

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

Fakulta elektrotechniky
a komunikačních technologií

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Brno, 2018

Bc. Jakub Bednařík



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA ELEKTROTECHNIKY A KOMUNIKAČNÍCH TECHNOLOGIÍ

FACULTY OF ELECTRICAL ENGINEERING AND COMMUNICATION

ÚSTAV ELEKTROTECHNOLOGIE

DEPARTMENT OF ELECTRICAL AND ELECTRONIC TECHNOLOGY

VYUŽITÍ ODPADNÍHO TEPLA Z TECHNOLOGICKÝCH PROCESŮ

WASTE HEAT RECOVERY FROM TECHNOLOGICAL PROCESSES

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jakub Bednařík

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Vaněk, Ph.D.

BRNO 2018



Diplomová práce

magisterský navazující studijní obor **Elektrotechnická výroba a materiálové inženýrství**

Ústav elektrotechnologie

Student: Bc. Jakub Bednařík

ID: 154678

Ročník: 2

Akademický rok: 2017/18

NÁZEV TÉMATU:

Využití odpadního tepla z technologických procesů

POKYNY PRO VYPRACOVÁNÍ:

Proveďte teoretický rozbor problematiky odpadního tepla včetně faktorů, které jej ovlivňují. Popište technologie využívající odpadní teplo. Navrhněte řešení umožňující využití odpadního tepla v reálném provozu. Ekonomicky zhodnoťte navrhovaná řešení.

DOPORUČENÁ LITERATURA:

Podle pokynů vedoucího práce.

Termín zadání: 5.2.2018

Termín odevzdání: 22.5.2018

Vedoucí práce: doc. Ing. Jiří Vaněk, Ph.D.

Konzultant:

doc. Ing. Petr Bača, Ph.D.
předseda oborové rady

UPOZORNĚNÍ:

Autor diplomové práce nesmí při vytváření diplomové práce porušit autorská práva třetích osob, zejména nesmí zasahovat nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a musí si být plně vědom následků porušení ustanovení § 11 a následujících autorského zákona č. 121/2000 Sb., včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení části druhé, hlavy VI. díl 4 Trestního zákoníku č.40/2009 Sb.

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá využitím odpadního tepla z průmyslového závodu Nová Mosilana a.s. V práci je rozebráno samotné odpadní teplo (teplo, množství, kvalita odpadního tepla, složení odpadního proudu), ve kterém je ukryt značný energetický potenciál. V další části jsou popsány technologie využívající odpadní teplo, a to především tepelná čerpadla Organický Rankinův cyklus (ORC) a systém absorpčního chlazení. Některé technologie popisované v teoretické části jsou použity při návrhu, který zefektivní stávající využití odpadního tepla, konkrétně výrobu elektrické energie a chladu.

KLÍČOVÁ SLOVA

odpadní teplo, teplota, tepelné čerpadlo, Organický Rankinův cyklus (ORC), absorpční chlazení

ABSTRACT

Master thesis deals with the utilization of waste heat from Nova Mosilana company. Theoretical part of this work is focused on the waste heat description (heat, heat quantity, heat temperature/quality, composition of waste stream) in which a considerable energy potential is hidden. The other parts describe waste heat technology, especially heat pumps, Organic Rankine Cycle (ORC) and system absorption cooling. Some of the technologies described in the theoretical part are used in the design of the more efficient existing waste heat utilization, specifically power and cold production.

KEYWORDS

waste heat, heat, heat pump, Organic Rankine Cycle (ORC), absorption cooling

BEDNAŘÍK, Jakub. *VYUŽITÍ ODPADNÍHO TEPLA Z TECHNOLOGICKÝCH PROCESŮ*. Brno, 2018, 89 s. Semestrální projekt. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, Ústav elektrotechnologie. Vedoucí práce: doc. Ing. Jiří Vaněk, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že svůj semestrální projekt na téma „VYUŽITÍ ODPADNÍHO TEPLA Z TECHNOLOGICKÝCH PROCESŮ“ jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucího semestrálního projektu a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou všechny citovány v práci a uvedeny v seznamu literatury na konci práce.

Jako autor uvedeného semestrálního projektu dále prohlašuji, že v souvislosti s vytvořením tohoto semestrálního projektu jsem neporušil autorská práva třetích osob, zejména jsem nezasáhl nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a/nebo majetkových a jsem si plně vědom následků porušení ustanovení § 11 a následujících autorského zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon), ve znění pozdějších předpisů, včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení části druhé, hlavy VI. díl 4 Trestního zákoníku č. 40/2009 Sb.

Brno

.....

podpis autora

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu semestrální práce panu doc. Ing. Jiřímu Vaňkovi Ph.D. za odborné vedení, konzultace, trpělivost a podnětné návrhy k práci.

Brno

.....

podpis autora

OBSAH

Úvod	11
1 Odpadní teplo	12
1.1 Faktory ovlivňující využití odpadního tepla	12
1.1.1 Teplota / kvalita odpadního tepla	13
1.1.2 Maximální účinnost při výrobě energie pomocí Carnotova cyklu	15
1.1.3 Množství odpadního tepla	16
1.1.4 Výběr teploty a materiálu	17
1.1.5 Složení odpadního proudu	17
2 Technologie využívající odpadní teplo	18
2.1 Tepelná čerpadla	18
2.1.1 Rozdělení tepelných čerpadel podle zdroje tepla	18
2.1.2 Tepelná čerpadla země – voda s plošným kolektorem	19
2.1.3 Tepelná čerpadla země – voda s hlubinným vrtem	20
2.1.4 Tepelná čerpadla vzduch – voda	21
2.1.5 Tepelná čerpadla vzduch – vzduch	22
2.1.6 Tepelná čerpadla voda – voda	23
2.1.7 Přehled sazeb pro tepelná čerpadla	24
2.1.8 Topný faktor tepelných čerpadel	25
2.1.9 COP (Coefficient of Performance)	25
2.1.10 SCOP (Seasonal Coefficient of Performance)	26
2.1.11 Základní komponenty TČ	28
2.1.12 Princip tepelného čerpadla	28
2.1.13 Bivalentní provoz TČ	29
2.1.14 Monovalentní provoz TČ	30
2.2 Organický Rankinův cyklus (ORC)	30
2.2.1 Princip zařízení ORC	31
2.3 Průmyslové chlazení	32
2.3.1 Absorpční chlazení	33
2.3.2 Klimatizace	37
2.4 Výměník tepla	38
3 Výchozí stav technického řešení	40
4 Návrh technického řešení	46
4.1 Požadavky na stávající horkovzdušné potrubí	46

4.1.1	Výpočet tepelných ztrát nezaizolovaného potrubí volnou konvekcí	46
4.1.2	Výpočet tepelných ztrát zaizolovaného potrubí volnou konvekcí	48
4.1.3	Výběr tepelné izolace	50
4.1.4	Srovnání výsledků	50
4.2	Tepelný výměník	51
4.3	Absorpční systém chlazení – výroba chladu	53
4.3.1	Varianta A – absorpční chladicí jednotka 760 kW	55
4.3.2	Varianta B – absorpční chladicí jednotka 434 kW	57
4.4	ORC – výroba elektrické energie	59
4.4.1	Varianta A – ORC 82 kWe	61
4.4.2	Varianta B – ORC 53 kWe	63
5	Ekonomické zhodnocení navržených řešení	67
5.1	Izolace potrubních rozvodů	67
5.2	Ceny elektřiny	70
5.3	Absorpční jednotka	71
5.3.1	Náklady na výrobu MWh chladu	71
5.3.2	Absorpční jednotka – Varianta A (760 kW)	71
5.3.3	Absorpční jednotka – Varianta B (434 kWt)	72
5.3.4	Porovnání diskontovaného toku peněz pro absorpční jednotky	73
5.4	ORC jednotka	75
5.4.1	Náklady na výrobu 1 MWh elektřiny	75
5.4.2	ORC jednotka – Varianta A (82 kW)	75
5.4.3	ORC jednotka – Varianta B (53 kW)	76
5.4.4	Porovnání diskontovaného toku peněz pro ORC jednotky	77
5.5	Dotační program	79
6	Závěr	81
	Literatura	83
	Seznam symbolů, veličin a zkratk	87

SEZNAM OBRÁZKŮ

1.1	Účinnost Carnotova cyklu [19]	15
1.2	Závislost účinnosti na teplotě	16
2.1	Tepelné čerpadlo země – voda s plošným kolektorem [13].	20
2.2	Tepelné čerpadlo země – voda s hlubinným vrtem [13].	21
2.3	Tepelné čerpadlo vzduch – voda [13].	22
2.4	Tepelné čerpadlo vzduch – vzduch [13].	23
2.5	Tepelné čerpadlo voda – voda [13].	24
2.6	Klimatická pásma dle normy ČSN EN 14825 [20].	27
2.7	Princip tepelného čerpadla [28].	29
2.8	Princip uzavřeného ORC cyklu [8].	32
2.9	Pracovní princip absorpčních chladičů fáze 1[1].	33
2.10	Pracovní princip absorpčních chladičů fáze 2[1].	34
2.11	Pracovní princip absorpčních chladičů fáze 3[1].	34
2.12	Pracovní princip absorpčních chladičů fáze 4[1].	35
2.13	Nástěnná jednotka SAHARA MAXX HD[22].	37
2.14	Konstrukce jednotky SAHARA MAXX HD[22].	38
3.1	Fixační a sušící rám[34].	41
3.2	Termometr Raytek Raynger MX [6].	42
3.3	Nádrž na zbytkovou vodu	43
3.4	Schéma tepelného výměníku Koenig AG.	44
4.1	Lamelová rohož Orstech LSP PYRO [30].	50
4.2	Aplikace technických izolací[30].	51
4.3	Dmychadlo výměníku Koenig AG.	52
4.4	Komínový odtah spalin.	53
4.5	Absorpční chladicí jednotka Thermax [16].	56
4.6	Schéma zapojení absorpční jednotky varianta A.	56
4.7	Chladicí věž Teva RMA 780 [32].	58
4.8	Schéma zapojení absorpční jednotky varianta B.	59
4.9	ORC jednotka E-Rational 10FT [10].	62
4.10	Schéma ORC jednotky varianta A.	62
4.11	Schéma zapojení ORC jednotky varianta A.	63
4.12	Suchý chladič AlfaBlue BDD 1000 [2].	64
4.13	Schéma ORC jednotky varianta B.	64
4.14	Schéma zapojení ORC jednotky varianta B.	65
4.15	Suchý chladič AlfaBlue BDM 900 [2].	66
5.1	Schéma haly v měřítku 1:500.	69
5.2	Tok peněz absorpční jednotky z pohledu projektanta	74

5.3	Tok peněz absorpční jednotky z pohledu investora	74
5.4	Tok peněz ORC jednotky z pohledu projektanta	78
5.5	Tok peněz ORC jednotky z pohledu investora	78
5.6	Tok peněz z pohledu investora se započtenou dotací pro absorpční jednotku	80
5.7	Tok peněz z pohledu investora se započtenou dotací pro ORC jednotku	80

SEZNAM TABULEK

1.1	Kategorie odpadního tepla	14
2.1	Přehled sazeb pro tepelná čerpadla.	25
2.2	Topné faktory tepelných čerpadel	26
2.3	Zdroj energie absorpčních chladících jednotek.	36
2.4	Běžně používané kombinace pracovních látek.	36
2.5	Výsledky měření plyných znečišťujících látek.	39
3.1	Parametry horkého vzduchu z fixačního a sušícího stroje.	41
3.2	Naměřená teplota nezaizolovaného povrchu potrubních rozvodů. . . .	42
3.3	Střední hodnoty vzduchotechnických parametrů v měřícím řezu při odběrech.	45
4.1	Fyzikální hodnoty pro suchý vzduch při tlaku 100 kPa a teplotě 25 °C.	47
4.2	Srovnání výsledku tepelných ztrát izolovaného a neizolovaného potrubí.	51
4.3	Výkonové varianty tepelného výměníku.	52
4.4	Elektrické parametry absorpční jednotky.	54
4.5	Celkové rozměry absorpčních jednotek.	54
4.6	Srovnání účinnosti jednotlivých variant absorpčního chlazení.	55
4.7	Celkové rozměry ORC jednotky.	60
4.8	Srovnání účinnosti jednotlivých variant.	61
5.1	Délky potrubních rozvodů.	67
5.2	Standardní ceník pro Orstech LSP H[30].	68
5.3	Cenová kalkulace izolace a opláštění.	68
5.4	Roční struktura cen elektřiny	70

ÚVOD

Spotřeba energií z průmyslů je v posledních letech často diskutovaným tématem. Zaprvé díky neustále rostoucím nákladům jak na elektřinu, například z důvodu plánovaného uzavření JE v Německu a ve Francii, tak na zdroje fosilních paliv. Zadruhé vládní legislativa často zavádí velice ambiciózní cíle pro snižování emisí skleníkových plynů, jako je například zákon o změně klimatu z roku 2008 ve velké Británii, jehož cílem je snížit emise skleníkových plynů o 80 % v letech 1990 až 2050. Omezování spotřeb přírodních zdrojů a ochrana životního prostředí je tedy v dnešní době požadavkem každé národní i mezinárodní politiky. Jedině tak můžeme dosáhnout udržitelného rozvoje společnosti a zajistit kvalitu životních podmínek pro současnou i budoucí generaci [35]. Významné zisky mohou být dosaženy právě díky znovuzpracování odpadního tepla nízkého stupně ($<260\text{ }^{\circ}\text{C}$), které tvoří více než 50 % celkového množství odpadního tepla [21]. Přesné množství průmyslového odpadního tepla nelze jednoznačně určit, různé studie odhadly, že někde mezi 20 až 50 % průmyslové energie se ztrácí jako odpadní teplo ve formě horkých výfukových plynů, chladicí vody a tepelných ztrát odcházejících z horkých výrobků a zařízení. Zatímco některé tepelné ztráty jsou nevyhnutelné, jiné lze zužít díky mnoha komerčně dostupným technologiím, které dokáží zlepšit účinnost zařízení, nebo pomocí instalace nových technologií, které dokáží zbytkové teplo zpracovat. Díky tomu nabývá využitelnost odpadního tepla stále většímu významu. Tato diplomová práce se bude zabývat využitím odpadního tepla z průmyslového závodu Nová Mosilana, a.s., která je největším výrobním závodem italského koncernu MARZOTTO GROUP a největším výrobcem vlněných tkanin v Evropě. Denně se zde vyrobí okolo 42 tisíc běžných metrů tkanin, za rok to činí 9 milionů metrů, ve stovkách desítek a tisícovkách barev. Samozřejmostí tohoto koncernu jsou pravidelné investice do zvyšování technologické úrovně a kvality pracovního prostředí. Připravena je také investice v řádu 120 mil. Kč v rámci projektu energeticky úsporných opatření, kam spadá také využití odpadního tepla [23]. V úvodních kapitolách je tedy nutné rozebrat samotné odpadní teplo, z čeho se skládá, kde vzniká, jak jej můžeme dále využít. V další části diplomové práce budou popsány technologie využívající odpadní teplo (tepelná čerpadla, absorpční chlazení, ORC cyklus).

1 ODPADNÍ TEPLA

Skutečnost, že právě v odpadním teple je ukryt značný energetický potenciál, je známa již delší dobu. Nehledě na tuto skutečnost, zůstává tato energie většinou bez užitku. Za odpadní teplo lze považovat takové teplo, které vzniká při technologických procesech v důsledku nedokonalostí a termodynamických limitů daných zařízení. Tato energie je brána jako vedlejší produkt, ať už kvůli ekonomicky nevýhodnému zpracování či nemožnosti uplatnění v technologickém procesu a zahrnuje se tedy do ztrát energie. Odpadní teplo je vázáno v nejrůznějších teplonosných prostředích. Podle toho, na jaké teplonosné prostředí je tento druhotný zdroj tepla vázaný, rozlišujeme zdroje na:

- Chemicky vázané odpadní teplo z technologických procesů, které je důsledkem exotermní chemické reakce. Hlavní reakcí u tepelných zdrojů, jako jsou například základní chemické prvky kyslík se sírou, uhlík a vodík, je oxidace. Tento vedlejší produkt při zpracování paliv vzniká převážně při hoření fosilních paliv a plynů.
- Jako druhý zdroj je bráno citelné teplo (výhřevnost) odpadních látek, kde jde především o citelné teplo spalin, par, plynů a kapalin při výměně tepla. Část skryté tepelné energie tzv. latentní teplo je obsaženo v tepelných spalinách. Je-li u těchto spalin dosažena teplota rosného bodu, dojde ke změně skupenství, neboli kondenzaci přítomné vodní páry, a k následnému uvolnění daného tepla [11].

Nejčastějším případem je energie šedých nebo splaškových vod, teplo obsažené ve vzduchu odváděném z větracích a klimatizačních zařízení a teplo obsažené ve spalinách topných zařízení. Každým rokem odchází z českého průmyslu odpadní teplo v celkové hodnotě více než 17,5 TWh [35]. Odpadní teplo není v principu obnovitelným zdrojem založeným na přírodní energii, ale možnost, jak využít jinak marně tepelné energie k předehřevu, vytápění nebo výrobě elektřiny [24]. V současné době, kdy se neustále rozvíjí průmysl, se také stále zvyšuje množství odpadního tepla, které vzniká jako vedlejší produkt lidskou činností. Toto odpadní teplo je ve značném množství vypouštěno do okolní atmosféry, což zvyšuje tepelné znečištění životního prostředí.

1.1 Faktory ovlivňující využití odpadního tepla

Pro využití odpadního tepla je nutné znát několik rozhodujících faktorů, které určí, zda je daný zdroj odpadní energie vhodný k dalšímu zpracování. Ne každý odpadní proud lze zužítkovat, ať už kvůli ekonomicky nevýhodnému zpracování či nemožnosti

uplatnění v technologickém procesu. Stěžejní faktory, které je nutné posoudit, zda je odpadní teplo vhodné či nikoli, jsou [39]:

- Množství odpadního tepla.
- Tepelný potenciál a kvalita odpadního tepla.
- Chemické složení odpadního tepla.
- Minimální povolená teplota.
- Přítomnost spotřebitelů tepla poblíž odběrových míst.
- Technologické provedení, dostupnost a další parametry.

Tyto faktory umožňují lépe analyzovat množství a kvalitu odpadního tepla a také rizika a technologická omezení. Značné obavy při přenosu tepla vyvolává například koroze i navzdory přijatelné kvalitě a množství odpadního tepla [39].

1.1.1 Teplota / kvalita odpadního tepla

Teplota odpadního tepla je klíčovým faktorem, který určuje možnost využití této energie. Je rozdíl mezi nízkopotenciálním teplem z chlazení hydraulického oleje a z přehřátých par na sání kompresoru, které je také využito pro přehřev teplé vody, kde se teploty pohybují okolo 40 až 90 °C. Naopak při výrobě sádrokartonových panelů odchází vzduch ze „sušičky“ s teplotou kolem 200 °C [37]. Výhodou nízkopotenciálního tepla je, že se vyskytuje ve vysoké míře v různých průmyslových oblastech či domácnostech. Nevýhodou představuje mnohdy nízká teplota, která pokud nedosahuje alespoň 55 °C způsobí výrazné snížení využitelnosti této energie. Za teplo o nízkém potenciálu lze považovat teplo v rozmezí od teploty okolního prostředí až do 260 °C. Jiné využití nalezne středněpotenciální teplo, které je v rozmezí od 260 do 650 °C dle Tab. 1.1, se kterým se můžeme setkat například ve výrobním závodu společnosti CEMEX Cement k.s. v Prachovicích, kde cementářská pec, která dosahuje teplot až 2000 °C, vyprodukuje odpadní teplo o teplotě až 650 °C. Do kategorie vysokopotenciálního tepla se řadí zdroje s teplotou od 650 do 1 650 °C, kam můžeme například zařadit vzduch odcházející z obloukové pece na tavení křemíku, který má teplotu kolem 800 °C, což by bylo dostačující k výrobě páry pro pohon turbíny [39].

Aby bylo tedy možné odpadní teplo využít, je nutné, aby teplota zdroje odpadního tepla byla vyšší než teplota chladiče. Navíc velikost teplotního rozdílu mezi zdrojem tepla a chladičem je klíčovým faktorem využitelnosti / kvality odpadního tepla [39]. Teplotní rozdíl ovlivňuje:

- Rychlost přenosu tepla.
- Maximální teoretickou účinnost přeměny odpadního tepla na jinou formu energie (tj. mechanickou nebo elektrickou).

- Výběr materiálů, například u tepelných výměníků, sloužících pro výměnu tepla. [39]

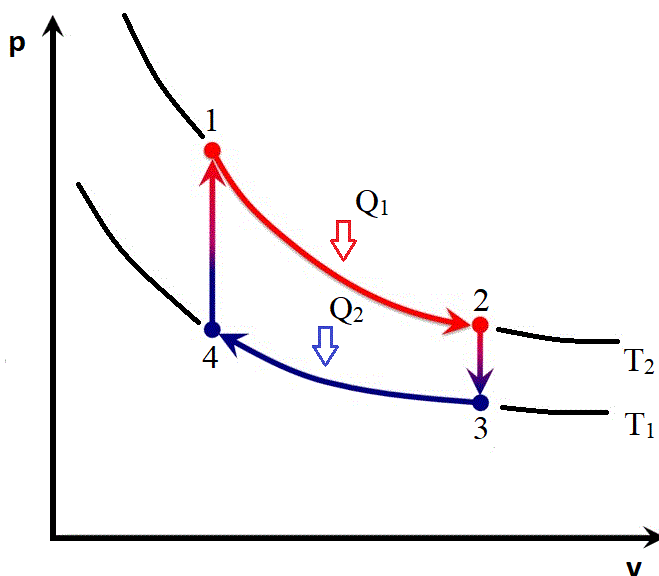
Tab. 1.1: Kategorie odpadního tepla

Potenciál / Teplotní rozsah	Příklad zdroje	Teplota [°C]	Typické metody zpracování / technologie	
Vysokopotenciální [>650°C]	Elektrické obloukové pece	1 370 - 1 650	Přehřev spalovacího vzduchu	
	Kyslíková výroba oceli	1 200	Výroba páry pro proces vytápění	
	Kelímkové pece na hliník	1 100 - 1 200	nebo pro mechanické / elektrické práce	
	Šachtové pece na měď	760 - 820	Přehřev vsázek do pecí	
	Kalící pece	930 - 1 040		
	Kelímkové pece na měď	900 - 1 090	Transfer do středních teplot a následné využití	
	Zpracování vodíku	650 - 980		
	Spalovací pece	650 - 1 430		
	Sklářské pece	1 300 - 1 540		
	Zpracování koksu	650 - 1 000		
Kuplová pec pro výrobu litiny	820 - 980			
Středněpotenciální [230-650°C]	Výdech parního kotle	230 - 480		Přehřev spalovacího vzduchu
	Výfukové plyny turbíny	370 - 540		Výroba elektrické energie
	Výdech pístového motoru	320 - 590	ORC cyklus pro výrobu elektrické energie	
	Pec pro tepelnou úpravu	430 - 650	přehřev dalších pecí	
	Sušící a vytvrzovací pec	230 - 590		
	Cementářská pec	450 - 620	Využití v nízkoteplotních proesech	
Nízkopotenciální [<230 °C]	Výfukové plyny z plynových kotlů, Etylenových kotlů apod.	70 - 230	Vytápění prostorů, ohřev vody	
	Proces parního kondenzátoru	50 - 90		
	Chladící voda z: žhací pece	70 - 230	Modernizace pomocí tepelného čerpadla, které zvyšuje teplotu pro konečné použití	
	vzduchového kompresoru	30 - 50		
	spalovacího motoru	70 - 120	ORC cyklus pro výrobu elektrické energie	
	klimatizace a chladících kondenzátorů	30 - 40		
	Sušící, pečící a vytvrzovací pec	90 - 230		
	Tepelné zpracování pevných / kapalných látek	30 - 230		

1.1.2 Maximální účinnost při výrobě energie pomocí Carnotova cyklu

Zdroje odpadního tepla mají při různých teplotách různé teoretické mezní hodnoty účinnosti pro výrobu energie. Maximální účinnost při dané teplotě je založena na efektivitě Carnotova cyklu – vratný kruhový děj, který se skládá ze čtyř vratných procesů [4]:

1. Adiabatické stlačování (4-1 dle Obr. 1.1) – při adiabatickém ději nedochází k tepelné výměně.
2. Izotermické rozpínání při teplotě ohříváče T_2 (1-2) – nutné dodat stroji teplo Q_2 (teplo odebráno ohříváči).
3. Adiabatické rozpínání (2-3).
4. Izotermické stlačování při teplotě chladiče T_1 (3-4) – stroji odebráno teplo Q_1 (teplo odevzdáno chladiči).

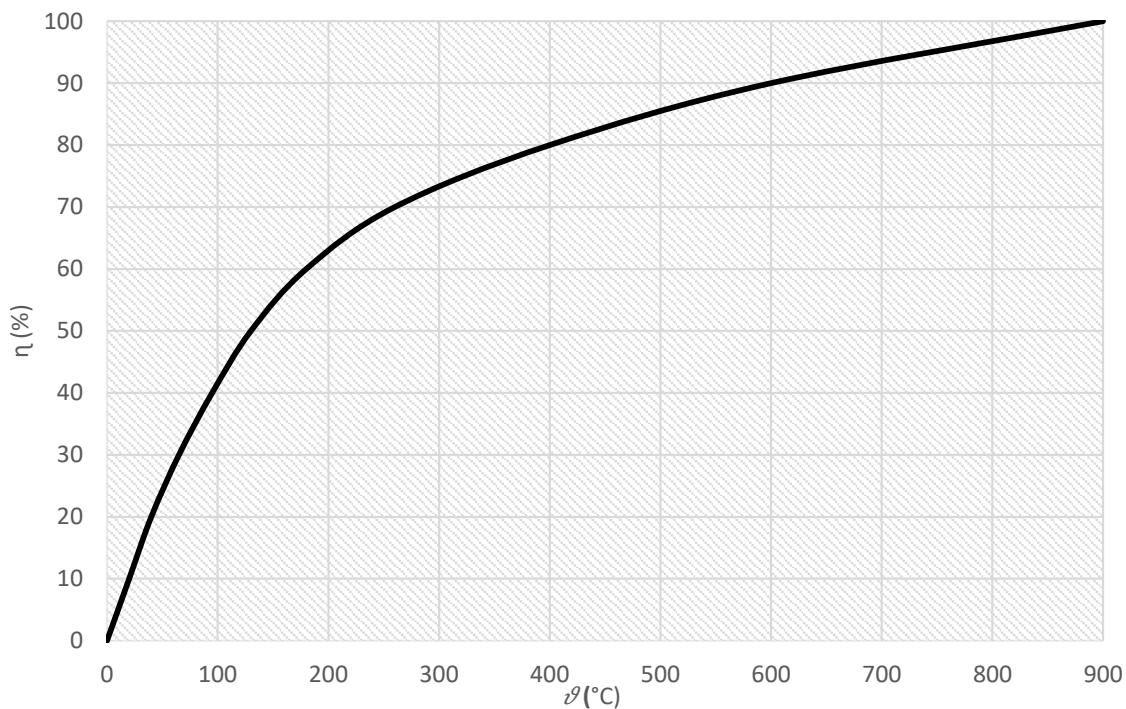


Obr. 1.1: Účinnost Carnotova cyklu [19]

Účinnost tohoto děje se dá vyjádřit jako:

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

kde T_1 je teplota chladiče a T_2 je teplota odpadního tepla [4]. Carnotova účinnost představuje maximální možnou účinnost při dané teplotě. S rostoucí teplotou účinnost stoupá, naopak s nízkou teplotou účinnost dramaticky klesá viz Obr. 1.2 [19].



Obr. 1.2: Závislost účinnosti na teplotě

Vzhledem k tomu, že teplota odpadního tepla má stěžejní dopad na samotnou rekuperaci tepla, je důležité, aby posouzení odpadního tepla zahrnovalo jak množství odpadního tepla, tak tepelný potenciál a kvalitu odpadního tepla.

