

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2015

Václav FUČÍK

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: Teoretický základ strojního inženýrství

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
Tepelná charakteristika výměníku tepla

Autor: Václav Fučík
Vedoucí práce: Ing. Zdeněk Sumara

Akademický rok 2014/2015

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma „Tepelná charakteristika výměníku tepla“ vypracoval samostatně. Veškerou použitou literaturu a podkladové materiály uvádím v přiloženém seznamu literatury.

V Praze, dne

.....

Václav Fučík

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval panu Ing. Zdeňku Sumarovi, vedoucímu mé bakalářské práce, za cenné rady a připomínky, které mi při jejím zpracování poskytl. Zároveň děkuji kolektivu zkušebny firmy Janka Engineering s.r.o., zejména pak jejímu vedoucímu panu Ing. Jaroslavu Karlovi, za poskytnuté zázemí, ochotu, odborné vedení a maximální vstřícnost při vypracování práce.

Anotační list bakalářské práce

Autor:	Václav Fučík
Studijní program:	Teoretický základ strojního inženýrství
Obor:	bez oboru
Vedoucí práce:	Ing. Zdeněk Sumara
Pracoviště:	Ústav mechaniky tekutin a termodynamiky (U12112)
Druh práce:	bakalářská
Název práce:	Tepelná charakteristika výměníku tepla
Title of the work:	Thermal Performance of Cross-flow Heat Exchanger
Klíčová slova:	Výměník tepla, sdílení tepla, tepelný výkon, tlaková ztráta
Keywords:	Heat exchanger, Heat transfer, Thermal performance, Pressure drop

Abstrakt:

Práce se zaměřuje na rešerši konstrukčních typů výměníků tepla s důrazem na skupinu tzv. kompaktních výměníků, stručnou sumarizaci přístupů k návrhu výměníků a následnou aplikaci získaných poznatků v podobě měření tepelného výkonu křížoproudého trubkožebrového ohřivače vzduchu. To bylo uskutečněno na měřicí trati firmy Janka Engineering s.r.o. Výstupem měření bylo stanovení tepelných výkonů pro jmenovitý stav z hodnot naměřených na vzduchu a na primárním médiu – vodě. Jejich porovnáním s jmenovitým tepelným výkonem byla ověřena správnost měření a použitých metod.

Abstract:

The thesis explores different construction types of heat exchangers with emphasis on compact HX, briefly summarizes basic approaches to HX design and applies the acquired knowledge to a thermal performance measurement of a cross-flow fin-and-tube air heater. This was executed with equipment provided by Janka Engineering s.r.o. Thermal performances were then calculated both for the air-side and the water-side (hot side) of the exchanger and then compared to the nominal one. Thus, the correctness of the method used has been confirmed.

Obsah

Seznam použitých zkratk a symbolů	2
1. Úvod.....	3
2. Výměníky tepla.....	4
2.1 Sdílení tepla	4
2.2 Klasifikace výměníků	5
2.2.1. Dle způsobu přenosu energie	5
2.2.2. Dle uspořádání toku.....	6
2.2.3. Dle počtu médií	7
2.2.4. Dle změny fáze.....	7
2.2.5. Dle konstrukčního řešení	7
2.2.6. Výměníky s rozšířeným povrchem.....	11
2.3. Metody návrhu výměníků.....	16
2.3.1. Metoda dle LMTD.....	16
2.3.2. Metoda ϵ -NTU	17
3. Měření výměníku	18
3.1. Měřicí tratě.....	19
3.2. Výměník	21
3.3. Měření teploty.....	22
3.4. Měření průtoku.....	23
3.5. Měření tlaku.....	25
3.6. Vlastnosti pracovních látek.....	25
3.7. Měřicí ústředna Ahlborn.....	26
3.8. Tepelný výkon výměníku	27
4. Průběh měření a vyhodnocení	28
4.1. Nastavení měření.....	28
4.2. Podmínky měření:	29
4.3. Naměřené hodnoty	29
4.4. Vyhodnocení měření	31

5. Závěr	32
Použitá literatura a zdroje.....	33
Publikace	33
Normy	33
Kvalifikační práce.....	33
Internetové zdroje	34
Studijní podklady.....	34
Seznam obrázků.....	35
Seznam tabulek.....	35

Seznam použitých zkratk a symbolů

symbol	význam	jednotka
A	celková teplosměnná plocha	m ²
A	referenční plocha přenosu tepla	m ²
C _{min}	menší z průtokových kapacit obou médií	W.K ⁻¹
C _f	součinitel čistoty	
c _p	měrná tepelná kapacita za konst.tlaku	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
D	průměr	m
F	korekční součinitel pro LMTD	-
k	koeficient prostupu tepla	W.m ⁻² .K ⁻¹
HVAC	Topení, větrání a klimatizace	
HX	heat exchanger	
NTU	počet jednotek přenosu tepla	-
Δp	tlaková ztráta	Pa
Δp	podtlak na dýze	Pa
p	tlak	Pa
ΔP _t	odchylka od jmenovitého výkonu	W
P _t	tepelný výkon	W
q _m	hmotnostní průtok	kg.s ⁻¹
q _v	objemový průtok	m ³ .s ⁻¹
R _f	tepelný odpor zanášením	
Re	Reynoldsovo číslo	-
SM	rezerva plochy přenosu tepla	
Δt ₀	koncový teplotní rozdíl	°C
ΔT	rozdíl teplot	°C
T _s	teplota na stěně	°C
T _t	teplota okolí	°C
U	celkový koeficient prostupu tepla	W.m ⁻² .K ⁻¹
α	součinitel přestupu tepla	W.m ⁻² .K ⁻¹
α.ε	empirická konstanta	-
ε	efektivnost výměníku	-
η _t	teplotní účinnost	
λ	tepelná vodivost	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
ν	kinematická viskozita	m ² .s ⁻¹
ρ	hustota	kg.m ⁻³
indexy		
i	vstup	
o	výstup	
vod	voda	
vzd	vzduch	

1. Úvod

Výměníky tepla nacházejí uplatnění v řadě průmyslových i dalších odvětví lidské činnosti. Bylo vyvinuto mnoho konstrukčních řešení pro specifické potřeby různých aplikací. Zajímavou skupinou jsou i výměníky kompaktní používané hojně v oblasti vytápění, větrání a klimatizace (HVAC). Vzhledem k jejich širokému uplatnění je proto nutné ovládat metody jejich návrhu, z důvodu údržby a běžného provozu ale rovněž znát i postupy k sledování jejich provozních parametrů. Ty se mohou v průběhu činnosti měnit, ať už v důsledku zanášení, koroze, únavy materiálu či jiných nežádoucích jevů. Zkoušení tepelných, ale i tlakových a dalších charakteristik je zárukou jednak včasného odhalení hrozící poruchy, ale je i běžnou součástí podnikového konstrukčního procesu výměníku za účelem odhalení slabých míst, ověření funkčnosti použitých technických řešení atd.

Práce se ve své první části zaměřuje na řešení různých konstrukčních řešení výměníků – od jednoduchých trubkových, přes deskové až po kompaktní trubkožebrové výměníky charakterizované značnou velikostí teplosměnné plochy na jednotku objemu. Takováto konstrukce byla vyvinuta zejména pro aplikace vzduch-kapalina. Kapalina proudí trubkami a vzduch potom na straně, kde je povrch výměníku rozšířen tak, aby byl kompenzován nižší součinitel přestupu tepla v případě vzduchu a plynů obecně. Důraz je v rámci řešení kladen právě na výměníky trubkožebrové. Důvodem je aplikace poznatků o procesech spjatých s tepelnými výměníky v druhé části práce. Ústředním cílem bakalářské práce je ověřit pomocí sestaveného měřicího aparátu tepelný výkon trubkožebrového výměníku a porovnat získané hodnoty s technickou dokumentací.

2. Výměníky tepla

Teplné výměníky jsou zařízení určená ke sdílení tepla mezi dvěma (či více) látkami o různých teplotách. Z fyzikálního hlediska jde o předávání části tepelné energie z látky teplejší (látka ochlazovaná, dle ČSN primární pracovní látka) do látky chladnější (ohříváné, sekundární). Tyto procesy zároveň podléhají základním větám termodynamiky. Rozlišujeme tři elementární způsoby sdílení tepla.

2.1 Sdílení tepla

Při **kondukci** (vedení tepla) dochází k vyrovnávání rozdílných teplot v tělese prostřednictvím předávání kinetické energie jeho molekul. Jde o způsob sdílení tepla popsany Fourierovým zákonem a je charakteristický pro pevné látky. V menší míře se projevuje i v kapalinách a plynech, tam ovšem převládá sdílení konvektivní.¹

Konvekce (proudění) může být přirozená (volná – vyvolaná pohybem v důsledku rozdílných měrných hmotností tekutiny v souladu s Archimédovým zákonem²) nebo nucená (vyvolaná vnějším zásahem – obvykle ventilátorem, čerpadlem, tlakovým spádem atd.). Specifickým případem konvektivního přenosu je přestup tepla, ke kterému dochází na pevné stěně omývané tekutinou. K popisu těchto jevů slouží Newtonův zákon operující se součinitelem přestupu tepla α .

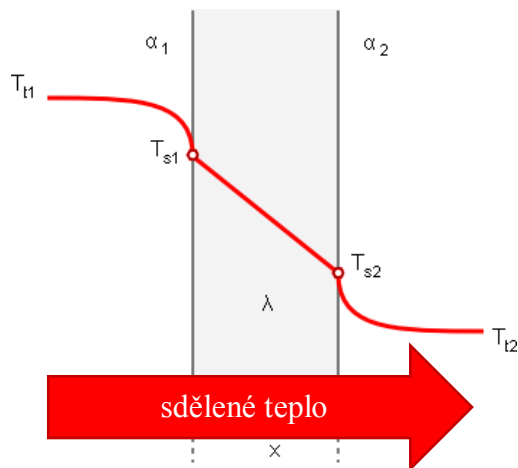
Z hlediska běžných průmyslových tepelných výměníků je význam přenosu tepla **sáláním** (vyzařováním) spíše marginální. Základem teorie teplotního záření je Stefanův-Boltzmannův zákon. Všechna reálná tělesa vyzařují energii o různých vlnových délkách. Pro tepelně přenosové jevy má největší význam záření infračervené.³

Ve výměníku obvykle dochází ke kombinaci tří výše popsaných způsobů sdílení tepla – v takovém případě mluvíme o **prostupu tepla**, viz Obr. 1. V praxi se používá souhrnný koeficient prostupu tepla, případně jeho převrácená hodnota – tepelný odpor. Jde o charakteristiky proměnné v čase – na jejich hodnotu má nezanedbatelný vliv např. zanášení výměníku.

¹ NOŽIČKA, Jiří. *Základy termomechaniky*. Vyd. 2. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2008, 187 s. ISBN 978-80-01-04022-5.

² POKORNÝ, Marek. Proudění tepla. *FSv ČVUT* [online]. 2006 [cit. 2015-06-19]. Dostupné z: http://people.fsv.cvut.cz/www/wald/Pozarni_odolnost/e-text/specialiste/1/1-3_Proudeni_tepla.pdf

³ POKORNÝ, Marek. Sálání tepla. *FSv ČVUT* [online]. 2006 [cit. 2015-06-19]. Dostupné z: http://people.fsv.cvut.cz/www/wald/Pozarni_odolnost/e-text/specialiste/1/1-4_Salani_tepla.pdf



Obr. 1 Prostup tepla stěnou

zdroj: https://www.powerwiki.cz/attach/OOEET_ResenePrikklady/Zed.png

2.2 Klasifikace výměníků

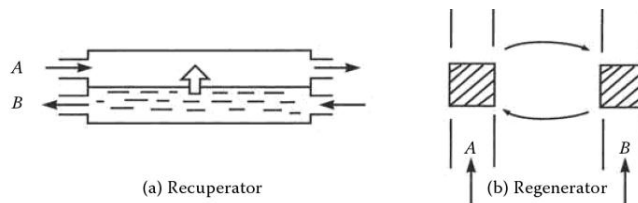
S tepelnými výměníky se můžeme setkat v řadě oblastí lidské činnosti - např. v průmyslu a energetice (chladicí věže, získání geotermální energie, tepelné motory), při chlazení elektronických součástek (PC, transformátory), v dopravě (klimatizace, vytápění, chlazení oleje), v domácnosti (elektrické ohřívače vody, klimatizace, chladničky a mrazáky) a dalších.

