

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ  
ÚSTAV PROCESNÍ A ZPRACOVATELSKÉ TECHNIKY

---

**Kompaktní výměníky tepla**

---



2020

Ondřej AULICH

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Aulich** Jméno: **Ondřej** Osobní číslo: **437294**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávací katedra/ústav: **Ústav procesní a zpracovatelské techniky**  
Studijní program: **Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Procesní technika**

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Kompaktní výměníky tepla**

Název diplomové práce anglicky:

**Compact heat exchangers**

Pokyny pro vypracování:

Kompaktní deskožebrové výměníky tepla se používají často pro odvod tepla z chladicí kapaliny spalovacích motorů, pro odvod tepla z hydraulických obvodů či odvod tepla z chladicí kapaliny kompresorových tepelných čerpadel, tj. většinou tyto výměníky pracují v režimu kapalina-plyn. Na straně plynného média se pak využívá rozšíření teplosměnné plochy s pomocí různě profilovaných žebér. Vypracujte literární řešerši k problematice přestupu tepla a tlakových ztrát v deskožebrových výměnících tepla s ohledem na specifické úpravy geometrie teplosměnného povrchu na straně žebér i na straně kapalinového kanálu. Sestavte matematický model deskožebrového výměníku tepla založený na integrálních bilančních rovnicích a vytvořte jeho praktickou realizaci s pomocí vhodného programového nástroje (Octave/Matlab). Proveďte simulace chování výměníku tepla s definovanou geometrií. Navrhněte experimentální aparaturu a metodiku pro měření vlastností deskožebrového výměníku tepla, specifikujte vhodná měřicí čidla a postupy.

Seznam doporučené literatury:

Dle provedené literární řešerše. Při řešerši využívejte zejména multioborové informační zdroje z <http://knihovny.cvut.cz/katalogy-a-databaze/prehled-databazi/katalog-informacnic-h-zdroju#multioborove-informacni-zdroje>

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**Ing. Martin Dostál, Ph.D., ústav procesní a zpracovatelské techniky FS**

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **30.04.2020**

Termín odevzdání diplomové práce: **07.08.2020**

Platnost zadání diplomové práce: **30.09.2020**

Ing. Martin Dostál, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) práce

prof. Ing. Tomáš Jirout, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

\_\_\_\_\_  
Datum převzetí zadání

\_\_\_\_\_  
Podpis studenta

## Anotační list

<b>Jméno autora:</b>	Ondřej Aulich
<b>Název:</b>	Kompaktní výměníky tepla
<b>Anglický název:</b>	Compact heat exchangers
<b>Akademický rok:</b>	2019/2020
<b>Studijní program:</b>	Strojní inženýrství
<b>Studijní obor:</b>	Procesní technika
<b>Ústav:</b>	Ústav procesní a zpracovatelské techniky
<b>Vedoucí diplomové práce:</b>	Ing. Martin Dostál, Ph.D.
<b>Bibilografické údaje:</b>	počet stran: 59 počet obrázků: 40 počet rovnic: 140 počet tabulek: 9 počet příloh: CD
<b>Klíčová slova:</b>	Desko–žebrový výměník, turbulátory, korelace, přestup tepla
<b>Keywords:</b>	Plate–fin heat exchanger, turbulators, correlation, heat transfer
<b>Anotace:</b>	Práce pojednává o kompaktních výměnících tepla. V úvodní rešeršní části uvádí nejčastěji používané korelace pro Colburnův $j$ faktor a Fanningův třecí faktor $f_f$ , které slouží k termo–hydraulickému výpočtu výměníků tepla. V druhé části představuje univerzální výpočetní model, který používá zmíněné korelace k výpočtu. Výpočet je představen na ukázkovém výměníku tepla. Poslední část se věnuje testování výměníků tohoto typu výměníků a doporučuje testovací trat pro validaci výsledků výpočetního modelu.
<b>Annotation:</b>	This thesis discusses issues of compact heat exchangers. In the introductory part, it presents research articles of the most frequently used correlations for the Colburn $j$ factor and the Fanning friction factor $f_f$ , which are used for thermohydraulic computation of plate–fin heat exchangers. The second part presents a universal computational model that uses the mentioned correlations for calculation. The computational model is presented on a sample heat exchanger. The last part presents the methodology of plate–fin exchangers testing and recommends a test track for the validation of the results of the computational model.

*„Jak já ten systém miluju,  
všude kam se hnu s pravidlami bojuju,  
a všude najdu někoho kdo je přesvědčenější že má pravdu,  
haldu argumentů a pojmů a nedokáže pochopit že já jeho cestou nejdu.“*

Vážený čtenáři, dostala se Ti do rukou diplomová práce na téma kompaktních výměníků tepla. Co od ní můžeš čekat? No mnoho od ní nečekej. Je to především text vznikuvší se snahou uvést informace o kompaktních výměnících v širším kontextu a snadno pochopitelné i pro ty, kteří se v této problematice zatím příliš neorientují a dát jim do ruky nástroj, kterým mohou i bez hlubokých vstupních znalostí vypočítat základní parametry těchto výměníků. V několika odstavcích, které se dostaly do práce spíše omylem, sice narazíš na snahu vysvětlit fyzikální podstatu problematiky kompaktních výměníků tepla, ale snad s lidskou tváří a vzorce v nich uvedené nebudeš vnímat tak skepticky jako na univerzitních přednáškách nebo cvičeních.

Aby práce nepůsobila příliš odborně, protože já se rozhodně za odborníka na slovo vzatého v této oblasti nepovažuji, je provázena různými úryvky a citáty, na které jsem narazil a v průběhu času mi utkvěly v paměti. Vlastně se jedná výhradně o úryvky z textů Adama Svatoše, kterého můžeš znát spíše pod uměleckým jménem Kato aka Def aka Deph a slyšet si je mohl na vystoupení hudebního uskupení Prago Union. Na otázku proč zrovna Prago Union je odpověď zřejmá a snad bych ji ani nemusel uvádět. Přesto to udělám. Cimrman už je starší a ohranější.

Jako vždy i toto pravidlo má své výjimky. Jsou dvě. Původ citátu v úvodu je neznámý a ten úplně poslední citát je ze závěrečné scény filmu Poslední skaut s Bruceem Willisem v hlavní roli.

Nic z toho co čteš by navíc nevzniklo bez mé rodiny, která mi vytvářela perfektní zázemí po celou dobu studia, podporovala mě skoro za všech okolností a nezasahovala do mých rozhodnutí, které jsem mohl činit naprosto svobodně. Neméně děkuji i našemu psovi, který při mě stál, i když jsem o to nestál a omlouvám se mu za to, že jsem se ho musel poslední týden dokončování práce zbavit.

Přeji příjemné počtení!



# Obsah

<b>Seznam použitých symbolů</b>	<b>5</b>
<b>Úvod</b>	<b>7</b>
<b>1 Základní metody výpočtu výměníků tepla</b>	<b>10</b>
1.1 Koeficient prostupu tepla . . . . .	11
1.2 Střední teplotní spád . . . . .	12
1.3 Účinnost žebrování . . . . .	13
1.4 Metoda $\varepsilon$ -NTU . . . . .	14
1.5 Metoda korekčního faktoru . . . . .	15
<b>2 Turbulátory</b>	<b>17</b>
2.1 Žaluziové žebrování (Louvered fins) . . . . .	18
2.2 Zubové žebrování (Offset strip fins) . . . . .	28
2.3 Vlnové žebrování (Wavy fins) . . . . .	34
<b>3 Matematicko–fyzikální model desko–žebrového výměníku</b>	<b>38</b>
3.1 Úvod výpočtu . . . . .	38
3.2 Vložení požadované geometrie . . . . .	40
3.3 Koeficient přestupu tepla . . . . .	42
3.4 Pracovní bod ventilátoru . . . . .	44
3.5 Účinnost žebrování . . . . .	45
3.6 Aplikace metody $\varepsilon$ -NTU . . . . .	45
3.7 Iterační proces . . . . .	46
3.8 Výsledky modelu . . . . .	47
<b>4 Návrh experimentálního měření pro ověření výpočtového modelu</b>	<b>49</b>
4.1 Testovací okruh . . . . .	49
4.2 Měření teploty proudů . . . . .	50
4.3 Měření tlakové ztráty . . . . .	51
4.4 Měření průtoku . . . . .	51
<b>Závěr</b>	<b>55</b>

## Seznam použitých symbolů

### Latinská písmena

$A$	Průřez žebra, $m^2$
$B$	Obecný koeficient, –
$Pr$	Prandtlovo číslo, –
$c_p$	Měrná izobarická tepelná kapacita, $J\ kg^{-1}\ K^{-1}$
$C$	Amplituda vlnového žebrování, m
$D$	Průměr, m
$D_h$	Hydraulický průměr, m
$F$	Korekční faktor, –
$F_d$	Výška žebrování společně s výškou jednoho napojeného kanálu, m
$F_h$	Výška kanálu žebrování, m
$F_p$	Rozteč žebrování, m
$f_f$	Fanningův třecí faktor, –
$H$	Tloušťka stěny, m
$h_l$	Výška žaluzie od roviny žeber, m
$I$	Elektrický proud, A
$j$	Colburnův koeficient, –
$K_c$	Koeficient vstupní tlakové ztráty do jádra výměníku, –
$K_e$	Koeficient výstupní tlakové ztráty z jádra výměníku, –
$k$	Součinitel prostupu tepla, $W\ m^{-2}\ K^{-1}$
$L$	Délka, m
$L_d$	Délka kanálu s žebry, m
$L_h$	Výška žaluzie, m
$L_p$	Rozteč žaluzií, m
$L_\alpha$	Úhel žaluzií, $^\circ$
$l$	Délka jednoho žebra zubových turbulátorů, m
$M$	Půlperioda vlnového žebrování, m
$\dot{m}$	Hmotnostní tok, $kg\ s^{-1}$
NTU	Bezrozměrná velikost výměníku tepla, –
Nu	Nusseltovo číslo, –
$n$	Otáčky, $s^{-1}$
$O$	Obvod žebra, m
$P$	Čerpací výkon, W
$Pr$	Prandtlovo číslo, –
$p$	Tlak, Pa
$\dot{Q}$	Tepelný výkon, W
$q$	Hustota tepelného toku, $W\ m^{-2}$
Re	Reynoldsovo číslo, –
$Re_{lp}$	Reynoldsovo číslo založené na rozteči žaluziových žeber $u \cdot L_p/\nu$ , –
$Re^*$	Kritické Reynoldsovo číslo, –
$R_{el}$	Elektrický odpor, $\Omega$
$R_T$	Termický odpor, $K\ W^{-1}$
$r$	Pomocný koeficient při výpočtu Nusseltova čísla pro vyvíjející se turbulentní proudění, –
$S$	Plocha, $m^2$
$s$	Rozteč žeber zubového žebrování, m
St	Stantonovo číslo $Nu/(Re \cdot Pr)$ , –
$T$	Teplota, $^\circ\ C$
$U$	Elektrické napětí, V
$u$	Rychlost, $m\ s^{-1}$
VGf	Faktor kvality objemu výměníku, –

$\dot{V}$	Objemový tok, $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$
$v$	Měrný objem, $\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$
$W$	Tepelná kapacita proudu, $\text{W K}^{-1}$
$X$	Skutečná výška žebra, m
$Z$	Výška kanálu napojeného na žaluziové žebrování, m

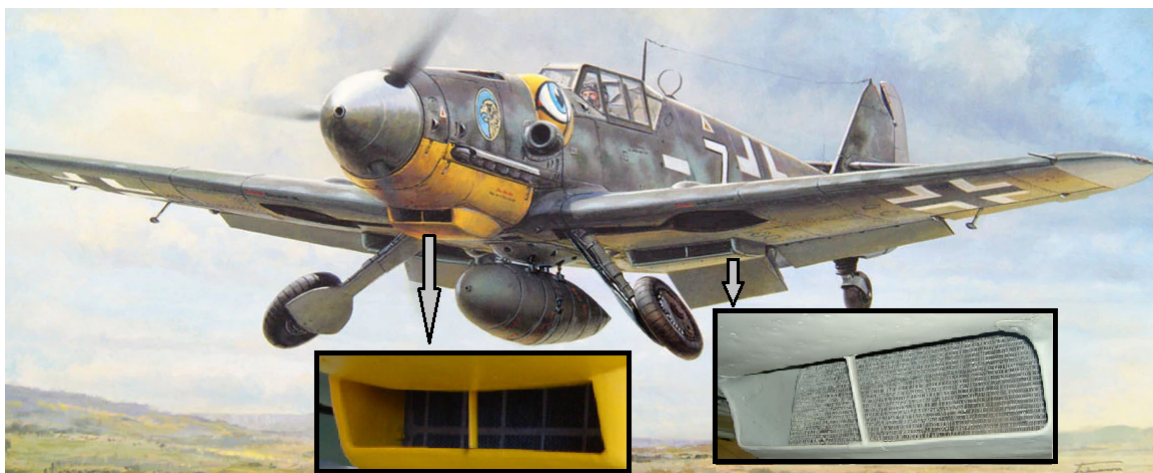
### Řecká písmena

$\alpha$	Koeficient přestupu tepla, $\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$
$\beta$	Střední úhel proudění, $^\circ$
$\gamma$	Úhel svírající žebra žaluziového žebrování, $^\circ$
$\delta_t$	Tloušťka žeber, m
$\varepsilon$	Termická účinnost tepla, —
$\zeta$	Úhel svírající žebra žaluziového žebrování, $^\circ$
$\eta$	Účinnost, —
$\kappa$	Blokační poměr, —
$\lambda$	Tepelné vodivost, $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
$\mu$	Dynamická viskozita, Pa s
$\nu$	Kinematická viskozita, $\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
$\xi$	Pomocný koeficient, —
$\rho$	Hustota, $\text{kg m}^{-3}$
$\sigma$	Porozita výměníku $A_o/S_{fr}$ , —
$\phi$	Pomocný koeficient, —
$\omega$	Třecí koeficient - Gnielinského vztah, —

# Úvod

„Autor nedoporučuje tento text číst před spaním nebo po jídle.“

Výměníky tepla provází lidskou existenci už dlouho. I takový obyčejný radiátor v místnosti je výměníkem tepla. V mobilních strojích se objevují až s nástupem parních strojů, kdy začala růst potřeba předávat teplo v kotlích pro generování páry pro pohon. Současně s tím rostla i potřeba výměníky vytvářet kompaktní a co nejefektivnější, ale zároveň i vysoce tlakově odolné. Tento požadavek vedl na poměrně robustní konstrukci válcovitého tvaru, která je z hlediska tlakového namáhání nevyhodnější.<sup>1</sup> S nástupem spalovacích motorů, došlo k modifikaci funkce výměníku a zmizel požadavek na vysokou tlakovou únosnost, který bránil redukci rozměrů a hmotnosti. Historie desko–žebrových výměníků spadá tedy do první poloviny 20. stol., kdy se objevily na tehdejších automobilech. Zpočátku pouze jako měděné trubky spojené žebrováním na straně vzduchu. Až okolo roku 1930 se pak používají v provedení, jak je známé dnes, tedy hliníkové, difuzně svařované výměníky s plochými trubkami. Původní impuls na jejich vývoj dala potřeba chladit letecké motory stíhaček za druhé světové války. Ono obecně o historii tohoto typu výměníků se mi nepodařilo příliš zjistit. Údajně prvním, kdo s tímto typem výměníku přišel na svět, byl italský mechanik Paolo Fruncillo (Wikipedia contributors, 2020), ale nikde se už nepíše, kdy přesně to bylo. Zkusil jsem tedy jít z druhé strany a prověřoval jsem fotky stíhaček, které měly být akcelerátorem vývoje tohoto typu výměníků. Na tomto poli jsem byl již o něco úspěšnější a lze říci, že první studie, zabývající se umístěním radiátoru výměníku a jeho vlivu na aerodynamiku stíhaček začaly vznikat na začátku 30. let minulého století. Na obrázcích 1, 2 a 3 jsou chladiče ze dvou německých letadel, která považuji za nejhezčí, a to stíhacího letounu Messerschmitt Bf 109, kde na obrázku jsou vidět tři výměníky, jeden olejový a dva vodní a Junkers 87 z počátečních fází vývoje s jedním velkým trupovým výměníkem. Podobné výměníky lze nalézt téměř na všech strojích evropské provenience. Stroje americké zpočátku nepoužívaly svařované výměníky, ale jednotlivé vrstvy stahovaly šrouby. Od té doby prodělaly kompaktní výměníky velký krok kupředu a dnes se s nimi můžeme setkat téměř ve všech odvětvích průmyslu. Ve své práci se však budu dále věnovat především použití na mobilních strojích, neznamená to ale, že by závěry nebyly aplikovatelné pro širší použití.



Obrázek 1: Umístění výměníků na Me 109. Olejový pod motorem, vodní v křídlech. Dostupné z <https://www.plaza-japan.com/4950344607907/> [19.7.2020]

Kompaktní výměníky jsou charakteristické především obrovskou teplosměnnou plochou umístěnou ve velmi malém objemu, znamená to tedy, že se bavíme o hustotě teplosměnné plochy  $200 \text{ m}^2 \text{ m}^{-3}$  a více. Horní hranice se pohybuje okolo  $10000 \text{ m}^2 \text{ m}^{-3}$ . Takto vysoké hustoty lze dosahovat již výhradně technologií 3D tisku a zatím se jedná o spíše laboratorní použití než o zavedené průmyslově používané řešení. Naopak nejnižších uvedených hodnot dosahují výměníky deskové. Ty sice spadají do kategorie kompaktních výměníků, ale jsou svojí konstrukcí natolik odlišné od desko–žebrových výměníků, že se jimi v práci nebudu vůbec zabývat.

<sup>1</sup>Hned za kulovým tvarem, ten se ale do strojů vtěsnává poněkud obtížně.





Obrázek 2: Desko-žebrový výměník - Junkers 87. Dostupné z [https://ww2aircraft.net/forum/attachments/ju87b\\_500-jpg.279712/](https://ww2aircraft.net/forum/attachments/ju87b_500-jpg.279712/) [19.7.2020]

Desko-žebrové výměníky tepla, jaké používají automobiloví výrobci, výrobci zemědělské a stavební techniky, dosahují kompaktnosti okolo  $1300 \text{ m}^2 \text{ m}^{-3}$ . To, jakou hustotou teplosměnné plochy bude výměník vybaven, určuje především hustota žebrování. Uvedené hodnotě  $1300 \text{ m}^2 \text{ m}^{-3}$  zhruba odpovídá hodnota 1300 žeber na metr délky. Samozřejmě záleží na dalším geometrickém uspořádání. Tyto hodnoty odpovídají běžně používaným výškám žebrování u těchto výměníků. V tabulce 1 je možné obvyklé hodnoty pro jednotlivé typy kompaktních výměníků nalézt.

Co se týče dalších limitů těchto výměníků, je to především čistota látky, která protéká kanály výměníku a tlak pod kterým tato kapalina protéká. To první díky použití žebrování, které je náchylné na poškození a znemožňuje mechanickou čistitelnost, to druhé díky své konstrukci, která neodpovídá ideálním tvarům pro tlakové zatížení, a tak jsou běžně dostupné výměníky limitovány horní hranicí přetlaku okolo 8 MPa. Pro specifické použití se však lze setkat s výměníky s dovoleným přetlakem až  $35 \text{ MPa}^2$ , v závislosti na použitých materiálech a technologii spojení. Co se týče teplotních limitů, tak ty jsou odvislé od použitého materiálu. Desko-žebrové výměníky lze vyrábět i v keramickém provedení, kdy pak odolávají i teplotám okolo  $1300 \text{ }^\circ\text{C}$ . Jednou z dalších často uváděných výhod tohoto typu výměníků tepla jsou aplikace, kde je potřeba dosáhnout nízkého rozdílu teplot proudů  $0,1 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Obrázek 3: Jedna z prvních vývojových verzí Ju 87, zde však na snímku z roku 1944. Dostupné z [https://ww2db.com/images/air\\_ju87\\_42.jpg](https://ww2db.com/images/air_ju87_42.jpg) [19.7.2020]



<sup>2</sup>Titanový svařovaný výměník.

Type of heat exchanger	Plate-and-frame (Gaskets)	Partially welded plate	Fully welded plate (AlfaRex)	Brazed plate	Platular plate	Compabloc plate
Features						
Compactness (m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> )	→ 200	→ 200	→ 200	→ 200	200	→ 300
Stream types <sup>1</sup>	liquid-liquid gas-liquid 2-phase	liquid-liquid gas-liquid 2-phase	liquid-liquid gas-liquid 2-phase	liquid-liquid 2-phase	gases liquids 2-phase	liquids
Materials <sup>2</sup>	s/s, Ti, Incoloy Hastelloy graphite polymer	s/s Ti Incoloy Hastelloy	s/s Ti Ni alloys	s/s	s/s Hastelloy Ni alloys	s/s Ti Incoloy
Temperature range (°C)	-35 to +200	-35 to +200	-50 to +350	-195 to +220	→ 700	→ 300
Maximum pressure (bar) <sup>3</sup>	25	25	40	30	40	32
Cleaning methods	Mech. <sup>19</sup>	Mech. <sup>4,19</sup> Chem. <sup>6</sup>	Chemical	Chem. <sup>5</sup>	Mech. <sup>12,19</sup>	Mech. <sup>19</sup>
Corrosion resistance	Good <sup>7</sup>	Good <sup>7</sup>	Excellent	Good <sup>8</sup>	Good	Good
Multi-stream capability	Yes <sup>9</sup>	No	No	No	Yes <sup>13</sup>	Not usually
Multi-pass capability	Yes	Yes	Yes	No <sup>10</sup>	Yes	Yes

s/s = stainless steel, c/s = carbon steel, Ti = titanium, Ni = nickel, Cu = copper, Chem. = chemical, Mech. = mechanical

#### Notes

- Two-phase includes boiling and condensing duties.
- Other special alloys are frequently available.
- The maximum pressure capability is unlikely to occur at the higher operating temperatures, and assumes no pressure/stress-related corrosion.
- On gasket side.
- Ensure compatibility with copper braze.
- On welded side.
- Function of gasket as well as plate material.
- Function of braze as well as plate material.
- Not common.
- Not in a single unit.
- On tube side.

Packinox plate	Spiral	Brazed plate-fin	Diffusion-bonded plate-fin	Printed-circuit	Polymer (e.g. channel plate)	Plate-and-shell	Marbond
→ 300	→ 200	800-1,500	700-800	200-5,000	450	-	→ 10,000
gases liquids 2-phase	liquid-liquid 2-phase	gases liquids 2-phase	gases liquids 2-phase	gases liquids 2-phase	gas-liquid (14)	liquids	gases liquids 2-phase
s/s, Ti Hastelloy Inconel	c/s, s/s, Ti, Incoloy Hastelloy	Al, s/s, Ni alloy	Ti s/s	s/s, Ni, Ni alloys Ti	PVDF <sup>20</sup> PP <sup>21</sup>	s/s, Ti (shell also in c/s) <sup>15</sup>	s/s, Ni, Ni alloys, Ti
-200 to +700	→ 400	Cryogenic to +650	→ 550	-200 to +900	→ 150 <sup>18</sup>	→ 350	-200 to +900
300	25	90	>200	>400	6	70	>400
Mech. <sup>16,19</sup>	Mech. <sup>19</sup>	Chemical	Chemical	Chemical	Water wash	Mech. <sup>16,19</sup> Chem. <sup>17</sup>	Chemical
Good	Good	Good	Excellent	Excellent	Excellent	Good	Excellent
Yes <sup>9</sup>	No	Yes	Yes	Yes	No	No	Yes
Yes	No	Yes	Yes	Yes	Not usually	Yes	Yes

<sup>12</sup> Only when flanged access provided, otherwise chemical cleaning.

<sup>13</sup> Five fluids maximum.

<sup>14</sup> Condensing on gas side.

<sup>15</sup> Shell may be composed of polymeric material.

<sup>16</sup> On shell side.

<sup>17</sup> On plate side.

<sup>18</sup> PEEK (polyetheretherketone) can go to 250°C.

<sup>19</sup> Can be dismantled.

<sup>20</sup> Polyvinylidene difluoride.

<sup>21</sup> Polypropylene.

Tabulka 1: Obvyklé hodnoty pro jednotlivé typy výměníků tepla. (Hesselgreaves et al., 2016)

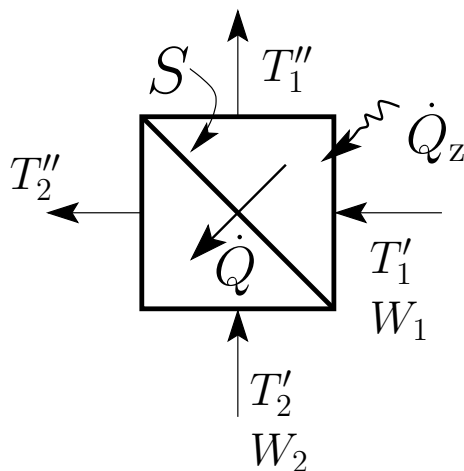
# 1 Základní metody výpočtu výměníků tepla

„Věci nejsou vždycky jednoduchý všechny,  
stačí chvíli neposlouchat a zamotá se to jak pecky.“

Pro tepelné výpočty výměníků se rozlišují dva základní přístupy. Prvním je návrhový výpočet a druhý výpočet kontrolní. Už samotný název trošku napovídá co hledat za každou z daných metod. Návrhový výpočet je vhodný pro výpočet potřebné teplosměnné plochy výměníku, výpočet kontrolní se zabývá pracovním bodem výměníku, což znamená především výpočty výkonu. Podle toho jakou metodu zvolíme se poté odvíjí i způsob výpočtu a požadavky na vstupní informace. Pro kategorii rekuperačních výměníků<sup>3</sup>, kam kompaktní výměníky patří, platí některé obecné fyzikální zákony pro jejich výpočty, bez ohledu na později zvolené metody. Ty jsem pro představení zde v práci vybral pouze dvě, podle četnosti užívání ve světové literatuře, kde jednoznačně vede metoda korekčního faktoru a  $\varepsilon$ -NTU. Existuje mnoho dalších, které stojí alespoň za zmínku, jako je metoda Roetzel-Spang ( $P_1$ - $P_2$  metoda) a metoda  $\Theta$ -NTU, nicméně těmi se v této práci podrobněji zabývat nebudu. Obě jsou ale vysvětlené v publikacích Shah a Sekulic (2007) a Hesselgreaves et al. (2016).

Ještě předtím, ale než přejdeme k základním vztahům a obecně platným rovnicím, tak je dobré zmínit, že podobně jako pro trubkové výměníky existuje standard TEMA, tak desko-žebrové výměníky popisuje standard ALPEMA (Aluminium Plate-Fin Heat Exchanger Manufacturer's Association). Mimo to, že jsou zde uvedené konstrukční uspořádání, doporučené materiály a jejich vlastnosti, technologie spojení žebér a kanálů, testovací a čistící postupy, doporučená metodika oprav, typy žebrování a mnoho dalších užitečných informací jak pro výrobce, tak uživatele těchto výměníků (i když často ve velmi obecné, nepříliš užitečné formě), tak standard možnosti tepelných a hydraulických výpočtů představuje a základní rovnice uvádí, lze je nalézt na stránkách 45 – 54 (Thome, 2000).

U výpočtů rekuperačních výměníku tepla, tedy výměníků, kde jsou jednotlivé proudy odděleny teplosměnnou plochou, je dobré si nejdříve uvědomit, že dochází mezi proudy k samovolnému přestupu tepla z vyšší teplotní hladiny na nižší dle 1. termodynamického zákona. Pro základní entalpickou bilanci pak poslouží obrázek 4, který představuje schéma výměníku.



Obrázek 4: Schéma rekuperačního výměníku tepla.

Entalpická bilace pro referenční proud 1 pak bude vypadat dle rovnice (1). Předpokládá se zanedbání tepelných ztrát do okolí.

$$\dot{Q} = W_1 T_1' - W_1 T_1'' = W_2 T_2'' - W_2 T_2', \quad (1)$$

<sup>3</sup>Dalšími typy jsou směšovací s přímým kontaktem, např. sprchování páry vodou, a regenerační s využitím teplotní setrvačnosti materiálů.

kde  $W_1$  představuje tepelnou kapacitu proudu s jednotkou  $W K^{-1}$ . Indexem 1 budu označovat dále v práci proud s menší kapacitou a předpokládám budu vždy jen dvouprůdový výměník.