1.1.3 Množství odpadního tepla

Množství nebo výhřevnost odpadního tepla je známkou toho, jaké množství energie je obsaženo v proudu odpadního tepla. Naopak kvalita odpadního tepla je měřítkem využitelnosti této energie. Množství odpadního tepla, které je obsaženo v proudu, je funkcí teploty a hmotnostního průtoku vyjádřeno vzorcem [39]:

$$\dot{E} = \dot{m}h(t) \quad (1.1)$$

- \dot{E} ztráty odpadního tepla [W/s]
- \dot{m} hmotnostní tok odpadního proudu [kg/s]
- $h(t)$ měrná entalpie v závislosti na teplotě [J]

1.1.4 Výběr teploty a materiálu

Teplota odpadního zdroje také významným způsobem ovlivňuje výběr materiálu zařízení, sloužících k využití tohoto zdroje. Vliv zvýšené teploty se projevuje například na oxidaci, korozním praskání – což je dáno zvýšenou chemickou aktivitou za zvýšených teplot. Navíc velká část odpadního tepla obsahuje žíravé látky, díky kterým dochází k rychlejší deformaci povrchu. K oxidaci uhlíkové oceli dojde při teplotách nad 425 °C a u nerezové oceli je hranice 650 °C [39]. Konstrukční materiály používané pro zařízení pracující při vyšších teplotách jsou tvořeny materiály, které obsahují legující prvky – chrom, nikl, kobalt. Se vzrůstající odolností materiálů vůči rostoucí teplotě se zvyšuje také obsah těchto poměrně drahých prvků. Z toho důvodu se volí nové konstrukční materiály, jako je keramika, která je vůči teplotě odolnější, než nejodolnější slitiny kovů. Naopak velice nevhodné použití materiálu je volba polymerů, které jsou omezeny malou odolností vůči zvýšeným teplotám [5].

1.1.5 Složení odpadního proudu

Energii obsaženou v organické hmotě v odpadní vodě, nejčastěji vyjadřovanou ve formě chemické spotřeby kyslíku – CHSK v mg/l, můžeme označovat jako energii chemickou. Potenciál chemické energie kalu lze definovat v rozmezí 12 – 15 MJ/kg CHSK (13 MJ/kg CHSK v průměru), což lze přepočítat na 3 – 12 MJ/m³ (5,6 MJ/m³ v průměru) pro složení běžné komunální vody o složení 250 – 800 mg/l CHSK [9]. Přestože chemické složení nemá přímý vliv na kvalitu nebo množství dostupného tepla, složení odpadního proudu ovlivňuje technologie a proces využití odpadního tepla. Složení proudu odpadního tepla určují faktory, jako je tepelná vodivost a tepelná kapacita, která ovlivňuje například účinnost výměníků tepla. Chemické složení bude mít významný vliv při návrhu tepelných výměníků – materiálové složení [39].

2 TECHNOLOGIE VYUŽÍVAJÍCÍ ODPADNÍ TEPLA

Drtivá většina dostupných technologií využívá odpadní teplo k zajištění vytápění případně ohřevu teplé užitkové vody (TUV). Tento způsob využití odpadního tepla není vždy efektivní a nese s sebou úskalí v podobě omezeného využití trvalého odběru vznikajícího využitelného tepla. V některých případech využití odpadního tepla nemá zdaleka takový přínos oproti investicím do tepelného hospodářství. Druhotné teplo nachází uplatnění ve:

- Vytápění a dodávce teplé vody pro domácnosti (tepelná čerpadla).
- Výrobě chladicí látky pro zajištění tepelné pohody v komunálních i průmyslových zařízeních.
- Rekuperaci, nebo následném využití tepla pro potřeby průmyslových procesů.
- Výrobě elektrické energie pomocí Organického Rankinova cyklu (ORC).
- Vysoce účinných výměníků tepla [38].

2.1 Tepelná čerpadla

Vysoký podíl spotřebované energie je využit na vytápění a dodávku teplé vody pro domácnosti. Přesto, že entalpie této energie nedosahuje vysokých hodnot (např. teplota 30 °C), je odpadní voda, která je považována za obnovitelný zdroj, zajímavým zdrojem energie, zejména při použití tepelných čerpadel (dále jen TČ). Počátkem 80. let došlo ve Švédsku, Norsku a částečně i v Číně k velkému rozmachu tepelných čerpadel pro využití zbytkové energie z odpadních vod. Díky technickému vývoji a zpřísnění ochrany životního prostředí v posledních dvou desetiletích jsou TČ a další technologie využívající odpadní teplo stále žádanější. TČ jsou schopny odebrat teplo nízkého potenciálu a svou činností povýšit na teplotu požadované úrovně i v extrémně zimních podmínkách za zlomek nákladů díky tzv. topnému faktoru. Elektricky poháněná TČ se v budoucnosti navíc mohou stát významným prvkem energetiky, jako významný elektrický spotřebič pro vyrovnávání výkyvů dodávky a odběru v elektrických sítích, jak v zimním (vytápění), tak v letním období (chlazení) [14].

2.1.1 Rozdělení tepelných čerpadel podle zdroje tepla

TČ rozlišujeme podle toho, z jakého okolního prostředí je energie odebírána a dále jakému teplonosnému médiu je tato energie předána. Budeme-li uvažovat TČ vzduch / voda, které odebírá teplo z okolního vzduchu a následně ho předává vodě do otopného systému. Společně s čerpadly typu voda / voda se řadí mezi nejběžnější. První slovo v označení názvu systému TČ představuje zdroj nízkopotenciál-

ního tepla, druhé slovo představuje médium, do kterého se teplo předává. TČ tedy můžeme rozdělit podle způsobu získávání tepla do následujících kategorií; zdrojem energie může být:

- Venkovní vzduch.
- Vnitřní vzduch (vzduch odváděný větracím systémem budovy).
- Povrchová voda (tekoucí voda, nádrže, rybníky).
- Podzemní voda (vrty, studny, zavodněné šachty).
- Půdní vrstva (zemní kolektory).
- Suché zemské teplo hornin (suché zemní vrty).

Volba primárního zdroje zásadně ovlivňuje samotnou konstrukci a vlastnosti TČ. Každé tepelné čerpadlo má také svá návrhová omezení [7].

2.1.2 Tepelná čerpadla země – voda s plošným kolektorem

Zdroj tepla u tohoto typu TČ Obr. 2.1 je energie obsažená v zemi, která je pomocí primárního okruhu předávána otopné vodě v sekundárním okruhu. K provozu je potřeba realizace hlubinných vrtů nebo plošných kolektorů.

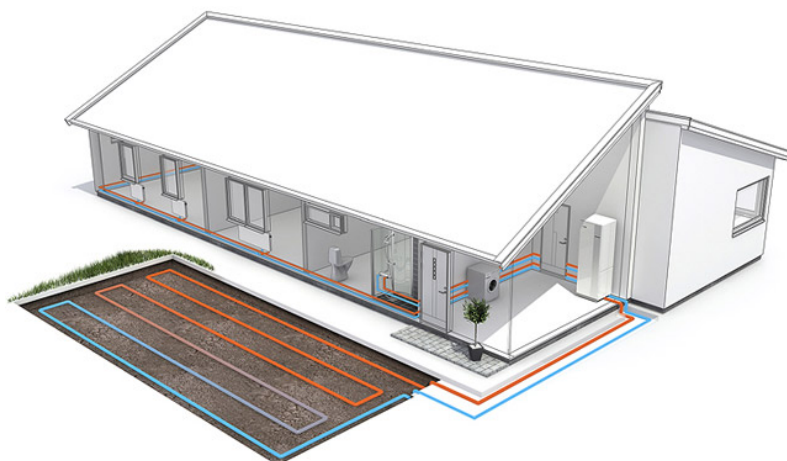
Tento typ tepelného čerpadla využívá energii ze svrchní vrstvy země, která je i přes mrazivá období dobrým zdrojem nízkopotenciálního tepla. Při výběru plochy pro plošný kolektor jsou vhodné velké plochy, u kterých se do budoucna nepočítá s žádnou stavební zástavbou (bazén, garáž apod.). Také druh půdy v dané lokalitě může značnou měrou ovlivnit výkon tepla získaného ze země, který se může pohybovat od $8 - 32 \text{ W/m}^2$ při 2400 provozních hodinách TČ/rok [41]. Komplikace mohou nastat v písčité nebo kamenité půdě. Instalace plošných kolektorů se provádí v hloubce 1,2 – 1,5 m ve vzdálenosti 60 – 80 cm od sebe na rovině nebo mírně z kopce směrem od TČ z důvodu snadného odvzdušnění. Pro 1 kWh výkonu je potřeba cca 30 m^2 pozemku [18].

Výhodou této instalace je:

- Dlouhá životnost TČ i plošného kolektoru.
- Stabilní výkon a úspory, které dosahují 70 % provozních nákladů na provoz tradičního topného systému.
- O 30 % nižší spotřeba elektrické energie oproti TČ, které odebírají teplo z okolního vzduchu.

Nevýhody této instalace jsou:

- Zemní práce, které vyžadují dostatečně velký pozemek (200 až 400 m^2).
- Omezení výstavby dalších objektů na pozemku [40].



Obr. 2.1: Tepelné čerpadlo země – voda s plošným kolektorem [13].

2.1.3 Tepelná čerpadla země – voda s hlubinným vrtem

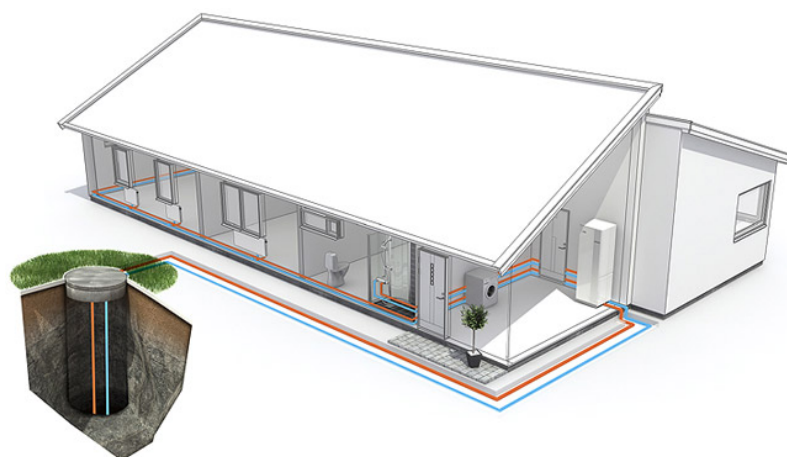
Hlavním zdrojem tepla u tohoto typu TČ Obr. ?? je energie z geotermálních hlubinných vrtů, které je možné realizovat na základě úředních povolení, která zpravidla vyřizuje realizační firma. Zdroj tepla ukrytý ve spodní podpovrchové vrstvě půdy je možné využívat celoročně pro jakýkoli typ objektu díky konstantní teplotě. Provedením specializovanou firmou nedochází vyhloubením vrtu k poškození okolí a nevyžaduje ani rozsáhlé pozemky. Pro hlubinný vrt je vyžadováno tvrdé podlaží, u kterého se cena vrtu pohybuje cca 1200 Kč/m. V případě nestabilního podlaží cena značně stoupá až na cca 2500 Kč/m. Pokud budeme brát, že na 1 kWh výkonu TČ země/voda je potřeba cca 12 m hluboký vrt, pro rodinný dům bude potřeba vrt o průměru 12 – 16 cm do hloubky 100 – 150 m [18].

Výhodou této instalace je:

- Dlouhá životnost TČ i vrtu, bezhlučné a bezúdržbové řešení.
- V průběhu extrémně nízkých teplot stabilní výkon a vysoký topný faktor.
- Možnost pasivního / aktivního chlazení.

Nevýhody této instalace jsou:

- Stavební povolení pro hlubinný vrt.
- Cena za realizaci vrtu [40].



Obr. 2.2: Tepelné čerpadlo země – voda s hlubinným vrtem [13].

2.1.4 Tepelná čerpadla vzduch – voda

Tento systém TČ Obr. ?? je velice rozšířený díky snadné venkovní instalaci, prakticky na jakoukoliv stavbu (není potřeba vlastnit žádný pozemek) a možnosti připojení ke stávajícímu topnému systému s radiátory, což zajišťuje kompletní vytápěcí jednotku na dobré úrovni. TČ odebírá energii přímo z venkovního vzduchu, kterou následně odevzdá vodě v topném systému. Díky dostupnosti vzduchu jakožto nízkopotenciálního zdroji o průměrné venkovní teplotě $+3^{\circ}\text{C}$ v průběhu topné sezóny se řadí TČ vzduch / voda k nejrozšířenějším. Výkon tepelného čerpadla je závislý na venkovní teplotě, kdy se vzrůstající teplotou roste také výkon TČ a naopak. Z toho důvodu je TČ velmi vhodné pro efektivní bivalentní provoz. V tomto případě zůstává stávající zařízení dále v provozu k pokrytí špičkových zatížení při mimořádně nízkých teplotách. Tím se účinnost zařízení podstatně zvyšuje. Navzdory dražší počáteční investici, kde se TČ včetně montáže a příslušenství pohybuje v rozmezí 180000 – 220000 Kč, nám TČ ročně ušetří více než polovinu nákladů na vytápění; v případě domácností, kde je roční spotřeba 25 MWh, za kterou zákazník při průměrné ceně 2,7 Kč/kWh v distribuční sazbě D45d zaplatí 67500 Kč. S pomocí TČ vzduch / voda klesne spotřeba elektrické energie na hodnotu 8750 kWh. Při průměrné ceně 3 Kč/kWh v distribuční sazbě D56d zákazník zaplatí za provoz TČ 26250 Kč. Návratnost při úspoře 41250 Kč se pohybuje kolem 5 let [18].

Výhodou této instalace je:

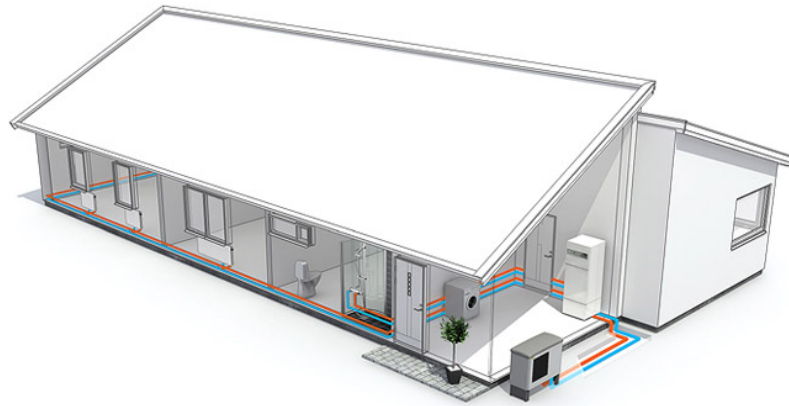
- Nižší počáteční náklady v porovnání s TČ země / voda.
- Možnost chlazení v letním období.
- Snadná instalace a možnost připojení ke stávajícímu otopnému systému.

Nevýhody této instalace jsou:

- Vyšší spotřeba elektrické energie (cca o 30 %) a nižší životnost kompresoru

oproti TČ země / voda.

- Hlučnost venkovní instalace.
- Snížený výkon při nižších venkovních teplotách [40].



Obr. 2.3: Tepelné čerpadlo vzduch – voda [13].

2.1.5 Tepelná čerpadla vzduch – vzduch

TČ Obr. 2.4 jsou často používána pro možnost letního chlazení – klimatizace. TČ vzduch / vzduch ohřívá vnitřní vzduch přímo (absence topného systému) a dosahuje díky tomu vyššího topného faktoru než ostatní TČ. V zimním období může pracovat obráceně – tepelné čerpadlo, případně pouze přitápění na jaře a na podzim. Pracují na stejném principu jako TČ vzduch / voda, pouze předávají tepelný výkon vnitřnímu vzduchu objektu. Jsou vhodnější do prostor s menší členitostí. Cena TČ vzduch / vzduch se odvíjí od typu, výrobce a velikosti. V průměru lze počítat s 25000 – 40000 Kč včetně instalace [40].

Výhoda této instalace je:

- Nejnižší pořizovací cena.
- Ekonomický provoz a snadná instalace.
- Možnost chlazení v letním období.
- Možnost odvlhčování, čištění a ionizace vzduchu.

Nevýhody této instalace jsou:

- Absence ohřevu TUV.
- Nevhodnost pro objekty s velkým členěním prostorů [40].



Obr. 2.4: Tepelné čerpadlo vzduch – vzduch [13].

2.1.6 Tepelná čerpadla voda – voda

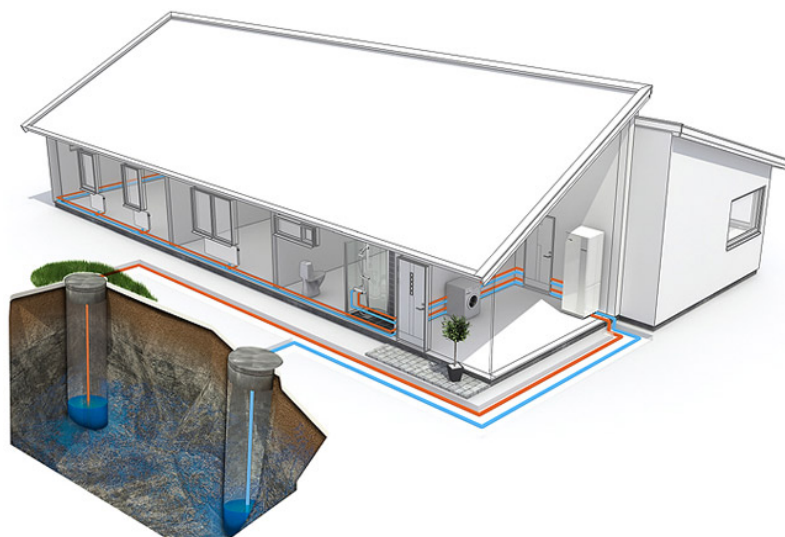
Při instalaci TČ Obr. 2.5 s využitím spodní vody jsou potřeba minimálně dvě 5 – 25 m hluboké studny o průměru 20 – 25 cm, vzdálené od sebe minimálně 15 m. Zdrojem tepla je povrchová voda z vodních toků, nádrží, podzemní vody nebo odpadní teplo s přítokem minimálně 0,5 l/s, což značně zužuje okruh možné instalace [31]. Za nejvhodnější přírodní zdroj energie lze při vhodné geologické dispozici považovat studnu, kde má voda stabilní teplotu cca 10 °C. Vhodné jsou také průmyslové odpadní vody o konstantní teplotě. Čím nižší je výstupní teplota, tím vyšší je topný faktor. Čím vyšší je teplota zdroje, tím vyšší je opět topný faktor. Topný faktor pro podlahové vytápění je cca 5, což přinese 80 % úspory. Pro vytápění s radiátory je průměrný topný faktor cca 3,6, dosažená úspora je tedy 72 % [40].

Výhoda této instalace je:

- Nejvyšší topný faktor ze všech typů TČ.
- Zpětné využití odpadního tepla v technologických procesech.

Nevýhody této instalace jsou:

- Vyšší náklady na údržbu a servis.
- Instalace pouze v lokalitách s dostatkem vody [40].



Obr. 2.5: Tepelné čerpadlo voda – voda [13].

2.1.7 Přehled sazeb pro tepelná čerpadla

Přehled dostupných sazeb Tab. 2.1 vychází z cenového rozhodnutí ERÚ č. 8/2016, kterým se stanovuje přehled sazeb a cen za související služby v elektroenergetice odběratelům ze sítí nízkého napětí. Odběratel si může zvolit kteroukoliv sazbu, pokud splní podmínky distributora stanovené pro její přiznání. Sazby platí pro každé odběrné nebo předávací místo samostatně. Pokud se odběratel s distributorem nedohodne jinak, může změnit sazbu maximálně jednou za 12 měsíců [29]. Pásmo platnosti nízkého tarifu (NT) je distributorem stanovené časové pásmo o minimální délce uvedené v podmínkách příslušné sazby, která je účtována za nižší cenu. Vymezení pásma platnosti nízkého tarifu provádí distributor operativním řízením doby platnosti nízkého tarifu, které distributor může kdykoliv bez oznámení měnit, musí však dodržet celkovou dobu platnosti nízkého tarifu. Pásmo platnosti vysokého tarifu (VT) platí v době mimo pásmo platnosti NT. Maximální souvislá délka platnosti VT je jedna hodina. Při VT TČ nepracuje prostřednictvím signálu HDO (dálkové přepínání tarifů). Pro tepelné čerpadlo, které odnímá teplo z vnějšího prostředí (z vody, půdy nebo vzduchu) a předává teplo k dalšímu využití, platí dvoutarifová sazba C56d s dobou platnosti nízkého tarifu 22 hodin denně, která se přiznává pro tepelná čerpadla uvedená do provozu od 1. 4. 2005. Odběratel musí mít 2 elektroměry a musí být zajištěno blokování topných spotřebičů v dobách platnosti vysokého tarifu. Do 31. 3. 2005 se používala sazba C55d. U sazby C56d, která je platná od 1. 4. 2005, musí tepelný výkon TČ krýt minimálně 60 % tepelných ztrát vytápěného objektu [29].

Tab. 2.1: Přehled sazeb pro tepelná čerpadla.

	C 55d	C 56d
Cena za distr. množství elektřiny ve VT [Kč/MWh]	231,84	231,84
Cena za distr. množství elektřiny ve NT [Kč/MWh]	72,22	72,22
Hodnota hlavního jističe	Měsíční plat za příkon [Kč/MWh]	
do 3x10 A do 1x25 A včetně	396	198
nad 3x10 A do 3x16 A včetně	634	317
nad 3x16 A do 3x20 A včetně	793	397
nad 3x20 A do 3x25 A včetně	991	496
nad 3x25 A do 3x32 A včetně	1 268	635
nad 3x32 A do 3x40 A včetně	1 585	793
nad 3x40 A do 3x50 A včetně	1 982	992
nad 3x50 A do 3x63 A včetně	2 497	1 249
nad 3x63 A do 3x80 A včetně	3 170	1 586
nad 3x80 A do 3x100 A včetně	3 963	1 983
nad 3x100 A do 3x125 A včetně	4 954	2 479
nad 3x125 A do 3x60 A včetně	6 341	3 173
nad 3x160 A za každou 1 A	39,63	19,83
nad 1x25 A za každou 1 A	13,21	6,61

2.1.8 Topný faktor tepelných čerpadel

Při porovnávání TČ se používá celá řada srovnávacích kritérií, které se liší způsobem hodnocení provozu TČ a subjektivním názorem každého z nás. Jedním z ukazatelů účinnosti TČ je tzv. topný faktor, který udává teoretický poměr vyprodukovaného tepla a spotřebované energie. V praxi se můžeme setkat se dvěma druhy topných faktorů, kterými se zákazník při výběru může řídit. Toto bezrozměrné číslo se označuje zkratkou COP a SCOP a je vyjádřeno číslem. Nejběžnější hodnota topného faktoru se pohybuje v intervalu od 2 do 5 [25].

2.1.9 COP (Coefficient of Performance)

Ukazatel hodnot pro jeden standardní provozní bod, který se řídí normou pro laboratorní zkoušení TČ a chladicích zařízení ČSN EN 14 511, odpovídá nejčastějšímu provoznímu stavu. COP určuje účinnost jednotky tepelného čerpadla, neboli kolik kW tepelné energie je vyrobeno (topný výkon) oproti 1 kW dodané energie (elektrický příkon) za ustálených provozních podmínek dle následujícího vzorce [25]:

$$\text{COP} = \frac{\Phi}{P_c + P_{\text{aux}}} \quad (2.1)$$

Φ tepelný výkon tepelného čerpadla [kW]

P_c elektrický příkon kompresoru [kW]

P_{aux} elektrický příkon potřebný pro překonání tlakové ztráty výparníku a kondenzátoru, odtávání výparníku a vlastní regulaci TČ [kW].

Do celkového elektrického příkonu je nezbytné zahrnout kromě příkonu kompresoru i poměrovou část výhřevu a odtávání, elektrickou energii regulačních a zabezpečovacích prvků (expanzní ventil, vyhřívání kompresoru, které slouží jako ochrana proti kondenzaci chladiva) a také elektrický příkon nutný pro překonání tlakových ztrát výměníků (výparník, kondenzátor) TČ při požadovaném průtoku teplonosných látek [25].

Například máme-li TČ, které má výkon 11 kW při teplotě 4,6 °C / 40 °C, tak jeho teoretický COP, který se skládá pouze ze spotřeby kompresoru 2,29 kW, se rovná výslednému COP 4,8. Budeme-li vycházet z celkové spotřeby 470 W, reálné COP bude na hodnotě 3,8 (ventilátor 160 W, oběhové čerpadlo sekundárního okruhu 35 W, expanzní ventily 25 W, poměrová část výhřevu a odtávání 300 W).

Pomocí laboratorního měření za rozdílných provozních podmínek lze stanovit topný faktor, který je uveden v dostatečném provozním rozsahu.

Pro určení efektivity TČ se někdy používá topný faktor za standardních podmínek, který je např. stěžejní pro udělení značky kvality Q-label, kterou uděluje Evropská asociace pro tepelná čerpadla (EHPA), která má pro udělení podmínku minimálního topného faktoru COP. Dané kritérium poté převzal také program Zelená úsporám včetně nástupce Nová zelená úsporám. Minimální topné faktory jsou zobrazeny v Tab. 2.2 [25].

Tab. 2.2: Topné faktory tepelných čerpadel

typ tepelného čerpadla	jmenovité podmínky	minimální požadavek
vzduch - voda	A2/W35 teplota vzduchu na vstupu do výparníku 2 °C teplota otopné vody z kondenzátoru 35 °C	$COP > 3.1$
země - voda	B0/W35 teplota solanky na vstupu do výparníku 0 °C teplota otopné vody z kondenzátoru 35 °C	$COP > 4.1$
voda - voda	W10/W35 teplota vody na vstupu do výparníku 10 °C teplota otopné vody z kondenzátoru 35 °C	$COP > 5.1$

2.1.10 SCOP (Seasonal Coefficient of Performance)

Z pohledu uživatele je lepším kritériem sezónní topný faktor tepelného čerpadla definovaný normou ČSN EN 14 825, který není stanoven dle laboratorního měření pro jednu škálu provozních podmínek. Stanovení hodnoty SCOP (a ověření exaktním měřením) se musí řešit pro každý typ a výkonovou řadu samostatně v nezávislé zkušebně, což je finančně velmi náročné. SCOP se získává výpočtem dle uvedené normy

s využitím korekcí a okrajových podmínek, které vycházejí z dokumentů pro štítkování TČ, doplněné o hodnoty získané dle normy ČSN EN 14 511. Stejně TČ může mít rozdílné hodnoty SCOP, což je u výpočtu způsobeno zadáním rozdílných vstupních hodnot. K výpočtu SCOP jsou definované tři klimatické oblasti, do kterých je Evropa rozdělena následovně Obr. 2.6:

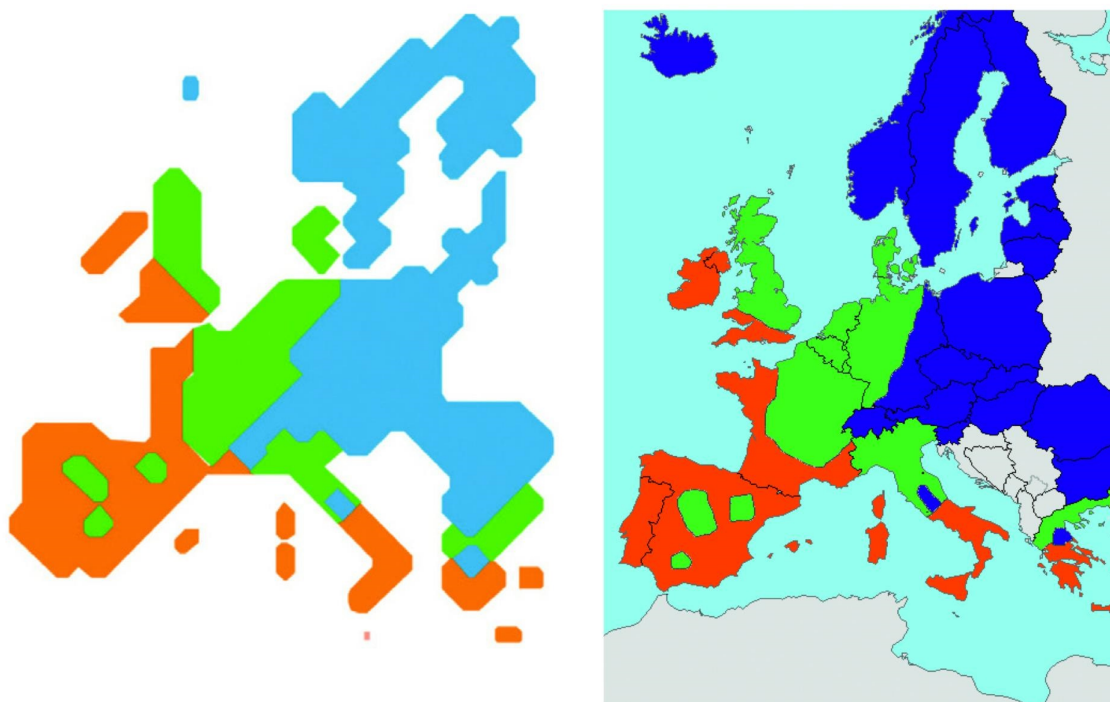
- Chladné podnebí – Helsinky s návrhovou venkovní teplotou -22°C a délkou otopné sezóny 6446 h.
- Průměrné podnebí – Štrasburk s návrhovou venkovní teplotou -10°C a trváním otopné sezóny 4910 h.
- Teplejší podnebí – Atény s návrhovou venkovní teplotou $+2^{\circ}\text{C}$ a trváním otopné sezóny 3590 h [25].

