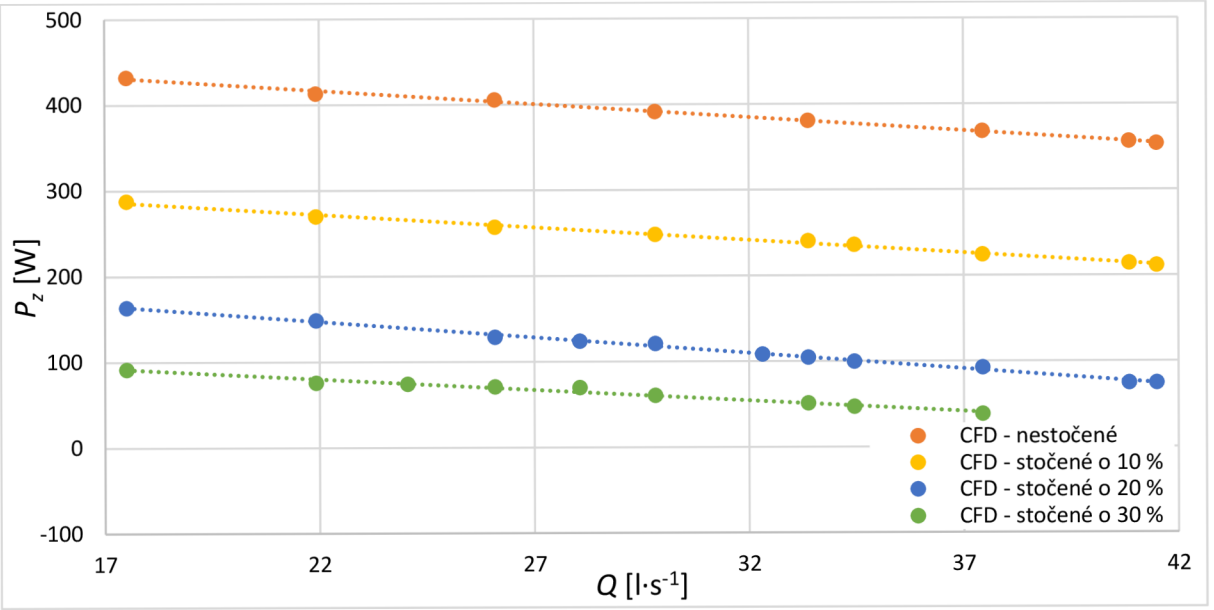
5.6.3 Výkon

Výkonové křivky pro různé varianty oběžného kola v závislosti na průtoku jsou zobrazeny na následujícím obrázku.



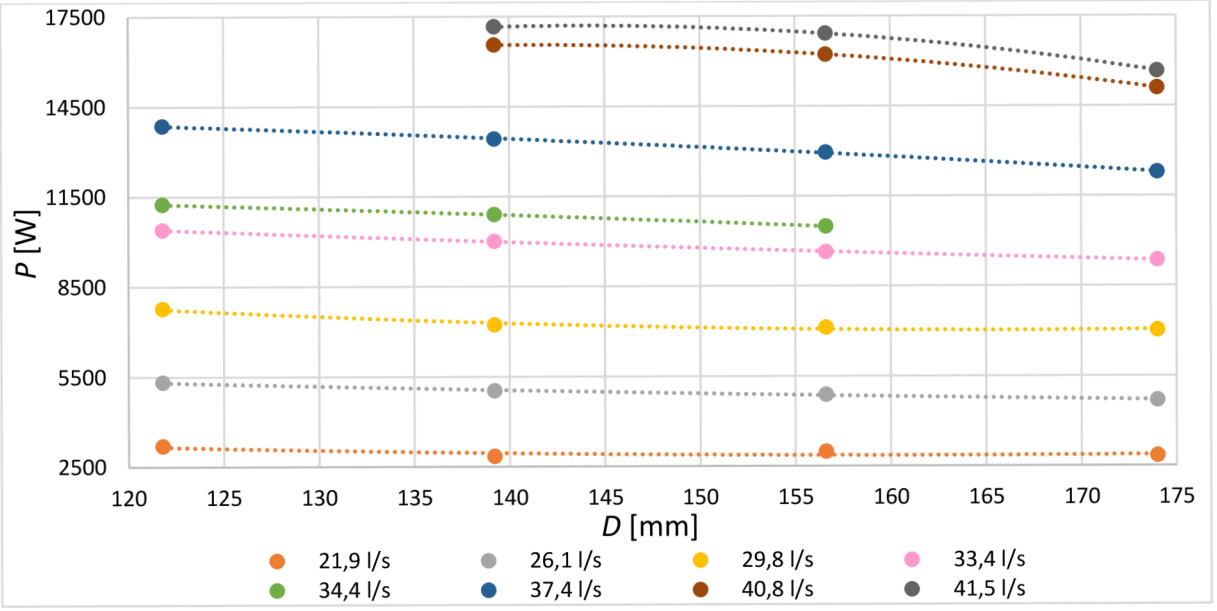
Obrázek 5.16 – Porovnání výkonů při různých variantách oběžných kol

Z grafu je zřejmé, že téměř pro všechny průtoky dojde stočením oběžného kola k nárůstu výkonu. Tento nárůst je pravděpodobně způsoben snížením ztrátového výkonu třením disků oběžného kola o kapaliny v důsledku zmenšení třecí plochy stočením. Na následujícím obrázku jsou zobrazeny křivky pro ztrátový příkon.



Obrázek 5.17 – Křivky ztrátového výkon pro jednotlivé varianty oběžného kola

Průběhy ztrátového příkonu jsou u stočených oběžných kol opět lineární a s rostoucím průtokem čerpadlem klesají. Vzhledem k tomu, že v obrázku 5.15 výkony se stočením kola rostou, byly vyhodnoceny v závislosti na průměru oběžného kola stejně, jako u účinnosti v obrázku 5.13.

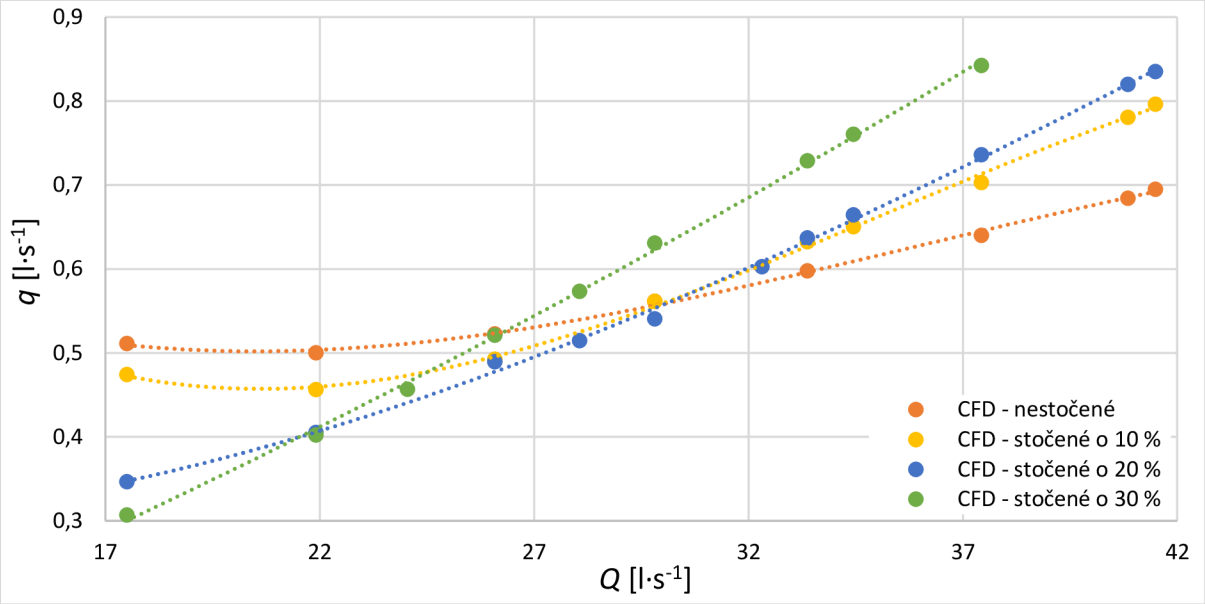


Obrázek 5.18 – Křivky výkonu pro jednotlivé průtoky v závislosti na průměru oběžného kola

Ze dvou největších řešených průtoků se dá usuzovat, že průběh výkonu v závislosti na průměru oběžného kola má kvadratický a konkávní průběh. Jinými slovy zde pravděpodobně existuje průměr oběžného kola, ve kterém je pro daný průtok dosaženo maximálního možného výkonu. U nižších průtoků se toto bohužel provedenými výpočty neprokázalo, jelikož průběhy byly spíše lineární. Nicméně při provedení většího počtu výpočtů na více variantách stočení oběžných kol by bylo možné dosažení kvadratických průběhů. Oběžné kolo však nelze stáčet do nekonečna, a je tedy vysoce pravděpodobné, že u nižších průtoků bude postupným stáčením výkon lineárně růst až do bodu, kdy nastane prudký propad výkonu a čerpadlo v turbínovém režimu bude prakticky nepoužitelné.

