

**ČESKÉ VYSOKÉ  
UČENÍ TECHNICKÉ  
V PRAZE**

**FAKULTA  
STROJNÍ**



**BAKALÁŘSKÁ  
PRÁCE**

**2018**

**LUKÁŠ  
STRNÁDEK**



## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

### I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Strnádek** Jméno: **Lukáš** Osobní číslo: **438281**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav energetiky**  
Studijní program: **Strojírenství**  
Studijní obor: **Energetika a procesní technika**

### II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Návrh výměníku tepla pro rekuperaci odpadní páry z technologie přípravy krmiv**

Název bakalářské práce anglicky:

**Design of a heat exchanger for recovery of waste heat from feed technology**

Pokyny pro vypracování:

Navrhněte kondenzační výměník pro rekuperaci odpadní páry v rámci technologického celku přípravy krmiv. Práce bude obsahovat:  
1. Zpracování rešerše tepelných výměníků.  
2. Popis výpočtů sdílení tepla a tlakových ztrát v tepelných výměnících.  
3. Výběr výpočtových rovnic pro vybraný typ výměníku na rekuperaci odpadní páry pro přehřev materiálu na vstupu do technologické linky.  
4. Návrh výměníku tepla a zpracování jeho provozní bilance.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**Ing. Jan Havlík, Ph.D., ústav energetiky FS**

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

Datum zadání bakalářské práce: **16.04.2018**

Termín odevzdání bakalářské práce: **04.06.2018**

Platnost zadání bakalářské práce: **31.12.2019**

Ing. Jan Havlík, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) práce

podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

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

### III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

**- 2.-05-2018**  
Datum převzetí zadání

Podpis studenta

## **Čestné prohlášení**

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Praze dne

Lukáš Strnádek

## Anotační list

<b>Jméno autora</b>	Lukáš Strnádek
<b>Název BP/DP</b>	Návrh výměníku tepla pro rekuperaci odpadní páry z technologie přípravy krmiv
<b>Anglický název:</b>	Design of a heat exchanger for recovery of waste heat from feed technology
<b>Akademický rok:</b>	2017/2018
<b>Ústav/Odbor:</b>	Ústav energetiky
<b>Vedoucí BP/DP:</b>	Ing. Jan Havlík, Ph.D.
<b>Konzultant:</b>	-
<b>Bibliografické údaje:</b>	Počet stran: 40 Počet obrázků: 25 Počet tabulek: 7 Počet příloh: 0
<b>Klíčová slova:</b>	výměník tepla, návrh, výpočet, přestup tepla, kondenzace
<b>Keyword:</b>	heat exchanger, design, calculation, heat transfer, condensation
<b>Anotace:</b>	Tato bakalářská práce se zabývá vysvětlením pojmu tepelný výměník. Dále jsou v práci popsány typy tepelných výměníků a provedena literární rešerše k problematice návrhu výměníku. Součástí rešerše je seznámení s přestupem tepla při kondenzaci. V praktické části práce je proveden výpočet tepelného výměníku na základě zadaných parametrů.
<b>Abstract:</b>	This bachelor thesis deals with the explanation of the term heat exchanger. In addition, the types of heat exchangers are described and literary research on the design of the heat exchanger. Part of the research is familiar with heat transfer during condensation. In the practical part of the thesis, the heat exchanger is calculated on the basis of specified parameters.

## **Poděkování**

Tímto bych rád poděkoval panu Ing. Janu Havlíkovi, Ph.D. za vedení mé bakalářské práce, za pomoc, cenné rady, připomínky a ochotu při řešení všech problémů týkajících se zpracování této práce.

# Obsah

Seznam symbolů .....	3
1 Úvod .....	5
2 Výměníky tepla.....	6
2.1 Význam .....	6
2.2 Funkce, rozdělení, typy .....	6
2.2.1 Podle pracovního principu .....	7
2.2.2 Podle účelu a použití .....	7
2.2.3 Podle způsobu přenosu tepla.....	8
2.2.4 Podle vzájemného směru a smyslu proudění obou teplosměnných médií .....	8
2.2.5 Podle konstrukčního řešení výhřevné plochy: .....	8
2.2.6 Podle kombinace teponosných médií: .....	8
2.3 Konstrukce výměníků tepla .....	8
2.3.1 Rekuperační výměníky .....	8
2.3.2 Regenerační výměníky .....	11
2.3.3 Směšovací výměníky.....	12
2.4 Požadavky na teponosné látky .....	12
3 Vztahy pro návrh výměníku .....	13
3.1 Základy sdílení tepla ve výměnících .....	13
3.1.1 Konvekční přenos tepla .....	13
3.1.2 Vedení tepla .....	13
3.1.3 Přenos tepla sáláním .....	13
3.2 Tepelná bilance výměníku.....	13
3.3 Určení výhřevné plochy výměníku .....	14
3.3.1 Výhřevná plocha tvořená rovinnou deskou .....	14
3.3.2 Výhřevná plocha tvořená rozdílnými plochami.....	15
3.4 Metody výpočtu výměníku.....	16
3.4.1 Řešení výměníků tepla pomocí závislostí mezi bezrozměrnými veličinami .....	16
3.4.2 Metoda LMTD.....	18
3.4.3 Metoda $\epsilon$ - NTU .....	18
3.4.4 Metoda $\Theta$ - NTU .....	19
3.4.5 Metoda Roetzel-Spang.....	20

3.4.6	Analyticky definované závislosti $\epsilon$ -NTU a symetrická proudová uspořádání.....	20
3.5	Návrhový výpočet.....	21
3.6	Kontrolní výpočet.....	21
3.7	Hydraulický výpočet.....	22
4	Zadání výměníku tepla.....	24
4.1	Zadané hodnoty.....	24
5	Návrh výměníku.....	25
5.1	Přenos tepla při kondenzaci par.....	25
5.1.1	Nusseltův model laminární filmové kondenzace na vertikální stěně.....	25
5.1.2	Kondenzace na horizontálních trubkách.....	26
5.1.3	Kondenzace na horizontálním svazku trubek.....	26
5.2	Experimentální určení součinitele přestupu tepla na straně materiálu.....	27
5.2.1	Experiment 1.....	27
5.2.2	Experiment 2.....	32
5.3	Výpočtový návrh výměníku.....	33
5.3.1	Parametry odpadní páry a kondenzátu.....	33
5.3.2	Parametry pro konstrukci výměníku.....	33
5.3.3	Tepelná bilance.....	34
5.3.4	Určení teplosměnné plochy.....	34
5.3.5	Určení objemu výměníku.....	36
5.3.6	Tlaková ztráta.....	37
5.3.7	Provozní bilance.....	38
5.3.8	3D model výměníku.....	39
6	Závěr.....	40
7	Použitá literatura.....	41

## Seznam symbolů

symbol	význam	jednotka
$S$	plocha	$m^2$
$q$	měrný tepelný tok	$W/m^2$
$\alpha$	součinitel přestupu tepla	$W/m^2K$
$\Delta t$	rozdíl teplot	$^{\circ}C$
$\lambda$	součinitel tepelné vodivosti	$W/mK$
$\delta$	tloušťka	$m$
$E$	efektivní tepelný tok mezi sálajícími tělesy	$W/m^2$
$\sigma$	Stefan-Boltzmanova konstanta	$W/m^2K^4$
$a$	výsledný stupeň černosti	—
$T$	termodynamická teplota	$K$
$\dot{Q}$	tepelný tok	$W$
$M$	hmotnostní průtok	$kg/s$
$\dot{V}$	objemový průtok	$m^3/s$
$A$	průřez	$m^2$
$w$	rychlost	$m/s$
$\rho$	hustota	$kg/m^3$
$t$	teplota	$^{\circ}C$
$i$	měrná entalpie	$J/kg$
$c$	měrná tepelná kapacita	$J/kgK$
$z$	poměrná hodnota předaného tepla	—
$\xi$	poměrná ztráta přivedeného tepla	—
$\eta$	účinnost	%
$\Delta i$	rozdíl měrných entalpií	$J/kg$
$k$	součinitel prostupu tepla	$W/m^2K$
$d$	průměr	$m$
$L$	délka	$m$
$W$	tepelná kapacita	$J/K$
$NTU$	bezrozměrné kritérium	—
$\theta$	střední teplotní diference	—
$\varepsilon$	ohřátí	—
$R$	poměr tepelných kapacit	—
$F$	korekční faktor logaritmické teplotní diference	—
$\Delta T_{ln}$	logaritmická teplotní diference	$K$
$P$	index protiproudnosti	—
$p$	tlak	$Pa$
$\Delta p$	tlaková ztráta	$Pa$
$\lambda_t$	součinitel tření	—
$Re$	Reynoldsovo číslo	—
$\varepsilon_d$	poměrná drsnost proudění	—
$e$	absolutní drsnost	—
$d_e$	ekvivalentní průměr kanálu	$m$
$O$	obvod	$m$
$g$	gravitační zrychlení	$m/s^2$
$r_{LG}$	výparné teplo	$J/kg$
$\mu$	dynamická viskozita	$Pas$
$n$	počet trubek	—
$P$	výkon	$W$



<b>symbol</b>	<b>význam</b>	<b>jednotka</b>
$\gamma$	středový úhel	$-\circ$
$V$	objem	$m^3$
$r$	poloměr	$m$
$b$	šířka desky	$m$
$\tau$	doba zdržení	$s$
$\nu$	kinematická viskozita	$m^2/s$
$\xi$	součinitel odporu	$-$

## **1 Úvod**

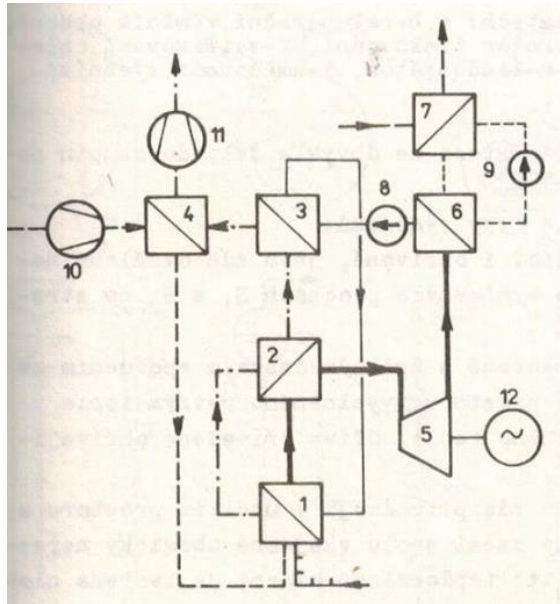
Tepelná energie uvolňována spalováním fosilních paliv či štěpením jaderných paliv je dnes nejdůležitějším zdrojem energie. Přeměny tepelné energie na energii elektrickou či přímé využití tepla se uskutečňuje prostřednictvím tepelných strojů a zařízení, jejichž důležitou a nedílnou součástí jsou zařízení zabezpečující přenos tepla mezi teplosměnnými látkami. Nejdůležitější z těchto zařízení jsou tepelné výměníky uskutečňující přenos tepla mezi dvěma látkami. Velmi důležitou částí těchto přenosů je využívání odpadního tepla.

V této práci jsem popsal typy tepelných výměníků a způsoby jejich konstrukce. Dále jsem popsal metody návrhu tepelných výměníků. Nakonec jsem navrhl tepelný výměník podle zadaných parametrů.

## 2 Výměníky tepla

### 2.1 Význam

Význam tepelných výměníků pro tepelnou energetiku a další průmysl můžeme dobře ilustrovat na zjednodušeném schématu uspořádání základního okruhu tepelné elektrárny na obr. 2.1, ze kterého vyplývá, jak významné je využití tepelných výměníků i četnost jejich druhů a možností využití [1].



- 1- parní kotel
- 2- přehřívák
- 3- ohřívák vody
- 4- ohřívák vzduchu
- 5- turbína
- 6- kondenzátor
- 7- chladicí věž
- 8- napáječka
- 9- oběhové čerpadlo
- 10- vzduchový ventilátor
- 11- spalinový ventilátor

Obrázek 2.1 Zjednodušené schéma tepelné elektrárny [1]

Výměník (1) představuje výparník parního kotle, kde teplem uvolněným ze spalování paliva se vyrábí z vody ohřáté ve spalinovém ohříváku vody (3) pára, která je spalinami přehřívána na potřebnou teplotu v přehříváku (2). Teplo ze spalin po průchodu ohřívákem se ještě využívá pro ohřátí spalovacího vzduchu v ohříváku (4). Přehřátá pára se při expanzi v parní turbíně (5) mění v mokrou páru o nízkém tlaku, která ochlazením v kondenzátoru (6) pomocí chladící vody přechází v kondenzát, který se znovu používá jako napájecí voda pro parní kotel. Teplo ve chladící vodě se odvádí do vzduchu v chladicí věži (7).

Výměníky tepla plní dvě důležité funkce:

- a) buď tvoří hlavní funkční prvek určitých technologických cyklů v energetice a v dalším průmyslu,
- b) nebo umožňují efektivnější využití palivoenergetické základny a zlepšení ekonomie provozu tepelných zařízení.