Sezónní topný faktor SCOP tedy zahrnuje komplexnější výpočty založené na konkrétních parametrech daného TČ, který lze vypočítat pomocí obecného vzorce:

$$\text{SCOP} = \frac{Q_{\text{H}}}{Q_{\text{HE}}} \quad (2.2)$$

Q_{H} referenční roční požadavek na vytápění [kWh]

Q_{HE} roční spotřeba elektrické energie [kWh]



Obr. 2.6: Klimatická pásma dle normy ČSN EN 14825 [20].

2.1.11 Základní komponenty TČ

Tepelné čerpadlo se skládá ze 4 základních komponentů:

Výparník – do výparníku je přiváděna cirkulující pracovní látka (chlazená kapalina) odebírající energii z nízkopotenciálního zdroje tepla. Přivedené teplo a nízký tlak způsobuje vypařování chladiva. Páry chladiva se stávají nositelem této energie i při velmi nízkých teplotách, které jsou přiváděny do kompresoru. Cirkulační pracovní látka, ze které byla tepelná energie odvedena, se ochladí a musí být znovu zvýšena její teplota ve zdroji nízkopotenciálního tepla. Výměníky určené pro kapaliny jsou z velké části letované deskové, pro vzduch jsou trubkové žebrované (měděné potrubí s hliníkovými žebry).

Kompresor – nasává plyny z výparníku, stlačuje je a vytlačuje do kondenzátoru. Práce na pohon kompresoru se přemění v teplo, které se přičítá k teplu přivedenému ve výparníku; kompresor je přitom jediné místo v popisovaném oběhu, ve kterém je nutné do oběhu dodávat hnací energii (většinou elektrickou).

Kondenzátor – z kondenzátoru odvádí cirkulující pracovní látka (topné médium) teplo, které je přivedlo do kondenzátoru z výparníku a kompresoru. Odvedené teplo způsobuje kondenzaci par chladiva. Energie přivedená do kondenzátoru parami chladiva se převádí do cirkulující pracovní látky (sekundární okruh TČ), převedeným teplem se pracovní látka ohřívá a zavádí se do topného systému.

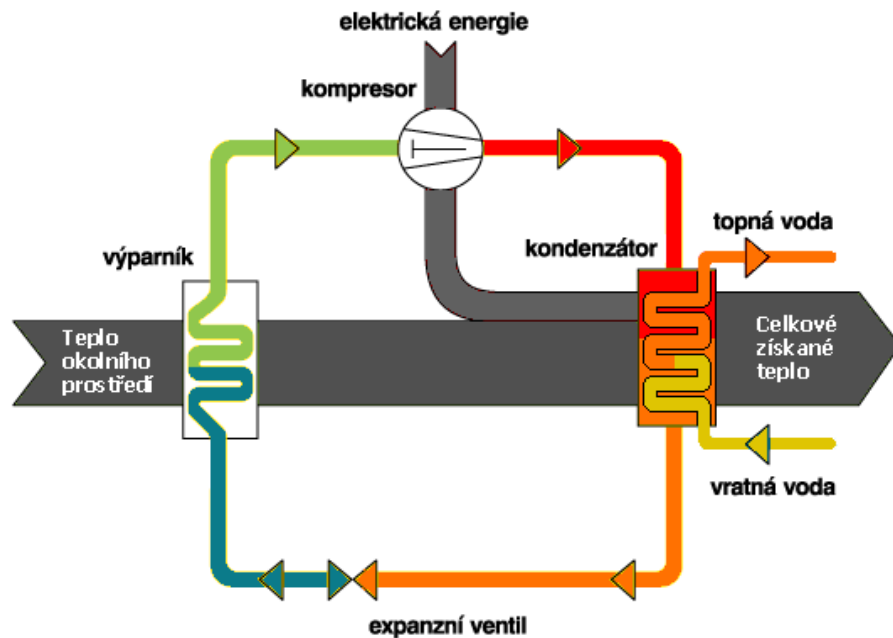
Expanzní ventil – kapalně chladivo, které zkonduzovalo při vyšším (kondenzačním) tlaku se převádí (škrtí) do výparníku, aby se zde opět vypařilo při nižším (vypařovacím) tlaku. Hlavním úkolem expanzního ventilu je tedy udržovat rozdílný tlak mezi vysokotlakou a nízkotlakou stranou chladicího oběhu [36].

2.1.12 Princip tepelného čerpadla

Neomezené množství tepla, které se vyskytuje všude kolem nás (energie země, vody a vzduchu) nemá mnohdy dostatečný potenciál k přímému využití (vytápění, ohřev TUV). Pomocí TČ lze transformovat tepelnou energii (nízkopotenciální teplo) z nižší na vyšší teplotní úroveň.

Principem celého procesu Obr. 2.7 je odebrání tepla z okolního prostředí (vzduch, voda, země) pomocí vhodného teplonosného média (např. nemrznoucí směsi), které díky své nižší teplotě absorbuje teplo okolního prostředí. Nemrznoucí směs ohřátá okolním teplem je přivedena do výparníku TČ, kde je udržována nízká teplota a tlak. Zde se teplo předá kapalnému chladivu, které koluje uvnitř zařízení. Kapalně chladivo se vlivem předaného tepla začne odpařovat. Páry chladiva jsou nasáty kompresorem, který je prudce stlačí. Díky fyzikálnímu principu komprese, kdy při vyšším tlaku stoupá teplota, dostaneme nízkopotenciální teplo na vyšší teplotní hladinu,

které dále putuje do kondenzátoru. Zde při kondenzaci odevzdá veškerou svoji energii, která je rovna součtu energie odebrané z okolního prostředí a dodané hnací energii snížené o ztráty v kompresoru do otopného systému, který vytápí objekt [3]. Plynné chladivo změní své skupenství opět na kapalné, přes expanzní ventil se prudce ochladí a putuje zpět do výparníku [27]. Celý cyklus se neustále opakuje.



Obr. 2.7: Princip tepelného čerpadla [28].

2.1.13 Bivalentní provoz TČ

Během roku potřebný výkon pro vytápění značně kolísá a z ekonomického hlediska není možné dimenzovat TČ na maximální výkon. Pořizovací cena větších TČ, rozsáhlejší hlubinné vrty a plocha pro zemní kolektory by mnohonásobně navýšily investice. Z toho důvodu jsou TČ doplněna o další, tzv. špičkový zdroj tepla, kterým může být např. elektrokotel. Jako nevýhodu lze považovat navýšení kapacity elektrické přípojky – platba za jistič a úskalí v podobě nesprávné regulace všech připojených zdrojů – nutné maximálně využít TČ. Toto spojení je obzvláště potřebné při větších mrazech, kdy TČ není dostačující. Instalovaný tepelný výkon TČ je v tomto případě nižší, než maximální potřebný (obvykle kolem 50 – 80 %). Problém může také nastat při úplném výpadku TČ [15].

2.1.14 Monovalentní provoz TČ

Při nižší tepelné ztrátě, která se u moderních budov pohybuje kolem 12 kW je monovalentní provoz, který spočívá v nastaveném výkonu TČ tak, aby při výpočtové teplotě pokryl plně tepelnou ztrátu. U tohoto provozu je tedy nutné, aby TČ spolupracovalo s dalším zdrojem, což nese výhodu hlavně v investičních nákladech, které nejsou tak vysoké. Omezení platí pouze pro TČ vzduch / voda a vzduch / vzduch, které mohou být omezeny venkovní teplotou, kdy TČ pracuje např. pouze do $-13\text{ }^{\circ}\text{C}$ a objekt se nachází v oblasti, kde se mohou vyskytnout teploty nižší. Navíc s klesající teplotou klesá také výkon TČ [15].

2.2 Organický Rankinův cyklus (ORC)

Kogenerační zařízení prošla v posledních 20 letech značným vývojem, který umožňuje instalaci přesně dle požadavků zákazníka. Pro pohon kogeneračních jednotek se nejčastěji používá parní nebo spalovací turbína, spalovací motor nebo paroplynová zařízení. Postupným vývojem jsou na trhu dostupné také nové druhy pohonných jednotek, jako je Stirlingův motor, mikroturbíny nebo zařízení využívající organický cyklus (ORC), který bude v případě zákazníka Nová Mosilana, a.s. pravděpodobně nejvhodnější.

S neustále rostoucí cenou elektrické energie (od 1. 1. 2018 dochází u většiny obchodníků k opětovnému zvýšení cen elektrické energie) roste také zájem o výrobu co nejlevnější elektrické energie. Z toho důvodu se jeví výroba elektrické energie, tvořené z odpadního tepla průmyslových provozů pomocí technologie Organického Rankinova Cyklu (ORC), jako zajímavá alternativa.

Technologie ORC není zcela nová; nejméně 30 komerčních závodů po celém světě využívalo tuto technologii i před rokem 1984. Jejich aplikace zahrnují výrobu elektřiny ze solárních, geotermálních a odpadních zdrojů tepla. ORC jednotky mohou odebírat odpadního tepla o nízké až střední teplotě. Příkladem je úspěšná instalace v Bavorsku, kde cementárna instalovala ORC pro získávání odpadního tepla ze slínkového chladiče, jehož výfukový plyn má teplotu přibližně $500\text{ }^{\circ}\text{C}$. Pomocí ORC došlo ke snížení 12 % odběru elektrické energie a snížila se emise CO_2 přibližně o 7000 tun.

ORC jednotka nachází po pečlivé analýze uplatnění především v průmyslových odvětvích, která mají přebytek nízkopotenciálních zdrojů tepla, což vede k menším teplotám a tlakům, za kterých zařízení pracuje. Je také ekologické, jelikož efektivně využívá obnovitelné zdroje energie [39].

Hlavním přínosem přeměny odpadního tepla na elektrickou energii je prodej (snížení spotřeby primárních zdrojů) elektřiny ze strany výrobce tepla. Existují však

další potenciální přínosy [8]:

- Společnou produkci tepelné a elektrické energie zvyšujeme účinnost využití primárního zdroje paliva.
- Omezení znečištění životního prostředí.
- Nižší zatěžování přenosové soustavy / snížení ztrát vzniklé přenosem.
- Potenciální pokrytí nákladů na energii.

2.2.1 Princip zařízení ORC

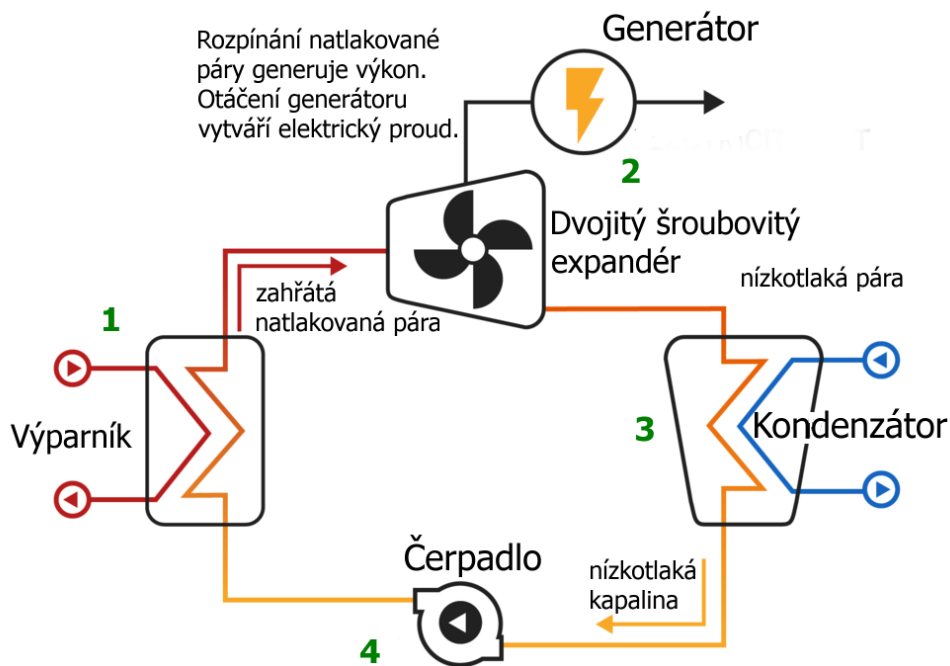
ORC zařízení lze rozdělit na dva základní typy, horkovodní a spalínové. Horkovodní ORC pracuje se zdrojem teplé vody o parametrech od 77 °C do 116 °C. Tyto teploty jsou v běžné energetice využitelné maximálně pro vytápění. V případě spalínového ORC jsou potřeba spaliny o minimální teplotě 350 °C [1]. **Horkovodní ORC** – tepelná energie je převedena na elektrickou pomocí tzv. expandéru (dvojitý šroubový expandér), který je ve své podstatě kompresor. Princip horkovodního ORC je následující Obr. 2.8:

1. Horká voda vstupující do výparníku zahřívá provozní kapalinu ORC cyklu (organická kapalina o nízkém bodu varu, obvykle chladivo nebo lehké uhlovodíky) na bod varu, čímž je organická látka přeměněna na páru, která vytváří tlak.
2. Pára je tlačena skrz šroubový expandér, a roztáčí elektrický generátor na základě změny tlaků.
3. V kondenzátoru je pára ochlazená zdrojem studené vody a kondenzuje zpět do kapalné formy.
4. Provozní médium se vrací zpět do výparníku a proces se opakuje.

Spalínové ORC – spalínový typ ORC cyklu využívá vstupní médium spaliny z kogenerační jednotky nebo jiných technologických procesů. Provozní kapalina ORC cyklu (organická kapalina o nízkém bodu varu, obvykle chladivo nebo lehké uhlovodíky) je ohřívána ve výměníku (evaporátoru) na požadovanou teplotu. Následně dojde k velké expanzi na lopatkách turbíny. Provozní kapalina je poté stabilizována ve vakuu a přes kondenzaci vrácena zpět na začátek celého cyklu.

Turbína společně s generátorem je osazena na vertikální hřídeli s otáčkami kolem 25000 o/min 50 Hz a 400 V se generuje pomocí pulsně šířkové modulace. Ani jeden z typů ORC neumožňuje chod v ostrovním režimu [12].

Organický Rankinův cyklus (ORC) funguje podobně jako Rankinův cyklus, používá však organickou pracovní látku namísto páry. Mezi možnosti patří silikonový olej, alkany, freony, pentan, propan, toluen apod., které mají nižší teplotu varu a vyšší tlak par než voda. To umožňuje, aby Rankinův cyklus pracoval s výrazně nižšími teplotami odpadního tepla – až o 66 °C. Nejvhodnější teplotní rozsah pro ORC



Obr. 2.8: Princip uzavřeného ORC cyklu [8].

závisí na použité tekutině z důvodů termodynamických vlastností tekutin, které ovlivňují účinnost cyklu při různých teplotách [39].

Ve srovnání s vodními parami mají tekutiny používané v ORC vyšší molekulovou hmotnost, což umožňuje kompaktnější konstrukci, vyšší hmotnostní průtok a vyšší účinnost turbíny (až 80 – 85 %). Vzhledem k tomu, že cyklus funguje při nižších teplotách, je celková účinnost v závislosti na teplotě kondenzátoru a výparníku okolo 10 – 20 %. Tato účinnost je však nižší než účinnost parních elektráren o vysoké teplotě (30 – 40 %). Je důležité si tedy uvědomit, že cykly s nízkou teplotou jsou ve své podstatě méně účinné než cykly s vysokou teplotou. Limity účinnosti mohou být vyjádřeny podle účinnosti Carnotova cyklu. Carnotův motor pracuje se zdrojem tepla při teplotě od 25 °C, kdy je účinnost asi jen 30 %, do 150 °C. V porovnání s jinými technologiemi využívajícími nízkopotenciální teplo, jako je například piezoelektrický generátor, který má účinnost pouze 2 – 5 %, je účinnost Carnotova cyklu mnohonásobně vyšší [39].

2.3 Průmyslové chlazení

Většina technických zařízení je spojována s uvolňováním značného množství tepla, které je z velké části nežádoucí a negativně ovlivňuje chod celého zařízení. Z toho důvodu je nutné toto teplo v co největší míře odvádět a přetvořit na chlad nebo neutralizovat pomocí vhodné chladicí metody.

Mezi nejznámější principy a chladicí metody můžeme zařadit:

- Chlazení přirozenými prostředky – vzduch, voda, sníh, led.
- Chlazení chemickými roztoky – snížení teploty je docíleno pomocí rozpouštění, které využívá přebytečné teplo.
- Chlazení vypařováním chladiva – systém strojního chlazení (kompresní a sorpční).

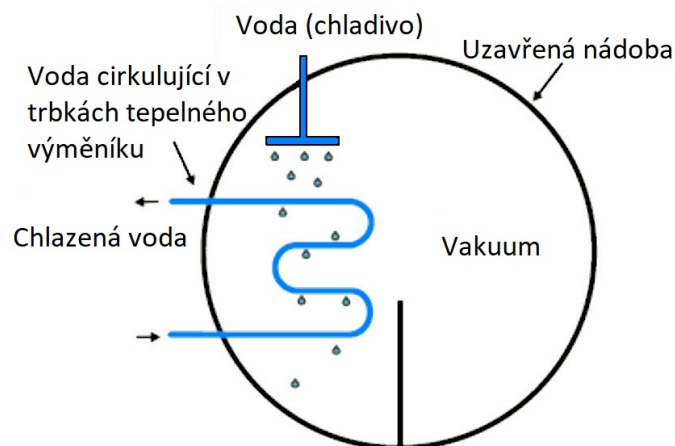
Snižování provozních nákladů, na které je kladen čím dál větší důraz, se týká také snížení spotřeby energie na chlazení v souladu se směrnicí Evropského parlamentu 2010/31/EU. Z toho důvodu je výroba chladu z odpadního tepla stále více vyhledávanou možností. Kromě průmyslového chlazení, které je důležité v průběhu technologických výrobních procesů, je nutná také úprava vzduchu. Vytváření vhodného pracovního klima zaměstnancům odvodem tepla z výrobních hal je neméně důležité.

2.3.1 Absorpční chlazení

Tato diplomová práce je zaměřena především na strojní způsob chlazení, konkrétně na absorpční chladicí zařízení, které je založeno na fyzikálních vlastnostech dvou látek (absorbent a chladivo), neboli schopnosti jejich vzájemné absorpce. Absorpční chlazení využívají relativně malá čerpadla pro dosažení tlakových rozdílů, narozdíl od kompresorových, které stlačují páry, což je výkonově i energeticky náročnější. Princip absorpčního chlazení lze popsat do 4 fází:

1. Fáze

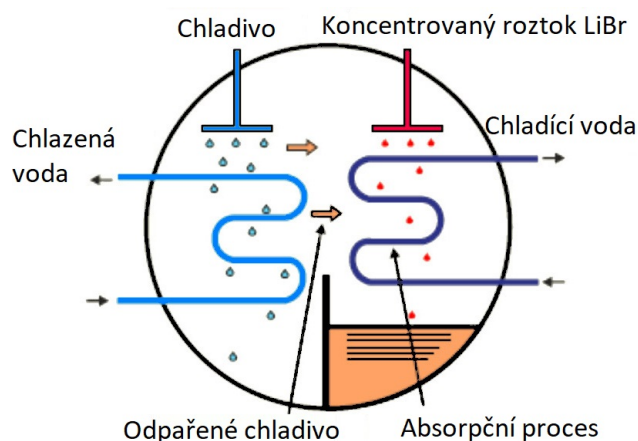
V těchto systémech chladivo, tj. voda, absorbuje teplo v nižší teplotě a nižší tlaku během odpařování a uvolňuje teplo ve vyšší teplotě a vyšším tlaku během kondenzace. Při atmosférickém tlaku voda vaří při teplotě 100 °C. Při udržování ve vysokém vakuu se voda vaří a ochlazuje sama viz Obr. 2.9 [1].



Obr. 2.9: Pracovní princip absorpčních chladičů fáze 1[1].

2. Fáze

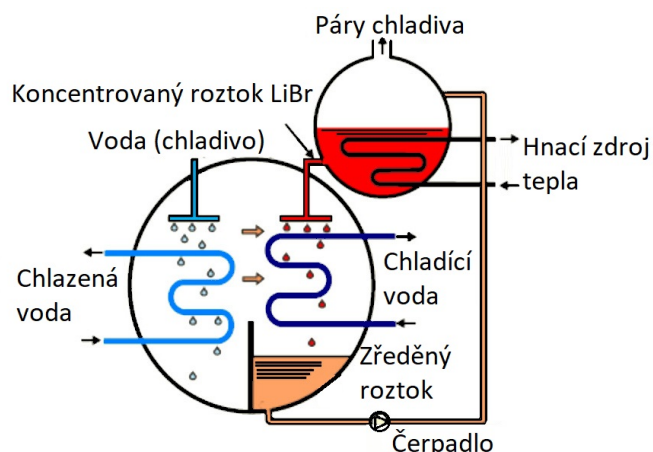
Po zahřátí páry chladiva stoupají a odchází z výparníku. Následně jsou absorbovány v absorberu do kapalné absorpční látky, např. koncentrovaný roztok LiBr za současného uvolnění absorpčního tepla. Bromid lithný (LiBr) má schopnost absorbovat vodu (chladiivo) kvůli své chemické afinitě, která je přímo úměrná koncentraci a nepřímo úměrná její teplotě. Odpaření chladiva se koná při nízkém tlaku. Zředěný roztok, který obsahuje vstřebávané chladicí páry, se zahřívá na vyšší tlak viz Obr. 2.10 [1].



Obr. 2.10: Pracovní princip absorpčních chladičů fáze 2[1].

3. Fáze

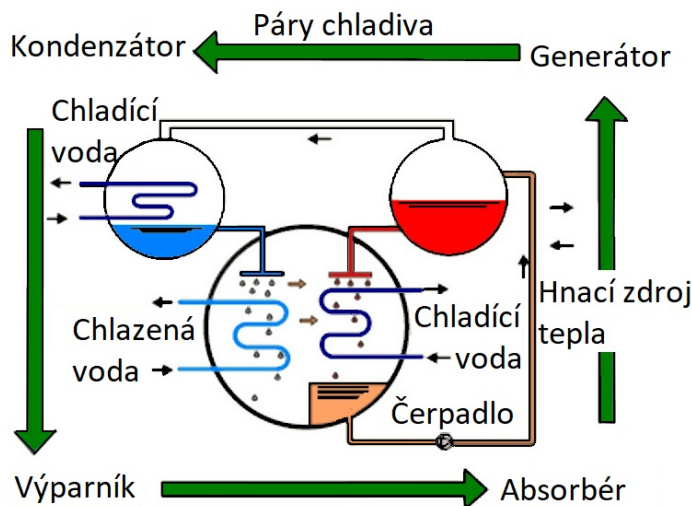
Do části oběhu s vyšším pracovním tlakem je čerpadlem dopravena vzniklá kapalná směs. Zředěný LiBr roztok ztrácí svou schopnost absorbovat vodní páru. Z toho důvodu je třeba znovu roztok zahřát za použití zdroje tepla viz Obr. 2.11 [1].



Obr. 2.11: Pracovní princip absorpčních chladičů fáze 3[1].

4. Fáze

Páry chladiva z absorpční kapaliny jsou díky zahřátí směsi vypuzeny. V kondenzátoru páry kondenzují při kontaktu s ochlazovaným povrchem a stávají se kapalným chladivem. Do výparníku opět vstupuje kapalně chladivo přes škrábací ventil, kde vlivem snížení tlaku dochází k varu chladiva při nízké teplotě a odnímání tepla ochlazovanému médiu[26] viz Obr. 2.12 [1].



Obr. 2.12: Pracovní princip absorpčních chladičů fáze 4[1].

Proces absorpčního chladičového zařízení lze rozdělit na jednostupňový a dvoustupňový cyklus. Chladičí zařízení využívající dvoustupňového cyklu zvýší svoji účinnost pomocí tepla obsaženého v odpařených párách chladiva v prvním stupni, které je dále využito k dodatečnému vaření směsi v druhém generátoru (vypuzovači). Dvoustupňový absorpční cyklus vyžaduje až o 45 % méně užitého tepla, díky čemuž dosahuje chladičích faktorů od 1,2 do 1,4. Potřebuje však dodat hnací tepelnou energii o vyšší teplotě (teplota topného média vyšší jak 170 °C). Oproti tomu účinnost jednostupňového cyklu se pohybuje v rozmezí od 60 do 80 % (chladičí faktor od 0,6 do 0,8). Teplota topného média se pohybuje od 65 °C do 140 °C. Absorpční chladičí jednotky mohou být poháněny horkou vodou, párou, plynem, olejem, přímo odpadními výfukovými plyny nebo odpadními spalinami viz Tab. 2.3.

Kvalita absorpčního oběhu se vyjadřuje také pomocí výkonového čísla COP, které vychází z termodynamického popisu absorpčního oběhu podobně jako u tepelných čerpadel viz kapitola 2.1.9. Výkonové číslo u absorpčního chladičového oběhu vyjadřuje poměr vyrobeného chladu ve výparníku a tepla dodaného vysokoteplotním zdrojem desorbéru. V tomto absorpčním cyklu je tedy potřebná dvojice pracovních látek:

- Chladivo – vypařuje se a kondenzuje.
- Absorbent – absorbující páry.

Látka	Výkon [kW]	
	Jednostupňové	Dvoustupňové
teplá voda	od 35 do 6 000	od 200 do 12 000
pára	od 350 do 6 000	od 200 do 12 000
plyn	od 160 do 4 000	
spaliny/odpadní teplo	od 100 do 12 000	
Látka	Tlak na přívod páry [bar/g]	
	Jednostupňové	Dvoustupňové
pára	od 0,5 do 3,5	od 4,0 do 10
Látka	Teplota vody [°C]	
	Jednostupňové	Dvoustupňové
teplá voda	od 75 do 140	nad 140

Tab. 2.3: Zdroj energie absorpčních chladících jednotek.

Podmínkou vhodné dvojice pracovních látek je dobrá rozpustnost chladiva v absorpční látce, splnění tlakových a teplotních úrovní a mimo jiné také vliv na životní prostředí. Běžně používané kombinace pracovních látek jsou uvedeny v Tab. 2.4.

Chladivo		Absorbent	
amoniak (čpavek)	NH ₃	voda	H ₂ O
voda	H ₂ O	roztok voda/bromid lithný	roztok H ₂ O - LiBr
voda	H ₂ O	hydroxid sodný	NaOH
voda	H ₂ O	roztok voda/chlorid lithný	roztok H ₂ O - LiCl

Tab. 2.4: Běžně používané kombinace pracovních látek.

Rozdílnost v prvních dvou pracovních látkách, které jsou zároveň nejpoužívanější, je především v možnosti dosažené teploty chladiva a tím i teploty chlazené vody. V případě roztoku H₂O–LiBr se teplota chlazené vody pohybuje kolem +4 °C. Na rozdíl od absorbentu, který využívá vodu, lze dosáhnout chladící kapaliny o teplotě až –60 °C[26].

Výhody absorpčního chlazení:

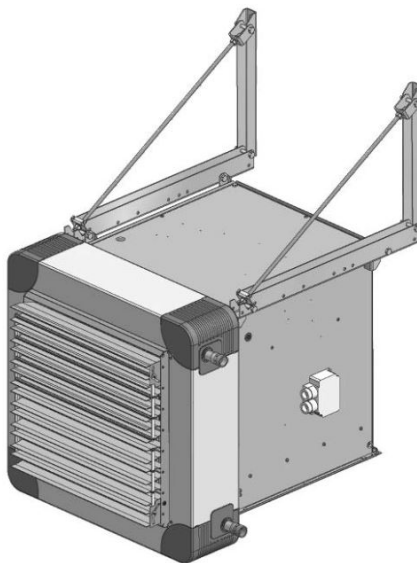
- Absorpční chladící jednotky o výkonu od 35 kW do 18000 kW chladu.
- Nízká vlastní spotřeba, až o 95 % nižší spotřeba než u kompresorového chlazení.
- Šetří životní prostředí a snižuje produkci CO₂.
- Vysoká účinnost (koeficient účinnosti až 1,8).
- Přibližně dvojnásobně vyšší životnost oproti kompresorovému chlazení.

