

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

VÝVOJ VÝPOČETNÍHO MODELU A METODIKY PRO VÝPOČET KONDENZÁTORŮ S MINIKANÁLKY

Computing software AND METHODOLOGY DEVELOPMENT FOR refrigeration MINICHANNEL
condenser evaluation

ZKRÁCENÁ VERZE DIZERTAČNÍ PRÁCE
SUMMARY OF DOCTORAL THESIS

AUTOR PRÁCE:
Author

Ing. Jaroslav Pavlů

VEDOUCÍ PRÁCE:
Supervisor

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

OPONENTI:
OPONENTS

DATUM OBHAJOBY



Klíčová slova

Chladírenský kondenzátor, Křížový výměník, LMTD metoda, ε -NTU metoda, Minikanálky, HVAC-R

Keywords

Refrigeration, Condenser, Heat exchanger, Cross flow, LMTD method, ε -NTU Method, Minichannel, HVAC-R

Místo uložení originálu dizertační práce

Areálová knihovna fakulty strojního inženýrství VUT Brno. (Technická 2896/2, 619 69 Brno)



OBSAH

1	Funkce a stavba minikanálkových kondenzátorů chladírenských oběhů.....	5
2	Současný stav poznání ve výpočtech minikanálkových kondenzátorů.....	8
3	Cíle disertační práce.....	11
4	Výpočet koeficientu přestupu tepla a tlakových ztrát na straně vzduchu	11
5	Experimentálně naměřená data.....	15
6	Porovnání upraveného modelu s pomocí podobnostního výpočtu	15
6.1	Porovnání výsledků výkonových charakteristik.....	15
6.2	Porovnání spočtených tlakových ztrát na straně vzduchu.....	16
7	Shrnutí práce a závěr.....	17
7.1	Přínos práce.....	19
8	Seznam použitých zdrojů	19
	CURRICULUM VITAE	22



1 Funkce a stavba minikanálkových kondenzátorů chladírenských oběhů

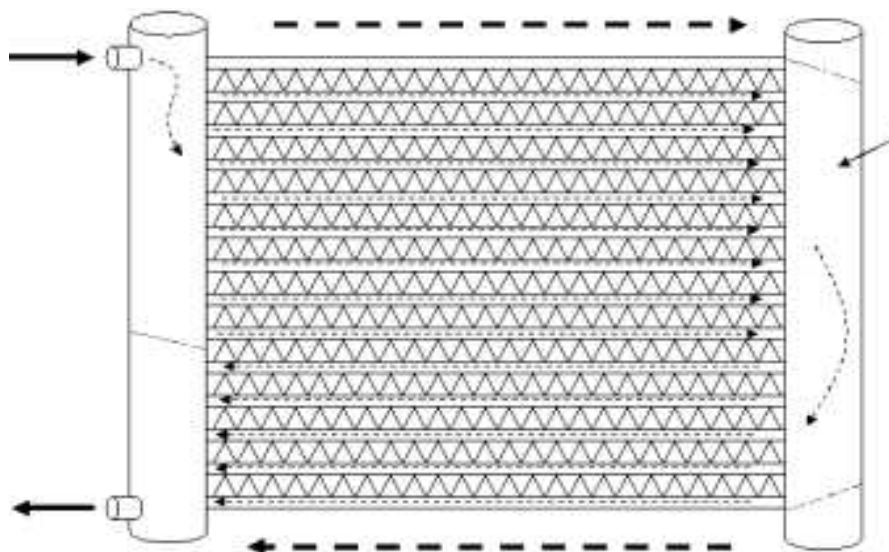
Kompaktní výměníky tepla jsou používány především v chladírenském průmyslu, dále potom v mobilní technice, klimatizační technice a topenářství. Ve všech zmiňovaných případech jde o kompresorový chladírenský cyklus se čtyřmi základními prvky – kompresorem, kondenzátorem, expanzním zařízením a výparníkem. Hlavní funkční schopností kondenzátoru a výparníku je přenos tepla mezi pracovními médii. V dizertační práci se jedná o přenos tepla mezi médii na straně lamel, kdy jde o vlhký vzduch, a chladiva v různých skupenstvích na straně trubek.

Chladírenství zažívá v současnosti malou technologickou revoluci. Důvodem je značná rozkolísanost trhu s komoditami. Ceny primárních komodit vedou mnohé výrobce k investicím do nových technologií, které jsou výrazně méně závislé na drahých materiálech jako je měď či bronz. Řešením je využití alternativních materiálů, jako je levnější hliník na místo klasických měděných trubek, nebo zavedení technologie, která nahradí stávající lamelové výměníky tepla. Výhodou je potom výrazně nižší a stabilnější cena materiálu, na druhé straně je třeba zvládnout technologii pro průmyslové využití. Téma disertační práce se proto zabývá technologií, která má velký potenciál pro expanzi do všech aplikací, kde se využívá klasického uzavřeného chladicího cyklu.

Dlouhodobě využívanou technologií v automobilovém průmyslu jsou minikanálkové celohliníkové výměníky tepla. Tato technologie se po odstranění počátečních problémů s výrobou začíná stále více prosazovat v chladírenství, kde vytlačuje již zmíněné měděné lamelové výměníky tepla.

Výměník tepla využívající minikanálkovou technologii sestává ze dvou sběračů, libovolného počtu plochých trubek a stejného počtu lamel. Trubky mohou být buď extrudované nebo svařované s různým počtem kanálků. Obvykle se používají trubky s kanálky s hydraulickým průměrem v rozmezí $0,5 \div 3$ mm (viz. Obrázek 1). Rozměry kanálků lze rozdělit podle [1], kde odpovídají zmíněné rozměry definici minikanálku. Kandlikar [1] rozděluje hydraulické průměry podle Tabulka 1. Výrobní linky zvládají velkou škálu tvarů lamel od přímých, přes vlnité, až po prosekávané, určené pro kondenzátory s nejvyšším možným součinitelem přestupu tepla. Variabilita použitelných typů lamel, stejně jako v případě Cu-Al výměníků, umožňuje vysokou přizpůsobivost potřebám pro něž jsou výměníky určeny (viz. Obrázek 1).

Stavba výměníku umožňuje zapojení trubek do více průchodů pomocí přepážek ve sběračích. Adaptabilita rozložení počtů trubek na průchod je hlavní příčinou nízké tlakové ztráty na straně chladiva.



