



Numerický a empirický odhad průtočného množství páry při profuku potrubí

Diplomová práce

Studijní program:

Autor práce:

Vedoucí práce:

N0715A270019 Konstrukce strojů a zařízení

Bc. Sára Jirková

Ing. Jan Novosád

Katedra energetických zařízení





Zadání diplomové práce

Numerický a empirický odhad průtočného množství páry při profuku potrubí

Jméno a příjmení: **Bc. Sára Jirková**
Osobní číslo: S20000225
Studijní program: N0715A270019 Konstrukce strojů a zařízení
Zadávací katedra: Katedra energetických zařízení
Akademický rok: **2021/2022**

Zásady pro vypracování:

Budou provedeny 3D CFD stacionární turbulentní výpočty proudění mokré vodní páry kanálu mezi posledním stupněm a vstupem do ohřívačku topné vody. Tyto výpočty budou provedeny pro celou řadu provozních režimů. Okrajové podmínky výpočtů budou převzaty z interních výpočtů Škoda nebo z měření. CFD výpočty budou porovnány s empiricky určenou ztrátou, která bude v rámci práce odvozena.

1. Provést CFD simulaci proudění alespoň v jednom ze dvou výstupních traktů do OTV.
2. Okrajové podmínky pro CFD simulace převzít z uskutečněných experimentů na díle.
3. Provést empirický odhad tlakových ztrát pro oba výstupní trakty.
4. Porovnat výsledky numerických simulací s výsledky experimentů a s empiricky stanovenou ztrátou.

Diplomová práce bude zpracována ve spolupráci se Škoda Doosan Power s konzultantem doc. Ing. Michalem Hoznedlem, Ph.D.

<i>Rozsah grafických prací:</i>	10
<i>Rozsah pracovní zprávy:</i>	50
<i>Forma zpracování práce:</i>	tištěná/elektronická
<i>Jazyk práce:</i>	Čeština



Seznam odborné literatury:

1. FIEDLER, Jan. Parní turbíny: návrh a výpočet. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-2777-9.
2. MAYER, Jiří. Tepelné stroje a zařízení. 2. vyd. oprav. Liberec: Vysoká škola strojní a textilní v Liberci, 1975.
3. KADRNOŽKA, Jaroslav. Tepelné turbíny a turbokompresory. [1], Základy teorie a výpočtů. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-7204-346-3.
4. Doosan: Delivering cutting-edge turbine and generator technologies (product brochure). Dostupné z: <http://www.doosankodapower.com/download/pdf/SteamTurbineGenerators.pdf>
5. Doosan Škoda Power – interní technické zprávy.
6. J. H. Ferziger, M. Peric. Computational Methods for Fluid Dynamics, 3rd edition. Springer 2002. ISBN 3-540-42074-6
7. Ansys, Inc. ANSYS Fluent: Theory Guide. Release 2021 R2.
8. Ansys, Inc. ANSYS Fluent: User's Guide. Release 2021 R2.

Vedoucí práce: Ing. Jan Novosád
Katedra energetických zařízení

Datum zadání práce: 1. listopadu 2021
Předpokládaný termín odevzdání: 30. dubna 2023

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan

L.S.

doc. Ing. Petra Dančová, Ph.D.
vedoucí katedry

Prohlášení

Prohlašuji, že svou diplomovou práci jsem vypracovala samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Jsem si vědoma toho, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědoma povinnosti informovat o této skutečnosti Technickou univerzitu v Liberci; v tomto případě má Technická univerzita v Liberci právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má diplomová práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědoma následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

18. května 2022

Bc. Sára Jirková

Anotace

Tato diplomová práce se zabývá stacionárními turbulentními výpočty proudění mokré vodní páry v kanálu za posledním stupněm turbíny a vstupem do ohříváku topné vody. V teoretické části jsou popsány parní tepelné stanice a jejich vybrané části. Je proveden rozbor termodynamiky vodní páry a mechanicky tekutin, včetně bilančních rovnic. Je popsána teorie obecných ztrát a ztrát vznikajících na turbínách. Následující kapitola obsahuje rozbor výpočetní mechaniky tekutin, včetně průběhu procesu mechanických simulací. Také jsou vysvětlena interpolační schémata a přístupy k modelování turbulence. V kapitole výpočtů je popsán výstupní trakt, který je předmětem této práce. Také je proveden empirický odhad ztrátového součinitele. V této kapitole je dále popsáno nastavení programu ANSYS Fluent pro výpočet a následuje část výsledků a vyhodnocení. V závěru bylo provedeno vyhodnocení a doporučení pro další práci.

Klíčová slova: CFD simulace, proudění, ztrátový součinitel, turbína, výstupní trakt, ohřívák topné vody

Annotation

This diploma thesis deals with stationary turbulent calculations of wet steam flow in the channel behind the last stage of the turbine and the entrance to the district heater. The theoretical part describes the steam heating stations and their selected parts. An analysis of the thermodynamics of water vapor and mechanical fluids is performed, including governing equations. The theory of general losses and losses occurring on turbines are described. The following chapter handles an analysis of computational fluid mechanics, including the description of the process of mechanical simulations. Interpolation schemes and approaches to turbulence modeling are also explained. The chapter of calculations describes the output tract, which is the subject of this thesis. An empirical estimate of the loss factor is also performed. This chapter further describes the settings of the ANSYS Fluent program for the calculation, followed by a section of results and evaluation. At the end, an evaluation and recommendations for further work have been made.

Key words: CFD simulation, flow, loss factor, turbine, outlet tract, district heater

Poděkování

Tímto bych chtěla poděkovat vedoucímu práce Ing. Janu Novosádovi Ph.D. za odborné vedení, cenné rady a připomínky při vykonávání této práce. Dále bych pak chtěla poděkovat konzultantovi doc. Ing. Michalu Hozdnedlovi Ph.D. z firmy Škoda Doosan Power za skvělý přístup a vstřícnost při konzultacích.

Tato práce byla podpořena Studentskou grantovou soutěží Technické univerzity v Liberci v rámci projektu č. SGS-2022-5006.

Obsah

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	9
ÚVOD	10
1 PARNÍ TEPELNÁ STANICE	11
1.1 KONDENZAČNÍ ELEKTRÁRNA	11
1.1.1 Rankin-Clausiiův cyklus	12
1.1.2 Tepelná účinnost	12
1.2 PARNÍ TEPLÁRNA	14
1.2.1 Rankin-Clausiiův cyklus	14
1.2.2 Tepelná účinnost teplárny	15
1.3 VÝMĚNÍKOVÁ STANICE	16
1.3.1 Ohřívák topné vody	16
1.4 TURBÍNA	16
1.4.1 Protitlaká turbína	17
1.4.2 Kondenzační turbína	17
1.4.3 Odběrová turbína	17
2 TEORETICKÝ ROZBOR	18
2.1 TERMODYNAMIKA VODNÍ PÁRY	18
2.2 MECHANIKA TEKUTIN	20
2.2.1 Bilanční rovnice	20
2.2.2 Tlak a rychlost	22
2.3 TLAKOVÉ ZTRÁTY	23
2.3.1 Třecí ztráty	24
2.3.2 Místní ztráty	25
2.4 TLAKOVÉ ZTRÁTY NA TURBÍNĚ	25
2.4.1 Profilové ztráty ξ_p	25
2.4.2 Ztráty vznikající sekundárním prouděním ξ_s	27
2.4.3 Ztráty vnitřní netěsností ξ_{dr}	27
2.4.4 Ztráty vějířové (rozčepýřením) ξ_r	27
2.4.5 Ztráty vznikající vzájemným účinkem sousedních lopatkových řad ξ_{vz}	27
2.4.6 Ztráty vlhkostí páry ξ_x	27
2.4.7 Celkové ztráty ξ	27
2.4.8 Empirický odhad tlakové ztráty	28
3 VÝPOČETNÍ DYNAMIKA TEKUTIN	29
3.1 PROCES NUMERICKÝCH SIMULACÍ	29
3.1.1 Matematický model	29
3.1.2 Diskretizační schémata	29
3.1.3 Souřadnice a báze vektorových systémů	32
3.1.4 Numerická síť	32
3.1.5 Konečná aproximace	34
3.1.6 Metoda řešení	34
3.1.7 Kritéria konvergence	34
3.2 INTERPOLAČNÍ SCHÉMATA	34
3.2.1 Protiproudá interpolace 1. řádu (first-order upwind)	34
3.2.2 Protiproudá interpolace 2. řádu (second-order upwind)	35
3.2.3 Centrální diference (central differencing)	35
3.2.4 Protiproudá kvadratická interpolace (QUICK)	36
3.3 MODELOVÁNÍ TURBULENTNÍHO PROUDĚNÍ	36
4 VÝPOČTOVÁ ČÁST	38
4.1 TEPLÁRNA ZABRZE A VÝSTUPNÍ TRAKT	38
4.2 EMPIRICKÝ ODHAD TLAKOVÉ ZTRÁTY	40

4.3	METODIKA.....	46
4.4	TESTOVACÍ VÝPOČET TRUBKA.....	48
4.5	VÝPOČET VÝSTUPNÍHO TRAKTU	50
4.6	Síť	52
4.7	OKRAJOVÉ PODMÍNKY (VARIANTY A1, B1 A C2A).....	53
4.8	VÝSLEDKY VÝPOČTŮ.....	55
4.8.1	Výpočet A1	55
4.8.2	Výpočet B2.....	57
4.8.3	Výpočet C2a.....	59
4.8.4	Výpočty 1, 2, 3 a 4	61
4.9	VÝSLEDKY – ZTRÁTOVÝ SOUČINITEL	62
4.10	VÝSLEDKY – TLAKOVÁ DIFERENCE	64
4.11	SOUHRN A DISKUSE VÝSLEDKŮ	67
5	ZÁVĚR.....	72
	SEZNAM LITERATURY	74

Seznam použitých zkratk a symbolů

Symbols

Symbol	Jednotka	Význam
a	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost zvuku
c	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost
d	$[m]$	průměr
\vec{f}	$[N]$	vektor síly působící na kontr objem
g	$[m \cdot s^{-2}]$	tíhové zrychlení
h	$[J \cdot kg^{-1}]$	entalpie
η	$[1]$	účinnost
K	$[1]$	Poissonova konstanta
LMF	$[1]$	podíl syté kapaliny
λ	$[1]$	součinitel tření
L	$[m]$	délka
m	$[kg]$	hmotnost
\dot{m}	$[kg \cdot s^{-1}]$	hmotnostní průtok
Ma	$[1]$	Machovo číslo
\vec{n}	$[1]$	jednotkový vektor
p	$[Pa]$	tlak
P	$[W]$	výkon
ρ	$[kg \cdot m^{-3}]$	hustota
q	$[J \cdot kg^{-1}]$	měrné dodané teplo
ζ	$[1]$	ztrátový součinitel
Q	$[J]$	teplo
r	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	měrná plynová konstanta
s	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	entropie
S	$[m^2]$	povrch
t	$[s]$	čas
T	$[K]$	teplota
v	$[m^3 \cdot kg]$	měrný objem
w	$[J \cdot kg^{-1}]$	měrná práce turbíny
x	$[1]$	suchost mokré páry

Indexy

Symbol	Význam
c	celkový
s	statický
d	dynamický

Zkratky

CFD	výpočetní mechanika tekutin (z anglického Computational Fluid Dynamics)
-----	---

Úvod

V této práci bude řešeno téma CFD simulací a určení ztrátového součinitele ve výstupním traktu za turbínou. Již bylo firmou Škoda Doosan Power zjištěno řadou měření i numerických simulací, že správným návrhem výstupních traktů lze získat značné procento celkového výkonu turbíny. To tedy znamená, že při použití nedostatečně validovaného modelu může dojít k velkým rozdílům mezi návrhem a realitou. Z tohoto důvodu je potřeba mít k dispozici důvěryhodný ztrátový model pro predikci ztrát v těchto částech turbíny.

Diplomová práce se také zabývá teorií potřebnou k porozumění parních tepelných stanic a jejich vybraných částí, termodynamice a mechanice proudění, ztrát v proudění a samotného přístupu k simulacím a simulacím samotným.

Bude provedena řada simulací výstupního traktu elektrárny Zabrze a jejich vyhodnocení. Simulace budou probíhat ve dvou etapách. V první budou provedeny simulace potvrzující měření a analogické simulace z Doosanu. V druhé etapě budou provedeny CFD simulace rozšiřující pásmo okrajových podmínek, kvůli určení ztrátových součinitelů v širší oblasti Machových čísel.

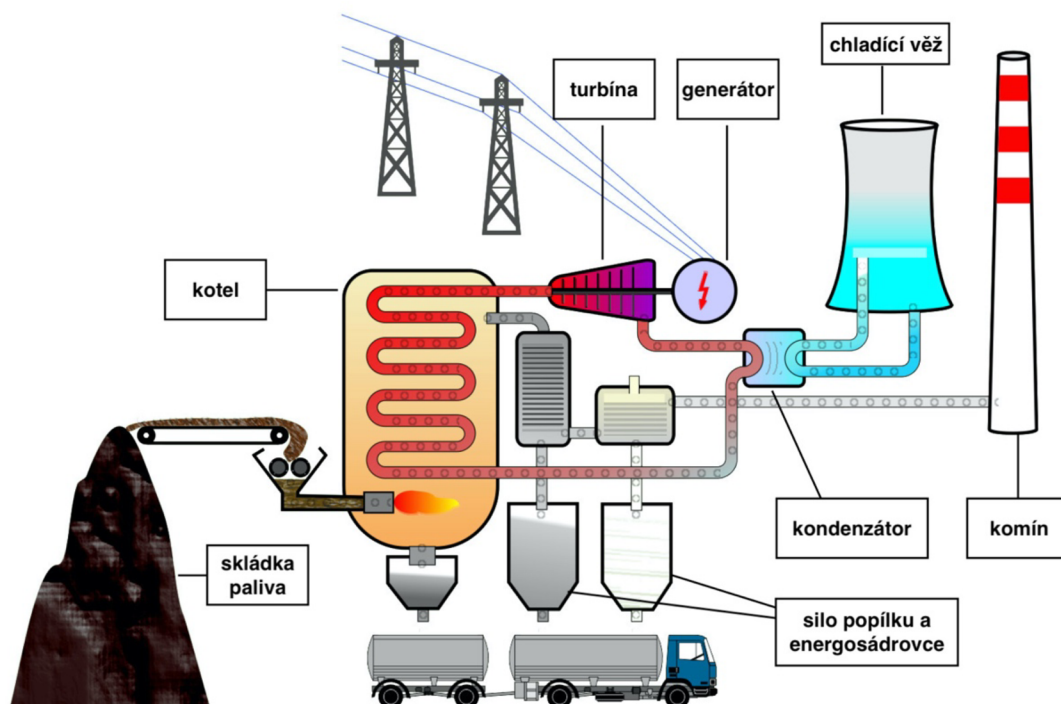
Téma této diplomové práce bylo vybráno z vlastního zájmu o CFD simulace proudění se spojením nadšení do elektráren.

1 Parní tepelná stanice

Parní tepelná stanice je zařízení, které využívá tepla uvolněného z paliva k ohřevu teplotnosného média (páry). Toto teplo se dále využívá k výrobě elektrické energie a tepla pro vytápění či průmysl. Kondenzační elektrárna využije veškeré teplo ke transformaci na energii mechanickou, resp. elektrickou. Parní teplárna část tepla využije na výrobu energie mechanické a část na výrobu tepla. Transformace tepla v obou typech stanic probíhá podle tzv. Rankin-Clausiova tepelného cyklu. Teplotnosným médiem je voda, která v průběhu cyklu mění své skupenství z kapalného na plynné.

1.1 Kondenzační elektrárna

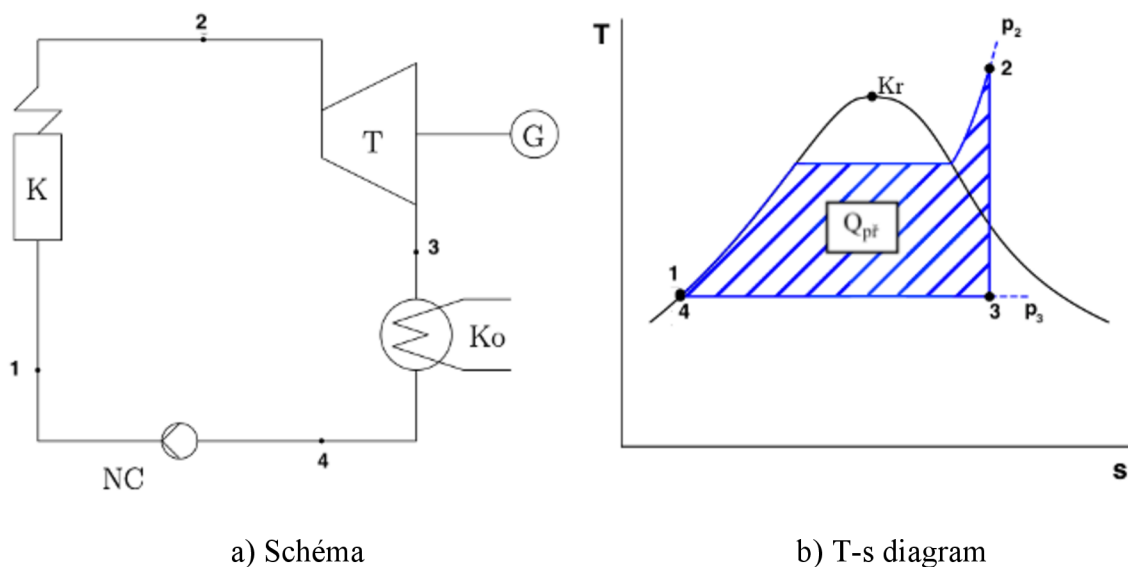
Kondenzační elektrárny vykrývají v elektrifikační soustavě tzv. základní zatížení. Jejich základní uspořádání je na obr. 1.1. Kondenzační elektrárny jsou špatně regulovatelným zdrojem a nejefektivněji pracují při stabilním zatížení. To je především kvůli velké tepelné kapacitě kotle, kdy je obtížné rychle měnit teplotu a tím měnit objem páry přiváděné na turbínu. Jedním ze základních zařízení kondenzační elektrárny je kotel, který ohřívá vodu na páru. Ta je dále přiváděna na turbínu, kde expanduje a roztáčí rotor, který je napojen na generátor a indukuje se zde elektrické napětí. Toto napětí je dále odváděno do elektrifikační soustavy. Po výstupu z turbíny je pára ochlazována v kondenzátoru, kde změní své skupenství na vodu. Po výstupu z turbíny je pára ochlazována v kondenzátoru, kde změní své skupenství na vodu.



Obr. 1.1 Kondenzační elektrárna [4].

1.1.1 Rankin-Clausiusův cyklus

Rankin-Clausiusův cyklus je základním parostrojním cyklem. Skládá se ze 4 termodynamických dějů, které jsou vykresleny na obr. 1.2. b). Na obr. 1.2. a) je zobrazeno základní schéma pro kondenzační elektrárnu. Mezi body 1-2 dochází v kotli k izobarickému ohřevu při tlaku p_2 a přeměny vody na přehřátou páru. Pára následně vstupuje do turbíny, kde dochází k její izoentropické expanzi. To je na diagramu zobrazeno body 2-3. Mezi body 3-4 pára vstupuje do kondenzátoru, kde pod konstantním tlakem p_3 kondenzuje na sytou kapalinu. Následně je mezi body 4-1 izoentropicky zvýšen tlak pomocí napájecího čerpadla na stav 1 a cyklus se znovu opakuje. [1]



Obr. 1.2 Rankin-Clausiusův cyklus v kondenzační elektrárně [1].

1.1.2 Tepelná účinnost

Důležitým ukazatelem je tepelná účinnost cyklu η_t^{KE} . Ta je dána vztahem

$$\eta_t^{KE} = \frac{P_i}{Q_{př}}, \quad (1.1)$$

kde P_i je vnitřní výkon cyklu a $Q_{př}$ je přivedené teplo, které je vyznačené na obr. 1.2 b).

Vnitřní výkon cyklu se spočítá

$$P_i = P_i^T - P_i^{NČ}, \quad (1.2)$$

kde P_i^T je skutečný (vnitřní) výkon turbíny a $P_i^{N\check{C}}$ je skutečný vnitřní příkon napájecího čerpadla.

Ideální bezztrátový výkon turbíny P_{iz}^T se spočítá

$$P_{iz}^T = w_{iz}^T \cdot \dot{m}_p, \quad (1.3)$$

kde w_{iz}^T je měrná práce turbíny a \dot{m}_p je hmotnostní průtok páry. Měrnou práci turbíny lze vypočítat odečtením entalpií ve stavu 2 a 3, tedy

$$w_{iz}^T = h_2 - h_3. \quad (1.4)$$

Pro výpočet skutečného (vnitřního) výkonu turbíny je třeba ideální výkon turbíny P_{iz}^T přenásobit termodynamickou účinností turbíny η_{td}^T . To je z důvodu nevratných dějů, viz kapitola 2.3. Skutečný výkon turbíny se tedy spočítá

$$P_i^T = P_{iz}^T \cdot \eta_{td}^T. \quad (1.5)$$

Dále je pro výpočet tepelné účinnosti cyklu nutno spočítat příkon napájecího čerpadla. Ideální příkon napájecího čerpadla $P_{iz}^{N\check{C}}$ pracujícího beze ztrát lze spočítat vztahem

$$P_{iz}^{N\check{C}} = w_{iz}^{N\check{C}} \cdot \dot{m}_{NV}, \quad (1.6)$$

kde $w_{iz}^{N\check{C}}$ je měrný příkon napájecího čerpadla a \dot{m}_{NV} je hmotnostní průtok napájecí vody (pouze jiný název pro teplotnosné médium v různých fázích cyklu). Měrný příkon napájecího čerpadla lze spočítat odečtením entalpií ve stavu 1 a 4, tedy

$$w_{iz}^{N\check{C}} = h_1 - h_4. \quad (1.7)$$

Pro výpočet skutečného vnitřního příkonu napájecího čerpadla $P_i^{N\check{C}}$ je nutno ideální příkon napájecího čerpadla vydělit termodynamickou účinností NČ, tedy

$$P_i^{N\check{C}} = \frac{P_{iz}^{N\check{C}}}{\eta_{td}^{N\check{C}}}. \quad (1.8)$$

Posledním krokem k vypočtení tepelné účinnosti cyklu je potřeba spočítat přivedené teplo. To lze vypočítat pomocí vztahu

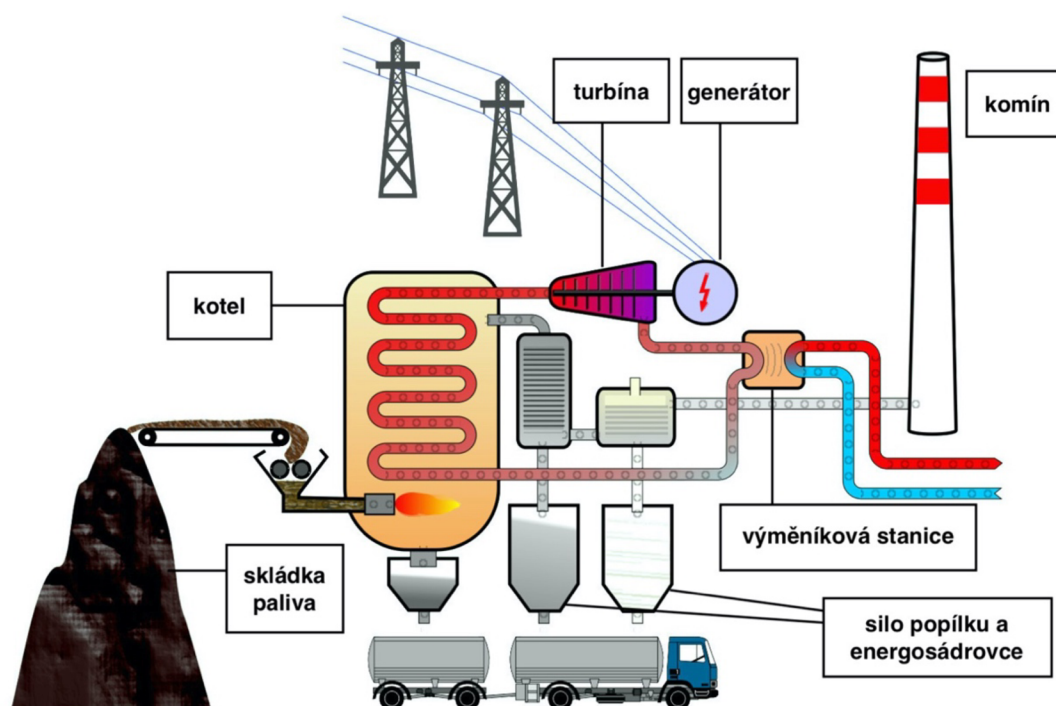
$$Q_{př} = q_{př} \cdot \dot{m}_p, \quad (1.9)$$

kde $q_{př}$ je měrné dodané teplo, které lze vypočítat z rozdílu entalpií 2 a 1, tedy

$$q_{př} = h_2 - h_1. \quad (1.10)$$

1.2 Parní teplárna

Teplárna má v síti jinou funkci než kondenzační elektrárna. Vyrábí nejen elektrickou energii, ale i teplo. Její základní uspořádání je na obr. 1.3. Na výstupu z turbíny má pára vyšší tlak a teplotu a její zbytkové teplo se využívá na vytápění měst, či pro průmyslové účely. Takto zapojená turbína se nazývá protitlaká (dále v kapitole 1.4). Spalováním paliva se ohřívá voda, která mění své skupenství na páru. Pára následně vstupuje do turbíny, kde expanduje a turbínu roztáčí. Pára pak vstupuje do výměňkové stanice, kde předává své teplo topné vodě či páře a zároveň kondenzuje. Zkondenzovaná voda se pak vrací zpátky do kotle a celý proces se opakuje.

