

**Česká zemědělská univerzita v Praze**

**Technická fakulta**



**Využití odpadního tepla z technologie chlazení  
slitinových ingotů v hutní výrobě**

**Diplomová práce**

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing Radomír Adamovský, DrSc.  
Diplomant: Radek Mikšíček

© 2017 ČZU v Praze

# ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE

Technická fakulta

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bc. Radek Mikšíček

Technologická zařízení staveb

Název práce

**Využití odpadního tepla z technologie chlazení slitinových ingotů v hutní výrobě**

Název anglicky

**Use of waste heat from alloy ingots cooling technology in metallurgical industry**

---

### Cíle práce

Ověření parametrů odpadního tepla, návrh energetického systému pro efektivní využití odpadního tepla, ekonomické vyhodnocení navrženého řešení.

### Metodika

1. Rešerše o současném stavu řešení problematiky.
2. Metodika stanovení parametrů odpadního tepla.
3. Výsledky měření.
4. Návrh energetického systému efektivního využití odpadního tepla.
5. Ekonomické vyhodnocení navrženého řešení.
6. Diskuse.
7. Závěr.

### **Doporučený rozsah práce**

40 stran

### **Klíčová slova**

odpadní teplo, energetický systém, energetická účinnost, životní prostředí, udržitelný rozvoj, hutnictví, úspory energie

---

### **Doporučené zdroje informací**

HUI, Zhang, HONG, Wang, XUN, Zhu et al. A review of waste heat recovery technologies towards molten slag in steel industry. *Applied Energy*, 2013, 112, 956-966.

MILETÍN Miloslav: Možnosti akumulace tepelné energie se zaměřením na využití odpadního tepla. (Diplomová práce (Ing.)–ČVUT, FS, ústav energetiky) Praha, 2014.

OLULEYE Gbemi, JOBSON Megan, SMITH Robin, PERRY Simon, J. Evaluating the potential of process sites for waste heat recovery. *Applied Energy*, 2016, 161, 627-646.

PILCHOVÁ, Kateřina: Využití odpadního tepla spalin. (Diplomová práce (Ing.)–ČVUT, FS, ústav mechaniky tekutin a energetiky), Praha, 2007.

RÉDR, Miroslav, GOTTWALD, Miloslav: Využití odpadního tepla v hutnictví železa. 1. vyd. SNTL, 1971. 278 s.

VILLAR Arturo, PARRONDO Jorge, ARRIBAS Juan José. Waste heat recovery technology in continuous casting process. *Clean Technologies and Environmental Policy*. 2015, 17, 2, 555-562.

---

### **Předběžný termín obhajoby**

2016/17 LS – TF

### **Vedoucí práce**

prof. Ing. Radomír Adamovský, DrSc.

### **Garantující pracoviště**

Katedra mechaniky a strojnictví

---

Elektronicky schváleno dne 10. 2. 2016

**doc. Ing. Pavel Neuberger, Ph.D.**

Vedoucí katedry

---

Elektronicky schváleno dne 2. 3. 2016

**prof. Ing. Vladimír Jurča, CSc.**

Děkan

V Praze dne 29. 03. 2017

## **Čestné prohlášení**

„Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma: Využití odpadního tepla z technologie chlazení slitinových ingotů v hutní výrobě vypracoval samostatně a použil jen pramenů, které cituji a uvádím v seznamu použitých zdrojů. Jsem si vědom, že odevzdáním diplomové práce souhlasím s jejím zveřejněním dle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů, ve znění pozdějších předpisů, a to i bez ohledu na výsledek její obhajoby. Jsem si vědom, že moje diplomová práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitní databázi a bude veřejně přístupná k nahlédnutí. Jsem si vědom že, na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů, ve znění pozdějších předpisů, především ustanovení § 35 odst. 3 tohoto zákona, tj. o užití tohoto díla.“

V Praze dne 31.3.2017

---

## **Poděkování**

Rád bych touto cestou poděkoval svému vedoucímu diplomové práce prof. Ing Radomíru Adamovskému, DrSc. za účinnou, metodickou a odbornou pomoc při vypracování této diplomové práce.

Dále bych rád poděkoval Ing. Janu Půlpytlovi, Ing. Pavlu Liborovi a Ing. Petru Hýskovi za jejich rady a projevenou ochotu pomoci při řešení diplomové práce.

# Využití odpadního tepla z technologie chlazení slitinových ingotů v hutní výrobě

## Souhrn

Diplomová práce se zabývá způsoby využití odpadního tepla z technologie chlazení slitinových ingotů a návrhem vhodného řešení pro společnost METAL TRADE COMAX, a.s., se sídlem ve Velvarech, s ohledem na ekonomickou výhodnost projektu.

Teoretická část práce je zaměřena na obecné přiblížení problematiky využití odpadního tepla. V této části práce jsou zmapovány možnosti využití odpadního tepla podle požadovaného účelu. Dále je zde podrobně popsán postup včetně veškerých výpočtů potřebných k návrhu energetického systému, který využívá odpadní teplo pro vytápění. V poslední části teoretické práce je podrobně rozebrána metodika ekonomického vyhodnocení projektů zabývajících se danou problematikou.

První kapitola praktické části diplomové práce je věnována stručnému představení společnosti a popisu stávající technologie chlazení slitinových ingotů. V následujících kapitolách jsou navrženy dva systémy využívající vzniklé odpadní teplo ve výrobě. Tyto návrhy obsahují specifikaci jednotlivých komponentů systémů vybraných na základě výpočtů uvedených v teoretické části diplomové práce.

Závěrečná část práce je věnována ekonomickému vyhodnocení navržených projektů a formulaci doporučení, zda daný projekt realizovat.

**Klíčová slova:** odpadní teplo, energetický systém, energetická účinnost, životní prostředí, udržitelný rozvoj, hutnictví, úspory energie

# **Use of waste heat from alloy ingots cooling technology in metallurgical industry**

## **Summary**

This thesis deals with the ways to use waste heat from cooling technology alloy ingots and proposes suitable solutions for the company METAL TRADE COMAX, a.s. with regards to the economic profitability.

The theoretical part focuses on the basic aspects of issue waste heat recovery. In this part of thesis are described on possibilities of utilization of waste heat by purpose of use. The process of design includes all necessary calculations of waste heat recovery scheme for heating have been described in this part as well. The last theoretical part examines methodology of economic evaluation of the project.

The first chapter of the practical part of the thesis focuses on the brief introduction of the company and a description of the current cooling technology alloy ingots. In the following chapters are designed two systems utilizing waste heat resulting in production. These proposals include a specification of the system components selected based on calculations in the theoretical part. The last part of this thesis deals with economic evaluation of these projects and recommendations whether to realize the project or not.

**Keywords:** waste heat, energy system, energy efficiency, environment, sustainable development, metallurgy, energy saving

# Obsah

<b>1 Úvod.....</b>	<b>13</b>
<b>2 Rešerže o současném stavu řešení problematiky.....</b>	<b>14</b>
2.1 Definice odpadního tepla .....	14
2.2 Využití odpadního tepla .....	14
2.2.1 Vytápění.....	15
2.2.2 Ohřev teplé užitkové vody .....	15
2.2.2.1 Způsoby ohřevu teplé užitkové vody .....	16
2.2.3 Sorpční chlazení.....	16
2.2.3.1 Absorpční oběh.....	16
2.2.3.2 Adsorpční oběh.....	18
2.2.3.3 Difuzní oběh .....	19
2.2.4 Kogenerace .....	19
2.2.5 Trigenerace .....	21
2.2.6 Termoelektrická výroba elektrické energie .....	21
2.3 Komponenty systémů pro využití odpadního tepla.....	22
2.3.1 Akumulační nádoby .....	22
2.3.2 Tepelné výměníky.....	23
2.3.2.1 Výpočty tepelných výměníků.....	24
2.3.2.2 Deskové tepelné výměníky.....	25
2.3.2.3 Trubkové tepelné výměníky .....	26
2.3.3 Potrubní trasy .....	27
2.3.3.1 Výpočet potrubních tras .....	28
2.3.3.2 Izolace potrubních tras .....	29
2.3.4 Oběhová čerpadla .....	30
2.3.4.1 Výpočet oběhového čerpadla .....	31
2.3.5 Armatury .....	32
2.3.5.1 Uzavírací armatury .....	32
2.3.5.2 Regulační armatury .....	33
2.3.5.3 Armatury s havarijním uzávěrem .....	33
2.3.5.4 Zpětné armatury.....	33
2.3.6 Zabezpečovací zařízení tepelných soustav .....	33
2.3.6.1 Pojistné armatury.....	34
2.3.6.2 Tlaková expanzní nádoba .....	35



2.3.7	Tepelná čerpadla .....	36
2.3.7.1	Využití odpadního tepla tepelnými čerpadly.....	37
2.4	Ekonomické vyhodnocení projektu.....	37
2.4.1	Vstupní data pro ekonomické hodnocení projektu .....	38
2.4.2	Vyhodnocení ekonomické efektivity úspor energie.....	38
2.4.3	Čistá současná hodnota .....	39
2.4.4	Vnitřní výnosové procento.....	40
<b>3</b>	<b>Cíl práce a metodika .....</b>	<b>41</b>
3.1	Cíl práce .....	41
3.2	Metodika .....	41
3.2.1	Měření teploty odpadního tepla obsaženého ve vzduchu .....	42
3.2.2	Výpočet denní produkce odpadního tepla .....	43
3.2.3	Výpočet odpadního tepla odvedeného chlazením vzduchem za den.....	43
3.2.4	Výpočet odpadního tepla odvedeného vodním chlazením za den .....	43
<b>4</b>	<b>Představení společnosti.....</b>	<b>45</b>
4.1	Technika výroby slitinových ingotů.....	45
4.1.1	Technika chlazení slitinových ingotů .....	46
4.1.2	Hydraulický chladicí okruh .....	46
4.1.3	Filtrace .....	47
4.1.4	Regulace a monitorování systému chlazení .....	48
4.1.5	Řízený odluh .....	48
<b>5</b>	<b>Návrh energetického systému efektivního využití odpadního tepla .....</b>	<b>49</b>
5.1.1	Spotřeba plynu ve vybraných budovách v areálu společnosti .....	49
5.2	Stávající řešení vytápění administrativní budovy .....	50
5.3	Návrh řešení vytápění administrativní budovy .....	51
5.3.1	Tepelné čerpallo.....	51
5.3.2	Potrubní trasy.....	53
5.3.2.1	Výpočet izolace potrubních tras .....	54
5.3.3	Návrh čerpadel.....	54
5.3.4	Tepelný deskový výměník .....	56
5.3.5	Akumulační nádoba .....	56
5.3.6	Pojistné armatury a zabezpečovací zařízení .....	57
5.3.7	Ekonomické vyhodnocení navrženého projektu.....	58
5.3.7.1	Doba návratnosti investice .....	58
5.4	Stávající řešení vytápění a ohřevu TUV pro budovu šaten.....	60
5.5	Návrh řešení pro vytápění a ohřevu TUV pro budovu šaten .....	62
5.5.1	Přepočet tepelných výkonů topných těles.....	62

5.5.2	Návrh plynového kotle.....	63
5.5.3	Rekuperátory.....	64
5.5.4	Potrubní trasy.....	65
5.5.4.1	Výpočet izolace potrubních tras .....	66
5.5.5	Návrh čerpadel.....	67
5.5.6	Pojistné armatury .....	68
5.5.7	Ekonomické vyhodnocení navrženého projektu.....	69
5.5.7.1	Doba návratnosti investice .....	70
<b>6</b>	<b>Závěr.....</b>	<b>72</b>
<b>7</b>	<b>Seznam použitých zdrojů .....</b>	<b>74</b>
<b>8</b>	<b>Seznam použitých zkratk a symbolů .....</b>	<b>77</b>
<b>9</b>	<b>Přílohy .....</b>	<b>80</b>

## Seznam obrázků

Obr. 1 Schéma oběhu absorpčního chlazení .....	17
Obr. 2 Schéma oběhu adsorpčního chlazení .....	18
Obr. 3 Schéma oběhu difuzního chlazení .....	19
Obr. 4 Porovnání Rankinova a Kalinova cyklu .....	20
Obr. 5 Schéma trigenerace .....	21
Obr. 6 Rozebíratelný deskový výměník .....	25
Obr. 7 A-D Trubkové tepelné výměníky .....	27
Obr. 8 Schéma pracovního cyklu tepleného čerpadla .....	37
Obr. 9 Měření teploty vzduchu II. ....	42
Obr. 10 Filtrová sestava čerpadla č. 1 chladicí věže .....	48
Obr. 11 Areál společnosti METAL TRADE COMAX, a.s. ....	49
Obr. 12 Spotřeba plynu jednotlivých budov v roce 2014 .....	50
Obr. 13 Kotelna .....	51
Obr. 14 Potřeba tepla .....	52
Obr. 15 Porovnání ročních nákladů I. ....	59
Obr. 16 Doba návratnosti investice I. ....	60
Obr. 17 Přepočít výkonu otopných těles II. ....	63
Obr. 18 Závislost venkovní teploty na požadovaném výkonu .....	64
Obr. 19 Rekuperátor .....	65
Obr. 20 Porovnání ročních nákladů II. ....	70
Obr. 21 Doba návratnosti investice II. ....	71

## Seznam tabulek

Tab. 1 Součinitel zvětšení objemu .....	35
Tab. 2 Výpočet součinitele tření I. ....	53
Tab. 3 Výpočet tlakových ztrát I. ....	53
Tab. 4 Výpočet izolace I. ....	54
Tab. 5 Výběr čerpadel I. ....	55
Tab. 6 Výpočet expanzní nádoby I. ....	57
Tab. 7 Výpočet expanzního ventilu I. ....	57
Tab. 8 Náklady na realizaci projektu I. ....	58
Tab. 9 Roční náklady na investici a údržbu I. ....	59
Tab. 10 Výpočet součinitele tření II. ....	65
Tab. 11 Výpočet tlakových ztrát II. ....	66
Tab. 12 Výpočet izolace II. ....	67
Tab. 13 Výběr čerpadel II. ....	67
Tab. 14 Výpočet expanzní nádoby II. ....	68
Tab. 15 Výpočet expanzního ventilu II. ....	68
Tab. 16 Náklady na realizaci projektu II. ....	69
Tab. 17 Roční náklady na investici a údržbu II. ....	70

## **Seznam příloh**

Příloha 1 Technické údaje čerpadel I.....	80
Příloha 2 Technická specifikace deskového výměníku .....	83
Příloha 3 Kusovník I.....	84
Příloha 4 Protokol z měření .....	85
Příloha 5 Rekuperátory .....	85
Příloha 6 Technické údaje čerpadel II. ....	87
Příloha 7 Kusovník II.....	90

# 1 Úvod

V posledních letech je ze strany Evropské unie vyvíjen značný tlak na členské státy v oblasti ekologie. Prioritou je snížení produkce skleníkových plynů, zejména oxidu uhličitého, freonů, methanu a dalších. Nástrojů pro dosažení nižších produkcí těchto plynů je mnoho. Z těch nejzásadnějších jsou to například zavedení emisních limitů pro automobily, emisní povolenky pro továrny, redukce množství pracovní látky v chladicích zařízeních, případně úplné zákazy některých druhů chladiv nebo zavedení uhlíkové stopy u výrobků. Většina těchto kroků vede průmyslové firmy k vývoji výrobků s nižší spotřebou energie a také k efektivnějšímu využití energií při výrobním procesu.

V některých procesech, které se odehrávají v průmyslové výrobě, zůstává doposud značná část energií nevyužita a obvykle v podobě odpadního tepla uniká do okolního prostředí. U těchto procesů je vždy důležité posoudit, zda pro dané odpadní teplo opravdu není žádné další využití v podobě druhotných energetických zdrojů, případně zda je takové využití ekonomicky rentabilní.

Toto posouzení by se pak mělo stát nedílnou součástí návrhu při výstavbě nebo rekonstrukci výrobní linky. Optimální využití odpadního tepla vzniklého při výrobním procesu může firmě snížit celkové náklady na jednotku výrobku, a tím pádem zvýšit svou konkurenceschopnost na trhu.

## **2 Rešerže o současném stavu řešení problematiky**

### **2.1 Definice odpadního tepla**

Odpadní teplo nebo také druhotné teplo je energie plyných, kapalných nebo tuhých látek, která vzniká v technologických procesech a dále se nevyužívá. Je jedním z takzvaných druhotných energetických zdrojů, které se zahrnují do ztrát energie. Jedná se o nezbytný produkt ve výrobním procesu, který je však nežádoucí. Toto teplo je vázáno na nejrůznější média, nejčastěji však vodu, spaliny, případně vzduch. Jedná se nejen o citelné teplo, nýbrž i o chemicky vázané teplo plyných, kapalných a tuhých paliv. Z hlediska teploty lze odpadní teplo rozdělit následovně:

- A) odpadní teplo o nízké teplotní hladině (10-35 °C),
- B) odpadní teplo o střední teplotní hladině (35-90 °C),
- C) odpadní teplo o vysoké teplotní hladině (90 °C a více). [1]

### **2.2 Využití odpadního tepla**

Využití odpadního tepla je především závislé na jeho teplotě a možnosti dalšího využití v rámci ekonomické návratnosti. Obecně lze říci, že čím menší je teplota média, ve kterém je odpadní teplo obsaženo, tím je jeho využití problematictější a méně ekonomicky efektivní.

Odpadní teplo o nízké teplotě je vhodné použít pro vytápění nebo pro ohřev teplé užitkové vody, případně může být tepelným čerpadlem přečerpáno na vyšší teplotní hladinu.

Odpadní teplo o střední teplotě je vhodné pro využití kombinované výroby tepla a elektrické energie (kogenerace) organickým Rankinovým cyklem, případně Kalinovým cyklem.

Zdrojem odpadního tepla o vysoké teplotní hladině jsou především spaliny. Tyto spaliny se nejčastěji využívají pro predehřev spalovaného vzduchu, pro výrobu elektrické energie, kogenerace případně trigenerace. [2]

### 2.2.1 Vytápění

Při využití odpadního tepla pro vytápění budov je vhodné použít systém velkoplošného vytápění, kdy se využívá stěn vytápěných prostor. Systém se navrhuje tak, aby teplota otopné plochy dosáhla rozmezí 40 až 45 °C u stropního, 55 až 60 °C u čistě stěnového a 25 až 34 °C u podlahového vytápění. Systém velkoplošného vytápění je tedy vhodný pro použití nízkoteplotních zdrojů tepla. [3]

Pro vytápění průmyslových hal a skladů není velkoplošné vytápění vhodné z důvodu vyšších požadavků na nosnost podlahy a také kvůli požadavku kotvení strojů a konstrukcí do obvodových ploch haly. V případě, že nejsou kladeny vysoké požadavky na bezprašnost prostředí, lze v průmyslových halách a skladech využít ventilátory s vodním ohřevem tzv. sahary, které pracují s obvyklým teplotním spádem vody 70/50 °C.

Hlavní nevýhodou využití odpadního tepla pro vytápění je nestabilita požadovaného tepelného výkonu, který závisí na venkovní teplotě, tepelné izolaci budovy a požadované tepelné pohodě. Teplo získané z technologií nereflektuje požadavky na tepelnou pohodu v budově, a proto musí být topný systém vybaven jednotkou s regulací, která zajistí požadovaný topný výkon.

### 2.2.2 Ohřev teplé užitkové vody

Na rozdíl od vytápění se teplá užitková voda (dále jen „TUV“) spotřebovává v průběhu celého roku a spotřeba je poměrně neměnná. Nevýhodou je však vysoká teplota, které je potřeba dosáhnout v místech odběru. Dle normy ČSN 06 0320 musí teplota TUV v místě odběru dosahovat 50 až 55 °C, výjimečně 45 až 60 °C, což v praxi znamená, že látky obsahující odpadní teplo musí být minimálně okolo 65 °C. Jinou teplotu TUV je možno volit se zdůvodněním zejména u technologických odběrů. V případě nižší teploty se voda musí dohřívat například elektrickým ohřevem nebo zemním plynem.

Z hlediska hospodárnosti je vhodné volit zdroj ohřevu co nejbližší ke konečnému spotřebiteli a dávat přednost ohřívání místnímu před ohříváním ústředním.

U zásobníkových ohřevů se doporučuje z důvodu zamezení tvorby bakterií na přechodnou dobu periodicky zvyšovat teplotu nejméně na 70 °C. V době zvýšené teploty pak musí být zajištěno, že nedojde k opaření uživatele. [4]

### **2.2.2.1 Způsoby ohřevu teplé užitkové vody**

Ohřívání vody se člení:

A) podle způsobu předávání tepla na:

1. ohřívání přímé – ohřev vody se provádí směřováním vody s vodní parou, popř. horkou či teplou vodou,
2. ohřívání nepřímé – ohřev vody se děje prostupem tepla dělicí stěnou,

B) podle konstrukce zařízení na:

1. ohřívání akumulární – voda se ohřívá do zásoby,
2. ohřívání průtočné – voda se ohřívá v průtočném ohřivači pouze při průtoku,
3. ohřívání smíšené – kombinace předchozích variant.

### **2.2.3 Sorpční chlazení**

Jedná se o systém chlazení, kde jsou chladicí zařízení poháněna energií ve formě tepla. Sorpční chlazení se dělí podle druhu oběhu:

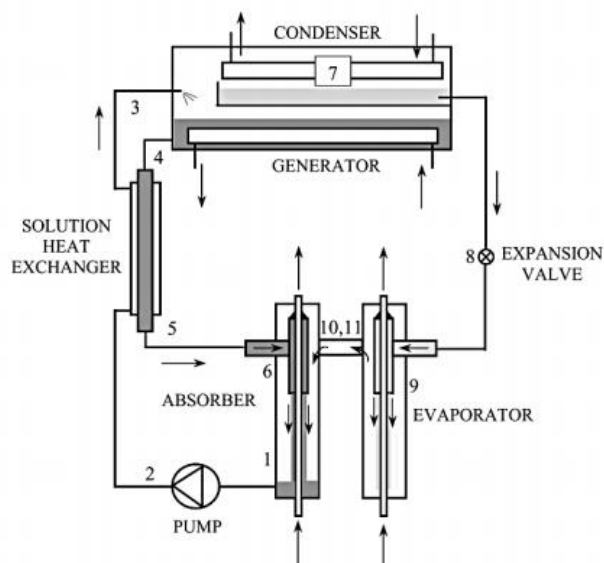
- A) absorpční oběh,
- B) adsorpční oběh,
- C) resorpční oběh. [5]

#### **2.2.3.1 Absorpční oběh**

Při tomto druhu oběhu se procesu absorpce a vypuzování účastní kapalný absorbent s chladivem. Jako chladivo se používá čpavek a voda jako absorbent, případně voda jako chladivo a bromid lithný jako absorbent.



Obr. 1 Schéma oběhu absorpčního chlazení



Zdroj:[https://www.academia.edu/20217833/Design\\_and\\_construction\\_of\\_a\\_LiBr\\_water\\_absorption\\_machine](https://www.academia.edu/20217833/Design_and_construction_of_a_LiBr_water_absorption_machine)

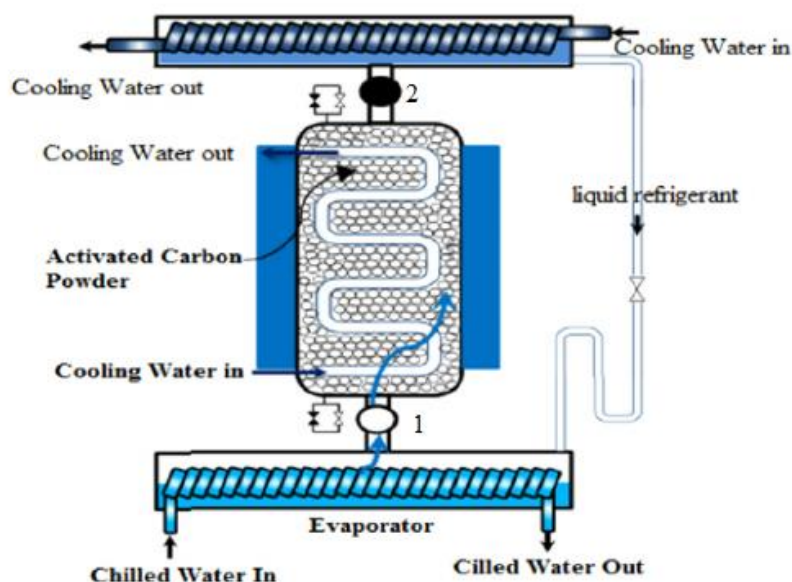
Na obr. 1 je znázorněno schéma oběhu absorpčního chlazení pracujícího s vodou a bromidem lithným (LiBr). Ve stavu 1 je roztok po opuštění absorbéru vytlačen čerpadlem přes tepelný výměník, kde se zvedá teplota roztoku, do generátoru. V generátoru dochází k vypařování směsi pomocí odpadního tepla (70 až 90 °C) dovedeného do generátoru sekundárním okruhem. Vypařená směs chladiva se dostává do vrchní části prostoru, kde je umístěn tepelný výměník (kondenzátor) ve kterém je vnějším okruhem odváděno teplo. Z důvodu rozdílné teploty kondenzace a vypařování obou látek se do kondenzátoru dostanou jen páry vody, které zde zkondenzují a jsou odváděny přes expanzní ventil do výparníku. Ve výparníku se voda za velmi nízkého tlaku a teplotě vypařuje. Tím absorbuje teplo z vnějšího okruhu. Po vypaření se chladivo vrací zpět do absorbéru, kde na sebe váže bohatou směs LiBr, která se ochlazuje v tepelném výměníku cestou z generátoru. [6]

### 2.2.3.2 Adsorpční oběh

Adsorpční oběh využívá principu fyzikální adsorpce. Při tomto typu oběhu tuhá pórovitá látka adsorbuje za nízkého tlaku chladivo, které se opět přívodem tepla za vyššího tlaku uvolňuje.

