



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

Diplomová práce

## **Experimentální analýza demonstrační jednotky Carnotovy baterie**

***Bc. Petr Smola***

Ústav energetiky

Vedoucí práce: Ing. Jan Špale

26. května 2023

České vysoké učení technické v Praze

Fakulta strojní

© Bc. Petr Smola. Všechny práva vyhrazena.

*Tato práce vznikla jako školní dílo na Českém vysokém učení technickém v Praze, Fakultě strojní. Práce je chráněna právními předpisy a mezinárodními úmluvami o právu autorském a právech souvisejících s právem autorským.*

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Smola** Jméno: **Petr** Osobní číslo: **482445**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávací katedra/ústav: **Ústav energetiky**  
Studijní program: **Energetika a procesní inženýrství**  
Specializace: **Energetika**

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Experimentální analýza demonstrační jednotky Carnotovy baterie**

Název diplomové práce anglicky:

**Experimental Analysis of a Carnot Battery Demo Unit**

Pokyny pro vypracování:

Carnotovy baterie (CB) jsou systémy pro akumulaci elektrické energie zpětnou konverzí do tepla časovým horizontem cílící převážně na střednědobou akumulaci elektřiny ve větším měřítku (4-200hod). Ve světě vzniká velké množství experimentálních a pilotních zařízení CB založených na různých technologiích přeměny elektřiny v teplo a zpět a s různými zásobníky tepla. Diplomová práce si klade za cíl experimentálně ověřit funkčnost již existujícího systému CB pracujícím s vysokoteplotním tepelným čerpadlem (TČ) využívajícím odpadní teplo jako zdroj tepelné energie, akumulací do stlačeného kamenného prachu a výrobou elektřiny organickým Rankinovým cyklem (ORC). Diplomová práce bude rozdělena na dva hlavní pilíře. První část je věnována rešerši a druhá část je věnována praktické a experimentální práci na samotném zařízení.

Student vypracuje v pilíři 1 diplomové práci rešerše na následující témata:

- vysokoteplotní tepelná čerpadla - zralost technologie, dosahované parametry, technické realizace, tržní dostupnost, zařízení ve vývoji a perspektivy aplikací
- tepelné zásobníky pro akumulaci tepla z vysokoteplotních tepelných čerpadel - technologie a principy akumulace tepla adekvátně teplotám a hmotnostním tokům z vysokoteplotních tepelných čerpadel v kontextu aplikace do CB, komerčně dostupné systémy a vyvíjené zásobníky

V druhé části závěrečné práce student provede následující:

- tvorba vlastního termodynamického modelu (digitální dvojče) CB jednotky včetně zohlednění tepelných a tlakových ztrát
- provoz a vyhodnocení provozu nabíjení experimentální jednotky CB
- porovnání experimentálně dosahovaných hodnot z nabíjení s modelovaným provozem systému, vyhodnocení odchylky
- proměření vybíjení CB vodním meziokruhem
- návrh a realizace úprav pro zprovoznění vybíjecího okruhu ORC

Závěrem bude vyhodnocení potřebných kroků pro vylepšení zařízení ke zlepšení provozní ekonomiky a aplikovatelnosti demonstračního zařízení v praxi.

Seznam doporučené literatury:

- [1] O. Dumont, G. F. Frate, A. Pillai, S. Lecompte, M. De paepe, and V. Lemort, "Carnot battery technology: A state-of-the-art review," J. Energy Storage, vol. 32, p. 101756, Dec. 2020, doi: 10.1016/j.est.2020.101756.
- [2] V. Novotny, V. Basta, P. Smola, and J. Spale, "Review of Carnot Battery Technology Commercial Development," Energies 2022, Vol. 15, Page 647, vol. 15, no. 2, p. 647, Jan. 2022, doi: 10.3390/EN15020647.
- [3] C. Arpagaus, F. Bless, M. Uhlmann, J. Schiffmann, and S. S. Bertsch, "High temperature heat pumps: Market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials," Energy, vol. 152, pp. 985–1010, 2018, doi: 10.1016/j.energy.2018.03.166.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**Ing. Jan Špale** ústav energetiky FS

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

Datum zadání diplomové práce: **18.04.2023**

Termín odevzdání diplomové práce: **02.06.2023**

Platnost zadání diplomové práce: **31.12.2024**

\_\_\_\_\_  
Ing. Jan Špale  
podpis vedoucí(ho) práce

\_\_\_\_\_  
prof. Ing. Michal Kolovratník, CSc.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

\_\_\_\_\_  
doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.  
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.

\_\_\_\_\_  
Datum převzetí zadání

\_\_\_\_\_  
Podpis studenta

## **ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že diplomovou práci na téma Experimentální analýza demonstrační jednotky Carnotovy baterie jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucího práce Ing. Jana Špaleho. Vycházel jsem z odborných konzultací a literatury uvedené v seznamu na konci mé práce.

V Praze dne 26. května 2023

-----  
Bc. Petr Smola



## ANOTAČNÍ LIST

<b>Jméno autora:</b>	Bc. Petr Smola
<b>Název DP:</b>	Experimentální analýza demonstrační jednotky Carnotovy baterie
<b>Name MT:</b>	Experimental analysis of a demonstration Carnot battery
<b>Akademický rok:</b>	2022/2023
<b>Ústav/Obor:</b>	Ústav energetiky/ Energetika
<b>Vedoucí DP:</b>	Ing. Jan Špale
<b>Bibliografické údaje:</b>	Počet stran: 126 Počet obrázků: 86 Počet tabulek: 22 Počet příloh: 0
<b>Bibliografická citace:</b>	Smola Petr. Experimentální analýza demonstrační jednotky Carnotovy baterie. Diplomová práce. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2023.
<b>Klíčová slova:</b>	Carnotova baterie, experimentální analýzy, vysokoteplotní tepelné čerpadlo, skladování tepla, ORC
<b>Keywords:</b>	Carnot battery, experimental analysis, high temperature heat pump, heat storage, ORC
<b>Anotace:</b>	Tato diplomová práce se zabývá experimentální analýzou demonstrační jednotky Carnotovy baterie, která se skládá z okruhu vysokoteplotního tepelného čerpadla, zásobníku tepla a okruhu ORC. První část práce se věnuje současnému stavu a vývoji v oblasti vysokoteplotních tepelných čerpadel a skladování tepelné energie vhodné pro vysokoteplotní tepelná čerpadla. V druhé části práce jsou vyhodnoceny provedené experimentální analýzy experimentální jednotky.
<b>Abstract:</b>	This master thesis deals with the experimental analyse of a Carnot battery demonstration unit, which consists of a high temperature heat pump circuit, a heat storage tank and an ORC circuit. The first part of the thesis is research on the present status and development in the field of the high temperature heat pumps and thermal energy storage suitable for high temperature heat pumps. In the second part of the thesis the performed experimental analysis of the experimental unit is evaluated.





## *PODĚKOVÁNÍ*

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce Ing. Janu Špalemu za odborné vedení práce, cenné rady a vstřícnost při konzultacích. Také bych chtěl poděkovat své rodině, přátelům a přítelkyni za jejich podporu v životě i při studiu.



## Obsah

Seznam symbolů a zkratk.....	1
Úvod.....	5
Koncept diplomové práce.....	7
1 Teoretická část diplomové práce.....	8
1.1 Vysokoteplotní tepelná čerpadla.....	8
1.1.1 Základy a komponenty tepelného čerpadla.....	10
1.1.2 Studie vysokoteplotních tepelných čerpadel.....	11
1.1.3 Konfigurace vysokoteplotních tepelných čerpadel.....	12
1.1.4 Chladiva.....	20
1.1.5 Dostupné technologie na trhu.....	23
1.2 Ukládání tepelné energie.....	26
1.2.1 Skladování tepelné energie na bázi citelného tepla.....	28
1.2.2 Citelné úložiště tepelné energie s teplotní stratifikací.....	29
1.2.3 Skladování tepelné energie na bázi latentního tepla.....	37
1.2.4 Materiály s fázovou změnou.....	38
1.2.5 Termochemické skladování.....	45
1.3 Shrnutí teoretické části diplomové práce.....	47
2 Praktická část diplomové práce.....	48
2.1 Demonstrační zařízení.....	48
2.1.1 Návrh a stavba experimentálního zařízení.....	48
2.2 Termodynamický výpočtový model.....	52
2.2.1 Termodynamický model kompresoru/ čerpadla.....	52
2.2.2 Termodynamický model expandéru.....	53
2.2.3 Termodynamický model tepelného výměníku.....	54
2.2.4 Tepelné ztráty.....	56
2.2.5 Tlakové ztráty.....	59
2.3 Fáze nabíjení systému – okruh tepelného čerpadla.....	62
2.3.1 Experimentální data.....	63
2.3.2 Měření 1. až 3. dubna 2023 – TČ bez rekuperace + chladnutí zásobníku.....	65
2.3.3 Termodynamický model tepelného čerpadla.....	76
2.3.4 Měření 3. až 4. dubna 2023 – TČ s rekuperací.....	85
2.3.5 Vyhodnocení nabíjení systému.....	91
2.4 Fáze vybíjení systému – okruh organického Rankinova cyklu (ORC).....	94
2.4.1 Řízení okruhu a sběr dat.....	95

2.4.2	Zprovoznění okruhu ORC.....	96
2.4.3	Termodynamický model ORC .....	105
2.4.4	Vyhodnocení vybíjení systému .....	112
2.5	Vyhodnocení experimentálních analýz demonstrační Carnotovy baterie .....	114
3	Závěr .....	117
4	Zdroje.....	119

## Seznam symbolů a zkratek

Symbol	Význam	Jednotka
$a$	teplotní vodivost	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
$COP$	koeficient využití	$[-]$
$c_p$	měrná tepelná kapacita při konstantní tlaku	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
$D$	průměr	$[m]$
$\eta$	účinnost	$[-]$
$G$	Gibbsova energie	$[J]$
$g$	gravitační zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
$H$	entalpie	$[J]$
$h$	měrná entalpie	$[J \cdot kg^{-1}]$
$K$	absolutní drsnost	$[m]$
$k$	součinitel prostupu tepla	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
$k_{1m}$	součinitel prostupu tepla na 1 metr potrubí	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
$l$	výška/ délka	$[m]$
$L_{ch}$	charakteristický rozměr	$[m]$
$m$	hmotnost	$[kg]$
$\dot{m}$	hmotnostní tok	$[kg \cdot s^{-1}]$
$Nu$	Nusseltovo číslo	$[-]$
$P$	elektrický výkon	$[W]$
$p$	tlak	$[Pa]$
$P_p$	elektrický příkon	$[W]$
$Pr$	Prandtlovo číslo	$[-]$
$Q$	teplo	$[J]$
$\dot{Q}$	tepelný výkon	$[W]$
$Ra$	Rayleighovo číslo	$[-]$
$Re$	Reynoldsovo číslo	$[-]$
$S$	plocha	$[m^2]$
$s$	měrná entropie	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
$T$	termodynamická teplota	$[K]$
$t$	čas	$[s]$
$\bar{u}$	střední rychlost	$[m \cdot s^{-1}]$
$V$	objem	$[m^3]$
$\dot{V}$	objemový tok	$[m^3 \cdot s^{-1}]$

Symbol	Význam	Jednotka
$W$	práce	[J]
$W_t$	technická práce	[J]
$w_t$	měrná technická práce	[J · kg <sup>-1</sup> ]
$x$	kvalita páry	[-]
$\alpha$	součinitel přestupu tepla	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
$\beta$	součinitel teplotní objemové roztažnosti	[K <sup>-1</sup> ]
$\Delta T_{ln}$	střední logaritmický teplotní rozdíl	[K]
$\Delta T_{min}$	minimální teplotní rozdíl	[K]
$\varepsilon$	relativní drsnost	[-]
$\varepsilon_p$	tlakový poměr	[-]
$\eta_{iz}$	izoentropická účinnost	[-]
$\eta_{el}$	elektrická účinnost	[-]
$\eta_{mech}$	mechanická účinnost	[-]
$\lambda$	součinitel tepelné vodivosti	[W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
$\mu$	dynamická viskozita	[Pa · s]
$\nu$	kinematická viskozita	[m <sup>2</sup> · s <sup>-1</sup> ]
$\xi$	třecí součinitel	[-]
$\xi_m$	součinitel místních ztrát	[-]
$\rho$	Hustota	[kg · m <sup>-3</sup> ]

<b>Zkratka</b>	<b>Význam</b>
<i>ACHP/ AKTČ</i>	Absorption - Compression Heat Pump/ absorpčně - kompresní tepelné čerpadlo
<i>ATES</i>	Aquifer Thermal Energy Storage/ ukládání tepelné energie do vodonosných vrstev
<i>ATP – ADP</i>	adenosintrifosfát – adenosindifosfát
<i>CB</i>	Carnotovy baterie
<i>CFC</i>	chlor - fluorované uhlovodíky
<i>CHEST</i>	Compressed Heat Energy Storage/ skladování energie pomocí stlačeného tepla
<i>CHESTER</i>	Compressed Heat Energy Storage for Energy from Renewable Sources/ skladování energie z obnovitelných zdrojů pomocí stlačeného tepla
<i>CSP</i>	Concentrated Solar Plants/ koncentrační solární elektrárny
<i>ČVUT</i>	České vysoké učení technické v Praze
<i>DLR</i>	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt/ Německé středisko pro letectví a kosmonautiku
<i>ETES</i>	Energy Thermal Energy Storage/ skladování energie ve formě tepla
<i>EVI</i>	Enhanced Vapor Injection/ vylepšené vstřikování páry
<i>FT</i>	Flash Tank/ expandér
<i>GWP</i>	Global Warming Potential/ potenciál globálního oteplování
<i>HC</i>	Uhlovodíky
<i>HCFC</i>	hydrochlor - fluorované uhlovodíky
<i>HFC</i>	fluorované uhlovodíky
<i>HFCO</i>	Hydrochlorofluoroolefiny
<i>HFO</i>	Hydrofluoroolefiny
<i>HTF</i>	Heat Transfer Fluid/ teplonosná tekutina
<i>HTHP/ VTTČ</i>	High Temperature Heat Pump/ vysokoteplotní tepelné čerpadlo
<i>IEA</i>	International Energy Agency/ Mezinárodní energetická agentura
<i>IHX</i>	Internal Heat Exchanger/ vnitřní výměník tepla

Zkratka	Význam
<i>IPCC</i>	Intergovernmental Panel on Climate Change/ Mezivládní panel pro změnu klimatu
<i>KK</i>	kulový kohout
<i>LHS</i>	Latent Heat System/ systém pracující s latentním teplem
<i>ODP</i>	Ozone Depletion Potential/ potenciál poškozování ozónové vrstvy
<i>ORC</i>	organický Rankinův cyklus
<i>OSN</i>	Organizace spojených národů
<i>OZE</i>	obnovitelné zdroje energie
<i>P&amp;ID</i>	Piping and Instrumentation Diagram/ strojně technologické schéma
<i>P2H2P</i>	Power to Heat to Power/ konverze elektřiny na teplo a zpět na elektřinu
<i>PBSS</i>	Packed Bed Storage System/ systém ukládání tepelné energie do baleného lože
<i>PCM</i>	Phase Change Material/ materiál s fázovou přeměnou
<i>PFC</i>	perfluorované uhlovodíky
<i>PTES</i>	Pumped Thermal Energy Storage/ skladování tepelné energie s využitím tepelných čerpadel
<i>SAHP</i>	Solar Absorption Heat Pump/ absorpční tepelné čerpadlo se solárním ohřevem
<i>SVR</i>	služby výkonové rovnováhy
<i>TČ</i>	tepelné čerpadlo
<i>TA ČR</i>	Technologická agentura České republiky
<i>TCES</i>	Thermochemical Energy Storage/ termochemické skladování energie
<i>TES</i>	Thermal Energy Storage/ úložiště tepelné energie
<i>TESS</i>	Thermal Energy Storage System/ systém ukládání tepelné energie
<i>TI – PTES</i>	Thermal Integrated - Pumped Thermal Energy Storage/ tepelně integrované skladování tepelné energie s využitím tepelných čerpadel
<i>TM</i>	tepelný motor
<i>UCEEB</i>	Univerzitní centrum energeticky efektivních budov ČVUT
<i>VHTHP</i>	Very High Temperature Heat Pump/ velmi vysokoteplotní tepelné čerpadlo



## Úvod

Tématem této diplomové práce jsou, jak již název napovídá, Carnotovy baterie, což jsou systémy pro skladování elektřiny, které pracují na principu power to heat to power (P2H2P), tedy převedení elektřiny na teplo (power to heat), jeho následné uskladnění a poté zpětná konverze uloženého tepla na elektřinu (heat to power). V literatuře lze systémy Carnotových baterií nalézt taktéž pod zkratkami ETES nebo CHEST. Uplatnění systémů Carnotových baterií by mělo být především mezi technologiemi střednědobého skladování elektřiny (tzn. skladování elektřiny v rozmezí 4 až 200 hodin), jelikož skladování energie ve formě tepla vychází pro tyto doby skladování výrazně levněji, než např. skladování pomocí elektrochemických procesů, které využívají např. lithiové baterie. [1]

Historie Carnotových baterií se začala psát již v roce 1924 v podobě prvního patentu, ale největšího rozvoje dosáhla tato technologie až s rozvojem obnovitelných zdrojů energie (OZE) na přelomu tisíciletí. Výzkum a vývoj Carnotových baterií poté akceleroval zvláště v posledních deseti letech, kdy se řada výzkumných pracovišť, univerzit a subjektů z komerčního prostředí začala intenzivně věnovat konceptu Carnotových baterií. Tento zvýšený zájem například vedl v roce 2019 ke vzniku mezinárodního výzkumného projektu Task 36 – Carnot Batteries pod záštitou Mezinárodní energetické agentury, který sdružuje výzkumná pracoviště zabývající se technologií Carnotových baterií. [2]

Zmíněný nárůst pozornosti byl a stále je zapříčiněn několika aspekty. Nejdříve šlo především o snahu zbavit se závislosti na fosilních palivech, v rámci níž došlo k enormnímu rozvoji obnovitelných zdrojů energie. Implementace obnovitelných zdrojů do elektrické soustavy však přináší nestabilitu sítě, zhoršuje její říditelnost a prohlubuje rozdíly mezi špičkami spotřeby a výroby elektřiny. Eliminovat tyto negativní vlivy obnovitelných zdrojů energie měly pomoci systémy na skladování energie, mezi nimi právě systémy na bázi Carnotových baterií. Dalším aspektem, který podporuje zájem o Carnotovy baterie a skladování elektřiny obecně, je snaha o energetickou soběstačnost a bezpečnost jednotlivých subjektů (od jednotlivců, přes podniky až po státní útvary), které je snaha dosáhnout pomocí nových zdrojů energie (převážně opět OZE). Tento rozvoj nových zdrojů opět podporuje zvýšený zájem o systémy skladování elektřiny, a tedy i Carnotovy baterie.

Aktivita v oblasti Carnotových baterií vedly k nárůstu počtu experimentálních a pilotních aplikací, přičemž přehled aktuálních reálných aplikací Carnotových baterií rozdělených na systémy založené na Rankinově oběhu, Braytonově, ostatních CB systémech a také přehled systémů tepelných úložišť vhodných pro Carnotovy baterie lze najít v [3].

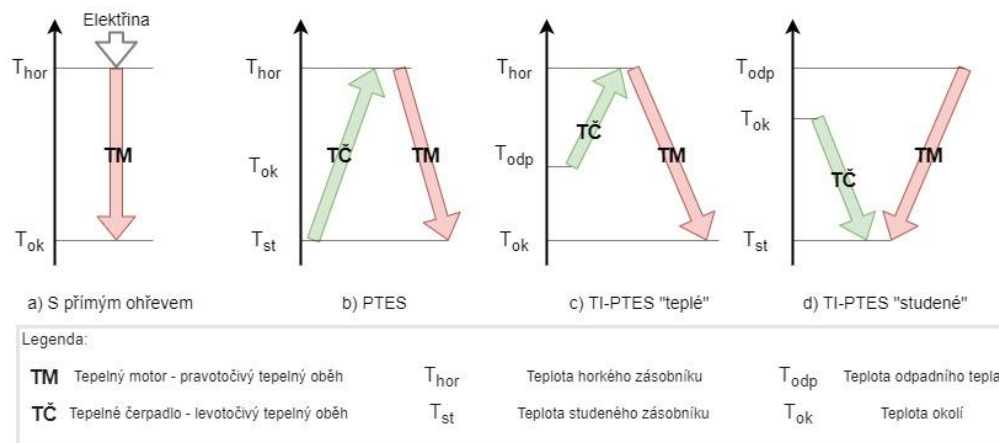
Princip Carnotových baterií, který byl zmíněn výše, a posloupnost dějů, které v nich probíhají, shrnuje následující obrázek.



obr. 1: princip fungování Carnotových baterií [2]

Základní dělení Carnotových baterií může být provedeno například dle typu konverze elektřiny na teplo, tedy procesu P2H. Systémy lze takto rozdělit na systémy s přímým odporovým či indukčním ohřevem, viz obr. 2 a), a na systémy s tepelnými oběhy, v tomto případě levotočivými, které prací (zde nejčastěji elektřinu) spotřebovávají - principiálně se jedná o zařízení na bázi tepelných čerpadel, viz obr. 2 b) až d). Systémy pracující s tepelnými čerpadly jsou označovány jako PTES a mohou být dále děleny na systémy pracující pouze s dodanou elektřinou, tedy samostatné, a na

systémy tzv. tepelně integrované, pod zkratkou TI-PTES. Tepelně integrované PTES využívají odpadní teplo, většinou z průmyslových procesů, a podle způsobu využití tohoto odpadního tepla jsou rozděleny na teplé, viz obr. 2 c), a studené, viz obr. 2 d). Teplé TI-PTES přečerpávají odpadní teplo na vyšší teplotní úroveň, zatímco studené TI-PTES se výrobou a skladováním chladu snaží zvýšit dostupný teplotní rozdíl pro oběh produkující elektřinu. [1]



obr. 2: Rozdělení systémů Carnotových baterií [2]

Oběhy na obr. 2 označené zkratkou TM, tedy tepelný motor, reprezentují pravotočivý tepelný oběh, jehož hlavním účelem je konverze tepla zpět na elektřinu. V závislosti na velikosti zařízení a parametrech pracovního média může být tato konverze uskutečněna pomocí Rankinova oběhu pro oběhy se změnou fáze pracovního média nebo pomocí Braytonova oběhu pro oběhy plynové. Za určitých podmínek je možnost použít další typy oběhů, například Kalinův oběh, Stirlingův oběh či kombinace Braytonova a Rankinova cyklu, tzv. paroplyn. V teoretické rovině je možné uvažovat s použitím konverze tepelného záření přímo na elektřinu pomocí termofotovoltaického, termionického nebo termoelektrického děje. [1]

Tepelně integrované TI-PTES, které mají využívat odpadní teplo, byly taktéž hlavním tématem projektu TA ČR TJ04000326 [1], v rámci něhož vzniklo experimentální zařízení na principu Carnotových baterií. Experimentální ověření vzniklé demonstrační Carnotovy baterie je mimo jiné též předmětem této diplomové práce.

Zabývat se technologií TI-PTES a tím i využitím odpadního tepla má relativně veliký význam především z hlediska energetických úspor a zvýšení účinnosti využití primárních zdrojů energie. Například v průměru 30 % vstupní energie do průmyslových procesů tento proces opouští ve formě odpadního tepla a z toho 42 % s teplotou pod 100 °C [4]. To, že TI-PTES představuje aktuální téma, dokládá i zájem dalších výzkumných pracovišť a mezinárodních projektů, které se aktivně podílejí na vývoji nových konfigurací a prototypů zařízení TI-PTES. Za zmínku stojí například Univerzita v Gentu, která se v problematice TI-PTES specializuje na vývoj systému ORC pro vybíjení Carnotových baterií. Dále můžeme zmínit Německé středisko pro letectví a kosmonautiku (DLR), které se soustřeďuje na vývoj zásobníků tepla s fázovou přeměnou akumulčního materiálu. Další výzkumným střediskem je například Tecalia, což je výzkumná nezisková organizace ze Španělska, která se věnuje především vývoji vysokoteplotních tepelných čerpadel, které by mohly sloužit pro nabíjení systémů Carnotových baterií. Všechny výše zmíněná výzkumná pracoviště jsou propojena pomocí mezinárodního projektu CHESTER, který mimo nich sdružuje dalších 17 subjektů, a jehož cílem je vyvinout technologii na skladování elektřiny pomocí technologie P2H2P. Dalšími odbornými pracovišti, které se věnují TI-PTES, je Univerzita v Lutychu nebo také Erlangensko-norimberská univerzita. [1]

## *Koncept diplomové práce*

Diplomová práce je rozdělena na dvě hlavní části. První část je věnována rešerši a druhá část je věnována praktické a experimentální práci na projektu.

Jak již bylo řečeno, předmětem práce je mimo jiné též experimentální ověření demonstrační Carnotovy baterie, která vznikla v rámci projektu zaštiťovaného Technologickou agenturou České republiky. Cílem bylo vyvinout demonstrační zařízení, které bude skladovat elektřinu na principu P2H2P, a jako zdroj tepla bude využívat odpaní teplo. Základní představa byla tedy navrhnout systém Carnotovy baterie, který bude nabíjen pomocí tepelného čerpadla, které bude poskytovat teplo na teplotní úrovni vyšší než 100 °C. Toto teplo bude dále uskladněno pomocí vhodného systému na skladování tepelné energie a následně proběhne zpětná konverze tepla na elektřinu pomocí systému ORC.

V návaznosti na zvolenou koncepci Carnotovy baterie, tedy vysokoteplotní tepelné čerpadlo, tepelný zásobník a systém ORC, byla rešerše rozdělena na dva oddíly, oddíl věnující se vysokoteplotním tepelným čerpadlům a oddíl věnující se tepelným zásobníkům, tedy ukládání tepelné energie. Oddíl věnující se tepelným zásobníkům byl zaměřen na technologie a principy skladování tepla, které by bylo možné použít právě společně s vysokoteplotními tepelnými čerpadly - tedy technologie, které jsou vhodné na uskladnění tepla produkovaného pomocí vysokoteplotního tepelného čerpadla. Oddíl věnující se problematice ORC byl v této práci úmyslně vynechán, jelikož této problematice se věnuje podrobně již řada vynikajících a rozsáhlých publikací, například [5].

Oba oddíly rešerše obsahují vždy úvod do daného tématu, popis základních principů dané technologie a souhrn technických řešení a konfigurací dostupných v literatuře.

V druhé části práce je věnován prostor již detailnímu popisu, rozboru a experimentálním analýzám demonstrační Carnotovy baterie, která se aktuálně nachází v laboratoři Univerzitního centra energeticky efektivních budov ČVUT v Buštěhradu.

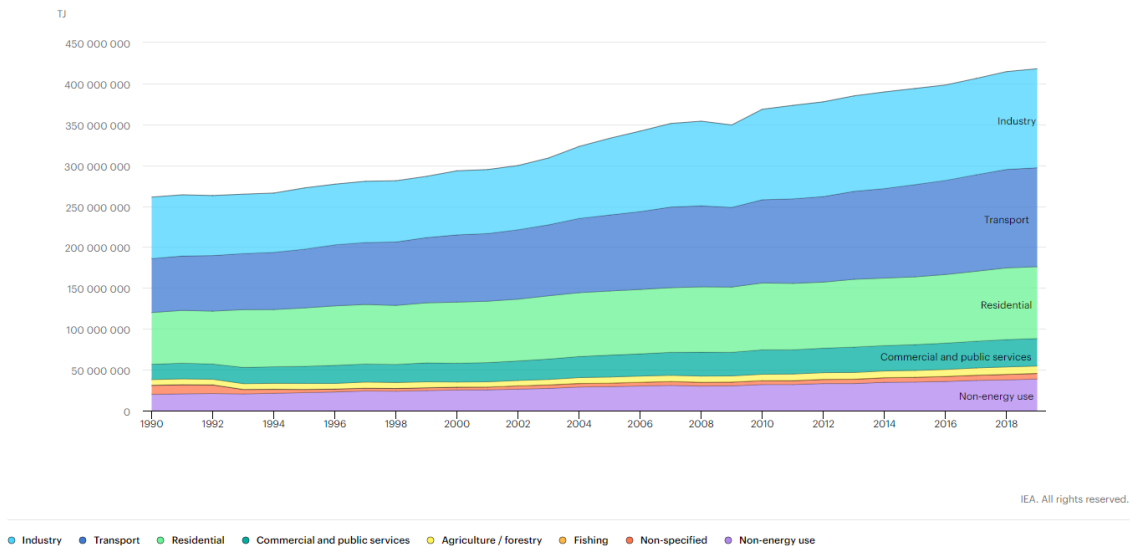
Cíle diplomové práce jsou tedy shrnuty následovně:

- V první části vypracování rešerše na následující témata:
  - vysokoteplotní tepelná čerpadla - zralost technologie, dosahované parametry, technické realizace, tržní dostupnost, zařízení ve vývoji a perspektivy aplikací;
  - tepelné zásobníky pro akumulaci tepla z vysokoteplotních tepelných čerpadel - technologie a principy akumulace tepla adekvátně teplotám a hmotnostním tokům z vysokoteplotních tepelných čerpadel v kontextu aplikace do CB, komerčně dostupné systémy a vyvíjené zásobníky.
- V druhé části:
  - tvorba vlastního termodynamického modelu (digitální dvojče) CB jednotky včetně zohlednění tepelných a tlakových ztrát;
  - provoz a vyhodnocení provozu nabíjení experimentální jednotky CB;
  - porovnání experimentálně dosahovaných hodnot z nabíjení s modelovaným provozem systému, vyhodnocení odchylky;
  - proměření vybíjení CB vodním meziokruhem;
  - návrh a realizace úprav pro zprovoznění vybíjecího okruhu ORC.

# 1 Teoretická část diplomové práce

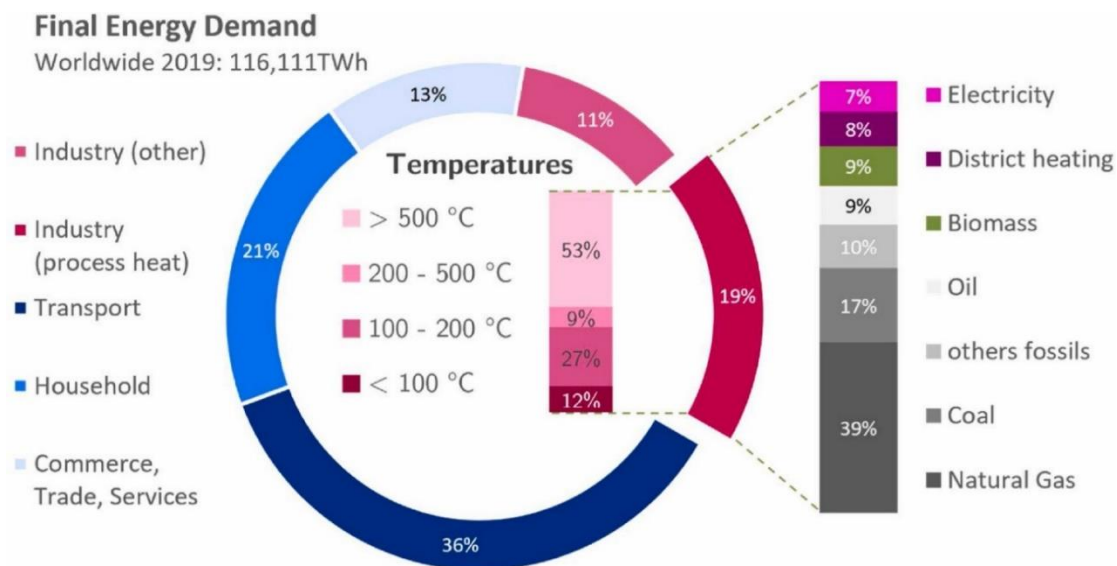
## 1.1 Vysokoteplotní tepelná čerpadla

Výroba a spotřeba energie je podstatnou součástí světové ekonomiky. Světová spotřeba energie rok od roku roste. Dle IEA v roce 2019 činila světová spotřeba energie přibližně 418 EJ neboli cca 116 000 TWh, což představuje nárůst o 60 % oproti světové spotřebě energie v roce 1990 [6]. Na následujícím obrázku je zobrazen vývoj celkové světové spotřeby energie mezi lety 1990 a 2019 společně s vyznačenou spotřebou jednotlivých sektorů.



obr. 3: vývoj světové spotřeby energie mezi lety 1990 – 2019 [6]

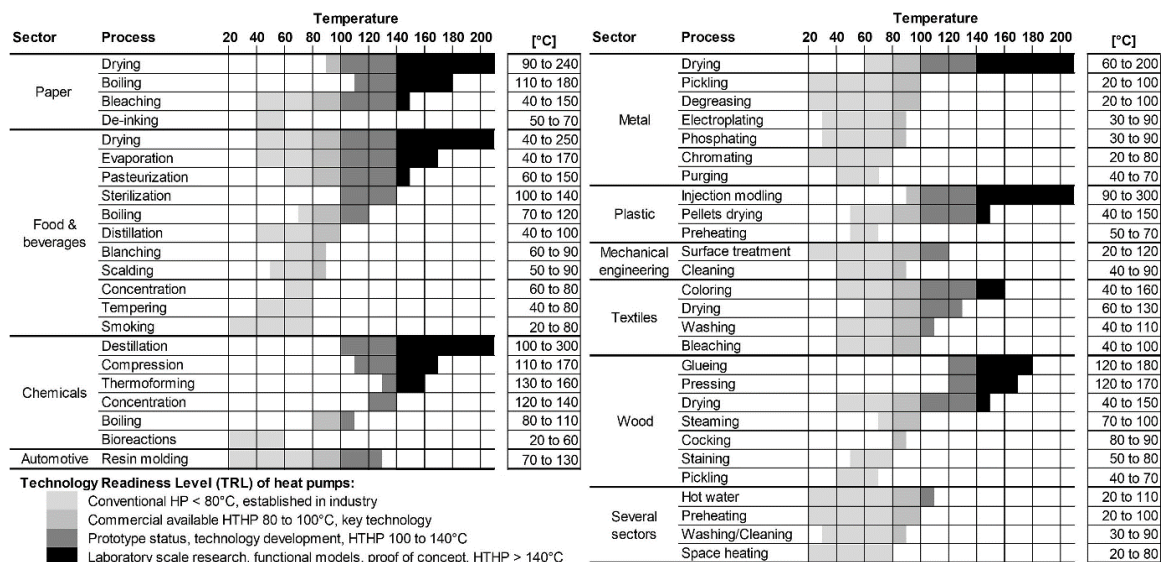
Na následujícím obrázku je zobrazena světová spotřeba energií za rok 2019 podle jednotlivých sektorů s tím, že spotřeba průmyslu byla rozdělena na spotřebu energie v podobě tepla a na spotřebu v podobě ostatních druhů energie. Spotřeba tepla v průmyslu byla dále rozdělena z pohledu teplotní úrovně spotřebovávaného tepla a současně z pohledu výroby tepelné energie. Rok 2019 byl zvolen s ohledem na nedostupnost kompletního souboru aktuálnějších statistických dat na stránkách IEA.



obr. 4: rozdělení světové spotřeby v roce 2019 dle sektorů [7]

Z obr. 4 je patrné, že v oblasti dodávek tepla pro průmysl je veliký potenciál k dekarbonizaci, jelikož celých 75 % spotřeby tepla v průmyslu je získáváno z fosilních zdrojů, které produkují škodlivé emise do ovzduší. Jedna z technologií, která by mohla vést k přechodu průmyslové energetiky na „čistší“, je technologie tepelných čerpadel, obzvláště pokud k pohonu tepelného čerpadla je využita elektřina z obnovitelných zdrojů energie. Tepelná čerpadla jsou v oblasti vytápění budov již běžně dostupnou technologií a počet jejich instalací neustále roste. K roku 2020 je evidováno na 180 milionů instalací s předpokládaným růstem až na 600 milionů instalací k roku 2030. [8] Tyto aplikace ale dodávají teplo na relativně nízké teplotní úrovni, běžně od 35 °C do 55 °C [9]. Maximální teploty, kterých jsou dnes běžně dostupná tepelná čerpadla schopna dosáhnout, jsou na teplotní úrovni mezi 60 °C a 80 °C (100 °C). [10], [11]

