



Studie vlivu vnitřních a vnějších podmínek na kvalitu prostředí v místnostech a budovách

Disertační práce

Studijní program:

P2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

Aplikovaná mechanika

Autor práce:

Ing. Jan Barák

Školitel práce:

prof. Ing. Karel Fraňa, Ph.D.
Katedra energetických zařízení



Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou disertační práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

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

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

Disertační práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé disertační práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že texty tištěné verze práce a elektronické verze práce vložené do IS/STAG se shodují.

16. prosince 2019

Ing. Jan Barák

Poděkování

Velice rád využívám této možnosti a děkuji tímto prof. Ing. Karlu Fraňovi, Ph.D. za systematické vedení během celého studia, konstantní podporu a řadu podnětných připomínek.

Velký dík též patří všem akademickým pracovníkům, kteří přispěli svou radou či zkušeností na vyřešení zkoumaného problému. Děkuji také společnosti Licon heat s.r.o. za kooperaci při výrobě tepelného výměníku pro účely experimentu.

Rád bych poděkoval především celé své rodině, příbuzným a kamarádům, kteří buď cíleně nebo i nevědomě svými postřehy, příspěvky a výpomocí přispěli k dokončení této práce. Jejich názory pro mě byly, jsou a budou neustálou inspirací. Speciální dík za nesmírnou podporu patří mé úžasné ženě Anne a dědečkovi Jiřímu.

Abstrakt

Kvalita životního prostředí nejen vně, ale i uvnitř budov se dostává do popředí zájmu odborníků, jelikož značně ovlivňuje efektivitu pracovních procesů i citelnou vnímanou pohodu. Ze široké škály ovlivnitelných faktorů je jedním z významných právě množství vlhkosti obsažené v místnosti a s ním spojená cirkulace. Cílem této práce je stanovení množství kondenzátu z atmosférické vlhkosti, které vzniká při ochlazování proudícího vzduchu z místnosti v podlahovém tepelném výměníku. Práce shrnuje teoretické i praktické poznatky spojené s vnímáním kvality prostředí, určením stavových veličin vlhkého vzduchu, konstrukčními prvky tepelných výměníků a také rešerši publikovaných vědeckých článků na téma kondenzace vlhkého vzduchu za běžných atmosférických podmínek včetně popisu matematického modelu proudění i změny fáze látek. Nejobsáhlejší část práce je věnována vlastním výsledkům práce a výzkumu. Ta se skládá nejen z přesného určení stavových vlastností vlhkého vzduchu, ale také z výsledků vlastního navrženého experimentu, jež je detailně popsán z pohledu variability nastavení akčních členů. Významnou součástí práce je také tvorba virtuálního modelu realizovaného experimentu, jehož cílem je odladění numerického výpočtu tak, aby bylo možné při návrhu nových tepelných výměníků používat pouze tento vytvořený virtuální model. Takovéto řešení má potenciál úspory nákladů na vývoj nových tepelných výměníků, v nichž dochází ke kondenzaci atmosférické vlhkosti mezi ochlazovanými žebry tepelného výměníku. Práce obsahuje kvalitativní a kvantitativní porovnání výsledků experimentu a numerického virtuálního modelu včetně doporučení pro jejich použití v technické praxi.

Klíčová slova: životní prostředí, tepelný komfort, vlhký vzduch, tepelný výměník, chlazení, kondenzace, experiment, numerický model, cfx.

Abstract

The quality of environment, not only outside but also inside buildings, is at the forefront of interest of experts as it greatly affects the efficiency of work processes and the perceived well-being. One of the most important factors is the amount of moisture contained in room and the circulation associated with it. Aim of this work is to determine the amount of condensate from atmospheric humidity, which is being created when humid air from room flows between cooled ribs of floor heat exchanger. Thesis summarizes theoretical and practical knowledge connected with perception of environment quality, determination of humid air state variables, design elements of heat exchangers and also summary of published scientific articles on humid air condensation under normal atmospheric conditions including description of mathematical model of turbulence and heat transfer with phase change. The most extensive part of work is devoted to description of results observed and created during own research and development. It consists not only of precise determination of properties of humid air, but also of results of self-designed experiment, which is described in detail in terms of variability of actuator settings. An important part of the work is also the creation of a virtual model of realized experiment. Its aim is to debug the numerical calculation so that would be possible to use only this created virtual model in the design of new heat exchangers. Such a solution has the potential to save costs for the development of new heat exchangers in which atmospheric moisture condensation occurs between the cooled ribs of heat exchanger. The thesis contains a qualitative and quantitative comparison of results of experiment and a numerical virtual model including recommendations for their use in technical practice.

Keywords: environment, thermal comfort, humid air, heat exchanger, cooling, condensation, experiment, numerical model, cfx

Obsah

Seznam obrázků	8
Seznam tabulek a grafů	9
Seznam symbolů a zkratek	10
1 Úvod.....	13
1.1 Motivace.....	14
1.2 Vymezení problému a cíle práce.....	14
1.3 Použité metody.....	16
2 Teorie	17
2.1 Kvalita životního prostředí v budovách	18
2.2 Definice proudícího média.....	25
2.3 Tepelný výměník.....	47
2.4 Rešerše literatury ke kondenzaci atmosférické vlhkosti	52
2.5 Matematický model turbulentního proudění	60
2.6 Matematický model kondenzace.....	63
3 Výsledky kondenzace vlhkosti.....	73
3.1 Výpočet stavových hodnot vlhkého vzduchu v Matlabu	74
3.2 Experiment	77
3.3 Virtuální model kondenzace	88
3.4 Balance hmoty a energie.....	106
3.5 Porovnání výsledků z experimentu a numerického modelu.....	108
3.6 Možnosti optimalizace proudění v kanálu s výměníkem	110
4 Závěr	112
4.1 Zhodnocení přínosů práce	113
4.2 Nastínění dalšího směřování práce.....	113
4.3 Citáty.....	114
4.4 Summary and Conclusion	114
Seznam použité literatury	115

Bibliografická citace této práce	126
Příloha A – Kontaminanty ovzduší.....	127
Příloha B – Výběr bezrozměrných čísel relevantních k výpočtům kondenzace	134
Příloha C – Spontánní kondenzace	135

Seznam obrázků

Obrázek 1: Schéma proudění vzduchu výměníkem.....	48
Obrázek 2: Sestava podlahového konvektoru [25]	48
Obrázek 3: Koroze v měděné trubce při dlouhodobém působení měkké vody.....	51
Obrázek 4: Mezní vrstva filmové kondenzace [96]	67
Obrázek 5: Kapičková kondenzace na svislé stěně s detailem na rozhraní.....	70
Obrázek 6: Detailní pohled na sestavu experimentu – řez v polovině šířky aparatury	78
Obrázek 7: Znázornění označení úhlu natočení výměníku	79
Obrázek 8: Schéma zapojení experimentu	80
Obrázek 9: Pohled na sestavu experimentu	86
Obrázek 10: Detailní pohled na výměník s dataloggerem při měření	87
Obrázek 11: Možné způsoby zvolení periodicity modelu.....	89
Obrázek 12: Rozdělení výpočetního modelu kanálu na menší modely	89
Obrázek 13: Řez výpočetní sítí uprostřed výměníku mezi trubkami	91
Obrázek 14: Místo měření rychlosti vzduchu na ventilátoru	93
Obrázek 15: Kalibrace měřicího aparátu.....	94
Obrázek 16: Průběh měření v aerodynamickém tunelu	95
Obrázek 17: Rychlostní pole uprostřed výpočetní domény	102
Obrázek 18: Teplotní pole uvnitř výpočetní oblasti.....	102
Obrázek 19: Teplotní pole na povrchu žebra	103
Obrázek 20: Oblast s teplotou pod rosným bodem	103
Obrázek 21: Distribuce hmotnostního zlomku vodní páry	104
Obrázek 22: Blokové schéma toku energie.....	107
Obrázek 23: Tepelná bilance ve výměníku.....	107
Obrázek 24: Znázornění použití stropnice pro určité polohy natočení výměníku	111

Seznam tabulek

Tabulka 1: Chemické složení suchého vzduchu	26
Tabulka 2: Vliv rosného bodu na vnímání tepelné pohody člověkem	35
Tabulka 3: Porovnání vybraných mechanických vlastností rozdílných materiálů	49
Tabulka 4: Použité online kalkulátory pro validace výsledků	74
Tabulka 5: Atmosférické podmínky před experimentem i po něm	82
Tabulka 6: Naměřená data během experimentů	84
Tabulka 7: Specifikace měřicího aparátu	94
Tabulka 8: Výsledky kalibrace rychlostní sondy	94
Tabulka 9: Nastavení preprocessingu v ANSYS CFX pro prostor vlhkého vzduchu	98
Tabulka 10: Konvergenční kritéria	99
Tabulka 11: Výkonové parametry výpočetní pracovní stanice	100
Tabulka 12: Výsledky proudění podle ANSYS CFX pro $\alpha=90$ stupňů	105

Seznam grafů

Graf 1: Graf závislosti pH prostředí na korozní rychlosti pro hliník	51
Graf 2: Mechanismy kondenzace	63
Graf 3: Závislost tvorby kondenzátu na úhlu natočení výměníku (experiment)	85
Graf 4: Záznam naměřených dat z dataloggeru	85
Graf 5: Výsledky měření rychlostního profilu vzduchu z ventilátoru	96
Graf 6: Rychlostní profil na výstupu ze vstupního kanálu	97
Graf 7: Nezávislost výpočetní sítě pro kanál číslo 2	101
Graf 8: Teplotní a rychlostní profil na výstupu z výpočetní oblasti	104
Graf 9: Závislost tvorby kondenzátu na úhlu natočení výměníku (ANSYS CFX)	106
Graf 10: Porovnání tvorby kondenzátu	109
Graf C1: Změna Gibbsovy volné energie jako funkce průměru kapičky	136

Seznam symbolů a zkratek

Seznam a význam použitých veličin zapsaných latinkou:

Označení veličiny	Název veličiny	Jednotka veličiny
a	Teplotní difuzivita, Teplotní vodivost	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
A	Plocha	m^2
B	Boltzmannova konstanta	$\text{m}^2 \cdot \text{kg} \cdot \text{s}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
c_p	Měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
c_v	Měrná tepelná kapacita za konstantního objemu	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
D	Difuzivita, Difuzní koeficient	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
d	Měrná vlhkost	$\text{kg}_v \cdot \text{kg}_a^{-1}$
d	Průměr	m
f	Faktor vylepšení (Enhancement factor)	-
g	Tíhové zrychlení	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$
G	Gibbsova energie	$\text{J} \cdot \text{mol}^{-1}$
h	Entalpie měrná	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
H	Entalpie	J
J	Tok látky	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$
k	Tepelná vodivost	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
l	Výparné teplo vody	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
M	Molární hmotnost	$\text{kg} \cdot \text{mol}^{-1}$
MF	Molární tok	$\text{mol} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$
m	Hmotnost	kg
$\dot{m}$	Hmotnostní tok	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
n	Počet molekul	-
N	Počet nukleárních zárodků	-
o	Obvod	m
p	Tlak	Pa
Pr	Prandtlovo číslo	-
q	Tepelný tok	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$
Q	Objemový tepelný tok	$\text{W} \cdot \text{m}^{-3}$
R	Univerzální molová konstanta	$\text{J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
r	Měrná plynová konstanta	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
r	Vektor referenční pozice	-
Re	Reynoldsovo číslo	-
S	Zdrojový člen	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{s}^{-1}$
S	Plocha	m^2
Sc	Schmidtovo číslo	-
Sup	Supersaturace	-
t	Teplota	$^{\circ}\text{C}$
t	Čas	s
T	Absolutní termodynamická teplota	K
u, u	Rychlost, vektor rychlosti	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
v	Měrný objem	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
V	Objem	m^3

$\dot{V}$	Průtočný objem	$\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$
X	Molární zlomek	$\text{mol}\cdot\text{mol}^{-1}$
x	Hmotnostní zlomek složky	$\text{kg}\cdot\text{kg}^{-1}$
Y	Molární objem	$\text{m}^3\cdot\text{mol}^{-1}$
Z	Kompresibilitní faktor	-

Seznam a význam použitých veličin zapsaných řeckými písmeny:

Označení veličiny	Název veličiny	Jednotka veličiny
α	Součinitel přestupu tepla	$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$
β	Teplotní součinitel objemové roztažnosti	K^{-1}
δ	Stupeň nasycení	-
ε	Disipace turbulentní kinetické energie	$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-3}$
η	Dynamická viskozita	$\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-2}$
η	Vektor normály	-
ν	Kinematická viskozita	$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$
ρ	Hustota	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
σ	Povrchové napětí	$\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$
τ	Tangenciální vektor	-
τ	Tenzor smykového napětí	-
φ	Relativní vlhkost	-
χ	Tloušťka kondenzačního filmu na stěně	m

Seznam a význam použitých indexů:

Označení indexu	Význam indexu
∞	Nekonečno
a	Suchý vzduch
abs	Absolutní
av	Rozhraní vzduch-pára
bu	Buňka
celk	Celkový
crit	Kritický
dif	Difuzní
dp	Rosný bod
g	Černá koule
ha	Vlhký vzduch
char	Charakteristický
i	Složka ze směsi
i,j	Rozklad do směrů souřadného systému
in	Vstup
kap	Kapka
kon	Konduktance
kond	Kondenzace, kondenzát
lat	Latentní

lok	Lokální
mol	Molekula
out	Výstup
P	Bod sítě blízko stěny
pl	Plyny ve vlhkém vzduchu
s	Zvuk
sat	Saturace, nasycení
sh	Stín
stř	Střední
sv	Sytá vodní pára
tek	Tekutina
turb	Turbulentní
v	Vodní pára
V	Objem
va	Rozhraní pára-vzduch
vent	Ventilátor
w	Stěna
wb	Mokrý teploměr
WBGT	Wet Bulb Globe Temperature
x,y,z	Rozklad do směrů souřadného systému

Seznam a význam použitých zkratk:

Označení zkratky	Význam zkratky	Překlad do češtiny
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers	Americká společnost pro vytápění, chlazení a klimatizaci
CFD	Computational Fluid Dynamics	Počítačem podporované výpočty proudění tekutin
CODATA	Committee on Data for Science and Technology	Komise pro údaje k vědě a technice
IAPWS	International Association for the Properties of Water and Steam	Mezinárodní asociace pro určení vlastností vody a vodní páry
NIST	National Institute of Standards and Technology	Americký národní institut standardů a technologií
ppm	Parts per million	Počet dílů či částic na milion
QUICK	Quadratic Upstream Interpolation for Convective Kinematics	Kvadratická interpolace pro konvektivní kinematiku
REFPROP	Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database	Databáze referencí pro termodynamické a transportní vlastnosti tekutin
USD	American dollar (\$)	Americký dolar (\$)

Celá práce je vypracována v jednotkách soustavy SI.

1 ÚVOD

Kvalita životního prostředí sehrává stále významnější roli v životě každého člověka. V okolním prostředí se vyskytuje celá řada prvků, které mají přímý či nepřímý vliv na to, jak se zkoumaná osoba v daném prostředí cítí, kolik má energie, jak je produktivní či zda na ni nepůsobí negativní rušivé vlivy. Pomocí počítačových simulací i experimentů lze dokázat, že tepelný komfort lidí v místnostech má přímou vazbu nejen na efektivitu práce, dlouhodobou stabilitu výsledků, ale hlavně na zdraví lidí. Jelikož lidé stráví převážnou část svého života uvnitř budov a toto prostředí je jim blízké, tak při zlepšování kvality prostředí je správné začít právě zde. Pozitivní efekt se dostaví rychleji než při řešení globálních problémů.

Předložená disertační práce podává přehled o polutantech životního prostředí, které ovlivňují jeho kvalitu. Vyjmenovává rozhodující vlivy kvality vnitřního prostředí, které působí na tepelnou pohodu lidí v budovách a místnostech. Práce obsahuje detailní popis složení vlhkého vzduchu včetně uvedení parametrů, které mají přímou vazbu na citelně vnímané parametry člověkem. Nalezení nejvhodnějšího řešení, které by umožnilo eliminovat vznik negativních zdravotních dopadů, není jednoduchá a snadná záležitost. Z publikovaných výzkumů vyplývá, že nejvýznamněji je lidmi vnímáno rozložení teplotního a rychlostního pole v místnosti a také, že existuje skupina parametrů, které není možné snadno ovlivnit.

Cest, jak upravit teplotní a rychlostní pole proudícího vzduchu v místnosti včetně rozložení vlhkosti, existuje celá řada, přičemž každé řešení má své výhody, nevýhody a rozsah použití. Tyto parametry lze do určité míry společně řídit a regulovat. První možností, jak řídit teplotu a vlhkost v místnosti je použití klimatizačních jednotek. Ty se vyznačují vysokým chladícím výkonem a relativně vysokou výstupní rychlostí vzduchu z jednotky do chlazené místnosti. Jejich nevýhodou může být rušivý vzhled, nutnost odvádět kondenzát od chladicí jednotky a pro určité jedince také značné vysoušení vzduchu, jež může dráždit dýchací cesty. Dalším z efektivních způsobů řešení je zakomponovat do místnosti podlahové konvektory, které mohou buď chladit nebo ohřívat vzduch v místnostech, a to podle aktuálních potřeb či venkovního počasí. Při ochlazování vlhkého vzduchu v místnosti dochází k úpravě vlhkosti i teploty výstupního vzduchu z výměníku do místnosti a tento efekt se zásadním způsobem podílí na vnímání tepelné pohody uvnitř místností. Pokud je výměník zapojen jako topné těleso, tak nedochází

k provozním problémům a situace je snadno zvládnutelná. Pokud bude zapojen za účelem chlazení, tak může nastat celá řada situací, které je potřeba během provozu řešit. Jedná se např. o tvorbu kondenzátu mimo definované prostory či zmenšování teplosměnné plochy díky přítomnosti kapiček kondenzátu na žebrech. Kombinované dvouokruhové výměníky jsou známy pod názvem „fan coil“.

1.1 Motivace

Úprava vzduchu v interiérech je téma vysoce aktuální a řešené, jelikož postihuje společné problémy všech lidí na celém světě. V odborné literatuře lze najít značné množství textů a teoretických úvah zabývajících se kvalitou životního prostředí, ale málokteré zdroje ji řeší i prakticky. Velice málo prací je zaměřeno na ochlazování proudících médií v obytných místnostech. Faktem však je, že lidé tráví až 90 % svého života uvnitř budov, čímž se potvrzuje nutnost řešení kvality životního prostředí v interiérech a také jejich tepelné pohody při pobytu v obytných místnostech.

Celá problematika je velice obsáhlá a pro mě bylo výzvou ji zpracovat tak, aby byla jednoduše, transparentně a exaktně popsána včetně odkazů na odbornou literaturu. Aby měla práce smysl, důvod a praktický dopad, bylo rozhodnuto téma rozšířit o vlastní experiment, který přímo řeší problematiku ochlazování proudění v místnostech. Získané poznatky ze studia tématu jsem se rozhodl validovat dvěma nezávislými metodami, a to experimentem a vytvořením numerického virtuálního modelu výměníku. Nebyla nalezena žádná podobná práce na dané téma ani software zabývající se detailně vlhkým vzduchem. Cílem bylo, aby se vypracované téma více řešilo nejen v akademickém, ale i v praktickém životě a tato práce se stala základem pro další vědecký pokrok v této oblasti. Práce reaguje na neexistenci podobně zpracovaného tématu v požadovaném rozsahu a se zamýšleným zacílením.

1.2 Vymezení problému a cíle práce

Jedním z hlavních cílů práce je stanovit množství kondenzátu, které vzniká při různých režimech proudění vlhkého vzduchu v tepelném výměníku pomocí nezávislých metod. Ty následně porovnat a stanovit oblast použití pro každou z nich. Předložená práce si klade za cíl popsat efekty proudění a přenos tepla v podlahovém výměníku, který přes ventilátor nasává vlhký vzduch z místnosti. Tento vzduch je hnán kanálem mezi žebra výměníku, která jsou ochlazována od trubek, ve kterých proudí médium s teplotou nižší,

než je teplota rosného bodu proudícího vlhkého vzduchu. Díky dostatečně intenzivnímu vedení tepla mezi trubkami a žebry výměníku dochází k tomu, že i žebra výměníku mají povrchovou teplotu pod rosným bodem proudícího vzduchu. Při průtoku vlhkého vzduchu mezi žebry výměníku tedy dochází k jeho ochlazování a také ke změně fáze, tedy ke **kondenzaci vodní páry obsažené ve vlhkém vzduchu**. Právě kvantifikace kondenzátu bude jedním ze stěžejních cílů této práce. Bude detailně popsáno proudění uvnitř tepelného výměníku a popsána změna fáze proudícího média pomocí bilančních rovnic a představena ukázka souvislostí mezi různými proměnnými, které mají vliv na množství vytvořeného kondenzátu během ochlazování vlhkého vzduchu pod jeho rosný bod. Teplota rosného bodu vlhkého vzduchu v místnosti má vliv na pocitové vnímání tepelné pohody lidí v místnosti. Nedílnou součástí bude i rešerše literatury a akademických prací na téma kondenzace vlhkosti a jejího exaktního určení. Práce bude obsahovat detailní popis stavových veličin vlhkého vzduchu, který je jediným proudícím médiem mezi žebry výměníku.

Dalším z cílů práce je vytvořit virtuální model tepelného výměníku pro umožnění numerických výpočtů proudění a přenosu tepla. Při správném nastavení výpočetního modelu jej lze opakovaně používat a vkládat do něj různé okrajové podmínky v mezích použitelnosti a vyhodnocovat různé varianty výměníku, přičemž lze stanovit tu, která je nejvhodnější pro zvolený účel a může být vyráběna. Vytvoření funkčního virtuálního modelu vede k ušetření finančních prostředků i času při návrhu nových výrobků a také při jejich optimalizaci. Ke kompletnímu vytvoření virtuálního modelu výměníku bude použit komerční program ANSYS CFX ve verzi 18, který umožňuje provádět výpočty se změnou fáze látek a je dostatečně robustní i odladěný pro provádění složitých výpočtů.

Aby mohl být vytvořený virtuální model validován, tak bude nutné vymyslet, vyrobit, provést a naměřit experiment, který při nastavení stejných okrajových podmínek jako pro počítačový model určí množství kondenzátu, které bude sloužit pro porovnání a validaci výsledků z obou metod. Práce bude obsahovat detailní popis vytvořeného experimentu včetně vysvětlení použitých metod i měřící aparatury. Získané výsledky z obou metod slouží pro komparativní porovnání výsledků a jsou hlavním kritériálním znakem pro určení použitelnosti metod.

1.3 Použité metody

Aby mohly být vytyčené cíle splněné je potřeba provést celou řadu úkolů, které mají vzájemnou souvislost a logickou návaznost. V první řadě se jedná o studium již publikovaných prací včetně parametrů, které mají přímý či nepřímý vliv na tvorbu kondenzátu vzdušné vlhkosti. Z nich vyplynou ty parametry, které bude efektivní řešit nejdříve. Jedná se tedy o nalezení, přečtení a analyzování již publikovaných dokumentů.

Následně je nutné přesně definovat proudící médium, tedy vlhký vzduch. Práce bude obsahovat výčet důležitých stavových veličin pro přesné určení vlastností vlhkého vzduchu. Pro výpočet přesných výsledků bude vytvořena vlastní funkce v software MATLAB, která bude na základě definovaných vstupních veličin s velkou přesností počítat všechny představené rovnice. Plné znění zdrojového kódu této funkce bude součástí této práce, a tedy volně přístupné všem zájemcům.

Velkou část práce tvoří kompletní popis experimentu, který byl vytvořen pouze pro účely této práce a cílem je zjištění exaktních hodnot vzniklého kondenzátu za definovaných, kontrolovaných a opakovatelných podmínek během měření. Naměřené hodnoty budou použity pro validaci numerického modelu. Jedná se tedy o vymyšlení konceptu experimentu, zajištění jeho výroby, sestavení, osazení měřicí technikou a provedení vlastní série měření včetně zpracování a uložení naměřených dat.

Virtuální model kondenzace ve výměníku tepla musí být totožný s vytvořeným experimentem a cílem je navrhnout funkční kombinaci všech parametrů včetně okrajových a počátečních podmínek tak, aby bylo nalezeno dostatečně robustní nastavení numerického modelu, které umožní parametrickou změnu vybraných hodnot. V případě akceptovatelné podobnosti výsledků dojde k validaci modelu pro výpočet kondenzátu z atmosférické vlhkosti. Poté lze předpokládat, že budoucí vývoj nových tepelných výměníků by mohl probíhat pouze ve virtuálním prostředí, čímž by se urychlil, zjednodušil a zlevnil vývoj nových výměníků před uvedením na trh. Tento způsob řešení přináší v tržním prostředí značnou konkurenční výhodu. Jedná se tedy o nastudování celé řady charakteristických prvků pro virtuální model, stanovení jejich vzájemných spojitostí a převedení široké škály poznatků, zkušeností a znalostí do funkčního modelu.

2 TEORIE

Tato kapitola představuje souhrn nastudovaných poznatků, které mají přímou souvislost se zpracovávaným tématem práce a vytyčenými cíli i metodami.

Na začátku se zabývá problematikou kvality životního prostředí v budovách včetně rozboru jednotlivých elementů prostředí a stanovení jejich vlivu na vnímanou pohodu při pobytu lidí v místnostech. Budou zde představeny různé skupiny polutantů a jejich vliv na zdraví lidí. Zároveň bude obsahovat doporučení, jak lze jednoduchými i složitějšími prostředky kvalitu prostředí v místnostech zlepšit.

Obsahově nejrozsáhlejší část kapitoly je věnována popisu stavových veličin charakterizujících vlhký vzduch, jelikož se jedná o hlavní téma práce a jediné médium v celé oblasti zájmu. Tato podkapitola detailně popisuje různé způsoby výpočtu značného množství veličin pomocí rovnic prezentovaných v odborných akademických publikacích. Veškeré představené rovnice byly použity do uživatelské funkce v programu MATLAB (viz kapitola 3.1) s cílem přesného určení konkrétních hodnot vlhkého vzduchu v požadovaném rozsahu. Zdrojový kód programu je přílohou této práce, je volně přístupný i šiřitelný, což je velká výhoda oproti ostatním programům. Cílem je umožnit všem zájemcům snadný přístup k ověřeným datům.

Samostatná podkapitola je věnována popisu funkce a konstrukce tepelných výměníků včetně rozboru použitých materiálů a upozornění na dodržení vhodných provozních podmínek po dobu používání výměníků. Rozdíl mezi klasickými tepelnými výměníky pro ohřev vzduchu a těmi, které umí i chladit je mimo jiné i v rozteči lamel, která musí být vhodně zvolena tak, aby nedocházelo k aerodynamickému ucpání a vzduch se intenzivně ochlazoval i ohříval. Jelikož se kondenzát logicky tvoří pouze v místech, kde je teplota pod rosným bodem, tedy mezi žebry tepelného výměníku, tak je nutné tuto oblast velikostně optimalizovat a počítat s odlišnými podmínkami proudění.

Další podkapitola obsahuje rešerši literatury i odborných zdrojů a podává přehled o již řešených úlohách pro kondenzaci atmosférické vlhkosti. Pro každý citovaný zdroj je uvedena motivace, představena metoda řešení a její výsledky. Objevuje se zde část výsledků z experimentů, ale i z numerických výpočtů. V tomto případě jsou informace doplněny o známé turbulentní modely, okrajové podmínky či parametry výpočetních sítí. Tato část je zcela zásadní, protože již může naznačit směr vývoje práce včetně úspěšnosti výzkumu. Obecně se dá říci, že kondenzace je téma složité a méně často publikované,

tudíž nalezené výsledky mohou sloužit jako významné vodítko pro určení správného směřování dalších kroků.

Ke konci kapitoly je zpracován přehled rovnic pro vhodný matematický model turbulentního proudění v tepelném výměníku. Pouze v případě, kdy je správně definované proudění, může být správně určena také kondenzace, která navazuje na model proudění. To je důležité pro stanovení mechanismu kondenzace a parametrů ovlivňujících vznik i růst kapiček kondenzátu za definovaných podmínek.

2.1 Kvalita životního prostředí v budovách

Podle studie ze Spojených států amerických [1] tráví lidé až 90 % svého času uvnitř budov. Toto vysoké číslo znamená, že je třeba budovám a jejich stavebnímu i technickému provedení věnovat mimořádnou pozornost. Kvalita životního prostředí a vlivu budovy na člověka se v poslední době dostává do popředí zájmu lidí, jelikož začínají vnímat jejich důležitost na své zdraví. Dříve byl tento faktor opomíjen na úkor rychlého ekonomického rozvoje společnosti. Následkem takového rozhodnutí byly u mnoha lidí pozorovány negativní zdravotní důsledky při jejich dlouhodobě trvající expozici v určitých budovách. Tento syndrom dostal anglické pojmenování „sick building syndrome“. Pozorováním a experimenty se dospělo k názoru, že celková konstrukce některých budov není vyhovující pro určité procento lidí. Naopak budovy, které splňují požadavky na kvalitní životní prostředí, se nazývají jako tzv. „zelené budovy“.

Cílem architektů a inženýrů po celém světě je především eliminace rizik spojených s návrhem nevyhovujících budov a v maximální možné míře přispět k zdravotní nezávadnosti budov pro dlouhodobý pobyt osob uvnitř, jakož i vytvářet podmínky pro lepší pracovní prostředí, vyšší efektivitu práce, zvýšení zdraví lidí, snížení hospitalizace i nemocí a zlepšení bezpečnosti při práci. Každá budova se musí individuálně posoudit jako celek, protože vyhodnocovaných parametrů je celá řada. Důležitým bodem je zohlednění geografické polohy budovy, její nadmořské výšky, typického počasí v okolí nebo zjištění statistických údajů o počtu slunných dní a úhrnu srážek. Dále se musí zohlednit účel budovy, zda se jedná např. o dětské školky, nemocnice, knihovny, kanceláře, továrny, sušárny, sklady, sportovní centra, lázně, nádraží, logistická centra, vrátnice, kostely, mrakodrapy, hotely, datová centra nebo obydlí pro zvířata. Každý tento typ budovy má svá specifika, která se musí při návrhu respektovat. V každé budově lze najít vícero místností či zón, kde každá má jiný účel. Může se jednat např. o konferenční

místnosti, učební třídy, auditoria, kanceláře, výrobní prostory, operační sály, relaxační prostory, výstavní prostory, sklady nebezpečných látek či restaurace. Všechny tyto místnosti se budují pro různé účely, např. estetika, bezpečnost, produktivita, energetické uzly, výroba energie, vodní hospodářství, rozvod vzduchu nebo skladové hospodářství.

Nástrojů, jak dosáhnout lepšího životního prostředí v budovách, je k dispozici celá řada.

Zdroje [2], [3] a [4] nabízí následující výčet položek, které lze ovlivnit:

- Udržování celkové čistoty v budovách pravidelným uklízením a používáním kvalitních čisticích přípravků
- Navýšení přiděleného objemu prostoru na každého pracovníka
- Vytvoření vhodných světelných podmínek
- Zlepšení kvality dýchaného vzduchu úpravou jeho složení
- Zavedení adekvátní ventilace zajištěním správného poměru mezi čerstvým a použitým vzduchem
- Zlepšení ergonomie práce
- Zlepšení akustické pohody
- Zvýšení počtu oken a jejich plochy se zohledněním výhledů z oken
- Snížení expozice lidí od elektromagnetických polí, která mohou být např. mikrovlny, rádiové vlny, elektrická zařízení nebo i transformátory
- Snížení výskytu těkavých organických látek
- Zamezení podchlazení v létě a přetopení v zimě např. vhodným nastavením ekvitermního vytápění a rozdělením prostoru na jednotlivé zóny
- Instalování květin
- Vyčlenění tiché zóny pro telefonování
- Věnování pozornosti designu celé budovy včetně rozpoložení nábytku uvnitř
- Stanovení vhodné barevné kombinace rozdílných materiálů
- Dát prostor k individualizaci termálního komfortu každému člověku
- Eliminace oděrového mikroklima
- Kontrolovat vlhkost a její rozložení ve zkoumaném objemu
- Správně umístit tepelné výměníky
- Použít materiály neemitující nežádoucí látky a mající kvalitní povrch
- Zvolit vhodné místo pro nasávání venkovního vzduchu pro vzduchotechniku

- Odsávat vzduch z garáží, do kterých se zakáže vjezd automobilům s pohonem na zkapalněný ropný plyn (LPG)
- Zavést speciální odsávání z garáží, pokud se zde předpokládá vjezd vozidel na stlačený zemní plyn (CNG)
- Zvolit individuální osvětlení každého pracoviště
- Minimalizovat tepelné mosty
- Zavést stropní ventilátory
- Snížit tepelný spád v otopné soustavě

Téma kvality životního prostředí v budovách je v odborné literatuře označeno jako IEQ a jedná se o zkratku z anglických slov „Indoor Environmental Quality“. Jedná se o jeden z pěti základních prvků při návrhu a údržbě obytných prostor. Dalšími prvky jsou celkový návrh budov, jejich údržba, přilehlé okolí a prvky specifické pro stavbu rodinných domů. Do celkového návrhu budov je nutné zahrnout také celou řadu dalších požadavků, které lze kategorizovat jako fyzické a psychické aspekty života uvnitř budov. Každou z uvedených součástí se zabývá speciální vědní obor.

Celkově lze konstatovat, že se jedná o komplexní problematiku, kterou nelze krátce popsat bez zjednodušení a výše uvedený stručný seznam slouží pro zorientování se v problematice a nastínění možností řešení pro zlepšení prostředí. Jedná se o fundamentální lidské právo pracovat v podmínkách, které jsou zdraví neškodné. Cílem této práce je soustředit se na vzduch v místnostech, a nikoliv na stavební materiály v okolí místností.

2.1.1 Kvalita ovzduší v budovách

Kvalita ovzduší v budovách se v odborné literatuře označuje jako IAQ, což je zkratka z anglického pojmu „Indoor Air Quality“. Jedná se o soubor parametrů, které vyhodnocují kvalitu vzduchu v místnostech, budovách a jejich přilehlém okolí. Tento souhrnný název zároveň hodnotí, jak vzduch uvnitř místností odpovídá teplotním a zdravotním požadavkům lidí a zároveň kvantifikuje akumulaci škodlivých znečišťujících látek. Největší zaměření je na faktory ovlivňující zdraví a komfort osob. Odbornými znalostmi problematiky a vhodnou úpravou jejích parametrů lze snížit zdravotní riziko exponovaných osob [5]. Podle časového rozmezí výskytu příznaků rozdělujeme dvě základní kategorie:

- 1) Okamžité efekty – jsou takové, které se projeví velmi brzy po vystavení osoby zkoumanému riziku. Jako příklad lze uvést podrážděnost očí, nosu, krku, bolesti

hlavy, závratě či únavu. Takovéto efekty jsou většinou krátkodobého charakteru a relativně snadno léčitelné. Možným řešením je přemístění osoby do míst bez účinků škodlivých látek či medikamentózní léčba. Reakce každé osoby se odvíjí od jejího aktuálního fyzického a psychického rozpoložení, jakožto i od věku a zdravotní historie. Některé osoby mohou senzitivněji reagovat na příliš aktivní topení či chlazení, nebo na změny relativní vlhkosti vzduchu.

- 2) Dlouhodobé efekty – jsou takové, které se dají diagnostikovat až po delším časovém období od vystavení se riziku, nebo i dříve pokud je osoba vystavena negativním vlivům opakovaně. Následky mohou být např. onemocnění dýchacích cest, srdeční problémy, rakovina atd. Všechny tyto typy mohou mít oslabující až smrtelné následky a je nevyhnutelné, aby se včas odhalila příčina problému a nasadila se adekvátní léčba postižené osoby včetně nalezení zdroje nákazy.

Společným znakem těchto dvou kategorií je skutečnost, že některé projevy lze těžko diagnostikovat bez použití kvalitních a speciálních přístrojů i bez dostatku zkušeností. V následujících podkapitolách bude představen seznam možných kontaminantů ovzduší.

2.1.2 Chemické kontaminanty plynné

Následující seznam obsahuje pouze výčet nejdůležitějších prvků z této kategorie. Jejich podrobnější popis je uveden v příloze A.

- Radon
- Oxid uhelnatý
- Oxid uhličitý
- Oxidy dusíku
- Ozon
- Kouř z tabákových výrobků
- Těkavé organické látky
- Oděrové mikroklima

2.1.3 Biologické kontaminanty

Následující seznam obsahuje pouze výčet nejdůležitějších prvků z této kategorie. Jejich podrobnější popis je uveden v příloze A.

- Plísně a bakterie

- Legionella
- Ostatní bakterie

2.1.4 Pevné nebiologické částice kontaminantů

Následující seznam obsahuje pouze výčet nejdůležitějších prvků z této kategorie. Jejich podrobnější popis je uveden v příloze A.

- Prach
- Tuhé znečišťující látky
- Azbest
- Olovo
- Odpady
- Vlhkost a vodní zisky

2.1.5 Aerosoly

- Aerosolové mikroklima – je složka prostředí tvořená aerosolovými toky v ovzduší, které exponují subjekt a spoluvytváří tak jeho celkový stav. Aerosoly rozumíme pevné částice (prachy) nebo kapalně částice (mlhy) rozptýlené v ovzduší [9].

2.1.6 Možnosti zlepšení kvality ovzduší

Z výše uvedených informací a faktů vyplývá, že stanovení kvality vzduchu je multioborová komplexní záležitost. Pro zlepšení kvality vzduchu lze změnit celou řadu parametrů, které budou více či méně účinné pro každý posuzovaný případ. Před rozhodnutím o typu a rozsahu změny se doporučuje zohlednit níže uvedené efekty:

- Efekt pokojových rostlin – pokud se obydlené místnosti osadí pokojovými rostlinami, tak bude více docházet k redukci oxidu uhličitého a pohlcování těkavých organických sloučenin. Rostliny zároveň uvolňují kyslík a vodu. Jejich efekt není nikterak výrazný a lze jej přirovnat k častějším výměnám vzduchu uvnitř místností. Rostliny zároveň redukují vzdušné mikroby, plíseň a zvyšují vlhkost [20]. Negativní stránkou je riziko, že se ve zkoumané místnosti bude nacházet více par [21]. Z toho důvodu je nutné pečlivě zvážit, zda se zkoumaná místnost pokojovými rostlinami osadí, a případně jakými druhy [22].

- Design HVAC – zkratka HVAC označuje „Heating, ventilation and Air-Conditioning“, která po překladu z angličtiny znamená Topení, ventilace a klimatizace, čímž je myšlen systém ventilace a úpravy vzduchu zvenku dovnitř místností včetně rozvodů uvnitř budov. Jedním ze způsobů, jak vyřešit dostatečnou výměnu vzduchu v místnostech obývaných lidmi, je automaticky řízená ventilace na základě informace z čidel obsahu oxidu uhličitého, nebo spustitelná na přání uživatele. Například ve Velké Británii existuje nařízení, že vzduch se ve výukových třídách musí vyměnit 2,5krát za hodinu a pro haly, tělocvičny i jídelny se musí spustit ventilace při koncentracích oxidu uhličitého nad 1 500 ppm. Ve Spojených státech amerických se dle standardů ASHRAE míra ventilace odvíjí od velikosti místnosti na jednoho člověka a velikosti podlahové plochy. Není tedy fixně stanovena perioda obměny vzduchu. Z výše uvedeného principu vyplývá, že je potřeba monitorovat kvalitu venkovního i vnitřního vzduchu tak, aby se v případě jeho výměny situace zlepšila a nikoliv naopak. Situaci mohou výrazně pomoci speciální filtry na čištění vzduchu umístěné ve ventilačním systému budovy. Takovými filtry mohou být např. HEPA filtry. Ty při správné údržbě zachytí prach zvenčí, který se tudíž nebude podílet na znečištění uvnitř místností. Řízení vlhkosti a její kontrola se mohou negativně projevit na celkové energetické bilanci, nicméně pro lidské zdraví je zcela zásadní udržovat vzduch v místnostech kvalitní. Dále je nutné velice pečlivě kontrolovat teplotu rosného bodu vlhkého vzduchu z místnosti, jelikož ta se nemalou měrou podílí na celkovém tepelném komfortu lidí. Dalším možným způsobem řešení ventilace komerčních i obytných budov je stále udržovat mírný přetlak v budovách, který zajistí, že do budovy nebude nasán venkovní vzduch, který neprošel systémem ventilace. Vzhledem k negativním účinkům ozonu je doporučeno do systému ventilace instalovat zařízení na snížení jeho hladiny [6].
- Ekologie budov – pod tímto pojmem se rozumí vzájemná spojitost mezi budovou, jejím přilehlým okolím a věcmi i lidmi uvnitř budov. Je důležité mít na paměti, že design, materiál, konstrukce a údržba budov ovlivňuje kvalitu vzduchu, který osoby uvnitř dýchají, a tím pádem i jejich zdraví. Různé konstrukce a odlišné materiály spolu mohou pokaždé jinak reagovat a případně i uvolňovat nechtěné látky do jejich okolí. Řešením je pravidelná inspekce stavu budovy a jejího okolí včetně pravidelného úklidu a dezinfekce postižených oblastí. V současnosti je snaha, aby energeticky úsporná budova byla současně i budovou se zdravým

vnitřním prostředím. První článek o ekologickém nahlížení na budovy jako celku zveřejnil Hal Levin v dubnu 1981 v časopisu *Progressive Architecture Magazine*.

- Kognitivní deficit – v roce 2015 proběhl experiment, kterého se zúčastnilo 24 osob, které byly postupně vystaveny pobytu ve třech různých místnostech s nasimulovanými polutanty o různém složení i koncentracích. Těmi byly konvenční budovy, tzv. zelené budovy normální a prostory se zvýšenou ventilací. V těchto místnostech bylo také simulováno znečištění vzduchu cizími částicemi. Vědci z SUNY Upstate Medical University, Harvard University a Syracuse University zkoumali reakce lidí na tato rozdílná prostředí. Lidé nebyli předem jakkoliv informováni o tom, co a jak se bude v různých situacích měnit a měli za úkol popsat své pocity i vnímání uvnitř každé místnosti. Jako nejvíce negativně vnímané se ukázaly být zvýšené hodnoty koncentrací pro těkavé organické látky a oxid uhličitý, přičemž ostatní složky vzduchu neměly takový význam. Zkoušené maximální hodnoty jsou poměrně obvyklé v kancelářích a školních místnostech [23]. Tato, ale i další studie prokazují negativní účinky tzv. škodlivých látek na osoby, které jsou těmto látkám dlouhodoběji nebo i krátkodoběji vystaveny.

2.1.7 Shrnutí

Tato podkapitola představila kvantitativní složení vzduchu, který dýchají lidé v obytných místnostech a jejich přilehlém okolí. Velmi důležitým parametrem při hodnocení kvality vzduchu je jeho vlhkost. V odborné literatuře [94] a [95] lze najít optimální rozmezí hodnot relativní vlhkosti v místnostech, které omezuje šíření bakterií, virů, plísní či roztočů. To má zásadní vliv na zamezení či zastavení šíření epidemií, protože příliš suchý ani příliš vlhký vzduch není ze zdravotního hlediska optimální. Jelikož vlhký vzduch obsahuje celou řadu zdraví nepříznivých činitelů, je v každém případě nutné odhalit příčinu a zdroj problémů co nejdříve. Existují tři základní kroky, jak postupovat při řešení potíží. Jedná se o nalezení a kontrolu zdroje znečištění, zavedení ventilace vzduchu a čištění vzduchu, který vstupuje do budovy zvenčí. Pro každý krok existuje celá řada metodik a doporučení, jak detailně postupovat a na jaké parametry se při vyhodnocování zaměřit [24]. Pro kompletní zhodnocení závadnosti či nezávadnosti budovy se doporučuje postupovat dle těchto kroků:

- Zjistit přítomnost plísní v rozích místností, případně na botách a knihách
- Diagnostikovat zapáchající či vydýchaný vzduch

- Zkoumat množství kondenzátu na oknech či zdech
- Zhodnotit tepelné vlastnosti zkoumané budovy
- Změřit složení vzduchu odbornou firmou či institucí
- Vyhodnotit způsob ventilace a oběhu vzduchu v obytných místnostech
- Přezkoumat, zda nedošlo k zanedbání údržby okruhu vytápění či klimatizace
- Změnit rozložení nábytku v místnosti
- Konzultovat získané informace s odborníky, např. s alergologem, technikem, či architektem

Činitelé rozhodující o tepelně vlhkostní pohodě prostředí:

- Teplota proudícího vzduchu
- Teplota okolních ploch eventuálně střední radiační teplota
- Rychlost proudění vzduchu v oblasti pobytu člověka
- Vlhkost vzduchu ve významných oblastech místnosti
- Tepelně izolační vlastnosti oděvu
- Tělesná aktivita člověka

V České republice patří mezi hlavní znečišťující látky ovzduší: oxid siřičitý, oxidy dusíku, oxid uhelnatý, těkavé organické látky, tuhé znečišťující látky, polycyklické aromatické uhlovodíky a amoniak. K nejvýznamnějším zdrojům emisí patří výroba elektrické a tepelné energie, silniční doprava a vytápění domácností [9].