Nevýhody absorpčního chlazení:

- Absorpční jednotka je přibližně 1,5x větší a 3x těžší než kompresorová jednotka.
- Vyšší pořizovací cena.

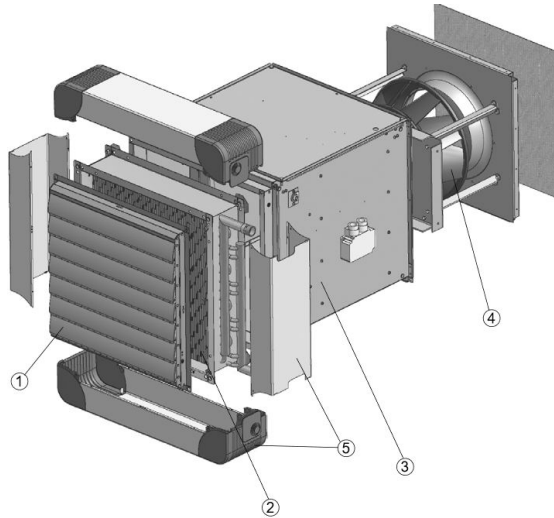
2.3.2 Klimatizace

Součástí řešení průmyslového chlazení, které bude rozebráno v kapitole č. 4.3, je také napojení navrhované absorpční jednotky na stávající síť potrubních rozvodů s použitím vytápěcích jednotek SAHARA MAXX, díky kterým lze vyhovět nejrozdílnějším požadavkům v oblasti vytápění, chlazení i větrání s filtrací. V jednotkách bude jako chladicí látka použita voda o teplotě kolem 8 °C, jejímž zdrojem bude právě absorpční chladicí systém. Při návrhu systému je třeba minimalizovat riziko kondenzace a doporučuje se ponechat přístupné spoje a připojení zabudovaných potrubí. Chladicí výkon pro navrhované řešení počítá s 30 až 40 W/m² u chladicího stropu a 20 až 30 W/m² u podlahy. Výhodou stávajícího systému rozvodů je možnost využití i v zimním období pro vytápění za pomoci ventilů, které budou měnit vstupní vodu topnou nebo chladicí podle potřeby. Pro nástěnné jednotky viz Obr. 2.13 je při teplotě vstupního média vyšší než 130 °C (podstropní 100 °C) použit regulační ventil, který zastaví přívod média při vypnutém ventilátoru, jak je tomu ve většině období. Díky výrobním linkám popisovaných v kapitole č. 3, není nutné mimo extrémní dlouhodobé mrazy spínat ventilátory vytápěcích jednotek.



Obr. 2.13: Nástěnná jednotka SAHARA MAXX HD[22].

Vytápěcí a chladicí jednotka SAHARA MAXX HD je sestavená z ventilátoru a výměníku v plášti z ocelového lakovaného plechu. Na výdechové straně jednotky jsou instalovány výdechové žaluzie viz Obr. 2.14. Zadní strana jednotky je osazena axiálním ventilátorem s ochranným košem zabezpečujícím ventilátor před poškozením i obsluhu před případným zraněním. Na boční straně ventilátorové skříně jsou nánýtovány matice k závěsu na stěnu či pod strop [22].



Obr. 2.14: Konstrukce jednotky SAHARA MAXX HD[22].

Kde označení představují jednotlivé komponenty:

1. Výdechová žaluzie
2. Výměník
3. Ventilátorový modul se sací dýzou a svorkovnicí
4. Ventilátor s ochranným košem
5. Opláštění jednotky s rohy z umělé hmot

2.4 Výměník tepla

Z důvodu nízké teploty spalin viz Tab. 3.1, které nelze využít jak pro ORC viz kapitola č. 2.2, tak je nedostačující také pro průmyslové chlazení viz kapitola č. 2.3, bude součástí technického řešení pro maximální využití odpadního tepla z technologického procesu nutné zapojit do horkovzdušné cesty také další výměník tepla, ve kterém se jeden proud ohřívá a druhý ochlazuje sdílením tepla. Energie horkého vzduchu bude předána pomocí výměníku do vody, kde už je využitelnost při nižších teplotách pro ORC a průmyslové chlazení možná. Správný výběr výměníku tepla pro dosažení co nejvyšší teploty vody, na základě čehož dosáhneme i vyšší účinnosti navrhovaných řešení, je stěžejní a více popsáno v kapitole č. 4.2.

Pro ohřev technologické vody byl opět vybrán trubkový výměník, který má díky laminárnímu proudění uvnitř trubek nízký součinitel prostupu tepla. Na rozdíl od deskového výměníku, který má díky opačným vlastnostem mnohonásobně vyšší tlakové ztráty.

Pro správné navržení tepelného výměníku je nutné správně určit:

- Tepelný výkon.
- Teplosměnnou plochu.
- Výstupní teplotu horkého vzduchu.
- Tlakové ztráty.

Z technologického procesu vystupuje horký vzduch o teplotě cca 180 °C a objemovém průtoku 44000 m³/h, společně se složením plynných znečišťujících látek viz Tab. 2.5, které odchází potrubím díky vytvářenému podtlaku 3 kPa ve vstávajícím výměníku tepla Koenig AG. Jednou ročně jsou naměřené hodnoty zpracovány firemním softwarovým programem. Poslední měření proběhlo 3. 5. 2017.

Plynné znečišťující látky	Chemický vzorec	Hmotností průtok [kg·h⁻¹]
oxid dusíku	NO _x	0,1015
oxid uhelnatý	CO	0,2145
Total Organic Carbon (celkový organický uhlík)	TOC	0,0987

Tab. 2.5: Výsledky měření plynných znečišťujících látek.

3 VÝCHOZÍ STAV TECHNICKÉHO ŘEŠENÍ

Vhodná volba zdroje odpadního tepla je důležitým aspektem pro realizaci diplomové práce. Po doporučení společnosti E.ON, která je dlouholetým dodavatelem elektrické energie a zemního plynu pro brněnský závod Nová Mosilana, byla uskutečněna schůzka s hlavním energetikem, na které byl nastíněn prvotní záměr diplomové práce a také potřeby zákazníka. Základní výrobní orientací společnosti Nová Mosilana, která je největším výrobním závodem italského koncernu MARZOTTO GROUP, je výroba vlněných tkanin, která začíná zpracováním vlněného česance, nejkvalitnější přírodní vlny ovcí z Nového Zélandu na přízi a končí tkaním a finální úpravou vlněných tkanin, které odebírají špičky módního odvětví. Nová Mosilana se tak stává největším výrobcem vlněných tkanin v Evropě. Avšak výrobní závod nevyužívá veškeré odpadní teplo z technologických procesů. Především z důvodu ekologického smýšlení vedení společnosti bylo rozhodnuto o investici v řádu 120 mil. Kč v rámci projektu energeticky úsporných opatření, kam spadá také využití odpadního tepla, které s sebou přinese v dlouhodobém horizontu taktéž finanční úspory a zlepšení kvality prostředí [23]. Po odeslání oficiální žádosti, která zahrnovala možnost prověření efektivnosti stávající technologie využívající odpadní teplo s případným dalším využitím pro výrobu elektrické energie a chladu, byla tato žádost schválena představenstvem. Před samotným návrhem řešení je nutné dobře zmapovat stávající stav z poskytnutých materiálů a konzultací.

Díky prohlídce celého závodu a doporučení místního energetika jsem se zaměřil na největší zdroj odpadního tepla, kterými jsou fixační a sušící stroje „Babcock, Monforts a Bruckner“ viz Obr. 5.1. Hlavním zdrojem horkého vzduchu jsou fixační stroje, které mají za úkol ustálit a zlepšit užité vlastnosti textilie. Syntetická vlákna mají vlivem procesů při výrobě a zpracování vnitřní pnutí, které se nepříznivě projevuje tím, že se hotový výrobek působením zvýšené teploty sráží a neudrží přidělený tvar. Tepelná stabilizace neboli termofixace zajistí snížení srážlivosti, tvorbu lomů a žmolkování látky. Základní podmínkou dobré fixace je plastifikace vláken, které se docílí za pomoci horkého vzduchu (170 – 210 °C)[34]. Ohřev je zajišťován přímým ohřevem pomocí plynových hořáků. Tato výrobní linka Obr. 3.1 je kompletně zakrytována a horký vzduch je odváděn pomocí přívodního potrubí do stávajícího venkovního výměníku tepla Obr. 4.4, kde dochází k ohřevu teplé vody. Parametry horkého vzduchu na výstupu z fixačního stroje a na vstupu do stávajícího výměníku tepla zobrazuje Tab. 3.1.

Dalším zdrojem horkého vzduchu jsou sušící komory, které jsou složeny ze dvou až deseti polí o délce 3 m, které slouží k odstranění vlhkosti vázané na strukturu vlákna. Sušení se provádí opět pomocí plynových hořáků. V hale se nachází tři 25 m dlouhé výrobní linky v kombinaci popisovaných fixačních a sušících strojů, které



Obr. 3.1: Fixační a sušící rám[34].

	Výstup z fixačních/sušících strojů	
	θ [°C]	Q _v [m ³ · h ⁻¹]
Vstup do přívodního potrubí	175	44 000
Výstup z přívodního potrubí	140	42 000

Tab. 3.1: Parametry horkého vzduchu z fixačního a sušícího stroje.

tvoří většinu roční spotřeby zemního plynu, která činí cca 60 GWh. Z důvodu velikosti výrobních linek je horký vzduch odváděn několika vývody, které jsou postupně sváděny do šesti páteřních potrubí, které se před výměníkem sjednotí na dva vstupy viz Obr. 5.1. Celý systém hliníkového potrubí o průměru 65 cm není v žádné části zaizolovaný a dochází tak k vysokým tepelným ztrátám viz Tab. 3.2.

Pro přesné stanovení tepelných ztrát nezaizolovaného povrchu potrubních rozvodů bylo provedeno měření pomocí bezdotykového infračerveného teploměru Raytek Raynger MX Obr. 3.2, který měří množství infračervené energie emitované zacíleným předmětem a zobrazuje teplotu povrchu tohoto předmětu. Termometr je vybaven laserovým zaměřováním a má grafický displej zobrazující naměřenou teplotu a grafické zobrazení. Přístroj umožňuje automatické uložení naměřených hodnot. K měření je možno použít také kontaktní sondu. Velikost měřeného bodu závisí na vzdálenosti mezi předmětem, který je měřen, a infračerveným teploměrem. Termometr byl nastaven na lesklý hliníkový povrch a proměřen byl začátek a konec jednotlivých rozvodů viz Obr. 5.1, které jsou zaznamenány v Tab. 3.2.

Teplotní měření bylo provedeno 13. 4. 2018, kdy jsou výrobní stroje v režimu sušení – teploty maximálně do 130 °C.

Horký vzduch ze sušících a fixačních komor je odváděn do zastaralého výměníku tepla, zaniklé švýcarské společnosti Koenig AG viz Obr. 4.4, díky čemuž mohou v budoucnu vzniknout problémy s případnými poruchami. Momentálně dochází především k opravám / výměnám oběhových čerpadel. Výrobní závod na technolo-

Začátek potrubních rozvodů		Konec potrubních rozvodů	
Označení jednotlivých potrubí	θ [°C]	Označení jednotlivých potrubí	θ [°C]
1A	84	1B	68
2A	76	2B	60
3A	86	3B	50
4A	60	4B	48
5A	80	5B	57
6A	75	6B	55

Tab. 3.2: Naměřená teplota nezaizolovaného povrchu potrubních rozvodů.



Obr. 3.2: Termometr Raytek Raynger MX [6].

gích spotřebuje cca 600000 m³/rok vody, kterou závod čerpá z vydatných studní (3 x 70m), které pokryjí celkovou spotřebu vody. Pouze při extrémním letním suchu je nutné použít záložní zdroj vody. U této roční spotřeby vody však není využit veškerý energetický potenciál. Velké množství vody je použito v lázních k barvení látek. Právě tato voda, která má v sobě také energetický potenciál, není díky přítomnosti barviv dále využívána a je po zbavení škodlivin vypouštěna do odpadu. Do současného výměníku vstupuje zpět jen nepatrné množství vody, která chladí / ohřívá výrobní stroje.

Funkci tepelného výměníku Koenig AG lze rozdělit do několika částí:

- Do výměníku tepla jsou přivedeny dva výdechy horkého vzduchu, označeny jako bod č. 1 a 2 viz Obr. 3.4, které ohřívají vodu ze studny, která je na schématu znázorněn body č. 3 a 4 o teplotě 13 – 15 °C na 40 °C. Tato ohřátá voda je odváděna do venkovních nádrží (2 x 600 m³), ze kterých je postupně odebírána k technologickým potřebám. I přes izolaci venkovních nádrží dochází v zimním období k tepelným ztrátám a je nutné zadržovanou vodu dohřívát o cca 4 °C.
- V další části výměníku dochází ke zkráplění procházejícího teplého vzduchu, bod č. 5, který většinu své energie odevzdal vodě v první části výměníku.

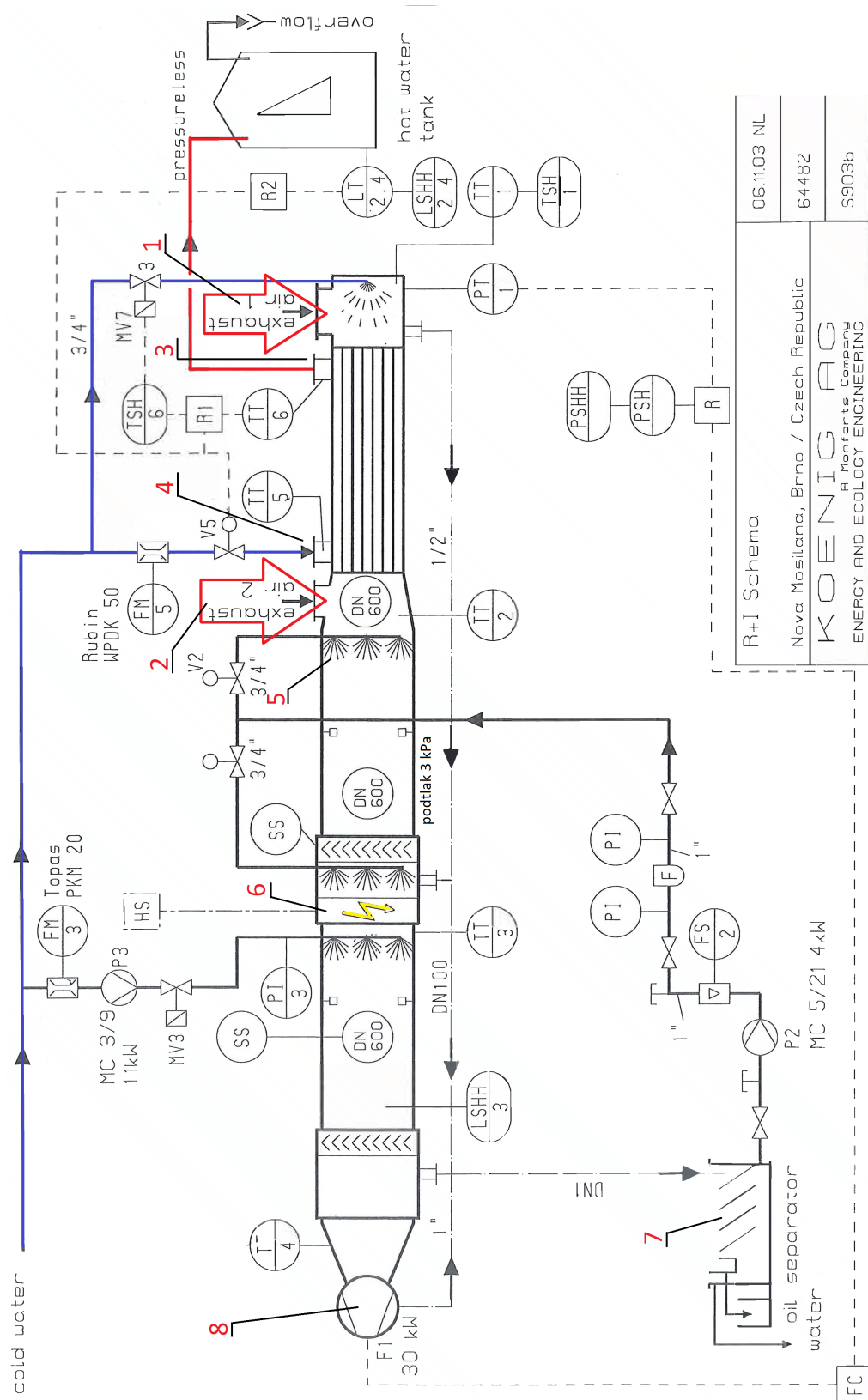
Vzduch z látek obsahuje drobné prachové nečistoty, které je nutné odseparovat. Díky těmto nečistotám také dochází k zanášení samotného výměníku a je potřeba jej pravidelně čistit.

- Součástí Koenig AG je také čistička vzduchu, která pracuje na principu ionizace bod č. 6. Ionizace probíhá za pomoci zdroje vysokého napětí (6 – 10 kV), který je zakončen ostrým hrotem, ze kterého vyletuje do vzduchu řádově bilion negativně nabitých iontů každou sekundu, čímž obohacuje vzduch o záporné ionty.
- Zbytková voda (kondenzát) znečištěná technologickým procesem (cca 30 °C; 2,9 m³/h) je odváděna do vnitřní nádrže Obr. 3.3, která je na schématu znázorněna jako bod č. 7. Tato odpadní voda nemá díky svému znečištění a nízkému energetickému potenciálu žádné využití a je vypouštěna do odpadu.
- Celá soustava je zakončena odvodem teplého vzduchu viz Obr. 4.4, o teplotě cca 30 – 32 °C; 15 m/s, bod č. 7. V bodě č. 7 se také provádí jednou ročně měření emisních hmotnostních koncentrací a hmotnostních toků škodlivin. Měření jsou podkladem pro posouzení měřeného zdroje emisí z hlediska schopnosti dodržovat dané emisní limity, případně pro výpočet poplatku za znečišťování ovzduší. Naměřené výsledky jsou zpracovány a prezentovány ve formě půlhodinových koncentrací emisí (platí pro škodliviny měřené kontinuálními analyzátory). Poslední měření proběhlo 3. 5. 2017, kde byla dodržena přípustná úroveň znečištění stanovená zákonem o ochraně ovzduší viz Tab. 3.3.



Obr. 3.3: Nádrž na zbytkovou vodu

Ve výměníku tepla je udržován stálý podtlak 3 kPa, potřebný k nasátí horkého vzduchu z výrobních strojů.



Obr. 3.4: Schéma tepelného výměníku Koenig AG.

Střední hodnoty vzduchotechnických parametrů v měřícím řezu při odběrech													
NOVÁ MOSILANA a.s.													
jednotka KOENIG		A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
Začátek odběru	hod	6:10	6:40	7:10	7:40	8:10	8:40	9:10	9:40	10:10	10:40	11:10	11:40
Konec odběru	hod	6:40	7:10	7:40	8:10	8:40	9:10	9:40	10:10	10:40	11:10	11:40	12:10
Teplota vzdušiny	°C	25,4	25,9	27,7	27,5	26,8	27,1	24,4	30,8	33,8	36,6	37,0	41,3
Fiktivní vlhkost vzdušiny	kg·m ⁻³	0,031											
Měrná hmotnost vzdušiny při prov. stavu	kg·m ⁻³	1,131											
Měrná hmotnost vlhké vzdušiny za n.p.	kg·m ⁻³	1,278											
Měrná hmotnost suché vzdušiny za n.p.	kg·m ⁻³	1,296											
Objemový průtok vzdušiny při pro. stavu	m ³ ·h ⁻¹	27225											
Objemový průtok vlhké vzdušiny při n.p.	m _N ³ ·h ⁻¹	24093											
Objemový průtok suché vzdušiny za n.p.	m _N ³ ·h ⁻¹	23192											
Rychlost proudění vzdušiny	m·s ⁻¹	15,05											
Stanovení půlhodinových středních emisních hmotnostních koncentrací a hmotnostních toků škodlivin													
Emisní koncentrace v suchých spalínách													
CO	ppm	12,73	4,20	3,80	8,54	4,96	5,01	8,89	8,94	8,47	9,61	6,56	7,09
NO _x (jako NO ₂)	ppm	3,82	3,30	3,93	2,52	3,08	0,63	0,81	0,73	0,73	1,73	1,75	2,49
C _x H _y (jako C)	ppm	8,40	3,80	2,22	1,75	1,81	1,77	1,86	1,93	1,97	2,59	1,71	1,86
Emisní koncentrace v suchých spalínách za normálních podmínek													
CO	mg·m ⁻³	16	5	5	11	6	6	11	11	10	12	8	9
NO _x (jako NO ₂)	mg·m ⁻³	8	7	8	5	6	1	2	1	1	3	3	5
C _x H _y (jako C)	mg·m ⁻³	14	6	4	3	3	3	3	3	3	4	3	3
Emisní koncentrace ve vlhkých spalínách													
CO	mg·m ⁻³	15	5	5	10	6	6	11	11	10	12	8	9
NO _x (jako NO ₂)	mg·m ⁻³	8	7	8	5	6	1	2	1	1	3	3	5
C _x H _y (jako C)	mg·m ⁻³	13	6	3	3	3	3	3	3	3	4	3	3
Hmotnostní tok													
CO	kg·h ⁻¹	0,375	0,123	0,111	0,249	0,145	0,146	0,260	0,259	0,244	0,276	0,188	0,202
NO _x (jako NO ₂)	kg·h ⁻¹	0,183	0,159	0,188	0,121	0,147	0,030	0,039	0,035	0,035	0,082	0,083	0,116
C _x H _y (jako C)	kg·h ⁻¹	0,316	0,143	0,083	0,066	0,068	0,067	0,070	0,072	0,073	0,096	0,063	0,068

Tab. 3.3: Střední hodnoty vzduchotechnických parametrů v měřícím řezu při odběrech.

4 NÁVRH TECHNICKÉHO ŘEŠENÍ

Na základě posouzení současného stavu technického řešení závodu Nová Mosilana, popisovaného v kapitole č.3, se bude diplomová práce zabývat možností nahrazení /doplnění stávajícího výměníku tepla za vhodnější typ, který by zužitkoval veškeré odpadní teplo a přinesl tak podniku větší úspory. Hlavním cílem diplomové práce je výstavba nového decentrálního zdroje chladu rozličných výkonů s možností volného napojení na stávající síť potrubních rozvodů s použitím vytápěcích jednotek SAHARA MAXX, díky kterým lze vyhovět nejrozličnějším požadavkům v oblasti vytápění, chlazení i větrání s filtrací, a přestavba výměníku Koenig pro systém ORC s kombinovanou výrobou elektrické energie a tepla. Základní snahou projektu je především zvýšení komfortu prostředí pracovníků ve výrobní hale a energetická i ekonomická úspora provozu.

4.1 Požadavky na stávající horkovzdušné potrubí

Pro dosažení co nejvyšší účinnosti navrhovaného řešení, je potřeba udržet co nejvyšší teplotu odcházejícího horkého vzduchu z výrobní linky. Prouděním horkého vzduchu potrubní cestou dochází ke značným tepelným ztrátám do okolí. S rostoucím prouděním vzduchu kolem potrubí společně s rostoucí teplotou povrchu potrubí se zvyšují také tepelné ztráty, které způsobují ochlazování média uvnitř potrubí. Díky funkčnosti potrubních rozvodů a snížení investičních nákladů bylo navrženo pouze zaizolování stávajících potrubních rozvodů. Pro výpočet izolace kruhového potrubí bylo použito základních výpočtových vztahů pro přenos tepla.

4.1.1 Výpočet tepelných ztrát nezaizolovaného potrubí volnou konvekcí

U potrubních rozvodů vnitřní instalace hovoříme o přirozené – volné konvekci, která je zapříčiněna pouze volným pohybem okolního vzduchu vlivem rozdílu teplot, díky čemuž nedochází k volnému přestupu tepla. Naopak proudění horkých spalin uvnitř potrubí je vyvoláno vnější silou – ventilátorem, na základě čehož je vždy uvažována nucená konvekce, pro které nebude uveden výpočet Nusseltova čísla v potrubí při volné konvekci. První způsob ke zjištění izolace potrubí je zjištění tepelných ztrát 1 m nezaizolovaného potrubí.

Při výpočtu potrubí o největším průměru 650 mm, které je umístěno ve vnitřních prostorách, je brána nulová rychlost větru. Průměrná teplota okolí byla stanovena na 25 °C. Teplota vnitřního média je 180 °C a teplota povrchu potrubí je 110 °C.

Emisivita povrchu ocelového plechu je $\varepsilon=0,1$. Fyzikální hodnoty pro suchý vzduch při tlaku 100 kPa a teplotě 25 °C jsou uvedeny v Tab. 4.1.

t [°C]	Pr [-]	v [m ² /s]	λ [W/(m·K)]
25	0,727	16,295·10 ⁻⁶	0,02585

Tab. 4.1: Fyzikální hodnoty pro suchý vzduch při tlaku 100 kPa a teplotě 25 °C.

Výpočet pro střední teploty vzduchu:

$$t_{st} = \frac{t_p + t_v}{2} = \frac{91 + 25}{2} = 58 \text{ °C.}$$

Grashofovo číslo nahrazující Reynoldsovo číslo pro nucenou konvekci určuje intenzitu cirkulace vlivem rozdílu teplot pro přirozené proudění tekutiny:

$$Gr = \frac{gl^3\beta\Delta t}{v^2} = \frac{9,81 \cdot 0,65^3 \cdot \frac{1}{298,15} \cdot (91 - 25)}{16,295 \cdot 10^{-6}^2} = 2,24 \cdot 10^9$$

$$Gr \cdot Pr = 2,24 \cdot 10^9 \cdot 0,727 = 1,63 \cdot 10^9.$$

Nusseltovo číslo při přirozené konvekci pro vertikální válce, které splňuje podmínku: $Gr \cdot Pr$, je v rozsahu:

$$10^{-5} \leq Gr \cdot Pr \leq 10^{12}$$

$$Nu = \left(0,6 + \frac{0,387(GrPr)^{1/6}}{\left(1 + 0,721\left(\frac{1}{Pr}\right)^{9/16}\right)^{8/7}}\right)^2 = \left(0,6 + \frac{0,387(1,63 \cdot 10^9)^{1/6}}{\left(1 + 0,721\left(\frac{1}{0,727}\right)^{9/16}\right)^{8/7}}\right)^2 = 41,16.$$

Součinitel přestupu tepla konvekci na vnější straně potrubí:

$$\alpha_{kp} = \frac{Nu\lambda}{l} = \frac{41,16 \cdot 0,02585}{0,65} = 1,64 \text{ W/(m}^2\text{K)}.$$

Přestup tepla sáláním pomocí upraveného Stefan-Boltzmanova zákona pro šedá tělesa:

$$Q_s = \varepsilon\sigma A(T_p^4 - T_v^4) = 0,1 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 4,08 \cdot (364,15^4 - 298,15^4) = 223,98 \text{ W.}$$

Součinitel přestupu tepla dle:

$$\alpha_{sp} = \frac{Q_s}{A(t_p + t_v)} = \frac{223,98}{4,08 \cdot (91 - 25)} = 0,83 \text{ W/(m}^2\text{K)}.$$

Celkový součinitel přestupu tepla na vnější straně potrubí:

$$\alpha_{celk} = \alpha_{kp} + \alpha_{sp} = 1,64 + 0,83 = 2,47 \text{ W/(m}^2\text{K)}.$$

Výsledná tepelná ztráta nezaizolovaného potrubí na 1 metr při vnitřní instalaci s nulovou rychlostí proudění okolního vzduchu:

$$Q = \alpha_{celk}A(t_p - t_v) = 2,47 \cdot 4,08 \cdot (91 - 25) = 665,12 \text{ W.}$$

4.1.2 Výpočet tepelných ztrát zaizolovaného potrubí volnou konvekcí

Při výpočtu potrubí o vnějším průměru 650 mm, které je umístěno ve vnitřních prostorech, je brána nulová rychlost větru. Jako izolace byla zvolena lamelová rohož Orstech LSP PYRO z kamenné vlny, která je vhodná zejména pro izolace potrubí větších průměrů, vzduchovodů a technologických zařízení. Zvolená tloušťka izolace je 80 mm. Průměrná teplota okolí byla stanovena na 25 °C. Teplota vnitřního média je 180 °C a teplota povrchu potrubí je 110 °C. Měřená hodnota součinitele tepelné vodivosti podle ČSN EN 12667 při provozní teplotě 180 °C je 0,057 W/(mK). Emisivita povrchu ocelového plechu je $\varepsilon = 0,1$. Tepelná vodivost materiálu potrubí je 45 W/(mK). Fyzikální hodnoty pro suchý vzduch při tlaku 100 kPa a teplotě 25 °C jsou uvedeny v Tab. 4.1. Při výpočtu bylo použito zjednodušení, kdy vlastnosti materiálu a okolního vzduchu jsou nezávislé na teplotě. Stejně jako v předchozím příkladu nejprve určíme teplotu povrchu izolace, která byla stanovena na základě výpočetního softwaru IsoDim, který slouží pro návrh technických izolací [17]. Teplota povrchu izolace je 36 °C, pomocí které vypočteme střední teplotu vzduchu. Jakmile dojde k ohřátí potrubí na vypočtenou teplotu 90,95 °C, nebude díky izolaci docházet k masivním ztrátám, jak je tomu nyní.

