

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ

DIPLOMOVÁ PRÁCE

zadání

Souhrn

Diplomová práce se zabývá návrhem protiproudého rekuperačního výměníku pro větrací jednotku se zpětným získáváním tepla. Jmenovitý průtok výměníkem je 3600 m³/hod při teplotách odváděného vzduchu 20 °C a přiváděného vzduchu 0 °C. Účinnost přenosu tepla musí vyhovět požadavkům příslušných evropských směrnic a nařízení (minimální účinnost je 73 %).

Posuzované varianty byly odvozeny z dvou možností tvaru kanálu – přímého a střídavě lomeného, v obou případech s trojúhelníkovým průřezem. U těchto variant byl pomocí CFD simulací zjišťován vliv materiálu výměníku na účinnost přenosu tepla, tlaková ztráta přímého a střídavě lomeného kanálu, součinitel prostupu tepla přímého a střídavě lomeného kanálu, vliv délky a úhlu natočení přímých částí střídavě lomeného kanálu na tlakové ztráty a prostup tepla. Návrh teplosměnné plochy byl proveden v šesti variantách.

Summary

The thesis deals with the design of a counter-flow heat exchanger for ventilation unit with heat recovery. The nominal air flow rate in the heat exchanger is 3600 m³/h, the exhaust air is at temperature of 20 °C and the supply air at 0 °C. Heat transfer effectiveness should meet the requirements of relevant European directives and regulations (the minimum effectiveness is 73 %).

The assessed variants were derived from two options of channel geometry – straight and zigzag, both with triangular cross-section. Based on CFD simulations, these variants were analyzed with respect to the influence of the material used for heat exchanger plates on the effectiveness, pressure loss of a straight and zigzag channel, overall heat transfer coefficient for a straight and zigzag channel, influence of the length of straight sections and the angle between two consecutive sections of a zigzag channel on pressure losses and heat transfer. The design of heat transfer surface was elaborated in six variants.

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Rekuperační výměník pro větrací jednotku ze zpětným získáváním tepla“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Martina Bartáka, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne 29. 6. 2015

David Neuhort

1 Obsah

1	Obsah	5
2	Použité značení	6
3	Rekuperační výměník tepla.....	8
3.1	Volba materiálu teplosměnné plochy.....	13
3.2	Podélné vedení tepla	14
3.3	Tvar kanálu.....	16
3.3.1	Výpočet tlakových ztrát třením	16
3.3.2	Spotřeba materiálu na dělicí stěny	24
3.3.3	Sestavování dělicích desek.....	26
3.4	Typ proudění v kanálu výměníku	27
3.5	Shrnutí poznatků a koncepce návrhu	30
4	Evropská předpisy	32
4.1	Požadavky na spotřebu a úsporu energie.....	33
5	Hydraulické ztráty v kanálech trojúhelníkového průřezu.....	38
5.1	Přímý trojúhelníkový kanál	38
5.1.1	Zjištění tlakové ztráty.....	38
5.1.2	Určení rozběhové dráhy	42
5.2	Střídavě lomený trojúhelníkový kanál	45
6	Prostup tepla.....	50
6.1	Prostupu tepla přímého trojúhelníkového kanálu	50
6.2	Prostupu tepla střídavě lomeného trojúhelníkového kanálu.....	54
6.3	Prostupu tepla v oblasti vstupních a výstupních kanálů	58
7	Teplosměnná plocha.....	61
8	Účinnost přenosu tepla navržené teplosměnné plochy	66
9	Závěr	70
10	Seznam použité literatury	72
11	Seznam příloh	74

2 Použité značení

a	[m ² /s]	teplotní vodivost
a	[m]	délka strany trojúhelníkového profilu
A	[m ²]	Vstupní plocha výměníku
A_k	[-]	tvarová charakteristika
b	[m]	délka strany čtvercového profilu
c	[J/kg·K]	měrná tepelná kapacita vzduchu
D_h	[m]	hydraulický průměr kanálu
E	[-]	bonus za účinnost
F	[-]	korekce filtru
K	[kg/s·m]	součin nezávislých konstant ρ, L, w
L	[m]	charakteristický rozměr
L_K	[m]	délka kanálu
\dot{M}	[kg/s]	hmotnostní průtok
N	[-]	počet dílů
O	[m]	smočený obvod
P	[kW]	příkon ventilátoru
Pe	[-]	Pécletovo číslo
Pr	[-]	Prandtlovo číslo
Q	[W]	tepelný tok
q_{nom}	[m ³ /h]	jmenovitý průtok vzduchu
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
S	[m ²]	teplosměnná plocha
SFP_{int_limit}	[W/m ³ ·s]	maximální vnitřní měrný příkon ventilátoru
t	[°C]	teplota vzduchu
U	[W/m ² ·K]	součinitel prostupu tepla
w	[m/s]	střední rychlost
x	[m]	podélná souřadnice proudění
x^*	[-]	bezrozměrná osová vzdálenost
x_t	[m]	rozběhová dráha laminárního proudění

ΔT_M	[°C]	střední logaritmický teplotní spád
δ	[K]	rozdíl teplot na straně výměníku
Δp	[Pa]	tlaková ztráta třením čtvercového kanálu
Δt	[°C]	rozdíl teplot vzduchu
ϕ	[-]	teplotní faktor
η_τ	[-]	tepelná účinnost systému ZZT
λ_F	[-]	součinitel tření
ρ	[kg/m ³]	hustota vzduchu
ζ	[-]	součinitel místní ztráty
λ	[W/m·K]	součinitel tepelné vodivosti

Indexy

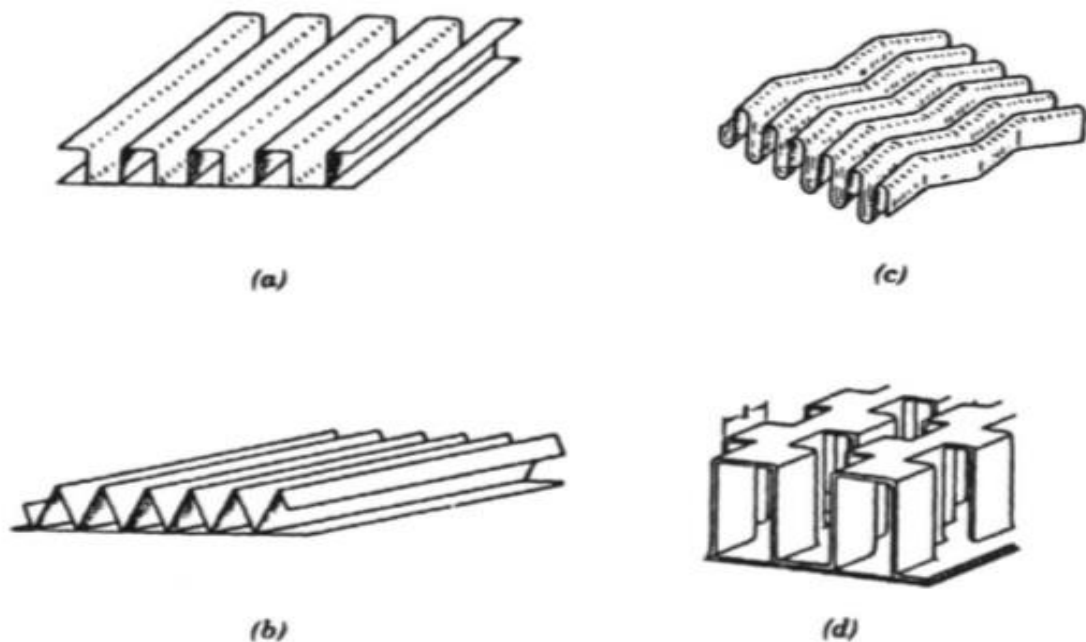
Č	čtverec
e	přívodní vzduch
i	odvodní vzduch
KV	křížový výměník
P	protiproud
PPV	protiproudý výměník
S	souproud
T	trojúhelník
λ	tření
ζ	místní ztráty

Zkratky

BVU	obousměrná větrací jednotka
NRVU	větrací jednotka pro jiné než obytné budovy
RVU	větrací jednotka pro obytné budovy
UVU	jednosměrná větrací jednotka
VU	větrací jednotka
ZZT	zpětné získávání tepla

3 Rekuperační výměník tepla

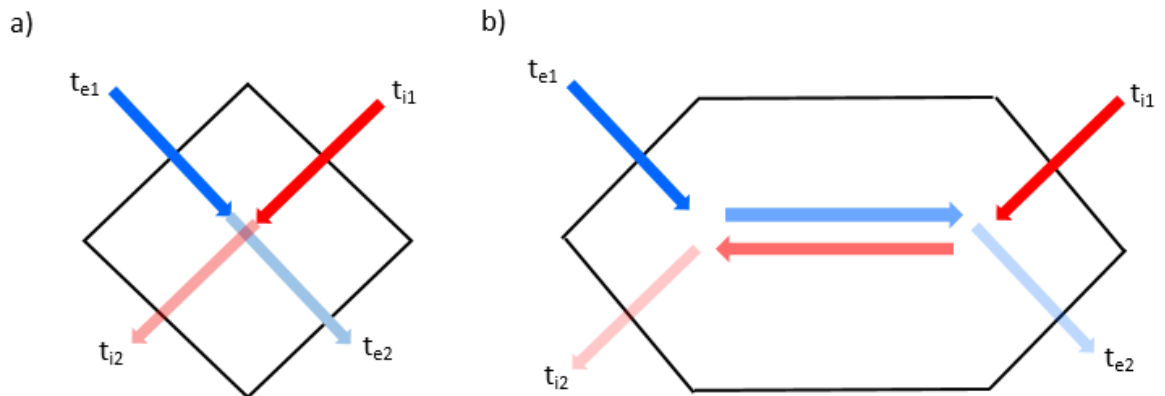
Zpětné získání tepla (dále jen ZZT) je využití entalpie obsažené ve vzduchu, který je odváděn z budovy [3]. Z pohledu vzduchotechniky se tak jedná o zařízení, které odebírá entalpii vzduchu opouštějící budovu a předává ji vzduchu venkovnímu, přiváděnému [3]. U výměníku dochází k předání citelného tepla přes teplosměnnou plochu. Výměníky pro ZZT můžeme rozdělit na regenerační a rekuperační. Principem regeneračního výměníku je přenos tepla a případně hmoty (vlhkosti) pomocí akumulační hmoty, která je střídavě obtékána oběma tekutinami. U rekuperačního výměníku jsou oba proudy tekutiny stále odděleny pevnou stěnou (teplosměnnou plochou), přes kterou teplo prostupuje z teplejší tekutiny do chladnější. Teplosměnnou plochu představují tenké desky, na kterých jsou vytvořeny kanály s různou geometrií. Na obr 3.1 jsou ukázány možné geometrie kanálů [5].



Obr. 3.1 – Tvary kanálů [5]

- a) přímý kanál s čtvercovým profil
- b) přímý kanál s trojúhelníkovým profilem
- c) střídavě zahnutý kanál
- d) offset strip

Desky výměníku jsou vyrobené z kovových materiálů nebo plastu a bývají mezi sebou slepeny, spájeny, svařeny a případně sešroubovány [4]. Šířka průduchu mezi lamelami a profil desky záleží na předpokládaném znečištění vzduchu [4]. Nejčastějším provedením je křížový výměník tepla s kolmým křížením proudů nebo výměník s protiproudým uspořádáním - viz obr. 3.2 [5].



Obr. 3.2 – Schématické znázornění výměníků:

a) s kolmým křížením proudů

b) s protiproudého uspořádáním

Hodnotícím parametrem výměníků je teplotní faktor, který lze definovat na přívodní a na odvodní straně. Pomocí teplotního faktoru lze stanovit teplotu ohřivaného vzduchu t_{e2} a teplotu odpadního vzduchu t_{i2} za výměníkem [3].

Teplotní faktor na straně přívodu

$$\phi_e = \frac{\Delta t_e}{\Delta t_{\max}} = \frac{t_{e2} - t_{e1}}{t_{i1} - t_{e1}} \quad (3.1)$$

kde:	ϕ_e	- teplotní faktor na straně přívodu [-]
	t_{e1}	- teplota venkovního vzduchu před výměníkem [°C]
	t_{e2}	- teplota vzduchu za výměníkem [°C]
	t_{i1}	- teplota vzduchu odváděného z prostoru [°C]
	Δt_e	- rozdíl teplot na straně venkovního vzduchu [°C]
	Δt_{\max}	- maximální rozdíl teplot vzduchu [°C]

Teplotní faktor na straně odvodu

$$\phi_i = \frac{\Delta t_i}{\Delta t_{\max}} = \frac{t_{i1} - t_{i2}}{t_{i1} - t_{e1}} \quad (3.2)$$

- kde:
- ϕ_i - teplotní faktor na odvodní straně [-]
 - t_{e1} - teplota venkovního vzduchu [°C]
 - t_{i1} - teplota vzduchu odváděného z prostoru [°C]
 - t_{i2} - teplota odpadního vzduchu [°C]
 - Δt_i - rozdíl teplot na straně odvodu vzduchu [°C]
 - Δt_{\max} - maximální rozdíl teplot vzduchu [°C]

Porovnáním změna průtočné entalpie na přívodní a odvodní straně výměníku a za předpokladu nulových tepelných ztrát je možné sestavit rovnici

$$\dot{M}_e \cdot c \cdot (t_{e2} - t_{e1}) = \dot{M}_i \cdot c \cdot (t_{i1} - t_{i2}) \quad (3.3)$$

- kde:
- \dot{M}_e - hmotnostní průtok na straně přívodu vzduchu [kg/s]
 - \dot{M}_i - hmotnostní průtok na straně odvodu vzduchu [kg/s]
 - t_{e1} - teplota venkovního vzduchu [°C]
 - t_{e2} - teplota vzduchu za výměníkem [°C]
 - t_{i1} - teplota vzduchu odváděného z prostoru [°C]
 - t_{i2} - teplota odpadního vzduchu [°C]
 - c - měrná tepelná kapacita vzduchu [J/kg·K].

Vytvořením poměru teplotních faktorů na přívodní a odvodní straně a za použití vztahu (3.3) lze sestavit následující rovnici

$$\frac{\phi_e}{\phi_i} = \frac{\frac{\Delta t_e}{\Delta t_{\max}}}{\frac{\Delta t_i}{\Delta t_{\max}}} = \frac{\Delta t_e}{\Delta t_i} = \frac{t_{e2} - t_{e1}}{t_{i1} - t_{i2}} = \frac{\dot{M}_i \cdot c}{\dot{M}_e \cdot c} \quad (3.4)$$

Na základě rovnice (3.4) je patrné, že poměr teplotních faktorů na přívodní a odvodní straně závisí na hmotnostních průtocích na obou stranách výměníku [3]. Aby bylo možné hodnotit a vzájemně porovnat výměníky ZZT mezi sebou z hlediska předaného tepla, musí platit rovnost těchto hmotnostních průtoků $\dot{M}_o = \dot{M}_e$ [3]. Na základě (3.4) platí, že

$$\phi_e = \phi_i \quad (3.5)$$

Nejčastější hodnotou teplotního faktoru deskových výměníků s křížením proudů je 40 % až 85 % [3]. U protiproudého uspořádání se dosahuje teplotního faktoru až 95 % [4]. Dalším faktorem, který výrazně ovlivňuje účinnost výměníku, je kondenzace vlhkosti z odváděného vzduchu. Pokud je vlhkost (tj. entalpie) v odváděném vzduchu vyšší, roste současně jeho teplota rosného bodu a tím i riziko kondenzace vody [4]. Při kondenzaci dochází k předávání vázaného výparného tepla do přiváděného vzduchu a roste i součinitel přestupu tepla na straně výměníku [5]. Vytvořený kondenzát ucpává kanály výměníku, zvyšuje tlakovou ztrátu výměníku a při vysokých rychlostech dochází k jeho strhávání do proudu vzduchu. Pokud je rychlost vzduchu ve výměníku do 3 m/s je možné dle [7] uvažovat, že kondenzát z výměníku vyteče na základě gravitačního působení a nebude strháván proudem vzduchu.

Regulace

Deskový výměník neobsahuje žádné mechanicky pohyblivé části a vlastní výměník není možné přímo vypnout či regulovat. Z tohoto důvodu se deskové výměníky osazují většinou obtokem s uzavírací klapkou, který zajistí průtok přiváděného vzduchu mimo výměník [4]. Obtoku mimo výměník se využívá hlavně v letních měsících v době, kdy je teplota venkovního vzduchu nižší než požadovaná teplota uvnitř interiéru [4]. Použití obtoku je požadováno od 1. 1. 2016, které ukládá Nařízení komise (EU) č. 1253/2014, kterým se provádí směrnice Evropského parlamentu a Rady 2009/125/ES.

Námraza

Provozováním deskového výměníku v tuzemských klimatických podmínkách vede ke kondenzaci vodních par obsažených v odváděném vzduchu [3]. Pokud venkovní teploty dosáhnou podnulových hodnot může dojít k vytvoření námrazy. Námraza na výměníku způsobuje zvýšení tlakové ztráty, snížení přestupu tepla a může vést až k poničení výměníku. Odstranění námrazy je možné provést [3]:

- a) uzavřením přívodu venkovního vzduchu a použití odváděného vzduchu k odtání námrazy
- b) elektrickým ohřevem daných ploch
- c) předeřevem venkovního vzduchu, které ale způsobí snížení účinnosti zařízení, do něhož se musí přivést energie na ohřev vzduchu.

Použití

Rekuperační výměníky mají proudy odváděného a přiváděného vzduchu mezi sebou odděleny. Z tohoto důvodu jsou vhodné tam, kde odvodní vzduch je znečištěn pachy, tuky, či částečně prachem [4]. Použití rekuperačních výměníků není vhodné pro provozy s vysokým vývinem prachu, z důvodu jejich špatné čistitelnosti.

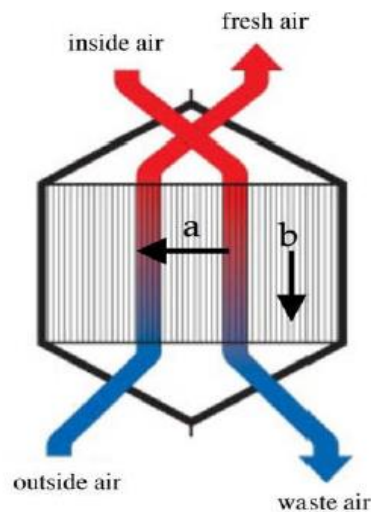
Celkovou účinnost přestupu tepla ve výměníku ovlivňují tyto faktory:

- kondenzace
- námrazy
- nevyváženosti hmotnostních průtoků
- velikosti teplosměnné plochy
- volba materiálu lamely
- tvar kanálu
- typ proudění v kanálu výměníku.

Jednotlivé faktory jsou detailněji popsány v následujících odstavcích.

