VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV
ENERGY INSTITUTE

VLIV NASTAVITELNÝCH VESTAVEB V SAVCE TURBINY NA CHARAKTERISTIKU A TLAKOVÉ PULZACE

INFLUENCE OF ADJUSTABLE INSTALLATIONS IN THE TURBINE DRAFT TUBE ON THE CHARACTERISTICS AND PRESSURE PULSATIONS

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. David Šuráň

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.

BRNO 2021

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadaní diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	**Bc. David Šuráň**
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Fluidní inženýrství
Vedoucí práce:	**doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.**
Akademický rok:	2020/21

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:

Vliv nastavitelných vestaveb v savce turbiny na charakteristiku a tlakové pulzace

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vodní turbina zpracovává hydraulickou energii kapaliny která je dána spádem a průtokem na stroj. Oběžné kolo je řešeno tak, aby do savky pouštělo v optimálním režimu provozu jen velmi malou část rotace kapaliny. V mimooptimálním režimu provozu je situace jiná, do savky turbiny jde kapalina s rotací vyšší. Rotující kapalinu (cu složku) ,neumí savka zpracovat. Zlepšení hydraulických vlastností savky vestavbami by mohlo zvýšit její účinnost právě v mimooptimálních režimech provozu a zároveň potlačit nežádoucí tlakové pulzace.

Cíle diplomové práce:

Výpočtově zjistit vliv speciálních vestaveb v savce turbiny při mimooptimálních režimech provozu.

Seznam doporučené literatury:

NECHLEBA, M.: Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství. SNTL Praha, 1962.

FLEISCHNER, P., NECHLEBA, M.: Hydromechanika lopatkových strojů. Skripta VUT v Brně, 1976.

NECHLEBA, M., DRUCKMULLER, M.: Vodní turbiny I. Skripta VUT v Brně, 1990.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

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

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá problematikou sací trouby a její optimalizací pro různé provozní parametry. Rešeršní část se věnuje teoretickému popisu a funkci sací trouby, dále pojednává o doposud známých metodách potlačující tlakové pulzace. Ve výpočtové části autor provádí návrh nové metody a hledá optimální geometrii nastavitelných vestaveb (žeber) pro sací troubu vírové turbiny a následně ji srovnává s výchozí geometrií bez žeber.

Klíčová slova

Sací trouba, vírová turbina, CFD, tlakové pulzace, Coriolisovo číslo

ABSTRACT

This master's thesis deals with the draft tube and its optimization for various operating conditions. The research investigates the theoretical description and function of the draft tube and explains known methods of suppressing pressure pulsation so far. In the computational part, the author proposes a new method and designs optimal geometry of adjustable installations (ribs) for the draft tube. Finally, the comparison with the default geometry without ribs is performed.

Key words

Draft tube, swirl turbine, CFD, pressure pulsations, Coriolis number

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠURÁŇ, David. Vliv nastavitelných vestaveb v savce turbiny na charakteristiku a tlakové pulzace [online]. Brno, 2021 [cit. 2021-05-21]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132848. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Miloslav Haluza.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Vliv nastavitelných vestaveb v savce turbiny na charakteristiku a tlakové pulzace** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

Datum *David Šuráň*

PODĚKOVÁNÍ

Tímto děkuji vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Miloslavu Haluzovi CSc. za cenné připomínky a rady, které mi poskytl při vypracování závěrečné práce. Dále děkuji Ing. Davidu Štefanovi, Ph.D. za pomoc s výpočty, Ing. Jakubu Starečekovi, Ph.D. za poskytnutí vstupních rychlostních profilů z jeho dizertační práce a Ing. Ondřeji Urbanovi za pomoc s vizualizací vírového copu.

OBSAH

ÚVOD 15
1 Sací trouba 16
1.1 Konstrukční řešení sací trouby 16
1.2 Energetický zisk sací trouby 19
1.3 Účinnost sací trouby 20
1.3.1 Metoda energetické bilance difuzoru 20
1.3.2 Metoda poměru přeměny dynamického tlaku na statický 24
1.4 Kavitace v sací troubě 24
1.5 Proudění v sací troubě při provozu mimo optimum 24
1.5.1 Proudění v sací troubě při provozu pod optimem 25
1.5.2 Proudění v sací troubě při provozu nad optimem 26
1.6 Metody potlačující tlakové pulzace 26
1.6.1 Žebra na stěnách a usměrňující vestavby 26
1.6.2 Zavzdušnění do prostoru sací trouby 27
1.6.3 Vstřikování vodního paprsku do sací trouby 27
1.6.4 Modifikace náboje oběžného kola 27
1.6.5 Aktivní řízení generátorem protipulzů 28
1.6.6 Nastavitelné vestavby (žebra) 28
1.6.7 Shrnutí a kritické zhodnocení metod 29
2 Vírová turbina 31
3 Odvození Coriolisova čísla v závislosti na obvodové složce proudění 33
3.1 Ideální rychlostní profil bez obvodové složky proudění 33
3.2 Lineárně rostoucí obvodová složka proudění 33
3.3 Kvadraticky rostoucí obvodová složka proudění 37
3.4 Konstantní obvodová složka proudění 38
3.5 Shrnutí 38
4 Numerická simulace proudění v sací troubě vírové turbiny s vestavbami 41
4.1 Geometrie sací trouby 41
4.2 Stacionární výpočet: srovnání různých geometrií vestaveb 42
4.2.1 Výpočetní síť 42
4.2.2 Nastavení řešiče 44
4.2.3 Postup výpočtů 48
4.2.4 Varianta 0: bez žeber 50
4.2.5 Varianta 1: iniciální varianta 50
4.2.6 Varianta 2: Změna délky žeber 52
4.2.7 Varianta 3: Změna šířky žeber 52
4.2.8 Varianta 4: Změna počtu žeber 53
4.2.9 Varianta 5: Změna vertikální polohy žeber 53
4.2.10 Vyhodnocení 54
4.3 Nestacionární výpočet: srovnání 57
4.3.1 Nastavení řešiče 57
4.4 Vyhodnocení 58
ZÁVĚR 66

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK 69

ÚVOD

Vodní turbiny jsou považovány za jeden z nejvýhodnějších zdrojů energie z důvodu relativně vysoké účinnosti, nízkých provozních nákladů a nízkého dopadu na životní prostředí. Vysoké účinnosti jsou dosahovány především v blízkosti bodu optimálních provozních parametrů. Naopak při mimooptimálních provozech celková účinnost turbiny klesá.

Sací trouba zpracovává nezanedbatelnou část energie a právě v mimooptimálních provozech bývá často její provoz problematický, jelikož rychlostní profil na výstupu z oběžného kola má vířivý charakter a proudění disponuje tangenciální složkou. Důsledkem vířivého proudění v sací troubě vznikají tlakové pulzace, případně rezonanční frekvence tlakových pulzací nebo také vírový cop často doprovázený kavitací. Tyto jevy nejenže snižují účinnost turbiny, ale také způsobují nadměrné opotřebení nebo vedou k trvalému poškození. Průtokové podmínky na dílech (vodních elektrárnách) nejsou vždy ideální, a proto je nutné se snažit tyto nepříznivé jevy eliminovat.

V první části diplomové práce jsou uvedeny základní typy konstrukcí, principy a funkce sací trouby, odvození energetického zisku a účinnosti, charakteristika mimooptimálního proudění, a nakonec metody sloužící k eliminaci nepříznivých jevů v sací troubě.

Následuje kapitola o vírové turbině, jejíž sací trouba byla vybrána jako vhodná pro implementaci žeber.

Další kapitola je věnována teoretickému rozboru proudění v sací troubě. Jsou zde odvozena Coriolisova čísla pro tři konkrétní typy teoretického proudění.

Stěžejní částí této práce je část výpočtová, ve které je navržena iniciální geometrie nastavitelných žeber. Ta je následně optimalizována na základě účinnosti. V této části je použit stacionární výpočet. Po nalezení nejúčinnější varianty geometrie s žebry je proveden nestacionární výpočet, který srovnává variantu bez žeber s nejúčinnější variantou s žebry z hlediska tlakových pulzací.

1 Sací trouba

Sací trouba (hovorově savka) je důležitým konstrukčním prvkem přetlakových vodních turbin. Je to rozšiřující se potrubní kanál, který je umístěn pod oběžným kolem a ústí pod hladinou spodní vody. Je důležité, aby bylo propojení oběžného kola se spodní vodou hermeticky uzavřené.

Savka má **dvě hlavní funkce**, a to snížení výstupní ztráty a funkci stavební. Zpravidla důležitější funkcí bývá **snížení výstupní ztráty**, tedy zvýšení účinnosti turbiny a vodní elektrárny jako celku. Sací trouba dokáže využít kinetickou energii kapaliny proudící z oběžného kola – u rychloběžných reakčních turbin okolo $5\ m/s$ (hydrodynamický účinek) a dále spádu mezi hladinou spodní vody elektrárny a výstupem z oběžného kola (hydrostatický účinek).

Stavební funkce zajišťuje lepší přístup k turbině při montáži a údržbě – oběžné kolo není zatopeno.

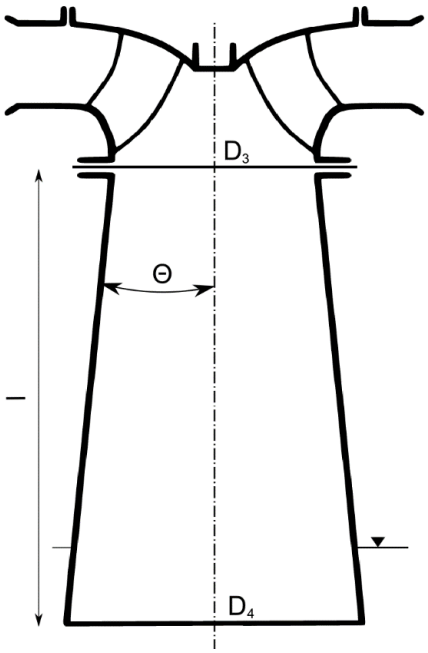
Význam sací trouby narůstá s rychloběžností a snižujícím se spádem elektrárny, tzn. čím rychloběžnější turbina a nižší spád, tím se v sací troubě zpracuje více energie. [1]

1.1 Konstrukční řešení sací trouby

Sací trouby se dělí podle jejich geometrie na přímé a kolenové. **Savka přímá** neboli kónická má vyšší účinnost a jednoduchou konstrukci. Pokud je kónická savka navrhnuta vhodně, pak lze dosáhnout zisku až 7 m spádu, z toho asi 5,5 m statickou sací výškou (výška oběžného kola nad spodní hladinou) a 1,5 m dynamickou sací výškou (energetický zisk rozšířením sací trouby). Vyšší sací výšky se nedoporučují z důvodu kavitace.

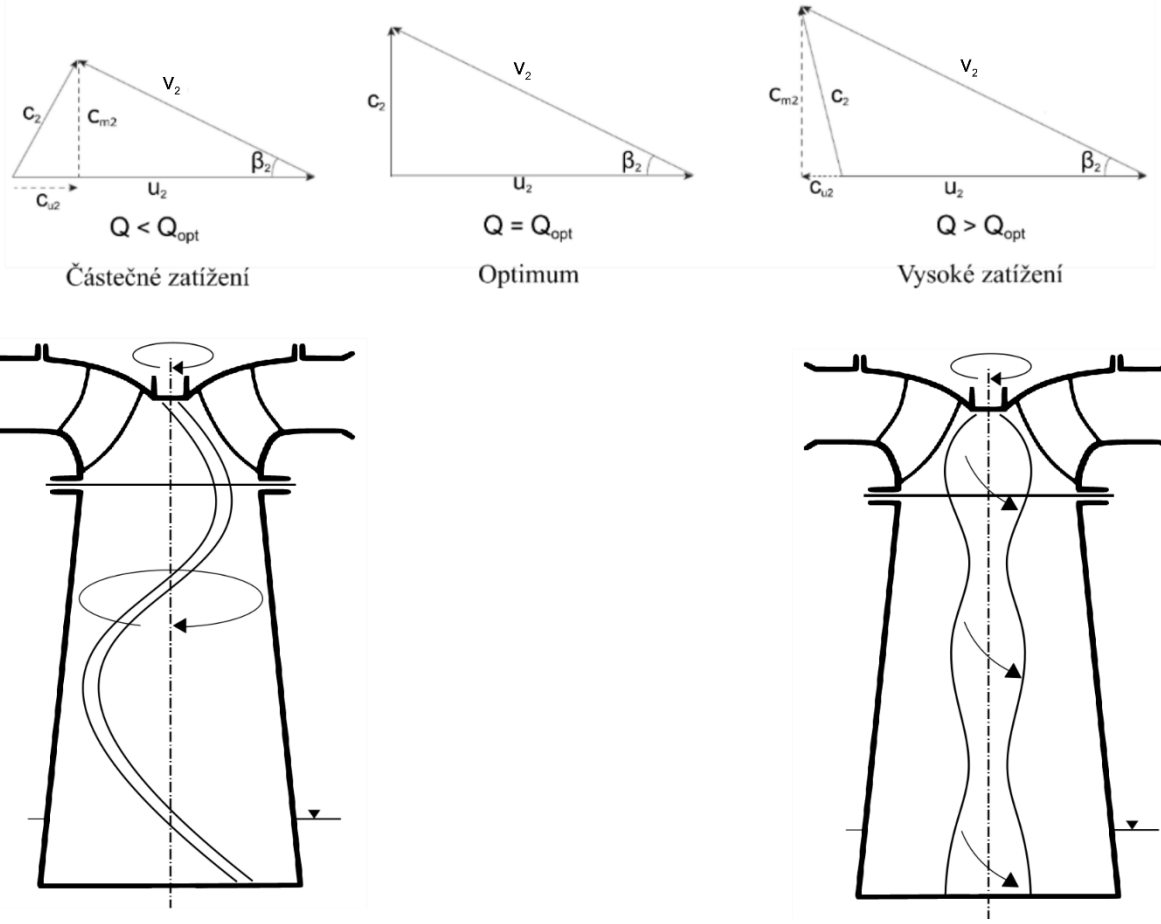
Na základě zkušeností s předchozími návrhy kónických vertikálních sacích trub se doporučují následující parametry (pro savky o vstupním průměru do 2 m) [2]:

- délka savky $l = (2{,}5 \div 8)D_3$
- úhel difuzornosti savky $2\Theta = 6° \div 18°$
- kóničnost savky $S_4/S_3 = 2 \div 3{,}2$
- průměr výstupní kružnice $D_4 = D_3 + 2l \cdot tg\Theta$
- celková účinnost savky $\eta_s = 60 \div 83\ \%$



Obrázek 1: Sací trouba přímá.

Zpravidla nejdůležitějším a nejcitlivějším parametrem při návrhu sací trouby je úhel difuzornosti 2Θ. V případě, že je tento úhel příliš velký, pak se proud vody může odtrhnout od stěny savky, čímž se minimalizuje dynamická sací výška. Pokud je úhel 2Θ zvolen příliš velký, potom se buď zvýší kinetická energie kapalina na výstupu ze savky (ztráty se zvýší), nebo je nutné prodloužit její délku. Úhel difuzornosti se nejčastěji volí mezi $8° \div 13°$. [1]



Obrázek 2: Výstupní trojúhelníky oběžného kola v závislosti na provozním bodě (průtoku Q) a charakter vírového copu při podoptimálním a nadoptimálním provozu turbiny (Francisovy) [3].

Dalším podstatným důsledkem volby úhlu 2Θ je ovlivnění vývoje translačně-rotačního pohybu proudu kapaliny ve směru osy savky. Vznik rotační složky proudění v sací troubě je způsoben obvodovou složkou absolutní rychlosti na výstupu z oběžného kola turbiny.

Z nákresu výše vyplývá, že obvodová složka absolutní rychlostí na výstupu z oběžného kola c_{u2} je závislá na režimu provozu turbiny. Při podoptimálním provozu $Q < Q_{opt}$ složka c_{u2} směřuje ve směru rotace oběžného kola. Naopak při nadoptimálním provozu $Q > Q_{opt}$ složka c_{u2} směřuje proti směru rotace. Při nadoptimálním provozu tedy dochází ke zdánlivě nelogické skutečnosti, a to ,že proud kapaliny rotuje opačným směrem než oběžné kolo turbiny. Při optimálním průtoku Q_{opt} je hodnota obvodové složky c_{u2} nulová. Detailní informace o mimooptimálních provozních bodech jsou uvedeny v kapitole 1.5. [2]

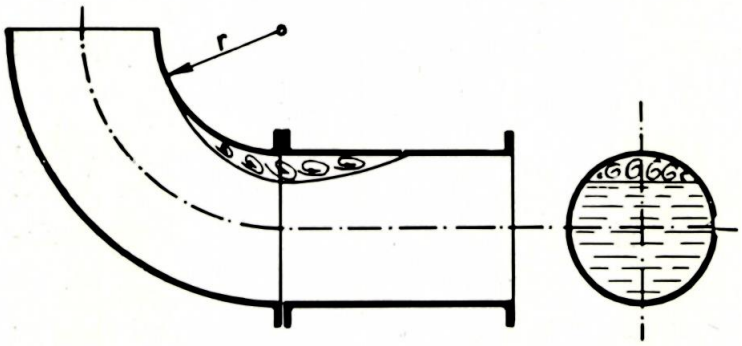
Výstupní rychlost ze sací trouby se obvykle dimenzuje $c_4 \sim 1\ m/s$, tak aby se v sací troubě nezdržoval vzduch a zároveň, aby hodnota ${c'_4}^2$ [1] byla větší než $0{,}04$ (eliminace ztrát

[1] Měrná (specifická) absolutní (výsledná) rychlost proudu $c' = \frac{c}{\sqrt{2gH}}$

kinetickou energií). Pokud při navrhování sací trouby vychází délka příliš dlouhá (nejčastěji u rychloběžných turbin, kde výstupní rychlost z oběžného kola je velká), pak její konstrukce nemusí být proveditelná na dané lokalitě. V tomto případě se používá **kolenová savka**.

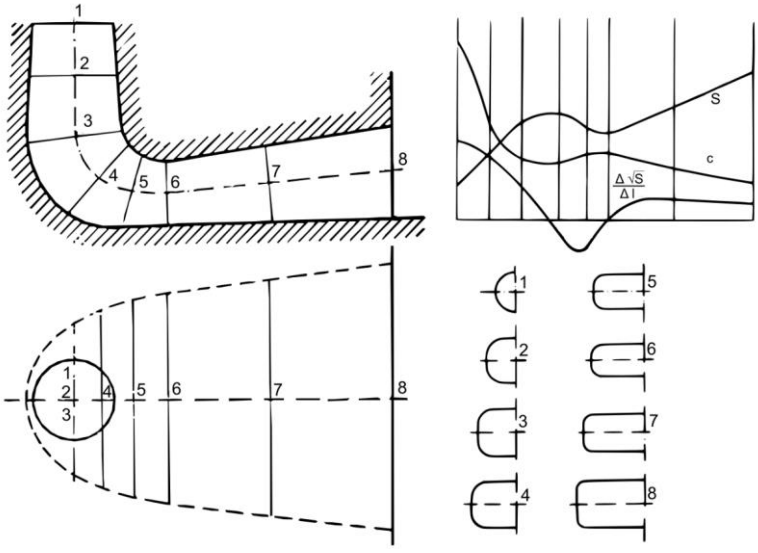
Použití kolena se projeví vždy negativně na účinnosti savky. Obecně lze říct, že čím větší je rychlost vody proudící kolenem (čím blíže je koleno k oběžnému kolu), tím je jeho negativní vliv větší. Doporučená vzdálenost od vstupu do savky ke dnu vodorovné části bývá minimálně $2D_3$ a délka vodorovné části nejméně $5D_3$, kde D_3 je vstup do sací trouby.

Často používaným konstrukčním prvkem kolenové savky je snížení kolmého průřezu za kolenem, čímž se zabýval Viktor Kaplan (1931). Při jeho pokusech bylo zjištěno, že nejvyšší účinnost savky vychází při kombinaci koleno–přímá trouba–kónus[2]. Vysvětlení tohoto jevu poskytuje následující schéma. Na vnitřní straně kolena vzniká prostor vyplněný víry. V případě, že by místo přímé trouby následoval za kolenem kónus, pak by se odtržený proud dále šířil a nemusel by vůbec přilehnout, což negativně ovlivní účinnost.



Obrázek 3: Odtržení proudu v kolenové sací troubě [1].

Snahou při návrhu kolenové sací trouby je tedy **eliminace odtržení proudu v kolenu**. Jako nejefektivnější způsob se ukázalo **snížení kolmého průřezu savky**. Poté se průřezy začínají opět zvyšovat tak, aby savka splňovala požadované parametry.

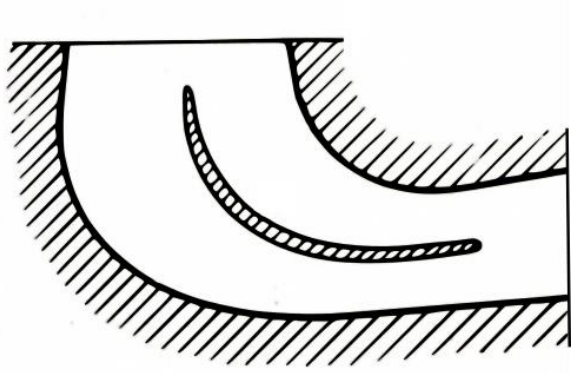


Obrázek 4: Geometrie kolenové sací trouby a graf průběhu rychlosti c, příčného průřezu S a poměru změny odmocniny plochy ku změně délky $\frac{\Delta\sqrt{S}}{\Delta l}$ po délce sací trouby [1].

[2] Pro porovnání, účinnost tohoto uspořádání byla $66 \div 67$ %, kdežto účinnost kombinace kolena a kónusu ihned za ním byla $59 \div 60$ %,

Zároveň po délce savky dochází k rozšiřování do stran a příčný průřez přechází na obdélník s delší vodorovnou hranou příčného průřezu.

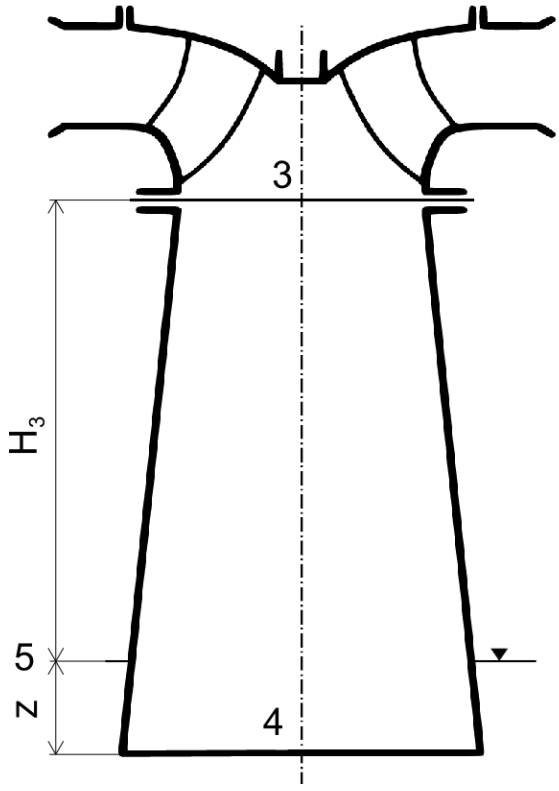
Další z konstrukčních prvků kolenové sací trouby je **podélná stěna** (žebro) v ohybu, která by měla pozitivně ovlivnit vedení vody uvnitř a za kolenem. Ukázalo se však, že při mimooptimálních průtocích stěna naopak účinnost zhoršuje, jelikož dojde k rázovému potlačení rotační složky rychlosti proudění c_{u2}, která u kolenové savky vytváří nerovnoměrný průtok (v polovině sací trouby se k průměrné rychlosti přičte složka c_{u2}). I přes to, že dojde k vytvoření nerovnoměrného proudění v savce bez podélné stěny, **není výhodné složku c_{u2} potlačovat podélnou stěnou z důvodu vzniku rázů**. [1]



Obrázek 5: Vodící stěna v kolenové sací troubě (upraveno) [1].

1.2 Energetický zisk sací trouby

Pro následující odvození energetického zisku savky dolní index číslo 3 značí veličiny na vstupu do sací trouby, číslo 4 veličiny na výstupu, číslo 5 označuje veličiny v úrovni hladiny spodní vody.



Obrázek 6: Schéma sací trouby s popisem veličin pro odvození energetického zisku [3].

Energetická rovnice savky mezi vstupním a výstupním průřezem ze savky je dána:

$$\Delta E_s = E_3 - E_5 \tag{1.1}$$

Po dosazení do vztahu (1.1):

$$\Delta E_s = \frac{p_3}{\rho} + \alpha_3 \frac{{c_3}^2}{2} + g \cdot H_3 - \frac{p_a}{\rho} \tag{1.2}$$

Energetická rovnice mezi místy $3-4$ a $3-5$

$3-4$: $$\frac{p_3}{\rho} + \alpha_3 \cdot \frac{{c_3}^2}{2} + g \cdot H_3 = \frac{p_4}{\rho} + \alpha_4 \cdot \frac{{c_4}^2}{2} - g \cdot z + E_{z_{3,4}} \tag{1.3}$$

$4-5$: $$\frac{p_4}{\rho} + \alpha_4 \cdot \frac{{c_4}^2}{2} = \frac{p_a}{\rho} + g \cdot z + E_{z_{4,5}} \tag{1.4}$$

kde $E_{z_{3,4}}$ je třecí ztráta v sací troubě a $E_{z_{4,5}}$ je Bordova výtoková ztráta. Jelikož $E_{z_{4,5}} = \alpha_4 \frac{{c_4}^2}{2}$, pak vztah (1.4) lze přepsat jako:

$$\frac{p_4}{\rho} = \frac{p_a}{\rho} + g \cdot z \tag{1.5}$$

Dále do rovnice (1.2) se dosadí (1.3):

$$\Delta E_s = \frac{p_4}{\rho} + \alpha_4 \frac{{c_4}^2}{2} - g \cdot z + E_{z_{3,4}} - \frac{p_a}{\rho} \tag{1.6}$$

Poté pomocí (1.5) lze upravit (1.6) následně:

$$\Delta E_s = \alpha_4 \cdot \frac{{c_4}^2}{2} + E_{z_{3,4}} \tag{1.7}$$

Pro určení energetického zisku sací trouby se odečte rozdíl měrné energie mezi průřezy 3 a 4 se savkou od rozdílu bez savky:

$$\Delta E = E_{BS} - E_S = \alpha_3 \cdot \frac{{c_3}^2}{2} + g \cdot H_3 - \alpha_4 \cdot \frac{{c_4}^2}{2} - E_{z_{3,4}} \tag{1.8}$$

Pomocí úpravy rovnice (1.3) a následným dosazení má rovnice (1.8) tvar:

$$\Delta E = \frac{p_4}{\rho} - g \cdot z - \frac{p_3}{\rho} \tag{1.9}$$

Poslední úpravou (1.9) v podobě dosazení (1.5) vzniká **výsledný tvar rovnice energetického zisku sací trouby**:

$$\Delta E = \frac{p_a}{\rho} - \frac{p_3}{\rho} \tag{1.10}$$

1.3 Účinnost sací trouby

Účinnost sací trouby lze získat dvěma různými metodami, a to využitím energetické bilance difuzoru nebo z poměru přeměny dynamického tlaku na statický.

