

**ČESKÉ VYSOKÉ
UČENÍ TECHNICKÉ
V PRAZE**

**FAKULTA
STROJNÍ**



**BAKALÁŘSKÁ
PRÁCE**

2019

**VOJTĚCH
FALTUS**

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Faltus** Jméno: **Vojtěch** Osobní číslo: **408933**
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 pro ohřev materiálu využitím odpadní páry

Název bakalářské práce anglicky:

Design of a heat exchanger for using waste steam to material preheat

Pokyny pro vypracování:

Navrhněte kondenzační výměník pro využití skupenského tepla odpadní páry o nízkých parametrech pro předehřev biomateriálu na vstupu do extruzní linky na přípravu 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 a experimentální určení součinitele přestupu tepla na straně ohřivaného biomateriálu.
4. Návrh výměníku tepla pro předehřev 500 kg/hod biomateriálu v rámci technologického celku přípravy krmiv.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:


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

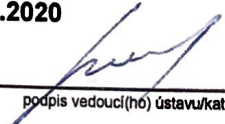
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **17.04.2019**

Termín odevzdání bakalářské práce: **05.06.2019**

Platnost zadání bakalářské práce: **31.12.2020**


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.

29.4.2019
Datum převzetí zadání

Faltus
Podpis studenta

Čestné prohlášení

Tímto prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s využitím uvedené literatury a podkladů, na základě konzultací a pod vedením vedoucího bakalářské práce.

Dne

Podpis.....

Anotační list

Jméno autora: Vojtěch Faltus

Název BP: Návrh výměníku pro ohřev materiálu využitím odpadní páry

Anglický název: Design of a heat exchanger for using waste steam to material preheat

Akademický rok: 2018/2019

Ústav/Odbor: Ústav energetiky/Energetika a procesní technika

Vedoucí BP: Ing. Jan Havlík, Ph.D.

Bibliografické údaje:

Počet stran: 45

Počet obrázků: 22

Počet tabulek: 2

Počet příloh: 0

Klíčová slova: výměník tepla, bilanční rovnice, prostup tepla, přestup tepla, plocha výměníku

Keywords: heat exchanger, energy balance equation, thermal transmittance, heat transmission, area of a heat exchanger

Anotace: Tato bakalářská práce má přiblížit čtenáři problematiku jednotlivých druhů výměníků tepla. Práce obsahuje popis jednotlivých typů výměníků a vztahy pro jejich výpočet a návrh. Dále text obsahuje samostatnou část, která se zabývá návrhem konkrétního typu výměníku.

Abstract: This bachelor thesis is supposed to get the readers into the heat exchangers problematics. The content of this work is a description of each types of heat exchangers and their relations for the design. There is also a separate text, which is dealing with a design of a specific type of heat exchanger.

Obsah

Úvod	5
1 Výměník tepla.....	6
2 Konstrukce výměníků tepla.....	10
2.1 Rekuperační výměníky	10
2.2 Regenerační výměníky	14
2.3 Směšovací výměníky	15
3 Tepelný výpočet výměníků.....	17
3.1 Rovnice tepelné bilance	17
3.2 Určení velikosti teplosměnné plochy výměníku	18
3.3 Hydraulický výpočet	24
4 Návrh výměníku	26
4.1 Zadání.....	26
4.2 Výpočet potřebné plochy výměníku:	26
4.2.1 Tepelná bilance výměníku.....	27
4.2.2 Logaritmický teplotní spád.....	27
4.2.3 Součinitel prostupu tepla	28
4.2.4 Součinitel přestupu tepla páry	28
4.3 Experimentální určení přestupu tepla biomasy	29
4.3.1 Postup.....	29
4.3.2 Použité přístroje	29
4.3.3 Schéma měření.....	29
4.3.4 Fotografie z laboratorního měření.....	30
4.3.5 Grafické závislosti.....	32
4.3.6 Výpočet součinitele přestupu tepla biomasy.....	34
4.3.7 Výpočet součinitele prostupu tepla	34
4.3.8 Určení plochy výměníku	34
4.4 Projekční návrh výměníku	35
5 Návrh pro změnu výstupní teploty materiálu na 40°C.....	37
Závěr.....	42
6 Seznam použitých zdrojů	43
7 Seznam tabulek	44
8 Seznam obrázků	44
9 Seznam grafů.....	44
10 Seznam fotografií	44
11 Seznam schémat.....	44

Úvod

Využití výměny tepla mezi dvěma látkami pomocí výměníků tepla je velice často využíváno v mnoha oborech, jako je například potravinářský či chemický průmysl, nebo v oblasti energetiky. V potravinářském a energetickém průmyslu se výměníky tepla dají využít jako předehřev biomateriálů před jejich dalším zpracováním, kterým může vzniknout například krmivo, či palivo.

Mnoho druhů těchto biomateriálů je při průmyslovém zpracování často nutné předehřát na teplotu požadovanou pro danou technologii. Energii potřebnou na tento předehřev je možné brát z externích zdrojů. Pokud je to možné, je výhodné brát energii přímo v rámci technologické linky, často se jedná o páru, která je uvolňována v procesu a nemá již další využití. Pro předehřev materiálu touto párou lze využít deskové výměníky, kde odchozí pára kondenzuje.

Cílem této práce je zhotovení rešerše tepelných výměníků, popis výpočtů tepla a tlakových ztrát, experimentální určení součinitele přestupu tepla na straně biomasy a následné navrhnutí deskového výměníku pro ohřev biomasy pro průmyslové účely.

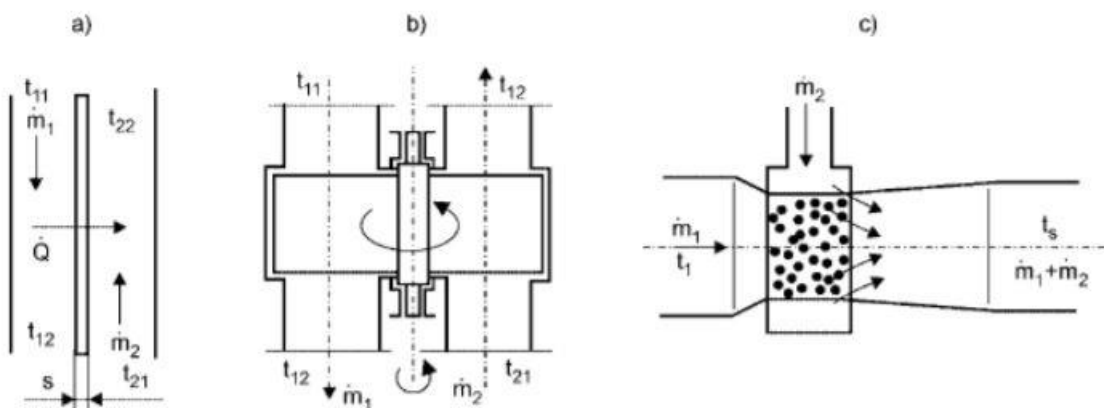
1 Výměník tepla

Přenos tepelné energie, která je získávána ve spalovacích zařízeních na vytápění, ohřev či výrobu elektrické energie se odehrává ve výměnících tepla. Tepelné výměníky jsou zařízení sloužící k průběžnému nebo přerušovanému předávání tepelné energie pomocí proudících teplotonosných médií. Dochází zde k předávce tepla z teplejšího (ohřívacího) do chladnějšího (ohřívaného) media. [1]

Typy výměníků

Výměníky lze rozlišit na tři základní typy:

- a) Rekuperační -** Obě tekutá média (ohřívající i ohřívané) jsou od sebe oddělena nepropustnou stěnou o určité tloušťce o výhřevných plochách S1 a S2 na stranách obou médií. Ke kontaktu teplotonosných látek zde nedochází. [1; 2]
- b) Regenerační -** V tomto typu výměníku ohřívané médium vtéká opakovaně, a to s určitým časovým zpožděním, za médiem ohřívajícím do vymezeného prostoru, který je vyplněn pevným teplo zprostředkujícím elementem (tvořeným akumulací hmotou) a přijímá z něho teplo, které bylo dříve přivedeno ohřívajícím médiem. Může zde docházet k částečnému smísení médií. [1; 2]
- c) Směšovací -** Teplé a studené médium jsou v přímém kontaktu, a směšují se tak v homogenní směs. Výměník je bez teplosměnné plochy. [1; 2]



Obrázek č. 1: Jednotlivé typy výměníků [2]

t – teplota [$^{\circ}\text{C}$]; m – hmotnostní průtok pracovního média [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$];

indexy: 1 – ohřívací médium, 2 – ohřívané médium, 11 – počáteční teplota ohřívacího média, 12 – konečná teplota ohřívacího média

Rozdělení výměníků

Výměníky rozdělujeme dle několika kritérií:

I) dle účelu a použití:

- a) **ohříváky** - ohřívané médium zde zvyšuje svou teplotu, ke změně fáze však nedochází,
- b) **chladiče** - ochlazované médium zde snižuje svou teplotu, změna fáze nenastává
- c) **výparníky a odparky** - kapalně ohřívané médium je přeměňováno v páru,
- d) **kondenzátory** - teplejší parní médium se sráží v kapalnou fázi – vznik kondenzátu,
- e) **přehříváky a mezipřehříváky** – vhodné k vysoušení mokré páry a zvyšování teplot syté nebo přehřáté páry,
- f) **sušárny** – slouží ke snížení vlhkosti látky v pevné fázi pomocí přívodu tepla,
- g) **termické odplyňovávky vody** - ohřev vody na bod varu způsobí vyloučení pohlcených plynů,
- h) **topná tělesa ústředního vytápění** – ohřátí okolního vzduchu pomocí otopného média. [1; 2]

II) dle způsobu přenosu tepla:

- a) **konvekční (vedení)** – předané teplo hlavně pomocí proudícího média,
- b) **sálavé (radiační)** – většina tepla je předávána sáláním,

c) **kombinované** – přenos tepla jak sáláním, tak i prouděním. [1]

III) dle vzájemného směru proudění obou médií:

a) **sou Proudé** – směry os proudů obou médií jsou rovnoběžné,

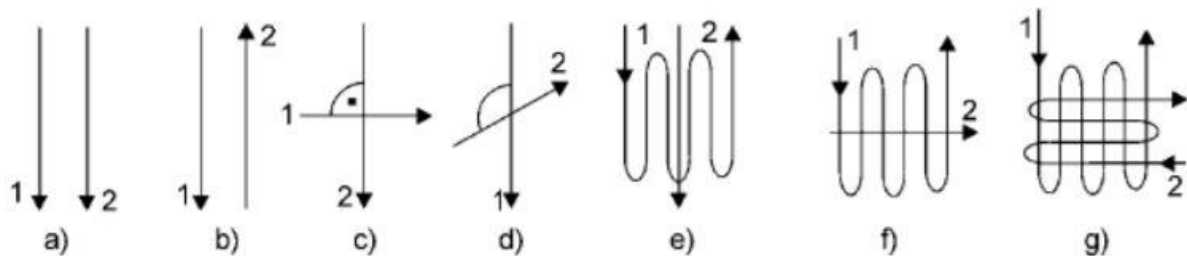
b) **protiproudé** – směry proudů obou médií jsou rovnoběžné, ale mají opačný smysl,

c) **křížové** – osy proudů obou médií jsou mimoběžné a svírají spolu úhel 90° ,

d) **se šikmým vzájemným proudem** – osy proudů obou médií spolu svírají menší nebo větší úhel než 90° ,

e) **vícenásobně sou Proudé, protiproudé a křížové proudění,**

f) **s kombinovaným prouděním.** [1]



Obrázek č. 2: Vzájemné směry proudění médií [2]

a) sou Proudé; b) protiproudé; c) křížový proud; d) šikmý proud; e) - g) kombinované proudění

