



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV PROCESNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF PROCESS ENGINEERING

**PREDIKCE A EXPERIMENTÁLNÍ OVĚŘENÍ FUNKCE
DISTRIBUČNÍHO SYSTÉMU TYPU Z**

PREDICTION AND EXPERIMENTAL EVALUATION OF THE PERFORMANCE OF A Z-TYPE DISTRIBUTION SYSTEM

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jakub Polcsák

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Dominika Babička Fialová

BRNO 2021

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav procesního inženýrství
Student:	Bc. Jakub Polcsák
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Procesní inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Dominika Babička Fialová
Akademický rok:	2020/21

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

Predikce a experimentální ověření funkce distribučního systému typu Z

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce je zaměřena na výpočtovou predikci funkce trubkových distributorů typu Z, které jsou hojně užívané v procesních a energetických zařízeních. Přesnost predikcí zjednodušených analytických modelů i modelů využívajících pokročilé nástroje výpočtové dynamiky tekutin je ověřena pomocí dat z laboratorních testů prováděných na experimentálních trubkových distributorech při zadaných provozních podmínkách. Komplexní porovnání použitých výpočetních nástrojů umožňuje identifikovat vhodné přístupy pro konkrétní průmyslové úlohy.

Cíle diplomové práce:

- (1) Seznámit se s provedením a provozními podmínkami trubkových distribučních systémů typu Z v procesních a energetických zařízeních.
- (2) Pomocí modelů výpočtové dynamiky tekutin (CFD) a zjednodušených analytických modelů provést výpočtovou predikci funkce distribučních systémů.
- (3) Vyhodnotit data z laboratorních testů za účelem ověření přesnosti použitých výpočtových přístupů.
- (4) Provést diskuzi dosažených výsledků.

Seznam doporučené literatury:

ANSYS Inc. ANSYS Fluent User's Guide, Release 19.1. Canonsburg: ANSYS Inc., 2018.

BLEVINS, R.D. Applied fluid dynamics handbook. Malabar: Kreieger Publishing Company, 2003. ISBN 1-57524-182-X.

BAJURA, R.A. a E.H. JONES. Flow distribution manifolds. Journal of Fluids Engineering. 1976, 98(4), 654-665.

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

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Petr Stehlík, CSc., dr. h. c.
ředitel ústavu

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

Abstrakt

Účelom tejto práce bolo nájsť vhodnú výpočtovú metódu pre predikciu funkcie distribučných systémov v rámci návrhových výpočtov procesných a energetických zariadení. Konkrétne bola zameraná na opis distribúcie toku pracovnej látky v rozdeľovacom distribučnom systéme a kombinovanom distribučnom systéme typu Z (s hrdlami umiestnenými rovnobežne na opačných stranách systému). V práci boli využité analytické a CFD výpočtové nástroje validované dátami z prevedeného fyzikálneho experimentu. Pri CFD metóde bola predikcia delenia toku prevedená pre plnú 3D aj zjednodušenú 2D geometriu distribučných systémov typu Z. Prevedené analýzy ukázali, že predikcia funkcie distribučných systémov obdržaná analytickou aj numerickou cestou je dostatočne presná. Relatívny rozdiel medzi experimentálne a výpočtovo zistenými relatívnymi smerodajnými odchýlkami nepresiahol 9 %. Hlavnou nevýhodou 3D CFD analýzy, najmä vzhľadom na účel zamýšľanej aplikácie, to znamená zahrnutie distribučného modelu v systéme komplexného modelovania pre počítačový návrh zariadenia na prenos tepla, bol extrémne dlhý výpočtový čas. Analytické modely sa javia ako rozumný kompromis medzi presnosťou predikcie distribúcie toku a výpočtových časov.

Kľúčové slová

CFD, analytický model, fyzikálny experiment, distribúcia toku, distribučné systémy

Abstract

The purpose of this work was to find a suitable calculation method for predicting the function of distribution systems in the design calculations of process and energy equipment. In particular, it aimed at describing the distribution of the working fluid flow in a dividing distribution system and a combined Z-type distribution system (with nozzles located parallel to opposite sides of the system). Analytical and CFD calculation tools validated by data from the performed physical experiments were used in this work. In the CFD method, the prediction of the dividing flow was performed for full 3D and simplified 2D geometry of Z-type distribution systems. The carried-out analyzes show that the prediction of the distribution system function obtained by both analytical and numerical approaches is accurate enough. The relative difference between the experimental and computational relative standard deviations did not exceed 9 %. The main disadvantage of 3D CFD analysis, especially concerning the purpose of the intended application, i.e., the inclusion of a distribution model in a complex modeling system for the initial design of heat transfer equipment, was the extremely long computational time. Analytical models appear to be a reasonable compromise between the accuracy of the flow distribution prediction and the computational times.

Key words

CFD, analytical model, physical experiment, flow distribution, distribution systems

POLCSÁK, Jakub. Predikce a experimentální ověření funkce distribučního systému typu Z [online]. Brno, 2021 [cit. 2021-05-12]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132708>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav procesního inženýrství. Vedoucí práce Dominika Babička Fialová.

Prehlasujem, že som diplomovú prácu na tému *Predikcia a experimentálne overenie funkcie distribučného systému typu Z* vypracoval samostatne pod odborným vedením Ing. Dominiky Babičky Fialovej, a že všetky podklady sú uvedené v zozname použitých zdrojov.

V Brne dňa 21.5.2021

.....

Jakub Polcsák

Rád by som touto cestou poďakoval vedúcej diplomovej práce prof. Ing. Dominike Babičke Fialovej za cenné rady a odbornú pomoc pri vytváraní tejto práce. Poďakovanie taktiež patrí mojej rodine a priateľom za podporu počas štúdia.

Obsah

1	Úvod.....	1
1.1	Ciele práce	2
2	Opis distribučných systémov.....	3
3	Základný opis zvolených metód analýzy	9
3.1	Experimentálna metóda.....	9
3.1.1	Použité metódy merania prietoku.....	13
3.2	CFD metóda	15
3.2.1	Tvorba geometrie	16
3.2.2	Tvorba výpočtovej siete.....	16
3.2.3	Nastavenie simulácie	18
3.3	Analytická metóda	19
3.3.1	Zostavenie analytických modelov	19
4	Experimentálna metóda analýzy	22
4.1	Aditívna výroba prototypov.....	22
4.2	Meranie drsnosti.....	23
4.3	Zostavenie experimentov.....	24
5	CFD výpočtové modely	27
5.1	Optimalizácia siete a výpočtových postupov.....	29
5.1.1	Výpočtové siete	29
5.1.2	Nastavenie CFD simulácií.....	30
5.1.3	Stanovenie koeficientov poréznej prepážky	32
5.2	3D model distribučného systému typu Z.....	36
5.3	2D model distribučného systému typu Z.....	36
6	Analytický model	39
7	Vyhodnotenie	41
7.1	Výsledky.....	41
7.2	Diskusia.....	45
8	Záver	47
8.1	Budúce práce	47
	Zoznam použitých zdrojov	49
	Zoznam symbolov a skratiek	53
	Zoznam obrázkov	57
	Zoznam tabuliek.....	59

1 Úvod

Dizajn zariadenia pre rozdelenie vstupného hlavného prúdu média do viacerých menších rozvetvených prúdov, ktoré sa v ďalšej fázy spájajú a vytvárajú opäť jeden hlavný prúd (sútok prúdov) je úloha, s ktorou sa stretávame pri návrhu a spracovaní chemických alebo energetických zariadení. V chemickom a energetickom priemysle je využívaná paralelizácia toku média pomerne často z dôvodu ako je napríklad zvolená technológia výroby, alebo ekonomické faktory ako napríklad opätovné využívanie odpadného tepla.

Typické zariadenia, ktoré využívajú vlastnosti distribučných systémov a plnia funkciu výmeny tepla sú tepelné výmenníky. Teplo, ako jedna z hlavných ekonomických a ekologických položiek výrobnej prevádzky vyžaduje rozumné a efektívne zaobchádzanie. So zvyšujúcimi sa nárokmi na výnosnosť a ekológiu prevádzok priamo úmerne narastá aj potreba vylepšovať funkčnosť a efektivitu výmenníkov tepla.

Dôležitou úlohou distribučného systému, ktorá ovplyvňuje funkčnosť a efektivitu celého zariadenia, je zabezpečiť rovnaké prietoky média cez otvory hlavného kanálu, ktoré vedú do alebo z menších napojených potrubí. Rovnomerná distribúcia média môže byť zabezpečená, ak tlakové straty média budú konštantné po celej dĺžke hlavného kanálu. Na tlakových stratách média sa podieľajú efekty trenia a hybnosti, ktoré zásadne ovplyvňuje vstupná rýchlosť média (rýchlosť v mieste vstupu do hlavného kanálu) a geometria distribučného systému. Medzi základne geometrické parametre patria charakteristický rozmer, počet, usporiadanie, rozteč paralelných kanálov a rozmery hlavných kanálov.

Výsledkom nerovnomernej distribúcie média môže byť znížený prenos tepla alebo hmoty, zvýšený pokles tlaku, spätné miešanie, tvorba stagnačných zón alebo horúcich miest a iné tepelne vyvolané poruchy. Príklady nežiadúcich dôsledkov nerovnomerného toku je možné nájsť v početných štúdiách. Pawar a Maurya vo svojej práci [1] riešili numerickou metódou nerovnomernú distribúciu doskového výmenníku tepla z termodynamického a hydrodynamického hľadiska. Jiao a kol. [2], ktorí previedli experimentálne skúmanie nerovnomernej distribúcie prietoku v hlavných kanáloch doskového výmenníku tepla dokázali, že výkonnosť distribúcie toku sa účinne zvyšuje optimálnym návrhom konfigurácie hlavných kanálov.

Naopak v niektorých konkrétnych aplikáciách môže byť nerovnomerné rozdelenie prietoku pracovnej látky aj užitočné, ako je napríklad zacielenie toku tekutiny na horúce miesta elektronických čipov [3] alebo formovanie Gaussianoveho teplotného profilu na solárnom článku [4]. Obecne však prevláda snaha zmierniť nerovnomernosť rozdelenia pracovných látok v konvenčných zariadeniach na výmenu tepla.

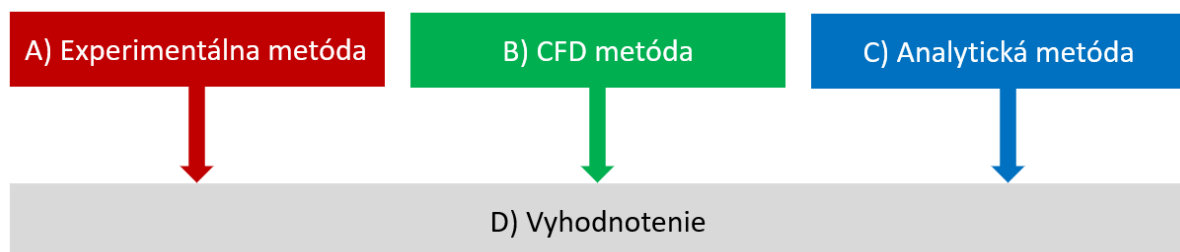
Prvé hrubé výpočty sa časom spresňovali a zdokonaľovali. Vznikali nové výpočtové metódy a boli vytvorené základy výpočtových metód, ktoré dodnes slúžia ako základ návrhových a kontrolných výpočtov tepelných výmenníkov. Pre finálny návrh sú v dnešnej dobe využívané presnejšie numerické modely, ktoré dokážu lepšie predvídať výpočtovú dynamiku tekutín, prípadne aj v kombinácii so štruktúrnou analýzou výmenníkov tepla (tzv. FSI analýza). Ako aj v minulosti tak aj v dnešnej dobe sa stále využívajú experimentálne metódy pre vyhodnotenie a porovnanie výsledkov s vypočítanými metódami.

1.1 Ciele práce

Hlavný cieľ diplomovej práce je výpočtová predikcia funkcie trubkových distribútorov typu Z pomocou rôznych výpočtových nástrojov, ktoré sú v závere komplexne porovnané. Hlavný cieľ práce je dosiahnutý pomocou čiastočných cieľov, ktoré sú rozdelené do šiestich kapitol. Menovito sa jedná o ciele:

- A. Previesť laboratórne testy a následne vyhodnotiť získané dáta.
- B. Pomocou modelov výpočtovej dynamiky tekutín (CFD) previesť výpočtovú predikciu funkcie distribučných systémov.
- C. Pomocou zjednodušených analytických modelov previesť výpočtovú predikciu funkcie distribučných systémov.
- D. Vyhodnotenie dosiahnutých výsledkov.

Najskôr sú predstavené jednoduché distribučné systémy v procesných a energetických zariadeniach, ich prevedenie a prevádzkové podmienky. Jednoduché distribučné systémy sú v práci rozdelené na štyri typy. Prvé dva typy (rozdeľovač, kolektor) sa líšia vo funkcií a druhé dva typy (vzniknuté kombináciou rozdeľovača a kolektora) vo vzájomnej orientácii vstupného a výstupného hrdla. Dôraz je kladený na správne opísanie chovania prúdiaceho média z fyzikálneho hľadiska pri jeho rozdeľovaní a následnom spájaní. Po krátkej teórii o distribučných systémoch nasleduje opis zvolených metód využitých pre výpočtovú a experimentálnu predikciu funkcie distribučného systému typu Z. Cieľom tejto časti je predstavenie jednotlivých modelovacích prístupov, t. j. experimentálneho prístupu, modelov výpočtovej dynamiky tekutín (CFD) a jednoduchého analytického modelu. V ďalších kapitolách sú postupne predstavené konkrétne postupy a výsledky riešenia pomocou zvolených metód. Následne je prevedená diskusia dosiahnutých výsledkov a vyhodnotenie presnosti použitých prístupov v porovnaní s experimentálnymi dátami. Postup práce a farebné odlíšenie výpočtových nástrojov je znázornený na nasledujúcom obrázku (obrázok 1).

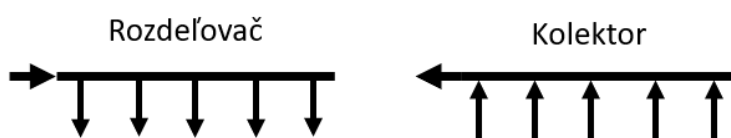


Obrázok 1 Postup práce a farebné odlíšenie výpočtových nástrojov

2 Opis distribučných systémov

Prvý distribučný systém riešený v tejto práci plní úlohu rozdeľovania hlavného prúdu média, preto bude ďalej označený ako rozdeľovací distribučný systém alebo rozdeľovač. V tomto systéme sa kvapalina približuje ku bodu vetvenia (bočné otvory), časť média je oddelená od hlavného prúdu v dôsledku tlakového rozdielu, zatiaľ čo zvyšná časť hlavného prúdu pokračuje v prúdení so zníženým prietokom, čo ovplyvní rýchlostné a tlakové pomery v rozdeľovači [5].

Druhý distribučný systém slúži ku spojeniu viacerých prúdov zo strany menších potrubí do hlavného prúdu. Jedná sa o spájací distribučný systém nazývaný kolektor. Jednotlivé prúdy sa skombinujú v bode vetvenia, pričom vytvoria hlavný tok a pokračujú v prúdení pozdĺž hlavného kanálu s narastajúcim prietokom. Uvedené typy distribučných systémov sú uvedené na nasledujúcom schematickom znázornení (obrázok 2).



Obrázok 2 Schematické znázornenie prúdenia média v distribučných systémoch

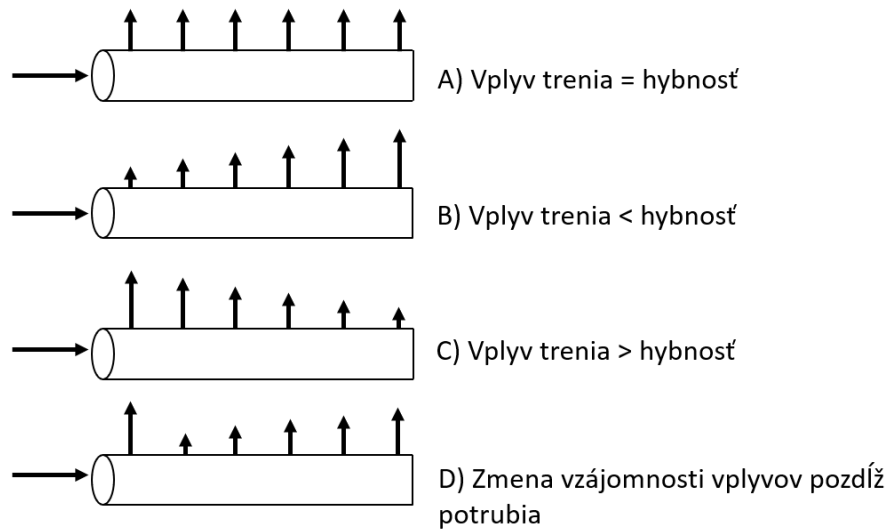
Obecne vznikajú rozdiely v tlaku média v hlavných kanáloch z dvoch príčin [6]:

1. Trenie média o vnútorný povrch hlavného kanálu vytvára pokles tlaku v smere prúdenia média.
2. Hybnosť hlavného prúdu média, ktorý vstupuje do hlavného kanálu má tendenciu prenášať médium smerom k jeho uzavretému koncu, kde sa vytvára pretlak.

Zmena prietoku v rozdeľovacom kanáli spôsobí nárast tlaku (efekt hybnosti) a trenie bude naďalej spôsobovať pokles tlaku. Podľa autorov Minochy a Joshiho [7] môžu nastať štyri rôzne scenáre pri rozdeľovaní hlavného prúdu (viď obrázok 3):

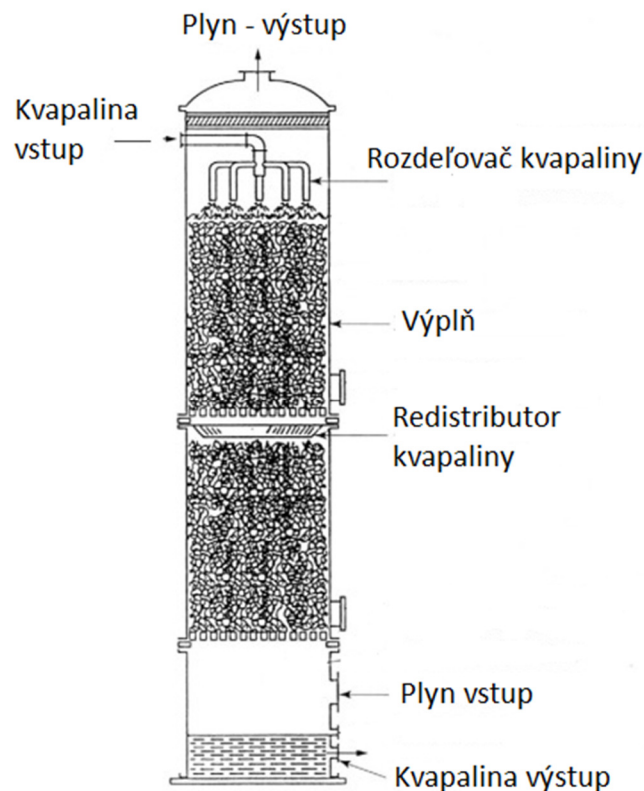
- A. Nastane rovnováha medzi efektom trenia a hybnosti, čo spôsobí rovnomerné rozdelenie hlavného prúdu média do menších potrubí.
- B. Efekt hybnosti bude dominantný, čo spôsobí postupné navyšovanie prietoku média v menších potrubíach.
- C. Efekt trenia bude dominantný, čo spôsobí postupné znižovanie prietoku média v menších potrubíach.
- D. Zmena dominancie daných efektov pozdĺž hlavného kanálu zapríčiní nerovnomerný pokles a nárast prietoku média menšími potrubiami.

Na rozdiel od situácie v rozdeľovačoch sa v kolektoroch efekty trenia a hybnosti navzájom posilňujú, keď sa tekutina z menších potrubí postupne spája v hlavný prúd. Oba efekty majú tendenciu znižovať tlak na otvorenom konci hlavného kanálu a zvyšovať tlak na jeho uzavretom konci. Dizajnér väčšinou potrebuje vedieť ako zachovať v rozdeľovači protichodné efekty trenia a hybnosti približne v rovnováhe, a taktiež ako odhadnúť kombinovaný efekt trenia a hybnosti v kolektory. [7]



Obrázok 3 Vplyv efektu trenia a hybnosti na veľkosť prietoku média menšími potrubiami [7]

Typickými príkladmi rozdeľovačov sú vzduchové chladiace jednotky, filtračné systémy vody. Tieto zariadenia nachádzajú svoje uplatnenie aj v náplňových absorpčných kolónach (zobrazené na obrázku 4). Čo sa týka systémov tvorených čisto kolektorom, sú typickým príkladom aplikácie na odstraňovanie spalín. Na obrázku 5 môžeme vidieť laserovú rezačku vybavenú inteligentným systémom odsávania.

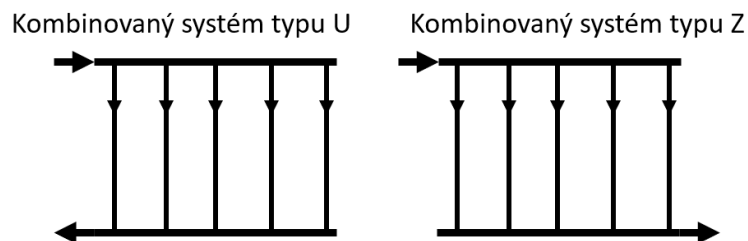


Obrázok 4 Využitie rozdeľovaču kvapaliny pri absorpčnej kolóne [8]



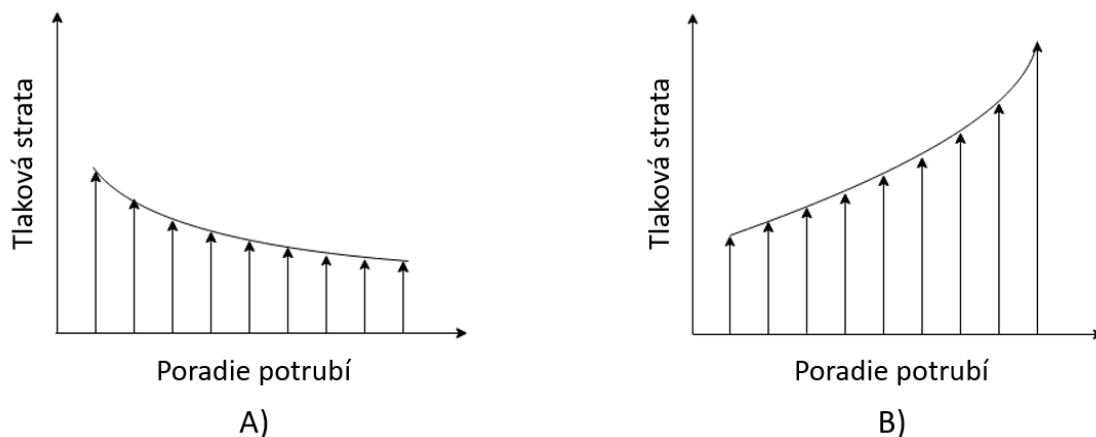
Obrázok 5 Pohľad na inteligentný systém odsávania spalin laserovej rezačky [9]

Kombináciu oboch systémov je možné vytvoriť kombinovaný distribučný systém, ktorého základné dva typy sú U (vstupne a výstupne hrdlo sú umiestnené rovnobežne na rovnakej strane systému) a Z (hrdlá sú umiestnené rovnobežne na opačných stranách systému). Uvedené typy kombinovaných distribučných systémov sú uvedené na nasledujúcom schematickom znázornení (obrázok 6).



Obrázok 6 Schematické znázornenie prúdenia média v kombinovaných distribučných systémoch

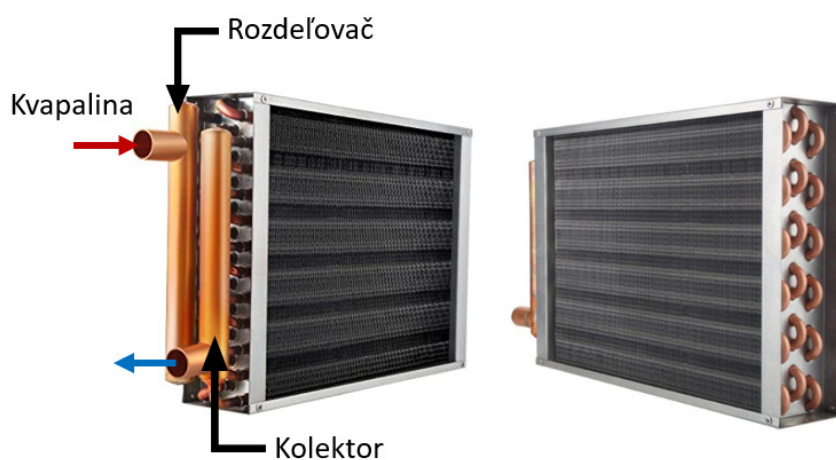
Rozdielna orientácia toku vo vnútri kombinovaných distribučných systémov typu U a typu Z (a teda aj rozdielnosť vzájomných vplyvov trenia a hybnosti) má za následok rozdielne tlakové pomery v týchto systémoch, z čoho jasne vyplýva taktiež rozdielna distribúcia média v jednotlivých potrubíach. Z nasledujúcej schémy na obrázku 7 je možné usúdiť, že najväčšie celkové tlakové straty vznikajú v oblasti, kde sa nachádza výstup zo systému. V tejto oblasti sú taktiež najvyššie prietoky média v trubkách. U oboch hlavných kanálov platia predošlé uvedené informácie – v rozdeľovači je tlak najnižší na vstupe a najvyšší na uzavretom konci, v kolektory je tlak najnižší na výstupe a najvyšší na uzavretom konci. [10]



Obrázok 7 Tlakové straty v trubkách kombinovaných distribučných systémov: A) typ U; B) typ Z.

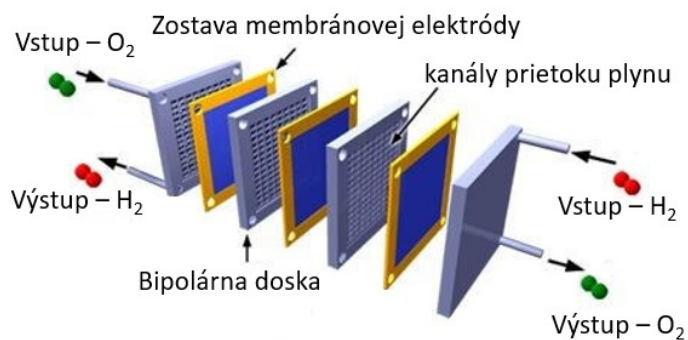
V tejto práci je venovaná pozornosť predovšetkým distribučnému systému typu Z. V nasledujúcom texte sú uvedené príklady jeho aplikácií v reálnom priemysle.