1.3.1 Metoda energetické bilance difuzoru

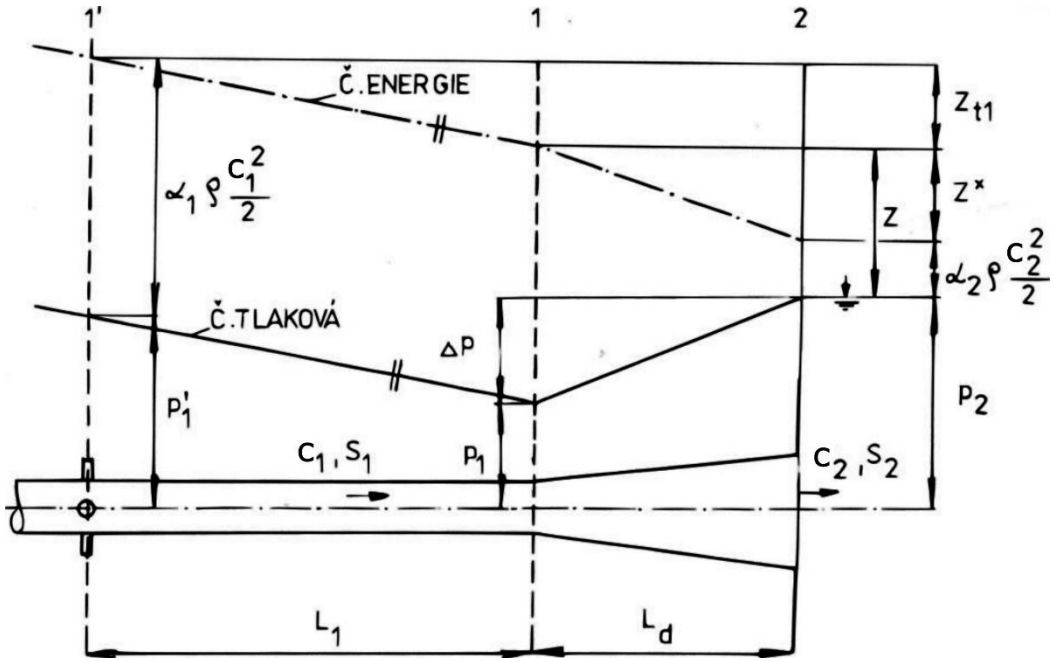
Tato metoda využívá **Coriolisova čísla**. Je to bezrozměrný koeficient vyjadřující poměr kinetické energie skutečného rychlostního profilu a kinetické energie ideálního pístového profilu. Pomocí Coriolisova čísla se určuje skutečná kinetická energie proudu.

$$\alpha = \frac{\int_S c_x \cdot c^2 \cdot dS}{{c_s}^3 \cdot S} \tag{1.11}$$

Kde:

- c_x je složka rychlosti kolmá na plochu dS
- c je absolutní rychlost kapaliny v každém bodě daného průřezu o elementární ploše dS
- c_s je střední rychlost pístového profilu $c_s = Q/S$.

Hodnota Coriolisova čísla pro pístový profil odpovídá $\alpha = 1$. Coriolisovo číslo udává charakter proudění v daném průřezu a při modelování proudění v sací troubě je vhodné ho zkoumat po celé délce savky. Vztah pro Coriolisovo číslo platí pouze pro proudění ve směru hlavního směru proudu. Nicméně odchylky způsobené zpětným prouděním jsou malé v řádu setin a lze je zanedbat.



Obrázek 7: Energetická bilance výtokového difuzoru [4].

Následující odvození vychází ze schématu Energetické bilance výtokového difuzoru výše. Odvozeno dle [4].

Energetická rovnice mezí místy $1' - 2$ má tvar:

$$1' - 2: \qquad p_1' + \alpha_1 \cdot \rho \cdot \frac{{c_1}^2}{2} = p_2 + \alpha_2 \cdot \rho \cdot \frac{{c_2}^2}{2} + z_{t1} + z^* \tag{1.12}$$

Tlaková ztráta difuzoru $1 - 2$ lze definovat jako:

$$1 - 2: \qquad z^* = p_1' - p_2 + \alpha_1 \cdot \rho \cdot \frac{{c_1}^2}{2} - \alpha_2 \cdot \rho \cdot \frac{{c_2}^2}{2} - z_{t1} \tag{1.13}$$

Dle Weisbachova vztahu:

$$z^* = \rho \cdot \xi^* \cdot \frac{{c_1}^2}{2} \tag{1.14}$$

kde ξ^* je ztrátový součinitel bez zahrnutí výtokové ztráty.

Celková ztráta včetně ztráty výtokové má následující tvar:

$$z' = z^* + \alpha_2 \cdot \rho \cdot \frac{{c_2}^2}{2} \tag{1.15}$$

Dosazením (1.13) do (1.15) je získán vztah:

$$z' = p_1' - p_2 + \alpha_1 \cdot \rho \cdot \frac{{c_1}^2}{2} - z_{t1} \tag{1.16}$$

Celková ztráta z' je definována jako:

$$z' = \rho \cdot \xi \cdot \frac{{c_1}^2}{2} \tag{1.17}$$

kde ξ je ztrátový součinitel se zahrnutím výtokové ztráty.
Celkový ztrátový součinitel sací trouby lze tedy z (1.16) a (1.17) vyjádřit jako:

$$\xi = \frac{p_1' - p_2 + \alpha_1 \cdot \rho \cdot \frac{{c_1}^2}{2} - z_{t1}}{\rho \cdot \frac{{c_1}^2}{2}} \tag{1.18}$$

Dle schéma výše je určen zisk tlaku v difuzoru jako:

$$\Delta p = p_2 - p_1 = p_2 - p_1' + z_{t1} \tag{1.19}$$

Definuje se **koeficient tlakové regenerace** jako poměr získaného statického tlaku v difuzoru a dynamického tlaku na jeho vstupu:

A)
$$\mathrm{c_p} = \frac{\mathrm{p_{s2}} - p_{s1}}{\rho \cdot \frac{{c_1}^2}{2}} \tag{1.20}$$

Tento součinitel udává intenzitu přeměny vstupní kinetické energie na energii tlakovou v důsledku nárůstu ploch příčného průřezu difuzoru po jeho délce. V případě, že $\mathrm{c_p} = 0$, pak tlaky p_1 a p_2 se rovnají a nedošlo tedy k přeměně vstupní kinetické energie na energii tlakovou. V této situaci byl tlakový spád zmařen v třecích ztrátách. V opačném případě, kdy $\mathrm{c_p} = 1$, dojde k přeměně veškeré kinetické energie na tlakovou, výstupní rychlost je nulová. Tento případ však není reálný a při návrhu savek je snahou se mu přiblížit.

Do rovnice (1.18) je dosazen rozdíl statického tlaku (1.19) a následně vztah pro $\mathrm{c_p}$ (1.20), z čehož lze odvodit vztah mezi ztrátovým součinitelem ξ a koeficientem tlakové regenerace $\mathrm{c_p}$:

$$\xi = \frac{\alpha_1 \cdot \rho \cdot \frac{{c_1}^2}{2} - \Delta p}{\rho \cdot \frac{{c_1}^2}{2}} = \alpha_1 - \mathrm{c_p} \tag{1.21}$$

Výsledná účinnost difuzoru (sací trouby) je vypočtena jako poměr koeficientu tlakové regenerace $\mathrm{c_p}$ (proudění reálné kapaliny) a koeficientu tlakové regenerace $\mathrm{c_{pi}}$ (proudění ideální kapaliny):

$$\eta = \frac{c_p}{c_{pi}} \tag{1.22}$$

Koeficient tlakové regenerace $\mathrm{c_{pi}}$ pro ideální proudění je odvozen z energetické rovnice difuzoru bez ztrát:

$$p_1 + \alpha_1 \cdot \rho \cdot \frac{{c_1}^2}{2} = p_2 + \alpha_2 \cdot \rho \cdot \frac{{c_2}^2}{2} \tag{1.23}$$

Upravena na tvar:

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} = \alpha_1 \cdot \frac{{c_1}^2}{2} - \alpha_2 \cdot \frac{{c_2}^2}{2} \tag{1.24}$$

Následně je do rovnice (1.24) dosazena rovnice kontinuity:

$$c_1 \cdot S_1 = c_2 \cdot S_2 \tag{1.25}$$

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot \frac{{c_1}^2}{2}} = \alpha_1 - \alpha_2 \cdot \frac{{S_1}^2}{{S_2}^2} \tag{1.26}$$

Dle vztahu (1.20) a (1.26) koeficient tlakové regenerace ideálního proudění c_{pi} v sací troubě je dán:

$$c_{pi} = \alpha_1 - \alpha_2 \cdot \frac{{S_1}^2}{{S_2}^2} \tag{1.27}$$

Dále jsou rovnice (1.21) a (1.27) dosazeny do vztahu pro výpočet účinnosti (poměr koeficientů regenerace) (1.22) a **výsledná rovnice účinnosti difuzoru** má následující tvar:

A)
$$\eta = \frac{\alpha_1 - \xi}{\alpha_1 - \alpha_2 \cdot \frac{{S_1}^2}{{S_2}^2}} \tag{1.28}$$

Určení účinnosti difuzoru metodou energetické bilance difuzoru má vysokou přesnost.

Tento vzorec pro výpočet účinnosti platí v případě definice koeficientu tlakové regenerace dle (1.20). Koeficient c_p je však možné definovat následujícím způsobem [5]:

B)
$$c_p = \frac{p_2 - p_1}{\alpha_1 \cdot \rho \cdot \frac{{c_1}^2}{2}} \tag{1.29}$$

Rozdílovým prvkem je člen α_1. Tato definice tedy zahrnuje korekci vstupního profilu rychlostí do difuzoru. Odvození vychází z energetické bilance difuzoru s ideálním proudění:

$1-2$:
$$p_1 + \alpha_1 \cdot \rho \cdot \frac{{c_1}^2}{2} = p_2 + \alpha_2 \cdot \rho \cdot \frac{{c_2}^2}{2} \tag{1.30}$$

Úpravou (1.31), dosazením (1.30) a rovnice kontinuity (1.25):

$$c_{pi} = \frac{p_2 - p_1}{\alpha_1 \cdot \rho \cdot \frac{{c_1}^2}{2}} = \frac{\alpha_1 \cdot \rho \cdot \frac{{c_1}^2}{2} - \alpha_2 \cdot \rho \cdot \frac{{c_2}^2}{2}}{\alpha_1 \cdot \rho \cdot \frac{{c_1}^2}{2}} = 1 - \frac{\alpha_2}{\alpha_1} \cdot \frac{{c_2}^2}{{c_1}^2} =$$
$$= 1 - \frac{\alpha_2}{\alpha_1} \cdot \frac{{S_1}^2}{{S_2}^2} = \frac{\alpha_1 - \alpha_2 \cdot \frac{{S_1}^2}{{S_2}^2}}{\alpha_1} \tag{1.31}$$

Dále dosazení do vzorce pro účinnost (1.22):

$$\eta = \frac{c_p}{c_{pi}} = \frac{p_2 - p_1}{\alpha_1 \cdot \rho \cdot \frac{{c_1}^2}{2}} \cdot \frac{\alpha_1}{\alpha_1 - \alpha_2 \cdot \frac{{S_1}^2}{{S_2}^2}} = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot \frac{{c_1}^2}{2}\left(\alpha_1 - \alpha_2 \cdot \frac{{S_1}^2}{{S_2}^2}\right)}$$
$$= \frac{p_2 - p_1}{\frac{\rho}{2} \cdot \frac{Q^2}{{S_1}^2} \cdot \left(\alpha_1 - \alpha_2 \cdot \frac{{S_1}^2}{{S_2}^2}\right)} \tag{1.32}$$

Výsledný vztah pro účinnost difuzoru s ideální kapalinou a uvažování koeficientu c_p dle (1.29) má tento tvar:

B)
$$\eta = \frac{2 \cdot (p_2 - p_1)}{\rho \cdot Q^2 \left(\frac{\alpha_1}{{S_1}^2} - \frac{\alpha_2}{{S_2}^2} \right)} \tag{1.33}$$

1.3.2 Metoda poměru přeměny dynamického tlaku na statický

Výpočet pomocí této metody je dán následujícím vztahem:

$$\eta = \frac{p_{S_2} - p_{S_1}}{p_{D_1} - p_{D_2}} \tag{1.34}$$

Kde index 1 symbolizuje vstup do difuzoru (sací trouby), index 2 výstup z difuzoru, index S statický tlak, index D dynamický tlak. Jak vzorec předchozí, tak i tento dosahují dobré přesnosti, a proto by měly být výsledné účinnosti srovnatelné a přesné v obou případech.

Vztah (1.34) je v podstatě stejný jako rovnice (1.29). Jediným rozdílem, ke kterému může dojít, vzniká rozdílným výpočtem středních hodnot tlaku a rychlosti.

1.4 Kavitace v sací troubě

Jak bylo uvedeno výše, savkou lze celkem získat až $7\,m$ na spádu. Návrh savek s vyššími spády se nedoporučuje. Z důvodu poklesu tlaku na sací straně lopatek oběžného kola a nerovnoměrného rozdělení bodových rychlostí v příčném průřezu savky celkový tlak může klesnout pod tlak nasycených par, což umožní vznik kavitačních jevů. Kavitace je ve většině případů jevem negativním a je snahou ji eliminovat.

V případě poklesu tlaku pod hodnotu tlaku nasycených par v blízkosti sací strany lopatky dojde k odpařování kapaliny v podobě malých bublin, které jsou následně unášeny proudem do oblastí s vyšším tlakem, kde pára kondenzuje, bubliny zanikají a plní se vodou. Zánik neboli imploze je velmi rychlá, často bývá doprovázena slyšitelným rázy a vibracemi stroje. Při implozi dochází k hydraulickému rázu, který vyvolá nárůst lokálního tlaku o desítky MPa. Implodující bubliny vytvářející tlakové vlny způsobují řetězovou reakci, která nutí další bubliny implodovat, a to i proti proudu. [1] [2]

1.5 Proudění v sací troubě při provozu mimo optimum

Tato kapitola pojednává především o sací troubě Francisovy turbiny, která je jednou z nejrozšířenějších a existuje dostatečné množství výzkumných zpráv, zaměřující se na tuto problematiku. I přes to, že charakteristika proudění v sací troubě Francisovy turbiny může být do jisté míry odlišná od proudění v sací troubě vírové turbiny, základní principy lze přenést.

Pro účinnost energetické přeměny sací trouby je kromě její konstrukce důležitý charakter vstupního rychlostního pole. Při optimálním provozu je směr proudění v sací troubě zpravidla ustálený, v axiálním směru (neplatí pro vírovou turbinu, vysvětleno dále) a bez tlakových pulzací. Pokud je však nutné turbinu regulovat, pak již směr proudění není ideální. **Při mimooptimálním provozu oběžné kolo nedokáže zpracovat tangenciální složku rychlosti** a dojde ke generování vírů v oběžném kole a vířivému proudění v sací troubě. V případě poklesu místního tlaku pod tlak nasycených par dochází k výskytu dutého šroubovitého vlákna konající precesní pohyb (vírový cop), vyplněného bublinami syté vodní páry. [6]

Jako důsledek **vířivého proudění**[3] v sací troubě se vykytují **tlakové pulzace**, které mohou negativně ovlivnit účinnost a chod celé elektrárny. Při zesílených vibracích se zvýšené riziko objevuje na vodícím ložisku turbiny, které je nadměrně opotřebováno, čímž se výrazně zkracuje jeho životnost. Tlakové pulzace a kavitační jevy jsou kromě vibrací doprovázeny také hlasitými zvukovými efekty. Největší nebezpečí je spojeno s rezonančními frekvencemi tlakových pulzací, kdy se celý hydraulický systém rozkmitá vlastní frekvencí. Provozování turbiny za těchto podmínek je nebezpečné a mohlo by dojít k poškození. [6]

Tlakové pulzace vyvolané vírovým copem jsou ovlivněny několika parametry jako například: průtok, lokální tlak, rychlostní profil na výstupu z oběžného kola, tvar sací trouby nebo dynamická odezva hydraulického okruhu. [7]

Při popisu víření lze použít tzv. vírové číslo Sr, což je bezrozměrný parametr, který udává poměr axiálního momentu hybnosti k axiálnímu toku hybnosti. Pro sací trouby je rozhodující hodnota čísla Sr na vstupu. Vírové číslo je definováno následně:

$$Sr = \frac{1}{R} \cdot \frac{\int_0^R c_{ax} \cdot c_{tan} \cdot r \, dr}{\int_0^R {c_{ax}}^2 \, dr} \tag{1.35}$$

kde R značí poloměr sací trouby. [7]

Pro upřesnění je potřeba uvést, že tlakové pulzace nejsou vždy důsledkem kavitace a pokud tlak zůstane nad hodnotou tlaku sytých par vody, pak frekvence tlakových pulzací je podobná jako u tlakových pulzací s kavitací. [7]

V sací troubě lze definovat dvě oblasti, a to stagnační a průtočnou. Oblast stagnační je kolem osy sací trouby. Oblast průtočná vyplňuje zbývající prostor savky. Oblast stagnační zóny se odvíjí charakterem vstupního rychlostního profilu do savky a zpravidla narůstá s klesajícím průtokem. Rozhraní těchto oblastí je nestabilní a dochází ke koncentraci vířivosti do podoby víru. Tento vír má nejčastěji vývrtkovitou nebo osově souměrnou podobu. Existují i méně časté typy vírů jako zdvojený vír nebo vývrtkovitý vír rozpadlý do několika menších vláken. [7]

1.5.1 Proudění v sací troubě při provozu pod optimem

Při podoptimálních provozech se vyskytuje vírový cop vývrtkovitého tvaru. Charakter vírového copu a tlakových pulzací závisí na provozním bodu turbiny.

Pokud se provozní bod nachází v oblasti $70 \div 80\ Q_{11\,opt}$, pak se projeví vývrtkovitý vír rotující stejným směrem jako rotace oběžného kola turbiny. Při experimentálním výzkumu frekvenční analýza ukázala, že frekvence tlakových pulzací odpovídají frekvenci precese vírového copu a dále i násobkům jeho frekvencí. Uvádí se, že tyto pulzace jsou způsobeny rotací eliptického průřezu jádra víru kolem své osy, nicméně toto tvrzení není experimentálně potvrzeno. [7]

V případě snížení průtoku turbinou na $40 \div 50\ Q_{11\,opt}$ dochází ke ztrátě periodicity tlakových pulzací a charakter frekvence se mění na širokopásmový šum. Příčinou tohoto jevu je rozpad vírového copu na menší víry z důvodu kombinace vysoké vířivosti a malé axiální rychlosti.

Existují i případy, kdy se v sací troubě objeví dva vírové copy vzájemně pootočeny o 180°. Výskyt dvou víru je relativně specifický a dochází k němu pouze v omezeném pásmu průtoků. Ukázalo se, že výskyt dvou víru je častější při použití centrálního sloupku nebo hřídele v sací troubě.

[3] Vířivé proudění je charakterizováno současným vírovým a axiálním pohybem (např. vírový cop v savce) [6]

1.5.2 Proudění v sací troubě při provozu nad optimem

Při nadoptimálním provozu turbiny se může vyskytnout vývrtkovitý nebo osově symetrický vírový cop.

Méně častý vývrtkovitý vír rotuje proti směru rotace oběžného kola turbiny. Tento jev je nejspíše způsoben nízkou axiální rychlostí v prostoru za nábojem oběžného kola a lze zásadně ovlivnit vhodným návrhem geometrie oběžného kola. Dále se uvádí, že vývrtkovitý vír při nadoptimálním provozu je ovlivněn velikostí kavitačního čísla. Vývrtkovitý vír se může vyskytovat i při vyšších kavitačních číslech, ale při dalším zvýšení v důsledku poklesu tlaku zaniká. Tlakové pulzace mají v tomto případě podobný charakter jako u nadoptimálního provozu.

Častější vírová struktura objevující se při nadoptimálním provozu bývá osově symetrický vírový cop. Tento vírový cop je lokalizován kolem osy sací trouby a má opačný smysl otáčení než oběžné kolo turbiny. Tvar tohoto vírového copu je složen z více osově symetrických dutin umístěných kolem osy savky (Obrázek 2, vpravo).

Charakter tlakových pulzací osově symetrického vírového copu je jiný než v případě vývrtkovitého copu při provozu pod optimem. Tlakové pole je symetrické, takže nedochází ke vzniku nucených tlakových pulzací. Vyskytují se však pravidelné samobuzené oscilace tlaku a energie. Vznik těchto oscilací lze eliminovat přívodem vzduchu do sací trouby. [7]

Dále je vhodné doplnit, že tyto problémy se pojí nejčastěji s turbinami bez možnosti natočení lopatek. U turbiny Kaplanovy, která je vybavena natáčecími lopatkami, se tyto nestability projevují zřídka, a to pouze mimo běžné režimy provozu. [6]

1.6 Metody potlačující tlakové pulzace

Jelikož je nutné provozovat turbiny i v mimooptimálních režimech, kdy samobuzené nestability a vírový cop způsobují různé nepříznivé jevy, byly vyvinuty metody pro jejich potlačení a eliminaci. Mezi tyto jevy se řadí: hluk, vibrace, rezonance hydraulického systému, nestálý výkon na hřídeli turbiny, vertikální posuvy oběžného kola nebo tlakové pulzace v sací troubě a přívodním potrubí. Tyto jevy se mohou vyskytovat samostatně nebo i v kombinaci. Výše zmíněné jevy se často pojí s poklesem účinnosti.

V minulosti byly navrhnuty různé způsoby pro minimalizování dopadu vírového copu. Každá z těchto metod se ale často pojí s dalšími hydraulickými ztrátami a snížením účinnosti. Jelikož ještě nebylo přesně definováno, co je hlavní příčinou vedoucí k samoindukovaným nestabilitám při vířivém proudění, neexistuje jednotné řešení jejich eliminace. Například Bhan et al. ([8], 1988) zkoumal několik různých typů sacích trub a došel k závěru, že neexistuje obecné řešení, které garantuje eliminaci nepříznivého víření v sací troubě. [9]

1.6.1 Žebra na stěnách a usměrňující vestavby

Při experimentech se ukázalo, že žebra na stěnách sací trouby v axiálním směru jsou účinné a dokážou snížit amplitudu tlakových pulzací v mnoha případech. Principem této metody je redukce víru v sací troubě. Touto problematikou se zabýval Nishi et al. ([10], 1996). Podařilo se mu dokázat, že žebra v sací troubě jsou schopna rozšířit provozní rozsah Francisovy turbiny. V případě použití žeber ještě ve větším rozsahu průtoků, bylo zjištěno, že dojde ke zvýšenému výskytu nestabilit. Nevýhodou žeber jsou relativně velké ztráty na účinnosti, vibrace hydraulického systému a kavitační eroze, které narušuje žebra. [9]

Usměrňující vestavby jsou podobné žebrům na stěnách. Rozdílem je, že jednotlivé přepážky se dotýkají. Dopad obou konstrukcí je vesměs stejný (dle [9], Fouran, 2015). Dle Skotáka ([6], 2004) je tato metoda méně účinná, vestavba je náchylná k poškození z důvodu kavitační eroze, a proto se nyní využívá zřídka. (Pozn.: v ostatních částech této práce jsou považována žebra a vestavby za synonymum a označují konstrukce na stěnách savky.)

1.6.2 Zavzdušnění do prostoru sací trouby

Tento způsob redukce amplitudy tlakových pulzací v sací troubě se řadí mezi nejúčinnější a nejpoužívanější. Vzduch může být přiváděn na několika různých místech: do spirálního tělesa, mezi náboj a věnec rozvaděče, do věnce oběžného kola, do náboje oběžného kola nebo trubicí připojenou na náboj oběžného kola. Důležitými faktory jsou jak pozice vstřiku, tak i množství vzduchu.

V případě turbin umístěných pod spodní hladinou je nutné přivádět tlakový vzduch, protože tlak pod oběžným kolem je vyšší než atmosferický. Toto řešení nese náklady navíc a snižuje účinnost výrazněji. [9]

1.6.3 Vstřikování vodního paprsku do sací trouby

Touto problematikou se zabýval jako první Resiga et al. ([11], 2006). Princip je podobný předchozí metodě s rozdílem vstřikovaného média. Autoři uvádějí několik výhod oproti jiným metodám:

a) tento princip úspěšně eliminuje příčiny nestability, a ne její dopady
b) není nutná geometrická modifikace oběžného kola nebo další přídavná konstrukce
c) regulace je velmi jednoduchá a vstřikování lze vypnout v případě, kdy není potřeba
d) implementace je jednoduchá a robustní
e) účinnost turbiny je zhoršena minimálně.

Tato metoda byla dále zkoumána a vylepšena výzkumníkem Tanasa et al. včetně Resigy ([12], 2019). V této publikaci uvádí, že k eliminaci vodním paprskem je potřeba $10 \div 12$ % hlavního průtoku turbinou, aby došlo ke zmírnění tlakových fluktuací v sací troubě. Nicméně zřetelné nízko-frekvenční oscilace jsou stále přítomny. Z toho důvodu bylo implementováno zařízení, které dokáže vstřikovat **pulzující vodní paprsek**. Autoři došli k těmto závěrům:

a) pulzující vodní paprsek zlepšuje regeneraci tlaku o 12 % a snižuje ztráty po délce sací trouby
b) amplituda tlakových pulzací byla snížena o ~ 80 %
c) tato metoda prakticky eliminuje vírový cop a také se podařilo zmírnit nízko-frekvenční tlakové pulzace.

Vstřikování vodního paprsku se jeví jako jedna z nejúčinnějších metod, ale její velkou nevýhodou je **přívod vody** dutou hřídelí přes nebo **v blízkosti generátoru**. Z důvodu rizika zkratu tato metoda zatím nebyla implementována na díle.

1.6.4 Modifikace náboje oběžného kola

Tato modifikace může mít více podob, a to prodloužení náboje směrem do sací trouby, náboj s drážkami nebo jejich kombinace.

Obrázek 8: Náboj oběžného kola s drážkami [19].

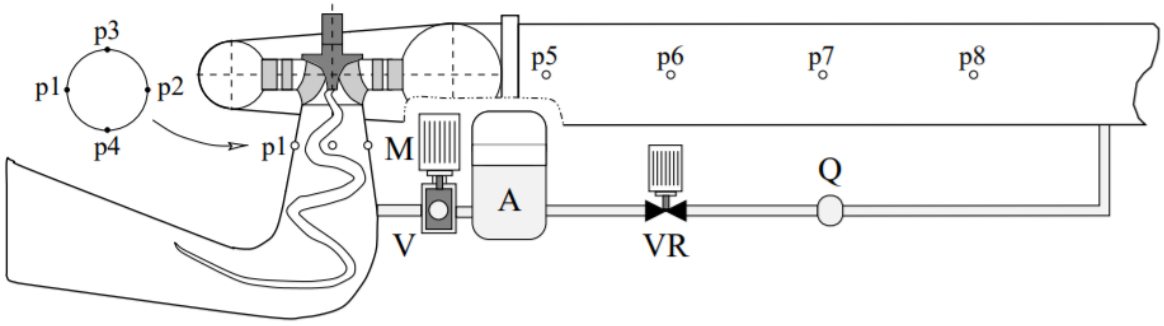
Výhodou těchto metod je, že nemají velký vliv na účinnost jako v případě vestaveb a žeber. Negativem této metody jsou relativně velké příčné síly působící na hřídel turbiny jako důsledek tlakových pulzací. Dalším problémem je úzký rozsah provozních podmínek, kdy je možné tuto metodu použít. Mimo tento provozní rozsah se tlakové pulzace mohou zhoršovat. [9]

1.6.5 Aktivní řízení generátorem protipulzů

Touto problematikou se zabýval Blommaert et al. ([13], 1999). První myšlenkou bylo generování protipulzů zvukem. Jelikož amplitudy tlakových fluktuací zvuku jsou mnohem menší než průměrný místní tlak, bylo potřeba přijít s efektivnějším řešením.

Výzkumníci chtěli najít hydroakustický ekvivalent reproduktoru a došli s nápadem pístku namontovaného na stěnu přiváděcího potrubí nebo stěnu sací trouby. Toto řešení se však opět ukázalo jako nedostatečné z důvodu velikosti pístku, limitující frekvence pulzací a velkého množství energie nutné pro kmitání pístku.