IV) dle kombinace teplotnosných médií:

a) voda – voda

e) spaliny – pára

b) pára – voda

f) spaliny - vzduch

c) pára – vzduch

g) spaliny - voda

d) pára – olej

[1]

Požadavky na výměník

1) co nejnižší cena, rozměry a hmotnost,

2) co nejmenší tlakové ztráty,

3) co nejvyšší provozní spolehlivost. [1]

Požadavky na teplotnosné látky

- 1) veľká merná tepelná kapacita a merné výparné teplo,
- 2) vysoký součinitel přestupu tepla i tepelné vodivosti,
- 3) vhodný poměr mezi teplotou varu a tlakem,
- 4) nízká viskozita (nízké tlakové ztráty při proudění),
- 5) nízká agresivita látky vedoucí ke korozi materiálu,
- 6) zdraví nezávadná,
- 7) co nejnížší cena. [1]

2 Konstrukce výměníků tepla

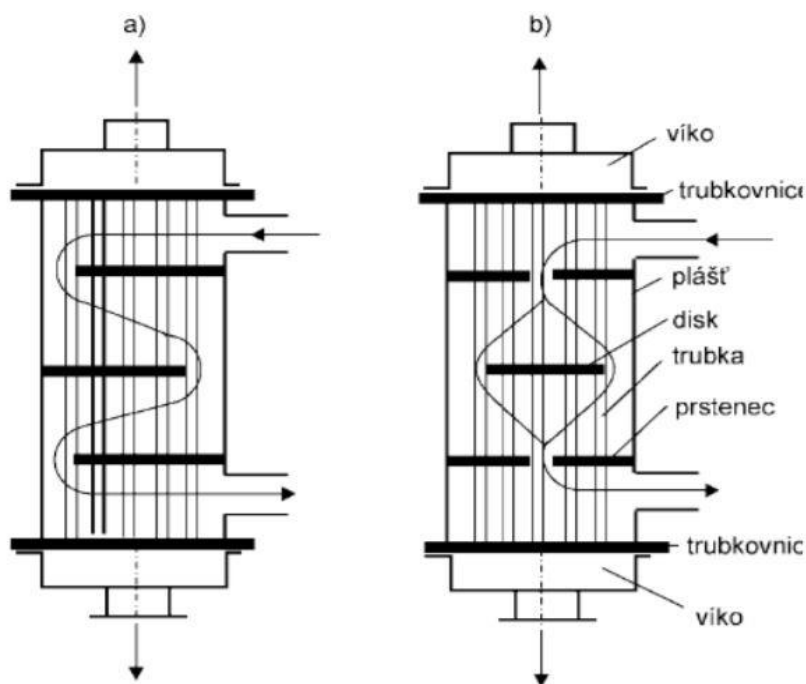
2.1 Rekuperační výměníky

Pracovní látky jsou odděleny pevnou stěnou, která tvoří výhřevnou plochu. Dle tvaru plochy jsou nejčastější výměníky trubkové, deskové a s žebrovanými povrchy. [1]

Trubkové výměníky

A) Plášťové trubkové výměníky:

Patří mezi nejstarší typy výměníku. Jsou sestaveny z vnějšího pláště, který má dvě přivařené trubkovnice, do kterých jsou zaválcované rovné trubky. Těleso má dvě víka, která se k trubkovicím připevňují pomocí šroubů. Trubky jsou buď ocelové nebo mosazné o tloušťce stěny 1,5 - 2,5 mm. Průtokový průřez mezi trubkami obvykle bývá 2-3x větší než průtokový průřez samotných trubek. V mezitrubkovém prostoru jsou většinou instalovány přepážky - segmentové nebo koncentrické, které slouží ke zpomalení pohybu vnější tekutiny. [1; 2]



Obrázek č. 3: Plášťový trubkový výměník [2]

Plášťový trubkový výměník tepla s přepážkami a) segmentovými; b) koncentrickými

Pro využití výhod plášťového výměníku i pro vyšší parametry, se musí provést:

- kompenzace s ucpávkou,
- kompenzace pružným zvlněním pláště,
- kompenzace s plovoucí hlavou. [1]

B) Článekové trubkové výměníky:

Jedná se o výměník dvoutrubkový - trubka v trubce.

- Výhody:
- jednoduchý na výrobu,
 - využití minimální tloušťky stěny = snížení hmotnosti,
 - snadná údržba,
 - možnost výměny trubek v případě poškození. [1]

Nevýhody: - vhodný pouze pro nízké teplotní rozdíly obou médií a pro nižší tlaky, a to z důvodu teplotní dilatace trubek mezi pevnými trubkovnicemi. [1]

C) Vlášekový výměník s U-trubkami:

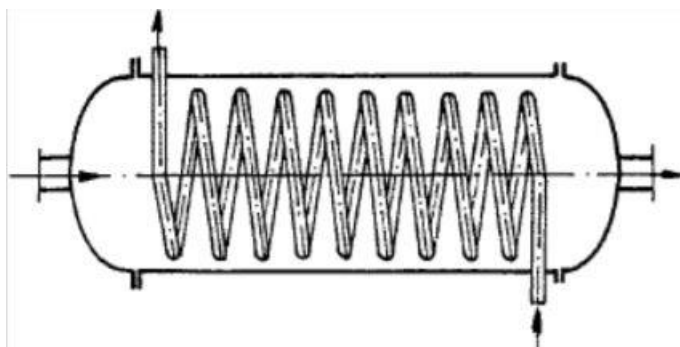
- Výhody:
- nejsou problémy s teplotní dilatací (trubky se mohou volně roztahovat),
 - trubky s velmi malými průřezy a tloušťkou,
 - nízká hmotnost výměníku. [1]

Nevýhody: - nemožné čistit vnitřní povrch trubek,
- výměna poškozené trubky není možná. [1]

D) Výměník se šroubovitě vinutými trubkami:

- Výhody:
- jednoduchá výroba,
 - využití protiproudu a zároveň zachování příčného obtékání trubek médiem na vnější straně,
 - lepší přestup tepla, menší teplosměnná plocha. [1; 2]

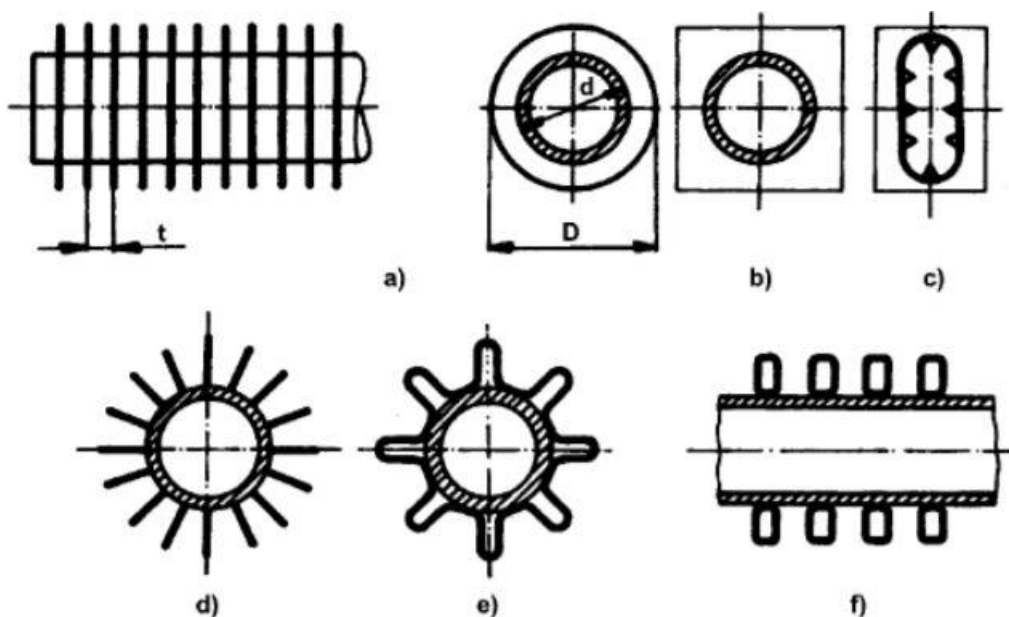
Nevýhody: - výměník je z jedné trubky, při opravě je tedy nutné ji celou vyměnit,
- horší využití prostoru v nádobě výměníku. [1; 2]



Obrázek č. 4: Výměník se šroubovitě vinutými trubkami [2]

E) Výměník s žebrovanými trubkami:

Důvod žebrování u tohoto výměníku je zvětšení teplosměnného povrchu trubek. Žebrování může být provedeno na vnějším i vnitřním povrchu. Žebra se provádí ve třech typech; příčná, podélná nebo šroubovitě vinutá. Na trubku jsou buď navinuta ve formě pásku, vyválcována z materiálu trubky anebo mohou být odlita. [1; 2]

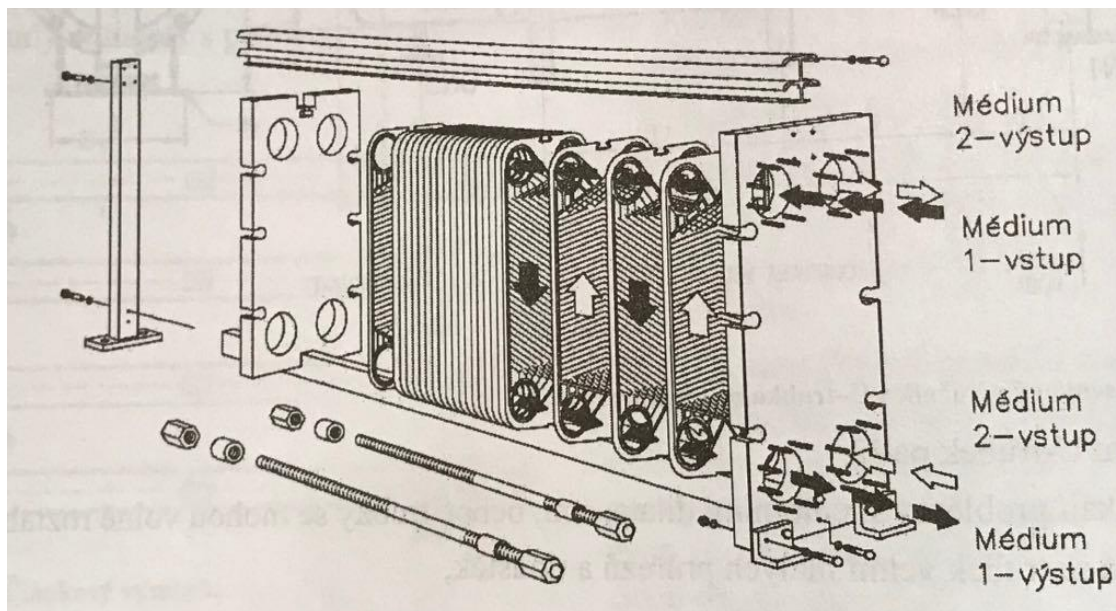


Obrázek č. 5: Výměník se žebrovanými trubkami [2]

a),b) - trubka s kruhovými a čtvercovými žebry; c) - litinová trubka s vnitřním a vnějším žebrováním; d) - podélné žebrování; e) - páskové žebrování podélné; f) - žebrování z drátových profilů.