Kombinované distribučné systémy sú súčasťou rôznych teplovýmenných zariadení vrátane už zmiernených výmenníkov tepla. Na obrázku 8 je znázornené rozloženie toku typu Z u kompaktného výmenníku tepla vzduch – voda. V tomto rebrovanom rúrkovom výmenníku tepla, (ktorý slúži ako chladič cirkulujúcej vody alebo ohrievač vzduchu) prúd kvapaliny vstupuje do rozdeľovača a vplyvom čerpadla sa presúva z vrchnej pozície otvoru do spodnej uzavretej časti distribútora (axiálny pohyb tekutiny). Popri danom axiálnom pohybe sa tekutina presúva do vodorovných menších potrubí, ktoré sú vybavené vysokým počtom rebriev. Rebrá zaisťujú väčšiu plochu pre vedenie tepla, čo ma za následok, že kvapalina sa ochladzuje vzduchom intenzívnejšie. Po prechode trubkami sa menšie prúdy kvapaliny spájajú v kolektory a vytvárajú opäť jeden hlavný tok.

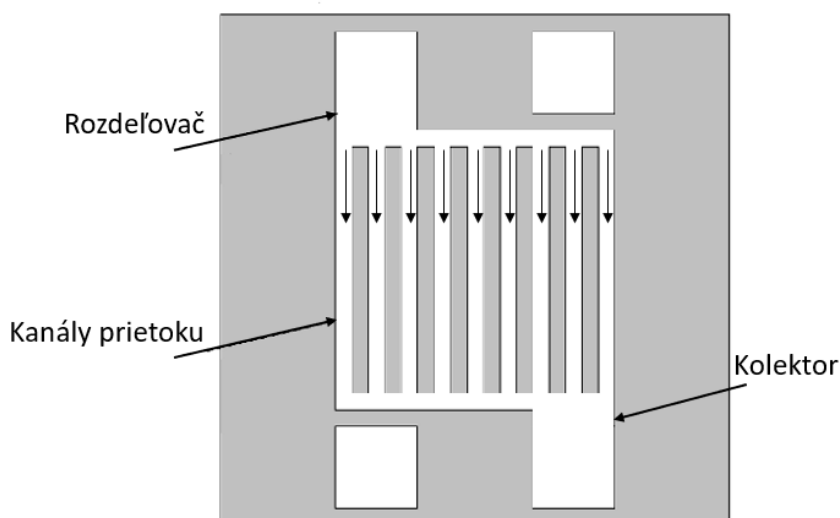


Obrázok 8 Rebrovaný rúrkový výmenník tepla [9]

Zaujímavé využitie kombinovaného distribučného systému je v palivových článkoch. Palivové články sú elektrochemické zariadenia, ktoré premieňajú chemickú energiu z reaktantov priamo na elektrinu a teplo. Jedným z najčastejšie používaných palív je čistý vodík. Princíp fungovania doskového palivového zásobníku, v ktorom je vodík využívaný ako palivo je ukázaný na obrázku 9. Vzhľadom k tomu, že vodík je využívaný ako palivo, je jediným odpadným produktom čistá voda. Problematikou distribúcie látky v palivových článkoch sa zaoberal Wang [11] vo svojej práci, v ktorej vytvoril analytický model založený na hmotnosti a hybnosti, ktorý je vhodný pre predikciu tlakových strát a distribúciu toku v konfiguráciách palivových článkov typu Z. Prietok takýmto systémom je znázornený v reze na obrázku 10.

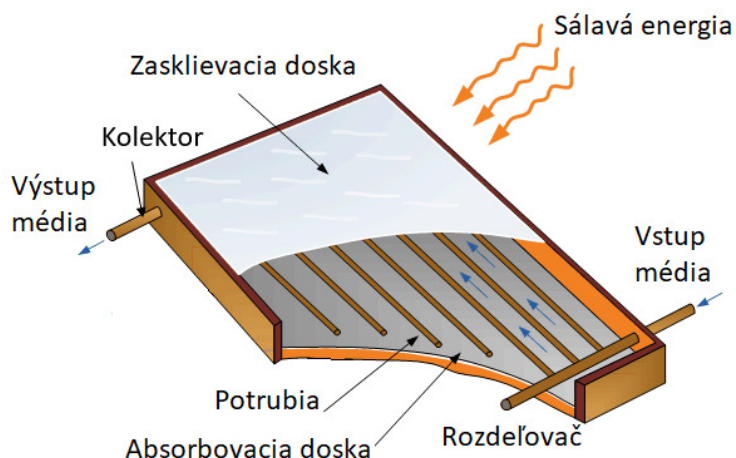


Obrázok 9 Pohľad na zásobník palivových článkov [12]



Obrázok 10 Bipolárna doska s kanálmi prietoku typu Z [13]

Jedným z najtypickejších využití Z systému je v rámci plochého solárneho kolektora. Jedná sa o výmenník tepla, ktorý premieňa sálavú slnečnú energiu zo slnka na tepelnú energiu. Energia absorbovaná tmavou absorbovacou doskou je ďalej prevedená do teplonosného média. Získané teplo sa následne využíva na ohrev vody v domácnosti na kúpanie, umývanie a kúrenie. Analýzu solárneho kolektora zhrnul napríklad Struckmann [14], ktorý spojil niekoľko najdôležitejších faktorov do jednej rovnice a tak formuloval matematický model, ktorý efektívnym spôsobom popisuje tepelný výkon plochého solárneho kolektora. Na nasledujúcom obrázku 11 je znázornený princíp fungovania typického plochého kolektora, v ktorom médium prúdi v kombinovanom distribučnom systéme typu Z.



Obrázok 11 Princíp fungovania plochého solárneho kolektora [15]

Ako je zrejmé z uvedených príkladov, distribučné systémy majú široký záber využitia v reálnom priemysle či už sa jedná o mikro aplikácie, alebo veľké konvenčné zariadenia ako sú výmenníky tepla. Zároveň, ako je zrejmé z obrázku 7 (str. 5) je distribúcia toku v Z systémoch prirodzene nerovnomerná, čo je vo väčšine prípadov nežiadúce. Pretože nie je vždy možné nerovnomernosť toku úplne eliminovať, je nutné ju aspoň dostatočne presne predvídať. Z tohto dôvodu má rozhodne zmysel zaoberať sa problematikou predikcie funkcie týchto distribučných systémov podrobne, s využitím rôznych výpočtových nástrojov.

3 Základný opis zvolených metód analýzy

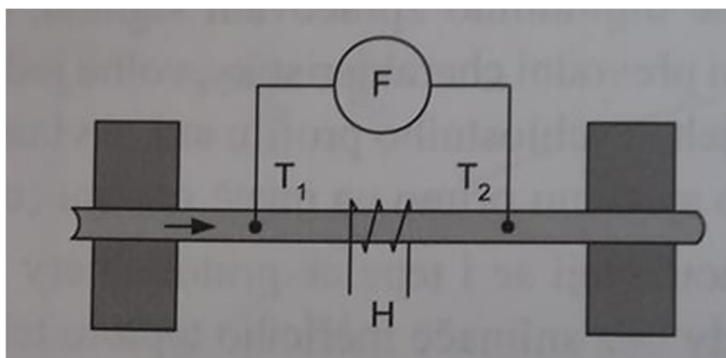
Predikcia funkcie trubkových distribútorov typu Z je prevedená experimentálnou metódou a výpočtovo pomocou detailných numerických CFD modelov a jednoduchého analytického modelu. Nasledujúca kapitola sa venuje opisu princípu a postupu zvolených metód analýzy.

3.1 Experimentálna metóda

Experimentálna metóda využíva meranie prietoku kvapaliny na predikciu funkcie trubkových distribútorov. Meranie prietoku kvapalín je v porovnaní s meraním prietoku plynov a pár oveľa jednoduchšie, pretože vo väčšine prípadov zahŕňajúc túto prácu je možné kvapalinu považovať za nestlačiteľnú. Existuje veľké množstvo princípov a prístrojov určených na meranie prietoku kvapaliny. Najobecnejšie rozdelenie merania prietoku kvapalín je na priame a nepriame [16]. Pre priame meranie prietoku sú využívané objemové a hmotnostné meradlá.

Objemové meradlá sú založené na priamom meraní objemu kvapaliny v čase v definovaných objemových priestoroch. Používajú sa pre kalibráciu iných prietokomerov alebo pri meraniach s nutnosťou veľkej presnosti [16]. Rozdeľujú sa na meradlá so spojitou a nespojitou činnosťou. U prietokomerov s nespojitou činnosťou je prietok určený ako prírastok objemu kvapaliny za určitý časový interval [16]. Pre malé objemy sú využívané kalibrované odmerné nádoby, pipety a pre väčšie objemy nádrže alebo zvonové kubikometre [17]. Spojité prietokomery obsahujú niekoľko odmerných priestorov, ktoré sa cyklicky plnia a vyprázdňujú tak, aby bol prietok spojitý a meraný plynule [16]. Týmto spôsobom sa kvapalina rozdelí na objemové časti, ktorých počet sa registruje zo signálov odvodených z priebehu procesu naplňovania a vyprázdňovania. Objemový prietok je určený počtom cyklov za jednotku času. Meradlá využívajúce daný princíp sú napríklad bubnové, oválové, turbínové atď. [16].

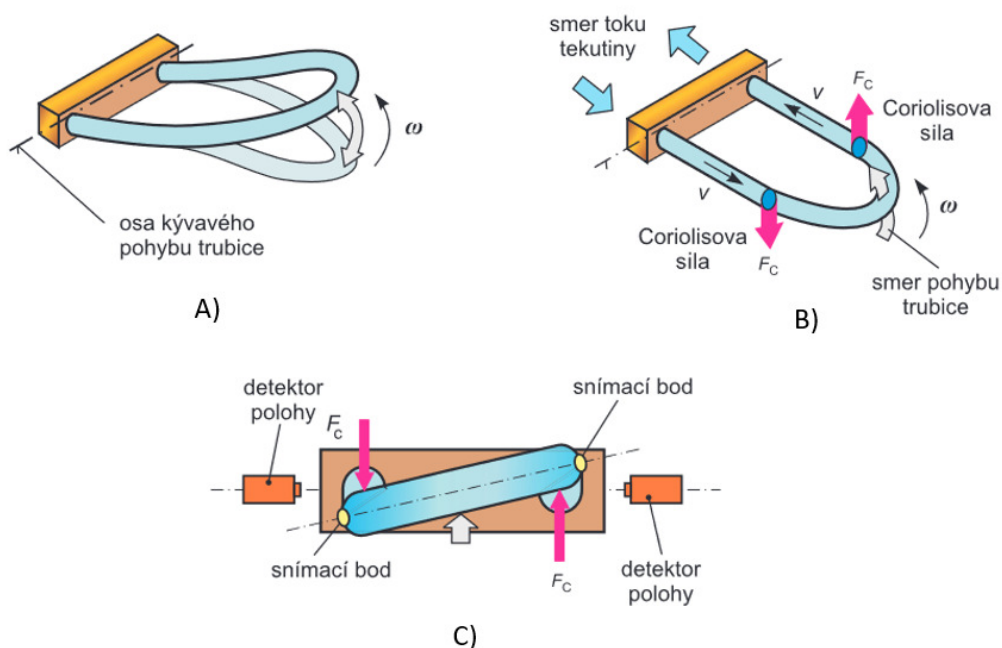
Priame meranie hmotnostného prietoku kvapaliny je prevádzané dvomi základnými spôsobmi, ktoré využívajú výmenu tepla (kalorimetrické prietokomery) a pôsobenie Coriolisovej sily (Coriolisov prietokomer). Kalorimetrické prietokomery obsahujú dva teplotné snímače a zdroj tepla, ktorý je umiestnený v strede prúdového profilu, ako je znázornené na obrázku 12. Teplota je snímaná pred a za týmto zdrojom tepla, pričom výsledný prietok tekutiny je určený z kalorimetrickej rovnice, v ktorej poznáme rozdiel teplôt a hodnotu dodaného tepla H_{in} . [16]



Obrázok 12 Schéma kalorimetrického hmotnostného prietokomeru [16]

Princíp Coriolisovho prietokomeru vychádza z definície vzniku Coriolisovej sily F_c , ktorá pôsobí na úsek trubice s kvapalinou (určitej hmotnosti m a rýchlosti prúdenia v), čo spôsobuje otáčanie trubice uhlovou rýchlosťou ω . Detekovaný fázový posun vertikálne rozkmitanej trubice (väčšinou v tvare písmena U), ktorý vznikne v dôsledku pôsobenia Coriolisovej sily, je potom úmerný hmotnostnému prietoku

kvapaliny trubicou. Fungovanie Coriolisovho prietokomeru s meracou trubicou tvaru U je znázornené na obrázku 13. [16]



Obrázok 13 Účinok Coriolisovej sily na meraciu trubicu tvaru U: A) Kmitajúca trubicu tvaru U bez prítoku kvapaliny; B) Pôsobenie Coriolisových síl pri prietoku pracovnej látky; C) Predný pohľad na deformovanú trubicu tvaru U [18]

Priamy postup merania nie je vždy vhodný pre priemyselné aplikácie (technológie), kde je potrebné merať a regulovať prietok kvapaliny, ale naopak je vhodný pre experimentálne štúdie, kde sa vyžaduje čo najpresnejšia metóda merania prietoku. V praxi sa preto často využíva aj nepriame meranie prietoku, pri ktorom je meraná niektorá fyzikálna veličina, ktorá má súvis s prietokom kvapaliny. Medzi základné nepriame metódy merania prietoku kvapaliny patria merania rozdielu tlaku pred a za primárnym prvkom prietokomeru a merania rýchlosti prúdenia kvapaliny. [16]

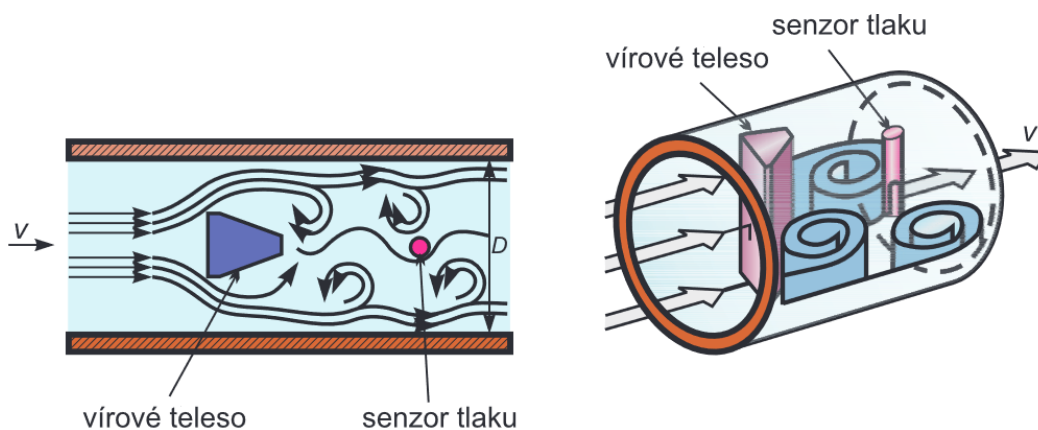
Väčšina prietokomerov v priemysle sa zakladajú na meraní tlakových pomerov. Vyznačujú sa jednoduchou konštrukciou, ale taktiež vyššou tlakovou stratou. Do tejto skupiny prietokomerov patria prietokomery so škrtiacim orgánom (napríklad clona, dýza, Venturiho trubica), s rýchlostnou sondou (Pitotova trubica, Prandtllova trubica), ďalej kolenový prietokomer, prietokomery s premenlivým priemerom ako napríklad plavákový prietokomer (viď detailnejší opis v kapitole 3.1.1) atď. [19]. K opisu tlakových pomerov v potrubí je využívaná Bernoulliho rovnica. Daná rovnica vyjadruje zákon zachovania mechanickej energie v ustálenom toku kvapaliny alebo plynu, z ktorého vyplýva, že tlak v pracovnej látke klesá pri náraste rýchlosti jeho prúdenia (statický tlak v tekutine klesá s nárastom dynamického tlaku) [16]. K tomuto javu dôjde, keď do potrubia, v ktorom prúdi pracovná látka, je vložená prekážka. Dynamický tlak (respektíve rýchlosť pracovnej látky) môže byť určený z rozdielu statických tlakov pred a za prekážkou alebo z rozdielu celkového tlaku a statického tlaku.

Zatiaľ čo medzi meranou tlakovou stratou a zisťovaným prietokom je závislosť kvadratická, prietok pracovnej látky závisí na meranej rýchlosti prúdenia iba lineárne [19]. Z tohto dôvodu poskytujú snímače založené na meraní rýchlosti prúdenia tekutiny presnejšie výsledky v porovnaní s prietokomermi, ktoré sú založené na meraní tlakových pomerov. Prietokomery založené na meraní rýchlosti prúdenia sa delia na štyri typy [19]:

1. turbínkové a lopatkové prietokomery;
2. vírové prietokomery;
3. elektromagnetické prietokomery (detailnejší opis nasleduje v kapitole 3.1.1);
4. ultrazvukové prietokomery.

Turbínkové a lopatkové prietokomery sú tvorené turbínkami s vhodne zakrivenými lopatkovými alebo skrutkovými rotormi, ktoré sa uvádzajú do otáčavého pohybu silovým účinkom prúdiacej pracovnej látky. Orientácia rotoru u lopatkových prietokomerov je kolmo ku smeru prúdenia kvapaliny a u turbínových prietokomerov (skrutkový rotor) je rotor orientovaný v smere prúdenia. Objemový prietok je určený počtom otáčok rotoru (frekvencia impulzov zo snímačov), ktoré sú snímané indukčným snímačom polohy. Najbežnejšie nachádzajú uplatnenie pri meraní prietoku vody. [16]

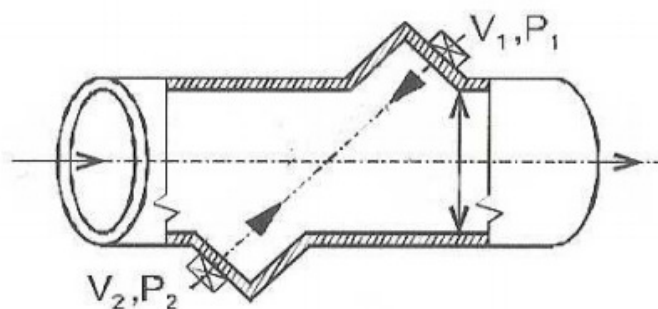
Vírové prietokomery využívajú prekážku neaerodynamického tvaru ku tvorbe tzv. Karmánových vírov. Tieto víry vznikajú za prekážkou, ktorú musí kvapalina obtečť, ako je znázornené na obrázku 14. Frekvencia vírov je priamo úmerná rýchlosti prúdenia pracovnej látky. Pre meranie frekvencie vírov sa využíva snímanie zmeny rýchlosti alebo tlaku, čo je následne prevedené na elektrický signál. [19]



Obrázok 14 Princíp fungovania vírového prietokomeru [20]

Ultrazvukové prietokomery používajú pre meranie rýchlosti prúdenia pracovnej látky v potrubí zmenu rýchlosti šírenia frekvencie ultrazvukového vlnenia. Ultrazvukové vlnenie je vysielané a prijímané ultrazvukovými meničmi umiestnenými na stenách potrubia, v ktorom prúdi pracovná látka, ako je znázornené na obrázku 15. Meniče pracujú v režime vysielacom (V_1, V_2) a prijímacom (P_1, P_2). Prúdenie pracovnej látky vyvolá zmenu rýchlosti ultrazvukového vlnenia úmernej priemetu vektoru rýchlosti pohybu pracovnej látky do vektoru rýchlosti ultrazvukového vlnenia. [16]

Výhody a nevýhody všetkých spomenutých prietokomerov sú zaznamenané v súhrnnej tabuľke 1.



Obrázok 15 Princíp fungovania ultrazvukového prietokomeru [16]

Tabuľka 1 Výhody a nevýhody základných prietokomerov [16]

Prietokomer	Výhody	Nevýhody
Objemové	+ Veľmi presné	– Veľké množstvo pohyblivých častí – Nevhodné pre znečistené kvapaliny, plyny – Spôsobujú tlakovú stratu
Hmotnostné	+ Priame meranie hmotnostného prietoku + Veľmi presné	– Vysoká cena
Škrtiaci orgán	+ Jednoduchá konštrukcia + Nízka cena + Široký rozsah použití + Vhodné pre väčšinu kvapalín + Dlhodobá overená metóda	– Nemeria od nulového prietoku – Nutný priamy úsek potrubí – Vyžadujú turbulentné prúdenie – Nezanedbateľná tlaková strata – Vplyv zmien hustoty, tlaku, teploty a viskozity
Rýchlostné sondy	+ Veľmi presné	– Jednorazové meranie – Zložitejšia inštalácia
Lopatkové	+ Veľký teplotný rozsah + Vhodné aj pre malé prietoky a veľké tlaky + Veľmi malá neistota a veľmi dobrá opakovateľnosť meraní	– Nevhodné pre kvapaliny s veľkou viskozitou – Viskozita sa nesmie meniť – Nutné priame úseky pred a za meradlom – Vhodné len pre čisté kvapaliny – Nemeria od nulového prietoku
Vírové	+ Bez pohyblivých častí + Jednoduchá inštalácia + Malé požiadavky na údržbu, dlhá životnosť + Priaznivá cena	– Nevhodné pre kvapaliny s veľkou viskozitou – Nevhodné pro merania malých prietokov – Nutné dlhé priame úseky pred a za meradlom – Vplyv vibrácií v potrubí
Elektromagnetické	+ Nevykazujú tlakové straty + Nezávislé na zmene viskozity, hustoty, tlaku a turbulencie + Vhodné aj pre meranie znečistených kvapalín a kalov + Merania v oboch smeroch + Žiadne pohyblivé časti	– Len pre elektricky vodivé kvapaliny – Väčšinou vyžadujú úplne zaplnené potrubie – Nutné správne uzemnenie snímačov – Problémy s usadzovaním nečistôt na elektródach – Vyššia cena
Ultrazvukové	+ Široký rozsah meraných prietokov + Vhodné aj pre veľké priemery potrubí + Žiadne pohyblivé časti + Nevykazuje tlakové straty + Rýchla odozva + Možnosť merať znečistené kvapaliny	– Neistoty meraní závislé na profile prúdenia – Potrubie musí byť úplne zaplnené – Zmeny teploty a hustoty ovplyvňujú ultrazvukový signál – Vyššia cena

3.1.1 Použité metódy merania prietoku

V prevedenom experimente boli využité dva typy prietokomerov. Merania vstupného prietoku do rozdeľovača bolo prevedené pomocou prietokového elektromagnetického prietokomeru IFM SM 8000 zobrazeného na obrázku 16. Meranie prebieha vďaka indukciám elektrického napätia U na elektródach pri pohybe vodivej kvapaliny (rýchlosťou v) v homogénnom elektromagnetickom poli. Permanentný magnet vytvára magnetické pole, ktoré prechádza potrubím a kvapalinou. Úsek potrubia medzi pólami magnetu musí byť z neferomagnetického materiálu. Na vnútornom priemeru potrubia D_{in} sú zabudované (kolmo na smer magnetických siločiar) dve elektródy pre snímanie indukovaného napätia [16].

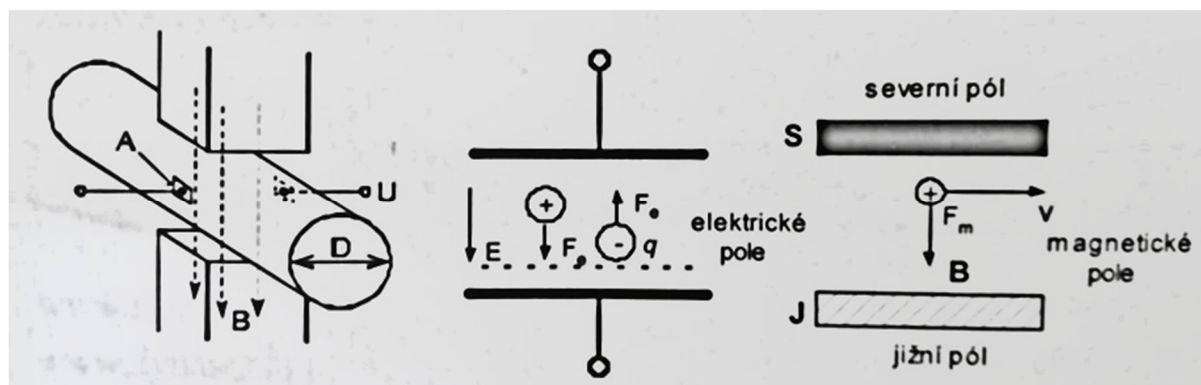
Princíp tejto metódy (graficky znázornenej na obrázku 17) vychádza z Lorentzovho zákona, kde na náboj q pohybujúceho sa v magnetickom poli (o indukcií B_m) pôsobí magnetická sila a zároveň aj elektrická sila v indukovanom elektrickom poli (o intenzite E) [16]. Pri rovnosti oboch síl je indukované napätie U určené nasledovne [16]:

$$U = v \cdot B_m \cdot D_{in} \quad (1)$$

Z nameraného napätia U je teda možné určiť rýchlosť pracovnej látky a následne jej prietok.