Základní adsorpční cyklus není spojitý. Skládá se ze čtyř základních dějů. Celý cyklus je zobrazen na obr. 2. V první fázi probíhá ve výparníku vypařování chladiva, odebráním tepla z chlazené vody, ventil 1 je otevřen a ventil 2 zavřen. Páry chladiva stoupají do spojené nádoby vyplněné adsorbentem, ve které dochází k adsorpci par chladiva do tuhé látky. Po ukončení adsorpce je ventil 1 uzavřen. Prostřednictvím sekundárního okruhu tepelného výměníku je do adsorpčního lože přiváděno teplo. V okamžiku, kdy se tlak v nádobě blíží teplotě kondenzace par chladiva je otevřen ventil 2 a dochází k postupné izobarické desorpci chladiva. Chladivo následně kondenzuje v kondenzátoru a protéká expanzním ventilem zpět do výparníku. Během tohoto procesu dochází ke snížení tlaku v adsorbčním loži na hodnotu výparné teploty chladiva. Po dosažení výparného tlaku se otevře ventil 1 a celý proces se opakuje. [7]

Obr. 2 Schéma oběhu adsorpčního chlazení



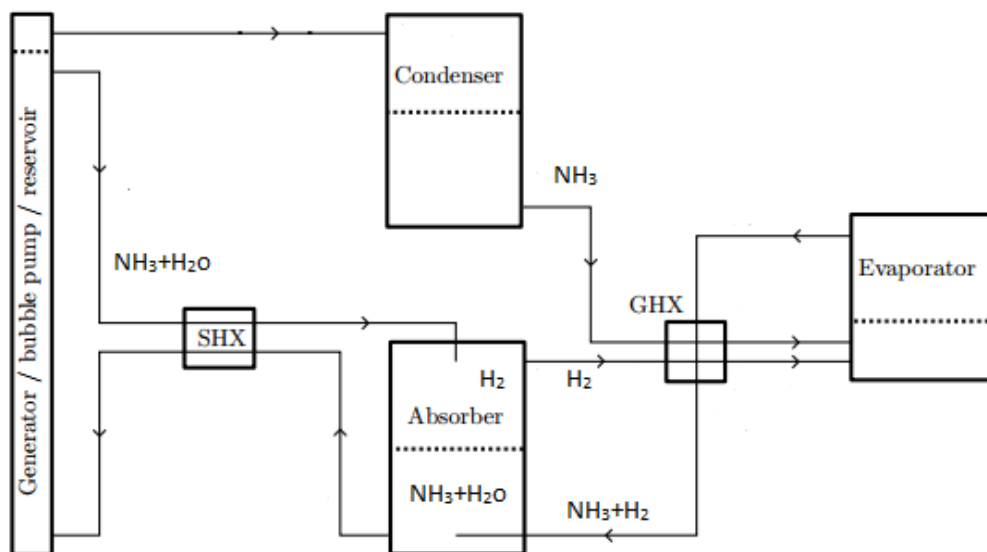
Zdroj: [https://www.researchgate.net/figure/281117032\\_fig22\\_Fig-23-Spiral-plate-heat-exchangers-adsorption-chiller-for-air-conditioning-system](https://www.researchgate.net/figure/281117032_fig22_Fig-23-Spiral-plate-heat-exchangers-adsorption-chiller-for-air-conditioning-system)

### 2.2.3.3 Difuzní oběh

Difuzní oběh je nazýván podle procesu difuze. V tomto oběhu se chladivo ve výparníku vypařuje a difuzí proniká do atmosféry jiného plynu. Oběhy tohoto druhu pracují například se čpavkem jakožto chladivem a vodou, která je zde absorbent, a inertními plyny vodíkem nebo heliem.

Systém se skládá ze čtyř hlavních částí: generátoru, kondenzátoru, výparníku a absorbéru. Schéma difuzního oběhu je znázorněno na obr. 3. V kondenzátoru dochází ke kondenzaci čpavku při teplotě okolního prostředí. Kapalný čpavek se spolu s heliem dostávají přes tepelný výměník (GHX), ve kterém se ochlazují do výparníku. Zde dochází z důvodu zvýšení tlaku heliem k vypařování čpavku. Plynné chladivo teče přes tepelný výměník (GHX), ve kterém se přehřívá do absorbéru. V absorbéru dochází k absorpci čpavku do vody. Vodík, který není schopný absorpce do vody se dostává zpět do výparníku. Pro zlepšení absorpce a tím i účinnosti celého cyklu je absorbér chlazen chudým roztokem čpavku a vody, který se vrací přes tepelný výměník (SHX) z generátoru. [8]

Obr. 3 Schéma oběhu difuzního chlazení



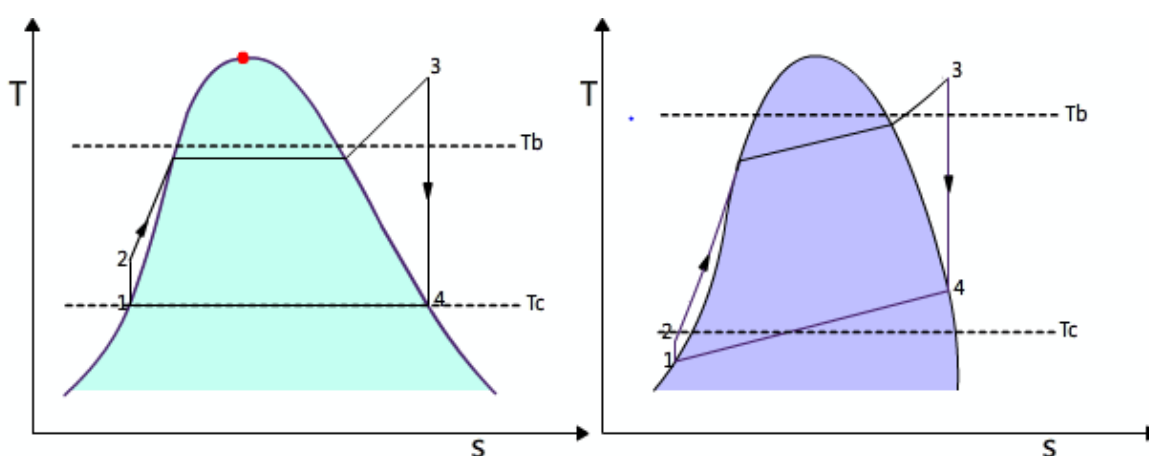
Zdroj: <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/745/3/032053/pdf>

### 2.2.4 Kogenerace

Kogenerace je kombinovaná výroba tepla a elektrické energie. Pro kogeneraci z odpadního tepla se dnes převážně využívají tři základní pracovní cykly. Jedná

se o Stirlingův cyklus, který dosahuje nejvyšší termické účinnosti, Kalinův cyklus, který je vhodný pro využití odpadního tepla o nízkém teplotním potenciálu a organický Rankinův cyklus, který je konstrukčně levnější než Kalinův cyklus a využívá se v případě použití odpadního tepla s vyšším teplotním potenciálem. Při vysoké teplotě odpadního tepla se při použití Kalinova cyklu snižuje jeho účinnost. Tím odpadá jeho hlavní výhoda oproti organickému Rankinově cyklu. [5] Obr. 4 zobrazuje srovnání mezi Rankinovým cyklem a Kalinovým cyklem v T-s diagram. [9]

Obr. 4 Porovnání Rankinova a Kalinova cyklu



Zdroj: <http://www.learnengineering.org/2013/01/kalina-cycle-power-plant.html>

Termická účinnost těchto ideálních cyklů je dána vztahem:

$$\eta = 1 - \frac{T_b}{T_c} \quad [-] \quad (3.1)$$

Kde:  $\eta$  termická účinnost [-]  
 $T_b$  průměrná teplota chladiče [°C]  
 $T_c$  průměrná teplota ohřívače [°C]

Z obr. 4 je patrné, že Kalinův cyklus znázorněný v T-s diagramu na pravé straně dosahuje vyšší termické účinnosti z důvodu nižší průměrné teploty vypařování a vyšší průměrné teploty kondenzace.

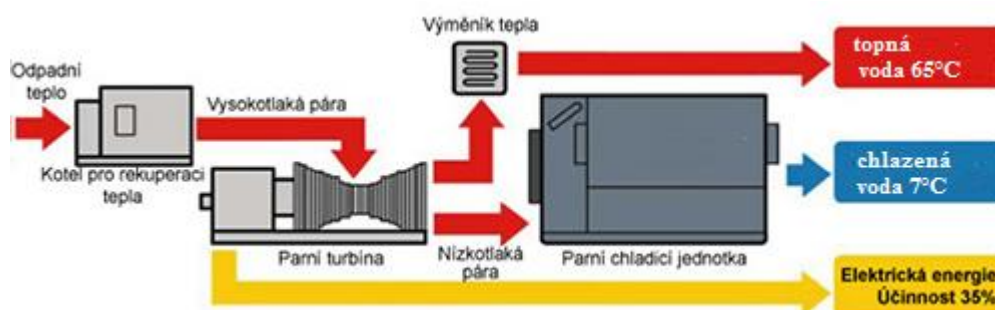
Na rozdíl od Rankinova organického cyklu, který pracuje s jednou pracovní látkou je Kalinův cyklus založen na využití zeotropické směsi látek. Jedná se o směs dvou látek,

které díky různým teplotám varu přijímají teplo ze zdroje během isobarického vypařování při nekonztantní teplotě. Kalinův cyklus pracuje se směsí čpavek + voda.

### 2.2.5 Trigenerace

Z technologického hlediska se jedná o spojení technologie sorpčního chlazení a kogenerace za pomoci tepelných výměníků. Oběh sorpčního chlazení využívá tepelnou energii produkovanou kogenerační jednotkou. Schéma využití odpadního tepla systémem trigenerace je zobrazeno na obr. 5.

Obr. 5 Schéma trigenerace



Zdroj: <http://kogenerace.tedom.com/trigeneracni-jednotky.html>

Z ekonomického hlediska představuje systém trigenerace značné pořizovací náklady. V průběhu provozu zařízení však klesají výdaje za dodávku energií. Dle doc. Ing. Jiřího Pospíšila, Ph.D. se při srovnání doby návratnosti kogenerační a trigenerační technologie uplatněné v konkrétních podmínkách ukazuje, že doplnění kogenerační technologie o absorpční chladicí jednotku nijak zásadně neovlivňuje dobu návratnosti, ale poskytuje investorovi možnost větších zisků dosažených za dobu životnosti zařízení, a to úměrně zvýšení investice. [10]

### 2.2.6 Termoelektrická výroba elektrické energie

Jedná se o technologii využívající princip termoelektrického jevu, která umožňuje přeměnu tepla v elektřinu, případně přeměnit teplo z nižší teplotní úrovně na vyšší teplotní úroveň. Účinnost této přeměny závisí na chemickém složení jednotlivých materiálů termoelektrického generátoru. Výkony těchto termoelektrických generátorů se pohybují v řádu od miliwattů až po několik desítek kilowattů. U nízkoteplotních aplikací se dosahuje

nejvyšší účinnosti, a to okolo 5 %. Tato technologie je proto vhodná pro nízkoteplotní odpadní teplo, které nemá žádné jiné využití. Pořizovací cena těchto generátorů je však prozatím velmi vysoká a provoz těchto zařízení je bez dotačních programů nerentabilní. [11]

## **2.3 Komponenty systémů pro využití odpadního tepla**

Při využívání odpadního tepla je prakticky vždy rozdíl mezi požadavkem výkonu a jeho dodávkou. V případě, že je dodávka tepelného výkonu větší než požadavek, je nutné nadbytek tepla odvést jiným systémem, např. chlazením. V opačném případě, kdy je větší požadavek tepelného výkonu, musí systém obsahovat řešení, které dokáže nahradit chybějící požadovaný výkon.

### **2.3.1 Akumulační nádoby**

Základní funkce akumulací nádoby je akumulovat potřebné teplo, případně chlad. Akumulační nádoba se tedy využívá k vykrývání odběrových nebo dodávkových špiček tepelného nebo chladicího výkonu a tím pomáhá snížit jmenovitý tepelný výkon zdroje. Při zapojení typickém pro hydraulický vyrovnávač dynamických tlaků akumulací nádoba dokáže plně převzít jeho funkci. V případě, že je zdrojem tepla tepelné čerpadlo, dimenzuje se objem akumulací nádoby v rozmezí 10–20 l na 1 kW tepelného výkonu tepelného čerpadla. [12]

### 2.3.2 Tepelné výměníky

Výměník tepla je zařízení, které předává teplo obsažené v teplejším médiu do média chladnějšího. Tepelné výměníky lze dělit podle různých kritérií.

Podle konstrukce:

- A) rekuperační výměníky, kde jsou ohřívající i ohřívaná média oddělena nepropustnou stěnou o určité tloušťce a o výhřevných plochách S1 a S2 na stranách obou médií,
- B) regenerační výměníky, kde se pracovní cyklus těchto výměníků skládá ze dvou periodicky se opakujících dějů; první část cyklu nastává, když ohřívané médium proudí určitým časovým zpožděním za médiem ohřívajícím do přesně stanoveného prostoru, vyplněného pevným teplo zprostředkujícím elementem, který v topné periodě teplo akumuluje a ochlazuje teplejší médium, např. spaliny; v druhé části cyklu se naakumulované teplo uvolňuje a ohřívá chladnější médium, které proudí výměníkem např. vzduch,
- C) směšovací výměníky, kde se teplo předává bezprostředním stykem a směšováním teplejšího a chladnějšího média.

Podle tvaru teplosměnné plochy:

- A) deskové výměníky, u kterých je teplosměnná plocha rovinná stěna,
- B) trubkové výměníky, u kterých je teplosměnná plocha válcová stěna.

Podle směru proudění:

- A) souproude výměníky, ve kterých proudí obě tekutiny podél teplosměnné plochy stejným směrem,
- B) protiproude výměníky, ve kterých proudí obě tekutiny podél teplosměnné plochy opačným směrem,
- C) výměníky s křížovým prouděním, ve kterých jsou vektory rychlosti obou tekutin na sebe kolmé. [13]

### 2.3.2.1 Výpočty tepelných výměníků

Při návrhovém výpočtu výměníku je výsledkem výpočtu zpravidla určení velikosti teplosměnné plochy výměníku. Zadány bývají převážně hmotnostní/objemové toky média, a kromě obou vstupních teplot do výměníku také jedna teplota výstupní. Nejdříve se vypočte druhá výstupní veličina pomocí rovnice tepelné bilance:

$$m_{\tau 1} * c_{p1} * (t_{1a} - t_{1b}) = m_{\tau 2} * c_{p2} * (t_{2b} - t_{2a}) \quad [\text{W}] \quad (2.1)$$

Kde:	$m_{\tau 1}$	hmotnostní tok média 1	[Kg/s]
	$c_{p1}$	měrná tepelná kapacita média 1	[J*kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
	$t_{1a}$	vstupní teplota média 1	[°C]
	$t_{1b}$	výstupní teplota média 2	[°C]
	$m_{\tau 2}$	hmotnostní tok médi 2	[Kg/s]
	$t_{2a}$	výstupní teplota média 2	[°C]
	$t_{2b}$	vstupní teplota média 2	[°C]

Ze vstupních a výstupních teplot se vypočítá střední logaritmický teplotní rozdíl:

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_b - \Delta t_a}{\ln \frac{\Delta t_b}{\Delta t_a}} \quad [\text{K}] \quad (2.2)$$

Kde:	$t_b$	teplota teplejší tekutiny	[K]
	$t_a$	teplota chladnější tekutiny	[K]

Pro následující výpočet je nutné znát součinitel prostupu tepla  $U$ , který udává výrobce. Z rovnice prostupu tepla se vypočte velikost teplosměnné plochy  $H$ : [13]

$$Q_{\tau} = U * \Delta \bar{t} * H \quad [\text{W}] \quad (2.3)$$

Kde:	$U$	Součinitel prostupu tepla	[W/m*K]
	$\Delta \bar{t}$	střední logaritmický teplotní rozdíl	[K]
	$H$	velikost plochy	[m <sup>2</sup> ]



### 2.3.2.2 Deskové tepelné výměníky

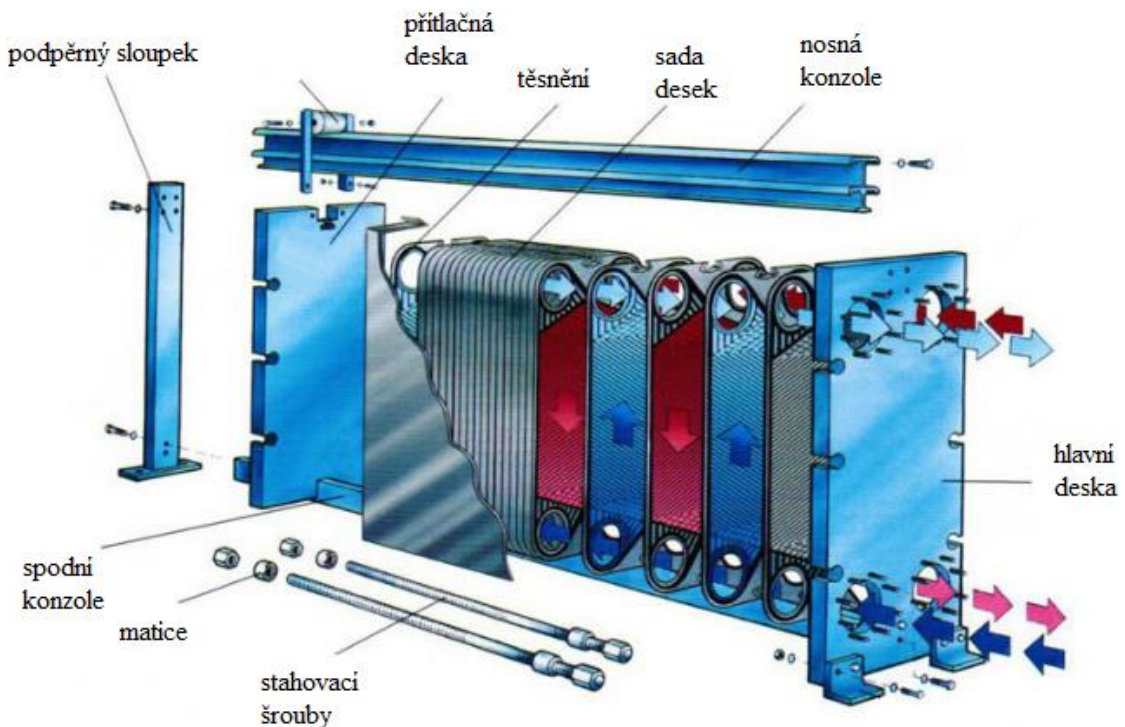
Deskové tepelné výměníky se dělí podle konstrukce:

- A) rozebíratelné deskové výměníky,
- B) pájené deskové výměníky.

#### Rozebíratelné deskové výměníky

Rozebíratelný deskový výměník se skládá z rámu, do kterého se postupně řadí jednotlivé desky s těsněním. Takto naskládané desky jsou staženy šrouby mezi hlavní a přítlačnou deskou tak, aby konstrukce odolávala požadovanému tlaku. Spojením desek se vytvoří kanálky, kterými proudí teplotně nosná kapalina. Aby se docílilo turbulentního proudění v oblastech teplosměnných ploch rozdělují se desky na několik typů, které se volí podle viskozity a rychlosti proudící kapaliny. Konstrukce výměníku je patrná z obr. 6, kde je barevně znázorněn průtok primární a sekundární kapaliny. Obě kapaliny výměníkem procházejí přesně opačným směrem, čímž simulují dokonalý protiproudý výměník s minimálními rozměry a hmotností. [13]

Obr. 6 Rozebíratelný deskový výměník



Zdroj: <http://jpvftech.com/1-7-plate-heat-exchanger/174399>

Materiál pro výrobu desek se volí na základě vlastností proudící kapaliny a technologických požadavků. Nejčastěji se používá nerezová ocel, hliníkové slitiny, titan nebo titanové slitiny. Jako materiál těsnění se používá převážně nitridová nebo EPDM pryž.

Mezi hlavní výhody rozebíratelného deskového výměníku patří možnost změny přenášeného výkonu přidáním nebo odebráním desek, přičemž změna je limitována pouze velikostí konzole. Další výhodou je možnost rychlého rozebrání a snadného čištění teplosměnných desek a vysoká účinnost prostupu tepla, ze které plyne i menší zastavený prostor. Nevýhodou je pouze vyšší pořizovací cena oproti pájeným deskovým výměníkům. [13]

### **Pájené deskové výměníky**

Pájené deskové výměníky tepla jsou složeny z páru desek, které tvoří kanálové prostory. Desky jsou vzájemně spájeny vhodnou pájkou, a to nejen po obvodu, ale i ve všech styčných bodech desek, čímž se vytvoří kompaktní a tuhý celek.

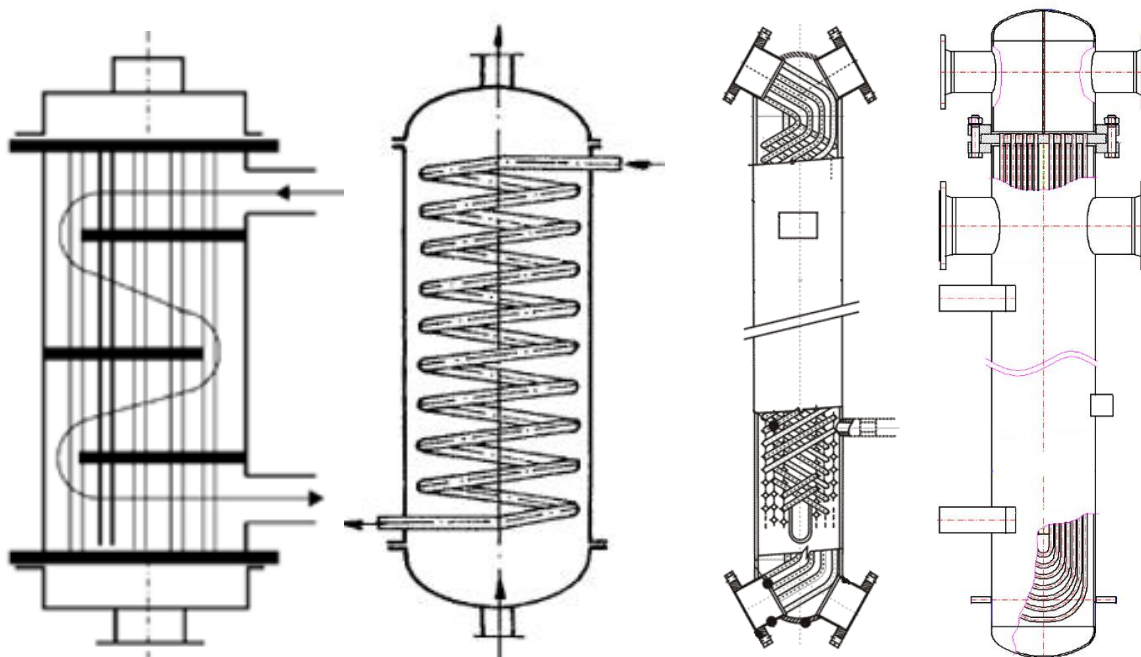
Těchto vlastností je docíleno speciálními technologiemi výroby, při kterých jsou vylisované desky prokládány tenkou fólií sloužící jako pájka. Desky se pak ve vakuové peci spájí. Výhodou těchto deskových výměníků je vysoká teplotní a tlaková odolnost a také příznivý poměr ceny k výkonu. [14]

### **2.3.2.3 Trubkové tepelné výměníky**

Trubkové tepelné výměníky se skládají z vnějšího pláště, který je vpředu opatřen odnímatelným víkem. Trubky bývají ocelové nebo mosazné s tloušťkou stěny 1,5-2,5 mm. Teplosměnné trubky jsou usazeny ve vnitřním prostoru pláště způsobem, který odpovídá konstrukčnímu řešení výměníku. Z povrchu pláště jsou vyvedena hrdla pro vstup a výstup ohříváné vody, případně hrdla pro připojení manometru, pojistného ventilu a vypouštění.

Konstrukční řešení trubkových výměníků jsou zobrazená na obr. 7 A-D. Obr. 7A znázorňuje plášťový trubkový výměník s přepážkami, obr. 7B trubkový výměník se spirálovým svazkem, obr. 7C výměník se šroubovitě vinutými trubkami a obr. 7D trubkový výměník s U svazkem trubek. [13]

Obr. 7 A-D Trubkové tepelné výměníky



Zdroj: <https://publi.cz/books/176/02.html>

### 2.3.3 Potrubní trasy

Potrubní síť otopné soustavy má za úkol distribuci teplotního média z míst zdrojů do míst odběrů a zpět. Z hlediska oběhu topného média v otopné soustavě rozeznáváme soustavu s přirozeným oběhem a soustavu s nuceným oběhem média. Systémy s přirozeným oběhem média se v současnosti navrhuji velmi vzácně, přesto se s nimi lze setkat ve starších objektech.

V otopných systémech s nucenou cirkulací zajišťuje oběh teplotního média, nejčastěji vody, oběhové čerpadlo. V potrubních rozvodech by rychlost vody neměla překročit hodnotu  $w = 1,5$  m/s. Tímto opatřením se zamezí nežádoucí hlučnosti a dosáhne se nižších provozních nákladů.

Materiál rozvodů je volen na základě teploty a tlaku média, prostředí, ve kterém jsou rozvody vedeny, pořizovací ceny, ceny montáže atd. Nejčastěji se používají ocelová, měděná a plastová potrubí. Ocelové potrubí má dobré mechanické vlastnosti, nízkou teplotní a délkovou roztažnost. Montáž se řeší rozebíratelným způsobem (přírubami) nebo svařováním. Měděné potrubí vykazuje vysokou odolnost proti korozi, velkou pevnost a vyznačuje se menší tlakovou ztrátou na 1 m potrubí než ocelové potrubí. Plastové potrubí

se vyznačují menší hmotností, nižší tlakovou odolností, velmi dobrou odolností proti korozi a vysokou teplotní délkovou roztažností (10x delší než u kovových materiálů). [15]

### 2.3.3.1 Výpočet potrubních tras

Návrh dimenzí u potrubní sítě vychází z hydraulických výpočtů, tj. určení tlakových ztrát.