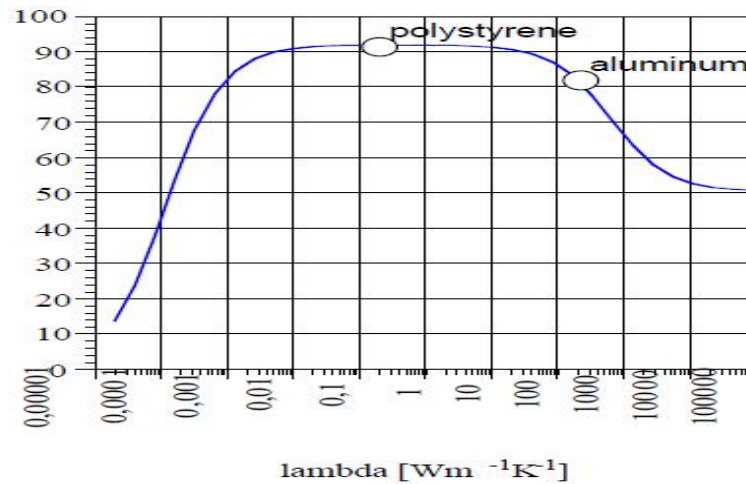
3.1 Volba materiálu teplosměnné plochy

Podle zdroje [1] by měl být pro správně navržený výměník tepelný odpor materiálu dělicí stěny mnohem nižší než tepelný odpor teplotonosné látky ve směru tepelného toku. Na obr. 3.3, který popisuje směry toků tepla ve výměníku je tento směr označen písmenem a. Na druhé straně musí být tepelný odpor dělicí stěny v podélném směru vysoký, aby se zabránilo vedení tepla v dělicí stěně v podélném směru (na obr. 3.1 je podélný směr označen písmenem b). Podélné vedení je podrobněji popsáno v kapitole 3.2 Podélné vedení tepla.



Obr. 3.3 – Směry toků tepla v lamele výměníku [1].

Optimálním materiálem na výrobu lamely je dle [1] spíše izolační materiál se součinitelem tepelné vodivosti $\lambda = 0,2 \text{ W/m}\cdot\text{K}$, např. nenapěněný polystyren. Malý tepelný odpor ve směru toku sdíleného tepla zároveň vyžaduje velmi tenkou stěnu. Na obr. 3.4 je uveden graf, který vyjadřuje závislost účinnosti přestupu tepla ve výměníku na součiniteli tepelné vodivosti materiálu dělicí stěny o tloušťce $80 \mu\text{m}$ a délce 300 mm pro různé součinitele tepelné vodivosti. Z grafu je patrné, že použitím dobře vodivého materiálu jako je např. hliník, klesá účinnost výměníku o 10 %.



Obr. 3.4 – Vliv součinitele tepelné vodivosti materiálu dělicí stěny na celkovou účinnost výměníku [1].

3.2 Podélné vedení tepla

Podélné vedení tepla probíhá jak v dělicí stěně výměníku, tak i v proudu tekutiny. V tekutinách může být zanedbané, pokud je splněna podmínka [6].

$$Pe > 10 \text{ a } x^* \geq 0,005 \quad (3.6)$$

kde: Pe - Péceletovo číslo [-]

x^* - bezrozměrná osová vzdálenost [-], definována vztahem

$$x^* = \frac{x}{L} \cdot Re \cdot Pr \quad (3.7)$$

kde: x - podélná souřadnice proudění [m]

L - charakteristický rozměr [m]

Re - Reynoldsovo číslo [-]

Pr - Prandtlovo číslo [-]

Péceletovo číslo vyjadřuje poměr mezi přenosem tepla konvekcí a vedením. Péceletovo číslo je definováno vztahem

$$Pe = Re \cdot Pr = \frac{w \cdot L}{\nu} \cdot \frac{\nu}{a} = \frac{w \cdot L}{a} \quad (3.8)$$

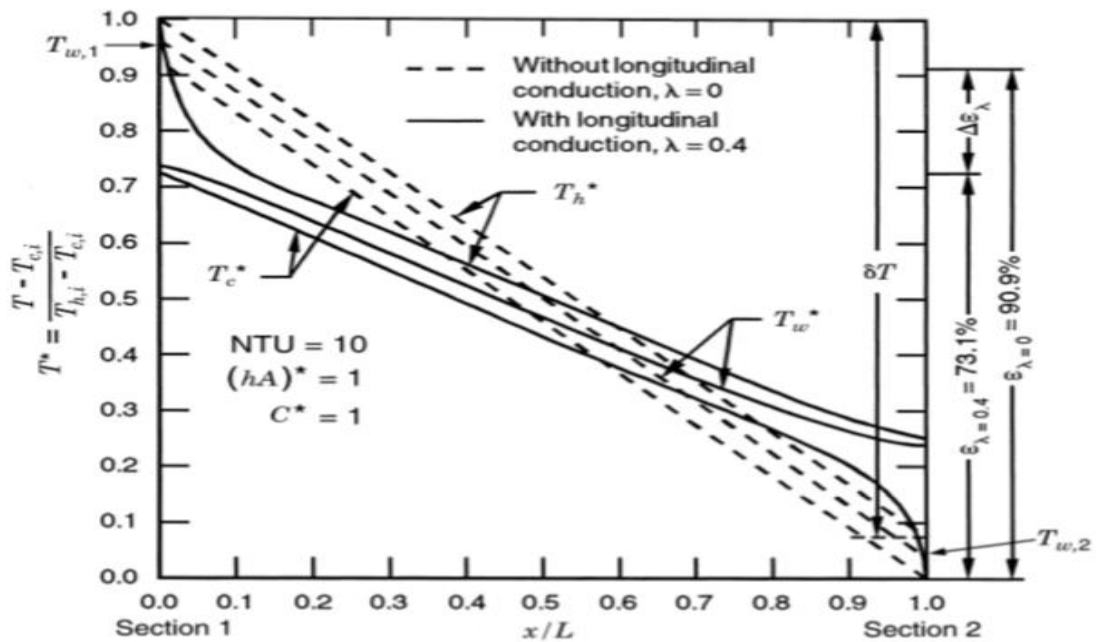
kde: w - rychlost proudění [m/s]
 ν - kinematická viskozita [m²/s]
 L - charakteristický rozměr [m]
 a - teplotní vodivost [m²/s]

Aby bylo možné posoudit platnost podmínky (3.6) je potřeba dosadit do vztahu (3.7) a (3.8).

$$Pe = Re \cdot Pr = \frac{w \cdot L}{\nu} \cdot \frac{\nu}{a} = \frac{w \cdot L}{15 \cdot 10^{-6}} \cdot 0,7 = 46667 \cdot w \cdot L > 10$$

$$x^* = \frac{x}{L} \cdot Re \cdot Pr = \frac{x}{L} \cdot \frac{w \cdot L}{\nu} \cdot \frac{\nu}{a} = \frac{x}{L} \cdot \frac{w \cdot L}{15 \cdot 10^{-6}} \cdot 0,7 = 46667 \cdot w \cdot x \geq 0,005$$

Pro vzduch je podmínka (3.6) splněna vždy a vedení tepla v tekutinách lze zanedbat. Velikost podélného vedení tepla ve stěně závisí na součiniteli tepelné vodivosti dělicí plochy a na teplotním gradientu na povrchu dělicí plochy [6]. Vliv součinitele tepelné vodivosti dělicích ploch a jeho optimální hodnota je uvedena v předchozí kapitole 3.1. Příklad podélného vedení tepla je uveden na grafu na obr. 3.5 [6], kde přerušované čáry představují případ nulového vedení tepla v teplosměnné ploše výměníku. Plné čáry představují případ, kdy součinitel tepelné vodivosti dělicí plochy je $\lambda = 0,4 \text{ W/m}\cdot\text{K}$. Z obrázku je zřejmé, že podélné vedení tepla v stěně na snížení teplotního spádu na obou stranách výměníku a tím na snížení účinnosti přenosu tepla [6]. Na obr 3.5 jde o snížení účinnosti z 90,9 % na 73,1 %. Snížení účinnosti pro určité NTU (tepelná charakteristika výměníku) je poměrně významné v jedno-tahových výměnících s velkým rozdílem teplot na jednotlivých stranách vzduchu. Takováto situace nastává u kompaktních výměníků tepla s vysokou účinností (přibližně nad 80 %), u kterých je krátká délka toku vzduchu uvnitř výměníku [6].



Obr. 3.5 – Vliv podélného vedení tepla na účinnost protiproudého výměníku [6].

3.3 Tvar kanálu

Na účinnost přenosu tepla má vliv velikost teplosměnné plochy. Snahou je vytvořit výměník s co největší teplosměnnou plochou, ale zároveň by měly být celkové rozměry výměníku co nejmenší. Důvodem je snížit prostor, který zaujímá výměník ve vzduchotechnické jednotce. Snížit spotřebu materiálu, hmotnost a cenu výměníku. Nejpoužívanější tvary kanálů jsou trojúhelníkové nebo čtvercové. Aby bylo možné určit, který tvar průřezu kanálu je optimální, je potřeba kanály porovnat z hlediska:

- hydraulických ztrát
- spotřeby materiálu na vytvoření dělicích desek
- náročnosti výroby (vliv technologie a sestavování dělicích desek).

3.3.1 Výpočet tlakových ztrát třením

Tlakové ztráty třením se vypočítají podle vztahu (3.9). Při laminárním a turbulentním proudění je součinitel tření odlišný. V laminárním proudění platí pro hydraulicky hladké potrubí vztah (3.10). Pro hydraulicky hladké potrubí v turbulentní režimu proudění platí vztah (3.11).

$$\Delta p_{\lambda} = \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot \lambda_F \cdot \frac{L}{D_h} \quad (3.9)$$

- kde: Δp_{λ} - tlaková ztráta třením [Pa]
 w - střední rychlost v kanálu dle průtoku [m/s]
 ρ - hustota vzduchu [kg/m³]
 λ_F - součinitel tření [-]
 L - délka kanálu [m]
 D_h - hydraulický průměr kanálu [m]

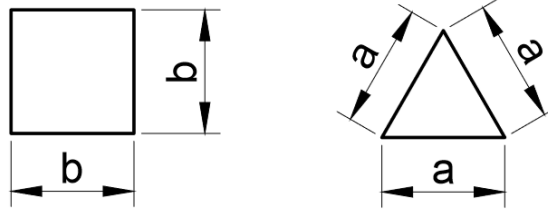
$$\lambda_F = \frac{64}{Re} \quad (3.10)$$

$$\lambda_F = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}} \quad (3.11)$$

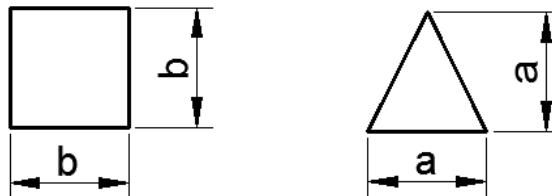
- kde: Re - Reynoldosovo číslo [-]

Ze vztahu (3.9) vyplývá, že na velikost třecí ztráty má vliv především rychlost. Aby bylo možné porovnat výhodnost trojúhelníkového a čtvercového tvaru kanálu z hlediska tlakové ztráty třením, je nutné, aby výměníky protékal stejný objemový průtok vzduchu. Dalším předpokladem je rozdělit čelní plochu výměníku na stejný počet dílů (stejný počet kanálů). Na základě těchto dvou podmínek je střední rychlost v kanálu dle průtoku pro obě varianty kanálu stejná. Při splnění těchto podmínek je možné vypočítat poměr stran čtvercového a trojúhelníkového profilu kanálu a z něj vypočítat průřezy kanálů o stejných plochách. Tento rozbor a výpočet tlakových ztrát pro jednotlivé varianty je uveden níže. Posuzované varianty profilu kanálů:

- čtvercový a rovnostranný trojúhelník (varianta č. 1) – obr. 3.6
- čtvercový a rovnoramenný trojúhelník (varianta č. 2) – obr. 3.7



Obr. 3.6 – Posuzovaná varianta č. 1.



Obr. 3.7 – Posuzovaná varianta č. 2.

Varianta č. 1 – čtvercový profil kanálu a profil rovnostranného trojúhelníku

a) Výpočet tlakových ztrát třením

Výpočet vychází z předpokladu, že objemový tok výměníkem, střední rychlost dle průtoku a délka kanálu jsou konstantní. Součinitel třecí ztráty je závislý na režimu proudění. V následujícím výpočtu je s použitím vztahu (3.9) a (3.10) vypočítaná tlaková ztráta třením pro laminární režim proudění pro danou variantu.

$$\Delta p_{\lambda, T} = \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot \lambda_F \cdot \frac{L}{D_{hT}} = \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot \frac{L}{D_{hT}} \cdot \frac{64}{Re} = \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot \frac{L}{D_{hT}} \cdot \frac{64 \cdot v}{D_{hT} \cdot w} = \frac{32 \cdot K \cdot v}{(D_{hT})^2} \quad (3.12)$$

$$\Delta p_{\lambda, \check{c}} = \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot \lambda_F \cdot \frac{L}{D_{h\check{c}}} = \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot \frac{L}{D_{h\check{c}}} \cdot \frac{64}{Re} = \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot \frac{1}{D_{h\check{c}}} \cdot \frac{64 \cdot v}{D_{h\check{c}} \cdot w} = \frac{32 \cdot K \cdot v}{(D_{h\check{c}})^2}$$

kde: $\Delta p_{\lambda, T}$ - tlaková ztráta třením trojúhelníkového kanálu [Pa]

$\Delta p_{\lambda, \check{c}}$ - tlaková ztráta třením čtvercového kanálu [Pa]

D_{hT} - hydraulický průměr trojúhelníkového průřezu kanálu [m]

$D_{h\check{c}}$ - hydraulický průměr čtvercového průřezu kanálu [m]

K - součin nezávislých konstant ρ, L, w [kg/s·m]

Re - Reynoldsovo číslo [-]

Rovnice ve vztahu (3.12) pro posuzovanou variantu v laminárním režimu proudění je možné sestavit do následujícího poměru.

$$\frac{\Delta p_{\lambda, T}}{\Delta p_{\lambda, \check{c}}} = \frac{\frac{32 \cdot K \cdot v}{(D_{hT})^2}}{\frac{32 \cdot K \cdot v}{(D_{h\check{c}})^2}} = \left(\frac{D_{h\check{c}}}{D_{hT}} \right)^2 \quad (3.13)$$

Tlaková ztráta pro turbulentní režim proudění je pro posuzovanou variantu vypočtena dosazením vztahu (3.11) do vztahu (3.9).

$$\begin{aligned} \Delta p_{\lambda, T} &= \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot \lambda_F \cdot \frac{L}{D_{hT}} = \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot \frac{0,316}{Re^{\frac{1}{4}}} \cdot \frac{L}{D_{hT}} = \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot \frac{0,316 \cdot v^{\frac{1}{4}}}{(D_{hT})^{\frac{1}{4}} \cdot (w)^{\frac{1}{4}}} \cdot \frac{L}{D_{hT}} = \\ &= \frac{0,158 \cdot K \cdot v^{\frac{1}{4}}}{(D_{hT})^{\frac{5}{4}}} \end{aligned} \quad (3.14)$$

$$\begin{aligned} \Delta p_{\lambda, \check{c}} &= \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot \lambda_F \cdot \frac{L}{D_{h\check{c}}} = \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot \frac{0,316}{Re^{\frac{1}{4}}} \cdot \frac{1}{D_{h\check{c}}} = \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot \frac{0,316 \cdot v^{\frac{1}{4}}}{(D_{h\check{c}})^{\frac{1}{4}} \cdot (w)^{\frac{1}{4}}} \cdot \frac{L}{D_{hT}} = \\ &= \frac{0,158 \cdot K \cdot v^{\frac{1}{4}}}{(D_{h\check{c}})^{\frac{5}{4}}} \end{aligned}$$

Rovnice ve vztahu (3.14) pro posuzovanou variantu v turbulentním režimu proudění je možné sestavit do poměru.

$$\frac{\Delta p_{\lambda, T}}{\Delta p_{\lambda, \check{c}}} = \frac{\frac{0,158 \cdot K \cdot v^{\frac{1}{4}}}{(D_{hT})^{\frac{5}{4}}}}{\frac{0,158 \cdot K \cdot v^{\frac{1}{4}}}{(D_{h\check{c}})^{\frac{5}{4}}}} = \left(\frac{D_{h\check{c}}}{D_{hT}} \right)^{\frac{5}{4}} \quad (3.15)$$

b) Rozdělení čelní plochy výměníku a výpočet poměrů stran

Na uvedeném vztahu (3.16) je provedeno rozdělení čelní plochy výměníku na stejné díly a následující výpočet poměru stran (3.17) mezi čtvercovým profilem kanálu o rozměru b a trojúhelníkovým profilem kanálu o rozměru a (viz obr. 3.6). Důvodem je výpočet délek stran čtvercového a trojúhelníkové profilu kanálu pro zachování stejného objemového průtoku vzduchu a rychlosti proudění ve čtvercovém a trojúhelníkovém profilu kanálu.

$$S_{\check{c}} = \frac{S_{V\check{M}}}{N} = b^2 \quad (3.16)$$

$$S_{\check{T}} = \frac{S_{V\check{M}}}{N} = \frac{\sqrt{3} \cdot a^2}{4}$$

$$\frac{b}{a} = \frac{\sqrt{\frac{S_{V\check{M}}}{N}}}{\sqrt{\frac{4}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{\frac{S_{V\check{M}}}{N}}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{\sqrt{3}}}} = \frac{\sqrt[4]{3}}{2} \Rightarrow b = \frac{\sqrt[4]{3}}{2} \cdot a \quad (3.17)$$

- kde: $S_{V\check{M}}$ - čelní plocha výměníku [m²]
 N - počet dílů [-]
 a - délka strany trojúhelníkového profilu kanálu [m]
 b - délka strany čtvercového profilu kanálu [m]

c) Výpočet hydraulických průměrů pro danou variantu kanálů

$$D_{h\check{T}} = \frac{4 \cdot S_{\check{T}}}{O_{\check{T}}} = \frac{4 \cdot \frac{\sqrt{3} \cdot a^2}{4}}{3 \cdot a} = \frac{\sqrt{3}}{3} \cdot a \quad (3.18)$$

$$D_{h\check{c}} = \frac{4 \cdot S_{\check{c}}}{O_{\check{c}}} = \frac{4 \cdot b^2}{4 \cdot b} = b = \frac{\sqrt[4]{3}}{2} \cdot a$$

$$D_{h\check{T}} < D_{h\check{c}}$$

- kde: $D_{h\check{T}}$ - hydraulický průměr trojúhelníkového průřezu kanálu [m]
 $D_{h\check{c}}$ - hydraulický průměr čtvercového průřezu kanálu [m]
 $O_{\check{c}}$ - smočený obvod čtvercového průřezu kanálu [m]

- O_T - smočený obvod trojúhelníku průřezu kanálu [m]
 a - délka strany trojúhelníkového profilu kanálu [m]
 b - délka strany čtvercového profilu kanálu [m]

d) Posouzení tlakových ztrát třením

Dosazením vztahu (3.18) do rovnice (3.13) je možné posoudit velikost třecí ztráty pro jednotlivé varianty v laminárním režimu proudění.

$$\frac{\Delta p_{\lambda,T}}{\Delta p_{\lambda,\check{c}}} = \frac{\frac{32 \cdot K \cdot v}{(D_{hT})^2}}{\frac{32 \cdot K \cdot v}{(D_{h\check{c}})^2}} = \left(\frac{D_{h\check{c}}}{D_{hT}} \right)^2 = \left(\frac{\frac{\sqrt[4]{3}}{2} \cdot a}{\frac{\sqrt{3}}{3} \cdot a} \right)^2 = 1,299 \quad (3.19)$$

Dosazením vztahu (3.18) do rovnice (3.15) je možné posoudit velikost třecí ztráty pro jednotlivé varianty v turbulentním režimu proudění.

$$\frac{\Delta p_{\lambda,T}}{\Delta p_{\lambda,\check{c}}} = \frac{\frac{0,158 \cdot K \cdot v^{\frac{1}{4}}}{(D_{hT})^{\frac{5}{4}}}}{\frac{0,158 \cdot K \cdot v^{\frac{1}{4}}}{(D_{h\check{c}})^{\frac{5}{4}}}} = \left(\frac{D_{h\check{c}}}{D_{hT}} \right)^{\frac{5}{4}} = \left(\frac{\frac{\sqrt[4]{3}}{2} \cdot a}{\frac{\sqrt{3}}{3} \cdot a} \right)^{\frac{5}{4}} = 1,178 \quad (3.20)$$

Na základě vztahu (3.19) a (3.20) je možné konstatovat, že v laminárním režimu proudění je tlaková ztráta třením u rovnostranného trojúhelníkového profilu o 30 % vyšší než u čtvercového profilu. V turbulentním režimu proudění je tlaková ztráta třením u rovnostranného trojúhelníkového profilu vyšší o 18 % než u čtvercového profilu.

