

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ

**EFEKTIVITA VYUŽITÍ TEPLA Z ODPADNÍ VODY TEPELNÝM
ČERPADLEM**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Červín** Jméno: **Radek** Osobní číslo: **398064**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav techniky prostředí**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Technika životního prostředí**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Efektivita využití tepla z odpadní vody tepelným čerpadlem

Název diplomové práce anglicky:

Effectiveness of Heat Recovery from Waste Water Using a Heat Pump

Pokyny pro vypracování:

Navrhnete a experimentálně ověříte funkci systému s tepelným čerpadlem pro využití tepla z odpadní vody. Vytvořte matematický model systému a vyhodnoťte efektivitu zpětného získávání tepla z odpadní vody v denním cyklu.

Seznam doporučené literatury:

Petrák, J., Petrák, M. Tepelná čerpadla. ČVUT v Praze, 2004. ISBN 80-01-03126-8
Přednášky z předmětu Základy alternativních zdrojů energie a Alternativní zdroje energie

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

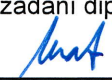
doc. Ing. Tomáš Matuška Ph.D., ústav techniky prostředí FS


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


Datum zadání diplomové práce: **20.04.2017**

Termín odevzdání diplomové práce: **30.06.2017**

Platnost zadání diplomové práce: _____


Podpis vedoucí(ho) práce


Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


Podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

20.4.2017
Datum převzetí zadání


Podpis studenta

Poděkování

Děkuji doc. Ing. Tomáši Matuškoví, Ph.D. za trpělivost, rady a za vedení této práce, Ing. Sedlářovi za poskytnutá data a informace, mojí rodině za veškerou podporu během celého studia a kolegům Kačírkoví, Šimkoví, Sukdolovi a Ing. Doležalové za konstruktivní debaty při psaní.

Anotace

Využití tepla z odpadní vody je v současnosti jednou z možností, jak snížit energetickou náročnost budov. Cílem této práce bylo navrhnout a experimentálně ověřit funkci systému s tepelným čerpadlem pro využití tepla z odpadní vody. Druhým úkolem bylo vytvořit a ověřit matematický model, pomocí kterého bude možné vyhodnotit efektivitu zpětného získávání tepla v denním cyklu. Vyhodnocení denního cyklu bylo provedeno pro rodinné domy, ale i objekty s většími odběry. Byl navržen výměník pro odvod tepla ze zadržovací nádoby na odpadní vodu. Dále byla navržena a postavena trať primárního i sekundárního okruhu tepelného čerpadla a byla provedena série měření. Výsledky experimentálního měření ukázaly velký potenciál takového rekuperačního systému. Simulace typického denního cyklu ukázala, že využití systému zpětného získávání tepla s tepelným čerpadlem pro rodinné domy není příliš efektivním řešením. Na druhou stranu simulace využití systému pro objekty s vyššími odběry dosáhla velmi slibných výsledků, a proto je do budoucna dobré se touto problematikou dále zabývat.

Klíčová slova

Odpadní voda, tepelné čerpadlo, příprava teplé vody, zpětné získávání tepla, trubkový výměník tepla, přirozená konvekce

Summary

Waste water heat recovery is currently one of the possible ways how to reduce energy performance of buildings. The aim of the master thesis was to design and experimentally verify the function of the system with heat pump for waste water heat recovery. The second task was to create and verify a mathematical model which enables the evaluation of heat recovery effectiveness during a day cycle. The evaluation of a day cycle was made for family houses and also for objects with larger consumptions. The heat exchanger for heat dissipation from waste water retention vessel was designed. The primary and secondary circuit of the heat pump was designed and constructed and series of measurements were performed. The results of experimental measurements have shown a huge potential of such recuperation system. The simulation of a typical day cycle has shown that the heat pump with recuperation of waste water is not effective solution for family houses. However, the simulation for the objects with larger consumptions has shown promising results. Therefore, it is convenient to continue dealing with such problematics.

Key words

Waste water, heat pump, heating of domestic water, heat recovery, coil heat exchanger, natural convection

Prohlášení autora práce

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Efektivita využití tepla z odpadní vody tepelným čerpadlem“ vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Tomáše Matušky, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne _____

Bc. Radek Červín

Obsah

| | |
|--|------------|
| Poděkování | I |
| Anotace | II |
| Summary | III |
| Prohlášení autora práce | IV |
| Obsah | V |
| Seznam značek, indexů a zkratk | VII |
| 1. Úvod | 1 |
| 2. Způsoby rekuperace tepla z odpadní vody | 3 |
| 2.1. Charakteristika odpadní vody | 3 |
| 2.2. Dělení odpadních vod | 3 |
| 2.2.1. Šedá voda | 3 |
| 2.2.2. Bílá voda | 4 |
| 2.2.3. Černá voda | 4 |
| 2.3. Odpadní voda jako zdroj energie | 4 |
| 2.4. Způsoby rekuperace tepla pomocí systémů ZZT | 5 |
| 2.4.1. Přímo v budově | 6 |
| 2.4.2. V kanalizační stoce | 10 |
| 2.4.3. Za dosazovací nádrží ČOV | 12 |
| 3. Využití tepla OV tepelným čerpadlem | 13 |
| 3.1. Princip funkce TČ | 13 |
| 3.1.1. Tepelné čerpadlo vzduch – voda | 14 |
| 3.1.2. Tepelné čerpadlo země – voda | 14 |
| 3.1.3. Tepelné čerpadlo voda – voda | 15 |
| 3.2. Možnosti zapojení TČ pro využití tepla odpadních vod | 16 |
| 3.3. Rešerše systémů využívající odpadní teplo pro TČ | 17 |
| 3.3.1. Teplo z odpadních vod pro TČ ve světě | 18 |
| 3.3.2. Využití tepla odpadní vody pro TČ v České republice | 22 |
| 3.3.3. Shrnutí rešerše | 27 |

| | |
|---|-----------|
| 4. Návrh výměníku tepla | 28 |
| 4.1. Návrh výměníku pro primární okruh TČ..... | 29 |
| 4.1.1. Přestup tepla..... | 30 |
| 4.1.2. Volba rozměrů výměníku | 36 |
| 5. Popis měřeného systému | 40 |
| 5.1. Stavba tratě primárního a sekundárního okruhu TČ | 40 |
| 5.1.1. Seznam čidel a měřicích zařízení na primárním a sekundárním okruhu TČ..... | 44 |
| 5.2. Popis chladivového okruhu a TČ | 45 |
| 5.2.1. Seznam čidel a měřicích zařízení chladivového okruhu | 47 |
| 6. Naměřené hodnoty | 48 |
| 6.1. Vyhodnocování experimentů..... | 48 |
| 6.2. Charakteristika výměníků podle způsobu instalace..... | 53 |
| 6.2.1. Určení teoretického měrného výkonu UA..... | 54 |
| 6.2.2. Vyhodnocení charakteristiky výměníků | 55 |
| 7. Matematický model | 56 |
| 7.1. Simulace typického dne | 59 |
| 7.1.1. Maximalizace efektivity systému | 62 |
| 7.2. Porovnání s jinými zdroji pro typický den..... | 64 |
| 7.2.1. TČ země – voda..... | 64 |
| 7.2.2. TČ vzduch – voda..... | 65 |
| 7.2.3. Elektrokotel | 66 |
| 7.2.4. Souhrn srovnání..... | 67 |
| 7.3. Simulace pro malé sportovní zařízení..... | 69 |
| 7.4. Simulace objektu s nepřetržitým provozem | 71 |
| 8. Závěr | 73 |
| Seznam použité literatury..... | 75 |
| Seznam příloh..... | 79 |

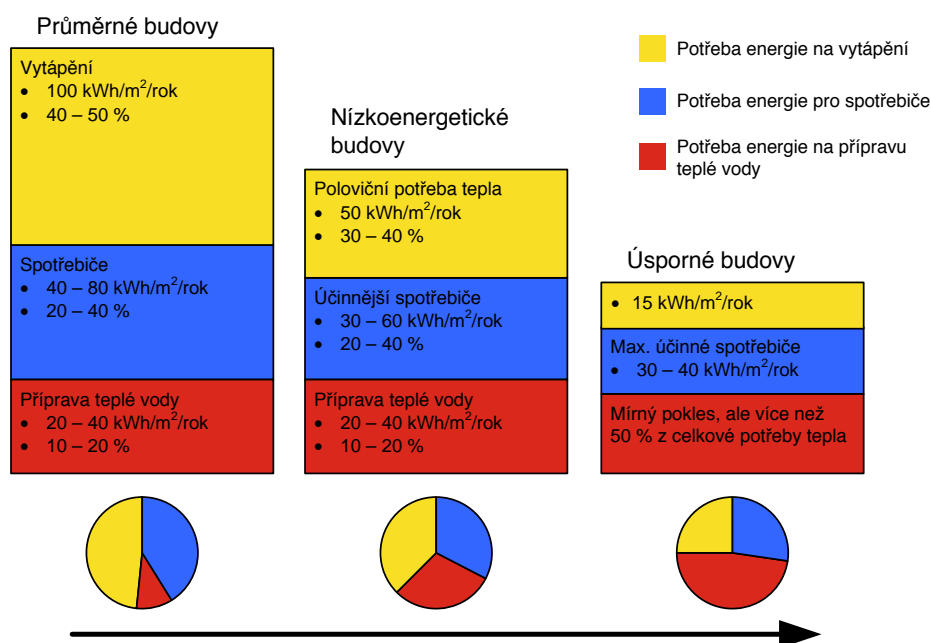
Seznam značek, indexů a zkratek

| Značka | Veličina | | |
|--|--|--|---|
| A [m ²] | plocha výměníku | m [m] | prostor nad / pod výměníkem |
| COP [–] | topný faktor | | |
| D, d [m] | průměr | n [–] | počet otáček |
| E [Wh] | elektrická energie potřebná pro pohon kompresoru | \dot{q} [W . m ⁻¹] | hustota tepelného toku |
| | | t [°C] | teplota |
| Gr [–] | Grashofovo podobnostní kritérium | τ [s] | časový úsek |
| | | \emptyset [W] | tepelný výkon |
| H [m] | výška nádoby | α [W . m ⁻² . K ⁻¹] | součinitel přestupu tepla |
| Nu [–] | Nusseltovo podobnostní kritérium | β [K ⁻¹] | objemová roztažnost |
| P [W] | příkon kompresoru | ξ [–] | koncentrace propylen – glykolu ve směsi s vodou |
| Pr [–] | Prandtlovo podobnostní kritérium | λ [W . m ⁻¹ . K ⁻¹] | součinitel tepelné vodivosti |
| Q [Wh] | energie | ρ [kg . m ⁻³] | hustota |
| Ra [–] | Rayleighovo podobnostní kritérium | ν [m ² . s ⁻¹] | kinematická viskozita |
| | | μ [Pa . s] | dynamická viskozita |
| Re [–] | Reynoldsovo podobnostní kritérium | Index | Veličina |
| T [K] | termodynamická teplota | e | vnější |
| | | i | vnitřní |
| U [W . m ⁻¹ . K ⁻¹] | součinitel prostupu tepla válcovou stěnou vztažený na jednotku délky | in | vstup do výměníku |
| | | k1 | vstup do kondenzátoru |
| UA [W . K ⁻¹] | měrný výkon výměníku | k2 | výstup z kondenzátoru |
| \dot{V} [l . s ⁻¹] | objemový průtok | n | nádoba |
| c [J . kg ⁻¹ . K ⁻¹ .] | měrná tepelná kapacita | out | výstup z výměníku |
| g [m . s ⁻²] | tíhové zrychlení | PG | propylen glykol |
| h [m] | výška hladiny | st | střední |
| l [m] | délka | t | trubka |
| | | vým | výměník |
| | | v1 | vstup do výparníku |
| | | v2 | výstup z výparníku |

| Zkratka | Veličina |
|----------------|-------------------------------------|
| AOV | automatický odvzdušňovací ventil |
| Č | čerpadlo |
| ČOV | čistička odpadních vod |
| MOP | maximal operation pressure |
| OV | odpadní voda |
| PV | pojišťovací ventil |
| RV | redukční ventil |
| TČ | tepelné čerpadlo |
| TV | teplá voda |
| SV | studená voda |
| ZZT | zpětné získávání tepla |

1. Úvod

Na konci 20. století byla potřeba tepla na přípravu teplé vody v porovnání s potřebou tepla na vytápění 10 až 20 % pro průměrnou budovu. V současné době vzhledem k postupnému snižování energetické náročnosti budov mají budovy stále menší potřebu tepla na vytápění. Důvodem je především zateplování budov. Rovněž stále vyšší účinnost spotřebičů snižuje celkovou potřebu dodané energie do budov. Příprava teplé vody se tedy stává dominantní z pohledu potřeby celkové energie v budovách a u pasivních či nízko energetických budov může dosáhnout 50 % celkové potřeby energie [1]. To je schematicky znázorněné na Obr. 1.



Obr. 1 – Celková spotřeba energie pro budovy a její vývoj se zlepšující se kvalitou budov [1]

Na celém světě každý den milióny metrů krychlových teplé vody opouští budovy a jejich energie zmizí zcela nevyužita v kanalizačních stokách. Využití tepla z odpadních vod nabývá na stále větším významu.

Zpětné získání tepla z odpadních vod je možné pomocí rekuperačních výměníků. Tento způsob je poměrně jednoduchý a finančně nepřilíš náročný, na druhou stranu se obtížně v rámci rodinného či bytového domu dosáhne významné úspory tepla, přestože samotné výměníky mají relativně vysokou účinnost [2].

Další možností rekuperace tepla z odpadních vod je využití tepelného čerpadla. Tato práce se především snaží demonstrovat možnosti zpětného získávání tepla z odpadních vod pomocí tepelného čerpadla a zjistit, zda je možné významně snížit energetickou náročnost

přípravy teplé vody. Pro tento účel byla postavena experimentální trať využívající zadržování odpadní vody v nádobě s výměníkem tepla. Výměník, který byl napojen na výparník tepelného čerpadla, byl umístěn do nádoby na teplou odpadní vodu. Požadavek návrhu bylo dosáhnout co největší teplosměnné plochy, a přitom dodržet omezený prostor v definované nádrži. Na kondenzátor tepelného čerpadla byl napojen běžný zásobník teplé vody.

Byla provedena série experimentálních cyklů vychlazení odpadní vody a ohřívání vody v zásobníku. Z naměřených dat potom bylo možné ověřit správnost návrhu výměníku tepla a platnost zvolených empirických rovnic.

Dále byl vytvořen matematický model, aby bylo možné provést simulace typického dne v rodinném domě s definovanými odběry a dalších objektech s větším, respektive kontinuálním průtokem odpadní vody. Cílem práce bylo vyhodnocení efektivity systému zpětného získání tepla pomocí tepelného čerpadla a porovnat jej s konvenčními tepelnými čerpadly využívající teplo z přírodních zdrojů.

2. Způsoby rekuperace tepla z odpadní vody

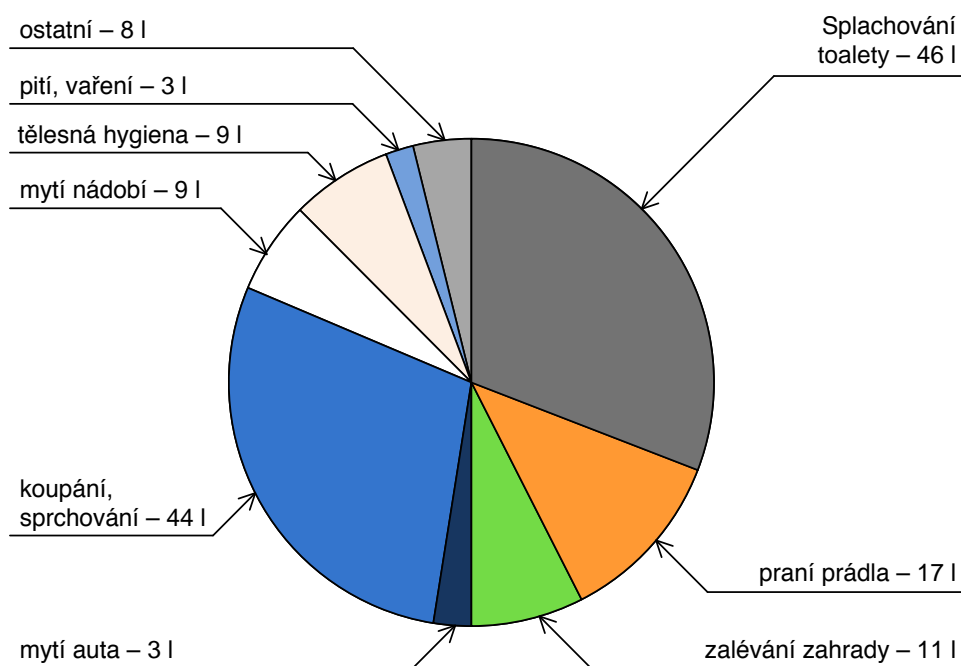
2.1. Charakteristika odpadní vody

Odpadní voda dále (OV) je taková voda, jejíž kvalita byla zhoršena lidskou činností. Jedná se o veškerou vodu, která byla použita buď v domácnostech, zemědělství či průmyslu, a přitom došlo k jejímu znečištění lidskou činností. OV lze rozlišovat na komunální odpadní vodu, která vzniká každodenní lidskou činností a průmyslovou odpadní vodu, kde je používána na chlazení zařízení nebo přímo ve výrobě [3].

2.2. Dělení odpadních vod

2.2.1. Šedá voda

Šedá voda je podle DIN 4045 z roku 2003 [4] definovaná jako splašková OV, která neobsahuje žádné fekálie ani moč. Tato voda odtéká z umyvadel, van, sprch, myček, praček atd. Šedá voda se dělí na neseparované, z kuchyní a myček, z praček, z mytí a ostatní. Hodnota znečištění může kolísat v závislosti na životním stylu [5]. Název je odvozen podle zbarvení. Graf na Obr. 2.1 ukazuje průměrnou spotřebu vody v domácnostech. Produkce šedé vody tvoří více než 50 % z celkové produkce OV. Šedou vodu lze po úpravě využívat jako vodu provozní (tzv. bílou vodu).



Obr. 2.1 – Průměrná spotřeba vody v domácnostech [6]

2.2.2. Bílá voda

„Bílá voda“ je provozní voda, která je technologicky upravená a po použití především v koupelnách následně použita pro splachování či zalévání zahrad. Tímto lze docílit úspor nákladů na stočném. Jedná se o zpětné využití odpadních vod [5].

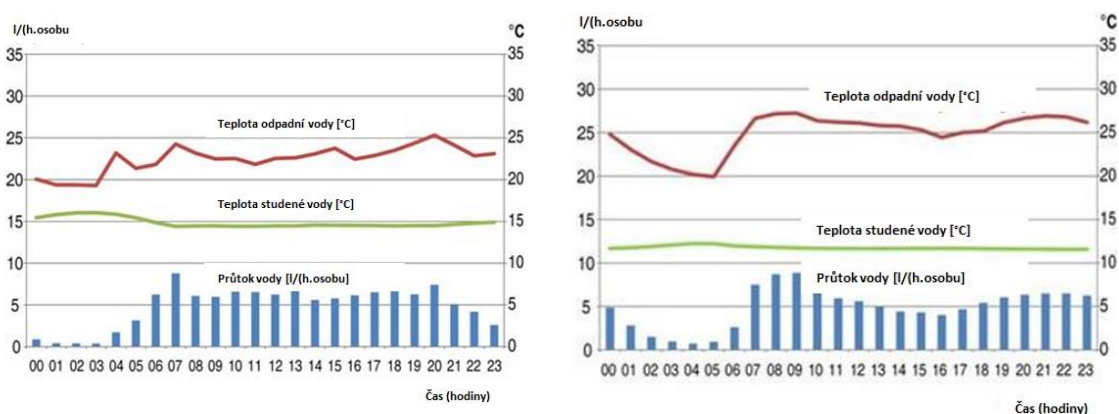
2.2.3. Černá voda

„Černá voda“ je voda obsahující moč nebo fekálie nebo velké množství nečistot. Tato voda pochází především ze záchodů a pisoárů. Černou vodu není možné využít pro rekuperaci tepla z důvodu silného znečištění [5].

2.3. Odpadní voda jako zdroj energie

V této kapitole bude popsáno, že OV má relativně vysoké teploty, což znamená, že sebou nese nevyužitou tepelnou energii, kterou je však možné využít pomocí rekuperačních systémů na zpětné získávání tepla. Teplota a průtok OV jsou nejdůležitější faktory pro jejich návrh. Je zřejmé, že v objektu, případně na patě objektu, bude OV dosahovat vyšších teplot než v kanalizační stoce.

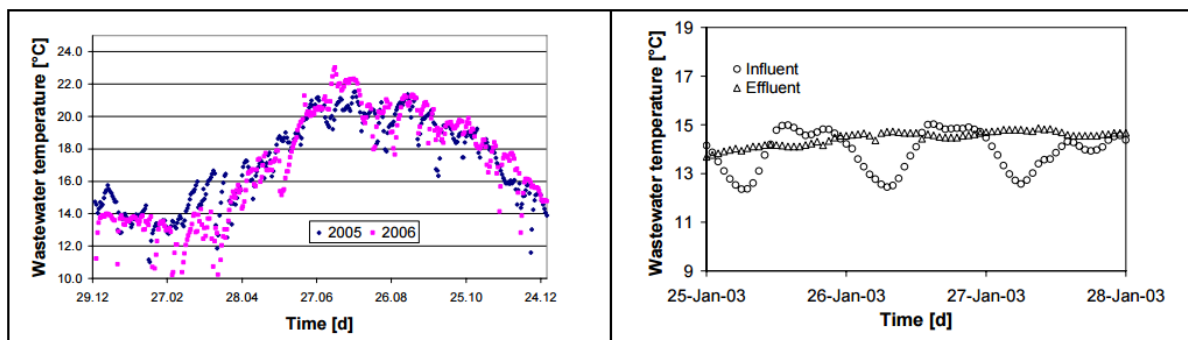
Teploty OV v objektu před vstupem do kanalizačních stok se mohou pohybovat v rozmezí 23 až 33 °C. Toto tvrzení lze demonstrovat na příkladu v Německém Aachenu provedené místní univerzitou. Měření bylo provedeno před vstupem do odpadní na několika objektech (bytové domy, studentské koleje, hotel a nemocnice). Z měření vyplývá, že se teploty odpadních vod při výtoku z budov pohybují mezi 23 až 26 °C. Na Obr. 2.2 je zobrazen průběh teplot OV a průtoku vody během pracovního dne.



Obr. 2.2 – Vlevo dům pro více rodin s 19 obyvateli, vpravo studentská kolej s 244 rezidenty v průběhu zkouškového období [7]

Zatímco teplota studené vody je téměř konstantní v obou případech, teplota OV se mění v závislosti na denní době.

Teplotní úroveň v kanalizační stoce je také relativně stálá a pohybuje se v rozmezí 12 až 22 °C v závislosti na ročním období. Ku příkladu lze uvést měření v Curychu, které probíhalo před vstupem OV do čističky odpadních vod (dále ČOV). Z Obr. 2.3 je patrné, že k zásadním výkyvům dochází v létě, kdy může teplota OV překročit 20 °C a samozřejmě v zimě, kdy může její teplota klesnout až pod 13 °C. Teplota rovněž klesá o několik stupňů v noci, kdy je menší průtok. Průtok může být velmi limitujícím faktorem, protože průtoky jsou potřeba velké (okolo 10 l.s⁻¹) a konstantní [7].



Obr. 2.3 – Teplota odpadní vody před vstupem do ČOV v Curychu (roční průměr). Napravo jsou zobrazeny změny teplot během dne [7].

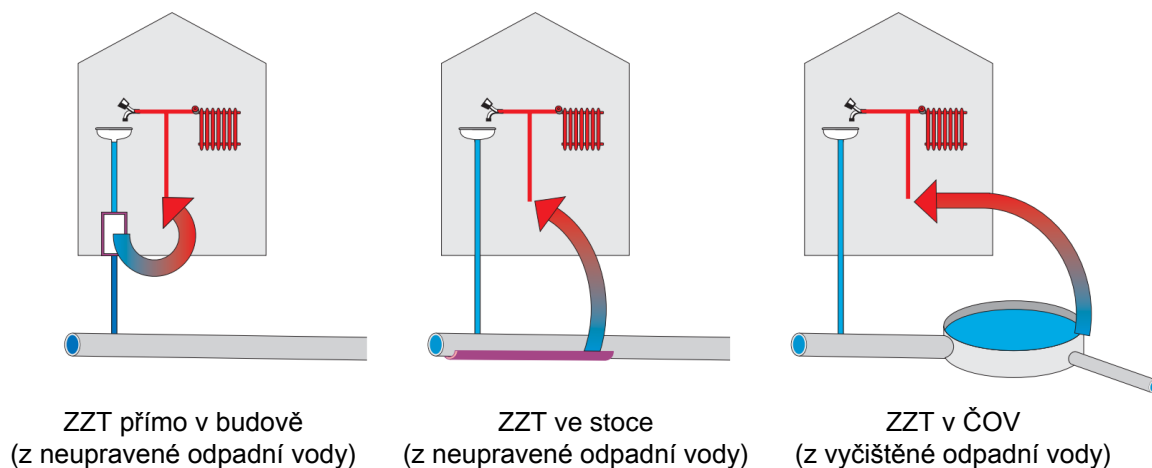
V našich podmínkách bylo měření provedeno například v roce 2014 na obytném domě v Praze 5 na Lužinách. Dohromady je dům tvořen 156 byty a dalšími nebytovými prostory. Teplota OV se v tomto případě pohybovala mezi 18 a 24 °C [8].

Odpadní voda je sice produkována každý den, je ovšem omezena typem zástavby a dostupností. Odebráním tepla z OV, dojde k jejímu ochlazení. Dále je potřeba dbát na minimální teplotu pro ČOV (biologické procesy by za nízkých teplot neprobíhaly).

Pomocí rekuperačních systémů na získání tepla z OV lze snížit potřeba tepla přípravu teplé vody (dále TV). Při volbě správného systému lze dosáhnout značných úspor energie. Systémy ZZT a možná úspora díky nim jsou popsány v následujících kapitolách.

2.4. Způsoby rekuperace tepla pomocí systémů ZZT

Teplu z OV lze odebírat buď přímo v budově nebo v kanalizační stoce. Každé místo má specifické omezení, výhody i nevýhody. Systém ZZT může být lokální anebo centrální. V této kapitole budou jednotlivé možnosti detailněji popsány a následně zhodnoceny.



Obr. 2.4 – Způsoby získávání tepla z odpadních vod [7]

2.4.1. Přímo v budově

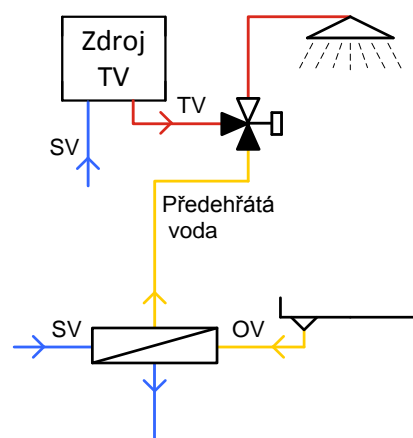
Přímé rekuperační výměníky

Volba správného výměníku závisí především na složení odpadní vody, průtoku a jeho kontinuálnosti a v neposlední řadě na teplotě OV [9]. Výměníky mohou být malých rozměrů pro využití v rodinných domech či bytech anebo velkých rozměrů pro využití v objektech s velkou spotřebou TV.

Sprchové výměníky

Sprchový výměník je rekuperační výměník, který předává teplo z OV do studené vody. Jedná se o finančně méně náročné a konstrukčně relativně snadné řešení. Na jednu stranu výměníku je přiváděna teplá OV. Na druhé straně teplosměnné plochy je přiváděna studená voda, která je přenesením tepla ohřívána.


Díky tomu vzroste teplota studené voda o 5 až 10 K. Existující systémy a jejich úspory jsou popsány v Tab. 2.1. Nevýhodou je především závislost tohoto systému na okamžitém odběru TV. Sprchový výměník se zapojuje obvykle do podlahy koupelny nebo pod dno sprchového koutu. Na Obr. 2.5 je schéma možného zapojení sprchového výměníku.



Obr. 2.5 – Možné zapojení sprchového výměníku

Tab. 2.1 – Přehled horizontálních a vertikálních sprchových výměníků [10]

| Horizontální | | | |
|-----------------------------|---|--|---|
| Model | Zypho | Sakal –NELA | IVAR.BEE 600 |
| Vzhled |  |  |  |
| Země původu | Portugalsko | Česká Republika | Itálie |
| Rozměry [mm] | 90x650x130 | 87x522x144 | 81x740x280 |
| Přibližná úspora [%] | 25 | 30 | 30 |
| Přibližná cena [Kč] | 10 000 Kč | 6 800 Kč | 16 900 Kč |
| Model | Eco Drain | Dutch Solar Systems – Shower drain | Joulia–inline drain |
| Vzhled |  |  |  |
| Země původu | Kanada | Nizozemsko | Švýcarsko |
| Rozměry [mm] | 120x170x140 | 126x900x132 | 150x800x100 |
| Přibližná úspora [%] | 25 | 48 | 48 |
| Přibližná cena | 5 400 Kč | 20 000 Kč | 38 500 Kč |
| Vertikální | | | |
| Model | Recoh–vert | Wagner Solar – ECO Shower 15 | Eco Drain V1000 |

| | | | |
|-----------------------------|---|--|---|
| Vzhled |  |  |  |
| Země původu | Německo | Německo | Kanada |
| Rozměry [mm] | Ø90x650x130 | Ø50x1000 | Výrobce neuvedl |
| Přibližná úspora [%] | 24 | 60 | 40 |
| Přibližná cena [Kč] | 10 000 Kč | 10 000 Kč | 8 100 Kč |

Přímé výměníky pro centrální provozy

Jedná se o stejný princip jako u sprchových výměníků. Cílem je maximální rekuperace tepelné energie OV. Využití velkých výměníků se uplatňuje tam, kde je produkováno velké množství teplé vody (především potravinářský průmysl, bazény či lázně). Celkové energetické zisky jsou větší čím větší je spotřeba teplé vody. Použitím speciálních výměníků lze rekuperovat teplo za jakýchkoli odpadních vod. Ačkoli úprava odpadních vod není nutná, doporučuje se vody vždy předčistit na stupeň dle lokálních specifických podmínek [9].

Centrální výměníky jsou obvykle deskového typu. OV je svedena do výměníků tepla, který je tvořen systémem kanálku, po kterých stéká voda s otevřenou hladinou. Teplosměnnou plochou je obvykle nerezový plech. Do kanálků je protiproudě přiváděna studená čistá voda, která je ohřívána teplou OV. Obvykle se výpočtový průtok odpadních vod pohybuje mezi 0,2 až 8 l.s⁻¹. Se zvyšujícím se průtokem se samozřejmě zvyšuje počet absorberů [9]. Použitím těchto výměníků je možné studenou vodu předehřát o 6 až 10 °C.