Celková tlaková ztráta úseku  $\Delta p$  je dána: [15]

$$\Delta p = \Delta p_{\lambda} + \Delta p_{\zeta} \quad [\text{Pa}] \quad (2.4)$$

Kde:	$\Delta p$	celková tlaková ztráta úseku	[Pa]
	$\Delta p_{\lambda}$	tlaková ztráta třením	[Pa]
	$\Delta p_{\zeta}$	tlaková ztráta místními odpory	[Pa]

Tlakové ztráty místními odpory jsou charakterizovány:

$$\Delta p_{\zeta} = \sum \zeta * \frac{w^2}{2} * \rho \quad [\text{Pa}] \quad (2.5)$$

Kde:	$\zeta$	součinitel místního odporu	[-]
	$w$	rychlost proudění	[m/s]

Tlakové ztráty třením jsou charakterizovány:

$$\Delta p_{\lambda} = \lambda * \frac{l}{d} * \frac{w^2}{2} * \rho \quad [\text{Pa}] \quad (2.6)$$

Kde:	$\lambda$	součinitel tření	[-]
	$l$	délka úseku potrubí	[m]
	$d$	průměr potrubí	[m]
	$w$	rychlost proudění	[m/s]
	$\rho$	hustota vody	[kg/m <sup>3</sup> ]

Součinitel tření  $\lambda$  podle Churchilla (1977) je dán vztahem:

$$\lambda = 8 * \left[ \left( \frac{8}{Re} \right)^{12} + (A + B)^{\frac{-8}{2}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad [-] \quad (2.7)$$

$$A = \left[ -2 * \ln \left( \left( \frac{k}{D} \right) + \left( \frac{7}{Re} \right)^{0,9} \right) \right]^{16} \quad [-] \quad (2.8)$$

$$B = \left( \frac{37530}{Re} \right)^{16} \quad [-] \quad (2.9)$$

Kde:  $Re$  Reynoldsovo číslo [-]  
 $k$  drsnost potrubí [mm]  
 $D$  jmenovitá světlost potrubí [mm]

Reynoldsovo číslo je pak dáno závislostí:

$$Re = \frac{w * d}{\nu} \quad [-] \quad (2.10)$$

Kde:  $w$  rychlost proudění [m/s]  
 $\nu$  kinematická viskozita [m<sup>2</sup>/s]  
 $d$  vnitřní průměr potrubí [mm]

### 2.3.3.2 Izolace potrubních tras

Izolace potrubních tras slouží k minimalizaci tepelných ztrát způsobených vedením tepla mezi jednotlivými vrstvami potrubních tras a přestupem tepla do okolního prostředí. Velikost izolace ovlivňuje součinitel prostupu tepla válcovou stěnou, který zohledňuje druh materiálu trubky a izolace, dále pak délka potrubí a rozdíl teploty média uvnitř potrubí a teploty okolního prostředí. [16]

Součinitel prostupu tepla je dán vztahem:

$$U_0 = \frac{\pi}{\frac{1}{2 * \lambda_t} * \ln \frac{d}{d - 2s_t} + \frac{1}{2 * \lambda_{iz}} * \ln \frac{D}{d} + \frac{1}{\alpha_e * D}} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (2.11)$$

Kde:	$\lambda_t$	součinitel tepelné vodivosti trubky	[W/m*K]
	$d$	vnější průměr trubky	[m]
	$s_t$	tloušťka stěny trubky	[m]
	$\lambda_{iz}$	součinitel tepelné vodivosti izolace	[W/m*K]
	$D$	tloušťka tepelné izolace	[m]
	$\alpha_e$	součinitel přestupu tepla na vnějším povrchu	[W/m <sup>2</sup> *K]

Tepelná ztráta potrubí je charakterizována:

$$Q_{ztr} = U_0 * l * (t_m - t_e) \quad [\text{W}] \quad (2.12)$$

Kde:	$U_0$	součinitel prostupu tepla	[W/m*K]
	$l$	délka potrubí	[m]
	$t_m$	teplota média	[°C]
	$t_e$	teplota okolí	[°C]

### 2.3.4 Oběhová čerpadla

Na oběhová čerpadla jsou kladeny požadavky práce při nízkých nebo středních tlacích a při relativně velkých průtocích. Tyto požadavky pokrývají čerpadla odstředivá (hydrodynamická). Rozlišují se dva základní typy odstředivých čerpadel:

- A) mokroběžná do dopravní výšky cca 12 m,
- B) suchoběžná s dopravní výškou v rozmezí 10 až 50 m. [17]

Konstrukce mokroběžných čerpadel je navržena tak, aby kolem všech rotujících částí uvnitř čerpadla proudila otopná voda, která zároveň slouží k mazání ložisek a chlazení motoru. Z konstrukce plyne omezení běhu čerpadla bez náplně. Hrozí zde zadření ložisek a přehřátí motoru čerpadla.

U suchoběžného čerpadla jsou motor a součásti dopravující otopnou vodu odděleny. Valivá ložiska mají samostatné mazání a motor je chlazen vzduchem. Tato čerpadla mají větší oběžné kolo pro vytvoření vyšší hodnoty dopravního tlaku. [17]

### 2.3.4.1 Výpočet oběhového čerpadla

Pro návrh oběhového čerpadla je zapotřebí znát dopravovaný objemový tok čerpadla a jeho dopravní výšku. Nejprve vypočteme potřebný dopravní tlak oběhového čerpadla ze vztahu:

$$\Delta p_{\xi} = \Delta p - \Delta p_{zo} \quad [\text{Pa}] \quad (2.13)$$

Kde:	$\Delta p_{\xi}$	dopravní tlak oběhového čerpadla	[Pa]
	$\Delta p$	celková tlaková ztráta úseku	[Pa]
	$\Delta p_{zo}$	celkový dispoziční tlak systému	[Pa]

Dopravní tlak oběhového čerpadla je pak dán závislostí:

$$\Delta p_{\xi} = \rho * g * H \quad [\text{Pa}] \quad (2.14)$$

Kde:	$\Delta p_{\xi}$	dopravní tlak čerpadla	[Pa]
	$\rho$	hustota teplotnosné látky	[kg.m <sup>-3</sup> ]
	$g$	gravitační zrychlení	[m.s <sup>-2</sup> ]
	$H$	dopravní výška čerpadla	[m]

Jmenovitý výkon motoru oběhového čerpadla je roven:

$$P = \frac{\Delta p_{\xi} * V}{\eta} \quad [\text{W}] \quad (2.15)$$

Kde:	$V$	dpravovaný objemový tok	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]
	$\eta$	účinnost čerpadla	[-]

### 2.3.5 Armatury

Armatury jsou částmi potrubí, kterými lze přerušit nebo upravit tok kapaliny nebo plynu dopravovaného potrubím. Podle způsobu připojení se armatury dělí na přírubové, závitové a navařovací. Podle funkce lze armatury dělit na uzavírací, regulační, s havarijním uzávěrem a zpětné.

Pro výpočet tlakových ztrát způsobených armaturou zapojenou v potrubí se používá průtokový součinitel armatury  $k_v$ , udávaný výrobcem. Výhodou tohoto součinitele je především jeho snadná fyzikální interpretace i to, že ve většině aplikací, kde je médium voda, lze zjednodušeně počítat průtok přímou úměrou s druhou odmocninou tlakového spádu. Tlaková ztráta armatury se tedy vypočítá následovně:

$$\Delta p_v = \left( \frac{Q}{k_v} \right)^2 \quad [-] \quad (2.16)$$

Kde:	$k_v$	jmenovitý průtok média	[m <sup>3</sup> /h]
	$Q$	objemový tok média	[m <sup>3</sup> /h]
	$\Delta p_v$	tlaková ztráta armatury	[MPa] [8]

#### 2.3.5.1 Uzavírací armatury

Zajišťují otevření nebo uzavření toku média v potrubí. Podle konstrukce lze uzavírací armatury dělit na ventily, šoupátka, klapky a kulové kohouty. Šoupátka uzavírají průtočný průřez vtlačení dělicí desky (klínu) mezi nátrubky tělesa. Klapky uzavírají průtočný průřez pootočením dělicí desky ve válcovém tělese vloženém do potrubí. Kulové kohouty uzavírají průtočný průřez pootočením koule (kuželu) vložené do tělesa a opatřené otvorem, který se při otevření napojuje na otvory v tělese navazující na potrubí. V tepelné technice se používají převážně kulové kohouty a klapky. Dle [8] se v teplovodních soustavách o přetlaku do PN 10 používají do DN 50 kulové závitové kohouty. V potrubí od DN 65 se používají mezipřírubové klapky. [18]



### **2.3.5.2 Regulační armatury**

Jsou výkonnými orgány regulačních systémů v tepelné technice. Slouží pro regulaci teplot, tlaků, průtoků, případně hladin. Každá armatura je konstruovaná pro určitou průtočnou charakteristiku. [18]

Charakteristiky regulačních armatur jsou lineární, rovno procentní, parabolické nebo jinak speciálně konstruované. Ve většině případů se skládají z vlastní armatury (ventil, klapka, kohout) a pohonu.

Pohony regulačních armatur se dělí na pohony bez potřeby cizí energie, tzv. přímočinné, a pohony, které vyžadují cizí energii např. pneupohony a elektropohony. [15]

### **2.3.5.3 Armatury s havarijním uzávěrem**

Armatury s havarijním uzávěrem slouží jako ochranný mechanismus v případě poruchy. V případě, že dojde k zastavení oběhových čerpadel nebo výpadku elektrické energie, dochází vlivem neustálé dodávky tepelné energie k nežádoucí akumulaci a nárůstu tlaku a teploty v hydraulickém systému. Bez správného zapojení armatur s havarijním uzávěrem může tento stav vést v krajním případě až k poškození zařízení připojených v tomto okruhu.

### **2.3.5.4 Zpětné armatury**

Zpětné armatury jsou druhem armatur, který zajišťuje průtok pracovního média pouze jedním směrem. Pro tento účel se nejčastěji používají zpětné ventily, zpětné klapky a kulové zpětné ventily.

### **2.3.6 Zabezpečovací zařízení tepelných soustav**

Zabezpečovací zařízení tepelných soustav musí splňovat požadavky vycházející z normy ČSN 06 0830, kdy pojistné a expanzní potrubí musí být provedeno s takovým spádem, aby se samočinně odvzdušňovalo, nebo musí být vybaveno automatickým odvzdušňovacím zařízením.

Každý zdroj tepla musí být vybaven neuzavíratelně připojeným pojistným zařízením.

Každá topná soustava musí být vybavena expanzním zařízením, které umožňuje změny objemu vody v soustavě vlivem tepelné objemové roztažnosti bez nedovoleného zvýšení tlaku a bez zbytečných ztrát otopné vody.

U otopných soustav, vertikálně rozdělených na více pásem z důvodů tlakové odolnosti použitých funkčních prvků, musí být každé pásmo vybaveno samostatným expanzním zařízením. [19]

### 2.3.6.1 Pojistné armatury

Pojistné armatury jsou součástí zabezpečovacího systému, který zajišťuje bezpečnost provozu hydraulického okruhu. Mají za úkol chránit tento okruh proti nedovolenému přetlaku. Podle funkce se dělí pojistné ventily na nízkozdvížné, normální, proporcionální a plnozdvížné. [15]

Pro návrh pojistné armatury pro zdroj tepla platí:

$$Q_n = Q_p \quad \text{[kW]} \quad (2.17)$$

Kde:  $Q_n$  jmenovitý výkon zdroje tepla [kW]

$Q_p$  pojistný výkon zdroje tepla [kW]

Průřez sedla ventilu se vypočítá ze vztahu:

$$S_o = \frac{2 * Q_p}{\alpha_v * P} \quad \text{[mm]} \quad (2.18)$$

Kde:  $\alpha_v$  výtokový součinitel pojistného ventilu [-]

$P$  tlak otevření pojistného ventilu [kPa]

Vnitřní průměr pojistného potrubí se vypočítá z empirického vztahu:

$$d_v = 10 + 0,6 * \sqrt{Q_p} \quad \text{[mm]} \quad (2.19)$$

Kde:  $Q_p$  pojistný výkon zdroje tepla [kW]

### 2.3.6.2 Tlaková expanzní nádoba

Tlaková expanzní nádoba vyrovnává objemovou roztažnost soustav pitné, užitkové nebo otopné vody. Dalším přínosem do hydraulického systému je snížení rázů od čerpacích stanic nebo jiných zařízení, které vznikají při startu a zastavení těchto zařízení.

Pro expanzní nádobu zapojenou v soustavě s pitnou vodou je nezbytné používat membránu, která splňuje hygienickou atestaci. Důležité je spolu s expanzní nádobou umístit pojistný ventil a armaturu umožňující uzavření nádoby například pro snadnou výměnu nebo pro kontrolu tlaku plynu v nádobě. [20]

Pro návrh tlakové expanzní nádoby platí:

$$V_{EN} = \frac{1,3 * V_s * n}{\eta} \quad [\text{m}^3] \quad (2.20)$$

Kde:  $\eta$  stupeň využití expanzní nádoby [-]  
 $V_s$  objem vody v otopné soustavě [ $\text{m}^3$ ]  
 $n$  součinitel zvětšení objemu [-]

Součinitel zvětšení objemu odpovídá zvětšení objemu vody při jejím ohřátí z 10 °C na maximální teplotu vody v otopném systému.

$$\Delta T_{max} = T_{max} - 10 \quad [\text{K}] \quad (2.21)$$

Tab. 1 Součinitel zvětšení objemu

$\Delta t_{max}$ [K]	20	30	40	45	50	55	60	65	70
$n$ [-]	0,00401	0,00749	0,01169	0,01413	0,01672	0,01949	0,02243	0,02551	0,02863
$\Delta t_{max}$ [K]	75	80	85	90	95	100	105	110	115
$n$ [-]	0,03198	0,03553	0,03916	0,04313	0,04704	0,05112	0,05529	0,05991	0,06435

Zdroj: [http://tzb.fsv.cvut.cz/vyucujici/16/esbb/kabrhel\\_esb\\_zabezpeceni.pdf](http://tzb.fsv.cvut.cz/vyucujici/16/esbb/kabrhel_esb_zabezpeceni.pdf)

Z příložené tab. 1 se určí příslušná hodnota  $n$  odpovídající  $\Delta T_{max}$

Stupeň využití expanzní nádoby se vypočítá:

$$\eta = \frac{P_{h,dov,abs} - P_{d,dov,abs}}{P_{h,dov,abs}} \quad [-] \quad (2.22)$$

Kde:  $P_{h,dov,abs}$  maximální provozní tlak v otopné soustavě [kPa]

$P_{d,dov,abs}$  minimální provozní tlak v otopné soustavě [kPa]

Minimální provozní tlak v otopné soustavě se vypočte ze vztahu:

$$P_{d,dov,abs} = 1,1 * h * \rho * g * 10^{-3} \quad [\text{kPa}] \quad (2.23)$$

Kde:  $h$  výška vodního sloupce [m]

$\rho$  hustota hmotnosti média [kg/m<sup>3</sup>]

$g$  gravitační zrychlení [m/s<sup>2</sup>]

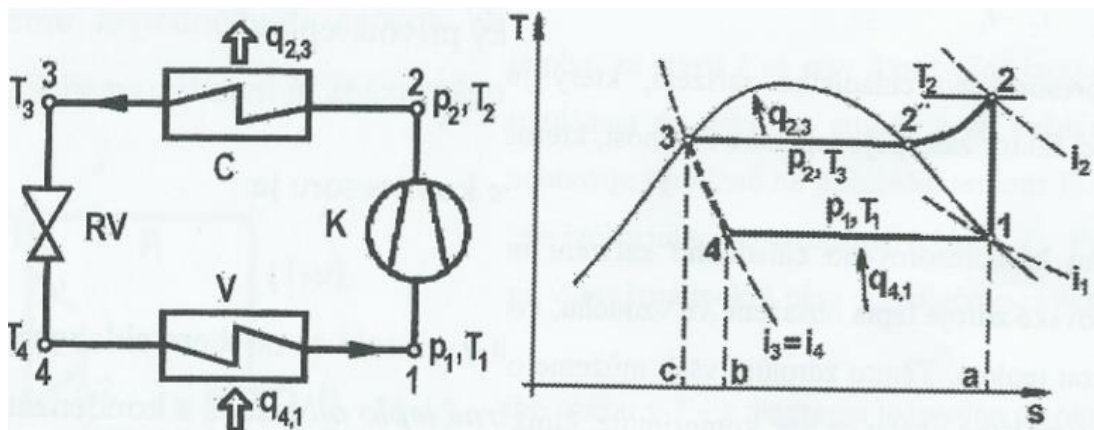
### 2.3.7 Tepelná čerpadla

Tepelné čerpadlo je stroj, který čerpá teplo z jednoho místa na druhé vynaložením vnější práce. Obsahuje čtyři základní zařízení v chladicím okruhu. Jedná se o kompresor, kondenzátor, redukční ventil a výparník.

Pracovní cyklus tepelného čerpadla je zobrazen na obrázku č. 8. Ve výparníku se při stálém tlaku  $p_1$  a relativně nízké teplotě  $T_1$  odebírá chlazené látce měrné teplo  $Q_{1,4}$ , které se předává mokré páře chladiva. Chladivo se tímto procesem postupně vysušuje, takže na výstupu z výparníku je pára sytá. Syté páry chladiva o tlaku  $P_1$  a teplotě  $T_1$  nasává kompresor a stlačuje je na tlak  $P_2$  a teplotu  $T_2$ , kompresí vzniká pára přehřátá. V kondenzátoru, který je povrchovým výměníkem, se parám odvádí při stálém tlaku  $P_2$  měrné teplo  $Q_{2,3}$  tak, že se ochladí vodou případně, vzduchem. Z kondenzátoru C vystupuje sytá kapalina o teplotě  $T_3$ . Tato kapalina se přivádí do redukčního ventilu RV, kde se škrtí opět na tlak  $p_1$  a teplotu  $T_1$ . Tím vznikne mokrá pára, která se přivádí do výparníku a celý cyklus se opakuje. Cyklus je levotočivý, práce se proto musí do kompresoru

dodávat. Předpokládá-li se, že kompresor pracuje adiabaticky vratně, pak se oběh skládá ze dvou izobarických změn, jedné izoentropické změny a adiabatického škrcení. [21]

Obr. 8 Schéma pracovního cyklu tepelného čerpadla



Zdroj: NEUBERGER, P., ADAMOVSKY, D., ADAMOVSKY, R. 2007. *Termomechanika. Česka zemědělska univerzita v Praze Technická fakulta, Praha, 191 s.*

### 2.3.7.1 Využití odpadního tepla tepelnými čerpadly

Převážná většina komerčně nabízených tepelných čerpadel pracuje s maximální vstupní teplotou média na straně výparníku 30 °C. Pro využití odpadní vody o vyšší teplotě je zapotřebí provést opatření na hydraulickém okruhu, například zařazením třicestného směšovacího ventilu a rozdělením okruhu tepelným výměníkem, kterým snížíme teplotu odpadní vody na požadovanou vstupní teplotu na primární straně tepelného čerpadla.

## 2.4 Ekonomické vyhodnocení projektu

Jedním z hlavních podkladů pro rozhodnutí investora o realizaci projektu je výpočet ekonomického vyhodnocení. Toto vyhodnocení se skládá z výpočtu ekonomických dopadů hodnocených projektů na ekonomiku investora při respektování ekonomických pravidel a podmínek, v nichž se investor při přípravě investice právě nalézá. [22]

Metody ekonomického hodnocení projektu se dělí do dvou hlavních skupin:

- A) Statické metody, které posuzují investici z hlediska finanční bilance a zcela ignorují faktor rizika a času.
- B) Dynamické metody, které přihlížejí k faktoru rizika a času. Jejich základem je diskontování všech vstupních parametrů.

#### **2.4.1 Vstupní data pro ekonomické hodnocení projektu**

Na ekonomickou efektivnost u obnovitelných zdrojů energie působí následující ekonomické parametry:

- A) investiční náklady, ve kterých jsou zahrnuty jednorázové výdaje na přípravu stavby, stavební projekt, technologická zařízení, montáž zařízení, připojení k energetickým rozvodům a uvedení zařízení do provozu,
- B) doba životnosti systému, tj. průměrná doba, po kterou systém plní svou funkci v rámci navržených provozních podmínek a parametrů, aniž by bylo potřeba vynaložit další investiční náklady na obnovu zařízení,
- C) provozní náklady, které zahrnují pravidelnou údržbu zařízení, náklady na obsluhu zařízení, energie a paliva systému,
- D) roční úspora energií a paliv. [22]

#### **2.4.2 Vyhodnocení ekonomické efektivnosti úspor energie**

Při hodnocení ekonomické efektivnosti se hodnotí dosažené výnosy a náklady na realizaci a provoz připravovaného projektu. Ekonomická efektivnost se měří penězi, a proto tento výpočet nezahrnuje ostatní přínosy projektu, jako například snížení nežádoucích vlivů na životní prostředí. Na základě tohoto výpočtu se zjistí, kolik bude projekt stát a jaký bude mít ekonomický přínos. Konečné rozhodnutí, zda projekt realizovat, je však na investorovi a toto rozhodnutí může být ovlivněno i jeho zájmem přispět ke zlepšení životního prostředí.

Zjednodušený výpočet ekonomické efektivity lze provést porovnáním dosažených ročních přínosů z úspor energie s vynaloženými investičními náklady. Návrhová doba investice se vypočte následovně:

$$Ts = \frac{IN}{V - Np} \quad [\text{rok}] \quad (2.24)$$

Kde:  $IN$  investiční, jednorázové náklady na realizaci úspor [Kč]  
 $V$  výnosy z realizace [Kč]  
 $Np$  roční provozní náklady [Kč]

Toto kritérium však nebere v úvahu řadu podstatných faktorů, jako je například budoucí růst cen energie nebo možnost realizace jiných investičních příležitostí s lepším výnosem. Výpočet prosté návratnosti proto o ekonomické efektivity dává pouze orientační představu. [22]

### 2.4.3 Čistá současná hodnota

Peníze, které je investor ochoten vložit do připravovaného projektu, mohou být investovány do jiné investiční příležitosti, která přinese určitý výnos v podobě úroků, případně zisku. Připravovaná investice je výhodná tehdy, jestliže přinese vyšší výnos než ostatní alternativy, které nabízejí zhodnocení peněz s podobnou mírou rizika.

$$\check{C}SH = \sum_{t=1}^{Tz} * \frac{CF_t}{(1+i)^t} - KV \quad [\text{Kč}] \quad (2.25)$$

Kde:  $CF_t$  peněžní toky v jednotlivých letech [Kč]  
 $i$  úroková míra [-]  
 $t$  počet let [rok]  
 $KV$  kapitálový výdaj [Kč]

Člen  $(1 + i)^t$  je tzv. odúročitel - diskont. Jeho hodnota pro každý rok udává budoucí částku úspor přepočtenou (diskontovanou) k prvnímu roku, tj. k okamžiku našeho rozhodování. [22]

#### 2.4.4 Vnitřní výnosové procento

Vnitřní výnosové procento představuje trvalý roční výnos investice, který projekt během svého životního cyklu vytvoří. Matematicky je proto vnitřní výnosové procento rovno diskontní sazbě, při které je čistá současná hodnota rovna nule. Pokud je tedy vnitřní výnosové procento větší než diskont, lze projekt z ekonomického hlediska doporučit k realizaci. [22]

$$0 = \sum_{t=1}^{Tž} \frac{CF_t}{(1+i)^t} \quad [-] \quad (2.26)$$

Výpočet vnitřního výnosového procenta se provádí formou iterace. Vypočítá se výše úroku, při kterém bude současná hodnota investice kladná, a výše úroku, při kterém bude současná hodnota investice záporná. Vnitřní výnosové procento se vypočítá ze vztahu:

$$VVP = i_n + \frac{\check{C}SH_N}{\check{C}SH_N + |\check{C}SH_V|} * (i_v - i_n) \quad [%] \quad (2.27)$$

Kde:  $\check{C}SH_N$  nižší současná hodnota investice [Kč]

$\check{C}SH_V$  vyšší současná hodnota investice [Kč]

$i_v$  vyšší úroková míra [-]

$i_n$  nižší úroková míra [-]



## **3 Cíl práce a metodika**

### **3.1 Cíl práce**

Cílem práce je návrh optimalizace energetického hospodářství ve společnosti METAL TRADE COMAX a.s, která se zabývá výrobou slitin z neželezných kovů na bázi hliníku a mědi. Tato diplomová práce upravuje technologii chlazení slitinových ingotů, které probíhá na licích pásech hutní výroby, pomocí vzduchu a následně v technologické vaně, kde je teplo z ingotů předáváno do vody. Výstupem je řešení technologie chlazení, které počítá s maximálním využitím vzniklého odpadního tepla obsaženého ve vzduchu a vodě v rámci ekonomické návratnosti.

### **3.2 Metodika**

Pro vytvoření energetický systémů využívajících odpadní teplo je nejprve nezbytné stanovit parametry odpadního tepla. Tyto parametry byly stanoveny z výpočtů a měření. Pro výpočty bylo zapotřebí změřit teplotu vzduchu ve vzduchotechnickém potrubí. Ostatní parametry potřebné pro výpočty byly poskytnuty společností, pro kterou jsou tyto návrhy vytvořeny.