Při vyhodnocování kvality ovzduší v obytných interiérech je vždy důležité specifikovat, s kým a o kterých parametrech diskutovat. Inženýry bude zajímat především technické řešení výměny vzduchu, architekty pak vnímání budovy jejími obyvateli, mikrobiology úroveň znečištění rostlinami či mikroby a hygieniky poté vystavení lidí různým složkám polutantů. Stanovení kvality vzduchu zahrnuje odběr vzorku z ovzduší, monitorování vystavení škodlivin lidskému organismu, odběr vzorků z povrchu stavebních součástí a počítačové modelování proudění vzduchu uvnitř budov.

2.2 Definice proudícího média

Vlhký vzduch je směs skládající se ze suchého vzduchu a přehřáté až syté vodní páry v tomto vzduchu obsažené, případně i určitého množství vody ve formě kapalné mlhy nebo vody ve formě ledové mlhy. Za normálních podmínek se v atmosféře nachází v plynném skupenství a obsahuje pouze suchý vzduch a přehřátou vodní páru. Množství

suchého vzduchu musí zůstat během termodynamických změn neměnné. Vodní pára může za určitých okolností změnit skupenství na kapalné, nebo na pevné. Pro úplný popis vlhkého vzduchu je nutné provést celou řadu výpočtů, jako např. absolutní vlhkost, hustota, parciální tlak jeho složek, teplota rosného bodu, entalpie, tepelná vodivost atd. Tyto a další parametry budou níže vysvětleny a zároveň budou uvedeny rovnice pro jejich přesný výpočet. Zde je nutné mít na zřeteli, že celá řada rovnic má omezený rozsah platnosti, který je určen zejména teplotou vlhkého vzduchu, která je shodná pro všechny jeho komponenty. Následující výpočty jsou tedy platné pro předpokládaný rozsah teplot ve zkoumaném výměníku, který se pohybuje od 2°C do 30°C a za předpokladu, že se aktuální stav vlhkého vzduchu dá zakreslit v definované oblasti Moliérova diagramu, tedy že se jedná o nenasycený či nasycený vlhký vzduch.

2.2.1 Chemické složení suchého vzduchu

Tabulka 1 shrnuje složení vzduchu, které se bude v následujícím textu používat jako výchozí pro následné kalkulace. Jedná se o mezinárodně schválený technický standard označený jako CIPM-2007 [29].

Tabulka 1: Chemické složení suchého vzduchu

Jméno prvku	Chemická značka	Molární hmotnost $M_i(\text{g}\cdot\text{mol}^{-1})$	Molární zlomek X_i	Zastoupení $X_i\cdot M_i(\text{g}\cdot\text{mol}^{-1})$
Dusík	N ₂	28,013 4	0,780 848 0	21,874 207
Kyslík	O ₂	31,998 8	0,209 390 0	6,700 229
Argon	Ar	39,948	0,009 332 0	0,372 795
Oxid uhličitý	CO ₂	44,01	0,000 400 0	0,017 604
Neon	Ne	20,18	0,000 018 2	0,000 367
Helium	He	4	0,000 005 2	0,000 021
Metan	CH ₄	16	0,000 001 5	0,000 024
Krypton	Kr	83,8	0,000 001 1	0,000 092
Vodík	H ₂	2	0,000 000 5	0,000 001
Oxid dusný	N ₂ O	44	0,000 000 3	0,000 013
Oxid uhelnatý	CO	28	0,000 000 2	0,000 006
Xenon	Xe	131	0,000 000 1	0,000 013

2.2.2 Univerzální molová konstanta

Dle [30] udávajícího mezinárodně přijaté hodnoty různých veličin dle CODATA má univerzální molová konstanta hodnotu:

$$R = 8,314\,472 \frac{\text{J}}{\text{mol}\cdot\text{K}}$$

Maximální odchylka je $1,8\cdot 10^{-6} \text{ J}\cdot\text{mol}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ a všechny výpočty jsou stanoveny dle NIST.

2.2.3 Molární hmotnost suchého vzduchu

Výpočet je nutné rozdělit na část, kdy je známo hmotnostní složení oxidu uhličitého ve zkoumaném prostoru a kdy není známo. Pro první případ se molární hmotnost suchého vzduchu určí dle rovnice (1).

$$M_a = [28,965\,46 + 12,011 \cdot (X_{CO_2} - 0,000\,4)] \cdot 10^{-3} \quad (1)$$

Ve druhém případě se hodnota molární hmotnosti suchého vzduchu bere jako konstanta:

$$M_a = 28,965\,46 \cdot 10^{-3}$$

Důvodem je různé složení vlhkého vzduchu a obsahu oxidu uhličitého. Ten má přímý a hlavní význam na výpočet molární hmotnosti. Rozdíl mezi rovnicemi odpovídá molárnímu zlomku oxidu uhličitého v suchém vzduchu [31] z Tabulky 1.

2.2.4 Molární hmotnost vodní páry

Je určena jako konstanta základě chemického složení jednotlivých prvků [32]:

$$M_v = 18,015\,28 \cdot 10^{-3}$$

2.2.5 Měrná plynová konstanta suchého vzduchu

Jedná se o konstantu nezávislou na jakýchkoliv parametrech a má hodnotu [33]:

$$r_a = 287,05 \frac{J}{kg \cdot K}$$

2.2.6 Měrná plynová konstanta vodní páry

Tato konstanta je dána fyzikálními parametry vodní páry a je nezávislá na jakýchkoliv jiných parametrech obdobně jako Měrná plynová konstanta suchého vzduchu:

$$r_v = 461,495 \frac{J}{kg \cdot K}$$

2.2.7 Vlhkost vzduchu

Relativní vlhkost vlhkého vzduchu udává míru nasycení vlhkého vzduchu. Zde je důležité rozdělení, zda je vlhký vzduch nenasyčený (relativní vlhkost je od 0 do 1, bez hodnoty 1), nasycený (relativní vlhkost je rovna jedné) anebo přesycený (v tomto případě se již relativní vlhkost neudává). Relativní vlhkost bude v této práci značena φ a je definována poměrem hustoty vodní páry ve vlhkém vzduchu ku hustotě nasycené páry dle (2).

$$\varphi = \frac{\rho_v}{\rho_{sv}} \doteq \frac{p_v}{p_{sv}} \quad (2)$$

Pouze přibližná rovnost je dána skutečností, že vlhký vzduch není ideální plyn. Pro technické výpočty se v tomto případě běžně používá rovnost. Kromě relativní vlhkosti lze ještě určit také tzv. absolutní vlhkost. Ta určuje množství vodní páry v 1 m³. Ekvivalentem absolutní vlhkosti je hustota vodní páry [34].

2.2.8 Tlak nasycených par

Vyjadřuje tlak v Pascalech, při kterém dojde k nasycení vodních par. ASHRAE [35] pro teploty od 0 do 200°C stanovuje tlak sytých par dle rovnice (3).

$$\ln p_{sv_{Ashrae}} = \frac{C_1}{T} + C_2 + C_3 \cdot T + C_4 \cdot T^2 + C_5 \cdot T^3 + C_6 \cdot \ln(T) \quad (3)$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
C ₁	Konstanta	-5,800 220 6·10 ³	C ₄	Konstanta	4,176 476 8·10 ⁻⁵
C ₂	Konstanta	1,391 499 3	C ₅	Konstanta	-1,445 209 3·10 ⁻⁸
C ₃	Konstanta	-4,864 023 9·10 ⁻²	C ₆	Konstanta	6,545 967 3

Chyský [36] publikoval vzorec pro rozsah teplot od 0 do 80°C, dle kterého je nepřesnost rovnice menší než 1 ‰. Výpočet zobrazuje (4).

$$\ln p_{sv_{Chysky}} = A - \frac{B}{C + t} \quad (4)$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota
A	Konstanta	23,58
B	Konstanta	4 044,2
C	Konstanta	235,6

Hardy [37] stanovuje pro rozmezí teplot od 0 do 100°C rovnici (5) s přesností od skutečnosti do 0,05 ppm.

$$\ln p_{sv_{Hardy}} = \sum_{i=0}^6 (g_i \cdot T^{i-2}) + g_7 \cdot \ln T \quad (5)$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
g ₀	Konstanta	-2,836 574 4·10 ³	g ₄	Konstanta	1,626 169 8·10 ⁻⁵
g ₁	Konstanta	-6,028 076 559·10 ³	g ₅	Konstanta	7,022 905 6·10 ⁻¹⁰
g ₂	Konstanta	1,954 263 612·10 ¹	g ₆	Konstanta	-1,868 000 9·10 ⁻¹³
g ₃	Konstanta	-2,737 830 188·10 ⁻²	g ₇	Konstanta	2,715 030 5

Mezinárodně uznávaný standard CIPM-81/91, který ve své práci přebírá Picard [29], stanovuje výpočet tlaku sytých par podle (6).

$$p_{sv_{cipm}} = e^{A \cdot T^2 + B \cdot T + C + D \cdot T^{-1}} \quad (6)$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
A	Konstanta	1,237 884 7·10 ⁻⁵	C	Konstanta	33,937 110 47
B	Konstanta	-1,912 131 6·10 ⁻²	D	Konstanta	-6,343 164 5·10 ³

Z uvedených rovnic (3) až (6) je vidět, že tlak nasycených par je pouze funkcí teploty.

2.2.9 Měrná vlhkost vzduchu

Udává hmotnost vodní páry v kg, připadající na 1 kg suchého vzduchu. Vzhledem k nízkým rádkům se v praxi spíše používají jednotky [g_v·kg_a⁻¹]. Spolu s relativní vlhkostí je toto určení vlhkosti vzduchu ve vzduchotechnice nejběžnější. Měrná vlhkost je určena poměrem hmotnosti vodní páry obsažené v jednom kilogramu suchého vzduchu. Při tomto výpočtu není třeba programovat několik vzorců, jelikož určení je exaktní z odvozené rovnice a udává jej (7).

$$d_{teorie} = \frac{m_v}{m_a} = \frac{r_a}{r_v} \cdot \frac{p_v}{p_a} = \frac{287,062}{461,518} \cdot \frac{p_v}{p - p_v} = 0,622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_{sv}}{p - \varphi \cdot p_{sv}} \quad (7)$$

2.2.10 Stupeň nasycení

Středa [38] stanovuje výpočet stupně nasycení jako podíl měrné vlhkosti vzduchu ku měrné vlhkosti nasyceného vzduchu. Výsledek se pouze mírně odlišuje od relativní vlhkosti, ale je nutné tyto pojmy rozlišovat. Stupeň nasycení se určí dle rovnice (8).

$$\delta = \frac{d}{d_{sv}} \quad (8)$$

2.2.11 Parciální tlak vodní páry

Parciální tlak vodní páry udává hodnotu tlaku, který by měla vodní pára, pokud by ve zkoumaném prostoru byla zcela sama. Teoretický výpočet udává (9).

$$p_{v_{teorie}} = \varphi \cdot p_{sv} \quad (9)$$

Computrols [39] stanovuje výpočet parciálního tlaku vodní páry dle (10).

$$p_{v_{Computrols}} = \varphi \cdot A \cdot e^{\frac{B \cdot t}{t+C}} \quad (10)$$

Tato rovnice určí hodnotu v kPa a dosazují se do ní následující konstanty:

Název	Význam	Hodnota
A	Konstanta	0,611
B	Konstanta	17,27
C	Konstanta	237,3

2.2.12 Parciální tlak suchého vzduchu

Jelikož musí platit Daltonův zákon, tedy že součet všech parciálních tlaků složek dává celkový tlak výsledné směsi, tak se tlak suchého vzduchu určí dle (11).

$$p_a = p - p_v \quad (11)$$

2.2.13 Enhancement Factor

Českým ekvivalentem tohoto výrazu může být tzv. faktor vylepšení. Jedna z definic stanovuje, že faktor vylepšení je definován jako poměr mezi tlakem nasycení vodní páry ve vlhkém vzduchu a tlakem nasycených par samotné vody. Je velmi blízký jedné a v případě jeho vynechání při výpočtech nehrozí hrubá chyba ve výpočtech.

Greenspan ve své práci [40] převzal definici od Goffa a Gratche, kteří enhancement factor definovali jako funkci teploty a tlaku. Do výpočtu (14) vstupují dvě pomocné proměnné označené jako K_1 a K_2 , které se určí dle (12) a (13).

$$K_1 = A + B \cdot t + C \cdot t^2 + D \cdot t^3 \quad (12)$$

$$K_2 = \exp(E + F \cdot t + G \cdot t^2 + H \cdot t^3) \quad (13)$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
A	Konstanta	$3,536 \cdot 10^{-4}$	E	Konstanta	-10,758 8
B	Konstanta	$2,932 \cdot 10^{-5}$	F	Konstanta	0,063 252 9
C	Konstanta	$2,614 \cdot 10^{-7}$	G	Konstanta	$-2,535 \cdot 10^{-4}$
D	Konstanta	$8,575 \cdot 10^{-9}$	H	Konstanta	$6,337 \cdot 10^{-7}$

$$f_{Greenspan} = \exp \left[K_1 \cdot \left(1 - \frac{p_{sv}}{p} \right) + K_2 \cdot \left(\frac{p}{p_{sv}} - 1 \right) \right] \quad (14)$$

Rovnice je platná v rozmezí teplot od 0 do 100°C a od skutečné hodnoty se odchyluje maximálně o 0,5 %, což je dostatečná přesnost pro velkou většinu technických aplikací.

Picard [29] definoval výpočet enhancement factoru pomocí rovnice (15).

$$f_{Picard} = A + B \cdot p + C \cdot t^2 \quad (15)$$

Kde byly použity koeficienty:

Název	Význam	Hodnota	Jednotka
A	Konstanta	1,000 62	-
B	Konstanta	$3,14 \cdot 10^{-8}$	Pa ⁻¹
C	Konstanta	$5,6 \cdot 10^{-7}$	K ⁻²

2.2.14 Hmotnostní zlomek vodní páry ve vlhkém vzduchu

Jednou z možností, jak lze určit zastoupení prvků ve vlhkém vzduchu je určení zastoupení hmotnostních zlomků každé složky v celku. Součet těchto položek musí být roven jedné. Dosazením do teoreticky odvozených rovnic se pro výpočet hmotnostního zlomku vodní páry získá rovnice (16).

$$x_v = \frac{d}{1 + d} \quad (16)$$

Zdroj [35] stanovuje výpočet hmotnostního zlomku páry dle metodiky CIPM-81/91 na základě znalosti relativní vlhkosti, enhancement faktoru a poměru tlaku nasycené vodní páry k celkovému tlaku dle rovnice (17).

$$x_{v,Cipm} = \varphi \cdot f \cdot \frac{p_{sv}}{p} \quad (17)$$

2.2.15 Hmotnostní zlomek suchého vzduchu ve vlhkém vzduchu

Podobně jako hmotnostní zlomek vodní páry lze z teorie odvodit také hmotnostní zlomek suchého vzduchu ve vlhkém vzduchu, jehož výsledkem je rovnice (18).

$$x_a = \frac{1}{1 + d} \quad (18)$$

Alternativou k výše uvedenému výpočtu je již zmíněný předpoklad, že hmotnostní zlomky složek musí dát dohromady číslo jedna. Nejjednodušší výpočet hmotnostního zlomku suchého vzduchu tedy lze provést dle rovnice (19).

$$x_a = 1 - x_v \quad (19)$$

2.2.16 Měrná plynová konstanta vlhkého vzduchu

K výpočtu je nutné znát hmotnostní podíl každé zastupující složky a její příslušnou měrnou plynovou konstantu. Pro vlhký vzduch složený ze suchého vzduchu a vodní páry se vypočítá dle (20).

$$r_{ha} = x_a \cdot r_a + x_v \cdot r_v \quad (20)$$

2.2.17 Kompresibilitní faktor

Tato hodnota označuje, jak moc je reálný plyn odlišný od ideálního plynu. Výpočet dává do poměru levou a pravou stranu stavové rovnice pro 1 kg látky. Tento poměr lze také vyjádřit jako polynomický rozvoj, kde je proměnnou hustota. Výsledkem je (21).

$$Z = \frac{p \cdot v}{r \cdot T} = 1 + B \cdot \rho + C \cdot \rho^2 \quad (21)$$

Pro ideální plyn je kompresibilitní faktor vždy roven jedné. V (21) jsou součinitelé B a C funkcí teploty a nazývají se druhý a třetí viriální součinitel. Zdroj [35] stanovuje pro výpočet kompresibilitního faktoru (22).

$$Z_{Cipm} = 1 - \frac{p}{T} \cdot [A + B \cdot t + C \cdot t^2 + (D + E \cdot t) \cdot x_v + (F + G \cdot t) \cdot x_v^2] + \frac{p^2}{T^2} \cdot (H + J \cdot x_v^2) \quad (22)$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
A	Konstanta	$1,581\,23 \cdot 10^{-6}$	F	Konstanta	$1,989\,8 \cdot 10^{-4}$
B	Konstanta	$-2,933\,1 \cdot 10^{-8}$	G	Konstanta	$-2,376 \cdot 10^{-6}$
C	Konstanta	$1,104\,3 \cdot 10^{-10}$	H	Konstanta	$1,83 \cdot 10^{-11}$
D	Konstanta	$5,707 \cdot 10^{-6}$	J	Konstanta	$-0,765 \cdot 10^{-8}$
E	Konstanta	$-2,051 \cdot 10^{-8}$			

2.2.18 Hustota suchého vzduchu

Hustotu suchého vzduchu je nutné určit, protože vstupuje jako proměnná veličina do dalších výpočtů. Drtivá většina zkoumaných prací předpokládá, že se jednotlivé složky chovají jako ideální plyny, tudíž pro ně musí platit stavová rovnice ideálního plynu, která se v případě výpočtu hustoty samotného suchého vzduchu transformuje na (23).

$$\rho_a = \frac{p_a}{r_a \cdot T} \quad (23)$$

2.2.19 Hustota vodní páry

Dle stejného principu jako hustota suchého vzduchu se vypočítá i hustota vodní páry. Výsledkem je (24).

$$\rho_v = \frac{p_v}{r_v \cdot T} \quad (24)$$

2.2.20 Hustota vlhkého vzduchu

Výpočet hustoty vlhkého vzduchu je významnou částí celkových výpočtů, jelikož ovlivňuje celou řadu následujících hodnot. Picard [29] na základě sady experimentů stanovil hustotu vlhkého vzduchu s přítomností oxidu uhličitého ve směsi dle (25). Tato rovnice je pro svou vysokou přesnost přijata jako CIPM 2007. V praxi se zanedbává člen s molárním zlomkem oxidu uhličitého, čímž se rovnice zjednoduší.

$$\rho_{ha_{Picard}} = [3,483\,740 + 1,444\,6 \cdot (X_{CO_2} - 0,000\,4)] \cdot 10^3 \cdot \frac{p}{Z \cdot T} \cdot (1 - 0,378 \cdot x_v) \quad (25)$$

Tsilingiris [31] ve své práci stanovuje výpočet hustoty vlhkého vzduchu dle (26), která zahrnuje celou řadu výše vypočítaných proměnných. Tato rovnice počítá s výpočtem kompresního faktoru pro vlhký vzduch. Jelikož se hodnoty kompresibilního faktoru pohybují kolem jedné, tak Tsilingiris uvádí, že pokud se při výpočtu používá hodnota rovna jedné, tak chyba této operace na celkový výsledek je 0,38 % a tedy pro technickou praxi dostačující. V této práci bude vždy počítáno se všemi uvedenými proměnnými.

$$\rho_{ha_{Tsilingiris}} = \frac{p \cdot M_a}{Z \cdot R \cdot T} \cdot \left[1 - f \cdot \varphi \cdot \left(1 - \frac{M_v}{M_a} \right) \cdot \frac{p_{sv}}{p} \right] \quad (26)$$

Teoreticky odvozená rovnice má tvar (27).

$$\rho_{ha_{teorie}} = \rho_a + \rho_v = \frac{p_a}{r_a \cdot T} + \frac{p_v}{r_v \cdot T} = \frac{p - \varphi \cdot p_{sv}}{r_a \cdot T} + \frac{\varphi \cdot p_{sv}}{r_v \cdot T} = \frac{1}{T} \cdot \left[\frac{p}{r_a} + \varphi \cdot p_{sv} \cdot \left(\frac{1}{r_v} - \frac{1}{r_a} \right) \right] = \frac{1,316 \cdot 10^{-3}}{T} \cdot (2,65 \cdot p + \varphi \cdot p_{sv}) \quad (27)$$

Hustotu lze též vyjádřit ze stavové rovnice ideálního plynu (index srip) rovnicí (28).

$$\rho_{ha_{srip}} = \frac{p_v}{r_v \cdot T} + \frac{p_a}{r_a \cdot T} \quad (28)$$

2.2.21 Měrný objem

Pro určení měrného objemu složek směsi i celého vlhkého vzduchu lze využít faktu, že měrný objem je převrácená hodnota hustoty. Za již zmíněného předpokladu, že se všechny položky samostatně i celá směs chovají jako ideální plyn se měrný objem jednotlivých složek určí dle (29) až (31).

$$v_a = \frac{1}{\rho_a} \quad (29)$$

$$v_v = \frac{1}{\rho_v} \quad (30)$$

$$v_{ha} = \frac{1}{\rho_{ha}} \quad (31)$$

2.2.22 Molární objem

Jedná se o další možnost, jak přesně specifikovat podíl jednotlivých složek v celkové směsi. Molární objem suchého vzduchu a vodní páry se určí dle Goodnighta [41] pomocí rovnic (32) a (33). Stejně jako u hmotnostních zlomků, tak i u molární zlomků platí, že jejich součet musí být roven jedné.

$$Y_{a,Goodnight} = \frac{1}{1 + 1,607793 \cdot d} \quad (32)$$

$$Y_{v,Goodnight} = \frac{d}{0,62197058 + d} \quad (33)$$

2.2.23 Teplota rosného bodu

Tato veličina označuje teplotu, při které začíná docházet ke kondenzaci vodní páry obsažené ve vzduchu. Pokud se teplota ustálí na teplotě rosného bodu nebo se bude dále snižovat, tak bude docházet ke kondenzaci vodní páry, a ta skončí až se veškerá vodní pára obsažená ve vlhkém vzduchu přemění na vodu, která se nazývá kondenzát. Pro lidský organismus je teplota rosného bodu důležitým ukazatelem při stanovení tepelné pohody v prostředí. Tabulka 2 podává přehled o tom, jak rosný bod ovlivňuje vnímání prostředí člověkem [42].

Tabulka 2: Vliv rosného bodu na vnímání tepelné pohody člověkem

Rosný bod (°C)	Lidské vnímání	ϕ při 32°C (%)
Více než 24	Těžko snesitelné dusno, problémy s dýcháním u citlivějších	62 a více
21 až 24	Velmi nepohodlné vlhko a dusno	52 až 60
18 až 21	Nepohodlné pro citlivější, ještě snesitelné pro ostatní	44 až 52
16 až 18	Pro většinu přijatelné, citlivější cítí větší vlhkost	37 až 46
13 až 16	Komfortní, dobře snesitelné	31 až 41
10 až 12	Příjemné až ideální	31 až 37
Méně než 10	Suché pro citlivější, přijatelné pro ostatní	30

Hardy [37] na základě řady experimentů stanovil výpočet rosného bodu dle rovnice (34).

$$T_{dp_{Hardy}} = \frac{\sum_{i=0}^3 c_i (\ln p_{sv})^i}{\sum_{i=0}^3 d_i (\ln p_{sv})^i} \quad (34)$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
c_0	Konstanta	$2,079\,823\,3 \cdot 10^2$	d_0	Konstanta	1
c_1	Konstanta	-20,156 028	d_1	Konstanta	-0,133 196 69
c_2	Konstanta	0,467 789 25	d_2	Konstanta	0,005 657 751 8
c_3	Konstanta	$-9,228\,806\,7 \cdot 10^{-6}$	d_3	Konstanta	$-7,517\,286\,5 \cdot 10^{-5}$

Dalším způsobem výpočtu teploty rosného bodu vlhkého vzduchu je rovnice (35) dle americké National Physical Laboratory (index Npl) [43]. Rovnice platí pro rozmezí teplot od -45 do 60°C a její chyba je max. $\pm 0,04$ stupně Celsia.

$$t_{dp_{Npl}} = \frac{243,12 \cdot \ln\left(\frac{p_v}{611,2}\right)}{17,62 - \ln\left(\frac{p_v}{611,2}\right)} \quad (35)$$

Magnus [44] stanovil pro výpočet teploty rosného bodu rovnicí (36), kde ϕ je od 0 do 1 a rovnice platí od teploty -45 do 60°C.

$$t_{dp_{Magnus}} = \frac{243,12 \cdot \left(\ln\phi + \frac{17,62 \cdot t}{243,12 + t}\right)}{17,62 - \left(\ln\phi + \frac{17,62 \cdot t}{243,12 + t}\right)} \quad (36)$$

Podle Reveringa [45] se teplota rosného bodu určí dle rovnice (37).

$$t_{dp_{Revering}} = t - (A + B \cdot t) \cdot (1 - 0,01 \cdot \phi) - [(C + D \cdot t) \cdot (1 - 0,01 \cdot \phi)]^E - (F + G \cdot t) \cdot (1 - 0,01 \cdot \phi)^H \quad (37)$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
A	Konstanta	14,55	E	Konstanta	3
B	Konstanta	0,114	F	Konstanta	15,9
C	Konstanta	2,5	G	Konstanta	0,117
D	Konstanta	0,007	H	Konstanta	14

Dle zdroje Computrols [39] se teplota rosného bodu určí podle rovnice (38).

$$t_{dp_{Computrols}} = \frac{A + B \cdot \ln p_{v_{Computrols}}}{C - \ln p_{v_{Computrols}}} \quad (38)$$

Do rovnice (38) je nutné dosadit parciální tlak vodní páry (10) a následující konstanty:

Název	Význam	Hodnota
A	Konstanta	116,9
B	Konstanta	237,3
C	Konstanta	16,78

2.2.24 Teplota ojínění

Označuje teplotu, při níž se začíná tvořit jinovatka. Tato teplota je vždy o málo větší, než je teplota rosného bodu, protože existuje silnější vazba mezi molekulami vody na povrchu ledu a ta vyžaduje vyšší teplotu k přerušení vazeb. Bohužel se nepodařilo najít vzorec či vzorce, které by spolehlivě určily teplotu, při níž se začíná tvořit jinovatka. Teorie stanovuje, že se jedná o teplotu, která při izobarickém ochlazování způsobí změnu plynné vodní páry na led bez toho, aby voda přešla do kapalného skupenství. V odborné literatuře je tato teplota nazvána jako „Frost Point“. Nalezené poznatky ukázaly, že teplotu ojínění má smysl počítat pouze pod teplotou 0°C a čím nižší je teplota, tím větší je rozdíl od teploty rosného bodu. Tato informace je důležitá, protože teplotní rozsah nekoresponduje s vymezeným rozsahem teplot pro tuto práci.

2.2.25 Difuzivita vodní páry do vzduchu

Goodnight [41] publikoval výpočet difuzivity vodní páry do suchého vzduchu jako funkci teploty vzduchu a příslušného tlaku vlhkého vzduchu. Výsledkem je (39), která platí až do teploty 80°C.

$$D_{av_{Goodnight}} = 104,91143 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{T^{1,774}}{p} \quad (39)$$

Dalším možným způsobem výpočtu difuzivity páry do vzduchu je vzorec dle ASHRAE [35], který má tvar (40). Rovnice je koncipovaná tak, že výsledek se musí přepočítat z mm²·s⁻¹ na základní jednotku difuzivity, kterou je m²·s⁻¹.

$$D_{avAshrae} = a \cdot \left(\frac{T}{\sqrt{T_{cr_a} + T_{cr_v}}} \right)^b \cdot \sqrt{\frac{1}{M_a} + \frac{1}{M_v}} \cdot \frac{(p_{cr_a} \cdot p_{cr_v})^{\frac{1}{3}} \cdot (T_{cr_a} \cdot T_{cr_v})^{\frac{5}{12}}}{p} \quad (40)$$

Rovnice platí při použití následujících hodnot:

Název	Význam	Hodnota	Jednotka
a	Konstanta	0,169 7	-
b	Konstanta	2,334	-
T _{cr_a}	Kritická teplota pro suchý vzduch	132,45	K
T _{cr_v}	Kritická teplota pro vodu	373,946	K
p _{cr_a}	Kritický tlak pro suchý vzduch	3 770 000	Pa
p _{cr_v}	Kritický tlak pro vodu	22 060 000	Pa

Gates [46] stanovuje difuzivitu dle (41). Chyba jím prezentované rovnice je menší než $0,1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ a rovnice platí v rozmezí od 0 do 45°C.

$$D_{avGates} = 21,2 \cdot 10^{-6} \cdot (1 + 0,007 \text{ 1} \cdot t) \quad (41)$$

2.2.26 Teplota mokrého teploměru

Zdroj [34] ji definuje jako teplotu vody, při níž je teplo potřebné k vypařování vody do vzduchu odebíráno přestupem tepla konvekcí z okolního vzduchu (při izobarickém ději). Je také označována jako mezní teplota adiabatického chlazení. Další definice ji označuje jako teplotu, při které se může voda v kapalném nebo pevném skupenství odpařovat (sublimovat) do vzduchu, aby jej adiabaticky nasýtila na stejnou teplotu a stejný tlak. Pro přesnější určení je nutné znát hodnotu tlaku. Ta se ovšem nevyskytuje ve všech rovnicích. Teplota mokrého teploměru musí vždy být mezi teplotou suchého teploměru a teplotou rosného bodu. Její praktický význam podtrhuje používání v oboru výroby umělého sněhu, kdy je teplota mokrého teploměru určující pro predikci, zda vytvářený sníh bude obsahovat krystalky ledu a bude tvrdý, nebo se bude vhodně rozprašovat, což ocení zejména lyžaři.

Při hledání přesných výpočtů teploty mokrého teploměru bylo shledáno, že existují vzorce, které dávají naprosto nereálné výsledky. Jako příklad lze uvést, že teplota mokrého teploměru dalece převyšovala teplotu suchého teploměru, což je principiálně špatně, a tudíž nebyly tyto výpočty zahrnuty do přesnějších kalkulací. Konkrétně se jedná o rovnice (42) a (43).

ASHRAE [35] určuje teplotu mokrého teploměru dle (42). Nevýhodou této rovnice je, že poskytuje přesné výsledky pouze při vysokých hodnotách relativní vlhkosti, tudíž nebude

zahrnuta do následných přesných výpočtů. Dále bylo vypořizováno, že predikovaná teplota se v jistých případech nachází pod teplotou rosného bodu, což není správné.

$$t_{wb_{Ashrae}} = \frac{2\,501 \cdot d + 1,805 \cdot t \cdot d - 2\,501 \cdot d_{sv} + 1,006 \cdot t}{4,186 \cdot d - 2,381 \cdot d_{sv} + 1,006} \quad (42)$$

Meliton [47] ve své práci se svým týmem stanovil pro rozsah teploty od 3 do 35°C a relativní vlhkosti od 7 do 97 % výpočet teploty mokrého teploměru dle (43).

$$t_{wb_{Meliton}} = \sum_{i=0}^3 A_i \cdot \varphi \cdot t + \sum_{i=0}^4 B_i \cdot \varphi \quad (43)$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
A ₀	Konstanta	0,365 2	B ₀	Konstanta	-0,519 4
A ₁	Konstanta	1,518 1	B ₁	Konstanta	-29,956
A ₂	Konstanta	1,516 4	B ₂	Konstanta	84,459
A ₃	Konstanta	0,633 4	B ₃	Konstanta	-85,009
			B ₄	Konstanta	31,063

Mountain View Technologies Inc. [48] podává přesnější výsledky za použití rovnice (44).

$$t_{wb_{MVT}} = A + B \cdot t + C \cdot t^2 + (D + E \cdot t + F \cdot t^2) \cdot \varphi + (G + H \cdot t + J \cdot t^2) \cdot \varphi^2 \quad (44)$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
A	Konstanta	-5,806	F	Konstanta	0,000 099
B	Konstanta	0,672	G	Konstanta	-0,000 033
C	Konstanta	-0,006	H	Konstanta	-0,000 005
D	Konstanta	0,061	J	Konstanta	-0,000 000 1
E	Konstanta	0,004			

Rovnice výpočtu dle Stulla (45) [49] platí pro teplotu suchého teploměru od -20 do 50°C a relativní vlhkost od 5 % do 99 %. Maximální odchylka této rovnice od skutečnosti je 0,28°C, ale nejčastěji pouze 0,026°C. Tato přesnost je pro většinu technických výpočtů naprosto dostačující.

$$t_{wb_{stull}} = t \cdot \tan^{-1}[A \cdot (\varphi + B)^C] + \tan^{-1}(t + \varphi) - \tan^{-1}(\varphi + D) + E \cdot \varphi^F \cdot \tan^{-1}(G \cdot \varphi) + H \quad (45)$$

Rovnice platí při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
A	Konstanta	0,151 977	E	Konstanta	0,003 918 38
B	Konstanta	8,313 659	F	Konstanta	1,5
C	Konstanta	0,5	G	Konstanta	0,023 101
D	Konstanta	-1,676 331	H	Konstanta	-4,686 035

Zdroj [50] stanovuje pro rozmezí teplot suchého teploměru od 15 do 40°C a relativní vlhkost od 10 do 90 % výpočet dle (46) s maximální relativní chybou vzorce 6 %.

$$t_{wb_{Engtips}} = A \cdot t + B \cdot \varphi + C \cdot t^2 + D \cdot \varphi^2 + E \cdot t \cdot \varphi + F \quad (46)$$

Při použití těchto koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
A	Konstanta	5,391 26·10 ⁻¹	D	Konstanta	-1,077 432·10 ⁻³
B	Konstanta	1,047 837·10 ⁻¹	E	Konstanta	6,414 631·10 ⁻³
C	Konstanta	-7,493 556·10 ⁻⁴	F	Konstanta	-5,151 526

Computrols [39] pro výpočet teploty mokrého teploměru musí nejprve určit (47) a (48), které se následně dosadí do (49) pro určení hodnoty mokrého teploměru.

$$t_{wb_{ComputrolsGamma}} = 0,000 66 \cdot p \quad (47)$$

$$t_{wb_{ComputrolsDelta}} = 4 098 \cdot \left(\frac{p_{v_{Computrols}}}{t_{dp_{Computrols}} + 237,3} \right)^2 \quad (48)$$

$$t_{wb_{Computrols}} = \frac{t_{wb_{ComputrolsGamma}} \cdot t + t_{wb_{ComputrolsDelta}} \cdot t_{dp_{Computrols}}}{t_{wb_{ComputrolsGamma}} + t_{wb_{ComputrolsDelta}}} \quad (49)$$

2.2.27 Wet Bulb Globe Temperature

Na konci padesátých let dvacátého století byli američtí vojáci v Severní Karolině během cvičení vystaveni extrémním podmínkám, jejichž následkem spousta z nich onemocněla. Tento abnormální jev začal být zkoumán vědci, a ti přišli s vysvětlením, že kombinace teploty, vlhka a sluneční radiace znamenala přílišnou zátěž pro lidský organismus. Na tomto základě byl stanoven výpočet, který bere dané veličiny v úvahu a je definován normou ISO 7243. Rovnice (50) popisuje výpočet teploty zvané „Wet Bulb Globe Temperature“, která tento jev postihuje a zahrnuje v sobě teplotu vlhkého teploměru t_{wb} , teplotu černé koule t_g a teplotu vzduchu ve stínu t_{sh} . Senzory teploty mokrého teploměru a černé koule nejsou stíněny proti větru a sluneční radiaci. Hodnota mokrého teploměru koresponduje s místními podmínkami vlhkosti, větru a radiace. Zařízení k měření teploty černé koule obvykle vypadá jako koule o průměru 150 mm s teploměrem umístěným v jejím středu, která při měření zahrnuje vliv radiace a poryvu větru.

$$t_{WBGT_{out}} = 0,7 \cdot t_{wb} + 0,2 \cdot t_g + 0,1 \cdot t \quad (50)$$

Účelem stanovení této teploty je kvantifikace zátěže pro lidský organismus v konkrétním místě a času. Tento údaj vyhodnocují např. běžci před závodem či vojáci na misích. Ti vyvěšují různobarevné vlajky (bílá, zelená, žlutá, červená a černá), které indikují aktuální možnosti fyzické zátěže. V případě vyhodnocení této teploty uvnitř místnosti, kde je zanedbatelná sluneční radiace, se rovnice (50) dle [51] transformuje v (51).

$$t_{WBGT_{in}} = 0,7 \cdot t_{wb} + 0,3 \cdot t_g \quad (51)$$

2.2.28 Dynamická viskozita suchého vzduchu

Viskozita je fyzikální veličina udávající poměr mezi tečným napětím a změnou rychlosti v závislosti na vzdálenosti mezi sousedními vrstvami při proudění skutečné kapaliny. Charakterizuje vnitřní tření a závisí především na přitažlivých silách mezi částicemi. Alternativním názvem je vazkost. Rohsenow [52] uvádí pro rozsah teplot od 250 do 600 K rovnici (52).

$$\eta_{a_{Rohsenow}} = \sum_{i=0}^4 B_i \cdot T^i \quad (52)$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
B ₀	Konstanta	-9,860 1·10 ⁻¹	B ₃	Konstanta	1,234 970 3·10 ⁻⁷
B ₁	Konstanta	9,080 125·10 ⁻²	B ₄	Konstanta	-5,797 129 9·10 ⁻¹¹
B ₂	Konstanta	-1,176 355 7·10 ⁻⁴			

CRC Handbook [53] stanovuje výpočet dle (53). Chyba prezentované rovnice je menší než 0,1·10⁻⁶ Pa·s a rovnice platí v rozmezí od 0 do 54°C.

$$\eta_{a_{CRC}} = (17,1 + 0,067 \cdot t - 0,000 4 \cdot t^2) \cdot 10^{-6} \quad (53)$$

Morvay [54] stanovuje výpočet dynamické viskozity pro suchý vzduch dle rovnice (54).

$$\eta_{a_{Morvay}} = \left(\sum_{i=0}^4 A_i \cdot T^i \right) \cdot 10^{-6} \quad (54)$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
A ₀	Konstanta	0,404 01	A ₃	Konstanta	2,992 8·10 ⁻⁸
A ₁	Konstanta	0,074 582	A ₄	Konstanta	-6,252 4·10 ⁻¹²
A ₂	Konstanta	-5,717 1·10 ⁻⁵			

2.2.29 Dynamická viskozita vodní páry

Irvine v jedné z kapitol [52] stanovuje výpočet dynamické viskozity vodní páry pro rozsah teploty od 0 do 120°C dle (55).

$$\eta_{v_{Irvine}} = A + B \cdot t \quad (55)$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota
A	Konstanta	80,581 318 68
B	Konstanta	0,400 054 945 1

Morvay [54] stanovuje výpočet jako funkci teploty a výsledkem je (56).

$$\eta_{v_{Morvay}} = \left(\frac{\sqrt{\frac{T}{A}}}{B + C \cdot \frac{A}{T} + D \cdot \left(\frac{A}{T}\right)^2 + E \cdot \left(\frac{A}{T}\right)^3} \right) \cdot 10^{-6} \quad (56)$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
A	Konstanta	647,27	D	Konstanta	0,010 528 7
B	Konstanta	0,018 158 3	E	Konstanta	-0,003 674 4
C	Konstanta	0,017 762 4			

2.2.30 Dynamická viskozita vlhkého vzduchu

Dynamická viskozita se také nazývá absolutní viskozitou. K výpočtu je nejprve nutné určit koeficienty k výpočtu viskozity mezi jednotlivými fázemi podle (57) a (58). K tomuto poslouží molární hmotnosti složek a jejich dynamická viskozita.

$$CV_{av} = \frac{\sqrt{2}}{4} \cdot \left(1 + \frac{M_a}{M_v}\right)^{-0,5} \cdot \left[1 + \left(\frac{\eta_a}{\eta_v}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\eta_v}{\eta_a}\right)^{0,25}\right]^2 \quad (57)$$

$$CV_{va} = \frac{\sqrt{2}}{4} \cdot \left(1 + \frac{M_v}{M_a}\right)^{-0,5} \cdot \left[1 + \left(\frac{\eta_v}{\eta_a}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{M_a}{M_v}\right)^{0,25}\right]^2 \quad (58)$$

Po zavedení těchto koeficientů již lze napsat rovnici pro výpočet viskozity pro vlhký vzduch dle Irvine ve tvaru (59), která je uvedena v [55] a [52].

$$\eta_{ha_{Irvine}} = \frac{\left[1 - f \cdot \varphi \cdot \left(\frac{p_{sv}}{p}\right)\right] \cdot \eta_a}{\left[1 - f \cdot \varphi \cdot \left(\frac{p_{sv}}{p}\right)\right] + f \cdot \varphi \cdot \left(\frac{p_{sv}}{p}\right) \cdot CV_{av}} + \frac{f \cdot \varphi \cdot \left(\frac{p_{sv}}{p}\right) \cdot \eta_v}{f \cdot \varphi \cdot \left(\frac{p_{sv}}{p}\right) + \left[1 - f \cdot \varphi \cdot \left(\frac{p_{sv}}{p}\right)\right] \cdot CV_{va}} \quad (59)$$

Morvay [54] stanovuje pro výpočet (60).

$$\eta_{ha_{Morvay}} = \frac{\eta_a}{1 + CV_{av} \cdot d} + \frac{\eta_v}{1 + \frac{CV_{va}}{d}} \quad (60)$$

2.2.31 Kinematická viskozita vlhkého vzduchu

U obou složek vlhkého vzduchu i jejich směsi lze konstatovat, že kinematická viskozita složky se rovná podílu dynamické viskozity a hustoty dle (61) až (63).

$$\nu_a = \frac{\eta_a}{\rho_a} \quad (61)$$

$$\nu_v = \frac{\eta_v}{\rho_v} \quad (62)$$

$$\nu_{ha} = \frac{\eta_{ha}}{\rho_{ha}} \quad (63)$$

2.2.32 Tepelná vodivost suchého vzduchu

Tepelná vodivost označuje schopnost látky vést teplo. Představuje rychlost, s jakou dochází k přenosu tepla mezi látkami o různých teplotách. Tepelná vodivost konkrétní látky je dána součinitelem tepelné vodivosti. Rohsenow [52] pro teploty vzduchu od -23 do 777°C stanovuje pro výpočet tepelné vodivosti vzduchu rovnici (64).

$$k_{a_{Rohsenow}} = A + B \cdot T + C \cdot T^2 + D \cdot T^3 + E \cdot T^4 + F \cdot T^5 \quad (64)$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
A	Konstanta	-2,276 501·10 ⁻³	D	Konstanta	1,735 506 46·10 ⁻¹⁰
B	Konstanta	1,259 848 5·10 ⁻⁴	E	Konstanta	-1,066 657·10 ⁻¹³
C	Konstanta	-1,481 523 5·10 ⁻⁷	F	Konstanta	2,476 630 35·10 ⁻¹⁷

Morvay v [54] prezentuje (65), která je opět pouze funkcí teploty vzduchu.

$$k_{a_{Morvay}} = A + B \cdot t + C \cdot t^2 + D \cdot t^3 + E \cdot t^4 \quad (65)$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
A	Konstanta	$2,437\ 14 \cdot 10^{-2}$	D	Konstanta	$2,859\ 43 \cdot 10^{-12}$
B	Konstanta	$7,830\ 35 \cdot 10^{-5}$	E	Konstanta	$-2,614\ 2 \cdot 10^{-14}$
C	Konstanta	$-1,940\ 21 \cdot 10^{-8}$			

2.2.33 Tepelná vodivost vodní páry

Irvine v [55] a [52] shodně uvádí rovnici (66) pro výpočet tepelné vodivosti vodní páry.

$$k_{vIrvine} = A + B \cdot t + C \cdot t^2 \quad (66)$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota
A	Konstanta	17,617 582 42
B	Konstanta	0,055 589 410 59
C	Konstanta	$1,663\ 336\ 663 \cdot 10^{-4}$

2.2.34 Tepelná vodivost vlhkého vzduchu

Obecně se vychází z rovnice (67), kde indexy i,j značí jednotlivé složky systému.

$$k_{ha} = \sum_{i=1}^n \frac{x_i \cdot k_i}{\sum_{j=1}^n x_j \cdot \Theta_{ij}} \quad (67)$$

Reid v jedné z kapitol [56] zpřesnil rovnice publikované Wilkem v [57] a po dosazení získal pro výpočet tepelné vodivosti vlhkého vzduchu (68).

$$k_{ij} = \varepsilon \cdot \frac{\left[1 + \left(\frac{\eta_i}{\eta_j} \cdot \frac{M_j}{M_i} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{M_i}{M_j} \right)^{\frac{1}{4}} \right]^2}{\left[8 \cdot \left(1 + \frac{M_i}{M_j} \right) \right]^{\frac{1}{2}}} \quad (68)$$

Po spojení prezentovaných rovnic vznikne finální výraz (69). Tato rovnice je velmi podobná výpočtu dynamické viskozity vlhkého vzduchu (59) a používají se do ní stejné podpůrné výpočty, které jsou u ní vysvětleny.

$$k_{haReid} = \frac{\left[1 - f \cdot \varphi \cdot \left(\frac{p_{sv}}{p} \right) \right] \cdot k_a}{\left[1 - f \cdot \varphi \cdot \left(\frac{p_{sv}}{p} \right) \right] + f \cdot \varphi \cdot \left(\frac{p_{sv}}{p} \right) \cdot CV_{av}} + \frac{f \cdot \varphi \cdot \left(\frac{p_{sv}}{p} \right) \cdot k_v}{f \cdot \varphi \cdot \left(\frac{p_{sv}}{p} \right) + \left[1 - f \cdot \varphi \cdot \left(\frac{p_{sv}}{p} \right) \right] \cdot CV_{va}} \quad (69)$$

2.2.35 Specifická tepelná kapacita suchého vzduchu

Tato vlastnost označuje schopnost látky akumulovat tepelnou energii. Rohsenow [52] představuje pro výpočet (70), jež je funkcí pouze teploty vzduchu.

$$c_{p,a_{Rohsenow}} = A + B \cdot T + C \cdot T^2 + D \cdot T^3 + E \cdot T^4 \quad (70)$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
A	Konstanta	1,034 09	D	Konstanta	-0,497 078 6·10 ⁻⁹
B	Konstanta	-0,284 887·10 ⁻³	E	Konstanta	0,107 702 4·10 ⁻¹²
C	Konstanta	0,781 681 8·10 ⁻⁶			

2.2.36 Specifická tepelná kapacita vodní páry

Stejný zdroj [52] publikuje rovnici (71) pro výpočet tepelné kapacity vodní páry.

$$c_{p,v_{Rohsenow}} = A + B \cdot t + C \cdot t^2 \quad (71)$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota
A	Konstanta	1,869 109 89
B	Konstanta	-2,578 421 578·10 ⁻⁴
C	Konstanta	1,941 058 941·10 ⁻⁵

2.2.37 Specifická tepelná kapacita vlhkého vzduchu

Wong a Embelton [58] stanovili pro teplotní rozpětí od 0 do 30°C rovnici (72). Zde již výpočet není pouze funkcí teploty, ale zahrnuje celou řadu dříve vypočítaných výrazů.

$$c_{p,haWong} = \frac{c_{p,a} \cdot \left[1 - f \cdot \varphi \cdot \frac{p_{sv}}{p}\right] \cdot M_a + c_{p,v} \cdot f \cdot \varphi \cdot \frac{p_{sv}}{p} \cdot M_v}{M_a \cdot \left[1 - f \cdot \varphi \cdot \frac{p_{sv}}{p}\right] + M_v \cdot f \cdot \varphi \cdot \frac{p_{sv}}{p}} \quad (72)$$

2.2.38 Specifická tepelná kapacita za konstantního objemu

Vychází se z Poissonovy rovnice (73), ale vzorec se musí upravit, protože jedinou neznámou je měrná tepelná kapacita za konstantního objemu (c_v). Hodnotu Poissonovy konstanty udává [59].

