

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: B2301 Strojní inženýrství  
Studijní zaměření: Stavba energetických strojů a zařízení

# **BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

Parní ohřev zásobní nádrže mazutu

Autor: **Vojtěch LEGÁT**

Vedoucí práce: **Ing. Vladimír Křenek**

Akademický rok 2017/2018

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Vojtěch LEGÁT**

Osobní číslo: **S15B0138P**

Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Stavba energetických strojů a zařízení**

Název tématu: **Parní ohřev zásobní nádrže mazutu**

Zadávací katedra: **Katedra energetických strojů a zařízení**

### Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Máte za úkol:


1. Vypracovat dle předané výkresové dokumentace zásobní nádrže návrh parního ohříváku zásobní nádrže mazutu a provést optimalizaci tloušťky tepelné izolace pro dané parametry páry: tlak  $p = 1,2 \text{ MPa}$ , teplota  $t = 200 \text{ °C}$ .
2. Určit spotřebu tepla pro ohřev nádrže na teplotu  $70 \text{ °C}$  za 8 hodin.
3. Určit spotřebu tepla pro udržení izolované nádrže na teplotě  $70 \text{ °C}$ , při teplotách okolního prostředí  $20 \text{ °C}$ ,  $0 \text{ °C}$  a  $-12 \text{ °C}$  (v podstatě krytí tepelné ztráty povrchu nádrže izolací).
4. Vypočítat velikost teplosměnné plochy topné vložky pro nejmenší teplotu okolního prostředí.
5. Vypracovat návrh topné vložky.
6. Vypracovat návrh armatur a odvodnění pro navazující parní potrubí.
7. Provést technicko-ekonomické posouzení navrženého řešení velikosti teplosměnné plochy a tloušťky tepelné izolace.

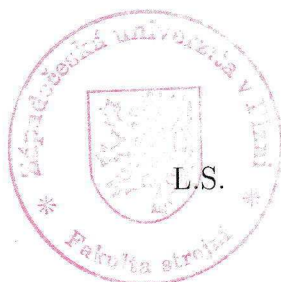
Rozsah grafických prací: 1 výkres (schéma zapojení mazutové nádrže)  
Rozsah kvalifikační práce: 30 - 40 stran  
Forma zpracování bakalářské práce: tištěná/elektronická  
Seznam odborné literatury:

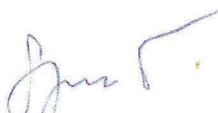
- Černý V.: Kotelny, ČVUT Praha, 1975
- Hrdlička F.: Průmyslová energetika, ČVUT Praha, 2000
- Sazima, Kmoníček: Teplo-technický průvodce
- Firemní podklady firmy Gestra

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Vladimír Křenek  
Katedra energetických strojů a zařízení  
Konzultant bakalářské práce: Ing. Vladimír Křenek  
Katedra energetických strojů a zařízení

Datum zadání bakalářské práce: 30. října 2017  
Termín odevzdání bakalářské práce: 21. května 2018

  
Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.  
děkan



  
Dr. Ing. Jaroslav Synáč  
vedoucí katedry

V Plzni dne 20. října 2017

# ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	Příjmení Legát	Jméno Vojtěch	
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	2301R016 – Stavba energetických strojů a zařízení		
<b>VEDOUcí PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) Ing. Křenek	Jméno Vladimír	
<b>PRACOVISŤE</b>	ZČU – FST – KKE		
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<b>BAKALÁŘSKÁ</b>	<b>Nehodící se škrtněte</b>
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Parní ohřev zásobní nádrže mazutu		

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKE	<b>ROK ODEVZD.</b>	2018
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

## POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	56	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	53	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	3
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<b>STRUČNÝ POPIS</b>	Práce se zabývá ohřevem zásobní mazutové nádrže. Udává postup ke stanovení tepelných ztrát, optimální tloušťky izolace, délky parního tepelného výměníku nutného k ohřevu nádrže a přilehlých armatur. Cílem práce je stanovení vhodné tloušťky izolace a návrh tepelného výměníku. Autor se pokouší sestavit návod pro výpočet těchto cílů.
<b>KLÍČOVÁ SLOVA</b>	mazut, tepelný výměník, tepelné ztráty, izolace, armatury, optimalizace

## SUMMARY OF BACHELOR SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Legát	Name Vojtěch	
<b>FIELD OF STUDY</b>	2301R016 – Design of Power Machines and Equipment		
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Křenek	Name Vladimír	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU – FST – KKE		
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>BACHELOR</b>	<b>Delete when not applicable</b>
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Steam heating of the residual fuel oil reservoir		

<b>FACULTY</b>	Mechanical engineering	<b>DEPARTMENT</b>	KKE	<b>SUBMITTED IN</b>	2018
----------------	------------------------	-------------------	-----	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	56	<b>TEXT PART</b>	53	<b>GRAPHICAL PART</b>	3
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

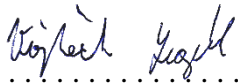
<b>BRIEF DESCRIPTION</b>	This thesis deals with heating of residual fuel oil reservoir. Work includes description of methods for solving heat losses, optimisation of the insulation thickness, length of the heat exchanger, used for ensure heating of reservoir and piping fittings. Goals of the thesis are define thickness of insulation and design heat exchanger. Author is trying to create methodes to solve these goals.
<b>KEY WORDS</b>	residual fuel oil, heat exchanger, heat losses, insulation, piping fittings, optimisation

## Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne 14.5. 2018

  
.....  
podpis autora

## Poděkování

Tímto děkuji Ing. Vladimíru Křenkovi za bezmeznou ochotu při poskytování rad, informací a zdrojů k vypracování této práce. Další díky patří také členům mé rodiny za podporu mé činnosti nejen během studií.

## Obsah

Obsah.....	7
Seznam použitých zkratk a symbolů.....	9
1 Úvod.....	10
2 Způsoby sdílení tepla .....	11
2.1 Sdílení tepla kondukcí .....	11
2.2 Sdílení tepla konvekcí .....	11
2.3 Sdílení tepla radiací .....	12
3 Optimalizace tloušťky tepelné izolace .....	13
3.1 Náklady na izolaci .....	14
3.2 Náklady na tepelné ztráty .....	14
3.2.1 Zamezení nárůstu tepelných ztrát vlivem proudění v izolaci.....	15
3.2.2 Tepelné ztráty válcovou stěnou nádrže .....	15
3.2.2.1 Tepelný tok kondukcí .....	16
3.2.2.2 Tepelný tok konvekcí .....	17
3.2.2.3 Tepelný tok radiací .....	17
3.2.2.4 Zobecnění pro zaizolovanou stěnu nádrže.....	17
3.2.2.5 Určení součinitele přestupu tepla uvnitř nádrže .....	19
3.2.2.6 Určení součinitele přestupu tepla vně nádrže .....	20
3.2.2.7 Určení součinitele zdánlivé tepelné vodivosti .....	21
3.2.3 Tepelné ztráty střechou nádrže.....	21
3.2.3.1 Tepelný tok kondukcí .....	21
3.2.3.2 Tepelný tok konvekcí .....	22
3.2.3.3 Tepelný tok radiací .....	22
3.2.3.4 Zobecnění pro zaizolovanou střechu nádrže .....	22
3.2.3.5 Určení součinitele přestupu tepla na vnitřní straně střechy .....	23
3.2.3.6 Určení součinitele přestupu tepla na vnější straně.....	23
3.3 Celkové náklady .....	24
4 Spotřeba tepla pro ohřev nádrže.....	24
4.1 Tepelné ztráty dnem nádrže.....	24
4.2 Střední tepelné ztráty po dobu ohřevu .....	26
4.3 Teplo pro ohřátí mazutu .....	26
4.4 Skutečná spotřeba tepla pro ohřátí mazutové nádrže .....	27
5 Krytí tepelné ztráty .....	28

6	Tepelný výměník .....	28
6.1	Určení teplosměnné plochy výměníku .....	29
6.1.1	Délka výměníku pro krytí maximálních tepelných ztrát .....	29
6.1.1.1	Stanovení součinitele přestupu tepla na vnitřní straně trubky .....	31
6.1.1.2	Stanovení součinitele přestupu tepla na vnější straně trubky .....	32
6.1.1.3	Výsledek .....	33
6.1.2	Délka výměníku pro vyhřátí nádrže z okolní teploty za 8 hodin .....	33
6.1.2.1	Stanovení součinitele přestupu tepla na vnitřní straně trubky .....	34
6.1.2.2	Stanovení součinitele přestupu tepla na vnější straně trubky .....	34
6.1.2.3	Výsledek .....	34
6.2	Návrh způsobu provedení tepelného výměníku .....	35
6.2.1	Provedení č. 1 .....	36
6.2.2	Provedení č. 2 .....	36
6.3	Kontrola tepelného výměníku .....	37
6.4	Zásady při navrhování armatur tepelného výměníku .....	39
6.5	Odvaděče kondenzátu .....	40
6.5.1	Základní rozdělení odvaděčů kondenzátu .....	40
6.5.1.1	Termostatické odvaděče .....	40
6.5.1.2	Mechanické odvaděče kondenzátu .....	41
6.5.2	Volba odvaděče kondenzátu .....	42
7	Technicko-ekonomické posouzení .....	42
7.1	Tloušťka tepelné izolace .....	42
7.2	Tepelný výměník .....	42
8	Závěr .....	43
9	Zdroje informací .....	45
10	Seznam obrázků a tabulek .....	46
11	Seznam příloh .....	46



## Přehled použitých zkratk a symbolů

$\lambda$	[W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	součinitel tepelné vodivosti
$\lambda_z$	[W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	zdánlivý součinitel tepelné vodivosti
$\dot{q}$	[J·s <sup>-1</sup> ·m <sup>-2</sup> ]	měrný tepelný tok
$\dot{Q}$	[J·s <sup>-1</sup> ]	tepelný tok
T	[K]	absolutní teplota
$E_{0\lambda}$	[J·s <sup>-1</sup> ·m <sup>-2</sup> ]	měrná energie vyzářená jednou vlnovou délkou
$\sigma_0$	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-4</sup> ]	Stefanova-Boltzmanova konstanta
E	[J·s <sup>-1</sup> ·m <sup>-2</sup> ]	měrná energie vyzářená šedým tělesem
$E_0$	[J·s <sup>-1</sup> ·m <sup>-2</sup> ]	měrná energie vyzářená černým tělesem
r	[m]	poloměr
R	[m <sup>2</sup> ·K·W <sup>-1</sup> ]	tepelný odpor
k	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	součinitel prostupu tepla
H	[m]	výška stěny nádrže
$\alpha$	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	součinitel přestupu tepla
N	[Kč]	náklady
$a_{t12}$	[J]	technická práce
h	[J·kg <sup>-1</sup> ]	měrná entalpie
k	[-]	koeficient bezpečnosti
f	[Pa]	namáhání
e	[mm]	minimální tloušťka stěny trubky
z	[-]	součinitel spoje
a	[m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	součinitel teplotové vodivosti
w	[m·s <sup>-1</sup> ]	rychlost
$\gamma$	[1·K <sup>-1</sup> ]	izobarický součinitel objemové roztažnosti

Podobnostní čísla [-]

$$Re = \frac{wl}{\nu} \quad \text{Reynoldsovo podobnostní číslo}$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad \text{Prandtlovo podobnostní číslo}$$

$$Gr = \gamma \cdot \Delta T \frac{g \cdot l^3}{\nu} \quad \text{Grashofovo podobnostní číslo}$$

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda_f} \quad \text{Nusseltovo podobnostní číslo}$$

## 1 Úvod

Zásobní mazutová nádrž, viz obrázek 1, je základní prvek vnějšího palivového hospodářství kotelů na kapalná paliva. Funkcí nádrže je zajistit plynulý a nepřetržitý přísun paliva, po omezenou dobu i nezávislost na dodávkách paliva, do vnitřního palivového hospodářství, tedy kotelny. Proto musí udržet palivo v čerpatelném stavu, zamezit úniku paliva a umožnit stáčení paliva do nádrže a z nádrže.

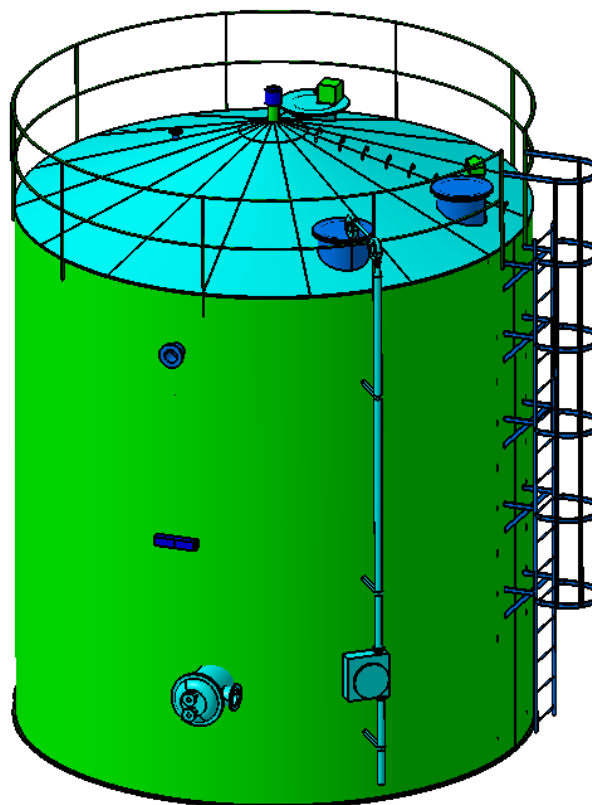
Mazut neboli těžký topný olej je směs uhlovodíků získaných ze surové ropy, jedná se tedy o vyčerpávací zdroj. Ze surové ropy se separuje od zbylých „lehčích uhlovodíků“ díky rozdílné teplotě varu. Tato metoda se nazývá frakční destilace. Se zvětšováním uhlovodíkového řetězce se snižuje teplota varu, tudíž se jako první odpařují uhlovodíky s kratším řetězcem, například propan a butan. Poslední odpařenou složkou jsou právě těžké topné oleje.

Mazut je podle zákona č. 356/2003 Sb. klasifikován jako nebezpečná chemická karcinogenní látka 2. kategorie. Působení na kůži závisí na době trvání a intenzitě expozice. Při dlouhotrvajícím a intenzivním kožním kontaktu dochází k odmaštění, vysušení a silnému podráždění pokožky. Jeho páry mohou působit narkoticky, způsobovat bolesti hlavy, žaludeční nevolnost, dráždění očí a dýchacích cest. Dále jeho páry smíšené se vzduchem tvoří výbušnou směs. Představuje také nebezpečí pro životní prostředí. [1]

Z těchto důvodů je nezbytné zamezit úniku paliva z nádrže a celého rozvodného systému. Nádrž proto bývá vystavěna na betonové nebo jílové jímce, která musí být schopna pojmout celý obsah nádrže, zabránit tak prosáknutí do zeminy při možném porušení nádrže. Mazutové nádrže se vyrábějí i v podzemním provedení, zde musí být povrch zhotoven alespoň ze dvou plášťů s kontrolou prostoru mezipláště.

Při pokojové teplotě je mazut téměř v tuhém stavu, jedná se o amorfni látku, proto není možné přesně stanovit hranici mezi kapalným a tuhým stavem. Je jej nutno ohřát tak, aby dosáhl teploty, při níž je možno mazut čerpat, avšak nesmí se překročit hranice vzplanutí, která se pohybuje nad 80°C. Obsah nádrže se tedy vyhřívá na 70°C. K tomu slouží topná vložka, nejčastěji se používá parní ohřívák.

Mezi nádrží a okolním prostředím je značný teplotní rozdíl, a dochází tak ke sdílení tepla, což je nežádoucí. Byl by nutný velký výkon topné vložky a s tím i spojené značné náklady. Sdílení tepla je nutné snížit prostřednictvím izolace, která je nezbytnou součástí povrchu nádrže. Sdílení tepla prostřednictvím kondukcí by bylo možné zcela eliminovat pomocí vakuové vrstvy. Nicméně realizace by byla velmi složitá a nákladná. Teplo sdílené pomocí radiace by se neeliminovalo, jelikož elektromagnetické vlnění se šíří všemi prostředím včetně vakua. Proto není možné zcela zamezit



Obrázek 1- Zásobní mazutová nádrž

přenosu tepla mezi nádrží a okolím, ale pouze ho snížit pomocí materiálů s izolačními vlastnostmi. Jsou však i místa na nádrží, která není možné zaizolovat a kde dochází ke vzniku tepelných mostů. Jde o části nádrže se složitým tvarem a o vystupující prvky. Jsou jimi průřezy, výstup stavoznaku, uchycení žebříků, ale také dno nádrže, jež je ukotveno na podkladu a není nijak izolováno. Vzhledem k tomu, že jsou vyrobeny z materiálů s vysokým součinitelem vedení tepla, dochází tak ke značné tepelné ztrátě. Tepelná izolace se neskládá pouze z materiálů s nízkou tepelnou vodivostí, ale také z konstrukčních prvků umožňujících montáž izolace a ochranu před povětrnostními podmínkami a mechanickým poškozením.

Veškeré výpočty jsou prováděny v prostředí softwaru Matlab a jsou uvedeny v příloze 2.

## 2 Způsoby sdílení tepla

K samovolnému sdílení tepla dochází při existenci teplotního spádu, tedy při rozdílu teplot. Podle druhého zákona termodynamiky dochází k přenosu tepla vždy z prostředí o teplotě vyšší do prostředí o teplotě nižší. Podle fyzikálních principů, které se uplatňují při přenosu tepla, rozlišujeme sdílení tepla kondukcí, konvekcí a radiací.

### 2.1 Sdílení tepla kondukcí

Nebo také vedením probíhá pomocí srážek jednotlivých částic hmoty. Čím mají částice vyšší teplotu, tím kmitají s vyšší amplitudou kolem své rovnovážné polohy, mají vyšší kinetickou energii. Částice s vyšší kinetickou energií předávají srážkami svou energii částicím s energií nižší, dochází tak k přenosu tepla v souladu s druhým termodynamickým zákonem. Z tohoto důvodu látky s nižší střední vzdáleností částic, kde jsou srážky časté, (pevné, kapalné látky) vedou teplo lépe nežli látky, kde ke srážkám takřka nedochází, částicemi velmi vzdálenými od sebe (plyny).

Schopnost látek přenášet teplo pomocí vedení charakterizuje součinitel vedení tepla  $\lambda$  směrodatným ukazatelem pro výpočty je deklarovaná hodnota součinitele vedení tepla  $\lambda$ . Deklarovaná hodnota je horní mezní křivka stanovená na základě vyššího počtu měření více vzorků stejného druhu materiálu. Deklarovaná hodnota byla zavedena z důvodu eliminace snahy výrobců uvádět nejnižší naměřené hodnoty. Čím vyšší hodnota  $\lambda$ , tím dochází k vedení tepla intenzivněji. Materiály se dají členit dle velikosti součinitele vedení tepla  $\lambda$  na izolanty a vodiče. Součinitel vedení tepla  $\lambda$  není materiálovou konstantou, nýbrž se mění s teplotou. U izolantů se hodnota s rostoucí teplotou zvyšuje a u vodičů naopak klesá. Při výpočtech nebude tepelná vodivost považována za konstantní, nýbrž bude funkcí teploty pro možnost získání přesnějších výsledků.

Velikost tepelného toku vedením jednotkou plochy za jednotku času je definována pomocí Biot-Fourierova vztahu, který je často označován za základní zákon vedení tepla.

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \text{grad } T$$

Z Biot-Furierova zákona se vychází pro odvození diferenciálních rovnic tepelného toku daným povrchem.

### 2.2 Sdílení tepla konvekcí

Sdílení tepla konvekcí nebo také proudění nesouvisí pouze s tepelným pohybem částic, jak tomu bylo u vedení tepla, ale především s makroskopickým pohybem částic hmoty. Sdílení tepla konvekcí je tedy zprostředkováno jak pomocí vedení tepla, tak pomocí přesunu hmoty

v prostoru. Konvekce se projevuje jen u látek, kde je pohyb částic umožněn (u kapalných, plynných).

Přesun částic je umožněn buď pomocí vnějších faktorů, v tom případě se mluví o prouděním nuceném, nebo vlivem změny hustoty tekutiny zapříčiněná rozdílem teplot, tedy prouděním nenuceném či volném.

Matematický popis současného přenosu tepla prouděním je velmi složitý a pro numerické řešení neupotřebitelný. Proto se případy sdílení tepla konvekcí řeší v technické praxi matematicko-experimentálním postupem. Experimentálně zjištěné hodnoty se vyjadřují v bezrozměrném tvaru pomocí kritérií podobnosti, jejichž funkce tvoří kritériální rovnici, která je matematickým vyjádřením měřeného děje. [3]

## 2.3 Sdílení tepla radiací

Radiace nebo také sálání je z výše zmíněných druhů sdílení tepla nejvíce opomíjený, avšak není méně důležitý. Předchozí sdílení tepla bylo podmíněné existencí látky, jejíž pomocí se může teplo šířit. Nicméně sálání je zprostředkováno pomocí elektromagnetického vlnění, které jako jediné může procházet skrze vakuum. Sálání nemá pouze vlnový charakter, ale vlnově-korpuskulární charakter, tedy má také vlastnosti částic tzv. fotonů.

Jedná-li se o sdílení tepla zářením, bavíme se o tepelném zářením, což je elektromagnetické vlnění o takových délkách, které vyzařuje pouze tepelná energie tělesa. Je pouze výsekem z celého spektra elektromagnetického záření, pohybuje se orientačně v rozmezí vlnových délek 0,8 až 360  $\mu\text{m}$ . [4] Což přibližně odpovídá infračervenému záření.

