



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

**MODELOVANIE SYSTÉMOV VENTILÁTOR -
CHLADIČ V HERMETICKEJ ZÓNE JADROVÝCH
BLOKOV VVER 440 V213**

THE MODELLING OF THE FAN-COOLER SYSTEMS OF THE CONTAINMENT VVER 440
V213 NPP

DOKTORSKÁ PRÁCE
DOCTORAL THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

ING. JOZEF BALÁŽ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

DOC. ING. JAN FIEDLER, DR

BRNO 2013

Kľúčové slová

Ventilačné systémy, široký rozsah pracovných podmienok, chladenie parovzdušnej zmesi, stekanie vrstvy kondenzátu

Key words

Fan-cooler systems, wide range of the operation conditions, cooling of steam-air mixture, streaming of the condensate layer

Abstrakt

Doktorská dizertačná práca sa zaoberá problematikou zostavenia modelu existujúcich ventilačných systémov jadrového bloku VVER440/V213 v režimoch pokrývajúcich nie len oblasť normálnej prevádzky bloku na výkone, ale aj abnormálnej prevádzky a havarijných stavov bloku, ktoré sa významne odlišujú od návrhových podmienok týchto systémov. Práca sa zaoberá zostavením a popisom pokročilého modelu, ktorý je schopný predikovať správanie sa týchto systémov pri ich prípadnej prevádzke počas havarijných režimov bloku. Predstavený model je súčasťou širšieho modelu LEAKBOX, ktorý sa zaoberá modelovaním procesov v hermetickej zóne jadrového bloku VVER 440 počas havarijných režimov spojených s malým únikom chladiva.

The topic of the thesis regards of problems of compilation the model of existing fan-cooler systems of VVER440/V213 NPP. These systems can be operated not only normal operation conditions but also during abnormal and accidental operation of the plant, which are significantly different from those operating conditions for which were systems dedicated and designed. An advanced model, compiled as one of the subjects of this thesis, capable to predict behaviour of these systems during accidental conditions of the plant, is described within this paper. The advanced model is a part of LEAKBOX model. LEAKBOX model represents a superordinated program dedicated to modelling overall VVER 440/V213 containment response during accidental conditions of the plant focusing onto small coolant leakage in to the containment.

Čestné vyhlásenie

Vyhlasujem, že túto doktorskú dizertačnú prácu som vypracoval samostatne, bez cudzej pomoci. Vychádzal som pri tom zo svojich vedomostí a skúseností, odborných konzultácií a literatúry, ktorá je uvedená v zozname literatúry tejto práce.

V Brne, dňa 30.5.2013

.....

Jozef Baláž

Pod'akovanie

Ďakujem svojim školiteľom Doc. Ing. Janovi Fiedlerovi a Prof. Ing. Jaroslavovi Kadmožkovi CSc. za odborné konzultácie, vedenie počas štúdia a osobný, hlboko ľudský prístup. Táto práca vznikla v dôsledku nutných odborných konzultácii pri skúmaní odozvy hermetickej zóny Jadrovej elektrárne Dukovany, počas abnormálnej prevádzky bloku a havarijných stavov s malým únikom chladiva a predstavuje určitú časť problematiky ktorá je v rámci celej technickej pomoci pre elektrárne riešená. V tejto súvislosti chcem poďakovať Ing. Radkovi Říhovi za prípravu a spracovanie podkladov k riešenému projektu technickej pomoci, Ing. Milošovi Mackovi za prevedenie vyvinutých algoritmov do programovacieho jazyka Visual C++, vývoj užívateľského rozhrania a vizualizáciu výstupných dát a Soni Gazdíkovej a Ing. Petrovi Jurišovi za pomoc s formálnou úpravou práce.

Obsah

KLÚČOVÉ SLOVÁ	1
KEY WORDS	1
ABSTRAKT	2
OBSAH	5
SKRATKY	7
ÚVOD	9
1 ZÁKLADNÉ POJMY A DEFINÍCIE	11
1.1 Pojmy definované v § 2 vyhlášky Úradu jadrového dozoru SR [72]	11
1.2 Definície ostatných pojmov	12
2 POČIATOČNÝ STAV PROBLEMATIKY	13
2.1 Formulácia vedecko-technického problému	13
2.2 Podrobný popis používaných modelov	17
2.2.1 Model fan-cooler výpočtového programu MELCOR	17
2.2.2 Autorov základný model systému ventilátor – chladič pre program LEAKBOX	19
2.3 Počiatočný stav riešenia problematiky podľa disponibilných podkladov	21
2.3.1 Modely používané v technickej praxi	21
2.3.2 Konštrukčné riešenie modelovaných systémov	23
2.4 Pracovné podmienky ventilačných systémov	24
2.4.1 Normálna prevádzka	24
2.4.2 Abnormálna prevádzka a havarijné stavy	25
3 CIELE DIZERTAČNEJ PRÁCE	26
4 SPÔSOB DOSIAHNUTIA STANOVENÝCH CIEĽOV	27
4.1 Koncept riešenia	27
4.2 Prevádzkové režimy modelovaného systému	28
4.3 Stanovovanie lokálnych podmienok prechodu tepla	29
4.4 Modelovanie charakteristiky ventilátora	33

4.5	Stekanie kondenzátu	36
4.5.1	Gravitačné (vertikálne) stekanie kondenzátu	36
4.5.2	Horizontálne stekanie kondenzátu v dôsledku trecích síl	37
4.6	Algoritmizácia	42
4.6.1	Algoritmizácia zjednodušeného modelu	44
4.6.2	Algoritmizácia podrobného modelu	46
5	VÝSLEDKY DIZERTAČNEJ PRÁCE	50
5.1	Overenie modelu	51
5.1.1	Lokálne podmienky prechodu tepla na teplovýmennej ploche	51
5.1.2	Overenie dosahovaného tepelného výkonu systému	53
5.2	Stekanie kondenzátu	58
5.3	Výkonové charakteristiky systému v širokom rozsahu pracovných podmienok	62
5.4	Zmena charakteristiky ventilátora	64
5.5	Tlakové straty na teplovýmennej ploche v režimoch s kondenzáciou	66
6	ZÁVER	67
7	POUŽITÁ LITERATÚRA	70
7.1	Základná literatúra	70
7.2	Legislatívne predpisy	74
7.3	Autorova publikovaná literatúra	74
	PRÍLOHA 1 - HERMETICKÁ ZÓNA, UMIESTNENIE SYSTÉMOV	76
	PRÍLOHA 2 - KONŠTRUKČNÉ RIEŠENIE MODELOVANÝCH SYSTÉMOV	78
	PRÍLOHA 3 - VÝVOJOVÝ DIAGRAM MODELU	82

Skratky

EDU	Jadrová elektrárň Dukovany
DBA	design basis accident
KO	kompenzátor objemu
LMTD	logarithmic mean temperature difference
LOCA	loss of coolant accident
SBLOCA	small break loss of coolant accident
SHMU	Slovenský hydrometeorologický ústav
PG	parogenerátor
TVD	technická voda dôležitá
PO	primárny okruh
HZ	hermetická zóna

Úvod

Stratégia trvalého zvyšovania jadrovej bezpečnosti, spoľahlivosti a ekonomiky prevádzky jadrovej energetických blokov VVER 440 V213 vyžaduje dobre porozumieť správaniu sa systémov, technologických a konštrukčných celkov, stavebných častí a riadiacich systémov, pre celé spektrum možných prevádzkových stavov jadrovej energetického zariadenia. Pre toto spektrum možných prevádzkových stavov je špeciálne skúmané správanie sa stavebnej hermetickej obálky bloku (hermetickej zóny), s inštalovanými technologickými časťami primárneho a sekundárneho okruhu a podpornými systémami, úlohou ktorej je tvoriť bariéru pre šírenie sa rádioaktívnych látok. Za podmienok normálnej prevádzky bloku je preto v tejto stavebnej časti, pomocou vzduchotechnických systémov odvádzajúcich a filtrujúcich vzduch, udržiavaný mierny podtlak. Počas havarijných stavov sa hermetická hranica hermetickej zóny izoluje. Správanie sa tohto stavebného a technologického celku v dôsledku iniciačnej udalosti (napr. úniku chladiva) sa označuje ako odozva hermetickej zóny (kap.1.2). Odozva hermetickej zóny na havarijné stavy, spojené s únikom chladiva (označované ako LOCA - loss of coolant accident), počas ktorých významne rastie teplota, tlak a vlhkosť vo vnútri hermetickej hranice, je skúmaná v analýzach periodického hodnotenia bezpečnosti. Výsledky analýz sú publikované v bezpečnostných správach (napr.[65], [66], [67], [68]), pričom sa posudzuje, či nebola ohrozená integrita hermetickej hranice.

Analýzy procesov prebiehajúcich v hermetickej zóne počas havarijných stavov bloku sú v našich podmienkach vykonávané pomocou výpočtových programov RELAP, MELCOR a ASTEC ([21], [22] a [23]). Výpočtový program RELAP sa sústreďuje výlučne na modelovanie termohydraulických procesov v primárnom a sekundárnom okruhu. Výpočtové programy MELCOR a ASTEC sú komplexné výpočtové programy umožňujúce modelovanie nielen primárneho a sekundárneho okruhu, ale aj hermetickej zóny, a kvantifikáciu prípadných únikov rádioaktívnych látok do okolia bloku. Spomínané výpočtové programy sú primárne určené pre bezpečnostné významné oblasti projektových, nadprojektových a ťažkých havárií, ktoré môžu hermetickú hranicu ohroziť. V niektorých prípadoch sa tiež používajú výpočtové kódy MAAP, CONTAIN alebo COCOSYS ([37], [35]).

Pre dokonalé porozumenie odozve hermetickej zóny v celom spektre možných prevádzkových stavov je však nevyhnutné zaoberať sa aj prevádzkovými stavmi, ktoré

predstavujú odchýlku od normálnych prevádzkových podmienok, nie sú však bezpečnostne významné, pretože neohrozujú integritu hermetickej zóny.

Špeciálnu oblasť tak predstavujú havarijné stavy s malým únikom chladiva alebo abnormálna prevádzka ventilačných systémov hermetickej zóny.

V oblasti týchto prevádzkových stavov je používanie obvyklých výpočtových programov MELCOR a ASTEC nevhodné, pretože na to nie sú primárne určené. Tieto programy neumožňujú (alebo umožňujú s neprímeraným zjednodušením) modelovať niektoré systémy a procesy, ktorých vplyv významne rastie v oblasti prevádzkových režimov s malým únikom chladiva, alebo prevádzkových režimov s abnormálnou prevádzkou ventilačných systémov bloku. Úroveň modelovania abnormálnej prevádzky bloku, alebo bezpečnostne nevýznamných havarijných stavov týmito výpočtovými programami je tak limitovaná.

V týchto režimoch významne rastie, ako vyplýva z podrobného rozboru [13], vplyv ventilačných systémov TL10, TL11 a TL13. V oblasti stredných a veľkých únikov sú tieto systémy v dôsledku nárastu tlaku v hermetickej zóne bezprostredne po vzniku udalosti automaticky odstavované. V oblasti malých únikov alebo abnormálnej prevádzky bloku, pri pozvoľnom náraste tlaku, zostanú pomerne dlho v prevádzke a môžu významne ovplyvniť celkovú odozvu hermetickej zóny. Hoci sa systémy TL10, TL11 a TL13 konštrukčne podobajú na bežný priemyselný chladiaci systém, špecifikum ich modelovania spočíva v tom, že sú inštalované v hermetickej zóne, ktorá je v prípade vzniku havarijného stavu izolovaná, a v jej vnútri dochádza k významnému rastu teploty, vlhkosti a tlaku. Pracovné podmienky týchto systémov sú tak značne odlišné od bežného priemyselného chladiaceho zariadenia (ventilátor - chladič).

Pre zlepšenie úrovne poznania a správania sa celkovej odozvy hermetickej zóny na malý únik chladiva, alebo abnormálnu prevádzku bloku je autorom tejto práce, v rámci projektov technickej podpory pre Jadrovú elektrárňu Dukovany (EDU) [83], [82], [81], vyvíjaný výpočtový program LEAKBOX, ktorý sa sústreďuje na primerané modelovanie odozvy hermetickej zóny v oblasti abnormálnej prevádzky a havarijných stavov bloku s malým únikom chladiva, čo si oproti konvenčným výpočtovým programom vyžaduje podrobnejšie modelovať činnosť ventilačných systémov bloku. Zvláštny dôraz je kladený práve na modelovanie systémov TL10, TL11 a TL13, a to v celom spektre prevádzkových podmienok, ktoré môžu nastať. Hoci úroveň súčasného modelovania systémov TL10 TL11 a TL13 základným modelom v programe LEAKBOX presahuje možnosti modelovania týchto systémov pomocou konvenčných výpočtových programov MELCOR a ASTEC, stále obsahuje niektoré nedostatky, ktoré musia byť odstránené.

Dizertačná práca je venovaná zlepšeniu úrovne modelovania systémov TL10, TL11 a TL13 (systém ventilátor - chladič), aplikovanej v základnom modeli. Práca sumarizuje základné východiská a disponibilné poznatky jednotlivé ciele, ktoré bolo potrebné naplniť, pre vývoj nového pokročilého modelu pre výpočtový program LEAKBOX.

1 Základné pojmy a definície

Časť uvádzaných definícií pojmov, ktoré sú v práci používané je prevzatá z vyhlášky Úradu jadrového dozoru SR [72]. Ostatné pojmy sú v predmetnej oblasti technickej praxe iba zaužívané. Pre jednoznačnosť výkladu sú preto v tejto kapitole riadne definované.

1.1 Pojmy definované v § 2 vyhlášky Úradu jadrového dozoru SR [72]

Normálna prevádzka bloku je prevádzkou v rámci stanovených limit a podmienok.

Abnormálna prevádzka bloku je prevádzkový stav odchyľujúci sa od normálnej prevádzky bloku, ktorého výskyt sa predpokladá najmenej raz za životnosť zariadenia, pričom s ohľadom na projektové opatrenia nespôsobí významné poškodenia komponentov dôležitých pre jadrovú bezpečnosť a ani nepovedie k havarijným podmienkam (do tejto skupiny patria napríklad výpadky redundantných systémov, či komponentov, porušenie limit a podmienok a pod.).

Havarijný stav (havarijné podmienky) Týmto pojmom sa označujú všetky odchýlky od normálnej prevádzky, ktoré sú závažnejšie ako abnormálna prevádzka a ktoré zahŕňajú tiež projektové a nadprojektové havárie.

Projektová havária sú také havarijné podmienky, s ktorými projekt uvažuje a pre ktoré poškodenie jadrového zariadenia a uvoľnenie rádioaktívnych látok do okolia neprekročí ustanovené legislatívne limity ([72]).

Nadprojektová havária je havária závažnejšia ako projektová havária, pri ktorej spravidla dochádza k čiastočnému poškodeniu aktívnej zóny reaktora.

Ťažká havária je závažnejšia havária ako nadprojektová havária, pri ktorej dôjde k významnému poškodeniu a degradácii aktívnej zóny, prípadnej relokácii do dolnej časti tlakovej nádoby reaktora, alebo relokácii do šachty reaktora, ktorá nastane po zlyhaní integrity tlakovej nádoby reaktora ako dôsledok interakcie medzi telesom tlakovej nádoby a roztavenou aktívnou zónou.

1.2 Definície ostatných pojmov

Ventilačný systém jadrového bloku VVER 440 V213 je označenie používané v dokumentácii blokov VVER 440 V213 vzťahujúce sa na všetky systémy ventilátor - chladič slúžiace na chladenie hermetického priestoru (hermetickej zóny), filtračné systémy lokalizované v hermetickej zóne a pre systémy udržiavajúce podtlak v hermetickej zóne počas prevádzky bloku na nominálnom výkone [34], [35], [36], [37]. Označenie „ventilačný systém“ je tak v technickej dokumentácii elektrárne širšie, všeobecné, a použité na všetky systémy vzduchotechniky hermetickej zóny. Používaný termín tak nie vždy rešpektuje technický účel zariadenia, čoho príkladom sú práve systémy TL10 TL11 a TL13 (ventilátor - chladič). Označenie „Ventilačný systém“ pre tieto systémy je v práci zachované kvôli terminologickej kompatibilite s dokumentáciou elektrárne.

Hermetická zóna je priestor zvonku ohraničený stavebnou betónovou obálkou, v ktorej sú umiestnené aktívne časti technologického zariadenia bloku a zvnútra vonkajším povrchom primárneho okruhu, parogenerátorov a časti parovodov, ktoré sa v tejto stavebnej časti nachádzajú. Úlohou hermetickej zóny je tvoriť bariéru pre šírenie sa rádioaktívnych látok do okolia bloku v prípade havarijných podmienok. Pozostáva zo súboru objemov (miestností), oddelených od ostatných stavebných častí hermetickou hranicou. V hermetickej zóne je inštalovaná časť technologických systémov bloku - primárny okruh (reaktor, cirkulačné slučky, parogenerátory, kompenzátor objemu a časť parovodov) a podporné systémy primárneho okruhu. Vonkajší povrch týchto systémov tvorí vnútornú hranicu hermetickej zóny. Bezpečnostné systémy bloku (havarijné systémy dopĺňovania, sprchový systém, vákuobarbotážny systém a pod.), ktoré sú v tomto priestore rovnako lokalizované sú považované za súčasť hermetickej zóny. Podrobnejšie Príloha 1.

Odozva hermetickej zóny je súhrnné označenie pre dôsledky všetkých prebiehajúcich procesov, fyzikálnych dejov, pracujúcich systémov a zariadení v izolovateľnej (hermetizovateľnej) stavebnej časti jadrového bloku, na priebeh termodynamických parametrov v týchto priestoroch, ktoré nastanú ako dôsledok iniciačnej udalosti.

Iniciačná udalosť je udalosťou, ktorá spôsobí vznik prechodového procesu z oblasti normálnej prevádzky bloku do abnormálnej prevádzky bloku, prípadne do havarijného stavu bloku.

Parovzdušná zmes je označenie zmesi suchého vzduchu a vodnej pary. Takáto zmes môže dosahovať v hermetickej zóne parametre, ktoré pre vlhký vzduch nie sú obvyklé (tlak, teplota, absolútna vlhkosť).

Relatívna vlhkosť parovzdušnej zmesi je preto definovaná v tvare, ktorý je najobecnejším vyjadrením relatívnej vlhkosti pre vlhký vzduch:

$$\varphi = \frac{\rho_d}{\rho_d''} \doteq \frac{p_d}{p_d''} \quad (1.2-1)$$

kde ρ_d resp. ρ_d'' je hustota pary, resp. hustota pary v stave nasýtenia pri teplote zmesi a p_d , resp. p_d'' je parciálny tlak vodnej pary, resp. parciálny tlak sýtej vodnej pary pri teplote zmesi. Rosný bod parovzdušnej zmesi, je používaný ako kritérium pre vznik kondenzácie. Teplota rosného bodu parovzdušnej zmesi t_r sa definuje ako teplota, pri ktorej by sýte vodné pary dosiahli tlak rovný parciálnemu tlaku vodnej pary v parovzdušnej zmesi.

$$p''_{t_r} = p_d \quad (1.2-2)$$

2 Počiatočný stav problematiky

2.1 Formulácia vedecko-technického problému

Modelovanie správania sa systémov TL10, TL11 a TL13 počas odozvy hermetickej zóny na malý únik chladiva alebo abnormálnu prevádzku je z konvenčných výpočtových programov doposiaľ možné iba pomocou výpočtového programu MELCOR, využívajúci model fan-cooler [27] (ďalej len model fan-cooler). Model fan-cooler (kap. 2.2.1), ktorý využíva experimentálne získanú závislosť pre súčiniteľ prechodu tepla na teplovýmennnej ploche zjednodušujúci predpoklad, že tepelný výkon chladiča pozostáva z konvektívnej a kondenzačnej zložky, ktoré sú vzájomne nezávislé. Užívateľ modelu zadáva vstupné teploty chladeného vzduchu a chladiacej vody, prietoky chladeného vzduchu a chladiacej vody a prislúchajúci počiatočný tepelný (chladiaci) výkon. Model si na základe vstupných údajov v nultom kroku vypočíta efektívnu veľkosť teplovýmennnej plochy. Tepelný výkon je potom počítaný na základe známych prietokov, vstupných teplôt a súčiniteľa prechodu tepla stanoveného na základe vlhkosti zmesi.

Prietok ventilátorom na strane vzduchu je považovaný za konštantný. Nie sú tak rešpektované zmeny prevádzkových podmienok modelovaných systémov (kap. 2.4), ktoré sa menia od nominálnych prevádzkových podmienok (teplota na saní systému 40 až 60°C, celkový tlak 98 až 99,2 kPa^{abs}, parciálny tlak vodnej pary na saní 1,5 až 6,0 kPa), až po havarijné podmienky vyvolané malým únikom chladiva do hermetickej zóny, (teplota na saní do 150°C, celkový tlak do 150 kPa^{abs} a lokálny parciálny tlak vodnej pary na saní až 150 kPa), a ich vplyv na prietok parovzdušnej zmesi chladičom a stekanie kondenzátu (podrobne o modeli fan-cooler v kap. 2.2.1).

Nedostatky modelovania odozvy hermetickej zóny v oblasti malých únikov chladiva a abnormálnej prevádzky bloku viedli autora tejto práce, pri riešení projektov technickej podpory EDU [83], [82], [81], k vývoju programu LEAKBOX. Pre modelovanie ventilačných systémov TL10, TL11 a TL13 bol autorom vyvinutý základný model (kap. 2.2.2.), ktorý predstavuje určité východisko pre formulovanie cieľov tejto práce. Základný model využíva tú istú experimentálnu závislosť stanovovania okamžitého súčiniteľa prechodu tepla na teplovýmennnej ploche, ako model fan-cooler. Prietok na strane chladeného vzduchu je modelovaný charakteristikou ventilátora pomocou polynómu druhého stupňa. Posúvanie pracovného bodu v dôsledku zmeny tlaku a teploty chladeného média a v dôsledku zmien tlakovej straty na teplovýmennnej ploche vznikajúcim kondenzátom je zanedbané. Základný model využíva metódu LMTD (logarithmic mean temperature difference) a výpočet prebieha iteračne. Model predpokladá vznik kondenzácie po dosiahnutí teploty rosného bodu na povrchu teplovýmennnej plochy alebo kondenzátu, a jej spojitú pokračovanie spolu s chladením. Teplota kondenzátu, ktorý sa na teplovýmennnej ploche vytvára, sa predpokladá rovná teplote kondenzátu na konci teplovýmennnej plochy, teda na výstupe parovzdušnej zmesi z chladiča.

Modelované výstupné teploty a hmotnostný tok vytváraného kondenzátu na ventilačných systémoch pri malom úniku chladiva do hermetickej zóny sú pre oba modely (model fan-cooler a východiskový autorov základný model) značne rozdielne.

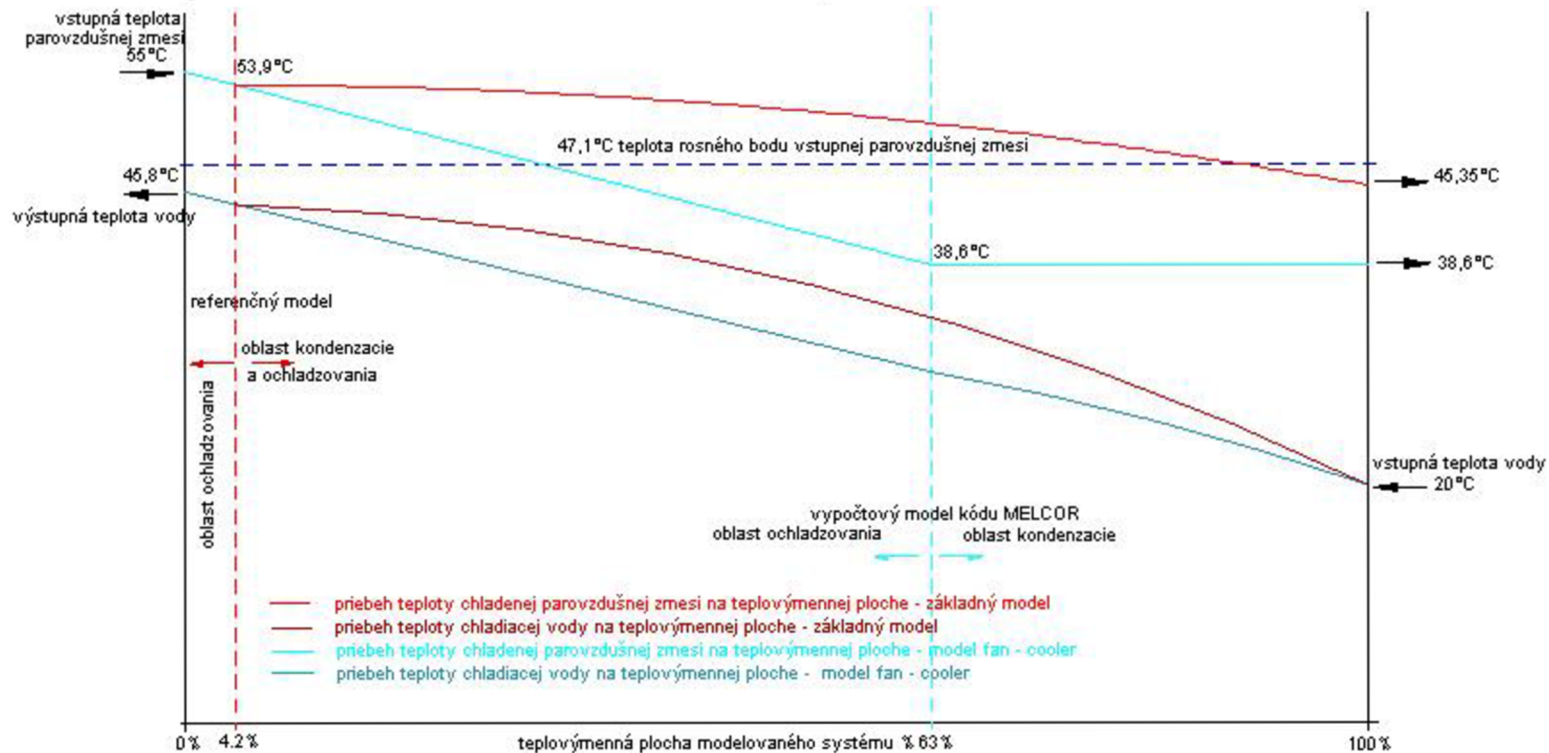
Na Obr. 2.1-1 je uvedené porovnanie priebehov teplôt na teplovýmennnej ploche podľa základného modelu a podľa modelu fan-cooler pre rovnaký okamžitý tepelný výkon modelovaného systému (TL10) 545 kW a pre rovnaké okrajové podmienky. Základný model pri tomto výkone a okrajových podmienkach predpovedá vytváranie 0,2 kg/s kondenzátu. Model fan-cooler predpovedá vytváranie 0,08 kg/s kondenzátu. Ostatné rozdiely, sú zrejmé z Obr. 2.1-1.

Dosahované rozdiely nie sú konštantné, ale menia sa v závislosti od vstupných parametrov. Oba modely zhodne predpovedajú zvyšovanie tepelného (chladiaceho) výkonu s rastom podielu vodnej pary v chladenej zmesi. Miera zvyšovania tepelného výkonu je však rozdielna. Rozdiely vo výstupných teplotách a hmotnostnom toku vytváraného kondenzátu sú tým významnejšie, čím viac sú prevádzkové podmienky systému (teplota, celkový tlak a parciálny tlak vodnej pary na saní do systému) vzdialené od nominálnych pracovných podmienok.

V definovanom rozsahu pracovných podmienok (kap.2.4) systémov TL10, TL11 a TL13 narastá význam rozsahu kondenzácie a hrúbky filmu stekajúceho kondenzátu po

teplovýmennej ploche, ktoré priamo ovplyvňujú aerodynamický odpor chladiča. Do popredia sa dostáva otázka prípadného stŕhania vytváraného kondenzátu z teplovýmennej plochy chladičov prúdiacou parovzdušnou zmesou, a možné hromadenie kondenzátu vo vzduchotechnických kanáloch, alebo v satorovej skrini chladiča (kap. 2.4), ktoré môže obmedziť použiteľnosť zariadení v havarijných podmienkach s malým únikom chladiva.

Porovnanie priebehov teplôt na teplovýmennej ploche podľa základného modelu a podľa modelu fan-cooler



Tepelný výkon modelovaného systému 545 kW

Obr. 2.1-1: Porovnanie priebehov teplôt na teplovýmennej ploche podľa základného modelu a modelu fan-cooler. zdroj: vlastný

Aj keď základný model modeluje správanie sa systémov TL10, TL11 a TL13 v lepšej zhode s realitou ako model fan-cooler, stále obsahuje niektoré nevyhovujúce zjednodušenia:

- Pomocou základného modelu nie je možné predpovedať lokálnu hrúbku vytváraného kondenzátu, čo znemožňuje modelovanie tlakových strát parovzdušnej zmesi, posúvanie pracovného bodu ventilátora a posúdenie rizika vzniku aerodynamického upchatia chladiča kondenzátom.
- Základný model nezahŕňa modelovanie stekania kondenzátu a nie je schopný zhodnotiť či môže, alebo nemôže dôjsť k takému ovplyvneniu stekania kondenzátu prúdiacou parovzdušnou zmesou, ktoré spôsobí strhávanie kondenzátu z teplovýmennej plochy do priestoru za chladičom.
- Základný model predpokladá, že všetok tvoriaci sa kondenzát, má teplotu rovnú teplote kondenzátu, vytváranému na konci teplovýmennej plochy, t.j. na výstupe chladenej parovzdušnej zmesi z chladiča. Zanedbáva fakt, že s klesajúcim rosným bodom parovzdušnej zmesi na teplovýmennej ploche, klesá teplota vytváraného kondenzátu.
- Stanovenie súčiniteľa prechodu tepla je prebrané z iného zariadenia a nerešpektuje špecifiká konštrukcie systémov TL10, TL11 a TL13.
- Základný model počíta stredný logaritmický teplotný spád zo vstupných a výstupných teplôt tepelného výmenníka. Zanedbáva, že po vzniku kondenzácie na teplovýmennej ploche dôjde k „zalomeniu“ priebehov teplôt a rozdeleniu teplovýmennej plochy na dve oblasti na ktorých by mal byť stredný logaritmický teplotný spád stanovovaný samostatne.
- Charakteristika ventilátora nerešpektuje zmeny hustoty a zloženia zmesi na vstupe do ventilátora.

Cieľom a predmetom dizertačnej práce je vývoj modelu, ktorý by tieto nedostatky základného modelu odstránil. Riešenie sa musí vyznačovať dostatočnou všeobecnosťou, aby okrem požadovaných systémov TL10, TL11 a TL13 umožnilo modelovanie aj podobných systémov.

2.2 Podrobný popis používaných modelov

2.2.1 Model fan-cooler výpočtového programu MELCOR

Model výpočtového kódu MELCOR, podľa [27], využíva experimentálne stanovený súčiniteľ prechodu tepla (k_t) v závislosti na mólovom podiele vodnej pary na vstupe do systému. Súčiniteľ bol stanovený pre systém s lamelovým protiprúdym chladiacim

výmenníkom, podľa meraní vykonaných v americkej jadrovej elektrárni [28]. Súčiniteľ prechodu tepla je podľa uvedeného prameňa daný vzťahom:

$$k_t = 590,54 + 3603,4 \cdot X_{H_2O} \frac{W}{m^2 \cdot K} \text{ pre } X_{H_2O} \leq 0,26 \quad (2.2-1)$$

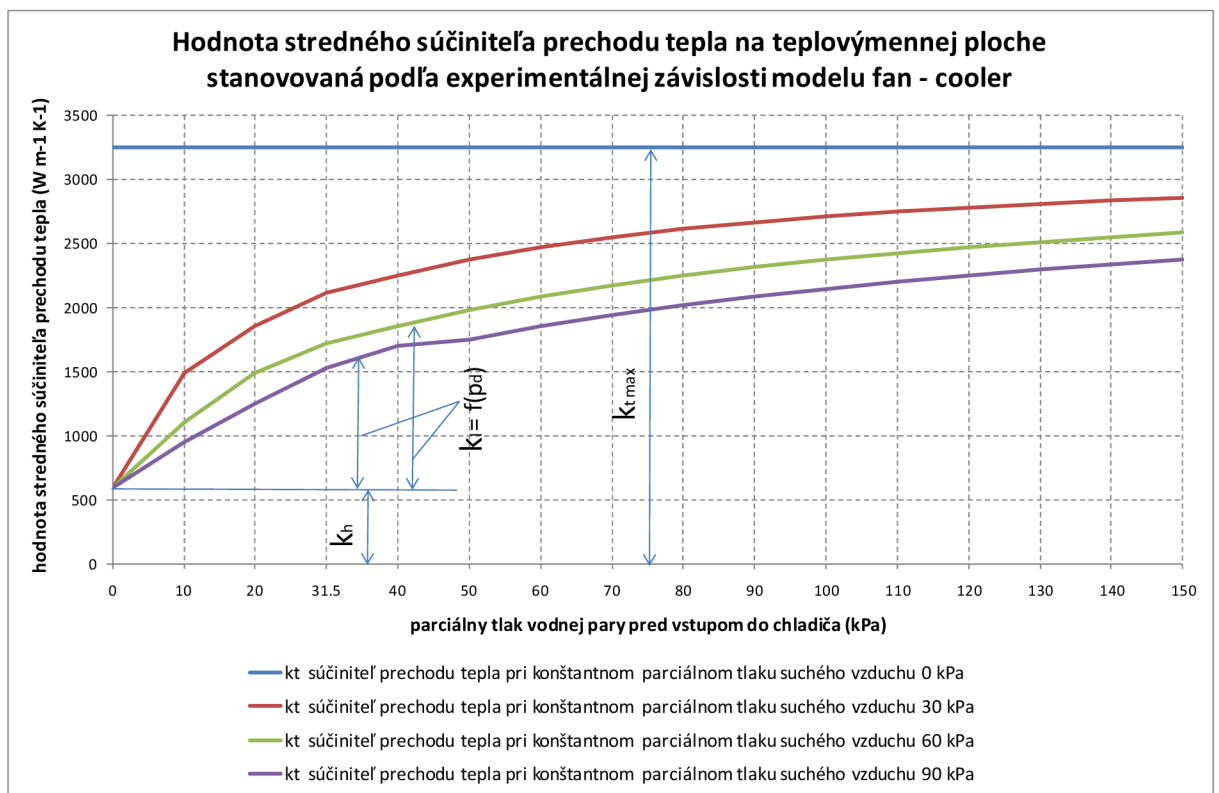
kde X_{H_2O} je mólový podiel vodnej pary v parovzdušnej zmesi na vstupe do systému, definovaný ako

$$X_{H_2O} = \frac{n_{H_2O}}{n_{celk}} = \frac{p_{H_2O}}{p_{celk}} \quad (2.2-2)$$

kde n_{H_2O} označuje počet mólov vodnej pary, n_{celk} je celkový počet mólov v zmesi pred chladičom, p_{celk} je celkový tlak zmesi pred chladičom p_{H_2O} je parciálny tlak vodnej pary pred chladičom. Ak je mólový podiel vodnej pary pred chladičom väčší ako 0,26, je celkový súčiniteľ prechodu tepla k_t získaný podľa rovnice (2.2-1) korigovaný:

$$k_t = k_{t, X_{H_2O}=0,26} + 2325,25 \cdot (X_{H_2O} - 0,26) \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (2.2-3)$$

Uvedená závislosť nerešpektuje vplyv rýchlosti prúdenia parovzdušnej zmesi. V závislosti na podiele vodnej pary na vstupe do systému, môže súčiniteľ prechodu tepla dosahovať hodnoty od $590 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ (pre suchý vzduch) po $3248 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ (pre čistú vodnú paru).