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (73)$$

2.2.39 Teplotní vodivost

Jedná se o výpočet, který by měl být proveden až ke konci všech výpočtů, jelikož jsou do něj potřeba dříve určené členy a udává jej rovnice (74).

$$a_{ha} = \frac{k_{ha}}{\rho_{ha} \cdot c_{p,ha}} \quad (74)$$

2.2.40 Prandtlovo číslo

Toto bezrozměrné číslo se stejně jako teplotní vodivost počítá až ke konci výpočtů, jelikož do něj vstupují předešlé výpočty a je definováno dle (75).

$$Pr_{ha} = \eta_{ha} \cdot \frac{c_{p,ha}}{k_{ha}} \quad (75)$$

2.2.41 Entalpie

Výrazem entalpie nazýváme fyzikální veličinu, která vyjadřuje tepelnou energii uloženou v jednotkovém množství látky. Její hodnotu je nutné vždy spočítat a jedná se o jeden ze čtyř základních termodynamických potenciálů. Kvalitní výsledky kalkulují s citelným a latentním teplem. Výsledkem je (76) dle Massena [60].

$$h_{Massen} = \left(\frac{c_{p,a}}{1000} \cdot t + A \right) + (B + C \cdot t + D \cdot t^2) \cdot \frac{E}{\frac{p_a}{\varphi} \cdot 10^{\frac{F+G \cdot t}{H+J \cdot t} + K} + L} \quad (76)$$

Tato rovnice platí v rozmezí teplot od 0 do 50°C při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
A	Konstanta	-0,026	G	Konstanta	0,065 876
B	Konstanta	2 493, 59	H	Konstanta	1,784 07
C	Konstanta	0,478	J	Konstanta	0,007 594
D	Konstanta	-0,017 97	K	Konstanta	1,555 267
E	Konstanta	0,622	L	Konstanta	-0,378
F	Konstanta	2,193 146			

Teoreticky odvozený vzorec (77) uvedený v [61] sčítá entalpii suchého vzduchu s entalpií vodní páry. V této rovnici se vyskytuje výparné teplo vody, které je označeno písmenem „l“ a má velikost $2\,500 \cdot 10^3 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$.

$$h_{teorie} = h_a + h_v = c_{p,a} \cdot t + d \cdot (l + c_{p,v} \cdot t) \quad (77)$$

2.2.42 Molární zlomek vodní páry

Giacomo [62] stanovuje výpočet molární zlomku vodní páry dle (78). Do ní je nutné zahrnout relativní vlhkost, enhancement faktor a poměry tlaků.

$$X_{v,Giacomo} = \varphi \cdot f \cdot \frac{p_{sv}}{p} \quad (78)$$

2.2.43 Molární zlomek suchého vzduchu

Musí platit, že součet molárních zlomků vodní páry a suchého vzduchu je roven jedné, takže je výpočet triviální. Principiálně se využívá stejného principu jako u rovnice (19).

2.2.44 Rychlost zvuku

Cramer [63] určil rychlost zvuku v prostředí s vlhkým vzduchem dle (79). Rovnice oproti prezentovanému originálu neobsahuje člen zahrnující molární zlomek oxidu uhličitého a platí pouze pro teplotní rozmezí od 0 do 30°C.

$$u_{s,haCramer} = A_0 + A_1 \cdot t + A_2 \cdot t^2 + (A_3 + A_4 \cdot t + A_5 \cdot t^2) \cdot X_v + (A_6 + A_7 \cdot t + A_8 \cdot t^2) \cdot p + A_9 \cdot X_v^2 + A_{10} \cdot p^2 \quad (79)$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
A ₀	Konstanta	331,502 4	A ₆	Konstanta	-1,82·10 ⁻⁷
A ₁	Konstanta	0,603 055	A ₇	Konstanta	3,73·10 ⁻⁸
A ₂	Konstanta	-0,000 528	A ₈	Konstanta	-2,93·10 ⁻¹⁰
A ₃	Konstanta	51,471 935	A ₉	Konstanta	-2,835 149
A ₄	Konstanta	0,149 587 4	A ₁₀	Konstanta	-2,15·10 ⁻¹³
A ₅	Konstanta	-0,000 782			

Při druhém možném způsobu výpočtu rychlosti zvuku ve vlhkém vzduchu se vychází ze vzorce pro výpočet rychlosti zvuku v ideálním plynu, ale v tomto případě je do něj nutné dosadit dříve vypočítané hodnoty. Veličina „κ“ značí Poissonovu konstantu, která je popsána u (73). Po dosazení vznikne (80).

$$u_{s,ha\text{teorie}} = \sqrt{\kappa \cdot r_{ha} \cdot T} \quad (80)$$

2.2.45 Parts per million – objemové zastoupení

Jedná se o jedno z možných vyjádření počtu částic vodní páry v objemu, přičemž při výpočtech ppm je výpočet objemového zastoupení častější než výpočet hmotnostního

zastoupení. Pro výpočet objemového zastoupení se používá pouze tlak vodní páry a celkový tlak směsi [64]. Výsledkem je (81).

$$PPM_{objem} = \frac{p_v}{p - p_v} \cdot 10^6 \quad (81)$$

2.2.46 Parts per million – hmotnostní zastoupení

Druhé možné vyjádření ppm je dle hmotnosti prvku a do výpočtu vstupují i molární hmotnosti vodní páry a suchého vzduchu. Výsledkem dle [64] je (82).

$$PPM_{hmotnost} = \frac{M_v \cdot p_v}{M_a \cdot (p - p_v)} \cdot 10^6 \quad (82)$$

2.2.47 Přesné výpočty uvedených rovnic

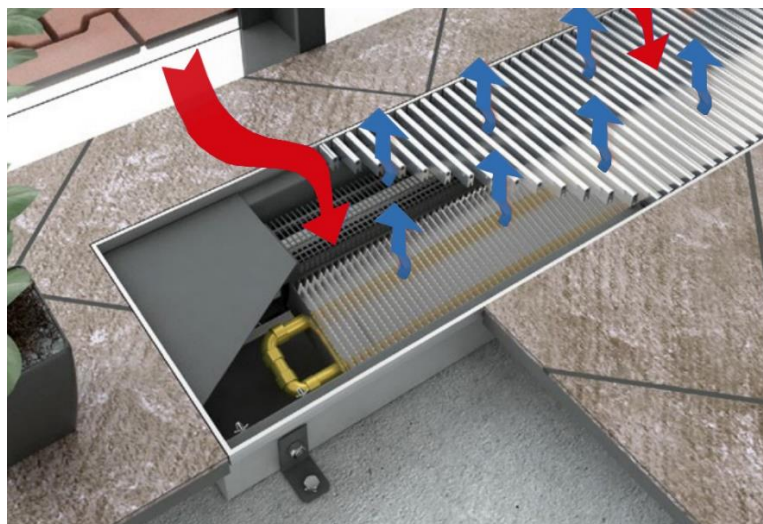
Rovnice prezentované v podkapitole 2.2 jsou přepsány do funkce v programu MATLAB. Zdrojový kód této funkce je uložen na datovém médiu, jež je součástí této práce. Výstup z funkce tak, jak jej vidí uživatel je uveden v kapitole 3.1 této práce.

2.3 Tepelný výměník

V úvodu této práce byly zmíněny technické prostředky, které lze v praxi použít pro úpravu teploty, vlhkosti a rychlosti proudění v obytných místnostech. Existuje několik druhů tepelných výměníků, které se liší typem proudícího média, způsobem přenosu tepelné energie mezi látkami, velikostí, materiály či konstrukčním řešením. Tato kapitola se bude zabývat jednodušším tepelným výměníkem typu voda-vzduch, který je předmětem zkoumání v celé této práci. Nejčastěji se takovéto výměníky umísťují v obytných místnostech do podlahy před okna z důvodu optimalizace proudění volnou či nucenou konvekcí, čímž je podpořena cirkulace vzduchu v místnosti. Z praktických důvodů je výměník chráněn krytem roletového typu proti mechanickému poškození.

Obrázek 1 zobrazuje jednak typické umístění výměníku v místnosti, ale také princip jeho funkce i hlavní technické prvky. Ventilátor výměníku nasává teplý vzduch z místnosti o pokojové teplotě (červené šipky na obrázku 1) a vhání jej mezi žebra výměníku, která jsou ochlazovaná od proudícího média v trubkách, čímž dochází k ochlazování vzduchu a jeho distribuci do místnosti (modré šipky na obrázku 1). Intenzitu tepelné výměny lze regulovat změnou průtoku chladícího média nebo změnou otáček ventilátoru. Ovládání může být místní s termostatem v dané místnosti nebo dálkové z velínu či mobilní

aplikace. Pokud by došlo k situaci, že teplota chladicího média dokáže hliníková žebra ochladit na hodnotu rovnu nebo nižší, než je rosný bod proudícího vlhkého vzduchu, tak bude docházet ke kondenzaci vodní páry z vlhkého vzduchu. Při tomto režimu proudění je nutné kalkulovat s tvorbou kondenzátu, který je nutné odvádět. Obrázek 1 byl převzat z [25] a byl barevně upraven pro účely prezentace v této práci.



Obrázek 1: Schéma proudění vzduchu výměníkem

Celý výměník musí být umístěn ve vaně, která slouží jako upevňovací prvek všech funkčních elementů a také k zachytávání a odvodu kondenzátu.



Obrázek 2: Sestava podlahového konvektoru [25]

2.3.1 Volba materiálů pro tepelný výměník

Převážná většina tepelných výměníků se skládá z měděných trubek a hliníkových lamel. Tyto materiály jsou zvoleny na základě rozvahy o vzájemném poměru mezi tepelnou vodivostí jednotlivých materiálů a jejich cenou. Z tabulky 3 vyplývá, že z běžně

dostupných materiálů, což je nutnost pro sériovou ekonomicky racionální výrobu, nejlépe vychází, pokud by celý výměník byl pouze z mědi. Takovéto zařízení by nejlépe přenášelo tepelnou energii mezi proudícími médii. Z důvodu kondenzace by ale měď měla tendenci tvořit měděnku na povrchu. Tento jev ovlivní stav povrchu a rovněž hladkost, což bude mít vliv i na parametry proudění. Jelikož je ale samotná měď drahá, tak je na lamely výměníku použit hliník, který má sice nižší hodnotu tepelné vodivosti, ale jeho cena je o hodně menší. Dá se říci, že cena hliníku je řádově cca 30 % ceny mědi, ale záleží na konkrétním tvaru polotovaru i dodavateli. Takovýto rozdíl lze poměrně jednoduše vykompenzovat tím, že tepelný výměník může mít více hliníkových lamel. Hliník má dobré tvářecí vlastnosti, což jej zvyhodňuje oproti mědi, jelikož výrobní hlediska je nutné zohlednit při technologičnosti výroby. Mezi další důležité vlastnostmi patří, aby materiál byl lehký (měrná hmotnost ve druhém sloupci tabulky 3), aby dobře předával teplo (tepelná vodivost ve třetím sloupci tabulky 3), aby v sobě dokázal naakumulovanou energii držet (měrná tepelná kapacita ve čtvrtém sloupci tabulky 3) a aby zajistil stálost tvaru při teplotních změnách (součinitel teplotní objemové roztažnosti v pátém sloupci tabulky 3). Data pochází ze zdrojů [26] a [27].

Je důležité poznamenat, že tepelná vodivost kovů je v Tabulce 3 určena pro normální teplotu 25°C, ale ve skutečnosti je funkcí teploty. Jelikož jsou rozdíly malé (pro hliník mezi 0 a 100°C je rozdíl pouze 3 W·m⁻¹·K⁻¹ a pro měď je rozdíl 11 W·m⁻¹·K⁻¹), tak lze tuto hodnotu brát jako konstantu vzhledem k velkému rozdílu mezi jednotlivými materiály.

Tabulka 3: Porovnání vybraných mechanických vlastností rozdílných materiálů

Materiál	ρ	k	c _p	β	Orientační cena USD·kg ⁻¹
	kg·m ⁻³	W·m ⁻¹ ·K ⁻¹	kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹	10 ⁻⁶ ·K ⁻¹	
Hliník	2 700	221	0,920	23,8	1,838
Olovo	11 340	35	0,130	29	2,308
Železo	7 860	67	0,465	12	
Litina	7250	52	0,545	9	
Ocel s 0,6 % uhlíku	7 840	46	0,460	11	
Měď	8 900	393	0,390	17	5,705
Zinek	7 140	109	0,376	29	2,736

Z tabulky 3 tedy vyplývá, že nejvhodnější materiály pro stavbu tepelného výměníku jsou měď a hliník ve vhodné kombinaci. Spojení těchto materiálů je jedna z disciplín technologie, jejichž cílem je zajistit kvalitní trvanlivé spojení těchto neželezných kovů a zajistit spoj tak, aby nedocházelo k negativním účinkům jako je např. oxidace povrchu,

tepelná dilatace, povrchové vady atd. U každého materiálu je zároveň nutné zohlednit jeho technologičnost pro danou výrobu. To ovlivňuje např. poloměr nejmenšího ohybu či vhodnost pro zpracování polotovarů metodami pro plošné tváření. Je nutné zohlednit prostorové uspořádání atomů jednotlivých prvků, protože ty ovlivňují následnou zpracovatelnost polotovarů při výrobě. Hliník má plošně centrovanou kubickou mřížku a v důsledku toho má dobré plastické vlastnosti jak za tepla, tak i za studena. Zároveň musí docházet k co nejintenzivnějšímu přenosu tepla ve spojích, což klade zvýšené nároky na minimalizaci přechodových odporů a kvalitu připojení výměníku ke zdrojové soustavě.

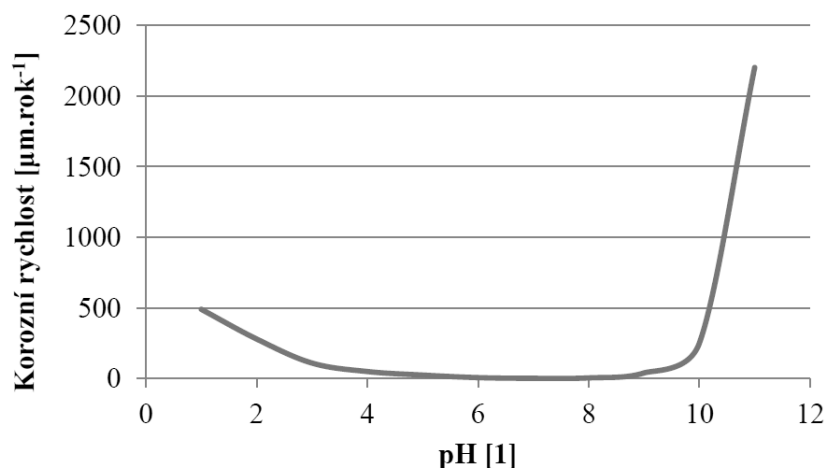
Výše uvedený příklad použitých materiálů potvrzuje také skutečnost, že kombinace měděných a hliníkových prvků se objevuje také v jiných aplikacích, kde je zcela zásadním požadavkem maximální přenos tepla, např. chlazení procesorů v počítačích.

2.3.2 Koroze hliníku

Jedním z činitelů, který se podílí na změně vlastností hliníku v čase je jeho koroze. Odolnost proti korozi je schopnost odolávat chemickým vlivům plynných nebo kapalných prostředí. Všechny přísadové prvky snižují odolnost proti korozi, protože tuto vlastnost má nejlepší čistý hliník. Následující seznam podává přibližné pořadí některých slitin od chemicky nejodolnějších (nahore v seznamu) k těm nejméně odolným (dole v seznamu):

- Hliník
- Hliník-Mangan
- Hliník-Hořčík-Křemík
- Hliník - Křemík
- Hliník -Zinek- Hořčík
- Hliník - Měď - Hořčík
- Hliník -Měď

Při korozním působení prostředí je vhodné používat hliník čistoty nejméně 99,5 % [28]. Graf 1 graficky zobrazuje, jak hodnota pH prostředí ovlivňuje korozní rychlost hliníku. Obecně existuje několik typů koroze hliníku podle způsobu jejich aktivace a šíření. Rozlišujeme korozi rozprostřenou rovnoměrně po celém povrchu, důlkové napadení hliníku či mezikrystalovou korozi. Všechny tyto nehomogenity ploch mohou při dlouhodobém provozu způsobit nestabilitu procesu přenosu energie. V případě kondenzace se tedy může kondenzát vytvářet také na místech, ve kterých jej numerické modely nemohou předpokládat v rozsahu, který by byl akceptovatelný.



Graf 1: Graf závislosti pH prostředí na korozní rychlosti pro hliník

2.3.3 Koroze mědi

Příklad objemové koroze měděné trubky, ve které dlouhodobě působila měkká voda znázorňuje Obrázek 3 na levé straně. Změna průřezu trubky je znázorěna na Obrázku 3 v pravé části. Je zřejmé, že dodržení návrhových provozních podmínek je nutné pro dlouhodobou stabilitu soustavy. Pokud by totiž došlo k situaci, že v trubkách výměníku dlouhodobě koluje médium s nevyhovujícími korozními vlastnostmi, tak bude docházet ke změně provozních parametrů a soustava bude vykazovat zvyšující se tlakový odpor. To se negativně projeví na ekonomice provozu takovéto soustavy i na její účinnosti. Pro bezproblémový dlouhodobý provoz je tedy nutné použít takové médium, které bude spolehlivě odolávat nežádoucím časovým účinkům působení proudících látek. Zmenšení průřezu trubky cizími látkami či tělesy má mnohonásobně větší dopad na efektivitu přenosu tepla v soustavě než koroze hliníku popsaná v kapitole 2.3.2.



Obrázek 3: Koroze v měděné trubce při dlouhodobém působení měkké vody

2.4 Rešerše literatury ke kondenzaci atmosférické vlhkosti

Tato kapitola poskytuje souhrn získaných poznatků ze studia literatury, odborných článků a knih, které se zabývají kondenzací vlhkého vzduchu. Účelem je prozkoumat, která řešení, metody či výpočetní modely byly v minulosti zkoumány a jaké byly jejich výsledky. Na základě získaných údajů bude možné stanovit smysluplné směřování dalšího úsilí v této práci. Některé zdroje popisují pouze experiment, jiné pouze numerické řešení problémů a jiné popisují obě metody.

2.4.1 Soubor předchozích studií

Zschaeck [65] se s kolegy zabýval kondenzací páry na vertikální stěně nukleárního reaktoru jako jednoho z přirozeně pasivních mechanismů chlazení reaktoru při úniku chladiva. Jejich práce se zaměřuje na matematický popis kondenzace při turbulentním proudění v CFD a validuje jej se dvěma laboratorními úlohami. Jako proudící médium byla použita pára, coby kondenzující prvek, a vzduch, coby nekondenzující plyn. Práce popisuje souvislost mezi stěnovými funkcemi, hmotnostním tokem látek i molárních zlomků složek. Teplota stěn je při výpočtech isothermní a model obsahuje rozhraní tuhé látky s proudícím médiem. Třídímenzionální problém byl zjednodušen na dvoudímenzionální výpočetní síť, která obsahovala až 784 000 uzlů. Bylo shledáno, že výpočetní síť s 220 000 uzly už je dostatečně jemná a nezávislá na řešení. Výpočty byly definovány jako stacionární a ve všech byl použit turbulentní model SST dle Mentera s automatickými výpočty proudění u stěn. Pro zjednodušení obsahoval model roviny symetrie. Plyn byl definován jako ideální s konstantními hodnotami hustoty a molekulární difuzivity. Intenzita turbulence byla 5 % a okolní tlak byl atmosférický. Důležitým poznatkem je, že model nadhodnotil množství kondenzátu ve všech případech, proto bylo nutné do modelu zadat koeficient kondenzace, který byl 0,3. Pro výpočet bylo dostačující, že residua byly maximálně $1 \cdot 10^{-4}$ tak, aby chyba byla max. 0,06 %. I přestože trend vývoje odpovídal naměřeným datům, tak bylo shledáno, že výpočetní software poddimenzoval tvorbu kondenzátu i součinitel přestupu tepla o zhruba 20 %. Při aplikaci tohoto zadání na jeden z validačních modelů musel být snížen faktor intenzity kondenzace až na 0,1. Bylo konstatováno, že zvýšení intenzity turbulence na vstupu do výpočetní oblasti a zvýšení poměru mezi turbulentní viskozitou a molekulární dynamickou viskozitou zvýší produkci kondenzátu a tepelného toku při přenosu mezi látkami.

Li [66] se ve své práci zabývá kondenzací vlhké páry ve vertikálním kondenzátoru. Vlhkost páry byla od 0,66 do 0,98 a proudila shora dolů válcovým kondenzátorem. Zvnějšku kondenzátoru na stěnu trubky působí chladivo, kterým byla voda. K výpočtům byl použit ANSYS FLUENT s uživatelsky dopsanými funkcemi. Jelikož tento software dle návodu výrobce neumožňuje počítat s doménami, ve kterých je jednosložková a dvousložková směs, tak musel autor přistoupit k postupnému řešení problému. Nejprve určil teplotní pole při proudění vody, a to poté aplikoval jako okrajovou podmínku na druhý případ, kterým byla kondenzace proudící vodní páry. V celém výpočetním objemu byl použit turbulentní model realizable $k-\epsilon$. Na vstupní ploše byla rychlost i hustota vodní páry definována jako konstanta. Porovnáním získaných dat s výsledky šesti experimentů Kuhna [67] bylo shledáno, že prezentovaný model podává výbornou shodu při výpočtech adiabatické teploty stěny, po které stéká kondenzát, i teploty ve středu válce. Menší shoda byla zjištěna při stanovení tepelného toku podél proudění, kdy výsledky z experimentu bylo možné aproximovat křivkou třetího stupně, ale výpočetní model dával až o 30 % jiné výsledky. Práce obsahuje též soubor rovnic popisující zachování energie při proudění. Součástí vyhodnocení byl i průběh osové rychlosti a suchosti vodní páry podél osy válce. Představený model podával kvalitní výsledky pro nasazení do praxe. Tloušťka kondenzátu při filmové kondenzaci byla po celou dobu zanedbávána a byla uvažována dle Nusseltovy teorie za předpokladu, že smyková napětí obou tekutin jsou ve vzájemné rovnováze na rozhraní mezi proudící vlhkou parou a filmem kondenzátu. Výsledky prokazují, že axiální rychlost proudění se dramaticky snižuje s tím, jak se tvoří více a více kondenzátu.

Sakakura [68] ve své práci shrnuje poznatky získané při kondenzaci vlhkého vzduchu v experimentálním zařízení trubkového typu. Hliníková trubka s vnějším průměrem 37 mm a tloušťkou stěny 1 mm je dlouhá 400 mm, ale pouze druhá polovina její délky má chlazenou stěnu. Geometrie byla zjednodušena na dvoudimenzionální proudění a výpočetní síť měla 201 x 41 prvků. Práce obsahuje přehled použitých rovnic pro stlačitelné proudění. Proudícím médiem byl vlhký vzduch, který obsahoval pouze malé množství vodní páry, konkrétně do 0,1 hmotnostního zlomku z celku. Byl vytvořen program, ve kterém se pro každý výpočet měnila teplota chladicí stěny nebo počet částic vodní páry. Tím bylo vytvořeno celkem devět verzí, které byly následně porovnávány s experimentem pro zjištění největší shody. Vstupní teplota byla vždy 288,15 K a relativní vlhkost 50 %. Teploty chladicí stěny se pohybovaly od 258,15 K do 268,15 K a

množství částeczek vodní páry od $10^{10}\cdot\text{m}^{-3}$ do $10^{12}\cdot\text{m}^{-3}$. Byly vyhodnocovány rozdíly teplot v různých místech trubky, rozdíly relativních vlhkostí a závislost tvorby kondenzátu podél osy trubky na její stěně. Získané výsledky lze aplikovat i na proudění při malém Machově čísle s kondenzací tekutiny. Celá práce předpokládá heterogenní kondenzaci. Množství kondenzátu bylo validováno použitím dvou vlhkoměrů, které byly instalované na vstupní a výstupní oblasti proudění. Bylo shledáno, že množství částeczek vodní páry uvnitř proudícího média a teplota chladicí stěny jsou dva nejdůležitější parametry na kterých závisí množství kondenzátu. Na závěr bylo konstatováno, že nejvíce se experimentu blíží výsledky z modelu, ve kterém bylo nastaveno $10^{11}\cdot\text{m}^{-3}$ částic vodní páry. Dle vzorce Ishizaka et al je množství kondenzátu závislé na velikosti chladicí plochy, hustotě kondenzátu, počtu částic vodní páry v proudícím médiu a rychlosti růstu kapiček podél osy v čase. Práce předpokládala rovnoměrně rozprostřené stejně velké částičky vodní páry v celém výpočetním objemu. Program obecně vypočítával větší teploty než ty, které byly naměřeny během experimentu se stejnými okrajovými podmínkami.

Saraireh se ve své disertační práci [69] zabývá prouděním v kompaktním výměníku zhotoveném z polypropylenu. Jedná se o protiproudý výměník typu voda-vzduch. V první části práce byla pozornost věnována jevům popisujícím proudění, pokud výměník slouží pro ohřev vzduchu. Celý výměník se skládal z 250 paralelních desek mezi nimiž byla mezera 0,8 mm. Každá deska měla rozměry 225x20x0,6 mm. Celková teplosměnná plocha byla 184,7 m². Během experimentů se vyhodnocoval hmotnostní či objemový tok obou médií, jejich teplota na význačných místech a tlak. Veškeré hodnoty byly strojově zaznamenávány a následně vyhodnoceny. Hodnota tepelného toku se vypočítávala za pomoci kalorimetrické rovnice. K predikování výsledků proudění byl využit ANSYS FLUENT ve verzi 12.0, který byl doplněn o řadu autorem dopsaných funkcí, např. konduktivita, hustota, viskozita a specifické teplo každé látky byly definovány jako funkce teploty. Byl vytvořen model s využitím geometrické symetrie modelu a periodických okrajových podmínek. Autor provedl test nezávislosti výpočetní sítě na získaném řešení a dospěl k závěru, že výpočetní síť musí obsahovat minimálně 460 000 prvků sítě, aby bylo řešení nezávislé na výpočetní síti. Rezidua pro řešené rovnice byla nastavena na $1\cdot 10^{-3}$ a pro energetickou rovnici na $1\cdot 10^{-6}$. Pro výpočet byl vzhledem k nízkému Reynoldsovu číslu použit laminární model. Rozdíl ve výpočtech mezi prvním a druhým řádem přesnosti modelů byl malý, pouze 0,024 %.

Z nestacionárních simulací vyplývá, že k dosažení stacionárního stavu ve výměníku dochází po 1 500 sekundách. Data získaná z výpočetního software byla porovnávána s výsledky experimentů při různých teplotách a rychlostech proudění médií. Bylo konstatováno, že vytvořené modely podávají výbornou přesnost s experimenty a byly prohlášeny za aplikovatelné pro praktické využití. V druhé části práce se autor zabývá kondenzací atmosférické vlhkosti ve výměníku. Zde již nedošlo k porovnání s vlastními experimenty autora, ale pouze k porovnání výsledků s experimenty jiných autorů, kteří je prezentovali v odborných člancích. Autor ve vytvořeném kondenzačním modelu uvažuje blánovou (filmovou) kondenzaci vodní páry a práce obsahuje matematický model kondenzace i proudění. Byla nalezena dobrá shoda výsledků predikčního modelu a referenčních článků. Důležitým zjištěním je, že při popisu kondenzace nelze použít jednoduchý model výměníku, jelikož teplota teplosměnných ploch ani tepelný tok na těchto plochách nelze uvažovat jako konstanty. Autor prezentuje výsledky modelů, které měly jako okrajové podmínky zadání konstantní hodnotu tepelného toku a konstatuje, že jsou porovnatelné s experimenty, přičemž si je vědom zjednodušení a nepřesnosti, které tato metoda přináší. Autor se zaměřoval na tepelné výměníky zhotovené z polypropylenu, protože dosahují excelentních charakteristik při přenosu tepla, jsou snadno vyrobitelné i opravitelné, jsou lehké a výborně odolávají korozi i usazování nečistot v porovnání s hliníkovými výměníky. Mají ovšem nižší tepelnou vodivost. Z rešerše literatury vyplývá, že výměníky z polymerů se v praxi osvědčily a mohou být nasazovány i v budoucnu, přičemž dosahují porovnatelných hodnot tepelných toků s výměníky zhotovených z neželezných kovů. Závěrem autor dodává, že pro detailnější studium a dosažení přesnějších výsledků je nutné vymodelovat celý výměník v třidimenzionálním prostoru a vyhnout se zjednodušením ve dvoudimenzionálním prostoru.

Ugurlubilek v [70] prezentuje postup výpočtu pro stanovení hodnoty koeficientu přestupu tepla mezi vnějším povrchem vodou chlazené hliníkové trubky a jejím okolím. Proudění bylo uvažováno jako stacionární s turbulentní proudící vody v trubce. Teplota vody na vstupu do výpočetní oblasti byla vždy 303 K a rychlost se měnila od $0,915 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ až do $7,32 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Na výstupní ploše z výpočetní domény byl definován nulový přetlak. Vnější prostředí trubky tvořila sytá pára o teplotě 328 K a cílem práce bylo stanovit výraz popisující koeficient přestupu tepla z vnějšího povrchu trubky do prostředí s touto sytou parou, který má přímou souvislost s množstvím vytvořeného kondenzátu. Průměr trubky byl 20 mm a délka 1 metr. Výpočetní síť byla dvoudimenzionální s celkem 41 041 prvky,

kteře respektovaly stěnové funkce proudění a byla vymodelována pouze polovina trubky. Reynoldsovo číslo při proudění vody na vstupní ploše bylo od 28 000 do 230 00. Pro zvýšení přesnosti byly výpočty programu FLUENT rozšířeny o uživatelsky napsané funkce. Turbulentním modelem byl standardní κ - ϵ model. Konvergenční kritéria pro výpočet byla u všech veličin $1 \cdot 10^{-3}$ a turbulence vody na vstupu byla 5 %. Práce zohledňuje také vliv koeficientu tření a Nusseltovo číslo. Autor předpokládal filmovou kondenzaci rovnoměrně rozprostřenou po celém povrchu trubky. V práci jsou prezentovány výsledky pro případ proudění, kdy bylo Reynoldsovo číslo na vstupu rovno 57 000. V tomto případě bylo numericky spočítáno, že přírůstek kondenzátu je za daných podmínek $0,00317 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$, teplota vnějšího povrchu trubky 316,9 K a koeficient přestupu tepla $10\,984,1 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$. Práce obsahuje obecnou rovnici pro výpočet množství kondenzátu jako funkci koeficientu přestupu tepla, teplosměnné plochy, rozdílu teplot proudících médií a korigovaného latentního tepla, které je funkcí Jacobsova čísla. Výsledky výpočtů byly validovány s nalezenými experimentálními daty, přičemž byla zjištěna výborná shoda výsledků těchto rozdílných metod.

Volchkov [71] ve své práci vysvětluje skutečnost, že přestup hmoty a tepla přes mezní vrstvu vyvolává nerovnoměrnou distribuci teploty a koncentrace složek v této vrstvě, a tudíž dochází k variacím Prandtlova, Schmidtova a Lewisova čísla. Práce popisuje jevy v mezní vrstvě při kondenzaci páry a pro vybrané příklady stanovuje vzájemnou souvislost zmíněných podobnostních čísel s Reynoldsovým číslem. V teoretické rovině popisuje matematické rovnice při proudění vlhkého vzduchu kanálem. Součástí je také schéma znázorňující složky celkového tepelného toku mezi látkami a jejich vzájemná souvislost. Ta je prezentována na vybraném příkladu proudění kanálem při použití turbulentního modelu κ - ϵ . Celá práce je psaná v teoretické rovině s validací dat nalezených experimentů od jiných autorů.

Grooten [72] se ve své práci zabývá popisem experimentu a validací získaných dat z vytvořeného zařízení, které vytváří přehřátou páru a míchá ji s okolním vzduchem. Takto vytvořený vlhký vzduch proudí dlouhým potrubím pro homogenizaci proudění a následně je ochlazován ve výměníku vytvořeném z polyvinylidenfluoridu. Nejzajímavější část experimentu obsahuje mechanismus, který pohybuje s deskami výměníku pro účely zachycení růstu kapiček kondenzátu vysokorychlostní a infračervenou kamerou. Po zachycení a zpracování snímků dochází za pomoci silikonové struny ke stírání kondenzátu ze stěn výměníku. Po celou dobu se velice přesně monitoruje

průběh teplot, relativní vlhkosti, průtoku chladiva a přírůstek kondenzátu. Práce detailně popisuje vytvořenou aparaturu včetně typů i umístění jednotlivých čidel. Cílem celé práce je kvantifikovat vytváření, růst a hmotnost nukleárních zárodků kondenzátu na stěnách výměníku. Nejdůležitějším závěrem celé práce je zjištění, že růst kapiček probíhá podle mocninného zákona, kdy mocněncem je čas expozice a mocnitelem je hmotnostní podíl vodní páry ve vlhkém vzduchu. Neméně důležitým závěrem je, že celkový odpor přenosu tepla klesá se zvyšováním frekvence odstraňování kapiček.

Liu se svými kolegy v [73] prezentují výsledky proudění vlhkého vzduchu ve zmenšené experimentální místnosti tvořené z polyvinylchloridu. Tento prostor na definovaných místech obsahuje vstup vlhkého vzduchu dovnitř místnosti i jeho odsávání. Byl vytvořen počítačový program predikující proudění vzduchu a kondenzaci vlhkosti. Paralelně s výpočty byl prováděn také experiment za účelem ověření numericky získaných dat v definovaných bodech prostoru. Lze konstatovat, že program i experiment podávaly téměř shodné výsledky pro rozložení teploty a vlhkosti. Jelikož nebylo experimentálně zjišťováno rozložení kondenzátu, tak bylo na základě zkušeností autorů a výsledků z proudění předpokládáno, že výpočetní software predikoval toto rozložení korektně. Výpočetní doména měřila 1 210 x 1 220 x 1 500 mm a obsahovala celkem 71 487 výpočetních buněk. Pro výpočet byl použit turbulentní model κ - ϵ , numerické schéma QUICK a byla provedena stacionární i nestacionární část výpočtu. Autoři vyslovili závěr, že zvýšením frekvence ventilace prostoru lze značně snížit tvorbu kondenzátu ve zkoumaném prostoru, přičemž vycházeli z výsledků, kdy došlo k otočení směru proudění.

Karkoszka ve své disertační práci [74] podrobně představuje matematické a fyzikální modely pro kondenzaci vlhkosti nejen na stěnách. Zaměřuje se na volnou i nucenou konvekci na vodorovných i svislých plochách, numerická schémata, transformační matice a definice okrajových podmínek. Práce podrobně představuje jak kondenzaci na stěnách, tak interakci tekutého kondenzátu s okolním proudícím médiem i spontánní kondenzaci v přesycených roztocích. Celá práce vychází z podrobného studia obsáhlé literatury a autor zde také prezentuje svoje výsledky pro vybrané případy výpočtů přestupu tepla v jaderných reaktorech. Některé výsledky berou do úvahy také přítomnost hélia.

Mortensen a jeho tým v [75] studovali rozložení teplotního, rychlostního a vlhkostního pole v místnosti krychlového tvaru, která v jednom rohu měla skříň. Cílem práce je určit vzájemnou závislost vstupních parametrů a predikovat změnu relativní vlhkosti nejen za touto skříní pro definované podmínky. Kvůli nutnosti predikovat přestup vlhkosti ze stěn,

byly tyto vymodelovány jako nepevná tělesa, čímž bylo umožněno specifikovat přestup vlhkosti mezi vnějším a vnitřním prostředím. Místnost měla tvar krychle s délkou hrany 2 metry a obsahovala vstupní a výstupní otvory v protilehlých stranách. Výpočetní síť byla nestrukturovaná, v první fázi výpočtů obsahovala 1 000 000 tetrahedrálních elementů a po zjemnění v oblasti za skříní narostl počet buněk o 20 %. Výpočet byl třídímenzionální, doplněn o stěnové funkce a vliv gravitace. Turbulentním modelem byl realizable κ - ϵ . Celá práce byla řešena pouze v teoretické rovině bez přestupu tepla a bez ověření dat pomocí experimentu. Nejdůležitějším poznatkem práce je, že v prostoru mezi stěnou a skříní je ve většině zkoumaných případů vlhkost o 3 % vyšší než ve zbytku místnosti. Tento rozdíl není z krátkodobého hlediska podstatný, ale při dlouhodobé expozici společně s malými rychlostmi proudění může vytvářet prostředí, ve kterém lze pozorovat zvýšený výskyt zdraví nepříznivého mikroklimatu, např. plísní. Tento fakt je podpořen skutečností, že lze na zadních stranách nábytku pozorovat dlouhodobé účinky působení takového prostředí. Zároveň bylo vypořádáno, že největší vliv na finální rozložení vlhkosti, rychlosti a teploty v celém prostoru mají parametry vzduchu, který do místnosti vstupuje.

Parihar se v [76] zabývá matematickým popisem kondenzace. Práce nejprve definuje filmovou a kapičkovou kondenzaci, přičemž zohledňuje řádově rozdílné hodnoty koeficientů přenosu tepla pro tyto dva případy. Hlavní zaměření je na kapičkovou kondenzaci a u té stanovuje parametry povrchu, které ovlivňují mechanismus kondenzace. Pro kapičkovou kondenzaci bylo vypořádáno, že její tvorbu podporuje, pokud je povrch z organického materiálu, nebo obsahuje povrchovou vrstvu ze speciálního materiálu, nebo je na kondenzačním povrchu nanesen polymer či je povrch vyleštěný. Práce také v teoretické rovině řeší efekt drsnosti povrchu, přičemž stanovuje, že koeficient přenosu tepla klesá s rostoucí absolutní drsností povrchu. Součástí jsou také prezentované rovnice, jejichž pomocí lze stanovit koeficient přenosu tepla včetně vysvětlení postupu výpočtu. Dle autorů koeficient přestupu tepla při kapičkové kondenzaci klesá s tím, jak se zvyšuje tloušťka povrchové vrstvy materiálu naneseného na kondenzačním povrchu. V práci byl také zmíněn vliv chemického složení vlhkého vzduchu, jelikož nukleační zárodky slouží jako prvotní zdroj pro vytvoření nejmenších kapiček kondenzátu.