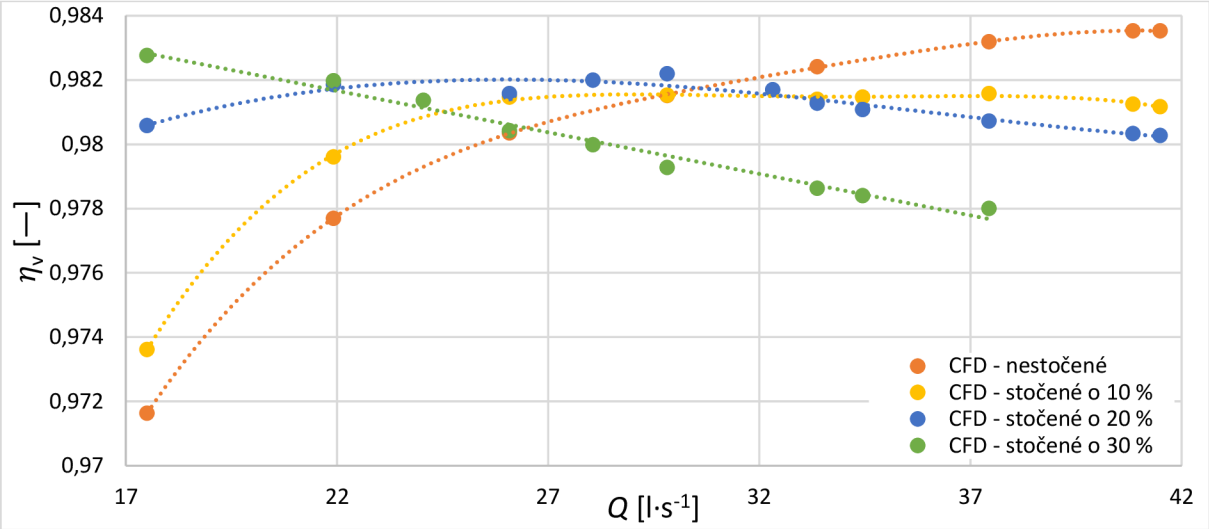
5.6.4 Průtok těsnicí spárou a objemová účinnost

Vzhledem ke zvětšení mezidiskových prostor v důsledku stočení kola musí i u průtoku těsnicí spárou dojít ke změně. Křivky pro průtok těsnicí spárou u různých variant oběžných kol jsou zobrazeny na následujícím obrázku.



Obrázek 5.19 – Křivky průtoku těsnicí spárou pro jednotlivé varianty oběžného kola

Z obrázku lze usuzovat, že křivky průtoku těsnicí spárou oběžného kola se při stočení stávají strmějšími. Dochází zde zároveň k jakési linearizaci (narovnávání) křivek. To samozřejmě ve vyšších průtocích vede k nižší hodnotě objemové účinnosti než u kola nestočeného. U nižších průtoků naopak dochází ke zvýšení objemové účinnosti. Křivky objemových účinností jsou zobrazeny na následujícím obrázku.

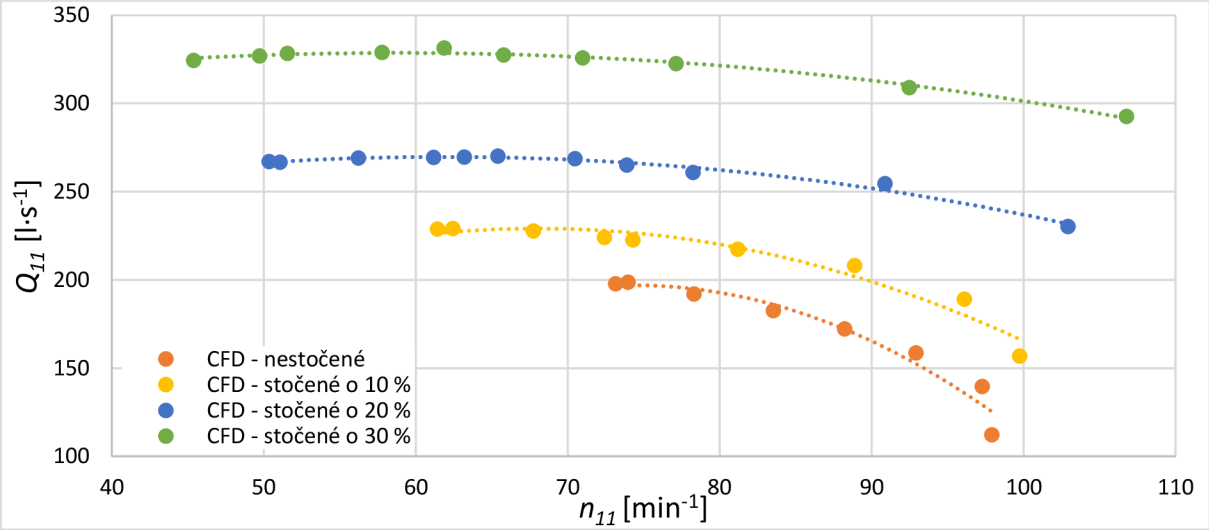


Obrázek 5.20 – Křivky objemové účinnosti pro jednotlivé varianty oběžného kola

V obrázku 5.20 lze pozorovat opět jakousi linearizaci (narovnávání) křivek, tentokrát křivek objemové účinnosti. Ty se však na rozdíl od předchozích nestávají strmějšími, nýbrž začínají klesat. U oběžného kola stočeného o 30 % lze již pozorovat přibližně lineární tvar této křivky.

5.6.5 Jednotkové parametry

Na obrázku 5.21 jsou zobrazeny křivky jednotkových parametrů. Z průběhů pro jednotlivé varianty stočených kol je vidět, že stočení kola má zásadní vliv na charakteristiku v porovnání s nestočenou variantou.



Obrázek 5.21 – Křivky jednotkových parametrů pro jednotlivé varianty oběžného kola

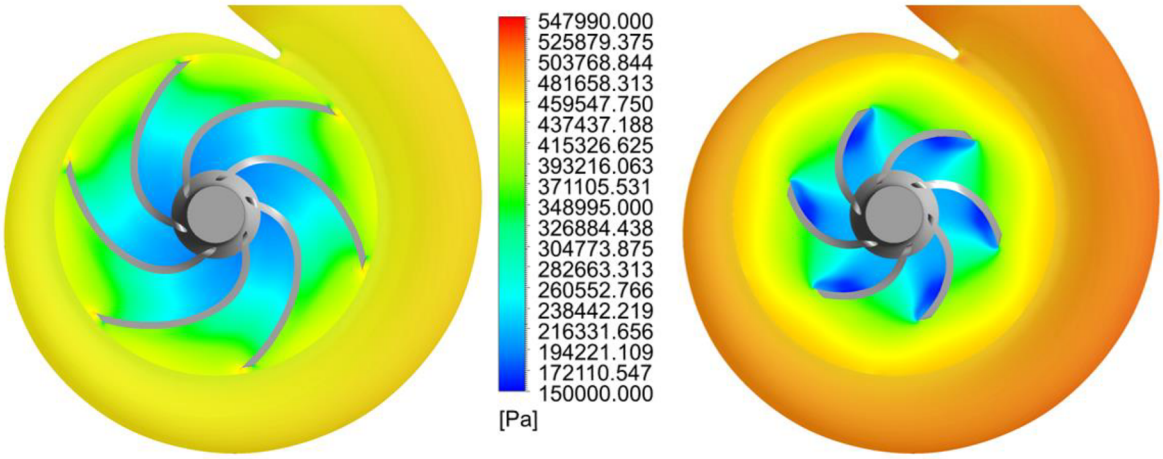
Při stáčení oběžných kol, dochází při konstantních jednotkových otáčkách k posunu křivky směrem k vyšším jednotkovým průtokům. Dochází zde také k postupné linearizaci křivky. Lze zde taky usuzovat, že při konstantním průtoku se stočením oběžného kola dosáhne vyšší hodnoty spádu. Zároveň lze taky říci, že stáčením oběžného kola dosáhneme vyšší hltnosti a je tedy možné dostat skrze turbínu vyšší průtok.

6 Vizualizace charakteru proudění

V této kapitole budou porovnávány rozdíly v charakteru proudění a proudovém poli. Mezi vyhodnocované parametry patří tlak, rychlost, turbulentní kinetická energie a vířivost. Budou zde vykresleny kontury / vektory těchto veličin ve zvolených místech geometrie. Vzhledem k tomu, že podchycení charakteru proudění nebylo cílem této diplomové práce, zvolená metodika (stacionární výpočet, šestina OK a mezidiskových prostor) neumožnuje příliš kvalitní „*post processing*“. Vytvořené obrázky kontur a vektorů poslouží sice pro demonstraci základních jevů, ke kterým zde dochází, nicméně je třeba brát je s rezervou a slouží pouze jako kvalitativní doplnění výsledkové analýzy z předchozích kapitol.