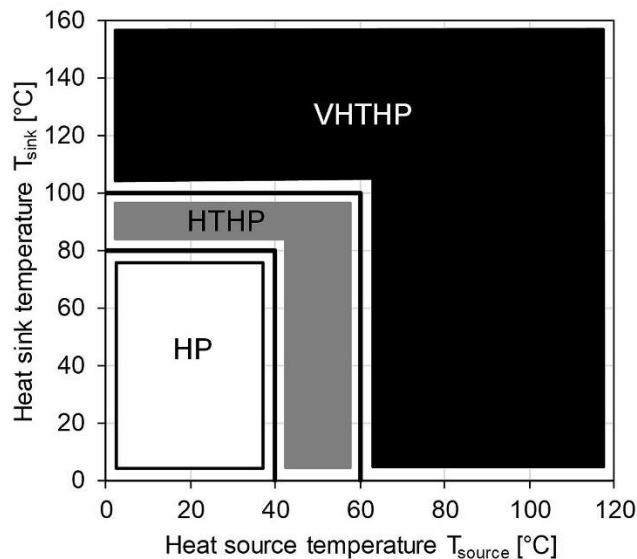
Z obr. 4 je tedy dále patrné, že běžně dostupná komerční tepelná čerpadla jsou schopna zajistit jen 12 % spotřeby tepla v průmyslu. V dodávce procesního tepla o teplotě mezi 100 °C a 200 °C, což představuje 27 % poptávky po průmyslovém procesním teple, bylo identifikováno mnoho různých aplikací tepelných čerpadel v potravinářském, papírenském, chemickém, kovovém a plastovém průmyslu, které jsou závislé na parním ohřevu z kotlů na fosilní paliva. [7] Následující obrázek poskytuje přehled průmyslových procesů v různých průmyslových sektorech, které byly identifikovány jako vhodné pro použití tepelného čerpadla.



obr. 5: přehled průmyslových procesů, kde by se mohly uplatnit tepelná čerpadla [12]

Použití tepelných čerpadel v oblasti průmyslu je výhodné nejen z důvodu snížení využívání fosilních paliv a tím i snížení množství produkovaných emisí, ale též z důvodu možných energetických úspor. V dnešní době je tlak na úspory energií nejen v průmyslu, přičemž průměrně 30 % vstupní energie do průmyslového procesu tento proces opouští v podobě průmyslového odpadního tepla. [4] Průmyslové odpadní teplo odchází z procesů ve formě např. chladicí kapaliny v chladičích, odpadní vody, teplého stlačeného vzduchu nebo vlhkého odpadního vzduchu. [12] Z těchto 30 % energie v podobě odpadního tepla je 42 % na teplotní úrovni pod 100 °C [4], a proto zůstává značné množství odpadního tepla nevyužito, protože většina průmyslových procesů vyžaduje teplo na úrovních teploty nad 120 °C. [10] O vysokém významu rekuperace odpadního tepla v průmyslu svědčí i to, že Mezivládní panel pro změnu klimatu (IPCC) považuje aplikaci technologií využití odpadního tepla za nástroj ke zlepšení energetické účinnosti, snížení energetické spotřeby průmyslových procesů a tím i produkce emisí skleníkových plynů. [13]

Tepelná čerpadla se dají rozčlenit do tří kategorií podle teploty, které jsou schopné dosáhnout na výstupu. Toto rozdělení je graficky znázorněno na následujícím obrázku, kde jsou na základě teploty zdroje a teploty na výstupu vymezeny tři kategorie tepelných čerpadel. V odborné literatuře nicméně často nejsou rozlišovány kategorie vysokoteplotních (HTHP) a velmi vysokoteplotních tepelných čerpadel (VHTHP). Místo toho se používá termín vysokoteplotní tepelná čerpadla pro všechny systémy, které jsou schopny poskytovat teplo o teplotě vyšší než 100°C. V této práci bude tudíž pod pojmem vysokoteplotní tepelné čerpadlo považován systém tepelného čerpadla splňující výše zmíněnou podmínku 100 °C.



obr. 6: rozdělení tepelných čerpadel podle teploty zdroje a výstupní teploty [12]

### 1.1.1 Základy a komponenty tepelného čerpadla

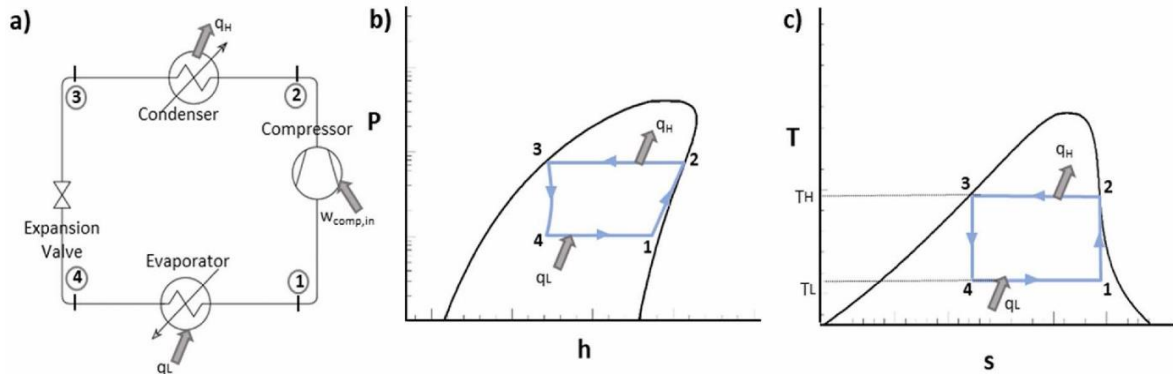
Technologie tepelného čerpadla patří mezi skupinu levotočivých termodynamických oběhů, kdy termodynamické oběhy jsou definovány jako cykly, při nichž pracovní látka projde sérií stavových změn a vrátí se do původního stavu. Dále levotočivý oběh se od pravotočivého liší především tím, že práce je zde spotřebovávána, zatímco pravotočivé oběhy práci produkují. [14] Termodynamický cyklus je u nejjednodušší konfigurace tepelného čerpadla realizován tak, že nejdříve je do oběhu absorbováno teplo při nízké teplotě (teplo je odebíráno ze zdroje tepla) a chladivo se tímto vypařuje ve výparníku, dále následuje stlačení pracovní látky a tím stoupnutí teploty a tlaku. Poté dochází k odvodu tepla při vyšší teplotě (teplo je odváděno v chladiči), kdy nejčastěji dochází ke kondenzaci chladiva, a tedy chladič je nazýván kondenzátorem. Vyškrčením pracovní látky na tlakovou hladinu ve výparníku poté dochází k uzavření pracovního cyklu (pracovní látka se dostává do výchozího stavu).

Pro potřeby energetické charakteristiky systémů tepelných čerpadel a jejich případné porovnání byl zaveden tzv. topný faktor/koefficient využití, COP, který je definován jako podíl tepla odvedeného při vyšší teplotní úrovni v kondenzátoru  $Q_{out}$  a práce dodané na pohon kompresoru  $W$ , viz rovnice (1).

$$COP = \frac{Q_{out}}{W} \quad [-] \quad (1)$$

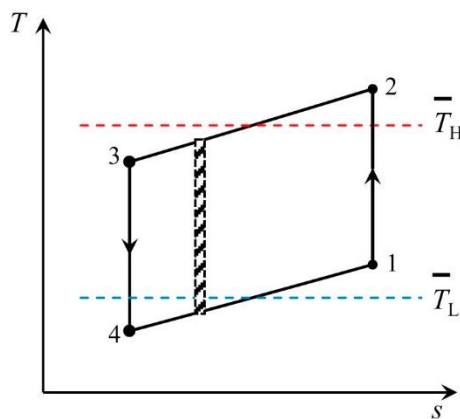
Dále, aby bylo možné určit efektivnost, se kterou pracuje systém tepelného čerpadla, byly definovány dva porovnávací oběhy, které definují maximální možnou účinnost za daných podmínek. První z těchto porovnávacích oběhů je levotočivý Carnotův oběh nebo také Carnotův oběh

tepelného čerpadla, který stanovuje maximální dosažitelnou hodnotu COP pro dané konstantní teploty ve výparníku a v kondenzátoru. Na následujícím obrázku je znázorněno schéma Carnotova cyklu společně se zakreslením do  $p - h$  a  $T - s$  diagramu. Z obrázku je zřejmé, že ideální levotočivý Carnotův oběh se skládá z izoentropické (vratné adiabatické) komprese, dále izotermické komprese, následuje izoentropická (vratná adiabatická) expanze a poslední změnou je izotermická expanze. [7], [12]



obr. 7: porovnávací Carnotův oběh tepelného čerpadla; a) schéma oběhu, b)  $p - h$  diagram, c)  $T - s$  diagram [7]

Druhým porovnávacím oběhem je Lorenzův oběh, který představuje teoretický limit pro hodnotu COP pro případy s teplotním skluzem na straně zdroje a chladiče a je ekvivalentní nekonečnému víceetapovému Carnotovu cyklu. Teplotní skluz zdroje tepla a chladiče se může výrazně lišit v závislosti na průmyslové aplikaci. Například procesy sušení a výroby páry jsou bližší Carnotovi, zatímco jiné aplikace, jako jsou např. vysokoteplotní sítě, mají vyšší teplotní skluz a jsou bližší Lorenzovi. [12] Na následujícím obrázku je znázorněn Lorenzův oběh v  $T - s$  diagramu společně s vyznačenými středními teplotami přívodu a odvodu tepla.

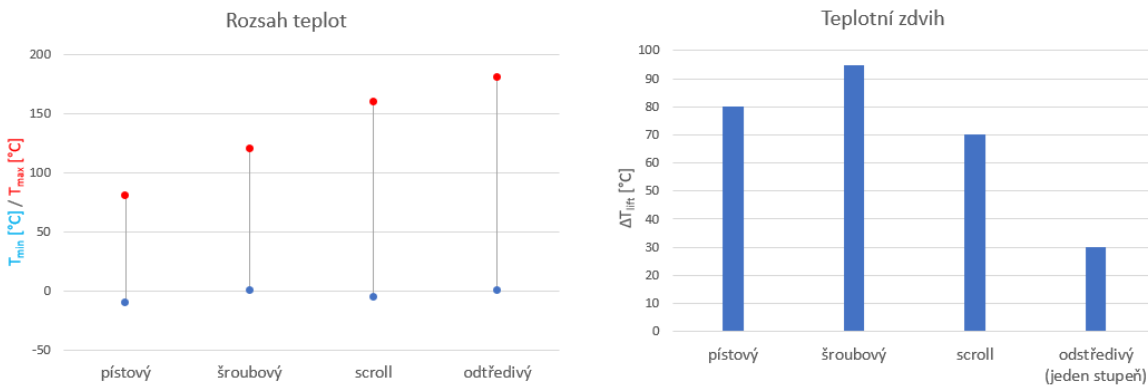


obr. 8:  $T - s$  diagram Lorenzova oběhu [15]

### 1.1.2 Studie vysokoteplotních tepelných čerpadel

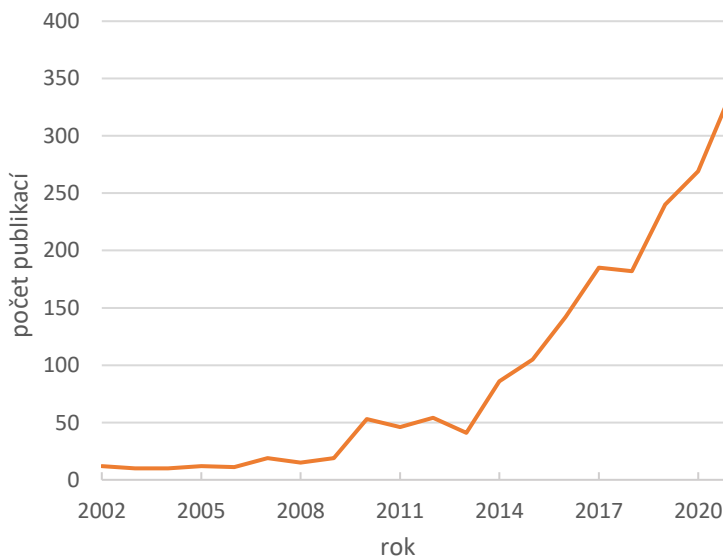
V literatuře najdeme dnes již mnoho prací zabývajících se vysokoteplotními tepelnými čerpadly (vývoj počtu publikací na téma vysokoteplotní tepelná čerpadla viz. obr. 10), přičemž vzniklo mnoho konfigurací systému od jednostupňového uspořádání, které bylo později rozšířeno o vstřikování páry, ejektor nebo vnitřní výměnu tepla, přes víceetapové a kaskádové systémy až po hybridní systémy, kdy je systém tepelného čerpadla s kompresí páry spojen s jinými tepelnými systémy, jako jsou systémy absorpce, adsorpce, solární energie nebo chemického tepelného čerpadla. [16] Všechny výše uvedené konfigurace se značně liší, ale zároveň jsou všechny alespoň z části založeny na systému tepelného čerpadla s kompresí páry.

Kompresí páry je v systémech tepelných čerpadel běžně dosaženo pomocí kompresorů, kdy nejčastěji používanými kompresory jsou pístové kompresory, dále šroubové kompresory, scroll kompresory a odstředivé kompresory. Rozsahy teplot ( $T_{min}$  je minimální teplota ve výparníku a  $T_{max}$  je maximální teplota v kondenzátoru) a teplotní zdvihy (teplotním zdvihem je myšlen rozdíl mezi teplotou zdroje a teplotou ohřívajícího média na výstupu z kondenzátoru) v běžných aplikacích tepelných čerpadel jsou zobrazeny na následujícím obrázku. [17], [18]



obr. 9: rozsah teplot a teplotní zdvih pro jednotlivé typy běžně užívaných kompresorů [17], [18]

Technologie vysokoteplotních tepelných čerpadel využívá sice nejčastěji tyto čtyři typy kompresorů, ale uvidíme na následujícím shrnutí konfigurací vysokoteplotních tepelných čerpadel, že jednotlivé kompresory byly použity i pro jiné rozsahy teplot  $T_{min}$ ,  $T_{max}$  a s jiným dosažitelným teplotním zdvihem, než uvádí obr. 9.



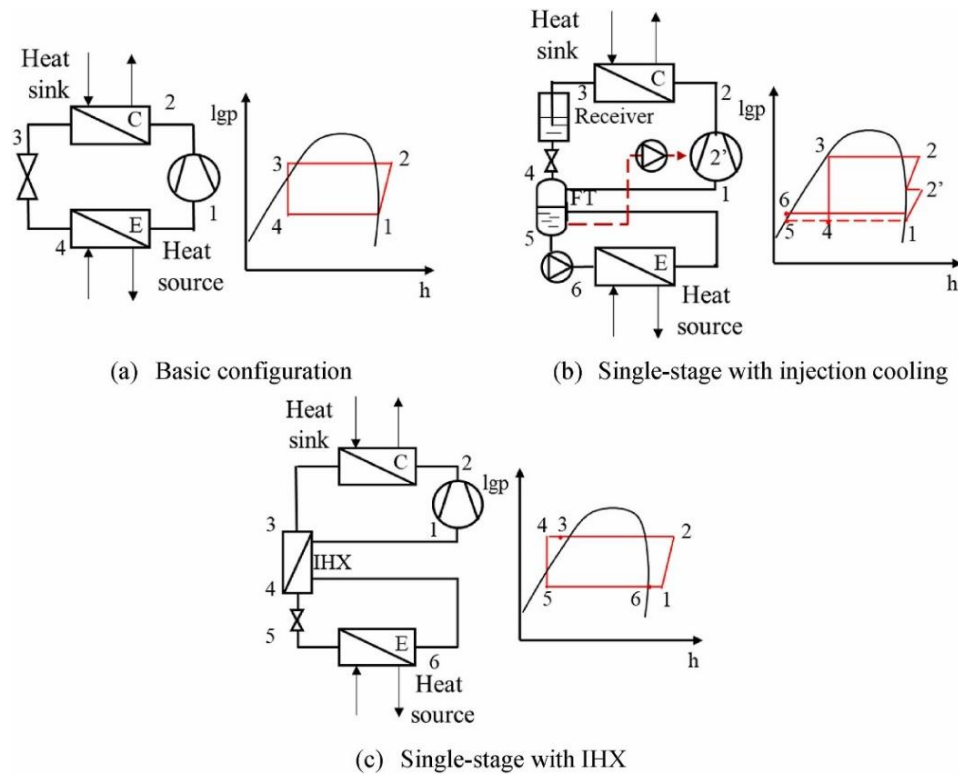
obr. 10: vývoj počtu publikací mezi lety 2002–2021 [19]

### 1.1.3 Konfigurace vysokoteplotních tepelných čerpadel

#### 1.1.3.1 Systém s jednostupňovou kompresí par

Jedná se o nejjednodušší uspořádání systému vysokoteplotního tepelného čerpadla (VTTČ), které bylo převzato z běžných aplikací technologie tepelných čerpadel. Během let vývoje technologie VTTČ vznikly dvě složitější varianty systému s jednostupňovou kompresí - systém s technologií chlazení vstřikováním kapaliny (EVI) a systém s vnitřním výměníkem tepla. [16] Všechny tři varianty jsou znázorněny na následujícím obrázku.





obr. 11: systémy s jednostupňovou kompresí par; a) základní uspořádání, b) s chlazením pomocí vstřikování, c) s vnitřním výměníkem tepla [16]

Již v roce 1985 bylo japonskými výzkumníky prezentováno tepelné čerpadlo, které bylo schopno dosáhnout teploty kondenzace až 135 °C. Teplota vypařování byla 80 °C a byl zde použit šroubový kompresor s příkonem 75 kW, přičemž bylo za těchto podmínek dosaženo COP 4,5. [12] Dále za zmínku stojí výzkum týmu Madsboell a kol., kteří vyvinuli odstředivý kompresor vodní páry pro VTTČ s jednostupňovou kompresí. Podařilo se jim dosáhnout výstupní teploty kondenzace 90 až 110 °C s teplotním zdvihem 25–30 °C. [18] Mnohem vyšší teploty, 150 °C, dosáhl Fleckl a kol., kteří uvedli do provozu laboratorní VTTČ s pístovým kompresorem a R1336mzz(Z) jako pracovní kapalinou. Zařízení dosáhlo hodnoty COP 2,4 při teplotním zdvihu 70 °C. Stejně vysokého teplotního zdvihu bylo dosaženo s chladivem HT125 vytvořeným Noack a kol. Ti vyvinuli a použili toto chladivo ve VTTČ s COP 1,7, které bylo schopné poskytnout horkou vodu o teplotě 140 °C. [16] Za zmínku stojí dále Deng a kol., kteří syntetizovali novou směs chladiva s názvem NBY-1, která je netoxická, nehořlavá a má nulový ODP. Při využití této směsi bylo dosaženo teploty horké vody až 130 °C při teplotě vypařování 50 °C s COP 2,74. [20]

Varianta b) na obr. 11 je typická zejména pro vysokoteplotní tepelná čerpadla s vodním chladivem, kdy je vstřikováním kapalného chladiva zajištěn bezpečný chod kompresoru, jelikož by mohlo docházet vlivem vysokých teplot k přehřátí kompresoru. [16] Při tomto uspořádání systému VTTČ a při použití vodního chladiva bylo dosaženo hodnot COP kolem 4 při teplotě vypařování v rozmezí teplot 80 až 90 °C a teplotě kondenzace 121 až 126 °C. [21], [22] Chamoun a kol. dále v rámci svého výzkumu vyvinuli nový typ dvojitého šroubového kompresoru, který by byl vhodný pro kompresi vodní páry. [22]

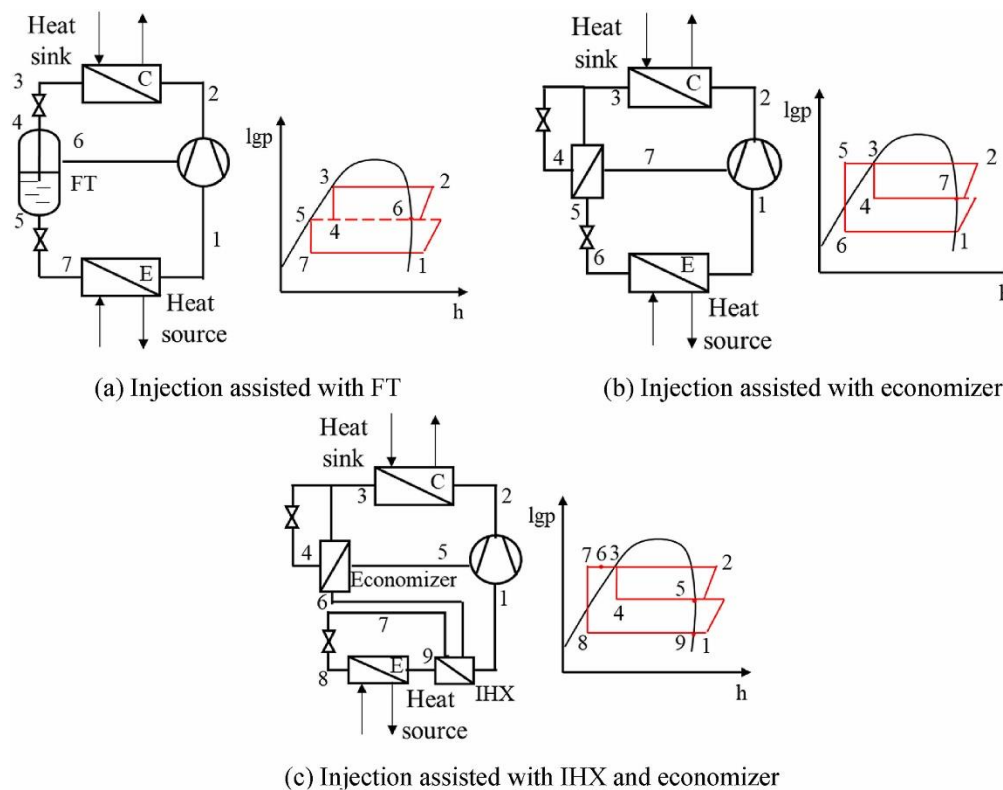
Na obr. 11 c) vidíme konfiguraci s klasickou jednostupňovou kompresí, ke které byl přidán vnitřní výměník tepla pro zvýšení teploty před kompresorem, což vede k vyšší teplotě v kondenzátoru. S touto konfigurací byli Helminger a kol. schopni dosáhnout teploty až 155 °C při COP 2,24 a teplotním zdvihu 48 °C. [23]

### 1.1.3.2 Systém se vstřikováním chladiva

Následující konfigurace systému vysokoteplotních tepelných čerpadel využívá princip vstřikování chladiva, obdobně jako bylo popsáno výše. Rozdílem je, že zde se vstřikované chladivo nachází ve formě páry, přičemž u varianty na obr. 11 b) šlo o vstřikování kapalného chladiva. Díky vstřikování je zde dosaženo zvýšení účinnosti kompresního procesu, kdy dochází ke snížení výstupní teploty za kompresorem. Používají se dvě hlavní varianty - první je varianta FT neboli flash tank, obr. 12 a) a druhá je varianta s ekonomizérem, obr. 12 b). Z výzkumů vyplývá, že systém s FT má lepší topný výkon i hodnoty COP než systém s ekonomizérem. Je to proto, že parametry vstřikované páry v cyklu FT jsou obvykle nižší než v cyklu s ekonomizérem, díky čemuž je dosaženo efektivnějšího procesu komprese. Navíc je FT ve srovnání s výměníkem tepla ekonomičtější. [16]

Ve variantě s ekonomizérem je výstupní proud za kondenzátorem rozdělen na dvě větve, kdy podstatně menší část je přiškrcena do stavu mokré páry. Následně je při průchodu ekonomizérem odpařena opět na stav sytosti, a poté dochází ke vstřiku do kompresoru, jak je vidět na obr. 12. Při této variantě bylo na simulačním modelu, pro který tvořila základ naměřená data z vysokoteplotního tepelného čerpadla, při teplotě vypařování 60 °C dosaženo výstupní teploty 130 °C s COP 2,3. [16], [24]

Poslední varianta na obr. 12, tedy varianta c), byla vyvinuta ve Francii. Byla použita varianta s ekonomizérem, kterou autoři doplnili o vnitřní výměník tepla. Tato konstrukce dosáhla nejvyšší teploty v kondenzátoru 102 °C a COP 2,5 při teplotě vypařování 32 °C. [16]



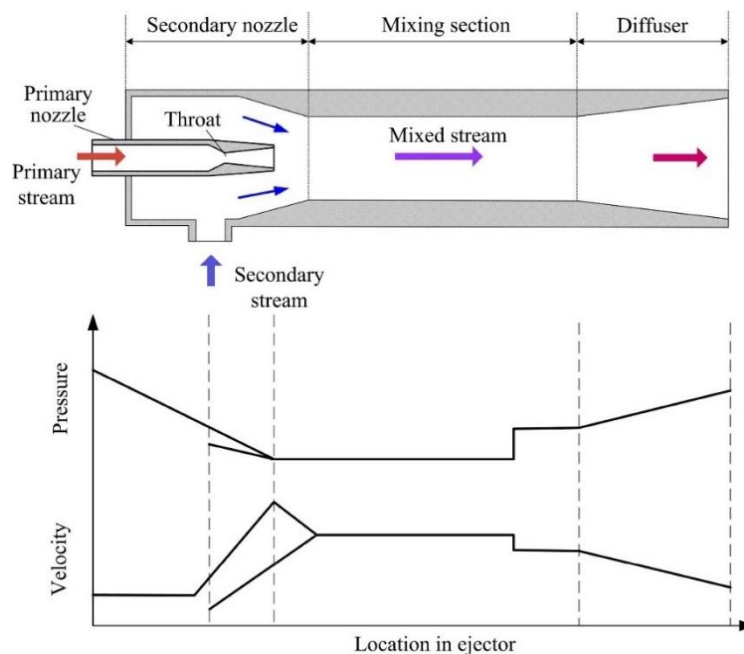
obr. 12: systémy se vstřikováním; a) s FT, b) s ekonomizérem, c) s ekonomizérem a vnitřním výměníkem tepla [16]

### 1.1.3.3 Systém s ejektorem

Ve standardním systému tepelného čerpadla chladivo nevratně expanduje pomocí škrťacího ventilu. Ke ztrátám při škrcení dochází v důsledku tření ve škrťacím ventilu. Ztráty škrcením se mění v závislosti na vlastnostech chladiva, přičemž chladiva s vyšší tepelnou kapacitou mají tendenci způsobovat větší ztráty škrcením. Pro snížení ztrát při expanzi je snaha tuto expanzní práci alespoň

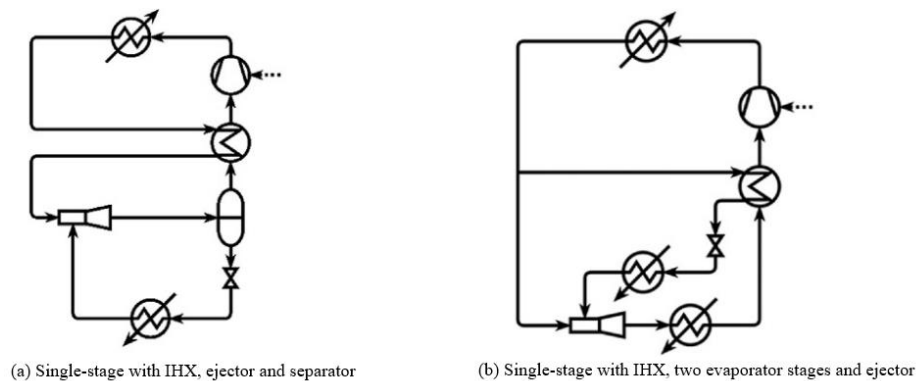
částečně využít, buď pomocí expandérů nebo ejektorů. Bylo vyvinuto několik typů expandérů pro nahrazení škrtícího ventilu v systému tepelného čerpadla – odstředivý expandér, pístový expandér, turboexpandér nebo lopatkový expandér. Komerční rozšíření technologie expandérů bylo ale pomalé, jelikož u většiny cyklů má expanze za následek vstup chladiva do dvoufázové oblasti, což může mít na samotný expandér destruktivní dopad. [7]

Princip funkce ejektoru neboli proudového čerpadla spočívá v tom, že vysokotlaké chladivo mění svou tlakovou energii na kinetickou a dochází k jeho urychlení, což vede ke strhávání nízkotlakého chladiva a jejich následnému smíšení. Na výstupu z ejektoru poté dochází v difuzoru k poklesu kinetické energie smíšeného proudu a její přeměně na tlakovou. Schéma ejektoru společně s průběhem rychlosti a tlaku po délce ejektoru se nachází na následujícím obrázku.



obr. 13: schéma ejektoru společně s průběhem rychlosti a tlaku po délce ejektoru [25]

Použití ejektoru umožňuje zvýšit sací tlak kompresoru při stejném odpařovacím tlaku, čímž ejektor snižuje ztráty vznikající při škrcení a snižuje tlakový poměr, což je zvláště důležité pro cykly VTTC, protože účinnost komprese se obecně snižuje s rostoucím tlakovým poměrem. [7] Použití ejektoru je častým řešením pro tepelná čerpadla s  $\text{CO}_2$  jako pracovní látkou. [26]



(a) Single-stage with IHX, ejector and separator

(b) Single-stage with IHX, two evaporator stages and ejector

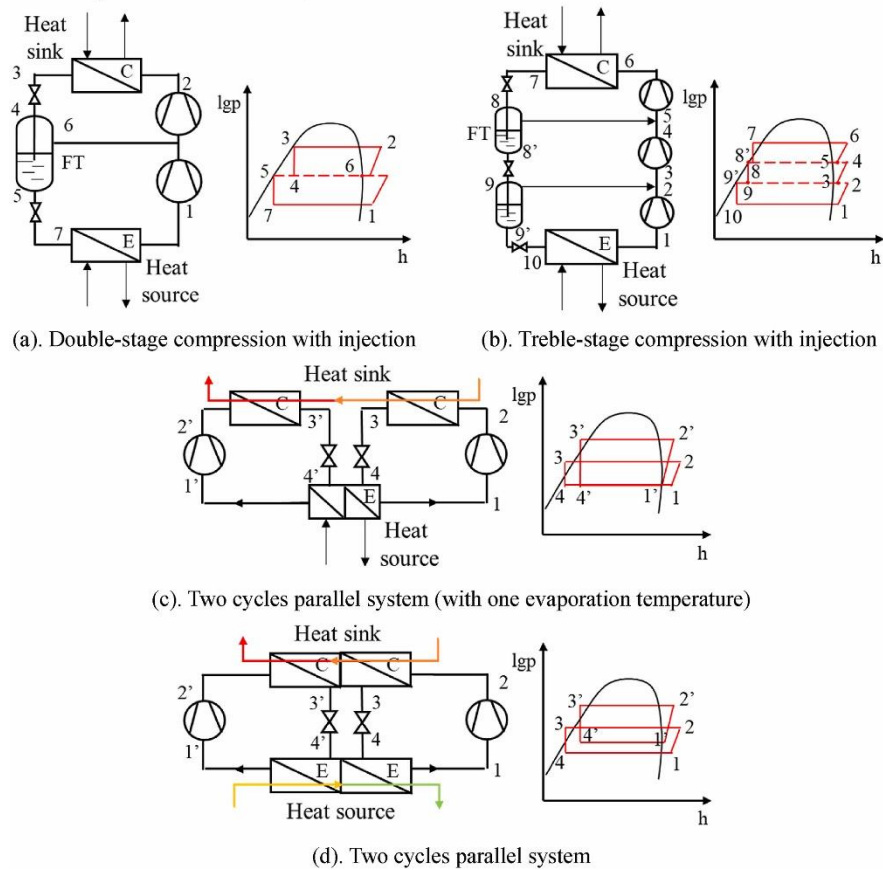
obr. 14: systémy s ejektorem; a) se separátorem, b) s dvouúrovňovým vypařováním [7]

Na obr. 14 jsou dvě varianty systému vysokoteplotního tepelného čerpadla, kterými se zabývali v [27]. Ve variantě a) je ejektor zapojen tak, že výstup ejektoru je zaústěn do separátoru, ve kterém se odděluje plynná a kapalná fáze. V této konfiguraci bylo dosaženo při teplotě kondenzace 105 °C a teplotě vypařování 30 °C COP mezi 3 až 3,5 pro různá chladiva. Varianta b) je nazvaná variantou s děleným ejektorem, kdy jsou použity dva výparníky pro dosažení vypařování na dvou různých teplotních úrovních. Při stejných teplotách vypařování a kondenzace jako u varianty a) bylo dosaženo COP 3,5 až 3,7 pro různá chladiva. [27]

#### 1.1.3.4 Více stupňové a paralelní systémy VTTČ

Vícestupňový systém, jak již název napovídá, využívá ke kompresi páry více než jeden kompresor, což je výhodné z hlediska zvýšení teplotního zdvihu a zlepšení účinnosti komprese. Pro další zvýšení účinnosti komprese se vícestupňový systém ještě doplňuje o vstřikování páry za jednotlivé kompresory. Typické uspořádání vícestupňových systémů je na obr. 15 a) se dvěma kompresory a b) se třemi kompresory. Vzhledem ke složitosti vícestupňového kompresního systému se většina prací zaměřila pouze na teoretické zkoumání a experimentálních prototypů vzniklo pouze pár, z nichž ještě méně bylo schopných dosáhnout teploty kondenzace vyšší než 100°C. [16] Příkladem vícestupňového systému je systém, který pracuje s vodní parou. Využívá dvoustupňový odstředivý kompresor, jenž při teplotě vypařování 90 °C a teplotě kondenzace 130 °C dosahuje COP 5,5. [28]

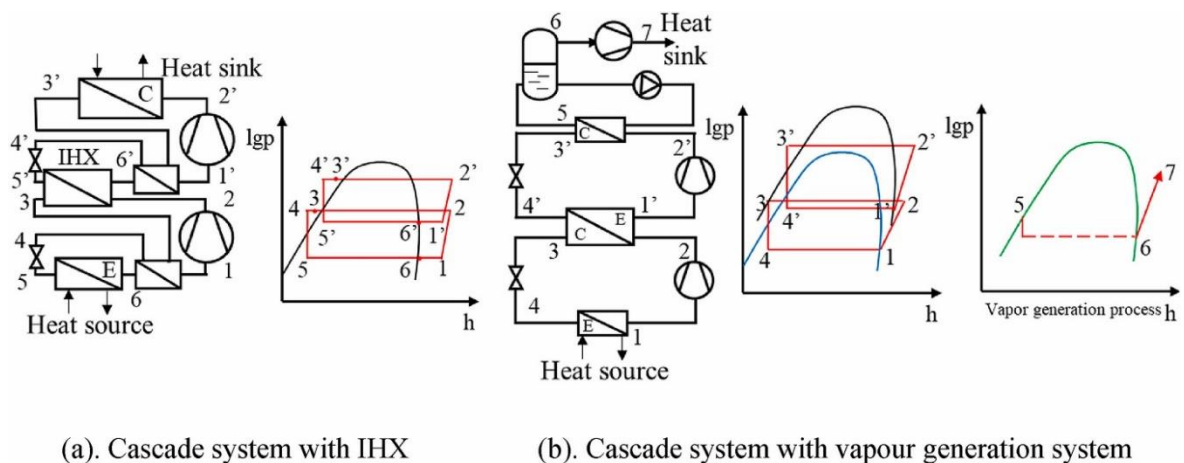
Paralelní systémy se dnes vyskytují ve dvou typických provedeních. První varianta spočívá v paralelním zapojení kompresorů v klasickém jedностupňovém uspořádání, což má za následek znásobení kapacity ohřevu. [16] V [29] použili dva paralelní scroll kompresory, teplota ve výparníku byla v rozmezí 35 až 60 °C a dosažené teploty v kondenzátoru byly 90 až 138 °C, přičemž bylo dosaženo celkem velkého rozptylu hodnot COP od 1 do 8. Druhé provedení paralelních systémů je znázorněné na obr. 15 c) a d). Hlavním cílem je zde maximalizovat množství přeneseného tepla do ohřívané látky pomocí paralelních oběhů s různými teplotami kondenzace. [16] V [30] se zabývali paralelním cyklem se sériovým ohřevem, obr. 15 c). Dosáhli maximální hodnoty COP 4,3 při teplotě výstupní vody "pouze" 85 °C a teplotě ve výparníku 45 °C, přičemž provedli porovnání s klasickým jedностupňovým tepelným čerpadlem, které při stejných podmínkách dosáhlo COP pouze 3,25.



obr. 15: vícestupňové a paralelní systémy; a) dvoustupňová komprese se vstřikováním, b) třístupňová komprese se vstřikováním, c) paralelní systém se společným výparníkem, d) paralelní systém s odděleným výparníkem i kondenzátorem [16]

### 1.1.3.5 Kaskádový systém

Kaskádový systém se skládá ze dvou nezávisle pracujících oběhů (vysokoteplotního a nízkoteplotního), spojených jedním výměníkem tepla, který slouží jako kondenzátor ve nízkoteplotním cyklu a zároveň jako výparník ve vysokoteplotním cyklu.