Deponti v [77] rozebírá problematiku kondenzace atmosférické vlhkosti v předních světlech automobilu. Nejprve popisuje obecný princip funkce světel, jejich technických

částí i faktory, které je nutné zahrnout do výpočtu. Mezi ty patří vysoká teplota a nízké rychlosti proudění vzduchu. Práce popisuje testovací zařízení, které bylo použito za účelem testování světlometů, jehož hlavní částí je komora s přesně řízeným teplotním, rychlostním a vlhkostním polem. To umožňuje zapnutý světlomet vystavit reálným podmínkám vznikajícím při provozu vozidla v dešti či za vysokých rychlostí, ale také teple od motoru. Proudění vzduchu ve světlometu je vždy laminární a je nutné zahrnout nejen vysoké teploty a přenos tepla mezi pevnými povrchy, ale i proudící vzduch, radiační absorpci, emisi a reflexi. Test se skládal ze tří na sebe navazujících částí. Nejprve musí dojít k vychlazení celé komory včetně světlometu, poté se světlomet zapne a po určité době se na něj začnou stříkat kapičky vody různou rychlostí z odlišných úhlů. Jako poslední krok testu se vypne zdroj vody a do určité doby musí dojít k odstranění kondenzátu ze světlometu přirozenou konvekci. Celý proces je neustále kontrolován termokamerou. Numerická simulace byla provedena v programu ANSYS CFX a výpočetní síť obsahovala 1 750 000 elementů zahrnující pevná tělesa i prostory proudění vlhkého vzduchu. K výpočtu byl využit server s 32 procesory a výpočet trval 12 dní. Z výsledků experimentu i numeriky bylo shodně vypořizováno, že se kondenzát tvoří na vnějších stranách světlometů v místech, kde je nejnižší rychlost proudění i teplota. Citlivostní analýzy prokázaly, že výsledky numerické simulace silně závisí na počátečních i okrajových podmínkách. Z historie provedených výpočtů vyplývá, že pro tento konkrétní technický problém je zapotřebí kvalitní síť a velmi výkonný počítač. Výhodou numerických simulací je fakt, že množství kondenzátu lze kvantifikovat. To při experimentu bohužel není možné a množství se zjišťuje pouze vizuálně.

Ambrosini s kolegy [78] vymysleli dva testovací příklady na proudění s kondenzací, a tyto nechali spočítat různými vědci na 10 akademických pracovištích v Evropě. Práce popisuje zadání pro řešitelské týmy a také jejich výsledky. Prvním úkolem bylo určit kondenzaci na isothermní vertikální stěně, podél které proudil vlhký vzduch o různých rychlostních, teplotních a vlhkostních hodnotách pro každý výpočet. Týmy měly stanovit závislost Sherwoodova čísla na hmotnostním toku vzduchu. Práce popisuje turbulentní modely a částečně i okrajové podmínky, které jednotlivé týmy použily. Zde byl patrný rozdílný přístup ke stejnému problému i různé použité komerční i specializované výpočetní programy. Druhý úkol taktéž obsahoval výpočet kondenzátu, ale ve třídímenzionálním prostoru, přičemž byla vybrána střední rovina, na které byly dodány výsledky teplot a tepelných toků. Řešitelské týmy měly za úkol nastavit svůj výpočet tak,

aby se co nejvíce přiblížily datům z realizovaného experimentu. Ten obsahoval desku, která byla z jedné strany chlazená proudící studenou vodou a z druhé strany proudil vlhký vzduch v opačném směru než hladící voda. Při tomto úkolu bylo vypořádováno, že naprostá většina řešitelských týmů predikovala menší hodnotu kondenzátu, než byla reálná hodnota z experimentu. Trend průběhu teplot na desce byl stanoven ve všech případech správně, avšak celkově byly hodnoty opět nižší než naměřené. Bylo shledáno, že týmy měly obtíže s definicí problému, jelikož hodně z nich muselo jejich výpočetní softwary rozšiřovat o speciálně pro tento případ vytvořenými kódy. Pověstinou tedy využívaly podobnosti mezi přenosem tepla a hmoty mezi látkami. Byla vypořádována silná závislost kvality výsledků na použitém turbulentním modelu.

2.4.2 Shrnutí poznatků

Tato kapitola popisuje nejdůležitější poznatky z nalezených relevantních článků a publikací ke kondenzaci atmosférické vlhkosti. Lze konstatovat, že je všeobecně složitější nalézt kvalitní studijní materiály ke kondenzaci, protože většina akademických prací je zaměřena na vytápění prostoru. Pro prvotní výpočty proto použili modely, které obsahovaly určitá zjednodušení. S tímto nastavením dosahovali různých výsledků při kvantifikaci kondenzátu. V pracích se vzácně vyskytuje seznam parametrů, které mají přímý či nepřímý vliv na tvorbu kondenzátu jako např. složení vlhkého vzduchu, materiál, drsnost povrchu, rychlost proudění, teplotní difference vzduchu od rosného bodu, rozložení teplotního toku na kondenzační ploše, prostorovost výpočetní domény nebo i zpětné odpařování kondenzátu. Různé řešitelské týmy si proto vyvinuli vlastní zdrojový kód, který implementovali do výpočetního software. To ovšem vytváří nepřehlednou situaci, protože je velmi složité vzájemně porovnávat jejich výsledky. Tyto programy jsou povětšinou určeny pouze pro vybraný případ s úzkým okruhem parametrů, a tudíž existuje možnost, že byly naprogramovány k dosažení přesných výsledků pro konkrétní aplikace. Východisko z této situace nabízí využití jednoho programu, který v sobě již má implementovaný kondenzační model proudící tekutiny. Tímto programem je např. komerční software ANSYS CFX [79].

2.5 Matematický model turbulentního proudění

V této podkapitole se bude uvažovat pouze s turbulentním prouděním média výměníkem bez kondenzace, která je popsána až v následující kapitole. Vzorce jsou převzaty z [80] a

[81]. Stejně tak jako při všech výpočtech proudění i zde musí platit základní zákony zachování hmotnosti, hybnosti a energie. Zákon zachování hmotnosti neboli rovnice kontinuity, bude mít tvar dle (83). Zákon zachování hybnosti je Navier-Stokesova rovnice a má tvar dle (84).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \mathbf{u}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (83)$$

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \mathbf{u}_i \mathbf{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + f_i \quad (84)$$

Levá strana (84) značí celkové zrychlení částice tekutiny. První člen její pravé strany je tlaková síla, druhý člen je třecí síla a poslední člen je objemová síla, což může být např. tíhová síla nebo tepelný vztlak. Tenzor vazkových napětí pro newtonovskou tekutinu se určí dle (85), kde μ značí dynamickou smykovou vazkost, ζ objemovou vazkost (vliv objemových dilatací) a δ_{ij} značí Kroneckerův tenzor.

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial \mathbf{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \mathbf{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \mathbf{u}_k}{\partial x_k} \right) + \zeta \delta_{ij} \frac{\partial \mathbf{u}_k}{\partial x_k} \quad (85)$$

Zákon zachování energie lze vyjádřit (86). Levá strana v ní značí celkovou změnu entalpie. První dva členy pravé strany tvoří práci tlakových sil. Třetí člen značí disipační funkci vyjadřující disipaci energie vlivem vazkosti. Poslední člen na pravé straně je Fourierův zákon vyjadřující tok tepla (87) v němž λ značí součinitel tepelné vodivosti.

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho h \mathbf{u}_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial p}{\partial t} + \mathbf{u}_j \frac{\partial p}{\partial x_j} + \tau_{ij} \frac{\partial \mathbf{u}_i}{\partial x_j} - \frac{\partial \mathbf{q}_j}{\partial x_j} \quad (86)$$

$$\mathbf{q}_j = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \quad (87)$$

Vzhledem k charakteru výpočetní oblasti v tepelném výměníku bylo po diskusi s ostatními akademiky vyhodnoceno, že situaci ve zkoumaném výměníku by mohl dostatečně přesně popisovat turbulentní model $k-\omega$ SST (Shear Stress Transport), který je robustnější a přesnější než $k-\epsilon$. Jeho přidanou hodnotou je schopnost počítat proudění u stěny modelem pro nízká Reynoldsova čísla, přičemž pro toto vyžaduje výpočetní síť s hodnotou $y^+ < 2$. V něm se pro výpočet transportní rovnice pro turbulentní kinetickou energii používá (88). Vodorovná čára nad symbolem veličiny značí její konvenčně středovanou hodnotu a vlnovka nad symbolem veličiny značí její hmotnostně

podmíněnou středovanou hodnotu (Favreho středování). Pro výpočet transportní rovnice pro měrnou rychlost disipace (frekvence turbulence) se použije rovnice (89).

$$\frac{\partial(\bar{\rho}k)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{u}_j k)}{\partial x_j} = p_k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma^* \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \beta^* \bar{\rho} k \omega \quad (88)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{u}_j \omega)}{\partial x_j} = \gamma \frac{\omega}{k} p_k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] - \beta \bar{\rho} \omega^2 + [C_D] \quad (89)$$

Přičemž tento model používá výraz (90) a následující konstanty:

Označení	Hodnota	Označení	Hodnota
β^*	0,09	σ^*, σ	0,5
β_1	0,075	κ	0,41

$$\gamma = \frac{\beta_1}{\beta^*} - \frac{\sigma \kappa^2}{\sqrt{\beta^*}} \quad (90)$$

Turbulentní viskozita se určí dle (91). Model ze své definice nadhodnocuje viskozitu vírů, a proto se zavádí omezení (tzv. limiter) funkce k tomuto členu. Popisuje jej (92) v níž S je invariantní míra rychlosti deformace a F_2 značí přechodovou funkci.

$$\mu_{turb} = \frac{\rho k}{\omega} \quad (91)$$

$$v_{turb} = \frac{a_1 k}{\max(a_1, \omega, SF_2)} = \frac{\mu_{turb}}{\rho} \quad (92)$$

Při výpočtech bude uvažováno s gravitací. Je tedy nutné do (84) na pravou stranu jako přídatný zdroj implementovat (93). Tím pádem dojde k přepsání výpočtu absolutního tlaku, od kterého se odvíjí celá řada dalších výpočtů. Nová rovnice má tvar dle (94).

$$S_{M,grav} = (\rho - \rho_{ref})g \quad (93)$$

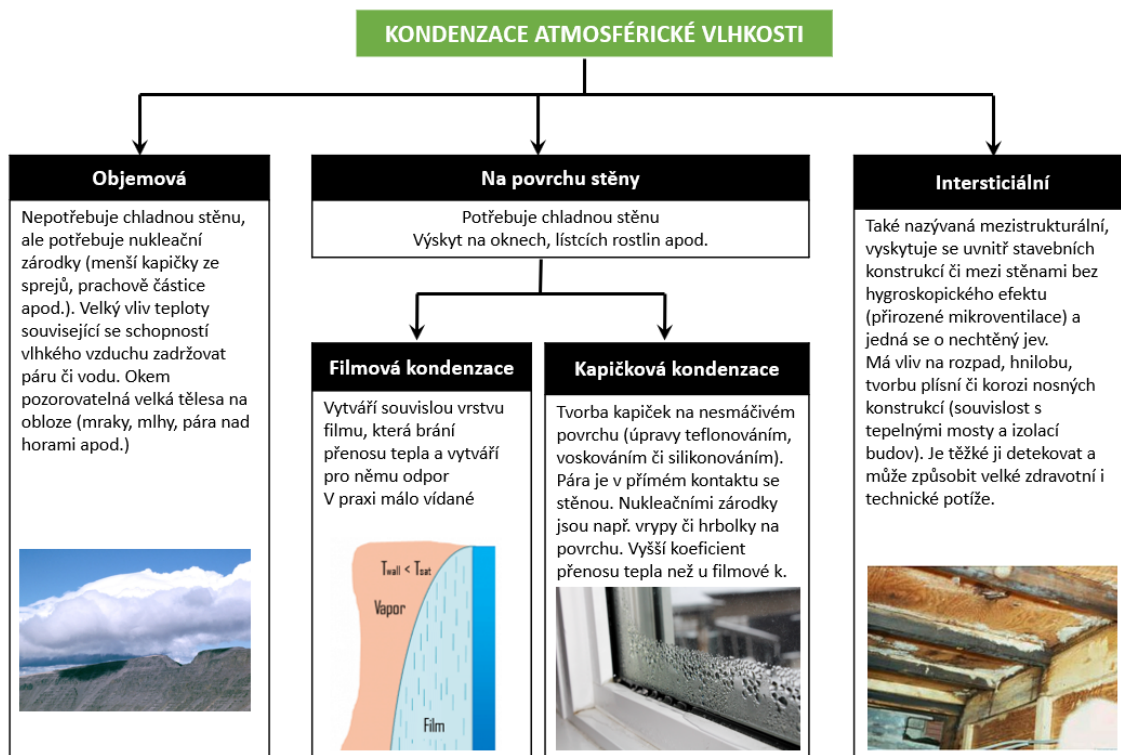
$$p_{abs} = p + p_{ref} + \rho_{ref} \mathbf{g}(\mathbf{r} - \mathbf{r}_{ref}) \quad (94)$$

V postprocessingu bude nutné kontrolovat hodnotu y^+ u výpočtových sítí. Ta je definována (95), v níž Δn značí vzdálenost mezi prvním a druhým bodem sítě od stěny.

$$y^+ = \frac{\sqrt{\frac{\tau_\omega}{\rho}} \Delta n}{v} \quad (95)$$

2.6 Matematický model kondenzace

Graf 2 představuje základní rozdělení možných mechanismů kondenzace vodní páry včetně stručného uvedení jejich charakteristik. Tyto základní skupiny se liší principem vzniku kondenzátu a také intenzitou přenosu tepla, jejíž přesná kvantifikace je důležitá pro potřeby průmyslu. Cílem této podkapitoly je detailněji popsat představené skupiny.



Graf 2: Mechanismy kondenzace

Pro účely této práce se předpokládá, že kondenzace na stěně bude hrát dominantní roli v přenosu tepla včetně tvorby kondenzátu a kondenzace v objemu je zanedbatelná, ale je nutné o ní vědět [82]. Podle charakteru proudění a vlastností povrchu stěny na ni může docházet buď k filmové nebo ke kapičkové kondenzaci. Toto rozdělení je zcela zásadní pro stanovení správného součinitele přestupu tepla, který se může lišit i o několik řádů. Matematický model kondenzace uvedený v této podkapitole je platný pro stlačitelné i nestlačitelné proudění směsi suchého vzduchu a vodní páry v kombinaci s nekondenzujícími plyny. Lokální hmotnostní zlomky jednotlivých složek jsou predikovány pomocí konvekčně-difuzní rovnice (96).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_{ha}x_i) + \nabla(\rho_{ha}\mathbf{u}_{ha}x_i) = -\nabla J_i + S_i \quad (96)$$

Tuto rovnici lze řešit pro $(n-1)$ složek, kde n je celkový počet složek obsažených v systému. Jelikož součet hmotnostních zlomků všech složek musí být roven jedné, tak n -tý hmotnostní zlomek se určí jako jedna minus suma všech $(n-1)$ řešených rovnic. V (96) se předpokládá, že n -tou složkou směsi je vzduch a tak se použije pro výpočet vodní páry. Pokud směs obsahuje další nekondenzující složky, tak jejich hmotnostní zlomek se také určí pomocí též rovnice.

Literatura [79] představuje výsledky testů vybraných CFD programů zaměřené na jejich schopnost predikce kondenzace vzdušné vlhkosti na stěně. Bylo zjištěno, že některé CFD programy nemají ve svých jádrech implementovány výpočty s kondenzací a změnou fáze látek. V tomto případě je řešením vytvořit vlastní program či funkci s potřebnými rovnicemi a následně je implementovat do výpočetního jádra konkrétního programu. Tato varianta je upřednostňována mnohými akademiky, jejichž práce jsou uvedeny v kapitole 2.4.1 této práce. Společným znakem jejich výsledků je excelentní shoda buď s vlastními experimenty nebo s teoretickými rovnicemi kondenzace. Vytvořené programy měly omezený rozsah použití a byly spíše určeny na konkrétní úlohy. Ve stejném zdroji byla nalezena méně početná skupina CFD programů, které již model kondenzace mají zahrnutý ve svých výpočetních jádrech. Jedním z takovýchto programů je komerčně využívaný ANSYS CFX. Ten byl vybrán pro účely této práce pro svou rozšířenost v technické praxi a dostupnost podkladů odhalujících implementované rovnice pro širokou škálu použitelných modelů.

Aby program ANSYS CFX mohl počítat s kondenzačním modelem a fázovou přeměnou látek, je nutné v modelu definovat dva nové materiály. Prvním z nich je směs o proměnném vzájemném poměru složek, v této práci se jedná o suchý vzduch s vodní párou. V terminologii ANSYS CFX se takovýto vzájemný stav označuje názvem „Variable Composition Mixture“. Druhý materiál definuje fázovou změnu látky, tedy kondenzaci vodní páry na tekutý kondenzát. V terminologii ANSYS CFX se takovýto stav označuje názvem „Homogeneous Binary Mixture“ a tím se zcela jasně stanoví, která látka ze směsi je kondenzující. Po tomto nastavení je teprve možné definovat kondenzační plochy, což mohou být stěny nebo rozhraní mezi proudícími látkami a pevnými stěnami. Pokud je jejich teplota rovna nebo je nižší než definovaný rosný bod, pak na těchto plochách model predikuje vznik kondenzátu do formy tenkého filmu na stěně. Toto nastavení předpokládá, že hlavní odpor přenosu tepla je způsoben gradientem koncentrace kondenzační složky na stěně a že vytvořený film na stěně je dostatečně tenký

a jeho příspěvek k celkovému odporu při přenosu tepla je zanedbatelný. Kondenzace je modelována jako pokles hmotnostního toku kondenzační složky z proudícího média na stěnách. Proudění ve vytvořeném tenkém filmu není modelováno [80]. Z výše uvedeného vyplývá, že ANSYS CFX umí řešit filmovou kondenzaci na definovaných plochách, ale neumí na nich řešit kapičkovou kondenzaci.

2.6.1 Kondenzace na stěně – obecný popis rovnic

V každém okamžiku při proudění musí platit základní zákony zachování hmoty, kinetické energie a energie pro všechny složky směsi, tj. pro vodní páru, kondenzát, suchý vzduch a případně také pro další plyny obsažené ve vlhkém vzduchu.

Kondenzace na stěně je počítána z difuze vodní páry přes vrstvu nekondenzujícího plynu blízko stěny. Difuzní koeficient je stanoven z kinetické teorie plynů. Difuzní tok vodní páry ke stěně přes vrstvu nekondenzujícího plynu je stanoven z Fickova zákona dle (97). V ní se uvažuje hodnota turbulentního Schmidtova čísla rovna 0,7. Celkový tok vodní páry ke stěně je roven součtu difuzního a konvektivního toku podle (98).

$$\vec{J}_{v,w,dif} = -\left(\rho_{ha}D_{v,ha} + \frac{\eta_{turb}}{Sc_{turb}}\right)\nabla x_v \quad (97)$$

$$\vec{J}_{v,w} = \vec{J}_{v,w,dif} + \rho_{ha}\mathbf{u}_{ha}x_v \quad (98)$$

Tepelný tok při kondenzaci na stěně vztažený na objem sousední buňky tekutiny se určí dle (99). V ní A_{bu} značí plochu, kterou zabírá výpočetní buňka na kondenzační ploše ve styku s výpočetní buňkou tekutiny. Při kondenzaci se ve výpočetní buňce zmenšuje hmotnostní zlomek vodní páry a zvyšuje se gradient hmotnostního zlomeku páry. Toto vede k difuzi páry z vnější buňky do buňky v blízkosti stěny. Ve stejném čase s klesajícím hmotnostním zlomkem klesá také parciální tlak páry, což vede k poklesu přestupu tepla při kondenzaci. Při kondenzaci na stěně je dominantní kondenzační tepelný tok a citelné teplo hraje pouze minoritní roli. Koeficient citelného tepla je funkcí teploty stěny. Celkový přestup tepla se skládá z (99) a citelného tepla a pro filmovou kondenzaci se určí dle rovnice (100) s využitím tloušťky kondenzačního filmu. Lze jej také nazvat jako teplotní odpor kondenzačního filmu.

$$Q_{w,kond} = \frac{A_{bu}}{V_{bu}}\alpha_{w,kond}(T_{sv} - T_w) \quad (99)$$

$$\alpha_{w,kond} = \frac{k_v}{\chi} \quad (100)$$

Zdrojový člen pro tvorbu páry se určí dle (101) a použije se v rovnici kontinuity. Zdrojový člen do rovnice hybnosti udává (102). Analogicky lze použít vzorce pro turbulentní kinetickou energii a disipaci. Zdrojový člen v energetické rovnici pro tekutinu určuje (103).

$$S_v = -\frac{Q_v + Q_{W,kond}}{l} \leq 0 \quad (101)$$

$$S_{\rho,v} = S_v \mathbf{u} \quad (102)$$

$$S_{h,tek} = Q_v + S_v h_v \quad (103)$$

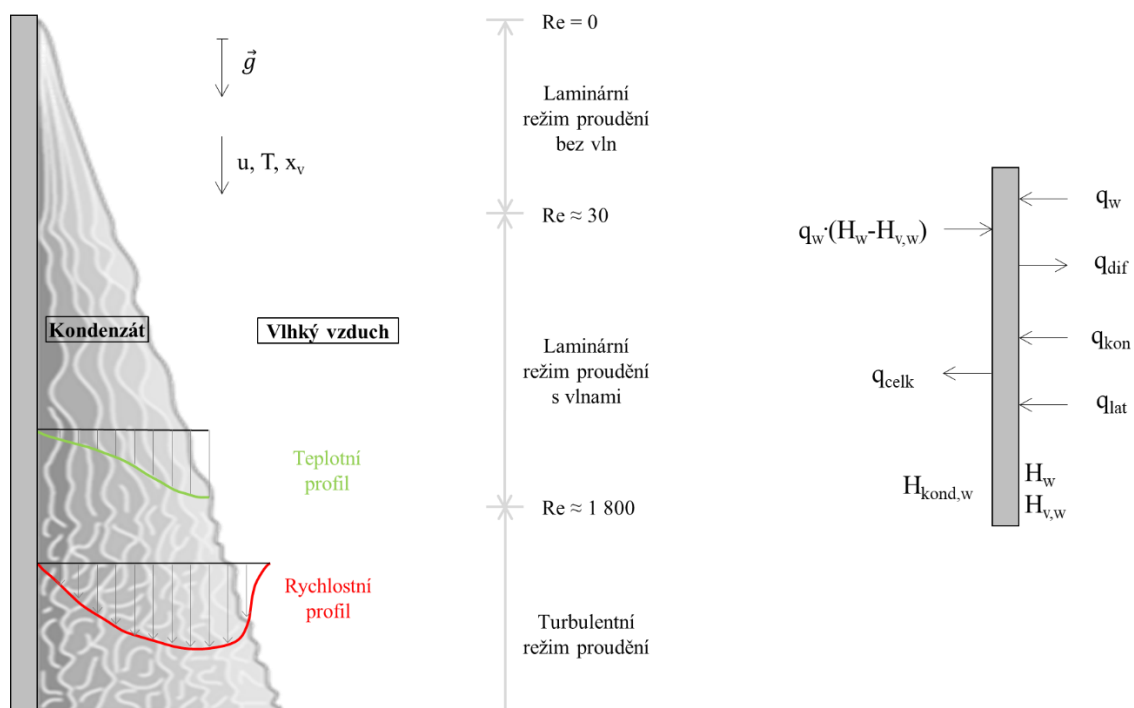
2.6.2 Filmová kondenzace

V případě, kdy svisle orientovaná deska má povrchovou teplotu nižší, než je teplota rosného bodu vlhkého vzduchu. Ten proudí podél desky vertikálně shora dolů, čímž dochází ke kondenzaci vlhkosti obsažené ve vzduchu. Kondenzát vzniká na svislé stěně a tloušťka vytvořeného filmu se postupně zvětšuje. Při tomto charakteru proudění vzniklá bariéra filmu kondenzátu brání tepelné výměně mezi vlhkým vzduchem a chladným povrchem stěny a tím pádem také brání další difuzi vodní páry. Z tohoto důvodu také vzájemně souvisí přenos tepla a hmoty, které dohromady popisují komplexní probíhající proces. Aby ten byl plně pochopen, tak je nutné adekvátně pochopit souvislosti mezi prouděním, energií a difuzními rovnicemi. Jedním z klíčových bodů problematiky je určení, zda lze využít analogie mezi přenosem tepla a hmoty ke složitějším výpočtům. Na základě celé řady provedených experimentů a vyhodnocení nebylo dosud v akademické sféře jednoznačně schváleno, zda lze této analogie použít, či nikoliv [71]. Některé práce nicméně indikují, že pro případ kondenzace atmosférické vlhkosti na chlazené vertikální stěně lze využít podobnosti mezi Sherwoodovým a Nusseltovým číslem vypočítaného z konvektivního členu celkového přestupu tepla stěnou. Důsledkem popsanych vlivů dochází k nerovnoměrnému rozložení teplot a koncentrací jednotlivých složek v mezní vrstvě, což vyvolá oscilace Prandtlova, Schmidtova a Lewisova čísla. Jak se zdá, tak tyto efekty je těžké popsat integrálními počty, a tedy jako jediné možné východisko se jeví vyřešit kompletní soustavu diferenciálních rovnic pro energii a difuzi v mezní vrstvě. Podrobnější informace o Schmidtově a Sherwoodově čísle jsou uvedeny v příloze B této práce.

Se zvyšující se teplotou vlhkého vzduchu roste koncentrace vodní páry až do mezi nasycení a koncentrace vzduchu klesá. V tomto případě se problém přenosu tepla a hmoty

redukuje na prakticky významnou část kondenzace vodní páry za přítomnosti nekondenzujících nečistoty ve směsi.

Vznik a růst mezní vrstvy kondenzátu je znázorněn na obrázku 4 vlevo. Na stejném obrázku vpravo jsou schematicky znázorněny tepelné toky u vertikální stěny.



Obrázek 4: Mezní vrstva filmové kondenzace [96]

Přestup tepla kondukcí lze určit dle (104), což je Fourierův zákon, a difuzi dle (105).

$$q_{kon} = -k \frac{\partial T}{\partial y} \quad (104)$$

$$q_{dif} = \sum q_i H_i \quad (105)$$

Totální entalpie z (105) se určí algebraickým součtem formační entalpie a součinu měrné tepelné kapacity za konstantního tlaku s termodynamickou teplotou. Celkový tepelný tok je dán součtem termální kondukce a difuze podle (106).

$$q_{celk} = -k \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_w + q_w (H_{v,w} - H_w) \quad (106)$$

Tepelná rovnováha na stěně je dána (107) podle schématu zachování tepelné energie. Člen na levé straně (107) je celkový tepelný tok odebraný ze stěny a poslední člen na pravé straně je celková entalpie zkondenzované tekutiny.

$$q_w = q_{celk} + q_w(H_w - H_{kond,w}) \quad (107)$$

Kombinací (106) a (107) vznikne (108) zahrnující teplo potřebné ke změně fáze vodní páry na kapalinu. Proto hustota teplotního toku odebraného ze stěny při kondenzaci může být určena jako suma konvektivního členu a tepelné energie nutné na změnu skupenství vodní páry.

$$q_w = -\left(k \frac{\partial T}{\partial y}\right)_w + q_w l \quad (108)$$

Pro laminární proudění lze podobnost či nepodobnost přenosu tepla a hmoty stanovit teoreticky, jelikož formulace problému a jeho řešení nevyžaduje zavedení dodatečné hypotézy nebo zjednodušujících předpokladů. Výpočet si lze také představit jako analogii k výpočtu elektrických odporů.

Filmová kondenzace na stěně pro laminární proudění

Základem bilančních rovnic je stanovení molárního toku nekondenzující složky (109) v mezní vrstvě s využitím molárního konvektivního toku směsi ($J_{mol,ha}$), molárního zlomku složky (X_a), binárního difuzního koeficientu (D_{av}) a molární hustoty směsi ($\rho_{mol,ha}$). Obdobně se určí molární tok kondenzující složky (110).

$$J_{mol,a} = J_{mol,ha}X_a - D_{av}\rho_{mol,ha} \frac{\partial X_a}{\partial y} = 0 \quad (109)$$

$$J_{mol,v} = J_{mol,ha}X_v - D_{av}\rho_{mol,ha} \frac{\partial X_v}{\partial y} \quad (110)$$

Kombinací (109) a (110) včetně dalších úprav lze dospět ke vzorci popisujícímu hmotnostního tok kondenzující složky (111), v němž δ označuje výšku filmu.

$$m_{v,lam} = m_{mol,v}J_{mol,v} = \frac{M_v}{M_{ha}} \frac{D_{av}\rho_{ha}}{\delta} \ln\left(\frac{1 - X_v(\delta)}{1 - X_v(0)}\right) \quad (111)$$

Molární zlomek kondenzační složky na rozhraní pevné stěny a tekutiny je stanoven z předpokladu, že vodní pára je v termální rovnováze s filmem kondenzátu na tomto rozhraní, a proto její parciální tlak je roven jeho saturačnímu tlaku při teplotě na rozhraní. Ve skutečnosti pára na hranici mezní vrstvy může být přesycená mokrá pára nebo mlha. Pouze suchá pára bude formovat koncentrační gradient, který řídí hmotnostní tok vytvořeného kondenzátu. Z tohoto důvodu může být pouze molární zlomek suché páry

použit ke stanovení hmotnostního toku. Toho je docíleno oříznutím molárního zlomku na hranici mezní vrstvy podle (112).

$$X_v(\delta) = \min(X_v(\delta), X_{v,sat}(\delta)) \quad (112)$$

Filmová kondenzace na stěně pro turbulentní proudění

Pro turbulentní proudění je mezní vrstva koncentrací modelována pomocí turbulentních stěnových funkcí. Proto se pro modelování hmotnostních toků v turbulentní mezní vrstvě používá diskrétní verze (109) a (110) užitím turbulentních stěnových funkcí. V (113) a (114) se proto objevují stěnové funkce (index w) a T_M značí koeficient stěny (115).

$$J_{mol,a,w} = J_{mol,ha} X_{a,w} - T_M (X_{a,p} - X_{a,w}) = 0 \quad (113)$$

$$J_{mol,v,w} = J_{mol,ha} X_{v,w} - T_M (X_{a,p} - X_{a,w}) \quad (114)$$

$$T_M = \frac{\rho_{mol,ha} D_{av}}{\delta} \quad (115)$$

Jelikož vícefázový model proudění používá hmotnostní zlomky místo molárních zlomků, tak je výhodnější do finální rovnice hmotnostního toku kondenzační složky (116) použít spíše hmotnostní toky a hmotnostní zlomky než molární toky a molární zlomky.

$$\dot{m}_{v,w,turb} = -T_M \frac{x_{v,p} - x_{v,w}}{1 - x_{v,w}} \quad (116)$$

K tomuto tématu je nutné podotknout, že turbulentní stěnové funkce jsou v CFX možné definovat pouze na těch stěnách, které jsou definované jako „no-slip wall“. Pokud by byly definované stěny jinak, např. „free slip wall“, „specified stress wall“ nebo s okrajovou podmínkou „non-overlap“, tak na těchto stěnách není možné turbulentní stěnové funkce zapnout, a proto na nich není povolena kondenzace.

Přenos tepla při filmové kondenzaci

Na rozhraní mezi pevnou stěnou a tekutinou se předpokládá, že latentní teplo uvolněné při kondenzaci do filmu kondenzátu se absorbuje do pevné stěny na tomto rozhraní. Toto přidává tepelný zdroj na stěnu podle (117), kde „l“ značí latentní teplo.

$$Q = -\dot{m}_{v,w} l \quad (117)$$

V případě definice stěny o neměnné teplotě tato představuje tzv. nekonečný zásobník, na kterém je efekt tepelného zdroje kondenzace zanedbatelný, protože je teplota konstantní.

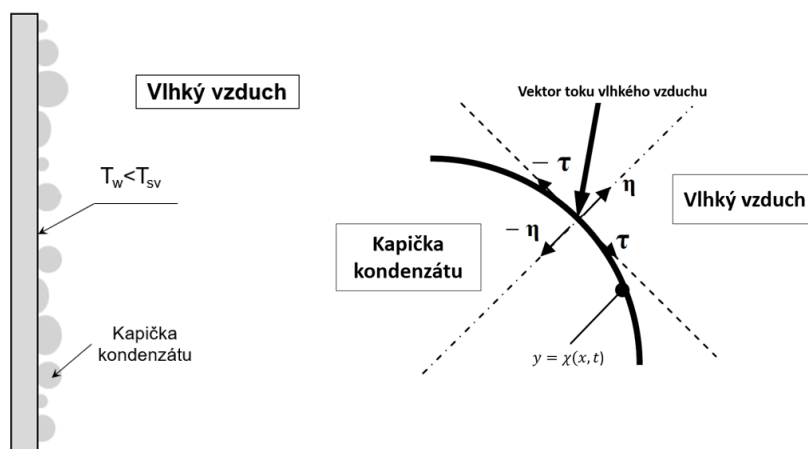
Specifikace sekundárních toků při filmové kondenzaci v CFX

Všeobecně řečeno je nutné vyspecifikovat sekundární toky zdroje energie jako okrajovou podmínku na vstupu. V případě modelu kondenzace na stěně jsou tyto korespondující zdroje energie na výstupu. Implementace v řešiči CFX využívá vestavěných nástrojů pro výpočty zdrojů energie. Všechny sekundární toky jsou počítány pomocí lokálních proměnných, výjimku představuje pouze zdroj energie dělený hmotnostním zlomkem. V důsledku toho jsou pro tento model všechny sekundární zdroje informací automaticky zahrnuty.

V principu je možné definovat i jiné zdroje energie jako okrajové podmínky ke kondenzaci. Je ale důležité prověřit, zda jsou konzistentní s implementovanými možnostmi pro kondenzaci. V používané verzi softwaru ANSYS CFX 18.1 není povoleno na plochách s kondenzací specifikovat ještě jakýkoliv jiný zdroj energie či okrajovou podmínku [80].

2.6.3 Kapičková kondenzace na vertikální stěně

Druhým možným případem je, že se při stejném proudění na desce začnou tvořit jednotlivé kapičky kondenzátu. Tato situace je schematicky znázorněna na obrázku 5, kde je zcela zřejmé, že může docházet k tvorbě různého množství různě velkých kapek, jejichž průměr se pohybuje od mikrometru až do jednotek milimetrů. Na rozdíl od filmové kondenzace zde nedochází k vytvoření vrstvy, která by výrazně měnila hodnotu součinitele přestupu tepla. Proto tento součinitel může při kapičkové kondenzaci být až desetkrát větší než při filmové kondenzaci. Tento případ kondenzace je v technické praxi častější.



Obrázek 5: Kapičková kondenzace na svislé stěně s detailem na rozhraní

Pravá část obrázku 5 zobrazuje rozhraní mezi kapičkou kondenzátu jako tekutou fází a vlhkým vzduchem jako směsí dvou složek. V tomto případě se předpokládá, že je možné matematicky popsat povrch kapičky kondenzátu v závislosti na čase a pozici rovnicí (118). V ní proměnná F značí definovanou funkci závislou na čase a poloze ve dvoudimenzionálním prostoru.

$$F(x, y, t) = y - \chi(x, t) \quad (118)$$

Poté lze rovnice zachování rovnováhy na fázovém rozhraní zjistit pro jednotlivé směry. Tangenciální směr se určí dle (119) a normálový dle (120).

$$\tau = \left[\frac{\partial F}{\partial y}, -\frac{\partial F}{\partial x} \right] \|\nabla F\|^{-1} \quad (119)$$

$$\eta = \left[\frac{\partial F}{\partial x}, \frac{\partial F}{\partial y} \right] \|\nabla F\|^{-1} \quad (120)$$

Následně lze určit přestup hmoty na rozhraní dle (121). Zachování kinetické energie na rozhraní popisuje (122) a zachování celkové energie na rozhraní popisuje (123).

$$\rho_{pl}(\mathbf{u}_{pl} - \mathbf{u}_{\chi})\eta + \rho_{kond}(\mathbf{u}_{kond} - \mathbf{u}_{\chi})(-\eta) = 0 \quad (121)$$

$$\begin{aligned} &(\rho_{pl}\mathbf{u}_{pl} \otimes (\mathbf{u}_{pl} - \mathbf{u}_{\chi}) + P_{pl})\eta + \\ &(\rho_{kond}\mathbf{u}_{kond} \otimes (\mathbf{u}_{kond} - \mathbf{u}_{\chi}) + P_{kond})(-\eta) = 0 \end{aligned} \quad (122)$$

$$\begin{aligned} &(\rho_{pl}h_{pl}(\mathbf{u}_{pl} - \mathbf{u}_{\chi}) + q_{pl})\eta + \\ &(\rho_{kond}h_{kond}(\mathbf{u}_{kond} - \mathbf{u}_{\chi}) + q_{kond})(-\eta) = 0 \end{aligned} \quad (123)$$

Rovnováha vzduchu na fázovém rozhraní se určí dle (124). Pokud by vlhký vzduch obsahoval další nekondenzující plyn, tak se za pomoci (124) určí jeho rovnováha na fázovém rozhraní při adekvátní změně indexu vzduchu „a“ za nový podle prvku.

$$\begin{aligned} &(\rho_{pl}x_a(\mathbf{u}_{pl} - \mathbf{u}_{\chi}) + J_{a-pl})\eta + \\ &(\rho_{kond}x_a(\mathbf{u}_{kond} - \mathbf{u}_{\chi}) + J_{a-kond})(-\eta) = 0 \end{aligned} \quad (124)$$

Z důvodu nepropustnosti kondenzátu pro nekondenzující prvky lze rovnice redukovat na (125). Opět platí, že při existenci dalšího lehkého nekondenzujícího plynu lze vzduch z (125) nahradit tímto příslušným prvkem.

$$(\rho_{pl}x_a(\mathbf{u}_{pl} - \mathbf{u}_{\chi}) + J_{a-pl})\eta = 0 \quad (125)$$

Parametrem, který není možné zanedbat, je vliv gravitace na výsledné proudění. Předpokládá se, že gravitační síla a její aproximace stanovuje, že tlak je roven

hydrostatickému v obou fázích. Poté lze pro popis vlivu gravitace použít (126), do které vstupují parametry α a β , které je nutné určit na základě konkrétní aplikace [74]. Pokud směs obsahuje i jiný plyn než suchý vzduch, opět např. Helium, tak se pro tento prvek použijí členy s indexem „He“ v (126). K výpočtu je zapotřebí znát molární hmotnosti jednotlivých složek směsi a jejich hmotnostní podíly. Ty jsou uvedeny v Tabulce 1.

$$1 - \frac{\rho_{pl}^{\infty}}{\rho_{pl}} = \alpha(x_a - x_a^{\infty}) + \beta(x_{He} - x_{He}^{\infty}) \quad (126)$$

2.6.4 Spontánní kondenzace (objemová)

V případě výpočtů kondenzace, kde je dominantním materiálem proudění vodní pára (např. v turbínách), lze v CFX zapnout model spontánní kondenzace v objemu, který nepotřebuje definovat stěnu a kondenzační zárodky se vytváří vzájemnými srážkami molekul vody. Tato kapitola není nosnou částí této práce, proto je pouze stručně uvedena v příloze C této práce.

3 VÝSLEDKY KONDENZACE VLHKOSTI

Tato kapitola se zaměřuje na prezentaci vlastních výsledků práce a výzkumu. Přímo navazuje na předchozí kapitolu s teoretickými poznatky, které zde přenáší do praktické formy pro vyřešení kondenzace atmosférické vlhkosti.

První podkapitola představuje vytvořenou funkci v programu MATLAB, která detailně vypočítává stavové vlastnosti vlhkého vzduchu ze zadaných parametrů podle rovnic představených v kapitole 2.2. Účelem bylo vyvinout jednoduchou, přehlednou a použitelnou funkci, která najde uplatnění ve všech aplikacích používajících vlhký vzduch ve stanovených mezích teploty, vlhkosti a tlaku. Zdrojový kód vytvořené funkce je uložen na datovém médiu, jež je součástí této práce.

Druhá podkapitola detailně popisuje realizovaný experiment. Důvodem tvorby experimentu je nutnost získat přesnou hodnotu množství kondenzátu při definovaných hodnotách proudění i chlazení. Obsahuje podrobné vysvětlení jednotlivých konstrukčních detailů i celé sestavy, postup měření, nutné podmínky pro realizaci experimentu, zaznamenávání dat, způsob vyhodnocení výsledků a také soupis použitých zařízení. Experiment je nejprve představen jako počítačový model včetně všech prvků pro obsluhu i měření. Podkapitola obsahuje také fotodokumentaci z provedeného měření. Nejcennější částí jsou ovšem přímo naměřená data a jejich zpracování. Výsledky experimentu se použijí pro validaci numerického modelu.

Třetí kapitola popisuje tvorbu virtuálního numerického modelu pro výpočet kondenzace, který přesně odpovídá realizovanému experimentu. Cílem je tedy přesně nasimulovat provedený experiment ve virtuálním prostředí a zjistit správné nastavení výpočetního programu, které odpovídá realitě a zaručí přesnost i opakovatelnost výsledků. Obsahuje vysvětlení použitých metod, tvorbu geometrie i sítě, okrajové i počáteční podmínky a v neposlední řadě také výsledky simulace. Součástí kapitoly je sumarizace znalostí o vlivu okrajových podmínek modelu a výpočetní sítě. Detailně je zde popsán celý vytvořený výpočetní model v programu ANSYS CFX, který je použit ke komplexním výpočtům proudění včetně změny fáze látky. Přidanou hodnotou takového modelu je, že při správném naladění umožní predikovat výstupní parametry dosud nevyrobených výměníků, čímž poskytuje možnost optimalizace ještě před výrobou bez nutnosti tvořit sérii prototypů a ověřovacích testů. Nejcennější částí této podkapitoly je beze sporu představení výsledků z numerických výpočtů, které podávají větší představu o dějích

uvnitř výměníku než samotný experiment. Výsledky jsou prezentovány formou obrázků a tabulek.

Následuje přehled energetické bilance i porovnání dílčích výsledků z experimentu a numerického modelu. Na jejich základě je stanoven rozsah použití každé metody včetně zhodnocení, zda lze v praxi s dostatečnou přesností používat virtuální model pro simulaci experimentů.

3.1 Výpočet stavových hodnot vlhkého vzduchu v Matlabu

Pro co nejpřesnější výpočet stavových veličin vlhkého vzduchu prezentovaných v kapitole 2.2 byl vytvořen a validován vlastní program napsaný v programu MATLAB. Byla vytvořena funkce, která po zadání vstupních hodnot (teplota, relativní vlhkost a tlak) přesně vypočítá všechny veličiny uvedené v dané kapitole. Na začátku programu se zadané hodnoty vyhodnotí, jelikož se musí nacházet v definovaných intervalech, aby byly následující výpočty platné. Pro každý důležitý výpočet bylo snahou vytvořit více na sobě nezávislých vzorců z ověřených zdrojů, a ty následně statisticky vyhodnotit. Pro naladění, zda funkce vypočítává korektní hodnoty, bylo použito více nezávislých online kalkulátorů, které jsou uvedeny v tabulce 4. Kompletní zdrojový kód v programu MATLAB zapsaný jako funkce je uložen na datovém médiu, jež je součástí práce. Program využívá matematických závislostí a teoretických znalostí uvedených v podkapitole 2.2.

Tabulka 4: Použité online kalkulátory pro validace výsledků

Název webu	Odkaz
Remak	http://www.remak.eu/cs/vlastnosti-vlhkeho-vzduchu
Rotronic	https://www.rotronic.com/en/humidity_measurement-feuchtemessung-mesure_de_l_humidite/humidity-calculator-feuchterechner-mr
Technika prostředí	http://www.qpro.cz/Vlastnosti-vlhkeho-vzduchu
NIST	http://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/
Holsoft	http://physics.holsoft.nl/physics/ocmain.htm
The Sugar Engineers	http://www.sugartech.co.za/psychro/index.php

Dalším velice významným zdrojem užitým pro ověřování informací je „miniREFPROP“, který je vydáván NIST. Jedná se o bezplatnou verzi software „REFPROP“ jež je určena pro demonstrační účely funkce a využití zejména pro akademické pracovníky.

