



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta stavební

Katedra technických zařízení budov

Využití adiabatického chlazení ke snížení spotřeby energie

Využití nepřímého vypařovacího chlazení v rekuperačních zařízeních

Using adiabatic cooling to reduce energy consumption

Utilization of indirect evaporative cooling in heat recovery devices

DISERTAČNÍ PRÁCE

Ing. Ondřej Nehasil

Doktorský studijní program: Stavební inženýrství

Studijní obor: Pozemní stavby

Školitel: Ing. Daniel Adamovský, Ph.D.

Praha, 2019

Prohlášení

Jméno doktoranda: Ondřej Nehasil

Název disertační práce: Využití adiabatického chlazení ke snížení spotřeby energie

Prohlašuji, že jsem uvedenou disertační práci vypracoval samostatně pod vedením školitele
Ing. Daniela Adamovského, Ph.D.

Použitou literaturu a další materiály uvádím v seznamu použité literatury.

V Praze dne:

.....

podpis

.

Abstrakt

Práce se zabývá využitím nepřímého vypařovacího chlazení v zařízeních pro zpětné získávání tepla. Nepřímé vypařovací chlazení je identifikováno jako výhodná metoda nízkoenergetického chlazení větracího vzduchu vypařováním vody, bez přímého navlhčení větracího vzduchu. Výhodami tohoto způsobu chlazení jsou minimální energetický vklad i fakt, že touto metodou je možné chladit budovy i v době největších tepelných zátěží, které jsou pro nízkoenergetické chlazení často kritické. Práce si klade za cíl připravit základnu poznatků pro snadný transfer této technologie do nejběžnější technické praxe a na trh vzduchotechnických jednotek.

V první části práce je celá myšlenka nepřímého vypařovacího chlazení popsána. Je uveden kontext problematiky a vytyčen současný stav poznání. Z rešerše literatury vyplývá, že na světě chybí jednoduchý popis děje ve skrápěném tepelném výměníku vzduch/vzduch, který nepřímé vypařovací chlazení zajišťuje. Tento děj je dosud popisován složitými modely a diferenciálními rovnicemi, chybí ale rychlý inženýrský nástroj pro výpočet parametrů vlhkého vzduchu za takovým výměníkem, na základě měřitelných nebo lehce dosažitelných vstupních údajů.

V praktické části pak disertační práce míří k vytvoření takového nástroje. Je popsána cesta od získání experimentálních dat, přes složitý model vytvořený s pomocí teorie podobnosti, metody konečných objemů a mechaniky tekutin, k jednoduchému modelu, který je ověřen proti všem dostupným validačním základnám. Jednoduchý model je omezen na křížoproudé výměníky se svislými deskami, souproudem vody a sekundárního vzduchu a gravitačním pohybem vodního filmu po teplosměnné ploše. V těchto okrajových podmínkách model vykazuje velmi dobrou shodu jak s vlastními experimentálními daty, tak s experimenty a modely jiných autorů. Vyvinutý jednoduchý model je představen jako hledaný inženýrský nástroj, který z jednoduchých vstupních dat přímým výpočtem stanoví teplotu větracího vzduchu za zařízením nepřímého vypařovacího chlazení.

V závěrečné části práce jsou shrnuty technické překážky v implementaci nepřímého vypařovacího chlazení do běžné vzduchotechniky a několik doporučení pro konstrukci těchto zařízení. Jsou tak komunikovány zkušenosti získané dlouhodobým experimentem. Potenciál nepřímého vypařovacího chlazení je uveden do kontextu klimatických dat a je i vyjádřena cena získaného chladu započtením spotřeby vody. Nepřímé vypařovací chlazení je shledáno jako výhodné po energetické, ekologické i ekonomické stránce.

Klíčová slova: chlazení, vypařování, adiabatické chlazení, zpětné získávání chladu, větrání, chlazení větracím vzduchem, vypařovací chlazení

Abstract

The work deals with the use of indirect evaporative cooling in heat recovery devices. Indirect evaporative cooling is identified as an advantageous method of low-energy cooling of the ventilation air by water evaporation, without direct humidifying of the ventilation air. The advantages of this method of cooling are the minimum energy input and the fact that this method can be used to cool buildings even during daytime of high heat loads, which are often critical for low energy cooling. The aim of the thesis is to prepare the basis of knowledge for easy transfer of this technology to the most common technical practice and to the market of air handling units.

In the first part of the thesis, the idea of indirect evaporative cooling is described, including the paradox of the widespread name "Adiabatic Cooling", which in conjunction with this technology is not entirely correct. The context of the issue is described and the current state of knowledge is outlined. The literature research suggests that there is no simple description in the world of the process in a sprinkled air / air heat exchanger that provides indirect evaporation cooling. This process is still described by complex models and differential equations, but there is no quick engineering tool for calculating the parameters of moist air in a heat exchanger, based on measurable or easily obtainable input data.

In the practical part, the thesis aims to create such an instrument. The way from obtaining experimental data, through a complex model created using the theory of similarity, finite volume method and fluid mechanics, is described to a simple model that is validated against all available validation bases. The simple model is limited to cross-flow heat exchangers with vertical plates, co-current of water and secondary air flow, and gravitational movement of water film over the heat transfer surface. In these boundary conditions, the model shows very good agreement with both experimental data and experiments and models of other authors. Developed simple model is presented as the searched engineering tool that provides a simple computation of supply air temperature after indirect evaporative cooling process, using only basic and obtainable input data.

In the final part of the thesis there are summarized technical obstacles in the implementation of indirect evaporative cooling to common ventilation and several recommendations for the construction of these devices. Thus, the experience gained through a long-term experiment is communicated. The potential of indirect evaporative cooling is brought into the context of climatic data and the price of the obtained coolness is also expressed by counting the water consumption. Indirect evaporative cooling is found to be beneficial in energy, environmental and economic terms.

Keywords: cooling, evaporation, adiabatic cooling, heat recovery, ventilation, ventilative cooling, evaporative cooling

Poděkování

Velmi děkuji všem, kteří mi pomohli při vypracování méj disertační práce. Jmenovitě svému školiteli Ing. Danielu Adamovskému, Ph.D., za odborné vedení po celou dobu studia a vytvoření pracovních podmínek. Děkuji i panu profesorovi Ing. Karlovi Kabelemu, CSc., a kolegovi Ing. Martinovi Kny, Ph.D., oběma za cenné rady i fyzickou pomoc s experimenty. Dvojici bratrů Janovi a Martinovi Vaculíkům děkuji za rady a povzbuzování.

Speciální dík patří firmě C.I.C. Jan Hřebec s.r.o., která pro moje experimenty nezištně zapůjčila větrací jednotku a dvojici výměníků tepla.

Největší dík ale patří mým rodičům a rodině, ve které mám dokonalou oporu v každé životní situaci, a zejména méj ženě Marii. Bez její laskavosti, trpělivosti a bezmezné podpory by tato práce sotva mohla vzniknout. Ona už bude vědět, co tím myslím....

Obsah

1.	Úvod.....	10
1.1.	Motivace.....	11
1.2.	Hlavní hypotéza.....	12
1.3.	Cíle disertační práce.....	12
1.3.1.	Potvrzení hlavní hypotézy.....	12
1.3.2.	Vytvoření inženýrského nástroje pro navrhování IEC.....	13
1.3.3.	Identifikace konstrukčních překážek.....	13
1.3.4.	Seznam obecných konstrukčních doporučení.....	13
1.4.	Organizace a členění textu, popis pracovní metody.....	13
1.4.1.	Experimentální část.....	13
1.4.2.	Analýza změřených dat.....	14
1.4.3.	Numerický model pro křížoproudý výměník.....	14
1.4.4.	Hledání empirických závislostí a dílčí hypotézy.....	14
1.4.5.	Odvození a ověření parametrické rovnice.....	14
1.4.6.	Zhodnocení.....	15
2.	Chlazení budov.....	16
2.1.	Historické způsoby chlazení budov.....	16
2.1.1.	Příklady chlazení v historických budovách a jejich vztah k vypařování vody.....	17
2.2.	Použití vzduchotechniky pro chlazení.....	18
2.3.	Tradiční zdroje chladu pro chlazení.....	19
2.3.1.	Kompresorové chlazení.....	19
2.3.2.	Absorpční a solární chlazení.....	21
2.4.	Nízkoenergetické chlazení budov.....	22
2.4.1.	Energie na dopravu chladu v nízkoenergetickém chlazení.....	23
2.4.2.	Chlazení budov větracím vzduchem.....	25
2.4.3.	Noční větrání.....	25
2.5.	Adiabatické chlazení – chlazení vzduchu vypařováním vody.....	26
2.5.1.	Přímé adiabatické chlazení.....	27
2.5.2.	Nepřímé vypařovací chlazení (nepřímé adiabatické chlazení).....	27
2.6.	Environmentální souvislosti využití vypařování vody pro chlazení.....	28
2.6.1.	Role vody v sídlech.....	29
2.6.2.	Role vody v krajině.....	29
3.	Současný stav řešené problematiky nepřímého adiabatického chlazení.....	31
3.1.	Způsoby realizace IEC.....	31
3.1.1.	IEC na křížoproudých a protiproudých výměnících.....	34
3.1.2.	Maisotsenkův cyklus.....	36
3.2.	Termomechanický popis děje.....	37
3.2.1.	Určení teplotního spádu.....	39
3.2.2.	Geometrie a kinematika vodního filmu.....	40
3.2.3.	Vymezení toků energie.....	42
3.2.4.	Součinitele přestupu tepla a hmoty.....	43

3.2.5.	Rutinní Výpočty ve vlhkém vzduchu	44
3.2.6.	Rutinní výpočty ve vodě	45
3.2.7.	Stanovení účinnosti výměníku ZZT.....	45
3.2.8.	Stanovení teploty vlhkého teploměru	46
3.2.9.	Teorie podobnosti a bezrozměrná podobnostní čísla	47
3.2.10.	Dosavadní pokusy o jednoduchý inženýrský model IEC.....	48
3.3.	Vymezení výsledných veličin.....	50
3.3.1.	Snížení výstupní teploty.....	51
3.3.2.	Celkový chladicí výkon	51
3.3.3.	Užitečný chladicí výkon	51
3.3.4.	Vlhkoteploměrná účinnost chlazení.....	52
3.3.5.	Vypařovací chladicí výkon	52
3.3.6.	Specifická spotřeba vody.....	52
3.3.7.	Chladicí účinek vody	53
3.4.	Publikované experimenty.....	53
3.4.1.	Experimenty s publikovanými výsledky.....	53
3.4.2.	Experimenty bez publikovaných výsledků	55
3.5.	Existující příklady nepřímého adiabatického chlazení.....	55
3.5.1.	Budovy a provozy s velkou tepelnou zátěží, datová centra	56
3.5.2.	Budovy a provozy s nízkou tepelnou zátěží	57
3.5.3.	IEC ve větrání kancelářských prostor.....	58
4.	Experimentální ověření výkonových parametrů nepřímého vypařovacího chlazení	60
4.1.	Schéma laboratoře a popis měřeného zařízení.....	60
4.2.	Metody hlavních měření.....	63
4.2.1.	Záznam dat.....	64
4.2.2.	Měření teploty a vlhkosti vzduchu.....	64
4.2.3.	Měření objemového průtoku vzduchu	66
4.2.4.	Měření průtoku vody.....	68
4.2.5.	Měření teploty vody	69
4.2.6.	Celkový tlak vzduchu	69
4.3.	Pomocná měření.....	69
4.3.1.	Vzájemné srovnání čidel.....	69
4.3.2.	Měření vnitřní netěsnosti VZT jednotky	70
4.3.3.	Měření rychlostního pole vodních kapek za tryskou	72
4.4.	Změřené pracovní body a postup měření.....	73
4.4.1.	Výběr polohy zvlhčovacích trysek	73
4.4.2.	Změřené pracovní body jednotky	74
4.5.	Způsob vyhodnocení změřených dat	77
4.5.1.	Hrdla ODA a EHA	77
4.5.2.	Hrdla ETA a SUP	78
4.5.3.	Vypařování v cestě ETA-výměník	79

4.6.	Relevance výsledků	82
5.	Výsledky měření	83
5.1.	Výsledky pomocných měření	83
5.1.1.	Vzájemné srovnání čidel	83
5.1.2.	Obtok výměníku tepla	84
5.1.3.	Rychlostní pole vodních kapek za tryskou a výpočet velikosti kapek	85
5.2.	Výsledky primárních měření po vyhodnocení a korekcích	86
6.	Numerický model pro křížoproudý výměník	90
6.1.	Okrajové podmínky modelu	90
6.2.	Vyřešení kontrolního objemu	92
6.2.1.	Zajištění vstupních dat pro výpočet	92
6.2.2.	Geometrie vodního filmu	92
6.2.3.	Proces sdílení tepla a hmoty v kontrolním objemu	94
6.2.4.	Výstupní hodnoty kontrolního objemu	96
6.3.	Kalibrace modelu	97
6.3.1.	Kalibrace suchého stavu	97
6.3.2.	Kalibrace mokrých stavů	99
6.4.	Validace modelu	101
7.	Parametrizace výsledků	103
7.1.	Definice vstupních veličin	103
7.2.	Dílčí hypotézy	103
7.2.1.	Dílčí hypotéza vlhkého teploměru	104
7.2.2.	Dílčí hypotéza atmosférického tlaku	105
7.2.3.	Dílčí hypotéza venkovní teploty	106
7.2.4.	Dílčí hypotéza venkovní vlhkosti	107
7.2.5.	Dílčí hypotéza poměru účinností při změně průtoku vzduchu I	108
7.2.6.	Dílčí hypotéza poměru účinností při změně průtoku vzduchu II	109
7.2.7.	Dílčí hypotéza přetlakového větrání	110
7.2.8.	Dílčí hypotéza vlhkého teploměru II	111
7.2.9.	Dílčí hypotéza množství vody	113
7.3.	Parametrická rovnice pro rychlé určení chladicího výkonu	114
7.3.1.	Odvození parametrické rovnice	115
7.3.2.	Ověření parametrické rovnice	118
7.3.3.	Oblast platnosti rovnice	123
8.	Diskuze výsledků a závěr	124
8.1.	Uplatnitelnost IEC v kontextu klimatických dat	124
8.1.1.	Potenciál snížení teploty přiváděného vzduchu	124
8.1.2.	Potenciál odbourání tepelné zátěže větráním a zvýšení potenciálu chlazení větracím vzduchem	125
8.2.	Diskuze	127
8.2.1.	Porovnání výsledků s publikovanými experimenty	127
8.2.2.	Porovnání rovnice s jinými pokusy o zobecnění děje IEC	129
8.3.	Překážky v implementaci do běžné vzduchotechniky	133

8.3.1. Nedostatečná těsnost uložení výměníku ZZT.....	133
8.3.2. Hygienická bezpečnost čerstvého vzduchu.....	134
8.3.3. Vysoká spotřeba vody.....	134
8.3.4. Potenciál snížení životnosti.....	134
8.3.5. Zarůstání vodním kamenem.....	135
8.4. Ověření hlavní hypotézy.....	135
8.5. Závěr.....	136
8.5.1. Celkové shrnutí.....	136
8.5.2. Naplnění cílů a přínosy disertační práce.....	139
Seznam použité literatury.....	140
Vlastní publikace vztahující se k této práci.....	148
Použité zkratky a symboly.....	149

1. ÚVOD

Tato práce reaguje na obecný trend Evropy a západního světa ve snižování energetické náročnosti budov. Věnuje se problematice chlazení budov vypařováním vody, jako alternativou k tradičnímu chlazení pomocí kompresorových chladičů, vyžadujících jako primární energonositel elektřinu. Využití adiabatického chlazení má vést k úspoře energie.

Pojem „Adiabatické chlazení“ se stal zastřešujícím pojmem pro všechny metody chlazení, kde dochází ke snižování teploty vypařováním vody do vzduchu. Adiabatickými jsou označovány takové děje, při kterých dochází k přeměně nebo sdílení energie uvnitř termodynamického systému, ale tento termodynamický systém je uzavřený a nesdílí teplo s okolím. Směs vzduchu s rozprášenými kapičkami vody nemusí sdílet teplo s okolím (adiabatický proces) a přesto se snižuje její teplota (chlazení), protože uvnitř směsi dochází k přeměně citelného tepla na teplo vázané: konkrétně teplo skupenské přeměny vody na páru. Tak jak při tomto ději klesá teplota vzduchu, roste zároveň jeho vlhkostní složka, a protože s klesající teplotou klesá i schopnost vzduchu přijímat další vodní páru, dochází nárůstu relativní vlhkosti. Mez sytosti odpovídá teplotě mokrého teploměru, která je mezní teplotou, na kterou je možné ochladit vzduch pomocí adiabatického chlazení.

Je-li adiabaticky chlazen vzduch přiváděný do interiéru budovy, nazýváme to „adiabatickým chlazením přímým“ (DEC). Protože snížení teploty má obvykle větší vliv na tepelnou pohodu, než nárůst vlhkosti, je přímé adiabatické chlazení v principu vhodným nástrojem k chlazení budov. Ale vzhledem k hygienickým požadavkům na vlhkost přiváděného vzduchu je jeho dostupný chladicí výkon značně limitován. Nicméně v provozech nenáročných na vnitřní prostředí nachází uplatnění.

Těžištěm této práce je tzv. „nepřímé adiabatické chlazení“. Chladicí systém, kde není navlhčován vzduch přiváděný do chlazeného interiéru, ale sekundární vzduch, ze kterého je následně odebrán chlad, například s pomocí výměníku tepla. Protože sekundární vzduch v tomto případě již sdílí teplo s okolím, termín „adiabatické“ již není zcela přesný a dále bude pracováno s překladem přesnějšího anglického termínu „Indirect Evaporative Cooling“ (IEC), tedy „Nepřímé vypařovací chlazení“. Tento děj zachovává výhody chlazení přímého, tedy snížení teploty chladicího média, kdy energonositelem je vypařování vody. Zároveň odbourává jeho nevýhodu, protože vodní pára vznikající během chlazení není vázána na primární chladicí médium a může být například odvedena do exteriéru. Nepřímé vypařovací chlazení je možné nasazovat v širokém spektru budov, včetně těch citlivých na kvalitu vnitřního prostředí. Nepřímé vypařovací chlazení tak má potenciál i v běžné administrativní výstavbě, ve výrobnách a všude tam, kde se používá běžná vzduchotechnika pro větrání.

1.1. Motivace

Současný výzkum a vědecké úsilí, zmapované rešerší literatury, se věnuje především vícestupňovým chladičům, M-Cycle chladičům, nebo zařízením nepřímého vypařovacího chlazení s komplikovanou geometrií a opakovaným použitím sekundárního vzduchu, s cílem dosáhnout nejnižší teploty výstupního vzduchu. Byly již popsány způsoby chlazení na nižší teplotu, než je teplota vlhkého teploměru, dokonce blížící-se teplotě rosného bodu. Společným rysem těchto technik je, že při stejné velikosti zařízení mají menší celkový chladicí výkon, než běžné nepřímé vypařovací chlazení, protože dopraví do cíle menší množství primárního vzduchu. Velmi často také vyžadují uspořádání prvků, které není obvyklé v běžné vzduchotechnice a není použitelné pro rekuperaci tepla v zimním období.

Tato práce rozvíjí myšlenku „základního“ nepřímého adiabatického chlazení, které sice nedokáže přivést do interiéru vzduch o teplotě nižší, než je teplota vlhkého teploměru, ale je široce použitelné na převládajícím schématu vzduchotechniky a ze stejně velkého zařízení dokáže získat nejvyšší chladicí výkon.

Konkrétní podobou tohoto „základního“ nepřímého vypařovacího chlazení je zabudování vodní zvlhčovací komory do vzduchotechnické jednotky, na stranu sání odpadního vzduchu z interiéru (ETA). Do sekundárního vzduchu, odsávaného z budovy, je rozprašována voda a je tak přímo chlazen. Tento chlad je následně vytěžen na výměníku zpětného získávání tepla (ZZT), který je ve VZT jednotce obvykle tak jako tak zabudován, kvůli rekuperaci tepla v zimním období. Chlad je zde předáván primárnímu čerstvému vzduchu přicházejícímu do budovy, který plní dvojí funkci: Zajištění hygienické výměny vzduchu (přívod čerstvého vzduchu do interiéru) a chlazení budovy. Spojením těchto funkcí nemusí vždy vzniknout ideální mix vhodného množství vzduchu a ideálního množství chladu k zajištění komfortního vnitřního prostředí. Jedná se ale o způsob, jak na větrací vzduch navázat chladicí funkci levným a ekologickým způsobem. Tuto techniku je možné provozovat po celou chladicí sezonu a tím významně snížit spotřebu elektřiny a dále jak provozní hodiny, tak i počet startů případného doplňkového kompresorového chladiče.

Nepřímé vypařovací chlazení se od ostatních technik nízkoenergetického chlazení významně odlišuje tím, že obsahuje fyzikálně komplikovaný děj. Ve výměníku ZZT dochází k předávání tepla z primárního vzduchu do sekundárního při současném sdílení tepla a hmoty uvnitř proudu sekundárního vzduchu, kdy část tepla se podílí na zvýšení teploty a část tepla sytí proces vypařování vody. Voda pak částečně ulpívá na teplosměnné ploše a vyměňuje si teplo se sekundárním vzduchem. Na tento děj nelze nasadit běžné výpočtové metody pro vzduchové výměníky a je obvykle popisován pomocí teorie podobnosti, s pomocí složitých matematických modelů, jejichž náročnost dalece přesahuje běžný proces návrhu vzduchotechniky.

Jakkoli je nepřímé vypařovací chlazení slibná technologie, v technické praxi je relativně vzácné. Jeho rozšíření do nejběžnější praxe brání dva základní druhy překážek:

- **Konstrukční překážky**, tedy možnost nebo nemožnost zabudovat zvlhčování do VZT. Přítomnost vody v jinak suchém prostředí může být zásadní pro elektrické součástky, tepelnou izolaci pláště, ale i hygienu primárního vzduchu nebo čistotu teplosměnných ploch výměníku. Dále některé konstrukce VZT mohou instalaci IEC principiálně vylučovat, například jednotky s regeneračními entalpickými výměníky, které přenáší krom tepla i vlhkost.
- **Technická nejistota**, která spočívá v neznalosti celého děje. Při návrhu IEC je nutné znát, kolik vody má být rozprašováno a kam. Dále je nutné znát, jaké trysky je třeba použít, jak určit celkový chladicí výkon a jaká bude spotřeba vody. Praktické uplatnění nacházejí zejména ty technologie, pro které jsou připraveny rychlé inženýrské nástroje pro navrhování a konstrukci. Pro nepřímé vypařovací chlazení takové nástroje dosud chybí.

Předkládaná práce se zabývá nepřímým vypařovacím chlazením v praktické rovině a pokouší se tyto překážky mapovat a odbourávat, se zvláštním akcentem na odbourání technické nejistoty. Práce se soustřeďuje na nalezení rychlého inženýrského nástroje pro vypočtení výsledné teploty primárního vzduchu za skrápěným výměníkem vzduch/vzduch. Snaha o vytvoření takové rovnice vede k formulaci hlavní hypotézy disertační práce:

1.2. Hlavní hypotéza

Jakkoli je přestup tepla a hmoty na skrápěném výměníku vzduch/vzduch složitý děj, pro konkrétní situaci, ohraničenou konkrétním typem výměníku, způsobem zabudování do VZT jednotky apod., je možné najít jednoduchou rovnici nebo soustavu rovnic, která dostatečně věrně vypočte parametry výstupního vzduchu. Tuto rovnici je možné použít i bez hluboké znalosti termomechaniky a procesů uvnitř výměníku jako rychlý inženýrský nástroj pro navrhování nepřímého vypařovacího chlazení.

1.3. Cíle disertační práce

Předkládaná práce si klade za cíl usnadnit pronikání IEC technologie do nejběžnější praxe. K tomu jsou vytyčeny následující body, o jejichž naplnění autor usiluje:

1.3.1. Potvrzení hlavní hypotézy

Hlavní hypotéza ve zkratce říká, že proces nepřímého vypařovacího chlazení na skrápěném výměníku není tak složitý, aby bylo nutné v jeho návrhu provádět simulace s pomocí matematických modelů. Za důkaz o platnosti hypotézy by bylo možné považovat například fakt, že některé vstupní hodnoty, bez kterých složitý matematický model není

možné vyčíslit, ve skutečnosti nemají vliv na výsledek. I bez toho, aby byla rovnice pro výpočet výstupních parametrů nalezena, už sám důkaz o její možné existenci by byl odbouráním části technické nejistoty a argumentem, proč se touto slibnou technologií dále zabývat.

1.3.2. Vytvoření inženýrského nástroje pro navrhování IEC

Definitivním potvrzením hlavní hypotézy by bylo přímo nalezení jednoduché rovnice pro výpočet výstupních parametrů primárního vzduchu. Takový nástroj by znamenal zásadní zkratku při navrhování nepřímého vypařovacího chlazení.

1.3.3. Identifikace konstrukčních překážek

Otázka konstrukce komerční větrací jednotky s nepřímým vypařovacím chlazením by byla vysoce nad rámec této práce, v rovině průmyslového vývoje. Práce si ale klade za cíl tento proces usnadnit zmapováním konstrukčních překážek a problémů, na které se musí průmyslový vývoj zaměřit a mít pro ně připravená řešení. Jsou-li hlavní problémy známy již před začátkem vývoje nového zařízení, může to znamenat urychlení vývoje řádově o měsíce.

1.3.4. Seznam obecných konstrukčních doporučení

Vedle konstrukčních překážek (sdělení negativních zkušeností) je cílem hledat rovněž konstrukční doporučení (sdělení pozitivních zkušeností). Práce si klade za cíl vystihnout, které skutečnosti a principy mají největší vliv na účinnost nepřímého vypařovacího chlazení a vytvořit seznam doporučení, které usnadní vývoj komerčních zařízení. Pokud například je již dopředu známo, s jakými komponenty je vhodné začít experimentovat a jaké provozní stavy začít prověřovat, může to znamenat významné urychlení vývoje.

1.4. Organizace a členění textu, popis pracovní metody

Práce směřuje k ověření hlavní hypotézy, tedy buď k nalezení vlastní parametrické rovnice popisující chladicí efekt skrápěného výměníku vzduch/vzduch, která by byla důkazem o platnosti hypotézy, nebo k přinesení důkazu o neexistenci takové rovnice, čímž by byla hypotéza vyvrácena.

Členění textu odpovídá postupu práce. V kapitole 2 je uveden kontext problematiky chlazení a důvody pro použití nepřímého vypařovacího chlazení a v kapitole 3 je nastíněn současný stav poznání dějů sdílení tepla a hmoty na teplosměnných plochách, relevantní pro danou problematiku. Vlastní práce autora se pak ubírala po následující lince:

1.4.1. Experimentální část

Na konkrétní konfiguraci VZT jednotky byl proveden experiment ověřující výkonové parametry nepřímého vypařovacího chlazení. Jednalo se o typickou konstrukci VZT jednotky

a pravděpodobné reálné zabudování výbavy pro nepřímé vypařovací chlazení do běžné větrací jednotky. Tuto část popisuje kapitola 4. Danou konstrukcí jsou rovněž určeny některé z okrajových podmínek, pro které je parametrická rovnice hledána – geometrie výměníku, způsob zabudování, směry proudů vzduchu i tlakové poměry jsou v tomto případě stabilní. Experiment trval tři roky.

1.4.2. Analýza změřených dat

První představu o poměrech v nepřímém vypařovacím chlazení nabízí již analýza experimentálních dat. V rámci experimentu bylo provedeno několik stovek jednotlivých měření, podle jejichž výsledků se průběžně (meziročně) upravovaly i vstupy pro měření další. Výsledky jsou uvedeny v kapitole 5. Pro velkou náročnost experimentu, a vzhledem ke skutečnosti, že i přes veškerou snahu byla experimentální data zatížena systematickými chybami a nemohla být proto přímo použita pro odvození parametrické rovnice, bylo přistoupeno k parametrizaci postupné, přes podrobný numerický model.

1.4.3. Numerický model pro křížoproudý výměník

Numerický model byl vytvořen s využitím poznatků teorie podobnosti metodou konečných objemů v prostředí MathWorks MATLAB. Jeho funkce je popsána v kapitole 6. Kalibrace modelu experimentálními daty byla provedena tak, že byl model zatížen stejnými známými systematickými chybami jako reálné měření. Následně byly kalibrovány koeficienty smáčivosti a součinitele přestupu tepla a hmoty takovým způsobem, aby výsledky numerického modelu odpovídaly datům experimentálním. Validace proběhla proti jiné sadě experimentálních dat, než kalibrace. Takto validovaný model pak bylo možné za prvé oprostít od systematických chyb, a za druhé umožnil provést podstatně větší sadu (virtuálních) experimentů, než kolik by bylo možné reálně laboratorně změřit. Na modelu byly následně provedeny řádově desetitisíce virtuálních experimentů.

1.4.4. Hledání empirických závislostí a dílčí hypotézy

Protože plný výpočet sdílení tepla a hmoty s využitím teorie podobnosti se opírá o velké množství vstupních dat a je složitý (model propočítává 250 tis. kontrolních objemů), vedlo přiblížení ke konečné parametrické rovnici přes dílčí hypotézy. Tyto hypotézy byly stanoveny za účelem vyloučení některých vstupních hodnot zanedbatelného vlivu a za účelem případného odhalení souvislostí, které by napověděly, jak bude konečná rovnice vypadat. Pro každou z dílčích hypotéz byla navržena sada virtuálních experimentů, jejichž výsledky pak hypotézu potvrdily, vyvrátily, nebo potvrdily s určitou podmínkou či omezením. Dílčí hypotézy jsou popsány v kapitole 7.2.

1.4.5. Odvození a ověření parametrické rovnice

S pomocí dílčích hypotéz byl stanoven pravděpodobný tvar výsledné parametrické rovnice. Následně byla provedena další série virtuálních experimentů, s cílem najít konkrétní

koeficienty pro tuto parametrickou rovnici. Odvození je popsáno v kapitole 7.3.1. Výsledkem je rovnice, která je dostatečně jednoduchá a je možné ji vyřešit i bez použití výpočetní techniky. Pro tuto rovnici byla dále v kapitole 7.3.3 stanovena oblast použitelnosti: Rovnice byla otestována proti rozsáhlé sadě virtuálních experimentů a z oblasti použitelnosti byly vyloučeny ty kombinace vstupních údajů, ve kterých byly nepřijatelné odchylky výsledků od výsledků experimentálních.

1.4.6. Zhodnocení

Rovnice byla v kapitole 8 podrobena diskuzi s experimentálními výsledky jiných autorů i s již existujícími modely. Je prokázána nejenom dobrá shoda představeného modelu s modely a experimenty publikovanými dříve, ale i výrazně větší míra obecnosti dosaženého výsledku, než jaké dosáhli autoři podobných prací dříve. Princip IEC je zhodnocen i v kontextu klimatických dat, kde prokazuje tím větší schopnost chlazení, v čím teplejším prostředí je nasazen. Náklady na chlad jsou vyčísleny v intervalu od 0,16 do 7 Kč/kWh.

V závěru jsou shrnuta doporučení pro konstrukci VZT jednotek s nepřímým vypařovacím chlazením, tak aby byl maximalizován chladicí výkon. Práce je zrekapitulována a je vyhodnoceno dosažení cílů. Je zkonstatováno, že hlavní hypotéza byla potvrzena a cíle dosaženy.

2. CHLAZENÍ BUDOV

Chlazení budov je důležitou kapitolou stavebnictví, a jeho význam se zvyšuje. Tak jak se zvyšuje kvalita obálek budov, ve snaze udržet v zimním období teplo v budově, s rostoucími tepelnými zátěžemi od přístrojového vybavení v budovách a stoupajícími požadavky na kvalitu vnitřního prostředí roste tlak na odvádění tepelné zátěže ven z budovy. Klimatická změna pak problém s chlazením budov dále akceleruje [1]. Chladicí zařízení vstoupila na trh ve třicátých letech dvacátého století jako vzácná luxusní zařízení a cenově dostupnými se stala přibližně v roce 1947 [1]. V současné dekádě představuje rychle se rozvíjející odvětví průmyslu, které se blíží celkovému ročnímu obratu téměř 100 miliard dolarů a stále roste. Chlazení budov představuje značné procento celkové spotřeby energie na světě. Světová roční spotřeba energie na chlazení v roce 2010 se blížila 1,25 PWh. Více než 45% této energie spotřebovaly komerční budovy. Očekává se, že budoucí průměrná poptávka po energii pro chlazení komerčních budov vzroste do roku 2050 o 275% [2][3], a to navzdory úsilí o dosažení energeticky efektivních budov [4].

V 21. století svět hledá technická řešení pro budovy s téměř nulovou spotřebou energie a nízkoenergetické způsoby chlazení se vracejí do středu pozornosti. Lze přitom očekávat, že v budoucnu bude chlazení budov čím dál důležitější kapitolou. Současná klimatická změna přináší nejen globální oteplování, jehož tempo bylo doposud změřeno na oteplení o 0,5°C za posledních 50 let [5], ale i větší výkyvy teplot i srážek, v jejichž důsledku bude spotřeba energie v budovách narůstat výrazně rychleji, než by odpovídalo pouhému zvýšení průměrné teploty. Rovněž bylo prokázáno, že existuje jednoznačné spojení mezi nedostatkem vody v atmosféře a globálním oteplováním [6]. Z tohoto pohledu se nepřímé vypařovací chlazení jeví jako opatření, které v sobě synergicky kombinuje adaptační i mitigační strategii.

2.1. Historické způsoby chlazení budov

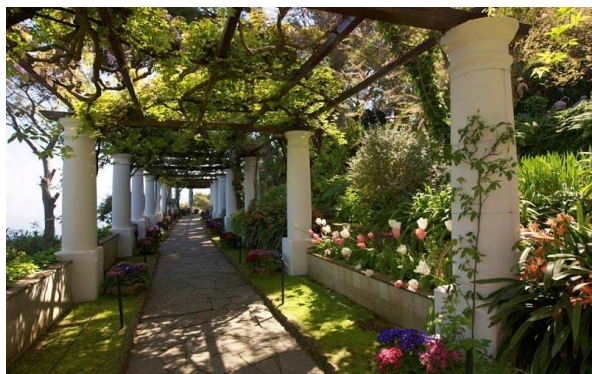
Podobně jako dnes, i v minulosti lidem záleželo na kvalitním vnitřním prostředí budov. Na rozdíl ode dneška ale neměli k dispozici strojní chladiče, kterými by dokázali odvést nežádoucí teplo do exteriéru. Přesto lidé po celá staletí stavěli budovy, které se nepřehřívaly a mnohé z těchto budov doposud uspokojivě fungují bez strojního chlazení [7]. Historické budovy a historické způsoby chlazení budov proto mohou být velmi dobrou inspirací při hledání technologií nízkoenergetického chlazení pro budovy současné. V historických budovách byly používány prvky pasivního chlazení (vnější stínění, žaluzie, těžké konstrukce), přirozené větrání (okny, větracími šachtami apod.). Později našlo své využití adiabatické chlazení či zemní výměníky ve spojení s nuceným větráním [8]. O ostatních technikách chlazení historických budov je blíže pojednáno v [9].

2.1.1. Příklady chlazení v historických budovách a jejich vztah k vypařování vody

V zemích jižní Evropy je velké množství antických památek, které jsou ovlivněny snahou o zajištění příjemné teploty v budovách. Například klasická římská vila (Obr. 1) je obvykle stavba atriové dispozice, s minimem vnějších oken. Atrium je středobodem domu, komunikačním a obytným prostorem, je zdrojem světla, zahradou a obsahuje rezervoár na dešťovou vodu, která slouží pro pití i hygienu. Samo atrium je zdrojem chladu. Stromy totiž poskytují stín, a z dodávky slunečního světla odeberou tepelnou zátěž. Zeleň i vodní plocha uvolňují vodní páru, čímž odebírají z okolí skupenskou teplotu pro její odpar. Chlad se v atriu (a i v domě) drží díky uzavřené dispozici, odkud chladný vzduch nemá kudy odtéci a drží se v domě jako jakýsi „bazén“ chladnějšího vzduchu. Takto uspořádaný prostor zároveň nebrání vybíjení tepla v nočních hodinách směrem nahoru. Antika obecně klade pozoruhodný důraz na zeleň a vodní plochy (Obr. 2 a Obr. 3).



Obr. 1 – Římská vila atriového typu [9]

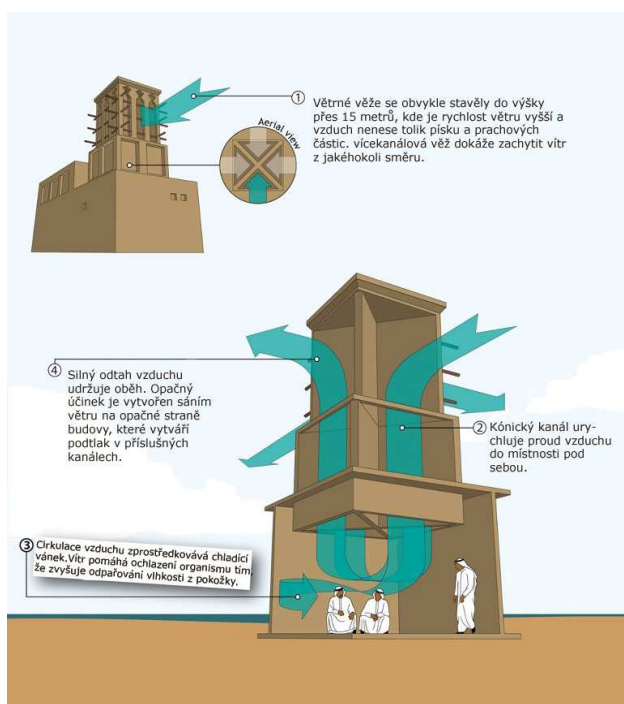


Obr. 2 – Důraz na dostatek zeleně a stínu [9]



Obr. 3 – Architektura vodních ploch [9]

Naproti tomu v zemích jižní a střední Asie je ještě výraznější architektura pasivního chlazení. Budovy jsou masivní, téměř bez oken, nejsou vysoké a jsou na nich patrné prvky přirozeného větrání. Typickým prvkem k zajištění vnitřního prostředí je větrná věž, která větrá budovu, a může být i chladicím zařízením. Věž je jímacím zařízením na energii větru, která je použita buďto na vyvětrání interiéru venkovním vzduchem, nebo jako hybná síla k vytažení chladného vzduchu z podzemních registrů. Základem větrné věže je dělení komína na sadu průduchů, které jsou zakončeny na protilehlých stranách věže. Za větru jsou pak některé průduchy na návětrné straně a vlivem tlaku větru přivádějí vzduch do budovy, jiné pak na závětrné straně a vlivem sání větru vzduch z budovy odvádějí (Obr. 4). Chladicího efektu je dosaženo vytvořením průvanu v budově, který zlepšuje přestup tepla z osob do okolního vzduchu. V bohatých sídlech jsou na větrných věžích k nalezení ráhna na zavěšení mokřých rohoží, okolo kterých vzduch musel projít, a tím došlo k jeho ochlazení (Obr. 5).



Obr. 4 – Větrná věž [9]



Obr. 5 – Koruna větrné věže s ráhny [9]

2.2. Použití vzduchotechniky pro chlazení

Na rozdíl od budov historických, velká část moderních budov by bez aktivního chlazení nebyla obyvatelná. Kombinace několika faktorů, jako jsou velké prosklené plochy, rostoucí tepelné zátěže od vybavení a přístrojů a rostoucí tepelně-izolační schopnosti moderních obvodových pláštů přispívají k přehřívání budov, které je nutné aktivně chladit.

V realizacích chlazení výrazně dominuje konvekce před sáláním. Důvodem je skutečnost, že chlazení s sebou nese riziko kondenzace, pokud je teplota chladicího média nižší, než teplota rosného bodu v chlazeném prostředí. Není proto možné pro chlazení používat analogii otopných těles, která svůj výkon sdělují na rozdíl teplot zhruba od 15K

výše. Při teplotě vzduchu 26°C a relativní vlhkosti 50% je teplota rosného bodu 15°C, a nejvyšší teoretický teplotní spád mezi chladicím médiem a vnitřním vzduchem je pouhých 11 K, jinak hrozí kondenzace vody na povrchu chladiče. Tato skutečnost vede vývoj směrem, kdy se radiační chlazení omezuje na velkoplošné sálavé systémy vysokoteplotního chlazení, které nejsou ke kondenzaci tolik náchylné. Dominantní postavení má ale chlazení konvekční, kde ke kondenzaci dochází kontrolovaně na chladiči napojeném na odtok kondenzátu. Protože ne každý koncový chladič může být odtokem kondenzátu vybaven (např. stropní indukční jednotky není možné na odtok kondenzátu připojit), je jednou z možností chladit vzduch centrálně ve strojně vzduchotechniky, kde je napojení na sítě jednoduché. Další možností je chlazení pomocí fan-coilů napojených na odtok kondenzátu nebo vybavených regulací výkonu pro předcházení kondenzaci. Oba způsoby mají společnou vlastnost: Posledním distribučním médiem chlazení je vzduch a vztahuje se na něj prostorová i energetická náročnost dopravy vzduchu, blíže popsána v kapitole 2.4.1.

Využití vzduchotechniky pro chlazení tedy není novou, ale standardní praktikou s dostatečně rozvinutou základnou historických zkušeností a rutinně zvládnutými technologiemi. Snahy o efektivní chlazení s použitím vzduchotechniky jsou obvyklé a ubírají se paralelními cestami [10].

2.3. Tradiční zdroje chladu pro chlazení

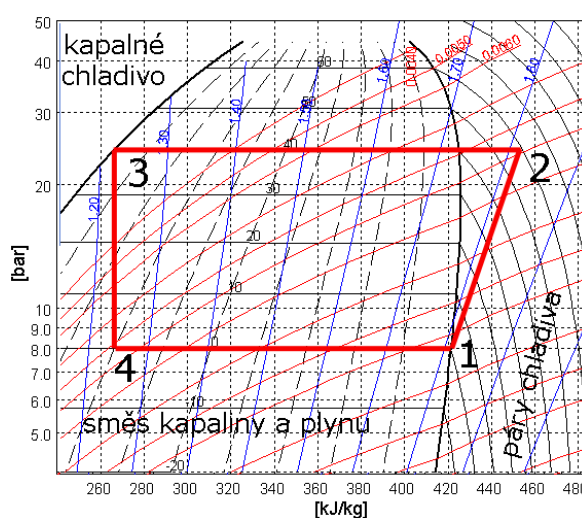
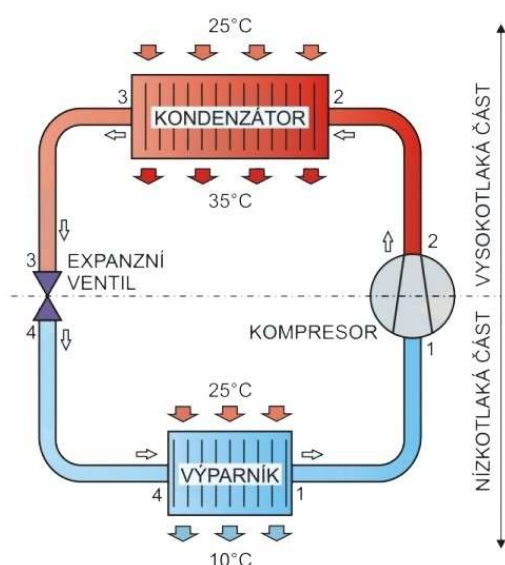
Chlazení budov za svůj největší rozmach vděčí objevu kompresorových chladičů, které se rozšířily v první polovině dvacátého století a odsunuly do pozadí po staletí využívané pasivní chladicí techniky. Tyto nové stroje dnes nazýváme tradičními. Revoluční novinkou a důvodem proměny přístupu k chlazení budov bylo, že zdroj chladu byl schopen pracovat i za vysoké venkovní teploty a dodávat tak chlad v době, kdy jej potřebujeme, a to prakticky v libovolném množství. Problematika chlazení budov, která do té doby neměla zdroj chladu, tento zdroj našla a přiblížila se tak svojí povahou k problematice vytápění, kde je možné uplatnit jednosměrný návrh: „potřeba tepla (chlada) – zdroj – distribuce – sdílení do interiéru – komfort“.

2.3.1. Kompresorové chlazení

Kompresorové chlazení je nejčastější chladicí technikou vůbec. Je založeno na fyzikálním principu, že chladivo má různou teplotu varu při změně tlaku. Kompresor odsává z výparníku páry chladiva (Obr. 6), které mají nízkou teplotu (1). Zvýšením tlaku par chladiva v kompresoru dojde ke zvýšení teploty chladiva, ale také ke změně teploty varu (kondenzace) stlačených par (2). Tyto páry v kondenzátoru odevzdávají teplo například okolnímu vzduchu, protože teplota pro změnu skupenství je při tomto tlaku větší, než teplota vzduchu a páry proto kondenzují (3). Z kondenzátoru odtéká kapalné chladivo do škrticího (expanzního) ventilu, kde při prudkém snížení tlaku chladiva dojde k intenzivnímu varu chladiva, které se již během expanze částečně vypaří (4). Protože teplota varu významně poklesne, ve výparníku

se pak chladivo dále vaří, a přijímá od okolí teplo na velmi nízké teplotní hladině. To je užitečná část cyklu, kde dochází k ochlazování například větracího vzduchu. Páry chladiva pak nasaje kompresor (1) a cyklus se opakuje.

Pro bližší představu je uveden přibližný pracovní cyklus do diagramu chladiva (Obr. 7) pro běžné chladivo R410a, pro teplotu výparníku 0°C a teplotu kondenzátoru 40°C. Na vodorovné ose diagramu je entalpie chladiva, tedy vnitřní energie. Zatímco užitečný chlad mezi body (4) a (1) je přibližně 150 kJ na kilogram chladiva, práce kompresoru mezi body (1) a (2) je pouze 30 kJ na kilogram chladiva. Chladicí zařízení tedy podle diagramu může teoreticky pracovat s chladicím faktorem až $EER = 5$. Reálně strojní chladiče dosahují chladicího faktoru běžně od 2 do 4. Kompresorové chlazení je nejběžnějším druhem chlazení vůbec, nachází využití od chladniček až po průmysl.



Obr. 6 – Schéma kompresorového chladiče [11] Obr. 7 – Pracovní diagram chladiva R410a

Strojní chlazení přináší tyto významné výhody:

- chladicí výkon je dostupný kdykoliv,
- spotřeba energie je relativně nízká.

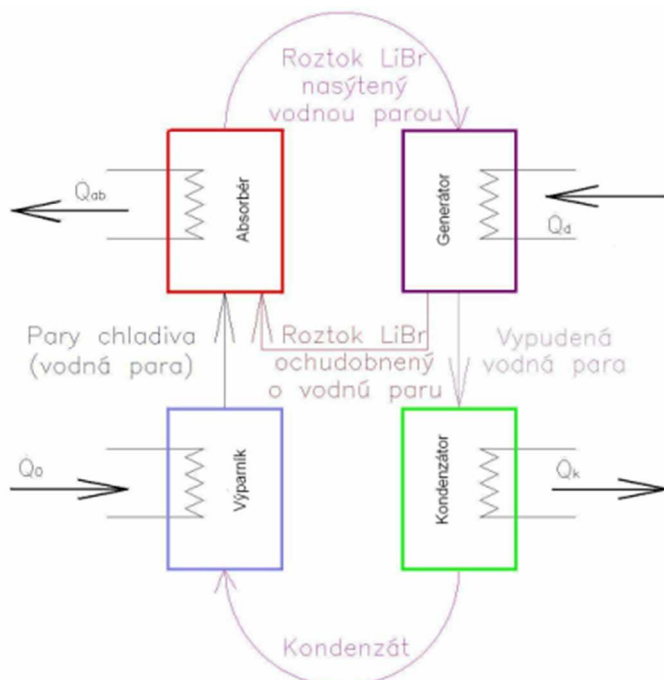
Na druhou stranu je třeba dodat, že strojní chlazení má i slabé stránky:

- K pohonu strojních chladičů je nutná elektřina: energie nejvyšší kvality, kterou z většiny získáváme tepelnými parními oběhy s nízkou účinností (uhlí, jádro). Abychom mohli chladit, musí se v elektrárně topit.
- Strojní chladiče způsobují v elektrické síti velká špičková zatížení
- Elektřina je nejdražší forma energie.
- Odčerpané tepelné zátěže je nutné odvádět mimo budovu. Jsou-li odváděny do exteriéru, zhoršují situaci vně budovy.
- Některá chladiva jsou jedovatá nebo hořlavé látky
- Strojní chladič je složitý stroj a je nutné jej udržovat a pravidelně kontrolovat.

2.3.2. Absorpční a solární chlazení

Vedle kompresorového chlazení, které je celosvětově nejrozšířenějším zdrojem chladu, se k tradičním zdrojům aktivního chlazení počítá i chlazení absorpční. Základní charakteristikou této chladicí techniky je skutečnost, že je k chodu sorpčního chladiče nutné jen velmi malé množství elektřiny, a hlavním energonositelem je vysoko-potenciální teplo: Pro chlazení se využívá snížení jeho tepelného potenciálu.

Absorpční chladicí zařízení pracuje podobně jako kompresorové chladicí zařízení. Rozdíl je v dopravě par chladiva z výparníku do kondenzátoru. U kompresorového chladicího zařízení jsou páry chladiva dopravovány pomocí elektrického kompresoru. U absorpčního chladicího zařízení jsou páry chladiva dopravovány pomocí „tepelného“ kompresoru. Absorpční chlazení je založeno na fyzikálních vlastnostech dvou látek (chladivo a absorbent) a na schopnosti absorbentu jímat páry chladiva. Schéma cyklu je na Obr. 8. Chladivo, které se odpaří ve výparníku vlivem odebrání tepla chlazené látky, se v absorbéru pohlcuje roztokem absorbentu. Absorbent s rozpuštěnými parami chladiva („bohatý“) je přečerpán do desorbéru, kde je vyšší tlak, a kde jsou z něj přívodem tepla vypuzeny páry chladiva. Absorbent („chudý“) se vrací přes výměník tepla do absorbéru. Ve výměníku se používá teplo horkého „chudého“ roztoku k předehřátí „bohatého“ roztoku. Kondenzátor a výparník fungují podobně, jako v případě kompresorového cyklu. Užitečný chlad je získáván ohříváním výparníku, hnací energie je dodávána zahříváním desorbéru (varníku). Dodávané teplo se ze systému dostává chlazením absorbéru a kondenzátoru.



Obr. 8 – Schéma absorpčního chladiče [12]

Protože elektrické čerpadlo sorpčního roztoku má jen velmi malý příkon, zatímco dodávka tepla pro desorbér je klíčovou hybnou silou celého děje, lze říci, že hlavním

energonositel absorpčního chlazení je teplo. Možnost vyrábět chlad z tepla je v problematice chlazení budov lákavá, protože v chladicí sezoně o teplo nebývá nouze. S tím souvisí i myšlenka „solárního chlazení“, která spočívá v dodávce tepla pro pohon absorpční jednotky s pomocí termických solárních panelů. Poměr získaného chladu a vloženého tepla je obvykle menší než 1, tedy pro 1 kJ chladu je nutné dodat více než 1 kJ tepla a následně odvést z budovy více než 2 kJ odpadního tepla. Pro relativně vysoké pořizovací náklady, velké prostorové nároky a pro malou účinnost zůstávají absorpční chladiče pro chlazení budov spíše okrajovou záležitostí a nacházejí více uplatnění v provozech s velkým množstvím odpadního vysoko-potenciálního tepla.

Absorpční chlazení má především tyto výhody:

- Dokáží využívat teplo jako pohonnou energii, tedy energii o relativně nízké kvalitě
- V chladicí sezoně je možné využít teplo ze zdroje tepla pro zimní provoz, nebo odpadního tepla
- Nezatěžuje elektrickou síť ve špičkách

Na druhou stranu je absorpční chlazení zatíženo i nevýhodami:

- vysoké pořizovací náklady,
- velký objem i hmotnost chladičů,
- nízká účinnost,
- nutnost odvádět mnoho odpadního tepla, které v chladicí sezoně zhoršuje situaci vně budovy,
- potřeba tepla o vysokém potenciálu (80 - 95°C), kterého celá řada zdrojů tepla nemůže dosáhnout.

2.4. Nízkoenergetické chlazení budov

Vedle tradičních zdrojů chladu se pozornost stavebního průmyslu stále častěji obrací na alternativní metody. Chlazení budov je rychle rostoucím sektorem, a spotřeba energie pro chlazení je neopomenutelnou položkou v energetické náročnosti současných budov. Odhaduje se, že v budoucnosti spotřeba energie dále poroste, a to na 275% až 750% současné spotřeby v roce 2050 [2]. Protože tak velká spotřeba energie není v souladu se snahou o energeticky efektivní budovy, vrací se postupně do praxe historické způsoby chlazení budov, zasazené do moderních souvislostí a vylepšené o vynálezy posledních let.

Na rozdíl od vytápění, chlazení může často být realizováno přirozenými a ekonomickými cestami nízkoenergetických chladicích technik, které nevyžadují kompresorové chladiče. Většina z těchto technik je založena na snižování tepelných zátěží, střídání denních/nočních teplot, na využívání teplotních rozdílů mezi venkovním a vnitřním vzduchem a na vysokoteplotních zdrojích přirozeného chladu, jako je půda nebo voda. Všechny tyto techniky mají svá individuální omezení, zejména co se týče chladicího výkonu

nebo celkového množství využitelného chladu [13]. Mezi tyto techniky patří i nepřímé vypařovací chlazení [8], o kterém se již od roku 1930 ví, že je energeticky méně náročné, než chlazení s pomocí kompresorů nebo absorpce [14]. Tato technologie byla posunuta do pozadí silnějším, ale náročnějším kompresorovým cyklem.

Výsledkem sporu mezi kvalitou vnitřního prostředí a spotřebou energie tak nemusí být ani extrém přehřátých budov s nízkou spotřebou energie, ve kterých se ale nedá pracovat, ani extrém budov s dokonalým vnitřním prostředím, kterého je docíleno brutální silou. Vývoj spěje k moderním budovám s příjemným vnitřním prostředím, které chytře využívají primárně pasivních a nízkoenergetických způsobů zajištění vnitřního prostředí, doplněné strojními chladiči pro odvod pouze té tepelné zátěže, na kterou už nízkoenergetická řešení nestačí.

Z technik nízkoenergetického chlazení se tato práce věnuje především chlazení větracím vzduchem a adiabatickému chlazení. Jakkoli jsou ostatní techniky důležité a je vhodné je v praxi kombinovat, nejsou zde pro velkou náročnost vyjmenovány a pro bližší výčet se práce odkazuje například na [2] nebo [8].

2.4.1. Energie na dopravu chladu v nízkoenergetickém chlazení

Nízkoenergetické metody chlazení se obvykle opírají o chlad, který je přirozeně dostupný a svojí teplotní hladinou použitelný pro chlazení i bez podpory strojními chladiči. Tento chlad není zpravidla dostupný v budově v době, kdy je třeba, ale buďto na jiném místě, nebo v jiném čase, nebo obojí. Úkolem projektanta nízkoenergetického chlazení je, aby vyřešil dodání chladu v místě a čase, kdy je jej třeba. Tedy dopravu a akumulaci chladu, aniž by došlo k jeho znehodnocení [15]. Problematika akumulace chladu je z hlediska této práce spíše okrajová, doprava chladu má však pro vypařovací chlazení zásadní význam. Abychom jej mohli využít, potřebujeme jej dopravit do interiéru pomocí teplotně nosné látky, kterou musíme čerpat dovnitř a ven z budovy. Teplotně nosnou látkou je voda nebo vzduch. Výhodou vzduchu jako teplotně nosné látky je, že jej můžeme chladný přivést přímo do interiéru, zatímco z vody musí být chlad v interiéru vytěžen výměníkem, což s sebou vždy nese zvýšení chladicí teploty. Naproti tomu výhodou vody je velká tepelná kapacita.

Pohonné části (čerpadla, ventilátory) jsou v tomto případě největším konzumentem energie v systému, a jejich spotřebě proto musí být ve výpočtu energetické náročnosti věnována zvláštní pozornost. Jak pro spotřebu energie, tak pro návrh potrubí je důležitým parametrem objem čerpané látky. Tabulka 1 ukazuje, že objemová tepelná kapacita vody je přibližně 4 000x větší, než objemová kapacita vzduchu. Energetická náročnost dopravy vzduchu je ve skutečnosti přibližně o dva řády větší, než energetická náročnost dopravy vody a zatímco u vody je tak energie na provoz čerpadel často zanedbatelná, pohony ventilátorů v návrhu chlazení zanedbávat nelze [15].

Pro vyjádření instalovaného příkonu ventilátorů se často používá indikátor *SFP*. Ten je upraven Evropskou směrnicí o ekodesignu [16] a odhad instalovaného příkonu je možné rovněž provést jednoduchým odhadem (1), který stanovuje praxí ověřenou hodnotu pro dobrý návrh [17].

Tabulka 1 – Objemová tepelná kapacita vzduchu a vody

Vzduch		Voda	
Objemová hmotnost	1.2 kg/m ³	Objemová hmotnost	998 kg/m ³
Měrná tepelná kapacita	1.01 kJ/kgK	Měrná tepelná kapacita	4.18 kJ/kgK
Objemová tepelná kapacita	1.21 kJ/m ³ K	Objemová tepelná kapacita	4 171 kJ/m ³ K
Objem pro odvod 1 kJ (Δt=1K)	826 l	Objem pro odvod 1 kJ (Δt=1K)	0.25 l

Větrací jednotky obvykle nepracují stále s plným průtokem vzduchu. Obvyklý pracovní rozsah je 40% až 100% jmenovitého průtoku [15]. Při snížení průtoku se snižuje i tlaková ztráta a ventilátor může pracovat výrazně efektivněji. V ideálním případě je příkon ventilátoru kvadratickou funkcí průtoku vzduchu. Zároveň se snižováním průtoku vzduchu se však snižuje účinnost ventilátoru a pokles příkonu proto není kvadratický, ale složitější. Podrobněji se mu věnuje Schild [18], který uvádí rovnici pro stanovení *SFP* v částečném zatížení.

$$SFP \leq \sum A \cdot B \cdot C \quad [\text{kW}/\text{m}^3\text{s}^{-1}] \quad (1)$$

kde:

$\sum A$ je součet následujících členů:

- +1 pokud se vyskytuje přívodní ventilátor
- +1 pokud se vyskytuje odtahový ventilátor
- +1 pro zpětné získávání tepla
- +1 pro systémy pod 0.2 m³/s
- +1 pro nejmenší systémy pod 0.1 m³/s

B je konstanta

= 1 pro systémy s denním provozem, méně než 4000

hodin ročně

= 0.75 pro systémy s celodenním provozem

= 0.5 pro systémy s proměnným průtokem vzduchu

s nočním provozem

$C = 2/3$, kalibrační konstanta se může změnit, pokud se zpřísní příslušné předpisy.

Prací [17] a [18] je využito všude, kde je v disertační práci potřeba kalkulovat s energií na pohon ventilátorů. V kontextu spotřeby energie se ale v každém případě ukazuje, že zatímco u oběhových čerpadel není spotřeba energie zásadní, u vzduchu je nutné jí věnovat pozornost a provoz vzduchotechniky pouze za účelem chlazení je diskutabilní [19]. Tento jev determinuje chlazení větracím vzduchem k použití v situacích, kdy je možné svázat chlazení

s funkcí větrání, ve kterém musí být elektrická energie pro ventilátory tak jako tak vynaložena a dojde k synergickému efektu vícenásobného využití téže energie [20].

2.4.2. Chlazení budov větracím vzduchem

Chlazení budov větracím vzduchem – tzv. Ventilative Cooling [13] je proces, kdy se využívá nízké teploty venkovního vzduchu k chlazení interiéru [21]. V obytných budovách je to často zcela dostatečný způsob, jak udržet vnitřní teplotu dostatečně nízkou pro splnění parametrů tepelné pohody [22]. Jedná se o velmi intuitivní techniku, využívanou spontánně v případě přirozeného větrání, ale ne zas tak samozřejmou v případě větrání mechanického, protože komplikuje regulaci. Mechanické větrání, které může být regulováno podle čidla CO₂ nebo prostým časovým programem, musí v případě chlazení větracím vzduchem vyhodnocovat i teplotu v interiéru a exteriéru a rozhodovat, zda je vhodné chladit. Algoritmus pro řízení větracího chlazení přitom není samozřejmý [23] a ukázalo se jako vhodné ho ještě více zkomplikovat předpovědí počasí [24].

Tento způsob chlazení tradičně naráží na nedostatek chladicího výkonu – ten je závislý na množství chladicího média (větrací vzduch) a jeho teplotě (venkovní teplota). Za situace, kdy je venkovní teplota vyšší, než teplota v interiéru, nebo kdy je rozdíl teplot příliš malý pro praktické využití, je použití větracího chlazení vyloučeno [25]. Bohužel to je právě doba, kdy bývá potřeba chladu nejvyšší. Chlazení budov větracím vzduchem je proto omezeno na přechodná období, nebo na noční předchlazování budov.

Přesto, i s omezením na dobu nízké teploty venkovního vzduchu, má chlazení větracím vzduchem velký potenciál v rámci celoroční bilance. Bylo prokázáno, že jeho potenciál je nezanedbatelně velký i v teplejších zemích jižní Evropy [26], a v kombinaci s hybridním větráním dokonce i v horkém a vlhkém klimatu Taiwanu [27]. Jakkoli chlazení větracím vzduchem v kombinaci se strojním chladičem může snížit roční spotřebu energie i počet provozních hodin strojního chlazení, nesnižuje jeho potřebný instalovaný výkon.