Obr. 2.2-1: Pribeh súčiniteľa prechodu tepla vypočítaný autorom podľa [27]

Model predpokladá, že celkový koeficient k_t pozostáva z konvektívnej k_h a kondenzačnej zložky k_l .

$$k_t = k_h + k_l = 590,54 + k_l \quad (2.2-4)$$

$$Q_t = k_t \cdot S_{\text{eff}} \cdot \frac{t_{vz,in} - t_{w,in}}{1 + \frac{1}{2} \left(\frac{k_t}{m_w c_{pw}} + \frac{k_h}{m_{vz} \cdot c_{pvz}} \right) \cdot S_{\text{eff}}} \quad (2.2-5)$$

kde k_t je celkový súčiniteľ prechodu tepla, ktorý je daný rovnicou (2.2-1), resp. (2.2-3), S_{eff} je efektívna teplovýmenná plocha chladiča, ktorú si model v nultom kroku vypočíta sám na základe počiatkových vstupných parametrov a deklarovaneho počiatkového tepelného výkonu zariadenia zadaného užívateľom modelu. Model potom ďalej používa vypočítanú hodnotu S_{eff} . Pri výpočte sa vychádza z rovnice (2.2-5) s tým, že tepelný výkon v nultom kroku je deklarováný užívateľom a S_{eff} je neznáma. k_h je konvektívna zložka celkového súčiniteľa prechodu tepla (konštanta rovná $590,54 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$), $t_{vz,in}$ je vstupná teplota chladenej parovzdušnej zmesi, $t_{w,in}$ je vstupná teplota chladiacej vody, c_{pw} a c_{pvz} sú merné tepelné kapacity chladenej parovzdušnej zmesi a chladiacej vody a m_w a m_{vz} sú hmotnostné prietoky chladiacej vody a chladenej zmesi. Prietok parovzdušnej zmesi systémom je pre celý rozsah prevádzkových podmienok považovaný za konštantný, bez ohľadu na zmeny tlaku pred a za systémom a meniacu sa tlakovú stratu na teplovýmnennej ploche chladiča systému v dôsledku kondenzácie. Chladienie parovzdušnej zmesi pri kondenzácii vodnej pary je modelované pri konštantnej teplote parovzdušnej zmesi, napriek klesajúcemu parciálnemu tlaku vodnej pary v procese kondenzácie a klesajúcemu rosnému bodu parovzdušnej zmesi.

2.2.2 Autorov základný model systému ventilátor – chladič pre program LEAKBOX

Základný model výpočtového programu LEAKBOX bol autorom tejto práce zostavený ako základný prostriedok pre zlepšenie modelovania systémov TL10, TL11 a TL13 v havarijných podmienkach s malým únikom chladiiva v rámci technickej pomoci [83], [82], [81] pre Jadrovú elektrárňu Dukovany. Jeho úlohou bolo odstrániť niektoré nedostatky modelovania odozvy hermetickej zóny v havarijných podmienkach bloku s malým únikom chladiiva pomocou konvenčných výpočtových programov. Základný model vychádza z predpokladu, že do poklesu teploty chladenej parovzdušnej zmesi na teplotu rosného bodu zmesi nedochádza k vytváraniu kvapalnej fázy. Po dosiahnutí rosného bodu zmesi začína dochádzať na teplovýmnennej ploche ku kondenzácii. Kondenzáciou vodnej pary dochádza k poklesu parciálneho tlaku vodnej pary a teda aj poklesu teploty nasýtenia (rosného bodu parovzdušnej zmesi). Popri kondenzácii tak dochádza aj k chladieniu parovzdušnej zmesi. Model predpokladá, že vytváraný kondenzát má teplotu vonkajšieho povrchu teplovýmnennej

plochy na výstupe parovzdušnej zmesi z chladiča. Ochladenie parovzdušnej zmesi počas kondenzácie je tým menšie, čím je väčší mólový podiel vodnej pary na vstupe do systému X_{H_2O} . V limitnom prípade by pri mólovom podiele vodnej pary 1, bolo ochladenie nulové a chladič by pracoval v kondenzačnom režime.

Základný model prevzal stanovenie súčiniteľa prechodu tepla z modelu podľa [27]. Využíva však iteračný prístup a metódu LMTD (logarithmic mean temperature difference), pričom rieši nasledovnú sústavu rovníc (2.2-6), (2.2-7), (2.2-10). Tepelný tok prenesený cez teplo výmennú plochu:

$$Q_t = k_t \cdot S \cdot \Delta t_{ln} = Q_{Primary} = Q_{Secondary} \quad (2.2-6)$$

kde S je teplovýmenná plocha chladiča a Δt_{ln} je stredný logaritmickej teplotný spád medzi chladenou parovzdušnou zmesou a chladiacou vodou. Stredný logaritmickej teplotný spád je v modeli určený na základe vstupných a výstupných teplôt chladiacej vody a parovzdušnej zmesi, pričom sa predpokladá konštantná merná tepelná kapacita chladiacej vody. Zmeny zloženia parovzdušnej zmesi v dôsledku kondenzácie sú zanedbané.

Tepelný tok odoberaný z primárnej strany chladiča (strana parovzdušnej zmesi):

$$Q_{primary} = t_{vz,in} - t_{vz,out} \cdot c_{p,vz} \cdot m_{vz} + A \cdot m_d - m_k \cdot t_{vz,in} - t_{vz,out} + m_k A \cdot t_{vz,in} - C \cdot t_{vz,out} - \Delta t_{dif} + B - D \quad (2.2-7)$$

kde $t_{vz,in}$ je teplota parovzdušnej zmesi na vstupe do systému, $t_{vz,out}$ je výstupná teplota. $c_{p,vz}$ je merná tepelná kapacita suchého vzduchu, m_{vz} je hmotnostný tok suchého vzduchu, m_d je hmotnostný tok vodnej pary a m_k je hmotnostný tok vznikajúceho kondenzátu. Δt_{dif} je teplotná diferenciacia medzi jadrom prúdu parovzdušnej zmesi a povrchom kondenzátu na konci teplovýmennej plochy, t.j. na výstupe parovzdušnej zmesi z chladiča. Konštanty A , B , C a D sú koeficienty lineárnych aproximácií entalpií sýtej vody a sýtej pary využívané programom LEAKBOX. Ich význam je takýto:

$$i'' = A \cdot t + B \quad (2.2-8)$$

$$i' = C \cdot t + D \quad (2.2-9)$$

kde i'' je entalpia sýtej pary a i' je entalpia sýtej vody pri teplote t .

Tepelný tok vedený do sekundárnej strany chladiča:

$$Q_{secondary} = t_{w,out} - t_{w,in} \cdot c_{p,w} \cdot m_w \quad (2.2-10)$$

kde $t_{w,in}$ je vstupná teplota chladiacej vody, $t_{w,out}$ je výstupná teplota chladiacej vody, $c_{p,w}$ je merná tepelná kapacita chladiacej vody a m_w je hmotnostný tok chladiacej vody.

Množstvo vytváraného kondenzátu počíta model zo vzťahu odvodeného zo stavovej rovnice plynu:

$$m_w = \frac{p_{d,in} - p_d'' \cdot t_p \cdot V}{r_d \cdot 273,16 + t_{vz,out} - \Delta t_{dif}} \quad (2.2-11)$$

kde $p_{d,in}$ je parciálny tlak vodnej pary na vstupe do chladiča, $p_d'' \cdot t_p$ je parciálny tlak vodnej pary v stave sýtosti pri teplote na povrchu teplovýmennnej plochy / kondenzátu na ktorej dochádza ku kondenzácii. V je objemový prietok chladenej parovzdušnej zmesi. Symbolom r_d je označená merná plynová konštanta pre paru.

Základný model používa zjednodušenú charakteristiku ventilátora. Objemový prietok systémom sa určí na základe rozdielu tlakov pred a za systémom, vychádzajúc z aproximovanej charakteristiky ventilátora polynomicou rovnicou druhého stupňa (2.2-12) a odporovej charakteristiky systému ventilátor - chladič (2.2-13).

$$\Delta p = a \cdot V^2 + b \cdot V + c \quad (2.2-12)$$

$$\Delta p_{str} = \frac{1}{2} w^2 \cdot \rho \cdot \xi \quad (2.2-13)$$

$$\Delta p - \Delta p_{str} - p_2 - p_1 = \frac{1}{2} w_2^2 \cdot \rho \quad (2.2-14)$$

V uvedených rovniciach sú a , b a c aproximačné koeficienty, Δp predstavuje tlakový spád ktorý vyvinie ventilátor, Δp_{str} tlaková strata na chladiči, ρ je hustota parovzdušnej zmesi, ξ je súčiniteľ miestnej tlakovej straty na chladiči, p_2 je statický tlak za chladičom, p_1 je statický tlak pred chladičom a w_2 je výstupná rýchlosť zo systému ventilátor - chladič. Tlakovú diferenciu vyhodnocuje základný model v každom časovom kroku, pričom tlaky za a pred systémom sú počítané v hlavnom modeli LEAKBOX a základnému modelu sú tieto hodnoty predávané ako okrajové podmienky. Ich rozdiel v zásade nemusí byť kladný, ak boli tlakové pomery pred a za chladičom ovplyvnené únikom chladiva. Vplyv zmeny hustoty a teploty parovzdušnej zmesi na výkon ventilátora a posúvanie pracovného bodu meniacou sa tlakovou stratou na chladiči v dôsledku vytvárania kondenzátu (zmenšovania prietocnej plochy pre parovzdušnú zmes) sa v základnom modeli zanedbávajú. Modelovaná charakteristika je algoritmom obmedzená tak, aby bola schopná pracovať aj so záporným rozdielom tlakov za a pred systémom, ktoré by mohli vzniknúť v dôsledku ostatných procesov prebiehajúcich v HZ v dôsledku úniku chladiva.

2.3 Počiatočný stav riešenia problematiky podľa disponibilných podkladov

2.3.1 Modely používané v technickej praxi

Doposiaľ známe modely systému ventilátor - chladič predstavujú numerický model tepelného výmenníka. Model ventilátora v týchto modeloch predstavuje okrajovú podmienku o prietoku chladeného média (či už plynu, alebo paroplynovej zmesi) tepelným výmenníkom.

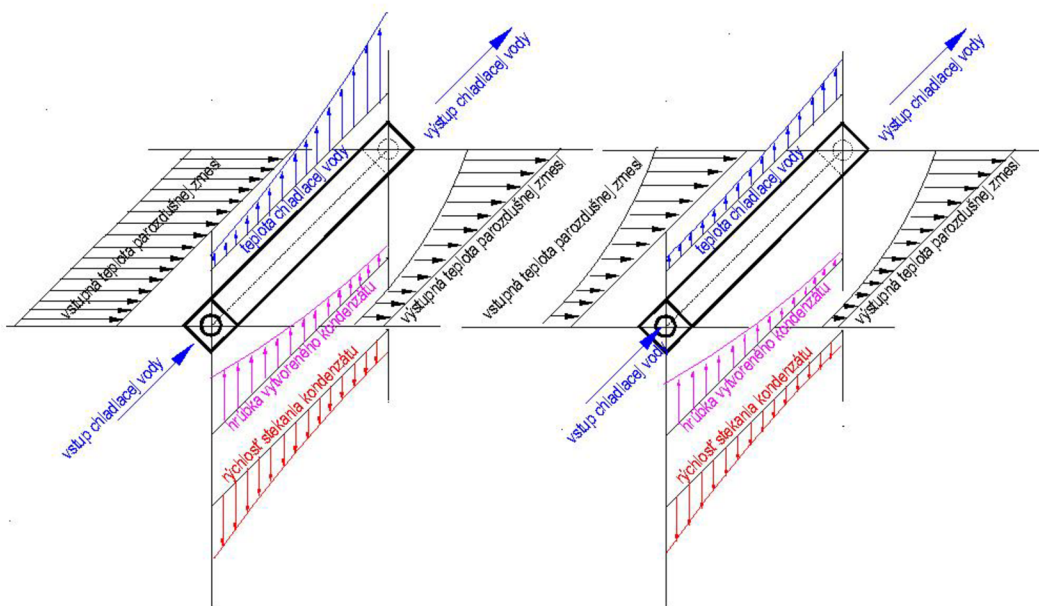
Podľa [70], úroveň modelovania systémov ventilátor - chladič vo výpočtových programoch určených pre analýzy termodynamickej odozvy kontajnementu používaných vo svete (CONTEMPT, CONTRANS, COPATTA, LOCTIC, GOTHIC, CONTAIN, COCOSYS) spravidla nedosahuje ani úrovne modelu fan-cooler kap. 2.2.1. Je to spôsobené tým, že tieto systémy nie sú bezpečnostne významné a v analyzovaných scenároch, ktoré môžu ohroziť integritu kontajnementu sú automatikami bloku odstavované v priebehu niekoľkých sekúnd po iniciačnej udalosti. Z hľadiska času, počas ktorého zostanú v prevádzke je ich príspevok k bezpečnostne významnej odozve hermetickej zóny (kontajnementu) zanedbateľný. Navyše, tepelný výkon týchto systémov je rádovo nižší ako celkový entalpický tok unikajúceho chladiva, a to už pri stredne veľkých únikoch chladiva (LOCA s ekvivalentným priemerom 50 až 100 mm [13], [39], [40], [41]). Uvedené výpočtové programy, zostavené a validované pre bezpečnostne významné scenáre, tak modelovanie týchto systémov zjednodušujú v snahe ušetriť výpočtový čas, alebo ich úplne zanedbávajú.

Okrem modelov ventilátor - chladič použitých v špecializovaných výpočtových programoch sa využívajú numerické modely tepelných výmenníkov. Tieto modely sa líšia podľa účelu, oblasti pracovných podmienok a modelovaného zariadenia. Môžu a nemusia obsahovať okrajovú podmienku o prietoku média výmenníkom danú funkčnou závislosťou (model ventilátora, alebo čerpadla). Podľa [16] existuje viac ako 500 numerických modelov na výpočet nestacionárnych procesov na tepelných výmenníkoch pre podmienky, pri ktorých nedochádza ku kondenzácii. Podľa toho istého zdroja je numerických modelov, ktoré počítajú s kondenzáciou na teplovýmennej ploche menej ako 50. Z uvedeného počtu numerických modelov s kondenzáciou na teplovýmennom povrchu nie je na základe disponibilných podkladov známy žiaden nestacionárny model, ktorý by obsahoval vhodnú okrajovú podmienku pre model ventilátora v danom rozsahu pracovných podmienok (kap. 2.4), vyhodnocoval lokálnu hrúbku kondenzátu, modeloval jeho stekanie a zmeny prietoku chladenej parovzdušnej zmesi v dôsledku meniacich sa tlakových strát.

Väčšina modelov uvažujúcich s kondenzáciou vychádza z metódy LMTD [16], [20], ktorú rieši za pomoci zjednodušujúcich predpokladov podobne, ako základný model (kap. 2.2.2). Použitie metódy ε -NTU (effectiveness - number of transfer unit) sa vyskytuje zriedkavejšie [16], [18]. Niektoré numerické metódy používajú analytický prístup pre riešenie pomerov na elementoch, iné aplikujú numerickú metódu kontrolných objemov [16], [4]. Použitie numerickej metódy kontrolných objemov pre modelovanie nestacionárnych procesov však vyžaduje, aby sa zaviedol predpoklad o zmene teploty v kontrolnom objeme v rámci časového kroku. Buď sa používa predpoklad skokovej zmeny v čase τ , alebo $\tau + \Delta\tau$ (implicitná,

alebo explicitná schéma), alebo sa použije predpoklad zmeny teploty v rámci časového kroku - napríklad Crank-Nicholsonova schéma s predpokladom lineárneho rastu teploty. Iba explicitné schéma umožňuje priamočiare riešenie problému bez znalosti všetkých teplôt v okolitých objemoch nielen na začiatku, ale aj na konci riešeného časového kroku. Zároveň je pre plne explicitné schéma možné jednoducho formulovať podmienky pre nájdenie fyzikálne reálneho riešenia, ktoré tak kladú požiadavku na maximálny časový krok. Problematika je podrobnejšie popísaná v [4].

Použitie metódy kontrolných objemov umožňuje riešiť problém akumulácie tepla v konštrukčnom materiáli, a dokáže zohľadniť aj deformáciu teplotného profilu stekajúcim kondenzátom. Prináša však komplikácie v podobe obmedzenia maximálneho časového kroku pre malé hrúbky kondenzátu, alebo malú tepelnú kapacitu konštrukčných častí teplovýmennej plochy.



Obr. 2.3-1: Teplotné pomery, hrúbka kondenzátu a rýchlosť jeho stekania na teplovýmennej ploche

2.3.2 Konštrukčné riešenie modelovaných systémov

Systémy TL10, TL11 a TL13 pozostávajú z chladiča, za ktorým je radený radiálny ventilátor. Celkový nominálny tepelný výkon (tepelný výkon, na ktorý boli jednotky navrhnuté) všetkých jednotiek uvedených systémov je 5 MW, čo oproti tepelným stratám systémov technologickej časti, ktoré sú cca. 1,2 MW, predstavuje značnú výkonovú rezervu. Systémy TL10 a TL11 majú každý po tri jednotky. Systém TL13 pozostáva z dvoch

jednotiek. Všetky sú však automaticky odstavované po dosiahnutí tlaku v hermetickej zóne 110 kPa^{abs}. Chladiče systémov sú zostavené z modulov, ktorými sú lamelové protiprúde, križové, štvorcestné tepelné výmenníky so sklonenými deliacimi rovinami vodných ciest. Prvá skupina modulov v smere prúdenia (sekcia) je chladená technickou vodou dôležitou (5-33°C), druhá skupina (sekcia) je chladená vodou zo stanice zdroja chladu (5-15°C). Detailný popis je uvedený v Príloha 2.

2.4 Pracovné podmienky ventilačných systémov

2.4.1 Normálna prevádzka

Počas prevádzky jadrove - energetického bloku na nominálnom výkone je na saní systémov TL10 a TL11 dosahovaná teplota v rozpätí 45-60 °C [13], čo ovplyvňuje tepelné straty systémov technologickej časti bloku. Na saní systému TL13 na palube HČ je dosahovaná teplota 40°C [13]. Teplota technickej vody dôležitej sa pohybuje od 5 do 33°C ([13], [32], [34], [35], [36], [37]). Teplota vody zo stanice zdroja chladu má povolený rozsah od 5 do 15°C, pričom najčastejšie jej hodnota kolíše okolo 6°C. Vlhkosť vzduchu sa v hermetickej zóne pohybuje v typickom rozsahu 20 až 30% [13]. Do hermetickej zóny sa vlhkosť dostáva spolu s čerstvým vzduchom privádzaným systémom TL40 z okolitého prostredia ([13], [32]). Pri nominálnom prietoku 1000 m³/h a priemernej vlhkosti vzduchu 74,5% ([33] - prebratá z lokality Mochovce) a priemernej teplote vzduchu 9,7°C ([33]), predstavuje dodávaný hmotnostný tok vodnej pary do hermetickej zóny 10,1 kg.h⁻¹. Časť vodnej pary je odsávaná systémom TL70. Ďalším významným zdrojom vlhkosti v hermetických priestoroch je odpar z hladín v barbotážnych žľaboch (celková plocha 219,1 m², [34], [35], [36], [37]). Presná hmotnostná bilancia odparu vodnej pary zo žľabov nebola doposiaľ vykonaná. Počas prevádzky bloku na nominálnom výkone sa žľaby pravidelne doplňujú od signalizovanej minimálnej hladiny. Prietok doplňovania vody nie je meraný

a operátor obvykle nedoplňa žľaby po maximálnu hladinu, pretože hrozí ich preliatie. Dopĺňajú sa jednotky až 10-tky m³ týždenne.

Na teplovýmenných plochách chladičov systémov TL10 a TL11 dochádza aj počas prevádzky bloku na nominálnom výkone ku kondenzácii. Vytvorený kondenzát steká do zberných jímok, ktoré sú inštalované pod každým systémom a 1-2 krát týždenne sa z týchto jímok drenážuje na základe indikácie maximálnej povolenej hladiny. Iné meranie hladiny kondenzátu, ako indikáciu maximálnej a minimálnej hladiny, zberné jímky neobsahujú. Drenážovanie sa ukončí po dosiahnutí minimálnej hladiny. Množstvo odlúčeného kondenzátu

na chladiacich moduloch v súčasnosti nie je možné presne kvantifikovať. Prietok vzduchu ventilátormi nie je regulovaný. Nominálne hodnoty prietoku vzduchu ventilačnými systémami (pri tlaku v priestore sania systémov $99,8 \text{ kPa}^{\text{abs}}$ a teplote 60°C) sú $65\,000 \text{ m}^3/\text{h}$ pre TL10 a TL11 ($6,65 \text{ m/s}$ v najužšom priereze teplovýmennej plochy) a $20\,000 \text{ m}^3/\text{h}$ pre systém TL13 ($4,47 \text{ m/s}$), [34], [35], [36], [37]. Počas prevádzky bloku na nominálnom výkone dochádza k zmene tlakov na saní a výtlaku ventilačných systémov a posúvaniu pracovného bodu, najmä v dôsledku zmien konfigurácie pracujúcich systémov v hermetických priestoroch. Smer stekania kondenzátu môže byť ovplyvnený v dôsledku pôsobenia trecích síl medzi prúdiacou parovzdušnou zmesou a stekajúcim kondenzátom.

Pri významnom ovplyvnení smeru stekania kondenzátu trecími silami medzi prúdiacou parovzdušnou zmesou a povrchom kondenzátu, by zberné jímky nezachytili časť vytvoreného kondenzátu. Tento by bol stŕhaný z odtokovej hrany chladiacich modulov druhej sekcie (pozri Príloha 2 Obr.P2- 4 a hromadil by sa v saní ventilátorov a v špirálovej statorovej skrini. Zvýšená vlhkosť (ani jej stopy) však počas odstávok bloku v statorovej skrini nebola pozorovaná. To isté platí o výtlačných častiach potrubného rozvodu napriek tomu, že systémy sú prevádzkované nepretržite, prakticky 11 mesiacov v roku. K stŕhaniu kondenzátu do sania ventilátorov počas nominálnych prevádzkových podmienok ventilačných systémov pravdepodobne nedochádza, alebo aspoň nedochádza vo významnej miere. Na druhej strane nie je v súčasnosti známe, ako ďaleko je nominálny pracovný bod týchto zariadení vzdialený od oblasti, kde sa stŕhanie vytváraného kondenzátu do sania ventilátorov začne (významne) prejavovať.

2.4.2 Abnormálna prevádzka a havarijné stavy

Počas abnormálnej prevádzky a havarijných stavov bloku dochádza k významnému rastu tlaku a teploty v celej hermetickej zóne a k zmenám prevádzkových podmienok systémov TL10, TL11 a TL13. Možný nárast tlaku a teploty je v nasledujúcich odstavcoch zhodnotený ako pre abnormálnu prevádzku, tak pre havarijné stavy bloku.

- a) Pri abnormálnej prevádzke bloku (výpadok všetkých ventilačných systémov) dôjde k izolácii hermetickej zóny a v dôsledku tepelných strát technologických zariadení rastie teplota v hermetickej zóne. Nárast teploty spôsobuje znižovanie tepelných strát z technologickkej časti do hermetickej zóny, pretože sa znižuje teplotná diferenciacia technologická časť - hermetická zóna. Zároveň, tým istým mechanizmom rastie (z dlhodobého hľadiska) celkový tepelný tok z hermetickej zóny do okolia bloku. Stredné súčinitele prechodu tepla, stredné teploty v technologickom zariadení, hermetickej

zóny a okolí bloku, možno určiť podľa rozboru tepelných strát vykonaného v [13]. Maximálny teoreticky možný nárast teploty v hermetickej zóne tak potom možno určiť z podmienky rovnosti tepelných tokov technologická časť - hermetická zóna a hermetická zóna - okolie bloku, ktorý by nastal v dlhodobom horizonte. Na základe takýchto konzervatívnych predpokladov, bola maximálna teplota v hermetickej zóne počas abnormálnej prevádzky bloku odhadnutá na 118°C. Pri počiatočnom tlaku 99,8 kPa^{abs}, vlhkosti vzduchu 30%, to predstavuje nárast celkového tlaku v hermetickej zóne (izochorická zmena) na 117,2 kPa^{abs}.

- b) Havarijné stavy pri malom úniku SBLOCA (small break lost of coolant accident), zahŕňajú úniky chladiva do veľkosti ekvivalentného prierezu Ø50 mm ([13], [39], [40], [41]). Najnepriaznivejší prípad malého úniku predstavuje únik z parného priestoru kompenzátora objemu (v tomto priestore má chladivo najvyššiu entalpiu 2674 kJ/kg). Takýto únik chladiva z kompenzátora objemu ekvivalentným otvorom Ø50 mm, bol v niektorých prácach analyzovaný výpočtovým programom MELCOR ([40], [49], [62]), pričom dosiahnutý tlak v hermetickej zóne bol 150 kPa^{abs} a dosiahnutá teplota v mieste (miestnosti) úniku 150°C. Parciálny tlak vodnej pary v mieste úniku sa pre analyzovanú udalosť blížil k celkovému tlaku .

V uvažovanom spektre abnormálnej prevádzky a havarijných stavov bloku tak môže byť dosiahnutá teplota v hermetických priestoroch až 150°C, celkový tlak až 150 kPa^{abs} a parciálny tlak vodnej pary až 150 kPa. Vyvíjaný model musí tieto konzervatívne stanovené pracovné podmienky zohľadniť.

3 Ciele dizertačnej práce

Cieľom dizertačnej práce je vyvinutie pokročilého nestacionárneho modelu systémov ventilátor - chladič, ktorý bude použitý v širšom programovom celku LEAKBOX. Model musí spoľahlivo modelovať prechodové procesy, ktoré na systémoch TL10, TL11 a TL13 nastanú počas abnormálnej prevádzky a havarijných stavov bloku. Vzhľadom na rozsah možných pracovných podmienok reálneho zariadenia (kap. 2.4) sa požaduje, aby model pracoval v rozsahu teplôt 0°C až 150°C, pri celkovom tlaku od 98 kPa^{abs} do 150 kPa^{abs} a pri parciálnom tlaku vodnej pary v parovzdušnej zmesi v rozsahu od 0 kPa do 150 kPa.

Vytvorený model musí spĺňať nasledujúce špecifické požiadavky:

- Musí zohľadniť lokálne podmienky prestupu tepla pri rešpektovaní konštrukcie chladiča, geometrických rozmerov a použitého konštrukčného materiálu. (kap. 4.2).

- Musí obsahovať matematický model a algoritmy pre modelovanie tepelného (chladiaceho) výkonu v stanovenom rozsahu pracovných podmienok, rozloženie vytváraného kondenzátu, jeho stekanie, posúvanie pracovného bodu ventilátora a posúdiť možnosť prípadného strhania kondenzátu do sania ventilátora (kap.4.3) a odrážať špecifiká použitia zariadenia v definovaných pracovných podmienkach.
- Koncept a algoritmizácia modelu musia umožniť, aby program LEAKBOX bol schopný modelovať odozvu hermetickej zóny v reálnom čase (kap.4.1).
- Model musí byť vypracovaný v dostatočne obecnej forme, aby mohol byť okrem predmetných systémov TL10, TL11 a TL13 použitý aj na iné, podobné systémy.

Konečným cieľom je tak zostavenie matematicko-fyzikálneho modelu, prepracovanie modelu do výpočtového algoritmu a jeho naprogramovanie a zaradenie do samostatnej procedúry výpočtového programu LEAKBOX.

4 Spôsob dosiahnutia stanovených cieľov

4.1 Koncept riešenia

Vzhľadom na modulárnu koncepciu všetkých modelovaných systémov a vzájomnú nezávislosť jednotlivých paralelne radených chladiacich modulov v každej chladiacej sekcii, sa riešenie problému sústredilo na podrobné modelovanie prebiehajúcich procesov v danom rozsahu prevádzkových podmienok na chladiacom module. Jednotlivé chladiace sekcie systémov sú potom modelované pomocou za sebou radených chladiacich modulov. Celkový tepelný výkon zariadenia a kvantitatívne výstupné parametre sa získajú prostým násobením počtom chladiacich modulov radených v chladiacej sekcii.

Dosahovaný súčiniteľ prechodu tepla, hmotnostný tok vytváraného kondenzátu a teplota vytváraného kondenzátu závisia na lokálnych podmienkach prenosu tepla. V snahe rešpektovať lokálne rozdiely a realisticky modelovať prebiehajúce procesy, rozdeľuje zostavený model teplovýmennú plochu na konečný počet elementov. Základným elementom teplovýmennej plochy chladiaceho modulu je lamelovaná teplovýmenná rúrka, ktorá môže byť po dĺžke ešte rozdelená na viacero elementov. V súčasnosti však takéto delenie nie je aplikované v snahe dosiahnuť menší počet elementov a kratší celkový spotrebovaný strojový čas simulácie. Rozdelenie teplovýmennej plochy rešpektuje geometrické charakteristiky chladiacich modulov a umožňuje prípadné experimentálne overenie stanovovania lokálnych podmienok prechodu tepla v budúcnosti.

Model vyhodnocuje lokálne podmienky prestupu tepla, hrúbku kondenzátu, rýchlosť jeho stekania a miestnu tlakovú stratu. Na základe lokálnych parametrov na elementoch, sa vyhodnocujú celkové parametre systému, ako teplota a vlhkosť za systémom, celková tlaková strata a stredný súčiniteľ prechodu tepla. Prietok chladeného vzduchu/ parovzdušnej zmesi systémom ventilátor - chladič je vyhodnocovaný hlavným modelom LEAKBOX na základe tlakového spádu na systéme (tlak v miestnostiach pred a za systémom) a aktuálnej tlakovej straty systému.

Rýchlosť prúdenia chladiacej vody (alebo hmotnostný prietok) pre systémy TL10, TL13 a prvú sekciu TL11 je daný ako okrajová podmienka.

V modeli je aplikovaná numerická metóda kontrolných objemov. Každý element chladiča je rozdelený na tri kontrolné objemy. Prvý tvorí objem chladenej parovzdušnej zmesi nad elementom, druhý predstavuje objem telesa teplovýmenej oblasti spolu so stekajúcim kondenzátom a posledný predstavuje objem chladiacej vody v elemente. Týmto spôsobom sa bráni extrémnemu skracovaniu časového kroku, pri malých hrúbkach kondenzátu, ktoré by nastalo pri samostatnom kontrolnom objeme pre stekajúci kondenzát.

4.2 Prevádzkové režimy modelovaného systému

Modelovaný systém rozlišuje štyri základné režimy, ktoré počas jeho prevádzky môžu nastať:

- **Prosté chladenie** - V tomto režime je rosný bod chladeného vlhkého vzduchu pod teplotou povrchu teplovýmenej plochy. Popisovaný režim sa prakticky nevyskytuje, ani v režime normálnej prevádzky bloku.
- **Chladenie s difúznou kondenzáciou** - Tento prípad nastáva, ak je teplota povrchu iba mierne pod teplotou rosného bodu chladeného vlhkého vzduchu, alebo parovzdušnej zmesi a rosný bod sa dosahuje v rámci hydrodynamickej medznej vrstvy nad povrchom teplovýmenej plochy. Obsah vodných pár v medznej vrstve je tak ochudobňovaný v dôsledku kondenzácie a v procese transportu vodnej pary z jadra prúdu do hydrodynamickej medznej vrstvy prevládajú difúzne mechanizmy. V uvedenom prípade prevládnutia difúzných mechanizmov prenosu látky je možné vychádzať z podobnosti procesov prestupu tepla a látky, konkrétne z Lewisovho vzťahu, ktorý túto podobnosť kvantifikuje. Na druhej strane treba otvorene povedať, že presné ohraničenie popisovaného procesu nie je v súčasnosti dostatočne preskúmané [71] a vyžaduje znalosť lokálnej hrúbky hydrodynamickej medznej vrstvy (prípadne jej laminárnej podvrstvy) a teplotnej medznej vrstvy, čo presahuje možnosti vyvíjaného modelu. Model nateraz

ohraničuje popisovanú oblasť na základe odhadnutého teplotného kritéria, ktorým je podiel rozdielu teploty povrchu a rosného bodu, voči rozdielu teploty povrchu a jadra prúdu chladenej zmesi. Aplikovaná metóda kontrolných objemov potom zaručuje, že aj pri nevhodnom ohrazení popisovanej oblasti difúznej kondenzácie bude dosiahnuté fyzikálne reálne riešenie. V predmetnom prípade teplota teplotným telesu elementu poklesne, teplotný profil sa mierne zdeformuje a element sa dostane do oblasti kondenzácie v prúde chladenej parovzdušnej zmesi. Záležitosť je stále otvorená. Popisovaný režim je nateraz v modeli obsiahnutý s tým, že presnejšie vymedzenie oblasti v ktorej popisované procesy prebiehajú sa očakáva v budúcnosti pri prípadnom experimentálnom overení.