Deskové výměníky

Teplosměnnou plochu tvoří tenké kovové desky, a ty jsou na sebe přilísovány. Desky v sobě mají vyliisovány kanálky, kterými proudí pracovní média. [1]



Obrázek č. 6: Deskový výměník tepla [1]

Pracovní látky proudí v sousedních deskách protiproudě. Výhoda zde spočívá v přestupu tepla a dosažení co nejmenší teplosměnné plochy. Desky jsou k sobě pájené nebo jsou staženy šrouby. [1]

Výhody:

- kompaktnost řešení,
- malé rozměry a hmotnost díky protiproudu, velké turbulenci proudů a malé tloušťce stěny,
- jednoduché zvýšení výkonu přidáním dalších desek. [1; 2]

Nevýhody:

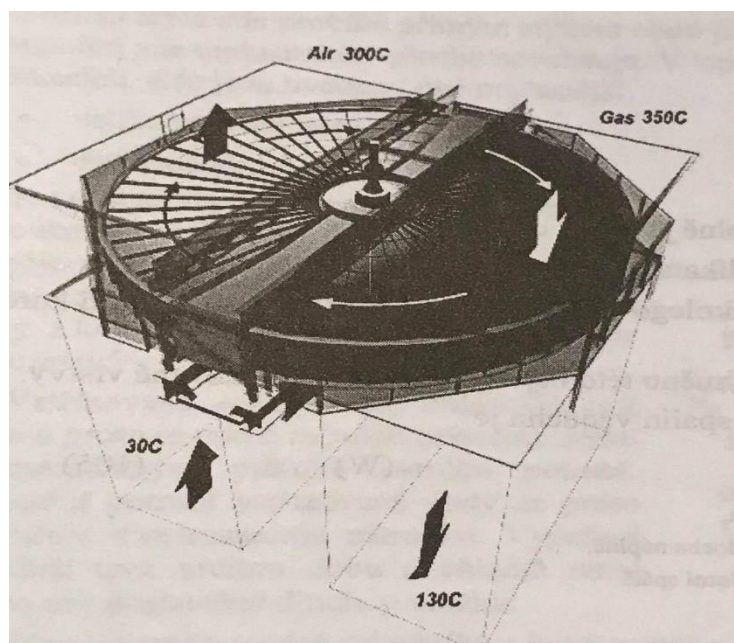
- při vyšších tlacích problémy s těsností,
- je potřeba dbát na zvýšenou čistotu obou médií z důvodu případného zanesení. [1; 2]

2.2 Regenerační výměníky

Přenos tepla probíhá pomocí pohyblivé/nepohyblivé výplně. Teplejší látka předá teplo do výplně (žáruvzdorné cihly, kovové plechy...), která se nahřívá, a poté toto naakumulované teplo předá do ohřívané látky. [1]

Výměník typu Ljungström

Tento typ výměníku patří mezi nejrozšířenější regenerační výměníky. Slouží jako ohřívák vzduchu kotle spaliny-vzduch. Skládá se z rotoru vyplněného profilovanými plechy, které jsou uloženy v koších. Rotor je v uzavřeném prostoru, který je rozdělený a zároveň utěsněný sektorovými deskami na spalinovou a vzduchovou část. [1]



Obrázek č. 7: Výměník typu Ljungström [1]

Výhody:

- možnost vyššího ohřátí vzduchu,
- je zapotřebí menšího prostoru pro dosažení shodných výkonů ohříváku,
- lze nastavit nižší výstupní teploty,
- účinné čištění za provozu,
- účinná protikorozní ochrana výhřevné náplně,
- jednoduchá výměna poměrně laciných výhřevných ploch. [1]

Nevýhody:

- horší těsnost,
- prolínání obou pracovních látek (omezuje použití těchto výměníků). [1]

Jsou konstruovány s vertikální či horizontální osou. Horizontální ohřívák má výhodnější umístění ložisek, převodovky a elektromotoru. Náboj ohříváku s čepy je tu ale namáhán ohybovým momentem a vzniklé napětí může způsobit únavu materiálu. Jedná se také o hmotnější a dražší konstrukce, a proto se velké ohříváky vzduchu staví jako vertikální. Akumulační hmota je zde tvořena velkým počtem tenkých plechů, které jsou uloženy ve 2 - 3 vrstvách v rotoru. [1; 2]

Výhřevná náplň musí mít:

- kvalitní přenos tepla,
- malé tlakové ztráty,
- laciné provedení,
- snadné čištění během provozu,
- dobrou odolnost vůči korozi. [1; 2]

Síla plechu je obvykle 0,6 - 1,2 mm. Materiál náplně se volí podle obsahu síry v palivu; pro palivo o malém obsahu síry - uhlíkatá ocel, pro palivo o větším obsahu síry - nízkolegovaná ocel. [1; 2]

2.3 Směšovací výměníky

Sdílení tepla zapříčiňuje přímý styk obou pracovních látek. Oproti ostatním výměníkům se odlišuje tím, že zde není žádná teplosměnná plocha. [1; 2]

Nejčastější využití:

- vstřík vody do přehřáté páry,
- ohřev napájecí vody. [1]

Ve většině případů se k regulaci teploty přehřáté páry používá vstřík napájecí vody do páry, což snižuje teplotu přehřáté páry z kotle. Oproti rekuperačním výměníkům mají jednodušší konstrukci a rychlejší odezvu na teplotu přehřáté páry. [1; 2]

Výpočet směšovacích výměníků (z hmotnostní a energetické bilance):

Hmotnostní bilance [1]:

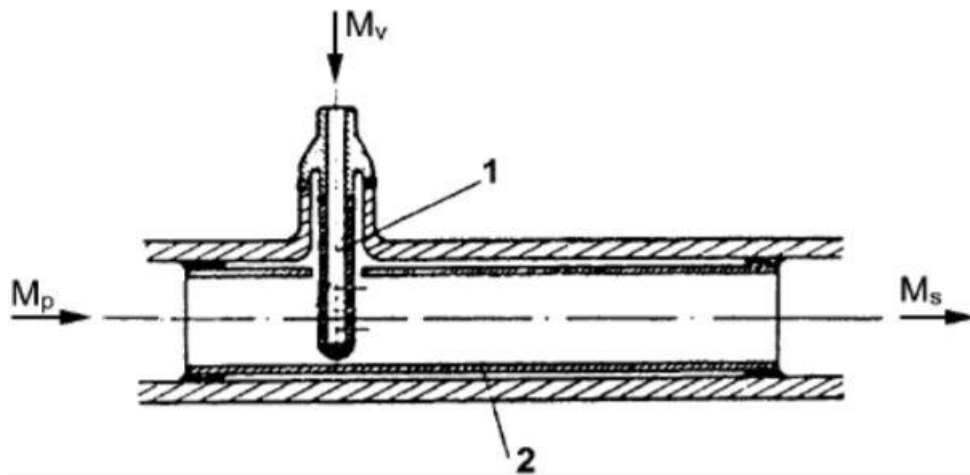
$$M_s = M_p + M_v \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Tepelná bilance [1]:

$$M_s \cdot i_s = M_p \cdot i_p + M_v \cdot i_v \quad [\text{kW}]$$

M_p , M_v a M_s - hmotnostní průtoky páry, vody a směsi [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]

i_p , i_v a i_s - měrné entalpie páry, vody a směsi [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$]



Obrázek č. 8: Vstřikovací chladič páry [2]

1 – potrubí s ochranným nátrubkem; 2 - přívod vody

3 Tepelný výpočet výměníků

Základem tepelného výpočtu jsou dvě rovnice; rovnice tepelné bilance a rovnice prostupu tepla. [1]

3.1 Rovnice tepelné bilance

Rovnice tepelné bilance je dána vztahem [1]:

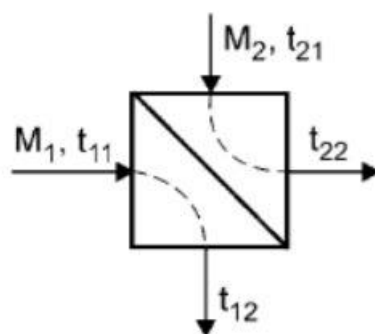
$$\dot{Q}_b = M_1 \cdot c_1 \cdot (t_{11} - t_{12}) \cdot \eta = M_2 \cdot c_2 \cdot (t_{22} - t_{21}) \quad [\text{kW}]$$

t_{11}, t_{12}	vstupní a výstupní teplota ohřívací látky	[°C]
t_{21}, t_{22}	vstupní a výstupní teplota ohřívané látky	[°C]
M_1, M_2	hmotnostní tok ohřívací a ohřívané látky	[kg.s ⁻¹]
c_1, c_2	střední tepelná kapacita při konstantním tlaku látek	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
η	tepelná účinnost výměníku (v bilanční rovnici na straně ohřívací látky), v praktických výpočtech se většinou neuvažuje ($\eta = 0,98 - 0,999$)	[-]

Schéma výměníku tepla:

(první index – charakter pracovní látky; 1 – ohřívací, 2 – ohřívaná;

druhý index – hodnoty na koncích; 1 – vstupní, 2 – výstupní)



Obrázek č. 9: Schéma pro výpočet výměníku [2]

Rovnice tepelné bilance a její matematické vyjádření souvisí s druhem použitých teplosměnných látek a změnami fází. [1]

Pro vodní páru a tlakovou vodu platí [1]:

$$\dot{Q}_b = M \cdot (i_1 - i_2) \quad [\text{kW}]$$

Při kondenzaci syté páry platí [1] :

$$\dot{Q}_b = M \cdot (i'' - i_k) \quad [\text{kW}]$$

Pro výměníky s fázovou změnou u obou médií platí [1]:

$$\dot{Q}_b = M_1 \cdot (i_{11} - i_k) \cdot \eta = M_2 \cdot (i_{22} - i_{nv}) \quad [\text{kW}]$$

Pro spaliny při použití Is – t diagramu spalin platí [1]:

$$\dot{Q}_b = V_{sp} \cdot c_{sp} \cdot (t_{sp1} - t_{sp2}) \cdot \phi \quad [\text{kW}]$$

Pro vzduch jako ohřivanou látku platí [1]:

$$\dot{Q}_b = V_{vz} \cdot c_{vz} \cdot (t_{22} - t_{21}) \quad [\text{kW}]$$

i'' , i_k , i_{nv} entalpie syté páry, kondenzátu a napájecí vody [kJ.kg⁻¹]

ϕ součinitel využití tepla (tepelná účinnost výměníku z tepelných ztrát do okolí) [-]

V_{sp} , V_{vz} množství kapalin a vzduchu (za normálních podmínek) [m³.s⁻¹]

c_{sp} , c_{vz} měrná tepelná kapacita spalin a vzduchu při konst. tlaku za normálních podmínek za daných teplot [kJ.m³.K⁻¹]

t_{sp1} , t_{sp2} teploty spalin před a za výměníkem [°C]

Po zavedení vodní hodnoty proudu W má rovnice tepelné bilance tvar [1]:

$$\dot{Q}_b = W_1 \cdot (t_{11} - t_{12}) = W_2 \cdot (t_{22} - t_{21}) \quad [\text{kW}]$$

$$W = M \cdot c \quad [\text{kW.K}^{-1}]$$

z toho plyne:
$$\frac{W_2}{W_1} = \frac{t_{11} - t_{12}}{t_{22} - t_{21}} = \frac{\delta_1}{\delta_2} \quad [-]$$

→ z této rovnice vyplývá, že změny teplot těchto dvou teponosných látek jsou nepřímo úměrné vodním hodnotám proudu tepelných kapacit těchto látek:

- větší pokles (vzrůst) teploty média je u látky s menší vodní hodnotou a naopak,

- s tím souvisí i průběh teplot média podél výhřevné plochy výměníku. [1; 2]

3.2 Určení velikosti teplosměnné plochy výměníku

Rovnice prostupu tepla

Rovnice prostupu tepla je dána vztahem [1]:

$$\dot{Q}_k = k \cdot \Delta t \cdot S \quad [\text{W}]$$

k součinitel prostupu tepla [W.m⁻².K⁻¹]

Δt střední teplotní spád [°C]

S velikost teplosměnné plochy [m²]