Výpočet pro střední teploty vzduchu:

$$t_{st} = \frac{t_i + t_v}{2} = \frac{36 + 25}{2} = 30,5 \text{ °C.}$$

Grashofovo číslo nahrazující Reynoldsovo číslo pro nucenou konvekci, určuje intenzitu cirkulace vlivem rozdílu teplot pro přirozené proudění tekutiny:

$$Gr = \frac{gl^3\beta\Delta t}{\nu^2} = \frac{9,81 \cdot 0,65^3 \cdot \frac{1}{298,15} \cdot (30,5 - 25)}{16,295 \cdot 10^{-6}^2} = 187,17 \cdot 10^6$$

$$Gr \cdot Pr = 187,17 \cdot 10^6 \cdot 0,727 = 136,07 \cdot 10^6.$$

Nusseltovo číslo při přirozené konvekci pro vertikální válce, které splňuje podmínku: $Gr \cdot Pr$, je v rozsahu:

$$10^{-5} \leq Gr \cdot Pr \leq 10^{12}$$

$$Nu = \left(0,6 + \frac{0,387(GrPr)^{1/6}}{\left(1 + 0,721\left(\frac{1}{Pr}\right)^{9/16}\right)^{8/7}}\right)^2 = \left(0,6 + \frac{0,387(136,07 \cdot 10^6)^{1/6}}{\left(1 + 0,721\left(\frac{1}{0,727}\right)^{9/16}\right)^{8/7}}\right)^2 = 19,76.$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na vnější straně potrubí:

$$\alpha_{kp} = \frac{Nu\lambda}{l} = \frac{19,76 \cdot 0,02585}{0,65} = 0,76 \text{ W/(m}^2\text{K).}$$

Přestup tepla sáláním pomocí upraveného Stefan-Boltzmanova zákona pro šedá tělesa:

$$Q_s = \varepsilon \sigma A (T_p^4 - T_v^4) = 0,1 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 4,08 \cdot (303,65^4 - 298,15^4) = 13,86 \text{ W}.$$

Součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_{sp} = \frac{Q_s}{A(t_p + t_v)} = \frac{13,86}{4,08 \cdot (30,5 - 25)} = 0,62 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}).$$

Celkový součinitel přestupu tepla na vnější straně potrubí:

$$\alpha_{celk} = \alpha_{kp} + \alpha_{sp} = 0,76 + 0,62 = 1,38 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}).$$

Součinitel prostupu tepla, kde je pro zjednodušení zanedbán součinitel přestupu tepla na vnitřní stranu potrubí:

$$k = \frac{1}{\frac{d_2}{2\lambda_p} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_3}{2\lambda_i} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\alpha_{celk}}} = \frac{1}{\frac{0,65}{2 \cdot 45} \ln \frac{0,65}{0,61} + \frac{0,73}{2 \cdot 0,057} \ln \frac{0,73}{0,65} + \frac{1}{1,38}} = 0,68 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}).$$

Střední rozdíl teplot:

$$\Delta t_{st} = t_{pv} - t_v = 91 - 25 = 66 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Přenos tepla:

$$Q = kA\Delta t_{st} = 0,68 \cdot 4,08 \cdot 66 = 183,11 \text{ W}.$$

Teplota vnějšího povrchu potrubí:

$$t_p = t_{pv} - \frac{Q \ln \frac{d_2}{d_1}}{2\pi \lambda_p L} = 91 - \frac{183,11 \cdot \ln \frac{0,65}{0,61}}{2 \cdot \pi \cdot 45 \cdot 1} = 90,95 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Teplota vnějšího povrchu izolace:

$$t_i = t_p - \frac{Q \ln \frac{d_3}{d_2}}{2\pi \lambda_i L} = 90,95 - \frac{183,11 \cdot \ln \frac{0,73}{0,65}}{2 \cdot \pi \cdot 0,057 \cdot 1} = 31,65 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Tepelné ztráty 1 m izolovaného potrubí:

$$Q = \alpha_{celk} A (t_i - t_v) = 1,38 \cdot 4,08 \cdot (31,65 - 25) = 37,44 \text{ W}.$$

4.1.3 Výběr tepelné izolace

Díky limitovanému prostoru nové haly je jedna fixační / sušící linka – „Babcock“ umístěna nad druhou – „Monforts“ viz Obr. 5.1. Společně s popisovaným čtým rozmístěním vývodů jsou potrubní rozvody v některých místech velice spleťité a jejich zaizolování bude pracnější. Pro potrubní rozvody větších průměrů, jak je tomu v našem případě, se nejčastěji používá lamelový skružovatelný pás z kamenné vlny. Po konzultaci a výpočtech byla vybrána lehká lamelová rohož Orstech LSP PYRO viz Obr. 4.1, která je vhodná zejména pro izolaci potrubí vzduchotechniky, zejména v těch případech, kdy se nepoužívá pod konstrukce pro plechové opláštění. Je vyrobena z lamel z kamenné vlny, které jsou jednostranně nalepeny kolmo k nosnému podkladu z hliníkové fólie vyztužené skelnou mřížkou.



Obr. 4.1: Lamelová rohož Orstech LSP PYRO [30].

Jednosměrná orientace vláken v lamelách, které jsou přilepeny kolmo k nosnému podkladu z hliníkové fólie, dodává výrobku zvýšenou pevnost v tlaku při zachované přizpůsobivosti rohože zaobleným povrům. Přestože jsou vlákna izolace hydrofobizovaná, lamelovou rohož je nutné v konstrukci chránit před vlhkem a případným mechanickým poškozením. Nejvyšší provozní teplota ve smyslu normy ČSN EN 14706 je 250 °C. Tloušťka rohože byla zvolena 80 mm viz Obr. 4.2. Přesné množství a cena bude podrobněji rozebrána v kapitole č. 5[30].

4.1.4 Srovnání výsledků

Zaizolováním horkovzdušného potrubí lamelovou rohoží z kamenné vlny tloušťky 80 mm jsme snížili tepelné ztráty o 627,68 W na 1m potrubí viz Tab. 4.2. Lze také kombinovat několik vrstev na sebe. Provedené výpočty se shodují s výpočetním softwarem IsoDim, který slouží pro návrh technických izolací [17].



Obr. 4.2: Aplikace technických izolací[30].

	Tepelné ztráty 1m potrubí [W]	Celkový součinitel přestupu tepla na vnější straně [W/(m²K)]	Teplota vnějšího povrchu potrubí/izolace [°C]
neizolované potrubí	665,12	2,47	91,00
izolované potrubí Orstech LSP PYRO 80 mm	37,44	1,38	31,65

Tab. 4.2: Srovnání výsledku tepelných ztrát izolovaného a neizolovaného potrubí.

4.2 Tepelný výměník

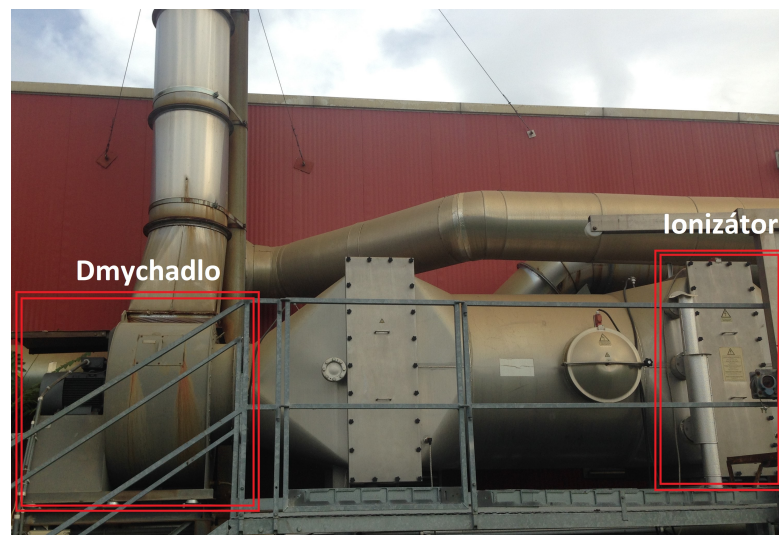
Díky nízkým teplotám horkého vzduchu z technologických procesů, které dosahují maximálně 180 °C; 44000 m³/h, je nutné do celkové koncepce návrhu zahrnout spalínový výměník tepla. Tepelný výměník byl navržen ve dvou výkonových variantách viz Tab. 4.3, pro možnost chlazení průmyslových procesů absorpční jednotkou a k výrobě elektrické energie pomocí ORC systému, které v případě horkovzdušné varianty, která by zanedbala potřebu spalínového výměníku, fungují až od teploty cca 350 °C viz kapitola č. 2.4. Předmětem diplomové práce však není komplexní návrh spalínového výměníku, který by vydal za samostatnou práci. Z toho důvodu byla tato část konzultována s firmou LBG Moravia, která projevila zájem o realizaci popisovaných řešení. Navržen byl rekuperační – plášťový výměník, který se skládá z vnějšího pláště se dvěma přivařenými trubkovnicemi, do nichž jsou zaválcovány rovné ocelové trubky s tloušťkou stěny 1,5 mm. Rozměry výměníku pro variantu A jsou 1 x 1 x 2 m, pro variantu B 1 x 1 x 4 m. Odhadovaná hmotnost výměníku se pohybuje kolem 6,4 – 8 tun v závislosti na tlakových ztrátách.

Pro odtah spalin velkých objemových průtoků bude z důvodu funkčnosti a finančních úspor využíváno dmychadlo viz Obr. 4.3 společně s komínovým odtahem spalin ve stávajícím výměníku tepla Koenig AG viz Obr. 4.4, na který se napojí

Proud	Varianta A		
	Vstupní teplota [°C]	Výstupní teplota [°C]	Výkon výměníku [kW _t]
Voda	80	100	1 000
Spalina	180	83	
Proud	Varianta B		
	Vstupní teplota [°C]	Výstupní teplota [°C]	Výkon výměníku [kW _t]
Voda	80	100	640
Spalina	180	125	

Tab. 4.3: Výkonové varianty tepelného výměníku.

odvod spalin z nového výměníku. Dmychadlo aktuálně vytváří podtlak 3 kPa pro nasávání horkých spalin z výrobních strojů a dokáže vyvinout až 6 kPa. Pro naše účely je tedy důležitý nepřetržitý chod dmychadla k nasávání horkého vzduchu společně s ionizací spalin pro splnění středních emisních hmotnostních koncentrací a hmotnostních toků škodlivin viz kapitola č. 3.



Obr. 4.3: Dmychadlo výměníku Koenig AG.



Obr. 4.4: Komínový odtah spalin.

4.3 Absorpční systém chlazení – výroba chladu

U volby komerčně dostupných absorpčních chladicích jednotek je rozhodujícím faktorem teplota vstupního média. Výběr jednostupňového absorpčního systému je určen pro řídicí teploty nad $90\text{ }^{\circ}\text{C}$, u dvoustupňových absorpčních chladicích jednotek je řídicí teplota nad $120\text{ }^{\circ}\text{C}$. Jednostupňové absorpční systémy využívají tepelné energie k výrobě chladicího efektu, to znamená, že z nevyužitelného (odpadního) tepla vyrobí chlad. V těchto systémech chladivo, tj. voda, absorbuje teplo v nižší teplotě a nižším tlaku během odpařování a uvolňuje teplo ve vyšší teplotě a vyšším tlaku během kondenzace [1]. Jako alternativní zdroje chladu byla navržena absorpční chladicí jednotka společnosti Thermax, včetně příslušných otevřených chladicích věží, jejichž instalace s absorpční jednotkou je nutností z důvodu odvodu tepla z kondenzátoru a absorberu. Absorpční jednotky byly navrženy ve dvou výkonových řadách, kde si zákazník vybere na základě parametrů jednotlivých zařízení, a to jak po technické stránce, tak i po ekonomické. Při výběru obou varianty bylo bráno v úvahu, že daným požadavkem je pouze potřeba chlazení, ačkoli výrobci chladicích zařízení vyrábí různé kombinované jednotky, které skloubí několik funkcí najednou. Absorpční jednotky jsou vybaveny prvky automatické regulace pro bezporuchový provoz s plynulou regulací chladicího výkonu od 10 do 100 % pomocí vestavěné PLC řídicí jednotky, která ovládá celý proces absorpčního chlazení za pomoci frekvenčních měničů oběhových čerpadel a PID regulace topného ventilu[16]. Výběr technologických zařízení byl konzultován ve spolupráci s brněnskou firmou LBG Moravia, která se specializuje na zvýšení kvality a úsporu elektrické energie, zpracování odpadního tepla pro

výrobu elektrické energie, absorpční chladicí jednotky, kogenerační jednotky, kotle na biomasu, třídění a energetické využití odpadů a solární energii [1]. Firma LBG Moravia ve spolupráci s indickým výrobcem dodává na český a slovenský trh kompletní řadu absorpčních jednotek. V případě zájmu zákazníka o navržená řešení by firma LBG Moravia po dohodě se společností E.ON realizovala celý projekt.

Umístění

Absorpční systém chlazení lze instalovat jako vnitřní provedení. Díky nedostatku pracovního místa ve výrobní hale, stávajícímu horkovzdušnému vedení, které je napojeno na venkovní výměník tepla, a také vzhledem k tomu, že chlazení kondenzátoru je řešeno pomocí chladicí věže, která potřebuje dostatečný přísun vzduchu k chlazení věží, neboť při plném výkonu dosahuje průtok vzduchu ventilátory hodnoty 36,4 m³/s, je nutná venkovní instalace. Je také důležité počítat propojení chladicí věže a jednotky. To je provedeno potrubím pro chladicí, chlazenou a topnou vodu o průměru 150 mm. Dle výrobce by se měla teplota okolního vzduchu pohybovat v rozmezí +5 °C až +45 °C při relativní vlhkosti maximálně 85 % [16].

Elektrické parametry

Absorpční chladiče využívají pro svůj chod pouze 5 % elektrické energie ve srovnání s klasickými – kompresorovými chladiči, protože elektřinou jsou poháněná pouze oběhová čerpadla. Pro obě varianty absorpční chladicí jednotky jsou elektrické parametry totožné. Největší spotřebou elektrické energie je systém čerpadel, které dopravují potřebná média a chladicí věže viz Tab. 4.4.

	Varianta A	Varianta B
Napájení [V/Hz/f]	415 ± 10%, 50 ± 5%, 3 fáze+N	415 ± 10%, 50 ± 5%, 3 fáze+N
Příkon absorpční jednotky [kW]	6,6	6,6
Příkon ventilátorů chladicích věží [kW]	1 x 22	2 x 15
Celkový příkon [kW]	28,6	36,6

Tab. 4.4: Elektrické parametry absorpční jednotky.

Rozměry a hmotnost chladicí jednotky

Pro variantu A jsou rozměry chladicí jednotky větší z důvodu třetinového nárůstu výkonu viz Tab. 4.5.

	Varianta A	Varianta B
Rozměry [D x Š x V; mm]	5800 x 1500 x 2600	4360 x 1655 x 2310
Provozní hmotnost [kg]	± 8200	± 7700

Tab. 4.5: Celkové rozměry absorpčních jednotek.

Parametry chlazené vody

Teplota chlazené vody byla zvolena zákazníkem a je pro obě varianty shodná 18/12 °C pro vstup/výstup. Na základě rozdílných chladících výkonů se liší také průtok chlazené vody, který je pro variantu A 109 m³/h a pro variantu B 62,3 m³/h.

Parametry chladící vody

Teploty pro okruh chladící vody jsou opět na shodných hodnotách 40/35 °C pro výstup/vstup z jednotky. Náročnost potřeby jednotlivých variant na množství protékané vody je však rozdílná. Varianta A požaduje větší průtok vody 305,2 m³/h, oproti variantě B s průtokem 175 m³/h.

Parametry topné vody

Chladící jednotky obou variant jsou navrženy jako horkovodní se vstupem/výstupem vody o teplotě 100/80 °C. Požadavky na přivedené množství topné vody jsou v důsledku rozdílného návrhu výměníku tepla odlišné. Pro variantu A je zapotřebí přivádět 44,5 m³/h topné vody, varianta B si vystačí s průtokem 25,5 m³/h.

Účinnost

U absorpčních jednotek se účinnost hodnotí podobně jako u tepelných čerpadel pomocí koeficientu COP viz kapitola č. 2.1.4, který vyjadřuje poměr mezi získaným výkonem v podobě chlazení a potřebným přivedeným výkonem ve formě tepla v topné vodě. Protože má jednotka ve variantě A vyšší výkon, spotřebuje více tepla oproti Variantě B, která má lineárně snížené hodnoty. Z toho vyplývá, že účinnost jednotlivých variant bude totožná, jak je patrné z Tab. 4.6.

	Varianta A	Varianta B
Výkon chladící jednotky [kW]	760	434
Spotřeba tepla [kW]	1004,21	570,1
COP [-]	0,76	0,76

Tab. 4.6: Srovnání účinnosti jednotlivých variant absorpčního chlazení.

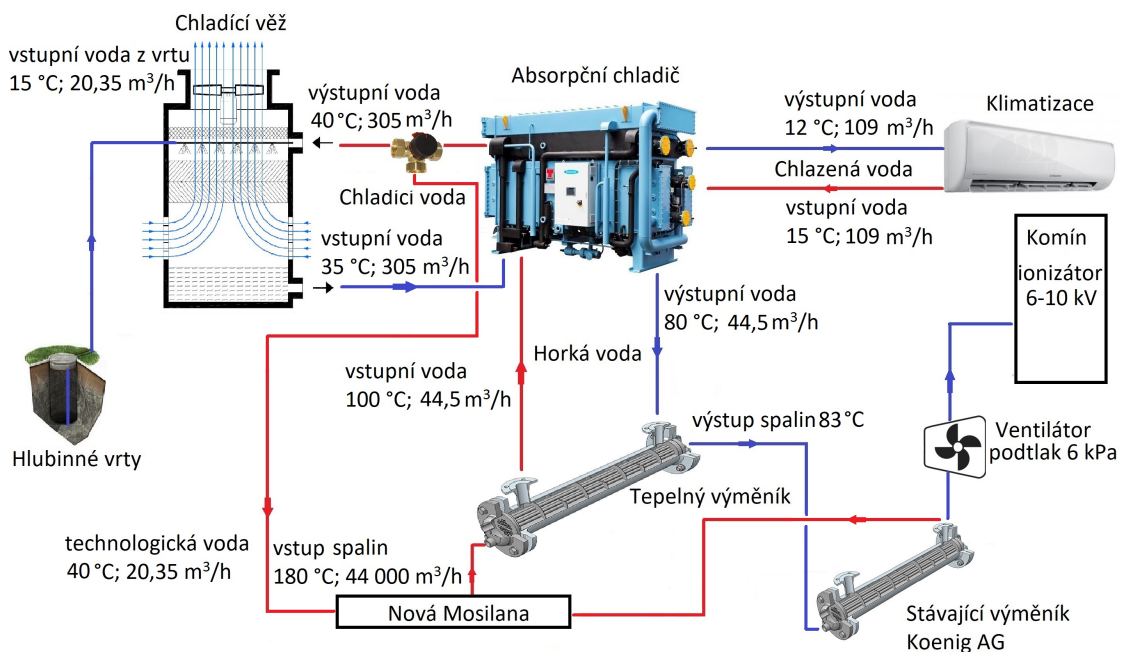
4.3.1 Varianta A – absorpční chladící jednotka 760 kW

Teplovodní absorpční chladící jednotka Thermax 5G 3B C viz Obr. 4.5, která byla vybrána na základě použitého zdroje tepelné energie, kterým je teplá voda se vstupní/výstupní teplotou 100/80 °C viz Obr. 4.6 je zapojená přes rekuperační – plášťový výměník s rovnými trubkami o výkonu 1 MW.



Obr. 4.5: Absorpční chladicí jednotka Thermax [16].

Parametry okruhu chlazené vody jsou $t_{in} = 12^\circ\text{C}$, $t_{out} = 18^\circ\text{C}$. Pro odvod tepla je navržena uzavřená chladicí věž s trubkovým výměníkem, která nasává okolní vzduch o teplotě 35°C . V chladicí věži je zároveň ohřívána voda, která je čerpaná z podzemních vrtů o teplotě 15°C ; $20,35\text{ m}^3/\text{h}$ na teplotu 40°C , pomocí čehož se sníží elektrická spotřeba chladicí věže[16]. Schéma zapojení absorpční jednotky ve variantě A je zobrazeno na Obr. 4.6.



Obr. 4.6: Schéma zapojení absorpční jednotky varianta A.

Parametry této jednotky jsou zjištěny z katalogového listy firmy THERMAX[16] a jsou:

chladičí výkon: $P_{ch1} = 760,2 \text{ kW}$,

elektrický příkon: $P_e = 6,9 \text{ kW}$,

průtok teplé vody: $V_t = 44,5 \text{ m}^3/\text{h}$,

průtok chladičí vody: $V_{ch1} = 305,2 \text{ m}^3/\text{h}$.

Teploty, při kterých tato absorpční jednotka pracuje, jsou $t_{in} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{out} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$. Při teplotě teplé vody $100 \text{ }^\circ\text{C}$ je entalpie $419,1 \text{ kJ/kg}$, a při teplotě $80 \text{ }^\circ\text{C}$ je entalpie $i_{out} = 334,94 \text{ kJ/kg}$.

Tepelný příkon absorpční jednotky:

$$P_t = \frac{V_t \rho_{H_2O} (i_{in} - i_{out})}{3600} = \frac{44,5 \cdot 965,3 \cdot (419,1 - 334,94)}{3600} = 1004,21 \text{ kW}.$$

Teplota chlazené vody, kterou absorpční jednotka vyrobí, je $t_{in} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{out} = 12 \text{ }^\circ\text{C}$. Při teplotě vody $18 \text{ }^\circ\text{C}$ je entalpie $75,53 \text{ kJ/kg}$, při teplotě $12 \text{ }^\circ\text{C}$ je entalpie $i_{out} = 50,41 \text{ kJ/kg}$.

$$P_{ch2} = \frac{V_{ch2} \rho_{H_2O} (i_{in} - i_{out})}{3600} = \frac{109 \cdot 999,5 \cdot (75,53 - 50,41)}{3600} = 760,2 \text{ kW}$$

Chladičí věž

Výběr chladičí věže se odvíjí od chladičího výkonu, který byl vypočítán z průtoku chladičí vody. Chladičí voda má teploty $t_{in} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{out} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, čemuž odpovídají entalpie $i_{in} = 146,58 \text{ kJ/kg}$ a $i_{out} = 167,51 \text{ kJ/kg}$.

Výkon chladičí vody absorpční jednotky:

$$P_{ch1} = \frac{V_{ch1} \rho_{H_2O} (i_{out} - i_{in})}{3600} = \frac{305,2 \cdot 992,2 \cdot (167,51 - 146,58)}{3600} = 1760,55 \text{ kW}.$$

Výkon potřebný k ohřátí $20,35 \text{ m}^3/\text{h}$ vody, čerpané ze studně o $t_{out} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{in} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ čemuž odpovídají entalpie $i_{out} = 167,51 \text{ kJ/kg}$ a $i_{in} = 69,67 \text{ kJ/kg}$.

$$P_{ch3} = \frac{V_S \rho_{H_2O} (i_{out} - i_{in})}{3600} = \frac{20,35 \cdot 999,09 \cdot (167,51 - 69,67)}{3600} = 552,57 \text{ kW}$$

K vypočítanému chladičímu výkonu byla zvolena chladičí věž Teva RMA 780 viz Obr. 4.7.

4.3.2 Varianta B – absorpční chladičí jednotka 434 kW

Teplovodní absorpční chladičí jednotka Thermax 5G 3B C viz Obr. 4.5, která byla vybrána na základě použitého zdroje tepelné energie, kterým je teplá voda se vstupní/výstupní teplotou, je $t_{in} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{out} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$ viz Obr. 4.8 zapojená přes rekuperační – plášťový výměník s rovnými trubkami o výkonu 640 kW . Parametry



Obr. 4.7: Chladicí věž Teva RMA 780 [32].

okruhu chlazené vody jsou stejné jako ve variantě A. Pro odvod tepla je navržena uzavřená chladicí věž s trubkovým výměníkem, která nasává okolní vzduch o teplotě 35°C. V chladicí věži je zároveň ohřívána voda, která je čerpaná z podzemních vrtů o teplotě 15°C; 20,35 m³/h na teplotu 30°C, pomocí čehož se také sníží elektrická spotřeba chladicí věže [16]. Voda ze studny ohřátá na 30°C prochází také skrz stávající výměník tepla Koenig AG, který pomocí horkých spalin 125°C; 30000 m³/h dohřeje vodu na požadovaných 40°C, určenou pro technologické účely viz Obr. 4.8.

Parametry této jednotky jsou zjištěny z katalogového listu firmy THERMAX[16] a jsou:

chladicí výkon: $P_{ch1} = 434,5 \text{ kW}$,

elektrický příkon: $P_e = 6,9 \text{ kW}$,

průtok teplé vody: $V_t = 25,5 \text{ m}^3/\text{h}$,

průtok chladicí vody: $V_{ch1} = 175 \text{ m}^3/\text{h}$.

Teploty, při kterých tato absorpční jednotka pracuje, jsou $t_{in} = 100^\circ\text{C}$, $t_{out} = 80^\circ\text{C}$. Při teplotě teplé vody 100°C je entalpie 419,1 kJ/kg, a při teplotě 80°C je entalpie $i_{out} = 334,94 \text{ kJ/kg}$.

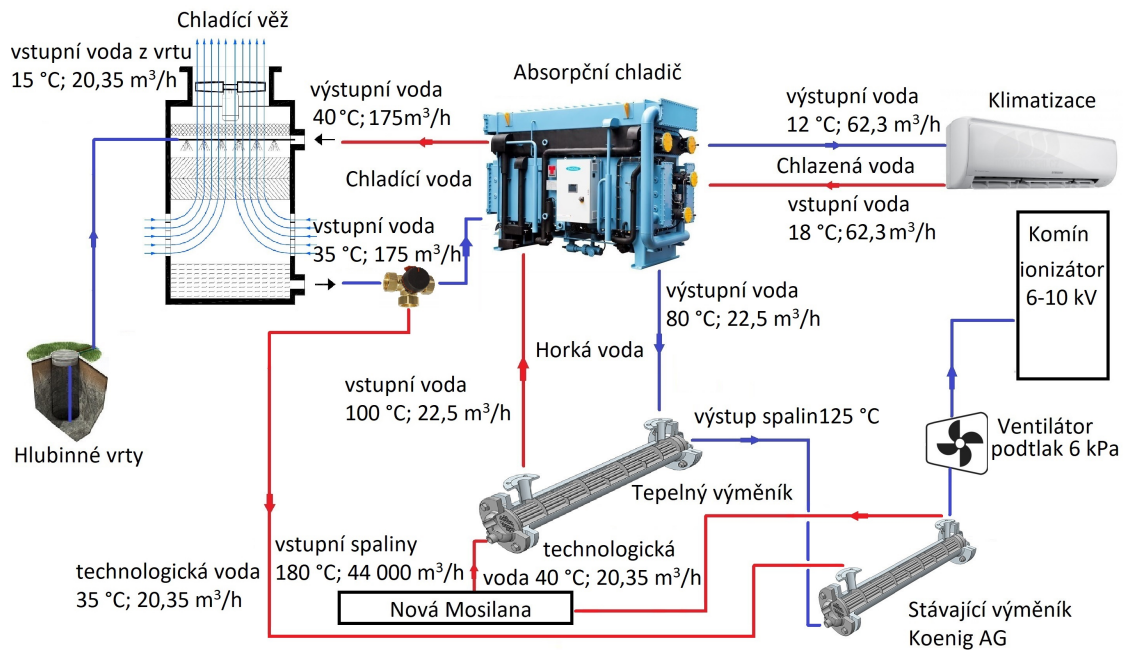
Teplný příkon absorpční jednotky:

$$P_t = \frac{V_t \rho_{H_2O} (i_{in} - i_{out})}{3600} = \frac{22,5 \cdot 965,3 \cdot (419,1 - 334,94)}{3600} = 575,44 \text{ kW}.$$

Teplota chlazené vody, kterou absorpční jednotka vyrobí je $t_{in} = 18^\circ\text{C}$, $t_{out} = 12^\circ\text{C}$. Při teplotě vody 18°C je entalpie 75,53 kJ/kg, při teplotě 12°C je entalpie $i_{out} = 50,41 \text{ kJ/kg}$.

$$P_{ch2} = \frac{V_{ch2} \rho_{H_2O} (i_{in} - i_{out})}{3600} = \frac{62,3 \cdot 999,5 \cdot (75,53 - 50,41)}{3600} = 434,5 \text{ kW}$$

Chladicí věž



Obr. 4.8: Schéma zapojení absorpční jednotky varianta B.