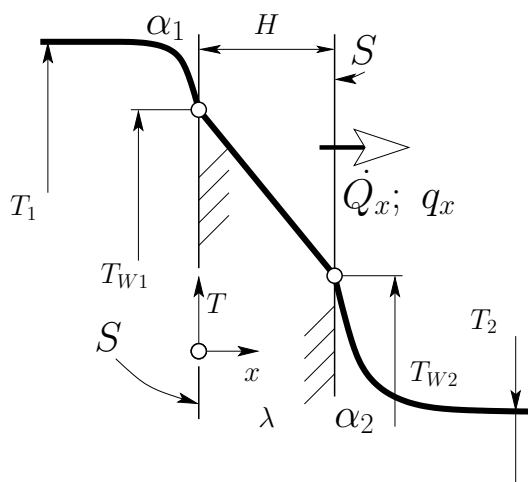
$$W_1 = \dot{m}_1 c_{p1} \quad (2)$$

Poměr tepelné kapacity slabšího proudu, ku silnějšímu budu značit  $W$  bez indexu. Pro výměník ve kterém dochází k fázové přeměně platí  $W \rightarrow \infty$ .

Entalpickou bilanci (68) je nutné doplnit ještě obecnou přenosovou rovnicí tepla

$$\dot{Q} = k S \overline{\Delta T}. \quad (3)$$

## 1.1 Koeficient prostupu tepla



Obrázek 5: Teplotní profil při průchodu tepla rovinou homogenní stěnou.

V rovnici (3) se objevuje nová veličina, součinitel prostupu tepla  $k$ . Velikost tohoto součinitele je určena celkovým termickým odporem mezi dvěma médii, které si předávají teplo. Zde lze pro představu použít analogii k elektrickému odporu. Teplo předané mezi médii reprezentuje elektrický proud a rozdílem potenciálů je v případě tepla rozdíl teplot, v případě elektrického výpočtu rozdíl elektrického napětí. Z této analogie je pak zřejmý tvar

$$R_{el} = \frac{\Delta U}{I} \rightarrow R_T = \frac{\Delta T}{\dot{Q}}. \quad (4)$$

Termické odpory pro jednotlivé geometrie jsou uvedeny v tabulce 2. Jsou získané porovnáním rovnice (3) s Fourierovým zákonem (5), popřípadě Newtonovou hypotézou (6), při úpravě na tepelný tok vynásobením rovnic teplosměnnou plochou.

$$\vec{q} = -\lambda \nabla T \quad (5)$$

$$q_n = \alpha \Delta T \quad (6)$$

Vztah pro tepelný výkon přenášený mezi prostředím odděleným stěnou, (obrázek 5), pak vypadá dle rovnice (7). Je to vlastně sériové zapojení termických odporů, tedy jejich součet, když opět použijeme analogii s elektrickým odporem.

$$\begin{aligned} \dot{Q} (R_t|_{\alpha_1} + R_t|_{\lambda} + R_t|_{\alpha_2}) &= T_{f1} - T_{f2} \\ \dot{Q} &= \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\frac{1}{\alpha_1 S} + \frac{H}{\lambda S} + \frac{1}{\alpha_2 S}} \end{aligned} \quad (7)$$

Porovnáním rovnice (3) a (7) dostane výsledný vztah pro výpočet součinitele prostupu tepla

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{H}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}. \quad (8)$$

Při práci s termickými odpory se velice jednoduše dá ve výpočtu  $k$  zohlednit fouling - nános(inkrustace), korozivní znečištění či jiné znečištění teplosměnných ploch - jednoduchým připočtením termického odporu vrstvy nebo vypočtením tohoto odporu odhadnutím teplotní vodivosti  $\lambda$  foulingové vrstvy.

Vedení v neomezené desce	$R_t \Big _{\lambda} = \frac{H}{\lambda S}$
Vedení v neomezeném dutém válci	$R_t \Big _{\lambda} = \frac{\ln 1/\kappa}{2\pi L \lambda}$
Vedení v duté kouli	$R_t \Big _{\lambda} = \frac{\left(\frac{1}{D_1} - \frac{1}{D_2}\right)}{2\pi \lambda}$
Termický odpor prostředí na mezifázovém povrchu	$R_t \Big _{\alpha} = \frac{1}{\alpha S}$

Tabulka 2: Termické odpory, (Šesták a Rieger, 2004).

## 1.2 Střední teplotní spád

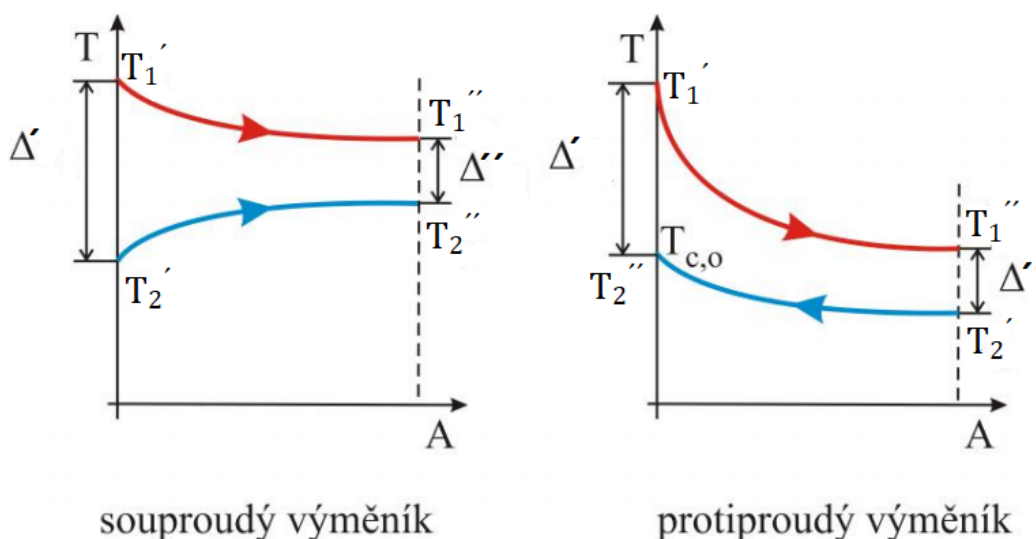
Když budeme rovnici (3) dále rozebírat na prvočlanky tak narazíme na střední teplotní spád  $\overline{\Delta T}$ . Tato střední hodnota teplotního spádu je definována rovnicí

$$\overline{\Delta T} = \frac{1}{S} \int_S \Delta T \, dS. \quad (9)$$

Pro souproudý a protiproudý výměník, lze pak definovat střední logaritmický teplotní spád (LMTD).

$$\Delta T_{\ln} = \frac{\Delta' - \Delta''}{\ln \frac{\Delta'}{\Delta''}}, \quad (10)$$

kde  $\Delta'$  je rozdíl teplot na jedné straně výměníku tepla a  $\Delta''$  je rozdíl teplot na druhé straně výměníku tepla, viz obrázek 6.



Obrázek 6: Protiproudý a souproudý výměník. Dostupné z <https://lurl.cz/lzTpu> [19.7.2020]

Z hlediska termické účinnosti výměníku je nejvýhodnější uspořádání protiproudé. Termickou účinnost  $\varepsilon$  získáme porovnáním maximálního tepelného toku a skutečného tepelného toku ve výměníku. Předtím než ji začnu definovat, tak si pomůžu úvahou. Představme si nekonečnou teplosměnnou plochu pro protiproudý výměník (na obrázku 6 to znamená, že vzdálenost bodu A od počátku se blíží  $\infty$ ), poté lehce odhadneme, že červeně označený horký proud se nám podaří ochladit až na vstupní teplotu proudu studeného. Tato úvaha

nám pomůže zadefinovat termickou účinnost jako

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{W_1(T_1' - T_1'')}{W_1(T_1' - T_2')} = \frac{(T_1' - T_1'')}{(T_1' - T_2')} . \quad (11)$$

Neznamená to, že by souproudé výměníky neměly mít své místo na slunci. Jejich výhodou je velký teplotní rozdíl na vstupu například v případě čerpání viskózních látek. Teplotní rozdíl pak snižuje rychleji viskozitu látky a ta má pak menší nároky na výkon čerpadla.

### 1.3 Účinnost žebrování

Poslední proměnou v rovnici (3) je teplosměnná plocha  $S$ . Tato plocha ale nemusí být vždy stejná pro všechny vstupující termické odpory. Když si v obrázku 5 představíme, že jedna ze stěn bude opatřena žebrováním, tak se ve výpočtu dostaneme k otázce jakou plochu použít, respektive jak plochu žebrování započítat. Logicky nás to přivede k upravenému výrazu pro součinitel  $k$ , kde zůstane právě tato plocha ve jmenovateli výrazu pro termický odpor na straně žebrování. Tuto plochu ale nelze započítat jen tak jako celek a pokračovat ve výpočtu, protože na této ploše není konstantní rozdíl teplot. Ten se mění po délce žebra. Tento fakt je nutné zohlednit pomocí termické účinnosti. Následným porovnáním hustoty tepelného toku žebrem s ideálním tokem, kdy předpokládáme  $\lambda = \infty$  dostaneme účinnost žebrování a celková teplosměnná plocha na straně žebrování se pak počítá dle rovnice

$$S = S_0 + \eta_f S_f . \quad (12)$$

Při výpočtu účinnosti žebrování se předpokládá tenké dlouhé žebro, což znamená, že se teplota po tloušťce žebrování ani v příčném směru žebrování nemění a mění se pouze po jeho délce, tedy jen s jedinou souřadnicí. Úpravou Fourier–Kirchhoffovy rovnice pro ploché žebro a stacionární stav, kam dosadíme přenos tepla z okolí jako vnitřní zdroj, což si můžeme dovolit pouze pro zmíněná dlouhá štíhlá žebra, dostaneme vztah (15), kde jednotlivé proměnné lze dobře vidět na obrázku 7.

$$0 = \lambda \frac{d^2 T}{dz^2} + \dot{Q}^{(g)} \quad (13)$$

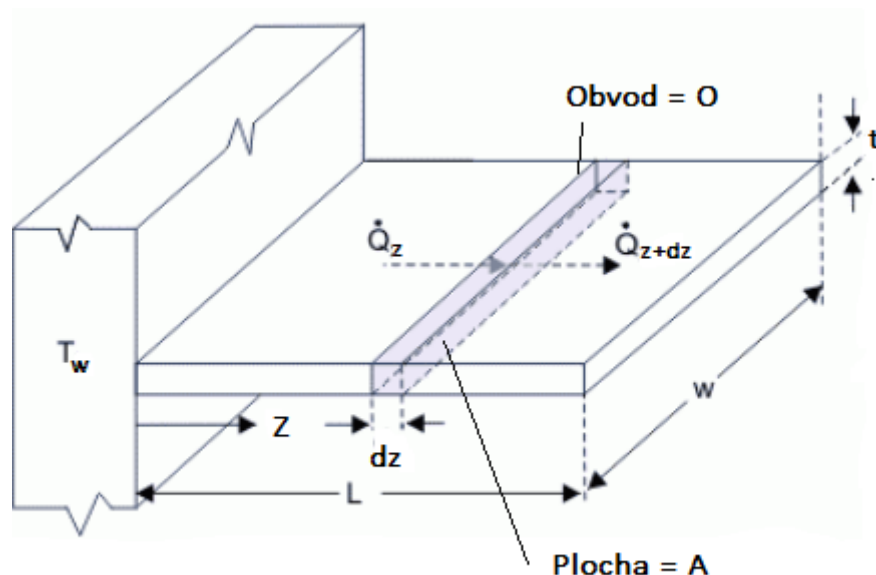
$$\dot{Q}^{(g)} = \frac{\alpha O dz (T_f - T)}{A dz} \quad (14)$$

$$0 = \frac{d^2 T}{dz^2} + \frac{\alpha O}{\lambda A} (T_f - T); \text{ o.p. } T|_w = T_w, \quad q_z|_{z=L} = 0 \quad (15)$$

Uvedenou nehomogenní diferenciální rovnici 2. řádu (15), vyřešíme pomocí charakteristické rovnice a odhadu partikulárního řešení a po srovnání přenosu tepelného toku patou ideálního žebrování dostaneme výsledný vztah pro účinnost žebrování

$$\eta_f = \frac{\text{tgh}(B L)}{B L} , \quad (16)$$

$$B = \sqrt{\frac{\alpha O}{\lambda A}} . \quad (17)$$



Obrázek 7: Ploché žebro. Dostupné z <http://www.thermopedia.com/content/5094/263CCACFig1.gif> [25.7.2020]

#### 1.4 Metoda $\varepsilon$ -NTU

Po úvodním představení je správný čas přejít k samotným metodám výpočtu parametrů výměníků tepla. První z nich bude metoda  $\varepsilon$ -NTU. Ta se hodí především pro kontrolní výpočty, kde známe velikost teplosměnné plochy a dvě vstupní teploty do výměníku. Nemusí se pak iterovat při výpočtu výstupních teplot. NTU v názvu metody je zkratka anglického *Number of transfer units* což se do českého jazyka překládá jako počet přenosových jednotek, ale vyjadřuje to bezrozměrnou velikost výměníku tepla. NTU lze vypočítat dle vztahu

$$NTU = \frac{k S}{W_1} \quad (18)$$

a tepelný výkon poté pomocí rovnice

$$\dot{Q} = \varepsilon W_1 (T'_1 - T'_2). \quad (19)$$

Gró metody spočívá v závislosti  $\varepsilon = \varepsilon(NTU, W)$ . Pro různá uspořádání v literatuře můžeme najít vztahy ze kterých lze posléze dopočítat výstupní teploty výměníku. Poměrně rozsáhlou databázi takových vztahů uvádí Stephan (2010) nebo Kays a London (1964). Níže jsou uvedené závislosti pro souprůdný

$$\varepsilon_{\Rightarrow} = \frac{1 - e^{-NTU(1+W)}}{1 + W} \quad (20)$$

a protiprůdný výměník výměník tepla

$$\varepsilon_{\Leftarrow} = \frac{1 - e^{-NTU(1-W)}}{1 - W e^{-NTU(1-W)}}. \quad (21)$$

Pro desko-žebrové výměníky je nejdůležitější rovnice pro křížový tok (22), která je platná pouze pro výměníky s příčně nemísenými proudy v žebrech pro obě proudící média (Kays a London, 1964)

$$\varepsilon_x = 1 - e^{-\frac{NTU^{0,22}}{W}} (e^{-WNTU^{0,78}} - 1). \quad (22)$$

Pro složitější geometrie je vhodné výměník rozdělit na dílčí části a ty počítat metodou  $\varepsilon$ -NTU samostatně. Stejný postup je nutný i u aplikací, kde není součinitel přestupu tepla  $k$  konstantní pro celý výměník. U této metody je navíc potřebné dávat pozor, jaký z proudů je silnější, protože tato informace hraje roli v některých vztazích pro  $\varepsilon$  a nelze tak použít tentýž vztah i při změně proudů.

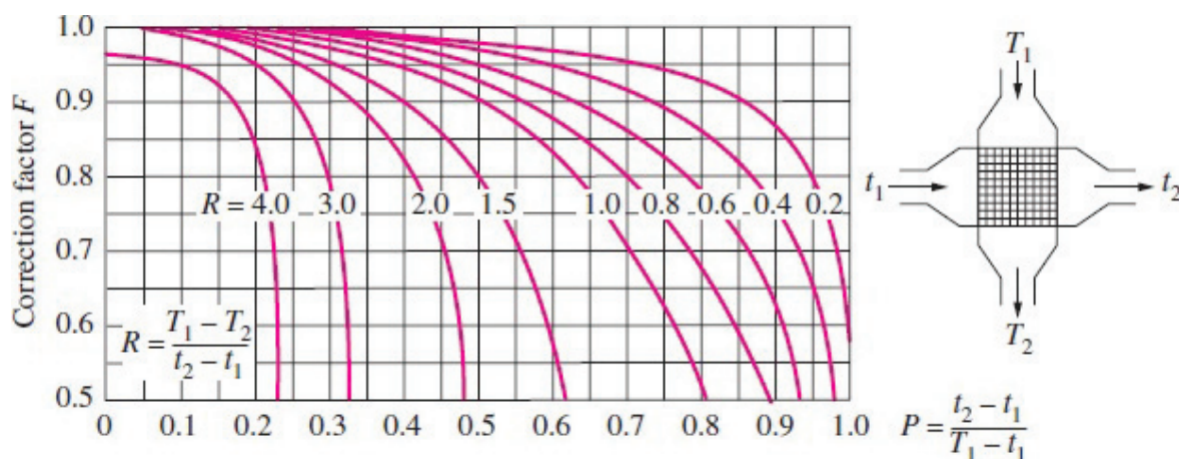
Ještě jednu věc je potřebné nezatajit při představení této metody, a to, že při  $NTU \rightarrow 0$  se vztahy redukuje na výraz  $\varepsilon=NTU$ . Toto je velmi výhodné právě při rozdělení počítaného výměníku na malé výměníky, které mají  $NTU < 0,1$ , protože pak nezáleží na typu výměníku a můžeme využít výše zmíněné pravidlo. Tento princip se široce používá u softwarů zabývajících se výpočty výměníků tepla.

## 1.5 Metoda korekčního faktoru

Metoda korekčního faktoru je návrhová metoda, která vyžaduje znalost výkonu a teplot a vypočítává teplosměnnou plochu. Je založená na odchylkách teplotní difference od maximální možné dosažitelné teplotní difference u ideálního protiproudého výměníku. Tato odchylka je popsána korekčním faktorem

$$F = \frac{\Delta T}{\Delta T_{ln\varpi}} = \frac{NTU_{\varpi}}{NTU} \quad (23)$$

Korekční faktor lze odečíst z grafů (například graf 8) nebo analyticky vypočítat, třeba dle rovnice (24) uvedené v Heat atlasu (Stephan, 2010). Koeficienty pro tuto rovnici lze pak najít v tabulce 9.



Obrázek 8: Graf korekčního faktoru pro výměník s křížovým tokem a nemísěnými proudy. Dostupné z <https://paragchaware.files.wordpress.com/2016/08/ntu.pdf> [27.7.2020]

$$F = \frac{1}{(1 + aW^{ab}NTU^b)^c} \quad (24)$$

Z grafu 8 je zřejmé, že pokud bude korekční faktor  $F$  menší jak 0,7, tak jsou křivky již velmi strmé a korekční faktor začíná být citlivý na vstupní teploty. Kromě toho, že při těchto hodnotách korekčního faktoru se začínáme poměrně významně vzdalovat ideálnímu stavu protiproudého výměníku, tak i při malých odchylkách vstupních teplot, se korekční faktor může velmi lišit a blížit se ještě menším hodnotám, což není dobře z hlediska výkonu výměníku. Ideální stav, na který cílit, je korekční faktor mezi 0,9–1,0, tato hodnota ale není pravidlem. Jak jsem psal již výše, je nutné respektovat křivky grafu pro danou geometrii, pro některé geometrie nemusí být tak strmé a problém s nestabilitou se nemusí projevovat, nicméně v každém případě je vhodné se co nejvíce blížit vzoru protiproudého výměníku. Stejně jako u metody  $\varepsilon$ -NTU se i zde předpokládá konstantní koeficient prostupu tepla  $k$ .



Flow arrangement	a	b	c	d
Pure cocurrent flow	0.671	2.11	0.534	0.500
Shell-and-tube heat exchanger with one shell-side and two tube-side passes; $\epsilon = 1/2$	0.317	2.09	0.543	0.500
Shell-and-tube heat exchanger with one shell-side and four tube-side passes	0.274	2.08	0.624	0.508
Shell-and-tube heat exchanger with one shell-side and six tube-side passes	0.262	2.07	0.650	0.509
Shell-and-tube heat exchanger with one shell-side and eight tube-side passes	0.258	2.07	0.661	0.509
Shell-and-tube heat exchanger with one shell-side and three tube-side passes, two of it in countercurrent flow; $\epsilon = 1/3$	0.431	2.33	0.371	0.450
Shell-and-tube heat exchanger with one shell-side and two countercurrent tube-side passes	0.168	2.18	0.490	0.395
Shell-and-tube heat exchanger; divided flow with one shell-side and one tube-side pass	0.272	1.86	0.529	0.329
Shell-and-tube heat exchanger; divided flow with one shell-side and two tube-side passes	0.230	2.03	0.733	0.531
Shell-and-tube heat exchanger; split flow with longitudinal baffle and two shell-side and two tube-side passes	0.0763	2.05	0.536	0.344
Shell-and-tube heat exchanger; double split flow with two longitudinal baffles and two shell-side passes on each side; two tube-side passes	0.0749	2.00	0.544	0.337
Pure cross-flow	0.433	1.60	0.267	0.500
Cross-flow with one tube row; laterally mixed on one side	0.234	1.91	0.597	0.668
Cross-flow, laterally mixed on both sides	0.251	2.06	0.677	0.500
Cross-flow with two tube rows and one pass	0.158	1.53	0.705	0.617
Cross-flow with three tube rows and one pass	0.150	1.38	0.722	0.596
Cross-flow with four tube rows and one pass	0.167	1.34	0.648	0.583
Cross-flow with five tube rows and one pass	0.195	1.35	0.560	0.569
Cross-flow with six tube rows and one pass	0.226	1.37	0.486	0.559
Cross-flow with ten tube rows and one pass	0.333	1.50	0.338	0.535
Counterdirected countercurrent cross-flow with two tube rows and two passes	0.0737	1.97	0.553	0.640
Counterdirected countercurrent cross-flow with three tube rows and three passes	0.0332	2.01	0.540	0.640
Counterdirected countercurrent cross-flow with four tube rows and four passes	0.0188	2.01	0.540	0.650
Counterdirected countercurrent cross-flow with six tube rows and six passes	0.00820	2.03	0.537	0.659
Counterdirected countercurrent cross-flow with four tube rows and two passes	0.0649	1.63	0.625	0.608
Codirected countercurrent cross-flow with two tube rows and two passes	0.0537	1.88	0.621	0.651
Codirected countercurrent cross-flow with three tube rows and three passes	0.0227	1.88	0.632	0.657
Counterdirected countercurrent cross-flow with two passes; stream 2 unmixed, stream 1 mixed only between passes	0.149	1.76	0.264	0.497
Counterdirected countercurrent cross-flow with three passes; stream 2 unmixed, stream 1 mixed only between passes	0.0711	1.85	0.253	0.422
Counterdirected countercurrent cross-flow with four passes; stream 2 unmixed, stream 1 mixed only between passes	0.0419	1.89	0.246	0.399
Plate heat exchanger with one pass for stream 1 and two passes for stream 2	0.272	1.86	0.529	0.322
Plate heat exchanger with one pass for stream 1 and three passes for stream 2, two of them in countercurrent flow	0.211	1.85	0.582	0.292
Plate heat exchanger with one pass for stream 1 and four passes for stream 2	0.244	1.90	0.577	0.323
Plate heat exchanger with two passes for stream 1 and four passes for stream 2 in overall countercurrent flow arrangement	0.0748	1.87	0.525	0.317

Obrázek 9: Koeficienty pro korekční faktor dle uspořádání proudů. (Stephan, 2010)

## 2 Turbulátory

*„Vítej v informačním věku,  
pravdy je tu stejně,  
zato hafo keců ti přes hlavu přetáhne informační deku.“*

Jeden z důležitých bodů výpočtu výměníků tepla je správné určení Nusseltova čísla, resp. koeficientu přestupu tepla  $\alpha$ . Tato úloha však není snadná v případě složité geometrie, kterou představují žebra v kanálech výměníku, proto se určuje především experimentálně a vznikají tak korelace specifické pro každý typ žeber/turbulátorů. Obdobně se postupuje i v případě tlakové ztráty.

Korelace jsou v této kapitole rozčleněny podle typu žebrování, kterým se zabývají a dále podle data vzniku – řazeno chronologicky. Pro každý článek, ve kterém byla korelace uveřejněna, uvedu základní uspořádání experimentu a rozsah použitelnosti korelace, spolu s její přesností. Někteří autoři se zabývali různými geometriemi, takže se jejich jména objeví u více druhů žebrování. Pro každý druh v úvodu kapitoly uvedu základní geometrii a parametry žebrování, které mají zásadní vliv na výsledné korelace.

V práci jsem převzal běžné označení, které se pro popis jednotlivých fenoménů v oblasti desko-žebrových výměníků tepla vyskytuje. Jde především o způsob výpočtu tlakové ztráty a koeficientu přestupu tepla. Zatímco pro české prostředí je pro výpočet tlakových ztrát důvěrně známá Darcyho-Weisbachova rovnice s koeficientem třecích ztrát  $\lambda$ , ale v celosvětovém měřítku je používanější Fanningův třecí faktor  $f_f$ .

$$\Delta p = \lambda \frac{u^2 L}{2 D_h} \rho \rightarrow \Delta p = f_f \frac{2 u^2 L}{D_h} \rho \quad (25)$$

Jediný rozdíl mezi těmito koeficienty je, že  $\lambda$  je čtyřnásobkem  $f_f$ . Výpočet tlakové ztráty pak přejde na tvar (25).

V případě výpočtu koeficientu přestupu tepla  $\alpha$ , je při tvorbě korelací široce používaný Colburnův faktor  $j$  (26). Tedy podobnostní číslo využívající shody některých rovnic pro popis přenosu hybnosti, tepla a hmoty. Z něj se pak dopočítává Nusseltovo číslo, a pak už je snadné se dostat ke zmíněnému koeficientu přestupu tepla  $\alpha$ .

$$j = \frac{\text{Nu}}{\text{Re} \cdot \text{Pr}^{1/3}} = \frac{\alpha}{\rho u c_p} \text{Pr}^{2/3} \quad (26)$$

Existuje mnoho druhů turbulátorů, používaných pro intenzifikaci přestupu tepla v kanálech výměníků. Mnoho z nich je však vyvíjeno společnostmi zabývajícími se desko-žebrovými výměníky a přístup k datům pro tyto turbulátory je omezený. Avšak stále se dominantně používají 4 základní druhy turbulátorů, kterými jsou žaluziová žebra, zubová žebra, vlnová žebra a perforovaná žebra. Pro první tři zmíněné typy naleznete na dalších stránkách nejčastěji používané korelace. Poslední typ žebrování jsem vynechal, protože jsem se s ním zatím na žádném z mobilních zařízení nesešel a považuji ho za mezifázi vývoje obyčejného plochého žebrování k žebrování s tvarovými turbulátory.

Mimo tyto výše uvedené typy, se lze setkat při vývoji nových zařízení v odůvodněných případech s jednoduchým žebrováním bez turbulátorů. Objevují se v aplikacích, kde jsou velmi malá Reynoldsova čísla a mezní vrstva vzniká i na turbulátorech ve stejném měřítku, a ty tak pozbývají smysl, nebo v případech, kdy jsou dovolené pouze velmi malé tlakové ztráty, při zachování vstupní plochy. V neposlední řadě to může být ale i jejich nízká cena, která může hrát roli při rozhodování, jaké žebrování použít. Chceme-li však porovnat žebrování bez turbulátorů a s turbulátory je to jako porovnávat Vince Cartera a Jamese Hardena v této sezóně NBA, oba dva už mají pravděpodobně to nejlepší za sebou, ale na rozdíl od Vince, si James užívá vrcholu a nějaký pátek se s ním na obrazovkách ještě potkávat budeme.

Neznamená to však, že byste na výpočet jednoduchých žeber bez turbulátorů v mé práci nenarazili, jejich výpočet je uveden v kapitole 3 u matematicko-fyzikálního modelu. Jednoduchá žebra jsou sice dnes již výjimečná, ale jak bude vidět především z článků, největší termický odpor náleží u chladičů straně vzduchu,

takže na straně kapaliny nemusí být žebrování pravidlem, především u chladičů na starších strojích, takže uživatel by měl mít nástroj i pro jejich výpočet.