- Chladienie s kondenzáciou v prúde - V prípade výraznejšieho poklesu teploty povrchu pod teplotu rosného bodu sa oblasť kondenzácie presunie hlbšie do prúdu chladenej parovzdušnej zmesi. Chladienie prebieha spolu s kondenzáciou. Zmena teploty chladenej parovzdušnej zmesi je malá, pretože chladienie sprevádzané kondenzáciou prebieha pozdĺž krivky nasýtenia. Difúzne mechanizmy prenosu látky sú nevýznamné, pretože nad hydrodynamickou medznou vrstvou dochádza k intenzívnemu miešaniu. Súčiniteľ prechodu tepla je prepočítavaný na kondenzačné podmienky. Čím je väčší merný objem vodnej pary v chladenej parovzdušnej zmesi, tým je väčší súčiniteľ prechodu tepla. Fyzikálny limit pre prechod tepla predstavuje kondenzácia čistej pary nad daným elementom.
- Ohrev - Navrhovaný model zahŕňa aj extrémny, málo pravdepodobný prípad pri ktorom dochádza k ohrevu chladeného vzduchu v dôsledku vyššej teploty teplovýmenej plochy. Tento režim môže prakticky nastať iba v určitých prechodových procesoch pri nábehu systému, kedy sa chladiaca voda v odstavenom systéme prehriala v dôsledku predchádzajúcich procesov. V tomto režime sa predpokladá ohrev chladenej zmesi, spojený s prípadným odparom kondenzátu (ak je prítomný) z teplovýmenej plochy. Modelovaný prechod látky je postavený na difúznych mechanizmoch a na Lewisovom čísle.

Podrobné členenie algoritmu pre všetky uvedené prípady je uvedené vo vývojovom diagrame, ktorý je predmetom prílohy 3.

4.3 Stanovovanie lokálnych podmienok prechodu tepla

Pôvodný prístup k problematike, publikovaný v These k štátnej doktorskej skúške predpokladal, že navrhovaný model aktualizuje prvý člen závislosti súčiniteľ prechodu tepla

podľa modelu fan-cooler a jeho druhú kondenzačnú zložku ponechá bezo zmeny. Riešenie problematiky však ukázalo, že s využitím prác Beatty a Katz v neskorších modifikáciách Colier a Thome, ktoré boli publikované v [71] (2008) možno aktualizovať aj druhý, kondenzačný člen závislosti prechodu tepla.

Vyvíjaný model rešpektujúci lokálne podmienky prestupu tepla teda počíta súčiniteľ prechodu tepla na elemente teplovýmennnej plochy ako

$$k_{t[i,j,k]} = \frac{1}{\frac{S_i}{\alpha_{e[i,j,k]} \cdot S_e} + d_i \cdot \frac{\ln \frac{d_e + 2 \cdot d_{k[i,j,k]}}{d_e}}{\lambda_{w[i,j,k]}} + d_i \cdot \frac{\ln \frac{d_e}{d_i}}{\lambda_r} + \frac{1}{\alpha_{i[i,j,k]}}} \quad (4.3-1)$$

kde S_i je vnútorný povrch teplovýmennnej plochy, $\alpha_{e[i,j,k]}$ je lokálny súčiniteľ prestupu tepla na vonkajšom povrchu, S_e je vonkajší povrch teplovýmennnej plochy, d_i je vnútorný priemer rúrky, d_e je vonkajší povrch rúrky, $d_{k[i,j,k]}$ je lokálna hrúbka kondenzátu, $\lambda_{w[i,j,k]}$ je lokálna tepelná vodivosť kondenzátu, λ_r je tepelná vodivosť materiálu teplovýmennnej plochy a $\alpha_{i[i,j,k]}$ je lokálny súčiniteľ prestupu tepla na vnútornom povrchu.

Model počíta lokálny súčiniteľ prestupu tepla $\alpha_{i[i,j,k]}$ v uvedenej rovnici na základe všeobecne známej závislosti Nusseltovho čísla na Reynoldsovom a Prandlovom čísle pre prúdenie v kanáloch.

Súčiniteľ prestupu tepla na vonkajšom povrchu je v modeli pre prípad difúznej kondenzácie počítaný na základe Lewisovho vzťahu. V prípade vzniku kondenzácie v jadre prúdu, je súčiniteľ prestupu tepla na vonkajšom povrchu počítaný s využitím prác Beatty a Katz.

Výpočet konvekčnej zložky vychádza z rovníc podľa Žukauskasa [12].

$$Nu_{d[i,j,k]} = C \cdot Re_{d[i,j,k]}^m \cdot Pr_{[i,j,k]}^{0,36} \cdot \frac{Pr_{[i,j,k]}}{Pr_{w[i,j,k]}}^{1/4} \quad (4.3-2)$$

pričom vypočítaný súčiniteľ prestupu tepla z $Nu_{d[i,j,k]}$ je korigovaný o zväčšenie teplovýmennnej plochy lamelovaním s počítanou účinnosťou lamelovania ako:

$$\varepsilon = \frac{\tanh \frac{2 \cdot \alpha_{kz}}{\lambda_r \cdot \delta_r}}{h \cdot \frac{2 \cdot \alpha_{kz}}{\lambda_r \cdot \delta_r}} \quad (4.3-3)$$

kde α_{kz} je súčiniteľ prestupu tepla stanovený podľa Žukauskasa pre obtekaný zväzok rúrok λ_r je tepelná vodivosť materiálu rúrky a δ_r je hrúbka lamiel. h je výška rebra, ktorá sa stanovuje podľa rovnice:

$$h = 1 + 0.35 \cdot \frac{2 \cdot a \cdot \frac{1}{\pi}}{d_e} \cdot \frac{a}{2} - \frac{d_e}{2} \quad (4.3-4)$$

kde a je kratšia strana lamely (30 mm) a d_e je vonkajší priemer lamelovanej rúrky. Lokálny, konvekčný súčiniteľ prestupu tepla sa potom počíta ako

$$\alpha_{k[i,j,k]} = \alpha_{kz[i,j,k]} \cdot \varepsilon \quad (4.3-5)$$

V prípade vzniku difúznej kondenzácie na povrchu elementu teplovýmennej plochy vychádza aplikovaný prístup z predpokladu platnosti Lewisovho vzťahu.

$$\frac{\alpha_{k[i,j,k]}}{\beta_{x[i,j,k]}} = c_{p[i,j,k]} = A + c_{p,vz} \cdot t_{vz[i,j,k]} + B \quad (4.3-6)$$

kde $\beta_{x[i,j,k]}$ je súčiniteľ prechodu hmoty vzťahnutý na mernú vlhkosť zmesi, $c_{p[i,j,k]}$ je merná tepelná kapacita zmesi, $c_{p,vz}$ je merná tepelná kapacita suchého vzduchu, $t_{vz[i,j,k]}$ je teplota zmesi nad elementom a koeficienty A a B vychádzajú z lineárnej aproximácie entalpie sýtej pary podobne ako v kap. 2.2.2.

Pre dané rozmedzie pracovných teplôt sa dá pomerne jednoducho ukázať, že pri akceptovaní 6% neurčitosti možno tepelnú kapacitu zmesi nahradiť vzťahom

$$c_{p[i,j,k]} = 1.05 \cdot B \quad (4.3-7)$$

Pre hmotnosť skondenzovanej pary na elemente v danom časovom kroku potom platí

$$dm_k = \beta_x \cdot S_e \cdot d\tau \cdot \frac{rl \cdot Pd_{i,j,k} - P_{ss}(t_{r[i,j,k]})}{rd \cdot Pl_{i,j,k}} \quad (4.3-8)$$

kde S_e je povrch vonkajšej plochy elementu, $d\tau$ je časový krok výpočtu, rl je merná plynová konštanta suchého vzduchu, $P_{d[i,j,k]}$ je parciálny tlak vodnej pary nad elementom. P_{ss} je parciálny tlak vodnej pary v stave nasýtenia pri teplote teplovýmennej plochy $t_{r[i,j,k]}$. $P_{l[i,j,k]}$ je parciálny tlak suchého vzduchu a rd je merná plynová konštanta vodnej pary. Skupenské teplo prenesené v danom časovom kroku do telesa teplovýmennej plochy je potom dané súčinom hmotnosti vytvoreného kondenzátu a zmeny entalpie skondenzovanej pary

$$di_{[i,j,k]} = A \cdot t_{vz\ i,j,k} + B - C \cdot t_{r\ i,j,k} + D \quad (4.3-9)$$

kde A, B, C a D sú koeficienty lineárnej aproximácie entalpie sýtej pary a sýtej kvapaliny, podobne ako v kap.2.2.2 a $t_{vz[i,j,k]}$ a $t_{r[i,j,k]}$ sú teploty parovzdušnej zmesi nad elementom a telesa teplovýmennej plochy elementu.

Súčiniteľ prestupu tepla na povrchu elementu teplovýmennej plochy sa pre prípad difúznej kondenzácie nad elementom koriguje o difúznu kondenzačnú zložku η

$$\alpha_{e[i,j,k]} = \alpha_{k\ i,j,k} \cdot (1 + \eta) \quad (4.3-10)$$

kde pre η platí

$$\eta = \frac{\alpha_{k[i,j,k]}}{1.05 \cdot B} \cdot \frac{rl \cdot Pd_{i,j,k} - P_{ss\ t_r\ i,j,k} \cdot di_{[i,j,k]}}{rd \cdot Pl_{i,j,k} \cdot t_{vz[i,j,k]} - t_{r[i,j,k]}} \quad (4.3-11)$$

V prípade kondenzácie v jadre prúdu chladenej parovzdušnej zmesi sa súčiniteľ prestupu tepla počíta ako vážený priemer (na základe merných objemov suchého vzduchu a pary nad elementom) jeho konvekčnej a kondenzačnej zložky ako:

$$\alpha_{e[i,j,k]} = \frac{Pd[i,j,k]}{Pl[i,j,k]+Pd[i,j,k]} \cdot \alpha_{k[i,j,k]} \cdot \varepsilon + 1 - \frac{Pd[i,j,k]}{Pl[i,j,k]+Pd[i,j,k]} \cdot \alpha_{l[i,j,k]} \quad (4.3-12)$$

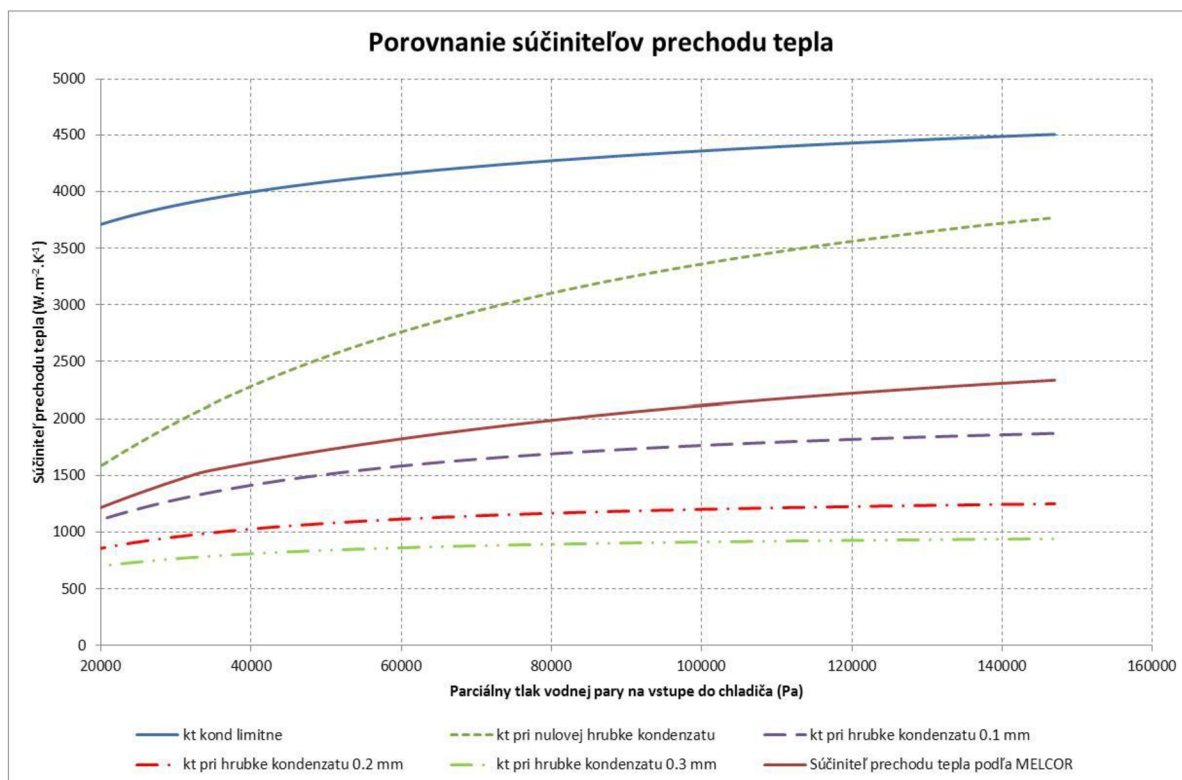
Výpočet konvekčnej zložky vychádza z rovníc podľa Žukauskasa [12] s korekciou na lamelovaný povrch rúrky. Kondenzačná zložka súčiniteľa prestupu tepla na vonkajšom povrchu bola zostavená na základe prác Coliera a Thoma [71] pre kondenzáciu na osamotenej lamelovanej rúrke. Dodatočný tepelný odpor vytvorený stekajúcim kondenzátom zohľadňuje druhý člen v menovateli rovnice (4.3-1).

Autori štúdie [71] vzhľadom na správanie sa kondenzátu rozlišujú pomery pri koreni lamiel (na povrchu lamelovanej rúrky) a na samotných lamelách. Nakoľko je však vyhotovenie lamelovania identické pre všetky výmenníky ventilačných systémov blokov VVER440 v213, boli rozdielne pomery zjednotené do jedinej rovnice rešpektujúcej rozmery jednotlivých oblastí pri koreni lamiel a samotného povrchu lamiel do jedinej rovnice nasledovne:

$$\alpha_{l[i,j,k]} = 0,9423281 \cdot \frac{0.25 \cdot \rho_d \cdot t_{r[i,j,k]} - \rho_d \cdot t_{vz[i,j,k]} \cdot 9,81 \cdot \lambda_w^3[i,j,k] \cdot l_{23[i,j,k]}}{\pi \cdot \frac{2 \cdot a^2}{\pi} - d_e^2} \cdot \frac{1}{v_w[i,j,k] \cdot \frac{4 \cdot d_e}{\pi} \cdot t_{vz[i,j,k]} - t_{r[i,j,k]}} \quad (4.3-13)$$

kde ρ_d je hustota pary, $t_{r[i,j,k]}$ je lokálna teplota povrchu teplovýmennej rúrky $t_{vz[i,j,k]}$ je lokálna teplota chladenej parovzdušnej zmesi $\lambda_w[i,j,k]$ je lokálna tepelná vodivosť kondenzátu $l_{23[i,j,k]}$ je skupenské teplo kondenzácie $v_w[i,j,k]$ je lokálna kinematická viskozita kondenzátu a je rozmer kratšej strany lamely a d_e je vonkajší priemer rúrky.

Uvedeným spôsobom sa tak pomocou rovnice (4.3-1) podarilo zostaviť úplne nezávislú rovnicu pre výpočet súčiniteľa prechodu tepla na elemente teplovýmennej plochy chladiča. Priame porovnanie so závislosťou [27] udávanou pre model fan-cooler programu MELCOR je však obtiažne. Najmä preto, že súčiniteľ prechodu tepla závisí od určujúcej teploty, ktorej referenčnú hodnotu je na teplovýmennej ploche nie je možné stanoviť bez znalosti teplotného rozloženia (a rozloženia kondenzátu) na teplovýmennej ploche. Pre účely porovnania bola za referenčnú teplotu zvolená teplota 50°C. Porovnanie súčiniteľa prechodu tepla podľa modelu fan-cooler programu MELCOR a zostaveného súčiniteľa prechodu tepla pre režim kondenzácie v jadre prúdu je spracované pre rôzne hrúbky kondenzátu na teplovýmennej ploche na nasledujúcom obrázku:



Obr. 4.3-1: Porovnanie zostavenej závislosti pre súčiniteľ prechodu tepla so závislosťou udávanou pre MELCOR

Na základe uvedeného porovnania možno konštatovať, že pri nulovej hrúbke kondenzátu na teplovýmennej ploche nadobúda dosahovaný súčiniteľ prechodu tepla podľa zostaveného modelu vyšších hodnôt, ako súčiniteľ prechodu tepla podľa modelu fan-cooler programu MELCOR. Na strane druhej, už pri hrúbke kondenzátu na teplovýmennej ploche 0,1 mm sú tieto dosahované hodnoty nižšie, ako je tomu v prípade modelu fan-cooler. Potvrďuje sa tak veľký význam tepelného odporu, ktorý predstavuje vrstva kondenzátu na teplovýmennej ploche.

4.4 Modelovanie charakteristiky ventilátora

Program LEAKBOX v minulosti používal pre modelovanie charakteristiky ventilátora systému aproximáciu,

$$\Delta p = f(V) \quad (4.4-1)$$

ktorá bola vytvorená podľa technickej dokumentácie systému. Technická dokumentácia udáva charakteristiku ventilátora pri normálnych podmienkach (teplota 20 °C, tlak 100 kPa^{abs}, vlhkosť 20 %). Použitý prístup nezohľadňoval zmeny teploty a tlaku chladeného vlhkého vzduchu/parovzdušnej zmesi v definovanej oblasti pracovných podmienok. S cieľom tento nedostatok minimalizovať zavádza zostavený model bezrozmernú charakteristiku ventilátora. Hoci pôvodný zámer predpokladal zapracovanie charakteristiky pohonu (asynchronný

elektromotor sovietskej výroby) do celkovej charakteristiky ventilátora, zodpovedajúcu výkonovú charakteristiku predmetného elektromotora sa nepodarilo získať. Dostupná technická dokumentácia elektromotora v tomto smere uvádza len celkový príkon na úrovni 100 kW. Z uvedeného dôvodu boli v zostavovanom modeli otáčky stroja považované za konštantné. Pre potreby modelu bol jej obecný tvar závislosti tlakového a objemového čísla

$$\Psi = f(\varphi) \quad (4.4-2)$$

transformovaný. V súčasnosti je charakteristika ventilátora je vyjadrená ako:

$$Q = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c - \frac{\Delta P}{\rho_{vz}}}}{2a} \quad (4.4-3)$$

kde a, b, c, sú pôvodné koeficienty aproximácie charakteristiky ventilátora, ΔP je aktuálny tlakový spád, ktorý musí ventilátor prekonať (súčet rozdielu tlakov pred a za chladičom a tlakovej straty na chladiči) a ρ_{vz} je hustota aktuálne nasávanej parovzdušnej zmesi.

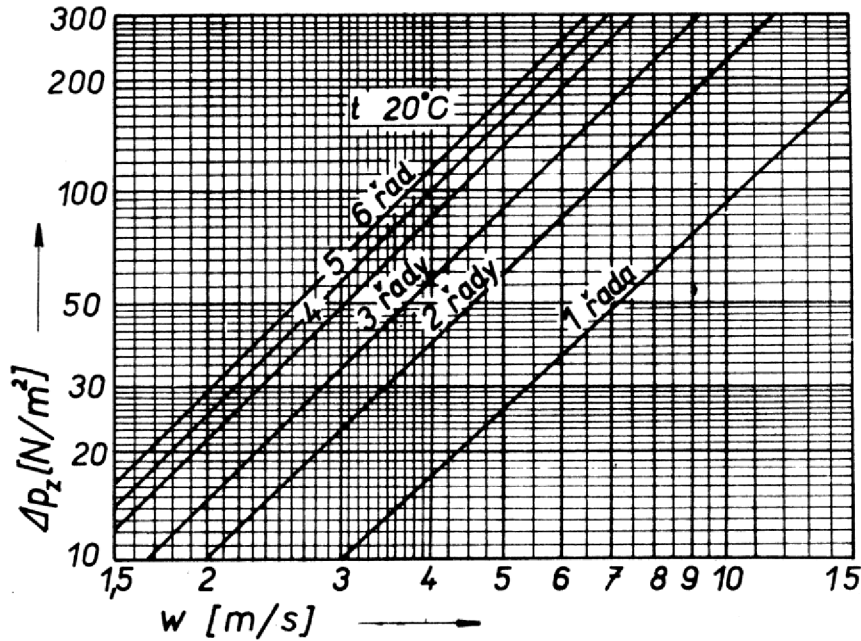
Posúvanie pracovného bodu počas prevádzky systému je spôsobené zmenou tlakového rozdielu na saní a výtlaku systémov a zmenou aerodynamického odporu chladiča systému v dôsledku rýchlostných zmien spôsobených vytváraním a stekaním kondenzátu na teplovýmennnej ploche a zmenou aerodynamických odporov sacích a výtláčnych potrubných koridorov v dôsledku zmien prietoku. Tlaky za a pred modelovaným systémom a aerodynamické tlakové straty v sacích a výtláčnych potrubných koridoroch sú vyhodnocované programovou časťou nadradenou zostavenému modelu. Model potom vyhodnocuje aktuálnu tlakovú stratu na oboch chladiacich sekciách meniacu sa v dôsledku aktuálneho prietoku chladenej parovzdušnej zmesi chladičom, aktuálnej hrúbky a aktuálneho rozloženia stekajúceho kondenzátu na teplovýmennnej ploche.

Na Obr. 4.4-1 je grafická závislosť tlakovej straty chladeného vlhkého vzduchu na teplovýmennnej ploche tak ako ju uvádza výrobca chladičov Janka Radotín. Z grafickej závislosti možno vyčítať, že tlaková strata bola stanovená pre každý rad lamelovaných rúrok samostatne, pričom sa použila rovnica

$$\Delta p_{str} = \frac{1}{2} \cdot \rho_{vz} \cdot \xi \cdot w_{vz}^2 \quad (4.4-4)$$

kde ρ_{vz} predstavuje hustotu chladeného vzduchu a w_{vz} je jeho rýchlosť prúdenia. Na základe graficky znázornených hodnôt možno ľahko overiť, že výrobca pri konštrukcii diagramu tlakových strát použil súčiniteľ miestnej tlakovej straty na jednotlivom rade lamelovaných rúrok

$$\xi = 1,8 \quad (4.4-5)$$



Obr. 4.4-1: Tlaková strata na chladiacom module udávaná výrobcom Janka Radotín, Zdroj: Chyský [2]

Pre stanovenie aktuálnej tlakovej straty na každom rade lamelovaných rúrok je tak potrebné poznať aktuálnu rýchlosť prúdenia chladenej parovzdušnej zmesi, ktorú možno získať na základe aktuálneho prietoku parovzdušnej zmesi chladičom, prietocnej plochy suchého chladiča a prietocnej plochy, ktorá je upchatá kondenzátom v dôsledku kondenzácie a stekania kondenzátu.

$$w_{vz[i]} = \frac{Q}{S_{prie} - S_{upch[i]}} \quad (4.4-6)$$

kde $w_{vz[i]}$ je rýchlosť prúdenia chladenej parovzdušnej zmesi na i -tom rade rúrok, Q je prietok parovzdušnej zmesi chladičom a S_{prie} je prietocná plocha pre prúdenie suchým chladičom a $S_{upch[i]}$ je prietocná plocha upchatá kondenzátom na i -tom rade rúrok. Prietocnú plochu upchatú kondenzátom na i -tom rade lamelovaných rúrok je možné vypočítať zo strednej hrúbky kondenzátu na danom rade rúrok a z obvodu prietocného kanála, ktorý lamelovaný rad rúrok predstavuje.

$$S_{upch\ i} = \frac{\prod_{j=1}^{pole_j} \prod_{k=1}^{pole_k-2} d_k \cdot i \cdot j \cdot k}{pole_j \cdot pole_k-2} \cdot 0 \quad (4.4-7)$$

kde $d_k [i][j][k]$ je hrúbka kondenzátu na konkrétnom elemente teplovýmennej plochy $pole_j$ je počet rúrok v jednom rade a $pole_k-2$ je počet elementov, na ktoré je každá lamelovaná rúrka rozdelená po dĺžke. Celkovú tlakovú stratu na sekcii chladiča tak možno vypočítať ako

$$\Delta p_{sekcie} = \sum_{i=1}^{pole_i} \frac{1}{2} \cdot Q_{vz\ i} \cdot \xi \cdot w_{vz[i]}^2 \quad (4.4-8)$$

Tento spôsob výpočtu využíva aj pripravovaný model systému.

4.5 Stekanie kondenzátu

Návrh riešenia problematiky už na úrovni These k dizertačnej práci predpokladal rozdelenie stekania kondenzátu na stekanie v horizontálnom a na stekanie vo vertikálnom smere. Vzhľadom na to, že smer prúdenia parovzdušnej zmesi na teplovýmennnej ploche je kolmý na smer gravitačného stekania kondenzátu, bolo stekanie kondenzátu v oboch smeroch považované ako navzájom nezávislé.

Stekanie kondenzátu vo vertikálnom smere bolo od začiatku zamýšľané riešiť analyticky podľa Nusselta [4]. Stekanie kondenzátu v horizontálnom smere v dôsledku trecích síl pôsobiacich medzi parovzdušnou zmesou a povrchom kondenzátu bolo v čase odovzdania These k dizertačnej práci otvorenou otázkou. V priebehu riešenia sa ukázalo, že pre pôsobenie trecích síl na povrchu kondenzátu existuje experimentálne overená závislosť podľa Coliera a Thoma [71]. Na základe tejto závislosti bola pre potreby modelu odvodená stredná lokálna rýchlosť stekania kondenzátu v horizontálnom smere.

4.5.1 Gravitačné (vertikálne) stekanie kondenzátu

Pre gravitačné stekanie kondenzátu bolo aplikované Nusseltovo riešenie stekania kondenzátu [4], ktoré vychádza z nasledujúcich predpokladov:

- zotrvačné sily vo vrstve kvapaliny sú zanedbateľné v porovnaní s viskóznymi silami
- pôsobenie trecích síl na fázovom rozhraní možno zanedbať
- povrchové napätie kvapaliny neovplyvňuje jej prúdenie vo vrstve
- fyzikálne vlastnosti kvapaliny sú v uvažovanom rozmedzí teplôt konštantné

V dôsledku oddelenia vertikálneho stekania kondenzátu od stekania kondenzátu v horizontálnom smere v dôsledku trecích síl na fázovom rozhraní je možné zanedbať pôsobenie trecích síl na fázovom rozhraní. Nakoľko je stekanie kondenzátu vo vertikálnom smere ustálené, je postulovaný predpoklad o zanedbateľnosti zotrvačných síl v kvapaline oproti viskóznym silám vyhovujúci. Teplovýmenná plocha v modeli je rozdelená na konečný počet elementov, v rámci každého je predpoklad konštantnej teploty kondenzátu prijateľným zjednodušením. Správnosť aplikovaného predpokladu o zanedbateľnosti vplyvu povrchových napätí na stekanie kondenzátu presahuje možnosti tejto práce bude predmetom ďalšieho (experimentálneho) výskumu.

Na základe postulovaných predpokladov možno pre daný prípad zjednodušiť pohybové rovnice vertikálne stekajúceho kondenzátu na obyčajnú diferenciálnu rovnicu.

$$\frac{d^2 w_{k,v[i,j,k]}}{d y_{[i,j,k]}^2} = - \frac{g}{v_{[i,j,k]}} \quad (4.5-1)$$

kde $y_{[i,j,k]}$ je vzdialenosť od povrchu teplovýmennej plochy chladiča, $w_{k,v[i,j,k]}$ je rýchlosť stekania kondenzátu, g je gravitačné zrýchlenie a $v_{[i,j,k]}$ je kinematická viskozita kondenzátu.

Pre uvedenú rovnicu platia nasledujúce okrajové podmienky

$$y = 0 \quad w_{k,v[i,j,k]} = 0 \quad (4.5-2)$$

a

$$y = \delta_{[i,j,k]} \quad \frac{dw_{k,v[i,j,k]}}{dy_{[i,j,k]}} = 0 \quad (4.5-3)$$

kde $\delta_{[i,j,k]}$ je lokálna hrúbka kondenzátu vo vzdialenosti x od hornej hrany chladiča.

Pre rýchlostný profil stekajúceho kondenzátu potom možno odvodiť

$$w_{k,v[i,j,k]} = \frac{g \cdot \delta_{[i,j,k]} \cdot y_{[i,j,k]}}{v_{[i,j,k]}} - \frac{g}{2 \cdot v_{[i,j,k]}} \cdot y_{[i,j,k]}^2 \quad (4.5-4)$$

Strednú lokálnu rýchlosť stekania kondenzátu potom možno získať integráciou cez celú hrúbku stekajúcej vrstvy.

$$w_{k,v[i,j,k]} = \frac{1}{\delta_{[i,j,k]}} \cdot \int_0^{\delta_{[i,j,k]}} w_{k,h[i,j,k]} dy = \frac{g}{3 \cdot v_{[i,j,k]}} \delta_{[i,j,k]}^2 \quad (4.5-5)$$

Stredná rýchlosť stekania kondenzátu vo vertikálnom smere tak závisí iba na lokálnej kinematickej viskozite kondenzátu (teda teplote), gravitačnom zrýchlení a lokálnej hrúbke stekajúcej vrstvy kondenzátu. Lokálna hrúbka kondenzátu je pri danom spôsobe riešenia úlohy známa.

4.5.2 Horizontálne stekanie kondenzátu v dôsledku trecích síl

Pre šmykové napätie v dôsledku trecích síl nad fázovým rozhraním navrhol Butterworth ([71]) experimentálnu závislosť

$$\tau_i = \frac{1}{2} \cdot f_{i[i,j,k]} \cdot \rho_{g[i,j,k]} \cdot w_{g[i,j,k]} \quad (4.5-6)$$

kde $\rho_{g[i,j,k]}$ je hustota parovzdušnej zmesi prúdiacej nad povrchom a $w_{g[i,j,k]}$ je stredná rýchlosť prúdenia parovzdušnej zmesi v kanáli. Pre trecí súčiniteľ $f_{i[i,j,k]}$ platí:

$$f_{i[i,j,k]} = 0,664 \cdot \frac{1}{Re_{g[i,j,k]}} \quad (4.5-7)$$

kde $Re_{g[i,j,k]}$ je Reynoldsovo číslo pre prúdiacu parovzdušnú zmes v kanáli.

Aplikované riešenie, analogicky ako riešenie vertikálneho stekania kondenzátu zaviedlo nasledujúce predpoklady:

- zotrvačné sily vo vrstve kvapaliny sú zanedbateľné v porovnaní s trecími silami
- povrchové napätie kvapaliny neovplyvňuje jej prúdenie vo vrstve

- fyzikálne vlastnosti kvapaliny sú v uvažovanom rozmedzí teplôt konštantné

Aj v havarijných režimoch bloku, keď sa očakávajú relatívne rýchle zmeny tlaku, teploty a vlhkosti chladenej parovzdušnej zmesi možno očakávať, že tlak na saní a výtlaku systému sa bude meniť súčasne. Z celkového hľadiska sú potom zmeny hustoty chladenej parovzdušnej zmesi pozvoľné a stekanie kondenzátu možno považovať za relatívne ustálené. Výsledky modelu potvrdzujú (kap 5.4), že v stabilnej pracovnej oblasti systému sú pozvoľné aj zmeny prietoku prúdiacej parovzdušnej zmesi. Význam zotrvačných síl pôsobiacich na kondenzát tak možno v porovnaní voči trecím silám zanedbať. Vzhľadom na rozdelenie teplovýmennej plochy v možno aplikovať predpoklad lokálne konštantných fyzikálnych vlastností kvapaliny. Správnosť aplikovaného predpokladu o zanedbateľnosti vplyvu povrchových napätí na stekanie kondenzátu presahuje možnosti tejto práce a bude predmetom ďalšieho (experimentálneho) výskumu.

Na základe postulovaných predpokladov nadobúdajú pohybové rovnice horizontálne stekajúceho kondenzátu tvar obyčajnej diferenciálnej rovnice.

$$v_{[i,j,k]} \cdot \frac{d^2 w_{k,h[i,j,k]}}{d y_{[i,j,k]}^2} = 0 \quad (4.5-8)$$

kde $y_{[i,j,k]}$ je vzdialenosť od povrchu teplovýmennej plochy chladiča, $w_{k,h[i,j,k]}$ je rýchlosť stekania kondenzátu a $v_{[i,j,k]}$ je kinematická viskozita kondenzátu.

Pre uvedenú rovnicu platia nasledujúce okrajové podmienky

$$y_{[i,j,k]} = 0 \quad w_{k,h[i,j,k]} = 0 \quad (4.5-9)$$

a

$$y_{[i,j,k]} = \delta_{[i,j,k]} \quad w_{k,h(\delta_x)} = \frac{\tau_{i[i,j,k]} \cdot \delta_{[i,j,k]}}{\rho \cdot v_{[i,j,k]}} \quad (4.5-10)$$

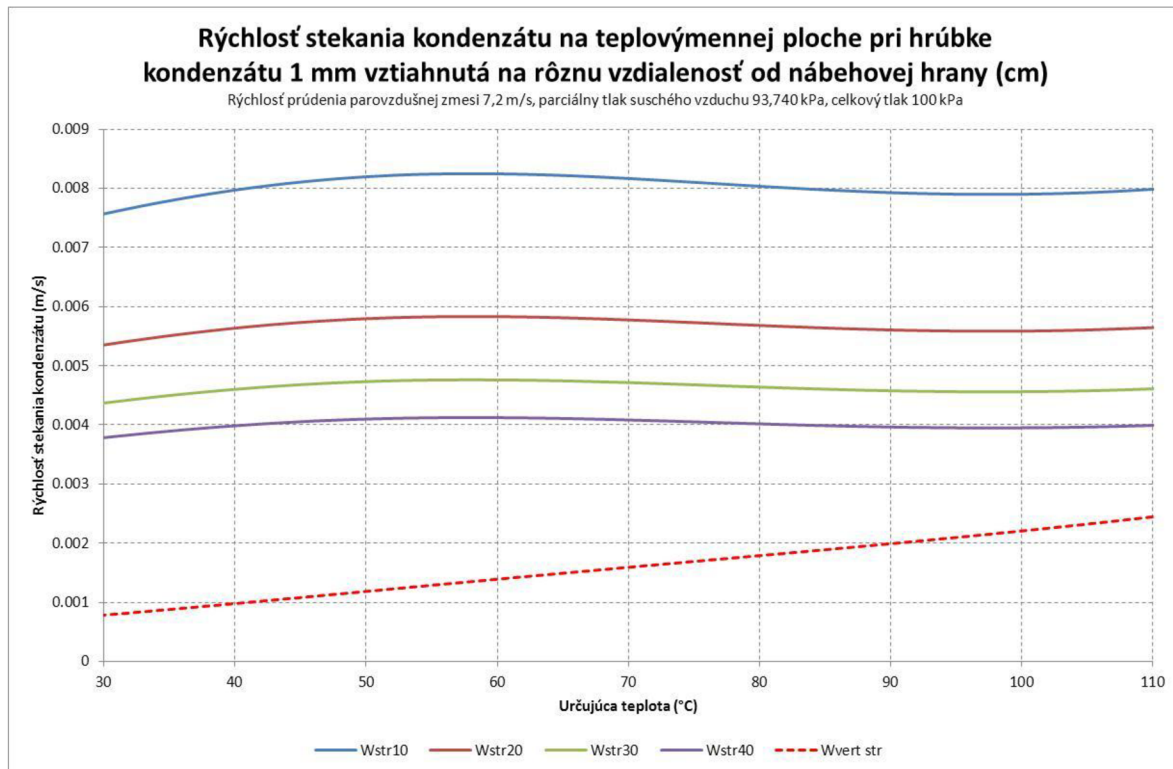
kde $\delta_{[i,j,k]}$ je lokálna hrúbka kondenzátu $\tau_{i[i,j,k]}$ je lokálne šmykové napätie v dôsledku trecích síl, $\rho_{[i,j,k]}$ je lokálna hustota kondenzátu a $v_{[i,j,k]}$ je lokálna kinematická viskozita kondenzátu.