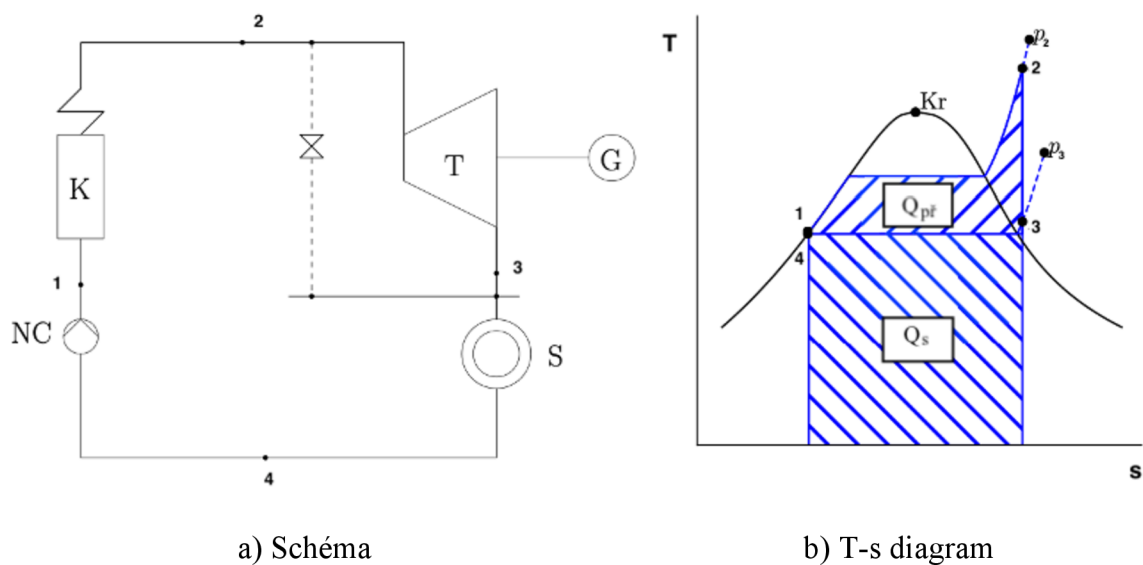


Obr. 1.3 Parní teplárna [4].

1.2.1 Rankin-Clausiův cyklus

Jak již bylo řečeno, Rankin-Clausiův cyklus je základním parostrojním cyklem, který je tvořený 4 termodynamickými ději. Cyklus je znázorněn v T-s diagramu na obr. 1.4. b) a jeho základní schéma na obr. 1.4. a). Mezi body 1-2 dochází v kotli k izobarickému ohřevu vody pod tlakem p_2 na přehřátou páru. Tato pára dále vstupuje do turbíny, kde izoentropicky

expanduje na tlak vyšší než atmosférický. To je označeno body 2-3. Následně mezi body 3-4 pára vstupuje do výměňkové stanice, kde izobaricky pod tlakem p_3 předává své teplo a kondenzuje na napájecí vodu. K uzavření cyklu je voda mezi body 4-1 vedena do napájecího čerpadla, kde je izoentropicky zvýšen tlak. Aby dodávka tepla byla zaručena například i při odstavení turbíny, je cyklus doplněn o tzv. bypassovou větev (na obr. 1.4. a) je zobrazena čárkovaně). To zajistí přísun páry do výměňkové stanice. Pára je v tomto případě vedena přes redukční a chladicí stanice, aby její parametry (tlak a teplota) byly vyhovující.



Obr. 1.4 Rankin-Clausiusův cyklus v teplárně [1].

1.2.2 Tepelná účinnost teplárny

Účinnost kondenzační elektrárny byla v předchozí části definována vztahem 1.1. Pro výpočet tepelné účinnosti teplárny η_t^{TEP} je nutno do čitatele přidat i zbytkové teplo Q_s , které je využito na ohřívání topné vody. Tepelná účinnost teplárny lze tedy definovat vztahem

$$\eta_t^{TEP} = \frac{P_t + Q_s}{Q_{př}} \quad (1.11)$$

Zbytkové teplo se dá spočítat vzorcem

$$Q_s = q_s \cdot \dot{m}_p \quad (1.12)$$

kde q_s je měrné zbytkové teplo, které lze spočítat odečtením entalpií h v bodě 3 a 4, tedy

$$q_s = h_3 - h_4 \quad (1.13)$$

1.3 Výměníková stanice

Výměníková stanice je zařízení, ve kterém dochází k výměně tepelné energie mezi soustavami o různých parametrech. [3]

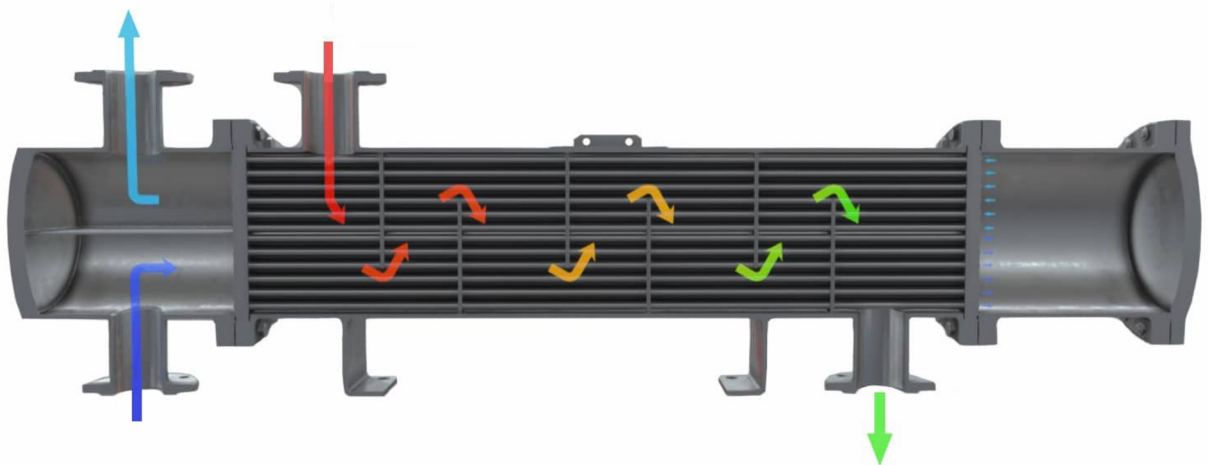
1.3.1 Ohřívák topné vody

Ohřívák topné vody (obr. 1.5.) je tepelný výměník, kde dochází k ohřevu topné vody určené k přepravě k zákazníkovi. Ohřívák se skládá z trubkového svazku tvořeného vlásenkami či přímými trubkami, pláště a vodních komor. Ohřev je důsledkem principu druhého zákona termodynamiky, který je vyjádřen vztahem

$$\Delta s = \frac{\Delta Q}{T}, \quad (1.14)$$

kde Δs je změna entropie, je ΔQ dodané teplo a T je absolutní teplota systému.

Tento zákon jinými slovy říká, že termodynamické systémy, které spolu vzájemně interagují, směřují k termodynamické rovnováze. V případě teplárny se jedná o termodynamický systém páry opouštějící turbínu, která je ochlazována a své teplo předává topné vodě. [3]



Obr. 1.5 Trubkový tepelný výměník [5].

1.4 Turbína

Turbína je rotační stroj na výrobu energie. Uvnitř turbíny se nachází jedno nebo více pohyblivých lopatkových kol umístěných na společné hřídeli, které jsou roztáčené pohybujícím se proudem vody, páry, plynu, vzduchu nebo jiné tekutiny.

Při návrhu parní turbíny se obvykle vychází ze základních definovaných parametrů. Těmi zpravidla bývá stav páry před a za turbínou, výkon a pokud se budou na turbíně nacházet

odběry páry, pak jejich základní parametry. Tyto parametry jsou optimalizovány v rámci návrhu tepelného schématu. Při samotném návrhu parní turbíny je pak velké množství parametrů, které určuje konstruktér, a které mají vliv na její účinnost a kvalitu. Nejdůležitějšími je volba počtu stupňů, volba typu lopatkování a volba regulačního stupně. [3]

1.4.1 Protitlaká turbína

Protitlaká parní turbína je turbína, která má na výstupu z posledního stupně tlak páry vyšší, než je tlak atmosférický (zpravidla 0,1 – 0,25 MPa). Díky těmto parametrům se dále pára využívá na další technologické účely, buď na ohřívání topné vody nebo pro průmyslové potřeby (např. chemický, ocelářský nebo papírenský průmysl).

1.4.2 Kondenzační turbína

Kondenzační parní turbína plně využívá energetický potenciál v páře. Pára při výstupu z turbíny má nízký tlak, všechnen její potenciál je transformován na energii mechanickou. Za turbínou je umístěn kondenzátor, ve kterém chladicí okruh odebere páře zbytkové teplo a stane se z ní kondenzát.

1.4.3 Odběrová turbína

Odběrová turbína má několik odběrů páry již na jednotlivých stupních turbíny. Odběrová turbína může být protitlaká i kondenzační. Odběry jsou realizovány buď regulovaně či neregulovaně. Nyní je většina turbín běžně používaných v provozech odběrová.

Regulovaný odběr

Regulovaný odběr na turbíně je realizován pomocí regulačního prvku. Tím může být například natáčivá clona či ventil. Díky těmto regulačním prvkům se reguluje množství páry putující do další části turbíny. Turbíny s regulovanými odběry se staví na maximální odběr páry. Z tohoto důvodu po odstavení spotřebiče za odběrem klesne výkon turbíny.

Neregulovaný odběr

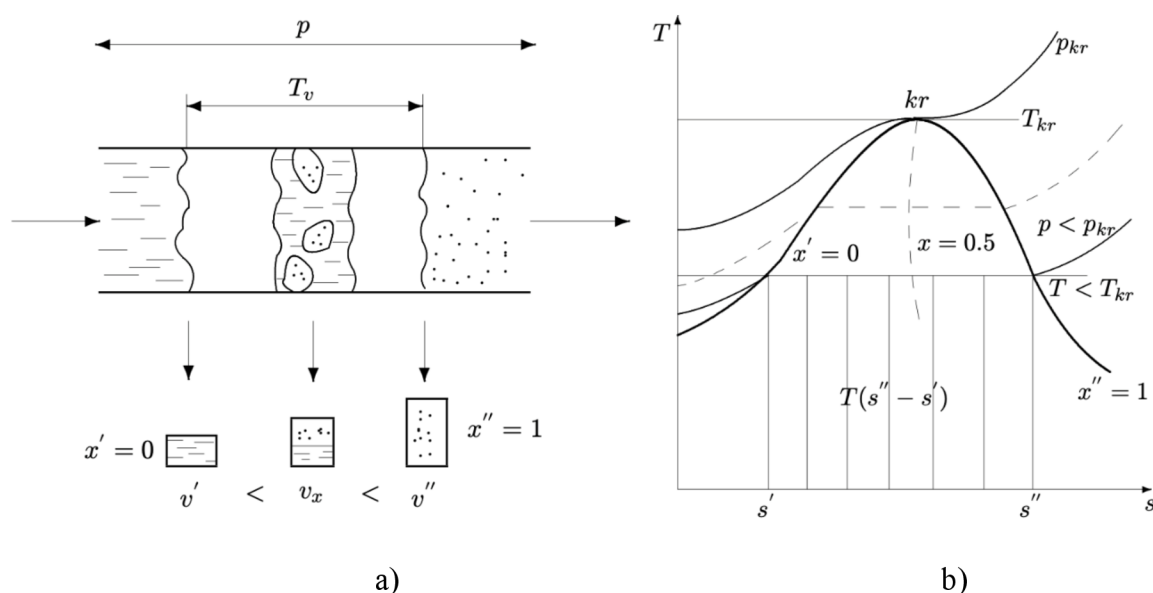
V neregulovaném odběru je tlak páry dán tlakem ve spotřebiči na konci tohoto odběru. Tyto odběry se realizují spíše v menších stanicích, protože zavedení regulovaného odběru je mnohem dražší. To je z důvodu toho, že součástky používané pro regulované odběry jsou velmi drahé, kdežto u neregulovaných se nepoužívají. [3]

2 Teoretický rozbor

V této kapitole bude proveden rozbor termodynamiky vodní páry, mechaniky tekutin a ztrát v tekutinách.

2.1 Termodynamika vodní páry

Stav jednofázového systému určujeme teplotou a tlakem. Jiná situace nastává při fázových přeměnách. Průběh varu při průtoku trubkou je vyobrazen na obr. 2.1. a). Stav, který je značen v' se nazývá sytá kapalina a je to stav vody, kdy při daném tlaku dosáhla právě teploty varu T_v . Zvláštní stav páry značený v'' se nazývá sytá pára. Je to jednofázový stav, kdy má pára ještě teplotu T_v . Stav mezi těmito stavy (sytá kapalina a sytá pára) se nazývá mokrá pára. Mokrá pára v_x je dvoufázová směs syté kapaliny a syté páry. Pod teplotou varu se nachází kapalná fáze a nad teplotou varu přehřátá pára.



Obr. 2.1 a) Průběh varu v trubce, b) T-s diagram [6].

Stav mokré páry vyjadřuje podíl syté páry v celkovém množství mokré páry. Veličina se nazývá suchost mokré páry x a je definována

$$x = \frac{m''}{m' + m''}, \quad (2.1)$$

kde m' je hmotnost syté kapaliny a m'' je hmotnost syté páry.

Pro výpočet stavu v oblasti mokré páry se používá vzorec

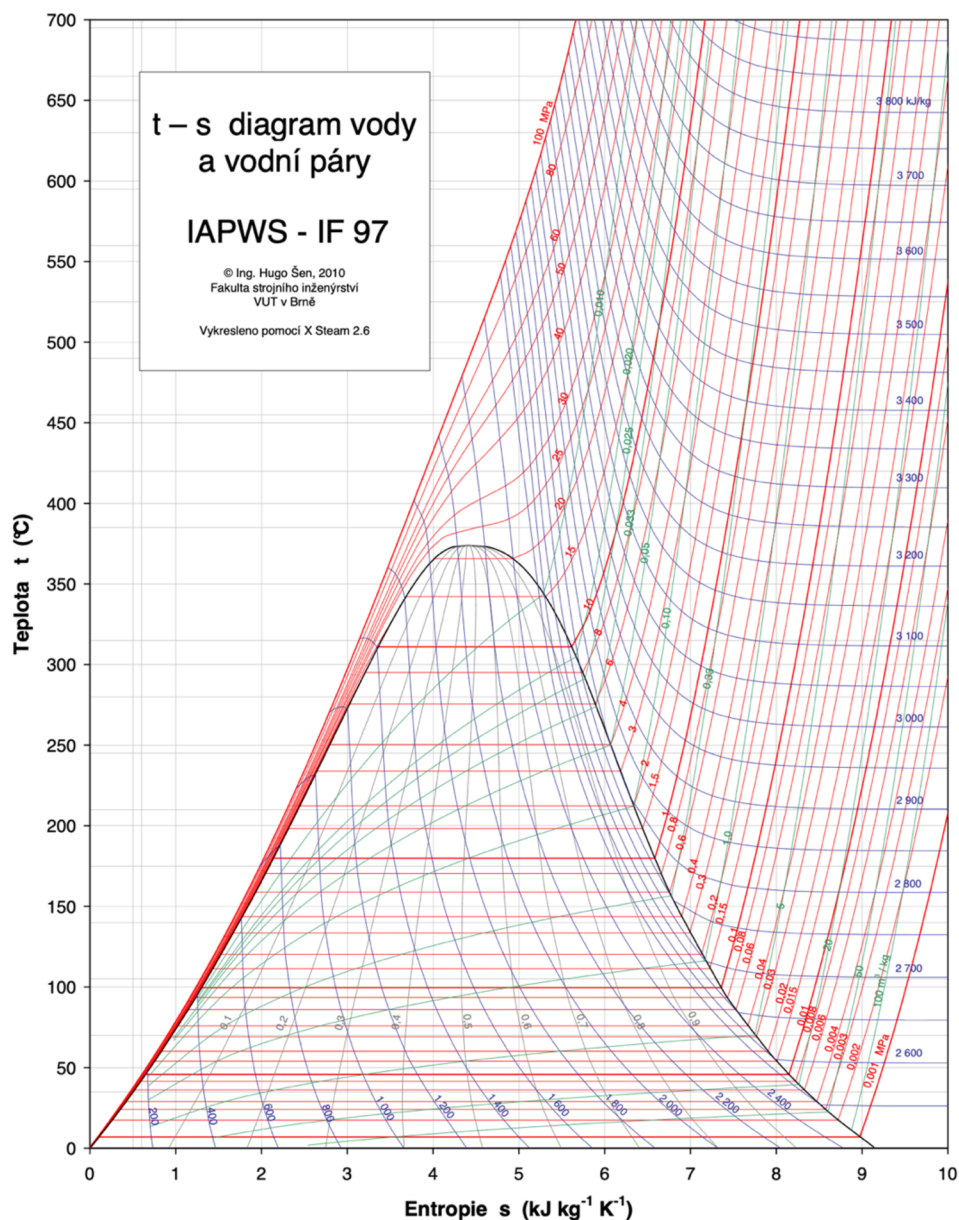
$$h = h' + x \cdot (h'' - h'), \quad (2.2)$$

kde h je entalpie mokré páry, h' je entalpie pro sytou kapalinu a h'' je entalpie pro sytou páru.

Tento vzorec lze analogicky použít na výpočet entropie, měrného objemu i dalších veličin v oblasti mokré páry.

V obecném T-s diagramu vodní páry (obr. 2.1. b)) je vyznačena dolní mezní křivka $x' = 0$, která je tvořena spojnici počátků varů. Je to křivka nalevo od kritického bodu. Tato dolní mezní křivka odděluje oblast mokré páry od kapalně fáze. Dále je pak v obrázku znázorněna horní mezní křivka $x'' = 1$, která je tvořena spojnici konců varů. Tato křivka odděluje mokrou páru od přehřáté.

V praxi používaný T-s diagram je zobrazen na obr. 2.2.



Obr. 2.2 T-s diagram vodní páry [7].

2.2 Mechanika tekutin

Mechanika tekutin je věda, která studuje fyzikální chování tekutin, tedy kapalin, plynů a plazmatu. Vztahuje síly působící na tekutá tělesa a následné změny vnitřních polí, jako jsou rychlosti, tlak, hustota a teplota. Mechanika tekutin zkoumá pohyb velkého počtu částic (molekul nebo atomů).

2.2.1 Bilanční rovnice

Proudění tekutin lze popsat pomocí zákonů zachování. Dynamické chování tekutiny lze popsat zákonem zachování hmoty a hybnosti. Termodynamický popis systému je vyjádřen pomocí zákonu zachování energie. [8]

Zákon zachování hmoty

Zákon zachování hmoty lze vyjádřit pomocí rovnice kontinuity. Při odvození se vychází z integrálního tvaru zákona zachování hmoty pro tzv. kontrolní objem Ω (elementární objem). Integrální tvar rovnice kontinuity je vyjádřen vztahem

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho \, d\Omega + \int_S \rho \vec{c} \cdot \vec{n} \, dS = 0, \quad (2.3)$$

kde ρ označuje hustotu tekutiny, \vec{c} vektor rychlosti proudění, \vec{n} je jednotkový vektor vnější normály a S je povrch kontrolního objemu Ω ,

Aplikací Gaussovy věty o divergenci na člen konvekce lze transformovat plošný integrál na integrál objemový. Aplikace nekonečně malého kontrolního objemu vede k diferenciální bezsouřadnicové formě rovnice kontinuity, která je dána vztahem:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{c}) = 0. \quad (2.4)$$

Rovnice 2.4 lze v několika případech zjednodušit.

Pro ustálené proudění je člen $\frac{\partial \rho}{\partial t}$ roven 0 a rovnici kontinuity lze zjednodušit na tvar

$$\nabla \cdot (\rho \vec{c}) = 0. \quad (2.5)$$

Pro nestlačitelné proudění, kdy je hustota konstantní, lze rovnici 2.4 zjednodušit na tvar

$$\nabla \cdot \vec{c} = 0. \quad (2.6)$$

Kapaliny lze při výpočtech považovat za nestlačitelné. Plyny můžeme považovat za nestlačitelné pro proudění s Machovým číslem menším než 0,3.

