



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

**VÍCEFÁZOVÁ CFD SIMULACE
SPIRÁLNÍHO VÍRU V BEZLOPATKOVÉM
VÍROVÉM GENERÁTORU**

MULTIPHASE CFD SIMULATION OF SPIRAL VORTEX IN VANELESS SWIRL
GENERATOR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Filip Zatloukal

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. David Štefan, Ph.D.

BRNO 2022

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Filip Zatloukal**
Studijní program: Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor: Fluidní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. David Štefan, Ph.D.**
Akademický rok: 2021/22

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:

Vícefázová CFD simulace spirálního víru v bezlopatkovém vírovém generátoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Spirální vír vznikající v difuzoru je jednou ze známých forem rozpadu víru. V savce vodní turbíny se takovému víru říká „vírový cop“. Vírový cop vzniká při provozu turbíny (zejména Francisovy) mimo optimum. Vznik vírového copu v savce turbíny je doprovázen výskytem velkých tlakových pulzací generujících hluk a způsobujících mechanické namáhání celého soustrojí. V případě rezonance může dojít k fatálnímu poškození. Ke studiu těchto jevů bylo na Odboru fluidního inženýrství V. Kaplana vyvinuto zjednodušené zařízení – vírový generátor. Průhledná část difuzoru poskytuje optickou vazbu na tvar spirálního víru viditelného díky kavitaci v jádru víru. S využitím CFD software lze takovéto proudění simulovat a rozsáhleji analyzovat, než je tomu pouze pomocí experimentu.

Cíle diplomové práce:

CFD výpočty kavitujícího proudění vyvolaného spirálním vírem.

Srovnání výsledků simulace s již získanými daty z experimentu – záznamy tlaků a záznamy z rychlokamery.

Detailní analýza proudového pole s kavitující vírovou strukturou.

Seznam doporučené literatury:

ŠTEFAN, D., RUDOLF, P., HUDEC, M., URUBA, V., PROCHÁZKA, P. URBAN, O.
Experimental

investigation of vortex ring formation as a consequence of spiral vortex re-connection. In IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2019. s. 1-6. ISSN: 1755-1315.

POCHYLÝ, F., URBAN, O., FIALOVÁ, S. Reduction of the mathematical model of liquid flow within an instability. In IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2019. s. 1-10. ISSN: 1755-1315.

URBAN, O., RUDOLF, P. POD analysis of a vortex rope with transient boundary conditions. In IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2019. s. 1-6. ISSN: 1755-1315.

ŠTEFAN, D., HUDEC, M., URUBA, V., PROCHÁZKA, P., URBAN, O., RUDOLF, P. Experimental investigation of swirl number influence on spiral vortex structure dynamics. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2021, roč. 774, č. 1, s. 1-10. ISSN: 1755-1307.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Práce se zabývá vícefázovou CFD simulací spirálního víru v bezlopatkovém vírovém generátoru. Spirální vír tvořený v savce vodní turbíny se nazývá „vírový cop“. Vírový cop vzniká, když turbína pracuje mimo návrhový pracovní bod. V práci jsou probrány vírové generátory vyrobené pro studii vírových copů. Na bezlopatkovém vírovém generátoru jsou provedeny dvoufázové CFD výpočty za použití turbulentního modelu RSM v softwaru ANSYS Fluent. Následně jsou získané výsledky porovnávány s experimentálními daty naměřenými na tomto generátoru. Práce je zaměřena na detailní analýzu rychlostního pole v difuzoru za nábojem vírového generátoru. Je porovnáno vírové číslo vyhodnocené z experimentu s dvoufázovou simulací a následně chování vírového čísla po délce difuzoru a za ním. Část práce je věnována synchronním a asynchronním tlakovým pulzacím, kterými je vírový cop charakteristický.

KLÍČOVÁ SLOVA

CFD, vírový cop, RSM, vírový generátor, kavitace, vírové číslo

ABSTRACT

This thesis deals with multiphase CFD simulation of spiral vortex in bladeless swirl generator. Spiral vortex formed in the draft tube of hydraulic turbine is called “vortex rope”. Vortex rope is formed when the turbine is forced to operate in off-design conditions. Assessment of swirl generators used for the study of vortex ropes is presented. The multiphase CFD simulations are carried out for the bladeless swirl generator with use of Reynolds stress turbulence model in ANSYS Fluent software. The results from calculations are compared with available experimental data previously measured on this particular swirl generator. The main focus is on detailed analysis of velocity field in the diffuser part of the generator where the vortex appears. Experimentally estimated swirl number is compared with the one evaluated from simulation. The swirl number is also monitored along the length of diffuser and downstream. Finally, the synchronous and asynchronous pressure pulsations are studied by means of Fast Fourier Transformation.

KEYWORDS

CFD, vortex rope, RSM, swirl generator, cavitation, swirl number

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ZATLOUKAL, Filip. *Vícefázová CFD simulace spirálního víru v bezlopatkovém vírovém generátoru*. Brno, 2022. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/139717>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce David Štefan.

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu mé práce Ing. Davidu Štefanovi, Ph.D. za jeho užitečné rady, čas, vstřícnost a celkové vedení diplomové práce. Dále bych rád poděkoval doc. Ing. Pavlu Rudolfovi Ph.D. a Ing. Ondřejovi Urbanovi za jejich rady během vypracovávání mé práce. V neposlední řadě bych rád poděkoval rodině a přítelkyni, kteří mě během celého studia podporovali.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením pana Ing. Davida Štefana, Ph.D. a dále prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

V Brně dne 20. května 2022

.....

Podpis autora

OBSAH

Úvod.....	13
1 Přehled současného stavu poznání	14
1.1 Vírový cop [4], [5]	14
1.1.1 Studie vířivého proudění a rozpad víru [7], [8], [9]	15
1.1.2 Popis vzniku vírového copu a režimy vírového copu	16
1.2 Studie vírového copu pomocí měření a CFD	17
1.2.1 Studie v savkách Francisových turbín	17
1.2.2 Studie na vírových generátorech	19
1.2.2.1 Vírový generátor Polytechnická univerzita Temešvár (RO)	19
1.2.2.2 Vírový generátor Univerzita Stuttgart (DE)	21
1.2.2.3 Vírový generátor Vysoké Učení Technické v Brně I (CZ)	22
1.2.2.4 Upravený vírový generátor Polytechnická univerzita Temešvár (RO)	23
1.2.2.5 Vírový generátor Vysoké Učení Technické v Brně II (CZ)	23
1.3 Vliv vírového čísla	24
1.4 Kavitace v hydraulických strojích	25
2 Výpočetní modely použité v práci.....	26
2.1 Reynolds stress model (RSM)	26
2.2 Vícefázový a kavitační model	27
2.2.1 Mixture model (vícefázový model směsi) [32], [33], [34], [35]	27
2.2.2 Kavitační model Schnerr-Sauer [32], [33], [34], [35]	28
3 Měřicí trať a měření.....	29
3.1 Vysokorychlostní kamera	30
4 Dekompozice a Výpočtová síť	31
4.1 Dekompozice	31
4.2 Výpočtová síť.....	33
5 Okrajové podmínky a nastavení výpočtu.....	36
6 Výsledky.....	39
6.1 Porovnání odběrných míst	39
6.2 Vírové číslo	40
6.2.1 Porovnání s experimentem	41
6.2.2 Vírové číslo po délce	41
6.3 Střední hodnota parní fáze v difuzoru.....	42
6.4 Porovnání středních hodnot parní fáze	43
6.5 Vyhodnocení tlakových pulzací.....	44
6.5.1 Synchronní a asynchronní pulzace	44
6.5.2 Pulzace vyhodnocené ze záznamu objemu parní frakce v difuzoru.....	47
6.6 Porovnání otáčkových frekvencí s experimentem	47
6.7 Rychlostní pole	48

6.8	Tlakové pole.....	50
7	<i>Závěr.....</i>	<i>51</i>
8	<i>Seznam použité literatury.....</i>	<i>53</i>
9	<i>Seznam obrázků</i>	<i>57</i>
10	<i>Seznam tabulek.....</i>	<i>58</i>
11	<i>Seznam použitých zkratk a symbolů</i>	<i>59</i>
11.1	Seznam použitých zkratk	59
11.2	Seznam použitých symbolů.....	59
12	<i>Přílohy</i>	<i>61</i>
12.1	Obrazové porovnání plynné fáze.....	61
12.2	Frekvenčně amplitudové grafy.....	64
12.3	Tlaková pole.....	71

ÚVOD

Vírový cop vzniká v savce vodních turbín, když pracují mimo návrhový bod. V dnešní době, kdy je snaha vytvářet elektrickou energii pomocí obnovitelných zdrojů, jako jsou větrné či solární elektrárny, tak nejlepším adeptem na vyvažování frekvence elektrické sítě jsou přečerpávací vodní elektrárny. Turbíny, které jsou na těchto elektrárnách instalovány musí pracovat v širokém rozsahu pracovních bodů [1]. Jenže geometrie turbín je navrhována na určitý provozní bod s navrhovaným průtokem, kde turbína dosahuje nejlepších účinností. Při změně průtoku na jiný, než je navrhovaný průtok se snižuje účinnost turbíny. Některé turbíny, jako je například Kaplanova, mají možnost na tuto událost reagovat a natočit lopatky, tak aby opět pracovali s dobrou účinností. Na druhé straně Francisovy turbíny tuto možnost nemají a vlivem jiných provozních parametrů se v savce mohou vytvářet nestabilní vírové struktury. Vznik vírových struktur má za následek změna rychlostí na výstupu z oběžného kola. Vírový cop je jednou z těchto struktur. Jeho vznik a rozpad mají za následek tlakové pulzace, hluk a způsobuje mechanické namáhání celého soustrojí. V případě rezonance může dojít k fatálnímu poškození stroje [2], [3].

Kvůli studii vírových copů jsou navrhovány a vyráběny vírové generátory, kde se dá tato nestabilní vírová struktura nasimulovat. Některé generátory jsou s lopatkami. Tyto generátory mají konstantní vírové číslo, tudíž je na něm možné pozorovat pouze jeden typ vírového copu. Další generátory mohou být bezlopatkové, kde je vírové číslo proměnné a dá se na něm nasimulovat více typů vírového copu [3].

Tato práce se zabývá porovnáním výsledků mezi experimentálním měřením a dvoufázovou CFD simulací vírového copu. V praktické části práce je popsána tvorba výpočtové sítě a nastavení výpočtů. K výpočtu byl použit model turbulence RSM, dvoufázový model mixture v kombinaci s kavitačním modelem Schnerr-Sauer.

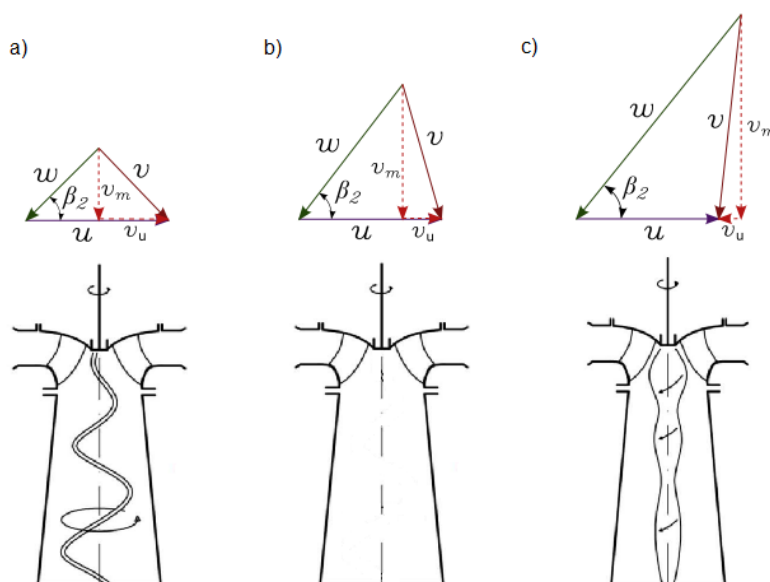
Sledovanými výsledky práce budou CFD výpočty kavitujícího proudění vyvolané vírovým copem. Následné srovnání výsledku simulace s již naměřenými daty z experimentu – záznamy tlaků a záznamy z rychlokamery. Konečným výsledkem bude detailní analýza proudového pole s kavitující vírovou strukturou.

1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

1.1 Vírový cop [4], [5]

Vírový cop vzniká v přetlakových Francisových vodních turbínách, když jsou provozovány mimo návrhový bod. Lopatky oběžného kola jsou konstruovány tak, aby turbína měla největší účinnost v návrhovém bodě, anglicky označován jako BEP (Best Efficiency Point). Při změně pracovního bodu turbíny se mění rozložení rychlostí před a za oběžným kolem. V tento moment turbína nepracuje s největší účinností a jediná možnost, jak jí dosáhnout, je změna geometrie oběžného kola. Kaplanovy axiální turbíny jsou konstruovány s otočnými lopatkami. Ovšem tato konstrukční úprava se netýká Francisových turbín. Francisova turbína má pevné lopatky a v pracovním bodě mimo optimum ztrácí na účinnosti. Nestabilní vířivé proudy, jako je vírový cop doprovází silné tlakové pulzace, hluk a vibrace. Tyto jevy ohrožují chod turbíny, omezují provozní rozsah a snižují životnost.

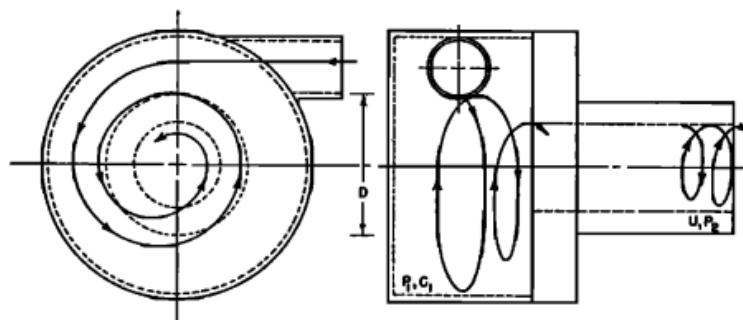
Hlavní strukturou nestacionárních vírových struktur je vírový cop (spojitá vírová struktura tvaru vývrtky, která rotuje v opačném směru a s nižší rychlostí otáčení než oběžné kolo), pozorovaný v savce Francisovy turbíny. Za jeho vznikem stojí rozdílné rozložení rychlosti na výstupu z oběžného kola, je turbína provozována mimo optimum. Na Obr. 1. (b) je uveden ideální rychlostní trojúhelník Francisovy turbíny v optimu. Hlavní doménou je nízká tangenciální složka absolutní rychlosti v_u . Jedním z parametrů, který definuje geometrii lopatky je konstantní výstupní úhel β_2 . Při snižování průtoku turbínou pod hodnotu navrhovaného průtoku v BEP roste v_u (Obr. 1. (a)), která je dána úhlem β_2 a konstantní obvodovou rychlostí oběžného kola u . Směry vektorů rychlostí v_u a u mají stejný směr. V případě, kdy se průtok zvětší nad navrhovaný průtok, rychlost v_u opět roste (Obr. 1. (c)), avšak směry vektorů rychlostí jsou opačné. Vírový cop vzniká při nižším průtoku, než je navrhovaný průtok v BEP.



Obr. 1 Rychlostní trojúhelníky a odpovídající tvary copu, upraveno a převzato z [6]

1.1.1 Studie vířivého proudění a rozpad víru [7], [8], [9]

Pravděpodobně úplně první, kdo podal zprávu o časově závislém periodickém pohybu vírových struktur, byl Vonnegut v roce 1954. Detekoval tón ve „vírové píšťalce“ (vortex whistle) zobrazené na Obr. 2, který měl frekvenci skoro přímo úměrnou průtoku. Dále byly pozorovány spirální struktury nad „delta křídly“ (delta wing) připomínající řecké písmeno delta Δ (Obr. 3). Mnozí autoři v dalších letech zkoumali tento jev v potrubích. Bylo zjištěno, že na rozpad víru má vliv Reynoldsovo číslo. Při nízkých hodnotách se rozlišovalo několik typů rozpadu víru, avšak při vysokých Reynoldsových číslech byly pozorovány pouze dva, bublinový a spirálový typ. Rozpad víru je pozorován při změně proudění. Pokud na vstupu přidáme tangenciální rychlost, tak se axiální rychlost začne snižovat. Místo, kde je axiální rychlost rovna nule, se nazývá bod stagnace. Za tímto bodem můžeme pozorovat oblast s nízkou axiální rychlostí nebo dokonce zpětného proudění, kolem které protéká oblast vířivého proudění. Tyto oblasti jsou od sebe odděleny smykovou vrstvou s rozdílnými gradienty rychlostí. Při rozpadu bublinového víru vznikne v bodě stagnace bublina a při rozpadu spirálového víru se přímé vírové vlákno začne ohýbat a pokračuje dále po směru toku ve spirálovitém tvaru. Tento spirálovitý vír dále napomáhá snižování rychlosti v ose proudu a zrychlení ve vnější oblasti.



Obr. 2 Schéma vírové píšťalky, upraveno a převzato z [10]



Obr. 3 Delta wing, upraveno a převzato z [11]

1.1.2 Popis vzniku vírového copu a režimy vírového copu

Nishi a Liu [12] ve své práci popisují vznik vírového copu, který zaznamenali během experimentu v savce vodní turbíny. Voda ztrácí axiální rychlost s rostoucím vířením, vznikne stagnační bod, za kterým se vytvoří oblast zpětného proudění. Stagnační bod může vzniknout blízko výstupu z oběžného kola, pokud je víření dostatečně silné. Mezi oblastí zpětného proudění a vnějším vířením se může vytvořit smyková vrstva. Vírová vlákna se mohou jednoduše spojit v jeden vírový cop. Jestli tlak v jádru víru klesne pod hodnotu sytých par, je vírový cop díky kavitaci viditelný. Stoupání víru se zvětšuje s rotací proudu a může se otáčet proti směru hlavního proudu víření.

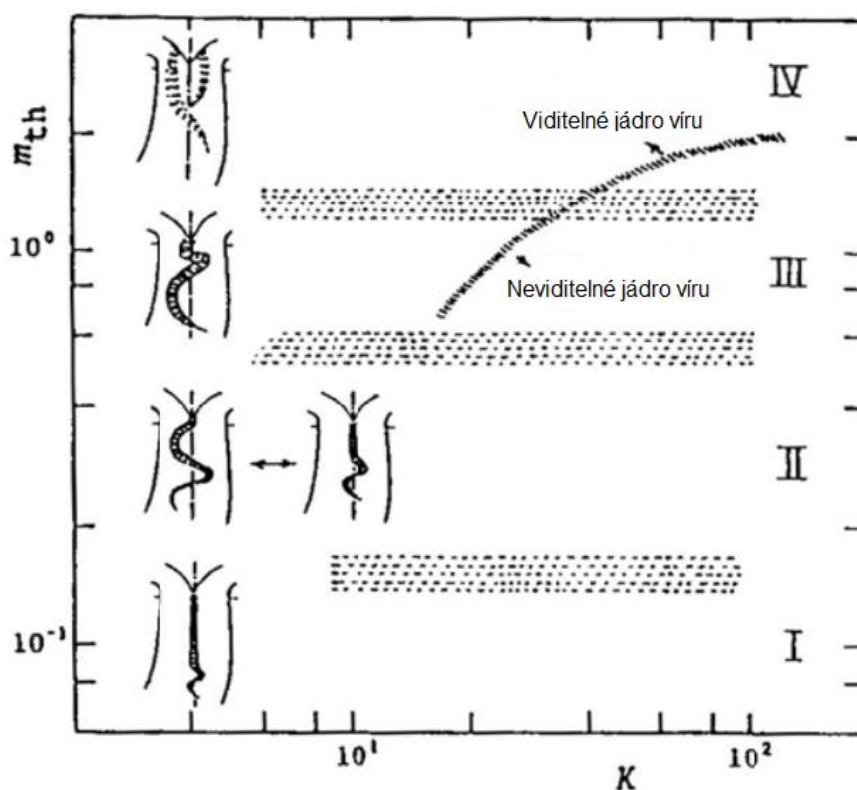
Vírový cop je podle charakteru vířivého proudění na vstupu do savky turbíny rozdělen do čtyř režimů. Vzhledem k tomu, že se může bod stagnace pohybovat po směru nebo protisměru proudu v závislosti na víření, závisí na něm tvar a chování vírového copu [12]. Níže popsané režimy jsou zobrazeny na Obr. 4.

Režim I: Pozorovaný cop je téměř rovný. V savce není žádná oblast zpětného proudění.

Režim II: Vírový cop se nepravidelně mění. Rychlost víření je nestabilní a bod stagnace mění svoji polohu.

Režim III: Je pozorovaný jeden stabilní cop. Bod stagnace se nachází blízko vstupu do savky.

Režim IV: Pozorovaný cop je dvojitý (až trojitý). Vlivem silného víření se bod stagnace posunul blízko k výstupu z oběžného kola.



Obr. 4 Režimy vírového copu, upraveno a převzato z [12]

1.2 Studie vírového copu pomocí měření a CFD

Pro bližší pochopení vírového copu za oběžným kolem jsou prováděny experimentální měření a CFD výpočty, jak na zmenšených modelech turbín, tak na zjednodušených zařízeních, takzvaných vírových generátorech. Generátory jsou vyráběny kvůli nižším nákladům na výrobu prototypu, v porovnání se samotným modelem turbíny.

1.2.1 Studie v savkách Francisových turbín

Na začátku 21. století se na studii vírového copu v savce pomocí výpočetní dynamiky proudění (CFD) zaměřili Skoták a Ruprecht.

Ruprecht a kol. [13] se v jedné ze svých prvních studií zaměřili na silné kolísání tlaku v savce turbíny a porovnávali naměřená data s CFD výpočty. V počátku zkoumali model turbulence na proudění v přímém difuzoru a v další části provedli simulaci na zahnuté savce. Pro ustálený stav proudění v difuzoru byl použit model turbulence $k-\varepsilon$. Byli schopni vizualizovat silnou recirkulační oblast v ustáleném stavu. Po zavedení jejich upraveného modelu turbulence $k-\varepsilon$ se proudění stalo nestacionárním a byl pozorován vírový cop šroubovitého tvaru. V zahnuté savce porovnávali naměřené tlaky v označených místech s tlaky, které vypočítali. V bodě blíže oběžnému kolu se frekvence i amplituda shodovali, avšak v koleni savky se shodovala pouze frekvence.

V experimentální části své disertační práce se Skoták [14] zaměřil na popis chování víru, který se vytvářel za modelem turbíny během měření. Do savky vyrobené z akrylátového skla byly zavedeny tlakové snímače a z těchto záznamů byly vyhodnocovány frekvence víru. Dále bylo sledováno rozložení tlaku po průřezu savky pomocí zavedené válcové sondy do proudu. V numerické části práce se autor zabýval simulací víru v rovném difuzoru a také v kolenové savce. Autor se zaměřil na porovnání modelů turbulence a rozdíly vyhodnocených dat z těchto modelů. Byly použity modely LES (Large eddy simulation), RMS (Reynolds-stress model), INV (neviskózní nestacionární model proudění) a $k-\varepsilon$. Z dat získaných výpočty byly vyhodnoceny frekvenčně amplitudové charakteristiky se zaměřením na synchronní pulzace. V práci byl dále sledován vliv vstupního charakteru proudění na chování a tvar víru. Autor ve své práci objasnil několik věcí. Například teorii o rozpadu víru, kde jedna vysvětluje vznik precese jako rozpad axiální symetrie a druhá se zaměřovala na nestabilitu smykové vrstvy vznikající na rozhraní proudů o různých rychlostech. Pomocí numerického výpočtu autor objasnil vznik podélných tlakových pulzací v savce, které vyvolává rozpad víru a následnou možnost ovlivnění těchto pulzací rozložením rychlostí na výstupu z oběžného kola.

Ve svém článku z roku 2009 použili Zhang a kol. [11] model turbulence RNG $k-\varepsilon$ s logaritmičnými stěnovými funkcemi, kvůli lepší vizualizaci nestabilního proudění. K detekci víru využili Δ -kritéria. Zabývali se vlivem y^+ a sítě na vypočítané výsledky. Po délce savky umístili tři kontrolní body a sledovali v nich fluktuace tlaku, ze kterých následně pomocí Strouhalova čísla vyhodnotili frekvence. V poslední části se autoři zaměřili na zpětné proudění v savce a existenci smykové vrstvy mezi proudy opačných rychlostí. Popisují, že tato smyková vrstva je velice nestabilní a je zodpovědná za většinu chaotického chování v savce.

Pro výzkumné pracovníky, akademiky nebo studenty je složité získat naměřená data na turbíně. Z tohoto důvodu byly provedeny série tří workshopů Francis-99 organizovaných Norskou univerzitou vědy a technologií a Technickou Univerzitou v Lulei ve Švédsku v rozmezí let 2014–2018. Kde na zmenšeném modelu Francisovi turbíny, která je nainstalována na Vodní elektrárně v Tokke v Norsku, byly provedeny měření [15]. Tyto data z workshopů jsou dostupné pro všechny. Stejně tak 3D geometrie turbíny a sítě pro výpočty [16]. V návaznosti na tyto workshopy vzniklo spoustu prací, která zveřejněná data využívají.