Obrázek 1. Minikanálový výměník tepla

Klasifikace kanálků plochých trubek podle jejich hydraulického průměru

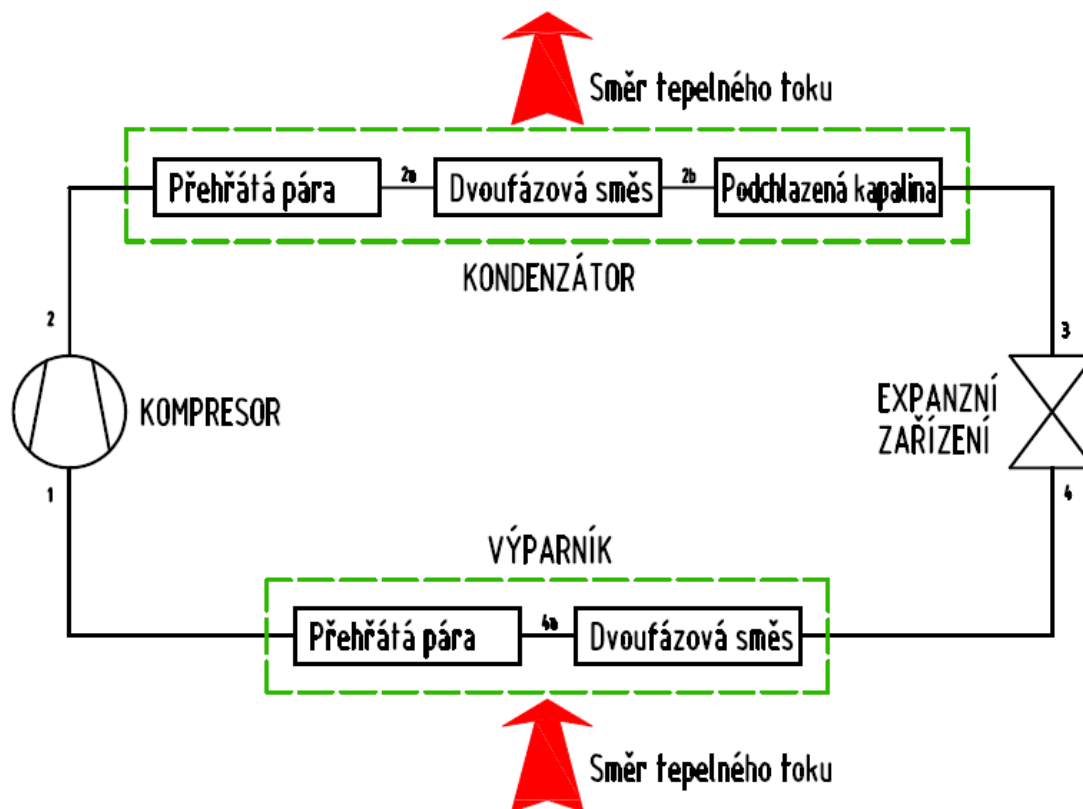
Konvenční kanálky	$D_h > 3 \text{ mm}$
Minikanálky	$3 \text{ mm} \geq D_h \geq 200 \text{ } \mu\text{m}$
Mikrokanálky	$200 \text{ } \mu\text{m} \geq D_h \geq 10 \text{ } \mu\text{m}$
Přechod od mikrokanálků	$10 \text{ } \mu\text{m} \geq D_h \geq 1 \text{ } \mu\text{m}$
Přechod k nanokanálkům	$1 \text{ } \mu\text{m} \geq D_h \geq 0.1 \text{ } \mu\text{m}$
Nanokanálky	$0.1 \text{ } \mu\text{m} \geq D_h$

Tabulka 1. Rozdělení kanálků dle [1]

Jak již bylo řečeno, minikanálové výměníky tepla se hojně používají v automobilovém průmyslu ať už na místě chladiče, či na místě výparníku nebo kondenzátoru. Společným znakem těchto výměníků není jen konstrukce, ale i velké výrobní počty, což je na rozdíl od HVAC sektoru velkou výhodou. Obvykle se patřičný výkon výměníku buďto přímo změří nebo se použije iterační výpočet již jednou změřené geometrie a výkon se potom určí poměrně k počítanému výměníku. Toto bohužel nelze u rozměrově značně větších výměníků tepla ve HVAC odvětví, kde se výměníky vyrábí maximálně v počtech stovek kusů. Počet typů je potom výrazně vyšší a podléhá daleko více potřebám jednotlivých výrobců. Pro potřeby optimálního poměru velikost - výkon je třeba nepoměrně přesnější výpočet jak obvyklá podobnost. Náplní disertační práce je proto výpočet základních parametrů kondenzátorů, jež jsou zvoleny jako reprezentativní z důvodu výskytu všech skupenských stavů tekutiny na straně minikanálků.

Chladicí oběh pracuje na základě druhého zákona termodynamiky, kdy vždy předává teplo tekutina s vyšší teplotou chladnějšímu médiu. Potom v případě klimatizace je odnímáno teplo z chlazeného vzduchu do pracovního média (chladiwa), následně je potom pomocí zvýšení tlaku v kompresoru zvýšen teplotní potenciál, takže může být ochlazeno okolním vzduchem mimo chlazenou soustavu. Podobně je tomu v případě tepelných čerpadel, kdy je naopak z chladné strany získávána nízko potenciální tepelná energie a tu pak kompresorem zvýšit na tepelně využitelnou energii.

V případě kompresorového oběhu jde o obrácený Clausius-Rankinův cyklus zachycený na Obrázek 2. Kde se v bodě 1 nachází mírně přehřátá pára ta prochází kompresí do bodu 2. Tlaková změna musí být ve výsledku tak velká, aby při daném tlaku byla teplota kondenzace vyšší než teplota chladicího média-vlhkého vzduchu. V bodě 2 se nachází přehřátá pára. Při průchodu srážníkem – kondenzátorem se nejprve přehřátá pára ochladí na sytou páru v bodě 2a, následně isobaricky zkondenzuje na sytou kapalinu (2b), a dále až na mírně přechlazenou v bodě 3. Za srážníkem následuje expanzní zařízení, které isoentalticky sníží tlak chladiva, přičemž se poměrná část vypaří. Výsledkem je mokrá pára v bodě 4. K uzavření cyklu je potom třeba výparníku, který zbylou kapalnou složku isobaricky vypaří na sytou páru (4a) a dále na lehce přehřátou páru opět v bodě 1. K tomu aby výparník správně pracoval je potřeba média s teplotou vyšší než je teplota vypařování chladiva ve výparníku.



Obrázek 2. Chladírenský oběh

Práce je zaměřena na funkci kondenzátorů chladírenského oběhu z důvodu jejich poměrné složitosti změn stavu chladiva na straně minikanálek.

V případě kondenzátorů se všeobecně počítá s přehřátou párou chladiva na vstupu. Takže v první části jde o výměník typu plyn – plyn. Tato část se vyznačuje vysokým teplotním gradientem a nízkými tepelnými kapacitami médií. V další části se jedná o skupenskou změnu fáze chladiva, kdy syté plynné chladivo kondenzuje a mění se na sytou kapalinu. V poslední části se již plně zkondenzované chladivo nadále chladí a vzniká tím na výstupu přechlazená kapalina.

2 Současný stav poznání ve výpočtech minikanálkových kondenzátorů

Při popisu výměníků pro chladírenské aplikace jsou klíčové tři parametry a těmi jsou tlaková ztráta na straně minikanálek, tlaková ztráta na straně lamel a samozřejmě výkon přenesený mezi pracovními médii. Pro všechny výstupní parametry se používá v současných výpočtových programech empirických korelací na bázi podobnostních čísel, jež se více či méně odchylojí od exaktních výsledků v závislosti na rozdílnosti podmínek, ve kterých byly tvořeny. Je proto velice důležité nejenom znát tyto korelace, ale i podmínky, ze kterých vycházejí.

V případě všech vzduchem chlazených kompaktních výměníků tepla je v kompresorových obězích pro přesnost výpočtu výkonu směrodatné stanovení součinitele přenosu tepla na straně vzduchu. Problematikou se zabývali zejména týmy kolem následujících autorů, které s pomocí Colburnova j-faktoru spočetly potřebný součinitel a někteří zároveň zpracovali pomocí f-faktoru tlakovou ztrátu prouděním skrze mříž výměníku.

Chang a Wang [18] zpracovali data z měření 91 minikanálkových výměníků s prosekávanými lamelami. Přesnost jejich korelace na výpočet Colburnova faktoru se pohybovala proti reálným hodnotám v odchylkách do 15 % v 89,3 % případů. Měření probíhala v poměrně širokém rozmezí 100 – 3000 Re_{lp} a v široké škále geometrií lamel.

Chang [19] dále zpracoval ze získaných měření korelaci, jejímž výstupem je f-faktor. S jehož pomocí lze snadno získat hodnotu tlakových ztrát na straně vzduchu. Odchylka jeho metody je uváděna do 15 % v 83,14 % případů.

Kim a Bullard [11] vytvořili korelaci Colburnova j-faktoru, jež je vhodná pro nízké hodnoty Reynoldsova čísla v proseknutých lamel v rozmezí 100 – 600. Odchylka součinitele přestupu tepla na straně vzduchu je v jejich případě na úrovni 14,5 %. Stejný autor současně vytvořil vztah pro výpočet tlakové ztráty na základě f-faktoru s odchylkou 7 %.

Jacobi a kolektiv autorů [17], [12] zpracoval naměřená data od pěti vědeckých týmů pracujících na stejném problému a dostal se s přesností kalkulace součinitele přestupu tepla až na 11,1 %. V jeho práci se však již nevyskytuje



Vývoj výpočetního modelu a metodiky pro výpočet kondenzátorů s minikanálky Ing. Pavlů Jaroslav zmínka o úpravě známých korelací pro výpočet tlakových ztrát a používá Changova způsobu výpočtu.