Pohybové rovnice

Pohybové rovnice vychází ze zákona zachování hybnosti pro kontrolní objem. Zákon zachování hybnosti lze zapsat v integrálním tvaru:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho \vec{c} \, d\Omega + \int_S \rho \vec{c} \vec{c} \cdot \vec{n} \, dS = \Sigma \vec{f}, \quad (2.7)$$

kde \vec{f} jsou síly působící na kontrolní objem. Tyto síly lze rozdělit na síly povrchové a objemové. Povrchové síly jsou například tlak, normálové, smykové a povrchové napětí. Do objemových sil působících na kontrolní objem lze zahrnout gravitaci, odstředivé a Coriolisovy síly nebo například elektromagnetické síly. [8]

Eulerova rovnice hydrodynamiky

Pohybová rovnice pro ideální kapaliny, tudíž nevazké, se nazývá Eulerova rovnice hydrodynamiky a je dána vzorcem:

$$\frac{\partial \rho \vec{c}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{c}) \vec{c} = \rho \vec{f} - \nabla p. \quad (2.8)$$

Z Eulerovy rovnice hydrodynamiky lze při předpokladu zavedení potenciální vnější hmotnostní síly na jednotku hmotnosti (neboli vnější zrychlení) odvodit další rovnici. Potenciální vnější hmotnostní síly jsou vázány vztahem

$$a_0 = \text{grad } U, \quad (2.9)$$

kde U je potenciál a a_0 je vnější objemové zrychlení. [8]

Po zavedení tohoto vztahu do Eulerovy rovnice hydrodynamiky dostaneme Bernoulliovu rovnici.

Bernoulliova rovnice pro nestlačitelnou tekutinu a ustálené proudění v tíhovém poli země lze zapsat ve tvaru

$$\frac{c^2}{2} + \frac{p}{\rho} + gh = \text{konst.}, \quad (2.10)$$

kde první člen $\frac{c^2}{2}$ představuje měrnou kinetickou energii, druhý člen $\frac{p}{\rho}$ měrnou tlakovou energii a třetí člen gh odpovídá polohové energii. [8]

Navier-Stokesova rovnice

Pohybová rovnice pro stlačitelné viskózní kapaliny se nazývá Navier-Stokesova rovnice. [8] Tato rovnice je odvozena pomocí dosazení tenzoru napětí pro newtonovskou tekutinu do rovnice 2.7. Lze ji vyjádřit vzorcem:

$$\frac{\partial \rho \vec{c}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{c}) \vec{c} = \rho \vec{f} - \nabla p - \nabla \cdot \tau . \quad (2.11)$$

Reynoldsovy rovnice

Pohybová rovnice pro viskózní kapaliny se nazývá Reynoldsova rovnice. Platí pro turbulentní proudění. Při odvození Reynolds vycházel z předpokladu, že rychlost jde rozložit na časově střední složku a flukтуаční složku. Tento rozklad, jinak nazýván Reynoldsův, lze zapsat

$$c^* = c + c' , \quad (2.12)$$

kde c^* je okamžitá rychlost, c značí časově středovou rychlost a c' flukтуаční složku. Rozklad se provádí pro složky v ose x , y a z .

Tento samý rozklad se aplikuje i na tlak.

Okamžité hodnoty rychlostí a tlaků se následně dosadí do Navier-Stokesovy rovnice ve složkovém tvaru a provede se operace středování. Do Navier-Stokesovy rovnice se dosadí rovnice kontinuity a výsledkem je vzorec

$$\left(\frac{\partial u'_i}{\partial t} \right)_1 + \left(\bar{u}_k \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} + u'_k \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_k} \right)_2 + \left(\frac{\partial}{\partial x_k} (u'_i u'_k - \bar{u}_i \bar{u}'_k) \right)_3 = \left(-\frac{1}{\rho} \frac{\partial p'}{\partial x_i} \right)_4 + \left(\nu \frac{\partial^2 u'_i}{\partial x_i^2} \right)_5 , \quad (2.13)$$

kde *člen 1* je časová změna flukтуаční rychlosti, *člen 2* označuje vzájemnou vazbu mezi polem fluktuací a polem středních rychlostí, *člen 3* představuje nelineární člen, *člen 4* je potom fluktuace tlaku a *člen 5* je disipační člen. [8]

2.2.2 Tlak a rychlost

Celkový tlak

Celkový tlak p_c lze spočítat vzorcem

$$p_c = p_s + p_d , \quad (2.14)$$

kde p_s je statický tlak a p_d je tlak dynamický.

Dynamický tlak

Dynamický tlak lze spočítat ze vzorce

$$p_{dyn} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c^2, \quad (2.15)$$

kde ρ je hustota tekutiny a c je rychlost.

Tlaková diference

Tlaková diference Δp_s se spočítá vzorcem

$$\Delta p_s = p_{s_in} - p_{s_out} \cdot \quad (2.16)$$

kde p_{s_in} je statický tlak na vstupu do domény a p_{s_out} je statický tlak na výstupu.

Rychlost

Rychlost tekutiny lze z průtoku \dot{m} vyjádřit vzorcem

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot S}, \quad (2.17)$$

kde S je plocha průřezu.

Machovo číslo

Machovo číslo je definováno vzorcem:

$$Ma = \frac{c}{a}, \quad (2.18)$$

kde a je rychlost zvuku v daném prostředí.

Rychlost zvuku

Rychlost zvuku lze vypočítat vzorcem

$$a = \sqrt{\kappa r T''}, \quad (2.19)$$

kde κ je Poissonova konstanta, r je měrná plynová konstanta a T'' je teplota nasycené vodní páry.

2.3 Tlakové ztráty

Ztráty v tekutinách jsou způsobené transformací tlakové či kinetické energie na teplo. Tato transformace vzniká kvůli viskozitě pohybujícího se média. Existují dva různé typy ztrát, třecí a místní ztráty.

2.3.1 Třecí ztráty

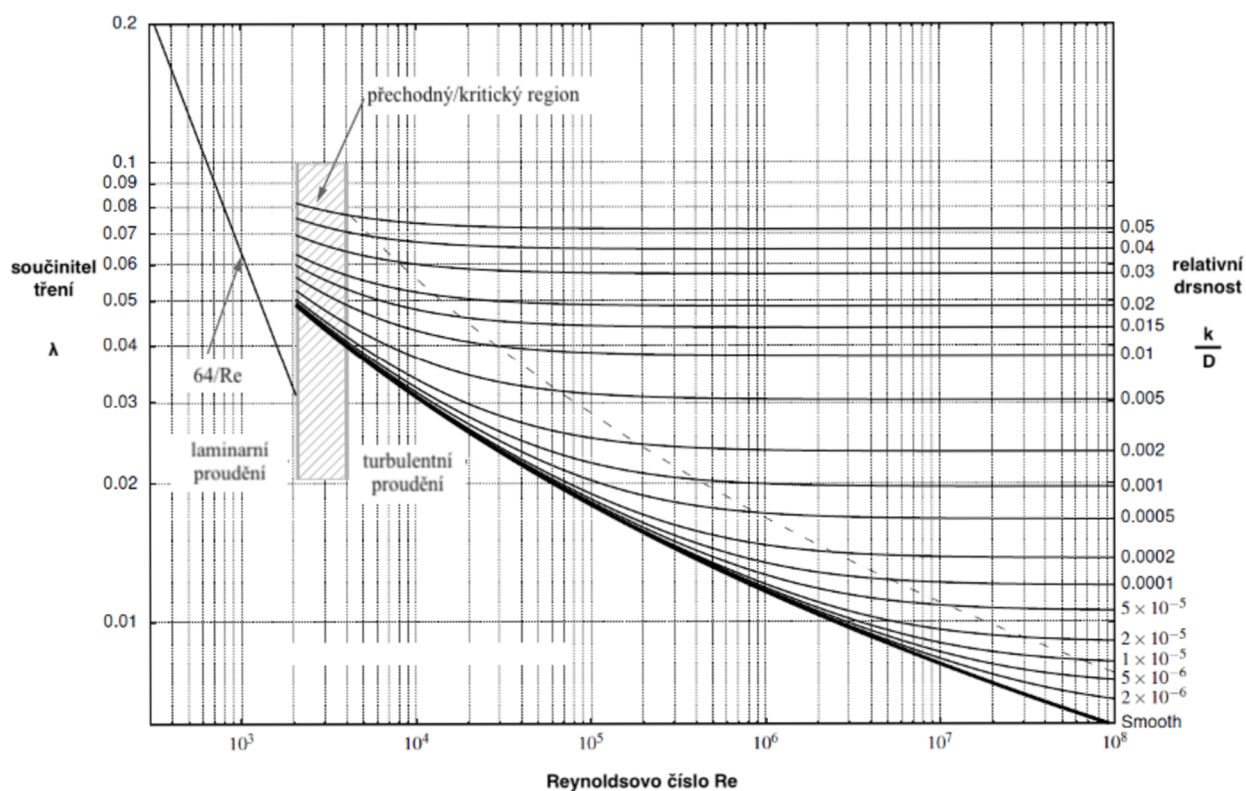
Třecí ztráty jsou způsobeny viskozitou tekutin, která se projevuje během jejich pohybu. Tyto ztráty se projevují poklesem klidového tlaku. Viskozita neboli vazkost, je vlastnost tekutiny, kdy mezi jejími molekulami vzniká třecí síla. Třecí ztráty probíhají po celé délce potrubí. Třecí ztráty vznikají nejen v objemu celé tekutiny, ale i třením o stěny potrubí. Důsledkem tření tekutiny o stěny potrubí vzniká mezní vrstva. [1]

Výpočet tlakové ztráty třením Δp_{fr} v potrubí konečné délky je dán vzorcem

$$\Delta p_{fr} = \rho \cdot \frac{c^2}{2} \cdot \lambda \cdot \frac{L}{D}, \quad (2.20)$$

kde ρ je hustota tekutiny, c je rychlost proudění, λ je součinitel tření, L je délka potrubí a D je průměr potrubí.

Součinitel tření λ je závislý na Reynoldsově čísle a drsnosti potrubí. Vzájemná závislost je vyobrazena na obr 3.1., kde $\frac{k}{D}$ značí relativní drsnost, která je poměrem absolutní drsnosti a charakteristického rozměru. Diagram prezentující tuto závislost se nazývá Moodyho diagram.



Obr 2.3 Moodyho diagram [24].

2.3.2 Místní ztráty

Místní ztráty se objevují při narušení normálního toku proudu. Můžou být způsobeny změnou směru proudění, změnou průřezu potrubí v daném místě či různými překážkami v potrubí (mříže, filtry, škrťací a regulační zařízení). Obecně lze říct, že místní ztráta je tam, kde se mění vektor rychlosti. Všechny druhy místních tlakových ztrát se vyskytují podél celého potrubí a nelze je oddělit od třecích ztrát. Pro snadnost výpočtu se však předpokládá, že jsou místní ztráty soustředěny v jedné sekci a rovněž se předpokládá, že nezahrnují ztráty třecí.

Pro výpočet místních ztrát se používá ztrátový součinitel ξ , který je funkcí především geometrického tvaru průtočného kanálu, Reynoldsova čísla a tvaru rychlostního profilu před změnou. Tlakové místní ztráty Δp_l lze vypočítat pomocí vzorce

$$\Delta p_l = \rho \cdot \frac{c^2}{2} \cdot \xi . \quad (2.21)$$

Sčítání celkových ztrát se provádí podle principu superpozice ztrát

$$\Delta p_{sum} = \Delta p_{fr} + \Delta p_l , \quad (2.22)$$

kde Δp_{sum} jsou celkové tlakové ztráty, Δp_{fr} jsou tlakové třecí ztráty a Δp_l jsou tlakové místní ztráty.

2.4 Tlakové ztráty na turbíně

Tlakové ztráty lze rozdělit na ztráty vznikající v lopatkové části a mimo lopatkovou část stroje.

Ztráty mimo lopatkovou část stroje zahrnují například netěsnosti hřídele, ložisek či vstupních a výstupních hrdel.

Ztráty vznikající v lopatkové části zahrnují ztráty vznikající na lopatkové mříži, tak i ty vznikající mimo ně (v mezerách mezi lopatkami).

Výpočet celkových ztrát na turbíně je závislý na typu konstrukce, druhu pracovní tekutiny, typu lopatkového stroje i pracovních podmínkách. Z tohoto důvodu nelze stanovit obecné vztahy pro výpočet ztrát.

Dále jsou uvedeny typy ztrát, které se na turbíně vyskytují.

2.4.1 Profilové ztráty ξ_p

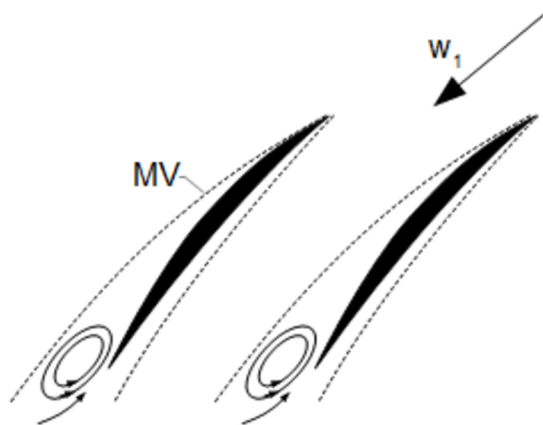
Profilové ztráty lze rozdělit z hlediska fyzikální podstaty a místa vzniku na následující.

Ztráta třením v mezní vrstvě ξ_{tr}

Vzniká v důsledku viskozity a je ovlivňována i drsností povrchu lopatky.

Ztráta vířením při odtržení proudu od profilu ξ_{odt}

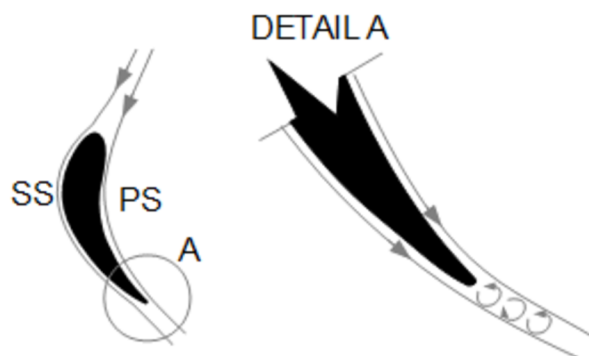
Ztráta způsobená třením tekutiny o profil lopatky. Vzniká především na sací straně lopatky (viz obr. 2.4).



Obr. 2.4 Tvorba vírů odtržením proudu od profilu [9].

Ztráta vířením za odtokovou hranou lopatky ξ_h

Za odtokovou hranou lopatky dochází ke spojení proudů ze sací a přetlakové strany. Konec lopatky není z pevnostních důvodů ostrá hrana, takže mezi spojovanými proudy je malá mezera viz obr. 2.5. V této mezeře kvůli různým rychlostem proudů vznikají víry.



Obr. 2.5 Tvorba vírů za odtokovou hranou lopatky [9].

Rázové ztráty při nadzvukovém proudění $\xi_{ráz}$

Při nadzvukovém proudění, kdy je Machovo číslo větší než 1, může při obtékání profilu vzniknout i rázová vlna.

Celková profilová ztráta

Vzorec pro celkovou profilovou ztrátu ξ_p je dílčím součtem jednotlivých ztrát, tedy

$$\xi_p = \xi_{tř} + \xi_{odt} + \xi_h + \xi_{ráz} . \quad (2.23)$$

2.4.2 Ztráty vznikající sekundárním prouděním ξ_s

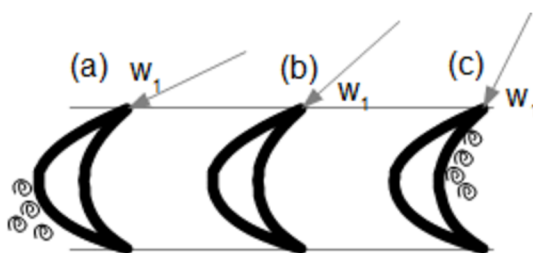
Tyto ztráty vznikají kvůli rozdílné hodnotě tlaku na sací a přetlakové části lopatce. Vzniká příčný gradient tlaku a tím i sekundární (příčné) proudění a víry. Ztrátám se předchází konstrukcí prohnutých lopatek nebo nakloněním lopatek od radiální osy. [9]

2.4.3 Ztráty vnitřní netěsností ξ_{dr}

Těž nazývány ztráty radiální mezerou. Tato radiální mezera je konstrukčně nutná, lze ji však minimalizovat aplikací bandáže či labyrintové ucpávky. [9]

2.4.4 Ztráty vějířové (rozčepýřením) ξ_r

Tyto ztráty vznikají špatným úhlem náběhu proudění pracovního média oproti návrhu. Důsledkem špatného úhlu náběhu je tvorba vírů (viz obr. 2.6).



Obr. 2.6 Tvorba vírů špatným úhlem náběhu [9].

2.4.5 Ztráty vznikající vzájemným účinkem sousedních lopatkových řad ξ_{vz}

Tyto ztráty vznikají, pokud jsou jednotlivé lopatkové mříže řazeny za sebou s malým odstupem. Proudění na výstupu z lopatkové mříže má rychlostní pole nevyrovnané, a to pak vstupuje do další lopatkové mříže.

2.4.6 Ztráty vlhkostí páry ξ_x

Po průchodu syté páry lopatkovou mříží dojde k poklesu tlaku a tím i ke vzniku tzv. primárních kapiček. Tyto kapičky mají velkou hustotu a malou rychlost a vytvářejí na lopatkách vodní film, který se pak trhá ve formě větších kapiček.

2.4.7 Celkové ztráty ξ

Celkové ztráty ξ se pak spočítají dílčím součtem jednotlivých ztrát, tedy

$$\xi = \xi_p + \xi_s + \xi_{\delta r} + \xi_r + \xi_x . \quad (2.24)$$

Ztráty vznikající vzájemným účinkem sousedních lopatkových řad nejsou v součtu zahrnuty, protože nejsou podklady pro jejich reálnou kvantifikaci.

Největší ztráty jsou dle praxe zpravidla ztráty profilové, ztráty sekundárním prouděním a ztráty vnitřní netěsností.

2.4.8 Empirický odhad tlakové ztráty

Ve velkém množství případů se ukazuje nutnost odhadu ztrátového součinitele pouze na základě znalosti průtoku a geometrie kanálu, vstupním tlaku a entalpie. Vzorec pro empirický odhad tlakové ztráty pro nestlačitelné proudění je dán vzorcem pro ztrátový součinitel celkového tlaku ζ_c

$$\zeta_{c_1} = \frac{p_{c.in} - p_{c.out}}{p_{d.in}} , \quad (2.25)$$

kde $p_{c.in}$ je celkový tlak na vstupu do domény, $p_{c.out}$ je celková tlak na výstupu a $p_{d.in}$ je dynamický tlak na vstupu.

Součinitel ztrát celkového tlaku lze přepočítat na součinitel ztrát statického tlaku ζ_s vzorcem

$$\zeta_{s_1} = \zeta_{c_1} + \left(\frac{S_{in}}{S_{out}} \right)^2 = \frac{p_{c.in} - p_{s.out}}{p_{d.in}} , \quad (2.26)$$

kde S_{in} je plocha vstupu do domény a S_{out} je plocha na výstupu.

Jiný přístup k výpočtu ztrátového součinitele je pro hodnoty Machova čísla větší než 0,4. Empirický odhad tlakových ztrát se pro takové stlačitelné proudění určuje ze vzorce

$$\zeta_{s_2} = \frac{1 - \left(\frac{p_{s.out}}{p_{c.in}} \right)^{\frac{K-1}{K}}}{1 - \left(\frac{p_{s.in}}{p_{c.in}} \right)^{\frac{K-1}{K}}} , \quad (2.27)$$

kde K je Poissonova konstanta a $p_{s.in}$ je statický tlak na vstupu. Tento vzorec je odvozený s použitím stavové rovnice plynu pro adiabatický děj.

Do Machova čísla 0,4 jsou rozdíly výpočtu ze vzorce 2.26 a 2.27 zanedbatelné. Při vyšších Machových číslech se rozdíly zvyšují. Součinitel ztrát statického tlaku pro Machova čísla větší než 0,4 lze přepočítat na součinitel ztrát celkového tlaku ζ_c vzorcem

$$\zeta_{c_2} = \zeta_{s_2} - \left(\frac{S_{in}}{S_{out}} \right)^2 . \quad (2.28)$$

3 Výpočetní dynamika tekutin

Výpočetní dynamika tekutin, zkratka CFD (z anglického Computational Fluid Dynamics) je odvětví mechaniky tekutin, které využívá počítače k analýze chování tekutin a fyzikálních systémů. Toto odvětví vzniklo z důvodu narůstajících potíží s aplikací fyzikálních zákonů přímo na scénáře ze skutečného života, kde bylo potřeba provádět analytické předpovědi. CFD analýza proudění je proces matematického modelování fyzikálních jevů zahrnujících proudění tekutin a jeho numerické řešení. Výpočetní dynamika tekutin studuje mechaniku tekutin i přenos tepla. Přenos tepla je fyzikální obor o tom, jak se tepelná energie generuje, transportuje, ukládá a přeměňuje (konvekce, kondukce, radiace a fázové přeměny). [8]

3.1 Proces numerických simulací

V této kapitole bude popsán proces přípravy a řešení numerických simulací. Budou popsány diskretizační schémata a typy buněk používaných při tvorbě sítě. Bude popsána síť i její druhy a kritéria konvergence.

3.1.1 Matematický model

Výchozím bodem každé numerické simulace je matematický model, tzn. soustava parciálních diferenciálních nebo integro-diferenciálních rovnic a okrajových podmínek. V kapitole 2.2 byly uvedeny některé sady rovnic používaných pro predikci chování proudění.

3.1.2 Diskretizační schémata

Po výběru matematického modelu je třeba zvolit vhodnou metodu diskretizace, tj. metodu aproximace diferenciálních rovnic systémem algebraických rovnic pro proměnné v nějakém souboru diskretních míst v prostoru a čase. Existuje mnoho přístupů, ale nejdůležitější z nich jsou konečné diference, konečné prvky a konečné objemy. Jiné metody jako spektrální schémata nebo metoda hraničních prvků se ve výpočetní mechanice tekutin používají, ale jejich použití je omezeno na speciální třídy problémů. [8]

Každý typ metody poskytuje stejné řešení, pokud je síť velmi jemná. Některé metody jsou však pro některé třídy problémů vhodnější než jiné. Upřednostnění dané metody je často určeno přístupem vývojáře.

Diskretizace

Diskretizace je rozdělení kontinua na konečný počet prvků či objemů.

Metoda konečných diferencí (MKD)

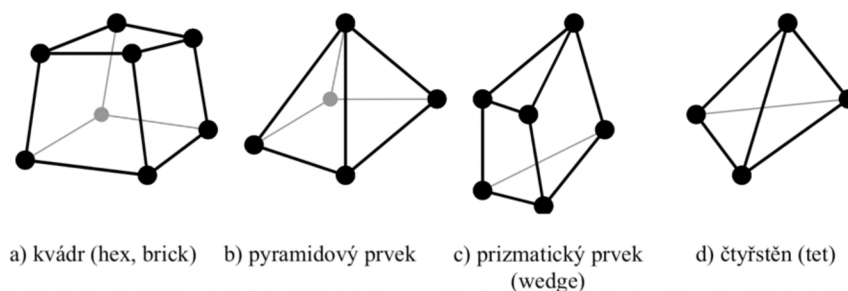
Metoda konečných diferencí je nejstarší metoda pro numerické řešení parciálních diferenciálních rovnic. Předpokládá se, že ji zavedl Euler v 18. století. Je to také nejjednodušší způsob použití pro jednoduché geometrie.