Výběr chladicí věže se odvíjí od chladicího výkonu, který byl vypočítán z průtoku chladicí vody. Chladicí voda má teploty $t_{in} = 40\text{ °C}$, $t_{out} = 35\text{ °C}$, čemuž odpovídají entalpie $i_{out} = 167,51\text{ kJ/kg}$ a $i_{in} = 146,58\text{ kJ/kg}$.

Výkon chladicí vody absorpční jednotky:

$$P_{ch1} = \frac{V_{ch1} \rho_{H_2O} 40 (i_{in} - i_{out})}{3600} = \frac{175 \cdot 992,2 \cdot (167,51 - 146,58)}{3600} = 1009,49\text{ kW}.$$

K vypočítanému chladicímu výkonu byla zvolena chladicí věž RMA 530 viz Obr. 4.7 od firmy TEVA [32].

4.4 ORC – výroba elektrické energie

Použitím Organického Rankinova cyklu (ORC) lze odpadní teplo z průmyslových procesů využít k výrobě elektřiny. Princip tohoto cyklu je popsán v kapitole č. 2.2. K tomu, abychom mohli správně navrhnout výkon z ORC, potřebujeme znát opět teplotu a průtok horké vody z výměníku tepla. Také ORC jednotka byla navržena ve dvou výkonových řadách, kde si zákazník opět vybere na základě parametrů jednotlivých zařízení, a to jak po technické stránce, tak i po ekonomické. Výběr technologických zařízení byl opět ve spolupráci s brněnskou firmou LBG Moravia, která spolupracuje s belgickým výrobcem E-RATIONAL a dodává na český a slovenský trh kompletní řadu ORC jednotek ve třech velikostech s výkony od 55 –

800 kWe na jeden stroj. Obě varianty ORC díky uzavřeným, téměř bezúdržbovým pracovním okruhům neprodukují žádné emise a jejich fungování je tedy ekologicky nezávadné.

Umístění

Vybraný typ ORC jednotky je standardně dodáván ve vnitřním provedení. Díky nedostatku pracovního místa ve výrobní hale, stávajícímu horkovzdušnému vedení, které je napojeno na venkovní výměník tepla, a také vzhledem k tomu, že chlazení kondenzátoru je řešeno pomocí chladičí věže, které potřebují dostatečný přísun vzduchu k chlazení věží, je nutné počítat s venkovní instalací. Dále je nutné počítat s propojením chladičí věže a jednotky. Hydraulické zapojení tepelného a chladičího zdroje je provedeno potrubím o průměru 150 mm. Dle výrobce by se měla teplota okolního vzduchu pohybovat v rozmezí -20°C až $+50^{\circ}\text{C}$ při relativní vlhkosti maximálně 85 % [10]. U obou variant je nutné počítat s hlukem <70 dB při vzdálenosti 10 m, který při venkovní instalaci nebude nikoho omezovat. U těchto malých ORC jednotek, které jsou instalovány ve venkovním provedení, je nutné zohledňovat vnější vlivy – tím nejdůležitějším je teplota okolního vzduchu. Ta má velký vliv na to, jak se bude chladit kondenzátor ORC jednotky, resp. na teplotě chladičího média. Z toho vyplývá, že s vyšší venkovní teplotou klesá výkon ORC vlivem horšího chlazení.

Elektrické parametry

Pro obě varianty ORC jednotky jsou elektrické parametry totožné. Vlastní spotřeba zařízení (čerpadla, ventily, chlazení) činí cca 4 kW bez okruhu chlazení. Po připojení ORC k tepelnému zdroji funguje zcela automaticky. Když je zahájen přívod tepla, zařízení se zapne. Po odstavení přívodu tepla se zařízení vypne. Vypnutí lze provést také manuálně nebo vzdáleně.

Rozměry a hmotnost chladičí jednotky

V případě ORC jednotek výrobce E-Rational v rozmezí výkonu generátorů 55 – 185 kWe jsou rozměry stejné viz Tab. 4.7.

	Varianta A / B
Rozměry [D x Š x V; mm]	2930 x 1815 x 2530
Provozní hmotnost [kg]	± 6000

Tab. 4.7: Celkové rozměry ORC jednotky.

Účinnost

Účinnost výroby elektřiny z ORC jednotky je nižší než u tradičních parních cyklů. Proto je požadavek na teplo předpokladem pro vyšší celkovou účinnost zařízení. Teoretická účinnost jednotlivých variant je uvedena v Tab. 4.8.

	Varianta A	η [%]	Varianta B	η [%]
Elektrický výkon [kWe]	82	8,2	53	8,3
Tepelný výkon [kWt]	915	91,8	588	91,9
Spotřeba tepla [kWt]	997	–	640	–
Celková η [%]	–	100	–	100

Tab. 4.8: Srovnání účinnosti jednotlivých variant.

Generátor

ORC jednotka E-Rational 10FT je osazena asynchronním třífázovým generátorem, které se používají zejména u jednotek o výkonech do 100 kW. Nad tento výkon by byly startovací proudy již příliš vysoké. Hlavní výhodou asynchronních generátorů je technologická jednoduchost a tím i nízká cena. Nevýhodou je potřeba pevné distribuční sítě, a proto ji nelze provozovat v nouzovém či ostrovním režimu [10].

Provoz při výrobě elektřiny

ORC potřebuje pro provoz elektrickou distribuční soustavu. Pokud jsou splněny veškeré podmínky pro fázování, sepne se stykač generátoru, jednotka začne dodávat elektrický výkon do lokální sítě a přebytky putují do distribuční soustavy. Jednotka je připojena do hlavního rozváděče či do podružných rozváděčů. Paralelní zdroj je tedy provozován paralelně s distribuční soustavou, slouží k dodávce elektrické energie do distribuční soustavy nebo k pokrytí spotřeby odběrného místa. Pro jednotky s asynchronními motory se jedná o jediný možný provoz. V případě synchronního generátoru je možný ostrovní provoz, kdy ORC jednotka pracuje bez ohledu na venkovní síť a má svůj vlastní okruh. Po nastavení generátoru obsluhou se spustí generátorový stykač a dodává energii do nejbližší rozvodny. Spotřebiče odebírající elektrickou energii se musí přidávat postupně [10].

4.4.1 Varianta A – ORC 82 kWe

ORC jednotka E-Rational 10FT viz Obr. 4.9, která byla vybrána na základě použitého zdroje tepelné energie, kterým je teplá voda $t_{in} = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{out} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ viz Obr. 4.10 zapojená přes rekuperační – plášťový výměník s rovnými trubkami o výkonu 1 MW.

Parametry této jednotky jsou zjištěny z katalogového listu firmy E-Rational[10] a jsou:

tepelný příkon: $P_t = 960\text{ kW}$,

tepelný výkon: $P_v = 915\text{ kW}$,

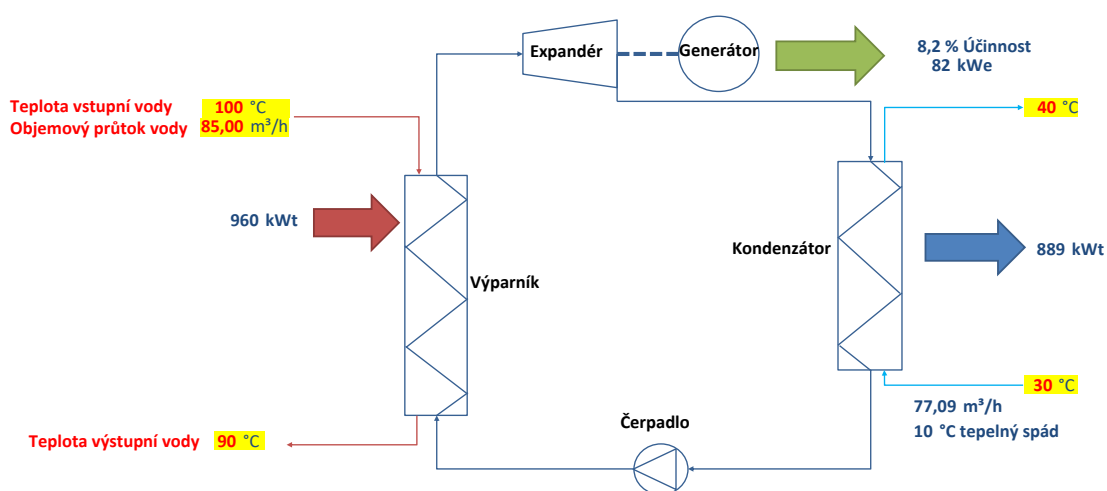
elektrický výkon: $P_e = 82\text{ kW}$,

průtok teplé vody: $V_t = 88\text{ m}^3/\text{h}$,

průtok chladicí vody: $V_{ch1} = 77,09\text{ m}^3/\text{h}$.



Obr. 4.9: ORC jednotka E-Rational 10FT [10].



Obr. 4.10: Schéma ORC jednotky varianta A.

Teplota, při kterých ORC jednotka pracuje, je $t_{in} = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{out} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$, čemuž odpovídají entalpie $i_{in} = 419,1\text{ kJ/kg}$ a entalpie $i_{out} = 376,98\text{ kJ/kg}$.

Teplný příkon ORC jednotky:

$$P_t = \frac{V_t \rho_{H_2O 90} (i_{in} - i_{out})}{3600} = \frac{85 \cdot 965,3 \cdot (419,1 - 376,98)}{3600} = 960\text{ kW}.$$

Chladicí věž

Výběr chladicí věže se odvíjí od tepelného výkonu, který byl vypočítán z průtoku chladicí vody. Chladicí voda má teplotu $t_{in} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{out} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, čemuž odpovídají entalpie $i_{in} = 125,69\text{ kJ/kg}$ a $i_{out} = 167,51\text{ kJ/kg}$.

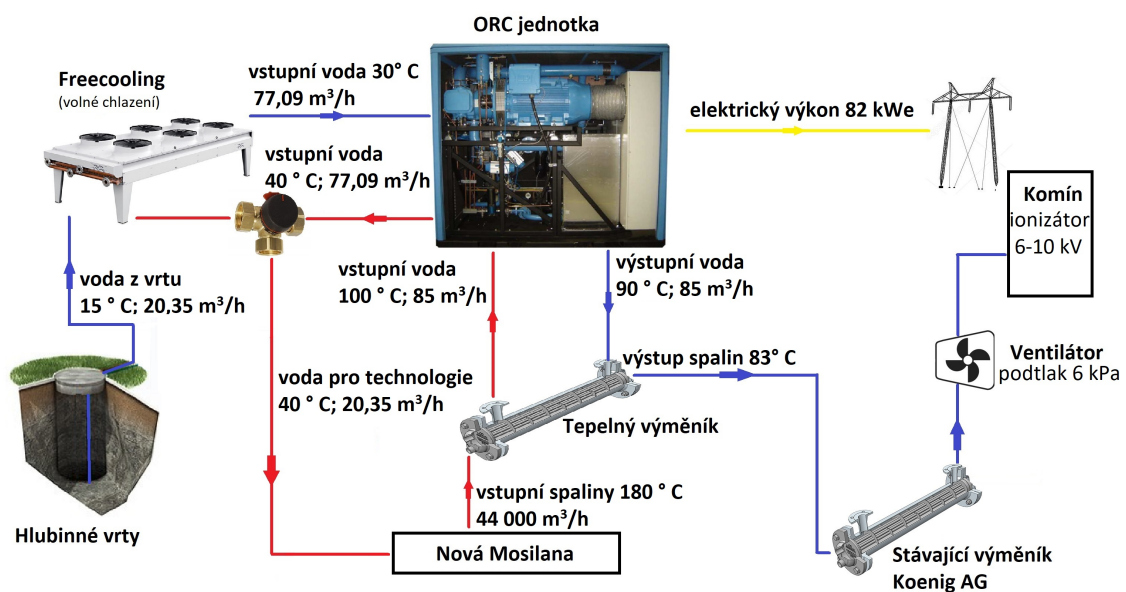
Teplný výkon ORC jednotky:

$$P_{ch1} = \frac{V_{ch1} \rho_{H_2O 40} (i_{in} - i_{out})}{3600} = \frac{77,09 \cdot 992,2 \cdot (167,51 - 125,69)}{3600} = 889\text{ kW}.$$

Potřebný výkon k ohřátí $20,35 \text{ m}^3/\text{h}$ vody, čerpané ze studny o $t_{in} = 15^\circ\text{C}$, $t_{out} = 30^\circ\text{C}$, čemuž odpovídají entalpie $i_{in}=69,67 \text{ kJ/kg}$ a $i_{out}=125,69 \text{ kJ/kg}$.

$$P_{ch3} = \frac{V_S \rho_{H_2O_{15}} (i_{in} - i_{out})}{3600} = \frac{20,35 \cdot 999,09 \cdot (125,69 - 69,67)}{3600} = 316,38 \text{ kW}$$

Pro technologie Nová Mosilanase spotřebuje voda o parametrech 40°C ; $20,35 \text{ m}^3/\text{h}$, kterou dodá ORC jednotka. Část odebrané vody pro technologie z celkového výkonu 40°C ; $77,09 \text{ m}^3/\text{h}$ bude doplněno vodou z vrtů o parametrech 15°C ; $20,35 \text{ m}^3/\text{h}$. Regulace pro vratnou chladicí vodu je ekvitermní trojcestný ventil, který umožňuje snížit teplotu přívodní vody na požadovanou hodnotu pomocí směšování s vodou z vrtů viz Obr. 4.11.



Obr. 4.11: Schéma zapojení ORC jednotky varianta A.

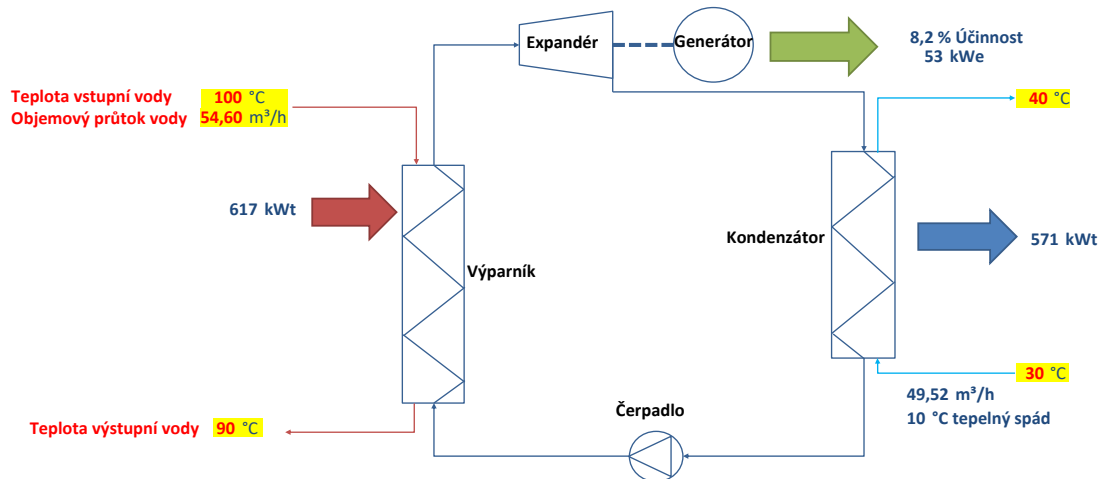
Tímto způsobem společně s chladicí věží docílíme dostatečného chlazení i v letních měsících. K vypočítanému chladicímu výkonu byl zvolen Free cooling BDD 1000 s regulovatelným výkonem od 139 kW do 908 kW viz Obr. 4.12 od firmy AlfaLaval, který bude dochlazován pomocí vody z vrtů.

4.4.2 Varianta B – ORC 53 kWe

ORC jednotka E-Rational 10FT viz Obr. 4.9, která byla vybrána na základě použitého zdroje tepelné energie, kterým je teplá voda se vstupní/výstupní teplotou $t_{in} = 100^\circ\text{C}$, $t_{out} = 90^\circ\text{C}$ viz Obr. 4.13 zapojená přes rekuperační – plášťový výměník s rovnými trubkami o výkonu 640 kWt .



Obr. 4.12: Suchý chladič AlfaBlue BDD 1000 [2].



Obr. 4.13: Schéma ORC jednotky varianta B.

Parametry této jednotky jsou zjištěny z katalogového listy firmy E-Rational[10] a jsou:

- tepelný příkon: $P_t = 617 \text{ kW}$,
- tepelný výkon: $P_v = 571 \text{ kW}$,
- elektrický výkon: $P_e = 53 \text{ kW}$,
- průtok teplé vody: $V_t = 54,6 \text{ m}^3/\text{h}$,
- průtok chladicí vody: $V_{ch1} = 49,52 \text{ m}^3/\text{h}$.

Teplota, při kteréž ORC jednotka pracuje, je $t_{in} = 100 \text{ °C}$, $t_{out} = 90 \text{ °C}$, čemuž odpovídají entalpie $i_{in} = 419,1 \text{ kJ/kg}$ a entalpie $i_{out} = 376,98 \text{ kJ/kg}$.

Tepelný příkon ORC jednotky:

$$P_t = \frac{V_t \rho_{H_2O} (i_{in} - i_{out})}{3600} = \frac{54,6 \cdot 965,3 \cdot (419,1 - 376,98)}{3600} = 617 \text{ kW}.$$

Chladicí věž

Výběr chladicí věže se odvíjí od tepelného výkonu, který byl vypočítán z průtoku chladicí vody. Chladicí voda má teplotu $t_{out} = 40\text{ °C}$, $t_{in} = 30\text{ °C}$, čemuž odpovídají entalpie $i_{out} = 167,51\text{ kJ/kg}$ a $i_{in} = 125,69\text{ kJ/kg}$.

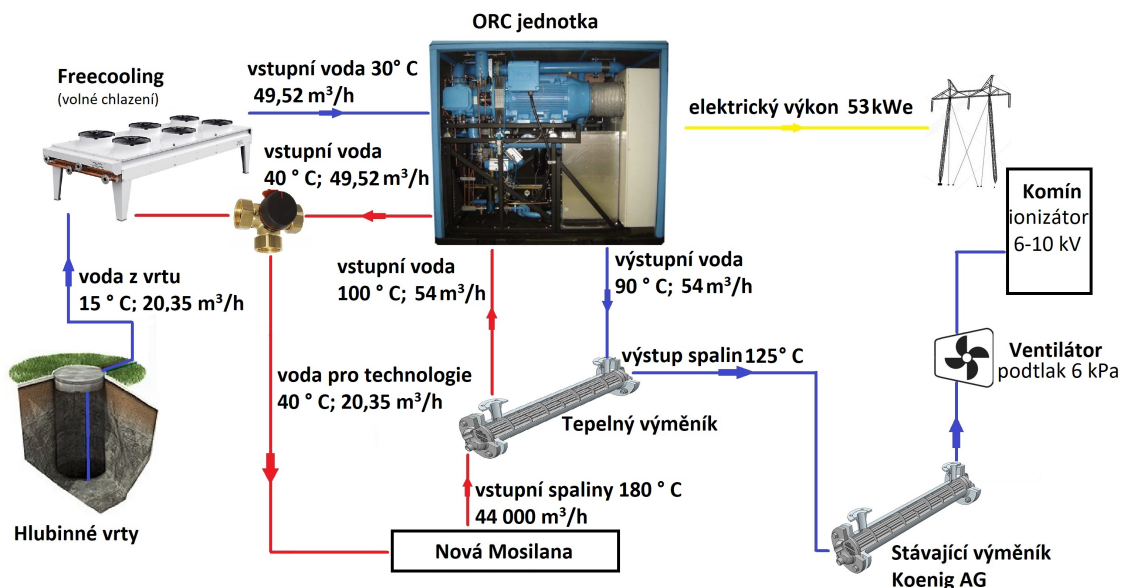
Tepelný výkon ORC jednotky:

$$P_{ch1} = \frac{V_{ch1} \rho_{H2O40} (i_{out} - i_{in})}{3600} = \frac{49,52 \cdot 992,2 \cdot (167,51 - 125,69)}{3600} = 571\text{ kW}.$$

Potřebný výkon k ohřátí $20,35\text{ m}^3/\text{h}$ vody, čerpané ze studně o $t_{in} = 15\text{ °C}$, $t_{out} = 30\text{ °C}$, čemuž odpovídají entalpie $i_{in} = 69,67\text{ kJ/kg}$ a $i_{out} = 125,69\text{ kJ/kg}$.

$$P_{ch3} = \frac{V_S \rho_{H2O15} (i_{in} - i_{out})}{3600} = \frac{20,35 \cdot 999,09 \cdot (125,69 - 69,67)}{3600} = 316,38\text{ kW}$$

Obdobně jako u varianty A pro technologie Nová Mosilana se spotřebuje voda o parametrech 40 °C ; $20,35\text{ m}^3/\text{h}$, kterou dodá ORC jednotka. Část odebrané vody pro technologie z celkového výkon 40 °C ; $77,09\text{ m}^3/\text{h}$ bude doplněno vodou z vrtů o parametrech 15 °C ; $20,35\text{ m}^3/\text{h}$. Regulace pro vratnou chladicí vodu je ekvitermní trojcestný ventil, který umožňuje snížit teplotu přívodní vody na požadovanou hodnotu pomocí směšování s vodou z vrtů viz Obr. 4.14. V této variantě se počítá s budoucím využitím stávajícího výměníku Koenig AG, do kterého vstupují spaliny o teplotě 125 °C ; cca $36\text{ 000 m}^3/\text{h}$. Společnost plánuje rozšířit výrobu, následkem čehož se zvýší spotřeba teplé vody, která by se mohla předehřívat ve stávajícím výměníku.



Obr. 4.14: Schéma zapojení ORC jednotky varianta B.

Tímto způsobem společně s chladicí věží docílíme dostatečného chlazení i v letních měsících. K vypočítanému chladicímu výkonu byl zvolen Free cooling BDM 900 s regulovatelným výkonem od 37 kW do 470 kW viz Obr. 4.15 od firmy AlfaLaval, který bude dochlazován pomocí vody z vrtů.



Obr. 4.15: Suchý chladič AlfaBlue BDM 900 [2].

5 EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ NAVRŽENÝCH ŘEŠENÍ

Důležitým faktorem pro finální rozhodování o investici do nových technologií je zhodnocení jednotlivých variant z pohledu investičních a provozních nákladů. Z toho důvodu bude pro všechna řešení vypracována ekonomická návratnost, která bude společně s navrženým řešením prezentována vedení firmy Nová Mosilana. V investičních nákladech je kromě ceny (bez DPH) vlastního zařízení zahrnuta i cena (bez DPH) všech potřebných pomocných zařízení, což je u některých variant položka chladicích věží. Protože některé ceny jsou vedeny v měně EUR, bude v těchto případech přepočítána aktuálním kurzem stanoveným ČNB ke dni 3. 5. 2018 K tomuto dni byl kurz ve výši 25,58 Kč/EUR. Během provozu se může vyskytnout i potřeba provedení servisních úkonů, výměna některých dílů za náhradní (oběhová čerpadla), avšak tato skutečnost nebude v kalkulaci zohledněna.

5.1 Izolace potrubních rozvodů

Pro dosažení co nejvyšší účinnosti při výrobě chladu pomocí absorpčního chlazení viz kapitola č. 4.3 a výrobě elektrické energie pomocí ORC jednotky viz. kapitola č. 4.4 je potřeba udržet co nejvyšší teplotu odcházejícího horkého vzduchu z fixačních/sušících strojů. Za účelem snížení investičních nákladů bylo navrženo zaizolování stávajících potrubních rozvodů. Pro nacenění izolace je nutné vypočítat ze schématu haly, kde jsou zakresleny cesty potrubních rozvodů, přesnou délku horkovzdušného potrubí. Měřítko schématu haly je 1:500 Obr. 5.1. Jednotlivé délky potrubních rozvodů, které jsou na schématu značeny 1–6, jsou uvedeny v Tab. 5.1.

	Celková délka potrubí [m]	Vnitřní délka potrubí [m]	Venkovní délka potrubí [m]
Potrubí č. 1	37,5	31,5	6,0
Potrubí č. 2	37,5	37,0	0,5
Potrubí č. 3	37,5	37,0	0,5
Potrubí č. 4	31,5	31,0	0,5
Potrubí č. 5	37,5	27,5	10,0
Potrubí č. 6	37,5	26,0	11,5
Celkem	219,0	190,0	29,0
	Plocha Celkového potrubí [m ²]	Plocha vnitřního potrubí [m ²]	Plocha venkovního potrubí [m ²]
S_{pi}	447,0	387,8	59,2
2%	8,9	7,8	1,2
S_{pi} celkem	455,9	395,5	60,4

Tab. 5.1: Délky potrubních rozvodů.

Potrubní rozvody jsou zavěšeny pod stropní částí a vyjma potrubí č. 4, které je napojeno na výrobní linku „Babcock“, která je umístěna ve vrchní části haly, je nutné navíc přičíst 6 m délky potrubí z důvodu přízemního umístění fixačních/sušících strojů. Vypočítaná plocha potrubí o průměru 65 cm a tudíž i množství izolace je uvedeno v Tab. 5.1. Pro celkovou izolaci potrubí je počítáno navíc s 2 % izolace. Standardní ceník pro lamelový skružovatelný pás z kamenné vlny Orstech LSP H je zobrazen v Tab. 5.2.