V praxi se také často setkáváme s potřebou dvě různé konstrukce výměníků porovnat z pohledu použitých turbulátorů. Na to máme několik možností, podle toho jaký parametr výměníku zachováváme a jaký měníme. Můžeme například přímo porovnávat velikosti koeficientů  $j$  a  $f_f$ , potřebnou čerpací výkon (27), porovnávat kvalitu objemu (30) (Lee et al., 2015) nebo můžeme využít faktor kvality průtočné plochy podle Shah a Sekulic (2007), definovaný dle rovnice (28).

$$P = \frac{\Delta p \dot{m}}{\rho} = \frac{2 f_f \dot{m}^3 L}{\rho^2 S_{fr}^2 \sigma^2 D_h} \quad (27)$$

$$\frac{j}{f_f} = \frac{Nu \cdot Pr^{-1/3}}{f_f Re} = \frac{1}{A_o^2 \eta_f} \left( \frac{Pr^{2/3} NTU \dot{m}^2}{2 \rho \Delta p} \right) \quad (28)$$

Z rovnice (28) lze pak vyjádřit bezrozměrnou čelní volně průtočnou plochu  $A_o^*$  nebo celou čelní plochu  $A_o$

$$A_o^* = \frac{A_o}{\left[ (Pr^{2/3}/2 \rho)(NTU \dot{m}^2/\Delta p) \right]^{1/2}} = \frac{1}{[\eta_f(j/f_f)]^{1/2}} = \sigma S_{fr}^* \quad (29)$$

Čím větší je poměr  $j/f_f$ , tím výhodnější je geometrie výměníku, protože z uvedených rovnic vyplývá, že klade menší nároky na čelní volnou průtočnou plochu, a tím na menší čelní plochu obecně. Tento faktor je nezávislý na délce výměníku. Pro posouzení délky (objemu), slouží faktor kvality objemu VGF.

Ten opět chceme mít co nejvyšší, říká pak, že pro stejný výkon výměníku stačí menší délka (objem) výměníku.

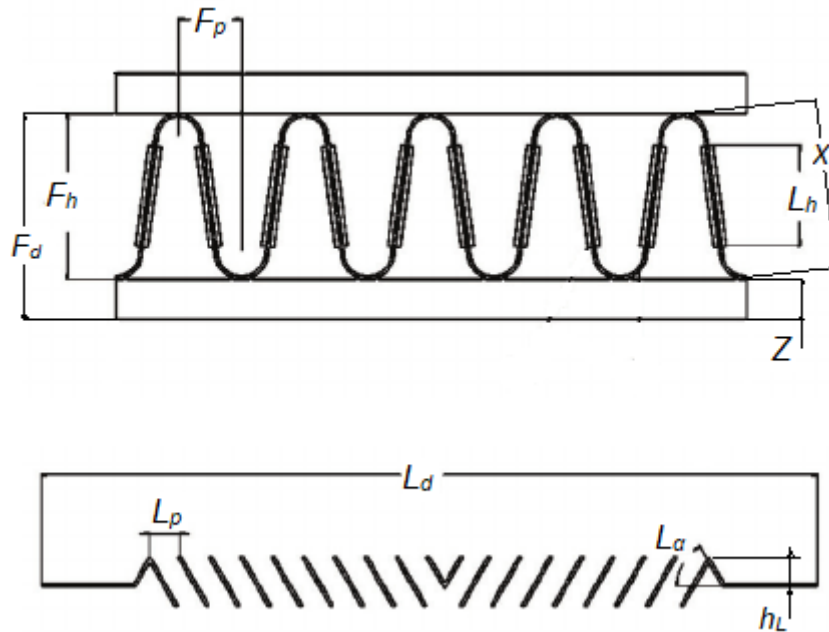
$$VGF = \frac{St}{f_f^{-1/3}} \quad (30)$$

Ostatní zmíněné metody jsou dostupné v publikaci Shah a Sekulic (2007) nebo v článku Cowell (1990), kde lze nalézt i další možnosti porovnání.

## 2.1 Žaluziové žebrování (Louvered fins)

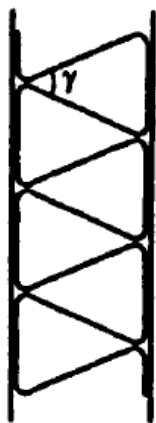
Na straně plynu se u kompaktních desko-žebrových výměníků tepla setkáme téměř výhradně s žaluziovými žebry (anglicky *louvered fins*), alespoň oblasti chladičů spalovacích motorů. Tento fakt je daný především jejich vyšším výkonem při přestupu tepla, ale i vyšší tlakovou ztrátou v porovnání s zubovými žebry. To pak vede k tomu, že ve stejném srovnání nižší poměr  $j/f_f$ , i přes vyšší Colburnův faktor, proto se používají pro média s menší hustotou. Další jejich výhodou jsou především jejich nízké výrobní náklady (Hesselgreaves et al., 2016). Žaluziová žebra se totiž vyrábí válcováním a to zrychluje a zlevňuje jejich výrobu oproti lisování, kterým se vyrábí většina ostatních typů žeber. Zvyšují koeficient  $\alpha$  oproti jednoduchým plochým žebřům více než dvojnásobně a jejich primární funkcí není měnit laminární proudění v turbulentní, ale měnit směr toku kapaliny ve směru prolisů, a tím narušovat mezní vrstvu vznikající na žebrech. Krom zmíněných výhod u nich najdeme i některé negativní stránky, jako jsou velmi tenké plechy ze kterých se vyrábí, což vede k menší mechanické odolnosti a opět to svádí k použití u plynů, a vyšší náchylnost pro tvorbu foulingu.

Na obrázku (10) lze vidět základní geometrické parametry žaluziových žeber. Pro korelace v následující kapitole jsem značení těchto parametrů v rovnicích upravil, aby odpovídaly značení na tomto výchozím obrázku.

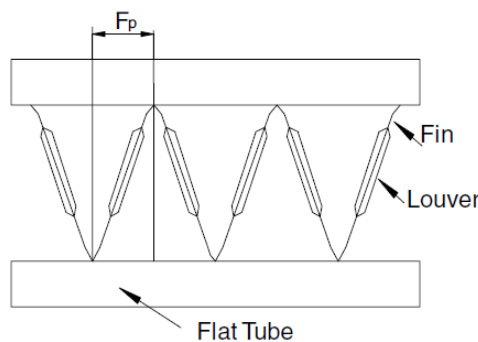


Obrázek 10: Základní parametry žaluziového žebrování. Dostupné z <https://lurl.cz/fzToS> [2.7.2020]

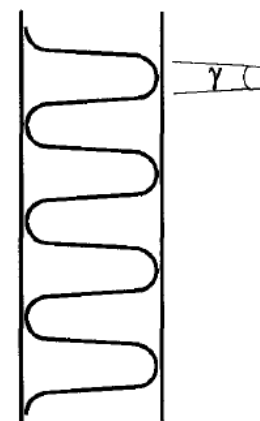
Žaluziové žebrování lze do kanálu umístit třemi způsoby. Ty určují jak bude vypadat vstupní profil výměníku. Na výběr máme z tzv. Z umístění (obr. 11), trojúhelníkového umístění (obr. 12) a sinusového/obdélníkového provedení (obr. 13). Jednotliví autoři korelací sice rozlišují, jakým typem se zabývali, nicméně ale neuvádí, jestli lze korelaci poté použít na jiné provedení. V mnoha člácích k takovému porovnání dochází a ukazuje se, že toto rozdělení není zásadní překážkou pro použití korelací. V současnosti se Z umístění příliš nepoužívá a běžně se setkáváme s obdélníkovým provedením, se kterým také pracuje většina článků. I kapalinové kanály lze do žebrování umístit různým způsobem. V tomto ohledu existují dvě



Obrázek "Z" provedení venport, 1983)



11: Obrázek 12: Trojúhelníkové provedení (Dong et al., 2007)



Obrázek 13: Obdélníkové provedení (Chang a Wang, 1997)

hlavní možnosti, a to zarovnané kanály s okrajem žebrování (obrázek 15) a kanály umístěné až za náběžnou hranou vzduchového žebrování (obrázek 14). Tyto odchylky pak určují hlavně tlakovou místní ztrátu na vstupu/výstupu z výměníku.

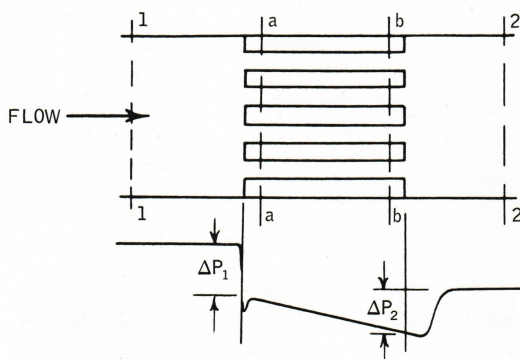
## Kays a London (1964)

Autoři této knihy vytvořili jako první souhrnný text o kompaktních výměnících tepla. Jejich přístup je ale trochu jiný než u ostatních autorů. Rozdělují geometrii výměníků na jednotlivé části a pro ty pak stanovují výpočetní postupy či korelace. Kniha tak obsahuje mnoho grafů a rovnic odvozených ze základních vztahů pro jednotlivé veličiny. Korelace v ní jsou uvedeny pouze prostřednictvím grafů, ve kterých faktor  $j$  a  $f_f$  odečítáte podle velikosti vypočítaného  $Re$  a konkrétní geometrie žebrování.

Z jejich rozsáhlé práce bych rád představil část zabývající se tlakovou ztrátou výměníků. Autoři rozdělili tlakovou ztrátu na čtyři části. Tlakovou ztrátu způsobenou vstupem do jádra výměníku, ztrátu způsobenou zrychlením proudění v jádře, třením v jádře a výstupem z jádra výměníku. Všechny tyto ztráty pak sečetli a představili rovnicí (31).

$$\frac{\Delta p}{p_1} = \frac{G^2 v_1}{2 p_1} \left[ (K_c + 1 - \sigma^2) + 2 \left( \frac{v_2}{v_1} - 1 \right) + f_f \frac{S v_m}{A_o v_1} - (1 - \sigma^2 - K_e) \frac{v_2}{v_1} \right] \quad (31)$$

$$v_m \approx \frac{v_1 + v_2}{2} \quad (32)$$



Koeficienty  $K_c$  a  $K_e$  jsou koeficienty vstupní, resp. výstupní tlakové ztráty do jádra výměníku. Oba tyto koeficienty autoři spočítali analyticky a pak experimentálně ověřovali. Je možné je odečíst z grafů (například grafy 17 a 18) pro jednotlivé tvary vstupních kanálů výměníku a s pomocí bezrozměrného poměru  $\sigma$  (33).

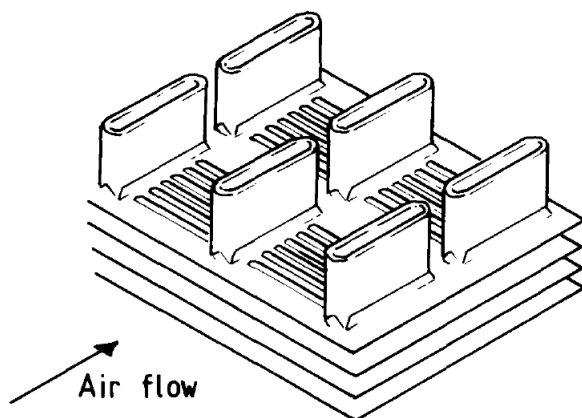
$$\sigma = \frac{A_o}{S_{fr}} \quad (33)$$

Vstupní (34) nebo výstupní (35) tlakovou ztrátu lze pak spočítat samostatně dle následujících rovnic.

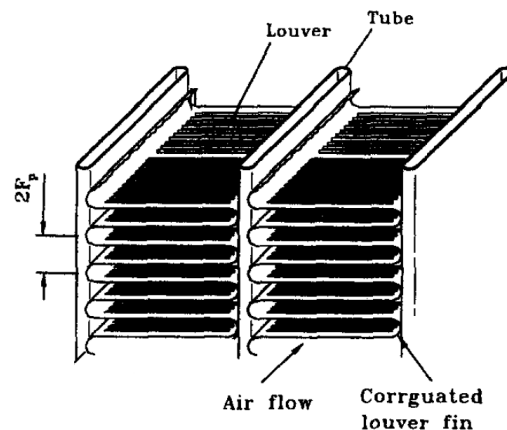
$$\frac{\Delta p}{\rho} = \frac{u^2}{2} (1 - \sigma^2) + K_c \frac{u^2}{2} \quad (34)$$

$$\frac{\Delta p}{\rho} = \frac{u^2}{2} (1 - \sigma^2) - K_e \frac{u^2}{2} \quad (35)$$

Obrázek 16: Průběh tlakové ztráty při průchodu jádrem výměníku. (Kays a London, 1964)



Obrázek 14: Umístění kanálů s přesahem (Chang et al., 2000)



Obrázek 15: Zarovnané umístění (Chang et al., 2000)

Autoři se taktéž zabývali způsobem výpočtu hydraulického průměru  $D_h$ , který pro některé geometrie žebrování může představovat celkem oříšek. Jejich výpočet je založen na klasickém vztahu pro hydraulický průměr (36), jehož výsledkem je pro kruhový tvar trubek přímo průměr trubky.

$$D_h = \frac{4 A_o}{O_o} \quad (36)$$

Pro složitější geometrie je obtížnější počítat omočený obvod, takže autoři přichází se vztahem (37), ve kterém je omočený obvod nahrazen celkovou teplosměnnou plochou na straně kapaliny, pro kterou hydraulický obvod počítáme. Aby byl výraz ekvivalentní se vztahem (36) je nutné ho ještě vynásobit délkou žebrování. V tom případě pro kruhovou trubku výraz (37) opět přejde přímo v průměr trubky.

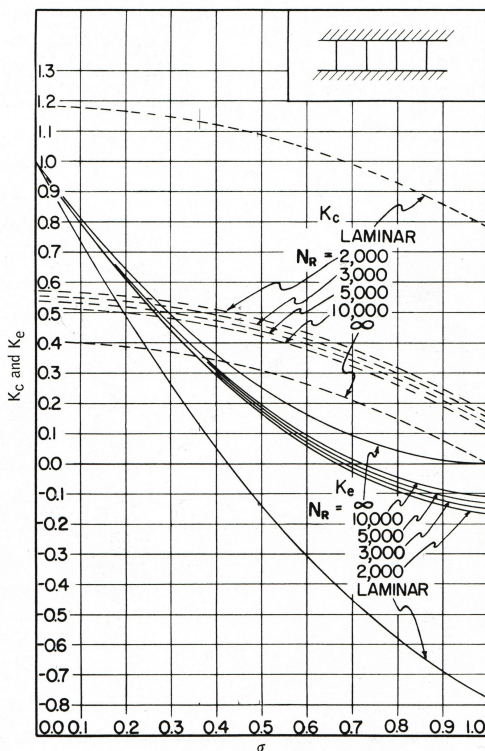
$$D_h = \frac{4 A_o}{S} L = \frac{4 \pi D^2}{\pi D L} L = D \quad (37)$$

Stejný postup výpočtu  $D_h$  se díky své jednoduchosti a snadné aplikaci používá ve většině z následujících článků, které jsou zde uvedeny.

### Davenport (1983)

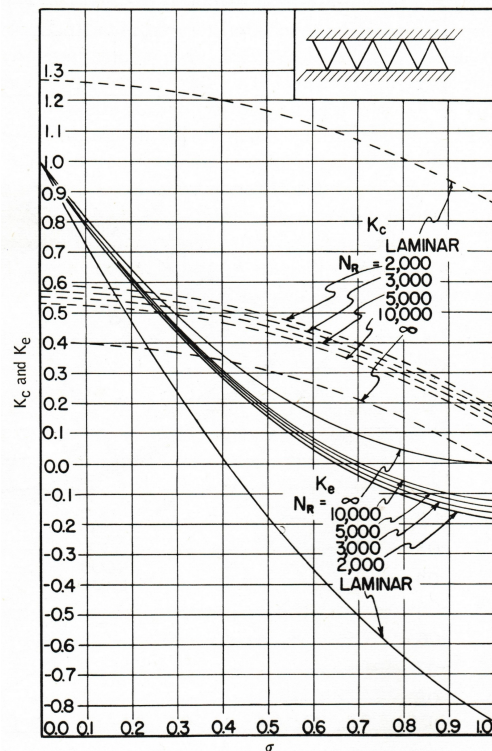
Tento článek je jeden z prvních důkladně se zabývajících článků na téma žaluziových žebel. Autor klade si za cíl vytvořit korelaci pro žaluziové žebra ve vzduchovém kanálu. Pro tento účel autor použil ve svém testu 34 typů různých jader výměníků, všechny o čelních čtvercových rozměrech  $152 \times 152$  mm s délkou vzduchových kanálů 40 mm. 32 jader bylo pak opatřeno žaluziovými žebry s pozměněnými parametry. Výška vzduchového kanálu byla u poloviny vzorků 12,5 mm a zbývající poloviny 7,5 mm. Výška vodního kanálu byla jednotná 1,5 mm. Jednotlivé vzduchové kanály s žebry byly umístěny v tzv. Z konfiguraci,

Entrance and exit pressure loss coefficients for a multiple-square-tube heat exchanger core with abrupt-contraction entrance and abrupt-expansion exit.



Obrázek 17:  $K_c$  a  $K_e$  pro obdélkové kanály. (Kays a London, 1964)

Entrance and exit pressure loss coefficients for a multiple-triangular-tube heat exchanger core with abrupt-contraction entrance and abrupt-expansion exit.



Obrázek 18:  $K_c$  a  $K_e$  pro trojúhelníkové kanály. (Kays a London, 1964)

u které pak vstupní profil tvoří trojúhelníky. Vzduchové žebrování bylo vyrobeno z 0,075 mm tlustého měděného plechu a připájeno na vodní kanály ze stejného materiálu, ale o tloušťce 2 mm. Autor počítal se součinitelem tepelné vodivosti  $\lambda = 340 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ .

Test byl proveden v aerodynamickém tunelu, kde byla měřena rychlost vzduchu, teplota vzduchu před a za testovaným jádrem, statický tlak vzduchu před a za jádrem v ustáleném stavu a rozdíl teploty vody vedené v trubkách na vstupu a výstupu. Rychlost vzduchu byla při testu měněna od  $0,5 \text{ m s}^{-1}$  do  $17 \text{ m s}^{-1}$ . Během testu byla trubkami vedena voda o průtoku  $100 \text{ l min}^{-1}$  a vstupní teplotě  $85 \text{ }^\circ\text{C}$ . Každý vzorek byl testován dvakrát, a to jednou s vodou v kanálech a jednou bez, pro změření charakteristik při isothermických podmínkách.

Ve vodních kanálech bylo zajištěno při každém měření  $\text{Re} > 10000$ , tedy turbulentní režim proudění, aby mohl být pro výpočet koeficientu přestupu tepla  $\alpha$  mezi stěnou a proudící kapalinou vypočítán pomocí Dittus-Boelterova vztahu (38). Výpočet Reynoldsova čísla byl proveden na základě hydraulického průměru pro vzduchovou pasáž (39), dále v textu se pak setkáte s Reynoldsovým číslem definovaným na základě délky žebra (43).

$$\text{Nu} = 0,023 \text{ Re}^{0,8} \text{ Pr}^{0,3} \quad (38)$$

$$\text{Re} = \frac{\rho_{\text{air}} u_{\text{air}} D_{\text{air}}}{\mu_{\text{air}}} \quad (39)$$

Dle článku lze rozdělit termický odpor výměníku na tři části - termický odpor na straně vzduchu, který tvoří odhadem 95 % celkového odporu a termický odpor na straně vody a stěny kanálu, která proudy odděluje. Poslední dva odpory si rozdělují zbylých 5 %, ve prospěch odporu na straně vody.

Účinnost žebrování byla vypočítána po aproximaci žebber nekonečnými obdélníkovými žebry a byla vždy nad 75 %. Při výpočtech byly uvažovány vlastnosti médií při střední teplotě ve výměníku.

Výsledné korelace:

Pro  $j$  faktor ( $300 < \text{Re} < 4000$ )

$$j = 0,249 \text{ Re}_{lp}^{-0,42} h_L^{0,33} \left( \frac{L_h}{X} \right)^{1,1} X^{0,26} \quad (40)$$

Pro  $f_f$  faktor ( $70 < \text{Re} < 900$ )

$$f_f = 5,47 \text{ Re}_{lp}^{-0,72} h_L^{0,37} \left( \frac{L_h}{X} \right)^{0,89} L_p^{0,2} X^{0,23} \quad (41)$$

Pro  $f_f$  faktor ( $1000 < \text{Re} < 4000$ )

$$f_f = 0,494 \text{ Re}_{lp}^{-0,39} \left( \frac{h_L}{X} \right)^{0,33} \left( \frac{L_h}{X} \right)^{1,1} X^{0,46} \quad (42)$$

Pro zjednodušení korelací a snížení množství závislých parametrů v nich se v nich objevuje Reynoldsovo číslo vztažené k rozteči žaluzií.

$$\text{Re}_{lp} = \frac{\rho_{\text{air}} u_{\text{air}} L_p}{\mu_{\text{air}}} \quad (43)$$

Kvůli nárůstu laminární podvrstvy není možné tyto korelace používat pro nižší Reynoldsova čísla. Autor zjistil, že při nízkých  $\text{Re}$  číslech je mezní vrstva proudění tak velká, že žebrování ztrácí svoji funkci a proud vzduchu proudí středem kanálu bez ovlivnění. Korelace pro  $j$  faktor odpovídají 95 % dat s přesností  $\pm 6 \%$  a pro třecí faktor  $f_f$  pro stejný objem dat s přesností  $\pm 10 \%$  v zadaném rozsahu Reynoldsových čísel. Článek rovněž uvádí i některé vztahy mezi jednotlivými parametry žebrování, například že rozteč žebber a jejich výška ovlivňuje  $j$  faktor nezávisle a zároveň, že úhel žebber je významnější z pohledu obou faktorů než výška žebra. Oproti zubovému žebrování má tento typ žebber dle článku o 10 % nižší koeficient  $j$  a zároveň ale o 30 – 40 % nižší třecí koeficient  $f_f$ .

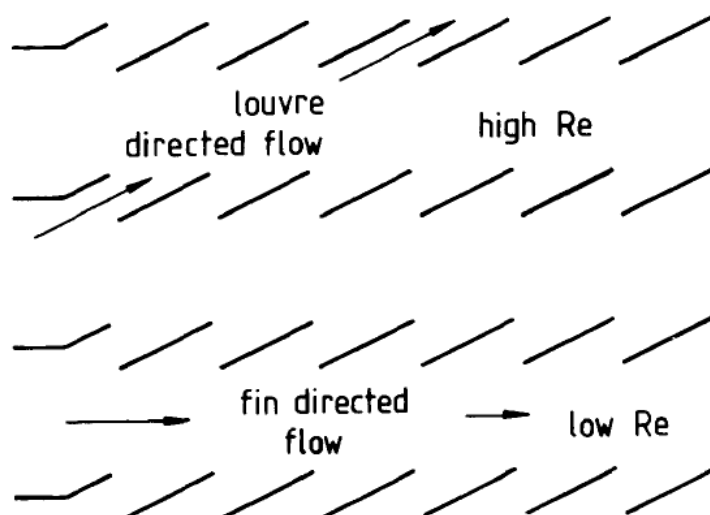
## Achaichia a Cowell (1988)

V této práci autor používá uspořádání výměníku shodné s obrázkem 14. Vodní kanály jsou vyrobeny z mosazi a jejich rozměry jsou  $16 \times 2$  mm. Vzdálenost jednotlivých vodních kanálů, tedy výška žebrování  $F_h$ , je jednotná 9 mm. Délka výměníku ve směru proudění vzduchu je 41,6 mm. Materiál žebrování je měď o tloušťce 0,05 mm. Bylo použito 23 vzorků s 15 různými parametry žebrování - měněna byla rozteč žebor  $L_p$ , úhel žebor  $L_\alpha$ , rozteč kanálu vytvořeným žebrováním  $F_p$ . Měření probíhala v aerodynamickém tunelu s rychlostmi vzduchu od  $0,5 \text{ m s}^{-1}$  do  $20 \text{ m s}^{-1}$  s měřenou tlakovou ztrátou při průchodu výměníkem. Rychlost vzduchu byla měřena lokálně na jednom místě pomocí Pitotovy trubice. Testovaná jádra výměníku měla čtvercové rozměry  $150 \times 150$  mm. Hmotnostní průtok vody výměníkem byl  $1,8 \text{ kg s}^{-1}$ , její teplota na vstupu do výměníku byla  $85 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Stejně jako Davenport (1983) i zde autor použil pro výpočet přestupu tepla ve vodním kanále Dittus-Boelterův vztah (38), pro popis přestupu tepla na straně vzduchu pak nepoužívá Colburnův koeficient  $j$ , ale Stantonovo číslo (44). Autor zde uvádí, že termický odpor na straně vody a stěny výměníku nebyl nikdy vyšší než 10 % z celkového termického odporu.

$$St = \frac{Nu}{Re Pr} = \frac{\alpha}{u c_p \rho} \quad (44)$$

V článku byl podrobně zkoumán vliv rozteče ploch s žebrováním na velikost Stantonova čísla při nízkých Reynoldsových číslech. Autor došel k zjištění, že při vyšší rozteči žebor  $F_p$  dochází v oblasti nízkých  $Re$  k přechodu mezi prouděním po směru žebrování na proudění ve směru kanálu dle obrázku (19). Ve chvíli, kdy jsou žebra umístěna s velkou roztečí  $F_p$  (větší než 3 mm) nebo s nízkou roztečí sousedních žebor  $L_p$  (menší než 1 mm), popřípadě malým úhlem  $L_\alpha$ , tak dochází ke vzniku mezní vrstvy a tato mezní vrstva překryje žebrování a to se stává neúčinným. Tento efekt vede k rozdělení proudění a jeho popisu do dvou zmíněných směrů a přidáním nového parametru, středního úhlu proudění vzduchu  $\beta$ , ten se objevuje v korelaci vytvořené i pro nízká Reynoldsova čísla. Při vyšších rychlostech proudění vzduchu se křivky podobají natolik, že nebrání vytvoření jednotné korelace napříč všemi testovanými vzorky, bez parametru  $\beta$ .



Obrázek 19: Možnosti proudění vzduchu v žaluziovém žebrování.

Lepších výsledků bylo dosaženo opět po použití Reynoldsova čísla definovaného na základě rozteče žebrování (43).

Výsledné korelace pro  $St$  číslo ( $150 < Re < 3000$ )

$$St = 1,54 Re_{lp}^{-0,57} \left( \frac{F_p}{L_p} \right)^{-0,19} \left( \frac{F_d}{L_p} \right)^{-0,11} \left( \frac{L_p \cos L_\alpha}{L_p} \right)^{0,15} \quad (45)$$



Korelace (45) dává v daném rozsahu St číslo s přesností  $\pm 10\%$ .

Díky pozorovaným vlivům v oblasti nízkých Re čísel autor uvádí ještě jednu korelaci, která pokrývá širší oblast. Její vznik je odvozen na základě kombinace parametrů při průtoku ve směru žebrování a ve směru kanálu.

Pro St číslo  $> 75$ .

$$St = \frac{\beta}{L_\alpha} 1,18 Re_{lp}^{-0,58}, \quad (46)$$

kde

$$\frac{\beta}{L_\alpha} = (0,936 - 243/Re_{lp} - 1,76 F_p/L_p + 0,995 L_\alpha)/L_\alpha. \quad (47)$$

I pro tuto komplexnější formu uvádí autor přesnost pro St číslo s přesností  $\pm 10\%$ .