Z okrajových podmínek se vypočítají hodnoty v jednotlivých bodech mřížky pomocí nahrazení derivací diferencními kvocienty. Řídící rovnice jsou z diferenciální formy převedeny pomocí diskretizace na formu algebraickou. [8]

Metoda konečných prvků (MKP)

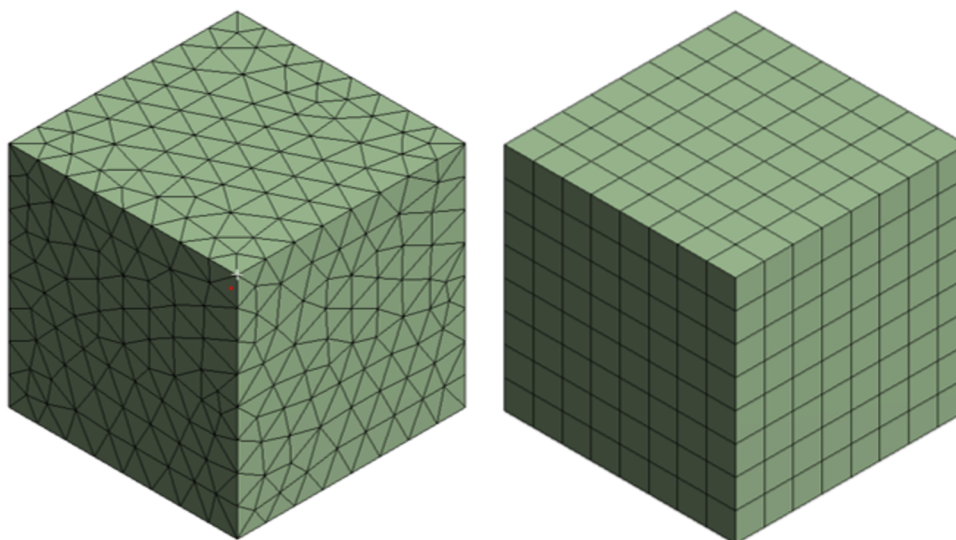
Metoda konečných prvků je metoda vycházející z metody konečných diferencí. MKD byla přeformulovaná primárně pro výpočty napěťových charakteristik mechanických součástí. Metoda konečných prvků je vysoce přesná i na hrubých sítích a je vhodná pro viskózní proudění. Nevýhodou je pomalý výpočetní čas pro objemné případy a to, že není vhodná pro simulace turbulentního proudění. [12]

Síť je tvořena z konečného počtu prvků. Příklady typů prvků jsou na obrázku 3.1. Pro každý tento typ prvku je definována dimenze prvku, poloha a počet jednotlivých uzlů (vrcholy prvků), ve kterých se počítá posunutí a natočení. Z hodnot posunu a natočení se následně vypočítá napětí. Topologie prvků a jejich hustota ovlivňuje kvalitu vypočtených výsledků a také rychlost výpočtu. [8]



Obr. 3.1 Topologie prvků [10].

Na obrázku 3.2 je pro porovnání zobrazena síť vytvořená na jedné geometrii z různých typů prvků. Kvádr nalevo je vytvořen z tet prvků a kvádr napravo z hex prvků.



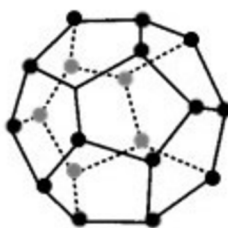
Obr. 3.2 Ukázka sítí [13]

Metoda konečných objemů (MKO)

Metoda konečných objemů používá integrální formu zákonů zachování hmoty a hybnosti jako počáteční bod pro výpočet. Řešená doména je rozdělena na konečný počet souvislých kontrolních objemů. V centru každého objemu se nachází výpočetní bod (prvek), ve kterém jsou proměnné počítány. Interpolace se používá k vyjádření proměnných hodnot na povrchu kontrolního objemu pomocí hodnot bodů v jeho středu. Interpolace budou popsány dále v kapitole 3.2.

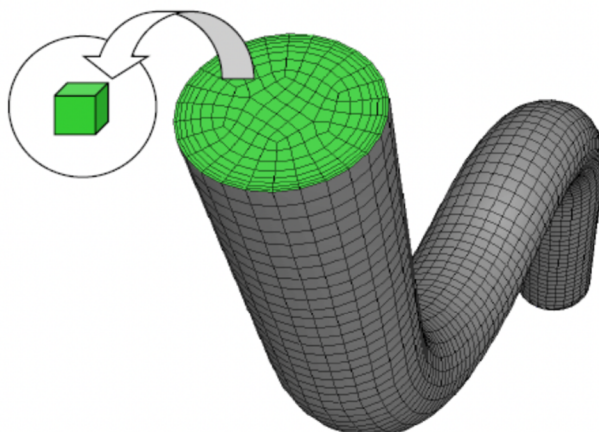
MKO je vhodná pro komplexní geometrie. Síť definuje pouze hranice kontrolního objemu a nemusí souviset se souřadnicovým systémem. Metoda je konstrukčně konzervativní, pokud povrchové integrály (které představují konvekční a difuzní toky) jsou stejné pro kontrolní objemy sdílející hranici.

Typy prvků používaných v metodě konečných objemů jsou stejné jako pro metodu konečných prvků (obr. 3.3). V MKO se navíc ještě často využívají polyhedrální buňky (viz obr. 3.3).



Obr. 3.3 Polyhedrální buňka [10].

Diskretizace na konečný počet objemů je ilustrována na obrázku 3.4.



Obr. 3.4 Diskretizace na konečný počet objemů [14].

3.1.3 Souřadnice a báze vektorových systémů

Rovnice zachování lze psát v mnoha různých formách v závislosti na souřadnicovém systému a použité vektorové bázi. Například lze vybrat kartézské, válcové, sférické nebo křivočaré systémy, které mohou být pevné nebo pohyblivé. Volba závisí na počítaném proudění a může ovlivnit použitou metodu diskretizace a typ sítě.

3.1.4 Numerická síť

Numerická síť je definována jako diskrétní místa, ve kterých mají být proměnné vypočítány. Síť je v podstatě diskrétní reprezentací geometrické oblasti, na níž má být problém řešen. Rozděluje doménu řešení na konečný počet subdomén (prvků, kontrolních objemů).

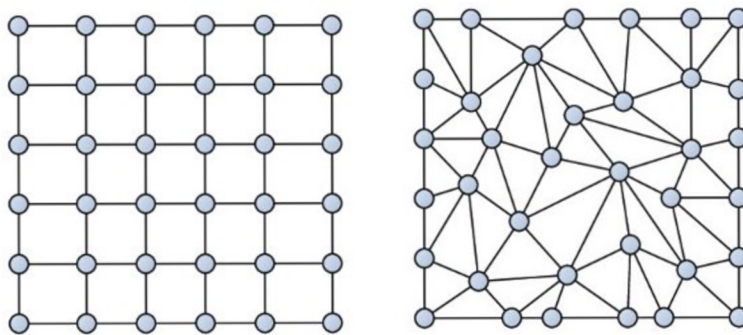
Strukturovaná síť

Strukturovaná síť (příklady uvedeny na obr. 3.5 a 3.6) je nejjednodušší struktura mřížky. Každý uzel má čtyři nejbližší sousedy ve 2D a šest ve 3D. Tato sousedská konektivita zjednodušuje programování a matice algebraických rovnic má pravidelnou diagonální strukturu, která usnadňuje řešení. Nevýhoda strukturované sítě je ta, že lze použít pouze na geometricky jednoduché domény.

Nestrukturovaná síť

Nestrukturovaná síť je velice flexibilní a lze ji využít pro libovolnou geometrii. Její příklad je uveden na obr. 3.5 a 3.6. Tento typ sítě může být použit s jakýmkoliv diskretizačním schématem. Elementy mohou mít jakýkoliv tvar, ani není omezení na počet sousedních

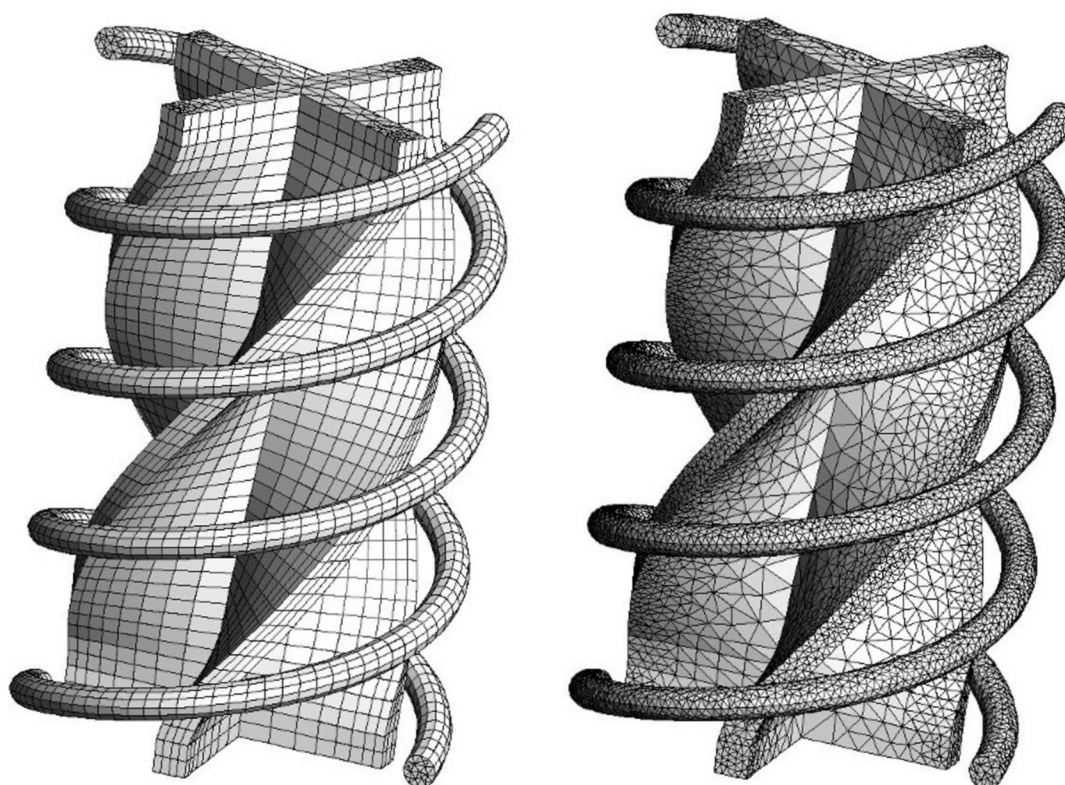
elementů. Matice algebraických rovnic nemá pravidelnou diagonální strukturu. Z tohoto důvodu je řešení nestrukturované sítě pomalejší než u strukturované.



a) strukturovaná

b) nestrukturovaná

Obr. 3.5 Ukázka strukturované a nestrukturované sítě ve 2D [15].



a) strukturovaná

b) nestrukturovaná

Obr. 3.6 Ukázka nestrukturované sítě ve 3D [15].

3.1.5 Konečná aproximace

Po výběru typu mřížky je třeba vybrat aproximace, které se použijí v procesu diskretizace. V metodě konečných diferencí musí být vybrány aproximace pro derivace v bodech mřížky. Při řešení metodou konečných prvků zase tvarové funkce (prvky) a váhové funkce. V metodě konečných objemu je nutno vybrat metody aproximace plošných a objemových integrálů.

3.1.6 Metoda řešení

Výsledkem procesu diskretizace je systém algebraických rovnic, které jsou lineární nebo nelineární podle povahy parciálních diferenciálních rovnic, ze kterých jsou odvozeny. V nelineárním případě musí být diskretizační rovnice řešeny iterační technikou, která zahrnuje hádání řešení, linearizaci rovnic a zlepšování řešení. Proces se opakuje, dokud se nedosáhne konvergovaného výsledku (viz následující kapitola).

3.1.7 Kritéria konvergence

Výpočet probíhá iterační metodou, kdy na konci každé iterace se provádí kontrola konvergence. Hodnota konvergence je podíl poměrných reziduí jednotlivých rovnic v matici. Pokud tento podíl klesne pod danou hodnotu, považuje se výpočet za ukončený. Hodnota podílu pro všechny rovnice je 10^{-3} , to neplatí pro rovnici zákona zachování energie, zde by měl podíl klesnout pod hodnotu 10^{-6} .

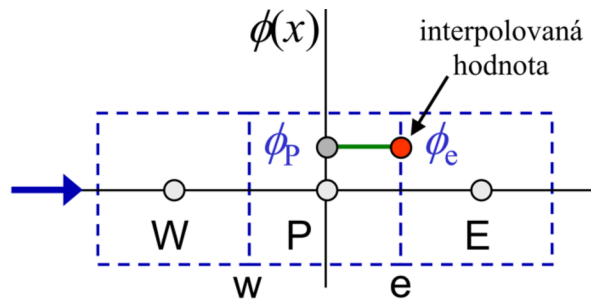
Hodnota konvergence však ne vždy musí být vypovídající, proto se při výpočtech sledují i jiné hodnoty a kritéria, jako například hodnoty na vstupu a výstupu či hmotnostní tok

3.2 Interpolační schémata

V této kapitole bude vysvětleno několik druhů interpolačních schémat.

3.2.1 Protiproudá interpolace 1. řádu (first-order upwind)

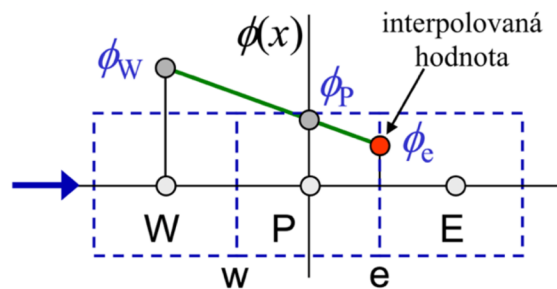
Protiproudá interpolace 1. řádu je nejjednodušší numerické schéma. Předpokládá se, že hodnota rychlosti na stěně Φ_e je stejná jako hodnota na středu buňky P nacházející se proti směru proudu (na obr. 3.7 vlevo). Schéma se snadno implementuje a vede k velmi stabilním výpočtům. Používá se pro začátek výpočtu.



Obr 3.7 Protiproudá interpolace 1. řádu [16].

3.2.2 Protiproudá interpolace 2. řádu (second-order upwind)

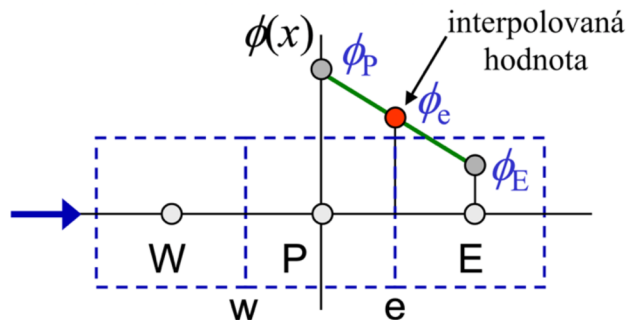
Protiproudá interpolace 2. řádu určuje hodnotu rychlosti Φ_e na stěně z hodnot dvou buněk proti směru proudu (buňky W a P na obr. 3.8). Je přesnější než protiproudá interpolace 1. řádu. V oblastech se silnými gradienty může mít problémy, a to následkem hodnot mimo vyhodnocovací oblast. To lze zajistit aplikací omezení na předpokládané hodnoty. Toto schéma je velmi populární pro svůj kompromis mezi přesností a stabilitou.



Obr. 3.8 Protiproudá interpolace 2. řádu [16].

3.2.3 Centrální diference (central differencing)

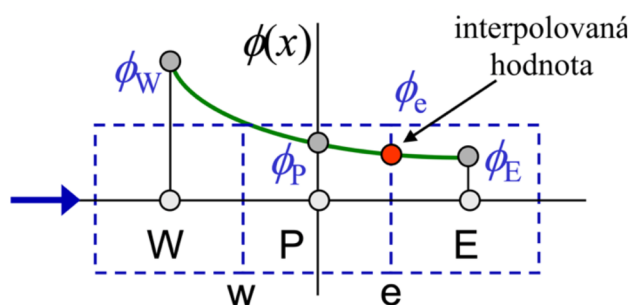
Centrální diference určuje hodnotu velikosti rychlosti Φ_e na stěně lineární interpolací mezi buňkou proti a po proudu (buňky P a E na obr. 3.9). Je přesnější než protiproudá interpolace 1. řádu.



Obr. 3.9 Centrální diference [16].

3.2.4 Protiproudá kvadratická interpolace (QUICK)

Protiproudá kvadratická interpolace používá k vypočtení hodnoty velikosti rychlosti ϕ_e na stěně kvadratickou křivku. Tato kvadratická křivka je aproximována ze dvou buněk ležících proti proudu (buňky W a P na obr. 3.10) a jednoho po proudu (buňka E). Protiproudá kvadratická interpolace dosahuje vyšších přesností zejména při výpočtech rotujícího nebo vířícího proudění.



Obr. 3.10 Protiproudá kvadratická interpolace [16].

3.3 Modelování turbulentního proudění

Turbulence je nestálý a nepravidelný pohyb proudění tekutiny. Při zvýšení rychlosti nebo charakteristického rozměru setrvačné síly překonávají síly viskózní a laminární proudění přechází do turbulentního. Poměr mezi setrvačnými a viskózními silami se nazývá Reynoldsovo číslo. Čím je Reynoldsovo číslo vyšší, tím je proudění více turbulentní.

Turbulentní proudění se vyznačuje velkým rozsahem vírových struktur v různých měřítcích, jak v čase, tak i v prostoru. Tyto vírové struktury se vzájemně ovlivňují a vyměňují si energii. Největší víry obsahují většinu kinetické energie. Při rozpadu větších vírových struktur se jejich kinetická energie předává na postupně menší víry. Proces přenosu energie z velkého do malého rozsahu se nazývá energetická kaskáda. Tento proces pokračuje, dokud nedojde k disipaci a přeměnění kinetické energie na energii tepelnou. [11]

Žádný turbulentní model není univerzálně použitelný pro všechny případy. Volba modelu turbulence závisí na požadované přesnosti řešení, způsobu toku, dostupné výpočetní technice a také množství času pro simulaci.

Přímá numerická simulace (DNS)

Přímá numerická simulace (z anglického Direct numerical simulation) je odvětví CFD věnované vysoce věrnému řešení turbulentního proudění. Přímá numerická simulace

nemodeluje turbulenci, ale řeší Navier-Stokesovu rovnici s vysokou přesností. Předností přímé numerické simulace je schopnost poskytovat úplné znalosti ve všech místech proudění, které nejsou ovlivněné aproximacemi. Nevýhodou je potřeba velmi jemné sítě a počet buněk prudce narůstá se vzrůstajícím Reynoldsovým číslem. Velikost buňky při simulaci odpovídá velikosti nejmenších vírů. DNS je proto ideální pro řešení základních výzkumných otázek týkajících se fyziky turbulencí a modelování. Časová náročnost brání použití přímé numerické simulace jako univerzálního nástroje. [11]

Metoda velkých vírů (LES)

Metoda velkých vírů (z anglického Large eddy simulation) je založená na odfiltrování nejmenších vírů a zabývá se přímo největšími víry jako prostorově a časově závislými útvary. Metoda velkých vírů používá pro výpočet filtrovanou Navier-Stokesovu rovnici. Víry měřítek menších, než je velikost buňky výpočetní sítě, jsou řešeny pomocí univerzálních modelů tzv. subgridních. Metoda velkých vírů pro výpočet používá hrubší síť než přímá numerická simulace, ale stále o dost jemnější než metoda časového Reynoldsova středování. [11]

Metody časového Reynoldsova středování (RANS)

Metody časového Reynoldsova středování (z anglického Reynolds averaged Navier – Stokes) jsou nepoužívanější pro reálné řešení výpočetních problémů v praxi. Pro výpočet je potřebný systém středovaných Navier-Stokesových rovnic podle Reynoldse (viz rovnice 2.13), které výrazně snižují výpočetní nároky. RANS metody poskytují dostatečnou míru přesnosti. Pod metody časového Reynoldsova středování metody spadají algebraické, jednorovnicové, dvourovnicové a vícerovnicové modely. Metody časového Reynoldsova středování nelze použít pro modelování nestabilit, jako odtržení mezní vrstvy nebo přechod laminárního proudění do turbulentního. I přes to je to nejvíce ekonomická metoda pro výpočty komplexních úloh. [11]

4 Výpočtová část

V této kapitole bude popsána geometrie, kterou se tato práce zabývá. Bude proveden popis nastavení programu ANSYS Fluent a testovací výpočet. Dále budou uvedeny vypočtené hodnoty a jejich diskuse.

4.1 Teplárna Zabrze a výstupní trakt

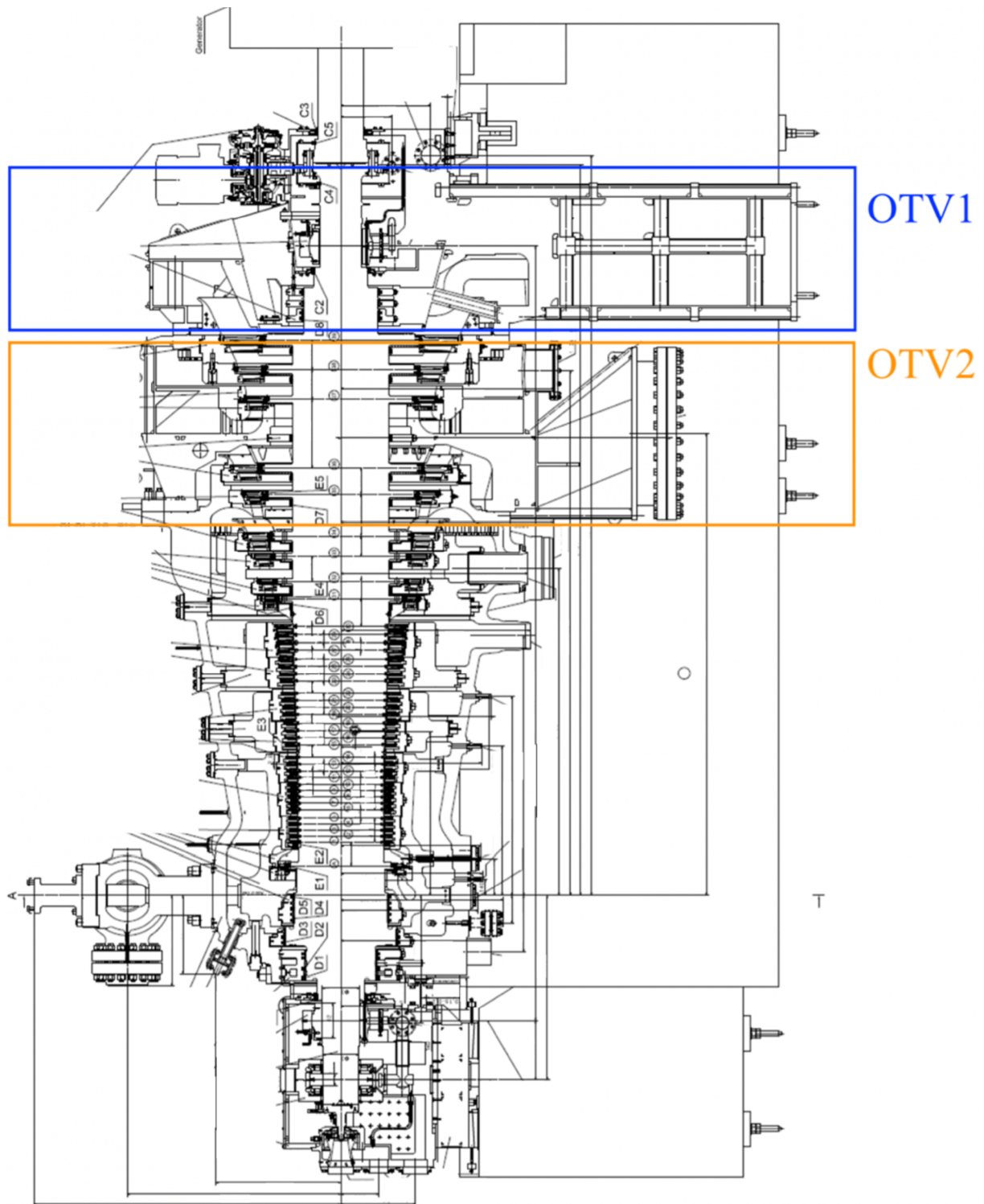
Teplárna Zabrze

Předmětem této diplomové práce je teplárna v Zabrze v Polsku. Teplárna byla uvedena do provozu v roce 2018 a je nejnovějším závodem firmy Fortum v Polsku. [16]

V centrále Zabrze se nachází protitlaková turbína pro výrobu elektřiny a ohřev teplé vody pro města Zabrze a Bytom. Teplárna zásobuje teplem 70 000 domácností. Nominální elektrický výkon je 75 MW a tepelný výkon je 145 MW. Otáčky turbíny jsou 3 000 ot/min. V kotli se spaluje odpad a v případě jeho malé výhřevnosti se přidává uhlí. Turbína může být také poháněna biomasou. Teplárna nahradila zastaralé, čistě uhelné jednotky v Zabrze a Bytomí, čímž se zvýšila efektivita výroby energie v obou městech a přispělo se ke snížení emisí.