Výstup z programu je znázorněn níže tak, jak jej vidí uživatel programu. Pro demonstraci funkce je zde vypsán výsledek pro teplotu vlhkého vzduchu 4,7 °C, relativní vlhkost 83,5 % a atmosférický tlak 98 000 Pa.

```
>> vlhky vzduch
Zadejte teplotu ve stupních Celsia od 0 do 50:  4.7
Zadejte relativní vlhkost v procentech od 0 do 100:  83.5
Zadejte atmosférický tlak v Pascalech od 98 000 do 105 000:  98000
-----
Tlak sytych par dle Ashrae je 854.3997 Pacalu.
Tlak sytych par dle Chyskeho je 854.2329 Pacalu.
Tlak sytych par dle Hardyho je 854.4509 Pacalu.
Tlak sytych par dle Cipm je 854.444 Pacalu.
TLAK SYTYCH PAR JE (854.3819 ± 0.10186) PASCALU.
-----
Merna vlhkost vlhkeho vzduchu je 0.0045612 kg(v)*kg(a)^(-1).
-----
Stupen nasyceni vlhkeho vzduchu je 0.83379.
-----
Tlak vodni pary dle teorie je 713.4089 Pacalu.
Tlak vodni pary dle Computrols je 713.5 Pacalu.
Tlak sucheho vzduchu je 97286.5911 Pacalu.
Tlak vlhkeho vzduchu musí být 98000 Pascalu a je 98000 Pacalu.
-----
Enhancement faktor dle Greenspana je 1.0037.
Enhancement faktor dle Picarda je 1.0037.
ENHANCEMENT FAKTOR JE (1.0037 ± 1.9108e-05).
-----
Hmotnostni zlomek vodni pary ve smesi je 0.0045405.
Hmotnostni zlomek sucheho vzduchu ve smesi je 0.99546.
Kontrolni soucet musi byt roven 1 a je 1.
-----
Merna plynova konstanta pro vlhky vzduch je 287.8421 J*kg^(-1)*K^(-1).
-----
Compresibility faktor je 0.99948.
-----
Hustota sucheho vzduchu dle stavove rovnice idealniho plynu je 1.2198
kg*m^(-3).
Hustota vodni pary dle stavove rovnice idealniho plynu je 0.0055637
kg*m^(-3).
Hustota vlhkého vzduchu dle Picarda je 1.2273 kg*m^(-3).
Hustota vlhkého vzduchu dle Tsilingirise je 1.226 kg*m^(-3).
Hustota vlhkého vzduchu dle teorie je 1.2334 kg*m^(-3).
Hustota vlhkého vzduchu dle stavove rovnice idealniho plynu je 1.2254
kg*m^(-3).
HUSTOTA VLHKEHO VZDUCHU JE (1.228 ± 0.0036926) kg*m^(-3).
-----
Merny objem sucheho vzduchu je 0.81981 m^3*kg^(-1).
Merny objem vodni pary je 179.7376 m^3*kg^(-1).
Merny objem vlhkeho vzduchu je 0.81433 m^3*kg^(-1).
-----
Molarni objem vzduchu dle Goodnighta je 0.99272.
Molarni objem vodni pary dle Goodnighta je 0.00728.
Kontrolni soucet musi byt roven 1 a je 1.
-----
Teplota rosneho bodu dle Hardyho je 2.1467 stupnu Celsia.
Teplota rosneho bodu dle Npl je 2.1525 stupnu Celsia s chybou max.
0,04 stupne Celsia.
Teplota rosneho bodu dle Magnuse je 2.1415 stupnu Celsia.
```

Teplota rosneho bodu dle Reveringa je 2.1378 stupnu Celsia.
 Teplota rosneho bodu dle Computrols je 2.1495 stupnu Celsia.
 TEPLOTA ROSNEHO BODU JE (2.1456 $\pm$ 0.0059323) STUPNU CELSIA.

 Difuzivita vodni pary do vzduchu dle Goodnighta je 2.3169e-05 m²*s⁽⁻¹⁾
 Difuzivita vodni pary do vzduchu dle Ashrae je 2.2885e-05 m²*s⁽⁻¹⁾
 Difuzivita vodni pary do vzduchu dle Gatese je 2.1907e-05 m²*s⁽⁻¹⁾
 Difuzivita vodni pary do sucheho vzduchu je (2.2654e-05 $\pm$ 6.619e-07) m²*s⁽⁻¹⁾.

 Teplota mokreho teplomeru dle Ashrae je 2.4632 stupnu Celsia, ale nebude dale zpracovana.
 Teplota mokreho teplomeru dle Melitona je 15.8593 stupnu Celsia, ale nebude dale zpracovana.
 Teplota mokreho teplomeru dle Mountain View Technologies je 3.6564 stupnu Celsia.
 Teplota mokreho teplomeru dle Stulla je 3.1358 stupnu Celsia
 Nebyl zadan rozsah teploty mezi 15 a 40 st. Celsia a vlhkost od 10% do 90%, tedy vypočet podle Eng-tips nebyl proveden!
 Teplota mokreho teplomeru dle Computrols je 2.1495 stupnu Celsia.
 TEPLOTA MOKREHO TEPLOMERU JE (2.9806 $\pm$ 0.76537) STUPNU CELSIA.

 Dynamicka viskozita sucheho vzduchu dle Rohsenowa je 1.7465e-05 Pa*s.
 Dynamicka viskozita sucheho vzduchu dle CRC je 1.7406e-05 Pa*s.
 Dynamicka viskozita sucheho vzduchu dle Morvayho je 1.7318e-05 Pa*s.
 DYNAMICKA VISKOZITA SUCHEHO VZDUCHU JE (1.7396e-05 $\pm$ 7.4199e-08) Pa*s.

 Dynamicka viskozita vodni pary dle Irvine je 8.2462e-06 Pa*s.
 Dynamicka viskozita vodni pary dle Morvayho je 9.3301e-06 Pa*s.
 DYNAMICKA VISKOZITA VODNI PARY JE (8.7881e-06 $\pm$ 7.6649e-07) Pa*s.

 Dynamicka viskozita vlhkeho vzduchu podle Irvine je 1.7327e-05 Pa*s⁽⁻¹⁾.
 Dynamicka viskozita vlhkeho vzduchu podle Morvay je 1.7353e-05 Pa*s⁽⁻¹⁾.
 DYNAMICKA VISKOZITA VLNKEHO VZDUCHU JE (1.734e-05 $\pm$ 1.857e-08) Pa*s⁽⁻¹⁾.

 Kinematicka viskozita sucheho vzduchu je 1.4262e-05 m²*s⁽⁻¹⁾.
 Kinematicka viskozita vodni pary je 0.0015796 m²*s⁽⁻¹⁾.
 Kinematicka viskozita vlhkeho vzduchu je 1.412e-05 m²*s⁽⁻¹⁾.

 Tepelna vodivost sucheho vzduchu dle Rohsenow je 0.024419 W*m⁽⁻¹⁾*K⁽⁻¹⁾.
 Tepelna vodivost sucheho vzduchu dle Morvay je 0.024739 W*m⁽⁻¹⁾*K⁽⁻¹⁾.
 TEPELNA VODIVOST SUCHEHO VZDUCHU JE (0.024579 $\pm$ 0.00022633) W*m⁽⁻¹⁾*K⁽⁻¹⁾.
 Tepelna vodivost vodni pary dle Irvine je 0.017883 W*m⁽⁻¹⁾*K⁽⁻¹⁾.
 Tepelna vodivost vlhkeho vzduchu dle Reida je 0.024525 W*m⁽⁻¹⁾*K⁽⁻¹⁾.

 Specificka tepelna kapacita sucheho vzduchu dle Rohsenow je 1005.2599 J*kg⁽⁻¹⁾*K⁽⁻¹⁾.
 Specificka tepelna kapacita vodni pary dle Rohsenow je 1868.3268 J*kg⁽⁻¹⁾*K⁽⁻¹⁾.
 Specificka tepelna kapacita vlhkeho vzduchu dle Wonga je 1009.193 J*kg⁽⁻¹⁾*K⁽⁻¹⁾.

Specifická tepelná kapacita vlhkého vzduchu za konstantního objemu je $726.0381 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$.

Tepelná vodivost vlhkého vzduchu je $1.979 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$.

Prandtlovo číslo je 0.71353.

Entalpie vlhkého vzduchu dle Massena je $16084.5625 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}(\text{da})$

Entalpie vlhkého vzduchu dle teorie je $16167.6939 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}(\text{da})$

ENTALPIE VHLKÉHO VZDUCHU JE $(16126.1282 \pm 58.7827) \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}(\text{da})$.

Molární zlomek vodní páry podle Giacomo je 0.0073068.

Molární zlomek suchého vzduchu je 0.99269.

Rychlost zvuku ve vlhkém vzduchu dle Cramera je $334.7027 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Rychlost zvuku ve vlhkém vzduchu dle teorie je $334.6157 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Počet částic vodní páry na milion částic dle objemu je 7333.0647.

Počet částic vodní páry na milion částic dle hmotnosti je 4560.8533.

3.2 Experiment

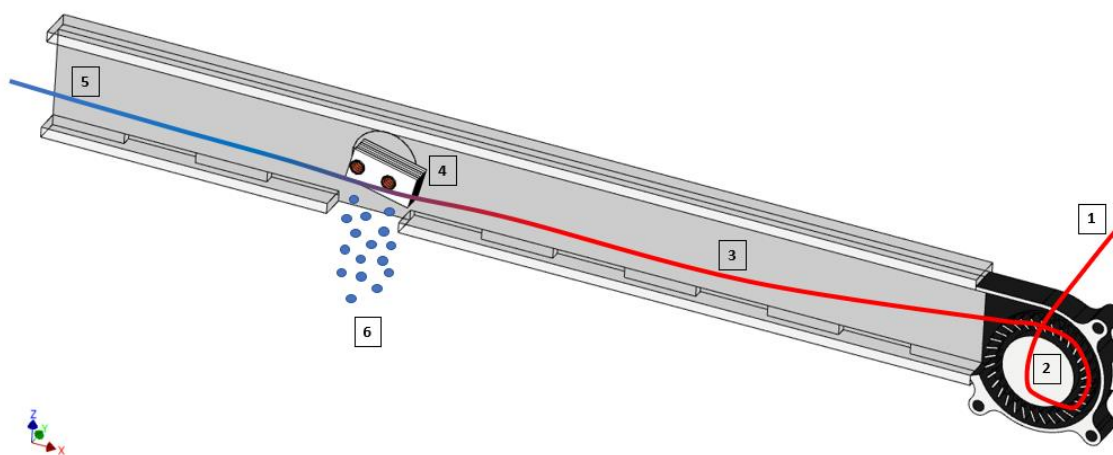
Obsahem této podkapitoly je popsat experiment, který byl navržen a realizoval se s cílem naměření exaktních hodnot množství kondenzátu při definovaných okrajových podmínkách a při různých úhlech natočení výměníku. Bude popsán kompletní použitý aparát, který se skládal z ventilátoru, kanálu, tepelného výměníku, výstupní části vzduchu, jímací nádoby na vzniklý kondenzát a měřicí aparatury včetně způsobu vyhodnocení naměřených veličin.

V minulosti byl realizován experiment [79], který kvantifikoval množství kondenzátu kompletní sestavy výměníku tak, jak je znázorněna na Obrázku 2. Tento experiment následně posloužil pro validaci numerického modelu. Práce obsahovala výčet parametrů, které ovlivňují množství kondenzátu a nastínila řešení, jak se s nimi vypořádat. Vzhledem k celkové komplexnosti problematiky změny fáze při proudění dvoufázového média nebylo možné veškeré parametry v dané práci postihnout, a proto byla odchylka numerického řešení považována za příliš velkou pro nasazení modelu do technické praxe.

Jedním z cílů této disertační práce je nově navrhnout a zhotovit experiment tak, aby se zvýšila přesnost výsledků. Tudíž byl vytvořen experiment méně komplexní než dříve, který více postihuje reálné děje uvnitř výměníků bez okrajových částí, kde dochází ke změně směru toku média a tvorbě kondenzátu mimo pracovní prostor.

3.2.1 Koncept a popis hlavních částí experimentu

Jedná se o kanál obdélníkového průřezu, do kterého je vložen tepelný výměník. Tato sestava je znázorněna na obrázku 6 v detailním pohledu v polovině šířky aparatury. Barevně se měnící čára znázorňuje předpokládaný průběh teploty pro vybranou proudnici vzduchu. Vlhký vzduch (číslo 1 ve čtverci na obrázku 6) vstupuje do kanálu přes ventilátor s měnitelnou rychlostí otáčení rotoru (číslo 2 ve čtverci) a proudí kanálem (číslo 3 ve čtverci) podél osy „x“. Před výměníkem (číslo 4 ve čtverci) dochází k ustálení proudění i vírů vzniklých od ventilátoru. Trubkami tepelného výměníku proudí chladicí voda a celé tělo výměníku se může otáčet podél své osy „y“. Během proudění vzduchu mezi žebry tepelného výměníku dochází k ochlazení vlhkého vzduchu pod teplotu rosného bodu a tím pádem ke kondenzaci vodní páry obsažené ve vlhkém vzduchu. Následně vlhký vzduch proudí kanálem za tepelným výměníkem a poté opouští zkoumanou oblast (číslo 5 ve čtverci). Pod výměníkem není pevná stěna, a tudíž může kondenzát (číslo 6 ve čtverci) kapat do jímací nádoby, která je umístěna mimo zkoumaný prostor. Umístění jímací nádoby minimalizuje zpětné odpařování kondenzátu. Boční stěny, dno kanálu i jeho strop jsou vyrobené z extrudovaného plexiskla tloušťky 8 mm, které je na hranách opatřeno zámkovým spojem pojištěným lepením. Celá soustava je stabilní a přenosná. Zapojení měřicích členů není v obrázku 6 zakresleno.



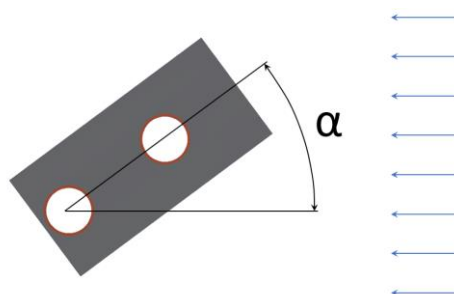
Obrázek 6: Detailní pohled na sestavu experimentu – řez v polovině šířky aparatury

Velikost otvoru ve dně kanálu pro průchod kapiček je volena tak, aby i kapičky, které unese proud, propadly do jímací nádoby s absorbentem kondenzátu. Jímací nádoba na kondenzát je vybavena savým materiálem, který jej zachytává a neumožňuje jeho zpětné vypařování. To je důležité z hlediska tvorby energetické bilance a přesné určení jeho množství. To se určí z rozdílu hmotnosti jímací nádoby se savým materiálem před

experimentem a po něm. V průběhu celého experimentu byla sledována teplota a relativní vlhkost nasávaného vzduchu před ventilátorem. Ve všech obrázcích je proudění zprava doleva v ose kanálu.

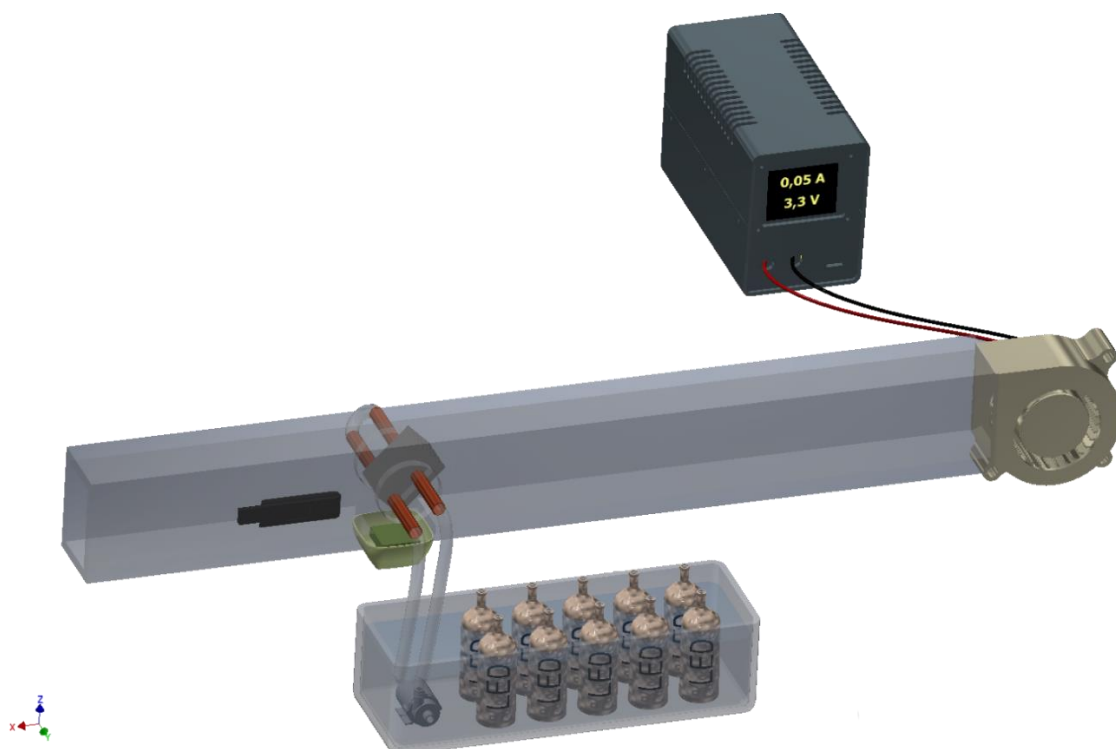
3.2.2 Příprava experimentu a zapojení

Aby mohl být experiment považován za platný, je nutné jej mít správně navržený a smontovaný včetně připojení měřicích členů. Před každým měřením bylo nutné natočit výměník podle požadované dispozice měření a v této poloze jej zafixovat. Obrázek 7 znázorňuje výměník natočený o úhel α ke směru proudění. Na hodnotu tohoto úhlu bude dále odkazováno a experimenty byly realizovány pro hodnoty natočení výměníku α od 0° s krokem po $+45^\circ$ až do úhlu 180° .



Obrázek 7: Znázornění označení úhlu natočení výměníku

Ventilátor byl umístěn do lůžka z polystyrenu a přes krokosvorky byl napájen ze zdroje stejnosměrného napětí. Na jednu trubku tepelného výměníku byla nainstalována pružná gumová hadice, jejíž druhý konec byl napojen na oběhové čerpadlo ponořené ve chladicí vodě. Tato chladicí voda byla napuštěna v nádobě, ve které se nacházely polyethylenové lahve, uvnitř kterých byl led. Druhá hadice spojovala druhý konec měděné trubky výměníku a ústila do chladicí vody za účelem odvodu vody zpětnou větví z výměníku. Schéma tohoto zapojení popisuje obrázek 8. Po zapojení všech akčních členů následovalo jejich postupné zapnutí. Dále bylo nutné sledovat, kdy se celá soustava dostane do ustáleného neměnného stavu. Jakmile bylo pomocí senzorů naměřeno a ověřeno, že se celá sestava dostala do ustáleného stavu, tak mohlo dojít k vložení zapnutého dataloggeru za výměník a jímací nádoby na kondenzát, jež byla předtím zvážena. Tento okamžik byl považován za začátek měření a po celou dobu běhu experimentu nebylo se zařízením ani jeho periferiemi, jakkoliv manipulováno a pouze byly zaznamenávány naměřené hodnoty z dataloggeru, vážena jímací nádoba s kondenzátem a měřeny teploty trubek a kondenzátu v závislosti na čase.



Obrázek 8: Schéma zapojení experimentu

3.2.3 Nutné podmínky pro korektní běh experimentu

Aby bylo technicky možné naměřit požadované veličiny, tak musely být splněny tyto podmínky:

- Tepelný výměník musí být schopen ochladit proudící vlhký vzduch pod teplotu rosného bodu. Tedy nasávaný vzduch ventilátorem by měl mít co největší vlhkost, kterou lze ovlivnit množstvím páry v místě experimentu.
- Teplota rosného bodu vlhkého vzduchu musí být větší než teplota proudící chladicí vody. Pokud by toto nebylo dodrženo, tak proudící voda nikdy neochladí vzduch pod rosný bod, a tudíž nedojde ke kondenzaci.
- Povrchová teplota tepelného výměníku a teplota chladicí vody se musí lišit co nejméně, aby byla zajištěna co největší energetická účinnost a nedocházelo ke ztrátám.
- Chladicí voda musí být tekoucí, aby mohla obíhat okruhem.
- Atmosférické podmínky v místě experimentu musí být neměnné po celou dobu běhu všech částí experimentu, zejména vlhkost, teplota a atmosférický tlak.

3.2.4 Použité přístroje

Při experimentu byla použita celá řada rozličných zařízení a senzorů, které po celou dobu běhu experimentů monitorovaly měřené veličiny či je zaznamenávaly pro účely vyhodnocení. Konkrétně se jednalo o následující zařízení:

Laboratorní zdroj stejnosměrného napětí

- Výrobce a typ: Tipa QJ1502C
- Bližší určení zařízení: Transformátorový zdroj s velmi nízkým rušením
- Rozsah napětí: 0 až 15 V, přesnost měření $\pm (1 \% + 2 \text{ digity})$
- Rozsah proudu: 0 až 2 A, přesnost měření $\pm (2 \% + 2 \text{ digity})$
- Další parametry: Ochrana proti zkratu a přetížení

Ventilátor

- Výrobce a typ: Sunon PMB1275PNB1-AY
- Vnější rozměry: 75 x 75 x 30 mm
- Rozměry výstupní plochy: 36 x 24,5 mm
- Jmenovité hodnoty: 12 V DC, 300 mA
- Příkon: 3,6 W
- Jmenovité otáčky: 3 400·min⁻¹
- Průtok vzduchu: 23,11 m³·hod⁻¹

USB datalogger

- Výrobce a typ: TFA Dostmann LOG32THP
- Měření teploty: Rozsah -40 až +70 °C, rozlišení 0,1 °C, přesnost $\pm 0,5$ °C v rozsahu od -10 do 40 °C
- Měření relativní vlhkosti: Rozsah 0 až 99 %, rozlišení 0,1 %, přesnost ± 3 % v rozsahu 40 až 60 %
- Měření tlaku vzduchu: Rozsah 300 až 1 100 hPa, rozlišení 0,1 hPa, přesnost ± 1 hPa v rozsahu 900 až 1 100 hPa
- Frekvence záznamů: Nastavitelná v rozmezí od 30 s až do 24 hodin
- Paměť: 60 000 záznamů
- Další parametry: Generování PDF reportů po ukončení měření
- Procesní kalibrace v bodech: (23 °C a 65%), (16 °C a 35%) a (10 °C a 12%)

Anemometr

- Výrobce a typ: UNI-T UT363
- Rychlost proudění: 0 až 30 m·s⁻¹, rozlišení 0,1 m·s⁻¹,
přesnost 5 % + 0,5 digity
- Měření teploty: -10 až 50 °C, rozlišení 0,1 °C, přesnost ± 2 °C

Teploměr s vlhkoměrem (jednoduchá meteorologická stanice)

- Výrobce a typ: EMOS THW301
- Měření teploty: 0 až 50 °C, rozlišení 0,1 °C
- Měření vlhkosti: 25 až 95 %, rozlišení 1 %

Kontaktní teploměr

- Výrobce a typ: SUMMIT SDT 312
- Měření teploty: -50 až 150 °C, rozlišení 0,1 °C, přesnost ± 1 °C
- Typ čidla: K

Laboratorní mikrováha

- Výrobce a typ: Jado TL-7850
- Maximální hmotnost: 50 g
- Rozlišení: 0,001 g

3.2.5 Naměřená data

Tabulka 5 podává základní data o atmosférických podmínkách před měřením a po něm. Jedná se o záznamy z dataloggeru a meteostanice umístěné vně experimentu. Ta byla shledána jako nespolehlivá a nestabilní vzhledem ke značným rozdílům naměřených hodnot oproti dataloggeru. Jelikož maximální měřitelná relativní vlhkost je 95 %, tak zařízení tuto hodnotu zobrazovalo neustále. Proto byla meteostanice považována pouze jako informativní měřidlo. Napětí a proud elektrického zdroje byly vždy konstantní.

Tabulka 5: Atmosférické podmínky před experimentem i po něm

Veličina	Jednotka	Před měřením	Po měření
Teplota okolí (podle dataloggeru)	°C	4,7	4,9
Teplota okolí (podle meteorologické stanice)	°C	4,3	4,8
Relativní vlhkost okolí (podle dataloggeru)	%	83,5	86,0

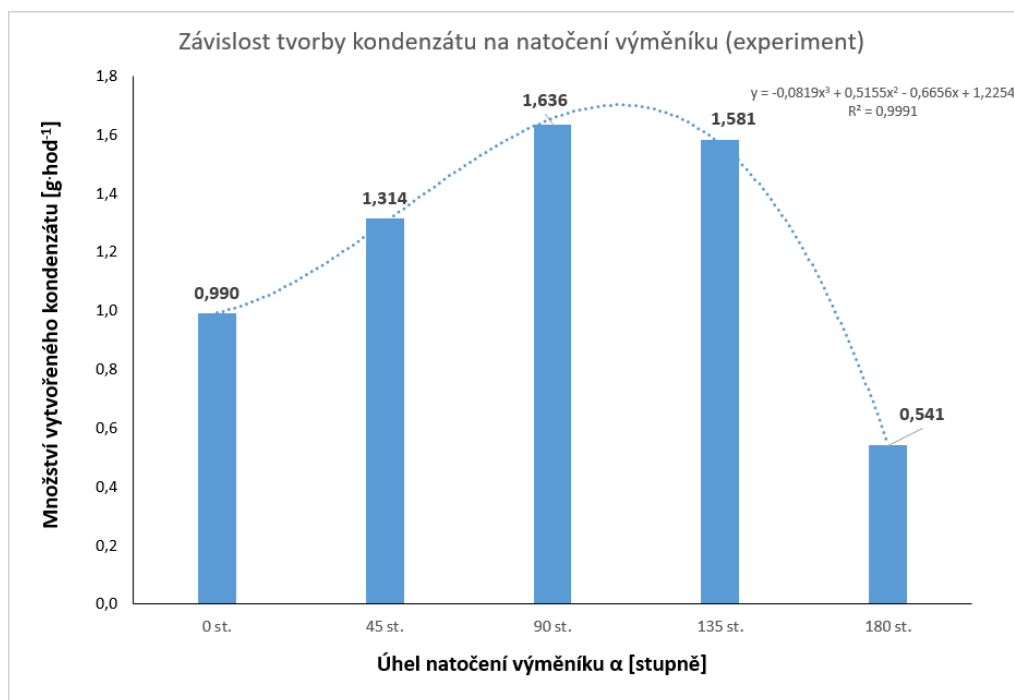
Relativní vlhkost okolí (podle meteorologické stanice)	%	95	95
Teplota rosného bodu (podle dataloggeru)	°C	2,0	2,4
Teplota rosného bodu (výpočet z dat meteorologické stanice)	°C	3,6	4,1
Atmosférický tlak (z dataloggeru)	hPa	971,4	981,5
Napětí zdroje	V	3,3	3,3
Proud zdroje	V	0,05	0,05

Tabulka 6 představuje kompletní souhrn výsledků pro všechny běhy experimentů. Lze z ní vyčíst jednak přímo naměřené hodnoty (např. teploty trubek výměníku) i hodnoty naměřené dataloggerem, ale také vypočítané hodnoty (přepočet množství vytvořeného kondenzátu za hodinu běhu experimentu). Hmotnost vytvořeného kondenzátu byla stanovena rozdílem hmotností jímací nádoby s absorbentem před experimentem a po něm. Z výsledné tabulky lze mimo jiné vytvořit i závislost tvorby kondenzátu na úhlu natočení výměníku. Tento výsledek popisuje graf 3, ze kterého lze stanovit závislost mezi natočením výměníku ke směru proudění (asymetrické umístění měděných trubek na žebro zřetelně pozorovatelné na obrázku 7) a množstvím vzniklého kondenzátu. Naměřené hodnoty pro množství vytvořeného kondenzátu platí pro celý výměník, tedy pro 15 žebel. Tučně zvýrazněné hodnoty na grafu 3 reprezentují konkrétní množství tvorby kondenzátu pro zkoumané případy natočení výměníku a budou dále použity pro validaci numerického modelu v následující sekci. Rychlost vzduchu na výstupu z kanálu byla měřena ručním vrtulkovým anemometrem po celou dobu běhu všech experimentů a do tabulky byla zanesena hodnota aritmetického průměru z minimálně 10 měření.

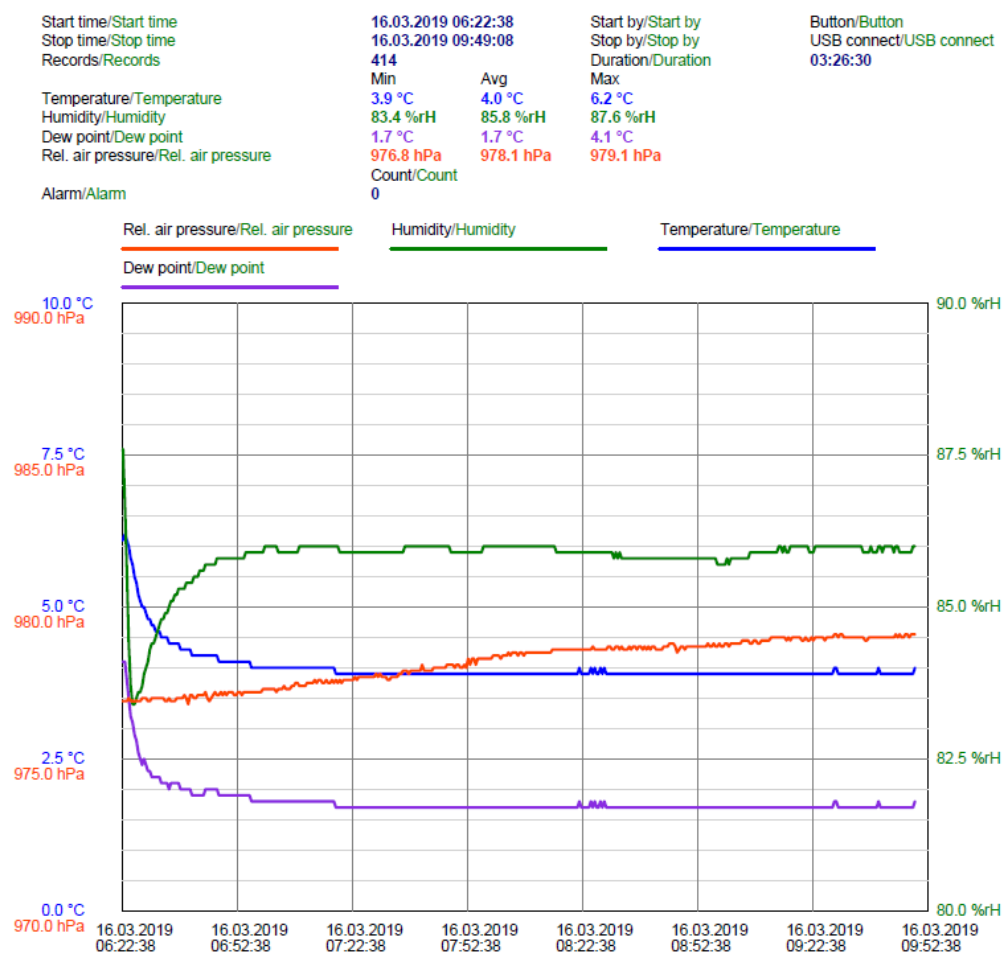
Graf 4 znázorňuje reprezentativní záznam naměřených dat z USB dataloggeru po celou dobu běhu experimentu při natočení výměníku na úhel $\alpha = 90^\circ$. Z něj je možné vyčíst jednak zprůměrované hodnoty pro teplotu, vlhkost a tlak během celého měření, ale i přímo naměřené hodnoty v závislosti na čase. Za ustálený stav, během kterého nedocházelo k neočekávaným výkyvům v měření lze v tomto případě stanovit čas od 07:22:38 do 09:22:38. Je důležité poznamenat, že datalogger se nacházel těsně za výměníkem ve směru proudění v polovině průřezu kanálu, tedy v místě, které má teplotu nad rosným bodem proudícího vzduchu. Nicméně v prostoru mezi žebry výměníku se předpokládá teplota pod rosným bodem, jelikož byla vizuálně pozorována kondenzace na žebrech výměníku a bylo možné vytvořený kondenzát zvážit.

Tabulka 6: Naměřená data během experimentů

Čas odečtu hodnot	Úhel α (°)	Měření										Výpočet		
		Teplota chladicí vody (°C)	Teplota trubek výměníku (°C)		Teplota kondenzátu (°C)	Množství kondenzátu (g)	Za výměníkem z dataloggeru				Rychlost vzduchu na výstupu (m·s ⁻¹)	Vytvořený kondenzát (g)	Doba běhu experimentu	Tvorba kondenzátu za hodinu (g/hod)
			Na vstupu (od čerpadla)	Na výstupu (k čerpadlu)			Teplota (°C)	Vlhkost (%)	Tlak (Pa)	Rosný bod (°C)				
23 hod 21 min 26 sek	0°	1,0	1,7	2,0	1,9	7,867	4,4	84,8 %	97 250	2,0	3,2	3,514	3 hod 33 min 0 sek	0,990
2 hod 54 min 26 sek		1,2	1,8	2,3	2,1	11,381								
3 hod 8 min 19 sek	45°	1,2	1,8	2,3	2,2	8,033	4,1	86,6 %	97 520	2,0	3,1	4,018	3 hod 3 min 30 sek	1,314
6 hod 11 min 49 sek		1,4	2,1	2,4	2,3	12,051								
6 hod 22 min 38 sek	90°	1,4	2,1	2,4	2,3	8,342	4,0	85,8 %	97 810	1,7	2,9	5,629	3 hod 26 min 30 sek	1,636
9 hod 49 min 08 sek		1,6	2,1	2,4	2,2	13,971								
9 hod 59 min 27 sek	135°	1,6	2,1	2,4	2,2	9,524	4,1	85,6 %	98 000	1,8	2,8	5,337	3 hod 22 min 30 sek	1,581
13 hod 21 min 57 sek		1,7	2,2	2,3	2,3	14,861								
13 hod 29 min 40 sek	180°	1,7	2,2	2,3	2,2	14,861	4,3	85,4 %	97 850	2,0	3,0	1,579	2 hod 55 min 0 sek	0,541
16 hod 24 min 40 sek		1,7	2,1	2,2	2,2	16,440								



Graf 3: Závislost tvorby kondenzátu na úhlu natočení výměníku (experiment)



Graf 4: Záznam naměřených dat z dataloggeru

3.2.6 Fotodokumentace

Obrázek 9 zobrazuje celkový pohled na reálnou sestavu experimentu. Z něj lze vypožorovat všechny prvky včetně jejich vzájemného uspořádání, které koresponduje s představeným konceptem v této kapitole. Měření probíhalo ve sklepě staré továrny v Kamenickém Šenově, který se vyznačuje dlouhodobou neměnností atmosférických podmínek. Vzhledem k požadavku na co nejmenší změny teploty a vlhkosti během experimentu bylo zvoleno měření v nočních hodinách a během víkendu.

Obrázek 10 zobrazuje detailní záběr na část s výměníkem, dataloggerem a jímací nádobou v době měření výměníku natočeného na úhel $\alpha = -10^\circ$. Zároveň je vidět připojení silikonových trubek k výměníku přes hadicové sponky za účelem zajištění těsnosti okruhu a také konstrukční detaily vytvořeného kanálu.



Obrázek 9: Pohled na sestavu experimentu



Obrázek 10: Detailní pohled na výměník s dataloggerem při měření

3.2.7 Shrnutí a výsledky

V této podkapitole byl detailně popsán vlastní vytvořený experiment, jehož cílem bylo přesně určit množství vytvořeného kondenzátu za definovaných podmínek. Při návrhu experimentu byly využity poznatky získané ze studia odborné literatury prezentované ve druhé kapitole této práce, přičemž nejvíce bylo přihlíženo k principům práce ve zdrojích [69], [72] až [74], [76] a [78]. Obsahuje vysvětlení konceptu experimentu včetně popsání jednotlivých částí. Zároveň popisuje použité přístroje, schéma zapojení všech členů, přehled provozních dat během měření a zpracované výsledky měření.

Z výsledků vyplývá, že množství vytvořeného kondenzátu je při neměnných vstupních podmínkách nejvíce závislé na úhlu natočení výměníku (Graf 3) a méně závislé na teplotě trubek v chladicím okruhu výměníku (Tabulka 6). Výsledky budou použity v další kapitole této práce.

Experiment byl prováděn pouze s jedním konkrétním výměníkem, který byl speciálně vytvořený firmou Licon Heat s.r.o. z Liberce. Tudíž při tomto konkrétním experimentu nebyl zkoumán vliv materiálu výměníku, drsnosti jeho stěn ani vliv kvality vstupujícího vlhkého vzduchu na tvorbu kondenzátu.

3.3 Virtuální model kondenzace

Cílem této podkapitoly je vytvořit numerický model kondenzace atmosférické vlhkosti ve výměníku tepla a najít správné nastavení počátečních i okrajových podmínek, které zajistí správné určení množství vzniklého kondenzátu. Numerický model bude odpovídat experimentu z této práce svou geometrií i okrajovými podmínkami.

Při určité znalosti možností využití CFD je možné odhadnout množství vznikajícího kondenzátu v závislosti na podmínkách provozu a tyto údaje použít při návrhu např. spodních částí konvektoru, které slouží k odvodu kondenzátu apod.

Výhodou numerického modelu je mimo jiné i skutečnost, že dokáže poskytnout vhled do dění uvnitř výměníku mezi žebry, což ne všechny konvenční experimentální metody neumožňují. Tím lze získat kvalitnější informace o charakteru proudění a přenosu tepla. Důvodem je příliš malá vzdálenost mezi jednotlivými žebry výměníku a velká plocha žeber společně s komplikovanou geometrií trubek uvnitř výměníku, do nichž je velice obtížné instalovat měřicí čidla či získat snímky z termokamery.

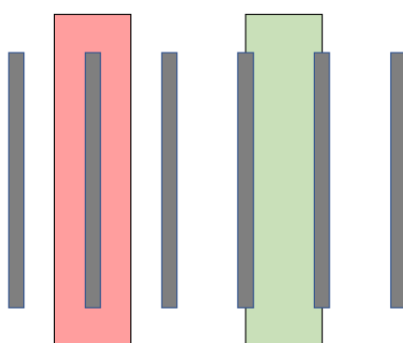
Funkční princip výměníku byl představen v podkapitole 2.3. Geometrie i okrajové podmínky modelu plně odpovídají experimentu z podkapitoly 3.2 této práce. Výsledky z numerických simulací budou porovnány s výsledky z experimentů pro stejné parametry proudění, díky čemuž vznikne doporučení o vhodnosti a použití obou metod.

Zvláštěností této podkapitoly je, že oproti ostatním ji nelze jednoznačně chronologicky popisovat za sebou logicky navazujícími bloky. To vychází ze samotného principu tvorby numerického modelu, který se opakuje a iteračně se blíží finálnímu stavu.

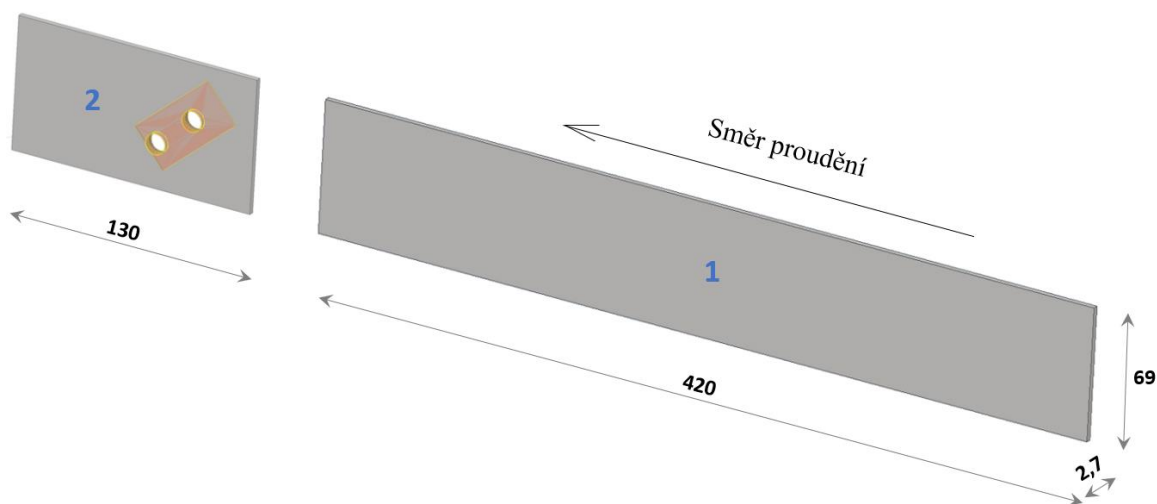
3.3.1 Geometrie výpočetního prostoru

Tepelný výměník je velmi komplikované zařízení a celý jeho detailní matematický a fyzický model by převyšoval únosnou mez pro použitou výpočetní techniku pro tuto práci. Na základě rozvahy bylo rozhodnuto o vytvoření modelu části kanálu s výměníkem, která se pravidelně opakuje. Jedná se o podélný řez kanálem mezi žebry výměníku. V tomto prostoru je vymodelována proudnice na obrázku 6. Na okraje modelu podél proudění budou aplikovány podmínky periodicity. Obrázek 11 zobrazuje dva možné způsoby, jak lze výřez v kanálu prostorově definovat. Ty je nutné správně zvolit, aby nedošlo k ovlivnění okrajovými podmínkami, jelikož značné množství výsledných hodnot se požaduje zobrazovat v rovině mezi žebry. Svislé šedivé obdélníky znázorňují

hliníková žebra výměníku. Pokud by byly roviny periodicity v mezeře mezi žebry tak, jak je znázorňuje červený obdélník, tak by mohlo docházet k nepřesnostem při zobrazení výsledků, jelikož by se rovina symetrie modelu a zobrazovaná rovina pro výsledky shodovaly. Jako výpočetně přesnější se jeví možnost zadání ploch periodicity dle zeleného obdélníku na Obrázku 11. Takovýto model by zobrazoval oblast s polovinou tloušťky žebra, celé mezery mezi žebry a končil by v polovině dalšího žebra. Výpočetní program samozřejmě umí určit rozložení teplotního pole uvnitř tuhých materiálů, ale jeho největší předností je přesný výpočet změn uvnitř tekutin. Při požadovaném zobrazení výsledků by nedošlo k možnému ovlivnění se zadanými okrajovými podmínkami. Tato možnost byla zvolena do dalších výpočtů.



Obrázek 11: Možné způsoby zvolení periodicity modelu



Obrázek 12: Rozdělení výpočetního modelu kanálu na menší modely

Model kanálu je znázorněn na obrázku 12 dvěma šedivými kvádry. Směr proudění vlhkého vzduchu je zprava (od ventilátoru) doleva. Aby bylo dosaženo lepší výpočetní přesnosti, tak je celý kanál rozdělen na dva modely. První model je na obrázku 12

zobrazen modrou jedničkou a představuje proudění vlhkého vzduchu od ventilátoru před výměník v němž se proudění ustaluje. Tomuto modelu budou specifikovány okrajové podmínky jako na experimentu a hodnoty vybraných veličin na výstupu (rozložení hmotnostního zlomku vodní páry, rychlostní i teplotní profil, turbulence i její disipace) budou zkopírovány na vstup do druhého modelu, označeného modrou dvojkou. V něm se již nachází výměník a za ním datalogger (v experimentu). Účelem tohoto rozdělení je optimalizace výpočetních zdrojů tak, aby oblast největšího zájmu (výměník a jeho přilehlé okolí) mohla mít co největší počet výpočetních buněk. V modelu číslo 2 jsou stěny výměníku označeny zlatou barvou. Tento model obsahuje pevné materiály (měděné trubky výměníku a hliníková žebra) a tekutiny tyto materiály obtékající.