Varianta č. 2 – čtvercový profil kanálu a profil rovnoramenného trojúhelníku

Postup posuzování varianty č. 2 je shodný v bodě **a)** jako u předešlého postupu posuzování varianty č. 1.

b) Rozdělení čelní plochy výměníku a výpočet poměrů stran

Na uvedeném vztahu (3.21) je provedeno rozdělení čelní plochy výměníku na stejné díly a následující výpočet poměru stran (3.22) mezi čtvercovým profilem kanálu o rozměru b a trojúhelníkovým profilem kanálu o rozměru a (viz obr. 3.7). Důvodem je výpočet délek stran čtvercového a trojúhelníkové profilu kanálu pro zachování stejného objemového průtoku vzduchu a rychlosti proudění ve čtvercovém a trojúhelníkovém profilu kanálu.

$$S_{\zeta} = \frac{S_{VYM}}{N} = b^2 \quad (3.21)$$

$$S_T = \frac{S_{VYM}}{N} = \frac{a^2}{2}$$

$$\frac{b}{a} = \frac{\sqrt{\frac{S_{VYM}}{N}}}{\sqrt{\frac{4}{\sqrt{3}} \cdot \frac{S_{VYM}}{N}}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \Rightarrow b = \frac{a}{\sqrt{2}} \quad (3.22)$$

kde: S_{VYM} - čelní plocha výměníku [m²]

N - počet dílů [-]

a - délka strany trojúhelníkového profilu kanálu [m]

b - délka strany čtvercového profilu kanálu [m]

c) Výpočet hydraulických průměrů pro danou variantu kanálů

$$D_{hT} = \frac{4 \cdot S_T}{O_T} = \frac{4 \cdot \frac{a^2}{2}}{a + 2 \cdot \sqrt{a^2 + \frac{a^2}{4}}} = \frac{2 \cdot a^2}{a + 2 \cdot \sqrt{\frac{5 \cdot a^2}{4}}} = \frac{2 \cdot a^2}{a \cdot (1 + \sqrt{5})} = \frac{a \cdot (\sqrt{5} - 1)}{2} \quad (3.23)$$

$$D_{h\check{c}} = \frac{4 \cdot S_{\check{c}}}{O_{\check{c}}} = \frac{4 \cdot b^2}{4 \cdot b} = b = \frac{a}{\sqrt{2}}$$

$$D_{hT} < D_{h\check{c}}$$

kde: D_{hT} - hydraulický průměr trojúhelníkového průřezu kanálu [m]

$D_{h\check{c}}$ - hydraulický průměr čtvercového průřezu kanálu [m]

$O_{\check{c}}$ - smočený obvod čtvercového průřezu kanálu [m]

O_T - smočený obvod trojúhelníku průřezu kanálu [m]

a - délka strany trojúhelníkového profilu kanálu [m]

b - délka strany čtvercového profilu kanálu [m]

d) Posouzení tlakových ztrát třením

Dosazením vztahu (3.23) do rovnice (3.13) je možné posoudit velikost třecí ztráty pro jednotlivé varianty v laminárním režimu proudění.

$$\frac{\Delta p_{\lambda,T}}{\Delta p_{\lambda,\check{c}}} = \frac{\frac{32 \cdot K \cdot v}{(D_{hT})^2}}{\frac{32 \cdot K \cdot v}{(D_{h\check{c}})^2}} = \left(\frac{D_{h\check{c}}}{D_{hT}} \right)^2 = \left(\frac{\frac{a}{\sqrt{2}}}{\frac{a \cdot (\sqrt{5} - 1)}{2}} \right)^2 = \left(\frac{2}{\sqrt{2} \cdot (\sqrt{5} - 1)} \right)^2 = 1,309 \quad (3.24)$$

Dosazením vztahu (3.23) do rovnice (3.15) je možné posoudit velikost třecí ztráty pro jednotlivé varianty v turbulentním režimu proudění.

$$\frac{\Delta p_{\lambda,T}}{\Delta p_{\lambda,\check{c}}} = \frac{\frac{0,158 \cdot K \cdot v^{\frac{1}{4}}}{(D_{hT})^{\frac{5}{4}}}}{\frac{0,158 \cdot K \cdot v^{\frac{1}{4}}}{(D_{h\check{c}})^{\frac{5}{4}}}} = \left(\frac{D_{h\check{c}}}{D_{hT}} \right)^{\frac{5}{4}} = \left(\frac{\frac{a}{\sqrt{2}}}{\frac{a \cdot (\sqrt{5} - 1)}{2}} \right)^{\frac{5}{4}} = \left(\frac{2}{\sqrt{2} \cdot (\sqrt{5} - 1)} \right)^{\frac{5}{4}} = 1,183 \quad (3.25)$$

Na základě vztahu (3.24) a (3.25) je možné konstatovat, že v laminárním režimu proudění je tlaková ztráta třením u rovnoramenného trojúhelníkového profilu o 31 %

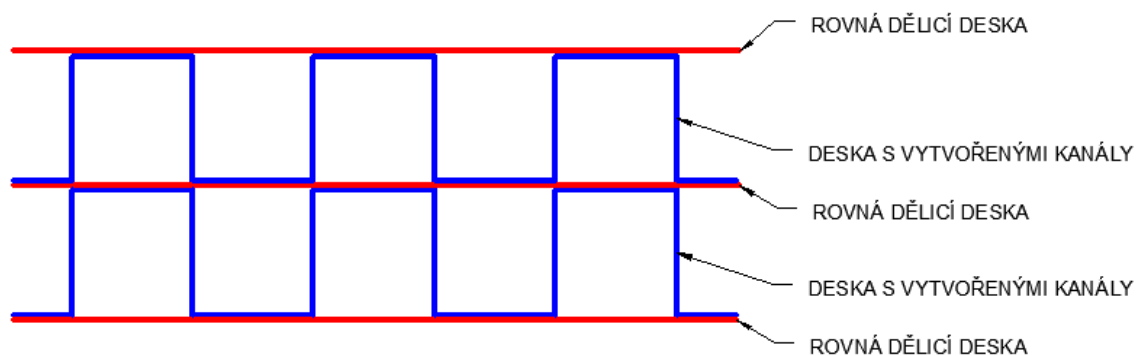
vyšší než u čtvercového profilu. V turbulentním režimu proudění je tlaková ztráta třením u rovnoramenného trojúhelníkového profilu vyšší o 18 % než u čtvercového profilu. V tab. 3.1 je uveden nárůst tlakové ztráty třením v trojúhelníkových kanálech vůči čtvercovému kanálu, kdy tlaková ztráta ve čtvercovém kanálu je brána jako 100 %.

Tab. 3.1 – Nárůst tlakové ztráty třením v jednotlivých variantách.

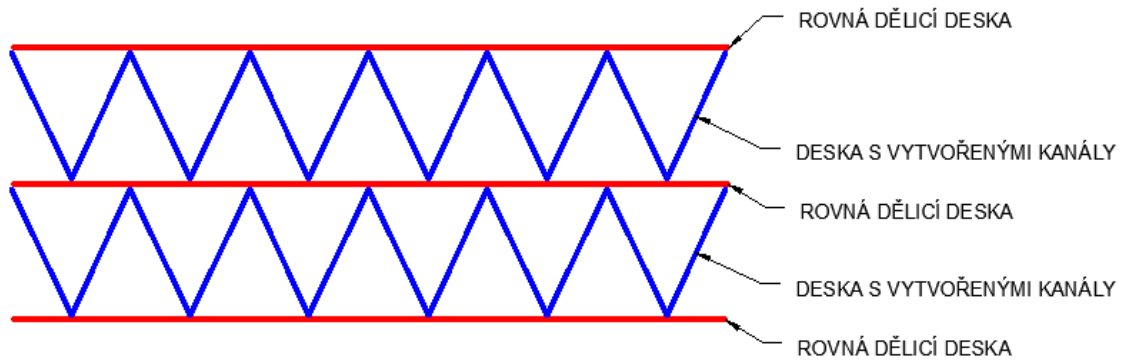
Tvar kanálu	Tlaková ztráta třením [%]	
	Laminární režim proudění	Turbulentní režim proudění
čtvercový	100	100
rovnostanný trojúhelník	130	118
rovnoramenný trojúhelník	131	118

3.3.2 Spotřeba materiálu na dělicí stěny

Spotřeba materiálu na výrobu dělicí stěny rekuperačního výměníku má vliv na výslednou cenu výměníku. Na obr. 3.8 a obr. 3.9 je ukázáno skládání dělicích desek u čtvercového a trojúhelníkového profilu kanálu.

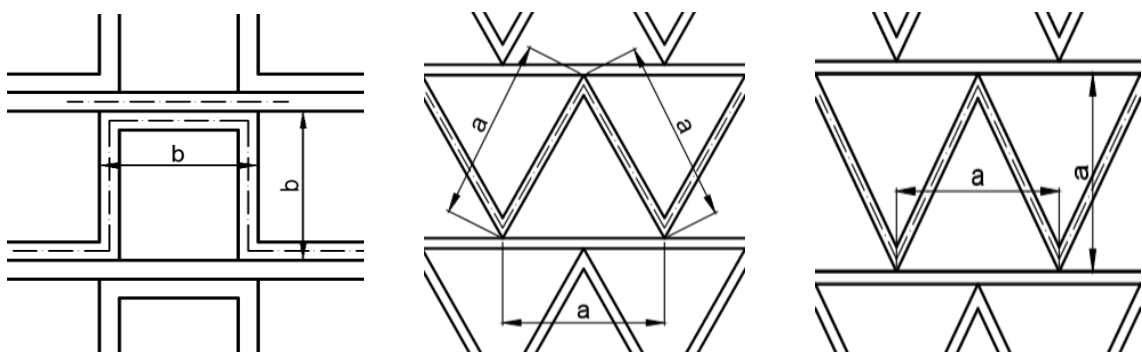


Obr. 3.8 – Čtvercový profil kanálu.



Obr. 3.9 – Trojúhelníkový profil kanálu.

Z uvedených obrázku je zřejmé, že spotřeba materiálu na teplosměnné plochy se čtvercovým kanálem bude vyšší než u trojúhelníkového kanálu. Výpočet spotřeby materiálu vychází z obr. 3.10. Z obr. 3.10 je celková spotřeba materiálu na jeden čtvercový kanál celkem $3b$. U trojúhelníkového profilu se jedná o tři délky stran. U čtvercového kanálu dochází ke zdvojení horní strany kanálu s krycí deskou. To má za následek vyšší tepelný odpor vedením tepla stěnou. U trojúhelníkového kanálu k tomuto zdvojování stěny nedochází. V tab. 3.2 je uvedeno porovnání spotřeby materiálu na vytvoření jednoho kanálu pro variantu č. 1. Pro přepočet v tabulce byl použit vztah (3.17). V tab. 3.3 je uvedeno srovnání spotřeby materiálu na vytvoření jednoho kanálu pro variantu č. 2. Pro přepočet byl použit vztah (3.23).



Obr. 3.10 – Spotřeba materiálu pro jednotlivé varianty tvaru kanálu

Tab. 3.2 – Spotřeba materiálu na jeden kanál pro variantu č. 1

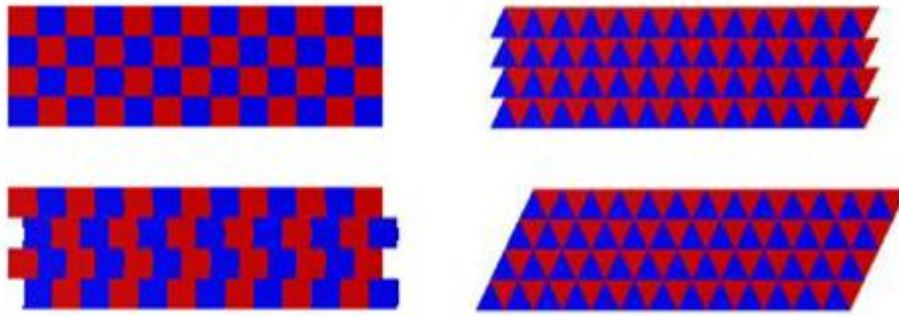
Varianta č. 1			
Tvar kanálu	Spotřeba materiálu na 1 kanál	Přepočet mezi b a a	Spotřeba materiálu na 1 kanál [%]
čtvercový	$3b$	$\frac{\sqrt[4]{3}}{2} \cdot 3a = 1,974$	100
rovnostanný trojúhelník	$1,5a$	$1,5a$	76

Tab. 3.3 – Spotřeba materiálu na jeden kanál pro variantu č. 2

Varianta č. 2			
Tvar kanálu	Spotřeba materiálu na 1 kanál	Přepočet mezi b a a	Spotřeba materiálu na 1 kanál [%]
čtvercový	$3b$	$\frac{3}{\sqrt{2}} a = 2,121a$	100
rovnoramenný trojúhelník	$\frac{\sqrt{5}}{2} a + \frac{a}{2} = 1,618a$	$\frac{\sqrt{5}}{2} a + \frac{a}{2} = 1,618a$	76

3.3.3 Sestavování dělicích desek

Sestavování dělicích desek má vliv na celkovou účinnost přenosu tepla ve výměníku. Čtvercový profil kanálů je náročnější na sestavování z důvodu snížení teplosměnné plochy vlivem překrývání kanálů [1]. U trojúhelníkového profilu nebezpečí překrytí nehrozí a nároky na skládání výměníku jsou nižší než u čtvercových kanálů. Vliv překrytí je uveden na obr. 3.11 [1].



Obr. 3.11 – Snížení teplosměnné plochy vlivem přesazení a překrytí [1].

3.4 Typ proudění v kanálu výměníku

Proudění v kanálu výměníku můžeme rozdělit na laminární a turbulentní. Kritériem pro posouzení daného typu proudění v kanálu výměníku je Reynoldsovo číslo, které je definováno vztahem (3.26). Turbulentní proudění je považováno do $Re \leq 2200$, jinak za turbulentní [5].

$$Re = \frac{D_h \cdot w}{\nu} \quad (3.26)$$

- kde: Re - Reynoldsovo číslo [-]
 D_h - hydraulický průměr kanálu [m]
 w - rychlost proudění [m/s]
 ν - kinematická viskozita [m²/s]

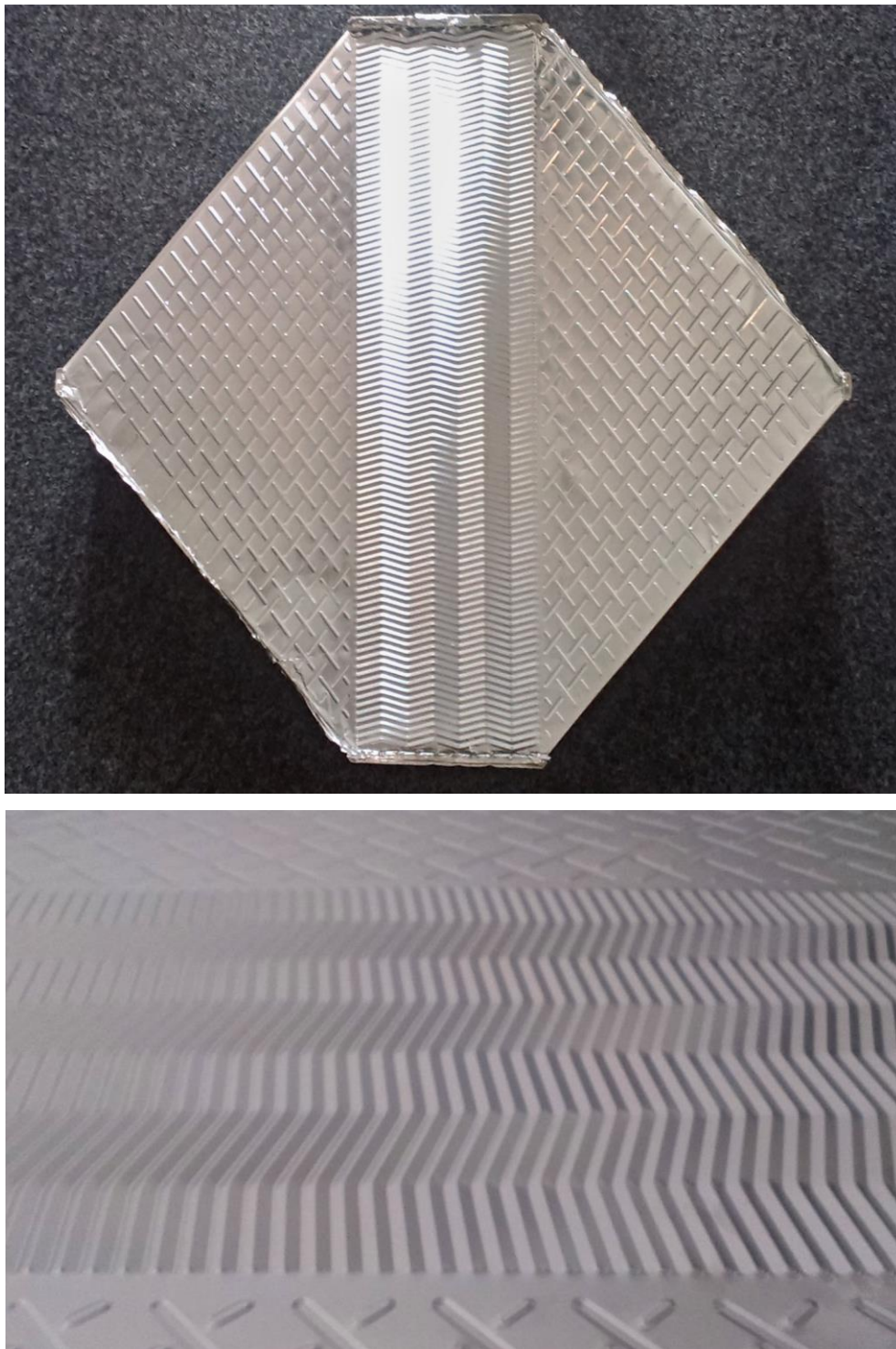
Kanál lze řešit jako přímý nebo střídavě lomený. Výhodou střídavě lomeného je vytvoření sekundární proudění, které vzniká v každém ohybu vlivem odstředivých sil. To má za následek zvýšení intenzity přestupu tepla. Nevýhodou střídavě lomeného kanálu je zvýšení tlakové ztráty [9].