### 2.2 Funkce, rozdělení, typy

Vyvinulo se mnoho typů výměníků, které se obvykle dělí do skupin podle určitého společného znaku.

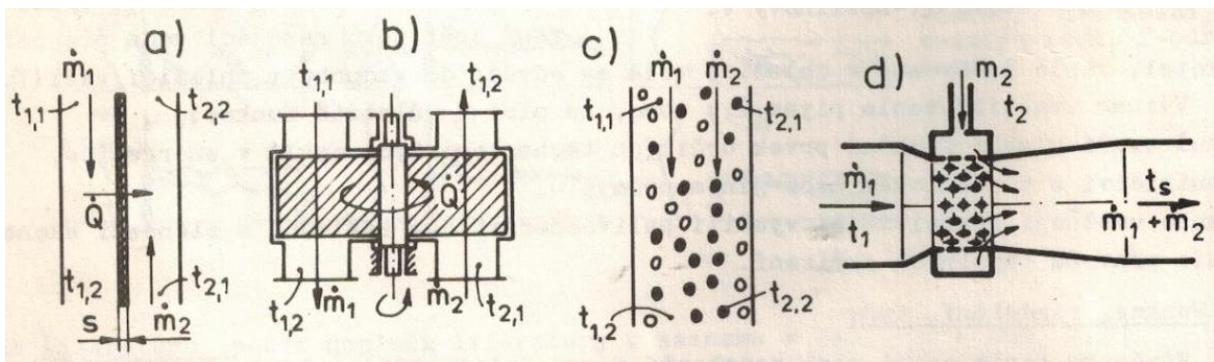
### 2.2.1 Podle pracovního principu

a) rekuperační – Obě média jsou zde oddělena neprostupnou stěnou o tloušťce  $s$  a výhřevných plochách  $S_1$  a  $S_2$ .

b) regenerační – Ohřívání médium vtéká opakovaně s určitým zpožděním za médiem ohřívajícím do vymezeného prostoru, vyplněného pevným teplo zprostředkujícím elementem a přijímá z něho teplo, které bylo přivedeno ohřívajícím médiem.

c) kontaktní – Obě média zde přicházejí do společného prostoru, avšak vzájemně spolu chemicky nereagují. Teplosměnná plocha je zde tvořena plochou rozhraní obou médií, např. povrchem zrn.

d) směšovací – Média se v těchto výměnících směšují tak, že vytvoří směs, u níž se obvykle nepočítá s rozdělením médií. Teplosměnná plocha je dána povrchem kapek vstříkované vody.



Obrázek 2.2 Principiální schémata výměníků: a)rekuperační, b)regenerační, c)kontaktní, d)směšovací [1]

### 2.2.2 Podle účelu a použití

a) ohříváky - Ohřívání médium zvyšuje svou teplotu, ale nemění svou fázi.

b) chladiče – Ochlazované médium snižuje svou teplotu a nemění svou fázi.

c) výparníky a odparky – Ohřívání kapalné médium se mění v páru.

d) kondenzátory – Teplejší médium v parní fázi se sráží v kapalnou fázi.

e) přehříváky – Slouží k zvyšování teploty mokré, syté nebo přehřáté páry.

f) parní generátory – Soustava ohříváků, výparníků a přehříváků slouží k získávání syté nebo přehřáté páry z kapaliny.

g) sušárny – Přisunem tepla se dosahuje snížení vlhkosti látky v pevné fázi.

h) termické odplyňovačky vody – Parním ohřevem vody k bodu varu dochází k vylučování pohlcených plynů.

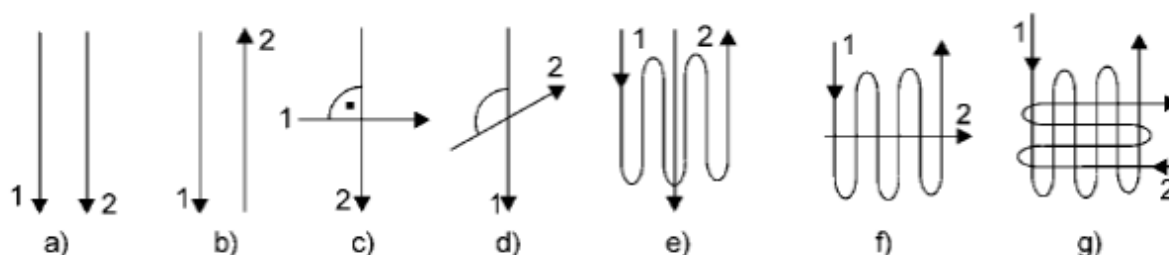
i) topná tělesa ústředního vytápění – Otopné médium ohřívá okolní vzduch.

### 2.2.3 Podle způsobu přenosu tepla

- a) konvekční – Teplo se předává hlavně prouděním médií.
- b) sálavý – Teplo se předává hlavně sáláním.
- c) kombinovaný – Podíl konvekčního a sálavého tepla je souměřitelný.

### 2.2.4 Podle vzájemného směru a smyslu proudění obou teplosměnných médií

- a) souproudé – Osy proudů jsou rovnoběžné a vektory rychlostí mají stejný směr.
- b) protiproudé – Osy proudů jsou rovnoběžné a vektory rychlostí mají opačný směr.
- c) křížové – Osy proudů jsou mimoběžné a v kolmém průmětu spolu svírají úhel  $90^\circ$ .
- d) se šikmým vzájemným proudem – Osy proudů svírají v kolmém průmětu spolu úhel větší nebo menší než  $90^\circ$ .
- e) vícenásobně souproudé, protiproudé a křížové
- f) s kombinovaným prouděním



Obrázek 2.3 Typy výměníků: a) souproudé, b) protiproudé, c) křížové, d) se šikmým vzájemným proudem, e až g) kombinované [7]

### 2.2.5 Podle konstrukčního řešení výhřevné plochy:

bubnové, skříňové, deskové, trubkové, svazkové, šroubové a další.

### 2.2.6 Podle kombinace teplotních médií:

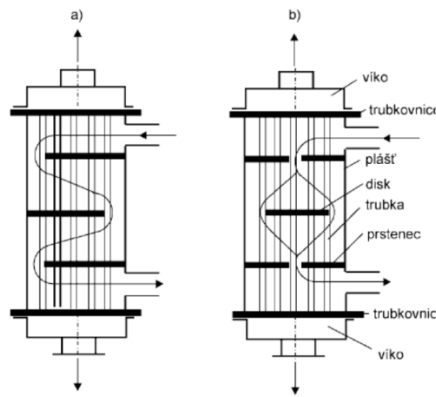
voda-voda, pára-pára, pára-voda, pára-vzduch, pára-olej, spaliny-voda, spaliny-pára, spaliny-vzduch a další.

## 2.3 Konstrukce výměníků tepla

### 2.3.1 Rekuperační výměníky

#### 2.3.1.1 Plášťové výměníky

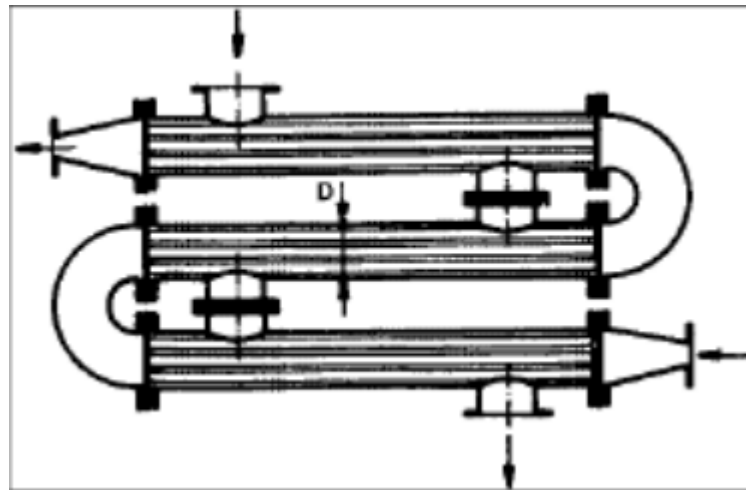
Skládá se z vnějšího pláště s dvěma přivařenými trubkovicemi, do nichž jsou zaválcovány rovné trubky. Těleso má dvě víka, která se k trubkovicím připevňují šrouby. Trubky bývají ocelové nebo mosazné s tloušťkou stěny 1,5 - 2,5 mm. Průtokový průřez mezi trubkami bývá 2-3x větší než průtokový průřez trubek. V mezitrubkovém prostoru se obvykle instalují přepážky - segmentové nebo koncentrické, které zpomalují pohyb vnější tekutiny [7].



Obrázek 2.4 Plášťový výměník tepla s přepážkami: a)segmentovými, b)koncentrickými [7]

### 2.3.1.2 Člankové trubkové výměníky

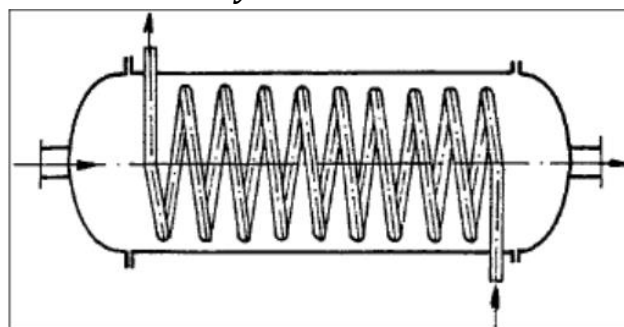
Rozšířeným typem výměníku je člankový trubkový výměník resp. výměník dvoutrubkový, trubka v trubce.



Obrázek 2.5 Člankový trubkový výměník tepla [7]

Výhodou rovných trubek je jednoduchá výroba, možnost využití minimální tloušťky stěny, což vede ke snížení hmotnosti, dobré podmínky pro mechanické čištění, možnost výměny poškozené trubky. Nevýhodou je kompenzace dilatace trubek mezi pevnými trubkovicemi.

### 2.3.1.3 Výměníky se šroubovitě vinutými trubkami

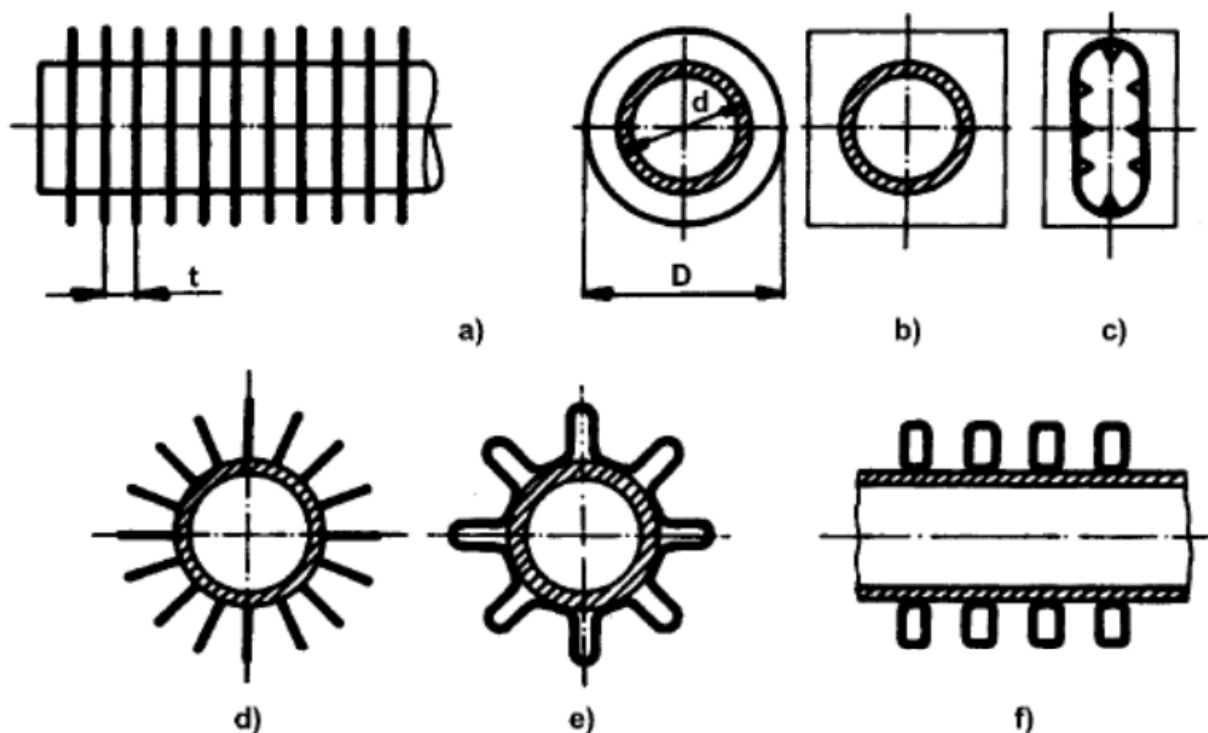


Obrázek 2.6 Ležatý výměník se šroubovitě vinutými trubkami [7]

Výhody výměníků se šroubovitě vinnými trubkami je jednoduchá výroba, využití protiproudu při zachování příčného obtékání trubek médiem na vnější straně, lepší součinitel prostupu tepla, menší teplosměnná plocha. Nevýhodou je, že výměník je z jedné trubky, při opravě se musí vyměnit celá.