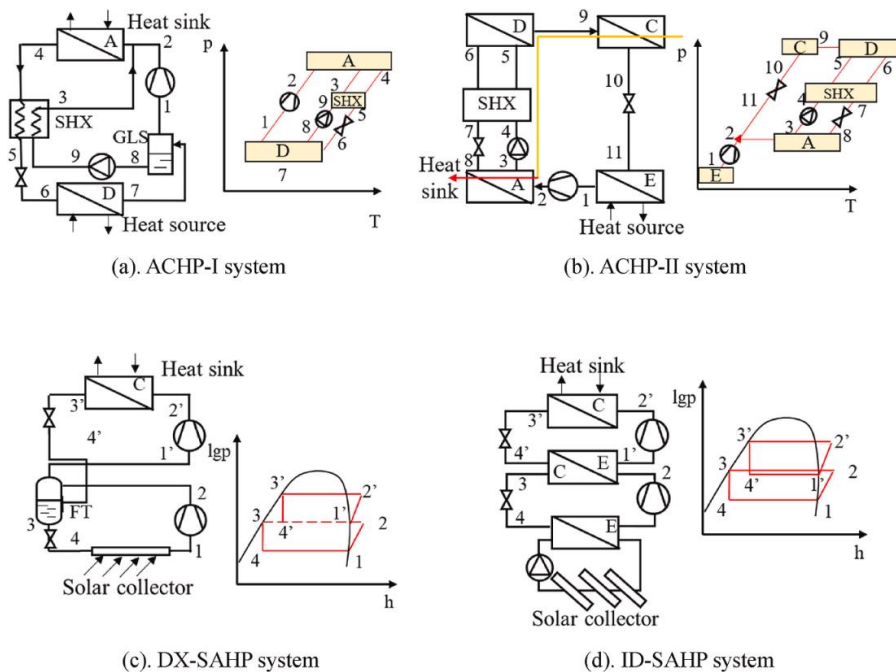
obr. 16: kaskádový systém; a) s vnitřním výměníkem tepla, b) se systémem generování páry [16]

Na obr. 16 a) je znázorněn kaskádový systém popsáný v [31], kdy se experimentálně testovalo kaskádové tepelné čerpadlo s chladivem R290 v nízkoteplotním cyklu a chladivem R600 ve vysokoteplotním cyklu. Bylo dosaženo teploty kondenzace ve vysokoteplotním cyklu 115 °C,

přičemž teplota vypařování v nízkoteplotním cyklu byla  $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ , COP systému se pohybovalo nad hodnotou 2. [16], [31] V rámci další studie, [32], bylo vyvinuto vysokoteplotní kaskádové tepelné čerpadlo, které by mělo být schopné poskytovat teplo o teplotě až téměř  $170\text{ }^{\circ}\text{C}$ , při teplotě vypařování  $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Byly zkoumány různé varianty chladiv pro vysokoteplotní a nízkoteplotní smyčky systému a nejvyšší teploty kondenzace bylo dosaženo s kombinací chladiv BY3B/BY6 a COP kolem hodnoty 2,5. Na obr. 16 b) je systém kaskádového tepelného čerpadla se systémem produkce páry. Byla použita kombinace chladiv R410A a R245fa, kdy bylo dosaženo teplotního zdvihu až  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$  a byla produkována pára o teplotě  $120\text{ }^{\circ}\text{C}$  a tlaku 1,98 barů. [16]

### 1.1.3.6 Hybridní systémy tepelných čerpadel

Výše popsané konfigurace vysokoteplotních tepelných čerpadel pracovala na principu stlačování par. Tepelná čerpadla s kompresí páry však mají některá omezení. Vykazují například omezený teplotní zdvih, kdy z důvodu požadavku vysokých teplot kondenzace je zapotřebí vysoký kompresní stupeň a s ním spojená nižší účinnost komprese a nepružné provozní rozsahy. [16], [33] Hybridní cyklus tepelného čerpadla může tato omezení překonat kombinací konvenčního cyklu komprese páry a cyklu absorpčního tepelného čerpadla. Pro využití výhod kompresního tepelného čerpadla a absorpčního tepelného čerpadla, byly navrženy především dva typy absorpčně-kompresního tepelného čerpadla (AKTČ), viz. obr. 17. Ve [33] sestavili AKTČ dle schématu a), kdy z desorbéru jsou nízkotlaké páry nasávány a stlačeny v kompresoru na vyšší tlak. Chudý roztok je pomocí čerpadla také přiveden na vyšší tlakovou hladinu a po průchodu vnitřním výměníkem tepla je spolu s vysokotlakými parami přiveden do absorbéru, kde se uvolňuje teplo v důsledku absorpce par do roztoku. Použit byl roztok  $\text{NH}_3$  a  $\text{H}_2\text{O}$ , kdy bylo dosaženo teploty výstupní vody  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$  při teplotě zdroje  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ , při COP 3 až 5,5 v závislosti na koncentraci roztoku. [16], [33] obr. 17 b) znázorňuje zařízení, které zkonstruovali v [34]. Šlo o přidání kompresoru do klasického absorpčního tepelného čerpadla, čímž došlo ke zvýšení absorpčního tlaku. Zařízení se od toho klasického liší tím, že je schopno efektivně pracovat při nižších provozních teplotách. [34]

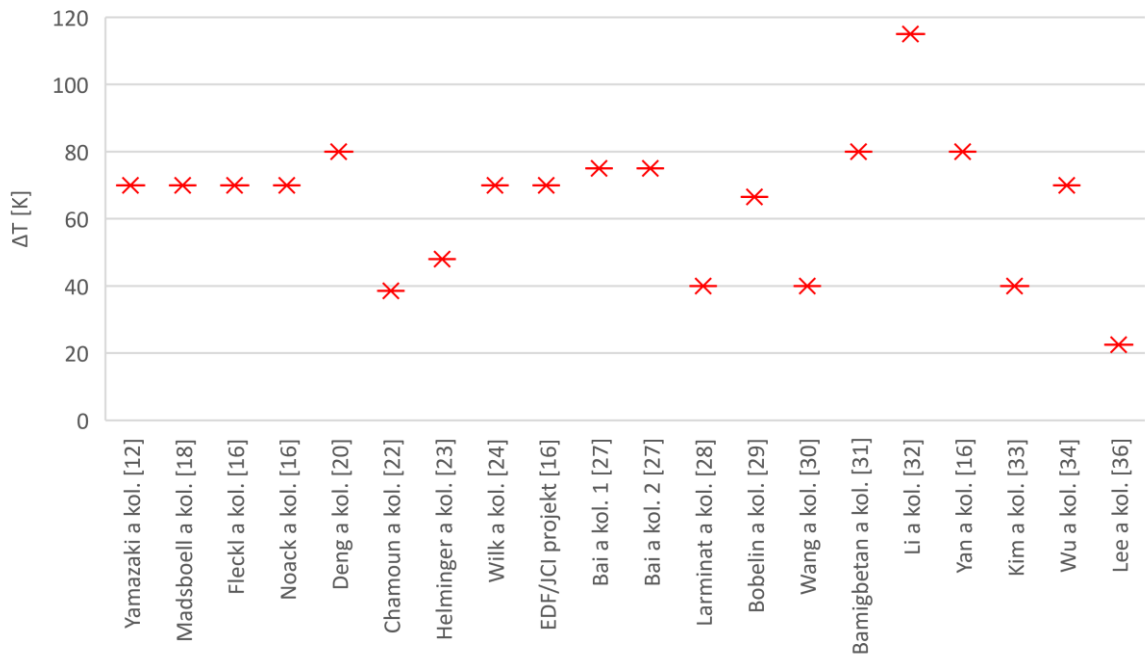


obr. 17: hybridní systémy; a) absorpčně-kompresní TČ I, b) absorpčně-kompresní TČ II, c) s direktním solárním ohřevem, d) s indirektním solárním ohřevem [16]

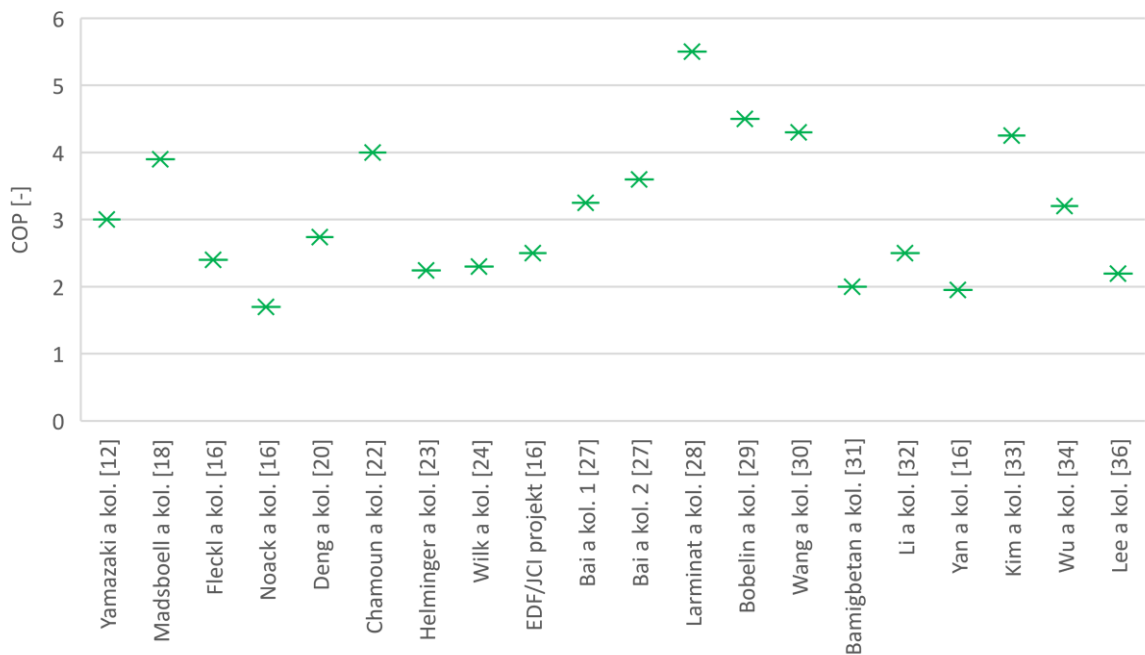
Další variantou hybridních systémů tepelných čerpadel je spojení systému tepelného čerpadla se systémem solárních kolektorů, kdy existují dvě varianty, direktní a indirektní, viz. obr. 17 varianty

c) a d). Varianta c) znázorňuje zařízení dle [35], kdy se jedná o dvoustupňový systém tepelného čerpadla s direktním solárním ohřevem, DX-SAHP. Jako chladivo bylo použito R134a. Naměřená hodnota COP byla kolem 3,2 pro kondenzační teplotu 90 °C a vypařovací teplotu 20 °C. [16], [35] Varianta d) představuje kaskádové tepelné čerpadlo s indirektním solárním ohřevem, které sestrojili v [36]. Při experimentu dosáhli COP 1,56 až 2,83 při teplotě zdroje 40 až 65 °C a teplotě kondenzace 70 °C.

Následující obrázky shrnují hodnoty teplotních zdvihů a COP všech systémů vysokoteplotních tepelných čerpadel uvedených v kapitole 1.1.3.



obr. 18: shrnutí teplotních zdvihů všech variant vysokoteplotních tepelných čerpadel uvedených v kapitole 1.1.3



obr. 19: shrnutí COP všech variant vysokoteplotních tepelných čerpadel uvedených v kapitole 1.1.3

### 1.1.4 Chladiva

Výběr chladiva u tepelných čerpadel s kompresí páry je velice důležitý, jelikož chladivo hraje u systémů vysokoteplotních tepelných čerpadel klíčovou roli a má vliv na pracovní podmínky systému, jeho kapacitu, výkon a dopad na životní prostředí. Během více jak 200letého vývoje vznikl nespočet chladiv, které bychom mohli rozdělit na 4 generace, viz následující tabulka.

tabulka 1: generace chladiv [37]

první generace „cokoliv co fungovalo“	druhá generace „bezpečnost a odolnost“	třetí generace „ochrana ozónu“	čtvrtá generace „globální oteplování“
Ethery CO <sub>2</sub> NH <sub>3</sub> SO <sub>2</sub> HCOOCH <sub>3</sub> H <sub>2</sub> O CCl <sub>4</sub> a další	CFCs HFCs NH <sub>3</sub> H <sub>2</sub> O (HCFCs) a další	CFCs HCs HCFCs NH <sub>3</sub> HFCs H <sub>2</sub> O CO <sub>2</sub> a další	HFCs (nízký GWP) HFOs HCs NH <sub>3</sub> H <sub>2</sub> O CO <sub>2</sub> vzduch a další
<1830	1930	1990	2010 +

První generace dostala označení „cokoliv co fungovalo“. Jednalo se o v té době známá rozpouštědla a jiné těkavé látky, které byly vesměs hořlavé, toxické nebo obojí. Jako příklad chladiva první generace je propan, ethery, voda, ... Vývoj druhé generace chladiv byl podnícena snahou uvést na trh domácí chladničku, a bylo tedy nutné přijít s chladiv, která budou bezpečná pro člověka - proto název „bezpečnost a odolnost“.

Druhá generace se proto vyznačovala přechodem na fluorochemikálie, které se ukázaly jako bezpečné a odolné, jelikož pomocí stupně chlorace a fluorace lze u uhlovodíků ovlivnit jejich vlastnosti, např. bod varu, hořlavost a toxicitu, tak, aby odpovídaly daným požadavkům. Nejpoužívanějšími chladivy se staly chlor-fluorované uhlovodíky (CFC) a hydrochlor - fluorované uhlovodíky (HCFC).

Třetí generace chladiv se zaměřila na ochranu ozonové vrstvy, jelikož uvolněné freony z chladiv tuto vrstvu poškozovaly, odtud název generace „ochrana ozónu“. Opuštění látek poškozujících ozónovou vrstvu (ODP) bylo vynuceno na základě Vídeňské úmluvy o ochraně ozonové vrstvy, konkrétně díky Montrealskému protokolu k této úmluvě. Snaha nalézt chladiva s nulovým ODP podnítila opět zájem o přírodní chladiva – zejména čpavek, oxid uhličitý, uhlovodíky a vodu.

Čtvrtá generace chladiv začala vznikat kolem roku 2010, kdy jejich hlavním cílem bylo snížit emise skleníkových plynů (GWP) a nepřispívat tak ke globálnímu oteplování, proto název „globální oteplování“. Jejich vývoj je ovlivněn především Kjótským protokolem z roku 1997, který stanoví závazné cíle pro emise skleníkových plynů na základě vypočtených ekvivalentů oxidu uhličitého, metanu, oxidu dusného, HFC, perfluorovaných uhlovodíků (PFC) a fluoridu sírového. Další významnou právní úpravou v oblasti chladiv je nařízení Evropského parlamentu č. 517/2014 o „F – plynech“, které zakazuje chladiva s GWP vyšším než 150. [38]

Jak již bylo řečeno, výběr chladiva je klíčovým prvkem při návrhu VTTČ. Požadavky na chladivo jsou dnes velmi rozmanité, ať se již jedná o požadavky ekologické, termodynamické, ekonomické či technické.



Vlastnosti ideální pracovní tekutiny VTTČ by měly být následující:

- vysoká kritická teplota (>150 °C) a nízký kritický tlak (<30 bar);
- chemická stabilita v celém rozsahu provozních teplot a žádné chemické interakce s aplikovanými konstrukčními materiály;
- malá hodnota měrného objemu syté páry před kompresorem umožňující použití menší velikosti kompresoru;
- vysoká hodnota součinitele přestupu tepla při odpařovacích a kondenzačních procesech (tím jsou zajištěny malé plochy výměníků tepla);
- nízká viskozita (nižší odpor proudění, tj. snížená tlaková ztráta v systému);
- zdravotně nezávadná, nehořlavá pracovní kapalina;
- nulový potenciál poškozování ozónové vrstvy (ODP) a nízký potenciál globálního oteplování (GWP);
- tepelná stabilita směsi chladiva a oleje;
- mazací vlastnosti při vysokých teplotách;
- nízké jednotkové náklady. [10], [12]

Výstupní teplota komprese je omezena tepelnou stabilitou směsi chladiva a mazacího oleje, jelikož příliš vysoká teplota může vést ke ztrátě mazivosti a těsnosti oleje a až k chemickému rozkladu a koksování oleje. Proto by při dnešních technologiích neměla výstupní teplota komprese přesáhnout cca 150 °C. Dále je výstupní teplota kompresoru omezena také u podkritických cyklů tepelného čerpadla kritickou teplotou chladiva. Čím blíže je kondenzační teplota kritickému bodu, tím menší je kondenzační entalpie a COP ohřevu, proto je doporučovaný teplotní odstup mezi 10 a 15 K. [12]

Z bezpečnostních důvodů je třeba vyvarovat se hořlavosti a toxicity. Pro klasifikaci chladiv právě z hlediska toxicity a hořlavosti slouží mezinárodní norma DIN EN 378-1, která rozděluje chladiva podle toxicity na třídu A- a B- a dále podle hořlavosti na třídy -1, -2L, -2 a -3, viz následující obrázek. [12]

<b>Flammability</b>	<b>higher</b>	<b>A3</b>	R290, R1270, R601, R600, R600a, E170	<b>B3</b>	
	<b>lower</b>	<b>A2</b>	R142b, R152a, R365mfc, SES36, R1234ze(Z)	<b>B2</b>	
		<b>A2L</b>	R1234ze(E), R1234yf	<b>B2L</b>	R717
	<b>no flame propagation</b>	<b>A1</b>	R113, R114, R124, R134a, R236fa, R227ea, R1336mzz(Z), R1336mzz(E), R1233zd(E), R1224yd(Z), R718, R744	<b>B1</b>	R123, R21, R245ca, R245fa
			<b>lower</b>	<b>higher</b>	
<b>Toxicity</b>					

obr. 20: rozdělení chladiv dle normy DIN EN 378-1 [12]

#### 1.1.4.1 Fluorované uhlovodíky HFC

Fluorované uhlovodíky (HFC) vznikly jako náhražky za chlor-fluorované uhlovodíky (CFC) a hydrochlor - fluorované uhlovodíky (HCFC), jelikož tyto sloučeniny byly ve vyspělých zemích již zcela zakázány (CFC od 1996 a HCFC od 2020), protože obsahují atomy chloru, které poškozují ozónovou

vrstvu. HFC nabízejí nulový ODP a relativně vysoké kritické teploty (R245fa – 154 °C, R245ca – 174,4 °C, ...), avšak stále vykazují vysoký GWP a dlouhou životnost v atmosféře. K dnešnímu dni stále dominují HFC systémům chlazení a tepelných čerpadel z důvodu nízkých pořizovacích nákladů, chemické stability a dobrých termodynamických vlastností. S ohledem na Kjótský protokol a nařízení o F - plynech ale budou některé HFC chladiva postupně stahována z trhu (R365mfc, R227ea, R245fa a R134a). [12], [16]

#### 1.1.4.2 Hydrofluoroolefiny (HFO) a Hydrochlorofluoroolefiny (HCFO)

HFO jsou často doporučovány jako náhrada za HFC díky zanedbatelnému GWP oproti HFC a jejich podobným termodynamickým vlastnostem s HFC. Některé HFO lze použít jako náhradu za HFC, aniž by byly nutné jakékoliv technické úpravy systému. HFO mají nízkou hořlavost, což je klasifikuje do úrovně A2 a A2L a omezuje použití ve velkokapacitních vysokoteplotních tepelných čerpadlech. HCFO vykazují vynikající vlastnosti z hlediska bezpečnosti a termodynamických vlastností, jako je relativně nízký tlak při vysokých teplotách. ODP u HCFO není nula, ale životní cyklus v atmosféře je relativně krátký (R1233zd(E) má životnost jen 40,4 dne a jeho ODP je 0,00034). Z teoretického a experimentálního výzkumu bylo prokázáno, že HFO a HCFO jsou srovnatelné s HFC jak z hlediska výkonu, tak z hlediska životního prostředí. Ale tyto nové druhy syntetických chladiv doposud nenašly veliké uplatnění v komerčních aplikacích. [12], [16]

#### 1.1.4.3 Přírodní chladiva a uhlovodíky (HC)

Přírodní chladiva byla používána již od první generace chladiv, a jelikož nevykazují téměř žádný negativní dopad na životní prostředí, jeví se jako ideální volba pro pracovní látku vysokoteplotních tepelných čerpadel. Nicméně kvůli některým přirozeným vlastnostem, jako je vysoký tlak, toxicita a hořlavost, je aplikace VTTČ využívající přírodní chladiva stále ve vývoji. Mezi přírodní chladiva vhodná pro vysokoteplotní tepelná čerpadla patří R718 (voda), R744 (CO<sub>2</sub>), R717 (amoniak) a uhlovodíky.

##### 1.1.4.3.1 R718 (voda)

Voda vykazuje nulovou toxicitu, je nehořlavá, má dobrou stabilitu a nízké pořizovací náklady. Z hlediska termodynamických vlastností má voda vysokou kritickou teplotu (374,15 °C), vysoký kritický tlak (22,13 MPa) a velké latentní teplo vypařování, díky čemuž je její použití zajímavé především pokud jde o vysoké teploty (nad 150 °C). Voda jako chladivo VTTČ však musí překonat problémy vysokého kompresního poměru, velké Poissonovy konstanty a nízké hustoty par. Vzhledem k vysoké Poissonově konstantě je výstupní teplota kompresoru poměrně vysoká, což přináší problémy s bezpečným provozem. Proto jsou technologie chlazení pro kompresor vodní páry zásadní. Velké kompresory nebo vysokorychlostní bezolejové turbokompresory s velkým průtokem a velkým kompresním poměrem jsou vhodné pro kompresi vodní páry při teplotě zdroje tepla nad 100 °C. [16]

##### 1.1.4.3.2 R717 (amoniak)

Amoniak je široce používané chladivo, ve Spojených státech amerických se čpavek používá ve více než 95 % aplikací průmyslového chlazení a má také vysoký podíl na trhu v Evropě. Velkou výhodou amoniaku je jeho vysoká objemová tepelná kapacita. Kompresor s malým objemem tedy stačí pro stejnou dodávku topného výkonu ve srovnání s jinými chladivy. Většina aplikací amoniaku je omezena na teplotu kondenzace 90 °C. Díky speciální konstrukci jsou kompresory na amoniak schopny odolat tlaku až 76 barů a teplotě 110 °C. Kvůli toxicitě amoniaku (třída B2L) je však nutné dodržovat určitá bezpečnostní opatření. [12], [16]

#### 1.1.4.3.3 R744 (CO<sub>2</sub>)

Přírodní chladivo CO<sub>2</sub> je jedním z chladiv první generace. Tepelná čerpadla s pracovní látkou CO<sub>2</sub> jsou běžná v menších velikostech. Jeho objemová chladicí kapacita je 3–10krát větší než u chladiv CFC, HCFC, HFC a HC, což představuje velkou výhodu v chladícím cyklu. Navzdory nízké kritické teplotě 31 °C a vysokému kritickému tlaku 73,6 baru dosahují tepelná čerpadla CO<sub>2</sub> v transkritických cyklech teplot kondenzace 90 až 120 °C. Vysoký teplotní skluz v kondenzátoru činí z R744 zvláště vhodné chladivo pro ohřev teplé užitkové vody a další procesy s velmi velkými teplotními rozdíly ve výměnících. [12], [16]

#### 1.1.4.3.4 Uhlovodíky

Uhlovodíky n-butan (R600) a pentan (R601) jsou chladiva bez ODP a velmi nízkým GWP. Jsou relativně levné a mají vysoké kritické teploty 152 °C a 196,6 °C při 38,0 a 33,7 barech. R600 je považován za vhodné médium v aplikacích vysokoteplotních tepelných čerpadel s teplotami kondenzace do 120 °C. Kvůli vysoké hořlavosti (A3) musí však být zavedena speciální bezpečnostní opatření, a proto se uhlovodíky doporučují pro malé systémy s malým objemem plnění. [16]

#### 1.1.5 Dostupné technologie na trhu

Technologie vysokoteplotních tepelných čerpadel, z hlediska dostupných technologií, zaznamenala rozvoj až v posledních letech. K roku 2018 existovalo na trhu pouze 9 technologií tepelných čerpadel od 7 výrobců, které byly schopné poskytovat teplo na teplotní úrovni 100 °C a vyšší. [12] V roce 1978 byl založen program pod hlavičkou Mezinárodní energetické agentury s cílem urychlení implementace tepelných čerpadel a souvisejících technologií tepelného čerpání, včetně klimatizace a chlazení. [39] V rámci tohoto programu vznikla v roce 2021 příloha 58 o vysokoteplotních tepelných čerpadlech, která má mimo jiné za cíl poskytnout přehled technologií vysokoteplotních tepelných čerpadel pro dodávku teplot >100 °C. Tento přehled zahrnuje nejmodernější technologie i technologie na nižších úrovních technologické připravenosti, které vstoupí na trh během několika let. V přehledu se nachází 14 technologií vysokoteplotních tepelných čerpadel, které se nacházejí na úrovni technické připravenosti 9 nebo 8-9. [40] Následující tabulka shrnuje aktuální dostupné produkty v oblasti vysokoteplotních tepelných čerpadel.

tabulka 2: souhrn dostupných technologií vysokoteplotních tepelných čerpadel

výrobce	produkt	typ komp.	pracovní látka	výkon	max. teplota	ref.
Kobelco	SGH165	dvojitý šroubový	R-245fa/R-134a, R-718	0,4 MW	175 °C	[41]
Compressors Corp.	SGH120	dvojitý šroubový	R-245fa	0,4 MW	120 °C	[42]
	MSRC160L	dvojitý šroubový	R-718	0,8 MW	175 °C	[43]
Viking Heat Engines AS	HeatBooster S4	pístový	R1336mzz(Z), R245fa	0,188 MW	150 °C	[44]
Ochsner	IWWDS R2R3b	šroubový	R134a/ÖKO1	0,75 MW	130 °C	[45]
	IWWDS ER3b	šroubový	ÖKO (R134a)	0,75 MW	130 °C	
Hybrid Energy	Hybrid Heat Pump	pístový, šroubový	R717/R718, (NH3/H2O)	0,5 až 5 MW	120 °C	[46]
Mayekawa	EcoSirocco	reciproční	R-744	0,1 MW	120 °C	[47]
	EcoCircuit	reciproční	R-1234ze(E)	0,3 MW	100 °C	[48]
Combitherm	HWW 245fa	pístový	R245fa	0,252 MW	120 °C	[49]
AGO energie	AGO Calora	- - -	R717/R718, (NH3/H2O)	0,5 až 20 MW	140 °C	[50]
Fuji Electric		pístový	R-245fa	0,03 MW	120 °C	[51]
Mitsubishi Heavy Industries		odstředivý	R-134a	0,6 MW	130 °C	[52]
Olvondo		pístový	R-704	5,0 MW	200 °C	[53]
Spilling		pístový	R-718	1,0-15,0 MW	280 °C	[54]
Epcon		odstředivý	R-718	0,5-30,0 MW	150 °C	[55]
Piller		turbo	R-718	1,0-70,0 MW	212 °C	[56]
Siemens Energy		turbo	R-1233zd(E)/ R-1234ze(E)	8,0-70,0 MW	160 °C	[57]
Qpinch		adsorpční TČ	R-718, H3PO4 a deriváty	>2,0 MW	230 °C	[58]

Část z výše uvedených aplikací se zaměřila na použití vysokoteplotních tepelných čerpadel jako alternativy pro nízkotlaké parní kotle pro produkci syté páry. Sem patří firma Fuji Electric, jejíž zařízení produkuje sytou páru o teplotě až 120 °C s teplotou zdroje tepla 60 až 80 °C při hodnotách COP 2,5 až 3,5. [51] Další systémy poskytující nasycenou vodní páru jsou produkty od firmy Kobelco Compressors Corp. SGH165 produkuje sytou páru o teplotě 165 °C (výjimečně i 175 °C) při teplotě zdroje 50 až 70 °C s parametrem COP 1,9 až 2,5. [41] SGH120 produkuje sytou páru o teplotě 120 °C při teplotě zdroje 35 až 65 °C s parametrem COP 2,4 až 3,5. [42] MSRC160L pracuje tak, že z nízkotlaké syté páry dělá sytou páru o vyšších parametrech, to znamená sytou páru o teplotě až 175 °C při teplotě zdrojové páry 110 až 120 °C s parametrem COP 3,1 až 4,4. [43] Podobné zařízení, které čerpá páru na vyšší parametry, aby mohla být znovu využita, pochází od firmy Spilling. Jejich pístové tepelné čerpadlo dokáže poskytnout sytou páru o teplotě až 230 °C při teplotě zdrojové páry 133 °C s dosaženým COP 3,5. [54] Další z technologií poskytujících páru je technologie společnosti Olvondo, která vyvinula zařízení na bázi Stirlingova motoru v konfiguraci alfa. Jejich zařízení produkuje páru o teplotě až 183 °C při teplotě zdroje 36 až 60 °C s dosaženým COP 1,7 až 1,9. [53]

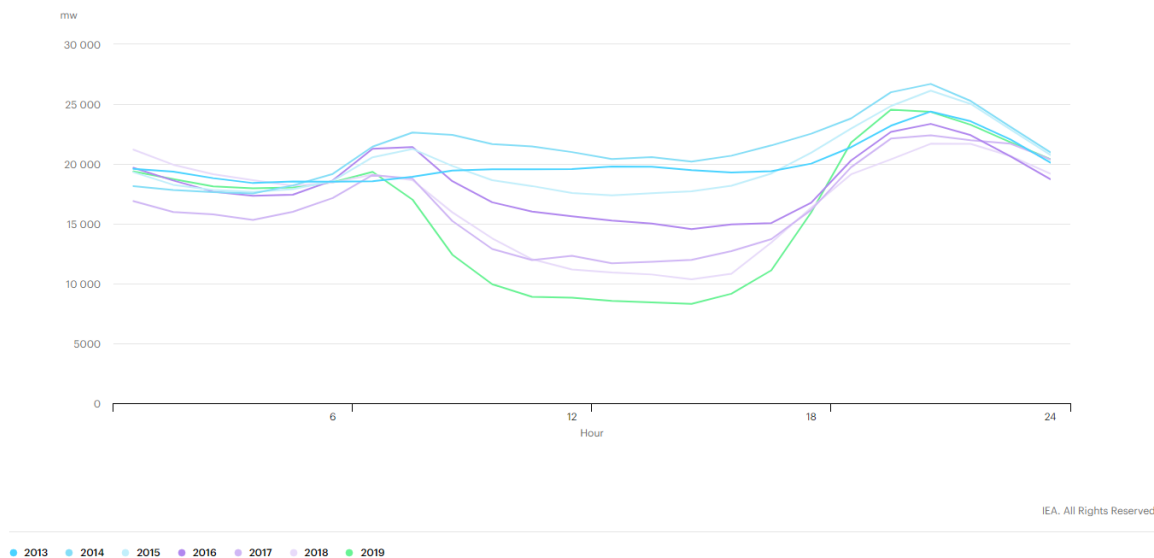
Stlačenou horkou vodu poskytuje zařízení od firmy Mitsubishi Heavy Industries, které dodává tlakovou horkou vodu o teplotě 130 °C při teplotě zdroje 55 °C s dosaženým COP 3. [52] Dalším zařízením poskytujícím horkou vodu o teplotě až 120 °C je technologie od firmy Hybrid Energy, které pracuje na principu absorpčního tepelného čerpadla. Jako pracovní látku využívá směs amoniaku s vodou (nulový GWP a ODP) a dosahuje COP 5,6 při teplotě zdroje 90 °C a teplotě produkované vody 120 °C. [46] Na stejném principu funguje zařízení AGO Calora od firmy AGO energie. Pracuje také se směsí amoniaku a vody a je schopno dodávat horkou vodu o teplotě až 140 °C, přičemž COP dosahuje až 5,06 v závislosti na konfiguraci a okolních podmínkách. [50]

Kombinované zařízení, které je schopné poskytnout dodávku buď horké vody o teplotě 105 °C (zdroj 2 °C s COP 2,5) nebo páry o teplotě až 190 °C (zdroj 80 s COP 2,9), vyvinuli ve firmě Siemens Energy. [57] Pro potřeby dodávky horkého vzduchu vznikla zařízení firmy Mayekawa, která jsou schopna poskytovat horký vzduch o teplotě až 100 (zařízení Eco Circuit)/120 °C (zařízení Eco Sirocco) při teplotě zdrojové vody 30 °C s COP 2,6/3,1. [47], [48] Posledním zařízením je zařízení od firmy Qpinch pracující na principu absorpčního tepelného čerpadla, které produkuje sytou páru o teplotě až 185 °C při teplotě zdroje 139 °C s COP 0,45. Základem je vratná reakce fosfátové oligomerizace inspirované cyklem adenosintrifosfát – adenosindifosfát (ATP - ADP) probíhajícím ve všech živých buňkách. [58]

## 1.2 Ukládání tepelné energie

Ukládání energie jako takové je téma, kterému je v poslední době věnováno stále více pozornosti, ať již v odborných publikacích, v komerční sféře či v mediálním prostoru. Samotné ukládání energie není novinkou dnešní doby, ale lidstvo jej zná již dlouho. V posledních letech ale otázka ukládání energie nabírá na významu, zvláště pak ukládání elektrické energie (v jakékoliv podobě). Důvodem je zvyšování podílu intermitentních obnovitelných zdrojů na produkci elektřiny. Rozvoj OZE pramení ze zvyšující se světové spotřeby energií (viz. obr. 3), což znamená i rostoucí spotřebu elektřiny. Instalace nových obnovitelných zdrojů energie souvisí ale také se snahou o snížení emisí skleníkových plynů, snížení závislosti na fosilních palivech a se snahou společnosti, a zvláště Evropy, o trvale udržitelný rozvoj (OSN definovalo 17 cílů udržitelného rozvoje [59]) a o energetickou soběstačnost a bezpečnost.

Proměnlivá a hůře předvídatelná výroba z obnovitelných zdrojů, především ze slunce a větru, má negativní dopad na stabilitu energetické soustavy a přináší zvětšování rozdílu mezi průběhy výroby a spotřeby elektřiny. Jako ukázka, co může způsobit například veliký počet solárních zdrojů zapojených do elektrické soustavy, je efekt „duck curve“. Jedná se o efekt, který byl pozorován a pojmenován poprvé v Kalifornii, kdy díky solárním elektrárnám vzniká veliký rozdíl mezi minimálním a maximálním požadovaným výkonem, který musí být dodáván do sítě z ostatních zdrojů. Na následujícím grafu je vidět typický průběh „duck curve“ v Kalifornii mezi lety 2013 až 2019, kde můžeme vidět, že se rozdíl mezi maximálním a minimálním výkonem během dne během let stále zvětšoval, kdy v roce 2019 nastal požadavek připojit do sítě až 16 GW externích zdrojů během 5 hodin. [60] Tento trend pokračoval i v dalších letech, kdy v roce 2021 bylo dokonce nutné připojit do sítě přibližně 18 GW externích zdrojů během 8 hodin. [61]



obr. 21: průběh „duck curve“ v Kalifornii mezi lety 2013 až 2019 [60]

Právě ukládání energie by mělo v budoucnu pomoci se stabilizací přenosových soustav a s efektivnějším využíváním obnovitelných zdrojů, konkrétně např. se stabilizací elektrické soustavy pomocí služeb výkonové rovnováhy (SVR), dále s přesunem špiček výroby do dob špiček spotřeby, anebo by měla sloužit jako tzv. sezónní úložiště a tím zefektivnit využití OZE (např. poskytovat v zimě elektřinu vyrobenou v létě).