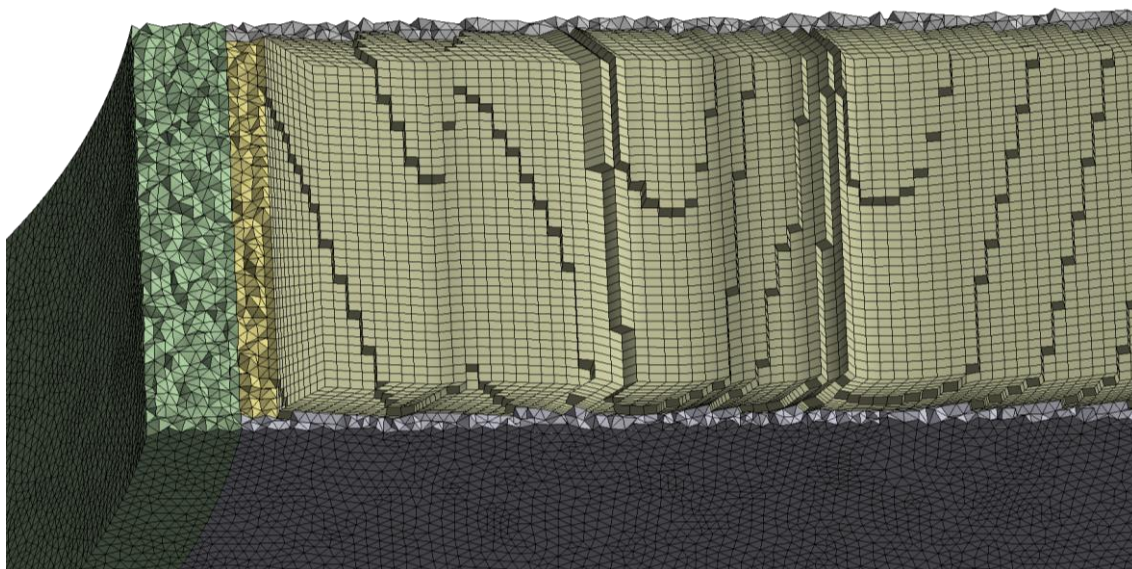
Pro vytvoření geometrie modelu byl použit parametrický třídimensionální modelář Autodesk Inventor ve verzi 2018. Bylo ověřeno, že jednoduchá a čistá geometrie bez lokálních tvarových extrémů či nespojitostí je nutností pro tvorbu kvalitní výpočetní sítě.

3.3.2 Diskretizace výpočetního prostoru

Ve výpočetním prostoru zobrazeném na obrázku 12 je nutné vytvořit vhodnou výpočetní síť, která musí být dostatečně jemná i kvalitní, aby neovlivňovala finální řešení výpočtu. Obrázek 13 představuje výřez výpočetní sítě ve středu výměníku mezi trubkami. Lze na něm vyzorovat, že bylo bezpodmínečně nutné vymodelovat síť v pevných materiálech, která bude na rozhraní s tekutinou sdílet výpočetní uzly (musí být tzv. konformní) a v tekutině bude dostatečně přesně popisovat mezní vrstvu při proudění kolem této stěny. Toto je v celém projektu kritický moment, který se zásadní měrou podílí na úspěšném vyřešení. Od této kapitoly dále se bude pro tvorbu výpočetní sítě i výpočty spojené s prouděním a přenosem tepla používat komerční software ANSYS CFX ve verzi 18.0.

Použitý model turbulence ($k-\omega$ SST) v kombinaci s modelem přenosu tepla vyžaduje velice pečlivé vymodelování mezní vrstvy, tedy hodnota y^+ musí být na rozhraní pevných těles a vlhkého vzduchu pod hodnotou 1. Zároveň musí být vymodelováno více než 10 elementů ve viskózní podvrstvě s nízkým koeficientem růstu velikosti. Takovéto zjemnění sítě je nutné, jelikož model turbulence nemá stěnové funkce, které by elementy sítě nahradily vhodným matematickým modelem. Síť je lokálně zjemněna v oblasti nejvyššího zájmu, tedy v prostoru mezi žebry výměníku a v jeho přilehlém okolí a je složená z více typů prvků.

Finální podobu každé výpočetní sítě určují jednak požadavky použitého modelu turbulence a přenosu tepla, ale i typy a hodnoty okrajových podmínek. Z tohoto důvodu je pro korektní výpočty nutné dělat test nezávislosti výpočetní sítě na finálním řešení, jež spočívá v postupném zjemňování výpočetní sítě bez změny okrajových podmínek. Jakmile bude vyzorováno, že se vybrané veličiny se zvyšujícím se počtem prvků již nemění, tak lze takovou síť prohlásit za dostatečně jemnou a kvalitní pro konkrétní aplikaci na korektní výpočty. Tento test byl proveden i v tomto případě a výsledkem je, že korektní výpočetní síť musí mít pro zkoumaný případ minimálně 30 miliónů elementů. Obrázek 13 již představuje výřez ze sítě, jež je finální pro výpočty. Zeleně zobrazená část válce je model měděné trubky, šedivá tělesa vepředu a vzadu představují hliníková žebra výměníku a největší prostor uprostřed je prostředí, ve kterém proudí vlhký vzduch. Pro pochopení měřítka je vhodné dodat, že vnější rozměr mezi šedivými žebry je 2,7 mm.



Obrázek 13: Řez výpočetní sítí uprostřed výměníku mezi trubkami

3.3.3 Nastavení preprocessingu v ANSYS CFX

Tato podkapitola obsahuje definici použitých okrajových a počátečních podmínek do virtuálního modelu výměníku včetně určení jejich hodnoty buď výpočtem z vytvořené funkce v MATLABu (kapitola 3.1) nebo z vlastního měření. Nedílnou součástí je také definice proudících médií a konvergenčních kritérií. V textu budou používány anglické názvy pro používané funkce či nastavení, které odpovídají terminologii ANSYS CFX a usnadňují případnou reprodukci výsledků.

Atmosférické podmínky v přilehlém okolí výměníku popisuje Tabulka 5, ze které se použijí hodnoty z dataloggeru, což je nepřesnější dostupné měřidlo. Bude tedy zadána teplota 4,7°C, relativní vlhkost vzduchu 83,5 % a atmosférický tlak 97 140 Pa.

Definice tekutin ve výpočetním prostoru (v terminologii ANSYS CFX jde o materiály) jsou popsány v podkapitole 2.6 této práce. Zde je nutné upozornit na tři možné způsoby definice, jak lze pro kondenzát stanovit jeho saturační vlastnosti. Citlivostní analýzou bylo zjištěno, že toto nastavení hraje významnou roli ve výpočtech množství kondenzátu. Způsoby zadání saturace jsou následující:

- Antoineova rovnice – Slouží k výpočtu tlaku nasycených par (obdobu podkapitoly 2.2.8 této práce) specifikací konstant pro každou tekutinu, které silně závisí na rozsahu použitých teplot. Bylo zjištěno, že toto nastavení podhodnocuje množství vzniklého kondenzátu až o 2 řády, a tudíž není vhodné pro zkoumaný případ.
- Tabulka IAPWS – Průmyslový standard pro výpočty s vodou a vodní párou je primárně používán pro přehřátou jednosložkovou páru a pro potřeby této práce nebyl vyhodnocen jako vhodný zdroj definice saturačních vlastností.
- Obecné nastavení – Definice absolutního saturačního tlaku a teploty, zde tedy rosného bodu. Toto nastavení se pro zkoumaný případ jeví jako nejdůležitější, jelikož obě dvě hodnoty jsou známy z Tabulky 5, tudíž bude použito ve výpočtech.

Jedním z prvků určující charakter proudění je Reynoldsovo číslo. Vypočítá dle (127). Pro výpočet se použije průměrná rychlost proudění na vstupní oblasti, průřez celého kanálu (nikoliv pouze průřez kanálu s podmínkami periodicity) a kinematická viskozita proudícího média. Po dosazení hodnot do (127) vyjde Reynoldsovo číslo 15 752, což znamená, že proudění je turbulentní a je plně vyvinuté. Vzhledem k charakteru výpočetní oblasti a cílům práce byl zvolen turbulentní model proudění $k-\omega$ SST, jehož rovnice pro popis turbulentního proudění byly popsány v podkapitole 2.5.

$$Re = \frac{u_{in} \cdot d_{char}}{\nu_{ha}} = \frac{u_{stř} \cdot \frac{4 \cdot S}{\phi}}{\nu_{ha}} \quad (127)$$

Proudění v celé výpočetní oblasti je třídímní, stacionární, nestlačitelné s konstantní viskozitou, neizotermické, turbulentní a s uvažováním účinku gravitace v celém objemu.

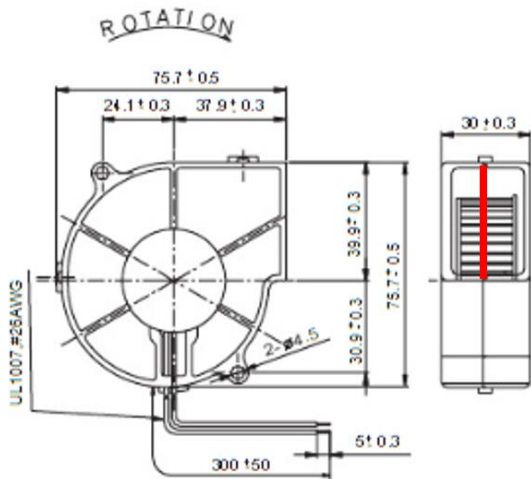
Kompletní geometrii znázorňuje obrázek 12 a následující text bude rozdělen na:
a) proudění v kanálu číslo 1 (ustálení proudění od ventilátoru ve vstupním kanálu) a na
b) proudění v kanálu číslo 2 (uvnitř a okolo výměníku).

a) Proudění v kanálu číslo 1 na Obrázku 12

V práci [79] bylo vypořádováno, že výsledky výpočtu kondenzátu v kanálu značně závisí na specifikaci rychlosti vzduchu z ventilátoru. Při zadání pístového toku docházelo k nadhodnocování množství kondenzátu a nekorespondujícímu rozložení teplot okolo výměníku v porovnání s experimentem. Z tohoto důvodu je nutné exaktně stanovit rychlostní profil na výstupu z ventilátoru. S ohledem na rozměry výstupní plochy ventilátoru a požadovanou formu výsledku bylo zvoleno použití drátkové anemometrie v jednodimenzionálním prostoru. Měření bylo realizováno dne 1. dubna 2019 v Centru excelence Telč za pomoci Mgr. Arsenii Trushe.

Zobrazení měřicího místa

Obrázek 14 zobrazuje náčrtek použitého ventilátoru z experimentu. Červená úsečka značí místo, kde byla měřena rychlost proudění vzduchu na výstupu z ventilátoru traverzováním sondy s krokem po 1 mm.



Obrázek 14: Místo měření rychlosti vzduchu na ventilátoru

Použité sondy a příslušenství

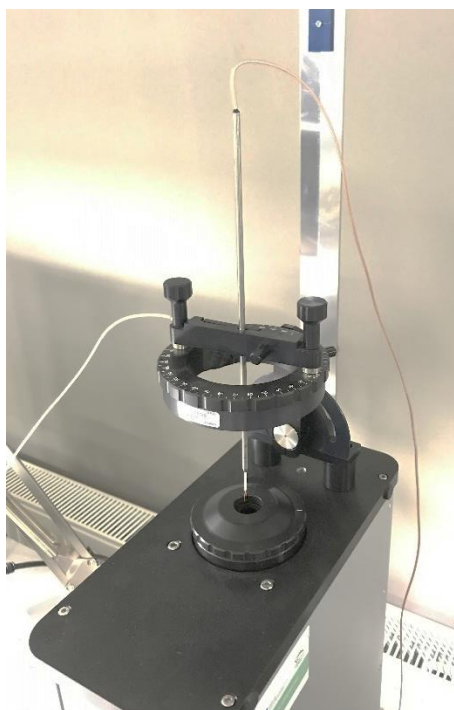
Pro kalibraci i měření je nutné vybavit měřicí aparát dalším příslušenstvím. Tabulka 7 podává přehled o použité sondě, držáku a kabelu. Každá tato součást má svoje kódové označení, které je nutné správně nadefinovat v ovládacím programu. Výrobce Dantec přesně předepisuje, jakým způsobem je nutné hardware připravit a připojit.

Tabulka 7: Specifikace měřicího aparátu

Funkční prvek	Typové označení	Bližší určení
Kalibrátor	StreamLine Pro	Automatic Calibrator
Sonda rychlostní	55R01	Odpor při 20°C = 7,19 Ω
		Vede odpor = 0,5 Ω
		Senzor TCR $\alpha_{20} = 0,44 \text{ \%}/\text{C}$
Držák rychlostní sondy	55H21	
Kabel rychlostní i teplotní sondy	A1866	Délka 20 metrů
Sonda teplotní	90P10	

Kalibrace měřicího aparátu

Aby bylo měření platné, tak je nutné provést kalibraci celého měřicího aparátu za podmínek blízkých místu měření ve zkoumaném čase. Výrobce dodává automatický kalibrátor, který toto umožňuje. Obrázek 15 zobrazuje výše popsanou sestavu v době provádění kalibrace a Tabulka 8 sumarizuje výsledky z této kalibrace, které je nutné implementovat do software LabView pro správnou interpretaci naměřených hodnot.



Obrázek 15: Kalibrace měřicího aparátu

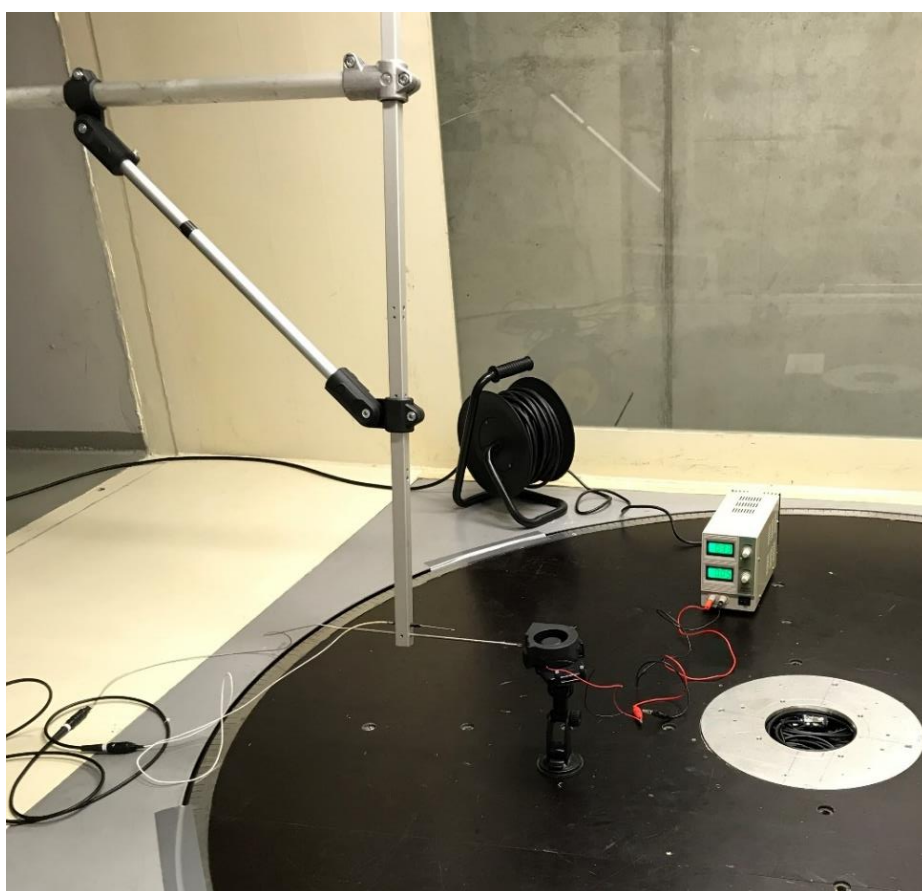
Tabulka 8: Výsledky kalibrace rychlostní sondy

Rychlost nastavená [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	Součinitel E1	Teplota [$^{\circ}\text{C}$]	Tlak [kPa]	Součinitel E1 korigovaný	Rychlost vypočítaná [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]
0,196	1,340	25,589	95,628	1,340	0,196

1,104	1,648	25,581	95,632	1,648	1,106
1,992	1,805	25,576	95,629	1,805	1,987
2,912	1,920	25,567	95,633	1,920	2,902
3,801	2,009	25,564	95,634	2,009	3,811
4,741	2,088	25,556	95,630	2,088	4,768
5,666	2,151	25,551	95,636	2,151	5,666
6,409	2,197	25,543	95,631	2,197	6,381
7,397	2,255	25,533	95,634	2,255	7,396
8,222	2,298	25,524	95,631	2,298	8,220
9,161	2,344	25,512	95,633	2,344	9,154
10,040	2,384	25,498	95,631	2,384	10,053

Příprava měření

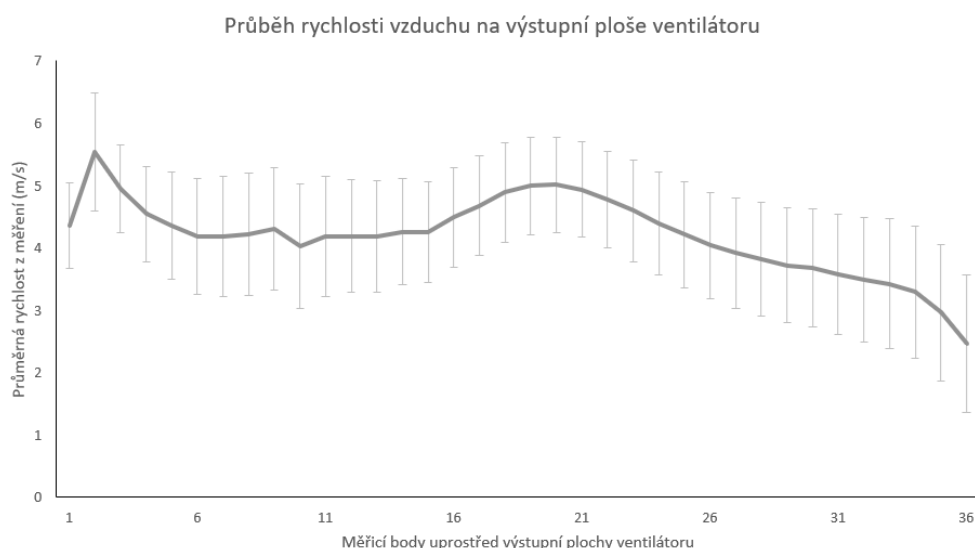
Pro přesné pohyby pojezdů po celé měřicí úsečce (červená úsečka na obrázku 14) byla využita elektricky posuvná osa, která je zabudována v měřicím tunelu. Po nastavení rozsahu pohybů i kroku měření byly tyto hodnoty zadány do ovládacího software, který vždy po naměření celkem 30 000 hodnot v jednom měřicím místě pohnul držákem sondy o nastavený krok (1 mm) až do posledního požadovaného měřeného místa. Obrázek 16 zobrazuje situaci při měření a je v něm vidět ventilátor uchycený v držáku uvnitř aerodynamického tunelu i část elektrické osy pro pohyb měřicí sondy s jejím držákem.



Obrázek 16: Průběh měření v aerodynamickém tunelu

Výsledky měření rychlostního profilu na výstupu z ventilátoru

Sběr naměřených hodnot a jejich vyhodnocení se provádí v software LabView nainstalovaném na počítači, ke kterému jsou připojeny veškeré nutné prvky pro měření. V praxi nejčastějším systémem je výpočet redukovaných hodnot. Graf 5 představuje grafické zobrazení výsledných hodnot včetně vykreslených chybových úsečků, které byly vypočítány podle principu výpočtu směrodatné odchylky. Z výsledků je patrné, že pro každý měřený bod je vypočítána vysoká hodnota směrodatné odchylky. To lze vysvětlit vysokou frekvencí odečtu hodnot (30 000 vzorků za 30 sekund) a také tvarem rotoru ventilátoru (radiální kolo se 41 lopatkami), který se otáčel nejmenší možnou rychlostí. Proto měření zaznamenávalo značné výkyvy naměřených hodnot. Průměrná rychlost proudění v ose výstupní plochy ventilátoru je $4,198 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Z principu měření pouze jednou jednodrátkovou sondou je zřejmé, že došlo k zanedbání rotační složky rychlosti proudění z ventilátoru.



Graf 5: Výsledky měření rychlostního profilu vzduchu z ventilátoru

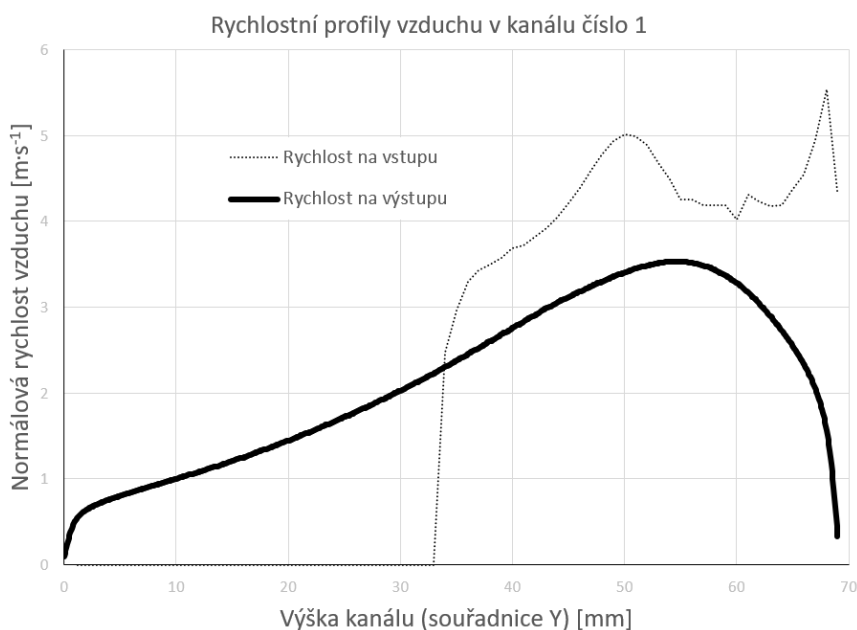
Okrajové podmínky modelu vstupního kanálu

Na vstupní ploše do výpočetní oblasti byl definován rychlostní profil vzduchu z měření drátkovou anemometrií vysvětlený výše, hmotnostní zlomek vodní páry ve vlhkém vzduchu určený z vytvořené funkce v programu MATLABu (kapitola 3.1 této práce), teplota vlhkého vzduchu a atmosférický tlak z Tabulky 5 změřené dataloggerem coby přesnějším dostupným měřidlem. Horní a dolní stěny byly modelovány jako pevné stěny s nastavením „No Slip Wall“. Levé a pravé stěny byly určeny jako stěny symetrie. Na výstupní ploše z výpočetní oblasti byl definován výstup tekutiny do prostoru s nulovým

přetlakem. Vzhledem k triviálnímu tvaru geometrie (kvádr) nebude v této práci prezentován obrázek výpočetní sítě, která pro potřeby výpočtů obsahovala zjemnění u stěn a celkový počet hexahedrálních elementů byl 10 384 500. Největší poměr délky hran ve všech elementech byl 1,03704 a celkový objem domény byl $8,0109 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$.

Rychlostní profil na výstupu z kvádru číslo 1

Graf 6 zobrazuje rychlostní profil vzduchu ve středu výpočetní domény na výstupní ploše (tlustá černá čára), který se bude zadávat do navazujícího modelu na vstupní plochu kanálu číslo 2 z obrázku 12. Dalšími hodnotami, které se budou převádět jsou kinetické turbulentní energie a frekvence turbulentních vírů. Pro informaci je v grafu 6 tečkovanou čarou znázorněn rychlostní profil vzduchu na vstupu do kanálu číslo 1. Porovnáním těchto dvou grafů lze vypořizovat, že rychlostní profil na vstupu od ventilátoru se při proudění kanálem ustaluje a dochází k jeho rovnoměrnějšímu rozprostření.



Graf 6: Rychlostní profil na výstupu ze vstupního kanálu

b) Proudění v kanálu číslo 2 na Obrázku 12

Níže bude popsáno nastavení preprocessingu programu ANSYS CFX, které bylo nalezeno pro funkční model proudění vlhkého vzduchu s kondenzací na rozhraní mezi stěnami výměníku a tekutinou na modelu kvádru s výměníkem (číslo 2 na obrázku 12). Nastavení parametrů do značné míry kopíruje nastavení pro model vstupního kanálu. Model kanálu číslo 2 je složen z několika těles (v terminologii ANSYS CFX se nazývají „domains“, česky domény) a pro všechny je potřeba určit odpovídající okrajové a

počáteční podmínky včetně vzájemných interakcí, modelu turbulence a přenosu tepla. Na základě zkušeností se dá předpokládat, že když se správně určí proudění ve výpočetní doméně, tak je velký předpoklad, že bude i korektně určen přestup tepla, pokud bude jeho model kvalitativně odpovídat modelu turbulence. Deformace sítě není povolena.

Jak již bylo zmíněno dříve, tak hodnoty na vstupu do kanálu číslo 2 pochází z předchozího výpočtu proudění v kanálu číslo 1. Teploty na površích, které geometricky odpovídají vnitřním površím měděných trubek, ve kterých proudí chladicí médium, jsou určeny jako konstanty z Tabulky 6. Zvláštní pozornost je nutné věnovat rozhraní mezi pevnými tělesy a prostorem pro proudění tekutiny. Na tomto rozhraní je nutné správně definovat přestup tepla, aby program mohl určit teplotní pole na tomto rozhraní. Výstup z výpočetní domény je modelován jako otevřená plocha, umožňující volný pohyb částic tekutiny, což fyzikálně odpovídá situaci v době experimentu a konstrukce kanálu.

Reprezentace domény vlhkého vzduchu v preprocessingu ANSYS CFX

Tabulka 9: Nastavení preprocessingu v ANSYS CFX pro prostor vlhkého vzduchu

Category	Component	Setting	Value
Analysis Type		Steady State	
Domain	Domain Type	Fluid Domain	
	Material	Moist Air	
	Morphology	Continuous Fluid	
	Reference Pressure		97 140 Pa
	Buoyancy Model	Option = Buoyant	-9,806 m s ⁻²
	Buoyancy Reference Density		1,228 kg m ⁻³
Fluid Model	Heat Transfer Option	Thermal Energy	
	Turbulence Option	Shear Stress Transport	
	Wall Condensation Model	Concentration Boundary Layer Model	
		Air Ideal Gas = Constraint Transport Equation	
		Water Vapour at 25 C = Transport Equation	2,2654e-5 m ² ·s ⁻¹
		Condensation Model Option = Condensable	
		Homogeneous Binary Mixture = Kondenzat	
Boundary Condition	Inlet (Subsonic)	Velocity Profile (Normal Speed)	Import z kvádru 1 (Velocity)
		Turbulence Kinetic Energy	Import z kvádru 1 (TKE)

		Turbulence Eddy Frequency	Import z kvádru 1 (TEF)
		Heat Transfer Option = Static Temperature	4,7 deg. C
		Water Vapour at 25 C Option = Mass Fraction	0,0045405
	Symmetry	Left Wall + Right Wall	
	Wall (Top + Bottom)	Mass And Momentum = No Slip Wall	
		Heat Transfer = Adiabatic	
		Heat Transfer On	
	Outlet	Mass And Momentum Option = Average Static Pressure	0 Pa
		Pressure Averaging = Average Over Whole Outlet	
Interfaces (Fluid-Solid and Solid-Solid)	Heat Transfer Option	Conservative Interface Flux	
	Mesh Connection Option	GGI	

Kritéria konvergence

Pro každý numerický výpočet je nutné stanovit kritéria, podle kterých se bude hodnotit, zda výpočet dosáhl konce nebo je nutné v něm pokračovat. Nastavená konvergenční kritéria pro zkoumaný případ popisuje Tabulka 10.

Tabulka 10: Konvergenční kritéria

Category	Setting	Value
Advection Scheme Option	High Resolution	
Turbulence Numerics Option	High Resolution	
Maximum Iterations		10 000
Convergence Criteria	Residual Type = RMS	
	Residual Target	$1 \cdot 10^{-4}$
Global Dynamic Model Control	On	

3.3.4 Nastavení processingu v ANSYS CFX

Pro výpočty bylo použito implicitní nastavení řešiče ANSYS CFX se zapnutím funkce „Double Precision“ pro přesnější výsledky využívající 64 bitový procesor a maximální možný počet výpočetních jader pro paralelizaci výpočetní úlohy.

Použitý hardware

Všechny modely byly kompletně vypočítány implementovaným řešičem v programu ANSYS CFX ve verzi 18.0. Kalkulace probíhala na pracovní stanici DELL

WORKSTATION T5810, jejíž výkonové parametry jsou uvedeny v Tabulce 11. Pracovní stanice byla postavena na míru tak, aby splňovala požadavky na hardware pro optimálně vyváženou výpočetní stanici. Jednalo se o jednoprocesorovou stanici s 8 GB RAM paměti na jedno výpočetní jádro procesoru.

Tabulka 11: Výkonové parametry výpočetní pracovní stanice

Komponenta	Parametr	Hodnota
Procesor	Obchodní označení	Intel Xeon E5-2685 v3
	Počet výpočetních jader	12
	Základní pracovní frekvence / Turbo	2,6 GHz / 3,3 GHz
Paměť Random Access Memory	Typ	Double Data Rate 4th Generation
	Pracovní frekvence	2 133 MHz
	Korekce chyb	Error Checking and Correcting
	Velikost	96 GB
Grafická karta	Název	AMD FirePro W4100
Operační systém	Název	Windows 10
	Verze	1809

Celková doba výpočtu dosáhla zhruba 1 400 jádrohodin pro jeden stacionární výpočet.

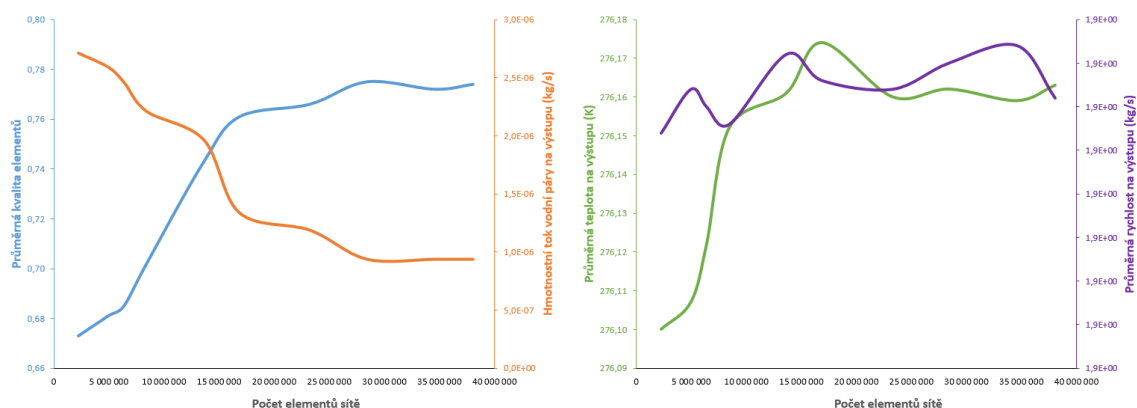
3.3.5 Výsledky výpočtů

Tato podkapitola podává přehled o proudění a přenosu tepla v kanálu číslo 2. Pro finální výpočty byla použita síť, jež neovlivňuje výsledky proudění (viz níže) a má zadány okrajové a počáteční podmínky z podkapitoly 3.3.3.

Test nezávislosti výpočetní sítě na řešení

Kvalita výpočetní sítě je velmi sledovaným parametrem, protože při počítání na nekvalitní síti principiálně není možné dosáhnout přesných výsledků, a lze ji hodnotit mnoha způsoby. V praxi bývá nejpoužívanější metodou postupné zjemňování výpočetní sítě bez změny okrajových a počátečních podmínek, přičemž se zaznamenává, jak se mění sledované hodnoty (většinou výstupní) a kvalitativní parametry výpočetní sítě. Síť musí korespondovat s podmínkami proudění a použitým výpočetním modelem, proto se v praxi opakovaně předělává a vylepšuje. To vnáší do systému tvorby numerického modelu určitou diskontinuitu práce. Jedná se o relativně snadno řešitelný, ale časově náročný problém. Graf 7 zobrazuje výsledky testu nezávislosti výpočetní sítě na řešení pro kanál číslo 2 z obrázku 12. Aby mohly být vytvořeny, tak bylo nutné použít data z celé podkapitoly 3.3. Získaná data byla analyzována a jakmile byla dosažena neměnnost výstupních hodnot (maximální stanovená odchylka do $\pm 2 \%$), tak byla dosažena

nezávislost výpočetní sítě na řešení, a tedy nalezen minimální nutný počet buněk sítě pro daný zkoumaný případ. Pro kanál číslo 2 z obrázku 12 platí, že jeho výpočetní síť musí mít minimálně 30 milionů elementů, aby byla nezávislá na výsledcích numerických simulací. To je poměrně vysoké číslo vzhledem k nízkému objemu celé výpočetní domény $2,38 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$, ale je nutné si uvědomit, že model počítá změnu fáze na rozhraní. Vzhledem k malým změnám v malé výpočetní doméně u teploty, rychlosti a kvality elementů má pro výpočty kondenzace největší smysl sledovat vývoj změny hmotnostního toku vodní páry, jež je v přímé souvislosti s množstvím vytvářeného kondenzátu.



Graf 7: Nezavislost výpočetní sítě pro kanál číslo 2

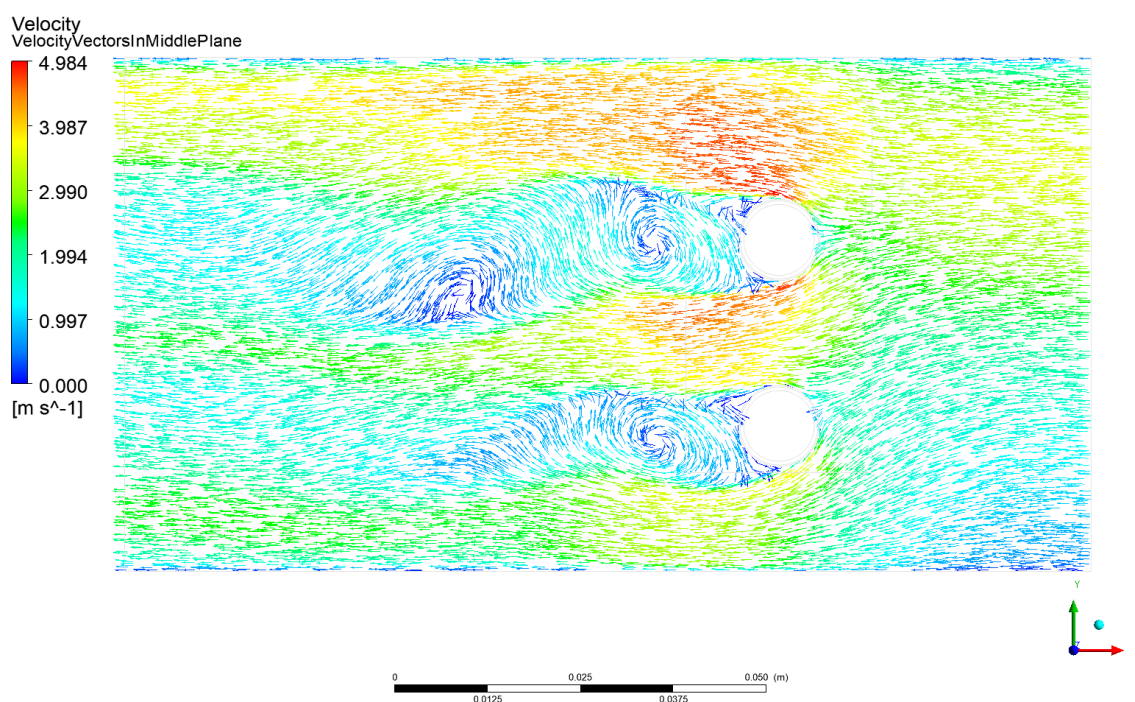
Residua

Problematika konvergence hodnot při výpočtech kondenzace byla podrobně zkoumána v [89] a i zde bylo velkým problémem získat konvergenci řešení. Problémy s konvergencí naznačují i velmi často se vyskytující vysoké hodnoty ($1 \cdot 10^{-3}$) u mnoha zkoumaných prací v podkapitole 2.4.1. Obecným doporučením je, že konvergence by se v průběhu výpočtu měla snížit o tři řády oproti začátku a nejmenší hodnoty konvergenčních kritérií by měly být pro energetickou rovnici (doporučení $1 \cdot 10^{-6}$). Standardní hodnotou pro vše je $1 \cdot 10^{-4}$.

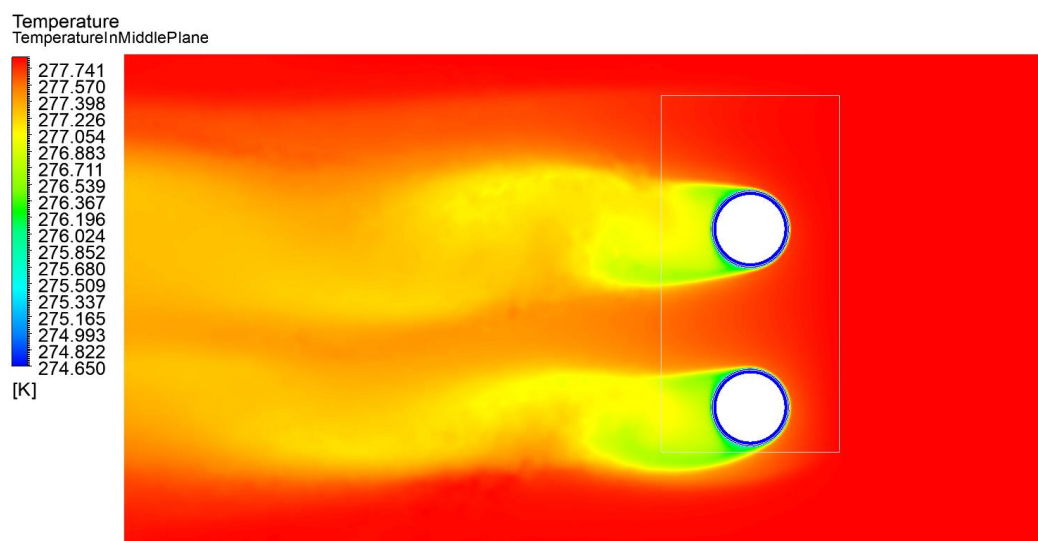
Zobrazení výsledků ve střední rovině domény

Níže budou prezentovány výsledky proudění uvnitř kanálu číslo 2 pro úhel natočení výměníku $\alpha=90^\circ$. Obrázek 17 znázorňuje rychlostní pole uprostřed výpočetní domény. Z něj vyplývá, že rozložení rychlostního pole v kanálu není optimální ani rovnoměrné. Z toho důvodu je horní část výměníku pouze v krátkodobém kontaktu s proudícím vzduchem, a tudíž nemůže dojít k jeho potřebnému ochlazení. Ve spodní části je výměník díky umístění trubek ochlazován intenzivněji, čímž se i více ochladí vlhký vzduch a může zde vzniknout i větší množství kondenzátu. Na Obrázku 18 je znázorněno teplotní pole uvnitř výpočetní domény navíc s řezem mezi osami trubek pro lepší vizualizaci teplot

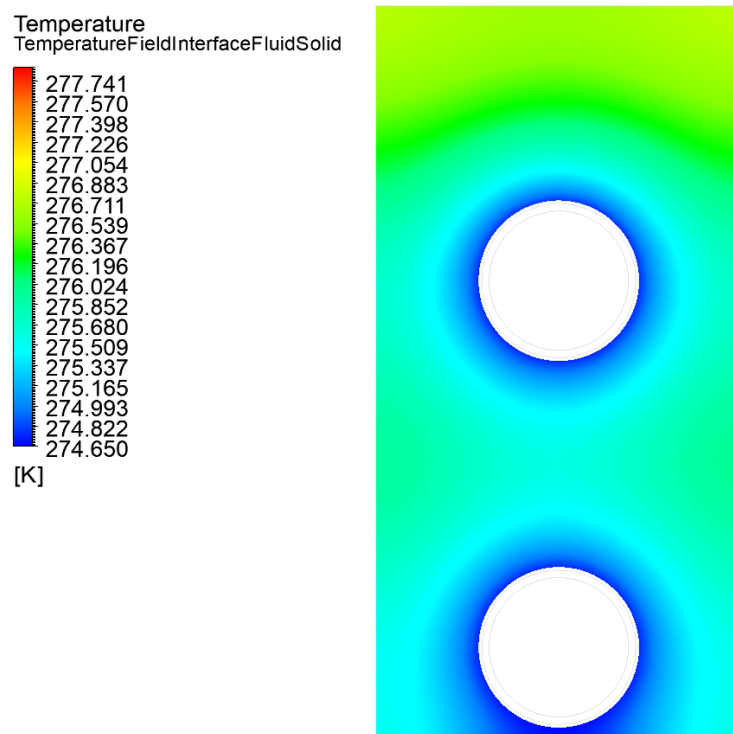
uprostřed výměníku. Na tomto obrázku si lze udělat představu o tom, jaké množství vzduchu v kanálu se dostane do výměníku k ochlazení. Takovýto výsledek je standardní pro numerické výpočty, ale pro experimentální zjištění se jedná o obzvláště složitý úkol. Stejným způsobem lze vizualizovat i rozložení teplotního pole na rozhraní mezi hliníkovými žebry a vlhkým vzduchem, což představuje obrázek 19. Zde lze pozorovat větší odběr tepelné energie z té části hliníkového žebra, jež ve svém okolí nemá trubku. Obrázek 20 zobrazuje část výpočetní oblasti, v níž je teplota vlhkého vzduchu pod rosným bodem. Čím je oblast modřejší, tím nižší je teplota v daném místě prostoru.