Obrázok 16 Indukčný prietokomer IFM SM 8000 určený na meranie vstupného prietoku [21]



Obrázok 17 Princíp fungovania elektromagnetického prietokomeru [16]

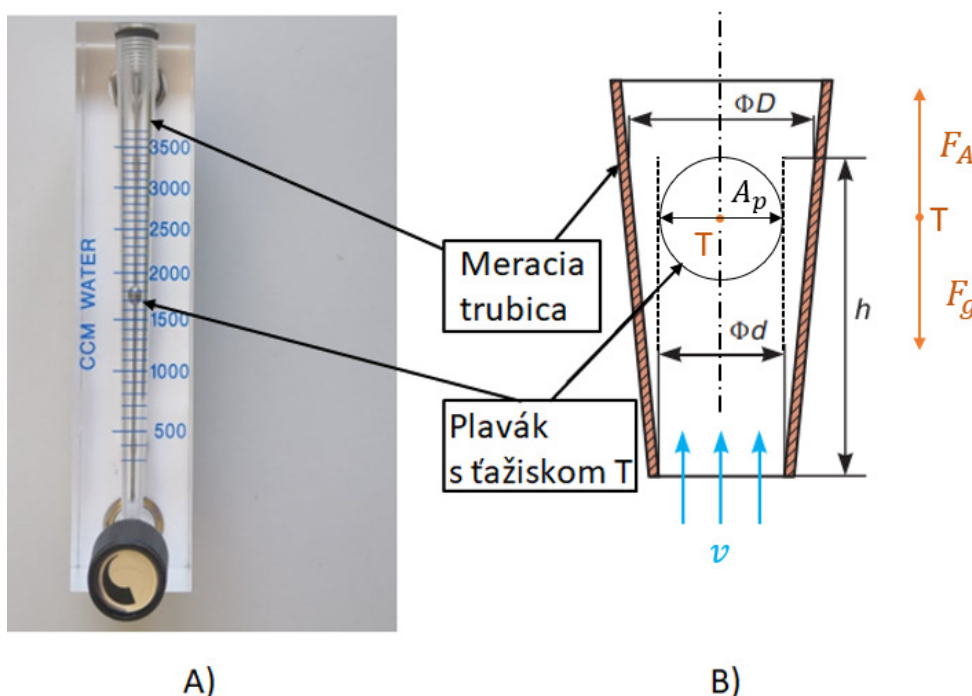
Pre experimentálne meranie prietoku v jednotlivých vetvách distribučných systémov bol použitý plavákový guľôčkový prietokomer FL-2052 [22] znázornený na obrázku 18A. Patrí do skupiny prietokomerov s meraním rozdielu tlaku pred a za primárnym prvkom prietokomeru s tým rozdielom, že pri ich činnosti zostáva tlakový rozdiel konštantný a rýchlosť prúdenia pracovnej látky vyvoláva zmenu polohy plaváku. Plavák tvaru guľôčky sa vznáša v pracovnej látke, ktorá prúdi v meracej trubici. Ako ukazuje obrázok 18B, ustálenie plaváku nastane v polohe (výške h) odpovedajúcej rovnováhe síl pôsobiacich

v smere prúdu a proti prúdu. Proti smeru prúdu pôsobí tiažová sila plaváku F_g a v smere prúdu pôsobí sila F_A , ktorá sa skladá zo vztlakovej sily F_v , sily vyvolanej dynamickým tlakom F_D na spodnú časť plaváku a sily tlakového spádu plaváku F_p . Z rovnováhy síl je možné vyjadriť rýchlosť pracovnej látky pred plavákom, následne je možné vyjadriť rýchlosť za plavákom z Bernoulliho rovnice. Objemový prietok medzikružia medzi plavákom a trubicou s uvažovaným koeficientom strát C_D je potom možné spočítať nasledovne [16]:

$$Q_m = C_D \cdot A_m \cdot \sqrt{\frac{2gV_p}{A_p} \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} - 1 \right)} = f(A_m), \quad (2)$$

kde A_m symbolizuje plochu medzikružia, A_p pričný priemet plaváku, g tiažové zrýchlenie, ρ_1 je hustota pracovnej látky, ρ_2 je hustota plaváku a V_p je objem plaváku.

Pre každú hodnotu objemového prietoku sa plavák ustáli vo výške h , aby plocha medzikružia odpovedala rovnici 2. Výška ustálenia plaváku je následne odčítaná zo stupnice na stene meracej trubice.



Obrázok 18 A) Fotografia plavákového guľôčkového prietokomeru FL-2052; B) Princíp fungovania plavákového prietokomeru

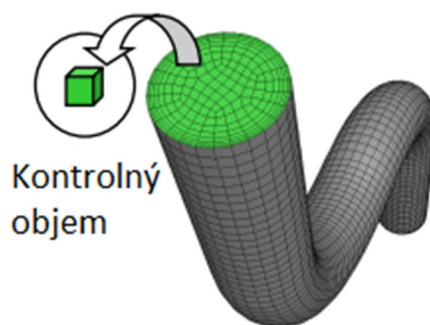
3.2 CFD metóda

Výpočtová dynamika tekutín sa zaoberá počítačovým simulovaním prúdenia tekutín. Hlavným cieľom je predikovať vektorové pole rýchlosti prúdenia (stacionárne alebo meniace sa v čase), avšak často je potrebné predikovať aj iné veličiny ako sú tlak (tlakové straty), teplota, prestup tepla a hmoty atď. Dynamika tekutín sa riadi transportnými rovnicami, ktoré riešia zákony zachovania hmotnosti, hybnosti a energie. [23]

Riešenie týchto parciálnych diferenciálnych rovníc je však veľmi zložité a okrem laminárneho prúdenia neviskózne tekutiny sa nedajú riešiť analyticky, preto sa používa numerické riešenie. Existujú tri hlavné numerické diskretizačné techniky [24]:

1. Metóda konečných diferenciálov (riešenia spojené s teplotným prenosom);
2. Metóda konečných prvkov (typické využitie pri výpočtoch napäťových charakteristík mechanických súčastí);
3. Metóda konečných objemov (turbulentné prúdenie);

CFD metóda je založená na metóde konečných objemov. Úlohou metódy je rozdeliť celú výpočtovú oblasť (objekt) na konečný počet malých objemových elementov (znázornené na obrázku 19). Na danej konečnej objemovej sieti sa riešia bilancie tokov pre každý objemový element (systém algebraických rovníc). Riešenie vyžaduje počiatočné a okrajové podmienky. [25]

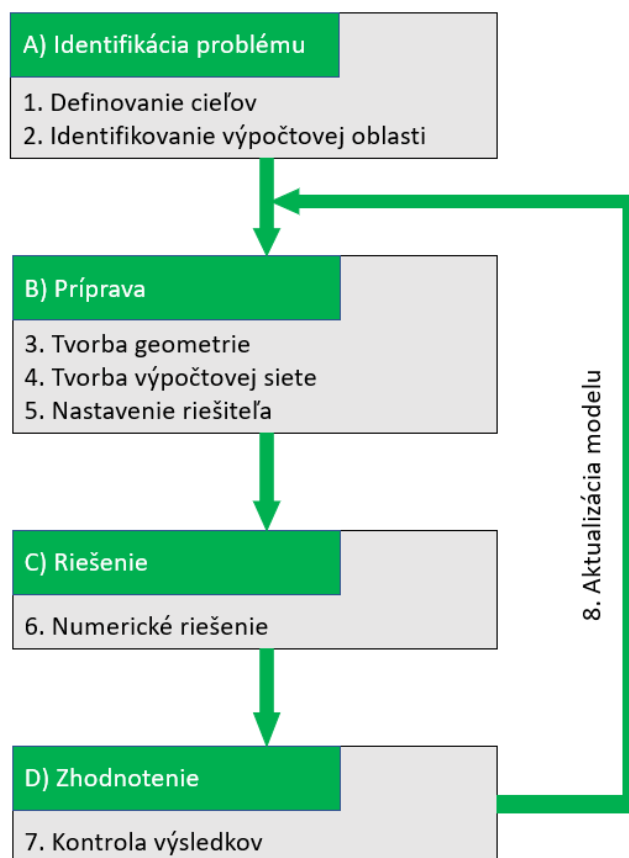


Obrázok 19 Oblasť prietoku potrubím diskretizovaná na konečný počet kontrolných objemov [25].

Na nasledujúcom obrázku 20 je znázornená bloková schéma pracovného postupu pri CFD analýze problému. Pre CFD analýzu bola použitá projektová platforma *Ansys Workbench* (2020 verzia R1), ktorá umožňuje prepájať viaceré softvéry. Menovito boli v tejto práci využité nasledujúce softvéry:

1. *Spaceclaim* (2020 verzia R1) pre tvorbu geometrií;
2. *Ansys Meshing* (2020 verzia R1) pre tvorbu výpočtových sietí;
3. *Ansys Fluent* (2020 verzia R1) pre tvorbu výpočtových simulácií;
4. *Ansys CFD-Post* (2020 verzia R1) pre vykreslenie výsledkov simulácií;

Pomocou programu *Ansys Fluent* je možné vytvárať pokročilé fyzikálne modely a analyzovať rôzne fenomény tekutín – všetko v prispôsobiteľnom a intuitívnom priestore. Tento softvér vyniká v oblasti pokročilých modelov turbulencie, spaľovania a viacfázového prúdenia.



Obrázok 20 Blokové schéma pracovného postupu CFD modelovania

3.2.1 Tvorba geometrie

Geometria objektu býva buď prevzatá z konštrukčného riešenia, alebo nanovo vytvorená podľa výkresovej dokumentácie. V prípade preberania geometrie objektu je potrebné najskôr vytvoriť inverzný objem zariadenia (predstavuje vnútorný objem zariadenia vyplnený prúdiacim médiom) v oblastiach, kde bude prevedená CFD simulácia a potlačiť objem pevných stien a následne pristúpiť ku zjednodušeniu a začisteniu vytvorenej geometrie. Začistenie geometrie je často dôležité, pretože v konštrukčných výkresoch sú prítomné detaily zariadenia, ktoré nemajú vplyv na výsledok simulácie prúdenia, ale ich zahrnutie môže výrazne ovplyvniť výpočtovú náročnosť výpočtu. Vo výslednej upravenej geometrii by mali byť všetky objemy spojené v jednu súčasť. Dôležité je poznamenať, aby nebolo zabudnuté zdieľať topológiu medzi objemovými časťami zariadenia, čím sa zaistí konformná výpočtová sieť (u ktorej nedochádza k tvorbe voľných uzlov na rozhraní sieťovaných objemov). Ak sa dodrží dané pravidlo, nemalo by dochádzať ku interpolácii výsledkov medzi sieťami, ktorá by mohla následne znižovať presnosť výsledkov.

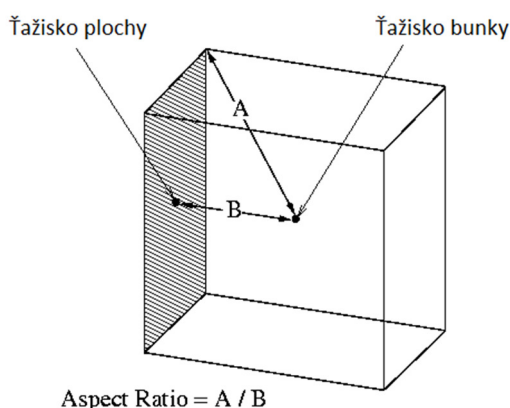
3.2.2 Tvorba výpočtovej siete

Správne vytvorená výpočtová sieť modelu je základným predpokladom správneho a konvergujúceho výpočtu. Základnou požiadavkou pre výpočtovú sieť je, aby boli dostatočne popísané oblasti vysokých gradientov jednotlivých veličín. Toho je možné dosiahnuť prostredníctvom jemnej výpočtovej siete v daných oblastiach, čo však kladie zvýšené nároky na hardware a dobu výpočtu. Výpočtové nároky je možné kompenzovať nerovnomernou hustotou siete, ktorá umožňuje vytvoriť dostatočne kvalitnú sieť a zároveň priateľnú dobu výpočtu aj na bežných kancelárskych počítačoch. Oblasti výskytu

vysokých gradientov sú určené pomocou fyzikálnych predpokladov alebo využitím predbežného CFD výpočtu na hrubšej sieti. Jeden z najdôležitejších gradientov, ktorý je nutné správne popísať výpočtovou sieťou je rýchlostná (a v prípade potreby aj teplotná) medzná vrstva u stien. Pri danom gradiente je nutné prihliadať ku použitým turbulentným modelom, prípadne stenovým funkciám a správne zvoliť veľkosť prvej bunky pri stene podľa doporučeného bezrozmerného parametru y^+ . Ak je našim cieľom čo najpresnejšie rozlíšenie, tak by sa v oblasti medznej vrstvy malo nachádzať minimálne 10 elementov kolmých na stenu s prvým elementom o veľkosti $y^+ < 1$. K stanoveniu vzdialenosti stredu prvého elementu od steny (y_P) je možné využiť kalkulátor, ktorý na základe charakteristických veličín prúdiaceho média (hustota ρ , dynamická viskozita μ , charakteristický rozmer, rýchlosť a cieľená hodnota y^+) vypočíta treciu rýchlosť média v_T pri najbližšej stene a z nasledujúcej rovnice (3) určí hodnotu y_P [26]. Pri konštrukcii výpočtovej siete väčšina generátorov sietí používa celkovú veľkosť bunky (y_H) namiesto vzdialenosti stredu bunky y_P od najbližšej steny. Navyše, skoro žiadny generátor siete nepracuje s parametrom y^+ , z tohto dôvodu je nutná kontrola hodnoty y^+ až po prevedení simulácie.

$$y_P = \frac{y^+ \cdot \mu}{v_T \cdot \rho} = \frac{y_H}{2} \quad (3)$$

Na zhodnotenie kvality vytvorenej siete existuje mnoho rôznych nástrojov, ktoré hodnotia napríklad pretiahnutie elementov (*aspect ratio*), skosenie elementov (*skewness*), alebo globálne hodnotenie ortogonalít. Skosenie je definované ako rozdiel medzi tvarom bunky a tvarom rovnostrannej bunky ekvivalentného objemu. Výrazne skosené bunky môžu znížiť presnosť a destabilizovať riešenie. Všeobecným pravidlom je, že maximálne skosenie pre elementy by nemalo presiahnuť hodnotu 0,95 a priemerná hodnota skosenia všetkých buniek by nemala prekročiť číslo 0,33 [27]. *Aspect ratio* je mierou natiahnutia bunky. Vypočíta sa ako pomer maximálnej hodnoty k minimálnej hodnote ktorejkoľvek z nasledujúcich vzdialeností: vzdialenosti medzi ťažiskom bunky a ťažiskami povrchov ku vzdialenosti medzi ťažiskom bunky a jej uzlami [27]. Pre jednotkovú kocku (obrázok 21) je maximálna vzdialenosť 0,866 a minimálna vzdialenosť 0,5, takže pomer strán je 1,732. Aby sme zachovali stabilitu energetického riešenia, maximálny pomer strán by sa mal udržiavať pod 35:1 [27]. Koncept sieťovej ortogonalít súvisí s tým, ako blízko sú uhly medzi susednými plochami prvkov (alebo hranami susedných prvkov) s určitým optimálnym uhlom (v závislosti od príslušnej topológie) [27]. Vplyv ortogonalít a skosenia na kvalitu bunky je znázornený na obrázku 22.



Obrázok 21 Výpočet pomeru strán pre jednotkovú kocku [27]

Miera skosenia bunky

Excelentná	Veľmi dobrá	Dobrá	Prijateľná	Zlá	Neprijateľná
0 – 0,25	0,25 – 0,50	0,50 – 0,80	0,80 – 0,94	0,95 – 0,97	0,98 – 1,00

Miera ortogonalita bunky

Neprijateľná	Zlá	Prijateľná	Dobrá	Veľmi dobrá	Excelentná
0 – 0,001	0,001 – 0,14	0,15 – 0,20	0,20 – 0,69	0,70 – 0,95	0,95 – 1,00

Obrázok 22 Kvalita bunky v závislosti na mierach skosenia a ortogonalita [28]

3.2.3 Nastavenie simulácie

Prvou úlohou pri nastavovaní výpočtu je určenie riešiteľa a fyzikálnych modelov nutných pre riešenie problému. Typ riešiteľa môže byť stacionárny (tokové vlastnosti média sú konštantné v čase) alebo nestacionárny (tokové vlastnosti média sa menia v čase) založený buď na tlaku alebo hustote pracovnej látky. Pre predbežnú analýzu je často výhodné zanedbať teplotnú rozťažnosť a stlačiteľnosť tekutín, pokiaľ nedochádza k výrazným zmenám teploty a tlaku vo výpočtovej oblasti. Obecne je vhodné prvý výpočet previesť v zjednodušenej forme a až následne pristúpiť ku zložitejším fyzikálnym modelom. [23]

Jedným z kľúčových aspektov modelovania prúdenia je klasifikácia typu prúdenia (laminárny alebo turbulentný režim), s čím súvisí aj voľba modelu prúdenia. Ak je prúdenie v turbulentnom režime, potom sú využívané turbulentné modely. Najznámejší je dvojrovnicový model turbulencie $k-\omega$ vytvorený Kolmogorovom [29] a model $k-\varepsilon$ vytvorený Launderom a Spaldingom [30], ktoré sa zakladajú na Reynoldsovom priemerovaní Navier–Stokesových rovníc (RANS). V súčasnej dobe sú ich najrozšírenejšie varianty *Shear Stress Transport (SST) $k-\omega$* vytvorený Menterom [31] a realizovateľný $k-\varepsilon$ odporúčaný Chenom a Sparrowom [32]. Pre laminárne prúdenie je využívaný jediný laminárny model prúdenia.

Po voľbe modelu prúdenia je nutné definovať materiálové vlastnosti (nie len pracovnej látky, ale aj napríklad stien, pokiaľ je modelovaný prenos tepla v zariadení) a zadanie okrajových podmienok. Voľba okrajových podmienok má zásadný vplyv na výsledky výpočtu. Pri stanovovaní ich hodnôt by bolo vhodné vychádzať predovšetkým z nameraných dát reálnej prevádzky, ktoré však nie sú vždy dostupné. V prípade novej technológie sa vychádza z návrhových parametrov.

Metóda riešenia by mala vychádzať z fyzikálnych modelov a taktiež by mala zohľadňovať typ výpočtovej siete. Pri voľbe schémy výpočtu sa zväčša volí buď schéma *simple*, alebo *coupled*. Schéma *simple* sa využíva pre väčšie úlohy, pričom nie je tak náročná na pamäť RAM ako schéma *coupled*. Výpočet jednej iterácie u schémy *coupled* trvá dlhší čas, ale zato je týchto iterácii menší počet ako oproti schéme *simple*. Vhodným príkladom využitia schémy *simple* je pri polyhedrálnej sieti, ktorá je už sama o sebe náročnejšia na používanie RAM pamäte, a preto je vhodná skôr pre jednoduchú geometriu. Schéma *coupled* sa typicky využíva pri výpočtoch rotačných strojov, ktorých výpočtová sieť je tvorená jednoduchšími tetrahedrálmi elementami (vhodnými pre zložitejšiu geometriu). Každopádne je v praxi nevyhnutné využiť diskretizáciu vyšších rádov pre všetky rovnice daných schém pre presnejšie výsledky simulácie. Pri problémoch s konvergenciou alebo s ustálením fyzikálnych veličín je vhodné previesť prvotné výpočty pomocou rovníc prvého radu a až následne prevádzať výpočet pomocou vyšších rádov. Po prevedenom výpočte je prevedená kontrola konvergencie výpočtu (rezíduá) a ustálenosť fyzikálnych veličín. Na záver výpočtu je potrebné vyhodnotiť celkové bilancie hmotnostného a energetického toku.

3.3 Analytická metóda

Daná kapitola popisuje postup analytického modelu pri predikcii rozdelenia toku v distribučných systémoch. Výsledný analytický model musí dostatočne presne postihnúť zmenu hybnosti tekutiny pri prechode distribučným systémom a zároveň taktiež vplyv trecích strát a miestnych odporov prvkov, ktoré sa v systéme vyskytujú a ovplyvňujú distribúciu média. Neexistuje jediné správne riešenie, ktoré vedie k rovnomernej distribúcii toku, čo mimo iné vyústilo taktiež vo väčšie množstvo rôznych prístupov k analytickým popisom.

Keller [33] stanovil zmenu rýchlosti pozdĺž rovnomerne perforovaných trubiek za predpokladu konštantného súčiniteľa trenia a súčiniteľa nárastu statického tlaku. Taktiež stanovil zmenu prierezu distribútora v smere toku média pre zaistenie rovnomernej distribúcie. Acrivos a kol. vo svojej práci [6] tvrdil, že nie je možné udržiavať tlak kvapaliny vo vnútri hlavného kanálu dokonale konštantný. Vytvoril matematický model výpočtu aplikovateľný na širokú škálu kombinácií rozmerov potrubí, rýchlosti a fyzikálnych vlastností kvapaliny, pri konštantnom priereze v hlavnom kanáli. Haerter rovnako uvažoval koeficienty konštantné, aj keď svojim experimentom [34] preukázal zmenu koeficientu nárastu statického tlaku po dĺžke prúdu. Výsledkom jeho práce bol profil statického tlaku po dĺžke distribútora pre krátke potrubia.

Wang vytvoril všeobecný analytický model [11] založený na zachovaní hmotnosti a hybnosti, ktorý rieši distribúciu toku a tlaku v distribučných systémoch palivových článkov typu Z, pričom daný model zohľadňuje trenie aj zotrvačnosť. V neskoršej práci [35] Wang taktiež vytvoril použiteľný analytický nástroj pre návrh distribúcie toku média v jadrových reaktoroch alebo v energetických kotloch. V tejto práci boli porovnané vplyvy sklonu hlavného kanálu, nasadenia cloniek a výstupkov potrubí na distribúciu toku. Správny sklon zlepšuje distribúciu prietoku, avšak ak je zvolený príliš veľký sklon, výsledky rozdelenia toku môžu byť horšie ako pri klasickom hlavnom kanáli s konštantným prierezom po celej dĺžke. Lepší spôsob pre dosiahnutie rovnomernejšej distribúcie je znížiť bezrozmerný koeficient strát tlaku pri otáčaní pre rozdeľovač $C_{T,1}$ pomocou vloženia cloniek alebo aplikácie výstupkov potrubí. García-Guendulain a kol. využili analytický model [36] (založený na zachovaní hmotnosti a hybnosti) pre skúmanie vplyvu pomerov celkových prierezových plôch a priemerov potrubí ku ploche a priemeru hlavného kanála na distribúciu prietoku a poklesu tlaku pracovnej látky v plochých solárnych kolektoroch. Presnosť ich matematického modelu bola overená experimentálnymi meraniami prevzatými z literatúry. Ako úplne zásadný je podľa týchto autorov pomer priemeru potrubia a hlavného kanála R_D a pomer celkovej prietokovej plochy potrubí a rozdeľovača A_r . Nadväzujúcim numerickým modelom hodnotili účinok nesprávnej distribúcie toku na prenos tepla v zariadení.

Z týchto poznatkov vyplýva, že analytické modely vychádzajú z geometrických parametrov distribučných systémov (väčšinou v bezrozmernej forme) a empirických súčiniteľov, ktoré sa väčšinou opierajú o prevedené fyzikálne experimenty.

3.3.1 Zostavenie analytických modelov

Zvolená analytická metóda na predikciu rozdelenia toku v distribučných systémoch vychádza z článku od Bajuri a Jonesa z roku 1976 [5], v ktorom autori riešili analytickým a experimentálnym spôsobom distribúciu prietoku média v štyroch základných distribučných systémoch, ktoré boli spomenuté v kapitole 2 (obrázky 2 a 6 na str. 3 a 5). Menovito sa jedná o rozdeľovač, kolektor, distribučný systém typu U (spätný chod) a distribučný systém typu Z (paralelný chod).

Matematický model popisujúci správanie prúdu u diskretného bodu vetvenia, je formulovaný z hľadiska zachovania hybnosti po celej dĺžke distribútora. Následne je matematický model rozšírený na

prípád nepretržite vypúšťaného/sacieho rovnomerne porézneho distribútora. Hodnoty prietokov a tlakov v hlavných kanáloch z vyššie uvedených konfigurácií sú získané z riešenia dvoch diferenciálnych rovníc prvého rádu zahŕňajúcich rýchlosť a tlakový rozdiel v hlavných kanáloch (množina rovníc tlaku a prietoku) alebo z riešenia nelineárnej štandardnej diferenciálnej rovnice druhého rádu, ktorá popisuje kontinuálny priebeh normalizovaného prietoku Q_N pozdĺž hlavného kanálu, teda rozdelenie pracovnej látky v distribučnom systéme (rovnica distribúcie toku). Rovnice sú vyvinuté v zovšeobecnených bezrozmerných formách, ktoré je možné aplikovať na každý zo štyroch distribučných systémov správnym definovaním príslušných bezrozmerných parametrov pre daný distribútor. Obecne je rovnica distribúcie toku zapísaná nasledovne [5]:

$$\frac{d^2}{dx^2} Q_N(x) \frac{d}{dx} Q_N(x) + \Phi_1 Q_N(x)^2 + 2\Phi_2 Q_N(x) + M_1 Q_N(x) \frac{d}{dx} Q_N(x) + M_2 \frac{d}{dx} Q_N(x) = \Phi_2 \quad (4)$$

V rovnici (4) x symbolizuje bezrozmernú vzdialenosť pozdĺž hlavného kanálu, Φ_1 , Φ_2 sú koeficienty celkových strát trením a koeficienty M_1 , M_2 opisujú zmeny hybnosti prúdiacej pracovnej látky. Hodnoty koeficientov závisia od druhu distribučného systému. Autori [5] vytvorili prehľad, v ktorom popísali určenie hodnôt koeficientov, ktoré sa vyskytujú v rovnici (4) pre zmienené typy distribučných systémov. Okrajové podmienky rovnice distribúcie toku (5) pre oba typy distribučného systému sú:

Tato práca je zameraná na rozdeľovač a distribučný systém typu Z, nižšie uvedená tabuľka 2 teda zahŕňa substitučne rovnice (5-8) len týchto dvoch systémov. nahradí koeficienty iba pre rozdeľovač a distribučný systém typu Z.

Tabuľka 2 Určenie koeficientov rovnice distribúcie toku [5]. Parametre indexovane číslom 1 značia hodnoty pre rozdeľovač, parametre indexovane číslom 2 značia hodnoty pre kolektor.

Koeficient	Rozdeľovač (a)	Distribučný systém typu Z (b)	Označenie rovníc
Φ_1	$\frac{A_r^2 f_1 L_1}{H 2D_1}$	$\frac{A_r^2}{H} \left[\frac{f_1 L_1}{2D_1} - \frac{f_2 L_2}{2D_2} \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^4 \right]$	(5a, 5b)
Φ_2	0	$\frac{A_r^2}{H} \left[\frac{f_2 L_2}{2D_2} \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^4 \right]$	(6a, 6b)
M_1	$\frac{A_r^2}{H} \theta_1$	$\frac{A_r^2}{H} \left[\theta_1 - \theta_2 \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^4 \right]$	(7a, 7b)
M_2	0	$\frac{A_r^2}{H} \theta_2 \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^4$	(8a, 8b)

Rovnice (5-8) obsahujú rôzne empirické koeficienty, ktorých významy sú nasledovné:

- D, L označujú geometrické rozmery jednotlivých častí distribučných systémov (L – dĺžky a D – priemery).
- A_r označuje pomer celkovej prietokovej plochy potrubí a rozdeľovača, teda $n \cdot A_3/A_1$.
- f je súčiniteľ dĺžkových strát v hlavnom kanáli vypočítaný aproximačným vzťahom podľa Churchill (21).
- θ_1 a θ_2 sú koeficienty korigujúce zmenu hybnosti pracovnej látky v rozdeľovači a kolektory. Ich hodnoty sú prebraté z práce Bajury a Jonesa [5], v ktorej boli stanovené experimentálne.
- H značí koeficient odporu potrubia; opis stanovenia hodnôt koeficientu odporu potrubia je prevedený v kapitole 6 (str. 38)

V tomto konkrétnom prípade je možné previesť ďalšie zjednodušenie substitučných rovníc pre distribučný systém typu Z (5b-8b) a to vďaka rovnakým hodnotám priemeru hlavných kanálov rozdeľovača a kolektora, t.j. $D_1/D_2 = 1$. Pre jednoduchosť budú v nasledujúcom texte označené geometrické rozmery rozdeľovača a kolektora L, D . Ďalej bude predpokladané, že rýchlostné pomery a dĺžkové straty sú v oboch hlavných kanáloch totožné (a teda aj súčiniteľ f). Zjednodušené substitučné rovnice (9-12) sú zapísané v tabuľke 3.