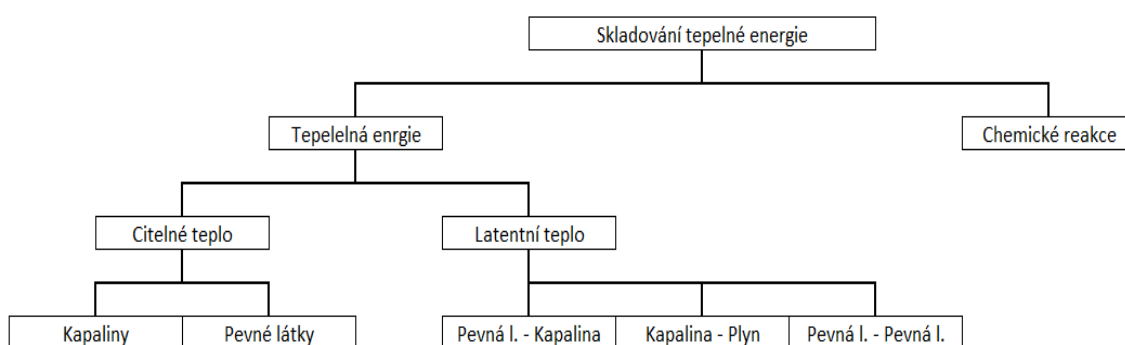
Ukládání energie je dnes možné v mnoha formách:

- mechanická en. – vodní přečerpávací systémy, systémy se stlačeným vzduchem nebo na bázi setrvačnicků;
- elektrochemická en. – v podobě baterií (Li-ion, Niklové, ...), průtokové baterie;
- magnetická a elektromagnetická en. – supravodivé systémy s magnetickým polem, kondenzátory;
- chemická en. – palivové články, skladování paliv nebo biomasy;
- tepelná en. – skladování citelné energie, skladování latentního tepla a termo-chemické skladování. [62], [63]

Dále bych se v tomto oddílu zaměřil již jen na ukládání tepelné energie z důvodu návaznosti v rámci experimentálního zařízení, které bude předmětem praktické části této práce.

Ukládání tepelné energie má potenciál především v oblasti rekuperace odpadního tepla, využití solární energie, úspory energie budov atd. Jako součást termomechanického skladování energie má také potenciál zefektivnit integraci obnovitelné energie do elektrické sítě. [62] Použití systému skladování tepelné energie, anglicky Thermal Energy Storage (TES), snižuje nesoulad mezi poptávkou po elektřině a její nabídkou, snižuje celkovou spotřebu energie, zlepšuje výkon a tepelnou spolehlivost systému ve kterém je systém TES implementován. Dále pomáhá snižovat emise oxidu uhličitého a dalších znečišťujících látek. [64], [65]

Na následujícím obrázku je znázorněné podrobné rozdělení systémů TES, a ačkoliv například v [63] mezi systémy TES zařazují pouze takové systémy, které skladují tepelnou energii zvýšením nebo snížením teploty akumulačního média (tedy ve formě citelného tepla), změnou fáze (tedy ve formě latentního tepla) nebo pomocí kombinace obou předchozích možností, v mnoha dalších publikacích se mezi TES řadí ještě skladování tepla pomocí chemických reakcí, kdy se poté jedná o termochemické skladování tepla.



obr. 22: rozdělení systémů TES [65]

Jednotlivé varianty systému skladování tepelné energie jsou charakterizovány následujícími parametry:

- měrná kapacita – definuje množství energie uložené v systému a závisí na typu skladovacího systému, akumulacním médiu a na velikosti systému;
- výkon – udává rychlost s jakou může být energie do systému uskladněna nebo naopak ze systému odebrána;
- účinnost – udává poměr mezi poskytnutou užitnou energií systémem a energií spotřebovanou při nabíjení;
- doba skladování – udává dobu, po kterou je energii v zařízení možné skladovat;
- doba nabíjení a vybíjení – udává, jak dlouho trvá proces nabíjení/vybíjení systému;
- cena – udává měrné náklady na instalovaný výkon a měrnou kapacitu systému. [65]

Měrná kapacita, výkon a doba nabíjení/vybíjení jsou vzájemně závislé proměnné. V některých úložných systémech na sobě mohou také záviset měrná kapacita a výkon systému. V následující tabulce jsou uvedeny typické parametry pro systémy TES, včetně měrné kapacity, výkonu, účinnosti, doby skladování a měrných nákladů na kapacitu systému.

tabulka 3: typické parametry jednotlivých systémů akumulace tepelné energie [65]

Systém TES	Kapacita [kWh/t]	Výkon [MW]	Účinnost [%]	Doba skladování	Cena [€/kWh]
Citelné teplo (voda)	10 – 50	0,001 – 10	50 – 90	dny/měsíce	0,1 – 10
Latentní teplo (PCM)	50 – 150	0,001 – 1	75 – 90	hodiny/měsíce	10 – 50
Chemické reakce	120 – 250	0,01 – 1	75 – 100	hodiny/dny	8 – 100

Z důvodu návaznosti na předcházející oddíl, který se věnoval vysokoteplotním tepelným čerpadlům, jsem se dále zaměřil především na systémy na ukládání tepelné energie, které by bylo možné použít společně s vysokoteplotním tepelným čerpadlem. Tudíž TES a jejich konfigurace, které skladují tepelnou energii na teplotních úrovních přibližně mezi 100 a 250 °C.

### 1.2.1 Skladování tepelné energie na bázi citelného tepla

Systémy na bázi akumulace citelného tepla patří mezi nejběžněji používaný typ TES. [66] V TES, které využívá citelného tepla, se energie ukládá změnou teploty akumulacního média, jako je například voda, vzduch, olej, kamenné lože, cihly, písek nebo půda. Množství akumulovaného tepla je úměrné hustotě akumulacního média, jeho měrnému teplu, objemu a rozdílu mezi počáteční a konečnou teplotou akumulacního materiálu. [63], [67] Každé akumulacní médium má své výhody a nevýhody, například voda má vysokou tepelnou kapacitu oproti horninám nebo keramickým materiálům, naproti tomu tyto materiály umožňují velké teplotní rozdíly při akumulaci tepla. [63]

Citelné TES se nejběžněji skládají z akumulacního média, které se nachází v zásobníku a ze vstupních/výstupních zařízení. Zásobník by měl hlavně uchovávat akumulacní materiál a zabraňovat ztrátám tepelné energie. Tepelná stratifikace a existence teplotního gradientu napříč skladovaným akumulacním médiem je žádoucí a její udržení je teoreticky mnohem jednodušší v pevných akumulacních médiích než v kapalinách. [63], [67]

Systémy citelného TES mohou být rozděleny na direktní a indirektní. Direktní neboli přímé systémy citelného TES používají teplotnosné médium zároveň jako akumulacní médium. Teplotnosné médium tedy odebere teplo ze zdroje tepla a je následně uskladněno v akumulacní nádobě. Indirektní neboli nepřímý systém citelného TES využívá k akumulaci tepla jiné médium než to, které slouží jako teplotnosné. Teplo je tedy ze zdroje předáno do teplotnosné látky, která jej poté odevzdává do akumulacního média například v tepelném výměníku nebo přímým kontaktem mezi akumulacním



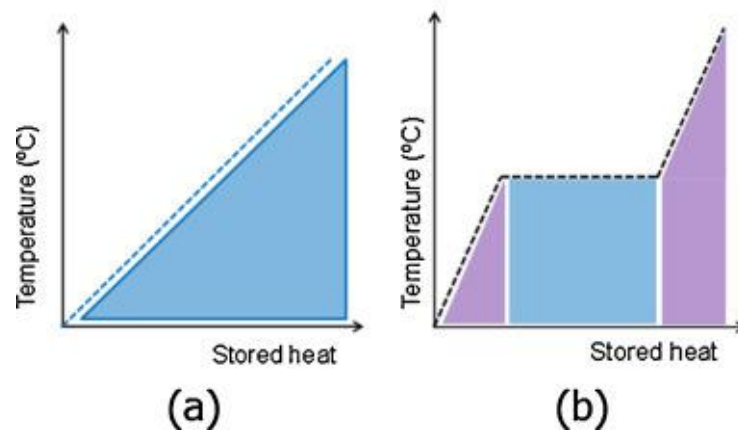
a teplem nosným médiem. [66] Množství tepla uloženého v akumulacním materiálu lze vyjádřit dle rovnice (2).

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T = \rho \cdot V \cdot c_p \cdot \Delta T \quad [J] \quad (2)$$

V rovnici (2):

$m$	je hmotnost akumulacního média	[kg]
$c_p$	je měrná tepelná kapacita akumulacního média	[J·kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
$\Delta T$	je rozdíl mezi počáteční a konečnou teplotou akumulacního média	[K]
$\rho$	je hustota akumulacního média	[kg·m <sup>-3</sup> ]
$V$	je objem akumulacního média	[m <sup>3</sup> ]

Z rovnice (2) by se dala vyjádřit lineární závislost mezi množstvím uskladněného tepla a teplotou akumulacního materiálu, pokud bychom uvažovali konstantní objem média a konstantní látkové vlastnosti v rozsahu zkoumaných teplot. Tuto závislost můžeme vidět na následujícím obrázku, kde je zároveň porovnání se skladováním v podobě latentního tepla.



obr. 23: závislost mezi teplotou akumulacního média a množstvím uskladněného tepla; a) u systému na bázi citelného tepla, b) u systému na bázi latentního tepla [68]

### 1.2.2 Citelné úložiště tepelné energie s teplotní stratifikací

Koncept jedné akumulacní nádoby s teplotní stratifikací je výhodný z hlediska snahy o minimální potřebný objem skladovací nádrže pro akumulacní médium. Menší potřebný objem znamená i menší investiční náklady na nádrž a menší požadavky na zastavěný prostor, výše úspory investičních nákladů při použití jedné stratifikované nádrže místo dvou nádrží může být až 35 %. [69] Použití samostatné teplé a studené nádrže je preferováno u materiálů, které mají vysokou tepelnou vodivost a hrozilo by, že by došlo k rychlému vyrovnání teplot (např. u roztavených solí, a ačkoliv existuje několik studií zabývajících se stratifikovanými nádržemi s roztavenými solemi, např. [70] [71], tak komerčně tato technologie nasazena není [72]). Použití dvou oddělených nádob logicky vede ke dvojnásobnému objemu skladovacích nádrží, než je objem média (s použitím tří nádrží je možnost snížit tuto hodnotu ze dvojnásobku na jeden a půl násobek objemu akumulacního média). [63] Využití stratifikace má mimo ekonomických výhod i výhody termodynamické, které spočívají ve zvýšení exergie a tepelného výkonu systému. [73] Proto je použití stratifikovaného řešení, tam kde je to možné, preferováno.

Jak již bylo zmíněno, konfigurace stratifikovaných nádrží TES je principiálně dvojitá.

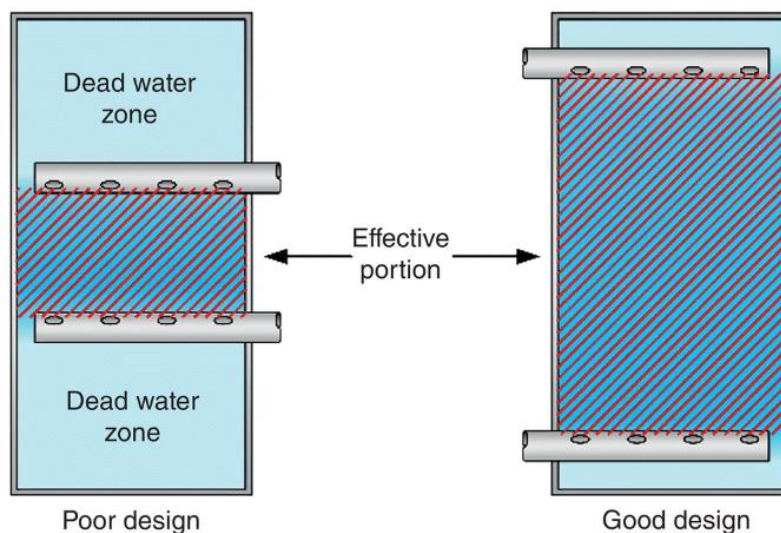
- První je akumulací systém s jedním médiem. Ten se vyznačuje tím, že teplotní látka je zároveň akumulací médiem. Hlavní výhodou je zde, že zde neprobíhá žádná vnitřní výměna tepla mezi teplotní látkou a akumulací médiem, čímž se zabrání dodatečným tepelným ztrátám.
- Druhou možností je koncepce využívající různé teplotní a akumulací médium (často proto, že akumulací médium je výrazně levnější než teplotní). Teplota je poté mezi médii předávána přímým nebo nepřímým kontaktem. Nevhodou je zde pokles teploty mezi nabíjením a vybíjením v důsledku přestupu tepla, dále zde není možné udržet konstantní teplotu teplotní látky, ale její teplota se mění s úrovní nabití systému. [63]

### 1.2.2.1 Systémy s tekutými akumulací médii

Nejběžněji používaným systémem citelného skladování tepelné energie se dnes řadí citelný TES využívající vodu jako skladovací médium, jelikož předností vody je vysoká měrná tepelná kapacita, netoxičita, nízká cena a snadná dostupnost. [63], [69] Její použití je především v oblasti nízkých teplot, ale zvýšením tlaku je možné použít vodu jako akumulací médium až do teploty 300 °C (při tlaku cca 140 bar). [67]

Princip dosažení teplotní stratifikace u systémů s vodou je relativně jednoduchý, jelikož je založen na vztlakových silách, kdy teplá voda má nízkou hustotu a drží se v horní části nádrže, zatímco chladnější voda s vyšší hustotou klesá ke dnu. [63], [67] Aby bylo dosaženo efektivního fungování systému, je nutné splnit následující předpoklady.

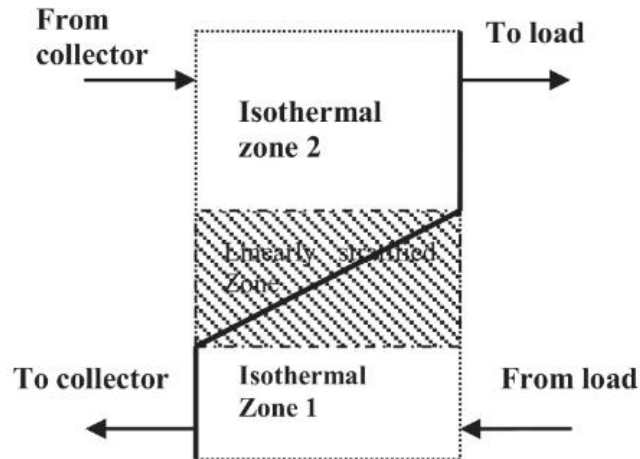
- Nádrž by měla být stratifikována, tj. pojmout oddělené objemy vody o různých teplotách. Míchání objemů by mělo být minimální, a to i během nabíjení a vybíjení systému.
- Efektivní skladovací kapacita by měla být maximální, čehož lze dosáhnout vhodným umístěním vstupů a výstupů (viz obr. 24).
- Tepelné ztráty/zisky z nádrže by měly být minimalizovány.
- Nízké rychlosti na vstupu/ výstupu a s tím spojené odpovídající dimenze potrubí.



obr. 24: ukázka správného umístění vstupů a výstupů u akumulací nádrže za účelem maximalizovat efektivní skladovací kapacitu [63]

### 1.2.2.1.1 Teplotní stratifikace

Jedním z nejdůležitějších předpokladů efektivního skladování je vytvoření teplotní stratifikace a její následné udržení i při nabíjení a vybíjení zásobníku, protože pokud dojde ke smísení teplé a studené vody, tak se sníží dostupná teplota a tím i množství dostupné energie v zásobníku. Základní představa o stratifikace v zásobníku s vodou je zřejmá z obr. 25. V nádrži existují dvě izotermické oblasti – teplá (v horní části nádrže) a studená (ve spodní části nádrže), mezi kterými se nachází vrstva s proměnnou teplotou, tzv. termoklina.



obr. 25: rozložení teplotních zón v akumulacím zásobníku [74]

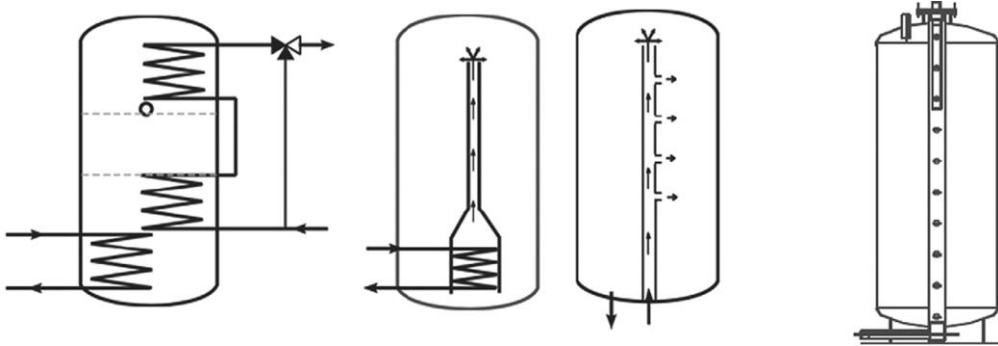
Existuje mnoho faktorů, které ovlivňují vznik teplotní stratifikace a její udržení v zásobníku, např. provozní teploty, podmínky proudění, vstupní rychlost, přirozené konvektivní proudění uvnitř zásobníku, výměna tepla mezi zásobníkem a okolím a další. Proto je především důležité zvolit vhodné technické řešení akumulacního systému, které umožní vytvoření a udržení teplotní stratifikace. Z literatury například vyplývá doporučení na optimalizaci poměru rozměrů nádrže (výška versus průměr u válcové nádrže), kdy v [75] došli k závěru, že když tento poměr zvýší z 2,5 na 3, tak se dosáhne 22,57% zvýšení teplotní stratifikace o, a když se tento poměr dále zvýší na 5, bude dosaženo 30,69% zvýšení teplotní stratifikace (důvodem bylo snížení konvekčních proudů vzniklých v důsledku tepelných ztrát nádrže). V tomto směru ale bylo zavedeno omezení, které říká, že poměr výšky ku průměru nádrže větší než 4 přináší již zanedbatelné zlepšení výkonu systému ve srovnání s dodatečnými náklady. [76]

V [75] dále zkoumali vliv hmotnostního průtoku a polohy vstupu/ výstupu na vlastnosti stratifikace. Dospěli k závěru, že lepší teplotní stratifikaci zajistí snížením průtoku média, jelikož nedochází k vytváření proudů, které degradují teplotní vrstvy. Pozitivní dopad na teplotní stratifikaci má také posunutí vstupu a výstupu co nejbližší hornímu, resp. spodnímu okraji nádoby. V [75] vedlo posunutí vstupu a výstupu o 150 mm od horní a spodní části nádrže k 28% snížení tepelné stratifikace. V [77] se věnovali podrobněji vlivu polohy vstupu a výstupu na celkovou účinnost skladování a dospěli k závěru, že na účinnost vybíjení má mnohem větší vliv poloha vstupního otvoru studené vody než výstupního otvoru, proto je doporučeno umísťovat vstupní otvor co nejbližší dnu nádrže.

Studie [78] se věnovala porovnání horizontálních a vertikálních nádrží, přičemž z porovnání vyšly hůře horizontální nádrže, ve kterých docházelo k větší destrukci stratifikace v důsledku zvýšení vedení tepla mezi teplotními vrstvami kapaliny. Další studie, [79], se věnovala zkoumání vlivu stěn nádrže na degradaci termokliny. Studie ukázala, že pokud je tepelná vodivost kapaliny nízká (např. jako v případě vody), tak degradace termokliny v důsledku tepelné difúze nebo vedení mezi vrstvami vody je poměrně pomalá za předpokladu, že materiál nádrže má také nízkou tepelnou

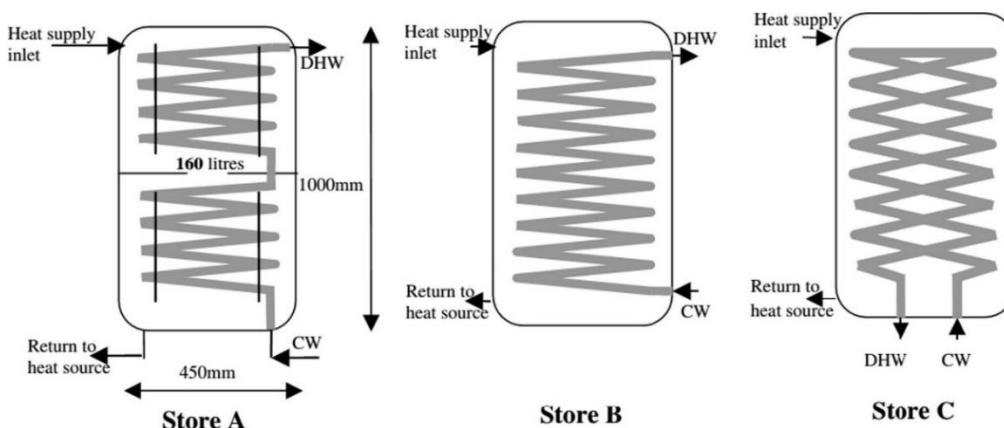
vodivost. Pokud však materiál stěny nádrže má tepelnou vodivost mnohem vyšší ve srovnání s kapalinou, konvekční proudy zvyšují účinnou vodivost tekutiny, což má za následek zvýšenou rychlost degradace termokliny. Pro srovnání ocelová nádrž vykazovala 6x vyšší degradaci termokliny než skleněná nádrž.

Nádrže se stratifikovanou kapalinou mohou být ohřívány přímo nebo nepřímo přidáním výměníku tepla mezi zdroj energie a nádrž. Přímé ohřívání vodní nádrže jsou vysoce účinné při tepelné výměně, ale kvůli vysokému promíchávání a turbulenci dochází k narušení stratifikace, proto jsou obvykle vybaveny různými konstrukčními úpravami, např. přepážkové desky, systémy difuzorů atd. Nepřímý ohřev na druhé straně snižuje účinnost tepelného transportu ze zdroje do stratifikované nádrže díky přidání dodatečného tepelného výměníku, který nemá 100% účinnost. Dodatečný tepelný výměník může, ale nemusí přinést lepší stratifikaci snížením míchání a turbulence v nádrži. [74] Na různé způsoby, jak dosáhnout lepší teplotní stratifikace prostřednictvím konstrukce nádrže se zaměřili např. v [80], přičemž čtyři různé konfigurace pro zlepšení teplotní stratifikace jsou zobrazeny na následujícím obrázku.



obr. 26: konstrukční řešení akumulační nádrže pro zlepšení teplotní stratifikace; (zleva) několik vnitřních výměníků, vnitřní stratifikační potrubí s jedním výstupem, vnitřní stratifikační potrubí s více výstupy a vnější stratifikační potrubí s více výstupy [80]

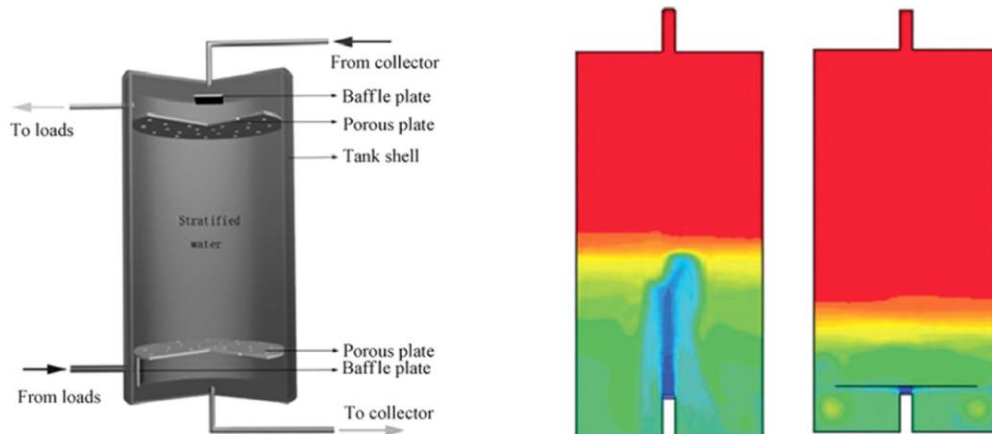
Ve [81] také zmiňují studii, která se zabývala porovnáním různých variant systému s tepelným výměníkem vnořeným do akumulační nádoby. Z porovnání vyplynulo, že největší podporu teplotní stratifikace poskytovala varianta A, viz obr. 27.



obr. 27: různé varianty řešení vnitřního výměníku tepla v akumulační nádobě [81]

Jak již bylo řečeno, tak teplá a studená oblast v nádrži je oddělena termoklinou. Na rozdíl od běžného teoretického schématu, ve kterém je horká a studená voda oddělena strmou termoklinou o téměř nulové tloušťce, je termoklina v reálném provozu značně vysoká s proměnným tvarem a

výškou během procesů nabíjení a vybíjení systému. K destrukci termokliny a promíchávání teplotních vrstev dochází především díky strhávání termokliny přiváděnou vodou během nabíjení a vybíjení. Přiváděná tekutina nejprve narazí na stratifikovanou tekutinu nebo termoklinu, poté, co shromáždí dostatek turbulentní kinetické energie rozbije stratifikované vrstvy, a nakonec tato studená přiváděná voda strhává horkou stratifikovanou vodu a začíná docházet k promíchávání. [74] Tomuto se dá zabránit například umístěním přepážky na vstup do nádrže, jak to udělali v [81], viz obr. 28.



obr. 28: konstrukční řešení pro zlepšení teplotní stratifikace pomocí přepážky na vstupu (konstrukční řešení a rozložení teplot v nádrži) [73]

Destratifikace během skladování tepla je způsobena především tepelnými ztrátami do okolí, axiálním vedením tepla stěnami zásobníku a tepelnou difúzí. Horké vrstvy v horní části nádrže neustále ztrácejí teplo skrze stěny nádrže, díky čemuž je tekutina v okolí stěn mírně chladnější než tekutina uprostřed zásobníku. Tento teplotní rozdíl slouží jako impuls pro přirozené konvektivní proudění – chladnější tekutina proudí směrem dolů podél stěny nádrže, zatímco relativně teplejší tekutina ve středu stoupá vzhůru. To představuje přirozenou recirkulační smyčku uvnitř nádrže, což má za následek zvýšenou vodivost tekutiny a vyšší tepelné ztráty. [74]

#### 1.2.2.1.2 Akumulační médium

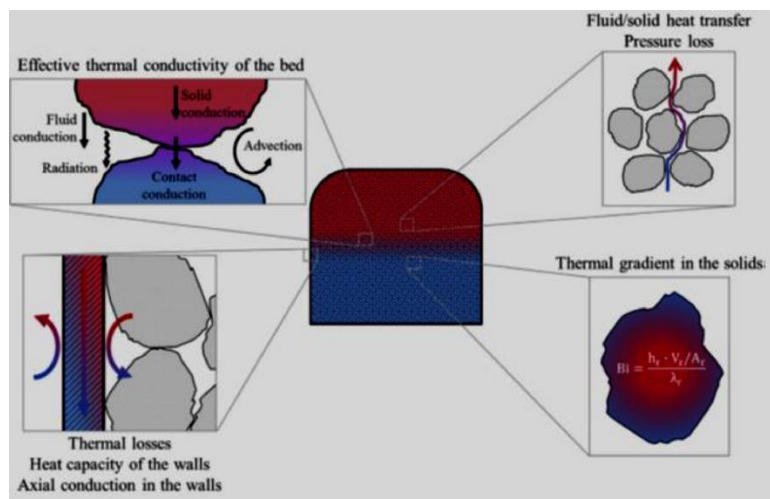
Jak již bylo řečeno, systém s teplotní stratifikací vyžaduje nejmenší možný objem nádrže, jelikož horké a studené médium je obsaženo v jediné nádobě. Pokud chceme skladovat teplo v kapalném médiu s využitím stratifikace, tak se do teploty 100 °C jeví jako nejlepší médium voda. Pokud bychom chtěli použít vodu pro skladování o teplotě nad 100 °C, je nezbytné pro její udržení v kapalném stavu zvyšovat tlak v systému, což bude mít za následek růst investičních nákladů, jelikož budeme nuceni použít konstrukce, které jsou na vyšší tlak určené. Z tohoto důvodu by pro citelné TES se stratifikací mohlo být alternativou použití termoolejů. Jejich dobrou vlastností je, že stejně jako voda mají nízkou tepelnou vodivost, což umožňuje vytvoření dobré teplotní stratifikace. [63] Avšak oproti vodě mají tu výhodu, že zůstávají v kapalně fázi při atmosférickém tlaku až do teploty 250 °C. Takže při vyšších teplotách skladování není nutné jít na vyšší tlaky, a to vede k nižší tloušťce stěn nádob a trubek, což znamená nižší náklady. Termooleje je možné, stejně jako vodu, použít jako teplonosné i jako akumulační médium. Jejich nevýhodou oproti vodě je ale jejich nižší měrná tepelná kapacita ( $\approx 2 \text{ kJ/kg K}$ ), jsou výrazně dražší (cena klidně až 25 000 €/t), mohou obsahovat aromatické organické sloučeniny a mohou se biokoncentrovat v živých organismech. [69]

Jako zajímavost bych zde ještě chtěl v souvislosti s ukládáním tepelné energie s využitím vody zmínit ukládání tepelné energie do vodonosných vrstev (ATES). Jedná se o systémy s otevřenou smyčkou, kdy je citelné teplo dočasně akumulováno v podzemních vrstvách prostřednictvím vstřikování a odběru podzemní vody. Sice 99 % aplikací ATES nyní tvoří nízkoteplotní systémy se skladovacími teplotami menšími než 25 °C, ale projekt na technické univerzitě Mnichov se zabýval ukládáním tepla do ATES o teplotě až 110 °C. [82], [83]

### 1.2.2.2 Systémy s pevnými akumulacími médii

Alternativou k systémům s kapalnými akumulacími médii mohou být systémy s pevnými akumulacími médii, konkrétně systémy s baleným ložem (PBSS). Akumulační jednotka zde využívá tepelnou kapacitu částicového materiálu k ukládání energie. [65] PBSS je slibnou technologií TESS, protože poskytuje výhody jako je nižší investiční cena do akumulacího materiálu (např. než termooleje), nulová chemická nestabilita, bezpečnost a další velkou výhodou baleného lože je vysoká úroveň stratifikace. Nevýhodou oproti zásobníkům s kapalnými médii je, že u PBSS nelze teplo přivádět a odvádět současně. [65], [84]

Systém PBSS je izolovaná nádrž, která obsahuje akumulacího materiál. Konstrukce systému musí zajistit, že materiál zůstane uvnitř nádrže (např. pomocí síta), a také že bude umožněn průchod teplotně kapalinou skrze akumulacího materiál. [84] Teplotně kapalinou (HTF) proudí přes akumulacího náplň lože a dochází ke sdílení tepla přímým kontaktem mezi HTF a akumulacího médiem. Akumulacího médium tedy funguje i jako teplotně plocha. Přímý kontakt nejen snižuje potřebu nákladných výměníků tepla, ale také zvyšuje kontaktní plochu mezi HTF a akumulacího médiem. [69] Přenos tepla v typickém PBSS zahrnuje vedení mezi částicemi akumulacího materiálu, vedení mezi stěnou a akumulacího médiem, konvekci mezi částicemi výplňového materiálu a HTF, konvekci mezi HTF a povrchem stěny a přenos tepla v důsledku míchání HTF. [85] K znázornění a popsání celkového přenosu tepla uvnitř náplňového lože se využívá efektivní tepelná vodivost, která zohledňuje všechny procesy probíhající uvnitř PBSS, viz obr. 29. Efektivní tepelná vodivost je funkcí struktury lože, materiálu výplně a teploty. [84]

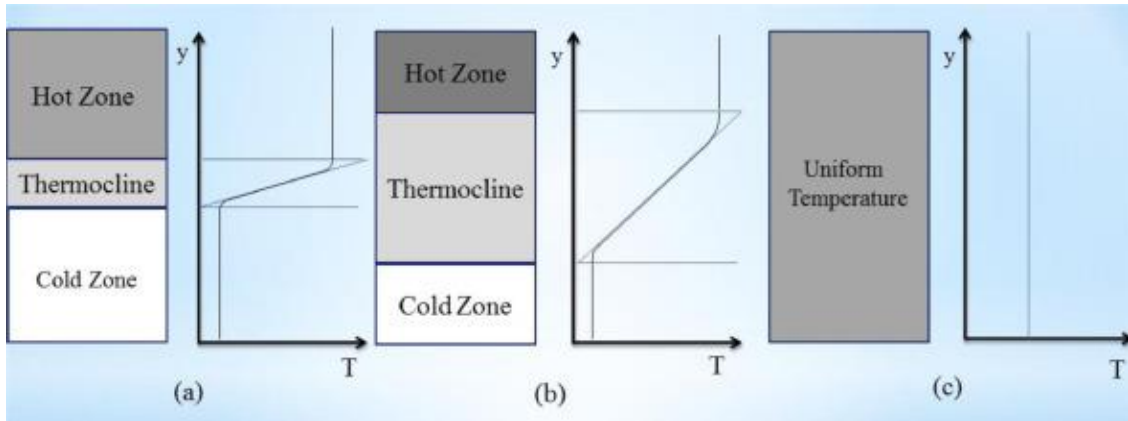


obr. 29: procesy přenosu tepla probíhající v PBSS [84]

#### 1.2.2.2.1 Teplotní stratifikace v systémech PBSS

Velikou výhodou systému baleného lože je právě vysoký stupeň teplotní stratifikace, díky které se zvyšuje účinnost systémů PBSS. Uvádí se, že balené lože s teplotním gradientem je spojeno s vyšší exergií ve srovnání se stejným ložem s rovnoměrnou teplotou v celém objemu. [65], [84], [85] Základním principem efektivního PBSS je tedy vytvořit a udržet oddělenou horkou a studenou

oblast v zásobníku, čehož je dosaženo vytvořením tenké vrstvy s vysokým teplotním gradientem, tzv. termokliny. [84] Termoklina se chová jako dynamická přirozená bariéra, která udržuje horkou oblast oddělenou od studené. V důsledku toho se tloušťka termokliny mění s vývojem procesu nabíjení a vybíjení. [86] Teplotní stratifikace je tím lepší, čím je šířka termokliny menší. Různé druhy termokliny v PBSS jsou na následujícím obrázku.



obr. 30: různé příklady teplotní stratifikace v nádrži PBSS: a) vysoce stratifikované, b) středně stratifikované, c) nestratifikované [84]

Proces nabíjení a vybíjení se pak při provozu PBSS realizuje posunem horké a studené oblasti, kdy limitním případem je stav plného nabití/vybití, kdy je v celém objemu teoreticky dosaženo maximální/minimální teploty. Vzhledem k tomu, že se v jedné nádobě nachází zároveň kapalina o vysoké a nízké teplotě, může být stratifikace narušena vlivem vztakového efektu. Tento problém může být částečně vyřešen během procesu nabíjení a vybíjení tím, že u vertikálních systémů bude HTF proudit při nabíjení shora dolů a při vybíjení opačně, avšak problém vztakového efektu během doby skladování se tímto nevyřeší. [84] Právě vztakový efekt společně s vedením tepla ve vertikálním směru a tepelnými ztrátami jsou hlavní faktory destratifikace ve statickém stavu PBSS. [85] V [86] při experimentech s PBSS zjistili, že po 6hodinovém skladování se tepelná stratifikace snížila o 30 %. Částečně zabránit narušení stratifikace během statického stavu může být dosaženo pomocí správně navržené tepelné izolace nádrže PBSS a použití akumulčního média s nižší tepelnou vodivostí. [86] K podpoře teplotní stratifikace také pomáhá snižování hmotnostního průtoku HTF, jelikož nedochází tolik ke směšování proudů HTF jako při vyšších rychlostech. Dále lepší teplotní stratifikaci vykazují spíše systémy s menšími prvky akumulčního média. [87]

#### 1.2.2.2.2 Parametry akumulční nádoby ovlivňující parametry PBSS

Výkon PBSS je ovlivněn různými konstrukčními i provozními parametry a výběr každého parametru závisí na konkrétní aplikaci, pro kterou je určen.