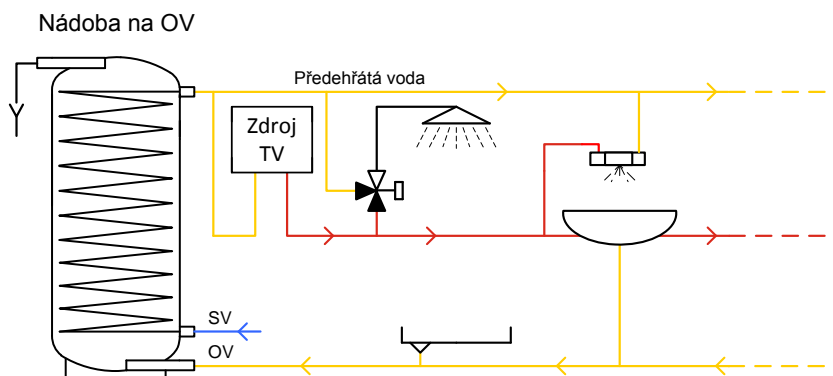
Návratnost se samozřejmě odvíjí od způsobu zatěžování výměníku, je však možné říci, že se pohybuje v rozmezí 1 až 3 let. Níže jsou zobrazeny některé dostupné výměníky.



Obr. 2.6 – Trubkové a deskové výměníky [9], [11]

Zadržování odpadní vody a užití přímého výměníku

Jedná se o centrální využití rekuperačního výměníku. Tento způsob ZZT umožňuje spojení více zařizovacích předmětů v budově (umyvadlo, vana, pračka, myčka, sprcha apod.) a není závislý na okamžitém odběru teplé vody. Na druhou stranu se jedná o složitější systém, je potřeba oddělovat šedou a černou vodu, což znamená počítat s touto variantou jiný při navrhování zdravotně technických instalací. Další nevýhodou je vyšší cena systému. Schéma možného zapojení centrálního rekuperačního výměníku je na **Obr. 2.7**.



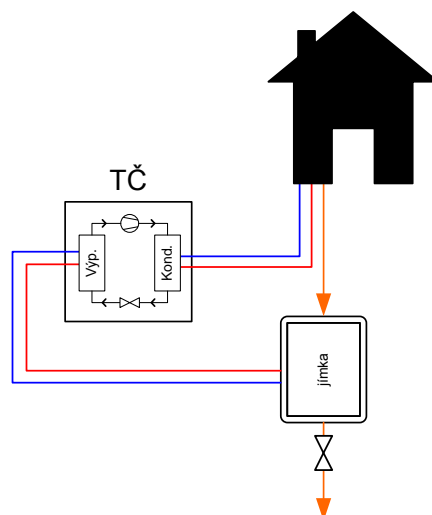
Obr. 2.7 – Centrální využití rekuperačního výměníku

Zadržování odpadní vody a užití TČ

Nabízí se možnost napojení odpadních vod na výměník primárního okruhu TČ. V běžných provozech (např. rodinných domech či menších bytových domech) není zajištěn kontinuální průtok odpadních vod, a proto je vhodné vodu zadržovat. Jak bylo zmíněno v kapitole 2.3, teplota vody svedené do jímky se může pohybovat okolo 25 °C, ale i výše v závislosti na umístění jímky. V jímce je umístěn výměník TČ, který odebírá teplo z OV, které následně předává na výparník. Zachycováním OV před vypouštěním do kanalizace lze tedy vytvořit

dostatečně velký zdroj pro primární okruh TČ. Podrobněji je aplikace TČ popsána v kapitole 3.

Maximální přípustná teplota na výparníkové straně TČ je výrobcí uváděna kolem 25 °C. Ve výjimečných případech je akceptována teplota kolem 35 °C [9]. Při vyšších teplotách by došlo k zastavení chodu TČ z důvodu příliš vysokých tlaků v primárním okruhu.

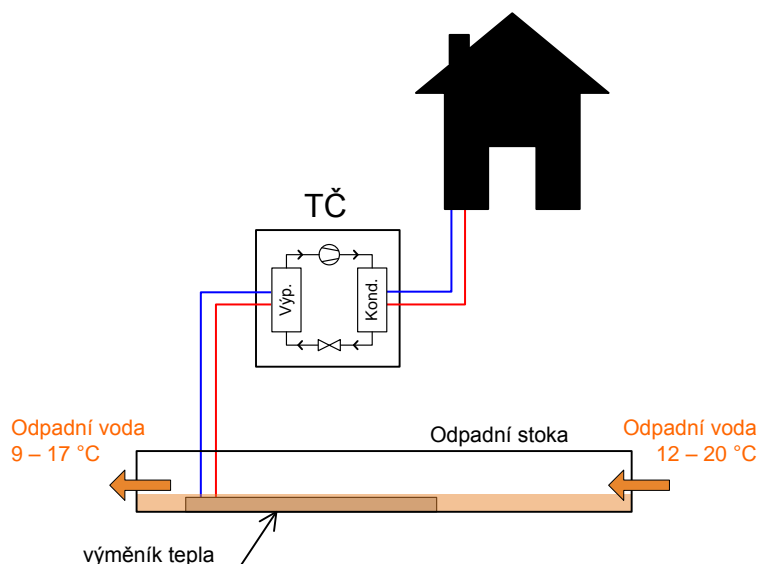


Obr. 2.8 – Schéma zapojení TČ při použití výměníku v jímce

Jímka se navrhuje podle průtoku odpadní vody. Záleží kolik OV daný objekt vyprodukuje. Doba zdržení vody je přitom maximálně 1 den z hygienických důvodů. Umístění jímky je zpravidla v technické místnosti nebo v exteriéru. Samozřejmě voda nesmí v jímce zamrznat.

2.4.2. V kanalizační stoce

Teplota vody v kanalizační stoce se pohybuje v rozmezí 10 – 20 °C během celého roku. Obvykle je ve větších stokách zajištěn velký a nepřerušovaný průtok. Díky tomu lze velmi dobře odebírat teplo pomocí speciálních výměníků. Tyto výměníky musí být integrovány v kanalizačním potrubí. Je zde však podmínka, aby objekt, do kterého je teplo dodáváno byl v blízkosti stoky a bylo tak zamezeno zbytečným ztrátám v rozvodném potrubí. Teplota vody při průchodu přes výměníky klesne jen nepatrně, je zde kladen důraz na minimální teplotu vody, nelze do ČOV pouštět příliš vychlazenou vodu [12].

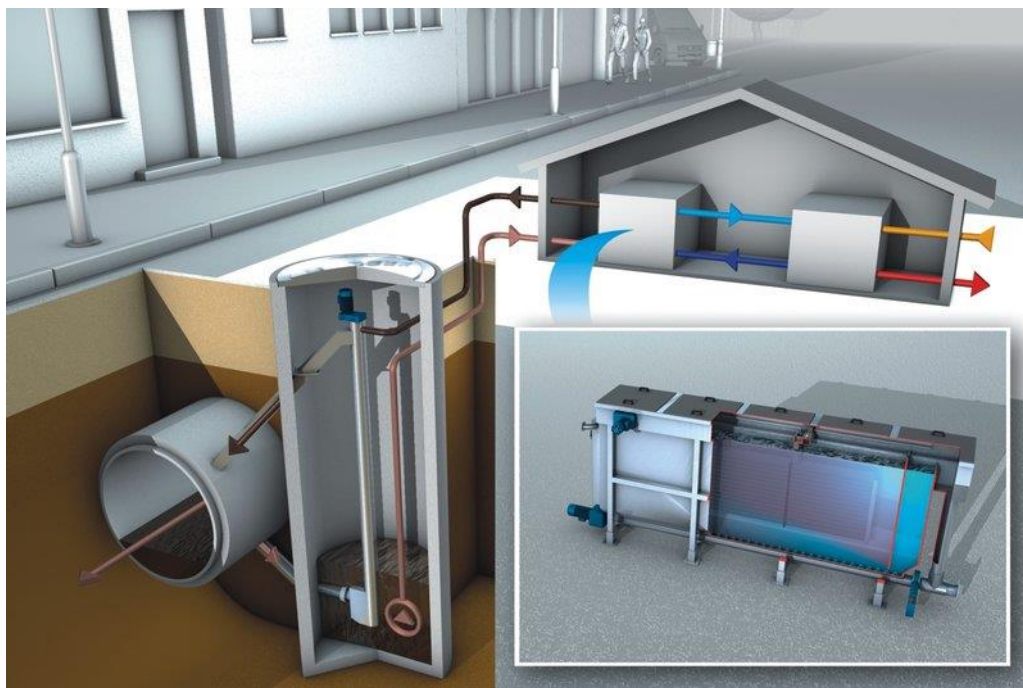


Obr. 2.9 – Schéma zapojení TČ při použití výměníku ve stoce

Existují 2 způsoby instalace výměníku do stoky. První možností je vložení trubkového výměníku do již existující stoky. Druhou možností jsou výměníky integrované přímo do potrubí. Toto řešení je možné pouze při stavbě nové stoky a kanalizační potrubí je izolované [12].

Další možností je odebírání znečištěné vody z kanalizace, její filtrace následným přečerpáním přes nadzemní tepelný výměník a následné vrácení zpět do kanalizace [13]. Výhody takového řešení jsou:

- Účinné využití obnovitelného a trvale udržitelného zdroje
- Neomezená dostupnost, bezpečný přístup
- Není problematické pro následné čištění v ČOV (splšky se ochladí pouze o 1 až 2 °C)
- Nezávislý na velikosti stoky
- Tepelné výměníky jsou instalované nad zemí (snadný přístup)
- Minimální zásahy do stávající kanalizace



Obr. 2.10 – Čerpání tepla ze stoky, odebírání a následné vrácení znečištěné vody [13]

2.4.3. Za dosazovací nádrží ČOV

Teoreticky je možné ZZT OV v areálu ČOV. Ochlazení vody je v tomto případě žádoucí. Na druhou stranu je za ČOV teplota vody nejnižší. Další problém je s využitelností tepla, protože ČOV jsou obvykle vzdálené od občanské zástavby. Často se tak teplo musí spotřebovat přímo v objektu ČOV.

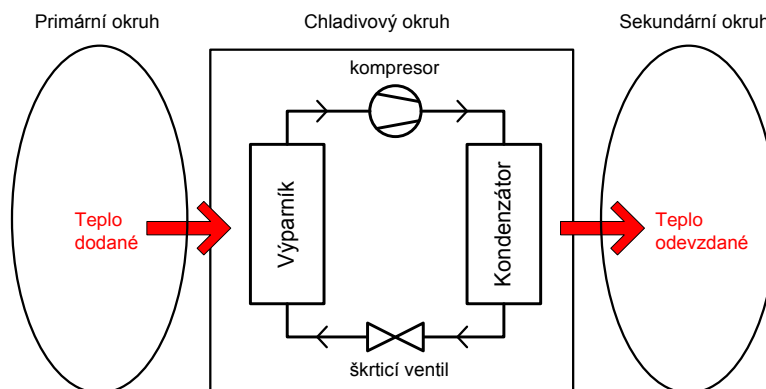
3. Využití tepla OV tepelným čerpadlem

Jak již bylo zmíněno v předchozích kapitolách, vyjmutím tepla z OV lze zvýšit topný faktor TČ pro dodávku tepla oproti standardním přírodním zdrojům. V této kapitole je provedeno stručné rozdělení TČ, popsání možnosti zapojení a využití takového systému.

3.1. Princip funkce TČ

TČ se skládá vždy ze 3 okruhů – chladivového, primárního a sekundárního. Chladivovým okruhem se myslí uzavřený okruh složený z kompresoru, škrticího ventilu, výparníku a kondenzátoru. Obíhající pracovní látkou je vždy chladivo, které se ve výparníku vypařuje, čímž odebírá teplo tekutině proudící primárním okruhem. Následně je kompresorem hnáno do kondenzátoru, kde chladivo zkondenzuje z plynného stavu do kapalného a okolnímu prostředí odevzdá své teplo tekutině proudící sekundárním okruhem. Nejvíce energie se uvolní právě při těchto skupenských přeměnách. Poté chladivo expanduje ve škrticím ventilu a je nasáváno opět do výparníku a celý oběh se uzavírá.

Hodnotícím kritériem TČ je tzv. topný faktor (z angl. *COP* – coefficient of performance). *COP* udává poměr tepla předaného tepla kondenzátorem a spotřebované energie pohonem kompresoru. Čím je *COP* vyšší, tím je účinnost TČ a celého systému větší. Nejvyšších topných faktorů TČ dosahují jednak při nižší kondenzační teplotě (proto se nejčastěji využívá TČ v kombinaci s podlahovým vytápěním), a také při vyšší teplotě na výparníku.



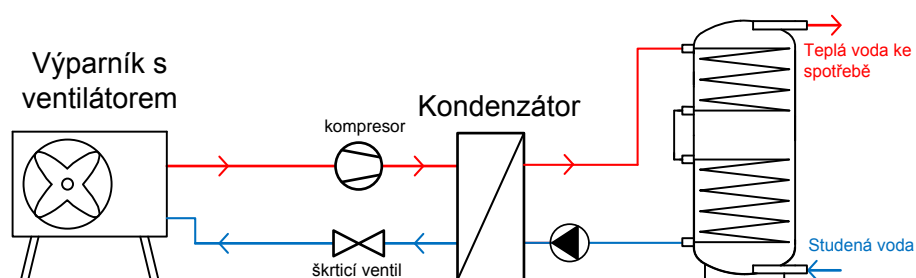
Obr. 3.1 – Schéma primárního okruhu tepelného čerpadla

Výparník a kondenzátor jsou výměníky tepla, kde dochází ke skupenské změně chladiva a přenosu energie mezi ochlazovanou a ohřívanou látkou. Přívod a odvod tepla z chladivového okruhu je zajištěn primárním, respektive sekundárním okruhem. Podle typů těchto okruhů se TČ dělí nejčastěji na systémy vzduch – voda, voda – voda, země – voda. Je možné se setkat i s aplikací vzduch – vzduch, případně voda – vzduch. V následujících

kapitolách jsou stručně popsány druhy tepelných čerpadel. Použitá schémata jsou určena pro přípravu teplé vody tepelným čerpadlem.

3.1.1. Tepelné čerpadlo vzduch – voda

Jedná se o velmi často využívaný systém. Vzduch jako zdroj tepla pro výparník je po většinu roku relativně dobrým přírodním zdrojem tepla. Na kondenzátorovém výměníku je ohřívána voda na vytápění případně mytí. Výparník odebírá teplo venkovnímu vzduchu pomocí lamelového výměníku a ventilátoru. Na Obr. 4.2 je zobrazeno zapojení TČ vzduch – voda.

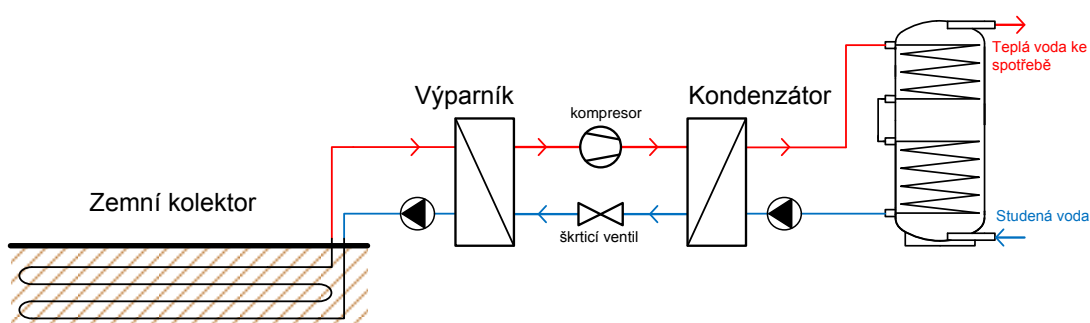


Obr. 3.2 – Schéma napojení TČ vzduch – voda

Nevýhodou tohoto systému je nestálá teplota venkovního vzduchu. Topný faktor je tedy závislý na venkovní teplotě a tento systém není možné provozovat celoročně jako jediný zdroj tepla. Při nízkých venkovních teplotách je voda ohřívána jiným zdrojem (např. elektrickým), což snižuje celoroční účinnost celého systému.

3.1.2. Tepelné čerpadlo země – voda

Další možností, kde získávat teplo pro primární okruh tepelného čerpadla, je zemský masiv. Do země se instalují kolektory pomocí hloubkových vrtů nebo pomocí meandru na dostatečně velké ploše. Kolektory odebírají zemi teplo, které je ve výparníku spotřebováno k vypaření chladiva. Teplonosnou látkou je vždy nemrznoucí směs. Sekundární okruh zůstává zapojen stejným způsobem. Na Obr. 3.3 je schéma TČ země – voda.

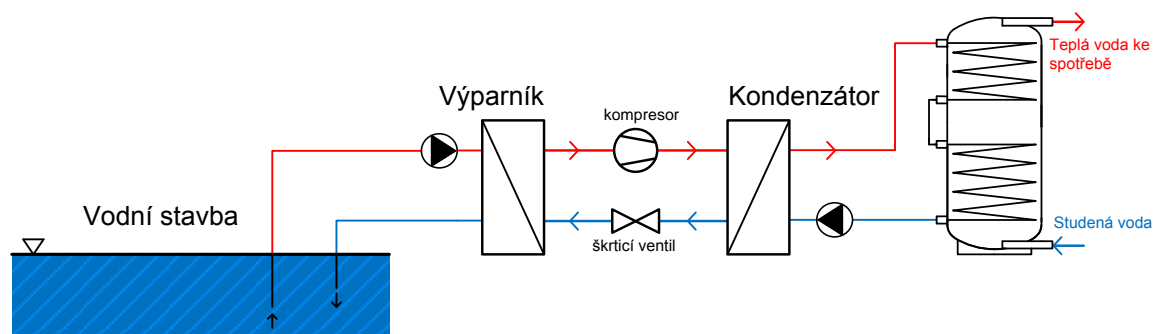


Obr. 3.3 – Schéma napojení TČ země – voda

Velkou výhodou zapojení země – voda je celoročně stálá teplota primárního okruhu. Teplota zemského masivu je kolem 10 až 12 °C, což znamená teplotu teplotonosné látky na vstupu do výparníku kolem 0 °C. Tento fakt zhoršuje topný faktor (dále *COP*) oproti TČ vzduch – voda v teplejších měsících. Zemní kolektory jsou v dostatečné hloubce, aby nebyly ovlivněné proměnou venkovní teplotou vzduchu během roku. Topný faktor je tedy konstantní a lze uvažovat celoroční provozování. Tento systém je ovšem dražší kvůli ceně za zemní vrty případně za položení kolektoru do nezámrzné hloubky.

3.1.3. Tepelné čerpadlo voda – voda

Jako další možnost, kde získat teplo pro primární okruh TČ se nabízí voda. Vodu lze čerpat z vodního zdroje na výparník TČ a poté vychlazenou vrátit zpět. Teplotonosnou látkou je přímo voda čerpaná z vodního zdroje. Schéma zapojení je zobrazené na **Obr. 3.4**.



Obr. 3.4 – Schéma napojení TČ voda – voda

Vodní zdroje tepla lze rozdělit na 3 kategorie. První z nich je spodní voda. Výhoda spodní vody je především v nepatrném kolísání teplot během roku. Průměrná teplota v hloubce 15 m je v našich podmínkách 10 ± 1 °C. Je však zapotřebí dostatečně velkého průtoku spodní vody a přílišné ochlazování spodní vody může působit negativně na životní prostředí. Dalším zdrojem je povrchová voda. Ačkoliv čerpání povrchových vod je technologicky možné, a v zahraničí i České Republice bylo realizováno několik instalací, je často provázeno řadou komplikací. Teplota povrchové vody během roku klesá až k bodu mrazu a v zimním období obvykle klesá i průtok [14]. Čerpání povrchových vod je však v Čechách zpoplatněné a například v Praze na Vltavě již ani není možné napojit nové instalace. Poslední možností je využití geotermální vody. Teplota geotermální vody se běžně pohybuje kolem 30 °C [14].

Pokud je voda přiváděna přímo na výparník TČ, nastane problém s její nečistotou. Postupem času se na deskovém výparníku bude vytvářet vrstva organických či anorganických sloučenin a bude vznikat tzv. biofilm. Tento biofilm bude vytvářet izolaci

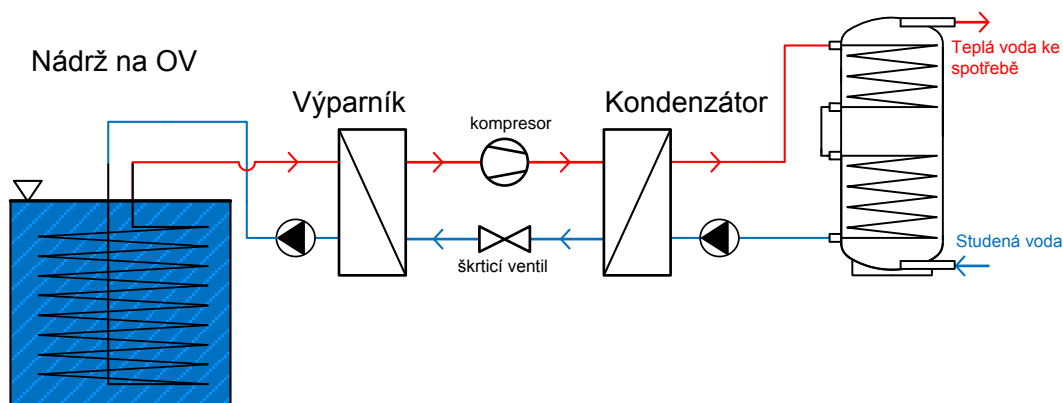
a výměník bude postupem času vést hůře teplo. Čím bude biofilm širší, tím bude funkce výměníku horší. Řešením by bylo najít způsob, jak výměník udržet čistý. Takový systém čištění však není znám. Dalším možným řešením je použít nepřímý systém, kdy je v povrchové vodě umístěn výměník tepla, který vodě odnímá teplo a pomocí teplonosné látky ho dopravuje na výparník TČ. Na takovém výměníku tepla však také bude vznikat biofilm.

3.2. Možnosti zapojení TČ pro využití tepla odpadních vod

Jak již bylo řečeno, teplota venkovních vodních systémů je relativně nízká, stejně jako teplota zemského masivu. Co kdyby však teplota vody pro primární okruh byla mnohem vyšší? V kapitole 2.3 je popsán potenciál energie OV. Otázce, zda je možné využít vysoké teploty odpadních vod pro TČ a jak moc vysoké mohou být se mimo jiné věnuje tato práce.

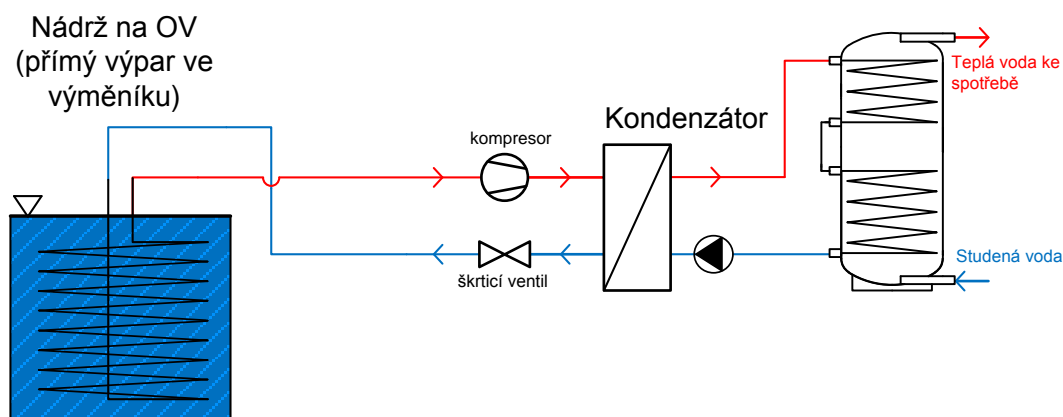
Je ovšem potřeba zdůraznit, že OV již podle svého názvu může být velmi znečištěná. Samozřejmě je tedy nutné, OV před jejím využitím čistit. S tímto faktem je potřeba počítat, případně výměník pravidelně čistit. Právě otázka, jak udržet výměník čistý a účinný, je největším problémem čerpaní tepla z odpadních vod. Tvorba biofilmu je pravděpodobně zásadním důvodem, proč je aplikací odpadní vod pro TČ velmi málo. Problematice čištění odpadních vod případně čištění výměníku se však tato práce nevěnuje.

V kapitole 2.3 je popsáno, jakým způsobem lze teplo OV získávat. Tato práce se věnuje především aplikaci, kdy je OV zachytávána v jímce či nádrži. Je tedy uvažován trubkový výměník uložený v nádrži. Běžná pracovní oblast většiny kompresorů je při vypařovacích teplotách chladiva od -25 °C do 20 °C. Nejvyšší nalezená vypařovací teplota pracovní obálky kompresorů dostupných TČ je 25 °C. Ačkoli lze předpokládat, že teplota na vstupu do výparníku bude o několik kelvinů nižší než teplota OV v jímce, odpadní vodu s teplotou přes 30 °C nebude možné využít. Řešením tak bude například snížení teploty na vstupu do výparníku směšováním. Na **Obr. 3.5** je zapojení TČ s nádrží (jímkou) na OV. Teplonosnou látkou v primárním okruhu je nemrznoucí směs. Primární okruh je napojen na deskový výparník.



Obr. 3.5 – Schéma napojení TČ s odpadní vodou

Další možností by bylo přímé vypařování v trubkovém výměníku (výparníku) umístěném v nádrži na OV. Teplonosnou látkou v primárním okruhu by bylo přímo chladivo. Výhodou takového řešení by bylo, že odpadá teplosměnná plocha navíc. Nevýhodou by naopak bylo, že nelze využít hermeticky uzavřeného tepelného čerpadla, pokud se nejedná o kompaktní zařízení [15].



Obr. 3.6 – Schéma napojení TČ s odpadní vodou

Takové zapojení má několik úskalí. Bude potřeba použití většího množství chladiva a současně dodržet požadavky na jeho rychlost. Je otázkou, jaké by bylo rozložení tlaků a jak vysokou teplotu OV lze využít vzhledem k pracovní obálce kompresoru. Při tomto zapojení odpadá možnost směšování. Například v roce 2012 Shen a kol. testovali TČ s přímým výparníkem umístěným v nádobě s OV. Topný faktor systému však nepřekročil hodnotu $COP = 3$ [16].

3.3. Rešerše systémů využívající odpadní teplo pro TČ

Systémy TČ využívající zpětné získávání tepla z OV (dále TČ se ZZT) byly ve světě instalovány již před více než 20 lety. Je popsáno na 500 TČ se ZZT, rozsahy jejich výkonů

se pohybují od 10 kW do 20 MW. Na toto téma bylo zpracováno mnoho prací a článků. Za zmínku stojí práce Hepbasli a kol. [17], kde je přehled různých aplikací TČ využívající tepla odpadních vod.

3.3.1. Teplo z odpadních vod pro TČ ve světě

Švýcarsko

V roce 1993 byl založen projekt švýcarským úřadem energetiky SwissEnergy for Infrastructure Plants. Tento program měl za úkol rozšířit využití odpadního tepla jako zdroj pro vytápění a chlazení budov. Téměř 15 % tepelné energie z budov je nevyužito a ztraceno v odpadních systémech (u nízkoenergetických budov se jedná až o 30 %). Přibližně 6000 GWh je každý rok ve Švýcarsku takto ztraceno. To je téměř 7 % roční potřeby tepla na vytápění a ohřev TV. Již od počátku 90.let se využívají systémy rekuperace odpadního tepla. Projekty využívající tyto systémy jsou finančně podporovány a rovněž se investuje do výzkumu nových technologií [7].

Wintower, Winterthur

Administrativní budova Wintower má plochu 22 000 m² a 28 podlaží. Při rekonstrukci byla kompletně zateplena a v současné době má měrnou tepelnou ztrátu 30 W.m⁻². Vzhledem k nízkým teplotám otopného systému je ideální pro aplikaci TČ. Je zde použit systém s výměníkem instalovaným nad zemí a teplo odebírá z kanalizační stoky. Z městské stoky se odebírá přibližně 440 kW a teplota se sníží o 2 K. Celkový průtok odpadních vod je 160 l.s⁻¹ z toho je využito přibližně 50 l.s⁻¹. TČ z odebrané energie vytváří 590 kW tepelné energie s příkonem kolem 150 kW. Vypočtený topný faktor se pohybuje kolem 4. TČ pokryje 75 % celkové potřeby tepla budovy z jejích odpadních vod. Systém je v létě využíván pro chlazení [18].

Glarus – domov pro seniory

Ve švýcarském domovu pro seniory (100 lůžek) v Glarus bylo instalováno v roce 2004 centrální zařízení pro využití tepla z OV. Zařízení se skládalo z výměníku tepla, který byl umístěn v externí jímce. Odpadní voda se zde využívá pro přípravu teplé vody. Instalováno je zde 30kW tepelné čerpadlo, které dosahuje ročního topného faktoru 3,8 (naměřená hodnota) a to i přes vysoké znečištění odpadních vod [7].

Lucerne – ředitelství zdravotnické společnosti

Systém na využití tepla odpadních vod byl instalován v roce 2007. Energie je brána ze 60 m dlouhé kanalizační stoky s průtokem 50 l.s⁻¹ za suchého počasí. Systém může být použit jak pro chlazení, tak i pro vytápění [7].

Německo

Z celkové potřeby tepla v Německu je přibližně 5 % využito na přípravu TV. V rámci budov se jedná o 11 % z dodané energie. V Německu existuje projekt podporovaný Německým ministerstvem dopravy, výstavby a městského rozvoje nazvaný „Domovní rekuperace tepla z domovních odpadních vod za účelem zvýšení energetické účinnosti budov“. Hlavní cílem projektu je decentralizované využití tepla odpadních vod před vstupem do stokové sítě, aby se zabránilo úniku této tepelné energie do okolní půdy [19].

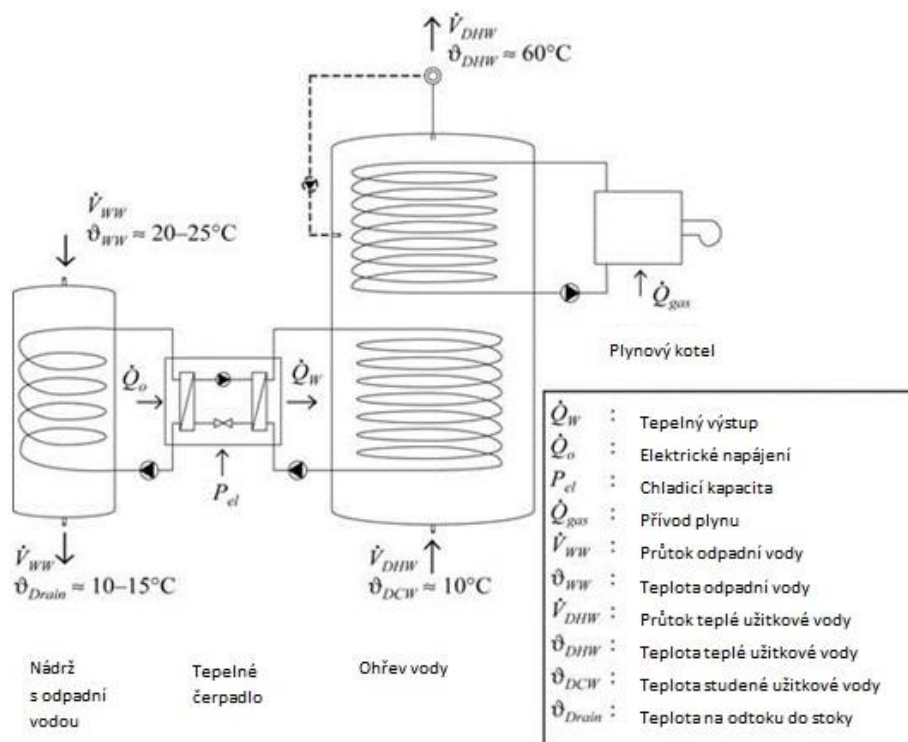
Simulace systému pro koleje s 244 rezidenty

Pro ověření energetického potenciálu OV byla provedena analýza komplexu o 6 budovách. Byla provedena simulace systému, kdy TČ přehřívá TV na 45 °C a plynová kotel dohřívá vodu na 60 °C.