Teplo čili energie  $E_0$  vyzářená černým tělesem jednotkou plochy v závislosti na teplotě určuje Stefanův-Boltzmannův zákon. Černé těleso je myšlené těleso, které pohltí veškerou příchozí energii a vyzařuje pouze svou tepelnou energii, která je nejvyšší ze všech ostatních těles. Energie vyzářená jednou vlnovou délkou jednotkou plochy  $E_{0\lambda}$  podle Planckova zákona je:

$$E_{0\lambda} = \frac{C_1}{\lambda^5 \left( \frac{C_2}{e^{\lambda T}} - 1 \right)},$$

kde  $C_1$  a  $C_2$  je první a druhá konstanta Planckova zákona a  $\lambda$  vlnová délka. Integrací přes všechny vlnové délky se získá výsledný vztah pro teplo vyzářené tělesem při určité teplotě.

$$\int_0^{\infty} E_{0\lambda} d\lambda = \int_0^{\infty} \frac{C_1}{\lambda^5 \left( \frac{C_2}{e^{\lambda T}} - 1 \right)} d\lambda.$$

Při zavedení:

$$\lambda T = y; \lambda = \frac{y}{T}; d\lambda = \frac{1}{T} dy,$$

získáme:

$$\int_0^{\infty} E_{0\lambda} d\lambda = \int_0^{\infty} \frac{C_1}{\frac{y^5}{T^5} \left( e^y - 1 \right)} \frac{1}{T} dy,$$

$$E_0 = T^4 \int_0^{\infty} \frac{C_1}{y^5 \left( e^{\frac{C_2}{y}} - 1 \right)} dy ; \int_0^{\infty} \frac{C_1}{y^5 \left( e^{\frac{C_2}{y}} - 1 \right)} dy = \sigma_0 ,$$

$$E_0 = T^4 \sigma_0 ,$$

kde  $\sigma_0$  je Stefanova-Boltzmanova konstanta. Energie tedy závisí na čtvrté mocnině absolutní teploty. Stefanův-Boltzmanův zákon platí jak pro černá tělesa, tj. tělesa, jež vyzařují pouze své tepelné záření, tak pro šedá tělesa. [4]

Šedá tělesa jsou reálná tělesa, která přichází energii nejen z části pohltí, nýbrž také odrazí. Základní charakteristikou šedých těles je bezrozměrná veličina sálavost  $\varepsilon$ , která je definována jako poměr energie vysálaného příslušným tělesem  $E$  a tělesem černým  $E_0$ .

$$\varepsilon = \frac{E}{E_0}$$

Čím vyšší je hodnota sálavosti, tím se sálavost tělesa přibližuje k sálavosti černého tělesa a vzniká tak větší tepelná ztráta. Jednu z nejnižších hodnot sálavosti, která se v praxi používá, má lesklá hliníková folie (0,05) a největší minerální vlna (0,94). [5]

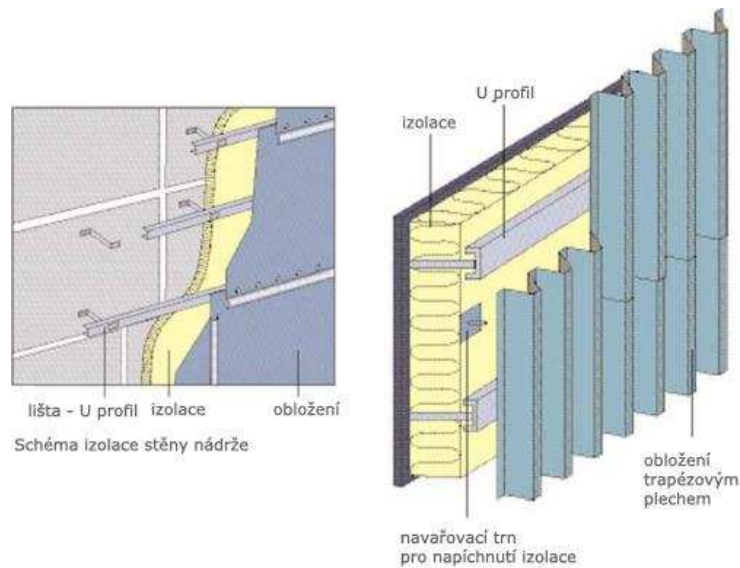
### 3 Optimalizace tloušťky tepelné izolace

Tepelná izolace se používá buď z důvodu zamezení kontaktu s horkými či chladnými částmi technických systémů, což není tento případ, nebo pro snížení nákladů na tepelné ztráty. Při návrhu izolace je nutno zohlednit nejen náklady spojené s izolací, ale také náklady spojené s vytápěním nádrže, tudíž náklady na tepelné ztráty. Čím bude větší tloušťka izolace, tím méně energie bude potřeba k vytápění, nicméně čím je izolace tlustší, tím se také zvyšuje její cena. Proto je nutné najít minimum ze součtů funkcí nákladů na izolaci a na vytápění, jak je patrné z obrázku 4.

Tepelné izolanty se mohou zahrnout do skupiny kompozitních materiálů. Jsou tvořeny z matrice zajišťující pevnost, mívající ale větší součinitel vedení tepla, a z plynu, vzduchu, vyplňující prostor mezi maticí. Přenos tepla zde probíhá vedením, proto by bylo výhodné, aby izolační prostředek obsahoval co nejvíce plynu s nízkými hodnotami součinitele vedení tepla. Avšak matrice je nezbytně nutná, zajišťuje pevnost a zabraňuje tak zhroucení izolace. Dalo by se tedy říci, že čím nižší je měrná hustota izolace, tím lepších izolačních vlastností dosahuje. Avšak teplo se přenáší i pomocí konvekce, u konvekce je na druhou stranu veliké množství plynu nevýhodou. Kdyby byla matrice jen řídká, nedal by se vzduch považovat za klidný a docházelo by tak k většímu přenosu tepla. Při konvekci by tedy platilo, že čím vyšší je měrná hustota, tím méně tepla izolací projde. Poslední možností přenosu tepla je radiace. Uvnitř matrice dochází k vzájemnému sálání mezi strukturou, a tudíž pro ztrátu tepla sáláním je důležitý jen povrch izolace. Proto se povrch často pokrývá materiály s nízkou emisivitou.

### 3.1 Náklady na izolaci

V těchto nákladech je nutné zohlednit nejen samotný izolační materiál, nýbrž i konstrukční prvky nutné pro aplikaci izolace a práci montáže. Cena práce neroste lineárně s rostoucí tloušťkou izolace ale exponenciálně. Čím je izolace tlustší, tím jsou nároky na ukotvení izolace náročnější a práce komplikovanější a zdouhavější. Protože cena za práci montáže nebývá firmami ochotně sdělována, budou proto náklady na izolaci zohledňovat pouze cenu materiálu nutného k tepelné izolaci.



Obrázek 2- Struktura izolace

Funkční částí tepelné izolace je samotný tepelný izolant a povrchové opláštění, jež má zajistit mimo jiné nízkou emisivitu povrchu. Zbylé konstrukční prvky zajišťují funkčnost a odolnost tepelné izolace oproti působení vnějšího prostředí, jako jsou povětrnostní vlivy, ale také i tíhová síla. Nicméně na druhou stranu zapříčiňují vnik tepelných mostů, a jsou tak z hlediska minimalizace tepelných ztrát nežádoucí.

Za tepelný izolant byla zvolena rohož na drátěném pletivu z kamenné vlny ORSTECH DP 100, prodávající se ve svitcích s deklarovaným součinitelem tepelné vodivosti  $\lambda=0,041 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$  uvádějící výrobcem. Zajistí tak snadnější aplikaci na mazutovou nádrž oproti deskovým izolacím, které by se díky velkému poloměru nádrže mohly také použít. Další příznivou vlastností této izolace je drátěné pletivo zvyšující soudržnost izolace. Rohož je na nádrž připevněna pomocí navařovacích trnů. Trny se svaří s pláštěm nádrže a izolace je následně navlečena na trny. Rozmístění trnů závisí na mechanickém zatížení a na teplotě. Obecně se doporučuje maximální vzdálenost mezi trny 600 mm. Pro opláštění je nutno nad tepelným izolantem vystavět konstrukci pro uchycení plechového opláštění ukotvenou na plášti nádrže (viz obrázek 2). V tomto případě je zvolena páskovina skružená po obvodu nádrže ve vzdálenostech 500 mm. Za plechové opláštění byl zvolen pozinkovaný plech z důvodu nízké ceny a poměrně malé emisivity povrchu  $\varepsilon = 0,26$ . [5] Plechy je nutné překrývat z důvodu zamezení zvlhnutí izolace, a to tak, aby se tekoucí voda nemohla dostat ani pomocí vztlínání pod překryv. Z toho důvodu je vhodné překryvy ucpat voděodolnou izolací. Všechny výše zmíněné prvky izolace jsou započítány do nákladů na izolaci.

Při předpokladu stejného zvyšování cen, z důvodu míry inflace, tepelné izolace i cen na energii není třeba zohlednit vliv míry inflace do nákladů. Poměr nákladů na izolaci i na tepelné ztráty by zůstal stejný.

### 3.2 Náklady na tepelné ztráty

Jak již bylo zmíněno, náklady na energii spojené s tepelnými ztrátami s rostoucí tloušťkou izolace klesají. Energie se do mazutové nádrže přivádí prostřednictvím parního výměníku, v němž zprvu přehřátá či sytá, následně mokrá pára nebo kondenzát předávají teplo

skrže stěnu výměníku do prostředí s mazutem. Poté teplo uniká skrže stěnu zásobníku a tepelnou izolaci do vnějšího prostředí.

Pro výpočet tepelných ztrát bude tepelný tok prostupující skrz stěny nádrže rozdělen na tři části: na tepelný tok dnem nádrže, válcovou stěnou a kuželovou střechou. Součet těchto tepelných toků bude celkový tepelný tok. Jelikož dno nádrže není nijak izolováno, dosedá dno přímo na betonový základ s nouzovou jímkou (viz kapitola 1), tloušťka tepelné izolace neovlivní tepelný tok dnem nádrže. Není třeba náklady na tepelné ztráty dnem nádrže zohlednit při určování optimální tloušťky tepelné izolace. Výsledné náklady by byly sice vyšší, avšak pozice minima součtové křivky nákladů na izolaci a na tepelné ztráty nebude ovlivněna, pouze jeho hodnota.

Výsledné náklady na tepelné ztráty  $N_{\dot{Q}}$  na 1 rok se dopočtou dle následujícího vztahu:

$$N_{\dot{Q}} = \frac{365 \cdot 24}{1000} \cdot \dot{Q} \cdot N_{kWh} ,$$

kde  $\dot{Q}$  je celkový tepelný tok nádrží a  $N_{kWh}$  cena za 1 kWh elektriny.

### 3.2.1 Zamezení nárůstu tepelných ztrát vlivem proudění v izolaci

Kromě tepelných mostů, jimž se často není možné vyhnout, je příčinou značných tepelných ztrát proudění vzduchu přes souvrství obvodového pláště. Vzduch vstupuje do souvrství pláště štěrbinou mezi základem a plechovým opláštěním, dostává se ke stěně nádrže, ohřívá se, stoupá pod střechu a posléze vystupuje štěrbinou mezi opláštěním a střešní konstrukcí. Hlavní příčinou proudění tvoří gravitační síly. Pro vznik tohoto proudění je rozhodující přítomnost dutin v obvodové konstrukci. [6]

Článek [6] zkoumá závislost těchto štěrbin na součiniteli prostupu tepla na základě čtyř variant pomocí CFD simulace u zásobníku na akumulaci tepla pomocí teplé vody. Tento zásobník je svou geometrií velice podobný zadané mazutové nádrži. Varianta 1 představuje čistě teoretický stav, kdy na sebe izolace přesně dosedá a je izolována od vnějšího prostředí. Jediné proudění je umožněno průvzdušností samotné izolace. Varianta 2 je opět izolována od vnějšího prostředí, avšak je zde vertikální dutina mezi stěnou nádrže a izolace. Může zde dojít pouze k uzavřenému proudění ve vertikální dutině. Třetí varianta by měla odpovídat skutečnosti, kdy není zanedbán vliv vertikálních dutin ve stěně izolace. Skrže tyto dutiny je nasáván vzduch z vnějšího prostředí a dochází tak k intenzivnějšímu proudění. Jsou jimi například již výše zmíněné netěsnosti mezi opláštěním a základem, či střešní konstrukcí, nebo netěsnosti v překryvu jednotlivých plátů opláštění. Varianta 4 je velice podobná třetí, avšak byla snížena velikost vertikální mezery a zhuštěna výpočtová síť.

Výsledkem je, že varianta 1 dosahuje nejnižší hodnoty součinitele prostupu tepla, u varianty 2 dochází k nárůstu součinitele o cca 4 %. U varianty 3 byl již zaznamenán pětkrát vyšší součinitel než u varianty 2 a součinitel u varianty 4 klesl o cca 14 %. [6]

Nejpodstatnější rozdíl je mezi variantou 2 a 3. Proto je nutné zamezit nasávání vzduchu z okolí skrže netěsnosti v opláštěním a zabránit podstatnému nárůstu součinitele přestupu tepla, a tedy i tepelných ztrát.

### 3.2.2 Tepelné ztráty válcovou stěnou nádrže

Stěnu nádrže tvoří ocelová skruž. Na ocelový povrch dosedá přímo tepelný izolant, následně mezi tepelným izolantem a plechovým opláštěním je vzduchová mezera. Plechové opláštění je v přímém kontaktu s vnějším prostředím. Ve válcové stěně se vyskytuje mnoho

tepelných mostů. Jejich vznik je zapříčiněn prvky nádrže, které tvarově vystupují z jejího povrchu, a proto je není možno zaizolovat. Jsou jimi například boční průlez, přívod mazutu nebo ukotvení vnějšího žebříku (viz příloha 1). Jako tomu bylo u dna nádrže, tak i zde tloušťka tepelné izolace nemá vliv na tepelné ztráty způsobené tepelnými mosty, tudíž nejsou ve výpočtech zahrnuty. Pokud bude nutné při tepelné izolaci pokládat více vrstev tepelného izolantu na sebe, bude se izolace považovat za celistvý celek. Rohože z kamenné vlny jsou tvárné, a tudíž na sebe budou přesně dosedat a nevzniknou žádné vzduchové mezery, jež by narušily homogenitu materiálu.

V následujících kapitolách budou odvozeny vztahy pro tepelný tok izolovanou stěnou mazutové nádrže.

### 3.2.2.1 Tepelný tok kondukcí

Vedení se zdatelně projeví v ocelové stěně nádrže, v izolačním materiálu a případně i v oplechování nádrže. U pozinkovaného plechu vzhledem ke své malé tloušťce nemusí být uvažováno vedení a čistě by stačilo položit teplotu na vnitřním povrchu rovnu teplotě okolí. Tím by se výpočet značně zjednodušil, nemusel by se určovat součinitel přestupu tepla vně nádrže (viz kapitola 3.2.2.5) a odpadlo by vedení vrstvou oplechování. Avšak pro názornost bude výpočet proveden i pro vedení v oplechování.

Vedení se uskutečňuje na základě teplotního rozdílu, při zanedbání změny teploty po výšce nádrže lze považovat vedení za jednodimenzionální. Teplota se tedy bude měnit pouze v kolmém průřezu stěny na osu nádrže, teplota je funkcí poloměru nádrže  $r$ . Dále se zanedbá závislost součinitele tepelné vodivosti  $\lambda$  na teplotě a bude se považovat za konstantní po celém průřezu. Pro odvození se použije Fourierův vztah.

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \text{grad } T$$

V případě jednodimenzionálního vedení:

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \frac{dT}{dr} ; S = 2\pi r l ,$$

$$\dot{Q} = -\lambda 2\pi r l \cdot \frac{dT}{dr} .$$

Pomocí integrace a separace proměnných:

$$\int_{T_{w2}}^{T_{w1}} dT = \int_{r_{w1}}^{r_{w2}} \frac{\dot{Q}}{\lambda 2\pi r l} dr ,$$

$$[T]_{T_{w2}}^{T_{w1}} = \left[ \frac{\dot{Q}}{\lambda 2\pi l} \cdot \ln r \right]_{r_{w1}}^{r_{w2}} ,$$

$$\dot{Q} = \frac{2\pi\lambda l (T_{w1} - T_{w2})}{\ln \frac{r_{w2}}{r_{w1}}} .$$

Kde teploty  $T_{w1}$  a  $T_{w2}$  jsou teploty v pořadí na vnitřní a na vnější straně stěny a  $l$  výška válcové stěny nádrže. Pro zjištění tepelného toku je nutné znát tyto teploty, jejich určení bude vysvětleno později.



Stejný vztah bude použit pro vedení tepla ve štěrbině mezi tepelným izolantem a oplechováním. Zde se neuplatňuje pouze kondukce, ale nýbrž i volná konvekce ve štěrbině, tudíž bude součinitel tepelné vodivosti převeden na součinitel zdánlivé tepelné vodivosti  $\lambda_z$ . (viz kapitola 3.2.2.7)

### 3.2.2.2 Tepelný tok konvekcí

Konvekce se uplatní v mezních vrstvách jak na vnitřní straně nádrže na rozhraní mazut-ocel, tak na vnější straně plech-vzduch. Teplota neklesá v celé ploše příčného průřezu, jak tomu bylo u kondukce, ale pouze v určité mezní vrstvě přilehlé přímo na povrch nádrže. Tepelný tok mezní vrstvou určuje následující Newtonův vztah:

$$\dot{q} = \alpha \cdot (T_{f1} - T_{f2}) \quad ; \quad S = 2\pi r l \quad ,$$

$$\dot{Q} = \alpha 2\pi r l \cdot (T_{f1} - T_{f2}) \quad ,$$

kde  $\alpha$  je součinitel přestupu tepla,  $T_{f1}$  a  $T_{f2}$  teploty na okrajích mezní vrstvy tekutiny. Za teploty lze dosadit  $T_{f1} = T_{w1}$ ;  $T_{f2} = T_{fa}$  v případě rozhraní plech-vzduch a v případě rozhraní mazut – ocel  $T_{f1} = T_{fm}$ ;  $T_{f2} = T_{w5}$ . Zde se objevuje problém, jelikož součinitel přestupu tepla  $\alpha$  není materiálovou konstantou, nýbrž závisí na konkrétních podmínkách. Stanovuje se na základě teorie podobnosti (viz kapitola 3.2.2.5 a 3.2.2.6).

### 3.2.2.3 Tepelný tok radiací

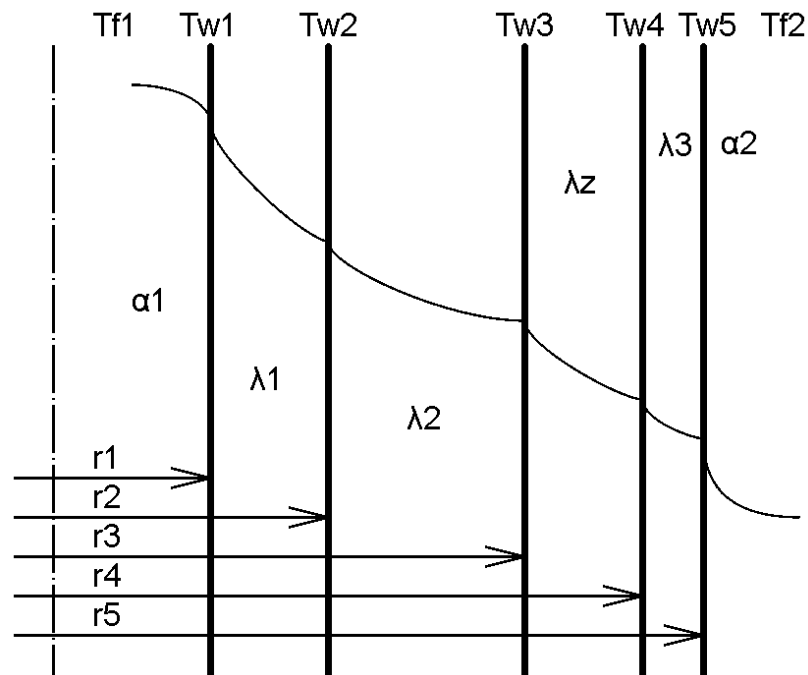
Povrch nádrže kvůli své sálavosti vyzařuje energii do prostoru. Tato energie se rovná rozdílu energie vysálané a energie přijaté sáláním z okolních těles, tedy od vnějšího prostředí. Vyzářená energie  $E$  se pro černé těleso stanoví pomocí Stefanova-Boltzmanova vztahu (viz kapitola 2.3). Pro těleso o sálavosti  $\varepsilon$  platí vztah:

$$\dot{q} = E = \varepsilon \cdot E_0 = \varepsilon \cdot T^4 \sigma_0 \quad ; \quad S = 2\pi r l \quad ,$$

$$\dot{Q} = 2\pi r l \varepsilon \cdot T^4 \sigma_0 \quad .$$

### 3.2.2.4 Zobecnění pro zaizolovanou stěnu nádrže

Jelikož se nádrž neskládá pouze z jedné stěny, ale z více vrstev, získáváme celkem 6 rovnic pro určení tepelného toku  $\dot{Q}$ . Dvě z nich jsou podle Newtonova zákona a dvě dle Fourierova. Indexy {1; 2; ...; 7} určují pořadí teplot směrem ze středu nádrže (viz obrázek 3) a indexy  $w$  a  $f$  udávají, zdali se jedná o teplotu stěny či teplotu tekutiny. Toto zobecnění vychází z předpokladu, že tepelný tok je všemi částmi izolace stejný.