Jedním z hlavních parametrů je tvar akumulční nádrže. Ta může být obdélníkového průřezu, tvaru komolého kužele nebo válcového tvaru. Ve většině studií se ale doporučuje použití válcové skladovací nádrže, jelikož nádrže s obdélníkovým průřezem vykazují vysokou tlakovou ztrátu v důsledku rohových efektů a nádrže s tvarem komolého kužele sice vykazují menší napětí ve stěnách a menší tepelné ztráty v horní části, ale válcové nádrže jsou konstrukčně mnohem běžnější, tím pádem dostupnější a levnější. U válcových nádob pak vlastnosti závisí na poměru  $l/D$ . Při  $l/D > 1$  je vyšší energetická účinnost, zlepšená teplotní stratifikace a lepší distribuce toku v radiálním směru za cenu vyšších tlakových ztrát. Naopak při  $l/D < 1$  mají nádoby nižší tlakové ztráty, ale potýkají se s nerovnoměrnou distribucí HTF v radiálním směru. [84]

Se správnou konstrukcí a provedením akumulční nádrže dále souvisí i tepelné a tlakové ztráty v systému PBSS. Pro snížení tepelných ztrát se doporučuje kvalitní zaizolování zásobníku, přičemž zvýšená pozornost by měla být věnována horké oblasti zásobníku (nejčastěji horní část), kde se vyskytuje největší teplotní gradient vůči okolí. Dále by pro snížení tepelných ztrát měla být volena taková hodnota poměru  $l/D$ , aby poměr objemu ku povrchu nádrže byl co největší. Tlaková ztráta v zásobnících byla studována několika autory, kteří publikovali řadu korelací, přičemž se dá říci, že tlaková ztráta v PBSS je obecně ovlivněna parametry jako je průměr částic, výška lože, mezerovitost výplně, fyzikální vlastnosti HTF, rychlost HTF atd. [84]

#### 1.2.2.2.3 Teplonosná kapalina systému PBSS

Jak již bylo zmíněno, tak teplonosné médium (HTF) má za úkol odebírat teplo ze zdroje tepla a poté jej průchodem skrze balené lože odevzdávat do akumulčního média. Typickými pracovními tekutinami jsou vzduch, voda, termooleje a plyny jako např. superkritický  $\text{CO}_2$ . [69]

Kapalné HTF jsou výhodné díky poměrně vysoké tepelné kapacitě a tepelné vodivosti, což umožňuje použití nízkých cirkulačních rychlostí. Koeficient přestupu tepla je u PBSS s kapalným HTF vysoký a má za následek zlepšenou stratifikaci a v konečném důsledku lepší účinnost skladování. Ale kvůli vyšší viskozitě kapalných HTF je čerpací výkon při vyšších Reynoldsových číslech relativně vysoký. [84] Pokud je použita kapalina jako HTF v PBSS, tak část celkové tepelné energie akumulované v systému zůstává uložena v pracovním médiu, jedná se poté o kapalně stratifikované systémy s plnivem. Tato koncepce se používá občas k nahrazení stratifikované kapalně nádrže, pokud pevný výplňový materiál je levnější než kapalně akumulční médium. Jako nízkonákladové akumulční materiály lze označit kámen, písek, štěrk atd. [69]

V případě plynného HTF se nejčastěji používá vzduch, který představuje nulové investiční náklady na HTF. Jeho použití je bezpečné, jelikož je chemicky stabilní, netoxický, nehořlavý a dostupný všude. Jeho použití umožňuje zvýšit hustotu akumulční energie a účinnost elektrické přeměny u systémů využívajících PBSS, protože systém při použití vzduchu jako HTF může být provozován při vysokých teplotách (běžně do  $400\text{ }^\circ\text{C}$ ). Kompatibilita vzduchu s pevnými obalovými materiály jej také činí výhodnějším než roztavené soli nebo termooleje. [84]

V následující tabulce jsou uvedeny některé teplonosné tekutiny a jejich vlastnosti.

tabulka 4: příklady teplonosných tekutin použitelných v systémech PBSS [84]

teplonosná kapalina	maximální pracovní teplota [ $^\circ\text{C}$ ]	měrná tepelná kapacita [ $\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$ ]
vzduch	-	1,08
voda	100	4,18
difenyloxid	393	-
Caloria HT 43	315	2,70
Hitec	535	1,79
Hitec XL	500	1,45
Terminol 66	345	2,38
Dowtherm	405	2,73
Jarytherm DBT	350	2,35

#### 1.2.2.2.4 Akumulační médium

Vlastnosti akumulčního materiálu hrají důležitou roli při správném návrhu PBSS. Materiál musí splňovat několik požadavků, jako jsou například dobré tepelné a mechanické vlastnosti. Materiál by měl mít také dostatečnou pevnost v tlaku, aby odolal zatížení způsobeném vlastní hmotností. Dále by měl mít vysokou tepelnou vodivost a měrnou tepelnou kapacitu, být chemicky stabilní,



netoxický, měl by být odolný proti oděru, mít nízkou poréznost, aby se zabránilo infiltraci HTF do struktury akumulčního materiálu. Kromě těchto vlastností by měl být materiál snadno dostupný, přijatelně drahý a šetrný k životnímu prostředí. [85] Jako akumulční materiál pro systémy PBSS lze použít řadu pevných materiálů. Horniny, případně oblázky se většinou používají kvůli jejich snadné dostupnosti a nízké ceně. [84]

Vlastnosti výplňového materiálu jako mezerovitost a sféricita jsou dalšími významnými aspekty, které ovlivňují chování PBSS. Mezerovitost akumulčního materiálu udává procento objemu, který připadá na prázdný prostor mezi částicemi. Nižší hodnota mezerovitosti vede k většímu počtu kontaktů mezi částicemi a tím ke zlepšení přenosu tepla pomocí vedení uvnitř lože, naproti tomu dochází ale ke zvýšení tlakové ztráty vrstvy akumulčního materiálu, proto je volba optimální hodnoty mezerovitosti záležitostí optimalizace. [85] S mezerovitostí materiálu dále souvisí i tzv. "efekt stěny", kdy vyšší poréznost vrstvy usnadňuje proudění HTF podél stěny a vznikají nežádoucí proudění v blízkosti stěn, které negativně ovlivňují přenos tepla konvekcí. [84] Dalším charakteristickým parametrem akumulčního materiálu je jeho sféricita, kdy nejlepší termohydraulické vlastnosti vykazuje koule. [85]

Následující tabulka uvádí některé pevné materiály používané pro nízkoteplotní skladování v balených ložích.

tabulka 5: příklady některých pevných látek použitelných jako akumulční médium v systému PBSS [85]

Akumulační materiál	Tepelná vodivost [W/m*K]	Hustota [kg/m <sup>3</sup> ]	Měrná tepelná kapacita [kJ/kg*K]
oxid hlinitý	11	4 000	0,900
čedič	3,2	2 610 – 2 670	1,470
cihla	0,69 (při 29 °C)	1 698	0,840
litina	29,3	7 900	0,837
keramika	1,3	3 550	0,900
beton	0,9 – 1,3	2 240	1,130
žula	1,73 – 3,98	2 640	0,820
rohovec	1,5	2 400 – 2 800	0,700
vápenec	1,26 – 1,33	2 500	0,900
mramor	2,07 – 2,94	2 600	0,800
pískovec	1,83	2 200	0,710
křemenec	2	2 210 – 2 770	0,800

V tabulce je jako možné akumulční médium PBSS zmíněn beton, který ale nemusí být použit "jen" jako výplňový materiál, ale může z něj být vytvořen kompletní systém ukládání tepelné energie. Toto betonové TES slouží k akumulaci citelného tepla, kdy přestup tepla do betonu je zajištěn integrovaným tepelným výměníkem zalitým do betonových desek nebo bloků. Betonové TES se volí kvůli nízké ceně betonu, jeho dostupnosti po celém světě a snadnému zpracování, přičemž takovéto použití betonu nevyžaduje akumulční nádrže a beton má jako akumulční médium tyto vlastnosti:

- vysokou měrnou tepelnou kapacitu;
- dobré mechanické vlastnosti (např. pevnost v tahu);
- vysokou mechanickou odolnost proti cyklickému tepelnému zatížení. [63], [69]

### 1.2.3 Skladování tepelné energie na bázi latentního tepla

Skladování tepelné energie na bázi latentního tepla zahrnuje přenos tepla v důsledku fázové změny probíhající ve vhodném materiálu při specifickém (často velmi úzkém) teplotním okně. Využívanými

fázovými změnami mohou být fázová změna pevná látka – kapalina (tání a tuhnutí), kapalina – plyn (vypařování a kondenzace) nebo změna pevná látka – pevná látka (změny v krystalické mřížce). [88] Nejčastěji se ale používá fázové změny pevná látka – kapalina. Změna fáze kapalina – plyn má sice největší latentní teplo fázové změny, ale při fázové změně dochází k enormní změně objemu, a proto se tento přechod mezi fázemi nepoužívá. [69] U některých pevných látek dochází při procesu tavení také k objemové expanzi, ale pouze v rozmezí 10 až 15 %. [89]

Změna pevná látka – pevná látka se občas využívá, ačkoliv je specifické latentní teplo menší než u ostatních změn, tak přináší její použití určité výhody v podobě například minimalizace nebezpečí úniku akumulčního média, tudíž není potřeba použití specifických řešení (např. zapouzdření akumulčního média). [69]

Fázové změny zahrnují procesy vedoucí ke změně stavu/fáze látky, přičemž právě v těchto procesech je možné akumulovat velké množství tepla. Oproti akumulaci tepla v citelném teplu je hustota akumulace 50 až 100krát větší při akumulaci v podobě latentního tepla. [69] Například u změny pevná látka kapalina dochází přívodem tepla do materiálu ke změně fáze z pevné na kapalnou s malou změnou objemu, obvykle menší než 10 %, a tlak se během této fázové změny výrazně nemění. Fázová změna, zde tavení a tuhnutí, akumulčního materiálu probíhá při konstantní teplotě, známé jako teplota změny fáze. Akumulované teplo  $Q$  ve fázovém přechodu se pak rovná součinu hmotnosti akumulčního materiálu  $m$  a rozdílu entalpie  $\Delta H$  mezi pevnou a kapalnou fází. [64]

$$Q = m \cdot \Delta H \quad [\text{J}] \quad (3)$$

Rovnice (3) vyjadřuje ale pouze velikost tepla akumulovaného ve fázovém přechodu, přičemž v systémech pracujících s latentním teplem často samotné fázové změně předchází ohřev materiálu na teplotu fázové změny, následuje změna fáze a po ukončení změny je možný následný ohřev na vyšší teplotu, viz obr. 23 b). Celkové množství akumulovaného tepla je poté vyjádřeno rovnicí (4).

$$Q = m \cdot c_{p_1} \cdot \Delta T_1 + m \cdot \Delta H + m \cdot c_{p_2} \cdot \Delta T_2 \quad [\text{J}] \quad (4)$$

V rovnici (3):

$m$	je hmotnost akumulčního média	[kg]
$c_{p_{1/2}}$	je měrná tepelná kapacita akumulčního média před/po fázové změně	[J·kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
$\Delta T_{1/2}$	je ohřev akumulčního média před/po fázové změně	[K]

#### 1.2.4 Materiály s fázovou změnou

Materiály, které jsou využívány v systémech pracujících s latentním teplem (LHS), jsou známé jako materiály s fázovou změnou (PCM). Jak již název napovídá, PCM jsou skupinou materiálů, u kterých přívod/odvod určitého množství tepla (latentního tepla) v úzkém teplotním rozsahu způsobí změnu fáze. Jsou schopny absorbovat, akumulovat a uvolňovat velké množství energie na jednotku hmotnosti v rozsahu teploty fázového přechodu (tedy při téměř konstantní teplotě), díky čemuž mají mnohem vyšší hustotu akumulace tepelné energie než materiál ukládající tepelnou energii na bázi citelného tepla. Díky tomu ve srovnání se systémy citelného tepla vyžadují menší hmotnost a objem akumulčního média pro stejné množství akumulovaného tepla. [64], [88]

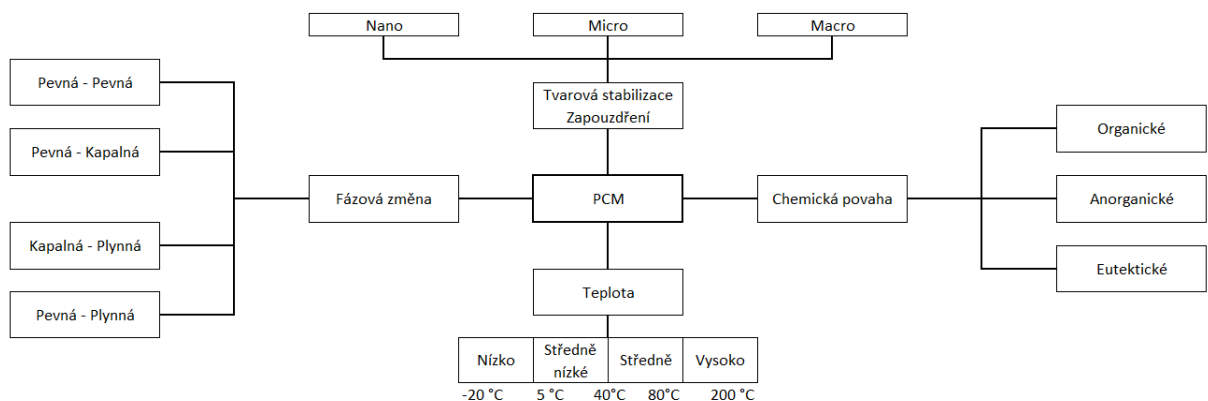
PCM využívané pro ukládání tepelné energie můžeme dělit dle různých kritérií. Jedním z nich je rozdělení dle jejich chemické povahy na:

- organické, sem patří např. parafíny, estery, mastné kyseliny, alkoholy a glykoly nebo polymery;
- anorganické, sem patří např. hydráty solí, kovy nebo jejich slitiny;
- eutektické, ty zahrnují smíšené PCM (organicko-organické, anorganicko-anorganické nebo anorganicko-organické). [88]

Dále můžeme PCM rozdělit podle rozsahu pracovních teplot, pro které jsou použitelné na:

- nízké teploty (-20 až 5 °C) – domácí a komerční chlazení;
- středně nízké teploty (5 až 40 °C) – vytápění a chlazení v budovách;
- střední teploty (40 až 80 °C) – solární vytápění, ohřev vody a elektronické aplikace;
- vysoké teploty (80 až 200 °C +) – absorpční chlazení, rekuperace odpadního tepla a výroba elektřiny. [88]

Dalším dělení může být např. dle změny fáze pevná – pevná, pevná – kapalná, pevná – plynná, kapalná – plynná. Grafické znázornění rozdělení PCM viz následující obrázek.



obr. 31: rozdělení PCM [88]

Při výběru vhodného PCM je jedním z primárních hledisek teplota fázového přechodu, která by vzhledem k prostředí, ve kterém by měl PCM pracovat, měla být nižší než teplota přívodu tepla a vyšší než teplota okolí. Výběr vhodného materiálu pro TES je nicméně velmi komplikovaným úkolem, neboť zvolený materiál musí splňovat řadu dalších parametrů: [64]

- přiměřená teplota fázového přechodu, aby vyhovovala potřebám praktického použití;
- vysoká entalpie tání zajišťující vysokou měrnou kapacitu akumulace latentního tepla;
- vysoká tepelná vodivost z důvodu rychlého vybíjení a nabíjení TES;
- stálé chemické a tepelné vlastnosti zajišťující konstantní měrnou tepelnou akumulační kapacitu;
- být netoxický, nehořlavý, nekorozivní a nevybušný z důvodu bezpečnosti;
- kompatibilita s materiály zásobníku;
- malá změna objemu během fázového přechodu;
- přiměřená rychlost krystalizace;
- vysoké latentní teplo fázového přechodu na jednotku objemu;
- vysoká měrná tepelná kapacita pro citelné tepelné změny;
- nízký tlak par při provozních teplotách pro bezpečnost;
- snadno dostupný s nízkými náklady;
- dobrá recyklovatelnost z ekologických a ekonomických důvodů. [64]

V praxi zatím neexistují žádné komerčně dostupné PCM, které by plně splňovaly všechny tepelné, chemické, fyzikální, kinetické a ekonomické požadavky. Každá skupina má své výhody a nevýhody, které je třeba vzít v úvahu pro každou konkrétní aplikaci. [88]

#### 1.2.4.1.1 Organické PCM

Organické PCM zahrnující parafíny, estery, mastné kyseliny, alkoholy a glykoly nebo polymery mají své výhody a nevýhody, díky kterým jsou více, či méně konkurenceschopné oproti anorganickým materiálům. Mezi jejich výhody patří tepelná a chemická stabilita, recyklovatelnost, vysoká hodnota latentního tepla a nepodléhání korozi. Mezi nevýhody pak můžeme zařadit to, že jsou hořlavé, mají nízkou tepelnou vodivost (od 0,1 do 0,7 W/m\*K) a navíc mají špatnou kompatibilitu s polymerními nádobami nebo enkapsulačními médii. [64], [89]

##### *Parafín*

Parafín patří mezi nejpoužívanější organický TES materiál v komerčních aplikacích. Jedná se o nasycené n-alkanové alifatické uhlovodíky s obecným vzorcem  $(\text{CH}_3 - (\text{CH}_2)_{(n-2)} \text{CH}_3)$ . Parafín se využívá v podobě čistého parafínu, který vyžaduje vysokou rafinaci a je drahý, nebo v podobě parafínového vosku, který je vedlejším produktem rafinace ropy. Technické parafínové vosky jsou dostupné s teplotou fázové změny v rozmezí -5 °C až 100 °C. Parafín je nepolární, a proto tvoří s vodou emulzi napomáhající mikroenkapsulačnímu procesu. [69] Parafín má výhody v tom, že je bez zápachu, je kompatibilní s kovovými nádobami, je chemicky stabilní, má vysoké skupenské teplo tání a nepodléhá fázové segregaci. Má však několik nevýhod, jako je velká objemová změna ( $\approx 10\%$  zvětšení objemu) během fázové změny, nízká hustota a nízká tepelná vodivost. [64], [69]

##### *Mastné kyseliny*

Mastné kyseliny lze získat z přírodních olejů, díky čemuž jsou levné a mohou být použity jako alternativa k drahému čistému parafínu. Dále jsou chemicky stabilní, neprocházejí fázovou segregací a mají ostrý bod tání. Mezi nevýhody pak patří jejich zápach, nízká hustota, nízká tepelná vodivost, a velká objemová změna během změny fáze ( $\approx 10\%$  zvětšení objemu). Zároveň nejsou mastné kyseliny použitelné na aplikace TES pracující s vyšší teplotou než 65 °C. [69]

##### *Alkoholy*

Mezi organickými PCM mají cukerné alkoholy nejvyšší teploty tání a nejvyšší latentní teplo, což z nich činí vhodná média pro akumulaci v rozmezí teplot 90 °C až 250 °C. Jsou to netoxické a levné PCM, které vykazují polymorfismus a mohou existovat ve dvou nebo více krystalických stavech, což způsobuje významné rozdíly ve fyzikálně – chemických vlastnostech. Pokud tedy mají být cukerné alkoholy použity jako PCM, jsou hlavními faktory, které je třeba testovat, cyklická a chemická stabilita. [69]

#### 1.2.4.1.2 Anorganické PCM

Vhodné anorganické PCM se volí pro danou provozní teplotu systému na základě jejich teploty fázové změny. Anorganické PCM obvykle pracují při vysokých teplotách, kde by se organické materiály tepelně rozložily. [69] Anorganické pevné látky PCM jsou schopny ukládat/uvolňovat tepelnou energii ve fázové změně pevná fáze – pevná fáze prostřednictvím různých způsobů, jako jsou magnetické transformace, transformace krystalografické struktury, transformace mezi amorfní strukturou a krystalickou strukturou. [64]

Anorganické PCM se vyznačují nižší cenou, vysokou entalpií fázových změn a srovnatelně lepší tepelnou vodivostí než organické PCM. Jejich nevýhodou je korozivní charakter, segregace a separace fází a potenciální tepelná nestabilita. Proto se nejlépe hodí pro průmyslové aplikace k rekuperaci tepla z vysokoteplotního odpadního tepla. [64]

### *Soli*

Jako anorganický PCM materiál můžeme zmínit soli a eutektika solí, které se používají pro skladování tepla o teplotách obecně nad 200 °C, ačkoli některá eutektika mají teploty fázového přechodu mnohem nižší. Použití solí jako skladovacího média na principu PCM můžeme dnes nalézt v závodech CSP, kdy nejpoužívanějšími jsou dusičnanové soli a eutektika. [69]

Kromě solí se mezi anorganické PCM dále řadí hydráty solí, které jsou nejpoužívanějším anorganickým TES materiálem v komerčních aplikacích. Proces nabíjení u hydrátu solí probíhá tak, že absorpcí tepla podstoupí hydrát buď částečnou, nebo úplnou dehydrataci. Mají podobné vlastnosti obyčejným solím. Avšak jejich hlavním problémem, kterým hydráty solí čelí, je nekongruentní tavení (kapalná a pevná fáze mají různé složení) a fázová segregace. [69]

### *Kovy a jejich slitiny*

Kovy mají z PCM nejvyšší objemovou tepelnou kapacitu a nejvyšší tepelnou vodivost. Mají ale naopak nízkou kapacitu akumulace na jednotku hmotnosti a jsou drahé. Kovy a jejich slitiny mohou po opakovaných tepelných cyklech podléhat změně jejich mikrostruktury v důsledku precipitace, oxidace a segregace. To může změnit jejich vlastnosti včetně teploty fázové změny a latentního tepla. Vyžadují inertní atmosféru, aby se zabránilo oxidaci, ale tyto inertní plyny samy mohou být absorbovány kovy během cyklů tavení a tuhnutí a tyto zadržené plyny mohou ovlivnit termofyzikální vlastnosti kovů a jejich slitin. Kovy a jejich slitiny mají velký potenciál pro uplatnění ve vysokoteplotních TES, ale existují i kovy, které mají teplotu tání nižší než 100 °C, např. sodík má teplotu tání kolem 97 °C. [69]

#### *1.2.4.1.3 Eutektické PCM*

Eutektické materiály s fázovou změnou zahrnují kombinaci dvou nebo více typů PCM. Může jít o kombinaci organicko-organických, anorganicko-anorganických a anorganicko-organických materiálů. V eutektických materiálech se všechny složky při procesu tavení v jeden okamžik mění v kapalinu a při procesu tuhnutí vytvoří jednorázově krystalickou směs. [64]

Následující tabulka uvádí příklad některých PCM materiálů a jejich vlastností, které jsou vhodné pro použití v systémech TES.

tabulka 6: příklad PCM materiálů použitelných pro skladování tepla [69], [89]

Typ	skupina	PCM	teplota fáz. změny [°C]	latentní teplo [kJ/kg]	hustota [kg/m <sup>3</sup> ]	tepelná vodivost [W/m*K]	Cena [\$/kg]	
Organické	Parafín	n-pentakosan	53,5	238	801	-	-	
		Rubitherm RT-82	82	178	-	-	7	
		parafínový vosk	až 90	202	915	0,2	1,8	
	Mastné kyseliny	Kyselina maleinová	141	385	1590	-	1,3	
		Kys. 2-chlorbenzoová	142	164	1544	-	2,4	
		Kyselina adipová	152	275	1360	-	0,85	
	Alkoholy	xylitol	93	280	1520	-	133	
		D-sorbitol	97	110	1490	-	179	
		meso-erythritol	117	344	1450	-	430	
		D-mannitol	165	341	-	-	90	
Anorganické	Hydráty solí	MgCl <sub>2</sub> · 6H <sub>2</sub> O	117	168,6	1569	0,694	6	
		Mg (NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> · 6H <sub>2</sub> O	89	162,8	1636	0,611	11	
	Dusičnanové soli	NaNO <sub>3</sub>	306	172	2261	-	6	
		KNO <sub>3</sub>	335	266	2109	0,5	7	
	Chloridové soli	ZnCl <sub>2</sub>	280	75	2907	0,5	14	
		AlCl <sub>3</sub>	192	280	-	-	-	
	Kovy	Zinek	419	113	7140	116	10	
		Sodík	98	115	968	142	870	
	Eutektické	Anorganicko-organické	Močovina – NH <sub>4</sub> Cl (85-15)	102	214	1348	0,58 – 0,76 (l – s)	0,23
			Močovina – NaCl (90-10)	112	230	1372	0,6 – 0,82 (l – s)	0,26
Močovina – KCl (89-11)			115	227	1370	0,6 – 0,83 (l – s)	0,3	
Anorganicko-anorganické			KNO <sub>3</sub> – NaNO <sub>2</sub> (56-44)	141	97	1994	0,57 – 0,73 (l – s)	0,5
		LiNO <sub>3</sub> – KCl (58-42)	160	272	2196	0,59 – 1,31 (l – s)	3,1	
		LiNO <sub>3</sub> – NaCl (87-13)	208	369	2350	0,63 – 1,35 (l – s)	4,47	

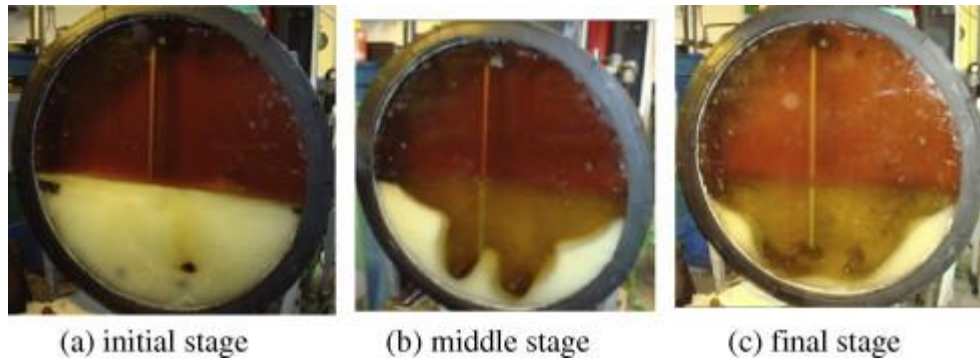
#### 1.2.4.2 Uspořádání systémů LHS

Rozlišují se dva systémy akumulace latentního tepla lišící se přenosem tepla mezi teplonosným a akumulačním médiem. Jde o přímý a nepřímý systém. O přímém systému hovoříme, když přenos tepla probíhá přímým kontaktem mezi teplonosnou kapalinou (HTF) a akumulačním materiálem. Nepřímým systémem pak rozumíme, když mezi materiálem HTF a LHS existuje pevná hranice přenosu tepla. [64]

##### 1.2.4.2.1 Přímý systém

Přímý systém tedy funguje tak, že je zajištěn přímý kontakt mezi teplonosnou tekutinou a PCM. Toto řešení zajistí efektivní zvýšení přenosu tepla během procesu tavení PCM, protože teplonosná tekutina působí přímo na pevnou fázi PCM, a tím dochází ke zvýšení přenosu tepla vlivem konvekce. V [90] studovali výkon nádoby pro akumulaci latentního tepla s přímým kontaktem s použitím erythritolu (bod tání = 118 °C) jako PCM a teplonosného oleje jako HTF. Zjistili, že na začátku nabíjení systému má teplonosný olej malý průtok v důsledku blokování průtoku pevnou částí PCM. PCM ve střední části skladovací jednotky se poté během nabíjení taví rychleji než ostatní části díky většímu přenosu tepla na rozhraní kapalina-pevná látka a erythritol nalepený na stěně skladovací jednotky se taví pomalu, protože klíčovou roli hraje malá tepelná vodivost erythritolu. Bylo také

zjištěno, že zvýšení průtokové rychlosti HTF může významně zkrátit dobu tání PCM díky zvýšenému stupni turbulence HTF. Na následujícím obrázku je vidět postupné tavení erythritolu v nádobě.

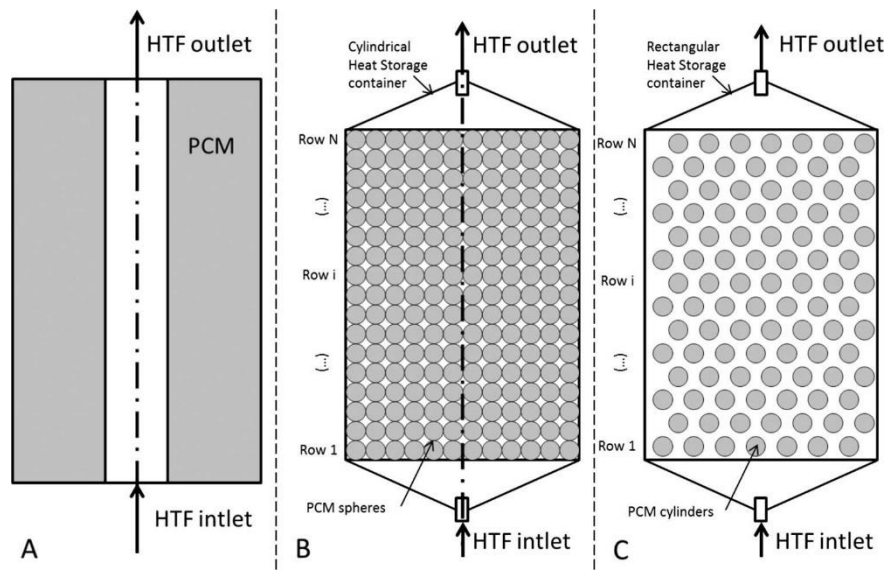


obr. 32: průběh tavení PCM během nabíjení systému dle [90]

#### 1.2.4.2.2 Nepřímý systém

Nepřímé systémy LHS, ve kterých nedochází k přímému kontaktu teplotnosného média a PCM, můžeme dále rozdělit na kompaktní a zapouzdřené.

V kompaktních systémech je PCM uchovávan v nádobě se zabudovaným výměníkem tepla, který v obecné konfiguraci může být plášťový nebo trubkový. Zapouzdřené systémy jsou naopak takové, ve kterých je PCM uzavřen v malých elementech, kolem nichž proudí teplotnosná kapalina. Tato konfigurace vede k systému akumulace tepla, který obsahuje větší složku akumulace citelného tepla než kompaktní systémy akumulace ve stejném teplotním rozsahu. U obou variant, kompaktní i zapouzdřené, je při návrhu nutné brát v potaz i změny objemu PCM při fázových změnách a zajistit dostatečný prázdný objem na kompenzaci objemové změny. Následující obrázek představuje tři varianty řešení nepřímého systému LHS. [89]



obr. 33: ukázka variant nepřímého systému LHS; a) kompaktní systém, b) zapouzdřený systém s kulovitými elementy ve válcové nádobě, c) zapouzdřený systém s válcovými elementy v obdélníkové nádobě [89]

#### Kompaktní systém

Kompaktní systémy akumulace latentního tepla mají mnohem vyšší objemové poměry PCM ( $\text{m}^3$  PCM /  $\text{m}^3$  nádoby) než zapouzdřené systémy, které ale naopak poskytují delší izotermické výstupy. Nicméně nízká rychlost tepelné difúze uvnitř kompaktního systému PCM může být velkým

problémem, což vede k nižším rychlostem přenosu tepelného výkonu než jakých lze dosáhnout u zapouzdřených systémů. [89]

Jedním z hlavních problémů, se kterými se aktuálně kompaktní systémy LHS potýkají, je nízká tepelná vodivost použitých PCM. Nízká tepelná vodivost má za následek zhoršený přestup tepla z teplotního média do PCM, a to vede k malým rychlostem vybíjení a nabíjení systému. Ke zlepšení přestupu tepla se využívá zvětšení teplosměnné plochy pomocí žeber, jejichž tvar se může značně lišit (od radiálních prstencových žeber, přes jednoduchá axiální až po složitě rozvětvená axiální žebra). Další možností, jak zvýšit tepelnou vodivost systému PCM, je použití expandovaného grafitu s tepelnou vodivostí od 2 do 470 W/m\*K v objemovém poměru kolem 10 %. Spojení expandovaného grafitu a PCM do kompozitního materiálu probíhá ve vakuu, aby se zabránilo vzniku vzduchových mezer. Dále je možné použít kovové matrice, které také pomáhají zvýšit celkovou tepelnou vodivost. Jako matrici je možné použít např. ocelovou vlnu nebo kroužky z nerezové oceli/hliníku. Další metodou je použití vodivých prášků, kdy je do objemu PCM zamícháno malé objemové procento kovových částic (hliník, měď, stříbro nebo nikl). Problém u tohoto řešení je, že kovové částice by se mohli oddělit od PCM, když je v roztaveném stavu a klesnout ke dnu nádoby. [89]

### *Zapouzdřené systémy*

Zapouzdření je metoda, která zabraňuje přímému kontaktu látky PCM s okolím, čímž se snižuje riziko úniku PCM. To prodlužuje jeho životnost a omezuje problémy spojené s fázovou separací. [64] Systémy využívající zapouzdřené PCM nabízejí vyšší plochu přenosu tepla na objem systému ( $m^2$  plochy /  $m^3$  nádoby), ale jak již bylo zmíněno, mají nižší objemové poměry PCM ( $m^3$  PCM /  $m^3$  nádoby). [89] V některých případech může zapouzdření sloužit i jako zlepšení mechanické stability. [64]

Zapouzdření PCM s různými geometriemi kapslí má své výhody i nevýhody. V praxi se často setkáme s válcovými nebo kulovitými kapslemi. Techniky zapouzdření lze rozdělit na mikro, makro a nanoenkapsulaci. Zapouzdření lze provést různými metodami:

- fyzikálně – mechanická metoda (sušení rozprašováním, odstředivá extruze, vibrační tryska);
- chemická metoda (suspenzní polymerace, mini emulzní polymerace);
- fyzikálně – chemická metoda (koacervace, iontová gelace) založená na organických PCM s fyzikálně – chemickými aplikacemi. [64], [89]

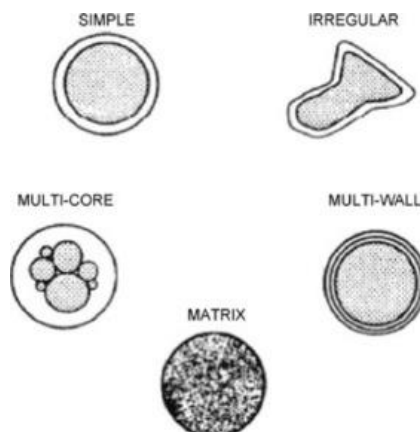
Zapouzdření je tedy technika zahrnující uzavření nestabilních, citlivých pevných nebo kapalných částic pevnou vrstvou. Ta chrání materiál akumulující energii tím, že zabraňuje jeho degradaci a procesům odpařování. Při makroenkapsulaci se jedná o částice PCM velikosti od 1 mm do 1 cm, při mikroenkapsulaci se bavíme o částicích velikosti od 1  $\mu$ m do 1 mm a u nanoenkapsulace jde o částice menší než 1  $\mu$ m. [64]

Největší vliv na vlastnosti zapouzdřeného systému LHS má materiál pláště kapslí. Základní vlastnosti, které by měl materiál pláště splňovat jsou:

- být inertní vůči PCM;
- vysoká mechanická a teplotní odolnost;
- zachovat si termo – fyzikální vlastnosti i při mikro a nano rozměrech;
- antiosmózní vlastnosti pro zajištění delší životnosti;
- vysoká tepelná vodivost;
- nepropustnost. [64]



Následující obrázek ukazuje různé typy kapslí od nejjednodušších a nejtypičtějších kulovitých částic přes částice s nepravidelným jádrem, různá jádra uvnitř stejné kapsle, více stěnné mikrokapsle až po částice zapuštěné do spojitě matrice.



obr. 34: různé typy kapslí používané pro zapouzdření PCM [64]

### 1.2.5 Termochemické skladování

Chemické systémy akumulace tepla využívají vratné (reverzibilní) chemické reakce, které zahrnují absorpci a uvolňování tepla za účelem akumulace tepelné energie. Pro akumulaci termochemické energie je nutné dodat do systému náležité množství tepla  $Q$  k disociaci látek  $A$  a  $B$ . V závislosti na směru reakce dochází k endotermní nebo exotermní reakci, dle rovnice (5). [64], [69]



Směr reakce závisí na tlaku a teplotě. Teoreticky lze přechodovou teplotu pro daný standardní tlak odvodit pomocí Gibbsovy volné energie. Použitím podmínky termodynamické rovnováhy pro změnu Gibbsovy volné energie se získá níže uvedená rovnice (8) pro přechodovou teplotu  $T^*$ . [69]

$$\Delta G (T^*) = 0 \quad [J] \quad (6)$$

$$\Delta G (T^*) = \Delta H (T^*) - \Delta S (T^*) \cdot T^* \quad [J] \quad (7)$$

$$T^* = \frac{\Delta H (T^*)}{\Delta S (T^*)} \quad [K] \quad (8)$$

Když je teplota  $T > T^*$ , dominuje rozklad a dochází k nabíjení systému. Když  $T < T^*$  dominuje syntéza a dochází k vybíjení systému. Při nabíjení se tedy chemický akumulací materiál rozkládá a produkty jsou poté skladovány odděleně, díky čemuž je doba skladování teoreticky nekonečná a bez tepelných ztrát. Při vybíjení dojde ke kontaktu oddělených látek, jejich vzájemné reakci a tím k uvolnění tepelné energie. [69]

Termochemické skladování můžeme rozdělit na dvě hlavní skupiny podle principu na systémy využívající fyzikální absorpce (kapalné absorbenty) nebo adsorpce (např. zeolit a silikagel) a na systémy na bázi chemických reakcí (absorpce a adsorpce s chemickou reakcí nebo chemické reakce bez absorpce/adsorpce). [91]

Termochemické skladování (TCES) se vyznačuje vysokou hustotou energie, vysokou exergetickou účinností a vysokou provozní teplotou. Materiály pro termochemické skladování by měly vykazovat vysokou reakční entalpii, rychlou reakční kinetiku, vysokou tepelnou vodivost, dobrou cyklickou stabilitu, nebyť toxické, hořlavé či výbušné, mít nízký dopad na životní prostředí a být bez vedlejších reakcí. [64], [91]

V následující tabulce je příklad materiálů, které jsou vhodné pro termochemické skladování tepla.

tabulka 7: příklad materiálů pro termochemické skladování tepla [69] [91]

Materiál	Vzorec	Pevný reaktant	Pracovní médium	Přechodová teplota při 1 bar [°C]
síran lithný	$\text{Li}_2\text{SO}_4 \cdot \text{H}_2\text{O}$	$\text{Li}_2\text{SO}_4$	$\text{H}_2\text{O}$	103
síran hořečnatý	$\text{MgSO}_4 \cdot 7\text{H}_2\text{O}$	$\text{MgSO}_4$	$\text{H}_2\text{O}$	122
hydroxid železa	$\text{Fe}(\text{OH})_2$	$\text{FeO}$	$\text{H}_2\text{O}$	150
síran hlinitý	$\text{Al}_2(\text{SO}_4)_3 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$	$\text{Al}_2(\text{SO}_4)_3$	$\text{H}_2\text{O}$	150
chlorid vápenatý	$\text{CaCl}_2$	$\text{CaCl}_2$	$\text{H}_2\text{O}$	117 - 138
hydroxid sodný	$\text{Na}(\text{OH})_2$	$\text{Na}(\text{OH})_2$	$\text{H}_2\text{O}$	95
uhličitan železa	$\text{FeCO}_3$	$\text{FeO}$	$\text{CO}_2$	180

Chemické skladování tepelné energie má své výhody, jako je například vysoká hustota akumulace tepelné energie (jak na jednotku hmotnosti, tak na jednotku objemu) a dlouhá doba skladování s nízkými tepelnými ztrátami. Má však i řadu nevýhod. Během nabíjení, kdy dochází k rozkladu, může akumulační materiál, jako je např.  $\text{Mg}(\text{OH})_2$ , podléhat slinování a růstu zrn, což má za následek nižší pórovitost a během procesu vybíjení to brání zpětné hydrataci. Dalším problémem je, že rychlost dehydratační reakce je pomalá. Existují různé přístupy ke zvýšení rychlosti nabíjení, jako jsou grafitové nanodestičkové kompozity, přidávání lithia nebo dusičnanové sole. Další nevýhodami je vysoká cena a nízká výstupní teplota blízko bodu rovnováhy. Chemické skladování tepelné energie je však stále v laboratorní fázi a komerční aplikace vyžadují další zdokonalení technologie prostřednictvím výzkumných prací. [69], [91]

### 1.3 Shrnutí teoretické části diplomové práce

První oddíl rešerše této diplomové práce se zaměřil na technologii vysokoteplotních tepelných čerpadel, konkrétně její zralost, dosahované parametry, technické realizace, tržní dostupnost, zařízení ve vývoji a perspektivy aplikací. Informace vyplývající z této části rešerše by se daly stručně shrnout do následujících bodů:

- Uplatnění technologie VTTČ se předpokládá především v oblasti průmyslu (využití odpadního tepla z průmyslových procesů, případně náhrada za fosilní zdroje tepla).
- Výzkumná činnost v oblasti VTTČ v poslední době značně akceleruje, což dokládá množství nových konfigurací systémů VTTČ (kaskádové, hybridní, s ejektorem, ...) publikovaných v literatuře.
- Značný rozmach zaznamenává i oblast vývoje, od vývoje nových chladiv použitelných buď obecně pro technologii tepelných čerpadel, nebo konkrétně pro VTTČ, přes vývoj nových kompresorů vhodných pro vysokoteplotní aplikace až po vývoj celých nových systémů vysokoteplotních tepelných čerpadel.
- Přes výše zmíněné aktivity v oblasti výzkumu a vývoje byl doposud počet komerčně dostupných aplikací značně omezen. I v této oblasti je však již zaznamenáván postupný rozvoj, který bude jistě dále akcelerovat, neboť dle informací z IEA je řada vyvíjených technologií VTTČ již na úrovni 8 až 9 technické připravenosti.