6.1 Kontury tlaku

Na následujícím obrázku jsou pro porovnání zobrazeny kontury tlaku na oběžných kolech stočených o 10 % a 30 % při průtoku 26,08 $\mathrm{l \cdot s^{-1}}$, což je optimum oběžného kola stočeného o 30 %. Stupnice je zde omezena v rozsahu 150 000 Pa až 450 000 Pa.

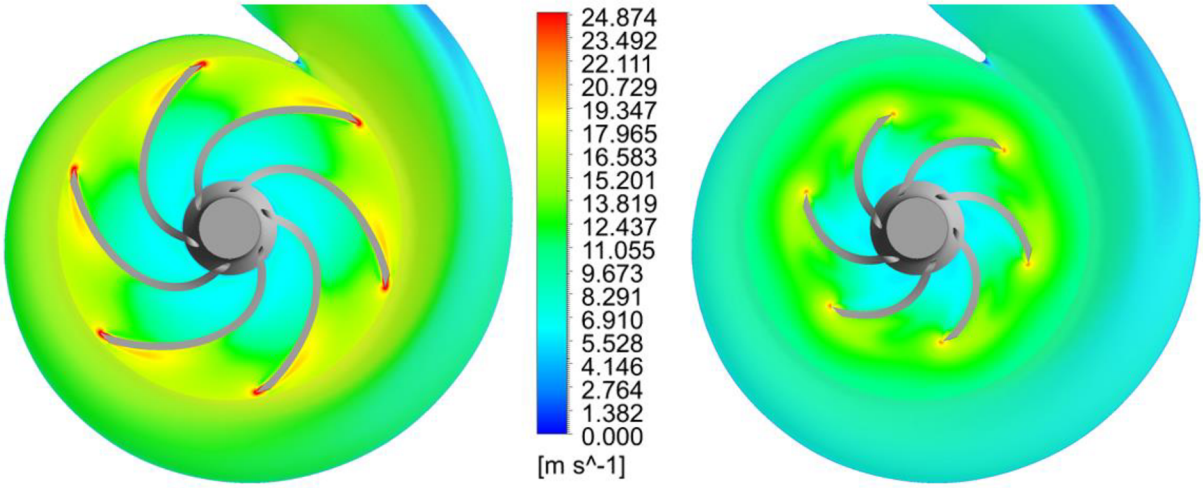


Obrázek 6.1 – Kontury tlaku v dělicí rovině spirály a OK při průtoku 29,82 $l \cdot s^{-1}$
OK nestočené (vlevo), OK stočené o 30 % (vpravo)

Z průběhů tlaku pro počítané varianty oběžných kol a různé průtoky lze říci, že průběhy tlaku jsou pro všechny případy stejné (nejvyšší u stěn spirály, nejnižší u středu OK). Výjimku tvoří výrazně nižší hodnoty za náběžnou hranou lopatky (například na obrázku 6.1 vpravo). Tyto nižší hodnoty indikují vír vzniklý rázem na ostrou náběžnou hranu lopatky. Z předchozího obrázku lze usuzovat, že při stočení oběžného kola při konstantním průtoku dojde k nárůstu hodnot tlaku na velkém průměru spirální skříně. U náběžné hrany oběžného kola a dále v prostoru OK jsou tyto hodnoty již téměř stejné. Stejný trend byl pozorován i u oběžných kol stejných průměrů při rostoucím průtoku.

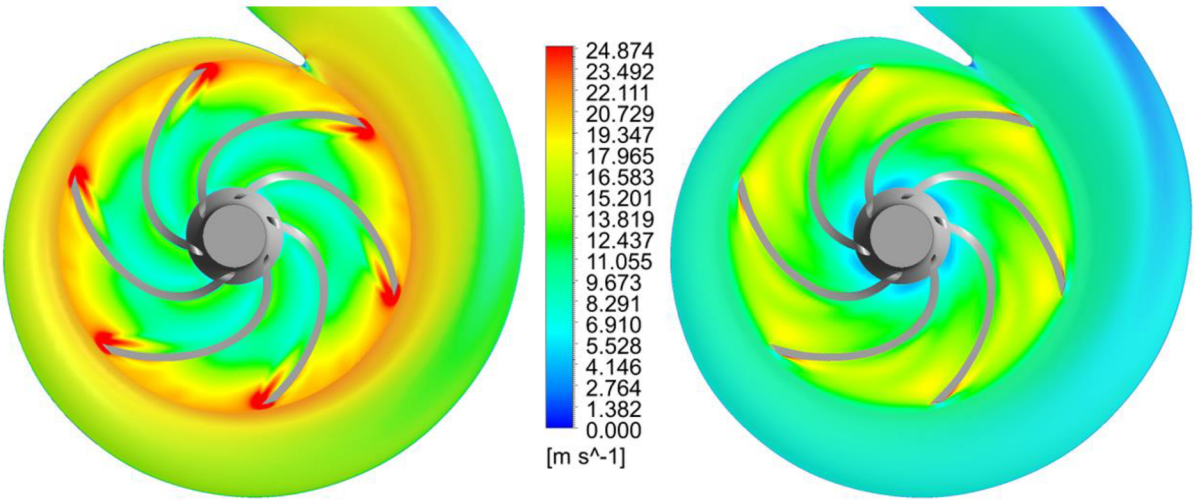
6.2 Kontury rychlosti

Na následujících obrázcích jsou vykresleny rozdíly mezi konturami rychlosti pro různé varianty oběžných kol při stejných nebo různých průtocích. Stupnice je zde omezena v rozsahu 0 $\mathrm{m \cdot s^{-1}}$ až 25 $\mathrm{m \cdot s^{-1}}$.



Obrázek 6.2 – Kontury rychlosti v dělicí rovině spirály a OK v optimech
OK nestočené (vlevo), OK stočené o 30 % (vpravo)

Na obrázku 6.2, kde byly porovnány kontury rychlosti pro oběžná kola (nestočené a stočené o 30 %) při průtocích, které odpovídají jejich optimům, lze pozorovat maximální hodnotu rychlosti na náběžných hranách lopatek (většinou u sací strany). Toto odpovídá všem variantám oběžných kol. Na následujícím obrázku lze vidět kontury rychlosti pro nestočené oběžné kolo při neoptimálních průtocích.

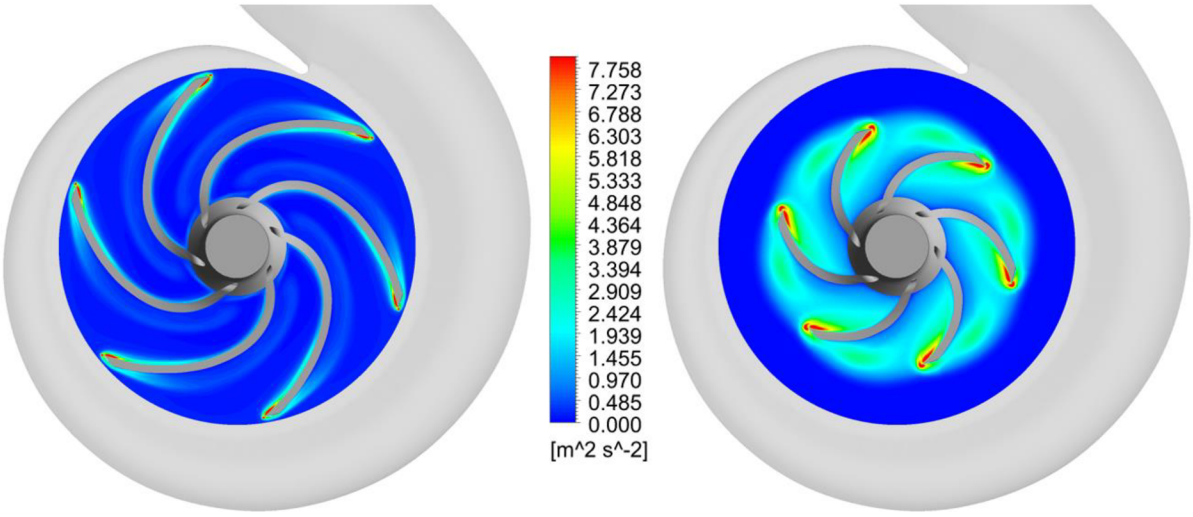


Obrázek 6.3 – Kontury rychlosti v dělicí rovině spirály a nestočeného OK
Průtok o 30 % větší než optimum (vlevo) a o 37 % menší než optimum (vpravo)

Pro případ, kdy průtok čerpadlem je vyšší než optimální lze pozorovat maximální hodnotu rychlosti nejen na náběžné hraně lopatky, ale i na části sací strany lopatky. V případě průtoku nižšího, než optimálního dochází k jevu opačnému, tedy maximum rychlosti se nachází na tlakové straně lopatek.