V roce 2017 Gavrilov a kol. [17] porovnávali výsledky výpočtů pomocí tří modelů turbulence (lineární model vířivé viskozity, RMS a hybridní model RANS/LES) s naměřenými daty z workshopů Francis-99. Vybrali si naměřený bod o průtoku, který byl pouze 35 % navrhovaného průtoku. První bylo provedeno porovnání profilů rychlostí v savce turbíny, jak pro axiální, tak tangenciální rychlost. Lepší přiblížení realitě vykazovaly modely RSM a RANS/LES. V druhé části práce se autoři zaměřili na tlakové pulzace vyvolané precesí vírového copu. Všechny tři modely pěkně zachytily oblast nízké axiální rychlosti ve střední části savky a také tvorbu dvou vírových struktur. Pro vyhodnocení tlakových pulzací a frekvencí byl sledován tlak ve dvou protilehlých bodech v blízkosti oběžného kola. Opět RSM a RANS/LES modely předpověděly takřka přesně hodnoty frekvence, avšak amplituda tlaku byla přibližně o 100 Pa menší. Ze závěru vyplývá, že se autoři přiklání k RSM modelu, který dokázal predikovat lépe precesi vírového copu a také podchytávat frekvence velkých víru v savce.

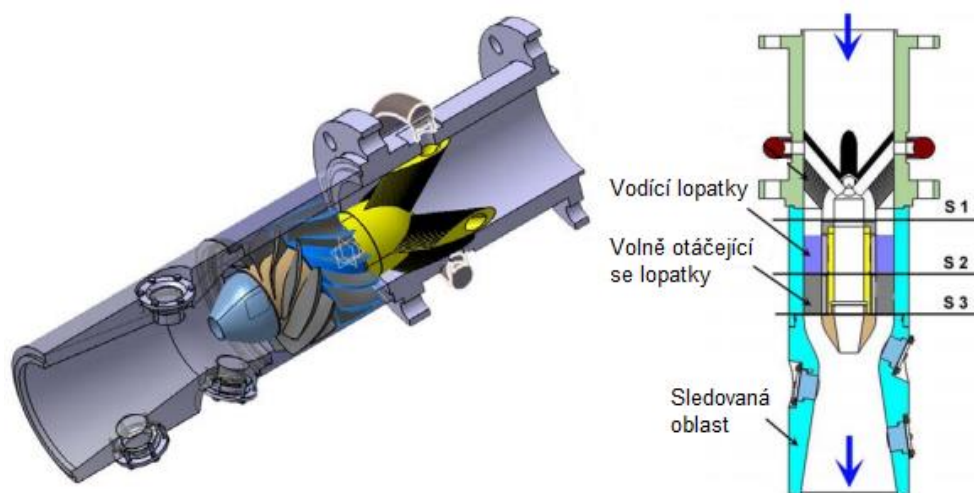
Tran a kol. [1] ve své studii z roku 2019 využili naměřená data k porovnání dvou metod identifikace vírů. Bylo porovnáno Q-kritérium s novou metodou omega [18] (Ω method). Naměřená data Francis-99 použili k porovnání vypočtených výsledků a ověření správnosti výpočtu. Pro výpočet byl použit model SST $k-\omega$ s kavitačním modelem Zwart-Gerber-Belamri. Metody identifikace vírů byly porovnávány pro nižší i vyšší průtok, než je průtok v navrhovaném bodě turbíny. Z práce vychází, že nová metoda omega lépe podchycuje přítomnost vírových struktur. Také pomocí kontur rychlosti autoři potvrdili, že nízká axiální rychlost je zodpovědná za tvorbu vírového copu.

1.2.2 Studie na vírových generátorech

K obecnému pochopení nestability, jako je vírový cop, který se může na každém modelu či díle turbíny chovat jinak, by bylo nutné investovat nemalé prostředky do komplexního modelového měření. Z tohoto důvodu lze výzkum vírového copu provádět na vírových generátorech. Generátory mohou být s lopatkami nebo bez, s tangenciálním či axiálním vstupem, s více řadami lopatek za sebou atd. Byly provedeny studie [19], [20], které potvrzují přínos vírových generátorů na poli výzkumu vírového copu. V následujících podkapitolách budou uvedeny některé z těchto vírových generátorů

1.2.2.1 Vírový generátor Polytechnická univerzita Temešvár (RO)

Vírový generátor vyrobený na Polytechnické univerzitě v Temešáru (Obr. 5) má první řadu pevných vodících lopatek, za kterými jsou další lopatky volně se otáčející. Tyto volně otáčející se lopatky jsou navrženy tak, že dojde ke snížení hybnosti u náboje, a naopak k jejímu zvýšení u špičky lopatky, tím se generuje vířivé proudění daného charakteru. Následuje část do tvaru trysky, která zasahuje do poslední části, kde je kuželový difuzor podobný savce turbíny [21].

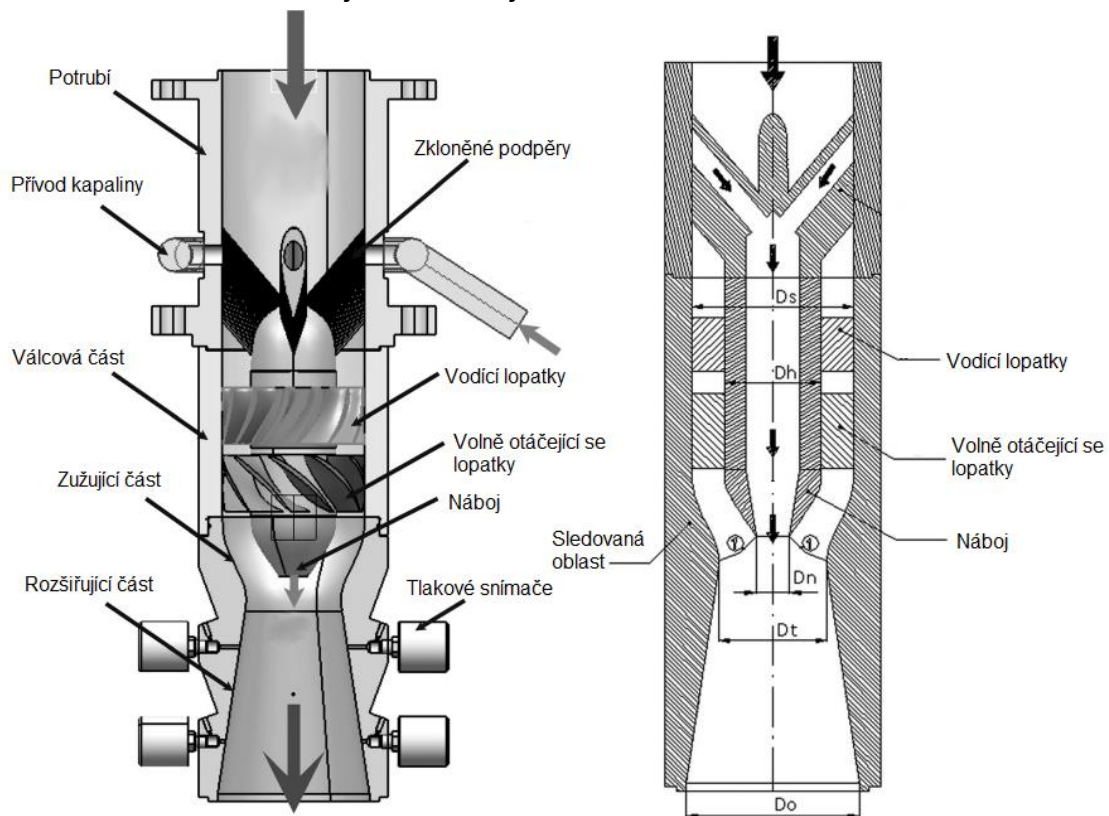


Obr. 5 Vírový generátor Temešvár, upraveno a převzato z [21]

Muntean a kol. [21] používají tento generátor ve své práci se zaměřením vytvořit v difuzoru co nejpodobnější vírovou strukturu s jakou se setkáváme v savce Francisovy turbíny. V generátoru byly nasimulovány podmínky, jako při 70 % návrhovém průtoku turbíny. Po délce generátoru byly tři sekce, kde se během experimentu, tak i numerického řešení, sledoval rychlostní profil. Experimentálně byly rychlostní profily měřeny pomocí LDV systému (Laser Doppler Velocimetry) a také byla sledována obvodová rychlost volného kola pomocí magnetických senzorů. Rychlostní profily z experimentu jsou podobné, jako z numerického řešení vypočtené v programu Fluent. Ovšem obvodová rychlost neodpovídala. Podle autorů je tento rozdíl dán tokem kolem stěny, kde se volné kolo chová jako čerpadlo.

Na předchozí práci navazují Petit a kol. [22], kteří k numerickému řešení používají výpočetní software OpenFOAM. V první části byla úloha vyhodnocena jako statická pomocí frozen rotor a tyto vypočtené hodnoty se následně použili pro tranzientní výpočet. V první části generátoru numerické výsledky sedí s experimentálními dobře, avšak tangenciální rychlost je trochu nižší, než co předpověděl výpočet, což má dopad na axiální rychlost v dalších částech generátoru. Jelikož tangenciální rychlost není dostatečně vysoká, u stěn protéká méně tekutiny a proudění se nechová tak, jak předpovídá výpočet. Následně byly vyhodnoceny frekvence ve čtyřech místech po délce difuzoru. V každém místě byly frekvence z numerického řešení vyšší než z experimentálního. Autoři předpokládají, že tento jev je způsoben turbulentním modelem $k-\varepsilon$. Vzhledem k jiné hodnotě frekvence bylo numerické řešení schopno zachytit pulzace tlaku v axiálním směru s frekvencí 3 Hz.

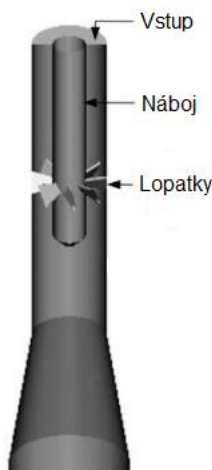
Vliv potlačení tlakových pulzací pomocí vstřikování paprsku vody do místa tvorby vírového copu popsal ve své práci Bosioc a kol. [23]. Celkový průtok generátoru nastavili na 30 l/s a přes střední část generátoru (Obr. 6) vstřikovali určité procento tohoto průtoku. Bylo zjištěno, že se tlakové pulzace se zvětšujícím se procentem vstřikovaného objemu obecně snižují. Ale vstřikování nedokáže zabránit šíření pulzací v axiálním směru. Jako kritickou hodnotu vstřikovaného objemu udávají autoři 11,5 %.



Obr. 6 Vírový generátor Temešvár se vstřikem, upraveno a převzato z [23]

1.2.2.2 Vírový generátor Univerzita Stuttgart (DE)

Na německé Univerzitě ve Stuttgartu byl zkonstruován generátor s osmi nerotujícími lopatkami umístěnými na náboji v ose potrubí (Obr. 7). Změna vířivého proudění byla vytvářena pomocí změny úhlu lopatek. Dále za těmito lopatkami bylo umístěno potrubí ve tvaru kuželového difuzoru, který ústí do nádrže [24].

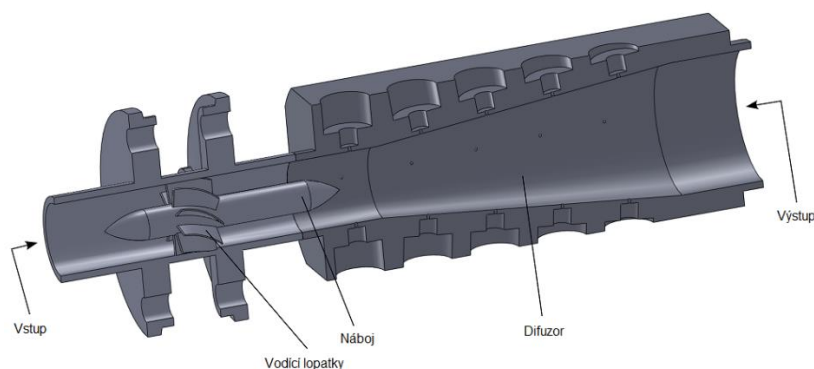


Obr. 7 Vírový generátor Stuttgart, upraveno a převzato z [24]

Gramlich [24] ve své práci využívá naměřená data z tohoto generátoru s nastavenými průtoky 25 a 40 m³/h, což odpovídá přibližně hodnotám 7 a 11 l/s. K porovnání frekvenčních hodnot tlaků a odpovídajícím rychlostním profilům bylo využito celkově pět modelů turbulence. Standardní modely $k-\epsilon$, SST $k-\omega$ a dále tři hybridní modely turbulence RANS/LES. Pro výpočet byl použit software OpenFOAM. Pro průtok 7 l/s se při vyhodnocení frekvencí nejlépe shodoval model turbulence SST $k-\omega$, avšak chyba byla až 22 %. Autor sledoval rychlostní profily ve třech místech a shoda byla nalezena pouze na jednom z nich a jen pro axiální rychlost, kdy je nejbližší jeden z hybridních modelů. Stejně vyhodnocení proběhlo pro průtok 11 l/s. Při porovnání frekvencí tlakových pulzací předpověděl o 9 % nižší hodnoty hybridní model S-A DDES (Spalart-Allmaras Delayed Detached Eddy Simulation). Při porovnání rychlostních profilů byla shoda opět jen v jednom místě pro axiální rychlost. Část práce byla zaměřena na výpočetní náročnost hybridních modelů oproti standardním modelům. Kdy pro výpočet jedné sekundy proudění za pomocí modelu $k-\epsilon$ by bylo potřeba 9 dní, naopak při využití jednoho z hybridních modelů 2977. Je možné, že tato výpočetní náročnost nepotvrdila skutečnost, že hybridní modely turbulence by měly lépe předpovídat proudění.

1.2.2.3 Vírový generátor Vysoké Učení Technické v Brně I (CZ)

Podobný generátor (Obr. 8), jako na Univerzitě ve Stuttgartu, byl zkonstruován na Odboru fluidního inženýrství Viktora Kaplana, Vysokého Učení Technického v Brně. Tento generátor má deset dlouhých a pevných lopatek s úzkými kanály. Za lopatkami je dlouhá špička, která končí těsně před kuželovým difuzorem [25].



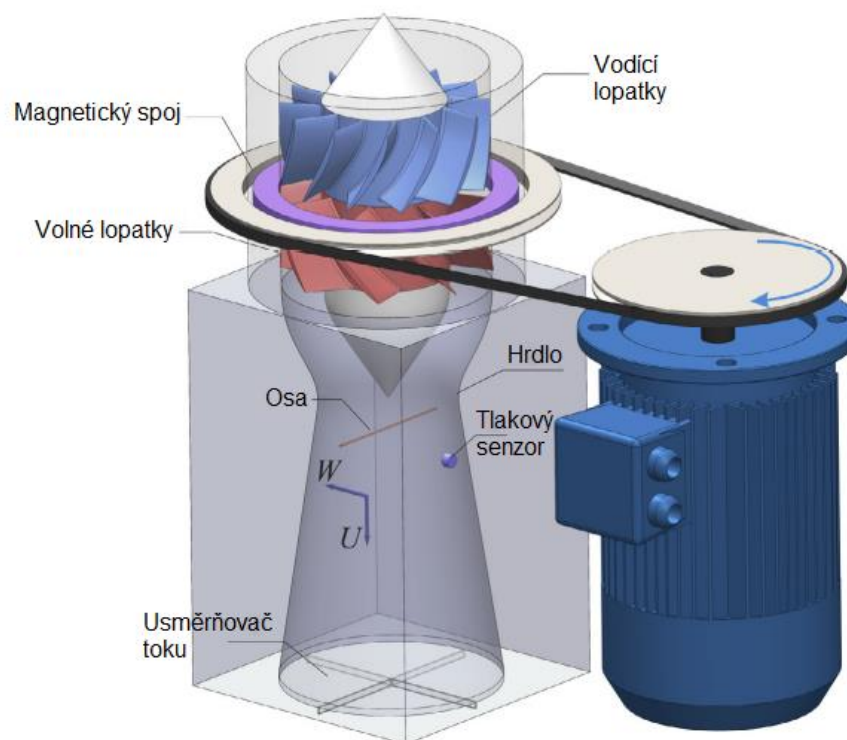
Obr. 8 Vírový generátor VUT I, upraveno a převzato z [26]

Pomocí CFD simulace na geometrii tohoto generátoru bylo dokázáno, že úhel mezi vektory rychlostí je pro různé množství průtoku (4-13 l/s) téměř totožný [25]. V práci od Rudolfa a kol. [25] bylo porovnáváno naměřené rychlostní pole pomocí LDV s CFD výpočty tří modelů turbulence (Realizable $k-\epsilon$, RSM a LES). Rychlostní pole bylo porovnáváno pro více průtoků, kdy při nejnižším průtoku nedocházelo ke kavitaci. Pro axiální složku rychlosti byly rychlostní profily pomocí CFD výpočtů srovnatelné s profily naměřené během experimentu. Avšak pro tangenciální složku rychlosti se profily neshodovaly, přičemž nejhůře dopadl model turbulence $k-\epsilon$, který nedokázal podchytit vysoce vířivé proudění.

Štefan [27] ve své studii porovnával proudové pole dvou různých vírových generátorů. Jedním z nich byl generátor z University v Temešváru (UT) a druhý z Univerzity v Brně (UB). Každý z těchto generátorů produkuje odlišné struktury vírového copu. Pro porovnání byl využit program Fluent R13 a zvolen model turbulence RSM. Okrajové podmínky byly nastaveny stejně pro obě výpočetní domény a výpočetní sítě měly přibližně stejnou hodnotu, a to dva miliony prvků. Pro studii rychlostních polí byly nastaveny čtyři sledovací místa po délce difuzorů. Při výpočtu se vycházelo s identickým Reynoldsovým číslem v prvním sledovaném místě, aby šlo výsledky porovnat. Při prvním porovnání bylo zjištěno, že generátor UB produkuje mnohem menší tangenciální rychlosti. Tohle zjištění bylo dále potvrzeno i po délce difuzoru. Generátor z UT generuje menší axiální rychlosti a vyšší tangenciální rychlosti, což má za následek rozdílné tvary vírových copů, jejich robustnost či stoupání a také jiné oblasti zpětného proudění podél osy difuzoru. V poslední části byly porovnány frekvence vírových copů a amplitudy talkových pulzací. Pro generátor UT (UB) byla zjištěna dominantní frekvence 14,04 (99,46) Hz. s amplitudami v rozmezí 843–1847 (172,5–237,4) Pa.

1.2.2.4 Upravený vírový generátor Polytechnická univerzita Temešvár (RO)

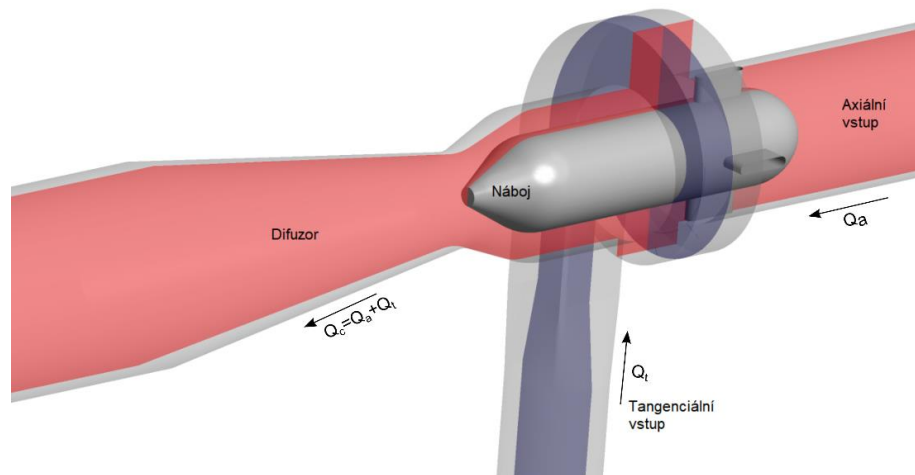
Skripkin a kol. [28] pro svůj výzkum použili podobně navržený vírový generátor, jako byl vyroben na Polytechnické univerzitě v Temešváru s připojeným elektrickým motorem k rotujícím lopatkám pomocí magnetu, uspořádání je možno vidět na Obr. 9 [29]. Takle úprava byla provedena, z důvodu možnosti změny otáček rotující části a tím i změny proudového pole za lopatkami. Při experimentu byl držen konstantní průtok $Q = 80 \text{ m}^3/\text{h}$ ($\approx 22 \text{ l/s}$) a byly měněny otáčky v rozmezí 0–1000 1/min. Během měření byly pozorovány dvě skutečnosti. Kdy při otáčkách 0–450 1/min proudění rotovalo v protisměru hodinových ručiček a od 450 otáček po směru hodinových ručiček. V blízkosti této hodnoty je pozorován symetrický vírový cop kolem osy rotace. Při otáčkách nad 500 1/min se objevuje tenký vírový cop vizualizovaný kavitací. Autor také vyhodnocoval amplitudy tlakových pulzací v oblasti těchto otáček a v rozmezí 300–500 1/min nebyly zaznamenány žádné pulzace.



Obr. 9 Upravený vírový generátor Temešvár, upraveno a převzato z [29]

1.2.2.5 Vírový generátor Vysoké Učení Technické v Brně II (CZ)

V pořadí druhý vírový generátor (Obr. 1.10) navrhnutý na Odboru fluidního inženýrství Viktora Kaplana umožňuje měnit poměr mezi axiálním a tangenciálním momentem hybnosti. Hlavní motivací byla změna parametrů víru v závislosti na jednoduché výrobě a provozu, z tohoto důvodu generátor neobsahuje žádné rotační části a ani lopatky. Ke střední části, kde je upevněný náboj, vedou dva vstupy – jeden axiální a druhý tangenciální.



Obr. 10 Vírový generátor VUT II, upraveno a převzato z [30]

Štefan a kol. [3] se zaměřili na vznik vírových kroužků v důsledku nestacionárního pohybu spirálního víru. Bylo provedeno měření, pro celkový průtok 10 l/s, kdy byl poměr axiálního průtoku k tangenciálnímu 50:50. Během měření byly zaznamenávány snímky pomocí vysoko–rychlostní kamery a také bylo měřeno rychlostní pole pomocí metody PIV (Particle Image Velocimetry). Bohužel, technicky nebylo možné zaznamenávat snímky a měřit rychlostní pole zároveň, takže výsledky nejsou srovnatelné ve stejný časový moment. Avšak byl zachycen vznik vírových kroužků pomocí kamery. Z měřených dat byla nakonec vyhodnocena dominantní frekvence víru 25–30 Hz.

1.3 Vliv vírového čísla

Tvar i chování vírového copu, jak už bylo zmíněno, je ovlivněno rychlostním polem. Bylo zjištěno, že rozpad víru v difuzorech je mechanismus, který vznikne, když je tangenciální hybnost dostatečně velká v porovnání s tokem axiální hybnosti. Tento poměr je vyjádřen bezrozměrným vírovým číslem [26], jedná se o poměr axiálního momentu hybnosti k axiálnímu toku hybnosti.

$$S_r = \frac{1}{R} \cdot \frac{\int v_{ax} \cdot v_{tan} \cdot r \cdot dS}{\int v_{ax}^2 \cdot dS} \quad 1.1$$

Skripkin a kol. [31] se zaměřili na chování vírového copu, na podobně navrženém vírovém generátoru, jako z Univerzity v Temešváru, při proměnném vírovém čísle. Pro měření byl nastaven konstantní průtok $Q = 70 \text{ m}^3/\text{h}$ ($\approx 20 \text{ l/s}$) a byly měněny otáčky rotujících lopatek generátoru. Když byly otáčky nastaveny na 450 1/min, což odpovídalo vírovému číslu $S_r = 0,45$, tak autoři uvádí, že to odpovídá optimálnímu bodu, tudíž nelze pozorovat skoro žádný vírový cop. Naopak, když byly otáčky nastaveny na 700 1/min ($S_r = 1,2$), tak byl vírový cop viditelný. V práci je uvedeno, že s narůstajícími otáčkami od optimálních, roste vírové číslo a také frekvence precese víru s tlakovými pulzacemi.

Ve své nejnovější práci Štefan a kol. [30] sledovali vliv poměru axiálního průtoku ku tangenciálnímu průtoku, tj. vliv vírového čísla na tvar vírového copu, rozložení rychlostí v difuzoru a také na dominantní frekvence copu. Výsledky byly vyhodnoceny ze záznamu vysoko rychlostní kamery a PIV měření rychlostí za pomoci numerické metody POD (Proper Orthogonal Decomposition). Ze zachycených obrazů lze pozorovat, že při převažujícím axiálním průtoku (nižší vírové číslo) vírový cop vzniká a zaniká periodicky, v opačném případě je cop tvořen mnoha vírovými strukturami. Vírové číslo pomocí PIV bylo sledováno v nejužším místě difuzoru. Kdy při průtoku $Q = 10$ l/s bylo možné měřit maximálně poměr průtoků 30:70 (axiální ku tangenciálnímu), protože při vyšším poměru tangenciálního průtoku by nebylo možné správně měřit, kvůli velkému množství kavitace. Z tohoto důvodu byl změněn průtok na $Q = 5$ l/s pro měření s vyšším tangenciálním průtokem ku axiálnímu. Část práce je zaměřena na oblast s nízkou axiální rychlostí. Oblast se zvětšuje a přibližuje k náboji generátoru při zvětšujícím se tangenciálním průtoku. Následkem jsou pak změny tvaru víru a také jeho chování. Poslední část práce je věnována vlivu vírového čísla na frekvenci copu. Kdy se zvětšujícím se vírovým číslem rostou i vlastní frekvence.