Strednú lokálnu rýchlosť stekania kondenzátu potom v horizontálnom smere potom možno analogicky, ako v predchádzajúcom prípade, odvodiť.

$$\bar{w}_{k,h[i,j,k]} = \frac{\tau_{i[i,j,k]} \cdot \delta_{[i,j,k]}}{2 \cdot \rho_{[i,j,k]} \cdot v_{[i,j,k]}} \quad (4.5-11)$$

Stredná rýchlosť stekania kondenzátu v horizontálnom smere tak závisí na lokálnej kinematickej viskozite kondenzátu (teplote kondenzátu), lokálnej hrúbke stekajúcej vrstvy kondenzátu, hustote kondenzátu a povrchovom šmykovom napätí na fázovom rozhraní v dôsledku prúdenia chladenej parovzdušnej zmesi.

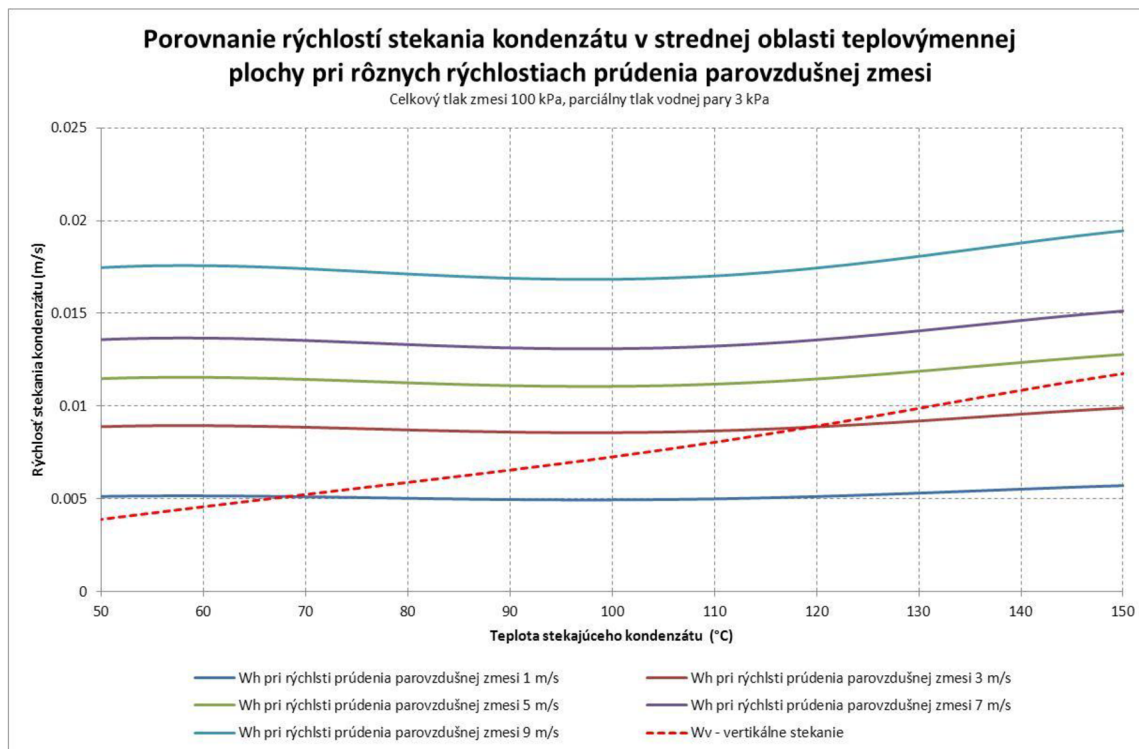
Na základe predstaveného prístupu, možno vykonať porovnanie rýchlostí stekania kondenzátu pri zvolenej lokálnej hrúbke kondenzátu 1 mm, ktoré je uvedené na Obr. 4.5-1.



Obr. 4.5-1: Porovnanie dosahovaných rýchlostí stekania kondenzátu v rôznej vzdialenosti od nábehovej hrany

Z porovnania jednak vyplýva, že napriek pôvodným predpokladom je rýchlosť stekania kondenzátu v horizontálnom smere v dôsledku šmykového napätia na fázovom rozhraní od prúdiacej parovzdušnej zmesi vyššia ako rýchlosť stekania vo vertikálnom smere v dôsledku gravitačných síl. A jednak, že rýchlosť stekania klesá so vzdialenosťou od nábehovej hrany, čo negatívne ovplyvňuje možnosť prípadného upchatia prietochného kanála kondenzátom. Rýchlosť stekania kondenzátu ovplyvňuje tiež rýchlosť prúdenia parovzdušnej zmesi a hustota parovzdušnej zmesi.

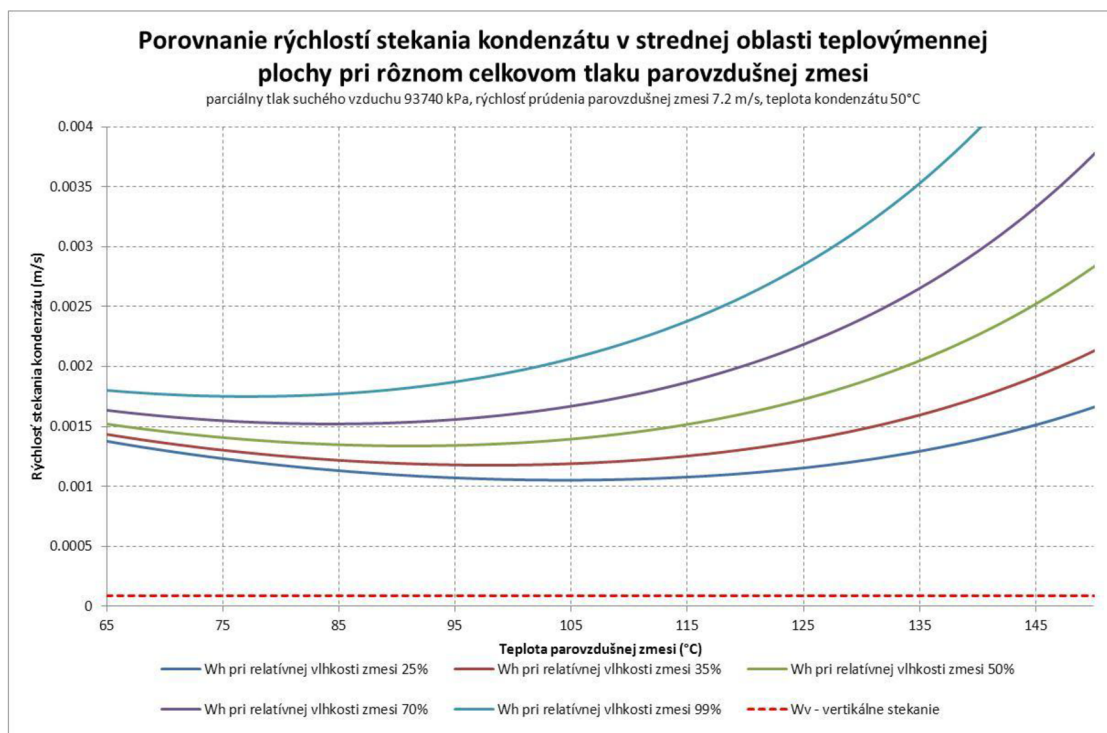
Porovnanie vplyvu rýchlosti prúdenia parovzdušnej zmesi nad fázovým rozhraním na rýchlosť stekania kondenzátu je pre rozsah očakávaných prevádzkových podmienok systému uvedená na nasledujúcom Obr. 4.5-2.



Obr. 4.5-2: Porovnanie dosahovaných rýchlostí stekania kondenzátu v závislosti od rýchlosti prúdenia parovzdušnej zmesi

Možno konštatovať, že teplota kondenzátu (ktorú do veľkej miery determinuje vstupná teplota chladiacej vody) nemá na rýchlosť stekania kondenzátu v horizontálnom smere významný vplyv. Uvedené však neplatí pre vertikálne (gravitačné) stekanie kondenzátu. Z porovnania je viditeľný význam vplyvu rýchlosti prúdenia parovzdušnej zmesi na rýchlosť stekania kondenzátu v horizontálnom smere.

Rozbor problematiky ukázal, že ešte významnejší vplyv na stekanie kondenzátu v horizontálnom smere má hustota prúdiacej parovzdušnej zmesi nad fázovým rozhraním. Rast vlhkosti parovzdušnej zmesi spôsobuje nelineárny rast tlaku na saní systému. Vplyv rastu teploty parovzdušnej zmesi (so zodpovedajúcim rastom absolútnej vlhkosti), pri konštantnej relatívnej vlhkosti zmesi je dokumentovaný na nasledujúcom obrázku.

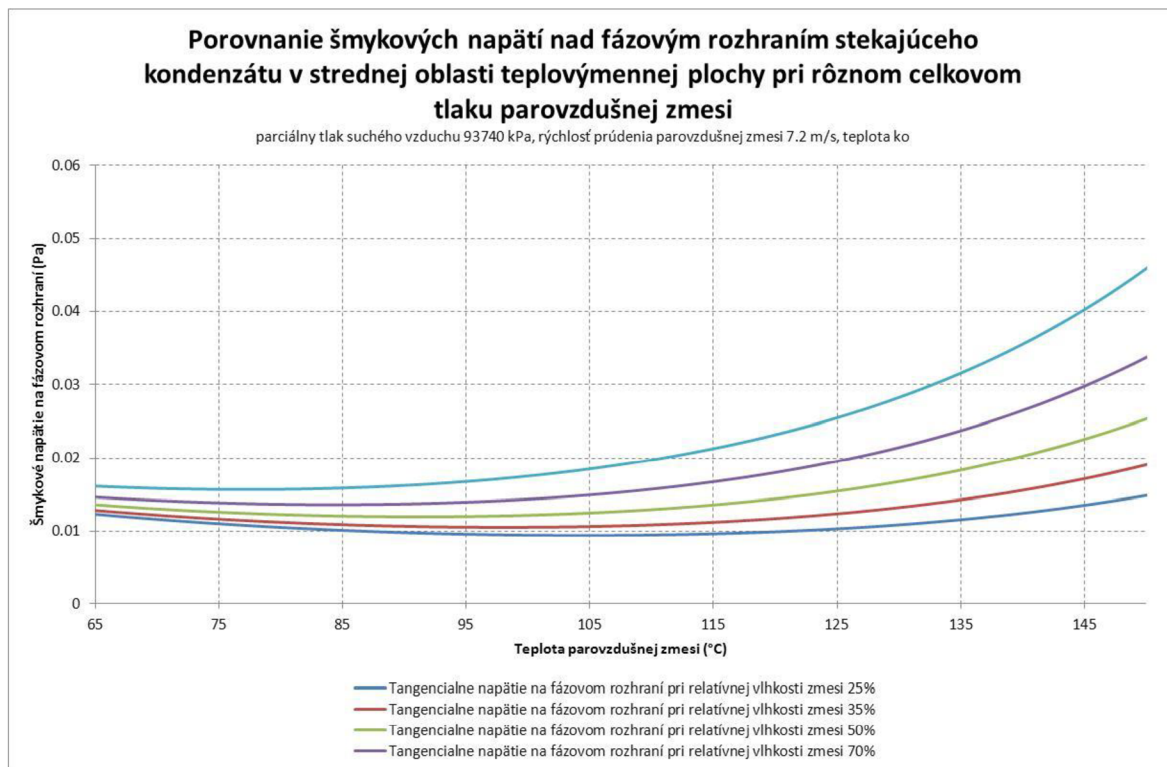


Obr. 4.5-3: Porovnanie dosahovaných rýchlostí stekania kondenzátu v závislosti od zloženia parovzdušnej zmesi

Priebeh rýchlostí stekania v predpokladanej prevádzkovej oblasti systému nie je monotónny a najmä pri nižších relatívnych vlhkostiach parovzdušnej zmesi je dobre pozorovateľné lokálne minimum rýchlostí stekania v oblasti od 85 do 105 °C. Rýchlosť stekania kondenzátu vo vertikálnom smere nie je ovplyvnená.

Pokles rýchlostí stekania kondenzátu je spôsobený priebehom šmykových napätí nad fázovým rozhraním stekajúceho kondenzátu, ktoré je zase úmerné hustote parovzdušnej zmesi. Hustota plynov so stúpajúcou teplotou klesá, čo sa spočiatku prejavuje poklesom horizontálnych rýchlostí stekania kondenzátu S teplotu však nelineárne rastie rozpustnosť vodnej pary, pričom krivky sú konštruované pre konštantnú relatívnu vlhkosť zmesi. Vplyv rozpustnosti vodnej pary tak nakoniec preváži nad tepelnou rozpínanosťou plynov.

Lokálny pokles šmykových napätí pre predpokladanú oblasť prevádzky dokumentuje porovnanie uvedené na nasledujúcom Obr. 4.5-4.



Obr. 4.5-4: Porovnanie šmykových napätí nad fázovým rozhraním kondenzátu v závislosti od zloženia parovzdušnej zmesi

Z uvádzaných závislostí vyplýva, že relatívne blízko pracovného bodu systému počas normálnej prevádzky bloku leží oblasť, v ktorej existuje riziko upchatia kanálu pre prúdenie parovzdušnej zmesi stekajúcim kondenzátom. Tento všeobecný záver potvrdzujú aj výsledky počítačových simulácií počítaných zostaveným modelom systému.

4.6 Algoritmizácia

V priebehu riešenia problematiky sa ukázalo, že zamýšľaný koncept modelu predstavuje zložitý, ťažko prehľadný systém, s komplikovanou validáciou. V režime silnej kondenzácie existujú v tomto systéme tri oddelené teplotné média:

- Chladená a kondenzujúca parovzdušná zmes - chladenie a kondenzácia vodnej pary nad elementom prebiehajú pozdĺž krivky nasýtenia. Dosahovaný rozdiel parciálneho tlaku vodnej pary voči tlaku sýtosti je úmerný tepelnému gradientu (chladiaca voda - chladená parovzdušná zmes) na elemente.
- Chladiaca voda - v režime silnej kondenzácie je do chladiacej vody transportované citeľné aj skupenské teplo odobraté parovzdušnej zmesi.
- Stekajúci kondenzát - kondenzát, ktorý sa vytvorí nad tým ktorým elementom teplovýmennej plochy steká v horizontálnom a vo vertikálnom smere. V oboch prípadoch

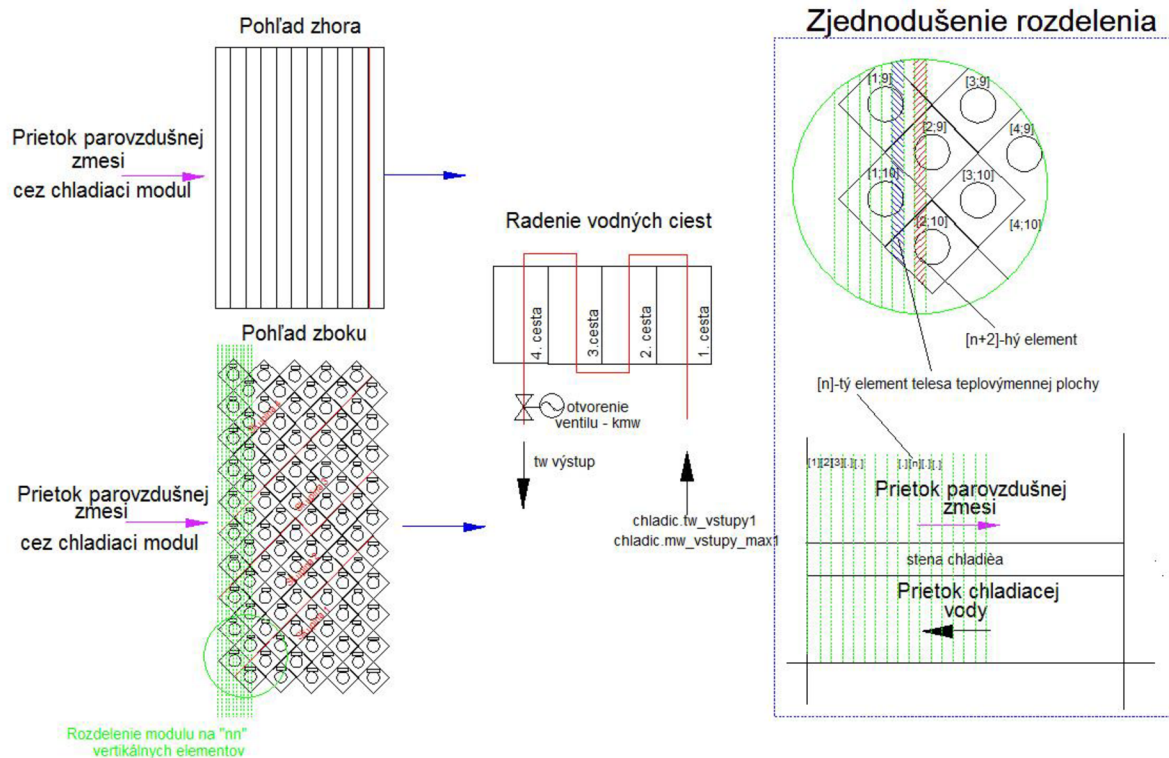
(vzhľadom na naklonenie deliacich rovín vodných ciest) steká do chladnejších oblastí teplovýmennej plochy. Stekajúci kondenzát je tak ďalej podchladzovaný (teplo sa odovzdáva chladiacej vode) a teplotné rozloženie teplovýmennej plochy sa stekajúcim kondenzátom deformuje.

Validácia tepelných bilancií a odladenie modelu sa v týchto podmienkach ukázalo ako nesmierne náročné. Z tohto dôvodu sa v procese vývoja modelu pristúpilo najprv k zostaveniu zjednodušenej algoritmickej na ktorej sa vykonala aj prvostupňová validácia modelu. Zjednodušená algoritmickej (alebo tiež zjednodušený model) aplikovala zjednodušené rozdelenie teplovýmennej plochy chladiča. Výsledkom tohto zjednodušenia bol prostý, protiprúdy tepelný výmenník, so zachovanými charakteristikami teplovýmennej plochy a identickým výpočtom súčiniteľa prechodu tepla. V zjednodušenom modeli vertikálne stekajúci kondenzát priamo opúšťa teplovýmennú plochu chladiča a ďalej nezasahuje do tepelných interakcií. Horizontálne stekajúci kondenzát vstupuje iba do nasledujúceho elementu. Pri prostom protiprúdom výmenníku tiež odpadá aplikácia korekčného faktoru pre stredný logaritmický teplotný spád, nevyhnutná pre nezávislé overenie tepelného výkonu modelovaného systému, čím sa zjednodušil proces odladenia.

Tento zjednodušený model (ktorý umožňuje jednoduchšie hľadanie súvislostí a prípadných chýb) umožnil efektívnejšie odladenie algoritmu, štúdium správania sa stekajúceho kondenzátu a predbežné overenie (na základe energetických bilancií) navrhnutého modelu.

Po odladení zjednodušeného modelu bol odladený algoritmus pre element teplovýmennej plochy transformovaný do podrobného členenia teplovýmennej plochy.

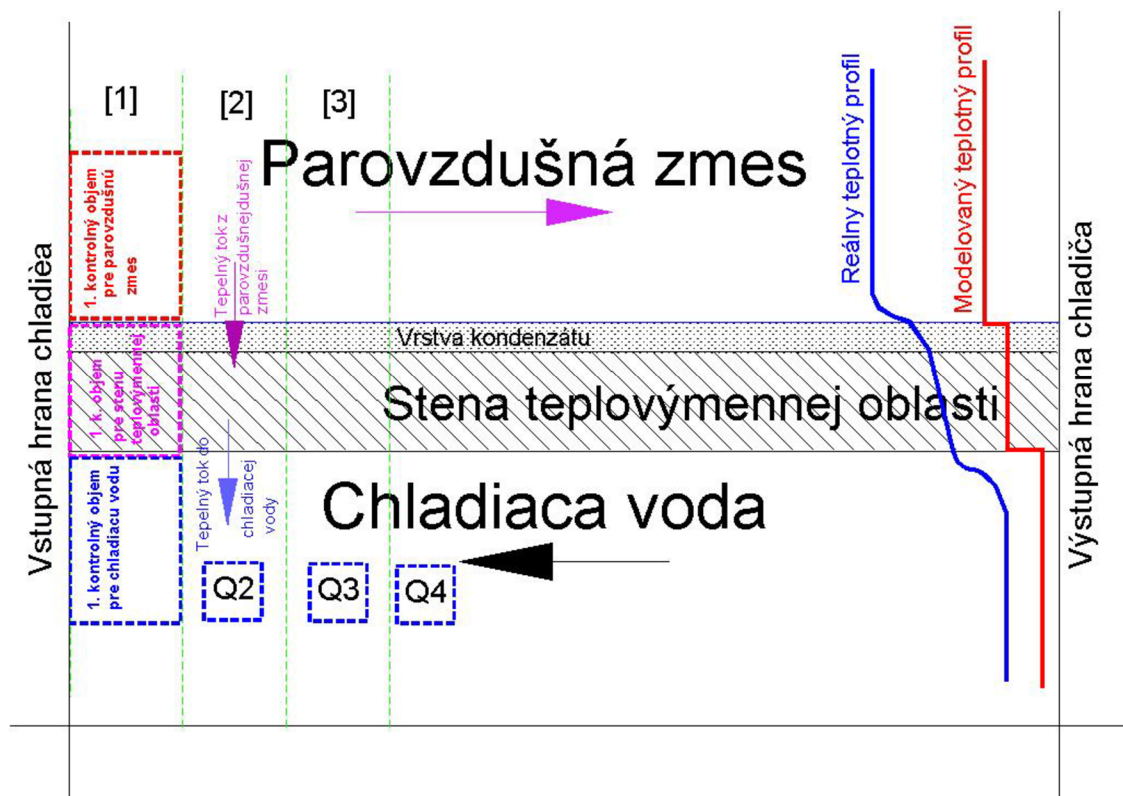
Rozdelenie teplovýmennej plochy na jednotlivé elementy pre podrobný a zjednodušený model je zrejmá z nasledujúceho obrázku.



Obr. 4.6-1: Porovnanie rozdelenia teplovýmennej plochy pri podrobnej a zjednodušenej algoritmickej

4.6.1 Algoritmickej zjednodušenej modelu

Zjednodušenej model rozdeľuje teplovýmennú oblasť na n (konkrétne 200) za sebou idúcich elementov podľa nasledujúceho obrázku:



Obr. 4.6-2: Rozdelenie teplovýmennej plochy pri zjednodušenej nodalizácii

Každý element teplovýmennej plochy obsahuje tri kontrolné objemy. Pre parovzdušnú zmes nad elementom, pre stenu teplovýmennej oblasti včítane vrstvy stekajúceho kondenzátu a pre chladiacu vodu. Reálny tepelný profil je nahradený idealizovaným podľa Obr. 4.6-2. Zjednodušený model počíta v každom časovom kroku na každom rozhraní kontrolných objemov prenášané tepelné toky. Ako z parovzdušnej zmesi do kontrolného objemu steny teplovýmennej oblasti, tak aj prenášané tepelné toky z kontrolného objemu steny teplovýmennej oblasti do kontrolného objemu chladiacej vody. Parovzdušná zmes v danom časovom kroku prechádza chladičom tak, ako keby prechádzala sériou n za sebou idúcich chladičov s veľkosťou chladiacej plochy rovnou jednej n -tine celkovej plochy chladiča. To znamená, že v kontrolnom objeme je sústredená celá hmotnosť parovzdušnej zmesi, ktorá za daný časový krok prejde chladičom. Zjednodušený model počíta ochladenie parovzdušnej zmesi (a kondenzáciu) postupne na všetkých elementoch od 1 po n , pričom aktualizuje teploty v kontrolných objemoch steny teplovýmennej oblasti (spolu s teplotou kondenzátu). Počas tohto cyklu model vytvára „balíčky“ tepla Q_1 až Q_n , ktoré bolo odvedené do kontrolných objemov na strane chladiacej vody. Po prechode kontrolného objemu chladiacej vody od n -tého

kontrolného objemu po 1. kontrolný objem. Pri tomto prechode „zbiera balíčky“ odvedeného tepla a postupne sa ohrieva.

Model obsahuje ochranné podmienky, ktoré v prípade, že by hrozil vznik fyzikálne nereálneho riešenia (vyššia teplota vody v niektorom elemente ako teplota steny teplovýmennnej oblasti), skráti časový krok riešenia.

Po ukončení cyklu tepelnej interakcie parovzdušnej zmesi, steny teplovýmennnej oblasti a chladiacej vody nasleduje v zjednodušenom modeli samostatný cyklus pre stečenie kondenzátu.

Riešenie stekania kondenzátu sa vykonáva postupne od 1. po n-tý element teplovýmennnej plochy. Vertikálne stekajúci kondenzát opúšťa dolnú hranu chladiča. Horizontálne stekajúci kondenzát nateká do nasledujúceho elementu. Vzhľadom na značnú výšku každého elementu v zjednodušenom modeli je hrúbka kondenzátu na spodnej hrane chladiča korigovaná koeficientom rešpektujúcim profil hrúbky kondenzátu. Podobne je korigovaná aj rýchlosť takto stekajúceho kondenzátu.

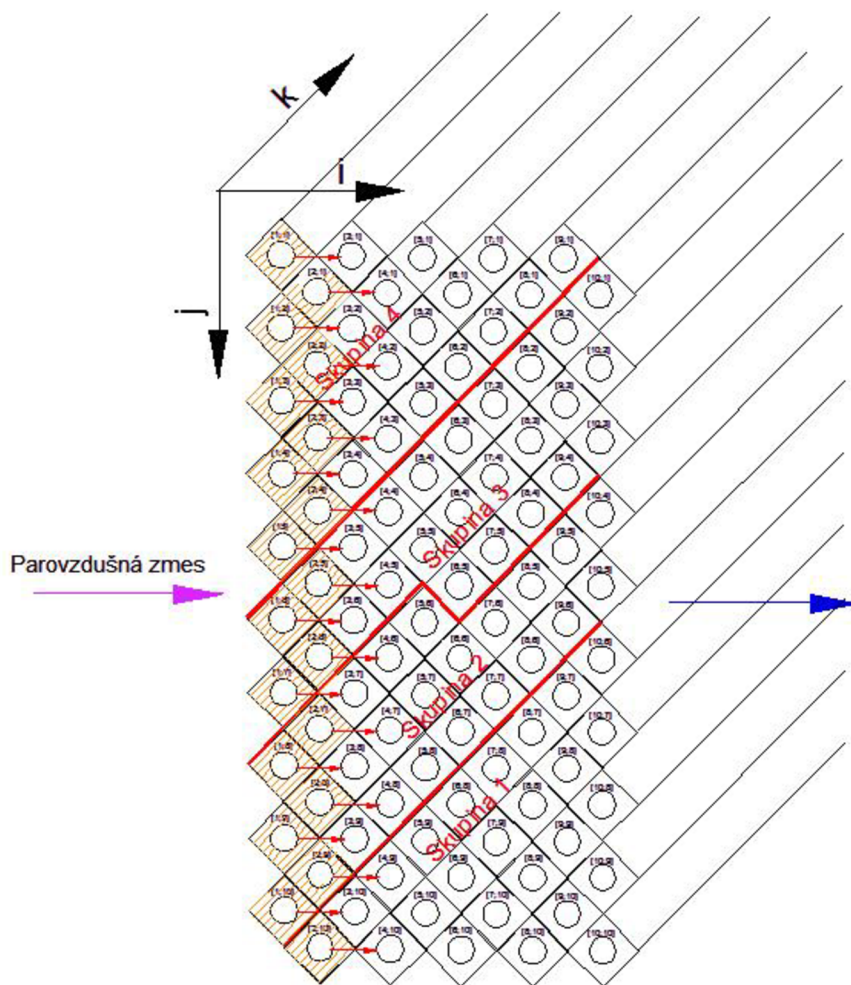
Model obsahuje ochranné podmienky brániace odtečeniu väčšieho množstva kondenzátu z elementu, ako sa na ňom aktuálne nachádza.

4.6.2 Algoritmizácia podrobného modelu

V prípade podrobného modelu bola teplovýmenná plocha rozdelená rešpektujúc geometrické charakteristiky chladiča v smeroch i , j , k tak, ako je to znázornené na nasledujúcom obrázku na 10 radov ($i=1$ až $i=10$), 10 stĺpcov ($j=1$ až $j=10$) a na jediný element po dĺžke lamelovaných rúrok $k=1$. Rozdelenie teplovýmennnej plochy po dĺžke lamelovaných teplovýmenných rúrok na jediný element má za cieľ dosiahnuť čo najkratší spotrebovaný výpočtový čas modelom. Aktuálne rozdelenie je možné vo vyvinutom modeli kedykoľvek jednoducho zmeniť.

Poznámka:

Architektúra algoritmu modelu po jednoduchej modifikácii umožňuje modelovať akýkoľvek lamelový krížový protiprúdy výmenník so štyrmi vodnými cestami.

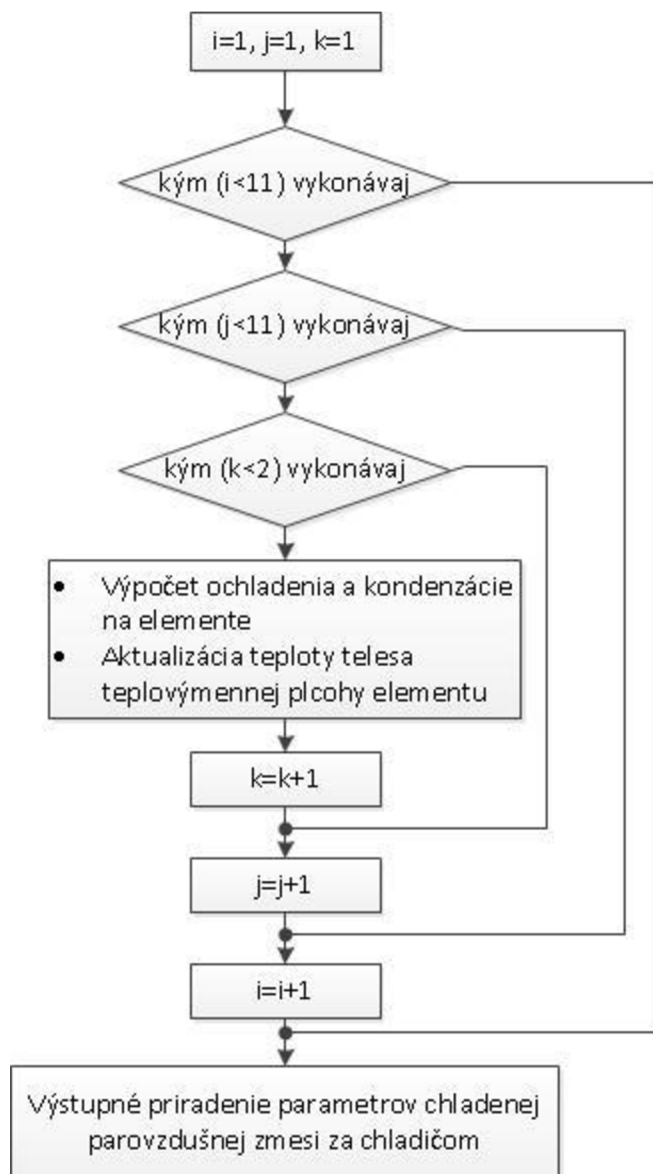


Obr. 4.6-3: Rozdelenie teplovýmennej plochy chladiaceho modulu pri podrobnej algoritmizácii

Každá z vodných ciest chladiaceho modulu má svoju vstupnú zmiešavaciu komoru. Nakoľko je v algoritme potrebné riešiť aj vstupno - výstupné teploty z a do jednotlivých vodných ciest tepelného výmenníka, existujú v modeli ďalšie polia elementov pre $k=0$ a $k=2$. Tieto však nie sú súčasťou teplovýmennej plochy, ale predstavujú modelovanie zmiešavacích komôr vodných ciest na bokoch tepelného výmenníka.

Podobne, ako v prípade zjednodušeného modelu obsahuje každý element teplovýmennej plochy práve tri kontrolné objemy. Reálny tepelný profil je nahradený idealizovaným a analogickým spôsobom sú počítané aj tepelné toky na rozhraní kontrolných objemov. Parovzdušná zmes, ktorá v danom časovom kroku prechádza chladičom, je rozdelená do prvých dvoch stĺpcov kontrolných objemov tak, ako je to znázornené na Obr. 4.6-3. Po výpočte ochladenia a kondenzácie na tom ktorom elemente je ochladená parovzdušná zmes posunutá v smere šípky podľa Obr. 4.6-3 o súradnicu $i+2$. Podrobný

model počíta ochladenie parovzdušnej zmesi (a kondenzáciu) na elementoch v cykle podľa nasledujúcej schémy.



Obr. 4.6-4: Podrobná algoritmizácia pre chladenie a kondenzáciu parovzdušnej zmesi na teplovýmennej ploche

Podrobný model, analogicky ako zjednodušený vytvára „balíčky“ tepla odvedeného do chladiacej vody pre každý element teplovýmennej plochy a podobne ako v zjednodušenom modeli, po ukončení cyklu ochladenia a kondenzácie na elementoch nasleduje cyklus ohrevu chladiacej vody odvedeným teplom. Algoritmus ohrevu chladiacej vody sa vzhľadom na členenie vodných ciest výrazne líši od algoritmu použitého v zjednodušenom modeli.