Obrázek 3- Prostup tepla stěnou nádrže

Tepelný tok je možno vyjádřit součtem následujících rovnic:

$$T_{f1} - T_{w2} = \frac{\dot{Q}}{\alpha_1 2\pi r_1 l} ,$$

$$T_{w2} - T_{w3} = \frac{\dot{Q}}{\lambda_1 2\pi l} \cdot \ln \frac{r_{w2}}{r_{w1}} ,$$

$$T_{w3} - T_{w4} = \frac{\dot{Q}}{\lambda_2 2\pi l} \cdot \ln \frac{r_{w3}}{r_{w2}} ,$$

$$T_{w4} - T_{w5} = \frac{\dot{Q}}{\lambda_z 2\pi l} \cdot \ln \frac{r_{w4}}{r_{w3}} ,$$

$$T_{w5} - T_{w6} = \frac{\dot{Q}}{\lambda_3 2\pi l} \cdot \ln \frac{r_{w5}}{r_{w4}} ,$$

$$T_{w6} - T_{f2} = \frac{\dot{Q}}{\alpha_2 2\pi r_5 l} .$$

Sečtením rovnic se eliminují teploty na stěnách a získá se výsledný vztah pro tepelný tok stěnou nádrže  $\dot{Q}$ :

$$\dot{Q} = \frac{2\pi l \cdot (T_{f1} - T_{f2})}{\frac{1}{\alpha_1 r_1} + \frac{1}{\lambda_1} \cdot \ln \frac{r_{w2}}{r_{w1}} + \frac{1}{\lambda_2} \cdot \ln \frac{r_{w3}}{r_{w2}} + \frac{1}{\lambda_z} \cdot \ln \frac{r_{w4}}{r_{w3}} + \frac{1}{\lambda_3} \cdot \ln \frac{r_{w5}}{r_{w4}} + \frac{1}{\alpha_2 r_5}} ,$$

kde

$$\frac{1}{\alpha_1 r_1} + \frac{1}{\lambda_1} \cdot \ln \frac{r_{w2}}{r_{w1}} + \frac{1}{\lambda_2} \cdot \ln \frac{r_{w3}}{r_{w2}} + \frac{1}{\lambda_z} \cdot \ln \frac{r_{w4}}{r_{w3}} + \frac{1}{\lambda_3} \cdot \ln \frac{r_{w5}}{r_{w4}} + \frac{1}{\alpha_2 r_5}$$

je součet jednotlivých tepelných odporů všech vrstev stěny. Je možno tedy zapsat tepelný tok ve tvaru:

$$\dot{Q} = k_w \cdot 2\pi l \cdot (T_{f1} - T_{f2})$$

Kde  $k_w$  je součinitel prostupu tepla zahrnující převrácenou hodnotu tepelných odporů všech vrstev stěny. Pro různé typy vrstev lze napsat obecný vztah:

$$\dot{Q} = \frac{2\pi l \cdot (T_{f1} - T_{f2})}{\sum_{i=1}^n R_i}$$

Kde  $R_i$  jsou odpory jednotlivých vrstev a  $n$  je jejich počet.

### 3.2.2.5 Určení součinitele přestupu tepla uvnitř nádrže

Pro výpočet tepelného toku  $\dot{Q}$  je třeba znát teploty  $T_{f1}, T_{f2}$  a součinitele přestupu tepla  $\alpha_1$  a  $\alpha_2$ . Teplota  $T_{f1}$  se rovná teplotě skladování mazutu v nádrži  $70^\circ\text{C}$  a teplota  $T_{f2}$  je rovna průměrné teplotě okolí na Plzeňsku  $7,6^\circ\text{C}$  [7]. Součinitel přestupu tepla  $\alpha_1$  je nutné určit, jeho hodnota se zjistí na základě teorie podobnosti z kritériálních rovnic.

Kritériální rovnice byly stanoveny na základě znalostí všech vlivů na množství přestupu tepla, a jelikož jde o velice složité a často nahodilé procesy, do konečné podoby byly upraveny pomocí experimentů. Z důvodu možnosti provádění experimentů jen za určitých podmínek je platnost kritériálních rovnic omezena. Rovnice jsou v mocninném tvaru s konstantními koeficienty a podobnostními čísly. Při určování, z které kritériální rovnice se bude vycházet jak pro zjištění součinitele přestupu tepla uvnitř nádrže, tak na vnější straně, je předpoklad úzké podobnosti mezi válcovou stěnou a svislou trubkou.

V důsledku malých rychlostí tekutiny při volném proudění není tvar tělesa pro přestup tepla rozhodující. Určující rozměr u volné konvekce je ten, jenž spadá do vektoru gravitačního zrychlení. Kritická hodnota pro vznik turbulentního proudění je součin Grashofova a Prandtlůva podobnostního čísla: [3]

$$(GrPr)_k = 0,719 \cdot 10^9$$

K určení kritériální rovnice je opět rozhodující hodnotou tento součin, který pro danou mazutovou nádrž o teplotě  $70^\circ\text{C}$  činí  $1,8 \cdot 10^{11}$ . Jedná se tedy o turbulentní proudění. Pro hodnotu součinu platí  $(GrPr) > 10^9$ , tudíž pro volnou konvekci do neohrazeného prostoru, za jaký se vnitřek nádrže z důvodu velkého poloměru může považovat, platí pro svislou trubku a stěnu či kouli následující kritériální rovnice: [3]

$$Nu = \frac{\alpha H}{\lambda} = 0.15 \cdot (GrPr)^{\frac{1}{3}} \left( \frac{Pr}{Pr_w} \right)^{\frac{1}{4}}$$

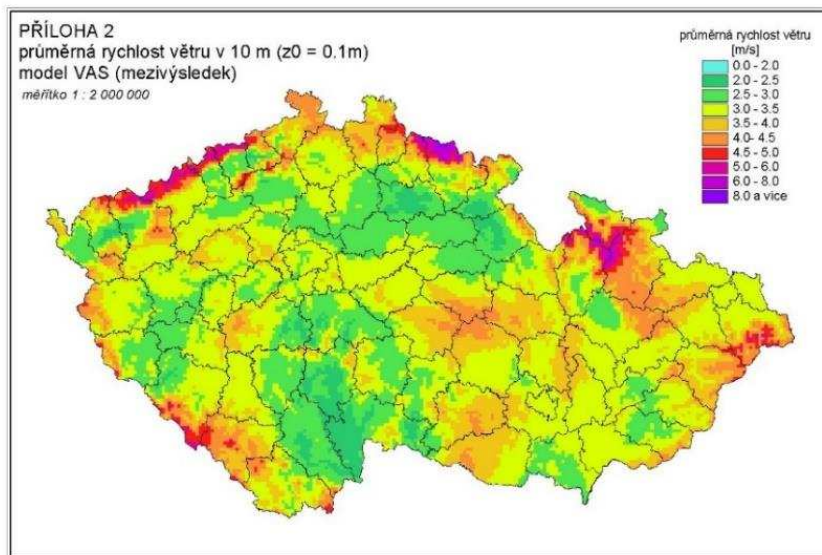
Kde  $Pr$  je Prandtlůvo podobnostní číslo s určujícím kritériem teplota uvnitř nádrže a  $Pr_w$  je Prandtlůvo číslo k teplotě na vnitřní stěně nádrže,  $H$  výška nádrže a  $Nu$  je Nusseltovo podobnostní číslo obsahující hledaný součinitel přestupu tepla. Problém nastává u určení teploty na stěně nádrže  $T_w$ , jež se vyskytuje jak v Grashofově podobnostním čísle, tak je ji nutno znát pro určení  $Pr_w$ . Teplota může být změřena na nádrži již postavené, avšak z důvodu omezených možností je zde určena kvalifikovaným odhadem na  $68,5^\circ\text{C}$ .

Po vyjádření součinitele přestupu tepla  $\alpha$  a vyčíslení vychází hodnota:

$$\alpha_1 = 61,111 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} .$$

### 3.2.2.6 Určení součinitele přestupu tepla vně nádrže

Vnější součinitel přestupu tepla nezávisí jen na rozdílu teplot tekutiny, jež vyvolá proudění, ale i na vnějších povětrnostních podmínkách. Jedná se o nucené proudění vyvolané větrem. Průměrné hodnoty rychlosti větru jsou patrné z obrázku 4.



Obrázek 4- Průměrná rychlost větru v České republice [7]

Pro přestup tepla při obtékání kruhových profilů platí kritériální rovnice: [3]

$$Nu = \frac{\alpha D}{\lambda} = 1,11 K Re^m Pr^{0,31} \left( 0,785 \frac{T_w}{T} \right)^{\frac{m}{4}} .$$

Kde  $D$  je poloměr nádrže,  $Re$  Reynoldsovo podobnostní číslo,  $T$  absolutní teplota okolního prostředí,  $T_w$  absolutní teplota na vnější straně nádrže, součinitel  $K$  a exponent  $m$  jsou hodnoty závislé na velikosti Reynoldsova podobnostního čísla a tvaru obtékaného profilu.

Hodnota součinitele přestupu tepla se po obvodu mění, nejvyšší hodnoty dosahuje u náběhu proudnic na obtékaný profil, kde je mezní vrstva nejtenčí. Nejnižší hodnoty nabývá naopak v místech s nejvyšší mezní vrstvou, tedy v oblasti kde, se odpoutává od profilu. Nicméně technický význam má jen střední hodnota součinitele po celém obvodu.

Kritériální rovnice je opět omezena na rozmezí hodnot Reynoldsova čísla  $0,1 < Re < 10^6$  a Prandlova čísla  $0,5 < Pr < 10^3$  [3]. Pro danou nádrž vychází hodnoty  $Re = 1,02 \cdot 10^6$  a  $Pr = 0,72$ . Reynoldsovo číslo je nad limitem platnosti kritériální rovnice, avšak ne o mnoho. Při porovnávání s kritériální rovnicí pro nucené podélné obtékání desky je hodnota Reynoldsova čísla ještě více nad limitem, z těchto důvodů bude předpokládána platnost kritériální rovnice. Reynoldsovo číslo závisí kromě jiných veličin i na venkovním poloměru nádrže. Jelikož se vnější poloměr se změnou izolace mění, je i hodnota Reynoldsova čísla jiná. Změny jsou však pouze v rámci desítek centimetrů, a proto se výsledná hodnota změní jen nepatrně. Pro teplotu na vnější straně nádrže  $T_w$  bude opět určena hodnota kvalifikovaným odhadem s rozdílem  $1,5^\circ\text{C}$ , jako tomu bylo uvnitř nádrže.

Po vyjádření součinitele přestupu tepla  $\alpha$  a vyčíslení vychází:

$$\alpha_2 = 7,676 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} .$$

Po dosazení do vztahu pro součinitel prostupu tepla nádrže v kapitole 3.2.2.4, se dostává hodnota:

$$k_w = 0,393 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} .$$

### 3.2.2.7 Určení součinitele zdánlivé tepelné vodivosti

Zdánlivá tepelná vodivost  $\lambda_z$  charakterizuje vedení tepla ve štěrbině. Ve zdánlivé tepelné vodivosti je zahrnuto sdílení tepla konvekcí a samotným vedením. Určí se ze vztahu: [3]

$$\lambda_z = \lambda \cdot \left( 1 + \frac{m \cdot (GrPr)^n}{K + GrPr} \right) ,$$

kde určující teplota pro Grashofovo a Prandtlovo podobnostní číslo je střední teplota vrstvy tekutiny. [3]

$$\bar{T} = \frac{T_{w4} + T_{w5}}{2}$$

Poněvadž pro výpočet střední teploty a pro teplotní rozdíl v Grashofově podobnostním čísle je třeba znát teploty na stěnách, které není možno dopočítat, protože není známa zdánlivá tepelná vodivost, bude vedení tepla ve štěrbině zanedbáno.

### 3.2.3 Tepelné ztráty střechou nádrže

Střecha nádrže je tvořena kuzelem s tepelným zaizolováním totožným stěně nádrže. Přenos tepla je realizován stejnými způsoby, jako tomu bylo u stěny nádrže, tedy vedením, prouděním a sáláním. Opět zde figurují tepelné ztráty navýšené o ztráty tepelnými mosty a opět, jak tomu bylo v předchozím případě, je můžeme zanedbat. Jsou jimi přívod pro hašení parou, odvaděč vzduchu, stupínky, horní průlez atd.

Při výpočtech bude střecha uvažována jako rovinná plocha, kužel má mnohonásobně menší průměr nežli výšku, tudíž jsou oba případy téměř totožné.

#### 3.2.3.1 Tepelný tok kondukcí

Tepelný tok vedením střechou nádrže se opět jako u stěny nádrže považuje za jednodimenzionální. Teplo se nešíří ve směru kolmého průřezu na osu nádrže, to je považováno za konstantní, nýbrž ve směru osy nádrže. V odvození rovnice pro tepelný tok se změní obsah a směr šíření tepla.

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \text{grad } T$$

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \frac{dT}{dy} ; S = \pi r s$$

$$\dot{Q} = -\lambda \pi r s \cdot \frac{dT}{dy}$$

$$\int_{T_{w1}}^{T_{w2}} dT = \int_{y_{w1}}^{y_{w2}} \frac{\dot{Q}}{\lambda \pi r s} dy$$

$$[T]_{T_{w1}}^{T_{w2}} = \left[ \frac{\dot{Q}}{\lambda \pi r s} \cdot (y_{w2} - y_{w1}) \right]_{r_{w1}}^{r_{w2}} ; \quad y_{w2} - y_{w1} = \delta$$
$$\dot{Q} = \frac{\lambda \pi r s (T_{w1} - T_{w2})}{\delta}$$

Kde  $s$  je površka kuželové plochy,  $\delta$  tloušťka vrstvy a  $T_{w1}, T_{w2}$  teplota na hranicích vrstvy.

### 3.2.3.2 Tepelný tok konvekcí

Vztah pro tepelný tok prouděním je opět totožný se vztahem pro svislou stěnu, jen s obměnou plochy.

$$\dot{q} = \alpha \cdot (T_{f1} - T_{f2}) ; S = \pi r s$$
$$\dot{Q} = \alpha \pi r s \cdot (T_{f1} - T_{f2})$$

Určení tepelného toku se opět převádí na zjištění součinitele přestupu tepla  $\alpha$  (viz kapitola 3.2.3.5 a 3.2.3.6).

### 3.2.3.3 Tepelný tok radiací

Vztah je opět shodný se svislou stěnou se změnou plochy.

$$\dot{Q} = \pi r s \varepsilon \cdot T^4 \sigma_0$$

### 3.2.3.4 Zobecnění pro zaizolovanou střechu nádrže

Obrázek s vizualizací průběhu teploty skrz střechu nádrže je obdobný se stěnou nádrže (viz obrázek 3).

$$T_{f1} - T_{w2} = \frac{\dot{Q}}{\alpha_1 \pi r s}$$
$$T_{w2} - T_{w3} = \frac{\dot{Q} \delta_1}{\lambda_1 \pi r s}$$
$$T_{w3} - T_{w4} = \frac{\dot{Q} \delta_2}{\lambda_2 \pi r s}$$
$$T_{w4} - T_{w5} = \frac{\dot{Q} \delta_3}{\lambda_z c}$$
$$T_{w5} - T_{w6} = \frac{\dot{Q} \delta_4}{\lambda_3 \pi r s}$$
$$T_{w6} - T_{f2} = \frac{\dot{Q}}{\alpha_2 \pi r s}$$
$$\dot{Q} = \frac{\pi r s \cdot (T_{f1} - T_{f2})}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_z} + \frac{\delta_4}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

Kde  $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4$  jsou popořadě tloušťky ocelové stěny, izolace, vzduchové štěrbin y a pozinkovaného plechu. V prostupu tepla není uvažován vzduch, který vyplňuje horní část nádrže. Teplota se předpokládá v celém jeho objemu stejná, a to rovna teplotě mazutu. Volná konvekce ve štěrbině bude ze stejných důvodů, jako tomu bylo u stěny nádrže, zanedbána.

Ze vztahu pro tepelný tok dostáváme vztah pro součinitel prostupu tepla střechy  $k_r$ , jako převrácenou hodnotu tepelného odporu:

$$k_r = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_z} + \frac{\delta_4}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2}} .$$

### 3.2.3.5 Určení součinitele přestupu tepla na vnitřní straně střechy

Zde na rozdíl od svislé stěny nádrže není rozhraní mazut-ocel, nýbrž vzduch-ocel, protože nádrž nemůže být nikdy naplněna až po horní okraj. Aby bylo možné nalézt kritériální rovnice pro tento případ, pokládá se střecha za vodorovnou čtvercovou desku o stejné ploše, jakou má kuželová střecha, kde na vnitřní straně probíhá volná konvekce.

Volná konvekce u vodorovné desky vykazuje rozdílný charakter proudění na spodním a horním povrchu desky. Zpravidla se měří celkový součinitel přestupu tepla z obou povrchů. Na základě měření volné konvekce do vzduchu pro čtvercovou desku platí kritériální rovnice: [3]

$$Nu = \frac{\alpha L}{\lambda} = 0,137(GrPr)^{\frac{1}{3}} ,$$

kde určující rozměr  $L$  je obvodem desky a určující teplotou je střední teplota mezní vrstvy. Teplota na povrchu stěny je opět určena kvalifikovaným odhadem na  $68,5^\circ\text{C}$ . Není možné ponechat tento celkový součinitel přestupu tepla i pro vnější stranu, jelikož tam probíhá nucená konvekce.

Po dosazení a vyčíslení vychází hodnota:

$$\alpha_1 = 1,664 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

### 3.2.3.6 Určení součinitele přestupu tepla na vnější straně

Pro podélné turbulentní obtékání rovinné desky s  $Re > 5 \cdot 10^5$  platí kritériální rovnice: [3]

$$Nu = \frac{\alpha L}{\lambda} = 0,0405 \cdot Pr \cdot Re^{0,8} .$$

Jelikož se součinitel přestupu tepla po délce desky mění, jedná se o jeho střední hodnotu. Pro kinematickou viskozitu byla zvolena určující teplota tekutiny mimo mezní vrstvu a pro součinitel tepelné vodivosti střední teplota mezní vrstvy. [3] Po dosazení a vyčíslení vychází hodnota součinitele přestupu tepla na vnější straně střechy:

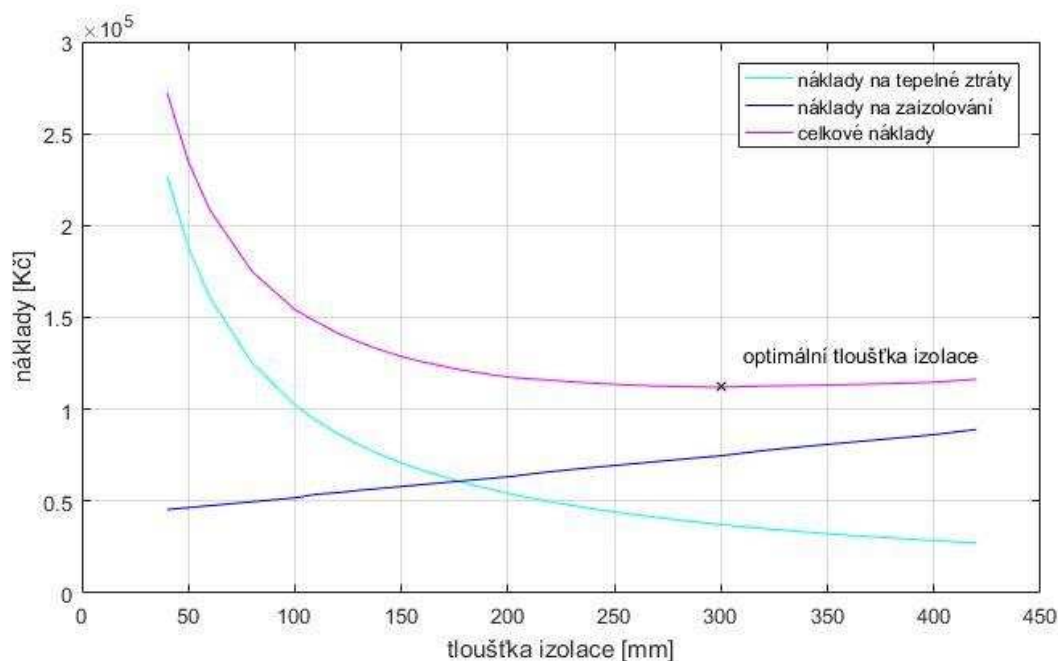
$$\alpha_2 = 8,191 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} .$$

Po dosazení 3.2.3.4 do vztahu pro součinitel prostupu tepla se dostává hodnota:

$$k_r = 0,124 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} .$$

### 3.3 Celkové náklady

Součtová křivka nákladů na tepelné ztráty a na zaizolování nádrže je patrná z obrázku 5. Zjištěná optimální tloušťka izolace je 300 cm, odpovídají jí náklady na tepelné ztráty přibližně 37 000 Kč/rok a náklady na zaizolování 75 000 Kč/rok. Avšak tato velikost nákladů na tepelné ztráty neodpovídá skutečnosti, neboť nebyly zohledněny tepelné ztráty dnem nádrže. Tato skutečnost nijak neovlivní zjištěnou tloušťku izolace (viz kapitola 3.2). Životnost izolace se předpokládá po dobu deseti let. Poněvadž v nákladech na zaizolování nádrže není započítána práce (viz kapitola 3.1), skutečná optimální tloušťka izolace by byla nižší než zde spočtená.



Obrázek 5- Náklady na izolaci a energii v závislosti na tloušťce izolace na 1 rok

## 4 Spotřeba tepla pro ohřev nádrže

V ideálním případě by tepelná vložka měla pokrývat pouze tepelné ztráty způsobené teplotním spádem mezi vnitřkem nádrže a okolím. Jenže může dojít k případu, že se teplo přestane dodávat a celý objem nádrže klesne na teplotu okolí. Výpadek dodávky tepla může být způsoben mnoha příčinami, např. poruchou parního ohříváku, neschopností dodat potřebné množství páry ke krytí tepelných ztrát, ať už z důvodu poruchy parního kotle, či nedostatku paliva. Ztuhnutí mazutu je nežádoucí a palivové hospodářství obsahuje opatření, která mají eliminovat neschopnost krýt tepelné ztráty. Přesto musí být tepelná vložka schopná dodat takové množství tepla, aby zajistila ohřátí mazutu na udržovací teplotu 70°C z teploty okolí v požadovaném časovém intervalu 8 hodin. Čím je vyšší teplotní rozdíl, tím dochází k vyšším tepelným ztrátám. Tepelná vložka by měla být dimenzována na krajní případy a při běžném provozu by se pouze reguloval její výkon. Pro následující výpočty bude uvažována teplota okolí -12°C. Regulace se může realizovat například škrtícím ventilem či parametry páry.