Finálním řešení byl hydraulický budič, který fungoval na principu pulzního vstřikování za účelem generování hydraulických fluktuací. Konstrukce tohoto řešení spočívala v aktuátoru[4] s otočným ventilem, který pouze reguloval vstřikovaný průtok bez nutnosti ho generovat. Toto řešení se ukázalo jako funkční pro danou konfiguraci zkušebního okruhu. Podařilo se efektivně snížit hydraulické fluktuace dané frekvence a zároveň pokles výkonu byl pouze 0,43 %. Nevýhoda této metody je, že je možné modulovat pouze jednu frekvenční komponentu vycházející z počtu otáček ventilu a nákladná instalace systému. [13]



Obrázek 9: Schematický náčrt excitačního systému generující protipulzy [13].

Rotující ventil (V) je hlavní komponentou tohoto systému. Je poháněn motorem s možností regulace (M). Dopravní výška turbiny dodává tlak do vzduchové komory (A). Dalšími součástmi zkušební tratě je průtokoměr (Q) a regulační ventil (VR).

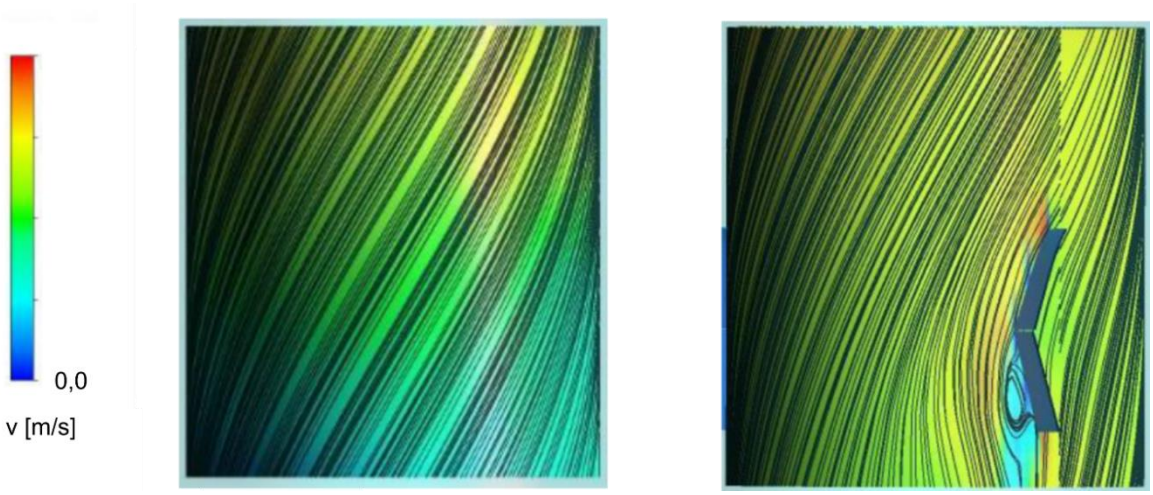
1.6.6 Nastavitelné vestavby (žebra)

S myšlenkou nastavitelných vestaveb přišel doc. Ing. Miloslav Haluza CSc., jakožto vedoucí této diplomové práce. Při rešerši bylo však zjištěno, že podobnou problematikou se souběžně zabývají akademici na švédské univerzitě Luleå University of Technology (Joy Cervantes, Raisee [14]), kteří na konferenci 6th IAHR Europe Congress uskutečněné v Polsku 15.-18.2.2021 představili článek „Study of Flow Characteristics inside Francis Turbine Draft Tube with Adjustable Guide Vanes“. Hlavním cílem jejich výzkumu je zmírnění vírového copu vznikajícího při podoptimálních provozech v sací troubě Francisovy turbiny s vysokým spádem (NVKS Francis-99).

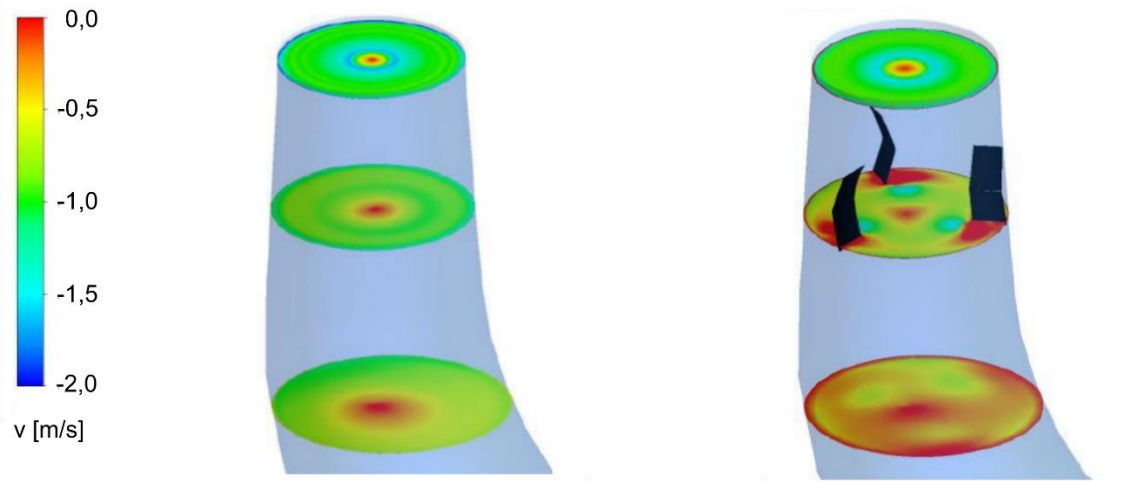
[4] Aktuátor je lineární pohon převádějící rotační pohyb na přímočarý.

Autoři uvádějí, že **pomocí nastavitelných vestastaveb při průtoku 70 % Q_{opt} bylo dosaženo 8,7% nárůstu koeficientu tlakové regenerace a téměř uplné potlačení vírového copu (uvedeno 97 %)**.

V době psaní této práce jejich výzkum stále probíhal a výše zmíněný článek byl jedinou dostupnou publikací od autora Joy et. al. I přes snahu autora této diplomové práce, Joy nebyl schopen poskytnout další dokumenty a metodologie výpočtu z důvodu probíhajícího výzkumu vázaného dohodou mlčenlivosti. Jiné publikace od jiných autorů nebyly dohledány.



Obrázek 10: Zobrazení proudnic a tangenciální rychlosti v kolenové sací troubě bez žeber a se žebry (měřítko velikosti tangenciální rychlosti bylo smazáno z důvodu nejasného či chybného uvedení ve článku) [14].



Obrázek 11: Zobrazení tangenciální rychlosti v kolenové sací troubě bez žeber a se žebry [14].

1.6.7 Shrnutí a kritické zhodnocení metod

Foroutan ([9], 2015) ve své práci shrnul myšlenky Resigy et al. ([11], 2016) a Zhanga et al. ([15], 2009), na základě toho definuje následující poznatky týkající se vylepšení mimooptimálního provozu:

a) metoda potlačující pulzace by se měla **soustředit spíše na příčinu vzniku vírového copu** a pulzací než na zmírňování efektů, jako jsou tlakové fluktuace a vibrace systému
b) **vírový cop** by měl být **regulován na vstupu** do sací trouby

c) metoda by se měla **soustředit na stagnační oblast** (kolem osy savky), a ne na víření podél stěn sací trouby
d) metoda by **neměla snižovat účinnost** při provozu v optimu
e) regulační systém tlakových pulzací by neměl výrazně snižovat účinnost turbiny.

Dále Fourant zmiňuje, že jeho numerická analýza ([9] kapitola 4.4 a 6.2.3, 2015) potvrzuje vznik vírového copu ve stagnační oblasti sací trouby. Smyková vrstva způsobená velkým gradientem rychlostí mezi stagnační oblastí a vysoce vířivým proudění v jejím okolí je příčinou vírového copu, což potvrzuje i Nischi et al. ([10], 1996) a Zhang et al. ([15], 2009). Fourant tvrdí, že úspěšná technika potlačení pulzací by se měla zaměřit na stagnační oblast sací trouby.

Mezi tyto metody se řadí například prodloužení náboje oběžného kola. Toto řešení zmenšuje prostor stagnační oblasti, což je přínosné. Na druhou stranu, velikost náboje je limitována a tlakové pulzace jsou pouze částečně zmírněny. Další nevýhoda je zmenšení průtokové oblasti sací trouby, což sníží schopnost regenerace tlaku a nemožnost regulovat pro různé provozní podmínky.

Alternativou této pasivní metody je metoda aktivní. Aktivní metoda vstřikování vzduchu je popsána jako méně účinnou variantou. Fourant preferuje vstřikování vodního paprsku z důvodu mnohem vyšších hodnot toku hybnosti. Dále není potřeba výrazně upravovat geometrii ani montovat další zařízení. Vstřikovaná voda je přiváděna ze spirálního tělesa (existují i varianty s čerpadlem pro navýšení tlaku). Nespornou výhodou je také již zmíněna jednoduchost regulace a minimální dopad na účinnost při optimálních provozních podmínkách.

Při kritickém zhodnocení Fourantova tvrzení, založeném na článcích Resigy a Zhanga, by se dalo říct, že pravidla a) – e) jsou účelně vyvozena a preferují řešení pomocí vodního paprsku. Dále tvrzení Resigy (kapitola 1.6.3) „d) implementace (vodního paprsku) je jednoduchá a robustní“ lze rozporovat z důvodu rizika zaplavení generátoru vodou a následného zkratu.

Závěrem této části diplomové práce tedy je, že **doposud nebyla navrhnuta spolehlivě fungující metoda eliminující tlakové pulzace bez výrazného snížení účinnosti**.

2 Vírová turbina

Návrh vírové turbiny vychází z turbiny Kaplanovy. Její konstrukce je ale zjednodušena, jelikož nemá rozvaděč ani natáčivé lopatky a lze ji regulovat pouze pomocí změny otáček frekvenčním měničem. Využití vírové turbiny je právě tam, kde Kaplanova turbina ztrácí rentabilitu, tedy pro spády $1 \div 3\,m$. Hlavní výhodou je jednoduchost konstrukce a s tím spojené nižší náklady. Další výhodou je křivka účinnosti, která je obvykle více plochá v okolí optima (při porovnání s běžnými turbinami), což umožňuje regulaci bez větších ztrát na účinnosti. [16]

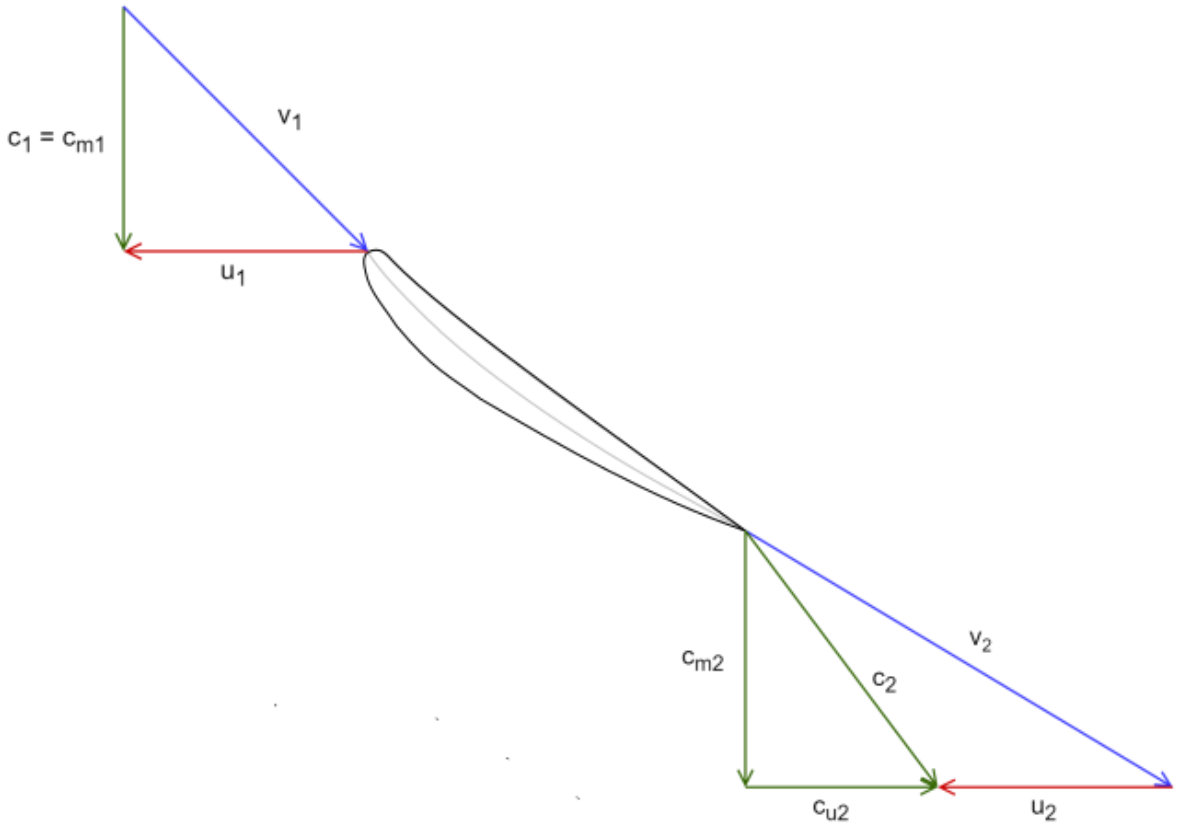
Absence rozvaděče vychází z fyzikální podstaty proudění ve vírové turbině. Tuto skutečnost lze demonstrovat pomocí Eulerovy turbinové rovnice:

$$g \cdot H \cdot \eta_h = u_1 \cdot c_{u1} - u_2 c_{u2} \tag{2.1}$$

Za předpokladu proudění bez předrotace je směr vody vtékající do oběžného kola vírové turbiny axiální. První člen c_{u1} na pravé straně Eulerovy rovnice je tedy nulový. Eulerova rovnice má následující tvar:

$$c_{u2} = \frac{-g \cdot H \cdot \eta_h}{u_2} \tag{2.2}$$

Ze vztahu výše vyplývá, že směr kapaliny na výstupu z oběžného kola má zápornou unášivou složku c_{u2} (střední hodnota), což znamená, že kromě proudění v axiálním směru dochází k rotaci ve směru tangenciálním proti rotaci oběžného kola, a to i při optimálních a podoptimálních provozních parametrech.



Obrázek 12: Schéma rychlostních trojúhelníků na vstupní a výstupní hraně lopatky oběžného kola vírové turbiny v rozvinutém řezu.

Výhodou přítomnosti zbytkové unášivé složky rychlosti je lepší přilnutí vody na stěně sací trouby. Tento děj pozitivně ovlivňuje možné odtržení od stěny sací trouby. Naopak nevýhoda se projevuje podél osy savky, kde často dochází ke zpětnému proudění za nábojem oběžného kola.

Dále je nutné brát v úvahu, že pokud má proudění v daném průřezu jiný směr než čistě axiální, pak dochází k maření energie proudu, jelikož **sací trouba nedokáže tuto obvodovou složku využít ve prospěch účinnosti**. [16]

Právě tato skutečnost byla záminkou pro myšlenku nastavitelných vestaveb, které by teoreticky měly být schopny transformovat obvodovou složku proudění do axiálního směru.

Před prezentací výsledků výpočtového modelovaní savky s vestavbami bude uvedeno **odvození Coriolisova čísla pro sací troubu s nenulovou obvodovou složkou proudění c_u.**

3 Odvození Coriolisova čísla v závislosti na obvodové složce proudění

V této kapitole je uveden ideální rychlostní profil (pouze c_m složka proudění) a dále tři teoretické varianty s obvodovou složkou c_u. Pro tyto tři varianty je odvozeno Coriolisovo číslo pro jakýkoliv průřez sací trouby dané varianty teoretického proudění.

3.1 Ideální rychlostní profil bez obvodové složky proudění

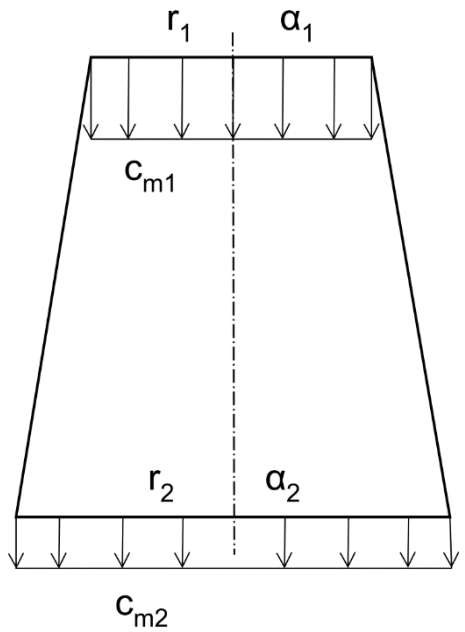
Tato výchozí varianta je nejjednodušším druhem proudění v sací troubě. Existuje zde pouze axiální složka proudění c_m. Pro teoretické odvození bude složka proudění c_m považována za ideální, tedy konstantní po celém příčném průřezu sací trouby. Obvodová složka c_u je v tomto případě nulová.

Pro tento případ platí:

$$\alpha_1 = \alpha_2 = 1 \tag{3.1}$$

$$c_{m1} \cdot S_1 = c_{m2} \cdot S_2 \tag{3.2}$$

Coriolisovo číslo je po celé délce sací trouby rovno jedné a velikost rychlosti proudění v daném průřezu vychází z rovnice kontinuity.



Obrázek 13: Ideální rychlostní profil bez obvodové složky proudění.

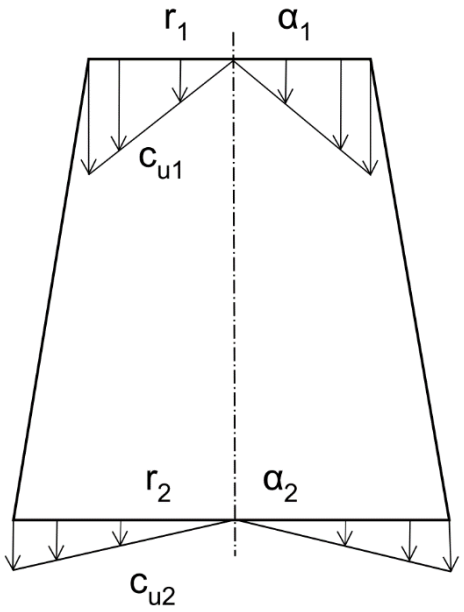
3.2 Lineárně rostoucí obvodová složka proudění

Tato teoretická varianta proudění v savce disponuje dvěma složkami rychlosti, a to v axiálním a obvodovém směru. Axiální složka je opět považována za konstantní, totožná s předchozí variantou a pro přehlednost není uvedena v nákresu dále. Obvodová složka proudění konstantně narůstá se vzdáleností od osy sací trouby a u stěny dosahuje nejvyšší hodnoty (ideální případ pro účely odvození). Lze také říct, že úhlová rychlost složky c_u je konstantní pro všechny body průřezu sací troubou (rotuje jako pevné těleso).

Z fyzikální podstaty této varianty vyplývá, že právě tento rychlostní profil obvodové složky proudění je vhodný pro usměrňovací nastavitelná žebra na stěnách sací trouby.

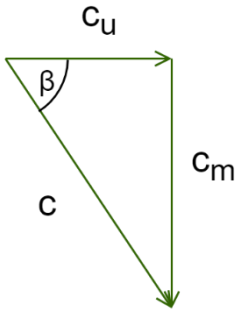
Pro tuto variantu platí:

$$\alpha_{1,2} > 1 \tag{3.3}$$



Obrázek 14: Lineárně rostoucí obvodová složka proudění c_u promítnutá do kladného axiálního směru.

Rychlostní trojúhelník tohoto proudění má následující podobu[5]:



Obrázek 15: Rychlostní trojúhelník proudění s rotací v sací troubě.

Velikost absolutní rychlosti[5] je:

$$c = \sqrt{{c_m}^2 + {c_u}^2} \tag{3.4}$$

Odklon absolutní rychlosti od axiálního směru (směr složky c_x) odpovídá úhlu $\mathbf{90° - \beta}$. Velikost obvodové složky lze vyjádřit jako:

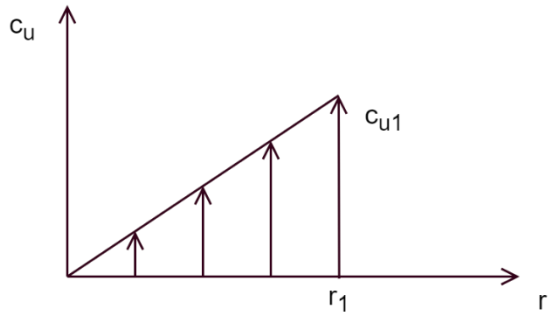
$$c_u = \frac{c_m}{tg\ \beta} \tag{3.5}$$

Tento vztah platí pro střední hodnotu rychlostí a pro případ lineárně rostoucí obvodové složky proudění je potřeba definovat vztah následující (pro vstupní průřez):

[5] Vztah (3.4) a Obrázek 15: Rychlostní trojúhelník proudění s rotací v sací troubě. zanedbávají radiální složku rychlosti. Při zohlednění této složky by vztah obsahoval člen ${c_r}^2$ pod odmocninou navíc.

$$c_{u1} = \frac{c_m}{tg\ \beta} \cdot \frac{r}{r_1} \tag{3.6}$$

kde r značí poloměr daného bodu a r_1 je průměr daného průřezu.



Obrázek 16: Průběh složky c_u podél poloměru vstupního průřezu do savky.

Odvození vychází z rovnice (1.11):

$$\alpha = \frac{\int_S c^2 \cdot c_x \cdot dS}{{c_s}^3 \cdot S} \tag{3.7}$$

do které jsou dosazeny za absolutní rychlost c rovnice (3.4), za normálovou složku rychlosti c_x axiální rychlost c_m a za střední rychlost proudění:

$$c_s = \frac{Q}{\pi \cdot r^2} = \frac{c_x \cdot \pi \cdot r^2}{\pi \cdot r^2} = c_x = c_m \tag{3.8}$$

Coriolisovo číslo pro vstupní průřez má tedy následující tvar:

$$\alpha_1 = \frac{\int_0^{r_1} ({c_{m1}}^2 + {c_{u1}}^2) \cdot c_{m1} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r\ dr}{{c_{m1}}^3 \cdot \pi \cdot {r_1}^2} \tag{3.9}$$

za obvodovou rychlost je dosazena rovnice (3.6):

$$\alpha_1 = \frac{\int_0^{r_1} \left[{c_{m1}}^2 + \left(\frac{c_{m1}}{tg\ \beta} \cdot \frac{r}{r_1} \right)^2 \right] \cdot c_{m1} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r\ dr}{{c_{m1}}^3 \cdot \pi \cdot {r_1}^2} \tag{3.10}$$

integrací je získán tvar:

$$\alpha_1 = \frac{{c_{m1}}^2 \cdot c_m \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{{r_1}^2}{2} + \left(\frac{c_{m1}}{tg\ \beta} \cdot \frac{1}{r_1} \right)^2 \cdot c_{m1} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{{r_1}^4}{4} +}{{c_{m1}}^3 \cdot \pi \cdot {r_1}^2} \tag{3.11}$$

a následnou úpravou finální vztah pro Coriolisovo číslo vstupního průřezu savky pro proudění s lineárně rostoucí obvodovou složkou:

$$\alpha_1 = 1 + \frac{1}{2 \cdot tg^2 \beta} \tag{3.12}$$

Tento vztah lze použít pro jakýkoliv příčný průřez savky. Úhel β se však pro různé průřezy mění a je potřeba ho dopočítat.

Následující odvození popisuje průběh úhlu β po délce savky. Odvození vychází z rovnice kontinuity (3.2) A) a zákonu zachování energie pro obvodovou složku c_u B):

A)
$$c_{m2} = c_{m1} \cdot \frac{S_1}{S_2} = c_{m1} \cdot \frac{r_1^2}{r_2^2} \tag{3.15}$$

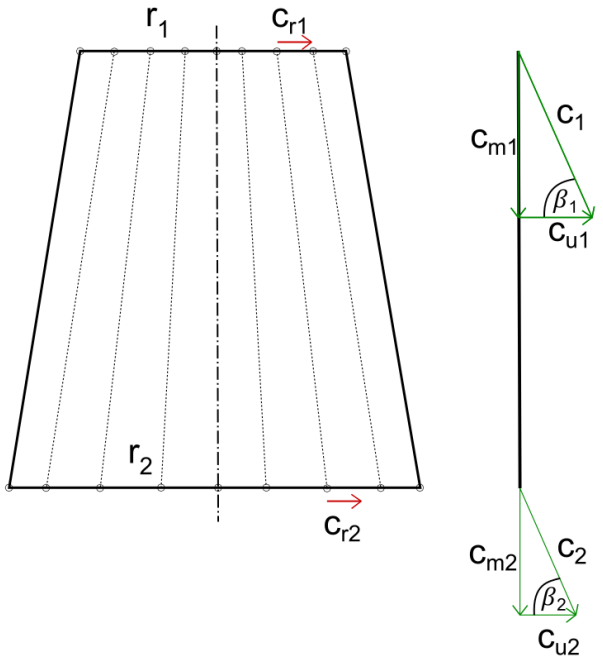
$$E = r_1 \cdot c_{u1} - r_2 \cdot c_{u2} = 0 \tag{3.13}$$

$$r_1 \cdot c_{u1} = r_2 \cdot c_{u2} \tag{3.14}$$

což lze vyjádřit jako:

B)
$$c_{u2} = c_{u1} \cdot \frac{r_1}{r_2} \tag{3.16}$$

Tento vztah platí pro dva body sdílející jednu společnou proudnici.



Obrázek 17: Schéma transformace rychlostí napříč sací troubou (pro názornost rychlosti c_u byl 2D náčrt zklopen do bokorysu).

Odvození se dopouští jisté chyby způsobené radiální rychlostí c_r, která je uvedena ve schématu, ale není zohledněna v odvození. Vzhledem k pozvolnému otvíraní průřezu sací trouby a velikosti rychlostí c_m a c_u je rychlost c_r zanedbána[6].

Rychlosti c_m i c_u se po délce sací trouby zmenšují. Jelikož složka c_m je vztažena k příčnému průřezu sací trouby a složka c_u ke vzdálenosti od středu, tak se tyto veličiny po délce zmenšují různě a **úhel β není konstantní**.

Dle Obrázek platí:

$$tg\beta_2 = \frac{c_{m2}}{c_{u2}} \tag{3.17}$$

Po dosazení (3.16) a (3.15) do (3.17) a úpravě:

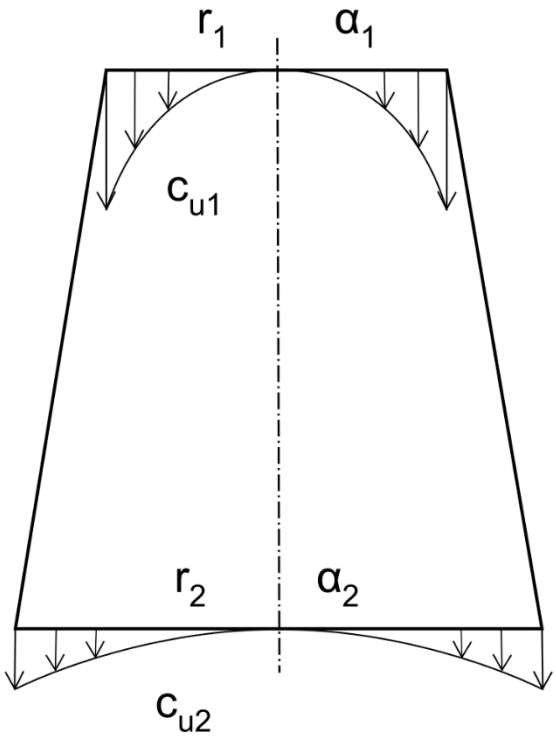
[6] Pro ověření tohoto předpokladu zanedbatelné velikosti c_r složky byly spočteny rychlosti na vstupním průřezu sací trouby ve Fluentu (pro optimum $n = 1100\ ot./s$). Axiální složka byla 6,43 m/s, tangenciální 1,91 m/s a radiální 0,12 m/s, což je dostatečný rozdíl pro potvrzení daného předpokladu.

$$\boldsymbol{tg\beta_2 = \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{c_{m1}}{c_{u1}} = \frac{r_1}{r_2} \cdot tg\beta_1} \tag{3.18}$$

V případě narůstajícího průměru po délce bude tedy úhel β klesat.