Možné varianty tvaru kanálu a provedení výměníku jsou uvedeny na následujících příkladech. Na obr. 3.12 je uveden výměník a detail přímého kanálu od výrobce Recair, u kterého je teplosměnná plocha vyrobena z nenapěněného polystyrenu. Dělicí desky s vytvořenými kanály jsou mezi sebou odděleny rovnou dělicí deskou (viz obr. 3.9).



Obr. 3.12 – Výměník s přímým kanálem

Na následujícím obr. 3.13 je uveden hliníkový výměník s detailem trojúhelníkového střídavě lomeného kanálu firmy Plates Industry. Jednotlivé dělicí desky s vytvarovanými kanály nejsou od sebe odděleny rovnou dělicí deskou, jako je tomu u výměníku na obr. 3.12.



Obr. 3.13 – Výměník se střídavě lomeným kanálem

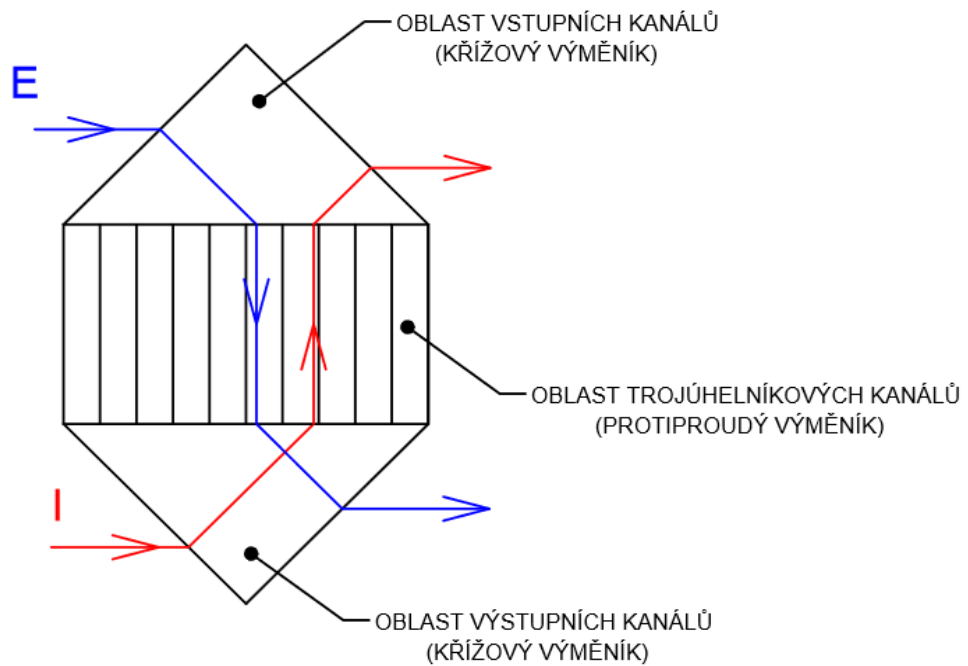
Na základě porovnávaných variant tvaru kanálu z hlediska tlakových ztrát třením je výhodnější použít čtvercový profilu kanálu. Nevýhodou čtvercového profilu kanálu je vyšší spotřeba materiálu, riziko snížení teplosměnné plochy vlivem přesazení a vyšší náročnost na sestavování dělicích desek.

V programu Excel byl vytvořen program na výpočet efektivní plochy výměníku, rychlosti proudění, tlakové ztráty třením a Reynoldsova čísla. Pro zadávané rozměry přímého kanálu ve tvaru rovnoramenného trojúhelníku, kdy rozměry základny trojúhelníky byly od 5 mm do 9 mm. Délka ramen trojúhelníku byla od 4 mm do 6 mm. Rychlost proudění v kanálu se pohybovala v rozsahu od 2,1 m/s do 3,5 m/s. Reynoldsovo číslo se pohybovalo v rozmezí od 200 do 600. Z hodnot je patrné, že proudění v kanálu bylo pro jednotlivé varianty rozměrů vždy laminární.

3.5 Shrnutí poznatků a koncepce návrhu

Návrh bude založen na protiproudém výměníku s trojúhelníkovými kanály. Důvodem pro zvolení tohoto tvaru kanálu oproti čtvercovému je jednodušší výroba, nižší nároky na přesnost při sestavování desek, nižší spotřeba materiálu. Rozměr základny trojúhelníku je 8 mm, délka ramen je 5 mm. Jednotlivé desky s vytvořenými kanály jsou mezi sebou odděleny hladkou dělicí deskou, jak je znázorněno na obr. 3.9. Výměník je koncipován jako protiproudý v oblasti trojúhelníkových kanálů. V oblastech vstupních a výstupních kanálů (uvažováno po směru přívodního vzduchu, který je na obr. 3.12 popsán písmenem E) dochází ke křížení proudů jako u křížového výměníku. Označení jednotlivých částí výměníku jako vstupní, protiproudá a výstupní část bude použito v následujících kapitolách. Navrhovaná koncepce výměníku je uvedena na obr. 3.12. Z důvodu, že nebyly k dispozici žádné výpočetní vztahy, které by šly přímo použít pro výpočet tlakové ztráty a součinitele prostupu tepla budou použity CFD simulace. Dalším důvodem použití CFD simulací je nepřesnost při přepočtu přes hydraulický průměr. Důvodem je, že v rozích trojúhelníkového kanálu je malá rychlost proudění. CFD simulacemi budou zjišťovány následující hodnoty:

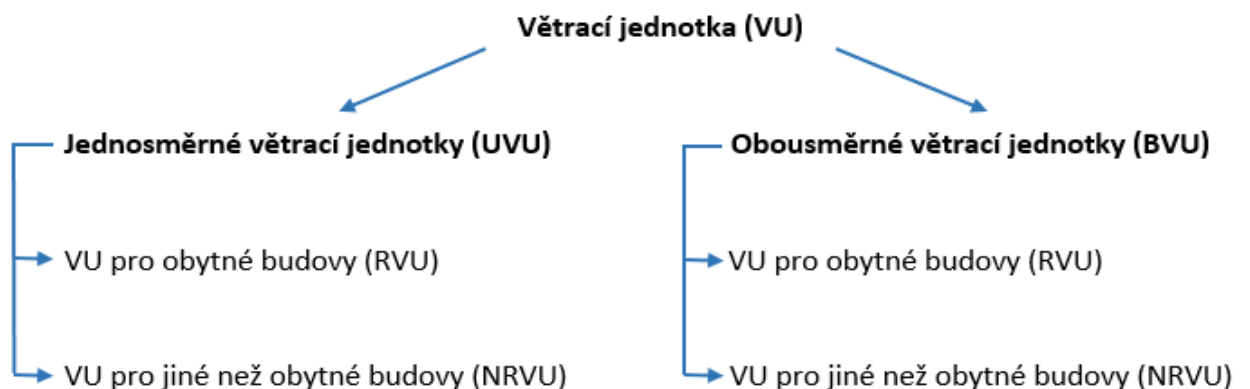
- tlaková ztráta třením přímého kanálu a porovnání s výpočetními vztahy pro trubku kruhového profilu
- určení rozběhové dráhy laminárního proudění a porovnání s výpočetními vztahy
- tlaková ztráta střídavě lomeného kanálu
- součinitel prostupu tepla přímého a střídavě lomeného kanálu
- vliv použitého materiálu výměníku na součinitel prostupu tepla.



Obr. 3.12 – Navrhovaná koncepce výměníku

4 Evropská předpisy

Nařízení komise (EU) č. 1253/2014 [8], kterým se provádí směrnice Evropského parlamentu a Rady 2009/125/ES [2], stanoví požadavky pro navrhování energeticky úsporných větracích jednotek a jejich uvádění na trh a do provozu. **Větrací jednotkou** (dále jen VU) se dle směrnice rozumí elektricky poháněný spotřebič vybavený alespoň jedním oběžným kolem, jedním motorem a skříní, určený k nahrazování použitého vzduchu v budově nebo v její části venkovním vzduchem. Směrnice rozděluje větrací jednotky na tzv. jednosměrné větrací jednotky (angl. unidirectional ventilation unit) a na tzv. obousměrné větrací jednotky (angl. bidirectional ventilation unit). Tato terminologie není ovšem v praxi zatím používána. Jednosměrná větrací jednotka (dále jen UVU) je zařízení, které zajišťuje buď přívod, nebo odvod vzduchu, ale nikdy současně. Obousměrná větrací jednotka (dále jen BVU) slouží k současnému přívodu čerstvého vzduchu a k odvodu vzduchu vnitřního. Citované definice dle směrnice pro UVU a BVU jsou uvedeny níže. Z důvodu, že směrnice toto označení užívá a vztahuje k němu i požadavky na spotřebu elektrické energie, je toto označení použito i v diplomové práci. Rozdělení větracích jednotek je znázorněno na následujícím schématu.



Větrací jednotkou pro obytné budovy (dále jen RVU) se rozumí taková větrací jednotka, kde:

- a) maximální průtok nepřesahuje 250 m³/h;
- b) maximální průtok se pohybuje mezi 250 a 1 000 m³/h a výrobce deklaruje její zamýšlené použití výhradně pro potřeby větrání v obytných budovách.

Větrací jednotkou pro jiné než obytné budovy (dále jen NRVU) se rozumí taková větrací jednotka, kde:

- a) maximální průtok přesahuje 250 m³/h
- b) v případě, že se maximální průtok pohybuje mezi 250 a 1 000 m³/h, výrobce nedeklaroval její zamýšlené použití výhradně pro potřeby větrání v obytných budovách.

Referenční konfigurací jednosměrné větrací jednotky se rozumí výrobek vybavený skříní a nejméně jedním ventilátorem s pohonem s proměnnými otáčkami nebo s vícerychlostním pohonem. V případě, že má být výrobek vybaven filtrem na straně přiváděného vzduchu, jedná se o čistý jemný filtr [2].

Referenční konfigurací obousměrné větrací jednotky se rozumí výrobek vybavený skříní a nejméně dvěma ventilátory s pohonem s proměnnými otáčkami nebo s vícerychlostním pohonem, systémem zpětného získávání tepla a čistým jemným filtrem na straně přiváděného vzduchu a čistým středním filtrem na straně odváděného vzduchu [2].

4.1 Požadavky na spotřebu a úsporu energie

Evropská směrnice nařizuje pro NRVU a RVU splnit požadavky na spotřebu energie ve dvou krocích od 1. ledna 2016 a od 1. ledna 2018. Požadavky se vztahují především na tepelnou účinnost systému ZZT a na vnitřní měrné příkony ventilátorů. Protože se diplomová práce zabývá návrhem rekuperačního výměníku pro NRVU, jsou v následujícím odstavci uvedeny požadavky pouze pro NRVU.

Tepelná účinnost systému ZZT pro NRVU (definována vztahem 4.1) je dle směrnice definována jako poměr rozdílů teplot, kde v čitateli je rozdíl teploty přiváděného vzduchu do místnosti (teplota za výměníkem na straně přiváděného vzduchu) a teploty vnějšího (venkovního) vzduchu. Ve jmenovateli je maximální dostupný rozdíl teplot, tj. rozdíl mezi teplotou odváděného vzduchu z místnosti a teplotou vnějšího (venkovního) vzduchu. Teploty jsou měřeny za referenčních podmínek za sucha, s vyváženým hmotnostním průtokem, při rozdílu mezi vnitřní a venkovní teplotou 20 K, bez úpravy o tepelný zisk z motorů ventilátoru a vnitřních netěsností. Jedná se o totožný vztah, který je uveden pro výpočet teplotního faktoru na přívodní straně (3.1). Ve směrnici je teplotní faktor na přívodní straně označován jako tepelná účinnost systému ZZT. Ve skutečnosti se teplotní faktor ztotožňuje s účinností pouze v případě, kdy jsou průtočné tepelné kapacity obou proudů totožné.

$$\eta_{t_nrvu} = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} \quad (4.1)$$

kde: η_t - tepelná účinnost systému ZZT [-]
 t_2'' - teplota přiváděného vzduchu do místnosti [°C]
 t_2' - teplota vnějšího vzduchu [°C]
 t_1' - teplota odváděného vzduchu z místnosti [°C]

S tepelnou účinností systému ZZT je spojen i bonus za účinnost. Bonus za účinnost je číslo, které vstupuje do vztahu pro výpočet měrného příkonu ventilátoru. Je to možné chápat tak, že účinnější výměník uspoří více energie a část této uspořené energie je možné promítnout do úspory na pohon ventilátoru. Bonus za účinnost lze popsat vztahem.

$$E = (\eta_{t_nrvu_skut} - \eta_{t_nrvu}) \cdot 3000 \quad (4.2)$$

kde:	E	- bonus za účinnost [-]
	$\eta_{t_nrvu_skut}$	- tepelná účinnost systému ZZT pro výměník tepla v NRVU [-]
	η_{t_nrvu}	- požadovaná účinnost systému ZZT [-] (tab. 4.1, tab. 4.2)

Požadavky na spotřebu elektrické energie pro NRVU jsou uvedené v následujících tabulkách. Tab. 4.1 obsahuje požadavky pro NRVU platné od 1. 1. 2016. V tab. 4.2 jsou uvedené požadavky pro NRVU platné od 1. 1. 2018. Použité značení v tab. 4.1 a tab. 4.2 je následující:

η_{vu}	- účinnost pro jednosměrnou větrací jednotku [-]
η_{t_nrvu}	- požadovaná účinnost systému ZZT [-]
P	- příkon ventilátoru [kW]
SFP_{int_limit}	- maximální vnitřní měrný příkon ventilátoru [W/m ³ ·s]
q_{nom}	- jmenovitý průtok vzduchu [m ³ /h]
F	- korekce filtru [-]
E	- bonus za účinnost [-]

Tab. 4.1 – Základní požadavky pro NRVU platné od 1. 1. 2016 [2].

Požadavky na NRVU od 1. 1. 2016	
Všechny VU musí být vybaveny vícerychlostním pohonem nebo pohonem s proměnnými otáčkami.	
Všechny BVU musí mít systém ZTZ.	
Systém ZTZ musí mít zařízení umožňující obtok.	
Tepelná účinnost všech systémů ZTZ s výjimkou oběhových systémů ZTZ BVU je $\eta_{t_nrvu} \geq 67\%$.	
Tepelná účinnost oběhových systémů ZTZ BVU je $\eta_{t_nrvu} \geq 63\%$.	
Minimální účinnost ventilátoru pro UVU	
pokud $P \leq 30\text{kW}$	pokud $P > 30\text{kW}$
$\eta_{VU} = 6,2\% \cdot \ln(P) + 35,0\%$	$\eta_{VU} = 56,1\%$
Maximální vnitřní měrný příkon ventilátoru pro jiné než oběhové ZTZ	
BVU	
pokud $q_{nom} < 7200\text{ m}^3/\text{h}$	pokud $q_{nom} \geq 7200\text{ m}^3/\text{h}$
$SFP_{int_limit} \leq 1200 + E - 300 \cdot \frac{q_{nom}}{2} - F$	$SFP_{int_limit} \leq 900 + E - F$
UVU	
$SFP_{int_limit} \leq 250\text{W} / \text{m}^3 \cdot \text{s}$	
Maximální vnitřní měrný příkon ventilátoru pro oběhové ZTZ	
BVU	
pokud $q_{nom} < 7200\text{ m}^3/\text{h}$	pokud $q_{nom} \geq 7200\text{ m}^3/\text{h}$
$SFP_{int_limit} \leq 1700 + E - 300 \cdot \frac{q_{nom}}{2} - F$	$SFP_{int_limit} \leq 1400 + E - F$
Bonus za účinnost	
jiné než oběhové systémy ZTZ pro BVU	oběhové systémy ZTZ pro BVU
$E = (\eta_{t_nrvu} - 0,67) \cdot 3000$	$E = (\eta_{t_nrvu} - 0,63) \cdot 3000$

Tab. 4.2 – Základní požadavky pro NRVU platné od 1. 1. 2018 [2].