Po porovnání těchto dvou rovnic dostaneme základní rovnici pro návrh výměníku, kde hledanou veličinou bude velikost výhřevné plochy S [1]:

$$\dot{Q}_b = \dot{Q}_k \quad \rightarrow \quad S = \frac{Q_b \cdot 10^3}{k \cdot \Delta t} \quad [\text{m}^2]$$

Prostup tepla skrz stěnu

Přenos tepelné energie z jednoho prostoru s tekutinou A do druhého prostoru s tekutinou B, které jsou od sebe odděleny pevnou stěnou. [1]

Nejrozšířenější metody výpočtu: - metoda LMTD (střední teplotní logaritmický spád),
- metoda ϵ -NTU. [1]

A) Pro rovinnou stěnu platí vztahy [1]:

$$\dot{Q}_1 = \alpha_1 \cdot (t_1 - t_{s1}) \cdot S \quad [\text{W}]$$

$$\dot{Q}_2 = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (t_{s1} - t_{s2}) \cdot S \quad [\text{W}]$$

$$\dot{Q}_3 = \alpha_2 \cdot (t_{s2} - t_2) \cdot S \quad [\text{W}]$$

Prostup tepla dán rovnicí [1]:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 = k \cdot \Delta t \cdot S \quad [\text{W}]$$

Součinitel prostupu tepla k [1]:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

α_1 - součinitel přestupu tepla z ohřívací látky do stěny [W.m⁻².K⁻¹]

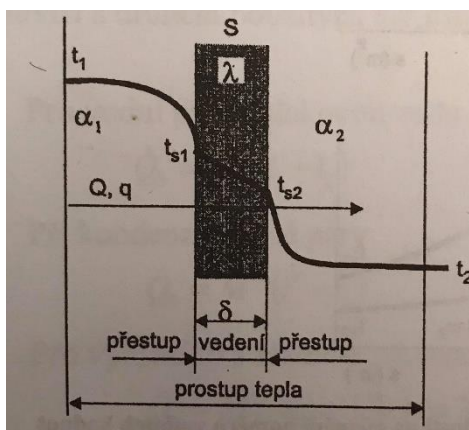
α_2 - součinitel přestupu tepla ze stěny do ohřívané látky [W.m⁻².K⁻¹]

λ - součinitel tepelné vodivosti materiálu stěny [W.m⁻².K⁻¹]

δ - tloušťka stěny [m]

Pro rovinnou stěnu složenou z n – vrstev o různé δ a λ [1]:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$



Obrázek č. 10: Průběh teplot u prostupu tepla rovinnou stěnou [1]

B) Pro válcovou stěnu:

U válcové stěny se součinitel prostupu tepla vztahuje na 1m délky trubky. Vnitřní parametry trubky - index 1, vnější - index 2. [1]

$$k_l = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

Pro vícevrstvou válcovou stěnu [1]:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}}} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

Tepelný tok stěnou (prostup tepla) [1]:

$$\dot{Q} = k_L \cdot L_c \cdot \Delta t \quad [\text{W}]$$

Hustota tepelného toku [1]:

$$q_L = k_L \cdot \Delta t \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-1}]$$

L_c – celková délka trubky

[m]

q_L – hustota tepelného toku vztažená na 1m délky trubkové plochy

[W.m⁻¹]

Metoda LMTD – střední log spád

Pro výpočet LMTD metody využijeme rovnice tepelné bilance při využití vodních hodnot a rovnice prostupu tepla. Rozdílem teplot prostředí t_1 a t_2 je Δt . Průtokem přes plochu ΔS se ohřívací látka změní o Δt_1 a ohřívána o Δt_2 . Změna tepla bude dána vztahem (při zanedbání tepelných ztrát) [1]:

$$\Delta Q = k \cdot (t_1 - t_2) \cdot \Delta S = k \cdot \Delta t \cdot \Delta S \quad [\text{W}]$$

$$\Delta Q = -W_1 \cdot \Delta t_1 = W_2 \cdot \Delta t_2 \quad [\text{W}]$$

Z toho plyne:

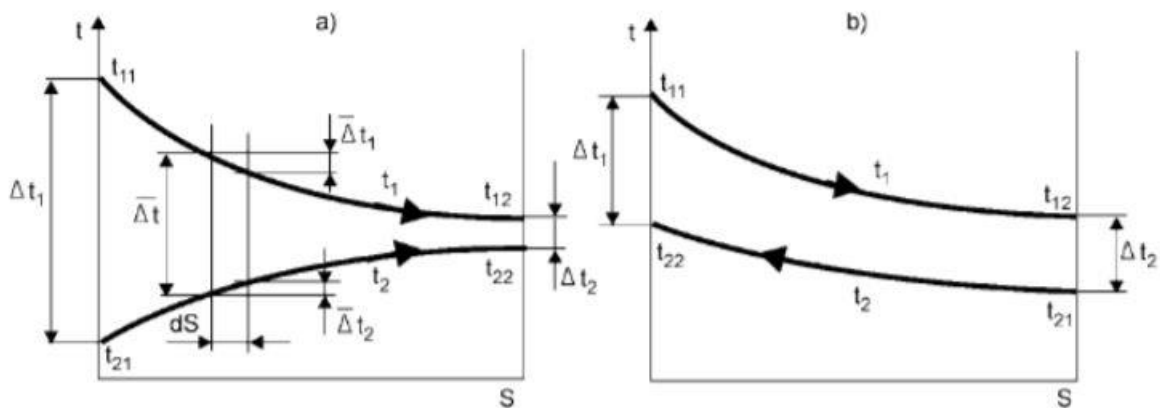
$$\Delta t_1 = -\frac{\Delta Q}{W_1} \quad [^\circ\text{C}]$$

$$\Delta t_2 = \frac{\Delta Q}{W_2} \quad [^\circ\text{C}]$$

Střední logaritmický teplotní spád $\bar{\Delta t}$

Střední logaritmický spád je dán vztahem [1]:

$$\bar{\Delta t} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} \quad [^\circ\text{C}]$$



Obrázek č. 11: Průběh teplot souprůdého (a) a protiprůdého (b) výměníku [2]

Metoda ϵ -NTU

Pokud neznáme vstupní nebo výstupní veličinu, je potřeba interpolovat. Pro tuto situaci je vhodné využití metody NTU (number of transfer units). Tato metoda je založena na efektivnosti výměníku při přenosu určitého množství tepla. Je vhodná pro kontrolní výpočty a pro porovnávání různých typů výměníku. [1]

Parametr NTU vychází ze základních technických parametrů výměníku, kterými jsou součinitel prostupu tepla a velikost teplosměnné plochy. Rovnice pro výpočet NTU je [1]:

$$\text{NTU} = \frac{k \cdot S}{W_{\min}} \quad [-]$$

k – součinitel prostupu tepla teplosměnné plochy výměníku [W.m⁻².K⁻¹]

S – celková plocha teplosměnné plochy výměníku	[m ²]
W _{min} – menší z průtokových kapacit ochlazovaného W1 a ohřivaného W2 media	[W.K ⁻¹]
W _{max} – větší z průtokových kapacit ochlazovaného W1 a ohřivaného W2 media	[W.K ⁻¹]
C1 = m _{t1} · c _{p1}	[W.K ⁻¹]
C2 = m _{t2} · c _{p2}	[W.K ⁻¹]

Tepelný výkon [1]:

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot W_{\min} \cdot (t_{11} - t_{22}) \quad [W]$$

kde: $W_{\min} = (m \cdot c_p)_{\min} \quad [W]$

ε – efektivnost výměníku [-]

W_{min} – nižší z obou vodních hodnot [W.K⁻¹]

Efektivnost výměníku: = poměr mezi skutečně přeneseným teplem Q_{skut} a maximálně možným přenosem tepla Q_{max}. [1]

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{skut}}}{Q_{\text{max}}} = \frac{W_1 \cdot (t_{11} - t_{12})}{W_{\min} \cdot (t_{11} - t_{21})} = \frac{W_2 \cdot (t_{21} - t_{22})}{W_{\min} \cdot (t_{11} - t_{21})} = \frac{\Delta t_{\min \text{ medium}}}{\Delta t_{\max \text{ ve vymeniku}}} \quad [-]$$

Maximální přenos tepla ve výměníku je možný, pokud medium dosáhne maximální tepelný rozdíl ve výměníku (vstupní teplota ohřívacího a ohřivaného media). Toho lze dosáhnout pouze mediem, které má nižší hodnotu tepelné kapacity (m · c_p)_{min}. Neboli, pokud má tekutina s maximálním teplotním rozdílem odevzdat teplo, pak tekutina s vyšší tepelnou kapacitou teplo přijme s nižším Δt. [1]

$$(\dot{m} \cdot c)_{\min} \cdot \Delta t_{\max} = (\dot{m} \cdot c)_{\max} \cdot \Delta t_{\min}$$

Součinitel přestupu tepla α:

Součinitel přestupu tepla α udává tepelný tok, který přestoupí z kapaliny do stěny. [5]

- Velikost α závisí na :
 - rychlosti proudění tekutiny (v),
 - tvaru, rozměrech a délce trubky (d),
 - tepelné vodivosti (λ), hustotě (ρ), tlaku (p), měrné tepelné kapacity (c) a viskozitě kapaliny (η),
 - drsnosti stěny trubky. [5]

$$\alpha = f(\lambda, v, d, p, \rho, c, \eta)$$

Součinitel přestupu tepla nelze vyjádřit jednoduchým vzorcem, různé případy sdílení tepla jsou nutné počítat dle výpočtových vzorců – kritéria podobnosti (bezrozměrná čísla). [5]

Nusseltovo číslo [5]:
$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}$$

Prandtlovo číslo [5]:
$$Pr = \frac{\nu \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda}$$

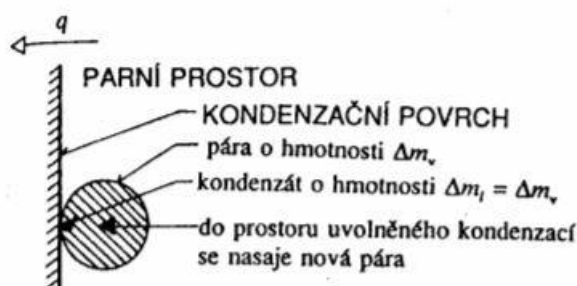
Reynoldsovo číslo [5]:
$$Re = \frac{w \cdot l}{\nu}$$

Přestup tepla při kondenzaci vodní páry

Styk páry a stěny, která má nižší teplotu, než je teplota kondenzační při daném tlaku, zapříčiňuje postupnou fázovou změnu páry na kapalinu, tzv. kondenzát, a odvod tepla uvolněného kondenzací chladicí stěnou. [6]

Na obrázku můžeme vidět, jak se pohybuje pára, která se stýká s kondenzačním povrchem. Zkondenzuje-li pára o hmotnosti Δm_v a objemu ΔV_v , vznikne kondenzát o stejné hmotnosti $\Delta m_l = \Delta m_v$, ale o podstatně menším objemu ΔV_l . Snížení objemu je asi 0,001 původního objemu páry. Takové snížení objemu vyvolá intenzivní pohyb páry z přilehlého prostoru ke kondenzační ploše. [6]

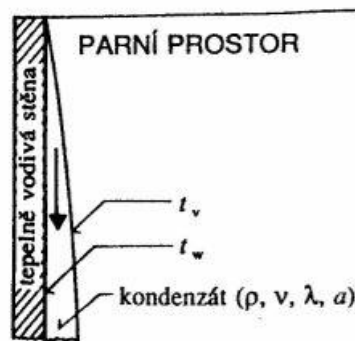
Nejčastěji dochází ke kondenzaci čisté nasycené páry. Pára ale může být i přehřátá anebo může obsahovat jistý podíl nekondenzujících plynů (inert). [6]



Obrázek č. 12: Pohyb páry směrem ke kondenzačnímu povrchu [6]

Přestup tepla u filmové kondenzace nasycené páry na svislé stěně, který můžeme vidět na obrázku č. 13, by se teoreticky dalo vypočítat pomocí Nusselta, který odvodil vztah pro podmínku laminárního proudění kondenzátu na stěně. V takovém případě pára kondenzuje na povrchu filmu. Hlavní odpor proti sdílení tepla je zde soustředěn do laminárního filmu stékajícího kondenzátu, kterým se teplo uvolněné kondenzací ke stěně sdílí pouze vedením.