Uvažována byla následující omezení:

- Teplota teplé vody: 60 °C kvůli zabránění množení bakterie Legionella
- Přehřev vody zajistí TČ na 45 °C
- Studená voda má teplotu 10 °C
- Objem zásobníku teplé vody: 5 m³
- Výkon TČ: 24 kW
- Tepelná dezinfekce plynovým kotlem prováděna jednodenně

Simulace uvažovala tvorbu biofilmu na povrchu výměníku. Průměrná tloušťka filmu byla uvažována 1 mm při tepelné vodivosti 0,5 W.m⁻¹.K⁻¹. Roční potřeba tepla na osobu byla uvažována 991 kWh z toho TČ poskytovalo 475 kWh. Topný faktor byl extrapolován na 5,5 podle dat výrobce s pokrytým vytápění 48 %. TČ zajišťovalo ohřev z 18 °C na 44 °C a podle výpočtu došlo k ochlazení odpadní vody na 18 °C. Proto není třeba očekávat nežádoucí dopady na následné čištění vody v ČOV. Ovšem aby byl systém účinný, je potřeba zamezit tvorbě biofilmu na povrchu tepelného výměníku. Podrobné závěry z celé simulace jsou v práci Brunk a Seybold [20].



Obr. 3.7 – Možnost využití energie odpadní vody k ohřevu pitné vody prostřednictvím tepelného čerpadla [20]

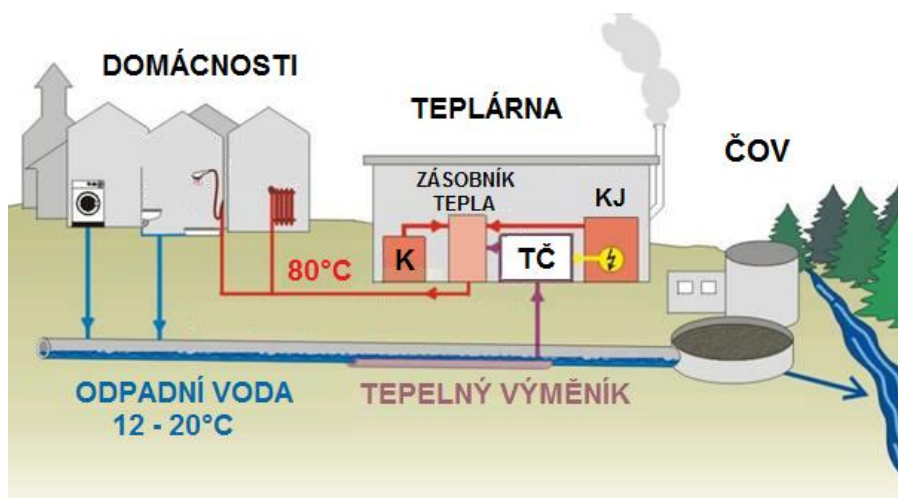
Nemocnice „Klinikum rechts de Isar“, Mnichov

Tato klinika zaměstnává na 5000 lidí, má 30 oddělení a disponuje více než 1100 nemocničními lůžky. Mezi roky 2012 a 2014 bylo postaveno sterilizační oddělení. Disponuje velkým množstvím myček s výstupní teplotou 50°C . Při průtoku $2,8\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ a provozních hodinách 4000 za rok disponuje velkým množstvím energie v odpadních vodách. Byl zde instalován výměník, který OV ochladí o 16°C . Účinnost celého rekuperačního systému je uváděna 96 %. Celý systém je v provozu od konce roku 2014 a návratnost je plánována do 8,5 let [21].

Amstetten – Rakousko

Rakousko poslední dobou přikládá rekuperaci tepla velký potenciál. Rakouská energetická agentura klade důraz na budování systémů s TČ se získávání tepla z OV. Cílem je vybudovat komplex OV s vhodným prostorovým uspořádáním, minimálním průtokem $15\text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$ a použitím nízkoteplotních topných soustav pro zefektivnění celého systému [22].

Do kanalizační stoky byl umístěn tepelný výměník modulární konstrukce délky 42 m. Výměníkem protéká teplotně nosná látka primárního okruhu TČ, která odebírá teplo z kanalizační stoky a dodává ho na výparník TČ. TČ je umístěno v budově komunálních služeb. Teplota vody ve stoce dosahuje až 27°C především díky tomu, že stoku využívají papírny.



Obr. 3.8 – Schéma uspořádání kanalizačního výměníku s tepelným čerpadlem [22]

TČ disponuje výkonem 230 kW a topný faktor je 5,6. Očekávaná návratnost celého systému je 11 let. Město Amstetten za tento projekt získalo ocenění „Heat Pump City of the Year 2013“ [22].

Hammarbyverket, Stockholm – Švédsko

Jde o největší instalaci zpětného získávání tepla odpadních vod na světě. Průtok OV se pohybuje mezi 4000 – 18 000 m³/h. Je zde instalováno celkem 7 TČ o celkovém výkonu 225 MW, které produkují 1335 GWh tepla ročně. Teplo je následně dodáváno 95 000 okolním budovám. Systém má také možnost chlazení pro zefektivnění celého provozu. Navíc jsou instalovány 3 malé 315 kW turbíny k vytvoření elektrické energie ze strany teplého proudu [23].

Teplota OV se pohybuje mezi 7 a 22 °C, TČ vodu ochladí na 1 až 5 °C. Na druhé straně tepelného oběhu dokážou TČ vytvořit vodu o teplotě 80 °C. Pro špičkové odběry a chladnější období navíc systém obsahuje celkem 4 kotle, které jsou schopny vodu dohřát na 120 °C [23].

Laupa – Finsko

V roce 2012 bylo instalováno TČ na ČOV se jmenovitým výkonem 120 kW. Systém umožňuje zchlazení vyčištěnou OV na 3 °C. Teplo je dodáváno do objektu ČOV. Zatím instalace nebyla zhodnocena z ekonomického hlediska, ale předpoklad byl roční úspora 20 000 euro. Celá investice vyšla na 45 000 euro, což znamená dobu návratnosti mezi 2 až 3 lety [17].

Sandvika, Oslo – Norsko

Teplota je získávána z hlavní městské odpaň stoky. OV je čištěna před tím, než ji celkem 3 TČ o jmenovitém výkonu 20 MW odeberou teplo. Chladicí výkon celého systému je 18 MW. Průměrný průtok stokou je $3000 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$ a teplotu je možné snížit na $4 \text{ }^\circ\text{C}$. Teplota je následně dodávána do okolních administrativních a obytných budov a postačí na pokrytí 50 % potřeby tepla [23].

Yasar University – Turecko

V roce 2016 byla zveřejněna práce Araz a kol. nazvaná „Experimentální hodnocení výkonu systému tepelného čerpadla využívající teplo odpadních vod“. Experiment měl 2 části – první část byla provedena v laboratorních podmínkách univerzity Yasar v Turecku s 500 litrovým zásobníkem teplé vody a v druhé části byl vybrán rodinný dům (121 m^2), na který byl systém namodelován. Teplota OV byla uvažována $14 \text{ }^\circ\text{C}$. Celkový topný faktor systému vyšel 3,61. Následně se autoři věnovali analýze exergie a ekonomice celého systému [24].

3.3.2. Využití tepla odpadní vody pro TČ v České republice

V České republice je energie z OV téměř nevyužívána, neexistuje ani platný předpis na nakládání s touto energií. V Čechách se o tuto problematiku intenzivně zajímají dvě společnosti – HUBER a ASIO. Druhá jmenovaná zveřejnila na konci roku 2016 článek o využití tepla z šedých vod k přípravě TV. Jsou zde popsány 2 studie příkladů z praxe:

- Wellness centrum
 - Spotřeba vody 8 m^3 za den (množství dopouštěné přehřáté vody)
 - Průměrný předaný výkon 1 m^3 : $18,3 \text{ kW}\cdot\text{m}^{-3}$
 - Návratnost 2,4 roku
- Hotel Jesenius s termální vodou a balneo provozem
 - Celková denní spotřeba vody $33,5 \text{ m}^3$ při teplotách od 36 do $65 \text{ }^\circ\text{C}$
 - Návratnost 3,8 roku [9].

V článku je však uveden nedostatek informací, a proto není možné z výše zmíněných příkladů vyvozovat závěry.

Podle Sklenáře [22] se posledních několik let ústav TZB VUT Brno zabývá touto problematikou velmi intenzivně. Nedávno si nechali patentovat vlastní řešení kanalizačního tepelného výměníku.

V následujících kapitolách jsou popsány další 2 projekty, které se problematice čerpání tepla z odpadních vod věnovaly.

ČOV Hodonín

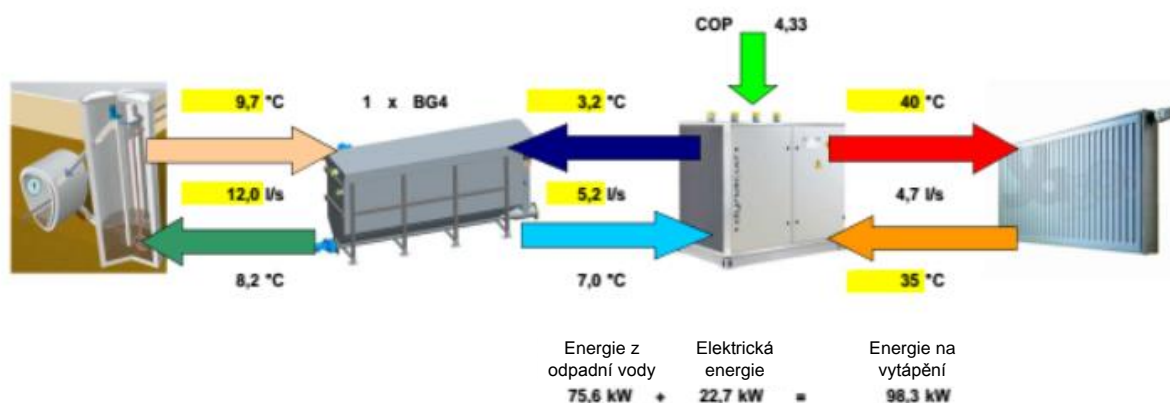
Ve spolupráci VUT Brno a společností HUBER CS byla provedena studie na možnost využití tepla v čistírně odpadních vod Hodonín. Popis celého projektu byl zveřejněn v roce 2014 v bakalářské práci Tlašek [12]. V projektu byly uvažovány 3 možné zdroje tepla

- Přítok odpadní vody na ČOV
- Odtok vyčištěné odpadní vody z ČOV
- Odtok z chladicí vody z elektrárny

Pro všechny 3 varianty bylo uvažováno jímací zařízení pro kompenzování nestálosti průtoku OV a teplo mělo být předáváno výparníku TČ vždy pomocí výměníků typu RoWIN společnosti HUBER.

Varianta využití přítoku odpadní vody na ČOV

Průměrná teplota OV v létě byla uvažována 14,3 °C, v zimě potom 9,7 °C. Teplota na kondenzátoru byla uvažována v jednom případě 40 °C a v případě druhém 55 °C. Tepelný výkon čerpadla byl 74,6 kW a elektrický výkon byl 22,4 kW. Hodnota *COP* byla uvažována minimálně 4,33. V celoročním provozu by byl topný faktor vyšší. Na následujících grafech je znázorněna předpokládaná závislost příkonu, výkonu a *COP* na teplotách výparníku.



Obr. 3.9 – Návrh výměníku tepla a tepelného čerpadla [12]

Vlevo na Obr. 3.9 je vidět čerpací zařízení znečištěné vody z kanalizační stoky. Tato OV je čerpána průtokem 12 l.s⁻¹ do výměníku RoWIN. Zde je předáváno teplo teplotonosné látce primárního okruhu TČ, která ho odvádí na výparník TČ. Teplotní spád primárního okruhu je 7 / 3,2 °C a průtok je 5,2 l.s⁻¹. Sekundárním okruhem TČ je z kondenzátoru odváděna voda ohřátá na 45 °C průtokem 4,7 l.s⁻¹. Teplota zpátečky je o 5 K nižší.

Varianta využití odtoku vyčištěné odpadní vody z ČOV

Průměrná roční teplota odpadní byla uvažována 15,6 °C a v zimním období 10,4 °C. TČ bylo navrženo na 102,7 kW pro pokrytí tepelných ztrát objektu. Tepelný výkon byl 80,4 kW a elektrický výkon 22,9 kW. Nejnižší topný faktor vycházel 4,51. Voda se měla ohřát opět na 40 °C respektive 50 °C.

Závěr studie ČOV Hodonín

V práci bylo pospáno ještě několik dalších variant, pro každou z nich byla uvažována rozdílná teplota vody pro zdroj tepla. Ze studie vyplývá, že rostoucí teplota vody na straně výparníku mění topný faktor jen v řádu desetin. Celá akce nakonec nebyla realizována.

ČOV Letovice

Společnost ASIO společně s VUT Brno realizovaly zařízení na získávání tepla z odpadních od na ČOV Letovice. Umístění výměníku tepla bylo na vstupu (znečištěná OV) a do obtokového potrubí (vyčištěná OV).

Jednalo se o poloprovozní zařízení a ze závěru vyplývá, že odpadní voda má teplotu ovlivněnou venkovním vzduchem. Ale přesto i v zimním období se teploty pohybují mezi 10 a 15 °C. Lze tedy hovořit o stabilním zdroji tepla pro tepelné čerpadlo. Žádné další podrobnosti nebyly zjištěny.

Bytový dům, Praha – Lužiny

Jak již bylo zmíněno v kapitole 2.3 na tomto bytovém domě bylo provedeno měření spotřeby tepla, množství spotřebované vody a odpadní vody. Výsledky jsou zveřejněné v [8]. V roce 2015 vznikla diplomová práce na stejný objekt s cílem navrhnout TČ jako zdroj tepla. Byly uvedeny různé způsoby řešení systému tepelného čerpadla. První možností bylo použití systému vzduch – voda s elektrickým nebo plynovým pohonem. Další možností byl systém voda – voda využívající teplo odpadních vod.

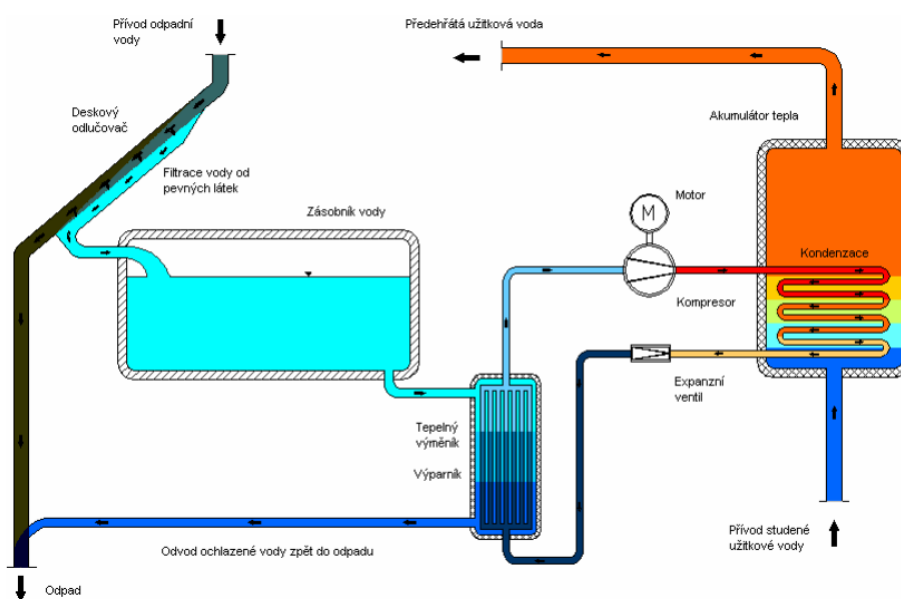
Jako nejlepší varianta se ukázalo TČ se systémem voda / voda od společnosti Viessmann model Vitocal 300-G WW 301.A45 s vypočteným topným faktorem 3,9. Čištění vody by zajišťoval systém společnosti ASIO (bohužel bez detailnějšího popisu systému). Celková cena systému byla odhadnuta na 3 milióny Kč. Návratnost tohoto systému byla vypočtena na 9,14 let, což byl nejkratší čas ze všech uvažovaných variant [25].

Je však otázkou, zda by tento systém fungoval podle předpokladu. Při velikosti jímky OV a akumulárního zásobníku 5000 l je otázkou, zda by TČ zvládlo přenést energetický potenciál OV, a hlavně za jak dlouhou dobu. Autor také nezmiňuje tvorbu biofilmu na

stěnách výměníku, která by časem jistě snížila přenos tepla, a tedy účinnost celého systému.

Budovy U5, Zlín

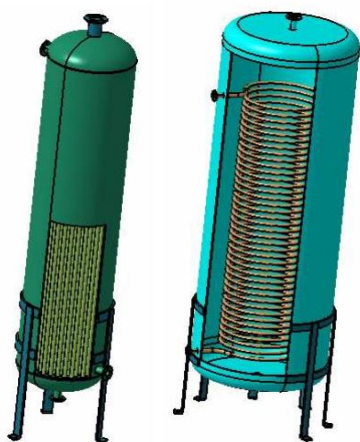
Budovy U5 jsou součástí univerzitního komplexu Tomáše Bati ve Zlíně. V roce 2007 vznikla diplomová práce zabývající se návrhem tepelného čerpadla pro zásobování budov U5. Součástí práce byl i kompletní návrh obou výměníků – kondenzátoru a výparníku. Oba výměníky byly součástí primárního tepelného čerpadla, kdy chladivo kondenzuje, resp. se vypařuje přímo v těchto výměnících. Na Obr. 3.10 je navržené schéma celého systému.



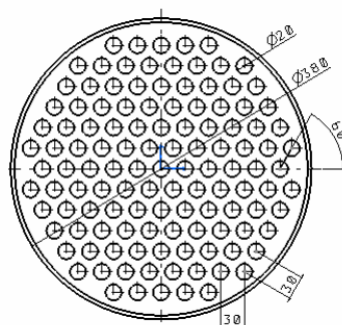
Obr. 3.10 – Schéma zapojení tepelného čerpadla [26]

Teplota OV uvažována 16 až 18 °C a její ochlazení bylo uvažováno přibližně o 10 K. Průtokové množství přes výparník bylo uvažováno 0,54 l.s⁻¹. Potenciální tepelný výkon výparníku byl spočten na 22 kW. Teplota ohřáté vody měla být 50 °C a teplota studené vody 10 °C. Kompresor měl výkon 5,8 kW. Topný faktor pro 17 °C OV a 50 °C teplé vody byl vypočítán 4,89. Celkový výkon tepelného čerpadla byl uvažován 28,4 kW. Na základě této hodnoty byly následně počítány zásobník teplé vody i výměník na straně výparníku.

Výparníkový výměník v nádrži OV byl umístěn tímto způsobem z důvodu nízkých tlakových ztrát a možnosti vstupu a výstupu OV samospádem. Celková výška byla 1,4 m a průměr 0,4 m. Následně autor navrhl uspořádání trubek s roztečí 30 mm. Celkem bylo vypočteno 119 trubek o vnějším průměru 20 mm. Velikost teplosměnné plochy byla uvažována 10,5 m² [26].



Obr. 3.11 – Vlevo výparník a vpravo kondenzační výměník [26]



Obr. 3.12 – Uspořádání trubek ve výměníku [26]

Kondenzátorový výměník byl o objemu 2 m³. Ohřev v tomto zásobníku byl realizován spirálově stočenou trubkou o vnějším průměru 30 mm s funkční délkou 70 m. Trubka měla být stočena na průměr 600 mm do 40ti závitů s roztečí 50 mm. U tohoto výměníku byla také navržena tepelná izolace ze skelné vaty o tloušťce 50 mm [26].

Celý systém byl hodnocen velmi výhodně pro provoz budovy. Otázkou však je, zda by takový systém fungoval podle předpokladu.

Existující instalace na území ČR

AQUAPARK Čestlice

V roce 2002 byl otevřen Aquapark v Čestlicích. Cílem byl ekologický projekt s rekuperačními jednotkami a TČ využívající odpadní teplo bazénové vody. Instalovaný výkon je 312 kW a jedná se o komplexní systém včetně chemických úprav OV. Odpadní voda z bazénů teče do velkoobjemové nádrže, kde je umístěn horizontální trubkový meandr, který odebírá odpadní teplo. Celý systém je v provozu již 15 let a správce fungování celého systému hodnotí velmi pozitivně.

Výrobní hala BOSCH – České Budějovice

Instalovaný topný výkon je zde 600 kW a TČ využívá odpadní technologickou vodu z výrobního procesu o teplotě 25 °C. Odběr tepla je proveden přímo přes výparníky. Systém pracuje se 2 různými výstupními teplotami. Při teplotě 45 °C je $COP = 5,5$ a při teplotě 55 °C je $COP = 4,5$ [27].

Důlní vody – DIAMO důl Jeremenko Ostrava

V dole probíhá neustálé přečerpávání důlních vod z důvodu udržení hladiny spodní vody. Teplota vody se pohybuje kolem 26 až 29 °C. Zatím je instalováno 91 kW TČ pro přípravu TV a vytápění. Výstupní teplota je 65 °C. Uvádí se velký potenciál celé instalace (kolem 10 MW) [27].

3.3.3. Shrnutí rešerše

Z výsledků této rešerše vyplývá, že odpadní teplo jako zdroj pro TČ se ve světě velmi intenzivně využívá především na ČOV, v průmyslových aplikacích, v administrativních budovách a velkých ubytovacích zařízeních. V České republice zatím není kladen tak velký důraz na rekuperaci OV jako je v Německu, Švýcarsku či Rakousku. Přesto i v Čechách existuje několik aplikací, kde TČ využívající teplo OV úspěšně využívají. Je zjevné, že existujících instalací je mnohem více, ale nepodařilo se nalézt žádná konkrétní data.

Všechny tyto aplikace ať v Čechách nebo ve světě však mají instalovaný výkon ve stovkách kW. Ačkoli některé zdroje možnost užití takového systému v rodinném domě doporučují, nepodařilo se nalézt jedinou existující instalaci menšího výkonu pro rodinný dům.

4. Návrh výměníku tepla

Jak bylo popsáno v kapitole 3.2 akumulovanou energii v jímce OV je možné přečerpát TČ. Teplo bude odváděno pomocí trubkového výměníku a součástí této práce je návrh tohoto výměníku.

Spirálovitě stočené trubkové výměníky jsou běžně využívány pro přenos tepla v zásobnících teplé vody. Mají velké uplatnění jak v průmyslových, tak domovních aplikacích. Spirálovité výměníky je možné najít v elektrárnách, nukleárních reaktorech, potravinářském průmyslu a v domovních teplovodních systémech [28]. Tyto výměníky nabízejí jedinečné výhody:

- schopnost předat teplo současně mezi více než dvěma proudy
- možnost předat velké jednotkové množství tepla
- provoz při vysokých tlacích
- použití v kompaktním a jedolitém prostoru

Detailnější práci s trubkovými výměníky typu tekutina – tekutina (tekutina je jak uvnitř trubky, tak kolem jejího vnějšího pláště) vyžaduje porozumění přestupovým jevům na obou stranách povrchu trubky.

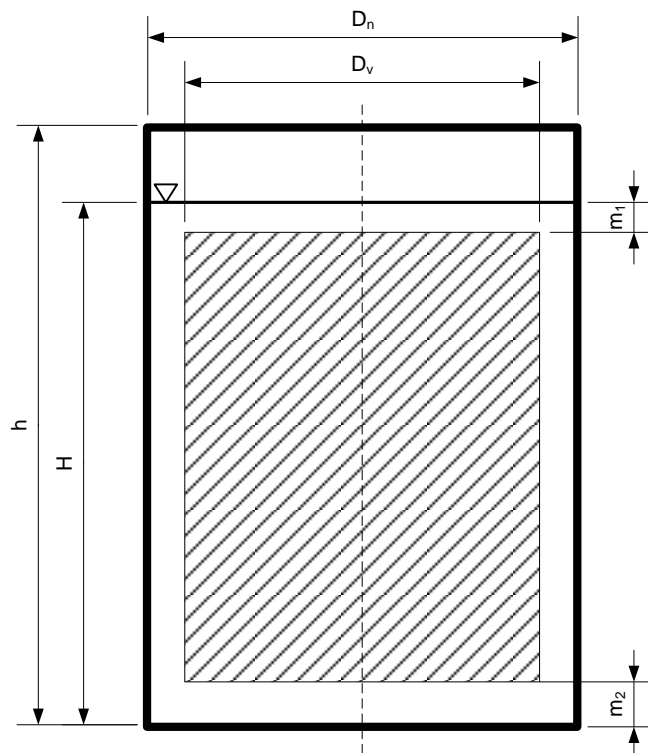
Pro správný návrh výměníku tepla je zapotřebí znát empirické vztahy popisující přestup tepla. Byla provedena rešerše, pro zjištění těchto vztahů, aby bylo možné správný návrh výměníku provést. V poslední době bylo provedeno velké množství měření a simulací přestupových jevů na vnitřní straně trubky při proudění tekutiny. Existuje naopak velmi málo studií, které se věnují přestupu tepla na vnější straně trubky uložené v tekutině. V zásobníku OV voda nijak neproudí a jedná se o konvekci přirozenou.

V kapitole 4.1 je popsáno, jakým způsobem byl návrh výměníku proveden. Měrný výkon výměníku je charakterizován parametrem UA . V kapitole 6.2 je provedeno ověření, zda byly předpoklady pro výpočet výměníku správné. Měrný výkon měřeného výměníku je porovnán s teoreticky vypočítaným v průběhu měření.

4.1. Návrh výměníku pro primární okruh TČ

Společně s vedoucím práce byla zvolena nádoba na OV o následujících rozměrech:

| | |
|-----------------------|------------------------|
| výška nádoby | $h = 1 \text{ m}$ |
| vnitřní průměr nádoby | $D_n = 0,57 \text{ m}$ |
| výška hladiny OV | $H = 0,7 \text{ m.}$ |



Obr. 4.1 – Rozměry jímky OV

Z důvodu umožnění přirozeného proudění OV v jímce bylo na každé straně od výměníku necháno 5 cm prostoru, stejně bylo nechané volný prostor pod výměníkem a nad ním.

| | |
|------------------------------------|----------------------------|
| vnější průměr prostoru pro výměník | $D_{vým} = 0,47 \text{ m}$ |
| mezera nad výměníkem | $m_1 = 0,05 \text{ m}$ |
| mezera pod výměníkem | $m_2 = 0,05 \text{ m}$ |

Prostor na výměník je tedy válcového tvaru o $D_{vým} = 0,47 \text{ m}$ a $h_{vým} = 0,6 \text{ m}$. Byl zvolen spirálovitě stočený trubkový výměník ve vertikální poloze.

Následně byl určen materiál – měděná trubka s tloušťkou stěny 1 mm. Jelikož množství přeneseného tepla je přímo úměrné velikosti teplosměnné plochy je pro určení rozměrů

výměníku potřeba nalézt největší možnou plochu ($S = f(d_e, l)$) a současně dodržet prostorovou podmínku maximálních rozměrů $D_{vým} = 0,47$ m a $h_{vým} = 0,6$ m.

Pro normované rozměry měděných trubek byla hledána největší plocha, viz **Tab. 4.1**.

Tab. 4.1 – Plocha výměníku v závislosti na rozměrech Cu trubky

| Dimenze Cu trubky [mm] | n [-] | l [m] | A [m ²] |
|------------------------|-------|-------|---------------------|
| 8x1 | 26,43 | 33,76 | 0,85 |
| 12x1 | 22,67 | 28,84 | 1,09 |
| 18x1 | 18,73 | 23,68 | 1,34 |
| 22x1 | 16,81 | 21,17 | 1,46 |
| 28x1 | 14,60 | 18,28 | 1,61 |
| 35x1 | 12,70 | 15,78 | 1,73 |

Z **Tab. 4.1** je patrné, že s rostoucím průměrem trubky a klesající délkou plocha nejvíce roste do průměru 22 mm. Navíc byla do budoucna uvažována možnost, aby se chladivo vypařovalo přímo ve výměníku. Po konzultaci s vedoucím práce jsem zvolil trubku Cu 22x1 mm.

Následně bylo potřeba ověřit, zda plocha 1,46 m² respektive délka 21,17 m² jsou dostatečné, aby výměník byl schopen přenést požadované teplo. Na následujících stranách je popsán postup výpočtu ověření, zda jsou tyto hodnoty dostatečné.

Vzhledem k tomu, že na výparníku mohou nastat teploty pod 0 °C, teplotonosná látka byla zvolena nemrzoucí směs vody a propylen glykolu (3:1).

4.1.1. Přestup tepla

Tepelný tok z OV do teplotonosné látky ve výměníku je určen vztahem.

$$Q = A \cdot U \cdot (\Delta T_{lm}) \quad (4.1)$$

Tento vztah je převeden do tvaru pro prostup tepla válcovou stěnou a následně ze vztahu (4.1) vyjádří hledaná délka trubky výměníku l

$$l = \frac{Q}{U \cdot (\Delta T_{lm})} \quad (4.2)$$

kde je:

l délka trubky výměníku [m];

| | |
|-----------------|---|
| U | součinitel prostupu tepla válcovou stěnou vztažený na jednotku délky [W. m ⁻¹ . K ⁻¹]; |
| D_t | průměr trubky výměníku [m]; |
| ΔT_{lm} | střední teplotní logaritmický rozdíl mezi teplotou nosnou látkou a okolní odpadní vodou [K]. |

Střední teplotní logaritmický rozdíl se určí

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{PG})_{in} - (T_{PG})_{out}}{\ln \left(\frac{(T_{PG})_{in} - T_e}{(T_{PG})_{out} - T_e} \right)} \quad [29] \quad (4.3)$$

kde je:

| | |
|------------------|--|
| $(T_{PG})_{in}$ | teplota propylen – glykolu na vstupu do výměníku [°C]; |
| $(T_{PG})_{out}$ | teplota propylen – glykolu na výstupu z výměníku [°C]; |
| T_e | střední teplota odpadní vody v jímce [m]. |

Vzhledem k topnému výkonu uvedeném v **Tab. 4.2**, který byl odečten z technických listů výrobce byl po konzultaci s vedoucím práce, zvolen střední teplotní rozdíl $\Delta T_{lm} = 5$ K.

Tepelný tok je chladicí výkon TČ neboli výkon výparníku ϕ_v [W]. Při jmenovitých podmínkách TČ byl odečten topný výkon ϕ_k [W] a COP.

Tab. 4.2 – Nominální podmínky TČ pro výpočet chladicího výkonu

| | |
|---|------|
| teplota na vstupu do výparníku t_{v1} [°C] | 0 |
| teplota na vstupu do kondenzátoru t_{k1} [°C] | 45 |
| topný výkon ϕ_k [W] | 5085 |
| COP [-] | 2,89 |

Chladicí výkon byl počítán ze vztahu

$$\phi_v = \phi_k \cdot \left(1 - \frac{1}{COP} \right) \quad (4.4)$$

a vyšel 3325 W.