#### 2.3.1.4 Trubkové výměníky se žebrováním

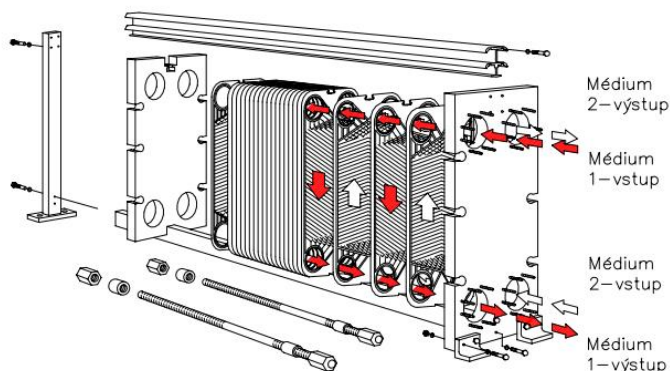
Žebrování může být uskutečněno jak na vnějším, tak i na vnitřním povrchu - žebra mohou být příčná, podélná nebo šroubovitě vinná. Mohou být na trubku navinuta ve formě pásku, nebo vyválcována z materiálu trubky, případně mohou být litím odlita.



Obrázek 2.7 Základní druhy žebrovaných povrchů trubek [7]

#### 2.3.1.5 Deskové výměníky

Teplosměnná plocha je vytvořena z tenkých kovových desek, které jsou na sobě pevně přitisknuty. Desky mají ve svém profilu vylisovány kanálky. Jedno médium proudí jednou skupinou těchto kanálků, druhé jinými bezprostředně přilehlými kanálky.



Obrázek 2.8 Deskový výměník [8]

Desky jsou lisovány z plechů tloušťky 0,4 - 1 mm z různých materiálů od uhlíkových ocelí až po nerezové oceli, titan, nikl aj. Těsnění jsou vyrobena ze speciálních pryží, silikonu, nitrilu, případně azbestových vláken. Maximální mezera mezi deskami bývá 3 - 5 mm a rychlosti pracovních médií 0,2 - 1 m/s. Díky velmi malé tloušťce desek mají malý tepelný odpor.

### 2.3.2 Regenerační výměníky

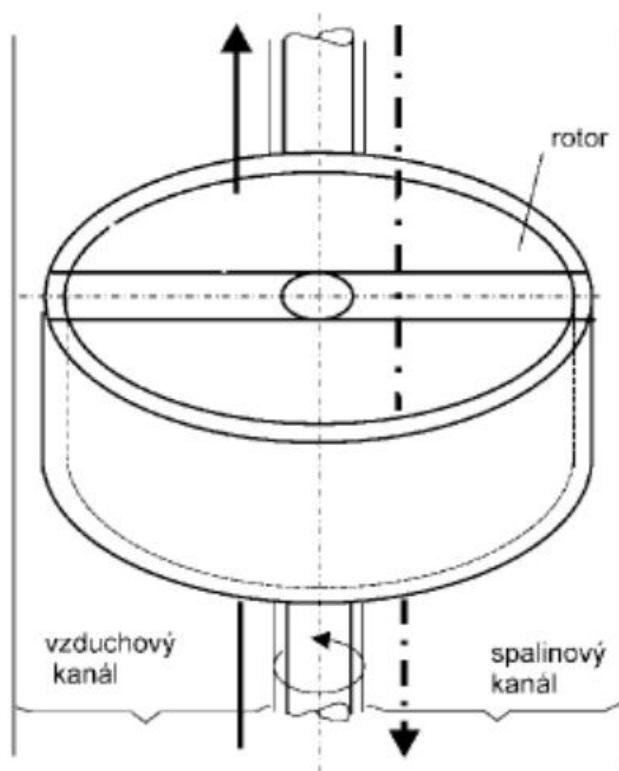
#### 2.3.2.1 Statické regenerační výměníky

Jsou tvořené jedním nebo více absorbéry tepla, kterými střídavě protéká chladné a teplé médium. Doba přepínání sekcí absorbérů je dána dobou průchodu tepelné vlny od vstupu do výstupu absorbéru.

#### 2.3.2.2 Rotační regenerační výměníky

Absorbující vrstvu mají uloženou v otáčejícím se bubnu, jehož jednou polovinou protéká ve směru osy bubnu horký plyn a druhou polovinou studený vzduch.

Nejrozšířenější aplikací tohoto typu výměníku je ohřívák spalovacího vzduchu kotle typu spaliny - vzduch, označovaný jako Ljungström. Sestává z rotoru, který je vyplněn profilovanými plechy uloženými v koších. Rotor je vestavěn do uzavřeného prostoru, rozděleného a současně utěsněného sektorovými deskami na spalínovou a vzduchovou část.

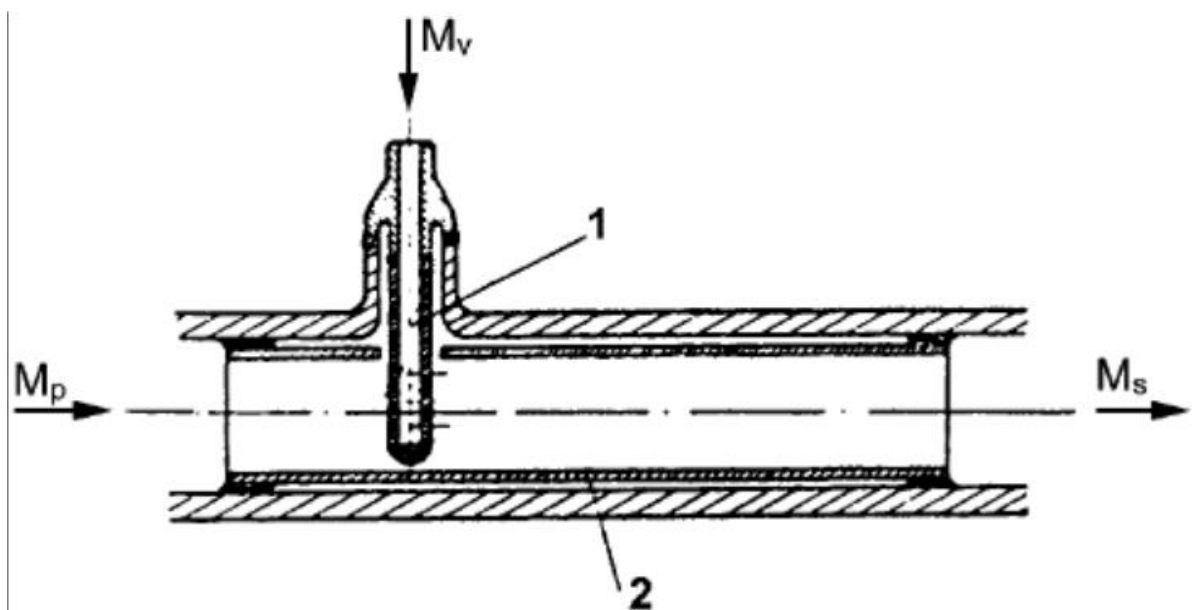


Obrázek 2.9 Regenerační vertikální ohřívák vzduchu Ljungström [7]



### 2.3.3 Směšovací výměníky

Sdílení tepla zde probíhá přímým stykem obou pracovních látek. Nejčastější je vstřík vody do přehřáté páry za účelem snížení teploty páry. Jednoduchá konstrukce, rychlé ochlazení páry.



Obrázek 2.10 Vstřikovací chladič páry [7]

Na obr. 2.10 je vyznačeno: 1) potrubí s ochranným nátrubkem a 2) přívod vody.

### 2.4 Požadavky na teplonosné látky

Nejdůležitější je splňovat příznivé tepelné, provozní a ekonomické vlastnosti, tj. velká měrná tepelná kapacita, vysoký součinitel tepelné vodivosti a přestupu tepla, nízká viskozita, nízká koroze zařízení a nízká cena. Tyto vlastnosti nejlépe splňují voda a vodní pára. Jejich nedostatky jsou možnost koroze materiálů výměníku, vznik nánosů solí obsažených ve vodě a u vody dodržování určitého tlaku, aby při dané teplotě nedocházelo k varu [1].

Pro přenos tepla s teplotou do 860°C se v praxi používají tekuté kovy, např. směs sodíku a draslíku. Tyto slitiny mají vysokou tepelnou kapacitu, dobrou tepelnou vodivost, ale při chladnutí tuhnou a musí se proto při odtavování včas vypouštět.

Vzduch či spaliny mají nízkou měrnou tepelnou kapacitu, tepelnou vodivost i špatný součinitel přestupu tepla, takže vyžadují velké objemové průtoky a velké výhřevné plochy. Podobně se projevuje i přehřátá pára, na rozdíl od syté páry, mokré páry či kondenzující páry, které naopak mají součinitele přestupu tepla vysoké.

### 3 Vztahy pro návrh výměníku

Při navrhování výměníku se určují jeho typ, velikost a řešení výhřevné plochy. Dále se stanovují hydraulické resp. aerodynamické tlakové ztráty. Výměník se navrhne pevnostně a nakonec se z možných variant vybere ekonomicky a provozně výhodná varianta [1].

#### 3.1 Základy sdílení tepla ve výměnících

##### 3.1.1 Konvekční přenos tepla

Uplatňuje se v proudících kapalinách a plynech. Popisuje jej Newtonův zákon. Měrný tepelný tok [9]

$$q_k = \alpha_k * \Delta t , \quad (3,1)$$

kde  $\alpha_k$  je součinitel přestupu tepla a  $\Delta t$  je rozdíl teplot proudící tekutiny a omývaného povrchu. Rozlišujeme přirozenou konvekci, jestliže k proudění média kolem výhřevné plochy dochází samovolně vlivem rozdílných měrných hmotností tekutin, a konvekci vynucenou, pokud obtékání povrchu tekutinou je vyvoláno např. čerpadlem nebo ventilátorem apod.

##### 3.1.2 Vedení tepla

Uplatňuje se v tuhých tělesech a v nehybných kapalinách a plynech. Uplatňuje se zde Fourierův zákon

$$q_v = \frac{\lambda}{\delta} * \Delta t , \quad (3,2)$$

kde  $\lambda$  je součinitel tepelné vodivosti materiálu,  $\delta$  je tloušťka plochy materiálu a  $\Delta t$  je rozdíl teplot povrchů plochy.

##### 3.1.3 Přenos tepla sáláním

Uplatňuje se při vzájemném sálání dvou těles nebo spalin a výhřevné plochy výměníku. Uplatňuje se zde Stefan-Boltzmannův zákon, který určuje výsledný efektivní tepelný tok mezi sálajícími tělesy

$$E = a * \sigma * (T_m^4 - T_{st}^4) , \quad (3,3)$$

kde  $a$  je výsledný stupeň černosti sálajícího prostředí a osálaného povrchu,  $\sigma = 5,6687 * 10^{-8}$  je Stefan-Boltzmannova konstanta,  $T_m$  je teplota sálajícího povrchu nebo prostředí a  $T_{st}$  je teplota osálaného povrchu.

#### 3.2 Tepelná bilance výměníku

Tepelný tok předaný tekutinou 1 ve výměníku

$$\begin{aligned} \dot{Q}_1 &= \dot{Q}_{11} - \dot{Q}_{12} \\ M_1 * (i_{11} - i_{12}) &= M_1 * \bar{c}_1 * (t_{11} - t_{12}) \end{aligned} \quad (3,4)$$

je dán rozdílem tepelných toků v tekutině na vstupu  $\dot{Q}_{11}$  a výstupu  $\dot{Q}_{12}$  z výměníku, tzn. závisí především na hmotnostním  $M_1$  resp. na objemovém průtoku  $\dot{V}_1$  v průřezu výměníku  $A_1$  při střední rychlosti  $\bar{w}_1$

$$M_1 = \dot{V}_1 \rho_1 = A_1 \bar{w}_1 \rho_1 . \quad (3,5)$$

Vstupní  $i_{11}$  a výstupní  $i_{12}$  měrné entalpii odpovídají teploty  $t_{11}$  a  $t_{12}$  při střední měrné tepelné kapacitě  $\bar{c}_1$  tekutiny 1 při konstantním tlaku. Podobně lze vyjádřit i celkový tepelný tok předaný tekutinou 2 [1].

Tepelné ztráty nedokonalostí izolace  $\dot{Q}_z$  se vyjadřuje buď poměrnou hodnotou předaného tepla  $z = \dot{Q}_z / \dot{Q}_2$ , která bývá  $z = 0,005$  až  $0,03$ , nebo poměrnou ztrátou přivedeného tepla  $\xi_{iz} = \dot{Q}_z / \dot{Q}_1$ , takže stupeň dokonalosti izolace se vyjadřuje izolační účinností

$$\eta_{iz} = \frac{\dot{Q}_1 - \dot{Q}_z}{\dot{Q}_1} = 1 - \xi_1 , \quad (3,6)$$

kteřá bývá  $\eta_{iz} = 0,97$  až  $0,995$ .