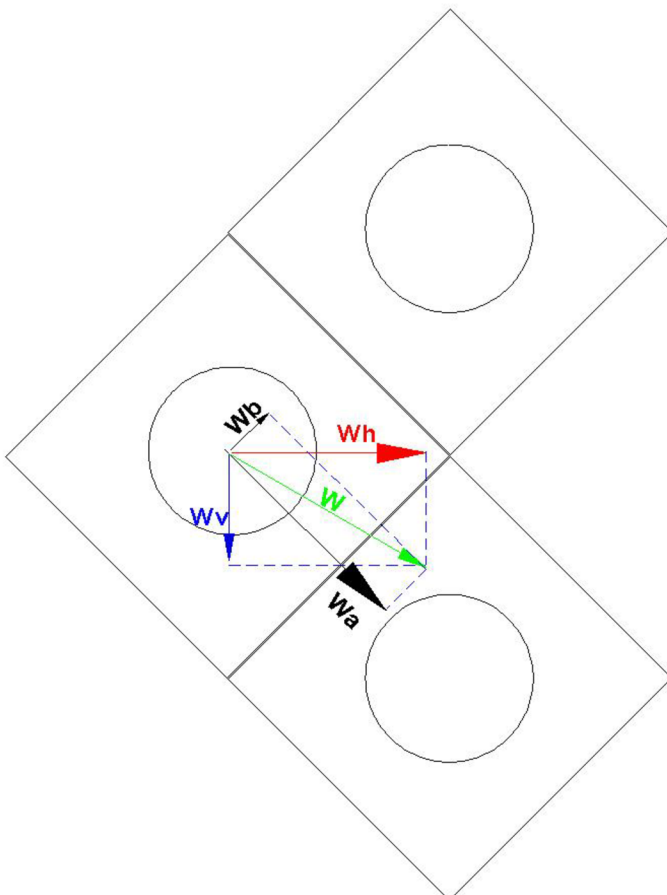
V prvom kroku sú elementom patriacim do skupiny 1 (Obr. 4.6-3) pre $k=0$ (vstupná zmiešavacia komora skupiny 1) priradené vstupné teploty chladiacej vody. Následne je vykonaný algoritmus ohrevu chladiacej vody pre všetky elementy skupiny 1. V nasledujúcom

kroku sa vypočíta teplota chladiacej vody vo výstupnej zmiešavacej komore skupiny 1 (pre $k=2$), ktorá je zároveň vstupnou zmiešavacou komorou pre elementy skupiny 2. Vzhľadom na predpokladané rovnomerné rozloženie hmotnostného toku chladiacej vody cez všetky teplovýmenné rúrky je teplota vo výstupnej zmiešavacej komore skupiny 1 počítaná na základe prostého aritmetického priemeru výstupných teplôt posledných elementov rúrok skupiny 1 (pri danom rozdelení teplovýmennej plochy pre všetky $k=1$ zo skupiny 1).

Analogicky sa postupuje pre skupiny elementov 2, 3 a 4. Teplota vo výstupnej zmiešavacej komore elementov rúrok skupiny 4 je zároveň výstupnou teplotou chladiacej vody z chladiča.

Model, podobne ako zjednodušený, obsahuje ochranné podmienky, ktoré v prípade že by hrozil vznik fyzikálne nereálneho riešenia (vyššia teplota vody v niektorom elemente ako teplota steny teplovýmennej oblasti) skráti časový krok pre vykonanie hlavného výpočtového cyklu.

Algoritmizácia stekania kondenzátu v podrobnom modeli sa odlišuje od algoritmizácie stekania kondenzátu v zjednodušenom modeli.



Obr. 4.6-5: Stekanie kondenzátu po teplovýmennej ploche v podrobnej algoritmizácii

Výslednica rýchlostí stekania (w) v horizontálnom smere (w_h) a vertikálnom smere (w_v) sa rozkladá na rýchlosti stekania cez hranice elementu w_a a w_b . Algoritmus musí kvôli indexácii rozlišovať párny a nepárny rad a zvláštne prípady (stekanie kondenzátu na hornej hrane $j=1$, spodnom $j=10$ a poslednom rade $i=10$).

Podrobný vývojový diagram modelu je uvedený v prílohe 3.

5 Výsledky dizertačnej práce

Jednou z požiadaviek kladených na zostavovaný model systému ventilátor - chladič bolo jeho budúce použitie v programe LEAKBOX pre komplexnú simuláciu odozvy hermetickej zóny v havarijných podmienkach bloku s malým únikom chladiva. Práve z tohto dôvodu bol zostavený algoritmus naprogramovaný v programovacom jazyku Visual C++ a zaradený do programovej štruktúry LEAKBOX. Program LEAKBOX využíva pomerne širokú škálu modelov procesov prebiehajúcich v hermetických priestoroch ako aj modelov jednotlivých bezpečnostných systémov bloku, ktoré do prebiehajúcich procesov zasahujú. Program využíva objektovú architektúru, v rámci ktorej existujú dve nezávislé aplikácie prístupujúce k tomu istému zdrojovému kódu. Jednou je computing cycle programu LEAKBOX slúžiaci na komplexnú simuláciu odozvy hermetických priestorov a druhým je validačná aplikácia programu LEAKBOX (ďalej len validátor). Validátor programu umožňuje prístup k ľubovoľnej procedúre programu a jej samostatné testovanie so zadanými počiatočnými a okrajovými podmienkami. Okrajové podmienky sa validátoru zadávajú pomocou samostatného textového súboru s definovanou štruktúrou a počiatočné podmienky sa získavajú zbehnutím nultého kroku computing cycle programu LEAKBOX. Výstupom testovania procedúry validátorom je časový priebeh užívateľom definovaných vstupno-výstupných parametrov.

V procese stanovovania cieľov dizertačnej práce bolo upustené od validácie zostavovaného modelu, ktorá sa nahradila prostým overením modelu. Toto rozhodnutie vychádza z troch dôvodov.

- Proces experimentálnej validácie modelu je finančne a časovo náročný a modelovanie systému ventilátor - chladič v širokom rozsahu pracovných podmienok, ktoré môžu v hermetickej zóne bloku VVER 440 V213 vzniknúť predstavuje pomerne úzku časť celkovej problematiky projektu LEAKBOX. Prostriedky a možnosti projektu bolo potrebné rozdeliť rovnomerne, podľa

jednotlivých priorit a proces experimentálnej validácie prekročil možnosti projektu.

- Všeobecnou úlohou tejto práce v rámci aplikácie dosiahnutých výsledkov je zodpovedať otázku použiteľnosti systémov TL pri haváriách spojených s malým únikom chladiva. Predpokladalo sa, že zvyšovaním teploty a vlhkosti parovzdušnej zmesi na vstupe do systému sa systém skôr, či neskôr dostane do oblasti, v ktorej nebude schopný plniť svoju úlohu. Otázkou zostávalo, či sa takáto oblasť vyskytuje v predpokladanej prevádzkovej oblasti počas havarijných podmienok. Ak by sa k experimentálnej validácii daného modelu pristúpilo na konštrukcii zodpovedajúcej systému TL, mohlo by sa stať, že validácia modelu by sa vykonala na zariadení ktoré je prevádzku v daných podmienkach nevhodné. Výsledkom by potom bola obmedzená použiteľnosť získaných dát a prípadne sporná validácia modelu.
- Výsledky zostavovaného modelu sú priamo aplikovateľné na návrh systému dlhodobého odvodu tepla z hermetickej zóny v režime ťažkej havárie bloku. Prípadnú experimentálnu validáciu modelu je preto oveľa výhodnejšie vykonať na zariadení (s pravdepodobne mierne odlišnou geometriou) navrhnutom pre tento účel. Takýto projekt sa v súčasnosti na Slovensku pripravuje.

Z uvedených dôvodov sa validácia zostaveného modelu pre potreby tejto práce nahradila overením pomocou porovnávacieho výpočtu dosahovaného tepelného výkonu zariadenia v ustálených podmienkach prevádzky.

Overenie zostaveného modelu bolo vykonané pomocou validátora programu LEAKBOX. Cieľom tohto overenia bolo porovnať stredný dosahovaný súčiniteľ prechodu tepla počítaný modelom s hodnotami, ktoré by mal nadobúdať podľa závislosti zostavenej pre model fan-cooler programu MELCOR a dosahovaný tepelný výkon modelovaného systému s „ručným“ výpočtom pomocou metódy LMTD na základe vstupno-výstupných parametrov a dosahovaného stredného súčiniteľa prechodu tepla.

Všetky simulácie vykonané pre účely porovnania a pre overenie správania sa modelu boli vykonané pre systém s jedinou pracujúcou chladiacou sekciou.

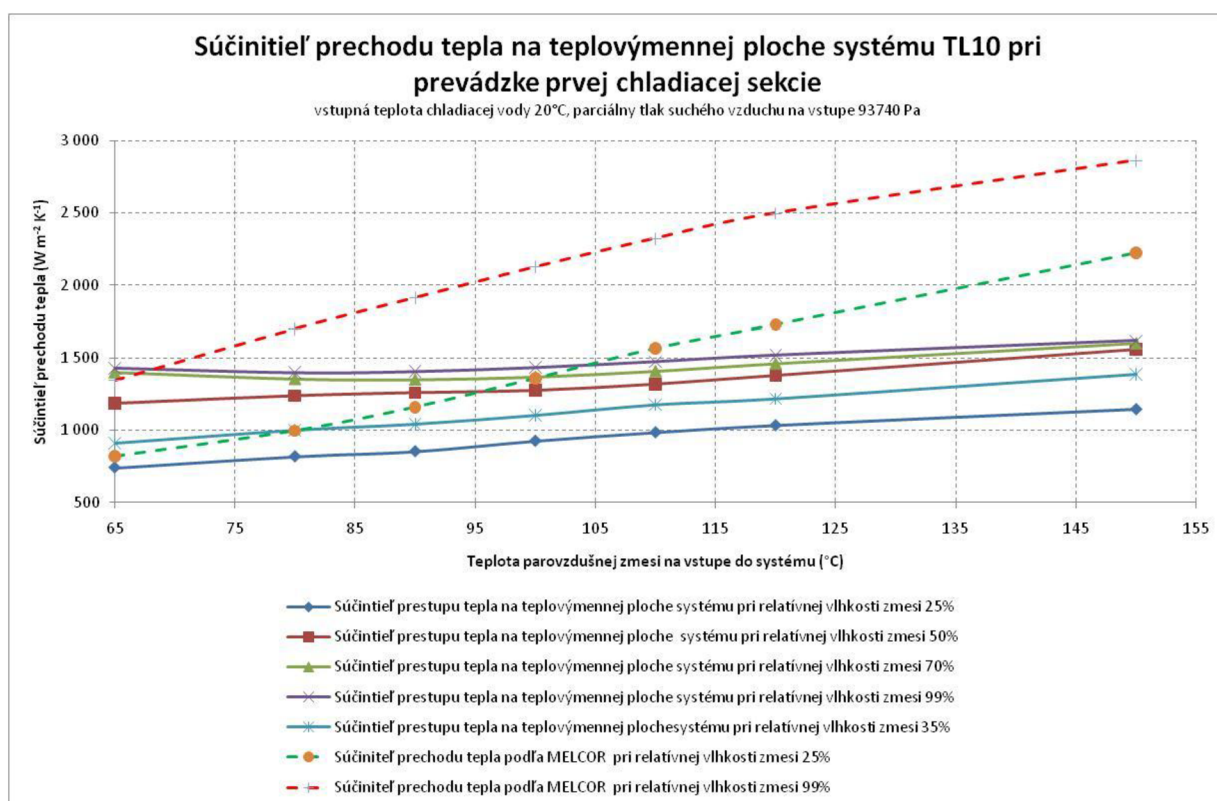
5.1 Overenie modelu

5.1.1 Lokálne podmienky prechodu tepla na teplovýmennnej ploche

Výpočtové simulácie vyvinutým modelom ukázali, že vrstva stekajúceho kondenzátu na teplovýmennnej ploche tvorí významný tepelný odpor. V dôsledku toho je dosahovaný

stredný súčiniteľ prechodu tepla nižší. Priame porovnanie výsledkov výpočtových simulácií so súčiniteľom prechodu tepla modelu fan-cooler je problematické, pretože hodnota súčiniteľa prechodu tepla podľa vyvinutého modelu je citlivá na určujúcu teplotu. Model fan-cooler parameter teploty pri výpočte súčiniteľa prechodu tepla, podobne ako akékoľvek zmeny prietoku parovzdušnej zmesi systémom v dôsledku tvorby a stekania kondenzátu, ignoruje.

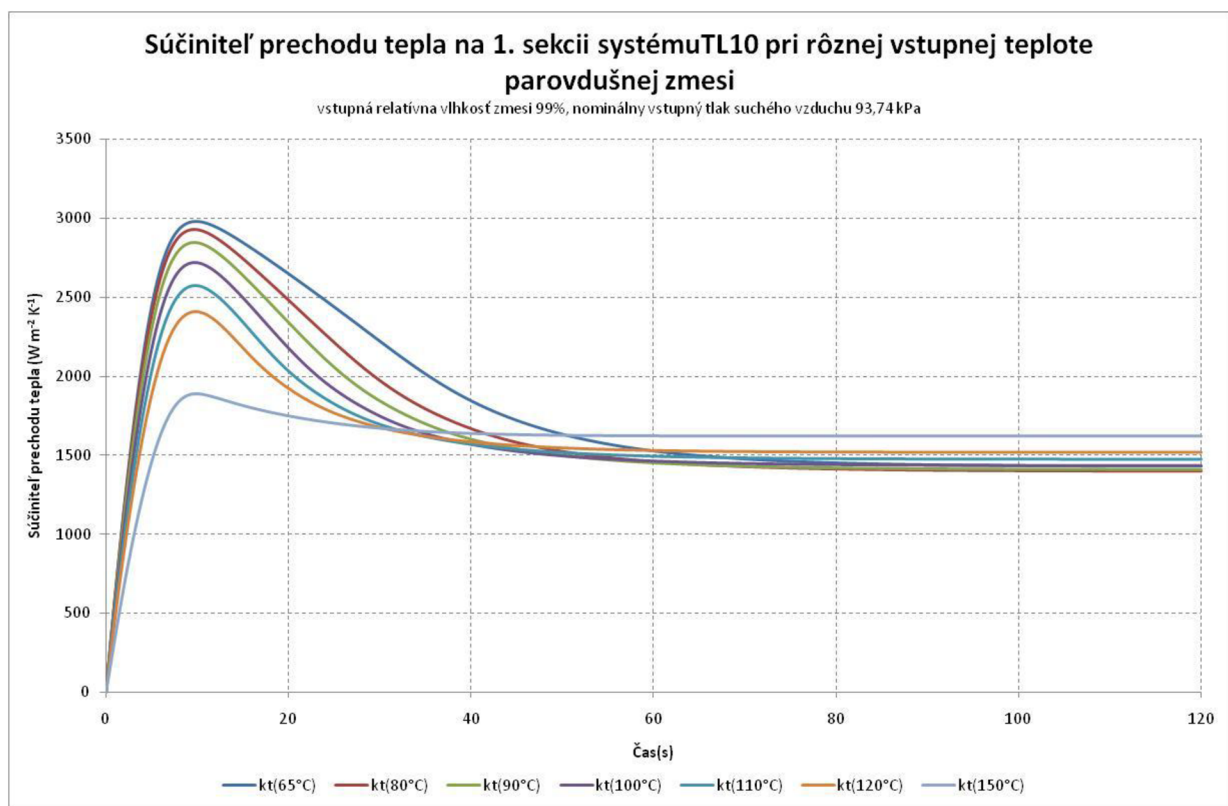
V nasledujúcom obrázku je uvedené porovnanie dosahovaných stredných súčiniteľov prechodu tepla pri vstupnej teplote zmesi 150°C od relatívnej vlhkosti chladenej parovzdušnej zmesi na vstupe 0,1% (0,001) po takmer nasýtený stav, pri vstupnej vlhkosti parovzdušnej zmesi 99,9% (0,999). Porovnanie zahŕňa súčiniteľ prechodu tepla podľa MELCOR, počítaný pre identické podmienky. Charakteristika bola zostrojená pre konštantný prietok parovzdušnej zmesi chladičom na úrovni 18,055 m³/s a pre ustálené podmienky na teplovýmennnej ploche.



Obr. 5.1-1: Súčiniteľ prechodu tepla dosahovaný v požadovanom rozmedzí vstupných parametrov

Z uvedených priebehov je zrejmé, že stredný súčiniteľ prechodu tepla v požadovanom rozmedzí požadovaných parametrov rastie s vlhkosťou parovzdušnej zmesi na vstupe do chladiča. Od hodnoty vstupnej relatívnej vlhkosti 70% vyššie sa však mení už iba minimálne. Z porovnania tiež vyplýva, že reálne dosahované súčinitele prechodu tepla predikované zostaveným modelom sú nižšie ako tie, ktoré predikuje program MELCOR.

Tento jav spôsobuje rozloženie kondenzátu na teplovýmennej ploche, ktorý predstavuje podstatný odpor pre prechod tepla medzi teplotonosnými látkami. Krátkodobou sú hodnoty súčiniteľa prechodu tepla predikované podľa programu MELCOR dosahované počas nábehu systému, keď vrstva kondenzátu na teplovýmennej ploche ešte nie je stabilizovaná. Dokumentuje to priebeh súčiniteľov prechodu tepla pre nábeh systému na Obr. 5.1-1. Priebeh súčiniteľa prechodu tepla pre nábeh systému pri konštantnej relatívnej vlhkosti zmesi na vstupe bola zostavená pre rôzne vstupné teploty parovzdušnej zmesi a pre konštantný prietok parovzdušnej zmesi systémom $18,055 \text{ m}^3/\text{s}$. Vstupná teplota chladiacej vody je pre všetky simulácie na Obr. 5.1-2 20°C .



Obr. 5.1-2: Priebeh súčiniteľa prechodu tepla na teplovýmennej ploche počas nábehu systému

5.1.2 Overenie dosahovaného tepelného výkonu systému

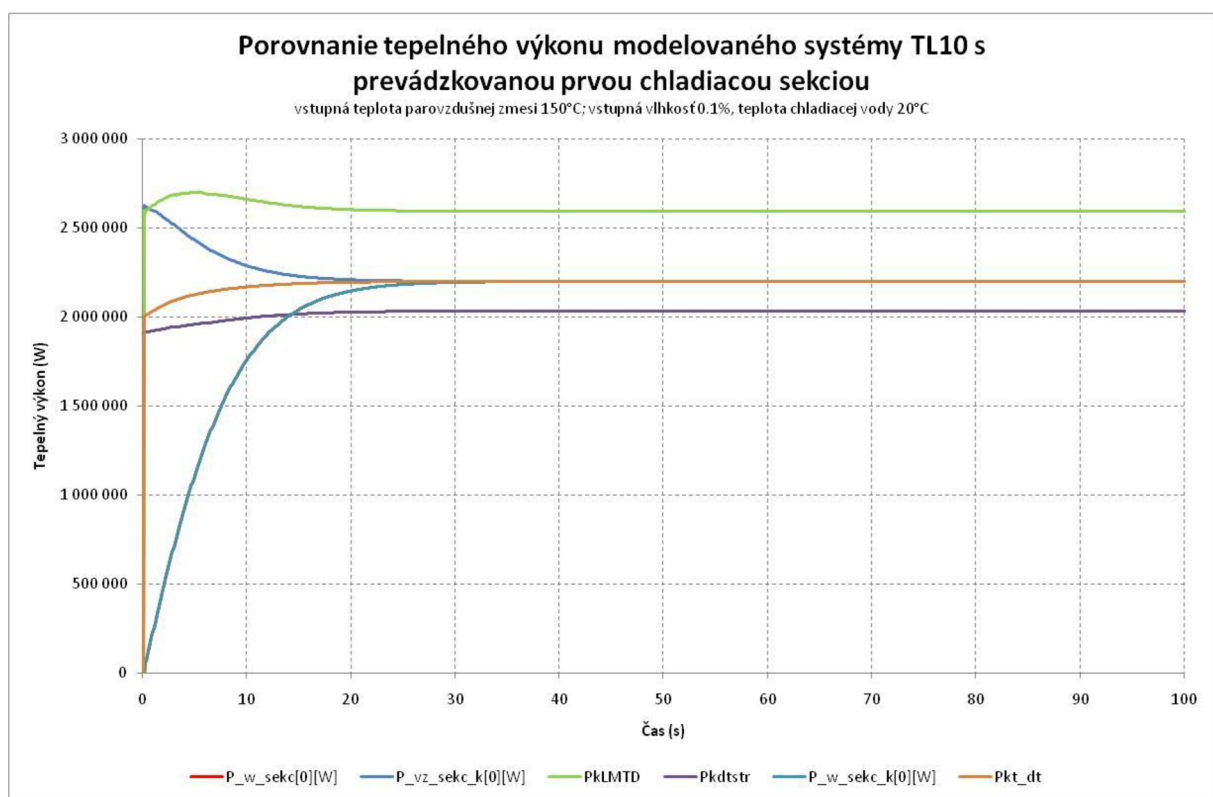
Overenie výkonových parametrov vyvíjaného modelu bolo vykonané pomocou porovnania výsledkov počítačových simulácií zostaveným modelom a ručným kontrolným výpočtom v programe MS Excel. Ručný kontrolný výpočet pozostával z aplikácie metódy LMTD pri využití stredného súčiniteľa prechodu tepla počítaného modelom, známych hmotnostných tokov teplotonosných médií a vstupných a výstupných teplôt chladiacej vody

a parovzdušnej zmesi, pre proces nábehu zariadenia do definovaných konštantných vstupných podmienok. Vzhľadom na použitý prístup, je porovnanie výkonov relevantné až po ustálení parametrov, pretože na začiatku procesu je chladič plný chladiacej vody o vstupnej teplote.

Pre potreby tejto práce sa uvádzajú porovnania v režime bez kondenzácie a v režime s intenzívnou kondenzáciou pri chladení takmer nasýtenej parovzdušnej zmesi, ktoré reprezentujú hraničné prípady predpokladanej oblasti prevádzky systému.

5.1.2.1 Prevádzka v režime prostého chladenia parovzdušnej zmesi

Pre režim prostého chladenia parovzdušnej zmesi, kedy nedochádza na teplovýmennej ploche je porovnanie dosiahnutých výkonov uvedené na Obr. 5.1-3.



Obr. 5.1-3: Porovnanie indikovaného tepelného výkonu zariadenia podľa zostaveného modelu s ručným kontrolným výpočtom v režime prostého chladenia

Tepelné výkony $P_{w_sekc[0]}$ (tepelný výkon počítaný na základe ohriatia chladiacej vody - červená), $P_{vz_sekc_k[0]}$ (tepelný výkon počítaný na základe ochladenia a kondenzácie zmesi - modrá) a $P_{w_sekc_k[0]}$ (tepelný výkon odvedený do chladiacej vody počítaný ako súčet odvedených tepiel na jednotlivých elementoch - pastelovo modrá) sú počítané priamo modelom. Vidieť, že po krátkom nábehovom úseku po spustení systému (vo vnútri chladiča je v čase 0 studená voda) je priebeh týchto výkonov identický.

Priebeh tepelného výkonu P_{kLMTD} (zelená) je počítaný ručne na základe vstupno - výstupných teplôt chladiča metódou LMTD a stredného súčiniteľa prechodu tepla na teplovýmennej ploche, ktorý je stanovený ako aritmetický priemer dosiahnutých súčiniteľov prechodu tepla na všetkých elementoch teplovýmennej plochy pomocou rovnice.

$$P_{kLMTD} = \bar{k} \cdot S_i \cdot LMTD \quad (5.1-1)$$

Rovnica je platná pre prostý protiprúdy výmenník. Aby sa zohľadnilo reálne konštrukčné prevedenia protiprúdeho krížového tepelného výmenníka so sklonenými vodnými cestami, je potrebné stredný logaritmický teplotný spád LMTD v uvedenom vzorci násobiť korekčným faktorom. Hodnota korekčného faktora pre dané vstupno-výstupné teploty a tepelné výmenníky podobnej konštrukcie sa pohybuje okolo 0,87. Pre konkrétne použitý tepelný výmenník so sklonenými vodnými cestami však dostupná dokumentácia túto hodnotu neuvádza.

Aby sa tento nedostatok odstránil, bol do Obr. 5.1-3 doplnený tepelný výkon P_{kdtstr} (fialová), v ktorom sa súčin $LMTD \cdot f_k$ (súčin stredného logaritmického spádu a korekčného faktora) nahradza strednou teplotnou diferenciu, ktorá sa počíta ako aritmetický priemer teplotných diferencií na jednotlivých elementoch teplovýmennej plochy.

$$P_{kdtstr} = \bar{k} \cdot S_i \cdot \overline{\Delta t} \quad (5.1-2)$$

Z porovnania je zrejmé, že kým metóda LMTD so stredným súčiniteľom prechodu tepla a bez korekčného faktora na základe vstupno - výstupných teplôt predikuje vyšší tepelný výkon ako udáva model, po nahradení súčinu stredného logaritmického spádu s korekčným faktorom strednou teplotnou diferenciou je naopak predikovaný nižší tepelný výkon oproti modelu.

Vzniknutá odchýlka je spôsobená nedostatočnou reprezentatívnosťou aritmetického priemeru súčiniteľa prestupu tepla a strednej teplotnej diferencie. Na jednotlivých elementoch teplovýmennej plochy sa totiž mení nie len súčiniteľ prechodu tepla, ale aj aktuálna teplotná diferencia medzi chladiacou vodou a chladenou parovzdušnou zmesou. Pre reprezentatívne porovnanie je preto potrebné použiť vážený aritmetický priemer súčiniteľa prechodu tepla, alebo aritmetický priemer súčinu teplotnej diferencie a súčiniteľa prechodu tepla na jednotlivých elementoch.

$$P_{kt_dt} = S_i \cdot \overline{k \cdot \Delta t} \quad (5.1-3)$$

Hodnota takto spočítaného tepelného výkonu P_{kt_dt} (okrová) zodpovedá tepelnému výkonu, ktorý je predikovaný modelom.

Porovnanie dosiahnutých tepelných výkonov po ustálení sumarizuje nasledujúca tabuľka:

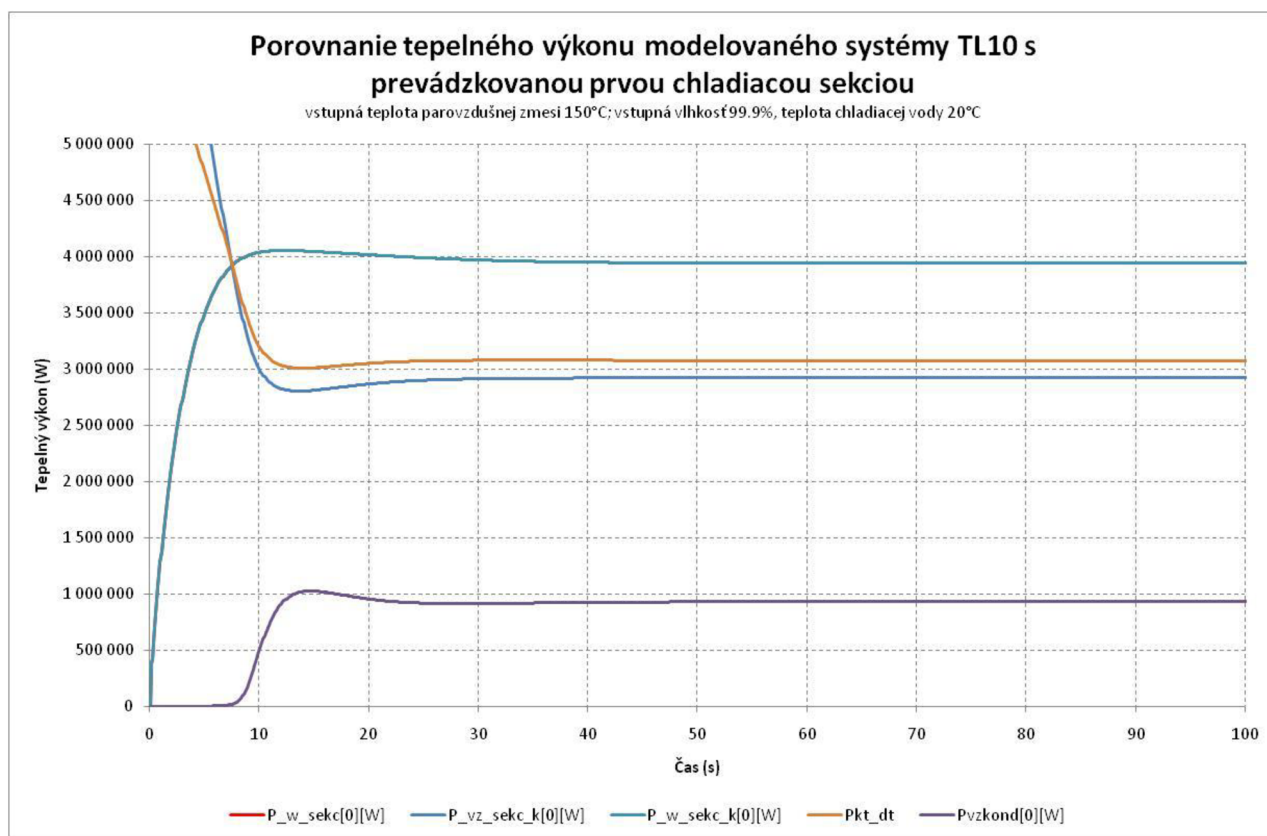
Tepelný výkon počítaný modelom	P_w_sekc[0] - tepelný výkon počítaný na základe ohriatia chladiacej vody - červená	2,197 MW
	P_vz_sekc_k[0] - tepelný výkon počítaný na základe ochladenia a kondenzácie zmesi - modrá	2,197 MW
	P_w_sekc_k[0] - tepelný výkon odvedený do chladiacej vody počítaný ako súčet odvedených tepiel na jednotlivých elementoch - pastelovo modrá	2,197 MW
Ručne počítaný tepelný výkon	PkLMTD - tepelný výkon podľa metódy LMTD bez korekčného faktora - zelená	2,591 MW
	Pkdtstr - tepelný výkon počítaný na základe stredného tepelného spádu a stredného súčiniteľa prechodu tepla - fialová	2,033 MW
	Pkt_dt - tepelný výkon počítaný na základe aritmetického priemeru súčinnu lokálnych súčiniteľov prechodu tepla a lokálneho tepelného spádu - okrová	2,197 MW

Tabuľka 5.1-1 Porovnanie ustálených tepelných výkonov pri prostom chladení zmesi

Na základe dosiahnutých výsledkov možno konštatovať, že dosiahnutý tepelný výkon zariadenia počítaný modelom je v súlade s očakávaným tepelným výkonom.

5.1.2.2 Prevádzka systému v režime silnej kondenzácie

V režime silnej kondenzácie sa na teplovýmennnej ploche chladiča vytvára vrstva kondenzátu. Táto vrstva ako vo vertikálnom tak aj v horizontálnom smere kontinuálne steká do oblastí s nižšou teplotou telesa teplovýmennnej plochy, pričom dochádza k podchladzovaniu kondenzátu. Stekajúci kondenzát tak tvorí tretie teplonosné médium systému. Z porovnania na Obr. 5.1-4 je vidieť, že priebeh tepelných výkonov počítaných z parametrov na strane chladiacej vody $P_{w_sekc}[0]$ (tepelný výkon počítaný na základe ohriatia chladiacej vody - červená), $P_{w_sekc_k}[0]$ (tepelný výkon odvedený do chladiacej vody počítaný ako súčet odvedených tepiel na jednotlivých elementoch - pastelovo modrá) je identický a v danom režime dosahuje cca. 4 MW. Naproti tomu tepelný výkon odoberaný z chladenej (a kondenzujúcej) parovzdušnej zmesi $P_{vz_sekc_k}[0]$ (modrá) je nižší a viac menej korešponduje s hodnotou tepelného výkonu P_{kt_dt} (okrová), ktorý je počítaný podľa rovnice (5.1-3). Tepelný výkon odvádzaný z podchladzovaného kondenzátu stekajúceho po teplovýmennnej ploche reprezentuje $P_{vzkond}[0]$ (fialová).



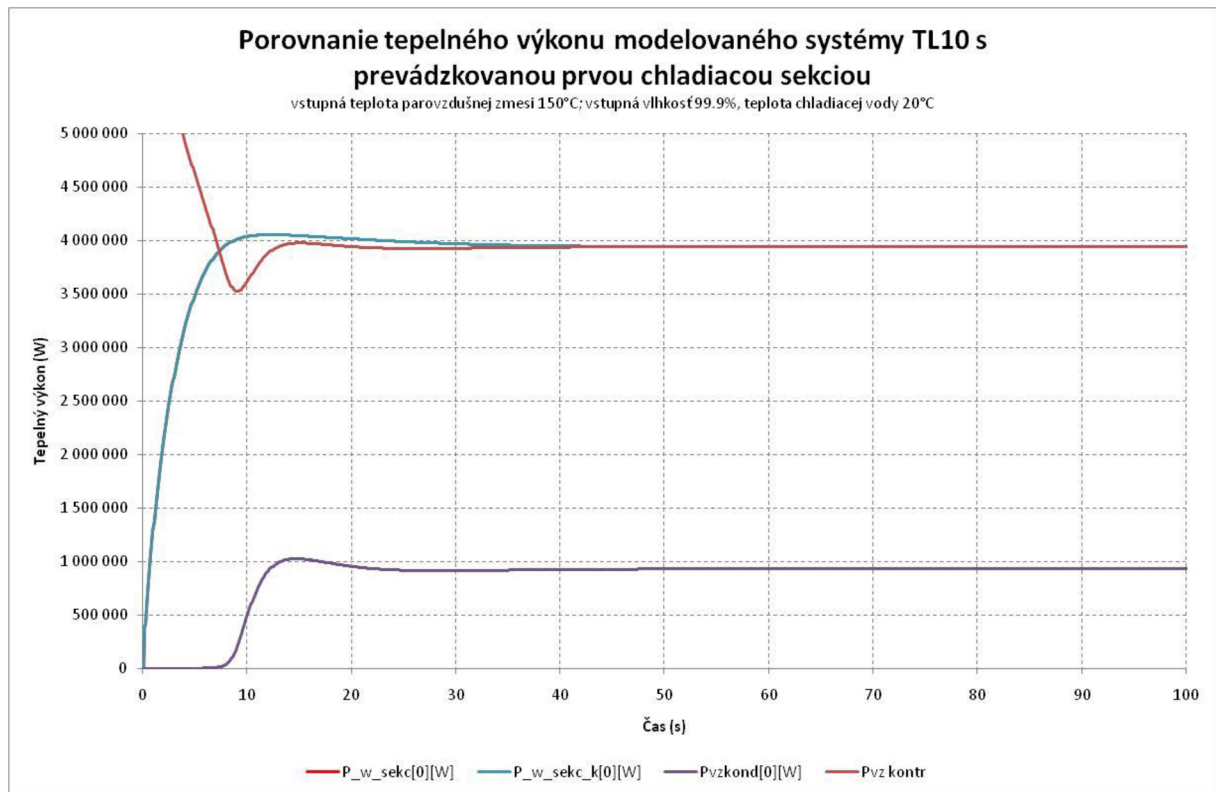
Obr. 5.1-4: Porovnanie indikovaného tepelného výkonu zariadenia podľa zostaveného modelu s ručným kontrolným výpočtom v režime silnej kondenzácie

Porovnanie dosiahnutých tepelných výkonov po ustálení sumarizuje nasledujúca tabuľka:

Tepelný výkon počítaný modelom	P_w_sekc[0] - tepelný výkon počítaný na základe ohriatia chladiacej vody - červená	3,968 MW
	P_vz_sekc_k[0] - tepelný výkon počítaný na základe ochladenia a kondenzácie zmesi - modrá	2,938 MW
	P_w_sekc_k[0] - tepelný výkon odvedený do chladiacej vody počítaný ako súčet odvedených tepiel na jednotlivých elementoch - pastelovo modrá	3,968 MW
	Pvzkond[0] - tepelný výkon odoberaný podchladzovanému kondenzátu - fialová	0,913 MW
Ručne počítaný tepelný výkon	Pkt_dt - tepelný výkon počítaný na základe aritmetického priemeru súčinu lokálnych súčiniteľov prechodu tepla a lokálneho tepelného spádu - okrová	3,055 MW

Tabuľka 5.1-2 Porovnanie ustálených tepelných výkonov pri prostom chladení zmesi

Po pripočítaní tepelného výkonu odoberaného z podchladzovaného kondenzátu k tepelnému výkonu P_{kt_dt} podľa rovnice (5.1-3) možno dospieť k nasledujúcemu porovnaniu tepelných výkonov na Obr. 5.1-5, kde $P_{vz\ kontr}$ reprezentuje predmetný súčet.