Tloušťka filmu se postupně zvětšuje od vrchu dolů, a tím se mění i místní hodnota součinitele přestupu tepla (klesá). [6]



Obrázek č. 13: Filmová kondenzace čisté nasycené páry t_v na svislé stěně. ($t_w < t_v$) [6]

Střední hodnota součinitele přestupu tepla na výšce l kondenzačního povrchu lze tedy vypočítat jako [4; 6]:

$$\alpha = C \left[\frac{\lambda^3 \rho^2 g \Delta h_{l \rightarrow g}}{l \eta (t_v - t_w)} \right]^{1/4} \text{ [w.m}^{-2}\text{.K]}$$

pro svislé trubky:	$C = 0,943$ l je délka trubky (výška)
pro vodorovné trubky:	$C = 0,73$ l je průměr trubky
λ, η, ρ :	fyzikální vlastnosti kondenzátu
t_v :	teplota páry
t_w :	teplota kondenzační stěny
$\Delta h_{l \rightarrow g}$:	měrná výparná entalpie

3.3 Hydraulický výpočet

Cílem hydraulického výpočtu je určení tlakových ztrát. Měl by být prováděn paralelně s tepelným výpočtem, jelikož přestup tepla a velikost tlaku (tlakových odporů) spolu úzce souvisí. [3]

Velikost tlakových ztrát je ovlivněna především rychlostí proudění. Intervalů těchto rychlostí byly vymezeny několikaletými zkušenostmi, které respektují jak ekonomická, tak provozní hlediska. V praxi se tedy rychlost médií volí na základě těchto doporučení a výpočet tlakových ztrát se provádí pouze pro kontrolu. [3]

Tlakové ztráty při proudění dělíme do 4 skupin:

- ztráty třením média o stěnu Δp_λ ,
- místní ztráty Δp_ζ ,
- ztráty z urychlení/zpomalení proudu Δp_d ,
- ztráty zdvihovou prací $\Delta h \cdot \rho \cdot g$. [3]

Celková ztráta výměníku je potom součet jednotlivých složek [3]:

$$\Delta p = \Delta p_\lambda + \Delta p_\zeta + \Delta p_d + \Delta h \cdot \rho \cdot g \quad [\text{Pa}]$$

Tlakové ztráty sériově zapojených částí se sčítají [3]:

$$\Delta p_{\text{ser}} = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \dots + \Delta p_n \quad [\text{Pa}]$$

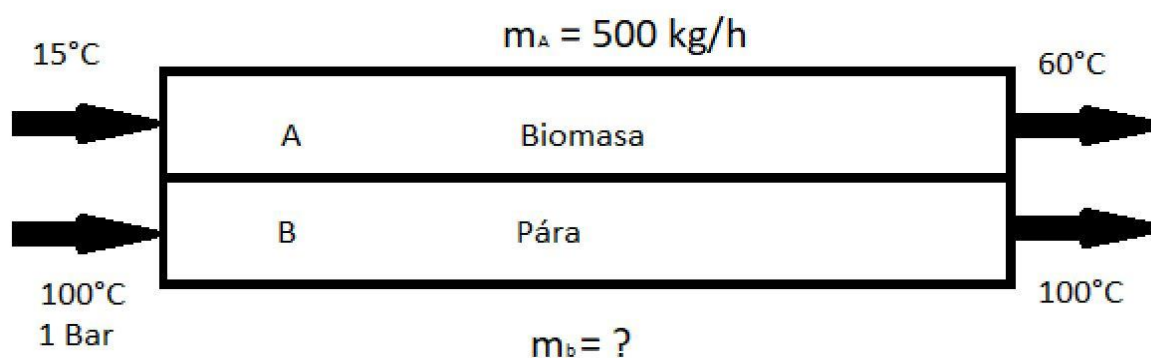
Tlakové ztráty částí zapojených paralelně se rovnají [3]:

$$\Delta p_{\text{par}} = \Delta p_1 = \Delta p_2 = \dots = \Delta p_n \quad [\text{Pa}]$$

4 Návrh výměníku

4.1 Zadání

Cílem této práce bylo zjistit, jak velký bychom potřebovali deskový výměník na ohřev sójových bobů s 10% vlhkostí k tomu, aby tato biomasa dosáhla teploty 60°C při hmotnostním průtoku 500 kg/h. Původní teplota biomasy byla 15 °C. K ohřátí budeme využívat atmosférickou páru o teplotě 100 °C, která bude kondenzovat uvnitř desek výměníku. Na obrázku číslo 14 můžeme vidět toto zadání.



Obrázek č. 14: Zadání návrhu výměníku

$$m_A = 500 \text{ [kg/h]} = 0,14 \text{ [kg/s]}$$

$$m_B = ?$$

$$c_{pB} = ?$$

4.2 Výpočet potřebné plochy výměníku:

Abychom zjistili výslednou potřebnou plochu výměníku (S), nejprve musíme vypočítat potřebný výkon (Q), který zjistíme pomocí výpočtu přes bilanční rovnici, logaritmický teplotní spád (Δt_{ln}) a součinitel prostupu tepla (k).

$$Q = k \cdot S \cdot \Delta t_{ln} \Rightarrow S = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{ln}}$$

4.2.1 Tepelná bilance výměníku

$$Q_A = Q_B$$

$$m_A \cdot c_{pA} \cdot \Delta t_A = m_B \cdot \Delta h_B \longrightarrow$$

$$c_{pA} = 2 \text{ [kJ.kg}^{-1}\text{.K}^{-1}] \text{ (sója, 10\% vlhkost)}$$

$$h_g = 2675 \text{ [kJ.kg}^{-1}] \text{ (pro 1 Bar)}$$

$$h_l = 417,4 \text{ [kJ.kg}^{-1}] \text{ (pro 1 Bar)}$$

$$\Delta h_B = h_g - h_l = 2675 - 417,4$$

$$\Delta h_B = 2257,6 \text{ [kJ.kg}^{-1}] = 2\,257\,600 \text{ [J.kg}^{-1}]$$

$$\Delta t_A = 60 - 15 = 45 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$Q_A = 0,14 \cdot 2 \cdot 45$$

$$Q_A = 12,6 \text{ [kW]}$$

$$m_B = Q_A / \Delta h_B = 0,0056 \text{ [kg.s}^{-1}] = 20 \text{ [kg.h}^{-1}]$$

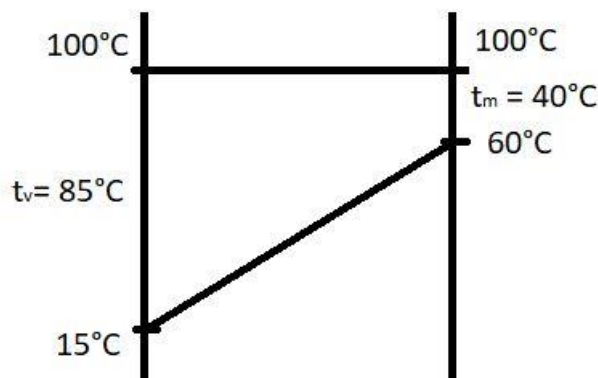
4.2.2 Logaritmický teplotní spád

Pro výpočet logaritmického teplotního spádu využijeme vzorec pro logaritmický teplotní spád.

Znázornění teplot je patrné na obrázku číslo 15.

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}}$$

$$\Delta t_{ln} = 59,7 \text{ [}^\circ\text{C]}$$



Obrázek č. 15: Znázornění teplot pro logaritmický teplotní spád

4.2.3 Součinitel prostupu tepla

Abychom zjistili součinitel prostupu tepla k , musíme vypočítat součinitel přestupu tepla páry α_1 a součinitel přestupu tepla biomasy α_2 . Tloušťku stěny δ známe a tepelnou vodivost nerezů také. $k = f(\alpha_1, \lambda, \delta, \alpha_2)$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{1}{\alpha_2}}$$

Teoretické určení součinitele přestupu tepla na straně ohřívajícího materiálu je komplexní záležitost, a proto bude určen experimentálně pro podmínky obdobné zadání. Experimentálnímu určení bude věnována samostatná kapitola.

4.2.4 Součinitel přestupu tepla páry

Abychom zjistili součinitele přestupu páry, využijeme vztah pro výpočet kondenzace nasycené páry:

$$\alpha_1 = C \cdot \left[\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot g \cdot \Delta h}{l \cdot \eta \cdot (t_v - t_w)} \right]^{1/4} \longrightarrow C \dots \text{ pro vodorovné trubky}$$

$$C = 0,943$$

λ ... tepelná vodivost

$$\lambda = 679,1 \cdot 10^{-3} [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

ρ ... hustota kondenzátu

$$\rho = 958,39 [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$$

g ... gravitační zrychlení

$$g = 10 [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$$

Δh ... měrná entalpie

$$\Delta h = 2\,257,6 [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

l ... výška desky

$$l = 1 [\text{m}]$$

η ... dynamická viskozita

t_v ... teplota páry [100 °C]

t_w ... teplota kondenzační stěny [99,9 °C]

$$\eta = \nu \cdot \rho \quad [\text{N.s.m}^{-2}]$$

$$\eta = 0,294 \cdot 10^{-6} \cdot 958,39$$

$$\eta = \mathbf{0,00028} \quad [\text{N.s.m}^{-2}]$$

$$\alpha_1 = C \cdot \left[\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot g \cdot \Delta h}{l \cdot \eta \cdot (t_v - t_w)} \right]^{1/4} = 0,943 \cdot \left[\frac{(679,1 \cdot 10^{-3})^3 \cdot 958,39^2 \cdot 10 \cdot 2257600}{1 \cdot 2,817 \cdot 10^{-4} \cdot (100 - 99,9)} \right]^{1/4}$$

$$\alpha_1 = \mathbf{20\ 663,23} \quad [\text{W.m}^{-2}.\text{K}]$$

4.3 Experimentální určení přestupu tepla biomasy

4.3.1 Postup

Do laboratorního výměníku jsme nasypali 3,94 kg sóji. Ve výměníku jsme měli 3 termočlánky s různou vzdáleností od vyhřívací plochy. První termočlánek byl vzdálen 10 mm, druhý 25 mm a třetí 60 mm od zdroje tepla. Prostor, do kterého byla sója vysypána, měl rozměry 220 x 220 x 120 mm. Měření probíhalo 60 minut a sledovali jsme, jak se teploty mění se vzdáleností od vyhřívané desky.

Okolní teplota byla 15°C, teplota materiálu 14,2 °C a teplota vyhřívané stěny byla 100 °C.

4.3.2 Použité přístroje

- Termočlánky typu T
- Elektroměr s pulsním výstupem
- Výměník tepla

4.3.3 Schéma měření

Na schématu číslo jedna můžeme vidět, jak měření probíhalo. Výměník měl rozměry 220x220x120mm. Přilehlá vyhřívaná deska měla rozměry 220x220x10mm. Je zde také vidět jednotlivé rozmístění termočlánků. Do výměníku jsme nasypali sóju a 60 minut měřili její změnu teploty na vzdálenost od vyhřívané desky.