Parní turbína má celkem 39 stupňů. Turbína má dva ohříváky topné vody. První ohřívák značený OTV1 (v modrém rámečku na obr. 4.1) je připojen na výstupní těleso za 39. stupněm. Toto těleso je atypického tvaru (dále v kapitole 4.2.). Druhý ohřívák (OTV2) je za 36. stupněm turbíny napojen na výstupní těleso (v oranžovém rámečku na obr. 4.1). Toto výstupní těleso je taktéž atypické. Za odběrem se rozděluje do dvou potrubí DN1200 a těmito potrubí je pára přiváděna do OTV2.

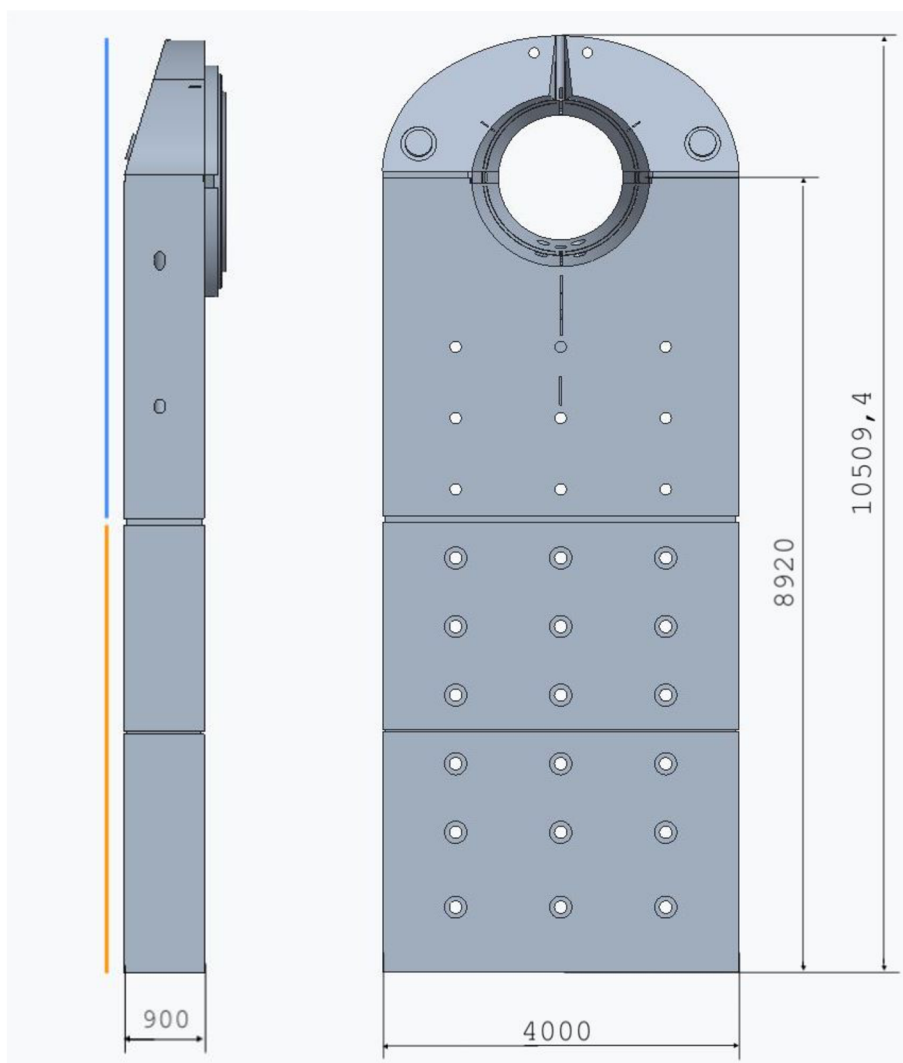
Tato diplomová práce se bude dále zabírat pouze výstupním traktem za 39. stupněm, který je připojen na ohřívák topné vody 1.



Obr. 4.1 Řez turbínou v Zabrze [19].

Výstupní trakt

Výstupní trakt za turbínou do ohříváku topné vody je atypické výstupní těleso a protažení nástavby kondenzátoru hranolového tvaru. Výstupní trakt je zobrazen na obr. 4.2. Skládá se ze dvou částí, z difuzoru a nástavby. Difuzor je znázorněn modrou barvou a nástavba barvou oranžovou. Na obrázku jsou uvedeny rozměry v milimetrech.



Obr. 4.2 Výstupní trakt.

4.2 Empirický odhad tlakové ztráty

Empirický odhad tlakové ztráty byl proveden pro všechny režimy proudění. Kompletní výpočet bude uveden pouze pro variantu A1. Ostatní výpočty jsou počítány pomocí automatizovaného excel dokumentu a budou uvedeny pouze výsledné hodnoty.

Odhad tlakové ztráty vychází ze vzorce 2.25, tedy vzorce pro celkový ztrátový součinitel.

Výpočet A1

Okrajové podmínky (OP) pro případ A1 jsou v tabulce 4.1.

Tab. 4.1 Okrajové podmínky pro variantu A1.

veličina	Značka [jednotka]	hodnota
celkový tlak na vstupu	p_{c_in} [Pa]	25 039
entalpie	h_{in} $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	2 346,2
statický tlak na výstupu	p_{s_out} [Pa]	22 663

Při výpočtu se vychází ze vzorce 2.25

$$\zeta_c = \frac{p_{c_in} - p_{c_out}}{p_{d_in}} = \frac{p_{c_in} - p_{s_out} - p_{d_out}}{p_{d_in}}$$

Celkový tlak na vstupu a statický tlak na výstupu jsou známé hodnoty. Je třeba dopočítat hodnotu dynamických tlaků, a to podle vzorce 2.15.

Rychlost na vstupu a výstupu se vypočte ze zadaného orientačního průtoku doménou ze vzorce 2.17.

Je tedy třeba dopočítat hodnoty hustot na vstupu a výstupu. Ostatní veličiny jsou známé.

Všechny varianty se nacházejí v oblasti mokré páry. Je tedy nutno spočítat řadu veličin na horní a dolní mezní křivce, tedy vlastnosti syté kapaliny a syté páry.

Vychází se z hodnot v Tabulkách a diagramech pro termodynamiku [23]. Tyto hodnoty jsou zadány vždy pro danou hodnotu tlaku či teploty, proto je nutno je interpolací přepočítat na daný stav mokré páry. Vzorec pro interpolaci je

$$h = \left(\frac{p - p_1}{p_2 - p_1} \cdot (h_2 - h_1) \right) + h_1,$$

kde entalpie h je interpolovaná hodnota, h_1 je nejbližší nižší hodnota v tabulkách, h_2 je nejbližší vyšší hodnota v tabulkách, p je zadaná okrajová podmínka, p_1 je nejbližší nižší hodnota v tabulkách a p_2 je nejbližší vyšší hodnota v tabulkách. Vzorec pro interpolaci jde aplikovat na jakoukoliv dvojici veličin, tedy lze nahradit entalpii teplotou, entropií či měrným objemem.

Hodnoty pro interpolaci z Tabulek a diagramů pro termodynamiku [23] jsou v tabulce 4.2.

Tab. 4.2 Hodnoty pro interpolaci

veličina	tlak	měrný objem syté kapaliny	měrný objem syté páry	entalpie syté kapaliny	entalpie syté páry	entropie syté kapaliny	entropie syté páry
značka [jednotka]	p [Pa]	v' [$\frac{m^3}{kg}$]	v'' [$\frac{m^3}{kg}$]	h' [$\frac{kJ}{kg}$]	h'' [$\frac{kJ}{kg}$]	s' [$\frac{kJ}{kg \cdot K}$]	s'' [$\frac{kJ}{kg \cdot K}$]
dolní hodnota 1	20 000	0,00101716	7,6500	251,46	2 608,9	0,83211	7,9068
horní hodnota 2	30 000	0,00102223	5,2298	289,30	2 624,6	0,94411	7,7672

Nejprve je potřeba dopočíst entalpii syté kapaliny pro vstup

$$h'_{in} = \left(\frac{25039 - 20000}{30000 - 20000} \cdot (289,30 - 251,46) \right) + 251,46 = 270,5 \frac{kJ}{kg}$$

Dalším krokem je dopočítání entalpie syté páry pro vstup

$$h''_{in} = \left(\frac{25039 - 20000}{30000 - 20000} \cdot (2 624,6 - 2 608,9) \right) + 2 608,9 = 2 616,8 \frac{kJ}{kg}$$

Suchost mokré páry se spočítá pomocí vyjádření z rovnice 2.2

$$x_{in} = \frac{h_{in} - h'_{in}}{h''_{in} - h'_{in}} = \frac{2 346,2 - 270,5}{2 616,8 - 270,5} = 0,885$$

Následně je dopočítána entropie syté kapaliny pro vstup

$$s'_{in} = \left(\frac{25039 - 20000}{30000 - 20000} \cdot (0,94411 - 0,83211) \right) + 0,83211 = 0,8885468 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

Dalším krokem je dopočítání entropie syté páry pro vstup

$$s''_{in} = \left(\frac{25039 - 20000}{30000 - 20000} \cdot (7,7672 - 7,9068) \right) + 7,9068 = 7,83645556 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

Hodnota entropie na vstupu lze dopočíst vyjádřením z rovnice 2.2 a použití již vypočtené suchosti mokré páry

$$s_{in} = s' + x_{in} \cdot (s''_{in} - s'_{in}) = 7,035 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

Předpokládá se adiabatický děj, tedy

$$s_{in} = s_{out} = 7,035 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

Dalším krokem je výpočet měrného objemu syté kapaliny pro vstup

$$v'_{in} = \left(\frac{25039 - 20000}{30000 - 20000} \cdot (0,00102223 - 0,00101716) \right) + 0,00101716 = 0,001019715 \frac{m^3}{kg}.$$

Následně je dopočítán měrný objem syté páry pro vstup

$$v''_{in} = \left(\frac{25039 - 20000}{30000 - 20000} \cdot (5,2298 - 7,6500) \right) + 7,6500 = 6,43046122 \frac{m^3}{kg}.$$

Hodnota měrného objemu na vstupu lze dopočíst vyjádřením z rovnice 2.2

$$v_{in} = v'_{in} + x_{in} \cdot (v''_{in} - v'_{in}) = 5,688941849 \frac{m^3}{kg}.$$

Hodnota hustoty na vstupu je převrácená hodnota měrného objemu, tedy

$$\rho_{in} = \frac{1}{v_{in}} = \frac{1}{5,688941849} = 0,175779614 \frac{kg}{m^3}.$$

K výpočtu hustoty na výstupu je potřeba spočítat interpolací měrný objem na výstupu.

Výpočet měrného objemu syté kapaliny pro výstup

$$v'_{out} = \left(\frac{22663 - 20000}{30000 - 20000} \cdot (0,00102223 - 0,00101716) \right) + 0,00101716 = 0,00101851 \frac{m^3}{kg}.$$

Následně je dopočítán měrný objem syté páry pro výstup

$$v''_{out} = \left(\frac{22663 - 20000}{30000 - 20000} \cdot (5,2298 - 7,6500) \right) + 7,6500 = 7,00550074 \frac{m^3}{kg}.$$

K dopočtení měrného objemu na výstupu je třeba ještě spočítat suchost mokré páry.

Ta se spočítá z entropií, protože se předpokládá adiabatický děj.

Následně je dopočítána entropie syté kapaliny pro vstup

$$s'_{out} = \left(\frac{22663 - 20000}{30000 - 20000} \cdot (0,94411 - 0,83211) \right) + 0,83211 = 0,8619356 \frac{kJ}{kg \cdot K}.$$

Dalším krokem je dopočítání entropie syté páry pro vstup

$$s''_{out} = \left(\frac{22663 - 20000}{30000 - 20000} \cdot (7,7672 - 7,9068) \right) + 7,9068 = 7,86962452 \frac{kJ}{kg \cdot K}.$$

Suchost mokré páry na výstupu se tedy spočítá pomocí vyjádření z rovnice 2.2

$$x_{out} = \frac{s_{out} - s'_{out}}{s''_{out} - s'_{out}} = \frac{7,035 - 0,8619356}{7,86962452 - 0,8619356} = 0,881.$$

Hodnota měrného objemu na výstupu lze také dopočíst vyjádřením z rovnice 2.2

$$v_{out} = v'_{out} + x_{out} \cdot (v''_{out} - v'_{out}) = 6,171398479 \frac{m^3}{kg}.$$

Hodnota hustoty na výstupu je převrácená hodnota měrného objemu, tedy

$$\rho_{out} = \frac{1}{v_{out}} = \frac{1}{6,171398479} = 0,162037827 \frac{kg}{m^3}.$$

Konečný výpočet je výpočet ztrátového součinitele, tedy

$$\zeta_c = \frac{p_{c_in} - p_{s_out} - \frac{1}{2} \cdot \rho_{out} \cdot \left(\frac{Q}{\rho_{out} \cdot S_{out}}\right)^2}{\frac{1}{2} \cdot \rho_{in} \cdot \left(\frac{Q}{\rho_{in} \cdot S_{in}}\right)^2} = \frac{25039 - 22663 - \frac{1}{2} \cdot 0,162037827 \cdot \left(\frac{32}{0,162037827 \cdot 3,72}\right)^2}{\frac{1}{2} \cdot 0,175779614 \cdot \left(\frac{32}{0,175779614 \cdot 1,527}\right)^2} = 1,94$$

Pro výpočet Machova čísla je třeba nejprve vypočítat rychlost zvuku podle vzorce 2.19

$$a_{in} = \sqrt{KrT''} = \sqrt{1,33 \cdot 461,5 \cdot (64,6 + 273,15)} = 455,3 \frac{m}{s}$$

$$a_{out} = \sqrt{KrT''} = \sqrt{1,33 \cdot 461,5 \cdot (62,4 + 273,15)} = 453,9 \frac{m}{s}$$

Machovo číslo se spočítá dle vzorce 2.18, tedy

$$Ma_{in} = \frac{v}{c} = \frac{\frac{Q}{\rho_{in} \cdot S_{in}}}{c} = \frac{\frac{30,3}{0,175779614 \cdot 1,527}}{453,9} = 0,25.$$

$$Ma_{out} = \frac{v}{c} = \frac{\frac{Q}{\rho_{out} \cdot S_{out}}}{c} = \frac{\frac{30,3}{0,162037827 \cdot 3,72}}{455,9} = 0,11$$

Rychlost na vstupu se spočítá ze vzorce

$$c_{in} = \frac{Q}{\rho_{in} \cdot S_{in}} = \frac{30,3}{0,175779614 \cdot 1,527} = 112,9 \frac{m}{s}.$$

Okrajové podmínky

Okrajové podmínky pro varianty B1, C2a, 1, 2, 3 a 4 jsou v tabulce 4.3.

Tab. 4.3 Okrajové podmínky pro varianty B1, C2a, 1, 2, 3 a 4

veličina	značka [jednotka]	hodnota (var. B1)	hodnota (var. C2a)	hodnota (var. 1)	hodnota (var. 2)	hodnota (var. 3)	hodnota (var. 4)
celkový tlak na vstupu	p_{c_in} [Pa]	28 712,0	33 606,0	36284,6	19 219,5	19 915,5	20 274,2
entalpie	h_{in} $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	2 368,8	2 424,7	2 562,9	2 360,6	2 348,0	2 417,2
statický tlak na výstupu	p_{s_out} [Pa]	27 122,0	32 286,0	34166,4	15 533,7	16 024,1	15 533,7

Hodnoty potřebné pro výpočet a vypočtené pro zbylé varianty jsou v tab. 4.4

Tab. 4.4 Hodnoty potřebné pro výpočet a vypočtené pro varianty B1, C2a, 1, 2, 3 a 4.

veličina	značka [jednotka]	hodnota (var. B1)	hodnota (var. C2a)	hodnota (var. 1)	hodnota (var. 2)	hodnota (var. 3)	hodnota (var. 4)
celkový tlak na vstupu	p_{c_in} [Pa]	28 712	33 606	36284,6	19 219,5	19 915,5	20 274,2
statický tlak na výstupu	p_{s_out} [Pa]	27 122	32 286	34683,2	16 484,5	17 017,6	16 731,3
hustota na vstupu	ρ_{in} $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	0,20242	0,22908	0,23219	0,14030	0,14645	0,20962
hustota na výstupu	ρ_{out} $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	0,18983	0,22192	0,21996	0,11589	0,12057	0,11331
hmotnostní průtok	\dot{m} $\left[\frac{kg}{s}\right]$	31,8	27,8	16,8	28,44	30,8	37
plocha vstupu	S_{in} [m ²]	1,527	1,527	1,527	1,527	1,527	1,527
plocha výstupu	S_{out} [m ²]	3,72	3,72	3,72	3,72	3,72	3,72
rychlost na vstupu	c_{in} $\left[\frac{m}{s}\right]$	96,7	96,9	47,4	132,7	137,7	116,0
Machovo číslo na vstupu	Ma_{in} [1]	0,21	0,21	0,10	0,30	0,31	0,26
Machovo číslo na výstupu	Ma_{out} [1]	0,10	0,07	0,04	0,15	0,15	0,20
celkový ztrátový součinitel	ζ_c [1]	1,50	1,05	1,26	2,80	2,66	3,05

Empirický odhad byl podle dohody s konzultantem z firmy Doosan proveden pro jeden výstupní trakt.

4.3 Metodika

General

V záložce *general* byl řešič nastaven na *pressure-based*. Výpočet byl stacionární (*steady*).

Models

V *models* bylo aktivováno *Multiphase* (vícefázové proudění), *Energy* (energetické rovnice) a *Viscous* (vazkost). Turbulentní model byl zvolen k-omega SST, tedy dvourovnicový model. Ostatní možnosti v záložce *model* byly vypnuté.

Boundary conditions

Pro *Pressure inlet* (vstupní okrajová podmínka) byl *Reference frame* nastaven na absolutní. *Gauge total pressure*, *Liquid mass fraction* a *Total temperature* jsou vždy různé dle počítané varianty. *Supersonic gauge pressure* a *Log10* byly nastaveny na 0. *Turbulence* byla nastavena na *Intensity and Hydraulic diameter*. Hodnota pro *Turbulent Intensity* byla nastavena 5 % a *Hydraulic diameter* na 0,3 m.

V *Pressure outlet* (výstupní okrajové podmínce) byl *Reference frame* nastaven na absolutní. *Gauge pressure*, *Backflow liquid mass fraction* a *Backflow total temperature* jsou vždy různé dle počítané varianty. *Backflow liquid mass fraction* byl vždy nastaven stejně jako *Liquid mass fraction* ve vstupní okrajové podmínce. *Turbulence* byla nastavena na *Intensity and Hydraulic diameter*. Hodnota pro *Turbulent intensity* byla nastavena 5 % a *Hydraulic diameter* na 4 m.

Methods

Schéma bylo zvoleno *Coupled*. Nastavení *Spatial Discretization* bylo nastaveno dle tabulky 4.5.

Tab. 4.5 Nastavení *Spatial Discretization*

<i>Gradient</i>	<i>Least Square Cell Based</i>
<i>Pressure</i>	<i>Second Order</i>
<i>Density</i>	<i>First Order Upwind</i>
<i>Momentum</i>	<i>Second Order Upwind</i>
<i>Turbulent Kinetic Energy</i>	<i>Second Order Upwind</i>
<i>Specific Dissipation Rate</i>	<i>Second Order Upwind</i>
<i>Energy</i>	<i>Second Order Upwind</i>
<i>Wet Steam</i>	<i>First Order Upwind</i>

Controls

Hodnoty v záložce *Controls* byly nastaveny dle tabulky 4.6. Hodnoty popsané jako variabilní se nastavovaly podle residuí. Hodnota *Flow Courrant number* se ze začátku simulace nastavovala na číslo 1 a pak se měnila na vyšší hodnoty, když residua vykazovaly klesající charakter. Hodnoty pro *Turbulent kinetic energy* a *Specific dissipation rate* se snižovaly, když residua pro turbulenci neměla ideální charakter. To samé se aplikovalo na hodnoty pro *Wet steam*, což residua mokré páry.

Tab. 4.6 Nastavení *Controls*

<i>Flow Courrant number</i>		<i>1 - 10 variabilní</i>
<i>Explicit relaxation factors</i>	<i>Momentum</i>	<i>0,5</i>
	<i>Pressure</i>	<i>0,5</i>
<i>Under - relaxation factors</i>	<i>Density</i>	<i>1</i>
	<i>Body forces</i>	<i>1</i>
	<i>Turbulent kinetic energy</i>	<i>0,5 - 0,8 variabilní</i>
	<i>Specific dissipation rate</i>	<i>0,5 - 0,8 variabilní</i>
	<i>Turbulent viscosity</i>	<i>1</i>
	<i>Energy</i>	<i>1</i>
	<i>Wet steam</i>	<i>0,2 - 0,8 variabilní</i>

Inicialization

Inicializace byla provedena *hybrid* (hybridní).

Run calculation

Počet iterací byl nastaven na hodnotu 1400.