Za tímto účelem bylo vyvinuto mnoho technických řešení. Nejběžnější dělení rozlišuje tepelné výměníky regenerační a rekuperační. Klasifikaci lze provést i dle geometrie jejich konstrukce, dle vzájemného uspořádání toků zúčastněných médií, velikosti teplosměnné plochy na jednotku objemu či podle toho, zda při teplosměnném procesu dochází ke změnám fáze některého z médií (např. kondenzaci).

2.2.1. Dle způsobu přenosu energie

Norma ČSN EN 305 definuje mj. pojmy rekuperační a regenerační výměna tepla. Rekuperační výměna tepla je definována přenos tepla z primární pracovní látky na sekundární buď přímo přes stěnu, nebo nepřímo zprostředkujícím nositelem tepla, viz Obr. 2. Regenerační výměna tepla je pak přenos tepla z primární pracovní látky na sekundární prostřednictvím hmoty akumulující teplo, kterou obě pracovní látky obtékají střídavě.⁴ Kromě toho existují i výměníky kontaktní, kdy dochází k přímému styku obou médií, předání energie a jejich následnému oddělení.

⁴ ČSN EN 305: Výměníky tepla - Definování výkonnosti výměníků tepla a všeobecné metody zkoušek pro stanovení výkonnosti výměníků tepla. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 1998.



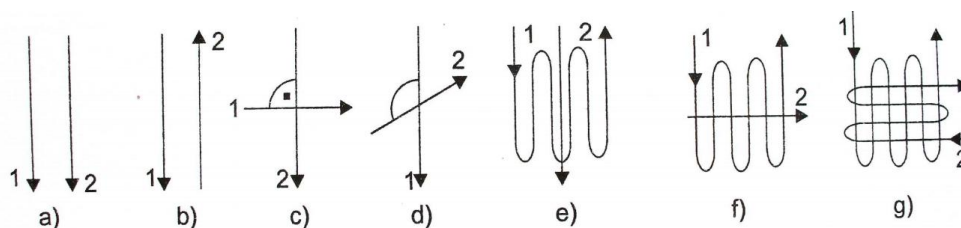
Obr. 2 Princip regenerace a rekuperace

zdroj: KAKAÇ, S. *Heat exchangers: selection, rating, and thermal design*. 3rd ed. Boca Raton: CRC Press, 2012, xvi, 615 s. ISBN 978-1-4398-4990-3.

Ve srovnání s nekontaktními regeneračními a rekuperačními výměníky dosahují ty kontaktní vyšších rychlostí přenosu tepla, jejich konstrukce je levnější a v neposlední řadě v nich prakticky nedochází k zanášení.⁵ Jejich použití je však limitováno nalezením vhodné a bezpečné kombinace médií pro kontaktní přenos. Patří sem např. výměníky směšovací, jejichž produktem je homogenní směs vzniklá smísením vstupních médií o rozdílných teplotách.⁶ Ke kontaktním výměníkům patří i deaerátor - zařízení sloužící k odstranění kyslíku a dalších plynů rozpuštěných v kapalině (využitelné např. v potravinářství či energetice).

2.2.2. Dle uspořádání toku

Z tohoto hlediska rozlišujeme výměníky souprouté, protiproudé a s křížovým tokem, viz Obr.3. Při souproutém uspořádání je směr toku obou médií shodný, při protiproudém je smysl toku opačný. Jako křížový tok označujeme situaci, kdy směry toku obou médií jsou na sebe navzájem kolmé. V složitějších výměnících se lze setkat i s kombinací uvedených uspořádání.



a-souprout, b-protiproud, c-křížový proud, d-šikmý proud, e až g-kombinované proudění

Obr. 3 Uspořádání toku ve výměníku

Zdroj: *Výměníky tepla*. FSv ČVUT [online]. 2011 [cit. 2015-06-19]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-06.pdf>

⁵ SHAH, Ramesh K. *Fundamentals of heat exchanger design*. Hoboken: John Wiley, 2003, xxxii, 941 stran. ISBN 04-713-2171-0.

⁶ ROSYPAL, Štěpán. *Výměníky tepla*. Brno, 2010. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=29102. Bakalářská práce. VUT v Brně.

2.2.3. Dle počtu médií

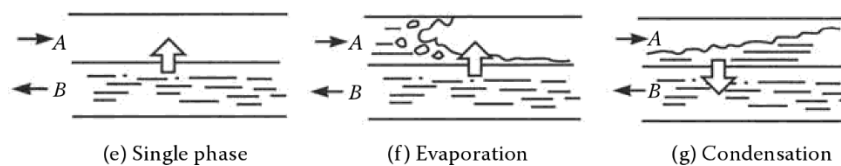
Tepelné výměníky typicky operují se dvěma pracovními médii – teplejším a chladnějším. Existují však aplikace se třemi i více médii. Obvykle se tyto postupy používají v kryogenní technice a některých chemických procesech (např. separace vzduchu a plynu, regenerace a purifikace vodíku nebo syntéza amoniaku).⁷

2.2.4. Dle změny fáze

Při přenosu tepla mezi oběma médii mohou obě zůstat v původním skupenství – např. u přehříváče páry v elektrárnách (tzv. ekonomizérů), radiátorů či olejových chladičů. Existují však aplikace, při nichž je změna fáze žádoucí – u parních kotlů, kondenzátorů nebo výparníků. Změnou fáze mohou dokonce během procesu procházet obě dvě média.

Výměníky bez fázové změny rozeznáváme dva základní – ohříváky a chladiče. Ohřívákem je i v praktické části bakalářské práce měřený výměník. Primárním médiem bude voda, sekundárním pak vzduch. Jde o poměrně běžnou aplikaci v klimatizační technice.

V případě kondenzátoru (resp. výparníku) dochází k výměně tepla mezi médii v takovém rozsahu, že dochází fázové změně jednoho z médií, viz Obr. 4.



Obr. 4 Změny fáze ve výměníku

zdroj: KAKAÇ, S. *Heat exchangers: selection, rating, and thermal design*. 3rd ed. Boca Raton: CRC Press, 2012, xvi, 615 s. ISBN 978-1-4398-4990-3.

2.2.5. Dle konstrukčního řešení

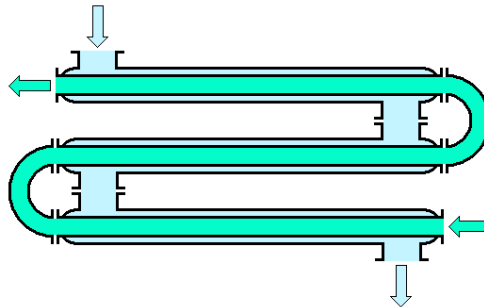
Z hlediska konstrukčního řešení obvykle rozlišujeme výměníky trubkové, deskové, výměníky s rozšířeným povrchem a výměníky speciální se zvláštní konstrukcí.

2.2.5.1. Trubkové výměníky

Nejjednodušším příkladem těchto výměníků je **dvoutrubkový** výměník, tedy dvě soustředné trubky kruhového průřezu, kdy teplo je mezi médii předáváno skrze stěnu vnitřní trubky. Používají se i trubky nekruhové – např. eliptické, ploché či obdélníkové. Hlavní výhodou tohoto typu výměníku je

⁷ KAKAÇ, S. *Heat exchangers: selection, rating, and thermal design*. 3rd ed. Boca Raton: CRC Press, 2012, xvi, 615 s. ISBN 978-1-4398-4990-3.

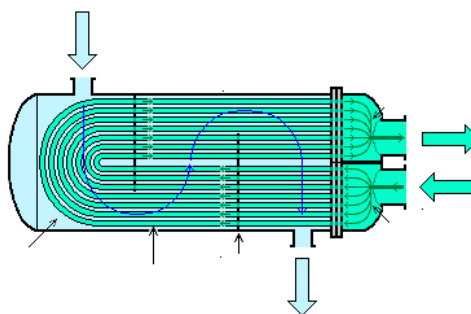
poměrně nenáročná údržba a značná flexibilita jejich konstrukce – kromě profilu trubek lze měnit jejich počet, prostorové uspořádání či rozteč mezi nimi. Dokážou navíc snášet i poměrně vysoké tlaky pracovních médií.⁸ Těmi jsou obvykle kapaliny. Ke zvýšení jejich výkonu může být vnitřní trubka osazena žebry. Obecně jsou však používány spíše pro menší výkony. Jeho běžné provozní teploty se pohybují do 600°C.⁹



Obr. 5 Trubkový výměník

zdroj: http://1.bp.blogspot.com/-_fxAgA6ZIYs/VGha8yRLdDI/AAAAAAAAA44/bEO0xseAIsc/s1600/Double-Pipe_Heat_Exchanger.png

V podobných teplotních a tlakových (30 MPa v plášti, až 140 MPa v trubkách) relacích se pohybuje i **shell-and-tube** výměník. Jde o svazek trubek vestavěných do vnější skořepiny, kdy trubkami proudí jedno médium a zvenku jsou omývány médiem druhým, viz Obr. 6. Vnitřní prostor výměníku může být navíc vybaven přepážkami k usměrnění toku tekutiny. Užívá se i dalších úprav povrchu trubek za účelem zvýšení součinitele přestupu tepla. Trubky bývají přímé, což přispívá k jejich snazšímu mechanickému čištění, existují však i výměníky s trubkami zahnutými do tvaru písmene U. Údržba takových trubek je však náročnější. Výhodou je naopak nižší cena díky použití pouze jedné přepážky a dochází i k redukci obtíží spojených s tepelnými dilatacemi trubek.¹⁰



Obr. 6 Shell-and-tube výměník

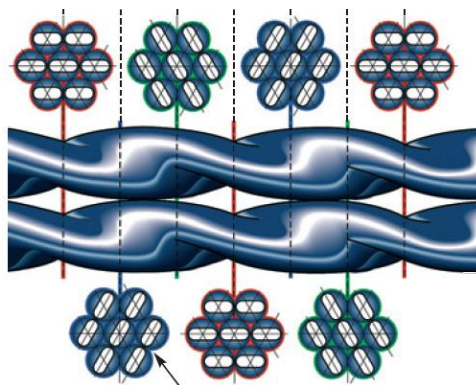
zdroj: https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/f/f9/U-tube_heat_exchanger.PNG

⁸ SHAH, Ramesh K. *Fundamentals of heat exchanger design*. Hoboken: John Wiley, 2003, xxxii, 941 stran. ISBN 04-713-2171-0.

⁹ Výměníky tepla. *Vysoká škola báňská* [online]. 2013 [cit. 2015-06-19]. Dostupné z: http://www1.vsb.cz/ke/vyuka/Prenos_tepla_a_hmoty/v%FDm%ECn%EDky%202013.pdf

¹⁰ KAKAÇ, S. *Heat exchangers: selection, rating, and thermal design*. 3rd ed. Boca Raton: CRC Press, 2012, xvi, 615 s. ISBN 978-1-4398-4990-3.