Měření ukázala, že tlaková ztráta je funkcí hlavně Re. Přesto je výsledná korelace funkcí i detailní geometrie žebrování a autor zavádí ještě pomocný třetí koeficient  $f_a$ , aby bylo dosaženo požadované přesnosti. Pro třetí faktor tak autor představuje korelaci (48) s přesností  $\pm 10\%$  v rozsahu  $150 < Re < 3000$ .

$$f_f = 0,895 f_a^{1,07} F_p^{-0,22} L_p^{0,25} F_d^{0,26} (L_p \cos L_\alpha)^{0,33}, \text{ kde} \quad (48)$$

$$f_a = 596 Re_{lp}^{(-2,25+0,318 \log Re_{lp})} \quad (49)$$

Pro  $Re < 75$  lze použít korelaci (50), se stejnou přesností.

$$f_f = 10,4 Re_{lp}^{-1,17} F_p^{0,05} L_p^{1,24} F_d^{0,83} (L_p \cos L_\alpha)^{0,25} \quad (50)$$

### Chang a Wang (1997)

V tomto článku autoři zvolili jiný přístup a ke svým naměřeným datům přidali dosud naměřená a publikovaná data ostatních autorů, včetně dat z předešlých článků uvedených v této práci. Na základě tohoto souboru dat vytvářeli novou korelaci pro Colburnův koeficient  $j$ . Soubor, který se podařilo složit, obsahuje zhruba 100 naměřených typů výměníku tepla z různých materiálů, všech geometrií a provedení. Pro třetí koeficient  $f_f$  autoři představili korelace až o tři roky později v článku Chang et al. (2000), kdy po původním závěru, že nelze na základě těchto dat korelaci vytvořit nakonec přišli s řešením.

Pro korelaci  $j$  faktoru autoři zredukovali objem vzorků pouze na ty, které byly provedeny se zarovnaným umístěním (obrázek 15) a obdélníkovým provedení žebrování (obrázek 13).

Výsledná korelace pro tuto geometrii a  $j$  faktor v rozsahu  $100 < Re_{lp} < 3000$ .

$$j = Re_{lp}^{-0,49} \left(\frac{L_\alpha}{90}\right)^{0,27} \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0,14} \left(\frac{F_h}{L_p}\right)^{-0,29} \left(\frac{L_d}{L_p}\right)^{-0,23} \left(\frac{L_h}{L_p}\right)^{0,68} \left(\frac{F_d}{L_p}\right)^{-0,28} \left(\frac{\delta_t}{L_p}\right)^{-0,05} \quad (51)$$

Její přesnost vůči 89,3 % experimentálních dat je  $\pm 15\%$ .

Autoři posléze ještě vytvořili i korelaci ze všech dat, nerespektující rozdílné geometrie.

$$j = 1,18 Re_{lp}^{-0,505} \left(\frac{L_\alpha}{90}\right)^{0,26} \left(\frac{F_h}{L_p}\right)^{-0,51} \left(\frac{L_d}{L_p}\right)^{-0,26} \left(\frac{L_h}{L_p}\right)^{0,82} \left(\frac{F_d}{L_p}\right)^{-0,25} \left(\frac{\delta_t}{L_p}\right)^{-0,097} \quad (52)$$

Přesnost této korelace pro 87,8 % experimentálních dat je  $\pm 15\%$ .

Protože v mnoha případech není dostupná pro rychlé inženýrské výpočty přesná geometrie žebrování, lze použít i korelaci (53), která také nerozlišuje mezi typy výměníků a je platná pro všechny verze. Její přesnost je pak o něco horší a to  $\pm 25\%$  pro 88,2 % experimentálních dat, popřípadě  $\pm 15\%$  pro 70,7 % experimentálních dat.

$$j = 0,425 Re_{lp}^{-0,496} \quad (53)$$

### Chang et al. (2000)

Tento článek přímo navazuje na předchozí práci Chang a Wang (1997) a pro stejný soubor dat přináší i korelaci pro frikční koeficient  $f_f$ . V původním článku autor píše, že zobrazení frikčního faktoru v závislosti na  $Re$  vykazovalo chybu až 300 % a ani v zobrazení v logaritmických souřadnicích žádnou závislost neukázalo. Je to způsobeno pravděpodobně právě rozdílným řešením provedení vstupu a výstupu z jádra, pro jednotlivé typy výměníků. Nicméně po třech letech se autorům i tuto korelaci podařilo vytvořit.

$$f = f_1 f_2 f_3, \quad (54)$$

kde pro  $Re_{lp} < 150$

$$f_1 = 14,39 Re_{lp}^{-0,805 F_p/F_h} (\ln(1 + (F_p/L_p)))^{3,04} \quad (55)$$

$$f_2 = (\ln((\delta_t/F_p)^{0,48} + 0,9))^{-1,435} (D_h/L_p)^{-3,01} (\ln(0,5 Re_{lp}))^{-3,01} \quad (56)$$

$$f_3 = (F_p/L_h)^{-0,308} (F_d/L_h)^{-0,308} (e^{-0,1167 F_d/Z}) L_\alpha^{0,35} \quad (57)$$

a pro  $150 < Re_{lp} < 5000$

$$f_1 = 4,97 Re_{lp}^{0,6049-1,064/L_\alpha^{0,2}} (\ln((\delta_t/F_p)^{0,5} + 0,9))^{-0,527} \quad (58)$$

$$f_2 = ((D_h/L_p) \ln(0,3 Re_{lp}))^{-2,966} (F_p/L_h)^{-0,7931(F_d/F_h)} \quad (59)$$

$$f_3 = (F_d/Z)^{-0,0446} \ln(1,2 + (L_p/F_p)^{1,4})^{-3,553} L_\alpha^{-0,477} \quad (60)$$

V článku dále autoři testují korelace uvedené v člancích Davenport (1983) a Achaichia a Cowell (1988). Výsledky tohoto srovnání včetně přesnosti nových korelací lze nalézt v tabulce 3. Vyplývá z ní, že korelace dle Achaichia a Cowell (1988) více jak 100 % nadhodnocují tlakovou ztrátu při použití mimo určený rozsah geometrie, pro který byla korelace navržena, zároveň je zde dobře vidět jaký vliv má provedení žebrování na vstupu do výměníku. Nejvyšší tlakovou ztrátu tedy vykazují výměníky s přesahem žebrování.

Odchylka	Chang et al. (2000)	Davenport (1983)	Achaichia a Cowell (1988)
±10 %	68,35 %	45,49 %	14,97 %
±15 %	83,14 %	54,48 %	19,12 %
±20 %	90,89 %	64,05 %	21,73 %
±25 %	94,86 %	70,81 %	24,17 %
Průměrná odchylka	0,027 %	-11,94 %	100,83 %
Střední odchylka	9,21 %	17,50 %	102,48 %

Tabulka 3: Porovnání korelací, (Chang et al., 2000).

### Kim a Bullard (2002)

V tomto článku autoři pokračují v práci Chang a Wang (1997) a upravují dále vytvořené korelace. Měření probíhá v aerodynamickém tunelu se stálou vlhkostí a teplotou. Tlakový spád byl měřen diferenčním převodníkem statického tlaku. Pro test použili 45 jader výměníků o rozměrech 350 × 255 mm. V jednotlivých vzorcích se neměnila velikost výšky vzduchového kanálu  $F_h$ , rozteče žaluzií  $L_p$  a výšky žaluzií  $L_h$ , ty nabývaly hodnot 8,15; 1,7 a 6,4 mm, tyto hodnoty zůstaly konstantní u všech geometrií. Další parametry byly měněny dle tabulky 4. Celá testovací komora byla izolována, abych nedocházelo k tepelným ztrátám.

Test byl proveden se vstupní teplotou vzduchu 21 °C a v rozsahu  $Re_{lp} = 100 \div 600$ . Průtok vody o teplotě 45 °C byl  $0,32 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ . Výpočet výstupních teplot byl proveden metodou  $\varepsilon$ -NTU. Účinnost žebrování byla počítána obvyklou metodou pro nekonečná žebra.

Pro uvedené korelace musí navíc vždy platit podmínka  $F_p < L_p$ , pro kterou byly korelace navrženy.

$$j = Re_{lp}^{-0,487} \left(\frac{L_\alpha}{90}\right)^{0,257} \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0,13} \left(\frac{F_h}{L_p}\right)^{-0,29} \left(\frac{L_d}{L_p}\right)^{-0,235} \left(\frac{L_h}{L_p}\right)^{0,68} \left(\frac{F_d}{L_p}\right)^{-0,279} \left(\frac{\delta_t}{L_p}\right)^{-0,05} \quad (61)$$

Její přesnost je v uvedeném rozsahu  $\pm 14,5 \%$ .

$$f_f = Re_{lp}^{-0,781} \left(\frac{L_\alpha}{90}\right)^{0,444} \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-1,682} \left(\frac{F_h}{L_p}\right)^{-1,22} \left(\frac{L_d}{L_p}\right)^{0,818} \left(\frac{L_h}{L_p}\right)^{1,97} \quad (62)$$

Její přesnost je v uvedeném rozsahu  $\pm 7 \%$ .

Autoři dále zkoumali přesnost korelací v předchozích měření a závěrem jejich testů je, že korelace jsou velmi závislé na délce výměníku ve směru proudění vzduchu, ostatní parametry sice výsledek ovlivňují, ale ne tak výrazně a to dokonce ani uspořádání žeber na straně vzduchu. Je proto záhodno vybírat pro své výpočty korelace, které byly vytvořeny pro stejnou délku výměníku, pro jaký chci výpočet aplikovat nebo použít obecnou korelaci pro široké spektrum výměníků vytvořenou v článku Chang a Wang (1997).

### Dong et al. (2007)

Článek těchto autorů má velmi obdobné ambice jako většina předchozích článků, a to vytvořit korelace pro  $j$  a  $f_f$  koeficient. Zde autoři měli k dispozici 20 různých jader výměníků s různými parametry rozteče žebrování ( $F_p = 2,0; 2,25; 2,5; 2,75 \text{ mm}$ ), délky kanálu ( $L_d = 36,6; 53,0; 65,0 \text{ mm}$ ), výšky kanálu ( $F_h = 7,0; 8,0; 10,0; 8,9 \text{ mm}$ ), úhlu žaluzií ( $L_\alpha = 22^\circ; 28^\circ$ ) a tloušťkou stěny žebrování ( $\sigma_t = 0,15; 0,2 \text{ mm}$ ). Test byl proveden v izolovaném aerodynamickém tunelu. Teplota vzduchu byla měřena termočlánky typu T s přesností  $0,1 \text{ }^\circ\text{C}$ . Na straně kapaliny proudila horká voda, jejíž vstupní teplota byla měřena odporovými teploměry Pt100 a její velikost byla  $90 \text{ }^\circ\text{C}$ . Tlaková ztráta byla měřena diferenčním tlakovým převodníkem, průtok vzduchu tryskou, která je ostatně i definována v normě ISO 5167. Rozměry měřených jader výměníku byly  $250 \times 200 \text{ mm}$ . Při testu byl průtok vody udržovaný na hodnotě  $2,8 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ . Teplotní výpočet byl proveden metodou  $\varepsilon$ -NTU a výpočet tlakové ztráty byl proveden dle Davenport (1983) s hodnotami koeficientů  $K_e = 0,4$  a  $K_c = 0,2$  pro vstupní, resp. výstupní tlakovou ztrátu.

Výsledné korelace jsou platné pro  $F_p/L_p > 1$  a  $200 < Re_{lp} < 2500$ .

$$j = 0,26712 Re_{lp}^{-0,1944} \left(\frac{L_\alpha}{90}\right)^{0,257} \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0,5177} \left(\frac{F_h}{L_p}\right)^{-1,9045} \left(\frac{L_h}{L_p}\right)^{1,7159} \left(\frac{L_d}{L_p}\right)^{-0,2147} \left(\frac{\delta_t}{L_p}\right)^{-0,05} \quad (63)$$

Přesnost této korelace pro 95 % experimentálních dat je  $\pm 10 \%$ .

$$f_f = 0,54486 Re_{lp}^{-0,3068} \left(\frac{L_\alpha}{90}\right)^{0,444} \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0,9925} \left(\frac{F_h}{L_p}\right)^{0,5458} \left(\frac{L_h}{L_p}\right)^{-0,2003} \left(\frac{L_d}{L_p}\right)^{0,0688} \quad (64)$$

Přesnost této korelace pro 95 % experimentálních dat je  $\pm 12 \%$ .

délka žebrování	rozteč žeber	výška vrstvy výměníku	počet žaluzií	úhel žaluzií
$L_d, \text{ mm}$	$F_p, \text{ mm}$	$F_d, \text{ mm}$		$L_\alpha, \text{ }^\circ$
16	1,0; 1,2; 1,4	11,15	8	23; 25; 27; 29
20	1,0; 1,2; 1,4	10,15	10	15; 17; 19; 21; 23; 25; 27
24	1,0; 1,2; 1,4	10,15	12	23; 25; 27; 29

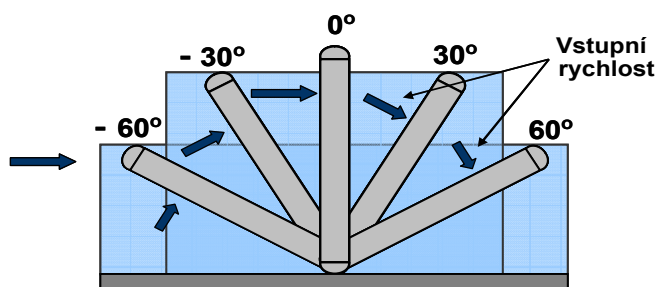
Tabulka 4: Změny parametrů, (Kim a Bullard, 2002).

## Kim et al. (2009)

Protože ne vždy dovoluje zástavba stroje nebo zařízení umístění výměníku kolmo ke směru proudění vzduchu, tak se autoři tohoto článku se právě touto tematikou zabývali. Uvažovali  $30^\circ$  a  $60^\circ$  naklonění výměníku proti a po směru proudu vzduchu, dle obrázku 20. Test byl proveden v aerodynamickém tunelu s konstantní teplotou a vlhkostí vzduchu. Rychlost vzduchu byla regulována od  $0,5 \text{ m s}^{-1}$  do  $2 \text{ m s}^{-1}$ . Teploty byly měřeny odporovými teploměry Pt100. Teplota proudícího vzduchu byla udržována na hodnotě  $21^\circ\text{C}$  a vody  $45^\circ\text{C}$ . Tlak vzduchu byl měřen tlakovým diferenčním převodníkem s přesností  $0,1 \text{ Pa}$ , průtok tryskou. Rozměry testovaných jader výměníků byly  $254 \times 385 \text{ mm}$ , tloušťka jader byla  $30 \text{ mm}$ . Testovány byly výměníky s rozdílnou velikostí rozteče žebrování  $f_p$ , pro velikosti  $1,25, 1,5$  a  $2,0 \text{ mm}$ . Při všech testech bylo  $Re$  na straně kapaliny větší než  $6000$ . Koeficient přestupu tepla  $\alpha$  ve vodním kanále byl počítán pomocí upravené Gnielinského korelace (65) pro turbulentní proudění. Pro výpočet výstupních teplot autor použil metodu  $\varepsilon$ -NTU. Na základě naměřených dat byly vypočítány hodnoty koeficientů  $f_f$  a  $j$ , které byly porovnávány s měřením s nakloněným výměníkem.

$$\alpha = \left( \frac{\lambda}{D_h} \right) \frac{(Re - 1000) Pr(\omega/2)}{1 + 12,7 \sqrt{\omega/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (65)$$

$$\omega = [1,58 \ln(Re - 3,28)]^{-2} \quad (66)$$



Obrázek 20: Schéma naklonění výměníků při testu.

Závěry článku celkem jasně říkají, že zda je výměník nakloněný po směru nebo proti směru proudění nemá vliv na velikost Colburnova koeficientu, tedy tepelný výkon, avšak naklonění má vliv na druhý sledovaný parametr, a to tlakovou ztrátu. Nárůst tlakové ztráty pak byl největší, přibližně  $70\%$  pro  $f_p = 2 \text{ mm}$  a nejmenší, zhruba  $20\%$   $f_p = 1,25 \text{ mm}$ . Důležité je však ale zmínit, že na straně vzduchu autoři používají velmi nízká Reynoldsova čísla (do  $Re = 180$ ).

## Ryu a Lee (2015)

Autoři mají za cíl své studie vytvořit korelaci obecně platnou pro jakýkoliv poměr  $F_p/L_p$ , protože většina dřívější článků používala pro svoje měření výměníky s parametry splňující podmínku  $F_p/L_p < 1$ . Zároveň s tím vytvářejí i korelaci pro velikost účinnosti žebrování. Pro tento účel kromě fyzického měření provedly i numerické simulace proudění vzduchu kanálem. V experimentu nepoužívají kompletní jádra výměníků, ale desetinasobně zvětšený model jednoho kanálu. Zároveň používají jiné vstupní teploty proudů, pro stranu kapaliny používají směs ethylenglykolu (Fridexu) a vody v poměru  $1:1$  s teplotou udržovanou na hodnotě  $4,5^\circ\text{C}$ , tuto teplotu také považují za konstantní teplotu žebrování. To si mohou dovolit ve chvíli, kde oba postranní kapalinové kanály udržují při této konstantní teplotě. Měření probíhá klasicky v aerodynamickém tunelu s kontrolovanou vlhkostí a teplotou vzduchu, ty jsou měřeny termočlánky typu T, průtok vzduchu tryskou umístěnou na konci tunelu. Na straně plynu používají vzduch o teplotě  $20^\circ\text{C}$ . V jejich měření tedy předává vzduch teplo výměníku a ne naopak jak je obvyklé. Tlaková ztráta byla měřena diferenčním převodníkem. Pro usměrnění proudění je před měřenou sekci umístěná voština. V numerické simulaci používají 3D model žebrování a uvažují turbulentní model proudění  $k$ - $\varepsilon$ , který vykazoval nejmenší odchylku od naměřených dat. Zanedbávají také stlačitelnost vzduchu a vlastnosti uvažují při střední teplotě proudu.

Svoje výsledky pak porovnávali s široce používanými korelacemi z článků Chang a Wang (1997) a Chang et al. (2000). Pro hodnoty parametrů splňující podmínku  $F_p/L_p < 1$  potvrdili velice dobrou shodu, jak s experimentem, tak numerickou simulací, avšak pro hodnoty vyšší jak 1 byla odchylka mezi korelacemi 20%. Autoři tak představili nové korelace (67) a (68), které jsou vhodné pro celé spektrum parametru  $F_p/L_p$ .

$$j = \text{Re}_{lp}^{-0,433} \left( \frac{L_d}{F_p} \right)^{0,185} \left( 1,10 + 4,31 \left( \frac{L_\alpha}{90} \right)^2 + 0,836 \frac{\ln(F_p/L_p)}{(F_p/L_p)^2} \right) \quad (67)$$

$$f_f = \text{Re}_{lp}^{(-0,433-1,887/\ln \text{Re}_{lp})} \left( \frac{L_d}{L_p} \right)^{0,157} \left( 2,24 - 0,588 \ln \left( \frac{F_p}{L_p \sin L_\alpha} \right) \right) \quad (68)$$

Korelace jsou platné v rozsahu  $100 < \text{Re}_{lp} < 3000$  a  $0,8 < L_h/F_h < 0,9$ . Přesnost autoři neuvádí.

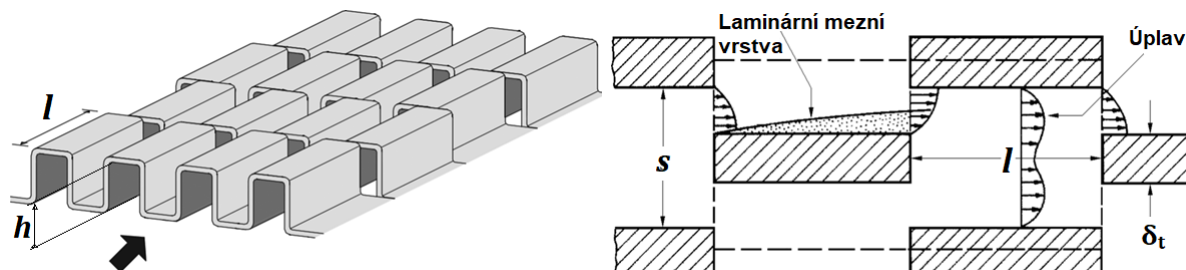
Autoři také vytvořili korelaci pro účinnost žebrování (69), platnou v rozsahu  $100 < \text{Re}_{lp} < 3000$  a  $0,3 < L_p \sin L_\alpha < 0,7$ , zde ale přidávají i informaci o shodě s naměřenými daty, odchylka je  $\pm 15\%$ .

$$\eta = 1,187 - \frac{1,775}{\text{Re}_{lp}^{0,5}} - \frac{0,104}{(L_p \sin L_\alpha / F_p)} \quad (69)$$

## 2.2 Zubové žebrování (Offset strip fins)

Zubové žebrování je nejrozšířenějším typem v oblastní desko-žebrových výměníků tepla. Zároveň se na nich provádí i nejintenzivnější výzkum a vzniklo nejvíce článků, zabývajících se tímto typem turbulátorů. Princip jejich funkce je narušovat mezní vrstvu, která je nucená na hranách žebor opakovaně vznikat a tím zvyšují koeficient přestupu tepla (obrázek 21). Jejich konstrukce se ideálně hodí pro kapaliny s větší hustotou, díky velkým plochám, kterými jsou připájeny/svařeny se zbytkem kanálu a tím robustnější konstrukci. Oproti jednoduchému žebrování přináší až čtyřnásobné zvětšení koeficientu přestupu tepla. Poměr  $j/f_f$  je o trochu nižší, oproti jednoduchému žebrování, takže vyžaduje větší vstupní plochu, ale na druhou stranu výrazně kratší výměník, menší objem, pro stejný výkon jako u plochých jednoduchých žebor. Mezi žebrováním s turbulátory jsou považovány obecně jako typ, který má nejvyšší poměr  $j/f_f$ . Používají se v mnoha aplikacích, konkrétně zde budu jmenovat hlavně letecký průmysl. Má to totiž svůj dobrý důvod. Zubová žebra jsou sice o něco málo dražší, než jiné typy a hodí se více pro kusovou výrobu, ale hlavním důvodem proč se používají v letectví je jejich velmi dobrá predikovatelnost z pohledu jejich výkonu ve velkém rozsahu Reynoldsových čísel. Standardní rozsah, pro který se používají, se uvádí  $500 < \text{Re} < 10000$ . Pro vyšší hodnoty  $\text{Re}$  ztrácejí svoji funkci, začínají se chovat jako drsný povrch, ustanoví se konstantní hodnota  $f_f$  a začíná klesat Colburnův koeficient  $j$ .

Stejně jako u žaluziového žebrování zadefinuji značení v obrázku 21, které budu dodržovat u jednotlivých článků. Charakteristické rozměry zubového žebrování jsou především jeho délka  $l$ , šířka  $s$ , průtočná výška kanálu  $h$  a tloušťka žebra  $\delta_t$ .



Obrázek 21: Funkce zubových turbulátorů v laminárním proudění. (Joshi a Webb, 1987)

## Manson (1950)

Jednu z prvních ucelenějších analýz pro zubové žebrování provedl Manson v roce 1950. Zjistil rozdílné chování žebrování v laminárním a turbulentním režimu a označil klíčové faktory, které ovlivňují výsledný výkon výměníku. Hydraulický průměr autor vypočítal z rovnice (70), což je vlastně výpočet pro obdélníkový kanál.

$$D_h = \frac{4 A_o}{O_o} = \frac{2 s h}{s + h} \quad (70)$$

Klíčovým parametrem, který nejvýrazněji ovlivňuje výkon výměníku je poměr  $l/D_h$ . Je to logické i z fyzikální podstaty. V případě, že je tento poměr velký, laminární mezní vrstva stihne narůst do své maximální tloušťky a vytváří tak dodatečnou tepelnou izolaci. Malý poměr  $l/D_h$  pak logicky nabourává mezní vrstvu dříve, ale kromě žádaného zvýšení  $j$  faktoru, tím zvyšuje i třecí faktor  $f_f$ . Hranici, kdy je nutné tento poměr do korelace započítat stanovil autor na 3,5, pro vyšší hodnoty už mezní vrstva dále nenarůstá, proto se v korelacích tento poměr neobjevuje.

Měření autor provedl na 5 referenčních množinách výměníků v rozsahu  $370 < Re < 9020$ . Výsledné korelace frikčního faktoru  $f_f$  byly rozděleny dle Reynoldsova čísla a velikosti již probíraného poměru  $l/D_h$ . Korelace Colburnova faktoru byly rozděleny jen podle poměru  $l/D_h$  a platí pro celý rozsah Reynoldsových čísel. Médium, procházející žebrováním, byl pro všechny testy vzduch ( $Pr = 0,7$ ).

Korelace pro Colburnův faktor platí tedy v celém rozsahu  $Re$  a její přesnost je  $\pm 20\%$  pro všechny hodnoty. Pro  $l/D_h < 3,5$  platí:

$$j = 0,6(l/D_h)^{0,5} Re^{0,5} \quad (71)$$

Pro  $l/D_h > 3,5$  platí:

$$j = 0,321 Re^{0,5} \quad (72)$$

Pro třecí faktor  $f_f$  je korelací díky rozdělení o 2 více. Pro  $Re < 3500$  a  $l/D_h < 3,5$  je platná následující korelace a přesnost uvedená v článku je pro 90 % dat  $\pm 15\%$ .

$$f_f = 11,8(l/D_h) Re^{0,67} \quad (73)$$

Pro  $Re < 3500$  a  $l/D_h > 3,5$  je platná následující korelace.

$$f_f = 3,371 Re^{0,67} \quad (74)$$

Pro  $Re > 3500$  a  $l/D_h < 3,5$  je platná následující korelace. Tato dvojice korelací dává přesnost pro 87 % dat  $\pm 20\%$

$$f_f = 0,38(l/D_h) Re^{0,24} \quad (75)$$

Pro  $Re > 3500$  a  $l/D_h > 3,5$  je platná následující korelace.

$$f_f = 0,1086 Re^{0,24} \quad (76)$$

## Wieting (1975)

Tato práce k vytvoření korelací používá 22 testovacích jader výměníků. Testovací metoda není podrobně popsána, autor v článku uvádí pouze geometrické parametry testovaných jader, médium a rozmezí použitých Reynoldsových čísel. Potvrdilo se, že chování zubového žebrování je jiné v laminárním a turbulentním proudění, a proto autor rozdělil korelace pro oba zmíněné režimy. Testovacím médiem byl vzduch s  $Pr = 0,7$ , proto je doporučeno se příliš od tohoto čísla neodchylovat. Hydraulický průměr autor počítal dle rovnice (70), stejně jako v článku Manson (1950).

Laminární režim byl měřen pro  $Re < 1000$ . Další omezující podmínkou platnosti korelací pro oba režimy je poměr délky žeber k hydraulickému průměru, který se musí pohybovat v rozsahu  $1,5 \leq l/D_h \leq 2,5$ .

$$f_f = 7,661(l/D_h)^{-0,384}(s/h)^{-0,092} Re^{-0,712} \quad (77)$$

$$j = 0,483(l/D_h)^{-0,162}(s/h)^{-0,184} Re^{-0,536} \quad (78)$$

Měření pro turbulentní proudění probíhala pro  $Re > 2000$ , horní limit autor lze vyčíst z grafu, který je uvedený v článku a poslední naměřený bod byl okolo hodnoty  $Re = 40000$ .

$$f_f = 1,136(l/D_h)^{-0,781}(\delta_t/D_h)^{0,534} Re^{-0,198} \quad (79)$$

$$j = 0,242(l/D_h)^{-0,322}(\delta_t/D_h)^{0,089} Re^{-0,368} \quad (80)$$

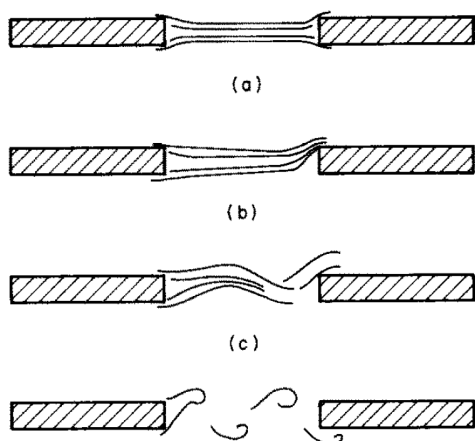
Korelace mají odchylku od střední hodnoty 85 % naměřených dat pro  $j$  faktor  $\pm 10$  % a  $f_f$  faktor  $\pm 15$  %.

