



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA CHEMICKÁ

FACULTY OF CHEMISTRY

ÚSTAV CHEMIE MATERIÁLŮ

INSTITUTE OF MATERIALS SCIENCE

ÚČINNOST TEPELNÝCH VÝMĚNÍKŮ V KRYOGENNÍCH PROCESECH

THE EFFICIENCY OF HEAT EXCHANGERS IN THE CRYOGENIC PROCESSES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Petr Horvát

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Tomáš Svěrák, CSc.

BRNO 2017

Zadání bakalářské práce

Číslo práce: FCH-BAK1064/2016
Ústav: Ústav chemie materiálů
Student: **Petr Horvát**
Studijní program: Chemie a chemické technologie
Studijní obor: Chemie, technologie a vlastnosti materiálů
Vedoucí práce: **doc. Ing. Tomáš Svěrák, CSc.**
Akademický rok: 2016/17

Název bakalářské práce:

Účinnost tepelných výměníků v kryogenních procesech

Zadání bakalářské práce:

Literární rešerše o výpočtu tepelných výměníků při nižších teplotách;
Výpočet a experimenty na poloprovozním výměníku s tepelnými režimy v oblasti nízkých teplot.
Vyhodnocení experimentů a výpočtu.

Termín odevzdání bakalářské práce: 19.5.2017

Bakalářská práce se odevzdává v děkanem stanoveném počtu exemplářů na sekretariát ústavu. Toto zadání je součástí bakalářské práce.

Petr Horvát
student(ka)

doc. Ing. Tomáš Svěrák, CSc.
vedoucí práce

prof. RNDr. Josef Jančář, CSc.
vedoucí ústavu

V Brně dne 31.1.2017

prof. Ing. Martin Weiter, Ph.D.
děkan

ABSTRAKT

Stěžejním tématem práce jsou tepelné výměníky a jejich aplikace v chladících procesech. Teoretická část práce se zabývá jednak mechanismy přenosu tepla, přičemž je nastíněna jejich problematika v oblastech nízkých teplot. Dále práce popisuje typy tepelných výměníků používaných v praxi, poměrně velká část je pak věnována problematice výpočtů trubkových tepelných výměníků, která obsahuje vztahy pro normální i kryogenní podmínky. V experimentální části je zkoumán prostup tepla na polo-provozním skleněném trubkovém výměníku při chlazení vzduchu z místnosti 55% etylenglykolem za účelem srovnání hodnot součinitele prostupu tepla stanovených z tepelných bilancí a z bezrozměrných kritérií na základě vztahů uvedených v teoretické části práce. Pro dvojici průtoků chladící kapaliny a čtyři různé průtoky vzduchu byly měřeny vstupní a výstupní teploty proudů, tlak a relativní vlhkost vzduchu na vstupu. Při vyšších průtocích vzduchu byla pozorována až více než dvojnásobná efektivita výměny tepla, při nejnižším studovaném průtoku bylo naopak vyměněné teplo až poloviční oproti teoretickému modelu. Příčinou zmíněných odchylek je pravděpodobně kondenzace vzdušné vlhkosti ve výměníku a konstrukční provedení výměníku tepla. Změna průtoku chladící kapaliny prakticky výměnu tepla neovlivnila. Pro studovaný výměník je tedy velmi neúčinné pracovat v režimech nízkých průtoků vzduchu a není nutné pracovat při vyšších průtocích chladícího média.

ABSTRACT

Heat exchangers and their use in cooling processes are the major topic of this thesis. The theoretical part of the thesis deals with the mechanisms of heat transfer, outlining their problems at low temperature. Furthermore, the thesis describes the types of heat exchangers used in practice, then a relatively large part dealing with the problem of calculations connected with tube heat exchangers is included. Relations for both normal and cryogenic conditions are given. In the experimental part, the heat transfer on the semi-operating glass tube heat exchanger is examined by cooling the room air with 55% ethylene glycol in order to compare the heat-transfer coefficients determined from the heat balances and from the dimensionless criteria based on the relations mentioned in the theoretical part of the thesis. For a pair of coolant flows and four airflows, input and output flow temperatures, pressure and relative air humidity at the inlet were measured. At higher airflows, more than double efficiency of heat exchange was observed, at the lowest airflow the exchanged heat was up to half against the theoretical model. The reason for these deviations is probably the condensation of air humidity in the heat exchanger and the design of the heat exchanger. The flow of coolant had practically no influence on the amount of heat exchanged. As found, for the studied heat exchanger it is non-effective to operate in low airflow modes and it is unnecessary to operate at higher flow rates of the cooling medium.

KLÍČOVÁ SLOVA

tepelné výměníky, přenos tepla, kryogenika, chlazení

KEYWORDS

heat exchangers, heat transfer, cryogenics, cooling

HORVÁT, P. *Účinnost tepelných výměníků v kryogenních procesech*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta chemická, 2017. 45 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Tomáš Svěrák, CSc..

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci vypracoval samostatně a že všechny použité literární zdroje jsem správně a úplně citoval. Bakalářská práce je z hlediska obsahu majetkem Fakulty chemické VUT v Brně a může být využita ke komerčním účelům jen se souhlasem vedoucího bakalářské práce a děkana FCH VUT.

.....
podpis studenta

OBSAH

1 Úvod.....	6
2 Teoretická část.....	7
2.1 Kryogenní procesy	7
2.2 Mechanismy přenosu tepla.....	7
2.2.1 Přenos tepla vedením.....	7
2.2.2 Přenos tepla prouděním	9
2.2.3 Přenos tepla sáláním.....	9
2.3 Výměníky tepla	9
2.3.1 Rekuperační výměníky tepla	10
2.3.2 Regenerační výměníky tepla	11
2.3.3 Směšovací výměníky tepla.....	11
2.3.4 Výměníky tepla s tepelnými trubicemi.....	11
2.4 Výpočty v oblasti rekuperačních trubkových tepelných výměníků	11
2.4.1 Celková bilance tepelného výměníku.....	11
2.4.2 Součinitel prostupu tepla válcovou stěnou	12
2.4.3 Součinitel přestupu tepla při jednofázovém toku	12
2.4.4 Součinitel přestupu tepla při kondenzaci plynu.....	14
2.4.5 Součinitel přestupu tepla při varu kapaliny	15
2.4.6 Tepelné ztráty	16
2.4.7 Hodnocení účinnosti tepelných výměníků	16
3 Experimentální část	17
3.1 Uspořádání měřící soustavy	17
3.1.1 Tepelný výměník.....	17
3.1.2 Chladící kapalina	17
3.1.3 Chlazený vzduch	19
3.2 Průběh experimentu.....	20
3.3 Vyhodnocení experimentálních dat.....	20
4 Výsledky a diskuze.....	25
5 Závěr.....	31
6 Seznam použitých zdrojů	32
7 Seznam použitých symbolů.....	33
8 Přílohy	35

1 ÚVOD

Stěžejním tématem práce jsou tepelné výměníky, zařízení užívaná v průmyslu i každodenním životě pro zprostředkování výměny tepla mezi tekutinami. V průmyslu slouží např. ke zužitkování energie z odpadních proudů, známější jsou pak např. jako chladiče automobilů. Obvykle se tepelná výměna uskutečňuje při teplotách vyšších, než jsou běžné provozní podmínky. Práce se však zaměřuje na výměnu tepla při teplotách nižších. Princip funkce tepelných výměníků se sice nemění, mění se však cíl výměny tepla, kterým je místo dodání tepla jeho odebrání médiu, a pohled na tepelné ztráty, kterým se míní nežádoucí přístup tepla k médiím namísto jeho nežádoucího úniku.

Cílem teoretické části je po uvedení do problematiky nízkých teplot, přenosu tepla a tepelných výměníků poskytnout vztahy užívané při výpočtech v průmyslu nejběžnějších trubkových výměníků tepla, čehož bude dále využíváno ve výpočetní části experimentální části práce, a rozšíření o odlišnosti vznikající nízkoteplotními režimy. Na úvod teoretické části je tedy nastíněna problematika kryogenních procesů, která dále prostupuje celou teoretickou částí. Následuje kapitola zabývající se mechanismy přenosu tepla, na kterých je založen princip tepelných výměníků. Pro pochopení dějů probíhajících v tepelných výměnících je tedy nutné se nejprve zabývat touto problematikou. První část teoretické části zakončuje kapitola o tepelných výměnících, která pojednává o jejich možných provedeních, která taktéž popisuje. Druhou část teoretické části pak představuje kapitola zabývající se problematikou výpočtů tepelných výměníků. Tato kapitola je zaměřena na trubkové výměníky, neboť právě ty mají v průmyslové praxi dominantní zastoupení a právě na tomto typu výměníku byla v experimentální části práce studována výměna tepla. Nachází se zde velké množství vztahů, přičemž značná část z nich má empirický charakter. Z tohoto důvodu mají často omezenou platnost různými podmínkami, případně existují pro různé podmínky různé vztahy pro výpočet téže veličiny. Před použitím vztahů z této práce je tedy vhodné pro zjištění podmínek platnosti prostudovat celý odstavec obsahující daný vztah. Symboly použité ve vzorcích jsou pak vysvětleny v samostatném oddíle na konci práce, a to včetně udání jednotek těchto veličin.

Experimentální část se zabývá studiem výměny tepla při chlazení vzduchu chladicí kapalinou poloprovodním skleněným trubkovým výměníkem s cílem srovnání hodnot součinitele prostupu tepla stanovených z tepelných bilancí a z bezrozměrných kritérií uvedených v teoretické části práce včetně diskuze případných nesrovnalostí. Chladicí kapalinu z provozních důvodů nebylo možné chladit pod bod mrazu, experimentální část se již tedy nepotýká s kryogenní problematikou. Úvod této části je věnován popisu sestavy, na které bylo měření provedeno, včetně specifikace rozměrů tepelného výměníku. Nechybí schematický náčrt s vyznačením měřených veličin. Dále jsou poskytnuty informace převážně fyzikálního charakteru o chladicí směsi a chlazeném vzduchu. Detailně je při této příležitosti popsán i způsob měření jednotlivých veličin, rovněž jsou podány informace související s dopravou médií a chlazením kapaliny. Následuje popis způsobu měření a delší kapitola, ve které je detailně rozebrán postup vyhodnocení experimentálních dat, který byl následně v Excelu aplikován na všechna experimentální data. Pro názornost je předveden výpočet pro vybranou sadu naměřených dat. Z důvodu velkého počtu vyhodnocovacích kroků, se kterými souvisí větší množství mezivýsledků, bylo vyhodnocení pro přehlednost rozděleno do sedmi částí. Toto rozdělení je zachováno i ve zbytku práce. Získané výsledky tímto vyhodnocením jsou pro svou objemnost obsaženy v příloze, ve výsledkové části práce jsou prezentovány a diskutovány se snahou vysvětlit případné nesrovnalosti vždy aritmetické průměry hodnot pro jednotlivá nastavení průtoků tekutin.

2 TEORETICKÁ ČÁST

2.1 Kryogenní procesy

Kryogenní oblastí teplot se zabývá kryogenika, která je definovaná jako fyzikální obor zabývající se dosahováním velmi nízkých teplot a studiem působení těchto teplot na různé materiály. Jako teplotní hranici kryogenní oblasti je možno považovat 120 K. Teploty varu všech významných atmosférických plynů totiž leží pod touto hranicí, viz tabulka 1. V kapalném skupenství jsou tyto plyny pak nazývány kryogenními kapalinami či kryogeny [1, s. 1].

Nejrozšířenější aplikací kryogeniky je v současnosti zkvalňování zemního plynu (obsahujícího převážně metan) a zkvalňování vzduchu, které je zpravidla prováděno za účelem získání jeho jednotlivých složek pomocí následné separace. Získané plyny poté slouží jako palivo či vytváří požadovanou atmosféru při různých chemických či metalurgických procesech. S kryogenikou je úzce spojena i vize využití vodíku jako ekologického paliva v dopravě, kapalný vodík a kyslík se používá jako palivo do kosmických raket. Rovněž do této oblasti spadá výzkum v oblasti supravodičů [1, s. 1–3].

Tabulka 1: Charakteristické teploty kryogenních kapalin [1, s. 1]

kryogen	teplota varu za normálního tlaku (K)	trojný bod (K)	kritický bod (K)
metan	111,6	90,7	190,5
kyslík	90,2	54,4	154,6
argon	87,3	83,8	150,9
dusík	77,3	63,1	126,2
neon	27,1	24,6	44,4
vodík	20,4	13,8	33,2
helium	4,2	2,2	5,2

Při navrhování inženýrských zařízení pro kryogenní teploty je důležité počítat s teplotní roztažností materiálů. Teplotní roztažnost je pro různé materiály odlišná, což představuje komplikace při konstruování zařízení z více materiálů, zejména v oblasti spojů, kde je třeba se vyvarovat vzniku nadměrného pnutí či naopak jejich netěsnění z důvodu oddálení materiálů. Ochladí-li se kov z pokojové teploty na teplotu kapalného helia, zmenší svůj objem v řádu desetin procenta. Polymer (např. teflon či epoxid) zmenší objem až o 2 %, některé amorfní materiály (např. sklo Pyrex) naopak nemusí vykazovat téměř žádnou objemovou změnu, v ojedinělých případech dokonce mohou svůj objem i nepatrně zvýšit [2, s. 26–29].

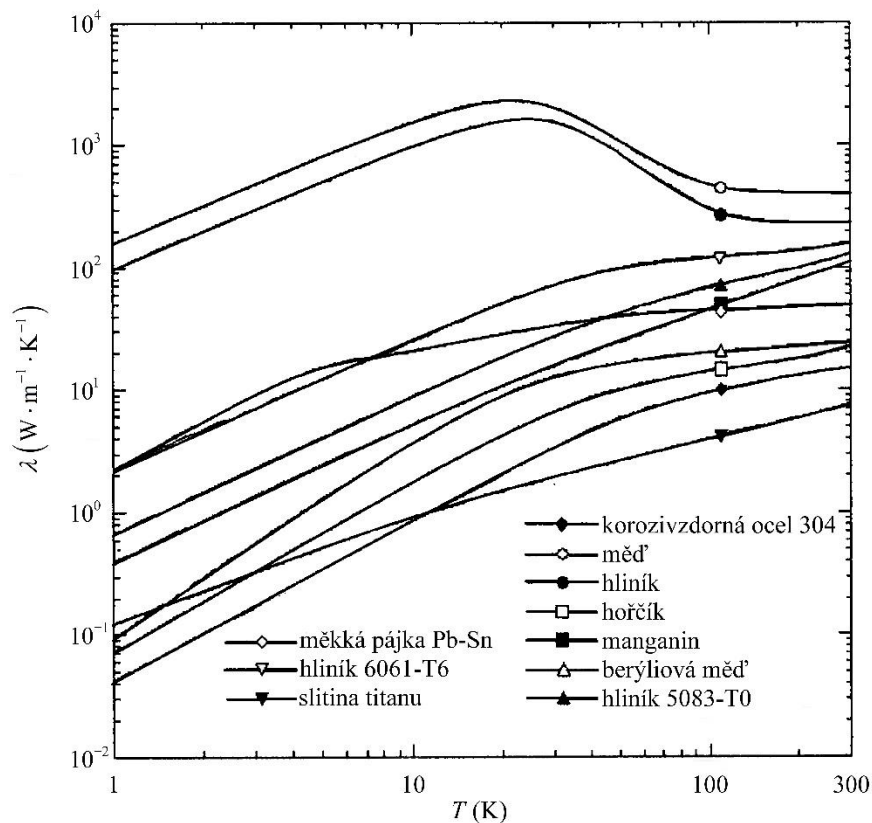
2.2 Mechanismy přenosu tepla

Energie ve formě tepla se může přenášet vedením (kondukcí), prouděním (konvekci) nebo sáláním (radiací). U tepelných výměníků se nejvíce využívá vedení a proudění.

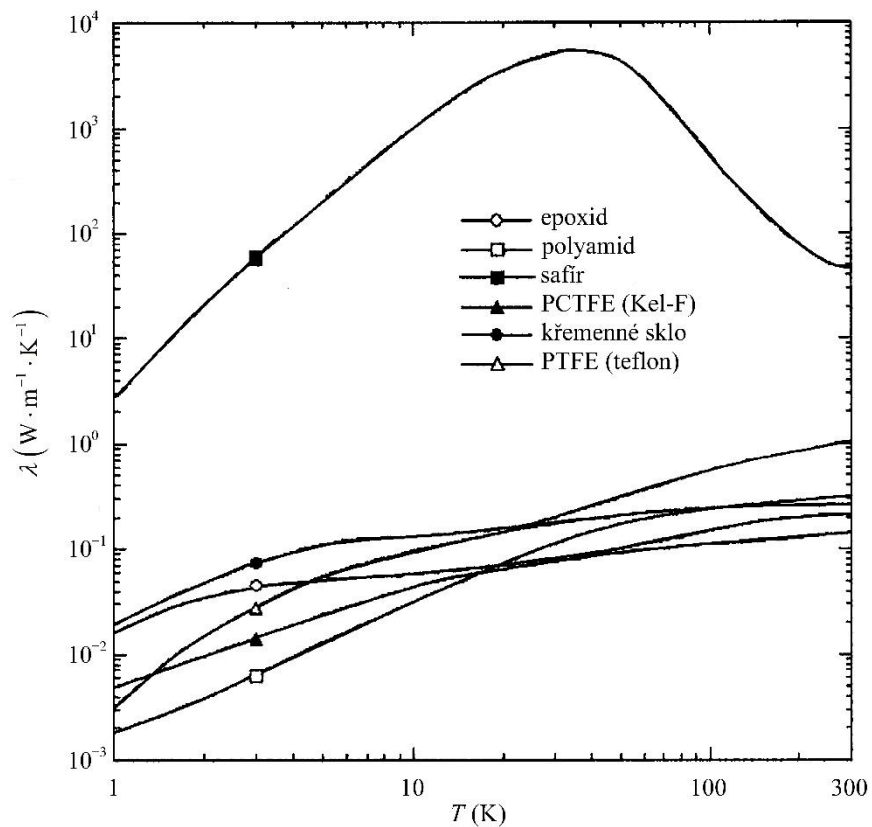
2.2.1 Přenos tepla vedením

Vedení je jediná možnost přenosu tepla v pevných látkách, uplatňuje se rovněž v ostatních skupenstvích [3, s. 141], a to pak zejména v těsné blízkosti fázových rozhraní [3, s. 156]. Vedení se uskutečňuje molekulárním mechanismem a spočívá v předávání kinetické energie mezi částicemi látky [4, s. 315]. Přenos tepla vedením tedy nastane, jsou-li částice o rozdílné teplotě v těsném styku [3, s. 141].

Míru ochoty materiálů přenášet teplo vedením vyjadřuje tepelná vodivost. Tato veličina je závislá na teplotě, v kryogenní oblasti tepelná vodivost u většiny materiálů výrazně klesá. V určitých případech však můžeme pozorovat i lepší vodivost za nižších teplot než za normální teploty, jedná se o měď, hliník a safír, viz obr. 1 a obr. 2. Obecně platí, že čisté kovy jsou lepšími vodiči než slitiny, teplosměnné plochy tedy nebývají konstruovány ze slitin. Při teplotách nižších než cca 40 K je na rozdíl oproti normálním teplotám typická závislost tepelné vodivosti na čistotě kovu. Například čistota mědi může v této oblasti tepelnou vodivost ovlivnit až o dva řády. Při navrhování a práci s tepelnými výměníky v kryogenních oblastech je tedy velmi důležité znát tepelnou vodivost daných materiálů při nízkých teplotách [2, s. 29–30].



Obr. 1: Součinitel tepelné vodivosti kovových konstrukčních materiálů užívaných při nízkých teplotách v závislosti na teplotě [2, s. 38]



Obr. 2: Součinitel tepelné vodivosti nekovových konstrukčních materiálů užívaných při nízkých teplotách v závislosti na teplotě [2, s. 38]

Rovněž ochota tekutin k vedení tepla je v kryogenních podmínkách velmi nízká (viz tabulka 2), v porovnání s prouděním je zanedbatelná vždy, pokud se nejedná o supratekuté helium [5, s. 334].

Tabulka 2: Součinitelé tepelné vodivosti kryogenů za atmosférického tlaku v okolí jejich teplot varu [5, s. 334] ve srovnání s vodou za atmosférického tlaku při pokojové teplotě [6, s. 29]

látko	kyslík	dusík	vodík	helium	voda
T (K)	90	77	20	4,2	293,15
λ ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)	0,152	0,14	0,072	0,019	0,599

2.2.2 Přenos tepla prouděním

Proudění můžeme pozorovat pouze u tekutin, tedy kapalného a plynného skupenství. Jeho podstatou je totiž vzájemný pohyb částic látky, který logicky vede k jejímu promíchání. Může tedy být uplatněno pouze v rámci jedné fáze. Proudění bývá v dané látce o jeden až dva řády intenzivnější než vedení tepla [4, s. 316]. Mechanismus přenosu tepla je ovlivňován charakterem toku tekutiny [3, s. 137], který můžeme posoudit na základě Reynoldsova čísla, bezrozměrného podobnostního kritéria,

$$Re = \frac{du\rho}{\eta} \quad [3, s. 19]. \quad (1)$$

Při hodnotách Re menších než 2 300 je charakter toku laminární, dochází k toku ve vrstvách a je možno pozorovat přenos tepla difúzním (gradientovým) mechanismem, který je typický pro stojaté tekutiny. Hnací silou je rozdíl intenzivních veličin (např. hustot), nevyskytuje se působení vnějších sil ani makroskopický pohyb částic daného prostředí, který by přenos tepla podporoval. Tento jev nazýváme volné proudění [3, s. 19, 137].

Nucené proudění je založeno na konvektivním mechanismu přenosu tepla, jehož hnací silou je zpravidla makroskopický pohyb částic prostředí vyvolaný působením vnějších sil. Tento mechanismus je typický pro tekoucí tekutiny, pozorujeme ho vždy v přechodném a turbulentním charakteru toku. Přechodná oblast začíná při překročení $Re = 2\,300$, kdy v proudící tekutině začínají vznikat víry, nad hodnotou $Re = 10\,000$ je pak charakter toku zcela turbulentní (vírový). Konvektivní mechanismus se vyskytuje i při laminárním charakteru toku, kdy více či méně zastíňuje projev difúzního mechanismu [3, s. 19, 137].

2.2.3 Přenos tepla sáláním

Každé těleso vyzařuje elektromagnetické záření, jehož infračervená složka (0,8 až 400 μm) je nositelem tepelné energie. Maximální tepelný tok, který těleso může vyzařovat, udává Stefan-Boltzmanův zákon

$$q = \sigma \cdot T^4. \quad (2)$$

Přenos tepla sáláním, tedy pomocí infračerveného záření, je jediný způsob přenosu tepla, který může probíhat i ve vakuu [3, s. 167]. V oblasti výpočtů tepelných výměníků ho zpravidla zanedbáváme, jelikož se nepohybujeme v oblasti vysokých teplot, při kterých vyzářený tepelný tok rostoucí se čtvrtou mocninou teploty nabývá na významnosti. Sálání však bývá užitečné při teplotních analýzách povrchu výměníků pomocí infrakamery.