Zajímavým řešením je použití zkroucených trubek, což vede k eliminaci mrtvých koutů (a s nimi souvisejícího zanášení), omezení vibrací či snížení tlakových ztrát¹¹.

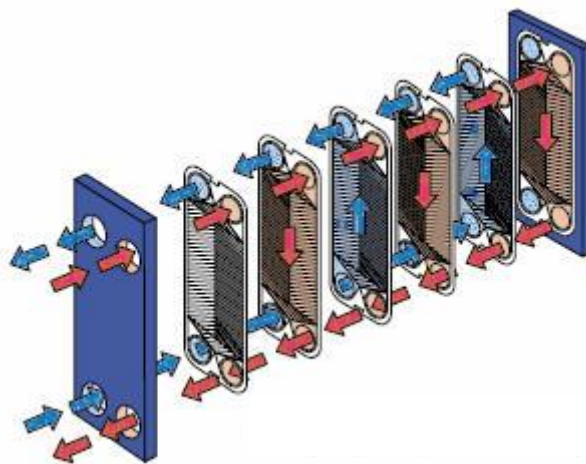


Obr. 7 Zkroucené trubky ve výměníku

zdroj: *Twisted Tube Heat Exchangers. Delta THX [online]. 2015 [cit. 2015-06-19]. Dostupné z: <http://deltathx.com/uploadsDocs/twistedtube.pdf>*

2.2.5.2. Deskové výměníky

Kanály pro proudění tekutiny jsou u těchto výměníků tvořeny mezerami mezi deskami, které zároveň slouží jako teplosměnné plochy. Desky mohou být hladké či zvlněné za účelem dosažení turbulentního proudění, což vede k účinnějšímu přenosu tepla mezi médii. Oproti trubkovým výměníkům však nesnesou tak vysoké tlaky.



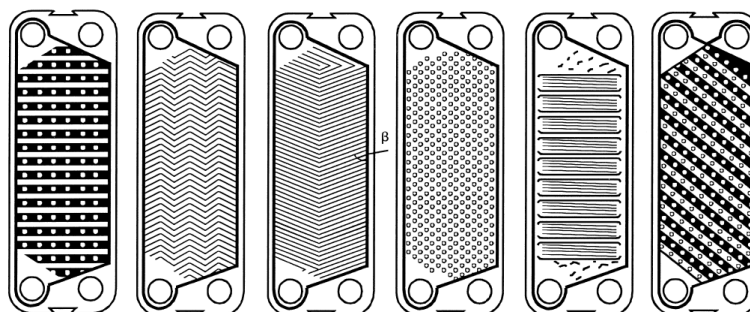
Obr. 8 Deskový výměník

zdroj: <http://www.separationequipment.com/uploads/images/TL10-flow.jpg>

¹¹ Twisted Tube Heat Exchangers. *Delta THX [online]. 2015 [cit. 2015-06-19]. Dostupné z: <http://deltathx.com/uploadsDocs/twistedtube.pdf>*

Základní konstrukce deskového výměníku spočívá ve skládání jednotlivých segmentů (desek) na rám, viz Obr. 8. Jejich otvory jsou uspořádány tak, aby v mezerách mezi jednotlivými deskami střídavě protékala obě média. Správná funkce je zajištěna použitím zvláštních těsnění, které tok tekutin usměrňují. Tím, zda jde o deskový výměník těsněný, pájený, či svařovaný je určen i dovolený rozsah pracovních teplot a tlaků – 2 MPa pro těsněný, 3 MPa pro pájený a 4 MPa pro svařovaný výměník.¹² Nevýhodou jsou i značné tlakové ztráty.

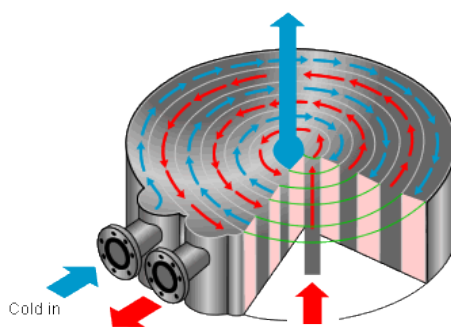
Výhodou je naproti tomu snadná rozebíratelnost a s tím související čištění a údržba. Modulární provedení umožňuje pružně měnit výkon odebráním či přidáváním desek. Po očištění je možné výměník použít i pro jiné aplikace a média. Oproti trubkovým výměníkům srovnatelného výkonu jsou deskové kompaktnější, s nižšími náklady na výrobu a nižší hmotností. Různá provedení desek jsou k vidění na Obr. 9.



Obr. 9 Konstrukce desek

zdroj: SHAH, Ramesh K. *Fundamentals of heat exchanger design*. Hoboken: John Wiley, 2003., ISBN 04-713-2171-0.

Zvláštním typem deskového výměníku je spirálový tvořený dvojicí svinutých plechů, viz Obr.10. Tekutiny pak proudí spirálovými kanály, nejčastěji v protiproudém uspořádání. Výhodou je omezená inklinace k zanášení a nízké tlakové ztráty.¹³



Obr. 10 Spirálový deskový výměník

zdroj: https://nationalvetcontent.edu.au/alfresco/d/d/workspace/SpacesStore/dc6a7f1f-e3d3-44d8-9bf1-984ea8cb3c01/204/pmaops205b/images/proc205_010303_g01.gif

¹² Výměníky tepla. *Vysoká škola báňská* [online]. 2013 [cit. 2015-06-19]. Dostupné z: http://www1.vsb.cz/ke/vyuka/Prenos_tepla_a_hmoty/v%FDm%ECn%EDky%202013.pdf

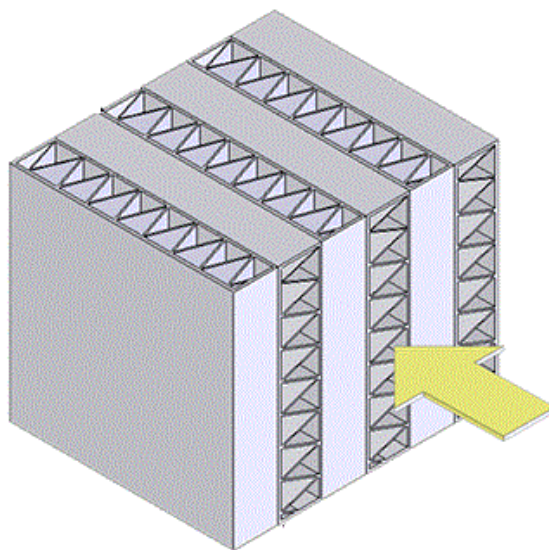
¹³ ROSYPAL, Štěpán. *Výměníky tepla*. Brno, 2010. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=29102. Bakalářská práce. VUT v Brně.

2.2.6. Výměníky s rozšířeným povrchem

V některých aplikacích je nutné zintenzivnit přenos tepla mezi médii. Je to případ třeba výměníků kapalina-vzduch. Koeficient přestupu tepla je na straně vzduchu řádově nižší¹⁴ a je proto třeba tento nedostatek kompenzovat přidavnými teplosměnnými plochami – lamelami. Rozeznáváme dvě základní provedení – **deskožebrový** (*plate-fin*) a **trubkožebrový** (*tube-fin*) výměník. Řadíme je rovněž do kategorie tzv. kompaktních výměníků, jež jsou charakterizovány velikostí teplosměnných ploch na jednotku objemu (*surface area density*) vyšší než $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$.¹⁵ Díky této vlastnosti je možné vyrábět výměníky o vysokých výkonech při zachování rozumných rozměrů a hmotnosti. To je důvodem, proč jsou lamelové výměníky hojně využívány v dopravě. Uplatnění ale nacházejí i v procesní, klimatizační nebo kryogenní technice.

2.2.6.1. Deskožebrové výměníky

Provedení těchto výměníků je zřejmé z Obr. 11. Jde o sendvičovou konstrukci, kdy mezi desky jsou vkládány tvarované lamely, které kromě primární funkce zlepšení přestupu tepla plní i roli distančních prvků mezi deskami. Nejběžnějším materiálem je pro tyto účely hliník a jeho slitiny, případně nerezová ocel. Spojení jednotlivých částí výměníku – okrajových lišt, desek a lamel – se provádí obvykle v peci vakuovým pájením nebo v solné lázni.¹⁶



Obr. 11 Deskožebrový výměník

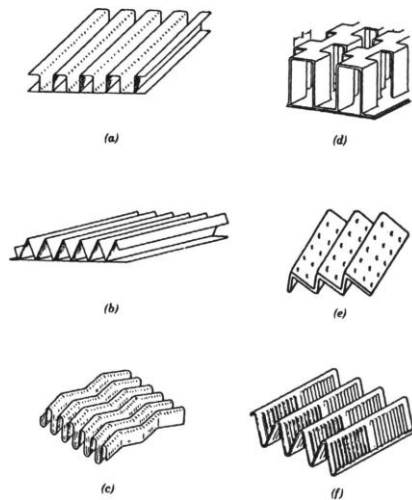
zdroj: http://fchart.com/eas/heat_transfer_library/compact_hx/typehx_diagram.gif

¹⁴ Local and Average Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Annularly Finned Tube Heat Exchangers. , Sean Karney. *ResearchGate* [online]. 1995 [cit. 2015-06-19]. Dostupné z: http://www.researchgate.net/publication/32964439_Local_and_Average_Heat_Transfer_and_Pressure_Drop_Characteristics_of_Annularly_Finned_Tube_Heat_Exchangers

¹⁵ PANDEY, Akash. *PERFORMANCE ANALYSIS OF A COMPACT HEAT EXCHANGER*. Rourkela, 2011. Dostupné z: http://ethesis.nitrkl.ac.in/2936/1/final_thesis_A.pdf. DP. National Institute of Technology Rourkela.

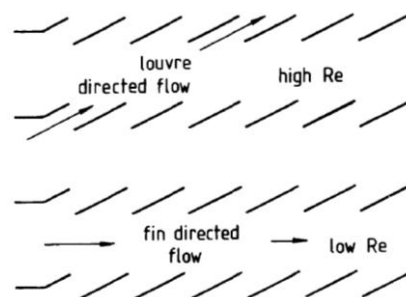
¹⁶ KAKAÇ, S. *Heat exchangers: selection, rating, and thermal design*. 3rd ed. Boca Raton: CRC Press, 2012, xvi, 615 s. ISBN 978-1-4398-4990-3.

V současnosti existuje řada konstrukčních úprav lamel za účelem zvýšení výkonu výměníku při zachování požadovaných rozměrů. Nejběžnější geometrie jsou k vidění na obr. 12. Vedle prostého ohýbání plechu se uplatňuje i perforace, zvlnění apod.



Obr. 12 Lamely: (a) ploché obdélníkové, (b) ploché trojúhelníkové, (c) zvlněné, (d) přesazené, (e) perforované, (f) štěrbinové
zdroj: SHAH, Ramesh K. *Fundamentals of heat exchanger design*. Hoboken: John Wiley, 2003., ISBN 04-713-2171-0.

Při volbě typu lamely je nutné mít na paměti tlakové ztráty spjaté s příslušnou geometrií. Ploché lamely jsou z hlediska tlakových ztrát nejpříznivější, nabízejí však citelně nižší účinnost. Zvlněné lamely částečně narušují mezní vrstvu proudění a zlepšují tak intenzitu přestupu tepla. Experimentálně bylo zjištěno, že jejich použití je nejefektivnější v přechodné oblasti Reynoldsových čísel.¹⁷ Přesazené lamely jsou výhodné díky neustálému rozrušování mezních vrstev. Jsou však nevhodné pro proudění o vysokých Reynoldsových číslech z důvodu poklesu tepelného výkonu.¹⁸ Zajímavostí štěrbinových (*louvred*) lamel je, že při nízkých Re převážná část proudění prochází mezi deskami, zatímco při vyšších Re se proudění odehrává spíše průchody v lamelách, viz Obr. 13.