Results

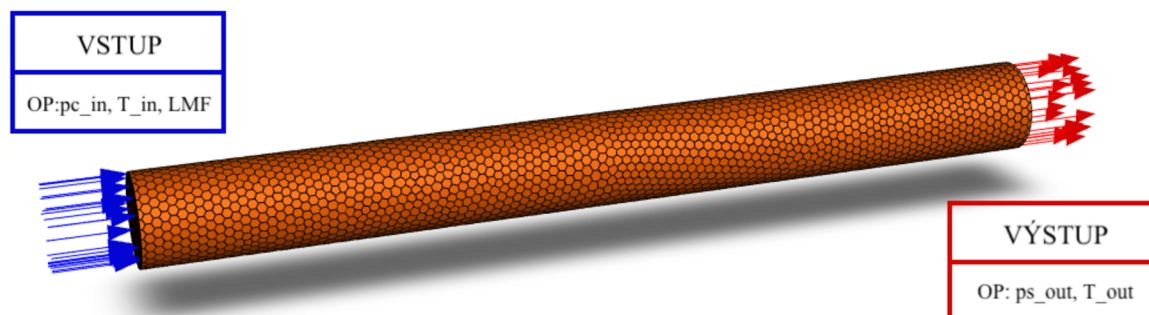
Veličiny se vyhodnocovali v záložce *Results*. Pro hodnoty na vstupu a výstupu byla vybrána podzáložka *Surface integrals* a vyhodnocení proběhlo pomocí *mass-weighted average*, tedy váženého průměru. Pro vyhodnocení tlaků v bodech byl použit v té samé záložce *Vertex average*.

Ostatní položky

Všechny ostatní záložky a nezmiňené položky byly ponechány ve výchozím nastavení programu ANSYS Fluent.

4.4 Testovací výpočet trubka

Předtím, než se postoupilo k řešení výstupního traktu za turbínou, bylo provedeno sestavení modelu a následně potvrzení funkčnosti na lehčím případě. Byla namodelována geometrie trubky o průměru 1 m a délce 10 m (trubka je na obr. 4.3).



Obr. 4.3 Trubka.

Následně byla provedena série výpočtů.

Nejprve byl proveden výpočet pouze v oblasti přehřáté páry.

Další výpočet byl řešen pro proudění se vstupními okrajovými podmínkami v přehřáté páře a výstupními v mokré páře. To tedy znamená, že přehřátá pára protne mez sytosti a začne probíhat kondenzace.

Poslední výpočet byl proveden pro vstupní a výstupní okrajovou podmínku v mokré páře.

Dopočet OP

Postup dopočtu okrajových podmínek zadávaných do Fluentu pomocí interpolace je stejný jako v kapitole 4.2, nebude tedy znovu opakován

Okrajové podmínky byly odečteny z h-s diagramu vodní páry v Tabulkách a diagramech pro termodynamiku [23] a jsou uvedeny v tabulce 4.7. Dále jsou v tabulce uvedeny dopočítané či odečtené hodnoty okrajových podmínek z tabulek. Tyto hodnoty jsou potřebné pro zadávání OP do programu ANSYS Fluent. Hodnota značena LMF (z anglického liquid mass fraction) je podíl syté kapaliny v mokré páře a dá se spočítat vzorcem

$$LMF = 1 - x .$$

Tab. 4.7 Dupočítané či odečtené hodnoty okrajových podmínek pro trubku.

		veličina [jednotka]	výpočet v mokrém páře	výpočet přes mez sytosti	výpočet v přehřátém páře
odečtené OP z h-s diagramu vodní páry	celkový tlak na vstupu	p_{c_in} [Pa]	40 000	60 000	20 000
	entalpie na vstupu	h_{in} [$\frac{kJ}{kg}$]	2 500	2 690	2 895
	statický tlak na výstupu	p_{s_out} [Pa]	30 000	40 000	10 000
dupočítané či odečtené OP z tabulek	teplota na vstupu	T_{in} [°C]	75,877	104,428	208,103
	suchost mokrém páře na vstupu	x [1]	0,949	1	1
	LMF na vstupu	LMF [1]	0,051	0	0
	teplota na výstupu	T_{out} [°C]	69,114	75,877	132,742

V následující tabulce 4.8 jsou uvedeny hodnoty z CFD výpočtu a tabulek [23]. V tabulce jsou také uvedeny procentuální odchylky δ výsledků z tabulek a výpočtu.

Tab. 4.8 Hodnoty z CFD výpočtu a tabulek pro trubku.

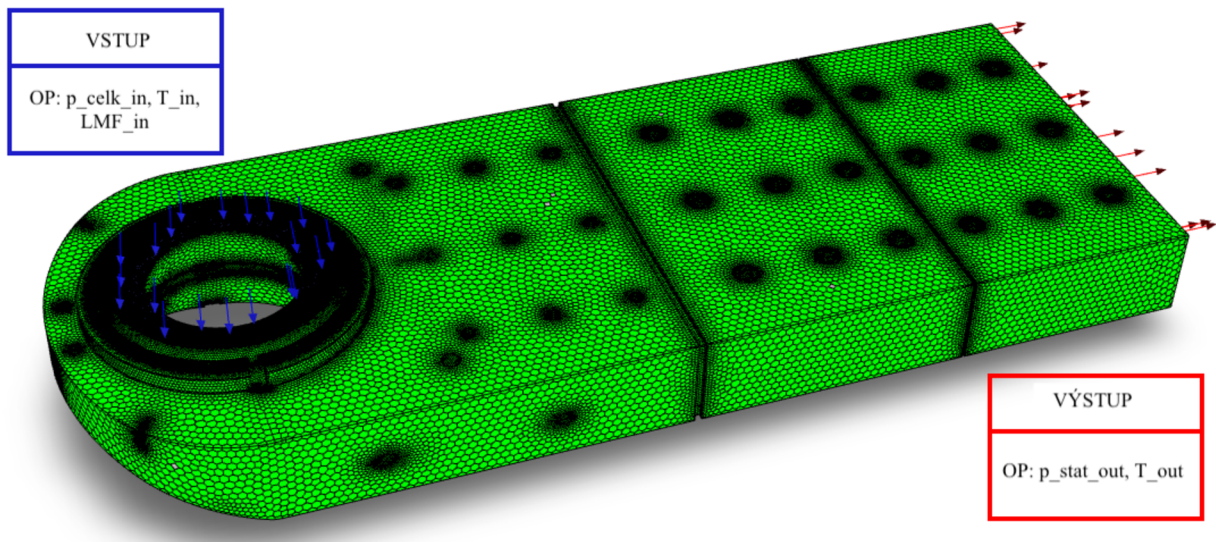
	veličina	značka [jednotka]	CFD	hodnoty z tabulek	$\delta \frac{CFD}{tabulky}$ [%]
výpočet v mokré páře	entalpie na vstupu	$h_{in} \left[\frac{kJ}{kg} \right]$	2499	2 500	-0,04
	entropie	$s \left[\frac{kJ}{kg.K} \right]$	7,289	7,28	0,12
	entalpie na výstupu	$h_{out} \left[\frac{kJ}{kg} \right]$	2470	2461	0,36
	LMF na výstupu	LMF [1]	0,06781	0,067	1,19
výpočet přes mez sytosti	entalpie na vstupu	$h_{in} \left[\frac{kJ}{kg} \right]$	2688	2 690	-0,07
	entropie	$s \left[\frac{kJ}{kg.K} \right]$	7,641	7,6	0,54
	entalpie na výstupu	$h_{out} \left[\frac{kJ}{kg} \right]$	2606	2608	-0,08
	LMF na výstupu	LMF [1]	0,00793	0,008	-0,88
výpočet v přehřáté páře	entalpie na vstupu	$h_{in} \left[\frac{kJ}{kg} \right]$	2893	2 895	-0,07
	entropie	$s \left[\frac{kJ}{kg.K} \right]$	8,653	8,6	0,61
	entalpie na výstupu	$h_{out} \left[\frac{kJ}{kg} \right]$	2748	2752	-0,15

V tabulce je vidět, že všechny odchylky mezi CFD a tabulkovými hodnotami jsou výborné (všechny jsou pod 1,5 %).

4.5 Výpočet výstupního traktu

Výpočet výstupního traktu byl proveden pro sedm variant. Tři varianty (A1, B1, C2a) byly totožné s měřením a výpočty Doosanu. Další čtyři varianty (1, 2, 3, a 4) byly spočítané za účelem rozšíření rychlostní oblasti. Při měření byla turbína plně v provozu a nebylo možné měření provést v širší oblasti Machových čísel.

Okrajové podmínky pro všechny varianty jsou zadány celkovým tlakem na vstupu, entalpií na vstupu a statickým tlakem na výstupu. Do programu ANSYS Fluent se okrajové podmínky zadávají ve formě celkového tlaku na vstupu, teplotě na vstupu, podílu syté kapaliny (LMF), statického tlaku na výstupu a teplotě na výstupu (viz obr. 4.4). Modře je na obrázku vyznačen vstup do domény a červeně výstup.



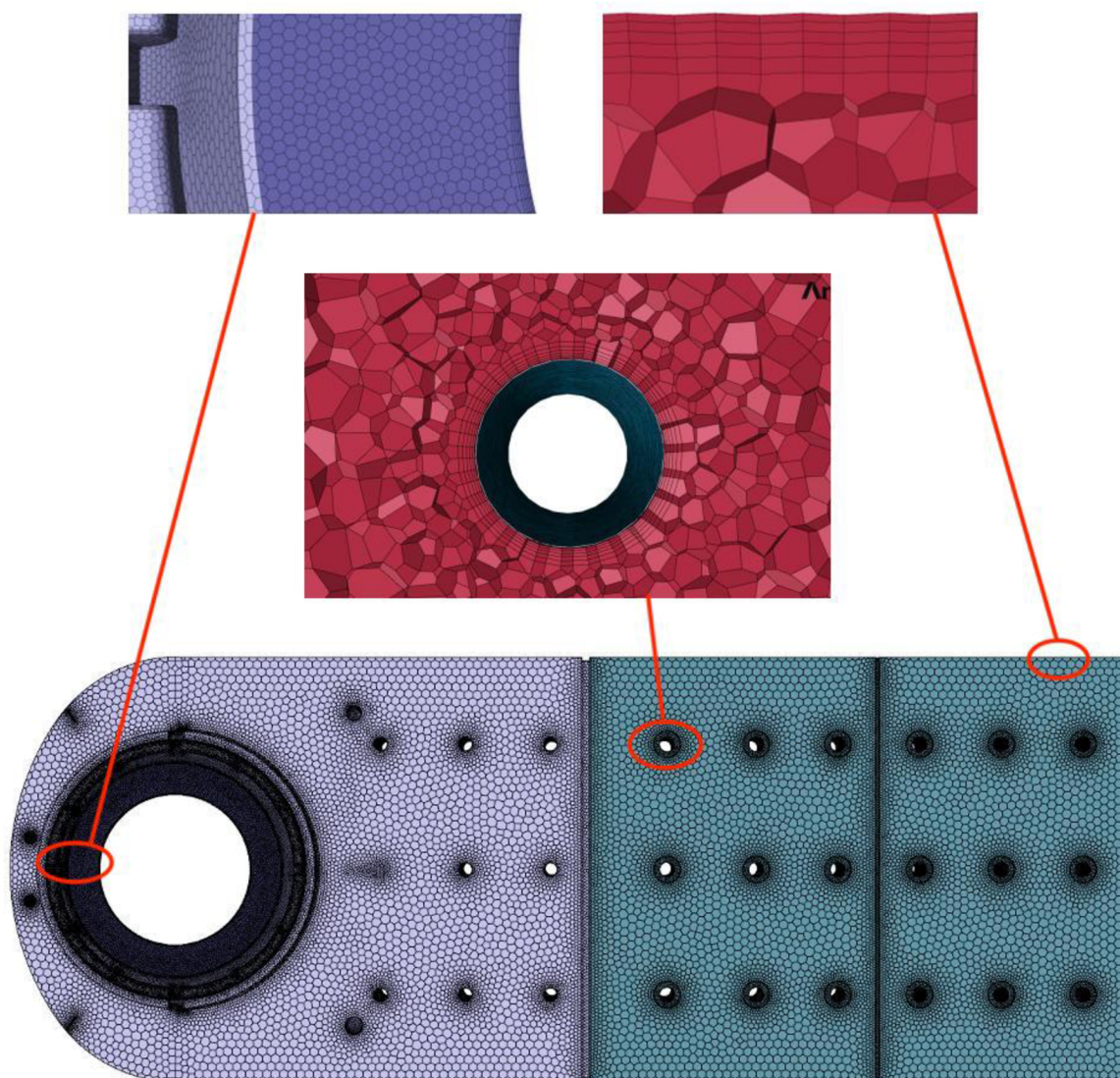
Obr. 4.4 Výstupní trakt.

Okrajové podmínky jsou přepočítány pomocí hodnot z Tabulek a diagramů pro termodynamiku [23].

Příklad přepočtu bude uveden pro variantu A1. Následující varianty jsou počítány stejnými vzorci pomocí automatizovaného excel dokumentu a už budou uvedeny pouze jako přepočtené hodnoty. Všechny potřebné výpočty budou vždy uvedeny jenom jednou a v následujících variantách budou zobrazeny jen výsledné hodnoty.

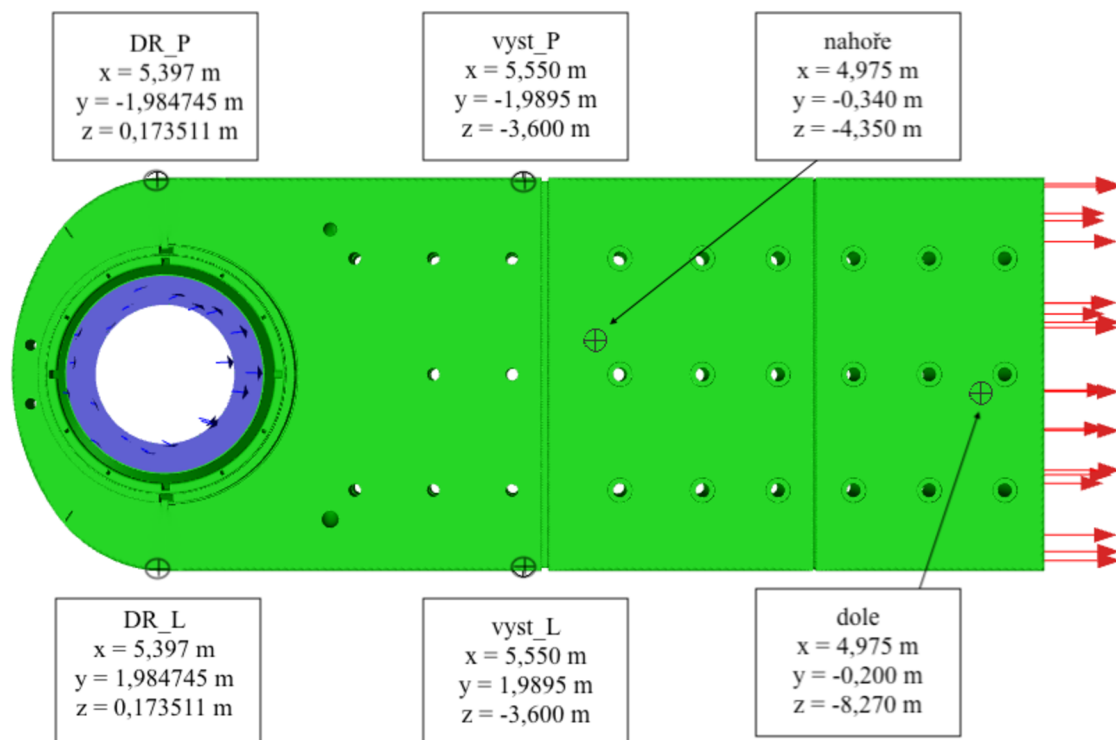
4.6 Síť

Síť byla vytvořena v programu Fluent meshing. Je tvořena polyhedrálními buňkami. Buňky jsou se zjemněním u stěn ve formě prizmatických vrstev (viz obrázek 4.5). Síť má 1 955 212 buněk. Síť včetně detailů je na obrázku 4.5, červené detaily jsou v řezu.



Obr. 4.5 Síť a detaily.

Měření na turbíně bylo provedeno v bodech uvedených na obr. 4.6. V těchto bodech se budou nadále vyhodnocovat hodnoty statických tlaků z vlastního CFD a porovnávat s měřením a CFD z Doosanu.



Obr. 4.6 Měření statických tlaků.

4.7 Okrajové podmínky (varianty A1, B1 a C2a)

Přepočet okrajových podmínek

Pro každý případ je nutno přepočíst okrajové podmínky, protože nejsou zadávány ve formě, které vyžaduje ANSYS Fluent. Zadané okrajové podmínky pro případ A1 jsou v tabulce 4.9.

Tab. 4.9 Zadané okrajové podmínky pro variantu A1.

veličina	Značka [jednotka]	hodnota
celkový tlak na vstupu	$p_{c \text{ in}}$ [Pa]	25 039
entalpie	h_{in} [kJ/kg]	2 346,2
statický tlak na výstupu	$p_{s \text{ out}}$ [Pa]	22 663

Hodnoty v Tabulkách a diagramech pro termodynamiku [23] jsou zadány vždy pro danou hodnotu tlaku či teploty, proto je nutno je interpolací přepočítat na zadané okrajové podmínky.

Vzorec pro interpolaci je

$$t = \left(\frac{p - p_1}{p_2 - p_1} \cdot (t_2 - t_1) \right) + t_1$$

a je stejný jako v kapitole 4.2.

Hodnoty pro interpolaci z Tabulek a diagramů pro termodynamiku [23] jsou v tabulce 4.10.

Tab. 4.10 Hodnoty pro interpolaci

tlak [Pa]	teplota [°C]	entalpie syté kapaliny $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	entalpie syté páry $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
20 000	60,073	251,5	2 608,9
30 000	69,114	289,3	2 624,6

Nejprve tedy byla dopočítána teplota pro vstup dosazením do vzorce pro interpolaci

$$t_{in} = \left(\frac{25039-20000}{30000-20000} \cdot (69,073 - 60,073)\right) + 60,073 = 64,629 \text{ °C} .$$

Dalším krokem je dopočítání entalpie syté kapaliny pro vstup

$$h'_1 = \left(\frac{25039-20000}{30000-20000} \cdot (289,3 - 251,5)\right) + 251,5 = 270,5 \frac{kJ}{kg} .$$

Následně je dopočítána entalpie syté páry pro vstup

$$h''_1 = \left(\frac{25039-20000}{30000-20000} \cdot (2624,6 - 2608,9)\right) + 2608,9 = 2616,8 \frac{kJ}{kg} .$$

Suchost mokré páry se spočítá pomocí vyjádření z rovnice 2.2

$$x_1 = \frac{h-h'}{h''-h'} = \frac{2\,346,2-270,5}{2616,8-270,5} = 0,885$$

Hodnota podílu syté kapaliny, tedy LMF se spočítá

$$LMF_1 = 1 - x_1 = 0,115$$

Dále je potřeba interpolací dopočítat hodnotu teploty na výstupu

$$t_2 = \left(\frac{22663-20000}{30000-20000} \cdot (69,073 - 60,073)\right) + 60,073 = 62,481 \text{ °C} = T_{out}.$$

Dopočítané okrajové podmínky zadávané do Fluentu jsou v tabulce 4.11.

Tab. 4.11 Zadané a přepočtené okrajové podmínky pro varianty A1, B1 a C2a.

	veličina	značka [jednotka]	hodnota (var. A1)	hodnota (var. B1)	hodnota (var. C2a)
zadané okrajové podmínky	celkový tlak na vstupu	p_{c_in} [Pa]	25 039	28 712,0	33 606
	entalpie	h_{in} [kJ/kg]	2 346,2	2 368,8	2 424,7
	statický tlak na výstupu	p_{s_out} [Pa]	22 663	27 122,0	32 286
přepočtené okrajové podmínky	celkový tlak na vstupu	p_{c_in} [Pa]	25 039	28 712	33 606
	teplota na vstupu	T_{in} [°C]	64,629	68,031	71,408
	podíl syté kapaliny	LMF [1]	0, 115	0,108	0,087
	statický tlak na výstupu	p_{s_out} [Pa]	22 663	27 122	32 286
	teplota na výstupu	T_{out} [°C]	62,481	66,717	70,561

4.8 Výsledky výpočtů

V této kapitole budou uvedeny hodnoty vypočtené z CFD simulací.

4.8.1 Výpočet A1

Hodnoty z měření, výpočtů z Doosanu a výpočtů provedených v této práci jsou uvedeny v tabulce 4.12. Následně jsou v tabulce uvedeny procentuální odchylky δ jednotlivých veličin.

Tab. 4.12 Hodnoty z měření a výpočtů varianty A1.

veličina	Označení [jednotka]	CFD Doosan	měření	CFD vlastní	$\delta \frac{CFD \text{ vlastní}}{\text{měření}} [\%]$	$\delta \frac{CFD \text{ doosan}}{\text{měření}} [\%]$	$\delta \frac{CFD \text{ Doosan}}{CFD \text{ vlastní}} [\%]$
celkový tlak na vstupu	p_{c_in} [Pa]	25 039		25 039			0,00
celkový tlak na výstupu	p_{c_out} [Pa]			23 045			
statický tlak DR P	$p_{s_DR_P}$ [Pa]	23 820	23 734	23 648	0,36	-0,36	0,72
statický tlak DR L	$p_{s_DR_L}$ [Pa]	23 203	23 162	23 352	-0,82	-0,18	-0,64
statický tlak vyst P	$p_{s_vyst_P}$ [Pa]	22 959	22 764	22 990	-0,99	-0,86	-0,14
statický tlak vyst L	$p_{s_vyst_L}$ [Pa]	22 947	22 718	23 001	-1,24	-1,01	-0,23
statický tlak nahoře	p_{s_nahore} [Pa]	22 887	23 474	22 836	2,72	2,50	0,22
statický tlak dole	p_{s_dole} [Pa]	22 705	22 700	22 718	-0,08	-0,02	-0,06
statický tlak na vstupu	p_{s_in} [Pa]			23 232			
statický tlak na výstupu	p_{s_out} [Pa]			22 663			
dynamický tlak na vstupu	p_{d_in} [Pa]			1807			
dynamický tlak na výstupu	p_{d_out} [Pa]			382			
rychlost na vstupu	c_{in} $\left[\frac{m}{s}\right]$	133,8		139,6			-4,33
rychlost na výstupu	c_{out} $\left[\frac{m}{s}\right]$			64,8			
machovo číslo na vstupu	Ma_{in} [1]			0,35			
machovo číslo na výstupu	Ma_{out} [1]			0,16			
celková entalpie vstup	h_{in} $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$		2346,2	2339,7	0,28		
tlaková difference	Δp_s [Pa]			569			

Z výsledků lze vyčíst, že přesnost vlastního CFD výpočtu je výborná (hodnoty δ pro statické tlaky a entalpii jsou pod 2 %). Lze pozorovat větší odchylku statického tlaku (nad 2 %) z vlastního CFD i CFD z Doosanu od měřené hodnoty v bodě *nahoře*. Dá se předpokládat,

že měření v tomto místě nebylo úplně přesné. Větší odchylka vyšla v rychlosti na vstupu, ale stále je velmi dobrá (pod 5 %).