Součinitel prostupu tepla válcovou stěnou U vztažený na jednotku délky trubky výměníku je dán rovnicí

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\pi \cdot \alpha_i \cdot D_i} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda} \cdot \ln \left(\frac{D_e}{D_i} \right) + \frac{1}{\pi \cdot \alpha_e \cdot D_e}} \quad (4.5)$$

kde je:

| | |
|------------|--|
| D_i | vnitřní průměr trubky výměníku [m]; |
| D_e | vnější průměr trubky výměníku [m]; |
| α_i | součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]; |
| α_e | součinitel přestupu tepla na vnější straně trubky [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]; |
| λ | tepelná vodivost trubky [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]. |

Aby bylo možné součinitel přestupu tepla určit, je potřeba znát všechny přestupové součinitele a tepelnou vodivost trubky. Zatímco tepelná vodivost je pro daný materiál dána $\lambda = 401 [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$ při 25 °C, přestupové součinitele je potřeba určit.

Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky α_i

Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky α_i vyjadřuje přestup tepla mezi propylen glykolem a stěnou trubky výměníku. Nusseltovo číslo (Nu) v tomto případě musí záviset na Reynoldsově (Re) respektive Prandtlově (Pr) čísle, jelikož se jedná o nucenou konvekci.

Byly uvažovány následující vlastnosti propylen glykolu (20 % směs při 20 °C střední teploty během cyklu):

Tab. 4.3 – Vlastnosti propylen – glykolu (3:1) [30]

| | | |
|-------------------------------|----------------|--|
| Dynamická viskozita | μ_{PG} | 0,00306 Pa. s |
| Hustota | ρ_{PG} | 1039,6 kg. m ⁻³ |
| Tepelná vodivost | λ_{PG} | 0,431 W. m ⁻¹ . K ⁻¹ |
| Měrná tepelná kapacita | c_{PG} | 3848 J. kg ⁻¹ . K ⁻¹ . |

Rychlost proudění byla vypočítána z definovaného návrhového průtoku $\dot{V} = 1000 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$ a vypočítána ze vztahu

$$u = \frac{\dot{V}}{S} = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot D_i^2} = 0,88 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.6)$$

kde je:

D_i vnitřní průměr trubky výměníku [m].

Rychlost proudění vyšla 0,88 m.s⁻¹.

Reynoldsovo číslo je

$$\text{Re} = \frac{u \cdot D_i}{\nu_{PG}} = \frac{u \cdot D_i \cdot \rho_{PG}}{\mu_{PG}} = 6008,$$

kde je:

ν kinematická viskozita [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]

μ dynamická viskozita [Pa. s].

Prandtlovo číslo bylo vypočítané ze vztahu

$$Pr = \frac{\rho_{PG} \cdot c_{PG} \cdot \nu_{PG}}{\lambda_{PG}} = \frac{c_{PG} \cdot \mu_{PG}}{\lambda_{PG}} = 27,3.$$

Následně byla provedena rešerše pro nalezení správné kriteriální rovnice. Podle Sundar a Singh [31] a velmi detailní práci Olivier [32] je pro určení Nusseltova čísla dostačující vztah podle Dittus–Boelter:

$$Nu = 0,027 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,33} = 84,8 \quad (4.7)$$

při dodržení okrajových podmínek

$$0,6 \leq Pr \leq 160, Re \geq 10, \frac{L}{d} \geq 10.$$

Následně mohl být vyjádřen součinitel přestupu tepla podle rovnice (4.7).

$$\alpha_i = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_i} = 1827 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}.$$

Součinitel přestupu tepla na vnější straně trubky α_e

Součinitel přestupu tepla na vnější straně trubky α_e popisuje přestup tepla mezi odpadní vodou v jímce a stěnou trubky výměníku. Nusseltovo číslo v tomto případě musí záviset na Rayleighově (Ra) respektive Prandtlově a Grashofově číslu (Gr).

Rovnice popisující nucenou konvekci uvnitř trubky je relativně snadné určit a jejich výsledky se často shodují s experimentálním měřením. Naproti tomu rovnice popisující přestup tepla pro přirozenou konvekci se podle dostupné literatury velmi těžce určují. Geometrie uložení trubek výměníku značně ovlivňuje součinitel přestupu tepla. Každé unikátní uspořádání trubek by potřebovalo vlastní kriteriální rovnice. Pro přesný výpočet by tak bylo vhodné nalézt rovnice pro spirálovitě stočený výměník stejných rozměrů, jaké jsou v zadání. Každá odlišnost (vnější průměr trubky, průměr spirály, počet otáček apod.) tak vnese do výpočtu jistou nepřesnost.

Provedl jsem výpočet podobnostních kritérií potřebných pro výpočet Nusseltova čísla. Byly uvažovány následující vlastnosti OV v jímce při střední teplotě 20 °C:

Tab. 4.4 – Vlastnosti OV při 20 °C [33]

| | | |
|------------------------------|-----------|---|
| Kinematická viskozita | ν | $1,001 \cdot 10^{-6} \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ |
| Hustota | ρ | $998,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ |
| Tepelná vodivost | λ | $0,6 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ |
| Objemová roztažnost | β | $0,00312 \text{ K}^{-1}$ |
| Tíhové zrychlení | g | $9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ |

Určujícím kritériem pro přenos tepla volnou konvekcí je Grashofovo číslo. Střední rozdíl teplot povrchu trubky a OV je volen $\Delta T = 5 \text{ K}$. Potom lze vypočítat

$$\text{Gr} = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot D_e^3}{\nu^2} = 1629925.$$

Dalším kritériem je Prandtlovo číslo, které vyšlo

$$\text{Pr} = 6,99.$$

Součin Grashofova a Prandlova čísla dá Rayleighovo podobnostní kritérium

$$\text{Ra} = \text{Gr} \cdot \text{Pr} = 11459712.$$

Následně je potřeba použít správný vztah pro Nusseltovo podobnostní kritérium. Byla provedena rešerše s cílem najít kritériální rovnice popisující přenos tepla pro co nejpodobnější případ, tedy vertikálně uložený spirálovitě stočený výměník s odpovídající geometrií.

Nejprve se nabízí varianta zanedbat stoupání otáček výměníku a uvažovat trubky jako rovné horizontální, které jsou umístěny nad sebou. Poté by byla použita kritériální rovnice pro svazek horizontálních rovných trubek

$$\text{Nu} = 0,41 \cdot \sqrt[4]{\text{Gr} \cdot \text{Pr}}. \quad (4.8)$$

Nebo podle Çengel a Ghajar [34] lze použít jiný vztah pro svazek horizontálních trubek

$$\text{Nu} = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 \cdot \text{Ra}^{1/6}}{[1 + (0,0559/\text{Pr})^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2. \quad (4.9)$$

Dále jsem provedl rešerši zveřejněných studií a článků, kde se autoři věnují problematice přenosu tepla přímo na trubkových spirálovitě stočených výměnících.

Prabhanjan a spol. ve studii z roku 2002 [28] uvádí rovnici

$$\text{Nu} = 2,0487 \cdot \text{Ra}^{0,1768}. \quad (4.10)$$

Jiný vztah uvádí Fernández–Seara a spol. v práci z roku 2007 [35]

$$\text{Nu} = 0,4998 \cdot \text{Ra}^{0,2663}. \quad (4.11)$$

Velmi často je uváděn vztah kritériální rovnice obecně

$$\text{Nu} = C_N \cdot (\text{Gr} \cdot \text{Pr})^{n_m} \quad (4.12)$$

kde koeficienty C_N a n_m jsou definovány uživatelem. Samozřejmě nejpřesnějším řešením by bylo koeficienty experimentálně získat. Podle Cadafalch a spol. z 2014 [36] je dostatečné použít hodnoty $C_N = 0,5$ a $n_m = 0,25$. Poté je výsledná rovnice v následujícím tvaru:

$$\text{Nu} = 0,5 \cdot (\text{Gr} \cdot \text{Pr})^{0,25} \quad (4.13)$$

Nejčastěji jsou v problematice přirozené konvekce v nádržích teplé vody zmiňovány práce M. E. Ali. První jeho články jsou zveřejněné již na začátku 90. let a od té doby bylo vydáno mnoho dalších publikací. Jedna z posledních prací z roku 2011 Colorado, Ali a spol. [37] uvádí velmi často užívaný vztah

$$\text{Nu} = \frac{2}{\ln \left(1 + \frac{2}{\left(0,49 \cdot \left(\frac{\text{Pr}}{0,861 + \text{Pr}} \right)^{0,25} \cdot \text{Ra}^{0,25} \right)} \right)}, \quad (4.14)$$

který je doporučen pro užití pro běžné výpočty.

Provedl jsem tedy výpočet součinitele přestupu tepla na vnější straně výměníku. Uvažoval jsem trubku Cu 22x1 s maximálním možným vnějším průměrem spirály $D_v = 0,47$ m a otáčkami $n = 14$. V **Tab. 4.5** jsou vypočteny Nusseltova podobnostní kritéria a součinitel přestupu tepla pro všechny vztahy.

Tab. 4.5 – Součinitel *přestupu* tepla na vnější straně stěny výměníku

| Vztah | Nu [–] | α_e [W·m ⁻² ·K ⁻¹] |
|--------------------------------|--------|--|
| horizontální trubka (4.8) | 23,85 | 651 |
| Cengel a Ghajar (4.9) | 27,99 | 764 |
| Prabhanjan a spol. (4.10) | 36,27 | 989 |
| Fernández–Seara a spol. (4.11) | 36,10 | 984 |
| Cadafalch a spol. (4.13) | 29,09 | 793 |
| Colorado, Ali a spol. (4.14) | 28,69 | 782 |

Nusseltovo číslo závisí v těchto rovnicích pouze na charakteristickém rozměru D_e . Žádný z nalezených vztahů neuvažuje vzdálenost trubek mezi sebou. Není možné tedy teoreticky určit, zda má být vzdálenost co nejmenší a výměník umístěn v horní části jímky nebo jestli je pro přestup tepla lepší co největší vzdálenost a tím pádem výměník bude roztažen přes celou výšku jímky OV. Měřené experimenty jsem tedy provedl pro minimální možné rozteče

a pro maximální rozteče při největší možné výšce. Více o instalaci výměníku v kapitole 4.1.2.

Následně bylo možné ověřit, zda je tento výměník schopen přenést vypočtený výkon výparníku $F_v = 3,3 \text{ kW}$. Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně byl $\alpha_i = 1827 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}$ a logaritmický teplotní spád byl $\Delta T_{lm} = 5 \text{ K}$.

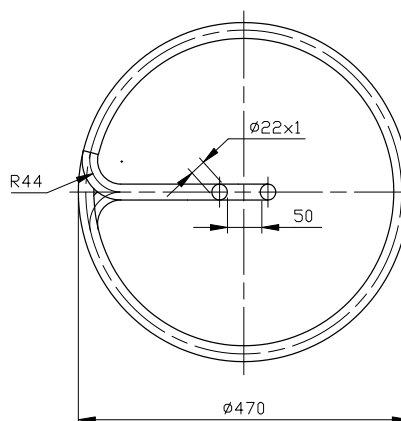
Součinitel přestupu tepla byl vypočten dle vztahu pro spirálovitě stočené výměníky (4.14) $\alpha_e = 782 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}$. Podle (4.5) byl vypočítán součinitel prostupu tepla trubkou $U = 36,71 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \text{K}^{-1}$. Následně mohla být vypočítána hustota tepelného toku $\dot{q} = 184 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1}$. A konečně mohla být požadovaná délka vyjádřena ze vztahu (4.2) a vyšla $l = 18,1 \text{ m}$.

Vzhledem k tomu, že výměník má celkovou délku 21,9 m, je dostatečný pro přenesení požadovaného výkonu.

4.1.2. Volba rozměrů výměníku

Na Obr. 4.2 vpravo je znázorněn nárys výměníku včetně rozměrů.

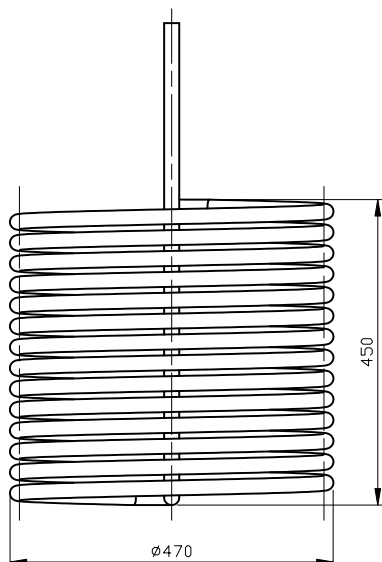
Jak již bylo zmíněno jako materiál výměníku byla zvolena měď. Měď je velmi tvárná a není samonosná. Bylo tedy potřeba vyřešit, jakým způsobem bude výměník v jímce instalován a jakou vzdálenost mezi jednotlivými trubkami nad sebou zvolit.



Obr. 4.2 – Nárys výměníku primárního okruhu TČ

Instalace výměníku do jímky OV – možnost A

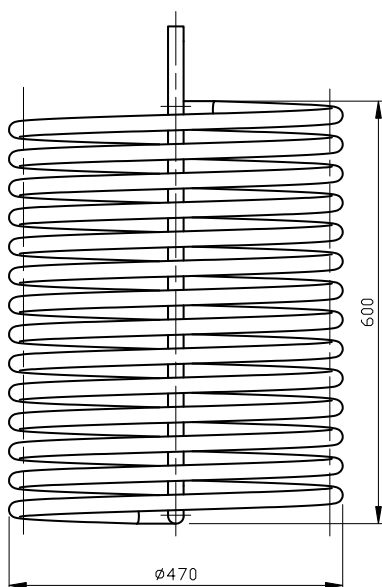
Možnost A bylo uvažovat stratifikaci teplot v jímce, což znamená, že v horní části bude vyšší teplota OV než v části spodní. Výška výměníku by tedy byla menší a poslední otáčka výměníku by byla umístěna 5 cm pod hladinu. V tomto případě by byla vyšší střední teplota OV. Na druhou stranu by pravděpodobně nastalo horší obtékání trubek přirozenou konvekcí a přenos tepla by byl nižší. V tomto případě byla vzdálenost mezi trubkami přibližně 15 mm.



Obr. 4.3 – Instalace výměníku do jímky OV – možnost B

Instalace výměníku do jímky OV – možnost B

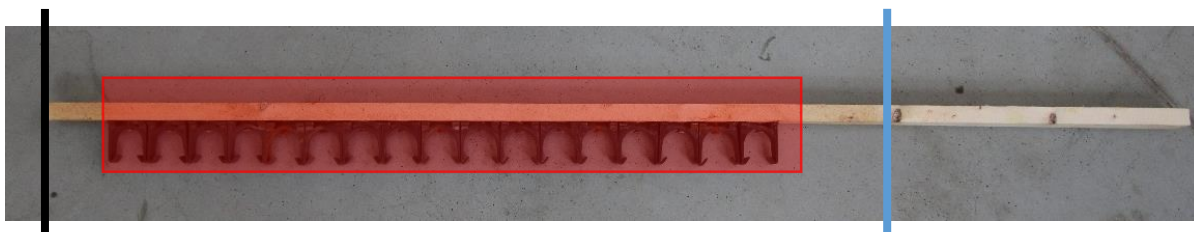
Možnost B bylo nastavit výšku výměníku na maximální hodnotu, tedy 60 cm. Střední teplota by OV by byla vyšší na druhou stranu díky větším vzdálenostem mezi trubkami by mohlo dojít k lepšímu obtékání, a tedy vyššímu přenosu tepla. V tomto případě byla vzdálenost mezi trubkami přibližně 22 mm.



Obr. 4.4 – Instalace výměníku do jímky OV – možnost A

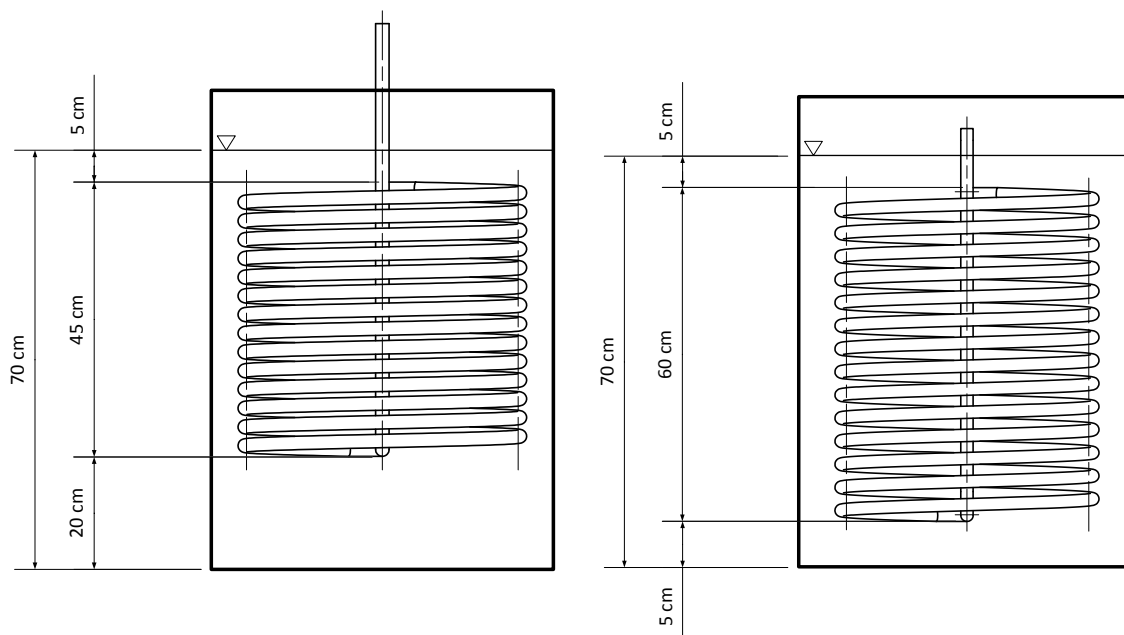
Nastavení požadovaných vzdáleností trubek od sebe a popis instalace výměníku

Pro uchycení výměníku byla vytvořena dřevěná konstrukci 3 nosníků, do které byly přišroubovány plastové úchyty na uchycení trubek výměníku. Na **Obr. 4.5** níže je znázorněn nosník pro výměník A. Levá část (označena černou čarou) stála na dně a využito bylo pouze 14 plastových úchytek (označené červeným obdélníkem). Modrá čára znázorňuje výšku hladiny.



Obr. 4.5 – Nosník výměníku

Pro výměník B bylo všech 14 úchytek rovnoměrně roztaženo po celé délce 60 cm – tedy 5 cm nad černou čarou a 5 cm pod modrou čarou. Umístění výměníku A i B je zobrazeno na následujícím schématu.



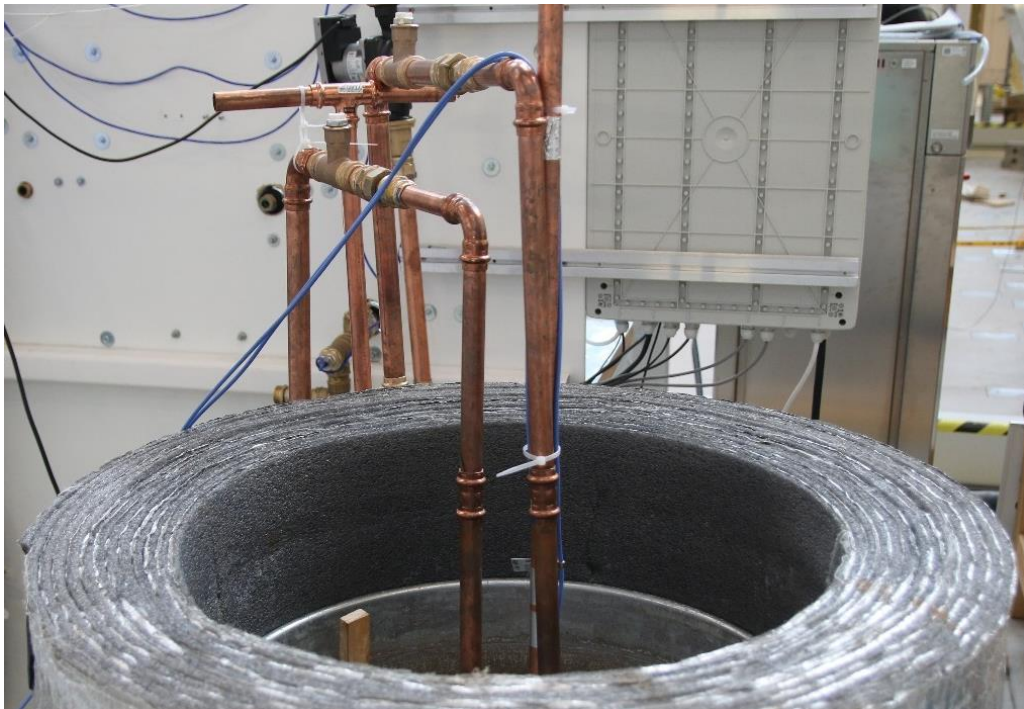
Obr. 4.6 – Možnosti instalace výměníku, možnost A vlevo, možnost B vpravo

Obr. 4.7 ukazuje uložení výměníku B v jímce, kdy je využita maximální možná výška.



Obr. 4.7 – Výměník B uložen v jímce OV

Měděné potrubí bylo spojováno lícovacími měděnými fitinkami, jak je vidět na Obr. 4.8. Na fotografii jsou vidět odvzdušňovací ventily a celý výměník byl k trubkám připojen převlečenými maticemi pro případnou snadnější demontáž.



Obr. 4.8 – Napojení výměníku na zbytek tratě primárního okruhu TČ

5. Popis měřeného systému

V této kapitole je popsáno, jakým způsobem byla postavena trať primárního a sekundárního okruhu. Jaké komponenty byly použity, jaké veličiny a jakým způsobem byly měřeny.

5.1. Stavba tratě primárního a sekundárního okruhu TČ

Byla postavena trať primárního okruhu TČ. Výměník tepla umístěný do jímky OV odebíral teplo z jímky OV a teplotonosná látka ho přenášela na výparník TČ.

Na primárním okruhu byla umístěna 3 čidla Pt 100, která byla nastavena do jímky vždy proti směru proudění. Sekundární okruh byl osazen průtokoměrem, kde byl měřen průtok vody \dot{V}_k . Výkon výparníku bude počítán nepřímou jako rozdíl výkonu kondenzátoru ϕ_k [W] a příkonu kompresoru P [W]

$$\phi_v = \phi_k - P. \quad (5.1)$$

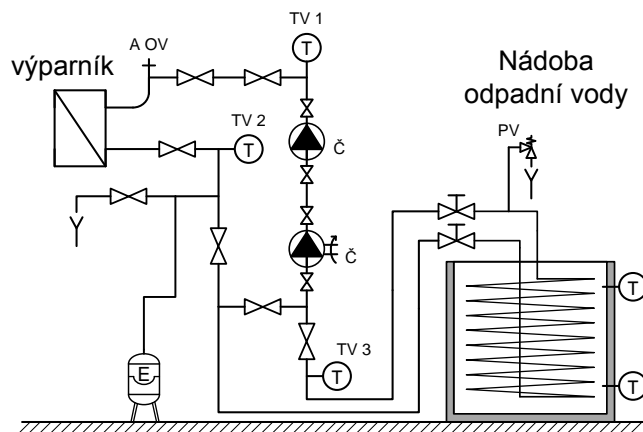
Průtok \dot{V}_v [$l \cdot h^{-1}$] poté může být vypočten podle vztahu

$$\dot{V}_v = \frac{\phi_v}{\rho_{PG} \cdot c_{PG} \cdot (t_{v1} - t_{v2})} \cdot 3600 \quad (5.2)$$

kde je:

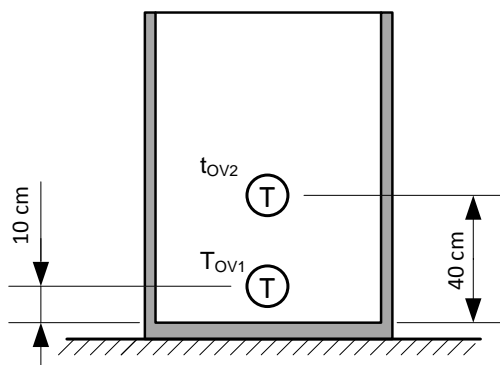
- c_{PG} měrná tepelná kapacita teplotonosné látky [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$];
- ρ_{PG} hustota teplotonosné látky [$kg \cdot m^{-3}$];
- t_{v1} teplota na vstupu do výparníku [$^{\circ}C$];
- t_{v2} teplota na výstupu z výparníku [$^{\circ}C$].

Aby byl dosažen požadovaný minimální průtok alespoň $\dot{V}_v = 1000 l \cdot h^{-1}$ osadil jsem primární okruh 2 do série zapojenými oběhovými čerpadly. První čerpadlo bylo od společnosti WILO Stratos PICO 25 / 1 – 6, druhé neslo značení WILO Yonos PARA RS25 / 7.5. Součástí okruhu samozřejmě byla expanzní nádoba a pojišťovací ventil. V nejvyšším místě okruhu byl umístěn automatický odvzdušňovací ventil. Další možnosti odvzdušnění byly na vstupu a výstupu z výměníku.



Obr. 5.1 – Primární okruh TČ

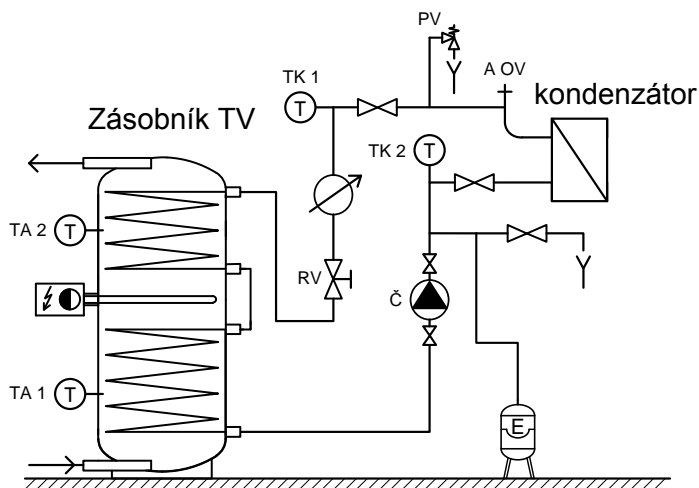
Jako nádoba na OV byl použit plechový sud o objemu 255 l, který plnil funkci jímky OV. V této jímce byla umístěna další 2 čidla Pt 100. Čidlo t_{OV1} bylo ve výšce 10 cm a čidlo t_{OV2} ve výšce 35 cm na měření teploty OV. Čidla byla přidělena na tyč a umístěna na střed jímky do dostatečné vzdálenosti od výměníku, aby čidlo snímalo teplotu okolní OV neovlivněnou nižší povrchovou teplotou výměníku. Celý sud byl obalen izolací s výslednou tloušťkou 10 cm, aby bylo zamezeno úniku tepla do okolí.



Obr. 5.2 – Jímka OV a umístění čidel Pt 100

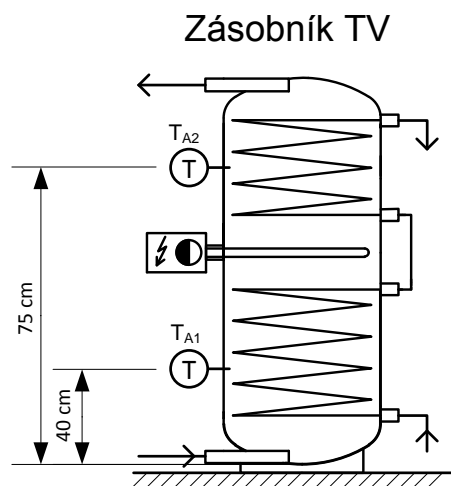
Sekundární okruh byl navržen a následně sestaven s podobným zapojením jako okruh primární. Rovněž byla použita čidla Pt 100 (t_{K1} , t_{K2}), která sloužila k měření teploty na vstupu, respektive výstupu z kondenzátoru. Na sekundárním okruhu byl umístěn průtokoměr Siemens Sitrans F M MAC 1100 s výstupem do vyhodnocovacího zařízení

ALMEMO ® 5690 – 2 od firmy AHLBORN. Průtokoměr měl k dispozici displej pro snadnější nastavení požadovaného průtoku $\dot{V}_K = 1000 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$. Aby bylo možné přesněji nastavit tento průtok, byl na sekundárním okruhu umístěn regulační ventil CALEFFI 3/4“. Pro nižší viskozitu vody stačilo použít pouze 1 oběhové čerpadlo WEBERMAN 25 – 40 180. Trať sekundárního okruhu měla rovněž pojistné a zabezpečovací zařízení. Sekundární okruh jsem zaizoloval, abych zmenšil tepelné ztráty tratě.



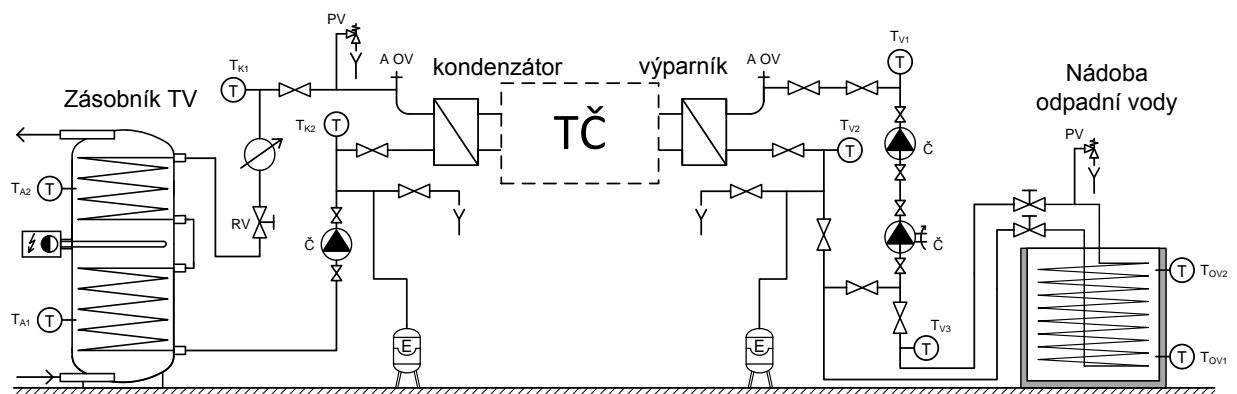
Obr. 5.3 – Sekundární okruh TČ

Jak již bylo řečeno zásobník TV je rovněž od společnosti Regulus. Je označen R2DC 160 a má užitečný objem 144 l. Tento zásobník má 2 oddělené výměníky, které byly zapojeny do série pomocí vlnovce KOMBIFLEX. Další 2 čidla Pt 100 byla umístěna do zásobníku teplé vody. Čidlo t_{A1} bylo umístěno ve výšce 75 cm a čidlo t_{A2} ve výšce 45 cm. Polohu čidel nebylo možné volit zvolit, protože výrobce na měření teplot připravil 2 jímky v dané výšce. Nebylo tedy možné měřit aktuální teplotu ohřáté vody na výstupu ze zásobníku TV. Předpoklad je, že v nejvyšší části zásobníku by teplota byla o 2 až 5 K vyšší.



Obr. 5.4 – Zásobník TV 144 I (Regulus R2DC 160)

Pro ohřev vody na požadovanou teplotu byla použita elektrické topné těleso a byla umístěna do zásobníku TV. Zásobník vody byl napojený na vodovodní řád. Teplota vody z řádu se pohybovala kolem $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ až $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ v závislosti na množství odtočené vody. Ohřátá voda byla přepouštěna do jímky OV, kde bylo potřeba mít střední teplotu $30\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 2\text{ K}$. Zbylá voda byla vypuštěna do kanalizace tak, aby počáteční teplota v zásobníku odpovídala teplotě vody z řádu $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ až $15\text{ }^{\circ}\text{C}$.