Tabuľka 3 Zjednodušenie koeficientov rovnice distribúcie toku pre distribučný systém typu Z

Koeficient	Distribučný systém typu Z	Označenie rovníc
Φ_1	0	(9)
Φ_2	$\frac{A_r^2 fL}{H 2D}$	(10)
M_1	$\frac{A_r^2}{H}(\theta_1 - \theta_2)$	(11)
M_2	$\frac{A_r^2}{H}\theta_2$	(12)

Vďaka substitučným rovniciam (9-12), môže byť obecná rovnica distribúcie toku (4) prepísaná osobitne pre rozdeľovač (13) a pre distribučný systém typu Z (14) nasledovne:

$$\frac{d^2}{dx^2} Q_N(x) \frac{d}{dx} Q_N(x) + \frac{A_r^2 fL}{H 2D} Q_N(x)^2 + \frac{A_r^2}{H} \theta_1 Q_N(x) \frac{d}{dx} Q_N(x) = 0 \quad (13)$$

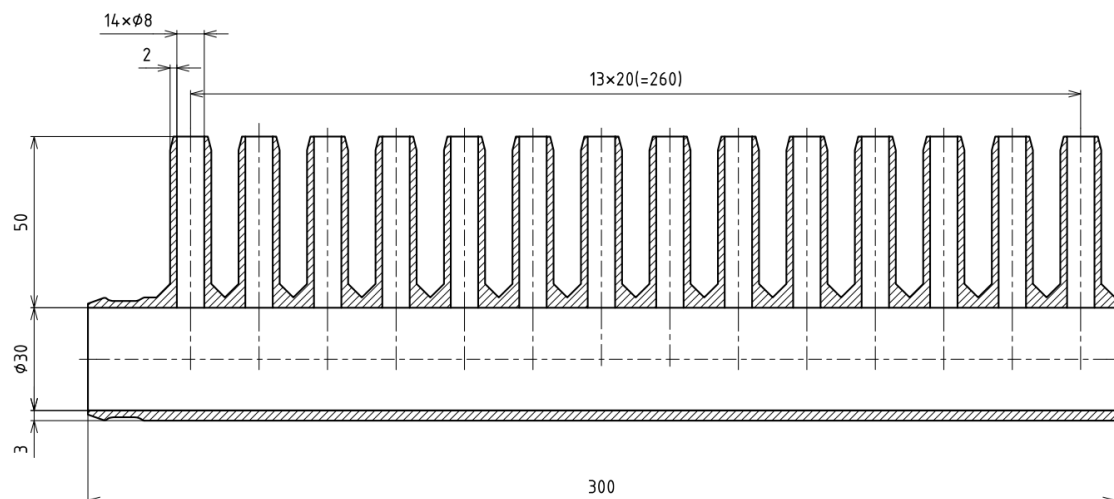
$$\frac{d^2}{dx^2} Q_N(x) \frac{d}{dx} Q_N(x) + 2 \frac{A_r^2 fL}{H 2D} Q_N(x) + \frac{A_r^2}{H} (\theta_1 - \theta_2) Q_N(x) \frac{d}{dx} Q_N(x) + \frac{A_r^2}{H} \theta_2 \frac{d}{dx} Q_N(x) = \frac{A_r^2 fL}{H 2D} \quad (14)$$

Okrajové podmienky rovnice distribúcie toku (5) pre oba typy distribučného systému sú:

$$Q_N(0) = 1, \quad Q_N(1) = 0 \quad (15)$$

4 Experimentálna metóda analýzy

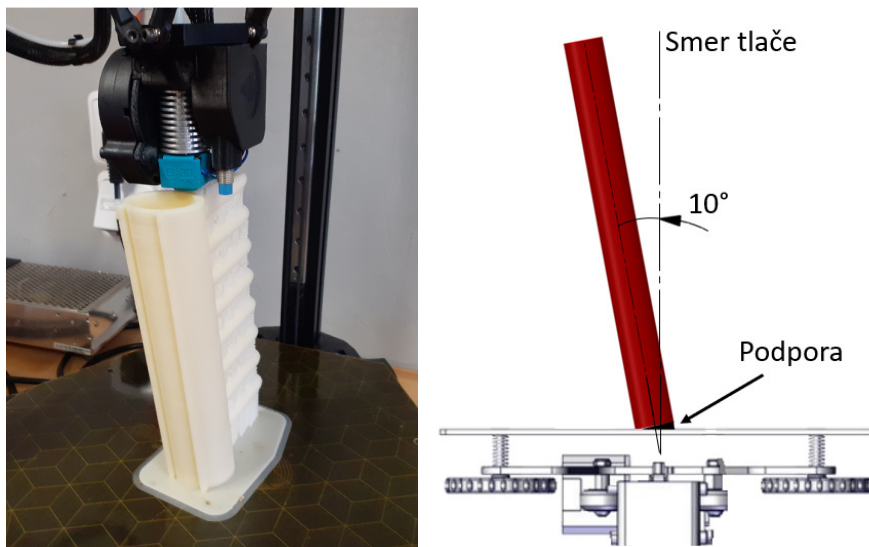
Vlastná experimentálna analýza bola prevedená na dvoch konfiguráciách rozdeľovacieho systému a jednej konfigurácii distribučného systému typu Z. Pre merania boli vyrobené rovnaké distribútori (rozdeľovač a kolektor pri systéme typu Z sú totožné). Distribútor pozostáva z hlavného cylindrického kanálu s vnútorným priemerom 30 mm, na ktorý sú napojené menšie potrubia pod pravým uhlom s vnútorným priemerom 8 mm a dĺžkou 50 mm. Ich celkový počet je stanovený na 14, pričom rozostupy medzi osami jednotlivých potrubí sú 20 mm. Geometria vyrobených distribútorov je znázornená na obrázku 23.



Obrázok 23 Geometria vyrobeného distribútora [37]

4.1 Aditívna výroba prototypov

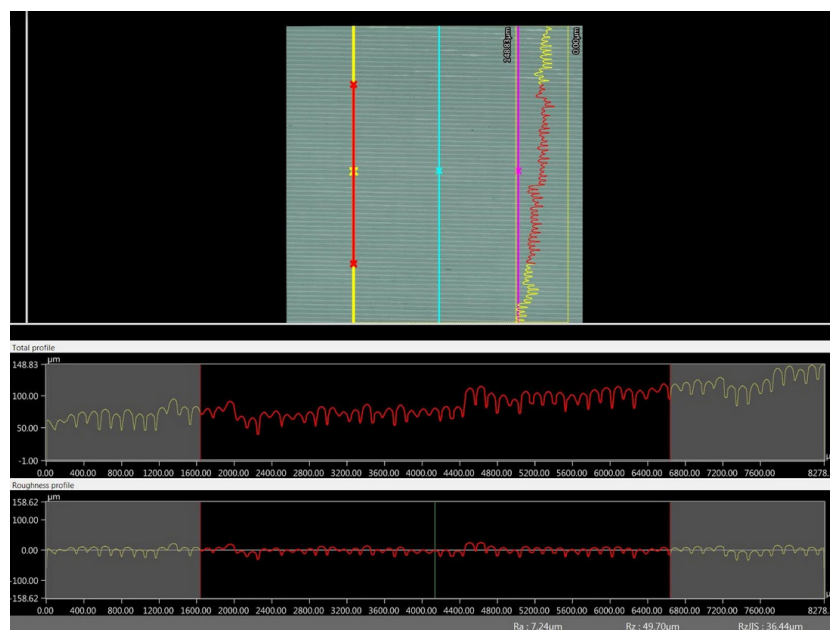
Výroba prototypov bola prevádzaná aditívnou technológiou FDM (*Fused Deposition Modelling*) z materiálu ABS (*akrylonitril-butadién-styrén*) pomocou prístroja DeltiQ XXL od firmy Trilab [38]. Táto tlačiareň dokáže tlačiť až do výšky 800 mm s priemerom tlače 250 mm, vďaka čomu je možné vyrobiť distribútor vcelku. Tlač bola prevádzaná vo vertikálnej polohe pod uhlom 10° medzi pozdĺžnou osou distribútora a smeru tlače, aby boli minimalizované nedokonalosti vnútorného povrchu, čo priaznivo ovplyvnilo kvalitu výtlačku. Výška vrstvy bola stanovená na 0,12 mm so stopercentnou výplňou pre zaistenie vodotesnosti, ktorá bola úspešne overená skúškou vodotesnosti (distribútor plne naplnený vodou po dobu troch hodín) [37]. Dĺžka tlače jedného distribútora bola približne 34 hodín. Po vytlačení boli odstránené podpory a opracované vnútorné priemery potrubí a hlavného kanálu pre zníženie ich drsnosti. Pribeh výroby distribútora a orientácia tlače sú znázornené na obrázku 24.



Obrázok 24 Priebeg výroby distribútora so znázornením orientácie tlačeneho telesa

4.2 Meranie drsnosti

Drsnosti hlavného kanálu a potrubí boli skúmane osobitne. Merania drsnosti boli uskutočnené pomocou digitálneho mikroskopu Keyence VHX-6000 [39], ktorého výsledky sú zobrazené na obrázku 25. Boli prevedené tri merania povrchu vzoriek hlavného kanálu a potrubí. Absolútne drsnosti povrchov R_z (maximálna výška ku hĺbke profilu v rozsahu jednej vzorkovacej dĺžky) boli získané ako priemerné hodnoty z meraní vzoriek, t.j. $R_z = 53,83 \mu\text{m}$ pre hlavný kanál a $R_z = 33,98 \mu\text{m}$ pre potrubia. Potrubia potrebovali pri tlači podporné konštrukcie kvôli svojej orientácii, preto sa očakávala horšia kvalita povrchu, avšak nameraná hodnota absolútnej drsnosti bola nižšia ako pre hlavný kanál, vďaka kvalitnému opracovaniu. Spojovacie hadice sú zo silikónu a polyuretánu s normalizovanou absolútnou drsnosťou $R_z = 1,5 \mu\text{m}$. Profilová čiara bola vždy pri meraní orientovaná kolmo voči vrstvám modelu distribútora, ako je to znázornené na obrázku 25.



Obrázok 25 Meranie drsnosti v hlavnom kanáli distribútora. Maximálna hodnota R_z pre zobrazené meranie bola o niečo nižšia ($49,7 \mu\text{m}$) ako priemerná hodnota ($53,83 \mu\text{m}$).

4.3 Zostavenie experimentov

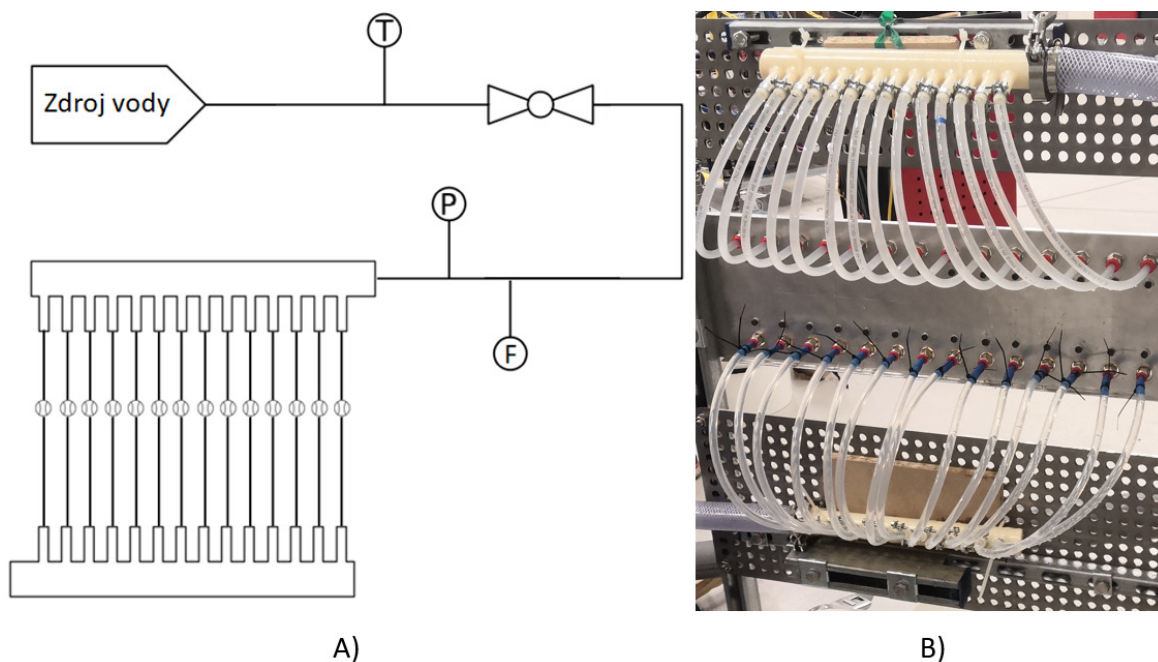
Jednotlivé konfigurácie pre rozdeľovač a distribučný systém typu Z sú odlišné geometriou potrubí (hadíc). Prvá konfigurácia (krátka) pre rozdeľovač pozostáva z distribútora, na ktorý sú napojené hadice o dĺžke 1,5 m o priemere 8 mm. Hmotnostný prietok v danej konfigurácii je meraní pomocou kumulatívneho prietoku. Druhá konfigurácia (dlhá) pozostáva z distribútora, na ktorý sú napojené hadice dĺžky 350 mm o priemere 8 mm, ku ktorým sú napojené meradlá prietoku (pre každú hadicu jedno meradlo) cez spojovací diel s dĺžkou 60 mm a priemerom 6 mm. Z meradla následne vychádza hadica dĺžky 1,5 m o priemere 8 mm. Pre distribučný systém typu Z je konfigurácia obdobná ako u dlhej konfigurácii rozdeľovača s tým rozdielom, že hadice vychádzajúce z meradla majú dĺžku 400 mm a na ich koncoch sa spájajú s kolektorom.¹

Na obrázku 26A je znázornené zapojenie celej experimentálnej zostavy pre distribučný systém typu Z na zjednodušenom diagrame potrubia a prístrojového vybavenia (P&ID), v ktorom meradlo teploty prúdiacej vody Sensit PTS 360 umiestnené pred ventilom, je označené ako T , meradlo vstupného prietoku IFM SM 8000 je označené písmenom F , za ktorým sa nachádzalo meradlo tlaku vody v potrubí IFM PN 2594 (značka P). Meranie prietokov v jednotlivých vetvách distribučných systémov (viď schematická značka zakreslená v obrázku 26A) bolo prevádzkané pomocou guľôčkových prietokomerov FL-2052. Na obrázku 26B je vytvorená fotografia zapojenia potrubí. Všetky prístroje použité na meranie fyzikálnych veličín experimentu sú zaznamenané v tabuľke 4, v ktorej sú obsiahnuté rozsahy prevádzkových podmienok pri všetkých meraniach a neistoty daných meradiel.

Tabuľka 4 Prehľad meraných veličín a použitých meracích prístrojov

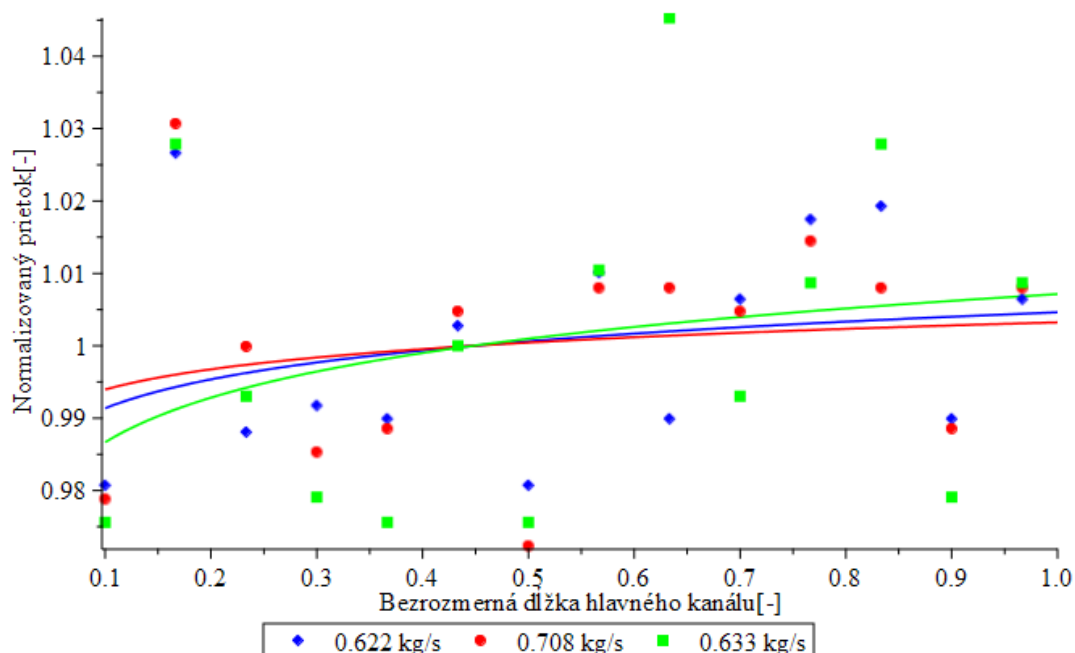
Fyzikálna veličina	Prevádzkové podmienky	Meracie prístroje	Neistota
Teplota vody	9,47 – 15,99 °C	Sensit PTS 360	± 0,365 °C
Tlak okolia	97,46 – 97,51 kPa	COMET T2114	± 0,15 kPa
Tlak vody	30,00 – 64,00 kPa (g)	IFM PN 2594	± 2,00 kPa
Vstupný prietok	31,75 – 44,73 l/min	IFM SM 8000	± 0,86 l/min
Prietok v potrubí	1,80 – 3,60 l/min	FL-2052	± 0,102 l/min

¹ Konfigurácie sú graficky znázornené v kapitole 5 na obrázkoch 30 a 31 (str. 27 a 28).

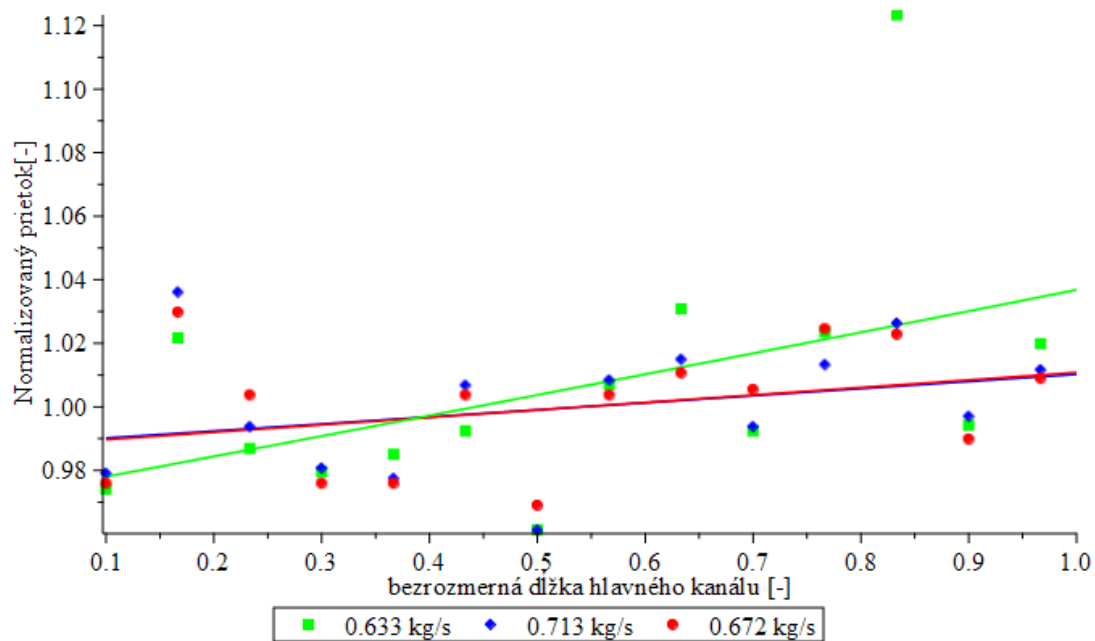


Obrázok 26 A) Zjednodušené P&ID schéma distribučného systému typu Z s prietokomerami; B) Fotografia pri meraní jednotlivých prietokov v hadiciach distribučného systému typu Z.

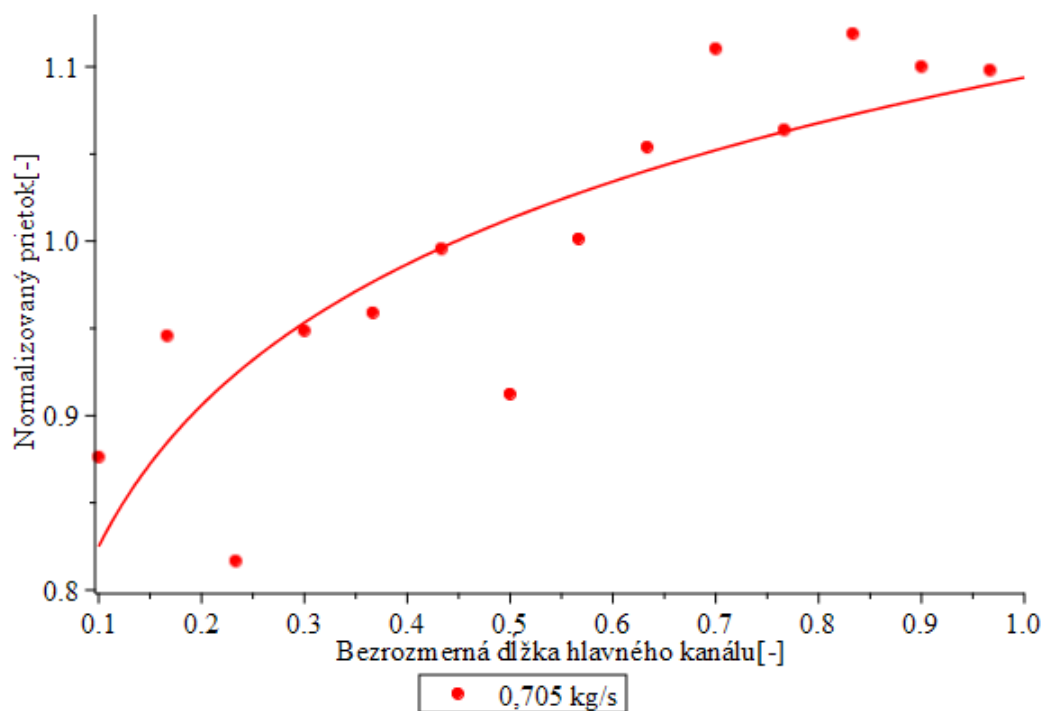
Celkovo boli prevedené tri merania s rozdielnymi vstupnými prietokmi pre dlhú konfiguráciu rozdeľovača a distribučný systém typu Z s prietokomerami. Dáta kumulatívneho prietoku rozdeľovača s krátkou konfiguráciou boli prebraté z článku od Fialovej a Jegli [37]. Na nasledujúcich obrázkoch 27 a 28 sú graficky zaznamenané dáta z meraní prietokov v jednotlivých vetvách distribučných systémov, ktoré boli preložené logaritmickou spojnicou trendu pre konfigurácie rozdeľovačov a exponenciálnou spojnicou trendu pre distribučný systém typu Z. Na obrázku 29 sú dáta z merania kumulatívneho prietoku rozdeľovača.



Obrázok 27 Experimentálne normalizované prietoky v potrubíach rozdeľovača s prietokomerami s rozdielnymi vstupnými prietokmi



Obrázok 28 Experimentálne normalizované prietoky v potrubíach distribučného systému typu Z s prietokomermi s rozdielnymi vstupnými prietokmi



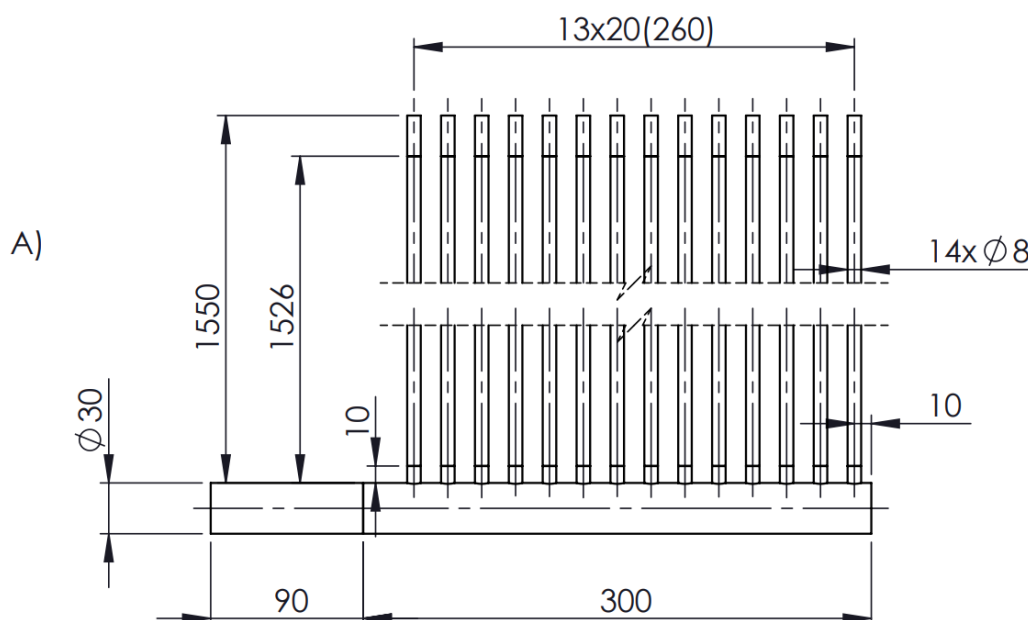
Obrázok 29 Dáta kumulatívneho prietoku rozdeľovača s krátkou konfiguráciou [37]

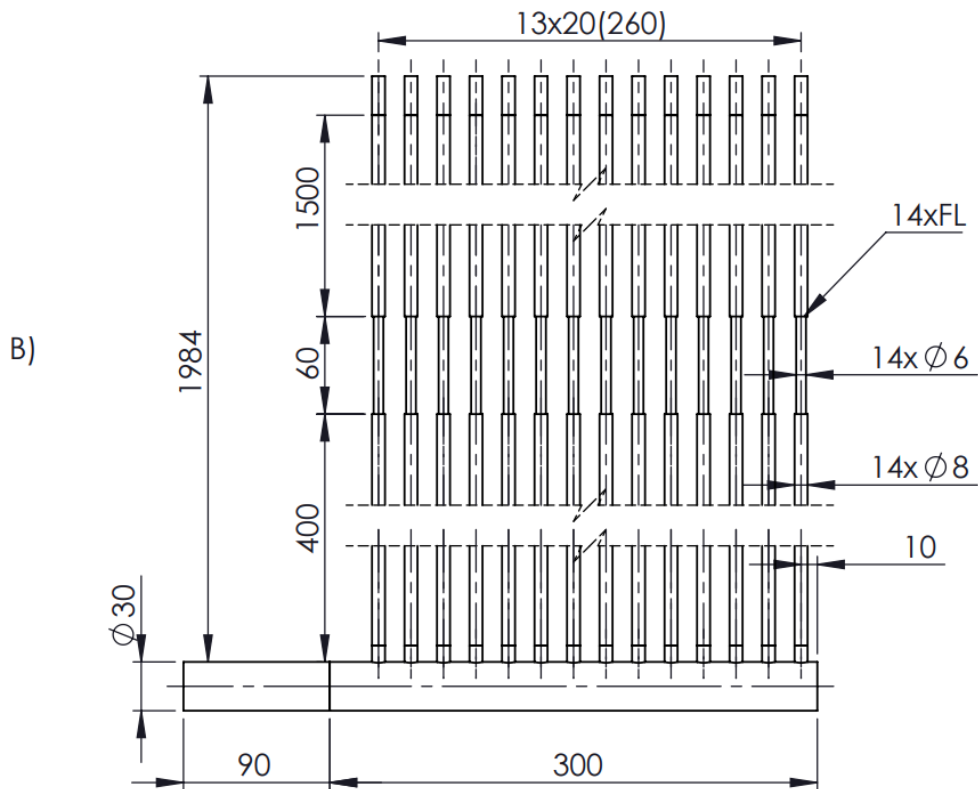
5 CFD výpočtové modely

Táto kapitola je zameraná na výpočtovú predikciu funkcie distribučného systému typu Z pomocou CFD modelov v programe ANSYS. V prvej časti sú predstavené vytvorené 3D modely krátkej a dlhej konfigurácie rozdeľovača podľa reálnej predlohy, u ktorých bol prevedený taktiež fyzikálny experiment. Pre výpočtovú predikciu bolo nutné vytvoriť inverzný objem zariadenia v oblastiach, kde bola prevedená CFD simulácia a potlačiť objem pevných stien. Geometrie vytvorených konfigurácií sú schematicky znázornené na obrázku 30. CFD modely boli doplnené o vtokové zóny umiestnené pred hlavným kanálom a na koncoch menších potrubí, poprípade kolektorov, ktoré slúžili ku stabilite výpočtu. Pri rozdeľovači s krátkou konfiguráciou bola prevedená optimalizácia výpočtovej siete (*grid independence test, GIT*) a výpočtových postupov, ktoré sa použili u všetkých konfigurácií. Následne je opísaný postup pri určení a aplikovaní poréznej prepážky, ktorá bola využitá ako nástroj na skrátenie menších potrubí (hadíc), čo znížil celkový výpočtový čas simulácie. Kontrola správnosti poréznej prepážky potom bola overená na oboch konfiguráciách rozdeľovača.