Výpočet ztrátového součinitele

Výpočet celkového ztrátového součinitele je ze vzorce 2.25 z kapitoly 2.4.9.

$$\zeta_c = \frac{p_{c.in} - p_{c.out}}{p_{d.in}} = \frac{25039 - 23045}{1807} = 1,10$$

Výpočet statického ztrátového součinitele je ze vzorce 2.26 z kapitoly 2.4.9.

$$\zeta_s = \frac{p_{c.in} - p_{s.out}}{p_{d.in}} = \frac{25039 - 22\,663}{1807} = 1,32$$

Statický ztrátový součinitel lze také vypočítat dle vzorce 2.27 z kapitoly 2.4.9. Poissonova konstanta K pro páru je 1,33.

$$\zeta_s = \frac{1 - \left(\frac{p_{s.out}}{p_{c.in}}\right)^{\frac{K-1}{K}}}{1 - \left(\frac{p_{s.in}}{p_{c.in}}\right)^{\frac{K-1}{K}}} = \frac{1 - \left(\frac{22663}{25039}\right)^{\frac{1,33-1}{1,33}}}{1 - \left(\frac{23232}{25039}\right)^{\frac{1,33-1}{1,33}}} = 1,34$$

Je vidět, že statické ztrátové součinitele s použitím vzorců 2.26 a 2.27 si jsou blízké.

4.8.2 Výpočet B2

Hodnoty z měření, výpočtů z Doosanu a výpočtů provedených v této práci jsou uvedeny v tabulce 4.13. Následně jsou v tabulce uvedeny procentuální odchylky δ jednotlivých veličin.

Tab. 4.13 Hodnoty z měření a výpočtů varianty B1.

veličina	označení [jednotka]	CFD Doosan	měření	CFD vlastní	$\delta \frac{CFD \text{ vlastní}}{\text{měření}} [\%]$	$\delta \frac{CFD \text{ doosan}}{\text{měření}} [\%]$	$\delta \frac{CFD \text{ Doosan}}{CFD \text{ vlastní}} [\%]$
celkový tlak na vstupu	p_{c_in} [Pa]	28 712		28 712			0,00
celkový tlak na výstupu	p_{c_out} [Pa]			27 367			
statický tlak DR P	$p_{s_DR_P}$ [Pa]	28 279	27 986	27 864	0,44	-1,05	1,47
statický tlak DR L	$p_{s_DR_L}$ [Pa]	27 732	27 870	27 702	0,60	0,50	0,11
statický tlak vyst P	$p_{s_vyst_P}$ [Pa]	27 375	27 239	27 344	-0,39	-0,50	0,11
statický tlak vyst L	$p_{s_vyst_L}$ [Pa]	27 380	27 223	27 338	-0,42	-0,58	0,15
statický tlak nahoře	p_{s_nahore} [Pa]	27 272	27 892	27 208	2,45	2,22	0,23
statický tlak dole	p_{s_dole} [Pa]	27 157	27 159	27 141	0,07	0,01	0,06
statický tlak na vstupu	p_{s_in} [Pa]			27 522			
statický tlak na výstupu	p_{s_out} [Pa]			27 122			
dynamický tlak na vstupu	p_{d_in} [Pa]			1 190			
dynamický tlak na výstupu	p_{d_out} [Pa]			253			
rychlost na vstupu	c_{in} $\left[\frac{m}{s}\right]$	110,9		106,4			4,03
rychlost na výstupu	c_{out} $\left[\frac{m}{s}\right]$			49,4			
Machovo číslo na vstupu	Ma_{in} [1]			0,26			
Machovo číslo na výstupu	Ma_{out} [1]			0,12			
celková entalpie vstup	h_{in} $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$		2 368,8	2 370,5	-0,07		
tlaková diference	Δp_s [Pa]			400			

Z výsledků varianty B1 lze také pozorovat mírnou odchylku statického tlaku CFD vlastní i Doosan od měření v místě označeném *nahoře*. Odchylka v rychlosti na vstupu je podobná jako ve výpočtu A1. Odchylky ostatních statických měřených tlaků od vlastní CFD jsou výborné.

4.8.3 Výpočet C2a

Hodnoty z měření, výpočtů z Doosanu a výpočtů provedených v této práci jsou uvedeny v tabulce 4.14. Následně jsou v tabulce 4.14 uvedeny procentuální odchylky δ jednotlivých veličin.

Tab. 4.14 Hodnoty z měření a výpočtů varianty C2a.

veličina	Označení [jednotka]	CFD Doosan	měření	CFD vlastní	$\delta \frac{CFD \text{ vlastní}}{\text{měření}} [\%]$	$\delta \frac{CFD \text{ doosan}}{\text{měření}} [\%]$	$\delta \frac{CFD \text{ Doosan}}{CFD \text{ vlastní}} [\%]$
celkový tlak na vstupu	p_{c_in} [Pa]	33 606		33 606			0,00
celkový tlak na výstupu	p_{c_out} [Pa]			32 496			
statický tlak DR P	$p_{s_DR_P}$ [Pa]	32 641	32 943	32 662	0,85	0,92	-0,06
statický tlak DR L	$p_{s_DR_L}$ [Pa]	32 781	32 612	32 659	-0,14	-0,52	0,37
statický tlak vyst P	$p_{s_vyst_P}$ [Pa]	32 398	32 345	32 443	-0,30	-0,16	-0,14
statický tlak vyst L	$p_{s_vyst_L}$ [Pa]	32 461	32 336	32 443	-0,33	-0,39	0,05
statický tlak nahoře	p_{s_nahore} [Pa]	32 397	33 017	32 328	2,09	1,88	0,21
statický tlak dole	p_{s_dole} [Pa]	32 302	32 323	32 307	0,05	0,06	-0,02
statický tlak na vstupu	p_{s_in} [Pa]			32 596			
statický tlak na výstupu	p_{s_out} [Pa]			32 286			
dynamický tlak na vstupu	p_{d_in} [Pa]			1 010			
dynamický tlak na výstupu	p_{d_out} [Pa]			210			
rychlost na vstupu	c_{in} $\left[\frac{m}{s}\right]$	84,2		92,3			-9,60
rychlost na výstupu	c_{out} $\left[\frac{m}{s}\right]$			40,7			
Machovo číslo na vstupu	Ma_{in} [1]			0,21			
Machovo číslo na výstupu	Ma_{out} [1]			0,10			
celková entalpie vstup	h_{in} $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$		2424,7	2 424,0	0,03		
tlaková diference	Δp_s [Pa]			310			

Z tabulky lze vyčíst, že hodnoty většiny odchylek jsou výborné. Opět odchylka statického tlaku v místě *nahore* mezi měřením a CFD vlastním i Doosan je větší než zbylé odchylky statických tlaků. Odchylka v rychlosti na vstupu je v této variantě výpočtu necelých 10 %, což už je vyšší hodnota.

4.8.4 Výpočty 1, 2, 3 a 4

Zadané a přepočtené okrajové podmínky pro případ 1, 2, 3 a 4 jsou v tabulce 4.15.

Tab. 4.15 Zadané a přepočtené okrajové podmínky pro varianty 1, 2, 3, a 4.

	veličina	značka	hodnota (výpočet 1)	hodnota (výpočet 2)	hodnota (výpočet 3)	hodnota (výpočet 4)
zadané okrajové podmínky	celkový tlak na vstupu	p_{c_in} [Pa]	36 284,6	19 219,5	19 915,5	20 274,2
	entalpie	h_{in} $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	2 555,4	2 360,4	2 346,2	2 416,3
	statický tlak na výstupu	p_{s_out} [Pa]	34 166,4	15 533,7	16 024,1	15 533,7
přepočtené okrajové podmínky	celkový tlak na vstupu	p_{c_in} [Pa]	36 284,6	19 219,5	19 915,5	20 274,2
	teplota na vstupu	T_{in} [°C]	73,126	59,196	59,965	60,348
	podíl syté kapaliny	LMF [1]	0,033	0,105	0,111	0,082
	statický tlak na výstupu	p_{s_out} [Pa]	34 166,4	15 533,7	16 024,1	15 533,7
	teplota na výstupu	T_{out} [°C]	71,767	54,686	55,344	54,686

Hodnoty výpočtů z vlastního CFD jsou uvedeny v tabulce 4.16.

Tab. 4.16 Hodnoty z výpočtů pro varianty 1, 2, 3, a 4.

veličina	Označení [jednotka]	hodnota (výpočet 1)	hodnota (výpočet 2)	hodnota (výpočet 3)	hodnota (výpočet 4)
celkový tlak na vstupu	p_{c_in} [Pa]	36 284,6	19 219,5	19 915,5	20 274,2
celkový tlak na výstupu	p_{c_out} [Pa]	34 492,9	16 115,1	16 576,7	16 187,5
statický tlak na vstupu	p_{s_in} [Pa]	34 683,2	16 484,5	17 017,6	16 731,3
statický tlak na výstupu	p_{s_out} [Pa]	34 166,4	15 533,7	16 024,1	15 533,7
dynamický tlak na vstupu	p_{d_in} [Pa]	1 566,1	2 525,9	2 674,6	3 216,1
dynamický tlak na výstupu	p_{d_out} [Pa]	327,3	571,2	551,5	625,9
rychlost na vstupu	c_{in} $\left[\frac{m}{s}\right]$	115,1	200,0	202,2	226,9
rychlost na výstupu	c_{out} $\left[\frac{m}{s}\right]$	53,1	96,6	94,4	103,8
Machovo číslo na vstupu	Ma_{in} [1]	0,26	0,49	0,50	0,55
Machovo číslo na výstupu	Ma_{out} [1]	0,12	0,24	0,23	0,25
celková entalpie na vstupu	h_{in} $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	2 562,9	2 360,6	2 348,0	2 417,2
průtok	\dot{m} $\left[\frac{kg}{s}\right]$	39	37,8	38,1	42,2
tlaková statická diference	Δp_s [Pa]	516,8	950,8	993,5	1 197,6

4.9 Výsledky – ztrátový součinitel

V této kapitole bude uvedeno shrnutí ztrátových součinitelů, Machových čísel na vstupu a výstupu a rychlostí na vstupu z vlastní simulace pro všechny varianty výpočtu. Hodnoty jsou uvedeny v tabulce 4.17. Pro varianty 2, 3, a 4 je uveden pouze jeden statický ztrátový součinitel, a to z důvodu Machova čísla na vstupu vyššího než 0,4. Statický ztrátový součinitel ze vzorce 2.27 (tedy i pro Machova čísla větší než 0,4) lze na celkový přepočíst pomocí vzorce

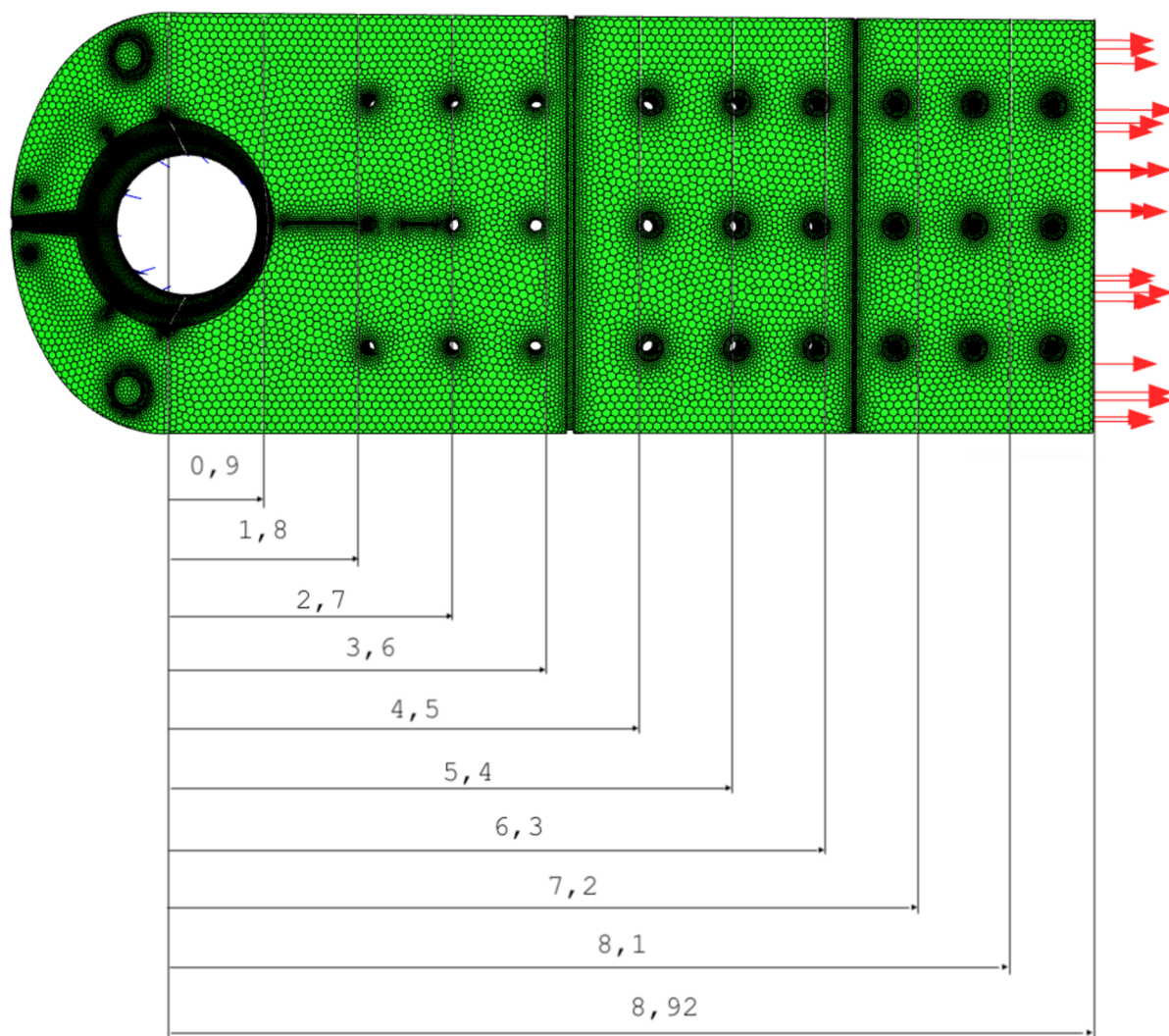
2.28. Kvadrát poměru ploch $\left(\frac{S_{in}}{S_{out}}\right)^2$ je roven 0,169.

Tab. 4.17 Hodnoty ztrátových součinitelů pro všechny varianty.

veličina	celkový ztrátový součinitel (vz. 2.25)	statický ztrátový součinitel (vz. 2.26)	statický ztrátový součinitel (vz. 2.27)	celkový ztrátový součinitel (vz. 2.28)	rychlost na vstupu	Machovo číslo na vstupu	Machovo číslo na výstupu
Označení [jednotka]	ζ_c [1]	ζ_s [1]	ζ_s [1]	ζ_c [1]	$c_{in} \left[\frac{m}{s} \right]$	Ma_{in} [1]	Ma_{out} [1]
hodnota (výp. A1)	1,10	1,32	1,34	1,16	139,6	0,35	0,16
hodnota (výp. B1)	1,13	1,34	1,34	1,17	106,4	0,26	0,12
hodnota (výp. C2a)	1,10	1,31	1,30	1,14	92,3	0,21	0,10
hodnota (výp. 1)	1,14	1,35	1,33	1,16	115,1	0,26	0,12
hodnota (výp. 2)	x	x	1,38	1,21	200,0	0,49	0,24
hodnota (výp. 3)	x	x	1,37	1,20	202,2	0,50	0,23
hodnota (výp. 4)	x	x	1,37	1,20	226,9	0,55	0,25

4.10 Výsledky – tlaková diference

Bylo provedeno vyhodnocení hodnot statických tlaků v 11 řezech. Tyto řezy jsou vyznačeny na obr. 4.7. Také je na něm vyznačena vzdálenost v metrech jednotlivých řezů od dělicí roviny.



Obr. 4.7 Řezy.

Hodnoty statických tlaků a statických tlakových diferencí, které byly vyhodnocovány od dělicí roviny jsou uvedeny v tabulce 4.18 a 4.19.

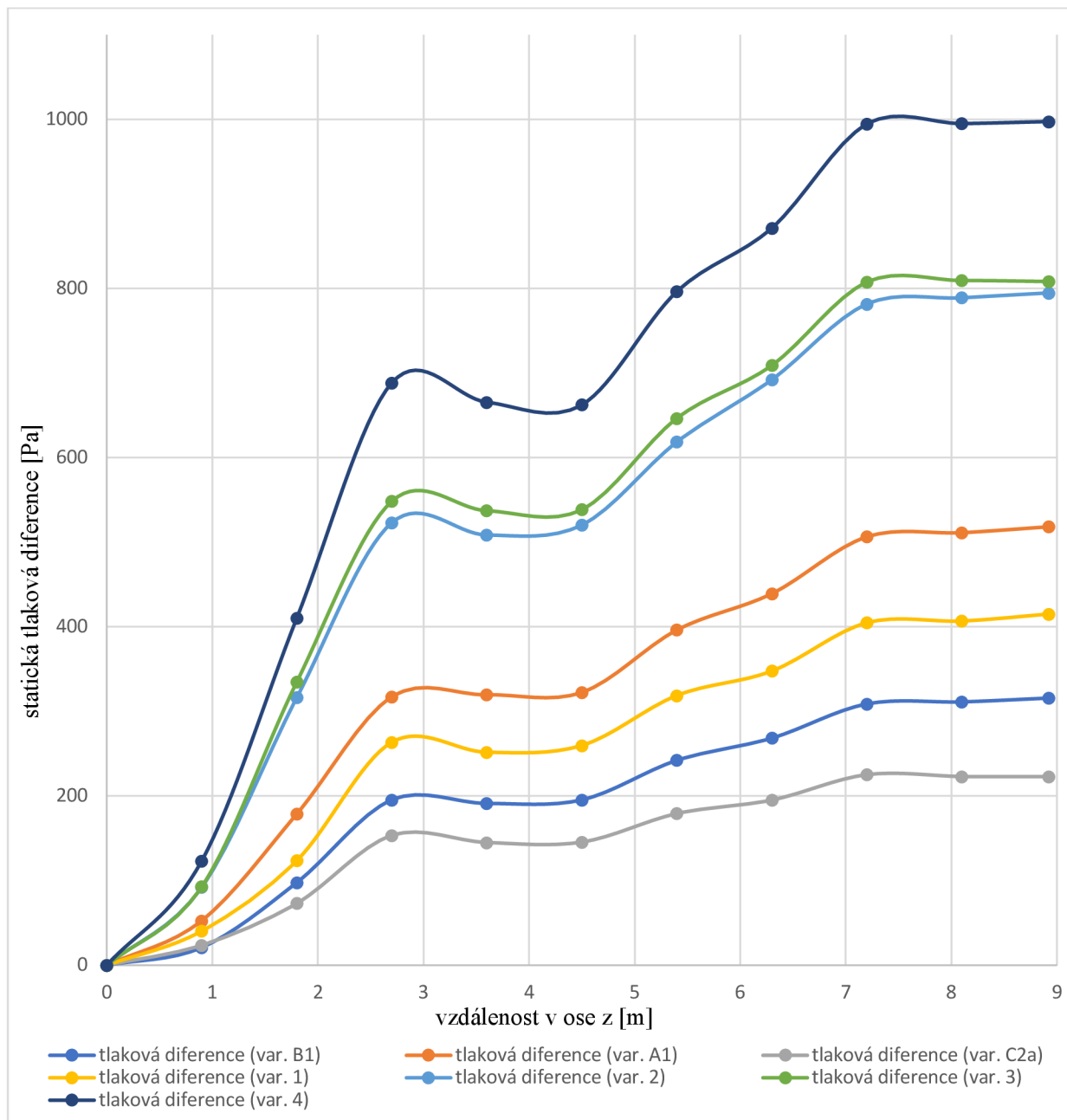
Tab. 4.18 Hodnoty statických tlaků a tlakových diferencí pro varianty A1, B1 a C2a.

veličina	vzdálenost v ose z	hodnota statického tlaku (var. A1)	tlaková diference (var. A1)	hodnota statického tlaku (var. B1)	tlaková diference (var. B1)	hodnota statického tlaku (var. C2a)	tlaková diference (var. C2a)
označení [jednotka]	z [m]	p_s [Pa]	Δp_s [Pa]	p_s [Pa]	Δp_s [Pa]	p_s [Pa]	Δp_s [Pa]
hodnoty	0	23181,3	0	27 437,8	0	32 509,0	0
	0,9	23128,6	52,7	27 416,8	21,0	32 485,3	23,7
	1,8	23002,5	178,8	27 340,1	97,7	32 435,9	73,1
	2,7	22864	317,3	27 242,3	195,5	32 355,5	153,5
	3,6	22861,6	319,7	27 246,5	191,3	32 363,9	145,1
	4,5	22858,8	322,5	27 242,3	195,5	32 363,4	145,6
	5,4	22785	396,3	27 195,6	242,2	32 329,7	179,3
	6,3	22742	439,3	27 169,3	268,5	32 313,7	195,3
	7,2	22674,8	506,5	27 128,9	308,9	32 283,7	225,3
	8,1	22670	511,3	27 126,5	311,3	32 285,9	223,1
8,92	22663	518,3	27 122,0	315,8	32 286,0	223,0	

Tab. 4.19 Hodnoty statických tlaků a tlakových diferencí pro varianty 1, 2, 3 a 4.

veličina	vzdálenost v ose z	statický tlak (var. 1)	tlaková diference (var. 1)	statický tlak (var. 3)	tlaková diference (var. 2)	statický tlak (var. 3)	tlaková diference (var. 3)	statický tlak (var. 4)	tlaková dif. (var. 4)
označení [jedn.]	z [m]	p_s [Pa]	Δp_s [Pa]	p_s [Pa]	Δp_s [Pa]	p_s [Pa]	Δp_s [Pa]	p_s [Pa]	Δp_s [Pa]
hodnoty	0	34581,5	0,0	16328,5	0,0	16832,4	0,0	16531,1	0,0
	0,9	34541,1	40,4	16236,3	92,2	16739,6	92,8	16407,7	123,4
	1,8	34457,8	123,7	16012,2	316,3	16497,6	334,8	16120,8	410,3
	2,7	34317,9	263,6	15805,4	523,1	1284,0	548,4	15842,7	688,4
	3,6	34329,7	251,8	15819,9	508,6	16295,1	537,3	15865,5	665,6
	4,5	34321,7	259,8	15808,1	520,4	16293,8	538,6	15868,6	662,5
	5,4	34262,6	318,9	15709,9	618,6	16185,8	646,6	15734,7	796,4
	6,3	34233,7	347,8	15636,2	692,3	16123,2	709,2	15659,6	871,5
	7,2	34176,6	404,9	15546,8	781,7	16024,8	807,6	15536,6	994,5
	8,1	34174,6	406,9	15539,5	789,0	16023,0	809,4	15536,1	995,0
8,92	34166,4	415,1	15533,7	794,8	16024,1	808,3	15533,7	997,4	

Na grafu 4.1 je vyobrazena závislost statické tlakové difference na vzdálenosti v ose z (od dělicí roviny) pro všechny varianty.



Graf 4.1 Závislost statické tlakové difference na vzdálenosti v ose z pro všechny varianty.

4.11 Souhrn a diskuse výsledků

Empirický odhad

Byl proveden empirický odhad celkového ztrátového součinitele pro všechny varianty. Hodnoty součinitelů, Machových čísel na vstupu a rychlostí na vstupu jsou pro shrnutí v tabulce 4.20. Empirický odhad bude rozebrán dále v této kapitole.