Obr. 5.5 – Schéma zapojení tratě primárního a sekundárního okruhu TČ

5.1.1. Seznam čidel a měřicích zařízení na primárním a sekundárním okruhu TČ

V Tab. 5.1 je seznam všech čidel a měřicích zařízení, která byla v celé trati instalována. Výstupy ze všech čidel a zařízení užitých k měření, byly zapojeny, vyhodnocovány a zaznamenávány pomocí ALMEMO® 5690–2 AHLBORN. Data byla zaznamenávána na paměťovou kartu MMC v kroku 4 sekundy. Po každém měření byla data z paměťové karty nahrána do počítače a převedena do programu MS Excel, aby bylo možné je zpracovat a vyhodnotit.

Tab. 5.1 – Seznam čidel a měřicích zařízení

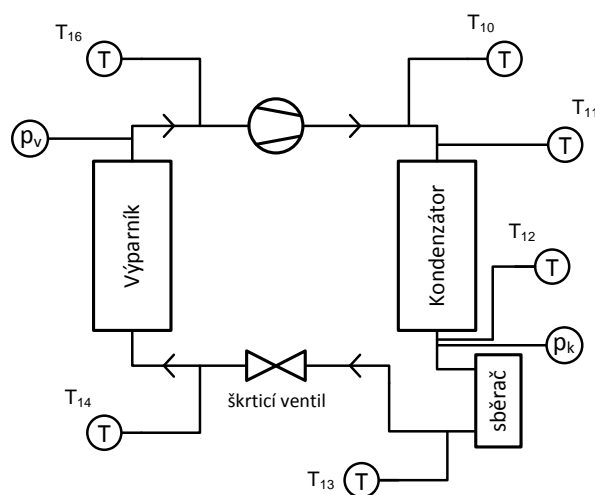
| čidlo / zařízení | Název zařízení | značení | popis | veličina | poznámka |
|------------------|------------------------------|-------------|----------------------------------|----------|---|
| 00 | Pt 100 | TV1 | vstup výparník | [°C] | umístěno v jímce proti směru proudění |
| 01 | Pt 100 | TV2 | výstup výparník | [°C] | umístěno v jímce proti směru proudění |
| 02 | Pt 100 | TV3 | výstup ze zásobníku odpadní vody | [°C] | umístěno v jímce proti směru proudění |
| 04 | Pt 100 | TK1 | vstup kondenzátor | [°C] | umístěno v jímce proti směru proudění |
| 05 | Pt 100 | TK2 | výstup kondenzátor | [°C] | umístěno v jímce proti směru proudění |
| 06 | Siemens Sitrans F M MAC 1100 | \dot{V}_k | průtok kondenzátor | [%] | přepočet z nominálního průtoku 2000 l.h ⁻¹ |
| 40 | Pt 100 | TO1 | teplota OV nahoře | [°C] | umístěno ve výšce 35 cm, proti směru proudění |
| 41 | Pt 100 | TO2 | teplota OV dole | [°C] | umístěno ve výšce 10 cm, proti směru proudění |
| 43 | Pt 100 | TA1 | teplota AK nahoře | [°C] | umístěno ve výšce 75 cm, proti směru proudění |
| 44 | Pt 100 | TA2 | teplota AK dole | [°C] | umístěno ve výšce 40 cm, proti směru proudění |

5.2. Popis chladivového okruhu a TČ

Použité tepelné bylo postavené v UCEEB – ČVUT v Praze bylo z následujících komponent:

- chladivo **R410A**
- kompresor **Copeland ZH05K1P-TFM** [4]
 - 5,5 kW (pro B0 / W35)
- deskový kondenzátor **SWEP B25Tx30** [5]
 - $UA = 1500 \text{ W.K}^{-1}$
- deskový výparník **SWEP B25Tx30** [5]
 - $UA = 1215 \text{ W.K}^{-1}$
- Okrajové podmínky po naplnění chladiva
 - přehřátí na výparníku 4 K
 - podchlazení kapalného chladiva v kondenzátoru 2 K

Chladivový okruh TČ je zobrazen na následujícím schématu (**Obr. 5.6**). Okruh byl osazen příložnými teplotními čidly a tlakovými čidly jak analogovými, tak elektronickými. Výstup z čidel byl opět zobrazován a zaznamenáván ve vyhodnocovacím zařízení ALMEMO.



Obr. 5.6 – Schéma chladivového okruhu

Na **Obr. 5.7** je ukázáno skutečné zapojení celého chladivového okruhu TČ. Je vidět, že na okruhu jsou kromě kondenzátoru a výparníku další prvky – předehřivač, chladič

přehřátých par a dochlazovač. Tyto komponenty však byly pouze zapojeny, ale nebyly žádným způsobem využívány.

Bylo potřeba měřit příkon kompresoru, aby bylo možné určit topný výkon a další parametry celého systému. Jelikož byl kompresor 3 fázový, bylo potřeba měřit napětí a proud na každé fázi současně. K tomuto účelu bylo použito zařízení Lutron DW – 6095, které z měřených hodnot rovnou dopočítává celkový příkon. Hodnoty příkonu byly zaznamenávány na SD kartu ve stejném kroku jako pracovalo zařízení ALMEMO, tedy 4 sekundy. Pro správnou synchronizaci dat bylo potřeba obě zařízení zapnout ve stejný čas. Po každém měření bylo třeba data z SD karty nahrát do počítače a rovněž převést do MS Excel, aby bylo možné všechna data vyhodnocovat současně.



Obr. 5.7 – Schéma chladivového okruhu

5.2.1. Seznam čidel a měřicích zařízení chladivového okruhu

V Tab. 5.2 je přehled všech použitých čidel na chladivovém okruhu TČ k měření teplot a tlaků.

Tab. 5.2 – Seznam čidel a zařízení na chladivovém okruhu TČ

| čidlo / zařízení | název zařízení | značení | popis | veličina |
|---------------------|------------------------|-----------------|---|----------|
| 10 | Intrax cnz Pt 100 | T ₁₀ | výstup z kompresoru | [°C] |
| 11 | Intrax cnz Pt 100 | T ₁₁ | výstup z kompresoru z ochlazovačem přehřátých par | [°C] |
| 12 | Intrax cnz Pt 100 | T ₁₂ | výstup z kompresoru | [°C] |
| 13 | Intrax cnz Pt 100 | T ₁₃ | výstup ze sběrače chladiva | [°C] |
| 14 | Intrax cnz Pt 100 | T ₁₄ | vstup do výparníku | [°C] |
| 16 | Intrax cnz Pt 100 | T ₁₆ | výstup z výparníku | [°C] |
| 18 | BHV | p _k | kondenzační tlak | [Pa] |
| 19 | BHV | p _v | výparný tlak | [Pa] |
| 20 | Lutron DW – 6095 | P | příkon kompresoru | [kW] |

6. Naměřené hodnoty

V této kapitole je popsáno, jakým způsobem probíhalo měření, co bylo jeho cílem a jsou zde vyhodnoceny dílčí závěry z měření. Měření probíhalo v Univerzitním centru energeticky efektivní budov (dále UCEEB) v obci Buštěhrad ve Středních Čechách.

Cílem experimentálního měření bylo stanovit reálnou spotřebu elektrické energie a efektivitu celého systému tepelného čerpadla při přípravě teplé vody tepelným čerpadlem při zpětném získávání tepla z OV při definovaných provozních podmínkách.

Celkem bylo provedeno 12 měření pro různé vstupní podmínky. Cílem bylo měřit přečerpávání tepla OV pomocí TČ tak, aby se měření co nejvíce přiblížilo reálným podmínkám. Střední teplota v jímce OV (t_{OV_st}) měla být 33 °C a měla odpovídat průměrné teplotě vodovodního řádu v Čechách. Pro každý experiment byl úkol ohřát vodu v zásobníku na co nejvyšší teplotu, minimálně však vždy na 45 °C. Tento požadavek byl stanoven po konzultaci s vedoucím práce.

Ukázalo se, že je velmi obtížné naředit teplotu OV na požadovanou teplotu přesně. Počáteční stav se tedy měnil vždy ± 2 K. Rovněž teplota v akumulární nádobě nebyla vždy přesně 10 °C. Teplota vodovodního řádu na UCEEB se pohybovala standardně na počátku měření kolem 15 °C. Při odtáčení během pokusů se vždy blížila k 10 °C. Pro ustálené podmínky bylo provedeno více opakování. Dále byly simulovány cykly nabíjení a vybíjení při zapnutém TČ případně jsem zkoušel začít experiment s vyšší teplotou v zásobníku TV anebo jiným průtokem v sekundárním okruhu.

6.1. Vyhodnocování experimentů

Všechny měřené veličiny jsou uvedeny v kapitolách 5.1.1 a 5.2.1. Jak již bylo řečeno, obě vyhodnocovací zařízení zaznamenávala měřené veličiny v kroku 4 sekundy. Z nich následně pro každý krok byl dopočítáván výkon kondenzátoru ϕ_k [kW] podle vztahu:

$$\phi_k = \frac{\dot{V}_k \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{k2} - t_{k1})}{3600 \cdot 1000} \quad (6.1)$$

kde je:

| | |
|-------------|--|
| \dot{V}_k | průtok teplotnosné látky [$\text{l} \cdot \text{h}^{-1}$]; |
| c_{PG} | měrná tepelná kapacita teplotnosné látky [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]; |
| t_{k1} | teplota teplotnosné látky na vstupu do kondenzátoru [°C]; |
| t_{k2} | teplota teplotnosné látky na výstupu z kondenzátoru [°C]. |

Následně mohl být určen topný faktor v každém kroku (COP_i) jako podíl výkonu kondenzátoru a měřeného příkonu kompresoru

$$COP_i = \frac{\phi_{k,i}}{P_i} [-] \quad (6.2)$$

kde:

$\phi_{k,i}$ kondenzační výkon v každém kroku i [kW];

P_i příkon kompresoru v každém kroku i [kW].

Každé měření bylo vyhodnoceno určením celkové energie dodané kondenzátorem podle vztahu:

$$Q_k = \frac{\sum_{i=1}^n \phi_{k,i} \cdot \tau}{3600} [\text{kWh}] \quad (6.3)$$

kde:

$\phi_{k,i}$ kondenzační výkon v každém kroku i [kW];

τ délky kroku i, $\tau = 4$ [s].

Stejným způsobem byla hodnocena elektrická energie potřebná pro pohon kompresoru:

$$E = \frac{\sum_{i=1}^n P_i \cdot \tau}{3600} [\text{kWh}] \quad (6.4)$$

kde je:

P_i příkon kompresoru v každém kroku i [kW];

τ délky kroku i, $\tau = 4$ [s].

O efektivitě celého cyklu vypovídá celkový COP , který je vypočítán z podílu celkové energie dodané kondenzátorem a elektrické energie spotřebované kompresorem:

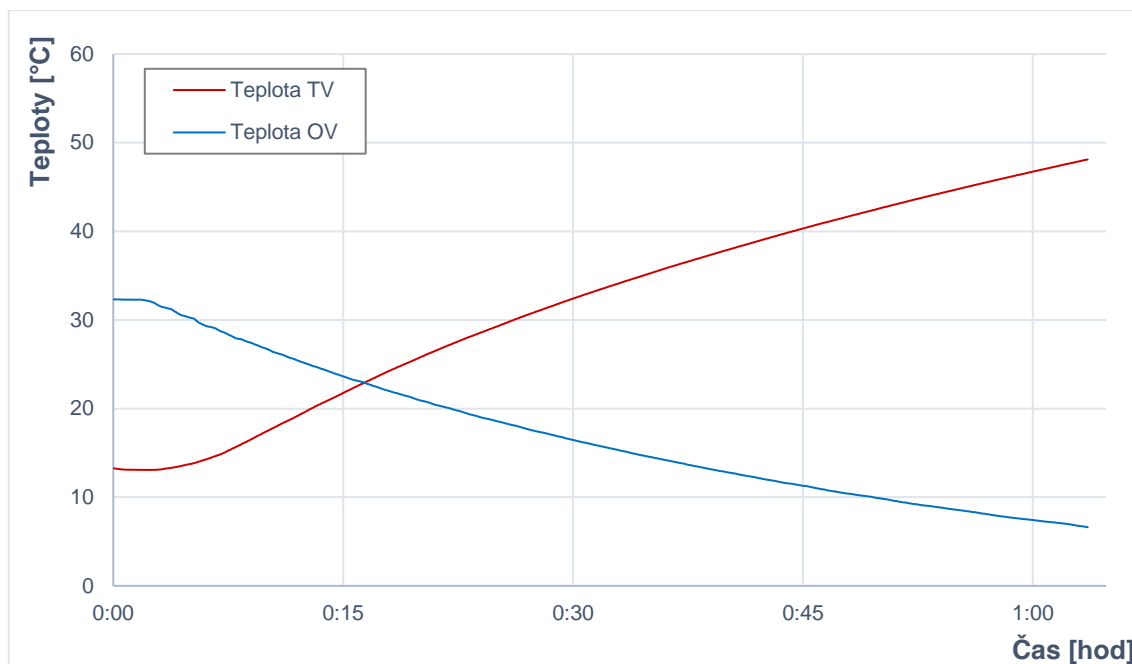
$$COP = \frac{Q_k}{E} [-] \quad (6.5)$$

kde je:

Q_k celková energie dodaná kondenzátorem [kWh];

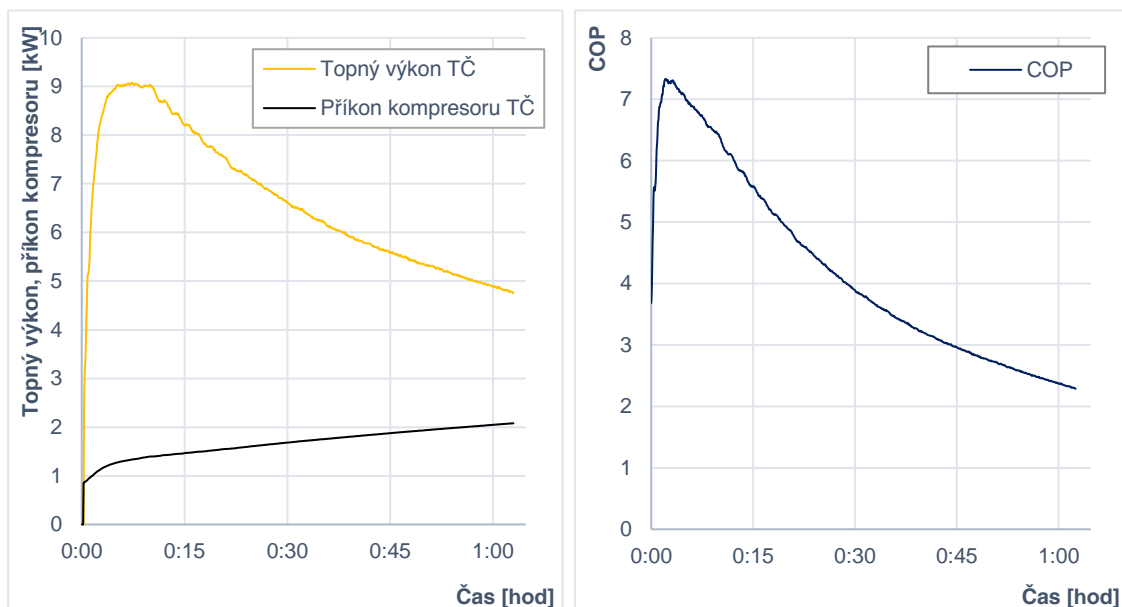
E celková spotřeba kompresoru [kWh].

Typický průběh teplot je na **Obr. 6.1**. Teplota TV je na počátku mezi 10 až 15 °C a během více než hodinu dlouhého experimentu se zvýší k 50 °C. Na vyšší teplotu nebylo možné zásobník ohřát. Kondenzační tlak byl příliš vysoký a ochrana vypla TČ. Teplota OV začíná na hodnotě blízké 33 °C a je vychlazena k 5 °C.



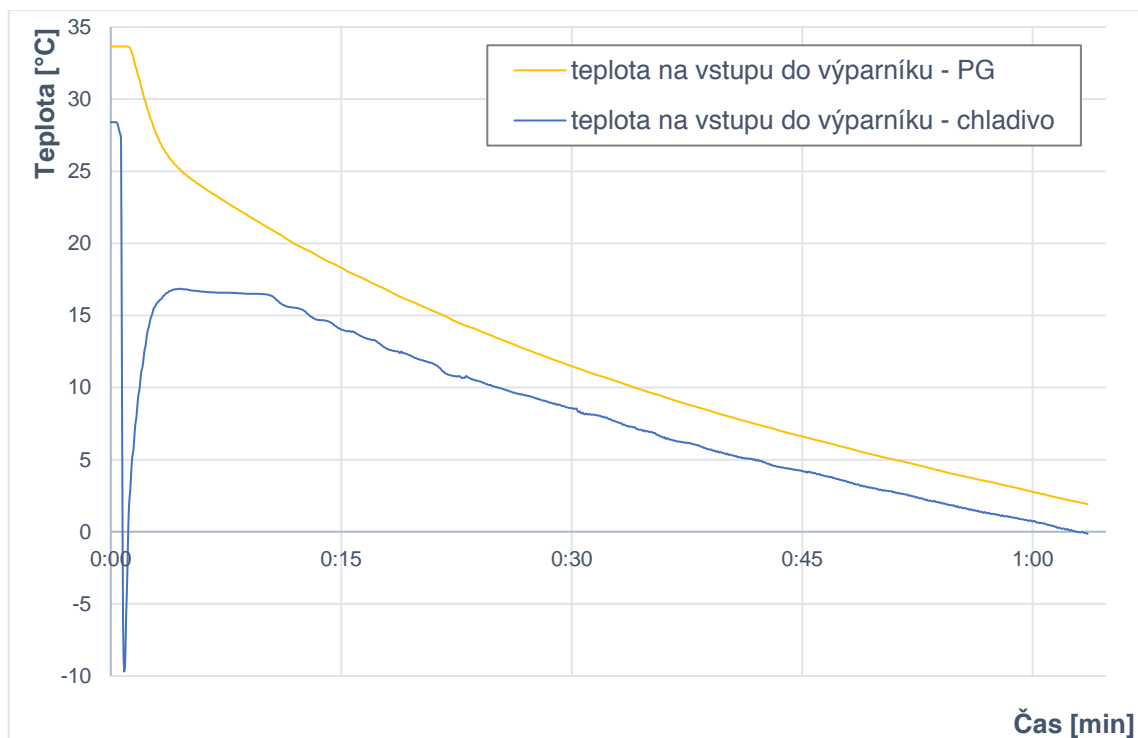
Obr. 6.1 – Typický průběh teplot

S postupným vychlazováním jímky OV klesá výkon výparníku a roste příkon kompresoru což je patrné z grafu (Obr. 6.2). Vlevo je zaznamenán průběh topného výkonu a příkonu kompresoru TČ. Vpravo potom vývoj *COP* během experimentu. Topný výkon i *COP* během experimentu klesá, ale až po cca 3 minutách, kdy topný výkon dosáhne maxima.

Obr. 6.2 – Průběh topného výkonu a příkonu kompresoru TČ v měřícím cyklu (vlevo), průběh *COP* v měřícím cyklu (vpravo) (měření 12)

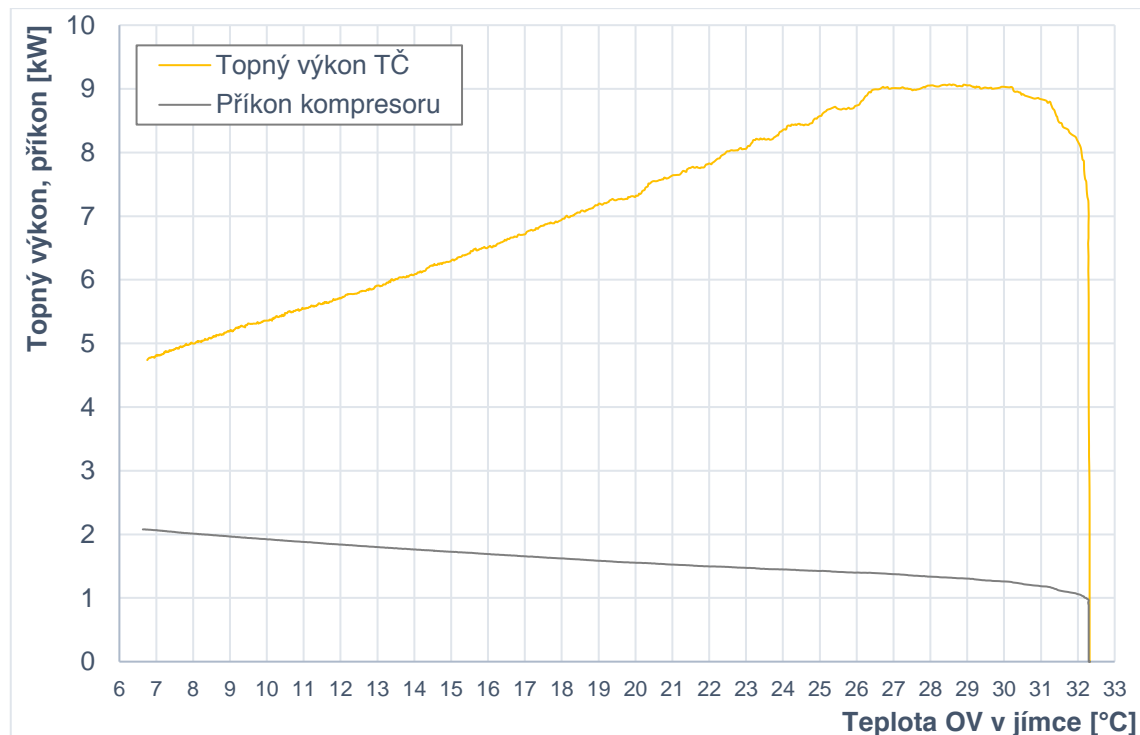
Na začátku cyklu je topný výkon velmi nízký a svému maxima dosáhne až kolem 3. minuty. Není tedy téměř vůbec využít vysoký potenciál teploty OV. To je způsobeno

nastavením elektronického expanzního ventilu, který má v sobě funkci MOP (maximal operation pressure). Tato ochranná funkce při příliš vysoké vypařovací teplotě zvýší přehřátí na výparníku (příškrťí přívod chladiva do výparníku) tak, aby vypařovací teplota klesala na povolenou maximální hodnotu. Ta je dána pracovní obálkou kompresoru. Hodnota maximální vypařovací teploty je dána řídicím softwarem elektronického ventilu. Účelem tohoto opatření je ochránit elektromotor kompresoru, proti příliš vysokému tlaku. S vypařovací teplotou totiž roste nejen chladicí, resp. topný výkon, ale také příkon kompresoru. Činnost ochranné funkce expanzního ventilu je patrná z **Obr. 6.3**. Čidlo za expanzním ventilem (před vstupem do výparníku) zaznamenává teplotu chladiva. Teplota velmi rychle poklesne až pod $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$, a postupně roste s klesající teplotou teplotnosné látky na vstupu do kondenzátoru na primární straně.



Obr. 6.3 – Průběh teplot na výparníku během experimentu

Z **Obr. 6.4** je patrné, že pro tento typ TČ s teplotou OV v jímce přes $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ už topný výkon neroste. Bylo by možné směšovat teplotnosnou látku před vstupem do výparníku se zpátečkou z výstupu, aby expanzní ventil nemusel snižovat přehřátí chladiva. Je otázkou, zda by takové opatření zvýšilo účinnost cyklu. Další možností by bylo zvolit jiné TČ, jehož pracovní obálka by umožňovala vypařovací teplotu přes $30\text{ }^{\circ}\text{C}$, čímž by na začátku cyklu mohl být výkon vyšší.



Obr. 6.4 – Průběh topného výkonu a COP TČ v závislosti na teplotě OV v jímce (měření 12)

V **Tab. 6.1** je přehled všech provedených měření. Uvedené teploty s indexem 1 značí stav zásobníků na začátku cyklu a s indexem 2 na konci cyklu (t_{OV} – teplota v jímce OV, t_A – teplota v zásobníku TV).

Tab. 6.1 – Souhrnné výsledky experimentálního měření přečerpávání tepla z OV

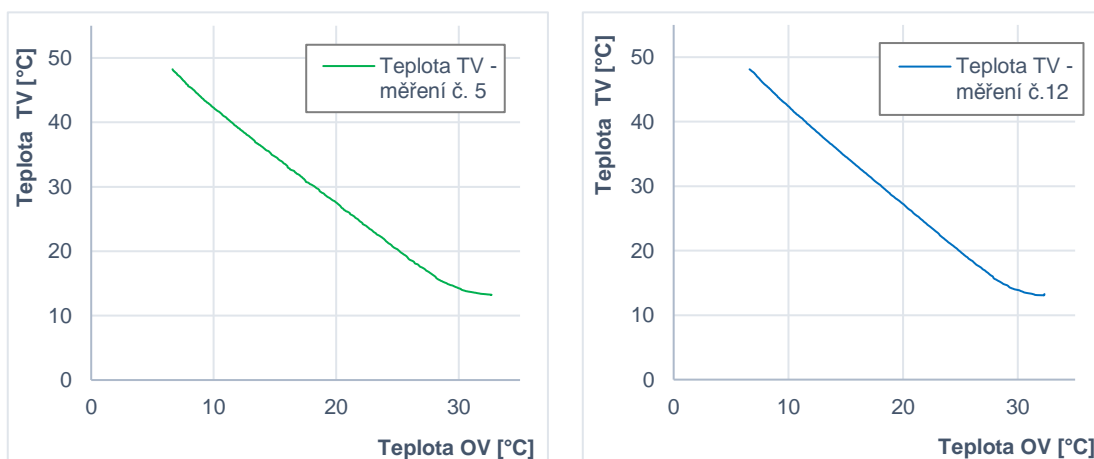
| Měřicí cyklus | Výměník | t_{OV1} [°C] | t_{OV2} [°C] | t_{A1} [°C] | t_{A2} [°C] | Q_K [kWh] | E [kWh] | COP [–] |
|---------------|---------|----------------|----------------|---------------|---------------|-------------|-----------|-----------|
| 1 | A | 34,1 | 7,2 | 12,7 | 48,0 | 7,08 | 1,78 | 3,98 |
| 2 | A | 34,9 | 7,9 | 12,7 | 48,0 | 7,11 | 1,76 | 4,05 |
| 3 | A | 29,9 | 8,7 | 19,6 | 48,0 | 5,67 | 1,48 | 3,82 |
| 4 | A | 33,4 | 9,5 | 16,5 | 47,9 | 6,37 | 1,60 | 3,99 |
| 5 | A | 31,6 | 7,6 | 16,9 | 48,0 | 6,46 | 1,68 | 3,85 |
| 6 | A | 32,7 | 6,6 | 13,2 | 48,2 | 7,05 | 1,80 | 3,92 |
| 7 | A | 34,1 | 7,9 | 13,3 | 48,0 | 6,93 | 1,73 | 4,01 |
| 8 | A | 32,1 | 7,4 | 14,8 | 48,0 | 6,63 | 1,70 | 3,91 |
| 9 | B | 32,6 | 8,3 | 16,8 | 47,3 | 6,24 | 1,58 | 3,94 |
| 10 | B | 32,6 | 9,6 | 16,7 | 47,4 | 6,07 | 1,52 | 4,01 |
| 11 | B | 31,4 | 6,1 | 13,35 | 48,2 | 6,98 | 1,79 | 3,89 |
| 12 | B | 32,3 | 6,6 | 13,26 | 48,1 | 6,97 | 1,75 | 3,98 |

Z této tabulky lze vyvodit několik závěrů. Průměrný COP za všech měření se pohyboval vždy kolem hodnoty 4 a to lze hodnotit jako velmi dobrý výsledek. Je zde patrný závěr, že efektivita přečerpávání tepla je ovlivněna počátečními, a především koncovými teplotami v obou zásobnících. Čím bude rozdíl počáteční a koncové teploty v zásobnících vyšší, tím větší množství tepla lze přečerpat. Na druhou stranu je patrné, že s rostoucí počáteční teplotou v zásobníku TV COP klesá. Rovněž při vyšší požadované teplotě na konci cyklu se snižuje celkový COP .

6.2. Charakteristika výměníků podle způsobu instalace

Jak bylo zmíněno v kapitole 4.1.2 experimenty byly prováděny pro 2 různé způsoby uložení výměníku. Uložení A značilo malé mezery mezi trubkami, uložení B naopak bylo pro maximální možné mezery mezi trubkami.

Aby bylo možné porovnat obě varianty nastavení výměníků A i B, bylo nutné nalézt co nejpodobnější počáteční a koncové střední teploty v zásobníku a v jímce. Nejblíže k sobě měly experimenty 5 a 12, což je patrné na Obr. 6.5.



Obr. 6.5 – Teplota TV v zásobníku v závislosti na teplotě OV v jímce, vlevo výměník A, vpravo výměník B

Podle vztahu (4.1) by schopnost výměníku přenášet teplo měla být závislá na součiniteli prostupu tepla $U [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$. To by však platilo v případě, že by došlo k dokonalému obtékání každé trubky přirozenou konvekcí. Vzhledem k malým vzdálenostem mezi nimi je dokonalé obtékání jen těžko možné. Aktivní teplosměnná plocha tedy bude také pro jinak instalovaný výměník jiná. Je tedy potřeba charakterizovat výkon výměníku jako parametr $U \cdot A [W \cdot K^{-1}]$.

Do společného výměníku grafu byl tedy vynesena průběh parametru UA při téměř stejných počátečních a koncových podmínkách obou cyklů. Oba průběhy byly porovnány

s teoreticky vypočítaným UA_{teor} , aby bylo možné posoudit přesnost původního návrhu výměníku pomocí empirických kritériálních rovnic.

6.2.1. Určení teoretického měrného výkonu UA

Součinitel prostupu tepla U je funkcí součinitelů přestupu tepla α_e, α_i , resp. podobnostních kritérií Pr, Gr a vlastnostech teplotnosné látky. Jak již bylo řečeno, tyto parametry závisí na teplotě. K určení fyzikálních vlastností teplotnosné látky (propylen – glykolu pro primární okru) a okolní OV v jímce bylo postupováno podle dokumentu „Thermophysical properties of brine models“ – M. Conde Engineering z roku 2011 [38].

Hustotu, tepelnou vodivost a měrné skupenské teplot jsem vypočetl podle rovnice

$$P_x = A_1 + A_2 \cdot \xi + A_3 \cdot \frac{273,15}{T} + A_4 \cdot \xi \cdot \frac{273,15}{T} + A_5 \cdot \left(\frac{273,15}{T} \right)^2 \quad (6.6)$$

kde je:

- A_i konstanty převzaté z [38],
- T termodynamická teplota teplotnosné látky [K],
- ξ koncentrace propylen – glykolu ve směsi s vodou [38].

Dynamickou viskozitu a Prandtlovo číslo jsem vypočetl podle obdobné rovnice:

$$\text{LN}(P_x) = A_1 + A_2 \cdot \xi + A_3 \cdot \frac{273,15}{T} + A_4 \cdot \xi \cdot \frac{273,15}{T} + A_5 \cdot \left(\frac{273,15}{T} \right)^2 \quad (6.7)$$

kde je:

- A_i konstanty převzaté z [38],
- T termodynamická teplota teplotnosné látky [K],
- ξ koncentrace propylen – glykolu ve směsi s vodou [38].