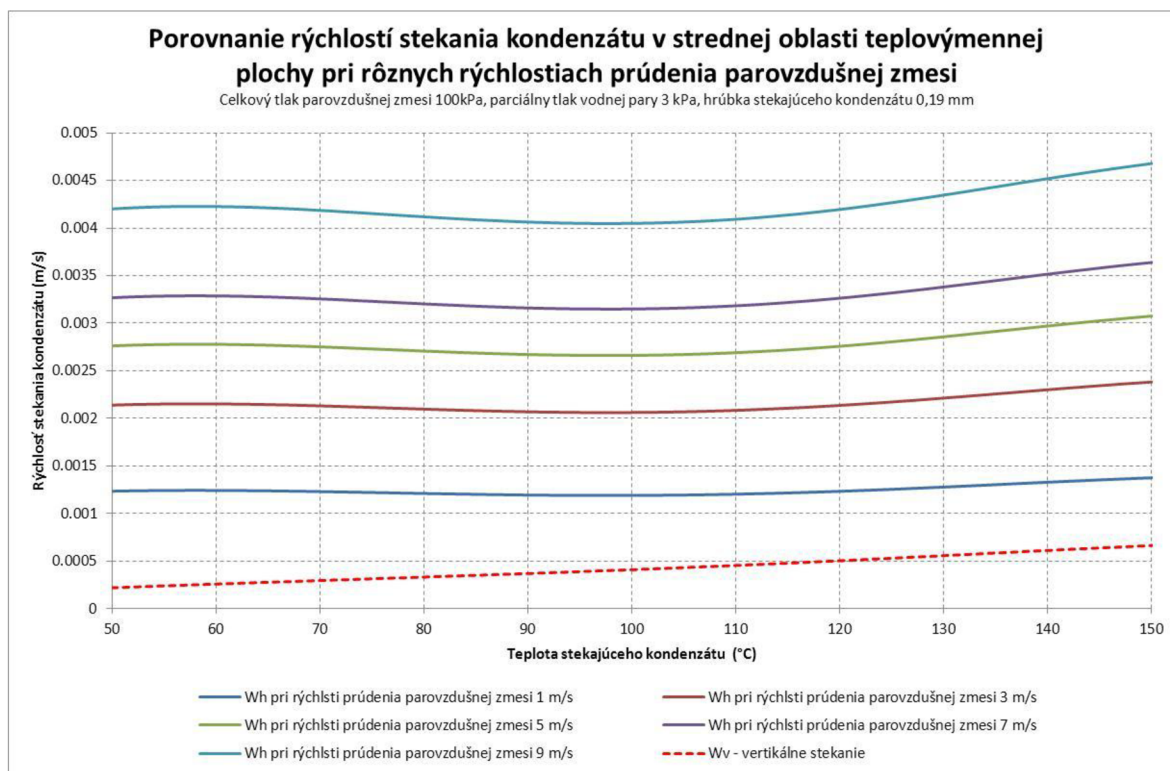


Obr. 5.1-5: Porovnanie indikovaného tepelného výkonu zariadenia podľa zostaveného modelu s ručným kontrolným výpočtom v režime silnej kondenzácie s kontrolným súčtom tepelných výkonov

Na základe dosiahnutých výsledkov možno konštatovať, že dosiahnutý tepelný výkon zariadenia počítaný modelom je v súlade s očakávaným tepelným výkonom zariadenia aj v režime silnej kondenzácie.

5.2 Stekanie kondenzátu

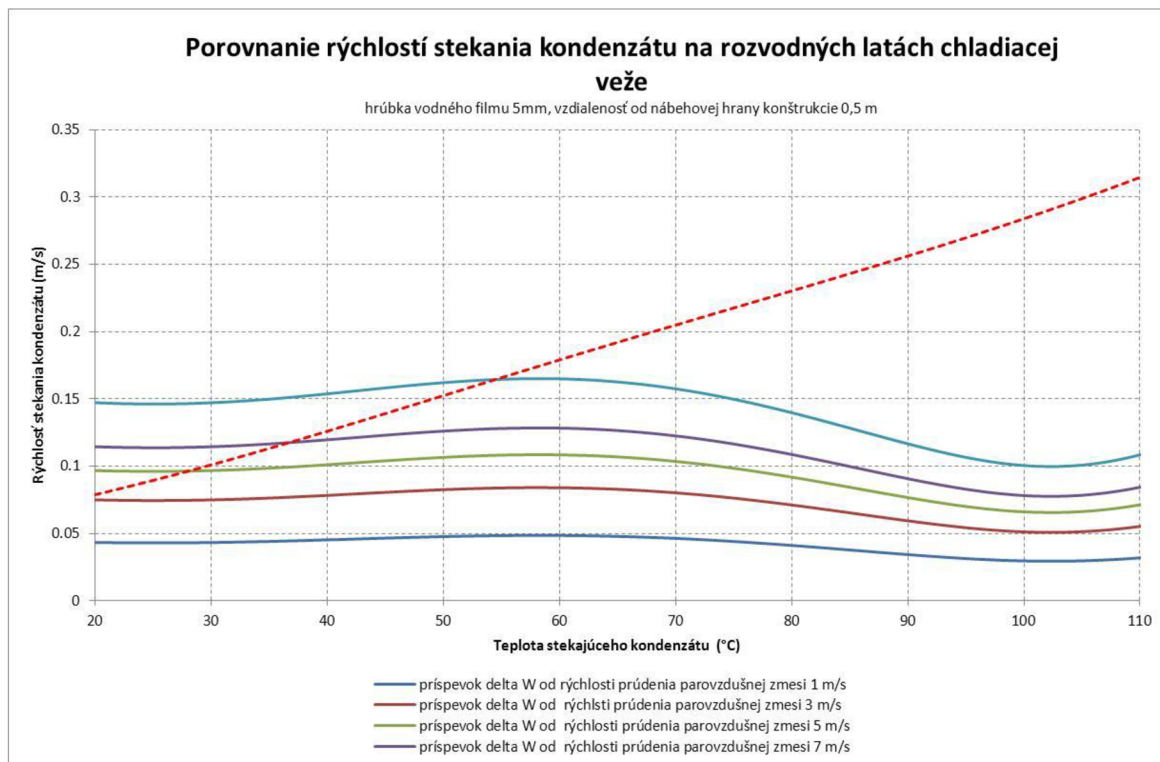
Výpočty vykonané zostaveným modelom potvrdili, že vzhľadom na význam stekania kondenzátu v dôsledku pôsobenia trecích síl na fázovom rozhraní s parovzdušnou zmesou, je rozloženie kondenzátu na teplovýmennej ploche silno závislé od rýchlosti prúdenia zmesi a hustoty prúdiacej zmesi. Vplyv teploty (viskozity) stekajúceho kondenzátu je významný iba pre vertikálne (gravitačné) stekanie. Pre dosahované stredné rýchlosti stekania kondenzátu v strednej oblasti teplovýmennej plochy a pri strednej hrúbke kondenzátu dosahovanej počas normálnej prevádzky bloku (0,19 mm) sa uvádza nasledujúce porovnanie.



Obr. 5.2-1: Porovnanie rýchlostí stekania kondenzátu pri rôznych rýchlostiach prúdenia parovzdušnej zmesi a pri dosahovanej hrúbke kondenzátu 0,8 mm počas nominálnej prevádzky bloku

Ovplyvnenie smeru stekania kondenzátu na teplovýmennej ploche chladiča nie je možné vzťahovať k všeobecným záverom experimentálnych prác podľa Šindelára [3], ktoré sa venujú problematike chladiacich veží tepelných elektrární. Najmä preto, že v prípade chladiacich veží je oproti riešenej problematike odlišná hrúbka stekajúceho vodného filmu, ktorá dosahuje niekoľko mm. Šindelár vo svojej práci uvádza všeobecný záver, že vplyv prúdenia vzduchu na rýchlosť stekania kondenzátu po rozvodných lúčoch možno zanedbať pri rýchlostiach prúdenia menších ako 5 m/s čo v žiadnom prípade neplatí pre stekanie kondenzátu po teplovýmennej ploche chladiča.

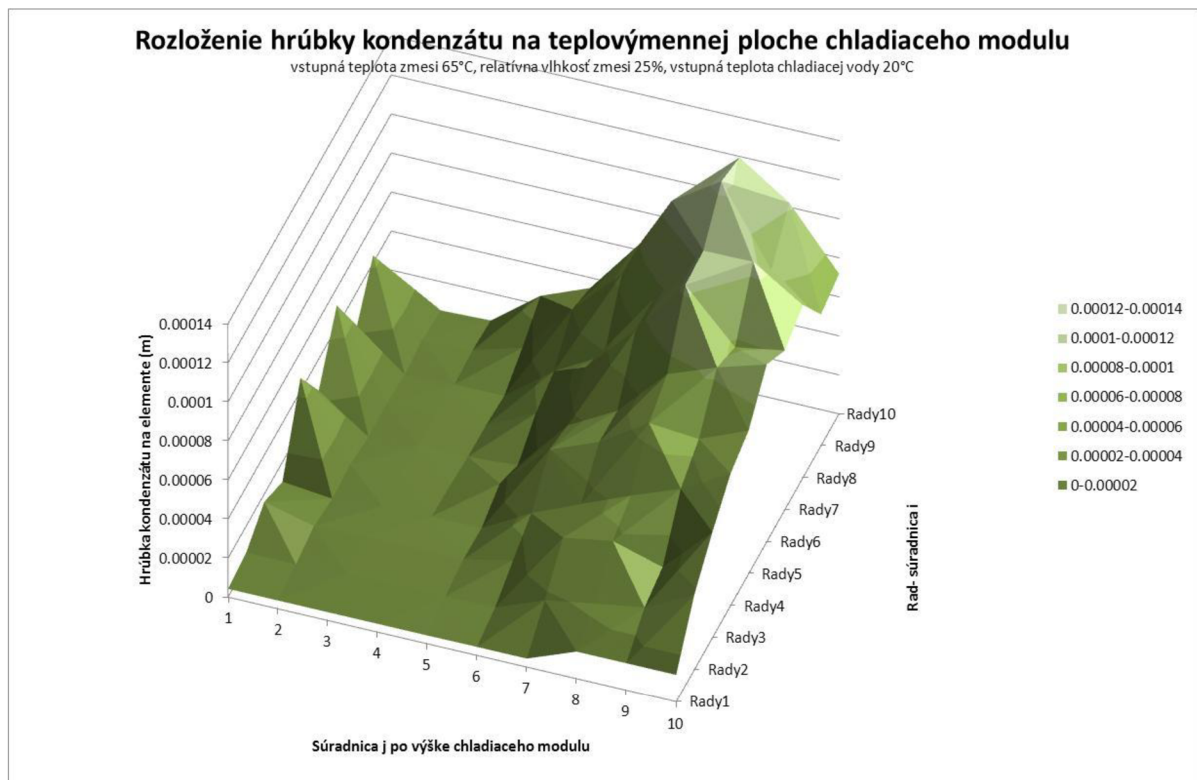
Pri zohľadnení hrúbky stekajúceho filmu 5 mm by zostavený model vo vzdialenosti 50 cm od nábehovej hrany konštrukcie rozvodových lúč predikoval nasledujúce rýchlosti stekania kondenzátu:



Obr. 5.2-2: Stekanie kondenzátu pri hrúbke vrstvy kondenzátu 5 mm

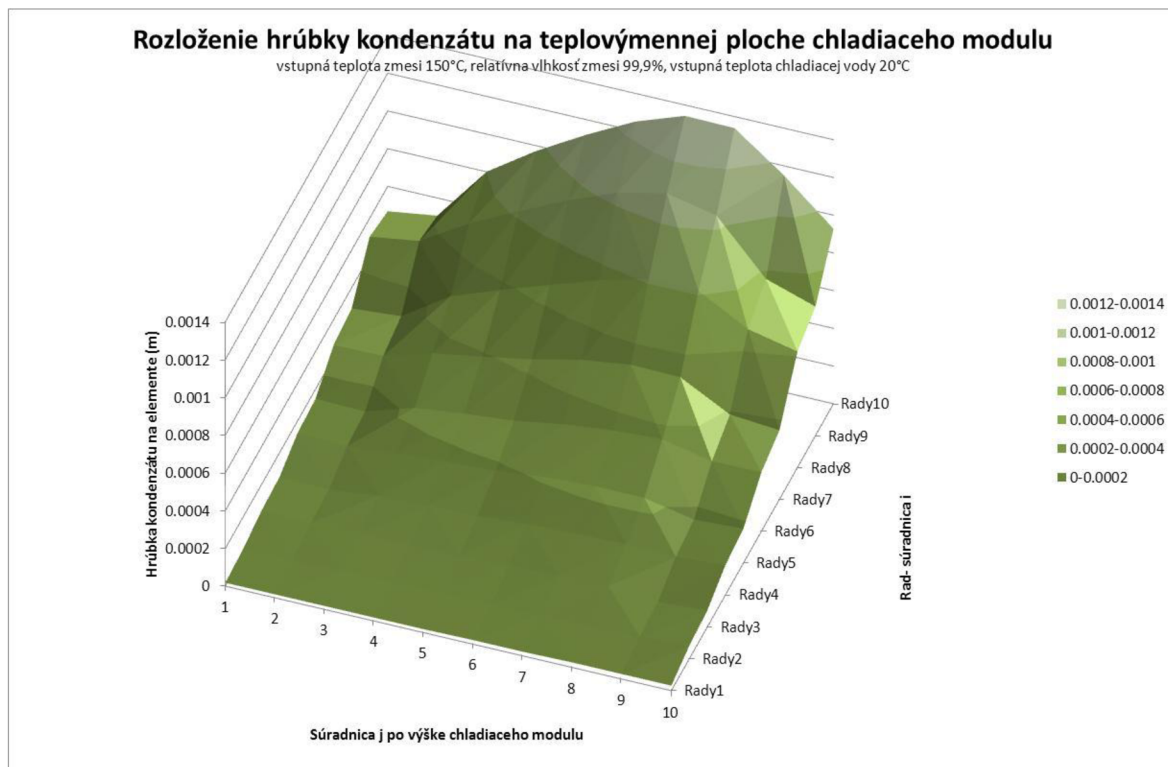
Model predikuje stŕhanie kondenzátu do sania ventilátora už v oblasti normálnej prevádzky bloku. Nakoľko, podľa pôvodného vyjadrenia riadenia úseku údržby, nebola pozorovaná významná prítomnosť vlhkosti v saní ventilátora počas údržby systému, bola táto skutočnosť opätovne konzultovaná. Diskusia ukázala, že hoci počas normálnej prevádzky bloku naozaj nedochádza k prieniku kondenzátu do špirálovej skrine ventilátora, kondenzát bol pozorovaný pred špirálovou skriňou, v saní ventilátora Obr.P2- 4. Už počas normálnej prevádzky bloku tak pravdepodobne dochádza k stŕhaniu kondenzátu do sania ventilátora a spätnému nátokú kondenzátu zo sania do zberných jímok kondenzátu.

Rozloženie ustálenej vrstvy kondenzátu na teplovýmennnej ploche počas normálnej prevádzky bloku dokumentuje nasledujúci obrázok. Simulácia bola vykonaná pri vstupnej teplote vlhkého vzduchu 65°C, relatívnej vlhkosti vzduchu 25% a teplote chladiacej vody 20°C. Súradnica [1,1] hornú lamelovanú rúrku prvého radu rúrok na vstupe do chladiaceho modulu. Súradnica [1,10] reprezentuje spodnú rúrku prvého radu. a Súradnica [10,10] spodnú rúrku posledného radu.



Obr. 5.2-3: Režim normálnej prevádzky bloku vstupná teplota vlhkého vzduchu 65°C, relatívna vlhkosť 25%, vstupná teplota chladiacej vody 20°C

Výpočtové simulácie vykonané zostaveným modelom v zhode s pôvodnými predpokladmi potvrdili, že v medzných režimoch intenzívnej kondenzácie na teplovýmennej ploche chladiča dochádza k takému nárastu hrúbky kondenzátu, že dochádza k lokálnemu upchávaniu prietochného kanála kondenzátom. Nárast hrúbky kondenzátu nastáva v súlade s pôvodnými predpokladmi na konci teplovýmennej plochy a kondenzát je vo významnej miere strhaný do sania ventilátora systému. Situáciu dokumentuje nasledujúci Obr. 5.2-3.



Obr. 5.2-4: Režim intenzívnej kondenzácie - vstupná teplota parovzdušnej zmesi 150°C, relatívna vlhkosť 99,9%, vstupná teplota chladiacej vody 20°C

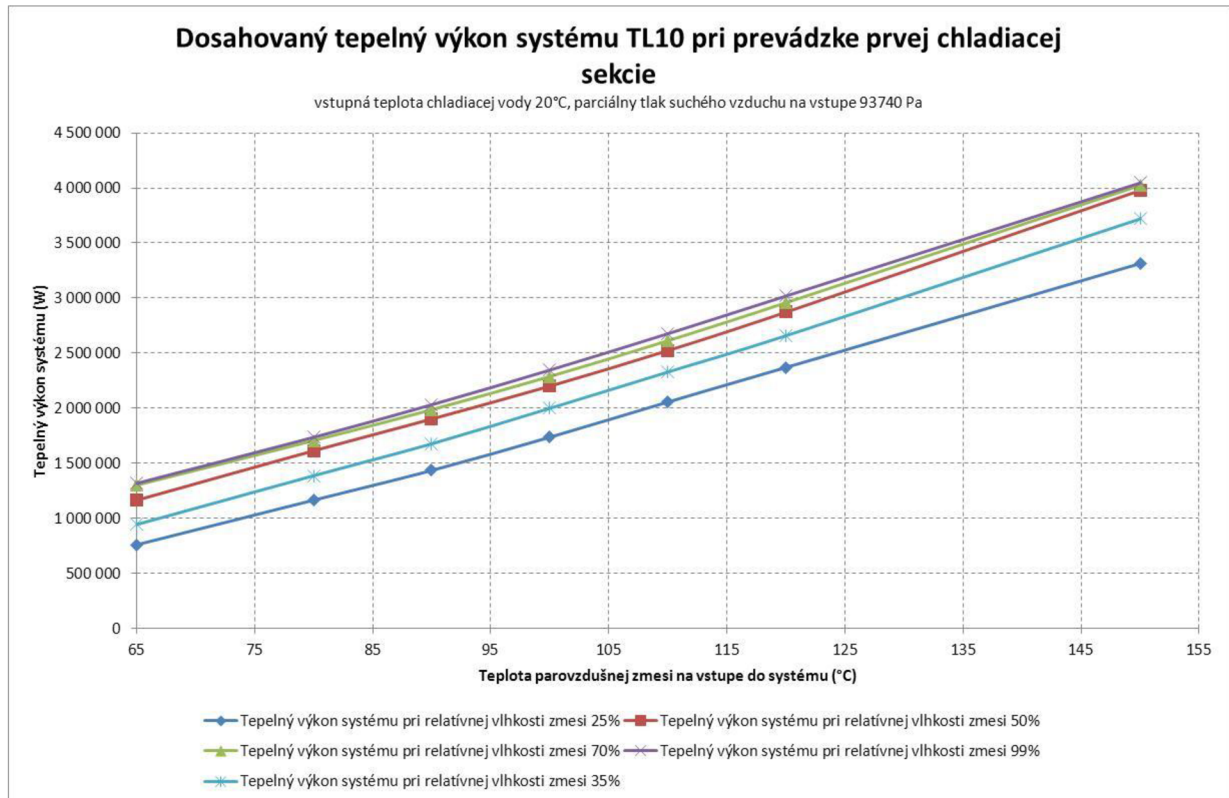
Okrem lokálneho upchávania prietochného kanála kondenzátom v krajných prevádzkových režimoch systému pri vysokej vlhkosti a vysokých vstupných teplotách bola identifikovaná pracovná oblasť, v ktorej existuje významné riziko úplného upchatia prietochného kanála kondenzátom. Táto oblasť existuje v rozmedzí vstupných vlhkostí parovzdušnej zmesi od 25% do 50% a vstupných teplôt parovzdušnej zmesi 80°C až 120°C. K upchávaniu dochádza v dôsledku niekoľkých faktorov, z ktorých najvýznamnejšími sú spomaľovanie tečenia kondenzátu s rastúcou vzdialenosťou od nábehovej hrany do chladiča a lokálne minimum dosahovaných šmykových napätí na fázovom rozhraní stekajúceho kondenzátu a prúdiacej parovzdušnej zmesi. Pri rastúcich prevádzkových teplotách a celkovom tlaku na saní systému sa rozloženie vrstvy kondenzátu na teplovýmennej ploche stabilizuje a systém opäť začne plniť očakávanú funkciu.

Počítačové simulácie vykonané zostaveným modelom indikujú, že oblasť nestabilného správania sa kondenzátu na teplovýmennej ploche je vzdialená iba cca. 20°C od normálnych prevádzkových podmienok systémov pri normálnej prevádzke bloku.

5.3 Výkonové charakteristiky systému v širokom rozsahu pracovných podmienok

Správanie sa zostaveného modelu z hľadiska dosahovaného tepelného výkonu vykazuje silnú väzbu na správanie sa kondenzátu na teplovýmennej ploche. Pre účely základného

porovnania bol modelovaný konštantný nominálny ($18,05 \text{ m}^3/\text{s}$) prietok parovzdušnej zmesi chladičom systémom TL10. Zároveň boli do algoritmu aplikované ochranné podmienky brániace upchatiu prietočného kanála pre parovzdušnú zmes kondenzátom. Na základe týchto predpokladov bola zostavená nasledujúca výkonová charakteristika systému v predpokladanom rozsahu prevádzkových podmienok.



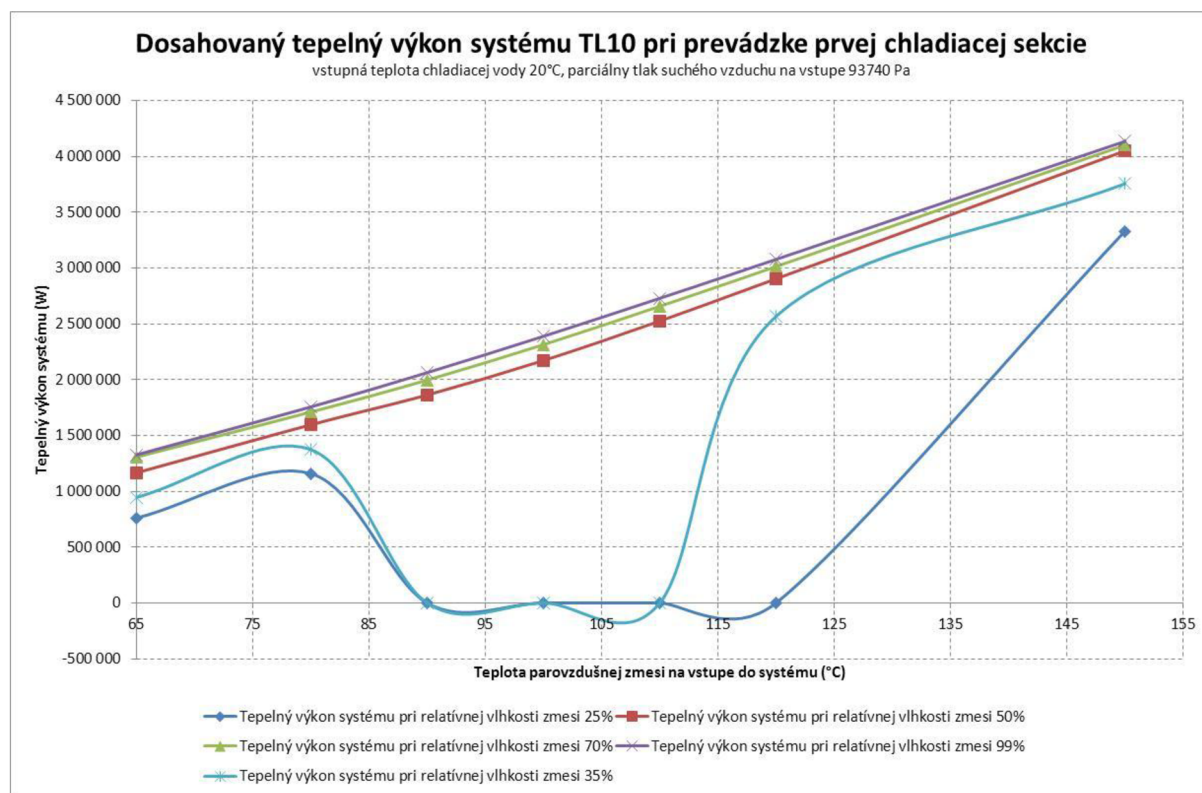
Obr. 5.3-1: Výkonová charakteristika prvej sekcie systému TL10 pri konštantnom prietoku parovzdušnej zmesi na vstupe $18,05 \text{ m}^3/\text{s}$ a vstupnej teplote chladiacej vody 20°C

Tepelný výkon zariadenia rastie so stúpajúcou relatívnou vlhkosťou parovzdušnej zmesi. Zároveň sa však prejavuje vplyv tepelného odporu vrstvy kondenzátu na teplovýmennej ploche. Dôsledkom je, že dosahovaný tepelný výkon systému sa pri vyšších vstupných vlhkosťach ako 70% už významne nemení.

Tepelný výkon systému tiež rastie v dôsledku rastu teploty chladenej parovzdušnej zmesi. Toto je spôsobené rastom teplotného spádu medzi chladenou parovzdušnou zmesou a chladiacou vodou.

Pri modelovaní reálneho prietočného prierezu kanála pre chladenú parovzdušnú zmes a pri aplikácii realistickej charakteristiky ventilátora bola identifikovaná oblasť prevádzkových podmienok pri ktorých dochádza k upchávaniu prietočného kanála kondenzátom. V tejto oblasti klesá prietok chladenej parovzdušnej zmesi systémom, ktorý je

spojený s poklesom dosahovaného tepelného výkonu zariadenia. Realistické výkonové správanie sa systému predpokladanom rozsahu pracovných podmienok demonštruje nasledujúci Obr. 5.3-2.



Obr. 5.3-2: Realistická výkonová charakteristika prvej sekcie systému TL10 pri vstupnej teplote chladiacej vody 20°C

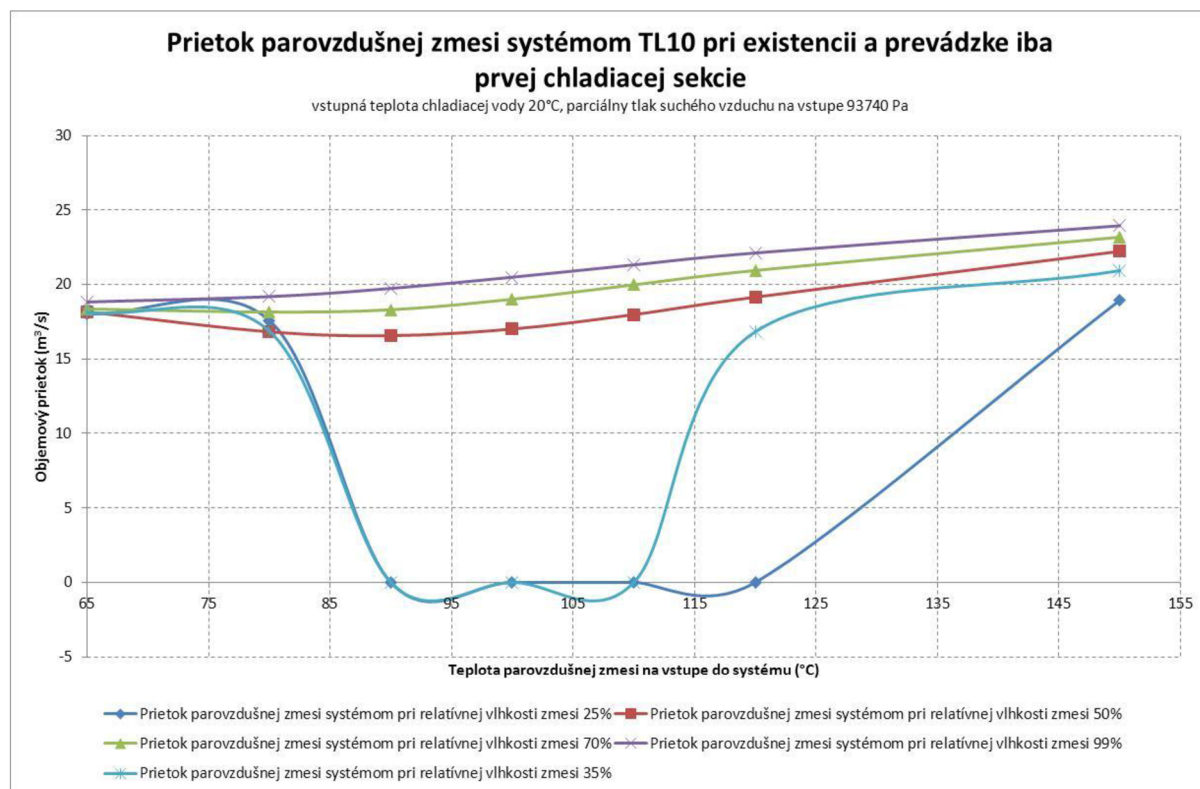
Zostavený model indikuje vznik tlakových porúch a upchávanie prietočného kanála pre parovzdušnú zmes v oblasti relatívne nízkych vlhkostí parovzdušnej zmesi pri vstupných teplotách parovzdušnej zmesi 80 až 120°C. Podrobnejší rozbor tejto problematiky je vykonaný v kap. 4.5.2.

5.4 Zmena charakteristiky ventilátora

Zostavený model je súčasťou výpočtového programu (LEAKBOX). Pre výpočet aktuálneho prietoku parovzdušnej zmesi modelovaným systémom ventilátor-chladič je okrem aktuálnej tlakovej straty na chladičoch potrebné vyhodnocovať aktuálne tlaky pred a za systémom a tlakové straty potrubných rozvodov. Nakoľko zostavený model týmito údajmi nedisponuje, nie je bezrozmerná charakteristika ventilátora priamou súčasťou zostaveného modelu, ale súčasťou nadradeného programového celku. Zostavenému modelu je pri simulácii odozvy hermetickej zóny na malý únik chladiva predávaná vypočítaná hodnota aktuálneho prietoku parovzdušnej zmesi systémom. Tento fakt predstavuje istú komplikáciu z hľadiska

samostatného testovania zostaveného modelu. Validačná procedúra programu LEAKBOX síce samostatne pristupuje k zostavenému modelu, ale prietok parovzdušnej zmesi chladičom mu predáva iba ako okrajovú podmienku riešenia.

Z uvedených dôvodov bola pre účely komplexného testovania zostaveného modelu charakteristika ventilátora dočasne presunutá do programovej časti testovaného modelu s tým, že vyhodnotenie tlakového rozdielu miestností pred a za systémom, tlaková strata na druhej (aj keď nepracujúcej) chladiacej sekcii a tlaková strata potrubného rozvodu boli nahradené konštantou, platnou pre normálnu prevádzku bloku (2434 Pa). Toto zjednodušenie umožňuje komplexné testovanie zostaveného modelu v požadovanom rozsahu prevádzkových podmienok, dosiahnuté výsledky však nemožno priamo interpretovať na havarijné podmienky bloku.