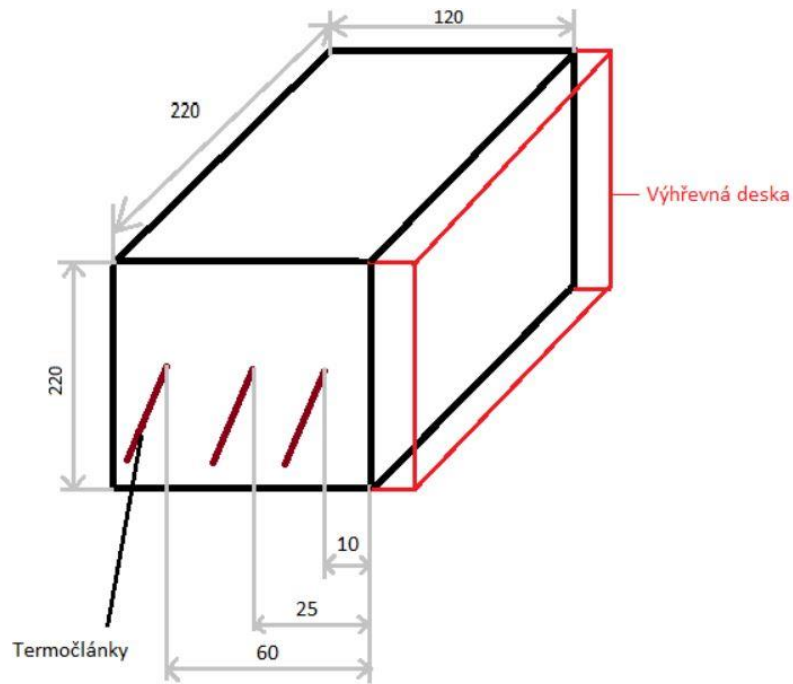


Schéma č. 1: Schéma měření teploty sóji

4.3.4 Fotografie z laboratorního měření

Na fotografiích 1-4 můžeme vidět obrázky z laboratorního měření na ohřátí sóji. Na fotografii 1 je vidět výměník, který je napůl zaplněný sójou a jsou zde také vidět jednotlivě rozmístěné termočlánky. Na fotografii 4 jsou vidět měřicí přístroje (elektroměr s pulsním výstupem).



Fotografie č. 1



Fotografie č. 3



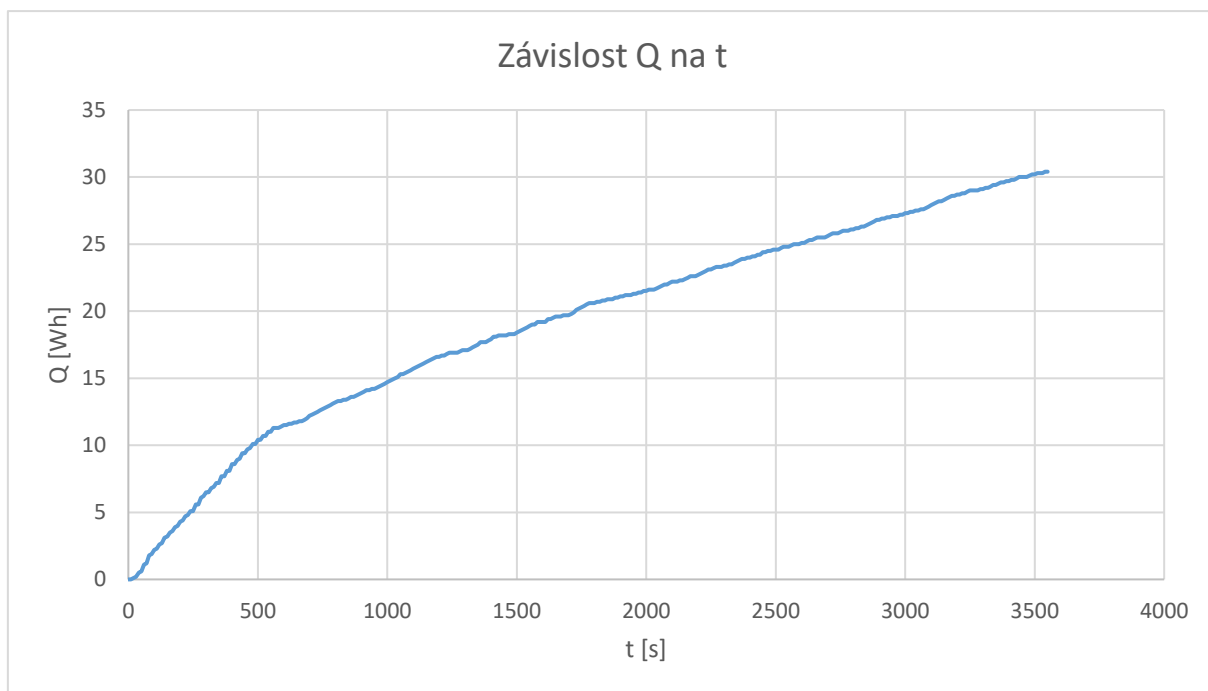
Fotografie č. 2



Fotografie č. 4

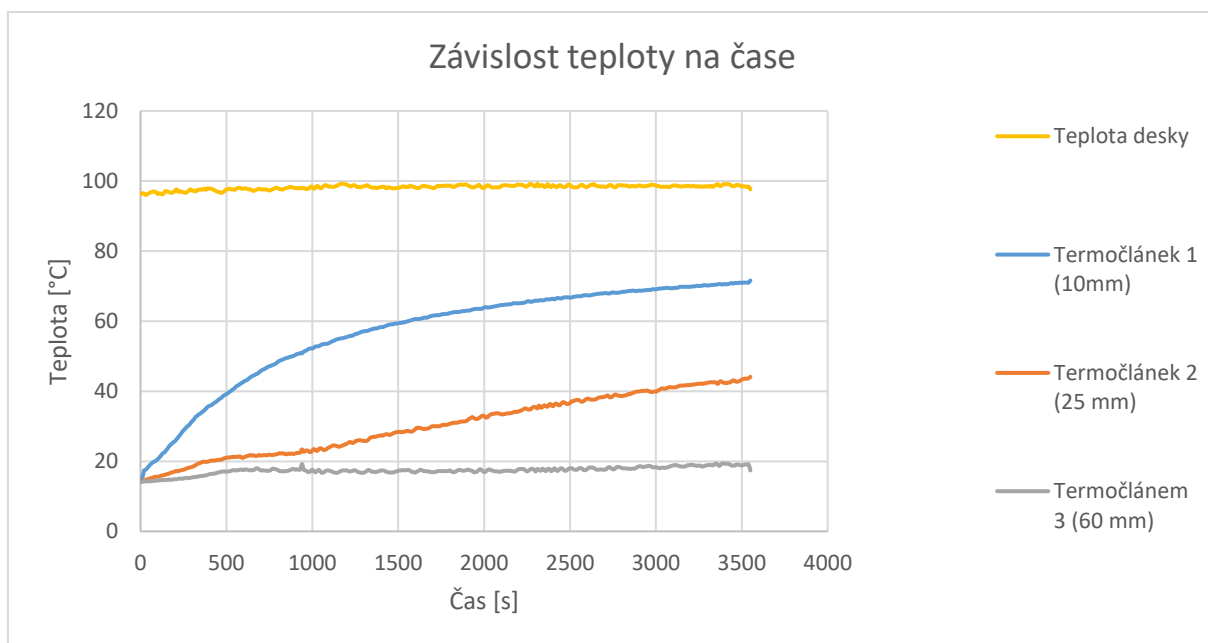
4.3.5 Grafické závislosti

Na grafu č. 1 můžeme vidět, že odebíraný elektrický příkon se s přibývajícím časem téměř lineárně zvětšuje.



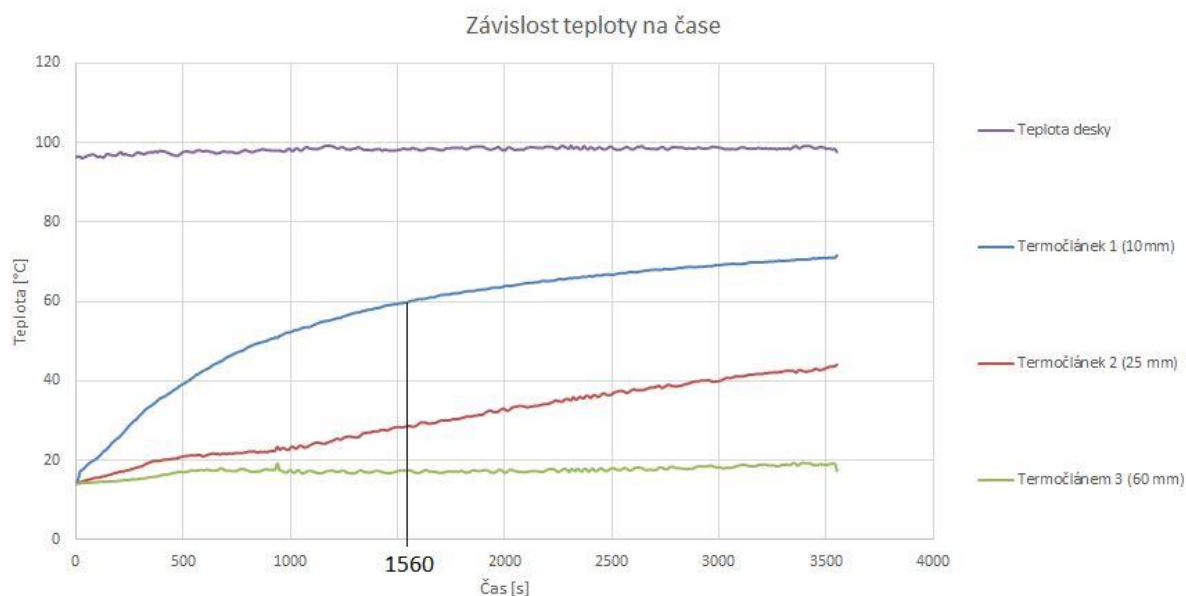
Graf č. 1: Závislost příkonu na čase

Na grafu číslo 2 je vidět, že teplota na jednotlivých termočláncích se s přibývajícím časem zvětšuje. Nejvýrazněji se zvětšuje u termočláneku 1, který je nejbližší výhřevné desce, naopak na termočláneku 3 se téměř nezvětšuje, protože je daleko od výhřevné desky.