Jak je vidět z rozsahu platnosti vztahů, autor při měření kompletně vynechal přechodovou oblast do turbulentního režimu proudění, nicméně vytvořil postup, jakým lze tyto koeficienty nalézt i v této oblasti. Pomocí rovnic (81) pro  $j$  faktor a (82)  $f_f$  faktor, se vypočítávají pomocná  $Re$  čísla a ty se porovnávají s vypočítaným  $Re$  číslem založeným na hydraulickém průměru  $D_h$ . Pokud jsou pomocné  $Re$  větší použijí se rovnice (79) a (80), pokud ne tak rovnice (77) a (78). Jde vlastně jen o prodloužení platnosti rovnic, protože pomocné rovnice vypočítávají průsečík korelací pro laminární a turbulentní proudění. Autor neuvádí s jakou přesností v této oblasti rovnice pracují, tuto hodnotu lze tedy jen odhadovat, v ideálním případě korelace v této oblasti nepoužívat.

$$Re_j = 61,9(l/D_h)^{0,952}(s/h)^{-1,1}(\delta_t/D_h)^{-0,53} \quad (81)$$

$$Re_{ff} = 41(l/D_h)^{0,772}(s/h)^{-0,179}(\delta_t/D_h)^{-1,04} \quad (82)$$

### Joshi a Webb (1987)



Obrázek 22: Vizualizace úplavu za zubovým žebrem dle režimu proudění -> a-laminární, b, c-přechodová, d-turbulentní.

Velmi podrobně se zabývali zubovými žebry autoři tohoto článku. Jedním z cílů článku bylo popsat přechod z laminárního do turbulentního proudění. K tomuto účelu bylo použito 8 zvětšených modelů jednoho kanálu žebrování a jejich simulace se zaměřovaly na úplav za žebrováním (obrázky 22 a 23). Zároveň se snažili zohlednit i nepřesnosti dané metodou výroby, tzn. otřepy na koncích zubů žeber a drsnost v ohybech žebrování. V několika testech rozdělují třecí koeficient na části příslušející třecímu koeficientu stěny nebo hranám žebrování a také navrhují metody pro výpočet lokálního Reynoldsova čísla. Všechny tyto hodnoty jsou však pro praktické využití při návrhu výměníku nedostatečné, takže autoři vyvíjí ještě své korelace, ale ne na základě svých měření, ale pro 21 různých jader, které převzali od jiných autorů předchozích korelací. Korelace opět rozdělují pro laminární a turbulentní proudění. Tím, že pro své korelace používají převzatá data, tak je jejich pracovním médiem vzduch, přestože svoje předchozí měření prováděli s kapalinou.

Platnost korelací není ohraničena danou hodnotou Reynoldsova čísla, ale řídí se jejich kritickou hodnotou spočítanou dle

$$Re^* = 257 \left(\frac{l}{s}\right)^{1,23} \left(\frac{\delta_t}{l}\right)^{0,58} D_h \left[ \delta_t + 1,328 \left(\frac{Re}{l D_h}\right)^{-0,5} \right]^{-1} \quad (83)$$

Hydraulický průměr byl jednotně počítán dle rovnice (84). Autoři zároveň používají bezrozměrné parametry vytvořené z geometrických rozměrů, které mají zásadní vliv na vlastnosti výměníku. Jde o parametry  $\varphi = s/h$ ,  $\xi = \delta_t/l$  a  $\psi = \delta_t/s$ .

$$D_h = \frac{2(s - \delta_t)h}{(s + h) + (h \delta_t)/l} = \frac{2s(1 - \psi)}{1 + \varphi + \xi} \quad (84)$$

Samotné korelace pro laminární proudění, tedy pro  $Re < Re^*$ , pak vypadají dle následujících rovnic.

$$j = 0,53 Re^{-0,50} (1/D_h)^{-0,15} \varphi^{-0,14} \quad (85)$$

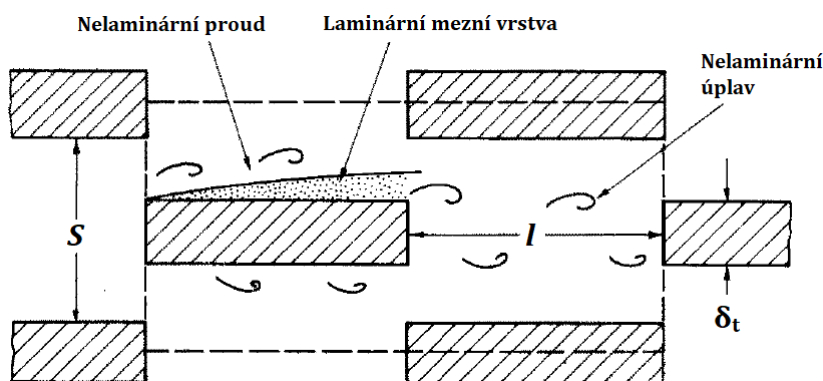
$$f_f = 8,12 Re^{-0,74} (1/D_h)^{-0,41} \varphi^{-0,02} \quad (86)$$

Pro překonání přechodového stavu mezi laminárním a turbulentním prouděním je pak ke kritické hodnotě  $Re^*$  přečteno 1000 jako odsazení, rovnice jsou pak platné v rozsahu  $Re > Re^* + 1000$ .

$$j = 0,21 Re^{-0,40} (1/D_h)^{-0,24} (\delta_t/D_h)^{0,02} \quad (87)$$

$$f_f = 1,12 Re^{-0,36} (1/D_h)^{-0,65} (\delta_t/D_h)^{0,17} \quad (88)$$

Korelace pro laminární režim predikují 80 % dat pro faktor  $f_f$  a 75 % dat pro  $j$  faktor s přesností  $\pm 10$  % a pro turbulentní režim 88 % dat pro faktor  $f_f$  a 97 % dat pro  $j$  faktor s přesností  $\pm 20$  %.



Obrázek 23: Funkce zubových turbulátorů v turbulentním proudění.

### Manglik a Bergles (1995)

Jedni z nejcitovanějších autorů v oblasti zubových turbulátorů v uvedeném článku vytvořili společné korelace napříč všemi Reynoldsovými čísly pro faktor  $j$  i  $f_f$ . V úvodu článku nejdříve sumarizují do té doby vytvořené korelace, které záležely na kritickém Reynoldsově čísle  $Re^*$  a podle toho se pak dále rozdělovaly na korelace platné v laminárním proudění a turbulentním proudění. V očích autorů tohle představovalo problém. Vypočítat kritické Reynoldsovo číslo totiž znamená správně určit hydraulický průměr. Zajímavé je, že autoři při zkoumání předešlých článků došli k závěru, že rovnice pro výpočet hydraulického průměru (37), uvedená v knize Kays a London (1964), neposkytuje dostatečně jasnou oporu, každý autor si pak k výpočtu přistoupí tak nějak po svém. Sami napočítali tři rozdílné varianty výpočtu s rozdílnými výsledky, jak se dá hydraulický průměr spočítat na základě této rovnice. Sami pracují s definicí hydraulického průměru

$$D_h = \frac{4 A_o}{S/L} = \frac{4 s h l}{2(s l + h l + \delta_t h) + \delta_t s} \quad (89)$$

Pro své korelace použili 18 jader výměníků z rozdílnou geometrií, které sami neměřili a data měli od jiných autorů. Jejich testovacím médiem byl vzduch a sami uvádí, že korelace jsou problematicky aplikovatelné pro



jiné kapaliny. Používají bezrozměrné parametry uvedené v článku Joshi a Webb (1987),  $\varphi = s/h$ ,  $\xi = \delta_t/l$  a  $\psi = \delta_t/s$ . Zabývali se i tím jak jednotlivé parametry ovlivňují výkon, při snižování parametru  $\varphi = s/h$  dochází ke zvýšení  $f_f$  i  $j$  faktoru, parametr  $\xi = \delta_t/l$  zase charakterizuje vytváření mezní vrstvy a parametr  $\psi = t/s$  ovlivňuje volný průtočný průřez, hustotu žebrování a obecně charakteristiku průtočného kanálu. Obecně platí, že při malých Reynoldsových číslech nemají druhý a třetí jmenovaný parametr takové slovo, pokud se dodrží základní poměry k redukci mezní vrstvy, ale při turbulentním proudění vykazují nejvyšší výkon žebrování s nízkými poměry  $\xi = \delta_t/l$  (0,02) a  $\psi = \delta_t/s$  (0,04).

Výměníky přepočítali na svůj hydraulický průměr, dle rovnice (89) a jako první krok při tvorbě korelací vytvořili korelace odděleně dle kritického Reynoldsova čísla dle rovnice (83).

Pro  $Re < Re^*$ :

$$j = 0,6522 Re^{-0,5403} \varphi^{-0,1541} \xi^{0,1499} \psi^{-0,2659} \quad (90)$$

$$f_f = 9,6243 Re^{-0,7422} \varphi^{-0,1856} \xi^{0,3053} \psi^{-0,2659} \quad (91)$$

Pro  $Re > Re^* + 1000$ :

$$j = 0,2435 Re^{-0,4063} \varphi^{-0,1037} \xi^{0,1955} \psi^{-0,1733} \quad (92)$$

$$f_f = 1,8699 Re^{-0,2993} \varphi^{-0,0936} \xi^{0,6820} \psi^{-0,2423} \quad (93)$$

Zmíněné korelace jsou jedny z nejpoužívanějších i dnes. Mnohé numerické simulace potvrzují jejich platnost i dnes. Pomocí těchto korelací a jejich asymptotických hodnot pak vytvořili korelaci pro větší celý rozsah Reynoldsových čísel  $120 < Re < 10^4$  s přesností  $\pm 20\%$  pro oba faktory. Očekávají platnost v rozmezí  $0,7 < Pr < 15$ .

$$j = 0,6522 Re^{-0,5403} \varphi^{-0,1541} \xi^{0,1499} \psi^{-0,0678} [1 + 5,269 \times 10^{-5} Re^{1,340} \varphi^{0,504} \xi^{0,456} \psi^{-1,055}]^{0,1} \quad (94)$$

$$f_f = 9,6243 Re^{-0,7422} \varphi^{-0,1856} \xi^{0,3053} \psi^{-0,2659} [1 + 7,669 \times 10^{-8} Re^{4,429} \varphi^{0,920} \xi^{3,767} \psi^{0,236}]^{0,1} \quad (95)$$

Autoři dále upozorňují na zajímavý fenomén vysledovaný u zubového žebrování již dříve, při určité geometrické konfiguraci totiž turbulátory vydávají výrazný tón a je nutné upravit průtok výměníkem nebo změnit délku žebrování.

### Bhowmik a Lee (2009)

V tomto článku je představena numerická simulace v prostředí Ansys/CFD, pro porovnání vlivu Prandtlova čísla a použitelnosti korelací založených na měření se vzduchem. Model předpokládal konstantní teplotu stěny, která byla měněna v rozmezí  $15-85\text{ }^\circ\text{C}$ , konstantní průtok a stacionární stav proudění. Hydraulický průměr autoři počítali dle rovnice (84). Jako médium použili při svých testech vodu ( $Pr = 7$ ). Geometrie jejich testovaného jádra byla jednotná s velikostí bezrozměrných parametrů  $\varphi = 1$  a  $\xi = \psi = 0,167$ . Autoři také nepoužívají při výpočtech jako exponent u Prandtlova čísla  $1/3$ , ale  $0,4$ , který lépe popisuje proudění v kanálech pro  $0,5 < Pr < 15$ .

Výsledkem jejich simulací je, že třetí faktor není výrazně ovlivněn velikostí Prandtlova čísla, avšak Colburnův faktor  $j$  je výrazně závislý na velikosti  $Pr$ . Zároveň také dosáhli lepší shody s již existujícími korelacemi při laminárním proudění než při turbulentním. Doporučují tedy pro výpočty novou dvojici korelací pro nízkoviskózní látky a rozmezí  $10 < Re < 3500$  a poměr délky výměníku ku hydraulickému průměru  $L_d/D_h = 25$ .

$$j = 0,489 Re^{-0,445} \quad (96)$$

$$f_f = 10 Re^{-0,68} \quad (97)$$

Přesnost korelací autoři neuvádí.

## Kim et al. (2011)

I přes mnoho let testování tohoto žebrování jsou pro jiné tekutiny než vzduch jen izolované korelace pro konkrétní podmínky. Autoři se tedy snaží vytvořit korelace funkční pro různé tekutiny, geometrie a rozmezí Reynoldsových čísel na základě numerické simulace 39 výměníků s různými parametry zubového žebrování. Pro výpočet hydraulického průměru zvolili rovnici (89) z článku Manglik a Bergles (1995). K simulacím turbulentního proudění používají SST  $k-\omega$  model, který nejlépe odpovídal korelacím autorů Manglik a Bergles (1995) (Chyba do 8 %). Ve svých simulacích předpokládali nestlačitelné tekutiny, pouze jednu fázi a zanedbávali volnou konvekci a radiaci. Nejdříve vytvářeli korelace pro vzduch a již měřené geometrie, kde ověřovali svůj model. Výsledky se dobře schodovaly pro mnohé výměníky, nicméně pro některé geometrie se korelace výrazně lišily. Autoři tak zavádí nový parametr  $\kappa$  (98), který vyjadřuje tzv. blokační poměr.

$$\kappa = \frac{S - A_o}{S} = \frac{(2s + 2\delta_t)(h + \delta_t) - 2sh}{(2s + 2\delta_t)(h + \delta_t)} = \left(1 - \frac{1}{1 + \varphi\psi + \psi + \varphi\psi}\right) \quad (98)$$

Blokační poměr pod 5 % nemá smysl, díky ztrátě funkce žebrování a naopak vyšší poměry než 35 % nemají smysl díky velké tlakové ztrátě.

Pro různé rozmezí blokačního poměru a vzduch jako médium vytvořili autoři následující korelace, které jsou platné v rozmezí  $100 < Re < 6000$ .

- $\kappa < 20$  %:

$$f_f = e^{7,91} \varphi^{-0,159} \xi^{0,358} \psi^{-0,033} Re^{0,126} \ln Re^{-2,3} \quad (99)$$

$$j = 0,655 \varphi^{-0,136} \xi^{0,236} \psi^{-0,158} Re^{0,015} \ln Re^{-0,623} \quad (100)$$

- $20$  %  $\leq \kappa < 25$  %:

$$f_f = e^{9,36} \varphi^{-0,0025} \xi^{-0,0373} \psi^{1,85} Re^{0,142} \ln Re^{-2,39} \quad (101)$$

$$j = 1,18 \varphi^{-0,134} \xi^{0,0373} \psi^{0,118} Re^{0,0445} \ln Re^{-0,982} \quad (102)$$

- $25$  %  $\leq \kappa < 30$  %:

$$f_f = e^{5,58} \varphi^{-0,36} \xi^{0,552} \psi^{-0,521} Re^{0,111} \ln Re^{-1,87} \quad (103)$$

$$j = 0,49 \varphi^{-0,23} \xi^{0,245} \psi^{-0,733} Re^{0,049} \ln Re^{-0,971} \quad (104)$$

- $30$  %  $\leq \kappa < 35$  %:

$$f_f = e^{4,84} \varphi^{-0,48} \xi^{0,347} \psi^{0,511} Re^{0,089} \ln Re^{-1,49} \quad (105)$$

$$j = 0,22 \varphi^{-0,315} \xi^{0,235} \psi^{-0,727} Re^{0,0313} \ln Re^{-0,729} \quad (106)$$

Pro jiné kapaliny než vzduch autoři představují následující korelace již pouze pro Colburnův faktor  $j$ , platné ve stejném rozsahu Reynoldsových čísel a platné pro  $0,72 \leq Pr \leq 50$ . Simulovanými tekutinami byla voda a nafta.

- $\kappa < 20$  %:

$$j = 1,96 \varphi^{-0,098} \xi^{0,235} \psi^{-0,154} Re^{0,0634} \ln Re^{-1,3} Pr^{0,00348} \quad (107)$$

- $20$  %  $\leq \kappa < 25$  %:

$$j = 1,06 \varphi^{-0,1} \xi^{0,131} \psi^{-0,08} Re^{0,0323} \ln Re^{-0,856} Pr^{0,0532} \quad (108)$$

- $25 \% \leq \kappa < 30 \%$ :

$$j = e^{1,3} \varphi^{0,004} \xi^{0,251} \psi^{0,031} \text{Re}^{0,0507} \ln \text{Re}^{-1,07} \text{Pr}^{0,051} \quad (109)$$

- $30 \% \leq \kappa < 35 \%$ :

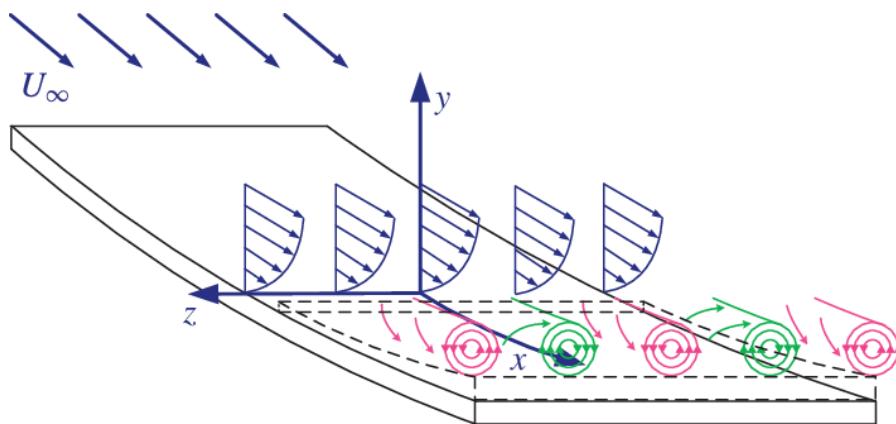
$$j = 0,2 \varphi^{-0,125} \xi^{0,21} \psi^{-0,069} \text{Re}^{0,0005} \ln \text{Re}^{-0,338} \text{Pr}^{0,0549} \quad (110)$$

Pro viskóznější oleje je možné použít ještě korelaci (111) uvedenou v článku autorů Tinaut et al. (1992), kde dosahují Prandtlova čísla až 100 a testují motorové oleje. Korelace je však omezená pouze na určitou geometrii turbulátorů  $h = 1,95 \text{ mm}$ , délku jádra  $L = 44 \text{ mm}$  a hydraulický průměr  $D_h = 0,93 \text{ mm}$ . Výpočet hydraulického průměru pro tuto korelaci je dle rovnice (37).

$$j = 0,944 \text{Re}^{-0,353} \quad (111)$$

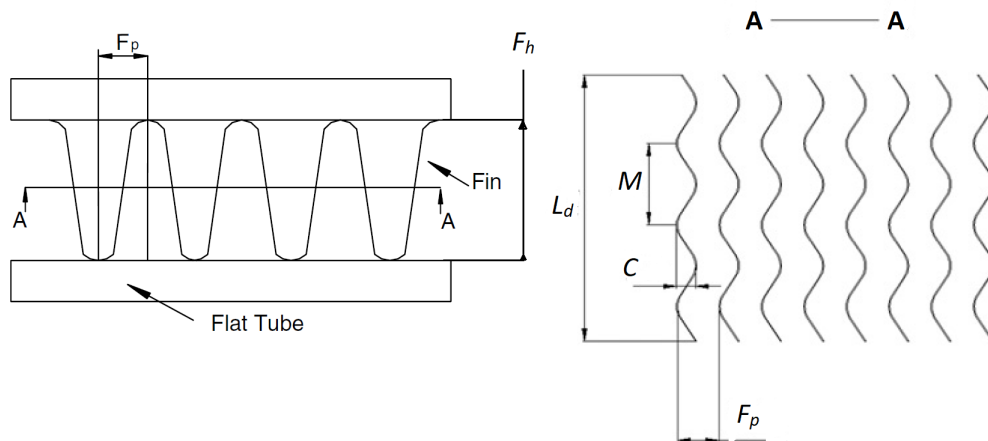
### 2.3 Vlnové žebrování (Wavy fins)

Vlnové žebrování je běžné v deskových výměnících tepla, takže většina výzkumných prací se soustředí na ně. Výsledky těchto studií jsou jen obtížně aplikovatelné pro desko-žebrové výměníky. Vlnová žebra pro desko-žebrové výměníky se podobají svým průřezem žebřům jednoduchým, ale díky vlnové konstrukci v nich vzniká Görtlerova nestabilita a víry s ní spojené (obrázek 24). Tím dochází k narušení mezní vrstvy a zvýšení přestupu tepla. Tento typ žebrování nemá sice žádné ostré hrany ve směru proudění, ale právě díky těmto sekundárním proudům, za vlnami žebrování vznikají mrtvé prostory, kde nedochází k tak intenzivnímu přestupu tepla, a dochází k nárůstu tlakové ztráty. Absence ostrých hran, ale přináší i výhody oproti ostatním typům turbulátorů, a to menší náchylnost k ulpívání nečistot kapaliny v žebrech, takže se tento typ používá třeba pro mírně znečištěné kapaliny nebo kapaliny s krystalky, případně kondenzující páru, kde jednotlivé kapky kondenzující na žebrech nenarušují jejich funkci. Když tuto výhodu ještě o něco lépe formulujeme, lze říci, že vlnové žebrování je trvanlivé, tzn. že si udržuje stejný výkon v průběhu času nejlépe ze všech tří popsaných typů.



Obrázek 24: Görtlerova nestabilita. Dostupné z <https://lurl.cz/gzs9p> [31.7.2020]

Stejně jako u ostatních typů i tady zadefinuji základní geometrii, kterou budu dále používat, na obrázku 25.



Obrázek 25: Geometrie vlnových žeber. (Junqi et al., 2007)

### Junqi et al. (2007)

Pro svůj test si autoři vybrali 11 jader výměníků s vlnovým žebrováním čelním rozměrem  $250 \times 200$  mm a délkou  $L_d = 43$  mm, které testovali v aerodynamické tunelu s rozměry  $270 \times 220$  mm. Tunel byl izolován 10 mm vrstvou skelného vlákna. Testovacím médiem procházejícím vlnovým žebrováním byl vzduch, na druhé straně pak voda o teplotě  $90$  °C. Teplota vody byla měřena odporovými teploměry Pt100 a na straně vzduchu měření probíhalo 8 termočlánky typu T před vstupem do výměníku a 16 na výstupu. Tlak byl měřen diferenčním tlakovým převodníkem. Průtok vody byl konstantní  $2,5 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ , aby bylo na straně vody stále turbulentní proudění a výpočet koeficientu  $\alpha$  na straně vody mohl být proveden Gnielinského korelací (65), tepelný výpočet celého výměníku byl proveden metodou  $\varepsilon$ -NTU a termický odpor na straně vody nikdy nepřesáhl 20% podíl na celkovém termickém odporu.

Vytvořené korelace jsou platné v oblasti  $800 < Re < 6500$  s přesností  $\pm 10$  % pro 90 % dat. Bohužel autoři neuvádí jakým způsobem došli k hydraulickému průměru  $D_h$ .

$$j = 0,0836 Re^{-0,2309} \left( \frac{F_p}{F_h} \right)^{0,1284} \left( \frac{F_p}{2C} \right)^{-0,153} \left( \frac{L_d}{M} \right)^{-0,326} \quad (112)$$

$$f_f = 1,16 Re^{-0,309} \left( \frac{F_p}{F_h} \right)^{0,3703} \left( \frac{F_p}{2C} \right)^{-0,25} \left( \frac{L_d}{M} \right)^{-0,1152} \quad (113)$$

### Awad a Muzychka (2011)

V tomto článku autoři začínají důkladnou studii do té doby publikovaných článků a podobně jako předtím pro případ zubových žeber nebyly k dispozici dostatečně robustní korelace pokrývající i jiné tekutiny než vzduch ve větší míře než pouze pro přímou aplikaci na danou geometrii. Jejich cíl je tedy vytvoření korelací, které budou dostatečně robustní, aby dokázali pokrýt co největší variabilitu vlnového žebrování a možných tekutin. Při svých výpočtech vycházejí z vzorců pro přímé obdélníkové kanály bez žebrování, pro které přepočítávají délku, jakou musí proud urazit, díky sinusovému zvlnění kanálu a tyto korelace kombinují s upravenými korelacemi chování mezní vrstvy pro sinusový vlnový kanál z různých studií.

Výsledkem jejich práce jsou následující korelace pro faktor  $j$  a  $f_f$  v rozsahu  $10 < Re < 10000$ . Nejdříve ty pro faktor  $f_f$ .

$$f_f = [f_a^2 + f_b^2]^{1/2} \quad (114)$$

$$f_a = 48 \frac{\sqrt{1 + (C/M)^2 \pi^2}}{\pi} E \left( \frac{\pi C/M}{\sqrt{1 + (C/M)^2 \pi^2}} \right) (1 - 1,3553(F_p/F_h) + 1,9467(F_p/F_h)^2 - 1,7012(F_p/F_h)^3 + 0,9564(F_p/F_h)^4 - 0,2537(F_p/F_h)^5) \quad (115)$$

$$f_b = \frac{3,44}{\sqrt{L^+}} \quad (116)$$

$$L^+ = \frac{L_d}{D_h \text{Re}} \quad (117)$$

Korelace pro  $j$  faktor.

$$j = [j_a^5 + j_b^2]^{1/5} \quad (118)$$

$$j_a = \frac{7,541}{\text{Re Pr}^{1/3}} (1 - 2,610(F_p/F_h) + 4,970(F_p/F_h)^2 - 5,119(F_p/F_h)^3 + 2,702(F_p/F_h)^4 - 0,548(F_p/F_h)^5) \quad (119)$$

$$j_b = \frac{0,664}{\sqrt{\text{Re}}} \left( \frac{D_h}{L_d} \right)^{1/2} \quad (120)$$

Hydraulický průměr autoři počítali dle rovnice

$$D_h = \frac{2 F_h F_p}{F_h + F_p} \quad (121)$$

Vytvořené korelace byly porovnávány s již existujícími daty, naměřenými ve studovaných člancích, pro různé geometrie a tekutiny. Přesnost korelací se pohybovala mezi 5 % a 30 %. Na základě těchto měření a dle způsobu vytvoření korelací autoři odhadují, že korelace budou lépe fungovat s viskóznějšími látkami, jako jsou voda a zejména oleje a při nízkých Reynoldsových číslech.

### Dong et al. (2013)

Autoři tohoto článku provádí test na 16 jádrech vyrobených z hliníku s čelním rozměrem  $250 \times 200$  mm, u kterých byly měněny geometrické parametry - výška žebor  $F_h$ , rozteč žebor  $F_p$ , délka žebrování  $L_d$ , amplituda vlny  $C$  a délka vlny  $M$ . Test je velmi obdobný jako v článku Junqi et al. (2007) a probíhá na stejném testovacím okruhu, to znamená v izolovaném aerodynamickém tunelu, kde se mění rychlost proudu vzduchu od  $2 \text{ m s}^{-1}$  do  $12 \text{ m s}^{-1}$ . Teplota tohoto proudu byla měřena 8 termočlánky typu T před vstupem do jádra výměníku a 16 termočlánky stejného typu na výstupu z jádra výměníku. Tlakovou ztrátu autoři měřili diferenčním tlakovým převodníkem dle normy ISO 5167 a průtok vzduchu byl měřen tryskou. Na druhé straně teplosměnné plochy proudila voda o teplotě  $90^\circ \text{C}$ , která byla měřena odporovými teploměry Pt100. Na straně vody byl udržován konstantní průtok, tak aby byl zajištěn turbulentní režim proudění. Autoři uvádí, že termický odpor na straně vody tvoří maximálně 20 % celkového termického odporu. Výpočet koeficientu  $\alpha$  pro stranu vody byl proveden pomocí Gnielinského korelace (65). Tepelný výpočet výměníku tepla byl proveden pomocí metody  $\varepsilon$ -NTU. Účinnost žebrování se počítá standardní metodou. Hydraulický průměr je vypočítán dle rovnice (121).