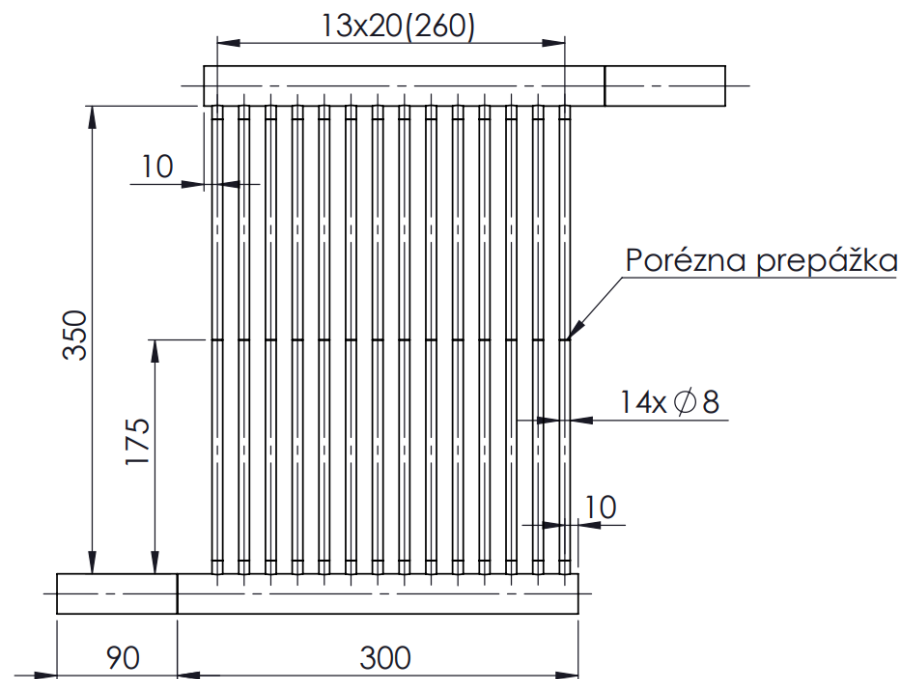
V ďalšej fáze boli vytvorené dve konfigurácie pre distribučný systém typu Z s poréznu prepážkou. Menovito sa jedná o skrátenú konfiguráciu distribučného systému typu Z (s plavákovými prietokomerami), a taktiež o konfiguráciu bez prietokomerov. Konfigurácie majú rovnakú geometriu s rozdielnymi koeficientami pre poréznu prepážku (náhrady odlišných tlakových strát v potrubíach). Geometria vytvorených konfigurácií je znázornená na obrázku 31. Na obe konfigurácie bola aplikovaná optimalizovaná výpočtová sieť a výpočtový postup (odvodené z výsledkov GIT) pre predikciu rozdelenia toku.

V poslednej časti sú prevedené originálne 3D modely distribučného systému typu Z do 2D modelu. Výpočtová predikcia je porovnaná s prvotnou predikciou a zhodnotí sa, či je dané zjednodušenie vhodné pre rýchle predikovanie funkcie reálnych distribučných systémov.





Obrázok 30 Geometrie konfigurácií rozdeľovača: A) Krátka konfigurácia rozdeľovača – kóta 10 mm znázorňuje dĺžku zachovania veľkosti elementov pri tvorbe siete; B) dlhá konfigurácia rozdeľovača (FL – prietokomer)



Obrázok 31 Geometria distribučného systému typu Z

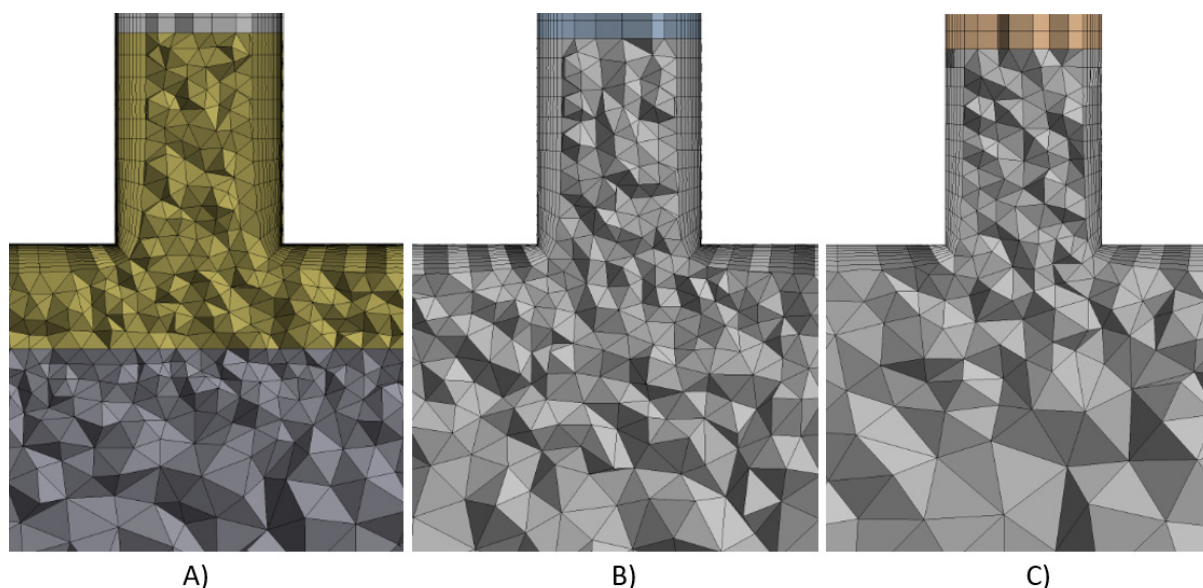
5.1 Optimalizácia siete a výpočtových postupov

Optimalizácia výpočtovej siete a výpočtovej simulácie bola stanovená na krátkej konfigurácii rozdeľovača ako už bolo zmienené v predchádzajúcom texte. Cieľom optimalizácie výpočtovej siete bolo získať sieť s čo najnižším počtom elementov, ktorá bude mať dostatočnú kvalitu jednotlivých elementov, bude vhodne aplikovateľná na model distribučného systému s dostatočne presnými výsledkami a zároveň nebude príliš výpočtovo náročná.

Ďalej je tu spomenutý priebeh stanovenia vhodného jednotného nastavenia CFD simulácie pre všetky spomenuté konfigurácie. Samostatne je uvedený podstatný prvok nastavenia simulácie (ich okrajových podmienok) – stanovenie koeficientov poréznej prepažky. Postup ich stanovenia pomocou dvoch metód je prezentovaný na modeli konfigurácie rozdeľovača.

5.1.1 Výpočtové siete

Pred samotnou tvorbou výpočtovej siete boli prevedené fyzikálne predpoklady, ako sa bude prúdiace médium v danej geometrii chovať. Jemná výpočtová sieť bola nutná hlavne v oblastiach zmeny smeru prúdenia, kde sa tok delí z hlavného kanálu do menších potrubí. Naopak v miestach, kde sme mohli očakávať rovnobežnosť prúdnic ako u výstupných objemov trubiek, už tak jemné delenie nebolo nutné. Ďalší z dôležitejších gradientov, ktorý bolo nutné správne popísať výpočtovou sieťou je rýchlostná medzná vrstva u vonkajších stien daného modelu. Pre danú geometriu boli vytvorené rôzne konfigurácie výpočtových sietí s rozličným počtom elementov v oblasti delenia, tri z nich ilustruje obrázok 32.



Obrázok 32 Rôzne konfigurácie výpočtových sietí: A) 3,5 miliónov buniek; B) 1,85 miliónov buniek; C) 1,1 miliónov buniek

Z obrázku 32 je tiež dobre viditeľné, že objemová časť výpočtových sietí bola tvorená tetrahedrálou štruktúrou. Rozdiely medzi danými výpočtovými sieťami boli vo veľkosti a počte jednotlivých elementov v oblasti delenia. Najhrubšiu vytvorenú sieť pred aplikáciou poréznej prepažky tvorilo 512 tisíc elementov, čo je taktiež limitný počet pre študentskú verziu softvéru. Najjemnejšia výpočtová sieť (bez obmedzenia študentskej verzie) potom bola tvorená 3,5 miliónmi elementov. Trojuholníkové, respektíve tetrahedrálne bunky povrchovej, respektíve objemovej siete hlavného kanála sa zmenšovali

smerom ku bodom vetvenia hlavného kanála až na minimálnu definovanú veľkosť. Pri tvorbe najjemnejšej siete bolo prevedené rozdelenie hlavného kanála na dve objemové telesá. Dané delenie bolo prevedené v oblasti vetvenia (viď obrázok 32A) z dôvodu potreby čo najjemnejšej siete v okolí vetviacich bodov popri zachovaní pomerne hrubej siete (a teda aj relatívne malého počtu buniek) vo zvyšnej časti distribútora.

Menšie potrubia boli tvorené quadrilaterálnou povrchovou sieťou. Na ich začiatku v miestach napojenia na hlavný kanál bola zachovaná najmenšia veľkosť elementov až do vzdialenosti 10 mm od hlavného kanála. Táto vzdialenosť je okótovaná aj na obrázku 30A (str. 27). Od daného pričného prierezu sa postupne začala zväčšovať dĺžka elementov pomocou metódy *sweep*. Na všetky modely bola aplikovaná metóda *inflation*, ktorá vytvorila 8 (najhrubšia sieť) až 16 (najjemnejšia sieť) vrstiev buniek. Hodnota y^+ by nemala prekročiť limitnú hodnotu 5 stanovenú na základe zvoleného výpočtového modelu prúdenia. Dodržanie intervalu doporučených hodnôt y^+ je dôležité pre dostatočne presné popísanie prúdenia média v blízkosti stien.

Zmyslom tvorby rôznych konfigurácií výpočtových sietí s rozličným počtom elementov v oblasti delenia je, aby výsledky CFD výpočtu boli nezávislé od vytvorenej výpočtovej siete (GIT). Bola teda hľadaná sieť s čo najnižším počtom elementov, u ktorej by ďalšie zjemňovanie už nevedlo k významnému spresneniu výsledkov, a naopak by sa iba predlžoval celkový výpočtový čas simulácie. Pri zvyšovaní počtu buniek bol kladený dôraz na zvyšovanie počtu vrstiev v blízkosti stien od čoho priamo závisí aj hodnota y^+ , ktorej hodnoty sú zaznamenané v tabuľke 5. Pre prietoky a rýchlostné profily neboli zaznamenané žiadne významné rozdiely. Pri tlakových stratách bola zaznamenaná závislosť výpočtu od počtu buniek v oblasti delenia a na zvyšovaní počtu vrstiev v blízkosti stien. V tabuľke 5 sú zapísané závislosti medzi numericky vypočítanými hodnotami fyzikálnych veličín a počtom buniek výpočtových sietí. Ďalším dôležitým faktorom, ktorý vplýva na výsledky výpočtu, je kvalita prvkov výpočtovej siete. Zvolené hlavné kritéria, ktoré boli dodržané pri tvorbe výpočtových sietí, sa týkali:

- *skewness* – maximálna hodnota nesmela prekročiť hodnotu 0,7;
- *orthogonal quality* – minimálna hodnota nesmela klesnúť pod hodnotu 0,1.

Z hodnôt v tabuľke 5 vyplýva, že najlepší kompromisom pre nastavenie výpočtových sietí pri všetkých konfiguráciách bude nastavenie výpočtovej siete s počtom buniek 1,85 miliónov.

Tabuľka 5 Závislosť medzi tlakovými stratami a kvalitou výpočtových sietí pre krátku konfiguráciu rozdeľovača

Počet buniek [mil.]	Počet vrstiev	Max. $y^+ [-]^1$	Tlakové straty [Pa]	Max. Skewness [-]	Min. Orthogonal quality [-]
3,47	16	1,35	4321,36	0,686	0,122
2,40	16	2,30	4354,02	0,687	0,162
1,85	12	3,20	4351,02	0,667	0,223
1,10	8	6,20	4493,84	0,653	0,210
0,51	5	10,5	4805,70	0,665	0,335

¹ Maximálna hodnota y^+ bola určená v oblasti delenia distribútora. Percentuálne sa jednalo približne o 20 % buniek.

5.1.2 Nastavenie CFD simulácií

Po vytvorení výpočtovej siete bolo potrebné správne prevedenie CFD výpočtovej predikcie funkcie rozdeľovača. Pred spustením výpočtu bolo nutné správne nastaviť typ riešiteľa, model výpočtu prúdenia, fyzikálne veličiny prúdiaceho média (v tomto prípade voda v kvapalnom skupenstve) a konkrétne

okrajové podmienky. Nasledujúce parametre boli využité pre všetky spomenuté konfigurácie distribučných systémov v tejto práci.

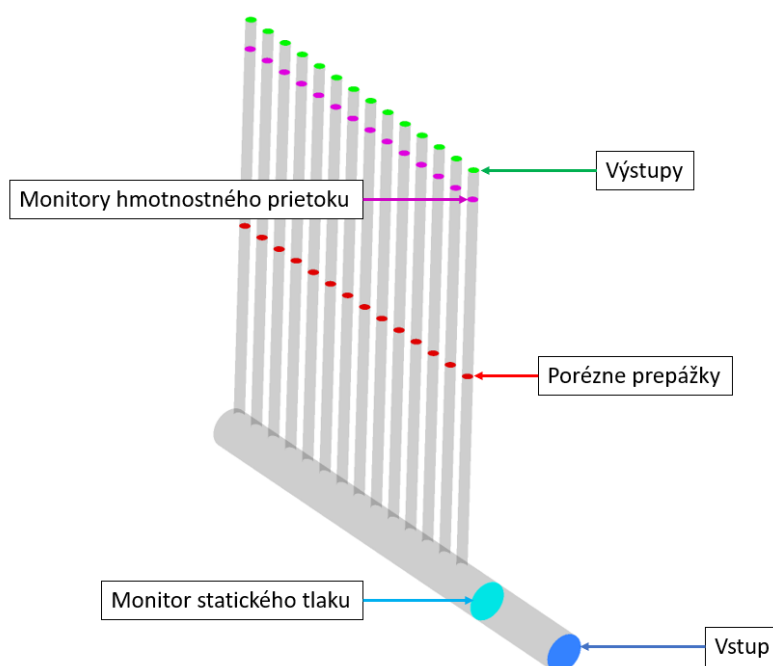
Zvolený typ riešiteľa bol stacionárny, založený na tlaku a absolútnej formulácii rýchlosti. Model prúdenia bol realizovateľný $k-\varepsilon$ model s modelovaním prúdenia pri stene (*enhanced wall treatment*), ktorý je vhodný pre hodnoty y^+ menšie ako 5. Fyzikálne vlastnosti média boli prebrané z databázy programu *ANSYS Fluent* a odpovedajú izotermnému nastaveniu simulácie pre teplotu 20 °C (hustota média $\rho = 998,2 \text{ m}^3/\text{kg}$, dynamická viskozita $\mu = 0,001003 \text{ Pa} \cdot \text{s}$).

Okrajové podmienky boli stanovené na vstupe do hlavného kanálu ako vstupný hmotnostný prietok média. V rámci GIT sa jednalo o hodnotu, ktorá odpovedala ideálnej rýchlosti 1 m/s, v prípade dostupných experimentálnych dát odpovedala vstupná podmienka nameraným prietokom (rýchlosti sa opäť pohybovali v oblasti okolo 1 m/s). Na výstupoch z menších potrubí (prípadne na výstupe z kolektoru) bol nastavený nulový pretlak (0 Pa(g)). Použitý model neumožňuje definovať drsnosť povrchu stien, preto jediný definovaný parameter bola okrajová podmienka stacionárnej steny. Pri aplikácií poréznych prepážok je nutné zadanie súčiniteľov C_2 a α_p a dĺžku skráteného potrubia Δn (hrúbka poréznej prepážky). Podrobnejšie je ich nastavenie popísané v nasledujúcej podkapitole.

Všetky úlohy majú nasledujúce výpočtové nastavenie:

- *coupled* schéma (*pressure–velocity coupling*)
- *least squares cell based gradient*
- objemová diskretizácia: *druhý rád* (tlak), *druhý rád upwind* (hustota, hybnosť, turbulentná kinetická energia, rýchlosť turbulentného rozptýlenia)

Počas simulácie bola sledovaná konvergencia rezíduí stanovených na hodnotu 10^{-3} (s výnimkou rezídua rovnice kontinuity, ktorá bola stanovená na hodnotu 10^{-4} , čo umožnilo lepšie ustálenie aj ďalších sledovaných fyzikálnych veličín) a ustálenosť vybraných fyzikálnych veličín. Pre monitorovanie hmotnostného prietoku boli vytvorené kontrolné plochy v potrubíach (vstupy do vtokových zón potrubí). Sledovanie statického tlaku bolo prevedené na výstupnej ploche vtokovej zóny, ako je znázornené aj na obrázku 33.



Obrázok 33 Monitorovacie plochy a porézne prepážky skrátenej krátkej konfigurácie rozdeľovača

5.1.3 Stanovenie koeficientov poréznej prepážky

Porézna prepážka je využitá ku zjednodušeniu geometrie (zmenšenie dĺžky) menších potrubí (hadíc), kde je možné jednoducho predikovať tlakovú stratu. Porézna prepážka je súčasťou ponuky programu *ANSYS Fluent* v položke okrajových podmienok, ktorá umožňuje náhlu zmenu tlaku. Jej definícia sa zakladá na koeficientoch C_2 a α_p a hrúbke poréznej prepážky Δn . Koeficient C_2 vyjadruje vnútorný odpor poréznej prepážky a koeficient α_p mieru priepustnosti [40]. Súčet tlakových strát vnútorným odporom Δp_1 (16) a strát priepustnosťou Δp_2 (17) udáva celkove tlakové straty poréznu prepážkou Δp (18).

$$\Delta p_1 = C_2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_3^2 \cdot \Delta n \quad (16)$$

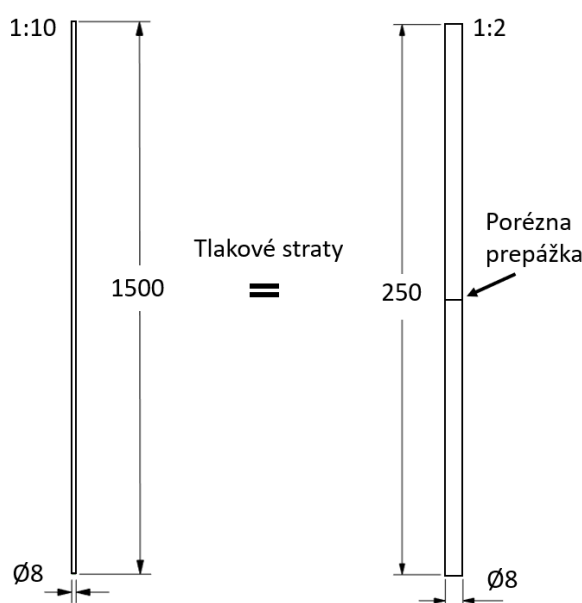
$$\Delta p_2 = \frac{\mu}{\alpha_p} \cdot v_3 \cdot \Delta n \quad (17)$$

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 \quad (18)$$

Symbol μ zastupuje dynamickú viskozitu, ρ je hustota média a v_3 je rýchlosť média v smere kolmom k ploche prepážky.

Pri vyšších hodnotách Reynoldsovho čísla sú tlakové straty spôsobené viskozitou výrazne nižšie oproti stratám vnútorným trením, preto je možné straty priepustnosťou zanedbávať. Naopak pri laminárnom prúdení, kde sú tlakové straty vzniknuté odporom poréznej prepážky veľmi nízke hrajú straty priepustnosťou hlavnú rolu [40]. U riešených modelov sa predpokladala priemerná rýchlosť v potrubí 1 m/s, čomu odpovedá Reynoldsove číslo približne 8000, a teda turbulentný režim prúdenia. Z toho vyplýva, že je možné zanedbať tlakové straty spôsobené viskozitou Δp_2 a celková tlaková strata Δp sa tak rovná tlakovej strate vnútorným trením Δp_1 . Koeficient α_p , preto nebolo nutné meniť a využila sa jeho predvolená hodnota (10^6 m^2).

Pôvodné hadice mali stanovenú dĺžku 1,5 m. Cieľom bolo dané hadice skrátiť na dĺžku 0,25 m. Zvyšná dĺžka sa odstránila a jej tlakové straty sa nahradili pomocou poréznej prepážky, umiestnenej do strednej časti skrátenej hadice. Princíp náhrady zhrňuje nasledujúci obrázok 34.



Obrázok 34 Pôvodná hadica s dĺžkou 1,5 m a skrátaná hadica dĺžky 0,25 m s poréznu prepážkou

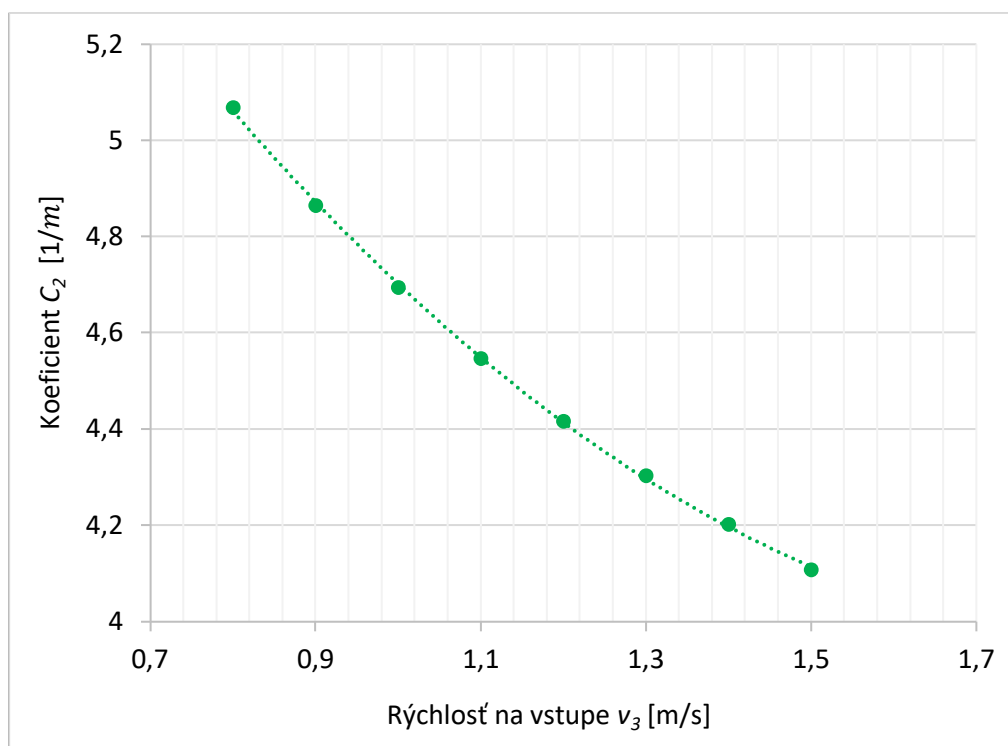
Stanovenie zostávajúceho koeficientu C_2 bolo prevádzané dvomi spôsobmi: numericky a analyticky.

Prvý spôsob využil k numerickému stanoveniu koeficientu parametrizáciu v projektovej platforme *Ansys Workbench*. Najskôr bolo potrebné vytvoriť samostatný model odstraňovaného potrubia o dĺžke 1,25 m. Po vytvorení modelu sa určila rýchlosť média na vstupe do potrubia, ako nastaviteľný parameter. Na základe vytvoreného parametru bolo možné pre rôzne rýchlosti (rozsah rýchlostí sa pohyboval v oblasti 0,8–1,5 m/s, čo je typický rozsah rýchlostí vyskytujúcich sa v potrubíach ekonomizérov [41]) zaznamenávať rôzne tlakové straty. V tabuľke 6 sú zaznamenané numerické dáta výpočtov.

Po obdržaní tlakových strát pre rôzne rýchlosti boli spočítané hodnoty koeficientu C_2 pre jednotlivé rýchlosti pomocou rovnice (16). Diskrétné hodnoty koeficientu C_2 obdržané pre jednotlivé rýchlosti média boli preložené polynomicou spojnicou trendu druhého stupňa (viď graf na obrázku 35). Z rovnice polynomickej spojnice trendu druhého stupňa (19) sa následne určila hodnota koeficientu C_2 (pre predpokladanú rýchlosť 1 m/s) $4,7016 \frac{1}{m}$.