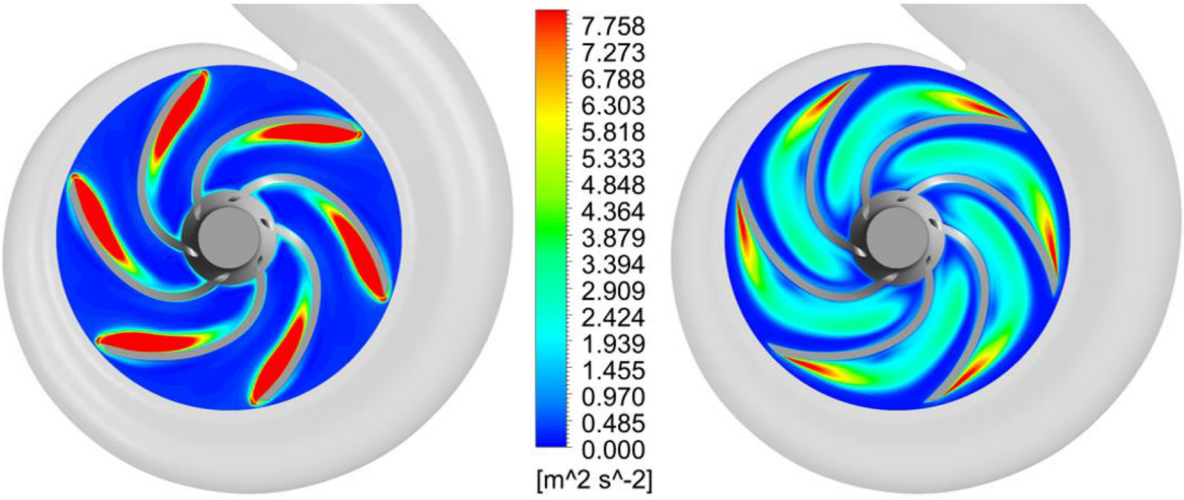
6.3 Kontury turbulentní kinetické energie

U kontur turbulentní kinetické energie při optimálních průtocích lze pozorovat stejný jev jako v případě kontur rychlosti. Stupnice je zde omezena v rozsahu 0 $m^2 \cdot s^{-2}$ až 8 $m^2 \cdot s^{-2}$.



Obrázek 6.4 – Kontury turbulentní kinetické energie v dělicí rovině spirály a OK v optimech OK nestočené (vlevo), OK stočené o 30 % (vpravo)

Maximum turbulentní kinetické energie se opět nachází v blízkosti náběžné hrany lopatky. Dále lze u stočených oběžných kol pozorovat vyšší hodnoty i uvnitř lopatkového kanálu. To je pravděpodobně způsobeno zavířením v prostoru uvolněném stočením OK a k němu přiléhajícím mezidiskovým prostorům.

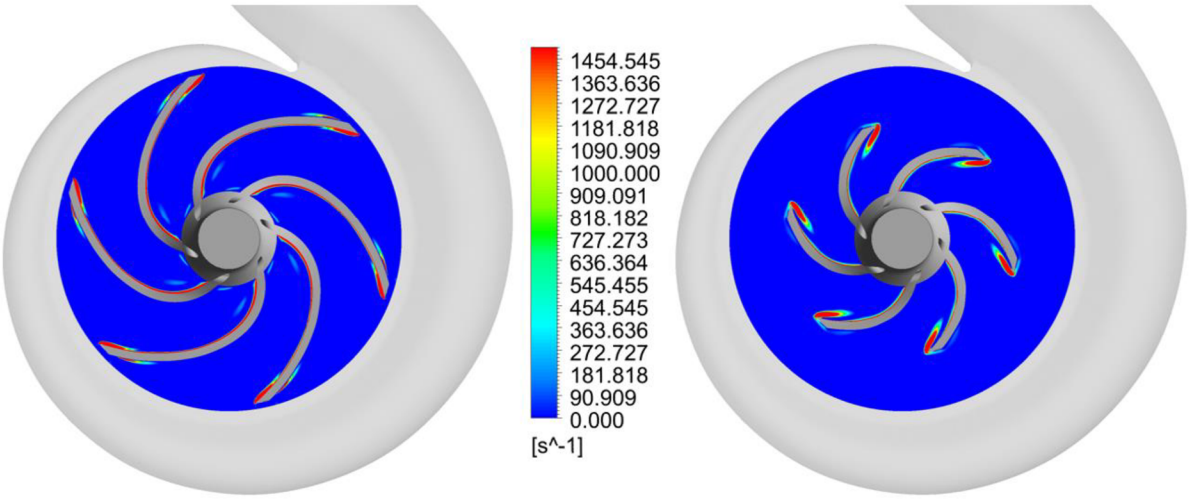


Obrázek 6.5 – Kontury turbulentní kinetické energie v dělicí rovině spirály a nestočeného OK Průtok o 30 % větší než optimum (vlevo) a o 37 % menší než optimum (vpravo)

Při průtoku vyšším než optimálním lze pozorovat vyšší hodnotu turbulentní kinetické energie na výrazné části lopatkového kanálu, zejména u sací strany lopatek. Při průtoku nižším lze naopak maximální hodnotu pozorovat u tlakové strany lopatek.

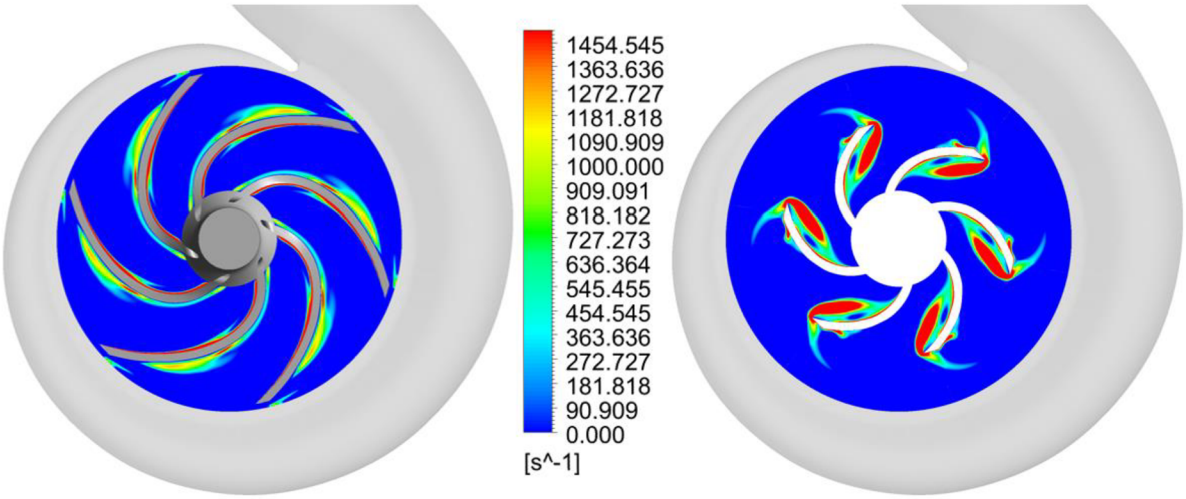
6.4 Kontury vířivosti

Hodnoty vířivosti v ose otáčení oběžného kola (Z) byly na následujících obrázcích omezeny v rozsahu 0 s^{-1} až 1 500 s^{-1}.



Obrázek 6.6 – Kontury vířivosti v dělicí rovině spirály a OK v optimech
OK nestočené (vlevo), OK stočené o 30 % (vpravo)

Stejně jako v předchozích případech lze i u kontur vířivosti pozorovat v optimech maximální hodnotu na náběžných hranách lopatek. Toto potvrzuje dříve zmíněné domněnky o tvorbě víru při nátoku na tuto ostrou náběžnou hranu. Při použití čerpadla v turbínovém režimu je tedy vhodné tuto hranu modifikovat (zaoblit).