Pro určení Grashofova podobnostního kritéria bylo potřeba určit součinitel tepelné roztažnosti. Ten jsem určit podle vztahu podle [39]:

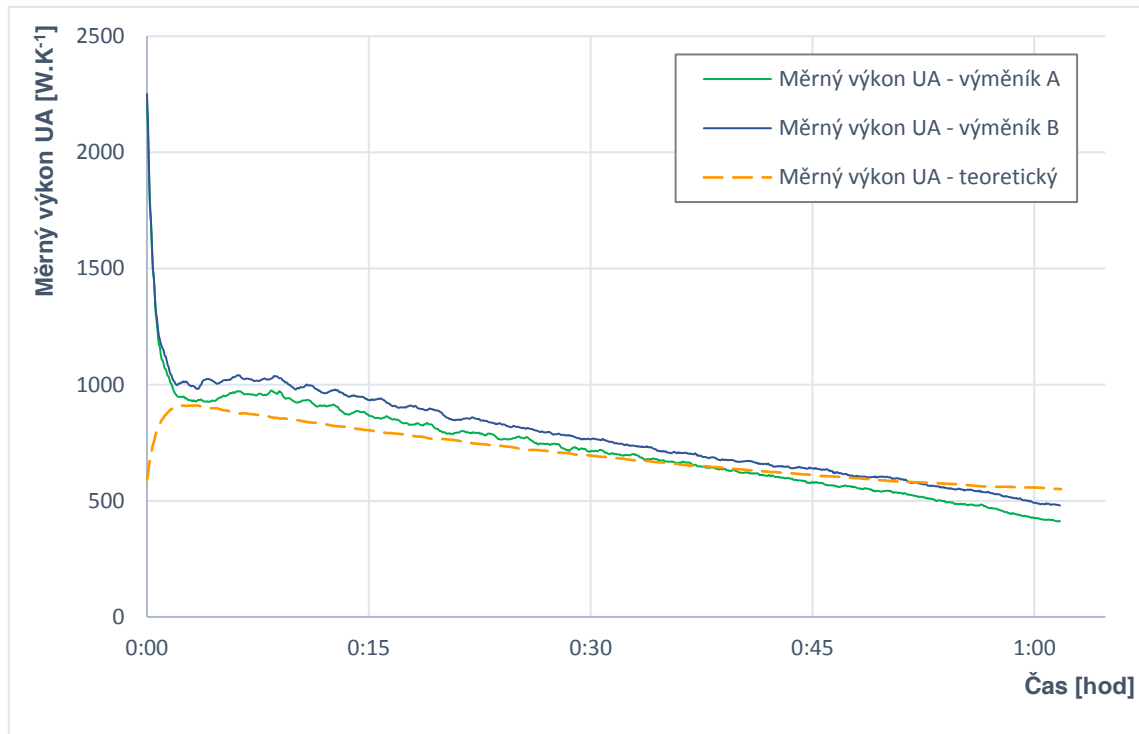
$$\beta = \frac{\rho(t_s)}{\rho(t_{max})} - 1 \quad (6.8)$$

kde:

- $\rho(t_s)$ hustota OV při povrchové teplotě trubky výměníku [$kg \cdot m^{-3}$],
- $\rho(t_{max})$ hustota vody při měřené střední teplotě OV [$kg \cdot m^{-3}$].

6.2.2. Vyhodnocení charakteristiky výměníků

Měrné výkony UA z měření číslo 5 a 12 jsem tedy porovnal mezi sebou. Pro odpovídající teplotu okolní OV v jímce a teplotu teplotnosné látky jsem dopočetl teoretické UA . Na následujícím grafu je průběh všech parametrů UA v průběhu měření.



Obr. 6.6 – Měrný výkon UA pro výměník nastavení A, B a teoreticky vypočtený

Z Obr. 6.6 výše je možné vyvodit několik závěrů. Průběh UA teoreticky vypočtený má relativně stejně klesající trend jako UA měřené. Na začátku cyklu má hodnoty nižší, na konci cyklu vyšší. Nicméně lze konstatovat, že využití kritériální rovnice pro návrh výměníku byly relativně správné.

Co se týče ideální rozteče trubek je zřejmé, že výměník umístěný po celé výšce jímky OV má lepší vyšší hodnoty UA během cyklu a je tedy schopen předat vyšší výkon. Tento závěr není možné potvrdit teoretickým výpočtem, protože kritériální rovnice nejsou závislé na počtu trubek nad sebou, případně na vzdálenostech mezi nimi. Obě měření však odpovídají teoretickému výpočtu poklesem v průběhu měření.

7. Matematický model

Aby bylo možné určit efektivitu celého systému při reálném provozu bylo potřeba vytvořit matematický model, který by umožňoval simulovat chování TČ během dne v závislosti na definovaných odběrech TV.

V modelu jsem uvažoval stejnou jímku OV, jako při experimentálním měření o objemu 180 l. Měrný výkon výměníku jsem určil z experimentálního měření. Zásobník TV jsem uvažoval rovněž stejný, jako při experimentálním měření, jeho objem byl 144 l. Pro matematický model TČ byly použity charakteristiky získané měření. Uvažované tepelné ztráty zásobníku TV byly 42 W při teplotě okolí 21 °C a střední teplotě v zásobníku 47 °C. Naopak jímka OV měla uvažované tepelné zisky 24 W při stejné teplotě okolí a při střední teplotě vody v jímce 8 °C.

Vstupní veličiny pro model TČ byly teploty na vstupech do výparníku t_{v1} a do kondenzátoru t_{k1} . Na základě hodnot těchto dvou veličin se pomocí polynomů druhého stupně je možno určit příkon kompresoru, topný výkon a chladicí výkon:

$$P = A_p + B_p \cdot t_{k1} + C_p \cdot t_{v1} + D_p \cdot t_{k1}^2 + E_p \cdot t_{k1} \cdot t_{v1} + F_p \cdot t_{v1}^2 \quad (7.1)$$

$$\Phi_k = A_k + B_k \cdot t_{k1} + C_k \cdot t_{v1} + D_k \cdot t_{k1}^2 + E_k \cdot t_{k1} \cdot t_{v1} + F_k \cdot t_{v1}^2 \quad (7.2)$$

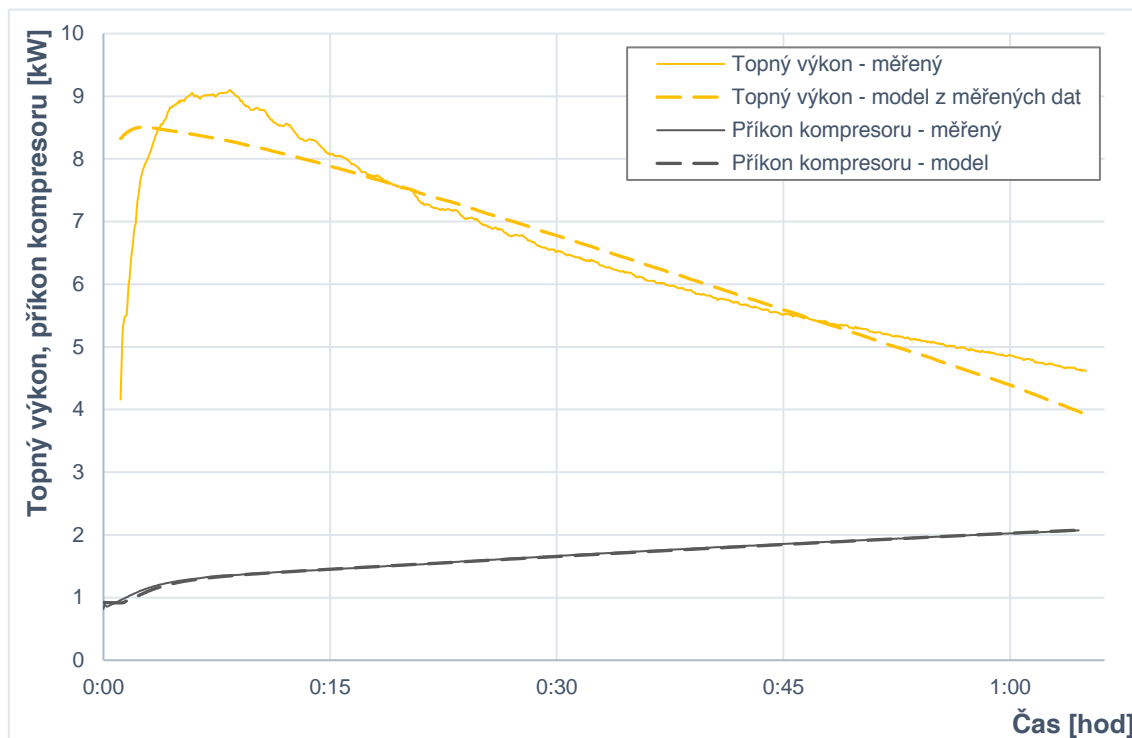
$$\Phi_v = A_v + B_v \cdot t_{k1} + C_v \cdot t_{v1} + D_v \cdot t_{k1}^2 + E_v \cdot t_{k1} \cdot t_{v1} + F_v \cdot t_{v1}^2 \quad (7.3)$$

kde:

| | |
|----------|---|
| P | příkon kompresoru [W]; |
| Φ_k | topný výkon [W]; |
| Φ_v | chladicí výkon [W]; |
| t_{k1} | teplota na vstupu do kondenzátoru [°C]; |
| t_{v1} | teplota na vstupu do výparníku [°C]. |

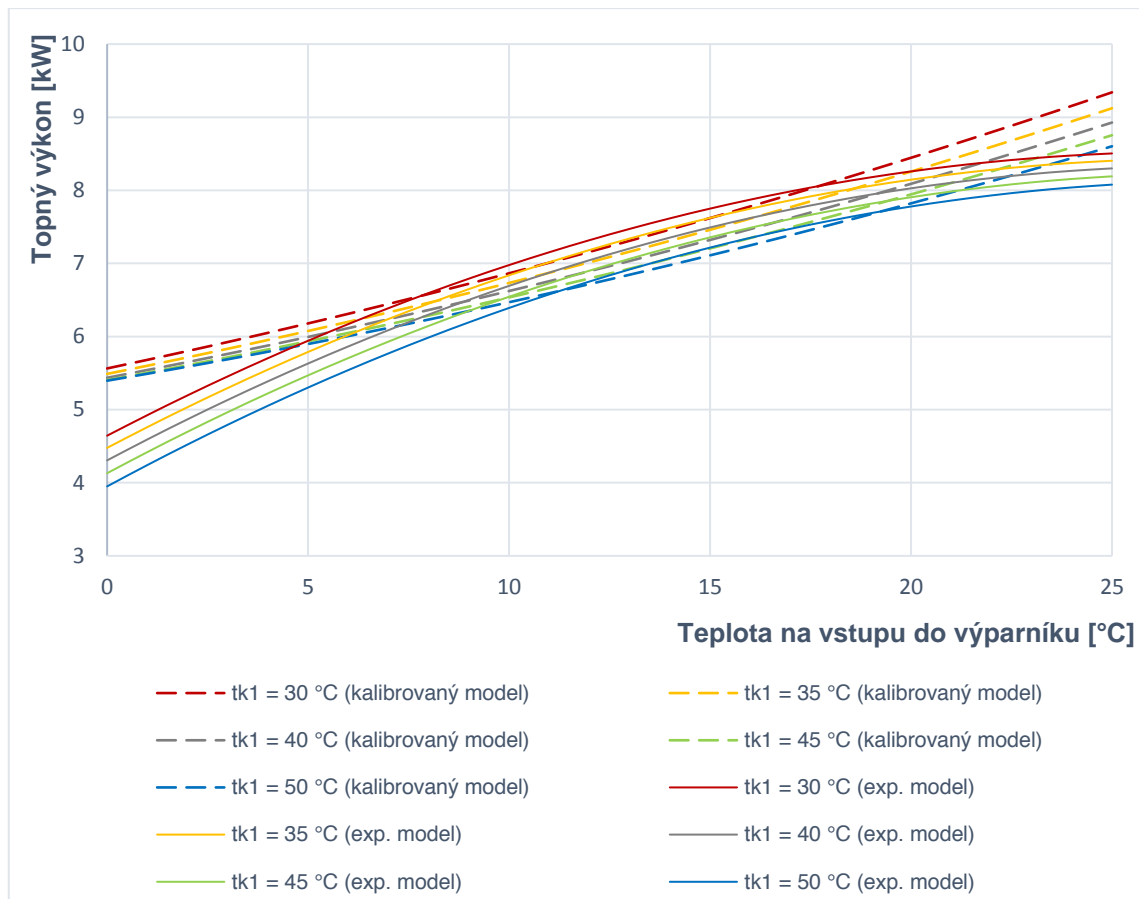
Konstanty byly zjištěny pomocí vícenásobné lineární regrese ze všech naměřených hodnot. Naměřená data jsou na příloženém CD. Na **Obr. 7.1** je porovnání měřeného topného výkonu a příkonu kompresoru s výsledky, které vyšly podle polynomů pro výkon a příkon TČ. Teoretická křivka topného výkonu relativně dobře kopíruje klesající trend křivky skutečné. Na počátku, kdy je skutečný výkon limitován elektronickým expanzním ventilem, polynom nedokáže pokles výkonu správně popsat. Na konci cyklu je teoretický topný výkon také nižší než skutečný. Polynom 2. stupně nedokáže popsat takto složitý průběh v celém rozsahu. Průměrná hodnota teoretického výkonu by však mohla odpovídat hodnotě skutečné s chybou do 10 %. Na druhou stranu průběh příkonu

kompresoru je teoreticky spočítán správně, vzhledem k pravidelnému růstu během celého cyklu.



Obr. 7.1 – Porovnání modelu TČ s měřenými hodnotami

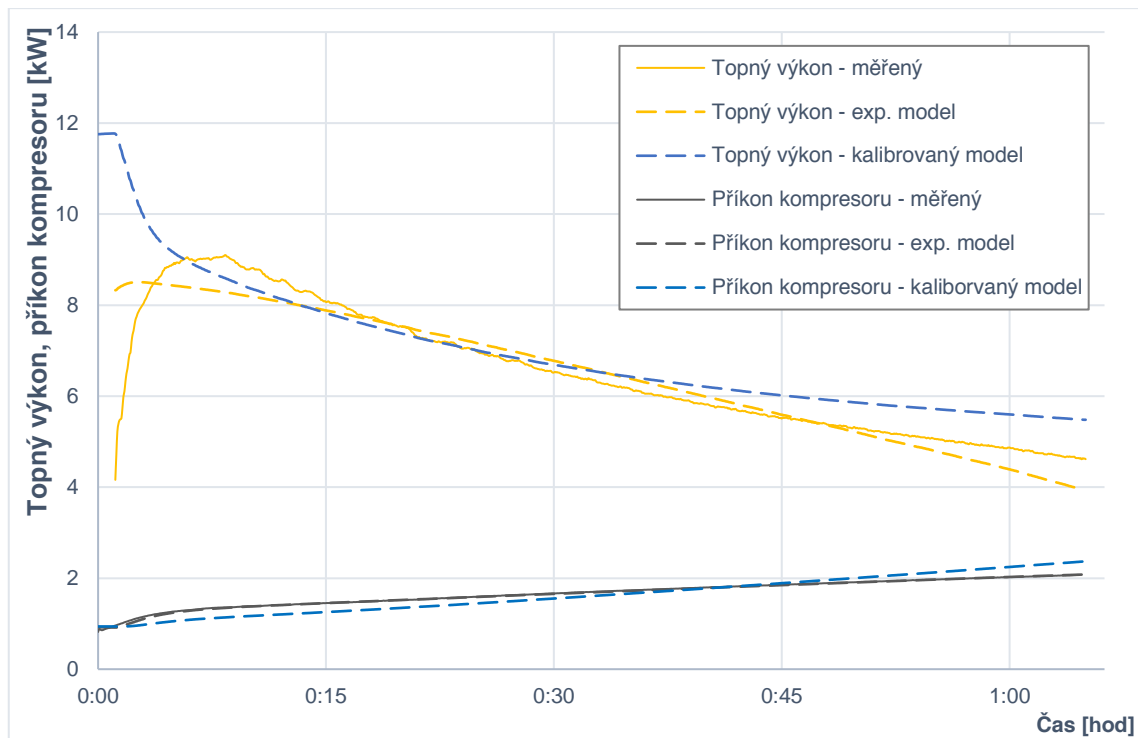
Model testovaného TČ již vytvořil a zkalibroval Ing. Sedlář [40]. Pokud by se kalibrovaný model shodoval s modelem z naměřených dat, bylo by možné pro simulaci použít kalibrovaný model. Do jednoho grafu byly vyneseny závislosti topného výkonu na teplotě na vstupu do výparníku při různých kondenzačních teplotách. Porovnání je na **Obr. 7.2**. Plné křivky jsou pro polynomy z naměřených dat a přerušované jsou pro polynomy z kalibrovaného modelu.



Obr. 7.2 – Porovnání charakteristik kalibrovaného modelu s charakteristikami určenými z měření

Z grafu (Obr. 7.2) je patrné, že výkonové křivky vytvořené z kalibrovaného modelu příliš neodpovídají křivkám vytvořených z měřených dat. Zatímco křivky z modelu mají konvexní tvar podobně jako výkonové křivky běžných tepelných čerpadel, výkonové křivky z měřených dat mají průběh konkávní. K velké odchylce dochází při maximální teplotě na výparníku. Topný výkon z měřených polynomů od 20 °C na výparníku již nestoupá, protože vychází z nízkého skutečného výkonu, který byl omezen elektronickým expanzním ventilem. Rovněž při teplotách na vstupu do výparníku pod 5 °C dochází k velké odchylce.

Na Obr. 7.3 je porovnání obou teoretických topných výkonů se skutečným. Zde je patrné, že kalibrovaný model nedokáže respektovat nízký výkon na začátku cyklu, kdy je příliš vysoká teplota OV. K relativně velké odchylce výkonu dochází na konci měření, kdy kalibrovaný model simuluje vyšší výkon o téměř 1 kW. V prvních 5ti minutách je zde velmi dobře vidět funkce MOP, která byla popsána v kapitole 6.1.



Obr. 7.3 – Srovnání teoretických topných výkonů a příkonu kompresoru se skutečnými hodnotami z experimentálního měření

Pro simulaci typického dne tedy bude využit model TČ vytvořený z měřených dat.

7.1. Simulace typického dne

Aby bylo možné simulovat TČ pro rekuperaci tepla OV v typickém dni, bylo nutné definovat pro simulaci všechny okrajové podmínky. Typickým dnem se rozumí den uprostřed týdne s normovanými odběry vody, kdy je v jímce ustálený provoz.

V Tab. 7.1 jsou odběry v průběhu typického dne dle [41]. Pro dané časy je v pětiminutovém kroku definováno, jaké množství energie je odebráno. Celkové množství odebrané vody je 200 litrů za den, což při požadované teplotě 45 °C odpovídá 8,141 kWh. Jelikož z [41] jsou známy podíly odebrané z celkové energie, bylo možné určit dílčí spotřebu energie v daný čas a následně dopočítat množství odebrané 45°C teplé vody.

Tab. 7.1 – Odběry TV během typického dne

| Čas [min] | Podíl z celkové energie [%] | Spotřebovaná energie [Wh] | Typ odběru | Množství odebrané vody – 45 °C [l] |
|-----------|-----------------------------|---------------------------|--------------------|------------------------------------|
| 7:00 | 0,9 | 73,3 | malý odběr | 1,8 |
| 7:05 | 12,0 | 977,9 | sprcha | 24,0 |
| 7:30 | 0,9 | 73,3 | malý odběr | 1,8 |
| 7:45 | 0,9 | 73,3 | malý odběr | 1,8 |
| 8:05 | 30,9 | 2518,2 | vana | 61,9 |
| 8:25 | 0,9 | 73,3 | malý odběr | 1,8 |
| 8:30 | 0,9 | 73,3 | malý odběr | 1,8 |
| 8:45 | 0,9 | 73,3 | malý odběr | 1,8 |
| 9:00 | 0,9 | 73,3 | malý odběr | 1,8 |
| 9:30 | 0,9 | 73,3 | malý odběr | 1,8 |
| 10:30 | 0,9 | 73,3 | mytí podlahy | 1,8 |
| 11:30 | 0,9 | 73,3 | malý odběr | 1,8 |
| 11:45 | 0,9 | 73,3 | malý odběr | 1,8 |
| 12:45 | 2,7 | 220,0 | krátké mytí nádobí | 5,4 |
| 14:30 | 0,9 | 73,3 | malý odběr | 1,8 |
| 15:30 | 0,9 | 73,3 | malý odběr | 1,8 |
| 16:30 | 0,9 | 73,3 | malý odběr | 1,8 |
| 18:00 | 0,9 | 73,3 | malý odběr | 1,8 |
| 18:15 | 0,9 | 73,3 | úklid | 1,8 |
| 18:30 | 0,9 | 73,3 | úklid | 1,8 |
| 19:00 | 0,9 | 73,3 | malý odběr | 1,8 |
| 20:30 | 6,3 | 513,4 | dlouhé mytí nádobí | 12,6 |
| 21:00 | 30,9 | 2518,2 | vana | 61,9 |
| 21:30 | 0,9 | 73,3 | malý odběr | 1,8 |

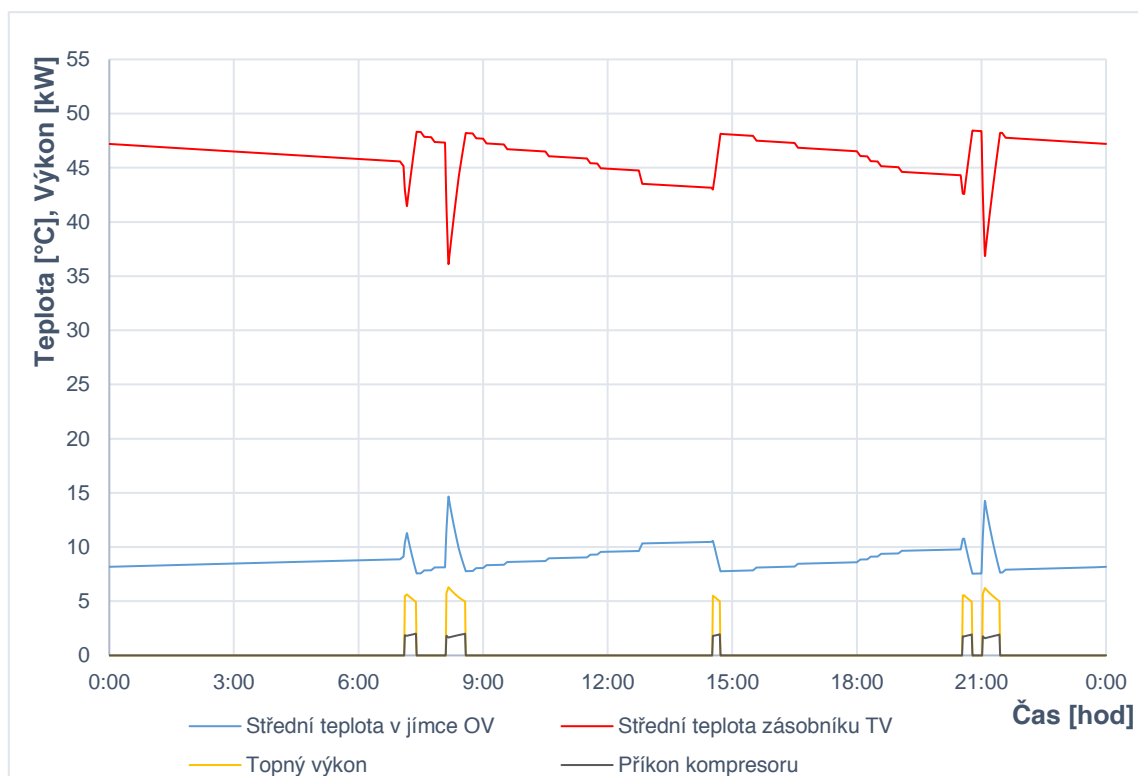
V simulaci nebylo uvažováno teplotní vrstvení vody v zásobníku TV ani v jímce OV. Teplota odebrané vody byla vždy 45 °C a teplota OV, která přitekla do jímky OV, byla vždy 33 °C. TČ bylo řízeno dvoupolohově. TČ se zapnulo, pokud teplota v zásobníku TV klesla pod 43 °C a vypnuto při dosažení teploty 47 °C.

Topný výkon a příkon kompresoru byly počítány pomocí polynomů určených z měřených dat, jak bylo popsáno na začátku kapitoly 7. Polynomy měly 2 proměnné – teploty na vstupech do kondenzátoru t_{k1} a výparníku t_{v1} , které bylo potřeba odhadnout v závislosti

na středních teplotách v zásobníku TV $t_{a,st}$ a v jímce OV $t_{o,st}$. Jako první odhad pro tyto teploty byl použit průměrný rozdíl mezi teplotami v kondenzátoru a výparníku, tedy mezi zásobníkem TV a jímkou OV. Pro teplotu na vstupu do kondenzátoru platilo $t_{k1} = t_{a,st} + 9,45 \text{ °C}$, pro teplotu na vstup do výparníku platilo $t_{v1} = t_{o,st} - 6,17 \text{ °C}$. Následně mohl být určen topný výkon, příkon kompresoru a chladicí výkon. Tento odhad by do simulace mohl vnést zbytečně velkou chybu, a proto byly teploty dále počítány iteračním výpočtem se znalostí hodnoty měrného výkonu výměníku UA primárního okruhu a konstantním měrným výkonem výměníku v zásobníku TV z technických listů výrobce.

Ačkoli normované odběry byly dány v 5minutovém kroku, pro větší přesnost byla simulace provedena v minutovém kroku. Hodnoty odběrů byly rovnoměrně přepočítány na minutový krok.

Na následujícím grafu jsou zaznamenány průběhy teplot pro dané odběry během typického dne. V grafu je také znázorněn topný výkon a příkon TČ. Při odběru TV klesne teplota v zásobníku TV a současně vzroste teplota v jímce OV. Zásobník je dopouštěn vodou z řádu o teplotě 10 °C . V jímce je vždy zachováno 180 l OV . Aktuální teplota OV v jímce se tedy mísí s přitečenou 33 °C odpadní vody.



Obr. 7.4 – Simulace teplot v zásobníku a výkonu TČ typického dne

V **Tab. 7.2** je celková energetická bilance celého systému. Topný faktor 3,02 je téměř o třetinu nižší než COP dosažený během experimentů, který se blížil hodnotě 4. Důvodem je, že nabíjení zásobníku ze studeného stavu je mnohem efektivnější, než jeho udržování na 45 °C. Teplota v jímce Navíc nebyla vždy splněna podmínka dodávky TV o teplotě 45 °C. Celková nedodaná energie za celý den, která musí být dodána náhradním zdrojem tepla (uvažován elektrický, odporový) činí 0,57 kWh. Nutnost použití náhradního zdroje ještě sníží hodnotu celé soustavy pro zásobování TV (TČ + náhradní zdroj) COP na 2,68.

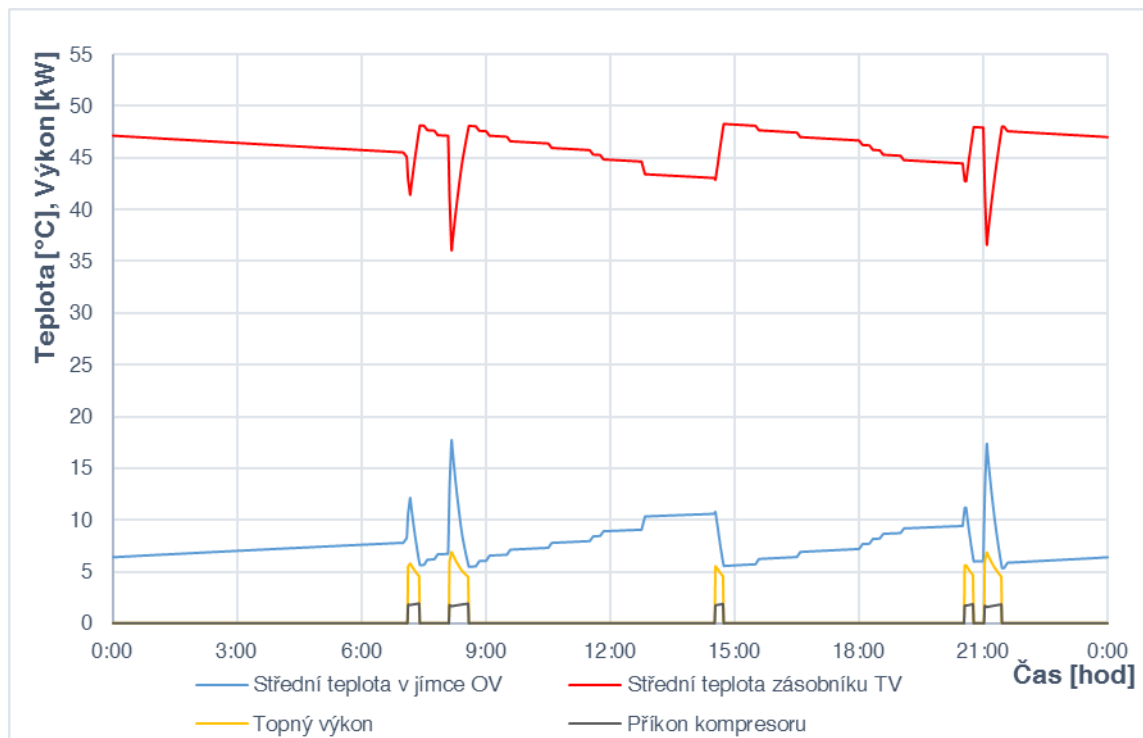
Tab. 7.2 – Energetická bilance typického dne

| | | |
|--|------|-----|
| Celková energie spotřebovaná kompresorem TČ | 2,84 | kWh |
| Celková energie dodaná TČ | 8,57 | kWh |
| Topný faktor tepelného čerpadla ($COP_{TČ}$) | 3,02 | – |
| Chybějící energie (pro odběr 45 °C) | 0,57 | kWh |
| Zisky jímky OV | 0,49 | kWh |
| Ztráty zásobníku TV | 0,98 | kWh |
| Celkový COP systému přípravy TV [-] | 2,68 | – |

Důvodem, relativně nízkého COP proti experimentálnímu měření je fakt, že střední teplota v jímce OV nikdy nepřekročí hodnotu 15 °C. A současně teplota v zásobníku neklesne pod 35 °C. Oba tyto fakty zhoršují celkový topný faktor celého systému. Pro větší účinnost systému rekuperace tepla pomocí TČ by bylo potřeba dosáhnout vyšších teplot v jímce OV.