Tabuľka 6 Numerické dáta tlakových strát závislých na voľbe vstupnej rýchlosti média

Rýchlosť [m/s]	Tlaková strata [Pa]	Reynoldsove číslo [-]	C_2 [1/m]
0,8	2023,7	6369,3	5,0683
0,9	2458,4	7165,5	4,8649
1,0	2929,1	7961,7	4,6950
1,1	3432,3	8757,8	4,5468
1,2	3967,7	9554,0	4,4165
1,3	4536,8	10350,2	4,3029
1,4	5138,3	11146,4	4,2021
1,5	5765,5	11942,5	4,1073



Obrázok 35 Graf tlakových strát v závislosti na rýchlosti média preložený polynomicou spojnicou druhého stupňa (19).

$$C_2 = 0,8848v_3^2 - 3,386v_3 + 7,2028 \quad (19)$$

V druhom prípade bola hodnota koeficientu C_2 riešená analyticky. Pre výpočet tlakových strát bolo nutné najskôr zistiť režim prúdenia pracovnej látky. Zo zadaných podmienok – rýchlosť vstupného média v_3 , charakteristický rozmer potrubia D_h a fyzikálne veličiny média (hustota ρ a dynamická viskozita μ) bolo určené Reynoldsove číslo [42]:

$$Re = \frac{v_3 \cdot \rho \cdot D_h}{\mu} \quad (20)$$

V tomto prípade, dosahovalo Re hodnotu 7 961,7. Kritická hodnota Reynoldsovho čísla Re_k , ktorá leží na hranici laminárneho a turbulentného prúdenia činí pre potrubie kruhového prierezu približne 2320. Ak je $Re < Re_k$, jedná sa o laminárne prúdenie. Situáciu $Re > Re_k$ (čo platí pre zistené Re) odpovedá turbulentný režim prúdenia. [42]

Ďalším krokom ku zisteniu tlakovej straty v potrubí bolo určenie súčiniteľa dĺžkových strát f_3 . Jednou z vhodných metód je aproximačný vzťah podľa Churchilla [42]:

$$f_3 = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{\frac{3}{2}}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (21)$$

$$A = \left[2,457 \cdot \ln \frac{1}{\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot \frac{R_z}{D_h}} \right]^{16}, B = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16},$$

v ktorom R_z symbolizuje absolútnu drsnosť povrchu hadice. Súčiniteľ dĺžkových strát pre hadicu mal hodnotu $f_3 = 0,0333$. Pre výpočet tlakových strát bola využitá Darcyho-Weisbachova rovnica (22). V prípade úseku potrubia o dĺžke $L = 1,25$ m kruhového prierezu má daná rovnica tvar [42]:

$$\Delta p = f_3 \cdot \frac{L_3 \cdot v_3^2}{2 \cdot D_h} \cdot \rho \quad (22)$$

$$\Delta p = 2599,86 \text{ Pa}$$

Koeficient C_2 bol rovnako ako pri numerickej metóde určený z rovnice (16) a jeho hodnota činila $4,1672 \frac{1}{\text{m}}$.

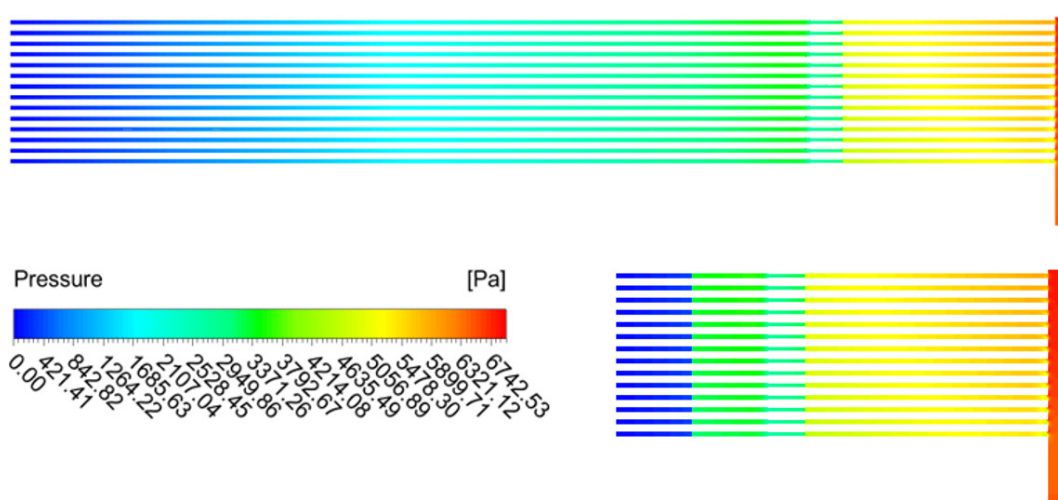
Pre získanie najpresnejšej hodnoty koeficientu C_2 , bola prevedená optimalizácia, aby tlakové straty pôvodného potrubia boli rovné tlakovým stratám potrubia s poréznu prepážkou. Táto optimalizácia bola prevedená pomocou koeficientu C_2 , ktorý vystupoval ako nastaviteľný parameter a jeho hodnota by sa mala nachádzať v intervale od 4 do 5, čo bolo zistené na základe jeho predvolených hodnôt vypočítaných numerickej aj analytickej metódou. Výsledná hodnota koeficientu C_2 , ktorá sa ďalej použila v práci, bola $C_2 = 4,5229 \frac{1}{\text{m}}$.

Po určení koeficientu C_2 poréznej prepážky bola prevedená jeho aplikácia na krátku a dlhú konfiguráciu rozdeľovača pre overenie správnosti dosiahnutých výsledkov. V nasledujúcej tabuľke 7 sú porovnané hodnoty tlakových strát krátkej konfigurácie rozdeľovača s pôvodnými potrubiami a rozdeľovača s poréznymi prepážkami. Tlakový rozdiel dosahoval maximálnu odchýlku 2,0 % medzi pôvodnou a skrátenou verziou rozdeľovača, pričom najlepšej zhody (0,5 %) bolo dosiahnuté pre výpočtovú sieť s 1,85 mil. bunkami (tretí riadok v tabuľke 7), ktorá sa javila ako najvhodnejšia aj podľa GIT.

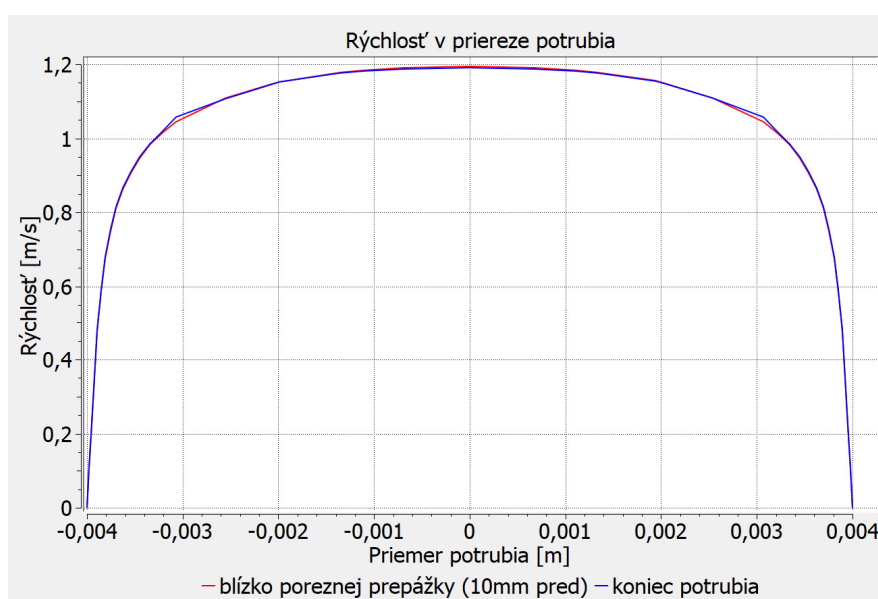
Obrázok 36 nižšie potom znázorňuje grafické porovnanie statických tlakových profilov pre dlhú konfiguráciu rozdeľovača a obrázok 37 ustálenie rýchlostného profilu média v skrátenej hadici.

Tabuľka 7 hodnoty tlakových strát pre krátku konfiguráciu rozdeľovača. Tlakový rozdiel vybranej výpočtovej siete z GIT dosahuje odchýlku 0,5 % medzi pôvodnou a skrátanou verziou rozdeľovača.

Pôvodný rozdeľovač		Skrátený rozdeľovač		Tlakový rozdiel [%]
Počet buniek [mil.]	Tlakové straty [Pa]	Počet buniek [mil.]	Tlakové straty [Pa]	
3,47	4321,36	1,66	4346,56	0,6%
2,40	4354,02	1,30	4380,58	0,6%
1,85	4351,02	1,00	4374,31	0,5%
1,10	4493,84	0,47	4402,86	-2,0%
0,51	4805,70	-	-	-



Obrázok 36 Grafické porovnanie tlakových pomerov v rozdeľovači: hore rozloženie statického tlaku v rozdeľovači s hadicami o pôvodnej dĺžke; dole rozloženie statického tlaku v rozdeľovači so skrátanými hadicami vďaka poréznym prepážkam



Obrázok 37 Rýchlostný profil média v skrátenej hadici blízko poréznej prepážky a na výstupe

5.2 3D model distribučného systému typu Z

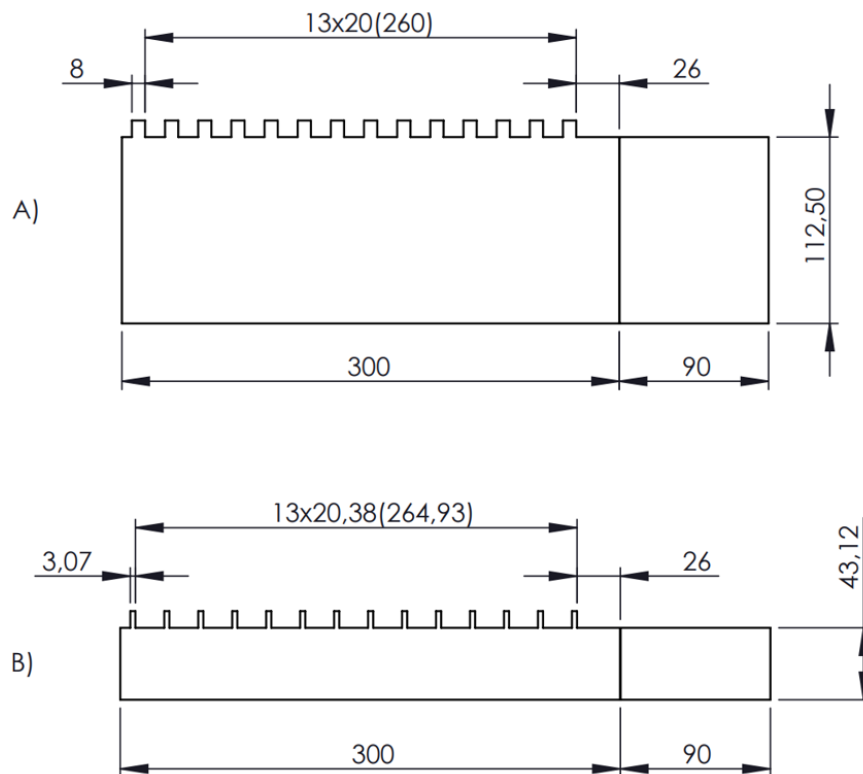
Ako už bolo spomenuté, boli vytvorené dve rôzne konfigurácie pre distribučný systém typu Z s poréznu prepážkou. Konfigurácia bez prietokomerov nebola meraná experimentálne, preto boli vstupné prietoky pre obe konfigurácie totožné (prebraté z experimentu prevedenom na konfigurácií s prietokomerami). Na oboch konfiguráciách bola aplikovaná optimalizovaná výpočtová sieť a výpočtový postup pre predikciu rozdelenia toku, ktorý bol prevedený na krátkej konfigurácii rozdeľovača. Aby boli zhodné rozmery skrátených hadíc (0,35 m) medzi konfiguráciami, museli byť hadice s prietokomerami skrátené o 0,56 m. Postup stanovenia predvolenej hodnoty koeficientu C_2 bol totožný s postupom, ktorý bol prevedený v kapitole 5.1.3. V geometrii bez prietokomerov boli hadice skrátené o rovnaký rozmer ako tých u rozdeľovača, preto nebolo nutné znovu určovať hodnotu koeficientu C_2 .

Po vytvorení modelov bol určený koeficient C_2 , ako nastaviteľný parameter. Na základe vytvoreného parametru bolo možné zahrnúť vplyv prietokomerov na zvýšení tlakovej straty (rovnomernejšie rozdelenie toku) a priblížiť sa výsledkom z prevedených experimentov.

5.3 2D model distribučného systému typu Z

Ako ďalší spôsob zjednodušeného modelovania distribúcie toku, bolo použité prevedenie kompletných 3D modelov distribučného systému typu Z do 2D modelov. 2D model nie je vhodný na stanovenie rýchlosti alebo tlakových strát distribučného systému, ale je možné ho využiť pre stanovenie distribúcie pracovnej látky. Vhodným kritériom je potom napríklad porovnanie normalizovaných prietokov, ktoré popisujú García-Guendulain a kol. vo svojej práci [36].

Ako autori vo svojej práci uvádzajú, jeden z najdôležitejších parametrov, ktorý ovplyvňuje distribúciu látky v danom systéme je bezrozmerný pomer plôch A_r na vstupe do hlavného kanálu A_1 a do potrubí $n \cdot A_3$. Pôvodný pomer 3D systému A_r vychádzal približne 0,9955. Pokiaľ by bol 2D model zostrojený pomocou rezu centrálnou rovinou 3D systému (viď obrázok 31 na str. 28), A_r by pri 2D geometrii činilo hodnotu 3,733, preto bolo nutné zvoliť inú metodiku tvorby 2D modely, aby A_r zostalo zachované. Pre obe geometrie 2D modelu boli vytvorené dve modifikácie. Pri modifikácií typu A boli zachované priemery menších potrubí, pričom je zmenený priemer hlavného kanálu. Pri modifikácií typu B bol využitý riešiteľ v programe *Microsoft Excel* (2019 verzia 16.0), ktorý pridá priemer hlavnému kanálu a uberie priemer menším potrubiam, aby bol zachovaný spomínaný pomer plôch A_r . Pretože boli zmenšené priemery potrubí pri modifikácií B, museli sa rovnomerne zmenšiť aj rozostupy medzi potrubiami, aby sa zachovala vzdialenosť prvého potrubia od vstupu do hlavného kanála. Geometrie daných dvoch modifikácií so zmenenými priermi pre 2D modely sú znázornené v oblasti delenia na obrázku 38.

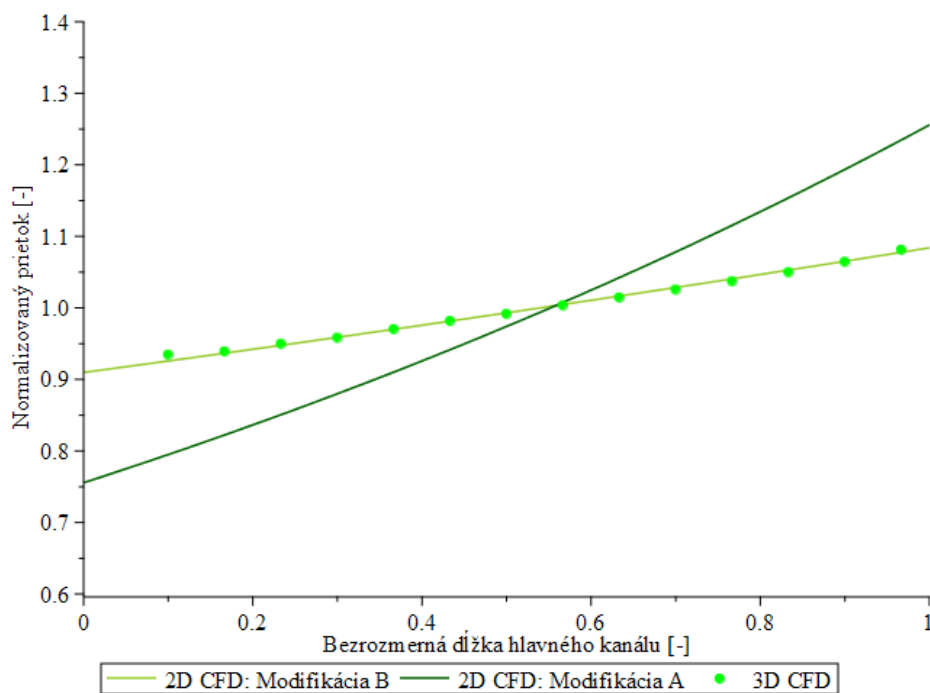


Obrázok 38 2D modifikované geometrie distribučného systému typu Z v oblasti delenia toku: A) Modifikácia typu A; B) Modifikácia typu B

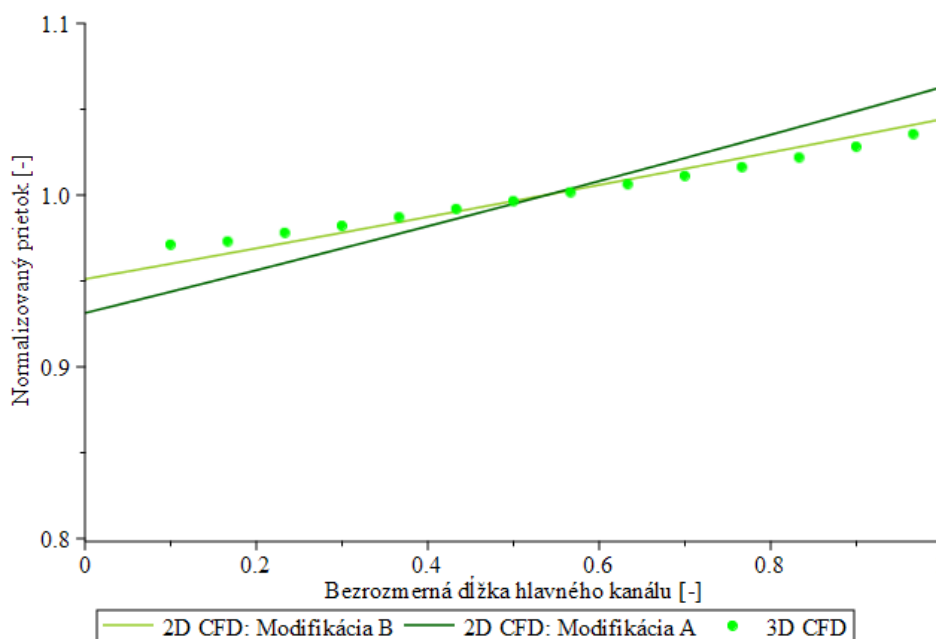
Normalizovaný prietok Q_N je pomer skutočného prietoku Q_{real} a ideálneho (priemerného) prietoku potrubím Q_{ID} . Ideálny prietok potrubím sa vypočíta z nasledujúcej rovnice:

$$Q_{ID} = \left(\sum_{i=1}^n Q_{real,i} \right) / n = \frac{Q_{in}}{n}, \quad (23)$$

kde Q_{in} symbolizuje vstupný objemový prietok do hlavného kanálu a n počet potrubí. Výsledné hodnoty normalizovaných prietokov Q_N v potrubíach v závislosti na poradí menších potrubí pre obe modifikácie porovnané s 3D distribučnými systémami typu Z sú zaznamenané v nasledujúcich grafoch (obrazok 39 a 40).



Obrázok 39 Normalizovaný prietok v potrubíach distribučného systému typu Z bez prietokomerov pre 2D CFD modifikácie porovnané s 3D CFD modelom.



Obrázok 40 Normalizovaný prietok v potrubíach distribučného systému typu Z s prietokomerami pre 2D CFD modifikácie porovnané s 3D CFD modelom.

Stacionárna 2D CFD modifikácia typu B, poskytla lepšie výsledky ako modifikácia typu A v porovnaní s 3D CFD modelom, preto bola tiež porovnaná s analytickými modelmi a konfrontovaná s dátami z experimentov (zobrazené v kapitole 7).

6 Analytický model

Popri rozdielnych geometriách a rovniciach distribúcie toku bol výpočet analytických modelov pre jednotlivé konfigurácie rozdielny aj v určovaní koeficientu odporu potrubia H . Všeobecný zápis rovnice odporu potrubia H je uvedený nasledovne:

$$H = 1 + \xi_M + \xi_D, \quad (24)$$

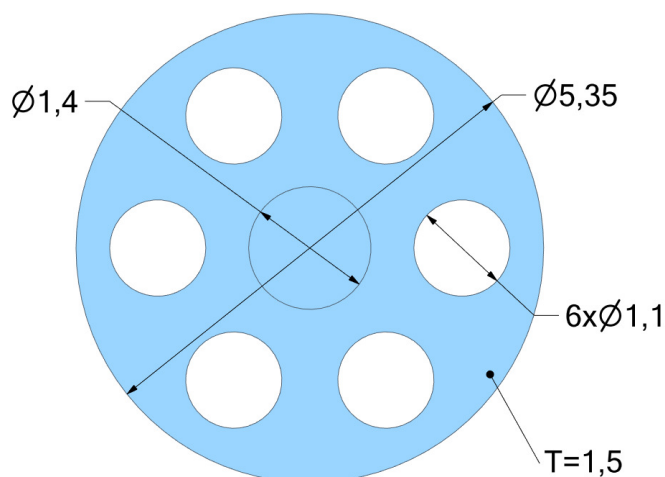
kde ξ_M symbolizuje koeficient miestnych strát a ξ_D koeficient dĺžkových strát trením, ktoré sú odlišné pre jednotlivé konfigurácie z dôvodu rozdielnych dĺžok hadíc potrubia. Pre krátku konfiguráciu rozdeľovača boli skúmane dva stavy – jeden s uvažovaním dĺžkovej straty potrubím ξ_D a druhý s ich zanedbaním – s cieľom sa čo najviac priblížiť s analytickými modelmi experimentálnym výsledkom distribúcie toku média. Miestne straty ξ_M sú spočítané ako súčet rôznych stratových koeficientov.

Odpor prúdenia potrubím obsahoval bezrozmerné stratové súčinitele pri otáčaní pre rozdeľovač $C_{T,1}$ a kolektor $C_{T,2}$. Podľa Idelchika [43] je pre vstup do (a výstup z) potrubia, ktorý je namontovaný v jednej rovine s hlavným kanálom za prítomnosti prechádzajúceho prúdu v hlavnom kanáli, súčiniteľ $C_{T,1}$ ($C_{T,2}$) závislý na pomere rýchlosti v hlavnom kanáli a v potrubí a od uhlu namontovania potrubia. Výsledná hodnota súčiniteľa $C_{T,1}$ pre všetky konfigurácie bola 0,62 a súčiniteľa $C_{T,2}$ pre konfigurácie typu Z 0,95. Stratový súčiniteľ kontrakcie (zúženia) hadice C_K spôsobený náhlou zmenou priemeru hadice pomocou spojovacieho dielu, ktorý sa vyskytoval v konfiguráciách s prietokomerami bol pre turbulentné prúdenie s hodnotou Reynoldsového čísla vyššou ako 10 000 stanovený z nasledujúcej rovnice [43]:

$$C_K = 0,5 \left(1 - \frac{A_4}{A_3} \right)^{\frac{3}{4}}, \quad (25)$$

kde A_3 symbolizuje prierez hadice a A_4 prierez spojovacím dielom medzi hadicou a prietokomerom. Stanovená hodnota stratového súčiniteľa C_K pre konfigurácie s prietokomerami bola 0,27. Hodnota stratového súčiniteľa náhlej expanzie potrubia C_E je podľa Idelchika [43] pre parabolickú rýchlosť toku závislá od tvaru potrubia a na pomere vstupného a výstupného prierezu.

Miestne straty prietokomeru boli tvorené stratovým súčiniteľom prietoku dierovanou doskou C_P (geometria dierovanej dosky je znázornená obrázku 41), stratovým súčiniteľom obtekania plaváku C_G , dvojitým prudkým otočením prúdu média v prietokomeri C_O , stratovým súčiniteľom prietoku ventilom C_I a stratovým súčiniteľom náhlej expanzie potrubia C_E . Primárne boli všetky stratové súčinitele závislé od hodnoty Reynoldsovho čísla (okrem strát spôsobených prietokom cez ventil) v tejto oblasti, ktorého hodnota bola približne 10 000. Hodnota súčiniteľa C_P bola potom určená zo závislosti medzi pomerom celkovej plochy dier ku ploche dierovanej dosky a Reynoldsovým číslom. Súčiniteľ C_G bol závislý od hodnoty pomeru medzi pričným priemetom plaváku ku celkovej prietokovej ploche v trubici prietokomera a od koeficientu odporu plaváku, ktorého hodnota závisela od tvaru plaváku. V našom prípade sa jednalo o plavák guľového tvaru. Súčiniteľ prudkého otočenia C_O bol určený na základe geometrie prietokomera, ktorý obsahoval dve pravouhlé kolená s ostrými hranami. Prietokomer obsahoval na jeho vstupe ihlicový ventil, ktorý bol počas merania v polohe maximálneho zdvihu. Jeho miestna strata bola stanovená ako súčet stratového súčiniteľa náhlej expanzie (rozšírenia) a súčiniteľa ihlicového ventilu C_I [44]. Hodnota stratového súčiniteľa náhlej expanzie potrubia C_E je podľa Idelchika [43] závislá od tvaru potrubia a na pomere vstupného a výstupného prierezu. Stanovená hodnota stratového súčiniteľa C_E bola 0,25 a súčiniteľa C_I 1,29.



Obrázok 41 Približná geometria dierovanej dosky použitého prietokomeru

Hodnoty všetkých stratových súčiniteľov, ktoré vytvárali miestne straty pri meraniach distribučných systémov sú zapísané v tabuľke 8. Hodnoty odporu potrubia H a ďalšie empirické koeficienty, ktoré boli potrebné ku výpočtu rovnice distribúcie toku pracovnej látky pre jednotlivé konfigurácie sú zaznačené v tabuľke 9.

Tabuľka 8 Miestne straty v distribučných systémoch

Stratový súčiniteľ	Označenie	Hodnota
Otáčanie pri vtoku do potrubia	$C_{T,1}$	0,62
Otáčanie pri výtoku z potrubia	$C_{T,2}$	0,95
Náhla kontrakcia	C_K	0,27
Prietok ihlicovým ventilom	C_I	1,29
Prudké otočenia (2x)	C_O	3,33
Prietok dierovanou doskou	C_P	21,33
Obtekanie plaváku	C_G	0,22
Náhla expanzia	C_E	0,25

Tabuľka 9 Hodnoty empirických koeficientov pre jednotlivé konfigurácie

Konfigurácia	$H[-]$	$\theta_1[-]$	$\theta_2[-]$
Krátky rozdeľovač	1,62 / 8,11	1,05	–
Dlhý rozdeľovač (s prietokomerom)	36,56	1,05	–
Typ Z bez prietokomerov	2,57 / 9,29	1,05	2,6
Typ Z s prietokomerami	33,2	1,05	2,6

Po určení empirických koeficientov, mohli byť spočítané substitučné rovnice (5-12) (str. 20 a 21), ktoré boli potrebné pre výpočet rovníc distribúcie toku pracovnej látky pre jednotlivé konfigurácie (13,14) (str. 21). Jednotlivé analytické výpočty boli prevádzané v programe *Maple* (verzia 2020). Výsledky výpočtov sú zaznamenané v nasledujúcej kapitole, kde sú taktiež porovnané s ďalšími výpočtovými metódami a konfrontované s dátami z experimentov.