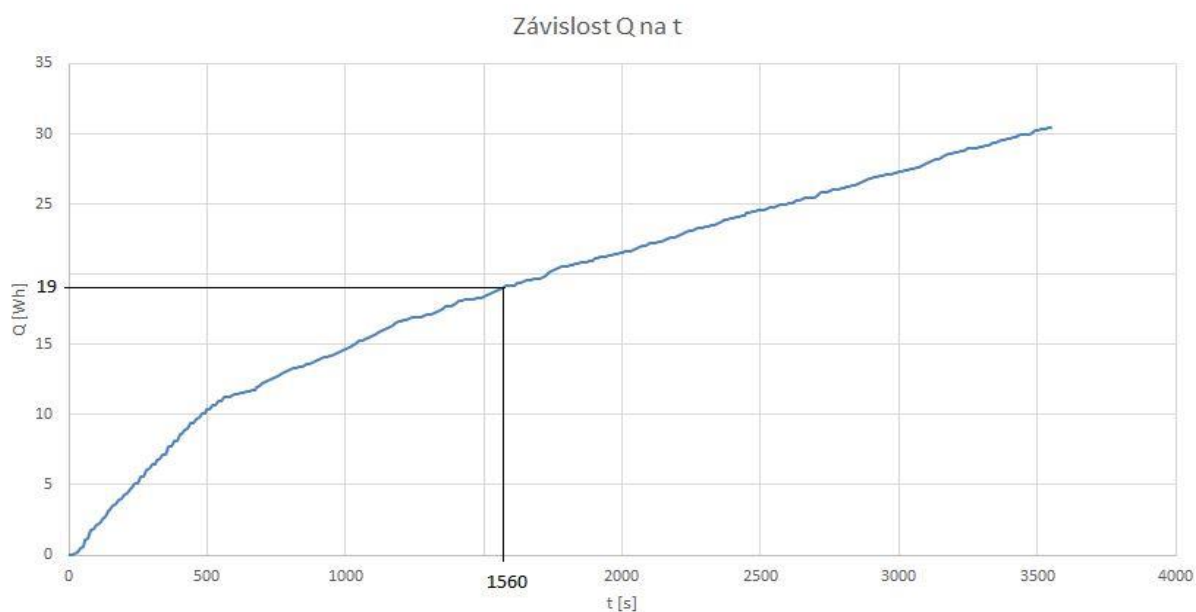
Graf č. 2: Závislost teploty na čase

Na grafu číslo 3 můžeme vidět, že teploty biomasy 60°C dosáhneme pouze na termočlánek číslo 1 a to za 1560 sekund, neboli za 26 minut. Na ostatních termočláncích se na tuto hodnotu nedostaneme, což znamená, že náš výměník musí mít výhřevné desky od sebe vzdálené stejně daleko, jako termočlánek 1, který je vzdálen 10 mm od výhřevné desky.



Graf č. 3: Potřebný čas na vyhřátí sóji na 60 °C

Na grafu číslo 4 můžeme vidět, že na vyhřívání po dobu 1560s (0,43 hod), je potřeba příkon o hodnotě 19 Wh.



Graf č. 4: Potřebný příkon pro vyhřívání po dobu 1560 s.

Přepočítání Watthodin na Watt

$$Q = \frac{19 \text{ [Wh]}}{0,43 \text{ [hod]}} = 44,18 \text{ W}$$

$Q_{ztr} = 3,5 \text{ W}$ ztráta výměníku do okolí

4.3.6 Výpočet součinitele přestupu tepla biomasy

$$\alpha_2 = \frac{Q}{S \cdot \Delta t} = \frac{Q - Q_{ztr}}{S \cdot (t_{desky} - t_{mat.zač.})} = \frac{44,18 - 3,5}{0,22 \cdot 0,22 \cdot (100 - 14,2)}$$

$$\alpha_2 = 9,8 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2}\text{K}^{-1} \text{]}$$

4.3.7 Výpočet součinitele prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

α_1 ... součinitel přestupu tepla páry (20 663,23 [W.m⁻²K⁻¹])

α_2 ... součinitel přestupu tepla biomasy (9,8 [W.m⁻²K⁻¹])

λ_1 ... tepelná vodivost nerez (15 [W.m⁻¹K⁻¹])

δ_1 ... tloušťka stěny (2 [mm])

$$k = \frac{1}{\frac{1}{20663,23} + \frac{0,002}{15} + \frac{1}{9,8}}$$

$$k = 9,78 \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}]$$

4.3.8 Určení plochy výměníku

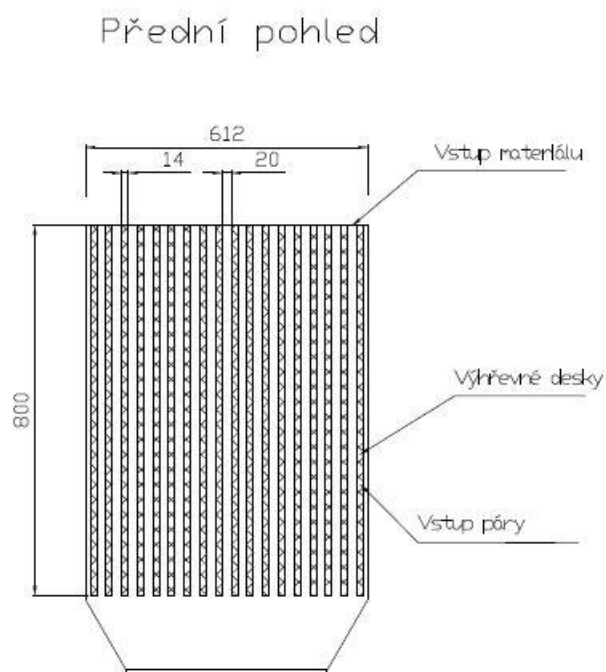
$$S = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{12600}{9,78 \cdot 59,7}$$

$$S = 21,6 \text{ [m}^2\text{]}$$

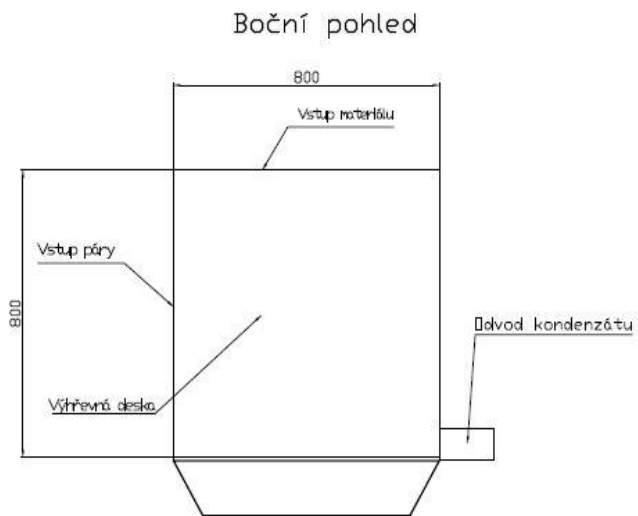
4.4 Projekční návrh výměníku

Z výpočtů pro návrh deskového výměníku pro požadované parametry jsme zjistili, že bychom potřebovali výměník o výhřevné ploše 22 m². Zvolil bych tedy deskový výměník o 18 deskách, o rozměrech desek 800x800 mm. Výsledný výměník by byl tedy dlouhý 612 mm.

Schéma výměníku můžeme vidět na obrázcích 16-18. Výměník by měl rozměry 800x800x612 mm. Do desek by vstupovala pára o průtoku 20 kg/h a z vrchu by se do něho mezi výhřevné desky sypala sója. Jelikož čas jejího nahřátí na 60°C je 26 minut a sóju sypeme rychlostí 500 kg/h, výměník by musel mít objem pro 220 kg, což je při hustotě sóji 800 kg/m³ 0,275 m³, což tento výměník splňuje. Desky výměníku budou mít rozteč 20 mm, jelikož jsme vypočítali, že pro ohřátí na 60°C musíme mít desku vzdálenou 10 mm od sóji, takže každá deska vyhřívá 10 mm na obě strany. Ze spodu by byla vyhřátá sója odebírána pomocí šnekového dopravníku.

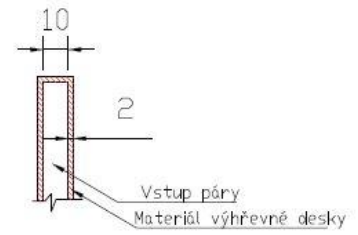


Obrázek č. 16: Pohled na výměník zepředu



Obrázek č. 17: Pohled z boku

Výhřevná deska

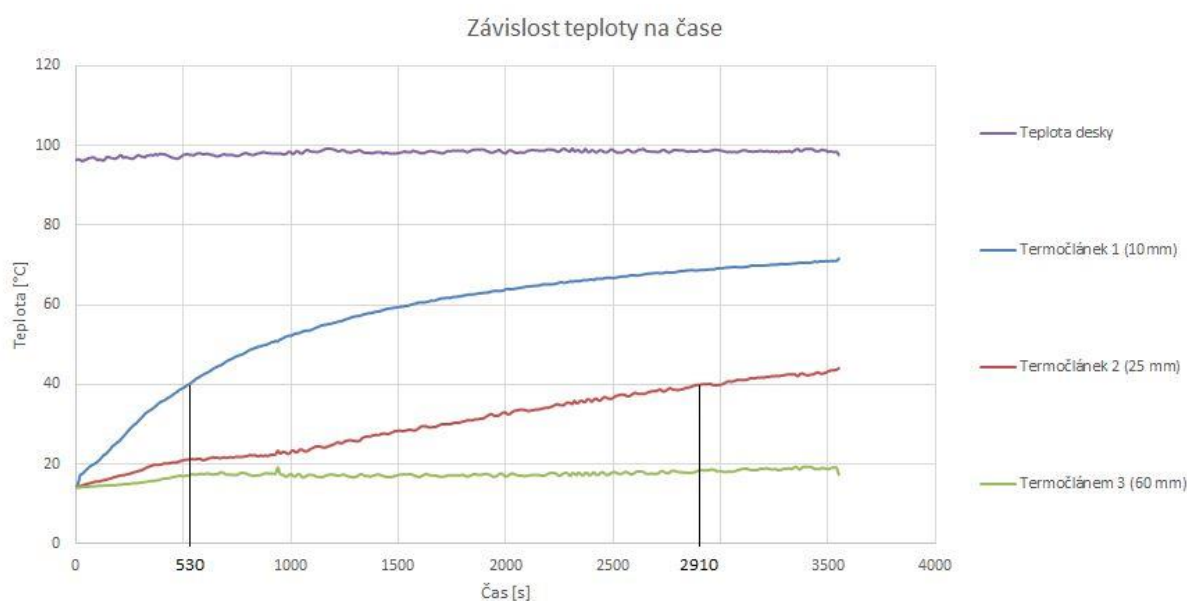


Obrázek č. 18: Výhřevná deska
výměníku

5 Návrh pro změnu výstupní teploty materiálu na 40°C

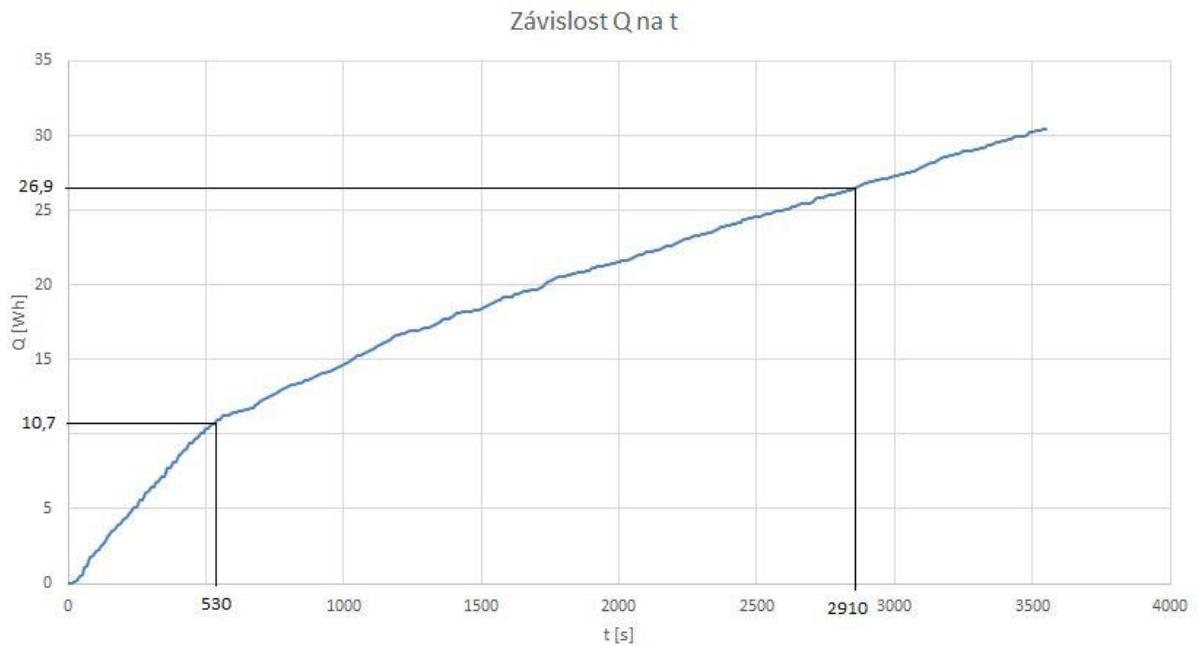
Cílem tohoto výpočtu bylo porovnat, jak by se změnil potřebný výkon, čas, a rozteč topných desek, kdyby nám sója stačila ohřát na 40 °C.