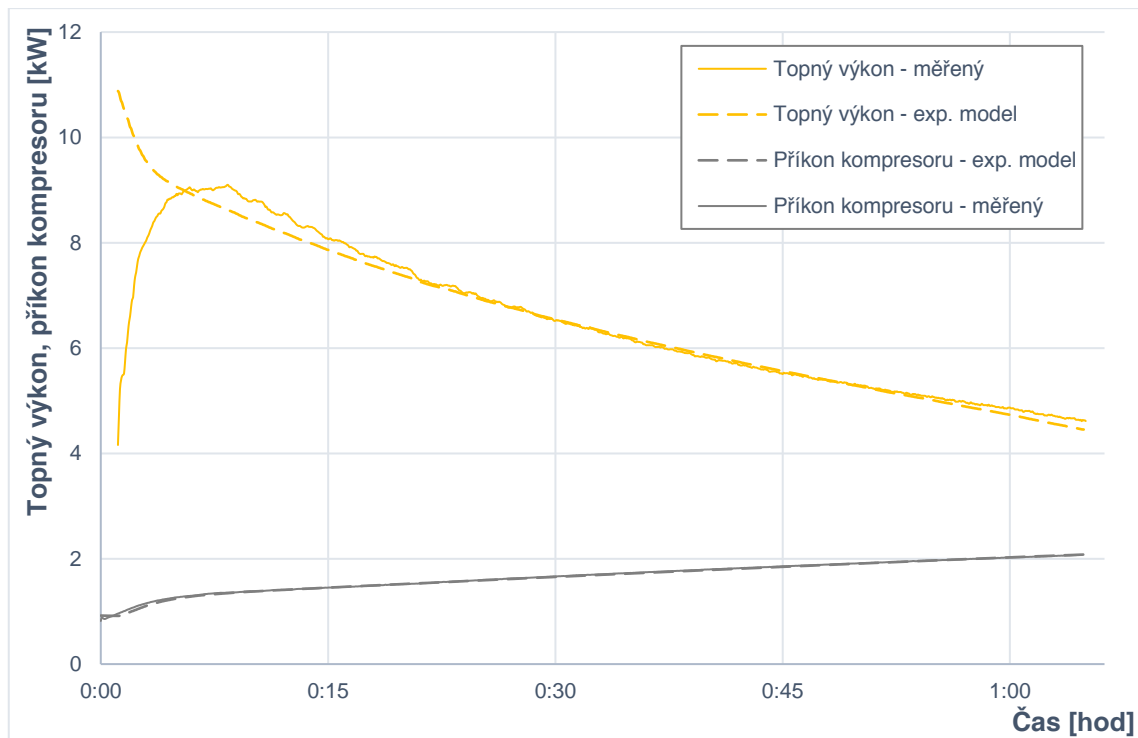
7.1.1. Maximalizace efektivity systému

Jedno z možných řešení je zmenšit objem jímky OV na polovinu, aby OV zvýšila střední teplotu v jímce. Při téměř polovičním objemu jímky 100 l je dosaženo skutečně vyšších teplot, což dokazuje graf na **Obr. 7.5**. Hodnota topného faktoru však dokonce klesne a celkový COP je roven 2,66. Při objemu ještě menším, COP dále klesal a při objemu od 140 l do 180 l byl stále roven maximální hodnotě 2,68.



Obr. 7.5 – Typický den s maximální teplotou v jímce OV s menším objemem

Rozsah teplot v zásobníku a jímce určuje také rozsah teplot na vstupu do výparníku, resp. kondenzátoru. Teplota na vstupu do výparníku není během tohoto cyklu vyšší než 12 °C. Také z **Obr. 7.3** vyplývá, že po startu TČ, kdy je teplota na výparníku přes 25 °C je teoretický topný výkon nižší než skutečný. Tento fakt se může negativně projevit na celé simulaci. Byly tedy vytvořeny polynomy, které vycházely pouze z teplot na vstupu do výparníku pod 25 °C. Na **Obr. 7.6** je porovnání teoretického topného výkonu a příkonu kompresoru (simulováno polynodem vytvořeného z teplot výparníku pod 25 °C) se skutečnými hodnotami. Během simulace typického dne se pohybujeme v oblasti od 30té minuty experimentu dále. Zde má teoretický topný výkon menší odchylku než v **Obr. 7.3**.



Obr. 7.6 – Srovnání teoretického topného výkonu a příkonu kompresoru (simulováno polynomm vytyvořeného z teplot výparníku pod 25 °C) se skutečnými hodnotami

Celkový COP se však nezvýšil, a naopak byl roven hodnotě 2,67. Výsledek je však relativně přesnější, a proto další výpočty byly provedeny s těmito polynomy.

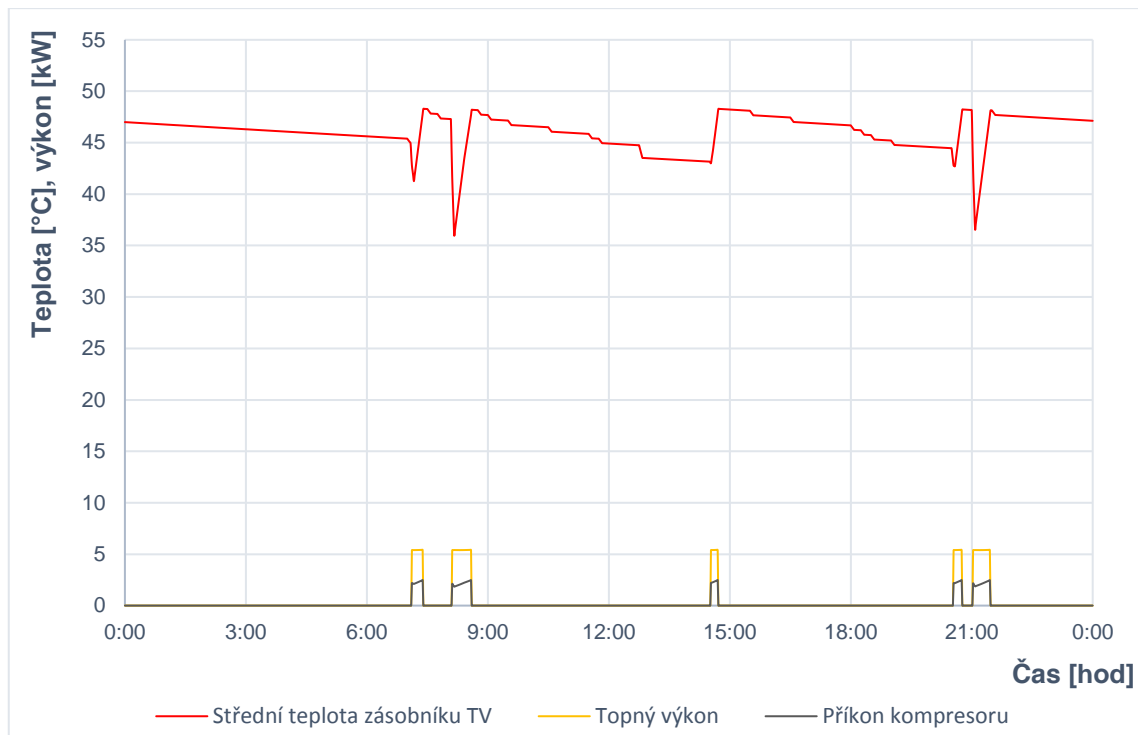
7.2. Porovnání s jinými zdroji pro typický den

Aby bylo možné hodnotit efektivitu systému TČ s rekuperací tepla bylo provedeno porovnání s dalšími zdroji tepla pro přípravu TV. Pro všechny systémy byl uvažován stejný zásobník TV.

7.2.1. TČ země – voda

Systém TČ se zemním kolektorem byl popsán v kapitole 3.1.2. Pro srovnání byl využit stejný model odběru TV během typického dne. Pro výpočet topného výkonu, příkonu a chladicího výkonu byly využity polynomy z kalibrovaného modelu. Na výparníku byla nastavena konstantní teplota 0 °C, která je dána normou na testování TČ ČSN EN 14 511 [42] pro jmenovité podmínky. Nicméně v provozu TČ země – voda se teplota na vstupu do výparníku okolo této hodnoty pohybuje.

Na Obr. 7.7 je zobrazen průběh simulované teploty v zásobníku TV, topného výkonu a příkonu kompresoru během dne.

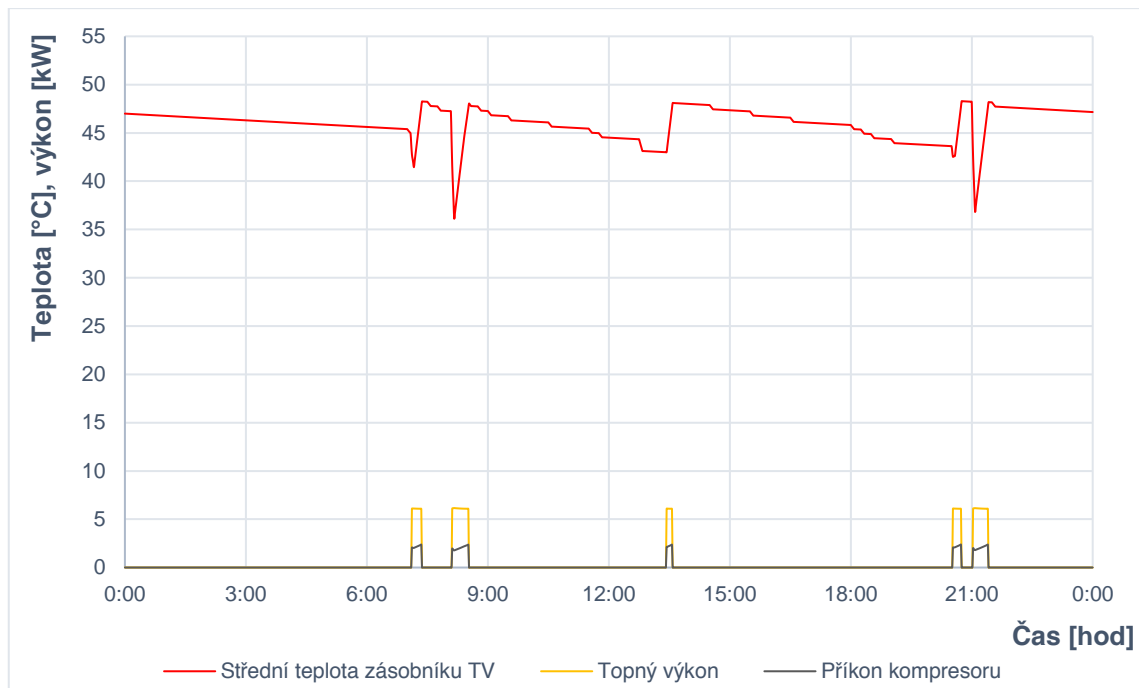


Obr. 7.7 – Simulace typického dne (systém TČ země – voda)

Z grafu je názorně vidět, jak je topný výkon tepelného čerpadla konstantní nad hodnotou 5 kW a s rostoucí střední teplotou vody v zásobníku se příliš nemění.

7.2.2. TČ vzduch – voda

Systém TČ vzduch – voda byl popsán v kapitole 3.1.1. Pro srovnání byl využit opět stejný model denního odběru TV. Pro výpočet topného výkonu, příkonu a chladicího výkonu byly využity polynomy z kalibrovaného modelu. Pro výpočet byla na výparníku nastavena konstantní teplota 7 °C jako jmenovité podmínky TČ, které vyjadřují průměrné okrajové podmínky provozu výparníku během roku dle ČSN EN 14 511 [42]. Na Obr. 7.8 je zobrazen průběh simulované teploty v zásobníku TV, topného výkonu a příkonu kompresoru během dne.



Obr. 7.8 – Simulace typického dne (TČ vzduch – voda)

Na grafu (Obr. 7.8) je dobře vidět vyšší topný výkon, než u systému země – voda. To je způsobené vyšší teplotou na vstupu do výparníku.

7.2.3. Elektrokotel

Další uvažovaný systém využíval ohřevu TV pomocí elektrického topného tělesa o definovaném výkonu 2 kW. V simulaci typického dne byla počítána pouze elektrická energie, která je potřeba k ohřevu vody na 45 °C. Na Obr. 7.9 je vidět spínání topné patrony podle požadavku na minimální teplotu v zásobníku.



Obr. 7.9 – Simulace typického dne (elektrokotel)

7.2.4. Souhrn srovnání

V Tab. 7.3 jsou uvedeny okrajové podmínky a výsledky energetických bilancí pro uvažované varianty přípravy TV. Systém přípravy TV pomocí TČ se ZZT má celkový COP (se započtením elektrického dohřevu) vyšší o 0,42 proti systému TČ země – voda a o 0,08 vyšší než systém přípravy TV pomocí TČ vzduch – voda.

Tab. 7.3 – Srovnání s ostatními zdroji, souhrnné výsledky.

| | TČ se ZZT | TČ země – voda | TČ vzduch – voda | Elektrický kotel |
|---|------------------|-------------------|---------------------|---------------------|
| Horní vypínací teplota [°C] | | | 48 | |
| Dolní vypínací teplota [°C] | | | 43 | |
| Objem zásobníku TV [l] | | | 144 | |
| Objem jímky OV [l] | 180 | – | – | – |
| Jmenovitý výkon [kW] | 5,5 ¹ | 5,5 ¹ | 5,5 ² | 2 |
| Teplota OV [°C] | 33 | – | – | – |
| Energie spotřebovaná kompresorem / el. Topným Tělesem [kWh] | 2,87 | 3,54 | 3,00 | 8,67 |

¹ jmenovitý výkon pro B0 / W35 dle ČSN 14 511 [42]

² jmenovitý výkon pro A7 / W35 dle ČSN 14 511 [42]

| | | | | |
|--|------|------|------|------|
| Dodaná energie na přípravu TV pomocí TČ [kWh] | 8,60 | 8,65 | 8,65 | – |
| Topný faktor tepelného čerpadla ($COP_{TČ}$) | 3,00 | 2,45 | 2,89 | – |
| Chybějící energie pro splnění požadavku odběru [kWh] | 0,57 | 0,56 | 0,56 | 0,59 |
| Tepelné zisky jímky OV [kWh] | 0,49 | – | – | – |
| Tepelné ztráty zásobníku TV [kWh] | 0,98 | 0,98 | 0,98 | 0,97 |
| Celkový COP systému přípravy TV [–] | 2,67 | 2,25 | 2,59 | 1 |

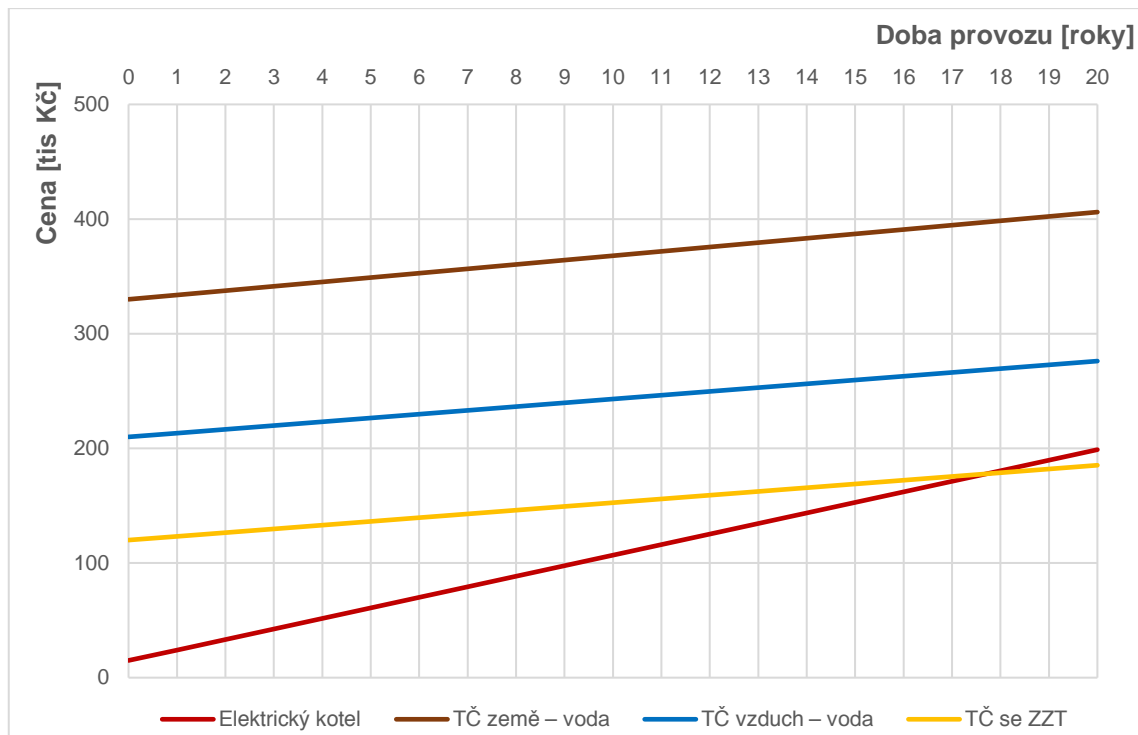
Dále lze porovnat celkové náklady na provoz jednotlivých technologií, s uvažováním investic na pořízení technologií. Celková potřeba tepla na přípravu TV byla na základě typického dne vypočtena na 2970 kWh.rok⁻¹. Odhadované pořizovací náklady jsou v **Tab. 7.4**.

Tab. 7.4 – Porovnání nákladů na roční provozování jednotlivých systémů

| | Investice | Spotřeba | Cena energie | Náklady |
|---------------------------|------------------|--------------------------|-------------------------|-------------------------|
| | [Kč] | [kWh.rok ⁻¹] | [Kč.kWh ⁻¹] | [Kč.rok ⁻¹] |
| Elektrický ohřívač | 15 000 | 3740 | 2,4 | 9020 |
| TČ země – voda | 330 000 | 1620 | 2,3 | 3730 |
| TČ vzduch – voda | 210 000 | 1410 | 2,3 | 3245 |
| TČ ZZT | 120 000 | 1395 | 2,3 | 3200 |

V **Tab. 7.4** jsou také vyčísleny spotřeby elektrické energie na přípravu TV a pomocí cen elektřiny³ vypočteny náklady na celoroční provoz systémů. Je patrná značná úspora všech systémů využívajících TČ jako zdroj tepla proti elektrickému ohřívači. Na druhou stranu roční úspora TČ se ZZT proti ostatním 2 systémům s TČ není nijak markantní. Porovnání vývoje nákladů všech systémů během 20 let provozu je graficky znázorněno na **Obr. 7.10**.

³ Průměrná cena dodavatelů elektrické energie v ČR v roce 2017 v době nízkého tarifu.



Obr. 7.10 – Provozní náklady během 20 let provozu

TČ se ZTZ OV je při porovnání celkových nákladů za 20 let provozu proti ostatním uvažovaným systémům ekonomicky nejvýhodnější. To je způsobeno především relativně nízkou cenou systému a relativně vysokou hodnotou *COP*. Ostatní systémy však lze používat, kromě přípravy TV, také pro vytápění, což u TČ pro přípravu TV ze ZTZ není možné. K počáteční investici za TČ se ZTZ by bylo nutné přičíst také investici za zdroj na vytápění. Elektrický ohřívač má provozní náklady nejvyšší ze všech uvažovaných systémů, ale díky jeho nízkým pořizovacím nákladům je návratnost TČ se ZTZ téměř 18 let.

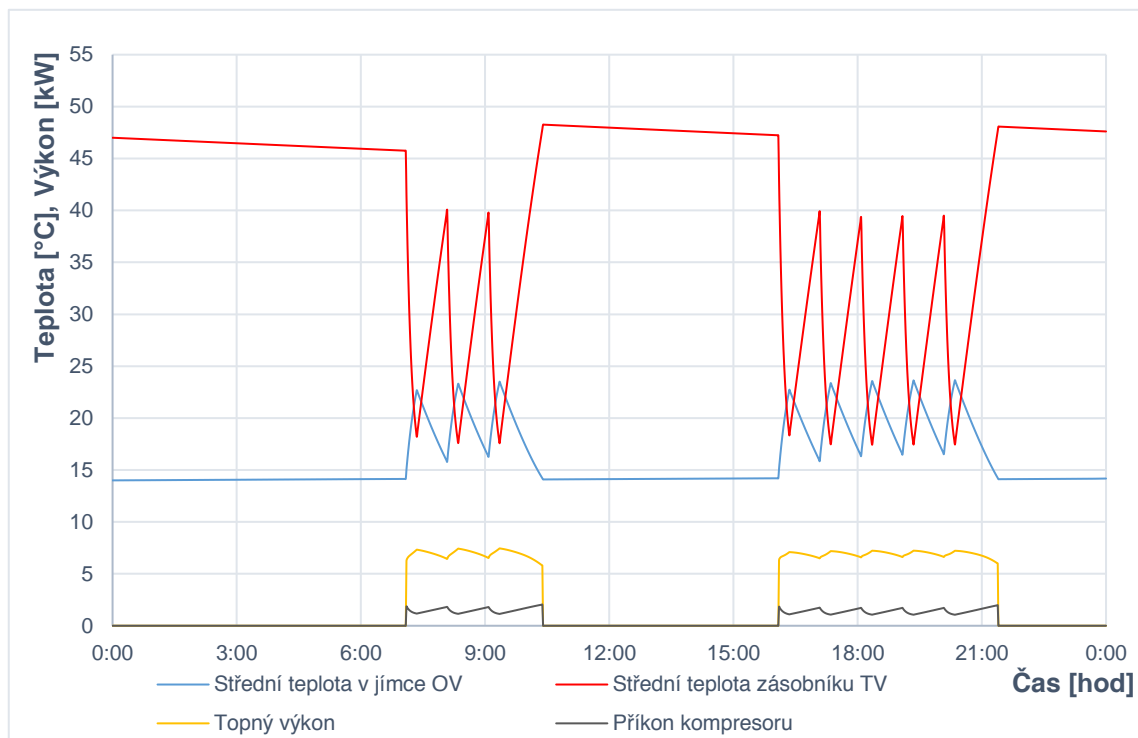
Z výše popsaného porovnání tak lze vyvodit závěr, že pro přípravu TV s uvažovanými odběry a spotřebou 8,1 kWh denně, není systém TČ se ZTZ výhodný podobně jako jiný systém TČ.

7.3. Simulace pro malé sportovní zařízení

Jak již bylo zmíněno v předchozích kapitolách 7.1 a 7.2, pro provoz TČ se ZTZ z OV by bylo ideální mít stále co nejvyšší střední teplotu vody v jímce OV a co nejnižší střední teplotu v zásobníku TV. Toho lze docílit při větším nebo konstantním průtoku OV.

Byla provedena simulace pro provoz malého sportovního zařízení s pravidelným denním režimem. Celkový počet tréninků byl 8 z toho 3 dopoledne a 5 odpoledne. Tréninku by se účastnilo v průměru 20 lidí, kteří by se vždy po skončení postupně sprchovali ve 4 sprchách o celkovém průtoku 24 l·min⁻¹. Objem zásobníku TV byl uvažován 200 l

a objem jímky OV 500 l. Z celkové denní potřeby 125 kWh by 59,5 kWh bylo dodáno TČ. Při tomto provozu bylo možné dosáhnout maximálního $COP = 4,83$. Z **Obr. 7.11** je patrné, že před každým dalším sprchovacím cyklem není dosažena požadovaná teplota 45 °C.



Obr. 7.11 - Simulace provozu TČ se ZZT pro malé sportovní zařízení

Na **Obr. 7.11** je velmi dobře vidět nárůst topného výkonu a teploty v jímce OV, jejíž minimální teplota se pohybuje méně pod 15 °C. Při zvětšení zásobníku například na 400 l, by sice nedošlo k tak rychlému vychlazení, ale TČ by ohřívalo zásobník mnohem pomaleji, takže by se střední teplota po každém sprchovacím cyklu snížila, viz příloha **[P 1]**. COP by byl pouze 4,40, což je o 0,43 méně než při objemu zásobníku 200 l. V případě, že by měl zásobník menší objem (například 150 l), TČ by sice ohřálo vodu na požadovaných 45 °C před každým dalším sprchovacím cyklem, což je znázorněné na grafu v příloze **[P 2]**. COP by byl 4,80 a TČ by dodalo o 3 kWh za den méně.

Systém s TČ země voda by při stejných okrajových podmínkách dodal pouze 50,9 kWh, s $COP = 3,69$ a TČ systému vzduch – voda by dodal 55,8 kWh s $COP = 4,29$. Srovnání všech třech systémů pro tento provoz je v **Tab. 7.5**.

Tab. 7.5 – Srovnání 3 různých systémů TČ pro simulaci denního provozu malého sportovního zařízení

| | TČ se ZZT | TČ země – voda | TČ vzduch – voda |
|---|------------------|-------------------|---------------------|
| Horní vypínací teplota [°C] | 48 | | |
| Dolní vypínací teplota [°C] | 43 | | |
| Objem zásobníku TV [l] | 200 | | |
| Objem jímky OV [l] | 500 | – | – |
| Jmenovitý výkon [kW] | 5,5 ⁴ | 5,5 ⁴ | 5,5 ⁵ |
| Teplota OV přitékající do jímky [°C] | 33 | – | – |
| Energie spotřebovaná kompresorem / el. topným tělesem [kWh] | 12,3 | 13,8 | 13,0 |
| Požadovaná energie na přípravu TV za den [kWh] | 125 | | |
| Dodaná energie na předeheřev TV pomocí TČ [kWh] | 59,5 | 50,9 | 55,8 |
| Topný faktor tepelného čerpadla ($COP_{TČ}$) | 4,83 | 3,69 | 4,29 |

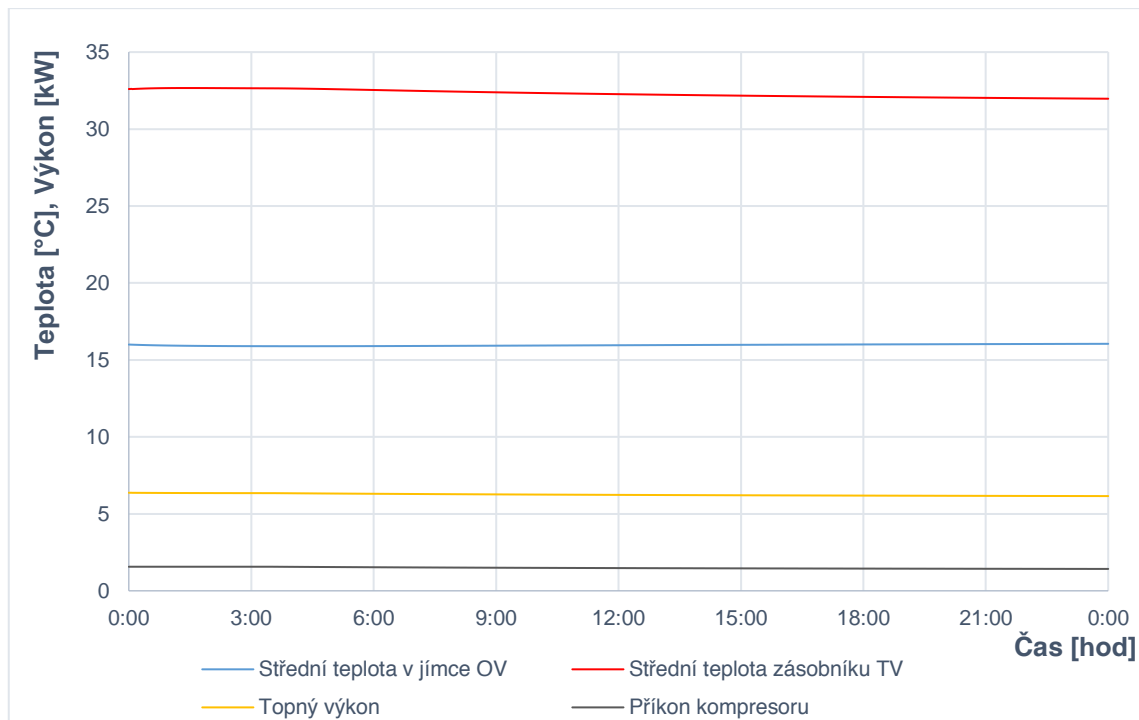
Jak je patrné, při využití TČ se ZZT na předeheřev TV v zařízeních s větším odběrem TV lze dosáhnout zajímavých úspor i v porovnání s konvenčními systémy TČ. Simulace dalších systémů TČ jsou v přílohách, viz [P 3] a [P 4].

7.4. Simulace objektu s nepřetržitým provozem

Další variantou, jak docílit větší efektivity systému je využít ho pro předeheřev TV pro objekt s nepřetržitým provozem. Při kontinuálním provozu se jak teploty, tak topný výkon a příkon ustálí na určité hodnotě. Na Obr. 7.12 je graf zobrazující průběh těchto veličin během dne. Definovaný průtok byl $4 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$. Při tomto průtoku bylo dosaženo nejlepších výsledků pro toto TČ. Je zřejmé, že pro větší průtok TV by byla potřeba větší výkon TČ. Z grafu je možné vypočítat, že teplota v zásobníku TV se ustálí na hodnotě kolem 33 °C a teplota v jímce OV kolem hodnoty 16 °C . Ustálený topný výkon TČ je $6,3 \text{ kW}$ a příkon kompresoru $1,6 \text{ kW}$.

⁴ jmenovitý výkon pro B0 / W35 dle ČSN 14 511 [42]

⁵ jmenovitý výkon pro A7 / W35 dle ČSN 14 511 [42]



Obr. 7.12 – Simulace provozu TČ se ZTT pro objekt s kontinuálním provozem

V **Tab. 7.6** je opět srovnání všech 3 různých systémů TČ při kontinuálním provozu. Při kontinuálním provozu lze opět dosáhnout zajímavých finančních úspor. TČ se ZTT tepla z OV dokáže předeřhřát vodu z 10 na 32 °C a dodat 63 % z celkové energie potřebné na přípravu TV. COP tohoto systému dosahuje hodnoty 4,20. Zde je relativně patrný rozdíl proti TČ systému země – voda, který ohřeje vodu na 29 °C a dodá pouze 56 % z celkové potřebné energie na přípravu TV o teplotě 45 °C, což je o téměř 20 kWh denně méně. COP tohoto systému pak dosahuje hodnoty 3,50. TČ vzduch – voda dodá o 1 kWh méně s $COP = 3,90$. Simulace dalších systémů TČ pro objekt s kontinuálním provozem jsou v přílohách ([P 5]: TČ země – voda a [P 6]: TČ vzduch – voda).

Tab. 7.6 – Srovnání 3 různých systémů TČ pro kontinuální provoz

| | TČ se ZTT | TČ země – voda | TČ vzduch – voda |
|---|-----------|----------------|------------------|
| Energie spotřebovaná kompresorem / el. topným tělesem [kWh] | 35,95 | 37,38 | 38,29 |
| Požadovaná energie na přípravu TV za den [kWh] | 235 | | |
| Dodaná energie na předeřhřev TV pomocí TČ [kWh] | 59,47 | 50,87 | 55,81 |
| Dosažené teplota předeřhřátí [°C] | 32 | 29 | 32 |
| Topný faktor tepelného čerpadla ($COP_{TČ}$) | 4,20 | 3,50 | 3,90 |

8. Závěr

Cílem práce bylo navrhnout systém s tepelným čerpadlem využívající tepla z odpadních vod a experimentálně ověřit jeho funkci. Druhým úkolem bylo vytvořit matematický model systému a vyhodnotit efektivitu zpětného získávání tepla z odpadní vody v denním cyklu.

Trať primárního a sekundárního okruhu tepelného čerpadla byla navržena a následně sestavena. Ohřev vody byl proveden v běžném zásobníku teplé vody o užitém objemu 144 l s integrovaným výměníkem tepla, který byl napojen na kondenzátor tepelného čerpadla. Výměník tepla v primárním okruhu byl napojen na výparník tepelného čerpadla. Pro účel zachytávání teplé odpadní vody posloužil plechový sud o objemu 180 l, ve kterém byl umístěn výměník primárního okruhu. Návrh výměníku byl proveden s ohledem na co největší teplosměnnou plochu a současně se musel vejít do předem definovaného prostoru v nádobě na odpadní vodu. Bylo použito tepelné čerpadlo o jmenovitém výkonu 5,5 kW pro B0 / W35 podle ČSN 14 511 [42]. Trať byla osazena teplotními čidly, která byla rovněž v nádobě na odpadní vodu a také v zásobníku teplé vody. Dále byl na primárním okruhu instalován průtokoměr a byl měřen příkon kompresoru tepelného čerpadla. Zbylé hodnoty byly dopočítávány.