2.3 Výměníky tepla

Tepelný výměník je procesní zařízení, které slouží k uskutečnění výměny tepelné energie mezi tekutinami. Výměníky tepla se tedy v průmyslu používají k chlazení, mražení, ohřívání, vypařování, kondenzaci, sublimaci či krystalizaci. Často přispívají ke zvýšení ekologičnosti a ekonomičnosti výroby recyklováním tepelné energie z odpadních proudů z technologických procesů. Ve výměníku tepla dochází vždy k přestupu tepla z teplejší tekutiny k fázovému rozhraní a z fázového rozhraní do chladnější tekutiny, v závislosti na konstrukci výměníku často dochází i k vedení tepla stěnou. Jednotlivé přestupy tepla se v součtu s vedením tepla stěnou nazývají prostup tepla. Podle principu výměny tepla mezi proudy se výměníky dělí na rekuperační, regenerační, směšovací a výměníky s tepelnými trubkami [4, s. 346].

2.3.1 Rekuperační výměníky tepla

V průmyslu nejčastěji používané výměníky rekuperační jsou založeny na principu prostupu tepla z teplého proudu přes pevnou stěnu do studeného proudu. V případě nemísitelnosti látek je možno výměnu tepla realizovat přes fázové rozhraní bez přítomnosti pevné stěny. Rekuperační výměníky jsou nejčastěji kontinuálně pracující zařízení, při jejich navrhování se pak vychází ze vztahů pro ustálený tepelný tok [4, s. 346–349].

Nejjednodušší a nejčastější řešení pevné přepážky představují výměníky typu trubka v trubce a efektivnější trubkový (svazkový) výměník. Prostup tepla se zde realizuje přes válcovou stěnu. Na účinnost tepelných výměníků má vliv kromě teplotního gradientu proudů také velikost teplosměnné plochy, proto se často při konstrukci zařízení, kdy se v mezitrubkovém prostoru očekává médium s nízkým součinitelem přestupu tepla, využívá žebrování za účelem zvýšení teplosměnné plochy. Dále se používají výměníky deskové, kde se prostup tepla realizuje přes rovinnou stěnu [4, s. 346–349].

Rekuperační výměníky mohou být jednak v méně časté souprouté konfiguraci, kdy je na vstupu do výměníku teplotní gradient mezi tekutinami maximální a na výstupu pak minimální. Co neefektivnější přenos tepla na vstupu se využívá, když je pro další výměnu tepla výhodné změnit vlastnosti média významně závisící na teplotě, např. snížit viskozitu, což podporuje vznik turbulentního režimu, který zefektivňuje prostup tepla, a snížení energetických nároků na čerpání kapaliny. Výhodou souproutu je rovněž menší tepelné namáhání materiálu zprostředkovávajícího tepelnou výměnu. Druhá základní konfigurace je protiproudá, kdy je teplotní gradient co možná nejrovnoměrnější po celé délce výměníku. Oproti souproutu se zde dosahuje vyšších hodnot středního logaritmičeského teplotního rozdílu, který zefektivňuje přenos tepla. Je tedy možné provádět výměnu tepla s uspokojivými výsledky i při menších teplotních rozdílech tekutin ve výměníku. Možný je i ohřev chladnější tekutiny na vyšší teplotu než výstupní teplejší tekutiny. Vyrábí se i výměníky v dalších konfiguracích se složitějším uspořádáním proudů [7, s. 297–299].

Výměník typu trubka v trubce je vhodný pro aplikace, při kterých nenastává fázová přeměna [4, s. 348] a není kladen důraz na efektivitu. Výhodou tohoto typu je jednoduchost konstrukce a poměrně malé prostorové nároky. Při snaze dosáhnout stejné teplosměnné plochy jako u trubkového výměníku však spotřebujeme prostoru i materiálu více [3, s. 185–186].

Trubkový (svazkový) výměník se používá zejména v případech výskytu fázové přeměny. Při ohřevu tekutiny párou (pokud nemá pára vysoký tlak) tekutina proudí zpravidla trubkami, které lze snadněji čistit. V mezitrubkovém prostoru pak tedy z páry vzniká kondenzát, jehož plynulý odtok je třeba zabezpečit, aby se obnovovala kondenzační plocha. Pokud požadujeme, aby veškerá pára kondenzovala a z výměníku odtékal pouze kondenzát, je třeba použít odlučovač kondenzátu. Dochází-li při výměně tepla k varu kapaliny, tento vroucí roztok proudí zpravidla ve vertikálních trubkách [4, s. 348–349]. Problémy s teplotní roztažností se často u výměníku řeší „plovoucí hlavou“, tedy absencí pevného spojení trubek s opláštěním na jednom konci výměníku [3, s. 185].

Trubkový výměník se smíšeným uspořádáním proudů může být řešen buď podélnou přepážkou v mezitrubkovém prostoru, nebo použitím U-trubek, které sice odbourávají problém s tepelnou roztažností materiálu při navrhování konstrukce, ale hůře se čistí. Jeden tok má vždy dva chody, na vstupu je obvykle souprouté uspořádání, na výstupu pak protiproudé [4, s. 349].

Trubkový výměník s křížovým uspořádáním proudů se používá při velkých průtocích tekutiny vně trubek nebo při nutnosti rychlého ohřevu či chlazení tekutiny uvnitř trubek [4, s. 349].

Kotlový výměník (duplikátor) slouží k ohřevu či chlazení kapaliny v zásobníku, který je součástí výměníku. Zařízení se obvykle používá v periodickém provozu. Výměna tepla v nejjednodušším uspořádání probíhá přes stěny zásobníku. Snížení tepelných ztrát a zvýšení efektivity je možno zajistit mícháním či umístěním spirálového chladicího hada s ohřívací či chladicí tekutinou přímo do zásobníku. Je-li cílem výměny tepla udržovat v zásobníku var, míchání ztrácí smysl [3, s. 183–185].

Deskový výměník se skládá z pravoúhlých desek, které jsou zpravidla na povrchu profilovány, což podporuje místní turbulizaci toku, která zvyšuje intenzitu sdílení tepla. Tyto výměníky se tedy používají často pro viskózní kapaliny (mají větší tendence téci laminárně). Uspořádání výměníku může

být různé, avšak vždy je výměna tepla realizována přes desky, které jsou uspořádány v několika vrstvách a propojeny kanálky [4, s. 349].

2.3.2 Regenerační výměníky tepla

V regeneračních výměnících se teplo sdílí nepřímě. Nejdříve dochází k přestupu tepla z teplejší tekutiny do látky s vysokou tepelnou kapacitou, která slouží jako tepelný akumulátor, poté dochází k přestupu tepla z této látky přes tutéž plochu do chladnější tekutiny. Proces bývá v periodickém uspořádání, kdy dochází ke střídání teplých a studených proudů. Možné je i kontinuální uspořádání, při kterém se přesouvá teplo akumulující materiál mezi jednotlivými proudy. Při navrhování regeneračních výměníků se vychází ze vztahů pro neustálený tepelný tok [4, s. 347].

V kryogenních procesech nachází tento výměník uplatnění při kryogenním dělení vzduchu. Vzduch se ve výměníku předchlazuje kyslíkem nebo dusíkem z výroby o velmi nízkých teplotách. V regenerátoru navíc dochází k vymražení nežádoucí vlhkosti a oxidu uhličitého ze vzduchu [3, s. 182].

2.3.3 Směšovací výměníky tepla

Výměna tepla může být realizována i prostým smíšením dvou látek o rozdílné teplotě. Výsledná teplota je pak určena entalpičnou bilancí [4, s. 347]. Není však jednoznačné, zda lze toto zařízení považovat za výměník tepla. Někteří autoři totiž pod pojmem tepelný výměník uvažují pouze výměníky regenerační a rekuperační s pevnou přepážkou, která je vždy definovaná a přes kterou se výměna tepla uskutečňuje. Směšovací výměníky tepla ani rekuperační tepelné výměníky pro nemísitelné složky (bez přepážky) by pak do této oblasti nespádaly. Při vzájemném styku tekutin totiž obvykle dochází i k výměně hmoty a zařízení se pak označují spíše jako směšovače či absorbéry [3, s. 181].

2.3.4 Výměníky tepla s tepelnými trubnicemi

Výměník s gravitačními tepelnými trubnicemi využívá vysokého součinitele přestupu tepla při varu a kondenzaci. Proud chlazené tekutiny předává teplo přes stěnu trubice kapalině, která přechází do plynné fáze. Plynná fáze poté v horní části uzavřené trubice kondenzuje a předává teplo přes stěnu trubice ohříváné kapalině. Kondenzát následně stéká zpět do dolní části trubice a připojuje se ke kapalině. Tento výměník nachází uplatnění například v jaderných elektrárnách, kde je třeba zamezit kontaminaci ohříváné kapaliny radioaktivitou z chlazené kapaliny [4, s. 347].

2.4 Výpočty v oblasti rekuperačních trubkových tepelných výměníků

Tato kapitola obsahuje vztahy pro výpočty a navrhování v průmyslu nejběžnějších trubkových výměníků [3, s. 185], tedy vztahy popisující ustálený prostup tepla z jedné tekutiny skrz válcovou stěnu do druhé tekutiny s platností pro protiproudé i souproudé uspořádání.

2.4.1 Celková bilance tepelného výměníku

Tepelné toky ve výměníku lze popsat rovnicí:

$$\dot{Q} = \dot{G}_1 \cdot c_{p1} \cdot |t'_1 - t''_1| = k \cdot \Delta t_{\text{stř}} \cdot 2\pi n l = \dot{G}_2 \cdot c_{p2} \cdot |t'_2 - t''_2| \pm \dot{Q}_{\text{ztr}}, \quad (3)$$

teplo odevzdávané či přijímané tekutinou uvnitř trubek je totožné s teplem převedeným přes stěnu n trubek výměníku a s teplem přijímaným či odevzdávaným tekutinou v mezitrubkovém prostoru prostřednictvím trubek výměníku. Tekutina v mezitrubkovém prostoru však přijímá či odevzdává teplo i prostřednictvím pláště výměníku, což se projeví na výstupní teplotě této tekutiny z výměníku. Při aplikaci tohoto vztahu je třeba uvažovat možnou teplotní závislost tepelné kapacity [3, s. 170–171]. Nastane-li ve výměníku fázová přeměna, je nutno do této rovnice zahrnout i teplo fázové přeměny.

Střední teplotní rozdíl je definován jako logaritmický střed rozdílů teplot obou proudů na obou koncích výměníku,

$$\Delta t_{\text{stř}} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}}. \quad (4)$$

Je-li teplotní rozdíl na jednom konci alespoň dvojnásobný než rozdíl na druhém konci, je možné (s chybou menší než 4 %) použít místo logaritmického středu střed aritmetický [8, s. 97–98].

2.4.2 Součinitel prostupu tepla válcovou stěnou

Součinitel prostupu tepla závisí na mnoha parametrech, nemůže být tedy tabelován a musí tak být pro každou situaci určen výpočtem. Pro válcovou stěnu má součinitel prostupu tepla jiný rozměr než pro stěnu rovinnou, kde je vztažen na teplosměnnou plochu. Součinitel pro válcovou stěnu se vztahuje na délku daného válce, trubky či potrubí tvořící teplosměnnou plochu. Je možné ho zjistit z rovnice celkové bilance výměníku (3) nebo výpočtem ze součinitelů přestupu tepla,

$$k^{-1} = \frac{1}{r_1 \alpha_1} + \frac{1}{\lambda} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{r_2 \alpha_2} \quad [3, \text{s. 170}]. \quad (5)$$

2.4.3 Součinitel přestupu tepla při jednofázovém toku

Součinitele přestupu tepla je možné vypočítat z bezrozměrných kritérií. Jedná se o Reynoldsovo kritérium (1), Prandtlovo kritérium, které na rozdíl od kapalin u plynů na teplotě téměř nezávisí,

$$\text{Pr} = \frac{c_p \cdot \eta}{\lambda}, \quad (6)$$

Grashofovo kritérium,

$$\text{Gr} = \frac{d^3 \cdot \rho^2 \cdot g \cdot \beta \Delta t_w}{\eta^2}, \quad (7)$$

a Nusseltovo kritérium obsahující součinitel přestupu tepla,

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}. \quad (8)$$

Pro orientační výpočty není třeba znát hodnoty veličin v každém bodě výměníku, obvykle se počítá se středními hodnotami veličin, aby nebylo třeba použít složitějšího matematického modelování. Do bezrozměrných kritérií se tedy dosazují fyzikální vlastnosti tekutin při středních teplotách tekutin (aritmetických průměrech teplot na vstupu a výstupu z tepelného výměníku). Ačkoliv se teplota proudu ve výměníku zpravidla nemění zcela lineárně a ani závislost fyzikálních vlastností tekutin na teplotě nebývá lineární, používá se pro výpočty tohoto zjednodušení. Je však nutné vždy posoudit sílu vlivu tohoto zjednodušení na konečný výsledek. Jako charakteristický lineární rozměr se používá vnitřní průměr trubky pro tekutinu uvnitř trubek, pro tok mezikružím s n trubkami je charakteristický lineární rozměr čtyřnásobkem podílu protékaného průřezu a smáčeného obvodu,

$$d = \frac{d_{p1}^2 - n d_{p2}^2}{d_{p1} + n d_{p2}}. \quad (9)$$

Součinitel tepelné objemové roztažnosti je tabelovaná veličina. Lze ji však i vypočítat ze vztahu

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} \quad [4, \text{s. 335}], \quad (10)$$

kteří lze pro ideální plyn zjednodušit na reciprokovou termodynamickou teplotu,

$$\beta = \frac{1}{T} \quad [3, \text{s. 157–158}]. \quad (11)$$

Nusseltovo kritérium se počítá z empirických vztahů zahrnujících výše zmíněná kritéria tak, aby vztah (8) mohl být použit k výpočtu součinitele přestupu tepla. Empirické vztahy závisí na charakteru toku tekutiny, neboť ovlivňuje mechanismy přenosu tepla (viz kapitola 2.2.2).

V případě, že je tekutina stojatá a nepůsobí na ni vnější síly nebo jsou v rovnováze, dochází vlivem rozdílu teplot k volnému proudění a platí

$$\text{Nu} = C \cdot (\text{Gr} \cdot \text{Pr})^m \quad [3, \text{s. 158}], \quad (12)$$

koeficienty C a m uvádí tabulka 3, korekci těchto konstant pro kryogeny pak uvádí tabulka 4. Jako charakteristický lineární rozměr se v případě vertikálního uspořádání do bezrozměrných kritérií používá délka (tj. výška) trubek namísto jejich průměru, musí však být splněna podmínka $d/l > 35/\text{Gr}^{0,25}$ [9, s. 11-4].

Tabulka 3: Koeficienty pro výpočet Nusseltova kritéria při stojaté tekutině a chyba výpočtu při splnění podmínky $Pr \in (0,5; 200)$ [9, s. 11-15]

$Gr \cdot Pr$	$\langle 0; 1 \cdot 10^{-2} \rangle$	$(1 \cdot 10^{-2}; 5 \cdot 10^2)$	$(5 \cdot 10^2; 2 \cdot 10^7)$	$(2 \cdot 10^7; 1 \cdot 10^{13})$
C	0,5	1,18	0,54	0,135
m	0	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{3}$
chyba (%)	15	15	15	8

Tabulka 4: Srovnání koeficientů pro výpočet Nusseltova kritéria při stojaté tekutině v běžné [9, s. 11-15] a kryogenní oblasti pro $Gr \cdot Pr \in (2 \cdot 10^7; 1 \cdot 10^{13})$ [5, s. 342]

látka	běžné podmínky	kapalný vodík	kapalný dusík	kapalné helium
C	0,135	0,096	0,14	0,615
m	$\frac{1}{3}$	0,352	$\frac{1}{3}$	0,258

V oblasti výpočtů tepelných výměníků se však častěji dostáváme do situace, kdy se tekutiny vlivem vnějších sil pohybují, což v tekutině podporuje sdílení tepla prouděním a projevuje se na zintenzivnění přestupu tepla. Při laminárním proudění při uplatnění i volného proudění, tedy při součinu $Gr \cdot Pr$ větším než $2 \cdot 10^5$ platí

$$Nu = 0,74 \cdot (Re \cdot Pr)^{0,2} \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,1} \quad [3, s. 160]. \quad (13)$$

V opačném případě je výměna tepla volným prouděním zanedbatelná a při $Re \in (13; 2030)$, $Pr \in (0,5; 170)$, $Nu > 3,65$, $l/d \in (1; 220)$, $\eta/\eta_w \in (0,0044; 10)$ platí s chybou asi 25 % vztah

$$Nu = 1,86 \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{d}{l} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0,14}, \quad (14)$$

pro delší trubky (tj. stabilizovaný rychlostní profil) je výhodnější použít vztah

$$Nu = \left(3,65 + \frac{0,0668 \cdot Re \cdot Pr \cdot \frac{d}{l}}{1 + 0,04 \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{d}{l} \right)^{\frac{2}{3}}} \right) \cdot \left(\frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0,14}, \quad (15)$$

který při splnění podmínek $Re < 2300$, $Pr \in (0,5; 170)$, $l/d > 50$, $\eta/\eta_w \in (0,0044; 10)$ a $Gr \cdot Pr \cdot d/l > 20$ platí s chybou asi 25 % [9, s. 11-6].

V přechodné oblasti pro $Pr \in \langle 0,5; 500 \rangle$, $l/d > 1$ a $\eta/\eta_w \in (0,004; 14)$ platí

$$Nu = 0,116 \cdot \left(Re^{\frac{2}{3}} - 125 \right) \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \left(1 + \left(\frac{d}{l} \right)^{\frac{2}{3}} \right) \cdot \left(\frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0,14} \quad [9, s. 11-7]. \quad (16)$$

V turbulentní oblasti platí pro hydraulicky hladké trubky, $Pr \in \langle 0,7; 2500 \rangle$, teploty stěny nižší než teplota varu kapaliny a pro $l/d > 50$ vztah

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad [8, s. 97]. \quad (17)$$

Pokud požadujeme větší přesnost výpočtu, je možné použít složitější vztah (s chybou 6 %)

$$Nu = \frac{0,125 \cdot f \cdot Re \cdot Pr}{1,07 + 12,7 \cdot \sqrt{0,125 \cdot f} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}, \quad (18)$$

kde

$$f = (1,82 \cdot \log Re - 1,64)^{-2} \quad [9, s. 11-7]. \quad (19)$$

U tepelných výměníků má největší význam právě turbulentní oblast, kde dochází díky vírovému toku k neefektivnější výměně tepla, a proto bývá při návrhu výměníku snaha této oblasti dosáhnout. V kryogenní oblasti se užívají určité korekce vztahu (17). Pro supratekuté helium platí

$$\text{Nu} = 0,022 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4}, \quad (20)$$

pro vodík platí vztah (17) a pro tekutý dusík platí

$$\text{Nu} = 0,027 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,14} \cdot \left(\frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0,14} \quad [5, \text{ s. } 342]. \quad (21)$$

2.4.4 Součinitel přestupu tepla při kondenzaci plynu

Mění-li tekutina během výměny tepla skupenství, dochází ke zintenzivnění přestupu tepla. Nastanou-li ve výměníku podmínky umožňující kondenzaci plynu, plyn na stěně přechází do kapalného skupenství. Podle smáčivosti kondenzační plochy vznikající kapalinou rozdělujeme kondenzaci na kapkovou, kdy kondenzát plochu nesmáčí a odtéká po kapkách či odkapává, a blánovou (filmovou), kdy kondenzát plochu smáčí, vytváří tak na povrchu souvislý film a v této formě odtéká [3, s. 162].

V průmyslové praxi se jedná zpravidla o kondenzaci blánovou, neboť voda jako nejčastěji používaný teplosměnný plyn většinu materiálů smáčí. Blánová kondenzace je však méně efektivní, protože při ní vzniká na povrchu teplosměnné plochy výše zmíněný kapalný film, který představuje pro výměnu tepla určitý odpor. Při kapkové kondenzaci dochází ke tvorbě kapiček, určitá část teplosměnné plochy tak zůstává kapaliny prostá a výměna tepla zde může probíhat s maximální efektivitou. Účinnost přestupu tepla je tak vůči blánové kondenzaci čtyř až osminásobná [3, s. 162].

Vztah pro součinitele přestupu tepla pro blánovou kondenzaci vychází z Nusseltova předpokladu, že na teplosměnné ploše vzniká definovaný film kapaliny, který je nahoře nejtenčí a směrem dolů se jeho tloušťka zvětšuje. Po kondenzaci plynu se pak teplo musí přenést vedením kromě stěny i přes tento film. S využitím znalosti vztahu pro rychlost filmu stékajícího po svislé stěně z hydrodynamiky a předpokladu přenosu tepla přes film vedením byl odvozen vztah

$$\alpha = \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot g \cdot \Delta h_k}{4 \cdot \eta \cdot (t_g - t_w) \cdot x}}. \quad (22)$$

Souřadnice x ve jmenovateli vztahu (22) indikuje zhoršování přestupu tepla směrem od horní části teplosměnné plochy k části dolní. To je třeba mít na paměti při navrhování výměníku. Při výpočtech tepelných výměníků je však podstatné znát střední hodnotu součinitele, integrací vztahu (22) dostáváme

$$\alpha = L \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot g \cdot \Delta h_k}{d \cdot \eta \cdot (t_g - t_w)}}. \quad (23)$$

Fyzikální vlastnosti kondenzátu se dosazují při aritmetickém průměru teplot stěny a plynu, kondenzační teplo se dosazuje při teplotě plynu a hodnoty konstanty L a vysvětlení charakteristického lineárního rozměru udává tabulka 5 [3, s. 162–164]. Chyba vztahu (23) je asi 20 % při splnění podmínky $\text{Re}_k < 1300$,

$$\text{Re}_k = \frac{4 \cdot \dot{G}_k}{d \cdot \eta_k}, \quad (24)$$

charakteristickým lineárním rozměrem je v případě vodorovné trubky dvojnásobek její délky, u svislé trubky se jedná o její obvod [9, s. 11–9–11–10]. Vztah (23) lze použít za účelem odhadu i pro kapkovou kondenzaci, vypočtená hodnota součinitele pak bude nižší než reálná [4, s. 340].

Tabulka 5: Hodnoty konstanty L a určení rozměru d pro vztah (23) pro různé konfigurace [3, s. 164]

trubka	svislá	vodorovná
L	1,15	0,725
d	výška	průměr

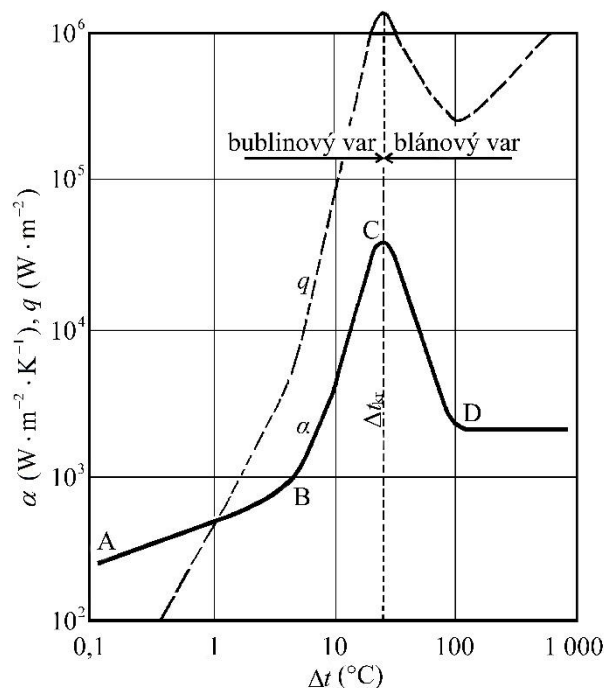
Kondenzuje-li plyn o vyšší teplotě než kondenzační, doporučuje se rozdělit výpočet na dvě části: ochlazení plynu na teplotu kondenzace a samotnou kondenzaci. Ve skutečnosti dochází ke kondenzaci

i na ploše teoreticky vyhrazené pro chlazení plynu bez kondenzace, vypočtená hodnota součinitele pak bude obdobně jako v případě použití vztahu (23) pro kapkovou kondenzaci nižší než reálná [4, s. 340].