### 4.1 Tepelné ztráty dnem nádrže

V předchozích kapitolách se neuvažovaly tepelné ztráty dnem nádrže, ty ovšem nyní nemohou být zanedbány. Jak již bylo zmíněno v kapitole 3.2, dno nádrže není nijak izolováno. Prostup tepla bude probíhat skrze ocelové dno nádrže přes vrstvu betonu do zeminy, jejíž teplota se bude považovat za konstantní. Betonový podstavec se zpravidla ukládá až po



nezámrzovou hloubku, jež je zpravidla považována za 800 mm pod povrchem. Za teplotu zeminy se bude považovat teplota 0°C. Jelikož dno dosedá na betonový podstavec nebudou zde žádné tepelné ztráty prouděním ani radiací, pouze vedením.

Opět je tepelný tok dnem nádrže možno vyjádřit součtem následujících rovnic:

$$T_{f1} - T_{w2} = \frac{\dot{Q}}{\alpha_1 \pi r^2} ,$$

$$T_{w2} - T_{w3} = \frac{\dot{Q} \delta_1}{\lambda_1 \pi r^2} ,$$

$$T_{w3} - T_{w4} = \frac{\dot{Q} \delta_2}{\lambda_2 \pi r^2} ,$$

kde  $r$  je poloměr dna nádrže,  $\lambda_1, \lambda_2$  popořadě součinitel tepelné vodivosti ocelového dna a betonu a  $\delta_1, \delta_2$  popořadě tloušťka dna a betonu.

Součtem předchozích rovnic platí pro tepelný tok vztah:

$$\dot{Q} = \frac{\pi r^2 \cdot (T_{f1} - T_{w4})}{\frac{1}{\alpha} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} ,$$

odtud dostáváme vztah pro součinitel přestupu tepla dnem nádrže  $k_b$  jako převrácenou hodnotu tepelného odporu:

$$k_b = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} .$$

Stejně jako tomu bylo u předchozích případů, je nutné určit součinitel přestupu tepla  $\alpha_1$  na vnitřní straně dna. Součinitel přestupu tepla je určen jako v kapitole 3.2.3.5 pro volnou konvekci u vodorovné desky pomocí kritériální rovnice: [3]

$$Nu = \frac{\alpha L}{\lambda} = 0,137(GrPr)^{\frac{1}{3}} .$$

Po dosazení a vyčíslení vychází součinitel přestupu tepla:

$$\alpha = 123,465 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} ,$$

a součinitel prostupu tepla:

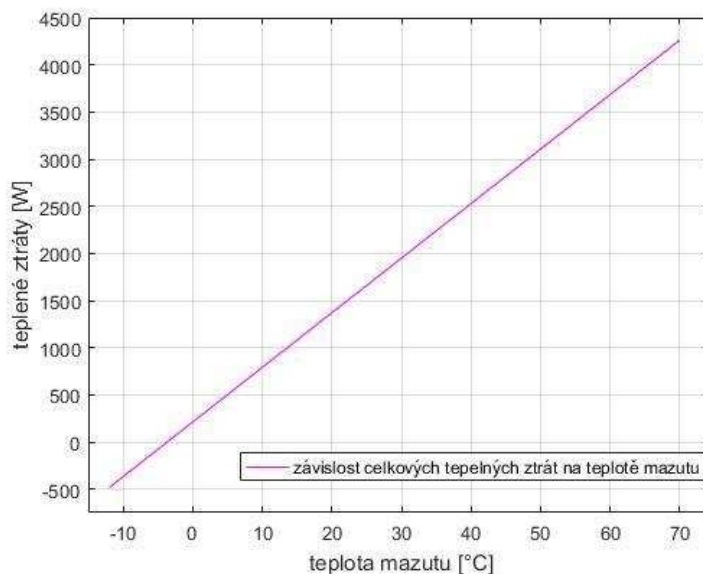
$$k_b = 1,603 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} .$$

## 4.2 Střední tepelné ztráty po dobu ohřevu

Jak ze vztahů vyplývá, je jak tepelný tok dnem nádrže, tak celkový přímo úměrný teplotnímu rozdílu (viz obrázek 6). Proto se při výpočtu ohřevu nádrže může za tepelné ztráty po celkovou dobu ohřevu považovat střední hodnota průběžných tepelných ztrát  $\dot{Q}_{ztn}$ . Ta činí

$$\dot{Q}_{ztn} = 1890,7 \text{ W}.$$

Z obrázku 6 je patrné, že do určité teploty mazutu je tepelný tok záporný, tzn., že je teplo do nádrže přiváděno. Tento jev je způsoben tím, že se teplota pod nádrží drží na  $0^\circ\text{C}$  (viz kapitola 4.1), avšak mazut se ohřívá z teploty rovné teplotě okolí, tj.  $-12^\circ\text{C}$ . To znamená, že teplota okolí u stěny a střechy nádrže bude vždy menší a na počátku rovna teplotě mazutu, takže bude teplo vždy odváděno z nádrže. Ale u dna nádrže je na počátku teplota okolí vyšší nežli teplota mazutu, tudíž je nejprve teplo do nádrže přiváděno, dokud teplota mazutu nedosáhne teploty pod dnem nádrže. Proto by hranice mezi přívodem a odvodem tepla z nádrže měla být na  $0^\circ\text{C}$ , avšak v obrázku 6 nejsou započítány jen ztráty ze dna nádrže, ale i zbylé, jež jsou kladné od počátku. Proto je hranice posunuta do záporu.



Obrázek 6- Závislost celkových tepelných ztrát na teplotě mazutu při venkovní teplotě  $-12^\circ\text{C}$

## 4.3 Teplo pro ohřátí mazutu

Teplo pro ohřátí samotného mazutu se spotřebuje pouze na zvýšení tepelného pohybu částic mazutu. Je to tedy teplo, které by stačilo dodat pro požadovaný ohřev v ideálním případě. Nicméně skutečnost je jiná a je jen jedním z více tepel, která jsou nutná soustavě dodat. Toto teplo se získá z kalorimetrické rovnice:

$$Q_0 = m \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) ,$$

kde  $m$  je hmotnost mazutu,  $c_p$  jeho tepelná kapacita za konstantního tlaku a  $T_2, T_1$  v pořadí konečná a počáteční teplota.

Tepelná kapacita není brána po celou dobu ohřevu za konstantní, proto se výsledné teplo získá jako součet tepel dodaných vždy pro ohřátí mazutu o  $1^\circ\text{C}$ .

$$Q_0 = \sum_{i=1}^{\Delta T} m \cdot c_p(T)$$

Kde  $\Delta T$  je rozdíl konečné a počáteční teploty a  $c_p(T)$  je tepelná kapacita závislá na teplotě. Maximální objem mazutu v nádrži je dán pozicí vstupního hrdla, kterou hladina mazutu nesmí překročit, jinak by došlo k výtoku mazutu. Hmotnost je dána tímto objemem

pronásobeným hustotou mazutu při konečné (nejvyšší teplotě) 70°C. Kdyby se uvažovala střední hustota rozmezí teplot nebo počáteční, došlo by v důsledku teplotní objemové roztažnosti ke zvýšení hladiny nad maximální možnou hranici. Po dosazení a vyčíslení vychází hodnota:

$$Q_0 = 1,781 \cdot 10^{10} J .$$

#### 4.4 Skutečná spotřeba tepla pro ohřátí mazutové nádrže

Jak bylo částečně zmíněno v předešlé, kapitole teplo pro ohřátí soustavy  $Q_C$  se dělí na teplo nutné pro požadované ohřátí média  $Q_0$  a teplo ztracené v důsledku sdílení tepla s okolím, jež se může rozdělit na teplo ztracené v přívodu teplonosného média  $Q_{ztp}$  a teplo ztracené v nádrži s ohříváním médiem  $Q_{ztn}$ . Vyjádřeno rovnicí:

$$Q_C = Q_0 + Q_{ztn} + Q_{ztp} .$$

Jelikož se za soustavu považuje pouze mazutová nádrž, z rovnice vypadne teplo ztracené v přívodním systému  $Q_{ztp}$ . Dosazením do rovnice získáme vztah pro výpočet spotřeby tepla na ohřev nádrže zahrnující tepelné ztráty za 8 hodin:

$$Q_{C8hod} = Q_0 + \dot{Q}_{ztn} \cdot 8 \cdot 3600 ,$$
$$Q_{C8hod} = 1,786 \cdot 10^{10} J .$$

Poměr skutečného tepla pro ohřátí nádrže a tepla nutného čistě pro ohřátí mazutu je následující:

$$\frac{Q_C}{Q_0} \approx 1 .$$

Proto tepelné ztráty při ohřevu mazutu jsou zanedbatelné oproti samotnému ohřátí mazutu. Výše uvedené teplo, které je třeba dodat pro ohřev nádrže na 70°C za 8 hodin, odpovídá počáteční teplotě mazutu -12°C a teplotě okolí, rovněž -12°C s výjimkou dna nádrže (viz kapitola 4.1).

Tepelný tok, který je třeba zajistit za těchto podmínek pro ohřátí nádrže, lze snadno určit podělením spotřeby tepla časem na ohřátí:

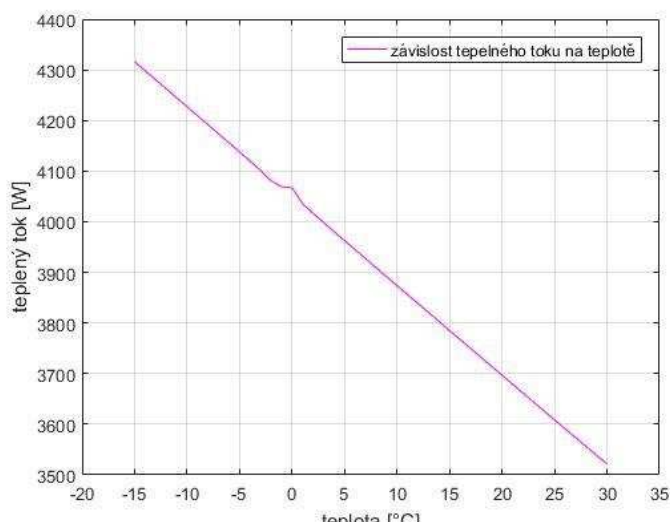
$$\dot{Q} = \frac{Q_{C8hod}}{8 \cdot 3600} = 614 kW .$$

## 5 Krytí tepelné ztráty

Po ohřátí mazutové nádrže na udržovací teplotu již není třeba dodávat žádnou energii na ohřívání mazutu, nýbrž jen takovou, která je rovna tepelným ztrátám povrchu nádrže. Výpočet dodaného tepla pro krytí tepelné ztráty je shodný s výpočtem celkových tepelných ztrát nádrže, jež již byly provedeny (struktura výpočtu, viz příloha č. 2). Tepelný tok pro udržení nádrže na požadované teplotě 70°C je uveden v tabulce 1 pro zadané teploty. Opět pro větší názornost je uvedena i grafická závislost krytí tepelných ztrát na teplotě okolí (viz obrázek 7).

Tabulka 1 - Krytí tepelných ztrát

Teplota okolí [°C]	Tepelný tok [kW]
-12	4.29
0	4.09
20	3.71



Obrázek 7- Krytí tepelných ztrát v závislosti na vnější teplotě

## 6 Tepelný výměník

Zařízení sloužící k zprostředkování přenosu tepla mezi dvěma, popř. i více látkami, se označuje za tepelný výměník. Tepelné výměníky jsou základními jednotkami rozmanitých variant teplosměnných systémů, široce využívaných ve výrobní i nevýrobní sféře. Jejich úkolem je zabezpečit realizaci technologických procesů a operací vyžadujících ohřev nebo ochlazení tekutin, popř. tuhých látek různé modifikace. Významnou skupinu tvoří rekuperační výměníky, jimiž se zužitkovává odpadní teplo a zabráňuje se tak vypuštění nezužitkovaného tepla do okolí. [3]

Nádrž obsahuje dva výměníky, první zajišťující ohřev celé nádrže (bude navrhován v následujících kapitolách) druhý, který zajišťuje ohřev mazutu odváděného z nádrže. Návrh tohoto výměníku není předmětem práce, a tak již nebude zmiňován.

Podle účelu použití mají tepelné výměníky různé názvy, avšak princip činnosti je vždy stejný (např. ohříváč, kondenzátor, výparník, kotel), často doplněné o název hlavní pracovní látky (chladič oleje, přehřívák páry), typu teplosměnného povrchu, nebo konstrukčního řešení (trubkový ohříváč, lamelový ohříváč) nebo způsobu sdílení tepla (směšovací, radiační). Pojmenování výměníků může být odvozeno též z jiných jeho zvláštních vlastností. Tepelný výměník je velice široký pojem a mohlo by se do něj zařadit mnoho tepelných zařízení, např. palivové pece, destilační kolony a reaktory. [3]

Návrh tepelného výměníku pro mazutovou nádrž je možno označit za povrchový rekuperační trubkový parní výměník s přímým přenosem tepla. Při přenosu tepla z tepelného výměníku se uplatňují všechny mechanismy přenosu tepla. Popořadě jsou jimi přestup tepla při

nucené konvekci na vnitřní straně výměníku, vedení stěnou výměníku a přestup tepla na vnější straně výměníku při přirozené konvekci.

Komparační hodnocení tepelných výměníků používá několika kritérií. Energetické hledisko vyjadřuje podíl celkového příkonu pro zabezpečení průtoku teplotonosných látek, v tomto případě páry, a tepelného toku přivedeného ve výměníku. Dále jimi jsou podíl celkové hmotnosti konstrukce nebo aktivního teplosměnného povrchu, pořizovacích a provozních nákladů, zastavěného prostoru a přivedeného tepelného toku. [3]

## 6.1 Určení teplosměnné plochy výměníku

Pro výpočet teplosměnné plochy, respektive délky trubkového výměníku, se bude vycházet z případu, kdy je třeba zajistit nejvyšší tepelný tok. Tím je tepelný tok pro vyhřátí celé nádrže z teploty okolí na požadovanou teplotu za 8 hodin, který byl stanoven v kapitole 4.4. Jelikož tento tepelný tok je o dva řády vyšší než tepelný tok nutný k udržení teploty nádrže na požadované teplotě, měl by se tepelný výměník dimenzovat na tento tepelný tok (viz tabulka 2). Avšak případ, kdy dojde k zatuhnutí celého objemu nádrže, je pouze limitním případem, ke kterému by nemělo nikdy dojít. Proto je možné, že k plnému využití takto navrženého výměníku nikdy nedojde a při běžném provozu by byl využíván jen na zlomek své kapacity. Proto bude v následujících kapitolách určena délka tepelného výměníku jak pro krytí pouze tepelné ztráty, tak pro krytí tepelných ztrát i vyhřátí celého objemu mazutové nádrže za 8 hodin. Z výše uvedených důvodů je vhodnější do nádrže nainstalovat tepelný výměník pouze pro krytí tepelných ztrát.

Tabulka 2 - Tepelné toky nutné pro udržení teploty nádrže a pro vyhřátí nádrže

Tepelný tok pro udržení teploty v nádrži [kW]	Tepelný tok pro vyhřátí nádrže [kW]
4,29	614

### 6.1.1 Délka výměníku pro krytí maximálních tepelných ztrát

Délka trubkového tepelného výměníku bude stanovena pro standardní trubku ISO DN 15 o vnitřním průměru 17,3 mm a vnějším průměru 21,3 mm.

Pro výpočet teplosměnné plochy se bude vycházet z případu, kdy je třeba zajistit nejvyšší tepelný tok pro udržení teploty nádrže na udržovací teplotě, tzn. při nejmenší teplotě okolí -12°C. Tepelný tok pro krytí tepelných ztrát byl stanoven v kapitole 5. Vztah pro tepelný tok stěnou výměníku se stanoví stejně jako v kapitole 3.2.2.4 s výjimkou, že se bude počítat pouze s přestupem tepla na vnitřní a vnější straně trubky, vedením ve stěně trubky a teplotní rozdíl se nahradí středním logaritmickým spádem  $\overline{\Delta T}$ . Střední logaritmický spád je použit z důvodu lišících se rozdílů teplot v průběhu sdílení tepla. Výsledný vztah je:

$$\dot{Q} = \frac{2\pi L \cdot \overline{\Delta T}}{\frac{1}{\alpha_1 r_1} + \frac{1}{\lambda} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_2 r_2}},$$

kde  $r_1, r_2$  je popořadě vnitřní a vnější průměr trubky tepelného výměníku,  $\alpha_1, \alpha_2$  popořadě součinitel přestupu tepla na vnitřní a vnější straně trubky. Opět je nutno určit tyto hodnoty. Jelikož se jedná o trubkový výměník, určení teplosměnné plochy přechází na určení délky výměníku.

Pro určení potřebného hmotnostního toku páry parním ohřívákem se vychází z druhého tvaru prvního termodynamického zákona:

$$dq = dh + a_{t12} = dh - vdp ,$$

kde  $dq$  je měrné předané teplo,  $dh$  změna měrné entalpie,  $v$  měrný objem,  $dp$  změna tlaku a  $a_{t12}$  je technická práce vykonaná párou. Jelikož nejsou uvažovány žádné tlakové ztráty, nedochází ke změně tlaku, a tudíž pára nekoná žádnou technickou práci, je předané teplo rovno změně entalpie. Po pronásobení hmotnostního toku páry a po integraci se získá vztah:

$$d\dot{Q} = \dot{m} \cdot dh ,$$

$$\int_1^2 d\dot{Q} = \int_1^2 \dot{m} \cdot dh ,$$

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) .$$

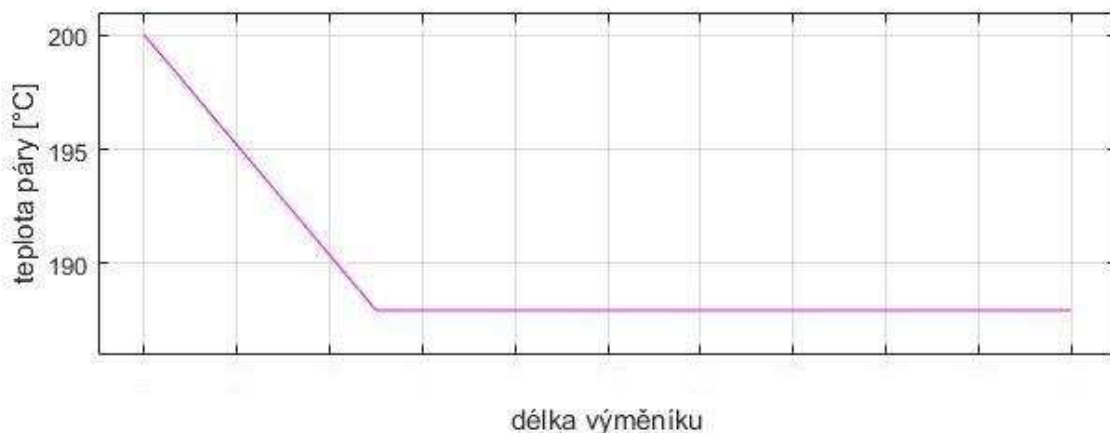
Aby tepelný tok vyšel kladný, stačí přehodit meze integrace a je získán vztah:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_2) ,$$

kde  $h_1, h_2$  jsou popořadě měrné entalpie na vstupu páry do tepelného výměníku a na jeho výstupu. Pro zjištění hmotnostního průtoku páry zbývá určit entalpii na výstupu. Proto se se uvažuje, že veškerá pára na výstupu zkondenzuje a měrná entalpie se určí jako entalpie na levé mezní křivce pro počáteční tlak. Za tepelný tok  $\dot{Q}$  se dosadí tepelný tok nutný k pokrytí ztrát při dané teplotě (viz kapitola 5). Po dosazení a vyčíslení vychází hodnota hmotnostního průtoku páry:

$$\dot{m} = 2,11 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} .$$

Pomocí zadaných parametrů páry (1,2MPa, 200°C) lze pomocí tabulek vodní páry určit, že jde o lehce přehřátou páru. Důsledkem toho je, že skoro po celou dobu sdílení tepla se bude teplotnosné médium vyskytovat v oblasti mokré páry. Teplo předané mazutu je především skupenské teplo kondenzace. Dokud se bude jednat o přehřátou páru, bude teplota ve výměníku klesat, dokud nedosáhne teploty kondenzace. Za předpokladu, že se bude nacházet na výstupu pára, spíše kondenzát, na levé mezní křivce, bude teplota po zbylou délku výměníku konstantní až do celkové délky výměníku (viz obrázek 8).



Obrázek 8 - Závislost teploty páry na délce výměníku

### 6.1.1.1 Stanovení součinitele přestupu tepla na vnitřní straně trubky

Na vnitřní straně trubky se uplatní nucená konvekce způsobená průtokem páry či kondenzátu. Jak je zmíněno v předchozí kapitole, pára bude postupně kondenzovat po délce trubky a na výstupu bude jen kondenzát. Pro výpočet součinitele přestupu tepla přítomnost mokré páry představuje komplikace. Součinitel přestupu tepla u páry je v porovnání se součinitelem přestupu tepla kondenzátu mnohonásobně menší.

Teplota páry není v celém kolmém průřezu na osu trubky konstantní, ale se vzdáleností od středu řezu teplota klesá až ke stěně trubky, kde dochází ke kondenzaci i přehřáté páry, protože na stěně trubky dosáhne kondenzační teploty.

Pro stanovení součinitele přestupu tepla přehřáté páry mohou nastat dva případy přestupu tepla, jimiž jsou přestup při blánové nebo kapičkové kondenzaci. Při kapičkové kondenzaci, jak již název napovídá, dochází ke kondenzaci ve formě kapiček na ochlazovacím povrchu. Tyto kapičky podstatně zvyšují povrch ochlazované plochy a dochází tak k intenzivnějšímu sdílení tepla a oproti blánové kondenzaci je součinitel přestupu tepla vyšší. Blánová kondenzace na stává pouze v případech, kdy je tekutina smáčivá s ochlazovacím povrchem. V případě kontaktu páry s ocelí je smáčivost zaručena a nastává tak kondenzace blánová. Smáčivost je dána velikostí adhezních a kohezních sil, pokud jsou adhezní síly zajišťující přilnavost tekutiny k povrchu větší než kohezní síly způsobující soudržnost molekul tekutiny, jedná se o smáčivou tekutinu. V opačném případě je tekutina nesmáčivá.