7 Vyhodnotenie

Predikcia rozdelenia toku pracovnej látky v rozdeľovači a distribučnom systéme typu Z bola prevedená analytickou a CFD metódou. Dané metódy boli v tejto kapitole porovnané s prevedenými fyzikálnymi experimentami pomocou normalizovaných prietokov v jednotlivých vetvách po bezrozmernej dĺžke hlavného kanála (spojitých kritérií) a jednodnotových kritérií určujúcich odchýlky od rovnomerného rozdelenia toku v distribučných systémoch na základe objemových prietokov v jednotlivých vetvách.

Jednodnotové kritéria sú vhodné pre rýchle rozhodovanie o tom, či je nerovnomernosť distribúcie média v danom distribučnom systéme akceptovateľná alebo nie. V tejto práci boli využité dve jednodnotové kritéria.

1. kritérium RSD (relatívna smerodajná odchýlka);
2. kritérium NU (percento nerovnomernosti);

Kritérium NU opisuje pomer maximálnej $Q_{real,max}$ a minimálnej $Q_{real,min}$ hodnoty objemového prietoku vo vetvách distribučného systému a jeho formulácia je nasledovná [37]:

$$NU = 100 \cdot \left(1 - \frac{Q_{real,min}}{Q_{real,max}} \right) \quad (26)$$

Kritérium RSD patrí medzi najbežnejšie používané kritéria využívané pre opis distribúcie toku média. Výhoda RSD kritéria oproti NU je v jeho aplikovateľnosti aj na distribučný systém, kde nastáva spätný chod média v niektorých z jeho vetiev, a taktiež umožňuje porovnať systémy rozdielnych rozmerov (počtov potrubí). Kritérium RSD je formulované nasledujúcou rovnicou [37]:

$$RSD = \frac{100}{Q_{ID}} \cdot \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (Q_{real,i} - Q_{ID})^2 \right]^{0,5}, \quad (27)$$

kde n značí počet vetiev distribučného systému, $Q_{real,i}$ symbolizuje skutočný a Q_{ID} ideálny prietok v jednotlivých vetvách distribučného systému. Pre výsledky oboch kritérií platilo, že ak sa ich hodnota približovala nule, potom výsledok predstavoval nižšiu úroveň nesprávneho rozdelenia prietoku, a teda vhodnejší prietok danou konfiguráciou systému [37].

7.1 Výsledky

Celkovo boli prevedené tri merania pre každú konfiguráciu distribučného systému s prietokomerami. Pre jednoduchosť, boli pre predikciu vybrané dáta z experimentov, v ktorých sa vstupná rýchlosť do hlavného kanálu najviac približovala ideálnej rýchlosti 1 m/s. Pre porovnanie predikcie krátkej konfigurácie rozdeľovača boli prebraté údaje z fyzikálneho experimentu od Fialovej a Jegli [37]. Fyzikálny experiment pre distribučný systém typu Z bez prietokomerov nebol prevedený, preto boli vzájomne porovnané iba výsledky z výpočtových postupov.

V tabuľke 10 sú zapísané významné geometrické a prietokové parametre potrebné najmä pre analytický, ale aj pre numerický výpočet.

Tabuľka 10 Významné geometrické a prietokové parametre skúmaných distribučných konfigurácií

Parameter	Krátky rozdeľovač	Dlhý rozdeľovač (FL)	Typ Z	Typ Z (FL)
Dĺžka potrubia [mm]	1550	1960	1600	910
Dĺžka kanála [mm]	300	300	300	300
Koeficient ξ_M [-]	0,62	27,31	1,57	28,26
Koeficient ξ_D [-]	0 / 6,49	8,25	0 / 6,72	3,91
Odpor potrubia H [-]	1,62 / 8,11	36,56	2,57 / 9,29	33,17
Koeficient θ_1 [-]	1,05	1,05	1,05	1,05
Koeficient θ_2 [-]	–	–	2,6	2,6
Vstupný prietok [l/s]	0,7054	0,7083	0,7138	0,7138

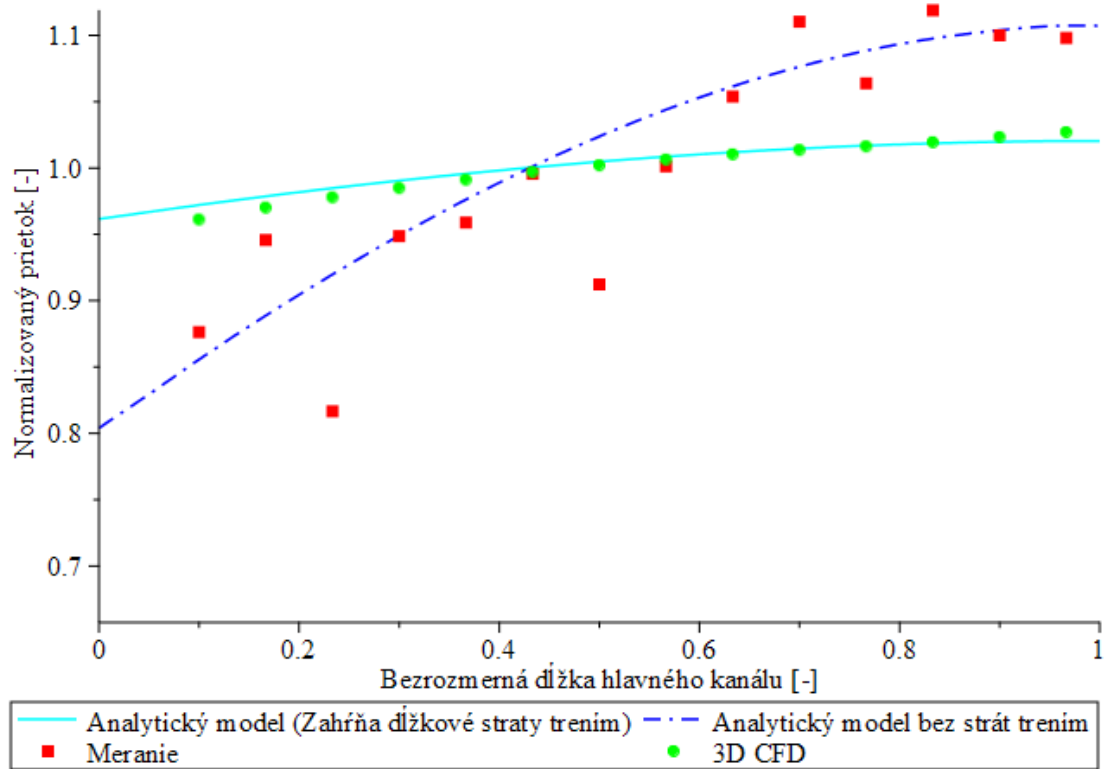
FL = Konfigurácia obsahuje plavákový guľôčkový prietokomer FL-2052

V grafoch na obrázkoch 42 až 45 sú zaznačené priebehy rozdelenia toku pracovnej látky v jednotlivých vetvách distribučných systémov (obrázok 42 a 43 – geometrie bez prietokomerov, obrázok 44 a 45 – geometrie s prietokomerami). Výsledky výpočtových predikcií a experimentálnych dát pre všetky konfigurácie vykazovali rastový trend pri delení toku pracovnej látky (prevládala efekt hybnosti nad efektom trenia ako bolo znázornené aj na obrázku 3 na str. 4). Vplyv zvýšenia trecieho efektu popri zachovaní efektu hybnosti je znázornené na obrázkoch 42 a 43, v ktorých boli porovnané dáta z matematických modelov so zahrnutím dĺžkových strát a bez nich s mocninovými priebehmi (obrázok 42) a exponenciálnymi priebehmi (obrázok 43). Matematický model bez zahrnutia trecích strát v prípade rozdeľovača (obrázok 42), poskytol lepšie výsledky.

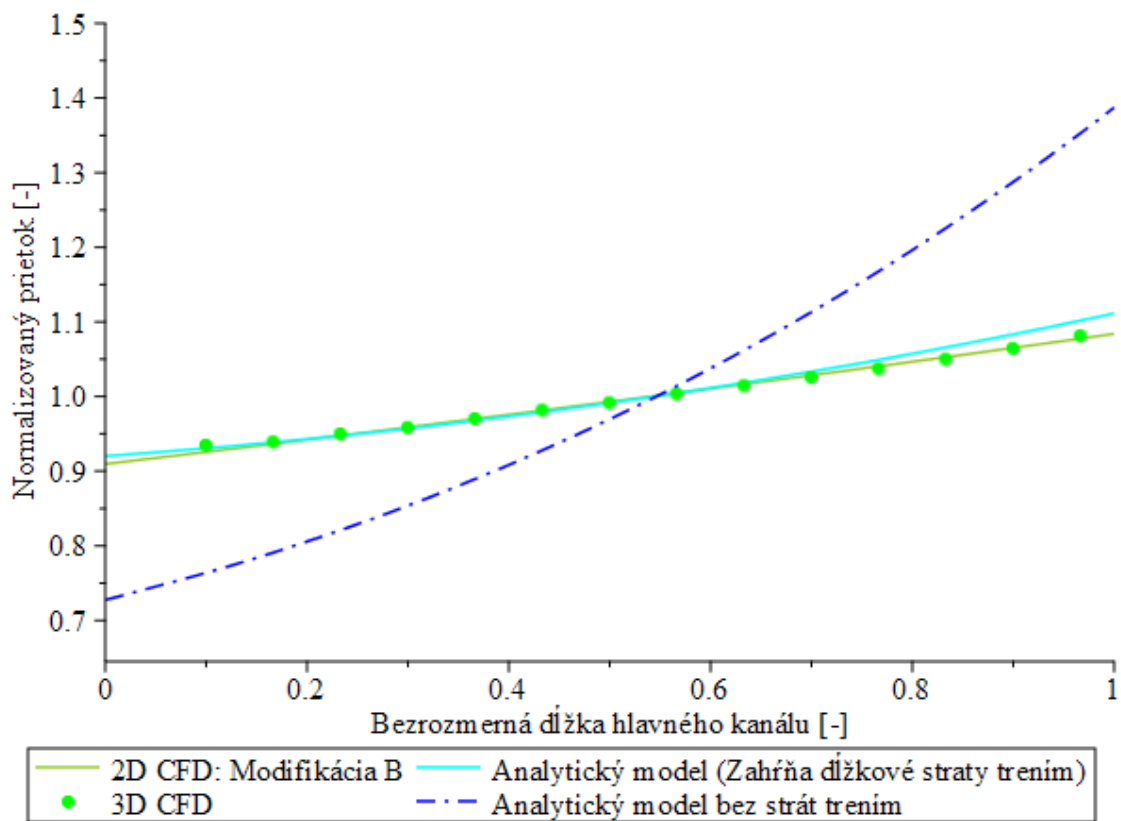
Výsledky pre konfigurácie, ktoré obsahovali prietokomery dosahovali rovnomernejšie delenie toku pracovnej látky v jednotlivých vetvách vďaka miestnym stratám spôsobených prietokomerami. Z obrázkov 44 a 45 je zrejmé, že sa predikcie pomocou stacionárnych 3D CFD modelov približovali experimentálnym dátam priamo úmerne zvyšovaným hodnoty koeficientu C_2 , ktorý slúžil ku skráteniu potrubí a ako náhrada za miestne straty spôsobené prietokomerami. Zvyšovanie hodnoty koeficientu C_2 malo za následok zvyšovanie tlakových strát v jednotlivých vetvách distribučných systémov, čo zlepšilo rovnomernosť rozdelenia toku pracovnej látky. Výsledky stacionárnej CFD metódy pre 2D modely distribučného systému typu Z modifikácie typu B poskytovali skoro totožné výsledky ako predikcie pre 3D modely.

Najvyššia pravidelná odchýlka v experimentálnych dátach bola zachytená v druhej vetve distribučných systémov (lepšie pozorovateľné na obrázkoch 27 a 28 na str. 25 a 26). Daná odchýlka mohla byť spôsobená systematickou chybou v použitom prietokomeri pre danú vetvu, alebo recirkuláciou kvapaliny, čo však nie je obvyklý jav u kvapalín (jednofázového prúdenia). Pri vizuálnom prehľadávaní prietokomerov neboli nájdené žiadne nedokonalosti tvaru ani povrchu.

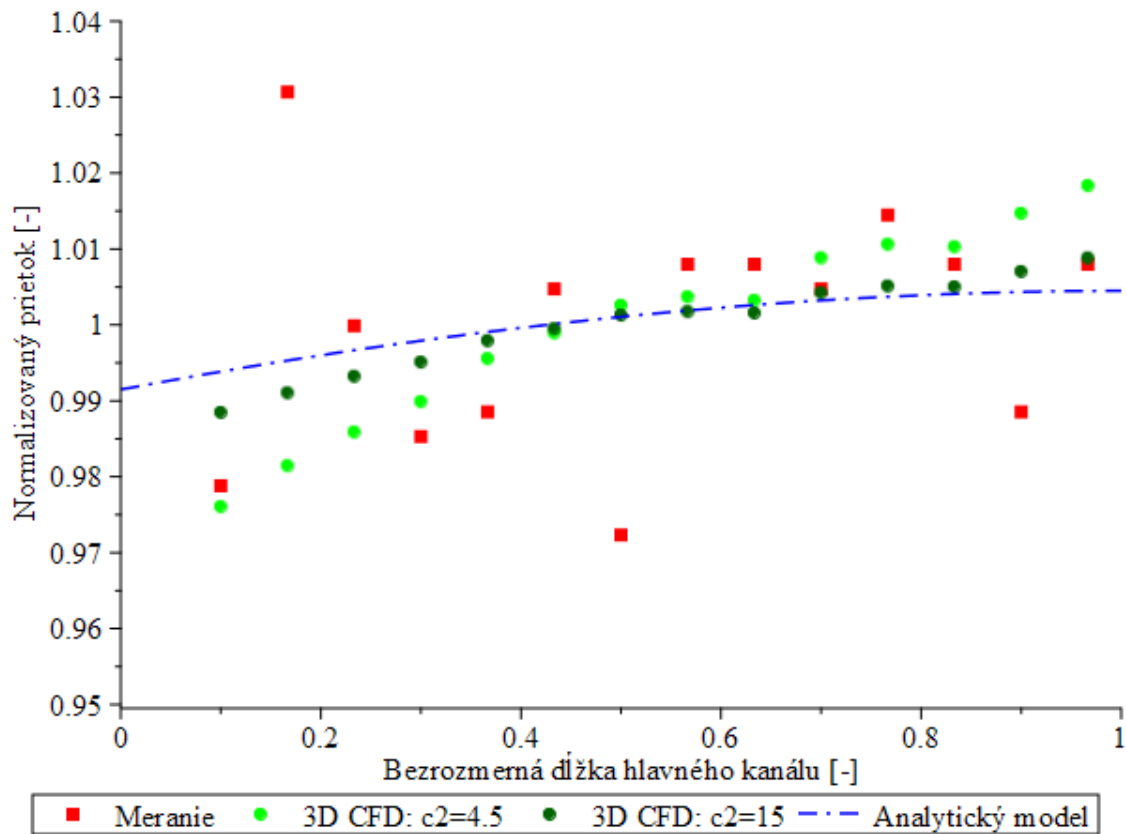
Tabuľky 11 a 12 sumarizujú pozorované úrovne nerovnomernosti rozdelenia toku média analytických modelov (bez zahrnutia trecích strát pre krátky rozdeľovač), CFD modelov s najvyššími hodnotami koeficientu C_2 a priemerovaných experimentálnych dát pomocou jednodnotových kritérií RSD a NU.



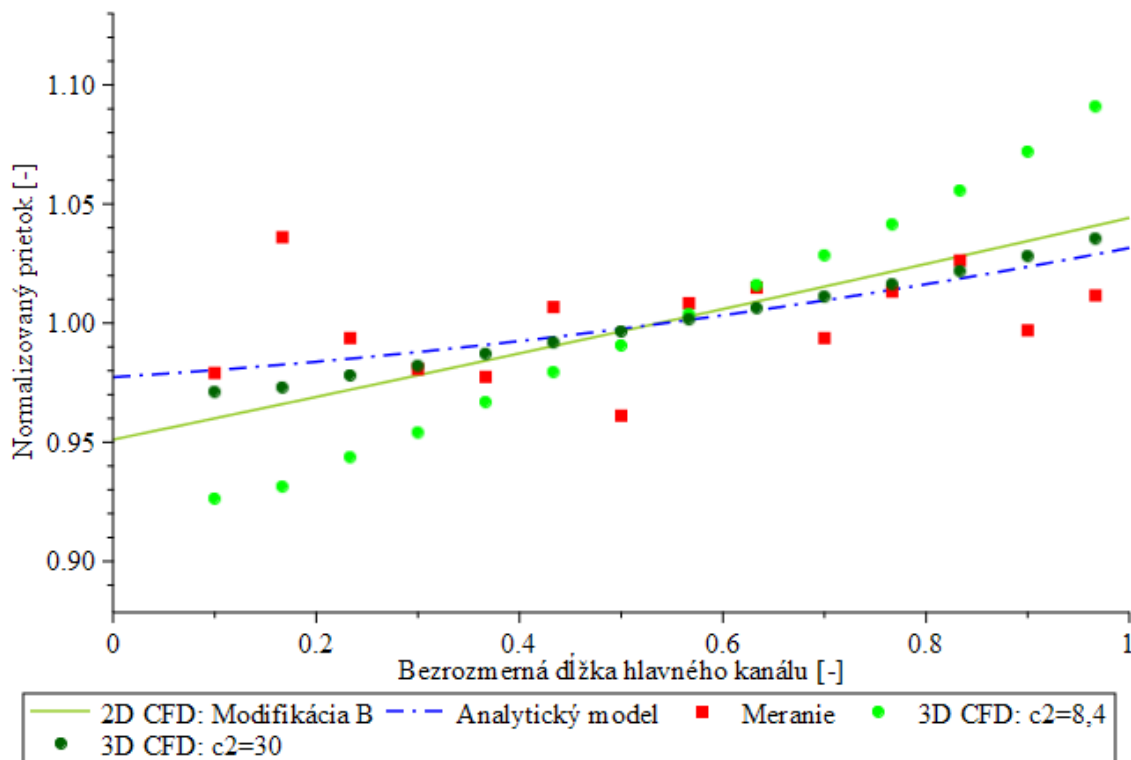
Obrázok 42 Normalizovaný prietok krátkou konfiguráciou rozdeľovača



Obrázok 43 Normalizovaný prietok distribučným systémom typu Z



Obrázok 44 Normalizovaný prietok dlhou konfiguráciou rozdeľovača s prietokomerami



Obrázok 45 Normalizovaný prietok distribučným typom Z s prietokomerami

Tabuľka 11 Jednohodnotové kritéria opisujúce úroveň nerovnomernosti distribúcie toku výpočtovými prístupmi a experimentálnymi dátami pre rozdeľovač.

	Krátka konfigurácia rozdeľovača			Dlhá konfigurácia rozdeľovača		
	A	CFD	E	A	CFD	E
RSD [%]	7,994	1,973	9,135	0,340	0,592	1,559
NU [%]	22,731	6,405	27,019	1,057	2,017	5,099

A = Analytický model; CFD = Stacionárny 3D CFD model; E = Experimentálna dáta

Tabuľka 12 Jednohodnotové kritéria opisujúce úroveň nerovnomernosti distribúcie toku výpočtovými prístupmi a experimentálnymi dátami pre distribučný systém typu Z.

	Typ Z				Typ Z s prietokomerami			
	A	CFD	2D CFD	E	A	CFD	2D CFD	E
RSD [%]	5,309	4,553	6,338	–	1,514	1,995	2,514	1,957
NU [%]	15,528	13,566	18,485	–	4,722	6,217	7,806	6,379

A = Analytický model; CFD = Stacionárny 3D CFD model; 2D CFD = Stacionárny 2D CFD model s modifikáciou typu B; E = Experimentálna dáta

7.2 Diskusia

Výsledky prezentované v podkapitole 7.1 dokazujú, že analytické modely dosiahli lepšiu zhodu s experimentálnymi dátami pri krátkej konfigurácii rozdeľovača a horšiu zhodu pri distribučnom systéme typu Z než podrobné numerické modely. Relatívny rozdiel medzi experimentálnymi a výpočtovými RSD nepresahoval 9 %. Najväčšia odchýlka nastala pri krátkej konfigurácii rozdeľovača, kde relatívny rozdiel medzi experimentálnym a numerickým RSD presiahol 8 % pričom relatívny rozdiel medzi experimentálnym a analytickým RSD nepresiahol 2 %. Analytický model bez zahrnutia trecích strát, ktorý mohol byť pre danú konfiguráciu ľahko vytvorený, poskytol presnejšie výsledky voči experimentálnym dátam než 3D CFD model, v ktorom nebolo možné zanedbávať dĺžkové straty potrubím.

V tejto práci boli testované analytické modely v základnej forme, hodnoty koeficientov θ_1 a θ_2 teda odpovedali odporúčaným stanoveniam Bajourom a Jonesom [5]. Toto nastavenie bolo možné tiež, vďaka nízkym hodnotám odporu potrubia H a pomeru plôch hlavného kanálu ku potrubiam A_T .

3D CFD modely poskytli lepšie výsledky ako analytické modely pre konfigurácie s prietokomerami vďaka nastaviteľnému koeficientu C_2 . Je nutné poznamenať, že pre predikciu pomocou CFD metód pri konfiguráciách s prietokomerami boli potrebné experimentálne priebehy prietokov pre určenie správnej hodnoty koeficientu C_2 v rámci parametrickej úlohy.

Dôležitým rozdielom medzi jednotlivými konfiguráciami bola dĺžka trasy potrubí a spôsob merania prietoku. Prietokomer a dĺžka trasy daných potrubí navyšovali hodnotu odporu potrubia H , ako je zrejme aj z tabuľky 10 (str. 42). Čím vyššia bola hodnota odporu potrubia H , tým rovnomernejšie bolo rozdelenie toku pracovnej látky pre daný distribučný systém. Dlhá konfigurácia rozdeľovača bola tvorená najdlhšími potrubiami so zapojenými prietokomerami, preto dosahovala najvyššiu hodnotu odporu potrubia H . Z tohto dôvodu bolo v danej konfigurácii najrovnomernejšie rozdelenie toku pracovnej látky, čomu odpovedajú aj jednohodnotové kritéria v tabuľke 11. Z meraní vyplýva, že najnerovnomernejšie rozdelenie toku sa vyskytovalo v krátkej konfigurácii rozdeľovača, ktorá síce neobsahovala najkratšiu potrubnú trasu, ale meranie bolo prevádzané kumulatívnym prietokom (potrubná trasa neobsahovala prietokomery). Z tohto je možné usúdiť, že väčší vplyv na rozdelenie toku mali práve miestne straty spôsobené prietokomerami v porovnaní s trecími stratami.

Obrovská výhoda analytických modelov bola v ich extrémne krátkych časoch (v desiatkach sekúnd) potrebných ku vyhodnoteniu výsledkov predikcie – najmä v porovnaní s časmi potrebnými pre stacionárne 3D CFD predikcie, ktorých výpočty trvali niekoľko hodín na bežnom kancelárskom počítači v trojjadrovom režime. Stacionárne 2D CFD modely poskytli oveľa kratšie časy potrebné ku získaniu výsledkov predikcie, avšak oproti analytickým a stacionárnym 3D CFD modelom mali horšie výsledky. Časy potrebné pre prevedenie plne konvergujúcich stacionárnych 2D CFD simulácií boli v rozmedzí piatich až ôsmich minút pre približne 120 iterácií, pričom boli dané simulácie spustené rovnakým spôsobom ako u 3D úloh. Časovo najnáročnejší bol samozrejme fyzikálny experiment, ktorého konečná príprava v laboratóriu a samotné prevedenie na konfiguráciách s prietokomermi zabrala dva dni.

Pokiaľ chceme vziať rýchlosť obdržania výsledkov výpočtu ako východiskový ukazovateľ či je metóda vhodná alebo nevhodná pre posúdenie distribúcie toku pracovnej látky v rámci návrhových výpočtov, tak jasne vyplýva, že sa bude vyberať z dvojice metód: stacionárne 2D CFD a analytické modely. Grafy na obrázkoch 42,43 a 45 ukazujú, že analytická metóda dosiahla lepšiu zhodu s experimentálnymi dátami, ako 2D CFD simulácie. Taktiež bola vyčíslená relatívna chyba medzi vypočítanými a nameranými hodnotami, pri ktorej sa výsledky 2D CFD metódy výrazne viac odlišovali od experimentálnych dát než výsledky analytickej metódy, z čoho plynie, že analytická metóda je vhodnejšia pre predikovanie distribúcie toku v počiatočnej fázy návrhu zariadenia.

8 Záver

Prevádzkový alebo fyzikálny experiment je v súčasnosti najdrahšou možnosťou, ako skúmať problematiku rozdelenia toku pracovnej látky v distribučných systémoch. Okrem investičnej náročnosti nastáva problém aj pri vlastnej výrobe experimentálnych zariadení. Z daných dôvodov je často vplyv nerovnomernej distribúcie pracovnej látky zanedbávaný, čo priamo vplýva na kvalitu a životnosť procesných zariadení. Vďaka rozvoju aditívnych technológií sú priaznivo ovplyvnené spomenuté problémy. Aditívne technológie poskytujú ľahko a lacno vytvárať aj zložité modely pre účely experimentov, medzi ktoré patria taktiež distribučné systémy.

Hlavným cieľom tejto práce bola experimentálna a výpočtová predikcia funkcie rozdeľovača a trubkových distribútorov typu Z. Experimentálna predikcia bola prevedená pomocou guľôčkových prietokomerov umiestnených v jednotlivých vetvách distribučných systémov a prebratých experimentálnych dát z práce od Fialovej a Jegli [37]. Výpočtová predikcia bola prevedená pomocou CFD modelov a analytických modelov. CFD modely boli aplikované na 3D a 2D geometrie distribučných systémov. Na 3D CFD modeli rozdeľovača s krátkou konfiguráciou bola prevedená optimalizácia výpočtovej siete a výpočtových postupov, ktoré sa použili u všetkých konfigurácií. Na všetky modely boli následne aplikované porézne prepážky využité ako nástroj na skrátenie menších potrubí (hadíc), čo v konečnom dôsledku znížilo celkový výpočtový čas simulácií. Po vytvorení modelov sa určil koeficient C_2 , ako nastavitelný parameter. Na základe vytvorenej parametrickej úlohy bolo možné u konfigurácii s prietokomerami zahrnúť vplyv prietokomerov na tlakovú stratu (rozdelenie toku) a priblížiť sa výsledkom z prevedených experimentov. Ďalší spôsob zjednodušeného CFD modelovania distribúcie toku, bolo použité prevedenie kompletných 3D modelov distribučného systému typu Z do 2D modelov. Boli vytvorené dve modifikácie, ktoré zachovávali bezrozmerný pomer plôch A_r potrubí a hlavného kanála z 3D modelov distribučného systému typu Z. Zvolená analytická metóda na predikciu rozdelenia toku v distribučných systémoch vychádzala z článku od Bajuri a Jonesa [5], v ktorom autori formulovali rovnicu distribúcie toku v zovšeobecnenej bezrozmernej forme, ktorú bolo možné aplikovať na všetky konfigurácie distribučných systémov správnym definovaním príslušných bezrozmerných parametrov.