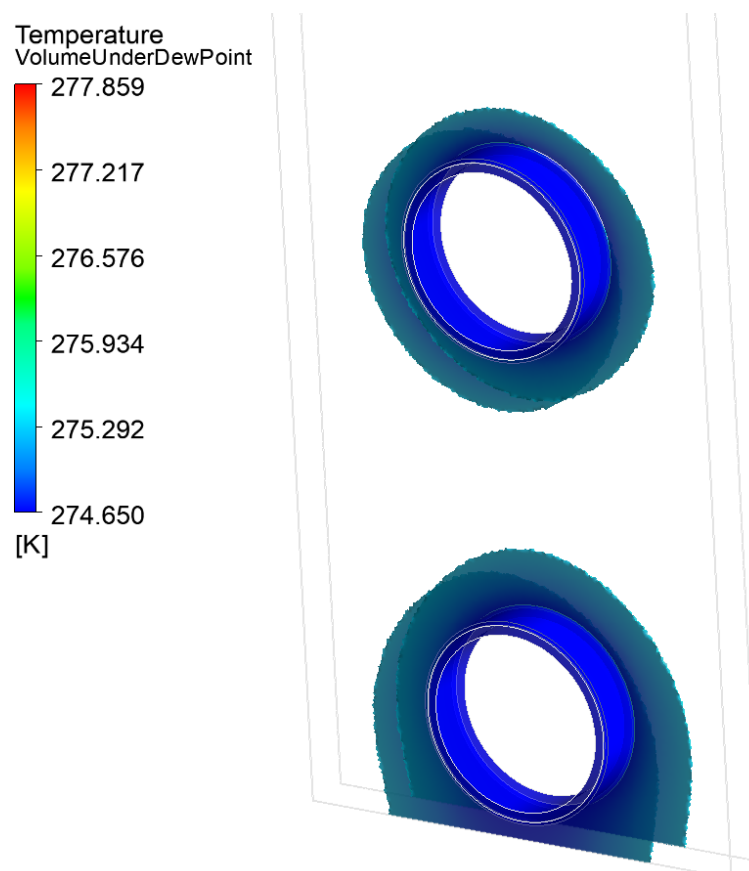
Obrázek 17: Rychlostní pole uprostřed výpočetní domény



Obrázek 18: Teplotní pole uvnitř výpočetní oblasti

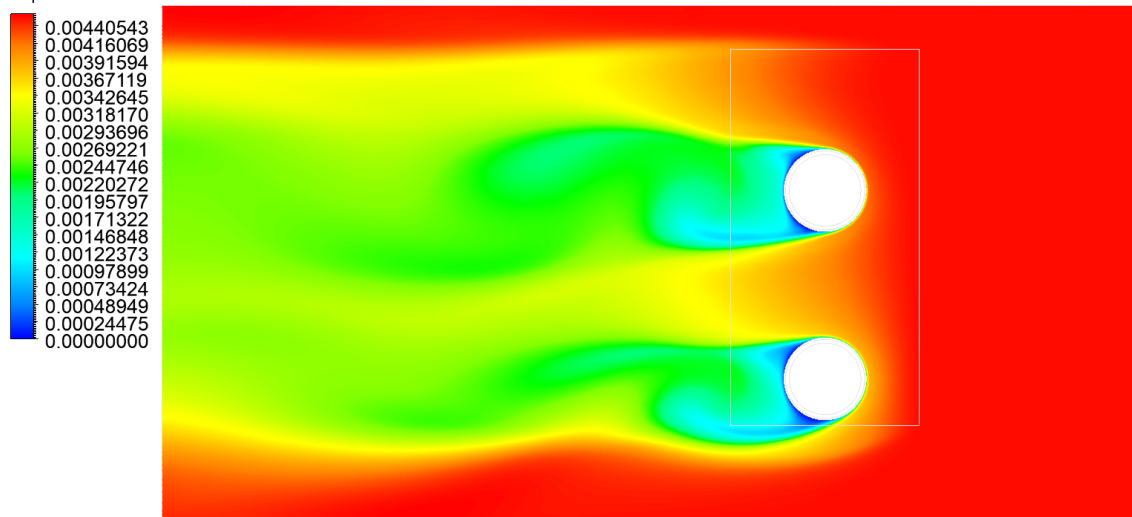


Obrázek 19: Teplotní pole na povrchu žebra



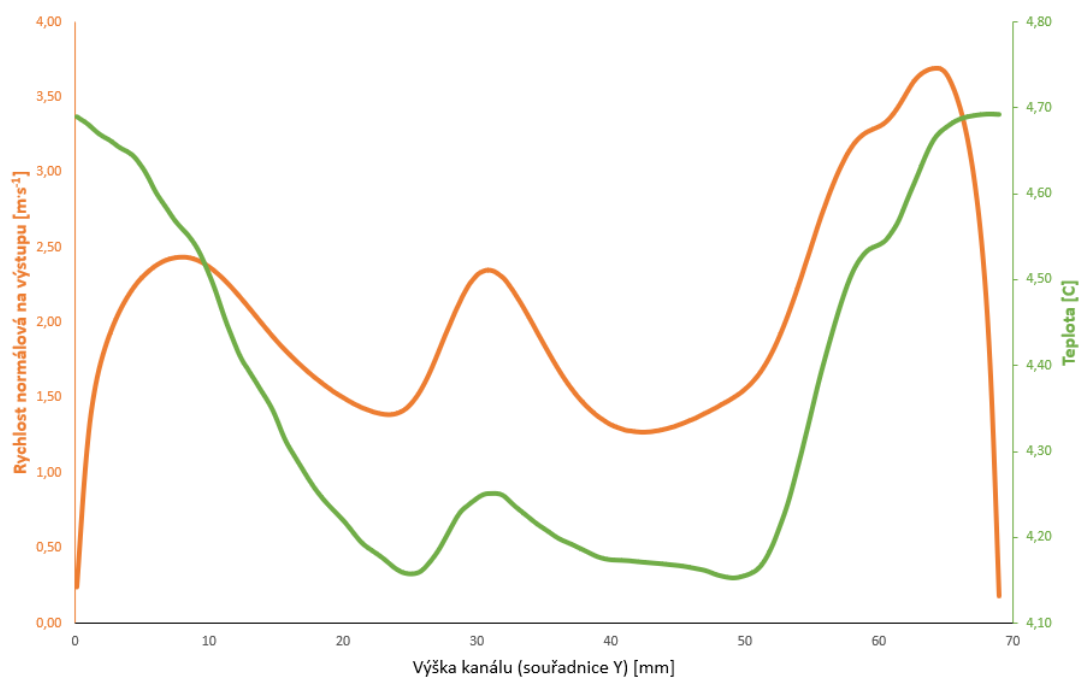
Obrázek 20: Oblast s teplotou pod rosným bodem

Water Vapour at 25 C.Mass Fraction
VapourFractionMiddlePlane



Obrázek 21: Distribuce hmotnostního zlomku vodní páry

Obrázek 21 vizualizuje rozložení hmotnostních podílů vodní páry, což je jiným způsobem vyjádřená pro vlhkost. Na něm lze vypořozovat, jaká část průtočného objemu se podílí na tepelné změně, a že k vysušování vzduchu dochází i za výměníkem. Takovéto výsledky jsou zjistitelné pouze CFD. Graf 8 znázorňuje teplotní a rychlostní profil na výstupní ploše z výpočetní oblasti. Tyto průběhy jsou určující v momentě, kdy na tomto místě bude vstupovat vlhký vzduch do místnosti (obrázek 1) a tudíž společné vnímání rychlostního a teplotního pole má přímou souvislost s teplotním komfortem osob v místnostech, jak vyplývá z podkapitoly 2.1.



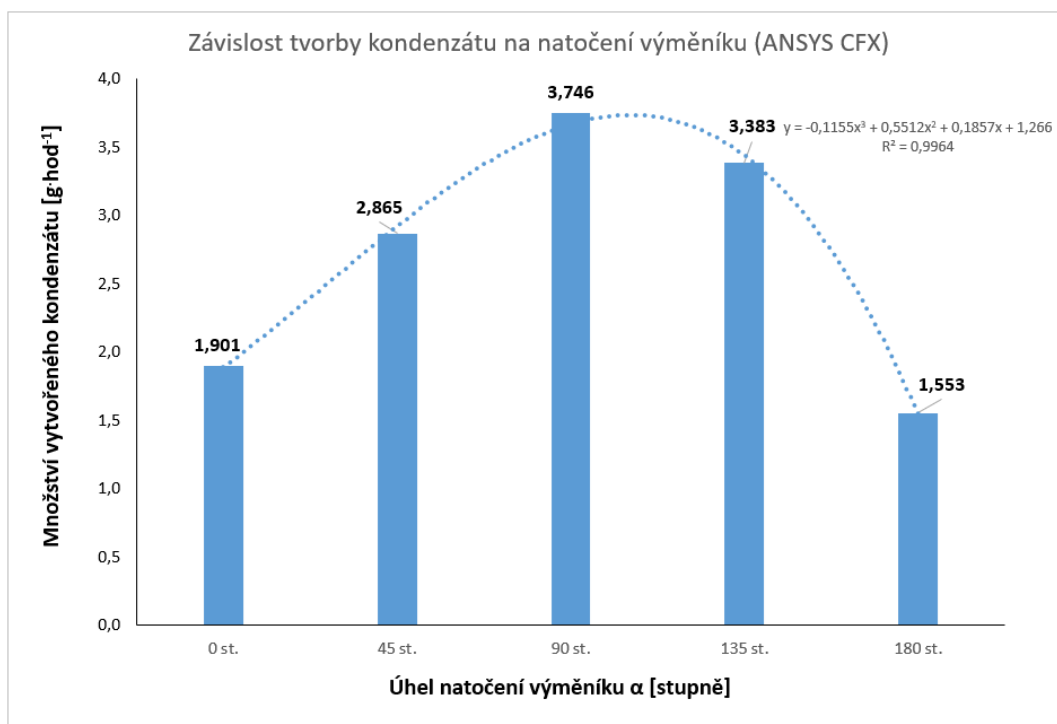
Graf 8: Teplotní a rychlostní profil na výstupu z výpočetní oblasti

Tabulka 12 představuje výsledky hodnot proudění podle ANSYS CFX. V levém sloupci je seznam vyhodnocovaných veličin a v dalších sloupcích jsou jejich střední hodnoty na korespondujících plochách. Pro potřeby korektního vyhodnocení jsou hodnoty počítány ne přímo na okrajích výpočetní domény, kde existuje velké riziko ovlivnění hodnot okrajovými podmínkami, ale jsou počítány v rovnoběžných rovinách umístěných o malou hodnotu vzdálenosti směrem ke středu výpočetní domény. Tyto roviny jsou označeny „Behind Inlet“ pro rovinu těsně za vstupní plochou a „In Front of Outlet“ pro rovinu těsně před výstupní plochou. Navíc jsou vyhodnocované veličiny v rovině těsně před výměníkem „In Front of Heat Exchanger“ a těsně za výměníkem „Behind Heat Exchanger“. Tučně zvýrazněné hodnoty označují hmotnostní tok vodní páry, jejichž rozdíl odpovídá množství vytvořeného kondenzátu ve výpočetní doméně. Tento rozdíl také vysvětluje fakt, proč se nerovnají hmotnostní toky na vstupu a na výstupu. Tyto hodnoty se pochopitelně v praxi musí shodovat. Hodnoty jsou určeny plošnými integrály přes celé vyhodnocované plochy. Záporné znaménko u výstupní plochy značí směr proudění, tedy že tekutina opouští výpočetní doménu.

Tabulka 12: Výsledky proudění podle ANSYS CFX pro $\alpha=90$ stupňů

Variable	Unit	Behind Inlet	In Front of Heat Exchanger	Behind Heat Exchanger	In Front of Outlet
Mass Flow (air)	kg·s ⁻¹	3,94682·10 ⁻⁴	3,94681·10 ⁻⁴	3,94807·10 ⁻⁴	-3,94665·10 ⁻⁴
Mass Flow (Vapour)	kg·s ⁻¹	1,80023·10 ⁻⁶	1,80022·10⁻⁶	1,73085·10⁻⁶	-1,73081·10 ⁻⁶
Temperature	K	277,85	277,85	276,667	277,032
Velocity	m·s ⁻¹	2,15841	2,16276	2,50267	2,1524
Absolute Pressure	Pa	97 143,8	97 143,8	97 137,6	97 140,0
Mass Fraction (Vapour)	-	0,0045405	0,0045405	0,00446481	0,00451097

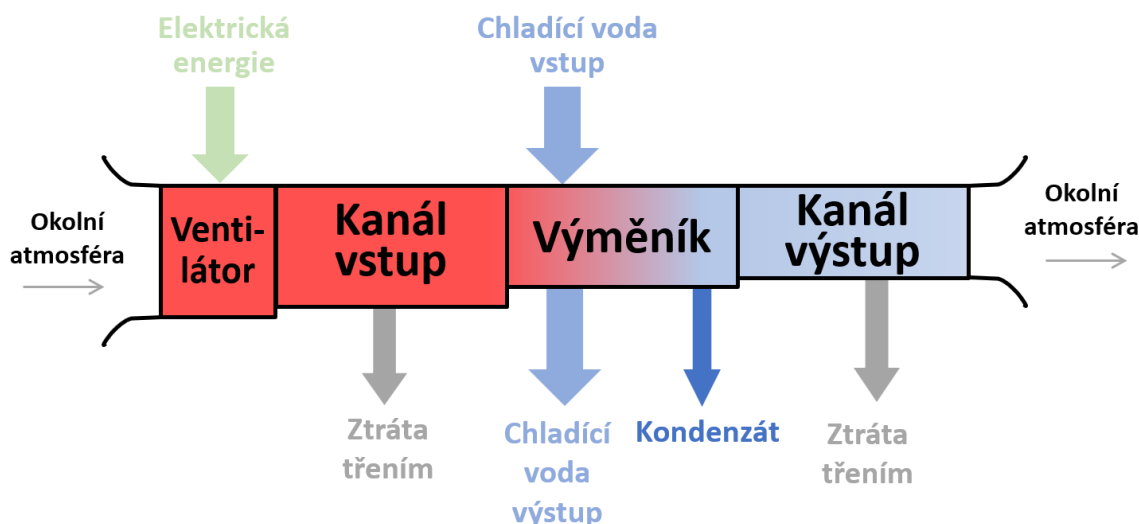
Stejným způsobem se určily hodnoty proměnných pro všechny α z experimentu, viz Tabulka 6. Těžiště zájmu je v určení množství vzniklého kondenzátu v závislosti na úhlu natočení výměníku. Výsledky z ANSYS CFX jsou zobrazeny v grafu 9, na němž je vidět, že největší množství kondenzátu je predikováno pro úhel natočení výměníku $\alpha=90^\circ$ a rovnice pro popis spojnice trendu je kubická.



Graf 9: Závislost tvorby kondenzátu na úhlu natočení výměníku (ANSYS CFX)

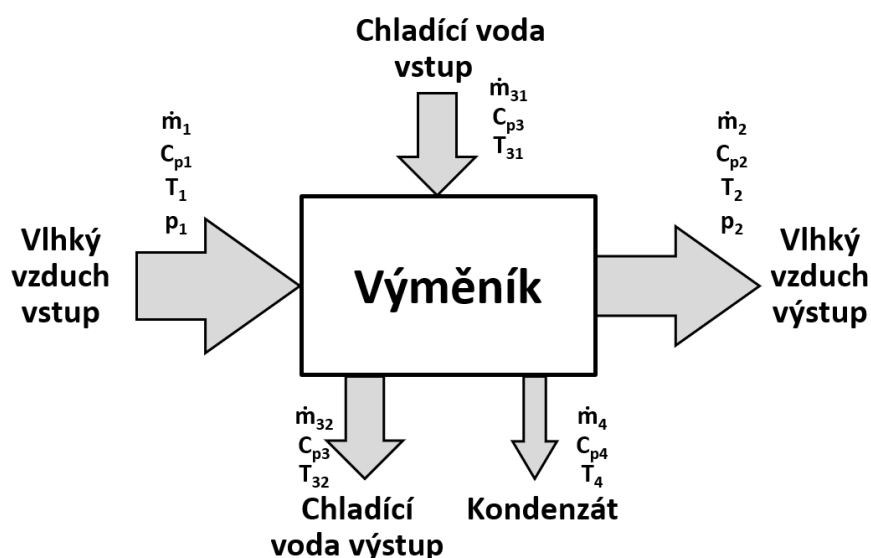
3.4 Bilance hmoty a energie

Nutností při výpočtech je udělat bilanci hmoty a energie v systému. Ta musí odpovídat skutečnosti i základním fyzikálním a termodynamickým zákonům. Ve zkoumaném případě se jedná o průtočný systém, jemuž musí odpovídat označení veličin i použité jednotky. Pro výpočet bilance energie se tedy jedná o upravenou kalorimetrickou rovnici, v níž se uvažuje pouze tepelná energie a ostatní energie (chemická, elektrická, světelná, zvuková, gravitační a elektromagnetická) byly zanedbány. Obrázek 22 zobrazuje blokové schéma toku energie v celém výpočetním prostoru, kde proudění vzduchu je zleva doprava. Jedná se o konzervativní systém, tedy energie do systému vstupující se musí rovnat energiím ze systému vystupujícím. V celé soustavě se dále vyskytují ztráty sáláním a konvekcí, kdy celé těleso samo o sobě pohlcuje určitou část energie. Tuto hodnotu ale není možné přesně změřit či stanovit, takže bude zanedbána.



Obrázek 22: Blokové schéma toku energie

Nejzásadnějším elementem celého výpočtu je tepelný výměník a jeho tepelná bilance, jež je znázorněna na obrázku 23. K výměnku je přivedena energie z proudícího vlhkého vzduchu (index: 1) a energie chladicí vody (index: 31). Ze systému vychází energie v podobě proudícího vlhkého vzduchu (index: 2), chladicí vody (index: 32) a kondenzátu (index: 4).



Obrázek 23: Tepelná bilance ve výměníku

Rovnice (128) popisuje zachování hmotnostních toků. Hmotnostní tok vlhkého vzduchu na vstupu do výměníku se určí dle (129) jako součin hustoty vlhkého vzduchu (podkapitola 2.2.20) a objemového průtoku ventilátorem (průřez z obrázku 14 a rychlost z podkapitoly 3.3.3). Tímto dojde k zanedbání ztrát ve vstupním kanálu, které jsou vzhledem k malé rychlosti proudění vzduchu velmi malé a nebude docházet k ucpání.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_4 \quad (128)$$

$$\dot{m}_1 = \rho_{ha} \dot{V}_{vent} \quad (129)$$

Rovnice (130) popisuje zachování tepelné energie ve výměníku. Měrná tepelná kapacita vlhkého vzduchu (c_{p1} a c_{p2}) se určí z podkapitoly 2.2.37. Teplota před výměníkem nebyla v experimentu měřena a bude se uvažovat, že odpovídá teplotě okolí v době realizace experimentu. Hmotnostní tok chladicí vody byl určen výkonem použitého čerpadla a měřením byla zjištěna hodnota $4,83 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$, která je konzervativní, jelikož nedocházelo k úniku ani akumulaci této chladicí vody při proudění výměníkem, tedy platí $\dot{m}_{31} = \dot{m}_{32}$. Měrná tepelná kapacita vody (c_{p3} a c_{p4}) je určena z [85]. Teploty chladicí vody na vstupu do výměníku i na jeho výstupu byly měřeny na vnějším průměru měděných trubek, čímž může dojít k nepřesnostem i vzhledem k metodě měření. Proto je pro výpočty důležitější rozdíl těchto teplot (T_{31} a T_{32}). Neznámou hodnotou z experimentu je ovšem hmotnostní tok vlhkého vzduchu po jeho protečení výměníkem ($\dot{m}_2$). Známa je akorát jeho teplota zaznamenaná dataloggerem (T_2), ovšem pouze v jednom bodě, a nikoliv střední hodnota v celém průřezu kanálu. Hmotnostní tok kondenzátu ($\dot{m}_4$) a jeho teplota (T_4) jsou uvedeny v Tabulce 6. Zanedbává se ohřev vzduchu ve ventilátoru.

$$\dot{m}_1 c_{p1} T_1 + \dot{m}_{31} c_{p3} T_{31} = \dot{m}_2 c_{p2} T_2 + \dot{m}_{32} c_{p3} T_{32} + \dot{m}_4 c_{p4} T_4 + \dot{m}_4 l \quad (130)$$

Podobným způsobem lze udělat tepelnou bilanci pomocí software ANSYS CFX, který umí velice přesně určit jednotlivé veličiny, ale jejich finální součet už je nutné udělat ručně. Výsledky jsou prezentovány v Tabulce 12.

3.5 Porovnání výsledků z experimentu a numerického modelu

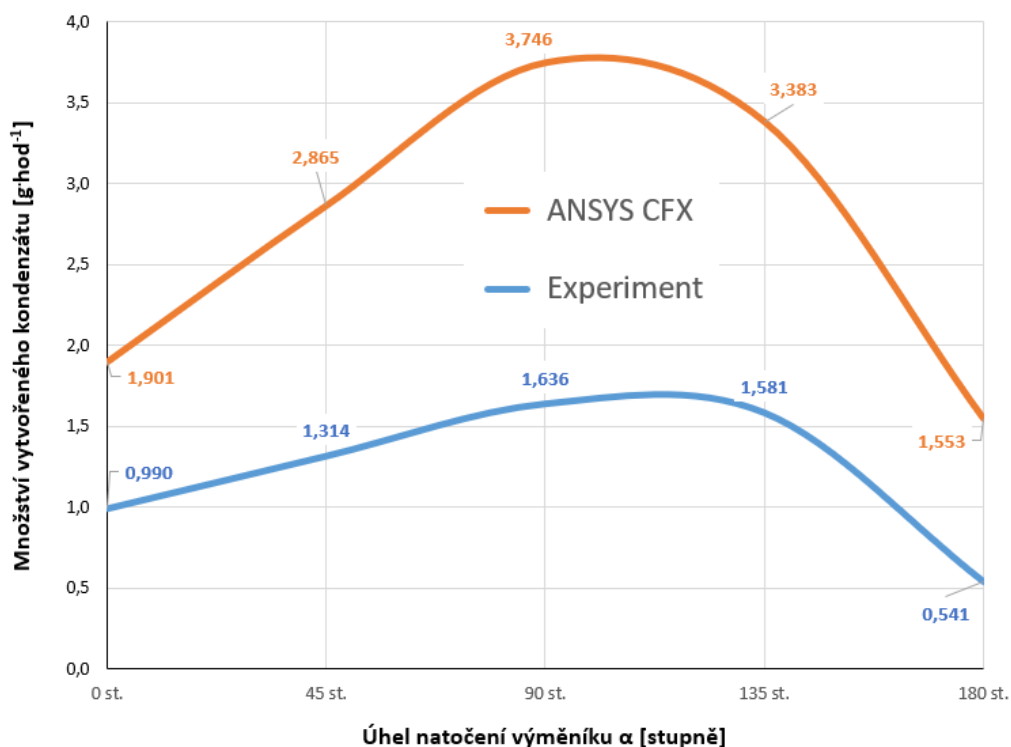
Tato podkapitola se věnuje porovnání výsledků z experimentu a numerického modelu, jelikož obě metody měla stejná vstupní data.

Obecně platí, že přesnost naměřených hodnot během experimentu je klíčová jednak pro správné určení tepelné bilance a také pro validaci numerického modelu. Po provedení analýz výsledků lze konstatovat, že experiment byl koncepčně navržen správně včetně měření potřebných parametrů. Ovšem došlo k nevhodné volbě konkrétních měřících zařízení, která nejsou tak přesná, jak by bylo potřeba. Názorným příkladem je měření rychlosti vzduchu na konci tunelu vrtulkovým anemometrem, který systematicky ukazoval vyšší hodnoty, než predikoval ANSYS CFX a také analytické výpočty. Tato nepřesnost se projevila v energetické bilanci, kde je také zmíněna. Experiment byl

vytváren s cílem získání množství kondenzátu v závislosti na úhlu natočení výměníku a tato závislost byla stanovena. Tento výsledek popisuje Graf 3. Nevýhodou experimentu je nemožnost získat detailnější přehled o proudění v prostoru mezi žebry výměníku, jelikož by instalace relativně velkých čidel do relativně malého prostoru mohla značně ovlivnit charakter proudění a tím i vytváření kondenzátu.

Výhodou numerického modelu je možnost zadat velké množství okrajových a počátečních podmínek včetně přizpůsobení výpočtů na míru konkrétní aplikaci. To je velká výhoda při tvorbě nových součástí, ale nevýhoda při potřebě validace modelu s experimentem, jelikož se musí vybalancovat velké množství proměnných. Nespornou výhodou je možnost nahlédnout a detailně analyzovat libovolnou část výpočetní domény, čehož bylo v tomto případě užito pro zobrazení proudění v prostoru mezi žebry výměníku.

Graf 10 souhrnně udává výsledky tvorby kondenzátu z experimentu a numerického modelu v závislosti na úhlu natočení výměníku vůči směru proudění. Z něho je patrné, že ANSYS CFX predikoval v průměru 2,28-krát více vznikajícího kondenzátu za všech podmínek a kopíruje trend tvorby kondenzátu z experimentu.



Graf 10: Porovnání tvorby kondenzátu

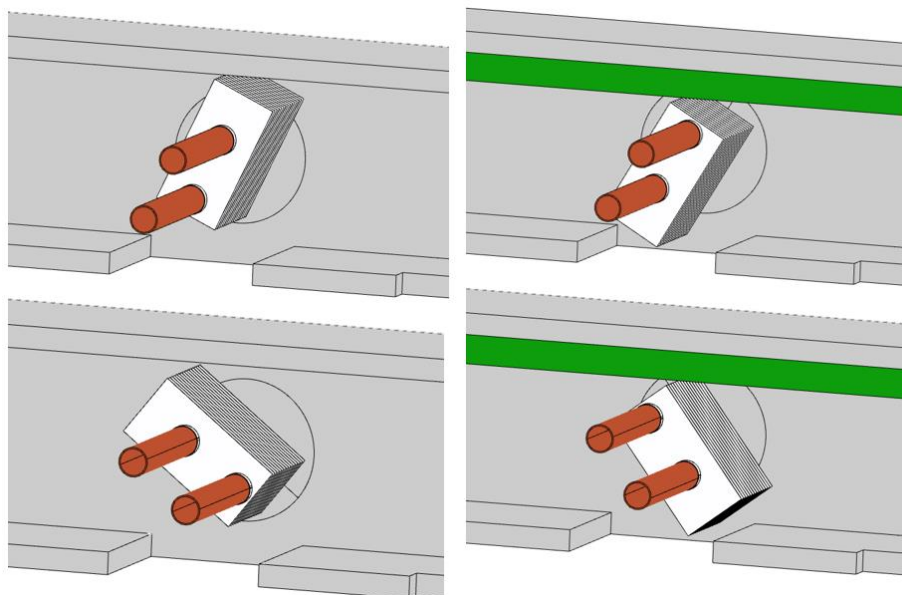
Fakt, že ANSYS CFX nadhodnocuje množství vytvořeného kondenzátu byl vysloven i v [87], [90] a [79]. Jelikož rozdíl v množství kondenzátu pomocí CFX a experimentu je

velký, tak byla provedena citlivostní studie parametrů s cílem zjistit, které proměnné mají na predikci tvorby kondenzátu největší vliv. Jako první se začaly upravovat okrajové podmínky proudění, zejména definice výstupní plochy z kanálu. Toto úsilí vedlo pouze k malé změně charakteru proudění a zanedbatelné změně v predikci množství kondenzátu. Následovala revize definice rozhraní mezi pevnou stěnou a proudící tekutinou. Jak již bylo zmíněno dříve, tak ANSYS CFX obsahuje model pouze filmové kondenzace a neumí počítat s kapičkovou kondenzací, která byla pozorována v experimentu. Oba režimy kondenzace jsou značně odlišné a při stejných podmínkách proudění poskytují jiné výsledky, zejména hodnotu součinitele přestupu tepla. Další úsilí bylo věnováno revizi definice vzniku kondenzátu, jakožto nově zavedeného materiálu. Možnosti nastavení byly představeny v podkapitole 3.3.3. Bylo vypořádáno, že tyto parametry značně ovlivňují množství kondenzátu. Zejména hodnota saturačního tlaku. Pokud byla zadána hodnota saturačního tlaku menší, než je operační tlak v okolí experimentu, tak ANSYS CFX predikoval menší množství kondenzátu. Jedná se o logické vysvětlení, jelikož v okolí stěny dochází k lokálnímu poklesu tlaku, který je diskutován či kvantifikován v [91], [92] i v [93] a je spojován především s filmovou kondenzací. Tento poznatek otevírá další možnosti hlubšího studia kondenzace, které ale v této práci vzhledem k jejímu rozsahu nebudou dále rozvíjeny. Tato práce poukazuje na parametry, které mají přímou a hlavní souvislost s kondenzací.

3.6 Možnosti optimalizace proudění v kanálu s výměníkem

Analýzou výsledků proudění z ANSYS CFX z podkapitoly 3.3 bylo vypořádáno, že existuje část vzduchu proudícího v kanálu, který neproteče tepelným výměníkem, a tudíž se nepodílí na celkovém ochlazení proudícího vzduchu, nýbrž na zvyšování jeho průměrné teploty. Tento jev je nechtěný a značí neekonomičnost a neefektivnost celého procesu. Jednou z možností, jak tento problém odstranit by bylo zmenšit průřez kanálu na hodnotu, která by odpovídala průmětu výměníku ve směru proudění. V představeném experimentu by takové snížení průřezu mohlo vyřešit snížení stropu tzv. stropnicí. Příklad použití stropnice o výšce 12 mm (zelený kvádr) zobrazuje obrázek 24, kde lze vypořádat, že pro určité úhly natočení výměníku (pro α zhruba 30° až 150° , obrázky v levém sloupci) by stropnice nebyla potřeba, ale pro odlišné úhly (pro α zhruba -210° až 30° , obrázky v pravém sloupci) by mohla optimalizovat proudění v kanálu jeho usměrněním mezi žebra výměníku a nikoliv do okolí výměníku. Při použití stropnice o

výšce 12 mm by se Reynoldsovo číslo podle (127) změnilo na 14 574, což nemá vliv na použitý model turbulence.



Obrázek 24: Znázornění použití stropnice pro určité polohy natočení výměníku

Pokud by se změnilo zadání např. na nalezení takových parametrů proudění, při kterých bude docházet k co nejintenzivnějšímu ochlazování proudícího vzduchu, ale bez tvorby kondenzátu ve výměníku, tak v tomto případě se nabízí měnit rychlost vzduchu při průtoku kanálem změnou otáček ventilátoru. Důvodem pro tuto změnu zadání může být fakt, že všeobecně je kondenzát považován za provozní složitost, jelikož je nutné jej odvádět, a navíc se negativně podílí na energetické bilanci, obzvláště při nízkých výkonech tepelných zařízení. V takovéto úloze by těžiště práce spočívalo v optimalizaci a zrovnoměnění tepelného namáhání výměníku včetně vhodného rozložení teplotního pole na žebrech.

Při požadavku na co největší výstupní rychlost proudění z kanálu lze ventilátor přesunout až na konec kanálu. Tím pádem bude ventilátor nasávat ochlazený vzduch za výměníkem a vysokou rychlostí jej foukat do obytné místnosti.

V případě potřeby zjistit závislost tvorby kondenzátu na množství různých polutantů ve vlhkém vzduchu je sestava konstrukčně připravena na instalaci jejich vtoků do libovolného místa v kanálu. V tomto případě je vhodné využít delší část kanálu k homogenizaci v kanálu pro zpřesnění výsledků.

Na všechny výše vyjmenované možnosti optimalizace je vytvořená experimentální sestava fyzicky připravená a lze na ni provést nová měření.

4 ZÁVĚR

Předložená disertační práce se věnuje problematice kondenzace atmosférické vlhkosti ve výměníku tepla, přičemž testuje možnosti širšího uplatnění CFD pro problematiku kondenzace. Zabývá se stanovením vhodných metod řešení a implementováním numerických matematických modelů v komerčních programech pro možnost predikce vzniku kondenzátu. Jako příklad validace byl vybrán model výměníku užívaný v podlahových konvektorech.

Téma práce bylo zvoleno na základě faktu, že s ním spojená míra tepelné pohody a rosný bod vlhkého vzduchu v obytných místnostech jsou natolik zásadní pro všechny osoby v místnostech po celém světě, že je nutné tématu do hloubky porozumět a umět stanovit i řídit parametry proudění včetně vlhkosti, které se projeví na zdraví lidí, technickém stavu budov a ekonomice jejich provozu. Práci, které by se takto hluboce zaměřovaly na využití CFD pro kondenzaci a současně by i testovaly modely s reálnými podmínkami provozu není mnoho. Jedná se o méně probádanou oblast, přičemž práce hledá především možnosti praktického uplatnění znalostí CFD v praxi např. při návrhu reálných zařízení.

Cílem bylo nastudovat, vyhodnotit a využít teoretické i praktické znalosti k vytvoření virtuálního numerického modelu výměníku, jenž by byl použitelný pro numerické výpočty proudění vlhkého vzduchu se změnou fáze. Výhodou takového řešení je zrychlení vývoje nových výměníků včetně možností vytváření zcela nových konfigurací bez nutnosti výroby fyzických prototypů a ověřování jejich funkčních parametrů pomocí experimentů. Zvládnutí celého procesu má potenciál přinést konkurenční výhodu v technické praxi. Nevýhodou je značná složitost nastavení numerického modelu daná množstvím závislých proměnných. Proto byl pro vyřešení kondenzace atmosférické vlhkosti ve výměníku tepla zvolen postup, jenž spočívá v kombinaci dvou nezávislých metod a vzájemné porovnání jejich výsledků. První metodou je kompletní návrh a realizace vlastního experimentu včetně naměření množství vytvořeného kondenzátu za různých provozních podmínek. Druhou metodou je tvorba virtuálního modelu vytvořeného experimentu. Cílem je přenést okrajové a počáteční podmínky v době provedení experimentu do virtuálního prostředí a porovnat výsledky obou metod včetně zhodnocení jejich přínosu, výhod, nevýhod a možností praktického použití.

Práce obsahuje zhodnocení vytvořených výsledků, jejich porovnání a také nabízí různé technické možnosti optimalizace proudění vzduchu kanálem a výměníkem za účelem

zvýšení přesnosti predikce numerického modelu. Největším problémem při experimentu je přesné naměření procesních parametrů a jejich záznam v čase. Největším problémem numerického modelu je dosažení konvergence a stanovení vhodných konvergenčních kritérií.

Výsledky práce indikují systematické nadhodnocování množství vzniklého kondenzátu výpočetním programem ANSYS CFX oproti provedenému experimentu a shodují se s řadou publikovaných děl ostatních autorů. Důvody a možnosti řešení tohoto nadhodnocování jsou vypracovány v těle práce, kde jsou také detailně popisovány výstupy ze studované literatury, měnící se vlastnosti proudícího média a také model turbulence i přenosu tepla.

Zpracovávané téma je odborně velmi složité a obsahuje kombinaci mnoha faktorů, které mohou mít vliv na konečné použití metod CFD pro určení kondenzace. Z tohoto důvodu se tomuto tématu v budoucnu bude určitě věnovat pozornost.

4.1 Zhodnocení přínosů práce

Předložená práce je přínosem ve třech oblastech. Prvním přínosem je detailní popis výpočtu stavových veličin vlastností vlhkého vzduchu, pro jehož přesné výpočty byla vytvořena funkce v programu MATLAB, jejíž zdrojový kód je součástí této práce, a tudíž je volně šiřitelný. Druhým přínosem je přesný popis vytvořeného experimentálního zařízení, které je koncepčně připraveno na případné nové experimenty pro rozšíření studia kondenzace, jež jsou v práci také naznačeny. Třetím přínosem této práce je kompletní přehled všech elementů vytvořeného numerického modelu včetně výpisu použitého nastavení, které slouží pro transparentnost a verifikaci dat, jelikož takovéto nastavení nebylo nalezeno u žádné podobné práce. Tímto se značně usnadňuje práce na numerickém modelu kondenzace ostatním zájemcům a může sloužit jako odrazový můstek pro další prohloubení znalostí o kondenzaci.

4.2 Nastínění dalšího směřování práce

Zvolené téma zvýšení tepelného komfortu v obytných místnostech má velký potenciál na rozšíření do budoucna, jelikož je nadčasové a uplatnitelné po celém světě. Velké naděje jsou obecně vkládány do numerických výpočtů. V tomto konkrétním případě změny fáze proudící látky se jako nejsmysluplnější jeví zaměřit se na důvody a objasnění, proč

numerický model systematicky predikuje větší množství kondenzátu oproti experimentu. V této práci jsou vypsány hypotézy, které mohou vést k vyřešení neshody výsledků. Z praktického hlediska by budoucí práce mohla vést k zavedení opravných koeficientů, které by uvažovaly vznik kapičkové, a nikoliv filmové kondenzace, nebo by se přímo věnovaly možnosti aplikace kapičkové kondenzace do výpočetních modelů programů.

Pro zvýšení robustnosti numerického modelu je nutné provést simulace s různými typy tepelných výměníků a rozdílnými okrajovými podmínkami. Pro vyřešení takového úkolu je doporučeno najít takového průmyslového partnera, který disponuje výsledky experimentů a dokáže transformovat nové poznatky do inovovaných tepelných výměníků.

4.3 Citáty

Představivost je důležitější než znalosti. (Albert Einstein)

Věda začíná tam, kde se začíná měřit. (Isaac Newton)

Kritérium všeho vědění je experiment. (Richard Feynman)

4.4 Summary and Conclusion

This thesis deals with the problem of condensation of atmospheric moisture in a heat exchanger. It deals with the determination of suitable solution methods and implementation of numerical mathematical models in commercial programs for the possibility of condensate prediction. Floor heat exchanger was chosen as an example of validation.

The work includes evaluation of own results, their comparison and also offers various technical possibilities of optimization of air flow through the channel and exchanger in order to increase the accuracy of the prediction of the numerical model. Results indicate systematic overestimation of the amount of condensate produced by the ANSYS CFX compared to the performed experiment and coincide with a number of published works by other authors. Reasons and possibilities of solving this overestimation are elaborated inside where the outputs from the studied literature, changing properties of the flowing medium as well as the model of turbulence and heat transfer are also described in detail.

Seznam použité literatury

- [1] Enhance Indoor Environmental Quality (IEQ). *Whole building design guide* [online]. Washington DC, 2017 [cit. 2017-10-03]. Dostupné z: <https://www.wbdg.org/design-objectives/sustainable/enhance-indoor-environmental-quality>
- [2] Indoor Environmental Quality (IEQ). *Sustainable Facilities Tool* [online]. [cit. 2017-10-03]. Dostupné z: <https://sftool.gov/learn/about/1/indoor-environmental-quality-ieq>
- [3] Kvalita vnitřního prostředí. *ČVUT Univerzitní centrum energeticky efektivních budov* [online]. Buštěhrad, 2017 [cit. 2017-10-03]. Dostupné z: <http://www.uceeb.cz/tymy/kvalita-vnitřního-prostředí>
- [4] CHAN, Rengie a William FISK. Indoor Environmental Quality. *Green, Clean, & Mean* [online]. [cit. 2017-10-03]. Dostupné z: <https://sites.google.com/a/lbl.gov/green-clean-mean/key-strategies/indoor-environmental-quality>
- [5] *Introduction to Indoor Air Quality: Indoor Air Pollution and Health* [online]. United States Environmental Protection Agency [cit. 2017-10-03]. Dostupné z: <https://www.epa.gov/indoor-air-quality-iaq/introduction-indoor-air-quality>
- [6] Indoor air quality. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2017 [cit. 2017-10-03]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Indoor_air_quality
- [7] MIHULKA, Stanislav. *Oxid uhličitý způsobuje zelenání planety* [online]. Telč: Osel, 2013 [cit. 2017-10-03]. ISSN 1214-6307. Dostupné z: <http://www.osel.cz/6959-oxid-uhlicity-zpusobuje-zelenani-planety.html>
- [8] CRANDALL, Michael S. a William K. SIEBER. The National Institute for Occupational Safety and Health Indoor Environmental Evaluation Experience. Part One: Building Environmental Evaluations. *Applied Occupational and Environmental Hygiene* [online]. 1996, **11**(6), 533-539 [cit. 2017-10-03]. DOI: 10.1080/1047322X.1996.10389370. ISSN 1047-322x. Dostupné z: <http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/1047322X.1996.10389370>

- [9] DOLEŽÍLKOVÁ, Hana. *Kvalita vnějšího a vnitřního vzduchu* [online]. Praha: TZB-info, 2010 [cit. 2017-10-03]. Dostupné z: <http://vetrani.tzb-info.cz/vnitri-prostredi/6486-kvalita-vnejsiho-a-vnitriho-vzduchu>
- [10] ŠUTA, Miroslav. *Účinky výfukových plynů z automobilů na lidské zdraví*. Plzeň: Děti Země, 2008. ISBN 80-866-7810-5.
- [11] *Biological Pollutants' Impact on Indoor Air Quality* [online]. Washington: United States Environmental Protection Agency [cit. 2017-10-03]. Dostupné z: <https://www.epa.gov/indoor-air-quality-iaq/biological-pollutants-impact-indoor-air-quality>
- [12] *Legionella: Vše o legionelle na jednom místě* [online]. [cit. 2017-10-03]. Dostupné z: <https://legionella.cz/>
- [13] *Ústav biomedicínského inženýrství* [online]. Brno [cit. 2017-10-03]. Dostupné z: <http://www.dbme.feec.vutbr.cz/>
- [14] *TZL - Tuhé znečišťující látky* [online]. [cit. 2017-10-03]. Dostupné z: <http://www.dotacni.info/glossary/tzl-tuhe-znecistujici-latky/>
- [15] *Farms a major source of air pollution, study finds* [online]. 2016 [cit. 2017-10-03]. Dostupné z: <https://phys.org/news/2016-05-farms-major-source-air-pollution.html>
- [16] BAUER, Susanne E., Kostas TSIGARIDIS a Ron MILLER. Significant atmospheric aerosol pollution caused by world food cultivation. *Geophysical Research Letters* [online]. 2016, **43**(10), 5394-5400 [cit. 2017-10-03]. DOI: 10.1002/2016GL068354. ISSN 00948276. Dostupné z: <http://doi.wiley.com/10.1002/2016GL068354>
- [17] ZHANG, Qunfang, Roja H. GANGUPOMU, David RAMIREZ a Yifang ZHU. Measurement of Ultrafine Particles and Other Air Pollutants Emitted by Cooking Activities. *International Journal of Environmental Research and Public Health* [online]. 2010, **7**(4), 1744-1759 [cit. 2017-10-03]. DOI: 10.3390/ijerph7041744. ISSN 1660-4601. Dostupné z: <http://www.mdpi.com/1660-4601/7/4/1744/>
- [18] *Vymezení pojmů souvisejících s odpadovým hospodářstvím v obcích* [online]. Praha [cit. 2017-10-03]. Dostupné z: <http://www.komunalniodpad.eu/?str=pojmy>

- [19] MAŠATOVÁ, Jana. *Význam dostatečného větrání budov* [online]. Praha: TZB-info, 2005 [cit. 2017-10-03]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/2873-vyznam-dostatecneho-vetrani-budov>
- [20] WOLVERTON, B.C. a John D. WOLVERTON. Interior Plants: Their influence on Airborne Microbes inside Energy-efficient Buildings. *Journal of the Mississippi Academy of Sciences* [online]. Mississippi: Wolverton Environmental Services, 1996, **1996**(Vol. 41, No. 2), 99-105 [cit. 2017-10-03]. Dostupné z: <http://www.wolvertonenvironmental.com/MsAcad-96.pdf>
- [21] *Mold Remediation in Schools and Commercial Buildings Guide* [online]. United States Environmental Protection Agency [cit. 2017-10-03]. Dostupné z: <https://www.epa.gov/mold/mold-remediation-schools-and-commercial-buildings-guide>
- [22] *Damp Indoor Spaces and Health* [online]. Washington, D.C: National Academies Press, 2004 [cit. 2017-10-03]. DOI: 10.17226/11011. ISBN 978-0-309-09193-0.
- [23] ALLEN, Joseph G., Piers MACNAUGHTON, Usha SATISH, Suresh SANTANAM, Jose VALLARINO a John D. SPENGLER. Associations of Cognitive Function Scores with Carbon Dioxide, Ventilation, and Volatile Organic Compound Exposures in Office Workers: A Controlled Exposure Study of Green and Conventional Office Environments. *Environmental Health Perspectives* [online]. 2016, **124**(6), - [cit. 2017-10-03]. DOI: 10.1289/ehp.1510037. ISSN 0091-6765. Dostupné z: <http://ehp.niehs.nih.gov/15-10037>
- [24] *Identifying Problems in the Indoor Environments* [online]. United States Environmental Protection Agency [cit. 2017-10-03]. Dostupné z: <https://www.epa.gov/indoor-air-quality-iaq/identifying-problems-indoor-environments>
- [25] Katalog konvektorů. *Licon* [online]. Liberec, 2014 [cit. 2017-10-03]. Dostupné z: https://www.licon.cz/files/katalogy-_cenik_cz/licon-heat-katalog-produktu-cz-1.pdf
- [26] LABOUTKA, Karel a Tomáš SUCHÁNEK. *Výpočtové tabulky pro vytápění: vztahy a pomůcky*. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2001. ISBN 80-020-1466-9.