Co se strany chladiva týče řada autorů se zabývala stanovením korelací pro výpočet jak tlakových ztrát, tak i koeficientu přestupu tepla. Je ale nutno podotknout, že žádný z autorů se nezabýval korelacemi pro všechny skupenské fáze, které se mohou v kondenzátorech vyskytovat. Což je možná škoda pro možnost porovnání celkových výsledků – jednotlivé fáze, které autor korelace nenavrhl mohou více či méně ovlivnit celkový výstup. Následuje výčet autorů, kteří se zabývali výpočtem tlakových ztrát a koeficientu přestupu tepla v plynné fázi – v přehřáté páře chladiva.

Subramaniam [20] uvedl ve své disertační práci dva rozdílné vztahy pro jednofázový přenos tepla a tlakové ztráty. To znamená že stejné vztahy použil pro přehřátou páru i pro kapalnou fázi na výstupu z kondenzátoru. Jsou použity v závislosti na typu proudění minikanálkem. V případě laminárního proudění používá výpočtu Nusseltova čísla podle Shaha a Bahtihho (1987) a při turbulentním proudění vztahů Churchilla (1977) jak pro f-faktor, tak i pro Nusseltovo číslo. Pro výpočet tlakových ztrát při laminárním proudění použil výpočtu frikčního faktoru podle Shaha a Londona (1987).

Gnielinski [21] zpracoval pro Reynoldsovo číslo větší jak 3000 výpočet Nusseltova čísla. Jedná se o jednofázový výpočet při turbulentním proudění. Nutno dodat, že autor pracoval trubkami kruhového průřezu.

Dittus a Boelter [1] zpracovali data pro trubky s kruhovým průřezem a vysokým Reynoldsovým číslem s hodnotou nad 100000. Jde o autory, kteří jsou v literatuře nejčastěji citováni. Svoje vztahy, ale opírali o pro potřeby disertace nepříliš vhodné geometrie průřezu kruhových trubek a rychlostí proudění.

Wu a Little [23] testovali svoje korelace na mikrokanálových výměnících při vysokých rychlostech proudění zaručujících turbulentní proudění plynného chladiva.

Výpočet koeficientů přestupu tepla ve dvofázové směsi se zabývali autoři Bandhauer, Cavallini, Moser a kolektiv autorů Dobson-Chato. Přičemž profesor Cavallini vytvořil na základě svých měření i korelaci, jež vyjadřuje velikost tlakových ztrát minikanáleků. Podobně vznikly korelace pro výpočet tlakových ztrát i u kolektivů autorů kolem Garimelly, Nina a Mishima-Hibiki.

Bandhauer [15], [16] zpracovával data z měření minikanáleků o hydraulickém průměru 0,5 mm až 1,5 mm. Ve svém modelu zahrnul i výpočet tlakových ztrát podle Garimelly (2005), jehož byl také spoluautorem. Korelace na výpočet tlakových ztrát vznikla na širším základě měření minikanáleků o hydraulickém průměru od 0,4 mm do 4,9 mm.

Cavallini [16] prováděl měření s řadou chladiv a v poměrně širokém rozpětí teplot kondenzace na 8 mm horizontálních trubkách. Během měření zjistil nekompatibilitu s řadou doposud používaných korelací. Zejména upozorňoval na velké odchylky v případě vysokotlakých chladiv jako R125, R32 a R410A.



Proto upravili a využili stávajících modelů pro jednotlivé typy proudění dvoufázové směsi s jasnějším výsledkem, s přesně danými hranicemi platnosti.

Mishima a Hibiki [1] použili jako základ pro vyjádření tlakových ztrát v minikanálech data z měření proudění směsi vody a vzduchu vertikálními trubkami o průměrech 1 mm až 4 mm.

Subramaniam [20] ve své práci použil pro výpočet koeficientu přestupu tepla ve dvoufázové směsi vztahu vyvinutého Shahem (1979), jež byl založen na datech od 21 výzkumných týmů. Vycházel z měření na horizontálních i vertikálních výměnících s hydraulickými průměry 7 mm až 40 mm. Důležitým prvkem korelace je udržení Reynoldsova čísla kapalně fáze nad hodnotou 350 z důvodu nízkého počtu měřených bodů v tomto regionu. Pro výpočet tlakových ztrát vycházel z výpočtu podle Friedela (1979) pro výpočet frikčních – třecích ztrát a tlakových ztrát vlivem zpomalení směsi při kondenzaci.

Jassim a Newell [24] na základě typů proudění stanovili model, s nímž lze s poměrně velkou přesností určit vnitřní tlakové ztráty minikanálek. Zpracovali data z měření 6-kanákových mikrokanálek s chladiv R134A a R410A a s průtoky 50 kg/m²s až 300 kg/m²s při kvalitě páry 0 až 1.

Moser a kolektiv [1], [4] prováděl měření na hydraulických průměrech 3,14 mm až 20 mm, čímž se jeho korelace posunuly na samou hranici použitelnosti pro minikanálky. Pokusy prováděl s širokou škálou chladiv s výrazným zastoupením vysokotlakých typů jako R410A. Vycházel z práce vědeckého kolektivu kolem Akerse z roku 1959

Dobson-Chato [1], [4] zpracoval data z měření na minikanálech o hydraulických průměrech od 3,14 mm do 7,04 mm pro různé typy chladiv a různé typy proudění. Jejich model se opírá o Froudeho číslo a tím pádem hlavně o gravitační a smykový model.

V poslední části kondenzátorů dochází k přechlazení kapalněho chladiva, čímž se ještě sníží výstupní teplota. Problematikou se zabývali zejména autoři Peng a Peterson, Srinivas a jeho kolektiv autorů, Gnielinski, Subramaniam, Wu a Cheng, Park a Punch, Dittus a Boelter a Stanley.

Peng a Peterson [24] naměřil data při laminárním proudění v obdélníkových minikanálech pro výpočet Nusseltova čísla. Je to právě základní typ proudění v případě přechlazení kapalněho kondenzátu na konci kondenzátoru.

Srinivas a kolektiv [1], [4] prováděl měření na minikanákových chladičích s nízkými rychlostmi proudění. Výzkum prováděl na trubkách s obdélníkovým průřezem a hydraulickými průměry 1,75 mm, 2,21 mm a 3,02 mm.

Wu a Cheng [26] sledovali vlastnosti silikonových mikrokanálek o hydraulickém průměru 25,9 μm až 291 μm při laminárním proudění. Sledovali také závislost drsnosti povrchu a jeho povrchového napětí na velikosti Nusseltova čísla.



Park a Punch [27] vycházeli z měření na mikrokanálcích s obdélníkovým průřezem a s hydraulickým průměrem 106 μm respektive 307 μm . Rychlosti proudění se pohybovaly na nízké úrovni v rozsahu Reynoldsova čísla 69 až 800.