Druhý oddíl rešerše byl věnován technologii skladování tepelné energie z vysokoteplotních tepelných čerpadel, konkrétně technologie a principy akumulace tepla, komerčně dostupné systémy a vyvíjené zásobníky. Informace uvedené v této části rešerše by se daly stručně shrnout do následujících bodů:

- Technologie skladování tepla využívající citelné teplo kapalných akumulačních médií je v dnešní době již plně vyvinuta a běžně používána pro nízkoteplotní aplikace (pod 100 °C), přičemž úprava pro její aplikaci v systému s VTTČ spočívá téměř pouze ve volbě akumulačního média vhodného pro teploty nad 100 °C (tlaková voda, termoolej, ...).
- Systémy s tuhými akumulačními médii nejsou zatím v praxi tolik rozšířeny jako systémy s kapalnými médii, ale i u nich jde při uplatnění v rámci systému s VTTČ především o výběr vhodného akumulačního a teplonosného média.
- Rozmach v oblasti vývoje zaznamenávají především systémy na bázi latentního tepla, jelikož oproti citelným systémům vykazují, díky využívání fázového přechodu, vyšší energetickou hustotu. V jejich případě jde jednak o hledání vhodného technického řešení, které by zajistilo rovnoměrný tepelný výkon a efektivní využití latentních systémů skladování, jednak o výběr vhodných akumulačních médií pro různé teplotní úrovně skladování.
- Poslední zmíněnou technologií v oblasti skladování tepla byla technologie termochemického skladování, přičemž jde o technologii relativně mladou, která se zatím nachází ve fázi výzkumu a experimentů, ale do budoucna by měla přinést především vysokou energetickou hustotu skladovacích systémů a nízké ztráty během doby skladování.

## 2 Praktická část diplomové práce

V této části práce je věnován prostor detailnímu popisu, rozboru a experimentálním analýzám demonstrační Carnotovy baterie, která se aktuálně nachází v laboratoři Univerzitního centra energeticky efektivních budov ČVUT v Buštěhradu.

Konkrétními cíli v této praktické části diplomové práce jsou:

- tvorba vlastního termodynamického modelu (digitální dvojče) CB jednotky včetně zohlednění tepelných a tlakových ztrát;
- provoz a vyhodnocení provozu nabíjení experimentální jednotky CB;
- porovnání experimentálně dosahovaných hodnot z nabíjení s modelovaným provozem systému, vyhodnocení odchylky;
- proměření vybíjení CB vodním meziokruhem;
- návrh a realizace úprav pro zprovoznění vybíjecího okruhu ORC.

### 2.1 Demonstrační zařízení

Jak již bylo řečeno výše, demonstračním zařízením je míněna experimentální Carnotova baterie, která se skládá z okruhu vysokoteplotního tepelného čerpadla, který nabíjí tepelný zásobník, tepelného zásobníku a okruhu ORC, který zásobník vybíjí. Zařízení vzniklo v rámci projektu TA ČR TJ04000326 ve spolupráci s firmou TČ Mach, která má bohaté zkušenosti v oblasti návrhu a výstavby tepelných čerpadel.

#### 2.1.1 Návrh a stavba experimentálního zařízení

Při návrhu experimentálního zařízení byla snaha držet se jednoduchosti, aby bylo možno celý systém sestavit bez velkých a složitých úprav z běžně dostupných komponent. Tedy aby nebylo nutno navrhovat a vyvíjet nové komponenty speciálně určené pro toto zařízení.

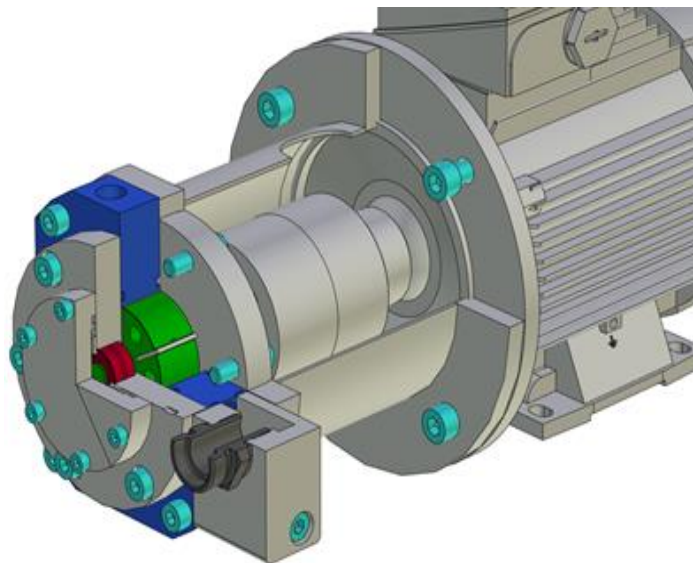
Okruh tepelného čerpadla se klasicky skládá z kompresoru, kondenzátoru, škrtkovacího ventilu a výparníku. Zdroj tepla je simulován připojením na rozvod topné vody v prostorách laboratoří UCEEB. Navíc byl, pro lepší využití dodávaného tepla do okruhu a pro dosažení vyšší teploty na výtlaku čerpadla, do okruhu zařazen rekuperátor, ve kterém předává teplo proud zkapalněného chladiva vystupující z kondenzátoru (před škrtkovacím ventilem) proudu odpařeného chladiva za výparníkem (před sáním kompresoru). Jako výparník a rekuperátor byly zvoleny deskové výměníky, jejichž návrh byl proveden pomocí výpočtových programů výrobců (zde konkrétně od firmy Alfa Laval) a s využitím praktických zkušeností firmy TČ Mach. Dále byla zvolena varianta pístového kompresoru, jelikož disponuje jednoduchou konstrukcí s možností úprav. Především se jednalo o úpravu z hlediska chlazení potřebném pro provoz s vysokými teplotami. Kondenzace chladiva v okruhu tepelného čerpadla probíhá v tepelném zásobníku, čímž dochází k jeho nabíjení.

Zásobník tepla byl navržen jako válcová nádoba s dvěma integrovanými výměníky tepla, vyplněná udusaným kamenným prachem, přičemž jeho výběr byl založen na základě experimentů firmy TČ Mach. Jeden integrovaný výměník tepla je tvořen měděným hadem vedoucím středem zásobníku a druhý výměník je tvořen několika výměníky typu trubka v trubce, viz obr. 35. Tento koncept tepelného zásobníku byl volen z důvodu možnosti zkoumání vlastností zásobníku citelného tepla s teplotní stratifikací (jak horizontální, tak radiální) a zároveň ověření akumulačních vlastností samotného kamenného prachu pro případné další aplikace.



obr. 35: Úložiště tepla s kamenným prachem a dvěma integrovanými tepelnými výměníky (měděný had a trubka v trubce)

Při návrhu okruhu ORC byly využity zkušenosti laboratoře organických Rankinových cyklů na UCEEB v oblasti návrhu prototypů ORC. Jedinou nestandardní komponentou v rámci okruhu ORC, která vyžadovala individuální návrh, byl expandér. Na základě předchozích zkušeností byla zvolena koncepce lamelového expandéru, která byla pře-designována z jiných projektů ORC na příslušnou pracovní látku a očekávané parametry zařízení (výsledný model expandéru viz obr. 36). Další součásti okruhu již byly tvořeny standardními komponenty, tedy zubové čerpadlo s frekvenčním měničem, rekuperátor a kondenzátor, oba v podobě deskových výměníků, které byly navrženy stejným způsobem jako deskové výměníky v okruhu tepelného čerpadla. Odvod tepla v kondenzátoru je zajištěn pomocí okruhu teplovodní sáhy, která odvádí teplo do okolí.



obr. 36: 3D model lamelového expandéru pro okruh ORC (rotor zelená, stator modrá) s magnetickou spojkou a generátorem

Pracovní látkou v celém zařízení, tedy v okruhu tepelného čerpadla i okruhu ORC, bylo zvoleno nové perspektivní chladivo R1233zd(E), které bylo vyvinuto společností Honeywell jako náhrada za R123 a R134a. Jeho hlavními výhodami je chemická stabilita, nehořlavost, nízký potenciál globálního oteplování (GWP = 7) či to, že není toxický (kategorie chladiv A1) a nepoškozuje ozónovou vrstvu (ODP = 0). [92]

Následující tabulka shrnuje základní vlastnosti chladiva R1233zd(E).

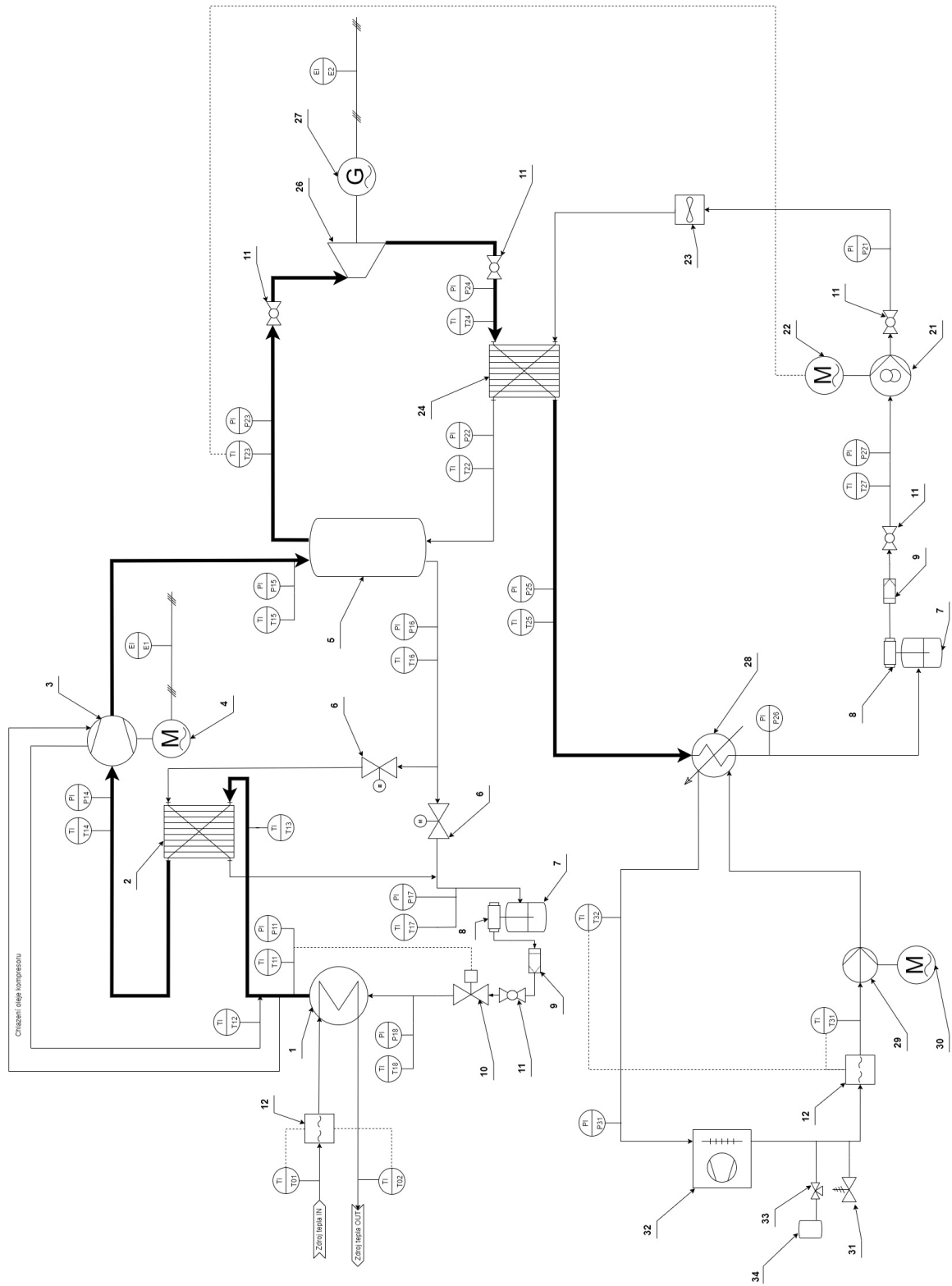
tabulka 8: vybrané vlastnosti chladiva R1233zd(E) [93]

parametr	hodnota	jednotka
chemický vzorec	$CF_3CH = CHCl$	-
molekulová hmotnost	130,5	g/mol
vypařovací teplota při $p_{amb}$	17,95	°C
kritická teplota	166,45	°C
kritický tlak	3,62	MPa
GWP	7	-
ODP	0,00034	-

Na následujícím obrázku je znázorněné P&ID schéma celého demonstračního zařízení s označením jednotlivých komponent. Dále tabulka 9 uvádí seznam jednotlivých komponent uvedených v P&ID diagramu.

tabulka 9: popis pozic v P&amp;ID diagramu

SEZNAM KOMPONENT			
POZ.	Název	POZ.	Název
1	DESKOVÝ VÝMĚNÍK (VÝPARNÍK TČ)	21	ZUBOVÉ ČERPADLO
2	DESKOVÝ VÝMĚNÍK (REKUPERÁTOR TČ)	22	MOTOR
3	PÍSTOVÝ KOMPRESOR	23	PRŮTOKOMĚŘ
4	MOTOR	24	DESKOVÝ VÝMĚNÍK (REKUPERÁTOR ORC)
5	NÁDOBA S KAMENNÝM PRACHEM	25	-
6	KULOVÝ KOHOUT S POHONEM	26	LAMELOVÝ EXPANDÉR
7	SBĚRAČ	27	GENERÁTOR
8	ROTALOCK	28	DESKOVÝ VÝMĚNÍK (KONDENZÁTOR ORC)
9	FILTRDEHYDRÁTOR	29	OBĚHOVÉ ČERPADLO
10	EXPANZNÍ VENTIL	30	MOTOR
11	KULOVÝ KOHOUT	31	POJISTNÝ VENTIL
12	KALORIMETR	32	SAHARA
-	-	33	NAPOUŠTĚCÍ VENTIL
-	-	34	EXPANZNÍ NÁDOBA



obr. 37: P&amp;ID diagram demonstračního zařízení

## 2.2 Termodynamický výpočtový model

Ještě před zprovozněním zařízení byl sestaven termodynamický model demonstračního zařízení, který byl po uvedení zařízení do provozu korigován na základě naměřených hodnot, aby hodnoty modelu co možná nejpřesněji odpovídaly hodnotám skutečně naměřeným. Model byl vytvořen jednak za účelem podrobného rozboru a vyhodnocení proběhlých měření, jednak za účelem provádění orientačních analýz a experimentů na demonstračním zařízení před tím, než budou reálně uskutečněny a tím předpovídat jejich možný průběh. Takto bylo například predikováno, že pokud dojde k využití vnitřní výměny tepla v okruhu tepelného čerpadla, tak teplota na výtlačku kompresoru dosáhne kritické hodnoty a dojde k odstavení zařízení, což se při reálných testech nakonec skutečně stalo.

Termodynamický model byl sestaven v programu Microsoft Excel s využitím doplňku CoolProp. Jedná se o knihovnu určenou pro výpočet termodynamických vlastností kapalin a plynů. Výpočet termodynamických vlastností je zde založen na derivaci vzorce pro Helmholtzovu volnou energii, která je definována jako funkce tlaku a teploty. [94]

Při sestavování modelu bylo vycházeno z termodynamických rovnic a modelů jednotlivých komponent, které jsou uvedeny níže. Přičemž to, že probíhající reálné děje nejsou ději ideálními je v modelu respektováno díky:

- reálným izoentropickým účinnostem čerpadel, kompresoru a expandéru;
- minimálním teplotním rozdíly v jednotlivých tepelných výměnících;
- uvažování tepelných a tlakových ztrát v potrubí;
- uvažování tlakových ztrát v jednotlivých komponentách.

### 2.2.1 Termodynamický model kompresoru/ čerpadla

Princip činnosti kompresoru a čerpadla je podobný, u obou zařízení dochází za spotřebovávání technické práce ke zvýšení tlaku pracovního média. U kompresoru se jedná o plynné médium a u čerpadla o médium kapalné. Základní energetická rovnice pro výpočet technické práce kompresoru a čerpadla vychází z prvního zákona termodynamiky pro otevřenou soustavu a po zjednodušení má následující podobu:

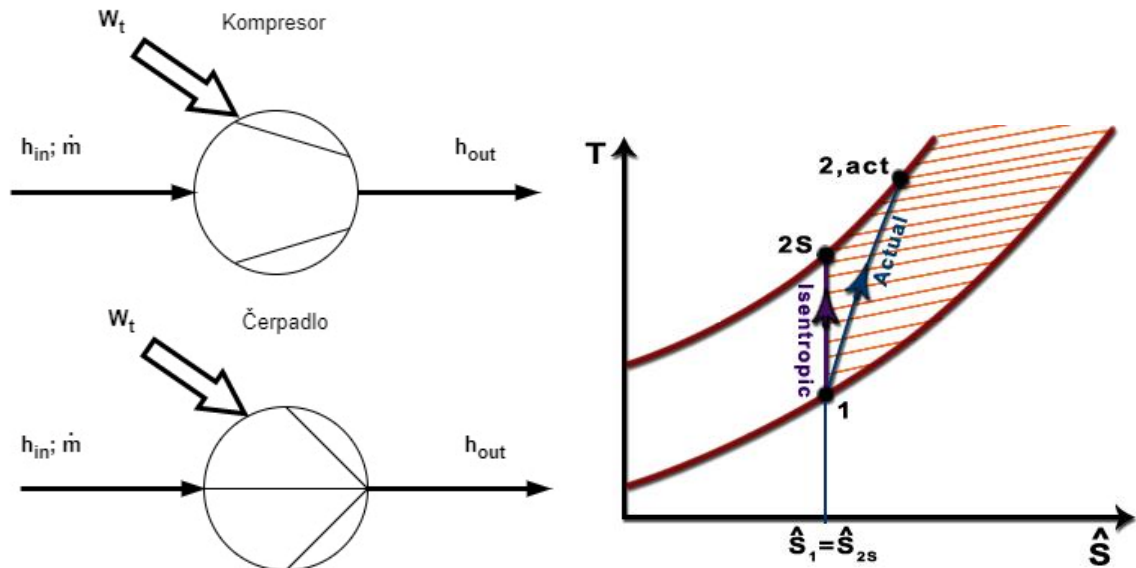
$$w_{t_i} = h_{out_i} - h_{in_i} \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (9)$$

Pro respektování nevratnosti dějů, které na kompresoru a čerpadle probíhají (tření, tepelné ztráty, ...) a mají za následek disipaci energie a tím nárůst entropie, byla zavedena izoentropická účinnost, která je definována dle následující rovnice:

$$\eta_{iz} = \frac{w_{t_{iz}}}{w_{t_{real}}} = \frac{h_{out_{iz}} - h_{in}}{h_{out_{real}} - h_{in}} \quad [-] \quad (10)$$

Znázornění rozdílu mezi reálnou a izoentropickou kompresí v T – s diagramu, společně se znázorněním energetických toků kompresoru a čerpadla, je vidět na následujícím obrázku.





obr. 38: znázornění energetických toků kompresoru a čerpadla (vlevo) a rozdíl mezi reálnou a izoentropickou kompresí v T-s diagramu (vpravo) [95]

Pro výpočet elektrického příkonu kompresoru a čerpadla, který je jednou z hlavních charakteristik těchto komponent, je zapotřebí dále zohlednit elektrickou účinnost motoru a mechanickou účinnost převodu. Výsledný elektrický příkon poté bude:

$$P_p = \eta_{el} \cdot \eta_{mech} \cdot W_{t_{real}} = \eta_{el} \cdot \eta_{mech} \cdot \frac{\dot{m} \cdot w_{tiz}}{\eta_{iz}} \quad [\text{W}] \quad (11)$$

V rovnici (9) až (11) je:

$W_{ti}/w_{ti}$	technická práce / měrná technická práce kompresoru/ čerpadla	[J] / [J·kg <sup>-1</sup> ]
$h_{in_i}$	entalpie před kompresorem/čerpadlem	[J·kg <sup>-1</sup> ]
$h_{out_i}$	entalpie za kompresorem/čerpadlem	[J·kg <sup>-1</sup> ]
$\eta_{iz/el/mech}$	účinnost izoentalpická/elektrická/mechanická	[-]
$\dot{m}$	hmotnostní tok kompresorem/čerpadlem	[kg·s <sup>-1</sup> ]

### 2.2.2 Termodynamický model expandéru

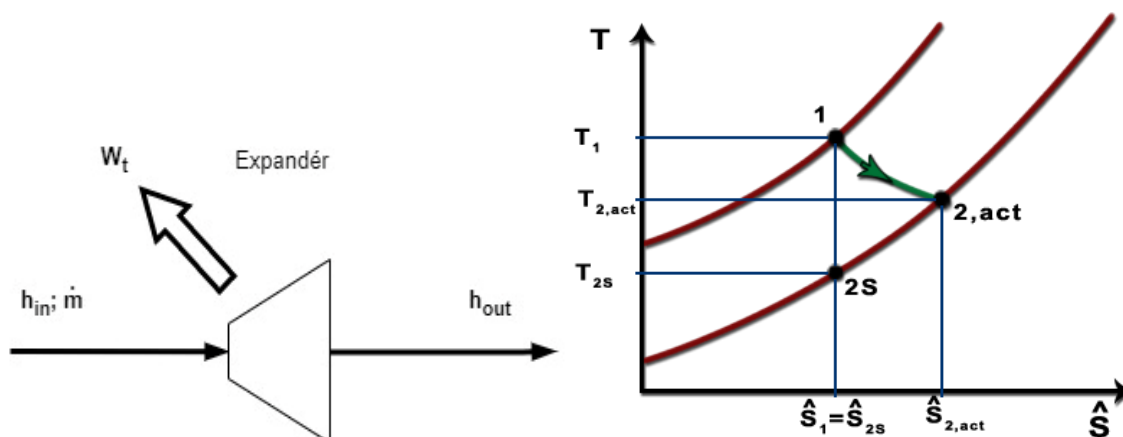
Princip činnosti spočívá v produkci technické práce díky existenci tlakového gradientu mezi vstupem a výstupem z expandéru. Základní energetická rovnice pro výpočet produkované technické práce expandérem vychází obdobně jako u kompresoru a čerpadla z prvního zákona termodynamiky pro otevřenou soustavu, a proto má podobný tvar jako rovnice (9):

$$w_{ti} = h_{in_i} - h_{out_i} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (12)$$

Opět z důvodu respektování nevratnosti dějů, které probíhají na expandéru (obtoky, netěsnosti, tření, tepelné ztráty, ...) a mají za následek disipaci energie a tím nárůst entropie, byla zavedena izoentropická účinnost expandéru, která je definována dle následující rovnice:

$$\eta_{iz} = \frac{w_{t_{real}}}{w_{tiz}} = \frac{h_{in} - h_{out_{real}}}{h_{in} - h_{out_{iz}}} \quad [-] \quad (13)$$

Znázornění rozdílu mezi reálnou a izoentropickou expanzí v  $T - s$  diagramu, společně se znázorněním energetických toků expandérem, je vidět na následujícím obrázku.



obr. 39: znázornění energetických toků expandérem (vlevo) a rozdíl mezi reálnou a izoentropickou expanzí v  $T - s$  diagramu (vpravo) [95]

Pro výpočet elektrického výkonu expandéru, který je jednou z hlavních charakteristik, je zapotřebí dále zohlednit elektrickou účinnost generátoru a mechanickou účinnost převodu. Výsledný elektrický výkon poté bude:

$$P = \eta_{el} \cdot \eta_{mech} \cdot W_{t_{real}} = \eta_{el} \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_{iz} \cdot \dot{m} \cdot w_{tiz} \quad [\text{W}] \quad (14)$$

V rovnici (12) až (14) je:

$W_{t_i}/w_{t_i}$	technická práce / měrná technická práce expandéru	$[\text{J}] / [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
$h_{in_i}$	entalpie před expandérem	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
$h_{out_i}$	entalpie za expandérem	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
$\eta_{iz/el/mech}$	účinnost izoentropická/elektrická/mechanická	$[-]$
$\dot{m}$	hmotnostní tok expandérem	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$

### 2.2.3 Termodynamický model tepelného výměníku

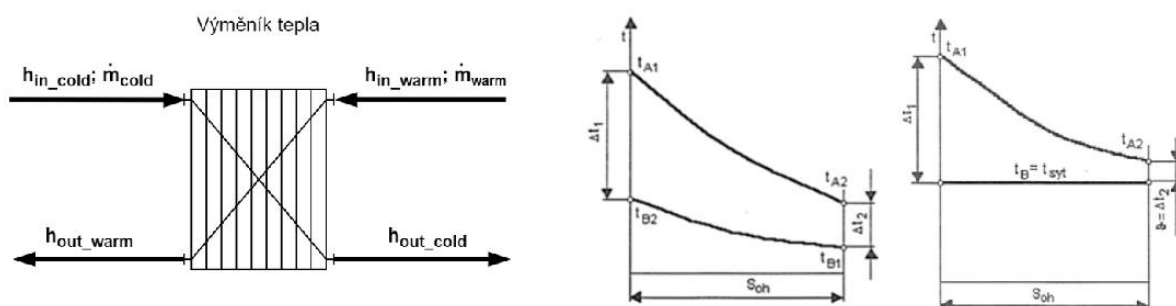
V systému experimentální Carnotovy baterie se nachází řada deskových tepelných výměníků tepla, které jsou v termodynamickém modelu popsány základní energetickou bilancí, která říká, že množství tepla, které odevzdá proud média o vyšší teplotě se rovná množství tepla, které přijme proud média o nižší teplotě. Toto množství tepla se označuje jako teplo sdělené v daném tepelném výměníku, viz následující rovnice:

$$\dot{Q}_{sděl.} = \dot{m}_{cold} \cdot (h_{out\_cold} - h_{in\_cold}) = \dot{m}_{warm} \cdot (h_{in\_warm} - h_{out\_warm}) \quad [\text{W}] \quad (15)$$

V rovnici (15):

$\dot{m}_{cold}$	je hmotnostní tok látky, která přijímá teplo (studená strana)	$[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$
$h_{out\_cold}$	je entalpie vytékajícího média o hmotnostním toku $\dot{m}_{cold}$	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}]$
$h_{in\_cold}$	je entalpie vtékajícího média o hmotnostním toku $\dot{m}_{cold}$	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}]$
$\dot{m}_{warm}$	je hmotnostní tok látky, která odevzdává teplo (teplá strana)	$[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$
$h_{out\_warm}$	je entalpie vytékajícího média o hmotnostním toku $\dot{m}_{warm}$	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}]$
$h_{in\_warm}$	je entalpie vtékajícího média o hmotnostním toku $\dot{m}_{warm}$	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}]$

Všechny tepelné výměníky byly modelovány jako protiproudé tepelné výměníky, viz následující obrázek, přičemž v každém tepelném výměníku byl definován minimální teplotní rozdíl dle doporučení a zkušeností v oblasti tepelných výměníků. Problematika tepelných a tlakových ztrát v systému, včetně tepelných výměníků, je dále diskutována níže.



obr. 40: schéma protiproudého deskového tepelného výměníku (vlevo); S - t diagram protiproudého tepelného výměníku bez změny fáze (uprostřed); S - t diagram protiproudého tepelného výměníku se změnou fáze (vpravo) [96]

Kromě deskových tepelných výměníků se v systému nachází další tři tepelné výměníky. Dva výměníky jsou integrovány do úložiště tepla s kamenným prachem a třetí v podobě žebrovaných trubek se nachází v teplovodní sahaře, která slouží pro odvod tepla z kondenzátoru ORC okruhu do okolí. Při modelování integrovaných tepelných výměníků v tepelném úložišti byl uplatněn zjednodušující postup, kdy se v prvním kroku výpočtu předpokládá shodná teplota kamenného prachu po výšce zásobníku, která vychází z měřené teploty zásobníku pomocí řídicího systému zařízení. V druhém kroku bylo poté provedeno zohlednění vertikální teplotní stratifikace na základě měřených dat, a to pomocí průměrných měřených teplotních rozdílů v jednotlivých místech zásobníku oproti teplotě měřené řídicím systémem. V prvním kroku výpočtu tedy odpovídá S - t diagram integrovaných tepelných výměníků S - t diagramu protiproudého výměníku tepla s fázovou změnou obou médií. Tento zjednodušující postup sice vnáší určitou nepřesnost do termodynamického modelu, ale namodelování dynamického přestupu tepla v zásobníku s kamenným prachem, ve kterém dochází k vertikální a radiální teplotní stratifikaci, je značně náročný problém, a jelikož má termodynamický model sloužit spíše k orientačnímu popisu zařízení, není vyřešení této problematiky vzhledem k její náročnosti ani žádoucí.

Specifickým případem výměníku tepla byla již zmíněná teplovodní sahaře, jejíž parametry jsou vždy udávány pro nominální stav, tedy nominální výkon a nominální teplotní spád na primární a sekundární straně výměníku. Proto bylo pro stanovení reálných teplotních poměrů na sahaře nutno přepočítat parametry sahary na skutečné parametry vyskytující se v systému. K přepočtu byly využity rovnice pro tepelný výkon výměníku, rovnice (16), rovnice pro střední logaritmický teplotní

rozdíl ve výměníku, rovnice (17), a to společně s předpokladem, že v námi uvažovaném rozmezí parametrů se dá součin  $k \cdot S$  považovat za přibližně konstantní.