3.3 Kvadraticky rostoucí obvodová složka proudění

Tato varianta teoretického proudění je do jisté míry podobná předchozí variantě. Pro proudění v sací troubě je však ještě výhodnější (co se týče odtržení proudu), protože rotační rychlost narůstá strměji směrem ke stěnám, což zajišťuje lepší přilnutí proudu ke stěnám. V případě sací trouby se žebry na stěnách je tato teoretická varianta také ideální. Naopak pro zpětné proudění je tato varianta pravděpodobně mírně horší.



Obrázek 18: Konstantní obvodová složka proudění c_u promítnutá do kladného axiálního směru.

Pro odvození je nutné dosadit c_u do rovnice pro Coriolisovo číslo (3.7) v následující podobě:

$$c_{u1} = \frac{c_m}{tg\ \beta} \cdot \left(\frac{r}{r_1}\right)^2 \tag{3.19}$$

Coriolisovo číslo pro daný případ proudění lze vyjádřit jako:

$$\alpha_1 = \frac{\int_0^{r_1} \left[{c_{m1}}^2 + \left(\frac{c_{m1}}{tg\ \beta}\right)^2 \cdot \left(\frac{r}{r_1}\right)^4\right] \cdot c_{m1} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r\ dr}{{c_{m1}}^3 \cdot \pi \cdot {r_1}^2} \tag{3.20}$$

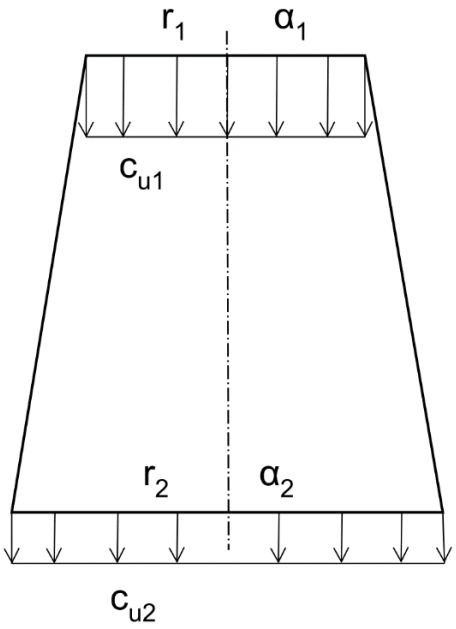
Integrací a úpravou je získán vztah pro Corilisovo číslo pro vstupní průřez:

$$\alpha_1 = 1 + \frac{1}{3 \cdot tg^2\beta} \tag{3.21}$$

Lze ho aplikovat pro jakýkoliv příčný průřez sací troubou za předpokladu výpočtu β dle (3.18).

3.4 Konstantní obvodová složka proudění

Tento teoretický případ proudění opět disponuje dvěma složkami rychlostí v průřezu sací trouby jako předchozí varianta, ale s tím rozdílem, že obvodová rychlost různých bodů o různých poloměrech je konstantní. To znamená, že obvodovou složku nelze definovat konstantní úhlovou rychlostí. Úhlová rychlost se zvětšuje směrem ke středu sací trouby v daném průřezu.



Obrázek 19: Konstantní obvodová složka proudění c_u promítnutá do kladného axiálního směru.

Po dosazení do rovnice (3.7) Coriolisovo číslo pro vstupní průřez této varianty proudění má následující tvar (za c_u dosazeno z rovnice (3.5) :

$$\alpha_1 = \frac{\int_0^{r_1} \left[{c_{m1}}^2 + \left(\frac{c_{m1}}{tg\,\beta} \right)^2 \right] \cdot c_{m1} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \, dr}{{c_{m1}}^3 \cdot \pi \cdot {r_1}^2} \tag{3.22}$$

po integraci a úpravě:

$$\alpha_1 = 1 + \frac{1}{tg^2\beta} \tag{3.23}$$

3.5 Shrnutí

V kapitole 3 byly odvozeny následující vztahy Coriolisova čísla pro teoretické případy proudění:

a) Lineárně rostoucí obvodová složka proudění

$$\alpha = 1 + \frac{1}{2 \cdot tg^2\beta}$$

b) Kvadraticky rostoucí obvodová složka proudění

$$\alpha = 1 + \frac{1}{3 \cdot tg^2\beta}$$

c) Konstantní obvodová složka proudění

$$\alpha = 1 + \frac{1}{tg^2\beta}$$

Ze vztahů výše je patrné, že nárůst Coriolisova čísla pro proudění s konstantní obvodovou složkou a) je dvojnásobný než pro lineárně rostoucí průběh obvodové složky b). Pro variantu s kvadraticky rostoucí obvodovou složkou b) Coriolisovo číslo roste nejpomaleji. Vztahy a) b) c) jsou odvozeny tak, že za úhel β se dosazuje hodnota úhlu na největším poloměru daného průřezu.

Pro určení úhlu β byl odvozen následující vzorec, kterým lze vypočítat hodnota úhlu β pro dva body ležící na proudnici ve dvou různých průřezech (pro výpočet β za účelem určení α se dosadí poloměry daných průřezů).

$$tg\beta_2 = \frac{r_1}{r_2} \cdot tg\beta_1$$

V následující tabulce byly vypočteny hodnoty Coriolisova číslo pro vstupní a výstupní průřez sací trouby vírové turbiny, která je výpočtově zkoumána v následující kapitole.

Tabulka 1: Výpočet Coriolisova čísla dle teoretického odvození.

Odklon	Úhel vstup	Coriolis vstup			Úhel výstup	Coriolis výstup		
$90-\beta_1$	β_1 [°]	α_1 a)	α_1 b)	α_1 c)	β_2 [°]	α_2 a)	α_2 b)	α_2 c)
0	90	1.000	1.000	1.000	90.00	1.000	1.000	1.000
10	80	1.016	1.012	1.031	74.99	1.036	1.029	1.072
20	70	1.066	1.053	1.132	61.04	1.153	1.123	1.306
30	60	1.167	1.133	1.333	48.72	1.385	1.308	1.771
40	50	1.352	1.282	1.704	38.09	1.814	1.651	2.628

Z odvození vyplývá, že **při praktickém návrhu nastavitelných žeber je nutné analyzovat rozložení obvodové složky** po poloměru daného průřezu a **reflektovat toto rozložení při návrhu šířky žeber**.

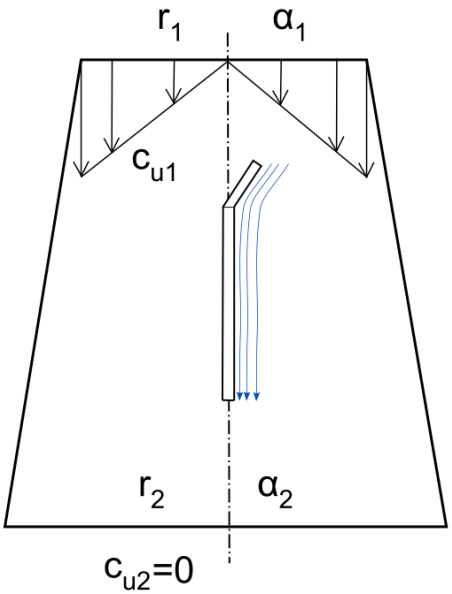
V případě, že se rozložení blíží teoretickému případu 3.2 (Lineárně rostoucí obvodová složka proudění) nebo dokonce 3.3 (Kvadraticky rostoucí obvodová složka proudění), pak lze předpokládat, že šířka nejefektivnějšího návrhu žeber bude menší. Žebra budou tedy plnit svou funkci (transformace obvodové složky do axiálního směru) primárně u stěny a nebudou zasahovat do středu savky, kde by jejich dopad byl malý, a naopak by zvyšovaly třecí ztráty.

V případě, že se rozložení blíží teoretickému případu 3.4 (Konstantní obvodová složka proudění) nebo dokonce rostoucí obvodové složce směrem do středu, potom je nutné eliminovat víření u středu sací trouby. Lze tedy předpokládat, že šířka žeber této varianty bude velká.

Z výše uvedeného tedy plyne, že při praktickém návrhu nastavitelných vestaveb (žeber) bude důležité:

1) **zvýšit efektivitu transformace obvodové složky proudění do axiálního směru,**
2) **minimalizovat třecí ztráty.**

Veškeré typy vestaveb budou ztráty zvyšovat. V praktickém návrhu pomocí výpočtového modelování půjde tedy hlavně o to, najít efektivní kompromis těchto dvou aspektů.



Obrázek 20: Ideální případ transformace obvodové složky do axiálního směru.

V ideálním případě by nastavitelná žebra v savce dokázala přetransformovat veškerou tangenciální rychlost do axiálního směru. K tomu by ale pravděpodobně byla nutná žebra přes celou šířku a také dlouhá spodní část. Je evidentní, že toto řešení je v rozporu s bodem **2)** a třecí ztráty by nejspíše převyšovaly výhodu 100% transformace směru rychlosti.

Při návrhu žeber budou brány v potaz následující proměnné:

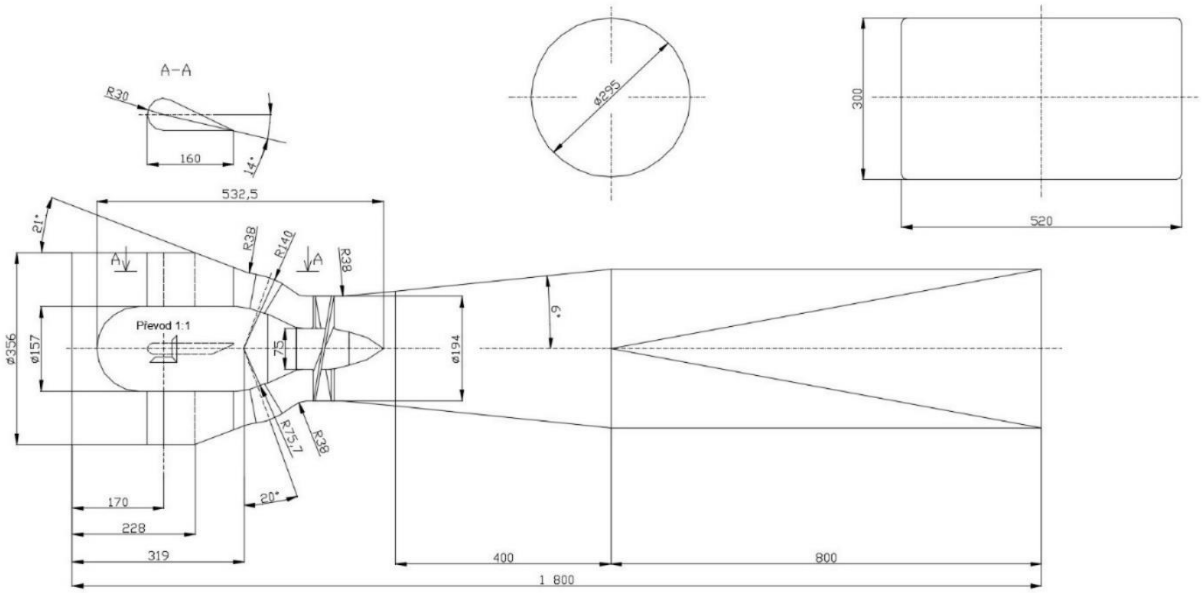
- **poloha**
- **počet**
- **délka obou částí**
- **šířka**
- **úhel mezi horní a spodní částí.**

Je možné, že pro určité typy proudění (především proudění s velkou mírou rotace u jádra sací trouby) vestavby nebudou mít pozitivní vliv na účinnost, tedy ztrátová třecí energie převládne nad vlivem žeber (změna směru proudění).

4 Numerická simulace proudění v sací troubě vírové turbiny s vestavbami

Cílem této části byl návrh různých geometrií vestaveb v sací troubě vírové turbiny pomocí výpočtového modelování v programu Ansys Fluent (verze 2020 R2) a následné srovnání nejúčinnější varianty s variantou bez žeber. Porovnání účinnosti daných geometrií bylo provedeno stacionárním výpočtem. Pro srovnání tlakových pulzací byl použit výpočet nestacionární

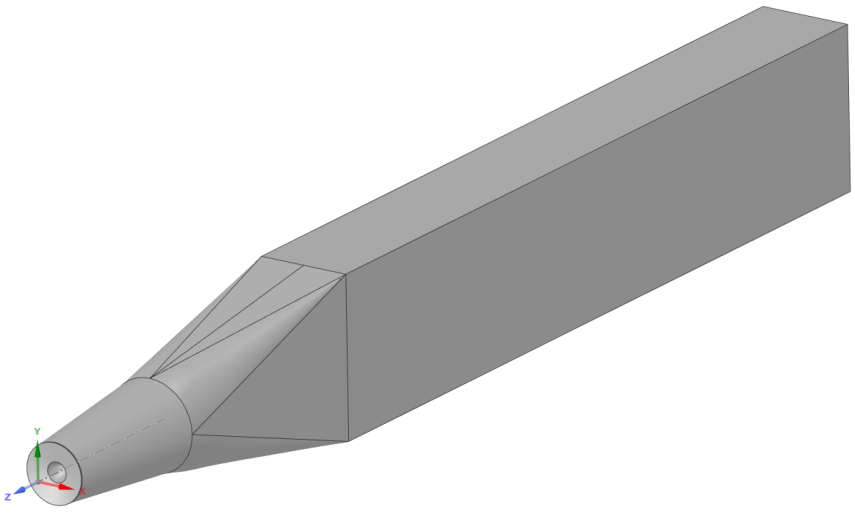
Sací trouba vírové turbiny byla vybrána ze dvou důvodů, a to: z důvodu charakteru proudění, které má tangenciální složku i v optimu a dále z důvodu dlouhodobého výzkumu a vývoje tohoto typu turbiny na odboru fluidního inženýrství, kterým se zabývá tým prof. Ing. Františka Pochylého od roku 1999.



Obrázek 21: Výkresová dokumentace vírové turbiny 2-VT-194 (rozdílem je počet lopatek oběžného kola) [20].

4.1 Geometrie sací trouby

Pro výpočet byla použita geometrie sací trouby vírové turbiny 6-VT-194. Její hydraulický model se nachází v laboratoři odboru fluidního inženýrství. Z důvodu omezení licence software Fluent a redukce výpočetního času byla počítána pouze horní kruhová část.



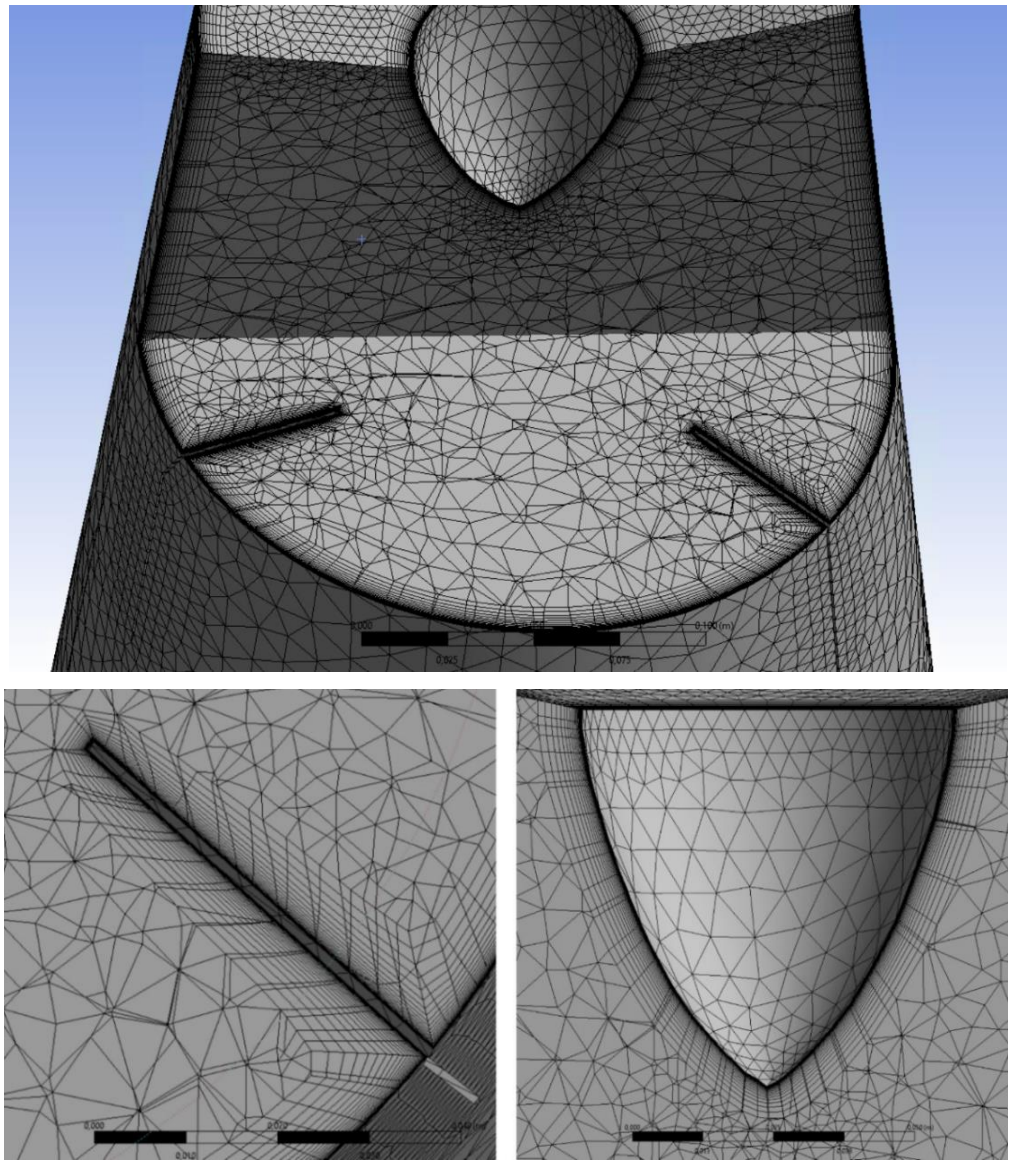
Obrázek 22: Geometrie sací trouby vírové turbiny.

4.2 Stacionární výpočet: srovnání různých geometrií vestaveb

4.2.1 Výpočetní síť

Pro tvorbu výpočetní sítě byl použit vestavěný software Mesh v programu Ansys Workbench (verze 2020 R2). Pro účely srovnání geometrií stacionárním výpočtem byla použita nestrukturovaná síť vytvořená pomocí tetrahedrálních a prizmatických prvků.

Pro zjemnění sítě u stěn byla použita funkce inflace (inflation) na stěnách sací trouby, na náboji oběžného kola i na žebrech. Inflace byla nastavena pomocí tloušťky první vrstvy a počtu vrstev. Dále byla nastavena funkce velikosti buněk na povrchu (face sizing). Poslední použitou funkcí byla velikost prvků u špičky náboje dané kulové oblasti (vertex sizing). Veškeré nastavení sítě bylo řízeno především dvěma parametry, a to funkcí wall y+ (viz dále) a maximálním počtem buněk studentské licence Ansys Fluent (512 000). Iniciální varianta sítě geometrie se třemi žebry byla vytvořena 421 881 prvky. Síť ostatních variant geometrií se žebry obsahovala 400 000 – 500 000 prvků. Varianta s pěti žebry byla těsně nad hranicí licence, tudíž počet buněk na stěnách žeber (face sizing) byl zanedbatelně snížen. Aplikování stejných funkcí sítě bylo provedeno záměrně tak, aby porovnání jednotlivých variant bylo relevantní.



Obrázek 23: Detail výpočetní sítě sací trouby s žebry.

Při tvorbě sítě byly zadány označení částí geometrií: wall (stěna sací trouby), rotating wall (náboj oběžného kola), fins (žebra), inlet (vstupní plocha), outlet (výstupní plocha).

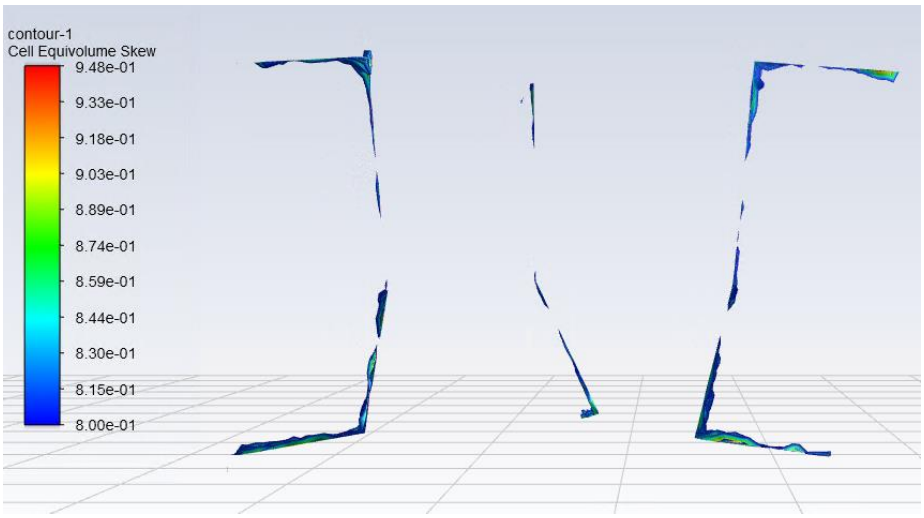
Tabulka 2:Nastavení parametrů velikosti sítě (stejné pro všechny geometrie).

Část geometrie	**Inflace**		**Velikost buněk**
	Tloušťka první vrstvy	Počet vrstev	(Face meshing)
Stěna	0.00002	25	0,013
Náboj	0.000007	30	0,009
Žebra	0.00002	25	0,005
Vstupní průřez	-	-	0,004

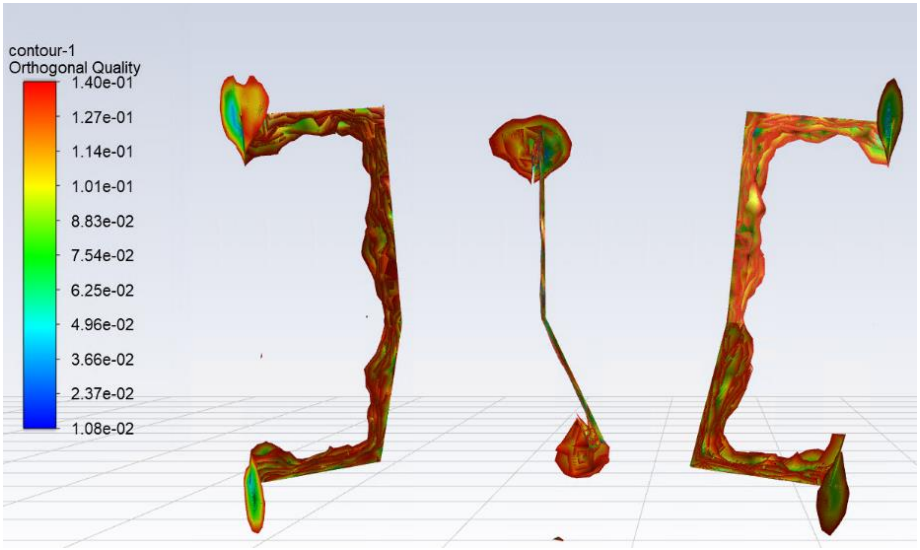
Kromě výše zmíněných parametrů byla nastavena velikost buněk 0,003 v kulové oblasti o průměru 0,01 se středem ve vrcholu náboje oběžného kola.

Šikmost a ortogonalita (skewness a orthogonal quality):

Šikmost je definována jako míra odlišnosti dané buňky od ideální buňky, tedy pro tetrahedrální prvek je to buňka s úhly mezi stěnami o velikosti 60°. Průměrná hodnota šikmosti vyšla 0,21, což je uváděno jako „excelentní“. Nad hodnotu 0,8 se dostalo pouze zanedbatelné množství buněk na okraji žeber. Hodnoty do 0,94 jsou stále akceptovatelné.



Obrázek 24: Buňky se šikmostí 0,8 − 0,95.



Obrázek 25: Buňky s ortogonalitou 0,01-0,14.

Ortogonalita vyhodnocuje natočení vektorů vedených z těžiště buňky kolmo na danou stěnu. V ideálním případě jsou tyto vektory rovnoběžné (ortogonalita je rovna 1).

Ortogonalita iniciální sítě byla 0,78, což se uvádí jako „velmi dobré“. Buňky s nejhorší ortogonalitou $(0{,}01 - 0{,}14)$ se opět vyskytly na okrajích žeber. Hodnoty ortogonality $0{,}01 - 0{,}14$ jsou považovány za špatné.

Buňky s nejnižší kvalitou (šikmost, ortogonalita a také aspect ratio uvádějící poměr stran dané buňky) se vyskytovaly na žebrech, a především na jejich okrajích. Tyto buňky v mezní vrstvě jsou velmi tenké při srovnání s jejich rozměrem na ploše žebra. Řešením by bylo předepsání menší velikosti (face sizing), případně zvětšení tloušťky. Zvětšení tloušťky nebylo provedeno, protože by se zvýšila i hodnota wall y+ a zmenšení velikosti také nebylo možné, protože by byl překročen limitní počet buněk licence softwaru. **Výsledný návrh sítě je akceptovatelný kompromis.**

4.2.2 Nastavení řešiče

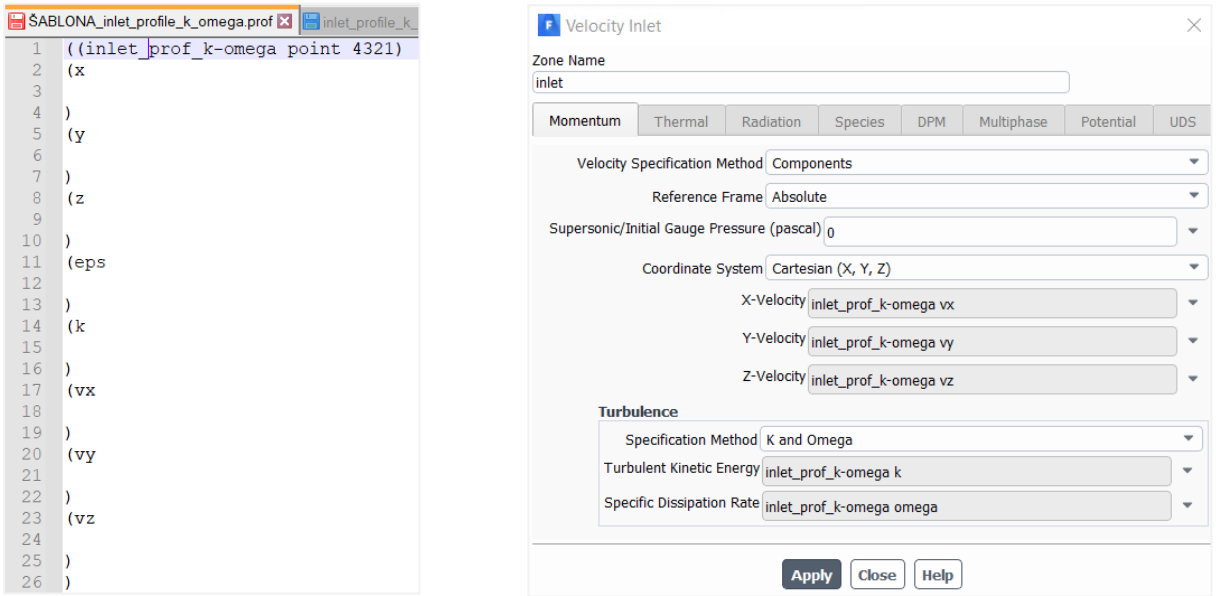
Okrajové podmínky:

Vstupní okrajová podmínka byla importována v podobě rychlostního profilu na vstupu do sací trouby z výpočtu uvedeného v dizertační práci Ing. Jakuba Starečka Ph.D. [17]. Rychlostní profil byl složen ze 4321 bodů. Každý z těchto bodů byl definován třemi souřadnicemi (x, y, z), okamžitou rychlostí v axiálním, tangenciálním a radiálním směru a dále turbulentními veličinami: turbulentní kinetická energie (k) a vířivost (ω).