Pro popis přenosu tepla autoři nepoužívají Colburnův koeficient, ale přímo Nusseltovo číslo. Měření probíhala pro Reynoldsova čísla v rozmezí  $500 < \text{Re} < 5000$ .<sup>4</sup>

$$\text{Nu} = 0,0864 \text{Re}^{0,914} \left( \frac{F_p}{F_h} \right)^{-0,301} \left( \frac{2C}{M} \right)^{0,7875} \left( \frac{L_d}{M} \right)^{-0,254} \left( \frac{2C}{L_d} \right)^{-0,226} \quad (122)$$

<sup>4</sup>Možnost rozšíření platnosti korelací se skrývá v přepočítání konstant v korelacích, autoři totiž vychází z definice Nusseltova čísla. Když ke korelaci přidáme Prandtlovo číslo a zároveň přepočítáme konstanty korelace pomocí tohoto Prandtlva čísla a jeho exponentu, (Jakoby vytkneme Prandtlvo číslo z konstanty.) tak můžeme korelace upravit do tvaru, kdy budou záviset i na Prandtlvově čísle, avšak to stále nezaručuje, že budou korelace dostatečně přesné i pro jiné kapaliny, než byly vytvořeny.

Největší vliv na Nusseltovo číslo má parametr vlnové amplitudy ku délce žebrování  $2C/L_d$ , který se podílí na výsledku korelace z 38 % a nejlepších výsledků autoři dosáhli pro hodnotu tohoto poměru rovnu 0,15.

Pro třecí koeficient představují autoři následující korelaci.

$$f_f = 15,46 \operatorname{Re}^{-0,416} \left( \frac{F_p}{F_h} \right)^{-0,138} \left( \frac{2C}{M} \right)^{1,098} \left( \frac{L_d}{M} \right)^{-0,45} \left( \frac{2C}{L_d} \right)^{-0,506} \quad (123)$$

Korelace předpovídají Nusseltovo číslo s přesností  $\pm 15$  % pro 91,5 % dat a třecí faktor  $f_f$  se stejnou přesností pro 93,2 % hodnot naměřených při testu.

### 3 Matematicko–fyzikální model desko–žebrového výměníku

„A tisíckrát si můžu říct,  
že už se musím konečně sebrat.  
Jenže mě to přešlo tolikrát,  
že už si připadám jak zebra.“

V této části práce představím svůj výpočetní kód psaný v prostředí Matlab 2014b, ve kterém zohledňuji metody výpočtu a žebrování uvedené v první části práce. Samotné prostředí a práci v něm nebudu představovat, v kódu se neobjevují ani žádné neobvyklé příkazy, které by mohly být uživatelům neznámé.

Model popisuje kontrolní výpočet desko–žebrového výměníku tepla, který je vytvořený parametricky tak, aby měl co nejobecnější a nejširší možnosti použití. Jsou v něm zakomponovány některé korelace uvedené v rešeršní části práce a příprava pro vložení dalších. Následující kapitoly projdou způsob výpočtů v modelu na ukázce konkrétního výměníku tepla. Co se týče aplikace, pro jakou je výpočtový model určen, tak jak už jsem zmínil, jedná se o kontrolní výpočet, který je určen zejména pro režim kapalina–plyn a statickou aplikaci. Statickou aplikací se míní výměník, ve kterém bude průtok vzduchu určovat pracovní bod ventilátoru, kterým je výměník vybaven. Do této kategorie spadají výměníky na mobilních zařízeních pracujících při malých rychlostech nebo bez pohybu, tedy téměř veškerá stavební technika, nebo třeba i výměník automobilu, který se zrovna nepohybuje. Příklad výměníku automobilu není možná nejlepší, protože další podmínkou, kterou jsem při vytváření modelu respektoval, je použití hydrostatického čerpadla pro stranu kapaliny, které není závislé na protitlaku hydraulického okruhu do kterého je zapojeno, ale pouze na otáčkách čerpadla, popřípadě motoru. Všechny podmínky lze samozřejmě velmi lehce přeformulovat, aby odpovídaly konkrétní aplikaci, ale základní nastavení je takové, jak bylo uvedeno.

#### 3.1 Úvod výpočtu

Model začíná vstupními parametry, které musí uživatel vyplnit, dle preferencí pro jednotlivé korelace a typu žebrování. Strana plynu v ukázkovém výměníku je označena jako *tekutina 1* a pro stranu kapaliny zbylo označení *tekutina 2*, pro výběr korelací. K výběru slouží tabulka 5, pro parametry 1–4 (1, 3 tekutina 1, 2, 4 tekutina 2) a 6. Parametry předváděcího výměníku jsou  $par1 = 1$ ,  $par2 = 3$ ,  $par3 = 2$ ,  $par4 = 4$ ,  $par5 = 3$ ,  $par6 = 12$ ,  $par7 = 3$ ,  $par8 = 12$ . Pro stranu plynu byly dle parametrů vybrány korelace pro  $j$  a  $f_f$  z článku Chang a Wang (1997) a Chang et al. (2000) a pro stranu kapaliny z článku Manglik a Bergles (1995).

Parametr	Význam	Hodnoty				
		1	2	3	4	5
par1, 3	Typ žebrování na straně tekutiny	Žaluziové	Zubové	Vlnové	Obdélníkové jednoduché	Bez žeber
par2, 4	Uložení žaluziových žeber	Z provedení	Trojúhelníkové	Obdélníkové	Bez tohoto typu	-

Tabulka 5: Parametry způsobu žebrování

#### Vypsání parametrů v modelu:

```
% Vložení parametrů výpočtu
par1 = 1; % žebrování na straně Vzduchu - tekutiny 1
par2 = 3; % Způsob provedení žaluziového žebrování na straně tekutiny 1
par3 = 2; % žebrování na straně Vody/Oleje - tekutiny 2
par4 = 4; % Způsob provedení žaluziového žebrování na straně tekutiny 2
par5 = 3; % Metoda výpočtu faktoru j na straně Vzduchu - tekutiny 1
par6 = 12; % Metoda výpočtu faktoru j na straně Vody/oleje - tekutiny 2
par7 = 3; % Metoda výpočtu faktoru f na straně Vzduchu - tekutiny 1
par8 = 12; % Metoda výpočtu faktoru f na straně Vody/oleje - tekutiny 2
```

V dalším kroku se nahrávají externí data k vlastnostem pro jednotlivé kapaliny. Jedná se o závislosti vlastností kapalin na teplotě. Ty by tam sice šly zadat „na tvrdo“, třeba vlastnosti při vstupní teplotě, ale ta se může lišit od střední teploty média i o desítky °C a navíc jsem ještě nezmiňoval, že výpočetní model je koncipován jako iterační a je schopný tyto vlastnosti pro každou iteraci načíst aktualizované. Z toho důvodu je vhodné vložit textové soubory s těmito závislostmi v rozsahu pracovních teplot počítaného výměníku. Pro

Hodnoty	Význam parametru	
	$j$ faktor - par5, par6	$f_f$ faktor - par7, par8
Žaluziové turbulátory		
1	Davenport (1983)	Davenport (1983)
2	Achaichia a Cowell (1988)	Achaichia a Cowell (1988)
3	Chang a Wang (1997) (52)	Chang et al. (2000)
4	Chang a Wang (1997) (53)	-
5	Kim a Bullard (2002)	Kim a Bullard (2002)
6	Dong et al. (2007)	Dong et al. (2007)
7	Lee et al. (2015)	Lee et al. (2015)
Zubové turbulátory		
8	Manson (1950)	Manson (1950)
9	Wieting (1975)	Wieting (1975)
10	Joshi a Webb (1987)	Joshi a Webb (1987)
11	Manglik a Bergles (1995) (2.2)	Manglik a Bergles (1995) (91)
12	Manglik a Bergles (1995) (94)	Manglik a Bergles (1995) (95)
13	Bhowmik a Lee (2009)	Bhowmik a Lee (2009)
14	Kim et al. (2011)	Kim et al. (2011)
15	Tinaut et al. (1992)	Tinaut et al. (1992)
Vlnové turbulátory		
16	Junqi et al. (2007)	Junqi et al. (2007)
17	Awad a Muzychka (2011)	Awad a Muzychka (2011)
18	Dong et al. (2013)	Dong et al. (2013)
Bez turbulátorů		
19	obdélníkové žebrování	obdélníkové žebrování
20	bez žebrování	bez žebrování

Tabulka 6: Parametry pro korelace

obě kapaliny je nutné zajistit tyto veličiny, teplotní vodivost tekutiny  $\lambda$ , kinematickou viskozitu  $\nu$ , hustotu  $\rho$  a měrnou tepelnou kapacitu  $c_p$ . V případě že data nejsou k dispozici, je nutné je odhadnout.

```
% Vlastnosti tekutin - Vzduch (tekutina 1)
ny_1v = load('Gas_side_kinematic_viscosity.txt'); % [m^2/s]
ro_1v = load('Gas_side_density.txt'); % [kg/m^3]
lamb_1v = load('lambda_gas.txt'); % [W/m*K]
cp_1v = load('Gas_side_specific_heat.txt'); % [J/kg*K]
% Vlastnosti tekutin - Voda/Olej (tekutina 2)
ny_2v = load('Fluid_side_kinematic_viscosity.txt'); % [m^2/s]
ro_2v = load('Fluid_side_density.txt'); % [kg/m^3]
lamb_2v = load('lambda_fluid.txt'); % [W/m*K]
cp_2v = load('Fluid_side_specific_heat.txt'); % [J/kg*K]
```

Model poté odečítá vlastnosti při střední kalorimetrické teplotě médií. Tu počítá jako polovinu součtu vstupní a výstupní teploty média, viz. rovnice 124.

$$T_{1m} = \frac{T_1' + T_1''}{2} \quad (124)$$

Model používá k načtení dat interpolaci, ale má data i možnost data i extrapolovat, takže není podmínkou mít závislost, která pokrývá celý rozsah pracovních teplot. K interpolaci využívá metodu po částech kubické interpolace, v řeči kódu „PCHIP“.



```

% Vlastnosti Vzduchu - tekutiny 1
ro_1 = interp1(ro_1v(:, 1) ,ro_1v(:, 2) ,T_1m , 'PCHIP', 'extrap');
% [kg/m^3]
ny_1 = interp1(ny_1v(:, 1) ,ny_1v(:, 2) ,T_1m , 'PCHIP', 'extrap');
% [mm^2/s]
lambda_1 = interp1(lamb_1v(:, 1) ,lamb_1v(:, 2) ,T_1m , 'PCHIP', 'extrap');
% [W/m*K]
cp_1 = interp1(cp_1v(:, 1) ,cp_1v(:, 2) ,T_1m , 'PCHIP', 'extrap'); ,
% [J/kg*K]
% Vlastnosti Vody/Oleje - tekutiny 2
ro_2 = interp1(ro_2v(:, 1) ,ro_2v(:, 2) ,T_2m , 'PCHIP', 'extrap');
% [kg/m^3]
ny_2 = interp1(ny_2v(:, 1) ,ny_2v(:, 2) ,T_2m , 'PCHIP', 'extrap');
% [mm^2/s]
lambda_2 = interp1(lamb_2v(:, 1) ,lamb_2v(:, 2) ,T_2m , 'PCHIP', 'extrap');
% [W/m*K]
cp_2 = interp1(cp_2v(:, 1) ,cp_2v(:, 2) ,T_2m , 'PCHIP', 'extrap');
% [J/kg*K]

```

Posledním bodem úvodu výpočtu je volba koeficientů pro rovnici korekčního faktoru (24) z tabulky 9, k tomu již kód přidávat nebudu, jelikož se jedná o stále stejné prosté vyplnění parametrů.

### 3.2 Vložení požadované geometrie

Začnu představením samotného výměníku, na kterém výpočet předvedu. Ten je vidět na obrázku 26. Jedná se o výměník v režimu kapalina–plyn, s jednou pasáží opatřenou žaluziovým žebrováním pro plyn a dvěma pasážemi opatřenými zubovým žebrováním pro kapalinu. Tento konkrétní výměník je vzat ze stavebního stroje, kde slouží jako chladič spalovacího motoru, první kapalinová sekce, a chladič hydraulické kapaliny, druhá kapalinová sekce. Představovaný model umí počítat přestup tepla pouze mezi dvěma médii, takže v tomto případě bude probíhat výpočet mezi vzduchem a sekcí výměníku označenou na obrázku 26 jako A, ale nebude jím protékat olej jak je naznačeno na obrázku 26, ale voda.

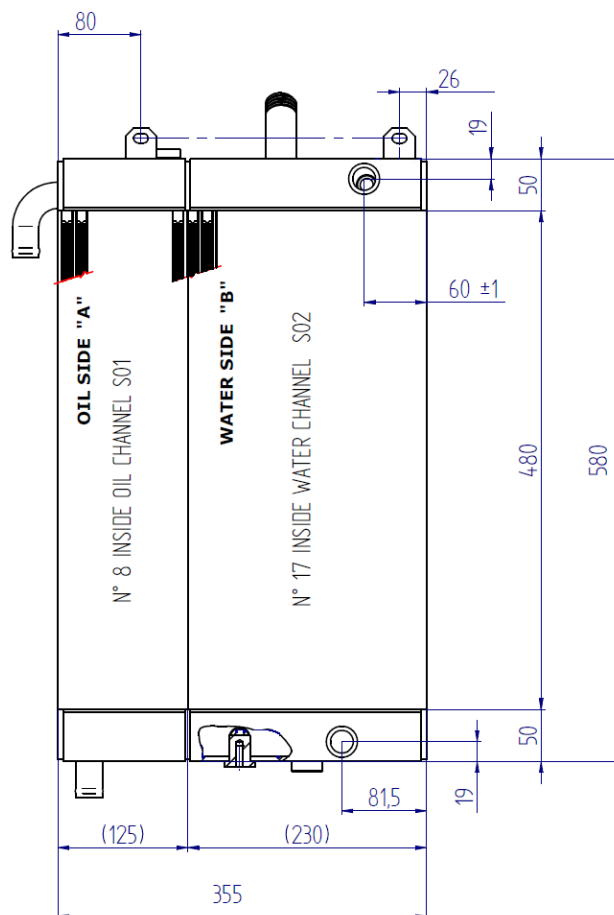
Výpočty ploch, které jsou důležité pro vstup do modelu jsou odvislé pouze od geometrie jádra výměníku, koncové hlavy výměníku, vstupní nátrubky ani další díly nejsou pro model relevantní a tepelný tok skrze tyto plochy do okolí model buď neuvažuje nebo je částečně uvažuje v použitých korelacích, pokud byly vytvořeny na výměnících s koncovými hlavami. Na druhou stranu je ale tepelný tok skrze tyto plochy oproti tepelnému toku skrze jádro výměníku zanedbatelný.

Výpočet ploch se skládá z prostých operací sčítání, odčítání, hledání obsahu obrázců atd., pro každý výměník je svým způsobem originální, dle jeho konstrukce, ale základem jsou vždy plochy kanálu výměníku, kde se při výpočtu zanedbává plocha prolisů, ostrých hran vzniklých při výrobě a počítá se s žebry jako s jednodílnou plochou. Pro případ obdélníkového uložení je názorný výpočet ploch níže, jde vlastně jen o sčítání obdélníkových žebor. To že se ale jen o obdélníkové kanály nemusí jednat skvěle ukazuje velmi originální tvar výměníku britské stíhačky z konce druhé světové války, Hawker Tempest (obrázek 27).

```

switch par1 % Výpočet ploch a účinnosti žebrování tekutina 1

```

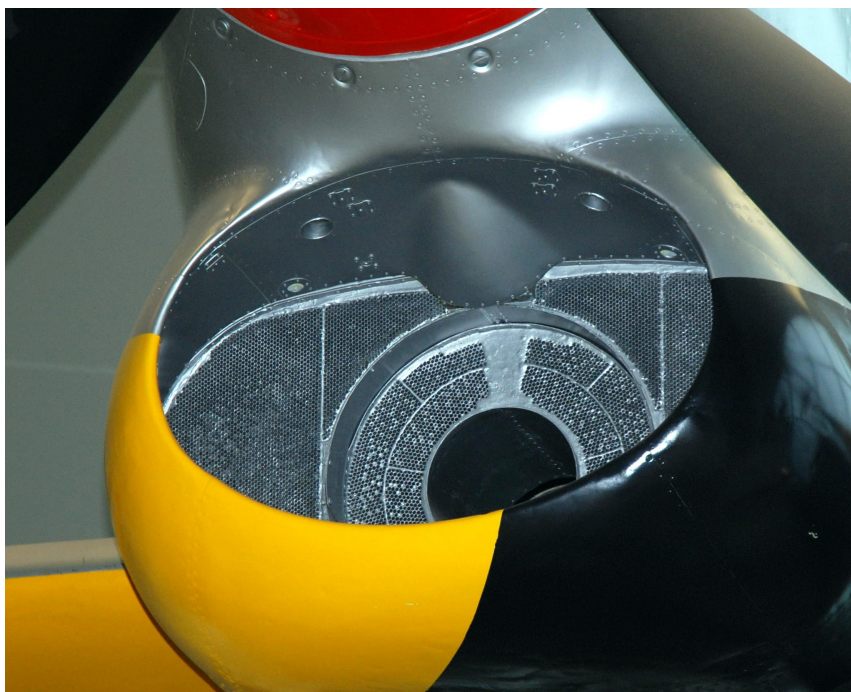


Obrázek 26: Ukázkový výměník tepla pro výpočet. *Archív autora*

```

switch par1 % Výpočet ploch žebrování tekutina 1
case 1 % žaluziové žebrování
    NumberOfFins_1 = round((core_height - 2*EndPlugChannelLength_1)/Fp_1);
    % počet žeber v jednom kanálu
    if par2 == 1
        ...
    elseif par2 == 2
        ...
    elseif par2 == 3
        Sf_1 = NumberOfFins_1*Fh_1*Ld_1*2*nChannel_1; % plocha žebrování
        Sf_1_total = NumberOfFins_1*Fh_1*Ld_1*2*nChannel_1_all;
        S0_1 = 2*(nChannel_1-1)*Ld_1*core_height;
        % plocha bez žeber
        S0_1_total = 2*(nChannel_1_all)*Ld_1*core_height; % plocha bez žeber
        Sfr_1 = core_width*core_height; % čelní plocha ve směru proudění tekutiny 1
        A0_1 = Sfr_1-core_height*(2*EndPlateWidth+Fh_2*nChannel_2_all) ...
            -delta_t_1*NumberOfFins_1*nChannel_1_all*Fh_1 ...
            -EndPlugChannelLength_1*Fh_1*2*nChannel_1_all;
        % minimální průtočný průřez
        A0_1k = (core_height-2*EndPlugChannelLength_1)*Fh_1*nChannel_1_all ...
            -NumberOfFins_1*delta_t_1*nChannel_1_all*Fh_1;
        % jiný způsob výpočtu - kontrola A0_1
        S_total = S0_1_total+Sf_1_total; % celková teplosměnná plocha bez
        Dh_1 = (4*A0_1*Ld_1)/S_total;
    end
end

```



Obrázek 27: Chladič s volně průtočným otvorem - Hawker Tempest. *Dostupné z* <https://www.flickr.com/photos/sisaphus/10969526793/in/album-72157623455535075/> [11.8.2020]

Když máme plochy můžeme vypočítat střední rychlosti proudění tekutin (125) v jádru výměníku. Pro tento případ je třeba volný průtočný průřez  $A_o$ , kterým se vydělí objemový průtok média. Pro stranu vzduchu zkoumaného výměníku je to celý volný průtočný průřez všech kanálů. Pro stranu kapaliny pouze průtočný průřez kanálů pro na straně A.

$$u = \frac{\dot{V}}{A_o} \quad (125)$$

```

% Výpočet rychlosti na straně obou tekutin
u_1 = (V_1/3600)/A0_1; % rychlost vzduchu v žebrování - tekutina 1 [m/s]
u_2 = V_2/A0_2k; % rychlost vzduchu v žebrování - tekutina 2 [m/s]

```

### 3.3 Koeficient přestupu tepla

Koeficient přestupu tepla  $\alpha$  je klíčový parametr při přestupu tepla konvekcí neboli prouděním a je už jedno, zda se jedná o konvekci nucenou nebo volnou. V mém případě se jedná o konvekci nucenou, protože kapaliny jsou poháněny ventilátorem na jedné straně a čerpadlem na druhé. Lze jej vypočítat z definice Nusseltova čísla (1), pro jehož výpočet v tomto modelu používám korelace uvedené v rešeršní části. Nusseltovo číslo je definováno jako poměr konvektivního přenosu tepla ku konduktivnímu přenosu tepla, viz rovnice (126).

$$\text{Nu} = \frac{\alpha L}{\lambda} \quad (126)$$

Pro znalé by se na první pohled by se mohlo zdát, že je jeho definice shodná s Biotovým číslem, nicméně součinitel  $\lambda$  je v případě Nusseltova čísla vlastností tekutiny a ne stěny. Korelace pro Nusseltovo číslo obecně vychází z předpokladu závislosti, že  $\text{Nu} = f(\text{Re}, \text{Pr}) = C \text{Re}^m \text{Pr}^n$ . Pro průtok v uzavřeném kanále se obvykle dosazuje za exponent  $n$   $1/3$  a za exponent  $m$  je to podle režimu proudění, buď pro laminární také  $1/3$  nebo pro turbulentní proudění  $0,8$ . Existuje mnoho korelací pro Nusseltovo číslo, především pro kruhové trubky. Tyto korelace lze s určitou přesností použít i na obdélníkové kanály, když se přepočítá velikost konstanty  $C$  stojící před závislostí Reynoldsova a Prandtlova čísla. Pro turbulentní proudění lze vyjít jen z ekvivalentního hydraulického průměru a nepřepočítávat konstanty, pro laminární proudění je vhodné konstanty vždy přepočítat. Tím lze výrazně zvýšit výpočetní možnosti v případě, že není pro konkrétní situaci dostupná korelace pro obdélníkový kanál. Některé konstanty i pro jiné geometrie lze nalézt v tabulce 28, kde jsou uvedeny asymptotické hodnoty pro  $\text{Nu}$  s konstantní hustotou tepelného toku, konstantní teplotou stěny a konstanta pro výpočet třecího koeficientu pro laminární proudění (135).

Koeficient  $\alpha$ , chceme mít ve výměníku co největší, aby bylo možné snížit teplosměnnou plochu a tím i zmenšit výrobní náklady výměníku. Nastává tedy logická otázka, jaké všechny parametry do velikosti tohoto koeficientu mluví. Jedna z prvních věcí, které Vás napadne je vztah mezi tlakovou ztrátou a koeficientem  $\alpha$ . Když bychom tuto závislost převedli na pouze rychlost a zanedbali změnu třecího koeficientu dle Moodyho diagramu, tak by to pro turbulentní proudění znamenalo, že dvojnásobné zvýšení rychlosti by navýšilo zmíněný koeficient o  $(2u)^{0,8} = 1,74 u^{0,8}$ , ale pro tlakovou ztrátu by to znamenalo 4 násobné zvýšení, protože tlaková ztráta roste s kvadrátem rychlosti. No a rychlost je ovlivněna především průtočným průřezem, tedy geometrií, když nepočítáme úpravy čerpadel a navyšování průtoku. Takže to je první možnost zvýšení přestupu tepla - úpravou geometrie. Další aspekt, který toto ovlivňuje je také částečně spřažen s geometrií, jedná se o rozvoj rychlostního pole. Proudění v kanálech, ale i obtékání předmětů je spojeno se vznikem mezní vrstvy. Tato vrstva je brzdou přestupu tepla, to je důvod proč se jí snaží turbulátory narušit a je vhodné je ve výměníku mít. O turbulátorech je v práci již samostatná kapitola, takže tuto myšlenku už nebudu tady rozvíjet dále. Další parametr vstupující do diskuze je i teplota stěny, respektive její rozdíl oproti teplotě proudu. Ve výměnících pracujeme s středními kalorimetrickými teplotami proudů tekutin. V případě, že je stěna výrazně teplejší bude velký gradient teploty tekutiny ze středu proudu směrem ke stěně. Všechny vlastnosti tekutiny, hlavně viskozita, jsou závislé na teplotě a tím se dostáváme k jádru věci. Ve chvíli, kdy bude mít tekutina jinou teplotu u stěny a my budeme počítat s její střední teplotou, můžeme se dopustit značné chyby ve výpočtu, proto se se u korelací Nusseltova čísla objevuje Sieder-Tateova korekce, která zohledňuje právě vliv teploty u stěny pro viskozitu. Když narazíte u korelací na výraz  $(\mu/\mu_s)^{0,14}$ , jedná se právě o Sieder-Tateovu korekci. Korelace pro  $j$  a  $f_f$  faktor uvedené zde v práci již mají toto v sobě, protože se porovnávaly měřená data, takže pro teploty při kterých korelace vznikaly není třeba implementovat tuto úpravu, co je ale dobré mít na paměti, je jestli dochází k chlazení nebo ohřevu médií, protože potom tento efekt může mít výrazný vliv i pro tyto korelace.

Model má k dispozici i výpočet žebrování bez turbulátorů. K tomu právě používá korelace Nusseltova čísla, dostupné v literatuře. Pro laminární proudění je použita Stephanova korelace (Stephan, 2010), rovnice (127), která je určena pro nekonečný kanál tvořený rovnoběžnými deskami. Po úpravě konstanty pro obdélníkový kanál dle tabulky 28 dostaneme rovnici (128). Platnost této rovnice je omezená velikostí rozsahem  $0,1 < \text{Pr} < 1000$  a pro podmínku konstantní teploty stěny.

$$\text{Nu} = 7,55 + \frac{0,024(\text{Re Pr } D_h/Ld)^{1,14}}{1 + 0,0358(\text{Re Pr } D_h/Ld)^{0,64}\text{Pr}^{0,17}} \quad (127)$$

$$Nu = 5,95 + \frac{0,024(Re Pr D_h/Ld)^{1,14}}{1 + 0,0358(Re Pr D_h/Ld)^{0,64}Pr^{0,17}} \quad (128)$$

Pro plně vyvinuté turbulentní proudění ( $Re > 10^4$ ) je to Gnielinského korelace (129) (Stephan, 2010), pro kterou třecí koeficient počítáme z rovnice (130).

$$Nu = \frac{Re Pr(\omega/8)}{1 + 12,7 \sqrt{\omega/8} (Pr^{2/3} - 1)} \left[ 1 + \left( \frac{D_h}{L_d} \right)^{2/3} \right] \quad (129)$$


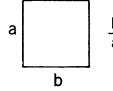

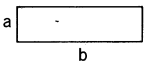
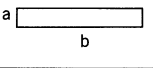
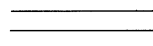

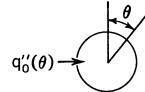
$$\omega = [(0,78 \ln Re - 1,5)]^{-2} \quad (130)$$

A pro přechodovou oblast je to vztah (131), který vychází z Gnielinského vztahu pro přechodovou oblast (Stephan, 2010), ale je výrazně zjednodušen.

$$Nu = (1 - r) Nu_{lam,2300} + r Nu_{turb,10000} \quad (131)$$

$$r = \frac{Re - 2300}{10^4 - 2300} \quad (132)$$

Pro ostatní korelace je počítán  $j$  a  $f_f$  faktor a ne přímo Nusseltovo číslo. Způsob výběru korelace ukáží jen na příkladu tekutiny 1 a Colburnova  $j$  faktoru, pro ostatní je to obdobné.