Nusselt řešil teoreticky blánovou kondenzaci páry za předpokladu, že proudění vrstvy kondenzátu je laminární, že fyzikální veličiny kondenzátu se s teplotou nemění a že teplo ve vrstvě kondenzátu se šíří pouze vedením. [3]

Tloušťka zkondenzované blány se s délkou trubky zvyšuje, tudíž se celkový součinitel přestupu tepla určí jako integrální součet lokálních součinitelů přestupu tepla, který je podělen celkovou délkou trubky. Další komplikací je poloha kondenzátu. Jakmile je tloušťka blánové vrstvy natolik velká, že se již neudrží na stěně trubky, stéká do spodní části trubky. Součinitel přestupu tepla se tedy mění nejen s délkou trubky, ale také po obvodu průřezu kolmého na osu trubky.

Určit součinitel přestupu tepla tak, aby odpovídal skutečnosti, je velmi složité, a proto se stanoví velice zjednodušenou metodou. Určí se střední hodnota ze součinitele přestupu tepla na vstupu páry do tepelného výměníku, kde je pouze přehřátá pára, a z výstupu, kde už je jen kondenzát.

Kritická hodnota Reynoldsova čísla pro proudění tekutiny v trubce je 2300. Určujícím rozměrem je průměr trubky. Pro Reynoldsovo číslo na výstupu platí že  $Re < 2300$  Avšak na vstupu je proudění v přechodové oblasti, tudíž se jedná na výstupu z výměníku o laminární proudění a na vstupu se může vyskytnout i proudění turbulentní. Jelikož tepelný tok ve výměníku se bude v jiných případech pouze zmenšovat (z důvodu uvažování krytí nejvyšších tepelných ztrát), rovněž se bude snižovat hmotnostní průtok a rychlost proudění ve výměníku. Tedy i Reynoldsovo číslo se bude snižovat se snižujícím se tepelným tokem, který výměník zajišťuje. Výměník v průběhu roku bude muset zajistit pouze nižší tepelný tok, než na který je dimenzován, bude tedy výměníkem protékat menší hmotnostní průtok než  $2,11 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ . Z tohoto důvodu se bude proudění považovat za laminární a ke zjištění přestupu tepla se použije příslušná kritériální rovnice.

S laminárním prouděním se často v technické praxi nesetkáme, avšak tento výsledek není překvapivý. Protože pro spočtený hmotnostní průtok (viz kapitola 6.1), který je velmi malý, a pro trubku o vnitřním průměru  $1,73 \text{ cm}$ , je rychlost páry  $0,28 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Pro kondenzát

s hustotou řádově dvakrát větší je rychlost o dva řády menší než u páry na vstupu. Proto se skutečně jedná o laminární proudění nikoli o chybu ve výpočtech.

Pro laminární nucené proudění v trubce platí vztah: [4]

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} = C \cdot (RePr)^{0,23} \cdot \left(\frac{L}{d}\right)^{-0,5},$$

kde  $C$  je konstanta ( $C = 11,5$ , pro ochlazování) a  $L$  je délka tepelného výměníku. Platnost této rovnice byla potvrzena pro  $RePr \in \langle 5000; 40000 \rangle$  [4]. Pro tento případ součinn  $RePr$  nespadá do intervalu ověřené platnosti, nicméně řádově odpovídá, a jelikož v literatuře nebyla nalezena jiná použitelná rovnice pro tento případ, bude se považovat za platnou. Výsledek může být trochu zkreslený. Z rovnice je patrné, že součinitel přestupu tepla při laminárním proudění závisí na hledané délce trubky, proto není možné nyní součinitel přestupu tepla číselně vyjádřit, pouze v závislosti na délce trubky. Jelikož  $d$  je konstantní, je možno rovnici pro určení součinitel přestupu tepla jak na vstupu, tak na výstupu přepsat:

$$\alpha = \frac{57,5 \cdot \lambda \cdot (RePr)^{0,23}}{L^{0,5}}.$$

Pro vstup páry do tepelného výměníku (index  $i$ ) a pro výstup (index  $o$ ) vychází v závislosti na délce trubky:

$$\alpha_i = \frac{18,415}{L^{0,5}},$$
$$\alpha_o = \frac{190,028}{L^{0,5}}.$$

Součinitel přestupu tepla na výstupu vychází o řád větší než na vstupu. Střední hodnotou je:

$$\alpha_1 = \frac{\alpha_i + \alpha_o}{2} = \frac{104,221}{L^{0,5}} W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}.$$

### 6.1.1.2 Stanovení součinitele přestupu tepla na vnější straně trubky

Na vnější straně trubky nedochází k nucené konvekci, nýbrž k volné. Jelikož se trubka tepelného výměníku nenachází v blízkosti stěn nádrže a protože rozměr trubky je vůči rozměrům mazutové nádrže malý, je možno říci, že přestup tepla probíhá za volné konvekce do neohrazeného prostoru. Trubka tepelného výměníku se považuje za vodorovnou, neboť stoupání šroubovice, kterou je výměník tvořen, je vůči jejímu poloměru malé.

Na vnější straně nedochází ke změně skupenství, proto stačí určit pouze jeden součinitel přestupu tepla platný po celé délce trubky. Pro vodorovnou trubku o průměru  $d$  platí kritériální rovnice: [3]

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} = 0,5 \cdot (GrPr)^{\frac{1}{4}} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{\frac{1}{4}}.$$

Určující teplotou je teplota okolního prostředí mimo teplotní mezní vrstvu a pro Prandtlovo podobnostní číslo  $Pr_s$  je určující teplotou teplota stěny. Ta je určena opět kvalifikovaným odhadem, a to o  $1,5^\circ\text{C}$  větší nežli teplota okolí. Po dosazení a vyčíslení vychází hodnota:

$$\alpha_2 = 98,271 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}.$$



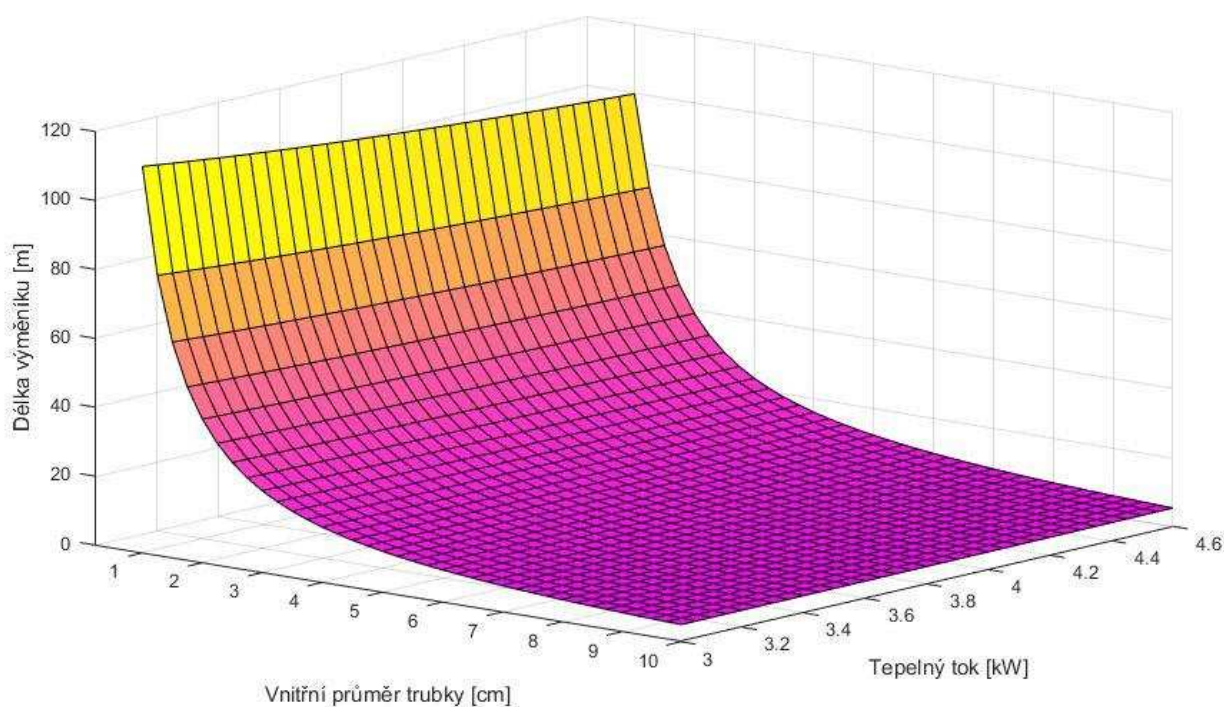
### 6.1.1.3 Výsledek

Řešení rovnice prostupu tepla v trubkovém výměníku dává výslednou délku výměníku:

$$L = 47 \text{ m} .$$

Tudíž ekvivalentní plocha pro délku trubkového výměníku 47 m je 6,8 m<sup>2</sup>.

Pro vizualizaci byl sestaven graf určující délku trubkového výměníku v závislosti na rozměrech trubky a tepelného toku, který výměník předá mazutu (obrázek 9). Jelikož uvnitř mazutové nádrže probíhá volná konvekce, a tudíž přenos tepla není intenzivní, bylo by možné do nádrže umístit čerpadlo, jež by vyvolalo turbulentní proudění. Přenos tepla by probíhal intenzivněji, nádrž by se tak ohřála rychleji a teplota uvnitř nádrže by byla převážně stejná. Bez čerpadla probíhá pouze volná konvekce, pro kterou je výměník navržen, a teplotní pole dosahuje nejvyšších hodnot u tepelného výměníku a nejnižších u stěn nádrže.



Obrázek 9 - Délka výměníku v závislosti na rozměru trubky a tepelném toku prostupujícím výměníkem

### 6.1.2 Délka výměníku pro vyhřátí nádrže z okolní teploty za 8 hodin

Délka trubkového tepelného výměníku bude stanovena pro standardní trubku ISO DN 50 o vnitřním průměru 54,5 mm a vnějším průměru 60,3 mm.

Způsob výpočtu je totožný s výpočtem délky výměníku pro udržení teploty mazutu na teplotu požadovanou při nejnižší teplotě okolí. Avšak vychází se z tepelného toku nutného pro vyhřátí nádrže z nejnižší teploty okolí (rovněž -12°C), na požadovanou teplotu 70°C.

Opět se bude vycházet z rovnice pro prostup tepla:

$$\dot{Q} = \frac{2\pi L \cdot \overline{\Delta T}}{\frac{1}{\alpha_1 r_1} + \frac{1}{\lambda} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_2 r_2}} .$$

Hledanou neznámou je délka  $L$ , je třeba určit součinitele přestupu tepla na vnitřní a vnější straně  $\alpha_1$  a  $\alpha_2$ .

Hmotnostní průtok při předpokladu, že na výstupu z tepelného výměníku dojde ke kondenzaci veškeré páry je:

$$\dot{m} = 0,304 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} .$$

### 6.1.2.1 Stanovení součinitele přestupu tepla na vnitřní straně trubky

Pro Reynoldsovo číslo na vstupu i výstupu platí  $Re > 10^4$ , tudíž se jedná o zaručeně turbulentní proudění a použije se příslušná kritériální rovnice pro turbulentní proudění v trubce: [4]

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} = 0,032 Re^{0,8} Pr^n \cdot \left(\frac{L}{d}\right)^{-0,054} .$$

V rovnici pro ochlazování  $n = 0,3$  a je platná pro  $Pr \in \langle 0,7; 370 \rangle$  a  $Re \in \langle 4500; 90000 \rangle$ . Činitel  $\left(\frac{L}{d}\right)^{-0,054}$  pro  $\frac{L}{d} \in \langle 100; 400 \rangle$  kolísá mezi 0,78 a 0,735, takže je možno počítat všeobecně se střední hodnotou 0,75 a tu sloučit s konstantou. Dostaneme pak rovnici: [4]

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,3} .$$

Prandtlůva čísla na vstupu i na výstupu spadají do rozmezí platnosti kritériální rovnice, avšak Reynoldsova nikoli. Z důvodu neexistence jiné kritériální rovnice, bude považována za platnou, i když může dojít k menší nepřesnosti výsledků ve srovnání s realitou.

Po dosazení a vyčíslení, viz příloha č. 2, vychází střední hodnota součinitele přestupu tepla po délce trubkového výměníku na vnitřní straně:

$$\alpha_1 = 1\,063,60 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} .$$

Jelikož byla kritériální rovnice zjednodušena pro případ  $\frac{L}{d} \in \langle 100; 400 \rangle$ , po vypočtení délky trubkového výměníku musí být ověřeno, zdali skutečně poměr délky ku průměru trubky spadá do uvažovaného intervalu. V opačném případě by se musel poměr upravit a do kritériální rovnice dosadit za činitel  $\left(\frac{L}{d}\right)^{-0,054}$  jinou konstantu.

### 6.1.2.2 Stanovení součinitele přestupu tepla na vnější straně trubky

Určení součinitele přestupu tepla na vnější straně trubkového výměníku je zcela totožný jako v kapitole 6.1.1.2, proto zde bude uveden pouze výsledek, výpočet viz příloha č. 2:

$$\alpha_2 = 74,86 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} .$$

### 6.1.2.3 Výsledek

Řešení rovnice prostupu tepla v trubkovém výměníku dává výslednou délku výměníku:

$$L = 378 \text{ m} .$$

Tato délka není skutečnou výslednou délkou, ještě je nutné ověřit, zdali poměr  $\frac{L}{d}$  spadá do uvažovaného intervalu. Poměr  $\frac{L}{d}$  nespadá do intervalu  $\langle 100;400 \rangle$ , tudíž je nutné činitel  $\left(\frac{L}{d}\right)^{-0,054}$  nahradit jinou konstantou a výpočet opakovat. Protože poměr délky a průměru trubky je umocněn malým exponentem, neprojeví se změna poměru markantním způsobem, proto není nutné očekávanou délku výměníku odhadnout zcela přesně. Za délku bude dosazena zprvu spočtená hodnota konstanta, umocněný poměr je tak:

$$\left(\frac{L}{d}\right)^{-0,054} = \left(\frac{378}{0,0545}\right)^{-0,054} \approx 0,62 .$$

Dostáváme tak kritériální rovnici o tvaru:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} = 0,02Re^{0,8}Pr^{0,3} .$$

Oproti rovnici uvažované v kapitole 6.1.2.1 je konstanta před podobnostními čísly o tři tisíce menší, proto se nepatrně zmenší střední součinitel přestupu tepla a tím se zvýší délka výměníku. Střední součinitel přestupu tepla vychází:

$$\alpha_1 = 924,88 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

a potřebná délka trubkového výměníku:

$$L = 382 \text{ m} .$$

Délka výměníku se po upravení poměru  $\frac{L}{d}$  zvětšila o 4 m. Jelikož je zvýšení délky jen nepatrné, není třeba poměr dále upravovat, a tento výsledek se proto může považovat za platný.

Ekvivalentní plocha je  $144,7 \text{ m}^2$ . Délka tohoto výměníku je značně větší oproti výměníku, který má pouze krytí tepelné ztráty. Výsledek není překvapivý, jelikož nutný tepelný tok pro vyhřátí nádrže je značně vyšší (viz tabulka 2).

## 6.2 Návrh způsobu provedení tepelného výměníku

K zajištění co možná nejefektivnějšímu průběhu ohřevu byla vypracována dvě provedení tepelného výměníku s totožnou délkou trubek. Budou vzájemně porovnávána v následujících kapitolách. Pro vizualizaci byla jednotlivá provedení vymodelována (pouze část tepelného výměníku uvnitř nádrže, přiléhající armatury jsou schematicky znázorněny v příloze č. 3), zelené části představují trubky, které vedou páru, případně kondenzát, a modré části konstrukce zajišťují funkci, především oporu tepelného výměníku.

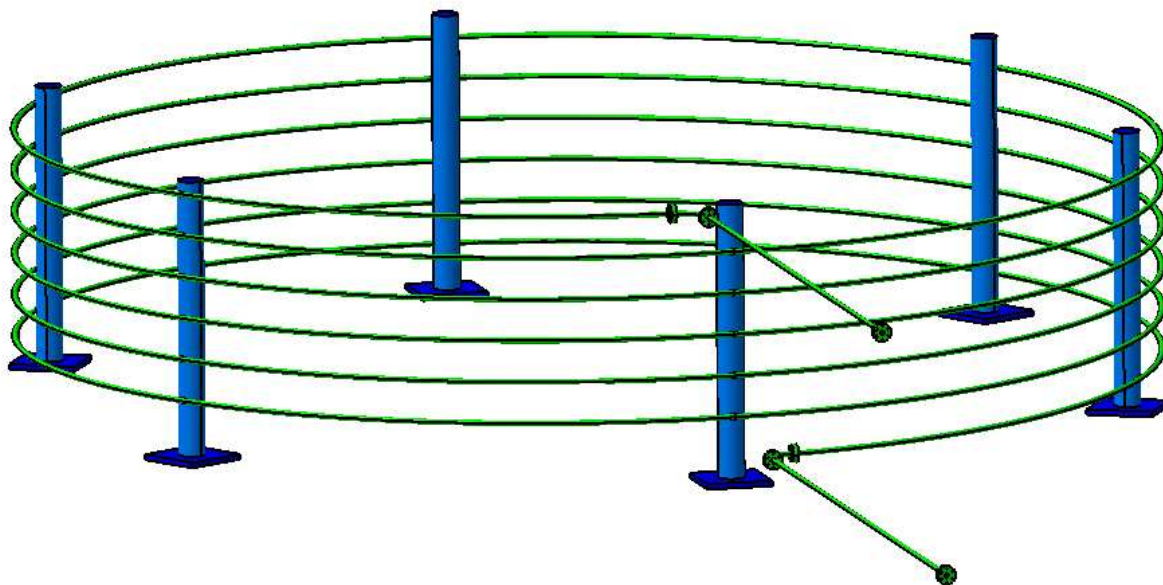
Pro zajištění rychlejšího průběhu ohřevu je nutné výměník umístit do spodní části nádrže, aby bylo zajištěno proudění přes celý objem nádrže vlivem změny hustoty v závislosti na teplotě. Jelikož uvnitř nádrže probíhá pouze volná konvekce, byl by ohřev mazutu shora neefektivní a pravděpodobně by byly tepelné ztráty vyšší nežli teplo, které se dostane do spodní části nádrže.

Ilustrativní obrázky odpovídají tepelnému výměníku pro krytí tepelných ztrát, nikoli pro tepelný výměník umožňující vyhřátí mazutové nádrže za osm hodin. Jelikož výměník pro vyhřátí celé nádrže vyžaduje mnohem větší délku trubek, musela by se u provedení č.1 snížit rozteč spirály a vytvořit doplňující spirálu s menším poloměrem uvnitř stávající. Pak by byla požadovaná délka zajištěna, viz obrázek 10. Provedení číslo dvě by vyžadovalo rovněž snížení

rozteče, jenže to by nestačilo, a proto by se musela zvýšit výška kuželu, který definuje spirálu (viz obrázek č.11).

### 6.2.1 Provedení č. 1

První provedením je tepelný výměník s trubkami zajišťující průstup tepla. Prostorové uspořádání trubek je spirála namotaná na válec s konstantní roztečí (viz obrázek 10). Toto uspořádání zajistí konstantní spád po celé délce, tudíž vzniklý kondenzát může volně odtékat. Opěrná konstrukce je velmi jednoduchá, představují ji pouze vertikálně umístěné tlustostěnné trubky přivařené ke dnu nádrže. Zastavěný prostor je poměrně malý, instalace je nenáročná a není nutné měnit uspořádání výstupu oleje, které je již součástí nádrže. Pro tepelný výměník zajišťující vyhřátí nádrže by se konstrukce lišila pouze snížením rozteče spirály a přidáním další spirály s menším poloměrem k zajištění požadované délky.

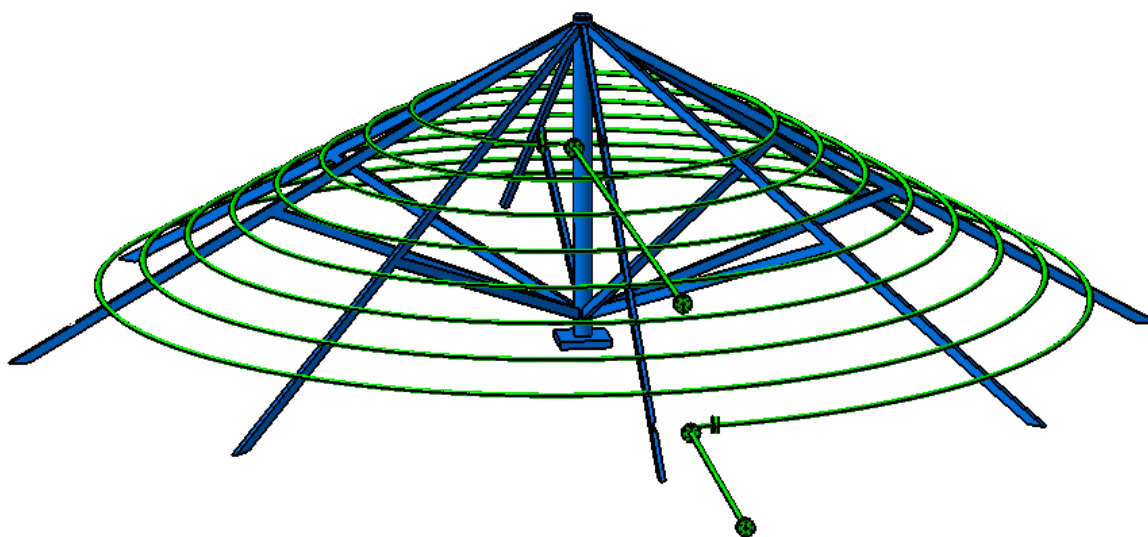


Obrázek 10 - Tepelný výměník provedení č. 1

### 6.2.2 Provedení č. 2

U druhého provedení je délka trubek totožná s provedením č. 1, jak již bylo zmíněno výše. Liší se pouze prostorové uspořádání trubek a s tím spjatá opěrná konstrukce. Prostorové uspořádání trubek odpovídá spirále namotané okolo kužele s konstantní roztečí (viz obrázek 11).