Jelikož počet importovaných bodů rychlostního profilu převyšoval počet uzlů sítě na vstupní část (inlet), byla předepsána menší velikost prvků (face sizing) tak, aby byla aproximace přesnější a body vstupního profilu využity efektivně. Z důvodu vyšší koncentrace buněk u stěn (inflace) byl počet uzlů volen vyšší než počet bodů rychlostního profilu, a to 7043.

Pro potřeby stacionárního výpočtu byla data získána takzvaným obvodovým středováním nestacionárního proudění za oběžným kolem.

Datový soubor (.csv) byl zpracován pomocí softwaru Notepad++ a následně importován do Fluentu (File, Read, Profile). Pozn.: do softwaru Notepad++ byly vloženy data po sloupcích do odpovídajících závorek (viz obrázek níže).

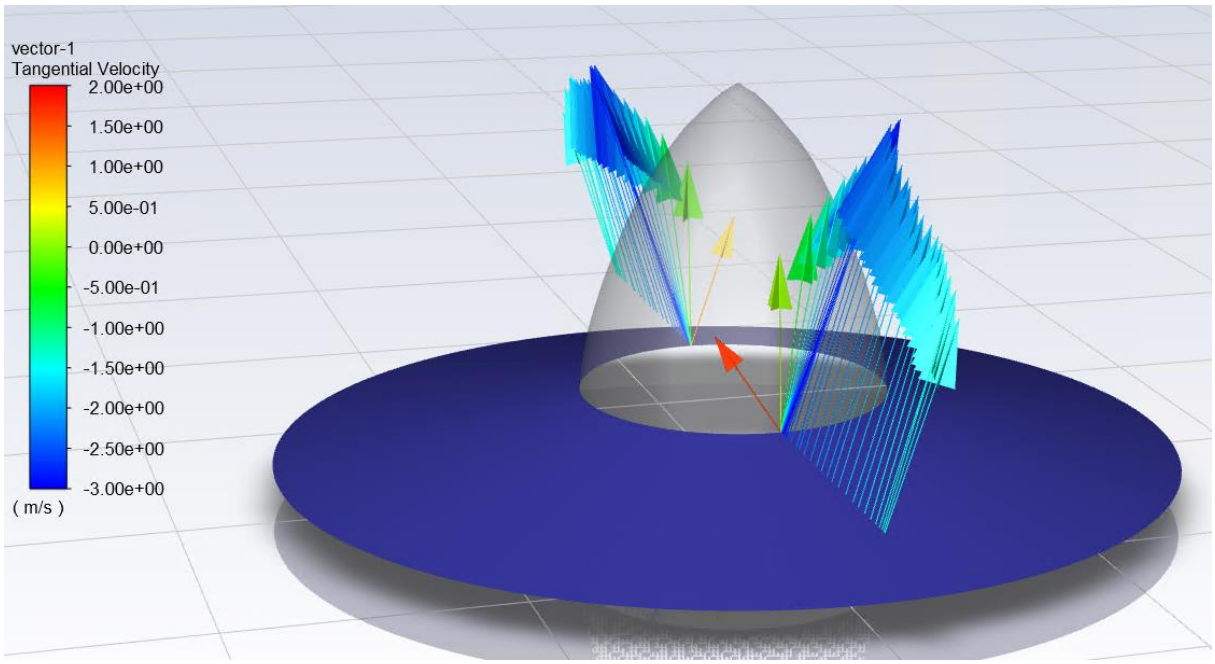


Obrázek 26: Proces zpracování vstupních dat ze souboru typu .csv do Fluentu. Vlevo úprava dat v Notepad++, vpravo přiřazování okrajových podmínek ve Fluentu.

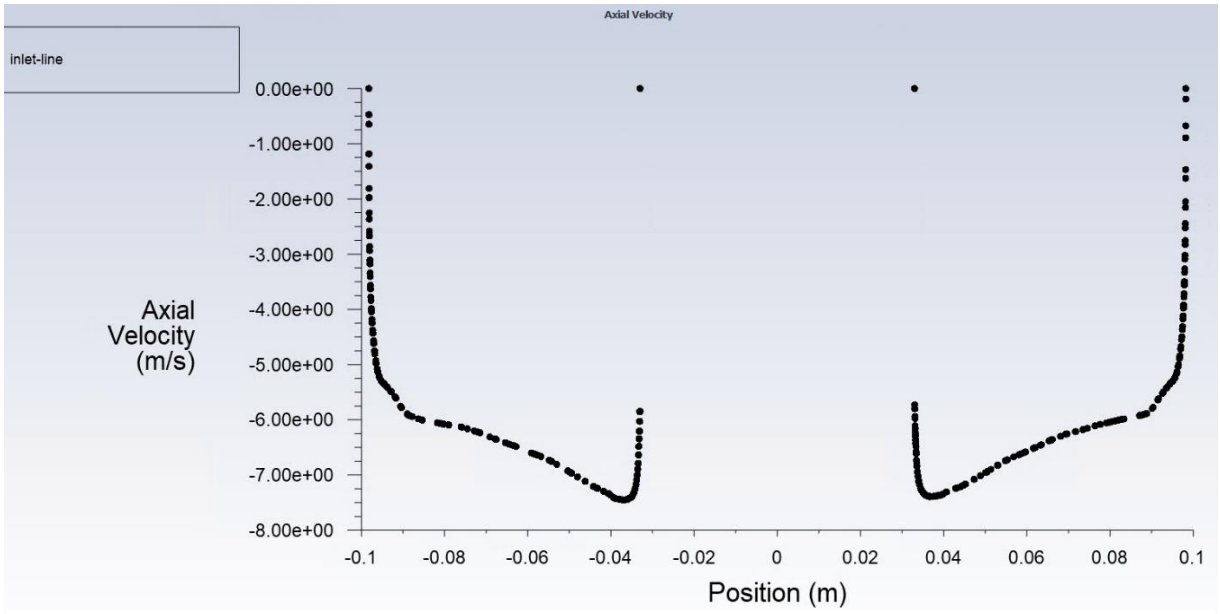
Pro výpočet různých typů žeber byly použity tři různé vstupní profily daných provozních bodů: optimum $n = 1100\ ot./s$, podoptimum $n = 800\ ot/s$ a nadoptimum $n = 1400\ ot/s$.

Tabulka 3: Tangenciální a axiální rychlostí jednotlivých vstupních profilů.

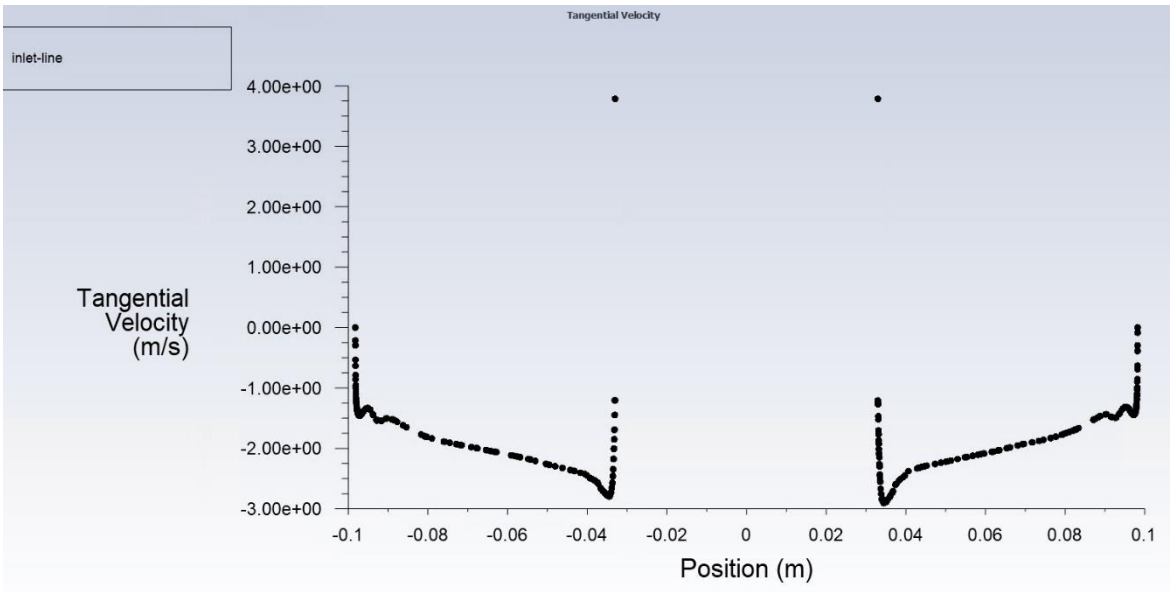
$\boldsymbol{Otáčky\ [s^{-1}]}$	$\boldsymbol{v_{tan}\ [m/s]}$	$\boldsymbol{v_{ax}\ [m/s]}$
800	-2.73	-5.78
1100	-1.9	-6.43
1400	-1.10	-7.11



Obrázek 27: Vektory rychlosti (měřítko pro tangenciální rychlost) vstupního profilu rychlosti optimálního průtoku (n=1100 ot./s).



Obrázek 28: Rozložení axiální rychlostí po přímce vedené vstupním průřezem sací trouby, $n = 1100\ ot./s$.



Obrázek 29: Rozložení tangenciální rychlostí po přímce vedené vstupním průřezem sací trouby, $n = 1100\ ot./s$.

Na výstupu domény byla předepsána intenzita a hydraulický průměr v sekci turbulence. Pro optimální parametry byla intenzita turbulence nastavena na $10\ \%$ a pro mimioptimální parametry $15\ \%$. Hydraulický průměr byl dán průměrem výstupního průřezu $(0{,}295\ m)$.

Stěnám sací trouby a vloženým žebrům byla definována podmínka typu wall, tedy podmínka ulpívání $(v = 0\ m/s)$. **Náboj oběžného kola** zasahující do sací trouby byl určen podmínkou moving wall (rotující stěna) a příslušnou obvodovou rychlostí přepočtenou do radiánů za sekundu.

Objemem výpočtové domény byla voda s hustotou $\rho = 998{,}2\ kg\ m^{-3}$ a dynamickou viskozitou $\mu = 0{,}001003\ kg\ m^{-1}\ s^{-1}$.

Model turbulence:

Pro výpočty byl zvolen model $\boldsymbol{k-\omega\ SST}$. Jedná se o dvourovnicový model turbulence, který kombinuje modely $k-\varepsilon$ a $k-\omega$ a je vhodný pro proudění s narůstajícím tlakem (proudění v difuzoru) a proudění s odtržením. Základním modelem je $k-\omega$, který se přepíná na $k-\varepsilon$. Tato kombinace modelů je řízena takzvanými směšovacími funkcemi F_1, F_2 (blending functions). Cílem směšovací funkce je přiřazení modelu $k-\omega$ do oblastí charakteristických nízkým Reynoldsovým číslem (u stěn) a modelu $k-\varepsilon$ do oblastí s vysokým Reynoldsovým číslem (volné proudění). Mírnou nevýhodou tohoto modelu může být požadovaná kvalita sítě, a to hlavně u stěn, kde se doporučuje hodnota parametru $wall\ y^+ \sim 1$ nebo méně. [18]

Diskretizační schéma:

Gradient: Least Square Cell Based
Tlak: Second Order Upwind
Hybnost: First Order Upwind
Turbulentní kinetická energie: First Order Upwind
Disipace turbulentní kinetické energie: First Order Upwind

Relaxační faktory:

Z důvodu problematické konvergence řešení byly změněny relaxační faktory pro tlak na hodnotu $0{,}8$ a pro hybnost na $0{,}2$. Ostatní veličiny zůstaly v defaultním nastavení.

Řešení:

Srovnání různých geometrií bylo řešeno stacionárně, protože cílem bylo sledování energetické přeměny v sací troubě. Jelikož bylo řešeno velké množství různých geometrií, každý výpočet byl zastaven po 200 iteracích. Tato hodnota se však ukázala být jako dostačující, protože se výsledné hodnoty již dále neměnily a residuály zkonvergovaly bezpečně pod hodnotu $1 \cdot 10^{-3}$.

Hodnota wall y^+:

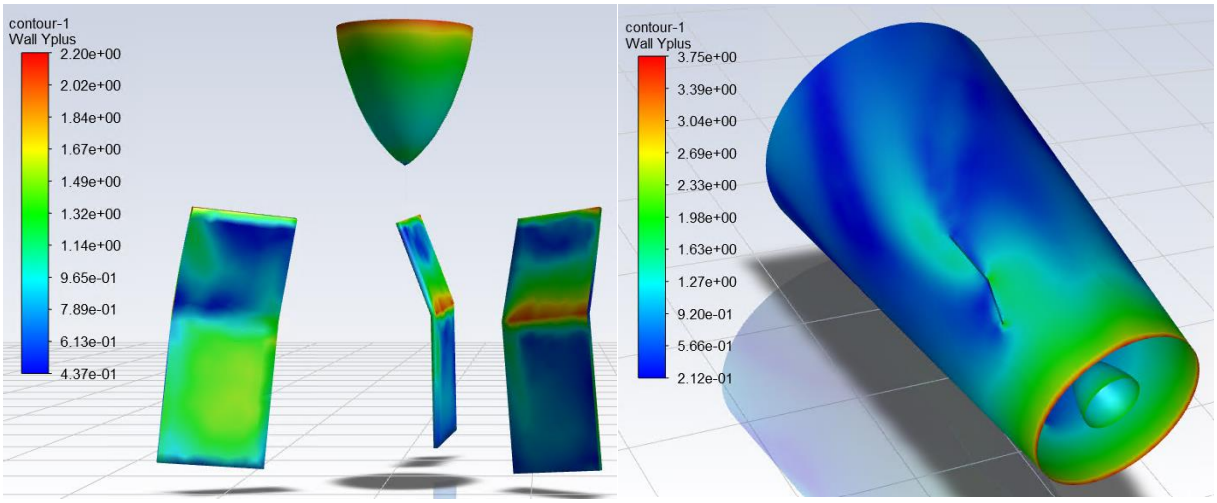
Tento parametr je stěžejní pro výpočet pomocí modelu $k-\omega\ SST$. Parametr $wall\ y^+$ je bezrozměrná vzdálenost mezi obtékanou stěnou a geometrickým středem prvku charakterizující hustotu sítě v oblasti mezní vrstvy. Hodnota $wall\ y^+$ je dána vzorcem:

$$y^+ = \frac{u_\tau \cdot y}{\nu} \tag{4.1}$$

kde u_τ je třecí rychlost dána vztahem:

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau}{\rho}} \tag{4.2}$$

Při výpočtech byla síť zpětně upravována dle zjištěných hodnot $wall\ y^+$ tak, aby se střední hodnota blížila $wall\ y^+ \sim 1$ nebo méně na všech částech geometrie (fins, wall, rotating wall).



Obrázek 30: Kontury wall y+, iniciální varianta geometrie s žebry, $n = 1100\ ot./s$.

Z kontur wall y+ je patrné, že se nepovedlo dodržet pravidlo $wall\ y^+ \sim 1$ úplně na všech stěnách geometri. Nicméně průměrná hodnota byla $wall\ y^+ = 0{,}9$, což je dostačující s ohledem na limit počtu buněk.

Tabulka 4: Hodnoty wall y+, iniciální varianta geometrie s žebry, n=1100 ot./s.

Část geometrie	**Wall y+**
Žebra	1,01
Náboj oběžného kola	1,29
Stěna savky	0,88
Celkový průměr	**0,90**

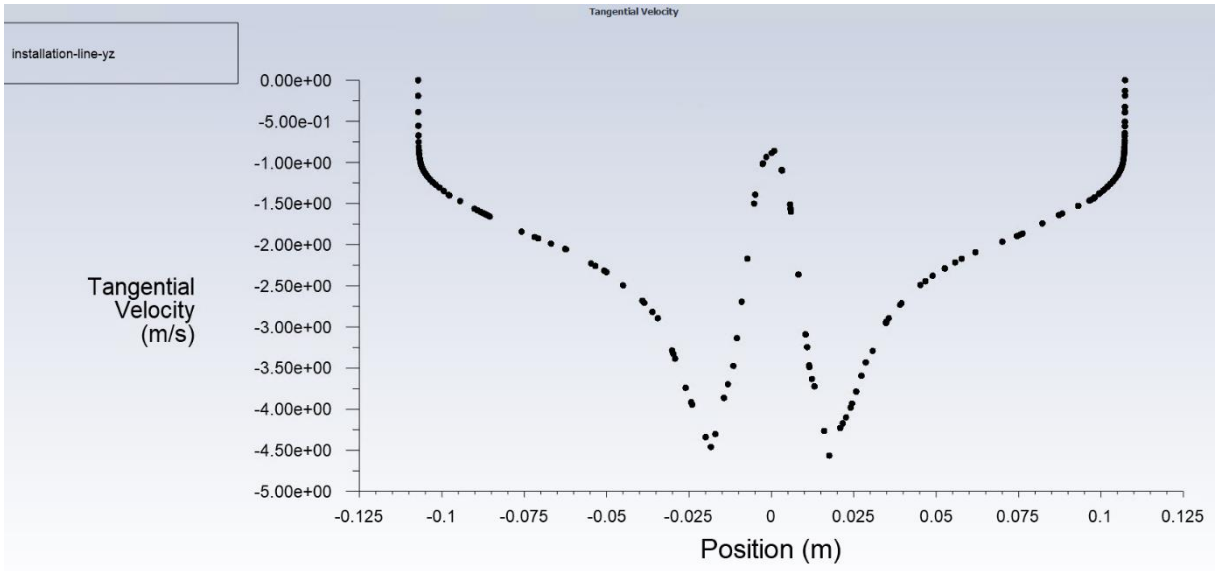
4.2.3 Postup výpočtů

Sérii výpočtů předcházel návrh iniciální geometrie žeber. Autor této práce vycházel z návrhu výzkumné skupiny Joy et. al. [14]. Navrhnutá geometrie byla následující:

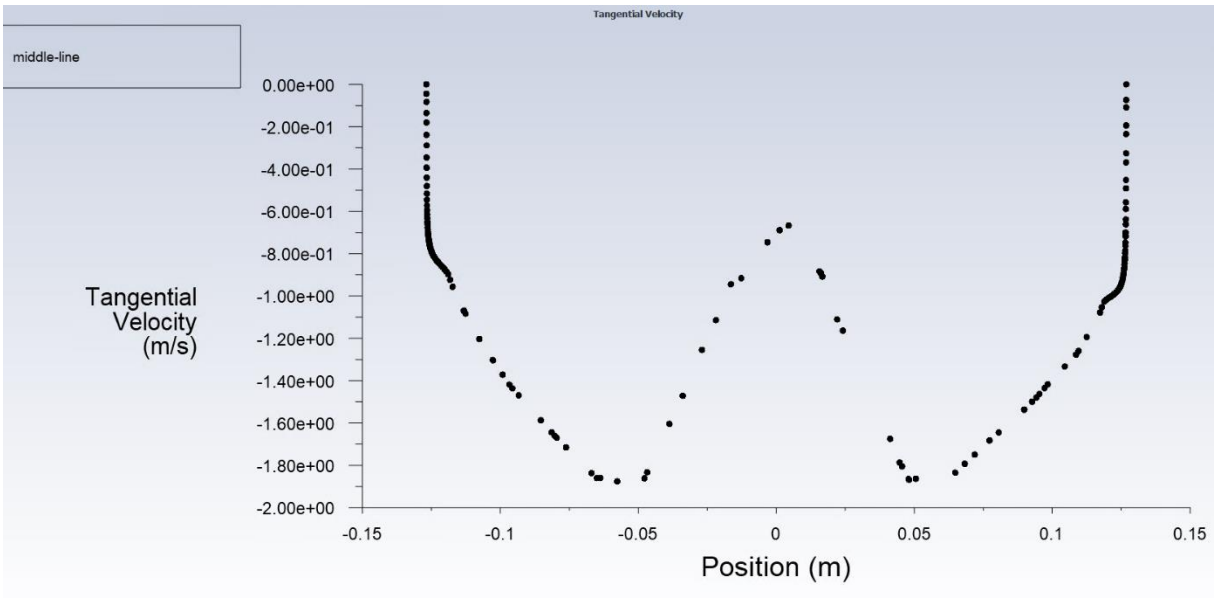
- délka horního nastavitelného žebra byla zvolena $50\ mm$
- délka spodního žebra $70\ mm$
- šířka žeber $50\ mm$
- tři žebra umístěné s rozestupy $120°$
- vzdálenost horní části stacionárního žebra od vstupního průřezu $150\ mm$ (bod odpovídající poloze čepu regulující nastavitelnou část)
- úhel byl volen individuálně pro dané provozní parametry (viz dále)
- tloušťka žeber $1\ mm$.

Joy et. al. použili šířku $30\ \%$ průměru oběžného kola, což pro danou geometrii odpovídá $30\ mm$. Autor se však rozhodl použít pro výchozí variantu šířku $50\ mm$. Tato změna je odůvodněna rozložením rychlostí (získáno z prvotního výpočtu **geometrie bez žeber**) po příčném průřezu sací troubou v předpokládané oblasti horní části žeber.

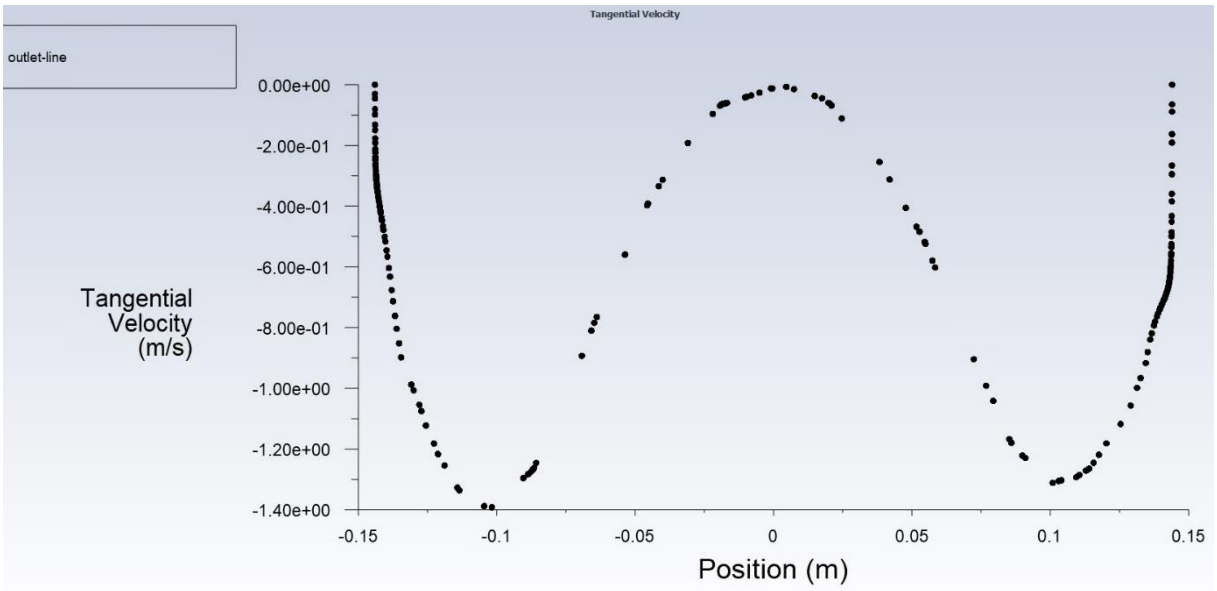
Následující obrázek vykresluje rozložení tangenciální rychlosti podél přímky vedené středem výše zmíněného příčného průřezu. Je patrné, že tangenciální rychlost má do jisté vzdálenosti rostoucí tendenci. Autor tedy předpokládal, že vliv širší lopatky zajišťující transformaci axiální složky na tangenciální bude dominovat a účinnost takovéto varianty by měla být větší. Další dva obrázky popisují tangenciální rychlost na přímce vedené příčným průřezem sací trouby ve střední části a na výstupu z kruhové části (outlet domény).



Obrázek 31: Rozložení tangenciální rychlostí po přímce vedené průřezem sací trouby v předpokládané oblasti horní části žeber $z = -0{,}1\ m\ (n = 1100\ ot/s)$.



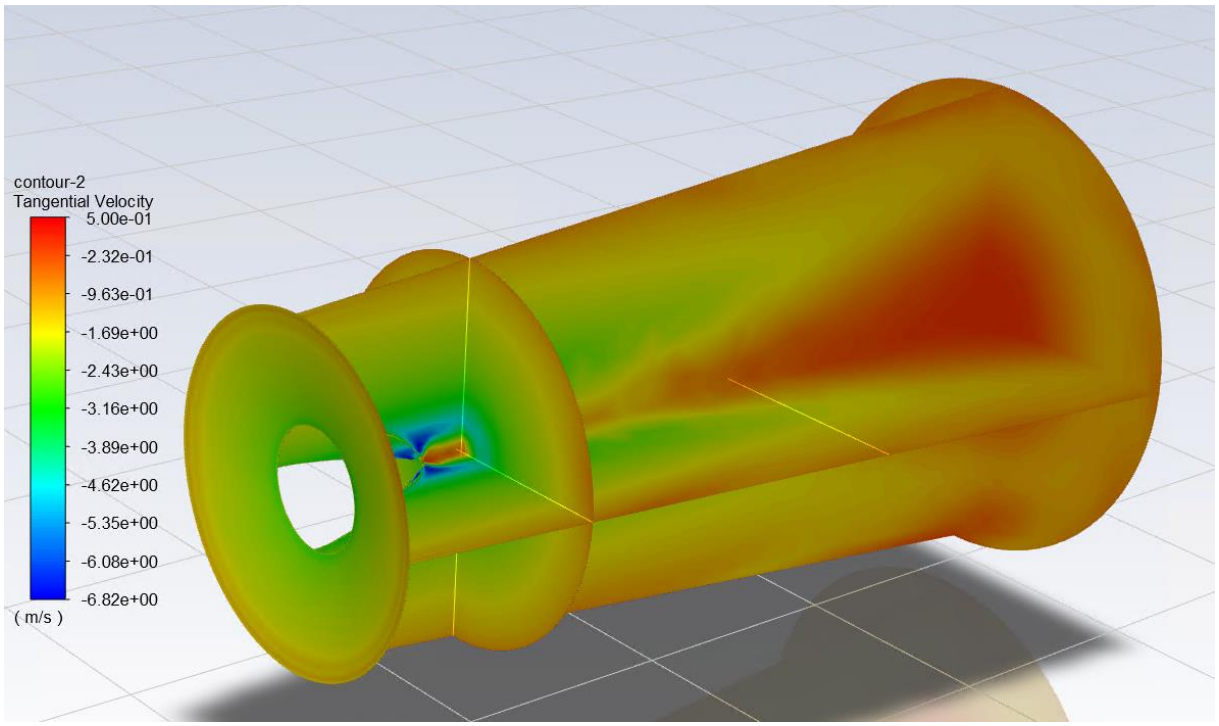
Obrázek 32: Rozložení tangenciální rychlosti po přímce vedené průřezem ve střední části sací trouby $z = -0{,}3\ m\ (n = 1100\ ot/s)$.



Obrázek 33: Rozložení tangenciální rychlosti po přímce vedené výstupním průřezem kruhové části sací trouby $z = -0{,}5\ m\ (n = 1100\ ot/s)$.