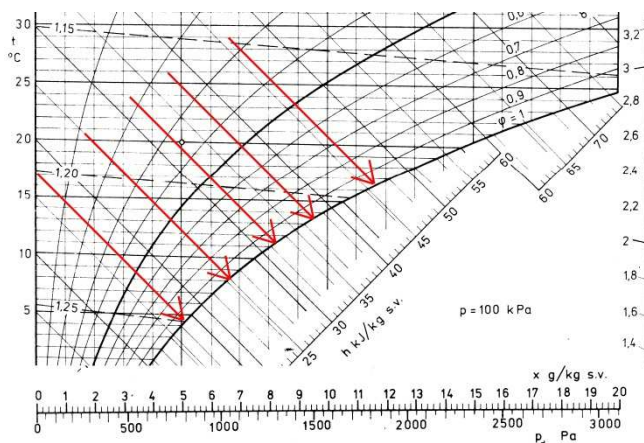
2.4.3. Noční větrání

Rozšířením chlazení větracím vzduchem je noční větrání budov. Kromě prve zmíněné techniky využívá navíc akumulace chladu v konstrukcích budovy, díky které je možné akumulovat chlad dostupný v noci díky nízké noční venkovní teplotě a využít jej v průběhu pracovního dne, kdy jsou konstrukce budovy opět nabíjeny teplem z tepelných zátěží. Akumulace chladu je možná v budově, ale i mimo budovu v zemním masivu nebo s pomocí PCM materiálů [10]. Například jsou vyvíjeny tepelně-akumulační bloky z PCM materiálu, které lze umístit do vzduchovodů. Myšlenka využití 24hodinového nepřetržitého jednosměrného provozu zemních trubek s vysokou akumulační schopností nebyla shledána zvláště úspěšnou. Díky fázovému posunu teplotních špiček to přináší noční chlad do interiéru během dne, ale díky stejnému jevu i denní teplotní extrém v průběhu noci. Aby se tato nevýhoda odstranila, je nutné do potrubí přidat více klapek a další ventilátor a použít sofistikovanější provoz

zemních výměníků. Je prokázáno, že klimatický potenciál nočního chlazení je velký napříč Evropou, i pro nejteplejší místa v Evropě po většinu roku přesahuje 100 Kelvinohodin za noc [28]. Dokonce i v jižní Evropě nebo v centrálním Turecku jsou místa, kde je průměrný klimatický potenciál v červenci více než 40 Kelvin hodin za noc [28]. Ve mnoha částech Evropy není možné plně využít potenciálu nočního chlazení ukládáním chladu do stavebních konstrukcí, aby nedocházelo k podchlazování interiéru pod spodní mez komfortní zóny.

2.5. Adiabatické chlazení – chlazení vzduchu vypařováním vody

Chlazení budov vypařováním vody je možné několika způsoby. Spočívá ve sdílení tepla uvnitř směsi vody se vzduchem, při kterém dochází k poklesu teploty (chlazení), aniž by se sdílelo teplo s okolím (adiabatický děj). Využívá přitom skutečnosti, že separované složky „voda“ a „vzduch“ mají nižší entropii, než jejich dokonalá směs. Proto pokud dopustíme jejich přímý kontakt, směs vody a vzduchu má tendenci zvýšit entropii a voda se začne vypařovat. Na to potřebuje energii pro skupenskou přeměnu, která je dostupná ve formě citelného tepla. Teplota směsi pak nevyhnutelně poklesne, tak jak se mění citelné teplo na vázané. Nejvyšší entropie je dosaženo v okamžiku, kdy se vzduch dostane na mez sytosti a další vodu již nemůže přijímat, nebo v okamžiku kdy je veškerá voda vypařena [29]. Demonstrujme na příkladu: Do izolované uzavřené nádoby je umístěna kapalná voda a suchý vzduch o stejné teplotě. Voda se zvolna začne vypařovat do vzduchu. K tomu je zapotřebí tepla skupenské přeměny, a proto teplota směsi v nádobě začne klesat, jak bude stoupat koncentrace páry ve vzduchu (Obr. 9).



Obr. 9 – Adiabatický děj v HX diagramu [29]

Tento děj je možné využít například pro adiabatickou přípravu chladicí vody v chladicích věžích, kdy je možné získat vodu o teplotě blízké teplotě vlhkého teploměru venkovního vzduchu. Tato voda může být použita například pro velkoplošné sálavé systémy chlazení, nebo jako chladicí médium pro indukční jednotky. Vzhledem ke skutečnosti, že se jedná o vysokoteplotní chlad, není vhodné takto chlazenou vodu používat například pro chladicí výměníky ve VZT jednotkách.

Dále je možné tohoto principu využít i přímo ke chlazení vzduchu v budovách. Protože při vypařovacím chlazení vzduchu současně prudce roste jeho vlhkost, je nutné buďto velmi omezit chladicí výkon, nebo použít sekundární chladicí vzduch, který se nemísí se vzduchem v interiéru, ale pouze mu odebírá teplo pomocí výměníku zpětného získávání tepla [8].

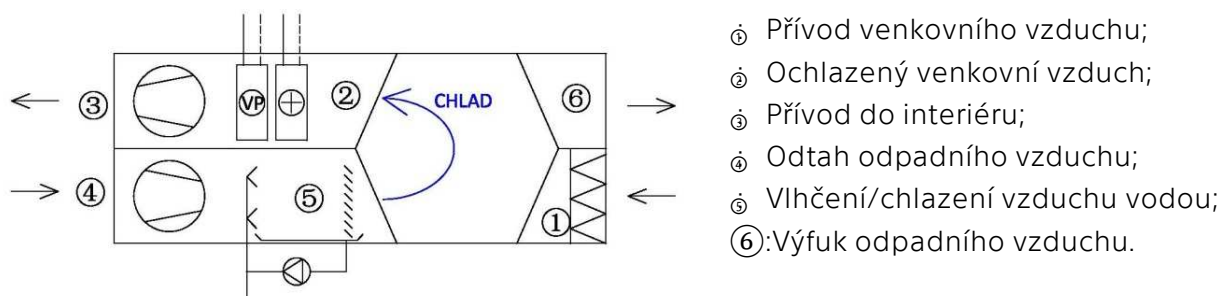
2.5.1. Přímé adiabatické chlazení

Toto opatření se realizuje ve vzduchotechnice použitím vodních zvlhčovacích komor s vyšší účinností, instalovaných do proudu čerstvého vzduchu. Voda je rozprašována do větracího vzduchu kde se vypařuje, a odebírá tak teplo skupenské přeměny. Protože pokles teploty nastává bez sdílení tepla s okolím (teplo zůstává ve vzduchu, ale je vázané ve vodní páře), nazývá se tento způsob chlazení vzduchu jako *adiabatické chlazení*. Z hygienických důvodů je vhodné používat komory bez cirkulační vody. Rovněž je možné rozprašovat vodu přímo do prostředí pomocí ultrazvukových či mechanických rozprašovačů, nebo pomocí vysokotlakých trysek.

Limity adiabatického chlazení jsou zřejmé. Zhruba od 60% relativní vlhkosti vzniká u lidí pocit dusna, při vyšších hodnotách relativní vlhkosti se také hůře vypařuje pot z pokožky, a přestože je naměřená teplota nižší, lidé se potí podobně jako bez chlazení. Pokles teploty způsobený adiabatickým chlazením má ale na tepelnou pohodu větší vliv než nárůst vlhkosti, takže k poklesu pocitové teploty použitím této techniky jednoznačně dochází [8].

2.5.2. Nepřímé vypařovací chlazení (nepřímé adiabatické chlazení)

Aby se odstranila nevýhoda přímého adiabatického chlazení, tedy zvyšování vlhkosti větracího vzduchu, je možné použít pro chlazení jiný, sekundární vzduch. V rovnotlakých větracích systémech je možné (a vhodné) použít vzduch odváděný z budovy, který mívá v letním období často nižší teplotu, než vzduch venkovní a je tak jako tak přiveden do VZT jednotky. Tento vzduch je ochlazen zvlhčením vodou a může se tak stát chladicím médiem pro venkovní vzduch. Teplo venkovního vzduchu může přijmout v deskovém výměníku vzduch-vzduch, který je určen pro zpětné získávání tepla (Obr. 10) [30].



Obr. 10 – VZT jednotka pro nepřímé adiabatické chlazení [29]

Ukázalo se jako vhodné chladit odpadní vzduch s mírným přebytkem vody [31], která je pak unášena proudem vzduchu až do výměníku zpětného získávání tepla. Směs vody a

vlhkého vzduchu je ve výměníku ohřívána (přijímá teplo od chlazeného média), přičemž určitá část tepla způsobí zvýšení teploty směsi (citelné teplo). Se zvýšením teploty směsi vzroste schopnost vlhkého vzduchu přijímat další vodní páru, a protože voda je ve směsi přítomna, zvýší se její výpar. Pro vypařování je třeba tepla skupenské přeměny (vázané teplo). Z celkového přijatého tepla se tedy část spotřebuje na zvýšení teploty směsi a část na zvýšený odpar vody. Zvýšení schopnosti vzduchu přijímat vodu je s každým stupněm Celsia jen poměrně malé. Ale na druhou stranu teplo skupenské přeměny vypařování vody je velké, takže i malé množství rozptýlené kapalné vody v proudu ohříváného vzduchu významně zvyšuje tepelnou kapacitu celé směsi.

Ve výměníku tedy nastává fyzikálně velmi komplikovaný proces simultánního sdílení tepla a hmoty při ohřívání proudu nehomogenní směsi dvou tekutin, z nichž jedna se vypařuje a druhá její páry rozpouští. Protože rozhodně dochází ke sdílení tepla s okolím, nelze již tento děj nazvat adiabatický. Přesto se tento způsob v praxi často nazývá „Nepřímé adiabatické chlazení.“, snad pro fyzickou podobnost s adiabatickým chlazením přímým.

Nepřímým vypařovacím chlazením je možné velmi snížit teplotu větracího vzduchu. I v letních extrémech je možné teplotu větracího vzduchu udržet pod 22°C [32]. Využívá-li budova chlazení větracím vzduchem, pak doplněním nepřímého vypařovacího chlazení dojde k odbourání zásadního omezení a k významnému rozšíření použitelnosti chlazení větracím vzduchem i do doby vysoké venkovní teploty, kdy by jinak nebylo použitelné a kdy bývá potřeba chladu největší. Navázáním chladicího efektu na větrací vzduch zároveň dochází k synergickému efektu zvýšení objemu větrání. Oproti situaci kdy větrání přináší tepelnou zátěž a energetický systém budovy se snaží větrání minimalizovat, v případě IEC je do budovy v letních teplotních extrémech přivedeno více větracího vzduchu, což pozitivně ovlivňuje kvalitu vnitřního prostředí [33].

2.6. Environmentální souvislosti využití vypařování vody pro chlazení

Vypařování je jeden z největších a nejdůležitějších hydrologických dějů na Zemi. Pouze ta voda, která se vypaří, může způsobovat srážky. Objem vypařované vody se výrazně snižuje vlivem globálního úbytku lesů, rychlé urbanizace a v budoucnu i úbytkem zemědělské půdy. Snížení evapotranspirace způsobuje vyšší povrchové teploty a větší podíl citelného tepla v energetické bilanci krajiny. V urbanizovaných oblastech se pro tento fenomén vžil název „efekt tepelného ostrova“. V globálním měřítku může mít snížení evapotranspirace zásadní vliv na klimatické změny [34], přestože podle všeobecného mínění jsou způsobeny převážně zvýšenými emisemi CO₂ a ostatních skleníkových plynů [6]. Ačkoli není jednoznačně prokázána kauzalita, je prokázána korelace mezi klimatickou změnou a nedostatkem vody v atmosféře [35].

Opatření pro sběr a využití dešťové vody by mohla hrát klíčovou roli ve strategii proti globálnímu oteplování současně s omezováním produkce CO₂. Jeden krychlový metr vody svým odparem spotřebuje 680 kWh tepelné energie. Toho je možné využít pro zajištění tepelné stability prostředí, pokud se tato voda použije na závlahu, adiabatické chlazení, nebo jiným způsobem vedoucím k jejímu vypaření, raději než ke vsáknutí či odtoku z území [36].

2.6.1. Role vody v sídlech

Voda v sídlech a role jejího vlivu na kvalitu prostředí je obvykle podceňována a pozornosti se jí v naprosté většině případů dostává jen zprostředkovaně – prostřednictvím starosti o městskou zeleň, parky, odpočinkové plochy a s nimi související vodní plochy. Význam vody však dalece převyšuje význam těchto jednotlivostí. Přítomnost vodních ploch nebo vegetace je podmínkou k tomu, aby mohlo být městské prostředí vnímáno jako příjemné. Fotografie Obr. 11 a Obr. 12 byly pořízeny vyfoceny týž den v témže městě (Tbilisi, srpen 2012). Z jejich porovnání je na první pohled patrné, které místo si obyvatelé města vybrali pro to, aby zde pobývali a obchodovali. Zeleň na Obr. 11 vytváří nejen příjemný stín, ale také čistí vzduch od prachu, je příjemná na pohled a velmi výkonně chladí svoje okolí vypařováním vody z povrchu listů [37]. Zatímco na asfaltovém povrchu nebo střechách domů se sluneční energie přeměňuje na citelné teplo, na povrchu listů nebo na vodních plochách se většina energie slunečního záření spotřebuje na odpar vody, a jen přibližně deset procent energie se přemění na teplo citelné [38].



Obr. 11 – městská třída se stromořadím [31] Obr. 12 – městská třída bez zeleně [31]

Naneštěstí tradiční přístup k vodě v městském prostředí zahrnuje její kanalizování, zatrubňování a odvod do vodních toků. Právě postupující urbanizace byla shledána jednou z hlavních příčin změny odtokových poměrů krajiny, které ve svém důsledku způsobují narušování malého vodního cyklu, ubývání vodních zásob a dlouhá období sucha [39].

2.6.2. Role vody v krajině

Voda se v krajině přirozeně pohybuje v cyklech srážek, odtoku nebo vsaku, vypaření, transportu a opět následných srážek. Tyto vodní cykly rozlišujeme primárně na velký a malý

vodní cyklus, kdy malým cyklem nazýváme krátkou cestu vypaření vody z pevniny, která pak spadne na tutéž pevninu (nebo vypaření nad oceánem a srážky na oceán), zatímco velký vodní cyklus předpokládá vypaření vody nad oceánem, přesun oblačnosti nad kontinent a srážky na pevninu. Navzdory svému pojmenování se malý vodní cyklus zaslouhuje o většinu srážek.

Tak jak roste podíl nepropustných ploch, tak ubývá míst, kde se srážková voda může volně vypařovat. V dnešních podmínkách je nejčastěji odvedena do vodoteče, nebo zasáknuta ve vsakovacích zařízeních. Tím se citelně oslabuje malý vodní cyklus, který udržoval krajinu v rovnováze. Větší výkyvy teplot (vlivem nedostatku vody) vedou celkově k výkyvům počasí ve všech směrech: Silnější vítr a vichřice vlivem větších teplotních rozdílů, dlouhá období sucha vlivem přehřátí krajiny, kdy v atmosféře nenastanou kondenzační podmínky. Také ale náhlé přívalové deště a bleskové povodně v situaci, kdy po období sucha na jednom místě kondenzační podmínky nastanou a spadnou tam všechny srážky, které by se jinak rozprostřely na daleko větší region [40].

Vývoj posledních desetiletí, poznamenaných velkými povodněmi, vedl společnost k proměně chování k vodě. Zatímco od starověku do devadesátých let dvacátého století bylo zvykem se vody co nejrychleji zbavovat, ničivé povodně přiměly politickou reprezentaci přistup změnit a prostřednictvím [41][42][43][44] upravit nakládání s dešťovou vodou. Uvedené předpisy ukládají v nově budovaných a rekonstruovaných budovách dešťovou vodu přednostně vsakovat, a pokud to není možné tak akumulovat a regulovaně se zpožděním vypouštět do kanalizace a následně do vodoteče. Jakkoli je tato úprava účinná jako mitigační opatření proti povodním, z hlediska vodního cyklu je neúčinná, protože zavádí pouze prodlevu před vypuštěním vody do vodoteče a chybí navracení dešťové vody do atmosféry. Pokračující úbytek vody v krajině ale přináší dlouhotrvající období sucha, která pravděpodobně způsobí další změnu přístupu k vodě a krajině, která je natolik globální že vyžaduje zásahy na centrální úrovni.

3. SOUČASNÝ STAV ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY NEPŘÍMÉHO ADIABATICKÉHO CHLAZENÍ

V obecné rovině lze dosavadní práci rozdělit do dvou hlavních směrů: Teoretického a praktického. V teoretické rovině probíhá hledání ideálního popisu termomechaniky skrápěného výměníku a komplikovaného děje simultánního sdílení tepla a hmoty. Jsou vyvíjeny matematické modely skrápěných výměníků, často metodou konečných objemů, dále jsou rozvíjeny termodynamické analýzy, systémy IEC jsou popisovány diferenciálními rovnicemi, ve velké míře je uplatňována teorie podobnosti. Zatímco identifikace toků energie uvnitř směsi je relativně jednoduchá, velikosti těchto toků, součinitele přestupu tepla a hmoty nebo distribuce vodních kapek ve vzduchu naráží na velké množství neznámých a komplikací. V praktické rovině pak probíhá experimentální vývoj zařízení nepřímého vypařovacího chlazení, jsou prováděny a publikovány experimenty, s ojedinělými pokusy o parametrizaci výsledků. Doposud však platí, že za platné jsou považovány pouze ty výkonové parametry nepřímého vypařovacího chlazení, které byly důvěryhodně změřeny.

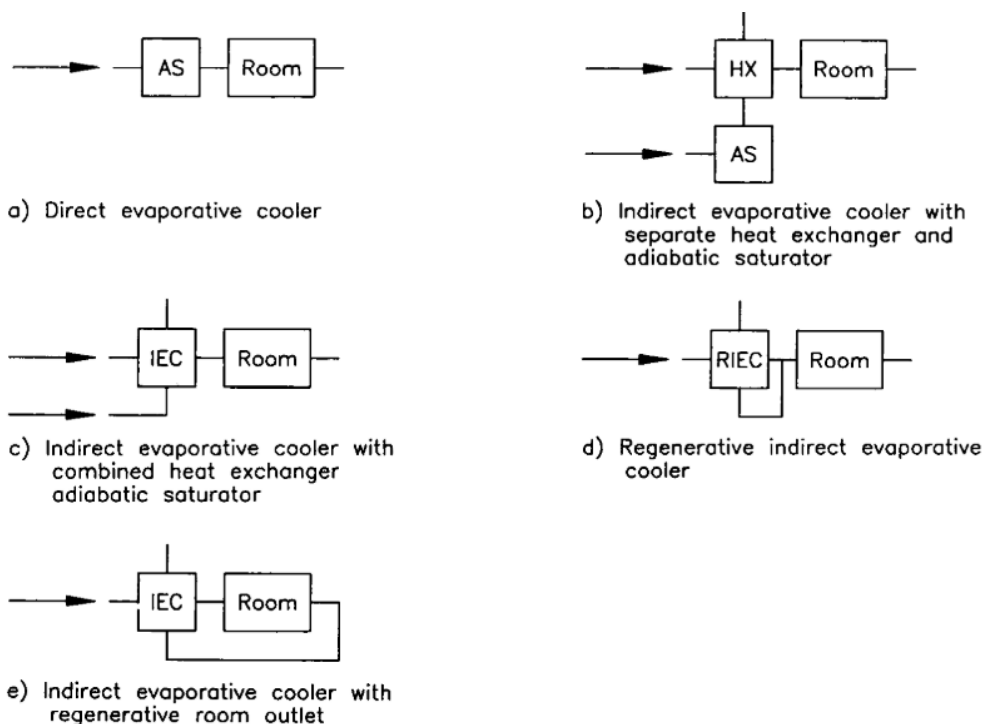
Protože popis společného přestupu tepla a hmoty na skrápěném výměníku je složitý, je i složité předpovídat výkon výměníku podle jeho charakteristik, tak jak to známe v případě běžných tepelných výměníků. Přesah do technické praxe má především experimentální vývoj, na trhu existuje několik VZT jednotek s nepřímým vypařovacím chlazením, například pro větrání datových center. Složité termodynamické modely se ukazují být pro praktické nasazení příliš komplikované.

3.1. Způsoby realizace IEC

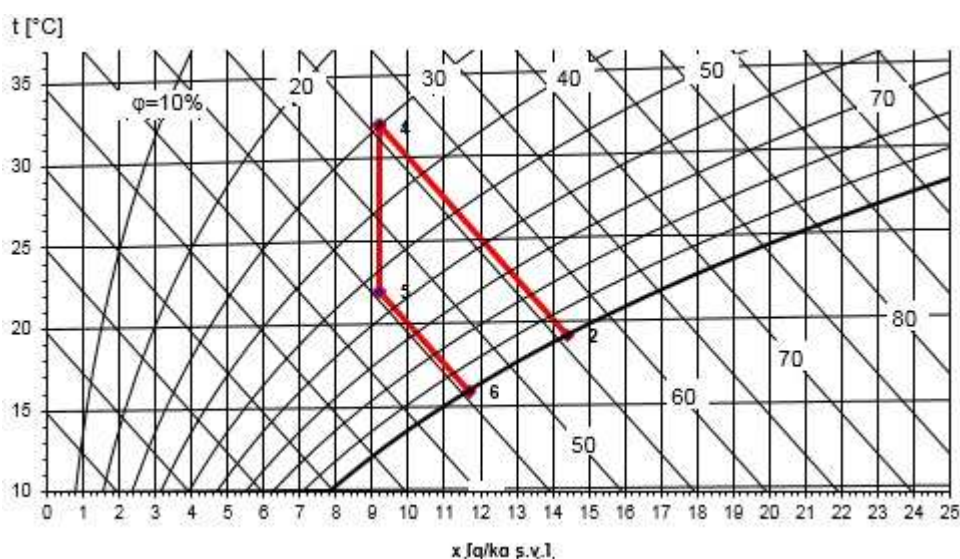
Otázkou jak ideálně sestrojít nepřímé vypařovací chlazení se vědci zabývali již koncem osmdesátých let 20. století [45]. Počátkem devadesátých let Erens a Dreyer [46] popsali celkem pět uspořádání chlazení (Obr. 13) a navrhli způsoby k jejich modelování. Nejjednodušším způsobem je přímé adiabatické chlazení (Obr. 13 a) přes adiabatický zvlhčovač (AS), které přináší nevýhodu zvýšení vlhkosti přiváděného vzduchu. První variantou nepřímého vypařovacího chlazení je ochlazení pracovního vzduchu adiabatickým procesem, a následné vytěžení chladu na deskovém výměníku (Obr. 13 b), přičemž uvažovali pracovní vzduch jako venkovní. V takovém případě na výměníku dochází k předávání citelného tepla a teplota pracovního vzduchu při průchodu výměníkem roste. Autoři přišli s myšlenkou, že přítomnost vody přímo ve výměníku je výhodná proto, že latentní složka tepla v sekundárním vzduchu může narůstat i při průchodu výměníkem a teplota sekundárního vzduchu pak zdaleka neroste tak rychle. To zvyšuje rozdíl teplot primárního a sekundárního vzduchu, a tím i zlepšuje využití teplosměnné plochy (Obr. 13 c).

Další snaha celý proces vylepšit vedla ke snižování teploty sekundárního vzduchu. Nižší výsledné teploty primárního vzduchu je totiž možné dosáhnout tehdy, pokud

sekundární vzduch nejdříve ochladíme „suchým“ chlazením bez dodávky vody. Demonstrace tohoto důležitého jevu je patrná z Mollierova diagramu na Obr. 14, kde vzduch o počáteční teplotě 32°C a vlhkosti 30% je v jednom případě chlazen adiabaticky na výslednou teplotu vlhkého teploměru 19,1 °C, a ve druhém případě je nejdříve ochlazen bez přidání vody, ovšem s možným využitím potenciálu adiabatického chlazení, na teplotu 22°C. Pokud je pak vzduch dále chlazen adiabaticky, bude výsledná teplota vlhkého teploměru pouze 15,9 °C, tedy výrazně nižší než 19,1 °C. Je proto lákavé použít jako sekundární vzduch nikoli vzduch venkovní, ale raději vzduch, který již výměníkem jednou prošel jako vzduch primární a jeho teplota je nižší.



Obr. 13 – Způsoby realizace vypařovacího chlazení [46]



Obr. 14 – Rozdíl v dosažené teplotě chlazení

Na Obr. 13 d) je znázorněn regenerativní výměník, který jako sekundární vzduch používá již vychlazený vzduch primární. Touto cestou se dosáhne výrazně nižší teploty výstupního vzduchu, než v předchozím případě. Nicméně, do interiéru se dostává sice chladnější vzduch, ale v menším množství, protože část primárního vzduchu se spotřebuje na sekundární straně. Nakonec, tuto nevýhodu odstraňuje poslední schéma na Obr. 13 e), kdy se jako sekundární vzduch používá znehodnocený vzduch z místnosti. Tento vzduch v sobě nese tepelnou zátěž interiéru, jeho teplota je tedy vyšší než teplota sekundárního vzduchu hned za výměníkem. Pokud je ale entalpie vzduchu v chlazeném interiéru nižší než v exteriéru, bude mít uspořádání na Obr. 13 e) nižší výstupní teplotu než možnost c) a zároveň vyšší celkový chladicí výkon než možnost d). Zároveň se toto schéma geometricky velmi podobá uspořádání větrací jednotky s rekuperací tepla, jaké jsou dnes běžně nasazovány.

Myšlenka co nejnižší výsledné teploty primárního vzduchu do značné míry určovala směr dalšího vývoje a vědeckého bádání od poloviny devadesátých let po současnost. Jedna z cest vedla k vícestupňovým regenerativním chladičům [47], kdy s každým dalším přidaným výměníkem (stupněm) byla výstupní teplota nižší. Vícestupňové regenerativní chladiče dokáží připravit vzduch o výsledné teplotě nižší, než je teplota vlhkého teploměru, limitem je v tomto případě teplota rosného bodu [48]. Takový směr je vyhovující tam, kde chceme připravit co nejchladnější vzduch pouze ze vzduchu venkovního.

Nejdále jde v této snaze Maisotsenkovo uspořádání (M-Cycle), poprvé popsané v roce 2003 [48]. Maisotsenkův výměník pracuje krom vzduchu primárního se dvěma proudy sekundárního vzduchu – suchým a mokrým. Suchý proud sekundárního vzduchu je chlazen suchým chlazením, a po délce výměníku kontinuálně dotuje mokrý kanál sekundárního vzduchu přes perforovanou teplosměnnou plochu. Mokrý sekundární kanál je tak udržován na teplotě blízké teplotě rosného bodu. Maisotsenkův výměník funguje jako mnohastupňový regenerativní chladič. Podrobnější popis je obsažen v kapitole 3.1.2.

Paralelně v menší intenzitě probíhá vývoj běžného nepřímého vypařovacího chlazení, zejména s použitím odpadního vzduchu z budovy na sekundární straně. Tento princip je vhodný zejména jako předchlazení venkovního vzduchu, který pak je v extrémech dále dochlazován.

Maisotsenkův princip se ukazuje jako nepoměrně složitější, než tradiční IEC na skrápěném výměníku vzduch/vzduch. Jakkoli je pravdou, že dosahuje nejnižších teplot přiváděného vzduchu, při stejné velikosti zařízení nabízí nižší celkový chladicí výkon, než tradiční nepřímé vypařovací chlazení s křížoproudým výměníkem [49]. Klasické uspořádání totiž poskytuje více prostoru primárnímu vzduchu a dovoluje tak výrazně větší průtok primárního, užitečného vzduchu [50].

3.1.1. IEC na křížoproudých a protiproudých výměnících

V jednofázových výměnících vzduch/vzduch, vzduch/voda nebo voda/voda se teplotnosné médium vždy chová jako tekutina a její kinematika je řízena tlakovým spádem. U takových výměníků přestup tepla není závislý na poloze, v jaké se výměník nachází, protože jeho kanály jsou zcela vyplněny teplotnosnou tekutinou. Ve výměnících IEC je situace složitější, protože kapky vody nejsou se vzduchem ideálně smíseny a nejsilnější hybnou silou vody v proudu vzduchu není tlakový spád, ale tíhová síla. Vztah mezi nimi zkoumá [51] a určuje vztah mezi rychlostí vzduchu nutnou k překonání tíhové síly, a velikostí jednotlivé vodní kapky. Například při velikosti vodní kapky 0,5 mm jsou tíhová a třecí síla vyrovnány při rychlosti proudění vzduchu 2,1 m/s (2). Při velikosti kapky 1,5 mm by to bylo již 5,4 m/s. Analogicky totéž platí i pro udržení vodního filmu na svislé ploše, kde je ale nižší součinitel tření, takže vertikálním prouděním o rychlosti do 6 m/s, běžným ve vzduchotechnice, je možné na stěně výměníku udržet jen velmi tenký vodní film.

$$v_a = \sqrt{\frac{4 \cdot \rho_w \cdot g \cdot D_w}{3 \cdot \rho_a \cdot C_d}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 996 \cdot 9,81 \cdot 0,0005}{3 \cdot 1,15 \cdot 1,3}} = 2,1 \quad [\text{m/s}] \quad (2)$$

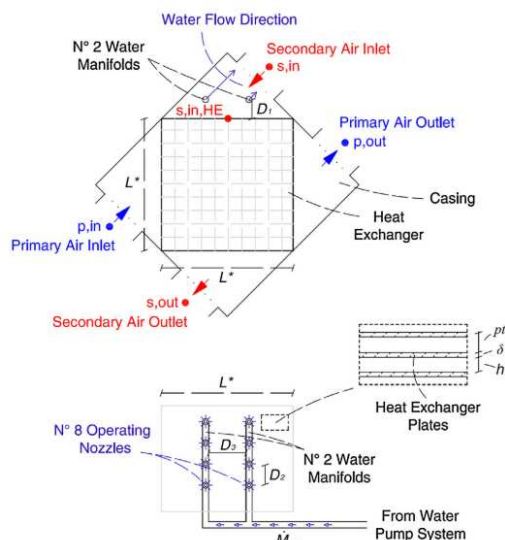
U IEC zásadním způsobem záleží na uspořádání komponent a poloze výměníku tepla. Zatímco některé teoretické modely se tak praktickými otázkami vůbec nezabývají, reálné instalace se liší podle směru distribuce vody na:

- souproud vody a sekundárního vzduchu,
- protiproud vody a sekundárního vzduchu

a podle polohy výměníku na:

- svisle orientované desky s gravitačním pohybem vody směrem dolů,
- svisle orientované desky s pohybem vody vlivem tření o vzduch – směrem nahoru,
- svisle orientované desky s obecným pohybem vody a
- vodorovně orientované desky.

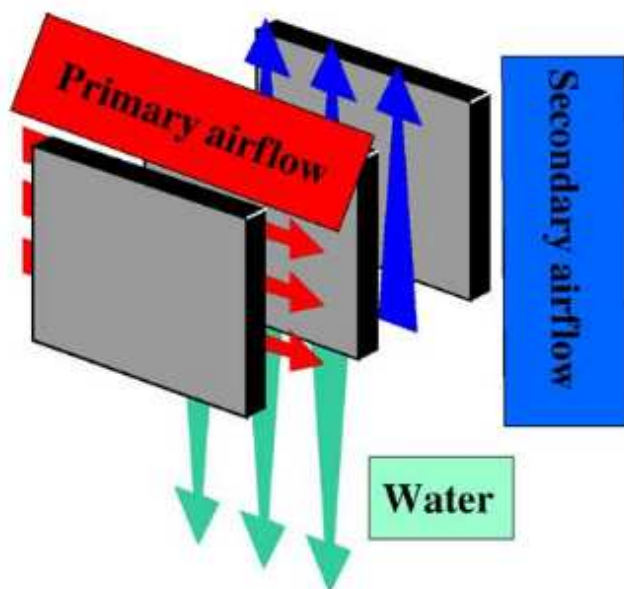
Se svislými deskami, gravitačním pohybem vody a souproudem vzduchu a vody experimentoval Ital Stefano De Antonellis [52]. Schéma jeho experimentu je na Obr. 15. Zvlhčovací trysky jsou v tomto případě otočeny proti směru proudu sekundárního vzduchu, aby se pro chlazení využila i komora před výměníkem. To může být užitečné například při chlazení datových center, kde je teplota sekundárního vzduchu vysoká. Efektivní ochlazení primárního vzduchu záleží na vstupních parametrech a pohybuje se v hodnotách od 6 K do 17 K. Na univerzitě v Soulu proběhl v roce 2014 experiment [53], který na svislých deskách a souproudu vzduchu a vody kombinuje gravitační i tlakový pohyb vody ve výměníku (Obr. 16). Při rovnotlakém provozu se podařilo primární vzduch vychladit ze 35°C na 20°C a to i při kondenzaci vody v primárním vzduchu.



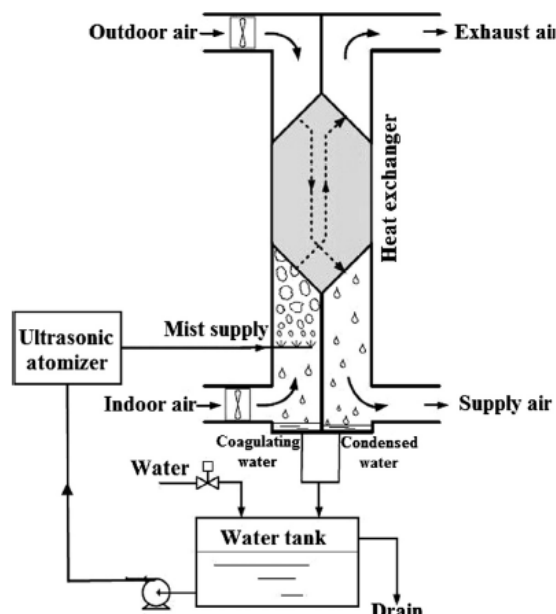
Obr. 15 – Schéma experimentu (Itálie [52])



Obr. 16 – Schéma experimentu (Soul [53])



Obr. 17 – Schéma experimentu (Španělsko [54])

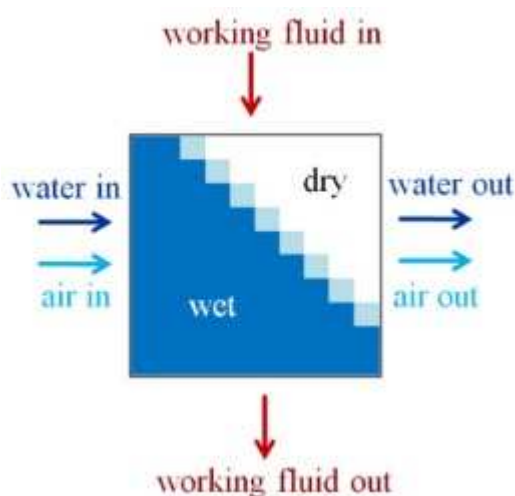


Obr. 18 – Schéma experimentu (Čína [56])

S protiproudem vody a sekundárního vzduchu experimentoval ve Španělsku Martínez v roce 2003 [54]. S ohledem na použitý málo efektivní výměník nedosáhl na tak dobré výsledky jako De Antonellis. Ujasnil ale důležitost co nejlepšího pokrytí teplosměnné plochy vodním filmem (Obr. 17), protože teplo pro skupenskou přeměnu se odebírá z vody, a ta je nejchladnějším médiem v celém procesu. Tuto myšlenku rozvíjí i Zhao [55], když hledá ideální materiál pro výměník IEC. Uvádí, že od materiálu se očekávají protichůdné vlastnosti: musí v pórovité struktuře dobře udržet vodní kapky, a zároveň musí být co nejtenčí, aby dobře předával teplo. Jako nejlepší materiál shledal hliník, ale jeho studie nezahrnovala žádné plastové materiály. Jinzhe v roce 2017 experimentoval s tlakově unášeným vodním filmem směrem vzhůru [56]. Jeho úvaha byla přesně opačná, pokoušel se o co nejlepší navlhčení

vzduchu před výměníkem s pomocí ultrazvukového zvlhčovače. Vodu pro vypařování v sekundárním vzduchu získává mimo jiné z kondenzace na primární straně, a to jak přes sběrnou vaničku, tak přímo přes desku entalpického výměníku (Obr. 18). Použití entalpického výměníku je zde důmyslně navrženo tak, aby nedocházelo k navlhčení primárního vzduchu ale spíše ke kondenzaci, a aby byla minimalizována spotřeba vody. Tato slibná technologie se hodí zejména pro velmi vlhká prostředí, kde je venkovní vzduch před přivedením do interiéru odvlhčován.

Sou proud vody a sekundárního vzduchu na svisle orientovaných deskách s obecným prouděním vody zkoumal například Zhang v USA [57], schéma jeho experimentu je na Obr. 19. Uplatňuje se zde jak vliv tíhové síly, tak vliv tření vzduchu o vodní hladinu, které unášejí vodu po směru proudu vzduchu.



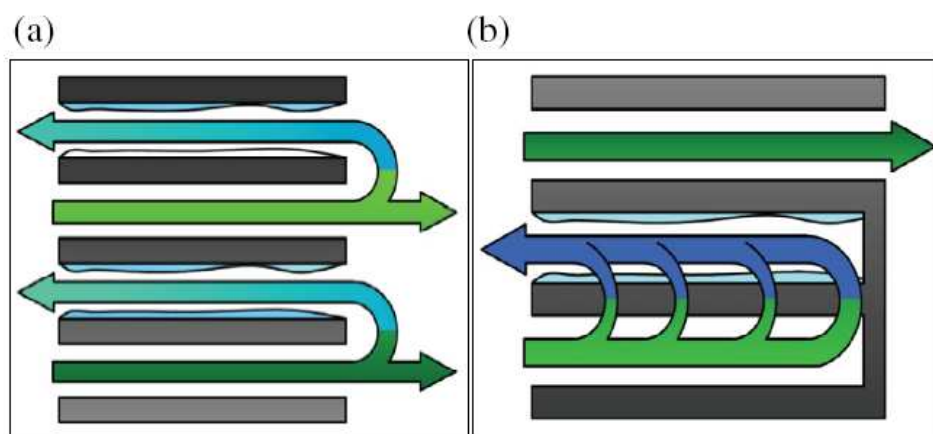
Obr. 19 – Schéma experimentu (USA [57])

3.1.2. Maisotsenkův cyklus

Již od devadesátých let 20. století byly patrné snahy o co nejnižší výstupní teplotu IEC [58]. Tyto snahy vedly přes regenerativní chladiče [59] a vícestupňové regenerativní chladiče ke stále většímu přiblížení k teplotě rosného bodu venkovního vzduchu [60]. Maisotsenkův cyklus, objevený v roce 2001, tuto snahu završil [61]. Tento termodynamický cyklus byl vyvinut pro přípravu chladicí vody o nižší teplotě, než je teplota vlhkého teploměru, tedy pro zvýšení účinnosti chladicích věží. V modifikaci jej lze ale uplatnit i pro chlazení větracího vzduchu [62]. Regenerativní chladiče narážejí na otázku množství ideálního sekundárního vzduchu. Čím více je sekundárního vzduchu, tím nižší je výstupní teplota, ale tím méně primárního vzduchu zbude pro vlastní užitečné chlazení. Proto je snaha množství sekundárního vzduchu snižovat s důsledkem, že na straně výměníku blíže k exteriéru, kde je největší teplotní spád, nebude dost vzduchu pro odvod vodní páry. Obr. 20 na srovnání ukazuje, že v Maisotsenkově cyklu je blíže k exteriérové straně výrazně více sekundárního vzduchu, než na straně interiérové, vzhledem ke kontinuálnímu dotování mokré strany suchým sekundárním vzduchem po celé délce výměníku. Maisotsenkův cyklus tak představuje mnohastupňový vypařovací chladič [63]. Po celé délce výměníku je zajištěno, že

sekundární vzduch na mokré straně bude mít vypařovací kapacitu a tím je zajištěna nízká teplota vody.

Gao v roce 2014 sestavil fyzický Maisotsenkův chladič vzduchu [64] a zjistil, že množství dodávané vody musí být zhruba pětkrát větší, než je vypařovací potenciál sekundárního vzduchu kvůli dobrému navlhčení teplosměnných ploch. Méně vody znamená nedokonalé navlhčení a snížení účinnosti, více vody zase znamená menší vlhkosměnnou plochu vzduch/voda (pravděpodobně vlivem částečného zaplavení kanálu), což rovněž snižuje účinnost.



Obr. 20 – (a) IEC v regenerativním cyklu, (b) IEC v Maisotsenkově cyklu.

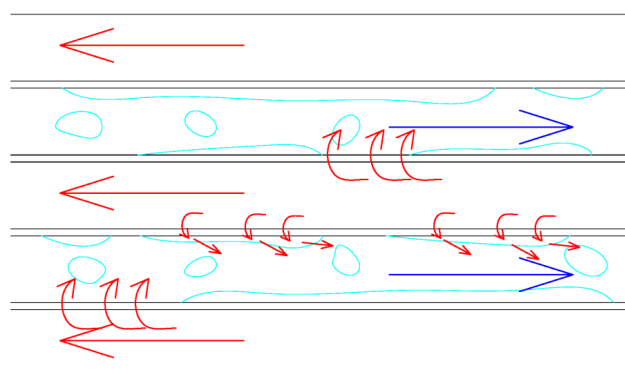
Celkově se Maisotsenkův cyklus ukazuje jako perspektivní a rychle se rozvíjející oblast. Od roku 2014 do roku 2019 se touto myšlenkou zabývalo velké množství vědců z celého světa [65] až [76], ať už v rovině experimentální, teoretické nebo v rovině použitelnosti vzhledem ke konkrétnímu kontextu jakým je určité klima nebo určitý chlazený provoz.

3.2. Termomechanický popis děje

Společný přestup tepla a hmoty v jednostranně skrápěném výměníku vzduch-vzduch je velmi komplikovaný termomechanický děj, který není dosud dostatečně popsán a prozkoumán [77]. Zatímco primární vzduch pouze předává teplo přes stěnu výměníku do kanálu sekundárního vzduchu, v sekundárním vzduchu dochází k předávání tepla přes stěnu výměníku do vodního filmu na mokré teplosměnné ploše, a do vlhkého vzduchu na suchých místech teplosměnné plochy (Obr. 21). Vodní film dále přijímá teplo i od sekundárního vzduchu a uvolňuje do proudu sekundárního vzduchu vodní páru. Uvolněná vodní pára pro svůj odpar odebírá z vody teplo pro skupenskou přeměnu a tím snižuje její teplotu. Sekundární vzduch se ochlazuje o vodní film i vodní kapky, a ohřívá o stěnu výměníku. Se změnou jeho teploty se mění jeho schopnost přijímat další vodní páru i ochota sdílet teplo s vodním filmem a vodními kapkami. Sekundární vzduch může i unášet vodní kapky, které ještě nedopadly na stěnu výměníku nebo opustily vodní film, a nesdílejí dále teplo s primárním vzduchem. V jednom místě výměníku se tak může nacházet kapalná voda o více

teplotách. Komplikovanost celého děje přiměla autory, kteří se jím zabývali, přijmout celou řadu zjednodušení.

Výpočtově nejjednodušší variantou je adiabatické chlazení sekundárního vzduchu, s eliminátorem vodních kapek před výměníkem ZT. Proces na výměníku je pak jednofázový bez kapalné vody a je možné ho vyřešit běžnými vztahy pro určení výkonu vzduchových výměníků [78]. Pokud se ale ve výměníku ZT může sdílet i latentní teplo, teplota sekundárního vzduchu roste výrazně pomaleji, to zvyšuje rozdíl teplot mezi primární a sekundární stranou a ve výsledku zvyšuje účinnost chlazení [79]. Proto má zásadní význam zabývat se celým komplikovaným dějem sdílení tepla a hmoty.



Obr. 21 – Příklad situace ve výměníku IEC a základní směry toků tepla

První ucelenější pohled na skrápěné výměníky vzduch/vzduch přinesli Banks a Maclaine-cross [14]. Předpokládali rozložení vodního filmu po celé teplosměnné ploše v konstantní tloušťce, čímž výpočtově situaci podstatně zjednodušili. Dále linearizovali křivku nasycení vzduchu vodní parou, zavedli předpoklad, že vodní film se výměníkem nepohybuje, ale zůstává na místě, má konstantní teplotu a voda je v celém objemu kontinuálně doplňována o odpar. Tato zjednodušení jsou v praxi nepřijatelná, ale v roce 1981 umožnila první krok v poznání celého děje nepřímého vypařovacího chlazení. Na tuto stěžejní práci v oboru navazovali například Dreyer a Erens [46], když v roce 1991 poprvé reálně vyčíslili model nepřímého vypařovacího chlazení a porovnali různé konfigurace. Svojí prací vytyčili cestu k poznání děje skrz jeho modelování.

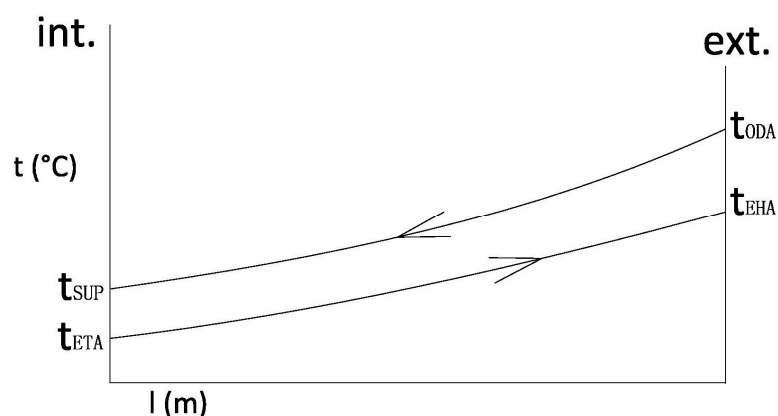
Ačkoli se o popis IEC pokoušelo mnoho autorů, velmi málo modelů doposud popsaných v literatuře je kompletních. Byla identifikována čtyři největší témata, jejichž překonání je nezbytné pro vyčíslení modelu a tím i k určení výkonových parametrů, výsledné teploty vzduchu za výměníkem, a podobně. Tyto překážky jsou rozebrány v následujících kapitolách 3.2.1 až 3.2.4.

Další směry ve zkoumání termomechaniky IEC výměníku vedou cestami zahrnování podélného vedení tepla stěnou výměníku [80], zlepšování přestupu tepla žebry nebo přepážkami v kanálech výměníku [81][82], nebo zahrnování vlivu kondenzace v primárním vzduchu [83]. Al-Badri se zabývá vlivem teploty vody v aplikacích vypařovacího chlazení [84] a zjišťuje, že teplota vody má značný vliv pouze v případě, že je vody v chlazení velký

přebytek. Zhou přichází s myšlenkou využití termoelektrických článků pro podpoření efektu nepřímého vypařovacího chlazení [85].

3.2.1. Určení teplotního spádu

Název podkapitoly je ve skutečnosti zjednodušujícím termínem pro definici celkového pohledu na výměník ZZT. Ten má v každém místě jinou teplotu pracovních látek, a jinou intenzitu přestupu tepla. Obr. 22 zobrazuje příklad možného průběhu teplot na protiproudém výměníku. Do výměníku vstupují proudy vzduchu o teplotách t_{ODA} a t_{ETA} , rozdíl teplot na teplosměnné ploše ale rozhodně není $t_{ODA} - t_{ETA}$. Rozdíl teplot se mnohem více podobá rozdílu $t_{ETA} - t_{SUP}$, ale ani to neplatí a navíc t_{SUP} neznáme, dokud nemáme vyřešeny všechny výkonové parametry výměníku, k nimž je ale rozdíl teplot nutné znát. Problém rozdílu teplot se tedy mění na otázku, jak uchopit komplexnost výměníku tepla.



Obr. 22 – Obecný příklad průběhu teplot v protiproudém výměníku

Tento problém se vyskytuje i u řešení běžných výměníků tepla a pro jeho překonání je nalezeno několik cest. Jednou ze základních cest je NTU metoda [86], vyvinutá pro výměníky jednofázových tekutin. Tato metoda je založena na vypočtení bezrozměrného čísla charakterizujícího schopnost výměníku předávat teplo (Net Transfer Units). Tuto nejjednodušší metodu používali pro IEC již Erens a Dreyer [46] a po jejich vzoru i Alonso [58], obě práce však musely přijmout velká zjednodušení, aby bylo možné tuto metodu použít. Použitím NTU metody se zabýval i Ren [87][88], který ověřil, že NTU metodu je možné pro IEC použít jen ve velmi úzkém rozsahu vstupních parametrů. V roce 2014 se vědecká skupina v Soulu snažila NTU metodu upravit, aby aplikaci IEC vyhovovala [53], úprava je ovšem provedena regresně, a data pro regresní model nejsou experimentální, ale vypočtená. To vylučuje obecnou platnost jejich upravené NTU metody. Podobný pokus učinil i Hasan [89], který v rámci upravené metody zvyšoval tepelnou kapacitu proudu vzduchu o latentní teplo, upravoval součinitel prostupu tepla a předpokládal v úzkém pásmu teplot linearizovanou křivkou sytosti. Dosáhl přesvědčivých výsledků, ale později se jiným týmům nepodařilo jeho metodu úspěšně uplatnit [90][91].

Další z cest jak popsat komplexnost výměníku je obecný popis dějů v něm: Je zaveden souřadnicový systém, a jednotlivé stavové veličiny pracovních tekutin jsou vyjádřeny funkcemi, aby se postihla jejich proměnlivost při průchodu tekutiny výměníkem. Již zmíněný rozdíl teplot je pak rozdílovou funkcí pro dvě funkce teploty, další funkce jsou sestaveny pro měrnou vlhkost, rychlost proudění, apod. Tento obecný popis je nejsilnějším řešením, protože umožňuje nej přesnější vhléd do modelovaného procesu a nevyžaduje velká zjednodušení. Takto se pokoušeli IEC popsat již v roce 1998 Halasz [92] a po něm později Lowrey [93], Anisimov [94][95] nebo Yangda [96]. Všechny jejich modely vedou na diferenciální a integrační počet a jejich přenositelnost do praxe je komplikovaná. Diferenciální modely narážejí na další abstraktní překážky, jako je například neslučitelnost různých okrajových podmínek v bodě jejich styku. Tyto překážky nemají praktický dopad, ale brání propočítání modelu.

Třetí metodou k uchopení komplexnosti výměníku je metoda konečných prvků, resp. metoda konečných objemů. Tato metoda spočívá ve výpočtové fragmentaci teplosměnné plochy do velkého množství malých prvků, okolo nichž je možné vymezit kontrolní objem, kterým proudí tekutiny sdílející teplo. Ve velmi malém kontrolním objemu je možné přijmout zjednodušení, která by pro celý výměník nebyla přijatelná. Například, že rozdíl teplot, jež určuje množství předaného tepla, je roven rozdílu teplot daných látek na vstupu do kontrolního objemu, resp. že změna jejich teploty je v malém kontrolním objemu zanedbatelná, přitom však do dalšího kontrolního objemu tekutiny již vstupují s teplotou upravenou o sdílené teplo, takže zjednodušení na úrovni kontrolního objemu se nepřenášejí na celek. Tuto metodu pro IEC využil již Stoitchov v roce 1997 [97] nebo Zhao v roce 1998 [98]. Později se tento přístup stal velmi oblíbeným [52][57][65][99][100][101][102], protože je jednodušší na zadání, v rámci kontrolního objemu jsou přípustná velká zjednodušení, a při dostatečně husté síti kontrolních objemů je přesnost vysoká. Nevýhodou metody konečných objemů jsou velké výpočtové nároky, které de-facto vylučují ruční výpočet. Prakticky použitelnou se tato metoda stala až s nástupem výpočetní techniky.

3.2.2. Geometrie a kinematika vodního filmu

Způsob unášení vody výměníkem a distribuce vody na teplosměnnou plochu má zásadní vliv na energetické toky uvnitř výměníku. Voda má výrazně větší viskozitu než vzduch, výměníkem proto musí proudit pomaleji. Jedná se ale o otevřené proudění, kde není možné použít například Bernoulliho rovnici. Rovněž distribuce vody na teplosměnné ploše je závislá na mnoha faktorech, jako je povrchové napětí, smáčivost nebo porositá teplosměnné plochy, hydrofilní nebo hydrofobní povrchová úprava nebo množství vody na jednotku vzduchu. Čím pomaleji voda výměníkem proudí, tím více (při stejném průtoku) je jí naakumulováno v každém kontrolním objemu, tím méně místa zbývá pro proudění vzduchu, tím větší rychlostí musí vzduch proudit, a tím větší je i eventuelní třecí síla, která by vodu poháněla ve směru proudu vzduchu. K tomuto ději dochází uvnitř výměníku, kde se distribuce vody po teplosměnné ploše velmi těžko experimentálně zjišťuje.

Většina dostupných studií se této otázce nevěnuje. Erens a Dreyer [46] zavedli předpoklad, že voda je rovnoměrně rozprostřena po celé teplosměnné ploše v tenkém filmu,

neteče a je v celém objemu kontinuálně doplňována pro kompenzaci odparu. Alonso [58] v navazující studii nepředpokládal tenký film, ale tloušťka filmu byla v jeho modelu vstupem, který si čtenář měl zjistit po svém. Halasz [92] se v otázce geometrie zmiňuje, že je to otázka složitá a navrhuje tento parametr zjišťovat regresně z experimentálních dat. Alternativně se k vodnímu filmu staví Min-Hwi [53]. V jeho modelu má vodní film nulovou tloušťku, jeho teplota je v daném místě shodná s teplotou desky výměníku, a zároveň s teplotou vlhkého teploměru sekundárního vzduchu. I s takto hrubým zjednodušením dosahuje překvapivě dobré shody regresního modelu s měřením. Lin i Bolitin [91][100] počítají s nenulovou tloušťkou vodního filmu a s teplotou vody určenou z rovnice tepelné rovnováhy. Nesdělují ale, jak tloušťku vodního filmu zjistit, ani nezohledňují její pohyb výměníkem. Některé studie dokonce připouštějí, že teplosměnná plocha není zcela namočená a zavádějí faktor smočenosti plochy [47][101], nesdělují ale, jak jej zjistit. Není bez zajímavosti, že většina z citovaných autorů uvádí u svých modelů výsledky ze simulací, které bez znalosti geometrie není možné s pomocí jejich modelů vypočítat.

Zhang [57] se jako jeden z mála autorů zabývá výpočtem tlakové ztráty sekundárního vzduchu na mokré straně výměníku. Uvažuje s využitím informace o tlakové ztrátě k výpočtu pohonné síly pro vodu proudící výměníkem. Chua ve své práci z roku 2015 [99] uvádí vztah, který se mu osvědčil pro výpočet tloušťky vodního filmu (3), závislý na průtoku vody, kinematické viskozitě, hustotě a tíhovém zrychlení. Uvažuje pouze s gravitačním tokem vody a zanedbává tření proudícího vzduchu.

$$\delta_w = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot \frac{m_w}{dx} \cdot v_w}{a \cdot \rho_w}} \cdot 1000 \quad [\text{mm}] \quad (3)$$

De Antonellis [52] zase uvádí hned dva vztahy pro výpočet faktoru smočenosti. První z nich (4) vyžaduje znalost tloušťky vodního filmu. Autor uvádí, že vzhledem k obtížně zjistitelné síle vodního filmu je výhodnější využít druhý vztah (5), který faktor smočenosti vypočte z rychlosti proudícího vzduchu, průtoku vody a několika konstant, které autor experimentálně zjistil.

$$\sigma_{x,y} = \frac{m_{w,x,y} \cdot d}{2 \cdot \delta_{w,x,y} \cdot v_{w,x,y} \cdot \rho_{w,x,y}} \quad [-] \quad (4)$$

$$\sigma_{x,y} = \frac{m_{w,x,y} \cdot C_w}{d \cdot dx dy} \quad [-] \quad (5)$$

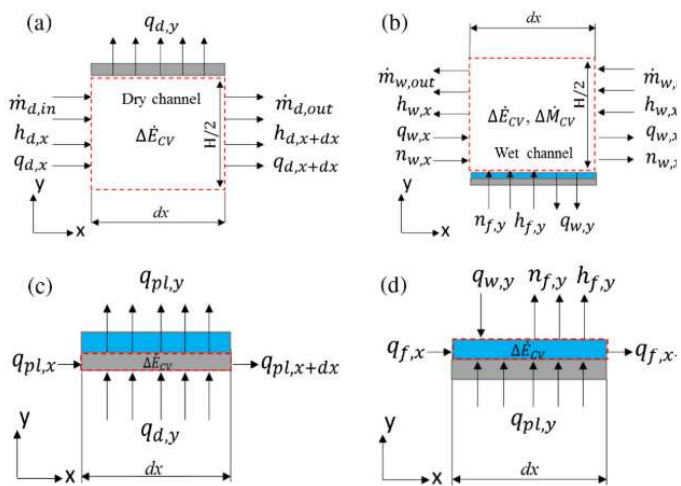
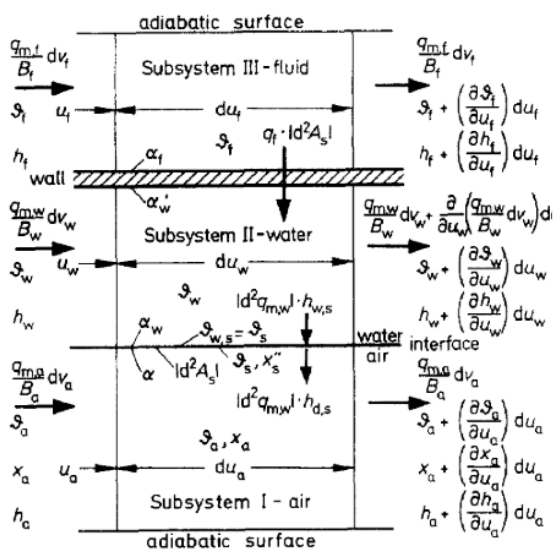
Kde

$$C_w = \frac{k_1}{v_a^{k_2} \cdot e^{\left(k_2 \cdot \frac{m_w}{AZZT}\right)}}$$

3.2.3. Vymezení toků energie

Otázka identifikace a fyzikální popis energetických toků, které probíhají v IEC výměníku je zásadní, a obsahují ji prakticky všechny doposud citované studie. Zároveň napříč všemi studii panuje shoda v přístupu k této problematice. Všichni autoři se opírají o první a druhý zákon termodynamiky, a v rámci výměníku, kontrolního objemu nebo diferenciálního počtu počítají tepelnou bilanci. Zcela převládá výpočtové rozdělení kontrolního objemu na tři (Obr. 23) až čtyři (Obr. 24) subsystemy:

- Sekundární vzduch,
- vodní film v sekundárním kanálu,
- primární vzduch,
- stěna výměníku (některé modely tuto zanedbávají).



Obr. 23 – Rozklad kontrolního objemu na subsystemy podle Halasze [92].

Obr. 24 – Kontrolní objem podle Lin [100]. a) primární vzduch, b) sekundární vzduch, c) deska, d) vodní film

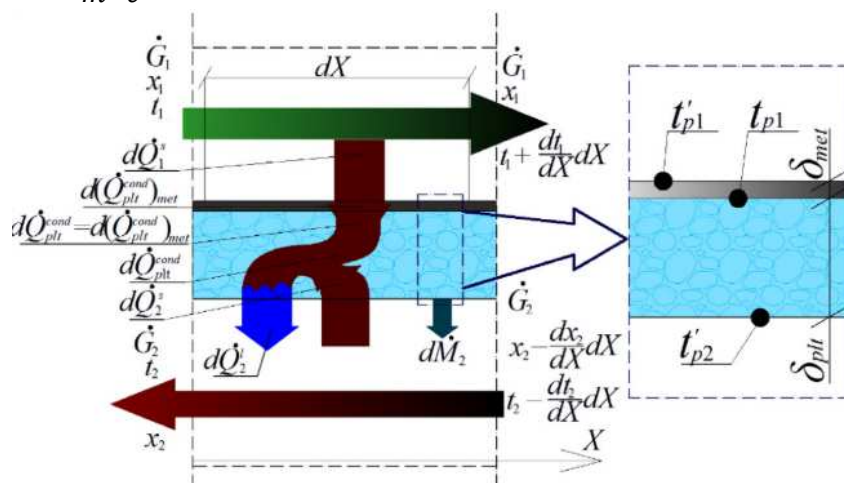
S tímto rozdělením jsou pak zpravidla vyjádřeny tepelné toky mezi jednotlivými subsystemy (6), přičemž součinitel prostupu tepla je obvykle vypočítán pro hranici obou subsystemů (7). Odpar z vodního filmu do sekundárního vzduchu (a energie nutná pro jeho sycení) je obvykle určován pomocí součinitele přenosu hmoty (8). Pokud bilance subsystemu nevyjde rovna nule, znamená to, že daný subsystem při průchodu kontrolním objemem mění svoji teplotu. Změna teploty subsystemu se obecně vypočte jako (9). Na tomto přístupu panuje široká shoda napříč vědeckým spektrem, popsany princip všichni autoři pouze s drobnými obměnami zakomponovali do svých modelů. Schéma toků energie, se kterým je nejčastěji pracováno, je zobrazeno na Obr. 25.

$$P = U \cdot \Delta t \cdot A \quad [W] \quad (6)$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2}} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (7)$$

$$P = l_{l,g} \cdot (h_d \cdot \Delta x \cdot \sigma \cdot A) \quad [\text{W}] \quad (8)$$

$$\Delta t = \frac{P}{m \cdot c} \quad [\text{K}] \quad (9)$$



Obr. 25 – Diagram toků energie ve výměníku IEC [94]

3.2.4. Součinitele přestupu tepla a hmoty

Součinitele přestupu tepla a hmoty vyjadřují ochotu tekutin ke sdílení tepla na dané teplosměnné ploše. Představují klíčovou charakteristiku celého děje, a žádná studie nebo model se jim nemůže vyhnout. Zároveň je pravdou, že vědecká komunita zatím nenašla univerzální způsob, jak přestupy tepla zjistit a jak je ovlivňovat. Je prokázáno, že v proudících tekutinách se teplo sdílí ochotněji, pokud je proudění turbulentní a pokud je rychlost proudění co nejvyšší. Rovněž je prokázáno, že v úzkých kanálech (které potřebujeme pro nahuštění velké teplosměnné plochy do jednoho výměníku) tekutiny přirozeně proudí spíše laminárně a přestupy tepla jsou horší. Konstrukce tepelných výměníků s úzkými kanály, s různou povrchovou úpravou podporující turbulentní proudění je předmětem vývoje již desítky let [79].

Součinitele pro přestup tepla jsou zjišťovány několika cestami. Nejčastěji je to s pomocí teorie podobnosti (blíže popsána v kapitole 3.2.9) [47][53][65][99][100], nebo empiricky/regresně [52][97].

Mezi autory není obecná shoda na tom, jak součinitel přestupu tepla určit. Někteří autoři používají v rámci svého modelu tentýž výpočetní vztah pro přestup tepla ve vzduchu na primární i na sekundární straně výměníku [47][52][53][65], zatímco v jiných studiích je přesvědčivě zdůvodněno, že přítomnost vody mění charakter proudění v sekundárním kanálu a je nutné přestup zde tepla počítat jinak než v kanálu primárním [99][100]. Velmi oblíbená je rovnice (10) pro výpočet Nusseltova čísla, které je klíčovým parametrem při určení přestupu tepla. Moshari tuto rovnici používá pro přestup tepla ve vodním filmu [47], Chua pro přestup

tepla ve vzduchu při turbulentním proudění [99], a Min-Hwi dokonce pro vodu i pro vzduch [53].