Obr. 13 Proudění kanály a mezi lamelami

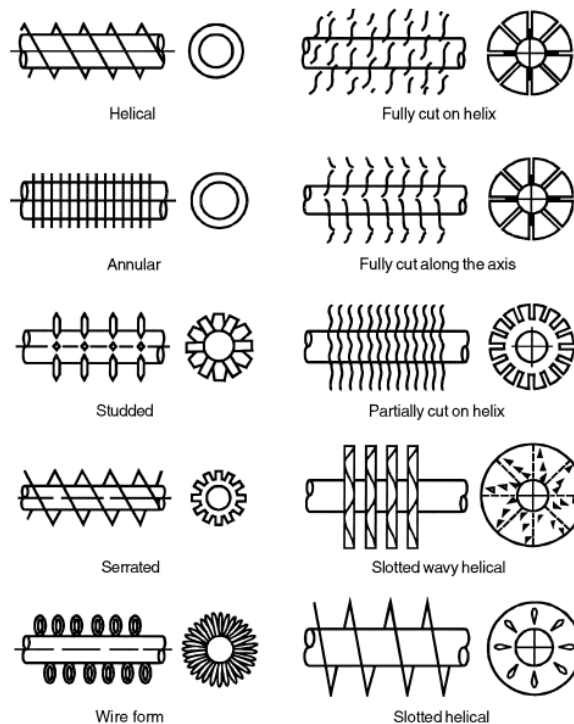
zdroj: <http://www.fem.unicamp.br/~phoenics/EM974/PROJETOS/Temas%20Projetos/HEAT%20TRANSFER/1-s2.0-089417788900325-main.pdf>

¹⁷ ASADI, Masoud. STUDY ON HEAT TRANSFER AREA OF A PLATE-FIN HEAT EXCHANGER WITH WAVY SURFACES. *Azad Islamic University Science and Research Branch* [online], 2013 [cit. 2015-06-19]. Dostupné z: http://aditisci.com/pdf_file/158_final_1.pdf

¹⁸ PANDEY, Akash. *PERFORMANCE ANALYSIS OF A COMPACT HEAT EXCHANGER*. Rourkela, 2011. Dostupné z: http://ethesis.nitrkl.ac.in/2936/1/final_thesis_A.pdf. DP. National Institute of Technology Rourkela.

2.2.6.2. Trubkožebrové výměníky

Výměníky tohoto typu se používají zejména pro sdílení tepla mezi kapalným (v trubkách) a plynným médiem (tím je obvykle vzduch). Jak bylo zmíněno výše, je v těchto aplikacích nutné kompenzovat nižší koeficient přestupu tepla na straně plynu rozšířením teplosměnných ploch. Tím se zlepší výkonové charakteristiky výměníku a zmenší zástavbový prostor. Vývojově starším provedením je samostatná trubka (či svazek trubek) obvykle kruhového, obdélníkového či eliptického průřezu s rozšířeným vnějším povrchem. Rozeznáváme žebra příčná a podélná, případně šroubově vinutá, s řadou konstrukčních úprav, viz Obr. 14.



Obr. 14 Konstrukce žebor

zdroj: SHAH, Ramesh K. *Fundamentals of heat exchanger design*. Hoboken: John Wiley, 2003., ISBN 04-713-2171-0.

Nejen u vzduchových výměníků je nutné zajistit konstrukci s patřičnou odolností vůči korozi, mechanickému poškození či čisticím procesům. Zároveň je však nutno vyhovět požadavkům na co nejnižší náklady, přiměřenou hmotnost a rozměry. Z hlediska charakteru spojení žebra a podkladové trubky rozeznáváme řadu řešení s odlišnými vlastnostmi^{19,20,21}:

- a. **nalisované (typ I)** – trubky jsou ochlazeny a vsunuty do otvorů, jejich tepelnou dilatací pak dojde k pevnému spojení s žebry. Tento jednoduchý a běžně používaný způsob je použitelný pro tenko- i tlustostěnná žebra. Používá se např. pro systémy topení, ventilace a klimatizace (HVAC), vzduchem chlazené výměníky či přehřívání vzduchu.
- b. **typ L** – žebra jsou perforována tak, aby byly kolem otvorů vytvořeny krátké „límečky“, přes které jsou poté nalisována na trubky. Tím dochází ke zvětšení stykové plochy mezi trubkou a žebrem, což má pozitivní vliv na sdílení tepla. Límečky zároveň slouží jako distanční prvky mezi jednotlivými žebry a chrání trubku před korozi.
- c. **typ LL** – jde v zásadě o stejné uspořádání jako v případě typu L s tím rozdílem, že jednotlivé límečky jsou přetahovány jeden přes druhý, čímž se docílí ještě vyšší ochrany před korozi. Nevýhodou je stejně jako v předchozím případě nižší mechanická odolnost a provozní teploty (pod 200 °C) ve srovnání s typy následujícími.
- d. **typ KL** – jde o sofistikovanější modifikaci typu L, kdy spojované povrchy jsou opatřeny vroubkami, čímž dojde k jejich pevnějšímu mechanickému spojení.
- e. **typ G** – žebra jsou navlečena do předem vytvořené spirální drážky na trubce. Výhodou je použití do vyšších provozních teplot a je možno tyto výměníky často čistit, daní je ovšem zvýšená náchylnost ke korozi.
- f. **extrudované** – do korozivních prostředí se často používá tzv. extrudovaných trubek. Žebra jsou postupně vyválnována za studena přímo z povrchu tlustostěnné trubky. Výhodou tak je eliminace vzniku korozičního článku a vysoká mechanická odolnost. Běžnější je však bimetalické provedení (dvě soustředné trubky), při němž jsou žebra vyválnována z materiálu vnější trubky.

Materiál trubkového lamelového výměníku musí vydržet provoz v korozivním prostředí za vysokých teplot a zajistit intenzivní přenos tepla mezi médii. Proto je nutné, aby byl zvolený materiál teplotně stálý a vykazoval dobré mechanické vlastnosti. Nejběžněji používanými materiály jsou proto hliník (žebra) a měď (trubky). Je možné použít hliníkové trubky s lamelami z téhož materiálu, kvalita těchto pájených spojů je však problematická.²² Z hlediska Beketovovy řady kovů může mít zvýšenou

¹⁹ Fin Types for Finned Tube Heat Exchangers. *Delta THX* [online]. 2014 [cit. 2015-06-19]. Dostupné z: <http://deltathx.com/uploadsDocs/Fintypes.pdf>

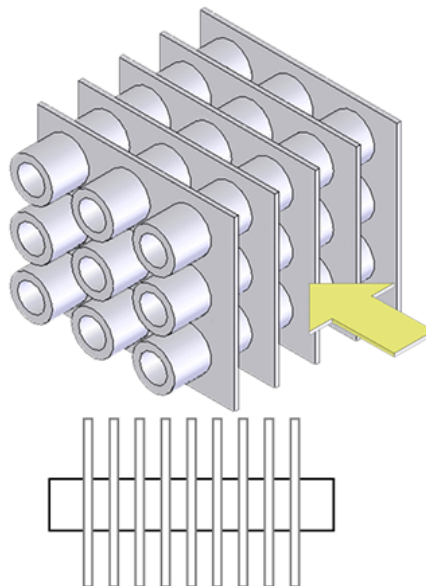
²⁰ FINNED TUBES. *Profins* [online]. 2015 [cit. 2015-06-19]. Dostupné z: <http://www.profins.com/finned-heat-exchanger-tubes.html>

²¹ KRÖGER, Detlev G. *Air-cooled heat exchangers and cooling towers*. Tulsa, Okl.: Penwell Corp., 2004, 2 v. ISBN 15937001992.

²² Porovnání charakteristik výměníků tepla. *Tzb-info* [online]. 2012 [cit. 2015-06-19]. Dostupné z: <http://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/8414-porovnani-charakteristik-vymeniku-tepla>

náchylnost ke korozi i spojení mědi s hliníkem kvůli jejich rozdílným elektrodoým potenciálům. Toto riziko však může být sníženo vhodnými konstrukčními úpravami. Dále se používá nerezové oceli či slitin se zvláštními vlastnostmi.

Vyšším vývojevým stadiem jsou výměníky kompaktní sestávající z několika řad trubek, které mají žebra společná, viz Obr. 15. Spojení trubek s lamelami se provádí pájením či svařováním, nalisováním či mechanickým uchycením. S tímto typem se setkáme nejčastěji v oblasti HVAC. Z hlediska velikosti teplosměnných ploch na jednotku objemu jsou tyto výměníky méně kompaktní. Z pohledu konstrukce výměníku existuje několik základních rozměrů – vnitřní průměr trubky, tloušťka stěny, rozteč trubek, počet jejich řad, rozteč řad, délka výměníku, typ lamely, její tloušťka, rozteč lamel, volba materiálů atd. Všechny tyto atributy mají vliv na výkonové charakteristiky výměníku. Geometrické uspořádání pak souvisí s jeho tlakovými ztrátami, které se musí brát v úvahu při volbě vhodného ventilátoru, případně čerpadla.



Obr. 15 Trubkožebrový výměník

zdroj: http://fchart.com/eas/heat_transfer_library/compact_hx/typehx_diagram.gif

2.3. Metody návrhu výměníků

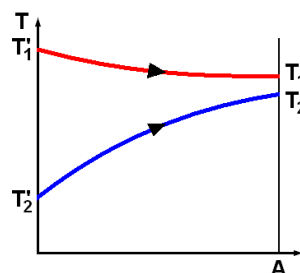
Problematika tepelných výměníků zahrnuje celou řadu úloh. Těmi základními a prakticky nejvýznamnějšími jsou návrhový výpočet (*sizing*) a kontrolní výpočet (*rating*) neboli přepočet. V případě přepočtu jde nejčastěji o ověření tepelného výkonu, případně tlakových ztrát již existujícího výměníku (a bývá proto někdy označován jako *simulační úloha*). Cílem konstrukční úlohy je naproti tomu na základě zvoleného typu výměníku, specifikovaných pracovních médií a jejich fyzikálních vlastností (např. vstupní a výstupní teploty a tlaky), vybraných konstrukčních materiálů a řady dalších výchozích parametrů stanovit velikost teplosměnných ploch a konkrétní technické řešení.²³ Jak pro návrh, tak pro kontrolu lze využít dvou běžně užívaných metod. První z nich předpokládá využití konceptu středního logaritmického teplotního spádu, druhá – novější z obou metod – na bezrozměrném čísle NTU – počtu jednotek prostupu tepla. Každá z nich má svá specifika a z nich vyplývající výhody a omezení.