Při běžném tepelném výpočtu výměníku obvykle uvažujeme ustálený stav, tzn. tepelný tok se s časem nemění  $\frac{dQ}{d\tau} = 0$ . Potom má tepelná bilance výměníku tvar

$$\dot{Q}_1 - \dot{Q}_2 - \dot{Q}_z = 0 . \quad (3,7)$$

Obvykle se tepelné ztráty  $\dot{Q}_z$  zanedbávají. Pomocí průtoků a entalpií můžeme upravit vztah na

$$M_1 \Delta i_1 = M_2 \Delta i_2 , \quad (3,8)$$

popř. pomocí teplot a středních měrných tepelných kapacit

$$M_1 \bar{c}_1 \Delta t_1 = M_2 \bar{c}_2 \Delta t_2 . \quad (3,9)$$

### 3.3 Určení výhřevné plochy výměníku

#### 3.3.1 Výhřevná plocha tvořená rovinnou deskou

Výhřevná plocha  $S$ , tvořená stěnou ve tvaru rovinné desky o tloušťce  $s$  a tepelné vodivosti  $\lambda$ , je na obou stranách styku s médii stejná, tj.  $S_1 = S_2$ . Měrný tepelný tok z teplejšího média 1 konvekcí do  $1\text{m}^2$  stěny pomocí součinitele přestupu tepla  $\alpha_1$  a teplotního gradientu se dá vyjádřit vztahem

$$q_{st} = \alpha_1 (t_1 - t_{st1}) . \quad (3,10)$$

Stejným způsobem vyjádříme měrný tepelný tok ze stěny do studenějšího média 2. Takže teploty na stěnách se dají vyjádřit ve tvaru

$$t_{st1} = t_1 + \frac{q_{st}}{\alpha_1} ; \quad t_{st2} = t_2 - \frac{q_{st}}{\alpha_2} . \quad (3,11)$$

Vyjádří-li se měrný tepelný tok pomocí rozdílu teplot obou médií ve tvaru

$$q_{st} = k(t_1 - t_2), \text{ resp. } q_{st} = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} . \quad (3,12)$$

Pak součinitel prostupu tepla u rovinné stěny

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} . \quad (3,13)$$

Pokud známe průměrné hodnoty teplot podél celé plochy výměníku  $\bar{t}_1$  a  $\bar{t}_2$ , je možné určit tepelný tok  $\dot{Q}$  výměníku vztahem

$$\dot{Q} = S\bar{q} = Sk(\bar{t}_1 - \bar{t}_2) [kW], \text{ přičemž } \bar{q} = \bar{k}(\bar{t}_1 - \bar{t}_2) . \quad (3,14)$$

Pokud budeme brát v potaz tepelné ztráty s rovnicí pro prostup tepla výhřevnou plochou, tj.

$$\eta_{iz}\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 = Sq_{st} = Sk\bar{\Delta t} , \quad (3,15)$$

získáme vztah mezi velikostí výhřevné plochy a průtoky

$$\eta_{iz}M_1(i_{11} - i_{12}) = M_2(i_{22} - i_{21}) = S\bar{\Delta t} . \quad (3,16)$$

Odtud získáme vztah pro výhřevnou plochu výměníku

$$S = \frac{\eta_{iz}M_1(i_{11} - i_{12})}{k\bar{\Delta t}} = \frac{M_2(i_{22} - i_{21})}{k\bar{\Delta t}} . \quad (3,17)$$

### 3.3.2 Výhřevná plocha tvořená rozdílnými plochami

Výhřevná plocha  $S_1$  na straně ohřívajícího média je rozdílná od plochy  $S_2$  na straně ohřívajícího média. Při zanedbání ztráty izolací platí

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2, \text{ tj. } S_1q_{st1} = S_2q_{st2} = \bar{S}q_{st} , \quad (3,18)$$

tudíž

$$S_1 \alpha_1 (\bar{t}_1 - \bar{t}_{st1}) = S_2 \alpha_2 (\bar{t}_{st2} - \bar{t}_2) = \bar{S} \frac{\lambda}{\delta} (\bar{t}_{st1} - \bar{t}_{st2}) . \quad (3,19)$$

Takže pro prostupní součinitel  $\bar{k}$  platí

$$\frac{1}{\bar{k}} = \frac{1}{\alpha_1} \frac{\bar{S}}{S_1} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \frac{\bar{S}}{S_2} . \quad (3,20)$$

Pro válcovou stěnu s průměry  $d_1$  s  $d_2$  a délkou  $L$  je střední plocha

$$\bar{S} = \frac{S_1 - S_2}{\ln \frac{S_1}{S_2}} = \frac{\pi(d_1 - d_2)}{\ln \frac{d_1}{d_2}} \doteq \pi d_s L . \quad (3,21)$$

Pro kulovou stěnu je střední teplota  $\bar{S}$  dána geometrickým průměrem mezi  $S_1$  a  $S_2$  se určí jako

$$\bar{S} = \sqrt{S_1 S_2} = \sqrt{\pi^2 d_1^2 d_2^2} = \pi d_1 d_2 . \quad (3,22)$$

### 3.4 Metody výpočtu výměníku

#### 3.4.1 Řešení výměníků tepla pomocí závislostí mezi bezrozměrnými veličinami

Tepelnou kapacitu obou proudů určuje jejich hmotnostní průtok a měrná tepelná kapacita:

$$W_i = \dot{M}_i c_{pi}, i = 1,2 . \quad (3,23)$$

Velikost výměníku charakterizuje bezrozměrné kritérium NTU (počet převodových jednotek)

$$NTU = \frac{kS}{W_{min}} , \quad (3,24)$$

Kde  $k$  je součinitel prostupu tepla,  $S$  teplosměnná plocha a  $W_{min}$  je tepelná kapacita slabšího proudu [3].

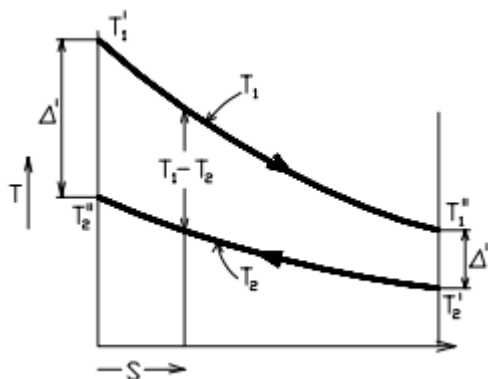
Pro výpočet výměníků tepla používáme obecnou rovnici přenosu, která je platná pro libovolnou geometrickou konfiguraci konstrukce výměníku

$$\dot{Q} = kS \bar{\Delta T} , \quad (3,25)$$

kde  $\bar{\Delta T}$  je charakteristická střední hodnota teplotního spádu definovaná integrálem

$$\bar{\Delta T} = \frac{1}{S} \int_{(S)} (T_1 - T_2) dS , \quad (3,26)$$

kde  $T_1 - T_2$  je hypotetická lokální hodnota rozdílu teplot mezi oběma médii. Ve zvláštním případě je to hodnota tzv. střední logaritmické difference  $\Delta T_{ln} = \frac{\Delta' - \Delta''}{\ln \frac{\Delta'}{\Delta''}}$ , kde  $\Delta' = T_1' - T_2''$  a  $\Delta'' = T_1'' - T_2'$ .



Obrázek 3.1 Závislost teplot na ploše v protiproudém výměníku [8]

Vstupní a výstupní teploty obou proudů jsou se skutečným výkonem výměníku vázány integrální tepelnou bilancí

$$\dot{Q} = W_1 |T_1' - T_1''| = W_2 |T_2' - T_2''| . \quad (3,27)$$

Z rovnic plyne

$$\dot{Q} = kS \overline{\Delta T} = W_1 |T_1' - T_1''| = W_2 |T_2' - T_2''| . \quad (3,28)$$

Normalizujeme-li rovnici součinem maximální teplotní difference v systému  $T_1' - T_2'$  a tepelné kapacity  $W_1$  a  $W_2$ , obdržíme následující bezrozměrné veličiny:

a) střední teplotní difference  $\Theta$ .

$$\Theta = \frac{\overline{\Delta T}}{T_1' - T_2'} , 0 \leq \Theta \leq 1 , \quad (3,29)$$

b) ohřátí, resp. ochlazení proudů 1 a 2

$$\epsilon \equiv \epsilon_1 = \frac{T_1' - T_1''}{T_1' - T_2'} ; \epsilon_2 = \frac{T_2' - T_2''}{T_1' - T_2'} ; 0 \leq \epsilon_i \leq 1 (i = 1,2) , \quad (3,30)$$

c) počet převodových jednotek

$$NTU_i = \frac{kS}{W_i} ; NTU \equiv NTU_1 = \frac{kS}{W_{min}} ; 0 \leq NTU_i \leq \infty (i = 1,2) , \quad (3,31)$$

d) poměr tepelných kapacit proudů

$$R_1 = \frac{W_1}{W_2} \equiv W; R_2 = \frac{1}{R_1}; 0 \leq R_i \leq \infty (i = 1,2) , \quad (3,32)$$

e) korekční faktor logaritmické teplotní difference

$$F = \frac{\overline{\Delta T}}{\Delta T_{ln}}; 0 \leq F \leq 1 . \quad (3,33)$$

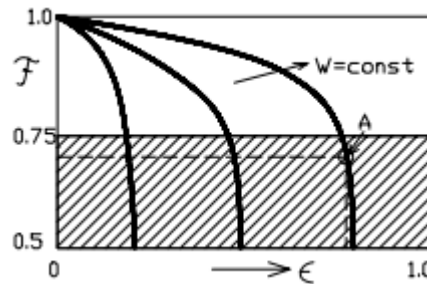
Pro stacionární provoz libovolného rekuperačního výměníku lze sestavit provozní charakteristiku, kterou můžeme odvodit: a) exaktním analytickým řešením diferenciálních rovnic nebo některou z analytických aproximací, b) numerickým řešením, c) experimentálně. Výsledky řešení jsou pak prezentovány pomocí nejméně tří bezrozměrných veličin.

### 3.4.2 Metoda LMTD

V této metodě se tepelný výkon vypočítá

$$\dot{Q} = kSF\overline{\Delta T}_{ln} . \quad (3,34)$$

Výsledná závislost např. ve tvaru  $F(F, \epsilon, W, \text{geometrie}) < 0$  se prezentuje pomocí rovnic nebo v diagramech.



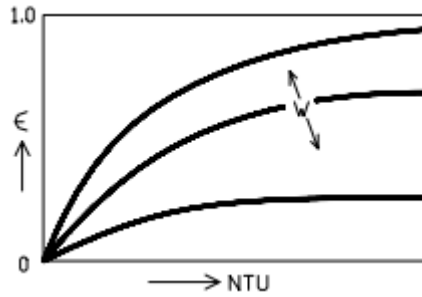
Obrázek 3.2 Diagram závislosti  $F=f(\epsilon, W)$  [8]

Z obr. 3.2 je patrné, že pokud nám při výpočtu vyjde pracovní bod ve šrafované oblasti, je vhodné navrhnout jiné konstrukční řešení. Pod hodnotou  $F=0,75$  i malým změnám  $\epsilon$  přísluší velké změny  $F$ , tudíž bude konstrukce výměníku citlivá a méně stabilní při změnách teplot. Taky se v aparátu využije maximálně možné hodnoty  $\Delta T_{ln}$  v míře nižší než 75%.

### 3.4.3 Metoda $\epsilon$ - NTU

Tepelný výkon se počítá z rovnice

$$\dot{Q} = \epsilon W_{min}(T_1' - T_2') . \quad (3,35)$$



Obrázek 3.3 Schématické znázornění diagramu ε-NTU [8]

V této metodě není nutnost iterativních postupů v případě kontrolního výpočtu, kdy nejsou známy výstupní teploty a entalpická bilance je neurčitá.