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,3} \quad [-] \quad (10)$$

Jednota nepanuje ani v laminaritě/turbulentnosti proudění. Žádná z citovaných studií se nezabývá kritickým Reynoldsovým číslem pro přechod z laminárního na turbulentní proudění plynu v uzavřeném kanále za přítomnosti rozptýlené kapaliny. Přesto v podobných aplikacích některé studie uvažují laminární proudění [47][65][100], některé turbulentní [53][97] a Chua [99] počítá s oběma variantami, ale neuvádí jak rozhodnout, o který typ proudění se v daném případě jedná.

Lin dokonce doporučuje v primárním kanálu určovat Nusseltovo číslo blízko náběžné hrany výměníku s využitím funkce hyperbolického tangens, a dále ve výměníku v části rozvinutého proudění uvažovat Nusseltovo číslo jako konstantu [100]. De Antonellis zjistil, že na současný výměník, s povrchovými nerovnostmi zlepšujícími přestup tepla, již není možné použít dříve známé rovnice pro hladké povrchy. Vyvinul vlastní rovnici s kalibračními konstantami, které posléze pro svůj konkrétní výměník určil pomocí kalibračního měření [52].

Velmi okrajově se vyskytují pokusy o zjišťování koeficientů přestupu tepla pomocí CFD simulací, které jsou citlivé na použitý model turbulence [96], nebo dokonce snahy o linearizaci součinitele přestupu tepla, aby se např. pro návrhový software zjednodušilo jeho určení [103].

Součinitel přestupu hmoty je nejčastěji určován Lewisovým vztahem ze součinitele přestupu tepla [104]. Někteří autoři pro zjednodušení předpokládají, že Lewisův faktor je roven jedné, zatímco jiní jej vyčíslují. De Antonellis Lewisův vztah jako jediný vůbec nepoužívá, a vypařování vody popisuje vlastní regresní funkcí [52].

3.2.5. Rutinní Výpočty ve vlhkém vzduchu

Při práci s vlhkým vzduchem jsou v této práci používány úpravy vlhkého vzduchu, tak jak jsou popsány v publikacích [105] a [106]. Jedná se o sadu rutinních výpočtů při práci s vlhkým vzduchem, které jsou uváděny pro úplnost. Jedná se o výpočet měrné vlhkosti vzduchu z teploty, relativní vlhkosti a celkového tlaku (11), částečný tlak syté vodní páry (12) a vztah mezi relativní vlhkostí a částečným tlakem vodní páry (13).

$$x = 0.6219 \frac{\varphi \cdot p_d''}{p - \varphi \cdot p_d''} \quad [\text{kg}/\text{kg}_{\text{s.v.}}] \quad (11)$$

$$\ln p_d'' = 28,926 - \frac{6148}{273,15+t} \quad (\text{pro } -20^\circ\text{C} < t < 0^\circ\text{C}) \quad [\text{Pa}] \quad (12)$$

$$\ln p_d'' = 23,58 - \frac{4044,2}{235,6+t} \quad (\text{pro } 0^\circ\text{C} < t < 80^\circ\text{C})$$

$$\varphi = \frac{p_d}{p_d''} \quad [-] \quad (13)$$

Stavová rovnice ideálního plynu (14) [107] je uváděna pro úplnost, protože její znalost je nutné pro odvození některých dalších charakteristik, jako je například hustota vzduchu, nutná pro převádění mezi hmotnostními a objemovými průtoky (15).

$$p = R \cdot \rho \cdot T \quad [\text{Pa}] \quad (14)$$

$$m = V \cdot \rho \quad [\text{kg}] \quad (15)$$

Pro určení teploty vlhkého teploměru je klíčovou veličinou entalpie vlhkého vzduchu (16) a teplota rosného bodu (17), která vznikne úpravou vztahu (12) [31].

$$H = c_a \cdot t + x \cdot (l_{l,g} + c_{vp} \cdot t) \quad [\text{kJ/kg}] \quad (16)$$

$$t_{dp} = \frac{6148 - 273,15 \cdot (28,926 - \ln p_p)}{28,926 - \ln p_p} \quad (\text{pro } p_p < 610 \text{ Pa}) \quad [^\circ\text{C}] \quad (17)$$

$$t_{dp} = \frac{4044,2 - 235,6 \cdot (23,58 - \ln p_p)}{23,58 - \ln p_p} \quad (\text{pro } p_p > 610 \text{ Pa}) \quad [^\circ\text{C}] \quad (17)$$

Ve výpočtech sdílení tepla a hmoty je důležitá i kinematická viskozita vzduchu, a dynamická viskozita. Jedná se o empiricky zjištěné veličiny, které byly parametrizovány. Rovnice pro parametrizaci těchto veličin se napříč literaturou mírně různí a může být obtížné najít nejdůvěryhodnější zdroj. Tato práce se opírá o všeobecně tabulku změřených hodnot [108], jejíž parametrizací dostaneme vztah pro kinematickou viskozitu vzduchu při tlaku 100 kPa (18). Skutečnost, že ve výměníku může být i jiný celkový tlak a tím mírně odlišná skutečná viskozita je zanedbána.

$$\nu_a = \frac{3,793 \cdot 10^{-5} \cdot t_a^2 + 0,04935 \cdot t_a + 17,27}{\rho_a} \cdot 10^{-6} \quad [\text{m}^2\text{s}^{-1}] \quad (18)$$

3.2.6. Rutinní výpočty ve vodě

Stav vody je ve výměníku obvykle určen zejména teplotou, případně hmotností nebo hmotnostním průtokem. Pro převod mezi objemem a hmotností je vhodné znát výpočet hustoty vody. Tato práce používá výpočet (19) načerpaný z [51]. Dále je nutné znát kinematickou viskozitu vody, která je určena podle [99] jako (20).

$$\rho_w = 1000 - 0,0067 \cdot (t_w - 3,98)^2 + 5,2 \cdot t_w^4 \cdot 10^{-7} \quad [\text{kg/m}^3] \quad (19)$$

$$\nu_w = \frac{1,79 \cdot 10^{-6}}{1 + 0,337 \cdot t_w + 0,0021 \cdot t_w^2} \quad [\text{m}^2\text{s}^{-1}] \quad (20)$$

3.2.7. Stanovení účinnosti výměníku ZZT

Kvalita předávání tepla na výměníku se vyjadřuje obvykle pomocí účinnosti, která ovšem není konstantní, ale je závislá na provozním stavu výměníku. Teplotní účinnost výměníku ZZT se obvykle rozumí míra přiblížení teploty vzduchu přiváděného do interiéru k teplotě vzduchu který je z interiéru odváděn (21). Pokud pro určitý provozní stav známe teplotní účinnost rekuperace, je pak možné podle uvedené rovnice zjistit teplotu vzduchu za

výměníkem. Určení teplotní účinnosti rekuperace pro daný provozní stav je možné například metodou NTU [86], ovšem při znalosti tepelných kapacit proudu vzduchu, geometrie a velikosti teplosměnné plochy a přestupů tepla. Některé vzduchové výměníky nepředávají pouze teplo ale i vodní páru. U těchto výměníků je možné vyjádřit obdobně i entalpickou účinnost (22). V případě skrápěného vzduchového výměníku pro nepřímé vypařovací chlazení rovněž [65] zavádí vlhkoteploměrnou účinnost celého děje, která je od účinnosti výměníku odvozená. Jedná se o míru přiblížení teploty vzduchu přiváděného do prostoru k teplotě vlhkého teploměru, vztahující se ke vzduchu odváděnému (23). V tradičním nepřímém vypařovacím chlazení jde o limitní teplotu, pod kterou není možné přivodní vzduch ochladit.

$$\varepsilon = \frac{t_{SUP} - t_{ODA}}{t_{ETA} - t_{ODA}} \quad [-] \quad (21)$$

$$\varepsilon_H = \frac{H_{SUP} - H_{ODA}}{H_{ETA} - H_{ODA}} \quad [-] \quad (22)$$

$$\varepsilon_{wbt} = \frac{t_{SUP} - t_{ODA}}{t_{wbt,ETA} - t_{ODA}} \quad [-] \quad (23)$$

3.2.8. Stanovení teploty vlhkého teploměru

Teplota vlhkého teploměru je klíčovou veličinou v aplikacích nepřímého vypařovacího chlazení. Je mezní teplotou, na kterou lze tradičními způsoby ochladit vzduch vypařováním vody [109]. Teplo skupenské přeměny vody v páru se odebírá z vody. Při kontaktu vody a vzduchu o téže teplotě proto voda vypařováním snižuje svoji teplotu, tím vzniká rozdíl teplot vody a vzduchu, který umožňuje přestup tepla ze vzduchu do vody. Přestupující teplo sytí proces vypařování a brzdí pokles teploty vody. Čím vyšší je rozdíl teplot vody a vzduchu, tím více tepla bude sděleno a tím pomaleji voda snižuje teplotu. Rovnováhy mezi těmito dvěma ději je dosaženo právě tehdy, když se teplota vody rovná teplotě vlhkého teploměru.

Výpočtem se teplota vlhkého teploměru hledá jako průsečík křivky konstantní entalpie pro daný stav vzduchu, s křivkou nasycení [110]. Protože pro nalezení bodu na logaritmické křivce nasycení je nutné znát teplotu, která je právě hledanou neznámou, postupuje se obvykle iterativně. Konkrétní postup se pak volí podle používaného výpočetního nástroje.

Při výpočtu v tabulkovém prostředí bez maker je možné použít iterativní vztah odvozený z rovnic (12) a (13) popsany v [31], který funguje pro teploty vzduchu přes 0°C a konverguje pro většinu běžně se vyskytujících provozních stavů.

V prostředí MS Excel [111] je možné využít funkcí maker. V rámci práce bylo při vyhodnocování dat používáno postupu, který využívá dvojí způsob vyhodnocení měrné vlhkosti vzduchu (24). První způsob vyjadřuje přímo měrnou vlhkost výsledného vzduchu na křivce sytosti, zatímco druhý způsob obecně vyjadřuje měrnou vlhkost na izoentalpě k výchozímu stavu vzduchu. Pomocí funkce „GoalSeek“ se pak dosazuje t_{wbt} taková, aby platila rovnost obou měrných vlhkostí.

$$x1 = 0.6219 \frac{e^{\left(23,58 - \frac{4044,2}{235,6 + t_{wbt}}\right)}}{p - e^{\left(23,58 - \frac{4044,2}{235,6 + t_{wbt}}\right)}} \quad [\text{kg/kg}_{\text{s.v.}}] \quad (24)$$

$$x2 = \frac{c_a \cdot t + x \cdot (l_{l,g} + c_{vp} \cdot t) - c_a \cdot t_{wbt}}{l_{l,g} + c_{vp} \cdot t_{wbt}}$$

V prostředí MathWorks MATLAB [112], ve kterém v rámci práce vznikl numerický model výměníku, byla použita přibližovací metoda půlení intervalu. Teplota vlhkého teploměru je určena pro libovolný stav vzduchu zadaný teplotou, měrnou vlhkostí a celkovým tlakem.

Pro daný stav vzduchu jsou nejprve určeny meze intervalu, ve kterých se může hledaná teplota t_{wbt} nacházet. Horní mezí je sama počáteční teplota vzduchu, spodní mezí pak teplota rosného bodu (17). Dále se určí konečná entalpie podle (16). Poté je určen střed intervalu jako aritmetický průměr teplot t a t_{dp} . Pro tuto teplotu je pak postupně vypočtena měrná vlhkost podle první části (24) a poté entalpie podle (16). Pokud je výsledná entalpie vyšší, než konečná entalpie, upraví se spodní hranice intervalu. Pokud je nižší, upraví se horní hranice intervalu. Výpočet se opakuje tak dlouho, dokud není dosaženo požadované přesnosti.

3.2.9. Teorie podobnosti a bezrozměrná podobnostní čísla

Teorie podobnosti se často používá pro popis chování tekutin. Umožňuje totiž popisovat jevy, které nedokážeme vyzkoušet ani změřit s pomocí jevů, které vyzkoušet a změřit dokážeme a jsou cílovým jevům podobné. Teorie říká, že pokud je několik různých systémů navzájem podobných, stačí umět popsat jeden z nich, a k popisu ostatních postačí použít jednoduchých operací (dělení, násobení) na základě vhodných definic. Podobnost systémů je určena kritérii podobnosti, kterými jsou bezrozměrná podobnostní čísla. Teorie podobnosti je více popsána například v publikacích [51][105]. Níže je uveden přehled podobnostních čísel používaných v této práci:

- **Reynoldsovo číslo** vyjadřuje poměr setrvačných sil a viskozity. Je pomocí něj možné určit, zda je proudění laminární, turbulentní, nebo zda se nachází v přechodové oblasti mezi oběma druhými prouděními. Je-li proudící tekutinou vzduch, určí se jako (25).
- **Prandtlovo číslo** (26) vyjadřuje míru podobnosti mezi rychlostním a teplotním polem. Jinak řečeno, jaký přenos tepla (konvekční nebo kondukční) v tekutině dominuje.
- **Schmidtovo číslo** (27) popisuje poměr mezi kinematickou viskozitou vzduchu a koeficientem molekulární difúze pasivního kontaminantu, jakým může být např. vodní pára.
- **Lewisovo číslo** (28) popisuje poměr tepelné difuzivity k difuzivitě hmoty v procesech, kde dochází k simultánnímu sdílení tepla a hmoty.
- **Lewisův faktor** udává relativní míry přenosu tepla a hmoty v procesu odpařování. Lewisův faktor je roven poměru mezi Stantonovým číslem přenosu

tepla a Stantonovým číslem přenosu hmoty. Protože pro výpočet Stantonova čísla je nutné znát dále i Nusseltovo číslo a Sherwoodovo číslo, které v daném výpočtovém kroku ještě nejsou známy, dokazuje [104] podle Chilton-Colburnovy J-faktorové analogie, že Lewisův faktor je možné určit pomocí Lewisova čísla jako (29).

- **Nusseltovo číslo** je poměrem konvektivního a konduktivního přenosu tepla kolmo na uvažovanou hranici tekutiny. Používá se obvykle pro zjištění součinitele přestupu tepla a jeho vztah k součiniteli přestupu tepla je vyjádřen jako (30). V literatuře je možné najít mnoho empirických vzorců pro výpočet Nusseltova čísla pro konkrétní aplikace, geometrie a uspořádání teplosměnných ploch, apod.
- **Sherwoodovo číslo** (31) je poměrem konvektivního a difuzního přenosu hmoty kolmo na uvažovanou hranici tekutiny. Používá se obvykle pro zjištění součinitele přestupu hmoty a někdy je označováno jako Nusseltovo číslo přenosu hmoty.
- **Stantonovo číslo** (32), je bezrozměrné číslo, které udává poměr tepla přeneseného do tekutiny k tepelné kapacitě tekutiny. Používá se k charakterizaci přenosu tepla v nucených konvekčních tocích. Analogicky je možné zavést i Stantonovo číslo pro přenos hmoty (33), kde se použije Sherwoodovo a Schmidtovo číslo namísto čísla Nusseltova a Prandtlova.

$$Re = \frac{v_a \cdot D}{\nu_a} \quad [-] \quad (25)$$

$$Pr = \frac{c \cdot \mu}{\lambda} \quad [-] \quad (26)$$

$$Sc = \frac{\nu}{D_v} \quad [-] \quad (27)$$

$$Le = \frac{h}{D_v} = \frac{\lambda}{\rho \cdot c \cdot D_v} = \frac{Sc}{Pr} \quad [-] \quad (28)$$

$$Le_f = \frac{St}{St_d} = \left(\frac{Pr}{Sc}\right)^{-2/3} = Le^{2/3} \quad [-] \quad (29)$$

$$Nu = \frac{h \cdot D}{\lambda} \quad [-] \quad (30)$$

$$Sh = \frac{h_d \cdot D}{D_v} \quad [-] \quad (31)$$

$$St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} = \frac{h}{\rho \cdot v \cdot c} \quad [-] \quad (32)$$

$$St_d = \frac{Sh}{Re \cdot Sc} = \frac{h_d}{\rho \cdot v} \quad [-] \quad (33)$$

3.2.10. Dosavadní pokusy o jednoduchý inženýrský model IEC

Vedle prací citovaných v úvodu kapitoly 3.2 proběhly i dva pokusy o stanovení jednoduché rovnice nebo soustavy rovnic, kterou by bylo možné popsat nepřímé vypařovací chlazení i bez

znalosti teorie podobnosti, termomechaniky nehomogenních směsí, a podobně. Tyto práce se jako dosud jediné dotýkají hlavní hypotézy předkládané práce. V roce 2017 se Ren pokusil vyvinout rovnici korelace výkonu protiproudého vypařovacího chladiče [113]. Základní data pro korelaci vytvořil pomocí vlastního modelu, založeného na teorii podobnosti. Model vyčíslil metodou konečných objemů v programu Fluent. Svůj model validoval modelem jiného autora, publikovaným v roce 1994, nikoliv experimentálními daty, což se považuje za méně důvěryhodnou variantu validace. Pro účely korelační výkonové rovnice zavedl bezrozměrnou výstupní teplotu (34), pro kterou vytvořil funkci pěti proměnných se šesti konstantami

(35). Následně provedl 93 simulací na detailním modelu, ze kterých odvodil konstanty pro svoji rovnici regresně metodou minimalizace odchylky.

$$\theta_{a,SUP} = \frac{t_{a,SUP} - t_{wb,ETA}}{t_{a,ODA} - t_{wb,ETA}} \quad [-] \quad (34)$$

$$\theta_{a,SUP} = \varepsilon \cdot \alpha_L^a \cdot R_{ws}^b \cdot Re_p^c \cdot \theta_{s,i}^d \cdot \theta_{w,i}^e \quad [-] \quad (35)$$

Kde:

ε , a , b , c , d , e jsou konstanty zjištěné lineární regresí,

$$\alpha_L = \frac{L}{\frac{d_{sekundar}}{2}}$$

$$R_{ws} = \frac{m_w}{v_{a,sekundar} \cdot \left(\frac{d_{sekundar}}{2} - \delta_w \right)}$$

$$Re_p = \frac{4 \cdot \frac{d_{primar}}{c}}{v_{a,primar}}$$

$$\theta_{s,i} = \frac{t_{a,ETA} - t_{wb,ETA}}{t_{a,ODA} - t_{wb,ETA}}$$

$$\theta_{w,i} = \frac{t_{w,ETA} - t_{wb,ETA}}{t_{a,ODA} - t_{wb,ETA}}$$

Comino v roce 2017 publikoval obdobný pokus [114]. Na výsledcích vlastního experimentu, který zevrubně popisuje, vystavěl podrobný model simultánního sdílení tepla a hmoty, beroucí v úvahu i nedokonalost smočení desek křížoproudého výměníku a odpar vodních kapiček před vlastním výměníkem i v něm. Zároveň navrhl i model výrazně zjednodušený, jako lineární funkci patnácti sčítanců, která, podle dosazených koeficientů, nabízí tři různé výsledky: Výstupní teplotu primárního vzduchu, výstupní teplotu sekundárního vzduchu a výstupní měrnou vlhkost sekundárního vzduchu. K rovnici (36) došel metodou faktoriálního návrhu experimentu, s jejíž pomocí nejdříve vytvořil 37 simulací. Simulované výsledky pak prokládal polynomickou funkcí a regresně hledal koeficienty

polynomu. Jeho rovnice má pět vstupních hodnot: Teplotu primárního a sekundárního vzduchu, vlhkost sekundárního vzduchu, rychlost proudění sekundárního vzduchu výměníkem a průtok vody. Polynomická rovnice má patnáct sčítanců, z nichž pět má za proměnnou pouze jeden vstup, a deset sčítanců má za proměnnou produkt matematické operace mezi dvěma proměnnými. Koeficienty, které našel, ukazuje obrázek Obr. 26.

$$Y^c = \frac{b_0 + \sum_{i=1}^{15} b_i V_i}{1000} \quad [^{\circ}\text{C}, \text{k/kg}] \quad (36)$$

Estimated coefficients	V_i	$T_{p,out}$ ($^{\circ}\text{C}$)	$T_{s,out}$ ($^{\circ}\text{C}$)	$X_{s,out}$ ($\text{g v kg}_{\text{da}}^{-1}$)
b_0	–	–1313.76	3801.74	–379.62
b_1	$T_{p,in}$	322.41	500.49	183.23
b_2	$T_{s,in}$	364.07	191.57	135.71
b_3	$X_{s,in}$	766.52	455.43	313.29
b_4	v_s^N	–467.09	–1199.63	755.41
b_5	$Q_{w,in}$	41.87	20.99	3.33
b_6	$T_{p,in} \cdot T_{s,in}$	0.42	0.60	0.19
b_7	$T_{p,in} \cdot X_{s,in}$	–5.09	–3.93	6.28
b_8	$T_{p,in} \cdot v_s^N$	–15.66	–25.34	–35.06
b_9	$T_{p,in} \cdot Q_{w,in}$	–1.23	–2.02	1.12
b_{10}	$T_{s,in} \cdot X_{s,in}$	–8.45	–5.85	3.32
b_{11}	$T_{s,in} \cdot v_s^N$	26.11	42.55	–6.63
b_{12}	$T_{s,in} \cdot Q_{w,in}$	–2.11	–1.54	0.92
b_{13}	$X_{s,in} \cdot v_s^N$	12.58	19.45	33.91
b_{14}	$X_{s,in} \cdot Q_{w,in}$	2.87	3.37	–2.39
b_{15}	$v_s^N \cdot Q_{w,in}$	–0.94	3.94	–4.54

Obr. 26 – Koeficienty pro rovnici (36)[114]

Cominova rovnice dosahuje velmi dobré shody s experimentálními daty. Ze své podstaty je ale naladěna pouze na konkrétní experiment a není možné ji použít při změně průtoku vzduchu, ani při změně výměníku. Rovnice tedy nemá obecnou platnost a její hodnota z hlediska technické praxe je proto diskutabilní. Je ale dobrou inspirací pro tvorbu obecné rovnice a zároveň dokazuje, že složitý proces sdílení tepla a hmoty na skrápěném výměníku je za určitých okolností popsatelný jednoduchou rovnicí.

3.3. Vymezení výsledných veličin

Při návrhu celého procesu nepřímého vypařovacího chlazení je nutné dopředu stanovit, které výstupní parametry budou sledovány a optimalizovány. Jde o veličiny, podle kterých bude měřena kvalita celého procesu. Zdánlivě jednoduchá otázka „chlazení“ se při bližším pohledu rozpadá na více interpretací. Z možných jsou vybrány dvě základní optimalizační otázky:

- 1) **Jaký největší chladicí výkon mohu z daného zařízení získat?** Tento přímočarý pohled je vhodný zejména tam, kde nemáme jiný zdroj chladu. Nereflektuje ale souvislosti

spotřeby vody či elektřiny pro pohon ventilátorů a neobstojí proto při detailnějších úvahách ve složitějších systémech. "

- 2) **Jak nejlevněji mohu chlad produkovat?** Tato otázka je vhodná zejména v případě, kdy nepřímé vypařovací chlazení používáme jako předchlazení v budovách, které jsou dochlazovány tradičními kompresorovými chladiči. Úvaha pak nemíří na maximalizaci produkce chladu, ale na minimalizaci celkové ceny.

Při nejlepší vůli nebyl nalezen srovnávací parametr, který by obě hlediska zkombinoval. Porovnávání provozních stavů, kdy se produkuje větší množství jednotkově dražšího chladu na jedné straně, nebo menší množství chladu jednotkově levnějšího na druhé straně, není dobře možné bez znalosti dalších parametrů, jako je např. cena chladu z doplňkového kompresorového chlazení, nebo celková potřeba chladu. Tyto parametry ovšem zase vylučují obecnou platnost výsledku.

3.3.1. Snížení výstupní teploty

Přímo změřená výstupní teplota z jednotky do interiéru, případně její rozdíl proti teplotě odsávané z prostoru je první metrikou uplatňovanou na každé měření nebo vypočtený provozní stav. Snaha dosáhnout co nejnižší teploty na výstupu do interiéru je přirozenou tendencí při návrhu chlazení. Při dané velikosti chladicího zařízení se však nízké výstupní teploty snadněji dosahuje s nízkými průtoky vzduchu, a ty zase vedou na celkově nízký chladicí výkon. Proto se tato metrika příliš neseskává s žádnou ze dvou klíčových otázek.

3.3.2. Celkový chladicí výkon

Jednoduchou metodou hodnocení je množství tepla, odebrané přímo na výměníku ZZT z čerstvého vzduchu (37). Výhodou této metriky je její jednoduchost a přímočarost. Pro porovnávání různých provozních stavů a návrhů toto hodnocení není až tak vhodné, protože zahrnuje jak tepelnou zátěž větráním (kterou samo indukuje) tak odvod tepelné zátěže z interiéru. Objektívni porovnání pak dále vyžaduje znalost potřebného množství čerstvého vzduchu pro hygienickou výměnu, a porovnávání provozních stavů se tím může zkomplikovat.

$$P = m_{a,primar} \cdot c_a \cdot (t_{ODA} - t_{SUP}) \quad [W] \quad (37)$$

3.3.3. Užitečný chladicí výkon

Aby byl odstraněn vliv tepelné zátěže větráním, kterou lze částečně odvést i suchým výměníkem ZZT, je dále možné chladicí výkon počítat z rozdílu teplot přiváděného a odváděného vzduchu (38). Toto porovnání je vhodné zejména tehdy, pokud je průtok vzduchu větší, než požadované hygienické množství. S rostoucím průtokem vzduchu obvykle mírně klesá rozdíl teplot, takže může být zajímavé hledat maximum funkce (38). Toto porovnání není příliš vhodné pro provozní stavy s různou teplotou přívodu vzduchu zvenčí, protože tato ovlivňuje teplotu t_{SUP} , ale není přitom volitelným parametrem. Je naopak vhodné

pro hledání ideálního provozního bodu při daných tepelně-vlhkostních podmínkách na obou stranách přívodu vzduchu.

$$P = m_{a,primar} \cdot c_a \cdot (t_{ETA} - t_{SUP}) \quad [W] \quad (38)$$

3.3.4. Vlhkoteploměrná účinnost chlazení

V tradičních procesech nepřímého vypařovacího chlazení je teplota vlhkého teploměru vzduchu odváděného z interiéru hraniční teplotou, kterou tímto dějem není možné podkročit. Relativní míra přiblížení k této teplotě (23) je vhodným srovnávacím parametrem zejména pro provozní stavy s různou teplotou venkovního vzduchu a podává velmi dobrou informaci o efektivitě celého procesu chlazení.

Toto porovnání je vhodné zejména tehdy, pokud jsou různé tepelně-vlhkostní podmínky na sacích hrdlech. Zároveň je metrika označovaná jako „wet-bulb effectiveness“ také široce používaná ve vědeckém světě [65][66][115] pro svou bezrozměrnost a relativně vysokou informační hodnotu.

3.3.5. Vypařovací chladicí výkon

Jak již bylo zmíněno, venkovní vzduch s sebou, při venkovní teplotě vyšší než vnitřní, nese tepelnou zátěž větráním. I bez použití nepřímého vypařovacího chlazení by část této zátěže mohla být odvedena do exteriéru pomocí výměníku ZZT použitého v režimu rekuperace chladu. Na celkový chladicí výkon vypočtený podle (37) je pak nutné se dívat jako by byl složen ze dvou částí. První je teoretická rekuperace citelného chladu (39), a teprve zbytek je přidaná hodnota vypařovacího chlazení. Vypočteme ji jako (40) a je vyjádřením velikosti chladicího výkonu, o který je nepřímé vypařovací chlazení lepší než prostá rekuperace chladu. Tato metrika je užitečná zejména v případě, kdy se rozhodujeme, zda má být vypařovací chlazení spuštěno či nikoli.

$$P = m_{a,primar} \cdot c_a \cdot \varepsilon \cdot (t_{ODA} - t_{EHA}) \quad [W] \quad (39)$$

$$P = m_{a,primar} \cdot c_a \cdot [(t_{ODA} - \varepsilon \cdot (t_{ODA} - t_{EHA})) - t_{SUP}] \quad [W] \quad (40)$$

3.3.6. Specifická spotřeba vody

Voda je energonositelem chladu v nepřímém vypařovacím chlazení. Rozprašuje se do proudu vzduchu, kde se vypařuje a je ve formě vodní páry vyfouknuta do exteriéru a tím je v procesu spotřebována. Pro lepší pokrytí teplosměnné plochy vodním filmem je často nutné dávkovat více vody, než kolik je vypařeno – často i výrazně více. Ne vždy přitom může být voda cirkulační, což dále zvyšuje spotřebu vody. Sledovaným parametrem pro srovnání jednotlivých provozních stavů tak může vhodně být spotřeba vody, přičemž za spotřebovanou vodu se dosazuje voda dodávaná do systému. Pokud stroj pracuje s cirkulační vodou, má v otázce spotřeby vody výhodu, protože dodává jen tu vodu, která se vypařila. Pokud se s cirkulační vodou nepracuje, pak voda, která odtekla z cesty EHA v kapalně fázi, se

rovněž počítá za ztracenou a je nutné ji doplnit. Specifická spotřeba vody (41) se pak určí jako hmotnost vody, která je ztracena s každým kilogramem vyvětraného vzduchu.

$$dw = \frac{m_w}{m_a} \quad [\text{kg}_w/\text{kg}_a] \quad (41)$$

3.3.7. Chladicí účinek vody

Při úvahách o volbě pracovního bodu je možné sledovat množství chladu, které je užitečně získáno z jednotkového množství vody. Toto množství chladu je získáno jako poměr mezi užitečným chladem a spotřebovanou vodou (42). V kontextu ceny vody je tato metrika vodítkem efektivity nasazení vypařovacího chlazení.

$$\zeta = \frac{m_{a, \text{primar}} \cdot c_a \cdot [(t_{ODA} - \varepsilon \cdot (t_{ODA} - t_{EHA})) - t_{SUP}]}{m_w} \quad [\text{J}/\text{kg}_w] \quad (42)$$

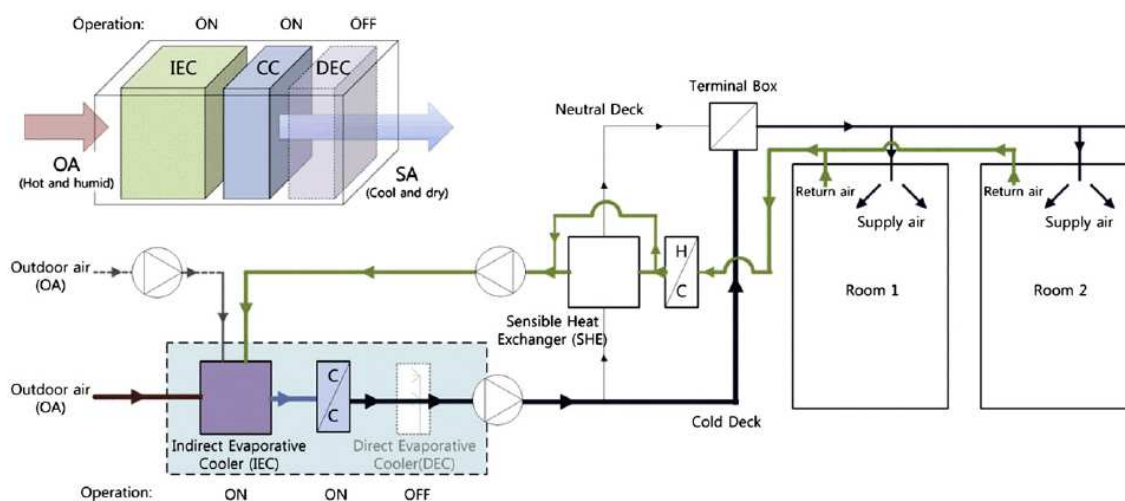
3.4. Publikované experimenty

Pro tvorbu modelů přestupu tepla a hmoty je nutná opora v základně experimentálních dat. Ta jsou obvykle nutná pro kalibraci modelů, vždy však pro jejich validaci. Laboratorní experimenty s nepřímým vypařovacím chlazením jsou náročné a publikovaných experimentů je relativní nedostatek. Z publikovaných prací navíc pouze některé uvádějí výsledky měření [54][56][116][117], zatímco v jiných autoři představují svůj experiment, kterým validovali vlastní model, aniž by přitom publikovali výsledky experimentu a prezentují jen jeho porovnání s modelem [118][119].

3.4.1. Experimenty s publikovanými výsledky

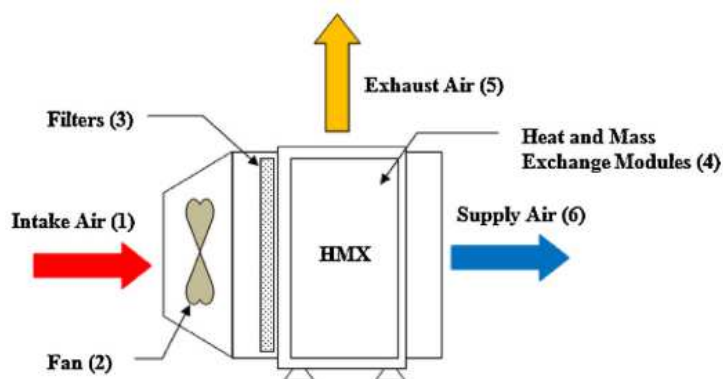
V roce 2017 experimentoval Jinzhe Nie s protiproudým nepřímým vypařovacím chladičem, se sekundární stranou v souprudu vzduchu a vody směrem vzhůru [56]. Aby dosáhl dobrého unášení vody vzduchem, používal ultrazvukový zvlhčovač, pro maximální rozbití vodních kapek. Svoji experimentální vzduchotechnickou jednotku (schéma na Obr. 18) uvažoval umístit do horkého a vlhkého prostředí Šanghaje, proto zvolil parametry venkovního vzduchu na 35°C a 70% RH. Protože za těchto podmínek se dá očekávat kondenzace v primárním kanálu, použil entalpický výměník, aby kondenzující vlhkost v primárním kanálu mohla být vypařována v sekundárním kanálu. Teplota vnitřního (sekundárního) vzduchu byla ve všech případech 25°C, relativní vlhkost variantně 35%, 50% nebo 65%. V těchto provozních stavech získal teplotu přívodního vzduchu 21°C, 22°C, respektive 23,2°C při odvlhčení primárního vzduchu o 4,5 až 7 g/kg s.v. Vlhkoteploměrná účinnost (23) je v tomto případě 70 až 80 %, přičemž v této čistě teplotní metrice není zahrnut vliv odvlhčování. Použití entalpického výměníku se zde ukazuje jako velmi výhodné a dosažené výsledky jsou obdivuhodné. Autor bohužel neuvádí velikost teplosměnné plochy.

Kim Min-Hwi v roce 2013 publikoval experimentální porovnání tří systémů větracího chlazení. Přímého adiabatického, nepřímého adiabatického a kombinovaného [116]. Experiment neprobíhal v laboratorních podmínkách, ale v reálné VZT jednotce ve VAV systému školní budovy. Schéma je patrné z Obr. 27. V tomto experimentu nedocházelo k vypařování vody ve výměníku, ale pouze k adiabatickému chlazení odpadního vzduchu v cestě ETA. Ve vlastním výměníku ZVT pak dochází k předávání pouze citelného tepla, čemuž odpovídají i výsledky. Venkovní vzduch je vychlazen z počáteční teploty 29 až 34°C na teplotu přívodu 25 až 29°C. Teplota vlhkého teploměru vzduchu v cestě ETA byla 20 až 22°C.



Obr. 27 – Schéma experimentu (Seoul, 2012) [116]

V roce 2012 experimentoval Aftab Ahmad s nepřímým vypařovacím chladičem pro horké a suché podmínky Saudské Arábie [117]. V laboratorních podmínkách připravil vzduch o parametrech 44°C a 20% RH, který použil jako primární i sekundární vzduch na nepřímém vypařovacím chladiči (Obr. 28). V závislosti na průtoku vzduchu dosáhl teploty přírodního vzduchu 27,5 až 25,7°C, přičemž teplota vlhkého teploměru byla 24°C, dosažená vlhkoteploměrná účinnost je tedy přes 90%, a to i přes skutečnost, že poměr primárního a sekundárního vzduchu nebyl 1:1, ale primárního vzduchu bylo vždy více než sekundárního. Autor bohužel neuvádí, jaký přesně chladič použil. Pracoval s relativně malým množstvím rozprašované vody, a uvádí, že před vlastní zkouškou do výměníku napustil mýdlo, aby povrch výměníku zbavil mastnot a zlepšil hydrofilní schopnosti povrchu.



Obr. 28 – Schéma experimentu (Saudská Arábie, 2012) [117]

Martínez experimentoval s křížoproudým výměníkem s gravitačním pohybem vody v protiproudu k sekundárnímu vzduchu [54]. Schéma jeho experimentu je na Obr.17. V laboratorních podmínkách dosáhl na výměníku s teplosměnnou plochou 2,25 m² tepelného toku až 590 W, při chlazení primárního vzduchu z teploty 39°C na 24°C při teplotě vlhkého teploměru sekundárního vzduchu 16°C. Prezentuje celkem 15 změřených pracovních stavů a jeho experiment je dobře popsán i s ohledem na geometrii výměníku tepla. Hodnota experimentu není přenositelná do dnešní doby, protože výměníky tepla jsou dnes již účinnější a je možné dosáhnout lepších výsledků. I jeho výsledky ale poukazují na velký potenciál vypařovacího chlazení.

3.4.2. Experimenty bez publikovaných výsledků

V roce 2018 byl v Číně proveden komparativní experiment IEC na protiproudém výměníku buďto s horizontálními, nebo s vertikálními deskami [118]. Totožný výměník byl zkoušen v obou polohách a zatížen stejnými provozními stavů. Autor použil naměřená data k validaci vlastního modelu, a samotné výsledky ve studii neprezentuje. Uvádí ale, že výměník s horizontálními deskami byl ve všech měřených stavech IEC méně účinný, než výměník s deskami svislými. V typických letních návrhových podmínkách byl rozdíl ve výstupní teplotě obou výměníků 2°C, rozdíl v chladicím výkonu 30%.

Obdobný komparativní test proběhl i v roce 2016 v Soulu, ovšem jako porovnání běžného zapojení s využitím odpadního vzduchu z budovy jako sekundárního, se zapojením regenerativním, kdy se jako sekundární vzduch používá výstup primárního vzduchu [119]. Obě strategie autor testuje na jednostupňovém a dvoustupňovém chladiči. Z jeho práce je patrná nevýhoda regenerativního zapojení, která spočívá ve snížení množství primárního, tedy užitečného vzduchu. Autor vsadil na poměr primárního a sekundárního vzduchu přibližně 3:1. Z porovnání vyplývá, že regenerativní uspořádání mělo vždy nižší chladicí výkon (vliv snížení množství primárního vzduchu do interiéru) ale také vyšší výstupní teplotu primárního vzduchu (málo sekundárního vzduchu). V jeho práci bohužel nejsou prezentovány číselné výsledky, ale pouze jejich grafická prezentace, experiment proto není vhodný pro další zpracování a využití počítačovými modely. Závěr je však jednoznačný, regenerativní uspořádání je výrazně méně výhodné než běžné zapojení.

3.5. Existující příklady nepřímého adiabatického chlazení

I přesto, že chybí jednoznačný termomechanický popis, existují již na trhu VZT jednotky vybavené nepřímým vypařovacím chlazením, které jsou výsledkem experimentálního vývoje. Rovněž je možné v praxi narazit na VZT jednotky upravené na míru s unikátními systémy nepřímého vypařovacího chlazení. Princip nepřímého adiabatického chlazení nachází uplatnění primárně na dvou typech míst: Zaprvé v budovách a provozech s velkou tepelnou

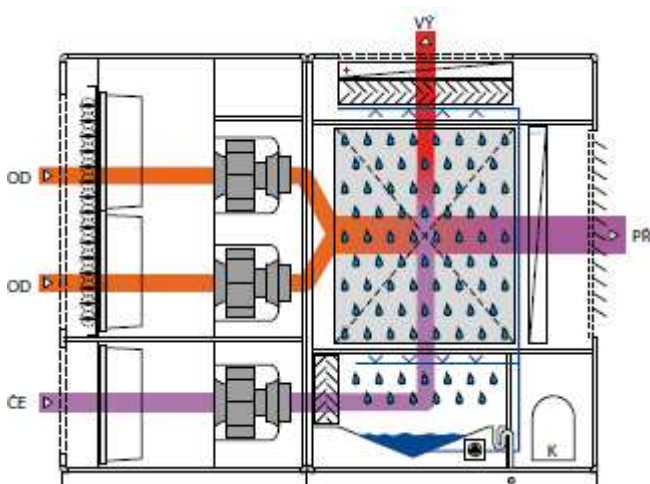
zátěží, kde tento druh chlazení velmi významně snižuje náklady na odvod tepelné zátěže. Zadržé v budovách a provozech s malým zatížením a méně přísnými nároky na kvalitu vnitřního prostředí, které je možné chladit pouze nepřímým vypařovacím chlazením a pasivními technikami, bez strojního chlazení. Relativně málo pronikají do běžné vzduchotechniky pro větrání kancelářských prostor, která tvoří největší segment trhu.

3.5.1. Budovy a provozy s velkou tepelnou zátěží, datová centra

V budovách a provozech s velkými tepelnými zátěžemi je velký potenciál úspory na chlazení. To je i důvod, proč zde nasadit adiabatické chlazení. Takovými provozy jsou například datová centra, která mají zároveň velkou spotřebu chladu, vysokou vnitřní teplotu a velké nároky na kvalitu vzduchu. Protože data centra jsou citlivá na prach, často se k jejich chlazení používá pouze cirkulační vzduch, což komplikuje použití chladu z venkovního vzduchu. Datová centra se proto často chladí VZT jednotkami speciálně k tomu určenými.



Obr. 29 – GEA Adia – Denco [120]



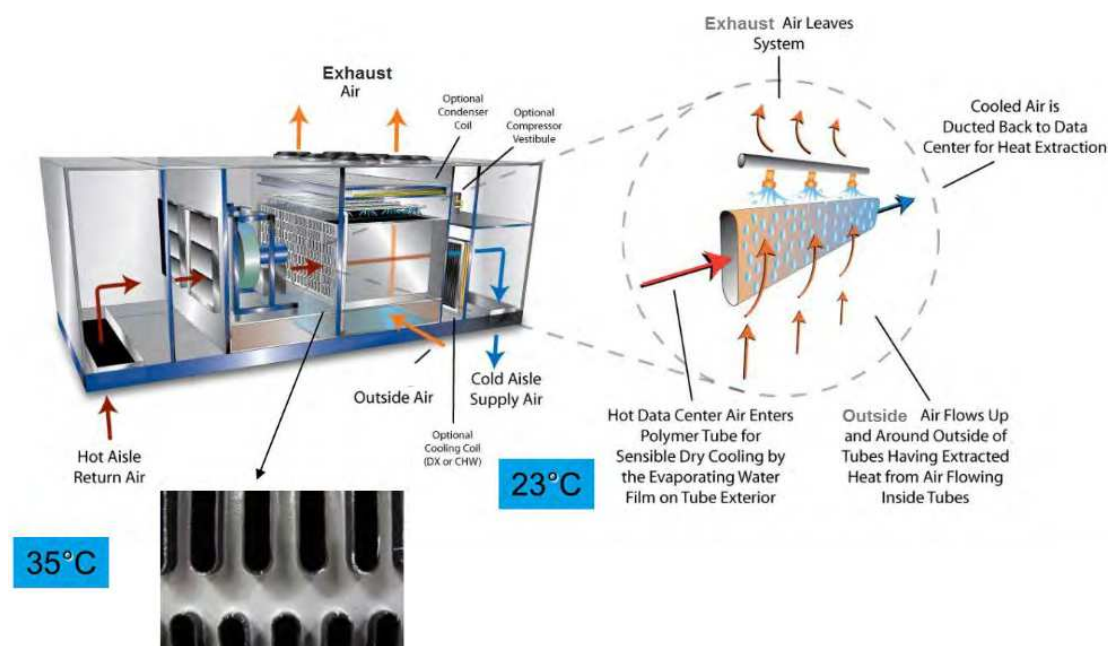
Obr. 30 – MENERGA Adcoolair 75 [121]

VZT pro chlazení datacenter s nepřímým vypařovacím chlazením nabízí například firma GEA. Její jednotka GEA Adia Denco (Obr. 29) pracuje pouze s cirkulačním vzduchem, který prochází dvojicí křížoproudých výměníků. Zde může odevzdat teplo venkovnímu

vzduchu v režimu free-cooling, který je i možné podpořit nepřímým vypařovacím chlazením. V době kdy nepřímé vypařovací chlazení nestačí pro uchlazení datového sálu, může být vzduch dochlazen kompresorovým chladičem. Jednotka je nabízena pouze v jedné velikosti se jmenovitým průtokem vzduchu 32 000 m³/h s možností osazení úspornějšími motory při snížení výkonu na 25 800 m³/h. Jednotka nabízí přibližně 100 kW užitečného chladicího výkonu při spotřebě vody cca 660 l/h [120].

Pro vysoce zatížené prostory je určena i jednotka firmy Menerga – typ Adcoolair 75 (Obr. 30). Podobně jako GEA, i zde je jednotka primárně určena pro cirkulační provoz a nabízí možnost dochlazení primárního vzduchu doplňkovým chladičem. Používá jeden křížoproudý výměník, s protisměrným tokem sekundárního vzduchu a vody. Jednotka je dodávána v devíti provedeních velikosti, od 2200 m³/h a 11,7 kW chladicího výkonu po 50 000 m³/h a 247 kW chladicího výkonu. Maximální EER výrobce udává 9,3 při zapojení strojního chladiče. Spotřebu vody Menerga neuvádí.

Podobný produkt nabízí i firma Munters: Její zařízení Oasis IEC (Obr. 31), prodávané ve čtyřech velikostech rovněž slouží ke chlazení cirkulačního vzduchu na křížoproudém výměníku IEC [122]. Protiproud vody a sekundárního vzduchu je obdobný jako u jednotky Menerga.



Obr. 31 – MUNTERS Oasis IEC [122]

3.5.2. Budovy a provozy s nízkou tepelnou zátěží

Jednou z prvních instalací nepřímého vypařovacího chlazení na světě je Fyzikální institut Humboldtovy univerzity v Berlíně. Budova, která je opatřena například také vegetační fasádou pro omezení letní tepelné zátěže (Obr. 32) je větrána sedmi jednotkami s nepřímým vypařovacím chlazením na skrápěných výměnících (Obr. 33). Schmidt uvádí, že tyto jednotky

fungují na dešťovou vodu ze střech ústavu, a teplotu v budově 21-22°C udrží do venkovní teploty 30°C [37]. Jedná se o pilotní instalaci z prvních let jednadvacátého století, nikoliv o sériový produkt.

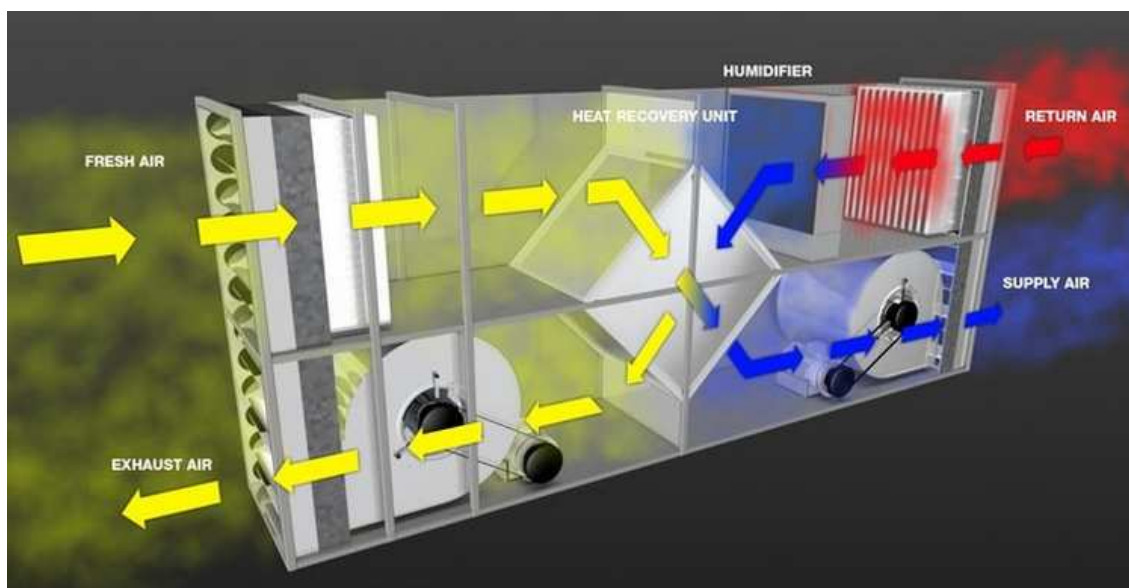


Obr. 32 – Vegetační fasáda [37]



Obr. 33 – Skrápěný výměník v Humboldtově univerzitě [37]

Sériovým produktem pro podobnou aplikaci je např. Condair ME, nabízený firmou FLAIR a.s. Jednotka na Obr. 34 realizuje adiabatické chlazení, ale bez společného přestupu tepla a hmoty. Pro chlazení odpadního vzduchu je použit vysoce výkonný adiabatický zvlhčovač, který ochlazuje vzduch odváděný z budovy, ve výměníku ZZT se ale předává už pouze citelné teplo. To významně snižuje spotřebu vody, ale omezuje chladicí výkon. Nespornou výhodou je, že pro tento druh chlazení je již dnes možné jednoduše naprogramovat kalkulačku výkonu.

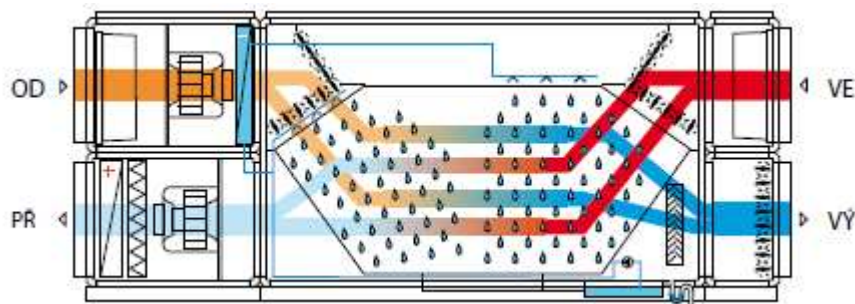


Obr. 34 – Condair ME [123]

3.5.3. IEC ve větrání kancelářských prostor

Na největší segment trhu – větrání a chlazení kancelářských prostor a další nejběžnější vzduchotechnické instalace, cílí například jednotka firmy Menerga – typ Adcondair 76 (Obr. 35). Jednotka využívá demineralizovanou vodu pro skrápění sekundárního vzduchu v protiproudém výměníku. Vyrábí se v deseti stupních velikosti od 2600 m³/h jmenovitého

průtoku vzduchu do 23 600 m³/h. Bez instalovaného doplňkového chladiče nabízí chladicí výkon IEC od 10 do 94 kW, při teplotách int/ext = 26°C/32°C [124]. Do jednotky je možné instalovat i další tradiční chladič pro situace, kdy výkon nepřímého vypařovacího chlazení nestačí.



Obr. 35 – MENERGA Adcondair 76 [124]

4. EXPERIMENTÁLNÍ OVĚŘENÍ VÝKONOVÝCH PARAMETRŮ NEPŘÍMÉHO VYPAŘOVACÍHO CHLAZENÍ

Ačkoli již dříve byly publikovány experimenty na nepřímém vypařovacím chlazení (viz, kapitola 3.4), žádný z uvedených experimentů neobsahuje dostatečnou datovou základnu, která by mohla posloužit pro cíl práce – totiž k nalezení jednoduchého předpisu, který by dokázal předpovědět výstupní teplotu primárního vzduchu. Publikované experimenty uvádějí vždy jednotky, maximálně nižší desítky pracovních bodů. Další experimenty byly vyřazeny z důvodu nevhodnosti konstrukce pro běžnou větrací jednotku – např. experimenty s M-cycle výměníky, nebo experimenty s nevhodně uspořádanými teplosměnnými plochami a zvlhčovacími tryskami. Autoři též často neuvádějí ve svých publikacích všechny informace nezbytné k další práci s daty. Proto bylo již v úvodu rozhodnuto, že se práce bude zakládat na vlastním experimentu, aby byla plná kontrola nad uspořádáním, měřením i volbě provozních stavů.

Experimentální část byla zaměřena na měření výkonových parametrů skrápěného výměníku vzduch/vzduch. Cílem experimentu bylo získání základny experimentálních dat pro kalibraci a validaci modelů popisujících tento děj. Klasický křížoproudý výměník, používaný ve větracích zařízeních, byl postupně zatížen proudy vzduchu o různé teplotě, vlhkosti a o různém průtoku vzduchu. Dále byl zkoumán vliv počtu, polohy, typu a natlakování zvlhčovacích trysek na výslednou teplotu primárního vzduchu za rekuperátorem. Pomocí měření teplot, vlhkostí a průtoku vzduchu byla stanovena energie předaná na obou stranách výměníku.

Vedle primárních měření výkonových parametrů bylo provedeno několik pomocných měření, která sloužila ke správnému vyhodnocení výsledků. Pomocnými měřeními byly například vzájemné srovnání čidel, měření vnitřní netěsnosti jednotky, měření velikosti a rychlosti vodních kapek za tryskou a podobně.

4.1. Schéma laboratoře a popis měřeného zařízení

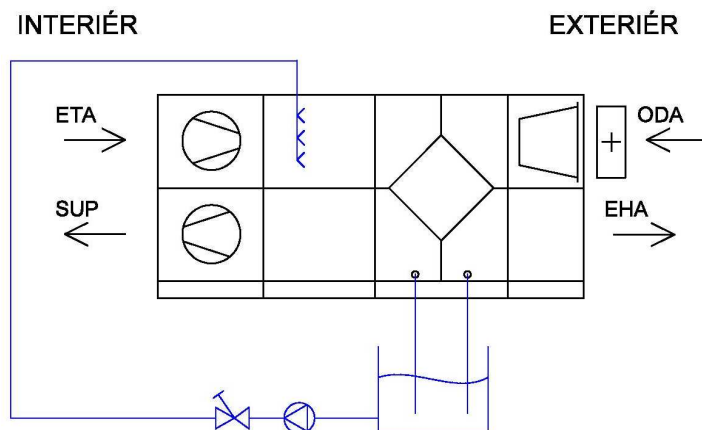
Pro proměření všech provozních stavů byla připravena experimentální vzduchotechnická jednotka se jmenovitým průtokem vzduchu 1000 m³/h od výrobce C.I.C. Jan Hřebec a umístěna v laboratoři Fakulty Stavební. Experimentální jednotka byla umístěna v laboratoři A030 v přízemí stavební fakulty. Pro jednotku byl speciálně vytvořen pojízdný stůl o výšce 1100 mm, který umožnil před každým měřením větrací jednotku posunout k oknu a připojit na speciálně vytvořenou průchodku otevřeným oknem. Schéma laboratoře je patrné z fotografie na Obr. 36.

Vzduchotechnická experimentální jednotka byla vybavena jako klasická větrací jednotka bez obtoku rekuperačního výměníku, a doplněna zvlhčovací komorou mezi ventilátorem odpadního vzduchu a výměníkem ZZT. Voda ze zvlhčovacích trysek je unášena

vzduchem, a přes výměník ZZT se dostává až do kanálu EHA, kde je vanička na její sběr a odvádění do zásobní nádrže. Odtud je znovu čerpána do zvlhčovacích trysek. Protože experimentální jednotka trpí vnitřními netěsnostmi, byla pro jistotu vanička na odtok nevypařené vody umístěna také do kanálu SUP za výměník ZZT. Schéma je zobrazeno na. Vodu v zásobní nádrži je nutné doplňovat o odpar.



Obr. 36 – Experimentální VZT jednotka v provozu



Obr. 37 – Blokové schéma experimentální jednotky. ODA: sání venkovního vzduchu do jednotky. SUP: výfuk venkovního vzduchu do interiéru. ETA: sání odpadního vzduchu z interiéru. EHA: výfuk odpadního vzduchu ven

Skříň jednotky je standardní produkt výrobce C.I.C., model H2. Rozměry skříně jsou 2695 x 550 x 1200 mm, hrdla jsou opatřena textilními manžetami.

- Tloušťka panelu: 50 mm
- Tepelná vodivost: 1 W/m²K

- Faktor tepelných mostů: 0,55 (-)
- Těsnost: 0,15 l/s.m²

Cirkulační čerpadlo dosahuje na tlak přibližně 4 000 Pa. V některých částech experimentu byly zvlhčovací trysky napájeny přímo tlakem z vodovodní sítě, což umožňovalo dosahovat tlaku až 5 500 Pa. Ani cirkulační čerpadlo, ani tlak ve vodovodní síti není možné přímo regulovat, proto je požadovaného tlaku pro experiment dosahováno škrcením dispozičního tlaku na vyvažovacím ventilu STAD, před zvlhčovací komorou.

Vodní zvlhčovací komora byla vybudována na míru potřebám experimentální jednotky. Její konstrukce je patrná z fotografie na Obr. 38. Během měření bylo nutné měnit typ, polohu i počet zvlhčovacích trysek. Byly vybrány tři typy trysek, které postihují průtoky vody od 0,08 do 8,6 l/min, jak ukazuje Tabulka 2.

Tabulka 2 – Počty a typy zvlhčovacích trysek

Označení trysek:	214.184.30	490.406.30	302.468.30
počet	9 ks	6 ks	1 ks
typ	axiální	axiální	excentrická
materiál	mosaz	mosaz	mosaz
proud	dutý kužel	plný kužel	dutý kužel
V (1 bar)	--	0,76 l/min	0,99 l/min
V (2 bar)	0,08 l/min	1 l/min	1,4 l/min
V (3 bar)	0,1 l/min	1,18 l/min	1,71 l/min
V (5 bar)	0,13 l/min	1,44 l/min	2,21 l/min

Výměníky ZZT má experimentální jednotka dva, z nichž jen jeden může být v jednu chvíli v jednotce osazen. Jedná se o křížoproudé deskové rekuperační výměníky vzduch/vzduch od firmy Heatex, model H2. Desky výměníku jsou zvlněné pro zlepšení součinitele přestupu tepla a opatřené distančními prolisy, které průtok vzduchu výměníkem směřují do kanálů. Tabulka 3 uvádí základní parametry výměníků.

Tabulka 3 – Parametry tepelných výměníků

Výměník:	H2 500 6,0	H2 500 2,5
Rozměry [mm]	440 x 497 x 497	440 x 497 x 497
Rozměry nátokové plochy [mm]	400 x 425	400 x 425
Šířka kanálů [mm]	40	40
Distance desek [m]	6	2,5
Teplosměnná plocha [m ²]	66,7	160

Na vstupu ODA byl pro možnost zvýšení teploty „venkovního“ vzduchu umístěn **pomocný elektrický ohřivač** vzduchu o výkonu 1 772 W, kterým bylo možné teplotu přiváděného vzduchu zvýšit.

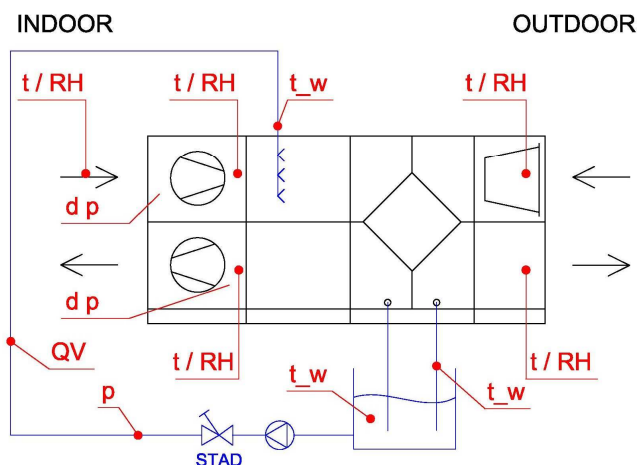


Obr. 38 – Vodní zvlhčovací komora

4.2. Metody hlavních měření

Pro zjištění výkonových parametrů VZT jednotky je nutné měřit průtok vzduchu oběma cestami, teploty na všech hrdlech rekuperačního výměníku, a protože dochází ke skupenské přeměně, je nutné měřit také relativní vlhkost vzduchu. Měření na zkušební jednotce probíhala od září 2016 do června 2018 a v této době bylo proměřeno celkem 204 pracovních bodů. Experimentální metoda se v průběhu měření několikrát změnila. Hybnou silou změny byla především podezření na nepřesnosti a metodické chyby. Schéma experimentu je na Obr. 39. Jednotlivě byly měřeny:

- Teplota a vlhkost na odtahu z laboratoře
- Teplota a vlhkost v cestě ETA, za ventilátorem
- Teplota a vlhkost v cestě EHA
- Teplota a vlhkost na přívodu venkovního vzduchu (ODA)
- Teplota a vlhkost na přívodu do laboratoře, před ventilátorem
- Teplota a vlhkost v laboratoři (referenčně)
- Teplota přívodní vody do vodní zvlhčovací komory
- Teplota přebytečné vody ve vaničce EHA
- Teplota vody ve sběrné nádrži (doplňkově)
- Objemový průtok vzduchu v cestě ODA
- Objemový průtok vzduchu v cestě EHA
- Průtok vody do vodní zvlhčovací komory
- Tlak vody v přívodním potrubí do zvlhčovací komory
- Celkový tlak vzduchu
- Tlaková diference na dýze ventilátoru primárního vzduchu
- Tlaková diference na dýze ventilátoru odpadního vzduchu
- Tlaková diference na výměníku, mezi cestami ETA a SUP (mezi primárním a sekundárním vzduchem)



Obr. 39 – Schéma měření na experimentální jednotce

4.2.1. Záznam dat

Data z měření byla částečně sbírána měřicích ústřednou Ahlborn MA 5690 – 2 (SN: A 07110208), která zaznamenávala většinu dat po celou dobu experimentu. Data, která nebyla ústřednou logována (např. napájecí frekvence motorů, absolutní tlak vzduchu, apod.), byla zaznamenávána ručně.

4.2.2. Měření teploty a vlhkosti vzduchu

Měření teploty a vlhkosti je klíčové pro výpočet předané energie na výměníku, jedná se o nejdůležitější měření v celém experimentu. Tabulka 4 obsahuje seznam použitých snímačů, které byly napojeny na ústřednu Ahlborn.