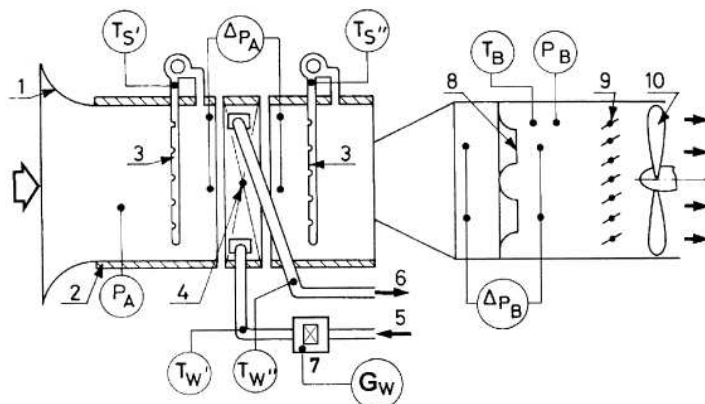
3 Cíle disertační práce

V souvislosti s výzkumem, jež se provádí ve společnosti HTS Novosedly s.r.o., byly formulovány následující cíle doktorské disertační práce:

- Provést teoretický rozbor termodynamických stavů v kondenzátorech
- Použít nejnovější informace z oboru
- Porovnat vypočtené hodnoty s exaktně získanými daty
- Porovnat metody výpočtů výměníků tepla s křížným způsobem proudění
- Aplikace exaktních měření na určení koeficientu přestupu tepla na straně vzduchu

4 Výpočet koeficientu přestupu tepla a tlakových ztrát na straně vzduchu

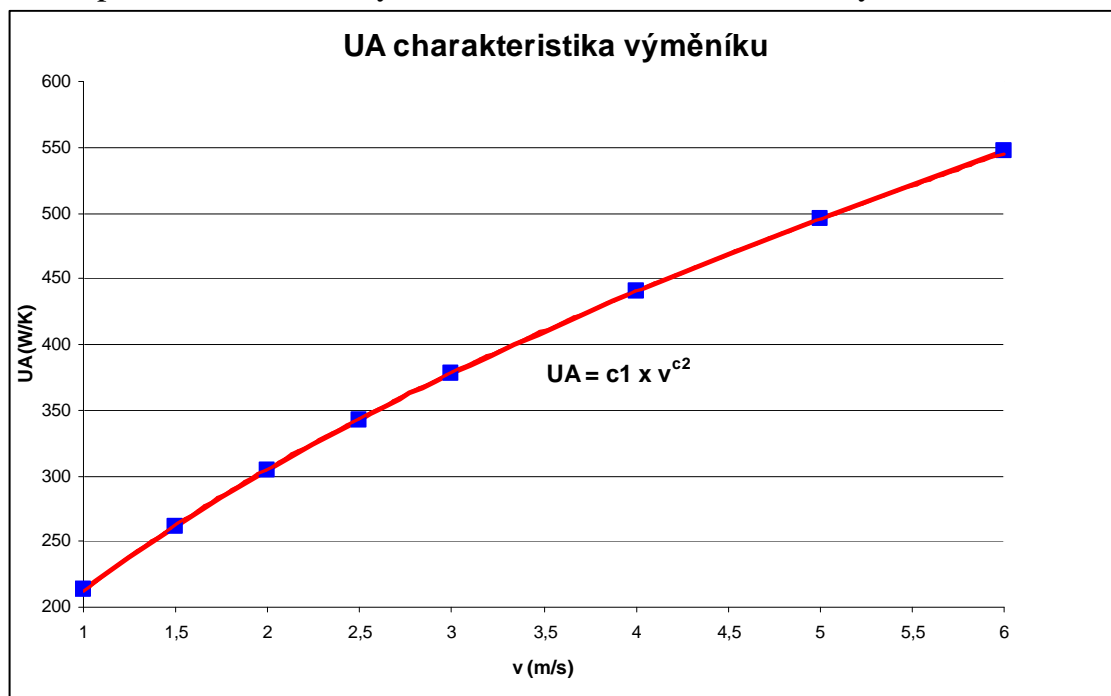
Výpočet navržený v disertační práci umožňuje spočítat koeficient přestupu tepla a tlakové ztráty strany vzduchu na základě laboratorních měření referenčního výměníku tepla obdobně jako jiné korelace. Základ je dlouhodobě ověřen na již fungujícím softwaru určeném pro výpočet lamelových výměníků tepla s kruhovou trubkou expandovanou na hliníkovou lamelu. Byl vytvořen počátkem 90.let kolektivem autorů kolem profesora Lozza [13]. Způsobu výpočtu bylo možno po úpravách použít i pro minikanálkové výměníky tepla. K výpočtu je použito teorie podobnosti. Ve výsledku potom vychází spočtený výkon u lamelových výměníků tepla s kruhovou trubkou s odchylkou do 4%, čímž se dosahuje přesnosti, jež je pro návrh výměníku tepla dostačující. Nutno dodat, že iterace probíhá v poměrně krátkém časovém intervalu. Proto, aby mohla být iterace použitelná i pro minikanálky, se musí přizpůsobit model podobnosti. V podobnostním modelu je použito dat z měření v laboratoři na referenčním výměníku s danou geometrií lamel, trubek a vnějšími rozměry. Charakteristika referenční geometrie je dána naměřenými celkovými koeficienty přestupu tepla a tlakových ztrát pro různé rychlosti proudění vzduchu výměníkem. Na straně trubek je použito jako teplo nosné médium voda, u níž je měřen průtok a teplota na vstupu a výstupu. Mezi měřené veličiny na straně vzduchu potom patří průtok, teplota a tlak na vstupu a výstupu, včetně relativní vlhkosti. Schematický náčrt zařízení včetně popisků je uveden na obrázku Obrázek 3.



Obrázek 3. Aerodynamický tunel, použito z [13]

1 Vtoková dýza, 2 Izolovaná stěna tunelu, 3 Trubice měřící teplotu proudícího vzduchu po průřezu kanálu, 4 Výměník tepla referenční geometrií lamel, 5 – 6 Vstup / Výstup vody, 7 Magnetický průtokoměr, 8 Kalibrované dýzy pro měření průtoku vzduchu, 9 Škrťací klapky, 10 Sací ventilátor

Charakteristika je dána závislostí celkového koeficientu přenosu tepla na rychlosti proudění vzduchu výměníkem, viz. Obrázek 4 uvedený níže.



Obrázek 4. Charakteristika UA výměníku tepla

Naměřené body jsou následně proloženy jednoduchou mocninnou funkcí základního tvaru, kde c_1 a c_2 jsou její konstanty.

$$UA = c_1 \cdot v_{air}^{c_2} = \frac{1}{\eta_0 \cdot h_a \cdot A_a} + \frac{\delta_t}{k_t} + \frac{1}{h_w \cdot A_w}$$



Hledaný koeficient přestupu tepla referenčního výměníku tepla na straně vzduchu lze poměrně jednoduše spočítat na základě známých tepelných bilancí výměníku v tunelu dle níže uvedeného vztahu:

$$h_a = \frac{1}{\eta_0 \cdot A_a} \cdot \frac{1}{\frac{\Delta T_{LMTD}}{q} - \frac{\delta_t}{k_t} - \frac{1}{h_w \cdot A_w}}$$

Colburnův faktor referenčního výměníku tepla:

$$j_{ref,measured} = \frac{h_a}{\rho_{air} \cdot v_{air} \cdot c_{p,air}} \cdot Pr^{2/3}$$

Pro určení Colburnova faktoru počítaného výměníku je použito následující rovnosti poměrů j-faktorů:

$$\frac{j_{ref,measured}}{j_{ref,corr}} = \frac{j_{real}}{j_{real,corr}}$$

, kde $j_{ref,corr}$ představuje Colburnův faktor spočtený s pomocí [12] na základě známé geometrie lamel referenčního výměníku. Obdobně je spočten $j_{real,corr}$ který vychází z geometrie počítaného výměníku tepla.

Výsledný Colburnův faktor j_{real} počítaného výměníku je následně spočten s pomocí podobnosti k referenčnímu výměníku tepla na základě naměřené charakteristiky:

$$j_{real} = \frac{j_{ref,measured}}{j_{ref,corr}} \cdot j_{real,corr}$$

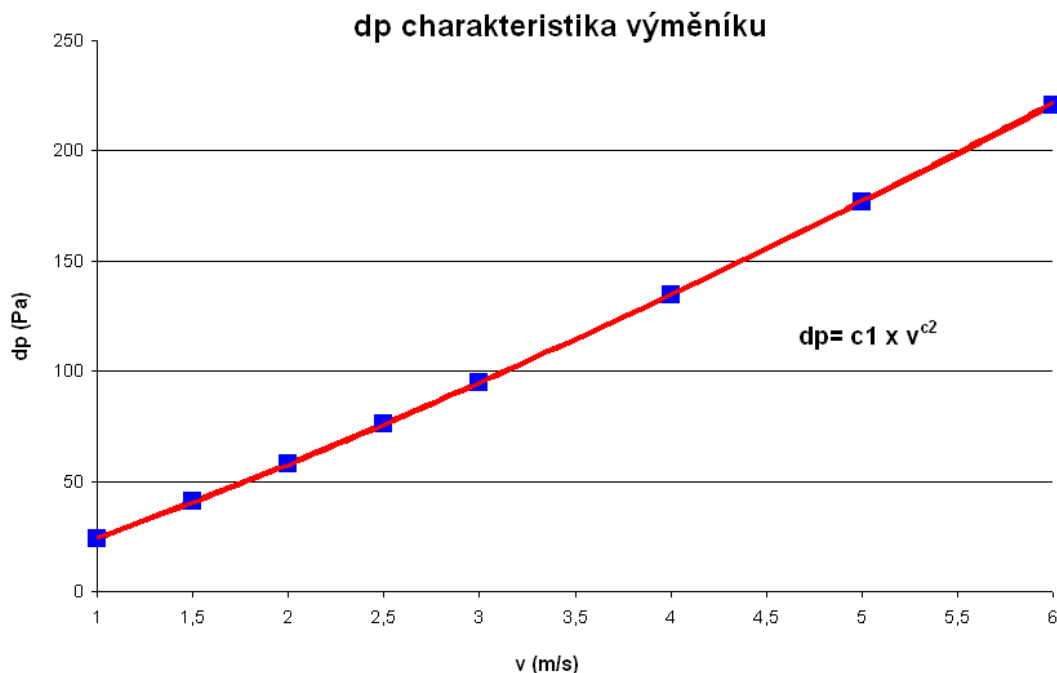
Koeficient přestupu tepla na straně lamel h_a je potom možné spočítat dle dříve zmíněné rovnice:

$$h_a = j_{real} \cdot \frac{\rho_{real} \cdot v \cdot c_{p,real}}{Pr^{2/3}}$$

Výpočet tlakových ztrát na základě podobnosti vychází ze známé charakteristiky tlakových ztrát na straně vzduchu uvedené na Obrázek 5. u referenčního výměníku. Stejně jako v případě koeficientu přestupu tepla je charakteristika proložena jednoduchou mocninnou rovnicí tvaru:

$$\Delta p_A = c1 \cdot v_{air}^{c2}$$

Rovnice je potom základem podobnostního výpočtu, ve které se používá zavedeného korelačního výpočtu dle Bullard [1]



Obrázek 5. Charakteristika diferenčního tlaku strany vzduchu

Tlaková ztráta vzduchu při prostupu výměníkem lze vypočítat pomocí korelačního výpočtu se základem v určení součinitele tření:

$$\Delta p_A = f \cdot \frac{G_A^2 \cdot f_d}{2 \cdot \rho \cdot l_p}$$

Z tohoto vztahu lze spočítat skutečnou hodnotu frikčního faktoru pro referenční výměník tepla. Současně lze napsat následující rovnici, vycházející z podobnosti dvou výměníků tepla:

$$\frac{f_{ref,real}}{f_{ref,corr}} = \frac{f_{real}}{f_{corr}}$$

Ze vztahu lze vyjádřit skutečný frikční faktor počítaného výměníku f_{real} :

$$f_{real} = \frac{f_{ref,real}}{f_{ref,corr}} \cdot f_{corr}$$

Koeficienty tření představují $f_{ref,real}$ frikční faktor naměřený na referenčním výměníku tepla, $f_{ref,corr}$ frikční faktor spočtený korelačním výpočtem dle [32], f_{corr} součinitel tření počítaného výměníku spočtený pomocí [32], viz. níže.

$$f = Re_{lp}^{-0,781} \cdot \left(\frac{\theta}{90}\right)^{0,444} \cdot \left(\frac{f_s}{l_p}\right)^{-1,682} \cdot \left(\frac{f_h}{l_p}\right)^{-1,22} \cdot \left(\frac{f_d}{l_p}\right)^{0,818} \cdot \left(\frac{l_l}{l_p}\right)^{1,97}$$

5 Experimentálně naměřená data

Data pro ověření metodiky jsou ze 4 zdrojů. Prvním vlastním nejvýznamnějším zdrojem jsou data získaná měřeními v laboratoři LuVe Contardo Uboldo. Jde o laboratoř mateřské společnosti firmy HTS Novosedly, pro kterou se výzkum prováděl. Laboratoř ověřovala parametry chladírenských výměníků s minikanálkovou technologií v letech 2007-2008 nejprve s chladivem R134a a následně s dalšími typy chladiv.

Dalším zdroji jsou vědecké týmy pracující na problematice výpočtu minikanálek. Litch a Hrnjak ve své práci [29] porovnávají dva typy kondenzátorů: minikanálkový kondenzační výměník se serpentinovým celohliníkovým výměníkem s plochými trubkami a kanálky rozměrů nad 3mm hydraulického průměru. Oba dva s využitím čpavku jako chladiva. Práce sledovala výkonové parametry výměníků a vyzdvihovala potřebu dalšího výzkumu v oboru.

Kolektiv autorů kolem Cuevase ve své práci [30], [31] uvádějí měření ze dvou minikanálkových výměníků s různými geometriemi minikanálek a lamel. Práce ověřila přesnost korelačních výpočtů koeficientů přestupu tepla na straně lamel i na straně chladiva.

Na mezinárodním chladírenském kongresu pořádaném Mezinárodním institutem chladírenství (International Institute of Refrigeration) byla v roce 2003 uvedena studie [33] kolektivu autorů kolem Denise Leducq. Výsledkem studie bylo porovnání měření s výpočty koeficientu přestupu tepla na straně chladiva. Vlastní měření bylo provedeno na automobilovém kondenzátoru. Naměřená data lze potom použít k ověření metodiky této práce.

6 Porovnání upraveného modelu s pomocí podobnostního výpočtu

V kapitole jsou uvedeny výsledky z upraveného výpočtového modelu s použitím podobnosti pro výpočet jak tlakových ztrát na straně vzduchu, tak i koeficientu přestupu tepla.

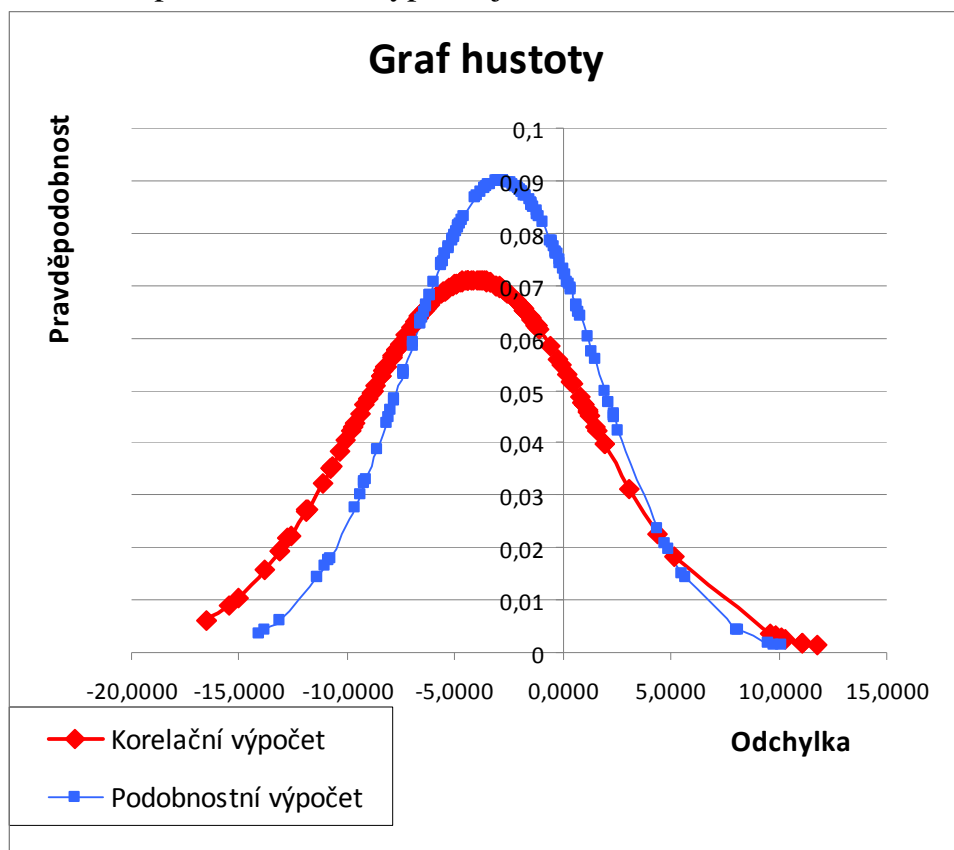
6.1 Porovnání výsledků výkonových charakteristik

V následujících tabulkách jsou uvedena spočtená data vycházející z ε -NTU metody s využitím podobnostního výpočtu pro definici tlakových ztrát na straně vzduchu a koeficientu přestupu tepla na straně vzduchu, jež je pro přesnost výpočtu kondenzačního výměníku tepla klíčovou veličinou.