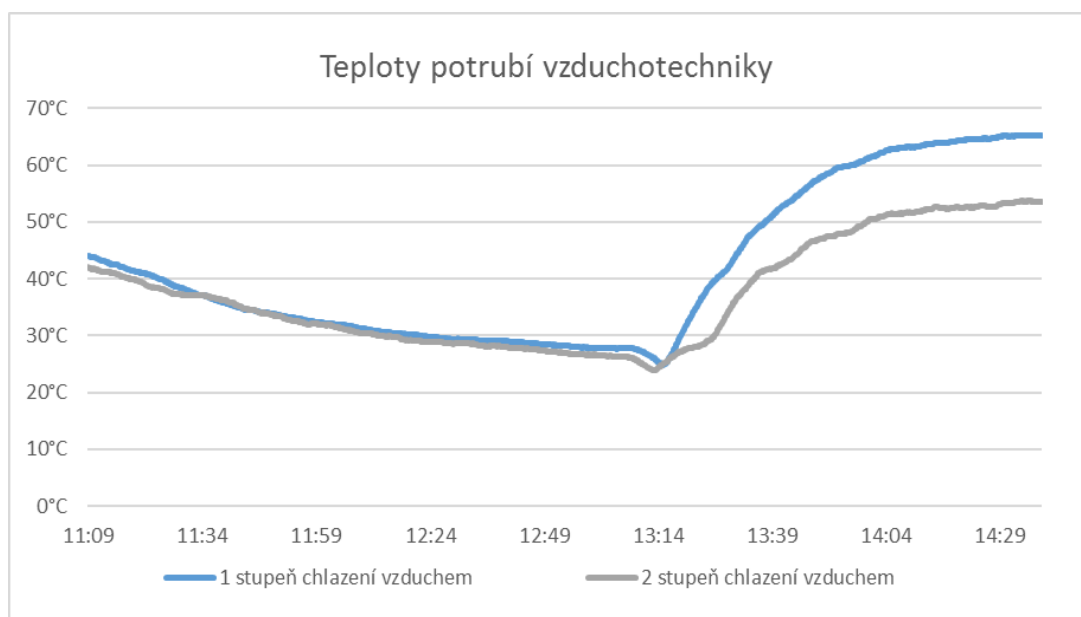
Na základě těchto výpočtů a teorie využití odpadního tepla, která je popsána v kapitole 2.2, byl stanoven způsob využití odpadního tepla. Následně byly provedeny výpočty jednotlivých zařízení a částí dvou energetických systémů. První systém využije odpadní teplo obsažené ve vodě pro vytápění administrativních prostor společnosti. Druhý systém využije odpadní teplo obsažené ve vzduchu pro vytápění šaten a předeřev teplé užitkové vody. Oba systémy byly na základě postupu uvedeného v kapitole 2.4 ekonomicky vyhodnoceny a posouzeny, zdali jsou vhodné k realizaci.

### 3.2.1 Měření teploty odpadního tepla obsaženého ve vzduchu

Pro návrh řešení využití odpadního tepla obsaženého v proudícím vzduchu je zapotřebí změřit jeho teplotu. Teplota byla měřena pomocí čtyřstupového teploměru se záznamem S0141 s měřicím rozsahem  $-90$  až  $+260$  °C s teplotním rozlišením  $0,1$  °C. V měřeném teplotním rozsahu je přesnost měřícího zařízení  $\pm 0,2$  %. Přístroj byl nastavený na zaznamenávání teploty po 10 sekundách. Teplota venkovního prostředí při měření byla  $1$  °C.

Při začátku měření probíhala údržba forem, při které se formy čistí, vymazávají a následně předeřívají.

Obr. 9 Měření teploty vzduchu II.



Zdroj: vlastní zpracování

V čase 13:01 byly uvedeny do chodu ventilátory umístěné ve vzduchotechnickém potrubí, které se používají v první fázi chlazení. Z obr. 9 je patrný začátek odlévání slitiny, které nastalo v čase 13:14. Maximální dosažená teplota při odlévání u vzduchotechnického potrubí umístěného blíže k ustalovacím pecím byla  $66,2$  °C. V druhém potrubí, které je umístěno dále od ustalovacích pecí, byla naměřena teplota  $53,5$  °C. Maximální dosažené teploty zůstávají po dobu lití stabilní.

### 3.2.2 Výpočet denní produkce odpadního tepla

Před návrhem systému určeného k využití odpadního tepla je nejdříve zapotřebí zjistit celkový energetický potenciál odpadního tepla, který může být dále využit.

Celková denní produkce odpadního tepla za den se vypočte následovně:

$$Q = C_p * m * \Delta T = 850 * 100\,000 * (680 - 60) = 52\,700 \quad [\text{MJ}] \quad (4.1)$$

Kde:	$C_p$	měrná tepelná kapacita	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \text{K}^{-1}]$
	$m$	průměrná denní výroba licí linky	$[\text{kg}]$
	$\Delta T$	rozdíl mezi vstupní a výstupní teplotou ingotu	$[\text{°C}]$

Proces lití probíhá ve společnosti v průměru 14 hodin denně. Při vydělení denní produkce odpadního tepla denní dobou lití vyjde průměrný potřebný chladicí výkon linky  $Q_{ch\,celk} = 1,045\text{MW}$ .

### 3.2.3 Výpočet odpadního tepla odvedeného chlazením vzduchem za den

Odpadní teplo odvedené chlazením vzduchem za den se vypočte následovně:

$$Q = C_p * m * \Delta T = 850 * 100\,000 * (680 - 400) = 23\,800 \quad [\text{MJ}] \quad (4.2)$$

Kde:	$C_p$	měrná tepelná kapacita slitiny	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \text{K}^{-1}]$
	$m$	průměrná denní výroba licí linky	$[\text{kg}]$
	$\Delta T$	rozdíl mezi vstupní a výstupní teplotou ingotu	$[\text{°C}]$

Průměrný potřebný chladicí výkon v první fázi chlazení tedy činí 472 kW.

### 3.2.4 Výpočet odpadního tepla odvedeného vodním chlazením za den

Výpočet odpadního tepla odvedeného vodním chlazením za den se vypočte následovně:

$$Q = C_p * m * \Delta T = 850 * 100\,000 * (400 - 60) = 28\,900 \quad [\text{MJ}] \quad (4.3)$$

Kde:	$C_p$	měrná tepelná kapacita slitiny	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
	$m$	průměrná denní výroba linky	$[\text{kg}]$
	$\Delta T$	rozdíl mezi vstupní a výstupní teplotou ingotu	$[\text{°C}]$

Průměrný chladicí výkon vodního chlazení, který zajišťuje chladicí věž činí 573 kW.

## **4 Představení společnosti**

Společnost METAL TRADE COMAX, a.s. se sídlem ve Velvarech se zabývá výrobou kontinuálně lakovaného plechu, profilů a hutní výrobou.

Lakované hliníkové a pozinkované plechy nacházejí široké využití ve stavebnictví a potravinářství. Používají se například k výrobě fasádních panelů, střešních krytin, klempířských prvků, žaluzií či garážových vrat.

Dalším výrobním artiklem společnosti, jsou výztužné profily z pozinkovaných ocelových pásek o tloušťce 0,5-3,0 mm. Jedná se o okenní, sádkartonové, svařované a speciální profily vhodné například do prostor, ve kterých jsou dlouhodobě vystaveny vlhku.

Hutní provoz se věnuje výrobě slitin a předslitin neželezných kovů na bázi hliníku a mědi. Při výrobě slitin se využívají nejnovější technologie tavení neželezných kovů v plynových a indukčních pecích. Při tavení se používají převážně recyklované suroviny neželezných kovů, které jsou před zpracováním podrobeny přísné vstupní kontrole, následnému třídění, případně odstranění organických látek tak, aby bylo zpracování těchto odpadů co nejšetrnější k životnímu prostředí.

Pro řízení veškerých výrobních procesů jsou ve společnosti zavedeny normy ISO 9001, ISO 14001 a OHSAS 18001, ISO TS 16949 pro dodavatele automobilového průmyslu. Poslední zmíněná norma je stěžejní pro hutní provoz ve společnosti.

### **4.1 Technika výroby slitinových ingotů**

Vytříděné odpady neželezných kovů jsou na základě normy ČSN 42 1331 dováženy do skladů v areálu firmy, kde jsou podle potřeb hutního provozu tvarově upraveny lisováním a stříháním. Takto upravený a roztříděný šrot je nasazován do tavících pecí a následně roztaven. Po roztavení je tekutý kov přeléván licími žlaby do ustalovací pece, kde je tavenina legována křemíkem, mědí, případně jinými kovy v závislosti na druhu vyráběné slitiny. V těchto pecích může být dále slitina modifikována, odplyněna, případně upravena pomocí dalších procesů podle požadavků zákazníka. Po dosažení licí teploty je slitina vylévána žlábkem do licího dávkovače a následně do jednotlivých licích forem, které jsou upevněny na licím pásu. Licí teplota slitin se pohybuje od 680-700 °C.

#### **4.1.1 Technika chlazení slitinových ingotů**

Chlazení slitinových ingotů probíhá na licím pásu ve dvou fázích:

##### **První fáze**

První fázi chlazení zajišťují dva na sobě nezávislé vzduchotechnické systémy, které ústí na střechu výrobní haly. Každý z těchto dvou systémů je vybaven axiálním ventilátorem, který zajišťuje maximální průtok vzduchu 50 000 m<sup>3</sup>/h. V této fázi projíždí licí pás vzduchotechnickým tunelem, kde je slitinový ingot zchlazen vzduchem nasávaným z výrobní haly. Licí teplota slitiny se pohybuje v rozmezí 680–700 °C. Výstupní teplota ingotů po první fázi chlazení je 350–400 °C. Při tomto chlazení dochází k přeměně skupenské fáze slitiny z kapalného stavu do skupenství pevného. Po zchlazení ingotů licí pás končí a ingoty gravitačně vypadávají z forem na pojezdový pás.

##### **Druhá fáze**

V druhé fázi chlazení slitina na pojezdovém pásu vjíždí do vodní lázně, kde je dochlazena na teplotu 60 °C. Po dochlazení jsou ingoty skládány a manuálně baleny.

Tuto výstupní teplotu je důležité dodržet jednak z důvodu ruční manipulace s ingoty, ale také kvůli vlastnostem obalového materiálu.

#### **4.1.2 Hydraulický chladicí okruh**

Jedná se o otevřený chladicí okruh, kde při chlazení ingotů v technologické vaně dochází nejen k přenosu tepelné energie z ingotu do vody, ale také ke kontaminaci vody nečistotami. Po zchlazení ingotů v technologické vaně přetéká oteplená voda o teplotě 42 °C přes nastavitelný vodní přepad do akumulární nádrže o objemu 4 m<sup>3</sup>. Z této nádrže je voda čerpána odstředivým čerpadlem přes filtry pevných částic do chladicí věže. Chladicí věž chladí vodu z teploty 42 °C na teplotu 26 °C. Takto zchlazená voda gravitačně odtéká potrubím, které je vyspádováno zpět do akumulární nádoby. Za akumulární nádobou je umístěno výtlačné čerpadlo, které čerpá ochlazenou vodu zpět do technologické vany.

Při provozu otevřeného chladicího okruhu dochází k redukci objemu cirkulační vody především z důvodu odpařování vody při zchlazování ingotů a odparem vody při chlazení v chladicí věži. Odpařením čisté vody v systému narůstá obsah rozpuštěných

pevných látek (TDS-Total Dissolved solids) ve zbylé vodě. Tento problém se řeší odpouštěním vody (odluhem) v závislosti na hodnotě elektrolytické vodivosti vody a doplněním nové vody, která kompenzuje odluh a odpar v systému.

Zvyšováním obsahu rozpuštěných pevných látek v hydraulickém okruhu vzniká nebezpečí inkrustace, a tím se zvyšuje rychlost koroze. Z tohoto důvodu se nová voda dopouštěná z vodovodního řádu změkčuje pomocí solí v úpravně vody a do akumulární nádoby se dávkuje inhibitory koroze. Dávkování inhibitoru koroze je řízeno podle objemového průtoku vody, který je měřen impulzním vodoměrem umístěným v dopouštěcím potrubí za úpravnou vody.

Dalším problémem otevřených hydraulických okruhů je kontaminace biologickým materiálem, který je příčinou vzniku slizů a řas. Kontaminací dochází ke zvýšení hydraulického odporu v systému, kdy v krajním případě může dojít až k ucpání potrubí o menších dimenzích, a snižuje se energetická účinnost chlazení. Aby se zabránilo biologickému bujení, dávkuje se do akumulární nádoby nepřetržitě biocid. Pro úplné vyhubení biologických organismů v systému je vhodné zejména v letním období provádět šokovou dezinfekci pomocí ručního dávkování biocidu do akumulární nádoby.

### **4.1.3 Filtrace**

V chladicí věži se do otevřeného hydraulického chladicího okruhu dostávají různé mechanické nečistoty vzduchem, který je nasáván ventilátory chladicí věže. Výskyt těchto nečistot způsobuje v okruhu provozní potíže, proto je nezbytné vybavit systém filtrací těchto nečistot. V případě, že je chlazená technologie náročná na čistotu vody, instaluje se do hydraulického systému boční písková filtrace (obtok) v objemu závislém na požadavcích čistoty teplotnosné látky. Obvykle se jedná o 5 až 15 % cirkulačního objemu. Toto řešení však zvyšuje investiční a provozní náklady systému. Jinou možností je vybavit hydraulický okruh síťovými filtry umístěnými na výtlačném potrubí za čerpadly s bypassem pro možnost vyjmutí filtrů a následné čištění. Toto řešení vyžaduje častější údržbu z hlediska filtrace vody, ale investiční náklady jsou nižší.

Obr. 10 Filtrová sestava čerpadla č. 1 chladicí věže



Zdroj: *archiv autora*

#### 4.1.4 Regulace a monitorování systému chlazení

V akumulární nádrži v oblasti u sacího potrubí teplé vody je umístěno teplotní čidlo, které snímá teplotu ohřáté vody. Toto čidlo je propojeno s frekvenčním měničem elektrického motoru ventilátoru chladicí věže. Na základě teplotní diference požadované výstupní teploty chladné vody a naměřené teploty ohřáté vody řídí frekvenční měnič otáčky ventilátoru. Frekvenční měnič je instalován z důvodů plynulejší regulace chlazení a snížení provozních nákladů.

Objem vody v systému je hlídán odporovým snímačem polohy (potenciometrem) instalovaným v akumulární nádrži. Snímač je propojen se solenoidovým ventilem, který na základě snímaných hodnot řídí dopouštění vody z vodovodního řadu.

#### 4.1.5 Řízený odluh

Část ohřáté vody nasávané čerpadlem z akumulární nádrže je rozdělovačem vedena přes vodivostní sondu zpět do akumulární nádrže. Na základě hodnot vodivosti vody, naměřených vodivostní sondou, je řízen odkalovací ventil s elektropohonem, který zajišťuje řízený odluh vody v systému.

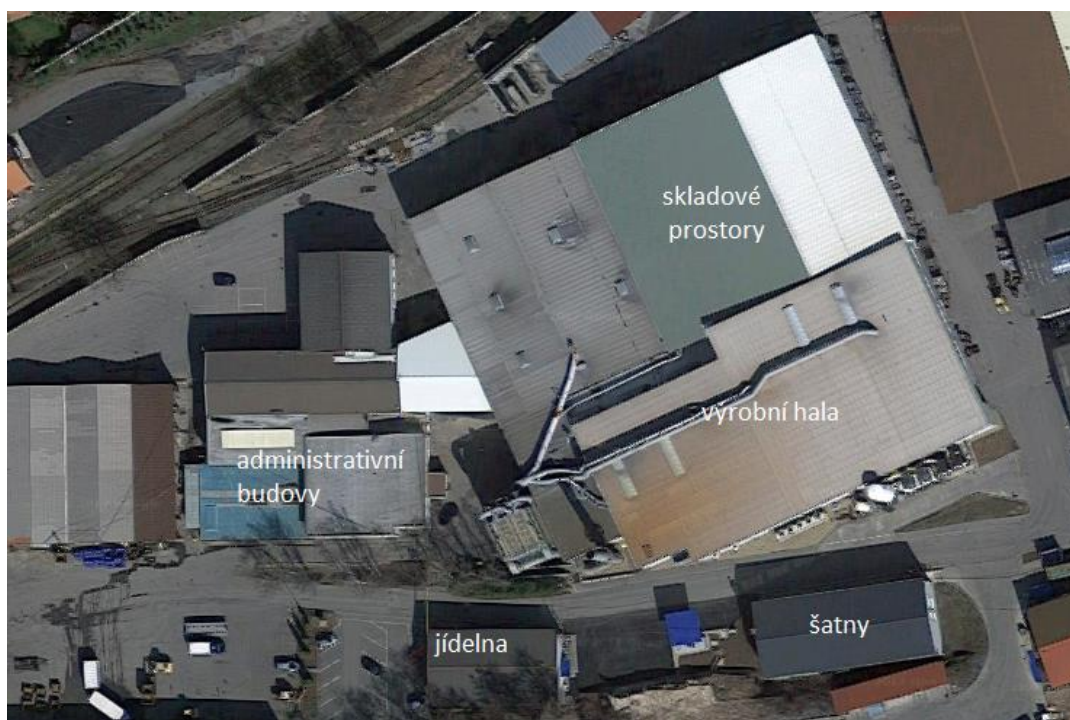


## 5 Návrh energetického systému efektivního využití odpadního tepla

Vzhledem k potenciálu tepla získaného z chlazení slitinových ingotů není možné toto teplo využít pro technologii sorpčního chlazení. Technologie kogenerace by vyžadovala vysoké investiční náklady a vzhledem k diskontinuitě výrobního procesu, kdy proces lití probíhá s přestávkami 14-15 hodin denně, není tato technologie vhodná. Předehřev vzduchu spalovaného v pecích je řešen tepelným výměníkem vzduch/spaliny a pro ostatní technologické účely není další teplo zapotřebí.

Jako vhodné řešení se nabízí vytápění a ohřev TUV okolních budov zobrazených na obr. 10. Jedná se o budovu šaten, budovu jídelny a administrativní budovu v těsné blízkosti výrobní haly.

*Obr. 11 Areál společnosti METAL TRADE COMAX, a.s.*

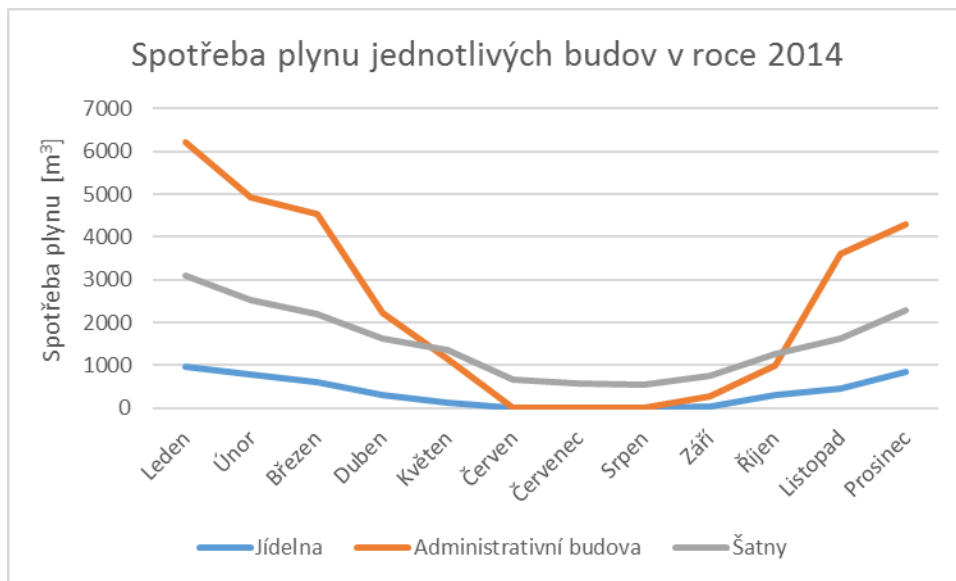


Zdroj: <https://www.google.cz/maps/@50.2819036,14.2449521,153m/data=!3m1!1e3>

### 5.1.1 Spotřeba plynu ve vybraných budovách v areálu společnosti

V obr. 11 jsou znázorněny odběry plynu v jednotlivých měsících pro budovy v areálu firmy, které jsou situovány v bezprostřední blízkosti prostor, kde probíhá výroba a chlazení slitinových ingotů. V těchto prostorách se nabízí využít odpadní teplo získané chlazením pro vytápění a ohřev TUV.

Obr. 12 Spotřeba plynu jednotlivých budov v roce 2014



Zdroj: vlastní zpracování

Celková roční spotřeba plynu v budově jídelny je 4 371 m<sup>3</sup>, v budově šaten 18 523 m<sup>3</sup> a v administrativní budově 28 188 m<sup>3</sup>. Pro přepočítání na jednotku energie kWh použijeme koeficient 1 m<sup>3</sup> = 10,55 kWh, přesný přepočítávací koeficient bohužel není k dispozici. Výsledná hodnota by se pak od té skutečné neměla lišit o více jak 3 %.

Pro vytápění jídelny v roce 2014 bylo zapotřebí 46,114 MWh energie, pro vytápění a přípravu TUV v budově šaten bylo zapotřebí 195,417 MWh a pro vytápění administrativní budovy 297,383 MWh. Při nákupní ceně 7,49 Kč za 1 m<sup>3</sup> činí roční náklady na vytápění administrativní budovy 225 504 Kč, na vytápění a ohřev TUV budov šaten 148 000 Kč a vytápění budovy jídelny 34 968 Kč.

## 5.2 Stávající řešení vytápění administrativní budovy

Systém vytápění je řešen pomocí čtyř závěsných kondenzačních plynových kotlů Vaillant VU eco TECH plus v kaskádovém zapojení. Každý kotel je regulovatelný v rozsahu 40 až 100 %, což odpovídá tepelnému výkonu 12,5 až 45 kW při teplotním spádu 60/40 °C. Pro tento teplotní spád jsou navrženy otopné plochy v administrativní budově. Celkový instalovaný jmenovitý výkon je tedy 180 kW.

Kotle dodávají ohřátou topnou vodu přes hydraulický vyrovnávač tlaků do zdrojového rozdělovače. Odtud je voda distribuována oběhovými čerpadly do jednotlivých otopných systémů v budově. Po předání tepla se voda vrací do sběrače a přes hydraulický vyrovnávač se dostává zpět do kotle. Stávající řešení kaskádové sestavy spolu s rozdělovačem a sběračem je vyobrazeno na obr. 11.

*Obr. 13 Kotelna*



*Zdroj: archiv autora*

Ohřev teplé užitkové vody je řešen z důvodu nízké spotřeby pomocí boileru. TUV se zde používá jen pro mytí rukou a zanedbatelného množství nádobí.

### **5.3 Návrh řešení vytápění administrativní budovy**

Návrh řešení vytápění počítá s využitím oteplené vody z akumulční jímky, která je rozdělena přepážkou na teplou a studenou část. V teplé části jímky bude umístěno ponorné čerpadlo, které bude přečerpávat teplou vodu přes tepelný deskový výměník do studené části akumulční jímky. V tepelném deskovém výměníku dojde k předání tepla, obsaženého ve vodě, do vody cirkulující v primárním okruhu tepelného čerpadla pracující s médii voda/voda.

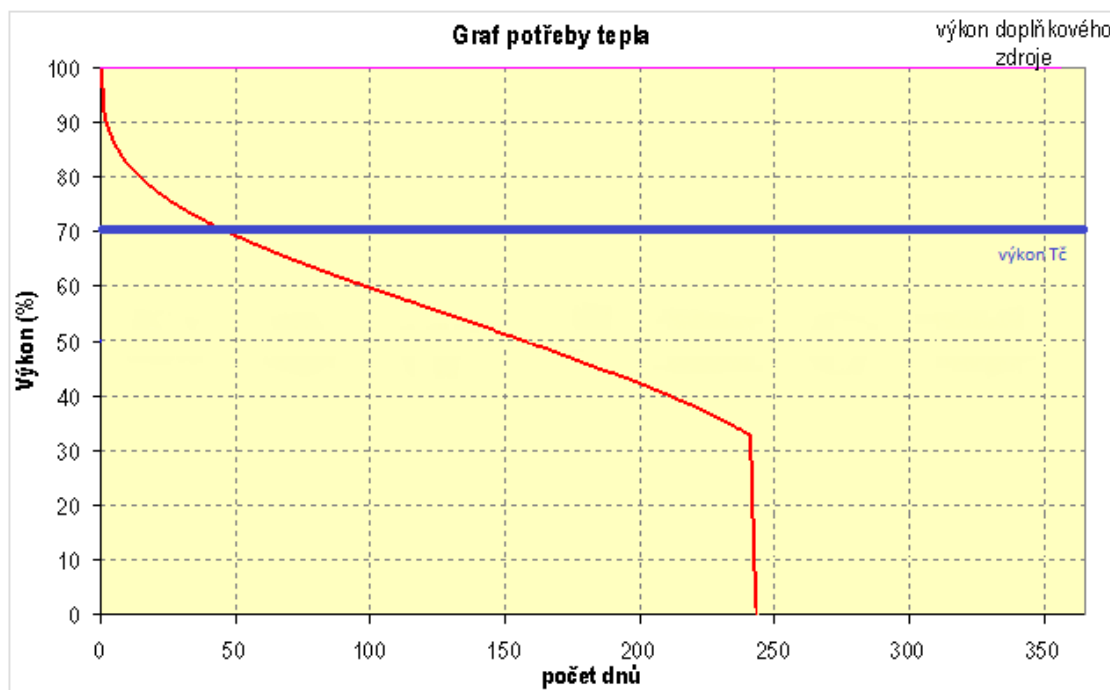
Toto čerpadlo bude nastaveno pro otopný systém pracující s teplotním spádem 55/45 °C, tedy obdobným teplotním spádem, pro které jsou navrženy stávající otopné plochy.

#### **5.3.1 Tepelné čerpalo**

Při návrhu tepelného čerpadla se počítá s využitím bivalentního zdroje tepla (stávající kaskádové sestavy plynových kotlů). Z důvodu rychlejšího návratu počáteční

investice je tepelné čerpadlo dimenzováno na pokrytí 70 % tepelných ztrát objektu, pro pokrytí zbylých 30 % bude využit bivalentní tepelný zdroj. Potřebný výkon tepelného čerpadla při teplotním spádu 55/45 °C tedy odpovídá 126 kW tepelného výkonu. Těmto parametrům odpovídá tepelné čerpadlo GEO G280 od společnosti IVT. Při teplotě vstupní vody do tohoto tepelného čerpadla na straně primárního okruhu 28 °C a výstupní teplotě vody na straně sekundárního okruhu 55 °C odpovídá jmenovitý tepelný výkon 136 kW, při velmi dobrém topném faktoru 4,7. Toto čerpadlo tedy pokrývá 75 % tepelných ztrát budovy. Z obr. 13 je patrné, že při návrhu tepelného čerpadla na 75 % tepelných ztrát objektu bude bivalentní zdroj využit průměrně jen 25 dní v roce. Tepelná čerpadlo tak pokrývá 94,5 % roční spotřeby. [23]

Obr. 14 Potřeba tepla



Zdroj: <http://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/2820-tepelna-cerpadla-teorie-a-schemata-i>

### 5.3.2 Potrubní trasy

V tab. 2 jsou uvedeny výpočty součinitele tření  $\lambda$  v jednotlivých úsecích potrubních tras, které jsou provedeny na základě vztahů uvedených v kapitole 2.3.3.