2.3.1. Metoda dle LMTD

Střední logaritmický teplotní rozdíl (LMTD) lze psát jak pro souproudé, tak protiproudé uspořádání výměníku. V případě souproudého trubkového výměníku se určí dle vztahu.

$$LMTD = \frac{\Delta T_i - \Delta T_o}{\ln \frac{\Delta T_i}{\Delta T_o}},$$

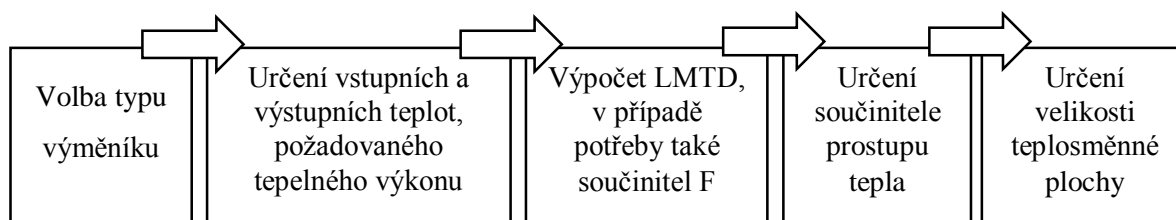
kde ΔT_i teplotní rozdíl médií na vstupu
 ΔT_o teplotní rozdíl médií na výstupu



Obr. 16 Souproudé uspořádání

zdroj:http://docs.engineeringtoolbox.com/documents/436/logarithmic_mean_temperature_difference.png

Použití tohoto přístupu zavádí předpoklad konstantního součinitele prostupu tepla podél celé průtočné délky výměníku.²⁴ Obecný postup návrhového výpočtu lze znázornit v následujících krocích²⁵:



²³ Konstrukční návrh výměníku tepla. *Ústav energetiky FS ČVUT* [online]. 2014 [cit. 2015-06-19]. Dostupné z: [http://energetika.cvut.cz/files/VTK%20pr2\[1\].pdf](http://energetika.cvut.cz/files/VTK%20pr2[1].pdf)

²⁴ Heat Exchangers. *Faculty of engineering and applied science - Memorial University* [online]. 2014 [cit. 2015-06-19]. Dostupné z: <http://www.engr.mun.ca/~yuri/Courses/MechanicalSystems/HeatExchangers.pdf>

²⁵ TALUKDAR, Prabal. HEAT EXCHANGERS-2. *Indian Institute of Technology Delhi* [online]. 2013 [cit. 2015-06-19]. Dostupné z: [http://web.iitd.ac.in/~prabal/MEL242/\(30-31\)-Heat-exchanger-part-2.pdf](http://web.iitd.ac.in/~prabal/MEL242/(30-31)-Heat-exchanger-part-2.pdf)

2.3.2. Metoda ε -NTU

V případě simulační úlohy se projeví nevýhoda předchozí metody. Pokud nejsou známy výstupní teploty pracovních látek, je nutno přistoupit k iteracím, což vede jednak k vyšší složitosti výpočtu a ke snížení jeho přesnosti. V takovém případě je výhodnější použití metody ε -NTU.

Metoda ε -NTU používá ve výpočtech tři bezrozměrné parametry. Efektivita ε je definována jako poměr skutečně přeneseného tepla a maximálně možného přenosu tepla (tedy takového tepla, kdy by médium s nižší tepelnou kapacitou dosáhlo nejvýše možného teplotního rozdílu při prostupu výměníkem).²⁶ Druhým z parametrů je poměr průtokových kapacit obou médií.²⁷ Třetím parametrem je počet jednotek prostupu tepla NTU, což je bezrozměrné číslo, které je funkcí parametrů výměníku a jeho provozních podmínek. Lze vypočítat dle vztahu

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{\min}},$$

kde U	celkový koeficient prostupu tepla
A	celková teplosměnná plocha
C_{\min}	menší z průtokových kapacit obou médií.

²⁶ BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2009, 109 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 978-80-214-3955-9.

²⁷ Výměníky tepla. *FSv ČVUT* [online]. 2011 [cit. 2015-06-19]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-06.pdf>

3. Měření výměníku

K charakterizaci výkonnosti tepelných výměníků slouží dle ČSN EN 305 řada parametrů:

- tepelný výkon P
- tlaková ztráta Δp
- střední logaritmický teplotní rozdíl $LMTD$
- koeficient prostupu tepla k
- koncový teplotní rozdíl Δt_0
- počet jednotek přenosu tepla NTU
- teplotní účinnost η_t
- součinitel čistoty C_f
- tepelný odpor zanášením R_f
- rezerva plochy přenosu tepla SM

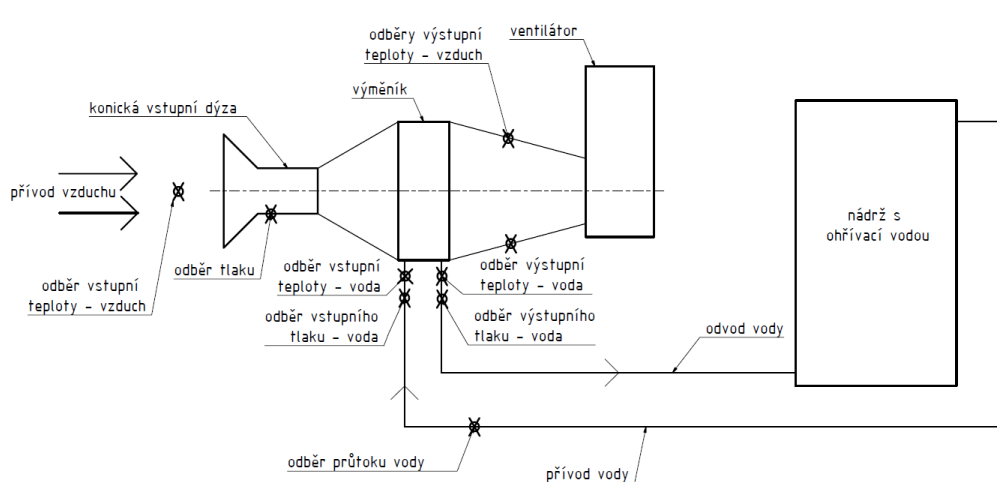
Praktická část bakalářské práce se omezí na určení prvních dvou uvedených parametrů. K jejich určení je zapotřebí sledovat hodnoty příslušných provozních podmínek:

- teploty obou pracovních látek na vstupu a výstupu
- hmotnostní průtok obou pracovních látek
- tlak na vstupu obou pracovních látek a tlakové ztráty
- fyzikální vlastnosti pracovních látek a okolního prostředí

Stanovení středního logaritmického teplotního rozdílu a v návaznosti na něm koeficientu prostupu tepla je v případě zkoušeného trubkožebrového výměníku se čtyřmi průchody velice obtížné. Pro pokročilejší geometrie je proto zvykem vyjadřovat LMTD ve výši, jakou by měl v případě čistě protiproudého zapojení, korigované součinitelem F.

3.1. Měřicí trať

Měření tepelného výkonu bylo uskutečněno na měřicí trati dle následujícího schématu:

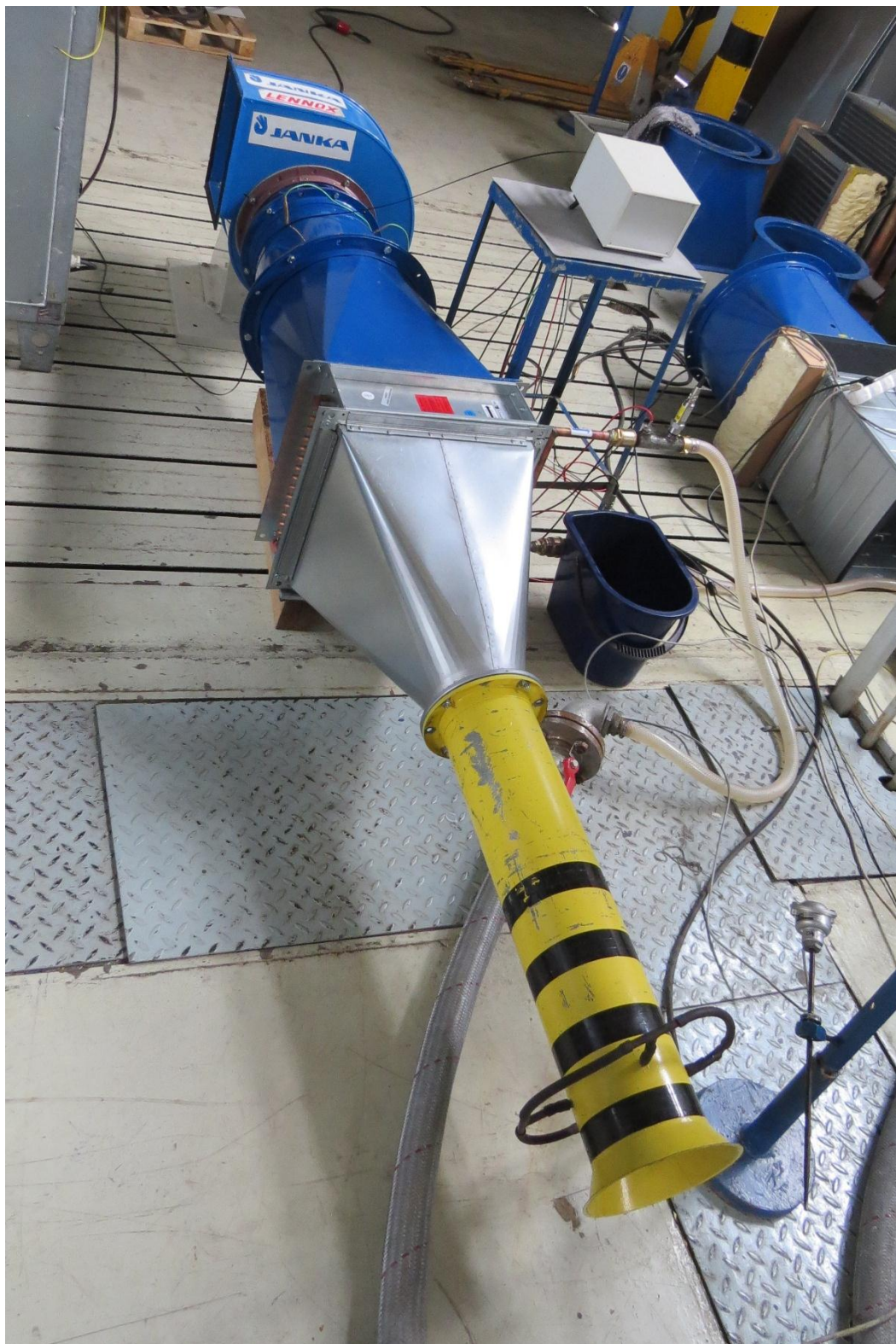


Obr. 17 Uspořádání měření

Před konickou vstupní dýzou pro měření průtoku proudícího vzduchu je umístěno čidlo pro měření teploty vzduchu na vstupu do výměníku. Dýza ústí do plechového přechodu z kruhového profilu o vnitřním průměru 15,7 cm na čtvercový o vnitřní straně 40 cm. Za přechodem je instalován tepelný výměník zapojený do okruhu ohřívací vody.

Na nátrubicích na vstupu a výstupu vody z výměníku jsou instalována čidla pro měření teploty a tlaku. Voda je ohřívána ve válcové nádrži o objemu 2000 l a proudění okruhem zajišťuje horizontální článkové monoblokové čerpadlo Calpeda MXH 802/A. Průtok vody je měřen turbínkovým snímačem a regulován prostřednictvím změny kmitočtu napájecího napětí motoru čerpadla o výkonu 0,75 kW díky použití frekvenčního měniče.