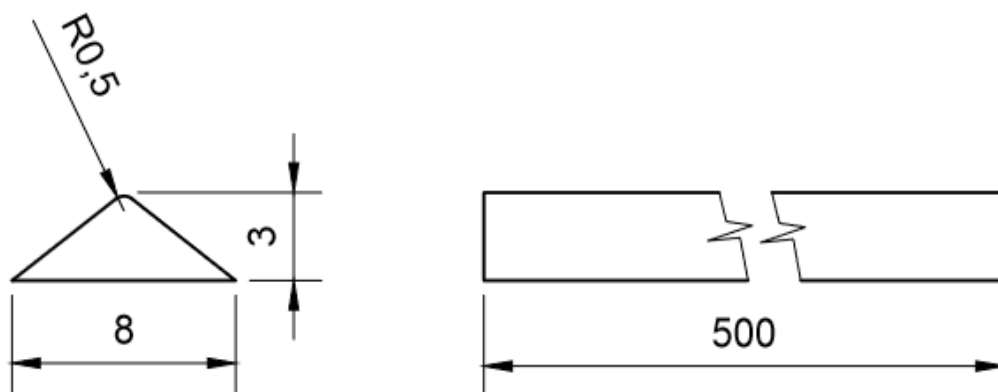
Požadavky na NRVU od 1. 1. 2018	
Všechny VU musí být vybaveny vícerychlostním pohonem nebo pohonem s proměnnými otáčkami.	
Všechny BVU musí mít systém ZZT.	
Systém ZZT musí mít zařízení umožňující obtok.	
Tepelná účinnost všech systémů ZZT s výjimkou oběhových systémů ZZT BVU je $\eta_{t_nrvu} \geq 73\%$.	
Tepelná účinnost oběhových systémů ZZT BVU je $\eta_{t_nrvu} \geq 68\%$.	
Minimální účinnost ventilátoru pro UVU	
pokud $P \leq 30$ kW	pokud $P > 30$ kW
$\eta_{VU} = 6,2\% \cdot \ln(P) + 42,0\%$	$\eta_{VU} = 63,1\%$
Maximální vnitřní měrný příkon ventilátoru pro jiné než oběhové ZZT	
BVU	
pokud $q_{nom} < 7200$ m ³ /h	pokud $q_{nom} \geq 7200$ m ³ /h
$SFP_{int_limit} \leq 1100 + E - 300 \cdot \frac{q_{nom}}{2} - F$	$SFP_{int_limit} \leq 800 + E - F$
UVU	
$SFP_{int_limit} \leq 230W / m^3 \cdot s$	
Maximální vnitřní měrný příkon ventilátoru pro oběhové ZZT	
BVU	
pokud $q_{nom} < 7200$ m ³ /h	pokud $q_{nom} \geq 7200$ m ³ /h
$SFP_{int_limit} \leq 1600 + E - 300 \cdot \frac{q_{nom}}{2} - F$	$SFP_{int_limit} \leq 1300 + E - F$
Bonus za účinnost	
jiné než oběhové systémy ZZT pro BVU	oběhové systémy ZZT pro BVU
$E = (\eta_{t_nrvu} - 0,73) \cdot 3000$	$E = (\eta_{t_nrvu} - 0,68) \cdot 3000$
Pokud je součástí konfigurace filtrační jednotka, je systém řízení výrobku vybaven vizuální nebo zvukovou signalizací, která se aktivuje, pokud tlaková ztráta filtru překročí maximální přípustnou konečnou tlakovou ztrátu	

5 Hydraulické ztráty v kanálech trojúhelníkového průřezu

5.1 Přímý trojúhelníkový kanál

5.1.1 Zjištění tlakové ztráty

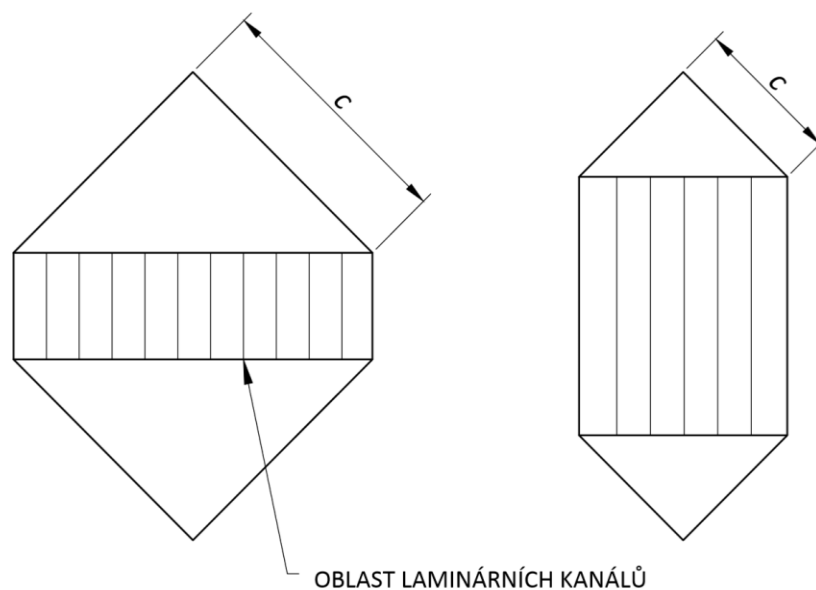
Zjištění tlakové ztráty kanálu bylo provedeno výpočetními vztahy a ze simulací v programu Ansys Fluent. Výsledky obou variant výpočtu tlakové ztráty jsou mezi sebou porovnány v následujících tabulkách. Pro simulace byl v programu Ansys Meshing vytvořen model a síť přímého rovnoramenného trojúhelníkového kanálu. Krok sítě byl zvolen 0,25 mm na čelní ploše kanálu. V podélném směru byl zvolen krok sítě zvolen 0,5 mm. Na obr. 5.1 jsou uvedeny rozměry tvaru kanálu.



Obr. 5.1 – Rozměry modelu pro simulaci tlakové ztráty

Výpočet tlakové ztráty byl proveden pro několik možností celkového průtoku vzduchu ve výměníku a rozměrů náběžné šířky výměníku c . Hloubka výměníku zůstávala konstantní. Se změnou náběžné šířky výměníku se měnil celkový počet kanálů ve výměníku a tím i hmotnostní průtok a rychlost vzduchu v jednom kanálu. Hmotnostní průtoky vzduchu pro jednotlivé varianty simulací jsou uvedeny v tab. 5.1. Na obr. 5.2 je okótována měnící se náběžná šířka výměníku c a z ní patrné změny rozměrů výměníku. V programu Excel byl vytvořen program pro výpočet celkového počtu kanálů, hmotnostního toku v jednom kanálu, rychlosti proudění,

Reynoldsova čísla a velikosti tlakové ztráty třením. Výsledky tohoto výpočtu jsou uvedeny v následujících tabulkách.



Obr. 5.2 – Proměnná náběžná šířka výměníku

Tab. 5.1 – Varianty průtoků a náběžové šířky c

Průtok výměníkem [m ³ /hod]	Náběžová šířka c [mm]	Počet kanálů výměníku [-]	Hmotnostní tok v 1 kanálu [kg/hod]	Objemový průtok v 1 kanálu [m ³ /hod]
3300	450	31665	0,125	0,104
	550	38701	0,102	0,085
	650	45738	0,087	0,072
	750	52775	0,075	0,063
3600	450	31665	0,136	0,114
	550	38701	0,112	0,093
	650	45738	0,094	0,079
	750	52775	0,082	0,068
3900	450	31665	0,148	0,123
	550	38701	0,121	0,101
	650	45738	0,102	0,085
	750	52775	0,089	0,074

Pro tlakové ztráty třením platí již zmíněné vztahy (3.9), (3.10) a (3.26). Vztah (3.10) platí za předpokladu hydraulicky hladkého potrubí. Pro výpočet tlakových ztrát pro nekruhový kanál je potřeba počítat s hydraulickým průměrem, který se vypočítá vztahem (3.23). Podle výše uvedených vztahů a s hodnotami průtoků v jednom kanálu pro jednotlivé varianty průtoků, které jsou uvedeny v tab. 5.1 byly vypočteny tlakové ztráty třením. Ve výpočtech a v simulacích byla uvažována konstantní délka kanálu 500 mm. V tab. 5.2 je uvedeno porovnání hodnot tlakových ztrát třením, které byly vypočteny a které byly zjištěny ze simulací.

Tab. 5.2 – Porovnání tlakových ztrát třením výpočtem a ze simulací

Průtok výměníkem [m ³ /hod]	Náběhová šířka c [mm]	Objemový průtok na 1 kanál [m ³ /hod]	Rychlost vzduchu v kanálu [m/s]	Reynoldsovo číslo	Tlaková ztráta třením výpočtem [Pa]	Tlaková ztráta třením ze simulací [Pa]
3300	450	0,104	2,41	427	98	83
	550	0,085	1,97	349	80	67
	650	0,072	1,67	296	68	56
	750	0,063	1,45	256	59	48
3600	450	0,114	2,63	466	107	91
	550	0,093	2,15	381	88	74
	650	0,079	1,82	322	74	62
	750	0,068	1,58	279	64	53
3900	450	0,123	2,85	504	116	99
	550	0,101	2,33	413	95	80
	650	0,085	1,97	349	80	67
	750	0,074	1,71	303	70	58

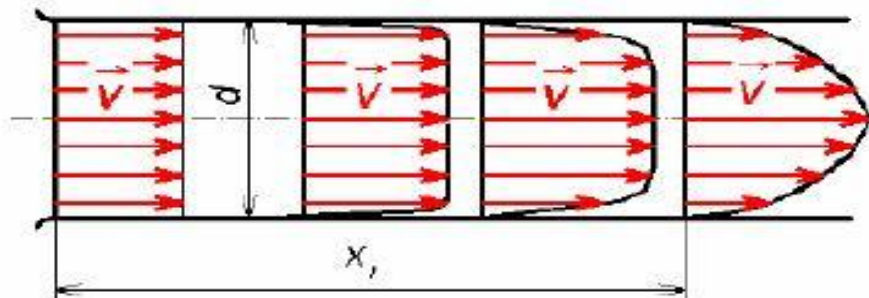
Porovnáním hodnot tlakových ztrát třením je patrné, že při stejné délce kanálu a stejné rychlosti proudění vzduchu je vztah (3.10) pro trojúhelníkový profil nepoužitelný. Jedinou možností pro zjištění tlakové ztráty třením je metoda simulací.

5.1.2 Určení rozběhové dráhy

Na vstupu do kanálu má tekutina rychlostní profil, který odpovídá ideální tekutině. Rychlostní profil ideální tekutiny má tvar obdélníku, kde na stěnách potrubí je rychlost stejná jako v ose proudu. Vlivem viskozity tekutiny dochází ke tření. Tření způsobuje změnu rychlostního profilu. Rychlost na stěně kanálu je nulová. Tvar rychlostního profilu se mění a po určité vzdálenosti dosáhne tvaru, který odpovídá vyvinutému parabolickému rychlostnímu profilu laminárního proudění. Tato vzdálenost, po kterou se vyvíjí rychlostní profil, se nazývá rozběhová dráha laminárního proudění. Pro rozběhovou dráhu v kruhovém potrubí uvedl Boussinesq výraz (5.1) [10]. Na obr. 5.3 je zobrazen vývoj rychlostního profilu během rozběhové dráhy laminárního proudění.

$$\frac{x_t}{D_H} \geq 0,065 \cdot Re \quad (5.1)$$

kde: x_t - rozběhová dráha [m]
 D_h - hydraulický průměr [m]
 Re - Reynoldsovo číslo [-].



Obr. 5.3 – Vývoj rychlostního profilu při laminárním proudění [11]

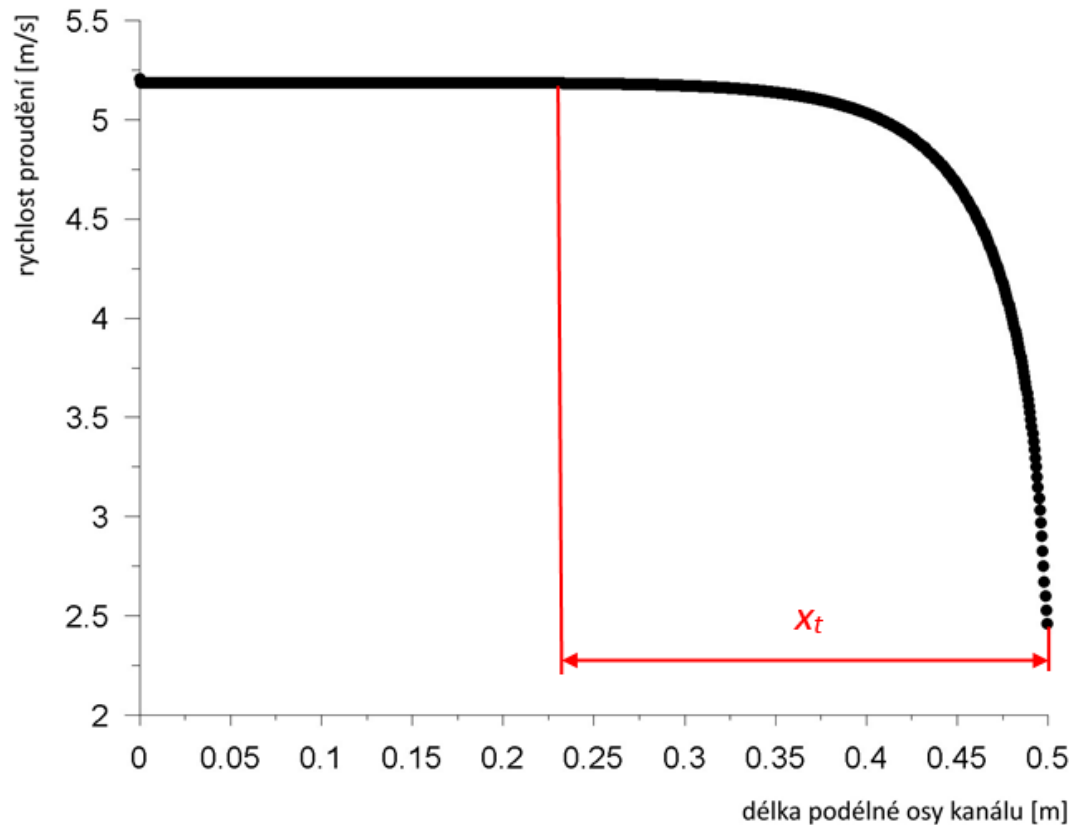
V programu Ansys Fluent byly zjištěny grafické závislosti rychlosti proudění v kanálu výměníku na podélné ose kanálu. Z grafických závislostí se určila rozběhová

dráha laminárního proudění pro krajní hodnoty průtoků. Rozběhové délky vypočtené podle vztahu (5.1) a hodnoty zjištěné z grafické závislosti jsou uvedeny v tab. 5.3.

Tab. 5.3 – Rozběhová dráha laminárního proudění

Průtok výměňíkem [m ³ /hod]	Náběžová šířka c [mm]	Rozběhová dráha (Boussinesq) [mm]	Rozběhová dráha zjištěná simulacemi x_t [mm]
3300	450	74	270
	750	44	150
3600	450	81	280
	750	48	170
3900	450	87	300
	750	52	185

Na obr. 5.4 je uveden příklad grafické závislosti rychlosti proudění v kanálu na podélné ose kanálu pro variantu celkového průtoku 3300 m³/hod a náběžné šířky výměňíku 450 mm. Pro rozběžovou dráha laminárního proudění je typické, že se rychlost proudění v ose kanálu vyvíjí, jak je ukázáno na obr. 5.3. Po dosažení rozběžové dráhy je rychlost proudění konstantní. Na obr. 5.4 je pro názornost označena rozběžová dráha laminárního proudění x_t .

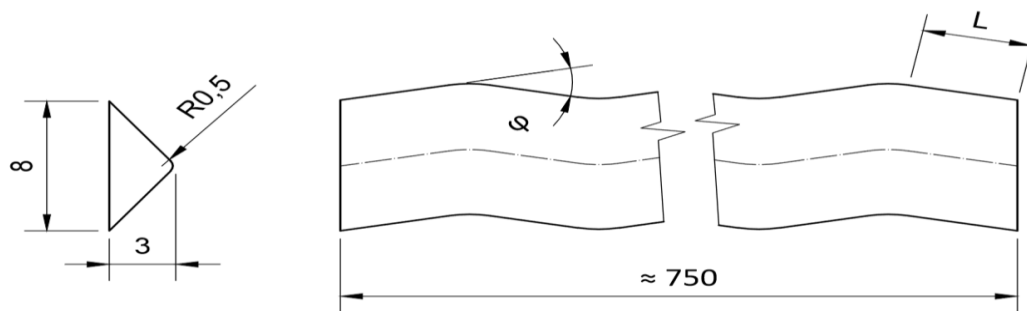


Obr. 5.4 – Rozběhová dráha laminárního proudění

Vztah (5.1), který platí pro rozběhovou dráhu laminárního proudění v trubce kruhového profilu je pro geometrii rovnoramenného trojúhelníku nepoužitelný. Jediná možnost, jak stanovit rozběhovou dráhu je opět ze simulací. Dle výsledných hodnot rozběhové dráhy x_t v tab. 5.3 je zřejmé, že plně vyvinuté turbulentní proudění nastane ve většině variant průtoků přibližně v polovině délky kanálu. Délka laminárního kanálu u výměníku tepla bývá kolem 200 až 300 mm. V případě takovýchto délek kanálu a při daném průtoku vzduchu v jednom kanálu, by plně vyvinutého laminárního proudění nebylo dosaženo téměř nikdy. Řešením by byl dlouhý kanál, což je u kompaktních vzduchotechnických jednotek neřešitelné z důvodu snahy o jejich minimální rozměry.

5.2 Střídavě lomený trojúhelníkový kanál

Při proudění vzduchu lomeným kanálem dochází ke vzniku odstředivých sil, které způsobuje sekundární proudění, při kterém dochází ke zvýšení intenzity přestupu tepla [9]. Nevýhodou této možnosti zvyšování intenzity přestupu tepla je nárůst tlakové ztráty. Posouzení vlivu délky a úhlu lomení kanálu na hmotnostním průtoku vzduchu bylo předmětem následujících simulací. U střídavě lomeného kanálu jsou simulace jedinou možností pro určení tlakové ztráty. Empirické výpočetní vztahy zde nelze použít. Zasiťování modelu bylo vytvořeno v programu Ansys Meshing. Krok sítě byl stejný jako u přímého kanálu. U vytvořených modelů byla proměnná délka a úhel lomené části kanálu. Na obr. 5.5 jsou uvedeny rozměry kanálu. Délka L přímé lomené části byla zvolena 15, 20, 25, 30 a 35 mm. Úhel sklonu přímých částí φ byl zvolen 12°, 16°, 20° a 24°.



Obr. 5.5 – Rozměry střídavě lomeného kanálu

Hodnoty Reynoldsova čísla, byly voleny s přihlédnutím na hodnoty, které se vyskytovaly v tab. 5.2. Jedná se o hodnoty 200, 300, 400, 500. Z těchto Reynoldsových čísel byly vypočteny dle vztahu (3.26) střední rychlosti podle průtoku. Hmotnostní průtok kanálem byl vypočten následujícím vztahem

$$\dot{M} = S \cdot \rho \cdot w \quad (7.1)$$

- kde: \dot{M} - hmotnostní průtok v kanálu [kg/s]
 w - střední rychlost v kanálu dle průtoku [m/s]
 ρ - hustota vzduchu [kg/m³]
 S - čelní plocha kanálu [m²]

V následujících tabulkách 5.4, 5.5, 5.6 a 5.7 jsou výsledky tlakové ztráty pro jednotlivé hodnoty Reynoldsova čísla, rozměrů střídavě lomeného kanálu a počtu přímých úseků na celkové délce kanálu.