Tab. 2 Výpočet součinitele tření I.

Výpočet součinitele tření podle Churchilla									
Úsek	tm	$\rho$	Q	k	l	D	w	$\eta$	$\lambda$
	[°C]	[kg/m <sup>3</sup> ]	[m <sup>3</sup> /h]	[mm]	[m]	[m]	[m/s]	[Pa*s]	-
Ú1	42	992,5	4,8	0,5	24	0,005	0,679	0,00131	0,0407
Ú2	28	996	15,5	0,01	2,5	0,0063	1,382	0,00131	0,0202
Ú3	45	988	11,7	0,01	5	0,0063	1,043	0,00131	0,0214
Ú4	55	982	11,7	0,01	4	0,0063	1,043	0,00131	0,0214
Ú5	26	997	4,8	0,5	24	0,005	0,679	0,00131	0,0407
Ú6	23	998	15,5	0,01	2,5	0,0063	1,382	0,00131	0,0202
Ú7	55	982	11,7	0,01	5	0,0063	1,043	0,00131	0,0214
Ú8	45	988	11,7	0,01	4	0,0063	1,043	0,00131	0,0214

Zdroj: vlastní zpracování

Při návrhu potrubních tras je vycházeno z hydraulických výpočtů uvedených v tab. 3 určujících celkovou tlakovou ztrátu potrubní trasy.

Tab. 3 Výpočet tlakových ztrát I.

výpočet tlakových ztrát					
Úsek	$\Delta p_\lambda$	$\Sigma \zeta$	$\Delta p_\zeta$	$\Delta p$	$\Delta p + \text{armatury}$
	[Pa]	-	[Pa]	[Pa]	[Pa]
Ú1 + Ú5	89 486	6,5	1 489	90 975	151 959
Ú2 + Ú6	15 294	5	4 758	20 052	107 036
Ú3 + Ú7	18 191	13,5	7 237	25 427	129 475
Ú4 + Ú8	14 552	14	7 484	22 037	97 037

Zdroj: vlastní zpracování

Pro veškeré potrubní sítě umístěné uvnitř výrobní haly je z důvodu bezpečnostních předpisů užitá ocel. Trasy mimo výrobní halu jsou navrženy z polypropylenu (PPR), který vykazuje dobrou ohebnost, lepší hydraulické vlastnosti a jeho montáž je poměrně jednoduchá a rychlá. Tento materiál se dá spojovat lepením nebo svařováním.

### 5.3.2.1 Výpočet izolace potrubních tras

Potrubní úsek vedoucí z akumulární jímky (Ú1+Ú5) není zapotřebí izolovat. Teplota vody v akumulární jímce je  $40\pm 2$  °C a maximální návrhová teplota vody na vstupu tepelného čerpadla je 30 °C. Tento úsek vede temperovanými skladovými prostory společnosti a tepelná ztráta na tomto úseku je tedy spíše žádoucí.

Pro izolaci ostatních potrubních úseků je volena izolace PAROC Section AluCoat T se součinitelem tepelné vodivosti  $\lambda$  0,034 W/ m\*K.

V druhém úseku, je teplota vody  $28\pm 2$  °C. Z tohoto důvodu jsou tepelné ztráty úseku nízké a tloušťka izolace je volena pouze 20 mm viz tab.4.

Pro zbylé úseky je vybrána tloušťka izolace 50 mm. Při této tloušťce izolace dosáhne součinitel prostupu tepla izolovaného potrubí hodnoty nižší než 0,27 W/m\*K, což odpovídá při dimenzi potrubní sítě DN 65 vyhlášce č. 193/2007 Sb., kterou se stanoví podrobnosti účinnosti užití energie při rozvodu tepelné energie a vnitřním rozvodu tepelné energie a chladu. [24]

Tab. 4 Výpočet izolace I.

Izolace potrubních tras											
Úsek	$l_{pot}$	$D_{pot}$	$d_{iz}$	$t_m$	$q_p$	$q_{iz}$	$Q_p$	$Q_{iz}$	$\Delta Q$	úspora	materiál
	[m]	[mm]	[mm]	[°C]	[W/m]	[W/m]	[W]	[W]	[W]	%	[-]
Ú2	2,5	63	20	28	19,1	2	95,4	9,8	85,6	90	PAROC Section AluCoat T
Ú3	5	63	40	45	38,3	3,1	191,1	30,5	160,6	84	PAROC Section AluCoat T
Ú4	4	63	40	55	53,6	8,6	214,6	34,5	180,1	84	PAROC Section AluCoat T
Ú6	2,5	63	-	23	4,6	1,1	11,5	2,7	8,8	76	bez izolace
Ú7	5	63	40	55	53,6	8,6	268,2	43,2	225	84	PAROC Section AluCoat T
Ú8	4	63	40	45	38,3	3,1	153,3	24,4	128,9	84	PAROC Section AluCoat T

Zdroj: vlastní zpracování

### 5.3.3 Návrh čerpadel

Návrh čerpadel je proveden v softwaru WILO select 4 online, který je dostupný z [www.wilo-select.com](http://www.wilo-select.com) [25]. Pro návrh čerpadla je zapotřebí znát objemový průtok média spolu s dopravní výškou čerpadla. Výpočet dopravní výšky byl proveden na základě upraveného vztahu uvedeného v teoretické části diplomové práce (2.14) následovně:

$$H = \frac{\Delta p_{\xi}}{\rho * g} \quad [\text{m}] \quad (4.4)$$

Kde:	$H$	dopravní výška čerpadla	[m]
	$\Delta p_{\xi}$	dopravní tlak čerpadla	[Pa]
	$\rho$	měrná hmotnost teplotnosné látky	[kg.m <sup>-3</sup> ]
	$g$	gravitační zrychlení	[m.s <sup>-2</sup> ]

Průtok čerpadla se stanoví ze vztahu:

$$\dot{V} = \frac{Q_t}{c * \Delta t * \rho} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (4.5)$$

Kde:	$\dot{V}$	nominální průtok primární strany tepelného čerpadla	[m <sup>3</sup> /s]
	$Q_t$	tepelný výkon	[W]
	$c$	měrná tepelná kapacita vody	[J*Kg <sup>-1</sup> *K <sup>-1</sup> ]
	$\rho$	hustota teplotnosné látky	[kg.m <sup>-3</sup> ]

V tab. 5 jsou uvedeny čerpadla pro jednotlivé úseky potrubních tras v závislosti na tlakové ztrátě trasy, průtoku a potřebné dopravní výšky.

Tab. 5 Výběr čerpadel I.

Výběr čerpadel				
Úsek	$\Delta p_{\xi}$ ( $\Delta p$ + armatury)	H	Q	čerpadlo
	[Pa]	[m]	[m <sup>3</sup> /h]	-
Ú1 + Ú5	151 959	15,607	4,8	KS 8 E GG
Ú2 + Ú6	107 036	10,955	15,5	Stratos GIGA 40/1-25/1,6
Ú3 + Ú7	129 475	13,44	11,7	Yonos MAXO 50/0,5-16 PN 6/10

Zdroj: vlastní zpracování

V úseku 1 dochází k přečerpávání teplejší vody z akumulární jímky ponorným plně zaplavitelným čerpadlem Drain TP 65 F 91/11-A 3~ přes rozebíratelný tepelný deskový

výměník do akumulační jímky s chladnější vodou. V tepelném deskovém výměníku dochází k předání tepla do primárního okruhu tepelného čerpadla. Pro udržení teploty v primárním okruhu 28 °C, při které tepelné čerpadlo dosahuje nejvyššího topného faktoru, je vratné potrubí úseku 1 osazeno elektromagnetickým třicestným směšovacím ventilem. Tento ventil je řízen na základě teploty média v primárním okruhu tepelného čerpadla.

Druhý úsek (primární okruh tepelného čerpadla) spojuje tepelné čerpadlo umístěné v kotelně s deskovým tepelným výměníkem. Tento úsek prochází skladovými prostory podniku a je vyroben z PPR trubek, distribuci teplotního média v tomto úseku zajišťuje oběhové čerpadlo Stratos GIGA 40/1-25/1,6.

Sekundární okruh tepelného čerpadla konstruovaný z materiálu PPR je umístěn v kotelně. Tento okruh slouží k distribuci teplé vody mezi tepelným čerpadlem, ohřivačem a akumulační nádobou. Pro tento okruh bylo vybráno oběhové čerpadlo Yonos MAXO 50/0,5-16 PN 6/10.

Technické údaje těchto čerpadel jsou uvedeny v příloze č. 1 „*Technické údaje čerpadel I.*“

#### **5.3.4 Tepelný deskový výměník**

Návrh deskového výměníku byl proveden v softwaru od společnosti Alfa-Laval. Pro výpočet byla volena maximální tlaková ztráta 50 kPa, tepelný výkon 90 kW, teploty primární strany tepelného čerpadla (studená strana výměníku) 28/23 °C, objemový průtok horké strany 4,6 m<sup>3</sup>/h při vstupní teplotě 42 °C. Technické specifikace tohoto výměníku jsou přiloženy v příloze č. 2 „*Technická specifikace deskového výměníku*“.

#### **5.3.5 Akumulační nádoba**

Objem akumulační nádrže byl navržen dle projekčních podkladů firmy IVT na doporučené horní hranici 20 l na 1 kW tepelného výkonu tepelného čerpadla. [12]

Takto relativně velký objem akumulační nádoby byl volen z důvodu alespoň částečného nahrazení tepelného výkonu v době, kdy neprobíhá lití slitinových ingotů, a proto není zajištěn přívod teplé vody k tepelnému čerpadlu a tepelné čerpadlo nepracuje. Do projektu byla vybrána akumulační nádrž KXT0 3000 l. [26]



### 5.3.6 Pojistné armatury a zabezpečovací zařízení

Návrh expanzní nádoby vychází ze vztahu (2.20) uvedeného v teoretické části diplomové práce. Výpočet expanzních nádob je uveden v tab. 6

Tab. 6 Výpočet expanzní nádoby I.

Výpočet expanzní nádoby				
veličina	značení	primárního okruhu TČ	sekundárního okruhu TČ	jednotka
objem vody v tepelném čerpadle	V <sub>tč</sub>	0,01	0,01	[m <sup>3</sup> ]
objem vody v potrubních rozvodech	V <sub>potr</sub>	0,066	0,0928	[m <sup>3</sup> ]
celkový objem	V <sub>s</sub>	0,076	0,1028	[m <sup>3</sup> ]
součinitel zvětšení objemu n	n	0,00575	0,02551	[-]
nejnižší dovolený přetlak p <sub>ddov</sub>	p <sub>ddov</sub>	50 000	50 000	[Pa]
nejvyšší dovolený přetlak p <sub>hdov</sub>	p <sub>hdov</sub>	300 000	300 000	[Pa]
využití expanzní nádoby	η	0,8	0,8	[Pa]
expanzní objem V <sub>e</sub>	V <sub>e</sub>	0,00057	0,004261	[m <sup>3</sup> ]
skutečný objem nádoby	V <sub>c</sub>	0,005	0,005	[m <sup>3</sup> ]

Zdroj: vlastní zpracování

Potřebná expanzní nádoba pro primární a sekundární okruh má objem 5 l.

Výpočet pojistného ventilu vychází ze vztahů (2.17) až (2.19) uvedených v praktické části práce. Výsledky výpočtů jsou uvedeny v tab. 7.

Tab. 7 Výpočet expanzního ventilu I.

Výpočet expanzního ventilu				
veličina	značení	primárního okruhu TČ	sekundárního okruhu TČ	jednotka
jmenovitý výkon zdroje	Q <sub>n</sub>	90	136	[kW]
pojistný výkon	Q <sub>p</sub>	90	136	[kW]
otevírací přetlak pojistného ventilu	P	300	300	[kPa]
výtokový součinitel pojistného ventilu	α <sub>w</sub>	0,444	0,64	[-]
minimální průřez sedla poj. ventilu	S <sub>omin</sub>	23,4	27,2	[mm <sup>2</sup> ]
minimální průměr pojistného potrubí	d <sub>vmin</sub>	15,69	16,99	[mm]
průřez sedla pojistného ventilu	S <sub>o</sub>	113	201	[mm <sup>2</sup> ]

Zdroj: vlastní zpracování

Na základě výpočtů byl vybrán expanzní ventil GIACOMINI 1/2". Ventil bude instalován v sekundárním okruhu na výstupu vody z tepelného čerpadla.

Do primárního okruhu byl vybrán expanzní ventil DUCO MEIBES 1/2". Ventil bude umístěn na výstupu vody tepelného čerpadla.

### 5.3.7 Ekonomické vyhodnocení navrženého projektu

Nezbytným podkladem pro rozhodování o realizaci projektu jsou pořizovací a provozní náklady projektu. V tab. 8 jsou vyčísleny pořizovací náklady jednotlivých částí systému. Tato tabulka vychází z „kusovníku I“ uvedeného v příloze č. 3.

Ceny položek jsou převzaty z maloobchodních ceníků e-shopů: [www.fv-plast.cz](http://www.fv-plast.cz), [www.fv-plast.cz](http://www.fv-plast.cz), případně z ceníků distributora: [www.veskom.cz](http://www.veskom.cz). [27] [28] [29]

Tab. 8 Náklady na realizaci projektu I.

Cena	
Potrubí	24 275 Kč
Armatury	45 633 Kč
Zařízení	895 434 Kč
Izolace	3 065 Kč
Montáž	385 000 Kč
elektroinstalace	65 000 Kč
Režie	25 000 Kč
<b>Celková cena</b>	<b>1 443 408 Kč</b>

Zdroj: vlastní zpracování

Cena montáže, elektroinstalace a režijních nákladů je pouze orientační. Vychází z orientačních cen montáže uvedených v instalatérském ceníku. [30]

#### 5.3.7.1 Doba návratnosti investice

Pro kalkulaci úspor a pro porovnání nového řešení s řešením stávajícím je nezbytné vedle provozních nákladů určit také roční náklady na investici a údržbu, které jsou zobrazeny v tab. 9. Roční investice se určí podílem pořizovací ceny a projektované životnosti jednotlivých součástí.

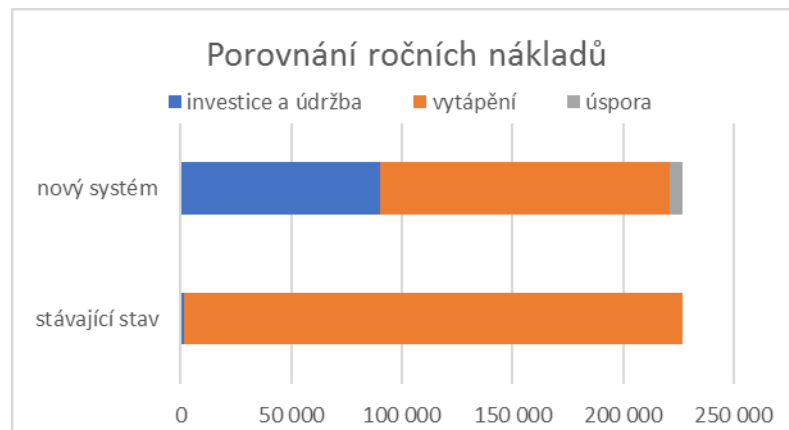
Tab. 9 Roční náklady na investici a údržbu I.

Využití odpadního tepla z technologie chlazení vodou							
položka	životnost	pořizovací náklady	montáž + režie		celkové náklady	stávající stav	nový systém
	[Rok]	[Kč]	[-]	[Kč]	[Kč]	[Kč]	[Kč]
potrubní trasy	20	72 974	0,8	328 000	400 974		20 049
akumulační nádrž	20	30 395	0,02	8 200	38 595		1 930
tepelná čerpadlo	15	640 000	0,1	41 000	681 000		45 400
údržba nového systému	1	3 000	0	0	3 000		3 000
deskový výměník	20	0	0,015	6 150	6 150		308
expanzní nádoba	20	1 040	0,015	6 150	7 190		360
čerpadla	15	113 487	0,025	10 250	123 737		8 249
elektroinstalace	20	65 000	0	0	65 000		3 250
ostatní zařízení	20	110 512	0,025	10 250	120 762		6 038
údržba stávajícího systému	1	1 500	0	0	1 500	1 500	1 500
celkem		1 037 908	1	410 000	1 447 908	1 500	90 083

Zdroj: vlastní zpracování

Sečtením ročních provozních nákladů a ročních nákladů na investici a údržbu vyjdou celkové roční náklady vytápění objektu administrativní budovy. Pro vypočtení a porovnání ročních nákladů byla použita metodika dle zdroje [www.tzb-info.cz](http://www.tzb-info.cz). [31]

Obr. 15 Porovnání ročních nákladů I.



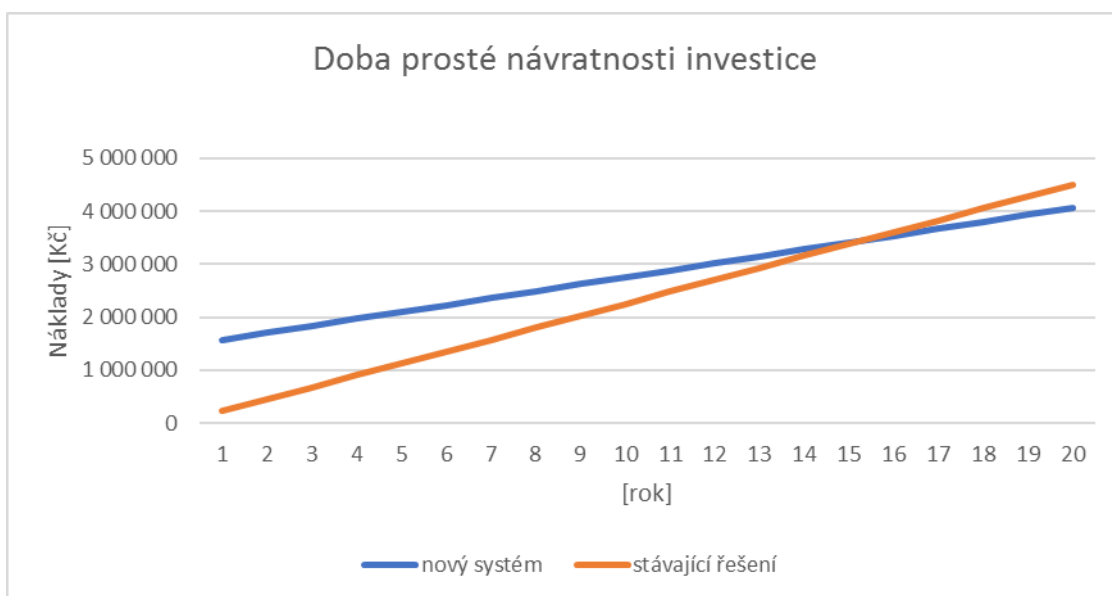
Zdroj: vlastní zpracování

Z obr. 14 je patrné porovnání ročních nákladů mezi stávajícím a navrhovaným systémem. Náklady na vytápění při použití navrhovaného systému činí při topném faktoru tepelného čerpadla 4,7 a ceně elektrické energie 2,11 Kč/kWh celkem 130 725 Kč.

Po sečtení investičních nákladů a nákladů na vytápění nového systému vychází roční úspora nákladů pouze 6 197 Kč.

Z předchozích údajů na základě metodiky uvedené v kapitole 3.4.3 byla stanovena prostá doba návratnosti investice, která je znázorněna v obr. 15.

Obr. 16 Doba návratnosti investice I.



Zdroj: vlastní zpracování

Doba prosté návratnosti navrhovaného projektu využití odpadního tepla z technologie vodního chlazení slitinových ingotů je i přes vysoký topný faktor tepelného čerpadla 15,27 let. Životnost hlavního komponentu tj. tepelného čerpadla, je odhadována na 15 let. Investice je proto z hlediska ekonomické návratnosti nerentabilní.

#### 5.4 Stávající řešení vytápění a ohřevu TUV pro budovu šaten

Vytápění budovy šaten je řešeno dvěma litinovými článkovými kotly Viadrus G 100 E, které jsou vybaveny atmosférickým hořákem pro spalování nízkotlakého plynu. Kotel je určen k vytápění větších objektů a k ohřevu TUV s maximálním přetlakem 0,4 MPa (40 metrů vodního sloupce). Celkový instalovaný jmenovitý výkon činní 120 kW.

Po uvedení do provozu pracuje kotel automaticky a teplota otopné vody je řízena termostaty, případně dalšími regulačními prvky. Po zapnutí vypínače kotle automaticky probíhá zapálení prvního stupně hořáku a po třech sekundách zapálení druhého stupně hořáku. Tím je startovací cyklus ukončen a kotel pracuje na 100 % výkonu. Po dosažení teploty nastavené na regulačním termostatu druhého stupně (60 až 90 °C) je druhý stupeň hořáku odstaven a pracuje pouze první stupeň hořáku (50 % výkonu). V případě, že bude teplota otopné vody klesat, dojde k sepnutí termostatu druhého stupně a k zapálení druhého stupně hořáku. Kotel je možno trvale provozovat na 50 % výkonu vypnutím druhé sekce hořáků.

Vstup a výstup ke kotli je situován v zadní části kotle a je proveden trubkami DN 40 ukončenými závitem 3/4". Přívodní trubky ke kotli jsou osazeny uzavíracími klapkami.

Otopná tělesa v budově jsou dimenzována pro teplotní spád 80/60. Sepnutí hořáků druhého stupně nastává při teplotě vratné vody 62 °C u prvního kotle a teplotě 56 °C u druhého stupně.

Ohřev TUV je řešen samostatným okruhem, který je oddělen pomocí deskového tepelného výměníku od topného okruhu. Systém ohřevu TUV je vybaven dvěma akumulacími nádobami o objemu 1 600 l, které dle výpočtu odpovídají normě ČSN 06 0320 a jsou plně dostačující pro potřeby zaměstnanců pracujících ve výrobě v hutním a profilovací provozu (40 osob na směnu). Teplá voda je využívána především ve sprchách. Výpočet potřeby TUV byl proveden pomocí vztahu: [34]

$$V_0 = n_i * \sum V_d \quad [\text{m}^3] \quad (4.6)$$

$$V_0 = 40 * 0,7755 = 3,102 \quad [\text{m}^3]$$

$$\sum V_d = \sum (n_d * U_3 * t_d * P_d) \quad [\text{m}^3] \quad (4.7)$$

$$V_d = 1 * 0,47 * 0,110 * 1,5 = 0,07755 \quad [\text{m}^3]$$

Kde:  $V_0$  potřeba TV pro mytí osob v dané periodě  $[\text{m}^3]$

$n_i$  počet uživatelů  $[-]$

$V_d$  objem dávky  $[\text{m}^3]$

$n_d$  počet dávek  $[-]$

$U_3$	objemový průtok TV	[m <sup>3</sup> /h]
$T_d$	doba dávky	[h]
$P_d$	součinitel prodloužení doby dávky	[-]

## 5.5 Návrh řešení pro vytápění a ohřev TUV pro budovu šaten

Pro vytápění budovy šaten bude jako tepelný zdroj využito teplo obsažené ve vzduchu, kterým jsou chlazeny slitinové ingoty v první fázi chlazení. Návrh počítá s osazením obou vzduchotechnických jednotek průmyslovými rekuperátory, ve kterých bude jako teplonosné médium proudit voda.

Rekuperátor umístěný ve vzduchotechnickém potrubí, které je blíže k ustalovacím pecím, bude využit pro ohřev vratné topné vody. Pro minimální narušení hydraulických poměrů ve stávajícím topném systému bude napojení provedeno pomocí hydraulického věnce. Požadavky investora minimalizovat stavební zásahy a zásahy do stávajícího topného systému, především do podlahových konstrukcí vedly k určitým omezením. Největší z nich je vyloučení instalace podlahového nebo stěnového vytápění. Bez těchto úprav lze využít odpadní teplo z rekuperátoru pouze v období kdy venkovní teplota neklesne pod 2 °C

Otopné soustavy mimo hlavní topnou sezonu budou pracovat s teplotním spádem 61/41 °C.

Pro tento teplotní spád je zapotřebí navrhnout plynový kotel zajišťující dodávku tepelného výkonu v případě odstávky licího pásu.

Rekuperátor umístěný ve vzduchotechnickém potrubí dál od ustalovacích pecí bude sloužit pro předehřev TUV. Pro snížení tepelného výkonu rekuperátoru a možnosti dohřevu TUV je okruh TUV navržen s možností cirkulace mezi akumulací nádobou a rekuperátorem.

### 5.5.1 Přepočet tepelných výkonů topných těles

Přepočet tepelného výkonu při změněném teplotním spádu je proveden podle DIN 4704 - část 3. V závislosti na zadaném teplotním spádu se počítá s aritmetickým nebo logaritickým rozdílem teplot. Přepočtení bylo provedeno pomocí online kalkulatoru dostupného z internetové stránky vytapeni.tzb-info.cz [32]

Obr. 17 Přepočet výkonu otopných těles II.

		teplotní spád			tepelný výkon	teplotní exponent
		<input checked="" type="checkbox"/> volný výběr teplot			$Q_T$ [W]	$n$ [-]
		$t_{w1} / t_{w2} / t_D$ [°C]				
výkon tělesa	<input checked="" type="radio"/>	80	60	20	1000	
změřen při	<input type="radio"/>	61	41	20	521	1,3

Zdroj: vlastní zpracování

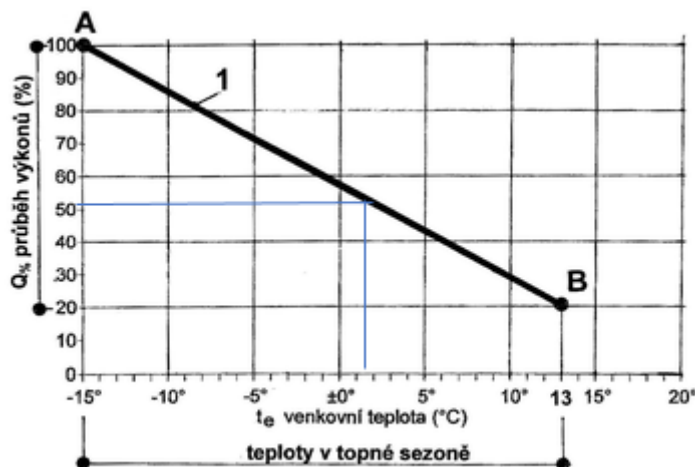
Obr. 16 zobrazuje přepočtovou tabulku tepelných výkonů při změně teplotního spádu. Podíl tepelných výkonů zobrazených na obrázku je v procentuálním vyjádření 52 %. Tato hodnota tedy prezentuje procentuální pokrytí jmenovitého tepelného výkonu otopnými tělesy při teplotním spádu 61/41 °C.