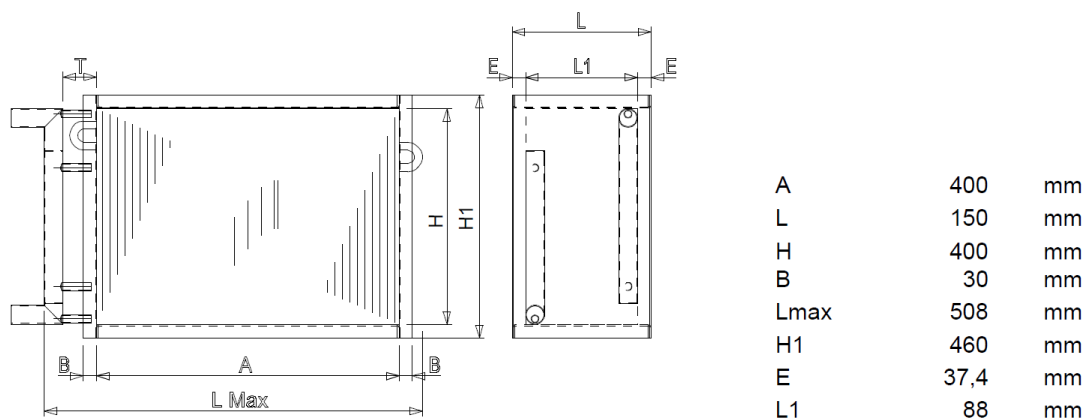
Za výměníkem jsou namontovány dva přechody o celkové délce 85 cm k zajištění změny průřezu trati ze čtverce o straně 40 cm na kruhový profil o průměru 30 cm. Do přechodu byly ve vzdálenosti 75 cm od výstupu výměníku navrtány dva otvory pro umístění čidel k odběru teploty ohřátého vzduchu. Přechod je ukončen pružnou vložkou k zajištění těsného dosednutí přírub přechodu a ventilátoru. Ventilátor zajišťuje požadovanou rychlost proudění vzduchu měřicí trati díky ovládnutí otáček jeho motoru o jmenovitém výkonu 2,2 kW frekvenčním měničem.



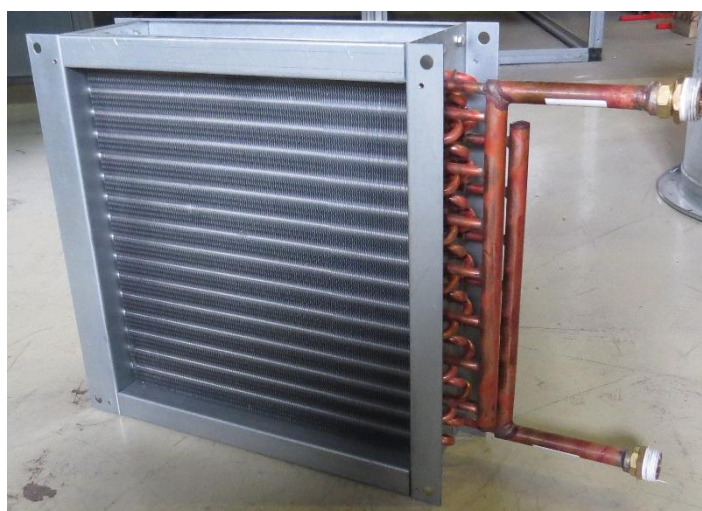
Obr. 18 Uspořádání experimentu

3.2. Výměník

Pro účely měření byl vybrán trubkožebrový ohřivač vzduchu o následujících parametrech a jmenovitých hodnotách:



Geometrie		Strana vzduchu	
Počet řad trubek	4	Atmosférický tlak	1,013 bar
Počet trubek v řadě	16	Objemový průtok	1002 m3/hod
Uspořádání trubek	Přesazené	Vstupní teplota	18,8°C
Materiál trubky	Měď (Cu)	Rel.vlhkost	40%
VNITŘNÍ průměr trubky	3/8'' = 9,52 mm	Výstupní teplota	60,32°C
Tloušťka stěny trubky	0,3 mm	Výstupní rel.vlhkost	4,30%
Materiál lamely	Hliník (Al)	Tlaková ztráta	34 Pa
Tloušťka lamely	0,1 mm	Strana vody	
Typ lamely	zvlněná	Objemový průtok	1 m3/hod
Rozteč lamel	2,5 mm	Vstupní teplota	80,2°C
Teplosměnná plocha	10,75 m2	Výstupní teplota	67,84°C
Jmenovitý výkon	14,03 kW	Tlaková ztráta	6,07 kPa



Obr. 19 Měřený výměník

3.3. Měření teploty

Teplota reprezentuje střední kinetickou energii částic zkoumané látky.²⁸ Pro potřeby stanovení výkonnosti tepelného výměníku je stěžejní stanovení změny teploty jednotlivých pracovních látek. Existuje řada druhů teploměrů fungující na různých principech (nejběžnější dělení – dotykové a bezdotykové). Pro naše účely identifikuje norma ČSN EN 306 jako nejvhodnější z hlediska přesnosti teploměry kapalinové, odporové a termočlánky.

Odporové teploměry využívají teplotní závislosti elektrického odporu. Čidla jsou za tímto účelem zhotovena z vhodných materiálů – platiny, niklu, nebo mědi.²⁹ Mezi odporové teploměry patří platinové teplotní čidlo PT100/2-200+600°C, použité k měření teploty na vstupu vzduchu. Výhodou platinových čidel je stabilita materiálu, lineární charakteristika, přesnost a v případě uvedeného čidla i robustní provedení umožňující jeho použití i v náročnějších podmínkách.



Obr. 20 platinové teplotní čidlo PT100/2-200+600°C

Platinová čidla byla použita i pro teploty na straně vody, konkrétně dvě Ahlborn ZA 9030-FS1.



Obr. 21 Ahlborn ZA 9030-FS1

²⁸ Temperature and Thermometers. *The Physics Classroom* [online]. 2015 [cit. 2015-06-19]. Dostupné z: <http://www.physicsclassroom.com/class/thermalP/Lesson-1/Temperature-and-Thermometers>

²⁹ JENČÍK, Josef a Jaromír VOLF. *Technická měření*. Vyd. 1. Praha: ČVUT, Strojní fakulta, 2000, 212 s. ISBN 80-010-2138-6.

Měření teploty na výstupu vzduchu bylo provedeno dvěma termočlánci. Ty mají oproti platinovým odporovým čidlům výhodu v nižší ceně a rychlejší odezvě. Pro účely našeho měření jsou výhodné i kompaktní rozměry, které umožňují jejich použití v proudu vzduchu bez způsobení výraznější tlakové ztráty. Z důvodu nevyrovnanosti teplotního profilu v potrubí za výměníkem je k získání relevantních dat nutný odběr teplot na více místech průřezu (v našem případě byly použity dva snímače). Řešením pro tratě větších rozměrů k dosažení vyrovnaného teplotního profilu může být použití mísiče vzduchu.

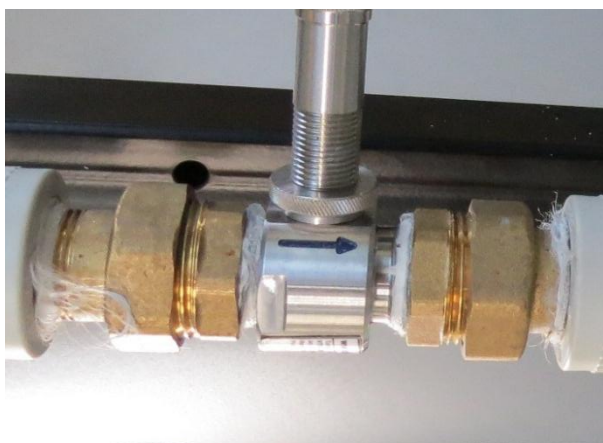


Obr. 22 Termočlánek

3.4. Měření průtoku

Pro účely měření výkonnosti výměníku je nutné stanovit hmotností průtok pracovních látek. Většina průmyslových měřidel průtoku však měří průtok objemový, takže je nutný další přepočítání s využitím hustoty (měrného objemu) pracovní látky za daných pracovních podmínek (teplotě a tlaku v případě kapalin a plynů). Příkladem zařízení k měření hmotnostního průtoku je Coriolisův průtokoměr.

K měření průtoku na straně vody bylo v našem experimentálním uspořádání použito turbínkového průtokoměru VTR 1040 s přesností $\pm 0,5\%$. Princip měření spočívá v otáčení oběžného kola turbíny proudem pracovní látky.



Obr. 23 Turbínkový průtokoměr VTR 1040

Průtok na straně vzduchu při měření tepelného výkonu výměníku byl stanoven díky použití konické vstupní dýzy dle normy ISO 5221:1984. Z hodnoty podtlaku na dýze o průměru 15,7 cm je možné určit objemový či hmotnostní průtok látky za použití následujících vztahů:

$$q_m = (\alpha \times \varepsilon) \frac{\pi}{4} \times D^2 \sqrt{2 \times \rho \times \Delta p} \quad [kg \cdot s^{-1}]$$

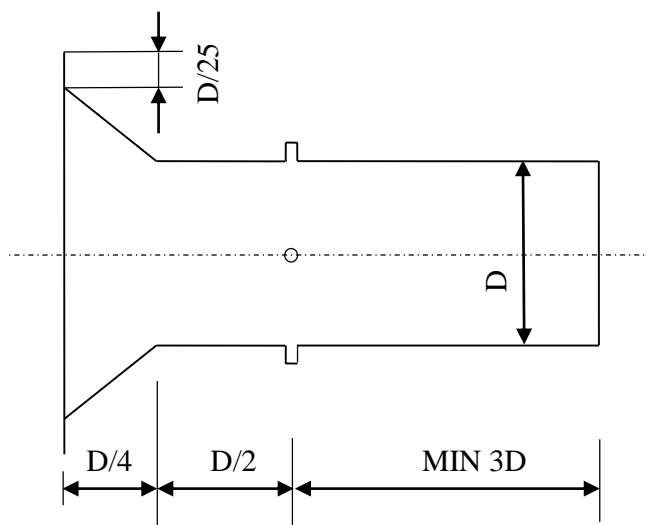
$$q_v = (\alpha \times \varepsilon) \frac{\pi}{4} \times D^2 \sqrt{\frac{2 \times \Delta p}{\rho}} \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

$$(\alpha \times \varepsilon) = 0,955 \pm 0,02 \text{ pro } Re \in (2 \div 3) \cdot 10^5$$

$$(\alpha \times \varepsilon) = 0,966 \pm 0,095 \text{ pro } Re > 3 \cdot 10^5$$

$$Re = \frac{4q_v}{\pi \times \mu \times D \times \rho}$$

Schéma konické vstupní dýzy:



Obr. 24 Konická vstupní dýza

3.5. Měření tlaku

K volbě vhodného ventilátoru či čerpadla je nutné znát tlakové ztráty výměníku jak na straně primární, tak sekundární pracovní látky. Celkový tlak proudící tekutiny je tvořen statickou a dynamickou složkou. Měření tlakové ztráty na straně vody bylo provedeno pouze v jednom bodě. K výměníku byly připojeny na vstupu i výstupu měřící nátrubky, tj. rovný kus potrubí stejného průměru jako je připojovací průměr výměníku o délce min. 5 jmenovitých světlostí. Na každém měřícím nátrubku byl umístěn odběr tlaku (blíže výměníku pak snímač teploty). I v tomto případě šlo o produkty značky Ahlborn, a sice o dva kusy piezodoporových senzorů FD8214-07R pro kapalná a plynná média s přesností $\pm 0,5\%$ z rozsahu.



Obr. 25 Tlakové čidlo FD8214-07R

zdroj: <http://www.ahlborn.cz/out/pictures/1/153fd8214.jpg>

3.6. Vlastnosti pracovních látek

Z hlediska experimentu je zásadní správné stanovení veličin popisujících kvalitu pracovních látek, jako hustota, měrná tepelná kapacita nebo viskozita. Tyto hodnoty získáme z fyzikálních tabulek. Zatímco v případě vody je měrná tepelná kapacita i hustota závislá pouze na teplotě, pro vzduch je z tohoto pohledu nutné brát v úvahu i tlak. Běžnou součástí podmínek měření v protokolu o zkoušce je uvedení barometrického tlaku, teploty a měrné vlhkosti vzduchu na zkušební. Tyto hodnoty pak lze použít pro určení fyzikálních vlastností vzduchu v experimentu, neboť ten je nasáván z volného prostoru zkušební. Pro potřeby výpočtů je nutné určit i dynamickou viskozitu vzduchu. Ta je podobně jako v případě dalších plynů primárně funkcí teploty.