Tabulka 3.1 Některé analytické závislosti ε(NTU,W,geometrie) [8]

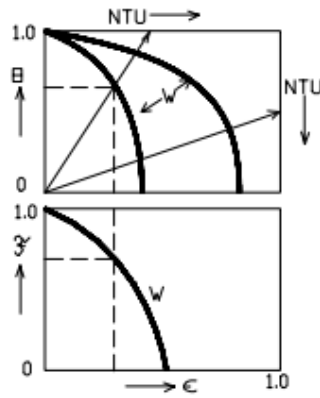
Uspořádání proudů	Účinnost výměníku	
protiproudý výměník (platí pouze pro $W \neq 1$ )	$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1-W)}}{1 - W e^{-NTU(1-W)}}, \quad (2-29)$	
souproud (platí pro $W < 1$ )	$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1+W)}}{1 + W}, \quad (2-30)$	
křížový tok s příčně promíchávaným slabším proudem 1 (teplota se mění jen ve směru toku), silnější proud 2 je veden v kanálcích, které zabraňují příčnému toku	$\varepsilon = 1 - e^{-\frac{1}{W}(1 - e^{-NTU \cdot W})}, \quad (2-31)$	
křížový tok: příčně promíchávaný silnější proud 2 (a nepromíchávaný slabší proud 1)	$\varepsilon = \frac{1}{W} (1 - e^{-W(1 - e^{-NTU})}). \quad (2-32)$	
křížový tok bez příčného promíchávání proudů Aproximace.	$\varepsilon = 1 - e^{-\frac{NTU^{0.22}}{W} (e^{-W \cdot NTU^{0.78}} - 1)} \quad (2-33)$	

### 3.4.4 Metoda $\Theta$ - NTU

Teplný výkon se počítá z rovnice

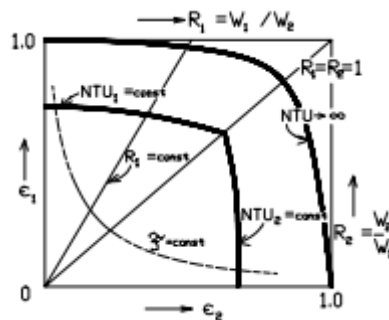
$$\dot{Q} = kS\Theta(T_1' - T_2') \quad (3,36)$$





Obrázek 3.4 Schématické znázornění diagramů pro výpočet výměníku metodou  $\Theta$  - NTU [8]

### 3.4.5 Metoda Roetzel-Spang



Obrázek 3.5 Schématické znázornění diagramů Roetzel-Spang [8]

Na osách jsou bezrozměrné teplotní difference obou proudů. V trojúhelníku nad diagonálou je stavové pole proudu 1, v trojúhelníku pod diagonálou jsou stavy proudu 2.

### 3.4.6 Analyticky definované závislosti $\epsilon$ -NTU a symetrická proudová uspořádání

Symetrickým proudovým uspořádáním se vyznačuje čistý sou proud i protiproud. Pro protiproud platí:

$$\epsilon_i = \frac{1 - \exp[-NTU_i(1 - R_i)]}{1 - R_i \exp[-NTU_i(1 - R_i)]}, \quad (3,37)$$

$$NTU_i = \frac{1}{1 - R_i} \ln \frac{1 - R_i \epsilon_i}{1 - \epsilon_i}, \quad (3,38)$$

$$\Theta = \frac{\epsilon_1 - \epsilon_2}{\ln \frac{1 - \epsilon_2}{1 - \epsilon_1}}. \quad (3,39)$$

Pro sou proud platí:

$$\epsilon_i = \frac{1 - \exp[-NTU_i(1 + R_i)]}{1 + R_i}, \quad (3,40)$$

$$NTU_i = \frac{-1}{1 - R_i} \ln[1 - (1 + R_i)\epsilon_i] , \quad (3,41)$$

$$\Theta = -\frac{\epsilon_1 + \epsilon_2}{\ln(1 - \epsilon_2 - \epsilon_2)} . \quad (3,42)$$

### 3.5 Návrhový výpočet

Jde o určení teplosměnné plochy  $S$ . Známe nebo odhadneme součinitel prostupu tepla  $k$  a tepelnou kapacitu  $W_{\min}$ . Poté je třeba vypočítat  $NTU$ . Při návrhu musíme znát tři teploty a z tepelné bilance vypočteme čtvrtou teplotu. Tyto teploty určují účinnost výměníku  $\epsilon$  a hodnotu  $NTU$  získáme řešením rovnice  $\epsilon=f(NTU, W)$ . Tento postup často vyžaduje numerické iterační výpočty. Z tohoto hlediska je výhodná Schnellerova aproximace

$$\epsilon = \frac{2}{1 + \frac{W_1}{W_2} + Z \cot gh \frac{kS}{2W_1} Z} , Z = \sqrt{\left(1 + \frac{W_1}{W_2}\right)^2 - 4P \frac{W_1}{W_2}} , \quad (3,43)$$

kde  $Z$  je pomocná veličina,  $P$  je index protiproudosti. Pro souproud je  $P=0$ , pro protiproud  $P=1$ . Schnellerova aproximace umožňuje explicitní vyjádření  $NTU$

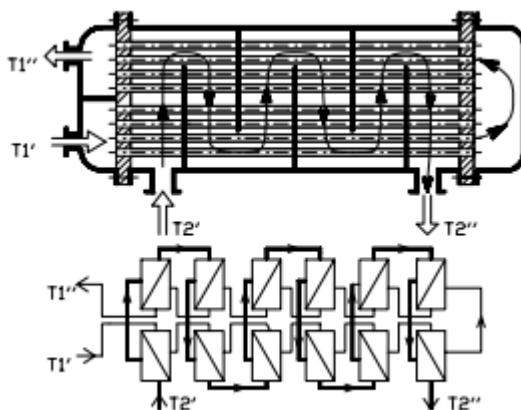
$$\frac{kS}{W_1} = \frac{1}{Z} \ln \frac{2 - \left(1 + \frac{W_1}{W_2} - Z\right) \epsilon}{2 - \left(1 + \frac{W_1}{W_2} + Z\right) \epsilon} . \quad (3,44)$$

V případě, že se jedná o souproud či protiproud, je výhodné počítat teplosměnnou plochu ze střední logaritmické teplotní difference proudů 1 a 2

$$\dot{Q} = kS \overline{\Delta T}_{ln} = kS \frac{\Delta' - \Delta''}{\ln \frac{\Delta'}{\Delta''}} . \quad (3,45)$$

### 3.6 Kontrolní výpočet

V tomto případě známe velikost teplosměnné plochy a  $NTU$ . Z hodnoty  $W$  a příslušného vztahu  $\epsilon=f(NTU, W)$  vyčíslíme účinnost výměníku. Ze dvou zadaných teplot spočítáme třetí z definice účinnosti a čtvrtou z tepelné bilance. U složitějších výměníků se může stát, že pro metodu  $NTU$  nejsou potřebné vztahy k dispozici nebo se výrazně mění součinitel prostupu tepla  $k$ . V tomto případě je na místě rozdělit výměník na několik menších výměníků a přitom respektovat strukturu toku teplosměnných médií.



Obrázek 3.6 Rozdělení kotlového výměníku na jednotlivé zóny [8]

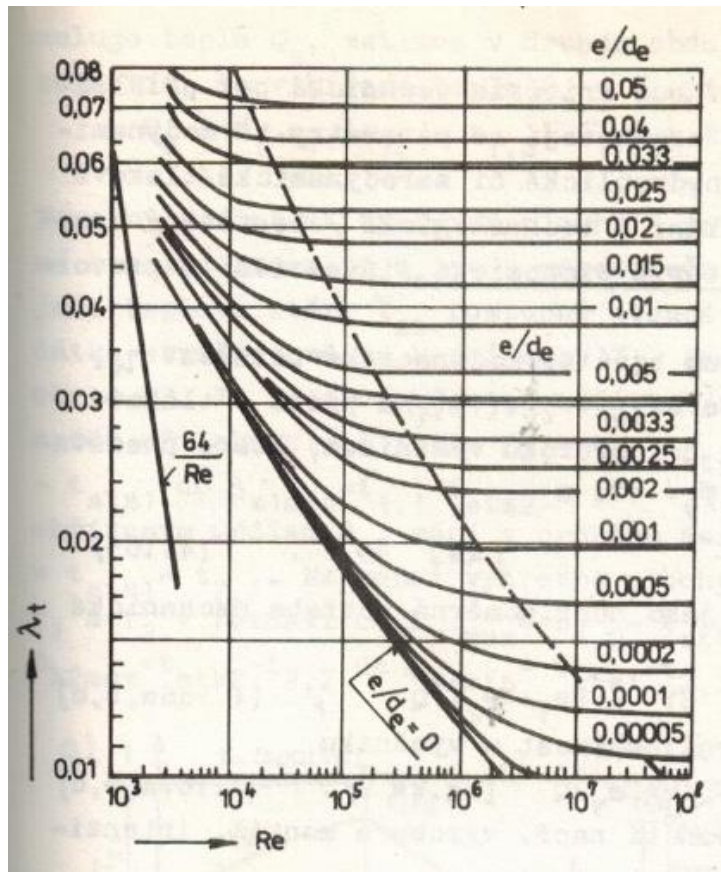
Každé elementární zóně přiřadíme hodnoty  $k_i$  a  $S_i$  a vypočítáme účinnost  $\epsilon_i=f(NTU_i,W)$ . Pokud známe alespoň dvě teploty jednotlivé zóny, lze stanovit zbývající dvě teploty a přistoupit k výpočtu následující zóny. Většinou však musíme řešit soustavu lineárních algebraických rovnic pro neznámé teploty všech elementárních částí výměníku najednou.

### 3.7 Hydraulický výpočet

Tento výpočet určuje průtočné tlakové ztráty teplotnosných médií ve výměníku a slouží k posouzení nákladů na krytí ztrát tlaku při proudění médií a k dimenzování zařízení. Celková tlaková ztráta  $\Delta p_{zc}$  u každého z obou teplotnosných médií je součtem jednotlivých ztrát vzniklým třením  $i=1$  až  $n$  ve všech úsecích a jednotlivých místních odporů  $j=1$  až  $m$  podle rovnice [1]

$$\Delta p_{zc} = \Delta p_{zcn} + \Delta p_{zcm} = \sum_{i=1}^n \left( \lambda_t \frac{L_i}{d_{ei}} w_i^2 \frac{\rho_i}{2} \right) + \sum_{j=1}^m \left( \xi_j w_j^2 \frac{\rho_j}{2} \right). \quad (3,46)$$

Součinitel tření  $\lambda_t$  při laminárním proudění závisí jen na Reynoldsově čísle  $Re = \frac{w d_e}{\nu}$  a při turbulentním proudění ještě na poměrné drsnosti proudění  $\epsilon_d = \frac{e}{d_e}$ , dané absolutní drsnosti  $e$  a ekvivalentním průměrem kanálu  $d_e = 4 \frac{S}{O}$ , čili na průřezu  $S$  a omočeném obvodu kanálu  $O$ . V oblasti  $Re > 555 \epsilon^{-1,13}$  závisí  $\lambda_t$  pouze na  $\epsilon$ .  $\lambda_t$  je možno odečíst z obr. 3.7.



Obrázek 3.7 Určení součinitele tření [1]

## 4 Zadání výměníku tepla

Předmětem zadání bylo navrhnout kondenzační výměník pro rekuperaci odpadní páry v rámci technologického celku přípravy krmiv. Výměník tepla bude součástí extruzní linky pro přípravu krmiv. Jeho cílem bude ohřát surový materiál (pšeničná zrna) z teploty 20°C na teplotu 60 °C před vstupem materiálu do extrudéru a jeho dalším zpracováním. V rámci technologické linky je k dispozici pára o tlaku mírně vyšším, než je atmosférický. Pro návrh se uvažuje, že tato pára je čistá bez dalších příměsí (např. přísátého vzduchu) a její tlak je dostatečný pro dopravu páry skrz teplosměnnou plochou výměníku tepla.

### 4.1 Zadané hodnoty

hmotnostní průtok materiálu

$$M_1 = 500 \text{ kg/hod}$$

střední měrná tepelná kapacita materiálu

$$\bar{c}_1 = 1,8 \text{ kJ/kgK}$$

vstupní teplota materiálu

$$t_{11} = 20 \text{ °C}$$

výstupní teplota materiálu

$$t_{12} = 60 \text{ °C}$$

vstupní teplota odpadní páry

$$t_{21} = 100 \text{ °C}$$

tlak páry

$$p_b = 1 \text{ bar}$$

doba potřebná na ohřev materiálu

$$\tau = 30 \text{ min}$$

## 5 Návrh výměníku

Na základě rešerše výměníků tepla a konzultace s vedoucím práce, byla zvolena konfigurace deskového výměníku.

V tomto výměníku budeme ohřívat pšeničná zrna, jako zdroj tepla bude využita odpadní pára. Odpadní pára bude kondenzovat v deskách z nerezové oceli a bude předávat své skupenské teplo materiálu, který bude propadávat výměníkem mezi deskami. Z hlediska sdílení tepla zde bude probíhat sdílení tepla kondenzací na parní straně uvnitř desek výměníku, vedení skrz stěnu desky a přestup tepla z teplosměnné plochy do ohřívaného materiálu uvnitř výměníku. Sdílení tepla při kondenzaci vodní páry je podrobně popsáno dále. Vedení tepla skrz teplosměnnou plochu se počítá dle Fourierova zákona vedení tepla. Problémem je sdílení tepla z teplosměnné plochy do ohřívaného materiálu, a proto se k jeho určení využije experiment.