2.4.5 Součinitel přestupu tepla při varu kapaliny

Sníží-li se okolní tlak nebo zejména dostane-li kapalina v tepelném výměníku tolik tepla, že se vyrovná tlak jejich nasycených par s tlakem okolí, dojde k varu kapaliny, tedy k vypařování kapaliny v celém objemu. Intenzita vypařování je však pochopitelně největší u zdroje tepelné energie, u teplosměnné plochy. Vznikající plyn má zpravidla řádově nižší hustotu než kapalina, směřuje tedy vzhůru, čímž podporuje cirkulaci kapaliny nejen u teplosměnné plochy, a tedy i výměnu tepla [3, s. 164].

Mechanismů sdílení tepla při varu je několik, jejich výskyt závisí na rozdílu teplot stěny a kapaliny a jejich princip se odráží na efektivitě přestupu tepla, tedy velikosti součinitele přestupu tepla a hustoty tepelného toku (tepelném zatížení) teplosměnnou plochou, viz obr. 3. Mezi teplotními rozdíly A a B se uplatňuje volné proudění, mezi rozdíly teplot B a C nastává bublinový var, při kterém dochází ke zintenzivnění přestupu tepla díky intenzivní produkci výše zmíněných plynových bublin. Bod C představuje kritický rozdíl teplot. Při jeho překročení klesá hustota tepelného toku, neboť vznikající bubliny plynu již nestihnou samostatně opustit místo svého vzniku, spojují se s ostatními a na povrchu teplosměnné plochy tvoří blánu, která brání přístupu kapaliny k teplosměnné ploše a představuje určitý odpor pro výměnu tepla podobně jako kapalný film při blánové kondenzaci. Oblast mezi rozdíly teplot C a D se tedy nazývá blánový var. Při dalším zvyšování teplotního rozdílu je součinitel přestupu tepla konstantní, hustota tepelného toku tedy roste, a to vlivem proudění plynu a sálání stěny [3, s. 165–166].



Obr. 3: Závislost součinitele přestupu tepla a tepelného toku na rozdílu teplot mezi vroucí kapalinou a stěnou [3, s. 165]

Výpočet součinitele přestupu tepla je možné provést pomocí zjednodušených vztahů

$$\alpha = K \cdot q^w \cdot p^z, \quad (25)$$

$$q = \alpha \cdot (t_w - t_1), \quad (26)$$

kde pro hladké povrchy z mědi, mosazi a korozivzdorné oceli platí $w=0,7$ a $z=0,4$, hodnoty konstanty K pro některé kapaliny uvádí tabulka 6, uvedené procenta jsou hmotnostní. Při použití těchto hodnot však dostáváme pouze hrubý odhad s možnou chybou 100 %. Nicméně vzhledem k obecně

vyšším hodnotám součinitele přestupu tepla při varu je chyba zanesená do následně vypočteného součinitele prostupu tepla mnohem menší [9, s. 11-10].

Tabulka 6: Hodnoty konstanty K pro některé kapaliny a vodné roztoky pro vztah (25) pro $q \in (10^3; 10^5) \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ a $p \in (10^4; 10^6) \text{ Pa}$ [9, s. 11-15]

vodný roztok	K	kapalina	K
9% NaCl	0,020	benzen	0,007 4
24% NaCl	0,015	etanol	0,011
10% Na ₂ SO ₄	0,022	metanol	0,008 5
26% glycerol	0,020	tetrachlormetan	0,006 4
25% sacharosa	0,014	voda	0,024

2.4.6 Tepelné ztráty

Při výměně tepla dochází k energetickým ztrátám, které jsou tím větší, čím je větší rozdíl teplot tekutin a okolního prostředí výměníku. V kryogenních procesech je tedy mimořádně důležitá prevence tepelných ztrát, resp. zabránění nežádoucímu přístupu okolního tepla k médiím. Tepelné ztráty obecně vznikají jednak během dopravy tekutin potrubím k výměníku a dále od výměníku na místo dalšího zpracování. Další ztráty u obou tekutin vznikají na vstupu a výstupu z výměníku. Během tepelné výměny vznikají v ustáleném stavu ve výměníku ztráty pouze u tekutiny v mezitrubkovém prostoru, tento nežádoucí tepelný tok probíhá pláštěm výměníku obdobně jako při dopravě tekutin stěnou potrubí. Výpočet těchto tepelných ztrát lze provést obdobně jako výpočet tepelných výměníků ze vztahu:

$$\dot{Q}_{\text{ztr.}} = k \cdot \Delta t_{\text{stř}} \cdot 2\pi l, \quad (27)$$

za použití vztahů zmíněných dříve v této kapitole 2.4. Problém s tepelnými ztrátami se obvykle řeší izolací, tedy obalením potrubí či výměníku materiálem s nízkou tepelnou vodivostí. Teplo pak prostupuje přes další materiál, součinitel prostupu tepla pro válcovou plochu se vypočítá z upraveného vztahu (5):

$$k^{-1} = \frac{1}{r_1 \alpha_1} + \frac{1}{\lambda} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\lambda_1} \cdot \ln \frac{(r_2 + y_1)}{r_2} + \frac{1}{(r_2 + y_1) \alpha_2} \quad [3, \text{s. 153}]. \quad (28)$$

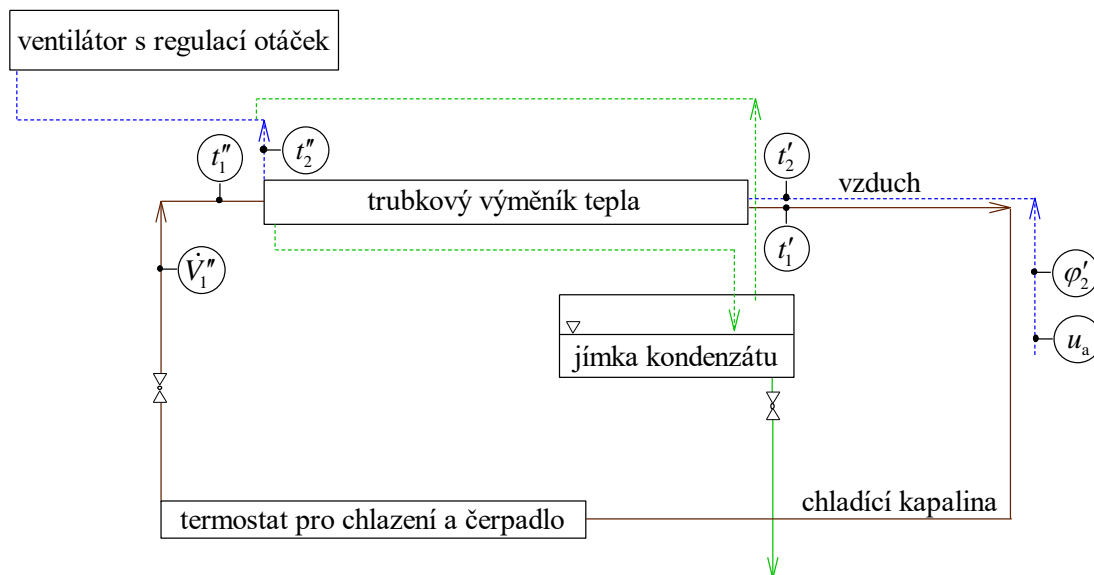
2.4.7 Hodnocení účinnosti tepelných výměníků

Účinnost je při zavádění do průmyslu vždy velmi důležitá proměnná. U tepelných výměníků se na účinnost můžeme dívat různě. Z konstrukčních hledisek zahrnujících geometrické parametry a vlastnosti konstrukčního materiálu je výhodné srovnávat výměníky podle hodnot součinitele prostupu tepla v podobných provozních podmínkách [8, s. 98]. Další možností pro hodnocení účinnosti může být poměr tepelných ztrát výměníku a prostoupeného tepla.

3 EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST

3.1 Uspořádání měřicí soustavy

Experimenty byly prováděny na poloprovozním trubkovém tepelném výměníku pro výměnu tepla mezi kapalným a plynným médiem v protiproudém uspořádání. Zjednodušené schéma obvodů teplosnosných médií, kterými byl vzduch o laboratorní teplotě a chladicí směs etylenglykolu s vodou, zachycuje včetně měřených veličin obr. 4.



Obr. 4: Zjednodušené schéma uspořádání experimentu

3.1.1 Tepelný výměník

Pro experiment byl použit skleněný trubkový výměník tepla v protiproudém uspořádání. Jeho vlastnosti a geometrické rozměry uvádí tabulka 7. Teplosměnná plocha výměníku byla vyrobena stejně jako opláštění z borosilikátového skla, jehož průhlednost umožňuje pozorování dějů ve výměníku. Kvůli zachování průhlednosti však nebyl výměník opatřen izolací, opláštěním tedy docházelo k tepelným ztrátám. Výhodou volby skla jako materiálu je dále jeho dobrá chemická odolnost. Oba konce výměníku, ve kterých docházelo k dělení přiváděného proudu do trubek výměníku a stékání proudů z trubek zpět do potrubí, byly vyrobeny z kovového materiálu.

Tabulka 7: Vlastnosti a rozměry tepelného výměníku použitého v experimentální části

vlastnost	označení	velikost
počet trubek	n	60
vnitřní průměr trubky	d_{t1}	0,010 8 m
vnější průměr trubky	d_{t2}	0,014 0 m
vnitřní průměr mezitrubkového prostoru	d_{p1}	0,207 m
vnější průměr mezitrubkového prostoru	d_{p2}	0,213 m
délka trubek	l	2,99 m
tepelná vodivost materiálu (skla)	λ_s	$1,09 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ [10, s. 2-459]

3.1.2 Chladicí kapalina

Jako chladicí médium proudící v mezitrubkovém prostoru výměníku byl použit 55% roztok etylenglykolu (etan-1,2-diolu) ve vodě. Fyzikální vlastnosti této směsi uvádí tabulka 8. Pro závislost hustoty a viskozity na teplotě byla použita lineární regrese vždy dvou výše uvedených hodnot nacházejících se v oblasti používaného rozsahu teplot, objemová roztažnost byla určena ze vztahu (10). Etylenglykol je při požití toxický (H302), v aplikacích mimo potravinářský průmysl však tato vlastnost od jeho volby zpravidla neodrazuje. Etylenglykol je za normální teploty kapalným, bezbarvým, téměř netěkavým a nepáchne a má větší viskozitu než voda, se kterou je neomezeně mísitelný stejně jako s mnoha organickými

rozpuštědly. Při míšení s vodou dochází k výraznému snížení teploty tuhnutí, čehož se využívá při tvorbě nemrzoucích a rozmrazovacích směsí. Molekula etylenglykolu obsahuje dvě hydroxylové skupiny, další využití této látky je tedy spojeno s aplikacemi v oblasti makromolekulární chemie např. při výrobě polyesteru a pryskyřic a v oblasti organické chemie při syntézách [11, s. 2–4].

Tabulka 8: Fyzikální vlastnosti hmotnostně 55% (objemově 52,29%) roztoku etylenglykolu ve vodě [11]

vlastnost	označení	velikost
teplota tuhnutí	t_t	-46 °C
dynamická viskozita	η	$9,830 \cdot 10^{-3}\text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$ ($-1,11\text{ °C}$), $6,148 \cdot 10^{-3}\text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$ (10 °C), $(9,4621 \cdot 10^{-3} - 3,314 \cdot 10^{-4} \cdot t)\text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$
hustota	ρ	$1090,0\text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ($-17,78\text{ °C}$), $1075,7\text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ (10 °C), $(1080,85 - 0,5148 \cdot t)\text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
objemová roztažnost	β	$0,5148 \cdot (1080,85 - 0,5148 \cdot t)^{-1}\text{ K}^{-1}$
měrná tepelná kapacita	c_p	$(3312,9 + 3,2764 \cdot t)\text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
součinitel tepelné vodivosti	λ	$(0,40217 + 2,6650 \cdot 10^{-5} \cdot t - 1,9812 \cdot 10^{-6} t^2)\text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Chladicí kapalina proudila v uzavřeném obvodu, chlazení bylo prováděno pomocí termostatu pro chlazení od firmy JDK (model XR20CX). Na čelním panelu přístroje bylo možné nastavit požadovanou teplotu chlazení. Bohužel však přístroj neumožňoval konstantní chod kompresoru na nižší výkon. Kapalina se tak na požadované teplotě udržovala periodickým chodem kompresoru, který byl automaticky spuštěn vždy při překročení požadované teploty o určitou hodnotu a automaticky se vypnul při dosažení teploty zpravidla o určitou hodnotu nižší, než byla požadovaná teplota. Důsledkem tohoto faktu byla prakticky nemožnost zajištění konstantní teploty na vstupu do výměníku tepla, teplota chladicí kapaliny mírně kolísala v závislosti na aktivitě kompresoru. Měření tedy nebylo možné provést za ustáleného stavu, ale bylo jej možno provést za „pseudoustáleného stavu“, kdy se měřené teploty v čase periodicky opakovaly v závislosti na chodu kompresoru.

Průtok kapaliny byl měřen elektromagnetickým průtokoměrem firmy Endress+Hauser (model Proline Promag H). Princip měření je založen na indukci napětí ve vodiči v případě jeho pohybu magnetickým polem. Tento jev popisuje Faradayův zákon elektromagnetické indukce. Proudí-li tedy tekutina, která není izolantem, magnetickou částí potrubí, indukuje se v ní napětí. Toto napětí je při konstantním magnetickém poli závislé pouze na rychlosti proudění tekutiny (na vodivosti tekutiny je poté závislá velikost indukovaného proudu). V průtokoměru se tedy pomocí elektrod změřil indukované napětí, které je následně na základě průměru průtokoměru automaticky přepočítáváno na objemový průtok kapaliny, který je volitelně zobrazován v centrální jednotce, kde ve vteřinových intervalech dochází rovněž k ukládání této informace. Pro kontrolu průmyslových procesů je tento typ průtokoměru poměrně výhodný, neboť nepředstavuje pro proudící médium žádnou překážku, nedochází tak ke ztrátám tlaku, které by bylo třeba v opačném případě kompenzovat. Absence mechanické části navíc snižuje riziko poruchy. Tento typ přístroje lze použít pouze pro tekutiny vykazující vodivost větší než $5\text{ }\mu\text{S} \cdot \text{cm}^{-1}$ a při rychlostech proudění do $10\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Chyba měření je $\pm 0,5\%$ při rychlostech nad $3\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, při nižších rychlostech však chybovost roste – při $0,2\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ se udává chyba měření $\pm 1,0\%$, která při dalším poklesu rychlosti roste již exponenciálně (při $0,1\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ je přibližně $\pm 2\%$). Při poklesu rychlosti na $0,04\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ je pak chyba natolik vysoká, že přístroj přestává zobrazovat měřenou hodnotu [12]. Průtokoměr použitý v experimentu měl průměr 50 mm , do této situace se tedy dostával přibližně při průtoku $5\text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Maximální průtok, který použité čerpadlo umožňovalo, byl přibližně $20\text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, což odpovídá rychlosti průtoku průtokoměrem $0,15\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Tato rychlost je však stále v oblasti zvýšené chyby měření, nebylo tedy možné naplno využít potenciál přístroje, průměr průtokoměru nebyl při instalaci zvolen optimálně, výhodnější by byl menší.

Teplota chladicí kapaliny byla měřena na vstupu i na výstupu z výměníku odporovými teplotními čidly, která fungují na principu závislosti elektrického odporu či vodivosti na teplotě materiálu. Určitou

odezvu pak způsobuje přestup tepla z tekutiny k čidlu přes jeho ochranný obal, kterým je chráněno před možnými nepříznivými vlivy studované tekutiny. Teplotní čidla se nacházela v oblasti potrubí poblíž výměníku, viz obr. 4. Změna teplot mezi těmito čidly byla tedy kromě výměny tepla s druhým médiem zapříčiněna tepelnými ztrátami na vstupu a výstupu z výměníku tepla. Rovněž informace o teplotách proudu byla zaznamenávána ve vteřinových intervalech v centrální jednotce, kde ji bylo taktéž možno zobrazit.

3.1.3 Chlazený vzduch

Chlazeným médiem byl vzduch z místnosti, nejednalo se tedy o suchý vzduch, ale o vlhký vzduch. Chlazení vlhkého vzduchu je často spojeno s kondenzací přítomné vody. S klesající teplotou totiž klesá i velikost maximálního možného parciálního tlaku vodní páry ve vzduchu. Teplota, při které se tento maximální možný parciální tlak vyrovná skutečnému parciálnímu tlaku, se nazývá rosný bod. Při dalším ochlazování by již byl maximální možný parciální tlak menší než skutečný, proto dochází ke snižování tohoto skutečného parciálního tlaku vodní páry její kondenzací. Kondenzaci je možno zabránit snížením absolutního tlaku systému, což má za následek i snížení parciálního tlaku vodní páry. Fyzikální vlastnosti vzduchu uvádí tabulka 9. Vztahy pro dynamickou viskozitu, měrnou tepelnou kapacitu a součinitele tepelné vodivosti vycházejí z lineární regrese dat pro teploty od 0 °C do 25 °C s krokem 5 °C, neboť tyto data ve zdrojové literatuře vykazovala prakticky lineární závislost na teplotě. Pro součinitele teplotní objemové roztažnosti byl použit vztah (11) upravený pro Celsiovu stupnici, vztah pro hustotu byl odvozen ze stavové rovnice pro ideální plyn.

Tabulka 9: Fyzikální vlastnosti vzduchu [6, s. 6–8]

vlastnost	označení	velikost
dynamická viskozita	η	$(1,725\,64 \cdot 10^{-5} - 4,612\,6 \cdot 10^{-8} \cdot t) \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$
hustota	ρ	$p \cdot M_v \cdot (273,15 + t)^{-1} \cdot R^{-1} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
objemová roztažnost	β	$(273,15 + t)^{-1} \text{ K}^{-1}$
měrná tepelná kapacita	c_p	$(998,934 + 0,193\,26 \cdot t) \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
součinitel tepelné vodivosti	λ	$(0,024\,1 + 8 \cdot 10^{-5} \cdot t) \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Vzduch byl nasáván ventilátorem, jehož frekvenci bylo možné elektronicky regulovat. Ventilátor byl zařazen jako poslední prvek v proudu vzduchu, poté byl vzduch vypuštěn zpět do místnosti. Zkondenzovaná vlhkost byla jímána do sběrné nádoby, tento proces tedy postupně vedl ke snižování vlhkosti vzduchu v místnosti.

Na měření tlaku v místnosti byl použit digitální manometr firmy GHM-Greisinger (model GDH200-14), který měl rozlišení 100 Pa a chybu měření ± 300 Pa. Naměřené hodnoty bylo třeba zaznamenávat ručně.

Průtok vzduchu na vstupu do výměníku byl měřen pomocí digitálního mechanického anemometru firmy Extech instruments (model AN310) umístěného v místě nasávání vzduchu, které bylo upraveno tak, aby veškerý nasávaný vzduch procházel anemometrem, jehož vnitřní průměr změřený pomocí posuvného měřítka byl $d_a = 10,04$ cm. Zjištěnou rychlost tak bylo možné přepočítat na objemový průtok vzduchu. Princip funkce anemometru spočíval v měření frekvence otáčení lopatek poháněných procházejícím médiem. Rozsah měření přístroje byl $0,2 - 30 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, rozlišení $0,01 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a udávaná chyba měření $\pm(1,5 \% \text{ rdg.} + 0,3) \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Tento přístroj rovněž umožňoval měření relativní vlhkosti vzduchu v prakticky celém rozsahu s rozlišením 0,1 %, avšak s poměrně velkou udávanou chybou měření $\pm 3 \%$. Přístroj dále umožňoval měření teploty a psychrometrické přepočty. Výhodou tohoto přístroje byla funkce vyhodnocení průměrných hodnot měřených veličin za určitý časový interval, přičemž bylo prováděno přibližně jedno měření za vteřinu. Vyhodnocené průměry pak bylo třeba ručně zaznamenávat. Nevýhodou přístroje bylo jeho automatické vypínání z důvodu úspory baterií po 20 min bez zásahu operátora nehledě na to, jestli v danou chvíli probíhalo výše zmíněné měření průměrných hodnot.

Teplota vzduchu byla stejně jako teplota chladicí kapaliny měřena na vstupu i na výstupu odporovými teplotními čidly, která byla popsána na konci kapitoly 3.1.2. Naměřené teploty byly taktéž

zaznamenávány ve vteřinových intervalech v centrální jednotce, kde je bylo rovněž možno zobrazit. Změna teplot mezi těmito čidly byla kromě výměny tepla s druhým médiem zapříčiněna tepelnými ztrátami povrchem výměníku tepla. Ovlivnění teploty na výstupu z výměníku mohlo nastat i prouděním vzduchu obvodem přes jímku kondenzátu.

3.2 Průběh experimentu

Všechna měření v experimentální části probíhala při nastavené teplotě na termostatu chladicího zařízení na 0,5 °C. Vlastnosti nasávaného vzduchu z místnosti regulovány nebyly. Měření probíhalo ve třech různých dnech. Každé měření se skládalo z osmi dílčích měření, která se odlišovala průtokem médií. Průtok chladicího média, který bylo možno regulovat pouze kulovým ventilem, byl zvolen na maximální možný a dále přibližně $7,75 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Změna průtoku chladicího média byla vzhledem ke zhoršeným podmínkám regulace učiněna každý den pouze jednou – v polovině měření. Měřené průtoky vzduchu byly zvoleny na frekvence ventilátoru postupně 10, 22, 35 a 50. Každý den byla dílčí měření uspořádána odlišně. První a třetí den bylo měření započato při maximálním průtoku kapaliny, druhý den bylo při maximálním průtoku kapaliny naopak ukončeno. První a druhý den bylo měření započato i ukončeno při maximálním průtoku vzduchu, třetí den bylo měření započato i ukončeno při nejnižším průtoku vzduchu. Každé dílčí měření bylo zahájeno vždy po dosažení ustáleného stavu, který byl odhadnut na základě zobrazovaných aktuálních teplot proudů a jejich graficky zobrazované historie. Ustálený stav nastával obvykle po asi 10 až 30 min od změny průtoku. Dílčí měření se skládalo vždy z trojice jednotlivých měření, přičemž začátek a konec měření byl vždy zvolen při vypnutí kompresoru chladicího zařízení. Délka jednotlivých měření tedy závisela na délce cyklu kompresoru, který trval v závislosti na nastavených podmínkách přibližně 3 min, a pohybovala se okolo 10 min. Během dne byl sledován atmosférický tlak a byla zapsána jeho odhadem střední hodnota, neboť se zpravidla během měření prakticky neměnil.