Oproti provedení č. 1 není kvůli stejné rozteči u této varianty konstantní spád po celé délce vinuté trubky. Aby se výměník vměstnal do nádrže a nekolidoval s ostatním vybavením nádrže (zejména s výstupem oleje), nesmí být příliš vysoký. Z tohoto důvodu je nutné snížit rozteč spirály, než jaká byla u předchozího provedení. Snížení rozteče vede ve spodních částech výměníku ke snížení spádu, tím ke zhoršení odtoku kondenzátu. V horních závitech spirály



Obrázek 11 - Tepelný výměník provedení č. 2

tento problém nenastává, protože se snižujícím se poloměrem roste spád a také v této části výměníku je voda ve stavu přehřáté páry, či je zde jen nepatrné množství kondenzátu.

Pro realizaci tohoto provedení je také nutné vystavět složitější opěrnou konstrukci oproti předchozí variantě. Zvýší se zastavěný prostor v nádrži, což sice negativně, ale jen nepatrně ovlivní kapacitu nádrže. Zastavěný prostor také brání v pohybu v nádrži při odstavení a údržbě. Také výroba trubky skružené do spirály s měnícím se poloměrem je komplikovanější, tudíž i dražší.

Avšak výhodou oproti předchozímu provedení je zvýšení volné konvekce v nádrži, přenos tepla v nádrži je u tohoto provedení intenzivnější. Plocha půdorysu ohřívána touto variantou je větší nežli u předchozí varianty. Proto se ohřeje větší množství mazutu. Ten díky své nižší měrné hmotnosti oproti chladnějšímu mazutu stoupá vzhůru a uvolňuje tak prostor chladnějšímu mazutu. Chladnější mazut klesá ze svrchní části nádrže a je následně ohříván. U prvního provedení se mazut ohřívá ve spodní části výměníku a následně stoupá vzhůru a je přehříván dalšími šroubovicemi trubky tepelného výměníku. Objem ohřátého mazutu za určitý čas je menší, ale ohřeje se na vyšší teplotu. Proto v nádrži s provedením výměníku č. 1 se mazut lokálně ohřeje na vyšší teplotu, avšak cirkulace je méně výrazná než u provedení č. 2. Zde se mazut neohřeje na stejně vysokou teplotu, jak je tomu u provedení č. 1, kde je cirkulace intenzivnější. Proto u prvního provedení budou výraznější rozdíly teplotního pole nádrže, než je tomu u druhého.

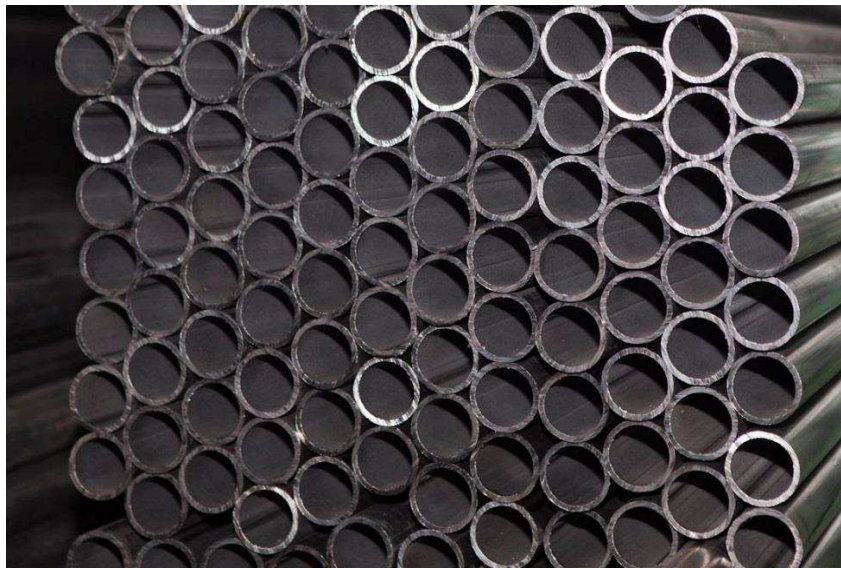
Na druhou stranu díky vyššímu rozdílu teplot při použití provedení č. 1 je i vyšší rozdíl měrných hmotností, a tedy k cirkulaci dochází snáze. Posouzení, která varianta je výhodnější, by mohla umožnit CFD simulace. Z důvodu nižší náročnosti konstrukce a poněvadž není třeba upravovat zařízení pro výstup oleje uvnitř nádrže, je zvoleno provedení č. 1.

### 6.3 Kontrola tepelného výměníku

Zajištění správné činnosti tepelného výměníku je nezbytné z mnoha důvodů. Pokud by došlo k porušení stěny výměníku, nebylo by zajištěno vytápění nádrže. To by vedlo k ztuhnutí

mazutu a nebyl by zajištěn přívod mazutu do výtopny. Dále by se uniklá pára dostala do objemu nádrže a v ní by zkondenzovala. Jelikož mazut není rozpustný ve vodě, nedošlo by k smíšení a kondenzát by se mohl separovat od mazutu. Ale to by vedlo k vynaložení zbytečných nákladů na čištění mazutu. Unikající pára o teplotě 200°C a tlaku 1,2 MPa je veliké bezpečnostní riziko, neboť může dojít ke zranění zaměstnanců.

Základní požadavky na materiál tepelného výměníku je požadavek na zaručené vlastnosti i při zvýšených teplotách a odolnost vysokým teplotním rozdílům, neboť uvnitř trubky proudí pára o teplotě až 200°C a v okolní prostředí je mazut o teplotě 70°C. Spojovací příruby se navařují na trubky, tudíž musí být zaručena i svařitelnost. Vhodnou a levnou ocelí pro tepelný výměník, která je běžně k dostání, je ocel třídy 11 353 (mez kluzu 230 MPa). Aby nebyla zbytečně snížena odolnost trubky vůči přetlaku, je vhodné sestavit tepelný výměník z bezešvých trubek (viz obrázek 12).



Obrázek 12 - Bezešvé trubky pro tepelný výměník [8]

Nejdůležitějším krokem kontroly je stanovení minimální tloušťky stěny trubky. Tento výpočet bude vycházet z normy ČSN EN 13480-3. Vztah pro výpočet minimální tloušťky stěny pro skořepinu, za níž se počítá trubka, zatížená přetlakem, je následující: [9]

$$e = \frac{p \cdot D}{2 \cdot f \cdot z + p} ,$$

kde  $e$  je minimální tloušťka stěny trubky,  $p$  je provozní přetlak,  $D$  je vnitřní průměr trubky,  $f$  označuje dovolené namáhání materiálu a  $z$  je součinitel spoje, v tomto případě svaru trubky s přírubou. Jelikož minimální tloušťka stěny je závislá na vnitřním průměru trubky, budou se výsledky lišit pro tepelný výměník pokrývající tepelné ztráty a pro výměník zajišťující i ohřev nádrže na požadovanou teplotu. Minimální tloušťka stěny bude spočtena pro výměník s vyšším poloměrem, protože, jak z vzorce vyplývá, zde bude minimální tloušťka stěny vyšší.

Provozním přetlakem není tlak přehřáté páry v trubce  $p_t$ , ale tato hodnota se musí snížit o atmosferický tlak  $p_a$  a hydrostatický tlak mazutu  $p_m$  (viz následující rovnice):

$$p = p_t - p_a - p_m .$$

Protože však může dojít k případu, že tepelný výměník bude v provozu při snížené hladině mazutu či absenci mazutu, vypadáva z rovnice hydrostatický tlak mazutu. Hodnota atmosférického tlaku je přibližně 0,1 MPa, takže provozním přetlakem je:

$$p = 1,1 \text{ MPa} .$$

Dovolené namáhání se položí rovno mezi kluzu materiálu. Součinitel spoje z se pro svary, které podléhají pouze namátkovému nedestruktivnímu zkoušení, se běžně volí 0,85. Po dosazení a vyčíslení vychází minimální tloušťka stěny:

$$e = 0,1 \text{ mm} .$$

K minimální tloušťce je nutno přičíst korozní přírůstek, který se běžně pohybuje okolo 1 mm, a tak výsledná minimální tloušťka je 1,1 mm. Zprvu odhadnutá tloušťka pro výpočet prostupu tepla 3 mm splňuje požadavek minimální tloušťky, proto není nutné rozměry trubky pro tepelný výměník měnit. Jelikož se korozní přírůstek nepočítá do tloušťky stěny při stanovení minimální tloušťky, pro stanovení bezpečnosti navržené varianty se musí rovněž odečíst od stávající tloušťky. Skutečné napětí po převyjádření namáhání ve stěně trubky (o tloušťce  $e_s = 2 \text{ mm}$ ) je:

$$f_s = \frac{p \cdot (D - e_s)}{2 \cdot e_s \cdot z} = 16,9 \text{ MPa} ,$$

koeficient bezpečnosti:

$$k = \frac{f}{f_s} = 13,6$$

Z důvodu vysokého koeficientu bezpečnosti je tepelný výměník z hlediska namáhání přetlakem dostatečně zajištěn.

#### 6.4 Zásady při navrhování armatur tepelného výměníku

Koncepce návrhu tepelného výměníku a přilehlých prvků nutných k provozu musí splňovat podmínku spolehlivého a bezpečného provozu. Prvky zajišťující spolehlivý provoz výměníku jsou následující.

Při montáži armatur není možné udržet vedení páry ve zcela netknutém stavu. Vnitřky trubek mohou být částečně zaneseny okujemi od svařování jednotlivých částí či jinými nečistotami, které se dostaly do vnitřku trubek při manipulaci nebo montáži. Dalšími nežádoucími nečistotami mohou být také části vedení, které se odlomily účinkem koroze. Čím vyšší rychlostí se pára uvnitř vedení šíří, tím se také zvyšuje mechanický účinek výše zmíněných nežádoucích nečistot na stěny trubky. Především u tvarových prvků, jimiž jsou například kolena, dochází k značnému vymílání stěn, tedy i k snížení životnosti. Proto je nezbytně nutné do vedení umisťovat filtry, které separují nečistoty, a zajistit jejich bezproblémové vyčištění, aby nedocházelo k zanesení síta filtru a k ucpání vedení.

Problémy uvnitř vedení páry nezpůsobují jen cizí tělesa, ale také kondenzát, jenž se hromadí na nežádoucích místech. Z tohoto důvodu je nutné instalovat odvaděče kondenzátu a navrhnout parní výměník a armatury způsobem, aby nedocházelo k hromadění kondenzátu. Například navrhnout trubkový výměník se spádem tak, aby kondenzát průběžně odtékal do nižších poloh výměníku, kde je umístěn odvaděč kondenzátu. Také je vhodné, aby směr odtoku kondenzátu a proudění páry byl shodný. Dále pro vizuální kontrolu je vhodné před odvaděč kondenzátu umístit průhledítko, kde je možné již od pohledu kontrolovat množství kondenzátu.

Další nežádoucí situací je přítomnost vzduchu. Vzduch se do výměníku může dostat při jeho odstavování vlivem netěsností spojů či pojistných ventilů. Přítomnost vzduchu kvůli zvýšenému obsahu kyslíku oproti kondenzátu či páře zvyšuje korozi, a tím snižuje životnost

zařízení. Dále snižuje přestup tepla, což je u tepelného výměníku nežádoucí, a umožňuje vznik tzv. vzdušného zámku. Vzdušný zámek způsobuje zablokování odvaděčů kondenzátu vlivem nahromaděného stlačeného vzduchu.

Zajištění údržby je podstatnou funkcí každého zařízení. Proto je nutné instalovat uzavírací ventily před a za prvky, u kterých se předpokládá menší životnost, než je životnost celého výměníku nebo kde je nutnost pravidelné údržby (čištění filtrů). Ovšem provoz parního výměníku by měl zůstat nepřerušovaný i za nutné údržby, což by s uzavřenými ventily nebylo možné. Proto je třeba zajistit obtok jednotlivých prvků.

Pro změnu výkonu tepelného výměníku je nutno zajistit regulaci. Regulovat je možné buď na straně páry, nebo na straně kondenzátu. Regulace je zajištěna regulačním ventilem. Při regulaci na straně páry je vhodné před regulační ventil umístít separátor vlhkosti a filtr, aby pára byla bez kapiček kondenzátu a mechanických nečistot. Bez těchto opatření by mohly kapky vody a nečistoty ovlivnit průtok páry regulačním ventilem, zejména pokud by nebyl plně otevřen. Dále by také zvýšily opotřebení kuželky regulačního ventilu a snížily jeho životnost. Při dimenzování regulačního ventilu je nutné navrhnout ventil právě pro očekávaný průtok páry. Jestliže by byl předdimenzovaný, kuželka by byla i při maximálním průtoku otevřená jen částečně, mohlo by dojít při rozvibrování k dotyku se sedlem a zvýšilo by se opotřebení jak kuželky, tak sedla. V opačném případě při poddimenzování regulačního ventilu by nebyl zajištěn dostatečný průtok páry ani při plném otevření ventilu.

Pro kontrolu tlaku je vhodné instalovat manometry, které sice zvyšují pořizovací náklady, avšak zlepšují povědomí o rozložení tlaku ve výměníku a přilehlých armaturách.

Návrh a uspořádání přilehlých armatur společně se zapojením mazutové nádrže je schématicky znázorněn v příloze 3.

## 6.5 Odvaděče kondenzátu

Pro separaci páry od kondenzátu z tepelného výměníku a vedení páry se užívají odvaděče kondenzátu. Na trhu je dostupných mnoho různých typů odvaděčů lišících se svým konstrukčním provedením i principem činnosti. Pro přehled bude uvedeno základní rozdělení odvaděčů kondenzátu s charakterizujícími vlastnostmi a následně vybrána nejvhodnější varianta.

### 6.5.1 Základní rozdělení odvaděčů kondenzátu

Odvaděče kondenzátu separují páru od kondenzátu v reakci buď na změnu stavu, tzv. mechanické či termodynamické odvaděče, nebo v reakci na změnu teploty, tzv. termostatické odvaděče kondenzátu.

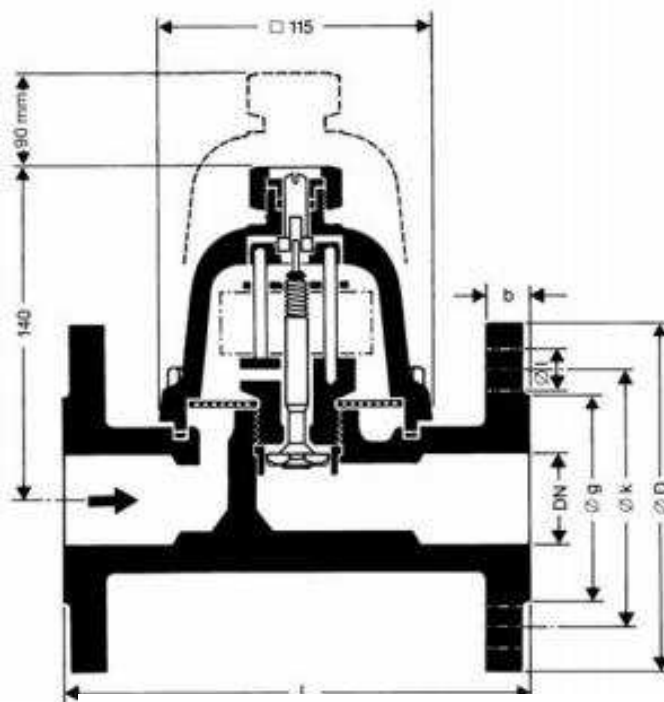
#### 6.5.1.1 Termostatické odvaděče

Podmnožinou termostatických odvaděčů jsou odvaděče kapslové. Termostatický element uvnitř odvaděče reaguje na rozdíl mezi teplotou páry a kondenzátu. Jakmile je v odvaděči dostatečně chladnějšího kondenzátu, termostatický element díky své objemové roztažnosti zmenší objem a umožní průtok kondenzátu. V opačném případě teplejší pára zvýší jeho objem a průtok odvaděčem je zastaven. Výhodou kapslového odvaděče je jeho malá velikost a umožnění velkého průtoku s ohledem na jeho rozměry. Je vhodný pro externí umístění, jelikož není náchylný k zamrznutí. Tlak v potrubí je omezen pouze jeho konstrukčním tlakem. Výměnu sedla i termostatického elementu lze provést bez demontáže odvaděče z potrubí. Nevýhodou je otevření až po zaplavení celého odvaděče kondenzátem, citlivost na vodní rázu a je také nevhodný pro přehřátou páru.



Vlnovcové odvaděče kondenzátu pracují obdobně jako kapslové, avšak termostatický element (vlnovec) je umístěn až za sedlem a kuželkou. Tudiž vlnovec je ovládán kondenzátem či párou až po průtoku odvaděčem. Z toho vyvstávají částečně rozdílné vlastnosti. Například při najíždění je odvaděč zcela otevřen, nezamrzá, odolává vodním rázům a je vhodný na přehřátou páru. Velkou nevýhodou je pomalá reakce na změnu tlaku a teploty páry, což vede k úniku většího množství páry, než tomu bylo v předchozím případě.

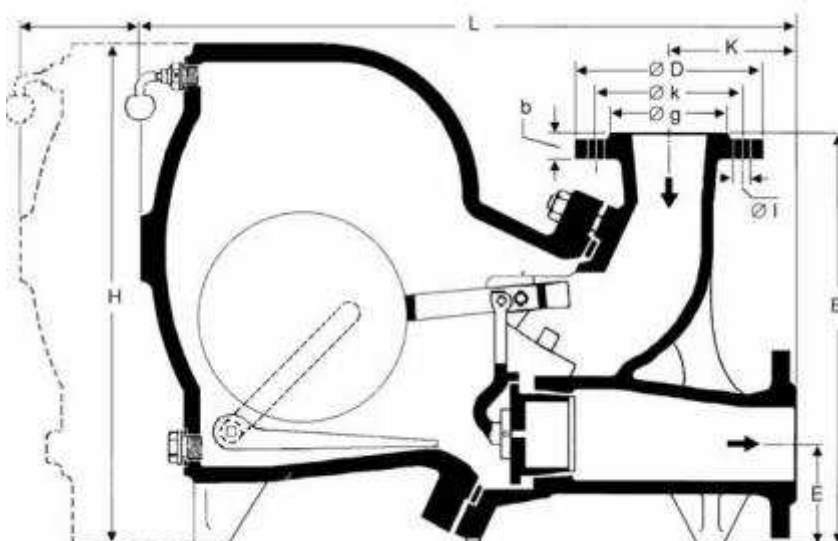
Posledním termostatickým odvaděčem je bimetalový odvaděč kondenzátu (obrázek 13). Základním prvkem je bimetalový plátek z kovů o rozdílné objemové teplotní roztažnosti. Různá roztažnost vyvolá sílu a ta otevírá či uzavírá odvaděč. Při zaplavení odvaděče párou se bimetalový element vychýlí ze své polohy a spolu se silou způsobenou rozdílným tlakem v potrubí s párou a kondenzátem otevře odvaděč. Při uzavírání odvaděče je nutná vyšší síla než při jeho otevírání, jelikož síla způsobená diferencí tlaků působí druhým směrem. Výhodou je vysoká odolnost, možnost výměny dílů bez demontáže z potrubí. Avšak nedokáže dostatečně pružně reagovat na změny tlaku a průtoku. Při nedostatečném rozdílu v tlacích ve vedení páry a kondenzátu je nutné velké podchlazení kondenzátu, aby došlo k otevření odvaděče.



Obrázek 13 - Bimetalový odvaděč kondenzátu [10]

### 6.5.1.2 Mechanické odvaděče kondenzátu

Převážnou většinu mechanických odvaděčů tvoří plovákové odvaděče kondenzátu (obrázek 14). Základním principem je plovák s hustotou nižší, než je hustota kondenzátu a vyšší, než je hustota páry. Plovák stoupá či klesá podle změny stavu hladiny kondenzátu. V případě odvaděče s plovoucí koulí plovák sám uzavírá odtok kondenzátu a odvaděč s plovákem na páce uzavírá odtok kondenzátu pomocí kuželky umístěné



Obrázek 14 - Plovákový odvaděč kondenzátu [10]

na páce. Zde je zajištěno dostatečné utěsnění mezi kuželkou a sedlem, zatímco u odvaděče s plovoucí koulí není zcela zaručeno. V případě nutnosti odvodu vzduchu je možné odvaděč vybavit termostatickým odvodu vzdušněním, tím je umožněn spolehlivý odvod vzduchu a zabránuje vzniku vzduchových kapslí. Výhodou je kontinuální odvod kondenzátu, takže se kondenzát nehromadí v parním vedením a je zajištěna volná teplosměnná plocha pro přestup tepla. Změny tlaku neovlivní jeho činnost. Avšak může docházet k zamrznutí a zničení v důsledku parního rázu.

Další skupinou jsou hrníčkové a zvonové odvaděče kondenzátu. Princip činnosti spočívá ve zvedání hrnce či zvonu, a tak dochází k regulaci průtoku kondenzátu. Kvůli jednoduchému mechanismu jsou téměř bezporuchové, avšak zamrzají a je nutné použít přídatný odvodu vzdušňovač.