Tab. 5.4 – Tlaková ztráta lomeného kanálu pro úhel sklonu přímých částí $\varphi = 12^\circ$

Úhel sklonu přímých částí [°]	Délka přímých částí [mm]	Re	Rychlost v kanálu [m/s]	Hmotnostní průtok [kg/s]	Tlaková ztráta kanálu [Pa]	Počet přímých úseků	Celková délka kanálu [mm]
12°	15	200	1,36	0,000019567	60	47	769
	20				60	36	765
	25				60	29	771
	30				60	24	767
	35				59	20	749
12°	15	300	2,04	0,000029350	97	47	769
	20				94	36	765
	25				94	29	771
	30				94	24	767
	35				91	20	749
12°	15	400	2,72	0,000039133	138	47	769
	20				134	36	765
	25				134	29	771
	30				132	24	767
	35				128	20	749
12°	15	500	3,40	0,000048917	183	47	769
	20				181	36	765
	25				179	29	771
	30				176	24	767
	35				170	20	749

Tab. 5.5 – Talková ztráta lomeného kanálu pro úhel sklonu přímých částí $\varphi = 16^\circ$

Úhel sklonu přímých částí [°]	Délka přímých částí [mm]	Re	Rychlost v kanálu [m/s]	Hmotnostní průtok [kg/s]	Tlaková ztráta kanálu [Pa]	Počet přímých úseků	Celková délka kanálu [mm]
16°	15	200	1,36	0,000019567	63	47	775
	20				63	36	774
	25				61	28	752
	30				63	24	773
	35				61	20	752
16°	15	300	2,04	0,000029350	102	47	775
	20				101	36	774
	25				97	28	752
	30				100	24	773
	35				97	20	752
16°	15	400	2,72	0,000039133	150	47	775
	20				147	36	774
	25				140	28	752
	30				142	24	773
	35				137	20	752
16°	15	500	3,40	0,000048917	202	47	775
	20				199	36	774
	25				189	28	752
	30				190	24	773
	35				182	20	752

Tab. 5.6 – Talková ztráta lomeného kanálu pro úhel sklonu přímých částí $\varphi = 20^\circ$

Úhel sklonu přímých částí [°]	Délka přímých částí [mm]	Re	Rychlost v kanálu [m/s]	Hmotnostní průtok [kg/s]	Tlaková ztráta kanálu [Pa]	Počet přímých úseků	Celková délka kanálu [mm]
20°	15	200	1,36	0,000019567	66	46	768
	20				66	36	779
	25				64	28	755
	30				65	24	774
	35				63	20	755
20°	15	300	2,04	0,000029350	110	46	768
	20				109	36	779
	25				104	28	755
	30				106	24	774
	35				102	20	755
20°	15	400	2,72	0,000039133	163	46	768
	20				161	36	779
	25				150	28	755
	30				151	24	774
	35				146	20	755
20°	15	500	3,40	0,000048917	220	46	768
	20				218	36	779
	25				202	28	755
	30				201	24	774
	35				194	20	755

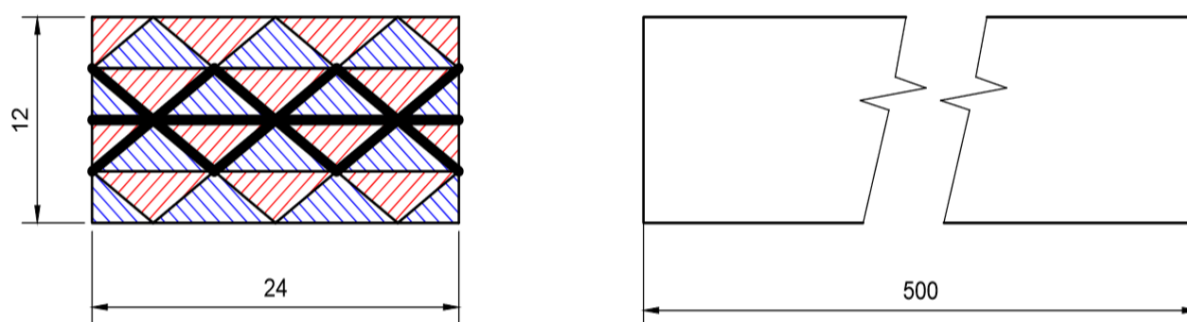
Tab. 5.7 – Talková ztráta lomeného kanálu pro úhel sklonu přímých částí $\varphi = 24^\circ$

Úhel sklonu přímých částí [°]	Délka přímých částí [mm]	Re	Rychlost v kanálu [m/s]	Hmotnostní průtok [kg/s]	Tlaková ztráta kanálu [Pa]	Počet přímých úseků	Celková délka kanálu [mm]
24°	15	200	1,36	0,000019567	68	45	762
	20				70	36	787
	25				67	28	759
	30				69	24	777
	35				66	20	755
24°	15	300	2,04	0,000029350	116	45	762
	20				117	36	787
	25				110	28	759
	30				112	24	777
	35				108	20	755
24°	15	400	2,72	0,000039133	173	45	762
	20				172	36	787
	25				159	28	759
	30				162	24	777
	35				155	20	755
24°	15	500	3,40	0,000048917	234	45	762
	20				233	36	787
	25				213	28	759
	30				216	24	777
	35				205	20	755

6 Prostup tepla

6.1 Prostupu tepla přímého trojúhelníkového kanálu

Pro určení součinitele prostupu tepla byl vytvořen modul sestavy z přímých kanálů (viz obr. 6.1). Rozměry kanálů byly stejné jako v kapitole 5. Sestava byla zasíťována se stejným krokem jako předešlé modely pro simulace. Vstupní teplota vzduchu do výměníku na straně přívodu byla 0 °C, vstupní teplota na straně odvodu byla 20 °C. Výměník je uspořádán jako protiproudý. Na obr. 6.1 jsou červeně znázorněny kanály pro odvod vzduchu, modře pro přívod vzduchu.



Obr. 6.1 – Uspořádání modelu pro simulace

Simulace proběhly pro několik variant průtoku vzduchu a pro dvě varianty, kdy použitým materiálem pro výrobu výměníku bude hliník nebo nenapěněný polystyren. Tloušťka fólie z hliníku a z nenapěněného polystyrenu byla 0,1 mm. Přehled jednotlivých variant průtoku vzduchu je uveden v tab. 6.1.

Tab. 6.1 – Průtoky vzduchu pro simulace

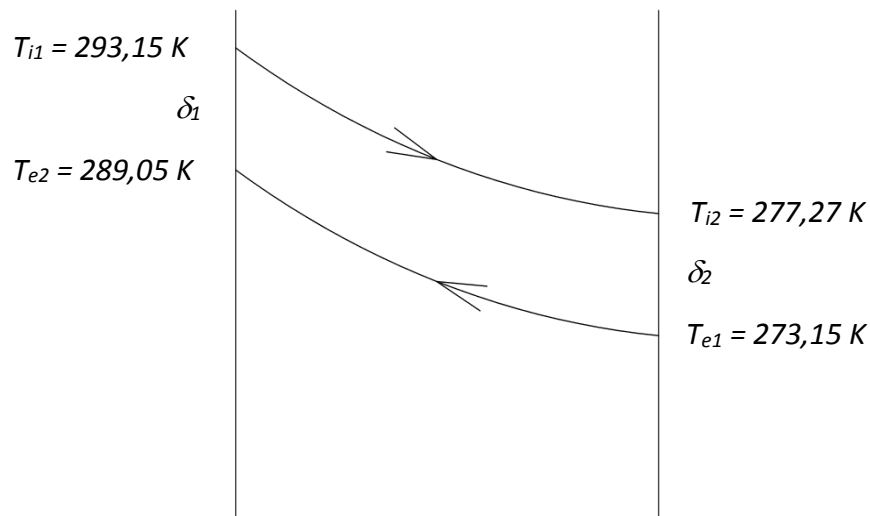
Průtok výměníkem [m ³ /hod]	Náběhová šířka c [mm]	Hmotnostní tok na 1 kanál [kg/s]	Rychlost vzduchu v kanálu [m/s]
3300	550	0,0000284	1,97
3600	550	0,0000310	2,15
3900	550	0,0000336	2,33

Simulace a vyhodnocení výsledků bylo provedeno v programu Ansys Fluent, v části *Report*. Výsledky byly vyhodnoceny na plochách, které jsou zvýrazněny tučně na obr. 6.1. Na plochách byly zjištěny následující data:

- celková teplosměnná plocha zvýrazněná na obr. 6.1 tlustě (integrál přes všechny prvky, které teplosměnnou plochu tvoří)
- tepelný tok (integrál přes výše popsanou teplosměnnou plochu)
- střední teploty podle průtoku na výstupu z přívodu a odvodu vzduchu.

Z takto zjištěných dat se následně vypočetl součinitel prostupu tepla pro každou variantu průtoku a materiálu. Pro názornost je uveden postup výpočtu součinitele prostupu tepla pro variantu průtoku 3300 m³/h a hliníkové provedení výměníku.

a) *určení teplot na stranách výstupu vzduchu z výměníku a zanesení do diagramu pro protiproudý výměník*



kde: T_{e1} - teplota venkovního vzduchu před výměníkem [K]
 T_{e2} - teplota vzduchu za výměníkem [K]
 T_{i1} - teplota vzduchu odváděného z prostoru [K]
 T_{i2} - teplota odpadního vzduchu [K]
 δ_1, δ_2 - rozdíl teplot na jedné a na druhé straně výměníku [K]

b) *určení středního logaritmického teplotního spádu*

$$\Delta T_M = \frac{\delta_1 - \delta_2}{\ln\left(\frac{\delta_1}{\delta_2}\right)} = \frac{(293,15 - 289,05) - (277,27 - 273,15)}{\ln\left(\frac{293,15 - 289,05}{277,27 - 273,15}\right)} = 4,11^\circ\text{C} \quad (6.1)$$

c) *výpočet součinitele prostupu tepla*

$$U = \frac{Q}{S \cdot \Delta T_M} = \frac{2,1364002}{0,042 \cdot 4,11} = 12,4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (6.2)$$

kde: U - součinitel prostupu tepla [$\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$]

Q - tepelný tok [W]

S - teplosměnná plocha [m^2]

ΔT_M - střední logaritmický teplotní spád [$^\circ\text{C}$]

Výsledné součinitele prostupu tepla a teploty vzduchu na obou stranách výměníku jsou uvedeny v následujících tabulkách tab. 6.2 a tab. 6.3.

Tab. 6.2 – Součinitel prostupu tepla a teploty vzduchu na obou stranách hliníkového výměníku

Použitý materiál:	Hliník ($\lambda = 202,4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$)		
Průtok výměníkem [m^3/hod]	Teplota vzduchu za výměníkem T_{e2} [K]	Teplota odpadního vzduchu T_{i2} [K]	Součinitel prostupu tepla [$\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$]
3300	289,05	277,27	12,4
3600	288,83	277,48	12,7
3900	288,62	277,70	12,9

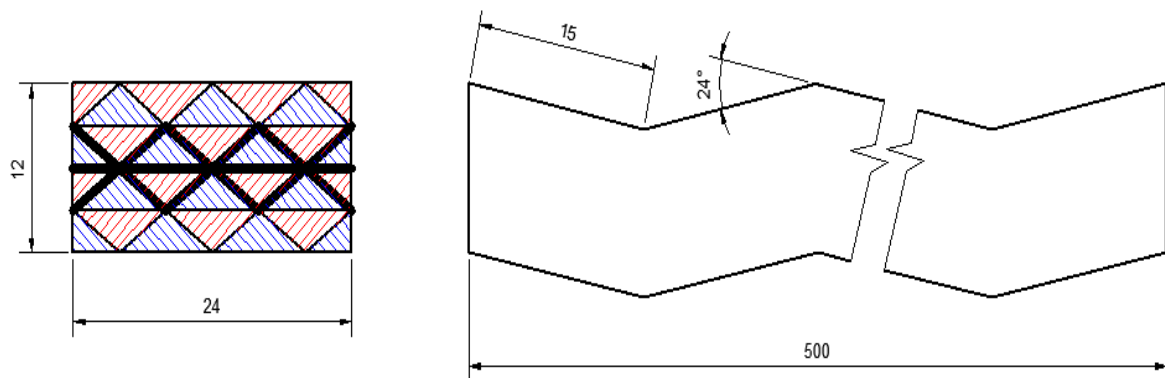
Tab. 6.3 – Součinitel prostupu tepla a teploty vzduchu na obou stranách hliníkového výměníku

Použitý materiál:	Nenapěněný polystyren ($\lambda = 0,35 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$)		
Průtok výměníkem [m^3/hod]	Teplota vzduchu za výměníkem T_{e2} [K]	Teplota odpadního vzduchu T_{i2} [K]	Součinitel prostupu tepla [$\text{W/m}^2\cdot\text{K}$]
3300	283,16	277,16	13,9
3600	288,90	277,41	14,0
3900	288,66	277,65	14,1

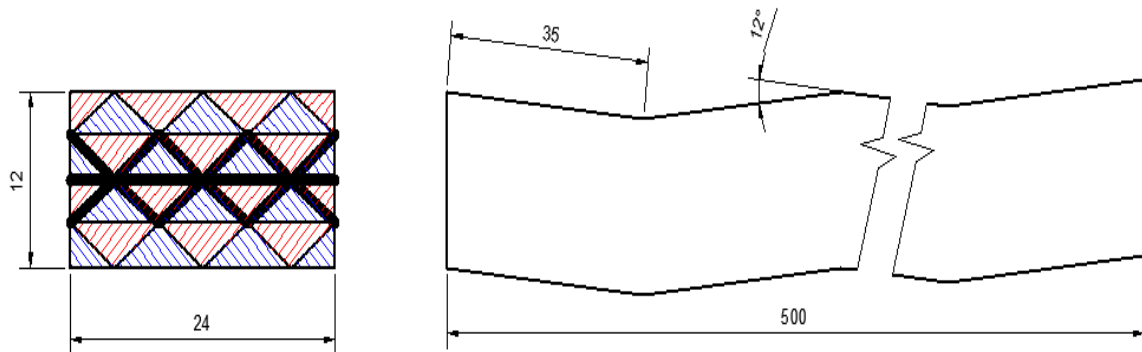
Z výsledků simulací je patrné, že použitím materiálu, který má nízkou tepelnou vodivost dochází ke zvýšení součinitele prostupu tepla o 10 %. Součinitel prostupu tepla roste se zvyšující se rychlostí proudění v kanálu výměníku.

6.2 Prostupu tepla střídavě lomeného trojúhelníkového kanálu

Pro určení součinitele prostupu tepla u střídavě lomeného kanálu byly vytvořeny dva modely. Model se skládal ze střídavě lomených kanálů, které měly rozměr trojúhelníkového kanálu stejný jako v části kapitoly 6.1. Sestava byla zasítována se stejným krokem sítě jako v části kapitoly 6.1. Délka přímé části byla 15 mm a 35 mm s úhlem 12° a 24° . Pro simulace byly uvažovány stejné hmotnostní průtoky vzduchu jako u přímého kanálu (tab. 6.1) a stejné varianty použitých materiálů. Pro názornost jsou modely uvedeny na obr. 6.2 a obr. 6.3.



Obr. 6.2 – Model střídavě lomeného kanálu s délkou invertoru 15 mm a úhlem 24°



Obr. 6.3 – Model střídavě lomeného kanálu s délkou invertoru 35 mm a úhel 12°

Vyhodnocení výsledků ze simulací bylo provedeno stejným postupem jako v případě simulací u přímého kanálu v části kapitoly 6.1. Vyhodnocení výstupních teplot na obou stranách výměníku, měrných tepelných toků a velikosti teplosměnných ploch bylo provedeno na stejných plochách jako u simulací přímého kanálu v části

kapitoly 6.1. Postup výpočtu součinitele prostupu tepla je shodný s postupem výpočtu v předchozí části kapitoly 6.1. Výsledky vyhodnocení a vypočítané součinitele prostupu tepla pro jednotlivé materiály a parametry přímé části jsou uvedeny v tab. 6.4 a v tab. 6.5.

Tab. 6.4 – Součinitel prostupu tepla pro parametry přímé části 15 mm x 24°

Parametry přímé části:	15 mm x 24°		
Použitý materiál:	Hliník ($\lambda = 202,4 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$)		
Průtok výměníkem [m ³ /hod]	Teplota vzduchu za výměníkem T_{e2} [K]	Teplota odpadního vzduchu T_{i2} [K]	Součinitel prostupu tepla [W/m ² ·K]
3300	290,12	276,18	18,6
3600	290,06	276,24	19,8
3900	289,99	276,30	21,0
Použitý materiál:	Nenapěněný polystyren ($\lambda = 0,35 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$)		
Průtok výměníkem [m ³ /hod]	Teplota vzduchu za výměníkem T_{e2} [K]	Teplota odpadního vzduchu T_{i2} [K]	Součinitel prostupu tepla [W/m ² ·K]
3300	290,15	276,15	20,4
3600	290,04	276,25	22,1
3900	289,95	276,35	22,3

Tab. 6.4 – Součinitel prostupu tepla pro parametry přímé části 35 mm x 12°

Parametry přímé části:	35 mm x 12°		
Použitý materiál:	Hliník ($\lambda = 202,4 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$)		
Průtok výměníkem [m ³ /hod]	Teplota vzduchu za výměníkem T_{e2} [K]	Teplota odpadního vzduchu T_{i2} [K]	Součinitel prostupu tepla [W/m ² ·K]
3300	289,34	276,96	14,2
3600	284,19	277,11	14,8
3900	289,05	277,25	15,3
Použitý materiál:	Nenapěněný polystyren ($\lambda = 0,35 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$)		
Průtok výměníkem [m ³ /hod]	Teplota vzduchu za výměníkem T_{e2} [K]	Teplota odpadního vzduchu T_{i2} [K]	Součinitel prostupu tepla [W/m ² ·K]
3300	289,41	276,89	15,8
3600	284,22	277,09	16,1
3900	289,04	277,27	16,5

Porovnáním hodnot součinitele prostupu tepla u jednotlivých střídavě lomených kanálů je patrné, že k intenzivnějšímu přenosu tepla dochází u kanálu s kratší a strmější částí přímého úseku. Nevýhodou takového to provedení kanálu je nárůst tlakové ztráty. V tab. 6.5 a tab. 6.6 je uveden souhrn výsledků součinitelů prostupu tepla a tlakové ztráty u přímého a střídavě lomeného kanálu pro různé varianty průtoků.