Simulační část této práce byla tedy zahájena výpočtem geometrie bez žeber. V další fázi následoval výpočet iniciální geometrie se žebry a výpočet upravených geometrií žeber. Hlavním kritériem pro porovnání různých variant sací trouby byla účinnost dle vztahu (1.34):

$$\eta = \frac{p_{S_2} - p_{S_1}}{p_{D_1} - p_{D_2}} \tag{4.3}$$



Obrázek 34: Kontury tangenciální rychlosti v sací troubě bez žeber ($n = 1100\ ot./s$).

4.2.4 Varianta 0: bez žeber

Pro účely porovnání byla nejprve vypočtena varianta bez jakékoliv úpravy geometrie sací trouby. Výpočetní síť disponovala 276 196 prvky. Výsledné účinnosti jsou uvedeny v následující tabulce.

Tabulka 5: Účinnosti sací trouby[7] bez žeber pro dané provozní parametry.

Otáčky [s^{-1}]	**Účinnost[7] [%]**
800	69,26
1100	84,26
1400	92,73

Je nutné dodat, že výpočet sací trouby bez žeber se potýkal s problémem konvergence residuálu rovnice kontinuity. Po optimalizaci relaxačních faktorů byla dosažena konvergence k hodnotám kolem $2 \cdot 10^{-3} - 2{,}5 \cdot 10^{-3}$, což není zcela dostačující.

4.2.5 Varianta 1: iniciální varianta

Rozměry žeber této geometrie byly uvedeny v kapitole 4.2.3, tedy $50\ mm$ délka horních žeber, $70\ mm$ délka spodních žeber, šířka $50\ mm$, počet tři, poloha čepu $z = -150\ mm$.

Prvním úkolem této části výpočtu bylo zjištění ideálního úhlu natočení lopatek pro dané průtokové parametry. **Výpočet byl započat hypotézou, která předpokládala, že ideální úhel natočení žeber bude korespondovat s odchylkou rychlosti c od ideálního směru, tedy c_m**. Cílem bylo tedy tuto hypotézu ověřit.

[7] Jedná se o účinnost horní části (část s kruhovým průřezem) sací trouby.

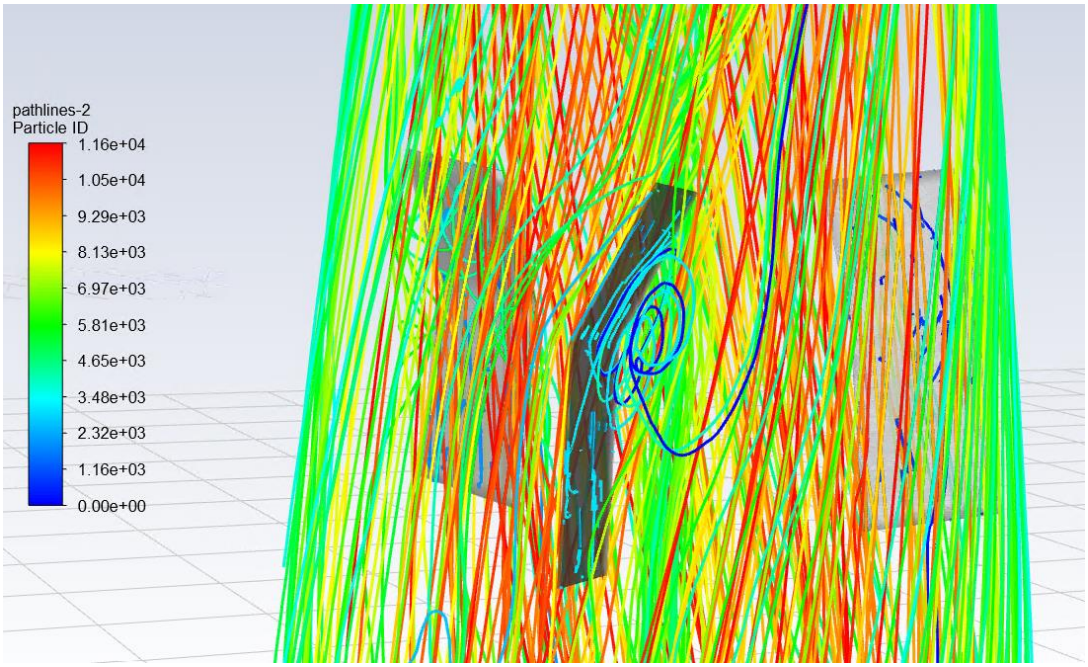
Úhel byl určen jako $arctg\frac{c_u}{c_m}$ dle Obrázku 15. Rychlosti c_u a c_m byly určeny pomocí funkce Surface Integrals ve Fluentu na ploše a) plného příčného průřezu, b) prstence o šířce $50\ mm$, c) prstence o šířce $70\ mm$.

Tabulka 6:Úhel $arctg\frac{c_u}{c_m}$ určující natočení horní lopatky.

Otáčky [s^{-1}]	Plný průřez [°]	Prstenec 70 mm [°]	Prstenec 50 mm [°]
800	28,93	27,57	**27,49**
1100	22,20	20,74	**20,38**
1400	12,89	11,43	**10,99**

Následně byl proveden výpočet iniciální geometrie s natočením pro šířku $50\ mm$. Pro srovnání byly vypočteny geometrie s odlišnými úhly (pro dané průtoky). Z tohoto porovnání vyšlo následující:

a) mírné natočení ($\pm$ 2,5°) od vypočtených úhlů nemá podstatný vliv na účinnost dané varianty, účinnost se změnila pouze o pár setin
b) od určité hodnoty odchylky úhlu došlo odtržení mezní vrstvy, recirkulaci proudění a propadu účinnosti.



Obrázek 35: Recirkulace proudění při nevhodném natočení lopatky. Úhel lopatky 23°*, úhel proudění* $arctg\frac{c_u}{c_m}$.

Důležitým poznatkem této části výpočtu tedy je potvrzení uvedené hypotézy: **ideální úhel natočení žeber koresponduje s úhlem proudění** (Tabulka 14).

Následující tabulka srovnává účinnosti iniciální varianty žeber sací trouby (V1) se sací troubou bez žeber (V0). Srovnání potvrzuje, že s nárustem tangenciální složky vliv nastavitelných žeber narůstá. Vliv úpravy na transformaci rychlosti ve směru osy dominuje nad třecími ztrátami. Kromě výpočtu s nadoptimálním průtokem, účinnost iniciální varianty (V1) byla vyšší než účinnost sací trouby bez žeber (V0).

Tabulka 7: Srovnání účinnosti sací trouby s iniciální variantou žeber (V1) pro dané provozní parametry s variantou bez žeber (V0).

Otáčky [s^{-1}]	Účinnost V0 [%]	Účinnost V1 [%]
800	69,26	73,56
1100	84,26	85,22
1400	92,73	91,09

Poznámka k bodu b): Tato série výpočtů má za úkol hydraulicky charakterizovat a srovnat různé varianty, a proto nebyl optimalizován profil lopatky. Zvolená šířka $1\ mm$ (Joy et. al. použili $2mm$) je z pevnostního hlediska pravděpodobně nedostatečná. Při reálné konstrukci by lopatka byla tlustější a měla by zaoblenou náběžnou hranu. Nebylo by tedy relevantní definovat limitní úhel pro odtržení, což ani nebylo cílem, protože v reálné konstrukci by žebra byla plně nastavitelná na vhodný úhel a k odtržení by za běžné situace nedošlo.

4.2.6 Varianta 2: Změna délky žeber

Výpočtem bylo zjištěno, že prodloužení o $50\ cm$ nemá podstatný vliv pro optimální a nadoptimální průtok. Pro podoptimální průtok se tato změna projevila negativně o hodnotu $1{,}21$ % na účinnosti.

Tabulka 8: Srovnání účinnosti sací trouby (V2) s iniciální variantou (1).

Otáčky [s^{-1}]	Účinnost V1 [%]	Účinnost V2 [%]
800	73,56	72,35
1100	85,22	85,29
1400	91,09	91,10

Jelikož se změny projevily nezanedbatelně jen u nadoptimálního průtoku, další varianty byly vypočteny pouze pro něj. Následující tabulka zobrazuje závislost změny délky na účinnosti sací trouby $n = 800\ ot./s$.

Tabulka 9: Srovnání účinností pro různé délky spodního žebra, seřazeno podle délky, $n = 800\ ot./s$.

Otáčky [s^{-1}]	V2.1.1 [%] -20 mm	V1 [%] 0 mm	V2.1.2 [%] +25 mm	V2.1.3 [%] +50 mm
800	73,03	73,56	72,48	72,35

Z tabulky vyplývá, že ideální délka spodního žebra je kolem $70\ cm$ (iniciální varianta V1).

Následně byly vypočteny varianty se změnou délky horního žebra:

Tabulka 10: Srovnání účinností pro různé délky horního žebra, seřazeno podle délky, $n = 800\ ot./s$.

Otáčky [s^{-1}]	V2.2 [%] -15 mm	V1 [%] 0 mm	V2 [%] +15 mm
800	72,63	73,56	72,78

Iniciální varianta vyšla z tohoto srovnání opět nejlépe.

4.2.7 Varianta 3: Změna šířky žeber

Úpravy šířky a následné výpočty opět ukázaly, že největší dopad těchto změn je viditelný u podoptimálního průtoku. Tabulka níže prezentuje výsledné hodnoty účinnosti sací trouby s různou šířkou žeber pro $n = 800\ ot./s$.

Tabulka 11: Srovnání účinností pro různé šířky žeber, seřazeno podle délky, $n = 800\ ot./s$.

Otáčky [s^{-1}]	V3.1 [%] -15 mm	V1 [%] 0 mm	V3.2 [%] +20 mm
800	72,63	73,56	69,98

Upravené geometrie žeber měly znovu nižší účinnost než iniciální varianta a **ideální šířka pro dané parametry je kolem $50\ cm$**.

4.2.8 Varianta 4: Změna počtu žeber

Varianta s více žebry dokáže lépe usměrnit c_u složku. Je však jasné, že narostou i třecí ztráty na stěnách lopatek.

Tabulka 12: Srovnání účinností sací trouby se 3 a 5 žebry.

Otáčky [s^{-1}]	V4 [%] 5 žeber	V1 [%] 3 žebra
800	65,16	73,56
1100	85,51	85,22
1400	90,54	91,09

Varianta s pěti žebry byla mírně výhodná pro optimální provoz, pro nadoptimální se účinnost naopak nepatrně zhoršila. Největší dopad na účinnost byl v podoptimu, kde došlo k propadu účinnosti o 8,4 %.

V další fázi byla spočtena varianta se čtyřmi žebry pro $n = 800 ot./s$. Účinnost této varianty vyšla 69,90 %, což je stále o 3,66 % horší než V1. Pro jiné otáčky varianta se čtyřmi žebry již počítána nebyla, protože potenciální zlepšení v optimu by bylo minimální (pravděpodobně menší než rozdíl účinností V4 a V1).

Geometrie s třemi žebry se ukázala jako nejvhodnější pro danou sací troubu.

4.2.9 Varianta 5: Změna vertikální polohy žeber

Výpočty s proměnou vertikální polohou žeber ukázaly, že tato změna má relativně velký dopad na účinnost. První dvě série výpočtů byly provedeny pro geometrii s úpravou vertikální polohy $\pm 50\ cm$ od polohy iniciální varianty ($z = -150\ cm$) pro provozní parametr $n = 800\ ot./s$.

Ukázalo se, že posun dolů má negativní dopad na účinnost, a proto již nebyla tato varianta počítána pro vyšší otáčky. Naopak posun nahoru měl dopad pozitivní. Účinnost V5.3 byla zlepšena o 1,38 % oproti iniciální V1. Dále byla spočtena geometrie V5.4 s posunem o $90\ cm$ nahoru (hrana horního žebra kolem $12\ cm$ od vstupního průřezu), která zlepšila účinnost ještě více, a to o 1,5 % oproti V1.

Následně byly provedeny výpočty varianty V5.4 pro vyšší otáčky (natočení lopatek upraveno viz 4.2.5). I přes to, že V5.4 byla výhodná pro podoptimum, účinnost sací trouby s vyššími průtoky se zachovala naopak (zhoršení o 2,44 % v optimu).

Dále byla dopočtena V5.3 pro vyšší otáčky. Předpokládaný trend (zhoršení účinnosti pro podoptimum a zlepšení optima a nadoptima proti V5.4) byl potvrzen. Účinnost v optimu byla však stále nižší než u V1 (o 0,5 %), a proto byl vypočtena další varianta V5.2, která již měla pouze zanedbatelně nižší účinnost v optimu (o 0,02%), vyšší účinnost v podoptimu (o 0,78 %) a mírně nižší účinnost v nadoptimu (o 0,37 %) oproti V1. Tabulka dále shrnuje výše uvedené účinnosti.

Tabulka 13: Srovnání účinností pro různou vertikální polohu, seřazeno vzestupně.

Otáčky [s^{-1}]	V5.1 [%] -50 mm	V1 [%] 0 mm	V5.2 [%] +30 mm	V5.3 [%] +50 mm	V5.4 [%] +90 mm
800	70,37	73,56	74,34	74,94	75,06
1100	-	85,22	85,20	84,72	82,78
1400	-	91,09	90,70	90,47	89,64

4.2.10 Vyhodnocení

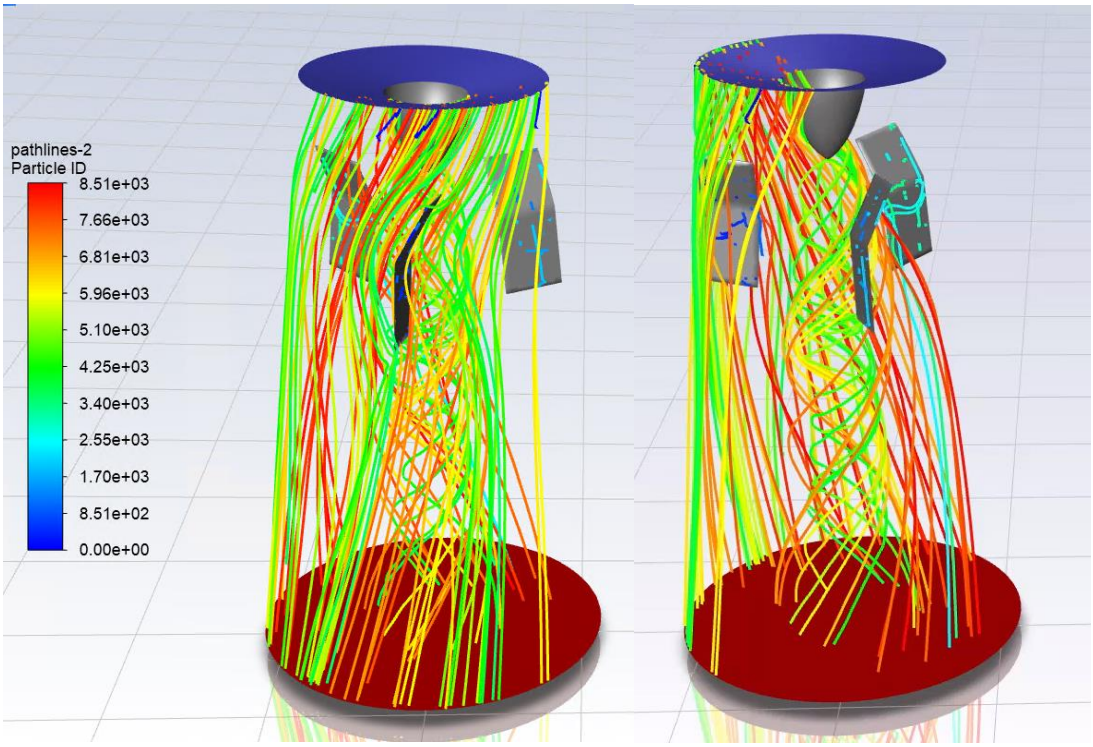
Celkově bylo provedeno 43 úspěšných a desítky dalších testovacích výpočtů s různými geometriemi a provozními parametry. **Varianta V5.2 byla vybrána jako nejúčinnější pro danou sací troubu.**

Následující tabulka srovnává účinnost upravené geometrie savky s nejlepší účinností V5.2 s iniciální geometrií V1 a se savkou bez žeber V0.

Tabulka 14:Srovnání účinností varianty bez žeber V0, iniciální varianty V1 a finální varianty V5.2.

Otáčky [s^{-1}]	V0 [%]	V1 [%]	V5.2 [%]
800	69,26	73,56	74,34
1100	84,26	**85,22**	85,20
1400	**92,73**	91,09	90,70

Srovnání výše ukazuje, že finální V5.2 dokázala zlepšit účinnost o 5,08 % pro podoptimun a o 0,94 % pro optimum oproti savce bez žeber. Naopak pro nadoptimum byla účinnost zhoršena o 2,03 %. Obecně tedy lze říct, že **došlo k mírnému zlepšení účinnosti sací trouby vírové turbiny za pomocí nastavitelných žeber.** V případě, že by toto zlepšení byl jediný dopad, pak by bylo na zvážení, zdali se žebra vyplatí implementovat. Nicméně účinnost je pouze první z aspektů vedle eliminace tlakových pulzací, které jsou zkoumány v následující kapitole s nestacionárním výpočtem.



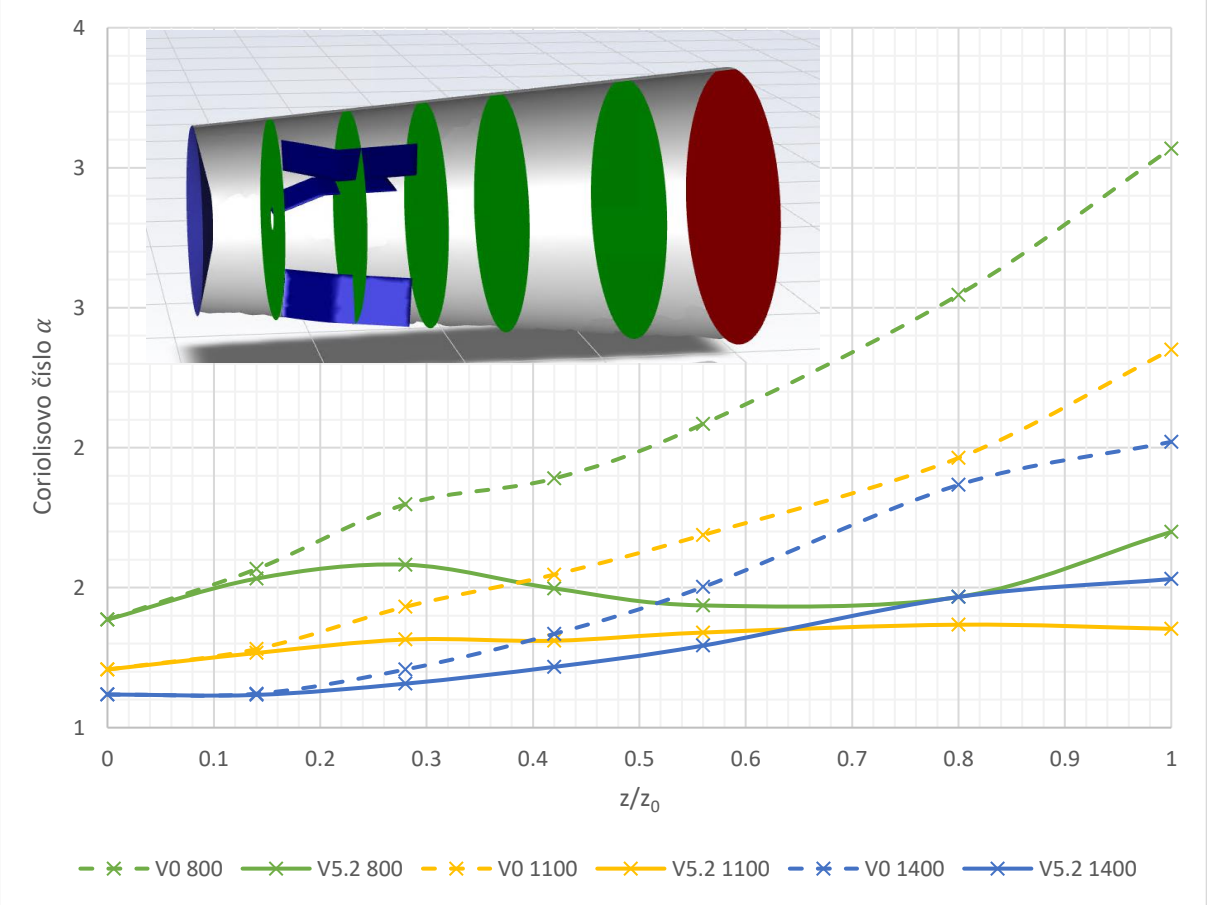
Obrázek 36: Vizualizace proudění pomocí trajektorie bodů mezi vstupem (výřez 120°) a výstupem sací trouby, V5.2, $n = 800\ ot./s$.

Tabulka 14 prezentuje rozměry geometrie žeber výsledné nejúčinnější varianty V5.2.

Tabulka 15: Rozměry nejúčinnější geometrie.

Geometrie žeber V5.2	
Délka horního nastavitelného žebra	50 mm
Délka spodního žebra	70 mm
Šířka žeber	50 mm
Počet žeber	3
Vertikální vzdálenost čepu	– 120 mm
Úhly ($\boldsymbol{n = 800, 1100, 1400\ ot./s.}$)	11°, 20,4°, 27,5°

Graf níže srovnává V0 a finální V5.2 pomocí Coriolisova čísla po délce sací trouby na vstupu, pěti průřezech sací troubou (zeleně) a výstupu.

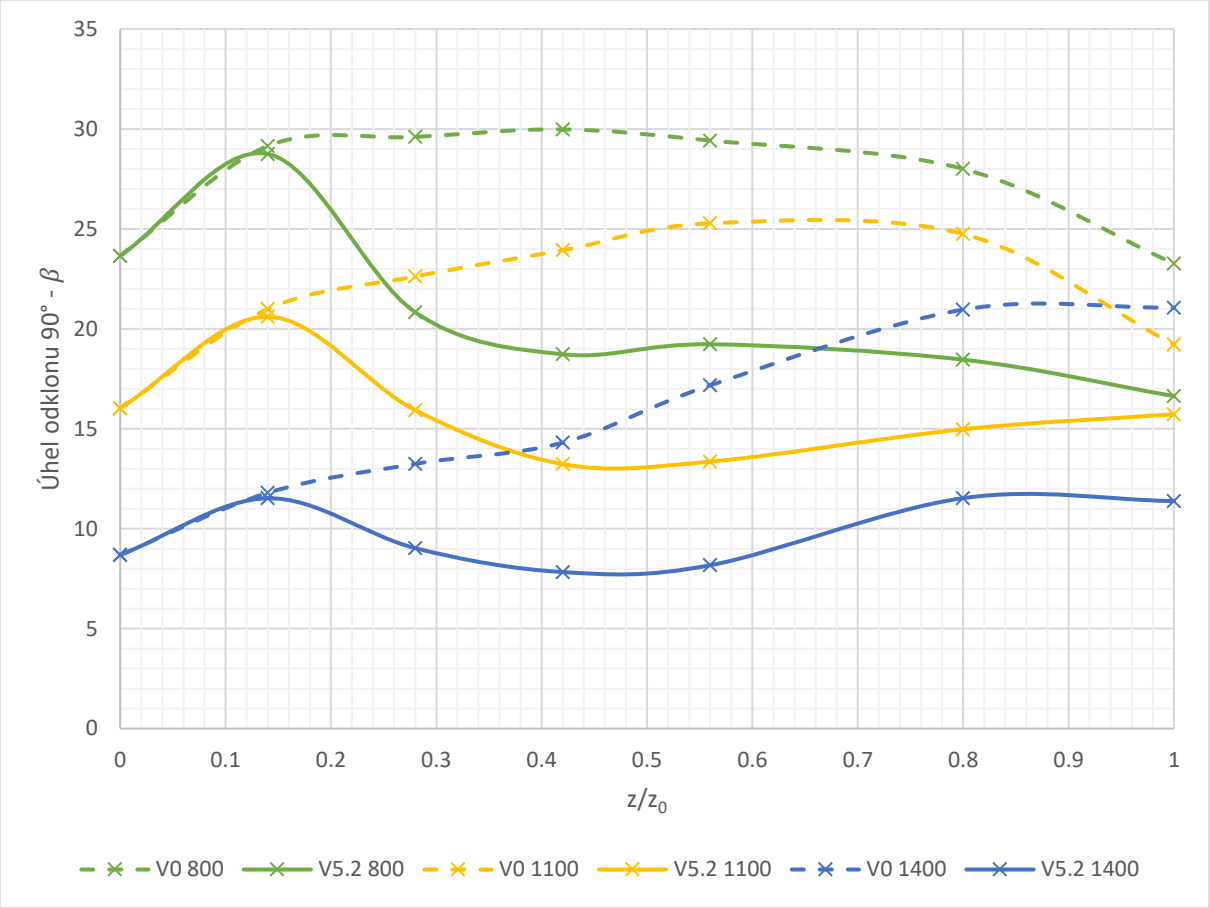


Obrázek 37: Coriolisovo číslo po délce sací trouby pro V0 a finální V5.2, n=800,1100,1400 ot./s.

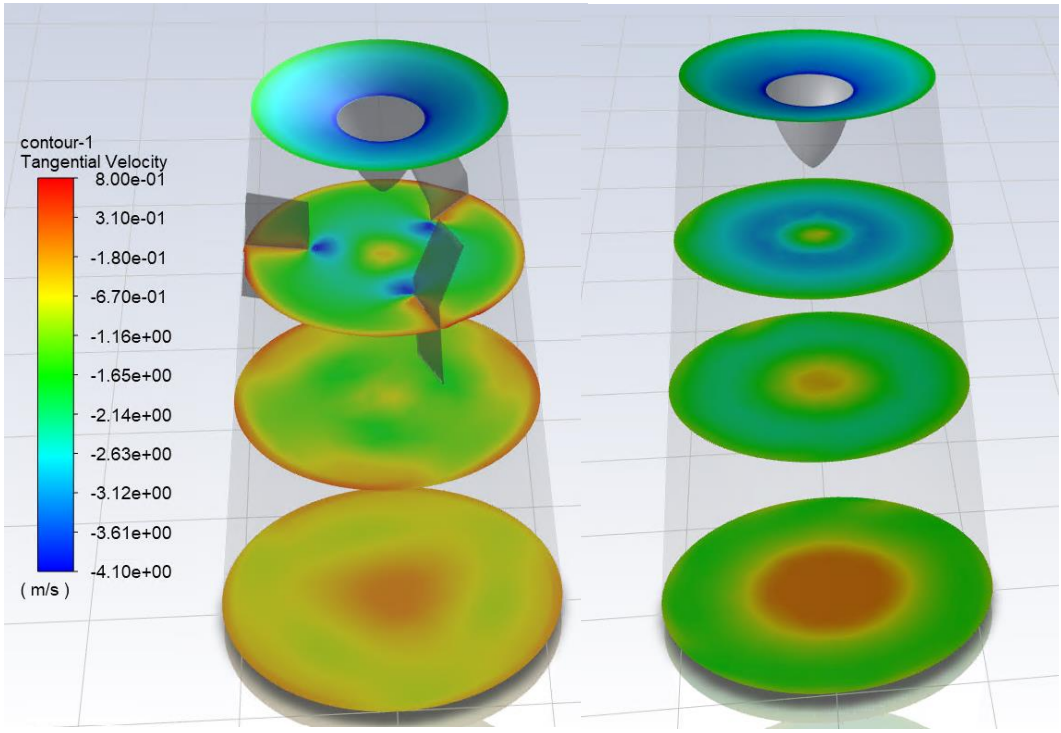
Tři barvy symbolizují tři různé průtokové parametry, přerušovaná křivka prokládá hodnoty Coriolisova čísla v sací troubě bez žeber a plná čára hodnoty v upravené geometrii se žebry V5.2.