### 6.5.2 Volba odvaděče kondenzátu

Za nejvhodnější variantu byl zvolen plovákový odvaděč kondenzátu s termostatickou odvodu vzdušňovací kapslí, jenž zaručí dostatečné odvodu vzdušnění výměníku, a tím vyloučí vznik vzduchových kapslí. Dále zabrání hromadění kondenzátu v tepelném výměníku, zajistí tedy volnou teplosměnnou plochu pro přestup tepla. Oproti jiným prvkům nutným k zajištění činnosti tepelného výměníku, např.: regulačních ventilů, filtrů atd, není žádoucí odvaděč kondenzátu opatřovat izolací. V ostatních případech je zabránění vysokých tepelných ztrát nezbytné, avšak aby odvaděč kondenzátu zajistil spolehlivý odvod, je vyšší tepelný tok skrze odvaděč nutný. Pokud by byl odvaděč izolován, hromadila by se uvnitř pára, ta by nebyla odváděna a vedení páry by se uzavřelo. Proto je nezbytné, aby pára uvnitř odvaděče zkonzovala a kondenzát byl dále odváděn.

## 7 Technicko-ekonomické posouzení

V následujících kapitolách bude provedeno technicko-ekonomické posouzení tloušťky tepelné izolace a návrhu tepelného výměníku.

### 7.1 Tloušťka tepelné izolace

V kapitole 3.3 byla stanovena tloušťka tepelné izolace 300 mm na základě stanovení polohy minima na součtové křivce nákladů na tepelné ztráty a nákladů na zaizolování nádrže. Pro vizualizaci byl sestaven graf na obrázku 5. V grafu, jak již bylo zmíněno a odůvodněno v kapitole 3.3, nejsou zahrnuty tepelné ztráty dnem nádrže, které však neovlivní polohu minima na součtové křivce.

Rohože s izolací tloušťky 300 mm se nevyrobí, proto musí být izolace sestavena ze tří vrstev o tloušťkách 100 mm, které jsou na trhu dostupné. Rovněž by bylo možné místo rohoží vyztužených ocelovým pletivem použít levnější desky, jež však nekopírují tak dobře tvar nádrže a neobsahují ocelové pletivo zajišťující oporu. Je nutné věnovat zvýšenou pozornost manipulaci s tepelnou izolací, aby nedošlo k jejímu promáčknutí a splasknutí. Tím by se zhoršily teplotně izolační vlastnosti.

### 7.2 Tepelný výměník

V kapitole 6, věnující se tepelnému výměníku, byla určena délka trubkového tepelného výměníku zajišťující krytí tepelných ztrát pro trubky s vnějším průměrem 21,3 mm a vnitřním 17,3 mm. Délka trubek potřebná pro přenesení tepelného toku nutného k pokrytí tepelných ztrát je 47 m. Následně byla navržena délka tepelného výměníku, který je schopen nejen zajistit krytí tepelných ztrát, ale i vyhřát nádrž z okolní teploty. Délka tohoto výměníku je 382 m s vnitřním průměrem trubky 54,5 mm a vnějším 60,3 mm. Protože v nouzovém případě může

dojít k zatuhnutí mazutu v zásobní nádrži, je nezbytné, aby byl obsah nádrže opět rozehřán a mazut se mohl odčerpávat. Pro tento případ by tepelný výměník pokrývající jen tepelné ztráty nedostačoval. Avšak jak již bylo zmíněno, k takovému případu by nemělo dojít, proto postačuje tepelný výměník s délkou 47 m.

Z grafu na obrázku č. 9 je patrné, že při zvyšování délky trubek se zvýší i přenesený tepelný tok. Dalším vlivem je i průměr trubek. U nižších průměrů, přibližně od vnitřního průměru 10 mm, značně roste potřebná délka. Z tohoto důvodu není vhodné navrhovat trubky pro tepelný výměník pod tento průměr.

Dále je vhodné zvolit co nejnížší možnou tloušťku stěny trubek, jelikož se tak sníží tepelný odpor stěny trubek. Avšak tloušťka stěny musí splňovat požadavek na minimální tloušťku se zajištěním bezpečnosti. Tloušťka stěny trubky se u obou výměníků pohybuje okolo 3 mm s koeficientem bezpečnosti  $k$  určeným v kapitole 6.3 ( $k = 13,6$ ). Hodnota koeficientu je příliš vysoká, postačovala by hodnota kolem  $k = 5$ . Snížení koeficientu bezpečnosti by snížilo tloušťku stěny, tím by se snížil tepelný odpor a pro přenesení potřebného tepelného toku by postačovala menší délka. Jelikož se trubky standardně vyrábějí v navržených rozměrech, není nutné je dále opracovávat. Součinitel vedení tepla je u oceli poměrně vysoký, nebude tedy změna tloušťky stěny příliš ovlivňovat tepelný odpor. Náklady na opracování trubky by byly pravděpodobně vyšší nežli úspora za nižší délku výměníku. Proto je navržená varianta ekonomicky i bezpečnostně výhodnější.

Ocelové bezešvé trubky jsou běžně dostupné a oproti jiným materiálům finančně nenáročné. Pro zvýšení přestupu tepla by bylo možné použít jiný materiál, kov s vyšší hodnotou tepelné vodivosti, než má ocel. Běžně používaný kov s velmi vysokým součinitelem přestupu tepla je měď (součinitel přestupu tepla je přibližně  $300 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ). Měď je ale značně drahý kov, a tak by se cena tepelného výměníku značně zvýšila.

## 8 Závěr

Práce obsahuje vyřešené cíle popsané v následujících odstavcích.

Byly popsány způsoby vedení tepla a základní vztahy pro určení tepelného toku, jež byly následně upraveny pro zadanou mazutovou nádrž.

Ze zadané výkresové dokumentace pro zásobní mazutovou nádrž byla stanovena optimální tloušťka tepelné izolace. Do výpočtu pro optimální tloušťku izolace byly započteny náklady na tepelné ztráty, náklady na zakoupení tepelné izolace a veškerých konstrukčních prvků nutných k její instalaci. Výpočty tepelných ztrát byly zjednodušeny oproti realitě, přesto však poskytují orientačně správné výsledky. Při určování tepelných ztrát byla věnována zvláštní pozornost stanovování součinitelů přestupu tepla na základě teorie podobnosti. Pro způsob zateplení byly využity poznatky z CFD simulace provedené na geometricky podobné nádrži, která byla autorem pouze přejata. Dále byly podrobně popsány vlivy vlastností tepelných izolací na velikost součinitele tepelné vodivosti a jejich projevy na izolační schopnosti materiálu.

Následně byla určena spotřeba tepla pro vyhřátí nádrže z nejnižší uvažované teploty okolí na udržovací teplotu v mazutové nádrži a spotřeba tepla pro udržení požadované teploty v nádrži při různých teplotách okolí.

V rámci určování teplosměnné plochy, v tomto případě délky výměníku, protože se jednalo o trubkový výměník, byly stručně uvedeny možnosti použití tepelných výměníků v různých oblastech a jejich klasifikace. Byly stanoveny součinitele přestupu tepla na vnitřní i vnější straně tepelného výměníku a následně délka tepelného výměníku pro zadané parametry

páry. Navrženy byly dvě varianty; jedna která je schopna pokrývat tepelné ztráty nádrže při nejnižší uvažované teplotě a druhá, jež je schopna ohřát nádrž z nejnižší uvažované teploty okolí na udržovací teplotu. Jsou rovněž uvedena dvě provedení konstrukce tepelného výměníku, jedno konvenční a druhé spíše nepoužívané v průmyslových oblastech. Navržené trubky tepelného výměníku jsou namáhány vysokým přetlakem, a proto je provedena kontrola z hlediska přetlaku.

Práce rovněž obsahuje výčet zásad při návrhu uspořádání armatur tepelného výměníku. Oproti jiným armaturám, zajišťující funkci tepelného výměníku, jsou podrobněji popsány různé typy odvaděčů kondenzátu a následně odůvodněn výběr vhodného odvaděče pro navržený tepelný výměník.

Závěrem byla stručně rozebrána volba tloušťky tepelné izolace a délka tepelného výměníku.

Pro veškeré komplikovanější výpočty byly napsány funkce v softwaru Matlab uvedené v přílohách. Funkce byly sestaveny autorem z důvodu usnadnit opakované výpočty z důvodu drobných úprav v průběhu vypracovávání práce. Jelikož jsou funkce napsány pouze pro zadanou mazutovou nádrž a při určování součinitelů přestupu tepla se využívají kritériální rovnice, nelze funkce aplikovat na jiné případy či i na zadanou mazutovou nádrž, při jiných podmínkách, než jaké jsou popsány v práci.

Práce celkově udává návod, jak stanovit tloušťku tepelné izolace a velikosti tepelného výměníku nejen pro zásobní nádrž mazutu, ale i jiné technické i netechnické systémy vyžadující udržování teploty v daném prostoru.

## 9 Zdroje informací

### Literatura

[1] ČESKÁ RAFINÉRSKÁ. *Bezpečnostní list podle Vyhlášky č. 231/2004 Sb.: Topný olej*. Litvínov, 1999.

[2] Technické izolace. In: Pzservis.cz [online]. [cit. 2017-10-12]. Dostupné z: [http://www.pzservis.cz/izol\\_projektanti2/rockwool/sw1641.html](http://www.pzservis.cz/izol_projektanti2/rockwool/sw1641.html)

[3] SAZIMA, Miroslav, Vladimír KMONÍČEK a Jiří SCHNELLER. *Teplo*. Praha: SNTL, 1989. ISBN 80 - 03 - 00043 - 2.

[4] KALČÍK, Josef a Karel SÝKORA. *Technická termomechanika*. Praha: nakladatelství České akademie věd, 1973. ISBN 104 - 21 - 825.

[5] KOVERDYNSKÝ, Vít. *Příručka pro návrh tepelných izolací*. Praha, 2012.

[6] KNY, Martin. Vliv proudění vzduchu přes průvzdušnou tepelnou izolaci na hodnotu součinitele prostupu tepla – CFD simulace. *Časopis VII*. 2017, **2017**(4/2017), 194 - 199.

### Internetové zdroje

[7] *Česká hydrometeorologický ústav* [online]. Praha, 2016 [cit. 2017-10-26]. Dostupné z: <http://portal.chmi.cz>

[8] Výprodej hutního materiálu. CNNN [online]. 2015 [cit. 2017-11-26]. Dostupné z: <http://cnnn.cz/vyhodny-prodej-hutniho-materialu/>

[9] Zásady při navrhování a výpočtu tlakových zařízení. Tlakinfo [online]. DEKRA CZ, 2005 [cit. 2017-11-26]. Dostupné z: <http://www.tlakinfo.cz/t.py?t=2&i=1411>

[10] Odvaděče kondenzátu Gestra. G-team [online]. Praha [cit. 2018-02-26]. Dostupné z: <http://www.g-team.cz/odvadece-katalogy.html>

## 10 Seznam obrázků a tabulek

### Obrázky

Obrázek 1- Zásobní mazutová nádrž.....	10
Obrázek 2- Struktura izolace .....	14
Obrázek 3- Prostup tepla stěnou nádrže .....	18
Obrázek 4- Průměrná rychlost větru v České republice [7] .....	20
Obrázek 5- Náklady na izolaci a energii v závislosti na tloušťce izolace na 1 rok.....	24
Obrázek 6- Závislost celkových tepelných ztrát na teplotě mazutu při venkovní teplotě -12°C .....	26
Obrázek 7- Krytí tepelných ztrát v závislosti na vnější teplotě.....	28
Obrázek 8 - Závislost teploty páry na délce výměníku .....	30
Obrázek 9 - Délka výměníku v závislosti na rozměru trubky a tepelném toku prostupujícím výměníkem .....	33
Obrázek 10 - Tepelný výměník provedení č. 1 .....	36
Obrázek 11 - Tepelný výměník provedení č. 2 .....	37
Obrázek 12 - Bezešvé trubky pro tepelný výměník [8] .....	38
Obrázek 13 - Bimetalový odvaděč kondenzátu [10] .....	41
Obrázek 14 - Plovákový odvaděč kondenzátu [10] .....	41

### Tabulky

Tabulka 1 - Krytí tepelných ztrát .....	28
Tabulka 2 - Tepelné toky nutné pro udržení teploty nádrže a pro vyhřátí nádrže .....	29

## 11 Seznam příloh

### Přílohy volně vložené

Příloha č. 1 Výkres sestavy mazutové nádrže

### Přílohy vevázané

Příloha č. 2 Výpočty (vytvořené funkce)

Příloha č. 3 Zapojení mazutové nádrže a přilehlé armatury parního výměníku

## PŘÍLOHA č. 2

### Výpočty

#### Výpočet celkových tepelných ztrát

```
function [ Q ] = TepelneZtraty( t,T1,T2 )
% Vypocet tepelnych ztrat mazutove nadrze
% t...tloustka izolace
% T2...venkovni teplota

% URCENI SOUCINITELE PRESTUPU TEPLA NA VNITRNI STENE NADRZE
Ts = T1-1.5; % teplota na stene nadrze
H = 5.94; % vyska nadrze
gama = 0.6*10^(-3); % objemova roztaznost
vas = KinVisMazut(T1); % kinematicka vazkost pri 70 stupnich
vasW = KinVisMazut(Ts) ; % kinematicka vazkost na stene
hustotaW = HustotaMazutu(Ts) ; % hustota na stene
cpW = TepKapMazut(Ts); % tepelna kapacita na stene
LmW = TepVodMaz(Ts); % tepelna vodivost na stene
g = 9.81; % gravitacni zrychleni
hustota = HustotaMazutu(T1); % hustota pri 70 stupnich
cp = TepKapMazut(T1); % tepelna kapacita pri 70 stupnich
Lm = TepVodMaz(T1); % tepelna vodivost na stene
Gr = gama*(T1-Ts)*(g*H^3)/vas^2; % Grashofovo podobnosti cislo
Pr = (vas*hustota*cp)/Lm; % Prandtlovo podobnostni cislo
Prw = (vasW*hustotaW*cpW)/LmW; % Prandtlovo cislo pro teplotu na stene
GrPr = Gr*Pr; % soucin Gr a Pr
a1 = (Lm*0.15*(Gr*Pr)^(1/3)*(Pr/Prw)^(1/4))/H; % soucinitel prestuou tepla

% URCENI SOUCINITELE PRESTUPU TELPLA NA VNEJSI STENE NADRZE
Tw = T2+1.5; % Teplota na vekovni stene
r5 = 5.65/2+0.02+t+0.02+0.002; % venkovni polomer
w = 2.5; % rychlost vetru
vas = KinVizVzduch(T2); % kinematicka viskozita vzduchu
hustota = HustotaVzduch(T2); %hustota vzduchu
cp = 1010; % tepelna kapacita vzduchu
L = TepVodVzduch(T2); % soucinitle vedeni tepla vzduchu
m = 0.805; % koeficient pro Re do 400 000
K = 0.0239; % koeficeent pro Re do 400 000
Re = (w*r5)/vas; % Reynoldsovo cislo
Pr = (vas*hustota*cp)/L; % Prandtlovo cislo
a2 = (L*K*1.11*Re^m*Pr^0.31*(0.785*Tw/T2)^(m/4))/r5;

% URCENI TEPELNYCH ZTRAT STENOU NADRZE
L1 = 50; % soucinitel vedeni tepla ocele
L2 = 0.041; % soucinitel vedeni tepla izolace
```

```
L3 = 50; % součinitel vedení tepla pozinkovaného plechu
l = 5.94;
r1 = 5.65/2; % vnitřní polomer
r2 = 5.57/2;
r3 = 5.57/2+t;
r4 = r3 + 0.02;
r5 = r4 + 0.005;

Qsten = (2*pi*l*(T1-T2))/(1/(a1*r1)+1/L1*log(r2/r1)+1/L2*log(r3/r2)...
+1/L3*log(r5/r4)+1/(a2*r5));

% URČENÍ SOUCINITELE PŘESTUPU TEPLA NA VNITŘNÍ STRANĚ STŘECHY
Ts = T1-1.5; % teplota na stěně nadrž
g = 9.81; % tíhové zrychlení
L = sqrt(pi*5.65*2.990); % obvod desky
gama = ObjemRozVzduch(T1); % součinitel objemové roztavnosti vzduchu
KinViz = KinVizVzduch(T1); % kinematická viskozita vzduchu
hustota = HustotaVzduch(T1); % hustota vzduchu
cp = 1010; % tepelná kapacita vzduchu
lambda = TepVodVzduch(T1); % souč. teplotní vodivosti vzduchu
Gr = gama*(T1-Ts)*g*(4*L)^3/KinViz^2;
Pr = KinViz*hustota*cp/lambda;
aa1 = lambda*0.137*(Gr*Pr)^(1/3)/(4*L);

% URČENÍ SOUCINITELE PŘESTUPU TEPLA NA VNEJŠÍ STRANĚ STŘECHY
KinViz = KinVizVzduch(T2); % viskozita vzduchu
hustota = HustotaVzduch(T2); % hustota vzduchu
w = 2.5; % rychlost vzduchu
R = 5.65; % polomer střechy
cp = 1010; % tepelná kapacita vzduchu
lambda = TepVodVzduch(T2); % tepelná vodivost vzduchu
Pr = KinViz*hustota*cp/lambda; % Prandtlovo číslo
Re = w*R/KinViz; % Reynoldsovo číslo
aa2 = lambda*0.0405*Pr*Re^0.8/R;

% URČENÍ TEPELNÝCH ZTRAT STŘECHOU NADRŽE
s = 2.99; % povrchová kůžele
r = 5.65/2; % polomer podstavky střechy
L1 = 50; % tepelná vodivost oceli
L2 = 0.041; % tepelná vodivost izolace
L3 = 50; % tepelná vodivost pozinkovaného plechu

Qstr = (pi*r*s*(T1-T2))/(1/aa1+0.02/L1+t/L2+0.002/L3+1/aa2);

% URČENÍ SOUCINITELE PŘESTUPU TEPLA NA VNITŘNÍ STRANĚ DNA
Ts=T1-1.5; % teplota na stěně
gama=2.849*10^(-3); % součinitel objemové roztavnosti mazutu
vaz=KinVisMazut(T1); % viskozita mazutu
hustota=HustotaMazutu(T1); % hustota mazutu
cp=1010; % tepelná kapacita mazutu
lambda=TepVodMaz(T1); % tepelná vodivost mazutu
r=2.825; % polomer dna

Gr=gama*(T1-Ts)*9.81*(2*pi*r)^3/(20.093*10^(-6))^2;
Pr=vaz*hustota*cp/lambda;

aa1=lambda*0.137*(Gr*Pr)^(1/3)/(2*pi*2.825);

% URČENÍ TEPELNÝCH ZTRATY DNEM NADRŽE
r = 2.825;% polomer dna
```



```
L1 = 50; % soucinitel tepelne vodivosti ocele
L2 = 1.3; % soucinitel teplene vodivosti betonu
d1 = 0.025; % tloustka dna
d2 = 0.8; % tloustka betonu

Qdno=(pi*r^2*(T1-0))/(1/aaa1+d1/L1+d2/L2);

% TEPELNE ZTRATY RADIACI STENY
Tw = T2+1.5; % teplota na stene nadrze
epsilon = 0.26; % salavost steny
r = 5.65/2+0.02+0.002+t; % polomer nadrze
l = 5.94; % vyska nadrze
SB = 5.67*10^(-8); % Stefanova-Boltzmanova konstanta

Qrsten = 2*pi*r*l*epsilon*Tw^4*SB;

% TEPELNE ZTRATZ RADIACI STRECHY
Tw = T2+1.5; % teplota na stene nadrze
epsilon = 0.26; % salavost steny
r = 5.65/2+0.02+0.002+t; % polomer nadrze
s = 2.99; % povrska kuzele
SB = 5.67*10^(-8); % Stefanova-Boltzmanova konstanta

Qrstrech = pi*r*s*epsilon*Tw^4*SB;

% CELKOVE TEPELNE ZTRATY
Q = Qstr+Qsten+Qdno+Qrsten+Qrstrech;

end
```

## Pomocné funkce

```
function [ HustMaz ] = HustotaMazutu( T1 )
% Vypocet hustoty mazutu v zavislosti na teplote

X=[80,100,130]; % teploty pro interpolaci
Y=[896,884,867]; % hodnoty hustoty

p = polyfit(X,Y,2);
HustMaz = p(1,1)*T1^2+p(1,2)*T1+p(1,3);
End

function [ hust ] = HustotaVzduch( T )
% Vypocet hustotu vzduchu v zavislosti na teplote

X=[-50,-20,0,10,20,40,60,80,100];% teploty pro interpolaci
Y=[1.561,1.376,1.275,1.230,1.188,1.112,1.046,0.986,0.934];
% hodnoty hustotu y tzb-info.cz
p = polyfit(X,Y,1);
hust = p(1,1)*T+p(1,2);

end

function [ KinemVisM ] = KinVisMazut( T )
% Vypocet kinematicke viskozity mazutu v zavislosti na teplote

X=[80,100];
Y=[3.419*10^(-5),1.818*10^(-5)];
```

```
p=polyfit(X,Y,1);
KinemVisM = p(1,1)*T+p(1,2);
end

function [ KinViz ] = KinVizVzduch( T )
% Vypocet kinematicke viskozity vzduchu v zavislosti na teplote

X=[-50,-20,0,10,20,40,60,80,100]; % teploty pro aproximaci
Y=[9.35*10^(-6),11.85*10^(-6),13.46*10^(-6),14.47*10^(-6),...
15.32*10^(-6),17.27*10^(-6),19.22*10^(-6),21.3*10^(-6),23.34*10^(-6)];
% hodnoty kinematicke viskozity z tzb-info.cz
p = polyfit(X,Y,1);
KinViz = p(1,1)*T+p(1,2);
end

function [ GamaV ] = ObjemRozVzduch( T )
% Vypocet objemove roztaznosti vzduchu v zavislosti na teplote

X=[-20,0,20,40,60,80,100];
Y=[3.962*10^(-3),3.671*10^(-3),3.419*10^(-3),3.2*10^(-3),...
3.007*10^(-3),2.836*10^(-3),2.684*10^(-3)];

p = polyfit(X,Y,1);
GamaV = p(1,1)*T+p(1,2);

end

function [ Cp ] = TepKapMazut( T )
% Vypocet tepelne kapacity mazutu v zavislosti na teplote

X = [0 20 50 70 100];
Y = [1717 1800 1905 1989 2114];

p = polyfit(X,Y,1);
Cp = p(1,1)*T+p(1,2);
end

function [ LambdaM ] = TepVodMaz( T )
% Vypocet tepelne vodivosti mazutu

X=[0,20,50,70,100];
Y=[0.444,0.440,0.431,0.427,0.423];

p=polyfit(X,Y,1);
LambdaM = p(1,1)*T+p(1,2);
end

function [ LambdaVz ] = TepVodVzduch( T )
% Vypocet tepelne vodivosti v zavislosti na teplote

X=[-20,0,20,40,60,80,100];
Y=[0.0226,0.0237,0.0252,0.0265,0.028,0.0293,0.0307];

p = polyfit(X,Y,1);
LambdaVz = p(1,1)*T+p(1,2);
```

```
end
```

```
function [ Qdno ] = TepZtratDno( aaa1,T1 )
% Vypocet tepelnych ztrat dnem nadrze

r = 2.825;% polomer dna
L1 = 50; % soucinitel tepelne vodivosti ocele
L2 = 1.3; % soucinitel tepelne vodivosti betonu
d1 = 0.025; % tloustka dna
d2 = 0.8; % tloustka betonu

Qdno=(pi*r^2*(T1-0))/(1/aaa1+d1/L1+d2/L2);
end
```