### 5.5.2 Návrh plynového kotle

Návrh plynového kotle zajišťujícího dodávku tepla během odstávky licího pasu vychází z rovnosti dodaného tepelného výkonu plynového kotle a vydaného tepelného výkonu otopných těles. Jmenovitý výkon navrhovaného kotle tedy musí být 52 % současného jmenovitého tepelného výkonu soustavy. Celkový instalovaný jmenovitý výkon stávající soustavy činí 120 kW. Návrhový tepelný výkon tedy činí 62,4 kW. Tomuto výkonu odpovídá závěsný plynový kotel VU 656/4-5 ecoTECH plus, který při teplotním spádu 60/40 °C dosahuje výkonu 65,7 kW. [33]

Přepínání mezi stávajícím topným systémem a navrhovaným systémem bude prováděno na základě teplotního čidla umístěného ve venkovním prostředí. Obr. 17 znázorňuje závislost venkovní teploty v topné sezoně na požadovaném topném výkonu. Tepelný výkon 52 % odpovídá venkovní teplotě 1,5 °C. Při nižší teplotě bude závěsný kotel odstaven spolu s oběhovým čerpadlem č.2.

Obr. 18 Závislost venkovní teploty na požadovaném výkonu



Zdroj: <http://vytapani.tzb-info.cz/mereni-a-regulace/8177-parametry-otopne-soustavy-v-prubehu-topneho-obdobi>

### 5.5.3 Rekuperátory

Návrh průmyslových rekuperátorů byl proveden na základě poskytnutých parametrů o průtoku vzduchu a statickém tlaku v potrubí, naměřených společností Fitr Zeos s.r.o. uvedených v příloze č. 4 „Protokol z měření“. Ze získaných hodnot průtoku vzduchu, 43 880 m<sup>3</sup>/h při teplotě 66,2 °C a statickém přetlaku 308 Pa v potrubí, které je blíže k ustalovacím pecím, byl vybrán rekuperátor o výkonu 83 kW, který má dostatečný výkon k pokrytí tepelných ztrát objektu šaten při venkovní teplotě do 1,5 °C. V druhém vzduchotechnickém potrubí bude instalován rekuperátor o výkonu 55,8 kW při teplotě vzduchu 53,5 °C. Průtok vzduchu byl v tomto potrubí naměřen 39 100 m<sup>3</sup>/h při statickém přetlaku 198 Pa. Omezující parametr pro rekuperátory je maximální tlaková ztráta rekuperátoru, která nesmí přesáhnout statický přetlak v potrubí. Při vyšší tlakové ztrátě by bylo nutné instalovat výkonnější ventilátory. Veškeré parametry rekuperátorů spolu s výkresy jsou uvedeny v příloze č. 5 „Rekuperátory“.

Trubky rekuperátoru jsou navrženy měděné o vnějším průměru 12 mm. Pro zvětšení teplosměnné plochy jsou přidána velkoplošná hliníková žebra. Před osazením rekuperátorů je nutné do stávající vzduchotechniky zabudovat přechody pro snížení rychlosti proudění vzduchu. Na obr. 18 je znázorněn rekuperátor od společnosti Frisco, který je v projektu využit.



Obr. 19 Rekuperátor



Zdroj: Archiv Autora

#### 5.5.4 Potrubní trasy

V tab. 10 jsou uvedeny výpočty součinitele tření  $\lambda$  v jednotlivých potrubních trasách, které jsou provedeny na základě vztahů uvedených v kapitole 2.3.3.

Tab. 10 Výpočet součinitele tření II.

Výpočet součinitele tření podle Churchilla									
Úsek	tm	$\rho$	Q	k	l	D	w	$\eta$	$\lambda$
	[°C]	[kg/m <sup>3</sup> ]	[m <sup>3</sup> /h]	[mm]	[m]	[mm]	[m/s]	[Pa*s]	-
Ú1	10	1000	1	0,5	7	20	0,885	0,00131	0,05641
Ú2	48	989	1	0,5	9	20	0,885	0,00131	0,05641
Ú3	48	989	4,6	0,01	21	40	1,017	0,00131	0,02396
Ú4	41	993	3,6	0,5	20	40	0,796	0,00132	0,04357
Ú5	61	983	3,6	0,5	20	40	0,796	0,00133	0,04357

Zdroj: vlastní zpracování

Pro návrh dimenze úseku Ú3, ve kterém je voda dopravována z akumulární nádoby určené pro předehřev teplé vody, je vycházeno z charakteristiky výtoku z baterie sprch uvedených v normě ČSN 06 0320 – Tepelné soustavy v budovách – Příprava teplé vody – Navrhování a projektování. Tato norma stanoví přítok teplé vody 55 °C do výtoku baterie sprchy 0,23 m<sup>3</sup>/h. V prostorách šaten se nalézá 20 sprch. Potrubí je dimenzováno na průtok při obsazení všech sprch, tedy na průtok 4,6 m<sup>3</sup>/h.

Proces lití trvá průměrně 4 hodiny, poté nastává čištění, výmaz a přehřev forem. Z obr. 9 uvedeného v kapitole 3.2.1 je patrné, že maximální teplota vzduchu v potrubí vzduchotechniky je dosažena přibližně po hodině lití slitiny. Úsek Ú1 a úsek Ú2 je tedy dimenzován na průtok  $1 \text{ m}^3/\text{h}$ , při kterém se dosáhne přehřátí vody v AK 3, jejíž objem je navržen na  $3 \text{ m}^3$  za 3 hodiny.

Úsek Ú4 a úsek Ú5 je dimenzován na průtok odpovídající navrženému rekuperátoru.

Při návrhu porubních tras je vycházeno z hydraulických výpočtů, uvedených v tab. 11 určujících celkovou tlakovou ztrátu potrubní trasy.

Tab. 11 Výpočet tlakových ztrát II.

Výpočet tlakových ztrát					
Úsek	$\Delta p_{\lambda}$	$\Sigma \zeta$	$\Delta p_{\zeta}$	$\Delta p$	$\Delta p_{\text{č}} (\Delta p + \text{armatury})$
	[Pa]	-	[Pa]	[Pa]	[Pa]
Ú1 + Ú2	19 846	3	1 175	21 020	52 420
Ú3	6 326	4	1 627	7 953	34 937
Ú4 + Ú5	17 133	7	3 580	20 713	47 313

Zdroj: vlastní zpracování

První potrubní úsek začíná výstupem z rekuperátoru, který se nachází v prostorách výrobní haly. Ve výrobní hale je přípustná montáž pouze ocelového potrubí. Tento úsek končí průrazem do stěny výrobní haly. Druhý úsek potrubí navazuje na první úsek a je vyroben z PPR trubek. Jeho pokládka je vedena v nezámrazné hloubce 90 cm. Úsek ústí do kotelny umístěné v budově šaten.

#### 5.5.4.1 Výpočet izolace potrubních tras

Výpočet izolace potrubních tras byl proveden analogickým způsobem použitým v kapitole 2.3.3.1 Výpočet tloušťky izolace je uveden v tabulce č. 12.

Tab. 12 Výpočet izolace II.

Izolace potrubních tras											
Úsek	$l_{pot}$	$D_{pot}$	$d_{iz}$	$t_m$	$q_p$	$q_{iz}$	$Q_p$	$Q_{iz}$	$\Delta Q$	úspora	materiál
	[m]	[mm]	[mm]	[°C]	[W/m]	[W/m]	[W]	[W]	[W]	%	
Ú1	7	20	20	48	23,6	5,1	165,2	35,7	129,5	78	Rockwool flexorock
Ú2	9	20	50	48	23,6	5,1	212,8	46	166,8	78	Rockwool flexorock
Ú3	21	40	40	48	36,3	6,4	762,7	135,4	627,3	82	PAROC Section AluCoat T
Ú4	20	40	40	41	54,6	7,5	545,9	75	470,9	86	Rockwool flexorock
Ú5	20	40	40	61	84,9	12	849,1	119,6	729,5	86	Rockwool flexorock

Zdroj: vlastní zpracování

Potrubní úseky vedoucí výrobní halou jsou izolovány izolačním pouzdrům Rocwool flexorock, které má vyšší součinitel tepelné vodivosti o 0,003 W/m\*k než izolační pouzdro Paroc Section AluCoat T. Izolační pouzdro Rocwool flexorock je však vyrobeno z protipožární kamenné vlny, a z tohoto důvodu je vhodné pro použití ve výrobních prostorech společnosti.

### 5.5.5 Návrh čerpadel

Výpočet dopravní výšky čerpadel byl proveden na základě vztahů uvedených v kapitole (2.3.4).

Tab. 13 Výběr čerpadel II.

Výběr čerpadel				
Úsek	$\Delta p_c$ ( $\Delta p$ + armatury)	H	Q	čerpadlo
	[Pa]	[m]	[m <sup>3</sup> /h]	-
Ú1 + Ú2	52 420	5,34357	1	Yonos PICO-STG 15/1-7.5 130
Ú3	34 937	3,60241	4,6	Yonos MAXO 30/0,5-10 PN 10
Ú3 + Ú4	47 313	4,90634	3,6	Yonos MAXO 25/0,5-7 PN 10

Zdroj: vlastní zpracování

Konkrétní oběhová čerpadla jsou volena nejen na základě splnění požadovaných hydraulických parametrů, ale také podle ročních nákladů na provoz uvedených výrobcem. Celkové roční provozní náklady zvolených čerpadel činí dle výrobce 3 915 Kč. Technické údaje vybraných čerpadel jsou uvedeny v příloze č. 6 „*Technické údaje čerpadel II*“.

### 5.5.6 Pojistné armatury

Návrh expanzní nádoby vychází ze vztahu (2.20) uvedeného v teoretické části diplomové práce. Výpočet expanzních nádob je uveden v tab. 14.

Tab. 14 Výpočet expanzní nádoby II.

Výpočet expanzní nádoby			
veličina	značení	Úsek Ú1 + Ú2 + Ú3	jednotka
objem vody rekuperátoru	V <sub>tč</sub>	0,52	[m <sup>3</sup> ]
objem vody v potrubních rozvodech	V <sub>potr</sub>	3,51	[m <sup>3</sup> ]
celkový objem	V <sub>s</sub>	4,03	[m <sup>3</sup> ]
součinitel zvětšení objemu n	n	0,01672	[-]
nejnižší dovolený přetlak p <sub>ddov</sub>	p <sub>ddov</sub>	109 000	[Pa]
nejvyšší dovolený přetlak p <sub>hdov</sub>	p <sub>hdov</sub>	300 000	[Pa]
využití expanzní nádoby	η	0,63	[Pa]
expanzní objem V <sub>e</sub>	V <sub>e</sub>	0,13904	[m <sup>3</sup> ]
skutečný objem nádoby	V <sub>c</sub>	0,015	[m <sup>3</sup> ]

Zdroj: vlastní zpracování

Pro úseky Ú1 + Ú2 + Ú3 je zapotřebí instalovat expanzní nádobu o objemu 15 l.

Výpočet pojistného ventilu vychází ze vztahů (2.17) až (2.19) uvedených v praktické části práce. Výsledky výpočtů jsou uvedeny v tab. 15.

Tab. 15 Výpočet expanzního ventilu II.

Výpočet expanzního ventilu			
veličina	značení	Úsek Ú1 + Ú2 + Ú3	jednotka
jmenovitý výkon zdroje	Q <sub>n</sub>	55,8	[kW]
pojistný výkon	Q <sub>p</sub>	55,8	[kW]
otevřací přetlak pojistného ventilu	P	300	[kPa]
výtokový součinitel pojistného ventilu	α <sub>w</sub>	0,444	[-]
minimální průřez sedla poj. ventilu	S <sub>omin</sub>	15	[mm <sup>2</sup> ]
minimální průměr pojistného potrubí	dv <sub>min</sub>	14	[mm]
průřez sedla pojistného ventilu	S <sub>o</sub>	113	[mm <sup>2</sup> ]

Zdroj: vlastní zpracování

Na základě výpočtů byl vybrán expanzní ventil DUCO MEIBES 1/2". Ventil bude instalován ve vratné části potrubního okruhu před vstupem vody do akumulární nádrže.

### 5.5.7 Ekonomické vyhodnocení navrženého projektu

V tab. 16 jsou vyčísleny pořizovací náklady jednotlivých částí systému. Tato tabulka vychází z „Kusovníku 2“ uvedeného v příloze č. 7.

Ceny položek jsou převzaty z maloobchodních ceníků e-shopů: [www.fv-plast.cz](http://www.fv-plast.cz), [www.fv-plast.cz](http://www.fv-plast.cz), případně z ceníků distributora: [www.veskom.cz](http://www.veskom.cz). [19] [20] [21]

Tab. 16 Náklady na realizaci projektu II.

Cena	
Potrubí	17 331 Kč
Armatury	27 242 Kč
Zařízení	394 537 Kč
Izolace	6 438 Kč
Montáž	280 000 Kč
elektroinstalace	70 000 Kč
Režie	28 000 Kč
Celková cena	823 548 Kč

Zdroj: vlastní zpracování

Cena montáže, elektroinstalace a režijních nákladů je pouze orientační. Vychází z orientačních cen montáže uvedených v instalatérském ceníku. [22]

### 5.5.7.1 Doba návratnosti investice

V tab. 17 jsou zobrazeny roční investice stávajícího systému a nového systému.

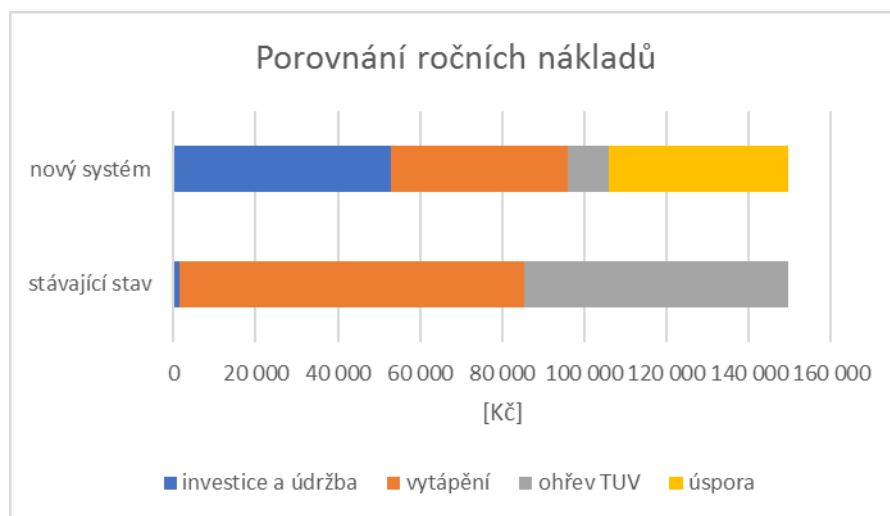
Tab. 17 Roční náklady na investici a údržbu II.

Využití odpadního tepla z technologie chlazení vzduchem							
položka	životnost	pořizovací náklady	montáž + reže		celkové náklady	stávající stav	nový systém
	[Rok]	[Kč]	[-]	[Kč]	[Kč]	[Kč]	[Kč]
potrubní trasy	20	51 011	0,8	246 400	297 411		14 871
akumulační nádrž	20	30 395	0,02	6 160	36 555		1 828
rekuperátory	20	178 000	0,1	30 800	208 800		10 440
údržba nového systému	1	1 000	0	0	1 000		1 000
kotel kondenzační	15	70 113	0,015	4 620	74 733		4 982
expanzní nádoba	20	6 358	0,015	4 620	10 978		549
čerpadla	15	70 216	0,025	7 700	77 916		5 194
elektroinstalace	20	70 000	0	0	70 000		3 500
ostatní zařízení	20	19 255	0,025	7 700	26 955		1 348
údržba stávajícího systému	1	1 500	0	0	1 500	1 500	1 500
komín	30	10 000	0,025	7 700	17 700		590
celkem		507 848	1	308 000	823 548	1 500	45 802

Zdroj: vlastní zpracování

Po připočtení ročních provozních nákladů k ročním nákladům na investici a údržbu vyjdou celkové roční náklady vytápění a ohřevu TUV objektu šaten. Pro vypočtení a porovnání ročních nákladů byla použita metodika dle zdroje [www.tzb-info.cz](http://www.tzb-info.cz). [25]

Obr. 20 Porovnání ročních nákladů II.

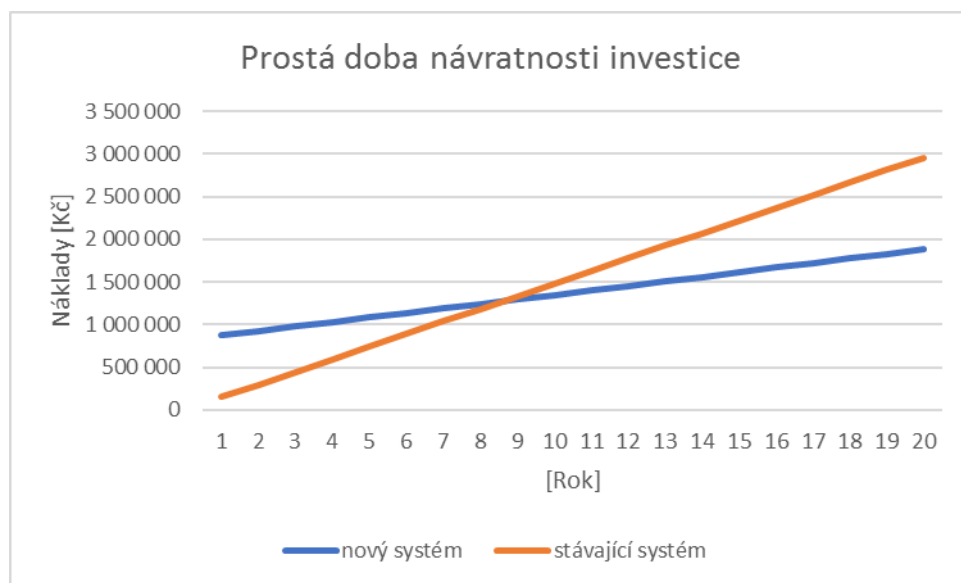


Zdroj: vlastní zpracování

Na obr. 20 jsou patrné celkové roční náklady systému spolu s úsporou 50 914 Kč, kterou by zavedení systému přineslo.

Z předchozích údajů na základě metodiky uvedené v kapitole 2.4.2 byla stanovena doba návratnosti investice, která je znázorněna v obr 21.

Obr. 21 Doba návratnosti investice II.



Zdroj: vlastní zpracování

Prostá doba návratnosti navrhovaného projektu využití odpadního tepla z technologie chlazení slitinových ingotů vzduchem je z důvodu vysokých vstupních investic do projektu vypočtena na 8,64 let. Vnitřní výnosové procento z této investice činí 9,7 %.

Pro výpočet vnitřního výnosového procenta byla použita metodika popsaná v kapitole 2.4.4.

## 6 Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout systém pro využití odpadního tepla z technologie chlazení slitinových ingotů ve společnosti METAL TRADE COMAX, a.s. Na základě požadavku investora byly vytvořeny dva projekty, které vycházejí ze stávajícího řešení chlazení aplikovaného v hutním provozu.

Současný systém technologie chlazení je rozdělen do dvou fází. V první fázi se využívá pro chlazení ingotů vzduch odsávaný dvěma axiálními ventilátory umístěnými ve vzduchotechnickém potrubí, které ústí na střeše výrobní haly. První návrh využívá tento ohřátý vzduch pomocí dvou rekuperátorů umístěných ve vzduchotechnickém potrubí, kdy první rekuperátor umístěný blíže k ustalovacím pecím a ohřívá vratnou topnou vodu určenou pro budovu šaten nacházející se v blízkosti výrobní haly. Z důvodu požadavku investora minimalizovat stavební úpravy a zásahy do stávajícího topného systému, byla vyloučena instalace podlahového nebo stěnového vytápění. Navržený systém proto počítá s využitím nynějších otopných ploch s nižším teplotním spádem 61/41 °C. V tomto režimu je systém schopný pokrýt 52 % požadovaného jmenovitého výkonu, což odpovídá 84 % roční spotřeby tepla. Druhý rekuperátor přehřívá teplou užitkovou vodu určenou především pro sprchování v budově šaten. Systém přehřevu vody je navržen tak, aby voda mohla mezi rekuperátorem a akumulací cirkulovat. Toto řešení zajistí přehřev vody na maximální možnou teplotu a plné využití rekuperátoru.

Druhá fáze chlazení slitiny probíhá v technologické vaně, ve které jsou ingoty chlazené vodou. Teplá voda poté přetéká přes nastavitelný přepad do akumulací jímky. Tato voda z akumulací jímky je v druhém projektu využita jako zdroj tepla pro tepelné čerpadlo, které bude sloužit pro vytápění administrativní budovy umístěné v sousedství výrobní haly. Tepelné čerpadlo je dimenzováno na 75 % jmenovitého výkonu potřebného pro vytápění této budovy, což odpovídá pokrytí 94,5 % roční spotřeby tepla.

Pro oba návrhy byl proveden výpočet potrubních tlakových ztrát v jednotlivých úsecích, dále byla spočítána potřebná dopravní výška, ze které vychází návrh čerpadel. Na základě výpočtů stanovena tloušťka izolací potrubních tras a následně byl proveden výpočet bezpečnostních zařízení, tedy pojistných ventilů a expanzních nádob. K diplomové práci jsou přiložena schémata zapojení navržených systémů.



V závěru práce bylo provedeno ekonomické zhodnocení navržených systémů. Toto zhodnocení obsahuje kalkulace pořizovacích nákladů a srovnání provozních nákladů současného řešení s nově navrženými projekty. U obou navržených investic byla rovněž stanovena doba návratnosti vložených finančních prostředků.

Na základě všech výpočtů a vyhodnocení bylo zjištěno, že v případě využití odpadního tepla z vody za pomoci tepelného čerpadla, je prostá návratnost 15,27 let. Roční úspora oproti stávajícímu řešení činí však i přes vysoký sezónní topný faktor tepelného čerpadla činila pouze 2,73 %. Důvodem tak nízké úspory jsou relativně vysoké pořizovací náklady a velmi nízká nákupní cena plynu 0,69 Kč/kWh, oproti nákupní ceně elektrické energie 2,11 Kč/kWh. Z tohoto důvodu nelze první projekt k investici doporučit.

Druhá posuzovaná investice, která využívá odpadní teplo ze vzduchu pomocí rekuperátorů, vykazuje příznivější ekonomické parametry. Kumulovaný diskontovaný peněží tok by v případě této investice dosáhl nulové hodnoty za 14 let. Tato doba je diskontovanou dobou splacení vloženého kapitálu ve výši 823 548 Kč při diskontní sazbě 7 %. Prostá doba návratnosti činí 8,64 let. K získání stejného ekonomického efektu z jiné investiční příležitosti by musel být trvalý roční výnos 9,7 % při uvažované živostnosti systému 20 let, proto lze tuto investici označit za lukrativní.

Na základě ekonomického zhodnocení lze tedy jako investici doporučit druhý projekt, v němž je využíván teplý vzduch pro ohřev zpětné otopné vody v budově šaten a přehřev teplé užitkové vody taktéž v budově šaten. Předložený návrh snižuje množství spotřebované energie a je finančně atraktivní.