Bylo provedeno celkem 12 experimentálních cyklů ohřívání vody v zásobníku z 10 °C na cca 48 °C a vychlazování odpadní vody v jímce z 33 °C na cca 8 °C. Každé měření bylo jednotlivě hodnoceno topným faktorem (dále *COP*). *COP* se pro jednotlivá měření pohyboval kolem hodnoty 4, což je velmi dobrý a slibný výsledek.

Otázkou však bylo, zda by takový systém bylo možné využít v reálném objektu při různých provozech. Celý systém rekuperace tepla z odpadní vody s tepelným čerpadlem se vešel na půdorysnou plochu 6 m², takže by bylo možné umístit jej do technické místnosti budovy. Po technické stránce by tedy bylo možné tento systém instalovat do běžné budovy či rodinného domu. Byl by ale tento systém také efektivní?

Aby bylo možné odpovědět na tuto otázku, byl vytvořen matematický model, který umožňoval simulovat nabíjení a vybíjení obou nádob během dne. Jako první případ byl uvažován rodinný dům s definovanými odběry teplé vody dle [41]. *COP* tepelného čerpadla byl roven už jen hodnotě 3, což je stále relativně dobrý výsledek. Je však potřeba vzít v potaz, že nebyl vždy splněn požadavek na dodávku vody o teplotě 45 °C. Z celkové potřeby tepla 8 kWh, bylo potřeba dodat 0,5 kWh jiným zdrojem. Celkový *COP* systému přípravy teplé vody tedy klesl na 2,7. Bude-li tento systém porovnán s elektrickým ohřevačem vody, je zřejmé, že bude dosaženo značných úspor. Na druhou stranu pro tepelné čerpadlo s rekuperací tepla z odpadní vody byla uvažována investice

kolem 100 tisíc korun, zatímco investice do elektro ohřívače se pohybuje kolem 15 tisíc. Návratnost je více než 17 let. Při porovnání s tepelnými čerpadly země – voda a vzduch – voda je celkový *COP* vyšší o 0,4, resp. o 0,1. Z toho lze vyvodit závěr, že vyšší teplota na výparníku příliš nezvyšuje efektivitu tepelného čerpadla. Vzhledem k ceně zbylých tepelných čerpadel (přes 200 a 300 tisíc korun), lze hovořit o jisté úspoře. Na druhou stranu tato konvenční tepelná čerpadla mohou sloužit rovněž jako zdroj tepla pro vytápění. Musela by se k ceně a provozu tepelného čerpadla se zpětným získáváním tepla přičíst cena a provozní náklady jiného zdroje tepla. Ačkoli se jedná pouze o matematický model, lze z něho vyvodit závěr, že systém rekuperace tepla z odpadní vody s tepelným čerpadlem není vhodný pro běžný rodinný dům.

Druhá simulace byla provedena pro denní průběh objektu s větší spotřebou teplé vody. V tomto případě by tepelné čerpadlo sloužilo pro přehřev studené vody. Z celkové potřeby tepla 125 kWh by tepelné čerpadlo s rekuperací odpadní vody dodalo 60 kWh tepla s topným faktorem 4,83. Tepelné čerpadlo země – voda by dodalo pouze 50,87 kWh s *COP* = 3,69 a tepelné čerpadlo vzduch – voda 56 kWh s *COP* = 4,29.

Poslední simulace byla provedena pro objekt s konstantním průtokem odpadní vody. Za ustálených podmínek by tepelné čerpadlo s rekuperací dodalo 150 kWh z požadovaných 235 kWh s *COP* = 4,2, přičemž by studená voda byla přehřívána na 32 °C. Dohřev vody na požadovanou teplotu by mohl být řešen například plynovým kotlem.

Tato práce ukázala potenciál využití systému zpětného získávání tepla z odpadní vody tepelným čerpadlem. Zatímco v laboratorních podmínkách byly výsledky velmi pozitivní, simulace v reálném provozu již tak dobré výsledky neukázala. Důvodem je, že byly hodnoceny za odlišných podmínek. Při experimentálních pokusech byl zásobník ohříván z 10 na 45 °C a nádoba s odpaní vodou vychlazována z 33 na 5 °C. Na rozdíl od simulovaného provozu, kdy byla teplota v zásobníku udržována na 45 °C a nádoba s odpadní vodou vychlazována ze 14 na 8 °C. Pro objekty s menším průtokem (jako jsou rodinné domy) není tedy tento systém příliš efektivní. Na druhou stranu při vhodně zvoleném objektu s větším či kontinuálním průtokem lze při přehřevu studené vody dosáhnout zajímavých úspor. Z toho důvodu by bylo dobré ve výzkumu pokračovat a případně tento systém otestovat na reálném objektu.

Seznam použité literatury

- [1] MEGGERS, Forrest a Hansjurg LEIBUNDGUT. The potential of wastewater heat and exergy: Decentralized high-temperature recovery with a heat pump. *Energy and Buildings* [online]. 2011, **43**(4), 879–886 [vid. 2017-06-21]. ISSN 03787788. Dostupné z: doi:10.1016/j.enbuild.2010.12.008
- [2] MATUŠKA, Tomáš a Roman VAVŘIČKA. Účinnost rekuperačního výměníku odpadní vody není rovna úspoře tepla. *Portál TZB info* [online]. 2016 [vid. 2017-03-08]. Dostupné z: <http://voda.tzb-info.cz/uspory-voda-kanalizace/14105-ucinnost-rekuperacniho-vymeniku-odpadni-vody-neni-rovna-uspore-tepla>
- [3] *Odpadní voda* – Wikipedie [online]. 2016 [vid. 2017-04-19]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Odpadní_voda
- [4] DIN 4045:2015-08 - Entwurf. Abwassertechnik - Grundbegriffe
- [5] PLOTĚNÝ, Karel. Dělení vod, bílé a šedé vody - nové poznatky a možnosti využití. In: *Sborník semináře Vodohospodářské chuťovky*. 2011.
- [6] Greywater systems – Part 1: Code of practice. 8525–1:201 vyd. Bristol: Environment Agency, 2010.
- [7] SCHMIDT, Felix. Sewage water: interesting heat source for heat pumps and chillers. Switzerland. Paper. 2008, (9th International IEA Heat Pump Conference), 12.
- [8] MALÝ, Jan. *Rekuperace tepla z odpadní vody*. B.m., 2014. Bakalářská práce. ČVUT v Praze.
- [9] PLOTĚNÝ, Karel a Stanislav PIŇOS. Využití tepla z šedých vod k ohřevu TUV. ASIO, spol. s r.o. [online]. 2016 [vid. 2017-04-19]. Dostupné z: <http://www.asio.cz/cz/630.vyuziti-tepla-z-sedych-vod-k-ohrevu-tuv>
- [10] SUKDOL, Jan. *Návrh a optimalizace deskového výměníku pro zpětné získávání tepla z odpadní vody*. B.m., 2017. České Vysoké Učení Technické v Praze.
- [11] AG KASAG SWISS. Renewable energies for future generations [online]. 2016 [vid. 2017-04-19]. Dostupné z: <https://www.kasag.com/en/renewable-energies-systems-plants-heat-exchangers/>
- [12] TLAŠEK, Miroslav. *Využití tepla z odpadní vody* [online]. B.m., 2014. VUT Brno. Dostupné z: <https://core.ac.uk/download/pdf/30288898.pdf>
- [13] *Energie z odpadních vod - Huber Czech Republic* [online]. 2016 [vid. 2017-04-19]. Dostupné z: <http://www.huberco.cz/cz/produkty/energie-z-odpadni-vody.html>
- [14] PETRÁK, Jiří a Miroslav PETRÁK. *Tepelná čerpadla*. Praha: ČVUT v Praze, 2004. ISBN 80-01-03126-8.
- [15] MATUŠKA, Tomáš a Radek ČERVÍN. Využití tepla odpadní vody pro přípravu teplé vody tepelným čerpadlem. In: *Konference Vytápění Třeboň*. 2017, s. 5.
- [16] SHEN, Chao, Yiqiang JIANG, Yang YAO a Xinlei WANG. An experimental comparison of two heat exchangers used in wastewater source heat pump: A novel dry-expansion shell-and-tube evaporator versus a conventional immersed evaporator. *Energy* [online]. 2012, **47**(1), 600–608 [vid. 2017-05-14]. ISSN 03605442. Dostupné z: doi:10.1016/j.energy.2012.09.043
- [17] HEPBASLI, Arif, Emrah BIYIK, Orhan EKREN, Huseyin GUNERHAN a Mustafa ARAZ. A key review of wastewater source heat pump (WWSHP) systems.

- Energy Conversion and Management [online]. 2014, **88**, 700–722 [vid. 2017-04-19]. ISSN 01968904. Dostupné z: doi:10.1016/j.enconman.2014.08.065
- [18] *First HUBER ThermWin® plant for wastewater heat recovery in Switzerland* - HUBER SE [online]. [vid. 2017-04-19]. Dostupné z: <http://www.huber.de/huber-report/ablage-berichte/energy-from-wastewater/first-huber-thermwinr-plant-for-wastewater-heat-recovery-in-switzerland.html>
- [19] SEYBOLD, Christopher a Marten F BRUNK. In-house waste water heat [online]. 2016, 4 [vid. 2017-04-19]. Dostupné z: http://www.rehva.eu/fileadmin/REHVA_Journal/REHVA_Journal_2013/RJ_issue_6/P.18/18-21_Seybold_RJ1306.pdf
- [20] BRUNK, Marten F, Christopher SEYBOLD a Fraunhofer Irb VERLAG. *Dezentrale Abwasserwärme- rückgewinnung zur Steigerung der Energieeffizienz von Gebäuden* [online]. Stuttgart: Fraunhofer IRB Verlag, 2015 [vid. 2017-04-19]. Dostupné z: <http://www.irbnet.de/daten/rswb/15039012843.pdf>
- [21] SE HUBER. Wastewater heat utilisation and reuse of process heat at Munich university hospital "Klinikum rechts der Isar" - HUBER SE [online]. 2015 [vid. 2017-04-19]. Dostupné z: <http://www.huber.de/huber-report/ablage-berichte/energy-from-wastewater/wastewater-heat-utilisation-and-reuse-of-process-heat-at-munich-university-hospital-klinikum-rechts-der-isar.html>
- [22] SKLENÁŘ, Oldřich. Využití tepla odpadních vod v rakouském Amstettenu. *Portál TZB info* [online]. 2014 [vid. 2017-04-19]. Dostupné z: <http://voda.tzb-info.cz/11898-vyuziti-tepla-odpadnich-vod-v-rakouskem-amstettenu>
- [23] MIKKONEN, Lauri, Jaakko RÄMÖ, Riitta L KEISKI a Eva PONGRÁCZ. Heat recovery from wastewater: Assessing the potential in northern areas. In: [online]. B.m.: V: Water research at the University of Oulu. Proceedings of the WaRes Conference, 2013, s. 161–164 [vid. 2017-04-19]. Dostupné z: http://nortech.oulu.fi/pdf/Lauri_article_WaResConf.pdf
- [24] ARAZ, Mustafa, Orhan EKREN, Emrah BIYIK, Hüseyin GUNERHAN a Arif HEPBASLI. Experimental Exergetic Performance Evaluation of a Wastewater Source Heat Pump System (WWSHP) [online]. nedatováno [vid. 2017-04-30]. Dostupné z: http://vbn.aau.dk/files/233716962/paper_652.pdf
- [25] KLABAN PAVEL. *ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE* [online]. B.m., 2015 [vid. 2017-04-19]. Diplomová práce ČVUT v Praze. Dostupné z: https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/61696/F3-DP-2015-Klaban-Pavel-Vyuziti_tepelneho_cerpadla_pro_zasobovani_paneloveho_domu_teplem.pdf
- [26] ÚŘEDNÍČEK, Radek. *Projekt získávání tepla z odpadní vody budov U5* [online]. B.m., 2007. Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně. Dostupné z: http://digilib.k.utb.cz/bitstream/handle/10563/4182/urjednicek_2007_dp.pdf?sequence=1&isAllowed=y
- [27] KIRCHER, Jakub. *Využití odpadního tepla pomocí tepelných čerpadel* [online]. 2014 [vid. 2017-05-04]. Dostupné z: <https://www.slideshare.net/marekblaha31/vyuit-odpadnho-tepla-pomoc-tepelnych-erpadel>
- [28] PRABHANJAN, Devanahalli G., Timothy J. RENNIE a G.S. VIJAYA RAGHAVAN. Natural convection heat transfer from helical coiled tubes. *International Journal of Thermal Sciences* [online]. 2004, **43**(4), 359–365 [vid. 2017-04-18]. ISSN 12900729. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijthermalsci.2003.08.005

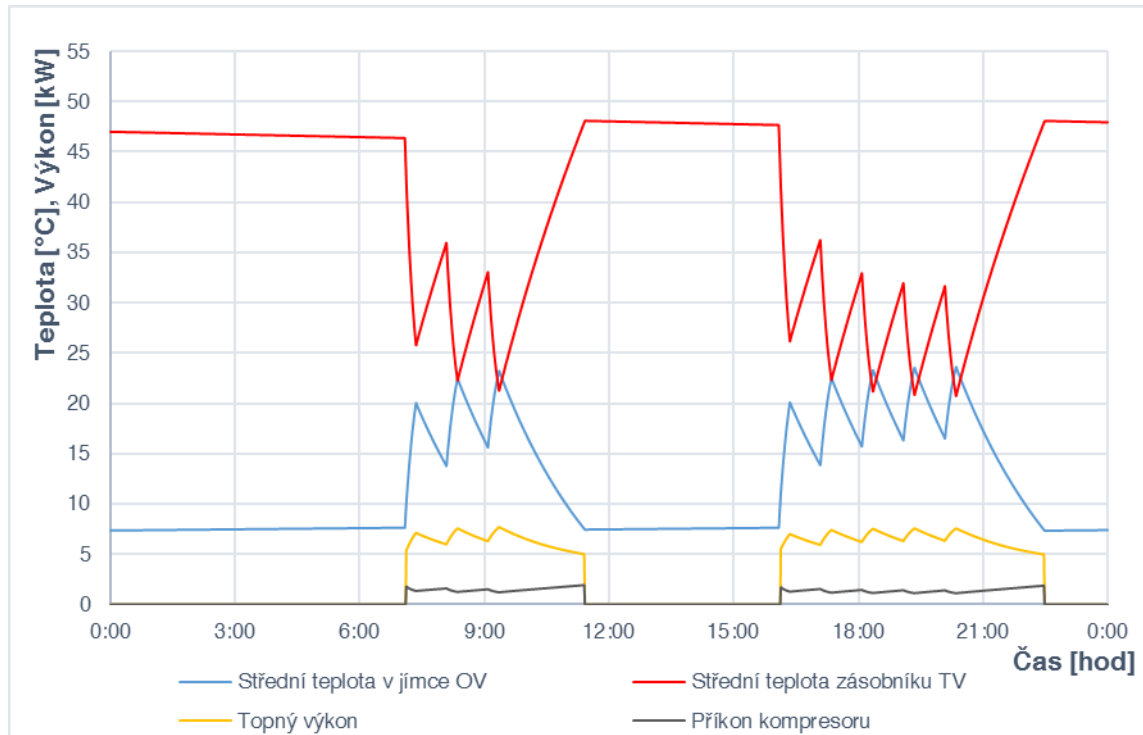
- [29] COLORADO, D., M.E. ALI, O. GARCÍA-VALLADARES a J.A. HERNÁNDEZ. Heat transfer using a correlation by neural network for natural convection from vertical helical coil in oil and glycerol/water solution [online]. ISSN 03605442. Dostupné z: doi:10.1016/j.energy.2010.12.029
- [30] Engineering and Operating Guide for DOWFROST and DOWFROST HD Inhibited Propylene Glycol-based Heat Transfer Fluids. DOW Chemical Company [online]. 2008, 44 [vid. 2017-04-08]. Dostupné z: http://msdssearch.dow.com/PublishedLiteratureDOWCOM/dh_010e/0901b8038010e417.pdf?filepath=heattrans/pdfs/noreg/180-01286.pdf&fromPage=GetDoc
- [31] SYAM SUNDAR, L. a Manoj K. SINGH. Convective heat transfer and friction factor correlations of nanofluid in a tube and with inserts: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2013, **20**, 23–35 [vid. 2017-04-08]. ISSN 13640321. Dostupné z: doi:10.1016/j.rser.2012.11.041
- [32] OLIVIER, Jonathan Albert. Single-phase heat transfer and pressure drop of water cooled at a constant wall temperature inside horizontal circular smooth and enhanced tubes with different inlet configurations in the transitional flow regime. B.m., 2009. University of Pretoria.
- [33] BARTÁK, Martin. *Řešené příklady z přenosových jevů pro inteligentní budovy*. Praha: Evropský sociální fond, 2011.
- [34] YUNUS, A. Çengel a J. Ghajar AFSHIN. *Heat and mass transfer: Fundamentals & applications*. 5. New York: McGraw-Hill Education, 2011. ISBN 978-0-07-339818-1.
- [35] FERNÁNDEZ-SEARA, J., DIZ R., UHÍA F. J., SIERES J. a DOPAZO J. A. Thermal analysis of a helically coiled tube in a domestic hot water storage tank [online]. nedatováno [vid. 2017-04-18]. Dostupné z: http://repository.up.ac.za/bitstream/handle/2263/45760/FernándezSeara_Thermal_2014.pdf?sequence=1&isAllowed=y
- [36] CADAFALCH, J., D. CARBONELL, R. CONSUL a R. RUIZ. Modelling of storage tanks with immersed heat exchangers. *Solar Energy* [online]. 2015, **112**, 154–162 [vid. 2017-04-18]. ISSN 0038092X. Dostupné z: doi:10.1016/j.solener.2014.11.032
- [37] COLORADO, D., M.E. ALI, O. GARCÍA-VALLADARES a J.A. HERNÁNDEZ. Heat transfer using a correlation by neural network for natural convection from vertical helical coil in oil and glycerol/water solution. *Energy* [online]. 2011, **36**(2), 854–863 [vid. 2017-04-09]. ISSN 03605442. Dostupné z: doi:10.1016/j.energy.2010.12.029
- [38] Secondary Fluids -Brines [online]. nedatováno [vid. 2017-05-30]. Dostupné z: <http://www.mrc-eng.com/Downloads/Brine Properties.pdf>
- [39] RÁŽ, J.V. *Fyzikální vlastnosti nemrznoucích směsí a navrhování soustav* - TZB-info [online]. 2010 [vid. 2017-05-30]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/6899-fyzikalni-vlastnosti-nemrznoucich-smesi-a-navrhovani-soustav>
- [40] BROUM, M., T. MATUŠKA, J. SEDLÁŘ a B. ŠOUREK. Model tepelného čerpadla s odvodem tepla na třech úrovních. *ČVUT v Praze, Univerzitní centrum energeticky efektivních budov*. nedatováno, 11.
- [41] EUROPEAN COMMISSION. *Water - heaters, hot water storage appliances and water heating system*. 2002

- [42] *ÚNMZ. ČSN EN 14 511 - Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin a tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru*

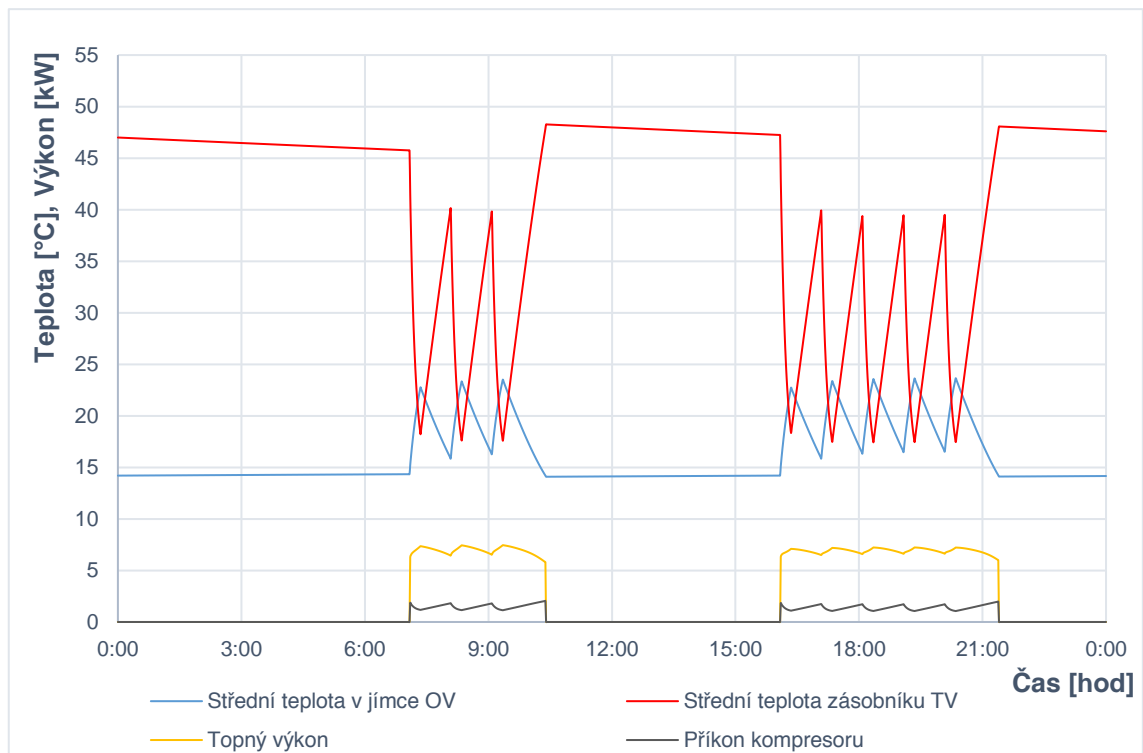
Seznam příloh

| Označení | Název |
|----------|--|
| [P 1] | Simulace provozu TČ se ZZT pro malé sportovní zařízení a jímku o objemu 400 l |
| [P 2] | Simulace provozu TČ se ZZT pro malé sportovní zařízení a jímku o objemu 150 l |
| [P 3] | Simulace provozu TČ země – voda pro malé sportovní zařízení a jímku o objemu 400 l |
| [P 4] | Simulace provozu TČ vzduch – voda pro malé sportovní zařízení a jímku o objemu 400 l |
| [P 5] | Simulace provozu TČ vzduch – voda: objekt s kontinuálním provozem |
| [P 6] | Simulace provozu TČ vzduch – voda: objekt s kontinuálním provozem |
| [P 7] | Návrh výměníku |
| [P 8] | Porovnání měrných výkonů výměníků UA |
| [P 9] | Porovnání kalibrovaného modelu s modelem vytvořeným z naměřených dat |
| [P 10] | Výpočet polynomů pro určení výkonu a příkonu tepelného čerpadla |
| [P 11] | Porovnání měřených dat a modelu tepelného čerpadla |
| [P 12] | Simulace typického dne pro rodinný dům |
| [P 13] | Simulace typického dne pro malé sportovní zařízení |
| [P 14] | Simulace typického dne v objektu s nepřetržitým provozem |

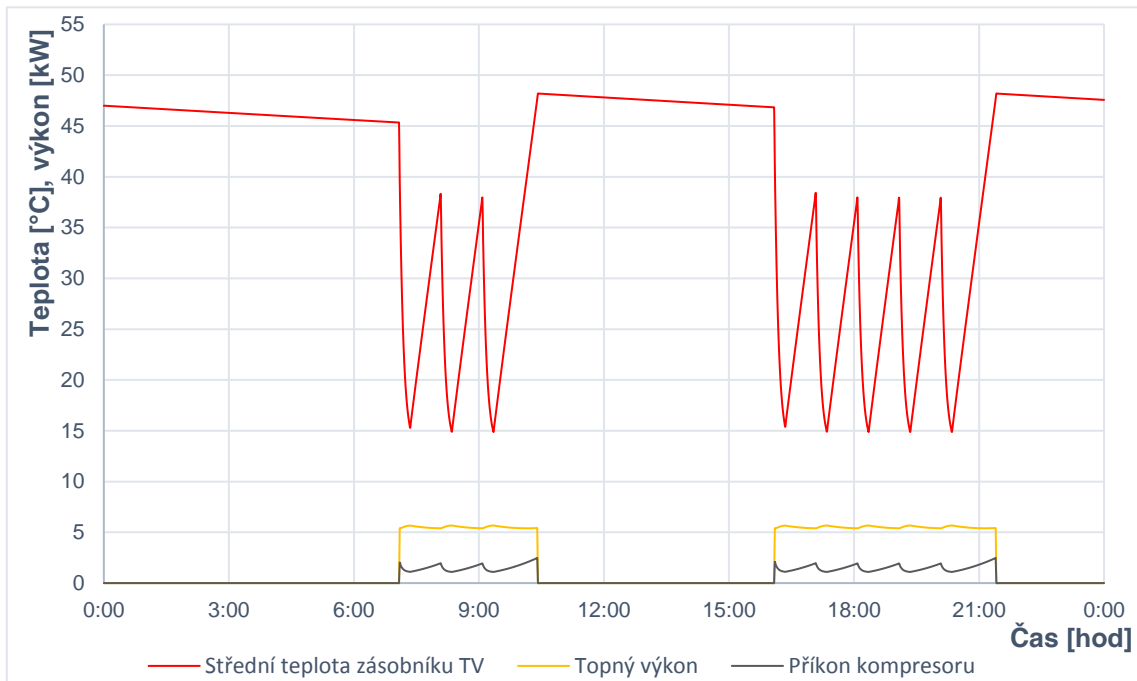
[P 1] – Simulace provozu TČ se ZZT pro malé sportovní zařízení a zásobníkem o objemu 400 l



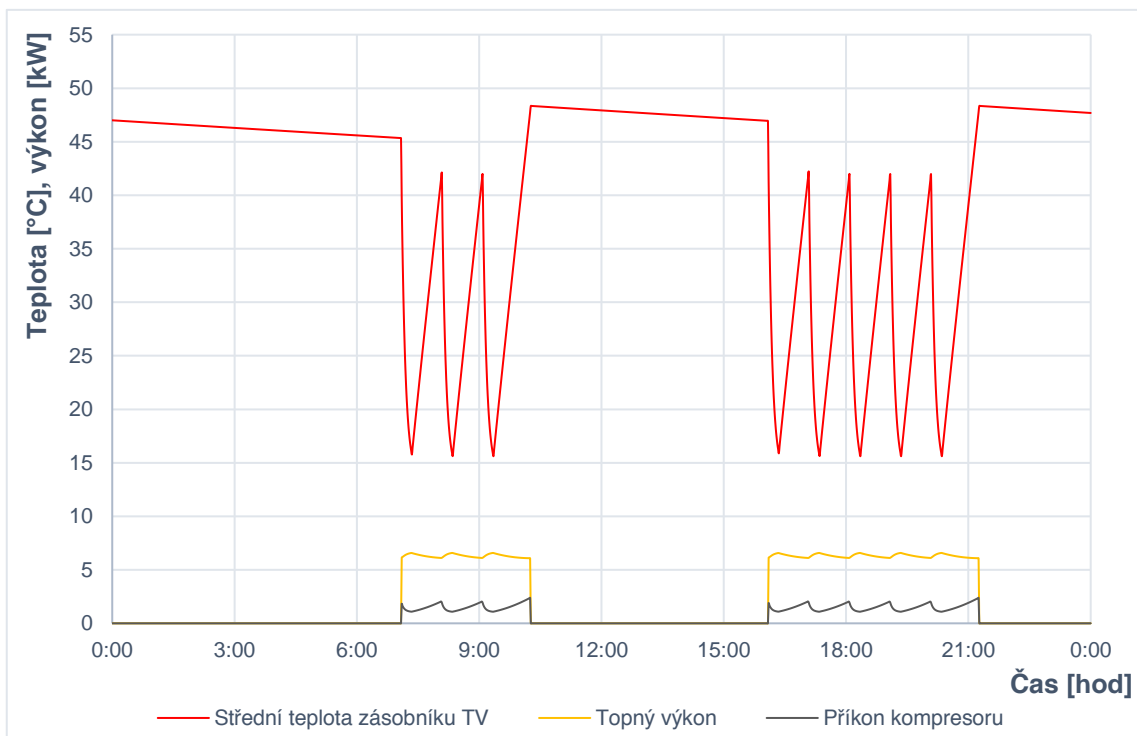
[P 2] – Simulace provozu TČ se ZZT pro malé sportovní zařízení a jímkou o objemu 150 l



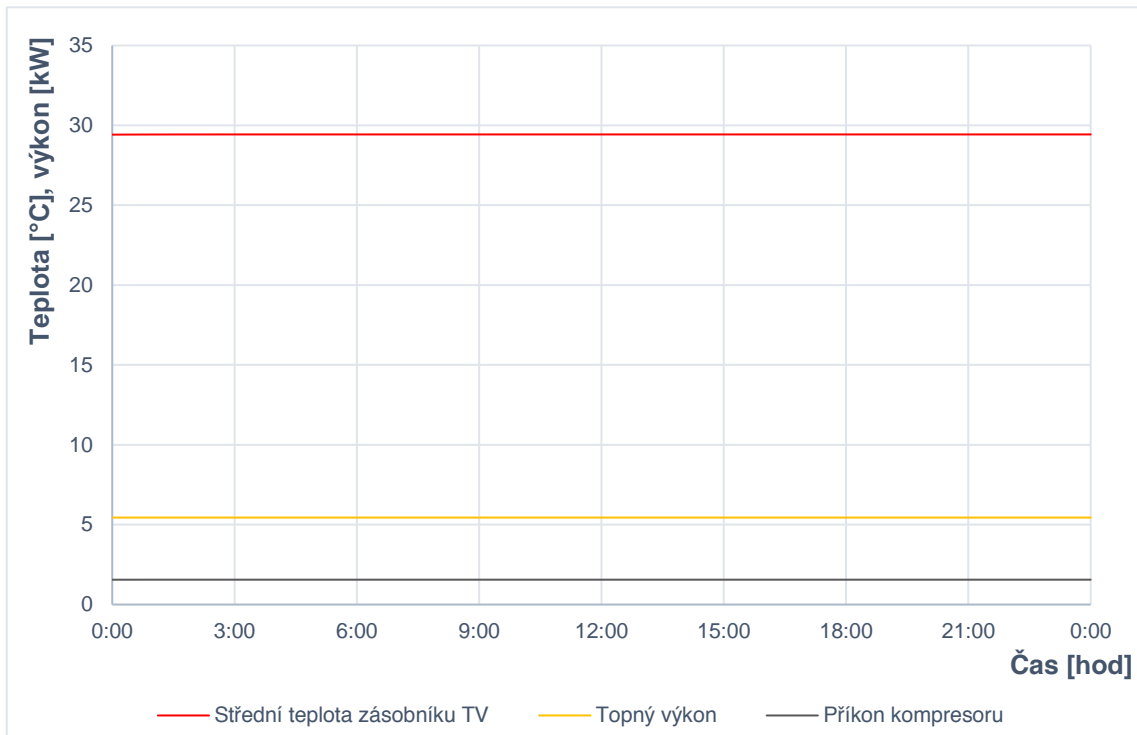
[P 3] – Simulace provozu TČ země – voda pro malé sportovní zařízení a zásobníkem o objemu 400 l



[P 4] – Simulace provozu TČ vzduch – voda pro malé sportovní zařízení a zásobníkem o objemu 400 l



[P 5] – Simulace provozu TČ vzduch – voda: objektu s kontinuálním provozem a zásobníkem o objemu 200 l



[P 6] – Simulace provozu TČ vzduch – voda: objektu s kontinuálním provozem a zásobníkem o objemu 200 l