## Ohřev mazutové nádrže

```
function [ Q ] = OhrevMazut( T1,T2 )
% Vypocet ohrevu mazutu z teploty T1 na T2

prumer = 5.650; % prumer nadrze
vyska = 5.240; % vyska po vstupni hrdlo
m = vyska*pi*prumer^2/4*HustotaMazutu(T2); % hmotnost pri nejvyssi teplote

Q = 0;
for i=1:T2-T1
    Q = Q+m*TepKapMazut(T1+i);
end
end

function [ Q ] = OhrevNadrze( Tp,Tk,t )
% Vypocet ohrevu nadrze vctne tepelnych ztrat
% Tp...pocatecni teplota
% Tk...konecna teplota
% t...cas ohrevu

prumer = 5.650; % prumer nadrze
vyska = 5.240; % vyska po vstupni hrdlo
m = vyska*pi*prumer^2/4*HustotaMazutu(Tk); % hmotnost pri nejvyssi teplote

q = 0;
for i=1:Tk-Tp
    q = q+m*TepKapMazut(Tp+i);
end

[l] = TepelneZtraty(0.3,Tp,Tp);
[h] = TepelneZtraty(0.3,Tk,Tp);
Z = (l+h)/2*t; % stredni teplene zraty

Q = q+Z;
end
```

## Déka tepelného výměníku pro udržení teploty

```
function [ delka ] = DelkaVymenik( h2,v2,Q,d1,d2,kv2,cp2,lambda2 )
% Vypocet delky tepelneho vymeniku
% h2 ... merna entalpie na vystupu
% Q ... tepelne ztraty nutne k pokryti
% v2 ... merny objem na vystupu
% r1 ... vnitřni polomer trubky
% r2 ... vnejsi polomer trubky
% kv2 ... kinematicka vizkozita na vystupu
% cp2 ... tepelna kapacita na vystupu
% lambda2 ... teplena vodivost na vystupu

h1=2818100; % merna entalpie na vstupu
m=Q/(h1-h2) % hmotnostni tok
v1=0.1693; % merny objem na vstupu

% URCENI SOUCINITELE PRESTUPU TEPLNA NA VNITRNI STENE
w1=m*v1/((pi*d1^2)/4); % rychlost na vstupu
w2=m*v2/((pi*d1^2)/4); % rychlost na vystupu
Re1=w1*d1/(2.68*10^(-6));
Re2=w2*d1/kv2;
Pr1=2.68*10^(-6)*1/v1*2580/0.038;
Pr2=kv2*1/v2*cp2/lambda2;

alfaI=5*11.5*0.038*(Pr1*Re1)^0.23;
alfaO=5*11.5*lambda2*(Pr2*Re2)^0.23;

alfa1=(alfaI+alfaO)/2; % celkovu prestup tepla [1/L^0.5]

% URCENI SOUCINITELE PRESTUPU TEPLA NA VNEJSI STRANE
Pr=KinVisMazut(70)*HustotaMazutu(70)*TepKapMazut(70)/TepVodMaz(70);
Prs=KinVisMazut(71.5)*HustotaMazutu(71.5)*TepKapMazut(71.5)/TepVodMaz(71.5)
;
Gr=0.6*10^(-3)*1.5*9.81*(d2)^3/(KinVisMazut(70))^2;

alfa2=TepVodMaz(70)*0.5*(Gr*Pr)^0.25*(Pr/Prs)^0.25/d2;

x=Q*(1/50*log(d2/d1)+1/(alfa2*d2/2)); % substitute
y=2*pi*123.88; % substitute
z=4260/(alfa1*d1/2); % substitute
a=y^2; % koeficient kvadraticke rce
b=-z^2-2*x*y; % koeficient kvadraticke rce
c=x^2; % koeficient kvadraticke rce

% RESENI KVADRATICKE ROVNICE
D=b^2-4*a*c;
if D<0
    error('CHYBA: kvadraticka rovnice nema realne reseni')
end
x1=(-b+D^(1/2))/(2*a);
x2=(-b-D^(1/2))/(2*a);

if x1>x2
    delka=x1;
else delka=x2;

end
```

## Délka tepelného výměníku pro vyhřátí nádrže

```
function [ L ] = DelkaVymenikDva( h2,v2,Q,d1,d2,kv2,cp2,lambda2 )
% Vypocet delky vymeniku pro vyhrtati cele nadrze

h1=2818100; % merna entalpie na vstupu
m=Q/(h1-h2) % hmotnostni tok
v1=0.1693; % merny objem na vstupu

% URCENI SOUCINITELE PRESTUPU TEPLNA NA VNITRNI STENE
w1=m*v1/((pi*d1^2)/4); % rychlost na vstupu
w2=m*v2/((pi*d1^2)/4); % rychlost na vystupu
Re1=w1*d1/(2.68*10^(-6));
Re2=w2*d1/kv2;
Pr1=2.68*10^(-6)*1/v1*2580/0.038;
Pr2=kv2*1/v2*cp2/lambda2;

alfaI=0.038/d1*0.02*Re1^0.8*Pr1^0.3;
alfaO=lambda2/d1*0.02*Re2^0.8*Pr2^0.3;

alfa1=(alfaI+alfaO)/2; % celkovu prestup tepla [1/L^0.5]

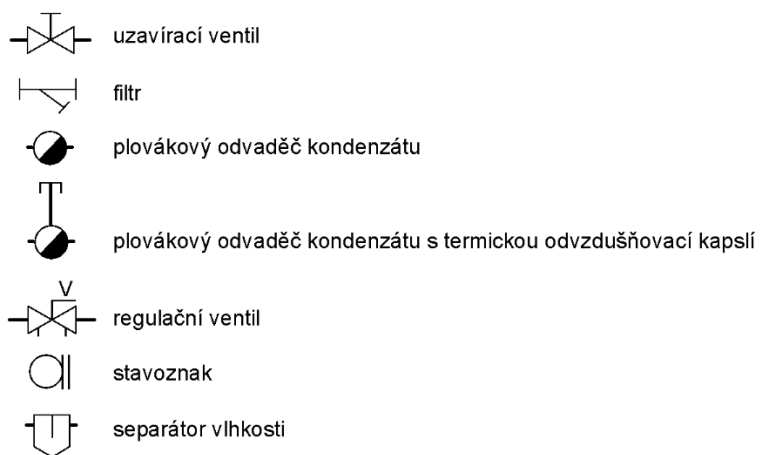
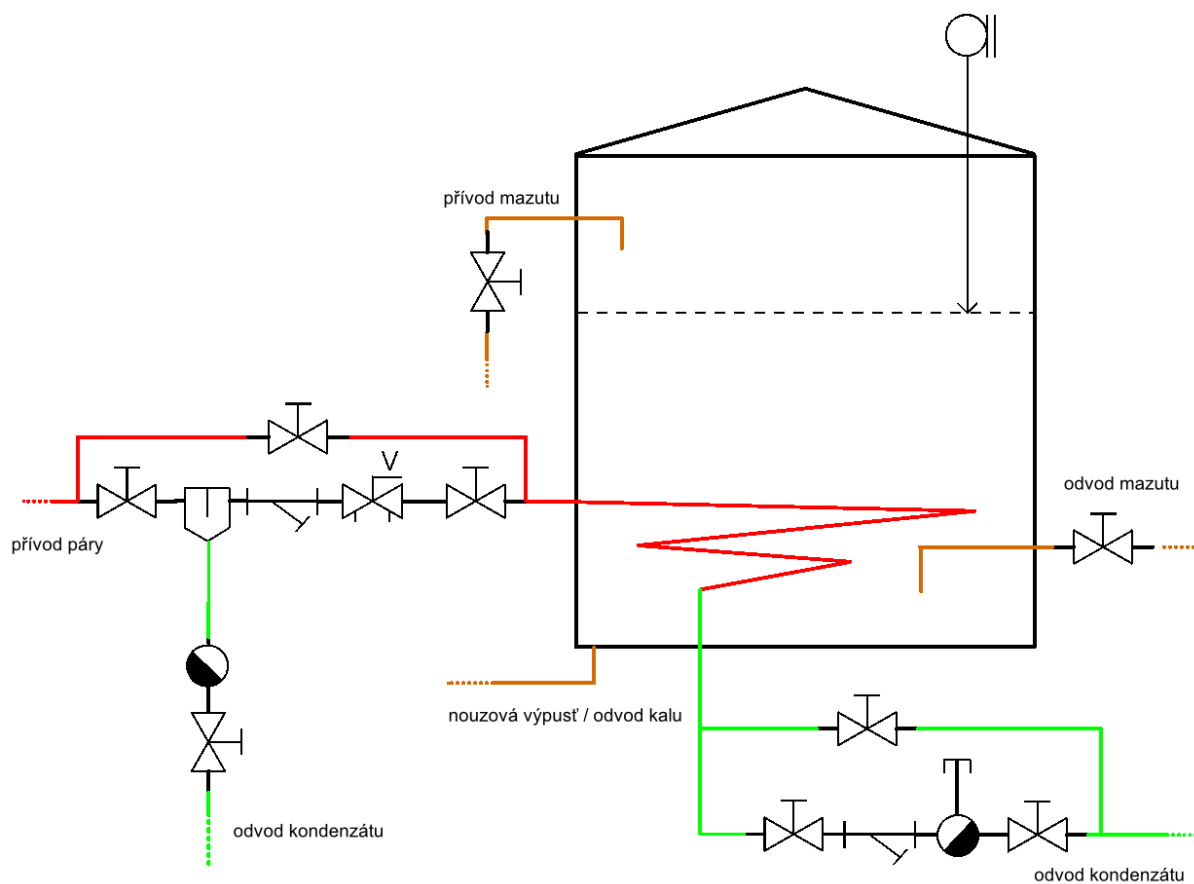
% URCENI SOUCINITELE PRESTUPU TEPLA NA VNEJSI STRANE
Pr=KinVisMazut(70)*HustotaMazutu(70)*TepKapMazut(70)/TepVodMaz(70);
Prs=KinVisMazut(71.5)*HustotaMazutu(71.5)*TepKapMazut(71.5)/TepVodMaz(71.5)
;
Gr=0.6*10^(-3)*1.5*9.81*(d2)^3/(KinVisMazut(70))^2;

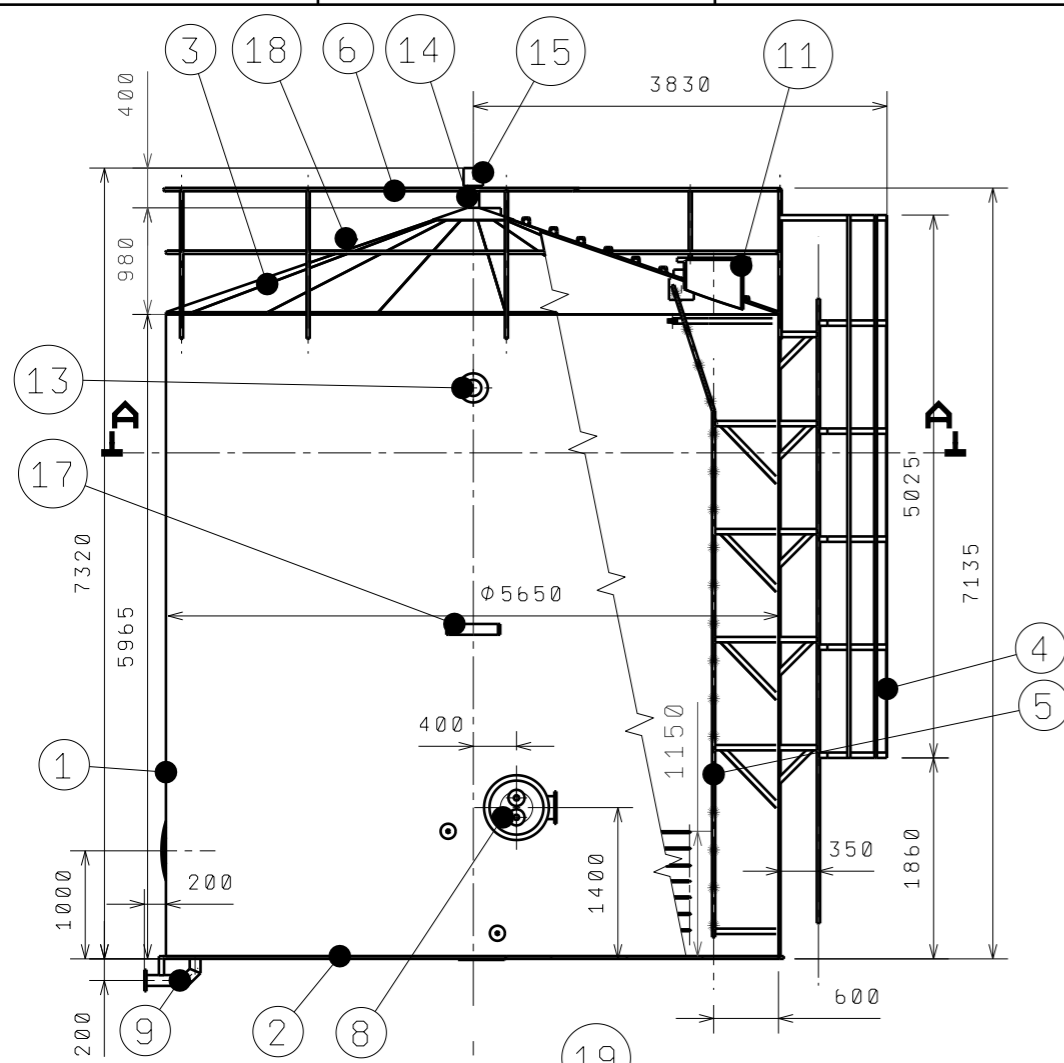
alfa2=TepVodMaz(70)*0.5*(Gr*Pr)^0.25*(Pr/Prs)^0.25/d2;

L = (Q*(1/(alfa1*d1/2)+1/50*log(d2/d1)+1/(alfa2*d2/2)))/(2*pi*123.88);
end
```

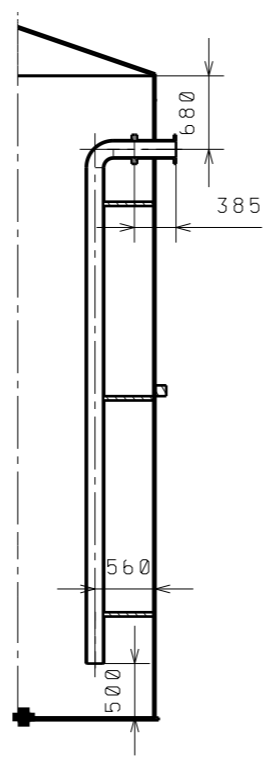
### PŘÍLOHA č. 3

## Zapojení mazutové nádrže a přilehlé armatury parního výměníku

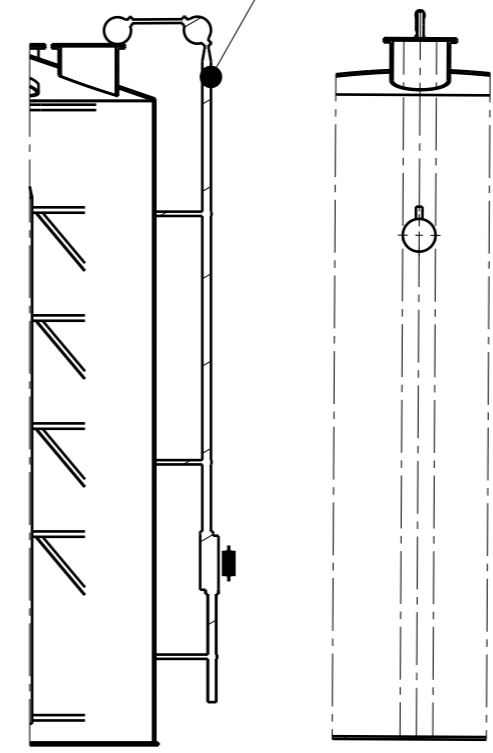




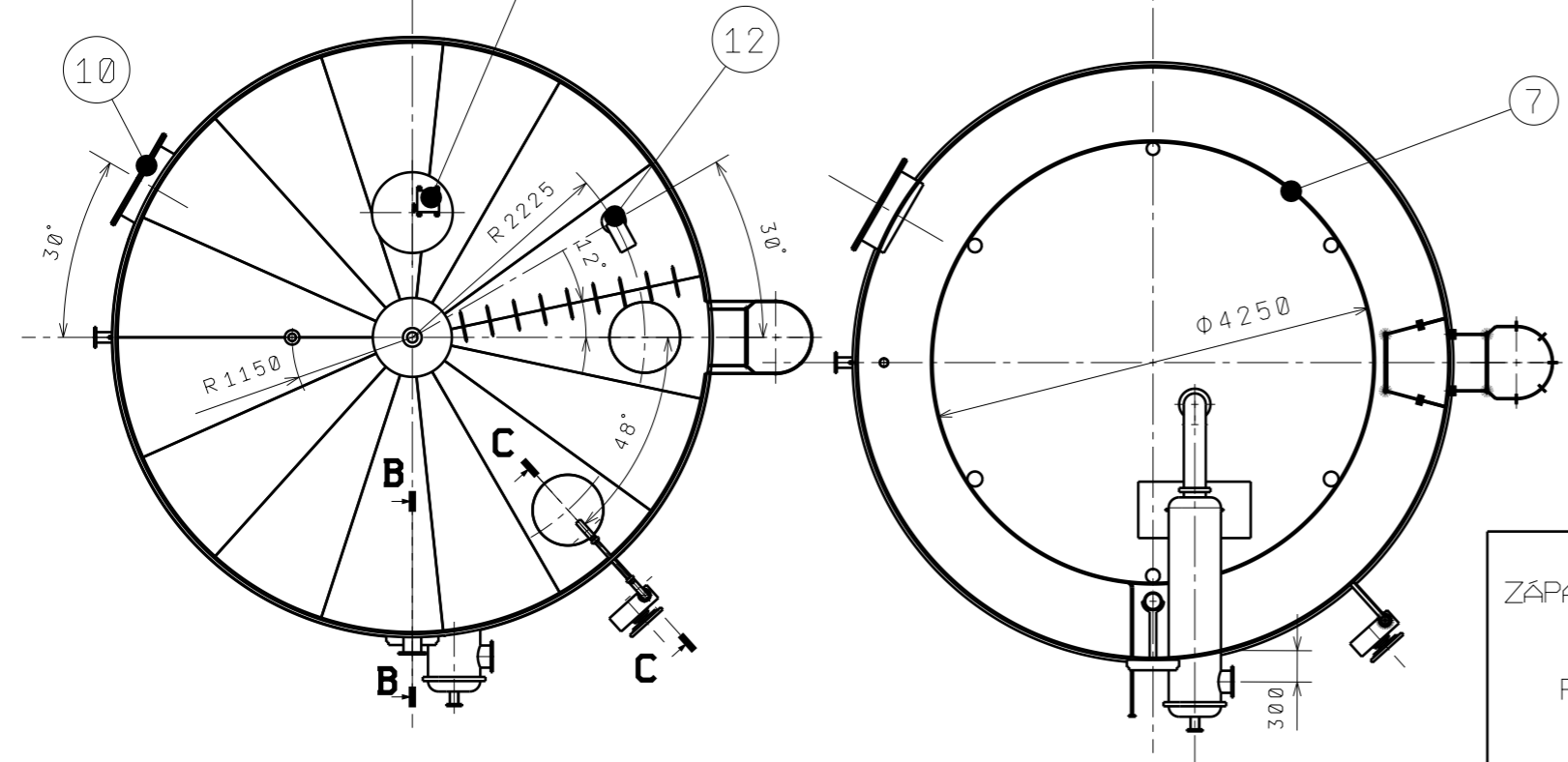
B-B



C-C



A-A



Kusovník

Číslo součásti	Název součásti
19	UMÍSTĚNÍ VYSÍLAČE
18	HRDLO Js 25 Jt 16
17	ŠTÍT S MŮSTKEM
16	STAVOZNAK HEFA 8244
15	ODVZDUŠŇOVACÍ HRDLO Js 100
14	HRDLO Js 100, Jt 6
13	VSTUPNÍ HRDLO
12	HRDLO NA ODEBÍRÁNÍ VZORKŮ
11	HORNÍ PRŮLEZ
10	BOČNÍ PRŮLEZ
9	ODTOKOVÉ HRDLO
8	VÝSTUP OLEJE
7	OHŘÍVACÍ SYSTÉM
6	ZÁBRADLÍ
5	VNITŘNÍ ŽEBŘÍK
4	VNĚJŠÍ ŽEBŘÍK
3	STŘECHA
2	DNO
1	PLÁŠŤ

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI		DRAWING TITLE	
FAKULTA STROJNÍ		Příloha 1 - Mazutová nádrž	
Vojtěch Legát	DATE 12. 1. 2018	SIZE A3	DRAWING NUMBER 1
		SCALE 1:70	SHEET 1/1