1.4 Kavítace v hydraulických strojích

S kavítací se potýkáme už od konce 19. století, kdy byla objevena kavitační eroze na lodních šroubech. Kavítace je vznik malých bublin vyplněné buď směsí parní a plynné fáze, nebo každou fází zvlášť. Malá kavitační bublina vznikne poklesem lokálního tlaku pod hodnotu tlaku nasycených par. Pokud tlak dále klesá nebo je konstantní, bublina se zvětšuje. Když je bublina unášena proudící kapalinou do míst, kde je tlak vyšší, dochází ke kolapsu bubliny. Dojde-li k tomuto kolapsu u stěny potrubí, povrchu obtékaného tělesa nebo přímo na povrchu, vzniká opotřebení tohoto povrchu a následná kavitační eroze. Dnešní hydraulické stroje jsou navrhovány na nejlepší možnou účinnost, a proto jsou provozovány v režimu s mírnou kavítací, čímž vzniká i následné kavitační opotřebení součástí [32]. Kvůli posuzování kavítace v těchto strojích byl zaveden parametr Thomův kavitační součinitel σ :

$$\sigma = \frac{p - p_v}{\frac{1}{2} \rho \cdot v_0^2} \quad 1.2$$

kde: p je statický tlak v místě neovlivněné obtékáním tělesa [Pa], p_v je tlak nasycených par [Pa], ρ je hustota kapaliny [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] a v_0 je střední rychlost v místě obtékání tělesa [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$].

2 VÝPOČETNÍ MODELY POUŽITÉ V PRÁCI

2.1 Reynolds stress model (RSM)

RSM model turbulence je nejpropracovanější RANS model turbulence, který je možné ve Fluentu použít. V tomto modelu se nepředpokládá izotropní turbulentní viskozita, ale Reynoldsovsky středované Navier-Stokesovy (RANS) rovnice jsou řešeny pomocí rovnic pro Reynoldsova napětí v kombinaci s rovnicí disipace. To znamená, že pro proudění ve 3D je řešeno sedm transportních rovnic. Tento model je schopný lépe popsat vířivé proudění než klasické jedno nebo dvou rovnicové modely turbulence, protože zohledňuje účinky zakřivení proudnic, víření, rotace a také rychlých změn rychlostí deformace. Vhodné okruhy pro použití tohoto modelu jsou např. proudění v cyklónech, vysoce vířivé proudění, proudění v rotujících kanálech a také okruhy se zaměřením na proudění vyvolané napětím. Vychází se z Reynoldsovy rovnice přenosu napětí [33]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}'_i \bar{u}'_j) + C_{ij} = -D_{T,ij} + D_{L,ij} - P_{ij} - G_{ij} + \phi_{ij} - \varepsilon_{ij} - F_{ij} + (S), \quad 2.1$$

kde: $C_{ij}, D_{L,ij}, P_{ij}, F_{ij}$ jsou proměnné, které nepotřebují další modelování a $D_{T,ij}, G_{ij}, \phi_{ij}, \varepsilon_{ij}$ je nutné dále modelovat.

$$\text{Konvekční člen: } C_{ij} = \frac{\partial}{\partial x_k}(\rho u_k \bar{u}'_i \bar{u}'_j). \quad 2.2$$

$$\text{Molekulární difuze: } D_{L,ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\mu \frac{\partial}{\partial x_k} (\bar{u}'_i \bar{u}'_j) \right). \quad 2.3$$

$$\text{Vznik napětí: } P_{ij} = \rho \left(\bar{u}'_i \bar{u}'_k \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \bar{u}'_j \bar{u}'_k \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right). \quad 2.4$$

$$\text{Rotační člen: } F_{ij} = 2\rho \Omega_k (\bar{u}'_j \bar{u}'_m \varepsilon_{ikm} + \bar{u}'_i \bar{u}'_m \varepsilon_{jkm}). \quad 2.5$$

$$\text{Turbulentní difusivita: } D_{T,ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial \bar{u}'_i \bar{u}'_j}{\partial x_k} \right), \quad 2.6$$

kde: μ_t je turbulentní viskozita a $\sigma_k = 0,82$,

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad 2.7$$

kde: $C_\mu = 0.09$ a k je turbulentní kinetická energie

$$k = \frac{1}{2} \bar{u}'_i \bar{u}'_i. \quad 2.8$$

$$\text{Turbulentní vztlak: } G_{ij} = -\frac{\mu_t}{\rho Pr_t} \left(g_i \frac{\partial \rho}{\partial x_j} + g_j \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \right), \quad 2.9$$

kde: Pr_t je turbulentní Prandtlovo číslo, $Pr_t = 0,85$.

$$\text{Tlakově-deformační člen: } \phi_{ij} = \phi_{ij,1} + \phi_{ij,2} + \phi_{ij,w}, \quad 2.10$$

kde: $\phi_{ij,1}$ je pomalu tlakově-deformační člen, $\phi_{ij,2}$ je rychle tlakově-deformační člen a $\phi_{ij,w}$ je stěnový člen.

$$\text{Disipace: } \varepsilon_{ij} = \frac{2}{3} \delta_{ij} (\rho \varepsilon + Y_M), \quad 2.11$$

kde: Y_M je dilatační disipace,

$$Y_M = 2\rho\varepsilon M_t^2, \quad 2.12$$

kde: M_t je Machovo číslo,

$$M_t = \sqrt{\frac{k}{a^2}}, \quad 2.13$$

kde: a je rychlost zvuku.

2.2 Vícefázový a kavitační model

Pokud v kapalině dojde ke kavitaci, znamená to, že obsahuje dvě fáze (kapalnou a plynnou). Při CFD výpočtech se tedy uvažují vícefázové modely proudění. V programu Fluent jsou dostupné vícefázové modely VOF (Volume Of Fluid), Mixture, Eulerian a Wet Steam. Následně po výběru vícefázového modelu pro výpočty s kavitací, jsou k výběru kavitační modely Singhal et al., Schnerr and Sauer a Zwart-Gerber-Belamri.

2.2.1 Mixture model (vícefázový model směsi) [32], [33], [34], [35]

Tento model je zjednodušený vícefázový model s různými způsoby využití. Využívá se pro modelování vícefázového proudění, kde se fáze pohybují různými rychlostmi, ale je zahrnut předpoklad, že na krátkém úseku jsou v rovnovážném stavu [32]. Hlavní využití tohoto modelu jsou úlohy sedimentace, cyklóny, proudění s velkým množstvím částí a také proudění, kde je objem plynu vůči objemu kapalně fáze malý. V modelu je řešena jedna sada rovnic zachování pro hmotnost, hybnost, energii a rovnici objemového zlomku pro druhou fázi. Během výpočtu model pracuje s předpokladem, že rychlost, teplota a tlak mezi fázemi jsou stejné. V modelu jsou zavedeny následující veličiny:

hustota směsi [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]

$$\rho_m = \sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \quad 2.14$$

kde: α_k je objemový podíl fáze [-].

Zprůměrované složky rychlosti podle hmotnosti [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]

$$v_{m,j} = \frac{\sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k v_{k,j}}{\rho_m}. \quad 2.15$$

Dynamická viskozita směsi [$\text{Pa}\cdot\text{s}$]

$$\mu_m = \sum_{k=1}^n \alpha_k \mu_k \quad 2.16$$

Složka unášivé rychlostí $v_{dr,k,i}$ [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$].

Pomocí těchto zavedených veličin jsou odvozeny rovnice:

kontinuity:

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \frac{\partial \rho_m v_{m,j}}{\partial x_j} = 0, \quad 2.17$$

hybnosti:

$$\frac{\partial(\rho_m v_{m,i})}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho_m v_{m,i} v_{m,j}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_m \left(\frac{\partial v_{m,i}}{\partial x_j} + \frac{\partial v_{m,j}}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \delta_{ij} \frac{\partial v_{m,l}}{\partial x_l} \right) + \rho f_i + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k v_{dr,k,i} v_{dr,k,j} \right) \quad 2.18$$

kde: f_i jsou složky vnějších objemových sil [N],

objemového vzorku druhé fáze:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_p \rho_p) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\alpha_p \rho_p v_{m,j}) = -\frac{\partial}{\partial x_j}(\alpha_p \rho_p v_{dr,p,j}) + \sum_{k=1}^n (Q_{m,qp} - Q_{m,pq}) \quad 2.19$$

kde: Q_m je hmotnostní průtok [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$] a index primární (sekundární) fáze je q (p).

2.2.2 Kavitační model Schnerr-Sauer [32], [33], [34], [35]

Schnerr a Sauerův model je jeden ze základních kavitačních modelů, které se pro výpočet kavitace používají. Model může být použit v kombinaci s Mixture modelem. V kapalinách vzniká kavitace růstem parní nebo plynové bubliny, nazývaná jako jádra. Pro popsání se uvažuje jádro jako bublina kulového tvaru o poloměru $R_B(t)$ v oblasti kapaliny nekonečné rozlohy. Dále, že známe tlak v kapalině s označením $p_\infty(t)$ a teplota kapaliny je konstantní $T_\infty(t)$, stejně tak i fyzikální vlastnosti kapaliny. Růst a dynamika bubliny se dá popsat Rayleigh-Plessetovou rovnicí (2.20), kdy v programu Fluent pro kavitační model Schnerr-Sauer je využita zjednodušená formulace této rovnice. Dále je implementována rovnice pro objemový podíl par (2.21).

$$\frac{p_B(t) - p_\infty(t)}{\rho_k} = R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{4v_k}{R_B} \frac{dR_B}{dt} + \frac{2\sigma}{\rho_k R_B} \quad 2.20$$

kde: $p_\infty(t)$ je tlak v okolí bubliny [Pa], $p_B(t)$ je tlak uvnitř bubliny [Pa], σ je povrchové napětí [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$], v_k je kinematická viskozita [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] a ρ_k je hustota kapaliny [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_{va} \rho_{va}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\alpha_{va} \rho_{va} \bar{v}_j) = R \quad 2.21$$

kde: R je hmotnostní člen a α_{va} je objemový zlomek parní fáze závislý na počtu kavitačních jader v objemu kapaliny [-]

$$R = \frac{\rho_{va} \rho_k}{\rho} \left(\frac{\partial \alpha_{va}}{\partial t} + \frac{\partial (v_j \alpha_{va})}{\partial x_j} \right) \quad 2.22$$

$$\alpha_{va} = \frac{\frac{4}{3} \pi n_B R_B^3}{1 + \frac{4}{3} \pi n_B R_B^3} \quad 2.23$$

Kombinací těchto dvou členů získáme následující předpis pro R .

$$R = \frac{\rho_{va} \rho_k}{\rho} \alpha_{va} (1 - \alpha_{va}) \frac{3}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_{va} - p}{\rho_k}} \quad 2.24$$

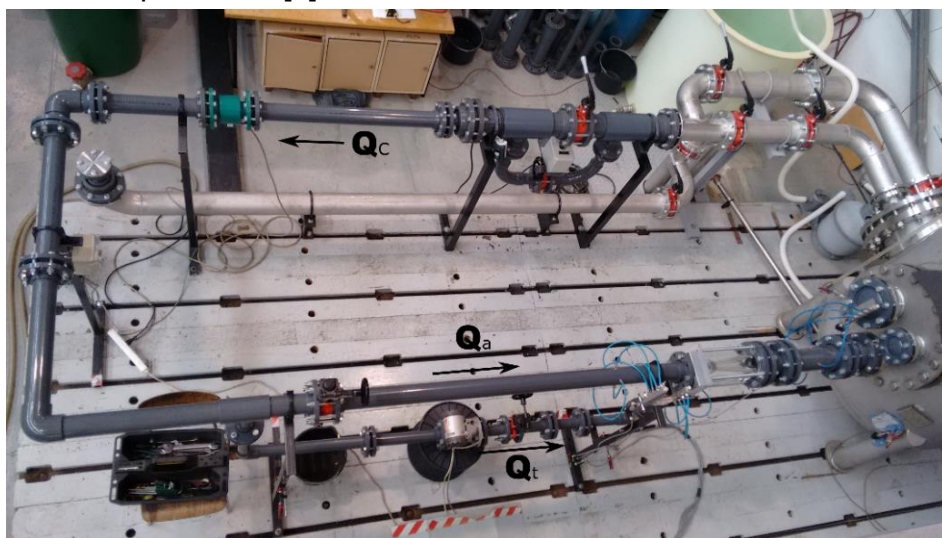
Tato rovnice pro hmotnostní člen R je pro případ, kdy vzniká kavitace, tudíž tlak je nižší než tlak sytých par $p \leq p_{va}$. Pro případ, kdy se bublina posune do místa většího tlaku $p \geq p_{va}$, tak dojde k jejímu kolapsu a hmotnostní člen R je popsán rovnicí (2.25).

$$R = \frac{\rho_{va} \rho_k}{\rho} \alpha_{va} (1 - \alpha_{va}) \frac{3}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p - p_{va}}{\rho_k}} \quad 2.25$$

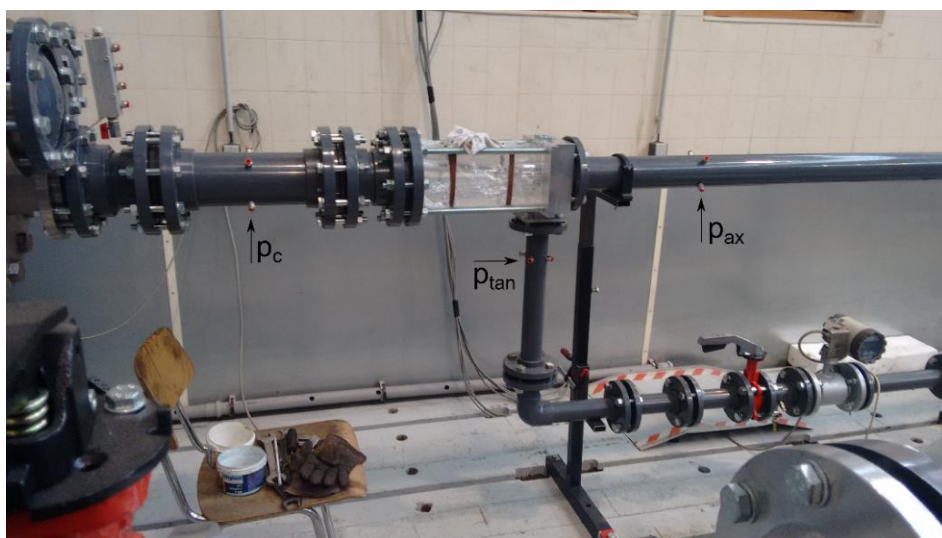
3 MĚŘICÍ TRAŤ A MĚŘENÍ

Pro vyhodnocení a porovnání CFD výsledků v této práci budou využita naměřená data na bezlopatkovém vírovém generátoru z Odboru fluidního inženýrství Viktora Kaplana na Vysokého učení technického v Brně z roku 2018.

Měřicí trať je zobrazena na Obr. 11. Měřilo se na uzavřeném okruhu, kde voda byla podávána čerpadlem umístěným ve spodní části laboratoře. Trvalá část okruhu a sací nádrž jsou zabudovány v laboratoři a vyrobeny z nerezové oceli. Vyměnitelná část, která se skládá vždy pro určité měření, byla z plastového potrubí. Na axiální i tangenciální větví byly snímány tlaky a průtoky, na výstupu za vírovým generátorem byly snímány tlaky (Obr. 12). Dále byly zachytávány snímky pomocí vysokorychlostní kamery a proběhlo také PIV měření rychlostí. Data pro vyhodnocování v této práci byla měřena na celkovém průtoku $Q = 10 \text{ l/s}$, kdy byly měněny poměry mezi axiálním a tangenciálním průtokem [3].



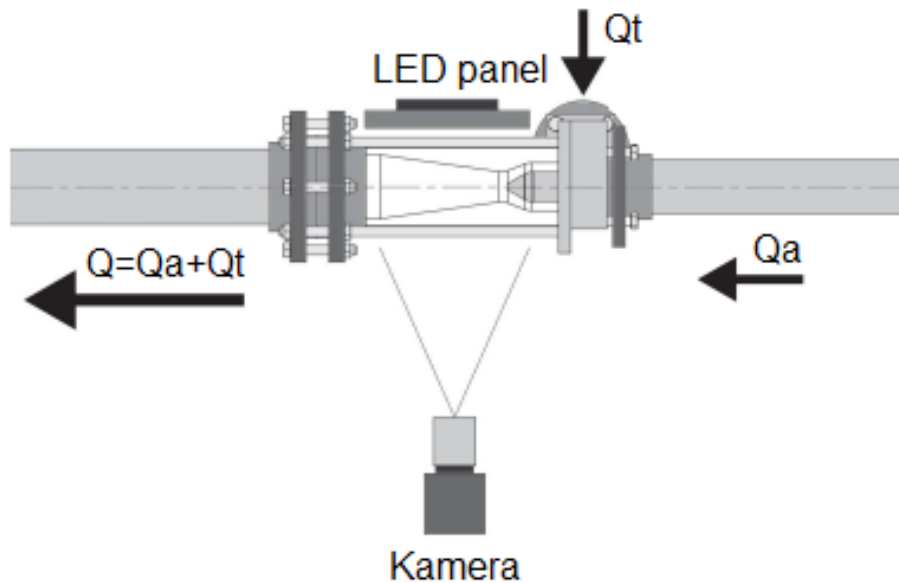
Obr. 11 Měřicí trať



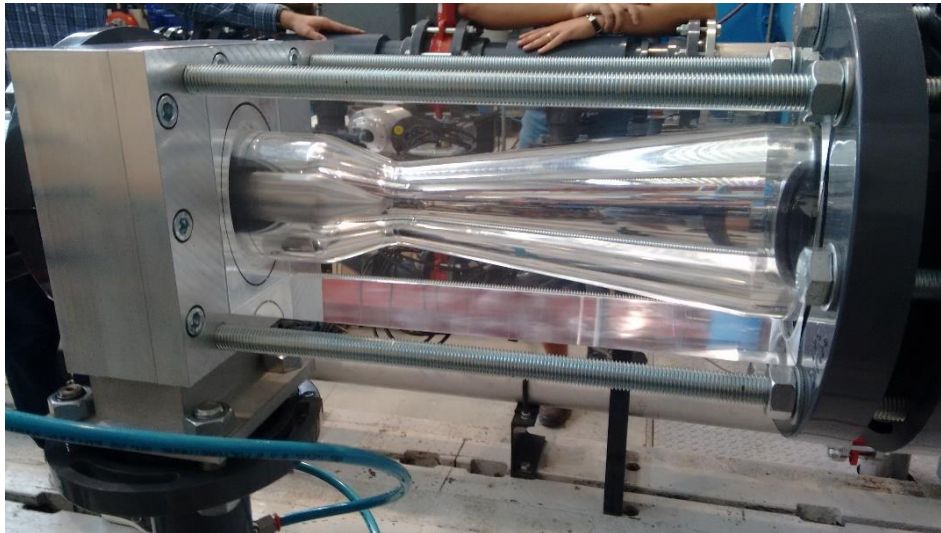
Obr. 12 Tlakové odběry

3.1 Vysokorychlostní kamera

K zaznamenávání obrazu byla využita vysokorychlostní kamera Ximea. Osvětlení snímaného objektu bylo zajištěno pomocí LED osvětlovacího panelu Aputure Amaran HR. Technické vybavení bylo podrobněji popsáno v článku [30]. Kamera, snímaný objekt a LED panel byly v jedné řadě, jak je znázorněno na Obr. 13. kdy snímaný difuzor vyrobený z akrylátového skla (Obr. 14) je umístěn uprostřed.



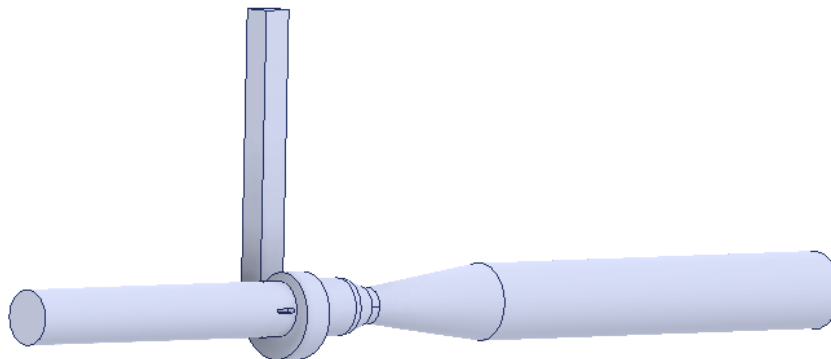
Obr. 13 Nastavení pro snímání vysokorychlostní kamerou, upraveno a převzato z [30]



Obr. 14 Difuzor z akrylátového skla

4 DEKOMPOZICE A VÝPOČTOVÁ SÍŤ

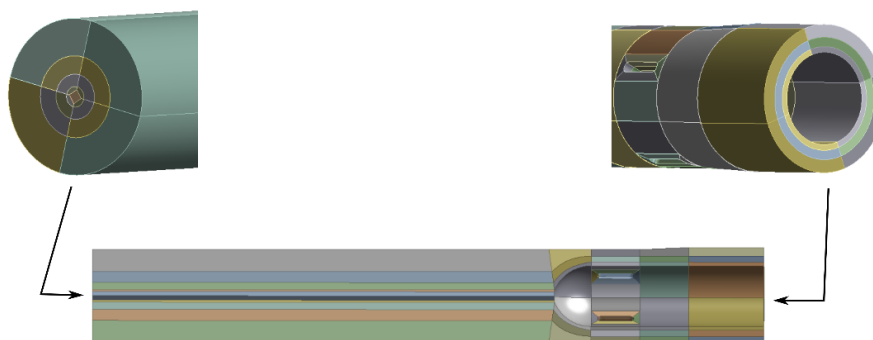
Pro CFD výpočet byl podkladem 3D model sestavy vírového generátoru, ze kterého se vygenerovala celková doména objemu kapaliny (Obr. 15), potřebná k tvorbě výpočtové sítě.



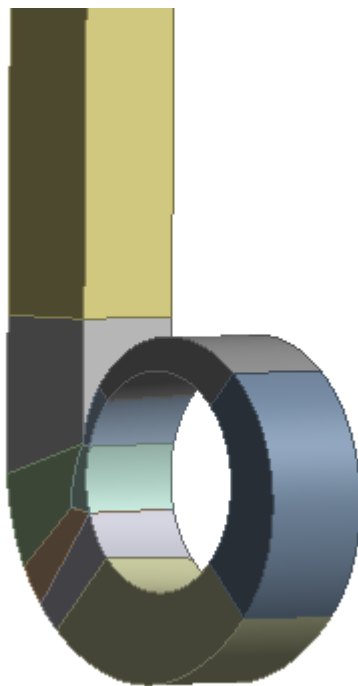
Obr. 15 Vygenerovaný objem kapaliny

4.1 Dekompozice

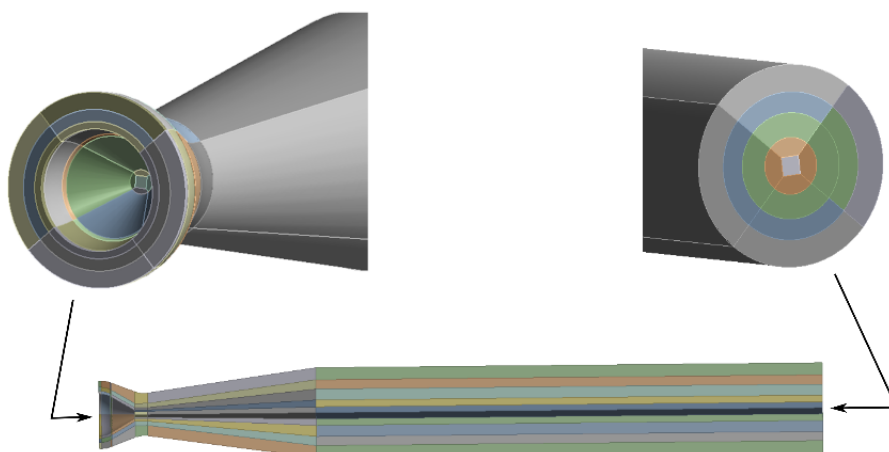
Doména objemu kapaliny musela být rozdělena na menší tělesa, aby mohla být vytvořena plně strukturovaná konformní hexahedrální síť. Pro úpravu a rozložení domény na menší tělesa bylo využito softwaru SOLIDWORKS 2019 a pro následné konečné úpravy byly využity komponenty DesingModeler a SpaceClaim, které nalezneme v balíčku softwaru ANSYS. Před rozložením domény byla provedena úprava, kdy se změnil průřez tangenciální větve z kruhového na čtvercový po celé délce. Následně byla doména rozložena na 234 těles různých tvarů a poté kvůli jednodušší tvorbě sítě rozdělena na tři části o počtech těles 125 (Obr. 16), 10 (Obr. 17) a 99 (Obr. 18). Každá tato část byla spojena do jedné skupiny (part), kvůli redukci hran těles při tvorbě sítě. Jelikož když se stýkají čtyři tělesa, tak každé těleso má svoji hranu, na kterou by se musel předepisovat počet elementů sítě. Sloučením těles do jednoho partu je možné tento počet elementů předepsat pouze na jednu hranu patřící všem čtyřem tělesům.