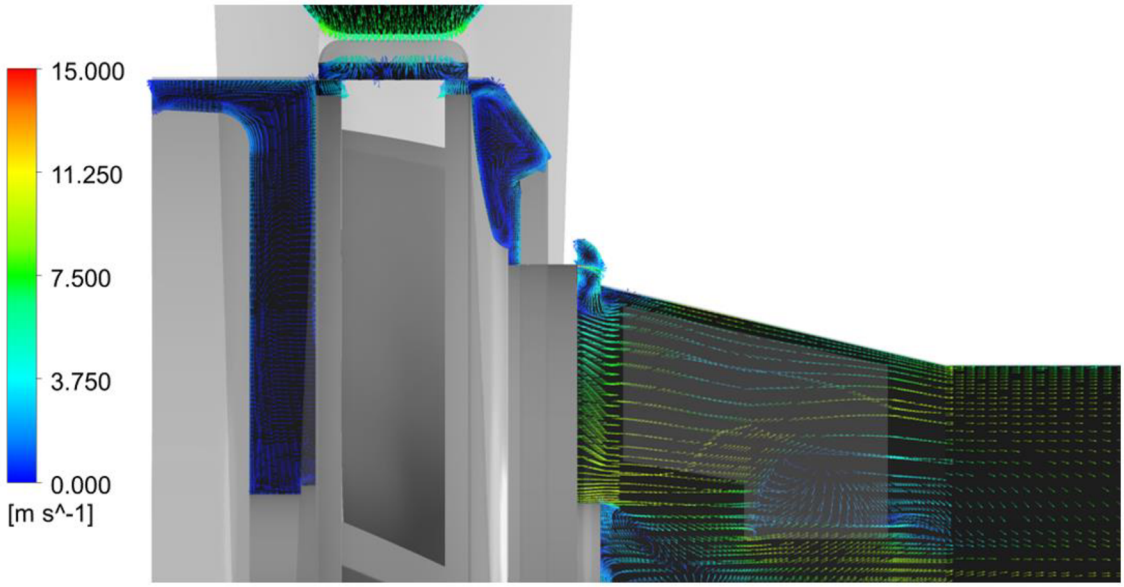


Obrázek 6.7 – Kontury vířivosti v dělicí rovině spirály a OK
Průtok o 28 % menší než optimum – OK nestočené (vlevo)
Průtok o 43 % větší než optimum – OK stočené o 30 % (vpravo)

Při průtocích nižších než optimálních, dochází k zavíření, a tedy v konturách lze sledovat vyšší hodnoty za náběžnou hranou, zejména na tlakové straně lopatek. Při průtocích vyšších než optimálních, dojde k tomuto zavíření naopak u sacích stran lopatek.

6.5 Vektory rychlosti

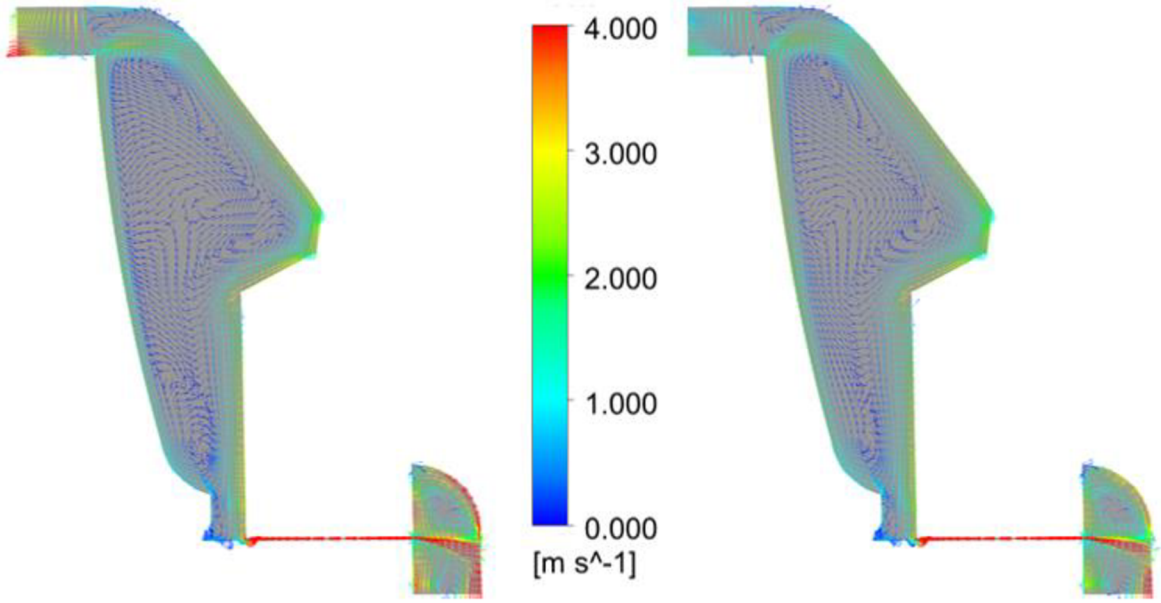
Vektory rychlosti na výstupu z oběžného kola byly ve všech zkoumaných případech přibližně totožné a lišily se pouze svými velikostmi. U všech variant oběžných kol při různých průtocích docházelo k zavíření za žebrem ve výstupním potrubí, které slouží k potlačení rotace proudu na sání čerpadla v čerpadlovém chodu. V turbínovém chodu zde může docházet k rázům, jelikož proud na výstupu z oběžného kola má v turbínovém režimu určitou složku rotace. Proto by bylo vhodné toto žebro pro turbínové použití odstranit. Dále zde dochází k zavíření za válcem představujícím matici. Na následujícím obrázku je hodnota rychlosti omezena rozsahem $0\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$ až $15\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$.



Obrázek 6.8 – Vektory rychlosti na výstupu z OK v meridiálním řezu
Rovina pootočena kolem axiální osy mimo žebro
Optimum – nestočené OK

6.5.1 Mezidiskový prostor u krycího disku

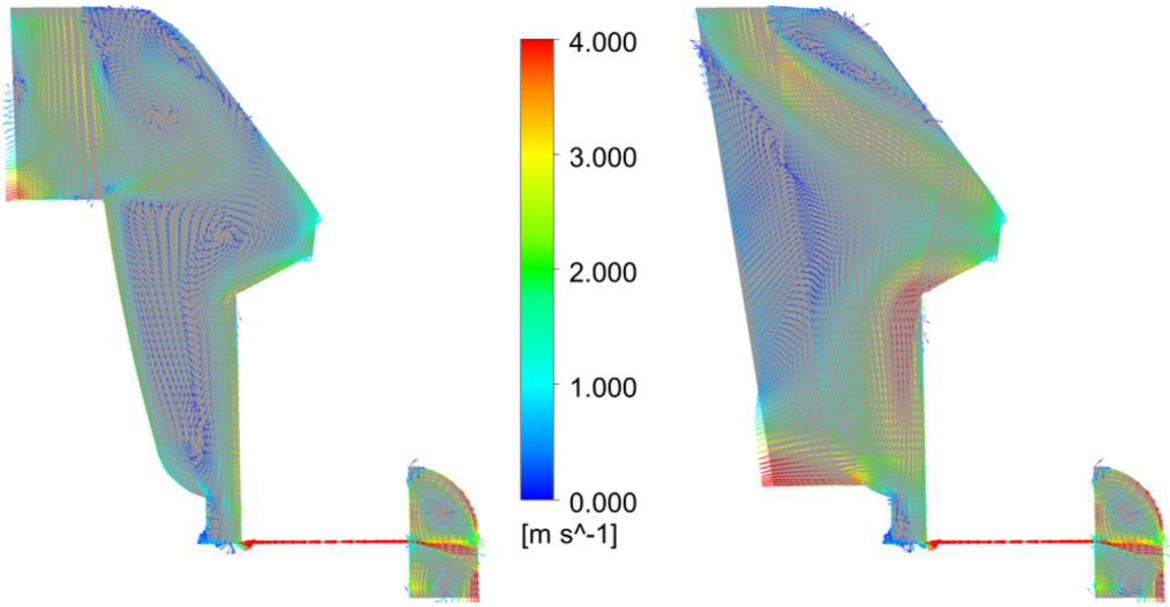
Na následujících obrázcích jsou zobrazeny vektory rychlosti na průřezu mezidiskovým prostorem u krycího disku. Hodnoty rychlosti jsou zde omezeny rozsahem $0\ \mathrm{m} \cdot \mathrm{s}^{-1}$ až $4\ \mathrm{m} \cdot \mathrm{s}^{-1}$.



Obrázek 6.9 – Vektory rychlosti v meridiálním řezu mezidiskovým prostorem u krycího disku nestočeného OK
Optimum (vlevo) a průtok o 37 % menší než optimum (vpravo)

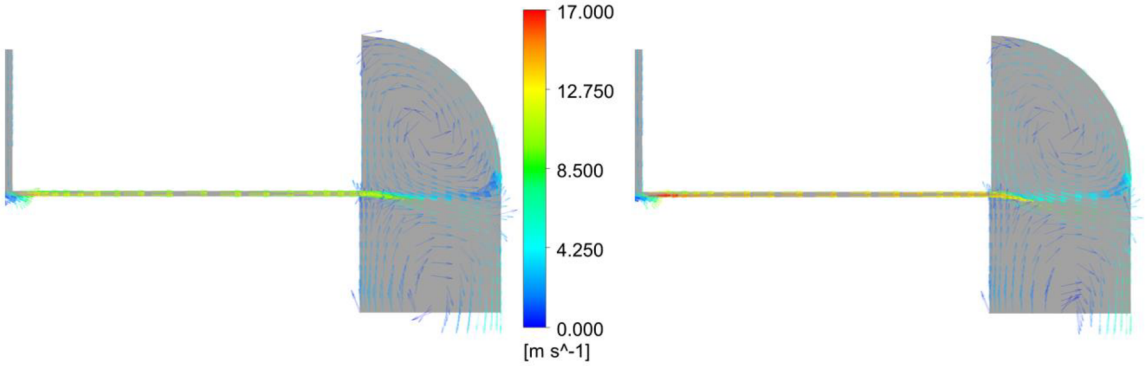
Z předchozího obrázku je zřejmé, že proudění mezidiskovým prostorem se při změně průtoku výrazně nemění. Velikosti rychlosti jsou sice mírně odlišné, nicméně směr proudění v tomto prostoru zůstává téměř totožný. Dominantní složkou rychlosti je zde rychlost obvodová, která nebyla na obrázcích brána v úvahu. Proudění v mezidiskových prostorech je velmi zavířené. Existuje zde jeden dominantní vír, který vyplňuje téměř celý prostor. Dále uvnitř tohoto hlavního víru existuje několik menších protiběžných vírů. Mimo tuto oblast se vyskytuje jeden vír u rozhraní s oběžným kolem a spirálou, kterým kapalina nejen do prostoru vtéká, ale taky zde vytéká zpět do prostoru spirály nebo oběžného kola. Dalším zajímavým místem je zde těsnicí spára. Rychlost touto spárou v axiálním směru, je zde několikanásobně vyšší než ve zbytku mezidiskového prostoru. Za touto spárou dochází k náhlému rozšíření průtočného kanálu a kapalina zde opět víří dvěma protiběžnými víry.