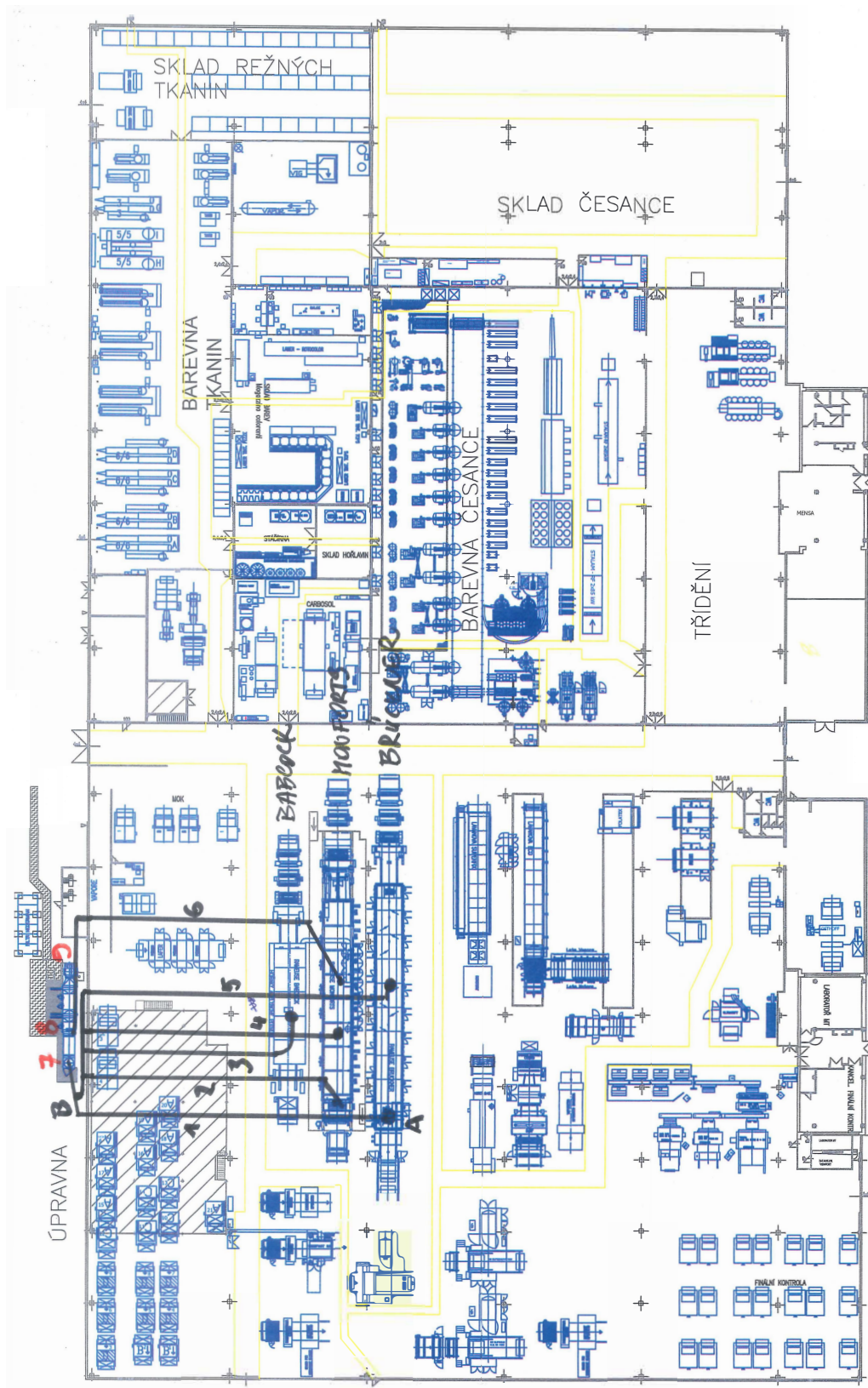
Název	Tloušťka [mm]	Rozměry [mm]	Balení [m ²]	Přepravní balení [m ³]	Paleta [m ²]	Ceníková cena beu DPH [Kč/m ²]
Orstech LSP H	20	1000x8000	8,0	0,16	160	197
Orstech LSP H	30	1000x5000	5,0	0,15	100	213
Orstech LSP H	40	1000x4000	4,0	0,16	80	256
Orstech LSP H	50	1000x3000	3,0	0,15	60	295
Orstech LSP H	60	1000x3000	3,0	0,18	60	332
Orstech LSP H	80	1000x2000	2,0	0,16	40	422
Orstech LSP H	100	1000x2300	2,3	0,23	41	514

Tab. 5.2: Standardní ceník pro Orstech LSP H[30].

Celková kalkulace průmyslové izolace je v Tab.5.3. V případě venkovních rozvodů je nutné, aby byla izolace chráněna vhodným opláštěním před povětrnostními vlivy, mechanickými zátěžemi a korozivními vlivy okolního prostředí. Výběr vhodného opláštění závisí na takových činitelích, jako pracovní zatížení, zatížení chůzí, větrem a sněhem a okolní teplota a podmínky. Pro venkovní opláštění se nejčastěji používá hliník z důvodu snadné instalace, je méně nákladově náročný než korozi-vzdorná ocel. Tloušťka plechového opláštění závisí na průměru potrubí a druhu plechu. Při zvláštních požadavcích na akustické vlastnosti se používá tloušťka ≥ 1 mm. Cena hliníkového opláštění se pohybuje kolem 270 Kč/m² viz Tab. 5.3. Návratnost investice do izolace a opláštění vychází z návratnosti navrhovaných řešení, které by bez zaizolování potrubí nebylo možné aplikovat.

	Plocha Celkového potrubí [m ²]	Plocha vnitřního potrubí [m ²]	Plocha venkovního potrubí [m ²]
S_{pi}	446,98	387,79	59,19
2%	8,94	7,76	1,18
S_{pi} celkem	455,92	395,55	60,37
Počet balení	228	198	30
Eshop cena s 10 % slevou bez DPH [Kč]	173158	150228	22930
Cena plechu [Kč]	-	-	16301
Cena celkem [Kč]	189459		

Tab. 5.3: Cenová kalkulace izolace a opláštění.



Obr. 5.1: Schéma haly v měřítku 1:500.

5.2 Ceny elektřiny

Výrobní závod má vlastní trafostanici 0,4/22 kV, dodávka z a do distribuční soustavy tedy probíhá na úrovni VN. Závod se nachází na adrese Charbulova 1145/150, 618 00, Brno, který spadá do oblasti E.ON distribuce Tab. 5.4:

Nákupní cena elektřiny	Jednotka	Počet jednotek	Kč/jednotka	Celkem bez DPH [Kč]
Použití sítí VN	MWh	40000	39,49	1579600
Systémové služby VN	MWh	40000	93,94	3757600
Podpora elektřiny z podporovaných zdrojů energie	MW	82	78 289,70	6419755
Činnost operátora trhu	měsíc	12	4,9	59
Celkem za distribuci elektřiny a související služby	Kč			11757014
Činná spotřeba VT	MWh	40000	880	35200000
Daň z elektřiny	MWh	40000	28,3	1132000
Cekem za dodávku elektřiny	Kč			36332000
Celkem	Kč			48 089 014

Tab. 5.4: Roční struktura cen elektřiny

Silová elektřina je odebírána jednotarifně za průměrnou cenu 880 Kč/MWh. Přesnou cenu nelze určit, díky postupným nákupům, které umožňují rozložit riziko volby nevhodného termínu nákupu elektřiny. Cena elektřiny tedy není určena jednorázově, ale tvoří se v několika nákupních krocích – tzv. tranších, čímž lze dosáhnout nižší průměrné ceny za dodávku elektřiny než je tomu u produktu fix. Do ceny silové elektřiny také vstupuje možnost nákupu na spotovém trhu, který zákazníkovi umožňuje nakupovat elektřinu za podmínek přesně odrážejících situaci na trhu. Elektřina je nakupována na denním trhu a každá hodina odběru je zvlášť oceněna podle ceny na krátkodobém trhu s elektřinou. Cena dodávky je následně vypočtena jako vážený průměr cen ve všech hodinách měsíce dodávky, kde váhou je skutečná spotřeba v jednotlivých hodinách měsíce dodávky.

Produkt spot zákazníkovi zajistí cenu, která přesně odpovídá aktuálnímu stavu na trhu s elektřinou v čase, kdy elektřinu odebíral. Tuto skutečnost pak lze vnímat jako výhodu i nevýhodu – je nutné počítat s větší volatilitou ceny v jednotlivých hodinách i jednotlivých obdobích. Na zákazníka jsou navíc kladeny zvýšené nároky při sjednávání odběrového diagramu dodávky [18].

5.3 Absorpční jednotka

Připojením absorpční jednotky, která využívá odpadní teplo z technologických procesů, není potřeba počítat s náklady na palivo, dopravu a skladování, jak by tomu bylo například u KGJ. Pro modelovou situaci provozu zařízení, a tím i určení provozních nákladů, je potřeba znát roční hodinový provoz. Její určení je však samo o sobě poměrně složité a vyžadovalo by detailní průběhy teplot během celého roku. Roční doba provozu bude proto v této práci pouze odhadnuta. Díky vyšším teplotám a prakticky nulové cirkulaci vzduchu uvnitř haly lze předpokládat výrobu chladu při plném výkonu od května do září. Díky nepřetržitému provozu určitých úseků bude celková provozní doba chlazení za květen až září stanovena na $t_{prov} = 3600$ h. Kromě pořizovací ceny absorpční jednotky a chladiče je nutné počítat s náklady na instalaci, která je dle firmy LBG Moravia 25 % z celkových investičních nákladů. Do nákladů je také nutné započítat roční náklady na provoz, které se skládají z 0,5 % nákladů na údržbu. Absorpční jednotky varianty A a B patří do 2. odpisové skupiny s odpisovou skupinou $t_{odpis} = 5$ let s 11 % odpisu v prvním roce a 22,25 % v následujících letech. Diskontní sazba k 30. 4. 2018 je dle ČNB $d_s = 0,05$ %. Díky absenci jakéhokoli chlazení ve výrobní hale není možné srovnání a nebude uvažován ani výnos z prodeje chladu. Jedná se především o zlepšení pracovních podmínek zaměstnanců. Převážně v letních obdobích není splněna hygienická norma pracovních teplot.

5.3.1 Náklady na výrobu MWh chladu

Při výpočtu energetických nákladů na výrobu 1 MWh chladu je nutné do výpočtu zahrnout spotřebu elektrické energie chladičí věže. Aktuální cena tepla je dle Tepláren Brno 532,3 Kč/GJ, v našem případě však z důvodu využití přebytečného odpadního tepla nebude počítáno. Při výpočtech bude uvažováno s cenou elektřiny $IC_{el} = 880$ Kč/MWh pro celkové pokrytí elektrického příkonu viz kapitola 5.5.

5.3.2 Absorpční jednotka – Varianta A (760 kW)

Energetické náklady na výrobu 1 MWh chladu

Energetické náklady všech zařízení pro celkový elektrický příkon:

$$n_e = \frac{(P_{ep} + P_{ech}) \cdot IC_{el}}{P_{ch1}} = \frac{(6,9 + 15) \cdot 880}{760,2} = 25,35 \text{ Kč/MWh.}$$

Doba, za kterou se vyrobí 1 MWh chladu:

$$t = \frac{1000}{P_{ch1}} = \frac{1000}{760,2} = 1,32 \text{ h/MWh.}$$

Měrné náklady na provoz a údržbu ORC jednotky jsou dle výrobce 0,05 Kč/kW vyrobeného chladu. Při ročním provozu 3600 h činí náklady 136836 Kč/rok. Náklady všech zařízení pro celkový elektrický příkon jsou 69375 Kč/rok

Celkové provozní náklad za rok:

$$N_{pc} = 136836 + 69375 = 206211 \text{ Kč.}$$

Vybraná absorpční jednotka má maximální chladicí výkon 760,2 kW, kde jsou celkové investiční náklady složené z ceny absorpční jednotky, nákladů na instalaci a izolace potrubí:

$$N_{ic} = n_{ab} + n_{iab} + C_{iz} = 4476500 + 1119125 + 189459 = 5785084 \text{ Kč.}$$

Výpočet toku peněz, kde není započítáván žádný výnos (např. z prodeje chladu):

$$CF = V_v - N_{pc} = 0 - 206211 = -206211 \text{ Kč.}$$

Životnost absorpční jednotky výrobce udává 25 let. Pro zjištění diskontní ceny v jednotlivých obdobích na současnou hodnotu investice použijeme vztah:

$$DCF = CF \cdot (1 + d)^{-j}.$$

Z pohledu investora určíme odpisy pomocí výpočtu: pro první rok:

$$N_{i1} = 0,11 \cdot N_{pc} = 0,11 \cdot 206211 = 22683 \text{ Kč.}$$

Odpisy pro druhý až pátý rok:

$$N_{i2} = 0,2225 \cdot N_{pc} = 0,2225 \cdot 206211 = 45881 \text{ Kč.}$$

Výpočet toku peněz z pohledu investora viz Obr. 5.2

$$CF' = V_v - N_{pc} - N_i.$$

5.3.3 Absorpční jednotka – Varianta B (434 kWt)

Energetické náklady na výrobu 1 MWh chladu vypočteme obdobným způsobem jako u varianty A.

Energetické náklady všech zařízení pro celkový elektrický příkon:

$$n_e = \frac{(P_{ep} + P_{ech}) \cdot IC_{el}}{P_{ch1}} = \frac{(6,9 + 7,5) \cdot 880}{434,5} = 29,16 \text{ Kč/MWh.}$$

Doba, za kterou se vyrobí 1 MWh chladu:

$$t = \frac{1000}{P_{ch1}} = \frac{1000}{434,5} = 2,30 \text{ h/MWh.}$$

Měrné náklady na provoz a údržbu ORC jednotky jsou dle výrobce 0,05 Kč/kW vyrobeného chladu. Při ročním provozu 3600 h činí náklady 78210 Kč/rok. Náklady všech zařízení pro celkový elektrický příkon jsou 45612 Kč/rok

Celkové provozní náklady za rok:

$$N_{pc} = 78210 + 45612 = 123822 \text{ Kč.}$$

Vybraná absorpční jednotka má maximální chladicí výkon 434,5 KW, kde jsou celkové investiční náklady složené z ceny absorpční jednotky, nákladů na instalaci a izolace potrubí:

$$N_{ic} = n_{ab} + n_{iab} + C_{iz} = 2506840 + 626710 + 189459 = 3323009 \text{ Kč.}$$

Výpočet toku peněz, kde není započítáván žádný výnos (např. z prodeje chladu):

$$CF = V_v - N_{pc} = 0 - 123822 = -123822 \text{ Kč.}$$

Životnost absorpční jednotky výrobce udává 25 let. Pro zjištění diskontní ceny (budoucí výnosy) v jednotlivých obdobích na současnou hodnotu investice použijeme vztah:

$$DCF = CF \cdot (1 + d)^{-j}.$$

Z pohledu investora určíme odpisy pomocí výpočtu pro první rok:

$$N_{i1} = 0,11 \cdot N_{pc} = 0,11 \cdot 123822 = 13620 \text{ Kč.}$$

Odpisy pro druhý až pátý rok:

$$N_{i2} = 0,2225 \cdot N_{pc} = 0,2225 \cdot 123822 = 27550 \text{ Kč.}$$

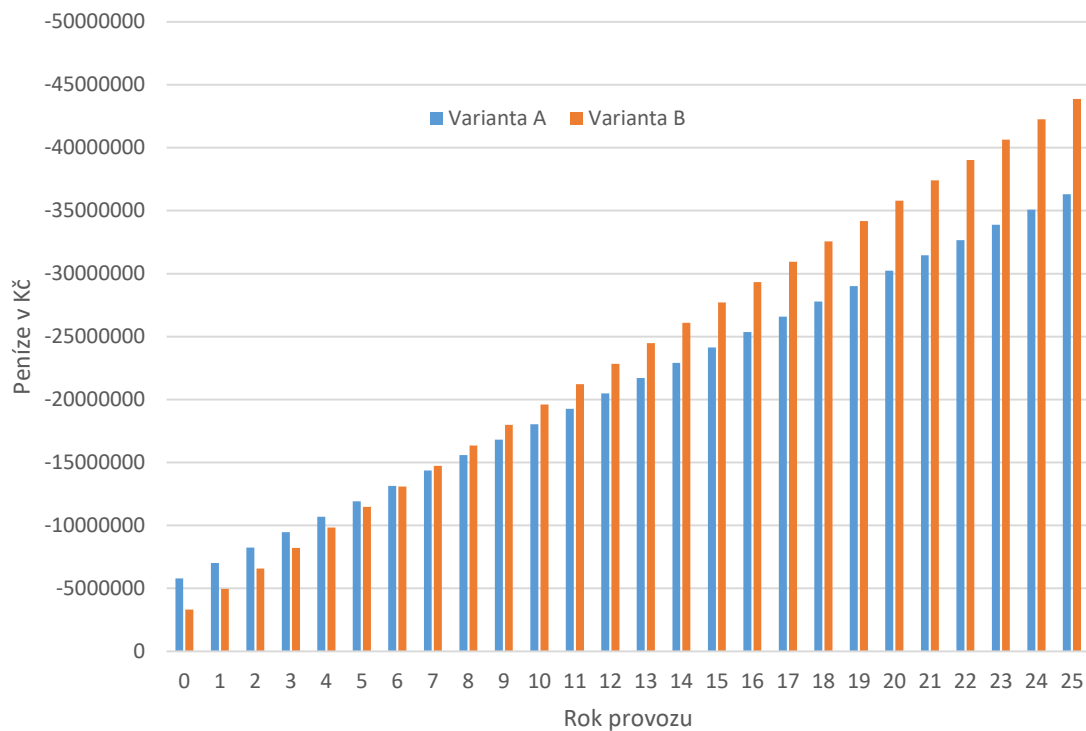
Výpočet toku peněz z pohledu investora viz Obr. 5.3

$$CF' = V_v - N_{pc} - N_i.$$

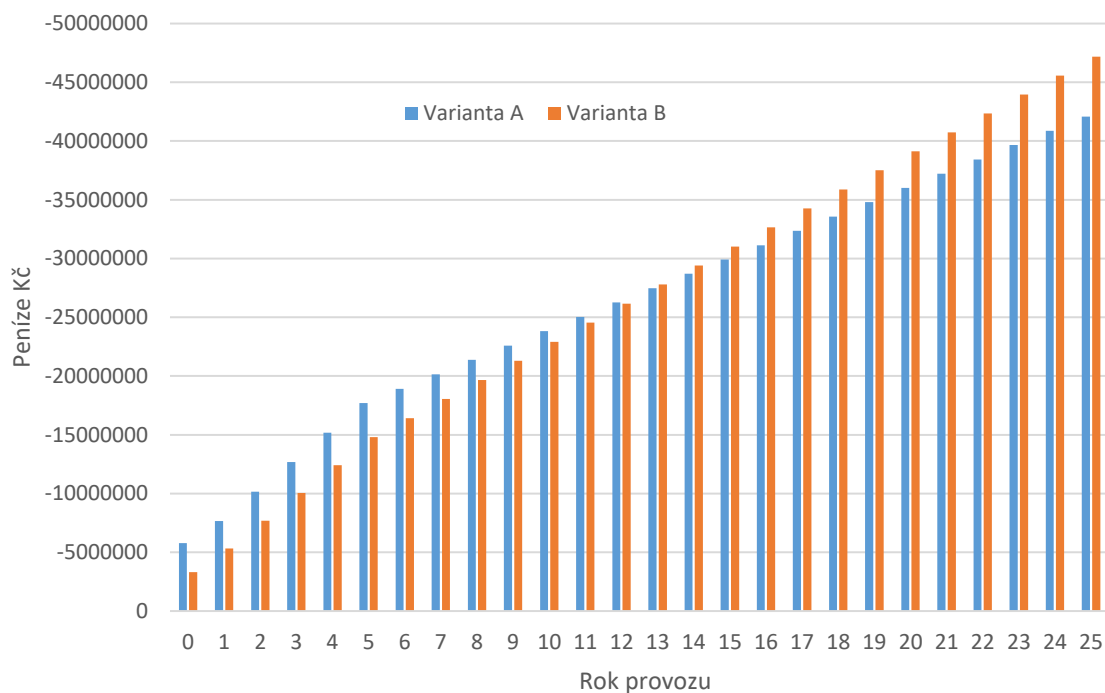
5.3.4 Porovnání diskontovaného toku peněz pro absorpční jednotky

Spočítané toky peněz z předchozích kapitol je pro přehlednost vhodnější vynést do grafu.

V Obr. 5.2 lze vidět tok peněz z pohledu investora, kde jsou patrné v obou pohledech vyšší počáteční náklady pro variantu A, která má vyšší chladicí efekt. V dlouhodobém horizontu převyšuje tok peněz naopak varianta B. Z pohledu investora Obr. 5.3 nelze jednoznačně určit výhodnější variantu. Rozhodnutí bude především na zákazníkově z pohledu požadovaného chladicího výkonu absorpční jednotky a s tím i odvíjejících se investic.



Obr. 5.2: Tok peněz absorpční jednotky z pohledu projektanta



Obr. 5.3: Tok peněz absorpční jednotky z pohledu investora

5.4 ORC jednotka

Připojením ORC jednotky, která využívá odpadní teplo z technologických procesů, není opět potřeba počítat s náklady na palivo, dopravu a skladování. Pro modelovou situaci provozu zařízení, a tím i určení provozních nákladů, je potřeba znát roční hodinový provoz. Předpokladem pro modelový případ je výroba elektřiny při plném výkonu po dobu celého roku kromě 20 dní, z důvodu pravidelné údržby zařízení a vánočních svátků. Vybraná ORC jednotka má maximální elektrický výkon 82 kW a je možné, aby v kontinuálním provozu dosahovala na uvedenou hodnotu maximálního elektrického výkonu.

5.4.1 Náklady na výrobu 1 MWh elektřiny

Při výpočtu energetických nákladů na výrobu 1 MWh elektřiny je nutné do výpočtu zahrnout spotřebu elektrické energie chladicí věže. Cena tepla zde nebude opět započítána. Při výpočtech bude uvažováno s cenou elektřiny $IC_{el}=880$ Kč/MWh pro celkové pokrytí elektrického příkonu viz kapitola 5.5.

5.4.2 ORC jednotka – Varianta A (82 kW)

Energetické náklady na výrobu 1 MWh elektřiny

Energetické náklady všech zařízení pro celkový elektrický příkon:

$$n_e = \frac{(P_{ep} + P_{ech}) \cdot IC_{el}}{P_{ch1}} = \frac{(2,2 + 4) \cdot 880}{82} = 66,53 \text{ Kč/MWh.}$$

Doba, za kterou se vyrobí 1 MWh elektřiny:

$$t = \frac{1000}{P_e} = \frac{1000}{82} = 12,19 \text{ h/MWh.}$$

Měrné náklady na provoz a údržbu ORC jednotky jsou dle výrobce 0,1 Kč/kWh vyrobené elektřiny. Při ročním provozu 8280 h činí náklady 67896 Kč/rok. Náklady všech zařízení pro celkový elektrický příkon jsou 45171 Kč/rok

Celkové provozní náklady za rok:

$$N_{pc} = 67896 + 45171 = 113067 \text{ Kč.}$$

Vybraná ORC jednotka má maximální elektrický výkon 82 kW, kde jsou celkové investiční náklady složené z ceny ORC jednotky, nákladů na instalaci a izolace potrubí:

$$N_{ic} = n_{ab} + n_{ib} + C_{iz} = 6036880 + 1509220 + 189459 = 7735559 \text{ Kč.}$$

Výpočet toku peněz, kde je počítáno s výnosy za vyrobenou elektřinu:

$$CF = V_v - N_{pc} = 597484 - 113067 = 484416 \text{ Kč.}$$

Životnost ORC jednotky výrobce udává 20 let. Pro zjištění diskontní ceny (budoucí výnosy) v jednotlivých obdobích na současnou hodnotu investice použijeme vztah:

$$DCF = CF \cdot (1 + d)^{-j}.$$

Z pohledu investora určíme odpisy pomocí výpočtu pro první rok:

$$N_{i1} = 0,11 \cdot N_{pc} = 0,11 \cdot 133067 = 14637 \text{ Kč.}$$

Odpisy pro druhý až pátý rok:

$$N_{i2} = 0,2225 \cdot N_{pc} = 0,2225 \cdot 133067 = 29607 \text{ Kč.}$$

Výpočet toku peněz z pohledu investora viz Obr. 5.4

$$CF' = V_v - N_{pc} - N_i.$$

5.4.3 ORC jednotka – Varianta B (53 kW)

Energetické náklady na výrobu 1 MWh elektřiny

Energetické náklady všech zařízení pro celkový elektrický příkon:

$$n_e = \frac{(P_{ep} + P_{ech}) \cdot IC_{el}}{P_{ch1}} = \frac{(2,2 + 3) \cdot 880}{53} = 86,33 \text{ Kč/MWh.}$$

Doba, za kterou se vyrobí 1 MWh elektřiny:

$$t = \frac{1000}{P_e} = \frac{1000}{53} = 18,86 \text{ h/MWh.}$$

Měrné náklady na provoz a údržbu ORC jednotky jsou dle výrobce 0,08 Kč/kW vyrobené elektřiny. Při ročním provozu 8280 h činí náklady 35 107 Kč/rok. Náklady všech zařízení pro celkový elektrický příkon jsou 37885 Kč/rok

Celkové provozní náklady za rok:

$$N_{pc} = 35107 + 37885 = 72992 \text{ Kč.}$$

Vybraná ORC jednotka má maximální elektrický výkon 53 kW, kde jsou celkové investiční náklady složené z ceny absorpční jednotky, nákladů na instalaci a izolace potrubí:

$$N_{ic} = n_{ab} + n_{ib} + C_{iz} = 4655560 + 1163890 + 189459 = 6008909 \text{ Kč.}$$

Výpočet toku peněz, kde je počítáno s výnosy za vyrobenou elektřinu:

$$CF = V_v - N_{pc} = 386179 - 72992 = 313187 \text{ Kč.}$$

Životnost ORC jednotky výrobce udává 20 let. Pro zjištění diskontní ceny (budoucí výnosy) v jednotlivých obdobích na současnou hodnotu investice použijeme vztah:

$$DCF = CF \cdot (1 + d)^{-j}.$$

Z pohledu investora určíme odpisy pomocí výpočtu pro první rok:

$$N_{i1} = 0,11 \cdot N_{pc} = 0,11 \cdot 79992 = 8029 \text{ Kč.}$$

Odpisy pro druhý až pátý rok:

$$N_{i2} = 0,2225 \cdot N_{pc} = 0,2225 \cdot 79992 = 16240 \text{ Kč.}$$

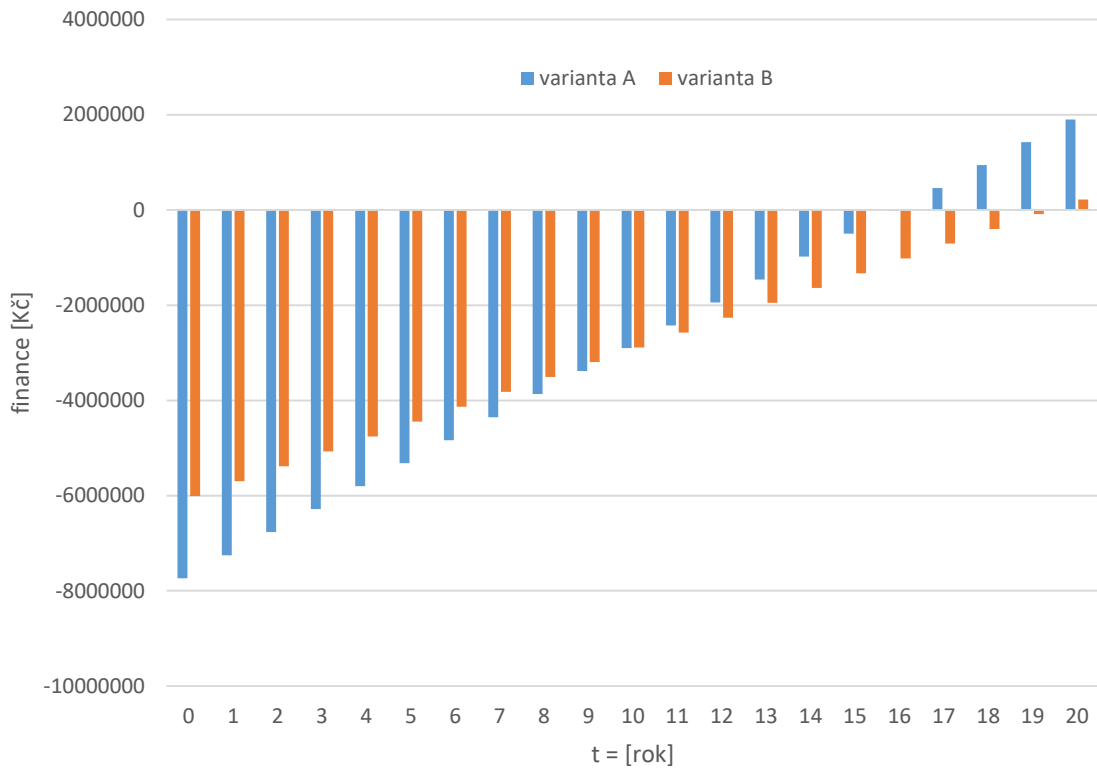
Výpočet toku peněz z pohledu investora viz Obr. 5.5

$$CF' = V_v - N_{pc} - N_i.$$

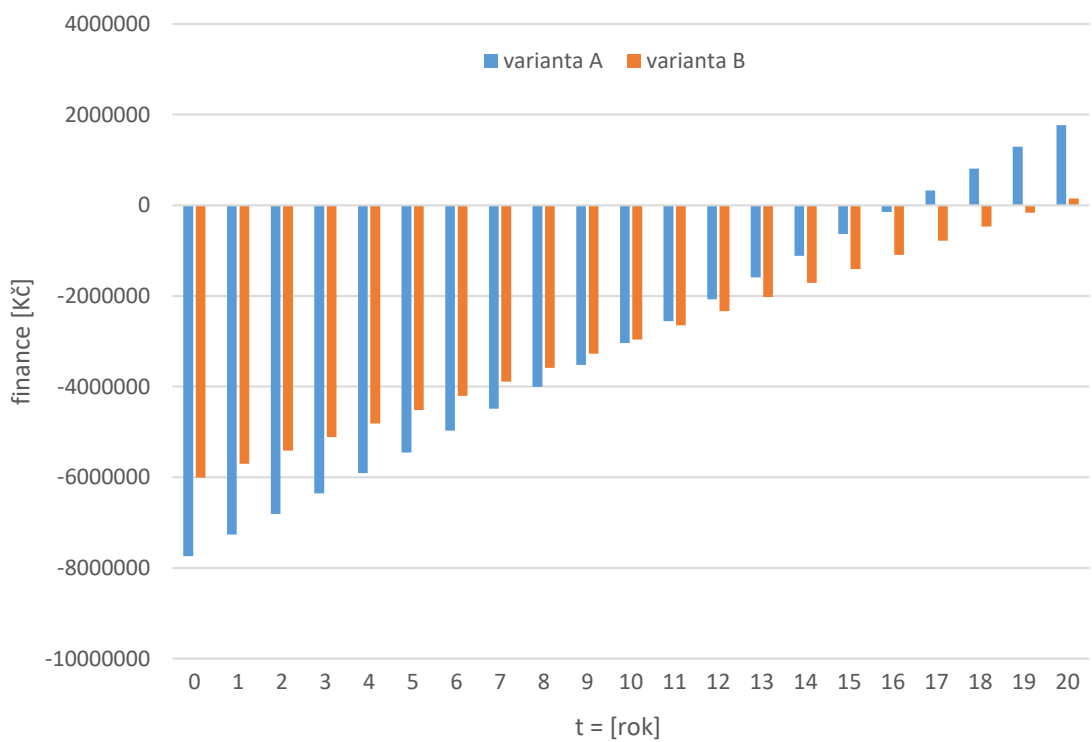
5.4.4 Porovnání diskontovaného toku peněz pro ORC jednoty

Spočítané toky peněz z předchozích kapitol je pro přehlednost vhodnější opět vynést do grafu viz Obr. 5.4, který porovnává tok peněz z pohledu projektanta, kde se návratnost pro variantu A ukazuje až sedmáctým rokem.