## 7 Seznam použitých zdrojů

- [1] *Waste Heat Recovery Systems: Technology Assessments* [online]. 2015 [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <https://energy.gov/sites/prod/files/2016/02/f30/QTR2015-6M-Waste-Heat-Recovery.pdf>
- [2] MACHÁČEK PAVEL: *Tepelné motory pro využití odpadního tepla*. (Bakalářská práce (Bc.) --VUTB, FS, ústav energetiky) Praha, 2010.
- [3] BAŠTA, Jiří. *Velkoplošné vytápění (I): Úvod do problematiky* [online]. ČVUT v Praze, 2006 [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/3383-velkoplosne-vytapeni-i>
- [4] VRÁNA, Jakub. *Rozvody teplé vody – I* [online]. VUT v Brně, 2009 [cit. 2017-03-20]. Dostupné z: <http://voda.tzb-info.cz/priprava-teple-vody/5775-rozvody-teple-vody-i>
- [5] KÁZMÉROVÁ, Kristína. *Sorpční chladicí zařízení* [online]. 2011 [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/7712-sorpcni-chladici-zarizeni>
- [6] FLORIDES, G. A., S. A. KALOGIROU a S. A. TASSOU. *Design and construction of a LiBr–water absorption machine* [online]. Brunel University, 2002 [cit. 2017-03-20]. DOI: 10.1016/S0196-8904(03)00006-2. Dostupné z: [https://www.academia.edu/20217833/Design\\_and\\_construction\\_of\\_a\\_LiBr\\_water\\_absorpti\\_on\\_machine](https://www.academia.edu/20217833/Design_and_construction_of_a_LiBr_water_absorpti_on_machine)
- [7] HAMDY, Mohamed, Ahmed A. ASKALANY a K. HARBY. *An overview on adsorption cooling systems powered by waste heat from internal combustion engine* [online]. Egypt, 2015 [cit. 2017-03-20]. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/281117032\\_An\\_overview\\_on\\_adsorption\\_cooling\\_systems\\_powered\\_by\\_waste\\_heat](https://www.researchgate.net/publication/281117032_An_overview_on_adsorption_cooling_systems_powered_by_waste_heat)
- [8] AGOSTINI, Bruno, Francesco AGOSTINI a Mathieu HABERT. *Modeling of a Von Platen-Munters diffusion absorption refrigeration cycle* [online]. Switzerland, 2016, , 8 [cit. 2017-03-19]. DOI: 10.1088/1742-6596/745/3/032053. Dostupné z: <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/745/3/032053/pdf>
- [9] *Kalina Cycle Power Plant* [online]. 2007 [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://www.learnengineering.org/2013/01/kalina-cycle-power-plant.html>
- [10] POSPÍŠIL, Jiří. *Chladicí oběhy, trigenerace, dálkové chlazení* [online]. 2011 [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/7910-chladici-obehy-trigenerace-dalkove-chlazení>
- [11] BRÁZDIL, Marian. *Možnosti využití termoelektrických jevů pro výrobu elektrické energie z odpadního tepla* [online]. 2013 [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://energetika.tzb-info.cz/kogenerace/10220-moznosti-vyuziti-termoelektrickyh-jevu-pro-vyrobu-elektricke-energie-z-odpadniho-tepla>

- [12] *Tepelná čerpadla IVT* [online]. Praha [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: [www.spsstavvm.cz/cs/pro.../a4...cerpadla.../projekcni-podklady-ivt-6-1-1.pdf](http://www.spsstavvm.cz/cs/pro.../a4...cerpadla.../projekcni-podklady-ivt-6-1-1.pdf)
- [13] *Výměníky tepla* [online]. Praha, 2011 [cit. 2017-03-20]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-06.pdf>
- [14] *PÁJENÉ VÝMĚNÍKY TEPLA* [online]. Plzeň, 2013 [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://www.bcb-plzen.eu/alfalaval/pajene.htm>
- [15] BAŠTA, J. a kol.. 2001. Topenářská příručka: Svazek 1. 120 let topenářství v Čechách a na Moravě. 1. vyd. Praha: GAS, 2432 s. ISBN 80-861-7682-7.
- [16] *Tepelná ztráta potrubí s izolací kruhového průřezu* [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://vytapeni.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/44-tepelna-ztrata-potrubí-s-izolaci-kruhoveho-prurezu>
- [17] TAJBR, Stanislav. Vytápění: pro 1. a 2. ročník učebního oboru instalatér. 2. upravené vyd. Praha: Sobotáles, 2003, 434 s. ISBN 80-859-2096-4.
- [18] *Regulační a uzavírací ventily* [online]. Česká Třebová, 2009 [cit. 2017-03-20]. Dostupné z: <http://www.ldmvalves.com/cz/vyrobky/regulacni-a-uzaviraci-ventily.html>
- [19] ZDVOŘILÝ, Radek. *Zabezpečovací zařízení vodních otopných soustav* [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/podklady/vyt/zabezpec.htm>
- [20] KABRHEL, Michal. *Energetické systémy budov část 2* [online]. Praha, 2014 [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: [http://tzb.fsv.cvut.cz/vyucujici/16/esbb/kabrhel\\_esb\\_zabezpeceni.pdf](http://tzb.fsv.cvut.cz/vyucujici/16/esbb/kabrhel_esb_zabezpeceni.pdf)
- [21] NEUBERGER, P., ADAMOVSKEY, D., ADAMOVSKEY, R. 2007. Termomechanika. Česká zemědělská univerzita v Praze Technická fakulta, Praha, 191 s.
- [22] VAŠÍČEK, Jiří. *Zásady ekonomického hodnocení energetických projektů* [online]. 2005 [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/2565-zasady-ekonomickeho-hodnoceni-energetickych-projektu>
- [23] *Projekční podklady a pomůcky - Tepelná čerpadla: NÁVRH TEPELNÉHO ČERPADLA* [online]. [cit. 2017-03-20]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/?mod=podklady&id=9>
- [24] *Tepelná ztráta potrubí s izolací kruhového průřezu* [online]. Praha [cit. 2017-03-20]. Dostupné z: <http://vytapeni.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/44-tepelna-ztrata-potrubí-s-izolaci-kruhoveho-prurezu>
- [25] *Wilo-Select 4 online* [online]. 1994 [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <https://www.wilo-select.com/StartMain.aspx>

- [26] *Akumulační nádrž KXT0 3000l* [online]. Svitavy [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://www.akunadrze.cz/akumulacni-nadrz-kxt0-3000l-i162/>
- [27] *Dama* [online]. Praha [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <https://www.idama.cz/>
- [28] *FV - Plast* [online]. Čelákovice [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://www.fv-plast.cz/>
- [29] *Tepelná čerpadla* [online]. Praha [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <https://www.veskom.cz/>
- [30] *Ceníky řemesel* [online]. Praha [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://www.cenikyremesel.cz/ceniky/instalateri>
- [31] *Porovnání nákladů na vytápění TZB-info: Výpočet a grafické porovnání nákladů na vytápění, teplou vodu a elektrickou energii v budovách* Zdroj: <http://vytapani.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/138-porovnani-nakladu-na-vytapani-tzb-info> [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/138-porovnani-nakladu-na-vytapani-tzb-info>
- [32] *Přepočet tepelných výkonů otopných těles* [online]. Praha [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/42-prepocet-tepelnych-vykonu-otopnych-teles>
- [33] *Vailant: zavesny kondenzacni plynovy kotel* [online]. Praha [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: [https://www.vaillant.cz/pro-zakazniky/produkty/zavesny-kondenzacni-plynovy-kotel-vu-ecotec-plus-46-65-kw-10624.cs\\_cz.html](https://www.vaillant.cz/pro-zakazniky/produkty/zavesny-kondenzacni-plynovy-kotel-vu-ecotec-plus-46-65-kw-10624.cs_cz.html)
- [34] *Tepelné soustavy v budovách – příprava teplé vody Navrhování a projektování*. Praha: Český normalizační institut, 2006.

## 8 Seznam použitých zkratek a symbolů

Symbol	Význam	Jednotka
$CFt$	peněžní toky v jednotlivých letech	[Kč]
$C_p$	měrná tepelná kapacita	[J*kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
$c_{p1}$	měrná tepelná kapacita média 1	[J*kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
$c_{p2}$	měrná tepelná kapacita média 2	[J*kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
$\check{C}SH_N$	nižší současná hodnota investice	[Kč]
$\check{C}SH_V$	vyšší současná hodnota investice	[Kč]
$\check{C}SN$	Česká technická norma	[-]
$D$	jmenovitá světlost potrubí	[mm]
$D$	vnější průměr trubky	[m]
$d$	vnitřní průměr potrubí	[mm]
$g$	gravitační zrychlení	[m.s <sup>-2</sup> ]
$h$	výška vodního sloupce	[m]
$H$	dopravní výška čerpadla	[m]
$H$	velikost plochy	[m <sup>2</sup> ]
$i$	úroková míra	[-]
$IN$	investiční, jednorázové náklady na realizaci úspor	[Kč]
$i_n$	nižší úroková míra	[-]
$i_v$	vyšší úroková míra	[-]
$K$	drsnost potrubí	[mm]
$KV$	kapitálový výdaj	[Kč]
$k_v$	jmenovitý průtok média	[m <sup>3</sup> /h]
$l$	délka potrubí	[m]
$l$	délka úseku potrubí	[m]
$m$	průměrná denní výroba licí linky	[kg]
$m_{\tau 1}$	hmotnostní tok média 1	[Kg/s]
$m_{\tau 2}$	hmotnostní tok médi 2	[Kg/s]
$n$	součinitel zvětšení objemu	[-]
$Np$	roční provozní náklady	[Kč]

$P$	tlak otevření pojistného ventilu	[kPa]
$PPR$	polypropylen	[-]
$P_{d,dov,abs}$	minimální provozní tlak v otopné soustavě	[kPa]
$P_{h,dov,abs}$	maximální provozní tlak v otopné soustavě	[kPa]
$Q_n$	jmenovitý výkon zdroje tepla	[kW]
$Q_p$	pojistný výkon zdroje tepla	[kW]
$Re$	Reynoldsovo číslo	[-]
$s_t$	tloušťka stěny trubky	[m]
$t$	počet let	[rok]
$t_{1a}$	vstupní teplota média 1	[°C]
$t_{1b}$	výstupní teplota média 2	[°C]
$t_{2a}$	výstupní teplota média 2	[°C]
$t_{2b}$	vstupní teplota média 2	[°C]
$t_a$	teplota chladnější tekutiny	[K]
$T_b$	průměrná teplota chladiče	[°C]
$t_b$	teplota teplejší tekutiny	[K]
$T_c$	průměrná teplota ohřívače	[°C]
$t_e$	teplota okolí	[°C]
$t_m$	teplota média	[°C]
$TUV$	teplá užitková voda	[-]
$U_0$	součinitel prostupu tepla	[W/m <sup>2</sup> *K]
$V$	výnosy z realizace	[Kč]
$V_s$	objem vody v otopné soustavě	[m <sup>3</sup> ]
$w$	rychlost proudění	[m/s]
$\alpha_v$	výtokový součinitel pojistného ventilu	[-]
$\alpha_e$	součinitel přestupu tepla na vnějším povrchu	[W/m <sup>2</sup> *K]
$\Delta p_{\check{c}}$	dopravní tlak čerpadla	[Pa]
$\Delta p_{\check{c}}$	dopravní tlak oběhového čerpadla	[Pa]
$\Delta p_{zo}$	celkový dispoziční tlak systému	[Pa]
$\Delta p$	celková tlaková ztráta úseku	[Pa]
$\Delta p_{\zeta}$	tlaková ztráta místními odpory	[Pa].
$\Delta p_{\lambda}$	tlaková ztráta třením	[Pa]

$\Delta p$	celková tlaková ztráta úseku	[Pa]
$\Delta p_v$	tlaková ztráta armatury	[MPa]
$\Delta T$	rozdíl mezi vstupní a výstupní teplotou ingotu	[°C]
$\zeta$	součinitel místního odporu	[-]
$\eta$	termická účinnost	[-]
$\lambda$	součinitel tření	[-]
$\lambda_{iz}$	součinitel tepelné vodivosti izolace	[W/m*K]
$\lambda_t$	součinitel tepelné vodivosti trubky	[W/m*K]
$\nu$	kinematická viskozita	[m <sup>2</sup> /s]
$\rho$	hustota hmotnosti média	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho$	hustota vody	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\eta$	stupeň využití expanzní nádoby	[-]

# 9 Přílohy

## Příloha 1 Technické údaje čerpadel I.

**wilo**

kontaktní osoba  
e-mail  
Telefon

**zákazník**

kontaktní osoba  
e-mail  
Telefon

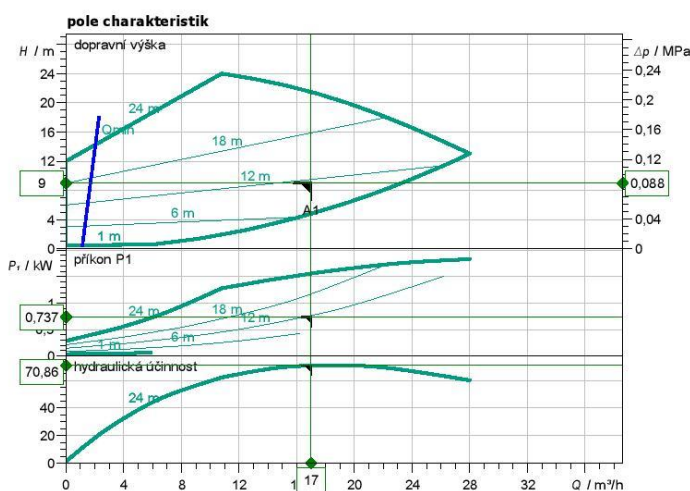
### technické údaje

Suchoběžné samostatné čerpadlo s vysokou účinností  
Stratos GIGA 40/1-25/1,6

Jméno projektu Nepojmenovaný projekt 2017-03-05 07:23:58.096

číslo projektu  
Místo instalace  
Číslo pozice zákazníka

datum 05.03.2017



### zadání provozních údajů

dopravné množství 17,00  $m^3/h$   
dopravní výška 9,00 m  
prostředky voda 100 %  
Teplota média 20,00 °C  
hustota 998,20  $kg/m^3$   
kinematická viskozita 1,00  $mm^2/s$

### hydraulické údaje (provozní bod)

dopravné množství 17,00  $m^3/h$   
dopravní výška 9,00 m  
příkon P1 0,74 kW  
NPSH 2,72 m

### parametry produktu

Suchoběžné samostatné čerpadlo s vysokou účinností  
Stratos GIGA 40/1-25/1,6  
druh provozu dp-v  
max. provozní tlak 1,6 MPa  
Teplota média -20 °C ... +140 °C  
max. teplota okolí 40 °C  
Ukazatel minimální účinnosti (MEI)  $\geq 0.70$

### motorové údaje

Konstrukce motoru EC motor  
Třída účinnosti IE4  
Síťová přípojka 3~ 400 V / 50 Hz  
Přípustná tolerance napětí  $\pm 10\%$   
Max. otáčky 4000 1/min  
jmenovitý výkon P2 1,60 kW  
Příkon 1,9 kW  
Jmenovitý proud 3,60 A  
krytí IP 55  
Třída izolace F  
Ochrana motoru ano

### Přípojovací rozměry

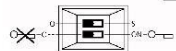
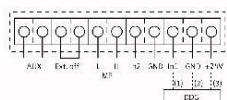
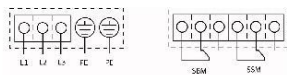
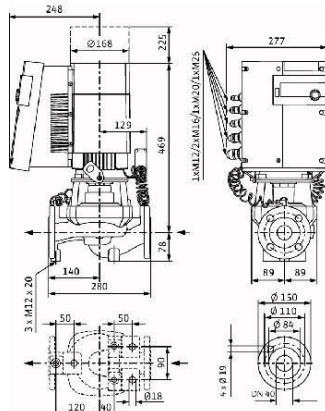
Potrubní přípojka na sání DN 40, PN 16  
Potrubní přípojka na výtaku DN 40, PN 16  
montážní délka 280 mm

### Materiály

Pouzdro čerpadla EN-GJL-250  
Oběžné kolo PPS-GF40  
Mezikus EN-GJL-250  
Hřídel čerpadla 1.4122  
Mechanická ucpávka AQ1EGG

### Informace k objednávce

Hmotnost cca 41 kg  
číslo druhu zboží 2117130



Změny vyhrazeny

Verze software  
Verze dat

4.3.4 - 2017/01/18 (Build 563)  
23.01.2017

strany 4 / 4



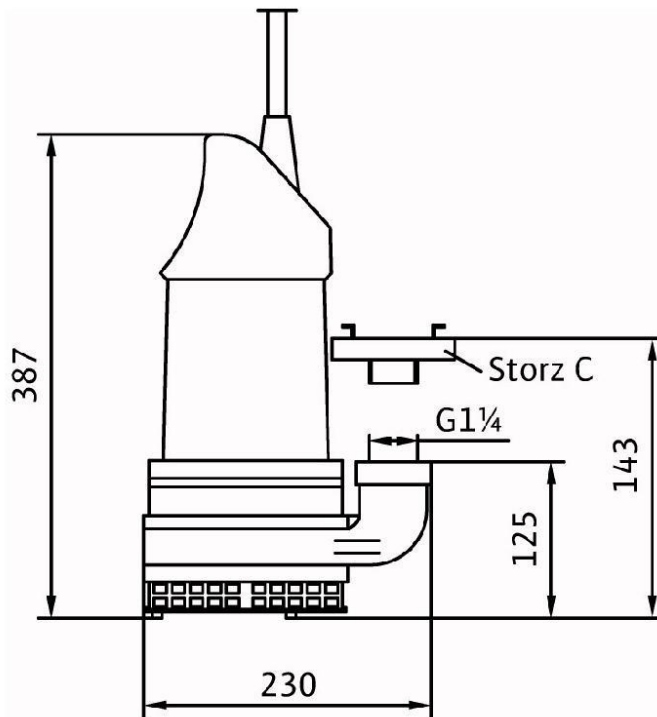
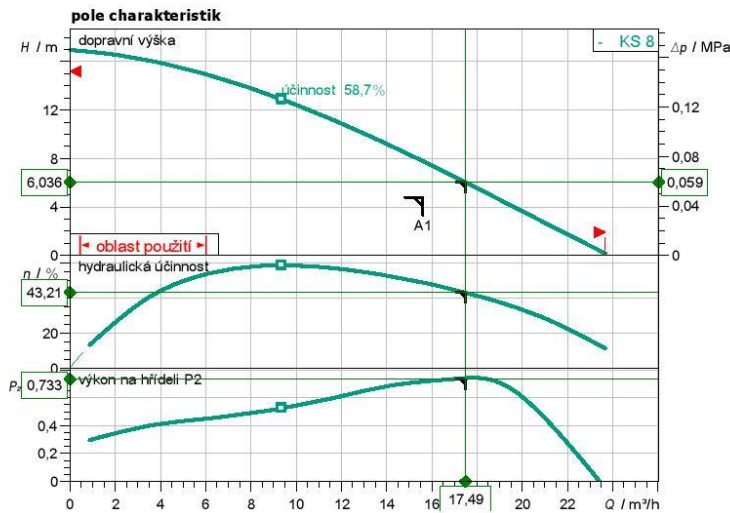
## technické údaje

### Ponorná motorová čerpadla na splaškovou vodu KS 8 E GG

Jméno projektu Nepojmenovaný projekt 2017-03-20 17:22:01.293

číslo projektu  
Místo instalace  
Číslo pozice zákazníka

datum 20.03.2017



#### zadání provozních údajů

dopravené množství	15,60 m <sup>3</sup> /h
dopravní výška	4,80 m
prostředky	odpadní voda 100 %
Teplota média	20,00 °C
hustota	998,20 kg/m <sup>3</sup>
kinematická viskozita	1,00 mm <sup>2</sup> /s

#### hydraulické údaje (provozní bod)

dopravené množství	17,49 m <sup>3</sup> /h
dopravní výška	6,04 m
příkon P1	0,8149 kW
celková účinnost	

#### parametry produktu

Ponorná motorová čerpadla na splaškovou vodu KS 8 E GG	
max. provozní tlak	0,18 MPa
Teplota média	3 °C ... +40 °C
max. hloubka ponoru	12,5 m
Průchod oběžným kolem	9 mm

#### motorové údaje

Typ motoru	
Síťová přípojka	1~ 230 V / 50 Hz
Přípustná tolerance napětí	±10 %
jmenovité otáčky	2900 1/min
jmenovitý výkon P2	0,75 kW
příkon P1	1,1 kW
jmenovitý proud	5,70 A
Druh startu	přímý
krytí	IP 68
Plovákový spínač	ne
Ochrana motoru	ne
Třída izolace	F
Provozní režim (ponořený)	S1
Provozní režim (vynořený)	S1
Max. provozní rychlost	15 1/h

#### Kabel

Délka připojovacího kabelu	10 m
Typ kabelu	H07RN-F
profil kabelu	4G1,5
Druh připojovacího kabelu	odpojitelná
Síťová zástrčka	SMP 6M

#### Připojovací rozměry

Potrubní přípojka na sání	Storz C, PN 10
Potrubní přípojka na výtlačku	, PN 10

#### Materiály

Pouzdro čerpadla	EN-GJL-250
Oběžné kolo	EN-GJL-250
Skříň motoru	EN-GJL-250
Statické utěsnění	FPM
Utěsnění na straně motoru	C/Al-oxide
Mechanická ucpávka	SiC/SiC

#### Informace k objednávce

Hmotnost cca	25 kg
číslo druhu zboží	

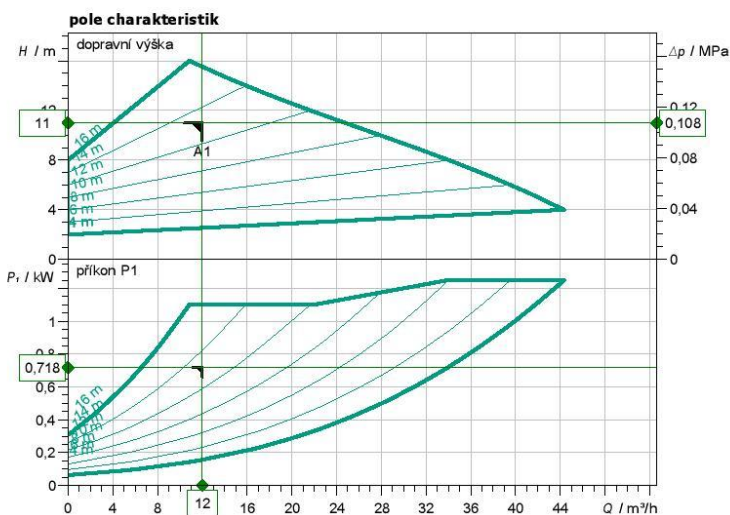
## technické údaje

Mokroběžné standardní čerpadlo s vysokou účinností  
Yonos MAXO 50/0,5-16 PN 6/10

Jméno projektu Nepojmenovaný projekt 2017-03-05 07:23:58.096

číslo projektu  
Místo instalace  
Číslo pozice zákazníka

datum 05.03.2017



### zadání provozních údajů

dopravené množství	12,00 m <sup>3</sup> /h
dopravní výška	11,00 m
prostředky	Voda 100 %
Teplota média	20,00 °C
hustota	998,20 kg/m <sup>3</sup>
kinematická viskozita	1,00 mm <sup>2</sup> /s

### hydraulické údaje (provozní bod)

dopravené množství	12,00 m <sup>3</sup> /h
dopravní výška	11,00 m
příkon P1	0,72 kW

### parametry produktu

Mokroběžné standardní čerpadlo s vysokou účinností	
Yonos MAXO 50/0,5-16 PN 6/10	
druh provozu	dp-v
max. provozní tlak	1 MPa
Teplota média	-20 °C ... +110 °C
max. teplota okolí	60 °C
Minimální výška nátoku	50 / 95 / 110 °C
	7/ 15/ 23 m

### motorové údaje

Konstrukce motoru	EC motor
Indexu energetické účinnosti (EEI)	≤ 0.20
Síťová přípojka	1~ 230 V / 50 Hz
Přípustná tolerance napětí	±10
Max. otáčky	3300 1/min
příkon P1	1,25 kW
Příkon	5,5 A
krytí	IP X4D
Třída izolace	F
Ochrana motoru	Integrovaná
Elektromagnetická kompatibilita	
Rušivé vyzářování	EN 61800-3;2004+A1;20
Odolnost vůči rušení	EN 61800-3;2004+A1;20
Kabelové šroubení	M20x1.5

### Přípojovací rozměry

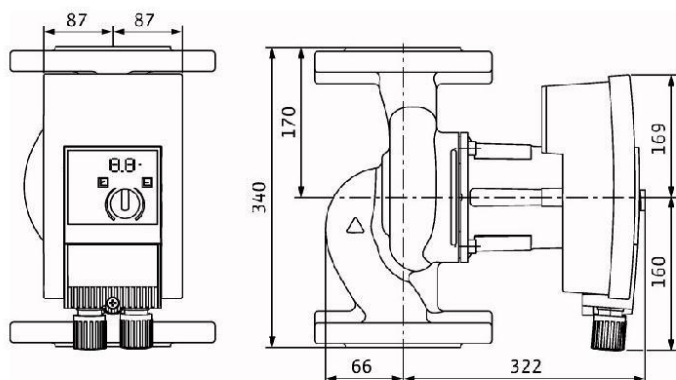
Potrubní přípojka na sání	DN 50, PN 6/10
Potrubní přípojka na výtaku	DN 50, PN 6/10
montážní délka	340 mm

### Materiály

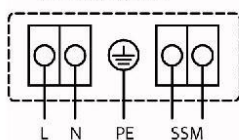
Pouzdro čerpadla	Šedá litina (EN-GJL-250)
Oběžné kolo	Plast (PPE - 30% GF)
Hřídel čerpadla	Nerezová ocel (X30Cr13/X46Cr13)
Ložisko	Uhlík, impregnovaný kovem

### Informace k objednávce

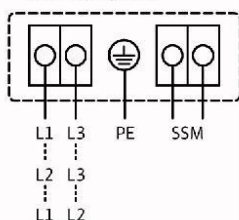
Hmotnost cca	25 kg
číslo druhu zboží	2120652



1~ 230 V, 50/60 Hz



3~ 230 V, 50/60 Hz



## Příloha 2 Technická specifikace deskového výměníku

# Rozebiratelný deskový výměník tepla

## Technická Specifikace

Typ : CB110-30M

Item name :

ItemId : 32871 0159 0

Datum : 14.3.2017

		<b>Horká strana</b>	<b>Studená strana</b>
		<b>S4S3</b>	<b>S2S1</b>
Kapalina		Voda	Voda
Hustota	kg/m3	994.3	996.1
Měrná tepelná kapacita	kJ/(kg*K)	4.18	4.19
Tepelná vodivost	W/(m*K)	0.618	0.609
Vst. viskozita	cP	0.630	0.938
Výst. viskozita	cP	0.885	0.836
Objemový průtok	m3/h	4.7	15.5
Vstupní teplota	°C	42.0	23.0
Výstupní teplota	°C	25.5	28.0
Tlaková ztráta	kPa	4.52	38.5
Výměna tepla	kW	90.00	
L.M.T.D.	K	6.7	
Součinitel přestupu tepla výpočet	W/(m2*K)	4573	
Součinitel přestupu tepla provoz	W/(m2*K)	4319	
Teplosměnná plocha	m2	3.14	
Fouling resistance*10000	m2*K/W	0.000	
Rezerva	%	6.00	
Relative direction of the fluids		Protiproud	
Počet chodů		1	1
Materiál deska/ pájený		Alloy 316 / Cu	
Zapojení S1 (Studená-Výstup)		Závit (vnější)/ 2" ISO 228/1-G (B23) Alloy 316	
Zapojení S2 (Studená-Vstup)		Závit (vnější)/ 2" ISO 228/1-G (B23) Alloy 316	
Zapojení S3 (Horká-Výstup)		Závit (vnější)/ 2" ISO 228/1-G (B23) Alloy 316	
Zapojení S4 (Horká-Vstup)		Závit (vnější)/ 2" ISO 228/1-G (B23) Alloy 316	