GEOMETRY ( $L/4r_h > 100$ )	$N_{Nu, \textcircled{H}}$	$N_{Nu, \textcircled{T}}$	$fN_R$	$\frac{N_{Nu, \textcircled{H}}}{N_{Nu, \textcircled{T}}}$	$\frac{N_{St, \textcircled{H}} N_{Pr}}{f}$
	3.00	2.35	13.33	1.28	0.225
	3.63	2.89	14.2	1.26	0.256
	4.364	3.66	16	1.19	0.273
	5.35	4.65	18.3	1.15	0.292
	6.5	5.95	20.5	1.09	0.316
	8.235	7.54	24	1.09	0.342
	5.385	4.86	24	1.10	0.224
	If $q''_0(\theta) = q''_a(1 + b \cos \theta)$ $N_{Nu, \textcircled{H}}(\theta) = \frac{(1 + b \cos \theta)}{\left(\frac{11}{48} + \frac{b}{2} \cos \theta\right)}$				

Obrázek 28: Konstanty pro jiné geometrie. (Kays a London, 1964).

```

% Výběr metod dle zadaných parametrů
switch par5 % Metoda výpočtu faktoru j na straně Vzduchu - tekutiny 1
...
case 3 % Chang a Wang (1997) 100 < Relp < 3000
Re_1 = (u_1*Dh_1)/ny_1; % Re číslo
Re_lp_1 = (u_1*Lp_1)/ny_1; % Re číslo pro žaluziové žebrování
j_1 = (Re_lp_1^(-0.49))*((L_alfa_1/90)^(0.27))*((Fp_1/Lp_1)^(-0.14)) ...
      *((Fh_1/Lp_1)^(-0.29))*((Ld_1/Lp_1)^(-0.23))*((Lh_1/Lp_1)^(0.68)) ...
      *((Fd_1/Lp_1)^(-0.28))*((delta_t_1/Lp_1)^(-0.05));
...
end

```

Samotný koeficient přestupu tepla  $\alpha$  je pak počítán vyjádřením koeficientu z rovnice (126) a následně ještě po vypočítání účinnosti žebrování, je vyčíslen i celkový termický odpor dle rovnice (8), ale vztažený na plochu vodního kanálu.

```

% Výpočet koeficientu alfa na straně vzduchu - tekutiny 1
Nu_1 = j_1*Re_1*(Pr_1^(1/3)); % Nuseltovo číslo vzduchu
Alfa_1 = (Nu_1*lambda_1)/Dh_1; % Koeficient přestupu tepla [W/m^2*K]
...
% Termický odpor
kS = ((1/(Alfa_1*S_1)+(EndPlateChannelThickness/(lambda_core*S_2))+...
      (1/(Alfa_2*S_2)))^(-1)); % kS [m*K/W]

```

### 3.4 Pracovní bod ventilátoru

Průtok ventilátorem je ovlivněn výrazně tlakovou ztrátou v trase ventilátoru. Každý výrobce pro svůj ventilátor dodává graf nebo rovnici, kde tyto údaje lze zjistit. Pro ventilátor použitý pro tento výměník (Výrobce WingFan, typ ventilátoru 370/10-10/S1HL/30/PAG/24/-/B) mám graf (29), který jsem pro potřeby výpočtu digitalizoval pomocí online převodníku grafů. Tyto data bylo dále nutné upravit, protože graf ukazuje závislost tlakové ztráty na průtoku pro jiné otáčky, než jaké měl motor stroje. Pomocí rovnice (133) a (134) jsem přepočítal digitalizované data pro průtok a tlakovou ztrátu a data nahrál do modelu.

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 \frac{n_2}{n_1} \quad (133)$$

$$\Delta p_2 = \Delta p_1 \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^2 \quad (134)$$

Pracovní bod se poté určí dle tlakové ztráty výměníku jako průsečík charakteristiky tlakové ztráty a ventilátoru. Což pro model znamená, že je to průsečík vypočítané tlakové ztráty s grafem ventilátoru.

Tlaková ztráta výměníku se počítá pomocí Darcyho-Weisbachova vztahu upraveného pro Fanningův třecí faktor, rovnice (25).

```

% Tlaková ztráta
deltaP_1Final = ((2*f_1*(u_1^2)*Ld_1*ro_1)/(Dh_1));
% Darcyho-Weisbachova rovnice pro tlakovou ztrátu [Pa] - Tekutina 1
% s Fanningovim třecím koeficientu

```

Tato tlaková ztráta se poté v každé další iteraci nově odečítá z nahraných dat a tím se upravuje průtok výměníkem ve výpočtu.

```

% Průtok tekutiny 1 - % průtok vzduchu ventilátorem [m^3/h]
V_1 = interp1(Fan(:, 1) , Fan(:, 2) , deltaP_1 , 'PCHIP', 'extrap');

```

Pro výpočet bez turbulátorů se pro tlakovou ztrátu musí vyjít z obecných vztahů pro třecí koeficient  $f_f$ . Pro laminární proudění můžeme najít konstantu A do rovnice (135) opět v tabulce 28.

$$f_f = \frac{A}{Re} = \frac{20,5}{Re} \quad (135)$$

Pro oblast s vyvíjejícím se turbulentním prouděním pak Blasiův vztah (Rieger et al., 2007).

$$4 \cdot f_f = 0,316 \operatorname{Re}^{-0,25} \quad (136)$$

A konečně pro plně vyvinuté turbulentní proudění vztah (137).

$$4 \cdot f_f = 0,184 \operatorname{Re}^{-0,2} \quad (137)$$

Když už máme vypočítaný třecí faktor  $f_f$ , tak dál výpočet pokračuje obvykle Darcyho-Weisbachovou rovnicí.

### 3.5 Účinnost žebrování

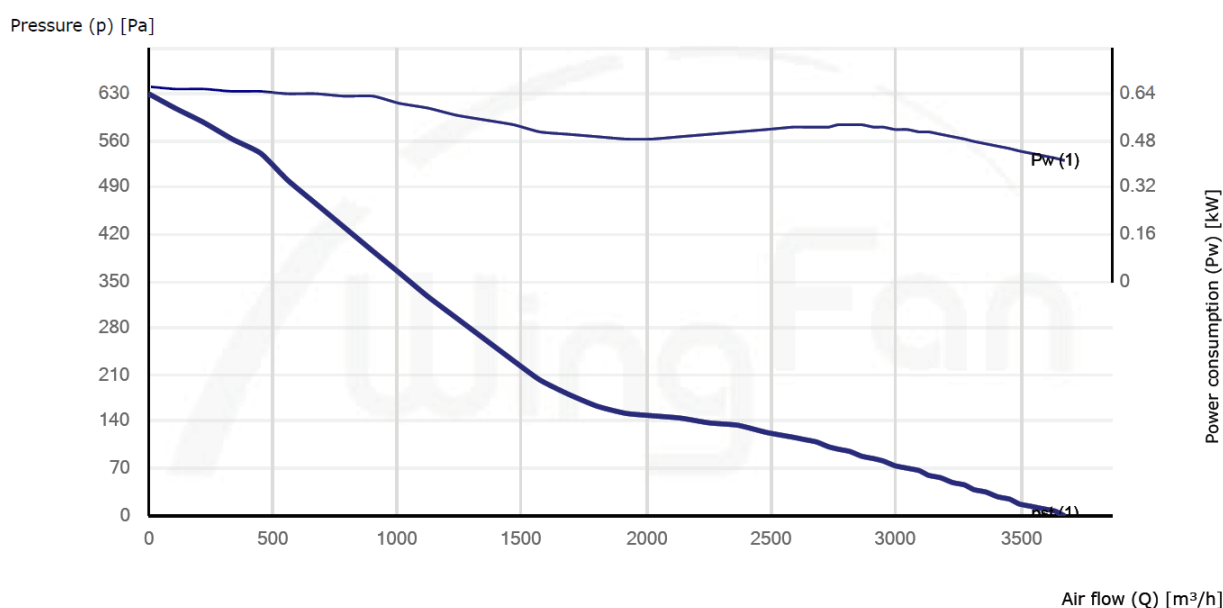
Způsob výpočtu účinnosti žebrování byl popsán v příslušné kapitole 1.3, zde jen doplním důležitou informaci, kterou nesmí uživatel modelu opomenout. Ve výpočtu účinnosti se vycházelo z okrajové podmínky pro rovnici (15), která byla  $T|_w = T_w, q_z|_{z=L} = 0$ . Tato okrajová podmínka říká, že konec žebra je dokonale izolovaný a je tam nulový tepelný tok žebrem nebo taky říká, že je tam derivace teploty nulová. To je právě případ žebrování mezi dvěma kanály druhého média ve výměníku. Když jsou totiž kanály žebrováním spojené, tak podmínka  $\frac{dT}{dx} = 0$ , kde  $x$  je souřadnice ve směru výšky žebra  $F_h$ , je splněna přímo v prostředku žebrování mezi kanály (Červená linie na obrázku 30.). Za délku žebra  $L$  ve výsledné rovnici pro účinnost (16) je nutné doplnit polovinu výšky  $F_h$ .

```
% Účinnost žebrování - tekutina 1
B_1 = sqrt((2*Alfa_1)/(lambda_fins_1*delta_t_1));
eta_1 = tanh(B_1*Fh_1/2)/(B_1*Fh_1/2); % účinnost žebrování
S_1 = S0_1+eta_1*Sf_1; % teplosměnná plocha na straně tekutiny 1
```

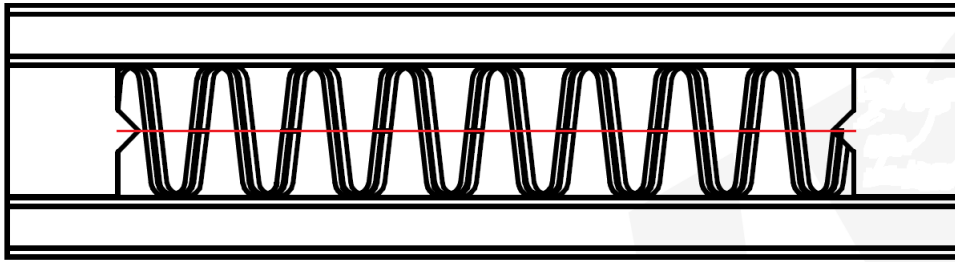
Naopak pro žebrováním, které nespojuje kanály a je připojeno pouze z jedné strany, viz. obrázek 7, se počítá celá délka  $F_h$ , ale to není případ ukázkového výměníku.

### 3.6 Aplikace metody $\varepsilon$ -NTU

Ve chvíli, kdy již máme dopočítanou teplosměnnou plochu, tlakovou ztrátu, celkový koeficient prostupu tepla  $k$  a účinnost žebrování, zbývá už jen vypočítat výstupní teploty výměníku. K tomu slouží metoda  $\varepsilon$ -NTU v modelu zkombinovaná s metodou korekčního faktoru.



Obrázek 29: Graf průtoku ventilátoru v závislosti na tlakové ztrátě.



Obrázek 30: Podmínka nulové derivace teploty/tepelného toku.

Nejprve je nutné pomocí rovnice (2) vypočítat tepelné kapacity obou proudů a jejich poměr. Když máme tento mezi výpočet, tak můžeme pokračovat k výpočtu bezrozměrné velikosti výměníku tepla NTU pomocí rovnice (18). Pak se dostaneme ke klíčovému korekčnímu faktoru  $F$ , který vypočteme z rovnice (24), pomocí zvolených koeficientů z tabulky 9.

Výraz pro termickou účinnost (138) je převzat z Stephan (2010). Vychází z rovnice (21) určené pro čistý protiproudý výměník, jen tento výraz upravuje pomocí korekčního faktoru do požadovaného proudového uspořádání. V této podobě je určen pouze pro výměníky, kdy je korekční faktor  $F > 0,7$ .

$$\epsilon = \frac{1 - e^{[(W-1)NTU F]}}{1 - W e^{[(W-1)NTU F]}} \quad (138)$$

Z definice termické účinnost (11) pak snadno dopočítáme výstupní teploty a určíme výkon výměníku (1).

```
% Výpočet NTU
W1 = ro_1*(V_1/3600)*cp_1; % Tepelná kapacita proudu [W/K]
W2 = ro_2*V_2*cp_2; % Tepelná kapacita proudu [W/K]
\\
R1 = W1/W2;
R2 = 1/R1;
NTU1 = kS/W1;
NTU2 = kS/W2;
F1 = 1/(1+a*R1^(d*b)*NTU1^b)^c;
Eps1 = (1-(exp((R1-1)*NTU1*F1)))/(1-R1*(exp((R1-1)*NTU1*F1)));
F2 = 1/(1+a*R2^(d*b)*NTU2^b)^c;
Eps2 = (1-(exp((R2-1)*NTU2*F2)))/(1-R2*(exp((R2-1)*NTU2*F2)));
T_12 = ((T_21-T_11)*Eps1)+T_11; % Výstupní teplota tekutiny 1 [C]
T_22 = ((T_11-T_21)*Eps2)+T_21; % Výstupní teplota tekutiny 2 [C]
Q = W1*abs(T_12-T_11); % Výkon výměníku tepla [W]
T_1mFinal = (T_11+T_12)/2; % Střední teplota tekutiny 1 [C]
T_2mFinal = (T_21+T_22)/2; % Střední teplota tekutiny 2 [C]
```

### 3.7 Iterační proces

Na závěr popisu výpočtového modelu uvedu ještě iterační podmínky, které jsou v modelu nastaveny. před zahájením iterace je třeba odhadnout tlakovou ztrátu na straně tekutiny 1, aby mohlo dojít k počátečnímu odečtení hodnoty průtoku tekutiny 1 a vstupní teploty obou médií, které slouží ke stejnému účelu odhadu vlastností tekutin a pro výpočet výstupních teplot.

```
% Start iterace
% Úvodní hodnoty pro iteraci
deltaP_1 = 100; % Odhad tlakové ztráty výměníku pro určení prvotní průtoku ventilátorem
T_1m = T_11; % Počáteční odhad střední teploty vzduchu - tekutiny 1 [C]
T_2m = T_21; % Počáteční odhad střední teploty vody/oleje - tekutiny 2 [C]
diff = 10;
while diff > 0.0001 % start iterace
```

Na konci výpočtu se pak sčítají rozdíly mezi aktuální iterací a předchozí iterací tlakové ztráty vzduchu a absolutní hodnoty střední teploty obou proudů. Dokud není tento součet menší jak jedna deseti tisícina, tak výpočet pokračuje.

```
y = abs(deltaP_1Final-deltaP_1);  
diff_2=y;  
deltaP_1 = deltaP_1Final;  
x = abs(T_1mFinal-T_1m);  
diff_1 = x;  
T_1m = T_1mFinal;  
T_2m = (T_21+T_22)/2;  
diff = diff_1 + diff_2;
```

### 3.8 Výsledky modelu

Pro výměník na obrázku 31, připravený pro ověřovací měření, jsem vybral vhodné korelace z rešeršní části a pomocí vytvořeného modelu jsem provedl tři výpočty. Dva, kde jsem použil korelace a jeden založený na empirických a analytických rovnicích pro jednoduché žebrování bez turbulátorů. Výsledky jednotlivých parametrů lze porovnat v tabulce 8. Vstupní parametry s jakými model počítal jsou v tabulce 7. Krom tolerančních pásem korelací jsou výsledky zatížené i chybou při odhadu některých neznámých geometrických parametrů žebrování. Vzhledem k tomu, že se výsledky velmi liší, tak je zde nutná validace měřením, případně následné úpravy korelací, či použití/vytvoření jiných.



Obrázek 31: Zkoumaný výměník tepla. *Archiv autora*



par1	par2	par3	par4	par5	par6	par7	par8
Výpočet 1							
1	3	2	4	3	12	3	12
Výpočet 2							
1	3	2	4	6	10	6	10
Výpočet 3							
4	4	4	4	19	19	19	19

Tabulka 7: Parametry jednotlivých výpočtů.

Veličiny	Výpočet 1		Výpočet 2		Výpočet 3		Jednotky
	Tekutina 1	Tekutina 2	Tekutina 1	Tekutina 2	Tekutina 1	Tekutina 2	
$T_1$	25	90	25	90	25	90	$^{\circ}\text{C}$
$T_2$	37,2	87,6	32,6	88,7	30,1	89,0	$^{\circ}\text{C}$
$\nu$	16,12	0,33	15,88	0,32	15,75	0,33	$\text{mm}^2\text{s}^{-1}$
$c_p$	1007	4204	1007	4205	1007	4205	$\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$
$\lambda_{fin}$				230			$\text{W m}^{-1}\text{K}^{-1}$
$\lambda_{wall}$				230			$\text{W m}^{-1}\text{K}^{-1}$
$\lambda_{fluid}$	0,0265	0,6775	0,0264	0,6778	0,0263	0,6778	$\text{W m}^{-1}\text{K}^{-1}$
$S$	1,48	0,49	1,52	0,50	1,53	0,47	$\text{m}^2$
$D_h$	0,0040	0,0027	0,0040	0,0026	0,0046	0,0029	$\text{m}$
$u$	9,2	1,7	7,7	1,7	8,4	1,7	$\text{m s}^{-1}$
$\dot{V}$	3575	87,5	2991	87,5	3496	87,5	$\text{m}^3\text{h}^{-1}/\text{l min}^{-1}$
Re	2340	14382	1956	13719	2434	15013	-
$Re_{lp}$	572,4	-	486,0	-	-	-	-
Pr	0,71	1,98	0,71	1,97	0,71	1,96	-
Nu	26,3	66,3	12,7	55,3	10,76	85,0	-
$\eta_f$	0,93	0,61	0,97	0,64	0,97	0,59	-
$j$	0,0128	0,0037	0,0073	0,0032	-	-	-
$f_f$	0,0056	0,0127	0,05	0,0096	0,0112	0,0071	-
$\alpha$	173	16397	83	14423	62	20224	$\text{W m}^{-2}\text{K}^{-1}$
$kS$		246,8		123,4		93,7	$\text{W K}^{-1}$
NTU	0,2127	0,0417	0,1263	0,0208	0,0816	0,0158	-
$W$	1160	5923	978	5922	1148	5921	$\text{W K}^{-1}$
$F$		0,9974		0,9990		0,9994	-
$\Delta p$	12,4	12951,3	77,8	10315,9	18,4	6918,6	$\text{Pa}$
$\dot{Q}$		14167		7461		5802	$\text{W}$

Tabulka 8: Výsledky výpočtového modelu.

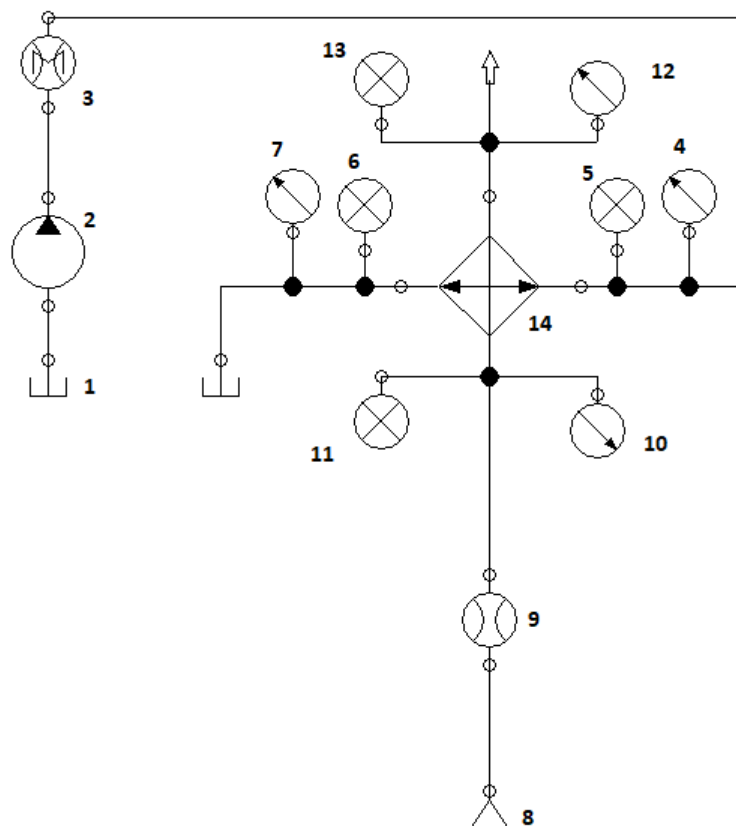
## 4 Návrh experimentálního měření pro ověření výpočtového modelu

*„Teoreticky jsem toho dokázal už tolik,  
prakticky jsem pořád jenom alkoholik.“*

Představený výpočetní model je sice připravený k použití, nicméně bez validace výsledků testováním skutečných výměníků je třeba tyto výsledky brát s rezervou spolu s platností celého modelu. Pro účel tohoto ověření slouží následující kapitoly, kde je uvedena testovací metodika a doporučená měřící aparatura.

### 4.1 Testovací okruh

Schéma testovacího okruhu musí být schopné nasimulovat různé provozní stavy výměníku tepla a zároveň musí být uzpůsobeno tak, aby bylo možné snadno a přesně měřit veškeré potřebné veličiny. Samotné zapojení včetně potřebné instrumentace je názorně vidět na obrázku 32, podrobnější představení měřících zařízení a jejich umístění bude následovat v dalších kapitolách.



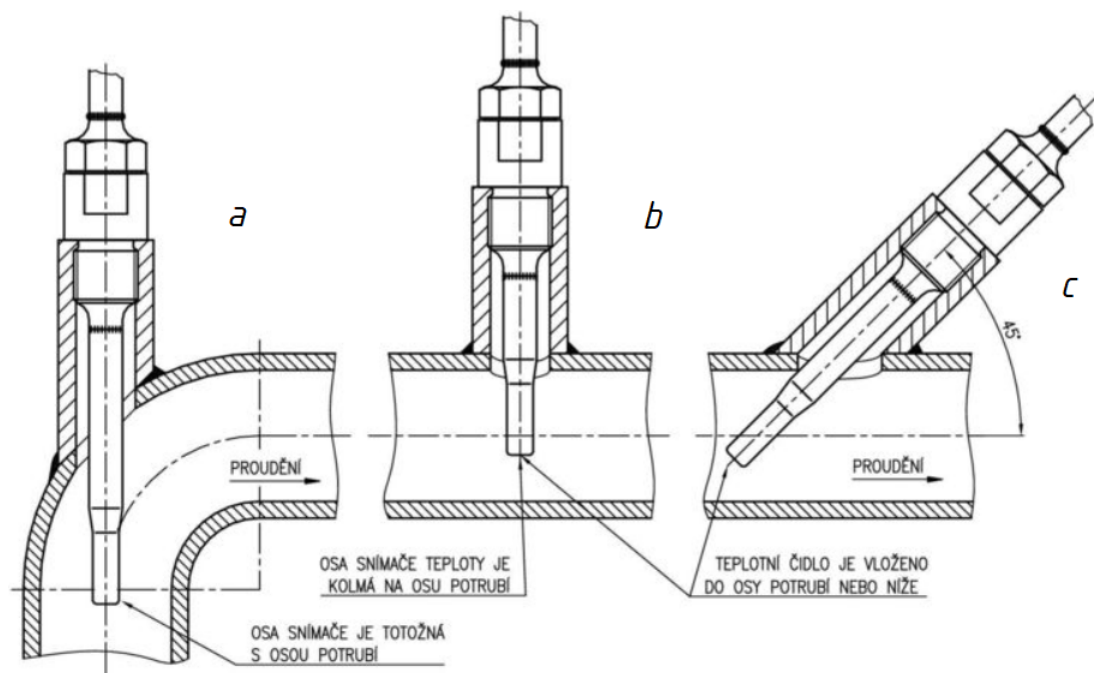
Obrázek 32: Zjednodušené schéma testovacího okruhu.

Z obrázku 32 je patrné, že okruh se dělí do dvou částí, na hydraulickou část a část pneumatickou. Předpokládá se tedy režim výměníku plyn–kapalina. V hydraulická část se skládá z ohřívané nádrže na kapalinu 1, kde se udržuje stabilní teplota při které test probíhá. Teplota v nádrži by se měla dát regulovat na hodnotách mezi 40 °C až 90 °C, tedy v mezích nejčastějších pracovních teplot při aplikaci pro spalovací motory, případně hydraulická zařízení. Pod číslem 2 je hydrostatické čerpadlo, které žene kapalinu okruhem. Hydrostatické by mělo být hlavně pro snadné ovládání průtoku, protože v případě použití hydrostatického čerpadla je průtok závislý na jediném parametru a to jsou otáčky čerpadla. Pokud tedy použije toto čerpadlo, tak již není nutností používat průtokoměr na straně kapaliny a lze průtok přímo odečítat dle otáček pohonu čerpadla. Ve výběru čerpadla bych se snažil vyhnout pístovým, které vykazují větší pulzaci průtoku než ostatní typy těchto čerpadel. V případě použití hydrodynamického čerpadla se nevyhne průtokoměru 3. Nejvhodnější princip průtokoměru by byl opět založený na geometrickém objemu. Například zubový

průtokoměr je pro tuto aplikaci ideální volbou. Svoji velikostí by měl odpovídat čerpadlu, předpokládaný průtok okruhem je do  $140 \text{ l min}^{-1}$ . Zubový průtokoměr navíc není citlivý na umístění v okruhu, takže ho lze umístit dle libosti v hydraulické větvi. Co už ale je potřeba umístit správně jsou čidla teploty, pod čísla 5 a 6, a tlaku, pod čísla 4 a 7. Těmi se budu podrobněji zabývat v příští kapitole, stejně jako tlakovými a teplotními čidly na straně vzduchu, čísla 10–13. Zbylo už jen číslo 14, které reprezentuje měřený výměník tepla.

## 4.2 Měření teploty proudů

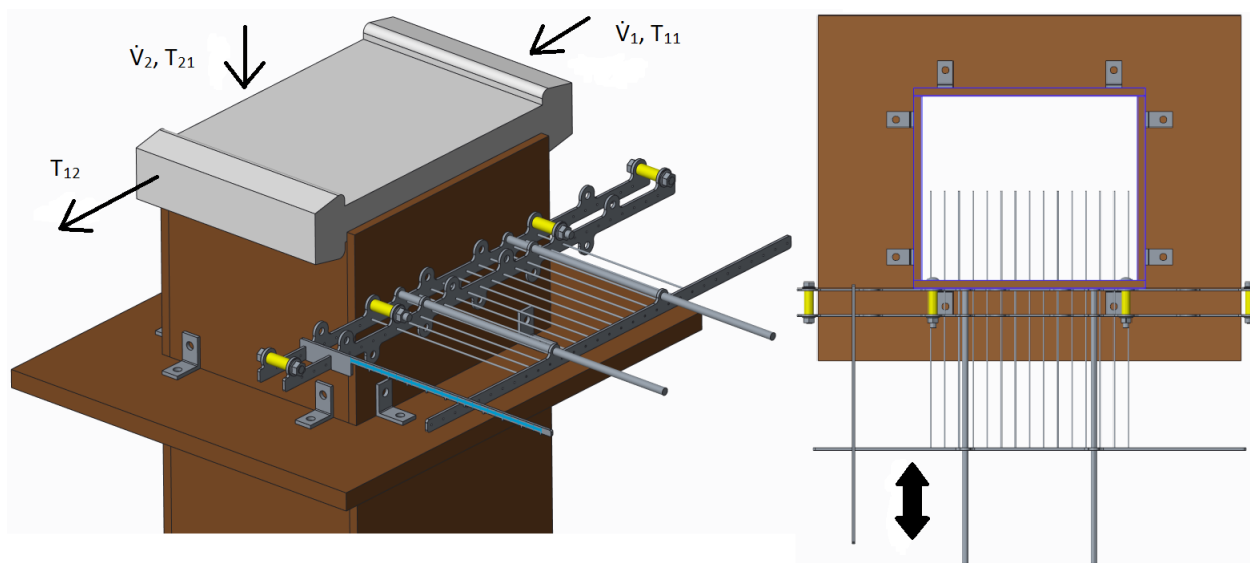
Při měření teplot je důležité umístění snímačů v kanále a jejich vzdálenost od zařízení. Často udávané zmiňované pravidlo v této souvislosti říká, že by snímač měl být umístěn minimálně  $25 \cdot D$  od zařízení a výměníků tepla, aby došlo k dokonalému promísení proudu. V praxi toto může být obtížné dodržet nebo naopak není žádoucí tuto vzdálenost dodržet. Samotné umístění snímače by mělo dodržovat schéma na obrázku 33. Preferovanou polohou je uložení snímače s označením a. Toto uložení nejlépe zajišťuje přestup tepla a nevznikají v místě měření žádné sekundární proudy, které by přesnost měření mohly ovlivnit. Ke změření potřebných teplot stačí na straně kapaliny dvě čidla, ideálně typu Pt100. Snímače teploty Pt100 jsou odporovými snímači, využívající změnu odporu kovu se změnou teploty. U tohoto konkrétního typu je tímto kovem platina a číslo za kovem značí elektrický odpor v jednotkách  $\sigma$  při teplotě  $0^\circ\text{C}$ . V závislosti na čistotě použité platiny rozlišujeme dvě třídy přesnosti snímačů, typ A a typ B. V případě aplikace v měřicím okruhu je třída B plně dostačující, její dosažená přesnost je  $0,15 + 0,005 \cdot T^\circ\text{C}$ . (Novák, 2018). Nevýhodou těchto snímačů jsou vyšší pořizovací náklady. Alternativní levnější variantou by byly termočlánky.