V případě varianty B Obr. 5.5 je návratnost investice až na sklonku životnosti ORC. Varianta A je díky vyšším výnosům za vyrobenou elektřinu z popisovaných variant výhodnější. Z pohledu investora je situace podobná. Z toku peněz se ORC nejeví jako ekonomicky vhodné řešení. Rozhodnutí bude opět na zákazníkovi z pohledu požadovaného výkonu ORC jednotky a s tím odvíjejících investic.



Obr. 5.4: Tok peněz ORC jednotky z pohledu projektanta



Obr. 5.5: Tok peněz ORC jednotky z pohledu investora

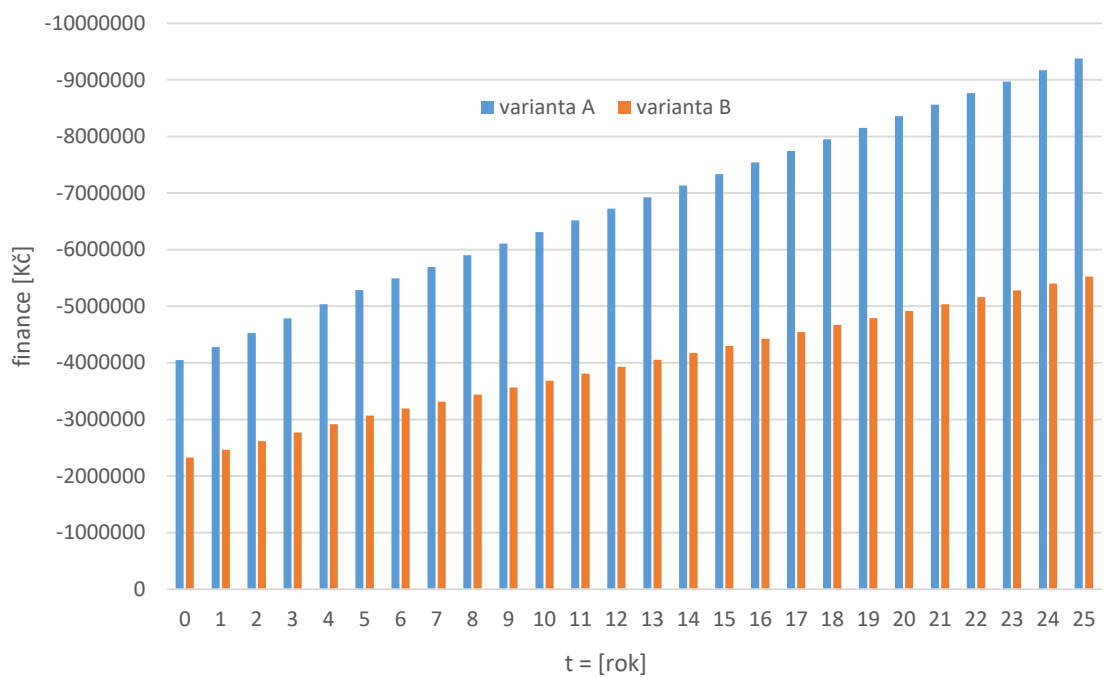
5.5 Dotační program

Dotační program Úspory energie se zabývá snížením energetické náročnosti podnikatelského sektoru za účelem podpořit opatření, které přispívá k úspoře konečné spotřeby energie. Výše dotace od 0,5 milionů do 400 milionů se odvíjí od velikosti podniku.

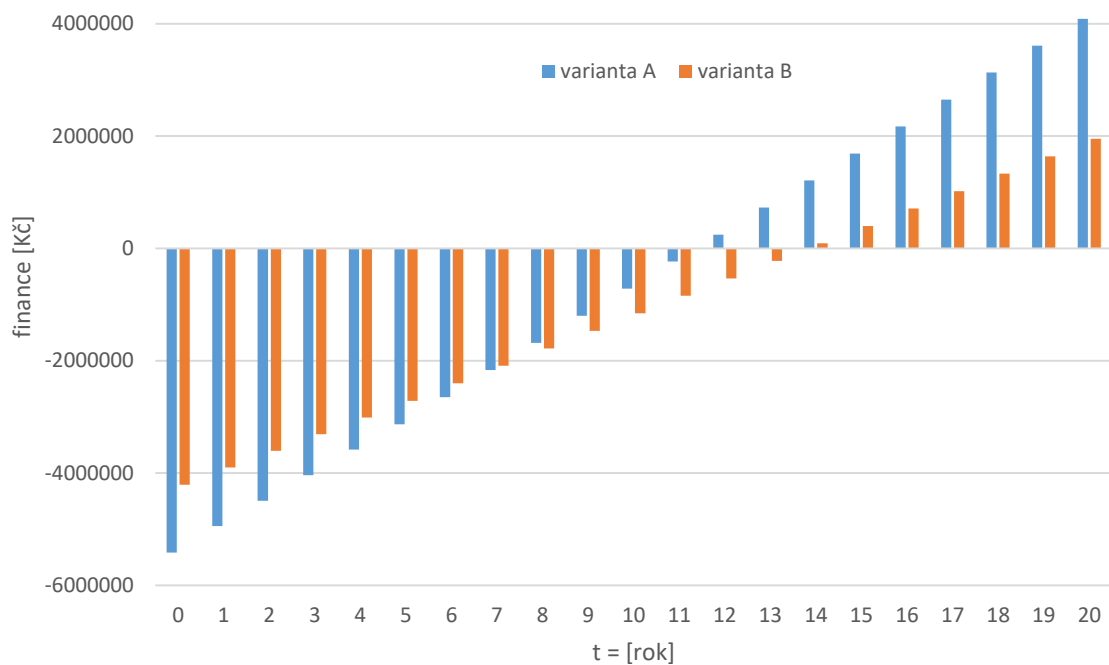
Dotace se vztahují především na: modernizace a rekonstrukce stávajících zařízení na výrobu energie pro vlastní spotřebu,

- Modernizace a rekonstrukce stávajících zařízení na výrobu energie pro vlastní spotřebu.
- Využití odpadní energie ve výrobních procesech.
- Zateplení, výměnu a renovace otvorových výplní, další stavební opatření mající prokazatelný vliv na energetickou náročnost budovy, instalace vzduchotechniky s rekuperací odpadního tepla.
- Snižování energetické náročnosti/zvyšování energetické účinnosti výrobních a technologických procesů (náhrady starých strojů a zařízení za nové a energeticky efektivnější).
- Malý podnik (do 49 zaměstnanců) – 50 % prokázaných způsobilých výdajů.
- Střední podnik (50 až 249 zaměstnanců) – 40 % prokázaných způsobilých výdajů.
- Velký podnik (od 250 zaměstnanců) – 30 % prokázaných způsobilých výdajů [33].

Výrobní závod Nová Mosilana se se svými 890 zaměstnanci řadí mezi velké podniky. Pokud bychom počítali s maximální možnou dotací 30 % z investované částky, tok peněz z pohledu investora pro absorpční jednotku je vynesena v grafu viz Obr. 5.6, kde jsou celkové náklady v průběhu 25 let pro variantu A 9 mil. Kč. Pro variantu B jsou celkové náklady 5,5 mil. Kč. V případě ORC jednotky je změna toku peněz zobrazena v grafu viz Obr. 5.7, kde se návratnost ORC jednotky pro variantu A pohybuje kolem 12 let a pro variantu B kolem 15 let. Za dobu životnosti ORC by varianta A generovala zisk 4 mil. Kč. V případě varianty B jsou zisky poloviční. K celkovým nákladům je také nutné přičíst náklady nového výměníku tepla, kde je orientační cena 1 mil. Kč, v závislosti na velikosti výměníku. Právě z důvodu orientační ceny nebyl výměník zanesen do výpočtů.



Obr. 5.6: Tok peněz z pohledu investora se započtenou dotací pro absorpční jednotku



Obr. 5.7: Tok peněz z pohledu investora se započtenou dotací pro ORC jednotku

6 ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce je využití odpadního tepla z technologických procesů pro brněnský závod Nová Mosilana, který je největším výrobcem vlněných tkanin v Evropě. Pro demonstraci využitelnosti odpadního tepla je v kapitole 1 uveden teoretický popis faktorů, které ovlivňují využití odpadního tepla, jako je teplota, množství odpadního tepla, výběr teploty nebo složení odpadního proudu. Teoretickou část diplomové práce uzavírají technologie využívající odpadní teplo, a to především tepelná čerpadla, jejichž využití představovalo nejvyšší potenciál. Na základě posouzení současného stavu technického řešení závodu a konzultaci s lokálním energetikem bylo rozhodnuto pro výběr technologie ORC (Organický Rankinův cyklus) a absorpční chladicí jednotky.

Předpokladem pro využití těchto dvou technologií je kompletní přestavba současného okruhu, počínaje izolací horkovzdušného potrubí, které přivádí spaliny z výrobních linek do výměníku tepla. Po výpočtech celkové plochy potrubí, která je 447 m², bylo provedeno měření a výpočty tepelných ztrát nezaizolovaného a následně zaizolovaného potrubí. Izolací potrubí se tepelné ztráty sníží o 627 W na konečných 37 W. Pro zaizolování byla vybrána lehká lamelová rohož Orstech LSP PYRO s tloušťkou 80 mm.

Díky nízkým teplotám horkého vzduchu z technologických procesů, které dosahují maximálně 180 °C; 44000 m³/h, je nutné do celkové koncepce návrhu zahrnout spalínový výměník tepla ve dvou výkonových variantách, 640 kW a 1 MW výkonu. Předmětem diplomové práce však není návrh spalínového výměníku, z toho důvodu byla tato část rozebrána pouze okrajově.

Hlavní technologie, která by zefektivnila využití odpadního tepla a o kterou zákazník sám projevil zájem, je jednostupňová absorpční chladicí jednotka společnosti Thermax. Absorpční jednotka byla navržena ve dvou výkonových řadách, na základě kterých si zákazník vybere dle parametrů jednotlivých zařízení. Jak pro variantu A 640 kW, tak pro variantu B 434 kW byl vypočítán výkon chladicí, chlazené a horké vody s patřičným výběrem chladicí věže.

V případě technologie ORC výrobce E-RATIONAL bylo postupováno obdobně. U varianty A je elektrický výkon 82 kW, varianta B disponuje elektrickým výkonem 53 kW. Ve všech variantách se navíc uvažuje s využitím stávajícího výměníku tepla, který obsahuje dmychadlo k nasávání horkého vzduchu společně s komínovým odtahem a ionizací spalin pro splnění středních emisních hmotnostních koncentrací a hmotnostních toků škodlivin, čímž budou sníženy také investiční náklady.

Důležitým faktorem pro finální rozhodování o investici do nových technologií je zhodnocení jednotlivých variant z pohledu investičních a provozních nákladů. U vybrané absorpční jednotky o maximálním chladicím výkon 760 kW jsou celkové in-

vestiční náklady složené z ceny absorpční jednotky, nákladů na instalaci a izolace potrubí 5,7 mil. Kč (bez DPH). Pro nižší chladicí výkon 434 kW jsou celkové investiční náklady 3,3 mil. Kč (bez DPH). Distribuce chladu bude vyřešena napojením na stávající síť potrubních rozvodů s použitím vytápěcích jednotek SAHARA MAXX. Výhodou stávajícího systému rozvodů je možnost využití i v zimním období pro vytápění za pomoci ventilů, které budou měnit vstupní vodu chlazenou na topnou podle potřeby.

Celkové investiční náklady pro ORC jednotku o maximálním elektrickém výkonu 82 kW jsou 7,7 mil. Kč (bez DPH). Pro variantu s nižším elektrickým výkonem se investiční náklady pohybují kolem 6 mil. Kč (bez DPH). K celkovým nákladům je také nutné přičíst náklady nového výměníku tepla, kde se cena orientačně pohybuje okolo 1 mil. Kč, a to v závislosti na velikosti výměníku.

Návratnost investice u absorpční jednotky nelze stanovit z důvodu nemožnosti porovnání úspor oproti jiné technologii na výrobu chladu, kterou výrobní závod doposud nedisponoval. Stejně tak nebyl uvažován ani výnos z prodeje chladu. Smyslem instalace je především zlepšení pracovních podmínek zaměstnanců – snížení teploty na hodnoty splňující hygienické normy v letních měsících. Porovnáním diskontovaného toku peněz pro ORC jednotky je návratnost pro variantu A až sedmnáctým rokem. V případě varianty B je návratnost investice až na sklonku životnosti ORC, kterou výrobce udává 20 let.

Diplomová práce je zakončena popisem dotačního programu Úspory energie, který se zabývá snížením energetické náročnosti podnikatelského sektoru za účelem podpořit opatření, které přispívá k úspoře konečné spotřeby energie. Výše dotace se odvíjí od velikosti podniku, Nová Mosilana může získat dotaci až 30 % z celkové investované částky. Návratnost ORC jednotky pro variantu A se poté pohybuje kolem 12 let s generovaným ziskem 4 mil. Kč. Návratnost investice pro variantu B je kolem 15 let s polovičními zisky.

LITERATURA

- [1] *Absorpční chlazení: Pracovní princip absorpčních chladičů.* Lbgmoravia [online]. 2017 [cit. 2017-11-14]. Dostupné z: <https://www.lbgmoravia.cz/technologie/premena-odpadniho-tepla-na-elektrinu-nebo-chlad/absorpcni-chlazen-p50/>
- [2] *AlfaLaval: Blue BD* [online]. [cit. 2018-05-16]. Dostupné z: <https://www.alfalaval.com/products/heat-transfer/finned-coil-air-heat-exchangers/finned-coil-liquid-coolers/blue-bd/>
- [3] Budín, J. *Tepelná čerpadla – princip funkce a rozdělení.* [online]. [cit. 2017-12-20]. Dostupné z: <http://oenergetice.cz/teplarenstvi/tepelna-cerpadla/>
- [4] *Carnotův cyklus.* Molekulová fyzika a termika [online]. [cit. 2017-11-12]. Dostupné z: [Www.fyzweb.cz](http://www.fyzweb.cz)
- [5] *CREEP a LOM PŘI CREEPU.* Materiály pro studenty. VUT Brno. Vedoucí práce B. Vlach. [cit. 2017-11-13].
- [6] *DetailsaboutRaytek RAIMX4A Raynger MX MX4 laser infraredthermometer&ThermocoupleProbe.* [online]. [cit. 2018-04-14]. Dostupné z: https://www.ebay.com/itm/Raytek-RAIMX4A-Raynger-MX-MX4-laser_infrared-thermometer-Thermocouple-Probe/
- [7] Dřímál, P. *Tepelné čerpadlo a geotermální energie: Učebnice Průmyslové ekologie 2. díl.* Projekt Zlepšování podmínek pro výuku technických oborů. Střední škola informačních technologií a sociální péče.
- [8] *Electricity generation from heat.* In: HeatCalc [online]. [cit. 2017-12-27]. Dostupné z:<http://heatcalc.com>
- [9] *Energie a voda aneb využití odpadního tepla z vodohospodářských i jiných procesů.* Asio [online]. 2017 [cit. 2017-11-14]. Dostupné z: <http://www.asio.cz/cz/222.energie-a-voda-aneb-vyuziti-odpadniho-tepla-z-/vodohospodarskych-i-jinych-procesu>
- [10] *E-RATIONAL* [online]. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: <http://e-rational.net/productsservices/orclowtemperature>

- [11] Fučík, Z. *Stručná teorie kondenzace u kondenzačních plynových kotlů*. [online]. 2004 [cit. 2017-11-09]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/vytapime-plynem/1912-strucna-teorie-kondenzace-u-kondenzacnich-plynovych-kotlu>
- [12] Géba, J. *Zařízení ORC zvýší výrobu elektřiny z kogenerační jednotky*. [online]. biom.cz, 4.2.2016 [cit. 2017-12-28]. Dostupné z: <https://biom.cz/cz/odborne-clanky/zarizeni-orc-zvysi-vyrodu-elektriny-z-kogeneracni-jednotky>
- [13] *Heat Pump System*. [online]. [cit. 2017-12-24]. Dostupné z: <http://www.comfortid.com/Home/heatpump-systems>
- [14] Hintz, M. *Využití odpadního či zbytkového tepla tepelnými čerpadly*. [online]. HOTJET CZ, 2015, (Firemní článek) [cit. 2017-11-19]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/13251-vyuziti-odpadniho-ci-zbytkoveho-tepla-tepelnymi-cerpadly>
- [15] Honzík, J. *Tepelná čerpadla: Dimenzování tepelného čerpadla vzduch-voda, bivalentní/záložní zdroj*. [online]. [cit. 2017-12-18]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla>
- [16] Hot WaterChiller. *Thermax-europe* [online]. [cit. 2018-05-14]. Dostupné z: http://www.thermax-europe.com/hot_water_chiller
- [17] ISODIM *Program pro návrh technických izolací* [online]. [cit. 2018-05-12]. Dostupné z: <https://www.isover.cz/produkty/technicke-prumyslove-izolace/isodim-program-pro-navrh-technickyh-izolaci>
- [18] *K čemu slouží a kolik stojí vrty pro tepelná čerpadla?* [online]. e.on [cit. 2017-12-17]. Dostupné z: <https://www.eon.cz/radce>
- [19] Klazar, L. *Jak je to vlastně s topným faktorem*. Tzbinfo [online]. [cit. 2017-12-13]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/2432-jak-je-to-vlastne-s-topnym-faktorem-i>
- [20] Kolbábek, A. *Energetické štítkování tepelných čerpadel – sezónní topný faktor SCOP*. In: Strojírenský zkušební ústav, s.p. [online]. [cit. 2017-11-22]. Dostupné z: <http://docplayer.cz/5342672-Strojirensky-zkusebni-ustav-s-p.html>

- [21] LAW R., Harvey A., Reay D. *Applied Thermal Engineering* [online]. Received 23 April 2015, Accepted 23 October 2015, Available online 1 December 2015., 2015 [cit. 2017-10-29]. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431115011503>
- [22] *Návod k používání vytápěcí jednotky SAHARA ® MAXX Typová řada HD* [online]. Copyright GEA LVZ, 07/2007, , 78 [cit. 2018-04-08]. Dostupné z: http://docplayer.cz/40921128-Navod-k-pouzivani-vytapeci-jednotky-sahara-maxx-typova_rada-hd-2007-cz-navod-k-pouzivani-1.html
- [23] *Nová Mosilana, a.s.* [online]. [cit. 2017-12-24]. Dostupné z: <http://www.novamosilana.cz>
- [24] *Odpadní teplo.* [online]. Enchantress Design, 2008 [cit. 2017-10-29]. Dostupné z: <http://www.poagroxxl.com/odpadni-teplo/>
- [25] *Parametry pro hodnocení efektivity tepelných čerpadel: COP a SCOP.*[online]. 2015 [cit. 2017-11-19]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/13196-parametry-pro-hodnoceni/-efektivita-tepelnych-cerpadel-cop-a-scop.UCEEBCVUT>
- [26] Pospíšil, J. *Chladicí oběhy, trigenerace, dálkové chlazení: Produkce chladu* .[online]. 10.10.2011 [cit. 2018-03-25]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/7910-chladici-obehy-trigenerace-dalkove-chlazení>
- [27] *Princip funkce tepelného čerpadla.* [online]. [cit. 2017-12-24]. Dostupné z: <http://www.ekovy.cz/jak-funguje-tepelne-cerpadlo.htm>
- [28] *Princip tepelného čerpadla.* [online]. [cit. 2017-12-20]. Dostupné z: <https://www.abeceda-cerpadel.cz>
- [29] *PŘEHLED SAZEB A CEN ZA ZAJIŠŤOVÁNÍ DISTRIBUCE ELEKTRINY.* pro zákazníky kategorie C – Podnikatelé. In: . E.ON Distribuce, 2017. Dostupné také z: <https://www.eon-distribuce.cz>
- [30] *Technické a průmyslové izolace: Izolace potrubí* [online]. [cit. 2018-04-08]. Dostupné z: <https://www.isover.cz/>
- [31] *Tepelné čerpadlo.* Agt vykurovacie systemy [online]. nac systems [cit. 2017-12-13]. Dostupné z: <http://www.nac.sk/agt/>

- [32] *TEVA: ClosedCircuitCoolingTowers* [online]. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: <http://www.teva.es/eng/Products/Open-Circuit-Cooling-Towers/TGA/Documentacion/Brochure-TGA>
- [33] *Úspora energie* [online]. [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <http://www.oppik.cz/dotacni-programy>
- [34] VIK, M. a VIKOVÁ, M. *Předúprava textilií IV: TEPELNÁ STABILIZACE – FIXACE* [online]. [cit. 2018-04-08]. Dostupné z: http://docplayer.cz/46574974-Preduprava-textilii-iv-doc-ing-michal-vik-ph-d-ing_martina-vikova-ph-d.html
- [35] Vondra M., Bobák P. a Máša V. *Využití odpadního tepla k úpravě odpadních vod z průmyslových procesů*. 2015, 43. [cit. 2017-10-30]. Dostupné z: http://www.vtei.cz/wp-content/uploads/2015/12/vtei_2015_6_vyuziti_odpadniho.pdf
- [36] *Vytápění: Tepelná čerpadla*, Tzbinfo [online]. [cit. 2017-12-23]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla>
- [37] *Využití odpadního tepla*. Copkm [online]. [cit. 2017-11-12]. Dostupné z: <https://coptkm.cz/portal/?action=2&doc=7122>
- [38] *Využití odpadního tepla: Komplexní využití odpadního tepla*. Gbenergy [online]. GB ENERGY HOLDING s.r.o, 2015 [cit. 2017-11-22].
- [39] *Waste Heat Recovery: Technology and Opportunities in U.S. Industry*. [online]. 2008, 112 [cit. 2017-11-08]. Dostupné z: https://www1.eere.energy.gov/manufacturing/intensiveprocesses/pdfs/waste_heat_recovery.pdf
- [40] *Země/voda - plocha*. [online]. IVT, 2013 [cit. 2017-12-17]. Dostupné z: <https://www.cerpadla-ivt.cz/cz/tepelna-cerpadla-zeme-voda-plocha>
- [41] *Zemní plošný kolektor a jeho instalace: Zemní plošný kolektor*. GEROTop [online]. 2017 [cit. 2017-12-13]. Dostupné z: <http://www.gerotop.cz/instalace-plosneho-kolektoru>

SEZNAM SYMBOLŮ, VELIČIN A ZKRATEK

ČSN	Česká technická norma	
EN	Evropská norma	
A	plocha rozhraní	m^2
CF	tok peněz	Kč
CF'	tok peněz z pohledu investora	Kč
C_{iz}	cena izolace	Kč
DCF	diskontovaný tok peněz	Kč
d_s	diskontní sazba	%
d_1	vnitřní průměr potrubí	m
d_2	vnější průměr potrubí	m
d_3	vnější průměr tepelné izolace	m
\dot{E}	ztráty odpadního tepla	W/s
g	gravitační zrychlení	m^2/s
$h(t)$	měrná entalpie v závislosti na teplotě	J
IC_{el}	individuální cena elektřiny	Kč/MWh
i_{in}	měrná entalpie vstupní vody	kJ/kg
i_{out}	měrná entalpie výstupní vody	kJ/kg
l	ekvivalentní průměr potrubí	m
\dot{m}	hmotnostní tok odpadního proudu	kg/s
n_{ab}	náklady na absorpční jednotku	Kč
n_{ib}	náklady na instalaci	Kč
N_i	odpisy z pohledu investora	Kč
N_{ic}	celkové investiční náklady	Kč
N_{i1}	odpisy z pohledu investora pro první rok	Kč
N_{i2}	odpisy z pohledu investora pro druhý až pátý rok	Kč
N_{pc}	provozní náklady	Kč
P	výkon	W
P	hustota proudění tepla	W/ m^2
P_{aux}	elektrický výkon	kW
P_c	elektrický příkon kompresoru	kW
P_e	elektrický výkon	kW
P_{ech}	elektrický příkon chladiče	kW
P_{ep}	elektrický příkon	kW
P_{ch1}	tepelný výkon chladící vody	kW
P_{ch2}	tepelný výkon chlazené vody	kW
P_{ch3}	tepelný výkon vody z vrtů	kW
P_t	tepelný příkon	kW

P_r	Prandtlovo číslo	-
Q	tepelný tok	W
Q_1	teplo odevzdáno chladiči	J
Q_2	teplo odebráno ohřívači	J
Q_H	referenční roční požadavek na vytápění	kWh
Q_{HE}	roční spotřeba elektrické energie	kWh
S_{pl}	obsah pláště	m ²
t	energie	J
t	čas výroby	h
T	termodynamická teplota	K
t_i	teplota vnějšího povrchu izolace	°C
t_{in}	teplota vody na vstupu	°C
t_{odpis}	doba odpisu	rok
t_{out}	teplota vody na výstupu	°C
t_p	teplota vnějšího povrchu potrubí	°C
t_{prov}	doba provozu	h
t_{pv}	teplota vnitřního povrchu potrubí	°C
t_{st}	střední teplota	°C
t_v	teplota okolního vzduchu	°C
T_1	teplota chladiče	°C
T_2	teplota odpadního tepla	°C
v	kinematická viskozita	m ² /s
V_{ch1}	průtok chladicí vody	m ³ /h
V_{ch2}	průtok chlazené vody	m ³ /h
V_s	průtok vody z vrtu	m ³ /h
V_t	průtok teplé vody	m ³ /h
V_v	výnosy	Kč
α_{celk}	celkový součinitel přestupu tepla na vnější straně	W/m ² K
α_{kp}	součinitel přestupu tepla sáláním na vnější straně	W/m ² K
α_{sp}	součinitel přestupu tepla sáláním na vnější straně	W/m ² K
β	koeficient teplotní objemové roztažnosti	1/K
Δt	rozdíl teplot	°C
Δt_{st}	rozdíl teplot	°C
Φ	tepelný výkon tepelného čerpadla	kW
ϑ	teplota	°C
η	účinnost	%
λ	součinitel tepelné vodivosti	W/(mK)
λ_i	měřená hodnota součinitele tepelné vodivosti izolace	W/(m K ⁻¹)
λ_p	tepelná vodivost materiálu potrubí	W/(m K ⁻¹)

$\rho_{\text{H}_2\text{O}}$ hustota vody pro danou teplotu kg/m^3