Je evidentní, že od druhého bodu (rovina těsně před žebry) rozdíl hodnot Coriolisova čísla pro V0 a V5.2 narůstá, což potvrzuje pozitivní vliv žeber na směr proudění.

Další graf zobrazuje průběh úhlu odklonu absolutní rychlosti c od axiálního směru c_x (radiální složka zanedbána), úhel počítán jako $arctg(c_u/c_m)$ pomocí surface integrals.



Obrázek 38: Úhel odchylky rychlosti c od axiální směru po délce sací trouby.



Obrázek 39: Srovnání kontur tangenciálních rychlostí V5.2 (vlevo) a V0 (vpravo).

Vliv žeber na transformaci obvodové složky do axiálního směru je opět patrný u všech průtokových parametrů.

Tabulka 16:Srovnání výstupních tangenciálních rychlostí, jednotky m/s.

Otáčky [s^{-1}]	V0	V1	V5.2
800	-1,06	-0,58	-0,65
1100	-0,85	-0,65	-0,68
1400	-0,74	-0,43	-0,41

Poslední tabulka zobrazuje koeficienty regenerace tlaku c_p v závislosti na provozních parametrech pro vybrané varianty (dle vzorce *(1.20)*, za c_1 dosazena hodnota získaná pomocí surface integral: velocity magnitude).

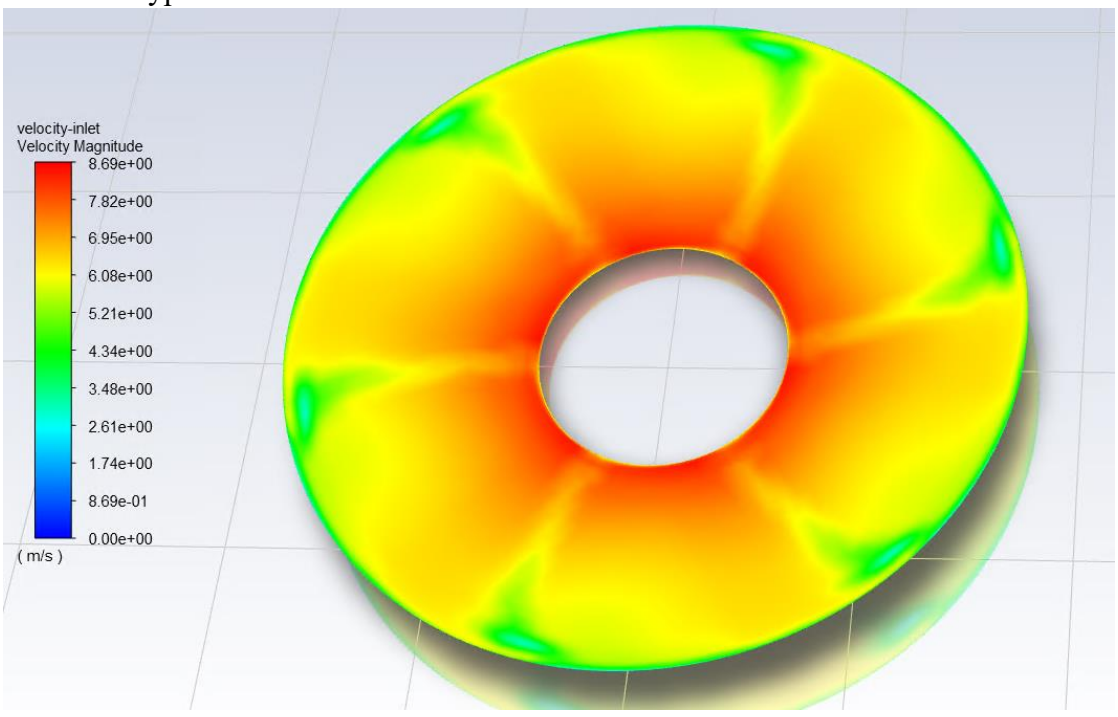
Tabulka 17: Srovnání koeficientů regenerace tlaku c_p.

Otáčky [s^{-1}]	V0	V1	V5.2
800	0,39	0,49	0,49
1100	0,61	0,71	0,71
1400	0,84	0,91	0,91

4.3 Nestacionární výpočet: srovnání

4.3.1 Nastavení řešiče

Nestacionární výpočet byl nastaven podobným způsobem jako stacionární tak, aby byly co nejlépe porovnatelné. Rozdílem byl pouze vstupní profil. Byl exportován ze stejného výpočtu, ale jiným způsobem, a to pomocí fázového středování, které je vhodnější pro nestacionární výpočet.



Obrázek 40: Fázově středovaný vstupní profil ($n = 800 ot./s$).

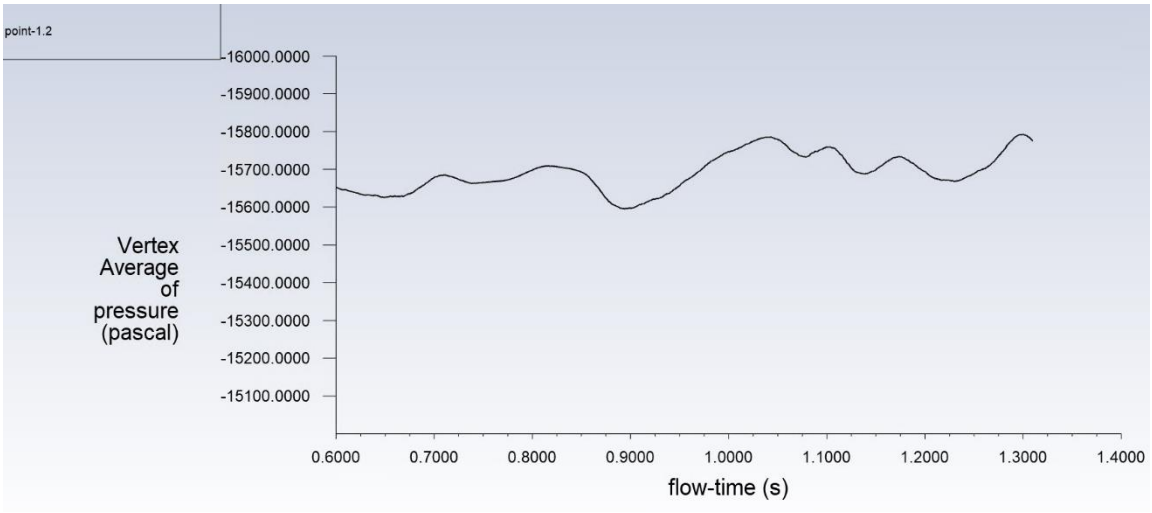
Dalším rozdílem nastavení bylo nastavení metody řešení (Solution: Methods). Výpočet byl započat stacionárně (dle předchozího nastavení), následně byl změněn vstupní profil a spuštěn nestacionární výpočet. Po určité době byl změněny první řády přesnosti (v Methods) na druhé, tlak na PRESTO! a schéma PISO, která jsou vhodná pro řešení nestacionárních úloh. Během výpočtu V5.2 se však PRESTO! a PISO ukázaly jako nevhodné, jelikož okamžitě po jejich zapnutí řešení prudce divergovalo. Důvodem byla pravděpodobně síť, konkrétně problematické buňky v okolí žeber. Nastavení schéma a tlaku byly tedy změněno na Coupled a druhý řád přesnosti pro tlak.

Časový krok byl nastaven na dobu odpovídající času, za který oběžné kolo turbiny urazí 3° a maximální počet iterací za časový krok 20.

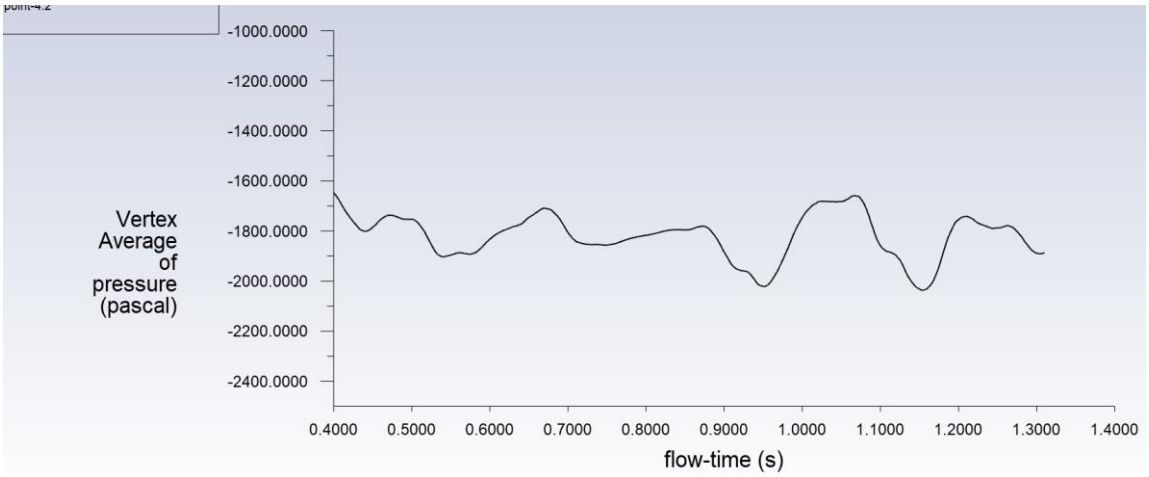
4.4 Vyhodnocení

Pro identifikaci pulzací byly měřeny statické tlaky v různých bodech a síla působící na náboj oběžného kola ve směru z.

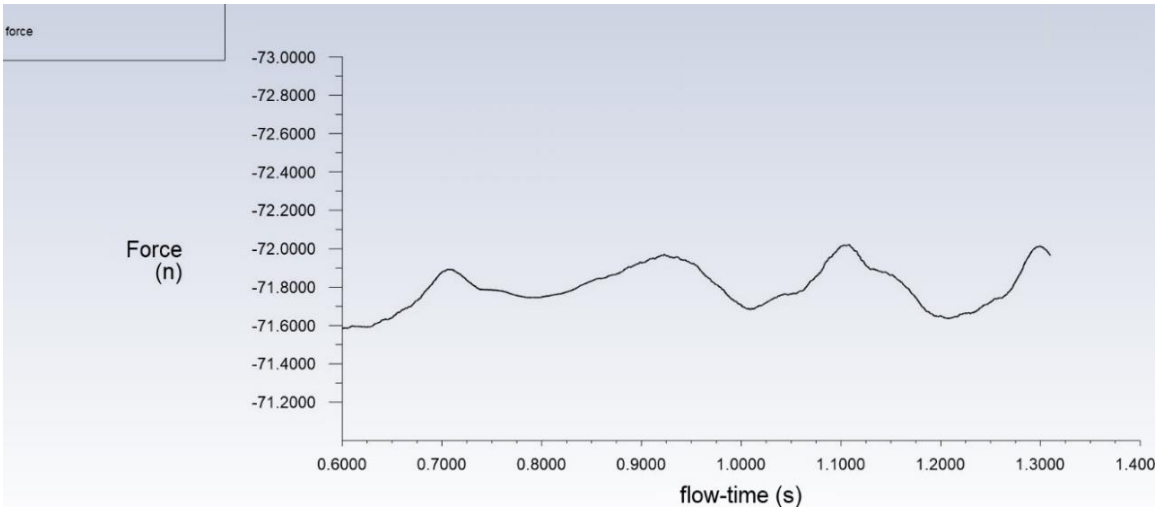
Upravená geometrie s žebry se při optimálním a nadoptimálním režimu ukázaly jako mírně výhodnější a vykazovaly nižší oscilace tlaku i síly na náboj. Jelikož tlakové oscilace kmitaly řádově v nižších stovkách Pascal a síly pouze v desetinách Newtonu, **jedná se o zanedbatelné zlepšení**. Následující tři grafy ilustrují snímané veličiny.



Obrázek 41: Tlakové pulzace pro variantu se žebry V5.2 $n = 1100\ ot./s$, poloha snímače 2 cm od osy a 2 cm pod nábojem.

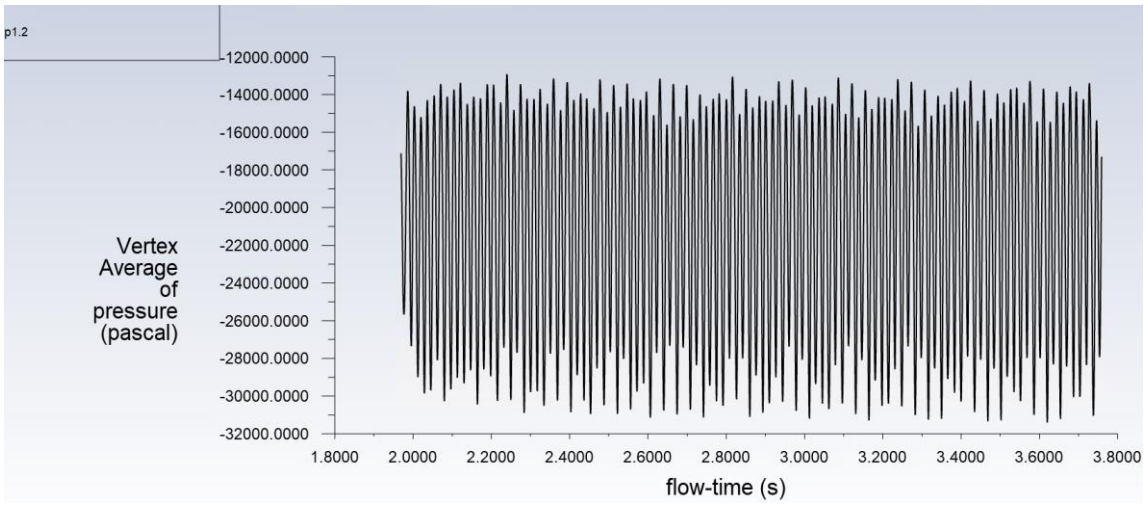


Obrázek 42: Tlakové pulzace pro variantu se žebry V5.2 $n = 1100\ ot./s$, poloha snímače 2 cm od stěny a 10 cm nad výstupem z domény.

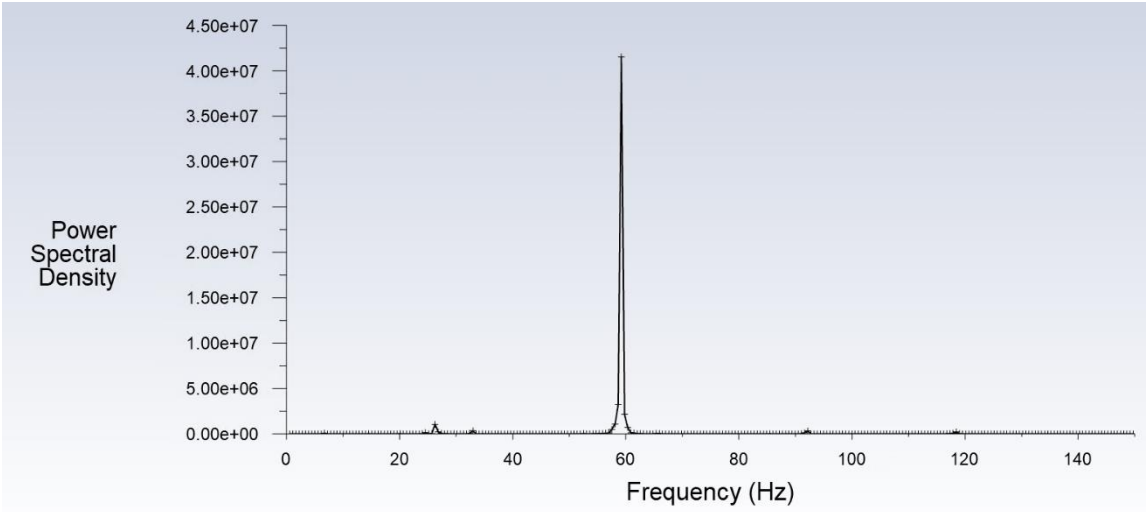


Obrázek 43: Síla působící na náboj pro variantu bez žeber $n = 1100\ ot/s$.

Situace při **podoptimální režimu** byla zcela jiná. Následující grafy popisují oscilace pro **variantu bez žeber**.

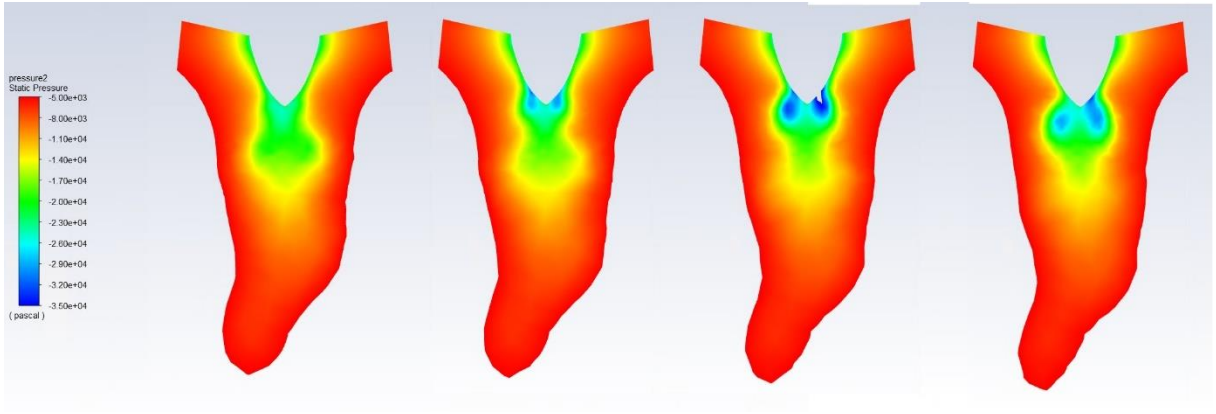


Obrázek 44: Tlakové pulzace pro variantu bez žeber $n = 800\ ot./s$*, poloha snímače 2 cm od osy a 2 cm pod nábojem.*

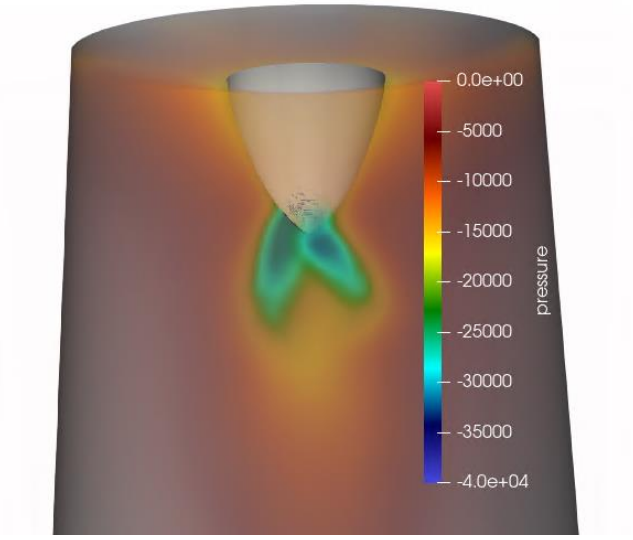


Obrázek 45: Fourierova transformace (FFT) předcházejícího grafu pulzací statického tlaku.

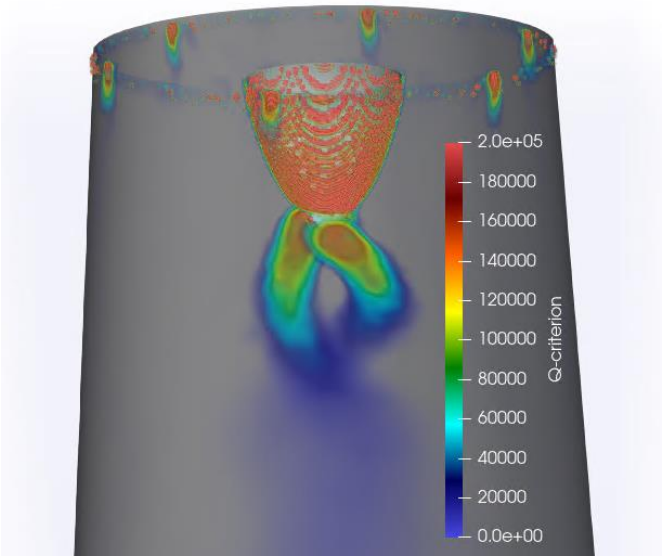
Spektrální analýza tohoto záznamu byla provedena ve Fluentu. Silná tlaková pulzace s frekvencí kolem $60\,Hz$ byla způsobena dvěma vírovými copy, které byly identifikovány z následující kontury tlaku ve Fluentu a následně vizualizovány v software ParaView.



Obrázek 46: Vizualizace vírového copu pomocí kontur tlaku, varianta bez žeber $n = 800 ot./s$.

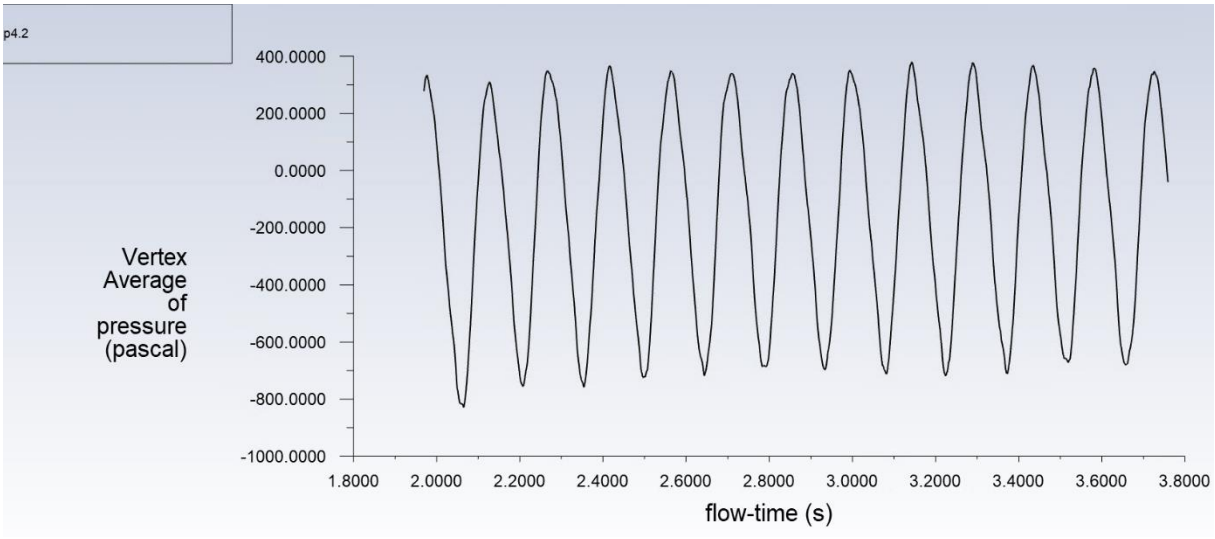


Obrázek 47: 3D vizualizace vírového copu pomocí tlaku v software ParaView.

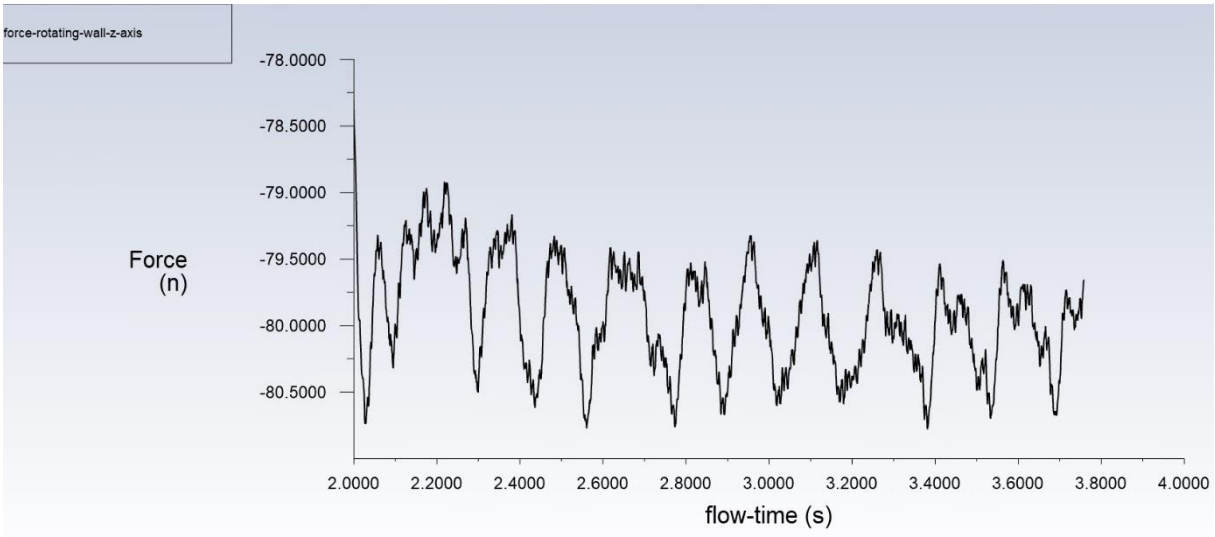


Obrázek 48: 3D vizualizace vírového copu pomocí Q-kritéria v software ParaView.

Předposlední graf (níže) pro variantu bez žeber zobrazuje tlakové oscilace na stěně sací trouby a poslední graf sílu na náboj oběžného kola. Tlakové pulzace oscilují s amplitudou asi $1000\ Pa$ a síla $1{,}5\ N$.

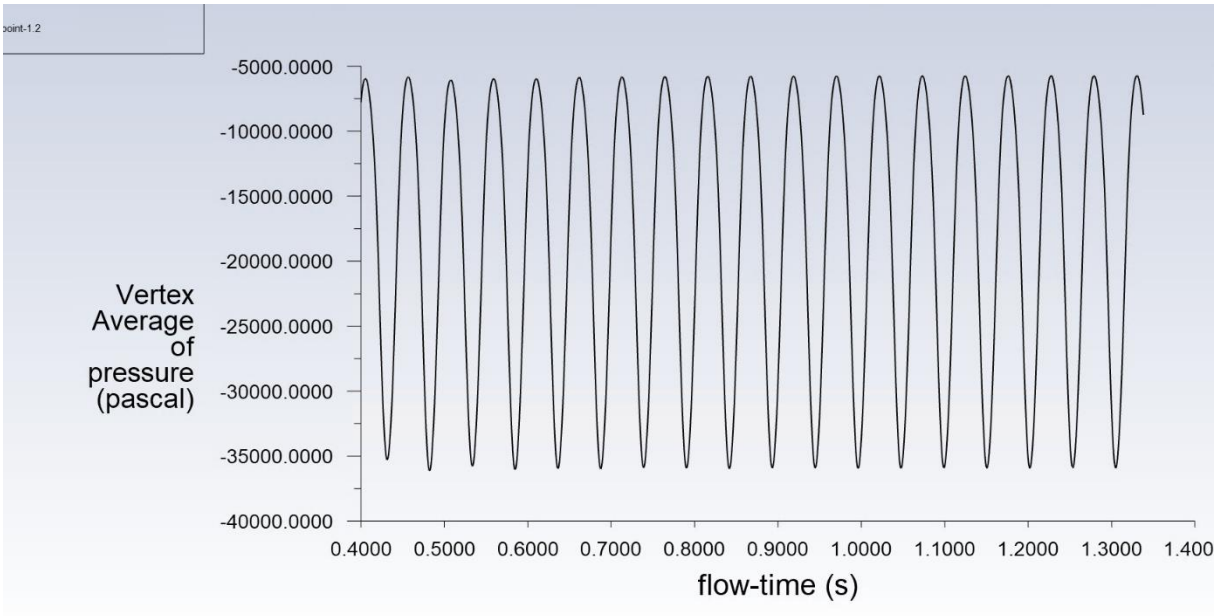


Obrázek 49: Tlakové pulzace pro variantu bez žeber $n = 800\ ot./s$, poloha snímače 2 cm od stěny a 10 cm nad výstupem z domény.