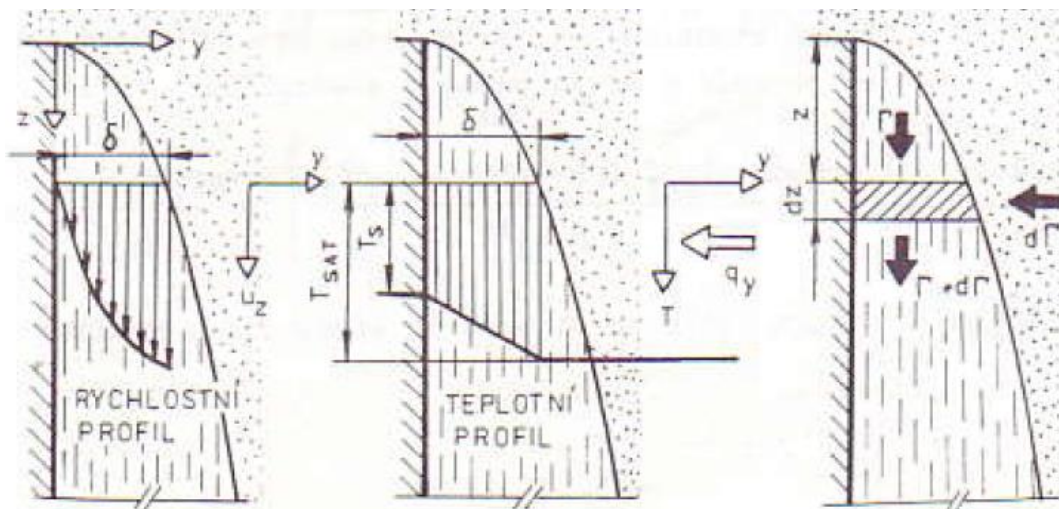
### 5.1 Přenos tepla při kondenzaci par

Pokud je stěna o teplotě  $T_s$  ve styku s parou o teplotě  $T_{sat} > T_s$ , nastane na chladnějším povrchu ke kondenzaci páry. Pokud materiál vytváří pro kondenzát smáčivou plochu, dochází k rozprostření kondenzátu po celé teplosměnné ploše. Tento typ kondenzace nazýváme kondenzace filmová či blánová [2].

Na nesmáčivém povrchu se tvoří kapičky, jejichž objem s časem roste. Po dosažení kritického objemu se kapičky odtrhnou a stékají dolů. V tomto případě hovoříme o kondenzaci kapičkové.

#### 5.1.1 Nusseltův model laminární filmové kondenzace na vertikální stěně

Úlohu určení součinitele přenosu tepla při filmové kondenzaci syté páry na vertikální stěně vyřešil jako první W. Nusselt (1916) na základě jednoduchého modelu na obr.5.1. Sytá pára o teplotě  $T_{sat}$  kondenzuje na stěně o teplotě  $T_s$ . Kondenzát stéká po stěně ve vrstvě, jejíž tloušťka  $\delta$  je závislá na vzdálenosti  $z$  od horního okraje stěny, který bude počátkem kartézského souřadného systému. Ve směru  $x$  není stěny omezena.



Obrázek 5.1 Kondenzace na vertikální stěně [2]

Střední hodnotu součinitele přenosu tepla  $\bar{\alpha}$  na stěně výšky L spočítáme vztahem

$$\bar{\alpha} = 0,943 \left[ \frac{\rho_L g (\rho_L - \rho_p) r'_{LG} \lambda_L^3}{\mu_L \Delta T_s L} \right]^{1/4} ; r'_{LG} = r_{LG} + \frac{3}{8} c_L \Delta T_s , \quad (5,1)$$

kde  $\rho_L$  je hustota kondenzátu,  $\rho_p$  je hustota par při teplotě  $T_{SAT}$ ,  $r_{LG}$  je výparné teplo,  $\lambda_L$  je tepelná vodivost kondenzátu,  $\mu_L$  je dynamická viskozita kondenzátu,  $\Delta T_s$  je teplotní rozdíl teplot kondenzátu a stěny a  $c_L$  je měrná tepelná kapacita kondenzátu.

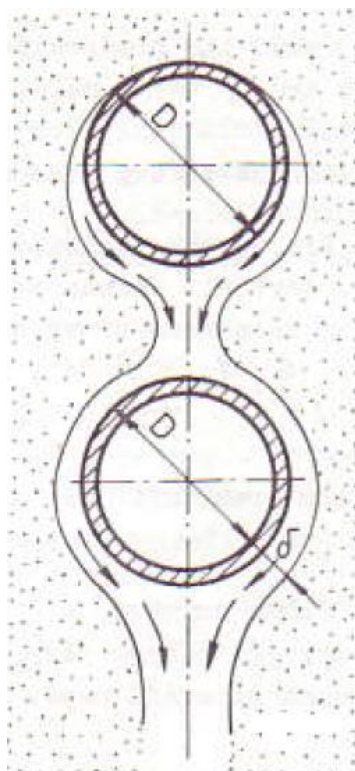
### 5.1.2 Kondenzace na horizontálních trubkách

Kondenzace na horizontálních trubkách probíhá podobně jako na stěnách. Film kondenzátu je natolik tenký, že lze výsledky Nusseltovy integrální analýzy aplikovat i na tento případ geometrie. Stačí nahradit konstantu 0,943 za hodnotu 0,725 a výšku stěny L vnějším průměrem trubky d. Tedy

$$\bar{\alpha} = 0,725 \left[ \frac{\rho_L g (\rho_L - \rho_p) r'_{LG} \lambda_L^3}{\mu_L \Delta T_s d} \right]^{1/4} . \quad (5,2)$$

### 5.1.3 Kondenzace na horizontálním svazku trubek

Tento případ je znázorněn na obr. 5.2, kde je n trubek o stejném vnějším průměru d v zákrytu nad sebou a kdy všechny kondenzát přetéká na nejbližší níže položenou trubku.



Obrázek 5.2 Kondenzace na horizontální trubce [2]

Chen (1961) pro tuto situaci vypočetl

$$\bar{\alpha} = 0,728 \left[ 1 + 0,2 \frac{c_L \Delta T_s}{r_{LG}} (n - 1) \right] \left[ \frac{\rho_L g (\rho_L - \rho_p) r'_{LG} \lambda_L^3}{\mu_L \Delta T_s n d} \right]^{1/4} \quad (5,3)$$

## 5.2 Experimentální určení součinitele přestupu tepla na straně materiálu

### 5.2.1 Experiment 1

Experiment byl proveden v prostorách laboratoří FS ČVUT na Julisce, kde jsme sušili dřevní štěpku s vysokým obsahem vody. Cílem experimentu bylo určení součinitele přestupu tepla na vnitřní straně sušky, tedy přestupu tepla z otopné stěny kontaktní sušky do vrstvy sušeného materiálu. Takto experimentálně určený součinitel přestupu tepla by za předpokladu podobnosti tepelných vlastností biomasy mohl být použit pro návrh tepelného výměníku. Zásadním předpokladem pro využití experimentu je tedy podobnost přestupu tepla pro dřevní štěpku a pšeničného zrna, což je odůvodnitelné podobným složením a vlastnostmi široké škály druhů biomasy.



Obrázek 5.3 Kampaňovitá suška z laboratoří FS ČVUT na Julisce

Pro zajištění přesnějších výsledků měření, z důvodu značné nehomogenity sušeného materiálu, jsme vždy odebírali více vzorků. Tyto vzorky byly rozděleny do misek, zváženy a vysušeny ve speciální elektrické sušce a poté byly vyhodnoceny jejich rozdíly hmotností. Rozdíl hmotností vzorku před a po sušení byl dán změnou obsahu vody daného vzorku.





Obrázek 5.4 Speciální elektrická suška se vzorky z laboratoří FS ČVUT na Julisce

Sušili jsme 3,3 kg dřevní štěpky o objemu 7 litrů v kampaňovité sušce s délkou teplosměnné plochy 1 m a vnitřním průměrem 26 cm. Zdrojem tepla sušky je elektrický ohřev, přičemž termostat byl nastaven na 140<sup>0</sup>C. Pro efektivnější sušení je uvnitř sušky hřídel s lopatkami, které materiál promíchávají. Pohonem hřídele je elektromotor, který je s hřídelí spojen pomocí řetězového převodu. Po rozehřátí sušky byla vložena mokrá štěpka a začal proces sušení. Sušení probíhalo po dobu 3 hodin. Po každé hodině byla sušená štěpka vyndána a převážena.



Obrázek 5.5 Vnitřní prostor kampaňové sušky s míchacím zařízením a sušeným materiálem

### 5.2.1.1 Naměřené hodnoty

#### 5.2.1.1.1 Počáteční stav dřevní štěpky

Tabulka 5.1 Počáteční stav dřevní štěpky

Speciální suška	Počáteční stav			
	17	15	12	16
Číslo vzorku (misky)	17	15	12	16
Hmotnost misky [g]	41,902	42,230	39,253	40,369
Hmotnost misky + štěpky před sušením [g]	71,740	67,734	72,377	68,799
Hmotnost misky + sušiny [g]	53,248	53,106	53,296	52,148
Hmotnost štěpky před sušením [g]	29,838	25,504	33,124	28,430
Hmotnost sušiny [g]	11,346	10,876	14,043	11,779
Vlhkost [%]	61,975	57,356	57,605	58,568
<b>Kampaňovitá suška</b>				
Hmotnost štěpky [kg]	3,3			
Elektřina spotřebovaná na ohřev sušky [kWh]	1,68			

#### 5.2.1.1.2 Po 1 hodině sušení

Tabulka 5.2 Stav dřevní štěpky po hodině sušení

Speciální suška	Po 1 hod. sušení		
	5	1	11
Číslo vzorku (misky)	5	1	11
Hmotnost misky [g]	48,279	45,211	39,296
Hmotnost misky + štěpky před sušením [g]	58,184	55,802	50,080
Hmotnost misky + sušiny [g]	53,308	50,565	44,820
Hmotnost štěpky před sušením [g]	9,905	10,591	10,784
Hmotnost sušiny [g]	5,029	5,354	5,524
Vlhkost [%]	49,228	49,448	48,776
<b>Kampaňovitá suška</b>			
Hmotnost štěpky [kg]	2,25		
Hmotnost odpařené vody [kg]	1,05		
Elektřina spotřebovaná na ohřev sušky [kWh]	0,89		

#### 5.2.1.1.3 Po 2 hodinách sušení

Tabulka 5.3 Stav dřevní štěpky po 2 hodinách sušení

Speciální suška	Po 2 hod. sušení		
	15	16	12
Číslo vzorku (misky)	15	16	12
Hmotnost misky [g]	42,240	40,376	39,257
Hmotnost misky + štěpky před sušením [g]	49,728	47,619	45,766
Hmotnost misky + sušiny [g]	47,476	45,171	43,615
Hmotnost štěpky před sušením [g]	7,488	7,243	6,509
Hmotnost sušiny [g]	5,236	4,795	4,358
Vlhkost [%]	30,075	33,798	33,047
<b>Kampaňovitá suška</b>			
Hmotnost štěpky [kg]	1,55		
Hmotnost odpařené vody [kg]	0,7		
Elektřina spotřebovaná na ohřev sušky [kWh]	1		

#### 5.2.1.1.4 Po 3 hodinách sušení

Tabulka 5.4 Stav dřevní štěpky po 3 hodinách sušení

Speciální suška	Po 3 hod. sušení			
	1	5	17	11
Číslo vzorku (misky)				
Hmotnost misky [g]	45,211	48,279	41,902	39,296
Hmotnost misky + štěpky před sušením [g]	52,385	57,625	49,792	47,604
Hmotnost misky + sušiny [g]	52,089	57,399	49,611	46,871
Hmotnost štěpky před sušením [g]	7,174	9,346	7,890	8,308
Hmotnost sušiny [g]	6,878	9,120	7,709	7,575
Vlhkost [%]	4,126	2,418	2,9294	8,823
<b>Kampaňovitá suška</b>				
Hmotnost štěpky [kg]	1			
Hmotnost odpařené vody [kg]	0,55			
Elektrina spotřebovaná na ohřev sušky [kWh]	0,62			



Obrázek 5.6 Porovnání dřevní štěpky před a po sušení

#### 5.2.1.2 Vyhodnocení měření

Cílem experimentu bylo stanovit součinitel přestupu tepla ze stěny do ohřívajícího se materiálu  $\alpha_2$ , který spočítáme jako

$$\alpha_2 = \frac{P}{S_v * \Delta T} \quad (5,4)$$

kde P je výkon potřebný pro odpaření vodní páry,  $S_v$  je teplosměnná plocha osypaná materiálem a  $\Delta T$  je rozdíl teplot na stěně sušky a materiálu. Během 3 hodin jsme odpařili 2,3 kg páry, tudíž výkon se dá spočítat jako součin hmotnostního průtoku odpařené páry a výparným teplem páry

$$P = M_{pára} r_{LG} = \frac{2,3}{3 * 3600} * 2256500 = 480,6W \quad (5,5)$$

Teplosměnnou plochu osypanou materiálem  $S_v$  spočítáme jako

$$S_v = sL , \quad (5,6)$$

kde s je část obvodu, na kterém leží sušící se materiál a L je délka sušky. Rozměr s se dá spočítat jako

$$s = \frac{\pi r \gamma}{180} , \quad (5,7)$$

kde r je poloměr sušky a  $\gamma$  je středový úhel oblouku s. Středový úhel se dá určit z rovnice pro obsah kruhové úseče

$$S_{\dot{u}} = \frac{1}{2} r^2 \left( \frac{\pi \gamma}{180} - \sin(\gamma) \right) . \quad (5,8)$$