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot \Delta T_{ln} \quad [\text{W}] \quad (16)$$

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad [\text{K}] \quad (17)$$

V rovnici (16) a (17):

$k$	je součinitel prostupu tepla ve výměníku	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
$S$	je teplosměnná plocha výměníku	$[\text{m}^2]$
$\Delta t_1$	je větší z koncových teplotních rozdílů (viz obr. 40)	$[\text{K}]$
$\Delta t_2$	je menší z koncových teplotních rozdílů (viz obr. 40)	$[\text{K}]$

#### 2.2.4 Tepelné ztráty

Zohlednění tepelných ztrát je důležité z hlediska snahy přiblížit data z termodynamického modelu reálným údajům z experimentálního zařízení. Jednou z hlavních tepelných ztrát je tepelná ztráta potrubí, jejíž výpočet vychází z následující rovnice.

$$\dot{Q} = k_e \cdot S \cdot (T_{in} - T_{out}) \quad [\text{W}] \quad (18)$$

V rovnici (18):

$k_e$	je součinitel prostupu tepla trubkou (vztaženo k $D_e$ )	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
$S$	je teplosměnná plocha trubky	$[\text{m}^2]$
$T_{in}$	je teplota média uvnitř trubky	$[\text{K}]$
$T_{out}$	je teplota vnějšího prostředí	$[\text{K}]$

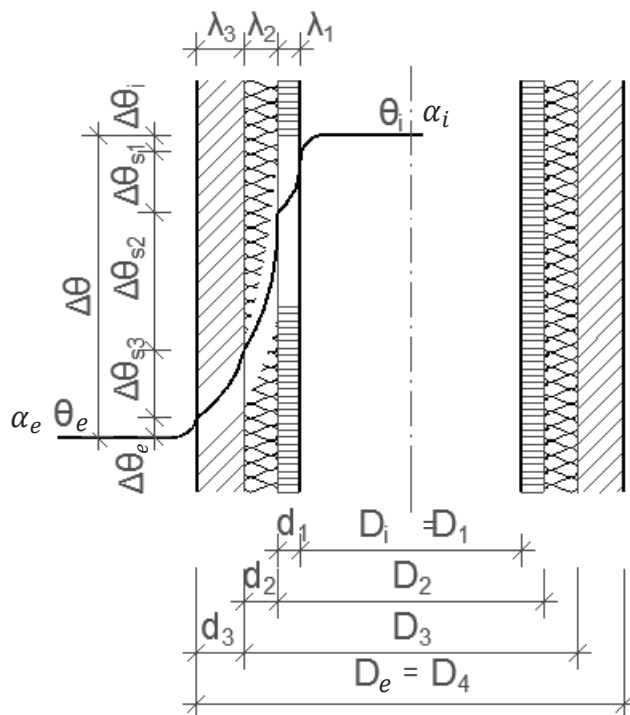
Při výpočtu tepelných ztrát dle rovnice (18) je zásadní určit součinitel prostupu tepla  $k_e$ . Jelikož se jedná o problematiku prostupu tepla složenou válcovou trubkou, viz obr. 41, vzorec pro výpočet součinitele prostupu tepla vztaženého k vnějšímu povrchu trubky  $k_e$  je následující:

$$k_e = \frac{k_{1m}}{\pi \cdot D_e} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (19)$$

$$k_{1m} = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_i \cdot D_i} + \sum_{x=1}^n \frac{1}{2 \cdot \lambda_x} \cdot \ln \left( \frac{D_{x+1}}{D_x} \right) + \frac{1}{\alpha_e \cdot D_e}} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (20)$$

Jak je patrné z rovnice (20), pro výpočet součinitele prostupu tepla trubkou na jeden metr délky  $k_{1m}$  je potřeba znát součinitele tepelné vodivosti jednotlivých vrstev  $\lambda_x$  a určit součinitele přestupu tepla uvnitř a vně trubky,  $\alpha_i$  a  $\alpha_e$ . V obou případech vyjdeme z výpočtu Nusseltova čísla, které je definované dle rovnice (21). Uvnitř trubky se v našem případě jedná o nucenou konvekci, tedy závislost  $Nu = f(Re, Pr)$ , vně trubky naopak jde o volnou konvekci, tedy závislost  $Nu = f(Ra, Pr)$ . [97]

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L_{ch}}{\lambda} \quad [-] \quad (21)$$



obr. 41: prostup tepla složenou válcovou stěnou s vyznačeným průběhem teplot

#### 2.2.4.1 Součinitel přestupu tepla uvnitř trubky $\alpha_i$

Pro výpočet  $\alpha_i$  byl zvolen postup dle Gnielinského [97], kdy je nejprve nutné spočítat Reynoldsovo číslo a zjistit, zda se jedná o laminární, plně vyvinuté turbulentní nebo přechodové proudění. Kromě Reynoldsova čísla hraje ve výpočtu roli i Prandtlovo číslo a poměr  $D_i/l$ .

$$Re = \frac{\bar{u} \cdot L_{ch} \cdot \rho}{\mu} = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D_i \cdot \mu} \quad [-] \quad (22)$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} \quad [-] \quad (23)$$

1. Nusseltovo číslo pro laminární proudění s konstantním tepelným tokem ( $2300 < Re$ ):

$$Nu_{m,q} = \{Nu_{m,q,1}^3 + 0,6^3 + (Nu_{m,q,2} - 0,6)^3 + Nu_{m,q,3}^3\}^{1/3} \quad [-] \quad (24)$$

kde

$$Nu_{m,q,1} = 4,364 \quad [-] \quad (25)$$

$$Nu_{m,q,2} = 1,953 \cdot \sqrt[3]{Re \cdot Pr \cdot (D_i/l)} \quad [-] \quad (26)$$

$$Nu_{m,q,3} = 0,924 \cdot \sqrt[3]{Pr} \cdot \sqrt{Re \cdot (D_i/l)} \quad [-] \quad (27)$$

2. Nusseltovo číslo pro plně vyvinuté turbulentní proudění ( $10^4 < Re < 10^6$ ;  $0,1 < Pr < 1000$  a  $D_i/l \leq 1$ ):

$$Nu_m = \frac{(\xi/8) \cdot Re \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\xi/8} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \cdot [1 + (D_i/l)^{2/3}] \quad [-] \quad (28)$$

kde

$$\xi = (1,8 \cdot \log(Re) - 1,5)^{-2} \quad [-] \quad (29)$$

3. Nusseltovo číslo pro přechodné proudění ( $2300 < Re < 10^4$ ;  $0,6 < Pr < 1000$  a  $D_i/l \leq 1$ ):

$$Nu = (1 - \gamma) \cdot Nu_{lam(2300)} + \gamma \cdot Nu_{turb(10^4)} \quad [-] \quad (30)$$

kde

$Nu_{lam(2300)}$  je vypočtené dle rovnice (24) pro  $Re = 2300$  a  $Nu_{turb(10^4)}$  je vypočteno dle rovnice (28) pro  $Re = 10^4$  a

$$\gamma = \frac{Re - 2300}{10^4 - 2300} \quad [-] \quad (31)$$

Při znalosti  $Nu$  poté z rovnice (21) získáme  $\alpha_i$ .

V rovnici (22) a při aplikaci rovnice (21) je za  $L_{ch}$  dosazován vnitřní průměr  $D_i$ .

Termodynamické vlastnosti kapaliny, které figurují ve vzorcích (21) až (23), se určují při střední teplotě, která je aritmetickým průměrem teploty média na vstupu a na výstupu z úseku potrubí, na kterém určujeme tepelnou ztrátu. Výpočet proto vede na iterační postup, kdy je potřeba nejprve odhadnout střední teplotu, vypočítat celkový přestup tepla mezi trubkou a okolím a z něho spočítat skutečnou střední teplotu, podle níž se následně koriguje odhadnutá hodnota střední teploty.

#### 2.2.4.2 Součinitel přestupu tepla vně trubky $\alpha_e$

Pro výpočet  $\alpha_e$  je nejprve nutné spočítat Rayleighovo a Prandtlovo číslo,  $Ra$  a  $Pr$ , poté se vybere opět vhodná korelace, ze které se vypočte Nusseltovo číslo a z něj následně dopočteme hledaný součinitel přestupu tepla.

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g \cdot \beta \cdot L_{ch}^3 \cdot (T_w - T_\infty)}{\nu \cdot \alpha} \quad [-] \quad (32)$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} \quad [-] \quad (33)$$

Na základě hodnot  $Ra$  a  $Pr$  byla pro naše případy zvolena vhodná korelace dle [97], která je platná pro  $10^{-1} < Ra < 10^{12}$  a  $0 < Pr < \infty$  a zní:

$$Nu = \{0,60 + 0,387 \cdot [Ra \cdot f_3(Pr)]^{1/6}\}^2 \quad [-] \quad (34)$$

$$f_3(Pr) = \left[ 1 + \left( \frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{-16/9} \quad [-] \quad (35)$$

Při znalosti  $Nu$  poté z rovnice (21) získáme  $\alpha_e$ .

V rovnici (32) a při aplikaci rovnice (21) je za  $L_{ch}$  dosazován vnější průměr  $D_e$ .

Termodynamické vlastnosti kapaliny, které figurují ve vzorcích (21), (32) a (33) se určují při střední teplotě, která je aritmetickým průměrem teploty stěny a teploty média v neovlivněném proudě tekutiny (v "nekonečnu"). Tato podmínka vede na iterační výpočet, při kterém se nejdříve teplota stěny  $T_w$  odhadne a vypočte se tepelný tok z potrubí do okolí  $\dot{Q}$ . Z tepelného toku se poté pomocí Newtonova zákona, viz rovnice (36), vypočte zpětně skutečná teplota stěny a iteračním výpočtem se koriguje odhadnutá teplota stěny tak, aby se rovnala teplotě vypočtené.

$$\dot{Q} = \alpha_e \cdot S \cdot (T_w - T_\infty) \quad [\text{W}] \quad (36)$$

V rovnici (36):

$\alpha_e$	je součinitel přestupu tepla na vnější straně potrubí	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
$S$	je teplosměnná plocha trubky	$[\text{m}^2]$
$T_w$	je teplota vnější stěny potrubí	$[\text{K}]$
$T_\infty$	je teplota neovlivněného proudu tekutiny	$[\text{K}]$

### 2.2.4.3 Ostatní tepelné ztráty

Kromě tepelných ztrát potrubí se v systému vyskytuje řada dalších tepelných ztrát. Do termodynamického modelu ale byla zahrnuta pouze tepelná ztráta potrubních rozvodů, jelikož se jedná o jedinou přímou tepelnou ztrátu. Tím je myšleno, že tepelná ztráta potrubí je důsledkem téměř výhradně sdílení tepla s okolím. U ostatních komponent jsou jejich tepelné ztráty často kombinací sdílení tepla s okolím a sdílení tepla s ostatními komponentami, se kterými jsou v kontaktu, přičemž v některých případech může tato tepelná ztráta i dominovat.

Velká část ostatních tepelných ztrát zařízení se například uskutečňuje skrze rám, na kterém je zařízení umístěno. Rám je totiž v přímém kontaktu s celou řadou komponent demonstračního zařízení, včetně tepelného úložiště, čímž dochází k ohřevu rámu a až poté k následným tepelným ztrátám do okolí. Proto je třeba také obtížné určit tepelné ztráty výměníků. Ty jsou totiž relativně dobře zaizolované, a sdílení tepla s okolním vzduchem je tak značně omezené. Zároveň jsou ale připevněny k rámu pomocí vodivého kovového plechu a je tedy pravděpodobné, že mezi výměníky a rámem dochází k intenzivnějšímu sdílení tepla než mezi výměníkem a okolím. Z těchto důvodů jsou v modelu zohledněny pouze tepelné ztráty potrubí, které jsou významné a jasně vymezené.

### 2.2.5 Tlakové ztráty

Tlakové ztráty v systému lze dle původu rozdělit na tlakové ztráty v potrubních rozvodech a na tlakové ztráty v ostatních komponentách systému (deskový výměník, teplovodní sahara, sběrač, ...). Tlakové ztráty v potrubí lze ještě dále rozdělit na tlakové ztráty vzniklé třením a tlakové ztráty vzniklé místními odpory (koleno, T – kus, ventil, ...). Do termodynamického modelu byly tlakové ztráty vznikající v systému zahrnuty pomocí výpočtu nebo na základě naměřených hodnot.

#### 2.2.5.1 Třecí ztráty v potrubí

Třecí ztráty v potrubí se určují dle známé Darcy – Weisbachovy rovnice:

$$\Delta p_{\text{tr}} = \xi \cdot \frac{l}{D_i} \cdot \frac{\rho \cdot \bar{u}^2}{2} \quad [\text{Pa}] \quad (37)$$

V rovnici (37):

$\xi(\lambda)$	je třecí součinitel (označován též jako $\lambda$ )	$[-]$
$l/D_i$	je délka/ vnitřní průměr trubky	$[\text{m}]$
$\rho$	je hustota tekutiny uvnitř potrubí	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
$\bar{u}$	je střední rychlost tekutiny uvnitř potrubí	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$

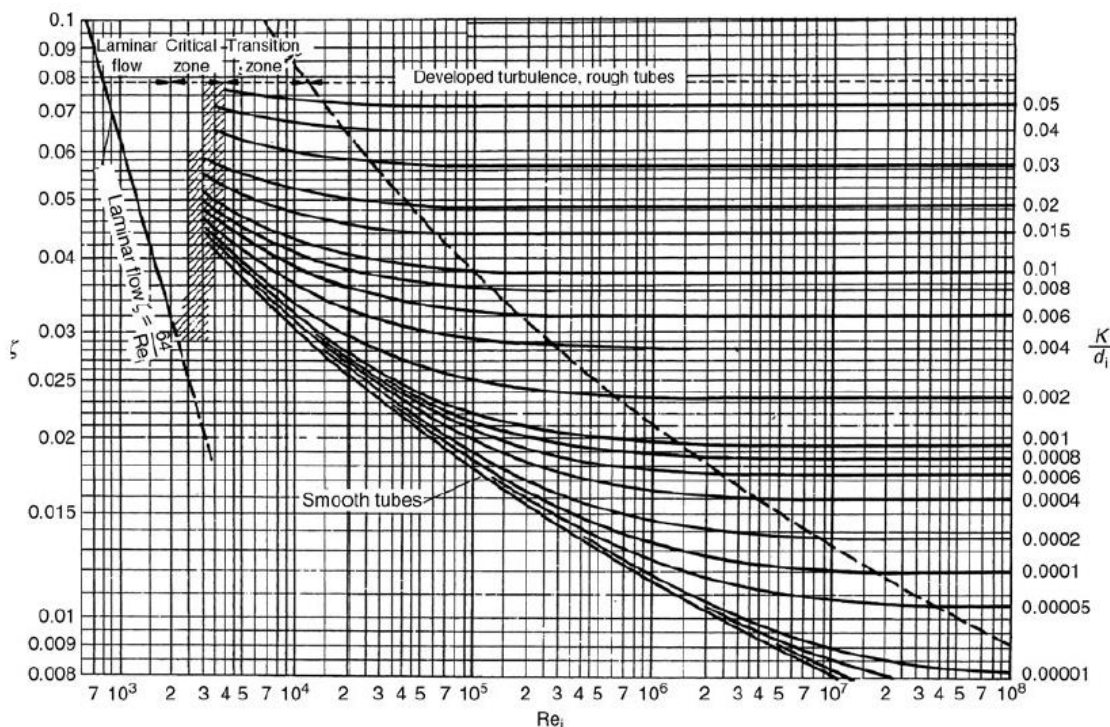
Základním členem v rovnici (37) je součinitel třecích ztrát  $\xi$ , který je obecně funkcí Reynoldsova čísla, výpočet  $Re$  dle rovnice (22), a relativní drsnosti  $\varepsilon$ , která je definována dle rovnice (38). Grafickou závislost  $\xi = f(Re, \varepsilon)$  zobrazuje tzv. Moodyho diagram, viz následující obrázek.

$$\varepsilon = \frac{K}{D_i} \quad [-] \quad (38)$$

V rovnici (38):

$K$  je absolutní drsnost povrchu (průměrná výška všech nerovností) [m]

$D_i$  je vnitřní průměr potrubí [m]



obr. 42: Moodyho diagram [97]

Oblast Moodyho diagramu je v závislosti na hodnotě Reynoldsova čísla rozdělena na tři oblasti. Na oblast laminárního proudění s  $Re < Re_{krit}$ , přičemž  $Re_{krit} = 2\,320$ . Dále na oblast přechodovou s  $2\,320 < Re < cca\ 8\,000$ , kdy v trubkách s hladkým vnitřním povrchem a zcela klidným přítokem může být proudění stále laminární. Čím je povrch potrubí hrubší, tím je přechod od laminárního k turbulentnímu proudění posunutý směrem k nižším Reynoldsovým číslům, ale nikdy neklesne pod hodnotou  $Re_{krit}$ . Poslední oblastí je oblast plně vyvinutého turbulentního proudění s  $Re > cca\ 8\,000$ . [97]

Pokud bychom nechtěli součinitel tření určovat pomocí odečítání z Moodyho diagramu, existují výpočtové vztahy, kterými lze  $\xi$  získat. A jelikož se v zařízení vyskytují pouze měděné trubky, které jsou dle [97] technicky hladké (sklo, tažená mosaz, měď, ...), jsou výpočtové vztahy následující:

1. Pro oblast laminárního proudění ( $Re < 2\,320$ ). [97]

$$\xi = \frac{64}{Re} \quad [-] \quad (39)$$



2. Pro oblast turbulentního proudění dle Blasiusa ( $Re \approx 3\,000$  až  $10^5$ ). [97]

$$\xi = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad [-] \quad (40)$$

3. Pro oblast turbulentního proudění s vyššími hodnotami Reynoldsova čísla je možné použít výpočet dle Hermanna ( $Re \approx 2 \cdot 10^4$  až  $2 \cdot 10^6$ ). [97]

$$\xi = 0,00540 + \frac{0,3964}{Re^{0,3}} \quad [-] \quad (41)$$

4. A případně pro oblast přechodového proudění dle Colebrooka and Whitea. [97]

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = -2 \cdot \log \left[ \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\xi}} + \frac{\varepsilon}{3,71} \right] \quad [-] \quad (42)$$

### 2.2.5.2 Ztráty místními odpory v potrubí

Tlakové ztráty způsobené místními odpory se určí dle následující rovnice:

$$\Delta p = \xi_m \cdot \frac{\rho \cdot \bar{u}^2}{2} \quad [\text{Pa}] \quad (43)$$

V rovnici (43):

$\xi_m$	je součinitel místních ztrát	[-]
$\rho$	je hustota tekutiny uvnitř potrubí	[kg·m <sup>-3</sup> ]
$\bar{u}$	je střední rychlost tekutiny uvnitř potrubí	[m·s <sup>-1</sup> ]

Pro výpočet místní tlakové ztráty je zásadní určení správného součinitele místních ztrát  $\xi_m$ , který závisí především na typu a geometrii daného místního odporu, tedy zda se jedná o koleno, oblouk, kohout, T – kus atd. Dále může v některých případech záviset i na Reynoldsově čísle. Hodnoty součinitelů místních ztrát pro různé případy a geometrie lze nalézt v literatuře, například v [97] nebo v [98]. V následující tabulce je uveden příklad místních odporů, které se vyskytují v demonstračním zařízení společně s hodnotou jejich koeficientu pro místní tlakovou ztrátu.

tabulka 10: příklad místních odporů a jejich součinitelů místních ztrát [98], [99] a [100]

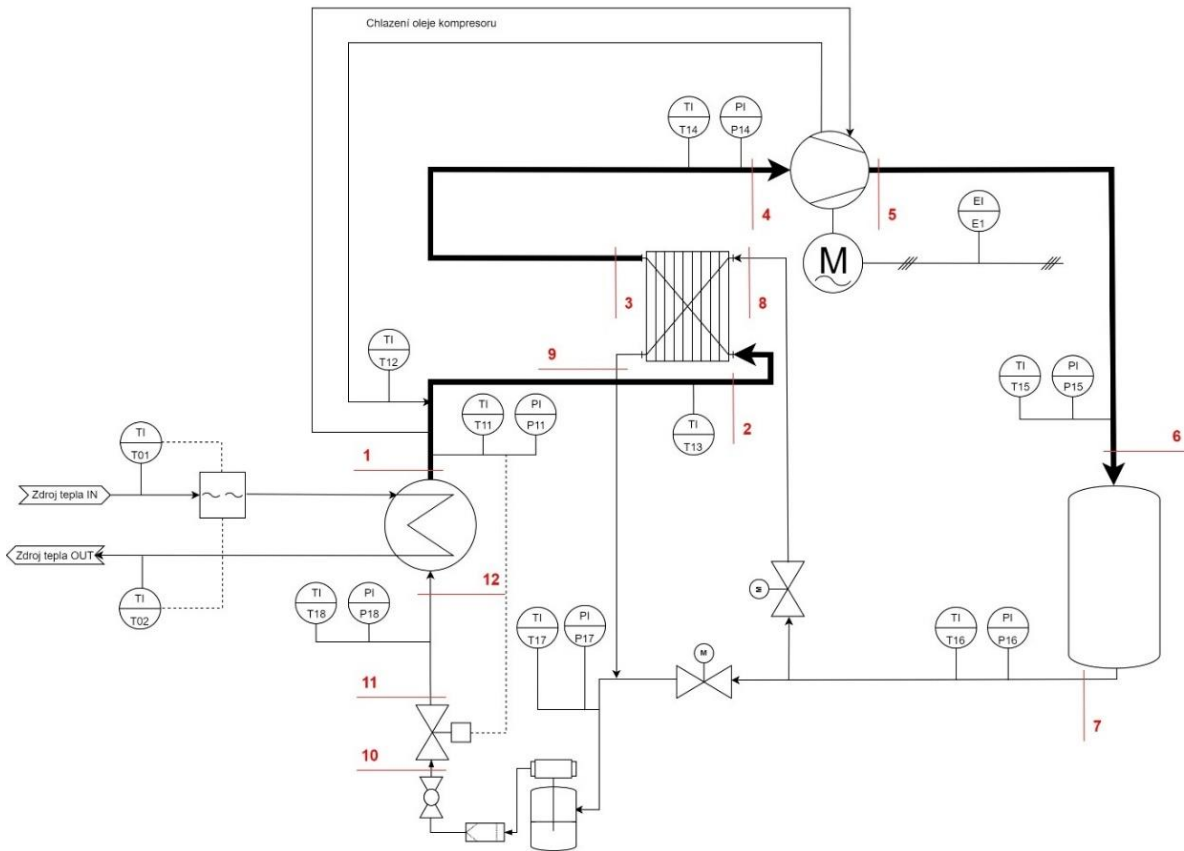
typ místního odporu	geometrie	součinitel místní ztráty
koleno 90°	$r/D = 1$	1,03
	$r/D = 0,5$	1,00
oblouk 90°	$r/D = 2,0$	0,19
	$r/D = 4,0$	0,16
	$r/D = 6,0$	0,21
T - kus	rovný průchod	0,4
	boční výstup	1,8
Kulový kohout	plně otevřený	0,1

### 2.2.5.3 Ztráty ostatních komponent v systému

Tlakové ztráty jednotlivých komponent v systému (deskových výměníků, sběračů, teplovodní sahary a dalších součásti zařízení) byly určeny experimentálně na základě měřených hodnot při provozu zařízení, případně pomocí výrobci udávaných parametrů u komponent nakupovaných jako celky (např. deskové výměníky).

## 2.3 Fáze nabíjení systému – okruh tepelného čerpadla

Nabíjení systému, jak již bylo řečeno, probíhá skrze okruh tepelného čerpadla, jehož schéma s vyznačením bodů termodynamického modelu je na následujícím obrázku.



obr. 43: schéma tepelného čerpadla s vyznačenými body termodynamického modelu

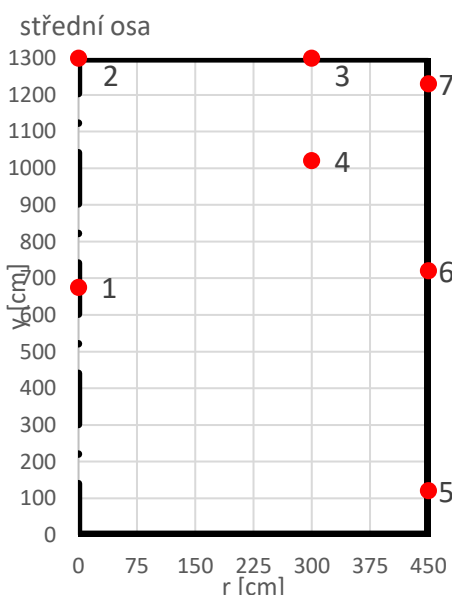
Bod 1 se nachází na výstupu z výparníku, ve kterém je přiváděno teplo do okruhu ze zdroje tepla, a dochází v něm k odpaření chladiva, přičemž na výstupu z výparníku je požadováno určité minimální přehřátí par chladiva, aby bylo zaručeno, že na sání kompresoru (bod 4) bude čistá pára. Bod 2 se dále nachází před rekuperátorem, který může být použit k vnitřní výměně tepla mezi proudem páry za výparníkem (body 2 a 3) a zkapalněným chladivem za kondenzátorem (body 8 a 9). Mezi body 1 a 2 ještě dochází k odebrání části chladiva na dodatečné chlazení kompresoru, a následné zaústění odvedeného chladiva zpět do hlavního proudu pracovního média. Množství odebíraného chladiva je dosti malé a má tedy na hlavní proud chladiva zanedbatelný vliv. Za rekuperátorem na straně páry je bod 3, za nímž následuje bod 4, který se nachází na sání kompresoru.

V kompresoru dochází ke kompresi par chladiva mezi body 4 a 5, čímž dojde ke zvýšení tlaku a teploty par chladiva. Jak již bylo řečeno, zvolen byl pístový kompresor, který byl přidáním dodatečného chlazení upraven pro zvládnutí pracovních teplot nad 100 °C. Výkon kompresoru je řízen pomocí frekvenčního měniče. Dále chladivo pokračuje do bodu 6, který se nachází před úložištěm tepla s kamenným prachem, které v okruhu tepelného čerpadla slouží jako kondenzátor. Kondenzující chladivo zde odevzdává teplo kamennému prachu a nabíjí tím tepelný zásobník. Zásobník s kamenným prachem obsahuje dva integrované tepelné výměníky, přičemž okruhu tepelného čerpadla využívá systém tepelných výměníků trubka v trubce, které procházejí skrze kamenný prach. Za akumulátorem tepla z bodu 7 jsou dvě možnosti kudy může chladivo pokračovat. Při využití vnitřní výměny tepla následuje bod 8 před rekuperátorem, poté bod 9 za

rekuperátorem a po průchodu sběračem s filtrdehydrátorem následuje bod 10 před škrtícím ventilem. Pokud rekuperace není využita, tak chladivo z bodu 7 jde přímo skrze sběrač a filtrdehydrátor do bodu 10 před expanzní ventil. Expanzní ventil a jeho zdvih je řízen na požadovanou hodnotu přehřátí za výparníkem. Za expanzním ventilem je bod 11, za kterým se nachází již jen bod 12 před výparníkem, čímž se okruh tepelného čerpadla uzavírá.

### 2.3.1 Experimentální data

Měření okruhu tepelného čerpadla probíhalo v laboratořích Univerzitního centra energeticky efektivních budov. Zdrojem tepla pro zařízení je rozvod teplé vody, který je schopen poskytovat teplou vodu o požadované teplotě, jejíž hodnotu je možno nastavit pomocí centrálního řídicího systému celé budovy univerzitního centra. Zařízení bylo po převozu do laboratoře z dílny firmy TČ Mach osazeno dodatečnou měřicí technikou, konkrétně šlo o umístění kalorimetru na okruh zdroje tepla a o umístění dodatečných 7 termočlánků do zásobníku s kamenným prachem, aby bylo možné monitorovat jak radiální, tak vertikální rozložení teplot v zásobníku. Rozmístění dodatečných termočlánků v zásobníku je na následujícím obrázku. Po této dodatečné úpravě proběhlo několik měření okruhu tepelného čerpadla s různými okrajovými podmínkami, například provoz tepelného čerpadla s rekuperací / bez rekuperace nebo s různým výkonem kompresoru (skrze nastavení frekvenčního měniče).



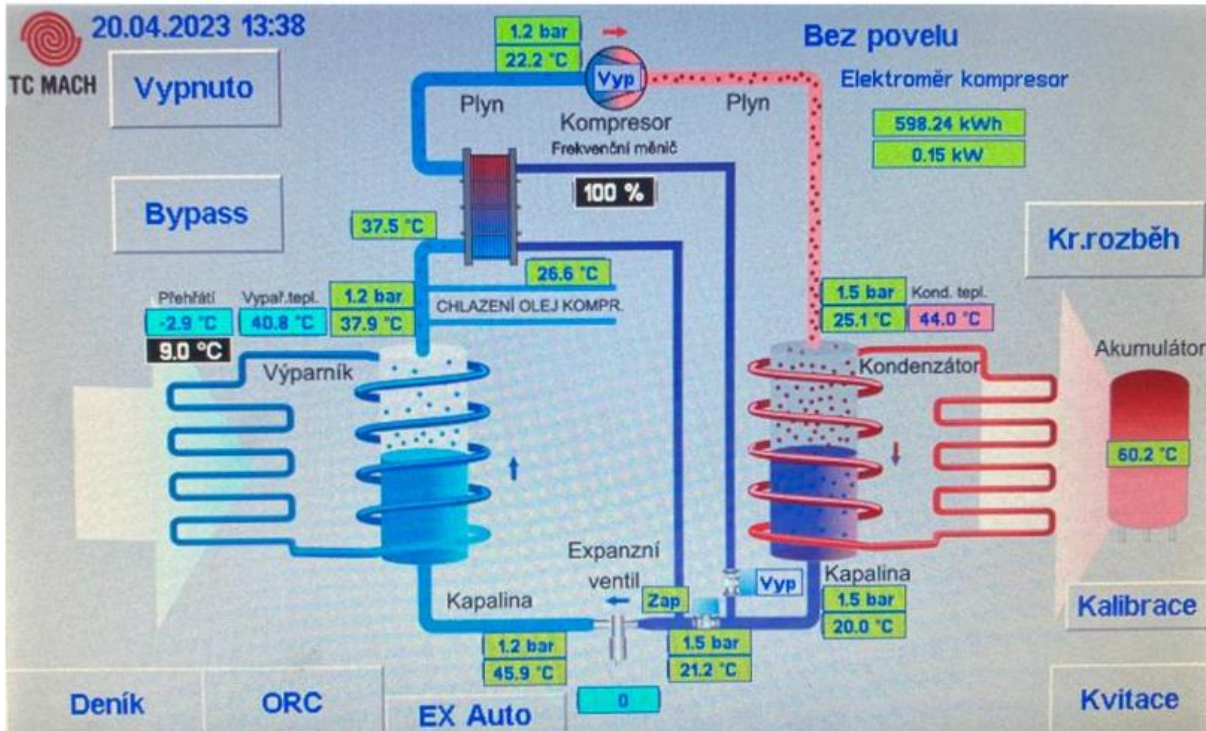
obr. 44: rozmístění teplotních senzorů v zásobníku

#### 2.3.1.1 Řízení okruhu a sběr dat

Okruh tepelného čerpadla je osazen několika snímači teploty a tlaku, jejichž signál je s půlminutovou periodou zaznamenáván pomocí PLC Amit, které má zároveň na starost řízení okruhu tepelného čerpadla. Ručně je možné nastavit požadovaný výkon kompresoru skrze frekvenční měnič a požadovanou hodnotu přehřátí za výparníkem, kdy řídicí systém poté nastavuje velikost zdvihu expanzního ventilu tak, aby bylo dosaženo požadované hodnoty přehřátí za výparníkem.

Pro práci s okruhem tepelného čerpadla dále bylo realizováno jednoduché GUI, viz obrázek níže, které umožňuje jednak sledovat kontrolní a systémové veličiny, jako teplotní a tlakové úrovně, otevření expanzního ventilu, využití rekuperace nebo příkon kompresoru, jednak řídit tepelné čerpadlo zadáváním již zmíněného přehřátí a frekvence elektromotoru. Ovládání zařízení je možné

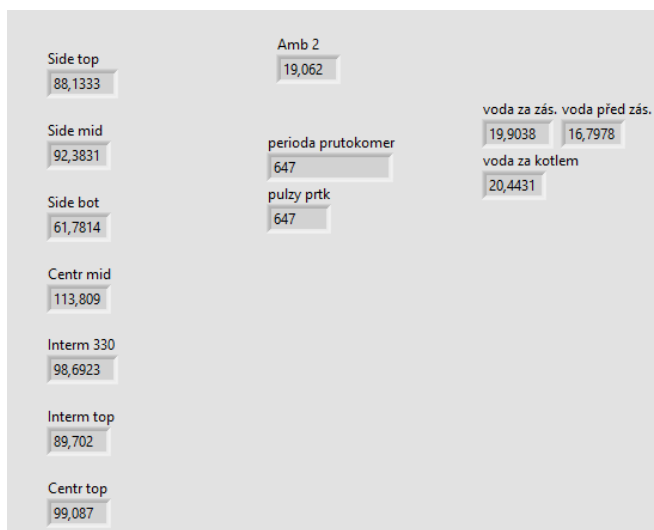
buď fyzicky z terminálu umístěném na rámu zařízení, nebo pomocí bezdrátového připojení k terminálu z počítače v laboratoři UCEEB. Tento vzdálený přístup je umožněn skrze aplikaci ViewDet, která zprostředkovává komunikaci s terminálem a umožňuje přístup k naměřeným hodnotám a jejich stažení pro následné vyhodnocení měření.



obr. 45: GUI pro provoz zařízení - okruh tepelného čerpadla

Záznam dat z měřicí techniky, která byla na zařízení instalována dodatečně, neprobíhá pomocí výše zmíněného PLC, jelikož tato technika nebyla instalována dodavatelskou firmou, která taktéž programovala řídicí systém. Záznam dat z těchto měřicích systémů (kalorimetr a teplotní snímače) je tedy zajištěn pomocí softwaru LabView.

Systém LabView funguje tak, že snímače jsou pomocí kabelů připojeny k modulům (kartám), které slouží jako hardwarová část pro záznam signálů ze snímačů. Komunikace s kartou poté probíhá skrze ethernetové propojení s počítačem, ve kterém se nachází uživatelské prostředí softwaru LabView, které již slouží ke zpracování přivedených signálů ze snímačů. Toto uživatelské prostředí je rozděleno na dvě části – blokový diagram a přední panel. V blokovém diagramu musí uživatel vždy vytvořit pomocí grafického programování kód, kterým se řídí sběr a práce s měřenými daty. Na předním panelu se pak nachází uživatelské rozhraní, kde jsou vidět upravené výstupy a kontrolní prvky definované v blokovém diagramu. Podoba předního panelu LabView, vytvořeného pro tepelné čerpadlo je na následujícím obrázku. Měřená data jsou dále zapisována s periodou jedné minuty do textového souboru, který je vygenerován a uložen po ukončení měření.



obr. 46: pření panel v softwaru LabView

Získaná data z PLC a prostředí LabView pak jsou dále zpracována pomocí programu Microsoft Excel a následně vyhodnocena.

### 2.3.2 Měření 1. až 3. dubna 2023 – TČ bez rekuperace + chlazení zásobníku

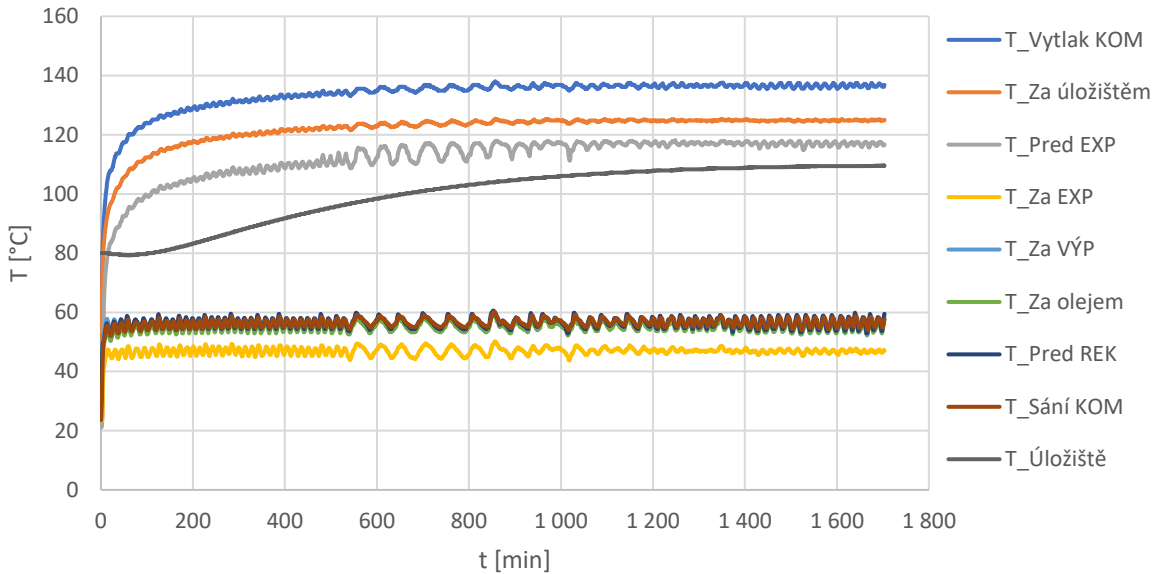
Z provedených měření bylo pro demonstraci provozu tepelného čerpadla bez rekuperace zvolena data z měření, které proběhlo v období od 1. do 2. dubna 2023. Provoz tepelného čerpadla bez rekuperace znamená, že zkapalněné chladivo za úložištěm je vedeno přímo do sběrače a neprochází přes výměník pro vnitřní výměnu tepla (z bodu 7 tedy chladivo neprochází body 8 a 9 na obr. 43).

Zařízení bylo spuštěno 1. dubna 2023 v 16:09 a bylo v provozu, dokud nebylo dosaženo přibližně ustáleného stavu, což nastalo 2. dubna 2023 ve 20:33. Vstupní parametry, se kterými bylo zařízení provozováno jsou následující:

- teplota zdroje tepla: 60 °C
- přehřátí za výparníkem: 9 K
- nastavení frekvenčního měniče: 100 %
- počáteční teplota zásobníku: 80 °C

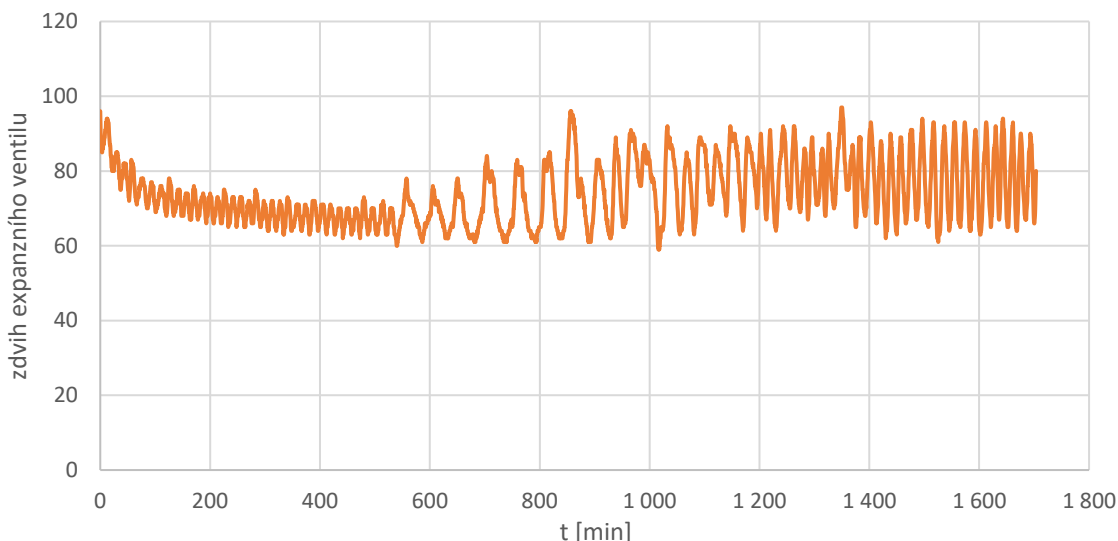
Volba počáteční teploty zásobníku 80 °C vychází z návrhu celého zařízení, kdy s ohledem na efektivní provoz ORC okruhu bylo uvažováno, že zásobník bude cyklovat v rozmezí teplot 80 až 120 °C. Přičemž rozhodujícím snímačem teploty bylo v tomto případě zvoleno teplotní čidlo umístěné do zásobníku firmou TČ Mach, které je přímo napojeno do řídicího PLC a jím měřená teplota je zobrazována v naprogramovaném GUI.