Na grafu číslo 5 můžeme vidět, že na termočlánek 1 (rozteč 20 mm) dosáhneme teploty biomasy 40°C za 530 sekund, neboli za 8,8 minuty. Na termočlánek 2 (rozteč 50 mm) dosáhne této teploty za 2910 vteřin, což je 48,5 minuty. Na třetím termočlánek se na tuto hodnotu nedostaneme. To znamená, že náš výměník by musel mít výhřevné desky od sebe vzdálené buď jako termočlánek 1, tedy 10 mm od výhřevné desky, nebo jako termočlánek 2, který má vzdálenost od výhřevné desky 25 mm, ovšem ohřátí trvá téměř 5x déle.



Graf č. 5: Dosažení teplot 40°C na jednotlivých termočláncích

Na grafu číslo 6 je vidět, že na vyhřívání po dobu 530s (0,15h), je potřeba příkon o hodnotě 10,7 Wh. Na vyhřívání po dobu 2910s (0,8h) by bylo potřeba příkonu 26,9 Wh.



Graf č. 6: Potřebný výkon pro vyhřívání po dobu 530 s, respektive 2910 s.

Tabulka č. 1: Porovnání jednotlivých roztečí

		Rozteč 20 mm		Rozteč 50 mm	
		Příkon [Wh]	Čas [s]	Příkon [Wh]	Čas [s]
Teplota	40 °C	10,7	530	26,9	2910
	60°C	19	1560	Nedosáhneme	Nedosáhneme

V tabulce číslo 1 můžeme vidět porovnání jednotlivých vzdáleností od vyhřevné desky a vliv těchto vzdáleností na teplotu, čas a příkon. Termočlánek 3 není zahrnut v tabulce, jelikož s jeho vzdáleností 60 mm od vyhřevné desky nedosáhneme ani jedné z výše zmíněných teplot.

Výpočet při rozteči 20 mm pro 40 °C

Přepočet Watthodiny na Watt

$$Q = \frac{10,7 \text{ [Wh]}}{0,15 \text{ [hod]}} = 72,7 \text{ [W]}$$

$Q_{ztr} = 3,5 \text{ W}$ ztráta výměníku do okolí

Výpočet součinitele přestupu tepla biomasy

$$\alpha_2 = \frac{Q}{S \cdot \Delta t} = \frac{Q - Q_{ztr}}{S \cdot (t_{desky} - t_{mat.zač.})} = \frac{72,7 - 3,5}{0,22 \cdot 0,22 \cdot (100 - 14,2)}$$

$$\alpha_2 = 16,7 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2}\text{K}^{-1} \text{]}$$

Výpočet součinitele prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad \alpha_1 \dots \text{ součinitel přestupu tepla páry (20 663,23 [W} \cdot \text{m}^{-2}\text{K}^{-1}\text{])}$$

$\alpha_2 \dots$ součinitel přestupu tepla biomasy (16,7 [W.m⁻²K⁻¹])

$\lambda_1 \dots$ tepelná vodivost nerez (15 [W.m⁻¹K⁻¹])

$\delta_1 \dots$ tloušťka stěny (2 [mm])

$$k = \frac{1}{\frac{1}{20663,23} + \frac{0,002}{15} + \frac{1}{16,7}}$$

$$k = 16,65 \quad \text{[W} \cdot \text{m}^{-2}\text{]}$$

Určení plochy výměníku

Při ohřevu na 40°C by se výkon změnil na 7 kW a tepelný spád na 71,8°C

$$S = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{7000}{16,65 \cdot 71,8}$$

$$S = 5,86 \text{ [m}^2\text{]}$$

Výpočet při rozteči 50 mm pro 40 °C

Přepočet Watthodiny na Watt

$$Q = \frac{26,9 \text{ [Wh]}}{0,8 \text{ [hod]}} = 33,6 \text{ [W]}$$

$Q_{ztr} = 3,5 \text{ W} \dots\dots$ ztráta výměníku do okolí

Výpočet součinitele přestupu tepla biomasy

$$\alpha_2 = \frac{Q}{S \cdot \Delta t} = \frac{Q - Q_{ztr}}{S \cdot (t_{desky} - t_{mat.zač.})} = \frac{33,6 - 3,5}{0,22 \cdot 0,22 \cdot (100 - 14,2)}$$

$$\alpha_2 = 7,25 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1} \text{]}$$

Výpočet Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad \alpha_1 \dots \text{ součinitel přestupu tepla páry (20 663,23 [W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}\text{])}$$

$\alpha_2 \dots$ součinitel přestupu tepla biomasy (16,7 [W.m⁻²K⁻¹])

$\lambda_1 \dots$ tepelná vodivost nerez (15 [W.m⁻¹K⁻¹])

$\delta_1 \dots$ tloušťka stěny (2 [mm])

$$k = \frac{1}{\frac{1}{20663,23} + \frac{0,002}{15} + \frac{1}{7,25}}$$

$$k = 7,24 \quad \text{[W} \cdot \text{m}^{-2}\text{]}$$

Určení plochy výměníku

Při ohřevu na 40°C by se výkon změnil na 7 kW a tepelný spád na 71,8°C

$$S = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{7000}{7,24 \cdot 71,8}$$

$$S = 13,47 \quad \text{[m}^2\text{]}$$

Tabulka č. 2: Potřebná výhřevná plocha u jednotlivých roztečí

		Rozteč 20mm			Rozteč 50 mm		
		Příkon [Wh]	Čas [s]	Výhřevná plocha S [m ²]	Příkon [Wh]	Čas [s]	Výhřevná plocha S [m ²]
Teplota	40 °C	10,7	530	5,86	26,9	2910	13,47
	60°C	19	1560	21,6	Nedosáhneme	Nedosáhneme	-

V tabulce 2 můžeme vidět porovnání jednotlivých termočlánků, za jak dlouho a jaký by byl potřeba příkon na vyhřátí sóji na 40°C respektive 60°C a výslednou potřebnou teplosměnnou plochu.

Závěr

Z obsahu mé práce lze vidět, že byla zaměřena na popis a srovnání jednotlivých typů výměníků, jejich výpočty a následný návrh konkrétního typu výměníku.

Z experimentální části práce jsem vypočítal a navrhl takový deskový výměník, aby splnil zadané parametry pro ohřev biomateriálu.

Experimentálně (viz tab. 2) jsem dále ověřil, že výsledný tvar a velikost výměníku závisí na 3 hodnotách:

- na požadované teplotě, na kterou chceme biomateriál ohřát,
- na výkonu,
- na rozteči výhřevných ploch.

Cílem mé práce bylo navrhnout deskový výměník pro ohřátí sóji na 60 °C o hmotnostním průtoku 500 kg/h pomocí páry kondenzující uvnitř desek výměníku. Z následných výpočtů jsem zjistil, že pro tyto požadavky bychom potřebovali výměník, který by obsahoval 18 desek o rozměrech 800x800 mm a celkové výhřevné ploše 22 m². Potřebný průtok páry by byl 20 kg/h. Výsledné rozměry výměníku by byly 800x800x612 mm.

Finální tvar a provedení výměníku záleží na požadavcích provozovatele, respektive na tom, co je pro něho výhodnější, zda potřebuje mít co nejmenší výměník či co nejmenší spotřebu energie.

Výsledek této bakalářské práce by mohl sloužit například pro výrobce krmiv pro zvířata (pet food), kteří potřebují předeřhřát vybrané druhy biomateriálů. Tento předeřhřev jim usnadní další zpracování a lepší využití nutričních hodnot dané suroviny.

6 Seznam použitých zdrojů

1. BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2009. ISBN 978-80-214-3955-9.
2. ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE. Výměníky tepla. In: *Katedra technických zařízení budov K11125* [online]. 17. 4. 2011 [cit. 18. 4. 2019]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-06.pdf>.
3. DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Vyd. 3. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 1999. ISBN 978-80-01-03757-7.
4. HASAL, Pavel, Igor SCHREIBER a Dalimil ŠNITA. *Chemické inženýrství I*. Vyd. 2., přeprac. Praha: Vysoká škola chemicko-technologická v Praze, 2007. ISBN 978-80-7080-002-7.
5. KOVAŘÍK, Petr. Termomechanika. Sdílení tepla. In: *Západočeská univerzita v Plzni* [online]. [cit. 21. 4. 2019]. Dostupné z: <http://home.zcu.cz/~kovarikp/TM/cviceni/sdileni.pdf>.
6. VYSOKÁ ŠKOLA CHEMICKO-TECHNOLOGICKÁ V PRAZE. Sdílení tepla prouděním. In: *Ústav chemického inženýrství* [online]. [cit. 22. 4. 2019]. Dostupné z: <https://vscht.cz/uchi/ped/chi/chi.ii.text.k16.sdileni.tepla.pdf>.

7 Seznam tabulek

Tabulka č. 1: Porovnání jednotlivých roztečí	38
Tabulka č. 2: Potřebná výhřevná plocha u jednotlivých roztečí	41

8 Seznam obrázků

Obrázek č. 1: Jednotlivé typy výměníků [2]	7
Obrázek č. 2: Vzájemné směry proudění médií [2]	8
Obrázek č. 3: Plášťový trubkový výměník [2]	10
Obrázek č. 4: Výměník se šroubovitě vinutými trubkami [2]	12
Obrázek č. 5: Výměník se žebrovanými trubkami [2]	12
Obrázek č. 6: Deskový výměník tepla [1]	13
Obrázek č. 7: Výměník typu Ljunktström [1]	14
Obrázek č. 8: Vstřikovací chladič páry [2]	16
Obrázek č. 9: Schéma pro výpočet výměníku [2]	17
Obrázek č. 10: Průběh teplot u prostupu tepla rovinnou stěnou [1]	20
Obrázek č. 11: Průběh teplot souproudého (a) a protiproudého (b) výměníku [2]	21
Obrázek č. 12: Pohyb páry směrem ke kondenzačnímu povrchu [6]	23
Obrázek č. 13: Filmová kondenzace čisté nasycené páry $t_w < t_v$ [6]	24
Obrázek č. 14: Zadání návrhu výměníku	26
Obrázek č. 15: Znázornění teplot pro logaritmický teplotní spád	27
Obrázek č. 16: Pohled na výměník zepředu	35
Obrázek č. 17: Pohled z boku	36
Obrázek č. 18: Výhřevná deska výměníku	36

9 Seznam grafů

Graf č. 1: Závislost příkonu na čase	32
Graf č. 2: Závislost teploty na čase	32
Graf č. 3: Potřebný čas na vyhřátí sóji na 60 °C	33
Graf č. 4: Potřebný příkon pro vyhřívání po dobu 1560 s.	33
Graf č. 5: Dosažení teplot 40°C na jednotlivých termočláncích	37
Graf č. 6: Potřebný výkon pro vyhřívání po dobu 530 s, respektive 2910 s.	38

10 Seznam fotografií

Fotografie č. 1	30
Fotografie č. 2	31
Fotografie č. 3	31
Fotografie č. 4	31

11 Seznam schémat

Schéma č. 1: Schéma měření teploty sóji	30
---	----