Výpočet koeficientu přestupu tepla na straně chladiva pro přehřátou páru a kapalnou fázi dle autorů Wu a Little [26], tlakové ztráty kapalně a plynně fáze podle Subramaniam [20]. Pro výpočet koeficientu přestupu tepla a tlakové ztráty dvofázové směsi se používá výpočtu dle Cavalliniho [1]. Uvedené korelační výpočty byly zvoleny pro svou uváděnou přesnost například v [1], [2]

Vývoj výpočetního modelu a metodiky pro výpočet kondenzátorů s minikanálky Ing. Pavlů Jaroslav, [4]. Navíc jsou založeny na datech získaných na stejných typech výměníků tepla jako na typech porovnávaných v disertační práci.

Výsledky jsou shrnuty do Gaussova rozdělení pravděpodobnosti, kde jsou srovnány dvě řady dat. Spočtený výkon kondenzačních výměníků klasickou korelací dle Bullarda se výsledkově pohybuje ve větším rozsahu odchylek, zatímco na základě podobnostního výpočtu koeficientu přestupu tepla na straně lamel je rozsah odchylek výsledků užší s výrazně vyšší vrcholovou pravděpodobností výsledků s minimální odchylkou. Nejvyšší hustota normálního rozdělení pravděpodobnosti je v případě využití korelací -4,1% zatím co u podobnostního výpočtu jde o -2,85%.

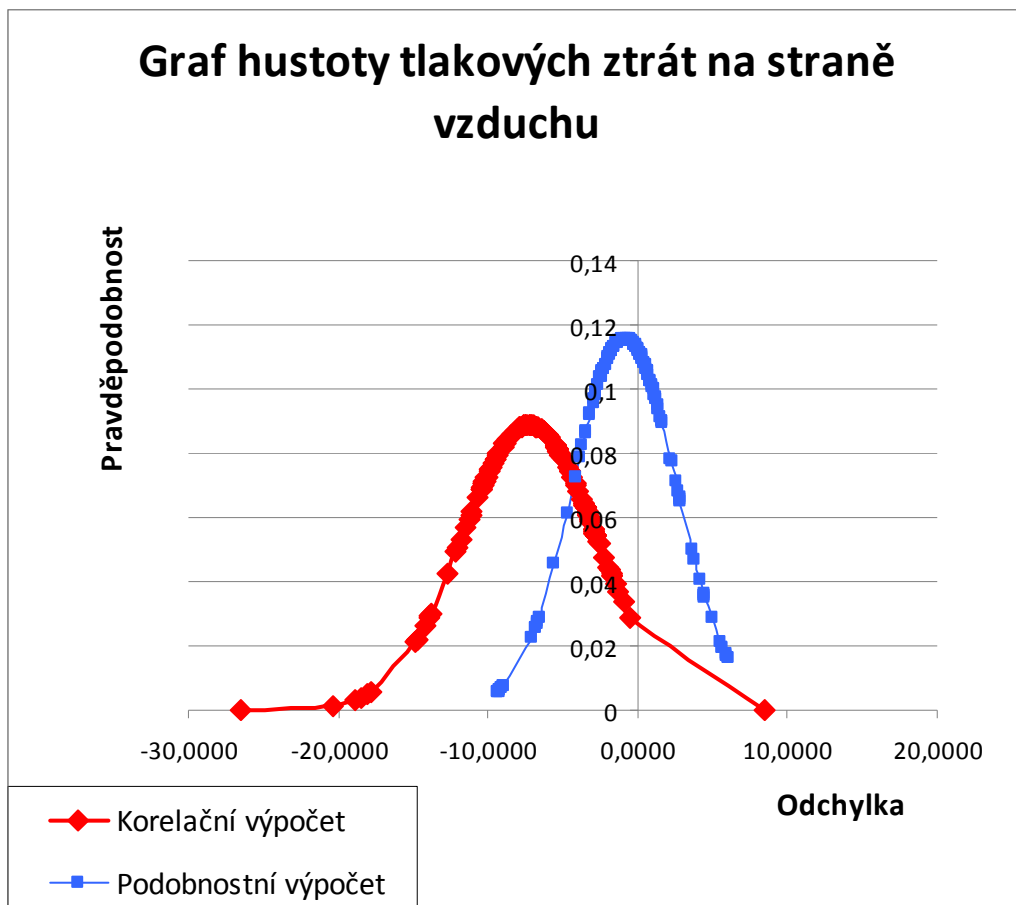


Obrázek 6. Porovnání výsledků korelační a podobnostní metodou

6.2 Porovnání spočtených tlakových ztrát na straně vzduchu

Přesnost výpočtu tlakových ztrát je klíčová pro určení hmotnostního toku vzduchu výměníkem podle charakteristiky ventilátoru. Přesnost spočtené hodnoty v praxi představuje klíčovou hodnotu pro modelování výměníku.

Výsledná mocninná funkce ve všech případech poměrně úspěšně opsala charakteristiku kondenzátoru. Výsledkem jsou minimální odchylky od naměřených dat.



Obrázek 7. Graf hustoty tlakových ztrát na straně vzduchu

Zatím co korelační výpočet pracoval s průměrnou odchylkou -7,23% tak v případě podobnostního modelu se průměrná odchylka pohybovala na výborné úrovni -0,831%. Výsledek je důležitý zejména pro výpočet průtoku vzduchu výměníkem dle charakteristiky ventilátoru. Kde je nepřesnost spočtených ztrát nepřímo úměrná strmosti křivky ventilátoru.

7 Shrnutí práce a závěr

Práce se zabývá modely výpočtů tepelných výměníků tepla s křížným tokem směnných médií. V počátcích vzniku práce byla provedena analýza stávajícího funkčního modelu pro výpočet křížných výměníků tepla s oběma médii míchanými. Pro nevhodnost modelu byla, ale zvolena varianta tvorby modelu nového, který se stal základním účelem vzniku disertační práce. Proto byla disertační práce od počátku koncipována jako cílené využití nejnovějších teoretických základů s využitím dlouhodobých znalostí soukromého subjektu a jejich aplikací na nové technologii včetně jejího ověření.

V prvních disertační práce je proveden rozbor termodynamických stavů v kondenzačních výměnících tepla. V kapitolách jsou shrnuty jak stavy chladiva,



Vývoj výpočetního modelu a metodiky pro výpočet kondenzátorů s minikanálky Ing. Pavlů Jaroslav kterými prochází v kondenzačním výměníku tepla, tak i dynamické vlastnosti proudění včetně matematického základu.

Dizertační práce zpracovává pro daný typ výměníků nejpoužívanější známé korelační výpočty na straně chladiva a lamel. Volba zdrojů vztahů pro výpočet tlakových ztrát a koeficientů přestupů tepla byla založena zejména na vhodnosti pro daný typ výměníků tepla.

V prvním kroku praktické části dizertační práce je odůvodněna zvolená metodika výpočtu pomocí ε -NTU metody. Následuje základ navrhovaného výpočtu tlakových ztrát a koeficientu přestupu tepla na straně vzduchu. Opodstatnění je v největším podílu tepelného odporu na straně vzduchu – lamel a tím pádem nejvyšším podílem na přesných výsledcích všech výpočtových metod.

Následující kapitoly dizertační práce uvádějí jak výsledky experimentálních testů tak i porovnání se spočtenými výsledky. Porovnání je uvedeno jak v slovní tak i grafické formě. Odchytky měření jsou v každém použitém zdroji dat zvláště uvedeny a pro účely dizertační práce byly shledány jako dostačující.