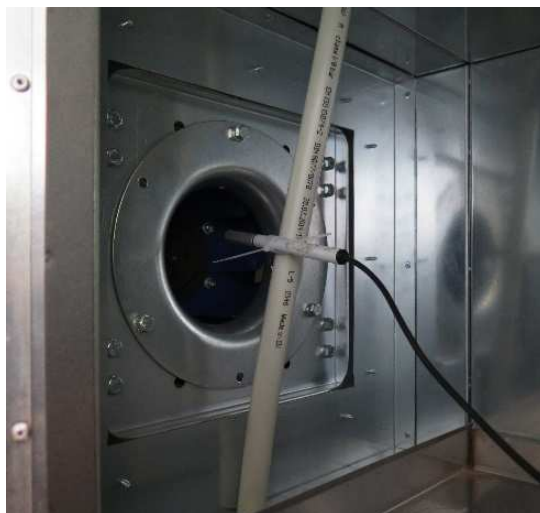
Tabulka 4 – Přehled použitých senzorů teploty a vlhkosti

označení	Výstup	typ měřidla	výrobce	počet
ZA 9020 -FS	t	termočlánek NiCr	Ahlborn	10
FPA32P - ZA9030 FS1	t	Pt 100	Ahlborn	3
FHAD36R	t/RH	Pt 100+kapac.DIGI	Ahlborn	1
A646-E1 Norm R1 E4	t/RH	NTC+kapac.	Ahlborn	4

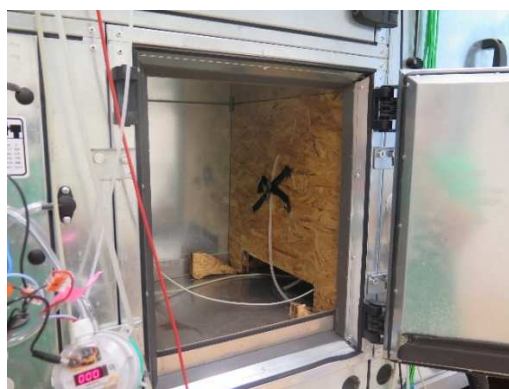
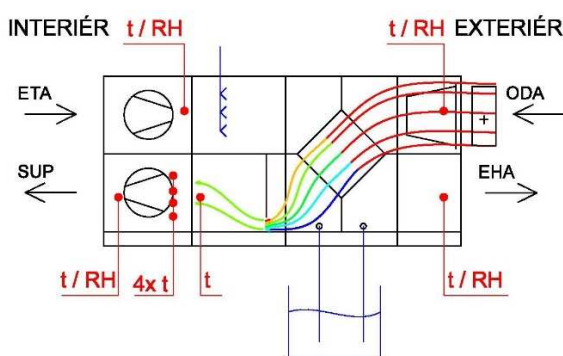
V průběhu experimentu prošlo největším vývojem. První funkční konfigurací bylo měření teploty a vlhkosti jedním kombinovaným čidlem na každém hrdle výměníku (Obr. 40). Tento způsob měření se ukázal jako nevhodný, protože z výměníku IEC vychází proud vzduchu o nehomogenní teplotě: Po výšce proudu vzduchu se teplota mění a není proto možné jedním čidlem změřit teplotu celého proudu vzduchu.

V další fázi byly do kanálů umístěny teploměrné rampy z termočlánekových čidel, které tuto nehomogenitu potvrdily. Rozdíl v teplotě mezi nejteplejším a nejchladnějším čidlem dosahoval průměrně 1,8 K a v ojedinělých případech až 3,3 K v hrdle SUP, a dále průměrných

5,0 K v hrdle EHA. Aby bylo možné teplotu vzduchu měřit, byla do proudu vzduchu v cestě SUP umístěna překážka, která měla proudem vzduchu důkladně zamíchat pro homogenizaci teploty (Obr. 41). Průměrný rozdíl mezi nejchladnějším a nejteplejším senzorem se snížil na přijatelných 0,53 K. Snímač t/RH byl umístěn za ventilátor, kde je vzduch ještě více promísen.



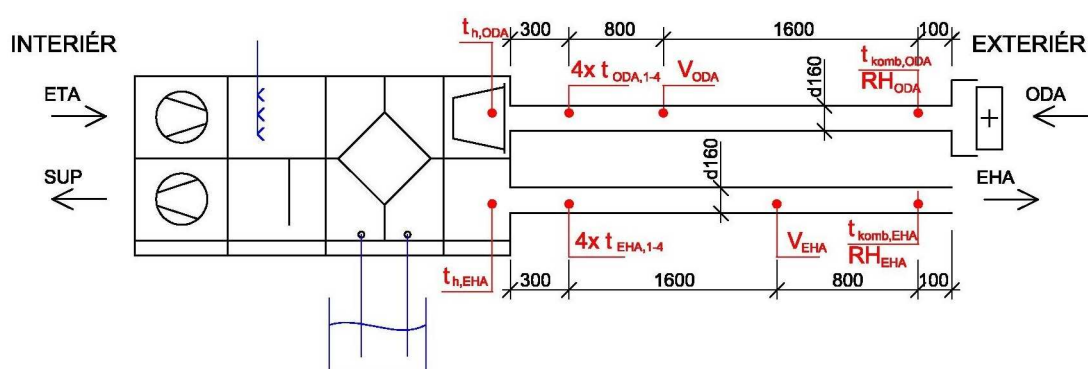
Obr. 40 – Senzor teploty a vlhkosti v cestě ODA (vlevo) a v cestě SUP (vpravo)



Obr. 41 – Překážka za výměníkem ZZT. Vlevo schéma, vpravo foto.

V cestě ODA a EHA byly přidány ustalovací díly kruhového potrubí, které podobně jako překážka v cestě SUP zajišťují promísení vzduchu (Obr. 42). Snímače teploty a relativní vlhkosti byly umístěny 2,7 m od hrdla jednotky, kde je proud vzduchu promísen. Do vzdálenosti 0,3 m od hrdla jednotky byla umístěna čtveřice termočlánkových čidel. Ze změny teploty mezi čtveřicí termočlánků a kombinovaným čidlem je extrapolována teplota na hrdle.

Cesta ETA, která pouze nasává vzduch z laboratoře, nevykazovala ohledně homogenity potíže. Při vyhodnocení dat se pracuje s teplotou a měrnou vlhkostí vzduchu. Měrná vlhkost se získává z teploty a relativní vlhkosti pomocí (11), a protože měrná vlhkost se v proudu vzduchu většinou nemění, nemusí být tato teplota a relativní vlhkost měřena přímo na hrdlech jednotky, ale měření je metodicky vhodnější umístit spíše dále do proudu vzduchu, kde je vlhkost rovnoměrně distribuovaná po celém průřezu proudu.



Obr. 42 – Schéma připojení na venkovní vzduch (nehoře) a fotodokumentace (dole).

4.2.3. Měření objemového průtoku vzduchu

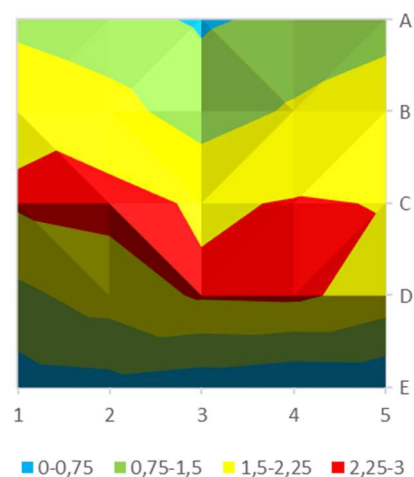
Objemový průtok vzduchu je spolu s teplotami klíčovou veličinou při stanovení přenášeného tepelného výkonu. V této práci byl průtok vzduchu měřen s pomocí senzorů rychlosti proudění vzduchu, jejichž výčet obsahuje Tabulka 5.

Tabulka 5 – Přehled použitých anemometrů

Snímač	Rozsah	Počet kusů
Ahlborn FVA915-S220	0-10 m/s	1
Kimo SVH14 s převodníkem C310	0-20 m/s	2

Objemový průtok vzduchu byl v počátku experimentu měřen sondáží rychlostního profilu na hrdlech ODA a EHA. Do potrubních dílů, které spojují VZT se záslepkou okna pro sání a výfuk vzduchu do exteriéru, byly navrtány přístupové otvory, a zalepeny opakovatelně

použitelnou těsnicí páskou. Sondáž byla prováděna anemometrem Ahlborn v síti 5x5 bodů v každém z kanálů během každého měření. Ačkoli sondáž rychlostního profilu je považována za spolehlivou metodu a v měření se prokázala i velmi dobrá opakovatelnost, vysondovaný profil byl velmi nerovnoměrný (Obr. 43). Body D4 a E4, vzdálené navzájem jen 45 mm, vykazují na této vzdálenosti přírůstek rychlosti proudění vzduchu 2,3 m/s.



Obr. 43 – **Vlevo:** díl pro sondáž rychlostního profilu. **Vpravo:** rychlostní profil EHA (m/s)

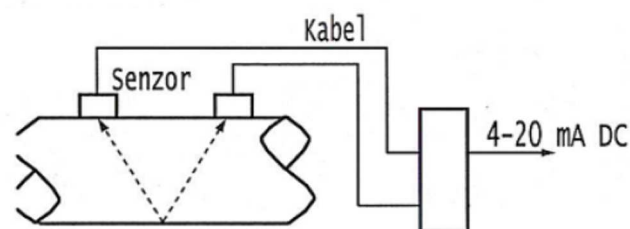
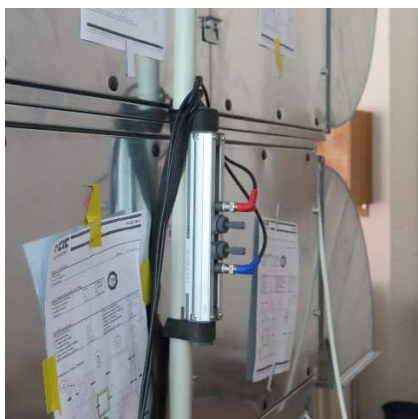
Potrubní díl pro sondáž rychlostního profilu byl proto nahrazen kruhovým potrubím o průměru 160 mm, na kterém bylo možné dodržet patřičnou ustalovací délku (Obr. 42). Nejdříve byla provedena sondáž rychlosti metodou jednoho, dvou, tří a čtyř rovnoplochých mezikruží. Poté co bylo ověřeno, že rychlostní profil je vyrovnaný, byly anemometry SVH14 pevně instalovány do hloubky 22,2 mm, která rozděluje profil právě na dvě mezikruží o stejných plochách, a ve které je rychlost proudění reprezentativní (Obr. 44).



Obr. 44 – Umístění anemometru KIMO SVH14 do potrubního prvku ODA.

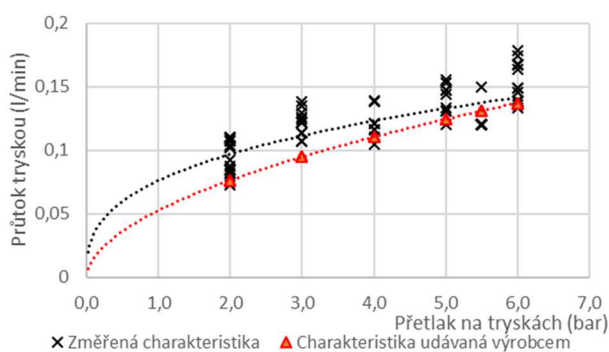
4.2.4. Měření průtoku vody

Průtok vody zvlhčovacími tryskami je důležitý ze dvou důvodů. Prvním důvodem je skutečnost, teplo vnesené vodou do systému vstupuje do energetické bilance a voda při průchodu výměníkem může měnit teplotu (a to i v případě cirkulační vody). Druhým důvodem je vlastní fakt, že na množství vody může záviset účinnost celého děje nepřímého adiabatického chlazení, a proto dodávané množství vody potřebujeme znát z primárních výzkumných důvodů.

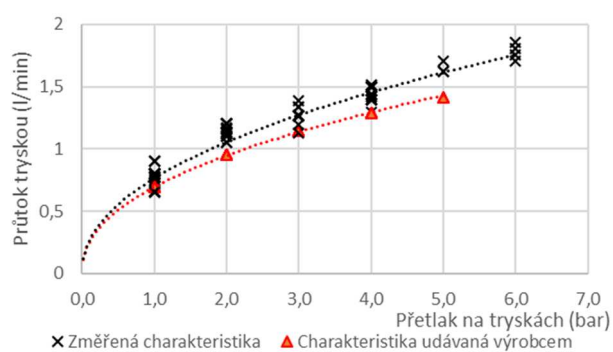


Obr. 45 – Měřicí lišta FLD22 na přívodním potrubí zvlhčovací komory.

K měření spotřeby vody byl použit ultrazvukový průtokoměr Portasonic 7000 od firmy BadgerMeter, s měřicí lištou FLD22 (Obr. 45). Tento průtokoměr pracuje na základě metody tranzitního času ultrazvuku. Ultrazvukové vlny jsou vysílány a přijímány diagonálně napříč proudem kapaliny. Rychlost průtoku je spočítána z rozdílu tranzitních časů. Doplňkovým měřením průtoku vody je porovnání tlaku na tryskách a počtu trysek s jejich pracovními grafy. Výrobce k tryskám dodává jak změřené pracovní body, tak i rovnici



Obr. 46 – pracovní graf trysky 214.184.30



Obr. 47 – pracovní graf trysky 490.406.30

Na základě znalosti tlaku na tryskách a průtoku byla ze sady 147 měření sestavena skutečná pracovní charakteristika použitých trysek, a porovnána s charakteristikou udávanou výrobcem (Obr. 46 a Obr. 47). Pro účely dalšího vyhodnocení je použito jak hodnoty průtoku odečtené z přístroje Portasonic (v případech kdy přístroj ukazoval relevantní data), tak průtoku získaného dosazením do rovnice spojnice trendu změřené pracovní charakteristiky

v případech, kdy průtok byl příliš malý, než aby jej průtokoměr zachytil, nebo v případech kdy došlo k hrubé chybě měření (například k přerušení kontaktu měřicí lišty s potrubím).

4.2.5. Měření teploty vody

Důvodem měření teploty vody je skutečnost, že i voda při průchodu výměníkem může měnit teplotu (a to i v případě cirkulační vody), a teplo či chlad vodou odvedený vstupuje do energetické bilance. Pro měření teploty vody byla používána ponorná čidla Pt100, typ P4415 – na konektoru Ahlborn ZA9030 FS1. Jedná se o čidla se závitem M6, která je možné zašroubovat přímo do potrubí.

Teplota přívodní vody pro zvlhčovací trysky byla měřena před rozdělovací rampou, na T-kusu v místě prostupu přívodního potrubí do zvlhčovací komory. Teplota vody za výměníkem ZZT byla měřena stejným typem čidla, umístěným v odtoku přebytečné vody z vaničky v cestě EHA do sběrné nádrže pod jednotkou. Doplnkově byla měřena teplota vody ve sběrné nádrži. Informace o vývoji teplot v nádrži sloužily ke kontrole, do vyhodnocení nevstupovaly.

4.2.6. Celkový tlak vzduchu

Informace o celkovém tlaku vzduchu je nezbytné ve výpočtech stavových veličin vlhkého vzduchu. V přibližných výpočtech se obvykle zanedbává pro malou citlivost výsledku na změnu celkového tlaku, a bývá dosazováno 96 až 100 kPa.

V laboratoři nebyl celkový tlak vzduchu přímo měřen. Pro získání informace o celkovém tlaku vzduchu bylo využíváno veřejně dostupných dat z meteorologické stanice České zemědělské univerzity na Suchdole, která je vzdušnou čarou vzdálena 3km od místa měření. Do protokolu o měření byl uveden barometrický tlak z této meteostanice. Protože ČZU leží v nadmořské výšce 282m.n.m., zatímco laboratoř s experimentální jednotkou ve výšce 218 m.n.m., byla uplatněna korekce na rozdíl nadmořských výšek (43).

$$p^k = p^m + \rho_a \cdot g \cdot (282 \text{ m} - 218 \text{ m}) = p^m + 7 \text{ hPa} \quad [\text{hPa}] \quad (43)$$

4.3. Pomocná měření

4.3.1. Vzájemné srovnání čidel

Experiment se opírá o velké množství čidel teploty a vlhkosti, kdy rozhodující výpočty jsou obvykle založeny na rozdílu dvou teplot nebo měrných vlhkostí. Protože čidla mohou mít vzájemný offset a lineární chybu, byly všechny senzory podrobeny vzájemnému srovnání ve třech bodech.

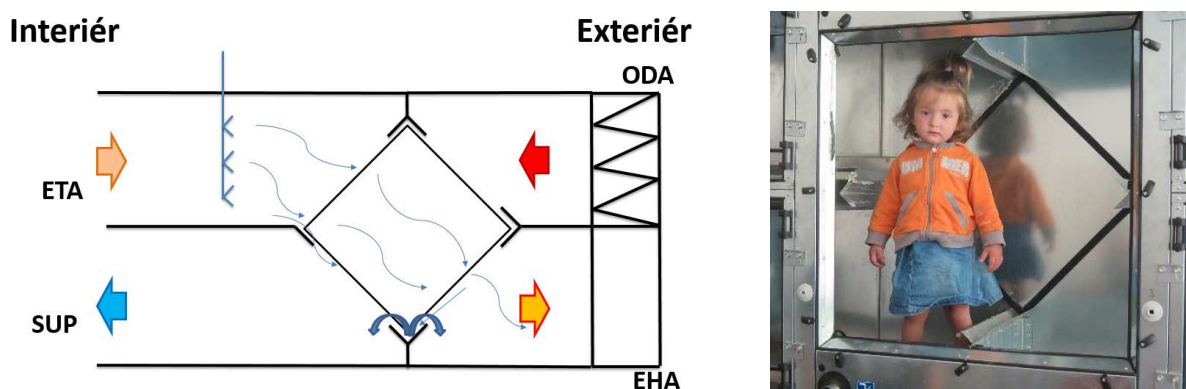
Kalibrace teplotních čidel probíhala v klimatické dvojkomoře laboratoře vnitřního prostředí, v budově UCEEB ČVUT. Všechna teplotní čidla byla spolu s kalibrovaným etalonem vložena do izolované krabice. Všechny přívodní kabely byly v dostatečné délce zavlečeny do komory, aby nedocházelo k vedení tepla přívodním kabelem. V Klimatické dvojkomoře (i v jejím okolí, představujícím exteriér) bylo postupně dosaženo teplot 12,86°C, 19,36°C a 30,72°C. Ustálení bylo udržováno po dobu alespoň 180 minut. Směrodatná odchylka změřené teploty v těchto úsecích nepřesáhla 0,01 K. Pro každý senzor byl nalezen koeficient lineárního zkreslení A i offset B pro korekční funkci (44).

$$t^k = A \cdot t^m + B \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (44)$$

Kalibrace vlhkostních čidel probíhala na experimentální VZT jednotce laboratoře vnitřního prostředí, v budově UCEEB ČVUT. Experimentální jednotka umožňuje řízení vlhkosti přiváděného vzduchu. Všechna tepelně-vlhkostní čidla byla společně s etalonem umístěna do proudu upraveného vzduchu. Vzájemné srovnání proběhlo za teploty 20°C při vlhkostech vzduchu 23,5 %, 54,6 % a 80,7 %. Nastavená vlhkost byla udržována 30 minut, směrodatná odchylka relativní vlhkosti nepřesáhla 4%. Korekce byla vypočtena obdobně jako v případě korekce teplot.

4.3.2. Měření vnitřní netěsnosti VZT jednotky

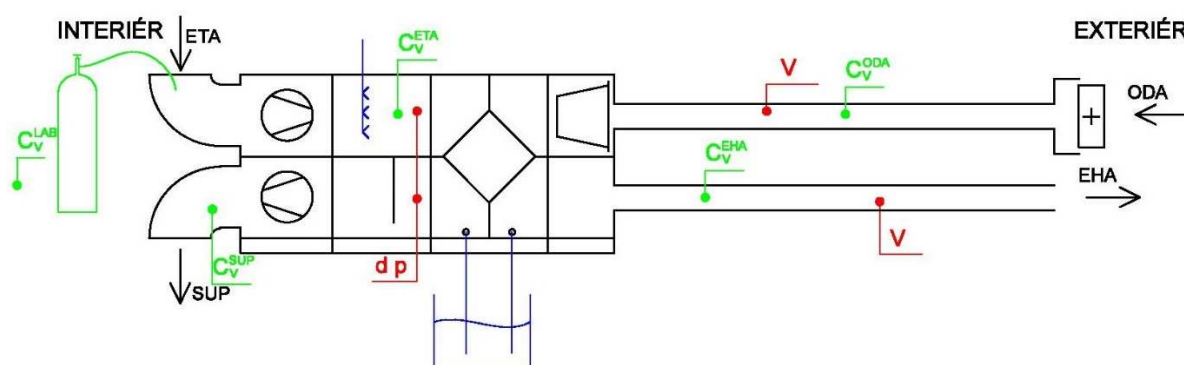
V průběhu měření vyšlo najevo, že použitá vzduchotechnická jednotka trpí vnitřní netěsností. Tato netěsnost se projevila pronikáním kapalné vody do kanálu SUP a přírůstkem měrné vlhkosti vzduchu mezi senzorem t/RH na straně ODA a SUP (kde by se měrná vlhkost měnit neměla). Vnitřní netěsnost byla identifikována v uložení výměníku ZZT do jednotky. Výměník je do skříně VZT stroje zasouván v plechových přídržných lištách, které vymezují jeho pozici. Jde o kontakt plech/plech, bez pěnového nebo jiného těsnění. Tato místa jsou náchylná na vnitřní netěsnost – voda z podlahy kanálu ETA může volně protékat okolo výměníku škvírou do kanálu SUP. Dále voda, která již jednou projde výměníkem a stéká po okrajích jeho desek, je zachycována ve spodním úchyty odkud přetéká oběma směry jak do kanálu EHA, tak do kanálu SUP (Obr. 48).



Obr. 48 – Uložení výměníku ZZT – schéma cest obtoku vody (vlevo) a kolejničky pro uložení výměníku (vpravo, dvouleté dítě vloženo jako poměrové měřítko).

Aby se tyto netěsnosti omezily, byl výměník ZZT po každém vystřídání dotěsněn sanitárním silikonem, aplikovaným ze strany kanálu SUP na spodní vodící lištu, a ze strany kanálu ETA na vodorovnou spodní lištu a i na jinak těsněné spoje mezi výměníkem a stěnami skříně. Ani po této úpravě však nedošlo k eliminaci pronikání vody do kanálu SUP. Možný zdroj netěsnosti byl nalezen na horní straně výměníku v liště mezi cestami ETA a ODA. Protože výměník gravitačně dosedá na ostatní lišty, v horní liště vzniká mezera utvořená vůlí uložení, kterou může vzduch i s rozptýlenými vodními kapkami pronikat z kanálu ETA (v přetlaku) do kanálu ODA (v podtlaku) a odtud po směru proudu vzduchu skončit v kanálu SUP. Netěsnost v horním uchycení výměníku není prakticky možné utěsnit – konstrukce uložení nedovoluje proniknutí aplikátoru sanitárního silikonu až ke kontaktu hrany výměníku s vodící lištou.

Aby bylo možné vyhodnotit provozní stavy na výměníku, bylo nutné zjistit velikost neodstranitelné netěsnosti. Je-li velikost netěsnosti známa, je možné s ní počítat a patřičně upravit parametry proudů vzduchu. K měření netěsnosti byla využita metoda stopovacího plynu, který byl vypouštěn do kanálu ETA. Koncentrace stopovacího plynu byla měřena na všech hrdlech jednotky a doplňkově v laboratoři. K měření koncentrace byl použit fotoakustický analyzátor plynů INNOVA 1412 od firmy LumaSense Technologies, ve spojení s multiplexem INNOVA 1303, který analyzátoru dodává vzorky až ze šesti míst (bylo využito 5 pozic). Jako stopovací plyn byl použit oxid uhličitý. Tento plyn se v ovzduší sice běžně vyskytuje, ale osazením měřidel na všechna hrdla je možné jeho přirozenou koncentraci ve vzduchu výpočtově kompenzovat. Schéma měřicí scény je zobrazeno na Obr. 49.



Obr. 49 – Schéma umístění čidel pro měření vnitřní netěsnosti

Stopovací plyn byl dávkován z tlakové lahve přes redukční ventil do cesty ETA, aby simuloval kontaminant z vnitřního prostředí ve vzduchu. Jeho koncentrace je měřena jak v cestě ETA, tak v cestě EHA protože únikem části směsi se koncentrace nemění. Dále je měřena koncentrace stopovacího plynu v cestě ODA, tedy přirozená koncentrace kontaminantu ve vnějším vzduchu. Vedle toho je měřena koncentrace v cestě SUP, tedy poté, co byla do přiváděného vzduchu zamíchána část vzduchu odpadního. Pro vyhodnocení byl dále měřen diferenční tlak mezi kanály ETA (+) a SUP (-), který je hnací silou vnitřní netěsnosti. Diferenční tlak byl měřen snímačem SVD 331 s rozsahem 0-300 Pa.

Pro objemový průtok vnitřní netěsnosti V_a^{OBT} je pak zavedena dvojice rovnic (46), z níž jsou na začátku známy pouze hodnoty V_a^{ODA} a V_a^{EHA} , které jsou přímo měřené. Pro koncentrace

stopovacího plynu ovšem platí (46), a dále můžeme předpokládat, že $C_V^{ETA} = C_V^{EHA} = C_V^{OBT}$. Ze známých koncentrací stopovacího plynu a dvou známých objemových průtoků je možné určit velikost vnitřní netěsnosti jako (47).

$$V_a^{ODA} + V_a^{OBT} = V_a^{SUP} \quad [m^3/h] \quad (45)$$

$$V_a^{ETA} + V_a^{OBT} = V_a^{EHA} \quad [m^3/h] \quad (46)$$

$$C_V^{ODA} \cdot V_a^{ODA} + C_V^{OBT} \cdot V_a^{OBT} = C_V^{SUP} \cdot V_a^{SUP} \quad [m^3/h] \quad (47)$$

Měření stopovacím plynem bylo provedeno ve čtyřech ustálených stavech s délkou ustálení vždy 30 minut, se dvěma výměníky a ve dvou průtocích vzduchu.

4.3.3. Měření rychlostního pole vodních kapek za tryskou

Pro výpočty vypařování vody ve zvlhčovací komoře v kanálu ETA je klíčové znát velikost a rychlost vodních kapek. Vodní kapka, letící vzduchem, se vypařuje. Vypařováním se zmenšuje její průměr. Zároveň se třením o vzduch mění její rychlost. Menší kapky se vypařují relativně rychleji než kapky velké, zároveň mají méně výhodný poměr hmotnosti a třecích sil, takže více ztrácejí rychlost. Stejně množství vody rozdělené do tisíců malých kapiček zvlhčuje vzduch účinněji, než při rozdělení do pouhých několika velkých kapek. Při známém množství vody bylo nutné stanovit, jak velké kapky a jakou rychlostí vylétají ze zvlhčovacích trysek.



Obr. 50 – Měření rychlostního pole kapek za tryskou 490.406.30.

Obojí je možné určit, pokud známe rychlostní pole vodních kapek za tryskou. Rychlostní pole nám totiž neříká jen informaci o rychlosti kapek v ústí trysky, ale i zpomalení kapek po své dráze a obsahuje tak i informaci o jejich velikosti. K změření rychlostního pole byla použita 2D laserová anemometrie. Vodní trysky byly uvedeny do chodu v laboratoři

vnitřního prostředí UCEEB, kde osou rozprašovaného kužele procházela laserová rovina (Obr. 50). Jako částice pro PIV byly použity přímo vodní kapky, do vzduchu nebyl dodáván tzv. „seeding“. Pro všechny pracovní tlaky bylo změřeno vektorové pole vodních kapek za tryskou.

Obě použité trysky byly změřeny v několika pracovních bodech. Tryska s dutým kuželem 214.184.30 byla měřena v pozici, jakou měla i ve zvlhčovací komoře (vodorovně) při tlacích 3, 4, 5, 5.5 a 6 bar. Tryska s plným kuželem 490.406.30 nemohla být vzhledem k průtoku měřena v této poloze, protože bylo nutné jímat rozprašovanou vodu. Proto byla instalována do svislé polohy a zatížena zkušebními tlaky 1, 2, 3, 4, 5 a 6 bar. Výsledkem měření jsou vektorová pole rychlostí letících vodních kapek. S využitím [51] je možné z vektorového pole určit i průměrnou velikost kapek. Příslušné rovnice a principiální vztahy jsou v této práci uvedeny, byť v mírně odlišném kontextu, v kapitole 4.5.3.

4.4. Změřené pracovní body a postup měření

Vlastnímu „ostrému“ měření předcházelo několik experimentů v rámci zkušebního provozu zařízení. Zkušební provoz měl odhalit, jak správně umístit a nastavit zvlhčovací trysky, a jak zajistit požadovaný zkušební průtok vzduchu.

4.4.1. Výběr polohy zvlhčovacích trysek

V roce 2016 bylo provedeno několik pokusů s různými umístěními zvlhčovacích trysek, z jejichž výsledků bylo nakonec rozhodnuto o podobě ostrých měření. Orietnační výsledky některých měření uvádí Tabulka 6. V rámci umístování zvlhčovacích trysek byly prověřovány tři polohy, zobrazené na Obr. 51.

Tabulka 6 – Porovnání umístění trysek

typ trysek	počet	Popis	t^{ODA}	t^{ETA}	t^{SUP}
214.184.30	9	Přímo do výměníku	27,9	28,22	25,9
214.184.30	9	Komora, proti směru proudu vzduchu	29,3	28	24,8
214.184.30	9	Komora, po směru proudu vzduchu	32,3	26,1	18,63
302.468.30	1	Komora, po směru proudu vzduchu	30	27,9	25,2

Při nepřímém adiabatickém chlazení je důležité, aby se rozprašovaná voda dostala mezi desky výměníku, kde pak může docházet ke sdílení tepla a hmoty, poklesu teploty během vypařování a zároveň zlepšení součinitele přestupu tepla. Proto byla v prvním případě voda rozprašována přímo do výměníku.

Nejúspěšnější bylo umístění trysek po směru proudu vzduchu, ale na začátek komory tak, aby se před kontaktem s výměníkem mohla část vody vypařit, jak je patrné z Obr. 51 c). Tento způsob vedl k nejnižší teplotě přiváděného vzduchu, jak i vyplývá z Tabulka 6.

Během testovacího provozu byla z dalších pokusů vyloučena excentrická tryska s velkým průtokem (302.468.30), která nedosahovala zdaleka tak nízké teploty vzduchu na přívodu do laboratoře, zato však distribuovala vodu na všechny vnitřní stěny kanálu a do všech netěsností, což kladlo nároky na údržbu podlahy laboratoře.



a) Přímou do výměníku

b) Proti směru proudu

c) Po směru proudu

Obr. 51 – Varianty umístění zvlhčovacích trysek

Po těchto pokusech bylo rozhodnuto, že výchozí poloha trysek bude po směru proudu vzduchu, a to jak pro trysky s dutým kuželem, tak pro trysky s plným kuželem. Excentrická tryska 302.468.30 byla z dalšího měření vyloučena.

4.4.2. Změřené pracovní body jednotky

Během tří let experimentování bylo změřeno celkem 204 ustálených stavů. Doba expozice každého ustáleného stavu činila přibližně 10 minut, ustalovací doba obvykle 45 minut. Seznam všech měření včetně počtu kolikrát byla opakována, uvádí Tabulka 7. Více opakování jednotlivých měření je pro větší spolehlivost výsledku, ale jednotlivá měření se od sebe obvykle také liší provozními teplotami, teplota venkovního vzduchu byla za tímto účelem i záměrně upravována elektrickým předehřevem na sání.

Tabulka 7 – Seznam provedených měření

číslo řádku	Vzduch.	výměník	typ trysek	Počet trysek	Tlak na tryskách	počet opakování
	Množství					
	[m ³ /h]	[2,5/6 mm]	[Dutý / Plný kužel]	[ks]	[bar]	[-]
1	750	Hustý	bez trysek	0	0	4
2	750	Řídký	bez trysek	0	0	5
3	1000	Hustý	bez trysek	0	0	5
4	1000	Řídký	bez trysek	0	0	5
5	1000	Hustý	Dutý kužel	1	5,0	1
6	1000	Hustý	Dutý kužel	1	5,5	1
7	1000	Řídký	Dutý kužel	1	5,5	1

číslo řádku	Vzduch. Množství	výměník	typ trysek	Počet trysek	Tlak na tryskách	počet opakování
	[m ³ /h]	[2,5/6 mm]	[Dutý / Plný kužel]	[ks]	[bar]	[-]
8	750	Hustý	Dutý kužel	1	6,0	2
9	1000	Hustý	Dutý kužel	1	6,0	4
10	1000	Řídký	Dutý kužel	1	6,0	2
11	1000	Řídký	Dutý kužel	2	5,5	1
12	1000	Hustý	Dutý kužel	3	5,5	1
13	1000	Řídký	Dutý kužel	3	5,5	1
14	750	Hustý	Dutý kužel	4	2,0	2
15	1000	Hustý	Dutý kužel	4	2,0	2
16	1000	Řídký	Dutý kužel	4	2,0	2
17	1000	Řídký	Dutý kužel	4	5,5	1
18	750	Hustý	Dutý kužel	4	6,0	2
19	1000	Hustý	Dutý kužel	4	6,0	2
20	1000	Řídký	Dutý kužel	4	6,0	2
21	750	Hustý	Dutý kužel	5	2,0	2
22	1000	Hustý	Dutý kužel	5	2,0	2
23	750	Hustý	Dutý kužel	5	3,0	2
24	1000	Hustý	Dutý kužel	5	3,0	2
25	750	Hustý	Dutý kužel	5	5,0	2
26	1000	Hustý	Dutý kužel	5	5,0	3
27	1000	Hustý	Dutý kužel	5	5,5	1
28	750	Hustý	Dutý kužel	5	6,0	2
29	1000	Hustý	Dutý kužel	5	6,0	2
30	1000	Řídký	Dutý kužel	6	5,5	1
31	1000	Hustý	Dutý kužel	7	5,5	1
32	1000	Řídký	Dutý kužel	7	5,5	1
33	1000	Řídký	Dutý kužel	8	5,5	1
34	750	Hustý	Dutý kužel	9	2,0	4
35	1000	Hustý	Dutý kužel	9	2,0	8
36	1000	Řídký	Dutý kužel	9	2,0	2
37	750	Hustý	Dutý kužel	9	3,0	2
38	1000	Hustý	Dutý kužel	9	3,0	6
39	750	Hustý	Dutý kužel	9	4,0	2
40	1000	Hustý	Dutý kužel	9	4,0	6
41	1000	Řídký	Dutý kužel	9	4,0	2
42	750	Hustý	Dutý kužel	9	5,0	2
43	1000	Hustý	Dutý kužel	9	5,0	6
44	1000	Hustý	Dutý kužel	9	5,5	1

číslo řádku	Vzduch.	výměník	typ trysek	Počet trysek	Tlak na tryskách	počet opakování
	Množství					
45	1000	Řídký	Dutý kužel	9	5,5	2
46	750	Hustý	Dutý kužel	9	6,0	4
47	1000	Hustý	Dutý kužel	9	6,0	8
48	1000	Řídký	Dutý kužel	9	6,0	1
49	750	Hustý	Plný kužel	1	1,0	3
50	750	Řídký	Plný kužel	1	1,0	1
51	1000	Hustý	Plný kužel	1	1,0	3
52	750	Hustý	Plný kužel	1	2,0	1
53	750	Řídký	Plný kužel	1	2,0	1
54	1000	Hustý	Plný kužel	1	2,0	1
55	750	Hustý	Plný kužel	1	3,0	2
56	750	Řídký	Plný kužel	1	3,0	1
57	1000	Hustý	Plný kužel	1	3,0	2
58	750	Hustý	Plný kužel	1	4,0	1
59	750	Řídký	Plný kužel	1	4,0	1
60	1000	Hustý	Plný kužel	1	4,0	1
61	750	Hustý	Plný kužel	1	5,0	1
62	750	Řídký	Plný kužel	1	5,0	1
63	1000	Hustý	Plný kužel	1	5,0	1
64	750	Hustý	Plný kužel	1	6,0	2
65	1000	Hustý	Plný kužel	1	6,0	2
66	750	Hustý	Plný kužel	3	1,0	3
67	750	Řídký	Plný kužel	3	1,0	2
68	1000	Hustý	Plný kužel	3	1,0	2
69	1000	Řídký	Plný kužel	3	1,0	2
70	750	Hustý	Plný kužel	3	2,0	2
71	750	Řídký	Plný kužel	3	2,0	2
72	1000	Hustý	Plný kužel	3	2,0	2
73	1000	Řídký	Plný kužel	3	2,0	2
74	1000	Řídký	Plný kužel	3	3,0	2
75	750	Hustý	Plný kužel	3	4,0	2
76	750	Řídký	Plný kužel	3	4,0	2
77	1000	Hustý	Plný kužel	3	4,0	2
78	1000	Řídký	Plný kužel	3	4,0	2
79	750	Hustý	Plný kužel	6	1,0	2
80	750	Řídký	Plný kužel	6	1,0	2
81	1000	Hustý	Plný kužel	6	1,0	2

číslo řádku	Vzduch. Množství	výměník	typ trysek	Počet trysek	Tlak na tryskách	počet opakování
	[m ³ /h]	[2,5/6 mm]	[Dutý / Plný kužel]	[ks]	[bar]	[-]
82	1000	Řídký	Plný kužel	6	1,0	2
83	750	Hustý	Plný kužel	6	2,0	2
84	750	Řídký	Plný kužel	6	2,0	2
85	1000	Hustý	Plný kužel	6	2,0	2
86	1000	Řídký	Plný kužel	6	2,0	2
87	1000	Řídký	Plný kužel	6	3,0	2
88	750	Hustý	Plný kužel	6	4,0	3
89	750	Řídký	Plný kužel	6	4,0	2
90	1000	Hustý	Plný kužel	6	4,0	3
91	1000	Řídký	Plný kužel	6	4,0	2
CELKEM PROVEDENÝCH MĚŘENÍ:						204

4.5. Způsob vyhodnocení změřených dat

Surová data získaná z měřicí ústředny byla podrobena korekci vyplývající ze vzájemného porovnání čidel. Ze změřených dat byly vyhodnoceny ty stavové veličiny vlhkého vzduchu, které jsou důležité pro výpočet energetické bilance: teplota vzduchu a měrná vlhkost. Dále byl vypočten hmotnostní průtok vzduchu, měrná hmotnost a teplota kapalné vody. Pokud jsou tyto údaje známy na každé ze čtyř cest výměníku, je možné vyjádřit předanou energii a ověřit správnost měření.

4.5.1. Hrdla ODA a EHA

Hrdla ODA a EHA jsou na exteriérové straně jednotky. Mezi jednotkou a venkovním prostředím jsou vloženy vzduchovody, ve kterých je umístěno měření. Mezi měřeními a hrdlem jednotky (hranou výměníku) jsou uvažovány tyto skutečnosti:

- Výměna tepla mezi vzduchem v kanálu a laboratoří přes stěnu potrubí
- Směšování venkovního vzduchu se vzduchem z cesty ETA vlivem vnitřní netěsnosti experimentální jednotky

Teplota na hrdle jednotky byla počítána s pomocí (49) s ohledem na geometrické uspořádání. Měrná vlhkost vzduchu byla vypočtena z teploty, tlaku a relativní vlhkosti. Předpokládá se, že cestou v přívodním potrubí se vlhkost nemění, až dokud nedojde ke smísení s dalším proudem vzduchu. Vypočte se jako (11) s pomocí (12). Dále je na tomtéž hrdle určena hustota vzduchu podle [125] jako (49), a s její pomocí pak i hmotnostní průtok vzduchu (50).

$$t_h^c = \frac{\sum_{i=1}^4 t_i}{4} + 0,3 \cdot \frac{\frac{\sum_{i=1}^4 t_i}{4} - t_{komb.}}{2,7} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (48)$$

$$\rho_{a,h} = \frac{p_{vv} - p_d}{r_{sv} \cdot (t_h + 273,15)} + \frac{p_d}{r_p \cdot (t_h + 273,15)} \quad [\text{kg}/\text{m}^3] \quad (49)$$

$$m_{a,h} = \frac{\rho_{a,h} \cdot V_{a,h}}{3600} \quad [\text{kg}/\text{s}] \quad (50)$$

V proudu vzduchu ODA je následně uvažováno i směšování se vzduchem ETA. Postupem uvedeným v kapitole 4.5.3 byl zjištěn stav vzduchu v hrdle ETA, těsně před výměníkem. Tento vzduch, i s částí vodního objemu se pak dostává do hrdla ODA, kde se směšuje se vzduchem ODA. Množství vzduchu ODA je určeno měřením. Množství vzduchu s parametry ETA, který se přimíchává do proudu ODA je označen jako OBT, a jeho množství je zjištěno pomocí (54). Teplota a vlhkost jsou pak určeny směšovací rovnicí (51) a (52). Bylo experimentálně ověřeno, že společně s vlhkým vzduchem se do hrdla ODA dostává i část kapalné vody. Množství vody v hrdle ODA se určí podle (53). Teplota vody je stejná jako v kanále ETA, těsně před výměníkem.

$$t_{a,h}^{ODA} = \frac{t_a^{ODA} \cdot m_a^{ODA} + t_a^{OBT} \cdot m_a^{OBT}}{m_a^{ODA} + m_a^{OBT}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (51)$$

$$x_{a,h}^{ODA} = \frac{x_a^{ODA} \cdot m_a^{ODA} + x_a^{OBT} \cdot m_a^{OBT}}{m_a^{ODA} + m_a^{OBT}} \quad [\text{g}/\text{kg}_{\text{s.v.}}] \quad (52)$$

$$m_{w,h}^{ODA} = m_w^{ETA} \cdot \frac{m_a^{OBT}}{m_a^{ETA}} \quad [\text{kg}/\text{s}] \quad (53)$$

4.5.2. Hrdla ETA a SUP

Hrdla ETA a SUP jsou na straně jednotky vedoucí k vnitřnímu prostředí. Společným rysem těchto hrdel je skutečnost, že teplota vzduchu je v nich blízká teplotě vnitřního prostředí a není proto nutné zanášet do výpočtu korekci na prostup tepla pláštěm jednotky. Druhým společným rysem je fakt, že na těchto hrdlech není přímo měřen průtok vzduchu a je nutné jej dopočítat.

Teplota vzduchu je určena aritmetickým průměrem z čidel teploty osazených na hrdle. S pomocí (11) a (12) je vypočtena měrná vlhkost vzduchu. Aby poté mohlo být stanoveno množství vzduchu na hrdle jednotky, kde průtok vzduchu není měřen, je nutné znát průtok vzduchu, který proudí vnitřními netěsnostmi jednotky z kanálu ETA-EHA do kanálu ODA-SUP. Hnací silou tohoto proudění je tlaková diference d_p^{OBT} , vytvářená dvojicí přívodního a odvodního ventilátoru. Podle **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** je tato závislost mocninná a lze ji vyjádřit jako (54). Celkové množství vzduchu v cestě ETA se pak vypočte jako (55). Dalšími přímými vstupy jsou množství a teplota rozprašované vody. Teplota je přímo měřena, množství je měřeno objemově. Z objemového průtoku je hmotnostní získán pomocí (56), kde

hustota vody se určí s pomocí její teploty podle [51] jako (57). Tím jsou určeny všechny základní stavové veličiny vlhkého vzduchu i dodávané vody na hrdle jednotky.

$$V^{OBT} = 10,187 \cdot (\Delta p^{OBT})^{0,5163} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (54)$$

$$V^{ETA} = V^{OBT} + V^{EHA} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (55)$$

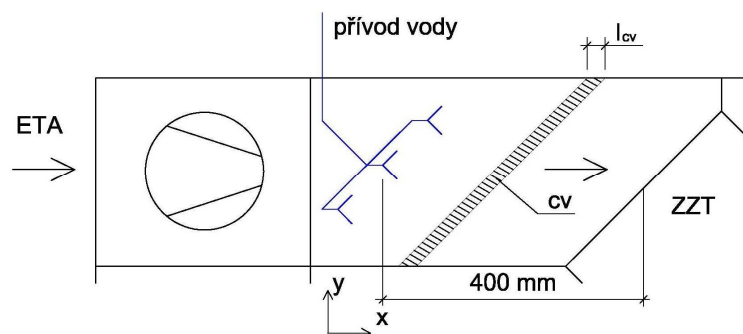
$$m_w^{ETA} = \frac{V_w^{ETA} \cdot \rho_w}{1000} \quad [\text{kg}/\text{s}] \quad (56)$$

$$\rho_w = 1000 - 0,0067 \cdot (t_w - 3,98)^2 + 5,2 \cdot 10^{-7} \cdot (t_w - 3,98)^4 \quad [\text{kg}/\text{m}^3] \quad (57)$$

4.5.3. Vypařování v cestě ETA-výměník

Vodní trysky ve zvlhčovací komoře rozprašují do proudu vlhkého vzduchu kapalnou vodu. Pro vyhodnocení předané energie na výměníku ZZT je nutné znát stav vzduchu (a vody) přímo na vstupu mezi desky výměníku. Na tomto místě není možné provádět exaktní měření – vzhledem k tomu, že proud vzduchu je zde smísen s kapkami kapalné vody, není možné zde měřit vlhkost. Teploměr umístěný v tomto místě neměří ani teplotu vzduchu, ani teplotu vody, ale hodnotu mezi těmito dvěma teplotami. Požadované parametry je ale možné vypočítat.

Vypařování vodních kapek je silně závislé na jejich velikosti a rychlosti, citlivost výsledku na tyto parametry je velká. Popis zjištění velikosti a rychlosti vodních kapek je uveden v kapitolách 4.3.3 a 5.1.3, přičemž patřičné rovnice popisující kinematiku kapek jsou uvedeny v této kapitole. Pro vyhodnocení byl použit model publikovaný v [51], který rychlost a velikost kapek zohledňuje. Jedná se o složitý děj, kdy vodní kapky zároveň snižují rychlost třením o vzduch, zároveň se do vzduchu vypařují a sdílí se vzduchem teplo a zároveň se zmenšuje jejich průměr, což zpětně ovlivňuje kinematiku i vypařování. Pro zjednodušení výpočtu bylo použito diskretního popisu a metody konečných objemů. Děj vypařování byl propočítán jednorozměrně, na vzdálenosti 400 mm v celkem 150 po sobě jdoucích kontrolních objemech. Kontrolní objem je uvažován přes celou plochu průřezu, a délkou $l_{cv} = 2,67$ mm (Obr. 52). Sledovaná vodní kapka se během této cesty se vypařuje, ochlazuje, přijímá citelné teplo ze vzduchu a snižuje rychlost. Je uvažováno, že veškerá voda je rozprášena do vzduchu ve zhruba stejných kapkách.



Obr. 52 – Schéma jednorozměrné diskretizace problému vypařování vodních kapek mezi zvlhčovacími tryskami a výměníkem ZZT.

Uvažuje se, že vodní kapka opustí trysku rychlostí $v_{w,n=1}$, pod úhlem α . Složky rychlosti kapky pak jsou (58) a celková rychlost kapky vzhledem ke vzduchu pak (59). Třecí sílu je vhodné vypočítat pro obě rychlostní složky nezávisle, podle vzorce (60), přičemž součinitel tření se podle [51] vyjádří empirickou závislostí respektující Stokesův zákon (61), protože pro velmi malá Re se výsledný součinitel velmi blíží Stokesovu ($24/Re$). Pro výpočet Reynoldsova čísla je ovšem nutné použít celkovou rychlost vody vzhledem ke vzduchu, určenou podle (59). Kinematickou viskozitu vzduchu můžeme podle [51] vyjádřit jako (62). Změna rychlosti vodní kapky v kontrolním objemu je pak vyjádřena pomocí zrychlení a času potřebného pro překonání kontrolního objemu. Je-li kontrolní objem dostatečně krátký, je vliv změny rychlosti na tranzitní čas zanedbatelný. Na začátku dalšího kontrolního objemu má vodní kapka složky rychlosti $v_{w,x,n+1}$ a $v_{w,y,n+1}$ určené podle (63).

$$\begin{aligned} v_{w,x} &= v_w \cdot \sin \alpha \\ v_{w,y} &= v_w \cdot \cos \alpha \end{aligned} \quad [\text{m/s}] \quad (58)$$

$$v_{w,a} = \sqrt{v_{w,y}^2 + (v_{w,x} - v_a)^2} \quad [\text{m/s}] \quad (59)$$

$$F_d = C_d \frac{1}{2} \rho_a A v^2 \quad [\text{N}] \quad (60)$$

$$C_d = \left(\left(\frac{24}{Re} \right)^{0,52} + 0,32^{0,52} \right)^{\frac{1}{0,52}} \quad [-] \quad (61)$$

$$v_a = \frac{(17,1 + 0,067 \cdot t_a - 0,0004 \cdot t_a^2) \cdot 10^{-6}}{\rho_a} \quad [\text{m}^2\text{s}^{-1}] \quad (62)$$

$$v_{w,n+1} = v_{w,n} - a_n \cdot t_n = v_{w,n} - \frac{F_n}{\frac{1}{6} \cdot \pi \cdot \rho_{w,n} \cdot D_{w,n}^3} \cdot \frac{l_{cv}}{v_{w,x,n}} \quad [\text{m/s}] \quad (63)$$

Intenzita vypařování kapek během letu (a předávání tepla) je stanoveno podle změny průměru vodní kapky v čase. Literatura [51] uvádí základní vztah pro změnu průměru vodní kapky (64), jehož platnost je omezena na ustálený stav: Teplota vodní kapky se rovná teplotě vlhkého teploměru pro daný vzduch, v případě nenasyceného vzduchu je tato teplota nižší než aktuální teplota vzduchu, v důsledku toho tato vodní kapka přijímá od okolního vzduchu teplo a tímto teplem je syčen vypařovací proces.

$$\frac{dD}{dt} = \frac{-4 \cdot M_w \cdot D_{v,f}}{D_w \cdot \rho_w \cdot R \cdot T_f} \cdot \Delta p_{d,f-a} \cdot (1 + 0,276 \cdot Re^{1/2} \cdot Sc^{1/3}) \quad [\text{m/s}] \quad (64)$$

Ve zvlhčovací komoře nastává případ, kdy rozprašovaná voda má teplotu jinou (vyšší), než je teplota vlhkého teploměru. V takovém případě je děj složitější: vodní kapka se vypařuje intenzivněji a teplo pro odpar je odebíráno jak přímo z vody, tak z okolního vzduchu (přestupem do vody). Jevy přestupu tepla a vypařování je pak nutné popisovat ve vzájemné souvislosti. Teplo pro odpar se odebírá zároveň ze vzduchu a zároveň z vody (65), přičemž teplo potřebné pro vypařování můžeme vyjádřit zároveň jako (66). Dále citelné teplo

odebrané z vodní kapky je možné vyjádřit přes její hmotnost a změnu teploty (67) a přestup tepla z okolí do vodní kapky je možné vyjádřit s pomocí koeficientu přestupu tepla a rozdílu teplot (68), kde součinitel přestupu tepla je možné získat substitucí s pomocí rovnice pro ustálený stav (69). Změna průměru dD/dt se určí pro hypotetický ustálený stav podle (64). Kombinací těchto rovnic pak získáme rovnici pro relativní změnu teploty (70), která respektuje oba tepelné toky.

$$P_{vyp} = P_{w,sens} + P_{a-w} \quad [W] \quad (65)$$

$$P_{vyp} = -\frac{1}{2} \cdot \pi \cdot l_{l,g} \cdot \rho_w \cdot D_w^2 \cdot \frac{dD}{dt} \quad [W] \quad (66)$$

$$P_{w,sens} = -\frac{1}{6} \cdot \pi \cdot c_w \cdot \rho_w \cdot D_w^3 \cdot \frac{dT}{dt} \quad [W] \quad (67)$$

$$P_{a-w} = h_{wd} \cdot (t_a - t_w) \quad [W] \quad (68)$$

$$h_{wd} = \frac{-\pi \cdot l_{l,g} \cdot \rho_w \cdot D_w^2}{2 \cdot (T_a - T_w)} \cdot \frac{dD}{dt} \quad [W/K] \quad (69)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{3 \cdot l_{l,g}}{c_w \cdot D_w} \cdot \left\{ \frac{dD}{dt}_{(tr)} - \frac{T_a - T_w}{T_a - T_{wbt}} \cdot \frac{dD}{dt}_{(st)} \right\} \quad [K/s] \quad (70)$$

Změna průměru kapky jak v ustáleném stavu, tak v neustáleném stavu je odvozena z rovnice (64) a liší se pouze v nasyceném tlaku vodní páry v tenkém filmu při povrchu kapky. Pro neustálený, resp. ustálený stav se vypočte jako (71). S těmito znalostmi můžeme vyjádřit průměr (73) a teplotu (72) vodní kapky na začátku příštího kontrolního objemu. Difuzní koeficient se podle [51] při těchto výpočtech určí jako (74).

$$\frac{dD}{dt}_{(tr)} = \frac{-\zeta}{D_w} \cdot \left\{ 1 + 0,276 \cdot \left(\frac{1}{v_a \cdot D_{v,f}} \right)^{1/6} \cdot \sqrt{D_w \cdot v_w} \right\} \cdot (p''_{a,Tw} - p_{d,a}) \quad [m/s] \quad (71)$$

$$\frac{dD}{dt}_{(st)} = \frac{-\zeta}{D_w} \cdot \left\{ 1 + 0,276 \cdot \left(\frac{1}{v_a \cdot D_{v,f}} \right)^{1/6} \cdot \sqrt{D_w \cdot v_w} \right\} \cdot (p''_{a,wbt} - p_{d,a})$$

Kde:

$$\zeta = \frac{4 \cdot M_L \cdot D_{v,f}}{\rho_w \cdot R \cdot T_f} \quad [m^2 \cdot s^{-1} \cdot Pa^{-1}]$$

$$t_{w,n+1} = t_{w,n} + \frac{dT}{dt} \cdot \frac{l_{cv}}{v_{w,x,n}} \quad [^\circ C] \quad (72)$$

$$D_{w,n+1} = D_{w,n} + \frac{dD}{dt}_{(tr)} \cdot \frac{l_{cv}}{v_{w,x,n}} \quad [m] \quad (73)$$

$$D_v = 21,2 \cdot 10^{-6} \cdot (1 + 0,0071 \cdot t_a) \quad [m] \quad (74)$$

Pro účely sdílení tepla se vzduchem je nutné znát, kolik vodních kapek se nachází v kontrolním objemu. Známe-li celkové množství dodávané vody V_w a průměr vodních kapek D_w , pak počet vodních kapek procházejících kontrolním objemem za jednotku času určíme jako jejich podíl. Počet kapek, které jsou v kontrolním objemu současně přítomny je pak přímo

úměrný době, kterou kapky potřebují k jeho překonání, tedy podílu délky kontrolního objemu a příslušné složky rychlosti kapek ve směru této délky (75). Pak je možné vyjádřit celkové množství tepla předané konvekcí do vody v n-tém kontrolním objemu (76). S tím související pokles teploty proudícího vzduchu při průchodu kontrolním objemem je (77). Zatímco hmotnostní průtok suchého vzduchu se v průběhu vypařování nemění, množství vodní páry roste. Hmotnostní průtok vodní páry na počátku příštího kontrolního objemu se stanoví pomocí vypařené vody v kontrolním objemu (78). Tím jsou určeny všechny klíčové parametry proudícího vzduchu, i vodních kapek.

$$n_{w,n} = \frac{V_w}{D_{w,n}} \cdot \frac{l_{cv}}{v_{w,x,n}} \quad [\text{ks}] \quad (75)$$

$$P_{a-w,n} = h_{wd,n} \cdot (T_{a,n} - T_{w,n}) \cdot n_{w,n} \quad [\text{W}] \quad (76)$$

$$t_{a,n+1} = t_{a,n} - \frac{P_{a-w,n}}{m_a \cdot c_a + m_{vp,n} \cdot c_{vp}} \quad [\text{K}] \quad (77)$$

$$m_{vp,n+1} = m_{vp,n} + \pi \cdot \frac{D_{w,n}^3 - D_{w,n+1}^3}{6} \cdot \rho_w \cdot \frac{V_w}{D_{w,n}} \quad [\text{kg/s}] \quad (78)$$

4.6. Relevance výsledků

Experimentálně byly zjištěny stravy vzduchu na všech čtyřech hrdlech testovací jednotky. Proud vzduchu přiváděný z venkovního prostředí odevzdává část své energie vzduchu odváděnému do exteriéru, čímž snižuje svoji teplotu. Odevzdaná energie se projevuje přírůstkem teploty a měrné vlhkosti vzduchu odváděného. Správnost měření je pak možné ověřit právě pomocí energie předané na výměníku ZZT. Úbytek energie z primárního vzduchu musí odpovídat přírůstku energie ve vzduchu sekundárním.

Tímto způsobem je vyhodnocována relevance (platnost) změřených dat. Za mez platnosti je zvolena hodnota 20 %. Platná jsou ta měření, kde platí (79).

$$\Delta E_{\text{primar}} \in (0,8 \cdot \Delta E_{\text{sekundar}}; 1,2 \cdot \Delta E_{\text{sekundar}}) \quad [\text{W}] \quad (79)$$

5. VÝSLEDKY MĚŘENÍ

5.1. Výsledky pomocných měření

5.1.1. Vzájemné srovnání čidel

Pro všechny snímače teploty a vlhkosti byla nalezena lineární chyba a offset, na základě vzájemného srovnání ve třech bodech, jak popisuje kapitola 4.3.1. Jednotlivé body vždy podléhaly ustálení (stovky minut) s minutovým krokem záznamu. Soubor hodnot má výběrovou směrodatnou odchylku vždy do 0,01 K. Uplatnění pouze absolutní korekce (offsetu) by nebylo korektní, protože většina snímačů má i malou, ale nezanedbatelnou lineární odchylku. Výsledky kalibrace snímačů teploty jsou přehledně tabelovány (Tabulka 8).

Tabulka 8 – Lineární kalibrace snímačů teploty

Snímač	I	II	III	I	II	III	Lin.kor.	abs.kor.	I	II	III	I	II	III
	měř. [°C]	měř. [°C]	měř. [°C]	odch. [K]	odch. [K]	odch. [K]	A [-]	B [K]	korig. [°C]	korig. [°C]	korig. [°C]	odch. [K]	odch. [K]	odch. [K]
Etalon	12,86	19,36	30,72	0	0	0	1	0	12,86	19,36	30,72	0	0	0
M00:	12,64	19,23	30,60	-0,22	-0,13	-0,12	0,995	0,252	12,84	19,40	30,71	-0,02	0,04	-0,01
M01:	12,64	19,22	30,60	-0,22	-0,15	-0,12	0,995	0,264	12,84	19,39	30,72	-0,02	0,02	-0,01
M02:	12,55	19,10	30,50	-0,31	-0,26	-0,22	0,996	0,357	12,85	19,37	30,72	-0,01	0,01	0
M03:	12,53	19,10	30,50	-0,33	-0,27	-0,22	0,994	0,390	12,85	19,38	30,72	-0,01	0,02	-0,01
M04:	12,52	19,05	30,48	-0,34	-0,31	-0,25	0,995	0,402	12,86	19,36	30,72	0	0	0
M05:	12,48	19,00	30,42	-0,38	-0,36	-0,30	0,995	0,441	12,86	19,36	30,72	0	0	0
M06:	12,48	18,99	30,49	-0,38	-0,38	-0,24	0,992	0,498	12,88	19,33	30,74	0,02	-0,03	0,01
M07:	12,53	19,10	30,50	-0,33	-0,26	-0,22	0,994	0,387	12,85	19,38	30,72	-0,01	0,02	-0,01
M08:	12,50	19,01	30,50	-0,36	-0,36	-0,22	0,992	0,481	12,88	19,33	30,73	0,02	-0,03	0,01
M40:	13,00	19,50	30,70	0,14	0,14	-0,02	1,010	-0,287	12,83	19,40	30,71	-0,02	0,04	-0,01
M41:	12,90	19,47	30,70	0,04	0,10	-0,02	1,005	-0,136	12,82	19,42	30,70	-0,04	0,06	-0,02
M42:	12,90	19,45	30,70	0,04	0,09	-0,03	1,004	-0,126	12,83	19,41	30,71	-0,03	0,05	-0,02
M43:	13,23	19,75	30,98	0,37	0,38	0,26	1,007	-0,476	12,84	19,40	30,71	-0,02	0,04	-0,01
M44:	13,27	19,78	31,05	0,41	0,42	0,33	1,005	-0,488	12,84	19,39	30,71	-0,02	0,03	-0,01
M45:	13,37	19,90	31,13	0,52	0,54	0,41	1,007	-0,635	12,83	19,41	30,71	-0,03	0,04	-0,02
M46:	13,36	19,86	31,05	0,50	0,50	0,33	1,010	-0,664	12,83	19,40	30,71	-0,03	0,04	-0,02
M47:	13,37	19,90	31,11	0,51	0,54	0,39	1,008	-0,642	12,83	19,41	30,71	-0,03	0,05	-0,02
M48:	12,80	19,30	30,60	-0,06	-0,06	-0,12	1,004	0,002	12,85	19,38	30,72	-0,01	0,01	0
M49:	12,80	19,30	30,60	-0,06	-0,06	-0,12	1,004	0,002	12,85	19,38	30,72	-0,01	0,01	0
M60:	12,64	19,23	30,60	-0,22	-0,13	-0,12	0,995	0,261	12,84	19,40	30,71	-0,02	0,04	-0,01
M61:	12,53	19,10	30,50	-0,33	-0,26	-0,22	0,994	0,392	12,85	19,38	30,72	-0,01	0,02	-0,01
M62:	12,50	19,04	30,45	-0,36	-0,32	-0,27	0,995	0,413	12,86	19,36	30,72	0	0	0
M63:	12,44	19,00	30,40	-0,41	-0,36	-0,32	0,995	0,467	12,85	19,37	30,72	-0,01	0,01	0
M64:	12,52	19,10	30,50	-0,33	-0,26	-0,22	0,994	0,395	12,85	19,38	30,72	-0,01	0,02	-0,01

Snímač	I	II	III	I	II	III	Lin.kor.	abs.kor.	I	II	III	I	II	III
	měř. [°C]	měř. [°C]	měř. [°C]	odch. [K]	odch. [K]	odch. [K]	A [-]	B [K]	korig. [°C]	korig. [°C]	korig. [°C]	odch. [K]	odch. [K]	odch. [K]
M65:	12,51	19,09	30,49	-0,35	-0,27	-0,23	0,994	0,412	12,85	19,38	30,72	-0,01	0,02	-0,01
M66:	12,71	19,30	30,63	-0,15	-0,06	-0,10	0,998	0,153	12,83	19,41	30,71	-0,03	0,05	-0,02
M67:	13,13	19,73	31,04	0,27	0,36	0,31	0,999	-0,284	12,83	19,41	30,71	-0,03	0,05	-0,02
M68:	12,50	19,10	30,50	-0,36	-0,26	-0,22	0,993	0,426	12,84	19,39	30,71	-0,02	0,03	-0,01
M69:	12,57	19,10	30,49	-0,29	-0,26	-0,23	0,997	0,330	12,86	19,37	30,72	0	0,01	0

V případě měření teploty, lineární chyba *A* vyšla u všech senzorů velmi malá, v rozmezí od 0,99 do 1,01. Offset *B* je ale výraznější, od -0,66 K do 0,5 K. Po zpětném uplatnění korekce na změřená data nepřesáhla odchylka žádného z korigovaných čidel proti etalonu hodnotu 0,06 K. Směrodatná odchylka snímačů teploty je 0,02 K.