3.3 Vyhodnocení experimentálních dat

Vyhodnocování naměřených dat probíhalo v Excelu za využití vztahů uvedených v teoretické části této práce s cílem porovnat hodnoty součinitele prostupu tepla získaného na základě teplotních bilancí a výpočtem z bezrozměrných kritérií. V této kapitole bude detailně ukázán postup výpočtu pro tyto naměřené hodnoty: průměrný průtok kapaliny na vstupu $\dot{V}_1'' = 18,37 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, průměrná teplota kapaliny na vstupu $t_1'' = 1,25 \text{ °C}$, průměrná teplota kapaliny na výstupu $t_1' = 2,11 \text{ °C}$, průměrná rychlost vzduchu v anemometru $u_a = 4,39 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, průměrná teplota vzduchu na vstupu $t_2' = 24,58 \text{ °C}$, průměrná teplota vzduchu na výstupu $t_2'' = 3,57 \text{ °C}$ a tlak $p = 101\,700 \text{ Pa}$.

Nejprve byl proveden výpočet součinitele prostupu tepla z naměřených údajů pro chladicí kapalinu. Určení hustoty na vstupu a střední hodnoty měrné tepelné kapacity bylo provedeno na základě vztahů, které uvádí tabulka 8. Následně byl vypočítán střední teplotní rozdíl dle vztahu (4), dále byl dle vztahu (3) vypočítán tepelný tok a součinitel prostupu tepla trubkou.

$$\rho_1'' = (1\,080,85 - 0,514\,8 \cdot t_1'') \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} = (1\,080,85 - 0,514\,8 \cdot 1,25) \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} = 1\,080,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3},$$

$$c_{p1} = (3\,312,9 + 3,276\,4 \cdot (t_1' + t_1'') \cdot 0,5) \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} = (3\,312,9 + 3,276\,4 \cdot (2,11 + 1,25) \cdot 0,5) \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1},$$

$$c_{p1} = 3\,318,4 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1},$$

$$\Delta t_{\text{stř}} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} = \frac{(t_2' - t_1') - (t_2'' - t_1'')}{\ln \frac{t_2' - t_1'}{t_2'' - t_1''}} = \frac{(24,58 - 2,11) - (3,57 - 1,25)}{\ln \frac{24,58 - 2,11}{3,57 - 1,25}} \text{ °C} = 8,87 \text{ °C},$$

$$\dot{Q}_1 = \dot{G}_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_1' - t_1'') = \dot{V}_1'' \cdot \rho_1'' \cdot c_{p1} \cdot (t_1' - t_1'') = (18,37 \cdot 60^{-1} \cdot 10^{-3}) \cdot 1\,080,2 \cdot 3\,318,4 \cdot (2,11 - 1,25) \text{ W},$$

$$\dot{Q}_1 = 943,8 \text{ W},$$

$$k_1 = \dot{Q}_1 \cdot (2\pi n l \Delta t_{\text{stř}})^{-1} = 943,8 \cdot (2\pi \cdot 60 \cdot 2,99 \cdot 8,87)^{-1} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} = 0,094\,4 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}.$$

Ve druhé části vyhodnocení byl proveden výpočet součinitele přestupu tepla na straně kapaliny. Určení středních hodnot hustoty, dynamické viskozity, součinitele tepelné vodivosti a teplotní objemové roztažnosti bylo provedeno na základě vztahů, které uvádí tabulka 8. Následně byla určena lineární

rychlost proudění z průměru trubek a změřeného průtoku (pro malou změnu objemu s teplotou byla jako střední rychlost považována rychlost na vstupu) a dále Reynoldsovo číslo ze vztahu (1) a Prandtlovo číslo ze vztahu (6). Protože se vždy jednalo o laminární proudění, bylo nutné vypočítat i Grashofovo číslo ze vztahu (7), aby bylo možné posoudit uplatnění volného proudění. Protože nebyla známa teplota stěny, byl místo Δt_w použit Δt_{str} , což je teoreticky maximální možná hodnota Δt_w , avšak přesto nebylo v žádném případě dosaženo součinu $Gr \cdot Pr$ většího než $2 \cdot 10^5$, volné proudění se tedy neuplatňovalo a Grashofovo číslo dále nebylo třeba využívat. Z dále vypočtených hodnot součinitelů přestupu tepla navíc plyne, že hlavní odpor pro tepelný tok představuje přestup tepla na straně vzduchu, tudíž reálná hodnota Δt_w bude velmi nízká, Grashofovo číslo bude mnohem menší a potlačení podílu volného proudění na přestupu tepla bude mnohem jednoznačnější. Nusseltovo číslo tedy bylo vypočítáno ze vztahu (15), výpočet nemohl být proveden pro nesplnění podmínky $l/d \in (1; 220)$ z jednoduššího vztahu (14). Viskozitní člen v těchto vztazích $(\eta/\eta_w)^{0,14}$ by měl při teplotě stěny 10°C a tekutiny $-1,11^\circ\text{C}$ (viz tabulka 8) hodnotu 1,068. Vzhledem k tomu, že je rozdíl těchto teplot (a tedy i viskozit) z výše zmíněných důvodů mnohem menší, teplotní odpor způsobený přestupem tepla na straně kapaliny není v prostupu tepla dominantní (a neovlivňuje tedy výrazněji vypočtený součinitel prostupu tepla) a chybovost udávaných vztahů je poměrně vysoká, byl tento člen zanedbán (tj. položen vždy roven jedné). Na závěr druhé části vyhodnocení byl vypočten součinitel přestupu tepla na straně chladicí kapaliny ze vztahu (8).

$$\rho_1 = (1080,85 - 0,5148 \cdot (t'_1 + t''_1) \cdot 0,5) \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} = (1080,85 - 0,5148 \cdot (2,11 + 1,25) \cdot 0,5) \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3},$$

$$\rho_1 = 1080,0 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3},$$

$$\eta_1 = (9,4621 \cdot 10^{-3} - 3,314 \cdot 10^{-4} \cdot (t'_1 + t''_1) \cdot 0,5) \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1},$$

$$\eta_1 = (9,4621 \cdot 10^{-3} - 3,314 \cdot 10^{-4} \cdot (2,11 + 1,25) \cdot 0,5) \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1} = 0,00891 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1},$$

$$\lambda_1 = (0,40217 + 2,6650 \cdot 10^{-5} \cdot (t'_1 + t''_1) \cdot 0,5 - 1,9812 \cdot 10^{-6} \cdot (t'_1 + t''_1)^2 \cdot 0,25) \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1},$$

$$\lambda_1 = (0,40217 + 2,6650 \cdot 10^{-5} \cdot (2,11 + 1,25) \cdot 0,5 - 1,9812 \cdot 10^{-6} \cdot (2,11 + 1,25)^2 \cdot 0,25) \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1},$$

$$\lambda_1 = 0,40221 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1},$$

$$\beta_1 = 0,5148 \cdot (1080,85 - 0,5148 \cdot (t'_1 + t''_1) \cdot 0,5)^{-1} \text{ K}^{-1},$$

$$\beta_1 = 0,5148 \cdot (1080,85 - 0,5148 \cdot (2,11 + 1,25) \cdot 0,5)^{-1} \text{ K}^{-1} = 0,00048 \text{ K}^{-1},$$

$$u_1 = \dot{V}_1'' \cdot (0,25 \cdot d_{t1}^2 \cdot \pi \cdot n)^{-1} = 18,37 \cdot 60000^{-1} \cdot (0,25 \cdot 0,0108^2 \cdot \pi \cdot 60)^{-1} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 0,0557 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1},$$

$$\text{Re}_1 = d_{t1} \cdot u_1 \cdot \rho_1 \cdot \eta_1^{-1} = 0,0108 \cdot 0,0557 \cdot 1080,0 \cdot 0,00891^{-1} = 73,0,$$

$$\text{Pr}_1 = c_{p1} \cdot \eta_1 \cdot \lambda_1^{-1} = 3318,4 \cdot 0,00891 \cdot 0,40217^{-1} = 73,5,$$

$$\text{Gr}_1 \approx d_{t1}^3 \cdot \rho_1^2 \cdot g \cdot \beta_1 \cdot \Delta t_{str} \cdot \eta_1^{-2} = 0,0108^3 \cdot 1080,0^2 \cdot 9,81 \cdot 0,00048 \cdot 8,87 \cdot 0,00891^{-2} = 769,$$

$$\text{Nu}_1 \approx 3,65 + \frac{0,0668 \cdot \text{Re}_1 \cdot \text{Pr}_1 \cdot \frac{d_{t1}}{l}}{1 + 0,04 \cdot \left(\text{Re}_1 \cdot \text{Pr}_1 \cdot \frac{d_{t1}}{l} \right)^{\frac{2}{3}}} = 3,65 + \frac{0,0668 \cdot 73,0 \cdot 73,5 \cdot \frac{0,0108}{2,99}}{1 + 0,04 \cdot \left(73,0 \cdot 73,5 \cdot \frac{0,0108}{2,99} \right)^{\frac{2}{3}}} = 4,654,$$

$$\alpha_1 = \text{Nu}_1 \cdot \lambda_1 \cdot d_{t1}^{-1} = 4,654 \cdot 0,40221 \cdot 0,0108^{-1} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} = 173,3 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}.$$

Ve třetí části vyhodnocení byl proveden výpočet součinitele prostupu tepla z naměřených údajů pro vzduch, přičemž byl zanedbán jakýkoliv vliv kondenzace vzdušné vlhkosti. Ten bude dále diskutován ve výsledkové části práce. Nejprve byla vypočtena plocha průřezu anemometru ze vztahu pro obsah kruhu, dále byl z rychlosti proudu změřené anemometrem stanoven průtok vzduchu na vstupu. Určení hustoty na vstupu a střední měrné tepelné kapacity proběhlo na základě vztahů, které uvádí tabulka 9. Následně byl dle vztahu (3) vypočítán tepelný tok, přičemž tepelné ztráty nebyly uvažovány, jejich vliv však bude dále diskutován. Zde je rovněž očekáván největší projev zanedbání kondenzace vzdušné vlhkosti, neboť součástí vztahu (3) by měl být v tomto případě i člen zahrnující kondenzační teplo vodní páry, což by hodnotu vypočteného tepelného toku zvýšilo. Množství z kondenzované vodní páry by bylo možné zjistit měřením vlhkosti vzduchu i na výstupu, což by vyžadovalo

vlhkostní sondu, nebo měřením objemu kondenzátu, což by vzhledem k rychlosti jeho akumulace vyžadovalo mnohonásobně větší časovou náročnost experimentu. Ze vztahu (3) byl vypočten i součinitel prostupu tepla trubkou.

$$S_a = d_a^2 \cdot 0,25\pi = 0,1004^2 \cdot 0,25\pi \text{ m}^2 = 0,00792 \text{ m}^2,$$

$$\dot{V}'_2 = u_a \cdot S_a = 4,39 \cdot 0,00792 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 0,0348 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1},$$

$$\rho'_2 = p \cdot M_v \cdot (273,15 + t'_2)^{-1} \cdot R^{-1} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} = 101700 \cdot 0,02896 \cdot (273,15 + 24,58)^{-1} \cdot 8,314^{-1} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3},$$

$$\rho'_2 = 1,190 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3},$$

$$c_{p2} = (998,934 + 0,19326 \cdot (t'_2 + t''_2) \cdot 0,5) \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1},$$

$$c_{p2} = (998,934 + 0,19326 \cdot (24,58 + 3,57) \cdot 0,5) \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} = 1001,7 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1},$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{G}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t'_2 - t''_2) = \dot{V}'_2 \cdot \rho'_2 \cdot c_{p2} \cdot (t'_2 - t''_2) = 0,0348 \cdot 1,190 \cdot 1001,7 \cdot (24,58 - 3,57) \text{ W},$$

$$\dot{Q}_2 = 870,3 \text{ W},$$

$$k_2 = \dot{Q}_2 \cdot (2\pi n l \Delta t_{\text{stf}})^{-1} = 870,3 \cdot (2\pi \cdot 60 \cdot 2,99 \cdot 8,87)^{-1} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} = 0,0870 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}.$$

Ve čtvrté části vyhodnocení byly provedeny výpočty veličin potřebné dále pro vyhodnocení součinitele přestupu tepla na straně vzduchu. Nejprve byla vypočtena plocha průřezu mezitrubkového prostoru ze vztahu pro obsah kruhu a charakteristický lineární rozměr mezitrubkového prostoru ze vztahu (9). Určení středních hodnot hustoty, dynamické viskozity, součinitele tepelné vodivosti a teplotní objemové roztažnosti proběhlo na základě vztahů, které uvádí tabulka 9. Rovněž byla vypočtena dynamická viskozita při teplotě stěny, která je vzhledem k tomu, že vzduch představuje ve výměně tepla největší odpor, aproximována na střední hodnotu teploty chladicí kapaliny. Následně byla určena střední hodnota průtoku – předpokládáme-li ideální chování vzduchu, během průtoku výměníkem se zachovává hmotnost i všechny veličiny ze vztahu pro výpočet hustoty kromě teploty. Střední hodnota průtoku se tedy dostane vynásobením vstupního průtoku poměrem termodynamických teplot. Střední průtok se dále přečte na střední lineární rychlost proudění.

$$S_p = (d_{p1}^2 - n \cdot d_{i2}^2) \cdot 0,25\pi = (0,207^2 - 60 \cdot 0,0140^2) \cdot 0,25\pi \text{ m}^2 = 0,02442 \text{ m}^2,$$

$$d = \frac{d_{p1}^2 - n d_{i2}^2}{d_{p1} + n d_{i2}} = \frac{0,207^2 - 60 \cdot 0,0140^2}{0,207 + 60 \cdot 0,0140} \text{ m} = 0,0297 \text{ m},$$

$$\rho_2 = p \cdot M_v \cdot (273,15 + (t'_2 + t''_2) \cdot 0,5)^{-1} \cdot R^{-1} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3},$$

$$\rho_2 = 101700 \cdot 0,02896 \cdot (273,15 + (24,58 + 3,57) \cdot 0,5)^{-1} \cdot 8,314^{-1} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} = 1,233 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3},$$

$$\eta_2 = (1,72564 \cdot 10^{-5} - 4,6126 \cdot 10^{-8} \cdot (t'_2 + t''_2) \cdot 0,5) \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1},$$

$$\eta_2 = (1,72564 \cdot 10^{-5} - 4,6126 \cdot 10^{-8} \cdot (24,58 + 3,57) \cdot 0,5) \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1} = 1,661 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1},$$

$$\eta_{w2} = (1,72564 \cdot 10^{-5} - 4,6126 \cdot 10^{-8} \cdot (t'_1 + t''_1) \cdot 0,5) \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1},$$

$$\eta_{w2} = (1,72564 \cdot 10^{-5} - 4,6126 \cdot 10^{-8} \cdot (2,11 + 1,25) \cdot 0,5) \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1} = 1,718 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1},$$

$$\lambda_2 = (0,0241 + 8 \cdot 10^{-5} \cdot (t'_2 + t''_2) \cdot 0,5) \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1},$$

$$\lambda_2 = (0,0241 + 8 \cdot 10^{-5} \cdot (24,58 + 3,57) \cdot 0,5) \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} = 0,0252 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1},$$

$$\beta_2 = (273,15 + (t'_2 + t''_2) \cdot 0,5)^{-1} \text{ K}^{-1} = (273,15 + (24,58 + 3,57) \cdot 0,5)^{-1} \text{ K}^{-1} = 0,00348 \text{ K}^{-1},$$

$$\dot{V}_2 = \dot{V}'_2 \cdot \rho'_2 \cdot \rho_2^{-1} = \dot{V}'_2 \cdot (273,15 + t'_2)^{-1} \cdot (273,15 + (t'_2 + t''_2) \cdot 0,5) \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1},$$

$$\dot{V}_2 = 0,0348 \cdot (273,15 + 24,58)^{-1} \cdot (273,15 + (24,58 + 3,57) \cdot 0,5) \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 0,0335 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1},$$

$$u_2 = \dot{V}_2 \cdot S_p^{-1} = 0,03357 \cdot 0,02442^{-1} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 1,37 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}.$$

V páté části vyhodnocení byl proveden výpočet součinitele přestupu tepla na straně vzduchu a konečně součinitel prostupu tepla ze součinitelů přestupu tepla. Nejprve bylo vypočteno Reynoldsovo číslo ze vztahu (1) a Prandtlovo číslo ze vztahu (6). Protože se vyskytoval i režim laminárního proudění, bylo nutné vypočítat i Grashofovo číslo ze vztahu (7), aby bylo možné posoudit uplatnění volného

proudění. Protože nebyla známa teplota stěny, byl místo Δt_w použit Δt_{st} , což je teoreticky maximální možná hodnota Δt_w . Tohoto zjednodušení bylo zvoleno z důvodu poměrně velkého odporu k přestupu tepla na straně vzduchu, a tedy velké podobnosti těchto teplotních rozdílů. Ani tak nebylo v žádném případě dosaženo součinu $Gr \cdot Pr$ většího než $2 \cdot 10^5$, volné proudění se tedy neuplatňovalo a Grashofovo číslo dále nebylo třeba využívat. Nusseltovo číslo bylo vypočítáno ze vztahu (15) obdobně jako při výpočtu pro chladicí kapalinu, pouze nebyl zanedbán viskozitní člen. Výpočet nemohl být proveden pro nesplnění podmínky $Nu > 3,65$ při menších průtocích z jednoduššího vztahu (14). Pro největší průtok bylo Nusseltovo číslo počítáno ze vztahu (16), neboť se jednalo o přechodový režim proudění. Na závěr této části vyhodnocení byl vypočten součinitel přestupu tepla na straně vzduchu ze vztahu (8) a součinitel prostupu tepla ze vztahu (5).

$$Re_2 = d \cdot u_2 \cdot \rho_2 \cdot \eta_2^{-1} = 0,0297 \cdot 1,37 \cdot 1,233 \cdot (1,661 \cdot 10^{-5})^{-1} = 3028,$$

$$Pr_2 = c_{p2} \cdot \eta_2 \cdot \lambda_2^{-1} = 1001,7 \cdot 1,661 \cdot 10^{-5} \cdot 0,0252^{-1} = 0,659,$$

$$Gr_2 \approx d^3 \cdot \rho_2^2 \cdot g \cdot \beta_2 \cdot \Delta t_{st} \cdot \eta_2^{-2} = 0,0297^3 \cdot 1,233^2 \cdot 9,81 \cdot 0,00348 \cdot 8,87 \cdot (1,661 \cdot 10^{-5})^{-2} = 43766,$$

$$Nu_2 = 0,116 \cdot \left(Re_2^{\frac{2}{3}} - 125 \right) \cdot Pr_2^{\frac{1}{3}} \cdot \left(1 + \left(\frac{d}{l} \right)^{\frac{2}{3}} \right) \cdot \left(\frac{\eta_2}{\eta_{w2}} \right)^{0,14},$$

$$Nu_2 = 0,116 \cdot \left(3028^{\frac{2}{3}} - 125 \right) \cdot 0,659^{\frac{1}{3}} \cdot \left(1 + \left(\frac{0,0297}{2,99} \right)^{\frac{2}{3}} \right) \cdot \left(\frac{1,661 \cdot 10^{-5}}{1,718 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,14} = 8,86,$$

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \lambda_2 \cdot d^{-1} = 8,86 \cdot 0,0252 \cdot 0,0268^{-1} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} = 7,53 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1},$$

$$k = \left(\frac{1}{r_1 \alpha_1} + \frac{1}{\lambda} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{r_2 \alpha_2} \right)^{-1} = \left(\frac{2}{d_{t1} \alpha_1} + \frac{1}{\lambda_s} \cdot \ln \frac{d_{t2}}{d_{t1}} + \frac{2}{d_{t2} \alpha_2} \right)^{-1},$$

$$k = \left(\frac{2}{0,0108 \cdot 173,3} + \frac{1}{1,09} \cdot \ln \frac{0,0140}{0,0108} + \frac{2}{0,0140 \cdot 7,53} \right)^{-1} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} = 0,0493 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}.$$

V šesté části vyhodnocení byl vypočten součinitel přestupu tepla do okolí výměníku za účelem následného odhadu tepelných ztrát opláštěním. Součinitel přestupu tepla na straně vzduchu ve výměníku byl uvažován stejný jako již dříve vypočtený, ačkoliv viskozita při teplotě stěny byla v tomto případě odlišná. Jako okolní prostředí byl uvažován vzduch o teplotě vzduchu na vstupu do výměníku. Nejprve byl určen střední teplotní rozdíl jako polovina rozdílu teplot vzduchu na vstupu a výstupu z výměníku. Určení hodnot tepelné kapacity, dynamické viskozity, součinitele tepelné vodivosti a teplotní objemové roztažnosti proběhlo na základě vztahů, které uvádí tabulka 8. Následně bylo vypočteno Prandtlovo číslo ze vztahu (6) a Grashofovo číslo ze vztahu (7). Vzhledem k tomu, že dle dále získaných hodnot součinitelů přestupu tepla má vzduch ve výměníku i okolní prostředí podobný odpor k přestupu tepla, byla místo Δt_w použita polovina hodnoty Δt_{st3} . Pro výpočet Nusseltova čísla byl použit vztah (12) s konstantami pro $Gr \cdot Pr \in (5 \cdot 10^2; 2 \cdot 10^7)$, součinitel přestupu tepla do okolí byl vypočten ze vztahu (8).

$$\Delta t_{st3} = (t'_2 - t''_2) \cdot 0,5 = (24,58 - 3,57) \cdot 0,5 \text{ } ^\circ\text{C} = 10,51 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$c'_{p2} = (998,934 + 0,19326 \cdot t'_2) \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1},$$

$$c'_{p2} = (998,934 + 0,19326 \cdot 24,58) \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} = 1003,7 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1},$$

$$\eta'_2 = (1,72564 \cdot 10^{-5} - 4,6126 \cdot 10^{-8} \cdot t'_2) \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1},$$

$$\eta'_2 = (1,72564 \cdot 10^{-5} - 4,6126 \cdot 10^{-8} \cdot 24,58) \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1} = 1,612 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1},$$

$$\lambda'_2 = (0,0241 + 8 \cdot 10^{-5} \cdot t'_2) \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1},$$

$$\lambda'_2 = (0,0241 + 8 \cdot 10^{-5} \cdot 24,58) \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} = 0,0261 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1},$$

$$\beta'_2 = (273,15 + t'_2)^{-1} \text{ K}^{-1} = (273,15 + 24,58)^{-1} \text{ K}^{-1} = 0,00336 \text{ K}^{-1},$$

$$\text{Pr}_3 = c'_{p2} \cdot \eta'_2 \cdot \lambda_2^{-1} = 1003,7 \cdot 1,612 \cdot 10^{-5} \cdot 0,0261^{-1} = 0,621,$$

$$\text{Gr}_3 \approx d_{p2}^3 \cdot \rho_2'^2 \cdot g \cdot \beta'_2 \cdot (\Delta t_{\text{stř3}} \cdot 0,5) \cdot \eta_2'^{-2} = 0,213^3 \cdot 1,190^2 \cdot 9,81 \cdot 0,00336 \cdot (10,51 \cdot 0,5) \cdot (1,612 \cdot 10^{-5})^{-2},$$

$$\text{Gr}_3 = 0,911 \cdot 10^7,$$

$$\text{Nu}_3 = C \cdot (\text{Gr}_3 \cdot \text{Pr}_3)^m = 0,54 \cdot (\text{Gr}_3 \cdot \text{Pr}_3)^{0,25} = 0,54 \cdot (0,911 \cdot 10^7 \cdot 0,621)^{0,25} = 26,33,$$

$$\alpha_3 = \text{Nu}_3 \cdot \lambda_2' \cdot d_{p2}^{-1} = 26,33 \cdot 0,0261 \cdot 0,213^{-1} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} = 3,22 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}.$$

V závěrečné části vyhodnocení byl vypočten součinitel prostupu tepla opláštěním výměníku ze vztahu (5), ze kterého byly následně na základě vztahu (27) odhadnuty tepelné ztráty. Tyto ztráty byly vyjádřeny i procentuálně vzhledem k \dot{Q}_2 . Následně byl těmito ztrátami korigován i součinitel prostupu tepla získaný výpočtem z tepelné bilance vzduchu. Na závěr byly vypočteny procentuální odchylky součinitelů prostupu tepla vypočtených z tepelných bilancí od výpočtu z bezrozměrných kritérií.

$$k_p = \left(\frac{1}{r_1 \alpha_1} + \frac{1}{\lambda} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{r_2 \alpha_2} \right)^{-1} = \left(\frac{2}{d_{p1} \alpha_2} + \frac{1}{\lambda_s} \cdot \ln \frac{d_{p2}}{d_{p1}} + \frac{2}{d_{p2} \alpha_3} \right)^{-1},$$

$$k_p = \left(\frac{2}{0,207 \cdot 7,53} + \frac{1}{1,09} \cdot \ln \frac{0,213}{0,207} + \frac{2}{0,213 \cdot 3,22} \right)^{-1} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} = 0,237 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1},$$

$$\dot{Q}_{\text{ztr.}} = k_p \cdot \Delta t_{\text{stř3}} \cdot 2\pi l = 0,237 \cdot 10,51 \cdot 2\pi \cdot 2,99 \text{ W} = 46,7 \text{ W},$$

$$\frac{\dot{Q}_{\text{ztr.}}}{\dot{Q}_2} = \frac{46,7}{870,3} = 5,37 \%,$$

$$k_{2,\text{kor}} = \left(1 + \frac{\dot{Q}_{\text{ztr.}}}{\dot{Q}_2} \right) \cdot k_2 = 1,0537 \cdot 0,0870 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} = 0,0917 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1},$$

$$\frac{k_1}{k} = \frac{0,0944}{0,0493} = 191,3 \%,$$

$$\frac{k_2}{k} = \frac{0,0870}{0,0493} = 176,4 \%,$$

$$\frac{k_{2,\text{kor}}}{k} = \frac{0,0917}{0,0493} = 185,9 \%.$$

4 VÝSLEDKY A DISKUZE

Naměřené hodnoty a z nich vypočtené veličiny způsobem ukázaným v kapitole 3.3 jsou z důvodu velkého objemu dat za účelem zachování přehlednosti součástí přílohy. Zde jsou uvedeny vždy průměry hodnot každé počítané veličiny pro každou sérii devíti měření. Jednotky veličin prezentovaných v následujících tabulkách odpovídají těm uvedeným v seznamu použitých symbolů, pokud není v záhlaví uvedeno jinak. První číslo kódu měření udává průtok chladicího média: M značí maximální průtok a S průtok přibližně $7,75 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Druhé číslo kódu měření udává průtok vzduchu: 1 značí frekvenci ventilátoru 10, 2 frekvenci 22, 3 frekvenci 35 a 4 odpovídá frekvenci 50. Třetí číslo kódu udává pořadové číslo měření, P označuje průměrnou hodnotu všech devíti měření.