Navrhovaný model výpočtu se základem v ε -NTU metodě s výpočtem tlakových ztrát a koeficientu přestupu tepla měl ve všech případech porovnávaných kondemzačních výměnků tepla přesnější výsledky s uvedenými odchylkami. Výrazného zlepšení se dosáhlo zejména v případě výpočtu tlakových ztrát. Přesnost přímo ovlivňuje volbu ventilátoru pro kondenzátory k dosažení potřebného chladícího výkonu.

Pro praktické potřeby byl navržený model shledán použitelným s mnoha výhodami proti klasickým podobnostním výpočtovým metodám založeným pouze na experimentálních měřeních autorů. Mezi výhody patří zejména zmíněná vyšší přesnost, adaptabilita na různé geometrie, nezávislá na rozsahu použitelnosti korelačních výpočtů a postihování reálného stavu výměníku v produkci.

Prostor pro vylepšení lze nalézt zejména v optimalizaci softwarového kódu, jeho rychlosti, či aplikací výkonnější techniky. Prostor pro vylepšení je i na straně experimentálního zařízení, kde lze použitím přesnější techniky dosáhnout vyšší přesnosti pozdějších výpočtů. Může se i zpracovat lepší nástroj pro výpočet koeficientu přestupu tepla na straně minikanálku, kde rezervy pro vylepšení jsou. Jde ale o poměrně náročnou problematiku, která vyžaduje další hlubokou analýzu a vhodné experimentální zařízení.

7.1 Přínos práce

Přínos disertační práce lze shrnout do následujících bodů:

1. Ověření si funkčnosti nepoužívanějších metod pro výpočet křížných výměníků tepla s oběma médii nemíchanými s definicí omezení, s nimiž se musí při výpočtech počítat
2. Aplikace nejnovějších poznatků z oboru, včetně ověření jejich funkčnosti
3. Ověření funkčnosti dlouhodobých zkušeností z oboru na jiný typ výměníku
4. Využití a ověření si podobnostního modelu na minikanálových výměnících tepla
5. Funkční model s využitím v praxi

8 Seznam použitých zdrojů

- [1] KANDLIKAR,S.G.-GARIMELLA,S.-LI,D.-COLIN,S.-KING,M.R., Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels, 1st Edition,Elsevier Ltd, 450 s., 2006, ISBN: 0-0804-4527-6
- [2] KANDLIKAR,S.G., et al., Handbook of Phase change: Boiling and Condensation, Taylor and Francis, 738 s., 1999, ISBN: 1-56032-634-4
- [3] Latif, M.J., Heat Convection, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 434 s., 2006, ISBN: 10 3-540-30692-7
- [4] Ghiaasiaan, Two-Phase Flow, Boiling and Condensation in conventional and miniature systems, Cambridge University Press, 636 s., 2008, ISBN: 978-0-521-88276-7
- [5] Granryd E., et.al , REFRIGERATING ENGINEERING, Department of Energy Technology-Division of Applied Thermodynamics and Refrigeration, Royal Institute of Technology, KTH, 446 s. , 1999, S-100 44 Stockholm
- [6] Navarro, H.A.- Cabezas-Gomez, L.C., EFFECTIVENESS-NTU COMPUTATION WITH A MATHEMATICAL MODEL FOR CROSS-FLOW HEAT EXCHANGERS, Brazilian Journal of Chemical Engineering, 2007, ISSN: 0104-6632
- [7] Triboix A., Exact and approximate formulas for cross flow heat exchangers with unmixed fluids, International Communications in Heat and Mass Transfer, Elsevier, 2008, 36 (2009) 121–124
- [8] Bowman, R.A.- Mueller, A.C.- Nagle, W.M., Mean Temperature Difference in Design, Transaction of A.S.M.E., květen 1940
- [9] Incropera, F.P.- Dewitt, D.P., Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley and Sons, 6th Edition, 997 s., 2006, ISBN-10: 0470055545, ISBN-13: 978-0470055540



- [10] Chang, Y.J.-Wang, Ch. Ch., A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry, International Journal of Heat and Mass Transfer, Elsevier Science Ltd., 1996, PII: S0017-9310(96)00116-0
- [11] Kim, M.H.- Bullard, C.W., Air-side performance of brazed aluminium heat exchangers under dehumidifying conditions, International Journal of Refrigeration, ELSEVIER, 2001, 25 (2002) 924–934
- [12] Jacobi, A. M.- Park, Y.- Zhong, Y.- Michna, G.- Xia, Y., HIGH PERFORMANCE HEAT EXCHANGERS FOR AIR-CONDITIONING AND REFRIGERATION APPLICATIONS (NON-CIRCULAR TUBES)-Final report, 21 CR ARTI, 288 s., červen 2005, ARTI-21CR/605-20021-01
- [13] Lozza, G.- Merlo, U., An experimental investigation of heat transfer and friction losses of interrupted and wavy fins for fin-and-tube heat exchangers, International Journal of Refrigeration, Elsevier, 2000, 24 (2001) 409-416
- [14] J.R. Cascales, J.R.- Garcia F.- Macia, J.- Salvador J.M.C., - Johnson, M.W. – Kohler, G.T., Compact heat exchangers modeling: Condensation, International Journal of Refrigeration, Elsevier, 2009, 33 (2010) 135 – 147
- [15] Agarwal, A.-Bandhauer, T.M.- Garimella, S., Measurement and modeling of condensation heat transfer in non-circular microchannels, International Journal of Refrigeration, Elsevier, 2009
- [16] Fernando, P.- Palm, B.- Ameel, T.- Lundqvist, P.- Granryd, E., A minichannel aluminium tube heat exchanger – Part I: Evaluation of single-phase heat transfer coefficients by the Wilson plot method, International Journal of Refrigeration, Elsevier, 2008, 31 (2008) 669 – 680
- [17] Jacobi, A. M.- Park, Y.- Tafti, D.- Zhang, X., AN ASSESSMENT OF THE STATE OF THE ART, AND POTENTIAL DESIGN IMPROVEMENTS, FOR FLAT-TUBE HEAT EXCHANGERS IN AIR CONDITIONING AND REFRIGERATION APPLICATIONS – PHASE I – Final report, 21 CR ARTI, 182 s., září 2001, ARTI-21CR/20020-01
- [18] Chang, Y.J.- Wang, Ch., A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry, International Journal of Heat and Mass Transfer, Pergamon, 1997, PII: S0017-9310(96)00116-0
- [19] Chang, Y.J.- Hsu, K.- Lin, Y.- Wang, C., A generalized friction correlation for louver fin geometry, International Journal of Heat and Mass Transfer, Elsevier, 2000, 43:2237–43



- [20] Subramaniam, V., Design of Air-cooled Microchannel condensers for mal-distributed air flow conditions, Georgia Institute of Technology, MSc Thesis, s.125, červen 2004
- [21] Agostini, B.- Watel, B.- Bontemps, A.- Thonon, B., Friction factor and heat transfer coefficient of R134a liquid flow in mini-channels, Pergamon, Applied Thermal Engineering, 2002, 22 (2002) 1821–1834
- [22] Farsi, H.- Azzouz, D.- Leducq, D. – Macchi, H.- Guilpart, J., An optimised design of the refrigerating systems using a small channel heat exchanger, Rochester, USA, 2004
- [23] Lee, P.- Garimella, S.V.- Liu, D., Investigation of heat transfer in rectangular microchannels, International Journal of Heat and Mass Transfer, Elsevier, 2004, 48 (2005) 1688–1704