Obr. 16 Vstupní část o počtu těles 125



Obr. 17 Spirála o počtu těles 10



Obr. 18 Výstupní část s difuzorem o počtu těles 99

4.2 Výpočtová síť

Dekompozice byla tvořena tak, aby bylo možné vygenerovat konformní síť pouze o elementech typu hex (šestistranné kvádrové elementy). Síť byla tvořena tak, aby se od krajů domény snižovaly velikosti prvků směrem ke středu, kde je obtékané těleso náboje a také část za ním, kde bude snaha o zachycení vírového copu. Při výpočtu byly použity stěnové funkce pro popis mezní vrstvy u stěn tělesa i potrubí. Z tohoto důvodu byla síť tvořena jemnější u stěn, aby byl dodržen rozsah hodnoty y^+ v zájmových oblastech, kvůli správnému chování výpočtu. Konečná síť má 6 423 008 uzlů a 6 261 640 elementů. Kvalita sítě byla posuzována podle parametrů aspect ratio (poměr nejdelší strany vůči nejkratší straně elementu) a skewness (zkosení elementu). V tabulce (Tab. 1) můžeme vidět rozložení počtu elementů v částech domény a také jejich parametry.

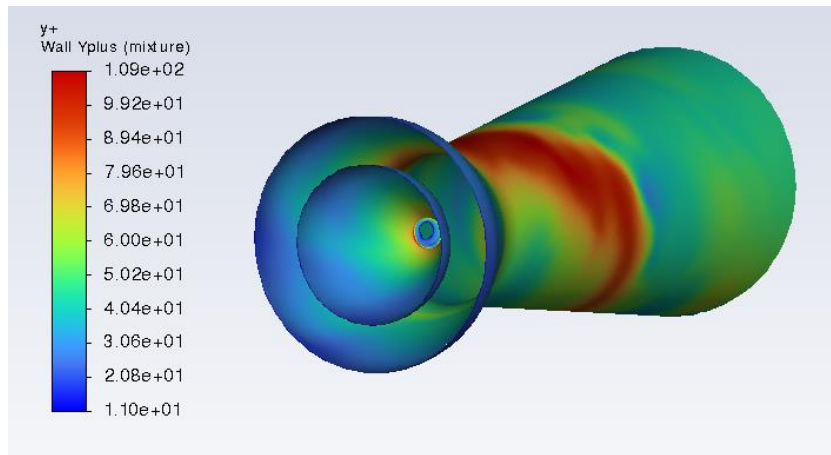
Tab. 1 Parametry výpočetní sítě

	Uzly	Elementy	Aspect Ratio	Skewness
Axiální vstup	2305085	2261440	42,991	0,683
Spirála	227252	151200	36,502	0,565
Difuzor + výstup	3890671	3849000	56,617	0,591
Celkem	6423008	6261640		

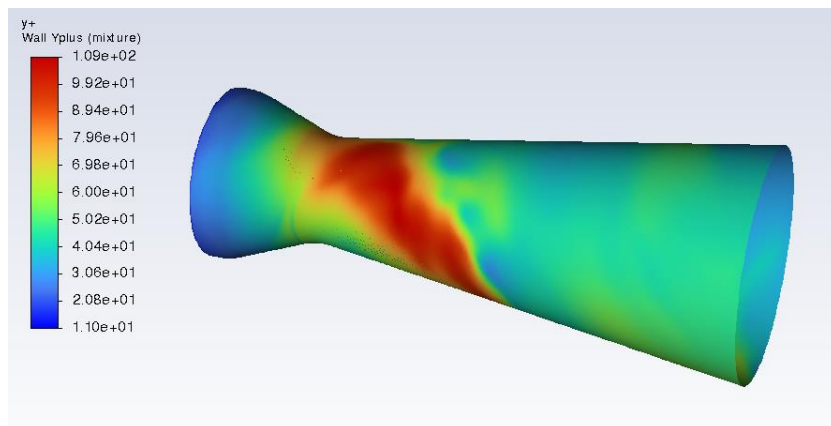
Kvůli podchycení vírového copu byla snaha vytvořit elementy stejné délky v axiálním směru a do určité míry i v radiálním směru v oblasti difuzoru za obtékaným tělesem. V této oblasti se mnohem více vyskytují nestability proudění s odtržením mezní vrstvy a z tohoto důvodu bylo nutné mít jemnější síť u stěn, než je tomu v jiných oblastech. Tato skutečnost jde ruku v ruce s tím, že se zvyšuje počet elementů, a proto je v místě difuzoru s výstupem největší počet elementů sítě. Vyhodnocení y^+ pro různé poměry průtoků můžeme vidět v Tab. 2. Maximální hodnoty y^+ se objevovali při konfiguraci 70:30. Vykreslenou konturu můžeme vidět na Obr. 19-20.

Tab. 2 Hodnoty y^+ pro různé konfigurace

Hodnoty y^+					
	50x50	55x45	60x40	65x35	70x30
Max	65,96	97,94	90,15	97,03	108,81
Min	2,11	3,22	2,60	2,53	2,31

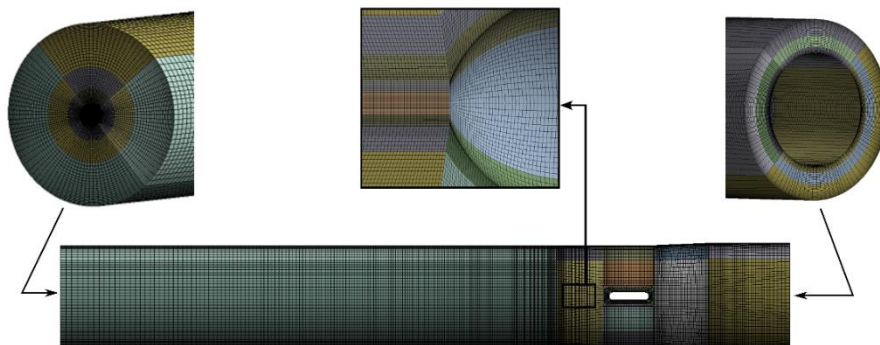


Obr. 19 Kontura y+ přední pohled

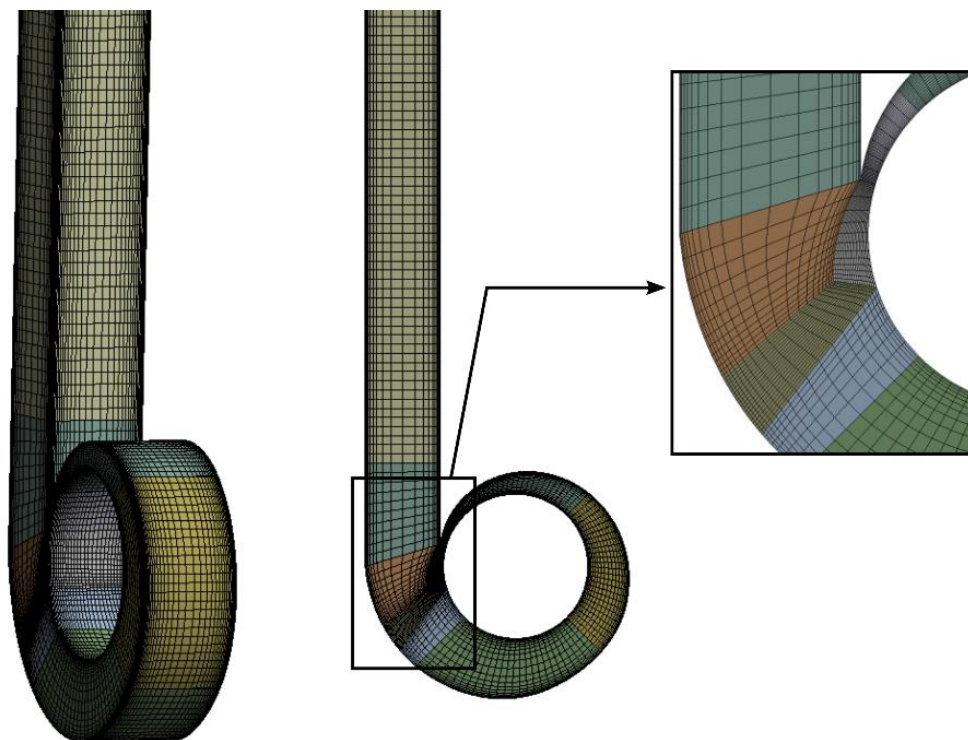


Obr. 20 Kontura y+ boční pohled

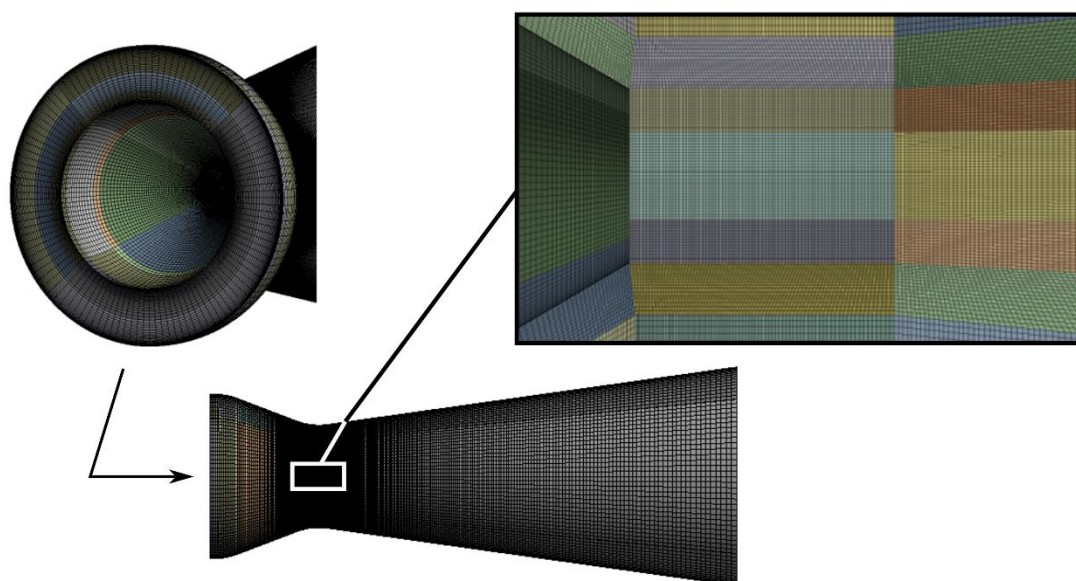
Generování sítě, jak je naprogramované v ANSYS Meshingu nebylo možné, kvůli různým chybám, které program vypisoval. Z tohoto důvodu bylo využito funkce Worksheet. Pomocí této funkce je možné nahrávat postup síťování podle svého uvážení a síťovat celou doménu po jednotlivých tělesech nebo po skupině těles. Po zapnutí nahrávání ve Worksheetu program zaznamenává a je vytvářena tzv. named selections, které dává do pořadí a následně při generování sítě s upravenými počty elementů na hranách nebo jiných úpravách je síť generována podle nahraného postupu. Konečnou výpočtovou síť můžeme vidět na Obr. 21-23.



Obr. 21 Výpočetní síť – vstupní část



Obr. 22 Výpočetní síť – spirála



Obr. 23 Výpočetní síť – difuzor

5 OKRAJOVÉ PODMÍNKY A NASTAVENÍ VÝPOČTU

Nastavení okrajových podmínek a samostatný výpočet byl proveden v ANSYS Fluent 2021 R2. Do prostředí řešiče Fluent byly nahrány a propojeny výše zmíněné tři výpočtové sítě. Propojení bylo provedeno pomocí mesh interface, které zajistí správné předávání výsledků mezi nekonformními sítěmi. Jako materiál pro všechny domény byla předepsána voda (Tab. 3). Na vstup do domén byl nastavený mass-flow inlet a na výstup pressure outlet.

Tab. 3 Vlastnosti použitých kapalin v programu Fluent

Materiál	Voda (water-liquid)		Plyn (water-gas)	
Vlastnosti	ρ [kg·m ⁻³]	μ [Pa·s]	ρ [kg·m ⁻³]	μ [Pa·s]
	998,2	0,001003	0,5542	$1,34 \cdot 10^{-5}$

Při prvních výpočtech byla snaha používat model turbulence k - ϵ . Postupně byly vyzkoušeny modely Realizable k - ϵ a RNG s upravenou hodnotou konstantního víření, pro větší podchycení vírových struktur v doméně. Tyto modely se neosvědčily pro výpočet tohoto typu proudění, zejména z důvodů zmíněných v kapitole 2.3. Výsledky výpočtu nebyly uspokojivé, jelikož tlak v místě tvorby vírového copu nebyl snížen pod tlak sytých par. Z tohoto důvodu byl na finální výpočet použit model turbulence RSM s lineárním tlakově-deformačním modelem. Na stěny domény byla předepsána stěnová funkce non-equilibrium wall functions. Dále byl využit dvoufázový mixture model s kavitačním modelem Schnerr-Sauer, kde se nastavila hodnota tlaku sytých par p_v . Z okrajových podmínek na vstupu byla do domény vpouštěna pouze voda. Pro plynnou fázi byla při všech výpočtech nastavena nulová hodnota hmotnostního průtoku.

K dosažení správných výsledků byly při vyšších tangenciálních průtocích upraveny pod-relaxační faktory, kvůli konvergenci řešení. Následně byl u více kavitujičích výpočtů snížen časový krok. Všechna nastavení a okrajové podmínky jsou zobrazeny v Tab. 4-6. V každé konfiguraci je počet iterací na časový krok nastaven na hodnotu 20.

Tab. 4 Nastavení pod-relaxačních faktorů

	Pod-relaxační faktory
Pressure (Tlak)	0,3/0,5
Density (Hustota)	1
Body Forces (Síly)	1
Momentum (Hybnost)	0,7/0,5
Vaporization Mass (Vypařování)	0,1
Volume Fraction (Objemový zlomek)	0,1
Turbulent Kinetic Energy (Turbulentní kinetická energie)	0,6
Turbulent Dissipation Rate (Turbulentní disipace)	0,6
Turbulent Viscosity (Turbulentní viskozita)	0,8
Reynolds Stresses (Reynoldsova napětí)	0,4/0,3

Tab. 5 Nastavení schématu a prostorových diskretizací

Schéma	SIMPLE
Prostorová diskretizace	
Gradient	Least Squares Cell Based
Pressure (Tlak)	PRESTO!
Momentum (Hybnost)	Third-Order MUSCL
Volume Fraction (Objemový zlomek)	QUICK
Turbulent Kinetic Energy (Turb. Kin. Energie)	Third-Order MUSCL
Turbulent Dissipation Rate (Turbulentní disipace)	Third-Order MUSCL
Reynolds Stresses (Reynoldsova napětí)	Second Order Upwind
Transient Formulation (Přechodná formulace)	Second Order Implicit

Tab. 6 Nastavení okrajových podmínek výpočtů

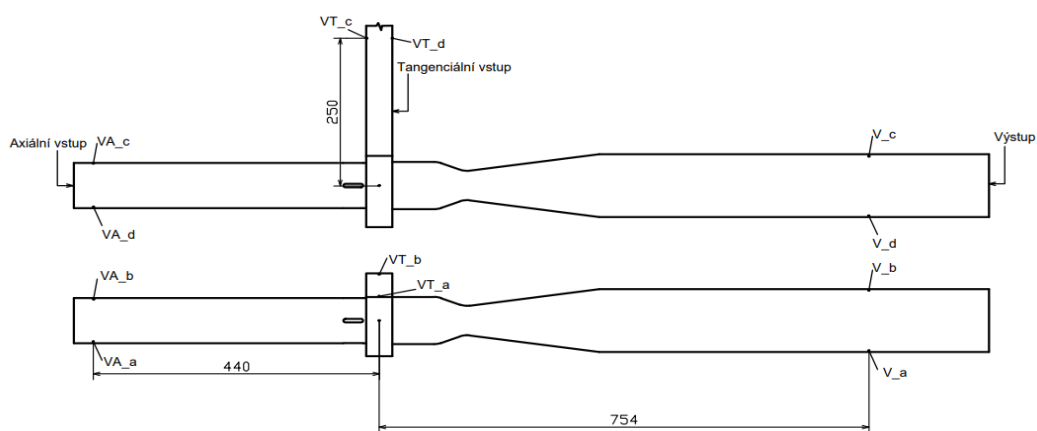
	Okrajové podmínky				
	Inlet		Pressure outlet	Tlak sytých par	Časový krok
	Axiální	Tangenciální			
Konfigurace	Q_m [kg/s]		p_{abs} [pa]	p_v [pa]	Δt [s]
50:50	4,9910	4,9910	104200	2730,62	5E-05
55:45	4,4919	5,4901	104633	2733,80	5E-05
60:40	3,9928	5,9892	105031	2737,05	3E-05
65:35	3,4937	6,4883	105656	2743,39	3E-05
70:30	2,9946	6,9874	106203	2746,62	3E-05

6 VÝSLEDKY

Výsledky z výpočtové simulace byly porovnány s výsledky experimentálního měření. Ve výpočetní doméně byly nastaveny body u stěn, ve kterých se ukládaly průběhy tlaků. Tyto body polohou odpovídají tlakovým odběrům z experimentu. Další body byly rozmístěny po délce difuzoru. Všechna místa, kde se sledovaly průběhy tlaků, byla umístěna tak, aby výsledky neovlivňovala mezní vrstva. Dále byl zaznamenáván objem plynné fáze v difuzoru. Pro porovnání výsledků, které nejsou možné získat přímo z měřených dat, byly použity výsledky ze studií provedených na tomto generátoru [3], [30]. Vírové číslo bylo vyhodnoceno v nejužším místě difuzoru a následně po délce směrem k výstupu. Vizualizace vírového copu byla porovnána se snímky ze záznamu z vysokorychlostní kamery, a také s výsledky jednofázového výpočtu, které poskytl Ondřej Urban ze svojí disertační práce. Celkový vypočtený čas CFD výpočtů je vzhledem k časové náročnosti RSM modelu v kombinaci s kavitačním modelem pouhých 1,2 s. Pro konfiguraci 65:35 (tangenciální: axiální) je vypočtený čas 0,74 s. Výsledky pro tuto konfiguraci se proto musí brát s rezervou, při porovnávání s ostatními konfiguracemi.

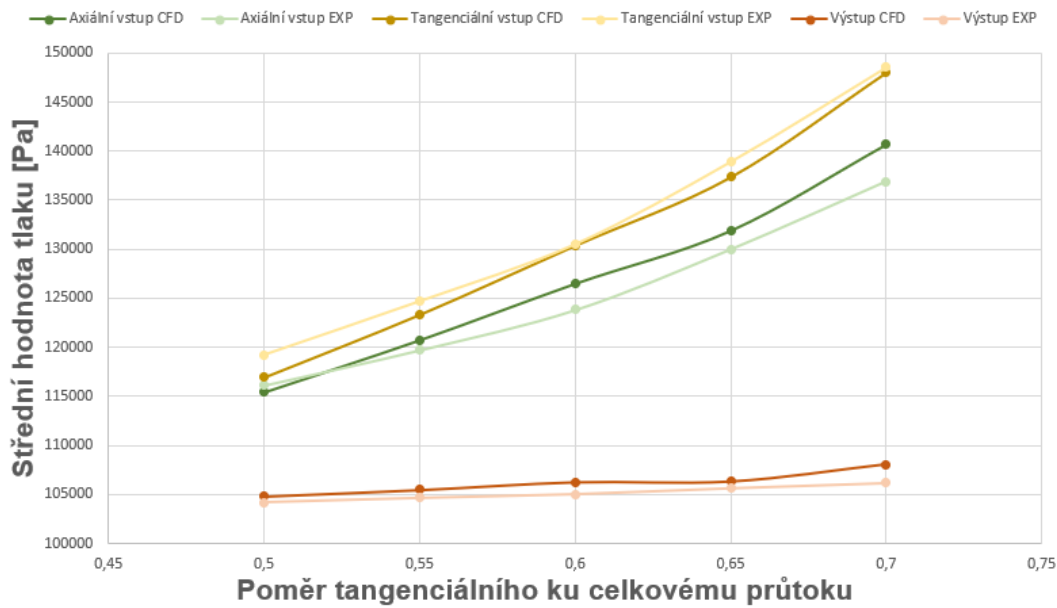
6.1 Porovnání odběrných míst

Jedno z prvních vyhodnocení se bude týkat porovnání středních hodnot tlaků z odběrných míst. V experimentu byly tlaky měřeny na vstupech do generátoru a na jeho výstupu. Tomu odpovídají odběrné body z CFD simulace, které jsou označeny na Obr. 24. Vzhledem k tomu, že se tlakové pulzace neprojevují v takové vzdálenosti od vírového copu, tak byly porovnány pouze střední hodnoty tlaků. Z výpočtů byly získány záznamy tlaků ve čtyřech místech. Z těchto čtyř míst byl získán průměrný tlak a následně vypočítána časově střední hodnota tlaku v měřeném místě. Obdobně byla získána střední hodnota i pro experimentální data. Tyto střední hodnoty, jak pro experiment, tak pro CFD výpočet jsou vyneseny v Obr. 25. Můžeme vidět, že střední hodnoty tlaků jsou obdobné. Křivky se navzájem kopírují. Pro axiální vstup a výstup, jsou výpočtové hodnoty lehce nadhodnoceny. Naopak hodnoty pro tangenciální vstup tento trend nedodržují, tato skutečnost může být ovlivněna velikostí hydrostatického tlaku.



Obr. 24 Odběrné body hodnot tlaku

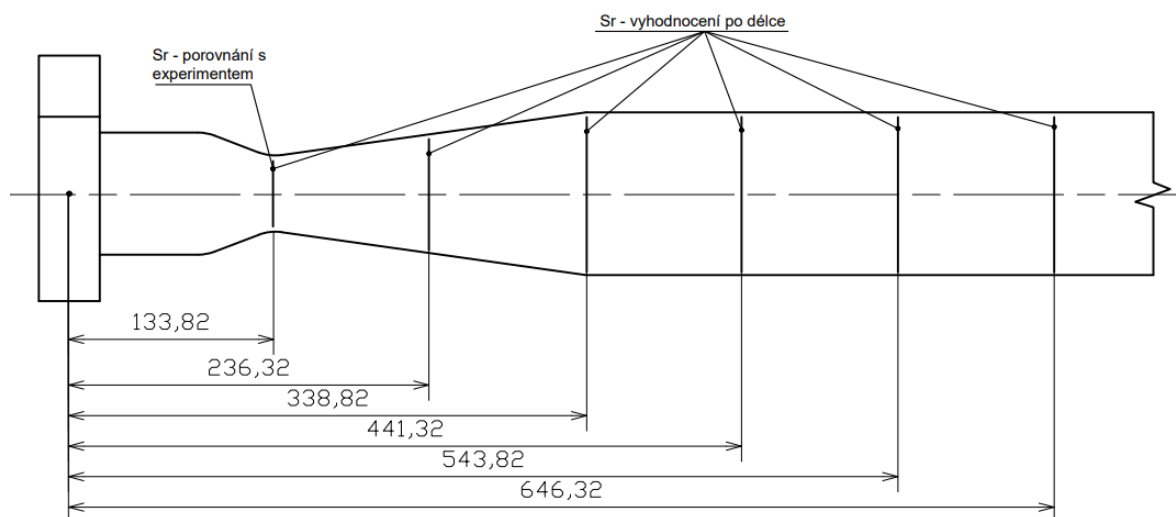
Porovnání středních hodnot tlaků EXP vs CFD



Obr. 25 Porovnání středních hodnot tlaků EXP vs CFD

6.2 Vírové číslo

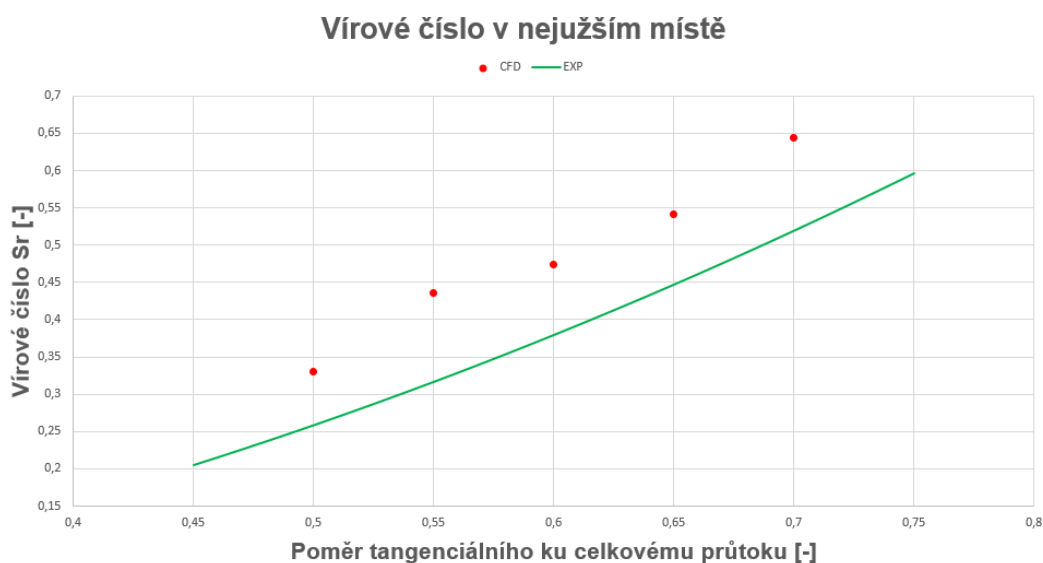
Hlavním kritériem pro porovnání výsledků je vírové číslo, jelikož udává představu o rychlostním poli za nábojem v difuzoru a výstupním potrubí. Obr. 26 naznačuje v jakých místech bylo vírové číslo vyhodnocováno. Pro porovnání s experimentem bylo vybráno místo v nejužším místě difuzoru. Vývoj vírového čísla po délce difuzoru a v potrubí bylo zaznamenáváno v místech, které od sebe mají stejnou vzdálenost.