Teplotu, relativní vlhkost a barometrický tlak byl změřen prostřednictvím kombinované sondy Ahlborn FHAD36R. Vlhkost je měřena na kapacitním principu s přesností $\pm 0,8$ % relativní vlhkosti. K určení teploty je sonda vybavena odporovým čidlem Pt100 s přesností $\pm 0,1$ K. Atmosférický tlak pak s přesností $\pm 2,5$ mbar.



Obr. 26 Kombinovaná sonda Ahlborn FHAD36R

3.7. Měřicí ústředna Ahlborn

Ke sběru dat z jednotlivých snímačů a jejich následnému vyhodnocení byla použita měřicí ústředna ALMEMO 5690-1M a software Almemo AMR-Control a Almemo 4.9.



Obr. 27 Centrála Almemo 5690-1M

zdroj: http://www.inds.co.uk/almemo/almemo_5690.htm

3.8. Tepelný výkon výměníku

Tepelný výkon výměníku je charakteristika definovaná pro požadované provozní podmínky, tzv. jmenovitý stav. Ten je dán zejména stanovenými průtočnými množstvími pracovních látek za jednotku času. V případě kompaktních výměníků tepla jsou průtoky vzduchu řádově vyšší než vody. Předepsány jsou i další podmínky měření – např. barometrický tlak nebo relativní vlhkost vstupujícího vzduchu. Jmenovitý tepelný výkon je tedy hodnotou, která by měla platit za předpokladu existence jmenovitých podmínek měření.

K jeho výpočtu lze použít následujících vztahů³⁰:

$$P_t = q_m \cdot c_p \cdot \Delta t = k \cdot A \cdot LMTD \cdot F ,$$

kde	P_t	tepelný výkon [W]
	q_m	hmotnostní průtok [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$]
	c_p	měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]
	Δt	teplotní rozdíl [K]
	k	součinitel prostupu tepla [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]
	A	referenční plocha přenosu tepla [m^2]
	LMTD	střední logaritmický teplotní spád [K]
	F	korekční součinitel pro LMTD

Pro složitější geometrie výměníku je výpočet LMTD obdobný jako pro jednoduchá uspořádání, ovšem jak plyne ze vztahu pro výpočet tepelného výkonu, je nutno ho korigovat součinitelem F , jehož určení je v řadě případů značně obtížné. Pro běžnější geometrie lze určit na základě empiricky vypracovaných vztahů a grafů dostupných v literatuře.

³⁰ ČSN EN 305: *Výměníky tepla - Definování výkonnosti výměníků tepla a všeobecné metody zkoušek pro stanovení výkonnosti výměníků tepla*. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 1998.

4. Průběh měření a vyhodnocení

Po instalaci tratě, všech jejích komponent a čidel a připojení výměníku k vodnímu okruhu bylo možné přikročit k odvodu s využitím odvodušňovacích ventilů na nátrubcích výměníku. To je úkon nezbytný k dosažení správné funkce a distribuce ohřívací vody z trubkovnice do jednotlivých trubek výměníku. Konektory všech snímačů byly přivedeny do měřicí ústředny Almemo a díky jejímu propojení s počítačem byly měřené hodnoty sledovány v reálném čase na jeho monitoru.

4.1. Nastavení měření

Pomocí frekvenčního měniče k regulaci otáček motoru čerpadla a sledování hodnot průtoku vody snímaných turbínovým průtokoměrem byl nastaven požadovaný jmenovitý pracovní průtok na straně vody ($1 \text{ m}^3/\text{hod} = 16,6 \text{ l/min}$), čemuž odpovídala nastavená frekvence 16,8 Hz.

Pro průtok konickou vstupní dýzou se určí bezrozměrné Reynoldsovo číslo dle vztahu

$$\text{Re} = \frac{4q_v}{\pi \times \mu \times D \times \rho} = \frac{0,2783}{\pi * 1,15378 \cdot 10^{-5} * 0,157 * 1,1929} = 129935,3 \cdot 10^5.$$

Pro tuto oblast proudění norma stanoví velikost $(\alpha \cdot \varepsilon)$ jako

$$(\alpha \times \varepsilon) = 0,966 \pm 0,095.$$

Z rovnice pro objemový průtok konickou vstupní dýzou

$$\dot{q}_v = (\alpha \times \varepsilon) \frac{\pi}{4} \times D^2 \sqrt{\frac{2 \times \Delta P}{\rho}}$$

vyjádříme podtlak na dýze:

$$\Delta p = \frac{\rho \cdot \dot{q}_v^2 \cdot 8}{(\alpha \cdot \varepsilon)^2 \cdot \pi^2 \cdot D^4}.$$

Vnitřní průměr vstupní dýzy $D = 0,157 \text{ m}$. Při $t = 22,1^\circ\text{C}$, $p_{\text{atm}} = 99940 \text{ Pa}$ a relativní vlhkosti $\phi = 37\%$ je hustota vzduchu $\rho_{\text{vzd}} = 1,175 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, kinematická viskozita $\nu_{\text{vzd}} = 1,557 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$. Jmenovitý průtok vzduchu výměníkem je roven $1002 \text{ m}^3/\text{hod}$. Vypočtený podtlak na dýze je potom:

$$\Delta p = 125 \text{ Pa}$$

Této hodnoty na dýze bylo dosaženo postupnou změnou otáček motoru ventilátoru frekvenčním měničem na 17,4 Hz.

Pro správné vyhodnocení experimentu je nutné použití hodnot získaných pro ustálený stav měřené soustavy, tedy po odeznění vlivu skokových změn vstupních veličin. Je rovněž přijat předpoklad, že přestup tepla sáláním je ve srovnání s konvekcí zanedbatelný.

Sběr naměřených dat probíhal od 10:45 až do 11:33, nicméně základem pro další výpočty budou hodnoty získané v časovém rozmezí 11:08 až 11:21, jimž odpovídá ustálený stav. Vzorek tedy čítá celkem 40 měření v intervalech 20 sekund. Hodnoty získané před 11:08 jsou ovlivněny najížděním průtočného systému, regulací průtoků, odvzdušňováním atd. a nejsou proto pro výpočty relevantní.

4.2. Podmínky měření:

teplota na zkušebně:	22,1 °C
atmosférický tlak:	99 940 Pa
relativní vlhkost vzduchu:	37 %
měrná (absolutní) vlhkost vzduchu:	5,4 g/kg s.v.

4.3. Naměřené hodnoty

Tab. 1 Původní naměřené hodnoty

č.měř.	t1_vod	t2_vod	t1_vzd	t21_vzd	t22_vzd	qv_vod	p1_vod	p2_vod	Δp
	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[lm]	[mbar]	[mbar]	[Pa]
1	79,42	68,15	22,58	62,9	63,1	16,5	117,7	49,6	125,9
2	79,40	67,98	22,66	62,3	62,8	16,5	117,9	48,4	121,3
3	79,40	67,98	22,71	62,4	62,7	16,5	117,0	48,5	127,0
4	79,40	68,06	22,76	62,3	62,8	16,7	118,5	48,9	122,0
5	79,41	68,06	22,80	62,9	63,5	16,6	117,3	48,9	123,2
6	79,39	68,01	22,77	62,6	64,8	16,6	117,8	48,4	123,7
7	79,39	67,99	22,69	62,7	63,5	16,6	117,3	48,2	121,1
8	79,40	68,00	22,74	62,5	62,8	16,6	118,2	48,8	119,1
9	79,41	68,10	22,82	62,5	63,1	16,6	117,3	49,3	122,6
10	79,42	68,03	22,88	62,8	63,3	16,6	116,9	49,3	121,7
11	79,41	68,09	22,86	62,9	63,5	16,6	117,2	48,7	126,4
12	79,41	68,06	22,84	62,4	65,0	16,6	117,9	47,4	124,1
13	79,40	67,99	22,92	62,3	63,5	16,6	116,7	49,6	126,0

14	79,41	68,08	23,01	62,3	63,0	16,6	118,9	48,4	121,8
15	79,40	68,03	23,02	62,6	63,1	16,5	117,1	49,2	123,3
16	79,40	68,00	22,95	62,6	63,8	16,5	117,1	48,1	125,0
17	79,42	67,88	22,84	61,8	62,8	16,7	118,0	49,5	128,2
18	79,41	68,01	23,07	62,3	62,7	16,5	116,6	49,2	123,5
19	79,41	68,08	23,13	62,5	63,2	18,6	116,9	48,8	147,5
20	79,41	68,06	23,09	62,4	63,3	18,3	118,2	49,2	123,8
21	79,41	67,97	22,95	62,5	63,7	17,5	118,3	49,2	128,3
22	79,41	68,08	22,92	62,7	65,1	18,5	118,1	49,1	126,8
23	79,40	68,02	22,92	62,5	63,2	18,4	119,2	48,8	125,5
24	79,42	68,06	22,83	62,3	64,5	17,5	119,1	48,3	126,6
25	79,42	68,06	22,85	62,8	64,7	18,7	117,3	48,4	127,4
26	79,41	67,97	22,87	62,6	64,5	17,9	117,2	48,8	122,6
27	79,40	68,01	22,98	62,4	63,8	18,1	117,9	48,6	122,8
28	79,41	67,92	23,12	62,1	62,6	18,2	115,7	48,9	124,6
29	79,39	67,92	23,16	62,4	62,7	18,3	116,5	48,2	124,9
30	79,40	67,92	23,20	62,7	63,0	16,8	114,7	47,6	126,7
31	79,38	67,75	23,21	62,3	62,6	18,2	114,4	48,8	127,4
32	79,39	67,72	23,11	62,4	64,8	17,1	110,9	47,4	126,5
33	79,37	67,62	23,09	62,4	62,9	16,6	110,3	47,5	129,6
34	79,36	67,72	22,99	62,3	62,9	18,4	111,0	48,0	121,4
35	79,37	67,71	22,90	62,4	64,9	16,5	109,6	47,3	124,6
36	79,36	67,45	22,89	62,0	63,2	17,7	109,9	47,4	124,6
37	79,35	67,50	22,93	62,1	63,0	18,4	109,0	47,1	128,1
38	79,34	67,56	23,01	62,0	62,3	17,3	109,9	46,8	124,6
39	79,35	67,52	23,04	61,9	62,3	18,1	110,6	46,9	125,8
40	79,35	67,63	23,02	62,3	64,0	18,1	111,0	48,2	122,6
φ	79,40	67,92	22,93	62,43	63,43	17,29	115,78	48,44	125,22

4.4. Vyhodnocení měření

Tab. 2 Průměrné hodnoty měřených veličin

	Měřené jednotky	Základní jednotky
t _{1_vod}	79,40 °C	79,40 °C
t _{2_vod}	67,92 °C	67,92 °C
t _{1_vzd}	22,93 °C	22,93 °C
t _{2_vzd}	62,43 °C	62,43 °C
q _{v_vod}	17,29 l/min	2,882·10 ⁻⁴ m ³ ·s ⁻¹
p _{1_vod}	115,78 bar	11 578 Pa
p _{2_vod}	48,44 bar	4 844 Pa
Δp	125,22 Pa	125,22 Pa