První část výpočtu dokumentuje tabulka 10. Z této tabulky je patrný nárůst teploty chladicí kapaliny na výstupu s rostoucím průtokem vzduchu a klesajícím průtokem této kapaliny. Stejnou závislost však vykazuje i teplota na vstupu, ta je však ovlivněna pouze chladicím zařízením, které tedy při nižším zatížení udržovalo nižší teplotu než při vyšším zatížení, přestože bylo nastavení přístroje po celou dobu shodné.

Z vypočteného tepelného toku či součinitele prostupu tepla lze potvrdit již dříve zmíněnou hypotézu, že prostup tepla ovlivňuje zejména přestup tepla na straně vzduchu. Rozdíl v prostupu tepla při různých průtocích vzduchu byl značný, zatímco při různých průtocích chladicího média se množství prostoupeného tepla měnilo jen nepatrně. Dokonce bylo při nižším průtoku chladicího média vyměněno nepatrně více tepla, což odporuje teoretickým předpokladům. Tepelné ztráty by při nižším průtoku chladicího média měly být teoreticky nižší, neboť se pracuje při vyšších teplotách. Tepelné ztráty jsou zahrnuty ve vypočteném tepelném toku, jejich zohlednění tedy diskutovanou nesrovnalost podporuje. Příčinou tohoto jevu bude tedy zřejmě systematická chyba měření průtoku chladicího média, neboť použitý průtokoměr vykazuje poměrně velkou chybu při takto nízkých průtocích.

Tabulka 10: Naměřená data, dílčí výsledky výpočtu a vypočtené hodnoty součinitele prostupu tepla z naměřených údajů pro chladicí kapalinu – průměrné hodnoty

kód	čas (s)	t_1'	t_1''	\dot{V}_1'' ($\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$)	ρ_1''	c_{p1}	$\Delta t_{\text{stř}}$	\dot{Q}_1	k_1
M4P	618	2,16	1,28	18,29	1 080,3	3 319	9,05	959	0,094 0
M3P	620	1,71	1,09	18,24	1 080,3	3 317	9,37	672	0,063 6
M2P	539	1,32	0,93	18,21	1 080,3	3 317	10,64	420	0,035 1
M1P	539	0,97	0,80	18,24	1 080,3	3 316	13,24	183	0,012 2
S4P	653	3,66	1,41	7,79	1 080,3	3 321	8,77	1 046	0,105 9
S3P	610	2,86	1,24	7,76	1 080,3	3 320	9,19	752	0,072 6
S2P	604	2,17	1,10	7,78	1 080,3	3 318	10,46	497	0,042 1
S1P	536	1,59	1,04	7,76	1 080,3	3 317	13,05	254	0,017 2

Druhou část výpočtu dokumentuje tabulka 11. Z této tabulky je patrné, že chladicí kapalina tekla laminárně, neboť hodnoty Reynolsova čísla jsou zde velmi nízké. Podmínky pro vytvoření turbulentního či alespoň přechodového režimu by musely být značně odlišné, například rychlost proudění by bylo třeba zvýšit minimálně třicetkrát. Při maximálním průtoku tekla kapalina rychlostí pouze něco málo přes $5,5 \text{ cm} \cdot \text{s}^{-1}$, ve výměníku tedy vždy strávila téměř 1 min, při nižším průtoku tekla kapalina výměníkem dokonce více než 2 min.

Již při letném pohledu na Prandtlovo a Grashofovo číslo je patrné, že nebylo v žádném případě dosaženo součinu $\text{Gr} \cdot \text{Pr}$ většího než $2 \cdot 10^5$, volné proudění se tedy v tomto případě významně neuplatňovalo. Nevýraznou závislost odporu vůči přestupu tepla na průtoku dokládají vypočtené hodnoty součinitele přestupu tepla. Na rozdíl od experimentálních hodnot ukazují na horší tepelnou výměnu při nižším průtoku chladicího média. Nevýrazný rozdíl součinitelů přestupu tepla při rozdílných průtocích je zapříčiněn laminárním režimem proudění, který má konstantní charakter prakticky v celé své oblasti. U turbulentního či přechodového režimu proudění by tento rozdíl byl znatelnější, neboť s rostoucí rychlostí zde roste počet vytvářejících se vírů podporujících přestup tepla.

Tabulka 11: Dílčí výsledky výpočtu a vypočtené hodnoty součinitele přestupu tepla z naměřených údajů pro chladicí kapalinu – průměrné hodnoty

kód	ρ_1	η_1	λ_1	β_1	u_1	Re_1	Pr_1	Gr_1	Nu_1	α_1
M4P	1 080,0	0,008 89	0,402 21	0,000 477	0,055 4	72,7	73,4	787	4,650	173,2
M3P	1 080,1	0,009 00	0,402 20	0,000 477	0,055 3	71,7	74,2	796	4,648	173,1
M2P	1 080,3	0,009 09	0,402 20	0,000 477	0,055 2	70,9	75,0	885	4,646	173,0
M1P	1 080,4	0,009 17	0,402 19	0,000 476	0,055 3	70,4	75,6	1 082	4,647	173,1
S4P	1 079,5	0,008 62	0,402 22	0,000 477	0,023 6	31,9	71,2	810	4,122	153,5
S3P	1 079,8	0,008 78	0,402 22	0,000 477	0,023 5	31,3	72,5	819	4,120	153,5
S2P	1 080,0	0,008 92	0,402 21	0,000 477	0,023 6	30,8	73,6	903	4,121	153,5
S1P	1 080,2	0,009 03	0,402 20	0,000 477	0,023 5	30,4	74,4	1 101	4,120	153,4

Třetí část vyhodnocení experimentu dokumentuje tabulka 12. Z této tabulky je patrný pokles teploty vzduchu na výstupu s rostoucím průtokem chladicího média a s rostoucím průtokem vzduchu. Průtok chladicího média ovlivňoval výstupní teplotu vzduchu jen nepatrně, což je vzhledem k výše uvedeným poznatkům zcela logické. Podivuhodná je naopak závislost výstupní teploty na průtoku vzduchu, která měla opačnou tendenci než u chladicí kapaliny. Při vyšších průtocích se teplota na výstupu prakticky neměnila, při dalším poklesu průtoku vzduchu však nastal značný nárůst této teploty. Příčinou tohoto jevu, který jak se ukáže dále, způsobuje i odchylku od teoretického modelu, se bude zabývat závěr této kapitoly. Vypočtené hodnoty součinitele prostupu tepla, jak je udává tabulka 12, se téměř neliší pro rozdílné průtoky chladicí kapaliny, jejich rozdíl je navíc mnohem menší oproti výpočtům z údajů pro chladicí kapalinu (tabulka 10).

Tabulka 12: Naměřená data, dílčí výsledky výpočtu a vypočtené hodnoty součinitele prostupu tepla z naměřených údajů pro vzduch – průměrné hodnoty

kód	p	t_2'	t_2''	φ_2'	u_a	\dot{V}_2'	ρ_2'	c_{p2}	\dot{Q}_2	k_2
M4P	101 833	25,00	3,67	33,1	4,37	0,034 6	1,190	1 001,7	879,5	0,086 2
M3P	101 833	24,84	3,68	34,3	2,99	0,023 7	1,190	1 001,7	597,9	0,056 6
M2P	101 833	24,78	4,57	34,3	2,01	0,015 9	1,191	1 001,8	382,9	0,032 0
M1P	101 833	24,65	7,24	34,0	0,74	0,005 9	1,191	1 002,0	121,9	0,008 2
S4P	101 833	24,85	3,93	34,6	4,38	0,034 7	1,190	1 001,7	865,5	0,087 6
S3P	101 833	24,87	3,93	34,2	3,01	0,023 8	1,190	1 001,7	594,1	0,057 4
S2P	101 833	24,85	4,79	33,9	2,01	0,015 9	1,190	1 001,8	380,8	0,032 3
S1P	101 833	24,77	7,45	33,9	0,74	0,005 8	1,191	1 002,0	120,7	0,008 2

Čtvrtou část vyhodnocení experimentu dokumentuje tabulka 13. Rychlost vzduchu v tepelném výměníku tedy byla několikanásobně vyšší než rychlost chladicí kapaliny. Při maximálním průtoku vzduchu tak jeho chlazení trvalo něco málo přes 2 s, při nejnižším průtoku se vzduch chladil přibližně 13 s.

Tabulka 13: Dílčí výsledky výpočtu součinitele přestupu tepla na straně vzduchu – průměrné hodnoty

kód	ρ_2	$\eta_2 (\cdot 10^{-5})$	$\eta_{w2} (\cdot 10^{-5})$	λ_2	β_2	\dot{V}_2	u_2
M4P	1,234	1,660	1,718	0,025 2	0,003 48	0,033 4	1,37
M3P	1,234	1,660	1,719	0,025 2	0,003 48	0,022 9	0,94
M2P	1,232	1,658	1,720	0,025 3	0,003 47	0,015 3	0,63
M1P	1,227	1,652	1,722	0,025 4	0,003 46	0,005 7	0,23
S4P	1,234	1,659	1,714	0,025 3	0,003 48	0,033 5	1,37
S3P	1,234	1,659	1,716	0,025 3	0,003 48	0,023 0	0,94
S2P	1,232	1,657	1,718	0,025 3	0,003 47	0,015 4	0,63
S1P	1,226	1,651	1,720	0,025 4	0,003 46	0,005 7	0,23

Pátou část výpočtu dokumentuje tabulka 14. Z této tabulky je patrné, že se vzduch pohyboval na rozhraní laminárního a přechodového charakteru proudění, přičemž přechodový charakter proudění nastával pouze při maximálním průtoku vzduchu.

Již při letném pohledu na Prandtlovo a Grashofovo číslo je patrné, že nebylo v žádném případě dosaženo součinu $Gr \cdot Pr$ většího než $2 \cdot 10^5$, volné proudění se tedy v tomto případě významně neuplatňovalo. Vypočtené hodnoty součinitele přestupu tepla ukazují, jak již bylo zmíněno u chladící kapaliny, že dle teoretického modelu se tento součinitel mění v laminární oblasti s rychlostí proudění jen nepatrně, zatímco v přechodové oblasti, kde se v toku začínají uplatňovat víry, se již mění podstatně. To platí i pro vypočtené hodnoty součinitele prostupu tepla, neboť jak již bylo dříve zmíněno a je patrné z hodnot, které udává tabulka 14, jeho velikost ovlivňuje zejména součinitel přestupu tepla na straně vzduchu, součinitel přestupu tepla na straně chladící kapaliny i vedení tepla sklem se na něm podílí velmi nevýrazně, dle teoretického modelu takřka i zanedbatelně.

Tabulka 14: Dílčí výsledky výpočtu a vypočtené hodnoty součinitele přestupu tepla na straně vzduchu a vypočtené hodnoty součinitele prostupu tepla ze součinitelů přestupu tepla – průměrné hodnoty

kód	Re_2	Pr_2	Gr_2	Nu_2	α_2	k
M4P	3 016	0,658	44 810	8,80	7,48	0,049 0
M3P	2 067	0,659	46 435	4,36	3,71	0,025 1
M2P	1 387	0,657	52 573	4,14	3,53	0,023 9
M1P	514	0,652	64 985	3,83	3,27	0,022 3
S4P	3 027	0,658	43 404	8,86	7,53	0,049 0
S3P	2 077	0,658	45 496	4,37	3,71	0,025 1
S2P	1 391	0,657	51 684	4,15	3,53	0,023 9
S1P	512	0,652	64 005	3,83	3,28	0,022 2

Šestou část výpočtu zaměřující se na tepelné ztráty dokumentuje tabulka 15. Grashofovo číslo je zde mnohem větší než u vzduchu ve výměníku. Důvodem je řádově větší charakteristický lineární rozměr pro opláštění výměníku než pro mezitrubkový prostor. Vypočtený součinitel přestupu tepla do okolí je však již menší než u vzduchu ve výměníku, nicméně tento rozdíl je u laminárních režimů velmi malý, použití poloviny středního teplotního rozdílu k aproximaci teploty stěny tedy bylo oprávněné. Při přechodovém režimu je již tento rozdíl součinitelů větší, teplota stěny tedy bude nižší a tepelné ztráty větší než odhadované. Navíc rozdíl teploty stěny a okolí roste postupně od nuly až po nějakou maximální hodnotu. Pro přesnější výsledek by tedy bylo dále třeba využít i znalost rozložení teplot v závislosti na vzdálenosti od určitého konce výměníku a spočítat tepelné ztráty po malých úsecích, velkých alespoň natolik, aby obě jejich krajní části spadaly do oblasti stejných koeficientů pro výpočet Nusseltova čísla. Použití tedy pouze středního rozdílu teplot okolí a výměníku, který je navíc odhadnutý, nedává příliš přesný výsledek. Ten však pro účel odhadu tepelných ztrát, které vznikají dále i na vstupu a výstupu z výměníku, postačuje.

Tabulka 15: Dílčí výsledky výpočtu a vypočtené hodnoty součinitele přestupu tepla do okolního prostředí – průměrné hodnoty

kód	$\Delta t_{stř3}$	c'_{p2}	$\eta'_2 (\cdot 10^{-5})$	λ'_2	β'_2	Pr_3	$Gr_3 (\cdot 10^7)$	Nu_3	α_3
M4P	10,67	1 003,8	1,610	0,026 1	0,003 35	0,619	0,926	26,42	3,24
M3P	10,58	1 003,7	1,611	0,026 1	0,003 36	0,620	0,919	26,38	3,23
M2P	10,10	1 003,7	1,611	0,026 1	0,003 36	0,620	0,878	26,08	3,19
M1P	8,71	1 003,7	1,612	0,026 1	0,003 36	0,621	0,757	25,14	3,08
S4P	10,46	1 003,7	1,611	0,026 1	0,003 36	0,620	0,908	26,30	3,22
S3P	10,47	1 003,7	1,611	0,026 1	0,003 36	0,620	0,909	26,31	3,22
S2P	10,03	1 003,7	1,611	0,026 1	0,003 36	0,620	0,871	26,03	3,19
S1P	8,66	1 003,7	1,611	0,026 1	0,003 36	0,620	0,752	25,09	3,07

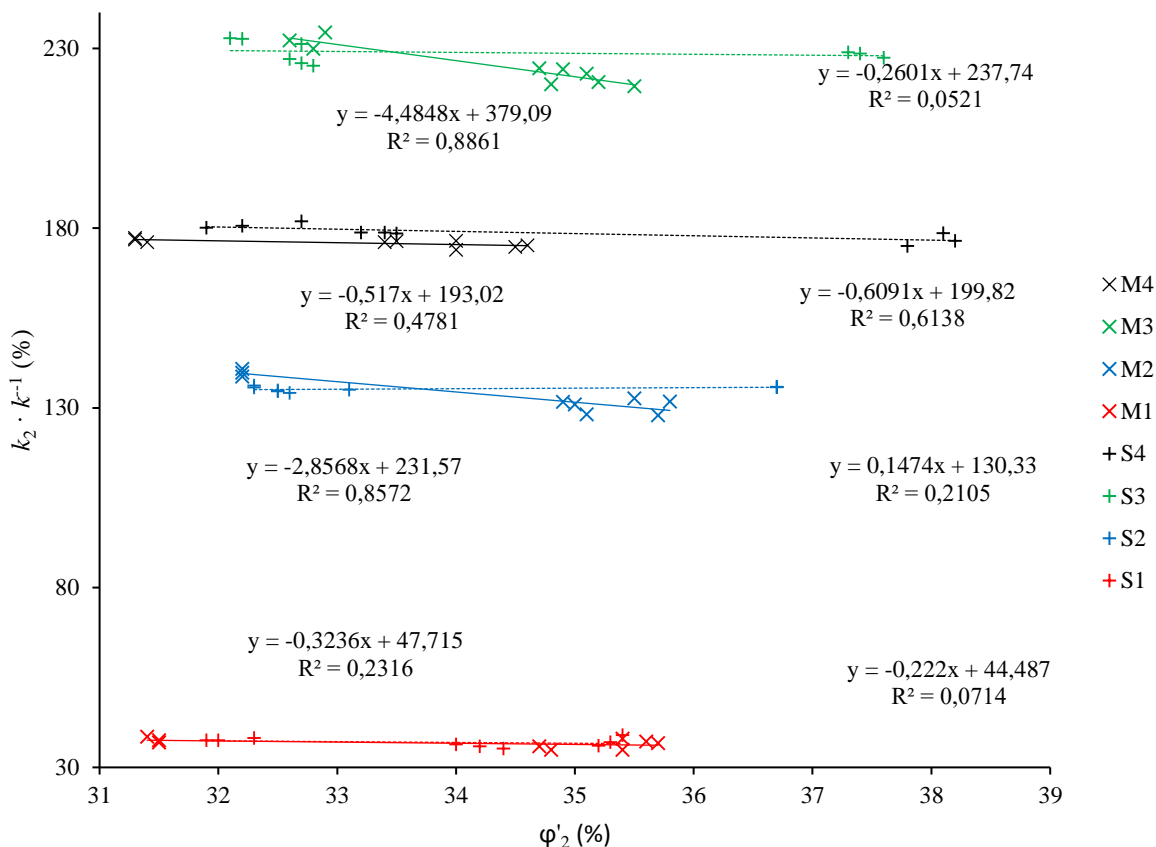
Tabulka 16 dokumentuje poslední část výpočtu. To, že je vypočtený součinitel prostupu tepla pro opláštění mnohem větší než součinitel prostupu tepla trubkami výměníku, je v pořádku, neboť součinitel prostupu tepla pro válcovou stěnu je vždy vztažen na délku trubky, zahrnuje v sobě tedy průměr, který je v případě opláštění mnohem větší. Opláštění je navíc jen jedno, zatímco trubek je ve výměníku 60. I přes takto velkého součinitele je tedy tepelný tok opláštěním mnohem menší než teplosměnnou plochou, což je dobře, neboť je to jedna z klíčových vlastností, které jsou požadovány při aplikacích v průmyslové sféře, kde jsou ztráty podstatným ekonomickým problémem. Z tabulky je však zřejmé, že při klesajícím průtoku začínají ztráty výrazně narůstat.

Tabulka 16: Vypočtené hodnoty součinitele prostupu tepla opláštěním výměníku, tepelné ztráty, korigované hodnoty součinitele prostupu tepla vypočteného z naměřených údajů pro vzduch a vzájemné srovnání součinitelů prostupu tepla získaných různými způsoby výpočtu – průměrné hodnoty

kód	k_p	$\dot{Q}_{ztr.}$	$\frac{\dot{Q}_{ztr.}}{\dot{Q}_2}$ (%)	$k_{2, kor}$	$\frac{k_1}{k}$ (%)	$\frac{k_2}{k}$ (%)	$\frac{k_{2, kor}}{k}$ (%)
M4P	0,237	47,5	5,40	0,090 9	191,8	175,9	185,4
M3P	0,181	35,9	6,01	0,060 0	253,1	225,4	238,9
M2P	0,175	33,3	8,69	0,034 7	146,6	133,6	145,2
M1P	0,166	27,1	22,27	0,010 0	55,0	36,7	44,9
S4P	0,237	46,5	5,37	0,092 3	216,1	178,8	188,4
S3P	0,180	35,5	5,97	0,060 8	289,7	228,9	242,5
S2P	0,175	33,0	8,67	0,035 1	176,6	135,3	147,1
S1P	0,166	27,0	22,36	0,010 0	77,7	37,0	45,2

Pro posouzení vlivu relativní vlhkosti na součinitel prostupu tepla byl sestaven graf, ve kterém byly vyneseny všechny hodnoty součinitele prostupu tepla vypočtené na základě tepelné bilance provedené z naměřených údajů pro vzduch a podělené hodnotami vypočtenými na základě bezrozměrných kritérií v závislosti na relativní vlhkosti nasávaného vzduchu, viz obr. 5. Následně bylo vždy devět hodnot pro stejné průtoky médií proloženo přímkou, přičemž byla zkoumána její směrnice. Při následující analýze je důležité si uvědomit, že byl použit jen malý rozsah vlhkostí, vlhkost byla navíc měřena přístrojem s určitou přesností. Až na jeden případ však měly všechny přímky klesající tendenci, při vyšší vlhkosti byl tedy součinitel prostupu tepla vypočtený z údajů o vzduchu nižší, což znamená, že při vyšších vlhkostech vzduch ztratil více tepla, než bylo zaznamenáno. Tento rozdíl odpovídá teple spotřebovanému na kondenzaci vodní páry.