Obr. 26 Polohy vyhodnocení vírového čísla

6.2.1 Porovnání s experimentem

Vírové číslo bylo vyhodnoceno stejným postupem, jak pro experiment, tak pro CFD výpočet. Bylo vybráno čtyřicet bodů v nejužším místě difuzoru. V těchto bodech se určily střední hodnoty axiálních a tangenciálních rychlostí a pomocí lichoběžníkové metody pro řešení plošných integrálů bylo vypočteno vírové číslo. Rychlosti z experimentu byly získány pomocí PIV měření a hodnoty byly převzaty z publikace [30]. Tyto hodnoty byly následně proloženy křivkou. Na Obr. 27 můžeme vidět, že hodnoty získané z výpočtů zcela nesedí na experimentálně získané křivce. Vírové číslo vyhodnocené z výpočtů má vyšší hodnoty, ale trend křivek si relativně odpovídá. Tento rozdíl v hodnotách vírového čísla může být následek měření PIV, kdy docházelo k optické deformaci z důvodu oblých hran difuzoru. Další vliv na vyhodnocení může mít nejistota průtoku a nainstalování kalibračního terče pro PIV měření. Vliv může mít také napočtený časový úsek, kdy se rychlostní pole může ještě dále vyvíjet.

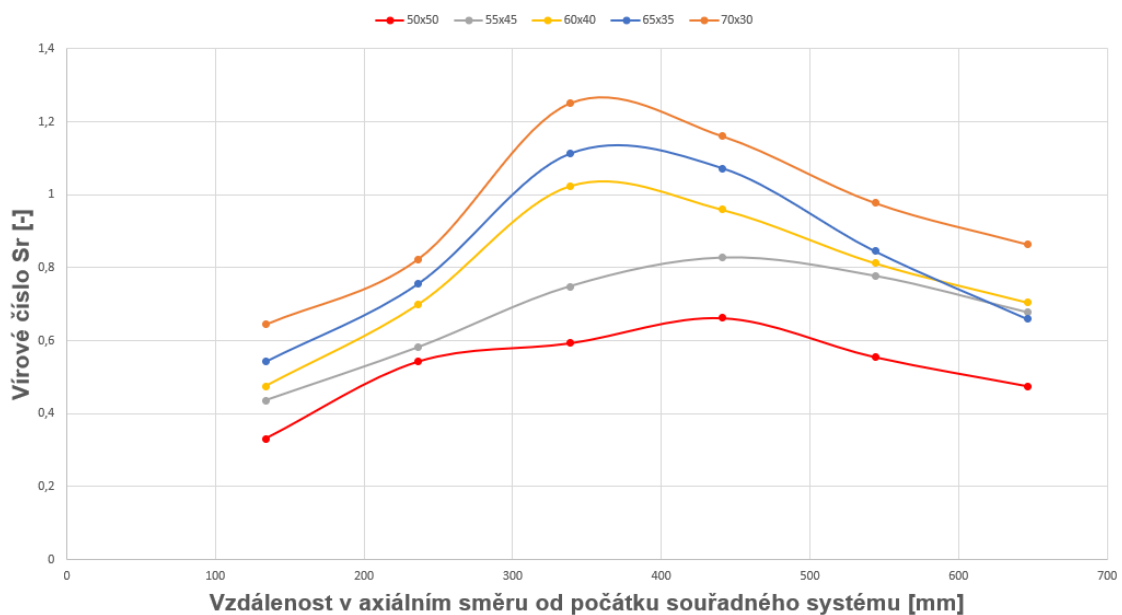


Obr. 27 Vírové číslo v nejužším místě

6.2.2 Vírové číslo po délce

K vyhodnocení vírového čísla po délce bylo přistoupeno obdobně, jako při porovnání s experimentem. Vždy byly získány střední hodnoty axiálních a tangenciálních rychlostí ve čtyřiceti bodech. Místa, ve kterých se vírové číslo vyhodnocovalo byla určena z délky difuzoru. Určila se délka od nejužšího po nejširší část difuzoru a podělila se dvěma, aby bylo získáno místo uprostřed difuzoru. Od nejširšího místa difuzoru se postupovalo se stejným rozestupem, jako byl mezi nejužším místem difuzoru a jeho středem. Za difuzorem jsou ještě další tři místa, kde se vírové číslo vyhodnocovalo. Obr. 28 ukazuje průběh vírového čísla ve směru proudění. V difuzorové části vírové číslo roste vlivem velikosti tangenciální rychlosti a za difuzorem pak začne klesat. Pro konfiguraci 50:50, 55:45 začíná klesat později, ale směrem k poslednímu sledovanému místu se začne hodnota vírového čísla snižovat. Pro konfiguraci 65:35 je poslední bod, podle trendu očekávan s větší hodnotou, ale tohle může být následek kratšího vypočteného času než u ostatních konfigurací.

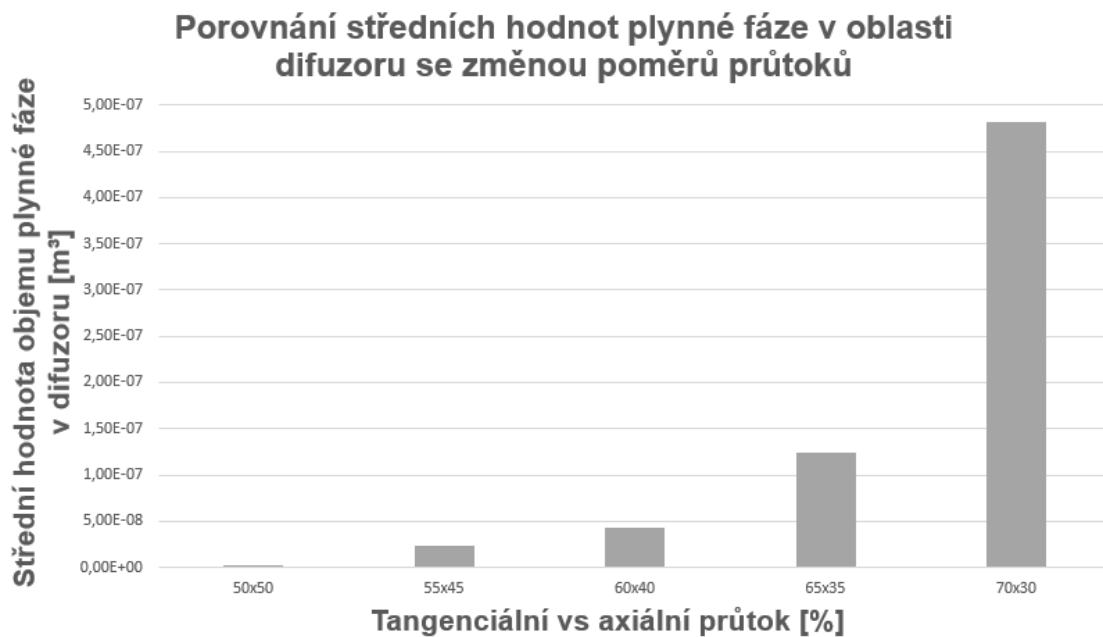
Vývoj vírového čísla po délce difuzoru a za difuzorem



Obr. 28 Vývoj vírového čísla po délce difuzoru a za difuzorem

6.3 Střední hodnota parní fáze v difuzoru

Ze sledování objemu parní frakce v difuzoru vychází zajímavý výsledek. Podle očekávání nejvíce kavitace vzniká při vysokých tangenciálních rychlostech, ale jak je znázorněno na Obr. 29, tak rozdíl mezi konfiguracemi 65:35 a 70:30 je až čtyřnásobný. Avšak hodnota pro konfiguraci 65:35 může být zkreslena délkou napočítaného času. Při konfiguraci 50:50 je objem parní fáze řádově menší než u ostatních konfigurací.



Obr. 29 Porovnání středních hodnot plynné fáze

6.4 Porovnání středních hodnot parní fáze

K obrazovému a rozměrovému porovnání parní frakce posloužily obrázky záznamu vysokorychlostní kamerou. Pomocí softwaru MATLAB byly na sebe naskládány pořízené snímky, kvůli možnosti zachytit časově střední obrázek vírového copu. Tento obrázek byl vykreslen v odstínu šedé barvy, kdy černá barva představovala místo s výskytem kavitace, a naopak bílá barva představuje místo bez kavitace.

Pro každou konfiguraci mělo místo s kavitací jinou hodnotu stupnice šedi. Z tohoto důvodu byla vybrána oblast v místě tvorby vírového copu a následně hledána maximální a minimální hodnota. Tyto hodnoty pak určovali rozpětí stupnice šedi k vykreslení obrázku.

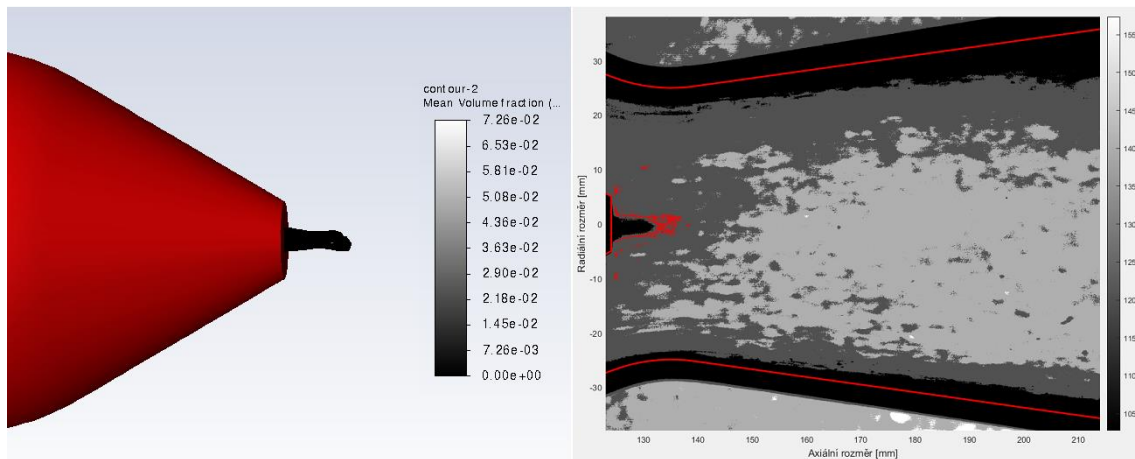
Byla snaha propojit stupnici šedi s procenty kavitace, aby mohli být vypočtené výsledky porovnány s výsledky ze snímků. Tohle propojení bohužel nefungovalo podle očekávání a přistoupilo se na přibližné porovnání výsledků. Kdy kritériem bylo porovnání axiálního rozměru copu. Z CFD výpočtů byl získán obrázek pro 1 % a 5 % střední hodnoty parní fáze. Následně se určil axiální a radiální rozměr copu pro tyto procenta parní fáze a axiální rozměr byl použit pro validaci výsledků. Jelikož je na snímcích z rychlokamery zachytávána 3D struktura ve 2D obrázku, tak se rozměry copu z CFD výpočtů určovaly v rovině procházející středem vírového copu.

Pro ohraničení vírového copu v programu MATLAB bylo využito hodnot stupnice šedi. Kdy všechny menší hodnoty představují náš vírový cop, tvořený z 1 % nebo 5 % střední hodnotou parní fáze. Pro vyznačení copu, byly body s hraniční hodnotou šedi vyznačeny červenou barvou.

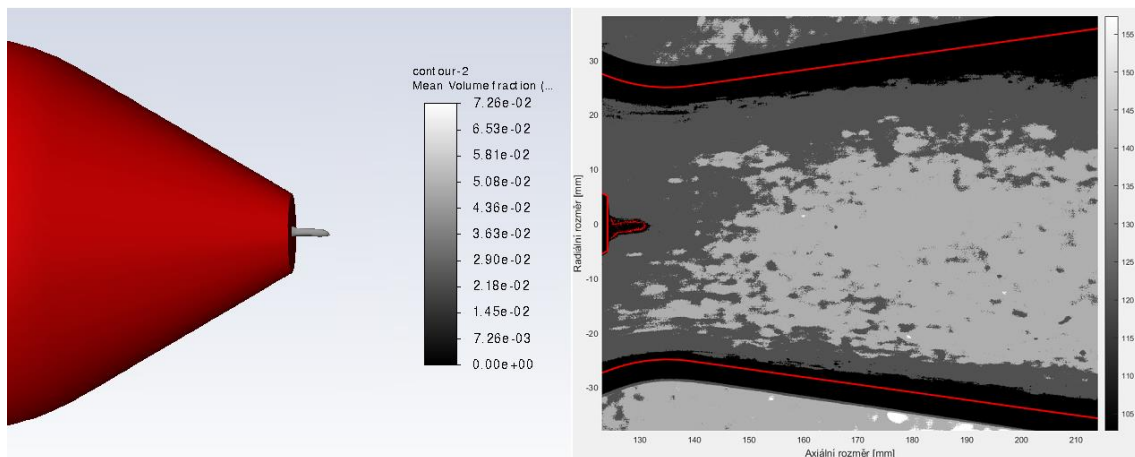
Rozměry copu určené experimentálně i z CFD jsou uvedeny v Tab. 7 a obrazové porovnání pro konfiguraci 50:50 na Obr. 30-31. Obrazové porovnání pro další konfigurace naleznete v přílohách.

Tab. 7 Rozměry vírového copu

	Experiment		CFD výpočet		Experiment		CFD výpočet	
	1% plynné fáze		1% plynné fáze		5% plynné fáze		5% plynné fáze	
	x [mm]	y[mm]	x [mm]	y[mm]	x [mm]	y[mm]	x [mm]	y[mm]
50x50	8,92	3,80	8,56	2,61	6,87	1,90	4,79	0,95
55x45	17,05	5,71	14,82	8,93	9,73	2,80	8,48	3,18
60x40	16,16	6,61	15,69	9,40	12,23	4,60	12,23	6,74
65x35	24,74	10,91	21,08	14,51	16,45	6,81	15,38	10,70
70x30	35,02	19,93	33,33	18,90	28,13	13,42	22,76	15,12



Obr. 30 Obrazové porovnání vírového copu CFD vs EXP–1% plynné fáze (50:50)



Obr. 31 Obrazové porovnání vírového copu CFD vs EXP–5% plynné fáze (50:50)

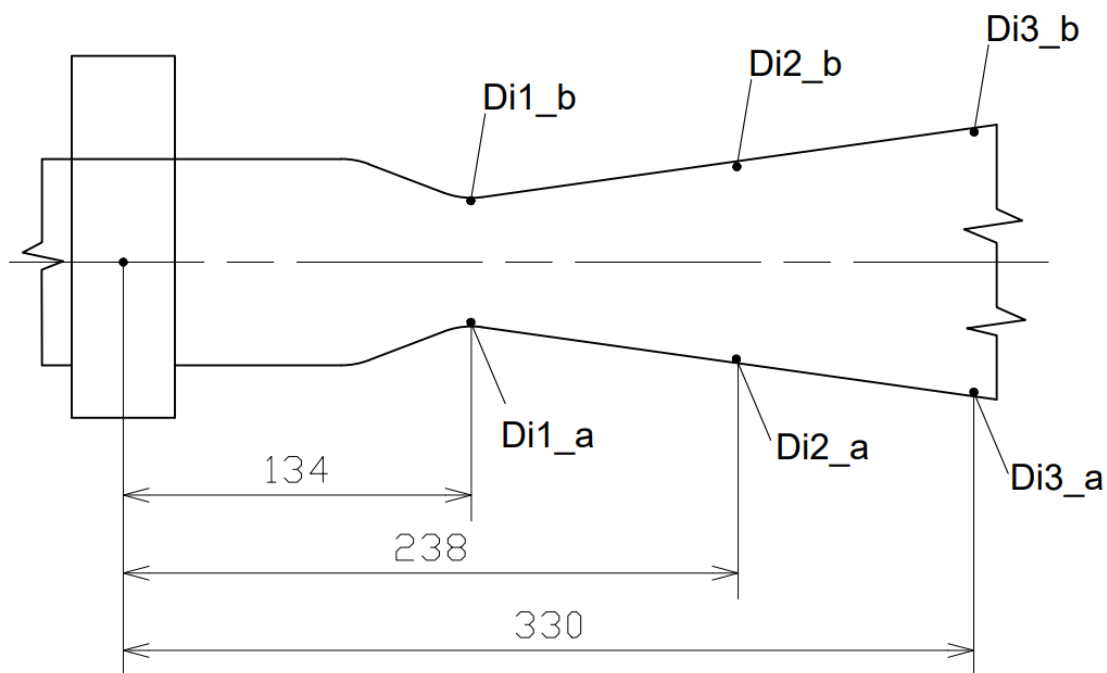
6.5 Vyhodnocení tlakových pulzací

6.5.1 Synchronní a asynchronní pulzace

Tlakové pulzace, které vyvolávaly vírový cop, při svém rozpadu se dělí na synchronní (podélné) a asynchronní (příčné). Asynchronní pulzace jsou spojeny s rotací vírového copu. Pro vyhodnocení byly zaznamenávány tlaky v protilehlých bodech po délce difuzoru (Obr. 32). Pro vyhodnocení frekvencí a amplitud tlakových pulzací byla využita rychlá Fourierova transformace (FFT). Před použitím FFT se musely záznamy tlaků z protilehlých míst zpracovat a to následovně:

$$p_{synch} = \frac{p_a + p_b}{2} \quad 6.1$$

$$p_{asynch} = \frac{p_a - p_b}{2}. \quad 6.2$$



Obr. 32 Body pro odběr tlaků k vyhodnocení tlakových pulzací

Tato úprava byla provedena pro všechny tři vyhodnocovací místa a následně se pomocí FFT získaly frekvence a jim příslušné amplitudy tlakových pulzací. V Tab. 8 (tabulka je z rozměrových důvodů vložena jako obrázek) jsou znázorněny získané frekvence po délce difuzoru a jsou poskládány podle velikosti amplitud. Ve frekvenčně amplitudovém záznamu synchronních pulzací by v ideálním případě měly vystupovat i frekvence asynchronních pulzací. Tyto shody jsou v tabulce vyznačeny zeleným písmem. Frekvenčně amplitudové grafy jsou zobrazeny v přílohách. Pro určení amplitud byla ke grafické hodnotě přičtena střední hodnota tlaku ze záznamu. Vírový cop po délce difuzoru převážně neměnil frekvenci pulzací, tato skutečnost je v tabulce vyznačena žlutou barvou.

Z tabulky vyplývá, že při určitých konfiguracích synchronní frekvence sedí pěkně s asynchronními. U konfigurace 60:40 se zase frekvence tolik nepotkávají. Svoji roli může hrát délka časového úseku, ze kterého jsou frekvence vyhodnocovány. Jelikož je tento úsek dlouhý přibližně 1 s, tak je v záznamu spousta šumu a je možné, že některé frekvence nemusí hrát důležitou roli.

Tab. 8 Synchronní a asynchronní pulzace

	50x50						55x45						60x40						65x35						70x30					
	Synchronní			Asynchronní			Synchronní			Asynchronní			Synchronní			Asynchronní			Synchronní			Asynchronní			Synchronní			Asynchronní		
	f [Hz]	A [Pa]		f [Hz]	A [Pa]		f [Hz]	A [Pa]		f [Hz]	A [Pa]		f [Hz]	A [Pa]		f [Hz]	A [Pa]		f [Hz]	A [Pa]		f [Hz]	A [Pa]		f [Hz]	A [Pa]		f [Hz]	A [Pa]	
Misto 1	2,9997	94798,53		24,9975	601,1764		12,9994	98766,8		32,9984	904,4925		14,9993	103122,7		36,9982	2334,047		1,7811	106114,7		37,4032	6873,887		42,9979	111417,9		42,9979	10364,22	
	0,9999	94786,27		48,9951	334,6864		3,9998	98686,89		36,9982	904,2555		9,9995	103083,2					37,4032	105681,6					52,9974	110961,4				
	5,9994	94707,43					28,9986	98481,05		48,9976	715,0165		1,9999	102988,6					12,4677	105552,5					85,9957	110485,1				
	9,999	94682,18					32,998	98439,32					4,99975	102965,9					16,0299	105512,6					64,9968	110302,1				
	25,9974	94673,79					39,998	98449,58					33,9983	102811					5,34331	105494,9										
Misto 2	48,9951	94667,45					49,9976	98317,57																						
	0,9999	103576,3		24,9975	1434,158		0,99995	103126,3		28,9986	892,7407		60,997	103744		35,9982	2302,543		74,8063	105200		37,4032	5714,288		42,9979	107026,3		42,9979	6874,082	
	24,9975	103268,1					58,9971	4473403					0,9995	103719,5					80,1496	104617					85,9957	106981,8		85,9957	1894,104	
	74,9925	103200,7					12,9994	102971,4					45,9977	103537,8					92,5173	104489,3					52,9974	105901				
							28,9986	102823,1					21,9989	103489,9					39,1843	103942										
Misto 3	0,9999	104006,9		24,9975	266,7477		1,1105	105056,5		17,7768	326,09		0,9995	106300,5		14,9993	618,5211		80,1496	107540,9					42,9979	109763		42,9979	1091,321	
	23,9976	103955,5		9,999	253,5977		54,4414	104725,2		21,1099	295,178		23,9988	105859,3		9,9995	606,1701		92,6173	107519,5					52,9974	109193,5		10,9995	1042,824	
	13,9986	103932					36,6646	104695,3										39,1843	107148,9		37,4032	941,5757		64,9968	108661,2					
							16,6657	104686,2																						

6.5.2 Pulzace vyhodnocené ze záznamu objemu parní frakce v difuzoru

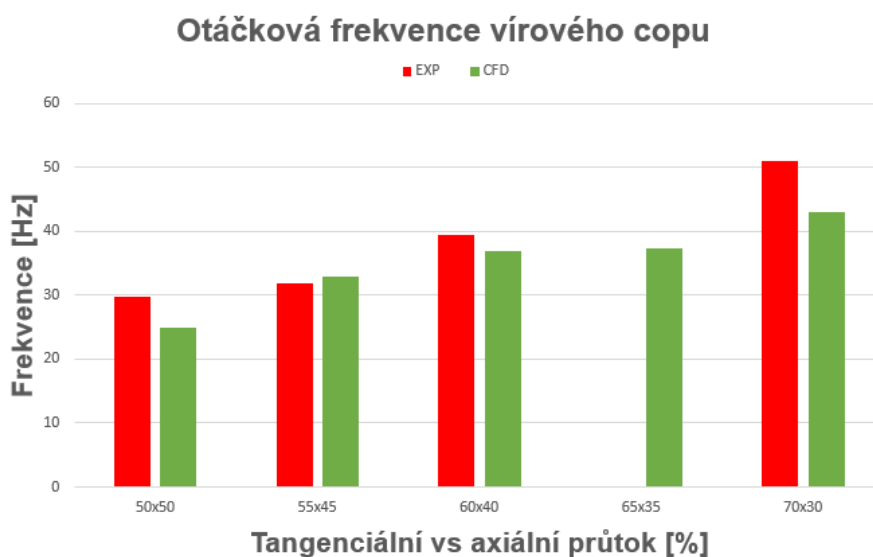
Zaznamenávaný objem parní frakce v difuzoru byl využit i pro vyhodnocení frekvenčního záznamu. Kdy v ideálním případě, by v tomto záznamu měly být vidět frekvence synchronních a asynchronních tlakových pulzací. Získané frekvence jsou seřazeny podle velikosti amplitudy a zobrazeny v Tab. 9. Frekvence spojené se synchronními a asynchronními pulzacemi jsou zobrazeny modrou barvou. Frekvenčně amplitudové záznamy jsou zobrazeny v přílohách.

Tab. 9 Frekvence vyhodnocené z objemu plynné fáze

50x50		55x45		60x40		65x35		70x30	
f [Hz]	A [m ³]	f [Hz]	A [m ³]	f [Hz]	A [m ³]	f [Hz]	A [m ³]	f [Hz]	A [m ³]
10,998	6,85E-10	7,9996	1,08E-08	3,9998	8,07E-09	5,34331	4,29E-08	4,99975	1,3E-07
8,9991	6,61E-10	12,9994	7,83E-09	15,9992	6,96E-09	12,4677	3,12E-08	10,9995	1,17E-07
4,9995	5,96E-10	24,9988	7,35E-09	23,9988	5,91E-09	39,1843	2,86E-08	42,9979	8,92E-08
24,9975	4,67E-10	26,9987	6,15E-09	9,9995	5,42E-09	16,0299	2,79E-08	15,9992	6,06E-08
17,9982	4,61E-10	34,9983	5,13E-09	35,9982	3,44E-09			52,9974	5,82E-08
49,995	4,25E-10							64,9968	2,83E-08

6.6 Porovnání otáčkových frekvencí s experimentem

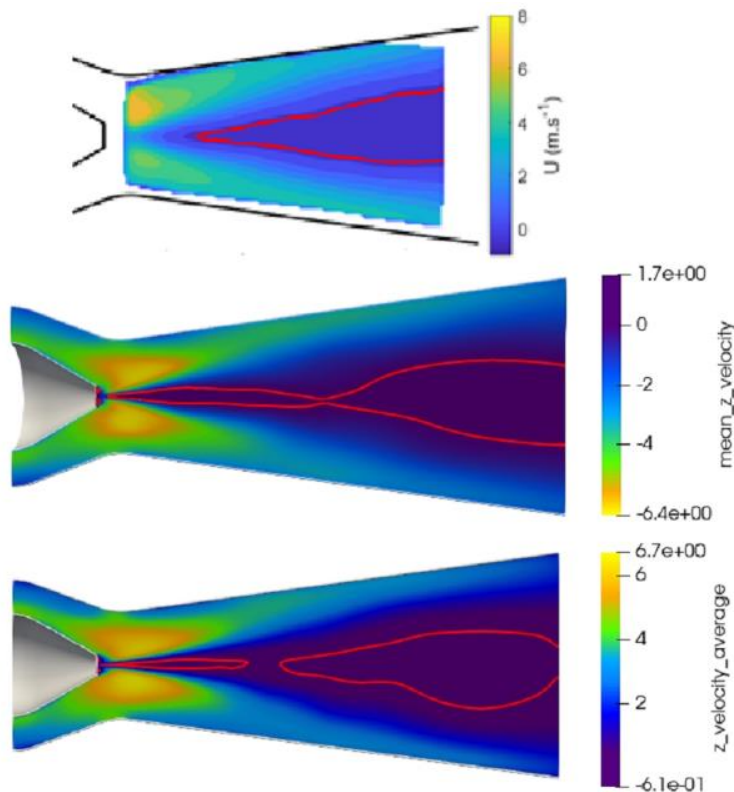
Jak už bylo zmíněno, tak asynchronní pulzace souvisí s rotací vírového copu a určují nám jeho otáčkovou frekvenci. V práci [30] jsou znázorněny otáčkové frekvence prvního módu vírového copu zjištěné pomocí metody POD. Porovnání frekvenčních hodnot můžeme vidět na Obr. 33. Frekvence se nejlépe potkávají při konfiguraci 55:45 kdy experimentální hodnota je 31,8 [Hz] a hodnota vyhodnocená z výpočtů 33 [Hz]. Naopak největší rozdíl je viditelný pro konfiguraci 70:30, experimentální hodnota frekvence je 51 [Hz] a výpočtová 43 [Hz].