- [24] Jassim, E.W.- Newell, T.A., Prediction of two-phase pressure drop and void fraction in microchannels using probabilistic flow regime mapping, International Journal of Heat and Mass Transfer, Elsevier, 2006, 49 (2006) 2446–2457
- [25] Peng, X.F.- Peterson, G.P., Convective heat transfer and flow friction for water flow in microchannel structures, International Journal of Heat and Mass Transfer, Pergamon, 1996, 0017-9310(95)00327-4
- [26] Wu, H.Y.- Cheng, P., Friction factors in smooth trapezoidal silicon microchannels with different aspect ratios, , International Journal of Heat and Mass Transfer, Pergamon, 2003, 46 (2003) 2519–2525
- [27] Park, H.S.- Punch, J., Friction factor and heat transfer in multiple microchannels with uniform flow distribution, International Journal of Heat and Mass Transfer, Elsevier, 2006, Article in Press
- [28] Stanley, R.S. – Ameel, T.A. – Barron, R.F., Two-phase flow in microchannels, U.S.Army Research Office, Louisiana Tech University, March 1997, NSN-7540-01-280-5500
- [29] Litch, A.D.- Hrnjak P.S., Condensation of Ammonia in Microchannel Heat Exchangers, Air Conditioning and Refrigeration Center, University of Illinois, August 1999, (217) 333-3115
- [30] Cuevas, C. et al., Thermo-hydraulic characterization of a louvered fin ad flat tube heat exchanger, Experimental Thermal and Fluid Science, Elsevier, 2010, 10.1016/j.exptthermflusci.2010.08.015
- [31] Cuevas, C. – Lebrun, J. – Lemort, V. – Ngendakumana, P., Development and validation of a condenser three zones model, Applied Thermal Engineering, Elsevier, 2009, 29(2009)3542-3551
- [32] Bullard, C.W. – Kim, M.H., Air-side performance of brazed aluminum heat exchangers under dehumidifying conditions, International journal of refrigeration, Elsevier, 2002, 25(2002)924-934



Vývoj výpočetního modelu a metodiky pro výpočet kondenzátorů s minikanálky Ing. Pavlů Jaroslav

- [33] Leducq, D.- Macchi-Tejeda, H. – Jabbour, O. – Serghini, T., Experimental study and thermal modeling of a R404a small channel air condenser, 21st IIR International Congress of Refrigeration, Washington, Srpen 2003
- [34] Morini, G.L., Single-phase heat transfer in microchannels: a review of experimental results, International journal of thermal sciences, Elsevier, 2004
- [35] Cavallini, A.- Matkovic, M.- Del Col, D., Two-phase pressure gradient of R236ae, R134a and R410A inside multiport mini-channels, Experimental Thermal and Fluid Science, Elsevier, 2005, 29(2005)861-870

CURRICULUM VITAE

Jméno a příjmení: Jaroslav Pavlů

Datum narození: 15.1.1982

Stav: ženatý

Trvalé bydliště: Lesonice 77, 672 01, pošta Moravský Krumlov

Telefon: +420 724 662 001

Email: jpavlu@seznam.cz

Dosažené vzdělání

2000, Gymnázium v Moravském Krumlově - ukončeno maturitní zkouškou

2005, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, obor Energetické inženýrství – ukončeno státní zkouškou

Pedagogická činnost v rámci DS

Obnovitelné zdroje energie – 26 cvičení

Tepelné pochody – 13 cvičení

Stavba a provoz energetických zařízení – 13 cvičení

Spalovací zařízení a výměníky tepla – 13 cvičení

Energetické stroje – 13 cvičení



PUBLIKAČNÍ ČINNOST

- [1] Pavlů J., Porovnání charakteristik výměníků tepla, portál <http://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/8414-porovnaní-charakteristik-vymeniku-tepla> , vydáno 26.3.2012
- [2] Pavlů J., Charakteristiky výměníků tepla, Medzinárodná konferencia chladienie a klimatizácia, Sitno 2010, příspěvek ve sborníku: Nepriame zisťovanie únikov a energetická efektívnosť 2010, ISBN 97-80-89376-04-9
- [3] Pavlů J., Crossflow compact heat exchangers calculation scheme comparison, The 23rd IIR International congress of refrigeration, ISBN 978-2-913-149-89-2
- [4] Pavlů J., Minichannel Heat Exchanger Calculation Model, The 23rd IIR International congress of refrigeration, ISBN 978-2-913-149-89-2

Přehled zaměstnání v oboru enrgetického inženýrství

1.1.2008 – 31.1.2010, vývojový inženýr - HTS Novosedly

1.1.2011- nyní, testovací inženýr – Honeywell s.r.o.

Jazyky

Anglický jazyk slovem i písmem, Německý jazyk pasívně, překlad technických textů z Ruštiny

Znalost počítačových programů

MS Office, Inventor – 3D základy, Autocad – 2D, Visual Basic.NET, Visual C++ - základy,



Abstrakt

Vzduchem chlazené výměníky tepla se využívají v široké škále aplikací, v nichž je jednou z prioritních vlastností kompaktnost, funkčnost a s ní spojená cena výměníku. Současný vývoj kompaktních tepelných výměníků směřuje od dlouhodobě známé technologie expanze měděných trubek na hliníkové lamely k celohliníkovým jednotkám s vysoce sofistikovaným tvarem směnných ploch. Sektor výrobců kompaktních výměníků tepla (HVAC-R Heating, Ventilating and Air Conditioning - Refrigeration) využívá čím dál více tvářeného hliníku jako základního stavebního prvku. Podobně jako v automobilovém průmyslu tak i v chladírenství se začíná využívat technologie celohliníkových jednotek. Nutno podotknout, že využití léta známé technologie není konečným vývojovým krokem. Již nyní se začínají objevovat technologie nové s nižším počtem problematických svarových ploch, vyšší účinností přestupu tepla a nižšími tlakovými ztrátami.

S nástupem nových technologií vyvstala i potřeba ověření současných výpočtových metod, případně jejich adaptace na nové geometrie. Metodiky, jež využívají klasických korelací k výpočtu koeficientů přestupu tepla v případě výměníků s výrazně odlišnou geometrií směnných ploch bez modifikace, nestačí. Zcela rozdílná stavba extrudovaných trubek a směry proudění médií neumožňují jednoduché upravení korelací, ale vyžadují komplexní přestavbu metodiky výpočtu a ve svém důsledku i změnu kódu výpočtových softwarů. S rostoucími výkony výpočetní techniky je navíc možné využití přesnějších iteračních metod. Pomocí nichž lze spočítat výměník dostatečně rychle. Dalším krokem k vyšší přesnosti je ve využití znalostí z praktických měření na výměnících.

Vzhledem k nutnosti přesného výpočtu celohliníkových jednotek, či optimalizace výměníků, je téma práce zaměřeno na porovnání jednotlivých současných metodik výpočtů, ale i na ověření funkčnosti nové metodiky použité a ověřené v nově vytvořeném softwaru. Porovnáním metod s fyzicky změřeným výměníkem v aerodynamickém tunelu lze získat dostatečně přesná data pro zpracování základní optimalizované metodiky výpočtu výměníků.



Abstract

Air cooled heat exchangers are used in many technology applications. Compactness, functionality and price is decision maker for many future customers. Current development of compact heat exchangers is evident. Mostly used technology - expanded copper tube on aluminium fin is fluently changed by all aluminium heat exchangers with sophisticated heat exchange surface. Heating, Ventilating and Air-Conditioning with Refrigeration industry (HVAC-R) uses more and more extrude aluminium profiles as the main structure for all size heat exchangers. Similarly to Automotive industry HVAC-R uses minichannels as the basis of their products. It is not a new technology, it is technology proved through many years use in car industry. It is also true that current well known minichannel technology is not the last step. New designs and production lines are currently developed as well.

All these new technologies have one unsolved thing together – how will be the new technologies easily computed through models. Current correlations which were used till now are obsolete, because of system miniaturization mainly. It is not easy to adapt old macro channel correlations on minichannel or microchannels where is not possible to diminish capillarity effects, different flow structures, etc. All these difficulties causes in model changes, software changes or iterative procedures upgrades. It is also evident that a lot of experimental exercises have to be done to examine heat exchanger behaviour ad characteristics.

Because of precise computation of minichannel heat exchangers need or its geometry optimization is dissertation theme aimed to compare computation methodologies. PhD thesis is also aimed to check functionality of proposed computation system used simple similarity model. All proposed methods are compared to experimentally measured data and as the outcome of thesis are these data used to develop new computation basis.