Z daných analýz vyplývalo, že predikcia distribučných systémov validovaná experimentálnymi dátami je výhodná analytickou aj numerickou cestou. Relatívny rozdiel medzi experimentálnymi a výpočtovými RSD nepresiahol 9 %. Hlavnou nevýhodou 3D CFD analýzy bol extrémne dlhý čas potrebný ku vyhodnoteniu výsledkov predikcie. Analytické modely sa javia ako rozumný kompromis medzi presnosťou predikcie distribúcie toku a výpočtových časov, najmä vzhľadom na zamýšľaný účel, to znamená zahrnutie modelu predikcie distribúcie toku média v systéme komplexného modelovania pre počítačový návrh zariadenia na prenos tepla

8.1 Budúce práce

Pre budúce práce by bolo vhodné uskutočniť viac opakovaní pre dané experimentálne merania, aby boli získané viaceré dáta pre štatistické vyhodnotenie výsledkov. Výpočtové analýzy v tejto práci boli aplikované iba na jednoduchú geometriu distribučného systému typu Z, preto by bolo vhodné previesť výskum vplyvu významných geometrických parametrov (ako pomer A_r , priemery potrubí a kanálov atď.) a empiricky získaných súčiniteľov (hybnostných, odporových) na distribúciu prietoku v kompletnom distribučnom systéme. To sa týka aj vytvorenia zložitejších geometrií (napríklad viacradové konfigurácie potrubných trás, rozdielne priemery rozdeľovača a kolektora atď.). Chovanie členitých systémov sa okrem vlastnej distribúcie toku dá posudzovať taktiež z hľadiska celkových tlakových strát a z rozloženia tlaku pri prietoku pracovnej látky týmito systémami. Je nutné však podotknúť, že

fyzikálny experiment, ktorý by umožnil získať tieto informácie, by bol výrazne náročnejší. Napriek tomu by sa ďalší výskum mal týkať pravé poklesu tlaku pracovnej látky v distribučných systémoch, ktorá nebola v rámci tejto práce skúmaná.

Zoznam použitých zdrojov

- [1] PAWAR, N. a R. MAURYA. Flow Maldistribution in a Simplified Plate Heat Exchanger Model - A Numerical Study. *Applied Mechanics and Materials*. 2011, **110–116**. doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.110-116.2529
- [2] JIAO, A., R. ZHANG a S. JEONG. Experimental investigation of header configuration on flow maldistribution in plate-fin heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*. 2003, **23**(10), 1235–1246. ISSN 1359-4311. doi: 10.1016/S1359-4311(03)00057-7
- [3] SHARMA, CH. S., G. SCHLOTTIG, T. BRUNSCHWILER, M. K. TIWARI, B. MICHEL a D. POULIKAKOS. A novel method of energy efficient hotspot-targeted embedded liquid cooling for electronics: An experimental study. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2015, **88**, 684–694. ISSN 0017-9310. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.04.047
- [4] CHEMISANA, D. a J. I. ROSELL. Electrical performance increase of concentrator solar cells under Gaussian temperature profiles. *Progress in Photovoltaics: Research and Applications*. 2013, **21**(4), 444–455. ISSN 1099-159X. doi: <https://doi.org/10.1002/pip.1205>
- [5] BAJURA, R. A. a E. H. JONES. Flow Distribution Manifolds. *Journal of Fluids Engineering*. 1976, **98**(4), 654–665. ISSN 0098-2202. doi: 10.1115/1.3448441
- [6] ACRIVOS, A., B.D. BABCOCK a R.L. PIGFORD. Flow distributions in manifolds. *Chemical Engineering Science*. 1959, **10**(1–2), 112–124. ISSN 00092509. doi:10.1016/0009-2509(59)80030-0
- [7] MINOCHA, N. a J. B. JOSHI. 3D CFD simulation of turbulent flow distribution and pressure drop in a dividing manifold system using openfoam. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2020, **151**, 119420. ISSN 00179310. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119420
- [8] WOODARD & CURRAN, Inc. 8 - Treatment of Air Discharges from Industry. In: Inc. WOODARD & CURRAN, ed. *Industrial Waste Treatment Handbook (Second Edition)*. Burlington: Butterworth-Heinemann, 2006, s. 335–361. ISBN 978-0-7506-7963-3. doi: 10.1016/B978-075067963-3/50010-2
- [9] High Performance Welding Fume Collector , Intelligent Welding Fume Extraction System. *KAI-SEN* [online]. [vid. 2020-12-01]. Dostupné z: <http://www.industrialfumeextractor.com/sale-10478648-high-performance-welding-fume-collector-intelligent-welding-fume-extraction-system.html>
- [10] SHAH, R. K. a D. P. SEKULIĆ. *Fundamentals of heat exchanger design*. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2003. ISBN 978-0-471-32171-2.
- [11] WANG, J. Pressure drop and flow distribution in parallel-channel configurations of fuel cells: Z-type arrangement. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2010, **35**(11), 5498–5509. ISSN 03603199. doi: 10.1016/j.ijhydene.2010.02.131
- [12] SPIEGEL, C. A Review of Mathematical Modeling of Proton Exchange Membrane and Direct Methanol Fuel Cells. *FuelCellStore* [online]. [vid. 2021-03-03]. Dostupné z: <https://www.fuel-cellstore.com/blog-section/mathematical-modeling-pem-membrane-dmfc>

- [13] BASCHUK, J. J. a X. LI. Modeling of PEM fuel cell stacks with hydraulic network approach. *WIT Transactions on State-of-the-art in Science and Engineering*. 2005, **10**. ISSN 1-85312-840-6. doi: 10.2495/1-85312-840-6/08
- [14] STRUCKMANN, F. *Analysis of a flat-plate solar collector* [online]. Lund, Sweden, 2008 [vid. 2021-03-03]. Project report. Dept. of Energy Sciences, Faculty of Engineering. Dostupné z: https://www.lth.se/fileadmin/ht/Kurser/MVK160/Project_08/Fabio.pdf
- [15] Flat plate collector. *Alternative energy tutorials* [online]. [vid. 2021-03-03]. Dostupné z: <https://www.alternative-energy-tutorials.com/solar-hot-water/flat-plate-collector.html>
- [16] ĎAĎO, S., L. BEJČEK a A. PLATIL. *Měření průtoku a výšky hladiny*. 1. vydanie. Praha: BEN -technická literatura, 2005. ISBN 80-7300-156-X.
- [17] BARABÁŠOVÁ, I. *Nejistoty měření průtoku páry* [online]. B.m., 2017 [vid. 2021-05-01]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 55 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Bobák, Ph.D. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/100806>
- [18] KADLEC, K. Coriolisovy průtokoměry. *AUTOMA* [online]. 2010 [vid. 2021-05-08]. Dostupné z: https://automa.cz/Aton/FileRepository/pdf_articles/42308.pdf
- [19] ORLÍKOVÁ, S. Měření průtoku tekutin - principy průtokoměrů. *TZB-info* [online]. 4. únor 2008 [vid. 2021-05-05]. Dostupné z: <https://voda.tzb-info.cz/teorie-voda-kanalizace/4624-mereni-prutoku-tekutin-principy-prutokomeru>
- [20] KADLEC, K. Vírové průtokoměry – princip, vlastnosti a použití. *AUTOMA* [online]. 2014 [vid. 2021-05-08]. Dostupné z: https://automa.cz/Aton/FileRepository/pdf_articles/53030.pdf
- [21] SM8000 - Magneticko-induktivní senzor proudění. *ifm electronic* [online]. [vid. 2021-05-06]. Dostupné z: <https://www.ifm.com/cz/cs/product/SM8000>
- [22] Flow Meters Series FL-2000, FL-2069. *OMEGA* [online]. [vid. 2021-05-06]. Dostupné z: <https://assets.omega.com/manuals/M3231.pdf>
- [23] VERSTEEG, H. K. a W. MALALASEKERA. *An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method*. 2nd ed. Harlow, England ; New York: Pearson Education Ltd, 2007. ISBN 978-0-13-127498-3.
- [24] VONDÁL, J. *Simulace proudění tekutin*. B.m.: SVS FEM. 2021
- [25] BAKKER, A. *Lectures on Applied Computational Fluid Dynamics* [online]. [vid. 2021-05-01]. Dostupné z: <https://www.bakker.org/>
- [26] Inflation Layer Calculator. *Fluid Mechanics 101* [online]. [vid. 2021-01-28]. Dostupné z: <https://www.fluidmechanics101.com/pages/tools.html>
- [27] *ANSYS FLUENT 12.0 User's Guide - 6.2.2 Mesh Quality* [online]. [vid. 2021-02-08]. Dostupné z: <https://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/ug/node167.htm>
- [28] FATCHURROHMAN, N. a S. CHIA. Performance of hybrid nano-micro reinforced mg metal matrix composites brake calliper: simulation approach. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2017, **257**, 012060. doi: 10.1088/1757-899X/257/1/012060

- [29] KOLMOGOROV, A. N. Equations of turbulent motion in an incompressible fluid. In: *Dokl. Akad. Nauk SSSR*. 1941, s. 299–303.
- [30] LAUNDER, B. E. a D. B. SPALDING. The numerical computation of turbulent flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*. 1974, **3**(2), 269–289. ISSN 0045-7825. doi: 10.1016/0045-7825(74)90029-2
- [31] MENTER, F. R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*. 1994, **32**(8), 1598–1605. doi: 10.2514/3.12149
- [32] CHEN, A. a E. M. SPARROW. Turbulence modeling for flow in a distribution manifold. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2009, **52**(5), 1573–1581. ISSN 0017-9310. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.08.006
- [33] KELLER, J. D. The manifold problem. *JOURNAL OF APPLIED MECHANICS-TRANSACTIONS OF THE ASME*. 1949, **16**(1), 77–85. ISSN 0021-8936.
- [34] HAERTER, A. Flow distribution and pressure change along slotted or branched ducts. *ASHRAE Journal*. 1963, **5**(1), 47–57.
- [35] WANG, J. Design method of flow distribution in nuclear reactor systems. *Chemical Engineering Research and Design*. 2013, **91**(4), 595–602. ISSN 02638762. doi: 10.1016/j.cherd.2012.10.003
- [36] GARCÍA-GUENDULAIN, J. M., J. M. RIESCO-ÁVILA a M. PICÓN-NÚÑEZ. Reducing thermal imbalances and flow nonuniformity in solar collectors through the selection of free flow area ratio. *Energy*. 2020, **194**, 116897. ISSN 03605442. doi: 10.1016/j.energy.2020.116897
- [37] FIALOVÁ, D. B. a Z. JEGLA. Experimentally Verified Flow Distribution Model for a Composite Modelling System. *Energies*. 2021, **14**(6). ISSN 1996-1073. doi: 10.3390/en14061778
- [38] 3D tiskárny s delta kinematikou pro firmy. *TRILAB* [online]. [vid. 2021-04-16]. Dostupné z: <https://trilab3d.com/cs/>
- [39] *Digital Microscope - VHX-6000 | KEYENCE International Belgium* [online]. [vid. 2021-04-17]. Dostupné z: <https://www.keyence.eu/products/microscope/digital-microscope/vhx-6000/models/vhx-6000/>
- [40] CACKOVÁ, T. *Náhrada trubkových výměníků tepla v CFD výpočtech proudění* [online]. B.m., 2020 [vid. 2021-05-01]. Brno, Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav procesního inženýrství. Vedoucí práce Jiří Vondál. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124380>
- [41] NALCO COMPANY. *Nalco Guide to Boiler Failure Analysis, Second Edition* [online]. 2nd ed. New York: McGraw-Hill Education, 2011 [vid. 2021-04-16]. ISBN 978-0-07-174300-6. Dostupné z: <https://www.accessengineeringlibrary.com/content/book/9780071743006>
- [42] DRÁBKOVÁ, S. *Mechanika tekutin* [online]. první vydání. Ostrava: Ediční středisko VŠB – TUO, 2007 [vid. 2021-02-15]. ISBN 978-80-248-1508-4. Dostupné z: <http://www.elearn.vsb.cz/archivcd/FS/MT/Mechanika%20tekutin.pdf>
- [43] IDELCHIK, I. E. Handbook of Hydraulic Resistance, 2nd Edition. *Journal of Pressure Vessel Technology*. 1987, **109**(2), 260–261. ISSN 0094-9930. doi: 10.1115/1.3264907

- [44] BLEVINS, R.D. *Applied Fluid Dynamics Handbook*. B.m.: Krieger Publishing Company, Malabar, FL, 2003. ISBN 1-57524-182-X.

Zoznam symbolov a skratiek

Symbol	Jednotka	Názov symbolu
A	[–]	Premenná použitá v Churchillovej aproximácii
A_1	[m ²]	Prierez hlavného kanálu rozdeľovača
A_2	[m ²]	Prierez potrubia
A_3	[m ²]	Prierez hlavného kanálu kolektora
A_4	[m ²]	Prierez spojovacieho dielu
A_m	[m ²]	Plocha medzikružia
A_p	[m ²]	Priemet plaváku
A_r	[m ²]	Pomer plôch potrubí a hlavného kanálu
B	[–]	Premenná použitá v Churchillovej aproximácii
B_m	[T]	Indukcia magnetického poľa
C_2	[1/m]	Koeficient vnútorného odporu poréznej prepážky
C_D	[–]	Koeficient strát
C_E	[–]	Stratový súčiniteľ pri náhlej expanzii (rozšírení) hadice
C_G	[–]	Stratový súčiniteľ obtekania plaváku
C_I	[–]	Stratový súčiniteľ prietoku ventilom
C_K	[–]	Stratový súčiniteľ pri náhlej kontrakcii (zúžení) hadice
C_O	[–]	Stratový súčiniteľ prudkým otočením prúdu
C_P	[–]	Stratový súčiniteľ pri prietoku dierovanou doskou
$C_{T,1}$	[–]	Stratový súčiniteľ otáčania pre deliaci tok
$C_{T,2}$	[–]	Stratový súčiniteľ otáčania pre spájací tok
D_1	[m]	Priemer hlavného kanálu rozdeľovača
D_2	[m]	Priemer hlavného kanálu kolektora
D_3	[m]	Priemer potrubia (hadice)
D_{in}	[m]	Vnútorný priemer potrubia
D_h	[m]	Charakteristický rozmer potrubia
E	[V/m]	Intenzita elektrického poľa

F_A	[N]	Sila pôsobiaca proti smeru prúdu pracovnej látky
F_C	[N]	Coriolisova sila
F_D	[N]	Sila vyvolaná dynamickým tlakom
F_g	[N]	Tiažová sila
F_P	[N]	Sila tlakového spádu plaváku
F_v	[N]	Vztlaková sila
f_1	[–]	Súčiniteľ dĺžkových strát hlavného kanálu rozdeľovača
f_2	[–]	Súčiniteľ dĺžkových strát potrubia
f_3	[–]	Súčiniteľ dĺžkových strát hlavného kanálu kolektora
g	[m/s ²]	Tiažové zrýchlenie
h	[m]	Výška
H	[–]	Koeficient odporu potrubia
H_{in}	[J]	Dodané teplo
L_1	[m]	Dĺžka hlavného kanálu rozdeľovača
L_2	[m]	Dĺžka hlavného kanálu kolektora
L_3	[m]	Dĺžka potrubia
m	[kg]	Hmotnosť
M_1	[–]	Koeficient zmeny hybnosti prúdiacej látky v rozdeľovači
M_2	[–]	Koeficient zmeny hybnosti prúdiacej látky v kolektory
n	[–]	Počet potrubí v rade
Q_{ID}	[m ³ /s]	Ideálny objemový prietok potrubím
Q_{in}	[m ³ /s]	Vstupný objemový prietok do hlavného kanálu
Q_m	[m ³ /s]	Objemový prietok medzikružia
Q_N	[–]	Normalizovaný prietok potrubím
Q_{real}	[m ³ /s]	Reálny objemový prietok potrubím
$Q_{real,max}$	[m ³ /s]	Maximálna hodnota reálneho objemového prietoku
$Q_{real,min}$	[m ³ /s]	Minimálna hodnota reálneho objemového prietoku
q	[C]	Elektrický náboj
R_D	[–]	Pomer priemeru potrubia a hlavného kanálu
Re	[–]	Reynoldsove číslo

R_z	[m]	Absolútna drsnosť povrchu
T_1	[K]	Teplota pred zdrojom tepla
T_2	[K]	Teplota za zdrojom tepla
v	[m/s]	Rýchlosť
v_1	[m/s]	Priemerná rýchlosť v hlavnom kanáli rozdeľovača
v_2	[m/s]	Priemerná rýchlosť v potrubiach
v_3	[m/s]	Priemerná rýchlosť v hlavnom kanáli kolektora
v_T	[m/s]	Trečia rýchlosť pracovnej látky
V_p	[m ³]	Objem plaváku
U	[A]	Indukcia elektrického napätia
x	[–]	Bezrozmerná vzdialenosť pozdĺž hlavného kanálu
y^+	[–]	Koeficient kvality stenovej funkcie
y_H	[–]	Bezrozmerná vzdialenosť bunky od najbližšej steny
y_P	[–]	Bezrozmerná vzdialenosť stredu bunky od najbližšej steny
α_p	[m ²]	Koeficient miery priepustnosti poréznej prepážky
θ_1	[–]	Koeficient korigujúci zmenu hybnosti v rozdeľovači
θ_2	[–]	Koeficient korigujúci zmenu hybnosti v kolektory
μ	[Pa · s]	Dynamická viskozita
ξ_D	[–]	Koeficient dĺžkových strát trením
ξ_M	[–]	Koeficient miestnych strát
ϱ	[kg/m ³]	Hustota
ϱ_1	[kg/m ³]	Hustota pracovnej látky
ϱ_2	[kg/m ³]	Hustota plaváku
Φ_1	[–]	Koeficient celkových strát trením pre rozdeľovač
Φ_2	[–]	Koeficient celkových strát trením pre kolektor
Δp	[Pa]	Celkové tlakové straty poréznu prepážkou
Δp_1	[Pa]	Tlakové straty vnútorným odporom poréznej prepážky

Δp_2	[Pa]	Tlakové straty priepustnosťou poréznej prepážky
ω	[rad/s]	Uhlová rýchlosť

Skratka

Význam

ABS	Akrylonitril-butadién-styrén
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i> (výpočtová dynamika tekutín)
F	Meradlo vstupného prietoku vody
FDM	<i>Fused Deposition Modelling</i>
GIT	<i>Grid independence test</i> (test nezávislosti od siete)
NU	<i>non-uniformity percentage</i> (percento nerovnomernosti)
RSD	<i>Relative Standard Deviation</i> (relatívna smerodajná odchýlka)
P	Meradlo tlaku vody
P&ID	Diagram potrubia a prístrojového vybavenia
SIMPLE	<i>Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations</i>
T	Meradlo teploty vody

Zoznam obrázkov

Obrázok 1 Postup práce a farebné odlíšenie výpočtových nástrojov	2
Obrázok 2 Schematické znázornenie prúdenia média v distribučných systémoch.....	3
Obrázok 3 Vplyv efektu trenia a hybnosti na veľkosť prietoku média menšími potrubiami [7].....	4
Obrázok 4 Využitie rozdeľovaču kvapaliny pri absorpčnej kolóne [8].....	4
Obrázok 5 Pohľad na inteligentný systém odsávania spalín laserovej rezačky [9]	5
Obrázok 6 Schematické znázornenie prúdenia média v kombinovaných distribučných systémoch	5
Obrázok 7 Tlakové straty v trubkách kombinovaných distribučných systémov: A) typ U; B) typ Z.	5
Obrázok 8 Rebrovaný rúrkový výmenník tepla [9].....	6
Obrázok 9 Pohľad na zásobník palivových článkov [12]	7
Obrázok 10 Bipolárna doska s kanálmi prietoku typu Z [13]	7
Obrázok 11 Princíp fungovania plochého solárneho kolektora [15].....	8
Obrázok 12 Schéma kalorimetrickeho hmotnostného prietokomeru [16]	9
Obrázok 13 Účinok Coriolisovej sily na meráciu trubici tvaru U: A) Kmitajúca trubica tvaru U bez prietoku kvapaliny; B) Pôsobenie Coriolisových síl pri prietoku pracovnej látky; C) Predný pohľad na deformovanú trubici tvaru U [18]	10
Obrázok 14 Princíp fungovania vírového prietokomeru [20]	11
Obrázok 15 Princíp fungovania ultrazvukového prietokomeru [16].....	11
Obrázok 16 Indukčný prietokomer IFM SM 8000 určený na meranie vstupného prietoku [21]	13
Obrázok 17 Princíp fungovania elektromagnetického prietokomeru [16].....	13
Obrázok 18 A) Fotografia plavákového guľôčkového prietokomeru FL-2052; B) Princíp fungovania plavákového prietokomeru	14
Obrázok 19 Oblasť prietoku potrubím diskretizovaná na konečný počet kontrolných objemov [25].	15
Obrázok 20 Blokové schéma pracovného postupu CFD modelovania.....	16
Obrázok 21 Výpočet pomeru strán pre jednotkovú kocku [27].....	17
Obrázok 22 Kvalita bunky v závislosti na mierach skosenia a ortogonalite [28].....	18
Obrázok 23 Geometria vyrobeného distribútora [37].....	22
Obrázok 24 Pribeh výroby distribútora so znázornením orientácie tlačeného telesa	23
Obrázok 25 Meranie drsnosti v hlavnom kanáli distribútora. Maximálna hodnota R_z pre zobrazené meranie bola o niečo nižšia (49,7 μm) ako priemerná hodnota (53,83 μm).	23
Obrázok 26 A) Zjednodušené P&ID schéma distribučného systému typu Z s prietokomermi; B) Fotografia pri meraní jednotlivých prietokov v hadiciach distribučného systému typu Z. .	25
Obrázok 27 Experimentálne normalizované prietoky v potrubíach rozdeľovača s prietokomermi	

s rozdielnymi vstupnými prietokmi.....	25
Obrázok 28 Experimentálne normalizované prietoky v potrubiach distribučného systému typu Z s prietokomermi s rozdielnymi vstupnými prietokmi.....	26
Obrázok 29 Dáta kumulatívneho prietoku rozdeľovača s krátkou konfiguráciou [37].....	26
Obrázok 30 Geometrie konfigurácií rozdeľovača: A) Krátka konfigurácia rozdeľovača – kóta 10 mm znázorňuje dĺžku zachovania veľkosti elementov pri tvorbe siete; B) dlhá konfigurácia rozdeľovača (FL – prietokomer).....	28
Obrázok 31 Geometria distribučného systému typu Z.....	28
Obrázok 32 Rôzne konfigurácie výpočtových sietí: A) 3,5 miliónov buniek; B) 1,85 miliónov buniek; C) 1,1 miliónov buniek.....	29
Obrázok 33 Monitorovacie plochy a porézne prepážky skrátenej krátkej konfigurácie rozdeľovača .	31
Obrázok 34 Pôvodná hadica s dĺžkou 1,5 m a skrátená hadica dĺžky 0,25 m s poréznuou prepážkou..	32
Obrázok 35 Graf tlakových strát v závislosti na rýchlosti média preložený polynomickou spojnicou druhého stupňa (19).....	33
Obrázok 36 Grafické porovnanie tlakových pomerov v rozdeľovači: hore rozloženie statického tlaku v rozdeľovači s hadicami o pôvodnej dĺžke; dole rozloženie statického tlaku v rozdeľovači so skrátenými hadicami vďaka poréznym prepážkam	35
Obrázok 37 Rýchlostný profil média v skrátenej hadici blízko poréznej prepážky a na výstupe	35
Obrázok 38 2D modifikované geometrie distribučného systému typu Z v oblasti delenia toku: A) Modifikácia typu A; B) Modifikácia typu B	37
Obrázok 39 Normalizovaný prietok v potrubiach distribučného systému typu Z bez prietokomero v pre 2D CFD modifikácie porovnané s 3D CFD modelom.	38
Obrázok 40 Normalizovaný prietok v potrubiach distribučného systému typu Z s prietokomermi pre 2D CFD modifikácie porovnané s 3D CFD modelom.	38
Obrázok 41 Približná geometria dierovanej dosky použitého prietokomeru.....	40
Obrázok 42 Normalizovaný prietok krátkou konfiguráciou rozdeľovača	43
Obrázok 43 Normalizovaný prietok distribučným systémom typu Z	43
Obrázok 44 Normalizovaný prietok dlhou konfiguráciou rozdeľovača s prietokomermi.....	44
Obrázok 45 Normalizovaný prietok distribučným typom Z s prietokomermi	44

Zoznam tabuliek

Tabuľka 1 Výhody a nevýhody základných prietokomerov [16]	12
Tabuľka 2 Určenie koeficientov rovnice distribúcie toku [5]. Parametre indexovane číslom 1 značia hodnoty pre rozdeľovač, parametre indexovane číslom 2 značia hodnoty pre kolektor. ...	20
Tabuľka 3 Zjednodušenie koeficientov rovnice distribúcie toku pre distribučný systém typu Z.....	21
Tabuľka 4 Prehľad meraných veličín a použitých meracích prístrojov	24
Tabuľka 5 Závislosť medzi tlakovými stratami a kvalitou výpočtových sietí pre krátku konfiguráciu rozdeľovača.....	30
Tabuľka 6 Numerické dáta tlakových strát závislých na voľbe vstupnej rýchlosti média.....	33
Tabuľka 7 hodnoty tlakových strát pre krátku konfiguráciu rozdeľovača. Tlakový rozdiel vybranej výpočtovej siete z GIT dosahuje odchýlku 0,5 % medzi pôvodnou a skrátanou verziou rozdeľovača.....	35
Tabuľka 8 Miestne straty v distribučných systémoch	40
Tabuľka 9 Hodnoty empirických koeficientov pre jednotlivé konfigurácie	40
Tabuľka 10 Významné geometrické a prietokové parametre skúmaných distribučných konfigurácií. 42	
Tabuľka 11 Jednohodnotové kritéria opisujúce úroveň nerovnomernosti distribúcie toku výpočtovými prístupmi a experimentálnymi dátami pre rozdeľovač.	45
Tabuľka 12 Jednohodnotové kritéria opisujúce úroveň nerovnomernosti distribúcie toku výpočtovými prístupmi a experimentálnymi dátami pre distribučný systém typu Z.....	45