Průměrná hodnota podtlaku na dýze Δp = 125,22 Pa. Pro průměrný průtok vzduchu v měřeném úseku pak z výše uvedeného vztahu pro dýzu vypočteme (při vstupní teplotě t_{1_vzd}=22,93°C, relativní vlhkosti 37 % a atmosférickém tlaku 99 940 Pa je hustota přiváděného vzduchu ρ_{vzd1}=1,1713 kg·m⁻³)

$$\dot{q}_{V_vzd} = 0,2791 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \qquad \dot{q}_{m_vzd} = \dot{q}_{V_vzd} \cdot \rho_{vzd1} = 0,3269 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Hustota vody při teplotě 79,40 °C činí ρ_{vod1} = 972,4 kg·m⁻³. Hmotnostní průtok vody je pak

$$\dot{q}_{m_vod} = \dot{q}_{V_vod} \cdot \rho_{vod1} = 0,2803 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Pro výpočet tepelného výkonu je nutné znát hodnoty měrné tepelné kapacity při konstantním tlaku. Ty se odečtou z tabulek pro střední teploty médií ve výměníku.

$$t_{\text{vod_stř}} = 73,66 \text{ °C} \qquad t_{\text{vzd_stř}} = 42,68 \text{ °C} \qquad c_{p_vod} = 4,192 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \qquad c_{p_vzd} = 1,0077 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Tepelný výkon:

$$P_{t_vzd} = \dot{q}_{m_vzd} \cdot c_{p_vzd} \cdot \Delta t_{vzd} = 0,3269 \cdot 1007,7 \cdot (62,43 - 22,93) = 13003 \text{ W}$$

$$P_{t_vod} = \dot{q}_{m_vod} \cdot c_{p_vod} \cdot \Delta t_{vod} = 0,2803 \cdot 4192 \cdot (79,40 - 67,92) = 13489 \text{ W}$$

Odchylky od jmenovité hodnoty:

$$\Delta P_{t_vzd} = \frac{|P_{jm} - P_{t_vzd}|}{P_{jm}} = \frac{14,03 - 13,003}{14,03} = 0,073 = 7,3\%$$

$$\Delta P_{t_vod} = \frac{|P_{jm} - P_{t_vod}|}{P_{jm}} = \frac{14,03 - 13,489}{14,03} = 0,039 = 3,9\%$$

Tlaková ztráta na straně vody:

$$\Delta p_{\text{vod}} = p_{1\text{vod}} - p_{2\text{vod}} = 11\,578 - 4\,844 = 6\,734 \text{ Pa}$$

5. Závěr

Měřením a následnými výpočty byl stanoven tepelný výkon výměníku jak z hodnot získaných na straně vody, tak na straně vzduchu. V ideálním případě by se měly obě hodnoty rovnat v důsledku zákona zachování energie. Prostor průmyslové haly takovým ideálním prostředím není a došlo proto k odchylkám. Na vině je i samotné uspořádání experimentu, kdy např. měření teplotního profilu vzduchu v jednom bodě (resp. dvou bodech na výstupu z výměníku) průřezu trati není s to poskytnout zcela přesné výsledky. Odizolování trati by mělo rovněž přispět ke snížení tepelných ztrát do okolí.

Porovnáme-li získané výkony se jmenovitým výkonem výměníku (pro stanovené jmenovité podmínky) ve výši 14,03 kW, dojdeme k odchylkám v řádu procent. Poměrně logicky je rozdíl vyšší u výkonu vypočteného ze strany vzduchu, kde se při měření teplotního profilu dopouštíme vyšších nepřesností. Negativně přispěla i poměrně velká vzdálenost odběrů teploty za výstupem z výměníku, kdy mezi těmito dvěma body mohlo dojít k únikům tepla do okolí. Vzhledem ke stáří výměníku zde sehrál roli i faktor zanesených teplosměnných ploch. Porovnáním zjištěných výkonů dojdeme k rozdílu 4%, což lze považovat za přijatelnou odchylku a měření tak lze označit za úspěšné.

V případě tlakové ztráty na vodní straně výměníku jsme dospěli k číslu vyššímu, než uvádí technická dokumentace. I to lze přičíst nánosům uvnitř trubek, které pak kladou zvýšený odpor proudění.

Původním záměrem rovněž bylo, upevnit výměník na druhou trať určenou k měření závislosti jeho vzduchové tlakové ztráty na rychlosti proudění. V důsledku závady na ventilátoru však nebylo možné měření uskutečnit.

Použitá literatura a zdroje

Publikace

NOŽIČKA, Jiří. *Základy termomechaniky*. Vyd. 2. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2008, 187 s. ISBN 978-80-01-04022-5.

SHAH, Ramesh K. *Fundamentals of heat exchanger design*. Hoboken: John Wiley, 2003, xxxii, 941 stran. ISBN 04-713-2171-0.

KAKAÇ, S. *Heat exchangers: selection, rating, and thermal design*. 3rd ed. Boca Raton: CRC Press, 2012, xvi, 615 s. ISBN 978-1-4398-4990-3.

KRÖGER, Detlev G. *Air-cooled heat exchangers and cooling towers*. Tulsa, Okl.: Penwell Corp., 2004, 2 v. ISBN 1593700192.

JENČÍK, Josef a Jaromír VOLF. *Technická měření*. Vyd. 1. Praha: ČVUT, Strojní fakulta, 2000, 212 s. ISBN 80-010-2138-6.

BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2009, 109 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 978-80-214-3955-9.

Normy

ČSN EN 305: *Výměníky tepla - Definování výkonnosti výměníků tepla a všeobecné metody zkoušek pro stanovení výkonnosti výměníků tepla*. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 1998.

ČSN EN 247: *Výměníky tepla - Terminologie*. Praha: Český normalizační institut, 1998.

ČSN EN 1397: *Výměníky tepla - Klimatizační jednotky voda-vzduch s ventilátorem - Zkušební metody pro stanovení výkonnosti*. Praha: Český normalizační institut, 1999.

ČSN EN ISO 5167-3: *Měření průtoku tekutin pomocí snímačů diferenčního tlaku vložených do zcela zaplněného potrubí kruhového průřezu - Část 3: Dýzy a Venturiho dýzy*. Praha: Český normalizační institut, 2003.

ČSN EN 306: *Výměníky tepla - Metody měření parametrů potřebných pro stanovení výkonnosti*. Praha: Český normalizační institut, 1998.

Kvalifikační práce

ROSYPAL, Štěpán. *Výměníky tepla*. Brno, 2010. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=29102. BP. VUT v Brně.

PANDEY, Akash. *PERFORMANCE ANALYSIS OF A COMPACT HEAT EXCHANGER*. Rourkela, 2011. Dostupné z: http://ethesis.nitrkl.ac.in/2936/1/final_thesis_A.pdf. DP. National Institute of Technology Rourkela.

Internetové zdroje

Twisted Tube Heat Exchangers. *Delta THX* [online]. 2015 [cit. 2015-06-19]. Dostupné z: <http://deltathx.com/uploadsDocs/twistedtube.pdf>

Local and Average Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Annularly Finned Tube Heat Exchangers. , Sean Karney. *ResearchGate* [online]. 1995 [cit. 2015-06-19]. Dostupné z: http://www.researchgate.net/publication/32964439_Local_and_Average_Heat_Transfer_and_Pressure_Drop_Characteristics_of_Annularly_Finned_Tube_Heat_Exchangers

ASADI, Masoud. STUDY ON HEAT TRANSFER AREA OF A PLATE-FIN HEAT EXCHANGER WITH WAVY SURFACES. *Azad Islamic University Science and Research Branch* [online]. 2013 [cit. 2015-06-19]. Dostupné z: http://aditisci.com/pdf_file/158_final_1.pdf

Fin Types for Finned Tube Heat Exchangers. *Delta THX* [online]. 2014 [cit. 2015-06-19]. Dostupné z: <http://deltathx.com/uploadsDocs/Fintypes.pdf>

FINNED TUBES. *Profins* [online]. 2015 [cit. 2015-06-19]. Dostupné z: <http://www.profins.com/finned-heat-exchanger-tubes.html>

Porovnání charakteristik výměníků tepla. *Tzb-info* [online]. 2012 [cit. 2015-06-19]. Dostupné z: <http://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/8414-porovnani-charakteristik-vymeniku-tepla>

Temperature and Thermometers. *The Physics Classroom* [online]. 2015 [cit. 2015-06-19]. Dostupné z: <http://www.physicsclassroom.com/class/thermalP/Lesson-1/Temperature-and-Thermometers>

TALUKDAR, Prabal. HEAT EXCHANGERS-2. *Indian Institute of Technology Delhi* [online]. 2013 [cit. 2015-06-19]. Dostupné z: [http://web.iitd.ac.in/~prabal/MEL242/\(30-31\)-Heat-exchanger-part-2.pdf](http://web.iitd.ac.in/~prabal/MEL242/(30-31)-Heat-exchanger-part-2.pdf)

Studijní podklady

POKORNÝ, Marek. Proudění tepla. *FSv ČVUT* [online]. 2006 [cit. 2015-06-19]. Dostupné z: http://people.fsv.cvut.cz/www/wald/Pozarni_odolnost/e-text/specialiste/1/1-3_Proudeni_tepla.pdf

POKORNÝ, Marek. Sálání tepla. *FSv ČVUT* [online]. 2006 [cit. 2015-06-19]. Dostupné z: http://people.fsv.cvut.cz/www/wald/Pozarni_odolnost/e-text/specialiste/1/1-4_Salani_tepla.pdf

Výměníky tepla. *Vysoká škola báňská* [online]. 2013 [cit. 2015-06-19]. Dostupné z: http://www1.vsb.cz/ke/vyuka/Prenos_tepla_a_hmoty/v%FDm%ECn%EDky%202013.pdf

Konstrukční návrh výměníku tepla. *Ústav energetiky FS ČVUT* [online]. 2014 [cit. 2015-06-19]. Dostupné z: [http://energetika.cvut.cz/files/VTK%20pr2\[1\].pdf](http://energetika.cvut.cz/files/VTK%20pr2[1].pdf)

Heat Exchangers. *Faculty of engineering and applied science - Memorial University* [online]. 2014 [cit. 2015-06-19]. Dostupné z: <http://www.engr.mun.ca/~yuri/Courses/MechanicalSystems/HeatExchangers.pdf>

Výměníky tepla. *FSv ČVUT* [online]. 2011 [cit. 2015-06-19]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-06.pdf>

Seznam obrázků

Obr. 1 Prostup tepla stěnou	5
Obr. 2 Princip regenerace a rekuperace	6
Obr. 3 Uspořádání toku ve výměníku	6
Obr. 4 Změny fáze ve výměníku	7
Obr. 5 Trubkový výměník	8
Obr. 6 Shell-and-tube výměník	8
Obr. 7 Zkroucené trubky ve výměníku	9
Obr. 8 Deskový výměník	9
Obr. 9 Konstrukce desek	10
Obr. 10 Spirálový deskový výměník	10
Obr. 11 Deskožebrový výměník	11
Obr. 12 Druhy lamel	12
Obr. 13 Proudění kanály a mezi lamelami	12
Obr. 14 Konstrukce žeber	13
Obr. 15 Trubkožebrový výměník	15
Obr. 16 Souproudé uspořádání	16
Obr. 17 Uspořádání měření	19
Obr. 18 Uspořádání experimentu	20
Obr. 19 Měřený výměník	21
Obr. 20 Platínové teplotní čidlo PT100/2-200+600°C	22
Obr. 21 Ahlborn ZA 9030-FS1	22
Obr. 22 Termočlánek	23
Obr. 23 Purbínkový průtokoměr VTR 1040	23
Obr. 24 Konická vstupní dýza	24
Obr. 25 Tlakové čidlo FD8214-07R	25
Obr. 26 Pombinovaná sonda Ahlborn FHAD36R	26
Obr. 27 Centrála Almemo 5690-1M	26

Seznam tabulek

Tab. 1 Původní naměřené hodnoty	29
Tab. 2 Průměrné hodnoty měřených veličin	31