Stejně bylo postupováno i v případě vlhkosti. Výsledky uvádí Tabulka 9. Lineární chyba *A* vyšla u všech snímačů poměrně malá, od 0,96 do 1,00. Offset *B* je mírně výraznější, od -2,2 do -0,3 %. Po zpětném uplatnění korekce na změřená data nepřekročila odchylka žádného z korigovaných čidel 0,8 % RH. Směrodatná odchylka snímačů vlhkosti je 0,27 %.

Tabulka 9 – Lineární kalibrace snímačů relativní vlhkosti

Snímač	I	II	III	I	II	III	Lin.kor.	abs.kor.	I	II	III	I	II	III
	měř. [%]	měř. [%]	měř. [%]	odch. [%]	odch. [%]	odch. [%]	A [-]	B [%]	korig. [%]	korig. [%]	korig. [%]	odch. [%]	odch. [%]	odch. [%]
Etalon	23,5	54,6	80,7	0	0	0	1,000	0,000	23,5	54,6	80,7	0	0	0
M53:	23,7	55,1	80,9	0,2	0,5	0,2	1,000	-0,315	23,4	54,8	80,6	-0,07	0,15	-0,08
M54:	25,8	57,0	83,1	2,3	2,4	2,4	0,997	-2,201	23,5	54,6	80,7	-0,01	0,03	-0,01
M55:	25,8	57,1	83,9	2,3	2,4	3,2	0,986	-1,849	23,6	54,4	80,8	0,10	-0,22	0,12
M56:	25,5	56,7	83,2	2,0	2,1	2,5	0,993	-1,792	23,5	54,5	80,8	0,05	-0,11	0,06
M57:	25,5	56,6	85,0	2,0	2,0	4,3	0,962	-0,682	23,9	53,8	81,1	0,38	-0,79	0,41

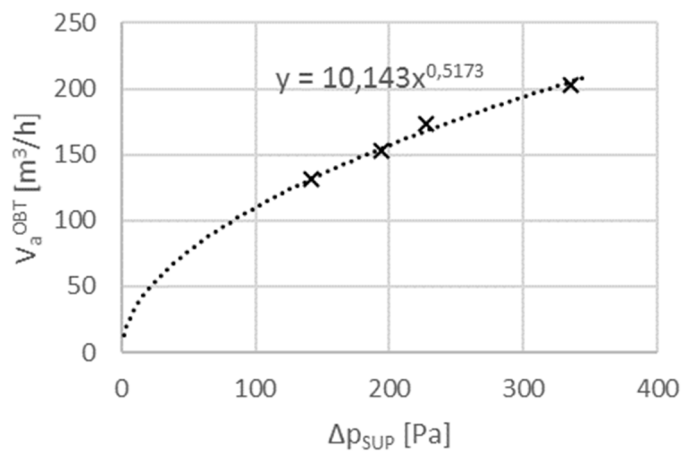
5.1.2. Obtok výměníku tepla

Měření stopovacím plynem bylo provedeno ve čtyřech ustálených stavech s délkou ustálení vždy 30 minut, se dvěma výměníky a ve dvou průtocích vzduchu, jak uvádí Tabulka 10. V těchto čtyřech změřených bodech pak byla nalezena závislost obtoku na hnacím diferenčním tlaku, která je zobrazena na Obr. 53.

Tabulka 10 – Výsledky měření vnitřní netěsnosti

	V_{aODA}	V_{aEHA}	C_{ODA}	C_{SUP}	C_{ETA}	C_{EHA}	C_{LAB}	$\Delta p_{ETA-SUP}$	
výměník	[m ³ /h]	[m ³ /h]	[ppm]	[ppm]	[ppm]	[ppm]	[ppm]	[Pa]	[-]
řidký	785	814	468	601	1359	1434	608	142	0,17
	996	1004	464	572	1169	1220	590	228	0,17
hustý	989	964	450	576	1168	1213	647	335	0,21
	721	708	454	612	1361	1346	682	194	0,21

Nález této závislosti umožňuje stanovit obtok vnitřní netěsností. Obtok je v některých případech až 200 m³/h, což významně mění výkonové parametry celého zařízení.



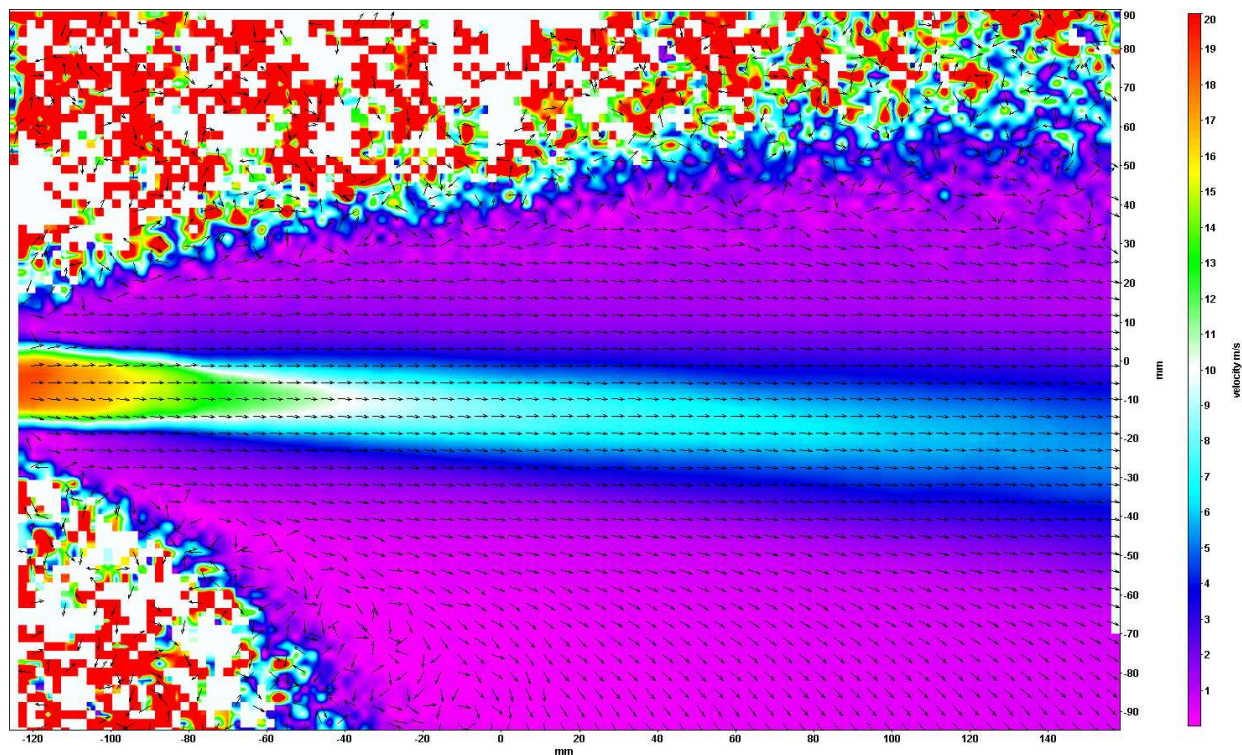
Obr. 53 – Závislost obtoku vzduchu vnitřní netěsností jednotky, na diferenčním tlaku mezi cestami ETA a SUP.

5.1.3. Rychlostní pole vodních kapek za tryskou a výpočet velikosti kapek

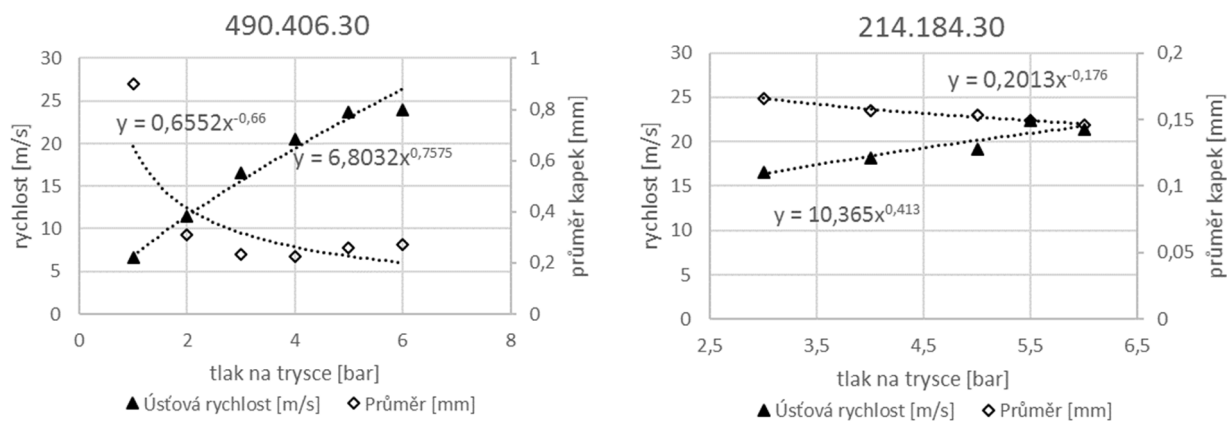
Pomocí 2D laserové PIV byla změřena vektorová pole rychlostí vodních kapek za zvlhčovacími tryskami. Ilustrativní příklad změřeného pole je na Obr. 54. Velikost vodních kapek a ústová rychlost byly vypočteny iterativním postupem, s pomocí modelu tření o vzduch a vypařování, prezentovaném v kapitole 4.5.3. Hledaná ústová rychlost a počáteční průměrná velikost kapky byly nejprve odhadnuty a na jejich základě byl proveden výpočet rychlostního pole za tryskou. Toto rychlostní pole bylo v několika bodech porovnáváno s vektorovým polem změřeným. Hledaná rychlost a velikost vodní kapky v ústí trysky pak byly v modelu upravovány tak dlouho, dokud nebyla nalezena uspokojivá shoda s měřením: rozdíl vypočtené a změřené rychlosti ve všech porovnávaných bodech menší, než 0,1 m/s.

Tryska 214.184.30 (dutý kužel) byla měřena při zkušebním přetlaku 3-6 bar. Tryska 490.406.30 (plný kužel) byla měřena při zkušebním přetlaku 1-6 bar. Se vzrůstajícím tlakem roste rychlost vyletujících kapek, tak jak roste tlaková potenciální energie vody v ústí trysky. Protože kinetická energie je závislá na druhé mocnině rychlosti, očekává se, že rychlost bude přibližně přímo úměrná druhé odmocnině z tlaku. Závislost byla proto parametrizována mocninnou křivkou. Rovněž velikost vodních kapek v ústí trysky se s tlakem mírně mění. Tryska typu „dutý kužel“ s nízkým průtokem vody vytváří kapky menšího průměru, s relativně malou citlivostí na změnu tlaku. Naproti tomu tryska „plný kužel“ vzhledem k vyššímu průtoku vody produkuje větší kapky. Zejména v případě tlaku vody přibližně 1 bar v ústí trysky není dost potenciální energie pro rozbití proudu vody, a z trysky vyletují jednotlivě kapky velké téměř 1 milimetr. Vyšší tlak na trysce obecně znamená více energie pro překonání povrchového napětí a rozbití proudu do menších kapek. I v případě průměru kapek se nejlépe

osvědčila parametrizace pomocí mocninné funkce. Mocninná křivka byla proložena změřenými daty, a pomocí této křivky pak byl určován průměr a rychlost vodních kapek v ústí trysky při vyhodnocení změřených dat z hlavního experimentu. Výsledky jsou graficky prezentovány na Obr. 55, kde jsou rovněž uvedeny rovnice proložených křivek.



Obr. 54 – Rychlostní pole vodních kapek. Tryska 214.184.30, zkušební přetlak 6 bar.

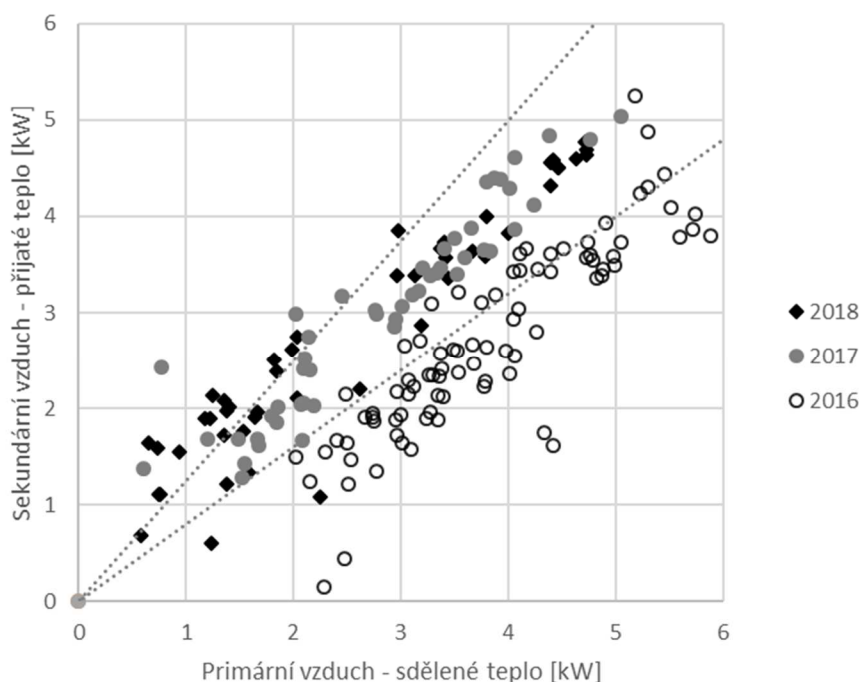


Obr. 55 – Rychlost a průměr vodních kapek pro oba typy trysek

5.2. Výsledky primárních měření po vyhodnocení a korekcích

Během každého měření byly měřeny stavové veličiny vlhkého vzduchu na primárním i sekundárním proudu vzduchu. Pro posouzení platnosti výsledků byl vypočítán a porovnán energetický příjem sekundárního vzduchu a efektivní chlazení primárního vzduchu. Měření

bylo považováno za platné, když rozdíl mezi energetickými toky vypočítanými na primárním a sekundárním vzduchu byl menší než 20% tohoto toku. Toto srovnání lze vidět na Obr. 56. V malých tocích energie splnila požadavek na přesnost pouze malá část měření. Při měření tepelných toků vyšších než 2,5 kW byla však přesnost měření dostatečná. Pro další vyhodnocení byly údaje z roku 2016 vyloučeny z důvodu metodické chyby v jejich měření. Ze zbytku datového souboru bylo pro hodnocení vybráno 75 měření s prokázanou relevancí.

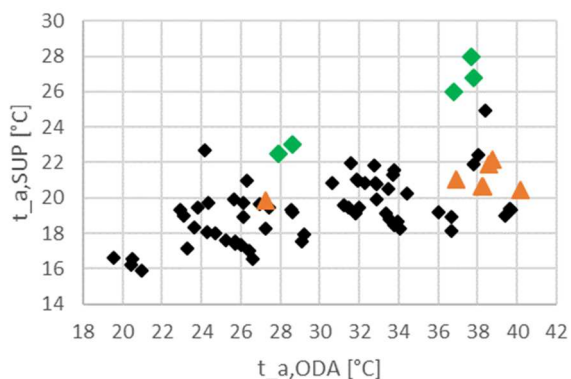


Obr. 56 – Platnost měření: Porovnání tepelného toku na výměníku ZZT. Každý bod představuje jeden měřený ustálený stav.

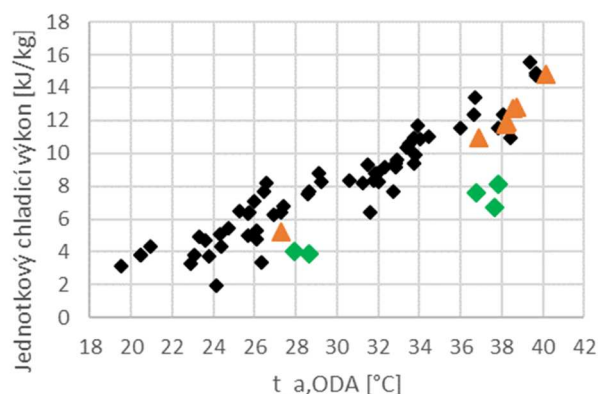
Pro účely chlazení je nejdůležitějším parametrem teplota přívodu čerstvého vzduchu do větraného prostoru (SUP). Naměřená teplota graficky prezentována na Obr. 57, ve vztahu k teplotám venkovního vzduchu, typům výměníků a typu použitých trysek. Výsledná teplota také vždy silně souvisí se vstupní teplotou pracovního vzduchu $t_{a,ETA}$, jejíž vliv není v grafu zahrnut. Tato teplota se pohybovala v rozmezí 24-28 °C ve více než 90 % případů měřených ustálených stavů. Lze konstatovat, že vztah k venkovní teplotě vzduchu není příliš silný, když primární vzduch může být ochlazen na 16 °C z počáteční teploty 21 °C a na 19 °C z počáteční teploty 40 °C.

Dále se potvrzuje, že velikost teplosměnné plochy má významný vliv na výslednou teplotu. Výměník tepla s roztečí desek 6 mm má v porovnání s výměníkem s roztečí 2,5 mm přibližně 42 % teplosměnné plochy, ale teplotní účinnost přibližně 60 % z teplotní účinnosti výměníku 2,5 mm. Hustota tepelného toku je tedy vyšší, ale výsledná teplota 18 °C v případě rozteče 2,5 je pro chlazení budov mnohem snáze použitelná, než teploty přes 22 °C, které vycházejí z výměníku řidšího.

Nejnižších výstupních teplot $t_{a,SUP}$ se dosahuje v případech, kdy je nejnižší počáteční teplota $t_{a,ODA}$. To jsou případy, kdy je požadavek na chlazení nejnižší. V těchto pracovních bodech je ale také nejnižší celkový chladicí výkon, a to z důvodu nižších rozdílů mezi $t_{a,ODA}$ a $t_{a,SUP}$. Při vyšších venkovních teplotách pak pozorujeme větší rozptyl výsledků. Je ovšem nutné přihlídnout ke skutečnosti, že teplotní rozptylové diagramy nemohou zobrazit další vlivy – například vliv objemového průtoku vzduchu, který nebyl při všech měřeních stejný.



- ◆ vzd. desek 2.5 mm, dutý kužel
- ▲ vzd. desek 2.5 mm, plný kužel
- ◆ vzd. desek 6 mm, dutý kužel



- ◆ vzd. desek 2.5 mm, dutý kužel
- ▲ vzd. desek 2.5 mm, plný kužel
- ◆ vzd. desek 6 mm, dutý kužel

Obr. 57 – Teplota přiváděného vzduchu ve vztahu k typu výměníku, typu trysky a teplotě venkovního vzduchu.

Obr. 58 – Jednotkový chladicí výkon v jednotkách kJ odebraného tepla na kg vzduchu, v závislosti na typu výměníku, typu trysky a teplotě venkovního vzduchu.

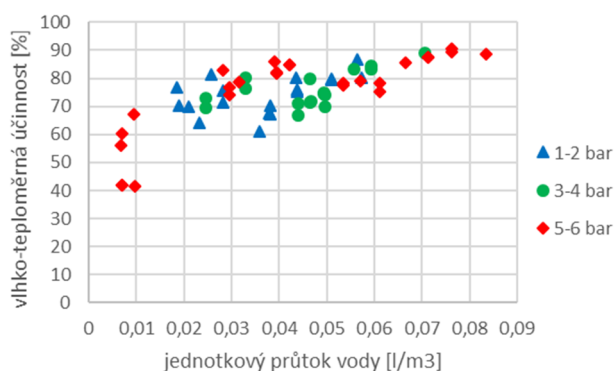
Na Obr. 58 je znázorněn jednotkový chladicí výkon v kJ tepla odebraného z každého kilogramu primárního vzduchu. Je zřejmé, že chladicí výkon se zvyšuje s teplotou venkovního vzduchu a tedy i s požadavkem na chlazení. Trysky s dutými kužely se zdají být slibnější než trysky s plnými kužely. Důvodem může být, že pro stejný průtok vody je zapotřebí více trysek nebo vyšších tlaků v případě dutých kuželů, takže je distribuce vody rovnoměrnější a kapky jsou menší.

Jak je znázorněno na obou grafech Obr. 57 i Obr. 58, jak teplota přiváděného vzduchu, tak i jednotkový chladicí výkon jsou důležitými parametry, ale nejlepší výsledky se nacházejí na opačných stranách pracovní oblasti. K popisu celkové efektivnosti procesu je třeba zavést kvantifikátor kvality. V kapitole 3.3 byl popsán vhodný kvantifikátor, vlhkoteploměrná účinnost děje (23). Tento kvantifikátor bere v úvahu nejnižší možnou teplotu přiváděného vzduchu a skutečnost, že celkový chladicí výkon je vyšší při stoupající venkovní teplotě.

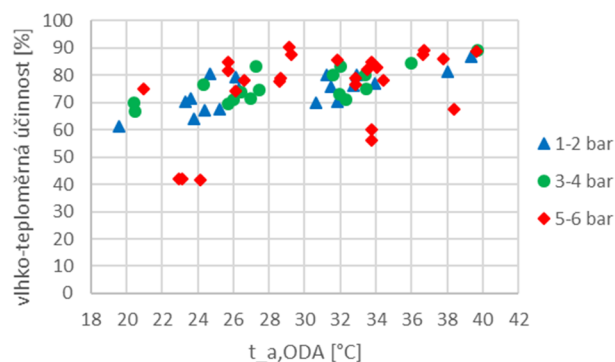
Zaměříme-li se na nejslibnější kombinaci výměníku a typu trysky, a vypočteme-li vlhkoteploměrnou účinnost, můžeme hledat její závislost na průtoku vody. Jak je ukázáno na Obr. 59, velmi dobrá účinnost přes 80% může být dosažena s relativně malým množstvím vody přibližně 0,025 litru na metr krychlový vzduchu. Menší množství vody vedou k výraznému snížení vlhkoteploměrné účinnosti. Přitom ani s nulovým množstvím vody se nemůže

vlhkoteploměrná účinnost snížit na nulu, z důvodu zbývajícího přenosu citelného tepla na výměníku.

Při průtoku vody přibližně $0,04 \text{ l/m}^3$ lze pozorovat, že stejné množství vody dodávané méně tryskami s vyšším tlakem vede k mnohem vyšší účinnosti, než při použití více trysek s nižším tlakem. Pro praxi je možné doporučit provoz trysek při nejvyšším možném tlaku. Průtok vody je pak vhodné regulovat počtem zapojených trysek, mezi $0,03$ a $0,09 \text{ l/m}^3$. Na obrázku Obr. 60 jsou znázorněna stejná data, ale vztahují se k venkovní teplotě vzduchu. Zdá se, že neexistuje jednoznačný vztah mezi vlhkoteploměrnou účinností a teplotou venkovního vzduchu.



Obr. 59 – Vlhkoteploměrná účinnost na 2,5 mm výměníku, pro trysky s dutým kuželem, v závislosti na průtoku vody a tlaku vody.



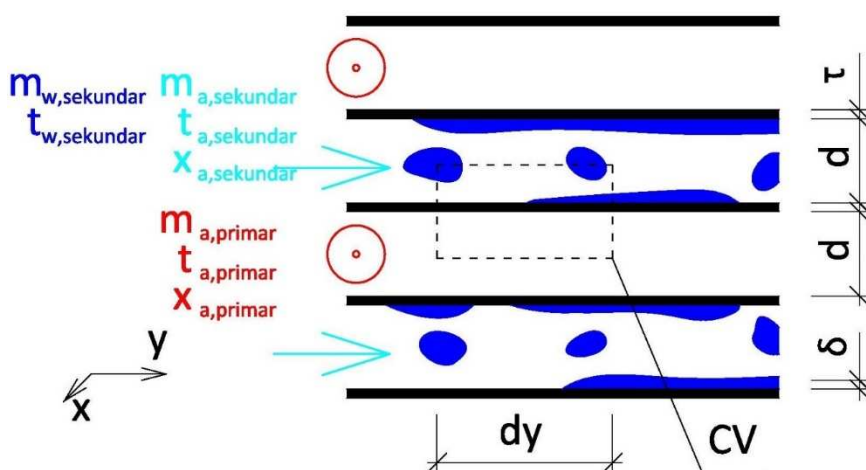
Obr. 60 – Vlhkoteploměrná účinnost na 2,5 mm výměníku, pro trysky s dutým kuželem, v závislosti na venkovní teplotě a tlaku vody.

Bylo experimentálně prokázáno, že chladicí výkon nepřímého vypařovacího chlazení se zvyšuje s teplotou venkovního vzduchu, podobně jako se zvyšuje potřeba chladu. Při vhodné kombinaci trysek a výměníku tepla je teplota přiváděného vzduchu $16-19 \text{ }^\circ\text{C}$ dosažitelná, když se teplota venkovního vzduchu pohybuje od $21 \text{ }^\circ\text{C}$ do $36 \text{ }^\circ\text{C}$.

Pro nepřímé vypařovací chlazení jsou nezbytné stejné vlastnosti výměníků tepla, jako pro jejich zimní provoz: velké teplosměnné plochy a vysoký součinitel prostupu tepla. Vlhkoteploměrná účinnost se zdá být dobrým ukazatelem celkové účinnosti systému, protože velmi dobře vyjadřuje míru přiblížení teploty přiváděného vzduchu k teoretickému minimu.

6. NUMERICKÝ MODEL PRO KŘÍŽOPROUDÝ VÝMĚNÍK

Pro bližší pochopení celého principu IEC byl v rámci této práce vytvořen numerický model křížoproudého výměníku vzduch/vzduch s nepřímým vypařovacím chlazením. Model byl vytvořen v programu MATLAB [112], metodou konečných objemů. Model sleduje jednu teplosměnnou plochu (jednu desku výměníku), a vychází z geometrie teplosměnné plochy tak, jak byla popsána v kapitole 4. Deska o rozměrech 425 x 425 mm byla rozdělena na síť 500 x 500 buněk (kontrolních objemů). Uchopení kontrolního objemu je naznačeno na Obr. 61, kontrolní objem se zabývá teplosměnnou plochou o rozměrech $dx \times dy$ a výškou zasahuje vždy do poloviny kanálu.



Obr. 61 – Řez výměníkem se znázorněním kontrolního objemu (CV).

6.1. Okrajové podmínky modelu

Stavy vzduchu a vody na nátokových stranách výměníku jsou určeny pomocí základních stavových veličin. Proudění vzduchu jsou pak určeny jednoznačně teplotou, měrnou vlhkostí a hmotnostním průtokem. Stav vody je určen pouze teplotou a hmotnostním průtokem (80). Vzduch (voda) odcházející z výměníku jsou pak určeny směšovací rovnicí podle (81). Dále platí předpoklady:

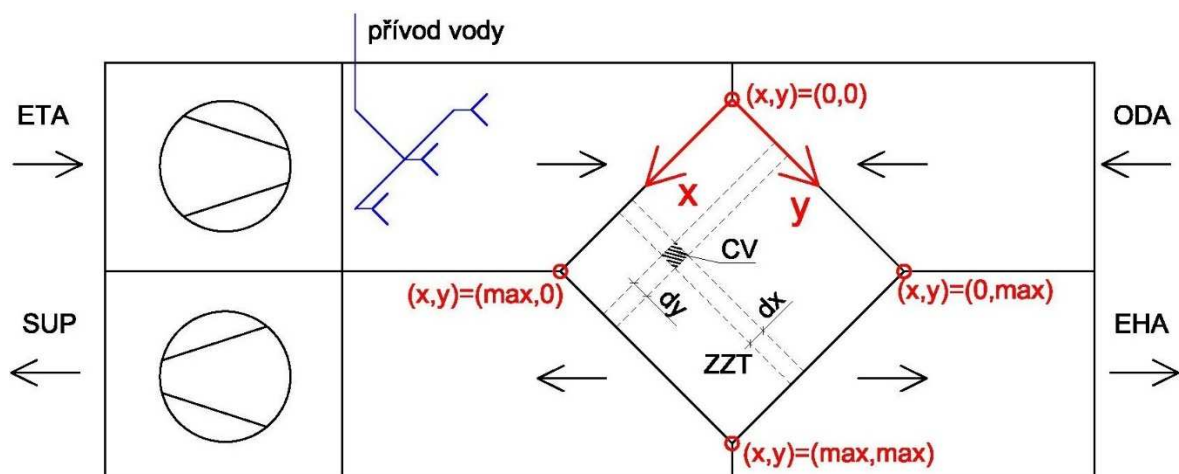
- Nedochozí ke sdílení tepla s okolím
- Sdílení tepla radiací je zanedbatelné
- Měrné tepelné kapacity a teplo skupenské přeměny jsou konstanty
- Výpočet se týká ustáleného stavu.
- Vzduch je v modelu uvažován jako nestlačitelný, celkový tlak vzduchu (např. pro výpočet hustoty) je uvažován ve všech bodech konstantní.
- To nebrání výpočtu tlakových diferencí mezi jednotlivými kontrolními objemy, které jsou vzhledem k celkovému tlaku zanedbatelné.
- Podélné vedené tepla deskou výměníku je zanedbatelné

Souřadnicová soustava je zavedena podle Obr. 62. Vlastní výpočet přes všechny kontrolní objemy je jednostupňový. Vzhledem k použití křížoproudého výměníku jsou již na počátku známy všechny vstupní údaje pro právě jeden kontrolní objem, a to $(x,y) = (0,0)$. Jeho propočtem se získají vstupní údaje pro další kontrolní objem, a ve smyčce je pak možné propočítat jednostupňově celý model.

$$\begin{aligned}
 (x = 0) \sim & \left[\begin{aligned} t_{a,primar} &= t_{a,ODA} \\ x_{a,primar} &= x_{a,ODA} \\ m_{a,primar} &= \frac{m_{a,ODA}}{n_{PLT} \cdot n_{CV}} \end{aligned} \right. \\
 (y = 0) \sim & \left[\begin{aligned} t_{a,sekundar} &= t_{a,ETA-ZZT} \\ x_{a,sekundar} &= x_{a,ETA-ZZT} \\ m_{a,sekundar} &= \frac{m_{a,ETA-ZZT}}{n_{PLT} \cdot n_{CV}} \\ t_{w,sekundar} &= t_{w,ETA-ZZT} \\ m_{w,sekundar} &= \frac{m_{w,ETA-ZZT}}{n_{PLT} \cdot n_{CV}} \end{aligned} \right. \quad (80)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 (x = max) \sim & \left[\begin{aligned} t_{a,primar} &= \frac{\sum_y^{0-max} t_{a,primar,xy}}{n_{CV}} \\ x_{a,primar} &= \frac{\sum_y^{0-max} x_{a,primar,xy}}{n_{CV}} \\ m_{a,primar} &= n_{PLT} \cdot \sum_y^{0-max} m_{a,primar,xy} \end{aligned} \right. \\
 (y = max) \sim & \left[\begin{aligned} t_{a,sekundar} &= \frac{\sum_y^{0-max} t_{a,sekundar,xy}}{n_{CV}} \\ x_{a,sekundar} &= \frac{\sum_y^{0-max} x_{a,sekundar,xy}}{n_{CV}} \\ m_{a,sekundar} &= n_{PLT} \cdot \sum_y^{0-max} m_{a,sekundar,xy} \\ t_{w,sekundar} &= \frac{\sum_y^{0-max} t_{w,sekundar,xy} \cdot m_{w,sekundar,xy}}{\sum_y^{0-max} m_{w,sekundar,xy}} \\ m_{w,sekundar} &= n_{PLT} \cdot \sum_y^{0-max} m_{w,sekundar,xy} \end{aligned} \right. \quad (81)
 \end{aligned}$$

Síť 500 x 500 kontrolních objemů vytváří 250 000 buněk. V každém kontrolním objemu se pracuje s celkem 112 proměnnými, což činí objem výpočtu jednoho výměníku 28 milionů unikátních záznamů.



Obr. 62 – Souřadnicový systém pro výpočet metodou konečných objemů.

6.2. Vyřešení kontrolního objemu

V rámci kontrolního objemu platí předpoklad, že změna stavových veličin vzduchu a vody při průchodu kontrolním objemem je zanedbatelně malá, a proto pro výpočet sdílení tepla a hmoty uvažujeme stavové veličiny v kontrolním objemu konstantní, určené na vstupu do kontrolního objemu. Zde je dána teplota, vlhkost a hmotnostní průtok vzduchu kontrolním objemem v obou proudech vzduchu, v sekundárním navíc i teplota a hmotnostní průtok vody.

6.2.1. Zajištění vstupních dat pro výpočet

V první fázi vyhodnocení jsou dopočítány další stavové veličiny, vzduchu i vody. Podle (11) až (23) jsou určeny parciální tlak vodní páry a parciální tlak syté vodní páry, relativní vlhkost vzduchu, hustota vzduchu i vody, objemové průtoky a kinematické viskozity vzduchu i vody. Teplota vlhkého teploměru je vypočítána podle kapitoly 3.2.8, metodou půlení intervalu s tolerovanou odchylkou 10^{-8}°C .

6.2.2. Geometrie vodního filmu

Při svém průchodu deskovým výměníkem kapičky vody narážejí na stěny výměníku a ulpívají na něm. Předpokládá se, že velmi blízko nátokové hrany jsou již všechny kapky usazeny na stěnách výměníku a dále po nich stékají jako vodní film. Voda se výměníkem obecně nepohybuje stejnou rychlostí jako vzduch, protože vzhledem k vyšší viskozitě je o stěny více bržděna. Dominantní hnací silou vody se pak stává síla tíhová, sekundární hnací silou je tření proudícího vzduchu o vodu. Nižší rychlost vody znamená větší objem přítomné vody v kontrolním objemu (při stálém hmotnostním průtoku), tím silnější vodní film, tím méně místa pro proudění vzduchu, tím vyšší rychlost vzduchu, a tím větší tření vzduchu o vodu, které zároveň může urychlit odtok vody z kontrolního objemu.

Charakter vodního filmu je dán smáčivostí stěny výměníku a povrchovým napětím vody. Na hydrofobním povrchu voda tvoří kapky a stéká, zatímco hydrofilní povrch voda

rovnoměrně pokryje tenkým vodním filmem. Tato vlastnost výměníku je obtížně měřitelná a v modelech nepřímého vypařovacího chlazení se obvykle zjišťuje regresně, nebo je zanedbána.

Popisovaný model uvažuje celkovou tloušťku vodního filmu podle [99] jako (3), přičemž se uvažuje, že jde o průměrnou tloušťku filmu, který vzhledem ke smáčivosti je místy silnější, místy žádný. Rozhodujícími parametry jsou poměr množství vody k šířce kontrolního objemu [kg/s.m] a celkové zrychlení působící na vodu. V představovaném modelu je celkové zrychlení určeno jako vektorový součet tíhového zrychlení působícího svisle, a zrychlení od proudícího vzduchu. Vzhledem ke kosému zabudování výměníku do modelované experimentální jednotky je vzájemný úhel sčítaných zrychlení 45°, což výpočet celkového zrychlení zjednodušuje na použití Pythagorovy věty (82). Zrychlení působící na vodu vlivem tření proudícího vzduchu bylo určeno přibližně podle ekvivalence tlakového spádu. Pokud na vzduchu máme tlakový spád Δp , můžeme podobný tlakový spád očekávat ve stejném směru i na vodě, na kterou vzduch působí (83). Můžeme-li přibližně určit tlakovou ztrátu třením vzduchu při průchodu kontrolním objemem jako (84) [126], přičemž rychlost proudění se určí podle (85), celý výpočet se stane iterativním. Vzhledem k charakteru teplosměnné plochy a přítomnosti vody, která rovněž podporuje turbulentní proudění, byla pro určení součinitele tření použita Colebrookova rovnice (86) bez ohledu na Reynoldsovo číslo.

$$a = \sqrt{\left(g + \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot a_t\right)^2 + \left(\frac{\sqrt{2}}{2} \cdot a_t\right)^2} \cong g \quad [\text{N/kg}] \quad (82)$$

$$a_t = \frac{F}{m} = \frac{p \cdot A}{V \cdot \rho} = \frac{\Delta p \cdot A}{A \cdot dy \cdot \rho} = \frac{\Delta p}{\rho \cdot dy} \quad [\text{N/kg}] \quad (83)$$

$$\Delta p = \frac{\lambda_t}{2d} \cdot \rho_a \cdot \frac{v_a^2}{2} \cdot dy \quad [\text{N/m}^2] \quad (84)$$

$$v_{a,xy} = \frac{2 \cdot V_{a,xy}}{(d - 2 \cdot \delta_w) \cdot dx} \quad [\text{m/s}] \quad (85)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_t}} = -2 \cdot \log \left(\frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda_t}} + \frac{k}{3,71 \cdot 2d} \right) \quad [-] \quad (86)$$

$$v_{w,xy} = \frac{V_{w,xy}}{\delta_w \cdot dx} \quad [-] \quad (87)$$

Rovnice (84) platí pro proudění homogenních jednofázových tekutin v hydraulicky hladkých trubkách a její použití ve skrápěném výměníku je přinejmenším diskutabilní [126]. Vzhledem ke komplexnosti problematiky však detailní studium tohoto jevu přesahuje rámec disertační práce. Konstrukcí (83) až (86) bylo prokázáno, že $a_t \ll g$ což potvrzuje silně dominantní roli gravitace v transportu vody.

Jakmile je vyřešena průměrná tloušťka vodního filmu, je možné Bernoulliho rovnicí určit i rychlost proudící vody (87), na které závisí jednak přestup tepla mezi stěnou výměníku a vodou, ale podle [52] také faktor smočenosti teplosměnné plochy (5). Autor uvádí, že

koeficienty k_1 , k_2 a k_3 je nutno v dané aplikaci získat regresně [127]. Pomocný součinitel C_w se pak pro daný provozní stav vypočte jednou, a je pak beze změny použit ve všech kontrolních objemech. Pro danou aplikaci byly nalezeny koeficienty: $k_1 = 8$, $k_2 = 0,305$ a $k_3 = 0,5$. Smáčivost ve svém modelu uvažuje i Chengqin [87], který ale nedává žádné vodítko k jeho zjištění a používá odhad. Jakmile je známa tloušťka vodního filmu, procento smočené plochy a rychlosti proudění vzduchu i vody, je možné přistoupit k výpočtu sdílení tepla a hmoty.

6.2.3. Proces sdílení tepla a hmoty v kontrolním objemu

Proces přenosu tepla a hmoty je řešen s pomocí teorie podobnosti. Proto je nutné v kontrolním objemu nejdříve pro primární i sekundární vzduch určit podobnostní čísla: Prandtlovo číslo (26) a Reynoldsovo číslo (25), pro oba proudy vzduchu. Pro sekundární vzduch jsou dále potřeba podobnostní čísla pro přestup hmoty. Protože vodní pára se ve vzduchu šíří molekulární difuzí, podle [51] určíme difuzní koeficient (74) jako funkci teploty. S jeho pomocí pak snadno určíme Schmidtovo číslo (27), Lewisovo číslo (28) a Lewisův faktor (29).

Koeficienty pro přestup tepla a hmoty se pak vypočítají odděleně pro primární a sekundární vzduch, resp. zvlášť pro primární vzduch bez vody a zvlášť pro sekundární vzduch s obsahem kapalné vody, která má vliv na charakter proudění i sdílení tepla. Z modelů dostupných v literatuře se experimentu nejvíce podobá model publikovaný v práci [52], pro vzduch bez vodních kapek, kdy přestup tepla ze stěny výměníku do vzduchu se určí jako (88). Koeficienty α a β byly určeny regresně. Ze změřených dat byly vybrány zimní provozní stavy, které byly měřeny bez dodávání vody, takže mohl být vztah (88) použit pro primární i sekundární vzduch. Pro kontrolu byly tyto stavy porovnány i s návrhovým softwarem výrobce výměníku [128], který změřená data potvrdil. Byly použity koeficienty $\alpha = 0,0176$, $\beta = 0,91$ pro výměník s distancí 6 mm, a $\alpha = 1,47$, $\beta = 0,4269$ pro výměník s distancí 2,5 mm. Kalibrace je blíže popsána v kapitole 6.3.

Pro sekundární vzduch platí, že vzhledem k vodním kapkám má vzduch vyšší míru turbulence a tím i intenzivnější sdílení tepla. Změřeným datům data nejlépe odpovídal model prezentovaný v [100], který součinitel přestupu tepla h_a určuje z Nusseltova čísla podle (30). Nusseltovo číslo pro sdílení tepla v proudu vzduchu s rozptýlenou vodou je pak (89).

$$h_{a,primar,xy} = \frac{\lambda_a}{2 \cdot d} \cdot \alpha \cdot Re_{xy}^\beta \cdot Pr_{xy}^{\frac{1}{3}} \quad [W/m^2.K] \quad (88)$$

$$Nu_{sekundar,xy} = 0,1 \cdot \left(\frac{2 \cdot d}{\tau}\right)^{0,12} \cdot Re_{xy}^{0,8} \cdot Pr_{xy}^{0,3} \quad [-] \quad (89)$$

Součinitel přestupu hmoty pro daný kontrolní objem pak určíme z koeficientu přestupu tepla pomocí Lewisovy rovnice jako (90). Jako poslední se určí přestup tepla mezi stěnou výměníku a kapalnou vodou, která smáčí jeho povrch. Podle [99] je určen jako (91).

V rámci kontrolního objemu je pak nutné vyjádřit energetické toky mezi jednotlivými složkami. K tomu je zapotřebí zkombinovat již známé koeficienty přestupu tepla. Na rozdíl od

běžného výměníku vzduch/vzduch si nevystačíme s jedním součinitelem prostupu tepla stěnou výměníku. Vzhledem k částečně smáčeným deskám se výpočet rozpadne na součinitel prostupu tepla vzduch-vzduch (92) a součinitel prostupu tepla vzduch-voda (93).

$$h_{d,sekundar,xy} = \frac{h_{a,sekundar,xy}}{Le_{f,xy} \cdot c_{vp}} \quad [\text{kg/m}^2\text{s}] \quad (90)$$

$$h_{w,sekundar,xy} = 1,88 \cdot \frac{\lambda_w}{\delta_w} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (91)$$

$$U_{a-a,xy} = \frac{1}{\frac{1}{h_{a,primar,xy}} + \frac{\tau}{\lambda} + \frac{1}{h_{a,sekundar,xy}}} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (92)$$

$$U_{a-w,xy} = \frac{1}{\frac{1}{h_{a,primar,xy}} + \frac{\tau}{\lambda} + \frac{1}{h_{w,sekundar,xy}}} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (93)$$

Pro jednotlivé toky tepla se pak zavede znaménková konvence kladného tepelného toku vedoucího z primárního do sekundárního vzduchu a záporného tepelného toku vedoucího ze sekundárního vzduchu. Tok tepla z primárního do sekundárního vzduchu přes stěnu výměníku je pak popsán rovnicí (94), tok tepla z primárního vzduchu do vody je popsán analogicky jako (95). Teplo sdělené ze sekundárního vzduchu do vody bude mít typicky záporné znaménko, je to teplo, kterým je sycen proces vypařování vody a vypočte se jako (96).

Množství kapalné vody, která se v kontrolním objemu vypaří je pak dáno vztahem (97) jako funkce rozdílu měrné vlhkosti nasyceného vzduchu v mezní vrstvě o teplotě $t_{w,xy}$ a měrné vlhkosti sekundárního vzduchu mimo mezní vrstvu. Pro energetickou úhradu tohoto odparu je zapotřebí teplo v množství (98), které je odebráno z vody jako citelné teplo a projeví se snížením teploty vody. Pro jednotlivé tekutiny pak jsou sestaveny bilance citelného tepla: Pro primární vzduch (99), pro sekundární vzduch (100) a pro vodu (101).

$$P_{a,prim-a,sek,xy} = U_{a-a,xy} \cdot (1 - \sigma_{xy}) \cdot (t_{a,prim,xy} - t_{a,sek,xy}) \cdot dx dy \quad [\text{W}] \quad (94)$$

$$P_{a,prim-w,xy} = U_{a-e,xy} \cdot \sigma_{xy} \cdot (t_{a,prim,xy} - t_{w,sek,xy}) \cdot dx dy \quad [\text{W}] \quad (95)$$

$$P_{a,sek-w,xy} = h_{a,sek,xy} \cdot \sigma_{xy} \cdot (t_{w,sek,xy} - t_{a,sek,xy}) \cdot dx dy \quad [\text{W}] \quad (96)$$

$$m_{d,xy} = \min \left\{ \frac{h_{d,xy} \cdot \sigma_{xy} \cdot (x_{f,sek,xy} - x_{a,sek,xy}) \cdot dx dy}{m_{w,xy}} \right\} \quad [\text{kg/s}] \quad (97)$$

$$P_{d,xy} = m_{d,xy} \cdot (l_{l,g} + t_{w,xy} \cdot c_{vp}) \quad [\text{W}] \quad (98)$$

$$P_{a,prim,xy} = -P_{a,prim-a,sek,xy} - P_{a,prim-w,xy} \quad [\text{W}] \quad (99)$$

$$P_{a,sek,xy} = P_{a,prim-a,sek,xy} + P_{a,sek-w,xy} \quad [\text{W}] \quad (100)$$

$$P_{w,xy} = P_{a,prim-w,xy} - P_{a,sek-w,xy} - P_{d,xy} \quad [\text{W}] \quad (101)$$

6.2.4. Výstupní hodnoty kontrolního objemu

Aby bylo možné propočítat metodou kontrolních objemů celý výměník, při známých bilancích energie a hmoty je třeba stanovit, v jakém stavu a množství jednotlivé tekutiny opouštějí kontrolní objem, protože tyto stavy jsou pak určující pro kontrolní objem sousední. Primární vzduch mění pouze teplotu, v rámci kontrolního objemu je změna teploty vyjádřena s pomocí hmotnostního průtoku, tepelné kapacity a předaného výkonu (102). Stejný vztah je možné použít pro změnu teploty sekundárního vzduchu. Vzhledem k vypařování vody se na sekundární straně výměníku mění navíc vlhkost vzduchu a hmotnostní průtoky vzduchu i vody. Pro měrnou vlhkost v následujícím kontrolním objemu proto platí (103) a pro celkové množství proudícího vlhkého vzduchu (104).

$$\Delta t_{a,xy} = \frac{P_{a,xy}}{m_{a,xy} \cdot \left((1 - x_{a,xy}) \cdot c_a + x_{a,xy} \cdot c_{vp} \right)} \quad [\text{K}] \quad (102)$$

$$x_{a,sek,xy+1} = x_{a,sek,xy} + \frac{m_{d,xy}}{m_{a,xy}} \quad [\text{kg/kg}] \quad (103)$$

$$m_{a,sek,xy+1} = m_{a,sek,xy} + m_{d,xy} \quad [\text{kg/s}] \quad (104)$$

Složitější je to s vodou, která se výměníkem nepohybuje striktně ve směru y . Její hlavní hybnou silou je gravitace a voda po stěnách výměníku z kontrolního objemu odtéká částečně do kontrolního objemu ve směru y , a částečně ve směru x . Při zohlednění efektu vychýlení proudu vody vlivem tření proudícího vzduchu mírně do směru y bude pro hmotnostní průtoky vody platit (105).

$$m_{w,xy+1} = m_{w,xy+1} + (m_{w,xy} - m_{d,xy}) \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{a_t}{a} \right) \quad [\text{kg/s}] \quad (105)$$

$$m_{w,x+1y} = m_{w,x+1y} + (m_{w,xy} - m_{d,xy}) \cdot \left(\frac{1}{2} - \frac{a_t}{a} \right)$$

$$t_{w,xy+1} = \frac{t_{w,xy+1} \cdot m_{w,xy+1} + (m_{w,xy} - m_{d,xy}) \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{a_t}{a} \right) \cdot \left(t_{w,xy} - \frac{P_{w,xy}}{m_{w,xy} \cdot c_w} \right)}{m_{w,xy+1} + (m_{w,xy} - m_{d,xy}) \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{a_t}{a} \right)} \quad [^\circ\text{C}] \quad (106)$$

$$t_{w,x+1y} = \frac{t_{w,x+1y} \cdot m_{w,x+1y} + (m_{w,xy} - m_{d,xy}) \cdot \left(\frac{1}{2} - \frac{a_t}{a} \right) \cdot \left(t_{w,xy} - \frac{P_{w,xy}}{m_{w,xy} \cdot c_w} \right)}{m_{w,x+1y} + (m_{w,xy} - m_{d,xy}) \cdot \left(\frac{1}{2} - \frac{a_t}{a} \right)}$$

Analogicky se vyřeší teplota vody v následujícím kontrolním objemu (106), kterou je již nutné řešit jako směšovací rovnici. Není důležité, jakou hodnotou se inicializuje pole teplot vody, protože inicializační teplota je násobena nulovým inicializačním množstvím vody.

6.3. Kalibrace modelu

Obecný model představený v kapitole 6.2 obsahuje několik konstant, které jsou závislé na uspořádání modelovaného experimentu, povrchové úpravě teplosměnné plochy a dalších aspektů, jejichž vliv je velmi obtížné deterministicky stanovit. Proto bylo nutné model kalibrovat podle změřených dat. Z datového setu byl vybrán balíček celkem 73 měření s vysokou mírou věrohodnosti (dobrá shoda tepelné bilance na výměníku), z nichž 31 bylo použito pro kalibraci modelu a 42 pro jeho validaci. Kalibrace probíhala ve dvou stupních, nejdříve byl na sadě 8 měření kalibrován stav bez vody pro nalezení koeficientu přestupu tepla na suchém výměníku, a poté na sadě 23 měření byl model kalibrován v otázkách přestupu tepla a hmoty.

Protože měření byla zatížena známou systematickou chybou (netěsností mezi kanály ETA a ODA), jak uvádí kapitola 4.3.2, byl model pro kalibraci upraven ve smyslu umožnění výskytu vody i na primární straně a tím pro použití i příslušných rovnic pro sdílení tepla a hmoty. Složitost modelu tím narostla o kombinaci smáčivosti z jedné i druhé strany výměníku, čímž přibyl i nový součinitel prostupu tepla deskou výměníku U_{w-w} . Všechny úpravy proběhly v duchu kapitoly 6.2, ale protože z hlediska technické praxe nemají zásadní význam, nejsou zde citovány.

6.3.1. Kalibrace suchého stavu

Pro kalibraci suchého stavu byla vybrána měření, která byla prováděna v zimním období. Zimní období bylo využito pro signifikantní rozdíly teplot mezi interiérem a exteriérem, které zvyšují objem předané energie a relativně tak snižují nejistotu měření. Vlhkostní poměry byly voleny tak, aby byla vyloučena kondenzace vodní páry ve výměníku.

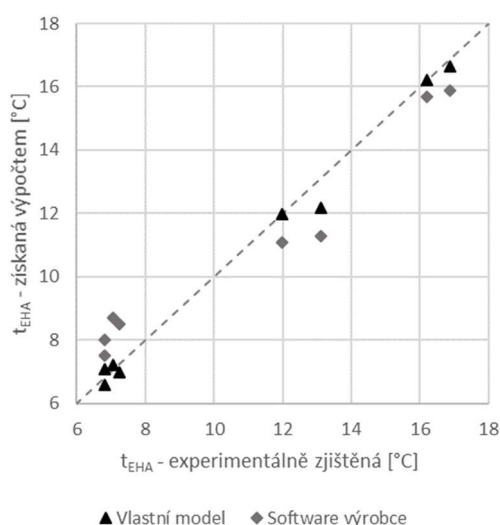
Metoda kalibrace spočívala v zatížení modelového výměníku stejnými vstupními parametry jako v experimentu a následném porovnání výstupních parametrů EHA a SUP mezi výsledky z modelu a experimentálně zjištěnými daty. Výpočet byl opakován s různými hodnotami koeficientů α a β v rovnici (88), dokud nebyla nalezena uspokojivá shoda mezi modelem a experimentálními daty.

Protože model netrpí nepřesností měření a předaná energie na výměníku v proudu primárního a sekundárního vzduchu je v modelu vždy rovna, není technicky možné kalibraci modelu dosáhnout shody v hrdle SUP i v hrdle EHA. Pro kalibraci suchého stavu bylo jako rozhodující zvoleno hrdlo EHA, s ohledem na skutečnost, že v něm bylo instalováno měření teploty s menší nejistotou. Během kalibrace se ukázalo, že není jednoznačně možné stanovit univerzální koeficienty pro oba použité typy výměníku. Vzhledem k různé distanci desek, ale stejné nebo velmi obdobné povrchové úpravě je charakter proudění vzduchu výměníkem mírně odlišný. Při pokusech vyjádřit koeficient přestupu tepla jednou rovnicí vždy vycházely u jednoho druhu výměníku velké kladné odchylky a u druhého odchylky záporné. Proto bylo rozhodnuto tyto případy rozdělit a oba výměníky odděleně.

Pro hledání koeficientů byla v prostředí MATLAB vytvořena vlastní kalibrační funkce, pracující na principu integračního regulátoru. Touto funkcí byly nalezeny koeficienty $\alpha = 0,0176$, $\beta = 0.91$ pro výměník s distancí 6 mm, a $\alpha = 1,47$, $\beta = 0.4269$ pro výměník s distancí 2,5 mm. Pro kontrolu byly výsledky porovnány i s návrhovým softwarem výrobce výměníku [128]. Návrhový software má uzavřený zdrojový kód a není možné exaktně zjistit, s jakými přestupy tepla pracuje, proto jsou uvedeny čistě pro kontrolu. Výsledky kalibrace jsou uvedeny jako Tabulka 11 a graficky znázorněny na Obr. 63. Směrodatná odchylka modelu od změřených dat je 0,35 K, model je v lepší shodě se změřenými daty, než software výrobce, kde směrodatná odchylka od změřených dat činí 1,19 K. Ani taková odchylka však měření nevyvrací. Hustší výměník vykazuje krom větší teplosměnné plochy také vyšší koeficienty přestupu tepla, což lze přikládat například většímu poměru mezi zvlněním desky a vzdáleností desek, takže paradoxně musí dosahovat vyšší míry turbulence než řidší výměník.

Tabulka 11 – Kalibrace suchého stavu

vým.	Experimentálně zjištěno								Software výrobce	Vlastní model		
	prim.	sek.	ODA		ETA		SUP	EHA	EHA	EHA	prim.	sek.
d	m	m	t	x	t	x	t	t	t	t	h_a	h_a
[mm]	[kg/s]	[kg/s]	[°C]	[g/kg]	[°C]	[g/kg]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[W/m²K]	[W/m²K]
2,5	0,444	0,319	4,46	3,1	23,09	3,2	18,34	7,23	8,50	6,97	151	131
2,5	0,442	0,310	4,53	2,7	25,63	2,8	19,98	7,07	8,70	7,22	151	130
2,5	0,323	0,229	4,47	3,1	23,57	3,4	19,19	6,82	7,50	6,57	132	114
2,5	0,325	0,233	4,74	2,7	25,34	2,9	20,48	6,81	8,00	7,09	132	115
6	0,443	0,291	3,03	3,0	21,07	3,2	9,54	11,99	11,10	11,99	56,9	38,1
6	0,415	0,317	6,79	2,6	25,38	2,9	13,09	16,88	15,90	16,63	53,2	41,0
6	0,349	0,216	3,06	3,1	22,09	3,2	10,12	13,11	11,30	12,17	45,8	29,1
6	0,356	0,257	6,45	2,7	25,50	3,0	13,26	16,20	15,70	16,23	46,3	33,9

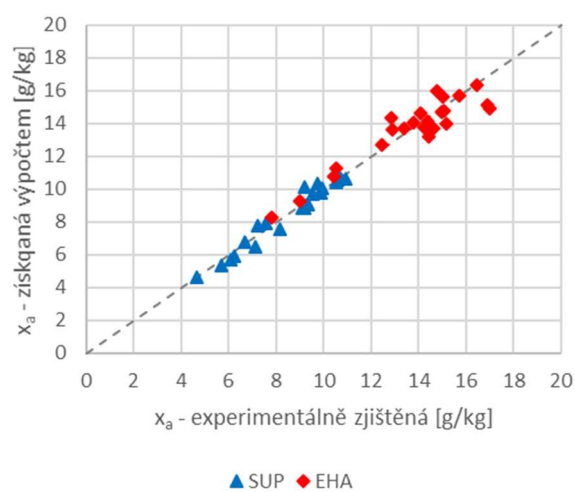
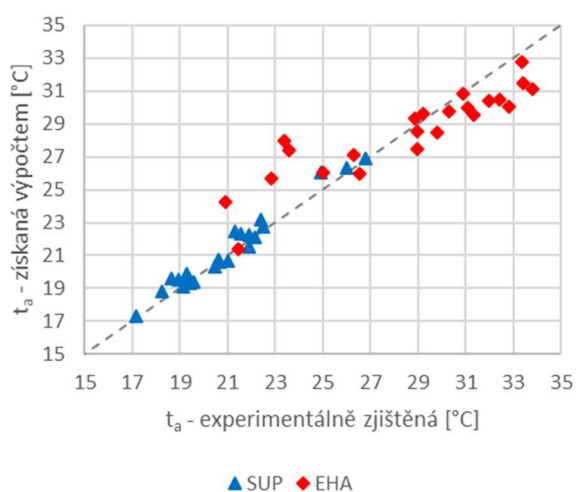


Obr. 63 – Kalibrace suchého stavu

6.3.2. Kalibrace mokrých stavů

Obdobný postup jako v kalibraci suchého stavu byl použit i pro kalibraci jevu společného přestupu tepla a hmoty. Metoda kalibrace spočívala v zatížení modelového výměníku stejnými vstupními parametry jako v experimentu a následném porovnání výstupních parametrů EHA a SUP mezi výsledky z modelu a experimentálně zjištěnými daty. V modelu je nutné kalibrovat výpočet faktoru smočenosti podle rovnice (5). Výpočet byl proto opakován s různými hodnotami součinitelů k_1 , k_2 a k_3 dosazovaných do uvedené rovnice. Jako iniciační hodnota byly použity koeficienty tak, jak je prezentuje autor rovnice v publikaci [52], tedy $k_1 = 8,025$, $k_2 = 0,305$ a $k_3 = 7,2$. Koeficient přestupu tepla (a potažmo i hmoty, vzhledem k použití Lewisovy rovnice) byl načerpán z [100] a kalibraci nepodléhal, model byl kalibrován pomocí parametru faktoru smočenosti.

Kalibrace se zaměřila na rozdíl ve vlhkosti sekundárního vzduchu, mezi změřenými daty a modelem. Podobně jako v případě suché kalibrace, i zde byla sledována suma odchylek a rozdíl mezi největší a nejmenší odchylkou. Suma odchylek je necitlivější na parametr k_1 . Rozdíl odchylek se ukázal být silně citlivý na parametr k_3 , který souvisí s množstvím vody ve výměníku. S pomocí těchto dvou parametrů tak vlastní optimalizační funkce autora hledala nejmenší sumu a rozdíl odchylek. V další fázi mělo dojít k vyrovnání rozdílů mezi pomalým a rychlým prouděním vzduchu pomocí koeficientu k_2 . Tato další fáze se ukázala jako zbytečná, mezi stavy s nižším a vyšším průtokem vzduchu se neukázaly výraznější rozdíly, které by zakládaly nutnost model dále kalibrovat. Kalibrace byla ukončena pro $k_1 = 8$, $k_2 = 0,305$ a $k_3 = 0,5$ pro oba typy výměníku. Výsledky kalibrace ukazuje Tabulka 12, graficky pak Obr. 64 a Obr. 65. Jak je patrné, vlhkost a teplotu v kanálu EHA se nepodařilo ideálně kalibrovat, odchylky jsou až 3°C a až 2 g/kg. To může být způsobeno nepřesností měření teplot a vlhkostí v cestě EHA, které je objektivně obtížné. Avšak i při relativně horší přesnosti ve stanovení konečné vlhkosti i teploty v kanálu EHA je dosaženo velmi dobré přesnosti v podstatně důležitějším kanálu SUP.