Tab. 4.20 Ztrátový součinitel pro všechny varianty určený empirickým odhadem.

veličina	celkový ztrátový součinitel	Machovo číslo na vstupu	rychlost na vstupu
Označení [jednotka]	ζ_c [1]	Ma_{out} [1]	$c_{in} \left[\frac{m}{s} \right]$
hodnota (výpočet A1)	1,94	0,25	112,9
hodnota (výpočet B1)	1,5	0,21	96,7
hodnota (výpočet C2a)	1,05	0,21	96,9
hodnota (výpočet 1)	1,21	0,10	47,4
hodnota (výpočet 2)	1,58	0,30	132,7
hodnota (výpočet 3)	1,95	0,31	137,7
hodnota (výpočet 4)	2,08	0,26	116,0

CFD

Bylo provedeno 7 vlastních CFD výpočtů. Tři výpočty (A1, B1 a C2a) mají validaci v podobě CFD z firmy Doosan a reálného měření na turbíně. Čtyři výpočty (1, 2, 3 a 4) už jsou pouze vlastní výpočty, které nemají validaci ve formě měření nebo jiných simulací.

CFD - varianty A1, B1 a C2a

Všechny výpočty potvrdily výbornou přesnost výpočtu vůči CFD Doosan i měření.

Hodnoty většiny odchylek statických tlaků jsou výborné (pod 2 %). Pouze odchylky hodnot statických tlaků vůči měření v místě *nahoře* jsou vyšší (2 – 2,5 %), a to pro všechny varianty. Tuto skutečnost potvrzuje jak vlastní simulace, tak i simulace z Doosanu. Dá se předpokládat, že v tomto místě měření došlo k nepřesnosti. Ta může být způsobena netěsností, špatnou kalibrací či špatně umístěnou sondou.

Hodnoty odchylek rychlostí na vstupu vlastního CFD vůči CFD z Doosanu byly v rozmezí 5 - 10 %. To je z důvodu toho, že firma Doosan simulovala poslední stupeň rotorových

i statorových lopatek před vstupem do výstupního traktu. Díky této skutečnosti je rychlostní pole ovlivněné.

CFD - varianty 1, 2, 3 a 4

Varianty výpočtů 1, 2, 3 a 4 byly do této práce zařazeny z důvodu rozšíření oblasti Machových čísel.

Hodnoty celkových ztrátových součinitelů a tlakových diferencí jsou v tabulce 4.21.

Tab. 4.21 Výsledné hodnoty celkových ztrátových součinitelů pro všechny výpočty.

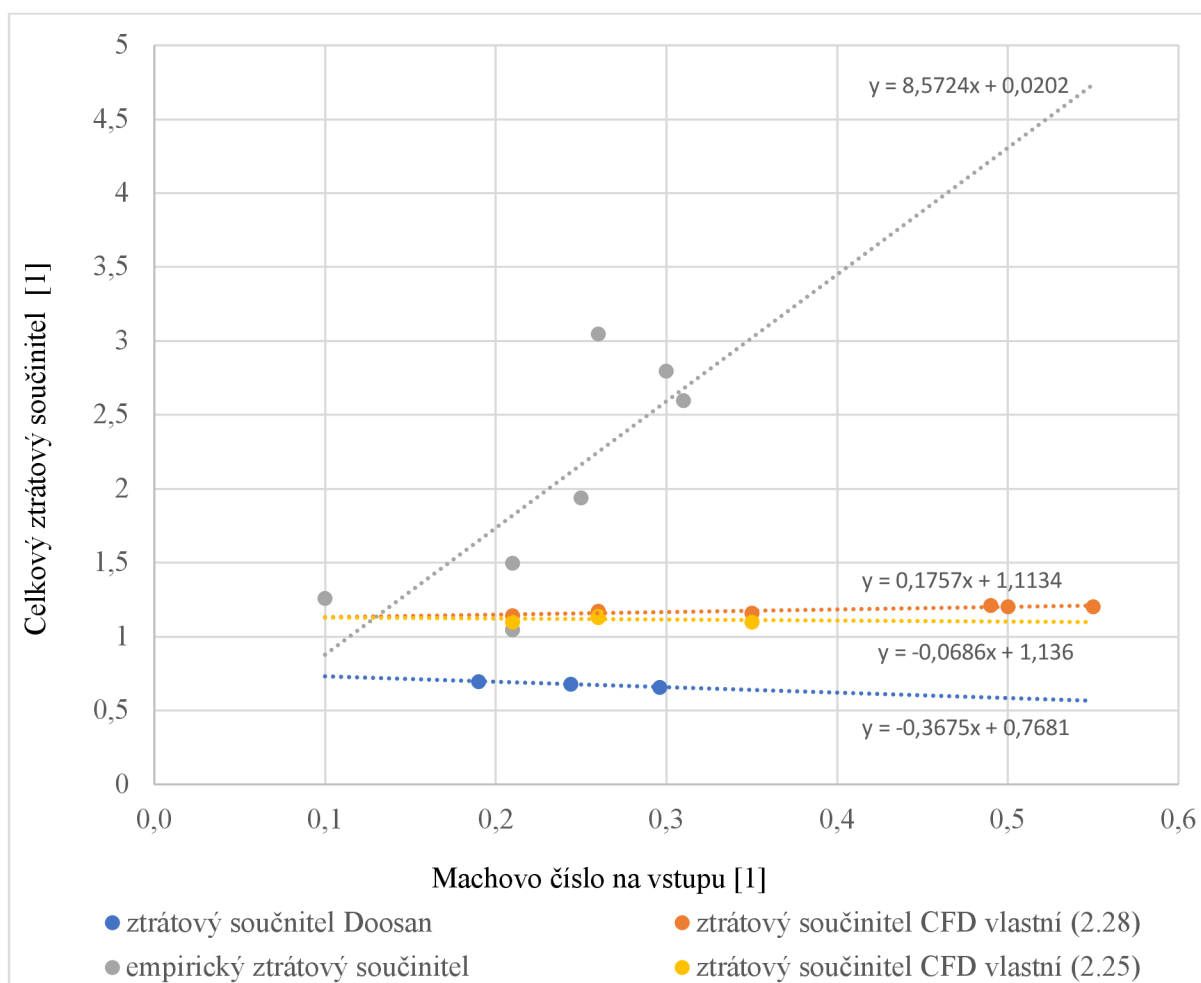
Výpočet	Machovo číslo na vstupu	Rychlost na vstupu	Celkový ztrátový součinitel (vz. 2.25)	Celkový ztrátový součinitel (vz. 2.28)	Statická tlaková diference
Označení [jednotka]	M_{in} [1]	$c_{in} \left[\frac{m}{s} \right]$	ζ_c [1]	ζ_c [1]	Δp_s [Pa]
hodnota (výp. A1)	0,35	139,6	1,10	1,16	569
hodnota (výp. B1)	0,26	106,4	1,13	1,17	400
hodnota (výp. C2a)	0,21	92,3	1,10	1,14	310
hodnota (výp. 1)	0,26	115,1	1,14	1,16	516,8
hodnota (výp. 2)	0,49	200,0	x	1,21	950,8
hodnota (výp. 3)	0,50	202,2	x	1,20	993,5
hodnota (výp. 4)	0,55	226,9	x	1,20	1197,6

Hodnoty celkových ztrátových součinitelů poskytnuté firmou Doosan jsou v tabulce 4.22. Průměrná hodnota je 0,68.

Tab. 4.22 Hodnoty celkových ztrátových součinitelů z Doosanu.

Výpočet	Machovo číslo na výstupu	Rychlost na vstupu	Celkový ztrátový součinitel
Označení [jednotka]	Ma_{in} [1]	c_{in} $\left[\frac{m}{s}\right]$	ζ_c [1]
hodnota (výp. A1)	0,30	133,8	0,66
hodnota (výp. B1)	0,24	110,9	0,68
hodnota (výp. C2a)	0,19	84,2	0,70

V grafu 4.2 jsou vyobrazeny hodnoty celkových ztrátových součinitelů v závislosti na Machově čísle na vstupu z empirického odhadu (tab. 4.20), vlastní simulace (tab. 4.21) i hodnoty ztrátových součinitelů ze simulace v Doosanu (tab. 4.22), které byly poskytnuty pro porovnání. Jednotlivé hodnoty byly proloženy lineární regresí pro lepší porovnávání včetně jejich vzorců.



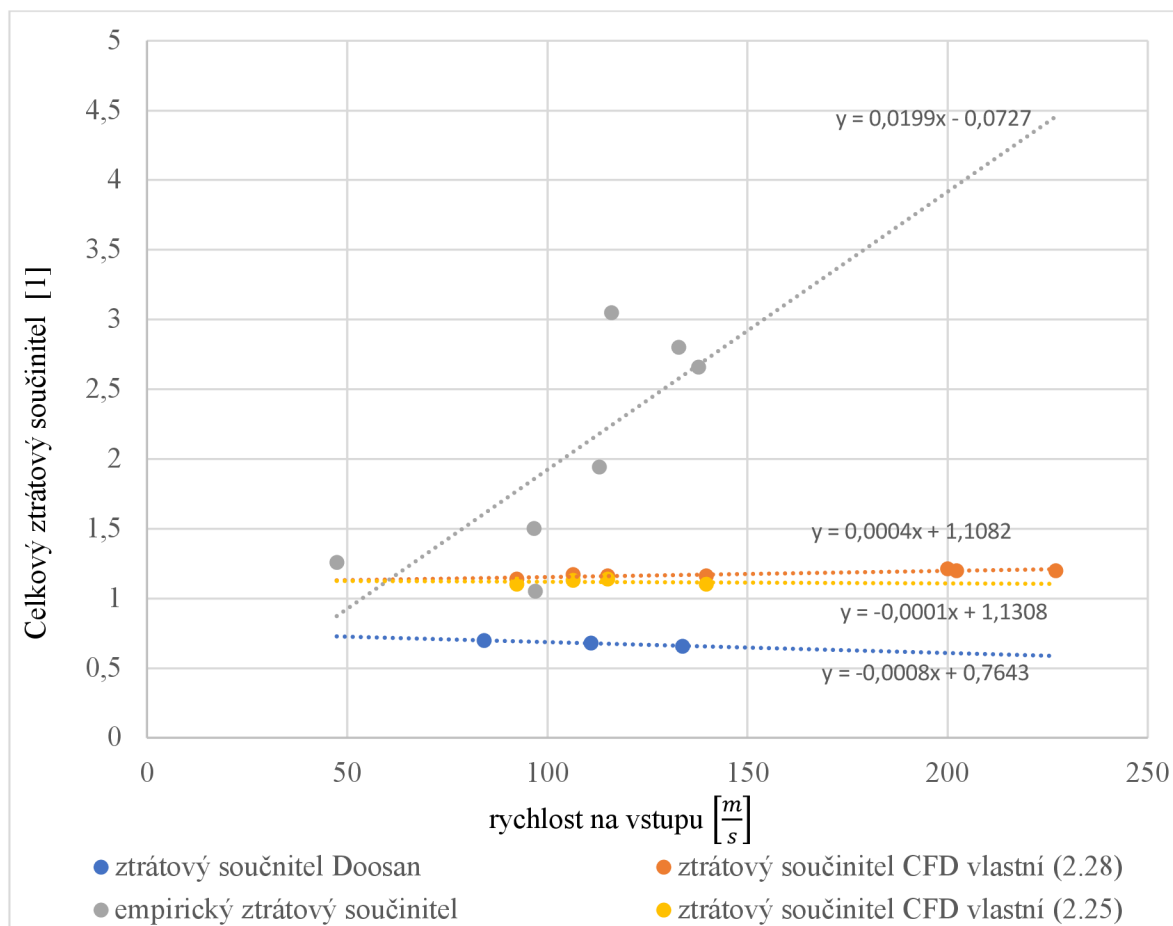
Graf 4.2 Závislost celkového ztrátového součinitele na Machově čísle na vstupu

Průměrná hodnota z vlastního CFD pro celkový ztrátový součinitel ze vzorce pro Machova čísla menší než 0,4 (vzorec 2.25) je 1,12. Průměrná hodnota z vlastní simulace pro celkový ztrátový součinitel ze vzorce 2.28 (i pro Machova čísla vyšší než 0,4) je 1,18. Průměr rozdílu mezi hodnotami z jednotlivých vzorců (2.25 a 2.28) je 0,04, což je zanedbatelná hodnota. Je tedy potvrzeno že nezáleží na výběru vzorce pro výpočet celkového ztrátového součinitele v doménách s prouděním, kde Machovo číslo je menší než 0,4.

Z grafu vyplývá, že hodnoty celkových součinitelů vlastní a Doosan jsou přibližně konstantní. Tendence hodnot celkového ztrátového součinitele z vlastního CFD (rovnice 2.28) je stoupající pod úhlem $0,8^\circ$ (rovnice pro lineární regresi je $y = 0,1757 x + 1,11$). Tendence hodnot celkového ztrátového součinitele z vlastního CFD (rovnice 2.25) je stoupající pod úhlem $0,3^\circ$. Průměrné hodnoty vlastního celkového ztrátového součinitele z rovnice 2.28 jsou vůči průměrné hodnotě z Doosanu posunuté o hodnotu 0,50. Tento rozdíl je zapříčiněný absencí statorových a rotorových lopatek před přírubou výstupního traktu u vlastní simulace. Následkem byly vyšší rozdíly v hodnotách rychlostí na vstupu a tím pádem i rozdílné hodnoty dynamických tlaků. Lineární regrese celkového ztrátového součinitele z Doosanu má klesající tendenci pod úhlem $1,65^\circ$. Dá se předpokládat, že je to z důvodu absence výpočtů proudění pro vyšší hodnoty Machových čísel.

Empiricky určené hodnoty celkového ztrátového součinitele mají výraznou stoupající tendenci. Lineární proložená regrese stoupá pod úhlem $38,6^\circ$. Hodnoty empiricky určených hodnot jsou nerelevantní vůči hodnotám ze simulací. To je z důvodu toho, že nezahrnují vnitřní geometrii a orientační zadaný průtok doménou použitý k výpočtu také úplně nesedí s hodnotami následně vypočtenými z CFD.

V grafu 4.š jsou vyobrazeny hodnoty celkových ztrátových součinitelů v závislosti na rychlosti na vstupu z empirického odhadu (tab. 4.20), vlastní simulace (tab. 4.21) i hodnoty ztrátových součinitelů ze simulace v Doosanu (tab. 4.22), které byly poskytnuty pro porovnání. Jednotlivé hodnoty byly proloženy lineární regresi pro lepší porovnávání včetně jejich vzorců.



Graf 4.3 Závislost celkového ztrátového součinitele na rychlosti na vstupu

Z grafu závislosti celkového ztrátového součinitele na rychlosti na vstupu vyplývá opět přibližně konstantní závislost. Tendence hodnot celkového ztrátového součinitele z vlastního CFD (rovnice 2.28) je stoupající pod úhlem $0,9^\circ$. Lineární regrese hodnot celkového ztrátového součinitele z vlastního CFD (rovnice 2.25) je klesající pod úhlem $0,2^\circ$. Lineární regrese celkového ztrátového součinitele z Doosanu má klesající tendenci pod úhlem $1,8^\circ$. Dá se předpokládat, že je to z důvodu absence výpočtů proudění pro vyšší hodnoty Machových čísel. Průměrné hodnoty vlastního celkového ztrátového součinitele z rovnice 2.28 jsou vůči průměrné hodnotě z Doosanu posunuté o hodnotu 0,50.

Závislost empirických celkových ztrátových součinitelů stoupá pod úhlem $44,8^\circ$. Z grafu opět vyplývá že hodnoty nejsou vůči reálným vypočítaným hodnotám z CFD relevantní.

5 Závěr

Cílem této práce bylo provést CFD simulaci proudění pro jeden výstupní trakt do ohříváku topné vody. Na začátek bylo zadáno provést empirický odhad tlakových ztrát pro výstupní trakt. Následujícím úkolem bylo převzít u uskutečněných experimentů na díle okrajové podmínky pro CFD simulace. Dalším úkolem bylo porovnat výsledky numerických simulací s výsledky experimentů a s empiricky stanovenou ztrátou.

Nejprve bylo nutné seznámit se s programem ANSYS Fluent a ANSYS Fluent meshing. V prvním kroku byl navržen výpočet pro jednoduchou geometrii ve tvaru trubky a byla vytvořena síť ve Fluent meshing pomocí polyhedrálních buněk. Následně byla provedena řada výpočtů v oblasti páry. Výpočty byly tři, první byl v oblasti přehřáté páry, druhá simulace byla se vstupní okrajovou podmínkou v přehřáté páře a výstupní okrajovou podmínkou v mokré páře, tedy přes mez sytosti. Třetí výpočet byl proveden v mokré páře. Byl proveden test nezávislosti sítě. Simulace se výborně shodovaly s hodnotami odečtenými nebo přepočítanými z tabulek.

Dalším krokem bylo empiricky určit ztrátového součinitele všech variant pro okrajové podmínky a orientační průtoky zadané z Doosanu. Po proložení jednotlivých výsledků v grafu v závislosti na Machově čísle vznikla stoupající lineární závislost.

Následně bylo nutno vytvořit síť výstupního traktu ve Fluent meshing. Geometrie výstupního traktu je velmi komplexní a složitá. Síť byla vytvořena pomocí polyhedrálních buněk. Síť výstupního traktu v této práci měla řádově méně buněk než síť firmy Doosan. To následně výrazně napomohlo ke snížení výpočetního času.

V samostatné CFD simulaci byly provedeny výpočty pro sedm variant. Nejprve se provedly tři simulace pro stejné okrajové podmínky jako měření a výpočty z Doosanu. Byly provedeny přepočty okrajových podmínek. Výsledky simulace se výborně shodovaly s výsledky z měření a CFD Doosanu a potvrdily správné nastavení vlastní CFD simulace. Byly vypočítány hodnoty ztrátových součinitelů ze dvou různých vzorců, jejichž výsledky si byly velmi blízké. Byla vypočtena statická tlaková ztráta výstupního traktu. Byla zjištěna skutečnost vyšších odchylek rychlostí na vstupu do výstupního traktu, která byla způsobena absencí statorových a rotorových lopatek před přírubou u vlastní simulace.

Po potvrzení správného naladění vlastní simulace byla následně provedena další série čtyř výpočtů s různými okrajovými podmínkami. Také byly vypočteny hodnoty ztrátových

součinitelů podle příslušných vzorců, které se požívaly na základě velikosti Machova čísla. Byl proveden výpočet statické tlakové ztráty a vyhodnocení velikostí dalších veličin.

V závěru bylo provedeno porovnání výsledků numerických simulací s výsledky experimentů a s empiricky stanovenou ztrátou. Byla určena průměrná hodnota celkového ztrátového součinitele 1,18 z univerzálního vzorce pro všechna Machova čísla. Ze vzorce pro Machova čísla menší než 0,4 byla vypočtena průměrná hodnota celkového ztrátového součinitele 1,12. Průměrná odchylka byla 0,04 a tímto byla potvrzena korelace mezi dvěma různými výpočty celkového ztrátového součinitele. Tendence hodnot ztrátových součinitelů byla lehce stoupající se stoupajícími Machovými čísly.

Také byl proveden rozbor empirického odhadu ztrátového součinitele. Výsledkem bylo, že při velké složitosti geometrie jsou výsledky hodně vzdálené realitě.

V závěru bylo také provedeno porovnání výsledků mezi CFD vlastním a z Doosanu. Jednotlivé lineární závislosti ztrátových součinitelů jsou přibližně konstantní. Rozdíl hodnot vlastního CFD oproti Doosanu je o 0,50, což bylo zapříčiněno absencí statorových a rotorových lopatek před přírubou u vlastní simulace.

Doporučení pro další práci by bylo zařadit statorové a rotorové lopatky před přírubu výstupního traktu. Přes to, že celkový tlak na vstupu je shodný, tak aktuální nastavení v sobě nezahrnuje nehomogenity rychlostního a tlakového pole.

Seznam literatury

- [1] FIEDLER, Jan. Parní turbíny: návrh a výpočet. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-2777-9.
- [2] MAYER, Jiří. Tepelné stroje a zařízení. 2. vyd. oprav. Liberec: Vysoká škola strojní a textilní v Liberci, 1975.
- [3] KADRNOŽKA, Jaroslav. Tepelné turbíny a turbokompresory. [1], Základy teorie a výpočtů. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-7204-346-3.
- [4] Teplárenské sdružení České republiky [<https://tscr.cz>]. [cit. 2021-09-21].
- [5] Engineering learn [<https://engineeringlearn.com>]. [cit. 2022-05-21].
- [6] JAROŠ, Michal a Josef ŠTĚTINA. Termomechanika. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2020. ISBN 978-80-214-5885-7.
- [7] ŠEN, Hugo. T-s diagram vody a vodní páry. Vysoké učení technické Brno: fakulta strojního inženýrství.
- [8] FERZIGER, Joel H. a Milovan PERIĆ. Computational methods for fluid dynamics. 3., rev. ed. Berlin: Springer, 2002. ISBN 3-540-42074-6.
- [9] ŠKORPÍK, Jiří. Ztráty v lopatkových strojích, *Transformační technologie*, 2009-11, [last updated 2018-10-27]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804- 8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/17.html>.
- [10] VRBKA, Martin, a Michal VEVERKA, Metoda končených prvků, ANSYS. Dostupné: <https://docplayer.cz/20837470-Metoda-konecnych-prvku-1-prednaska-uvod-martin-vrbka-michal-vaverka.html>
- [11] WILCOX, David C. Turbulence modeling for CFD. 3rd ed. La Cañada: DCW Industries, 2006. ISBN 978-1928729082.
- [12] HRUŠ, Tomáš. *Základy metody konečných prvků*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2005. ISBN 80-7083-896-5.
- [13] *DfR Solution* [online]. [cit. 2022-05-21]. Dostupné z: <https://www.dfrsolutions.com/blog/fea-proper-mesh-generation>
- [14] ANSYS [online]. [cit. 2022-05-21]. Dostupné z: <https://www.ansys.com>

- [15] Christophe Geuzaine, Jean-François Remacle. Gmsh: A 3-D finite element mesh generator with built-in pre- and post-processing facilities. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Wiley, 2009, 79 (11), pp.1309-1331. 10.1002/nme.2579 . hal-03406365.
- [16] JAHODA, M. Počítačová dynamika tekutin (CFD) [online]. [cit. 2022-05-21]. Dostupné z: <https://adoc.pub/hydrmechanicke-procesy-poitaova-dynamika-tekutin-cfd-uvod-.html>
- [17] Fortum [online]. [cit. 2022-05-21]. Dostupné z: <https://www.fortum.com/about-us/our-company/our-energy-production/our-power-plants/zabrze-chp-plant>
- [18] Doosan: Delivering cutting-edge turbine and generator technologies (product brochure). Dostupné z: <http://www.doosankodapower.com/download/pdf/SteamTurbineGenerators.pdf>
- [19] Doosan Škoda Power - interní technické zprávy.
- [20] J. H. Ferziger, M. Peric. *Computational Methods for Fluid Dynamics*, 3rd edition. Springer 2002. ISBN 3-540-42074-6
- [21] Ansys, Inc. ANSYS Fluent: Theory Guide. Release 2021 R2.
- [22] Ansys, Inc. ANSYS Fluent: User's Guide. Release 2021 R2.
- [23] PETŘÍKOVÁ, Markéta a Pavel KRYŠTŮFEK. *Tabulky a diagramy pro termodynamiku*. Vydání šesté. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2016. ISBN 978-80- 7494-272-3.
- [24] *Neutrium* [online]. [cit. 2021-09-21]. Dostupné z: <https://neutrium.net/fluid-flow/pressure-loss-in-pipe/>