Na následujících obrázku je vidět porovnání tohoto mezidiskového prostoru pro dvě stočená oběžná kola při konstantním průtoku a detail na proudění za těsnicí spárou.



Obrázek 6.10 – Vektory rychlosti v meridiálním řezu mezidiskovým prostorem u krycího disku při průtoku 26,08 $l \cdot s^{-1}$ (optimum OK stočeného o 30 %)
OK stočené o 10 % (vlevo) a OK stočené o 30 % (vpravo)

Hodnoty rychlosti na následujícím obrázku jsou omezeny rozsahem 0 $\mathrm{m} \cdot \mathrm{s}^{-1}$ až 17 $\mathrm{m} \cdot \mathrm{s}^{-1}$.

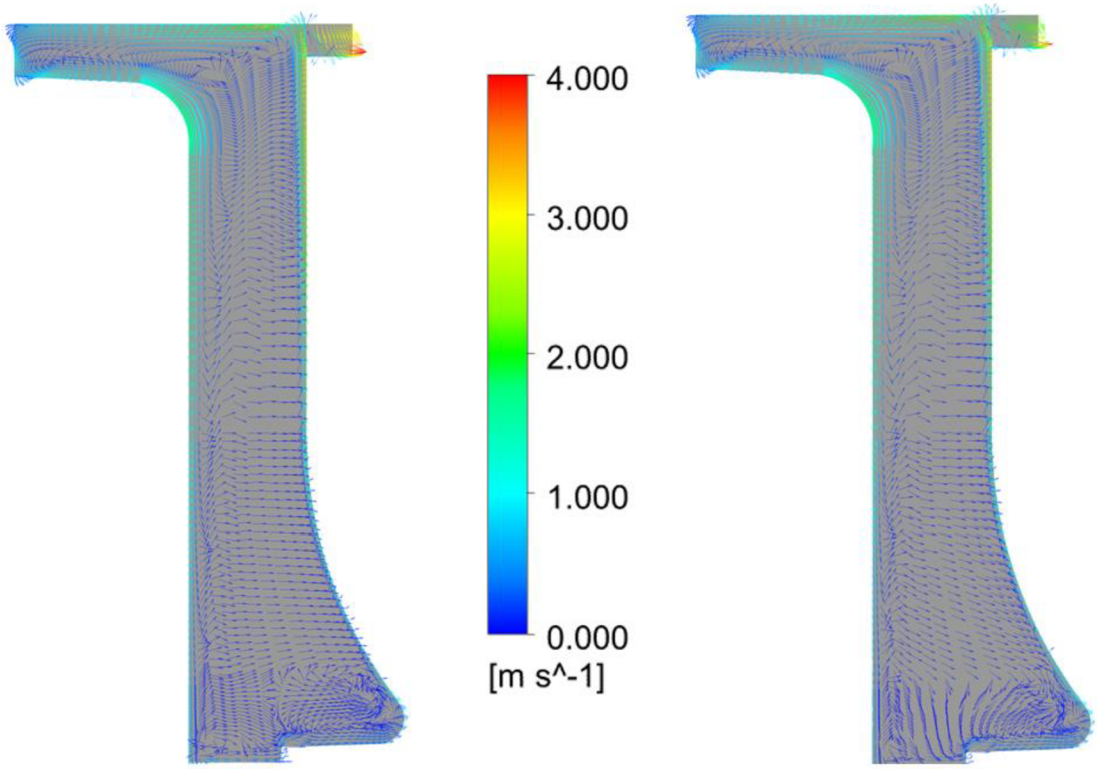


Obrázek 6.11 – Ukázka vektorů rychlosti při proudění těsnicí spárou v prostoru za ní při průtoku 33,38 $l \cdot s^{-1}$
Nestočené oběžné kolo (vlevo) a stočené oběžné kolo (vpravo)

Stočením oběžného kola se proudění tímto prostorem výrazně mění, a to nejen hodnotami, ale i směrem vektorů rychlosti. Náhlé rozšíření průtočného kanálu způsobené stočením oběžného kola zde zapříčiní zavíření ještě před samotným nátokem na oběžné kolo, nebo do prostoru mezi oběžným kolem a statorem. Jak lze na předchozích obrázcích vidět, vznikají zde různé vírové struktury, které ovlivňují nátok na oběžné kolo. S postupným stáčením oběžných kol se zde vrací větší část průtoku zpět do prostoru oběžného kola.

6.5.2 Mezidiskový prostor u nosného disku

U mezidiskového prostoru u nosného disku je situace obdobná. Jeden dominantní vír zaujímá téměř celou plochu mezidiskového prostoru. Ve spodní části (u hřídele) se tvoří dva menší víry, které jsou součásti víru dominantního. I zde dochází k výměně média mezi prostorem oběžného kola, spirálou a mezidiskovým prostorem v obou směrech. Jak již bylo zmíněno dříve, nemodeluje se případný průsak přes hřídelovou ucpávku, který by charakter proudění v tomto prostoru mohl změnit. Na následujících obrázcích je hodnota rychlosti omezena v rozsahu $0\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$ až $4\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$.

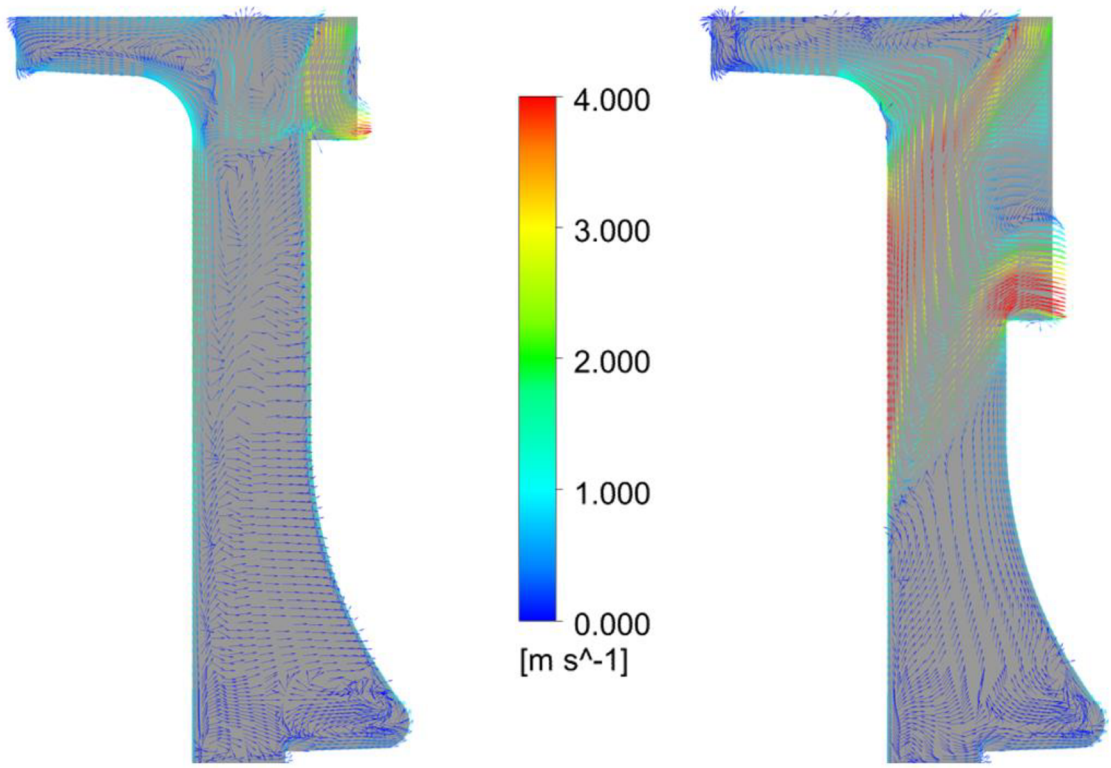


Obrázek 6.12 – Vektory rychlosti v meridiálním řezu mezidiskovým prostorem u nosného disku nestočeného OK
Optimum (vlevo) a průtok 37 % menší než optimum (vpravo)

Ani zde vlivem změny průtoku nedochází k výrazným změnám. Mění se pouze velikosti rychlosti kapaliny v určitých místech (rozhraní s oběžným kolem a spirálou, v blízkosti stěny představující nosný disk). Rychlosti blíže ke středu víru jsou téměř zanedbatelné a dominantní je opět složka obvodová.