Obr. 64 – Kalibrace mokrého stavu: teploty

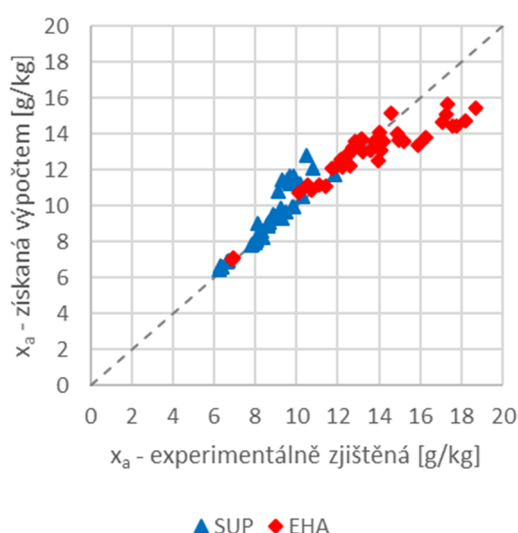
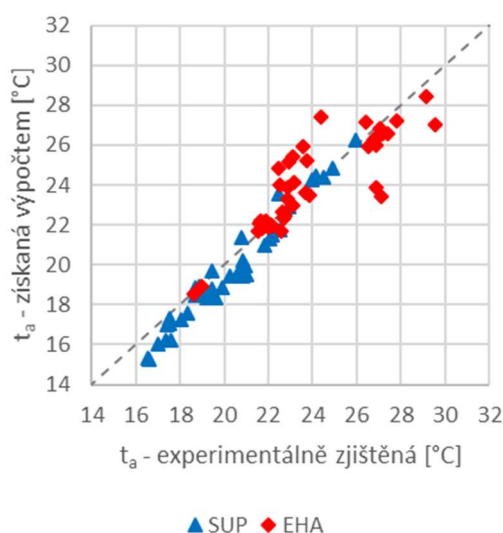
Obr. 65 – Kalibrace mokrého stavu: vlhkosti

Tabulka 12 – Kalibrace mokrého stavu

Kód měření	vým. d [mm]	Vstupní údaje						Kalibrace modelu												Koeficienty přestupu tepla a hmoty			
		primár		sekundár		ODA		ETA		SUP				EHA				primár		sekundár			
		m_a [kg/s]	m_w [g/s]	t_a [°C]	x [g/kg]	t_a [°C]	x [g/kg]	t_a_exp [°C]	t_a_mod [°C]	x_a_exp [g/kg]	x_a_mod [g/kg]	t_a_exp [°C]	t_a_mod [°C]	x_a_exp [g/kg]	x_a_mod [g/kg]	h ₁ [W/m ² ·K]	h _d [kg/m ³ ·s]	h ₂ [W/m ² ·K]	h _g [kg/m ³ ·s]				
4D6-10HV-1.1	6	0.404	0.227	27.81	8.8	27.25	9.8	22.49	22.74	9.3	9.1	20.90	24.27	14.4	13.2	62.1	0.124	57.8	0.105				
9D2-10RZ-0.8	6	0.391	0.321	36.01	10.2	27.66	11.4	26.80	26.92	10.7	10.6	23.37	27.96	17.0	14.9	60.0	0.121	59.4	0.108				
9D4-10RZ-1.4	6	0.392	0.448	35.14	10.0	27.53	11.8	26.00	26.36	10.7	10.6	23.61	27.40	16.9	15.1	60.2	0.121	59.3	0.107				
1D6-10HZ-0.3	2.5	0.405	0.072	31.93	4.4	24.94	5.1	21.55	22.32	4.7	4.6	29.80	28.49	7.8	8.3	116.1	0.137	85.0	0.113				
1D6-10HZ-0.3	2.5	0.407	0.071	31.84	5.2	24.58	6.3	21.30	22.50	5.7	5.3	28.96	28.50	9.0	9.3	116.3	0.136	84.4	0.111				
1D6-75HZ-0.3	2.5	0.290	0.072	36.33	10.3	28.56	10.9	24.94	26.04	10.6	10.5	33.35	32.75	13.8	14.1	96.3	0.104	68.7	0.086				
4D2-10HV-0.3	2.5	0.405	0.165	31.98	5.3	24.51	6.6	18.63	19.59	6.1	5.7	28.98	27.46	10.5	11.3	115.5	0.136	84.1	0.111				
4D2-10HV-0.3	2.5	0.416	0.157	23.46	5.6	24.19	6.7	17.16	17.30	6.2	5.9	21.48	21.39	10.5	10.7	117.4	0.138	83.2	0.109				
4D2-75HZ-0.3	2.5	0.293	0.162	36.00	9.9	28.01	11.0	22.42	23.15	10.5	10.4	33.44	31.49	15.0	15.6	96.5	0.105	67.7	0.085				
4D6-10HZ-0.3	2.5	0.410	0.277	32.01	5.9	23.97	7.8	18.28	18.80	7.1	6.5	26.31	27.08	12.5	12.7	116.0	0.137	83.5	0.110				
4D6-75HZ-0.3	2.5	0.292	0.276	35.76	9.9	27.72	11.5	21.91	22.24	10.9	10.6	30.89	30.83	16.5	16.3	96.0	0.104	67.1	0.084				
9D2-10HZ-0.6	2.5	0.409	0.353	11.616	29.95	8.1	24.66	9.5	19.61	19.39	9.1	8.8	26.57	25.97	13.4	13.7	115.5	0.136	81.7	0.107			
9D2-75HZ-0.7	2.5	0.297	0.371	36.48	5.7	25.58	8.3	18.96	19.53	6.7	6.8	32.82	30.06	12.9	13.6	96.9	0.106	68.9	0.086				
1P1-75HZ-0.9	2.5	0.291	0.377	36.58	9.0	28.07	10.4	22.16	22.09	9.9	10.1	33.83	31.12	14.8	16.0	95.7	0.105	66.7	0.084				
1P1-10HZ-0.6	2.5	0.404	0.380	12.135	35.01	6.7	27.64	8.3	21.02	20.71	8.2	7.6	31.34	29.53	12.8	14.3	114.7	0.136	82.6	0.109			
9D4-10HZ-0.9	2.5	0.408	0.503	30.48	8.1	24.38	9.8	19.45	19.33	9.3	9.1	25.01	26.07	14.2	13.8	115.2	0.136	82.1	0.108				
9D4-75HZ-1.0	2.5	0.298	0.522	16.293	36.65	6.4	24.99	9.4	19.31	19.86	7.6	7.9	31.12	30.00	14.4	14.1	96.9	0.106	68.9	0.087			
1P3-75HZ-1.3	2.5	0.295	0.588	18.793	36.40	8.8	27.89	10.4	21.90	21.52	9.8	10.3	32.45	30.49	15.7	15.7	96.2	0.106	67.4	0.085			
1P3-10HZ-1.1	2.5	0.399	0.598	18.832	35.92	7.6	27.08	9.3	20.62	20.75	9.2	8.8	30.31	29.75	14.1	14.6	113.7	0.134	82.5	0.109			
9D6-10HZ-1.3	2.5	0.410	0.619	20.043	30.22	8.7	23.84	10.1	19.13	19.12	9.9	9.8	22.86	25.71	14.6	13.7	115.4	0.136	82.5	0.108			
9D6-75HZ-1.2	2.5	0.299	0.644	36.56	6.0	24.88	9.5	19.38	19.58	7.2	7.8	29.23	29.63	15.2	14.0	96.9	0.106	69.4	0.087				
1P6-75HZ-1.8	2.5	0.296	0.798	24.811	37.43	8.1	27.08	9.8	20.46	20.33	9.2	10.1	31.97	30.37	15.0	14.7	96.1	0.106	68.5	0.087			
1P6-10HZ-1.7	2.5	0.397	0.807	24.806	35.82	8.0	26.59	10.2	20.67	20.63	9.5	9.7	28.85	29.35	15.1	14.8	113.1	0.134	83.3	0.111			

6.4. Validace modelu

Kalibrací modelu v kapitolách 6.3.1 a 0 bylo dosaženo cíle, kdy data z modelu odpovídají datům experimentálním. Tohoto stavu bylo dosaženo cílenými úpravami modelu tak, aby bylo dosaženo shody. Aby mohl být model prohlášen za správný, je nutné jej porovnat s daty, která se kalibrace neúčastnila. K tomu byl na začátku vyčleněn set 42 měření, která nebyla ke kalibraci použita. Pokud model s těmito experimentálními daty vykáže shodu, může být považován za validovaný, což otevírá možnosti jeho další použití. Přehledné porovnání vypočtených a změřených hodnot je možné vyčíst z Obr. 66 a Obr. 67, plný kontext pak opět uvádí Tabulka 13. Vzhledem k nepřesnostem v měření, se kterým je model porovnáván, není možné dosáhnout shody současně na kanálu EHA a SUP. V tomto kontextu je výhodné, když lepší shodu vykazuje důležitější kanál SUP.



Obr. 66 – Validace mokrého stavu: teploty

Obr. 67 – Validace mokrého stavu: vlhkosti

Směrodatná odchylka rozdílu změřených výstupních teplot t_{SUP} je rovna hodnotě $0,6\text{ K}$, pro měrnou vlhkost x_{SUP} je směrodatná odchylka $0,72\text{ g/kg}$. Model vykazuje zhoršenou přesnost v případě provozních stavů s velmi vysokým průtokem vody. Tyto provozní stavy nejsou klíčové pro nalezení ideálního pracovního bodu, protože ideální pracovní bod experimentu má průtok vody pod 70 g vody na kilogram vzduchu. Pokud zahrneme do srovnání pouze ty provozní stavy, kde platí $m_w < \text{než } 30\text{ g/s}$, bude směrodatná odchylka teplot t_{SUP} pouze $0,46\text{ K}$, pro měrnou vlhkost x_{SUP} bude směrodatná odchylka snížena na $0,21\text{ g/kg}$.

Pro kanál EHA platí směrodatná odchylka teplot t_{EHA} rovna hodnotě $1,33\text{ K}$ (resp. $0,67\text{ K}$), pro měrnou vlhkost x_{EHA} je směrodatná odchylka $1,27\text{ g/kg}$ (resp. $0,53\text{ g/kg}$). Validita modelu je shledána jako dostatečná. V pásmu množství rozprašované vody od 0 do 100 g/kg je přesnost modelu lepší než $0,5\text{ K}$.

Tabulka 13 – Validace modelu

Kód měření	vým. d [mm]	Vstupní údaje						Validace modelu						Koeficienty přístupu tepla a hmoty						
		m_a [kg/s]	m_w [g/s]	m_a [kg/s]	m_w [g/s]	t_a [°C]	x [g/kg]	t_a_exp [°C]	t_a_mod [°C]	x_a_exp [g/kg]	x_a_mod [g/kg]	t_a_exp [°C]	t_a_mod [°C]	x_a_exp [g/kg]	x_a_mod [g/kg]	h _s [W/m ² ·K]	h _p [kg/m ² ·s]	h _s [W/m ² ·K]	h _p [kg/m ² ·s]	
00-10RV-0.3	6	0.405	0	18.56	6.6	26.00	7.0	22.03	21.28	6.4	6.6	22.68	22.34	6.9	7.0	62.4	41.0	62.4	41.0	
00-10RV-0.3	6	0.404	0	18.99	6.9	25.88	7.1	22.15	21.50	6.7	7.0	22.49	22.49	6.9	7.1	62.3	41.0	62.3	41.0	
00-75RV-0.3	6	0.321	0	19.16	6.8	26.05	7.1	22.53	21.73	6.6	6.9	22.66	22.65	6.9	7.1	51.2	33.8	51.2	33.8	
90S-5-10RZ-1.0	6	0.386	0.391	30.11	9.4	26.03	10.2	22.49	23.57	9.2	9.9	22.46	24.82	15.2	13.6	59.8	0.119	59.8	0.119	
1P5-75HZ-1.6	6	0.307	0.627	25.948	35.37	10.2	27.23	11.4	25.97	26.24	10.2	11.2	24.40	17.2	15.1	49.1	0.100	44.1	0.081	
3P3-10RZ-4.0	6	0.384	1.501	64.892	33.17	9.9	26.12	11.1	24.13	24.48	9.7	11.4	23.11	25.44	17.7	14.4	59.6	0.119	51.2	0.093
3P4-75RV-4.5	6	0.314	1.718	72.600	29.34	9.7	26.34	11.6	22.93	22.90	9.6	11.2	22.52	24.00	17.1	14.7	50.5	0.102	44.3	0.081
3P4-75RZ-4.5	6	0.307	1.756	72.579	35.04	9.7	26.33	11.5	24.92	24.81	9.6	11.7	23.59	25.91	18.2	14.8	49.3	0.100	44.2	0.081
3P4-10RZ-4.5	6	0.384	1.691	73.111	33.00	10.0	25.80	11.4	23.97	24.24	9.9	11.7	22.91	25.18	17.6	14.5	59.7	0.119	51.3	0.093
6P4-10RZ-8.6	6	0.385	3.230	139.632	33.06	10.9	25.62	12.9	24.52	24.40	10.5	12.8	23.77	25.20	18.7	15.4	60.0	0.120	51.5	0.093
5D2-10HV-0.5	2.5	0.434	0.208	6.288	23.94	8.9	24.52	9.3	19.48	18.57	9.3	9.3	22.10	22.00	12.2	12.6	119.7	0.143	89.5	0.120
5D2-10HZ-0.5	2.5	0.451	0.200	6.292	29.41	9.3	24.71	9.5	20.85	20.23	9.5	9.7	26.85	25.98	12.7	13.2	122.2	0.148	89.4	0.120
5D3-75HV-0.6	2.5	0.309	0.211	6.246	30.06	7.2	25.04	8.1	19.44	18.82	7.8	7.8	26.55	25.92	12.2	12.5	99.4	0.110	73.2	0.093
5D3-75HV-0.5	2.5	0.317	0.206	6.254	23.85	7.6	24.67	8.2	18.35	17.57	8.1	8.1	21.54	21.66	11.7	12.1	100.9	0.112	73.4	0.094
5D3-10HZ-0.6	2.5	0.421	0.268	7.868	30.39	9.5	24.89	9.8	20.96	19.95	9.8	10.0	26.75	26.28	13.1	13.7	117.6	0.140	89.4	0.120
5D3-10HV-0.6	2.5	0.429	0.263	7.876	25.46	9.5	24.67	9.8	19.90	18.88	9.8	10.0	23.09	22.99	12.8	13.3	118.9	0.142	89.5	0.120
5D3-75HV-0.6	2.5	0.316	0.259	7.830	24.33	7.4	24.47	8.3	18.04	17.26	8.0	7.9	21.69	21.79	12.0	12.2	100.5	0.111	73.3	0.093
5D3-75HZ-0.6	2.5	0.308	0.266	7.824	31.41	7.6	24.42	8.4	19.12	18.62	8.4	8.2	27.40	26.56	12.4	12.9	99.0	0.109	73.2	0.094
5D5-10HZ-0.7	2.5	0.420	0.350	10.244	31.07	9.9	24.76	10.2	20.87	19.97	10.3	10.5	27.17	26.57	14.1	14.1	117.2	0.140	89.3	0.120
5D5-75HV-0.6	2.5	0.314	0.339	10.197	25.35	7.1	24.06	8.1	17.55	17.03	7.8	7.9	21.88	22.21	12.2	12.1	100.0	0.111	73.2	0.093
9D2-10HZ-0.7	2.5	0.448	0.355	11.347	30.50	8.2	25.14	9.1	21.01	19.52	8.6	8.9	26.82	26.28	12.8	13.6	121.5	0.148	88.2	0.119
9D2-10HV-0.7	2.5	0.470	0.335	11.366	20.22	6.0	23.10	6.8	16.60	15.23	6.3	6.5	18.62	18.53	10.1	10.8	125.3	0.153	88.1	0.118
9D2-10HZ-0.8	2.5	0.462	0.341	11.360	24.79	6.0	22.95	6.7	17.57	16.21	6.4	6.6	22.57	21.67	10.5	11.1	123.9	0.151	88.0	0.117
9D2-10HV-0.8	2.5	0.413	0.368	11.323	31.29	11.1	25.78	11.4	21.86	20.97	11.9	11.7	27.82	27.20	14.6	15.2	116.0	0.138	85.6	0.114
5D6-75HV-0.8	2.5	0.314	0.456	13.706	25.33	7.3	23.93	8.4	17.43	17.02	8.1	8.2	21.61	22.05	12.6	12.2	99.9	0.111	73.1	0.093
9D3-10HZ-1.0	2.5	0.447	0.444	14.198	30.92	8.1	25.40	9.0	20.86	19.41	8.5	8.9	26.87	26.41	13.1	13.6	121.3	0.147	88.0	0.118
9D3-10HV-1.0	2.5	0.454	0.437	14.218	26.63	7.9	25.35	8.8	19.63	18.37	8.3	8.6	23.86	23.49	12.6	13.0	122.4	0.149	88.0	0.118
9D3-10HV-0.9	2.5	0.468	0.421	14.210	20.93	5.9	22.83	7.0	16.53	15.34	6.3	6.6	18.98	18.92	10.7	10.8	124.9	0.152	88.0	0.117
9D3-10HZ-0.9	2.5	0.460	0.429	14.207	25.36	5.8	22.73	6.8	17.36	16.20	6.3	6.6	22.02	21.90	11.1	11.2	123.6	0.151	87.9	0.118
9D4-10HV-1.2	2.5	0.453	0.526	17.084	26.97	8.2	25.11	8.9	19.43	18.36	8.6	9.0	23.70	23.60	13.2	13.0	122.2	0.149	87.9	0.118
9D4-10HZ-1.2	2.5	0.445	0.536	17.085	31.77	8.4	25.18	9.1	20.54	19.43	8.8	9.4	27.04	26.82	13.8	13.6	120.9	0.147	87.9	0.118
9D4-10HZ-1.0	2.5	0.460	0.516	17.067	25.65	5.8	22.36	6.8	17.03	16.05	6.3	6.7	22.20	21.93	11.4	11.1	123.4	0.150	87.9	0.118
9D5-10HV-1.4	2.5	0.451	0.573	18.537	27.84	8.2	24.94	9.0	19.30	18.46	8.7	9.1	23.14	24.11	13.6	13.1	121.9	0.148	87.9	0.118
9D5-10HZ-1.3	2.5	0.444	0.584	18.534	32.48	8.4	24.81	9.1	20.27	19.43	8.9	9.4	26.39	27.17	14.2	14.2	120.6	0.146	87.9	0.118
9D6-10HV-1.5	2.5	0.452	0.741	23.913	27.77	8.4	24.33	9.5	19.20	18.37	8.9	9.5	22.87	23.89	14.1	13.1	121.8	0.148	88.0	0.118
1P5-75HZ-1.7	2.5	0.317	0.797	27.166	33.24	10.4	26.82	11.4	20.76	21.35	10.8	12.1	29.14	28.44	17.3	15.7	99.8	0.112	67.6	0.085
9D6-75HV-1.8	2.5	0.320	0.955	29.424	27.91	7.3	23.39	9.2	17.55	17.29	8.1	9.0	22.86	23.31	14.0	12.5	100.5	0.112	72.5	0.093
6P1-10HZ-4.6	2.5	0.419	2.188	75.328	33.04	8.5	26.18	9.7	19.47	19.68	9.5	11.4	29.52	27.00	14.9	14.0	116.1	0.140	80.1	0.106
6P4-10HV-7.8	2.5	0.422	3.651	125.339	25.64	8.2	24.77	10.5	18.71	18.49	9.1	10.8	21.68	22.19	15.9	13.4	116.4	0.140	80.5	0.106
6P4-10HV-8.4	2.5	0.426	3.845	135.136	28.23	8.7	25.48	10.5	18.70	18.85	9.6	11.4	26.88	23.86	14.9	13.7	117.0	0.141	79.8	0.105
6P4-75HV-8.4	2.5	0.321	3.892	135.132	27.47	8.6	24.87	11.1	18.87	18.94	9.3	11.4	27.10	23.43	16.3	13.8	99.9	0.113	67.1	0.085

7. PARAMETRIZACE VÝSLEDKŮ

Podstatou práce je hledání jednoduché rovnice, která bude použitelná pro stanovení chladicího výkonu nepřímého vypařovacího chlazení. Rovnici je možné hledat parametrizací experimentálních dat – tedy hledáním vzájemných závislostí vstupních a výstupních parametrů výměníku. Dále byl proto zkoumán vliv každého ze vstupních parametrů na výsledné výstupní hodnoty. Protože ve fyzickém experimentu není možné měnit jen jednu vstupní veličinu, ale vždy měníme všechny (např. venkovní teplota nikdy není stejná jako v jiném měření), je vhodné ke hledání těchto závislostí použít numerický model vytvořený v kapitole 6, validovaný experimentálními daty. V numerickém modelu je naopak velmi dobře možné měnit jen jednu vstupní veličinu a sledovat její vliv na výsledek. Numerický model zároveň umožňuje provádět mnohem větší množství experimentů (virtuálních), než kolik by jich bylo možné reálně provést v laboratoři.

7.1. Definice vstupních veličin

Uvažovanými vstupními veličinami jsou všechny parametry, které vstupují do simulace výměníku v numerickém modelu. Jsou to:

- $t_{a,ODA}$ teplota venkovního vzduchu
- $X_{a,ODA}$ měrná vlhkost venkovního vzduchu
- $m_{a,ODA}$ hmotnostní průtok venkovního vzduchu
- $t_{a,ETA}$ teplota odváděného vzduchu
- $X_{a,ETA}$ měrná vlhkost odváděného vzduchu
- $m_{a,ETA}$ hmotnostní průtok odváděného vzduchu
- $t_{w,ETA}$ teplota vody vstříkované do výměníku
- $m_{w,ETA}$ hmotnostní průtok vody vstříkované do výměníku
- d distance teplosměnných ploch (typ výměníku)
- A Vstupní průřezová plocha výměníku
- L délka výměníku
- p celkový tlak vzduchu

Za hlavní sledovanou výslednou veličinu byla zvolena „vlhkotepломěrná účinnost“ (23), pro svoji bezrozměrnost a dostatečně univerzální charakter.

7.2. Dílčí hypotézy

Protože výsledná rovnice má být jednoduchá, je důležité se pokusit snížit počet vstupních parametrů. K tomu slouží několik dílčích hypotéz, jejichž potvrzení může výrazně usnadnit sestavování výsledné rovnice. Hypotézy jsou vysloveny a potvrzeny / vyvráceny jednotlivě pomocí numerického modelu.

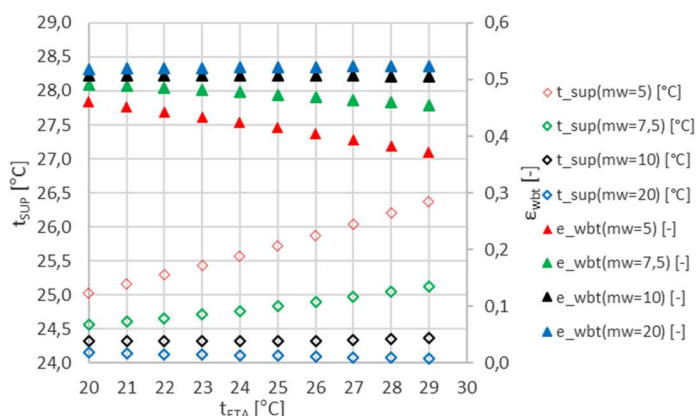
7.2.1. Dílčí hypotéza vlhkého teploměru

Teplota výstupního vzduchu je závislá na teplotě vlhkého teploměru odváděného vzduchu jako na jednom parametru, bez ohledu na to, která kombinace teploty a vlhkosti k této teplotě vlhkého teploměru vedla.

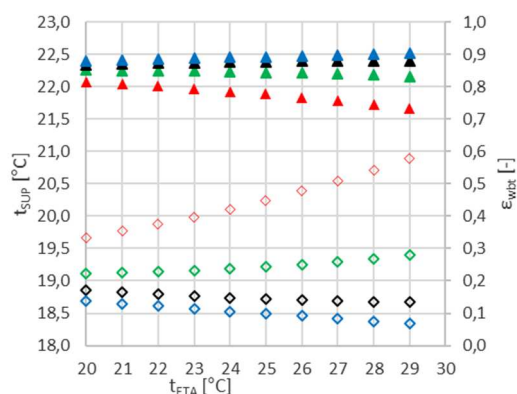
Pro ověření hypotézy byla provedena řada simulací s různými kombinacemi teploty a vlhkosti odváděného vzduchu, které vedly k téže teplotě vlhkého teploměru. Vstupní parametry byly zvoleny podle Tabulka 14. Kombinace teploty a vlhkosti byla vždy stanovena tak, aby výsledná teplota vlhkého teploměru byla 16,86°C. Protože platnost hypotézy je závislá na množství vody (bez vody, resp. při nulovém průtoku vody hypotéza jistě neplatí), byl experiment opakován čtyřikrát pro různé průtoky vody, aby byl nalezen mezní průtok, pro který hypotéza ještě platí. Pro jistotu byl celý proces proveden pro oba typy výměníku. Výsledky jsou zobrazeny na Obr. 68 a Obr. 69.

Tabulka 14 – Vstupní údaje pro ověření dílčí hypotézy vlhkého teploměru

Proměnná	Hodnota	Jednotka
$t_{a,ODA}$	32	[°C]
$X_{a,ODA}$	9,1	[g/kg s.v.]
$m_{a,ODA}$	0,4	[kg/s]
$t_{a,ETA}$	20-29	[°C]
$X_{a,ETA}$	7,4 - 11,03	[g/kg s.v.]
$m_{a,ETA}$	0,4	[kg/s]
$t_{w,ETA}$	18	[°C]
$m_{w,ETA}$	5; 7,5; 10; 20	[g/s]
d	2,5, 6	[mm]
p	98	[kPa]



Obr. 68 – Ověření hypotézy vlhkého teploměru – řídký výměník $d = 6$ mm



Obr. 69 – Ověření hypotézy vlh. tep. - hustý výměník $d = 2,5$ mm..

V případě nízkého průtoku vody (5 g/s což je 12,5 g vody na 1 kg vzduchu) dochází se zvyšováním teploty odváděného vzduchu k výraznému zvyšování teploty přiváděného vzduchu. Zvýšení teploty odvodu o 9K způsobí zvýšení teploty přivodu o více než 2K v případě

hustého výměníku. V tomto případě je hypotéza vyvrácena. V ostatních případech ale hypotéza spíše platí. Při různých teplotách odváděného vzduchu v intervalu 20-29°C se teplota přivodního vzduchu zvýší jen o 0,27K ($m_w = 7,5$ g/s, hustý výměník) nebo dokonce sníží o 0,35 K ($m_w = 20$ g/s, hustý výměník). Není bez zajímavosti, že ke snížení teploty přiváděného vzduchu dojde zvýšením teploty (a snížením měrné vlhkosti) vzduchu odváděného. Jedná se ale o malé rozdíly, a vlhkoteploměrná účinnost se změnou teploty odváděného vzduchu o 9K změnila jen o 0,02 v případě hustého výměníku a o 0,04 v případě výměníku řídkého.

Lze říci, že pro $7,5 \text{ g/s} \leq m_w \leq 20 \text{ g/s}$ je hypotéza potvrzena.

7.2.2. Dílčí hypotéza atmosférického tlaku

Výsledná vlhkoteploměrná účinnost není citlivá na změnu celkového atmosférického tlaku v mezích 95 až 103 kPa.

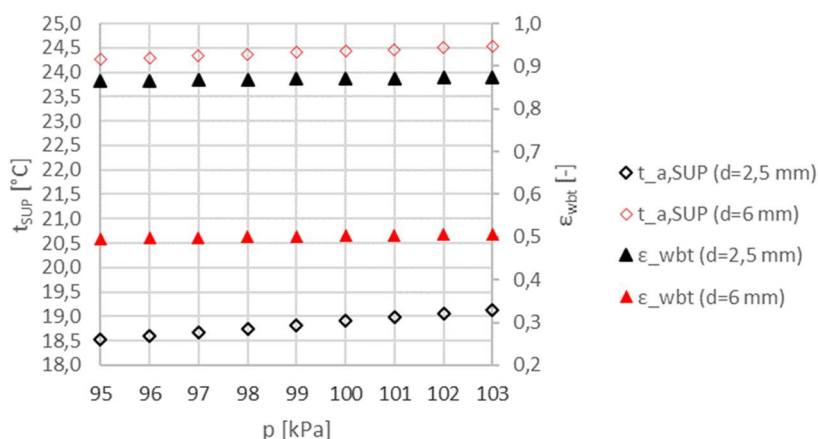
Pro ověření hypotézy byla provedena řada simulací s různými barometrickými tlaky v daném rozmezí. S atmosférickým tlakem se mění hustota vzduchu, a to může mít při stejném hmotnostním průtoku vliv na rychlosti proudění, tím i na koeficienty přestupů tepla a tím i na výslednou účinnost. Hypotéza praví, že tento vliv je zanedbatelný. Pro úplnost byl experiment opakován zvláště s řídkým a zvláště s hustým výměníkem. Vstupy jsou prezentovány v Tabulka 15. Výsledky ověření jsou patrné z Obr. 70.

Tabulka 15 – Vstupní údaje pro ověření dílčí hypotézy atmosférického tlaku

Proměnná	Hodnota	Jednotka
$t_{a,ODA}$	32	[°C]
$X_{a,ODA}$	9,1	[g/kg s.v.]
$m_{a,ODA}$	0,4	[kg/s]
$t_{a,ETA}$	26	[°C]
$X_{a,ETA}$	8,61	[g/kg s.v.]
$m_{a,ETA}$	0,4	[kg/s]
$t_{w,ETA}$	18	[°C]
$m_{w,ETA}$	10	[g/s]
d	2,5, 6	[mm]
p	95-103	[kPa]

Zatímco výstupní teplota je na atmosférickém tlaku závislá, v obou případech s rostoucím tlakem mírně roste, je patrné, že příčinou je změna teploty vlhkého teploměru. Proto zůstává vlhkoteploměrná účinnost v případech obou výměníků stále stejná.

Hypotéza je v celém rozsahu potvrzena.



Obr. 70 – Ověření hypotézy atmosférického tlaku

7.2.3. Dílčí hypotéza venkovní teploty

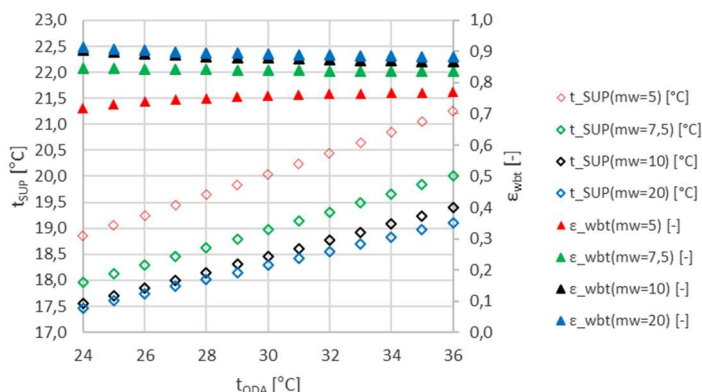
Výsledná vlhkoteploměrná účinnost není citlivá na venkovní teplotu. Změna venkovní teploty způsobí změnu přívodní teploty do prostoru, ale neměla by změnit bezrozměrnou vlhkoteploměrnou účinnost. Očekává se, že tato hypotéza neplatí pro libovolné množství rozprašované vody (při nulovém množství vody hypotéza jistě neplatí). Proto byl experiment opakován s více hodnotami průtoku vody. Venkovní teplota byla měněna od 24°C do 36°C. K venkovní teplotě byla vždy nalezena měrná vlhkost podle [129]. Pro úplnost byl experiment shodně proveden pro řídký i hustý výměník. Vstupní údaje jsou uvedeny v Tabulka 16, výsledky uvádí Obr. 71 a Obr. 72.

Tabulka 16 – Vstupní údaje pro ověření dílčí hypotézy venkovní teploty

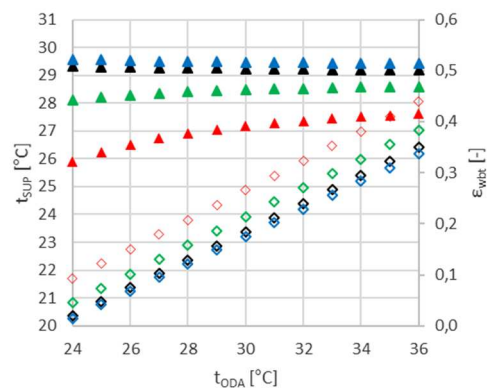
Proměnná	Hodnota	Jednotka
$t_{a,ODA}$	24 - 36	[°C]
$x_{a,ODA}$	10,6 – 15,8	[g/kg s.v.]
$m_{a,ODA}$	0,4	[kg/s]
$t_{a,ETA}$	26	[°C]
$x_{a,ETA}$	8,61	[g/kg s.v.]
$m_{a,ETA}$	0,4	[kg/s]
$t_{w,ETA}$	18	[°C]
$m_{w,ETA}$	5; 7,5; 10; 20	[g/s]
d	2,5, 6	[mm]
p	98	[kPa]

Zatímco výstupní teplota je na nasávané venkovní teplotě závislá, v obou případech s venkovní teplotou znatelně roste, vlhkoteploměrná účinnost se výrazně nemění, pokud přivádíme více než 7,5 g vody za sekundu.

Lze říci, že pro $7,5 \text{ g/s} \leq m_w \leq 20 \text{ g/s}$ je hypotéza potvrzena.



Obr. 71 – Ověření hypotézy venkovní teploty – **hustý výměník** $d = 2,5 \text{ mm}$.



Obr. 72 – Ověření hypotézy venk. teploty – **řidký výměník** $d = 6 \text{ mm}$.

7.2.4. Dílčí hypotéza venkovní vlhkosti

Výsledná vlhkoteploměrná účinnost není citlivá na venkovní měrnou vlhkost, dokud tato neovlivňuje vlhkost v interiéru a tím i v kanálu ETA, a dokud platí $t_{rb,ODA} > t_{wbt,ETA}$.

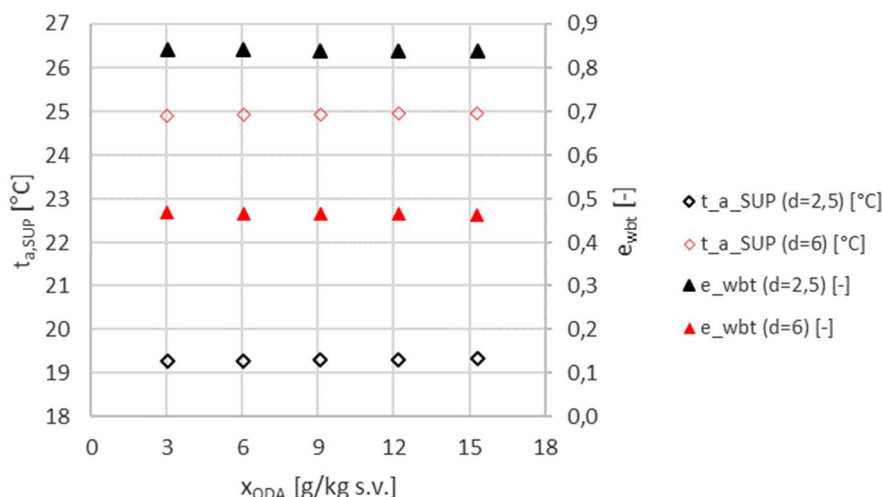
Protože IEC zařízení nemění měrnou vlhkost primárního vzduchu, způsobí změna měrné vlhkosti na vstupu pouze drobnou změnu tepelné kapacity vzduchu. Očekává se, že tato změna je zanedbatelná. Vstupní údaje ukazují Tabulka 17.

Tabulka 17 – Vstupní údaje pro ověření dílčí hypotézy venkovní vlhkosti

Proměnná	Hodnota	Jednotka
$t_{a,ODA}$	32	[°C]
$x_{a,ODA}$	3-15,3	[g/kg s.v.]
$m_{a,ODA}$	0,4	[kg/s]
$t_{a,ETA}$	26	[°C]
$x_{a,ETA}$	8,61	[g/kg s.v.]
$m_{a,ETA}$	0,4	[kg/s]
$t_{w,ETA}$	18	[°C]
$m_{w,ETA}$	7,5	[g/s]
d	2,5, 6	[mm]
p	98	[kPa]

Vstupní parametry byly voleny takovým způsobem, aby nedocházelo ke kondenzaci vody ve venkovním vzduchu, která je v nepřímém adiabatickém chlazení spíše vzácná. Jak je patrné z Obr. 73, výstupní teplota ani vlhkoteploměrná účinnost nejsou změnou venkovní měrné vlhkosti dotčeny.

Lze říci, že hypotéza je v celém rozsahu potvrzena.



Obr. 73 – Ověření hypotézy venkovní vlhkosti

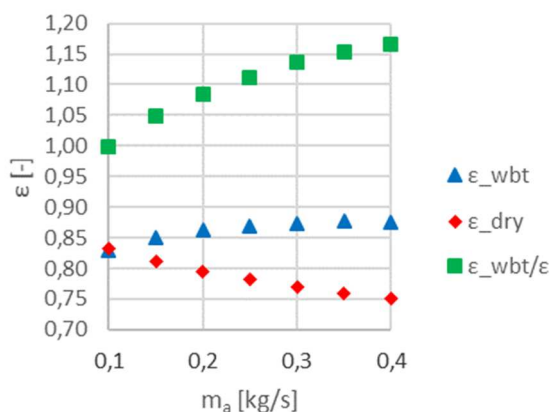
7.2.5. Dílčí hypotéza poměru účinností při změně průtoku vzduchu I

Poměr mezi účinností rekuperace a vlhkoteploměrnou účinností je při změně průtoku vzduchu zachován, pokud zůstává stejný poměr mezi hmotnostními průtoky vzduchu a vody.

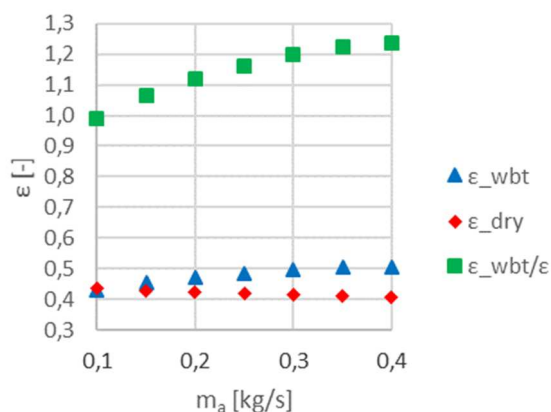
Při změně průtoku vzduchu dojde ke změně rychlosti proudění a tím ke změně koeficientů přestupu tepla a hmoty. Tato změna by se měla projevit stejně při rekuperaci citelného tepla, jako při nepřímém vypařovacím chlazení. Vliv změny průtoku vzduchu na výslednou vlhkoteploměrnou účinnost by tedy měl být odvoditelný ze změny účinnosti rekuperace, která je známá. Tabulka 18 ukazuje vstupní hodnoty virtuálního experimentu, který tuto hypotézu zkoumá. Každý provozní stav byl modelován jednou s rozprašováním vody pro výpočet vlhkoteploměrné účinnosti a podruhé bez vody pro výpočet běžné účinnosti rekuperace.

Tabulka 18 – Vstupní údaje pro ověření dílčí hypotézy poměru účinností při změně průtoku vzduchu

Proměnná	Hodnota	Jednotka
$t_{a,ODA}$	32	[°C]
$x_{a,ODA}$	9,1	[g/kg s.v.]
$m_{a,ODA}$	0,1 - 0,4	[kg/s]
$t_{a,ETA}$	26	[°C]
$x_{a,ETA}$	8,61	[g/kg s.v.]
$m_{a,ETA}$	0,1 - 0,4	[kg/s]
$t_{w,ETA}$	18	[°C]
$m_{w,ETA}$	2,5 - 10	[g/s]
d	2,5, 6	[mm]
p	98	[kPa]



Obr. 74 – Vztah mezi průtokem vzduchu a účinností – **hustý výměník** $d = 2,5$ mm.



Obr. 75 – Vztah mezi průtokem vzduchu a účinností – **řidký výměník** $d = 6$ mm.

Jak je patrné z Obr. 74 a Obr. 75, snížení množství vzduchu zde sice podle předpokladů způsobuje lepší využití teplosměnné plochy a tím vyšší účinnost rekuperace, vlhkoteplosměnná účinnost se ale s klesajícím průtokem vzduchu zhoršuje. Proto se i poměr mezi oběma účinnostmi mění v řádku desítek procent. Při nižším množství vzduchu je rovněž dávkováno menší množství vody, takže teplosměnná plocha není dostatečně namočená v celé ploše, aby bylo dosaženo optimální vlhkoteplosměnné účinnosti. Souvislost mezi účinnostmi rekuperace a vlhkoteplosměnnou účinností při změně průtoku vzduchu nebyla prokázána.

Hypotéza byla vyvrácena.

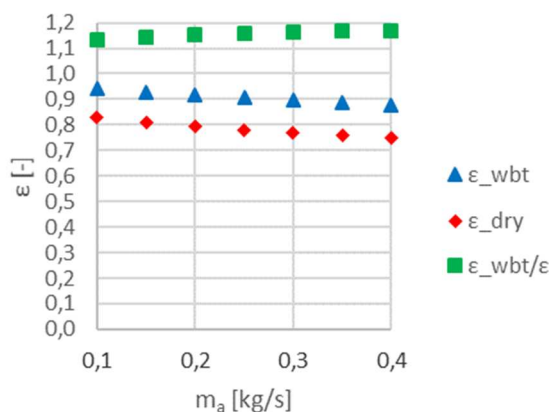
7.2.6. Dílčí hypotéza poměru účinností při změně průtoku vzduchu II

Poměr mezi účinnostmi rekuperace a vlhkoteplosměnnou účinností je při změně průtoku vzduchu zachován, pokud zůstává stejné množství rozprašované vody.

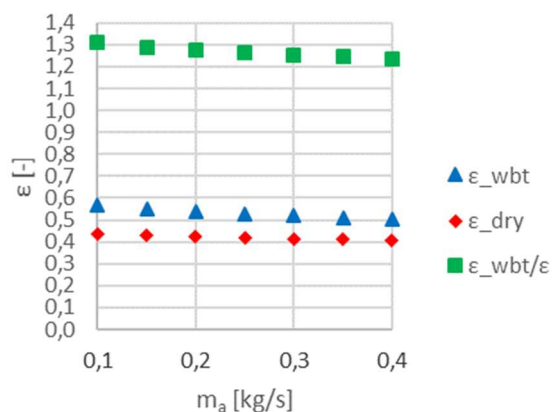
Tabulka 19 – Vstupní údaje pro ověření dílčí hypotézy poměru účinností při změně průtoku vzduchu

Proměnná	Hodnota	Jednotka
$t_{a,ODA}$	32	[°C]
$X_{a,ODA}$	9,1	[g/kg s.v.]
$m_{a,ODA}$	0,1 - 0,4	[kg/s]
$t_{a,ETA}$	26	[°C]
$X_{a,ETA}$	8,61	[g/kg s.v.]
$m_{a,ETA}$	0,1 - 0,4	[kg/s]
$t_{w,ETA}$	18	[°C]
$m_{w,ETA}$	10	[g/s]
d	2,5, 6	[mm]
p	98	[kPa]

Hypotéza 7.2.5 mohla být vyvrácena z důvodu různého poměru navlhčených ploch k suchým plochám při změně průtoku vody. Další logický předpoklad proto vede k myšlence, že výsledná vlhkoteploměrná účinnost je závislá více na průtoku vody než na průtoku vzduchu. Virtuální experiment z kapitoly 7.2.5 byl proto opakován, ale množství rozprašované vody bylo v tomto případě stále stejné. Pro úplnost je uvádí Tabulka 19.



Obr. 76 – Vztah mezi průtokem vzduchu a účinností – **hustý výměník** $d = 2,5$ mm.



Obr. 77 – Vztah mezi průtokem vzduchu a účinností – **řidký výměník** $d = 6$ mm.

Podle výsledků na Obr. 76 a Obr. 77 se vlhkoteploměrná účinnost při změně průtoku vzduchu mění podle stejných pravidel, jako účinnost rekuperace a může proto být od ní odvozována. Klíčový je fakt, že do výměníku je dodáváno stále stejné absolutní množství vody. Tento dílčí závěr vede k objevu, že určujícím bezrozměrným parametrem pro stanovení vlhkoteploměrné účinnosti není poměr vody a vzduchu, ale poměr množství vody k velikosti výměníku. Ten totiž rozhoduje o poměru smočené a nesmočené části desek.

Hypotéza byla potvrzena.

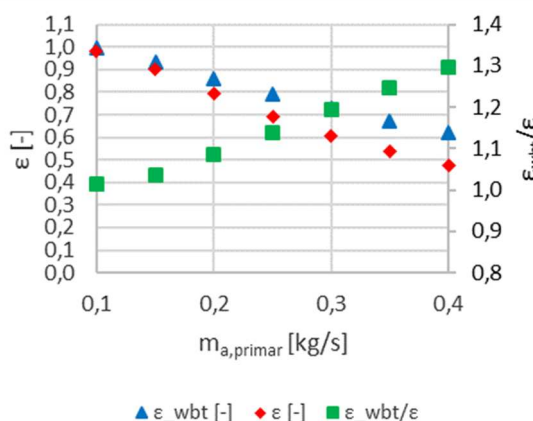
7.2.7. Dílčí hypotéza přetlakového větrání

Při zvýšení objemového průtoku čerstvého vzduchu se vlhkoteploměrná účinnost změní, ale poměr mezi vlhkoteploměrnou účinností a suchou účinností rekuperace zůstane stejný.

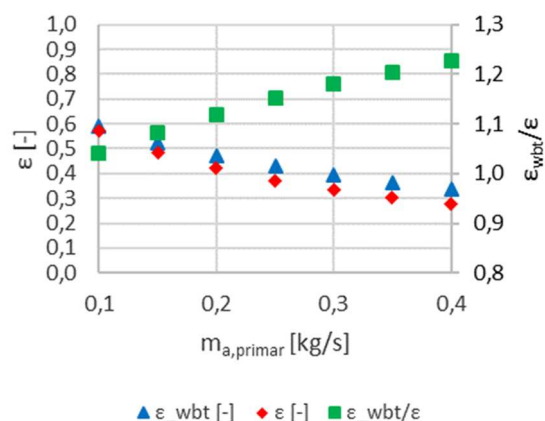
Při tomto experimentu zůstává stejné množství vzduchu i vody na straně odpadního vzduchu a mění se pouze množství čerstvého vzduchu. Výměníky pro zpětné získávání tepla jsou na provoz s různými průtoky vzduchu citlivé a reagují změnou účinnosti rekuperace. Experiment si klade za cíl ověřit, zda existuje souvislost mezi účinností rekuperace a vlhkoteploměrnou účinností při změnách v poměru čerstvého a odpadního vzduchu. Tabulka 20 uvádí vstupní hodnoty virtuálního experimentu. Každý provozní stav byl modelován jednou s rozprašováním vody pro výpočet vlhkoteploměrné účinnosti, a podruhé bez vody pro výpočet běžné účinnosti rekuperace.

Tabulka 20 – Vstupní údaje pro ověření dílčí hypotézy přetlakového větrání

Proměnná	Hodnota	Jednotka
$t_{a,ODA}$	32	[°C]
$X_{a,ODA}$	9,1	[g/kg s.v.]
$m_{a,ODA}$	0,1 - 0,4	[kg/s]
$t_{a,ETA}$	26	[°C]
$X_{a,ETA}$	8,61	[g/kg s.v.]
$m_{a,ETA}$	0,2	[kg/s]
$t_{w,ETA}$	18	[°C]
$m_{w,ETA}$	5	[g/s]
d	2,5, 6	[mm]
p	98	[kPa]



Obr. 78 – Vztah mezi průtokem vzduchu a účinností – hustý výměník $d = 2,5$ mm.



Obr. 79 – Vztah mezi průtokem vzduchu a účinností – řídký výměník $d = 6$ mm.

Jak je patrné z Obr. 78 a Obr. 79, hypotéza se ukázala jako neplatná. Při změně poměrů mezi primárním a sekundárním vzduchem se vlhkoteploměrná účinnost mění podle jiných pravidel, než účinnost rekuperace. Směrem k více přetlakovému režimu klesá účinnost rekuperace výrazně rychleji, než vlhkoteploměrná účinnost.

Hypotéza byla vyvrácena.

7.2.8. Dílčí hypotéza vlhkého teploměru II

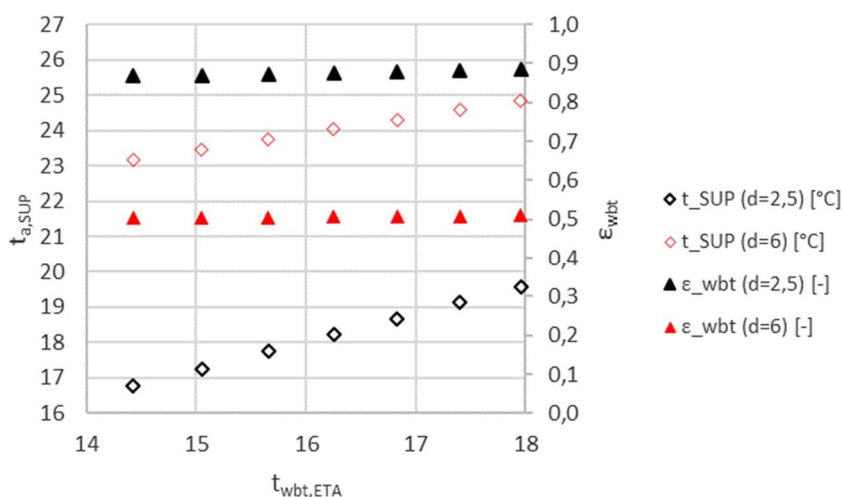
Výsledná vlhkoteploměrná účinnost není pro svou bezrozměrnost závislá na teplotě vlhkého teploměru odváděného vzduchu.

V kapitole 7.2.1 bylo prokázáno, že výsledná teplota se při vypařovacím chlazení odvíjí od teploty vlhkého teploměru (potažmo entalpie) odváděného vzduchu jako od jednoho parametru, a nikoli například zvláště od teploty a relativní vlhkosti. Dále bylo v kapitole 7.2.3 ověřeno, že vzhledem ke své bezrozměrnosti není vlhkoteploměrná účinnost citlivá na venkovní teplotu. Analogicky by proto neměla být citlivá ani na vnitřní entalpii: Ta bude mít

vliv na výstupní teplotu, nikoli však na vlhkoteploměrnou účinnost. Proto byl navržen virtuální experiment, kde jediným proměnlivým parametrem je vnitřní entalpie a teplota vody. Teplota vody byla volena tak, aby se shodovala s teplotou vlhkého teploměru odsávaného vzduchu. Vstupní údaje jsou zřejmé z Tabulka 21.

Tabulka 21 – Vstupní údaje pro ověření dílčí hypotézy vlhkého teploměru II

Proměnná	Hodnota	Jednotka
$t_{a,ODA}$	32	[°C]
$x_{a,ODA}$	9,1	[g/kg s.v.]
$m_{a,ODA}$	0,4	[kg/s]
$t_{a,ETA}$	22-28	[°C]
$x_{a,ETA}$	7,43 – 9,14	[g/kg s.v.]
$m_{a,ETA}$	0,4	[kg/s]
$t_{w,ETA}$	14,4 – 18	[°C]
$m_{w,ETA}$	10	[g/s]
d	2,5, 6	[mm]
p	98	[kPa]



Obr. 80 – Vztah mezi entalpií odsávaného vzduchu a účinností

Výsledky přehledně zobrazuje Obr. 80. Zatímco teplota vzduchu přiváděného do interiéru se s proměnnou entalpií odsávaného vzduchu mění, vlhkoteploměrná účinnost zůstává stejná. Je proto možné konstatovat, že vlhkoteploměrná účinnost není vzhledem ke své bezrozměrnosti citlivá na teplotu vlhkého teploměru odsávaného vzduchu.

Hypotéza je potvrzena.

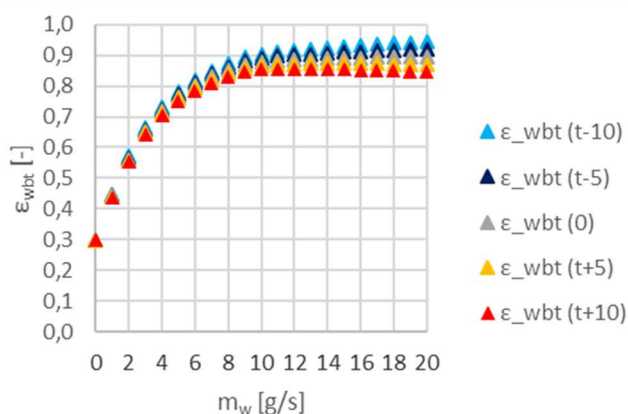
7.2.9. Dílčí hypotéza množství vody

Zásadním parametrem určujícím vlhkoteploměrnou účinnost je množství rozprašované vody a její teplota.

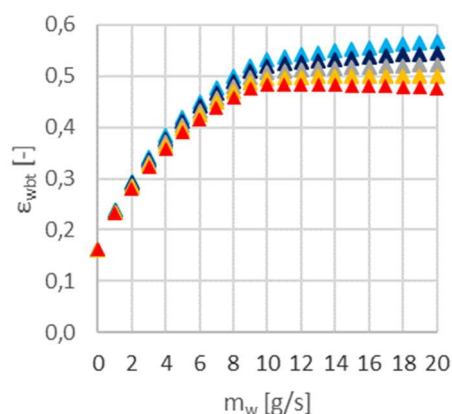
Voda je nositelem chladu v celém ději nepřímého vypařovacího chlazení. Při vypařování vody do vzduchu je teplo skupenské přeměny odebíráno právě z vody, všechna další média jsou chlazená až sekundárně. Proto je důležité, aby podíl smáčené teplosměnné plochy z celku byl co možná největší. Při zatížení výměníku stále týmiž proudy vzduchu bylo měněno množství rozprašované vody i její teplota. Teplota rozprašované vody se rovnala teplotě vlhkého teploměru odváděného vzduchu. Navíc byla uvažována i teplota o 5 K (resp. 10 K) nižší i vyšší, aby byl podchycen vliv teploty vody. Vstupní údaje ukazuje přehledně Tabulka 22.

Tabulka 22 – Vstupní údaje pro ověření dílčí hypotézy vlhkého teploměru II

Proměnná	Hodnota	Jednotka
$t_{a,ODA}$	32	[°C]
$X_{a,ODA}$	9,1	[g/kg s.v.]
$m_{a,ODA}$	0,4	[kg/s]
$t_{a,ETA}$	26	[°C]
$X_{a,ETA}$	8,57	[g/kg s.v.]
$m_{a,ETA}$	0,4	[kg/s]
$t_{w,ETA}$	6,8 – 26,8	[°C]
$m_{w,ETA}$	1 – 20	[g/s]
d	2,5, 6	[mm]
p	98	[kPa]



Obr. 81 – Vztah mezi průtokem vody a účinností – **hustý výměník** $d = 2,5$ mm.

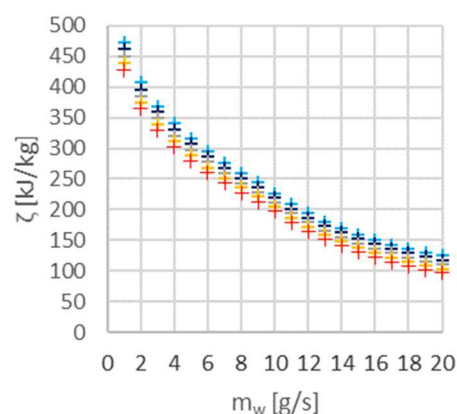
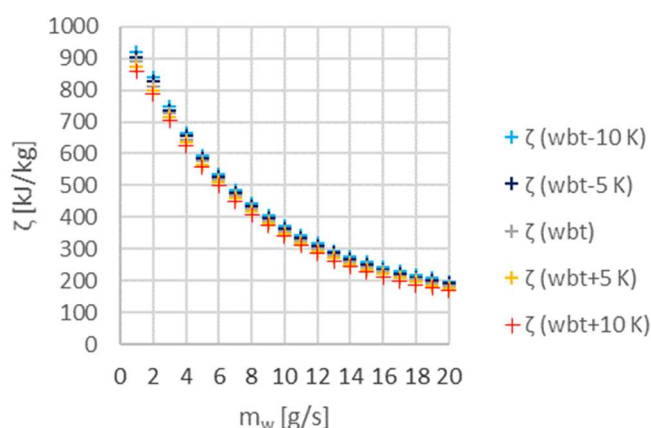


Obr. 82 – Vztah mezi průtokem vody a účinností – **řidký výměník** $d = 6$ mm.

Jak je patrné z Obr. 81 a Obr. 82, množství vody silně ovlivňuje vlhkoteploměrnou účinnost, a to až do průtoku přibližně 10 g/s pro oba typy výměníku. Jakmile je tato hranice

dosažena, přidávání další vody již na vlhkoteploměrnou účinnost nemá podstatný vliv. Ukazuje se, že teplota vody nemá zásadní vliv. Vliv teploty vody je v oblasti nízkých vodních průtoků zanedbatelný a směrem k vyšším průtokům mírně roste. Zvýšení, resp. snížení teploty vody o 10K způsobí změnu vlhkoteploměrné účinnosti přibližně o 0,05, pokud je průtok vody 20 g/s.

Znamená-li lineárně vyšší průtok vody zhruba logaritmicke vyšší vlhkoteploměrnou účinnost, tedy i analogicky nižší výstupní teplotu a vyšší chladicí výkon, je na místě pokládat otázku, kolik vody je optimální dávka pro nejlepší poměr chladicího efektu k množství čerpané vody. Proto je zde zmíněn chladicí účinek vody ζ vypočtený podle (42) pro oba typy výměníku odděleně na Obr. 83 a Obr. 84. Z obou grafů je patrné, že chladicí účinek vody se pohybuje od 100 do 1000 kJ/kg, což s ohledem na teplo skupenské přeměny vody na páru (2 500 kJ/kg) není překvapivé. Dále je patrné, že teplota vody skutečně nemá zásadní vliv. Vedle stovek kJ/kg vázaného tepla jsou maximálně desítky kJ/kg vneseného citelného tepla spíše marginální. Nejlepší využití každé kapky vody nastává v případě, kdy jí dávkujeme nejméně.



Obr. 83 – Chladicí účinek vody – **hustý výměník**
 $d = 2,5$ mm.

Obr. 84 – Chladicí účinek vody – **řidký výměník**
 $d = 6$ mm.

Hypotéza byla potvrzena v části o vlivu množství rozprašované vody.

Hypotéza byla částečně vyvrácena v části o vlivu teploty vody.

7.3. Parametrická rovnice pro rychlé určení chladicího výkonu

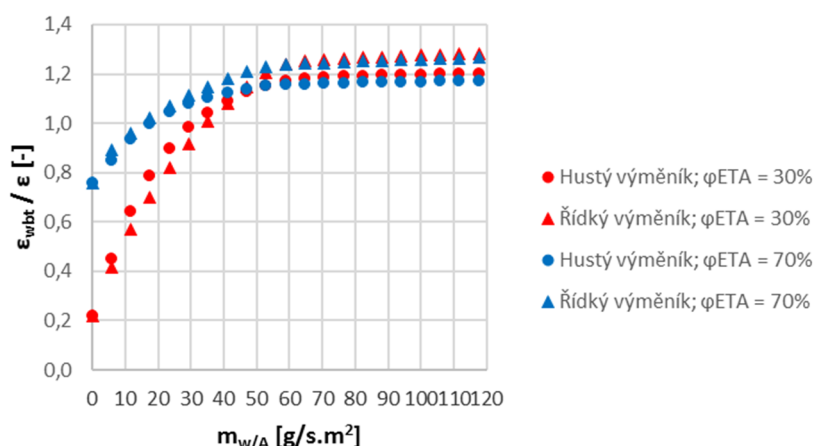
Předchozí kapitola přinesla, krom potvrzení a vyvrácení několika dílčích hypotéz, také ozřejmění některých souvislostí. Bylo prokázáno, že ačkoli model nepřímého vypařovacího chlazení má velké množství vstupních hodnot, výsledek není citlivý na každou jednu z nich. Proces dokazování dílčích hypotéz dále vedl nejen ke zjištění, které parametry je nutné vyloučit, ale pomohl i porozumět mechanismům závislosti výsledku na parametrech důležitých. Hledání jedné rovnice pro popsání celého děje pak probíhalo postupnou syntézou

dílčích závislostí získaných z jednotlivých hypotéz. Během syntézy byly nejdříve využity parametry, jejichž vliv byl shledán jako zásadní (účinnost výměníku pro předávání citelného tepla, množství vody), a až poté parametry, jejichž vliv je potvrzen, ale nemá tak silný dopad (relativní vlhkost vzduchu, teplota vody).

Ukázalo se také, že vlhkoteploměrná účinnost (23) je výhodná výsledná hodnota, protože nezávisí na absolutních teplotách nebo celkovém tlaku vzduchu. V následující kapitole je odvozena parametrická rovnice stanovující výkon nepřímého vypařovacího chlazení.

7.3.1. Odvození parametrické rovnice

V kapitole 7.2.9 bylo ověřeno, že zvyšování množství vody přes určitou mez (v daném případě přibližně 10 g/s) již nepřináší zlepšení chladicího výkonu. Pro lepší zobecnitelnost budeme množství vody vyjadřovat relativně vzhledem k ploše výměníku (107). Užitečné provozní stavy, při kterých je ještě vysoký chladicí účinek vody, se budou pohybovat pod touto hranicí. Zároveň jde o oblast, kde neplatí dílčí hypotéza 7.2.1, tato byla potvrzena jen od „hraničního“ průtoku vody výše. Dá se proto očekávat, že v intervalu průtoku vody od 0 do 10 g/s (0 až 60 g/m²s) je děj ovlivněn stavem vzduchu přiváděným z kanálu ETA – pro malé množství vody. V kapitole 7.2.8 bylo ale zjištěno, že vlhkoteploměrná účinnost není (už z podstaty) citlivá na teplotu vlhkého teploměru. Výslednou vlhkoteploměrnou účinnost proto musí ovlivňovat jiná stavová veličina. Protože celkový tlak vzduchu byl vyloučen v kapitole 7.2.2, zbývají pouze relativní vlhkost, měrná vlhkost vzduchu, případně rozdíl teplot suchého a vlhkého teploměru vnitřního vzduchu.