Během experimentu bylo pozorováno, že kondenzace probíhá v největší míře při vstupu do výměníku, což lze pozorovat i v grafu. Přímky proložené pro data z menšího průtoku chladicího média nevykazují přílišné klesání – v těchto případech byla teplota trubek na vstupu vzduchu do výměníku vyšší než při maximálním průtoku chladicího média. V případě maximálního průtoku chladiva se kondenzace dle grafu nejvíce projevila při středních hodnotách průtoků vzduchu, přičemž s rostoucí rychlostí proudění tento jev sílil. Příčinou, proč se kondenzace při maximálním průtoku vzduchu již projevila minimálně, je zřejmě přechodový režim proudění.



Obr. 5: Závislost poměrného součinitele prostupu tepla na relativní vlhkosti nasávaného vzduchu

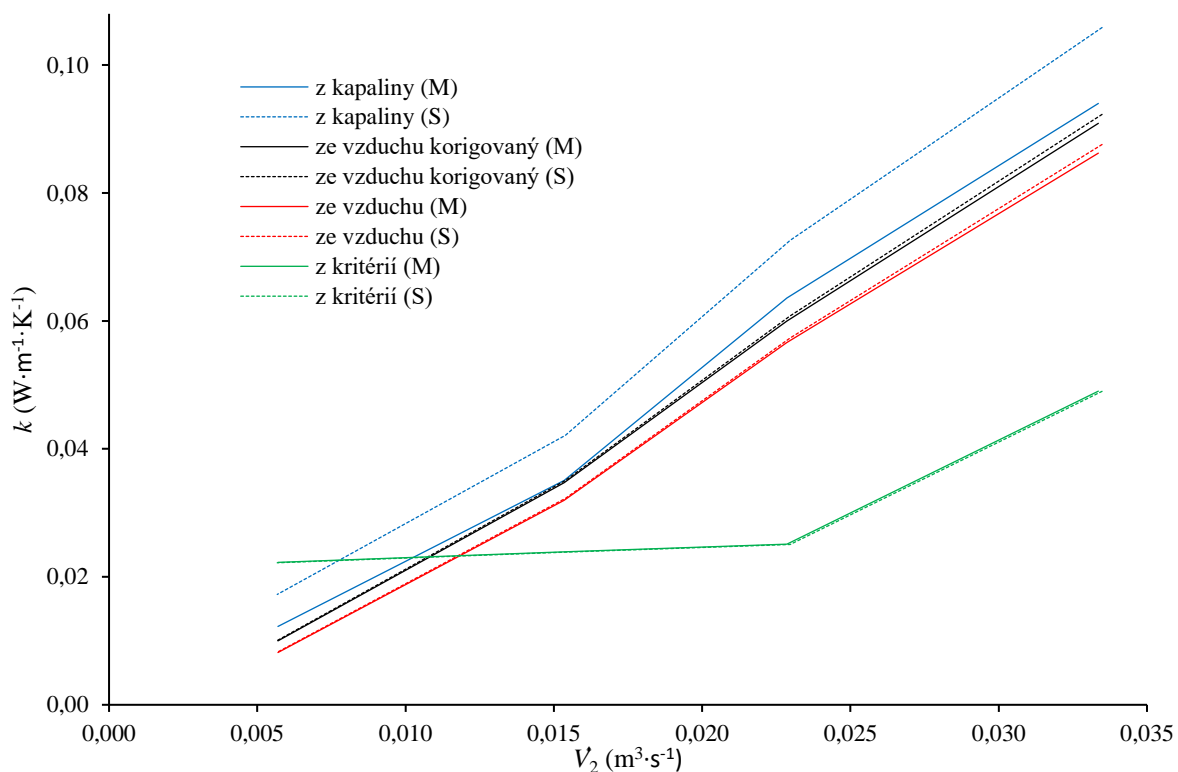
Srovnání hodnot součinitelů prostupu tepla získaných všemi čtyřmi způsoby nabízí obr. 6. Již na první pohled je zřejmé, že se teoretický model s experimentem vůbec neshodoval. Z naměřených dat by se dalo usuzovat na prakticky lineární závislost součinitele prostupu tepla na průtoku vzduchu. V naměřených datech se oproti teoretickému předpokladu prakticky nevyskytuje téměř konstantní oblast v laminárních režimech, v přechodovém režimu je pak skutečný součinitel přibližně dvojnásobný oproti vypočtenému.

Vysvětlení efektivnějšího prostupu tepla oproti teoretickému modelu je pravděpodobně v kondenzaci vodní páry. Není teď myšlen přímo proces kondenzace, který byl studován z obr. 5 a se kterým je spojena spotřeba kondenzačního tepla. Tento proces, jak bylo ukázáno, určitý vliv má, nicméně jak je patrné z obr. 5, celý rozdíl součinitelů to zdaleka nevysvětlí, dokonce obr. 5 ukazuje na vyšší hodnoty součinitele prostupu tepla při snížení vlhkosti nasávaného vzduchu. Vysvětlit by ho však lépe mohl důsledek tohoto procesu, tedy přítomnost kapiček již z kondenzované vodní páry na trubkách, které se po celou dobu průběhu experimentu ve výměníku vyskytovaly v hojném množství. Tyto kapičky zřejmě kromě zvětšení teplosměnné plochy na straně vzduchu hlavně zapříčinily místní turbulizaci toku, což vedlo k pozorovanému razantnímu zvýšení součinitele přestupu tepla. Určitá turbulizace toku rovněž pravděpodobně nastala na vstupu do výměníku, kde došlo ke změně směru a rychlosti proudění, než se ustálila laminarita toku.

Vysvětlení výrazného poklesu efektivity prostupu tepla při nízkém průtoku vzduchu je nejspíš třeba hledat v nízkých rychlostech proudění, závislosti hustoty na teplotě a konstrukci výměníku. Výstup vzduchu z výměníku se totiž nacházel v horní části. Hustota teplejšího vzduchu je menší než hustota chladnějšího vzduchu, teplý vzduch tedy stoupá vzhůru. Při nasávání vzduchu z výměníku v jeho horní části tedy byl pravděpodobně přednostně nasáván teplejší vzduch z nejsvrchnější části výměníku. Tento jev se však projevil zřejmě pouze kvůli nižším rychlostem proudění, neboť pouze v tomto případě mohlo být ztlačeno nasávání chladného vzduchu z nitra výměníku.

Srovnání součinitelů prostupu tepla získaných z teplotních bilancí odpovídá předpokladům. Součinitel získaný z hodnot pro vzduch je nižší než ten z hodnot pro kapalinu. Uvažováním tepelných ztrát by pak došlo k oboustrannému přiblížení obou závislostí, ideálně k jejich splnutí. Odhadem tepelných ztrát na straně vzduchu a jejich začlenění do součinitele došlo ke zmiňovanému sblížení závislostí.

Zjištěné nepatrně vyšší hodnoty součinitele prostupu tepla pro nižší průtoky chladiva již byly diskutovány, příčinou je zřejmě systematická chyba měření průtoku vnášená průtokoměrem. Tento jev však byl pozorován i při vyhodnocení měřených údajů o vzduchu, nicméně zde byl tento rozdíl téměř zanedbatelný a je možné ho vysvětlit zvýšenou mírou kondenzace vlhkosti při vyšších průtocích dle obr. 5, jejíž zahrnutí do součinitele jeho hodnotu zvyšuje.



Obr. 6: Závislost součinitelů prostupu tepla vypočítaných různými způsoby na středním průtoku vzduchu

5 ZÁVĚR

Experimentem bylo ověřeno, že prostup tepla při studovaném chlazení ovlivňuje zejména přestup tepla na straně vzduchu, jak ukazuje teoretický model. Ač proudila chladicí kapalina laminárně, s ohledem na chyby měření se neprojevil její vliv na výměnu tepla. Dle teoretického modelu proudil laminárně i vzduch, nejvyšší průtok pak odpovídal přechodové oblasti, uplatnění volného proudění bylo ve všech případech zanedbatelné.

Srovnáním experimentálních hodnot součinitele prostupu tepla stanovených z tepelných bilancí a z bezrozměrných kritérií uvedených v teoretické části práce bylo pozorováno několik nesrovnalostí. Výměna tepla byla při vyšších průtocích vzduchu mnohem účinnější, než ukazoval teoretický model, zřejmě kvůli místní turbulizaci toku na vstupu, výstupu a v okolí kapiček zkondenzované vzdušné vlhkosti ulpívajících na trubkách výměníku. Při nižších průtocích vzduchu byla výměna tepla naopak poloviční oproti předpokladu, pravděpodobně kvůli konstrukčnímu uspořádání výměníku. Dále byl z dat o chladicí kapalině pozorován účinnější prostup tepla při jejím nižším průtoku, což si protiče s teoretickým modelem. Jev byl v mnohem menší míře pozorován i z dat o vzduchu, kde však vysvětlení podává zanedbání kondenzace vzdušné vlhkosti ve výpočtu, což pak tedy odpovídá teoretickému modelu, kdy by neměl průtok chladicího média prostup tepla výrazněji ovlivňovat. Příčinou této nesrovnalosti tedy byla nejspíše systematická chyba měření průtoku průtokoměrem poblíž hranice jeho rozsahu.

Pro studovaný tepelný výměník je na základě experimentálních dat oproti teoretickému modelu ještě mnohem výhodnější pracovat při vyšších průtocích vzduchu, neboť je pak dosaženo nižších teplot, je vyměněno více tepla a tepelné ztráty nejsou příliš vysoké. Průtok chladicího média je pak z důvodu snížení energetických nároků na čerpání výhodnější volit nižší. Vzhledem k poměrně vysokému odporu přestupu tepla na straně vzduchu by pravděpodobně nemělo velký význam se zabývat možným zvýšením efektivity výměny tepla nahrazením skleněného materiálu materiálem o lepší tepelné vodivosti, např. karbidem křemičitým. V případě, že by nastávala fázová přeměna ve vyšším měřítku, by bylo toto srovnání poněkud zajímavější. Pokud však není požadováno při výměně tepla tento proces vizuálně kontrolovat, bylo by vhodné opatřit výměník pro zamezení ztrát izolací.

Pro zpřesnění experimentálních výsledků by bylo vhodné zajistit konstantní teplotu chladicí kapaliny a přesnější měření jejího průtoku. Práce by mohla být dále rozšířena o hlubší studium kondenzace vzdušné vlhkosti ve výměníku s cílem upřesnění tepelných bilancí a prostudování možného ovlivnění charakterem toku vzduchu. Experimentální výsledky, ač obsahovaly jisté nepřesnosti a byly získány jen v malém rozsahu vlhkostí vzduchu, totiž ukazovaly na větší míru kondenzace při laminárním režimu. Pro tyto účely by byla nutná instalace vlhkostní sondy na výstupu z výměníku či dlouhodobější pokus spojený s jímáním kondenzátu.

6 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] LEBRUN, Ph. CERN, ACCELERATOR TECHNOLOGY DEPARTMENT. *An Introduction to Cryogenics*. Geneva, 2007. CERN/AT 2007-1. Dostupné také z: <http://cds.cern.ch/record/1012032/files/at-2007-001.pdf>
- [2] VAN SCIVER, Steven. *Helium cryogenics*. 2nd ed. New York: Springer Science+Business Media, 2012. ISBN 978-1-4419-9979-5.
- [3] RICHTER, Jan, Tomáš SVĚŘÁK a Petr STEHLÍK. *Chemické inženýrství I*. Vyd. 1. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta chemická, 2004. ISBN 80-214-2568-7.
- [4] NEUŽIL, Lubomír a Vladimír MÍKA. *Chemické inženýrství I*. 2. upr. vyd. Praha: Vysoká škola chemicko-technologická v Praze, 1998. ISBN 80-708-0312-6.
- [5] Heat Transfer and Cooling Techniques at Low Temperature. In: BAILEY, R. *Proceedings of the CAS–CERN Accelerator School: Superconductivity for Accelerators, Erice, Italy, 24 April – 4 May 2013* [online]. Geneva: CERN, 2014, s. 329-352. DOI: 10.5170/CERN-2014-005.329. ISBN 978–92–9083–405–2. ISSN 0007–8328. Dostupné také z: <http://dx.doi.org/10.5170/CERN-2014-005.329>
- [6] CHARVÁTOVÁ, Hana, Dagmar JANÁČOVÁ, Karel KOLOMAZNÍK a Zdeněk DVOŘÁK. FAKULTA APLIKOVANÉ INFORMATIKY. *Termofyzikální vlastnosti vybraných látek*. Vyd. 1. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2009, 123 s. ISBN 978-80-7318-787-3.
- [7] BAFRNEC, Milan, V. BÁLEŠ, I. LANGFELDER a J. LONGAUER. *Chemické inžinierstvo I*. 1. vyd. Bratislava: Malé Centrum, 1999. ISBN 80-967-0643-8.
- [8] LUDVÍK, Miloslav. *Laboratorní cvičení z chemického inženýrství*. 2. rozšíř. vyd. Praha: Vysoká škola chemicko-technologická v Praze, 1992. ISBN 80-708-0150-6.
- [9] ŠNITA, Dalimil. *Příklady a úlohy z chemického inženýrství I*. 2. přepr. vyd. Praha: Vysoká škola chemicko-technologická v Praze, 2002. ISBN 80-708-0489-0.
- [10] PERRY, Robert H. a Don W. GREEN. *Perry's chemical engineers' handbook*. 8th ed. New York: McGraw-Hill, 2008. ISBN 00-714-2294-3.
- [11] THE MEGLOBAL GROUP OF COMPANIES. *Ethylene Glycol: Product Guide*. 2008, 34 s. Dostupné také z: http://www.meglobal.biz/media/product_guides/MEGglobal_MEG.pdf
- [12] ENDRESS+HAUSER. *Electromagnetic flowmeter Proline Promag 50H, 53H: Technical Information*. Reinach, b.r., 66 s. Dostupné také z: https://portal.endress.com/wa001/dla/5000319/0453/000/07/TI00048DEN_1416.pdf

7 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

Symbols a jednotky veličin používaných v textu (latinka)

C		konstanta pro výpočet Nusseltova čísla
c_p	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	měrná tepelná kapacita při stálém tlaku
d	m	charakteristický lineární rozměr
d_a	m	vnitřní průměr anemometru
d_p	m	průměr mezitrubkového prostoru
d_t	m	průměr trubky
\dot{G}	$kg \cdot s^{-1}$	hmotnostní průtok
Gr		Grashofovo číslo
g	$9,81 m \cdot s^{-2}$	gravitační zrychlení
Δh_k	$J \cdot kg^{-1}$	kondenzační teplo
K		konstanta pro výpočet součinitele přestupu tepla při varu kapaliny
k	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	součinitel prostupu tepla válcovou stěnou
k_{kor}	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	součinitel prostupu tepla válcovou stěnou korigovaný ztrátami
k_p	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	součinitel prostupu tepla opláštěním výměníku
L		konstanta pro výpočet součinitele přestupu tepla při kondenzaci plynu
l	m	délka trubky
M_v	$28,96 \cdot 10^{-3} kg \cdot mol^{-1}$	molární hmotnost vzduchu
m		konstanta pro výpočet Nusseltova čísla
n		počet trubek výměníku
Nu		Nusseltovo číslo
p	Pa	tlak
Pr		Prandtlovo číslo
\dot{Q}	W	tepelný tok teplosměnnou plochou
$\dot{Q}_{ztr.}$	W	tepelný tok mezi výměníkem a okolím
q	$W \cdot m^{-2}$	hustota tepelného toku
R	$8,314 J \cdot K^{-1} \cdot mol^{-1}$	univerzální plynová konstanta
r	m	poloměr trubky
Re		Reynoldsovo číslo
S_a	m^2	plocha průřezu anemometru
S_p	m^2	plocha průřezu mezitrubkového prostoru
T	K	termodynamická teplota tekutiny
t	$^{\circ}C$	teplota proudu
t_g	$^{\circ}C$	teplota plynu
t_l	$^{\circ}C$	teplota kapaliny
t_t	$^{\circ}C$	teplota tuhnutí
t_w	$^{\circ}C$	teplota stěny
Δt	$^{\circ}C$	rozdíl teplot proudů
Δt_{kr}	$^{\circ}C$	kritický teplotní rozdíl
$\Delta t_{stř}$	$^{\circ}C$	střední teplotní rozdíl proudů
Δt_w	$^{\circ}C$	rozdíl teplot tekutiny a stěny
u	$m \cdot s^{-1}$	lineární rychlost tekutiny
u_a	$m \cdot s^{-1}$	lineární rychlost tekutiny při průchodu anemometrem
\dot{V}	$m^3 \cdot s^{-1}$	objemový průtok
w		konstanta pro výpočet součinitele přestupu tepla při varu kapaliny
x	m	vzdálenost od počátku tvorby filmu
y	m	tloušťka
z		konstanta pro výpočet součinitele přestupu tepla při varu kapaliny

Symboly a jednotky veličin používaných v textu (řecká abeceda)

α	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	součinitel přestupu tepla
β	K^{-1}	součinitel tepelné objemové roztažnosti
φ	%	relativní vlhkost vzduchu
η	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$	dynamická viskozita tekutiny
η_w	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$	dynamická viskozita tekutiny při teplotě stěny
λ	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	součinitel tepelné vodivosti
π	3,141 592 654	Ludolfovo číslo
ρ	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	hustota tekutiny
$\Delta\rho$	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	rozdíl hustot proudů
σ	$5,670 \cdot 10^{-8} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	Stefan-Boltzmanova konstanta

Význam dolních indexů veličin používaných v textu

1	vnitřní
2	vnější
3	okolní prostředí
i	izolace
s	sklo
K	kondenzát

Význam horních indexů veličin používaných v textu

jedna čárka	pravý nebo dolní konec tepelného výměníku
dvě čárky	levý nebo horní konec tepelného výměníku

8 PŘÍLOHY

Tabulka 17: Naměřená data, dílčí výsledky výpočtu a vypočtené hodnoty součinitele prostupu tepla z naměřených údajů pro chladicí kapalinu

kód	čas (s)	t_1'	t_1''	\dot{V}_1'' (dm ³ ·min ⁻¹)	ρ_1''	c_{p1}	Δt_{stf}	\dot{Q}_1	k_1
M41	601	2,11	1,25	18,37	1 080,2	3 318	8,87	944	0,094 4
M42	599	2,11	1,25	18,28	1 080,2	3 318	8,86	939	0,094 0
M43	597	2,15	1,29	18,19	1 080,2	3 319	8,85	935	0,093 7
M44	799	2,19	1,29	18,24	1 080,2	3 319	9,21	981	0,094 5
M45	591	2,18	1,30	18,35	1 080,2	3 319	9,20	965	0,093 0
M46	608	2,21	1,30	18,31	1 080,2	3 319	9,25	995	0,095 5
M47	584	2,14	1,27	18,28	1 080,2	3 318	9,04	950	0,093 2
M48	590	2,20	1,32	18,36	1 080,2	3 319	9,06	965	0,094 5
M49	592	2,16	1,28	18,19	1 080,2	3 319	9,13	956	0,093 0
M31	550	1,72	1,13	18,19	1 080,2	3 318	9,18	641	0,061 9
M32	560	1,68	1,08	18,22	1 080,3	3 317	9,22	653	0,062 8
M33	553	1,64	1,05	18,16	1 080,3	3 317	9,21	640	0,061 6
M34	559	1,69	1,06	18,16	1 080,3	3 317	9,49	683	0,063 9
M35	561	1,67	1,05	18,22	1 080,3	3 317	9,47	675	0,063 2
M36	747	1,74	1,12	18,28	1 080,3	3 318	9,45	677	0,063 6
M37	557	1,77	1,14	18,32	1 080,3	3 318	9,42	689	0,064 9
M38	744	1,78	1,15	18,30	1 080,3	3 318	9,43	689	0,064 8
M39	747	1,69	1,05	18,29	1 080,3	3 317	9,49	699	0,065 3
M21	516	1,34	0,99	18,25	1 080,3	3 317	10,26	381	0,033 0
M22	511	1,30	0,93	18,11	1 080,3	3 317	10,37	400	0,034 2
M23	521	1,29	0,90	18,16	1 080,3	3 316	10,45	423	0,035 9
M24	518	1,27	0,88	18,27	1 080,4	3 316	10,99	426	0,034 4
M25	692	1,33	0,95	18,20	1 080,4	3 317	10,79	413	0,034 0
M26	523	1,32	0,94	18,18	1 080,4	3 317	10,78	413	0,034 0
M27	522	1,30	0,88	18,23	1 080,4	3 316	10,85	457	0,037 4
M28	520	1,37	0,98	18,29	1 080,4	3 317	10,62	426	0,035 6
M29	529	1,34	0,93	18,19	1 080,4	3 317	10,61	445	0,037 2
M11	675	0,95	0,81	18,20	1 080,3	3 316	13,04	152	0,010 4
M12	505	0,94	0,78	18,17	1 080,4	3 316	13,18	174	0,011 7
M13	501	0,94	0,79	18,24	1 080,4	3 316	13,23	163	0,011 0
M14	498	0,97	0,79	18,27	1 080,4	3 316	13,33	196	0,013 1
M15	520	0,96	0,79	18,24	1 080,4	3 316	13,34	185	0,012 3
M16	492	1,02	0,86	18,26	1 080,4	3 316	13,32	174	0,011 6
M17	490	0,99	0,81	18,29	1 080,4	3 316	13,29	197	0,013 1
M18	498	0,99	0,80	18,22	1 080,4	3 316	13,22	207	0,013 9
M19	676	0,97	0,79	18,26	1 080,4	3 316	13,19	196	0,013 2
S41	583	3,58	1,42	7,81	1 080,4	3 321	8,82	1 009	0,101 5
S42	776	3,60	1,40	7,77	1 080,4	3 321	8,86	1 022	0,102 3
S43	583	3,59	1,43	7,77	1 080,4	3 321	8,86	1 003	0,100 4
S44	606	3,64	1,43	7,85	1 080,4	3 321	8,67	1 037	0,106 2
S45	589	3,57	1,38	7,84	1 080,1	3 321	8,58	1 026	0,106 2
S46	579	3,59	1,44	7,86	1 080,1	3 321	8,52	1 010	0,105 2
S47	592	3,80	1,40	7,73	1 080,1	3 321	8,87	1 109	0,111 0
S48	586	3,78	1,40	7,74	1 080,1	3 321	8,87	1 101	0,110 2