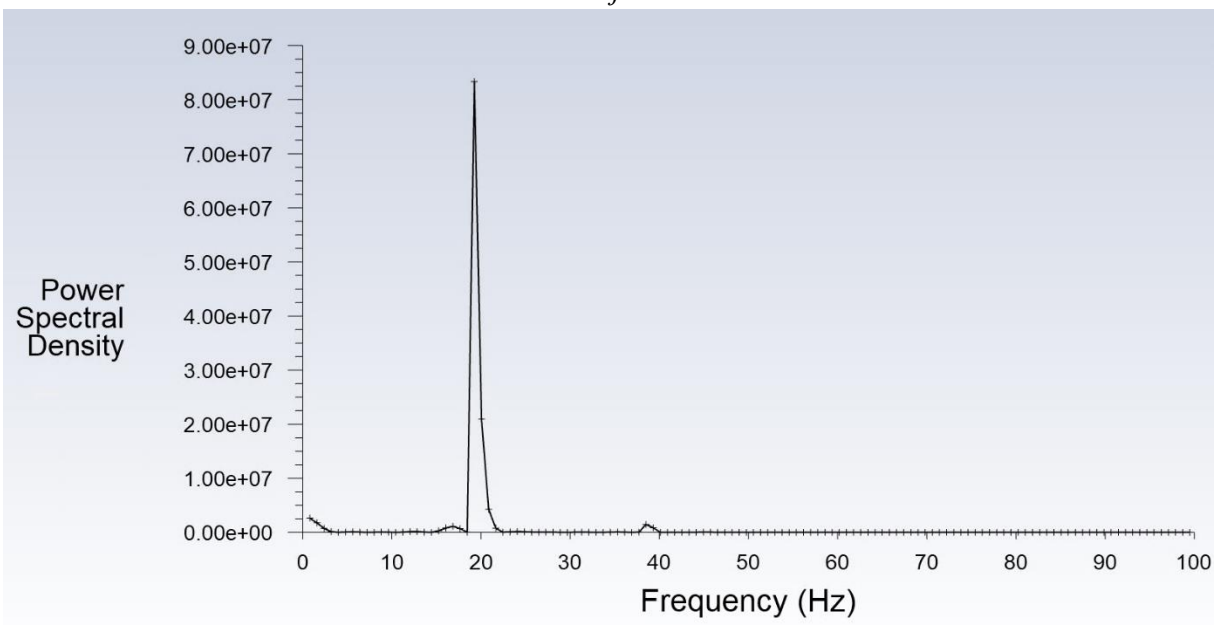


Obrázek 50: Síla působící na náboj pro variantu bez žeber $n = 800\ ot/s$.

Následující série grafů a obrázků se již týká **varianty V5.2 se žebry**. Nejprve je vyhodnocen tlak pod nábojem včetně Fourierovy transformace, následně vizualizace proudění, a nakonec opět vyhodnocení tlaku na stěně a síla na náboj.

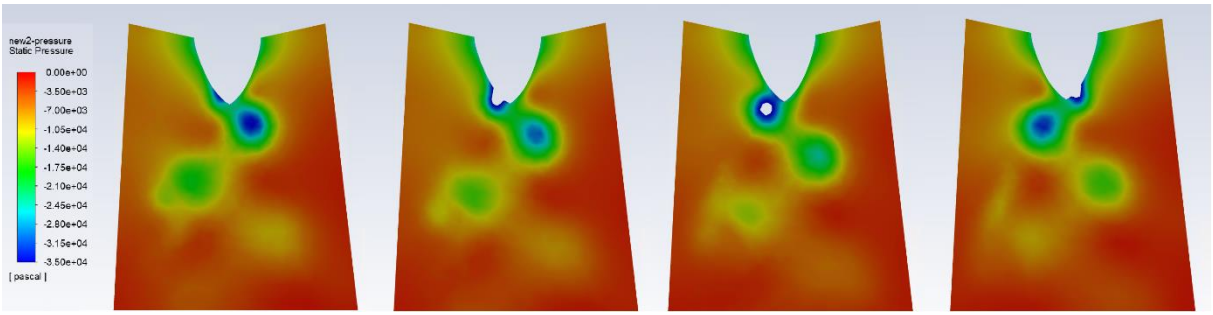


Obrázek 51: Tlakové pulzace pro V5.2 $n = 800\ ot./s$, poloha snímače 2 cm od osy a 2 cm pod nábojem.

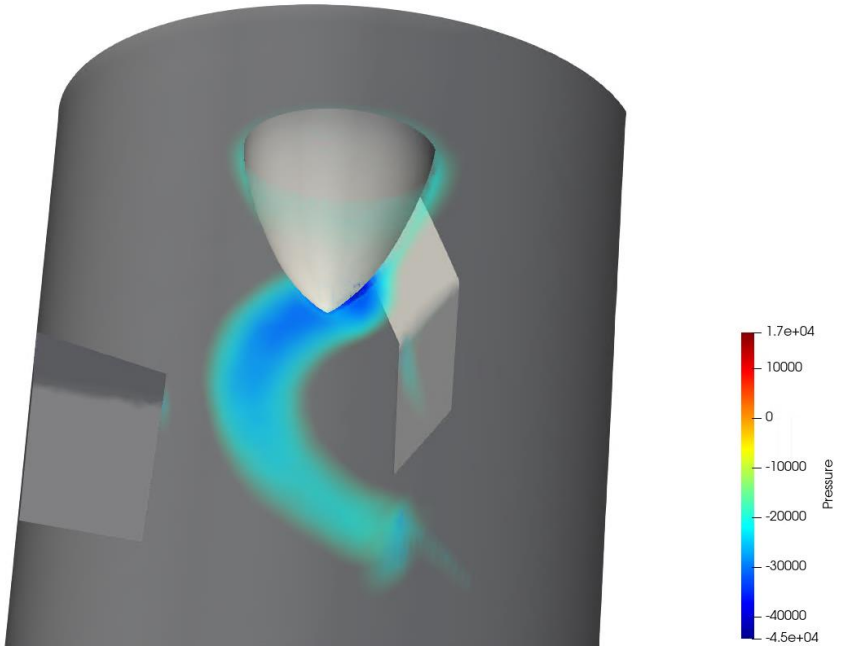


Obrázek 52: Fourierova transformace (FFT) předcházejícího grafu pulzací statického tlaku.

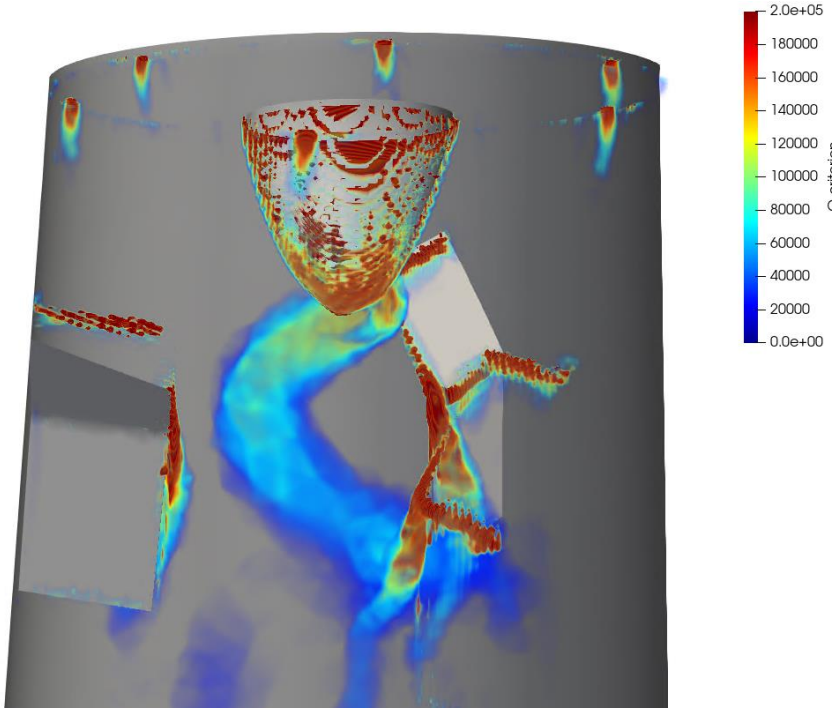
Z předchozích dvou grafů je patrné, že **vírový cop se nepovedlo eliminovat**, spíše naopak tlakové pulzace se ještě zvýšily. Je pravděpodobné, že žebra přispěly ke koncentraci copu více do středu savky, kde se projevil ve větší míře. Následující obrázky vykreslují přítomnost jednoho vírového copu. Vyšší oscilace tlaku je tedy možné vysvětlit tím, že dva vírové copy byly koncentrovány do jednoho masivnějšího copu.



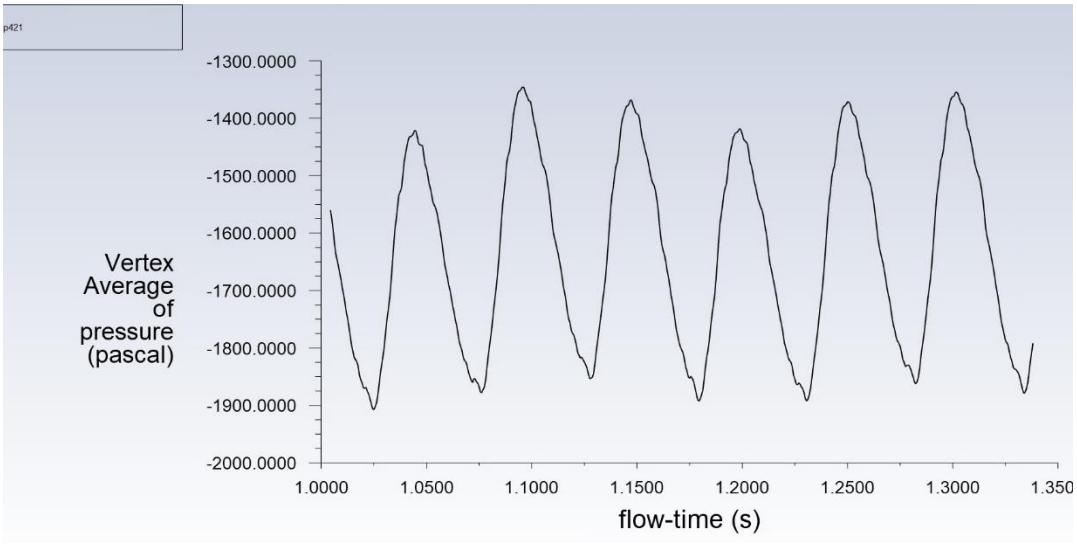
Obrázek 53: Vizualizace vírového copu pomocí kontur tlaku V5.2 $n = 800 ot./s$.



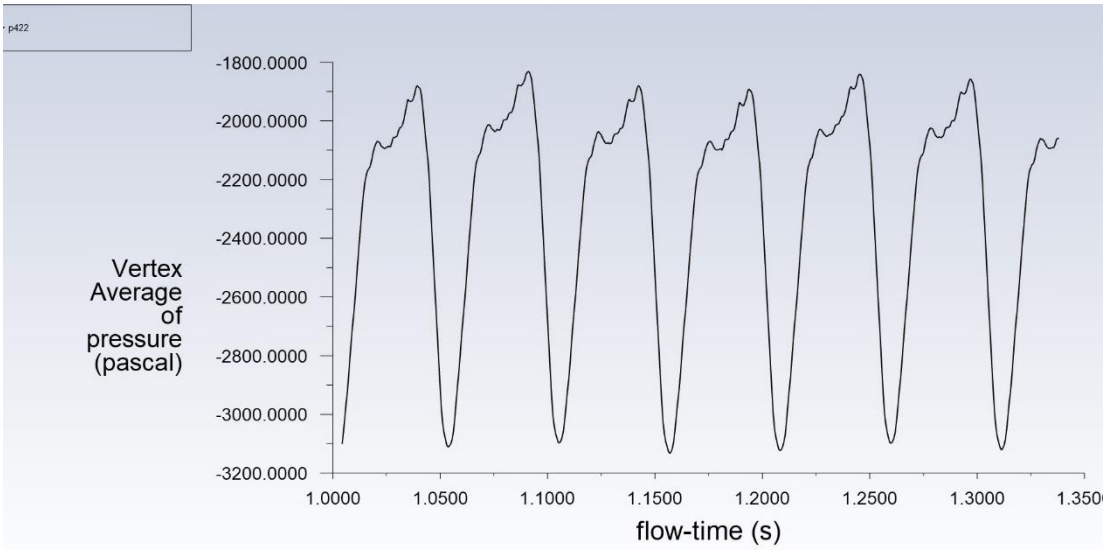
Obrázek 54: 3D vizualizace vírového copu pomocí tlaku v software ParaView.



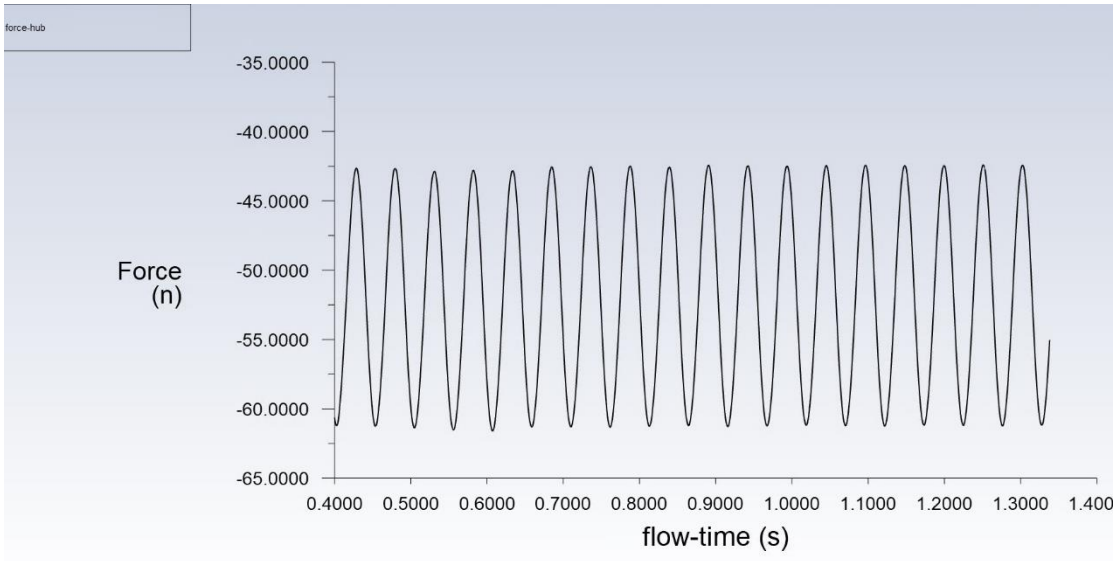
Obrázek 55: 3D vizualizace vírového copu pomocí Q-kritéria v ParaView.



Obrázek 56: Tlakové pulzace pro V.5.2 $n = 800\ ot./s$, poloha snímače 2 cm od stěny a 10 cm nad výstupem z domény, ***pod žebrem****.*



Obrázek 57: Tlakové pulzace pro V.5.2 $n = 800\ ot./s$, poloha snímače 2 cm od stěny a 10 cm nad výstupem z domény, ***mezi dvěma žebry****.*



Obrázek 58: Síla působící na náboj pro V5.2 $n = 800\ ot/s$.

Oscilace tlaku pod žebry byly monitorovány na dvou místech (pod žebrem a mezi dvěma žebry). Výpočet ukázal, že pod žebrem byly tlakové oscilace menší, a to kolem hodnoty $500\ Pa$. V poloze mezi dvěma žebry byla amplituda asi $1200\ Pa$, což je ještě více než u varianty bez žeber. Síla působící na náboj byla výrazně větší než u varianty bez žeber.

Optimalizovaná geometrie nastavitelných žeber přizpůsobená pro nejvyšší účinnost nedokázala eliminovat tlakové pulzace v sací troubě vírové turbiny, pouze změnila jejich charakter.

ZÁVĚR

Diplomová práce přináší zajímavé poznatky ohledně sací trouby, tedy problematiky, která není doposud zcela objasněna. Hlavním výsledkem této práce bylo výpočtové srovnání běžné sací trouby se sací troubou s nastavitelnými žebry (vestavbami) pomocí software Ansys Fluent. Jedná se o zcela novou a doposud neprobádanou koncepci.

V první kapitole diplomové práce je uvedena teoretická část s úvodem do problematiky mimooptimálních provozních parametrů a dále je provedeno srovnání doposud známých metod. Stacionární žebra na stěnách a robustnější vestavby se ukázaly jako schopné potlačit tlakové pulzace a rozšířit provozní pásmo, ale za cenu vysokých ztrát odtržením. Dalším úskalí je kavitační eroze žeber. Vpouštění tlakového vzduchu se také ukázalo jako funkční řešení potlačení pulzací, ale účinnost je opět výrazně snížena. Efektivnější metodou je vstřikování vodního paprsku nábojem oběžného kola. Tato metoda však přináší riziko zkratu, jelikož je voda vedena v blízkosti generátoru, a proto zatím nebyla použita na díle. Modifikace náboje oběžného kola sice nesnižuje účinnost výrazně, ale je použitelná pouze pro úzký provozní rozsah a dále se vyskytují velké síly působící na hřídel turbiny jako důsledek tlakových pulzací. Metoda aktivního řízení protipulzů generátorem se ukázala do jisté míry jako funkční také, ale složitost celé konstrukce přesahuje její pozitivní dopad. Poslední prezentovanou metodou jsou nastavitelné žebra – metoda, se kterou přišel doc. Ing. Miloslav Haluza CSc. jakožto vedoucí této diplomové práce. Při rešerši se ukázalo, že podobnou problematikou se zabývá i tým ze švédské univerzity (Joy, Cervantes, Raisee [14]). Zveřejněná zpráva této skupiny prezentuje slibné výsledky jejich výpočtu sací trouby Francisovy turbiny. Jejich výzkum je však v počáteční fázi a výpočet byl zveřejněn pouze v omezené podobě bez více detailů.

Důležitým závěrem první části je podkapitola (1.6.7), která kriticky srovnává doposud známé metody. Hlavním poznatkem je, že doposud nebyla navrhnuta spolehlivě fungující metoda eliminující tlakové pulzace bez výrazného snížení účinnosti.

Jelikož na odboru fluidního inženýrství byla vyvíjena vírová turbina, která má vhodný charakter proudění v sací troubě (tj. obvodová složka ve všech běžných provozních režimech), tak byla vybrána právě její sací trouba pro implementaci nastavitelných žeber. Druhá kapitola popisuje základní princip a charakter proudění právě tohoto typu turbiny.

Ve třetí části je uvedeno odvození Coriolisova čísla pro tři teoretické případy proudění v sací troubě. Důležitým závěrem této části je, že pro návrh žeber v sací troubě je klíčové analyzovat charakter proudění tak, aby byla rychlost efektivně transformována z obvodového do axiálního směru a zároveň, aby nedocházelo k nadbytečným ztrátám tam, kde je účinnost žeber nízká.

Poslední část této práce ukázala, že je možné pomocí nastavitelných žeber využít tangenciální složky rychlosti a zvýšit tak účinnost sací trouby. Byla navrhnuta geometrie žeber, která dokázala zlepšit účinnost o 5,08 % pro podoptimun a o 0,94 % pro optimum oproti savce bez žeber. Naopak pro nadoptimum byla účinnost zhoršena o 2,03 %.

Nestacionární výpočet ukázal, že při podoptimálním režimu provozu vírové turbiny se savkou bez žeber vznikaly dva vírové copy a tlakové pulzace byly významné. Optimalizovaná geometrie se žebry tyto pulzace nedokázala zmírnit, pouze změnit do podoby proudění s jedním, avšak silnějším vírovým copem. Při optimálním a nadoptimálním režimu nebyly výrazné tlakové pulzace přítomny.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

[1] NECHLEBA, Miroslav. *Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství: Vysokošk. učebnice pro obor vodní stroje a zařízení : Určeno konstruktérům a provoz. inž.* 2., rozš. vyd. Praha: SNTL, 1962. Řada strojírenské literatury.

[2] HOLATA, Miroslav, Pavel GABRIEL, ed. *Malé vodní elektrárny: projektování a provoz*. Vyd. 1. Praha: Academia, 2002. ISBN 80-200-0828-4.

[3] FAVREL, Arthur Tristan. *Dynamics of the cavitation precessing vortex rope for Francis turbines at part load operating conditions*. Lausanne, 2016. Doctoral thesis. ÉCOLE POLYTECHNIQUE FÉDÉRALE DE LAUSANNE.

[4] JAROŠ, F. *Hydraulický výzkum kolenových savek kruhových profilů*. Brno, 1983. Výzkumná zpráva. VUT v Brně.

[5] HALUZA, Miloslav. *Přednášky z předmětu Tekutinové stroje I*. VUT FSI Brno, Energetický ústav, Odbor fluidního inženýrství Viktora Kaplana, 2020.

[6] SKOTÁK, Aleš. *Vírové struktury v savce vodní turbiny: Vortex structures in a water turbine draft tube*. Brno, 2004, 68 s. Doktorská disertační práce. VUT FSI. Vedoucí práce Prof.Ing. František Pochylý CSc.

[7] DÖRFLER, Peter, Mirjam SICK a André COUTU. *Flow-induced pulsation and vibration in hydroelectric machinery: engineer's guidebook for planning, design and troubleshooting*. New York: Springer, 2013. ISBN 978-1-4471-4251-5.

[8] BHAN,, S, J CODRINGTON, a H MIEKE. Reduction of Francis turbine draft tube surges. In: *Proceedings of the 5th International Symposium on Hydro Power Fluid Machinery*. (Chicago, IL, USA).

[9] FOROUTAN, Hosein. *Simulation, analysis, and mitigation of vortex rope formation in the draft tube of hydraulic turbines*. Pennsylvania, USA, 2015. Dizertační práce. The Pennsylvania State University.

[10] NISHI, M., X. WANG, K. YOSHIDA, T. TAKAHASHI a T. TSUKAMOTO. An experimental study on fins, their role in control of the draft tube surging. *Kluwer Academic Publishers: Hydraulic Machinery and Cavitation*. **1996**, 905-914.

[11] SUSAN-RESIGA, R., S. MUNTEAN, T. C. VU, G. D. CIOCAN a B. NENNEMANN. Jet Control of the Draft Tube Vortex Rope in Francis Turbines at Partial Discharge. *23rd IAHR Symposium - Yokohama* [online]. [cit. 2021-03-16]. Dostupné z: http://acad-tim.tm.edu.ro/iSMART-flow/pdf/IAHR2006paper192.pdf

[12] TANASA, C., A STUPARU, C STROITA, C POPESCU a R SUSAN-RESIGA. 3D numerical analysis of pulsating water jet in the draft tube cone of hydraulic machinery. *AIP Conference Proceedings* [online]. [cit. 2021-03-16]. Dostupné z: doi:10.1063/1.5138117

[13] BLOMMAERT, G., J.-E PRENAT, F. AVELLAN a A BOYER. Active control of francis turbine operation stability. *3rd ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference* [online]. San Francisco, California, USA, 1999 [cit. 2021-03-16]. Dostupné z: doi:10.13140/RG.2.1.2887.0886

[14] JESLINE, Joy, Raisee MEHRDAD a Michel J. CERVANTES. Study of Flow Characteristics inside Francis Turbine Draft Tube with Adjustable Guide Vanes. In: *6th IAHR Europe Congress* [online]. Warsaw, Poland, 2021 [cit. 2021-03-30].

[15] WU, J.-Z., S.-Y. CHEN, Y.-L. WU, R.-K. ZHANG, F. MAO a S.-H. LIU. Characteristics and control of the draft-tube flow in part-load Francis turbine. *Journal of*

Fluids Engineering [online]. [cit. 2021-03-17]. Dostupné z: doi:10.1115/1.3002318

[16] HALUZA, Miloslav. *Vývoj vírové turbiny*. 2004. Habilitační práce. VUT FSI Brno, Energetický ústav, Odbor fluidního inženýrství Viktora Kaplana.

[17] STAREČEK, Jakub. *Rychloběžná turbína s nepravidelnou lopatkovou mříží*. Brno, 2020. Dostupné také z: https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/122552. Dizertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.

[18] RUDOLF, Pavel. *Přednášky z předmětu Výpočtové modelování proudění*. VUT FSI Brno, Energetický ústav, Odbor fluidního inženýrství Viktora Kaplana, 2020.

[19] SANO, T., M. MAEKAWA, N. OKAMOTO a H. YANO. Investigation of flow pattern downstream of spiral grooved runner cone in pump-turbine. *IOP Conference Series Earth and Environmental Science* [online]. [cit. 2021-03-15]. Dostupné z: doi:10.1088/1755-1315/15/2/022019

[20] ŠOB, F., V. HABÁN a M. HALUZA. *Charakteristiky modelových turbin VUT - FSI pro velké průtoky a malé spády: VUT-EU-QR-37-00*. VUT v Brně, 2000. Výzkumná zpráva.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
c	Absolutní rychlost	$m \cdot s^{-1}$
c'	Měrná (specifická) absolutní rychlost proudu	$m^{0,5} \cdot s^{0,5}$
c_4	Výstupní rychlost ze sací trouby	$m \cdot s^{-1}$
c_s	Střední rychlost pístového profilu	$m \cdot s^{-1}$
c_{ax}	Axiální rychlost	$m \cdot s^{-1}$
c_m	Meridiální složka absolutní rychlosti	$m \cdot s^{-1}$
c_r	Radiální rychlost	$m \cdot s^{-1}$
c_{tan}	Tangenciální rychlost	$m \cdot s^{-1}$
c_u	Obvodová složka absolutní rychlosti	$m \cdot s^{-1}$
c_x	Složka rychlosti kolmá na plochu dS	$m \cdot s^{-1}$
c_p	Koeficient regenerace tlaku	$-$
D	Průměr oběžného kola	m
E	Měrná energie	$J \cdot kg^{-1}$
E_z	Ztrátová měrné energie	$J \cdot kg^{-1}$
g	Tíhové zrychlení	$m \cdot s^{-2}$
H	Čistý spád	m
k	Turbulentní kinetická energie	$m^2 \cdot s^{-2}$
l	Délka sací trouby	m
n	Otáčky	n^{-1}
p	Statický tlak	Pa
p_a	Atmosferický tlak	Pa
p_D	Dynamický tlak	Pa
p_S	Statický tlak	Pa
Q	Objemový průtok	$m^3 \cdot s$
Q_{11}	Jednotkový průtok	$m^3 \cdot s$
r	Poloměr v polárním souřadném systému	m
S	Průřezová plocha	m^2
u	Unášivá rychlost	$m \cdot s^{-1}$
u_τ	Třecí rychlost	$m \cdot s^{-1}$
w	Relativní rychlost	$m \cdot s^{-1}$
$y+$	Bezrozměrná vzdálenost	$-$
z	Souřadnice v Kartézském souřadném systému	m
z^*	Tlaková ztráta v difuzoru bez výtokové ztráty	Pa
z'	Celková tlaková ztráta v difuzoru	Pa
z_{t1}	Tlaková ztráta v přiváděcím potrubí	Pa
α	Coriolisovo číslo	$-$
β	Úhel mezi relativní a unášivou rychlostí (úhel lopatky)	°
$90° - \beta$	Úhel odklonu proudu od axiálního směru v sací troubě	°
β	Doplňkový úhel $90° - \beta$	°
η	Účinnost sací trouby	%

η_h	Hydraulická účinnost	%
Θ	Úhel difuzornosti sací trouby	°
μ	Dynamická viskozita	$Pa \cdot s$
ν	Kinematická viskozita	$m^2 s \cdot^{-1}$
ξ	Ztrátový součinitel se zahrnutím výtokové ztráty	$-$
ξ*	Ztrátový součinitel bez zahrnutí výtokové ztráty	$-$
ρ	Hustota	$kg \cdot m^3$
τ	Smykové napětí	Pa
ω	Vířovost	s^{-1}