Obr. 85 – Vztah mezi entalpií odsávaného vzduchu a účinností

Dále bylo zjištěno, že existuje vazba mezi účinností rekuperace (bez vody) a vlhkoteploměrnou účinností daného stavu s vodou. Hustý výměník, který dosahuje vyšší účinnosti (suché) rekuperace dosahuje také vyšší vlhkoteploměrné účinnosti. Výsledná vlhkoteploměrná účinnost proto může být hledána ve vazbě na účinnost rekuperace, která je pro vzduchové výměníky tepla běžně známa. Jak ukazují výsledky v kapitole 7.2.9, křivka

vlhkoteploměrné účinnosti má pro oba výměníky stejný tvar, účinnost ale pro řídký výměník nabývá nižších hodnot. Data z daného experimentu je ale možné zobrazit i jinak: Jako poměr vlhkoteploměrné účinnosti ku účinnosti sdílení citelného tepla stejného provozního stavu, ovšem bez vody. Jde o hypotetickou situaci, kdy jsou zachovány teploty, vlhkosti a průtoky vzduchu, ale průtok vody je nulový. Jak ukazuje Obr. 85, tyto poměry se pro oba výměníky při stejném průtoku vody číselně shodují, přestože se jedná o výměníky s rozdílnou teplosměnnou plochou, přestupy tepla, celkovou účinností, apod. Vstupní data shrnuje Tabulka 23. V simulovaných stavech je při nulovém průtoku vody poměr účinností 0,2 (resp. 0,75) pro oba výměníky, což je dáno rozdílem mezi teplotou vzduchu a teplotou vlhkého teploměru. Při nulovém průtoku vody je pak poměr účinností roven (108).

$$m_{A,w} = \frac{m_w}{A_{HRE}} \quad [\text{kg/m}^2\text{s}] \quad (107)$$

$$\frac{\varepsilon_{wbt}}{\varepsilon} = \frac{\frac{t_{ODA} - t_{SUP}}{t_{ODA} - t_{ETA,wbt}}}{\frac{t_{ODA} - t_{SUP}}{t_{ODA} - t_{ETA}}} = \frac{t_{ODA} - t_{ETA}}{t_{ODA} - t_{ETA,wbt}} \quad [-] \quad (108)$$

Tabulka 23 – Vstupní údaje pro virtuální ověření poměru mezi vlhkoteploměrnou účinností a účinností rekuperace bez vody

Proměnná	Hodnota pro $\varphi = 30\%$	Hodnota pro $\varphi = 70\%$	Jednotka
$t_{a,ODA}$	32		[°C]
$x_{a,ODA}$	9,1		[g/kg s.v.]
$m_{a,ODA}$	0,4		[kg/s]
$t_{a,ETA}$	28,7	20,53	[°C]
$x_{a,ETA}$	7,51	10,82	[g/kg s.v.]
$m_{a,ETA}$	0,4		[kg/s]
$t_{w,ETA}$	6,8 – 26,8		[°C]
$m_{w,ETA}$	1 – 120		[g/s.m ²]
d	2,5, 6		[mm]
p	98		[kPa]

Křivka poměru účinností se pak od počátečního bodu zřetelně blíží přibližně k hodnotě 1,21 a dále již nestoupá. To vede k rovnici (109), která má limitu v nekonečnu rovnou $\varepsilon A/D$. Koeficienty A , B a D pro tuto rovnici byly zjištěny regresně na základě několika tisíc provedených simulací s okrajovými podmínkami podle Tabulka 24. Koeficient C je určen podle (108).

$$\varepsilon_{wbt} = \varepsilon \cdot \frac{A \cdot m_{w/A}^2 + B \cdot m_{w/A} + C}{D \cdot m_{w/A}^2 + B \cdot m_{w/A} + 1} \quad [-] \quad (109)$$

Kde:

$$A = 2,788 \cdot 10^{-2} \cdot \varphi_{ETA}^3 - 3,885 \cdot \varphi_{ETA}^2 + 172,9 \cdot \varphi_{ETA} + 1643$$

$$B = 5,74 \cdot e^{0,0344 \cdot \varphi_{ETA}}$$

$$C = \frac{t_{ODA} - t_{ETA}}{t_{ODA} - t_{ETA,wbt}}$$

$$D = \frac{A}{1,28}$$

$$P = m_w \cdot c_w \cdot (t_w - t_{wbt,ETA}) \quad [W] \quad (110)$$

$$\Delta\varepsilon_{wbt} = E \cdot \frac{m_w \cdot c_w \cdot (t_w - t_{wbt,ETA})}{m_{a,primar} \cdot c_a \cdot (t_{a,ODA} - t_{wbt,ETA})} \quad [-] \quad (111)$$

Kde: $E = 0,358$

Tabulka 24 – Vstupní údaje pro určení koeficientů parametrické rovnice

Proměnná	Hodnota	Jednotka	Počet variant
$t_{a,ODA}$	32; 28; 24	[°C]	3
$x_{a,ODA}$	9,1; 8; 6	[g/kg s.v.]	3 (s teplotami)
$m_{a,ODA}$	0,4	[kg/s]	1
h_{ETA}	26	[kJ/kg]	3
ϕ_{ETA}	30-80	[%]	26
$m_{a,ETA}$	0,4	[kg/s]	1
$t_{w,ETA}$	$t_{wbt,ETA}$	[°C]	1
$m_{w,ETA}$	0-20	[g/s]	21
D	2,5, 6	[mm]	2
P	98	[kPa]	1
CELKEM	3 x 3 x 26 x 21 x 2 =		9 828 simulací

Rovnice (109) předpokládá, že teplota rozprašované vody je shodná s teplotou vlhkého teploměru odváděného vzduchu. Tento předpoklad je oprávněný v případě, kdy před vlastním výměníkem je dostatečně dlouhá vodní zvlhčovací komora, ve které dojde k relaxaci vodních kapek ve vzduchu a přiblížení jejich teploty k rovnovážné teplotě vlhkého teploměru. Pokud je ale například k dispozici chladnější voda, je vhodné dávkovat ji přímo do výměníku tak, aby vnesla další chlad. Teplo (chlad) vnesený do děje odlišnou teplotou vody lze vyjádřit jako (110). Z tohoto tepla se část dostane do primárního vzduchu a část odejde do exteriéru společně se vzduchem sekundárním. Protože míra sdílení tohoto tepla (chladu) do primárního vzduchu nebude stoprocentní, lze odvodit zvýšení (snížení) vlhkoteplostní účinnosti vlivem teploty vody jako (111), kde koeficient E je nalezen regresně. Uvedená hodnota byla nalezena na základě ověřovacích simulací 210 provozních stavů (Tabulka 25).

Tabulka 25 – Vstupní údaje pro určení koeficientů parametrické rovnice

Proměnná	Hodnota	Jednotka	Počet variant
$t_{a,ODA}$	32	[°C]	1
$x_{a,ODA}$	9,1	[g/kg s.v.]	1
$m_{a,ODA}$	0,4	[kg/s]	1
h_{ETA}	26	[°C]	1
ϕ_{ETA}	83,56	[g/kg s.v.]	1
$m_{a,ETA}$	0,4	[kg/s]	1
$t_{w,ETA}$	6,8; 11,8; 16,8; 21,8; 26,8	[°C]	5
$m_{w,ETA}$	0-20	[g/s]	21
D	2,5, 6	[mm]	2
P	98	[kPa]	1
CELKEM	5 x 21 x 2 =		210 simulací

Složením rovnic (109) a (111) získáme parametrickou rovnici pro vlhkoteploměrnou účinnost křížoproudého výměníku s v rovnotlakém režimu (112). Je důležité zmínit, že účinnost rekuperace ε v této rovnici je teoretická účinnost rekuperace v případě bez vody, kdy parametry obou proudů vzduchu zůstávají shodné jako ve zkoumaném případě (teploty, vlhkosti, vzduchová množství). Relativní vlhkost se zadává v procentech v rozmezí 0 až 100.

$$\varepsilon_{wbt} = \varepsilon \cdot \frac{A \cdot m_{w/A}^2 + B \cdot m_{w/A} + C}{D \cdot m_{w/A}^2 + B \cdot m_{w/A} + 1} - E \cdot \frac{m_w \cdot c_w \cdot (t_w - t_{wbt,ETA})}{m_{a,primar} \cdot c_a \cdot (t_{a,ODA} - t_{wbt,ETA})} \quad [-] \quad (112)$$

Kde:

$$A = 2,788 \cdot 10^{-2} \cdot \phi_{ETA}^3 - 3,885 \cdot \phi_{ETA}^2 + 172,9 \cdot \phi_{ETA} + 1643$$

$$B = 5,74 \cdot e^{0,0344 \cdot \phi_{ETA}}$$

$$C = \frac{t_{ODA} - t_{ETA}}{t_{ODA} - t_{ETA,wbt}}$$

$$D = \frac{A}{1,28}$$

$$E = 0,358$$

7.3.2. Ověření parametrické rovnice

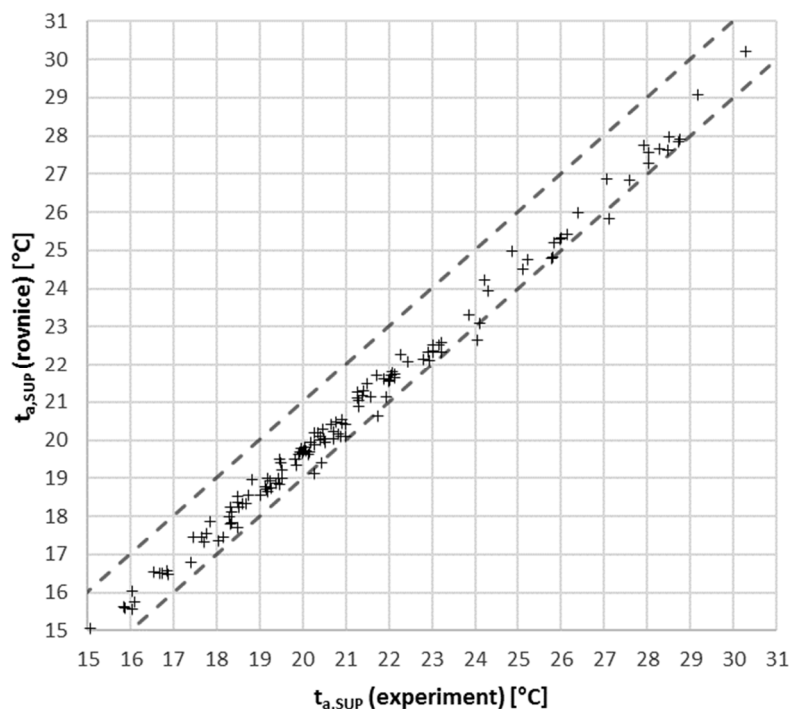
Pro ověření, že parametrická rovnice funguje korektně, byly výsledky z rovnice (112) porovnány s výsledky experimentu, popsaného v kapitole 5.2. Byly vybrány provozní stavy s množstvím vody v intervalu $< 0; 120 >$ g/s.m². Protože fyzický experiment byl zatížen chybou (viz. 4.3.2), se kterou navržená rovnice nepočítá, byla data pro porovnání získána kombinací vstupních dat změřených v laboratoři, která byla zdrojem pro virtuální experiment pomocí modelu popsaného v kapitole 6. Výsledky porovnání ukazuje graf na Obr. 86. Je patrné, že v drtivé většině je odchylka experimentálně zjištěné výstupní teploty od teploty vypočtené rovnicí do 1K, v nadpoloviční většině případů dokonce ještě menší. Ojedinelé

případy vykazují větší odchylku než 1K. Tyto případy jsou vždy ta měření, kdy teplota primárního vzduchu na straně ODA byla nejnižší – přibližně 22°C.

Tabulka 26 – Vstupní údaje pro ověření mezí použitelnosti nalezené rovnice

Proměnná	Hodnota	Jednotka	Počet variant
$t_{a,ODA}$	24, 26, 28, 30, 32, 34	[°C]	6
$X_{a,ODA}$	8,6; 9,4; 10,2; 11,1; 11,9; 12,8	[g/kg s.v.]	6 (společně s teplotami)
$m_{a,ODA}$	0,2; 0,3; 0,4	[kg/s]	3
t_{ETA}	18, 20, 22, 24, 26, 28	[°C]	6
φ_{ETA}	40, 50, 60, 70	[%]	4
$m_{a,ETA}$	0,2; 0,3; 0,4	[kg/s]	3 (společně s $m_{a,ODA}$)
$t_{w,ETA}$	8, 12, 16, 20	[°C]	4
$m_{w,ETA}$	0, 10, 20, 40, 70, 120	[g/s.m ²]	6
d	2,5, 6	[mm]	2
p	98	[kPa]	1
CELKEM	$6 \times 3 \times 6 \times 4 \times 2 \times (5 \times 4 + 1) =$		18 144 simulací

Aby mohly být posouzeny skutečné meze použitelnosti představené rovnice, byla dále provedena série virtuálních experimentů s rozsáhlejší paletou vstupních dat. Bylo provedeno celkem 18 144 ověřovacích simulací, jejichž vstupní údaje ukazuje Tabulka 26. Pro celý set simulací byly porovnány výstupní teploty zjištěné pomocí podrobného modelu, s výstupními teplotami zjištěnými pomocí rovnice (112). Tato sada, kde vstupní podmínky byly kombinovány stylem „každý s každým“ pomohla nalézt okrajové podmínky a meze platnosti uvedené rovnice. Výsledky ukazuje rozptylový diagram na Obr. 87. Z celkového počtu 18 144 prověřených provozních stavů, celkem 17 021 (94%) provozních stavů vykazuje odchylku vypočtené teploty přívodního vzduchu od teploty experimentální menší než 1K. Směrodatná odchylka činí 0,5 K.

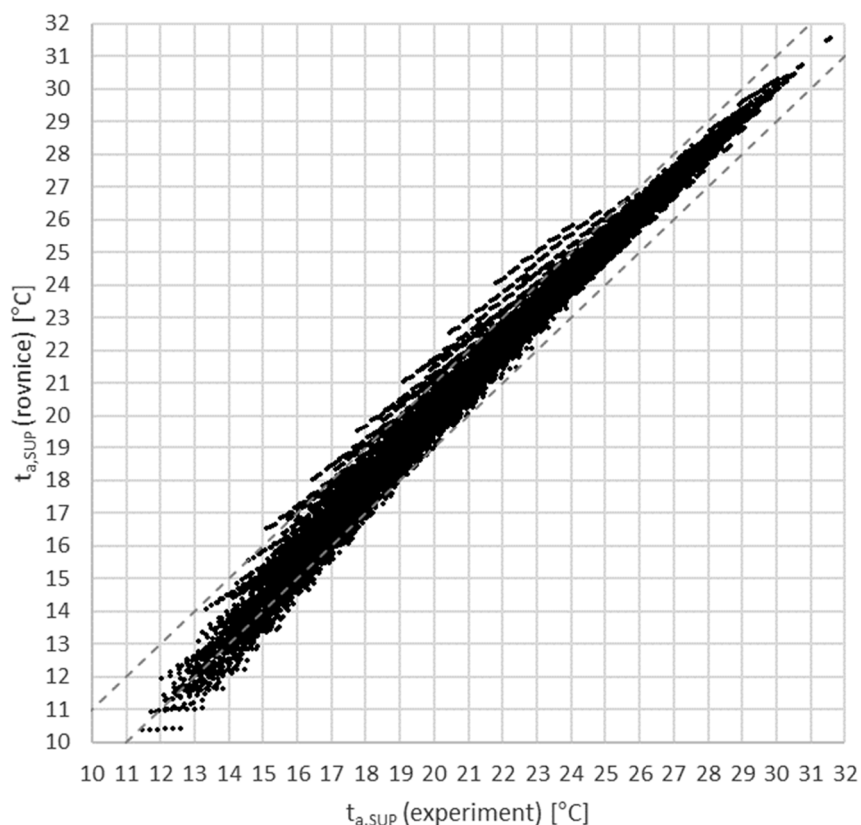


Obr. 86 – Porovnání přívodní teploty t_{SUP} zjištěné experimentem a vypočtené rovnicí (112)

Z výsledků na Obr. 87 je patrné, že v některých pracovních bodech rovnice ukazuje relativně velkou odchylku od reality (až 2,25 K). Proto byly hledány omezující podmínky, které lépe definují oblast, ve které je rovnice platná. Ve všech případech, kdy odchylka byla větší než 1K se jednalo o hustší výměník ($d = 2,5 \text{ mm}$). Nejde o překvapivé zjištění, tento výměník má větší účinnost, tedy větší předané výkony a větší rozdíly teplot, a tím i větší prostor pro chybu – stejná relativní chyba dosahuje větších absolutních měřítek. Analýzou bodů, jejichž odchylka přesáhla 1 K, byly určeny tři omezující podmínky. Byly vyřazeny body, které splňují alespoň jednu z následujících podmínek:

- Venkovní teplota je nižší, než vnitřní: $t_{a,ODA} < t_{a,ETA}$ Jedná se o 756 bodů.
- Mají malý průtok vzduchu ($0,2 \text{ kg/s}$) a zároveň menší průtok vody ($m_w \in (0; 20 > [\text{g/s m}^2])$). Jedná se o 1152 bodů.
- Kombinují nízkou teplotu odváděného vzduchu ($t_{a,ETA} \leq 20 \text{ °C}$), nízký průtok vzduchu ($m_a \leq 0,3 \text{ kg/s}$) a vysoký průtok vody $m_w \geq 70 \text{ g/s.m}^2$. Jedná se o 768 bodů.

Zejména provozní stavy prezentované v třetím bodě vedou na významná ochlazení přívodního vzduchu, která z rovnice vychází mírně optimističtěji, než odpovídá realitě.



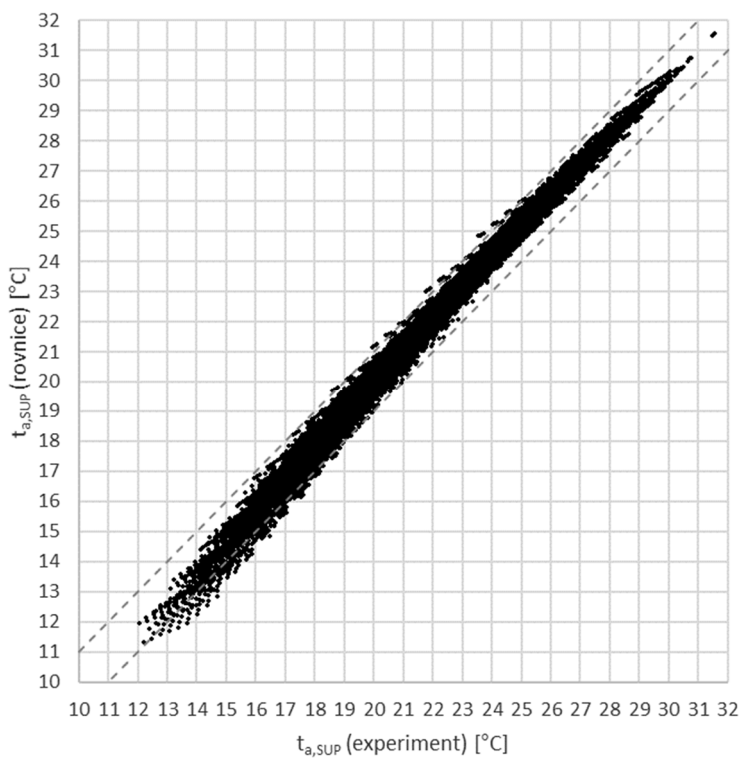
Obr. 87 – Porovnání přívodní teploty t_{SUP} zjištěné experimentem a odhadnuté rovnicí (112): výchozí stav pro hledání okrajových podmínek

Po uplatnění těchto omezujících podmínek soubor zmenší z 18 144 na 15 564 hodnot, z nichž 15 236 (98 %) je platných s chybou menší než 1 K. Směrodatná odchylna souboru je 0,38 K. Tento zúžený výběr je zobrazen na Obr. 88.

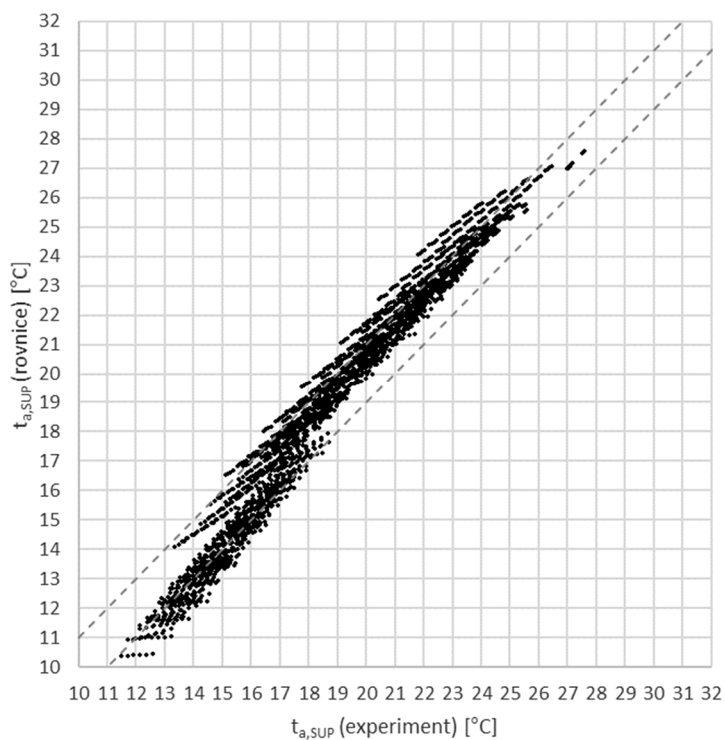
Omezujícími podmínkami bylo vyřazeno celkem 2 580 bodů, z nichž toleranci $\pm 1\text{K}$ splnilo 1785 bodů (69 %) a směrodatná odchylna souboru činí 0,92 K. Rozptylový diagram vyřazených bodů je prezentován na Obr. 89. Je zřejmé, že omezujícími podmínkami byly vyloučeny i body, pro které rovnice funguje: Míra shody je nad úrovní náhodného rozložení. Dalším studiem by pravděpodobně bylo možné zúžit systém omezujících podmínek takovým způsobem, aby nepostihovaly fungující pracovní body, ale pouze ty, pro které představená rovnice prokazatelně chybí. Současné nastavení omezujících podmínek ale zasahuje pouze do oblastí technicky málo zajímavých: Omezující podmínky postihují situace, kdy:

- a) Není potřeba chladit, nebo
- b) výměník nepracuje na nominální výkon, ale na podstatně menší, nebo
- c) vzduch v interiéru je nepravděpodobně chladný.

Takto nastavené podmínky není nutné zužovat, protože nikterak nenarušují technicky zajímavou oblast jmenovitého průtoku vzduchu a běžných teplotních poměrů v chlazení větracího vzduchu.



Obr. 88 – Porovnání t_{SUP} zjištěné experimentem a odhadnuté rovnicí (112): **Zúžený výběr.**



Obr. 89 – Porovnání t_{SUP} zjištěné experimentem a odhadnuté rovnicí (112): **Vyřazená data.**

7.3.3. Oblast platnosti rovnice

Představená rovnice není univerzálně platná. Obor platnosti je omezen jednak vstupními předpoklady jako je geometrie a typ výměníku, apod., a dále pak provozními parametry obou proudů vzduchu. První sada omezujících podmínek vychází z předpokladů, které stály již na počátku procesu hledání rovnice. Tyto předpoklady jsou:

- K přenosu tepla a hmoty dochází na křížoproudém výměníku s prolisy, postaveném na jeden roh, v uspořádání podle Obr. 37: Proud sekundárního vzduchu míří z horního do spodního hrdla výměníku.
- Vzduch a voda jsou v souproudu.
- Materiál teplosměnné plochy je aluminium.
- Vzduchová množství primárního a sekundárního vzduchu jsou přibližně stejná:
 $m_{a,ETA} \approx m_{a,ODA}$.
- Výměník je zabudován v běžné VZT jednotce, tepelně i tlakově izolované od okolí.
- V primárním vzduchu nedochází ke kondenzaci.

Dále byly na základě kapitoly 7.3.2 stanoveny provozní hranice platnosti:

- Venkovní teplota $t_{a,ODA} \in \langle 24 \text{ }^\circ\text{C}; 34 \text{ }^\circ\text{C} \rangle$
- Vnitřní teplota $t_{a,ETA} \in \langle 18 \text{ }^\circ\text{C}; 28 \text{ }^\circ\text{C} \rangle$
- Relativní vlhkost $\phi_{a,ETA} \in \langle 40 \text{ } \%; 70 \text{ } \% \rangle$
- Vzduchové množství $m_a \in \langle 0,5 \times m_{a,norm}; m_{a,norm} \rangle$
- Teplota vody $t_w \in \langle 8 \text{ }^\circ\text{C}; 20 \text{ }^\circ\text{C} \rangle$
- Účinnost výměníku ZZT pro přenos citelného tepla $\varepsilon \in \langle 30; 70 \text{ } \% \rangle$
- Množství vody $m_w \in \langle 0; 120 \text{ g/s.m}^2 \rangle$
- Kladný rozdíl teplot $t_{a,ODA} > t_{a,ETA}$
- Pro průtok vzduchu $m_a \in \langle 0,5 \times m_{a,norm}; 0,75 \times m_{a,norm} \rangle$ musí platit $m_w \notin \langle 0; 20 \text{ g/s.m}^2 \rangle$
- Pro nízké teploty vnitřního vzduchu $t_{a,ETA} \leq 20 \text{ }^\circ\text{C}$ musí platit $m_a = m_{a,norm}$ a zároveň musí platit $m_w < 70 \text{ g/s.m}^2$.
- V primárním vzduchu nedochází ke kondenzaci

Za těchto podmínek lze s pomocí vlhkoteploměrné účinnosti podle rovnice (112) a rovnice vlhkoteploměrné účinnosti (23) vypočítat teplotu přiváděného vzduchu do interiéru $t_{a,SUP}$ se směrodatnou odchylkou 0,38 K.

8. DISKUZE VÝSLEDKŮ A ZÁVĚR

8.1. Uplatnitelnost IEC v kontextu klimatických dat

Jednoduchá parametrizace umožňuje rychle a věrně určit, jaký dopad by měla instalace nepřímého vypařovacího chlazení, popsaného v kapitole 4.1, a jakých parametrů výstupního vzduchu a chladicího výkonu je možné dosáhnout. V následujících kapitolách jsou na základě rovnice (112) tyto dopady vyčísleny.

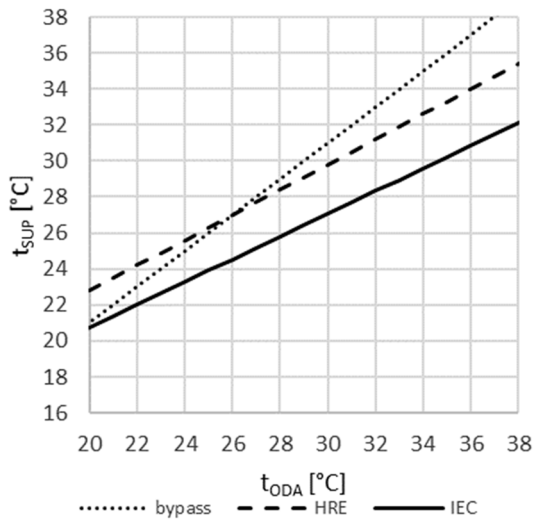
8.1.1. Potenciál snížení teploty přiváděného vzduchu

Podstatou nepřímého vypařovacího chlazení je snížení teploty větracího vzduchu. V letním období je větrací vzduch často přiváděn do interiéru obtokem výměníku ZZT, v případě, že je venkovní vzduch chladnější než vnitřní. V případě vyšší venkovní teploty může být výhodné použít výměník ZZT k rekuperaci chladu. Nabízí se otázka, jaké další ochlazení větracího vzduchu může nabídnout princip IEC. Na obrázcích Obr. 90 až Obr. 93 je na tuto otázku odpovězeno. Závislost teploty přiváděného vzduchu na venkovní teplotě byla stanovena pro jednotnou teplotu interiéru $t_{ETA} = 26^{\circ}\text{C}$, relativní vlhkost $\varphi_{ETA} = 50\%$ a jeden průtok vody $m_{w,ETA} = 50 \text{ g/s.m}^2$. Všechny klíčové vstupy uvádí Tabulka 27. Ve výsledné teplotě t_{SUP} je ve všech případech zahrnut i vliv zvýšení teploty vzduchu průchodem přes ventilátor.

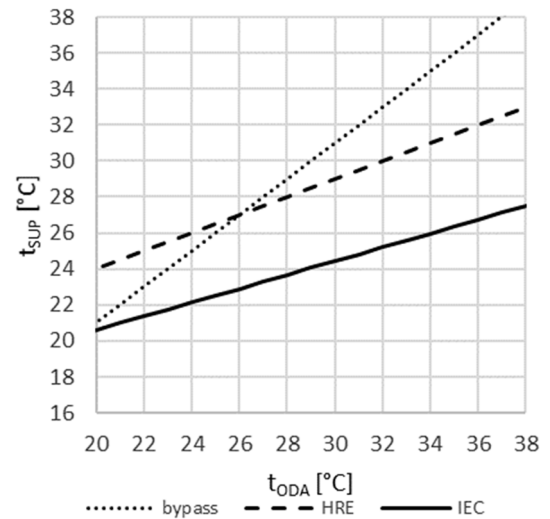
Tabulka 27 – Vstupní údaje pro ověření potenciálu snížení teploty vzduchu

Proměnná	Hodnota	Jednotka
$t_{a,ODA}$	20 - 38	[°C]
$m_{a,ODA}$	$m_{a,ODA,norm}$	[kg/s]
$t_{a,ETA}$	26	[°C]
$x_{a,ETA}$	10,86	[g/kg s.v.]
$m_{a,ETA}$	$m_{a,ETA,norm}$	[kg/s]
$t_{w,ETA}$	18,57	[°C]
$m_{w,ETA}$	50	[g/s.m ²]
ε	30-70	[%]

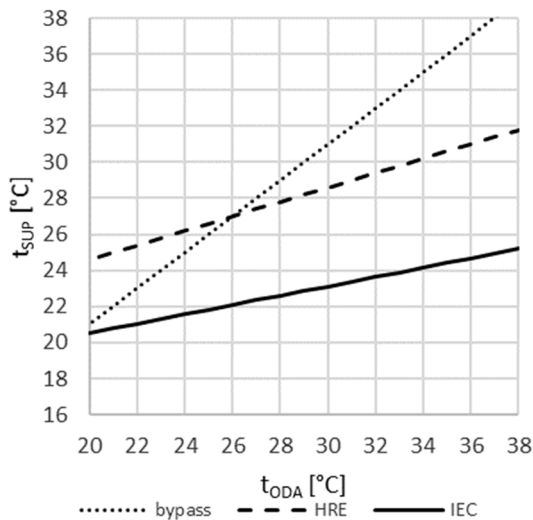
I v případě nejslabšího uvažovaného výměníku s účinností 30 % se ukazuje jako výhodné (z hlediska chlazení) používat vypařovací chlazení již od teploty okolo 20°C. Dále v případě vyšších venkovních teplot dojde vlivem IEC k dalšímu snížení teploty větracího vzduchu typicky o 3-8 K oproti variantě pouhé rekuperace chladu, v závislosti na účinnosti výměníku.



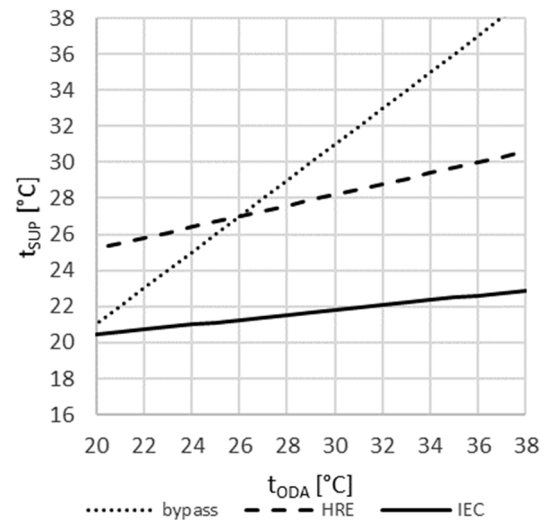
Obr. 90 – Snížení teploty t_{SUP} ($\epsilon = 30\%$)



Obr. 91 – Snížení teploty t_{SUP} ($\epsilon = 50\%$)



Obr. 92 – Snížení teploty t_{SUP} ($\epsilon = 60\%$)



Obr. 93 – Snížení teploty t_{SUP} ($\epsilon = 70\%$)

8.1.2. Potenciál odbourání tepelné zátěže větráním a zvýšení potenciálu chlazení větracím vzduchem

Potřeba chlazení v budovách je stejně jako potřeba vytápění místně závislá a odvíjí se od klimatu, ve kterém se daná budova nachází. Při úvahách o chlazení větracím vzduchem jsou vhodnou metrikou chladicích hodinostupňů nebo hodinostupňů (Kelvinhodiny). Počet chladicích hodinostupňů (CDH) je součtem rozdílů teplot, o které je třeba ochladit přivodní vzduch – např. všech teplot přes 26°C . Chiesa například zmapoval počet CDH na padesáti místech ve středomořském regionu a zjistil, že počet CDH se liší od zhruba 500 Kh za rok (Nice) do více než 10 000 Kh za rok (Tripolis) [26]. Čím větší je počet chladicích hodinostupňů, tím menší je potenciál k využití chlazení větracím vzduchem.

Protože IEC je zde nabízeno jako cesta pro snížení teploty větracího vzduchu, může být i vyčíslen vliv IEC na počet chladicích hodinostupňů. Za okrajových podmínek shodných s Tabulka 27 byl proveden výpočet chladicích hodinostupňů pro klimatická data Buštěhradu, Prahy, Tunisu, Madridu a Tripolisu. Klimatická data pro Buštěhrad byla získána z reálného měření venkovní teploty na budově UCEEB. Ostatní klimatická byla získána z databáze simulačního softwaru [130].

Výpočet hodinostupňů uvádí [26] jako (113). Dále byl informativně vypočten počet hodinostupňů po zapojení výměníku ZZT podle (114) a počet zbývajících kelvinohodin chlazení při zapojení nepřímého vypařovacího chlazení (115). Protože nepřímé vypařovací chlazení může teplotu vzduchu snížit až pod teplotu interiéru, v některých případech obrací potřebu chlazení v potenciál úspory chladu. Proto je vypočten též potenciál větracího chlazení (116), který vzniká při použití IEC technologie. Pro vyhodnocení efektivity je vypočten i chladicí účinek vody (42), a to jak pro použití cirkulační vody, tak pro případ odtoku neodpařené vody do kanalizace. Pro rychlou ekonomickou představu je vyčíslena i cena takového chlazení za předpokladu ceny vody 80 Kč/m³.

$$CDH_{26} = \sum_n (t_{ODA} - 26) \text{ [pouze kladné]} \quad [\text{Kh}] \quad (113)$$

$$CDH_{26,HRE} = \sum_n (t_{SUP,HRE} - 26) \text{ [pouze kladné]} \quad [\text{Kh}] \quad (114)$$

$$CDH_{26,IEC} = \sum_n (t_{SUP,IEC} - 26) \text{ [pouze kladné, } t_{ODA} > 26] \quad [\text{Kh}] \quad (115)$$

$$CDHP_{26,IEC} = \sum_n (t_{SUP,IEC} - 26) \text{ [pouze záporné, } t_{ODA} < 26] \quad [\text{Kh}] \quad (116)$$

Tabulka 28 ukazuje, jak počet hodinostupňů závisí na účinnosti použitého výměníku ZZT. Je patrné, že i při použití výměníku s účinností pouhých 30% se počet chladicích hodinostupňů venkovního vzduchu sníží o 90% a ještě vznikne nezanedbatelný potenciál úspory chladu. Při použití účinnějších výměníků než 50 % pak teplota větracího vzduchu za IEC již nikdy nepřekračuje 26°C, takže se počet chladicích hodinostupňů rovná nule. Dále je možné konstatovat, že na účinnějším výměníku je výrazně lépe využita vypařovaná voda, resp. že na jednotku spotřebované vody je získáno více užitečného chladu. Zatímco v případě cirkulační vody vypadá provoz efektivně i pro málo účinné výměníky, pokud voda nemůže cirkulovat, vyplatí se IEC provozovat jen s výměníky vysoce účinnými a je nutné více pracovat s množstvím rozprašované vody.

Tabulka 28 – Vliv účinnosti výměníku na počet chladicích hodinostupňů: Buštěhrad 2018

ε	CDH ₂₆	CDH _{26,HRE}	CDH _{26,IEC}	CDHP _{26,IEC}	ζ	Cena	ζ _{cirkul}	Cena _{cirkul}
[%]	[Kh]	[Kh]	[Kh]	[Kh]	[Wh/l]	[Kč/kWh]	[Wh/l]	[Kč/kWh]
30	1233	863	118	529	11	7,06	80	1,0
40	1233	740	11	969	26	3,02	186	0,43
50	1233	617	0	1506	42	1,92	293	0,27
60	1233	493	0	2054	57	1,41	399	0,2
70	1233	370	0	2602	72	1,11	505	0,16

Tabulka 29 – Porovnání chladicích hodinostupňů pro různá klimatická data $\varepsilon=70\%$

Město	CDH _{26,[26]}	CDH ₂₆	CDH _{26,IEC}	CDHP _{26,IEC}	ζ	ζ_{cirkul}
	[Kh]	[Kh]	[Kh]	[Kh]	[Wh/l]	[Wh/l]
Praha	-	95	0	331	74	518
Buštěhrad 2017	-	753	0	1727	72	508
Buštěhrad 2018	-	1233	0	2602	72	505
Madrid	4000	2964	0	4425	70	493
Tunis	5400	4394	0	7189	71	497
Tripolis	10500	9307	0	10742	68	481

Tabulka 29 uvádí porovnání chladicích hodinostupňů pro různá klimatická data při použití výměníku o účinnosti 70 %. Z výsledků je patrných několik věcí:

- Použití klimatických dat ze simulačních programů je problematické. Klima v Praze a v Buštěhradu se prakticky neliší, ale výsledky CDH jsou řádově rozdílné. Klimatická data v simulačním softwaru vychází z precizního měření venkovní teploty bez vlivu sálání nebo rozpálených ploch. Reálná budova ale nasává větrací vzduch obvykle z fasády nebo ze střechy, kde je jeho teplota silně ovlivněna slunečním zářením. Reálně tak nasává vzduch teplejší, než jak předpokládají simulační programy.
- S autorem publikace [26] je relativně dobrá shoda na počtu chladicích hodinostupňů. I v nejvíce zatížené lokalitě Tripolisu, kde je počet hodinostupňů řádově vyšší než v Praze je možné pomocí IEC ochladit vzduch pod 26°C celoročně. Zároveň přímo úměrně k původní hodnotě CDH₂₆ roste také chladicí potenciál CDHP_{26,IEC}, zřejmě pro větší počet provozních hodin za rok.

Spotřeba vody na jednotku chladu je pro všechny lokality podobná. V oblastech s větší potřebou chladit je tedy možné IEC využít po větší část roku a potenciál této technologie je o to větší. Spotřeba vody se opírá zejména o předpoklad stejné vnitřní teploty a relativní vlhkosti, který je nevyhnutelným zjednodušením při porovnávání chladicích hodinostupňů.

8.2. Diskuze

8.2.1. Porovnání výsledků s publikovanými experimenty

V kapitole 3.4.1 je popsáno několik experimentů s IEC, které publikují i naměřená data. Schéma těchto experimentů se neshoduje s vlastním experimentem autora popsaným podrobně v kapitole 4, neočekává se proto shoda výsledků z rovnice (112) s experimentálními daty jiných autorů. Přesto je vhodné výsledky uvést ve vzájemnou souvislost.

Kim Min-Hwi experimentoval s reálnou VZT v Soulu, kterou vybavil adiabatickým zvlhčovačem na straně odpadního vzduchu. Výměník IEC v jeho pokusu nebyl skrápěný a přenášel pouze citelné teplo mezi adiabaticky ochlazeným sekundárním vzduchem a

vzduchem primárním. Ve své publikaci [103] uvádí několik změřených pracovních bodů. Tabulka 30 ukazuje srovnání experimentálních výsledků ve čtyřech změřených pracovních bodech s predikcí pomocí rovnice (112). Poslední dva sloupce ukazují, jaké teploty přiváděného vzduchu by se dosáhlo, pokud by na stejném výměníku, jaký použil autor experimentu [103], probíhalo podobné sdílení tepla a hmoty jako při experimentu se skrápěným výměníkem popsáném v kapitole 4. Výstupní teplota $t_{a,SUP,(112)}$ je pouze o 0,2 až 0,5 K nižší, než experimentální data ze Soulu. Důvodem vysoké výstupní teploty je velmi slabá účinnost použitého výměníku, okolo 35 %. Pokud by byl použit účinnější výměník, výstupní teploty by odpovídaly poslednímu sloupečku, tedy teplotám $t_{a,SUP}$ v rozmezí 22 až 23,5°C.

Tabulka 30 – Porovnání výsledků vlastní rovnice s experimentálními daty [103]

Experiment v Soulu						Porovnávané výsledky	
$V_{a,primar}$	$V_{a,sekundar}$	$t_{a,ODA}$	$t_{a,ETA}$	$t_{wbt,ETA}$	$t_{a,SUP,[103]}$	$t_{a,SUP,(112)} \epsilon_{[103]}$	$t_{a,SUP,Chyba!}$ Nenalezen zdroj odkazů. $\epsilon=70\%$
[m ³ /h]	[m ³ /h]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
800	800	28,29	25,14	20,04	24,82	24,65	22,22
800	800	33,52	26,82	20,28	28,64	28,18	23,38
800	800	29,13	25,73	19,84	26,24	26,08	22,26
800	800	28,76	25,03	21,62	26,48	26,35	23,47

Obdobně je možné srovnání s experimentálními výsledky ze Španělska, z roku 2003. Martinez publikoval experiment [54] schematicky podobný experimentu popsánému v kapitole 4. Křížoproudý výměník i gravitační tok vody jsou podobné, Martinez bohužel nespécifikoval dostatečně účinnost výměníku pro přenos citelného tepla. Rovněž pracuje s rychlostmi proudění vzduchu ve výměníku do 0,5 m/s, které jsou pro praxi příliš nízké. Svůj výměník při konstantním průtoku vzduchu a vody zatížil různými teplotami a vlhkostmi primárního i sekundárního vzduchu.

Tabulka 31 ukazuje porovnání výsledku z experimentu z roku 2003 s výsledky, které ze stejných vstupů vypočte rovnice (112). Pokud je vlhkost primárního vzduchu dostatečně nízká, mezi výsledky je velmi dobrá shoda. Protože ale autor použil v cestě ETA relativně chladný vzduch s velmi nízkou vlhkostí, vychází často $t_{wbt,ETA} < t_{wbt,ODA}$, což v experimentu pravděpodobně vedlo ke kondenzaci v primárním vzduchu. Protože rovnice (112) s kondenzací nedokáže počítat, jsou výsledky v posledním sloupci výrazně optimističtější, než experimentální data. Na tomto místě je vhodné dodat, že pokud v budově není odvlhčování přiváděného vzduchu, pak při průchodu budovou vlhkost vzduchu spíše roste a teplota vlhkého teploměru v cestě ETA je vyšší, než teplota vlhkého teploměru v cestě ODA.

Tabulka 31 – Porovnání výsledků vlastní rovnice s experimentálními daty [54]

Experiment ve Španělsku					Vlastní výsledky
$t_{a,ODA}$	$t_{dp,ODA}$	$t_{a,ETA}$	$t_{wb,t,ETA}$	$t_{a,SUP,[54]}$	$t_{a,SUP,(112)}$
[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
24,52	11,92	20,59	15,03	17,27	17,52
28,24	14,49	21,30	15,90	19,21	19,13
31,87	16,12	21,33	15,26	20,00	19,60
36,60	18,25	21,42	15,04	21,32	20,66
37,74	18,84	21,41	15,30	21,79	21,15
25,47	17,48	21,30	14,31	18,44	17,22
28,14	20,86	21,19	13,95	19,36	17,65
31,45	23,88	21,28	15,50	20,89	19,67
36,13	16,62	21,46	14,34	22,76	20,01
39,13	24,56	21,62	16,28	23,90	22,25
26,50	24,66	21,47	16,88	21,93	19,41
29,37	24,52	21,59	17,05	23,29	20,29
32,64	24,90	21,66	17,41	24,43	21,42
38,49	29,49	21,48	16,55	29,11	22,29
40,80	29,41	21,77	16,49	28,82	22,84

8.2.2. Porovnání rovnice s jinými pokusy o zobecnění děje IEC

V literatuře byly nalezeny dva pokusy o zjednodušení výpočtu výsledných parametrů přiváděného vzduchu za IEC. Autorem prvního je Yangda Wan a jeho výzkum probíhal v roce 2017 v Soulu [113]. Druhý je z roku 2018 ze Španělska a autorem je Francisco Comino [114].

Yangda Wan se pokusil sestavit funkci pro bezrozměrnou výstupní teplotu (34), kterou vyslovil nejdříve obecně

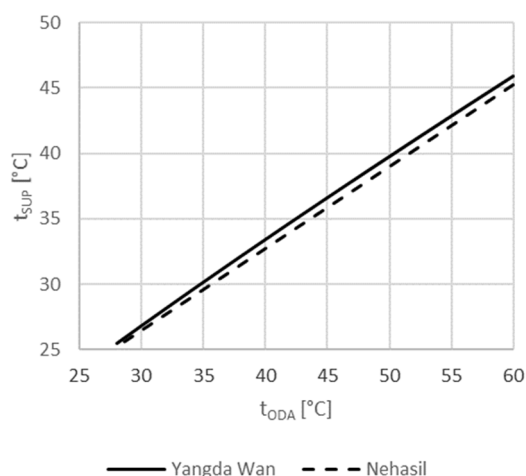
(35) a pak pro ni lineární regresí, za pomoci složitějšího modelu publikovaného dříve jiným autorem, našel koeficienty a okrajové podmínky (117) [113].

$\theta_{a,SUP} = 0,207 \cdot \alpha_L^{-0,157} \cdot R_{ws}^{0,089} \cdot Re_p^{0,296} \cdot \theta_{s,i}^{0,012} \cdot \theta_{w,i}^{0,04}$	[-]	(117)
kde:		
$\alpha_L = \frac{L}{\frac{d_{sekundar}}{2}}$	$50 \leq \alpha_L \leq 600$	
$R_{ws} = \frac{m_w}{v_{a,sekundar} \cdot \left(\frac{d_{sekundar}}{2} - \delta_w\right)}$	$0,8 \leq R_{ws} \leq 2,8$	
$Re_p = \frac{4 \cdot \frac{d_{primar}}{c}}{v_{a,primar}}$	$400 \leq Re_p \leq 2100$	
$\theta_{s,i} = \frac{t_{a,ETA} - t_{wb,ETA}}{t_{a,ODA} - t_{wb,ETA}}$	$0,18 \leq \theta_{s,i} \leq 1,0$	
$\theta_{w,i} = \frac{t_{w,ETA} - t_{wb,ETA}}{t_{a,ODA} - t_{wb,ETA}}$	$0,33 \leq \theta_{w,i} \leq 1,63$	

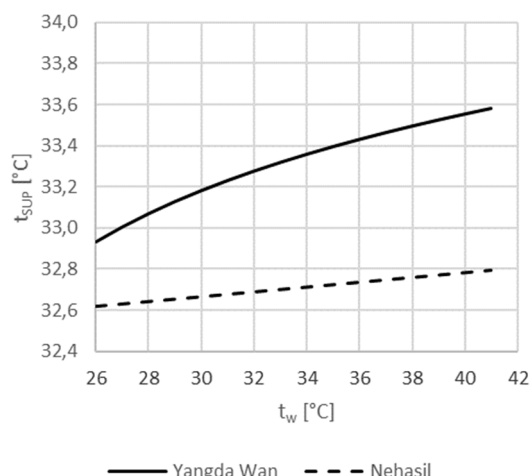
Použitelnost Wanovy rovnice je omezena tím, že v součiniteli R_{ws} je tloušťka vodního filmu, kterou většinou neznáme. Vyčíslením rovnice (117) zjistíme, že aby se jednotlivé součinitele dostaly do určených mezí, je třeba vstupní podmínky nastavit obecně takto:

- Teplota vody musí být výrazně vyšší, než $t_{wb,ETA}$.
- Množství vody musí být menší, než 50 g/m^3 vzduchu
- Výměník musí být relativně řídký – distance desek okolo 6 mm
- Rychlosti vzduchu musí být relativně vysoké, přes 6 m/s

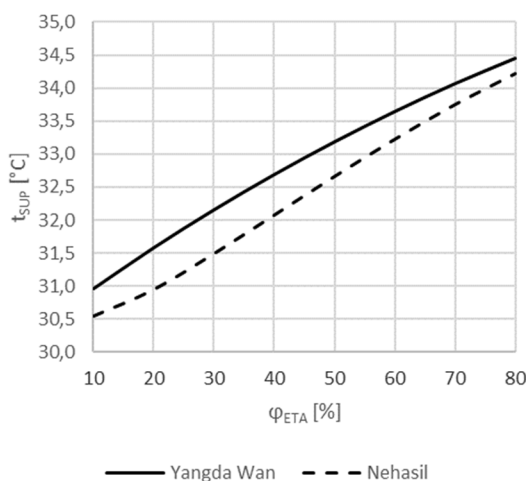
Tyto okolnosti vedou kvýměníku a jeho provoznímu stavu, kdy účinnost přenosu citelného tepla je přibližně $\varepsilon \approx 30 \%$. Výměník s vyšší účinností se nevejde do okrajových podmínek. Za takových okolností je možné porovnat výsledky Yangda Wana s rovnicí (112).



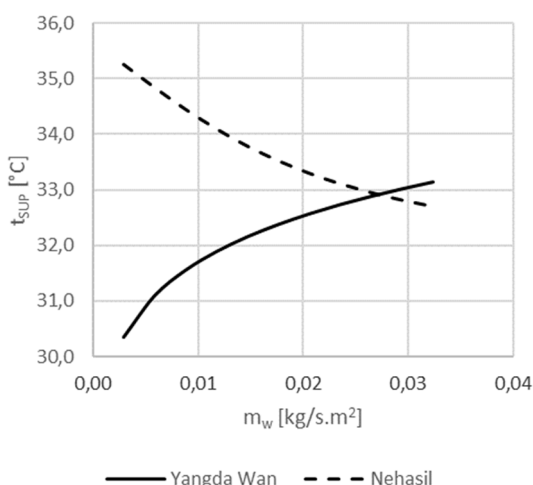
Obr. 94 – Vliv teploty venkovního vzduchu



Obr. 95 – Vliv teploty vody



Obr. 96 – Vliv relativní vlhkosti vzduchu ETA



Obr. 97 – Vliv množství vody

Model prezentovaný v této práci (kapitola 7.3) je s modelem Yangda Wan [113] v dobré shodě, pokud jde o vliv změny teploty venkovního vzduchu. Obr. 94. Obr. 95 pak ukazuje, jak se mění výstupní teplota vzduchu při změně teploty vody. Model představovaný v této práci

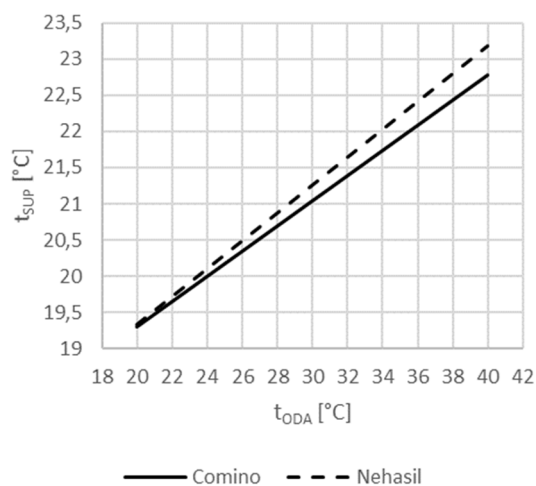
je na teplotu vody méně citlivý, než model Wan, ale v obou případech znamená vyšší teplota vody vyšší teplotu výstupního vzduchu a rozdíly jsou menší než 1 K. Obr. 96 pak ukazuje poměrně dobrou shodu ve vlivu vnitřní relativní vlhkosti, kde nižší vlhkost znamená vyšší vypařovací kapacitu a tím nižší teplotu výstupního vzduchu. Velmi zajímavého výsledku je ale dosaženo při srovnání ve vlivu množství vody. Toto srovnání ukazuje Obr. 97. Podle dosavadních zkušeností zvyšování množství vody vede ke snížení výsledné teploty. Podle modelu Yangda Wan je tomu opačně. Více rozprašované vody zvětšuje součinitel R_{ws} , což vždy zvyšuje výslednou teplotu $t_{a,SUP}$. Není vyloučeno, že autor udělal ve znaménku exponentu součinitele R_{ws} . Vstupní data, ze kterých byly získány zmíněné grafy, uvádí Tabulka 32.

Výsledky představené rovnice (112) se v obecné rovině s výsledky Yangda Wan relativně dobře shodují, i když některé aspekty výsledků Yangda Wan jsou diskutabilní. Okrajové podmínky rovnice (117) jsou ale úzké: Účinnost výměníku okolo 30% vzduch ODA teplejší než 28°C, teplota vody přes 26°C, rychlost proudění vzduchu ve výměníku ZZT přes 6 m/s.

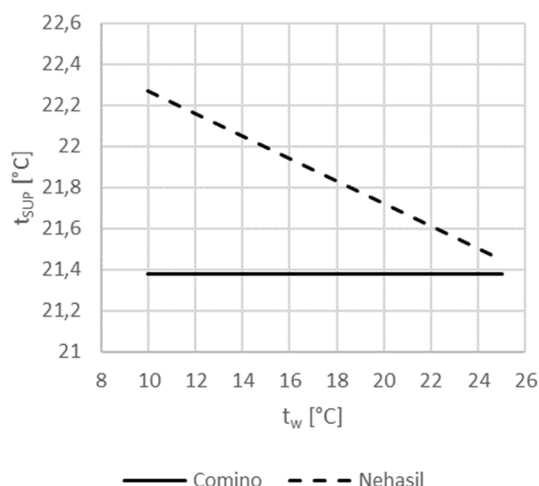
Tabulka 32 – vstupní hodnoty pro porovnání vlastního modelu s modelem Yangda Wan

Proměnná	Hodnota				Jednotka
	Obr. 94	Obr. 95	Obr. 96	Obr. 97	
$t_{a,ODA}$	28 - 60	40	40	40	[°C]
$m_{a,ODA}$	0,7	0,7	0,7	0,7	[kg/s]
$t_{a,ETA}$	26	26	26	26	[°C]
$X_{a,ETA}$	10,86	10,86	2,14-22,1	10,86	[g/kg s.v.]
$m_{a,ETA}$	0,7	0,7	0,7	0,7	[kg/s]
$t_{w,ETA}$	35	26-41	30	30	[°C]
$m_{w,ETA}$	33	33	33	3-32	[g/s.m ²]
ε	31	31	31	31	[%]
d	6	6	6	6	[mm]

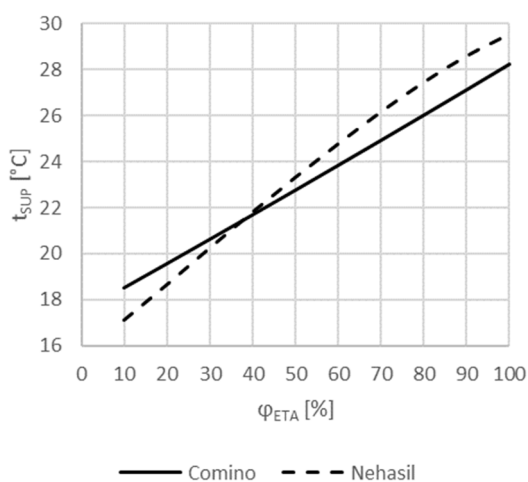
Velmi podobný experiment, jako v kapitole 4, provedl i Comino [114]. Použil stejný typ křížoproudého výměníku, ovšem pouze jeden, s roztečí desek 3,35 mm. Výměník zkoušel v odlišné poloze, shodné s polohou zobrazenou na Obr. 15, která je vhodnější pro rovnoměrné navlhčení teplosměnné plochy. Jeho pracovní metoda byla shodná s metodou představenou v této práci: Od experimentálních dat, přes podrobný model k modelu zjednodušenému. Jeho zobecnění je vystiženo rovnicí (36) a opírá se v něm o pouhých pět vstupních hodnot: Teploty primárního a sekundárního vzduchu na vstupu, měrnou vlhkost sekundárního vzduchu, rychlost sekundárního vzduchu a množství dodávané vody. Jeho zobecnění je platné pouze pro jeho výměník, s jinými výměníky jej není možné použít. Rovnice (36) byla vyčíslena a porovnána s rovnicí (112). Vstupy pro rovnici (112) byly upraveny tak, aby byl hodnocen proces IEC na stejném výměníku tepla. Podrobná vstupní data ukazují Tabulka 33.



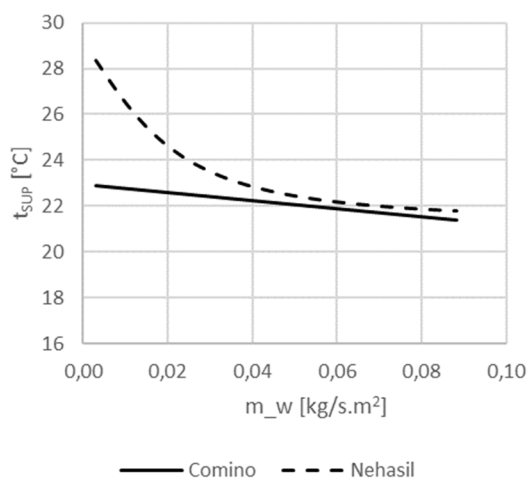
Obr. 98 – Vliv teploty venkovního vzduchu



Obr. 99 – Vliv teploty vody



Obr. 100 – Vliv relat. vlhkosti vzduchu ETA



Obr. 101 – Vliv množství vody

Tabulka 33 – vstupní hodnoty pro porovnání vlastního modelu s modelem Comino

Proměnná	Hodnota				Jednotka
	Obr. 98	Obr. 99	Obr. 100	Obr. 101	
$t_{a,ODA}$	20 - 40	35	40	35	[°C]
$m_{a,ODA}$	0,4	0,4	0,4	0,4	[kg/s]
$t_{a,ETA}$	26	26	26	26	[°C]
$X_{a,ETA}$	10,86	10,86	2,14-22,1	10,86	[g/kg s.v.]
$m_{a,ETA}$	0,4	0,4	0,4	0,4	[kg/s]
$t_{w,ETA}$	18,6	10-25	15	18,6	[°C]
$m_{w,ETA}$	59	88	59	3-88	[g/s.m²]
ϵ	65	65	65	65	[%]
d	3,3	3,3	3,3	3,3	[mm]

Podobně jako Yangda Wan, i Comino se s představeným modelem dobře shoduje v otázce závislosti teploty přívodního vzduchu na teplotě vzduchu venkovního (Obr. 98).

Pokud se má ovšem měnit teplota vody, prezentovaný model autora tuto skutečnost zohledňuje, zatímco Comino pro tuto proměnnou v modelu nemá vstup. Obr. 99 ukazuje, že chyba, které se tím Comino dopustil, není zásadní. Teplota vody má na výslednou teplotu přiváděného vzduchu jen malý vliv. Poměrně dobrá shoda mezi oběma modely je i na vlivu vlhkosti sekundárního vzduchu na výslednou teplotu. Nižší vlhkost znamená vyšší vypařovací schopnost a tím nižší teplotu přivodního vzduchu, což podle Obr. 100 v obou modelech funguje. Vzájemná odchylka zde však dosahuje až 1,4 K. Významnější odchylku je možné najít až v otázce množství vody, což je patrné z Obr. 101. V obou srovnávaných modelech platí, že větší průtok vody znamená nižší výstupní teplotu primárního vzduchu. Při průtoku vody přibližně nad 40 g/s.m² jsou oba modely v dobré shodě. Blíží-li se však průtok vody k nule, musí z fyzikálního hlediska vlhkotepломěrná účinnost rychle klesat a výsledná teplota primárního vzduchu prudce roste. Zatímco předkládaný model tuto skutečnost reflektuje, Cominův lineární model vrací nízkou teplotu přivodního vzduchu i při velmi malém průtoku vody.

Shrnutí: Předkládaný model založený na rovnici (112) je ve shodě jak s prací Yangda Wan, tak s modelem Comino. Zatímco zmíněné modely není možné porovnávat mezi sebou, protože jejich okrajové podmínky se neprotínají, prezentovaný model prokázal věrohodnost v okrajových podmínkách obou modelů, se kterými byl srovnáván. Platnost předkládaného modelu je totiž výrazně obecnější.

Výhodou předkládaného modelu oproti starším pracím je především:

- Možnost uplatnit model na různé výměníky tepla s různou účinností
- Schopnost zahrnout i vliv teploty vody, ten však byl shledán jako malý
- Není potřeba znát tloušťku vodního filmu ani jiné vstupy, které se obtížně zjišťují
- Podstatně věrnější citlivost výsledku na množství rozprašované vody

Předkládaný model se ukázal jako dobře funkční a obecnější, než ostatní modely dosud publikované.

8.3. Překážky v implementaci do běžné vzduchotechniky

Zejména v průběhu experimentální části práce bylo identifikováno několik praktických překážek, které je nutné překonat po zdolání technické nejistoty chladicího výkonu. Vyjmenováno je hlavních pět.

8.3.1. Nedostatečná těsnost uložení výměníku ZZT

Výměník zpětného získávání tepla je komponent, který je obvykle možné z VZT jednotky vyjmout. Tato vlastnost, nutná kvůli údržbě výměníku, nedovoluje jeho absolutně těsné uložení ve VZT jednotce. I proto každá dvoukanálová VZT jednotka trpí nějakou vnitřní netěsností. U sériové jednotky používané pro experimenty v rámci této práce procházelo

vnitřní netěsností až 20 % veškerého průtoku vzduchu. Vnitřní netěsností může při vypařovacím chlazení procházet nejenom odpadní vzduch, ale i kapalná voda, která se tak dostává do primárního vzduchu. Zde s ní většina VZT jednotek vůbec nepočítá. Zejména při intenzivním vlhčení v rámci IEC procesu pak může nežádoucí navlhčení primárního vzduchu působit potíže. Proto je vhodné vyvinout uložení výměníku ZZT a upravit tlakové poměry tak, aby ke kontaminaci primárního vzduchu sekundárním docházelo v co nejmenší míře.

8.3.2. Hygienická bezpečnost čerstvého vzduchu

Vlhčení vodou ve vzduchotechnice s sebou vždy nese riziko množení bakterií, zejména bakterie *Legionella pneumophilla*, která po vdechnutí člověkem představuje závažné ohrožení zdraví i života. Při použití cirkulační vody je riziko množení bakterií Legionelly vysoké. Stačí přitom i relativně malá kontaminace primárního vzduchu k tomu, aby vznikla reálná možnost vdechnutí bakterií člověkem. Aby byl provoz IEC bezpečný, je nutné uvažovat o následujících opatřeních:

- Nepoužívat pro vlhčení cirkulační vodu, ale vždy jen čerstvou vodu pitnou,
- pokud je cirkulační voda používána, bránit množení bakterií např. chemicky nebo pomocí UV záření,
- upravit tlakové poměry tak, aby vnitřními netěsnostmi jednotky pronikal primární vzduch do sekundárního a nikoli naopak.

8.3.3. Vysoká spotřeba vody

Jak se potvrdilo výsledky experimentů i modelů, pro správnou funkci a nejlepší navlhčení teplosměnných ploch je nutné do výměníku dodávat více vody, než kolik se vypaří. Jak bylo ukázáno v kapitole 8.1.2, průtok vody je v průměru 5x větší, než odpařené množství. V podmínkách ČR tak při použití pitné vody bez cirkulace vychází kilowatthodina chladu přibližně na 1 Kč, což je sice méně, než obvyklá cena chladu ze strojního chlazení, ale rozdíl není v násobcích. Skutečně efektivního provozu se dosahuje jen tehdy, pokud se odpadní voda vytékající z výměníku vrací do systému na cirkulační bázi. Tehdy je možné hovořit o ceně chladu v řádech 0,2 Kč za kilowatthodinu, což jsou provozní náklady, kterým strojní chlazení nemůže konkurovat. Naneštěstí je to právě cirkulační voda, která v sobě nese významná rizika popsaná výše.