Tab. 6.5 – Souhrn výsledků součinitele prostupu tepla pro jednotlivé varianty

Typ kanálu	Přímý kanál	Střídavě lomený kanál	
		15 mm x 24°	35 mm x 12°
Průtok výměníkem [m ³ /hod]	Součinitel prostupu tepla u hliníkového provedení [W/m ² ·K]		
	Součinitel prostupu tepla u nenapěněného polystyrenu [W/m ² ·K]		
3300	12,4	18,6	14,2
	13,9	20,4	15,8
3600	12,7	19,8	14,8
	14,0	22,1	16,1
3900	12,9	21,0	15,3
	14,1	22,3	16,5

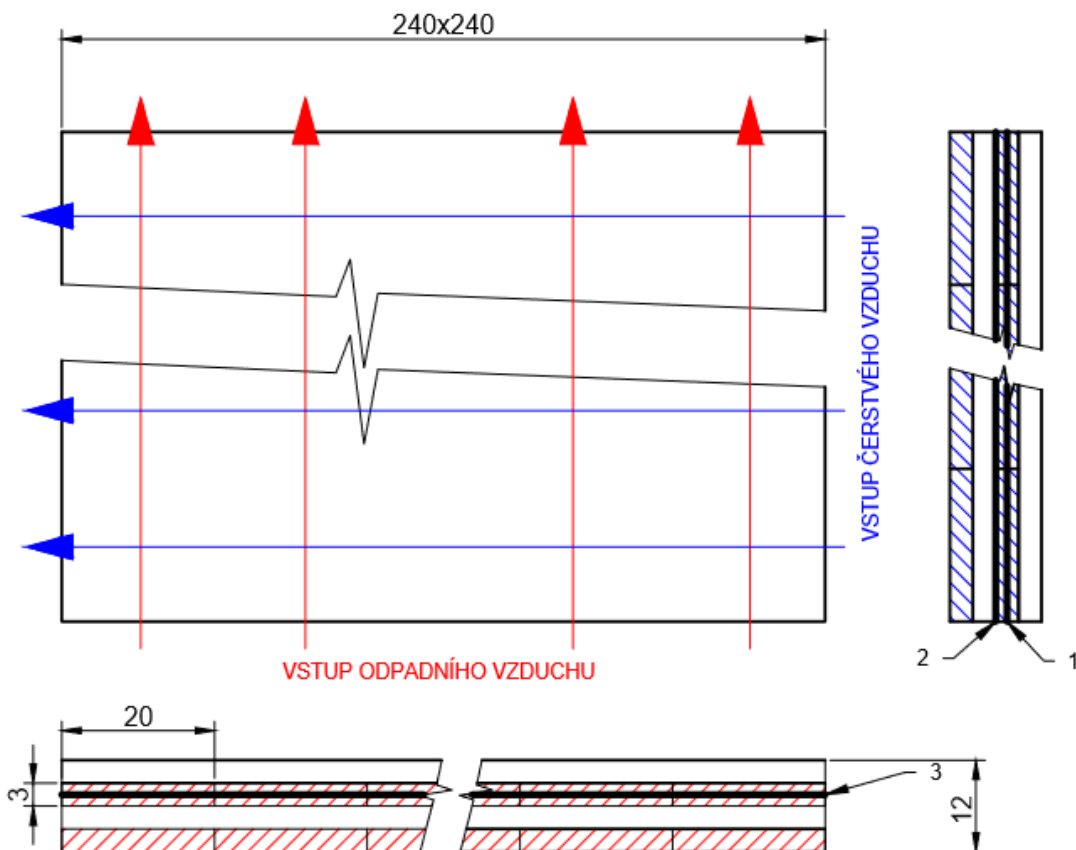
Tab. 6.6 – Souhrn výsledků tlakových ztrát pro jednotlivé typy kanálů

Typ kanálu	Přímý kanál	Střídavě lomený kanál	
		15 mm x 24°	35 mm x 12°
Průtok výměníkem [m ³ /hod]	Měrná tlaková ztráta kanálu [Pa/m] *		
3300	124	188	150
3600	138	210	136
3900	150	236	166

* přímá délka mezi vstupem a výstupem

6.3 Prostupu tepla v oblasti vstupních a výstupních kanálů

Pro určení součinitele prostupu tepla v oblasti vstupních a výstupních kanálů byl vytvořen model sestavy přímých kanálů s křížovým proudem vzduchů. Model byl zasítován s krokem 0,5 mm na všech plochách. Uvažované varianty průtoků jsou uvedeny v tab. 6.1. Simulace byly provedeny pro varianty materiálu hliník a nenapěněný polystyren. Na obr. 6.4 je zobrazeno schéma modelu s hlavními rozměry. Červené je znázorněn vstup vzduchu o teplotě 20 °C, modře vstup vzduchu o teplotě 0 °C. Rozměry vstupních a výstupních kanálů budou dále použity při návrhu teplosměnné plochy výměníku (kapitola 7).



Obr. 6.4 – Schéma modelu náběžné části výměníku

Vyhodnocení výsledků ze simulací se provedlo stejným způsobem jako u předešlých simulací v části *Report*. Teplosměnnou plochu v tomto případě představuje plocha mezi kanály pro odpadní a čerstvý vzduch (na obr. 6.4 je

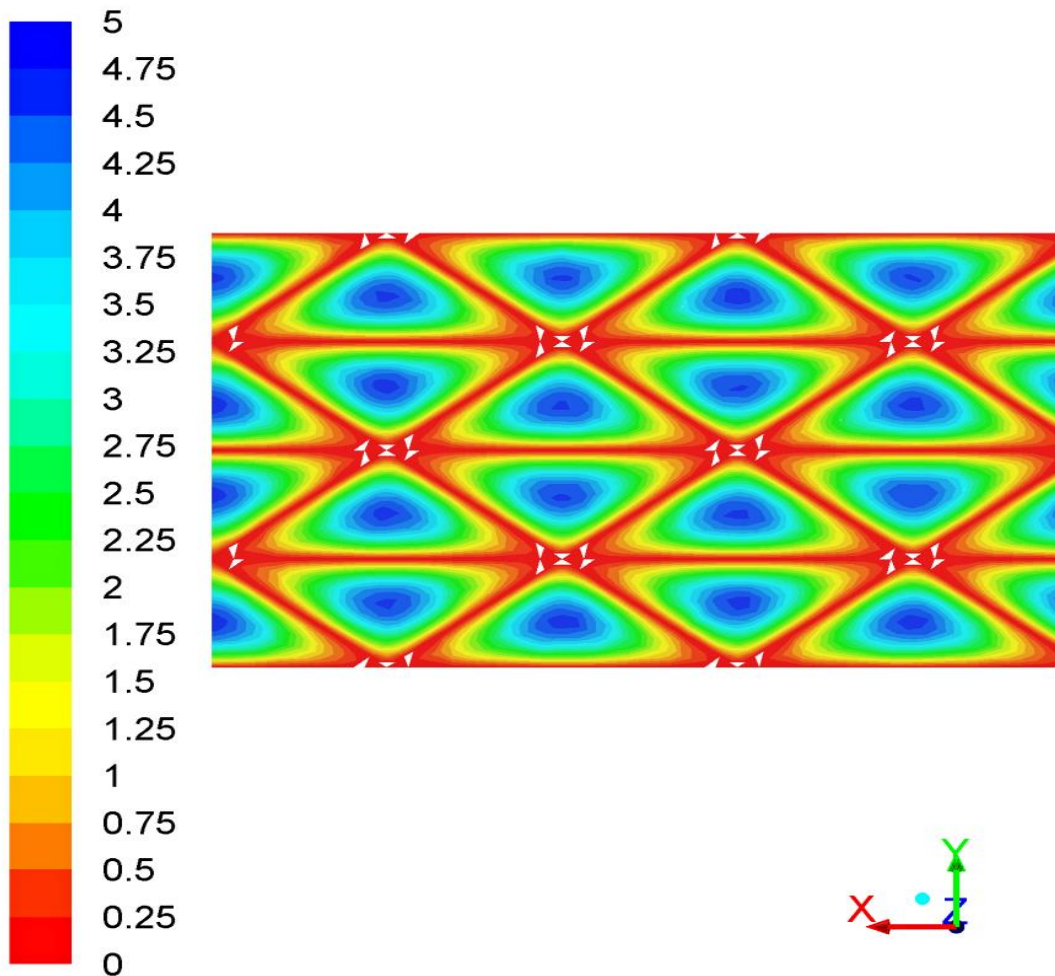
teplosměnná plocha označena jako 2). Tepelné toky a velikost teplosměnné plochy byly zjištěny obdobným způsobem jako u předešlých simulací v částech kapitole 6.1 a 6.2. Jediný rozdíl nastal u zjištění rozdílu teplot, kdy pomocí váženého průměru přes plochu byl zjištěn rozdíl teplot na rovinách, které byly umístěny v polovině výšky kanálu pro odváděný vzduch (20 °C) a v polovině výšky kanálu pro čerstvý vzduch (0 °C), (na obr. 6.4 plocha 1 a 3). Tento rozdíl teplot byl následně dosazen do vztahu (6.2). Velikosti součinitelů prostupu tepla pro jednotlivé varianty průtoků jsou uvedeny v tab. 6.7.

Tab. 6.7 – Výpočet součinitelů prostupu tepla pro vstupní a výstupní část výměníku

Použitý materiál:	Hliník ($\lambda = 202,4 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$)		
Průtok výměníkem [m ³ /hod]	Teplota vzduchu na rovině 3 [K]	Teplota vzduchu na rovině 1 [K]	Součinitel prostupu tepla [W/m ² ·K]
3300	287,11	275,26	12,1
3600	287,46	275,13	12,1
3900	287,77	275,01	12,3
Použitý materiál:	Nenapěněný polystyren ($\lambda = 0,35 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$)		
Průtok výměníkem [m ³ /hod]	Teplota vzduchu na rovině 3 [K]	Teplota vzduchu na rovině 1 [K]	Součinitel prostupu tepla [W/m ² ·K]
3300	286,90	275,30	11,9
3600	287,57	275,09	12,5
3900	287,87	274,97	12,2

Z jednotlivých výše uvedených hodnot součinitele prostupu tepla je zřejmé, že vliv použitého materiálu v oblasti vstupních a výstupních kanálů nemá vliv na zvýšení účinnosti přenosu tepla jako v případě protiproudé části výměníku.

Na následujícím obr. 6.5 je uvedeno rychlostní pole v sestavě přímých kanálů. Z obrázku je patrná nezbytnost CFD simulací, protože v rozích s malým úhlem proudí vzduch nízkou rychlostí. V literatuře je obtížné nalézt pro trojúhelníkový profil kanálu výpočetní vztah, protože závisí na přesné geometrii kanálu. Rychlosti uvedené na stupnici na obr. 6.5 jsou v m/s.



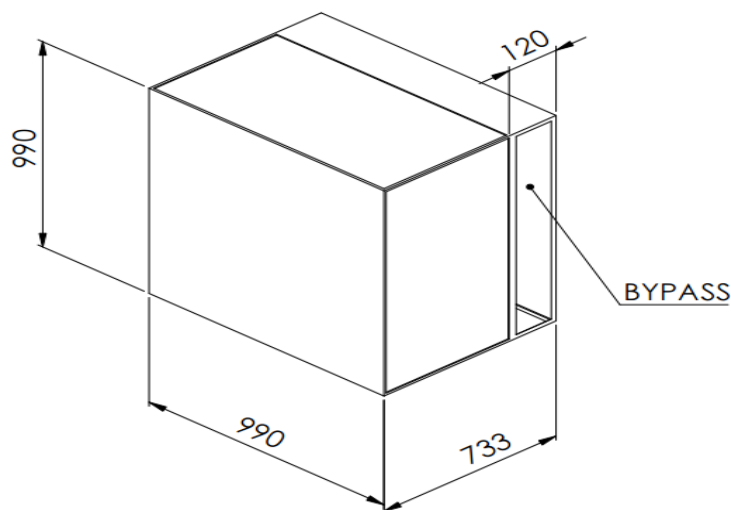
Obr. 6.5 – Kontury rychlostního pole

7 Teplosměnná plocha

Teplosměnnou plochu výměníku je třeba dimenzovat z hlediska maximální tlakové ztráty výměníku. Celková tlaková ztráta výměníku je složena z jednotlivých ztrát, které jsou způsobeny:

- náhlým zúžením na vstupu do výměníku
- změnou směru proudění ze vstupní oblasti do protiproudé oblasti
- třením v oblasti vstupních a výstupních kanálů výměník
- třením v protiproudé oblasti výměníku
- změnou směru proudění z protiproudé oblasti do výstupní oblasti
- ztrátou náhlým rozšířením při výstupu z výměníku.

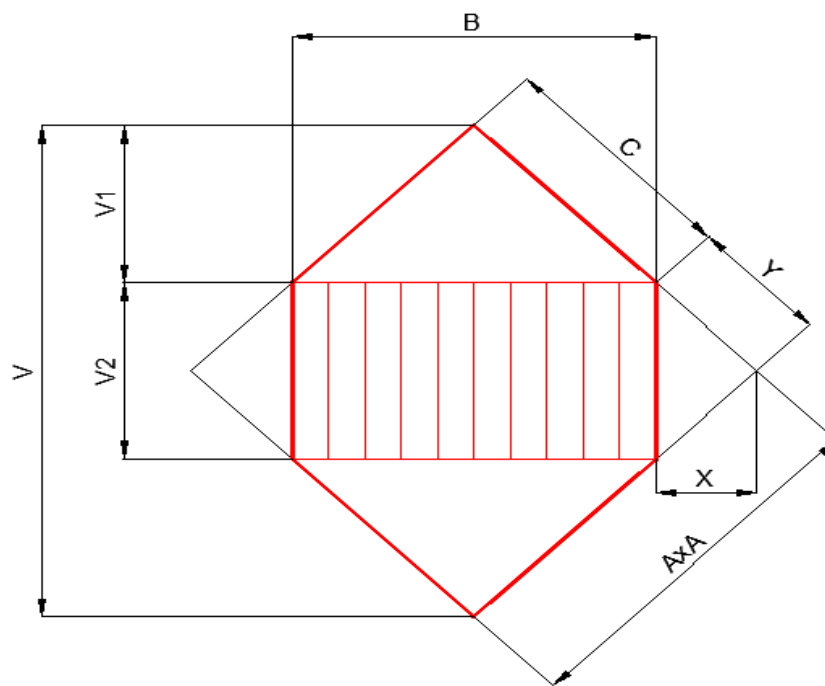
Protože se jedná o paralelní větve, je celková tlaková ztráta třením ve výměníku rovna tlakové ztrátě jednoho kanálu. V programu Excel byla vytvořena tabulka pro výpočet rozměrů výměníku a následných tlakových ztrát, které jsou uvedeny výše. Při výpočtu byly použity rozměry obálky výměníku, které jsou uvedeny na obr. 7.1.



Obr. 7.1 – Maximální rozměry obálky výměníku

Požadovaná maximální tlaková ztráta na straně čerstvého a odváděného vzduchu je maximálně 225 Pa. Pro navrhování teplosměnné plochy byla tato hodnota snížena

o 15 % z důvodu, že u skutečného provedení mohou vznikat další tlakové ztráty, které se zde neuvažují. Návrh velikosti teplosměnné plochy z hlediska tlakové ztráty byl proveden pro tři varianty tvaru kanálu, které byly i předmětem výše uvedených simulací (přímý kanál, střídavě lomené kanály $35 \text{ mm} \times 12^\circ$ a $15 \text{ mm} \times 24^\circ$). Na obr. 7.2 je uvedeno rozměrové schéma rozměrů výměníku. Vypočtené rozměry výměníku (teplosměnné plochy) jsou uvedeny v tab. 7.1. Rozměry trojúhelníkového, vstupního a výstupního kanálu, které jsou použity pro návrh teplosměnné plochy, jsou uvedeny na obr. 6.1 a obr. 6.4. Návrh teplosměnné plochy byl proveden pro průtok výměníkem $3600 \text{ m}^3/\text{hod}$. Omezujícím kritériem kromě tlakové ztráty výměníku byla i rychlost proudění v trojúhelníkovém kanálu, která by neměla překročit 3 m/s , při vyšších rychlostech dochází k únosu kondenzátu v proudu vzduchu [7].



Obr. 7.2 – Rozměrové schéma rozměrů výměníku

Tab. 7.1 – Rozměry výměníku (teplosměnné plochy) – rozměry jsou uvedeny v mm

Rozměry výměníku (teplosměnné plochy) pro různé varianty tvaru kanálu	Přímý kanál	Lomený kanál (35 mm x 12 °)	Lomený kanál (15 mm x 24 °)
hloubka výměníku H	613	613	613
rozměr výměníku A	990	990	990
náběhová šířka výměníku C	520	550	620
výška výměníku V	1400	1400	1400
náběhová výška výměníku V1	368	389	438
délka trojúhelníkového kanálu V2	665	622	523
šířka výměníku B	735	778	877
Y	470	440	370
X	332	311	262

Hodnoty tlakových ztrát třením v náběžném a trojúhelníkovém kanálu byly použity ze simulací pro dané rychlosti (viz kapitoly výše). Pro dané rychlosti proudění, které jsou uvedeny v tab. 7.2 se výsledky pro tlakovou ztrátu třením ze simulací interpolovaly.

Tab. 7.2 – Rychlosti v náběžném a trojúhelníkovém kanálu

Rychlost v trojúhelníkovém, vstupním a výstupním kanálu	Přímý kanál	Lomený kanál (35 mm x 12°)	Lomený kanál (15 mm x 24°)
rychlost proudění ve vstupním a výstupním kanálu [m/s]	3,24	3,06	2,72
rychlost v trojúhelníkovém kanálu [m/s]	2,29	2,17	1,92

Tlakovou ztrátu náhlým zúžením na vstupu do výměníku je možné vypočítat dle vztahu

$$\Delta p_{\zeta_1} = \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot \zeta_2 \quad (7.1)$$

$$\zeta_2 = \left(\frac{A_1}{A_2} - 1 \right)^2 \quad (7.2)$$

- kde: $\Delta p_{\zeta 1}$ - tlaková ztráta náhlým zúžením [Pa]
 w - střední rychlost v kanálu dle průtoku [m/s]
 ρ - hustota vzduchu [kg/m³]
 ζ_2 - součinitel místní ztráty [-] [12]
 A_1 - plocha před vstupem vzduchu do výměníku [m²]
 A_2 - vstupní plocha výměníku [m²].

Tlakovou ztrátu náhlým rozšířením na výstupu z výměníku je možné vypočítat dle vztahu

$$\Delta p_{\zeta 2} = \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot \zeta_1 \quad (7.3)$$

$$\zeta_1 = \left(1 - \frac{A_3}{A_4}\right)^2 \quad (7.4)$$

- kde: $\Delta p_{\zeta 2}$ - tlaková ztráta náhlým rozšířením [Pa]
 ζ_1 - součinitel místní ztráty [-] [12]
 A_3 - plocha před výstupem vzduchu z výměníku [m²]
 A_4 - plocha po výstupu vzduchu z výměníku [m²].

Tlakovou ztrátu změnou směru proudu vzduchu je možné vypočítat dle vztahu

$$\Delta p_{\zeta 3} = \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot \zeta_0 \quad (7.5)$$

- kde: $\Delta p_{\zeta 3}$ - tlaková ztráta změnou proudu vzduchu [Pa]
 ζ_0 - součinitel místní ztráty [-] [13].

Dosažením hodnot rychlostí proudění uvedených v tab. 7.2 do výše uvedených vztahů, byly vypočteny tlakové ztráty místními odpory. Tyto ztráty byly sečteny společně s tlakovými ztrátami třením ve vstupním, trojúhelníkovém a výstupním kanálu v celkovou ztrátu výměníku. Hodnoty tlakových ztrát pro jednotlivé varianty teplosměnné plochy jsou uvedeny v tab. 7.3.

Tab. 7.3 – Celková tlaková ztráta výměníku pro jednotlivé velikosti teplosměnných ploch – tlakové ztráty jsou uvedeny v Pa

Celková tlaková ztráta výměníku	Přímý kanál	Lomený kanál (35 mm x 12 °)	Lomený kanál (15 mm x 24 °)
tlaková ztráta kanálu v protiproudé oblasti	94	96	96
tlaková ztráta vstupního kanálu	46	46	44
tlaková ztráta výstupního kanálu	46	46	44
tlaková ztráta náhlým zúžením	0,3	0,3	0,2
tlaková ztráta náhlým rozšířením	2,2	1,9	1,5
tlaková ztráta změnou směru ze vstupní do protiproudé oblasti	1,6	1,4	1,1
tlaková ztráta změnou směru z protiproudé do výstupní oblasti	1,6	1,4	1,1
celková tlaková ztráta výměníku	191	193	188
povolená tlaková ztráta výměníku	191	191	191

Velikost teplosměnné plochy jedné profilované dělicí desky pro jednotlivé varianty tvaru kanálu je uvedena v tab. 7.4. Celkový počet desek ve výměníku (na hloubku výměníku 613 mm) byl vypočten na 198 profilovaných dělicích desek. Celkové velikosti teplosměnné plochy výměníků jsou uvedeny v tab. 7.5.