Obsah kruhové úseče se dá spočítat vynásobením obsahu podstavy válce poměrem objemů materiálu a celé sušky  $\frac{V_m}{V_s}$  jako

$$S_{\dot{u}} = S_p \frac{V_m}{V_s} . \quad (5,9)$$

Obsah podstavy a celkový objem sušky se spočítá jako

$$S_p = \pi r^2 = \pi * 0,13^2 = 0,0531m^3 , \quad (5,10)$$

$$V_s = \pi r^2 L = \pi * 0,13^2 * 1 = 0,0531m^3 . \quad (5,11)$$

Potom obsah kruhové úseče spočítáme z rovnice (5,9)

$$S_{\dot{u}} = 0,0531 * \frac{0,007}{0,0531} = 0,007m^2 . \quad (5,12)$$

Pomocí vztahu (5,8) najdeme středový úhel, podle kterého bude obsah kruhové úseče shodný podle vztahu (5,12). Pro tento postup odpovídá středový úhel  $\alpha = 103,2897^\circ$ ,

$$S_{\dot{u}} = \frac{1}{2} * 0,13^2 \left( \frac{\pi * 103,2897}{180} - \sin(103,2897) \right) = 0,007m^2 . \quad (5,13)$$

Dosazením do předešlých vztahů (5,7) a (5,6) postupně získáme:

$$s = \frac{\pi * 0,13 * 103,2897}{180} = 0,234m , \quad (5,14)$$

$$S_v = 0,234 * 1 = 0,234m^2 , \quad (5,15)$$

teplosměnná plocha osypaná materiálem je tedy  $S_v = 0,234m^2$ . Určení  $\Delta T$  je jednoduché, neboť stěnu ohříváme na  $140^\circ C$  a materiál sušíme, tudíž se vypařuje voda o  $100^\circ C$ .  $\Delta T$  je tedy  $40^\circ C$  a můžeme spočítat součinitel přestupu tepla podle rovnice (5,4)

$$\alpha_2 = \frac{480,6}{0,234 * 40} = 51,3 \frac{W}{m^2 K} . \quad (5,16)$$

## 5.2.2 Experiment 2

V experimentu 1 jsme materiál v sušce míchali, v tomto experimentu to tak není.

### 5.2.2.1 Naměřené hodnoty

#### 5.2.2.1.1 Stav dřevní štěpky před sušením

Tabulka 5.5 Stav dřevní štěpky před sušením

	Štěpka před sušením			
číslo misky	16	16	16	16
Hmotnost misky [g]	40,375	40,375	40,375	40,375
Hmotnost misky + štěpky před sušením [g]	65,144	65,144	65,144	65,144
Hmotnost misky + sušina [g]	49,121	49,121	49,121	49,121
Hmotnost štěpky před sušením [g]	24,769	24,769	24,769	24,769
Hmotnost sušiny [g]	8,746	8,746	8,746	8,746
vlhkost	64,690	64,690	64,690	64,690
hmotnost kýble (1,35) + štěpka [kg]	4,75			
Hmotnost štěpky [kg]	3,35			
Elektřina [kWh]	1,73			

#### 5.2.2.1.2 Stav dřevní štěpky po 2 hodinách sušení

Tabulka 5.6 Stav dřevní štěpky po 2 hodinách sušení

	Štěpka po 2 hodinách sušení			
číslo misky	10	10	10	10
Hmotnost misky [g]	45,611	45,611	45,611	45,611
Hmotnost misky + štěpky před sušením [g]	62,42	62,42	62,42	62,42
Hmotnost misky + sušina [g]	55,677	55,677	55,677	55,677
Hmotnost štěpky před sušením [g]	16,809	16,809	16,809	16,809
Hmotnost sušiny [g]	10,066	10,066	10,066	10,066
vlhkost	40,115	40,115	40,115	40,115
hmotnost kýble (1,35) + štěpka [kg]	3,6			
Hmotnost štěpky [kg]	2,25			
Elektřina [kWh]	2,92			

### 5.2.2.2 Vyhodnocení experimentu

Cílem experimentu bylo stanovit součinitel přestupu tepla ze stěny do ohřívajícího se materiálu  $\alpha_2$ , pokud v sušce materiál nemícháme. Postup výpočtu je shodný s experimentem 1, bude se lišit pouze hodnota výkonu. Odpařili jsme po dvou hodinách 1,1 kg páry, tudíž

$$P = \dot{m}_{pára} r_{LG} = \frac{1,1}{2 * 3600} * 2256500 = 344,7 \text{ W} . \quad (5,17)$$

Potom součinitel přestupu tepla

$$\alpha_2 = \frac{344,743}{0,234 * 40} = 36,8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} . \quad (5,18)$$

Vidíme tedy, že součinitel přestupu tepla se značně liší, pokud mícháme materiál. V tomto ohledu při konstruování výměníku by bylo dobré zvážit, jestli bude materiál promícháván.

## 5.3 Výpočtový návrh výměníku

### 5.3.1 Parametry odpadní páry a kondenzátu

Parametry odečteny z programu SteamProperty:

měrná tepelná kapacita odpadní páry	$c_2 = 2077,5 \text{ J/kgK}$
výparné teplo	$r_{LG} = 2256,5 \text{ kJ/kg}$
hustota kondenzátu	$\rho_L = 961,5 \text{ kg/m}^3$
hustota odpadní páry	$\rho_p = 0,598 \text{ kg/m}^3$
dynamická viskozita kondenzátu	$\mu_L = 2,82 * 10^{-4} \text{ Pa.s}$
dynamická viskozita odpadní páry	$\mu_p = 1,23 * 10^{-5} \text{ Pa.s}$
měrná tepelná kapacita kondenzátu	$c_L = 4,2166 \text{ kJ/kgK}$

Další parametry z [5]:

tepelná vodivost kondenzátu	$\lambda_L = 0,68 \text{ W/mK}$
-----------------------------	---------------------------------

### 5.3.2 Parametry pro konstrukci výměníku

Tepelnou vodivost nerezové oceli jsem odečetl z [6]

tepelná vodivost nerezové oceli	$\lambda = 33 \text{ W/mK}$
---------------------------------	-----------------------------

Další parametry jsem určil následovně:

výška desky výměníku  $L = 0,5 \text{ m}$

tloušťka desky výměníku  $\delta = 2 \text{ mm}$

### 5.3.3 Tepelná bilance

Tepelný výkon  $\dot{Q}$  vypočítáme z rovnice (3,9) jako

$$\dot{Q} = M_1 c_1 \Delta t_1 = 0,139 * 1800 * (60 - 20) = 10 \text{ kW} . \quad (5,19)$$

### 5.3.4 Určení teplosměnné plochy

U návrhu výměníku je nutné spočítat výhřevnou plochu  $S$ , v tomto případě budeme uvažovat deskový výměník a jeho plochu vyjádříme z rovnice (3,45) jako

$$S = \frac{\dot{Q}}{k \Delta T_{ln}} . \quad (5,20)$$

Střední logaritmicovou diferenci  $\Delta T_{ln}$  spočítáme z rovnice (3,45) jako

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta' - \Delta''}{\ln \frac{\Delta'}{\Delta''}} = \frac{(100 - 20) - (100 - 60)}{\ln \frac{(100 - 20)}{(100 - 60)}} = 57,7^\circ \text{C} . \quad (5,21)$$

Dále nám zbývá jen součinitel prostupu tepla  $k$ , který spočítáme z rovnice (3,13)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} . \quad (5,22)$$

K tomu musíme spočítat součinitel přestupu tepla na straně kondenzace par  $\alpha_1$  pomocí rovnice (5,1)

$$\alpha_1 = \bar{\alpha} = 0,943 \left[ \frac{\rho_L g (\rho_L - \rho_p) r'_{LG} \lambda_L^3}{\mu_L \Delta T_s L} \right]^{\frac{1}{4}} ; \quad (5,23)$$

$$r'_{LG} = r_{LG} + \frac{3}{8} c_L \Delta T_s ,$$

$$r'_{LG} = 2256500 + \frac{3}{8} * 4216,5 * (100 - 98) = \quad (5,24)$$

$$= 2259662 \frac{\text{J}}{\text{kg}} ,$$

$$\begin{aligned}\alpha_1 &= & (5,25) \\ &= 0,943 \left[ \frac{961,538 * 9,81 * (961,538 - 0,598) 2259662 * 0,683^3}{2,82 * 10^{-4} * (100 - 98) * 0,5} \right]^{1/4} \\ &= 1,16 * 10^4 \frac{W}{m^2 K},\end{aligned}$$

přičemž jsem si zvolil teplotu na vnější straně desek  $T_s=98^\circ\text{C}$ . Součinitel přestupu tepla z vnitřní strany desek do pšenice  $\alpha_2$  byl určen na základě konzultace s vedoucím práce. Při experimentech pro určení součinitele přestupu tepla se z materiálu odpařovala voda, což několikanásobně zvedá součinitel přestupu tepla v porovnání s pouhým ohřevem materiálu. Dle literatury [4] je to pro podobné aplikace přibližně 5x. Součinitel přestupu tepla pro nemíchanou vrstvu je navíc nepřímo závislý na čase ohřevu  $\alpha=f(1/\sqrt{t})$ . Pokud tedy výsledek experimentů byl pro měření za dobu 2 hodin, přestup tepla by se pro dobu 0,5 hodiny zvýšil 2x a pro 1 hodinu by se zvýšil o  $\sqrt{2}$ . To by ve výsledku znamenalo, že pro 30 min ohřevu by se přestup snížil vzhledem k experimentální hodnotě  $37 \text{ W/m}^2\text{K}$  na  $2/5$  hodnoty a tedy na  $14 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Pokud by bylo nutné ohřívát materiál po dobu 60 min, klesla by hodnota součinitele na  $\sqrt{2}/5$  hodnoty a tedy na  $10 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

Součinitel prostupu tepla spočítáme dosazením do (5,24)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{11600} + \frac{0,003}{33} + \frac{1}{14}} = 14 \frac{W}{m^2 K} . \quad (5,26)$$

Nesmíme ale zapomenout, že musíme ověřit správnost určení teploty na vnější straně desky  $T_s$ . K tomu použijeme rovnici k vypočítání měrného tepelného toku  $q$  (3,12)

$$q = k * \Delta t = k * (t_p - \bar{t}_1) = 14 * (100 - 40) = 838 \frac{W}{m^2} , \quad (5,27)$$

a následně spočítáme teplotu  $T_s$  z (3,12)

$$\begin{aligned}T_s &= \bar{t}_1 + q * \left( \frac{1}{\alpha_2} + \frac{s}{\lambda} \right) = 40 + 838 * \left( \frac{1}{14} + \frac{0,002}{33} \right) = \\ &= 99,9^\circ\text{C} .\end{aligned} \quad (5,28)$$

Vidíme, že teplota  $T_s$  je větší než jsem si myslel, tudíž musíme postup pro vypočítání součinitele prostupu tepla k spočítat znova, tentokrát s teplotou vnější strany desek  $T_s=99,9^\circ\text{C}$ . Potom:  $\alpha_1 = 24500 \frac{W}{m^2 K}$ ,  $k = 14 \frac{W}{m^2 K}$ ,  $q = 839 \frac{W}{m^2}$ ,  $T_s = 99,99^\circ\text{C}$ . Pokud  $T_s=99,99^\circ\text{C}$ , potom:  $\alpha_1 = 43600 \frac{W}{m^2 K}$ ,  $k = 14 \frac{W}{m^2 K}$ ,  $q = 839 \frac{W}{m^2}$ ,  $T_s = 99,99^\circ\text{C}$ . Vidíme tedy, že teplota na vnější straně desek bude téměř stejná jako teplota vstupující páry.

V poslední řadě nám zbývá pouze dosadit do vztahu (5,22)



$$S = \frac{10000}{14 * 57,7} = 12,4m^2 . \quad (5,29)$$

Pokud by bylo potřeba na ohřev materiálu 60 min, součinitel přestupu tepla  $\alpha_2 = 10 W/m^2K$  a výhřevná plocha  $S = 17,3 m^2$ .