Při stáčení oběžného kola dochází i zde ke změně proudění. To dosahuje vyšších rychlosti a v závislosti na průměru OK se zde tvoří více či méně vírů. Nicméně zde stejně jako u mezidiskového prostoru u krycího disku platí, že čím více je OK stočené, tím je proudění tímto prostorem zavířenější a výraznější část průtoku se vrací zpět do oblasti OK a spirály. Neexistuje zde již pouze jeden dominantní vír jako u OK nestočeného, nýbrž se prostor rozdělí na dvě

podoblasti. V první části přilehlé ke spirále dochází k náhlému rozšíření průtočného kanálu vlivem stočení OK. Rychlost proudu zde klesá v souladu s rovnicí kontinuity. Dále se proud dělí na dvě části. Jedna část natéká na oběžné kolo a druhá pokračuje do prostoru omezeného nosným diskem OK. V této části mezidiskového prostoru rychlost výrazně klesá. Na následujícím obrázku je porovnání dvou variant stočeného OK při konstantním průtoku.



Obrázek 6.13 – Vektory rychlosti v meridiálním řezu mezidiskovým prostorem u nosného disku při průtoku 26,08 $l \cdot s^{-1}$ (optimum OK stočeného o 30 %)
OK stočené o 10 % (vlevo) a OK stočené o 30 % (vpravo)

Na základě předchozích obrázků lze říci, že u nestočených oběžných kol mají mezidiskové prostory malý vliv na celkový průtok oběžným kolem a výrazně neovlivňují ani nátok na OK. Při stáčení OK však jejich vliv roste a výrazně ovlivňují nátok na oběžné kolo a způsobují zavíření uvnitř lopatkového kanálu OK. To souvisí se změnou (snížením) účinnosti stočených oběžných kol v porovnání s nestočenou variantou. Také je potřeba zmínit, že výše uvedená proudová pole jsou časově středními obrazy proudění, které dobře poslouží ke globálnímu pohledu. V případě nestacionárního výpočtu je charakter proudění potřeba analyzovat podstatně důkladněji a lokálně s ohledem na úhlovou polohu lopatek oběžného kola vůči nosu spirály.

7 Závěr

V této diplomové práci byla provedena rešerše týkající se odstředivých čerpadel pracujících v čerpadlovém i turbínovém režimu. Kromě základních vztahů a parametrů zde byly zmíněny možnosti využití těchto čerpadel. Dále byly uvedeny základní druhy ztrát a jejich význam v obou režimech. Na konci rešeršní části bylo uvedeno několik způsobů predikce parametrů v turbínovém režimu. Při výpočtech v čerpadlovém režimu byla využita pouze geometrie kompletní. Součástí kompletní geometrie čerpadla jsou i mezidiskové prostory. Byla vyhodnocena účinnost čerpadla, která se relativně shodovala s účinností experimentální. Objektivní zhodnocení shody výpočtu s experimentem však není možné, neboť pro převod mechanické účinnosti na hydraulickou bylo využito statistického vzorce se subjektivně volenou konstantou. Z dat naměřených i spočtených v čerpadlovém režimu byly dále provedeny výpočty sloužící k predikci účinnosti v turbínovém režimu. Tato predikce se ukázala jako velmi přesná pro hydraulickou účinnost v intervalu přibližně 75 % až 125 % optimálního průtoku, přestože koncepce tohoto predikčního modelu je založena pouze na hodnotách v optimu. U účinnosti mechanické již však predikovala správně pouze v tomto optimu.

Výpočty čerpadla v turbínovém chodu na zjednodušené (bez prostor mezi rotorem a statorem) i kompletní geometrii (včetně prostor mezi rotorem a statorem) byly porovnány s experimentálním měřením. Obvykle se pro numerické simulace prostory mezi rotorem a statorem nemodelují a výsledky jsou tím pádem zatíženy chybou. Ukázalo se, že hodnoty vypočtené pomocí kompletní geometrie při stacionárním výpočtu jsou až na hodnoty spádu výrazněji blíže experimentálním hodnotám, než je tomu u výsledků výpočtů na zjednodušené geometrii, a to zejména v blízkosti optimálního průtoku. U hydraulické účinnosti byla hodnota zpřesněna o ztráty vznikající třením disků oběžného kola o kapalinu. O tyto ztráty byl také zpřesněn výkon čerpadla v turbínovém režimu. Výkon vypočtený na kompletní geometrii byl blíže výkonu experimentálnímu i poté, co od výkonu vypočtenému na zjednodušené geometrii byly odečteny ztráty spočítané podle dvou různých empirických vzorců, užívaných pro predikci těchto ztrát. Výsledky potvrdily, že uvažování těchto prostor při výpočtu má svoje opodstatnění, a to zejména v případě, že je cílem co nejpřesnější predikce absolutních hodnot parametrů.

Za účelem zpřesnění hodnot obdržených z výpočtů na kompletní geometrii byla provedena série nestacionárních výpočtů. Při těchto výpočtech se hodnota spádu velmi výrazně přiblížila hodnotám experimentálním. Byly zde také vyhodnoceny síly působící na oběžné kolo, které u stacionárních výpočtů kvůli využití rotační symetrie nebylo možné vyhodnotit. Radiální síla na oběžné kolo byla řádově menší než síla axiální a její minimum se nacházelo přibližně při 60 % optimálního průtoku. Dále směrem k závěrnému bodu i k optimu rostla. Axiální síla má po celou dobu přibližně kvadratický průběh a při vyšších průtocích roste, což souvisí s nárůstem spádu.

Výpočetní síť byla podrobena studii vlivu, při které se ukázalo, že vliv této sítě při použité metodice výpočtu je zanedbatelný.

Výpočty na stočených variantách oběžného kola byly posouzeny jakožto možná úprava polohy optima turbínového chodu, zejména s ohledem na nalezení maxima výkonu a účinnosti. Ukázalo se, že pokud by bylo dané čerpadlo potřeba provozovat v turbínovém režimu při nižších průtocích, je vhodné uvažovat o stočení oběžného kola a tím posunout maximum účinnosti do

těchto nižších průtoků. Tímto způsobem lze eliminovat nežádoucí jevy objevující se při provozu čerpadla v turbínovém režimu pod optimem. Křivky hydraulické účinnosti v závislosti na průměru oběžného kola pro konstantní průtok měly kvadratický průběh. Je tedy možné předpokládat, že pro každý průtok existuje ideální stočení oběžného kola, kde bude dosažena maximální hodnota hydraulické účinnosti. U výkonu generovaného stočenými oběžnými koly lze pozorovat podobný jev. S postupným stáčením oběžného kola zde rostl výkon. Po proložení výkonu v závislosti na průměru oběžného kola při konstantním průtoku, byly obdrženy křivky, které při vyšších průtocích měly kvadratický a konkávní průběh. Tyto křivky naznačují, že pro konstantní průtok lze vhodným stočením oběžného kola dosáhnout maximálního možného výkonu. Tento trend se však nepotvrdil u křivek při nižších průtocích. Zde byl průběh spíše lineární a při stáčení oběžných kol zde docházelo ke stálému nárůstu výkonu. To však není možné, neboť oběžné kolo nelze stáčet do nekonečna. Vzhledem k malému počtu bodů, kterými byly tyto křivky prokládány, je však možné, že tyto křivky byly ovlivněny výpočtovou chybou, která zamezila správnému proložení.

Jako poslední zde byla snaha o vizualizaci charakteru proudění pomocí kontur a vektorů ve vybraných místech geometrie. Bylo zde potvrzeno, že pro čerpadlo pracující v turbínovém režimu je vhodné uvažovat o modifikaci lopatek oběžného kola, a to zaoblením ostrých náběžných hran. Tyto ostré hrany způsobují výrazné zavíření v prostoru oběžného kola. U mezidiskových prostor nestočeného oběžného kola nebylo zjištěno výrazné ovlivnění proudění, nicméně u kol stočených zde docházelo k výraznému zavíření, které se promítlo do horšího nátoku na oběžné kolo a do následného zavíření v lopatkovém kanále.

Výsledky této práce lze do budoucna rozšířit o detailní výpočty zabývající se dynamickými jevy při turbínovém chodu. Použitím transientního výpočtu a lepšího modelu turbulence lze lépe predikovat chování v oblastech mimo optimum a pravděpodobně tak vylepšit srovnání s experimentem.