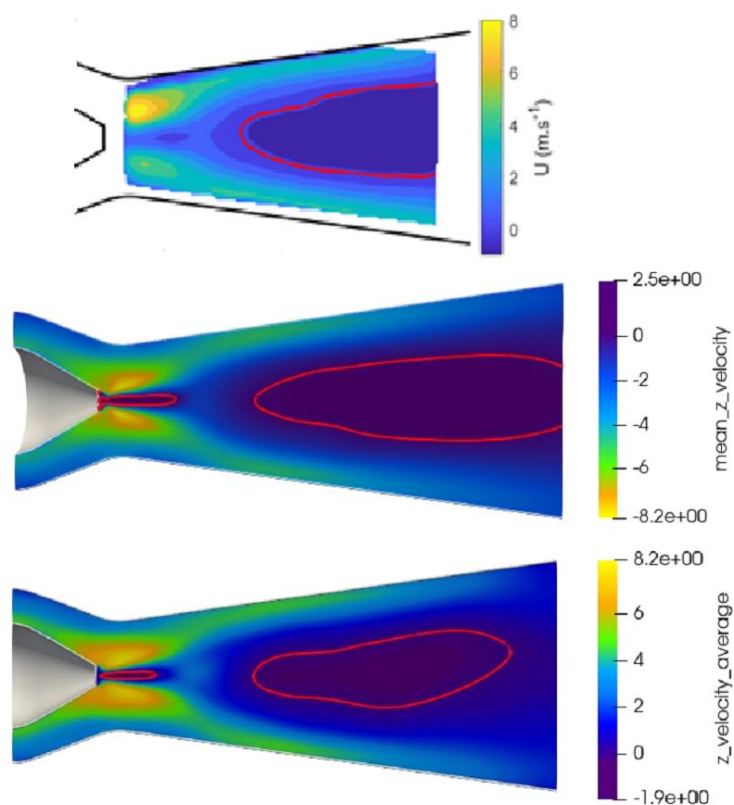
Obr. 33 Otáčková frekvence vírového copu

6.7 Rychlostní pole

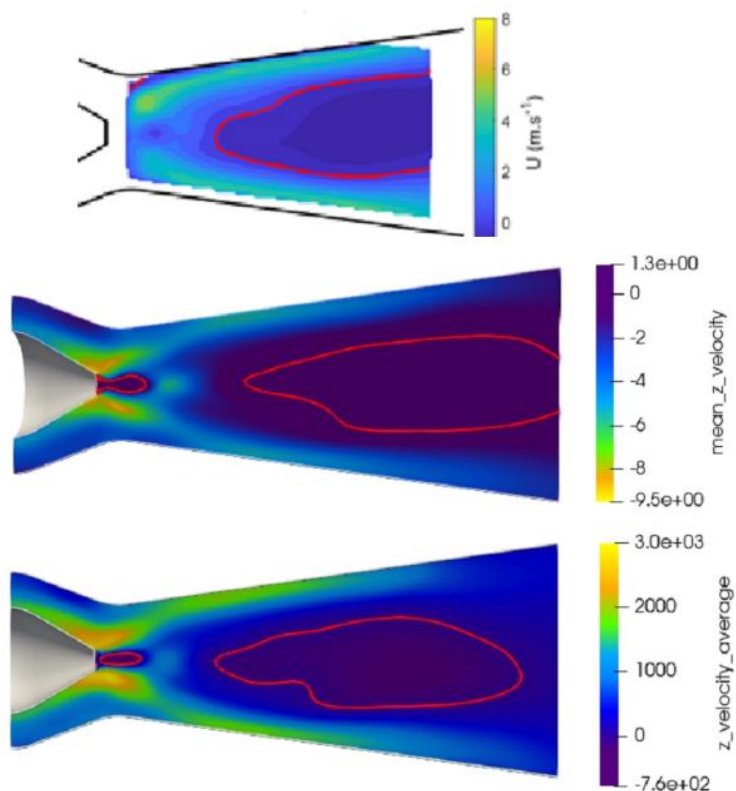
To, jak bude vírový cop vypadat udává rychlostní pole. Převážně poměr mezi tangenciální a axiální rychlostí v kombinaci s oblastí zpětného proudění v ose difuzoru. Porovnání axiálních rychlostních polí mezi experimentem, jednofázovým CFD výpočtem a dvoufázovým CFD výpočtem pro konfiguraci 50:50 můžeme vidět na Obr. 34. Oblast zpětného proudění, která je ohraničena červenou křivkou je jiná pro všechny možnosti vyhodnocení. Oblast určená experimentálně nedosahuje až k náboji, za to oblasti určené CFD výpočty ano. Rozdíl mezi jednofázovým a dvoufázovým výpočtem je v rozdělení zpětné oblasti. Z pohledu velikosti zpětné oblasti se k experimentálnímu vyhodnocení více podobá dvoufázové. U konfigurace 60:40 (Obr. 35) se opět podobají více oblasti experimentální s dvoufázovým výpočtem, avšak jednofázový sedí lépe s dvoufázovým, kvůli oblasti zpětného proudění u náboje. U konfigurace 70:30 (Obr. 36) je to obdobné. Pro jednofázový a dvoufázový výpočet si oblasti zpětného proudění tvarově odpovídají. Rozdíl mezi experimentem a CFD výpočty je takový, že rychlostní pole není vykresleno v celé délce difuzoru. Tudíž není úplně možné porovnat rozměry oblasti zpětného proudění.



Obr. 34 Axiální rychlostní pole - 50:50



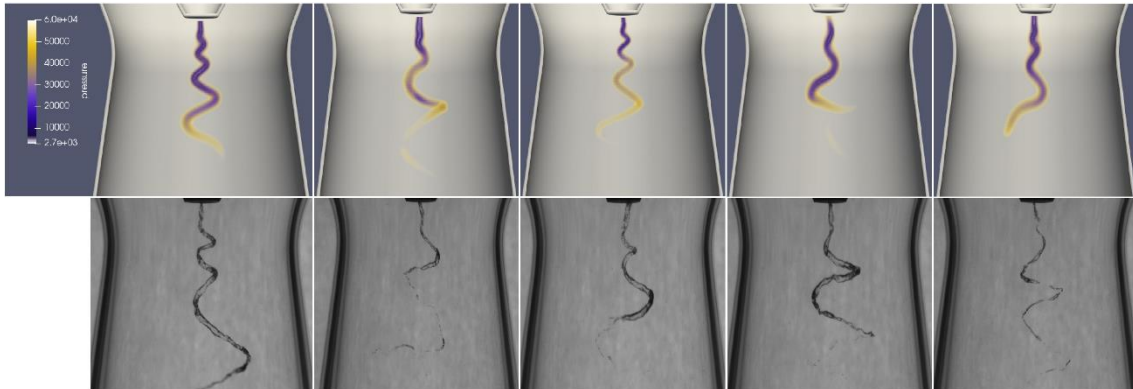
Obr. 35 Axiální rychlostní pole - 60:40



Obr. 36 Axiální rychlostní pole - 70:30

6.8 Tlakové pole

Jednou z možností, jak porovnat tvar vírového copu mezi experimentem a výpočtem je kontura tlakového pole. Na snímku získaném experimentálně je cop vizualizován kavitací, tudíž místem, kde tlak poklesne pod hodnotu syté páry (eventuálně dojde k vyloučení rozpuštěného vzduchu). Na snímcích získaných z CFD výpočtů je cop tvořen rozsahem tlaků. U dvoufázového výpočtu je nejnižší hodnota nastavena na hodnotu tlaku syté páry, tudíž koresponduje s experimentem. Srovnání tlakových polí pro konfiguraci 50:50 můžeme vidět na Obr. 37. Zbylé konfigurace jsou zobrazeny v přílohách, kde nalezneme i srovnání s jednofázovým výpočtem pro konfigurace 50:50 a 60:40.



Obr. 37 Tlakové pole - 50:50

7 ZÁVĚR

Práce se zabývala dvoufázovým výpočtem vírového copu vyvolaném v bezlopatkovém generátoru a porovnáním výsledků s již naměřenými experimentálními daty. V teoretické části práce je popsán vznik a rozpad vírových struktur se zaměřením na vírový cop. Následuje rozbor studií těchto struktur v savkách Francisových turbín a také ve vírových generátorech. Jelikož je ve výpočtovém modelování využit model turbulence RSM, obsahuje teoretická část seznámení s tímto modelem a také popis použitého dvoufázového a kavitačního modelu.

Praktická část je zaměřena na popis experimentu na Odboru fluidního inženýrství na VUT, samostatný výpočet a výsledky. Byla popsána tvorba dekompozice výpočetní domény a následně i tvorba plně konformní hexahedrální výpočetní sítě. Poté následuje popis nastavení výpočetního řešiče s okrajovými podmínkami pro různé konfigurace.

Část věnující se výsledkům je, jak už bylo zmíněno, zaměřena na porovnání experimentálních výsledků s výsledky z CFD simulace. Vzhledem ke krátkému napočítanému časovému úseku se musí tyto výsledky brát s rezervou, hlavně u konfigurace 65:35, kde celkový spočtený čas nekoresponduje s dalšími konfiguracemi. Pro rychlostní pole byla možnost využít k porovnání i jednofázové výpočty. V přílohách nalezneme i porovnání tlakových polí jednofázových výpočtů pro konfigurace 50:50 a 60:40.

Prvním výsledkem bylo porovnání tlakových hodnot z měřených míst na vstupech do vírového generátoru a na jeho výstupu. Z počátku bylo naplánováno porovnání frekvenčně amplitudového záznamu z tlakových odběrů, ale bylo zjištěno, že se tlakové pulzace od vírového copu nepromítají, tak daleko od místa jeho rozpadu. Z tohoto důvodu bylo přistoupeno k porovnání středních hodnot tlaků v odběrných místech. Z výsledků vyplývá, že formování proudění, jak v experimentu, tak ve výpočtech si odpovídají až na menší odchylky. Pro axiální vstup a výstup byly nadhodnoceny hodnoty tlaků z CFD simulace, ale pro tangenciální vstup je tomu naopak. Tato skutečnost může být způsobená tím, že se ve výpočtech nevyužívá gravitačního zrychlení.

Následně bylo porovnáváno vírové číslo v nejužším místě difuzoru. Vírové číslo bylo dále vyhodnoceno v celkem čtyřiceti bodech napříč měřenou sekci. Tyto body byly zobrazeny v rovině osy difuzoru a každý měl jinou radiální hodnotu souřadnice. Rozdílné hodnoty vírových čísel v nejužším místě mohla způsobit zmíněná nejistota měření metody PIV a také nejistota polohy kalibračního terče, který nemusel být zcela přesně usazen. Hodnoty vírového čísla vyhodnocené z experimentu mohla ovlivnit i nutná změna celkového průtoku doménou z 10 na 5 l/s. Při 10 l/s a konfiguraci 70:30 metoda PIV selhávala, kvůli velkému množství kavitace. Rozdílu v hodnotách může nahrávat i rychlostní pole CFD simulace, které nemusí být dostatečně rozvinuté, a proto by bylo nutné napočítat delší časový úsek.

Dále následovalo vyhodnocení vírového čísla po délce difuzoru a výstupní části. Toto vyhodnocení už bylo čistě jen z CFD výpočtů. Bylo očekáváno, že se vírové číslo po délce difuzoru bude snižovat, avšak opak byl pravdou. Vírové číslo rostlo se vzdáleností od náboje u některých konfigurací dále do potrubí u některých pouze kousek za difuzor. Tato skutečnost může být vysvětlena tím, že tangenciální hodnoty rychlosti byly dominantní a ani zvyšující se průměr potrubí nedokázal vírové číslo okamžitě snížit.

Jedním z dalších výsledků je sledování objemu plynné fáze v oblasti difuzoru. Tento výsledek jen podtrhnul, že při zvyšující se tangenciální rychlosti je vírový cop méně stabilní a v jádru víru vzniká velké množství plynné fáze.

Na předchozí výsledek navazuje porovnání střední hodnoty plynné fáze CFD výpočtů s časově středním obrázkem tvořený ze snímku zachycené rychlokamerou. Bohužel, se nepodařilo dokonalé propojení výpočtové stupnice šedi s procenty plynné fáze, kvůli korektnímu porovnání výsledků. Proto se přistoupilo k porovnání pomocí podobného axiálního rozměru copu. U konfigurací s nižšími tangenciálními rychlostmi se ještě dá uznat tvarová podobnost copu, avšak u konfigurací s vyššími tangenciálními rychlostmi nikoliv. Radiální rozměry copu jsou pro výsledky z CFD výpočtů ve většině případů větší.

Ačkoliv to nebylo z počátku v plánu, tak jedním z výsledků této práce je porovnání synchronních a asynchronních tlakových pulzací. A také pulzací vyhodnocených z objemu plynné fáze. Výše zobrazené tabulky ukazují, jak tyto pulzace spolu souvisí a je možné zachytávat jejich frekvence z různých veličin. Hlavním zaměřením této části bylo porovnání otáčkové frekvence copu z experimentu a CFD simulace. Z výpočtů bylo možné tyto otáčkové frekvence vírového copu vyhodnotit i po délce difuzoru hlavně pro konfigurace 50:50, 65:35 a 70:30, kdy se hlavní otáčková frekvence objevovala v každém záznamu. Nejlépe si frekvence experimentu a výpočtů sedli při konfiguraci 55x45.

Posledním výsledkem bylo porovnání rychlostního a tlakového pole. Z kontur středních axiálních rychlostí vyplývá, že by se rozměrově a tvarově oblast zpětného proudění vyhodnocená z experimentu mohla nejlépe podobat oblasti z dvoufázového CFD výpočtu. Avšak spíše si odpovídají kontury rychlostí CFD simulací. Kdy oblast zpětného proudění dosahuje až k náboji, jak pro jednofázový, tak dvoufázový výpočet. U tlakových polí jsou si rozhodně více podobné pole experimentální s polem dvoufázového výpočtu, avšak z tlakových kontur jde jasně vidět, že identifikace vírového copu pomocí tlakových hodnot není ideální pro konfigurace s vyššími tangenciálními rychlostmi.

Celkově z výsledků práce vyplývá, že se CFD výpočty přibližují skutečnosti, ale pořád si nemůžeme být jistí jejich korektností, hlavně u takto silně nestabilních a kavitujiících vírových struktur. Samozřejmě, pokud by byl napočítán delší časový úsek zachycující co nejdelší pohyb vírového copu, tak by výpočty možná lépe korespondovali s experimentálními výsledky. Nastává otázka, jestli je nutné z pohledu výpočtové náročnosti využívat dvoufázové a kavitační modely, pro tyto typy úloh. V kombinaci s RSM modelem turbulence, který využívá sedmi rovnic, je tento problém velice časově náročný. Stálo by za vyzkoušení napočítat delší časové úseky, s využitím nějakého z dvou-rovnicových modelů turbulence, které by nám toho mohli odhalit více.

8 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] TRIEU TRAN, Cong, Xinping LONG a Bin JI. Vortical structures in the cavitating flow in the Francis-99 draft tube cone under off-design conditions with the new omega vortex identification method. *Journal of Physics: Conference Series* [online]. Bristol: IOP Publishing, 2019, **1296**(1), 12011 [cit. 2022-05-17]. ISSN 1742-6588. Dostupné z: doi:10.1088/1742-6596/1296/1/012011
- [2] GOYAL, Rahul. Vortex core formation in a Francis turbine during transient operation from best efficiency point to high load. *Physics of Fluids* [online]. 2020, **32**(7) [cit. 2022-05-17]. ISSN 1070-6631. Dostupné z: doi:10.1063/5.0012227
- [3] ŠTEFAN, D, P RUDOLF, M HUDEC, V URUBA, P PROCHÁZKA a O URBAN. Experimental investigation of vortex ring formation as a consequence of spiral vortex re-connection. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. IOP Publishing, 2019, **405**(1), 012033. ISSN 1755-1307. Dostupné z: doi:10.1088/1755-1315/405/1/012033
- [4] ŠTEFAN, David. *Study of the Dissipation in Spiraling Vortical Structures*. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2015.
- [5] RUDOLF, Pavel, Ondřej URBAN a David ŠTEFAN. Construction of a reduced-order dynamic model for prospective swirling flow control in hydraulic turbine draft tube. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science* [online]. 2019, **240** [cit. 2022-05-17]. ISSN 1755-1315. Dostupné z: doi:10.1088/1755-1315/240/2/022065
- [6] HAZUCHA, Jan. *Vliv otevření difuzoru na dynamické vlastnosti spirální vírové struktury*. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2019.
- [7] HALL, M.G. The structure of concentrated vortex cores. *Progress in Aerospace Sciences*. 1966, **7**, 53-110. ISSN 0376-0421. Dostupné z: doi:https://doi.org/10.1016/0376-0421(66)90006-6
- [8] HALL, M G. Vortex Breakdown. *Annual Review of Fluid Mechanics*. Annual Reviews, 1972, **4**(1), 195-218. ISSN 0066-4189. Dostupné z: doi:10.1146/annurev.fl.04.010172.001211
- [9] LUCCA-NEGRO, O a T O'DOHERTY. Vortex breakdown: a review: a review. *Progress in Energy and Combustion Science*. 2001, **27**(4), 431-481. ISSN 0360-1285. Dostupné z: doi:https://doi.org/10.1016/S0360-1285(00)00022-8
- [10] MICHELSON, Irving. Theory of Vortex Whistle. *The Journal of the Acoustical Society of America* [online]. 1955, **27**(5), 930-931 [cit. 2022-05-17]. ISSN 0001-4966. Dostupné z: doi:10.1121/1.1908080

- [11] ZHANG, Ri-kui, Feng MAO, Jie-Zhi WU, Shi-Yi CHEN, Yu-Lin WU a Shu-Hong LIU. Characteristics and Control of the Draft-Tube Flow in Part-Load Francis Turbine. *Journal of Fluids Engineering* [online]. 2009, **131**(2) [cit. 2022-05-17]. ISSN 0098-2202. Dostupné z: doi:10.1115/1.3002318
- [12] NISHI, Michihiro a Shuhong LIU. An Outlook on the Draft-Tube-Surge Study. *International Journal of Fluid Machinery and Systems* [online]. 2013, **6**(1), 33-48 [cit. 2022-05-17]. ISSN 1882-9554. Dostupné z: doi:10.5293/IJFMS.2013.6.1.033
- [13] RUPRECHT, A., Thomas HELMRICH, Thomas ASCHENBRENNER, Thomas SCHERER, Voith HYDRO a Heidenheim GERMANY. *Simulation of pressure surge in a hydro power plant caused by an elbow draft tube*. 2022.
- [14] SKOTÁK, Aleš. *Vírové struktury v savce vodní turbíny = Vortex structures in a water turbine draft tube* /. Brno: VUT FSI, 2004, 68 s.
- [15] CERVANTES, Michel, Chiragkumar Hasmukhlal TRIVEDI, Ole-Gunnar DAHLHAUG a Torbjörn NIELSEN. Francis-99 Workshop 1: steady operation of Francis turbines. *Journal of Physics: Conference Series* [online]. 2015, **579** [cit. 2022-05-17]. ISSN 1742-6596. Dostupné z: doi:10.1088/1742-6596/579/1/011001
- [16] TRIVEDI, Chirag, Michel CERVANTES a Ole DAHLHAUG. Experimental and Numerical Studies of a High-Head Francis Turbine: A Review of the Francis-99 Test Case. *Energies* [online]. 2016, **9**(2) [cit. 2022-05-17]. ISSN 1996-1073. Dostupné z: doi:10.3390/en9020074
- [17] GAVRILOV, A.A., A.V. Sentyabov, A.A. DEKTEREV a K. HANJALIĆ. Vortical structures and pressure pulsations in draft tube of a Francis-99 turbine at part load: RANS and hybrid RANS/LES analysis: RANS and hybrid RANS/LES analysis. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2017, **63**, 158-171. ISSN 0142-727X. Dostupné z: doi:https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2016.05.007
- [18] LIU, ChaoQun, YiQian WANG, Yong YANG a ZhiWei DUAN. New omega vortex identification method. *Science China Physics, Mechanics & Astronomy*. 2016, **59**(8), 684711. ISSN 1869-1927. Dostupné z: doi:10.1007/s11433-016-0022-6
- [19] NISHI, Michihiro, Takashi KUBOTA, Shigenori MATSUNAGA a Yasutoshi SENOO. *Study on Swirl Flow and Surge in an Elbow Type Draft Tube*. 1980.
- [20] FALVEY, Henry. Observations of Unsteady Flow Arising After Vortex Breakdown. *Journal of Fluid Mechanics*. 1970, **41**, 727-736. Dostupné z: doi:10.1017/S0022112070000873

- [21] BOSIOC, A, S MUNTEAN a Mohammad FAIZAN AIJAZ. *3D Numerical Analysis of a Swirling Flow Generator*.
- [22] PETIT, Olivier, Alin I. BOSIOC, Hakan NILSSON, Sebastian MUNTEAN a Romeo F. SUSAN-RESIGA. Unsteady Simulations of the Flow in a Swirl Generator, Using OpenFOAM. *International Journal of Fluid Machinery and Systems* [online]. 2011, **4**(1), 199-208 [cit. 2022-05-17]. ISSN 1882-9554. Dostupné z: doi:10.5293/IJFMS.2011.4.1.199
- [23] BOSIOC, Alin Ilie, Romeo SUSAN-RESIGA, Sebastian MUNTEAN a Constantin TANASA. Unsteady Pressure Analysis of a Swirling Flow With Vortex Rope and Axial Water Injection in a Discharge Cone. *Journal of Fluids Engineering* [online]. 2012, **134**(8) [cit. 2022-05-17]. ISSN 0098-2202. Dostupné z: doi:10.1115/1.4007074
- [24] GRAMLICH, Martin. *Numerical Investigations of the Unsteady Flow in the Stuttgart Swirl Generator with OpenFOAM* [online]. Gothenburg, 2012 [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: publications.lib.chalmers.se. Master's thesis. Chalmers University of Technology.
- [25] RUDOLF, Pavel, Martin HUDEC, Pavel ZUBÍK a David ŠTEFAN. Experimental measurement and numerical modeling of cavitating flow in converging-diverging nozzle. *EPJ Web of Conferences*. 2012, **25**. Dostupné také z: <https://doi.org/10.1051/epjconf/20122501081>
- [26] DAVID, Štefan, Zubík PAVEL, Hudec MARTIN a Rudolf PAVEL. Numerical and experimental investigation of swirling flow in a conical diffuser. *EPJ Web of Conferences*. 2015, **92**. Dostupné také z: <https://doi.org/10.1051/epjconf/20159202085>
- [27] ŠTEFAN, David, Pavel RUDOLF, Sebastian MUNTEAN a Romeo RESIGA. Structure of Flow Fields Downstream of Two Different Swirl Generators. *Engineering Mechanics*. 2014, **20**, 339-353.
- [28] SKRIPKIN, Sergey, Mikhail TSOY, Pavel KUIBIN, Sergey SHTORK, D. MARKOVICH, D. ZAITSEV a A. SEMENOV. Vortex rope instabilities in a model of conical draft tube. *EPJ Web of Conferences* [online]. 2017, **159** [cit. 2022-05-17]. ISSN 2100-014X. Dostupné z: doi:10.1051/epjconf/201715900048
- [29] SKRIPKIN, Sergey, Mikhail TSOY, Pavel KUIBIN a Sergey SHTORK. Swirling flow in a hydraulic turbine discharge cone at different speeds and discharge conditions. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2019, **100**, 349-359. ISSN 0894-1777. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2018.09.015>
- [30] ŠTEFAN, D, M HUDEC, V URUBA, P PROCHÁZKA, O URBAN a P RUDOLF. Experimental investigation of swirl number influence on spiral vortex structure dynamics. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science* [online]. 2021, **774**(1) [cit. 2022-05-17]. ISSN 1755-1307. Dostupné z: doi:10.1088/1755-1315/774/1/012085