- [27] Non-ferrous. *The London Metal Exchange* [online]. Londýn [cit. 2017-10-03]. Dostupné z: <https://www.lme.com/metals/non-ferrous#tabIndex=0>
- [28] DRAB, Petr. Vliv korozního prostředí na materiály a jejich povrchové úpravy. Praha. Diplomová práce.
- [29] PICARD, A, R S DAVIS, M GLÄSER a K FUJII. Revised formula for the density of moist air (CIPM-2007). *Metrologia* [online]. 2008, **45**(2), 149-155 [cit. 2017-10-04]. DOI: 10.1088/0026-1394/45/2/004. ISSN 0026-1394. Dostupné z: <http://stacks.iop.org/0026-1394/45/i=2/a=004?key=crossref.af970326bc3959dfc39e6ab8029944fb>
- [30] MOHR, Peter J., Barry N. TAYLOR a David B. NEWELL. CODATA recommended values of the fundamental physical constants: 2006. *Reviews of Modern Physics* [online]. 2008, **80**(2), 633-730 [cit. 2017-10-04]. DOI: 10.1103/RevModPhys.80.633. ISSN 0034-6861. Dostupné z: <https://link.aps.org/doi/10.1103/RevModPhys.80.633>
- [31] TSILINGIRIS, P.T. Thermophysical and transport properties of humid air at temperature range between 0 and 100°C. *Energy Conversion and Management* [online]. 2008, **49**(5), 1098-1110 [cit. 2017-10-04]. DOI: 10.1016/j.enconman.2007.09.015. ISSN 01968904. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890407003329>
- [32] Wieser M E 2006 Atomic weights of the elements 2005 (IUPAC Technical Report) Pure Appl. Chem. 78 2051–66
- [33] Fyzikální vlastnosti vybraných plynů a par. *TZB-info* [online]. Praha [cit. 2017-10-04]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/8-fyzikalni-vlastnosti-vybranych-plynu-a-par>
- [34] Teorie vlhkého vzduchu (I): Úvod a vyjádření vlhkosti vzduchu. *TZB-info* [online]. Praha, 2006 [cit. 2017-10-04]. Dostupné z: <http://vetrani.tzb-info.cz/teorie-a-vypocty-vetrani-klimatizace/3323-teorie-vlhkeho-vzduchu-i>
- [35] 2001 *ASHRAE Handbook: Fundamentals. SI Edition*. 2. printing. Atlanta: ASHRAE, 2001. ISBN 978-1883413880.

- [36] CHYSKÝ, Jaroslav a Karel HEMZAL. *Větrání a klimatizace: Technický průvodce*. 3., zcela přeprac. vyd. Brno: BOLIT-B Press, 1993. ISBN 80-901-5740-8.
- [37] ITS-90 Formulations for Vapor Pressure, Frost point Temperature, Dew point Temperature, and Enhancement Factors in the range –100 to +100 deg. C. HARDY, Bob. *The Proceedings of the Third International Symposium on Humidity & Moisture* [online]. London, 1998, s. 214-222 [cit. 2017-10-04]. Dostupné z: <http://www.decaturn.de/javascript/dew/resources/its90formulas.pdf>
- [38] STŘEDA, Ivo. *Základy rovnovážné termodynamiky*. Vyd. 3. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2009. ISBN 978-80-7372-459-7.
- [39] HVAC Formulas: Dewpoint and Wetbulb Temperature. *Computrols* [online]. USA, Louisiana [cit. 2017-10-04]. Dostupné z: <http://www.computrols.com/support/hvac-formulas-2/>
- [40] GREENSPAN, Lewis. Functional equations for the enhancement factors for CO₂-free moist air. *Journal of Research of the National Bureau of Standards Section A: Physics and Chemistry* [online]. 1976, **80A**(1), 41- [cit. 2017-10-04]. DOI: 10.6028/jres.080A.007. ISSN 0022-4332. Dostupné z: http://nvlpubs.nist.gov/nistpubs/jres/80A/jresv80An1p41_A1b.pdf
- [41] GOODNIGHT, Jared. *Membrane Based Dehumidification and Evaporative Cooling Using Wire Mesh Media*. USA, Kansas, 2011. Disertační práce. Kansas State University. Vedoucí práce Dr. Steven Eckels.
- [42] Rosný bod. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2017 [cit. 2017-10-03]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Rosn%C3%BD_bod
- [43] *A guide to the measurement of humidity*. The Institute of Measurement and Control, 1996. ISBN 09-044-5724-9.
- [44] Application Note Dew-point Calculation. *Sensirion* [online]. 2006 [cit. 2017-10-05]. Dostupné z: http://irtfweb.ifa.hawaii.edu/~tcs3/tcs3/Misc/Dewpoint_Calculation_Humidity_Sensor_E.pdf

- [45] *Andrew Revering's List of Meteorological Formulas* [online]. [cit. 2017-10-05]. Dostupné z: <https://www.aprweather.com/pages/calc.htm>
- [46] GATES, David M. *Biophysical ecology*. Mineola, N.Y.: Dover Publications, 2003. ISBN 978-048-6428-840.
- [47] ESTRADA-JARAMILLO, Melitón, Iván VERA-ROMERO, José MARTÍNEZ-REYES, Agustina ORTÍZ-SORIANO a Edgar BARAJAS-LEDESMA. Empirical Model to Calculate the Thermodynamic Wet-Bulb Temperature of Moist Air. *Engineering* [online]. 2014, **06**(09), 500-506 [cit. 2017-10-05]. DOI: 10.4236/eng.2014.69052. ISSN 1947-3931. Dostupné z: <http://www.scirp.org/journal/doi.aspx?DOI=10.4236/eng.2014.69052>
- [48] Wet Bulb Calculator. *Mountain View Technologies, Inc.* [online]. [cit. 2017-10-05]. Dostupné z: <http://www.the-snowman.com/wetbulb2.html>
- [49] STULL, Roland. Wet-Bulb Temperature from Relative Humidity and Air Temperature. *Journal of Applied Meteorology and Climatology* [online]. Vancouver, Canada, 2011, **50**(11), 2267-2269 [cit. 2017-10-05]. DOI: 10.1175/JAMC-D-11-0143.1. ISSN 1558-8424. Dostupné z: <http://journals.ametsoc.org/doi/abs/10.1175/JAMC-D-11-0143.1>
- [50] Wet bulb calculation. *Eng-tips.com* [online]. 2005 [cit. 2017-10-05]. Dostupné z: <http://www.eng-tips.com/viewthread.cfm?qid=129442>
- [51] The Wet Bulb Globe Temperature. *Top End Sports* [online]. [cit. 2017-10-05]. Dostupné z: <http://www.topendsports.com/medicine/wbgt.htm>
- [52] ROHSENOW, Warren M., J. P. HARTNETT a Young I. CHO. *Handbook of heat transfer*. 3. New York: McGraw-Hill, c1998. ISBN 00-705-3555-8.
- [53] Physical properties of air. *Holsoft* [online]. 2001 [cit. 2017-10-05]. Dostupné z: <http://physics.holsoft.nl/physics/tpair.htm>
- [54] MORVAY, Z. K. a D. D. GVOZDENAC. Thermodynamic and Transport Properties of Moist Air. *Applied Industrial Energy and Environmental Management* [online]. [cit. 2017-10-05]. Dostupné z: <http://www.wiley.com/legacy/wileychi/morvayindustrial/supp/toolbox6.pdf>
- [55] IRVINE, Thomas F. a P. E. LILEY. *Steam and gas tables with computer equations*. Orlando: Academic Press, 1984. ISBN 978-0-12-374080-9.

- [56] POLING, Bruce E., J. M. PRAUSNITZ a John P. O'CONNELL. *The properties of gases and liquids*. 5th ed. New York: McGraw-Hill, c2001. ISBN 978-007-0116-825.
- [57] WILKE, C. R. A Viscosity Equation for Gas Mixtures. *The Journal of Chemical Physics* [online]. 1950, **18**(4), 517-519 [cit. 2017-10-05]. DOI: 10.1063/1.1747673. ISSN 0021-9606. Dostupné z: <http://aip.scitation.org/doi/10.1063/1.1747673>
- [58] WONG, George S. K. a Tony F. W. EMBLETON. Variation of specific heats and of specific heat ratio in air with humidity. *The Journal of the Acoustical Society of America* [online]. 1984, **76**(2), 555-559 [cit. 2017-10-05]. DOI: 10.1121/1.391597. ISSN 0001-4966. Dostupné z: <http://asa.scitation.org/doi/10.1121/1.391597>
- [59] Vlhký vzduch – Stavové veličiny. *České vysoké učení technické v Praze* [online]. [cit. 2017-10-05]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/vyucujici/14/vlhky-vzduch.pdf>
- [60] MASSEN, Francis. *Calculating moist enthalpy revisited* [online]. [cit. 2017-10-05]. Dostupné z: http://meteo.lcd.lu/papers/Enthalpy/calculating_moist_enthalpy_revisited.pdf
- [61] SCHWARZER, Jan. *Teorie vlhkého vzduchu (II)* [online]. Praha: TZB-info, 2006 [cit. 2017-10-05]. Dostupné z: <http://vetrani.tzb-info.cz/teorie-a-vypocty-vetrani-klimatizace/3353-teorie-vlhkeho-vzduchu-ii>
- [62] GIACOMO, P. Equation for the Determination of the Density of Moist Air (1981). *Metrologia* [online]. 1982, **18**(1), 33-40 [cit. 2017-10-05]. DOI: 10.1088/0026-1394/18/1/006. ISSN 0026-1394. Dostupné z: <http://stacks.iop.org/0026-1394/18/i=1/a=006?key=crossref.bb0b6316688034b9e4cd25d90a00a865>
- [63] CRAMER, Owen. The variation of the specific heat ratio and the speed of sound in air with temperature, pressure, humidity, and CO₂ concentration. *The Journal of the Acoustical Society of America* [online]. 1993, **93**(5), 2510-2516 [cit. 2017-10-05]. DOI: 10.1121/1.405827. ISSN 0001-4966. Dostupné z: <http://asa.scitation.org/doi/10.1121/1.405827>

- [64] Vaisala - Humidity Calculator Help. *Vaisala* [online]. 2014 [cit. 2017-10-05]. Dostupné z: <http://go.vaisala.com/humiditycalculator/5.0/help/index.html#humidity-parts>
- [65] ZSCHAECK, G., T. FRANK a A.D. BURNS. CFD modelling and validation of wall condensation in the presence of non-condensable gases. *Nuclear Engineering and Design* [online]. 2014, **279**, 137-146 [cit. 2017-10-07]. DOI: 10.1016/j.nucengdes.2014.03.007. ISSN 00295493. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0029549314001393>
- [66] LI, Jun-De. CFD simulation of water vapour condensation in the presence of non-condensable gas in vertical cylindrical condensers. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 2013, **57**(2), 708-721 [cit. 2017-10-07]. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.10.051. ISSN 00179310. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0017931012008174>
- [67] KUHN, Shine-Zen. Investigation of Heat Transfer from Condensing Steam-gas Mixtures and Turbulent Films Flowing Downward Inside a Vertical Tube. Berkeley, 1995. University of California.
- [68] SAKAKURA, Kei a Satoru YAMAMOTO. Numerical and experimental predictions of heterogeneous condensate flow of moist air in cooled pipe. *International Journal of Heat and Fluid Flow* [online]. 2006, **27**(2), 220-228 [cit. 2017-10-07]. DOI: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2005.08.006. ISSN 0142727x. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0142727X05000779>
- [69] SARAIHEH, Mohammad. *Heat Transfer and Condensation of Water Vapour From Humid Air in Compact Heat Exchangers*. Melbourne, Australia, 2012. Disertační práce. Victoria University. Vedoucí práce Li Jun-De.
- [70] UGURLUBILEK, Nihal. Numerical Estimation of the Condensate Flow Rate on the Condenser Pipe. *Journal of Engineering and Architecture Faculty of Eskisehir Osmangazi University* [online]. 2011, **XXIV**(2), 41-49 [cit. 2017-10-07]. Dostupné z: <http://dergipark.gov.tr/download/article-file/319230>
- [71] VOLCHKOV, E.P., V.V. TEREKHOV a V.I. TEREKHOV. A numerical study of boundary-layer heat and mass transfer in a forced flow of humid air with surface steam condensation. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 2004, **47**(6-7), 1473-1481 [cit. 2017-10-07]. DOI:

- 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2003.09.018. ISSN 00179310. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S001793100300543X>
- [72] GROOTEN, M.H.M. a C.W.M. VAN DER GELD. Dropwise condensation from flowing air–steam mixtures: Diffusion resistance assessed by controlled drainage. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 2011, **54**(21-22), 4507-4517 [cit. 2017-10-08]. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.06.029. ISSN 00179310. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0017931011003516>
- [73] LIU, Jing, Hiroyoshi AIZAWA a Hiroshi YOSHINO. CFD prediction of surface condensation on walls and its experimental validation. *Building and Environment* [online]. 2004, **39**(8), 905-911 [cit. 2017-10-10]. DOI: 10.1016/j.buildenv.2004.01.015. ISSN 03601323. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360132304000265>
- [74] KARKOSZKA, Krzysztof. *Mechanistic modeling of water vapour condensation in presence of noncondensable gases*. Stockholm: Fysik, Kungliga Tekniska högskolan, 2007. ISBN 978-917-1787-477.
- [75] MORTENSEN, Lone Hedegaard, Monika WOLOSZYN, Raluca HOHOTA a Gilles RUSAOUEN, 2005, CFD modelling of moisture interactions between air and constructions. I Beausoleil-Morrison & M Bernier (eds), *Building Simulation 2005: Ninth International IBPSA Conference*. vol. Volume 2, École Polytechnique de Montréal and IBPSA -Canada, Montreal, Canada, pp. 801-808.
- [76] PARIHAR, Shivaji S. a Prashnat T. BORLEPWAR. Mathematical Modeling on Dropwise Condensation. *International Journal of Current Engineering and Scientific Research* [online]. 2014, **1**(2), 30-35 [cit. 2017-10-11]. ISSN 2394-0697.
- [77] DEPONTI, Alberto, Fabio DAMIANI, Luca BRUGALI, Lorenzo BUCCHIERI, Sergio ZATTONI a Jacopo ALAIMO. *Modelling of condensate formation and disposal inside an automotive headlamp*. , 1-12.
- [78] AMBROSINI, W., M. BUCCI, N. FORGIONE, F. ORIOLO a S. PACI. Comparison and Analysis of the Condensation Benchmark Results. *3rd European Review Meeting on Severe Accident Research (ERMSAR-2008)* [online]. Neseber, Bulgaria, 2008, (Paper 3.2), 1-12 [cit. 2017-10-13]. Dostupné z:

<http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.509.7472&rep=rep1&type=pdf>

- [79] BARÁK, Jan. *Kondenzace atmosférické vlhkosti ve výměníku tepla pomocí CFD*. Liberec, 2013. Diplomová práce. Technická univerzita v Liberci. Vedoucí práce Karel Fraňa.
- [80] ANSYS CFX-Solver Theory Guide, Release 18.1., ANSYS Inc., USA, 2017
- [81] Modelování turbulentního proudění, Jaromír Příhoda, Přednášky z předmětu Modelování turbulence
- [82] VYSKOCIL, Ladislav, Josef SCHMID a Jiri MACEK. CFD simulation of air–steam flow with condensation. *Nuclear Engineering and Design* [online]. 2014, 279, 147-157 [cit. 2019-11-30]. DOI: 10.1016/j.nucengdes.2014.02.014. ISSN 00295493. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0029549314001034>
- [83] THORPE, David. Is interstitial condensation a risk? *Superhomes* [online]. 2013 [cit. 2019-12-04]. Dostupné z: <http://www.superhomes.org.uk/resources/interstitial-condensation-3/>
- [84] HÖHNE, Thomas, Stasys GASIUNAS a Marijus ŠEPORAITIS. Numerical Modelling of a Direct Contact Condensation Experiment [online]. In: . 2017, s. - [cit. 2019-12-05]. DOI: 10.11159/icmfht17.102. Dostupné z: http://avestia.com/MHMT2017_Proceedings/files/paper/ICMFHT/ICMFHT_102.pdf
- [85] Tepelná kapacita, měrná tepelná kapacita. *Nabla.cz* [online]. [cit. 2019-12-06]. Dostupné z: <http://www.nabla.cz/obsah/fyzika/molekulova-fyzika-a-termika/tepelna-kapacita-merna-tepelna-kapacita.php>
- [86] SZIJÁRTÓ, Rita. Condensation of steam in horizontal pipes - model development and validation [online]. Zurich, 2015 [cit. 2019-12-08]. Dostupné z: <https://www.research-collection.ethz.ch/bitstream/handle/20.500.11850/155164/eth-47887-02.pdf>. Disertační práce. ETH Zurich.
- [87] Schramm, Berthold, Stewering, Joern, & Sonnenkalb, Martin (Jan 2012). Validation of a simple condensation model for simulation of gas distributions in

- containments with CFX. Computational Fluid Dynamics (CFD) for Nuclear Reactor Safety Applications - Workshop Proceedings, CFD4NRS-3 - Experimental Validation and Application of CFD and CMFD Codes to Nuclear Reactor Safety Issues, (p. 1231). Nuclear Energy Agency of the OECD (NEA)
- [88] Larsson, H. K. (2015). Modelling of Mass Transfer Phenomena in Chemical and Biochemical Reactor Systems using Computational Fluid Dynamics. Kgs. Lyngby: Danmarks Tekniske Universitet (DTU).
- [89] LEJON, Marcus. Wall Condensation Modelling in Convective Flow [online]. Stockholm, Švédsko, 2013 [cit. 2019-12-08]. Dostupné z: <http://kth.diva-portal.org/smash/get/diva2:645576/FULLTEXT01.pdf>. Master of Science Thesis. School of Industrial Engineering and Management. Vedoucí práce Jan Östlund.
- [90] ZANZI, Stefano. Numerical Simulation of Condensing CO₂ Supersonic Flows at High Pressure [online]. Milano, Itálie, 2018 [cit. 2019-12-08]. Dostupné z: https://www.politesi.polimi.it/bitstream/10589/147962/3/2019_04_Zanzi.pdf. Diplomová práce. Politecnico di Milano - School of Industrial and Information Engineering. Vedoucí práce Giacomo PERSICO.
- [91] XIAO, Jiange a Pega HRNJAK. Heat transfer and pressure drop of condensation from superheated vapor to subcooled liquid. International Journal of Heat and Mass Transfer [online]. 2016, 103, 1327-1334 [cit. 2019-12-08]. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.08.036. ISSN 00179310. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0017931016316337>
- [92] HAVLÍK, Jan, Tomáš DLOUHÝ a P. DANČOVÁ. Effect of flow velocity on the process of air-steam condensation in a vertical tube condenser. EPJ Web of Conferences [online]. 2018, 180 [cit. 2019-12-08]. DOI: 10.1051/epjconf/201818002033. ISSN 2100-014X. Dostupné z: <https://www.epj-conferences.org/10.1051/epjconf/201818002033>
- [93] RAMANA MURTHY, K. V., C. RANGANAYAKULU a T. P. ASHOK BABU. Condensation heat transfer and pressure drop of R-134a saturated vapour inside a brazed compact plate fin heat exchanger with serrated fin. Heat and Mass Transfer [online]. 2017, 53(1), 331-341 [cit. 2019-12-08]. DOI: 10.1007/s00231-016-1827-0. ISSN 0947-7411. Dostupné z: <http://link.springer.com/10.1007/s00231-016-1827-0>

- [94] ANDRES, Petr. Vlhkost vzduchu a hygiena prostředí. Tzb-info.cz [online]. 1.11.2018 [cit. 2019-12-15]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/vnitni-prostredi/18142-vlhkost-vzduchu-a-hygiena-prostredi>
- [95] Vyhrajte nad vlhkostí vzduchu: zvlhčovačem nebo odvlhčovačem snadno udržíte ideálních 55%. Gavri.cz [online]. 8.1.2018 [cit. 2019-12-15]. Dostupné z: <https://www.gavri.cz/blog-1/jak-vlhkost-vzduchu-ovlivnuje-vas-zivot/>
- [96] TALUKDAR, Prabal. Condensation [online]. [cit. 2019-12-15]. Dostupné z: <https://www.scribd.com/document/327986530/condensation-basic-pdf>

Bibliografická citace této práce

BARÁK, Jan. *Studie vlivu vnitřních a vnějších podmínek na kvalitu prostředí v místnostech a budovách*. Liberec, 2019. Disertační práce. Technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní, Katedra energetických zařízení. Vedoucí práce Fraňa Karel.

Příloha A – Kontaminanty ovzduší

Níže uvedený text v této příloze je nezkrácená verze o kontaminantech ovzduší, které jsou uvedeny v kapitolách 2.1.2 až 2.1.4 této práce.

Chemické kontaminanty plynné

- Radon – nachází se buď ve skalních útvech pod budovami nebo i v některých stavebních materiálech. Vstupuje do budov jako půdní vzduch o hustotě větší než vzduch, a tedy má tendenci se hromadit na nejnižší úrovni. Nelze jej detekovat lidskými smysly, proto je nutné přítomnost radonu detekovat určenými přístroji a v případě překročení mezní hranice je nutné provést nápravná opatření zamezující jeho šíření. Ta jsou naštěstí snadno řešitelná a díky poločas rozpadu radonu pouhých 3,8 dnů se pozitivní efekt dostaví do několika málo týdnů [6].
- Oxid uhelnatý – producenty mohou být např. zařízení k vytápění místností spalováním fosilních paliv, nesprávně nastavené pece, plynové spotřebiče bez odtahu vzduchu, krby, nevětrané kuchyně s plynovým sporákem, tabákový kouř, anebo výfukové plyny od automobilů. Jakmile jej člověk začne dýchat, tak se do mozku nedostává potřebné množství kyslíku, což má za následek nevolnost postiženého, bezvědomí a v extrémním případě i smrt [6].
- Oxid uhličitý – je běžnou součástí zemské atmosféry, přičemž jeho koncentrace v ovzduší kolísá v závislosti na místních podmínkách, na výšce nad povrchem a na relativní vlhkosti vzduchu v ovzduší. V důsledku zejména průmyslových emisí jeho průměrná koncentrace ve vzduchu stále roste. Nárůst oxidu uhličitého v ovzduší je obecně považován za hlavní příčinu globálního oteplování. Podporuje bujení pozemské vegetace [7]. Kromě spalování biomasy či bioplynu vzniká také během kompostování. Je nedýchatelný a ve vyšších koncentracích může způsobit ztrátu vědomí a smrt. Zdrojem tohoto plynu je především člověk, jeho metabolismus, dýchací a termoregulační pochody. Z toxikologického hlediska člověk na 3 % koncentraci plynu v ovzduší nereaguje. Při 5 % koncentraci již plyn způsobuje závratě, nouzi o dech a ospalost. Při 8 až 10 % koncentraci nastává bezvědomí a smrt. Při 20 % koncentraci se člověk náhle zhroutí a smrt nastává do 5 až 10 minut. Venkovní koncentrace oxidu uhličitého se běžně pohybuje v rozmezí od 350 do 450 ppm. Jako maximální přípustná hladina koncentrace oxidu uhličitého uvnitř budov se všeobecně stanovuje 1 000 ppm. Pro odstranění

dlouhodobých potíží se doporučuje, aby koncentrace plynu uvnitř budovy byla maximálně o 600 ppm větší než zvnějšku budovy. Dle [8] koncentrace oxidu uhličitého nad 1 000 ppm jasně prokazuje, že zkoumaný prostor nemá dostatečně vhodně vyřešenou ventilaci.

- Oxidy dusíku – základním zdrojem jsou emise z automobilové dopravy a ze stacionárních zdrojů spalujících fosilní paliva. Zdrojem ve vnitřním prostředí je používání plynu pro vaření, vytápění a ohřev teplé vody [9].
- Ozon – je bezbarvý plyn s intenzivním pachem, který většina lidí registruje při koncentraci menší než 0,1 ppm. Ve vysokých koncentracích je jedovatý. Protože v lidském těle způsobuje tvorbu volných radikálů, je pro člověka a některé živočichy karcinogenní. Opakem životu prospěšného ozonu ve stratosféře je tzv. přízemní neboli troposférický ozon, vyskytující se těsně nad zemským povrchem. Tento plyn je lidskému zdraví nebezpečný, působí dráždění a nemoci dýchacích cest, zvyšuje riziko astmatických záchvatů, podráždění očí a bolest hlavy. V Evropské unii je podle Evropské agentury pro životní prostředí nadlimitním koncentracím ozonu vystaveno 6 z 10 obyvatel evropských měst. Mimořádně významnou roli pro pozemský život hraje ozonová vrstva atmosféry, která chrání planetu před ultrafialovým slunečním zářením. Vdechování ozonu vyvolává pokles kapacity plic v závislosti na jeho koncentraci a na hloubce dýchání [10].
- Kouř z tabákových výrobků – více než kuřáci jsou postiženi tzv. pasivní kuřáci, tedy ti, kteří jsou nuceni vdechovat kouř vycházející z tabákových výrobků kuřáků. Takovýto kouř obsahuje směs různých plynných sloučenin i malé pevné částičky. Jednou z nejnebezpečnějších složek je oxid uhelnatý a pevné částičky, které se usazují v plicích.
- Těkavé organické látky – jsou definovány jako plyny z určitých pevných látek nebo kapalin. Obsahují celou řadu chemikálií, přičemž některé z nich mohou mít krátkodobé či dlouhodobé negativní účinky na lidské zdraví. Všeobecně se předpokládá, že koncentrace těchto látek uvnitř budov je až desetkrát větší než koncentrace zvnějšku budov. Zástupci této kategorie látek jsou např. barvy a laky, odstraňovače nátěrů, čisticí prostředky, pesticidy, stavební materiály, kopírky, tiskárny, korekční hmoty, grafické materiály včetně lepidel a adheziv, dezinfekce, určité druhy kosmetiky, osvěžovače vzduchu, rozpouštědla, lepidla, odmašťovače či permanentní zvýrazňovače. Výrobci vnímají, že uživatelé jsou o této

problematicke informování stále více, a proto dobrovolně svoje produkty upravují tak, aby generovaly méně těkavých látek. Pro návrh materiálů na stavbu se silně doporučuje použít takové látky, které nevyzařují těkavé látky v nadměrném množství [6].

- Odérové mikroklima – je složka prostředí tvořená toky odérových látek v ovzduší, které exponují subjekt a spoluvytváří tak jeho celkový stav. Odéry jsou plynné složky ovzduší vnímané jako vůně nebo zápachy, produkováné člověkem nebo jeho činností, příp. uvolňované ze stavebních konstrukcí. Do interiéru budov vstupují odéry jednak z venku, a jednak zevnitř, dále ze vzduchotechnických zařízení, stavebních materiálů, zařizovacích předmětů, a hlavně z činnosti člověka. Mimo běžné odéry (kouření, příprava jídel) se v interiéru dnes vyskytují i styreny, formaldehydy a odpary z nátěrů, tedy látky dříve neznámé. V interiéru vzniká při pobytu lidí oxid uhličitý a tělesné pachy, tzv. antropotoxiny, které jsou obecně indikátorem kvality vnitřního vzduchu. Jako kritériální a exaktně měřitelná hodnota se všeobecně udává koncentrace Pettenkoferovo kritérium jako 0,10 % oxidu uhličitého a pro odstranění pocitu vydýchaného vzduchu z produkce tělesných odérů pak dokonce 0,07 % oxidu uhličitého. Na odstraňování běžných tělesných pachů klasický Pettenkoferův normativ tedy požaduje $25 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$ na osobu, tato hodnota je stále základní veličinou standardů většiny vyspělých států. Vychází z ní standard ASHRAE. Zásadním způsobem lze kvalitu odérového mikroklimatu v budovách ovlivnit pouze dostatečným přívodem čerstvého vzduchu [9].

Biologické kontaminanty

- Plísně a bakterie – dle [11] se mezi biologické kontaminanty řadí např. bakterie, viry od zvířat a lidí, zvířecí srst, pach moči, sliny koček, prach v domácnosti, roztoči, švábi, pyl z rostlin, kontaminace ze zemin, zbytky rostlin atd. Změnou relativní vlhkosti v místnosti lze zamezit jejich šíření, kdy pro obytné místnosti se doporučuje udržovat rozsah relativní vlhkosti mezi 30 a 50 %. Zdrojem výskytu kontaminantů mohou být nasáknuté materiály a stojící voda. Jedním z největších rizik ve vlhkém a teplém prostředí je výskyt roztočů jako zdroje jednoho z nejsilnějších biologických alergenů. Většina těchto zmíněných látek jsou malé a lehce vdechnutelné. Klíčem k zamezení tvorby plísní je kontrola vlhkosti, proto se silně doporučuje do nejvíce exponovaných místností jako je např. kuchyň,

koupelna, sušárny, toalety nebo do podkrovních místností nainstalovat odsávače vzduchu. Pokud je v prostoru přítomna plíseň, tak se s velkou pravděpodobností u lidí dříve či později objeví astma a alergie. Plíseň totiž uvolňuje toxiny a ty způsobují různé choroby. Symptomy zdravotních problémů způsobených biologickými polutanty zahrnují kýchání, slzení, kašel, dušnost, závrať, letargii, horečku a trávicí problémy. Po opakované expozici se mohou projevit alergické reakce. Zdravotní rizika z biologického znečištění jsou hypersenzitivní pneumonitida, alergická rýma nebo určité druhy astmatu. Infekční onemocnění jako je chřipka, spalničky, tuberkulóza, stafylokokové infekce, legionella a plané neštovice se přenáší vzduchem, což celou problematiku včetně kvalitní diagnostiky značně znesnadňuje. Pro zredukování rizika po biologických kontaminantech se doporučuje pravidelný častý všeobecný úklid a údržba okruhů topení i chlazení. Dále je nutné ve zkoumaném prostoru zajistit adekvátní ventilaci včetně výměny vzduchu, a to i v případě, kdy nedochází k tvorbě plísní.

- Legionella – je nitrobuněčným parazitem, který vniká do lidských buněk, kde se nadále množí. Napadá dýchací cesty a způsobuje akutní zápal plic. Mírnější variantou infekce je chřipkové onemocnění provázené bolestmi hlavy a svalů, které se ale obejde bez poškození plic. Legionella se obvykle vyskytuje a množí v úsadách teplovodních potrubích, boilerech a klimatizacích. K nákaze dochází téměř výhradně vdechnutím infikovaného aerosolu do plic. Pod pojmem legionella je myšleno přibližně 60 typů různých bakterií, přičemž minimálně 20 z těchto bakterií je velmi nebezpečných. Legionelly se vyskytují ve vodním prostředí a nejvíce se jim daří v teplých a vlhkých místech. Ideální rozmezí teplot pro legionellu je od 20 do 45 °C. Při vyšších teplotách než cca 72 °C legionella nepřežívá. Pokud je teplota vody nižší než 20 °C, bakterie se prakticky nerozmnožuje, ale může se ponořit do „spánku“ ve kterém přetrvá tak dlouho, než je teplota voda opět vyšší [12].
- Ostatní bakterie – předpokládá se, že existuje přibližně desetkrát více bakteriálních buněk v lidské flóře, než je počet lidských buněk v těle, jelikož se počítá i s velkým počtem buněk a bakterií na kůži a ve střevní flóře. Mezi nejvýznamnější zástupce patří Mycobacterium, Staphylococcus aureus a Streptococcus pneumoniae.

Pevné nebiologické částice kontaminantů

- Prach – domácí prach představuje komplex pevných částic různé velikosti. Z hlediska původu jde o částice organické i anorganické. Částice nad 100 μm sedimentují velmi rychle a do dýchacích cest se prakticky nedostanou. Menší částice mohou být neustále přítomny v ovzduší jako aerosoly. Částice, jejichž velikost je mezi 10 a 100 μm , jsou většinou zachyceny v horních cestách dýchacích, částice menší než 10 μm pronikají do dolních partií dýchacích cest. Částice menší než 2,5 μm se dostávají až do plicních alveolů, jsou někdy nazývány respirabilními částicemi [13].
- Tuhé znečišťující látky – jsou pevné částice různých velikostí, tvaru, původu, složení a struktury, které jsou za určité teploty a tlaku v komíně, výduchu, výpusti nebo při měření emisí přítomny v odpadním plynu v pevném skupenství a jsou jím unášeny [14]. Jejich zvýšená koncentrace může způsobovat závažné zdravotní problémy. Podílí se také na důležitých atmosférických dějích jako vznik vodních srážek a ovlivňují teplotní bilanci Země. Zdrojem pevných částic může být přírodní proces jako je např. výbuch sopky, větrná bouře nebo lesní požár, ale také lidská činnost jako např. spalování uhlí, ropy, dřeva nebo odpadů, těžba uhlí, kamene či šterku. Nejvýznamnějším lidským zdrojem pevných částic v ovzduší je z celosvětového hlediska zemědělství [15], které produkuje tolik prachu jako všechny ostatní lidské zdroje dohromady [16]. Významným zdrojem prachových částic jsou také automobily s dieslovými motory, které nemají filtr pevných částic a jejichž výfukové plyny obsahují množství malých prachových částic, které nazýváme sazemi, vznikajících nedokonalým spalováním nafty. Dále částice vznikají obrusem pneumatik a povrchového materiálu vozovky. Pevné částice však mohou vznikat i jinými méně očekávanými procesy. Běžné vaření, i na elektrickém vařiči, v místnosti zvyšuje dočasně koncentraci částic ve vzduchu více než 10x oproti hodnotám pozadí, pro ultrajemné částice až 550x [17].
- Azbest – je souborné označení různých vláknitých silikátů, jejichž společným znakem je spřádatelnost vláken, žáruvzdornost a poměrná chemická stálost. Azbest se dříve masivně využíval jako protihořlavý materiál. Vzhledem k prokázání karcinogenních vlastností bylo používání azbestu v mnoha zemích světa zakázáno. Zejména při stavbě vícepodlažních staveb se užívalo azbestových nástříků nebo izolačních desek obsahujících azbest. Problém azbestu tkví v malých rozměrech jeho vláken, která jsou schopna, podobně jako jiné mikroskopické pevné částice, pronikat se vzduchem do dýchacích cest a dále do

plic. Zde se azbest zabodává do plicních sklípků a postupem času může vzniknout rakovinné bujení, tzv. mezoteliom. Postupně dochází ke zjizvení plic, projevuje se dušnost, případně kašel a možným následkem může být i smrt. Jedná se tedy o silně karcinogenní látku.

- Olovo – díky svým technickým vlastnostem, obzvláště ohebnosti, vysoké hustotě a odolnosti proti korozi, jsou olovo a jeho sloučeniny bohatě technicky využívány. V lidském těle nemá olovo žádnou fyziologickou úlohu. Z pokusů na zvířatech a z epidemiologických průzkumů vyplývá, že se podílí na vzniku rakoviny u lidí. Skoro 90 % sloučenin olova se u dospělých nachází v kostech. Dalšími místy ukládání olova jsou červené krvinky (erytrocyty), játra a ledviny. Ionty olova přecházejí přes hematoencefalickou bariéru a též se dostanou do mateřského mléka. Olovo přechází i přes placentu a způsobuje poškození plodu. Již v malém množství má olovo při chronickém působení negativní vliv na nervový systém, krev a na ledviny. Z olověných trubek se po krátkém čase začíná uvolňovat do vody olovo, obzvláště pokud trubkou protéká měkká a kyselá voda. Takto se mohou ze stěny potrubí uvolňovat částičky olova a může tak stoupat koncentrace olova v pitné vodě.
- Odpady – z hlediska evidence odpadů je komunální odpad chápán v rozšířené podobě jako „Odpady z domácností a podobné živnostenské, průmyslové odpady a odpady z úřadů, včetně složek odděleného sběru“ [18]. Dále rozlišujeme tuhý komunální odpad, domovní odpad, živnostenský odpad, využitelné složky, druhotné suroviny, obaly vratné i nevratné, nebezpečné odpady, biologicky rozložitelný odpad, objemný odpad, odpad ze zeleně, textilní odpad či směsný komunální odpad. Jak je z výčtu patrné, tak odpady vznikají hromaděním a tomu lze předejít včasným odvezením odpadu na příslušná svozová místa. Nepříjemnou vlastností odpadu je jeho zápach a schopnost přitahovat malý poléťavý hmyz.
- Vlhkost a vodní zisky – vlhkost vnitřního vzduchu může negativně ovlivnit zdraví uživatelů budov, jednak přímo aktuální nízkou či vysokou relativní vlhkostí nebo nepřímo vytvořením podmínek pro bujení mikroorganismu a plísní. Vodní zisky v obytných budovách tvoří produkce páry člověka, odpařování z teplých jídel, sprchování, sušení prádla a odpařování z vodních hladin. Obýváním prostor a lidskou činností se do vzduchu podle odhadů dostává v průměru ve čtyřčlenné domácnosti 12,5 kg vodní páry denně [19]. Nárazové množství vodní páry může být částečně pohlcováno omítkami či dalšími materiály v bytě a postupně

odvětráváno. Kondenzace na oknech může způsobovat i zvyšovat mikrobiální růst v místnostech a tím pádem je jedná o nechtěný jev. I zde platí, že vytvořením vhodných podmínek lze kondenzaci atmosférické vlhkosti zabránit či ji omezit.

Příloha B – Výběr bezrozměrných čísel relativních k výpočtům kondenzace

Schmidtovo číslo

Schmidtovo číslo se používá ke stanovení tloušťky mezní vrstvy vzhledem k difuzi hmoty. Pro výpočty se využívá dynamická viskozita, hustota a difuzivita. Vzorec pro výpočet udává (B1). Je důležité např. při výpočtech hmotnostního toku přes vrstvu filmu na povrchu pevných stěn. Vysoká viskozita vyvolá tenčí mezní vrstvu na stěnách, což znamená, že větší část transportu hmoty mezi průtokem a povrchem stěny se bude podílet na difuzi hmoty. Vysoká viskozita znamená vyšší Schmidtovo číslo, což znamená, že přenos skrz tlustší mezní vrstvu trvá déle než přes tenkou vrstvu. Nárůst difuze hmoty zase snižuje Schmidtovo číslo. Tedy difuze skrz mezní vrstvu je tím rychlejší, čím je koeficient difuze hmoty vyšší. [88]

$$Sc = \frac{\mu}{\rho D} \quad (B1)$$

Sherwoodovo číslo

Sherwoodovo číslo lze použít k odhadnutí, jak je důležitá difuze hmoty k celkovému přenosu hmoty v systému. Malá hodnota Sherwoodova čísla znamená, že účinek difuze je důležitý vzhledem k celkovému přenosu hmoty. Příkladem systému s nízkou hodnotou Sherwoodova čísla jsou laminární systémy, jelikož v nich difuze závisí na molekulární difuzi. Vypočítá se dle (B2), v níž k_s reprezentuje koeficient přenosu hmoty, l_0 charakteristickou délkou a D difuzivitu. Sherwoodovo číslo lze vyjádřit jako kombinaci ostatních bezrozměrných čísel, nejčastěji se ale používá jeho závislost na Reynoldsově a Schmidtově čísle. Příkladem může být (B3), v níž se hodnoty koeficientů a , b , α a β odvíjí od konkrétní aplikace. Tu lze také interpretovat tak, že čím vyšší je Reynoldsovo číslo, tím je větší tendence k turbulencím a čím menší turbulence, tím menší dopad má molekulární difuze.

$$Sh = \frac{k_s l_0}{D} \quad (B2)$$

$$Sh = a + b Re^\alpha Sc^\beta \quad (B3)$$

Příloha C – Spontánní kondenzace

Kondenzace v objemu proudícího vlhkého vzduchu nebo-li spontánní kondenzace

Kondenzace v objemu směsi se modeluje metodou zvanou „návrat k nasycení v konstantním časovém měřítku“. Energie potřebná k ohřátí směsi na teplotu nasycení je uvolněna kondenzací během numerického časového kroku (Δt) podle rovnice (C1), pokud platí, že teplota směsi je nižší než teplota nasycení směsi.

$$Q_{V,1} = c_{p,ha} \rho_{ha} \frac{T_{sv} - T_{ha}}{\Delta t} \quad (C1)$$

Pokud existují podmínky pro kondenzaci ve výpočetní buňce, tak vodní pára začne okamžitě kondenzovat a teplota se zvýší, čímž se přiblíží k teplotě nasycení v dané buňce. Energie $Q_{V,1}$ musí být limitována podle hmotnostního zlomku vodní páry ve výpočetní buňce dle rovnic (C2) a (C3).

$$Q_{V,2} = \rho_{ha} x_v \frac{l}{\Delta t} \quad (C2)$$

$$Q_V = \min(Q_{V,1}, Q_{V,2}) \quad (C3)$$

Hodnota Q_V se využije při výpočtu množství páry, která ve zkoumaném objemu zkondenzuje dle rovnice (C4).

$$S_{v,V} = \frac{-Q_V}{l} < 0 \quad (C4)$$

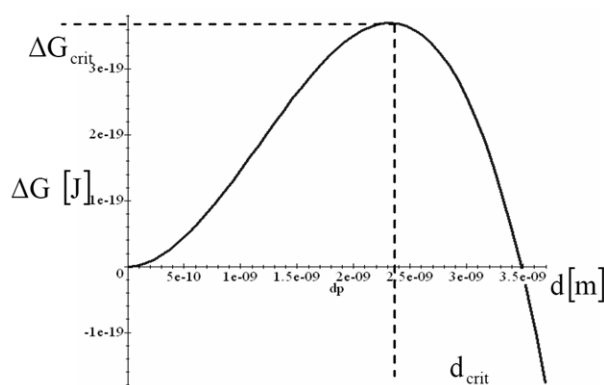
Karkoszka ve své disertační práci [74] uvádí, že pro stanovení korektní hodnoty objemové kondenzace je nutné znát počet nukleačních zárodků ve vlhkém vzduchu (což je počet nejmenších kapiček) a matematický popis jejich růstu v čase. Kritický průměr kapičky se stanoví z výpočtu volné Gibbsovy energie dle (C5) a počet molekul v kapičce se určí vydělením objemu celé kapičky objemem jedné molekuly.

$$\Delta G = \pi d_{kap}^2 \sigma_{kap} - n_{kap} B T_{v,lok} \ln(Sup) \quad (C5)$$

Gibbsova volná energie značí rozdíl mezi energií nutnou k vytvoření kulové kapičky a izotermickou kompresí páry. Lze stanovit hodnotu kritického průměru kapičky (označovaného jako Kelvin-Helmholtzův průměr), která při kondenzaci nabyde největší hodnoty při kritické hodnotě Gibbsovy volné energie. Tento kritický průměr se určí dle (C6).

$$d_{krit} = \frac{4\sigma_{kap}V_{mol}}{BT_{v,lok} \ln(Sup)} \quad (C6)$$

Graf D1 graficky znázorňuje závislost změny Gibbsovy volné energie na průměru kapičky kondenzátu. Pokud je aktuální průměr kapičky kondenzátu menší než je kritická hodnota jejího průměru, tak dochází k okamžitému odpařování takové kapičky, která tímto zaniká. Dosazením kritického průměru kapičky do rovnice (C5) lze vypočítat hodnotu změny Gibbsovy volné energie potřebnou na vytvoření kapičky, která již bude růst v důsledku procesu kondenzace.



Graf C1: Změna Gibbsovy volné energie jako funkce průměru kapičky

Podle klasické teorie homogenní nukleace se počet nukleačních zárodků ve vlhkém vzduchu (N_{ha}) stanoví z Gaussova rozložení rozptýlené fáze dle (C6). Tato rovnice obsahuje faktor N_0 , který se určí z (C7).

$$N_{ha} = N_0 \exp(-\Delta G B^{-1} T) \quad (C6)$$

$$N_0 = \frac{\rho_v^2}{\rho_{kap}} \left(\frac{2\sigma}{\pi M_{mol}^3} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (C7)$$

Počet kapiček kritického průměru se stanoví ze znalosti, že změna volné Gibbsovy energie usí být rovna kritické dle rovnice (C8).

$$N_{krit} = N_0 \exp(-\Delta G_{crit} B^{-1} T) \quad (C8)$$

Růst kapičky kondenzátu popisuje rovnice (C9). Po její integraci lze stanovit čas nutný pro růst kapičky z kritického průměru na libovolnou velikost kapičky (označenou jako d_2) podle rovnice (C10).

$$\frac{d(d_{kap})}{dt} = \frac{4D_{av}M_v(p_v - p_{sv})}{\rho_{kap}d_{kap}RT} \quad (C9)$$

$$t = \frac{\rho_{kap}RT}{8D_{av}M_v(p_v - p_{sv})}(d_2^2 - d_{crit}^2) \quad (C10)$$

Ze všech uvedených rovnice lze stanovit průměrný kondenzační hmotový tok pro růst kapiček dle rovnice (C11).

$$\dot{m}_{kap} = \frac{1}{6}\pi \frac{\rho_{kap}}{t}(d_2^3 - d_{crit}^3) \quad (C11)$$