Obrázek 33: Umístění snímačů v potrubí. Dostupné z [https://docplayer.cz/docs-images/42/7726747/images/page\\_16.jpg](https://docplayer.cz/docs-images/42/7726747/images/page_16.jpg) [11.8.2020]

Pro případ vzduchového kanálu je to o něco složitější. Tady je již nutné ustálit proud vzduchu před výměníkem a měřit se bude teplotní pole, protože jediná hodnota teploty by nebyla dostatečně reprezentativní informací. Pro účel ustálení proudu byl navrhnut „komín“ na jehož konci je umístěn výměník. Část tohoto speciálního kanálu je vidět na obrázku 34. Teplota proudu je pak měřena termočlánky typu T (Cu–CuNi) na koncích hliníkových trubiček, které jsou od sebe vzdáleny 18 mm. Tyto trubičky jsou volně posuvné v naznačeném směru na obrázku a společně s definovanými polohami na pravítku po levé straně konstrukce je možné proměřit celé teplotní pole. Vstupní teplota se považuje za teplotu okolí, z toho důvodu by měl být vývod ohřátého vzduchu v dostatečné vzdálenosti od vstupu do výměníku, aby nedocházelo k nasávání již

jednou ohřátého vzduchu. Pokud je toto zajištěno, tak k měření teploty okolí postačí jeden termočlánek typu T v blízkosti sací strany výměníku.



Obrázek 34: 3d model přípravku na měření teplot před výměníkem.

### 4.3 Měření tlakové ztráty

Pro měření tlakové ztráty na straně kapaliny jsou potřeba dva snímače. Jeden, který bude měřit tlak kapaliny před vstupem do kanálů výměníku a druhý, který bude měřit tlak na výstupu z kanálů výměníku tepla. Rozdíl hodnot těchto dvou snímačů je roven tlakové ztrátě celého výměníku. Lze tedy předpokládat, že tato ztráta bude v jednotkách procent větší než ztráta teoreticky vypočítaná, protože nezapočítává tlakovou ztrátu v hlavě výměníku a jeho nátrubcích. Pro umístění tlakového snímače je nejvhodnější způsob přes navařený nátrubek do rovného potrubí alespoň 10 průměrů od tvarových změn a zařízení generujících tlakovou ztrátu. Způsob zástavby ukazuje obrázek 35. Při dodržení těchto pravidel a touto způsobu uložení se zamezí měření dynamických účinků proudu a výsledkem bude pouze kýžený statický tlak. Vhodný snímač pro měření tlaku v této aplikaci je membránový snímač s kapacitním vyhodnocením tlaku. U tohoto principu měření dochází k deformaci membrány, která je přenášena na elektrody kondenzátoru. Průhyb vyvolaný tlakem je pak úměrný změně kapacity kondenzátoru.

Vhodný senzor je například senzor PA3023 s pracovním rozsahem do 25 bar a maximální dovolenou teplotou média 90 °C z produkce firmy Ifm.

Na straně vzduchu měření probíhá odlišným způsobem, kdy jsou v tunelu na usměrnění proudění (obrázek 32) vyvrtány otvory v každé ze čtyř stěn a do těchto otvorů vedou trubičky, které svádí tlak do diferenčního tlakového snímače. Ten měří poté relativní tlak vůči tlaku atmosferickému. Jak toto měření vypadá ve skutečnosti je vidět z obrázku 37, na kterém jsou fotografie obdobného měření na jiném výměníku. Vhodný snímač pro tuto úlohu je například snímač DPA7000+ od firmy Thermokon, jehož dovolená provozní teplota se pohybuje od -10 °C do 50 °C, což je pro stranu vzduchu dostatečné.

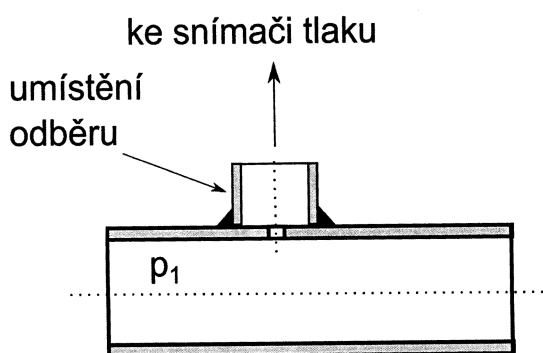
### 4.4 Měření průtoku

Měření průtoku na straně kapaliny již bylo vysvětleno, použije se buď hydrostatické čerpadlo, kde se z otáček dopočítá průtok nebo na stejném principu pracující průtokoměr. Jedním z vhodných průtokoměrů je průtokoměr VC-3-F-1-R-H firmy Kracht. Princip jeho funkce je velmi pěkně vidět z obrázku 38. Tento průtokoměr je určen pro průtoky od 0,6 l min<sup>-1</sup> do 160 l min<sup>-1</sup> a teploty do 120 °C.

Na straně vzduchu se průtok měří clonou umístěnou před sacím ventilátorem za usměrňovacím kanálem. Clony vyžadují při svém umístění velké vzdálenosti od ostatních zařízení. Umístění a přesnou geometrii clon

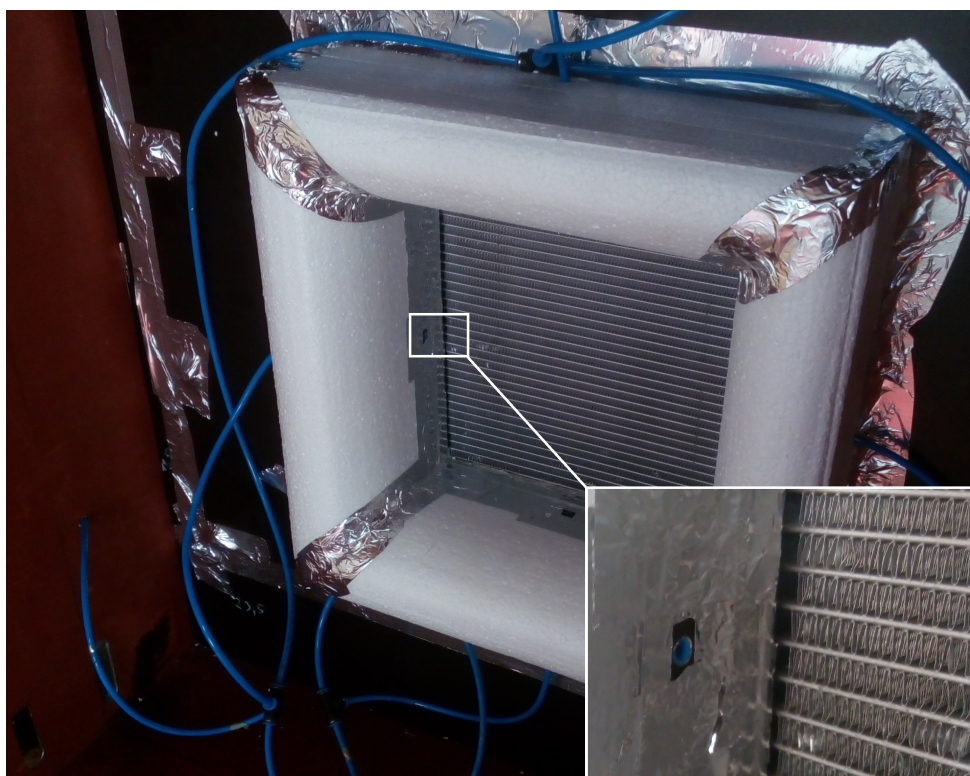
určuje norma ČSN EN ISO 5167-4. Důvodem požadavků na velké vzdálenosti je, že clona může měřit pouze stacionárním prouděním, s dynamickým prouděním, vytvořeným zakřivením kanálu nebo jiným zařízením v testovací trati, ztrácí přesnost. Základní vzdálenosti pro umístění clon jsou uvedeny na obrázku 39 a tabulce 9. Součinitel  $\zeta$  v tomto případě označuje průměr otvoru clony, ku průměru potrubí, viz rovnice (140). Princip měření clonou je jednoduchý. Svou konstrukcí je to deska s kruhovým otvorem s ostrou hranou. Dle Bernoulliho zákona za ní dojde k poklesu tlaku a výsledný průtok lze pak počítat dle

$$\dot{V} = \frac{A_2}{\sqrt{1 - (A_2/A_1)}} \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}} \quad (139)$$

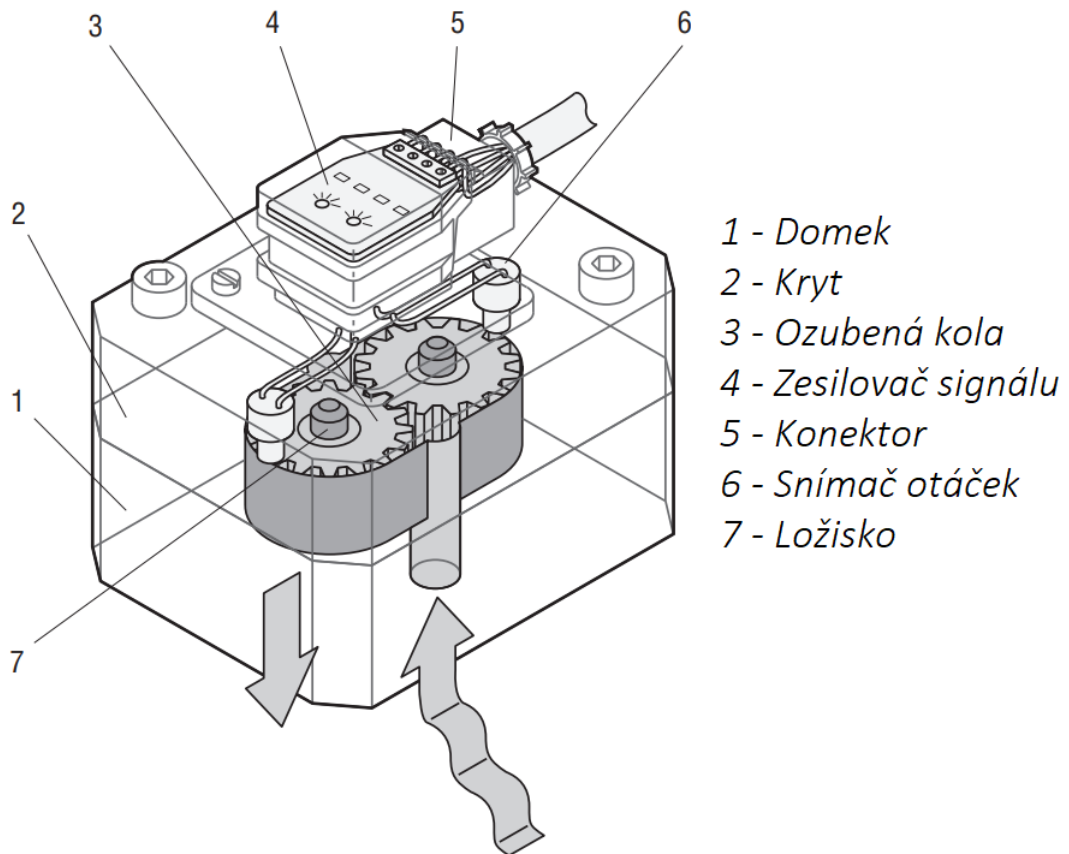


Obrázek 35: Měření tlaku plynů. (Novák, 2018)

Obrázek 36: Dostupné z <https://lurl.cz/XzTEF> [12.8.2020]



Obrázek 37: Měření tlaku plynů. Archiv autora

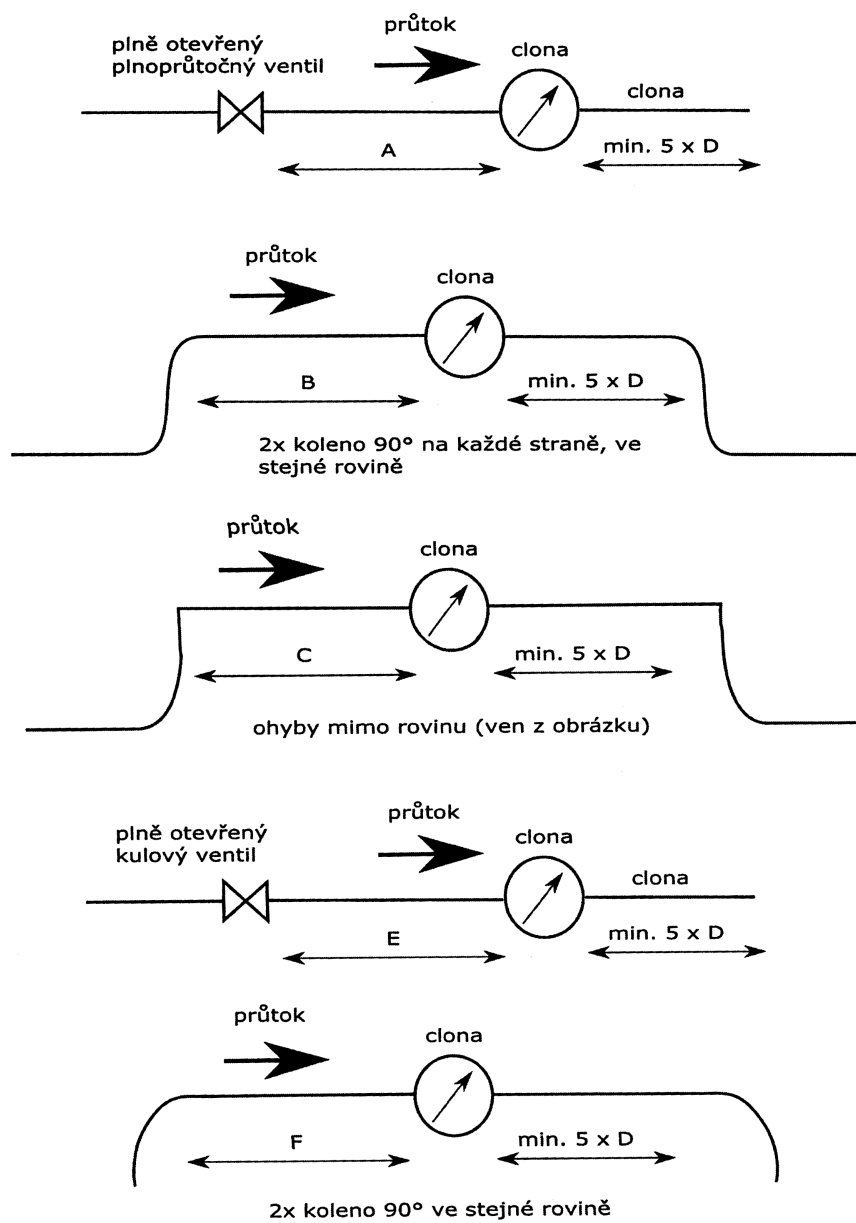


Obrázek 38: Zubový průtokoměr Kracht. *Katalog společnosti Kracht.*

$$\zeta = \frac{d_c}{D_k} \quad (140)$$

$\zeta$	<0,32	0,45	0,55	0,63	0,70	0,77	0,84
<b>A</b>	12	12	13	16	20	27	38
<b>B</b>	15	18	22	28	36	46	57
<b>C</b>	35	38	44	52	63	76	89
<b>E</b>	18	20	23	27	32	40	49
<b>F</b>	10	13	16	22	29	44	56

Tabulka 9: Doporučené vzdálenosti před a za clonou. (Novák, 2018)



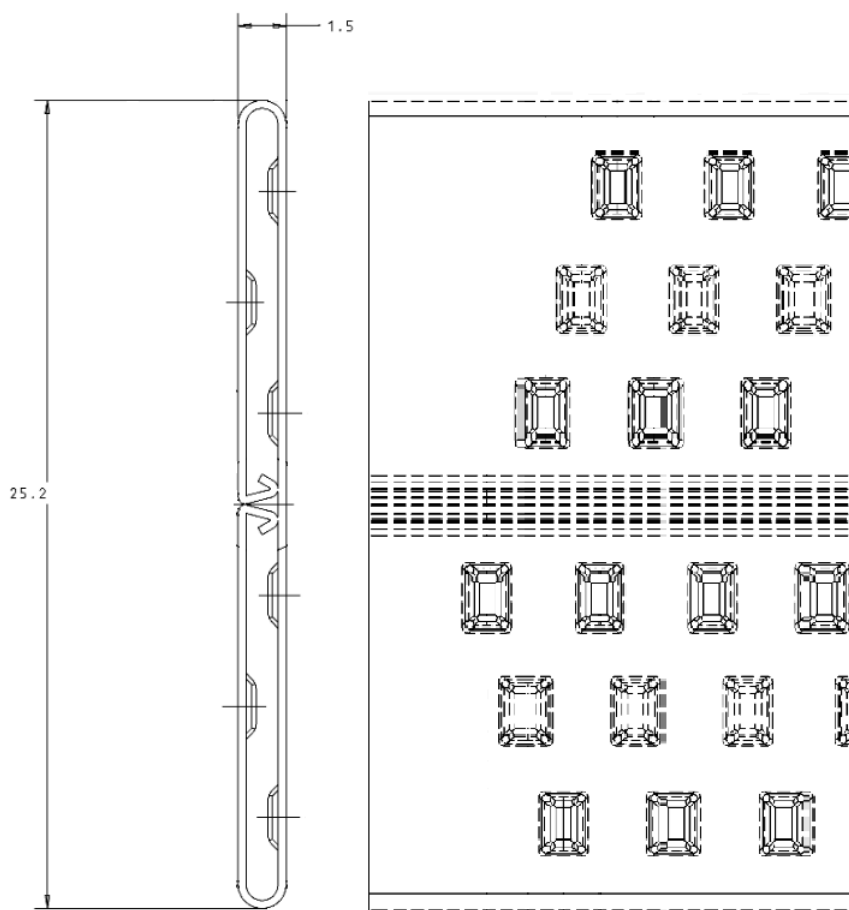
Obrázek 39: Instalace clony v potrubí. (Novák, 2018)

## Závěr

„Kdo chce jít dneska s dobou, musí si tretry obout,  
plivnout do dlaní, do čela posunout si klobouk.“

Práce, kterou jste právě dočetli se snažila na několika stránkách představit základní historii a vývoj desko–žebrových výměníků tepla, a to jak z hlediska historie faktické, tak i historie výpočetní prostřednictvím vědeckých článků. Zároveň k tomu připojuje i základní metodiku výpočtu výměníků tepla, spolu s doporučenou měřicí aparaturou potřebnou k testování tohoto druhu výměníků.

Rešeršní část je zaměřená na vědecké články poskytující korelace pro konkrétní geometrie výměníků. Autoři se povětšinou snaží vytvořit inženýrské korelace, které dávají konstruktérům možnosti predikovat tlakovou ztrátu a přestup tepla pro desko–žebrové výměníky tepla. Aplikovatelnost těchto korelací je daná především přímo geometrií samotného výměníku. I když se autoři snaží korelace upravovat do co nejobecnějších forem, ze zkušenosti již lze říci, že takové korelace nemají přílišnou přesnost ve výsledcích. Navíc v literatuře lze nalézt pouze omezené množství typů turbulátorů, které jsou považovány za nejčastěji používané, ale rozhodně to neznamená, že jsou typy jedinými. Na obrázku 40 je jeden z typů turbulátorů, pro který nenaleznete v literatuře oporu, protože se jedná o specifický typ produkovaný jednou ze společností zabývajících se tímto druhem výměníků. Lze jen tedy velmi těžko říci, zda zdánlivě nejpoužívanější typy turbulátorů, jsou i typy nejefektivnějšími. K tomu, abychom tuto informaci mohli potvrdit nebo vyvrátit, byl



Obrázek 40: Ukázka dalšího druhu turbulátorů. *Archiv autora*

vytvořen výpočetní model. Ten svoji strukturou nabízí možnost doplnit ho o další korelace nebo případně jeho rozdělení na menší moduly a pokračování vývoje modelu směrem k dalším funkcím či jiným výpočetním metodám. Například opuštění stacionárního stavu, ve kterém teď model pracuje, a rozšíření jeho funkce o dynamickou část, kde by bylo možné vypočítat teplo potřebné k chlazení podle zatížení spalovacího motoru nebo pracovní hydrauliky strojů. Takových možností existuje samozřejmě celá řada. Já sám předpokládám,



že se dalšímu vývoji modelu budu v budoucnu věnovat s cílem dovést model k co nejpřesnější predikci charakteristik výměníků pro jejich termo–hydraulický návrh.

V této fázi je nutné ale nejdříve model otestovat, zda se blíží svoji přesností k reálné funkci a parametrům naměřených při testu. Jak k takovému měření přistoupit ukazuje poslední kapitola práce, kde lze nalézt doporučené snímače a zařízení pro testování potřebná.

Jedním z doposud nezmíněných cílů práce je i nenásilnou formou ve stručnosti představit výpočetní postupy a vztahy, potřebné pro úspěšný výpočet výměníků a uložit informace k pochopení závislostí a souvislostí v oblasti desko–žebrových výměníků, které jsem nabyt v průběhu studia.

Původní plány kam práci dotlačit byly sice mnohonásobně větší, ale jak to tak chodí, tak nedošlo k jejich naplnění, ale nabízí to alespoň možný další vývoj, jehož směr jsem nastínil na předchozích řádcích.

## Seznam použité literatury

- Achaichia, A., Cowell, T. A. Heat transfer and pressure drop characteristics of flat tube and louvered plate fin surfaces. *Exp. Thermal and Fluid Sci.* 1, 1988, , s. 147–157.
- Awad, M. M., Muzychka, Y. S. MODELS FOR PRESSURE DROP AND HEAT TRANSFER IN AIR COOLED COMPACT WAVY FIN HEAT EXCHANGERS. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 2011, roč. 18, s. 191–207.
- Bhowmik, H., Lee, K.-S. Analysis of heat transfer and pressure drop characteristics in an offset strip fin heat exchanger. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2009, roč. 36, Č. 3, s. 259 – 263. ISSN 0735-1933.
- Chang, Y.-J., Hsu, K.-C., Lin, Y.-T., Wang, C.-C. A generalized friction correlation for louver fin geometry. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2000, roč. 43, Č. 12, s. 2237 – 2243. ISSN 0017-9310.
- Chang, Y.-J., Wang, C.-C. A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1997, roč. 40, Č. 3, s. 533 – 544. ISSN 0017-9310.
- Cowell, T. A. A General Method for the Comparison of Compact Heat Transfer Surfaces. *Journal of Heat Transfer*, 1990, roč. 112, Č. 2, s. 288–294. ISSN 0022-1481.
- Davenport, C. J. Correlation for heat transfer and flow friction characteristics of louvered fin. *AIChE Symposium Series*, 1983, , s. 19–27.
- Dong, J., Chen, J., Chen, Z., Zhang, W., Zhou, Y. Heat transfer and pressure drop correlations for the multi-louvered fin compact heat exchangers. *Energy Conversion and Management*, 2007, roč. 48, Č. 5, s. 1506 – 1515. ISSN 0196-8904.
- Dong, J., Su, L., Chen, Q., Xu, W. Experimental study on thermal–hydraulic performance of a wavy fin-and-flat tube aluminum heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 2013, roč. 51, Č. 1, s. 32 – 39. ISSN 1359-4311.
- Šesták, J., Rieger, F. *Přenos hybnosti, tepla a hmoty*. Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 9788001029336
- Hesselgreaves, J., Law, R., Reay, D. *Compact heat exchangers: Selection, design and operation: Second Edition*. Butterworth-Heinemann, second edition ed., 2016. ISBN 978-0081003053, 1-484 s.
- Joshi, H. M., Webb, R. L. Heat transfer and friction in the offset stripfin heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1987, roč. 30, Č. 1, s. 69 – 84. ISSN 0017-9310.
- Junqi, D., Jiangping, C., Zhijiu, C., Yimin, Z., Wenfeng, Z. Heat transfer and pressure drop correlations for the wavy fin and flat tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 2007, roč. 27, Č. 11, s. 2066 – 2073. ISSN 1359-4311.
- Kays, W. M., London, A. L. *Compact heat exchangers*. McGraw-Hill, 1964
- Kim, M.-H., Bullard, C. Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 2002, roč. 25, Č. 3, s. 390–400. ISSN 01407007.
- Kim, M.-S., Lee, J., Yook, S.-J., Lee, K.-S. Correlations and optimization of a heat exchanger with offset-strip fins. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2011, roč. 54, Č. 9, s. 2073 – 2079. ISSN 0017-9310.
- Kim, N.-H., Kim, D.-Y., Choi, Y.-M., Byun, H.-W. Air-side Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Louver-finned Aluminum Heat Exchangers at Different Inclination Angles. *Journal of Thermal Science and Technology*, 2009, roč. 4, Č. 3, s. 350–361.
- Lee, J. M., Kwan, P. W., Son, C. M., Ha, M. Y. Characterizations of aerothermal performance of novel cross-corrugated plate heat exchangers for advanced cycle aero-engines. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2015, roč. 85, s. 166 – 180. ISSN 0017-9310.

- Manglik, R. M., Bergles, A. E. Heat transfer and pressure drop correlations for the rectangular offset strip fin compact heat exchanger. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1995, roč. 10, Č. 2, s. 171 – 180. ISSN 0894-1777. Aerospace Heat Exchanger Technology.
- Manson, S. V. Correlations of heat-transfer data and of friction data for interrupted plane fins staggered in successive rows. *National Advisory Committee for Aeronautics. Lewis Flight Propulsion Lab.; Cleveland, OH, United States*, 1950, .
- Novák, M. *Technická měření*. Thákurova 1, 160 41, Praha 6: Nakladatelství ČVUT, 1. vydání ed., 2018. ISBN 978-80-01-06388-0
- Rieger, F., Novák, V., Jirout, T. *Hydromechanické procesy I*. Thákurova 1, 160 41, Praha 6: Nakladatelství ČVUT, 1. vydání ed., 2007. ISBN 978-80-01-03286-2
- Ryu, K., Lee, K.-S. Generalized heat-transfer and fluid-flow correlations for corrugated louvered fins. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2015, roč. 83, s. 604 – 612. ISSN 0017-9310.
- Shah, R., Sekulic, D. *Selection of Heat Exchangers and Their Components*, John Wiley and Sons, Ltd, kap. 10. ISBN 9780470172605, 2007, s. 673–734.
- Stephan, P. (ed.) *VDI Heat Atlas*. Berlin, Heidelberg: Springer, 2010
- Thome, J. R. (ed.) *ALPEMA*. Aluminium Plate-Fin Heat Exchanger Manufacturers' Association (ALPEMA), second edition ed., 2000, 45-54 s.
- Tinaut, F., Melgar, A., Ali, A. Correlations for heat transfer and flow friction characteristics of compact plate-type heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1992, roč. 35, Č. 7, s. 1659 – 1665. ISSN 0017-9310.
- Wieting, A. R. Empirical Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Rectangular Offset-Fin Plate-Fin Heat Exchangers. *Journal of Heat Transfer*, 1975, roč. 97, Č. 3, s. 488–490. ISSN 0022-1481.
- Wikipedia contributors. Plate fin heat exchanger — Wikipedia, The Free Encyclopedia. 2020. [Online; accessed 7-August-2020].

„Dál už není skoro co dodat,  
voda je mokrá, nebe je modrý a ženský maj tajemství...“

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací.

Ondřej Aulich, v. r.,

12. srpna 2020

*Kuba, J.: Metodický pokyn č. 1/2009 O dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, ČVUT v Praze, 1. července 2009, <https://www.cvut.cz/sites/default/files/content/d1dc93cd-5894-4521-b799-c7e715d3c59e/cs/20190327-metodicky-pokyn-c-12009-o-dodrzovani-eticky-ch-principu-pri-priprave-vysokoskolskych.pdf> [31. července 2019]*