S49	982	3,81	1,43	7,71	1 080,1	3 321	8,87	1 097	0,109 8
S31	538	2,87	1,22	7,79	1 080,1	3 320	9,22	768	0,073 9
S32	550	2,91	1,30	7,74	1 080,1	3 320	9,17	745	0,072 1
S33	540	2,84	1,21	7,78	1 080,1	3 320	9,22	758	0,072 9
S34	552	2,83	1,26	7,81	1 080,1	3 320	8,98	733	0,072 4
S35	554	2,78	1,20	7,81	1 080,1	3 319	9,00	737	0,072 7
S36	730	2,77	1,22	7,82	1 080,2	3 319	8,99	724	0,071 5
S37	568	2,94	1,23	7,70	1 080,2	3 320	9,40	787	0,074 3
S38	913	2,87	1,22	7,71	1 080,2	3 320	9,38	760	0,071 9
S39	548	2,95	1,31	7,72	1 080,2	3 320	9,35	757	0,071 8
S21	623	2,13	1,11	7,77	1 080,2	3 318	10,54	473	0,039 8
S22	680	2,12	1,05	7,78	1 080,2	3 318	10,55	497	0,041 8
S23	684	2,12	1,09	7,78	1 080,2	3 318	10,51	479	0,040 4
S24	513	2,10	1,09	7,87	1 080,2	3 318	10,29	475	0,041 0
S25	518	2,11	1,06	7,81	1 080,2	3 318	10,34	490	0,042 0
S26	514	2,09	1,06	7,83	1 080,2	3 318	10,36	482	0,041 2
S27	699	2,33	1,19	7,72	1 080,3	3 319	10,50	526	0,044 4
S28	690	2,25	1,12	7,74	1 080,3	3 318	10,55	523	0,043 9
S29	517	2,24	1,09	7,71	1 080,3	3 318	10,54	530	0,044 6
S11	541	1,64	1,02	7,78	1 080,3	3 317	13,03	288	0,019 6
S12	546	1,65	1,02	7,77	1 080,3	3 317	13,06	292	0,019 9
S13	545	1,66	1,03	7,77	1 080,3	3 317	13,07	292	0,019 8
S14	530	1,50	1,05	7,86	1 080,2	3 317	12,75	211	0,014 7
S15	518	1,53	1,05	7,78	1 080,3	3 317	12,91	223	0,015 3
S16	539	1,53	1,03	7,82	1 080,3	3 317	13,01	234	0,015 9
S17	530	1,60	1,07	7,69	1 080,3	3 317	13,13	243	0,016 5
S18	546	1,58	1,04	7,69	1 080,3	3 317	13,23	248	0,016 6
S19	529	1,61	1,06	7,68	1 080,3	3 317	13,25	252	0,016 9

Tabulka 18: Dílčí výsledky výpočtu a vypočtené hodnoty součinitele přestupu tepla z naměřených údajů pro chladící kapalinu

kód	ρ_l	η_l	λ_l	β_l	u_l	Re_l	Pr_l	Gr_l	Nu_l	α_l
M41	1 080,0	0,008 91	0,402 21	0,000 477	0,055 7	73,0	73,5	769	4,654	173,3
M42	1 080,0	0,008 91	0,402 21	0,000 477	0,055 4	72,6	73,5	768	4,650	173,2
M43	1 080,0	0,008 89	0,402 21	0,000 477	0,055 2	72,3	73,4	769	4,645	173,0
M44	1 080,0	0,008 89	0,402 21	0,000 477	0,055 3	72,6	73,3	801	4,648	173,1
M45	1 080,0	0,008 89	0,402 21	0,000 477	0,055 6	73,0	73,3	801	4,653	173,3
M46	1 079,9	0,008 88	0,402 21	0,000 477	0,055 5	72,9	73,3	805	4,651	173,2
M47	1 080,0	0,008 90	0,402 21	0,000 477	0,055 4	72,7	73,4	785	4,650	173,2
M48	1 079,9	0,008 88	0,402 21	0,000 477	0,055 7	73,1	73,3	789	4,653	173,3
M49	1 080,0	0,008 89	0,402 21	0,000 477	0,055 2	72,3	73,4	793	4,645	173,0
M31	1 080,1	0,008 99	0,402 20	0,000 477	0,055 2	71,6	74,2	781	4,645	173,0
M32	1 080,1	0,009 00	0,402 20	0,000 477	0,055 2	71,6	74,3	781	4,647	173,0
M33	1 080,2	0,009 02	0,402 20	0,000 477	0,055 1	71,2	74,4	779	4,644	172,9
M34	1 080,1	0,009 01	0,402 20	0,000 477	0,055 1	71,3	74,3	804	4,644	172,9
M35	1 080,1	0,009 01	0,402 20	0,000 477	0,055 2	71,5	74,3	801	4,647	173,0
M36	1 080,1	0,008 99	0,402 20	0,000 477	0,055 4	71,9	74,1	804	4,650	173,2
M37	1 080,1	0,008 98	0,402 20	0,000 477	0,055 6	72,2	74,1	803	4,651	173,2
M38	1 080,1	0,008 98	0,402 20	0,000 477	0,055 5	72,1	74,0	804	4,650	173,2

M39	1 080,1	0,009 01	0,402 20	0,000 477	0,055 5	71,8	74,3	804	4,650	173,2
M21	1 080,3	0,009 08	0,402 20	0,000 477	0,055 3	71,1	74,8	856	4,648	173,1
M22	1 080,3	0,009 09	0,402 20	0,000 477	0,054 9	70,5	75,0	862	4,642	172,9
M23	1 080,3	0,009 10	0,402 20	0,000 477	0,055 1	70,6	75,0	867	4,644	172,9
M24	1 080,3	0,009 11	0,402 20	0,000 477	0,055 4	71,0	75,1	911	4,649	173,1
M25	1 080,3	0,009 08	0,402 20	0,000 477	0,055 2	70,9	74,9	899	4,646	173,0
M26	1 080,3	0,009 09	0,402 20	0,000 477	0,055 1	70,8	74,9	897	4,645	173,0
M27	1 080,3	0,009 10	0,402 20	0,000 477	0,055 3	70,9	75,0	900	4,647	173,1
M28	1 080,2	0,009 07	0,402 20	0,000 477	0,055 5	71,3	74,8	887	4,650	173,2
M29	1 080,3	0,009 09	0,402 20	0,000 477	0,055 2	70,8	74,9	884	4,645	173,0
M11	1 080,4	0,009 17	0,402 19	0,000 476	0,055 2	70,2	75,6	1 066	4,646	173,0
M12	1 080,4	0,009 18	0,402 19	0,000 476	0,055 1	70,1	75,7	1 075	4,644	172,9
M13	1 080,4	0,009 18	0,402 19	0,000 476	0,055 3	70,3	75,6	1 080	4,647	173,1
M14	1 080,4	0,009 17	0,402 19	0,000 476	0,055 4	70,5	75,6	1 089	4,649	173,1
M15	1 080,4	0,009 17	0,402 19	0,000 476	0,055 3	70,4	75,6	1 090	4,647	173,1
M16	1 080,4	0,009 15	0,402 19	0,000 477	0,055 4	70,6	75,4	1 093	4,648	173,1
M17	1 080,4	0,009 16	0,402 19	0,000 476	0,055 5	70,6	75,6	1 088	4,650	173,2
M18	1 080,4	0,009 17	0,402 19	0,000 476	0,055 2	70,3	75,6	1 082	4,647	173,0
M19	1 080,4	0,009 17	0,402 19	0,000 476	0,055 4	70,4	75,6	1 078	4,648	173,1
S41	1 079,6	0,008 63	0,402 22	0,000 477	0,023 7	32,0	71,3	813	4,123	153,6
S42	1 079,6	0,008 63	0,402 22	0,000 477	0,023 6	31,8	71,3	817	4,121	153,5
S43	1 079,6	0,008 63	0,402 22	0,000 477	0,023 6	31,8	71,3	817	4,121	153,5
S44	1 079,5	0,008 62	0,402 22	0,000 477	0,023 8	32,2	71,2	801	4,125	153,6
S45	1 079,6	0,008 64	0,402 22	0,000 477	0,023 8	32,1	71,4	789	4,125	153,6
S46	1 079,6	0,008 63	0,402 22	0,000 477	0,023 8	32,2	71,2	786	4,126	153,7
S47	1 079,5	0,008 60	0,402 23	0,000 477	0,023 4	31,8	71,0	823	4,119	153,4
S48	1 079,5	0,008 60	0,402 23	0,000 477	0,023 5	31,8	71,0	823	4,119	153,4
S49	1 079,5	0,008 59	0,402 23	0,000 477	0,023 4	31,7	71,0	825	4,117	153,3
S31	1 079,8	0,008 78	0,402 22	0,000 477	0,023 6	31,4	72,5	821	4,122	153,5
S32	1 079,8	0,008 76	0,402 22	0,000 477	0,023 5	31,2	72,3	820	4,119	153,4
S33	1 079,8	0,008 79	0,402 22	0,000 477	0,023 6	31,3	72,6	820	4,121	153,5
S34	1 079,8	0,008 78	0,402 22	0,000 477	0,023 7	31,4	72,5	800	4,123	153,5
S35	1 079,8	0,008 80	0,402 22	0,000 477	0,023 7	31,4	72,6	798	4,123	153,5
S36	1 079,8	0,008 80	0,402 22	0,000 477	0,023 7	31,4	72,6	797	4,123	153,6
S37	1 079,8	0,008 77	0,402 22	0,000 477	0,023 3	31,0	72,4	839	4,117	153,3
S38	1 079,8	0,008 78	0,402 22	0,000 477	0,023 4	31,0	72,5	835	4,117	153,3
S39	1 079,8	0,008 76	0,402 22	0,000 477	0,023 4	31,2	72,3	838	4,118	153,4
S21	1 080,0	0,008 93	0,402 21	0,000 477	0,023 6	30,8	73,6	909	4,121	153,5
S22	1 080,0	0,008 94	0,402 21	0,000 477	0,023 6	30,8	73,7	908	4,121	153,5
S23	1 080,0	0,008 93	0,402 21	0,000 477	0,023 6	30,8	73,7	906	4,121	153,5
S24	1 080,0	0,008 93	0,402 21	0,000 477	0,023 9	31,2	73,7	885	4,126	153,7
S25	1 080,0	0,008 94	0,402 21	0,000 477	0,023 7	30,9	73,7	890	4,123	153,5
S26	1 080,0	0,008 94	0,402 21	0,000 477	0,023 7	31,0	73,8	891	4,124	153,6
S27	1 079,9	0,008 88	0,402 21	0,000 477	0,023 4	30,8	73,3	915	4,118	153,4
S28	1 080,0	0,008 90	0,402 21	0,000 477	0,023 5	30,7	73,5	914	4,119	153,4
S29	1 080,0	0,008 91	0,402 21	0,000 477	0,023 4	30,6	73,5	912	4,117	153,3
S11	1 080,2	0,009 02	0,402 20	0,000 477	0,023 6	30,5	74,4	1 100	4,121	153,5
S12	1 080,2	0,009 02	0,402 20	0,000 477	0,023 6	30,5	74,4	1 103	4,121	153,5

S13	1 080,2	0,009 02	0,402 20	0,000 477	0,023 6	30,5	74,4	1 105	4,121	153,5
S14	1 080,2	0,009 04	0,402 20	0,000 477	0,023 8	30,8	74,6	1 072	4,125	153,6
S15	1 080,2	0,009 03	0,402 20	0,000 477	0,023 6	30,5	74,5	1 087	4,121	153,5
S16	1 080,2	0,009 04	0,402 20	0,000 477	0,023 7	30,6	74,5	1 094	4,123	153,6
S17	1 080,2	0,009 02	0,402 20	0,000 477	0,023 3	30,2	74,4	1 109	4,116	153,3
S18	1 080,2	0,009 03	0,402 20	0,000 477	0,023 3	30,1	74,5	1 115	4,116	153,3
S19	1 080,2	0,009 02	0,402 20	0,000 477	0,023 3	30,1	74,4	1 120	4,116	153,3

Tabulka 19: Naměřená data, dílčí výsledky výpočtu a vypočtené hodnoty součinitele prostupu tepla z naměřených údajů pro vzduch

kód	p	t_2'	t_2''	φ_2'	u_a	\dot{V}_2'	ρ_2'	c_{p2}	\dot{Q}_2	k_2
M41	101 700	24,58	3,57	34,0	4,39	0,034 8	1,190	1 001,7	870,3	0,087 0
M42	101 700	24,58	3,56	33,4	4,42	0,035 0	1,190	1 001,7	876,6	0,087 8
M43	101 700	24,61	3,59	33,5	4,42	0,035 0	1,190	1 001,7	876,5	0,087 9
M44	101 800	25,40	3,72	31,3	4,32	0,034 2	1,188	1 001,7	882,2	0,085 0
M45	101 800	25,41	3,72	31,3	4,31	0,034 1	1,188	1 001,7	880,6	0,084 9
M46	101 800	25,42	3,76	31,4	4,31	0,034 1	1,188	1 001,8	879,3	0,084 4
M47	102 000	24,95	3,65	34,6	4,39	0,034 8	1,192	1 001,7	883,8	0,086 7
M48	102 000	24,99	3,72	34,5	4,38	0,034 7	1,192	1 001,7	880,5	0,086 2
M49	102 000	25,06	3,71	34,0	4,39	0,034 8	1,191	1 001,7	885,6	0,086 1
M31	101 700	24,65	3,60	32,9	3,08	0,024 4	1,190	1 001,7	611,6	0,059 1
M32	101 700	24,65	3,57	32,8	3,02	0,023 9	1,190	1 001,7	600,5	0,057 8
M33	101 700	24,68	3,52	32,6	3,04	0,024 1	1,189	1 001,7	606,7	0,058 4
M34	101 800	24,99	3,70	35,1	2,98	0,023 6	1,189	1 001,7	598,4	0,056 0
M35	101 800	25,04	3,66	34,9	2,98	0,023 6	1,189	1 001,7	600,8	0,056 3
M36	101 800	25,08	3,72	34,7	2,98	0,023 6	1,189	1 001,7	600,2	0,056 3
M37	102 000	24,75	3,80	35,5	2,95	0,023 4	1,193	1 001,7	584,5	0,055 0
M38	102 000	24,81	3,80	35,2	2,96	0,023 4	1,192	1 001,7	588,1	0,055 4
M39	102 000	24,88	3,72	34,8	2,95	0,023 4	1,192	1 001,7	590,1	0,055 2
M21	101 700	24,75	4,29	32,2	2,02	0,016 0	1,189	1 001,7	389,8	0,033 7
M22	101 700	24,76	4,32	32,2	2,03	0,016 1	1,189	1 001,7	391,3	0,033 5
M23	101 700	24,78	4,35	32,2	2,03	0,016 1	1,189	1 001,7	391,1	0,033 2
M24	101 800	24,85	4,83	35,1	2,01	0,015 9	1,190	1 001,8	379,8	0,030 7
M25	101 800	24,90	4,71	35,0	2,00	0,015 8	1,190	1 001,8	381,0	0,031 3
M26	101 800	24,95	4,67	34,9	2,00	0,015 8	1,190	1 001,8	382,7	0,031 5
M27	102 000	24,63	4,77	35,7	1,99	0,015 8	1,193	1 001,8	374,0	0,030 6
M28	102 000	24,67	4,65	35,8	1,99	0,015 8	1,193	1 001,8	376,9	0,031 5
M29	102 000	24,72	4,57	35,5	1,99	0,015 8	1,193	1 001,8	379,3	0,031 7
M11	101 700	24,76	6,95	31,4	0,75	0,005 9	1,189	1 002,0	126,0	0,008 6
M12	101 700	24,79	7,07	31,5	0,73	0,005 8	1,189	1 002,0	122,0	0,008 2
M13	101 700	24,79	7,15	31,5	0,75	0,005 9	1,189	1 002,0	124,8	0,008 4
M14	101 800	24,67	7,33	35,4	0,71	0,005 6	1,191	1 002,0	116,3	0,007 7
M15	101 800	24,71	7,33	34,8	0,71	0,005 6	1,190	1 002,0	116,5	0,007 7
M16	101 800	24,75	7,38	34,7	0,73	0,005 8	1,190	1 002,0	119,7	0,008 0
M17	102 000	24,43	7,41	35,7	0,76	0,006 0	1,194	1 002,0	122,5	0,008 2
M18	102 000	24,45	7,31	35,6	0,76	0,006 0	1,194	1 002,0	123,4	0,008 3
M19	102 000	24,50	7,23	35,4	0,77	0,006 1	1,194	1 002,0	125,9	0,008 5
S41	101 700	25,17	3,89	32,7	4,34	0,034 4	1,187	1 001,7	869,8	0,087 5
S42	101 700	25,22	3,90	32,2	4,37	0,034 6	1,187	1 001,7	877,3	0,087 8

S43	101 700	25,25	3,92	31,9	4,40	0,034 8	1,187	1 001,8	883,6	0,088 5
S44	101 800	24,26	4,00	37,8	4,39	0,034 8	1,192	1 001,7	840,9	0,086 1
S45	101 800	24,19	3,87	38,2	4,44	0,035 2	1,193	1 001,6	853,2	0,088 3
S46	101 800	24,22	3,88	38,1	4,40	0,034 8	1,192	1 001,6	846,3	0,088 1
S47	102 000	25,10	3,98	33,5	4,37	0,034 6	1,191	1 001,7	872,0	0,087 2
S48	102 000	25,12	3,97	33,4	4,37	0,034 6	1,191	1 001,7	873,1	0,087 4
S49	102 000	25,15	4,00	33,2	4,37	0,034 6	1,191	1 001,8	873,1	0,087 3
S31	101 700	25,08	3,89	32,7	3,02	0,023 9	1,188	1 001,7	602,8	0,058 0
S32	101 700	25,13	3,92	32,1	3,02	0,023 9	1,188	1 001,7	603,3	0,058 4
S33	101 700	25,17	3,85	32,2	3,02	0,023 9	1,187	1 001,7	606,4	0,058 3
S34	101 800	24,25	3,91	37,3	3,02	0,023 9	1,192	1 001,7	580,8	0,057 4
S35	101 800	24,22	3,86	37,6	3,00	0,023 8	1,192	1 001,6	577,6	0,056 9
S36	101 800	24,30	3,85	37,4	3,00	0,023 8	1,192	1 001,7	580,0	0,057 2
S37	102 000	25,21	4,04	32,8	2,99	0,023 7	1,191	1 001,8	597,8	0,056 4
S38	102 000	25,20	4,00	32,7	2,99	0,023 7	1,191	1 001,8	598,7	0,056 6
S39	102 000	25,24	4,07	32,6	3,00	0,023 8	1,191	1 001,8	599,7	0,056 9
S21	101 700	24,93	4,85	32,6	2,01	0,015 9	1,188	1 001,8	380,4	0,032 0
S22	101 700	24,98	4,78	32,5	2,01	0,015 9	1,188	1 001,8	382,6	0,032 2
S23	101 700	25,01	4,77	32,3	2,01	0,015 9	1,188	1 001,8	383,4	0,032 4
S24	101 800	24,47	4,70	36,7	2,01	0,015 9	1,191	1 001,8	375,5	0,032 4
S25	101 800	24,50	4,72	36,7	2,02	0,016 0	1,191	1 001,8	377,5	0,032 4
S26	101 800	24,55	4,72	36,7	2,02	0,016 0	1,191	1 001,8	378,4	0,032 4
S27	102 000	25,14	4,88	32,3	2,01	0,015 9	1,191	1 001,8	384,7	0,032 5
S28	102 000	25,07	4,86	32,5	2,00	0,015 8	1,191	1 001,8	381,9	0,032 1
S29	102 000	25,00	4,84	33,1	2,01	0,015 9	1,192	1 001,8	383,0	0,032 2
S11	101 700	24,80	7,42	32,3	0,76	0,006 0	1,189	1 002,0	124,6	0,008 5
S12	101 700	24,82	7,45	32,0	0,75	0,005 9	1,189	1 002,1	122,9	0,008 3
S13	101 700	24,84	7,47	31,9	0,75	0,005 9	1,189	1 002,1	122,9	0,008 3
S14	101 800	24,64	7,11	35,4	0,75	0,005 9	1,191	1 002,0	124,2	0,008 6
S15	101 800	24,64	7,32	35,3	0,73	0,005 8	1,191	1 002,0	119,4	0,008 2
S16	101 800	24,65	7,42	35,2	0,72	0,005 7	1,191	1 002,0	117,2	0,008 0
S17	102 000	24,85	7,55	34,0	0,73	0,005 8	1,192	1 002,1	119,5	0,008 1
S18	102 000	24,83	7,65	34,2	0,73	0,005 8	1,192	1 002,1	118,6	0,008 0
S19	102 000	24,86	7,70	34,4	0,72	0,005 7	1,192	1 002,1	116,9	0,007 8

Tabulka 20: Dílčí výsledky výpočtu součinitele přestupu tepla na straně vzduchu

kód	ρ_2	$\eta_2 (\cdot 10^{-5})$	$\eta_{w2} (\cdot 10^{-5})$	λ_2	β_2	\dot{V}_2	u_2
M41	1,233	1,661	1,718	0,025 2	0,003 48	0,033 5	1,37
M42	1,233	1,661	1,718	0,025 2	0,003 48	0,033 8	1,38
M43	1,233	1,661	1,718	0,025 2	0,003 48	0,033 8	1,38
M44	1,232	1,658	1,718	0,025 3	0,003 48	0,033 0	1,35
M45	1,232	1,658	1,718	0,025 3	0,003 48	0,032 9	1,35
M46	1,232	1,658	1,718	0,025 3	0,003 48	0,032 9	1,35
M47	1,236	1,660	1,718	0,025 2	0,003 48	0,033 5	1,37
M48	1,236	1,659	1,718	0,025 2	0,003 48	0,033 4	1,37
M49	1,236	1,659	1,718	0,025 3	0,003 48	0,033 5	1,37
M31	1,233	1,660	1,719	0,025 2	0,003 48	0,023 5	0,96
M32	1,233	1,661	1,719	0,025 2	0,003 48	0,023 1	0,94
M33	1,233	1,661	1,719	0,025 2	0,003 48	0,023 2	0,95