Tab. 7.4 – Teplosměnná plocha pro různé varianty tvaru kanálu

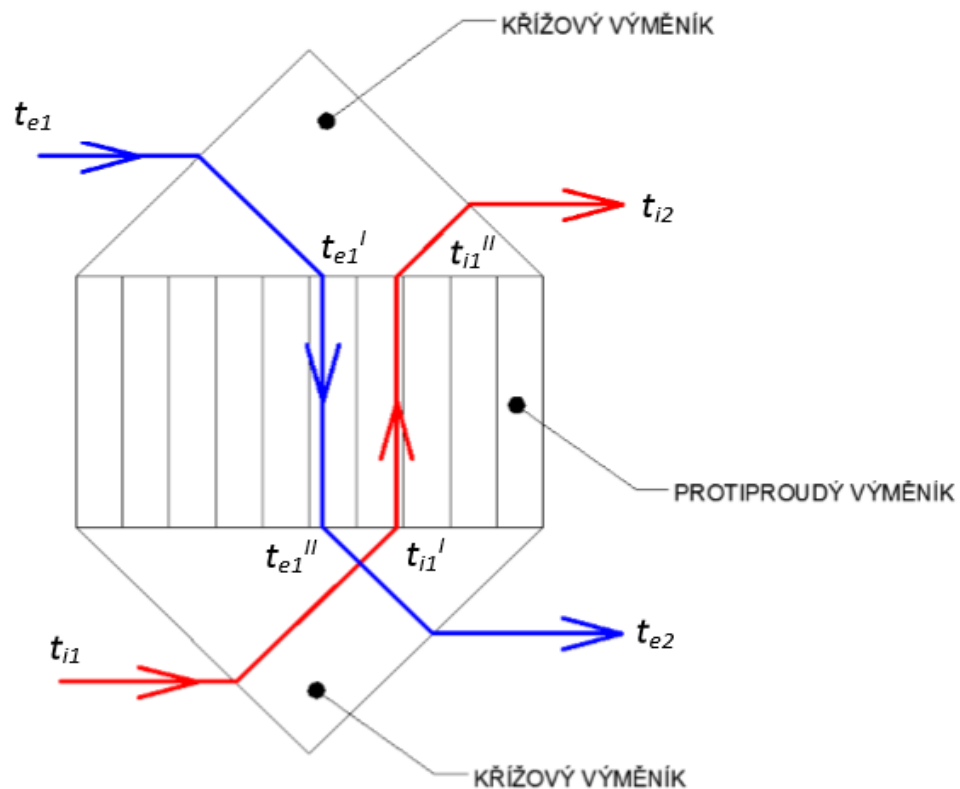
Teplosměnná plocha 1 dělicí desky	Přímý kanál	Lomený kanál (35 mm x 12 °)	Lomený kanál (15 mm x 24 °)
vstupní oblast [m ²]	0,1728	0,1711	0,1622
protiproudá oblast [m ²]	0,4888	0,484	0,4588
výstupní oblast [m ²]	0,1728	0,1711	0,1622

Tab. 7.5 – Celková teplosměnná plocha výměníku pro různé varianty tvaru kanálu

Celková teplosměnná plocha	Přímý kanál	Lomený kanál (35 mm x 12 °)	Lomený kanál (15 mm x 24 °)
vstupní oblast [m ²]	26,3523	29,4807	37,4624
protiproudá oblast [m ²]	95,6787	95,0226	89,8064
výstupní oblast [m ²]	26,3523	29,4807	37,4624

8 Účinnost přenosu tepla navržené teplosměnné plochy

Teplosměnnou plochu výměníku je možné rozdělit na tři části. Oblasti vstupních a výstupních kanálů je možné chápat jako křížový výměník. Oblast trojúhelníkových kanálů je možné chápat jako protiproudý výměník. Pro názornost je rozdělení výměníku ukázáno na obr. 8.1. Na obrázku je naznačen směr proudů vzduchu a popis teplot, které budou použity v následujících vztazích.



Obr. 8.1 – Schématické rozdělení výměníku a popis teplot

kde:

- t_{i1} - teplota vzduchu odváděného z prostoru [°C]
- t_{i1}' - teplota vnitřního vzduchu při vstupu do protiproudého oblasti [°C]
- t_{i1}'' - teplota vnitřního vzduchu při vstupu vstupní oblasti [°C]
- t_{i2} - teplota odpadního vzduchu [°C]
- t_{e1} - teplota venkovního vzduchu před výměníkem [°C]
- t_{e1}' - teplota venkovního vzduchu při vstupu do protiproudé oblasti [°C]

t_{e1}'' - teplota venkovního vzduchu při vstupu do výstupní oblasti [°C]

t_{e2} - teplota vzduchu za výměníkem [K]

Za předpokladu platnosti podmínky o bilanci tepelných toků, kdy všechno teplo odevzdané teplejší tekutinou se předává tekutině chladnější (únik tepla je zanedbán), lze sestavit bilanční vztah, kdy $Q_1 = Q_2$ (indexy 1 a 2 označují tekutiny, mezi kterými dochází k přenosu tepla) [14]. Na základě této tepelné bilance a dle obr. 12.1 je možné sestavit následující rovnice:

$$Q_{iKV1} = \dot{M} \cdot c \cdot (t_{i1} - t_{i1}') \quad (8.1)$$

$$Q_{eKV1} = \dot{M} \cdot c \cdot (t_{e2} - t_{e1}'') \quad (8.2)$$

$$Q_{iPPV} = \dot{M} \cdot c \cdot (t_{i1}' - t_{i1}'') \quad (8.3)$$

$$Q_{ePPV} = \dot{M} \cdot c \cdot (t_{e1}'' - t_{e1}') \quad (8.4)$$

$$Q_{iKV2} = \dot{M} \cdot c \cdot (t_{i1}'' - t_{i2}) \quad (8.5)$$

$$Q_{eKV2} = \dot{M} \cdot c \cdot (t_{e1}' - t_{e1}) \quad (8.6)$$

$$Q_{iC} = Q_{iKV1} + Q_{iPPV} + Q_{iKV2} \quad (8.7)$$

$$Q_{eC} = Q_{eKV1} + Q_{ePPV} + Q_{eKV2} \quad (8.8)$$

kde:

Q_{iKV1} - tepelný výkon na straně ochlazovaného vzduchu v křížovém výměníku ve výstupní oblasti [W]

Q_{eKV1} - tepelný příkon na straně ohřivaného vzduchu v křížovém výměníku ve výstupní oblasti [W]

Q_{iPPV} - tepelný výkon na straně ochlazovaného vzduchu v protiproudé oblasti výměníku [W]

Q_{ePPV} - tepelný příkon na straně ohřivaného vzduchu v protiproudé oblasti výměníku [W]

Q_{iKV2} - tepelný výkon na straně ochlazovaného vzduchu v křížovém výměníku ve vstupní oblasti [W]

- Q_{ekV2} - tepelný příkon na straně ohřivaného vzduchu v křížovém výměníku ve vstupní oblasti [W]
 Q_{iC} - celkový tepelný výkon na straně ochlazovaného vzduchu [W]
 Q_{eC} - celkový tepelný příkon na straně ohřivaného vzduchu [W]
 \dot{M} - hmotnostní průtok vzduchu [kg/s]
 c - měrná tepelná kapacita vzduchu [J/kg·K].

Pro jednotlivé části výměníku, u kterých dochází k prostupu tepla přes stěnu oddělující obě tekutiny, lze tepelné toky popsat vztahy uvedenými níže. Každá část výměníku je charakterizována součinitelem prostupu tepla (tab. 6.5, tab. 6.7) a velikostí teplosměnné plochy (tab. 7.5). Indexy 1, 2 a 3 označují dílčí výměníky.

$$Q_{p,KV1} = U_1 \cdot S_1 \cdot \Delta T_{M1} = U_1 \cdot S_1 \cdot [A_k \cdot (\Delta T_{M1}^P - \Delta T_{M1}^S) + \Delta T_{M1}^S] \quad (8.9)$$

$$Q_{p,PPV} = U_2 \cdot S_2 \cdot \Delta T_{M2}^P \quad (8.10)$$

$$Q_{p,KV2} = U_3 \cdot S_3 \cdot \Delta T_{M3} = U_3 \cdot S_3 \cdot [A_k \cdot (\Delta T_{M3}^P - \Delta T_{M3}^S) + \Delta T_{M3}^S] \quad (8.11)$$

$$Q_{p,C} = Q_{p,KV1} + Q_{p,PPV2} + Q_{p,KV2} = Q_{iC} = Q_{2C} \quad (8.12)$$

kde:

U - součinitel prostupu tepla [W/m²·K]

S - teplosměnná plocha [m²]

ΔT_M^P - střední logaritmický teplotní spád protiproudého výměníku [°C]

ΔT_M^S - střední logaritmický teplotní spád souprroudého výměníku [°C]

A_k - tvarová charakteristika [-], pro křížový výměník $A_k = 0,71$ [15]

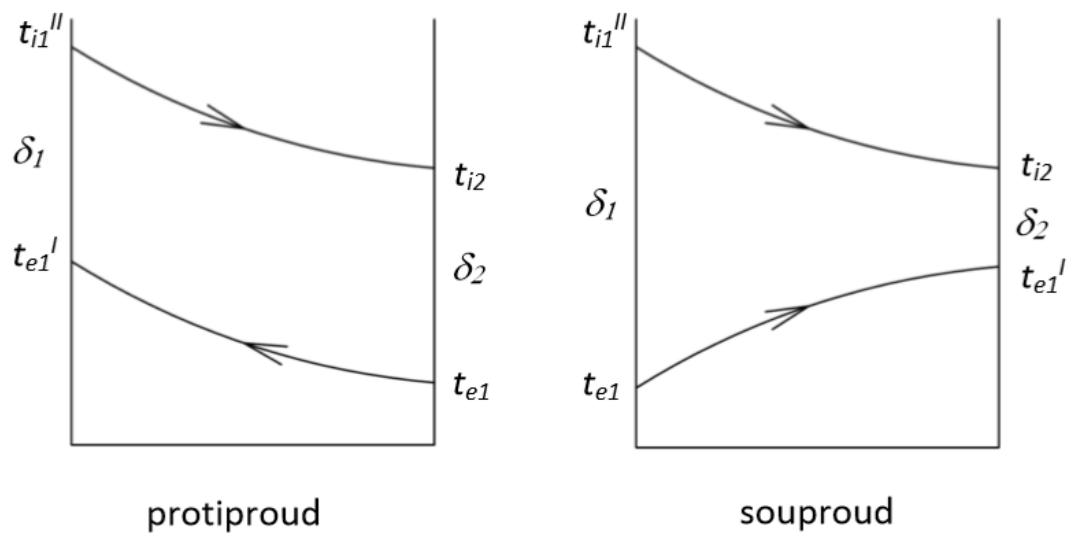
$Q_{p,C}$ - celkový tepelný tok prostupem [W]

Střední logaritmický teplotní spád pro protiproudý a souprroudý výměník je popsán následujícím vztahem

$$\Delta T_M = \frac{\delta_1 - \delta_2}{\ln\left(\frac{\delta_1}{\delta_2}\right)} \quad (8.13)$$

kde: δ_1, δ_2 - rozdíl teplot na jedné a na druhé straně výměníku [°C].

Rozdíl při výpočtu středního logaritmického teplotního spádu mezi souproudem a protiproudem je v rozdílech teplot δ_1, δ_2 na jednotlivých stranách výměníku. Na obr. 8.2 je uveden teplotní diagram pro souproudý a protiproudý výměník pro horní křížový výměník a z něj plynoucí rozdíly teplot δ_1, δ_2 . Teploty na vstupech jsou uvedeny na obr. 8.1). Takto lze podobně sestavit teplotní diagramy pro spodní křížový výměník.



Obr. 8.2 – Teplotní diagramy

Zadané teploty na vstupu do výměníku jsou 0 °C a 20 °C. Protože výměník musí splňovat požadavky na minimální účinnost ZZT (dle tab. 4.2). Jsou známé i teploty na výstupu z výměníku. Pro určení účinnosti přenosu tepla definované vztahem (4.1) byla v programu Excel vytvořena tabulka, pomocí které se způsobem postupných aproximací z výše uvedených rovnic dopočítávaly teploty $t_{i1}', t_{i1}'', t_{e1}', t_{e1}''$. Princip výpočtu byl takový, že se v tomto programu kontrolovala účinnost přenosu tepla pro konkrétní tvar kanálu a materiál výměníku. Pro výpočet byly použity hodnoty součinitele prostupu tepla z tab. 6.5 a tab. 6.7. Hodnoty teplosměnných ploch byly použity z tab. 7.5.

9 Závěr

Cílem diplomové práce bylo shromáždit podklady pro návrh vzduchového výměníku tepla se zpětným získáváním tepla a získané poznatky aplikovat při návrhu teplosměnné plochy tak, aby byla splněná minimální účinnost zpětného získání tepla 73 %.

V první fázi se porovnávaly výhody a nevýhody použití trojúhelníkového a čtvercového profilu kanálu z hlediska spotřeby materiálu a náročnosti při sestavování desek s vytvořenými kanály. Z tohoto porovnávání vyšlo výhodnější použití trojúhelníkové profilu kanálu z důvodu jednodušší výroby, nižší spotřeby materiálu a menších nároků na přesnost při sestavování výměníku z jednotlivých desek.

Pro návrh teplosměnné plochy byl zvolen trojúhelníkový profil kanálu s délkou základny 8 mm a délkami ramen 5 mm. Při zadaném průtoku 3600 m³/hod a rychlost proudění v kanálu maximálně 3 m/s bylo zjištěno, že hodnota Reynoldsova čísla nabývá hodnot maximálně 500. Z Reynoldsova čísla je zřejmé, že proudění vzduchu ve výměníku bude laminární. Z tohoto důvodu byla zjišťována rozběhová dráha laminárního proudění.

Porovnávanými variantami kanálu byl přímý trojúhelníkový kanál a střídavě lomený kanál. Délka a úhel zalomení byly 35 mm x 12°, 15 mm x 24°. Porovnávané materiály teplosměnné plochy byl hliník a nenapěňný polystyren. Z důvodu, že chyběly výpočetní vztahy pro určení rozběhové dráhy laminárního proudění, tlakové ztráty a součinitele prostupu tepla, byly tyto hodnoty získávány CFD simulacemi. Při porovnávání výsledků z CFD simulací s výpočetními vztahy pro trubku kruhového průřezu se ukázalo, že přepočít přes hydraulický průměr je v případě trojúhelníkového kanálu nepřesný. Zjišťováním rozběhové dráhy laminárního proudění v přímém kanálu bylo zjištěno, že plně vyvinutého laminárního proudění se dosahuje ve vzdálenosti 150 - 300 mm (dle rychlosti proudění) od vtoku vzduchu do kanálu, což odpovídá přibližně polovině délky navržených kanálů teplosměnné plochy. Z CFD simulací bylo dále zjištěno, že největší tlakové ztráty, ale současně i největší hodnoty součinitele prostupu tepla se dosahuje v případě kratšího a strmějšího zalomení kanálu.

Vyšší přestup tepla je způsobem vlivem odstředivých sil, které vznikají v zalomení kanálu. Odstředivé síly způsobují sekundární proudění.

Na základě zjištěné tlakové ztráty a součinitele prostupu tepla byla navržena teplosměnná plocha celkem v šesti provedení. Z hlediska použitého materiálu se jedná o hliník a nenapěněný polystyren. Z hlediska tvaru kanálu byl navržen přímý trojúhelníkový kanál, střídavě lomené kanály s délkou přímé části 35 mm s úhlem 12° a 15 mm s úhlem 24°. Výkresy jednotlivých variant tvaru kanálu jsou součástí přílohy.

Zadání diplomové práce bylo splněno, avšak provedený návrh teplosměnné plochy má předběžný charakter, protože je založen na zjednodušených modelech použitých v CFD simulacích. Pro přesnější výsledky by bylo potřebné detailní modelování celého výměníku. I přesnější návrh bude nutné ověřit měřeními na prototypu a případně upravit tak, aby splnil zadané požadavky.

10 Seznam použité literatury

- [1] podklady výrobce Recair dostupné z http://www.recair.com/en/recair_sensitive-how-it-works.php (cit. 10. 2. 2015)
- [2] směrnice Evropského parlamentu a Rady 2009/125/ES, dostupné z <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/HTML/?uri=CELEX:32014R1253&qid=1424947004030&from=EN> (cit. 20. 2. 2015)
- [3] Drkal, F; Zmrhal, V. *Větrání*. 1. vyd. Vydavatelství ČVUT, Praha. ISBN 978-80-01-05181-8.
- [4] Lain, M. *Zpětné získávání tepla ve větrání a klimatizaci (I)*, dostupné z <http://www.tzb-info.cz/3648-zpetne-ziskavani-tepla-ve-vetrani-a-klimatizaci-i> (cit. 24. 2. 2015)
- [5] John E. Hesselgreaves. *Compact Heat Exchangers*, dostupné z <http://www.sciencedirect.com.ezproxy.techlib.cz/science/book/9780080428390> (cit. 13. 3. 2015)
- [6] R. K. Shah; D. P. Sekulic. *Fundamentals of heat exchanger design*. John Wiley & Sons, Inc, 2003.
- [7] podklady výrobce Heatex dostupné z <http://www.heatex.com/en-GB/Documents>
- [8] Nařízení Komise (EU) č. 1253/2014 dostupné z <http://www.eurlex.cz/dokument.aspx?celex=32014R1253> (cit. 10. 2. 2015)
- [9] Šesták, J; Žitný, R. *Tepelné pochody II*. Vydavatelství ČVUT. Praha. ISBN 80-01-01630-7.
- [10] Noskievič, J; a kol. *Mechanika tekutin*. Vydavatelství SNTL v Praze, 1987
- [11] Latif, M.J., *Heat Convection*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 434 s., 2006, ISBN: 10 3-540-30692-7
- [12] Széknyová, M; Ferstl, K; Nový, R. *Větrání a klimatizace*. 1. české vydání. Jaga Group, s. r. o., Bratislava 2006.

- [13] *ASHRAE Handbook of Fundamentals*. ASHRAE Inc., Atlanta (GE), 2009
- [14] Barták, M. *Úvod do přenosových jevů pro inteligentní budovy*. Učební texty pro studijní program inteligentní budovy. Praha 2009.
- [15] Hemzal, K. *Přenosové jevy v technice prostředí*. Vydavatelství ČVUT, Praha, 2007. ISBN 80-01-02924-4.

11 Seznam příloh

- | | |
|----------------------|--|
| 11 - TŽP – 2015 – P1 | Rozměrové schéma teplosměnné plochy přímého trojúhelníkového kanálu |
| 11 - TŽP – 2015 – P2 | Rozměrové schéma teplosměnné plochy střídavě lomeného kanálu 35 mm x 12° |
| 11 - TŽP – 2015 – P3 | Rozměrové schéma teplosměnné plochy střídavě lomeného kanálu 15 mm x 24° |