- [31] SKRIPKIN, Sergey, Mikhail TSOY, Pavel KUIBIN, Sergey SHTORK a S.V. ALEKSEENKO. Vortex rope patterns at different load of hydro turbine model. *MATEC Web of Conferences* [online]. 2017, **115** [cit. 2022-05-17]. ISSN 2261-236X. Dostupné z: doi:10.1051/matecconf/201711506004
- [32] LECNAR, Lukáš. *Opatřebení materiálu kavitační erozí*. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2015.
- [33] Ansys. In: *ANSYS FLUENT Theory Guide* [online]. ANSYS, Inc., 2009 [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <https://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/th/node77.htm>
- [34] KOZUBKOVÁ, Milada, Jana RAUTOVÁ a Marian BOJKO. Mathematical Model of Cavitation and Modelling of Fluid Flow in Cone. *Procedia Engineering* [online]. 2012, **39**, 9-18 [cit. 2022-05-17]. ISSN 18777058. Dostupné z: doi:10.1016/j.proeng.2012.07.002
- [35] KUMAR, Aishvarya, Ali GHOBADIAN a Jamshid M. NOURI. *Assessment of Cavitation Models for Compressible Flows Inside a Nozzle*. 2020, . ISSN 2311-5521. Dostupné z: doi:10.3390/fluids5030134

9 SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Rychlostní trojúhelníky a odpovídající tvary copu, upraveno a převzato z [6]	14
Obr. 2 Schéma vírové píšťalky, upraveno a převzato z [10]	15
Obr. 3 Delta wing, upraveno a převzato z [11]	15
Obr. 4 Režimy vírového copu, upraveno a převzato z [12]	16
Obr. 5 Vírový generátor Temešvár, upraveno a převzato z [21]	19
Obr. 6 Vírový generátor Temešvár se vstřikem, upraveno a převzato z [23]	20
Obr. 7 Vírový generátor Stuttgart, upraveno a převzato z [24]	21
Obr. 8 Vírový generátor VUT I, upraveno a převzato z [26]	22
Obr. 9 Upravený vírový generátor Temešvár, upraveno a převzato z [29]	23
Obr. 10 Vírový generátor VUT II, upraveno a převzato z [30]	24
Obr. 11 Měřicí trať	29
Obr. 12 Tlakové odběry	29
Obr. 13 Nastavení pro snímání vysokorychlostní kamerou, upraveno a převzato z [30]	30
Obr. 14 Difuzor z akrylátového skla	30
Obr. 15 Vygenerovaný objem kapaliny	31
Obr. 16 Vstupní část o počtu těles 125	31
Obr. 17 Spirála o počtu těles 10	32
Obr. 18 Výstupní část s difuzorem o počtu těles 99	32
Obr. 19 Kontura y+ přední pohled	34
Obr. 20 Kontura y+ boční pohled	34
Obr. 21 Výpočetní síť – vstupní část	34
Obr. 22 Výpočetní síť – spirála	35
Obr. 23 Výpočetní síť – difuzor	35
Obr. 24 Odběrné body hodnot tlaku	39
Obr. 25 Porovnání středních hodnot tlaků EXP vs CFD	40
Obr. 26 Polohy vyhodnocení vírového čísla	40
Obr. 27 Vírové číslo v nejužším místě	41
Obr. 28 Vývoj vírového čísla po délce difuzoru a za difuzorem	42
Obr. 29 Porovnání středních hodnot plynné fáze	42
Obr. 30 Obrazové porovnání vírového copu CFD vs EXP–1% plynné fáze (50:50)	44
Obr. 31 Obrazové porovnání vírového copu CFD vs EXP–5% plynné fáze (50:50)	44
Obr. 32 Body pro odběr tlaků k vyhodnocení tlakových pulzací	45
Obr. 33 Otáčková frekvence vírového copu	47
Obr. 34 Axiální rychlostní pole - 50:50	48
Obr. 35 Axiální rychlostní pole - 60:40	49
Obr. 36 Axiální rychlostní pole - 70:30	49
Obr. 37 Tlakové pole - 50:50	50

10 SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Parametry výpočetní sítě	33
Tab. 2 Hodnoty y^+ pro různé konfigurace	33
Tab. 3 Vlastnosti použitých kapalin v programu Fluent	36
Tab. 4 Nastavení pod-relaxačních faktorů.....	37
Tab. 5 Nastavení schématu a prostorových diskretizací	37
Tab. 6 Nastavení okrajových podmínek výpočtů	38
Tab. 7 Rozměry vírového copu	43
Tab. 8 Synchronní a asynchronní pulzace	46
Tab. 9 Frekvence vyhodnocené z objemu plynné fáze	47

11 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

11.1 Seznam použitých zkratk

BEP	Best Efficiency Point
CFD	Computational Fluid Dynamics
FFT	Fast Fourier Transform
INV	Inviscid Flow Model
LDV	Laser Doppler Velocimetry
LED	Light-Emitting Diode
LES	Large Eddy Simulation
PIV	Particle Image Velocimetry
POD	Proper Orthogonal Decomposition
RANS	Reynolds-averaged Navier–Stokes
RNG	Re-Normalisation Group
RSM	Reynolds Stress Model
S-A DDES	Spalart-Allmaras Delayed Detached Eddy Simulation
SST	Shear Stress Transport
VOF	Volume Of Fluid
VUT	Vysoké Učení Technické

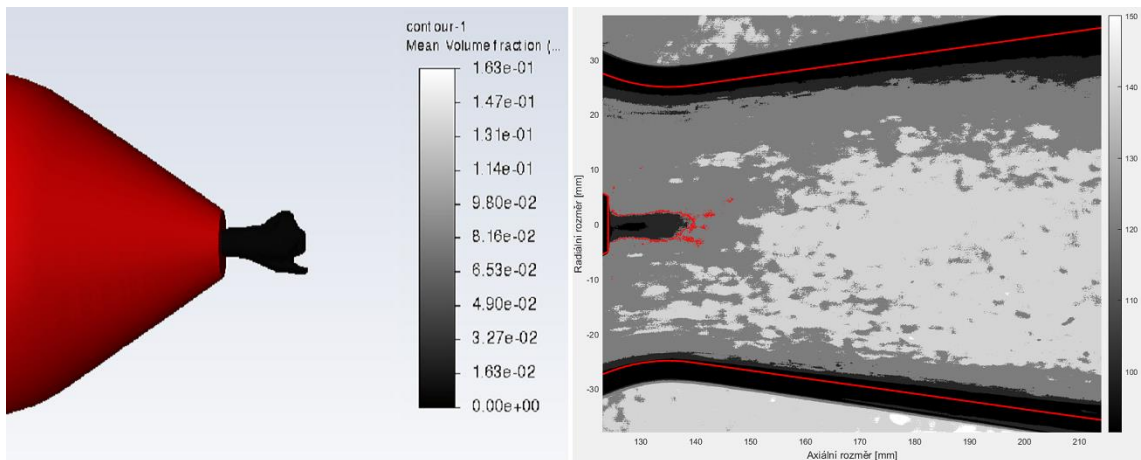
11.2 Seznam použitých symbolů

a	[m/s]	Rychlost zvuku
f	[Hz]	Frekvence
g	[m/s ²]	Gravitační zrychlení
k	[m ² /s ²]	Turbulentní kinetická energie
M_t	[-]	Machovo číslo
p	[Pa]	Tlak
Pr_t	[-]	Turbulentní Prandtlovo číslo
p_v	[Pa]	Tlak nasycených par
Q	[m ³ /s]	Průtok
Q_m	[kg/s]	Hmotnostní průtok
R	[m]	Poloměr difuzoru
R_B	[m]	Poloměr bubliny
S_r	[-]	Vírové číslo
t	[s]	Čas
$v = u$	[m/s]	Rychlost
x	[m]	Axiální rozměr copu
y	[m]	Radiální rozměr copu
α	[-]	Objemový podíl fáze

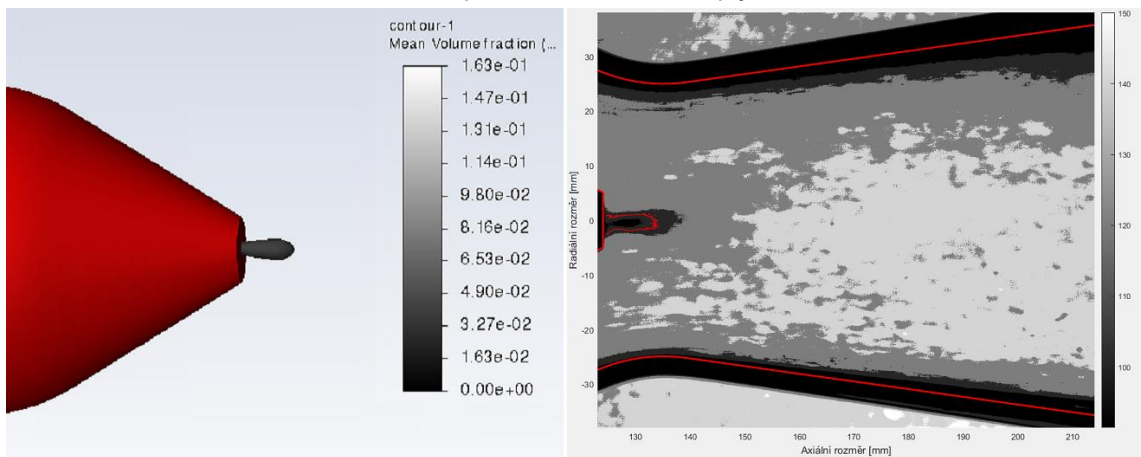
β_2	[°]	Výstupní úhel lopatky
Δ	[-]	Velké řecké písmeno delta
μ	[Pa·s]	Dynamická viskozita
μ_t	[Pa·s]	Turbulentní dynamická viskozita
ν	[m ² /s]	Kinematická viskozita
ρ	[kg/m ³]	Hustota
σ	[N/m]	Povrchové napětí
Ω	[-]	Velké řecké písmeno omega

12 PŘÍLOHY

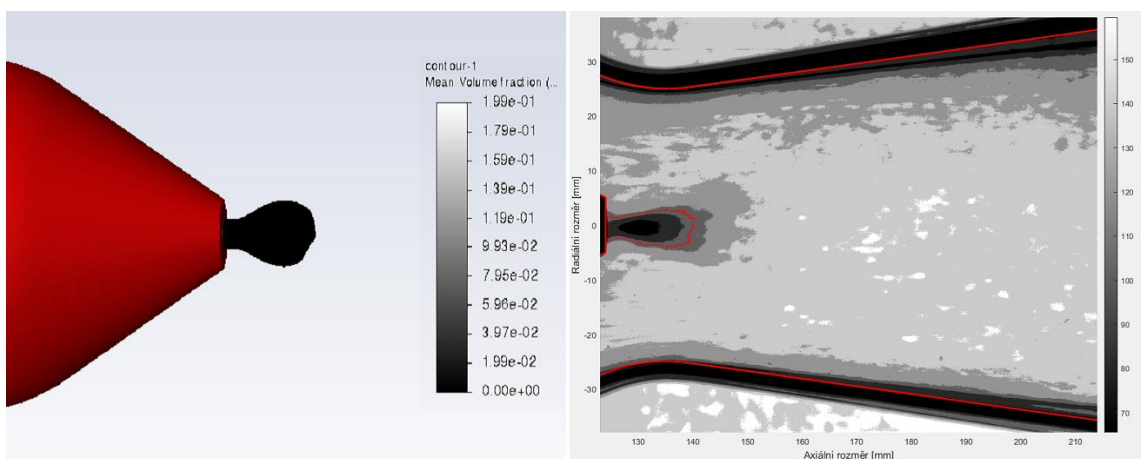
12.1 Obrazové porovnání plynné fáze



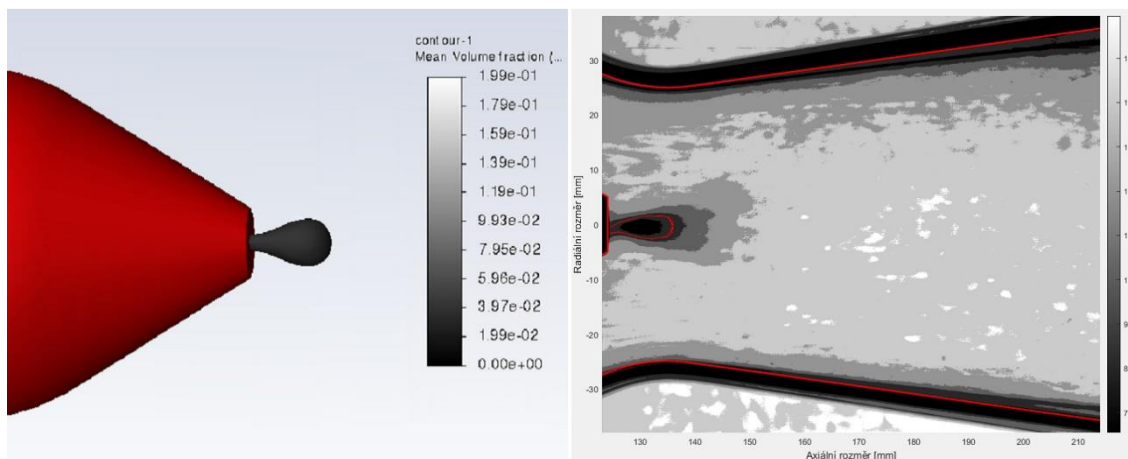
P 1 Obrazové porovnání 55:45–1% plynné fáze



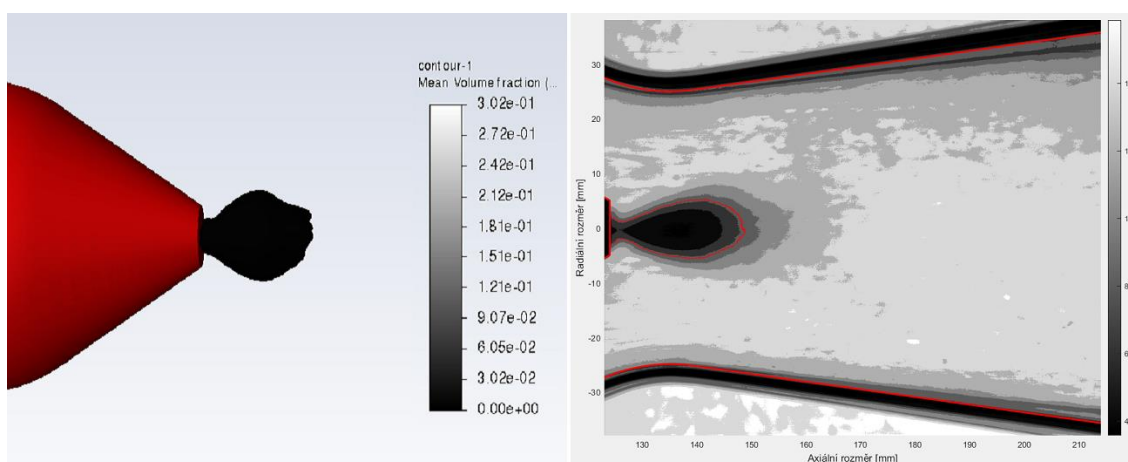
P 2 Obrazové porovnání 55:45–5% plynné fáze



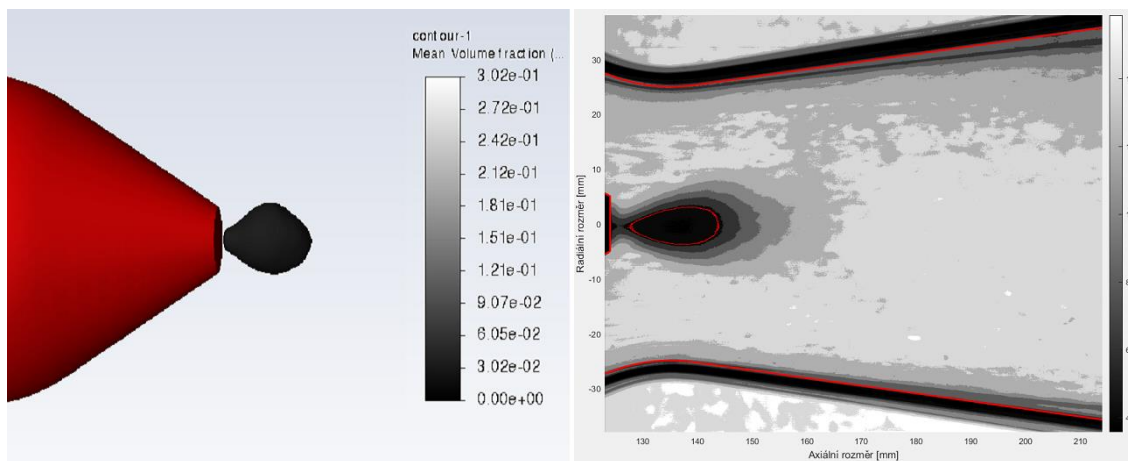
P 3 Obrazové porovnání 60:40–1% plynné fáze



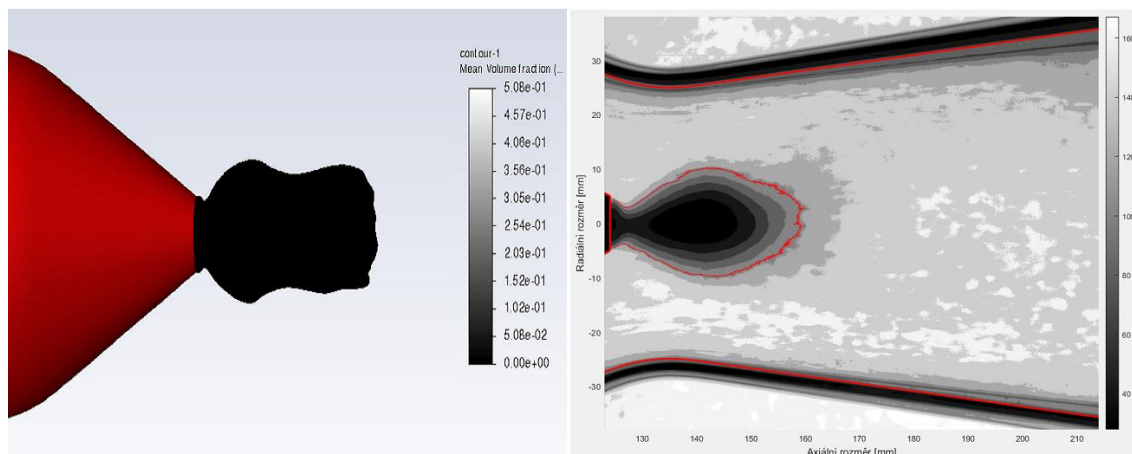
P 4 Obrazové porovnání 60:40–5% plynné fáze



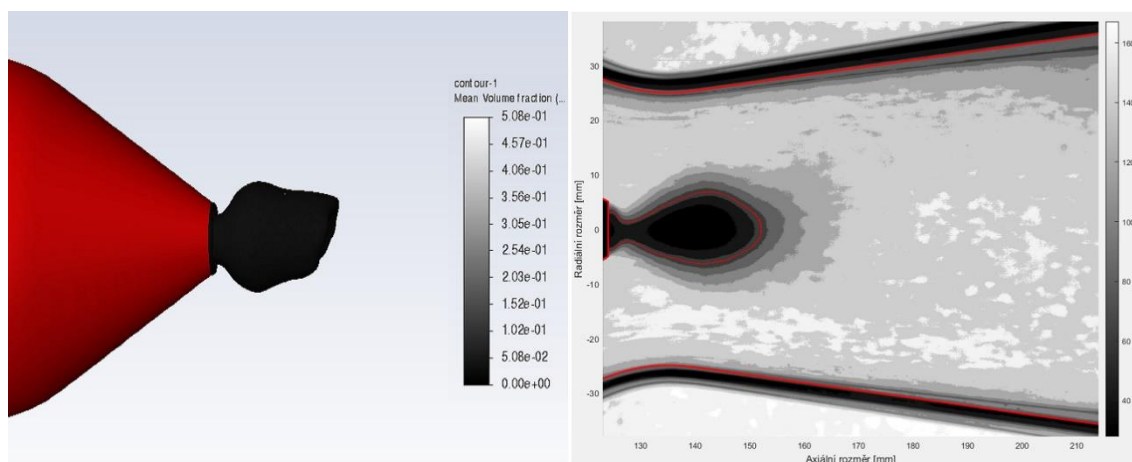
P 5 Obrazové porovnání 65:35–1% plynné fáze