M34	1,233	1,659	1,719	0,025 2	0,003 48	0,022 8	0,93
M35	1,233	1,659	1,719	0,025 2	0,003 48	0,022 7	0,93
M36	1,233	1,659	1,719	0,025 3	0,003 48	0,022 7	0,93
M37	1,236	1,660	1,719	0,025 2	0,003 48	0,022 5	0,92
M38	1,236	1,660	1,719	0,025 2	0,003 48	0,022 6	0,93
M39	1,236	1,660	1,719	0,025 2	0,003 48	0,022 5	0,92
M21	1,231	1,659	1,720	0,025 3	0,003 48	0,015 4	0,63
M22	1,231	1,659	1,720	0,025 3	0,003 48	0,015 5	0,64
M23	1,231	1,658	1,721	0,025 3	0,003 48	0,015 5	0,64
M24	1,231	1,657	1,721	0,025 3	0,003 47	0,015 4	0,63
M25	1,231	1,657	1,720	0,025 3	0,003 47	0,015 3	0,63
M26	1,231	1,657	1,720	0,025 3	0,003 47	0,015 3	0,63
M27	1,234	1,658	1,721	0,025 3	0,003 47	0,015 2	0,62
M28	1,234	1,658	1,720	0,025 3	0,003 47	0,015 2	0,62
M29	1,235	1,658	1,720	0,025 3	0,003 47	0,015 2	0,62
M11	1,226	1,653	1,722	0,025 4	0,003 46	0,005 8	0,24
M12	1,225	1,652	1,722	0,025 4	0,003 46	0,005 6	0,23
M13	1,225	1,652	1,722	0,025 4	0,003 46	0,005 8	0,24
M14	1,226	1,652	1,722	0,025 4	0,003 46	0,005 5	0,22
M15	1,226	1,652	1,722	0,025 4	0,003 46	0,005 5	0,22
M16	1,226	1,652	1,721	0,025 4	0,003 46	0,005 6	0,23
M17	1,229	1,652	1,721	0,025 4	0,003 46	0,005 8	0,24
M18	1,229	1,652	1,722	0,025 4	0,003 46	0,005 8	0,24
M19	1,229	1,652	1,722	0,025 4	0,003 46	0,005 9	0,24
S41	1,231	1,659	1,714	0,025 3	0,003 48	0,033 1	1,36
S42	1,231	1,658	1,714	0,025 3	0,003 48	0,033 4	1,37
S43	1,231	1,658	1,714	0,025 3	0,003 48	0,033 6	1,38
S44	1,234	1,660	1,714	0,025 2	0,003 48	0,033 6	1,37
S45	1,235	1,661	1,714	0,025 2	0,003 48	0,034 0	1,39
S46	1,235	1,661	1,714	0,025 2	0,003 48	0,033 6	1,38
S47	1,235	1,659	1,714	0,025 3	0,003 48	0,033 4	1,37
S48	1,235	1,659	1,714	0,025 3	0,003 48	0,033 4	1,37
S49	1,235	1,658	1,714	0,025 3	0,003 48	0,033 4	1,37
S31	1,232	1,659	1,716	0,025 3	0,003 48	0,023 1	0,94
S32	1,231	1,659	1,716	0,025 3	0,003 48	0,023 1	0,94
S33	1,231	1,659	1,716	0,025 3	0,003 48	0,023 1	0,94
S34	1,235	1,661	1,716	0,025 2	0,003 48	0,023 1	0,95
S35	1,235	1,661	1,716	0,025 2	0,003 48	0,022 9	0,94
S36	1,235	1,661	1,716	0,025 2	0,003 48	0,022 9	0,94
S37	1,235	1,658	1,716	0,025 3	0,003 47	0,022 8	0,94
S38	1,235	1,658	1,716	0,025 3	0,003 48	0,022 8	0,94
S39	1,234	1,658	1,716	0,025 3	0,003 47	0,022 9	0,94
S21	1,230	1,657	1,718	0,025 3	0,003 47	0,015 4	0,63
S22	1,230	1,657	1,718	0,025 3	0,003 47	0,015 4	0,63
S23	1,230	1,657	1,718	0,025 3	0,003 47	0,015 4	0,63
S24	1,232	1,658	1,718	0,025 3	0,003 48	0,015 4	0,63
S25	1,232	1,658	1,718	0,025 3	0,003 48	0,015 5	0,63
S26	1,232	1,658	1,718	0,025 3	0,003 47	0,015 5	0,63

S27	1,233	1,656	1,718	0,025 3	0,003 47	0,015 4	0,63
S28	1,233	1,657	1,718	0,025 3	0,003 47	0,015 3	0,63
S29	1,233	1,657	1,718	0,025 3	0,003 47	0,015 4	0,63
S11	1,225	1,651	1,720	0,025 4	0,003 46	0,005 8	0,24
S12	1,225	1,651	1,719	0,025 4	0,003 46	0,005 8	0,24
S13	1,224	1,651	1,719	0,025 4	0,003 46	0,005 8	0,24
S14	1,227	1,652	1,720	0,025 4	0,003 46	0,005 8	0,24
S15	1,226	1,652	1,720	0,025 4	0,003 46	0,005 6	0,23
S16	1,226	1,652	1,720	0,025 4	0,003 46	0,005 5	0,23
S17	1,228	1,651	1,719	0,025 4	0,003 46	0,005 6	0,23
S18	1,228	1,651	1,720	0,025 4	0,003 46	0,005 6	0,23
S19	1,228	1,651	1,719	0,025 4	0,003 46	0,005 5	0,23

Tabulka 21: Dílčí výsledky výpočtu a vypočtené hodnoty součinitele přestupu tepla na straně vzduchu a vypočtené hodnoty součinitele prostupu tepla ze součinitelů přestupu tepla

kód	Re_2	Pr_2	Gr_2	Nu_2	α_2	k
M41	3 028	0,659	43 766	8,86	7,53	0,049 3
M42	3 049	0,659	43 823	8,96	7,61	0,049 8
M43	3 049	0,659	43 742	8,96	7,61	0,049 8
M44	2 979	0,658	45 524	8,61	7,33	0,048 1
M45	2 972	0,658	45 489	8,58	7,30	0,047 9
M46	2 972	0,657	45 700	8,58	7,30	0,047 9
M47	3 035	0,659	44 918	8,89	7,56	0,049 5
M48	3 028	0,658	45 002	8,86	7,53	0,049 3
M49	3 035	0,658	45 326	8,89	7,56	0,049 5
M31	2 124	0,659	45 396	4,38	3,72	0,025 2
M32	2 083	0,659	45 573	4,37	3,71	0,025 1
M33	2 096	0,659	45 549	4,37	3,72	0,025 2
M34	2 056	0,658	46 948	4,36	3,71	0,025 1
M35	2 056	0,658	46 865	4,36	3,71	0,025 1
M36	2 056	0,658	46 754	4,36	3,71	0,025 1
M37	2 041	0,659	46 829	4,36	3,70	0,025 1
M38	2 048	0,659	46 832	4,36	3,71	0,025 1
M39	2 040	0,659	47 170	4,36	3,70	0,025 1
M21	1 394	0,658	50 640	4,15	3,53	0,023 9
M22	1 401	0,658	51 181	4,15	3,53	0,023 9
M23	1 401	0,658	51 531	4,15	3,53	0,023 9
M24	1 390	0,657	54 221	4,14	3,53	0,023 9
M25	1 382	0,657	53 273	4,14	3,53	0,023 9
M26	1 382	0,657	53 209	4,14	3,53	0,023 9
M27	1 379	0,657	53 802	4,14	3,52	0,023 9
M28	1 379	0,657	52 667	4,14	3,52	0,023 9
M29	1 378	0,657	52 636	4,14	3,52	0,023 9
M11	520	0,653	63 870	3,83	3,28	0,022 3
M12	506	0,652	64 517	3,83	3,27	0,022 2
M13	520	0,652	64 785	3,83	3,28	0,022 3
M14	493	0,652	65 367	3,82	3,27	0,022 2
M15	493	0,652	65 444	3,82	3,27	0,022 2
M16	507	0,652	65 317	3,83	3,27	0,022 2

M17	529	0,652	65 445	3,84	3,28	0,022 3
M18	529	0,653	65 138	3,84	3,28	0,022 3
M19	536	0,653	64 983	3,84	3,28	0,022 3
S41	2 992	0,658	43 517	8,68	7,38	0,048 1
S42	3 012	0,658	43 727	8,78	7,47	0,048 6
S43	3 033	0,657	43 717	8,88	7,55	0,049 1
S44	3 035	0,659	42 929	8,90	7,56	0,049 2
S45	3 069	0,660	42 496	9,07	7,70	0,050 0
S46	3 041	0,660	42 217	8,93	7,59	0,049 3
S47	3 022	0,658	44 014	8,83	7,51	0,048 9
S48	3 022	0,658	44 011	8,83	7,51	0,048 9
S49	3 022	0,658	44 004	8,82	7,51	0,048 9
S31	2 082	0,658	45 522	4,37	3,72	0,025 1
S32	2 082	0,658	45 240	4,37	3,72	0,025 1
S33	2 082	0,658	45 509	4,37	3,72	0,025 1
S34	2 088	0,659	44 495	4,37	3,72	0,025 1
S35	2 074	0,660	44 588	4,37	3,71	0,025 0
S36	2 073	0,659	44 535	4,37	3,71	0,025 0
S37	2 067	0,657	46 638	4,36	3,71	0,025 1
S38	2 067	0,657	46 558	4,36	3,71	0,025 1
S39	2 074	0,657	46 377	4,37	3,72	0,025 1
S21	1 388	0,656	51 921	4,14	3,53	0,023 9
S22	1 388	0,656	51 963	4,14	3,53	0,023 9
S23	1 388	0,656	51 756	4,14	3,53	0,023 9
S24	1 390	0,657	50 818	4,15	3,53	0,023 8
S25	1 397	0,657	51 091	4,15	3,53	0,023 9
S26	1 397	0,657	51 188	4,15	3,53	0,023 9
S27	1 392	0,656	51 965	4,14	3,53	0,023 9
S28	1 385	0,656	52 240	4,14	3,53	0,023 9
S29	1 392	0,656	52 212	4,15	3,53	0,023 9
S11	527	0,652	63 754	3,84	3,28	0,022 2
S12	520	0,652	63 881	3,83	3,28	0,022 2
S13	520	0,652	63 931	3,83	3,28	0,022 2
S14	520	0,653	62 562	3,84	3,28	0,022 2
S15	507	0,652	63 320	3,83	3,27	0,022 2
S16	500	0,652	63 794	3,83	3,27	0,022 2
S17	508	0,651	64 569	3,83	3,28	0,022 2
S18	508	0,651	65 067	3,83	3,28	0,022 2
S19	501	0,651	65 171	3,83	3,27	0,022 2

Tabulka 22: Dílčí výsledky výpočtu a vypočtené hodnoty součinitele přestupu tepla do okolního prostředí

kód	$\Delta t_{stř3}$	c'_{p2}	$\eta'_2 (\cdot 10^{-5})$	λ'_2	β'_2	Pr_3	$Gr_3 (\cdot 10^7)$	Nu_3	α_3
M41	10,51	1 003,7	1,612	0,026 1	0,003 36	0,621	0,911	26,33	3,22
M42	10,51	1 003,7	1,612	0,026 1	0,003 36	0,621	0,911	26,34	3,22
M43	10,51	1 003,7	1,612	0,026 1	0,003 36	0,621	0,911	26,33	3,22
M44	10,84	1 003,8	1,608	0,026 1	0,003 35	0,618	0,938	26,50	3,25
M45	10,85	1 003,8	1,608	0,026 1	0,003 35	0,618	0,939	26,50	3,25
M46	10,83	1 003,8	1,608	0,026 1	0,003 35	0,618	0,937	26,49	3,25
M47	10,65	1 003,8	1,611	0,026 1	0,003 35	0,619	0,927	26,44	3,24

M48	10,64	1 003,8	1,610	0,026 1	0,003 35	0,619	0,926	26,43	3,24
M49	10,68	1 003,8	1,610	0,026 1	0,003 35	0,619	0,929	26,45	3,24
M31	10,53	1 003,7	1,612	0,026 1	0,003 36	0,621	0,912	26,34	3,22
M32	10,54	1 003,7	1,612	0,026 1	0,003 36	0,621	0,914	26,35	3,23
M33	10,58	1 003,7	1,612	0,026 1	0,003 36	0,620	0,917	26,37	3,23
M34	10,65	1 003,8	1,610	0,026 1	0,003 35	0,619	0,923	26,41	3,24
M35	10,69	1 003,8	1,610	0,026 1	0,003 35	0,619	0,927	26,43	3,24
M36	10,68	1 003,8	1,610	0,026 1	0,003 35	0,619	0,926	26,42	3,24
M37	10,48	1 003,7	1,611	0,026 1	0,003 36	0,620	0,913	26,34	3,23
M38	10,51	1 003,7	1,611	0,026 1	0,003 36	0,620	0,915	26,36	3,23
M39	10,58	1 003,7	1,611	0,026 1	0,003 36	0,620	0,922	26,40	3,23
M21	10,23	1 003,7	1,611	0,026 1	0,003 36	0,620	0,886	26,15	3,20
M22	10,22	1 003,7	1,611	0,026 1	0,003 36	0,620	0,885	26,14	3,20
M23	10,22	1 003,7	1,611	0,026 1	0,003 36	0,620	0,885	26,14	3,20
M24	10,01	1 003,7	1,611	0,026 1	0,003 36	0,620	0,869	26,01	3,19
M25	10,10	1 003,7	1,611	0,026 1	0,003 36	0,620	0,876	26,06	3,19
M26	10,14	1 003,8	1,611	0,026 1	0,003 35	0,619	0,880	26,09	3,20
M27	9,93	1 003,7	1,612	0,026 1	0,003 36	0,621	0,866	26,00	3,18
M28	10,01	1 003,7	1,612	0,026 1	0,003 36	0,620	0,873	26,05	3,19
M29	10,08	1 003,7	1,612	0,026 1	0,003 36	0,620	0,878	26,09	3,19
M11	8,91	1 003,7	1,611	0,026 1	0,003 36	0,620	0,772	25,26	3,09
M12	8,86	1 003,7	1,611	0,026 1	0,003 36	0,620	0,768	25,22	3,09
M13	8,82	1 003,7	1,611	0,026 1	0,003 36	0,620	0,764	25,19	3,09
M14	8,67	1 003,7	1,612	0,026 1	0,003 36	0,620	0,753	25,11	3,07
M15	8,69	1 003,7	1,612	0,026 1	0,003 36	0,620	0,755	25,12	3,08
M16	8,69	1 003,7	1,611	0,026 1	0,003 36	0,620	0,754	25,11	3,07
M17	8,51	1 003,7	1,613	0,026 1	0,003 36	0,621	0,743	25,03	3,06
M18	8,57	1 003,7	1,613	0,026 1	0,003 36	0,621	0,748	25,07	3,07
M19	8,64	1 003,7	1,613	0,026 1	0,003 36	0,621	0,753	25,12	3,07
S41	10,64	1 003,8	1,610	0,026 1	0,003 35	0,619	0,920	26,38	3,23
S42	10,66	1 003,8	1,609	0,026 1	0,003 35	0,619	0,922	26,39	3,24
S43	10,67	1 003,8	1,609	0,026 1	0,003 35	0,618	0,922	26,39	3,24
S44	10,13	1 003,6	1,614	0,026 0	0,003 36	0,622	0,881	26,13	3,19
S45	10,16	1 003,6	1,614	0,026 0	0,003 36	0,622	0,884	26,15	3,20
S46	10,17	1 003,6	1,614	0,026 0	0,003 36	0,622	0,885	26,16	3,20
S47	10,56	1 003,8	1,610	0,026 1	0,003 35	0,619	0,919	26,37	3,23
S48	10,58	1 003,8	1,610	0,026 1	0,003 35	0,619	0,920	26,38	3,23
S49	10,58	1 003,8	1,610	0,026 1	0,003 35	0,619	0,920	26,38	3,23
S31	10,60	1 003,8	1,610	0,026 1	0,003 35	0,619	0,917	26,36	3,23
S32	10,61	1 003,8	1,610	0,026 1	0,003 35	0,619	0,917	26,36	3,23
S33	10,66	1 003,8	1,610	0,026 1	0,003 35	0,619	0,922	26,39	3,24
S34	10,17	1 003,6	1,614	0,026 0	0,003 36	0,622	0,885	26,15	3,20
S35	10,18	1 003,6	1,614	0,026 0	0,003 36	0,622	0,886	26,16	3,20
S36	10,23	1 003,6	1,614	0,026 0	0,003 36	0,622	0,889	26,19	3,20
S37	10,59	1 003,8	1,609	0,026 1	0,003 35	0,619	0,921	26,38	3,23
S38	10,60	1 003,8	1,609	0,026 1	0,003 35	0,619	0,922	26,39	3,24
S39	10,59	1 003,8	1,609	0,026 1	0,003 35	0,618	0,921	26,38	3,23
S21	10,04	1 003,8	1,611	0,026 1	0,003 35	0,620	0,869	26,01	3,19

S22	10,10	1 003,8	1,610	0,026 1	0,003 35	0,619	0,874	26,05	3,19
S23	10,12	1 003,8	1,610	0,026 1	0,003 35	0,619	0,876	26,06	3,19
S24	9,89	1 003,7	1,613	0,026 1	0,003 36	0,621	0,859	25,96	3,18
S25	9,89	1 003,7	1,613	0,026 1	0,003 36	0,621	0,860	25,96	3,18
S26	9,92	1 003,7	1,612	0,026 1	0,003 36	0,621	0,862	25,97	3,18
S27	10,13	1 003,8	1,610	0,026 1	0,003 35	0,619	0,881	26,10	3,20
S28	10,11	1 003,8	1,610	0,026 1	0,003 35	0,619	0,879	26,08	3,20
S29	10,08	1 003,8	1,610	0,026 1	0,003 35	0,619	0,878	26,07	3,19
S11	8,69	1 003,7	1,611	0,026 1	0,003 36	0,620	0,753	25,10	3,07
S12	8,69	1 003,7	1,611	0,026 1	0,003 36	0,620	0,752	25,09	3,07
S13	8,69	1 003,7	1,611	0,026 1	0,003 36	0,620	0,752	25,09	3,07
S14	8,77	1 003,7	1,612	0,026 1	0,003 36	0,621	0,761	25,18	3,08
S15	8,66	1 003,7	1,612	0,026 1	0,003 36	0,621	0,752	25,10	3,07
S16	8,62	1 003,7	1,612	0,026 1	0,003 36	0,621	0,748	25,07	3,07
S17	8,65	1 003,7	1,611	0,026 1	0,003 36	0,620	0,754	25,10	3,07
S18	8,59	1 003,7	1,611	0,026 1	0,003 36	0,620	0,748	25,06	3,07
S19	8,58	1 003,7	1,611	0,026 1	0,003 36	0,620	0,747	25,05	3,07

Tabulka 23: Vypočtené hodnoty součinitele prostupu tepla opláštěním výměníku, tepelné ztráty, korigované hodnoty součinitele prostupu tepla vypočteného z naměřených údajů pro vzduch a vzájemné srovnání součinitelů prostupu tepla získaných různými způsoby výpočtu

kód	k_p	$\dot{Q}_{ztr.}$	$\frac{\dot{Q}_{ztr.}}{\dot{Q}_2}$ (%)	$k_{2, kor}$	$\frac{k_1}{k}$ (%)	$\frac{k_2}{k}$ (%)	$\frac{k_{2, kor}}{k}$ (%)
M41	0,237	46,7	5,37	0,091 7	191,3	176,4	185,9
M42	0,238	46,9	5,35	0,092 5	188,7	176,1	185,5
M43	0,238	46,9	5,35	0,092 6	188,1	176,4	185,8
M44	0,236	48,1	5,45	0,089 6	196,5	176,8	186,4
M45	0,236	48,1	5,46	0,089 5	194,2	177,2	186,9
M46	0,236	48,0	5,46	0,089 0	199,4	176,1	185,8
M47	0,238	47,6	5,39	0,091 4	188,4	175,2	184,7
M48	0,238	47,5	5,39	0,090 9	191,6	174,8	184,2
M49	0,238	47,7	5,39	0,090 7	187,9	174,0	183,3
M31	0,181	35,7	5,84	0,062 5	245,7	234,4	248,1
M32	0,181	35,7	5,95	0,061 2	250,0	229,9	243,6
M33	0,181	35,9	5,92	0,061 9	245,0	232,2	246,0
M34	0,181	36,1	6,04	0,059 3	254,6	222,9	236,4
M35	0,181	36,3	6,04	0,059 7	251,8	224,2	237,8
M36	0,181	36,3	6,04	0,059 8	253,1	224,4	238,0
M37	0,180	35,5	6,07	0,058 4	258,8	219,5	232,8
M38	0,180	35,6	6,05	0,058 7	258,4	220,6	234,0
M39	0,181	35,9	6,08	0,058 5	260,6	220,0	233,3
M21	0,176	33,7	8,65	0,036 6	137,8	140,8	153,0
M22	0,176	33,7	8,61	0,036 3	143,0	139,8	151,8
M23	0,176	33,7	8,61	0,036 1	150,0	138,7	150,7
M24	0,175	32,9	8,67	0,033 3	143,6	128,2	139,3
M25	0,175	33,2	8,72	0,034 1	142,0	131,0	142,4
M26	0,175	33,4	8,73	0,034 2	142,0	131,7	143,2
M27	0,175	32,6	8,72	0,033 2	156,4	127,9	139,1
M28	0,175	32,9	8,73	0,034 2	148,9	131,7	143,2

M29	0,175	33,2	8,74	0,034 5	155,8	132,7	144,3
M11	0,166	27,8	22,08	0,010 5	46,5	38,5	47,0
M12	0,166	27,7	22,66	0,010 1	52,6	36,9	45,3
M13	0,166	27,5	22,06	0,010 2	49,2	37,6	45,9
M14	0,166	27,0	23,20	0,009 5	58,8	34,8	42,9
M15	0,166	27,0	23,21	0,009 5	55,4	34,9	43,0
M16	0,166	27,1	22,59	0,009 8	52,2	35,8	43,9
M17	0,166	26,5	21,61	0,009 9	58,9	36,7	44,6
M18	0,166	26,7	21,63	0,010 1	62,2	37,1	45,2
M19	0,166	26,9	21,38	0,010 3	59,2	38,0	46,1
S41	0,236	47,2	5,42	0,092 2	210,9	181,9	191,8
S42	0,237	47,4	5,41	0,092 6	210,5	180,7	190,4
S43	0,238	47,6	5,39	0,093 2	204,5	180,1	189,8
S44	0,236	44,8	5,33	0,090 7	215,9	175,1	184,4
S45	0,237	45,2	5,30	0,092 9	212,3	176,5	185,8
S46	0,236	45,1	5,33	0,092 8	213,2	178,6	188,1
S47	0,237	47,0	5,39	0,091 9	227,1	178,5	188,2
S48	0,237	47,1	5,40	0,092 1	225,6	178,8	188,5
S49	0,237	47,1	5,40	0,092 1	224,7	178,8	188,4
S31	0,181	36,0	5,97	0,061 4	294,7	231,2	245,0
S32	0,181	36,0	5,97	0,061 9	287,4	232,8	246,7
S33	0,181	36,2	5,97	0,061 8	290,8	232,6	246,5
S34	0,180	34,3	5,91	0,060 8	288,8	228,9	242,4
S35	0,180	34,4	5,95	0,060 3	290,4	227,4	240,9
S36	0,180	34,5	5,95	0,060 6	285,5	228,6	242,2
S37	0,181	36,0	6,01	0,059 8	296,4	225,2	238,7
S38	0,181	36,0	6,02	0,060 0	286,9	225,9	239,5
S39	0,181	36,0	6,00	0,060 3	286,4	227,0	240,6
S21	0,175	33,0	8,68	0,034 8	167,0	134,2	145,8
S22	0,175	33,3	8,69	0,035 0	175,3	134,9	146,6
S23	0,175	33,3	8,69	0,035 2	169,4	135,7	147,5
S24	0,175	32,5	8,64	0,035 2	171,8	135,8	147,6
S25	0,175	32,5	8,60	0,035 2	176,2	135,7	147,4
S26	0,175	32,6	8,61	0,035 2	172,9	135,8	147,5
S27	0,176	33,4	8,68	0,035 3	186,2	136,2	148,1
S28	0,175	33,3	8,72	0,034 9	184,2	134,7	146,4
S29	0,175	33,2	8,67	0,035 0	186,8	135,1	146,8
S11	0,166	27,1	21,75	0,010 3	88,2	38,2	46,5
S12	0,166	27,1	22,03	0,010 2	89,4	37,6	45,9
S13	0,166	27,1	22,03	0,010 2	89,3	37,5	45,8
S14	0,166	27,3	22,02	0,010 5	66,2	38,9	47,5
S15	0,166	27,0	22,57	0,010 1	69,1	37,0	45,4
S16	0,166	26,8	22,87	0,009 8	71,8	36,0	44,3
S17	0,166	27,0	22,56	0,009 9	74,1	36,4	44,6
S18	0,166	26,7	22,54	0,009 7	74,9	35,8	43,9
S19	0,166	26,7	22,85	0,009 6	76,1	35,3	43,3