Seznam použitých zdrojů

[1] GÜLICH, Johann Friedrich. *Centrifugal Pumps*. Second edition. Berlín: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. ISBN 978-3-642-12823-3.

[2] BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA. *Hydraulické stroje*. Praha: SNTL-NAKLADATELSTVÍ TECHNICKÉ LITERATURY, 1992. ISBN 80-03-00665-1.

[3] HALUZA, Miloslav. *Přednášky z předmětu Tekutinové stroje*, akad. r. 2019/2020.

[4] WISLICENUS, George F. *Fluid Mechanics of Turbomachinery: v. 2*. 2nd edition. Dover-New York: Dover Publications, 1965. ISBN 9780486613468.

[5] HABÁN, Vladimír. *Přednášky z předmětu Potrubní technika*, akad. r. 2018/2019

[6] CARRAVETTA, A., S. DERAKHSHAN HOUREH a H. M. RAMOS. *Pumps as Turbines: Fundamentals and Applications*. Springer International Publishing, 2018. ISBN 978-3-379-67506-0.

[7] YANG, Sun-Sheng, Fan-Yu KONG, Wan-Ming JIANG a Xiao-Yun QU. Effects of impeller trimming influencing pump as turbine. *Computers & Fluids* [online]. 2012, **67**, 72-78 [cit. 2020-06-18]. DOI: 10.1016/j.compfluid.2012.07.009. ISSN 00457930. Dostupné z: https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0045793012002599

[8] TARANG, Agarwal. Review of Pump as Turbine (PAT) for Micro-Hydropower. *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*. Roorkee, Indie, 2012, **2012**(11), 163-169. ISSN 2250-2459. Dostupné také z: http://www.ijetae.com/files/Volume2Issue11/IJETAE_1112_25.pdf

[9] NECHLEBA, Miroslav. *Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství: Vysokošk. učebnice pro obor vodní stroje a zařízení: Určeno konstruktérům a provoz. inž*. Druhé vydání. Praha: SNTL-NAKLADATELSTVÍ TECHNICKÉ LITERATURY, 1962, 672 s.

[10] VERES, J. P. Centrifugal and axial pump design and off-design performance prediction. *NASA Techincal Memorandum*. Sunnyvale, California: National Aeronautics and Space Administration,1994, **1994**(106745),1-24. Dostupné také z: www.grc.nas a.gov/WWW /RTT/docs/Veres_ 1994.pdf

[11] GÜLICH, J. F. Disk friction losses of closed turbomachine impellers. *Forschung im Ingenieurwesen* [online]. 2003, **68**(2), 87-95 [cit. 2020-06-18]. DOI: 10.1007/s10010-003-0111-x. ISSN 0015-7899. Dostupné z: http://link.springer.com/10.1007/s10010-003-0111-x

[12] KRAMER, M., K. TERHEIDEN a S. WIEPRECHT. Pumps as turbines for efficient energy recovery in water supply networks. *Renewable Energy* [online]. 2018, **122**, 17-25 [cit. 2020-06-18]. DOI: 10.1016/j.renene.2018.01.053. ISSN 09601481. Dostupné z: https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0960148118300533

[13] ROSSI, Mosè, Gabriele COMODI, Nicola PIACENTE a Massimiliano RENZI. Energy recovery in oil refineries by means of a Hydraulic Power Recovery Turbine (HPRT) handling viscous liquids. *Applied Energy* [online]. 2020, **270** [cit. 2020-06-18]. DOI: 10.1016/j.ap energy.2020.115097. ISSN 03062619. Dostupné z: https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0306261920306097

[14] ROSSI, Mosè a Massimiliano RENZI. A general methodology for performance prediction of pumps-as-turbines using Artificial Neural Networks. *Renewable Energy* [online]. 2018, **128**, 265-274 [cit. 2020-06-18]. DOI: 10.1016/j.renene.2018.05.060. ISSN 09601481. Dostupné z: https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0960148118305810

[15] BARBARELLI, S., M. AMELIO, G. FLORIO a N. M. SCORNAIENCHI. Procedure Selecting Pumps Running as Turbines in Micro Hydro Plants. *Energy Procedia* [online]. 2017, **126**, 549-556 [cit. 2020-06-18]. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.08.282. ISSN 18766102. Dostupné z: https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1876610217337888 [16] WILLIAMS, A. A. The turbine performance of centrifugal pumps: a comparison of prediction methods. *Proc IMechE*. 1994, **1994**(208), 59-66.

[17] SCHMIEDL, E.: Pumpen als Turbinen. Pumpentagung Karlsruhe, 1988, A6

[18] ŠTEFAN, David, Mosè ROSSI, Martin HUDEC, Pavel RUDOLF, Alessandra NIGRO a Massimiliano RENZI. Study of the internal flow field in a pump-as-turbine (PaT): Numerical investigation, overall performance prediction model and velocity vector analysis. *Renewable Energy* [online]. 2020, **156**, 158-172 [cit. 2020-06-18]. DOI: 10.1016/j.renene.2020.03.185. ISSN 09601481. Dostupné z: https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0960148120305188

[19] Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications. *Journal of Fluids Engineering* [online]. 2008, **130**(7) [cit. 2020-06-18]. DOI: 10.1115/1.2960953. ISSN 00982202. Dostupné z: http://FluidsEngineering.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1434171

Seznam použitých symbolů, zkratek a indexů

Značka	Jednotka	Veličina
b	m	Šířka lopatkového kanálu
c	$\mathrm{m \cdot s^{-1}}$	Absolutní rychlost
c_m	$\mathrm{m \cdot s^{-1}}$	Meridiánová rychlost
c_u	$\mathrm{m \cdot s^{-1}}$	Obvodová složka absolutní rychlosti
d, D	m	Průměr OK
g	$\mathrm{m \cdot s^{-2}}$	Tíhové zrychlení
h	m	Reprezentativní velikost buňky sítě
H	m	Dopravní výška, spád
k	–	Součinitel drsnosti
l	m	Délka těsnicí spáry
M_k	$\mathrm{N \cdot m}$	Krouticí moment
n	$\mathrm{s^{-1}}$	Otáčky
N		Počet prvků výpočetní sítě
n_{11}	$\mathrm{min^{-1}}$	Jednotkové otáčky
n_q	$\mathrm{min^{-1}}$	Specifické otáčky
N_s	–	Bezrozměrné specifické otáčky
p	Pa	Tlak
P	W	Výkon
P_h	W	Hydraulický výkon
P_s	W	Příkon
q	$\mathrm{l \cdot s^{-1}}$	Objemový průtok těsnicí spárou
Q	$\mathrm{m^3 \cdot s^{-1}}$	Objemový průtok
Q_{11}	$\mathrm{m^3 \cdot s^{-1}}$	Jednotkový průtok
Q_m	$\mathrm{kg \cdot s^{-1}}$	Hmotnostní průtok
r	m	Poloměr OK
r	m	Rádius náběžné hrany lopatky
r	–	Poměr reprezentativních velikostí buněk sítě
Ra	µm	Střední aritmetická úchylka profilu
Re	–	Reynoldsovo číslo
s	m	Vzdálenost OK a statoru
u	$\mathrm{m \cdot s^{-1}}$	Unášivá rychlost
v	$\mathrm{m \cdot s^{-1}}$	Relativní rychlost
$\bar{v}$	$\mathrm{m \cdot s^{-1}}$	Střední hodnota rychlosti kapaliny
ΔV_i	$\mathrm{m^3}$	Objem i-té buňky sítě
Y	$\mathrm{J \cdot kg^{-1}}$	Měrná energie
y^+	–	Měřítko mezní vrstvy
Y_{z1-2}	$\mathrm{J \cdot kg^{-1}}$	Měrná ztrátová energie
α	°	Úhel kapaliny
β	°	Úhel lopatky
δ	m	Šířka těsnicí spáry
δ	°	Deviační úhel, úhel krycího disku
η	–	Celková / mechanická účinnost
η_h	–	Hydraulická účinnost
η_v	–	Objemová účinnost

Φ	–	Bezrozměrný průtokový parametr
Ψ	–	Bezrozměrný spádový parametr
ν	$\mathrm{m^2 \cdot s^{-1}}$	Kinematická viskozita média
ρ	$\mathrm{kg \cdot m^{-3}}$	Hustota
ω	$\mathrm{rad \cdot s^{-1}}$	Úhlová rychlost
ξ	–	Součinitel místních ztrát, ztrátový součinitel

Zkratka

CFD	„Computational fluid dynamics“
OK	Oběžné kolo
PaT	„Pump as Turbine“ – čerpadlo jako turbína

Index

1	Vstup do OK, malý rozměr OK
2	Výstup z OK, velký rozměr OK
č	Čerpadlový režim
e	Výstup z čerpadla
i	Vstup do čerpadla
opt	Optimum
t	Turbínový režim
z	Ztrátový