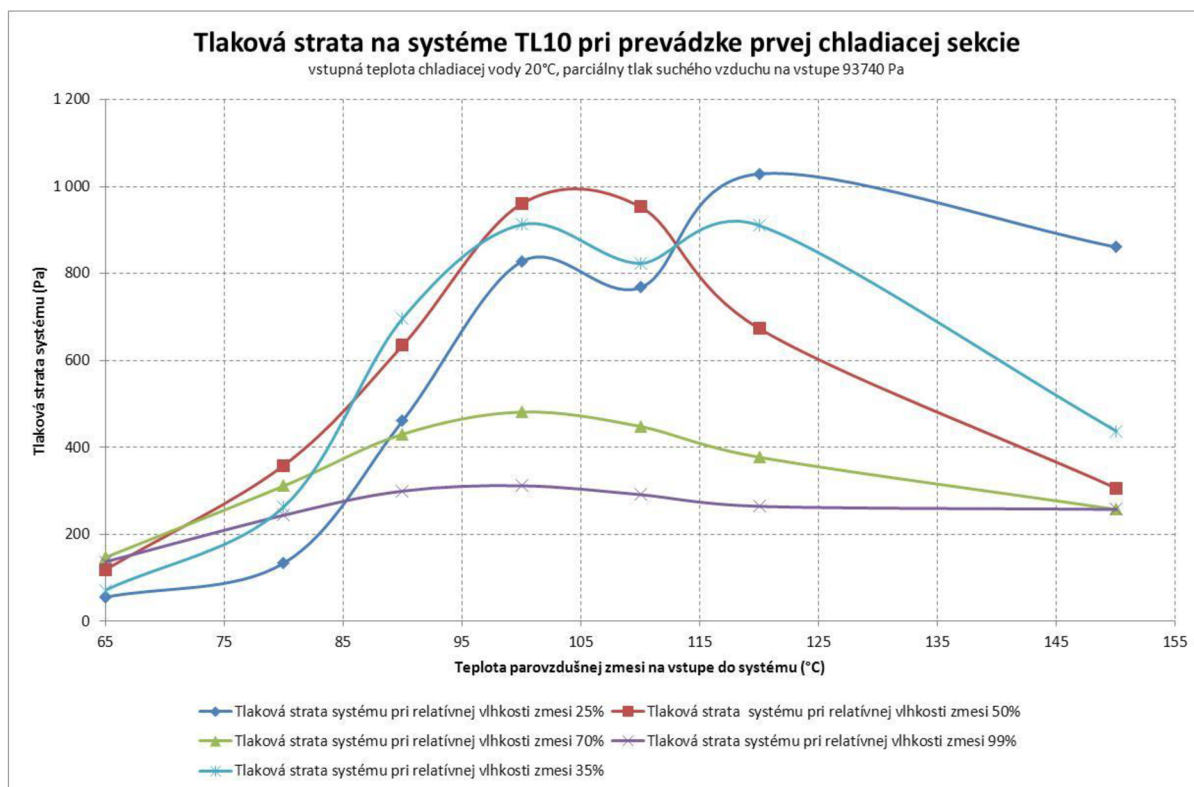
Obr. 5.4-1: Realistická prietoková charakteristika prvej sekcii systému TL10 pri vstupnej teplote chladiacej vody 20°C a pri zjednodušenom modelovaní tlakového rozdielu pred, a za systémom a tlakových strát druhej chladiacej sekcii a potrubného rozvodu

Výkonová charakteristika ventilátora indikuje relatívne malý vplyv zmeny zloženia parovzdušnej zmesi na prietok systémom. Naopak, významným faktorom ovplyvňujúcim prietok systémom je správanie sa stekajúceho kondenzátu na teplovýmennnej ploche. V režimoch s nízkou hustotou chladenej parovzdušnej zmesi pri súčasne nižších teplotách

(a vyššej viskozite) stekajúceho kondenzátu dochádza k upchávaniu prietochného kanála systému pre parovzdušnú zmes kondenzátom. Správanie sa kondenzátu vedúce k upchávaniu prietochného kanála kondenzátom je popísané v kap. 4.5.2.

5.5 Tlakové straty na teplovýmennnej ploche v režimoch s kondenzáciou

Zostavený model potvrdil pôvodný predpoklad nárastu tlakových strát na chladiči systému v režimoch s vyššou vstupnou vlhkosťou parovzdušnej zmesi a pri vyššom celkovom tlaku (v Obr. 5.5-1 je nárast celkového tlaku na saní systému v relácii so vstupnou teplotou). Napriek očakávanému monotónnemu rastu tlakových strát na teplovýmennnej ploche sa ukázalo, že najväčší nárast tlakových strát na chladiči je dosahovaný pri teplotách okolo 100°C. Tento fakt súvisí s dosahovanou hrúbkou stekajúceho kondenzátu po teplovýmennnej ploche a lokálnymi rýchlosťami stekania kondenzátu v dôsledku trecích a gravitačných síl.



Obr. 5.5-1: Realistická tlaková strata prvej sekcie systému TL10 pri vstupnej teplote chladiacej vody 20°C

Kým v režimoch normálnej prevádzky bloku dosahuje tlaková strata na chladiči na strane chladenej parovzdušnej zmesi hodnotu 65 Pa, pri vysokých vstupných vlhkosťach parovzdušnej zmesi a kritickom rozmedzí pracovných teplôt rastie táto tlaková strata na

hodnotu 670 Pa. Podrobnejší rozbor správania sa stekajúceho kondenzátu je uvedený v kap. 4.5.2.

6 Záver

Hlavný cieľ dizertačnej práce, ktorým bolo zvládnutie problematiky modelovania ventilačných systémov TL10, TL11 a TL13 jadrového bloku VVER440 V213 počas abnormálnej prevádzky bloku a havarijných stavov s malým únikom chladiva sa bol splnený. S použitím predstaveného prístupu bol zostavený fyzikálny model, ktorého algoritmus bol naprogramovaný pomocou programovacieho jazyka Visual C++, pričom, pre účely overenia modelu bola zostavená jeho verzia so zjednodušenou algoritmizáciou. V súčasnosti sú tak disponibilné dva modely systému ventilátor chladič. Jeden vychádzajúci zo zjednodušeného rozdelenia teplovýmennej plochy chladiča a druhý s očakávaným podrobným členením teplovýmennej plochy rešpektujúc geometrické charakteristiky chladiaceho modulu. Oba vyvinuté modely sú súčasťou výpočtového programu LEAKBOX.

Zostavený podrobný model

- zohľadňuje lokálne podmienky prestupu tepla a rešpektuje konštrukciu chladiča, geometrické rozmery a použitý konštrukčný materiál.
- simuluje správanie sa systému ventilátor - chladič v stanovenom rozsahu pracovných podmienok, predikuje rozloženie vytváraného kondenzátu, jeho stekanie, posúvanie pracovného bodu ventilátora
- model je schopný predikcie rizika strhania kondenzátu do sania ventilátora a oblasti upchávania teplovýmennej plochy kondenzátom.
- použitý koncept riešenia umožňuje modelovanie celej triedy chladičov TL jadrového bloku VVER 440 V 213. Navyše, zostavený model umožňuje simuláciu prevádzky ľubovoľného systému ventilátor - chladič s protiprúdym lamelovým štvorcestným tepelným výmenníkom.
- spotreba strojového času zostaveným modelom umožňuje simuláciu odozvy kontajmentu programom LEAKBOX niekoľkonásobne rýchlejšie ako v reálnom čase.

Zostavený podrobný model spĺňa všetky požiadavky, ktoré boli pred jeho zostavením formulované. Program LEAKBOX sa tak stáva schopným integrálne simulovať odozvu hermetickej zóny na malý únik chladiva do hermetických priestorov. Vykonané výpočtové simulácie potvrdili, že stekajúci kondenzát na teplovýmennej ploche predstavuje významný

odpor pre prechod tepla. Ukázalo sa, že zostavená a adaptovaná závislosť pre súčiniteľ prechodu tepla dosahuje práve v dôsledku vytvárania a stekania kondenzátu na teplovýmennnej ploche v simulovaných podmienkach prevádzky nižšie hodnoty ako predikuje model fan-cooler programu MELCOR.

Zostavený model potvrdil existenciu oblasti prevádzkových podmienok systémov TL10,11 a 13 v ktorej hrozí reálne riziko upchávania prietochných kanálov teplovýmennnej plochy pre prúdiacu parovzdušnú zmes kondenzátom. V rozpore s počiatočnými predpokladmi model indikuje, že táto oblasť sa vyskytuje relatívne blízko pracovného bodu predmetných systémov počas normálnej prevádzky bloku a naopak riziko upchávania prietochného kanála pre parovzdušnú zmes je relatívne malé v oblasti vysokých absolútnych vlhkostí zmesi a vysokých teplôt. Toto zistenie má významný dopad na prípadnú prevádzku systémov počas havarijných podmienok bloku s tým záverom, že použitie systému je v takýchto podmienkach nevhodné

Z dosiahnutých výsledkov vyplýva, že stanovené ciele dizertačnej práce boli splnené v plnom rozsahu.

Záver dizertačnej práce majú tiež priamy dopad na v súčasnosti riešenú problematiku dlhodobého odvodu tepla v režimoch ťažkej havárie bloku [84], [86], [87]. Zozbierané poznatky umožňujú návrh a dimenzovanie zariadenia schopného pasívneho odvodu tepla z hermetickej zóny jadrového bloku v režime ťažkej havárie.

Nakoľko sa na Slovensku v súčasnosti pripravuje projekt konceptu systému dlhodobého odvodu tepla z hermetickej zóny v režime ťažkej havárie predpokladá sa, priame využitie získaných poznatkov už v tomto projekte.

Zjednodušený model systému bol predstavený riešiteľskému tímu, ktorý pod dohľadom Európskej komisie vyvíja výpočtový program ASTEC [24]. Vedúci projektu prejavili záujem o detailný popis modelu, s cieľom zapracovať, v prípade priaznivého posúdenia, do modulu CPA simulujúceho procesy prebiehajúce v kontajnmmente. Na základe tejto žiadosti bol predmetný popis spracovaný a odoslaný [85].

Vzhľadom na to, že upchávania prietochného kanála pre parovzdušnú zmes kondenzátom bolo predbežne posudzované ako nereálne, nepredpokladalo sa, že sa v rámci riešenia problematiky bude potrebné detailne zaoberať procesmi, ktoré nastanú bezprostredne po upchatí prietochného kanála kondenzátom. To najmä preto, že dosiahnutie takejto pracovnej oblasti sa očakávalo pri vyšších tlakoch, vlhkostiach a teplotných gradientoch a implicitne sa predpokladalo, že prevádzka systému v tejto oblasti už nebude povolená. Posunutie oblasti s reálnym rizikom upchávania prietochného kanála kondenzátom do relatívnej blízkosti

pracovného bodu systému počas normálnej prevádzky bloku, mení zásadným spôsobom význam tejto otázky. V súčasnosti preto prebieha rozbor problematiky, ktorý by mal v budúcnosti umožniť ďalšie rozšírenie modelu. Predmetný rozbor však prekračuje možnosti dizertačnej práce. Nateraz je však zrejmé, že

- experimentálne overenie modelu na existujúcej geometrii je nevhodné a prinieslo by ťažko aplikovateľné výsledky.
- akékoľvek zariadenie slúžiace na dlhodobý odvod tepla z hermetickej zóny jadrového bloku využívajúce princíp kondenzácie musí disponovať výrazne väčším rozstupom konštrukčných prvkov rozširujúcich povrch teplovýmenných plochy tepelného výmenníka

Ďalšími otvorenými otázkami v riešenej problematike nateraz zostáva vplyv povrchových napätí na fázovom rozhraní kondenzátu na jeho stekanie a ohraničenie oblasti difúznej kondenzácie na základe teplotných kritérií. Navrhuje sa, aby sa prípadné experimentálne overenie zostaveného modelu (na odlišnej geometrii) sústredilo práve na tieto doplňujúce otázky.

7 Použitá literatura

7.1 Základná literatúra

- [1] Chyský J.: *Vlhký vzduch*, SNTL, Praha, 1977
- [2] Chyský J a kol.: *Výmenníky tepla*, ČVTS, Praha, 1976
- [3] Šindelář K.: *Chlazení v tepelných elektrárnách*, SNTL, Praha, 1964
- [4] Vacek V., Hlavačka V.: *Přenos tepla a hmoty*, ČVUT, Praha, 1990, ISBN: 80-01-00200-4
- [5] Antal Š.: *Termodynamika*, STU, Bratislava, 1992, ISBN: 80-227-0495-4
- [6] Žiaran S., Ferstl K.: *Technika prostredia*, SVŠT, Bratislava, 1990, ISBN: 80-227-0308-7
- [7] Kutateladze S.S., Borišanskij V.M.: *Příručka sdílení tepla*, SNTL, Praha, 1962
- [8] Kutateladze S.S.: *Základy teorie tepla*, SNTL, Praha, 1962
- [9] Sazima M. a kol.: *Teplototechnický průvodce 2*, SNTL, Praha, 1989, ISBN: 80-03-00043-2
- [10] Jícha M.: *Počítačové modelování úloh vedení tepla a proudění*, VUT, Brno, 1991, ISBN:80-214-0364-0
- [11] Šesták J., Rieger F.: *Přenos hybnosti tepla a hmoty*, ČVUT, Praha, 2001 ISBN: 80-01-01715-X
- [12] Jícha M.: *Přenos tepla a látky*, VUT, Brno, 1989
- [13] Říha R. a kol.: *Výskum problematiky termodynamických procesů v HZ, při malém úniku chladiva*, VUJE ČR, Dukovany, 2004
- [14] Cvan M.: *Popis výpočtového modelu pre VVER 440/V213 pre kód MELCOR 1.8.5 „Model hermetickej zóny HZV2BS“*, VUJE, Trnava, 2008
- [15] Chyský J.: *Větrání a klimatizace*, Praha, SNTL, 1973
- [16] NOSKIEVIČ J. a kol.: *Mechanika tekutin*, Praha, SNTL, 1987,
- [17] Smith E.: *Advances in Thermal Design of Heat Exchangers, Numerical approach*, 2005, ISBN 0-470-01616-7
- [18] Baclis B.: *ϵ -NTU Analysis of Complicated Flow Arrangements*, New York, 1990
- [19] Bejan A.: *Convective Heat Transfer*, John Wiley & Sons, New York, 1984
- [20] Clayton D.: *Increasing the Power of LMTD Method for Heat Exchangers*, 1984
- [21] *RELAP5/MOD3.2.2 Manual*, NRC, NUREG/CR-5535-Vol. I.-VII.

- [22] *MELCOR Computer Code Manuals, Vol. 1 Primer and Users“ Guide, Vol. 2,: Reference Manuals*, Version 1.8.5, Sandia Laboratories, May 2000, NUREG/CR-6119, SAND2000-2417/2, Vol. 1-2, Rev. 2
- [23] *Sarnet Development Program of ASTEC Code* <http://www.sar-net.org/>,
- [24] Chatelard P. et. al.,: *Overview of the Integral Code ASTEC v2.0*, Report, GRS, 2009 DPAM/SEMCA-2009-149
- [25] GRS publications: <http://www.grs.de/en>
- [26] IRNS publications: <http://www.irsn.fr/FR/Documents/home.htm>
- [27] *Fan - Cooler Reference Manual, Sandia National Laboratories*, Dec. 1997, NUREG/CR-6119
- [28] Duke Power Company, *Oconee Nuclear Station Units 1, 2, and 3: Final Safety Analysis Report*, 1987
- [29] Boyack B. et al.: *MELCOR Peer Review, LA-12240*, Los Alamos National Laboratory, MARCH 1992
- [30] Muraka K. et. al.: *Code Manual for CONTAIN 2.0, a Computer Code FOR Nuclear Reactor Containment Analisis*, Sandia National Laboratories, Dec. 1997, NUREG/CR-6533, SAND97-1735
- [31] Cvan M. a kol.: *Popis výpočtového modelu pre VVER 440/V213 pre kód MELCOR 1.8.5, Model hermetickej zóny*, Technická správa, VUJE V01-TS/PAM-22-MELCOR-HZV2BS/2007.29 rev.3, Interný dokument oddelenia 0220, VUJE, Trnava, August 2010.
- [32] Cvan M. a kol.: *PAA-22-2009-BS-EBOV2-2011-kap15-10_MCV*, Interný dokument oddelenia 0220, VUJE, Trnava, 2011
- [33] *Súhrnná správa SHMU (Slovenský hydrometeorologický ústav) pre lokalitu Mochovce*, SHMU, Bratislava, Marec 2011
- [34] *Vstupní data pro bezpečnostní analýzy, ČEZ-EDU*, Dukovany, Září 2005
- [35] *Prevádzkový predpis A-01 Bezpečnostná správa JE V2*, databáza pre havarijné analýzy JE V2, SE, Bohunice, September 2006
- [36] Kliment T. a kol: *Databáza pre analýzy bezpečnosti JE EMO12*, VUJE, Trnava, Apríl 2011
- [37] Kliment T. a kol.: *PBS (Predprevádzková bezpečnostná správa) kapitola 7,0. Súhrn vstupných dát pre deterministické analýzy bezpečnosti MO34*, VUJE, Trnava, Apríl 2008

- [38] *3KLA10-CVZA90 - Výpočet chladiča pre MO34*, Janka Radotín, Janka, Praha, April 2011
- [39] Rohár M.: *LOCAs to Qualify MAAP Mass and Energy Release Curves during Blowdown Phase*, rev.3, ZOV 220/0797/001, VÚJE, Trnava, September 1996
- [40] Cvan M.: *MLOCAs for Two Phase Flowrate Calculations and Two Phase Separation Criterion*, rev.3, ZOV 220/0397/002, VÚJE, Trnava, September 1996
- [41] Cvan M.: *Containment Behaviour Simulation Verification Against CONTAIN Calculation*, rev.5, ZOV 220/0397/004, VÚJE, Trnava, September 1997
- [42] Cvan M. et al.: *PHARE 4.2.7.a Task 8/9 Summary Report*, rev.3, ZOV 220/0897/011, VÚJE, Trnava, July 1997
- [43] Cvan M.: *Ts2S - Unisolated Steam Line Break Inside the Containment*, rev.1, ZOV 220/0597/005, VÚJE, Trnava, May 1997
- [44] Prior R.: *Accident Management Study*, WENX-98-12, Westinghouse Energy Systems Europe SA, Westinghouse, Bruxelles, March 1998
- [45] Cvan M. a kol.: *Analýzy nadprojektových havárií – úpravy modelu pre MELCOR a jeho aplikácia pre základné ťažké havárie*, súhrn výsledkov riešenia E01.02., Správa VÚJE č. 19/2002, VUJE, Trnava, 2002.
- [46] Cvan M.: *Analýza problému ISP-37 programom MELCOR 1.8.3*. Výskumná správa VÚJE č. 177/95, VÚJE, Trnava, December 1995
- [47] *HOP (Hlášení o poruše) Ztráta podtlaku v HZ vlivem prasklého propoje RY10 a RY20 dne 11.8.1994*, grafický průběh hlavních parametrů , EDU, Dukovany, 1994
- [48] Boneham P. a kol.: *Level 2 PSA for Bohunice V2 NPP - Main report*, správa ENCONET ENCO-FR-(00)-47, ENCONNECT, Zagreb, 2000
- [49] Jančovič J. : *Podporné analýzy pre WP 2.2, podrobný bezpečnostný koncept*, V01-TS/SA-DOSMO/2006.10, VUJE, Trnava, December 2006
- [50] Cvan M. a kol.: *Analýza dlhodobého režimu odvodu tepla z kontajmentu po ťažkej havárii*, Správa VUJE V01-VS/0220/2005.20, VUJE, Trnava, Október 2006
- [51] Lukáč M.: *Parametre prostredia pre normálne a havarijné podmienky DB pre kvalifikáciu*, DMO/022/0101/T, VUJE, Trnava, 2007
- [52] Cillik I.: *Summary of Level1 PSA Study for Unit 3 of J. Bohunice V2 NPP*, Summary Report, 46/96, VUJE, Trnava, March 1996
- [53] *MAAP4/VVER Code Qualification Programme*, August 1996
- [54] Cvan M., Bujan A.: *Proposed Codes and Experiments to be Used for MAAP4/VVER Qualification*, 122/96, VÚJE, Trnava, June 1996

- [55] Téchy Z., et al.: *Phare 4.2.7.a VVER-440/213 Beyond Design Basis Accident Analysis and Accident Management*, Task 3b, Selection of Codes, Models and Experiments for the Qualification of MAAP4/VVER, Final Report, 20.52-108/2, VEIKI, Budapest, June 1996
- [56] Prior R.: *Qualification of MAAP4/VVER for VVER-44-/213 Plants - Executive Summary Report*, WENX-97-28, Westinghouse Energy Systems Europe SA, Westinghouse, Bruxelles, September 1997
- [57] Prior R.: *Qualification of MAAP4/WER for VVER-44-/213 Plants*, WENX-97-26, Westinghouse Energy Systems Europe SA, Westinghouse, Bruxelles, September 1997
- [58] Cvan M.: *Beyond Design Basis Accidents to be included into Safety Report, Expert presentation at the DOE/IAEA Safety Analysis Report Training of Armenian and Bulgarian specialists*, VUJE, Trnava, April 2000.
- [59] Cvan M.: *Experience and Trends in Severe Accident Modeling in Slovakia*, contribution to the IAEA TC Meeting on Modeling In-vessel Phenomena under Severe Accident Conditions, VUJE, Trnava, November 2000.
- [60] Cvan M.: *Beyond Design Basis Accidents – Upgrade of the Model for MELCOR Code for Managed Accident Simulations*, Report VUJE 97/2001, VUJE, Trnava, December 2001.
- [61] Cvan M. et al.: *Beyond Design Basis Accidents – Upgrade of the Model for MELCOR Code and- its Application to the Basic Severe Accidents*, Report VÚJE 19/2002, VUJE, Trnava, April 2002.
- [62] Cvan M.: *Thermohydraulic Analyses Supporting Level 2 PSA of VVER440/V230*, Presentation at the Reg. Workshop on Comparison of Level-2 PSAs for VVERs, Sofia, Bulgaria, October 2003.
- [63] Cvan M.: *Deterministic Analyses of Operational Events for Slovakia NPPs*, Contribution to the IAEA Consultants' meeting on The Use of Computer Codes for Analysis of Operational Events in NPPs, Vienna April 2004.
- [64] Rohár M., Cvan M.: *Evaluation of the Possibility of the Outside Cooling of the Reactor Pressure Vessel of the Bohunice V2 a Mochovce unit by Flooding of the Cavity*, Report VUJE V01-TS/2815/0220/2005.6, VUJE, Trnava, Nov. 2005.
- [65] Kliment T. a kol.: *Bezpečnostná správa BS EMO12/V01-21899/2010/r01*, Správa, VUJE, Trnava, Apríl 2011
- [66] Kliment T. a kol.: *Bezpečnostná správa EMO12/V01-21628/2007/r02*, Správa, VUJE, Trnava, September 2008

- [67] Kliment T. a kol.: *Bezpečnostná správa BSEBOV2/V01-930/2011/r00*, Správa, VUJE, Trnava, Marec 2011
- [68] Kliment T. a kol.: *Bezpečnostná správa MODV2/V09,00/BS/0107/V0220/KT*, Správa, VUJE, Trnava, Jún 2008
- [69] Závodský M. a kol.: *Výtokové skúšky tesnosti poloobslužných priestorov a hermetických uzáverov na 4. bloku EBO*, DPR.MTD007.2222.030, VUJE, Trnava, Júl 2010
- [70] Bajs T.: *Computation Tools for Deterministic Safety Analyses (DSA)*, ENCONET, Ankara TAEK, October 2011
- [71] Thome J.: *Engineering Data Book III*, Faculty of Engineering Science and Technology, Swiss Federal Institute of Technology, Lausanne Switzerland, 2010

7.2 Legislatívne predpisy

- [72] *Vyhláška Úradu jadrového dozoru Slovenskej republiky*, č. 430/2011, ÚJD SR, 2011
- [73] *Zákon o mierovom využívaní jadrovej energie* č. 541/2004 Z.z., SR, 2004
- [74] *Zákon národnej rady Slovenskej republiky* č. 272/1994 Z.z. *o ochrane zdravia ľudí v znení neskorších predpisov.*
- [75] *Vyhláška ministerstva zdravotníctva Slovenskej republiky* č. 12/2001 *o požiadavkách na zabezpečenie radiačnej ochrany*

7.3 Autorova publikovaná literatúra

- [76] Baláž, Josef. *Pasívny systém dlhodobého odvodu tepla z hermetickej zóny jadrového bloku VVER 440 V213 v režime ťažkej havárie*. All for Power, 1/2013, roč. 7, Tématická príloha, IV. ISSN 1802-8535
- [77] Baláž J.: *Analýzy pre potvrdenie tvorby signálov „Přetlak v boxu PG“ v nevykonových stavoch*, V01-TS/2879/0220/2007.19, VUJE, Trnava, September 2007
- [78] Baláž J., Cvan M.: *Limits and acceptable leakages of the containments of the Slovak NPPs*, Report VUJE V01-VS/0220/2005.16, VUJE, Trnava, Nov. 2005.
- [79] Baláž J. a kol.: *Popis výpočtového programu LEAKBOX*, VUJE ČR, Dukovany, Dec. 2008
- [80] Říha R., Baláž J.: *Výpočtové srovnání na souboru vybraných událostí, radiační nadstavba programu LEAKBOX*, průběžná správa projektu FF-IM3/181, VUJE ČR, Dukovany, Prosinec 2007
- [81] Baláž J. a kol.: *Výskum problematiky termodynamických procesů v hermetické zóně při malém úniku chladiva II. část*, VUJE ČR, Dukovany, Prosinec 2003

- [82] Baláž J. a kol.: *Analýza možností předejít působení SZB při úniku chladiva do prostředí hermetické zóny reaktorového bloku VVER 440 (v-213)*, 41-10500zp, VÚJE ČR, Dukovany, Květen 2000
- [83] Říha R., Baláž J.: *Projekt FI-IM3-Rok 2008 Výzkum a vývoj matematického modelu šíření aktivity v hermetických prostorech jaderných elektrárren s reaktory VVER*, VUJE ČR, Dukovany, Prosinec 2008
- [84] Baláž J.: *Koncept dlhodobého odvodu tepla z HZ počas těžkej havárie na blokoch EBO34*, technická správa, V01-5104212/TD/BK.01/01, VUJE, Október 2012
- [85] Baláž J.: *Description of the model of the fan-cooler dedicated to ASTEC code*, rev. 0, April 2013
- [86] Baláž J., *Dlhodobý odvod tepla z kontajmentu VVER440 V213 počas těžkej havárie*, příspěvek v zborníku, *Zvyšování životnosti komponent v elektrárnách*, Srní, Česká republika, 23-25 Října, Vol. 1, pp.55-60 (2012) ISBN 978-80-261-0153-6.
- [87] Baláž J., *Pasívny systém dlhodobého odvodu tepla z kontajmentu VVER440 V213 počas těžkej havárie*, příspěvek v zborníku, *Zvyšování životnosti komponent v elektrárnách*, Srní, Česká republika, 23-25 Října Vol. 1, pp.61-66 (2012) ISBN 978-80-261-0153-6

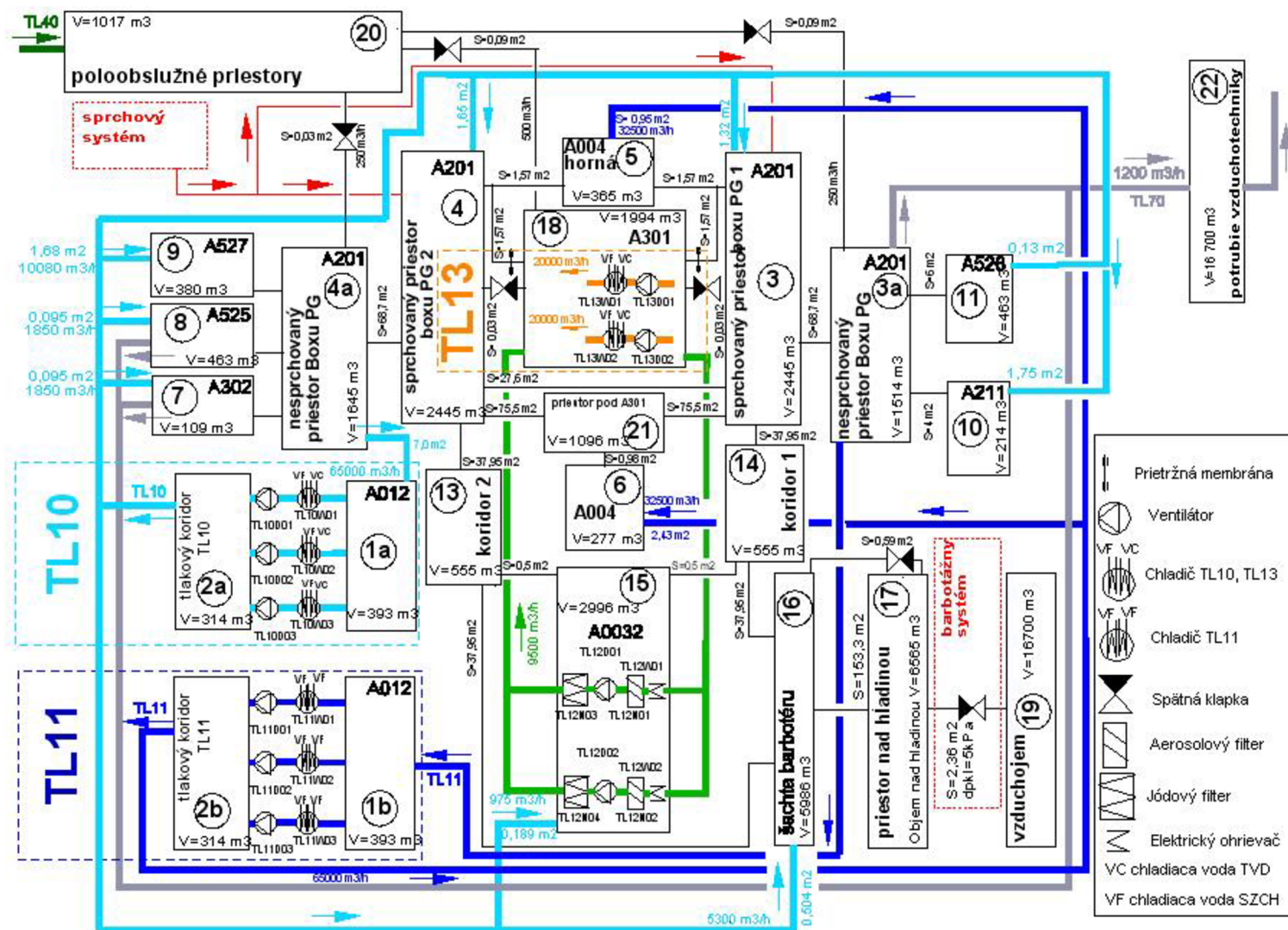
Príloha 1 - Hermetická zóna, umiestnenie systémov

Hermetická zóna je silne armovaný betónový monolit, z vnútornej strany pokrytý výstelkou z nehrdzavejúcej ocele. Celkový voľný objem (bez inštalovaných technologických celkov) je $51\,322\text{ m}^3$ ([34]). Hermetická zóna je stavebne oddelená od ostatných častí bloku, obsahuje vlastné bezpečnostné systémy pre zabezpečenie chladenia aktívnej zóny reaktora a znižovanie tlaku a teploty v hermetickej zóne počas havarijných stavov. Všetky prepojenia s ostatnými časťami bloku sú na hranici hermetickej zóny riešené hermetickými priechodkami ([32], [34], [35], [36] a [37]). Na všetkých vstupujúcich a vystupujúcich potrubných systémoch sú inštalované rýchločinné armatúry, ktoré v prípade potreby umožnia okamžitú izoláciu hermetickej zóny. Opatrenie je vykonávané automaticky, po stúpnutí vnútorného tlaku o 300 Pa. V hermetickej zóne je počas prevádzky bloku na nominálnom výkone udržiavaný mierny podtlak (200 Pa) pomocou ventilačných systémov TL40 a TL70. TL40 je prívodný systém, zaústený do poloobslužných priestorov, z ktorých sa vzduch cez spätné klapky dostáva do objemov 3a, 4a a 18 Obr.P1- 1. TL70 je odvodný systém, počas nominálnej prevádzky odvádzajúci vzduch z objemov 3a, 7 a 8 Obr.P1- 1. Maximálna dovolená trvalá netesnosť hermetickej zóny je 7% za 24 hodín pri vnútornom pretlaku 150 kPa [78]. Vyhodnocuje sa v programe skúšok počas každoročnej odstávky bloku, zvýšením pretlaku v hermetických priestoroch na 5 kPa a sledovaním jeho poklesu. Namerané hodnoty sa prepočítavajú na projektový pretlak v hermetických priestoroch (150 kPa) a netesnosť sa uvádza vo vzťahu k celkovému objemu. Reálne dosahované hodnoty sa pohybujú okolo 4% [69].

Udržanie parametrov v povolených medziach pre havarijný stav zabezpečuje sprchový systém a barbotážny systém. Sprchový systém sa automaticky spúšťa po stúpnutí tlaku v hermetickej zóne o 10 kPa. Dodáva a rozprašuje vodu do priestoru boxov parogenerátorov (objemy 3,4), čím spôsobuje kondenzáciu parného podielu a ochladenie parovzdušnej zmesi.

Barbotážny systém slúži na pasívne zníženie tlaku v hermetickej zóne, kondenzáciou parného podielu zmesi, ktorá ním prúdi do vzduchových lapačov. Systém tvorí sústava žľabov a korýtok, ktorý začne pracovať po stúpnutí tlaku v hermetickej zóne.