### 5.3.5 Určení objemu výměníku

K určení celkového objemu výměníku byla zadána (na základě konzultace s vedoucím práce) doba zdržení  $\bar{\tau} = 30 min$ . Dále si spočítáme objemový průtok materiálu, pokud víme, že hmotnostní průtok materiálu  $M_1 = 500 kg/h$  a hustota materiálu  $\rho = 800 kg/m^3$ , jako

$$\dot{V} = \frac{M_1}{\rho} = \frac{0,139}{800} = 0,000174 \frac{m^3}{s} . \quad (5,30)$$

Potom spočítáme objem výměníku jako

$$V = \dot{V} \bar{\tau} , \quad (5,31)$$

$$V = 0,000174 * 30 * 60 = 0,313 m^3 .$$

Pro konstrukci výměníku dále spočítáme mezery mezi deskami a stěnou výměníku. Pokud bychom zvolili počet desek např. 4, desky by byly příliš dlouhé. Z tohoto důvodu jsme zvolil počet desek 12. Pokud je výhřevná plocha výměníku  $S = 12,4 m^2$  a bude v něm 12 desek, výhřevná plocha z jedné strany desky bude

$$S_d = \frac{12,4}{24} = 0,517 m^2 . \quad (5,32)$$

Potom délka desky bude

$$L_d = \frac{S_d}{L} = \frac{0,517}{0,5} = 1,03m . \quad (5,33)$$

Celková délka mezer mezi deskami

$$L_m = \frac{V}{S_d} = \frac{0,3128}{0,517} = 60,5 cm . \quad (5,34)$$

Potom délka jedné mezery

$$L_{m1} = \frac{60,5}{13} = 4,65cm . \quad (5,35)$$

Pokud šířka jedné desky bude  $b=2cm$ , potom celkový objem výměníku

$$V_c = S_d(L_m + 12b) = 0,517 * (0,605 + 12 * 0,02) = 0,437 m^3 . \quad (5,36)$$

### 5.3.6 Tlaková ztráta

K určení tlakové ztráty použijeme rovnici (3.46)

$$\Delta p_{zc} = \Delta p_{zcn} + \Delta p_{zcm} = \sum_{i=1}^n \left( \lambda_t \frac{L_i}{d_{ei}} w_i^2 \frac{\rho_i}{2} \right) + \sum_{j=1}^n \left( \xi_j w_j^2 \frac{\rho_j}{2} \right) . \quad (5,39)$$

Pro určení součinitele tření  $\lambda_t$  je nutné napřed spočítat Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{w d_e}{\nu} . \quad (5,40)$$

Rychlost proudění v jedné desce  $w_1$  vyjádříme z rovnice (3,5)

$$w_1 = \frac{M_{p1}}{\rho_p A_1} , \quad (5,41)$$

kde  $M_{p1}$  je průtok páry jednou deskou a  $A_1$  je průřez jedné desky, který spočítáme jako

$$A_1 = L(b - 2\delta) = 0,5 * (0,02 - 2 * 0,002) = 0,008 \text{ m}^2 . \quad (5,42)$$

Ted' dosadíme do (5,41)

$$w_1 = \frac{0,00443/12}{0,598 * 0,008} = 0,08 \frac{\text{m}}{\text{s}} . \quad (5,43)$$

Ekvivalentní průměr

$$d_e = 4 \frac{S}{O} = 4 * \frac{A_1}{2L + 2(b - 2\delta)} = 4 * \frac{0,008}{1,032} = 0,031 \text{ m} , \quad (5,44)$$

kde S bude shodný s průřezem  $A_1$  a O bude vnitřní obvod desky. Kinematickou viskozitu páry spočítáme jako

$$\nu_p = \frac{\mu_p}{\rho_p} = \frac{1,23 * 10^{-5}}{0,598} = 2,057 * 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} . \quad (5,45)$$

Ted' spočítáme Reynoldsovo číslo dosazením do (6,40)

$$Re = \frac{0,0772 * 0,031}{2,057 * 10^{-5}} = 116 . \quad (5,46)$$

Podle obr. 3.7 pro tak malé Reynoldsovo číslo spočítáme součinitel tření jako

$$\lambda_t = \frac{64}{Re} = 0,55 . \quad (5,47)$$

Rychlost páry, která vstoupí do výměníku trubkou o vnitřním průměru  $d_t = 5 \text{ cm}$ ,  $w_2$  určíme stejně jako rychlost  $w_1$  podle vztahu (3,5)

$$w_2 = \frac{M_2}{\rho_p A_t} = \frac{4M_2}{\rho_p \pi d_t^2} = \frac{4 * 0,00443}{0,598 * \pi * 0,05^2} = 3,8 \frac{\text{m}}{\text{s}} . \quad (5,48)$$

Tlakovou ztrátu výměníku spočítáme dosazením do (3,39)

$$\begin{aligned} \Delta p &= \lambda_t \frac{L_d}{d_e} w_1^2 \frac{\rho_p}{2} + \xi w_2^2 \frac{\rho_p}{2} = \\ &= 0,55 * \frac{1,03}{0,031} * 0,08^2 * \frac{0,598}{2} + 3,8^2 * \frac{0,598}{2} = \\ &= 4 \text{ Pa} . \end{aligned} \quad (5,49)$$

Tlakovou ztrátu jsem spočítal pro nejvíce negativní variantu a určil jsem součinitel odporu na výstupu z trubky  $\xi = 1$ .

### 5.3.7 Provozní bilance

Pro správný provoz výměníku potřebujeme spočítat množství páry přiváděné do desek  $M_2$ , který spočítáme pomocí rovnice tepelné bilance (3,8)

$$M_1 \bar{c}_1 \Delta t_1 = M_2 r_{LG} , \quad (5,50)$$

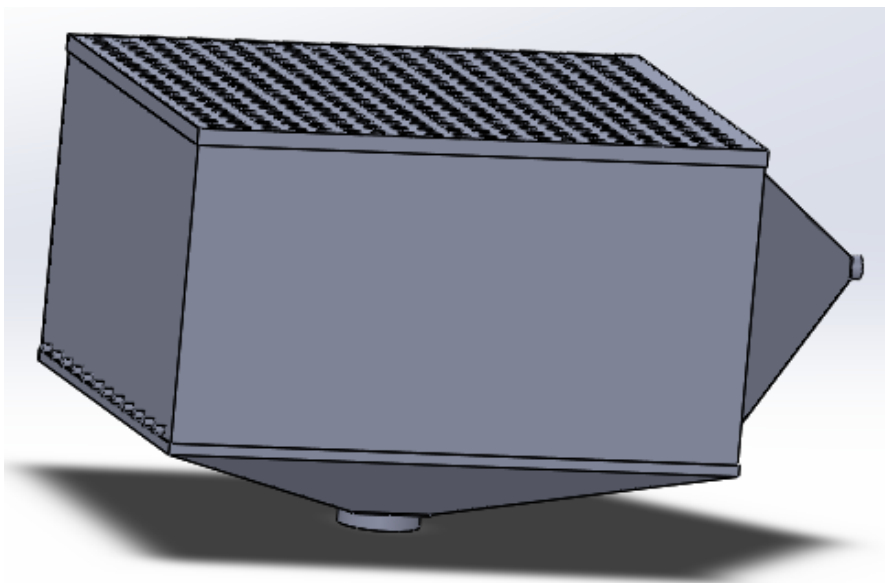
odkud vyjádříme  $M_2$

$$\begin{aligned} M_2 &= \frac{M_1 \bar{c}_1 \Delta t_1}{r_{LG}} = \frac{0,139 * 1800 * (60 - 20)}{2256500} = 0,00443 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = \\ &= 15,9 \frac{\text{kg}}{\text{hod}} . \end{aligned} \quad (5,51)$$

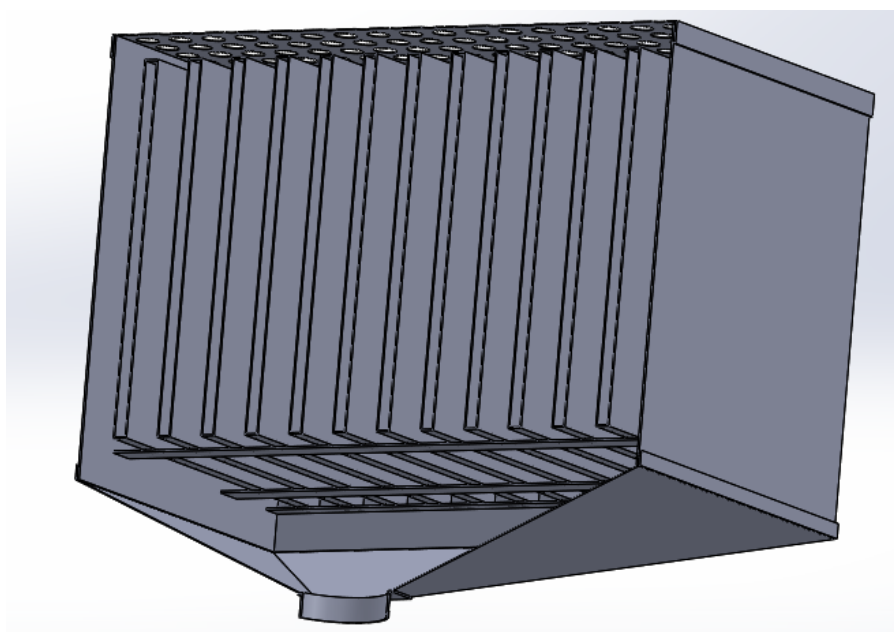
### 5.3.8 3D model výměníku

V programu Solidworks 2017 jsem vymodeloval výměník na základě těchto spočítaných parametrů.

počet desek	12
délka desek	1030 mm
vzdálenost desek od sebe navzájem	465 mm
vzdálenost desek od stěny výměníku	465 mm
šířka desek	20 mm
tloušťka desek	2 mm
výška desek	504 mm



Obrázek 5.7 3D model výměníku



Obrázek 5.8 Řez výměníkem

## 6 Závěr

V této práci jsem provedl rešerši o tepelných výměnících. Popsal jsem význam, funkci, typy a konstrukční řešení tepelných výměníků. Popsal jsem obecné vztahy a konkrétní metody pro návrh výměníku. Podle zadaných parametrů jsem určil konfiguraci výměníku. Zdroj tepla bude odpadní pára, která bude kondenzovat uvnitř desek výměníku a předávat své skupenské teplo. Ohříváný materiál bude propadávat skrz síto výměníkem a přijímat teplo z desek výměníku. Pro tuto konfiguraci jsem provedl rešerši o přestupu tepla za kondenzace. Provedl jsem experiment pro určení součinitele přestupu tepla z teplosměnné plochy do materiálu. Spočítal jsem tepelný výkon výměníku  $Q = 10kW$ , teplosměnnou plochu výměníku  $S = 12,4 m^2$ , objem teplosměnné části výměníku  $V_c = 0,4369 m^3$ , tlakovou ztrátu výměníku  $\Delta p = 4,289 Pa$ , hmotnostní průtok páry  $M_2 = 15,9 kg/hod$ . Podle spočítaných hodnot jsem vymodeloval 3D model výměníku. Ve výměníku bude 12 kondenzačních desek, budou vysoké 504 mm, dlouhé 1030 mm a široké 20 mm. Výměník je dlouhý 1374 mm, vysoký 777 mm a široký 857 mm.

## 7 Použitá literatura

- [1] ČERNÝ, Václav. *Spalovací zařízení a výměníky tepla*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1986. 240 s. Učební texty VŠ, ČVUT - fak. strojní.
- [2] ŠESTÁK, Jiří a František RIEGER. *Přenos hybnosti, tepla a hmoty*. Vyd. 3. Praha: ČVUT, 2004. 299 s. ISBN 80-01-02933-6.
- [3] ŠESTÁK, Jiří a Rudolf ŽITNÝ. *Tepelné pochody II: výměníky tepla, odpařování, sušení, průmyslové pece a elektrický ohřev*. Vyd. 2. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2006. 165 s. ISBN 80-01-03475-5.
- [4] *VDI heat atlas*. 2nd ed. New York: Springer, 2010. ISBN 978-3-540-77876-9.
- [5] Hodnoty vody a vzduchu pro výpočet přestupu tepla. In: *TZB-info* [online]. 2001. [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/55-hodnoty-vody-a-vzduchu-pro-vypocet-prestupu-tepla>
- [6] Materiálové vlastnosti. In: *Kompozity, vyztužené plasty* [online]. GDP KORAL, c2006-2009. [cit. 2018-05-18]. Dostupné z: <http://www.gdpkoral.cz/materialove-vlastnosti/p126>
- [7] Výměníky tepla. In: *Katedra technických zařízení budov K11125* [online]. FSv ČVUT, 17. 4. 2011. [cit. 2018-05-18]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-06.pdf>
- [8] ŽITNÝ. Výměníky tepla. In: ŠESTÁK, Jiří a Karel PETERA. *Tepelné výměníky 2006/2007* [online]. FS ČVUT, 2004-2007. [cit. 2018-05-18]. Dostupné z: [http://pet.fsid.cvut.cz/petera/tv/tps\\_ex2.pdf](http://pet.fsid.cvut.cz/petera/tv/tps_ex2.pdf)
- [9] Výpočet sdílení tepla při návrhu výměníku. In: *Ústav energetiky* [online]. FS ČVUT, c2011. [cit. 2018-05-18]. Dostupné z: [http://energetika.cvut.cz/files/VTK%20pr3\[1\].pdf](http://energetika.cvut.cz/files/VTK%20pr3[1].pdf)