P 6 Obrazové porovnání 65:35–5% plynné fáze

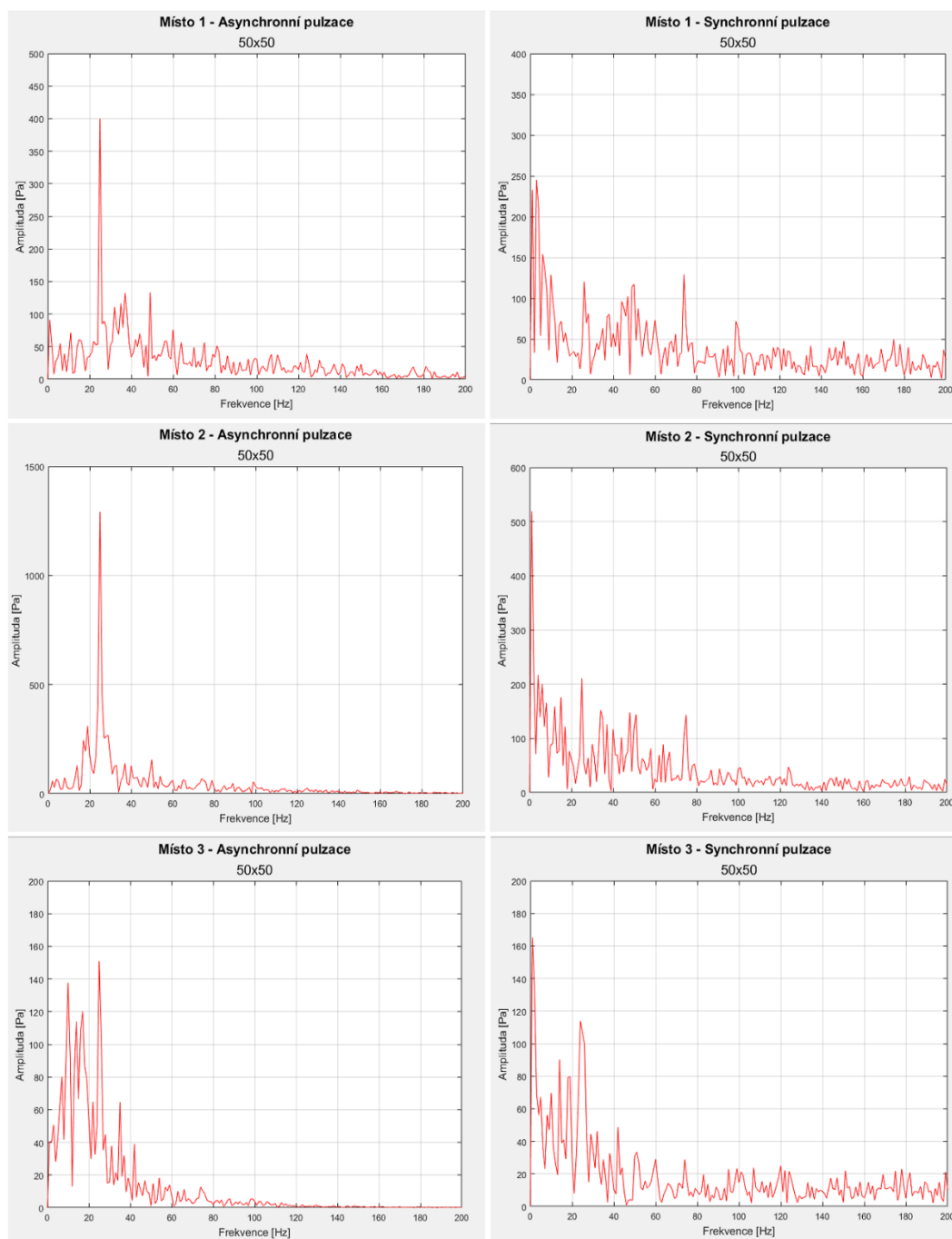


P 7 Obrazové porovnání 70:30–1% plynné fáze



P 8 Obrazové porovnání 70:30–5% plynné fáze

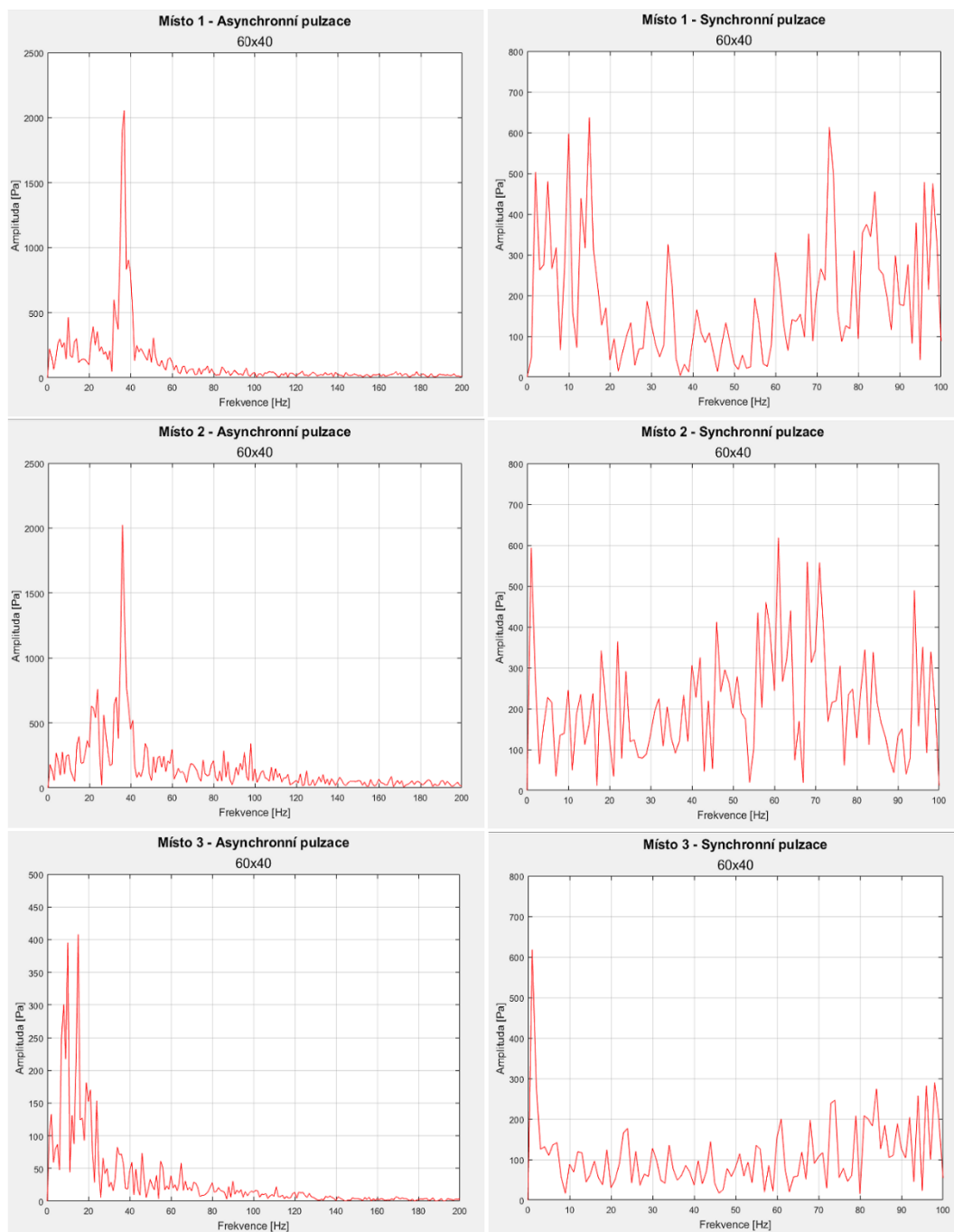
12.2 Frekvenčně amplitudové grafy



P 9 Frekvenčně amplitudové grafy 50:50



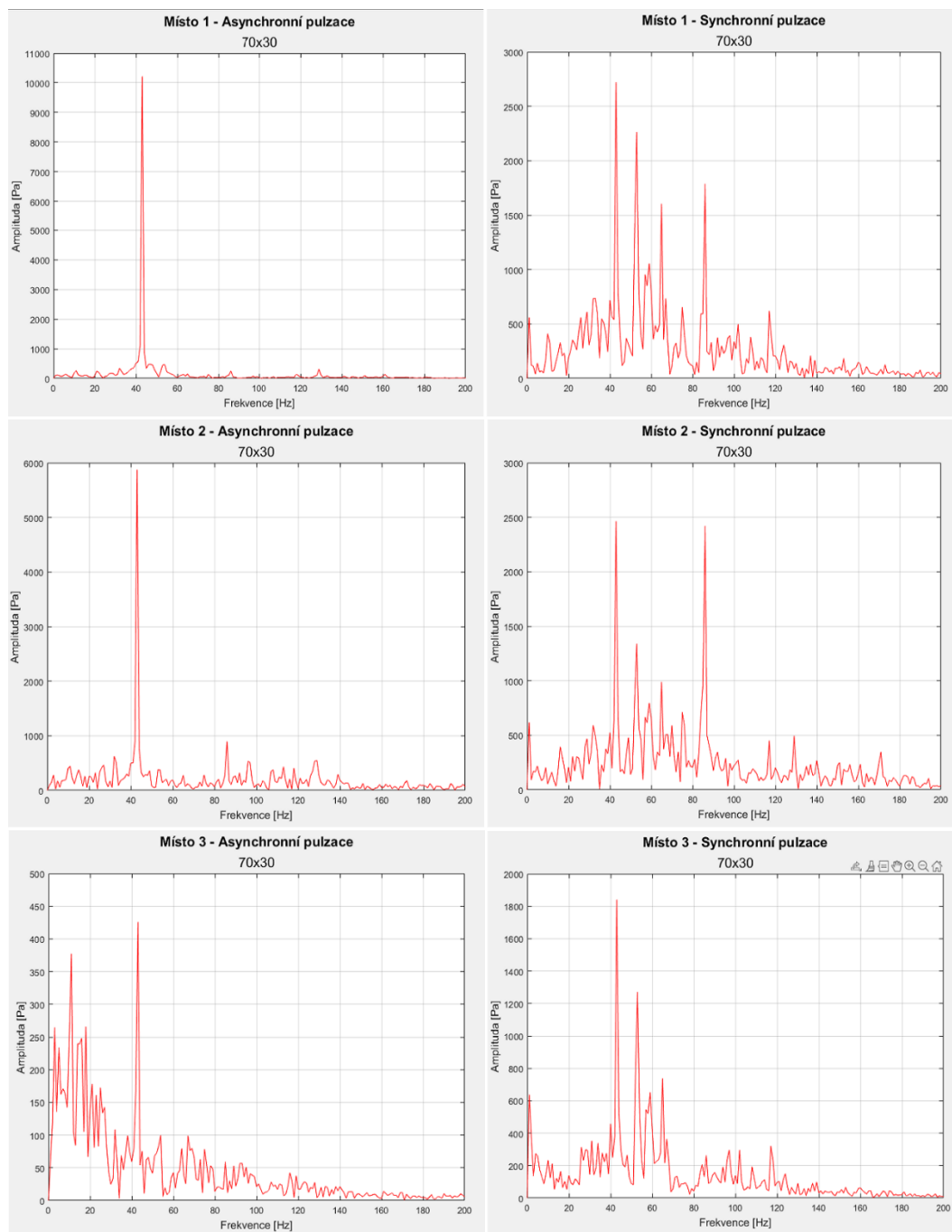
P 10 Frekvenčně amplitudové grafy 55:45



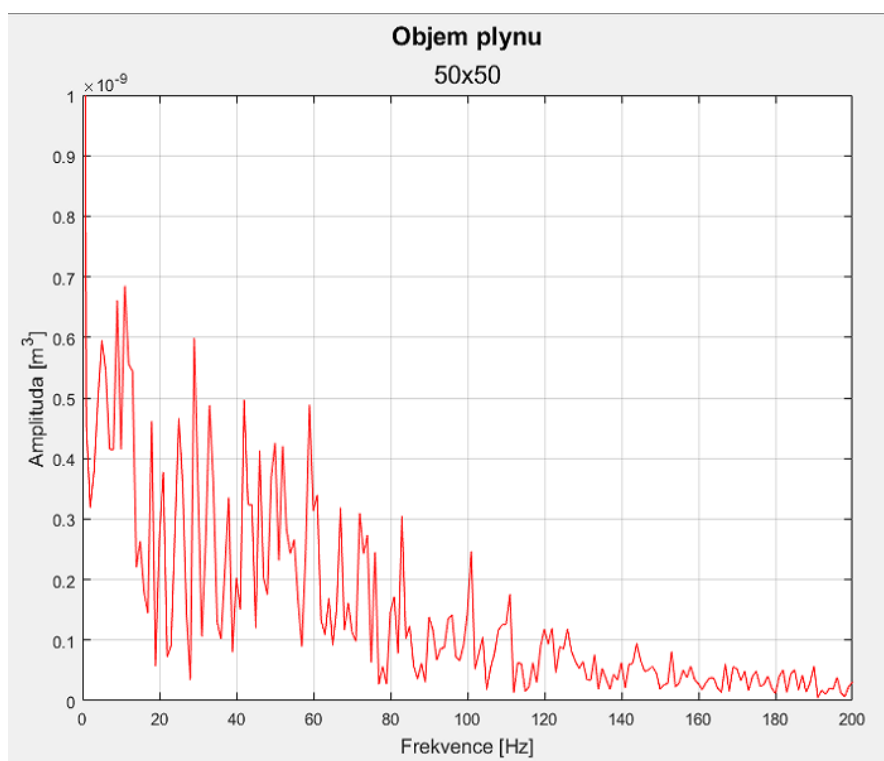
P 11 Frekvenčně amplitudové grafy 60:40



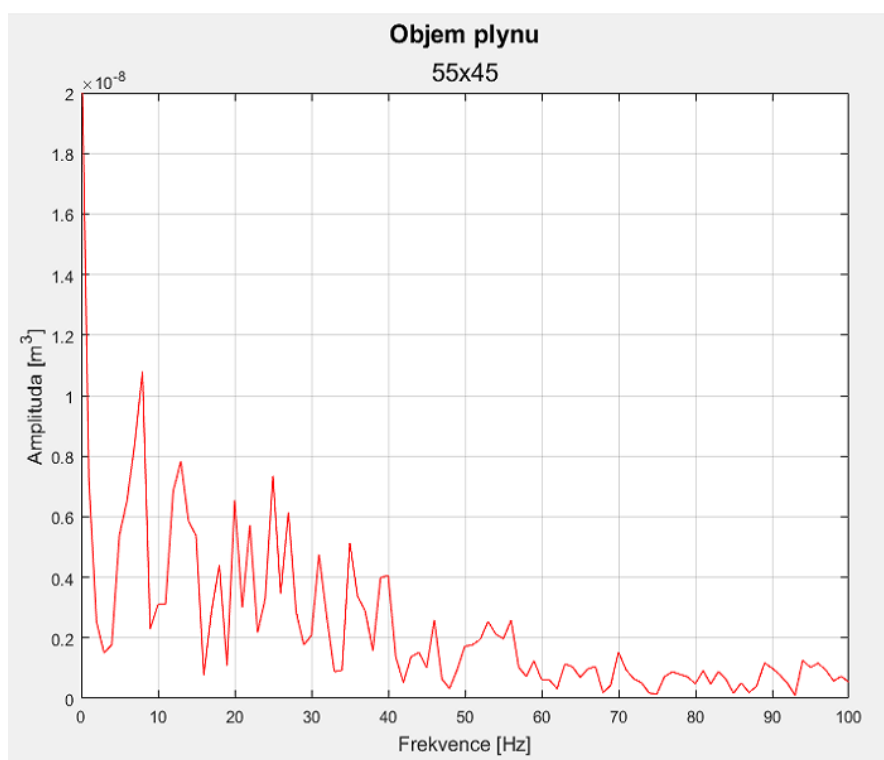
P 12 Frekvenčně amplitudové grafy 65:35



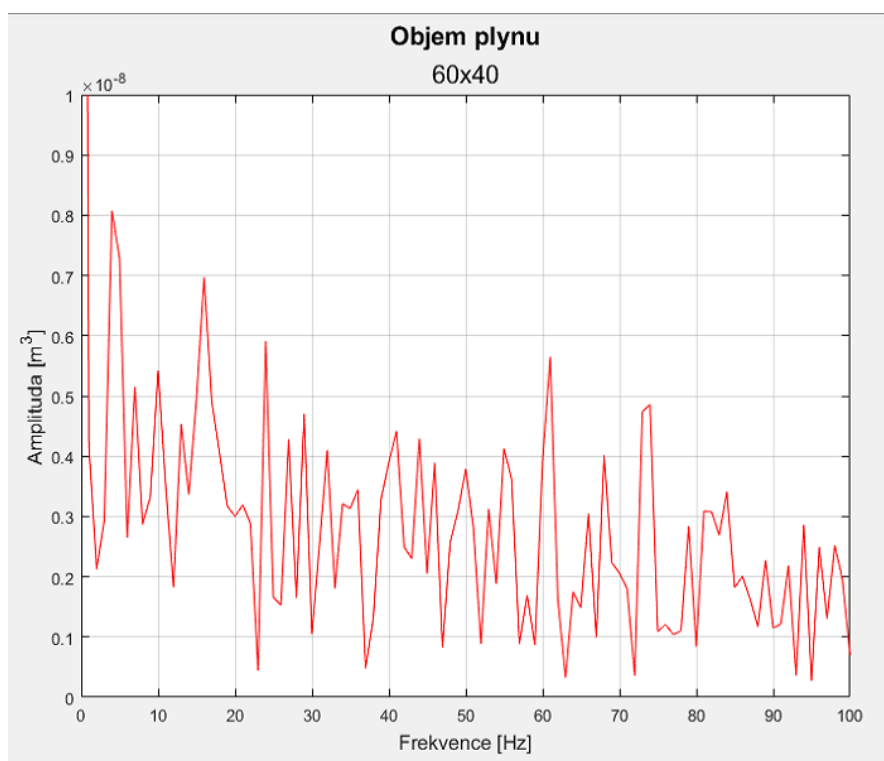
P 13 Frekvenčně amplitudové grafy 70:30



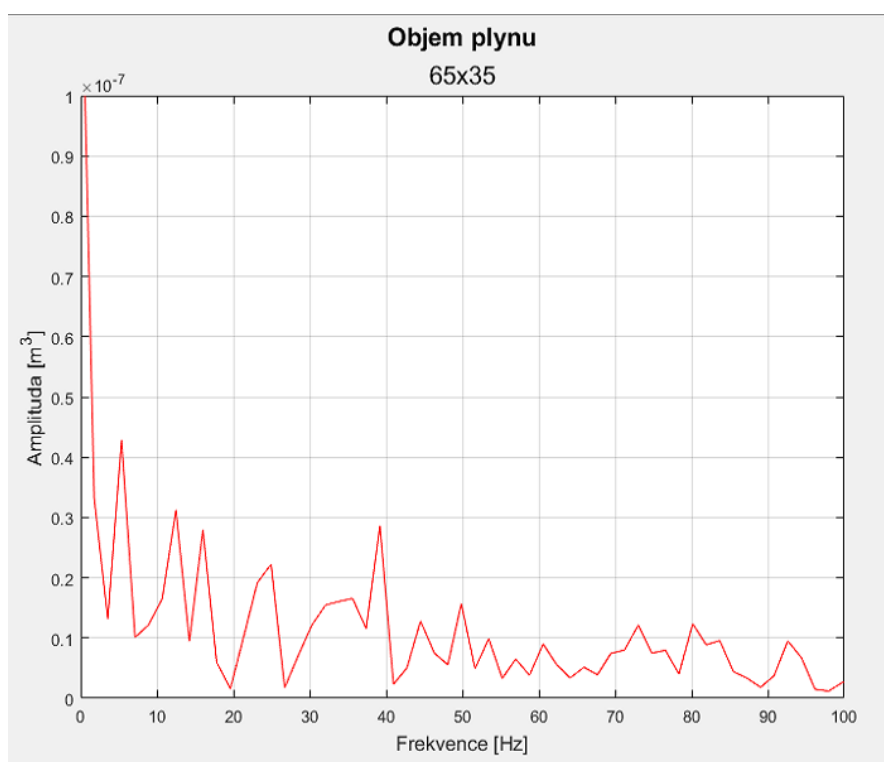
P 14 Frekvenčně amplitudový graf z objemu plynné fáze 50:50



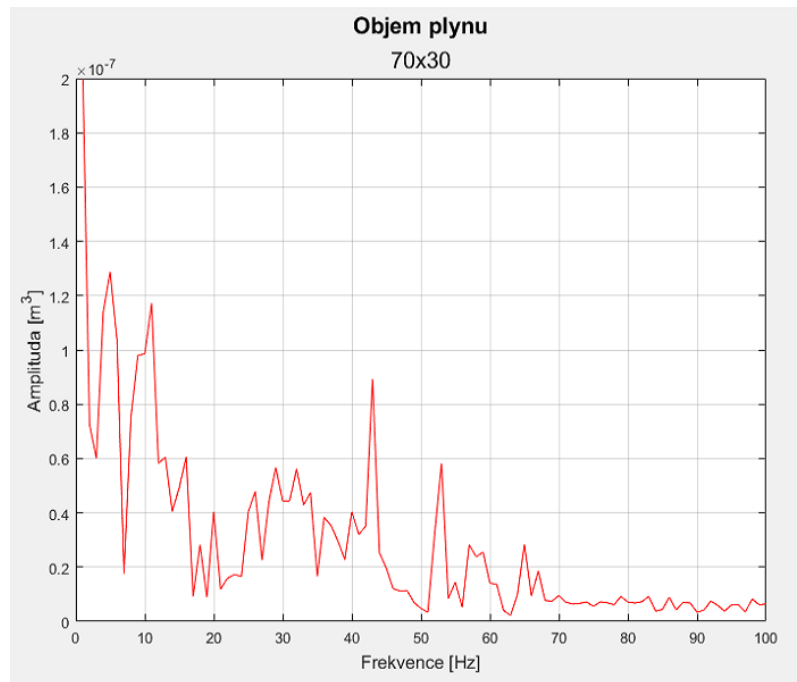
P 15 Frekvenčně amplitudový graf z objemu plynné fáze 55:45



P 16 Frekvenčně amplitudový graf z objemu plynné fáze 60:40

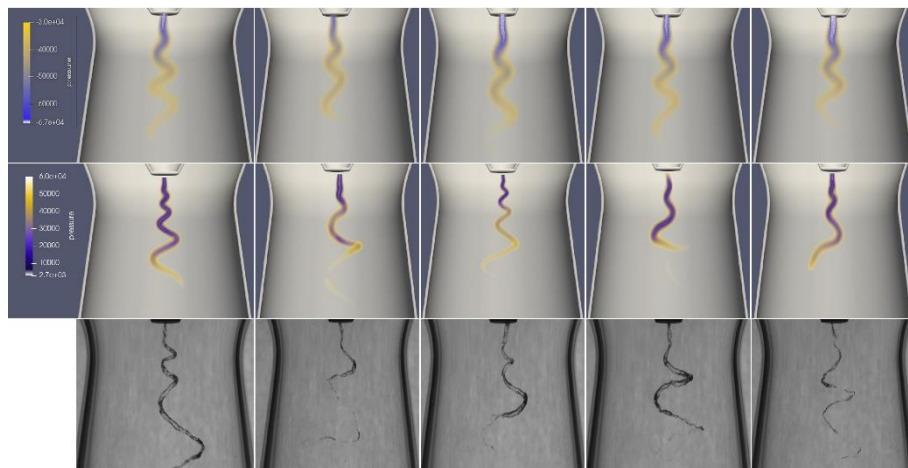


P 17 Frekvenčně amplitudový graf z objemu plynné fáze 65:35

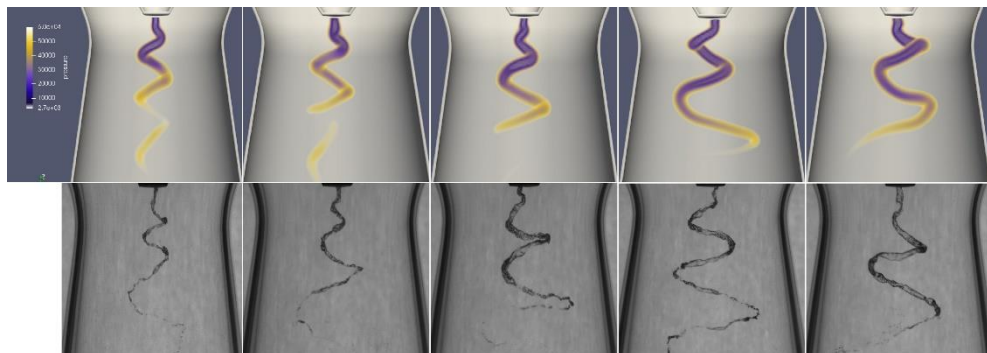


P 18 Frekvenčně amplitudový graf z objemu plynné fáze 70:30

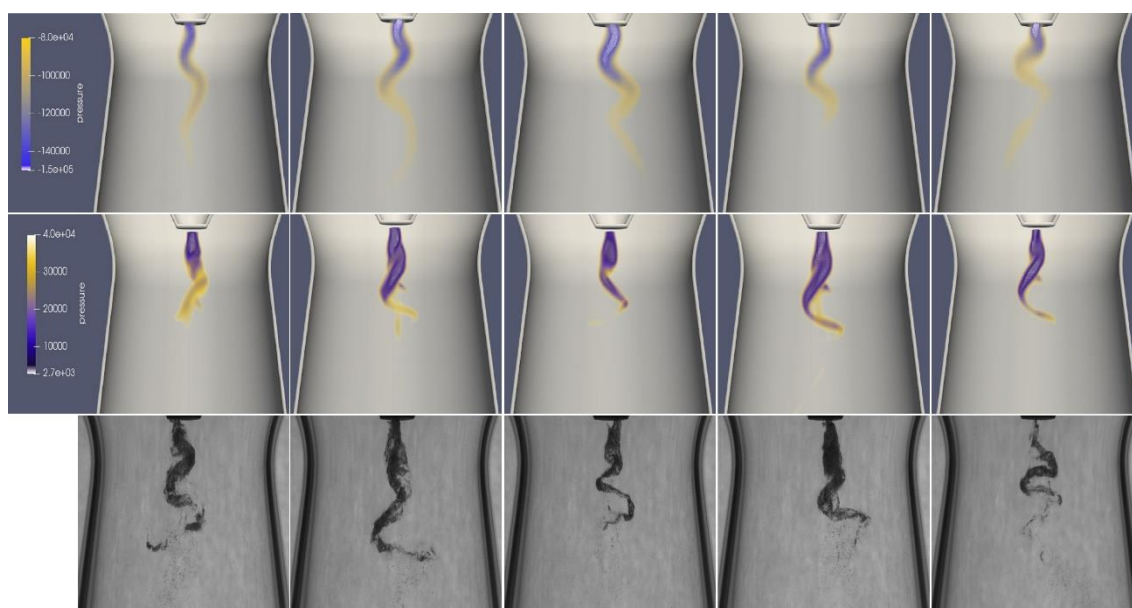
12.3 Tlaková pole



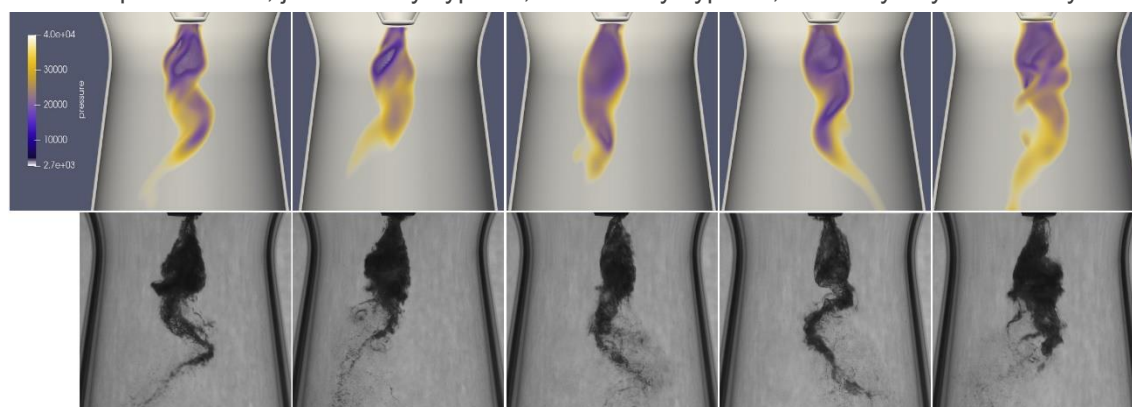
P 19 Tlakové pole – 50:50, jednofázový výpočet, dvoufázový výpočet, záznamy z rychlokamery



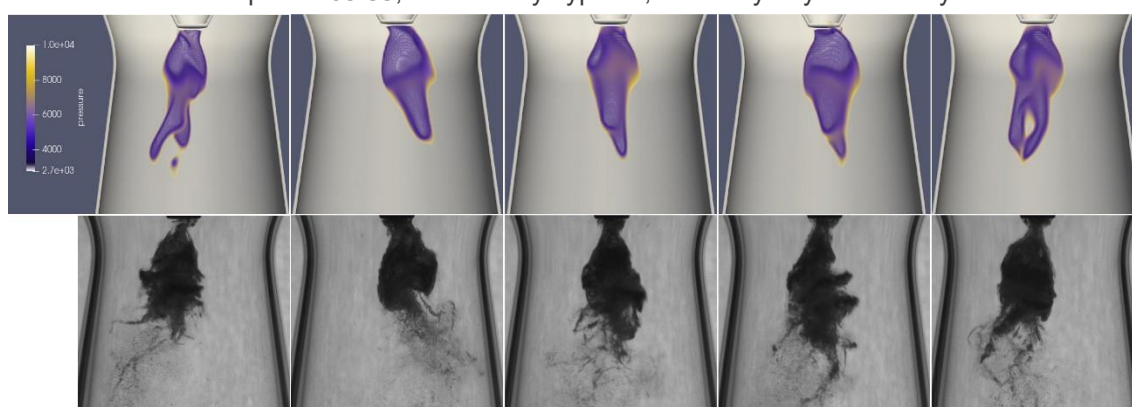
P 20 Tlakové pole – 55:45, dvoufázový výpočet, záznamy z rychlokamery



P 21 Tlakové pole – 60:40, jednofázový výpočet, dvoufázový výpočet, záznamy z rychlokamery



P 22 Tlakové pole – 65:35, dvoufázový výpočet, záznamy z rychlokamery



P 23 Tlakové pole – 70:30, dvoufázový výpočet, záznamy z rychlokamery