Vnútorne usporiadanie objemov hermetickej zóny je uvedené na Obr.P1- 1:



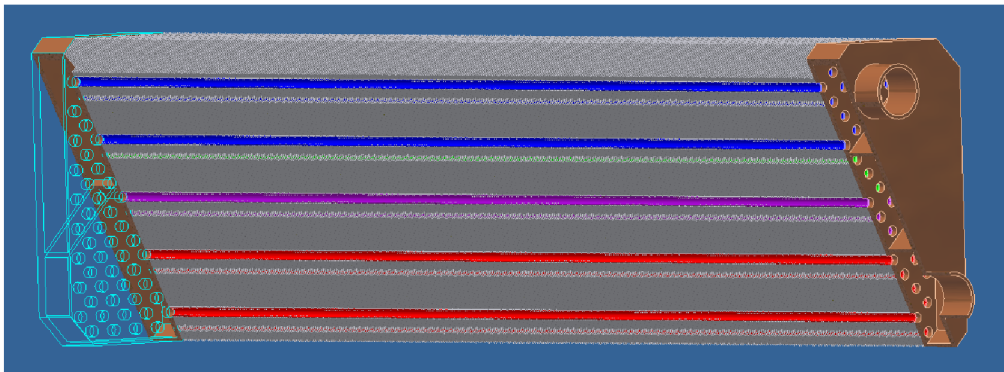
Obr.P1- 1: Schéma hermetických priestorov, zdroj: vlastný

Príloha 2 - Konštrukčné riešenie modelovaných systémov

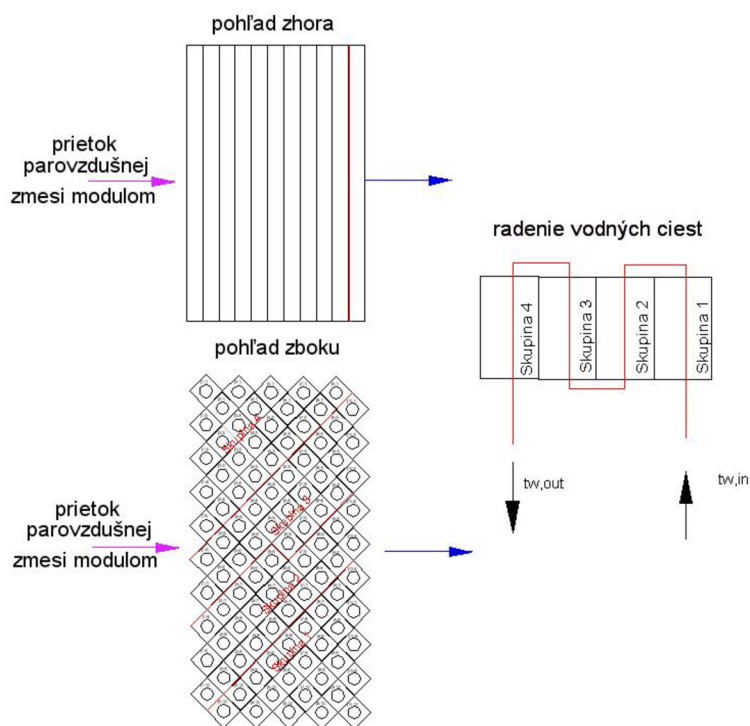
Ventilačné systémy TL10, TL11 a TL 13 pozostávajú z chladiča, ktorý je modulárnej konštrukcie a ventilátora. Zabezpečujú chladenie hermetickej zóny. TL10 a TL11 majú sanie z miestnosti hermetických priestorov A012, ktorá je stavebne rozdelená na dve nezávislé časti, Príloha 1, Obr.P1- 1, označované ako objemy 1a a 2a. Výtlak systémov TL10 a TL11 je do tlakových koridorov (rozľahlých potrubných systémov), ktoré sú na schéme hermetických priestorov označené ako 1b a 2b. Systém TL13 pracuje autonómne na palube hlavných cirkulačných čerpadiel, na ktorom má sanie aj výtlak. Výtlak systémov TL10 je zaústený do ôsmich samostatných objemov. Výtlak systémov TL11 ústi iba do hornej a dolnej šachty reaktora. Chladiče ventilačných systémov boli vyrobené firmou Janka Radotín. Ventilátory boli vyrobené v bývalom Sovietskom zväze. Chladiče systémov TL10 a TL11 sú identické, systém TL13 sa vyznačuje kratšími modulmi Obr.P2- 1. Technická dokumentácia uvádza nominálne tepelné výkony systémov, pre prevádzkové podmienky dosahované počas maximálnej projektovej havárie ($99,8 \text{ kPa}^{\text{abs}}$, 60°C , pri relatívnej vlhkosti parovzdušnej zmesi 20%. [13], [38]) na úrovni 0,7 MW pre každú jednotku systému TL10, TL11 a 0,4 MW pre jednotku systému TL13. Systém TL10 obsahuje 3 jednotky. Počas normálnej prevádzky bloku na nominálnom výkone sú prevádzkované dve. Systém TL11 tiež obsahuje tri jednotky a počas normálnej prevádzky bloku na nominálnom výkone je prevádzkovaná jediná. Operátor môže túto konfiguráciu kedykoľvek zmeniť. Systém TL13 obsahuje dve jednotky. Počas prevádzky bloku na nominálnom výkone je prevádzkovaná jedna. Chladiaca kapacita ventilačných systémov (nominálny tepelný výkon) TL10, 11 a TL13 predstavuje $3 \times 0,7 + 3 \times 0,7 + 2 \times 0,4 = 5 \text{ MW}$. Tepelné straty systémov technologickej časti do hermetickej zóny predstavujú 1,2 MW, čo znamená, že ventilačné systémy TL10, TL11 a TL13 disponujú značnou výkonovou rezervou. Táto výkonová rezerva môže významne ovplyvniť parametre dosahované v hermetickej zóne, ak pri malom úniku chladiva zostanú tieto systémy v prevádzke. Systémy sú automaticky odstavované od tlaku v hermetickej zóne $110 \text{ kPa}^{\text{abs}}$. Tento je pre veľké a stredné úniky dosahovaný prakticky okamžite ([65], [66], [67], [68], [39], [40], [41], [42], [43] a ďalšie). Preto sa vplyv ventilačných systémov pri haváriách s veľkým a stredným únikom chladiva na rozdiel od malých únikov neprejaví.

Chladiče ventilačných systémov TL10, TL11 a TL13 sú skladané z lamelových, protiprúdnych, križových, štvorcestných tepelných výmenníkov, so sklonenými deliacimi

rovinami vodných ciest a šachovnicovo usporiadanými rúrkami (ďalej len chladiacich modulov).

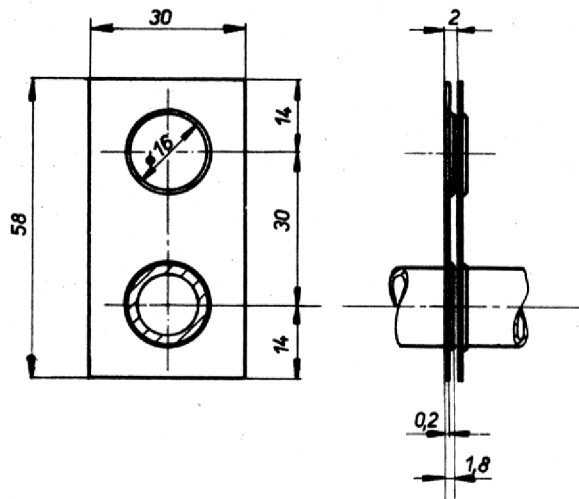


Obr.P2- 1: Modul chladiča ventilačného systému, zdroj: vlastný



Obr.P2- 2: Schéma modulu chladiča, zdroj: vlastný

Každá lamela modulu Obr.P2- 1 má dva priechody pre rúrkou. V okolí priechodu má lamela výlisok, ktorý jednak plní funkciu dištančného krúžku a jednak konštrukčne zlepšuje predpätie a kontakt medzi lamelou a rúrkou pre lepšie vedenie tepla. Ako konštrukčný materiál rúrok a lamiel v modelovanom jadrovo-energetickom bloku bola použitá nehrdzavejúca oceľ.



Obr.P2- 3: Lamelovanie teplovýmennej plochy, zdroj: [2]

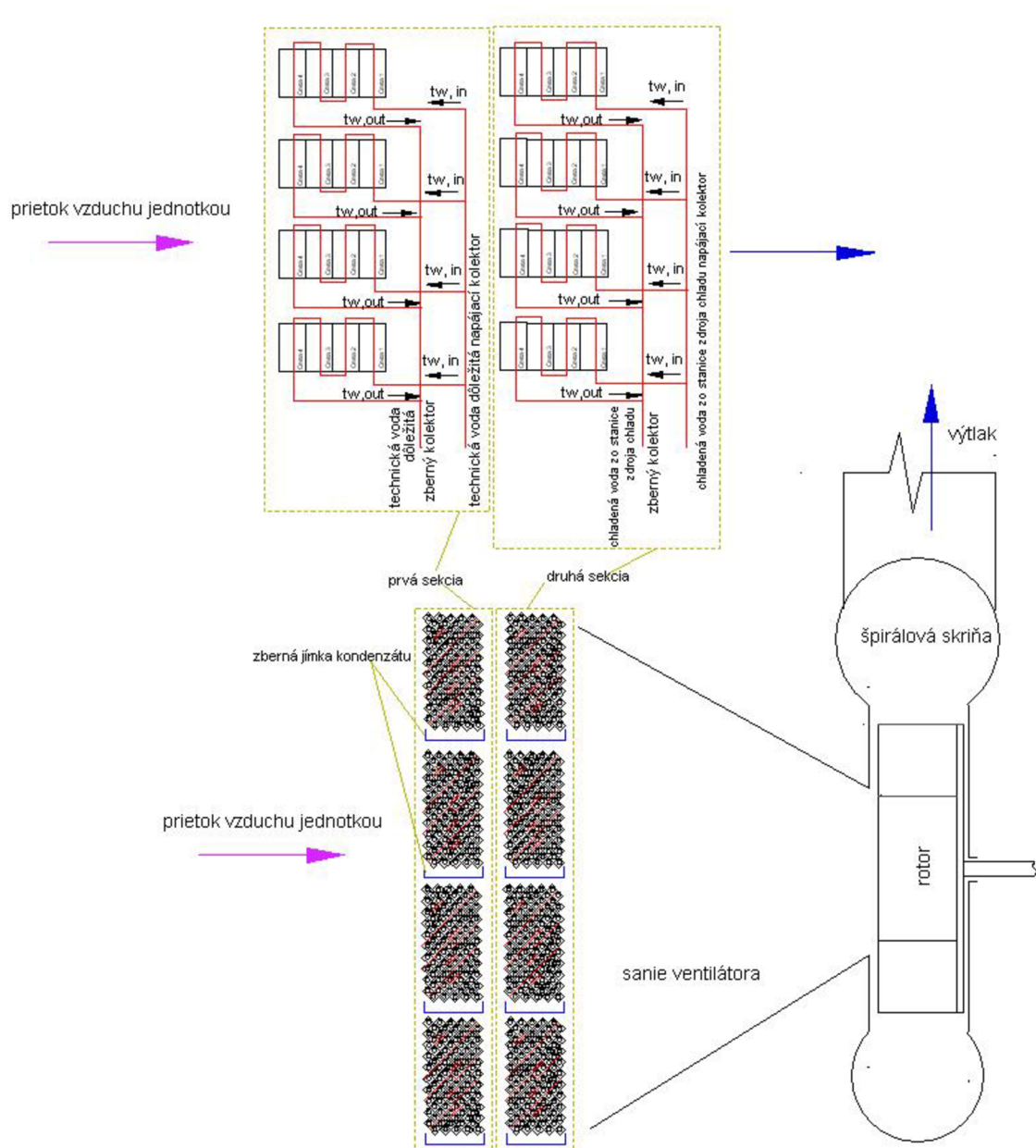
Dĺžka rúrok teplovýmennej plochy modulov chladičov systémov TL10 a TL11 je 2152 mm. Dĺžka rúrok modulov chladičov systému TL13 je 1302 mm.

Vnútrotný priemer lamelovaných rúrok všetkých systémov je 13 mm. Chladiace moduly sú skladané do sekcií. Sekciu tvorí buď, štvorica chladiacich modulov zoradených paralelne nad sebou (systémy TL10 a TL11), alebo trojica modulov, (TL13).

Každá jednotka systémov TL10, TL11 a TL13 má dve sekcie chladiacich modulov, ktoré sú radené za sebou.

Prvá sekcia každej jednotky je napájaná technickou vodou dôležitou (5-33°C), druhá sekcia je napájaná vodou zo stanice zdroja chladu (5-15°C). Technická voda dôležitá je chladená vo ventilátorových chladiacich vežiach a jej teplota sa v priebehu roku významne mení. Chladiaca voda zo stanice zdroja chladu sa používa v prípadoch, keď je kapacita chladenia pomocou technickej vody dôležitej (v letných mesiacoch) nedostačujúca. Napájanie paralelne radených modulov v sekcii je vykonané zo spoločného kolektora chladiacej vody, pre každý modul zvlášť.

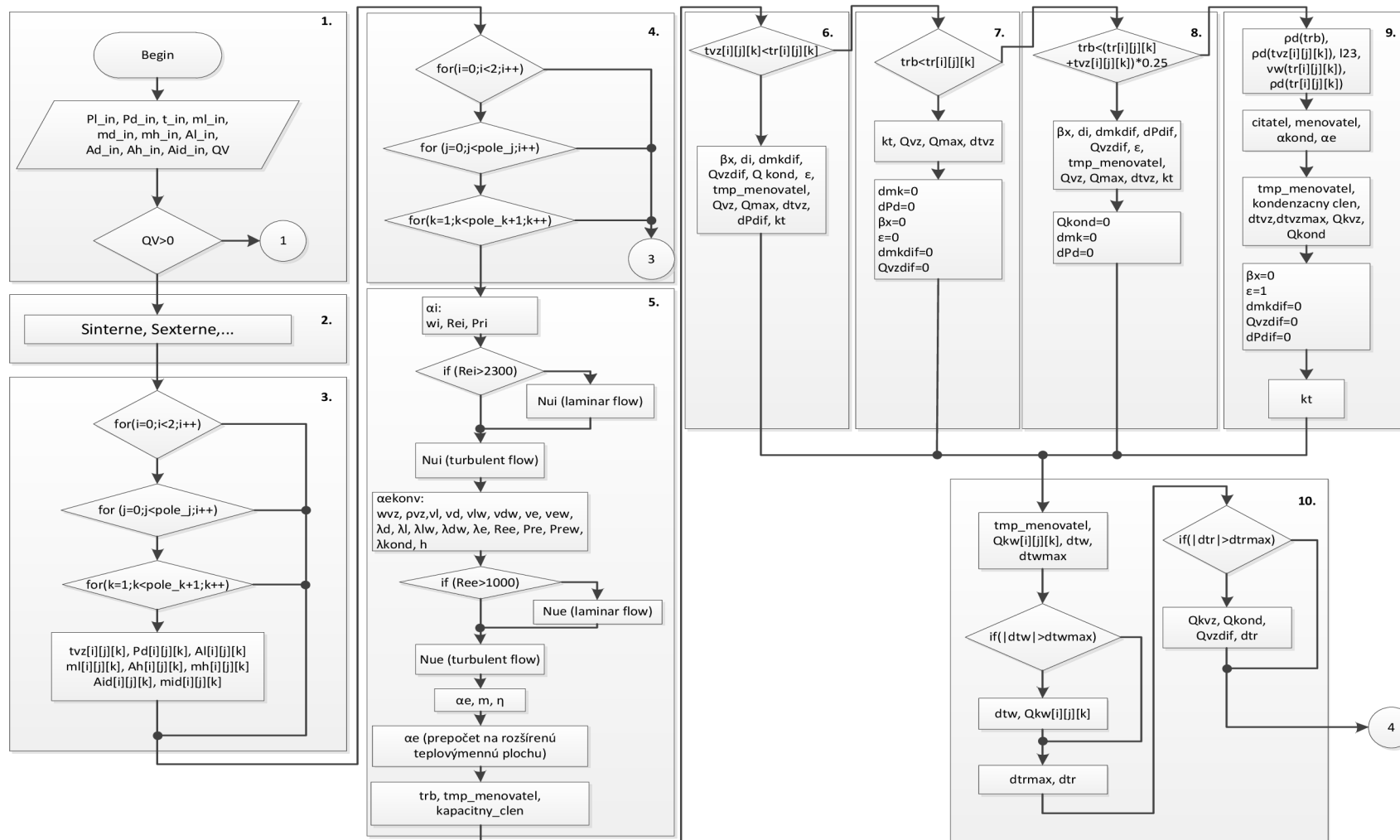
Pri nominálnej prevádzke systémov, preteká vodnými cestami chladiacich modulov hmotnostný prietok chladiacej vody 2 až 2,5 kg/s. Rýchlosť prúdenia chladiacej vody 0,6 až 0,76 m/s.

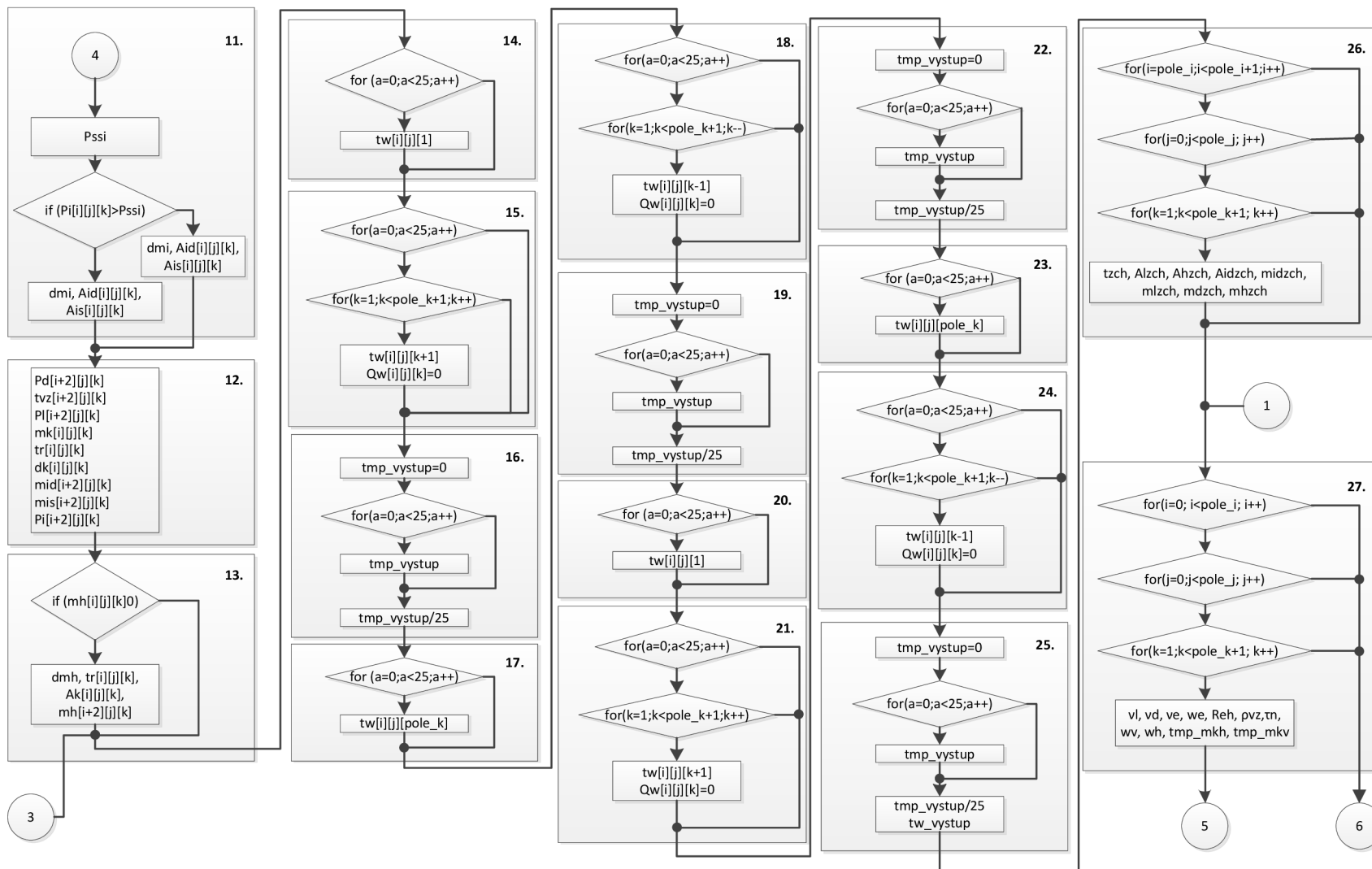


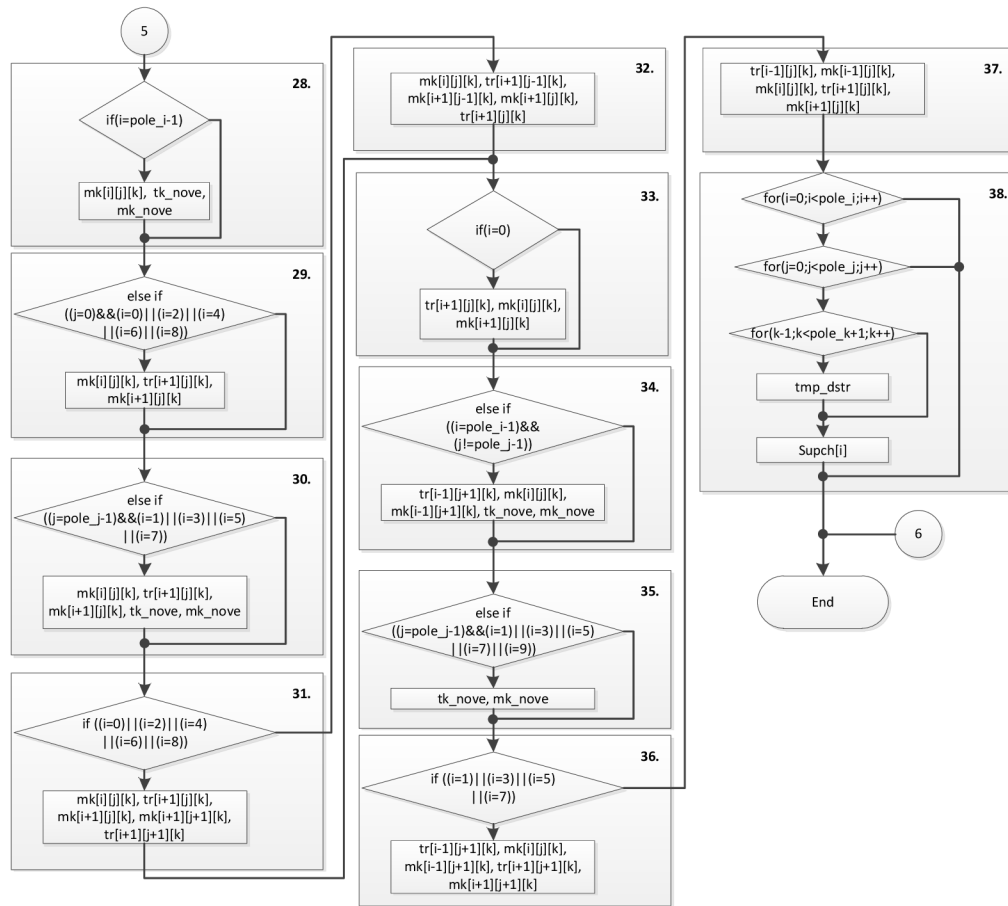
Obr.P2- 4: Schéma jednotky systému TL10, zdroj: vlastný

Na druhej sekcii chladiaceho systému TL11, je prietok chladiacej vody zo stanice zdroja chladu regulovaný tak, aby na výstupe bola dosahovaná teplota parovzdušnej zmesi $30^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$. Prietok na moduloch tejto sekcie sa preto môže pohybovať v rozmedzí 0 až 2,5 kg/s. Pod každým chladiacim modulom je umiestnená zběrná jímka na kondenzát.

Príloha 3 - Vývojový diagram modelu







1. Inicialia a identifikácia systému a jeho vstupných parametrov
2. Výpočet teplovýmenných povrchov a geometrických charakteristík (prietorných prierezov, dĺžok, hrán...)
3. Priradenie vstupných parametrov prvým elementom teplovýmennnej plochy
4. Začiatok cyklu chladiča
5. Výpočet súčiniteľa prechodu tepla a pomocných parametrov
6. Chladenie na elemente
7. Kondenzácia v jadre prúdu na elemente
8. Difúzna kondenzácia na elemente
9. Ohrev na elemente
10. Výpočet tepla transportovaného do chladiacej vody na elemente
11. Sublimácia a odparovanie jódu
12. Priradenie parametrov vypočítaných parametrov nad vonkajším povrchom pre $i+2$ element
13. Separácia nasatých častíc hmy na elemente (ak existujú)
14. Priradenie vstupnej teploty pre 1. vodnú cestu
15. Ohrev chladiacej vody v 1. vodnej ceste
16. Výpočet výstupnej teploty z 1. vodnej cesty
17. Priradenie vstupnej teploty 2. vodnej ceste
18. Ohrev chladiacej vody v 2. vodnej ceste
19. Výpočet výstupnej teploty z 2. vodnej cesty
20. Priradenie vstupnej teploty pre 3. vodnú cestu
21. Ohrev chladiacej vody v 3. vodnej ceste
22. Výpočet výstupnej teploty z 3. vodnej cesty
23. Priradenie vstupnej teploty 4. vodnej ceste
24. Ohrev chladiacej vody v 4. vodnej ceste
25. Výpočet výstupnej teploty zo 4. vodnej cesty
26. Výpočet a priradenie výstupných parametrov z chladiča
27. Výpočet rýchlostí stekania a odtečených hmotností kondenzátu na elemente
28. Horizontálne tečenie kondenzátu na poslednom rade rúrok
29. Horizontálne tečenie kondenzátu na hornom rade rúrok
30. Horizontálne tečenie kondenzátu na spodnom rade rúrok
31. Horizontálne tečenie kondenzátu na nepárnom rade rúrok
32. Horizontálne tečenie kondenzátu na párnym rade rúrok
33. Vertikálne tečenie kondenzátu na prvom rade rúrok
34. Vertikálne tečenie kondenzátu na poslednom rade rúrok
35. Vertikálne tečenie kondenzátu na spodnom rade rúrok
36. Vertikálne tečenie kondenzátu na párnym rade rúrok
37. Vertikálne tečenie kondenzátu na nepárnom rade rúrok
38. Výpočet upchatia i -teho prietorného kanála kondenzátom

a	počet rúrok v jednej vodnej ceste	25	-
Ad[i][j][k]	aktivita pary nad elementom	premenná	Bq/kg
Ad_in	aktivita pary na vstupe do chladiča	premenná	Bq/kg
Ah[i][j][k]	aktivita hmly nad elementom	premenná	Bq/kg
Ah_in	aktivita hmly na vstupe do chladiča	premenná	Bq/kg
Ahzch	aktivita hmly za chladičom	premenná	Bq/kg
Aid[i][j][k]	aktivita plynného jódu nad elementom	premenná	Bq/kg
Aid_in	aktivita plynného jódu pred chladičom	premenná	Bq/kg
Aidzch	aktivita plynného jódu za chladičom	premenná	Bq/kg
Ais[i][j][k]	aktivita kryštalického jódu na elemente	premenná	Bq/kg
Ak[i][j][k]	aktivita kondenzátu na elemente	premenná	Bq/kg
Ak_nove	aktivita novovytvoreného kondenzátu za chladičom	premenná	Bq/kg
Akzch	aktivita kondenzátu za chladičom	premenná	Bq/kg
Al[i][j][k]	aktivita nekondenzujúcich plynov nad elementom	premenná	Bq/kg
Al_in	aktivita nekondenzujúcich plynov na vstupe do chladiča	premenná	Bq/kg
Alzch	aktivita nekondenzujúcich plynov za chladičom	premenná	Bq/kg
citatel	čítateľ -člen pre zjednodušenie výpočtu	premenná	premenná
di	rozdiel entalpií	premenná	J/kg
dk[i][j][k]	hrúbka kondenzátu na elemente	premenná	m
dmh	zmena hmotnosti hmly	premenná	kg
dmi	zmena hmotnosti jódu	premenná	kg
dmk	zmena hmotnosti kondenzátu	premenná	kg
dmkdif	prírastok kondenzátu v dôsledku difúznej kondenzácie	premenná	kg
dP	tlakový rozdiel	premenná	Pa
dPdif	zmena parciálneho tlaku pary v dôsledku difúznej kondenzácie	premenná	Pa
dtr	teplotná zmena telesa teplovýmennej plochy	premenná	°C
dtrmax	maximálna zmena telesa teplovýmennej plochy	premenná	°C

dtvz	teplotná zmena chladenej parovzdušnej zmesi	premenná	°C
dtvzmax	maximálna teplotná zmena chladenej zmesi, dávajúca fyzikálne reálne riešenie	premenná	°C
dtw	teplotná zmena chladiacej vody	premenná	°C
dtwmax	maximálna teplotná zmena chladiacej vody, dávajúca fyzikálne reálne riešenie	premenná	°C
h	efektívna výška lamiel (parameter slúžiaci pre výpočet účinnosti rozšírenia teplovýmenného povrchu rebrovaním)	0.0122	m
i	celé číslo i-ty rad rúrok chladiča	premenná	-
j	celé číslo j-ty stĺpec rúrok chladiča	premenná	-
k	celé číslo k-ty element rúrky chladiča	premenná	-
kapacitny_clen	tepelná kapacita chladenej parovzdušnej zmesi	premenná	J/°C
kondenzacny_clen	derivácia skupenského tepla odvedeného z parovzdušnej zmesi podľa teploty	premenná	J/°C
kt	lokálny súčiniteľ prechodu tepla	premenná	W.m ⁻² .K ⁻¹
l23	skupenské teplo	premenná	J/kg
m	modul lamely (výpočet efektivity rozšírenia teplovýmenného povrchu)	premenná	m ⁻¹
md[i][j][k]	hmotnosť pary nad elementom	premenná	kg
md_in	hmotnosť vodnej pary vstupujúca do chladiča za jednotku časového kroku	premenná	kg
mdzch	hmotnosť pary za modulom chladiča po časovom kroku	premenná	kg
menovatel	čiasočný výsledok na zjednodušenie výpočtu a možnosť vnútroprogramovej kontroly	premenná	premenná
mh[i][j][k]	hmotnosť hmly nad elementom	premenná	kg
mh_in	hmotnosť hmly vstupujúcej do chladiča za časový krok	premenná	kg
mhzech	hmotnosť hmly za chladičom za časový krok	premenná	kg
mid[i][j][k]	hmotnosť plynného jódu nad elementom	premenná	kg
midzech	hmotnosť plynného jódu na výstupe z chladiča za časový krok	premenná	kg
mis[i][j][k]	hmotnosť kryštalického jódu na elemente	premenná	kg
mk[i][j][k]	hmotnosť kondenzátu nad elementom	premenná	kg
mk_nove	hmotnosť novovytvoreného kondenzátu v danom časovom kroku	premenná	kg
ml[i][j][k]	hmotnosť suchého vzduchu nad elementom	premenná	kg
ml_in	hmotnosť suchého vzduchu vstupujúca do chladiča za jednotku časového kroku	premenná	kg
mlzech	hmotnosť suchého vzduchu za chladičom za časový krok	premenná	kg

Nue	Nusseltovo číslo na strane chladenej zmesi	premenná	-
Nui	Nusseltovo číslo na strane chladiacej vody	premenná	-
Pd[i][j][k]	parciálny tlak vodnej pary nad elementom	premenná	Pa
Pd_in	parciálny tlak vodnej pary na vstupe do chladiča	premenná	Pa
Pi[i][j][k]	parciálny tlak plynného kódu nad elementom	premenná	Pa
Pl[i][j][k]	parciálny tlak suchého vzduchu nad elementom	premenná	Pa
Pl_in	vstupný parciálny tlak suchého vzduchu	premenná	Pa
Pre	Prandtlovo číslo na strane chladenej zmesi	premenná	-
Prew	Prandtlovo číslo na strane chladenej zmesi pri teplote steny	premenná	-
Pri	Prandtlovo číslo na strane chladiacej vody	premenná	-
Pssi	tlak sýtosti plynného jódu	premenná	Pa
Qkond	kondenzačné teplo	premenná	J
Qkvz	citeľné teplo na strane chladenej zmesi	premenná	J
Qkw[i][j][k]	citeľné teplo transportované do chladiacej vody	premenná	J
Qmax	maximálna tepelná výmena dávajúca fyzikálne reálny výsledok	premenná	J
QV	objemový prietok chladenej zmesi systémom	premenná	m ³ /s
Qvzdif	skupenské teplo prenesené v dôsledku difúznej kondenzácie	premenná	J
Ree	Reynoldsovo číslo na strane chladenej zmesi	premenná	-
Reh	Reynoldsovo číslo stekajúceho kondenzátu v horizontálnom smere	premenná	-
Rei	Reynoldsovo číslo na strane chladiacej vody	premenná	-
Sexterne	vonkajší teplovýmenný povrch chladiaceho modulu (na strane chladenej zmesi)	135.5	m ²
Sinterne	vnútorný teplovýmenný povrch chladiaceho modulu (na strane chladiacej vody)	8.79	m ²
Supch[i]	Prietočný prierez i-teho radu rúrok upchatý kondenzátom	premenná	m ²
t_in	vstupná teplota chladenej zmesi	premenná	°C
tk_nove	teplota kondenzátu vytvoreného v danom časovom kroku	premenná	°C
tmp_dtstr	dočasná hodnota - stredná hodnota hrúbky kondenzátu	premenná	m
tmp_menovatel	dočasná hodnota pre pomocný výpočet a vnútornú kontrolu	premenná	premenná
tmp_mkh	dočasná hodnota hmotnosť odtečeného kondenzátu v horizontálnom smere za časový krok	premenná	°C

tmp_mk	dočasná hodnota hmotnosť odtečeného kondenzátu vo vertikálnom smere za časový krok	premenná	°C
tmp_vystup	dočasná výstupná teplota chladiacej vody z vodnej cesty	premenná	°C
tr[i][j][k]	teplota telesa teplovýmennnej plochy elementu	premenná	°C
trb	rosný bod	premenná	°C
tvz[i][j][k]	teplota chladenej zmesi nad elementom	premenná	°C
tw[i][j][k]	teplota chladiacej vody v elemente	premenná	°C
tzch	teplota chladenej zmesi za chladičom	premenná	°C
wh	horizontálna rýchlosť stekania kondenzátu	premenná	m/s
wi	rýchlosť prúdenia chladiacej vody v elemente	premenná	m/s
wv	vertikálna rýchlosť stekania kondenzátu	premenná	m/s
wvz	rýchlosť prúdenia chladenej zmesi	premenná	m/s
αe	súčiniteľ prestupu tepla na vonkajšom teplovýmennom povrchu	premenná	W.m ⁻² .K ⁻¹
αekonv	súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na vonkajšom teplovýmennom povrchu	premenná	W.m ⁻² .K ⁻¹
αi	súčiniteľ prestupu tepla na vnútornom teplovýmennom povrchu	premenná	W.m ⁻² .K ⁻¹
αkond	súčiniteľ prestupu tepla na vonkajšom teplovýmennom povrchu v dôsledku kondenzácie	premenná	W.m ⁻² .K ⁻¹
βx	súčiniteľ prechodu hmoty difúziou	premenná	kg/s
ε	pomerný nárast súčiniteľa prestupu tepla v dôsledku difúznej kondenzácie	premenná	-
η	efektívnosť rozšíreného teplovýmenného povrchu	premenná	-
λd	tepelná vodivosť pary	premenná	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
λdw	tepelná vodivosť pary pri teplote povrchu	premenná	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
λe	tepelná vodivosť zmesi	premenná	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
λew	tepelná vodivosť zmesi pri teplote povrchu	premenná	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
λkond	tepelná vodivosť kondenzátu	premenná	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
λl	tepelná vodivosť suchého vzduchu	premenná	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
λlw	tepelná vodivosť suchého vzduchu pri teplote povrchu	premenná	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
νd	kinematická viskozita pary	premenná	m ² /s
νdw	kinematická viskozita pary pri teplote povrchu	premenná	m ² /s

ve	kinematická viskozita zmesi	premenná	m ² /s
vew	kinematická viskozita zmesi pri teplote povrchu	premenná	m ² /s
vl	kinematická viskozita suchého vzduchu	premenná	m ² /s
vlw	kinematická viskozita suchého vzduchu pri teplote povrchu	premenná	m ² /s
vw	kinematická viskozita chladiacej vody, alebo kondenzátu	premenná	m ² /s
ρd	hustota pary	premenná	kg/m ³
ρvz	hustota chladenej zmesi	premenná	kg/m ³
τn	tangenciálne napätie na fázovom rozhraní kondenzátu v dôsledku trecích síl	premenná	Pa

Tabuľka 7.3-1 Zoznam premenných vývojového diagramu