### Příloha 3 Kusovník I.

Kusovník I.			
Položka	Ks	cenaza kus/MJ	Náklady
Ocelové trubky závitové běžné DN 50	48	288,6	13 853 Kč
Izolace Paroc SECTION AluCoaut tl. 50 mm	15	175,0	2 625 Kč
Izolace Paroc SECTION AluCoaut tl. 20mm	5	88,0	440 Kč
Koleno závit.pozink DN 50	4	59,0	236 Kč
Trubka ocelová závit.pozink(Z+N)	3	57,9	174 Kč
T-kus závit.redukovaný 2" - 1/2"	1	427,0	427 Kč
PPR Trubka PN 16 DN 63x8,6	20	184,5	3 690 Kč
PPR Koleno 90° DN 63	15	77,9	1 169 Kč
PPR Přečhodka s kovovým závitem vnějším DgK DN 63x2	8	554,0	4 432 Kč
PPR Nátrubek DN 63 201063	10	46,9	469 Kč
Tepelné čerpadlo IVT GEO G	1	640 000,0	640 000 Kč
Akumulační nádrž	1	30 395,0	30 395 Kč
Kulový kohout voda páka DN 50	6	1 393,0	8 358 Kč
Expanzní ventil GIACOMINI 1/2"	1	146,0	146 Kč
Expanzní venti DUCO MEIBES 1/2"	1	278,0	278 Kč
Filtr bal	2	3 939,6	7 879 Kč
Zpět. mezipřír.ventil BOA-RVK	4	1 929,8	7 719 Kč
Tepoměr	2	430,0	860 Kč
Odvzdušňovací ventil ruční	8	166,6	1 333 Kč
Manometr	2	600,0	1 200 Kč
Mezipřír.uz.klap.-voda-PN16	11	1 056,0	11 616 Kč
Čerpadlo č.1 KS 8GG	1	32 865,0	32 865 Kč
Čerpadlo č.2 Stratos GIGA 40/1-25/1,6	1	38 264,0	38 264 Kč
Čerpadlo č.3 Yonos MAXO 50/0,5-16 PN 6/10	1	42 358,0	42 358 Kč
Třícestný ventil ESBE	2	4 260,0	8 520 Kč
SERVOPOHON ESBE DN100	2	5 700,0	11 400 Kč
Tepelný deskový výměník	1	78 452,0	78 452 Kč
Expanzní nádoba HS005231 - 5 litrů	2	520,0	1 040 Kč
<b>Celkem</b>			<b>950 197 Kč</b>

#### Příloha 4 Protokol z měření

##### Ventilátor V1 - umístěn blíž k ustalovacím pecím

teplota v hale v době měření:	9,6°C
průměrná teplota měřené vzdušiny:	14,1°C
průměrná rychlost proudění:	12,42 m/s
statický tlak v potrubí:	+308 Pa
průměr potrubí:	DN 1120 (1118mm)
průtočné množství:	43880 m <sup>3</sup> /h; 41385 Nm <sup>3</sup> /h

##### Ventilátor V2 - umístěn dál od ustalovacích pecí

teplota v hale v době měření:	9,5°C
průměrná teplota měřené vzdušiny:	10,5 °C
průměrná rychlost proudění:	11,06 m/s
statický tlak v potrubí:	+198 Pa
průměr potrubí:	DN 1120 (1118mm)
průtočné množství:	39100 m <sup>3</sup> /h; 37304 Nm <sup>3</sup> /h

S pozdravem

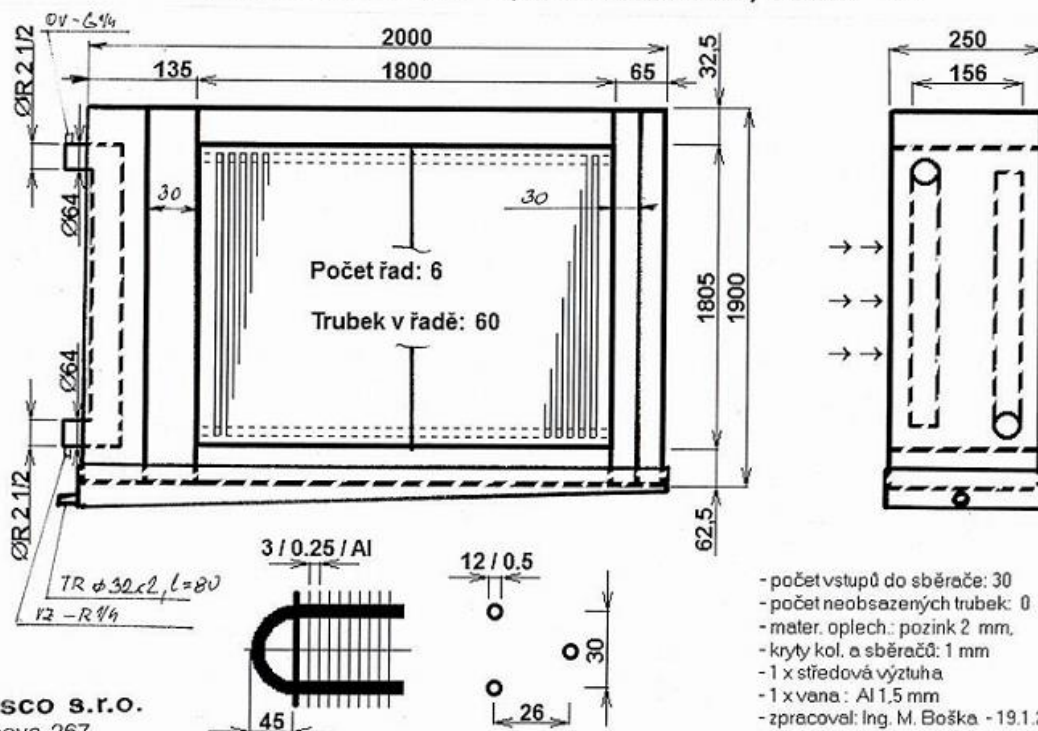
ing. Vaclav Jakubsky  
Filtr Zeos s.r.o.

#### Příloha 5 Rekuperátory

<b>Výpočet 1 fázového výměníku tepla</b>		
Popis: <b>REK-VESKOM GROUP - (65°C, 43 880 m<sup>3</sup>/h)- POS.2 /B/</b> Výrobce: <b>Frisco Příbram</b>		
Základní rozměry výměníku [m] Šířka: <b>1,8</b> Výška: <b>1,8</b> Hloubka: <b>0,156</b> Žebra: <b>velkoplošná</b> materiál: <b>hliník</b> Trubka: <b>0,012/0,011</b> materiál: <b>měď</b>		
Pracovní látky	Teplá látka <b>suchý vzduch</b>	Chladná látka <b>voda</b>
Vstupní teplota [°C]	<b>66,2</b>	<b>41</b>
Výstupní teplota [°C]	<b>59,6</b>	<b>61</b>
Hmotnostní průtok [kg/s]	<b>12,7</b>	<b>1</b>
Tlakové ztráty [Pa]	<b>117</b>	<b>1,46E4</b>
Výkon výměníku [kW]	<b>83</b>	

Výpočet 1 fázového výměníku tepla		
Popis: REK-VESKOM GROUP - (53°C, 39 100 m3/h)- POS.1 /B/		
Výrobce: Frisco Příbram		
Základní rozměry výměníku [m] Šířka: 1,8 Výška: 1,8 Hloubka: 0,156		
Žebra: velkoplošná materiál: hliník Trubka: 0,012/0,011 materiál: měď		
Pracovní látka	Teplá látka <b>suchý vzduch</b>	Chladná látka <b>voda</b>
Vstupní teplota [°C]	53	10
Výstupní teplota [°C]	46,7	47,1
Hmotnostní průtok [kg/s]	11,8	0,36
Tlakové ztráty [Pa]	95,7	1,7E4
Výkon výměníku [kW]	55,8	

REK-VESKOM GROUP - (65°C, 43 880 m3/h)- POS.2 /B/



Frisco s.r.o.  
Husova 267  
261 01 Příbram VI  
fax: 318 622 179  
tel.: 318 626 673



## Příloha 6 Technické údaje čerpadel II.

**wilo**

kontaktní osoba  
e-mail  
Telefon

**zákazník**

kontaktní osoba  
e-mail  
Telefon

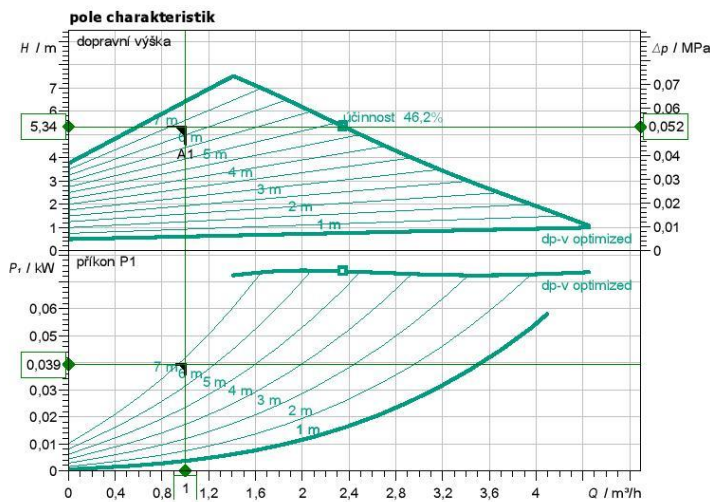
### technické údaje

Glanded high-efficiency pump  
Yonos PICO-STG 15/1-7.5 130

Jméno projektu Nepojmenovaný projekt 2017-03-11 08:58:05.994

číslo projektu  
Místo instalace  
Číslo pozice zákazníka

datum 11.03.2017



#### zadání provozních údajů

doprovávané množství 1,00 m<sup>3</sup>/h  
dopravní výška 5,34 m  
prostředky voda 100 %  
Teplota média 20,00 °C  
hustota 998,20 kg/m<sup>3</sup>  
kinematická viskozita 1,00 mm<sup>2</sup>/s

#### hydraulické údaje (provozní bod)

doprovávané množství 1,00 m<sup>3</sup>/h  
dopravní výška 5,34 m  
příkon P1 0,04 kW

#### parametry produktu

Glanded high-efficiency pump  
Yonos PICO-STG 15/1-7.5 130

druh provozu dp-v  
max. provozní tlak 1 MPa  
Teplota média 0 °C ... +110 °C  
max. teplota okolí 55 °C  
Minimální výška nátoky 50 / 95 / 110 °C

#### motorové údaje

Konstrukce motoru EC motor  
Indexu energetické účinnosti (EEI)  $\leq 0,23$   
Síťová přípojka 1~ 230 V / 50 Hz  
Přípustná tolerance napětí  $\pm 10 \%$   
Max. otáčky 4800 1/min  
příkon P1 0,08 kW  
Příkon 0,66 A  
krytí IP X4D  
Třída izolace F  
Ochrana motoru Nejen zapotřebí (odolné vůči  
Elektromagnetická kompatibilita EN 61800-3  
Rušivé vyzářování EN 61000-6-3  
Odolnost vůči rušení EN 61000-6-2  
Kabelové šroubení 11

#### Přípojovací rozměry

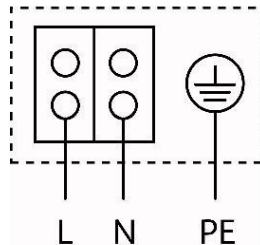
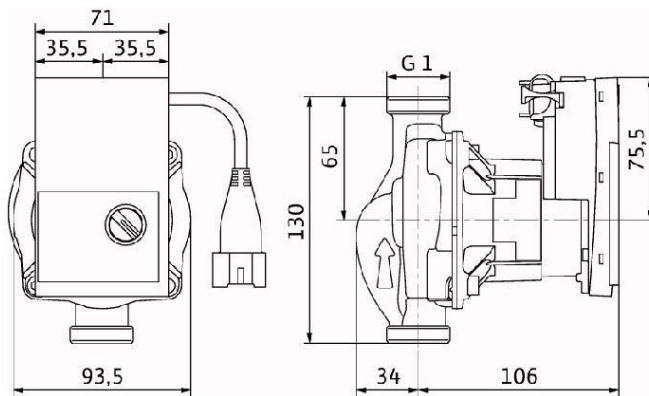
Potrubní přípojka na sání G 1, PN 10  
Potrubní přípojka na výtlaku G 1, PN 10  
montážní délka 130 mm

#### Materiály

Pouzdro čerpadla Šedá litina (EN-GJL-200)  
Oběžné kolo Plast (PP - 40% GF)  
Hřídel čerpadla Ušlechtilá ocel  
Ložisko Uhlík, impregnovaný kovem

#### Informace k objednávce

Hmotnost cca 1,8 kg  
číslo druhu zboží 4527505



Změny vyhrazeny

Verze software 4.3.4 - 2017/01/18 (Build 563)  
Verze dat 23.01.2017

strany 3 / 3

kontaktní osoba  
e-mail  
Telefon

**zákazník**

kontaktní osoba  
e-mail  
Telefon

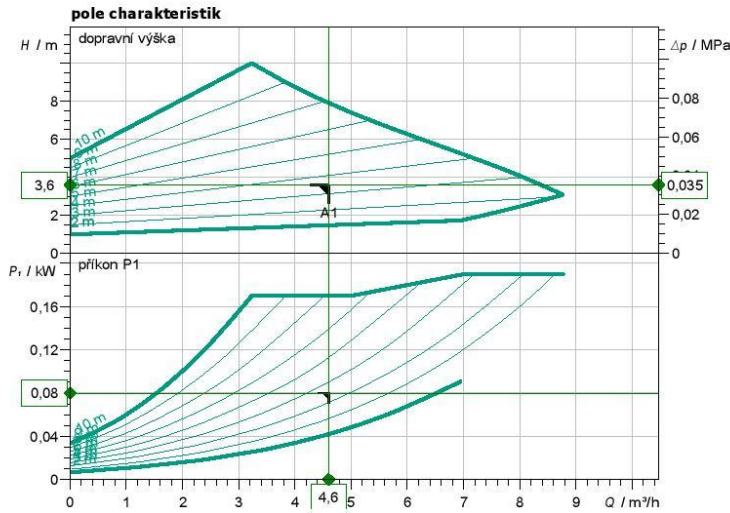
## technické údaje

Mokroběžné standardní čerpadlo s vysokou účinností  
Yonos MAXO 30/0,5-10 PN 10

Jméno projektu Nepojmenovaný projekt 2017-03-11 08:58:05.994

číslo projektu  
Místo instalace  
Číslo pozice zákazníka

datum 11.03.2017



### zadání provozních údajů

dopravované množství	4,60 m <sup>3</sup> /h
dopravní výška	3,60 m
prostředky	Voda 100 %
Teplota média	20,00 °C
hustota	998,20 kg/m <sup>3</sup>
kinematická viskozita	1,00 mm <sup>2</sup> /s

### hydraulické údaje (provozní bod)

dopravované množství	4,60 m <sup>3</sup> /h
dopravní výška	3,60 m
příkon P1	0,08 kW

### parametry produktu

Mokroběžné standardní čerpadlo s vysokou účinností	
Yonos MAXO 30/0,5-10 PN 10	
druh provozu	dp-v
max. provozní tlak	1 MPa
Teplota média	-20 °C ... +110 °C
max. teplota okolí	60 °C
Minimální výška nátlaku	50 / 95 / 110 °C
	3/ 10/ 16 m

### motorové údaje

Konstrukce motoru	EC motor
Indexu energetické účinnosti (EEI)	≤ 0.20
Síťová přípojka	1~ 230 V / 50 Hz
Přípustná tolerance napětí	±10
Max. otáčky	4450 1/min
příkon P1	0,19 kW
Příkon	1,3 A
krytí	IP X4D
Třída izolace	F
Ochrana motoru	Integrovaná
Elektromagnetická kompatibilita	
Rušivé vyzařování	EN 61800-3;2004+A1;20
Odolnost vůči rušení	EN 61800-3;2004+A1;20
Kabelové šroubení	M20x1.5

### Přípojovací rozměry

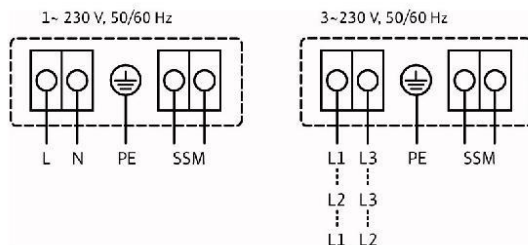
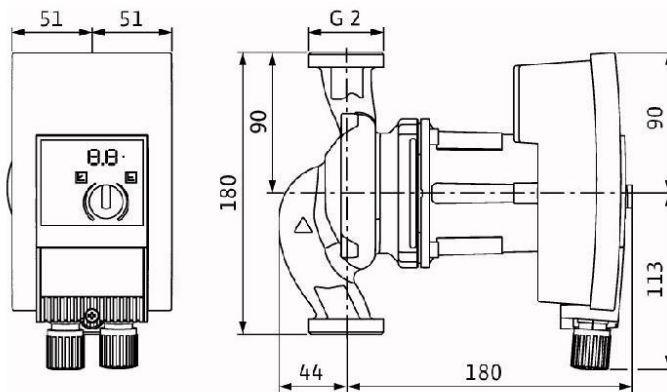
Potrubní přípojka na sání	G 2, PN 10
Potrubní přípojka na výtlačku	G 2, PN 10
montážní délka	180 mm

### Materiály

Pouzdro čerpadla	Šedá litina (EN-GJL-200)
Oběžné kolo	Plast (PPE - 30% GF)
Hřídel čerpadla	Ušlechtilá ocel (X39CrMo17-1)
Ložisko	Uhlík, impregnovaný kovem

### Informace k objednávce

Hmotnost cca	4,6 kg
číslo druhu zboží	2120643



Změny vyhrazeny

Verze software 4.3.4 - 2017/01/18 (Build 563)  
Verze dat 23.01.2017

strany 3 / 3



kontaktní osoba  
e-mail  
Telefon

**zákazník**

kontaktní osoba  
e-mail  
Telefon

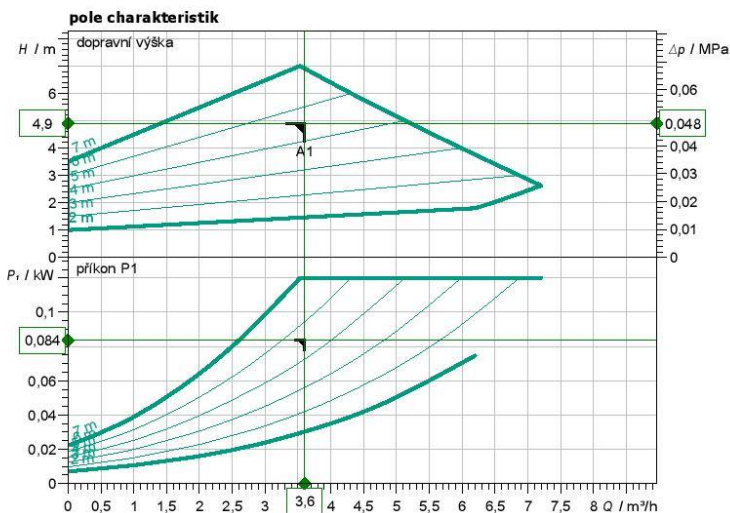
## technické údaje

Mokroběžné standardní čerpadlo s vysokou účinností  
Yonos MAXO 25/0,5-7 PN 10

Jméno projektu Nepojmenovaný projekt 2017-03-11 08:58:05.994

číslo projektu  
Místo instalace  
Číslo pozice zákazníka

datum 11.03.2017



### zadání provozních údajů

dopravované množství	3,60 m <sup>3</sup> /h
dopravní výška	4,90 m
prostředky	Voda 100 %
Teplota média	20,00 °C
hustota	998,20 kg/m <sup>3</sup>
kinematická viskozita	1,00 mm <sup>2</sup> /s

### hydraulické údaje (provozní bod)

dopravované množství	3,60 m <sup>3</sup> /h
dopravní výška	4,90 m
příkon P1	0,08 kW

### parametry produktu

Mokroběžné standardní čerpadlo s vysokou účinností  
Yonos MAXO 25/0,5-7 PN 10

druh provozu	dp-v
max. provozní tlak	1 MPa
Teplota média	-20 °C ... +110 °C
max. teplota okolí	60 °C
Minimální výška nátoků	3/ 10/ 16 m

### motorové údaje

Konstrukce motoru	EC motor
Indexu energetické účinnosti (EEI)	≤ 0.20
Síťová přípojka	1~ 230 V / 50 Hz
Přípustná tolerance napětí	±10
Max. otáčky	3700 1/min
příkon P1	0,12 kW
Příkon	1 A
krytí	IP X4D
Třída izolace	F
Ochrana motoru	Integrovaná
Elektromagnetická kompatibilita	
Rušivé vyzařování	EN 61800-3;2004+A1;20
Odolnost vůči rušení	EN 61800-3;2004+A1;20
Kabelové šroubení	M20x1.5

### Přípojovací rozměry

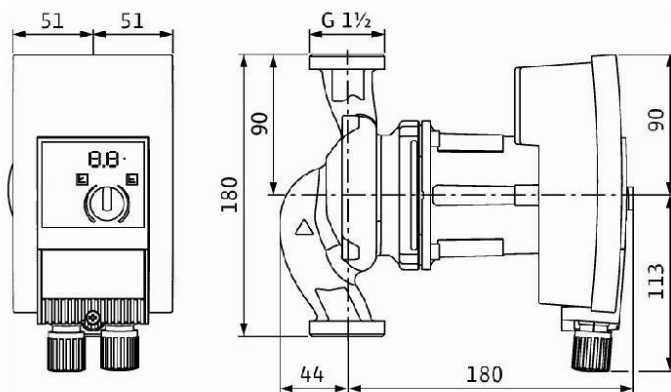
Potrubní přípojka na sání	G 1½, PN 10
Potrubní přípojka na výtlačku	G 1½, PN 10
montážní délka	180 mm

### Materiály

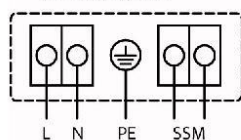
Pouzdro čerpadla	Šedá litina (EN-GJL-200)
Oběžné kolo	Plast (PPE - 30% GF)
Hřídel čerpadla	Ušlechtilá ocel (X39CrMo17-1)
Ložisko	Uhlík, impregnovaný kovem

### Informace k objednávce

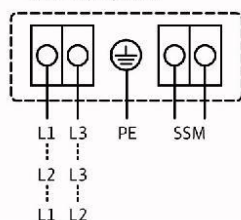
Hmotnost cca	4,5 kg
číslo druhu zboží	2120639



1~ 230 V, 50/60 Hz



3~ 230 V, 50/60 Hz



Změny vyhrazeny

Verze software 4.3.4 - 2017/01/18 (Build 563)  
Verze dat 23.01.2017

strany 3 / 3

**Příloha 7** Kusovník II.

Kusovník II.			
Položka	Ks	cenaza kus/MJ	Náklady
Ocelové trubky závitové běžné DN 20	16	101,0	1 616 Kč
Ocelové trubky závitové běžné DN 40	40	197,4	7 896 Kč
Koleno závit.pozink DN 40	12	29,0	348 Kč
Koleno závit.pozink DN 20	4	24,0	96 Kč
T-kus závit.redukovaný 1 1/2" - 1/2"	1	715,0	715 Kč
PPR Trubka PN 10 DN 40	21	18,2	382 Kč
PPR Nátrubek DN 40	11	7,7	85 Kč
PPR Koleno 90° DN 40	3	17,8	53 Kč
PPR Přechodka s kovovým závitem DgK DN 40x2	20	307,0	6 140 Kč
Příruby krkové PN 16 DN 40	8	246,0	1 968 Kč
Příruby krkové PN 16 DN 20	8	148,5	1 188 Kč
Mezipřír.uz.klap.-voda-PN16 DN 20	7	358,0	2 506 Kč
Mezipřír.uz.klap.-voda-PN16 DN40	1	952,0	952 Kč
Zpětný ventil DN40 kov.disk	3	1 415,0	4 245 Kč
Izolace PAROC Section AluCoat T tl. 40mm	21	125,0	2 625 Kč
Izolace Rockwool flexorock tl. 20mm	7	82,5	578 Kč
Izolace Rockwool flexorock tl. 40mm	40	115,0	4 600 Kč
Izolace Rockwool flexorock tl.50mm	9	140,0	1 260 Kč
Rekuperátor	2	89 000,0	178 000 Kč
Akumulační nádrž 3000	1	30 395,0	30 395 Kč
Kulový kohout voda páka DN 40	4	409,0	1 636 Kč
Kulový kohout voda páka DN 20	4	89,3	357 Kč
Expanzní venti DUCO MEIBES 1/2"	1	278,0	278 Kč
Filtr bal	2	5 640,0	11 280 Kč
Tepoměr	2	430,0	860 Kč
PTC teplotní čidlo rychlá odezva	2	768,0	1 536 Kč
Venkovní snímač teploty SENSIT	1	1 097,0	1 097 Kč
Odvzdušňovací ventil ruční	3	166,0	498 Kč
Manometr	1	1 250,0	1 250 Kč
Mezipřír.uz.klap.-voda-PN16	2	918,0	1 836 Kč
Čerpadlo č.1 Yonos PICO-STG 15/1-7.5 130	1	24 187,0	24 187 Kč
Čerpadlo č.2 Yonos MAXO 30/0,5-10 PN 10	1	26 782,0	26 782 Kč
Čerpadlo č.3 Yonos MAXO 25/0,5-7 PN 10	1	19 247,0	19 247 Kč
Kondenzační kotel plynovy	1	70 113,0	70 113 Kč
Komín	1	10 000,0	10 000 Kč
Vzduchotechnické přechody	2	30 000,0	60 000 Kč
VAILLANT NÁDOBA EXPANZNÍ 15L	1	6 358,0	6 358 Kč
<b>Celkem</b>			<b>482 963 Kč</b>