8.3.4. Potenciál snížení životnosti

Běžné VZT stroje jsou dnes konstruovány na práci s vlhkým vzduchem, nikoli se směsí vzduchu a vody. Ve skříni jednotky je nutné vyřešit pohyb kapek vodní mlhy tak, aby se dostaly do výměníku ZZT, ale aby neohrožovaly elektrické komponenty stroje jako motory ventilátorů nebo uzavíracích klapek.

Ve vodě jsou zároveň částečně zachycovány kontaminanty ze vzduchu, se kterým tato voda přichází do styku. Zejména v případě použití cirkulační vody může tento jev způsobovat

ohrožení jednotky. Kontaminanty z odpadního vzduchu se hromadí v cirkulační vodě, mohou ovlivňovat její pH a cirkulační voda se může stát agresivní korozivní substancí. Proto je nutné hlídat vlastnosti vody a případně ji odpouštět do kanalizace a nahrazovat vodou čistou.

8.3.5. Zarůstání vodním kamenem

Pitná voda z vodovodního řadu obsahuje nezanedbatelné množství rozpuštěných minerálů a solí, které se usazují jak v potrubí pitné vody, tak na dalších površích, se kterými voda přijde do kontaktu. Vypařováním vody vzniká čím dál koncentrovanější roztok těchto solí, a tím se zvyšuje míra jejich usazování na površích jako tzv. „vodní kámen“. Vrstvička vodního kamene na teplosměnné ploše výměníku výrazně zhoršuje jeho tepelně-technické vlastnosti. Pro odstranění této překážky je několik možností:

- Používat demineralizovanou vodu
- Výměník pravidelně čistit
- Vyvinout teplosměnnou plochu tak, aby na ní vodní kámen neulpíval

8.4. Ověření hlavní hypotézy

Na počátku práce byla v kapitole 1.2 vyslovena hypotéza, že k popsání výstupní teploty z výměníku IEC není nutné procházet celým procesem teorie podobnosti, sdílení tepla a hmoty a termomechaniky nehomogenních směsí, ale je možné najít jednoduchou a rychlou inženýrskou rovnici pro stanovení $t_{a,SUP}$, pro určitá uspořádání proudů vzduchu, vody a orientace výměníku.

V průběhu práce bylo zvoleno uspořádání proudů vzduchu, vody a orientace výměníku, na kterém byla tato hypotéza experimentálně ověřována (Obr. 37). Experimentální data posloužila ke kalibraci a validaci podrobného modelu, který se termomechanikou nehomogenních směsí, přestupem tepla a hmoty a teorií podobnosti dopodrobna zabýval. S pomocí tohoto podrobného modelu pak byl vytvořen model popsáný rovnicí (112). Tento představený model splňuje všechny předpoklady vyslovené v hlavní hypotéze: Dostatečně věrně určuje výsledné parametry vzduchu za výměníkem IEC a je možné jej propočítat i bez znalosti celé problematiky. Model se opírá výhradně o vstupní hodnoty, které je jednoduché získat, jako je teplota, vlhkost nebo hmotnostní průtok. Klíčovým vstupním parametrem je účinnost výměníku neboli účinnost přenosu citelného tepla. Tato je závislá i na dalších vstupních proměnných, jako je např. vzduchové množství. Pro výpočet účinnosti předávání citelného tepla ale inženýrské nástroje již existují, což z tohoto parametru rovněž činí snadno dostupnou hodnotu.

Nalezená rovnice byla ověřena experimentálními daty nejen vlastními, ale i experimentálními daty jiných autorů. Obstála i v diskuzi s dalšími obdobnými pracemi, je tedy považována za platnou. Toto zjištění potvrzuje hlavní hypotézu, vyslovenou autorem již na

samém začátku výzkumu. V průběhu tvorby této práce byla hypotéza nezávisle potvrzena i dalšími dvěma autory [113][114], kteří sestavili vlastní rovnice pro výpočet výsledné teploty vzduchu za výměníkem IEC. Jejich volba „konkrétní situace“ je ale specifičtější, jejich modely mají užší okrajové podmínky a navzájem se neprotínají. Model představený v této práci je obecnější, může se proto s dříve publikovanými modely porovnávat a je s nimi ve shodě. Hlavní hypotéza je potvrzena.

8.5. Závěr

8.5.1. Celkové shrnutí

Předkládaná práce přináší zevrubné prozkoumání problematiky nepřímého vypařovacího chlazení v obecných souvislostech a posouvá hranice poznání tohoto děje stanovením jednoduché rovnice, s jejíž pomocí je možné jednoduše a rychle vypočítat výslednou teplotu vzduchu za nepřímým vypařovacím chladičem.

Práce v úvodu rozebírá problematiku chlazení budov z hlediska historického vývoje, z hlediska spotřeby energie, vazby na tepelný komfort i na kvalitu vzduchu, zabývá se environmentálními souvislostmi a rozebírá možnosti nízkoenergetického chlazení budov, které mají synergický efekt ve všech zmíněných oblastech. Nepřímé vypařovací chlazení z tohoto rozboru vychází jako velmi vhodná chladicí technika, která se dobře uplatní v kombinaci různých způsobů nízkoenergetického chlazení budov. V úvodu práce jsou rovněž shrnuty důvody, proč se přes všechny své výhody nepřímé vypařovací chlazení na trhu příliš nerozšířilo. Za tyto důvody je označována technická nejistota návrhu IEC chlazení, protože pro tuto technologii nejsou připraveny rychlé inženýrské výpočty a dále konstrukční překážky provedení zvlhčovacích komor a skrápěného výměníku vzduch/vzduch. Na tyto otázky pak práce hledala odpověď.

V navazující části je rozebrán termomechanický popis děje přestupu tepla a hmoty na skrápěném výměníku vzduch/vzduch a je vysvětleno, jaký je současný stav poznání tohoto děje. Nepřímým vypařovacím chlazením se zabývala celá řada autorů, z nichž někteří jev zkoumali experimentálně, jiní vytvořili pro tento děj matematické modely, další se zabývali výlučně dějem přestupu hmoty a tepla. V literatuře výrazně převažuje snaha o podrobný popis děje pomocí složitých modelů, nad snahou o zjednodušení výpočtů, která by směřovala k rychlým inženýrským metodám návrhu. Rovněž bylo zjištěno, že velká část autorů se zabývá myšlenkou Maisotsenkova chladiče, který dosahuje sice nízké výstupní teploty, ale pro běžnou vzduchotechniku je příliš komplikovaný.

Vlastní práce autora je popsána v kapitolách 4 až 7. Jejím primárním výsledkem je výrazně zjednodušený model, který je pro rychlý inženýrský návrh dobře použitelný. Pracovní metoda, která k vytvoření tohoto modelu vedla, směřovala po následující lince: „*Experiment, založený na několika stovkách měření -> Zpracování experimentálních dat -> Vytvoření*

podrobného modelu -> Kalibrace a validace modelu reálnými experimentálními daty -> Série mnoha tisíců virtuálních experimentů na podrobném modelu -> Parametrizace výsledků do jednoduché rovnice -> Ověření správnosti rovnice“.

Experiment zahrnoval dva typy výměníku, tři typy zvlhčovacích trysek v různém počtu a desítky kombinací průtoku vzduchu, průtoku vody a různých teplot venkovního vzduchu. Experiment byl zatížen vnitřní netěsností jednotky, která dosahovala až 20% z celkového průtoku vzduchu. Z tohoto důvodu nemohla být data z experimentu přímo použita pro zobecnění do jednoduchého modelu. Vnitřní netěsnost byla změřena a zahrnuta do vyhodnocení experimentu a jeho validity. Validita experimentu byla vyhodnocována porovnáním odevzdané energie z primárního vzduchu s přijatou energií na sekundárním vzduchu. Za platná byla označena ta měření, kde vzájemná odchylka těchto toků energie nepřesáhla $\pm 20\%$ z jejich absolutní hodnoty. Platných měření bylo 77% z celku. Z experimentu vyplynulo, že:

- chladicí výkon se zvyšuje s venkovní teplotou,
- při vhodné kombinaci výměníku, trysek a průtoku vody je dosažitelná teplota přiváděného vzduchu 16-19°C při teplotě venkovního vzduchu 21-36°C.
- Pro IEC jsou potřeba zajistit některé stejné vlastnosti výměníku, jako pro zimní provoz: Velká teplosměnná plocha, vysoký součinitel prostupu tepla.
- Hydrofilní povrchová úprava, vhodná pro zimní provoz, není vhodná pro letní provoz.

Vedle provedených experimentů byl vystavěn podrobný počítačový model výměníku IEC. Tento model byl nutným mezikrokem mezi experimentálními daty a jednoduchým modelem. Podrobný model totiž je možné pro kalibraci zatížit stejnou známou systematickou chybou jako experiment. Modelována byla jedna deska výměníku ZZT metodou konečných objemů v prostředí MATLAB. Pro popis dějů byla využita zejména práce profesora Klopperse [104] pro určení podobnosti mezi sdílením tepla a hmoty, Chua [99] pro popis energetických toků ve směsi vody a vzduchu, a práce Stefana De Antolenllise [52][127] pro kinematiku a mechaniku vodního filmu na desce výměníku. Model byl kalibrován experimentálními daty: Pro primární stranu výměníku byl kalibrován přestup pouze citelného tepla, provozními stavy, ve kterých nebyla do výměníku rozprašována žádná voda. Pro sekundární stranu byly přestupy tepla a hmoty kalibrovány provozními stavy s průtokem vody a se stejnou vnitřní netěsností, jakou byl zatížen i experiment. Pro další simulace, ze kterých byla odvozena rovnice výsledného zjednodušeného modelu, byla tato vnitřní netěsnost z modelu odstraněna.

V následujícím kroku byla vytyčena série dílčích hypotéz, s jejichž pomocí byl skládán obraz vzájemných závislostí mezi jednotlivými vstupními veličinami a výslednou teplotou vzduchu za IEC chlazením, případně vlhkoteploměrnou účinností. Pro každou hypotézu byla navržena a realizována systematická série simulací na detailním modelu, aby mohla být dílčí hypotéza potvrzena nebo vyvrácena. U některých vstupů se ukázalo, že na výsledek nemají

vliv, ačkoli podrobný model se bez nich neobejde: například celkový tlak vzduchu. Jako vhodná metrika k popsání IEC děje se ukázala vlhkoteploměrná účinnost. **Rovněž bylo zjištěno, že ve vztahu k množství vody nerozhoduje poměr vody a vzduchu, ale poměr průtoku vody k velikosti výměníku.** Zásadní vliv na teplotu výsledného vzduchu mají:

- teplotní poměry na vstupech výměníku,
- množství rozprašované vody na jednotku průřezové plochy výměníku,
- účinnost výměníku v předávání citelného tepla,
- relativní vlhkost sekundárního vzduchu,
- teplota rozprašované vody.

Na těchto vstupech byl vystavěn výrazně zjednodušený model celého děje, který je reprezentován parametrickou rovnicí. Tato rovnice byla zpětně ověřena další sérií simulací a pro její platnost byly stanoveny okrajové podmínky. Zjednodušený model byl porovnán jak s publikovanými experimenty, tak s modely jiných autorů. **Ukázalo se, že zjednodušený model se s dosavadními pracemi dobře shoduje a pro inženýrský návrh IEC se zdá být velice slibným nástrojem s výrazně širší uplatnitelností, než dosavadní zjednodušené modely.**

V závěru práce jsou výsledky diskutovány v kontextu klimatických dat a je vyčíslen potenciál vypařovacího chlazení. **Z této diskuze vyplývá, že při použití výměníku s účinností přenosu citelného tepla okolo 60 - 70% může IEC zcela odbourat tepelnou zátěž větráním v průběhu celého roku včetně extrémů, a to v klimatu nejen střední Evropy, ale i v jižní Evropě a v subtropickém klimatu severní Afriky.** Navíc, vzhledem ke snížení teploty větracího vzduchu, IEC umožňuje chlazení větracím vzduchem o teplotě menší než 23°C, čímž dochází k odvodu přinejmenším části tepelné zátěže z budovy přímo v okamžiku vzniku této zátěže. Chladicí účinek použité vody je v cirkulačním režimu 0,3 až 0,5 kWh/l, v režimu bez cirkulace vody pak pouze 40 až 75 Wh/l.

Jak se ukázalo studiem výsledků z obou modelů, je to právě voda, která je nositelem chladu v nepřímém vypařovacím chlazení. Teplo pro skupenskou přeměnu se odebírá právě z vody ve formě citelného tepla a kapalná voda je nejchladnější částí celého termomechanického systému. Pro dobré předávání chladu je tak nutné co nejlepší navlhčení teplosměnných ploch. Z dosažených poznatků jsou formulována tato doporučení:

- Hydrofilní povrchová úprava teplosměnných ploch
- Rovnoměrné dávkování vody na celou nátokovou plochu výměníku
- Množství vody 40 až 60 g/s.m² průřezové plochy
- Pokud není k dispozici voda chladnější než 20°C, použít trysky s jemným rozptylem a zachovat min. 300 mm dlouhou volnou komoru mezi tryskami a výměníkem.

Nepřímé vypařovací chlazení prokázalo svůj potenciál jako slibná technologie nízkoenergetického chlazení, která může velmi snížit instalovaný výkon a počet provozních hodin strojních chladičů. Vzhledem k tomu, že IEC poskytuje chlazený vzduch nejen v interiéru, ale i v exteriéru a také to, že IEC dodává vlhkost do vnější atmosféry, kde to naše

města akutně potřebují, zdá se, že IEC je vynikající technikou nízkoenergetického chlazení současných budov.

8.5.2. Naplnění cílů a přínosy disertační práce

V práci bylo dosaženo všech čtyř vytyčených cílů.

- 1) Hlavní hypotéza, týkající se existence jednoduchého modelu IEC výměníku byla potvrzena přímo tím, že byl tento model nalezen, ověřen a diskutován s pracemi jiných autorů.
- 2) Vytvoření nástroje k usnadnění transferu technologie nepřímého vypařovacího chlazení do nejběžnější technické praxe je největším přínosem práce, protože se tento model ukázal jako funkční.
- 3) Konstrukční překážky byly identifikovány v průběhu experimentu, protože na ně experiment narážel a poskytl bohatou základnu cenných zkušeností. Tyto zkušenosti jsou komunikovány v disertační práci v negativní formě seznamu konstrukčních překážek (kapitola 8.3).
- 4) Konstrukční doporučení jsou uvedena v kapitole 8.5.1 a jsou pozitivní komunikací získaných zkušeností.

Práce se může snadno stát odrazovým můstkem pro průmyslový výzkum a experimentální vývoj, směřující k sériově vyráběné větrací jednotce s nepřímým vypařovacím chlazením. Poté, co byly tyto cíle práce naplněny, je podstatně větší šance, že se IEC stane běžnou součástí VZT v nabídkách vzduchotechnických firem. Jakkoli je obecný popis děje vázán jen na jedno geometrické uspořádání komponent, práce ukazuje krom vlastního výsledku i cestu, jak k tomuto popisu dospět. Zvolená cesta je použitelná i na další geometrická uspořádání, což dále snižuje výzkumnou nejistotu při vývoji dalších zařízení. Průkopnická práce může zvýšit ochotu výrobců investovat do aplikovaného výzkumu a experimentálního vývoje směřujícího k běžným VZT jednotkám s technologií IEC.

Bylo prokázáno, že IEC je funkční metoda nízkoenergetického chlazení: Chladicí potenciál vzhledem ke spotřebě energie je mimořádně výhodný. S IEC technologií se chlazení stane na jednu stranu dostupnější širšímu spektru budov, což bude mít pozitivní vliv na kvalitu vnitřního prostředí v těchto budovách. Na druhou stranu je energeticky výrazně úspornější než kompresorové zdroje chladu, takže jeho instalaci v klimatizovaných budovách dojde ke snížení energetické náročnosti, což povede ke snížení celkové energetické náročnosti chlazení v globálním měřítku. IEC tak posouvá společnost blíže k budovám s téměř nulovou spotřebou energie. Zároveň je možné očekávat synergický efekt zlepšení klimatu ve městech zvyšováním vlhkosti venkovního vzduchu.

Seznam použité literatury

- [1] History of Air Conditioning [online]. U.S. Department of Energy, 1000 Independence Ave., SW Washington, DC 20585. [vid. 12. 12. 2018]. Dostupné z: <https://energy.gov/articles/history-air-conditioning>
- [2] SANTAMOURIS, Mat, 2016. Cooling the buildings – past, present and future. *Energy and Buildings* [online]. ISSN 03787788. Dostupné z: doi:10.1016/j.enbuild.2016.07.034
- [3] CAO, Xiaodong, Xilei DAI a Junjie LIU. Building energy-consumption status worldwide and the state-of-the-art technologies for zero-energy buildings during the past decade. *Energy and Buildings* [online]. 2016. ISSN 03787788. Dostupné z: doi:10.1016/j.enbuild.2016.06.089
- [4] DIRKS, James A., Willy J. GORRISEN, John H. HATHAWAY, Daniel C. SKORSKI, Michael J. SCOTT, Trenton C. PULSIPHER, Maoyi HUANG, Ying LIU a Jennie S. RICE. Impacts of climate change on energy consumption and peak demand in buildings: A detailed regional approach. *Energy* [online]. 2015. ISSN 03605442. Dostupné z: doi:10.1016/j.energy.2014.08.081
- [5] HOUGHTON, John. Global warming. *Reports on Progress in Physics* [online]. 2005. ISSN 00344885. Dostupné z: doi:10.1088/0034-4885/68/6/R02
- [6] COOK, Benjamin I., Jason E. SMERDON, Richard SEAGER a Sloan COATS. Global warming and 21 st century drying. *Climate Dynamics* [online]. 2014. ISSN 14320894. Dostupné z: doi:10.1007/s00382-014-2075-y
- [7] MARADA, M. Energeticky úsporné historické budovy. 2010. *Stavitel*: (10) 14-16. ISSN: 1210-4825
- [8] LAIN, Miloš, HENSEN, Joannes. *Nízkoenergetické chlazení budov*. Praha, 2007. Disertační práce. České vysoké učení technické v Praze. Ústav techniky prostředí.
- [9] NEHASIL, O. Historické způsoby chlazení budov. In: *Sborník přednášek 11. Letní školy TZB*. 11. Letní škola TZB, Český Šternberk, 2013-09-11/2013-09-13. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2013. s. 79-87. ISBN 978-80-02-02475-0.
- [10] CAMPANIÇO, Hugo, Pierre HOLLMULLER a Pedro M.M. SOARES. Assessing energy savings in cooling demand of buildings using passive cooling systems based on ventilation. *Applied Energy* [online]. 2014. ISSN 03062619. Dostupné z: doi:10.1016/j.apenergy.2014.08.053
- [11] Chlazení průmyslových kapalin [online]. ENERGOEKONOM spol. s r.o., Milíčova 1990, 250 82 Úvaly. [vid. 18. 5. 2019]. Dostupné z: <http://www.energoekonom.cz/magazin-chlazení-prumyslovych-kapalin-detail-1532>
- [12] KAZMÉROVÁ, Kristýna. Sorpční chladicí zařízení. In: www.tzb-info.cz [online]. Topinfo s.r.o., 2011. [vid. 18.5.2019]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/7712-sorpcni-chladici-zarizeni>
- [13] SANTAMOURIS M. and ASIMAKOPOULOS D., *Passive Cooling of Buildings*. 1st pub. ed. London: James & James, 1996. ISBN: 1-873936-47-8.
- [14] MACLAINE-CROSS, I. L. a P. J. BANKS. A General Theory of Wet Surface Heat Exchangers and its Application to Regenerative Evaporative Cooling. *Journal of Heat Transfer*. 1981. vol. 103, no. 3, pp. 579-585.
- [15] NEHASIL, O. Energie na dopravu chladu v nízkoenergetickém chlazení. In: *Letní škola TZB 2015 - TZB pro sportovní stavby s téměř nulovou spotřebou energie*. 13. Letní škola TZB 2015, Český Šternberk, 2015-09-09/2015-09-11. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2015. s. 65-74. ISBN 978-80-02-02608-2.
- [16] THE EUROPEAN COMMISSION, Commission Regulation (EU) No. 1253/2014 of 7 July 2014.
- [17] SCHILD P.G., MYSEN M. Doporučení pro měrný příkon ventilátoru (SFP) a účinnost vzduchotechnických systémů – II. In: www.tzb-info.cz [online]. Topinfo s.r.o., 2014. Dostupné z: <http://vetrani.tzb-info.cz/vzduchotechnicka-zarizeni/11102-doporuceni-pro-merny-prikon-ventilatoru-sfp-a-ucinnost-vzduchotechnicky-systemu-ii>
- [18] SCHILD P.G., MYSEN M., Doporučení pro měrný příkon ventilátoru (SFP) a účinnost vzduchotechnických systémů – I. In: www.tzb-info.cz [online]. Topinfo s.r.o., 2014. Dostupné z: <http://vetrani.tzb-info.cz/uspory-energie-vetrani-klimatizace/11079-doporuceni-pro-merny-prikon-ventilatoru-sfp-a-ucinnost-vzduchotechnicky-systemu-i>
- [19] NEHASIL, O. a D. ADAMOVSKEJ. Vliv spotřeby energie na pohon ventilátorů na účinnost adiabatického a větracího chlazení. In: MATUŠKA, T., ed. *Symposium Energeticky efektivní budovy 2015*. Buřtšhrad,

- 2015-10-15. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2015. s. 209-214. 1. vydání. ISBN 978-80-02-02615-0.
- [20] NEHASIL, O. a D. ADAMOVSKEJ. VLIV SPOTREBY ENERGIE NA POHON VENTILATORU NA UCINNOST CHLAZENI VETRACIM VZDUCEM. In: ŠVECOVÁ, Z., ed. *Vnútorná Klíma Budov 2015*. Štrbské Pleso, 2015-12-08/2015-12-09. Bratislava: Slovenská spoločnosť pre techniku prostredia ZSVTS, 2015. s. 209-214. ISBN 978-80-89216-85-7.
- [21] NEHASIL, O. a D. ADAMOVSKEJ. Chlazení budov větracím vzduchem a nepřímé vypařovací chlazení. In: *TZB v budovách s téměř nulovou spotřebou energie - sborník přednášek 12. Letní školy TZB*. 12. Letní škola TZB aneb co v osnovách nebylo..., Český Šternberk, 2014-09-10/2014-09-12. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2014. s. 64-71. ISBN 978-80-02-02551-1.
- [22] FOLDBJERG, Peter, Thorbjørn ASMUSSEN a Peter HOLZER. Ventilative cooling of residential buildings - strategies, measurement results and lessons learned from three active houses in Austria, Germany and Denmark. *International Journal of Ventilation* [online]. 2014. ISSN 20444044. Dostupné z: doi:10.1080/14733315.2014.11684047
- [23] NEHASIL, O. a D. ADAMOVSKEJ. Ventilative Cooling Control Strategy for Variable Air Volume Ventilation Systems. *Vytápění, větrání, instalace*. 2018, **27**(6), 366-373. ISSN 1210-1389.
- [24] MEDVED, Sašo, Miha BABNIK, Boris VIDRIH a Ciril ARKAR. Parametric study on the advantages of weather-predicted control algorithm of free cooling ventilation system. *Energy* [online]. 2014. ISSN 03605442. Dostupné z: doi:10.1016/j.energy.2014.05.080
- [25] ENGELMANN, Peter, Doreen KALZ a Graziano SALVALAI. Cooling concepts for non-residential buildings: A comparison of cooling concepts in different climate zones. *Energy and Buildings* [online]. 2014. ISSN 03787788. Dostupné z: doi:10.1016/j.enbuild.2014.07.011
- [26] CHIESA, Giacomo a Mario GROSSO. Geo-climatic applicability of natural ventilative cooling in the Mediterranean area. *Energy and Buildings* [online]. 2015. ISSN 03787788. Dostupné z: doi:10.1016/j.enbuild.2015.08.043
- [27] HUANG Kuo-Tsang a HWANG Ruey-Lung. Parametric study on energy and thermal performance of school buildings with natural ventilation, hybrid ventilation and air conditioning. *Indoor and Built Environment*, vol. 25, no. 7, pp. 1148-1162. Dostupné z: doi: 10.1177/1420326X15609773
- [28] ARTMANN, N., H. MANZ a P. HEISELBERG. Climatic potential for passive cooling of buildings by night-time ventilation in Europe. *Applied Energy* [online]. 2007. ISSN 03062619. Dostupné z: doi:10.1016/j.apenergy.2006.05.004
- [29] NEHASIL, O. a D. ADAMOVSKEJ. Využití nepřímého adiabatického chlazení v zařízeních pro zpětné získávání tepla. In: ŠIKULA, O. a J. HIRŠ, eds. *Simulace budov a techniky prostředí 2012*. Brno, 2012-11-08/2012-11-09. Praha: IBPSA-CZ, 2012. s. 29-33. ISBN 978-80-260-3392-9.
- [30] NEHASIL, O. a D. ADAMOVSKEJ. Utilization of indirect adiabatic cooling in heat recovery devices. In: KALOUSEK, M., M. NĚMEČEK a L. CHUCHMA, eds. *EnviBUILD 2012/SBTP 2012*. Building Performance Simulation Conference 2012, Brno, 2012-11-08/2012-11-09. Durnten-Zurich: Trans Tech Publications, 2013. s. 307-310. ISSN 1022-6680. ISBN 978-3-03785-596-6. DOI [10.4028/www.scientific.net/AMR.649.307](https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.649.307).
- [31] NEHASIL Ondřej. *Využití adiabatického chlazení*. Praha, 2012. Diplomová práce, ČVUT v Praze, Fakulta stavební, Katedra technických zařízení budov.
- [32] NEHASIL, O. a D. ADAMOVSKEJ. Case Study of Indirect Evaporative Cooling in the Main Building of TU/e Eindhoven. In: BARTÁK, M., ed. *Simulace budov a techniky prostředí 2014 - sborník 8. konference IBPSA-CZ*. Simulace budov a techniky prostředí 2014, Praha, 2014-11-06/2014-11-07. Praha: IBPSA-CZ, 2014. s. 87-94. ISBN 978-80-260-7209-6.
- [33] THAM, Kwok Wai. Indoor air quality and its effects on humans—A review of challenges and developments in the last 30 years. *Energy and Buildings* [online]. 2016. ISSN 03787788. Dostupné z: doi:10.1016/j.enbuild.2016.08.071
- [34] KRAVCIK, Michal, Jan POKORNY, Juraj KOHUTIAR, Martin KOVAC a Eugen TOTH. *Water for the Recovery of the Climate - A New Water Paradigm*. 2007, 94.
- [35] MARKONIS, Y., M. HANEL, P. MÁČA, J. KYSELÝ a E. R. COOK. Persistent multi-scale fluctuations shift European hydroclimate to its millennial boundaries. *Nature Communications* [online]. 2018. ISSN 20411723. Dostupné z: doi:10.1038/s41467-018-04207-7

- [36] SCHMIDT, Marco. The contribution of rainwater harvesting against global warming. *Technische Universität Berlin, IWA Publishing, London, UK*. 2006.
- [37] SCHMIDT, Marco a Brigitte REICHMANN. Rainwater harvesting and evaporation for stormwater management and energy conservation. II. International Congress on Environmental Planning and Management in Berlin. *Proceedings from 2nd International Congress on Environmental Planning and Management* [online]. 2007, 1–4. Dostupné z: <http://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:Rainwater+harvesting+and+evaporation+for+stormwater+management+and+energy+conservation+Results#0%5Cnhttp://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:Rainwater+harvesting+and+evapor>
- [38] SCHMIDT, Marco. Rainwater harvesting for mitigating local and global warming. *The World bank: Fifth Urban Research Symposium* [online]. 2009, 1–15. Dostupné z: <http://www.gebaeudekuehlung.de/URS2009Marseille.pdf>
- [39] BRÁZDIL R., TRNKA M. et al. *Sucho v českých zemích: Minulost, současnost, budoucnost*. Centrum výzkumu globální změny AV ČR. UNIPress s.r.o., 2015. ISBN: 978-80-87902-11-0
- [40] KOVÁŘOVÁ, Milena; POKORNÝ, Jan. Comparison of long-term monitoring of temperature and precipitation between wetland and other ecosystems. *Ecohydrology*, 2010, 3.4: 445-456.
- [41] Zákon č. 183/2006 Sb. Zákon o územním plánování a stavebním řádu (stavební zákon)
- [42] Zákon č. 254/2001 Sb. Zákon o vodách a o změně některých zákonů (vodní zákon)
- [43] Vyhláška č. 501/2006 Sb. Vyhláška o obecných požadavcích na využívání území. Ministerstvo pro místní rozvoj České republiky.
- [44] Vyhláška č. 268/2009 Sb. Vyhláška o technických požadavcích na stavby. Ministerstvo pro místní rozvoj České republiky.
- [45] HSU, Shyr Tzer, Zalman LAVAN a William M. WOREK. Optimization of wet-surface heat exchangers. *Energy* [online]. 1989. ISSN 03605442. Dostupné z: doi:10.1016/0360-5442(89)90009-1
- [46] ERENS, P. J. a A. A. DREYER. Modelling of indirect evaporative air coolers. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 1993. ISSN 00179310. Dostupné z: doi:10.1016/0017-9310(93)80062-Y
- [47] MOSHARI, Shahab, Ghassem HEIDARINEJAD a Aida FATHIPOUR. Numerical investigation of wet-bulb effectiveness and water consumption in one-and two-stage indirect evaporative coolers. *Energy Conversion and Management* [online]. 2016. ISSN 01968904. Dostupné z: doi:10.1016/j.enconman.2015.11.022
- [48] DUAN, Zhiyin, Changhong ZHAN, Xingxing ZHANG, Mahmud MUSTAFA, Xudong ZHAO, Behrang ALIMOHAMMADISAGVAND a Ala HASAN. *Indirect evaporative cooling: Past, present and future potentials* [online]. 2012. ISSN 13640321. Dostupné z: doi:10.1016/j.rser.2012.07.007
- [49] PANDELIDIS, Demis, Sergey ANISIMOV, William M. WOREK a Paweł DRAG. Comparison of desiccant air conditioning systems with different indirect evaporative air coolers. *Energy Conversion and Management* [online]. 2016. ISSN 01968904. Dostupné z: doi:10.1016/j.enconman.2016.02.085
- [50] PANDELIDIS, Demis, Sergey ANISIMOV a William M. WOREK. Performance study of counter-flow indirect evaporative air coolers. *Energy and Buildings* [online]. 2015. ISSN 03787788. Dostupné z: doi:10.1016/j.enbuild.2015.10.004
- [51] HOLTERMAN H.J., *Kinetics and evaporation of water drops in air*, IMAG Wageningen: Instituut voor Milieu-en Agritechniek, 2003. ISBN: 90-5406-234-7
- [52] DE ANTONELLIS, Stefano, Cesare Maria JOPPOLO, Paolo LIBERATI, Samanta MILANI a Francesco ROMANO. Modeling and experimental study of an indirect evaporative cooler. *Energy and Buildings* [online]. 2017. ISSN 03787788. Dostupné z: doi:10.1016/j.enbuild.2017.02.057
- [53] KIM, Min Hwi, Duk Soo JEONG a Jae Weon JEONG. Practical thermal performance correlations for a wet-coil indirect evaporative cooler. *Energy and Buildings* [online]. 2015. ISSN 03787788. Dostupné z: doi:10.1016/j.enbuild.2015.03.043
- [54] MARTÍNEZ, F. J.Rey, E. Velasco GÓMEZ, R. Herrero MARTÍN, J. Martínez GUTIÉRREZ a F. Varela DIEZ. Comparative study of two different evaporative systems: An indirect evaporative cooler and a semi-indirect ceramic evaporative cooler. In: *Energy and Buildings* [online]. 2004. ISSN 03787788. Dostupné z: doi:10.1016/j.enbuild.2003.10.010
- [55] ZHAO, X., Shuli LIU a S. B. RIFFAT. Comparative study of heat and mass exchanging materials for indirect evaporative cooling systems. *Building and Environment* [online]. 2008. ISSN 03601323. Dostupné z: doi:10.1016/j.buildenv.2007.11.009

- [56] NIE, Jinzhe, Shu YUAN, Lei FANG, Qunli ZHANG a Deying LI. Experimental study on an innovative enthalpy recovery technology based on indirect flash evaporative cooling. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2018. ISSN 13594311. Dostupné z: doi:10.1016/j.applthermaleng.2017.09.139
- [57] ZHANG, Feini, Jessica BOCK, Anthony M. JACOBI a Hailing WU. Simultaneous heat and mass transfer to air from a compact heat exchanger with water spray precooling and surface deluge cooling. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2014. ISSN 13594311. Dostupné z: doi:10.1016/j.applthermaleng.2013.11.046
- [58] JOSÉ ALONSO, J.F. San, F.J. Rey MARTÍNEZ, E. Velasco GÓMEZ a M.A. Alvarez-Guerra PLASENCIA. Simulation model of an indirect evaporative cooler. *Energy and Buildings* [online]. 1998. ISSN 03787788. Dostupné z: doi:10.1016/S0378-7788(98)00014-0
- [59] DUAN, Zhiyin, Changhong ZHAN, Xudong ZHAO a Xuelin DONG. Experimental study of a counter-flow regenerative evaporative cooler. *Building and Environment* [online]. 2016. ISSN 03601323. Dostupné z: doi:10.1016/j.buildenv.2016.04.029
- [60] HASAN, Ala. Indirect evaporative cooling of air to a sub-wet bulb temperature. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2010. ISSN 13594311. Dostupné z: doi:10.1016/j.applthermaleng.2010.06.017
- [61] PORUMB, Bogdan, Paula UNGUREȘAN, Lucian Fechete TUTUNARU, Alexandru ȘERBAN a Mugur BĂLAN. A Review of Indirect Evaporative Cooling Technology. In: *Energy Procedia* [online]. 2016. ISSN 18766102. Dostupné z: doi:10.1016/j.egypro.2015.12.228
- [62] PANDELIDIS, Demis a Sergey ANISIMOV. Numerical study and optimization of the cross-flow Maisotsenko cycle indirect evaporative air cooler. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 2016. ISSN 00179310. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.08.014
- [63] ANISIMOV, Sergey a Demis PANDELIDIS. Numerical study of the Maisotsenko cycle heat and mass exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 2014. ISSN 00179310. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.03.050
- [64] GAO, W. Z., Y. P. CHENG, A. G. JIANG, T. LIU a Keith ANDERSON. Experimental investigation on integrated liquid desiccant - Indirect evaporative air cooling system utilizing the Maisotesenko - Cycle. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2015. ISSN 13594311. Dostupné z: doi:10.1016/j.applthermaleng.2014.08.066
- [65] ZHAO, X., J. M. LI a S. B. RIFFAT. Numerical study of a novel counter-flow heat and mass exchanger for dew point evaporative cooling. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2008. ISSN 13594311. Dostupné z: doi:10.1016/j.applthermaleng.2007.12.006
- [66] ANISIMOV, Sergey, Demis PANDELIDIS, Andrzej JEDLIKOWSKI a Vitaliy POLUSHKIN. Performance investigation of a M (Maisotsenko)-cycle cross-flow heat exchanger used for indirect evaporative cooling. *Energy* [online]. 2014. ISSN 03605442. Dostupné z: doi:10.1016/j.energy.2014.08.055
- [67] SADIGHI DIZAJI, Hamed, Eric Jing HU a Lei CHEN. A comprehensive review of the Maisotsenko-cycle based air conditioning systems [online]. 2018. ISSN 03605442. Dostupné z: doi:10.1016/j.energy.2018.05.086
- [68] JRADI, M. a S. RIFFAT. Experimental and numerical investigation of a dew-point cooling system for thermal comfort in buildings. *Applied Energy* [online]. 2014. ISSN 03062619. Dostupné z: doi:10.1016/j.apenergy.2014.07.040
- [69] SOHANI, Ali, Hoseyn SAYYAADI a Negar MOHAMMADHOSSEINI. Comparative study of the conventional types of heat and mass exchangers to achieve the best design of dew point evaporative coolers at diverse climatic conditions. *Energy Conversion and Management* [online]. 2018. ISSN 01968904. Dostupné z: doi:10.1016/j.enconman.2017.12.042
- [70] XU, Peng, Xiaoli MA, Xudong ZHAO a Kevin FANCEY. Experimental investigation of a super performance dew point air cooler. *Applied Energy* [online]. 2017. ISSN 03062619. Dostupné z: doi:10.1016/j.apenergy.2017.06.095
- [71] BOUKHANOUF, Rabah, Omar AMER, Hatem IBRAHIM a John CALAUTIT. Design and performance analysis of a regenerative evaporative cooler for cooling of buildings in arid climates. *Building and Environment* [online]. 2018. ISSN 03601323. Dostupné z: doi:10.1016/j.buildenv.2018.06.004
- [72] HAM, Sang Woo a Jae Weon JEONG. DPHX (dew point evaporative heat exchanger): System design and performance analysis. *Energy* [online]. 2016. ISSN 03605442. Dostupné z: doi:10.1016/j.energy.2016.02.019

- [73] PANDELIDIS, Demis, Sergey ANISIMOV, Krzysztof RAJSKI, Ewa BRYCHCY a Marek SIDORCZYK. Performance comparison of the advanced indirect evaporative air coolers. *Energy* [online]. 2017. ISSN 03605442. Dostupné z: doi:10.1016/j.energy.2017.06.111
- [74] CUI, Xin, Wei TIAN, Xiaohu YANG, Qiongxian KONG, Yue CHAI a Liwen JIN. Experimental study on a cross-flow regenerative indirect evaporative cooling system. In: *Energy Procedia* [online]. 2018. ISSN 18766102. Dostupné z: doi:10.1016/j.egypro.2018.09.163
- [75] PANDELIDIS, Demis a Segey ANISIMOV. Numerical analysis of the heat and mass transfer processes in selected M-Cycle heat exchangers for the dew point evaporative cooling. *Energy Conversion and Management* [online]. 2015. ISSN 01968904. Dostupné z: doi:10.1016/j.enconman.2014.11.008
- [76] ZHAO, Xudong, Shuang YANG, Zhiyin DUAN a Saffa B. RIFFAT. Feasibility study of a novel dew point air conditioning system for China building application. *Building and Environment* [online]. 2009. ISSN 03601323. Dostupné z: doi:10.1016/j.buildenv.2009.02.003
- [77] ASHRAE (AMERICAN SOCIETY OF HEATING REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS). 2009 Ashrae Handbook: Fundamentals, I-P Edition. *ASHRAE Journal* [online]. 2009. ISSN 14604744. Dostupné z: doi:10.1039/c1cs15219j
- [78] JABER, Samar a Akram W. EZZAT. Investigation of energy recovery with exhaust air evaporative cooling in ventilation system. *Energy and Buildings* [online]. 2017. ISSN 03787788. Dostupné z: doi:10.1016/j.enbuild.2017.01.019
- [79] VAKILOOAYA, Vahid, Bijan SAMALI, Ahmad FAKHAR a Kambiz PISHGHADAM. A review of different strategies for HVAC energy saving. *Energy Conversion and Management* [online]. 2014. ISSN 01968904. Dostupné z: doi:10.1016/j.enconman.2013.10.023
- [80] HETTIARACHCHI, H. D. Madhawa, Mihajlo GOLUBOVIC a W. M. WOREK. The effect of longitudinal heat conduction in cross flow indirect evaporative air coolers. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2007. ISSN 13594311. Dostupné z: doi:10.1016/j.applthermaleng.2007.01.014
- [81] KABEEL, A. E. a Mohamed ABDELGAIED. Numerical and experimental investigation of a novel configuration of indirect evaporative cooler with internal baffles. *Energy Conversion and Management* [online]. 2016. ISSN 01968904. Dostupné z: doi:10.1016/j.enconman.2016.08.028
- [82] SONG, Chan Ho, Dae Young LEE a Sung Tack RO. Cooling enhancement in an air-cooled finned heat exchanger by thin water film evaporation. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 2003. ISSN 00179310. Dostupné z: doi:10.1016/S0017-9310(02)00405-2
- [83] PANDELIDIS, Demis, Aleksandra CICHON, Anna PACAK, Sergey ANISIMOV a Paweł DRAĞ. Performance comparison between counter- and cross-flow indirect evaporative coolers for heat recovery in air conditioning systems in the presence of condensation in the product air channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 2019. ISSN 00179310. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.10.134
- [84] AL-BADRI, Alaa Ruhma a Ahmed A.Y. AL-WAALY. The influence of chilled water on the performance of direct evaporative cooling. *Energy and Buildings* [online]. 2017. ISSN 03787788. Dostupné z: doi:10.1016/j.enbuild.2017.09.021
- [85] ZHOU, Yuanyuan, Tao ZHANG, Fang WANG a Yanshun YU. Performance analysis of a novel thermoelectric assisted indirect evaporative cooling system. *Energy* [online]. 2018. ISSN 03605442. Dostupné z: doi:10.1016/j.energy.2018.08.013
- [86] KAYS, W. M. a A. L. LONDON. *Compact heat exchangers: a summary of basic heat transfer and flow friction design data*. New York: McGraw-Hill, 1958.
- [87] REN, Chengqin a Hongxing YANG. An analytical model for the heat and mass transfer processes in indirect evaporative cooling with parallel/counter flow configurations. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 2006. ISSN 00179310. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.08.019
- [88] REN, Cheng Qin. Effectiveness-NTU relation for packed bed liquid desiccant-air contact systems with a double film model for heat and mass transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 2008. ISSN 00179310. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.07.038
- [89] HASAN, Ala. Going below the wet-bulb temperature by indirect evaporative cooling: Analysis using a modified ϵ -NTU method. *Applied Energy* [online]. 2012. ISSN 03062619. Dostupné z: doi:10.1016/j.apenergy.2011.07.005

- [90] GAO, Wenzhong, William WOREK, Vinaykumar KONDURU a Keith ADENSIN. Numerical study on performance of a desiccant cooling system with indirect evaporative cooler. *Energy and Buildings* [online]. 2015. ISSN 03787788. Dostupné z: doi:10.1016/j.enbuild.2014.09.049
- [91] BOLOTIN, Sergey, Borys VAGER a Vladimír VASILIJEV. Comparative analysis of the cross-flow indirect evaporative air coolers. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 2015. ISSN 00179310. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.04.072
- [92] HALASZ, Boris. A general mathematical model of evaporative cooling devices. *Revue Generale de Thermique* [online]. 1998. ISSN 00353159. Dostupné z: doi:10.1016/S0035-3159(98)80092-5
- [93] LOWREY, S. a Z. SUN. A numerical model for a wet air-side economiser. *International Journal of Refrigeration* [online]. 2015. ISSN 01407007. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijrefrig.2015.07.005
- [94] ANISIMOV, Sergey a Demis PANDELIDIS. Theoretical study of the basic cycles for indirect evaporative air cooling. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 2015. ISSN 00179310. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.01.087
- [95] ANISIMOV, Sergey, Demis PANDELIDIS a Andrzej JEDLIKOWSKI. Performance study of the indirect evaporative air cooler and heat recovery exchanger in air conditioning system during the summer and winter operation. *Energy* [online]. 2015. ISSN 03605442. Dostupné z: doi:10.1016/j.energy.2015.07.070
- [96] WAN, Yangda, Chengqin REN a Li XING. An approach to the analysis of heat and mass transfer characteristics in indirect evaporative cooling with counter flow configurations. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 2017. ISSN 00179310. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.01.019
- [97] STOITCHKOV, N. J. a G. I. DIMITROV. Effectiveness of crossflow plate heat exchanger for indirect evaporative cooling. *International Journal of Refrigeration* [online]. 1998. ISSN 01407007. Dostupné z: doi:10.1016/S0140-7007(98)00004-8
- [98] GUO, X. C. a T. S. ZHAO. A parametric study of an indirect evaporative air cooler. *International Communications in Heat and Mass Transfer* [online]. 1998. ISSN 07351933. Dostupné z: doi:10.1016/S0735-1933(98)00008-6
- [99] CHUA, K. J., J. XU, X. CUI, K. C. NG a M. R. ISLAM. Numerical heat and mass transfer analysis of a cross-flow indirect evaporative cooler with plates and flat tubes. *Heat and Mass Transfer/Waerme- und Stoffuebertragung* [online]. 2016. ISSN 14321181. Dostupné z: doi:10.1007/s00231-015-1696-y
- [100] LIN, J., K. THU, T. D. BUI, R. Z. WANG, K. C. NG a K. J. CHUA. Study on dew point evaporative cooling system with counter-flow configuration. *Energy Conversion and Management* [online]. 2016. ISSN 01968904. Dostupné z: doi:10.1016/j.enconman.2015.11.059
- [101] HEIDARINEJAD, Ghassem a Shahab MOSHARI. Novel modeling of an indirect evaporative cooling system with cross-flow configuration. *Energy and Buildings* [online]. 2015. ISSN 03787788. Dostupné z: doi:10.1016/j.enbuild.2015.01.034
- [102] LIU, Xuelai, Yong'an LI, Jizhi LI, Hongxing YANG a Hengliang CHEN. Efficiency Analysis of Cross-Flow Plate Heat Exchanger for Indirect Evaporative Cooling. *Sustainability in Energy and Buildings* [online]. 2009, 255–264. Dostupné z: doi:10.1007/978-3-642-03454-1_26
- [103] BAZÁN, Fermín S.V., Luciano BEDIN a Fabio BOZZOLI. Numerical estimation of convective heat transfer coefficient through linearization. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 2016, **102**, 1230–1244. ISSN 00179310. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.07.021
- [104] KLOPPERS, Johannes C. a Detlev G. KRÖGER. The Lewis factor and its influence on the performance prediction of wet-cooling towers. *International Journal of Thermal Sciences* [online]. 2005, **44**(9), 879–884. ISSN 12900729. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijthermalsci.2005.03.006
- [105] NEUBERGER Pavel, ADAMOVSKÝ Daniel, ADAMOVSKÝ Radomír, *Termomechanika*, Praha: Česká zemědělská univerzita v Praze, c2007. ISBN 978-80-213-1634-8
- [106] CHYLSKÝ Jaroslav, *Vlhký vzduch*. vydání druhé. Praha: [SNTL](#) - Nakladatelství technické literatury, 1977, typové číslo L13-E1-IV41-/22530
- [107] SCHWARZER Jan. Teorie vlhkého vzduchu (I). In: [www.tzb-info.cz](#) [online]. Topinfo s.r.o., 2006. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/teorie-a-vypocty-vetrani-klimatizace/3323-teorie-vlhkeho-vzduchu-i>
- [108] Fyzikální hodnoty pro suchý vzduch při tlaku 100 kPa. [online]. Topinfo s.r.o., 2011. [vid. 2.4.2018]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/38-fyzikalni-hodnoty-pro-suchy-vzduch-pri-tlaku-100-kpa>

- [109] NEHASIL, O. Výpočtové srtanovení teploty vlhkého teploměru. In: *Juniorstav 16.odborná konference doktorského studia*. Juniorstav 2014, 16. odborná konference doktorského studia s mezinárodní účastí, Brno, 2014-01-30. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební, 2014. s. 99. ISBN 978-80-214-4851-3.
- [110] NEHASIL, O. a D. ADAMOVSÝ. Determining Air Temperature from Enthalpy and Relative Humidity. In: *INDOOR ENVIRONMENT AND ENERGY PERFORMANCE OF HVAC-R SYSTEMS IN BUILDINGS*. INDOOR CLIMATE OF BUILDINGS 2013, Štrbské Pleso, 2013-12-01/2013-12-03. NITRA: SSTP - Slovenská spoločnosť pro techniku prostředí, 2013. s. 131-139. ISBN 978-80-89216-59-8.
- [111] Microsoft Corporation. Excel 2016 [software]. Procesor x86 nebo x64 o frekvenci 1 GHz nebo rychlejší se sadou instrukcí SSE2, 2GB RAM, 3GB volného místa na HDD, rozlišení obrazovky alespoň 1024x768, Hardwarová akcelerace grafiky vyžaduje grafickou kartu DirectX 10.
- [112] The MathWorks, Inc. MATLAB R2017a [software]. Windows 7 nebo vyšší, procesor Intel nebo AMD, 2GB RAM, 2GB volného místa na HDD.
- [113] WAN, Yangda, Chengqin REN, Zhao WANG, Yang YANG a Lei YU. Numerical study and performance correlation development on counter-flow indirect evaporative air coolers. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 2017. ISSN 00179310. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.07.109
- [114] COMINO, Francisco, Samanta MILANI, Stefano DE ANTONELLIS, Cesare Maria JOPPOLO a Manuel RUIZ DE ADANA. Simplified performance correlation of an indirect evaporative cooling system: Development and validation. *International Journal of Refrigeration* [online]. 2018. ISSN 01407007. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijrefrig.2018.02.002
- [115] CUCE, Pinar Mert a Saffa RIFFAT. *A state of the art review of evaporative cooling systems for building applications* [online]. 2016. ISSN 18790690. Dostupné z: doi:10.1016/j.rser.2015.10.066
- [116] KIM, Min Hwi a Jae Weon JEONG. Cooling performance of a 100% outdoor air system integrated with indirect and direct evaporative coolers. *Energy* [online]. 2013. ISSN 03605442. Dostupné z: doi:10.1016/j.energy.2013.02.008
- [117] AHMAD, Aftab, Shafiqur REHMAN a Luai M. AL-HADHRAMI. Performance evaluation of an indirect evaporative cooler under controlled environmental conditions. *Energy and Buildings* [online]. 2013. ISSN 03787788. Dostupné z: doi:10.1016/j.enbuild.2013.03.013
- [118] LI, Wu Yan, Yong Cai LI, Li yue ZENG a Jun LU. Comparative study of vertical and horizontal indirect evaporative cooling heat recovery exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 2018. ISSN 00179310. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.04.041
- [119] KIM, Hui Jeong, Sang Woo HAM, Dong Seob YOON a Jae Weon JEONG. Cooling performance measurement of two cross-flow indirect evaporative coolers in general and regenerative operation modes. *Applied Energy* [online]. 2017. ISSN 03062619. Dostupné z: doi:10.1016/j.apenergy.2017.03.053
- [120] GEA Heat Exchangers a.s. [online]. GEA Adia Denco. 2013. [vid. 17.5.2019]. Dostupné z: http://gea-clima.eu/subory/pdf/8/adia_denco_p.pdf
- [121] Menerga GmbH [online]. Adcoolair 75. 2016. [vid. 30.5.2019]. Dostupné z: http://www.menerga.lv/files/Product/Adcoolair_75.pdf
- [122] Munters GmbH [online]. Munters OASIS. 2018. [vid. 3.6.2019]. Dostupné z: <https://www.munters.com/cs/munters/products/coolers--humidifiers/oasis-iec-200/>
- [123] ANDRES Petr, Michal MORAVEC. Nepřímé adiabatické chlazení vzduchu. In: www.tzb-info.cz [online]. Topinfo s.r.o., 2014. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/vnitri-prostredi/18494-neprieme-adiabaticke-chlazen-vzduchu>
- [124] Menerga GmbH [online]. Adcondair 76. 2016. [vid. 30.5.2019]. Dostupné z: https://planetaklimata.com.ua/instr/Systemair/Menerga_Adconair_76_Data_Sheet_Eng.pdf
- [125] SCHWARZER Jan. Teorie vlhkého vzduchu (II). In: www.tzb-info.cz [online]. Topinfo s.r.o., 2006. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/teorie-a-vypocty-vetrani-klimatizace/3323-teorie-vlhkeho-vzduchu-i>
- [126] REINBERK Zdeněk. Přibližný výpočet tlakové ztráty třením v potrubí. In: www.tzb-info.cz [online]. Topinfo s.r.o., 2002. Dostupné z: <https://voda.tzb-info.cz/potrubni-trasy-vodovod/1002-priblizny-vypocet-tlakove-ztraty-trenim-v-potrubu>
- [127] DE ANTONELLIS, Stefano. Surface watability factor. [e-mail]. 2.1. 2019 [2.1.2019], personal communication.

- [128] Heatex Select [online]. Heatex AB, Bronsyxegatan 13, SE-213 75 Malmö, SWEDEN. [vid. 12. 3. 2019].
Dostupné z: <http://heatexselect.heatex.com>
- [129] PECHAR Martin. Vyhodnocení teplot a vlhkostí venkovního vzduchu ve vztahu k návrhu klimatizace. *Vytápění, větrání, instalace*. 2009, **3**, 129-136. ISSN 1210-1389
- [130] Thermal Energy System Specialists, LLC. TRNSYS Simulation studio [software]. Pentium IV processor 2.0 GHz or equivalent, 512 MB of RAM, 1 GB of available disk space.

Vlastní publikace vztahující se k této práci

- NEHASIL, O. a D. ADAMOVSKEJ. Experimental Verification of Indirect Adiabatic Cooling by Ventilation Air. In: SOJKOVÁ, K. et al., eds. Central Europe towards Sustainable Building (CESB19). Central Europe towards Sustainable Building 2019, Praha, 2019-07-02/2019-07-04. Bristol: IOP Publishing Ltd, 2019. IOP Conference Series. ISSN 1755-1307. DOI 10.1088/1755-1315/290/1/012104.
- NEHASIL, O. a D. ADAMOVSKEJ. Ventilative Cooling Control Strategy for Variable Air Volume Ventilation Systems. *Vytápění, větrání, instalace*. 2018, **27**(6), 366-373. ISSN 1210-1389.
- NEHASIL, O. a D. ADAMOVSKEJ. Vliv spotřeby energie na pohon ventilátorů na účinnost adiabatického a větracího chlazení. In: MATUŠKA, T., ed. *Symposium Energeticky efektivní budovy 2015*. Buštěhrad, 2015-10-15. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2015. s. 209-214. 1. vydání. ISBN 978-80-02-02615-0.
- NEHASIL, O. a D. ADAMOVSKEJ. VLIV SPOTŘEBY ENERGIE NA POHON VENTILÁTORŮ NA ÚČINNOST CHLAZENÍ VĚTRACÍM VZDUCHEM. In: ŠVECOVÁ, Z., ed. *Vnútorná Klíma Budov 2015*. Štrbské Pleso, 2015-12-08/2015-12-09. Bratislava: Slovenská spoločnosť pre techniku prostredia ZSVTS, 2015. s. 209-214. ISBN 978-80-89216-85-7.
- NEHASIL, O. Energie na dopravu chladu v nízkoenergetickém chlazení. In: *Letní škola TZB 2015 - TZB pro sportovní stavby s téměř nulovou spotřebou energie*. 13. Letní škola TZB 2015, Český Šternberk, 2015-09-09/2015-09-11. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2015. s. 65-74. ISBN 978-80-02-02608-2.
- NEHASIL, O. *Low-energy cooling strategy for the main building of the Technical University in Eindhoven*. [Výzkumná zpráva] 2014.
- NEHASIL, O. a D. ADAMOVSKEJ. Chlazení budov větracím vzduchem a nepřímé vypařovací chlazení. In: *TZB v budovách s téměř nulovou spotřebou energie - sborník přednášek 12. Letní školy TZB*. 12. Letní škola TZB aneb co v osnovách nebylo..., Český Šternberk, 2014-09-10/2014-09-12. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2014. s. 64-71. ISBN 978-80-02-02551-1.
- NEHASIL, O. a D. ADAMOVSKEJ. Case Study of Indirect Evaporative Cooling in the Main Building of TU/e Eindhoven. In: BARTÁK, M., ed. *Simulace budov a techniky prostředí 2014 - sborník 8. konference IBPSA-CZ*. Simulace budov a techniky prostředí 2014, Praha, 2014-11-06/2014-11-07. Praha: IBPSA-CZ, 2014. s. 87-94. ISBN 978-80-260-7209-6.
- NEHASIL, O. Výpočtové srtanovení teploty vlhkého teploměru. In: *Juniorstav 16. odborná konference doktorského studia*. Juniorstav 2014, 16. odborná konference doktorského studia s mezinárodní účastí, Brno, 2014-01-30. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební, 2014. s. 99. ISBN 978-80-214-4851-3.
- NEHASIL, O. a D. ADAMOVSKEJ. Determining Air Temperature from Enthalpy and Relative Humidity. In: *INDOOR ENVIRONMENT AND ENERGY PERFORMANCE OF HVAC-R SYSTEMS IN BUILDINGS*. INDOOR CLIMATE OF BUILDINGS 2013, Štrbské Pleso, 2013-12-01/2013-12-03. NITRA: SSTP - Slovenská spoločnosť pro techniku prostředí, 2013. s. 131-139. ISBN 978-80-89216-59-8.
- NEHASIL, O. Historické způsoby chlazení budov. In: *Sborník přednášek 11. Letní školy TZB*. 11. Letní škola TZB, Český Šternberk, 2013-09-11/2013-09-13. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2013. s. 79-87. ISBN 978-80-02-02475-0.
- NEHASIL, O. a D. ADAMOVSKEJ. Využití nepřímého adiabatického chlazení v zařízeních pro zpětné získávání tepla. In: ŠIKULA, O. a J. HIRŠ, eds. *Simulace budov a techniky prostředí 2012*. Brno, 2012-11-08/2012-11-09. Praha: IBPSA-CZ, 2012. s. 29-33. ISBN 978-80-260-3392-9.
- NEHASIL, O. a D. ADAMOVSKEJ. Utilization of indirect adiabatic cooling in heat recovery devices. In: KALOUSEK, M., M. NĚMEČEK a L. CHUCHMA, eds. *EnviBUILD 2012/SBTP 2012*. Building Performance Simulation Conference 2012, Brno, 2012-11-08/2012-11-09. Durnten-Zurich: Trans Tech Publications, 2013. s. 307-310. ISSN 1022-6680. ISBN 978-3-03785-596-6. DOI [10.4028/www.scientific.net/AMR.649.307](https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.649.307).

Použité zkratky a symboly

Použité zkratky:

CV	Kontrolní objem (Control Volume)
DEC	Přímé adiabatické chlazení
EER	Poměr energetické účinnosti (Energy Efficiency Ratio)
EHA	výfuk odpadního vzduchu ven
ETA	sání odpadního vzduchu z interiéru
IEC	Nepřímé vypařovací chlazení
NTU	Počet přestupních jednotek tepla (Number of Transfer Units)
OBT	obtok vnitřní netěsností jednotky
ODA	sání venkovního vzduchu do jednotky
PCM	Materiál využívající fázové změny (Phase Change Material)
PIV	Anemometrie snímkováním částic (Particle Image Velocimetry)
PLT	Deska výměníku
primar, prim	venkovní vzduch přiváděný do interiéru, podléhající úpravě
sekundar, sek	odpadní vzduch z budovy, užitý jako chladicí médium
SUP	výfuk venkovního vzduchu do interiéru
VZT	Vzduchotechnika
ZZT	zpětné získávání tepla

Použité symboly:

A	Průřezová plocha	[m ²]
a	Kinematické zrychlení	[m.s ⁻²]
c	Měrná tepelná kapacita	[J/kg.K]
C _d	Součinitel odporu vzduchu	[-]
CDH	Chladicí hodinostupně (cooling degree-hours)	[Kh]
C _v	Objemová koncentrace stopovacího plynu	[ppm]
d	distance desek výměníku	[mm]
D	Charakteristický rozměr	[m]
D _v	Koeficient molekulární difuze vodní páry ve vzduchu	[-]
D _w	Průměr vodní kapky	[mm]
F _d	Třecí síla	[N]
g	Tíhové zrychlení	[m.s ⁻²]
h	Součinitel přenosu tepla	[W/m ² K]
H	Entalpie vlhkého vzduchu	[kJ/kg.K]
h _d	Součinitel přenosu hmoty	[Kg/m ² s]
h _{wd}	Součinitel přestupu tepla ze vzduchu do vodní kapky	[W/K]
k	Absolutní hydraulická drsnost	[-]
L	Délka desky výměníku	[m]
l _{cv}	Délka kontrolního objemu	[mm]
Le	Lewisovo číslo	[-]

Le_f	Lewisův faktor	[-]
$l_{i,g}$	Teplo skupenské přeměny vody v páru	[W/kg]
m	Hmotnostní průtok tekutiny	[kg/s]
M	Molekulární hmotnost	[kg/mol]
m_A	Relativní průtok tekutiny vztažený na plochu průřezu	[kg/m ² s]
n	Počet prvků	[-]
Nu	Nusseltovo číslo	[-]
p	Celkový tlak vzduchu	[hPa]
P	Výkon, sdílené teplo	[W]
p_d	Částečný tlak vodní páry	[Pa]
p_d''	Částečný tlak nasycené vodní páry	[Pa]
Pr	Prandtlovo číslo	[-]
R	Měrná plynová konstanta	[J/mol.K]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
SFP	Měrný příkon ventilátoru (Specific Fan Power)	[kW/m ³ .s]
Sh	Sherwoodovo číslo	[-]
S_p	Průřezová plocha	[m ²]
St	Stantonovo číslo	[-]
St_d	Stantonovo číslo přenosu hmoty	[-]
t	Teplota	[°C]
T	Termodynamická teplota	[K]
U	Součinitel prostupu tepla	[W/m ² K]
v	Rychlost proudění	[m/s]
V_a	Objemový průtok vzduchu	[m ³ /h]
V_w	Objemový průtok vody	[l/s]
x	Měrná vlhkost vzduchu	[kg/kg]
α	Obecný úhel	[°]
δ_w	Tloušťka vodního filmu	[mm]
ϵ	Termická účinnost výměníku	[-]
$\epsilon_{wb,t}$	Vlhkoteploměrná účinnost chlazení	[-]
ζ	Chladicí účinek vody	[kJ/kg]
η	Obecná účinnost	[-]
θ	Bezrozměrná teplota	[-]
λ	Tepelná vodivost	[W/m.K]
λ_t	Součinitel tření	[-]
μ	Dynamická viskozita	[N.s/m ²]
ν	Kinematická viskozita	[m ² /s]
ρ	Hustota tekutiny	[kg/m ³]
σ	faktor smočenosti	[-]
τ	Tloušťka desky výměníku	[mm]
φ	Relativní vlhkost vzduchu	[%]

Horní index:

c	Vypočtená hodnota
k	Korigovaná hodnota
m	Přímo měřená hodnota

Dolní index:

(st)	Ustálený stav
(tr)	Neustálený stav
A	Vztaženo na jednotku plochy
a	Vzduch
cool	Chlad
d	Týká se přenosu hmoty
dp	Veličina vztažená k teplotě rosného bodu
el	Elekřina
f	Mezní vrstva na povrchu voda-vzduch
h	Hrdlo jednotky
mot	Motor
n	n-tý prvek v řadě
norm	Jmenovitá hodnota
pump	Hydraulická pumpa
t	Tření
vp	Vodní pára
w	Voda
wbt	Veličina vztažená k teplotě vlhkého teploměru