Na následujícím obrázku je uveden průběh teplot v okruhu tepelného čerpadla během uvedeného měření.



obr. 47: průběh teplot - tepelné čerpadlo 1. až 2. dubna 2023

Z výše uvedeného grafu je vidět, že průběhy teplot nejsou zcela hladké, ale vykazují určitou oscilaci hodnot, která má původ v nekonstantní teplotě zdroje tepla. Řízení systému probíhá totiž pomocí regulátoru, který nastavuje zdvih kuželky expanzního ventilu tak, aby za výparníkem bylo dosaženo požadovaného přehřátí, které je určováno z měřené teploty a teploty sytosti odpovídající měřenému tlaku za výparníkem. Tímto je vytvořena vazba mezi hodnotou přehřátí, a tedy i hodnotou tlaku za expanzním ventilem, a teplotou zdroje tepla (když teplota zdroje stoupne, přehřátí se zvýší, expanzní ventil se více otevře, čímž stoupne tlak a teplota vypařování a přehřátí klesne na nastavenou hodnotu). Pokud tedy teplota zdroje tepla není zcela konstantní a nějakým způsobem osciluje, budou touto oscilací skrze hodnotu tlaku za expanzním ventilem více či méně ovlivněny průběhy všech veličin v okruhu tepelného čerpadla. Kmitání teploty zdroje tepla pravděpodobně ukazuje na opakované startování a vypínání plynového kotle způsobené snahou řídicího systému v budově UCEEB o udržení konstantní teploty vody. Průběh reakce regulátoru zařízení v podobě opakovaného zvyšování a snižování zdvihu expanzního ventilu je vidět na následujícím obrázku.

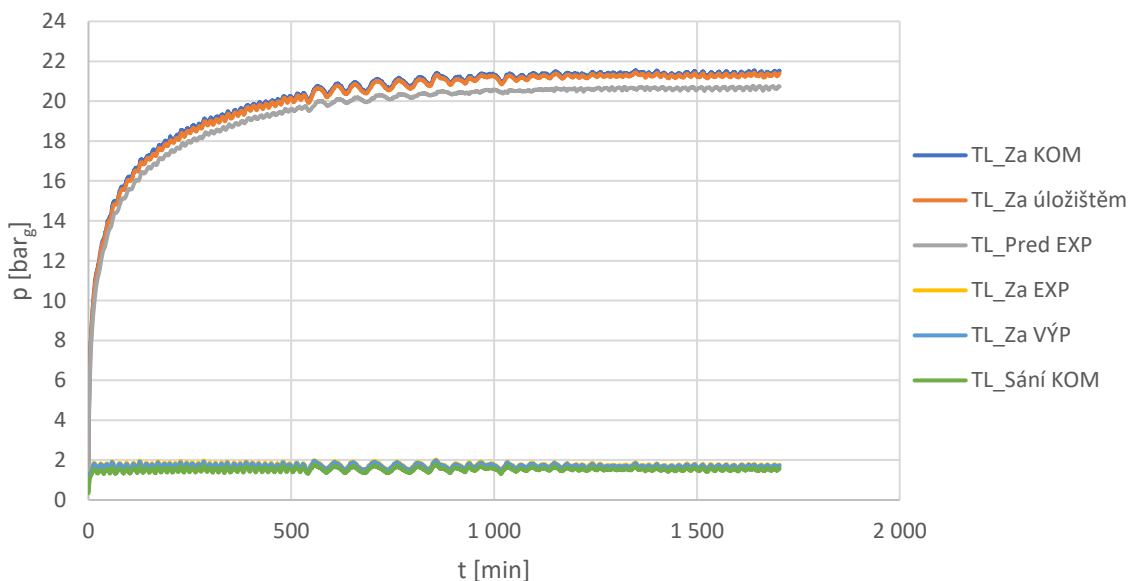


obr. 48: průběh zdvihu expanzního ventilu - tepelné čerpadlo 1. až 2. dubna 2023

Z obr. 48 je vidět, že zásahy regulátoru byly relativně časté. Zdvih kuželky expanzního ventilu se dle jeho řídicí jednotky pohyboval v rozmezí hodnot 60 až 95. Teplota přehřátí na výstupu z výparníku se pohybovala v rozmezí 6 až 12 °C. Není ideální, že teplota zdroje není konstantní a zdvih expanzního ventilu vykazuje značnou velikost amplitudy, a navíc, jak již bylo řečeno, tato oscilace teploty zdroje se propjala do průběhu všech ostatních sledovaných veličin a parametrů. Nicméně průběh teploty zdroje tepla není možné nijak zvlášť ovlivnit a alespoň lze konstatovat, že regulátor zařízení je schopný si poradit i s neideálními podmínkami.

Dále je z obr. 47 vidět, že maximální teplota na výtlačku z kompresoru se blíží 140 °C, což je zároveň nastavená limitní hodnota kvůli stabilitě oleje v kompresoru, při které dochází k nouzovému odstavení zařízení.

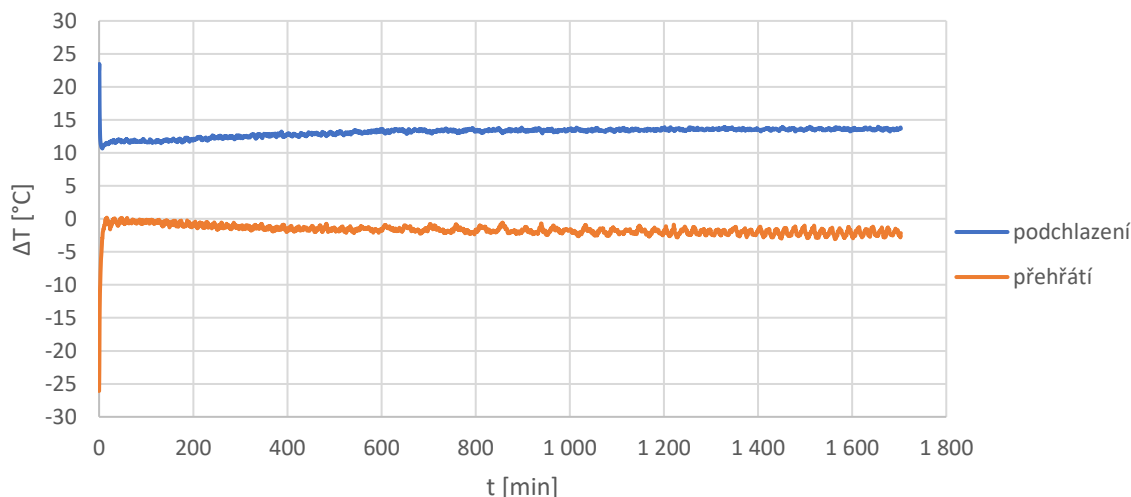
Na dalším obrázku je znázorněn průběh tlaků v okruhu tepelného čerpadla.



obr. 49: průběh tlaků - tepelné čerpadlo 1. až 2. dubna 2023

Je vidět, že skutečně oscilace teploty zdroje tepla ovlivňuje skrze hodnotu vypařovacího tlaku hodnoty všech tlaků v zařízení. Maximální dosažená hodnota tlaku v okruhu tepelného čerpadla byla 22,3 bar<sub>a</sub>.

Při znalosti tlaku a teploty na výtlaku kompresoru lze určit přehřátí par chladiva na výtlaku z kompresoru. Obdobně z tlaku a teploty za kamenným prachem je možné určit podchlazení zkondenzovaného chladiva. Na následujícím obrázku je znázorněn průběh přehřátí par za kompresorem a průběh podchlazení kapaliny za úložištěm.



obr. 50: průběh přehřátí chladiva před úložištěm a podchlazení chladiva za úložištěm – tepelné čerpadlo 1. až 2. dubna 2023

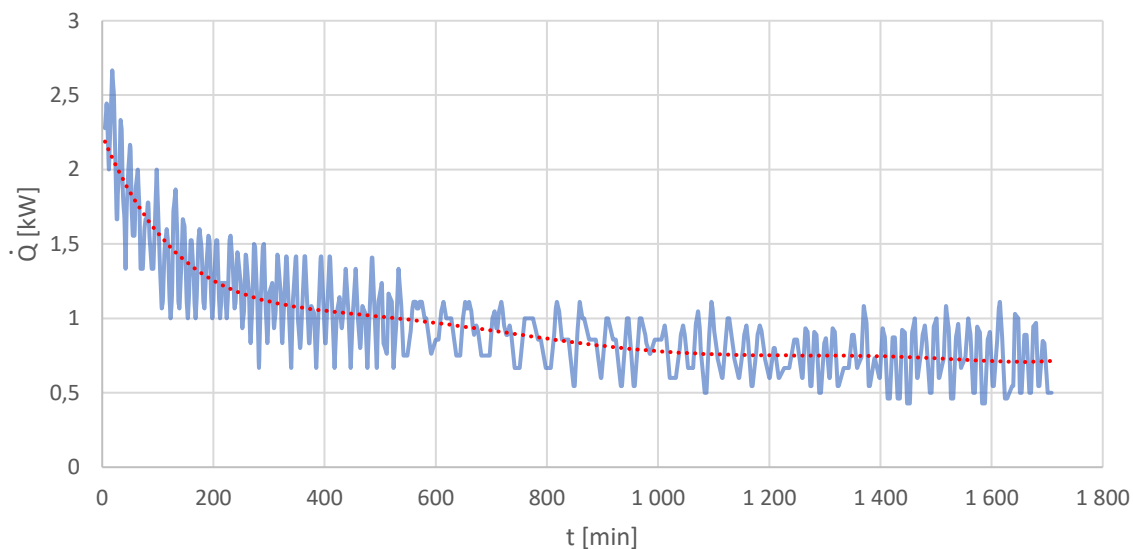
Z grafu lze vidět, že podchlazení chladiva za úložištěm se až na přechodový stav při nájedzu zařízení, který nastal v prvních cca 5 minutách, pohybuje v relativně úzkém intervalu 11,5 až 13,4 °C s průměrnou hodnotou 13,1 °C. Problém nastává u průběhu přehřátí par chladiva za kompresorem, jelikož na základě měřených dat je teplota za kompresorem průměrně 1,6 °C pod teplotou sytosti při daném tlaku, což by znamenalo, že je kapalina na výtlaku z kompresoru podchlazená. Tuto “anomálii” vykazovalo zařízení již od prvního spuštění, kdy z počátku byla teplota na výtlaku kompresoru až o 10 °C nižší než teplota kondenzace při daném tlaku. Takto veliké záporné přehřátí se podařilo snížit na hodnotu 1 až 2 °C tím, že se potrubí spojující kompresor a tepelné úložiště zaizolovalo, jelikož z výroby bylo z neznámých důvodů toto potrubí nezaizolováno a docházelo ke zkreslování měřených dat vlivem tepelných ztrát do okolí.

Měřená hodnota je kromě tepelných ztrát do okolí ovlivněna i umístěním tepelného snímače. Snímač není umístěn klasicky v jímce uvnitř proudu měřené látky, ale je umístěn v měděné jímce, která je připájena z vnější strany potrubí, čímž vzniká dodatečný tepelný odpor. Po zaizolování se situace zlepšila, ale zařízení stále vykazuje záporné přehřátí. Předpokládaným vysvětlením je, že vlivem sklonu horní mezní křivky pracovního média je konec komprese v relativní blízkosti horní mezní křivky a přehřátí po kompresi je tedy relativně malé. Vlivem tepelných ztrát, které nelze 100% eliminovat, o toto přehřátí chladivo přichází a začíná kondenzovat již v potrubí. Skutečná teplota v místě měření za kompresorem odpovídá tedy dle předpokladu teplotě kondenzace při daném tlaku a rozdíl od měřené hodnoty je způsoben tepelným odporem vzniklým v uchycení teplotního snímače. Tato problematika je rozebrána dále pomocí vytvořeného termodynamického modelu zařízení.

Dalším sledovaným parametrem, který je důležitý z hlediska bilancování celého systému, je tepelný výkon odebíraný tepelným čerpadlem ze zdroje tepla. Bohužel měření tepelného výkonu je z části



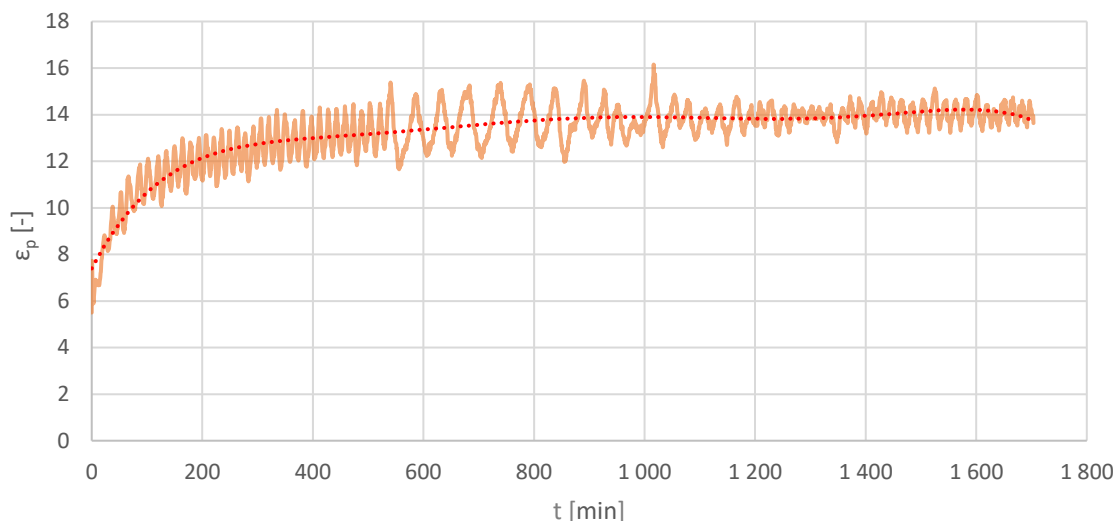
problematické, protože kalorimetr, který tento tepelný výkon měří, neumožňuje záznam aktuální hodnoty tepelného výkonu, ale umožňuje pouze čítání pulzů, kdy jeden pulz odpovídá 0,1 kWh sděleného tepla. Perioda vzorkování je jedna minuta a není tedy možné přesně určit dobu mezi jednotlivými pulzy, čímž vzniká určitá nepřesnost měření (v měřených datech není možnost rozlišit, zda interval mezi pulzy trval 2,1 nebo 2,9 minuty, v obou případech bude zaznamenaný interval 3 minuty). Tato nepřesnost se dá částečně korigovat pomocí průměru tepelného výkonu přes několik sousedních minut. Na následujícím grafu je zobrazen průběh tepelného výkonu přenášeného ze zdroje tepla do tepelného čerpadla po korekci pomocí průměru hodnot tepelného výkonu přes sousedních deset minut.



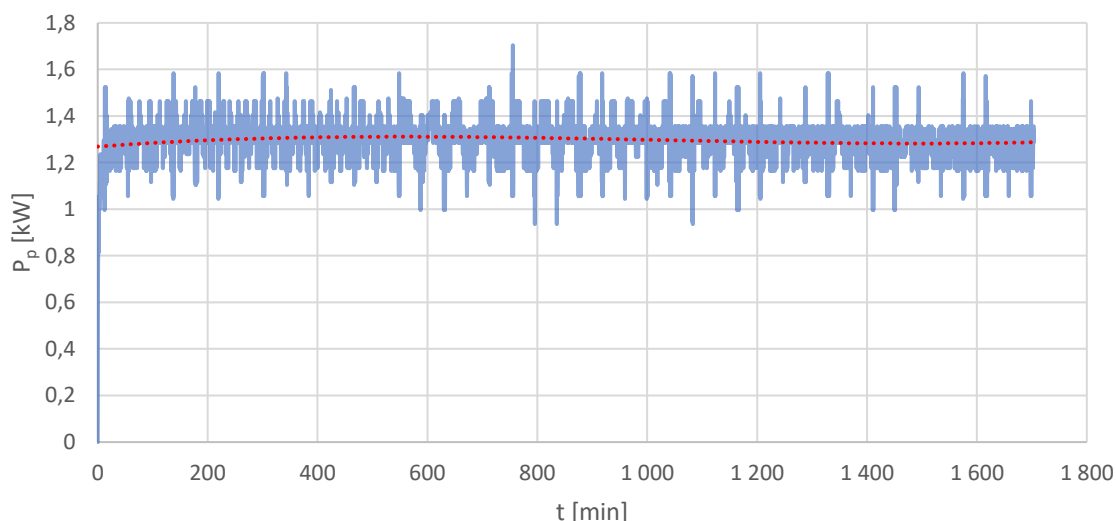
obr. 51: průběh tepelného výkonu odebíraného zdroji tepla – tepelné čerpadlo 1. až 2. dubna 2023

Kmitání průběhu tepelného výkonu na výše uvedeném grafu je jednak způsobeno neúplným odstraněním nepřesnosti měření tepelného výkonu, která byla popsána výše, jednak nekonstantní teplotou zdroje tepla, jak již bylo také diskutováno dříve.

Dalšími důležitými parametry zařízení jsou údaje týkající se kompresoru. Jde o tlakový poměr kompresoru definovaný jako poměr tlaku za a před kompresorem, jeho průběh viz obr. 52, a o průběh příkonu kompresoru, viz obr. 53. Příkon není v zařízení měřen přímo, ale je měřena spotřeba elektrické energie kompresoru pomocí elektroměru, z které je příkon následně dopočítáván při zpracování dat.



obr. 52: průběh kompresního poměru – tepelné čerpadlo 1. až 2. dubna 2023



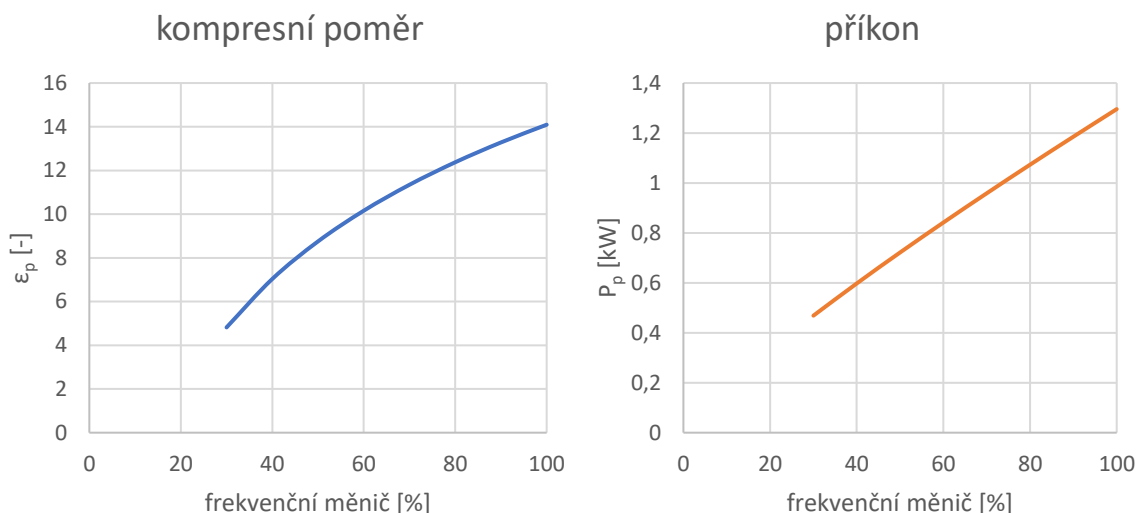
obr. 53: průběh příkonu kompresoru – tepelné čerpadlo 1. až 2. dubna 2023

Průběh expanzního poměru je opět ovlivněn kmitáním teploty zdroje tepla, na což reaguje regulátor zařízení změnou zdvihu expanzního ventilu. Tím je přímo měněn tlak za expanzním ventilem a s malým časovým zpožděním i tlak před expanzním ventilem, což se projeví opět kmitáním průběhu kompresního poměru. Dosažená maximální hodnota kompresního poměru je 16,1, ale v ustáleném provozu tepelného čerpadla se kompresní poměr pohybuje průměrně na hodnotě 14.

Průběh příkonu kompresoru je na tom podobně jako průběh tepelného výkonu na obr. 51. Kmitání hodnot je zde také způsobeno jednak vlivem kmitání všech ostatních parametrů v důsledku nekonstantní teploty zdroje, jednak z principu výpočtu příkonu, kdy je hodnota příkonu určována z rozdílu hodnot z elektroměru za 30 sekund. Rozlišení elektroměru je 0,0001 kWh, takže nepřesnost určování příkonu tímto způsobem není příliš veliká. Příkon kompresoru byl určen průměrně na 1,29 kW.

Hodnoty kompresního poměru v ustáleném stavu provozu tepelného čerpadla a průměrného příkonu kompresoru jsou především závislé na nastavení frekvenčního měniče, kdy výše uvedené

hodnoty, tedy kompresní poměr 14 a příkon 1,29 kW, byly určeny pro nastavení frekvenčního měniče 100 %. Na základě měření s různými hodnotami nastavení frekvenčního měniče byly stanoveny následující přibližné závislosti kompresního poměru a příkonu kompresoru na hodnotě nastavení frekvenčního měniče.



obr. 54: závislost kompresního poměru a příkonu kompresoru na nastavení frekvenčního měniče

Dalším parametrem okruhu tepelného čerpadla, který byl určen na základě měřených dat, byl parametr COP, který patří k základní charakteristice oběhů tepelných čerpadel. Orientační hodnota COP v čase  $t$  byla určena dle následující rovnice jako podíl tepla odváděného do kamenného prachu v čase  $t$  a příkonu kompresoru v čase  $t$ .

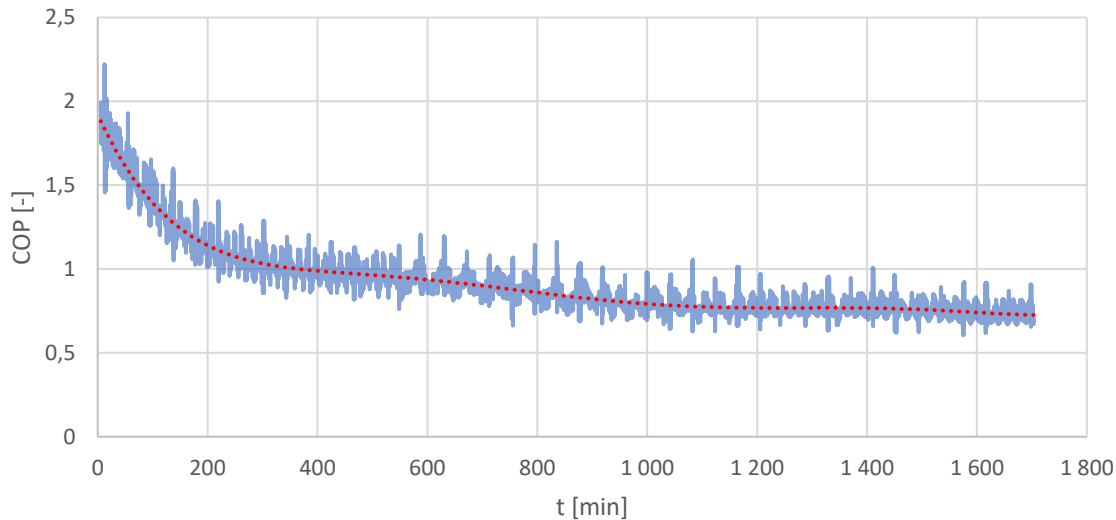
$$COP(t) = \frac{\dot{m}(t) \cdot [h_{\text{před úložištěm}}(t) - h_{\text{za úložištěm}}(t)]}{P_{\text{komp}}(t)} \quad [-] \quad (44)$$

Hodnoty entalpií v rovnici (44) byly vypočteny na základě měřených hodnot teplot a tlaků v daných místech systému. Časový průběh příkonu kompresoru je znám a poslední časový průběh, který je pro výpočet COP potřeba znát, je časový průběh hmotnosti chladiva, který je možné určit z bilance výparníku, viz následující rovnice.

$$\dot{m}(t) \cdot [h_{\text{za výparníkem}}(t) - h_{\text{před výparníkem}}(t)] = \dot{Q}_{in}(t) \quad [\text{W}] \quad (45)$$

Právě skrze rovnici (45) je do bilancování systému, a tím i do výpočtu parametru COP, vnášena největší nepřesnost, která je způsobena již zmiňovanou nepřesností při měření odebíraného tepelného výkonu ze zdroje tepla. Tato nepřesnost měření výkonu se pak právě skrze průběh hmotnostního toku propisuje do průběhu COP. Odstranění této chyby by bylo možné například nahrazením kalorimetru násobně dražším Coriolisovým průtokoměrem a měřením teplot před a za výparníkem.

Hodnoty entalpií v rovnici (45) byly vypočteny opět na základě měřených hodnot teplot a tlaků v daných místech systému. Hodnota entalpie před výparníkem byla vypočtena na základě předpokladu izoentalpického průběhu škrcení z měřených hodnot teploty a tlaku před expanzním ventilem a časový průběh tepelného příkonu je již znám. Je tedy možné určit časový průběh COP, který je na následujícím obrázku.

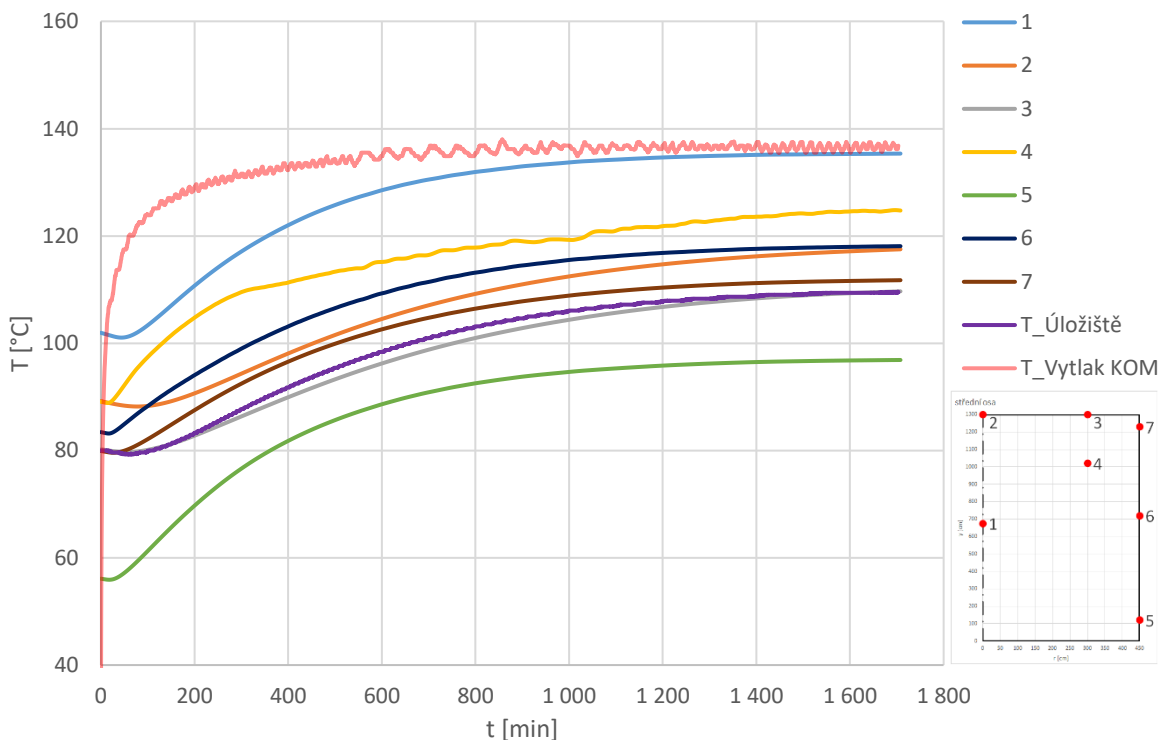


obr. 55: průběh COP tepelného čerpadla – tepelné čerpadlo 1. až 2. dubna 2023

Z časového průběhu COP je vidět, že na začátku nabíjení zásobníku, kdy je kamenný prach “studený” a odvod tepla z kondenzujícího chladiva je dostatečný, se COP pohybuje těsně pod hodnotou 2. S rostoucím časem se teplota kamenného prachu v okolí integrovaného tepelného výměníku zvyšuje a odvod tepla z okruhu tepelného čerpadla je řízen rychlostí vedení tepla v kamenném prachu. Kamenný prach avšak nemá příliš vysoký součinitel tepelné vodivosti, žula, která byla v zásobníku použita, má při 25°C součinitel tepelné vodivosti cca 3 W/m\*K [101], a tepelný odpor úložiště je tedy poměrně veliký. Prohřívání míst, která jsou dál od teplosměnných ploch, je pomalé a odvod tepla z kondenzujícího chladiva se zhoršuje, čímž klesá i COP. Čím je zásobník teplejší a tedy “nabitější”, tím je COP nižší a po cca 400 minutách již hodnota klesla pod 1. Při dosažení ustáleného stavu a maximální teploty v zásobníku na konci měření byla hodnota COP průměrně 0,76. Při hodnotách COP menších než 1 ztrácí tepelné čerpadlo svou hlavní výhodu a jeho provoz je značně neekonomický a neefektivní. Z obr. 55 tedy vyplývá, že provoz tepelného čerpadla byl efektivní po dobu 400 minut, po této době kleslo COP pod hodnotu 1 a mělo by ideálně dojít k odstavení tepelného čerpadla z důvodu neefektivního provozu.

Z měřených dat bylo možné také sestavit celkovou orientační energetickou bilanci, kdy za celou dobu nabíjení kompresor spotřeboval 36,8 kWh, ze zdroje tepla bylo odebráno zhruba 27,0 kWh a do zásobníku bylo uloženo cca 33,8 kWh. Z těchto údajů je možné spočítat i celkové COP celého nabíjení, jehož hodnota je 0,92. Důvodem takto relativně nízké hodnoty COP je, že nabíjení probíhalo až do dosažení ustáleného stavu a zařízení bylo tedy poměrně dlouhou dobu provozováno s okamžitou hodnotou COP pod 1.

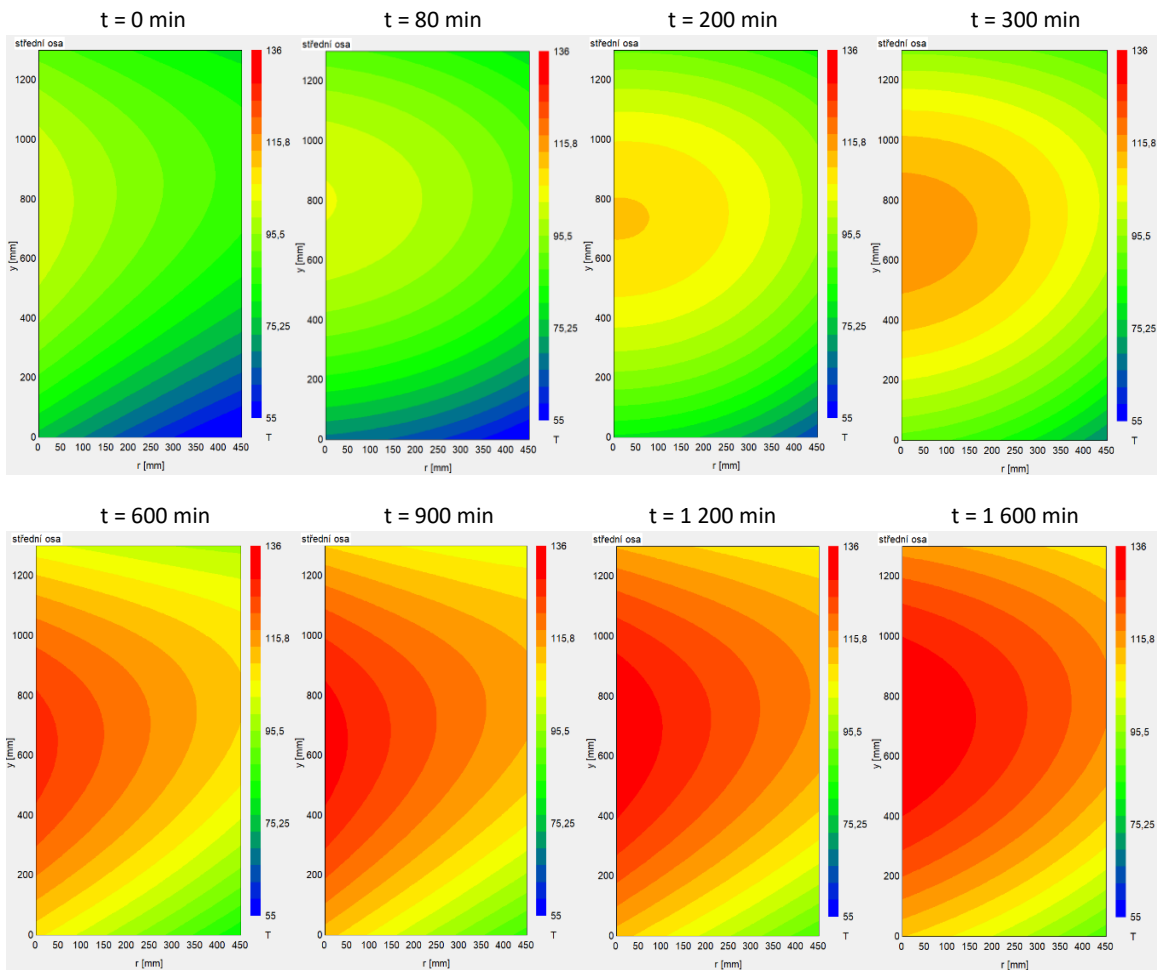
Posledními sledovanými parametry, které zde ještě nebyly uvedeny, jsou teploty a jejich rozložení uvnitř zásobníku. Na obr. 47 sice již byla křivka znázorňující průběh teploty tepelného zásobníku s maximem o hodnotě 109,5 °C, jedná se však o jedno tepelné čidlo umístěné v zásobníku firmou TČ Mach, jehož přesná poloha uvnitř zásobníku není známa. Navíc z následujícího obrázku je patrné, že, na základě měřených hodnot tímto senzorem, se jedná o čidlo umístěné dále od integrovaného tepelného výměníku v úložišti, neboť jím měřená teplota je mnohem nižší než maximální dosahované teploty v zásobníku.



obr. 56: průběh teplot v tepelném zásobníku při nabíjení – tepelné čerpadlo 1. až 2. dubna 2023

Z obr. 56 je patrné, že i zásobník po cca 1 700 minutách dosáhl přibližně ustáleného stavu, kdy průběhy teplot v zásobníku jsou vcelku již neměnné, tedy kromě průběhu teplot na senzorech 2 a 4, u kterých je možné, že by se při delším provozu tepelného čerpadla mohly ještě dále zvyšovat. Dále při porovnání průběhu teploty ze snímače, který instalovala firma TČ Mach, s průběhy z ostatních snímačů umístěných v zásobníku, je vidět, že se velmi podobá časovému průběhu ze snímače 3. Umístění teplotního snímače firmy TČ Mach je tedy nejspíše podobné umístění teplotního snímače 3. Nejvyšší teplota v zásobníku je dle očekávání v jeho středu, kdy, maximální dosažená hodnota byla 135,4 °C. V daný okamžik byla odpovídající teplota kondenzace chladiva 139,0 °C a dosažený minimální teplotní rozdíl uvnitř zásobníku tedy činil 3,6 °C. Takto nízká hodnota minimálního teplotního rozdílu značí relativně dobrý přestup tepla z kondenzujícího chladiva do kamenného prachu v daném místě zásobníku.

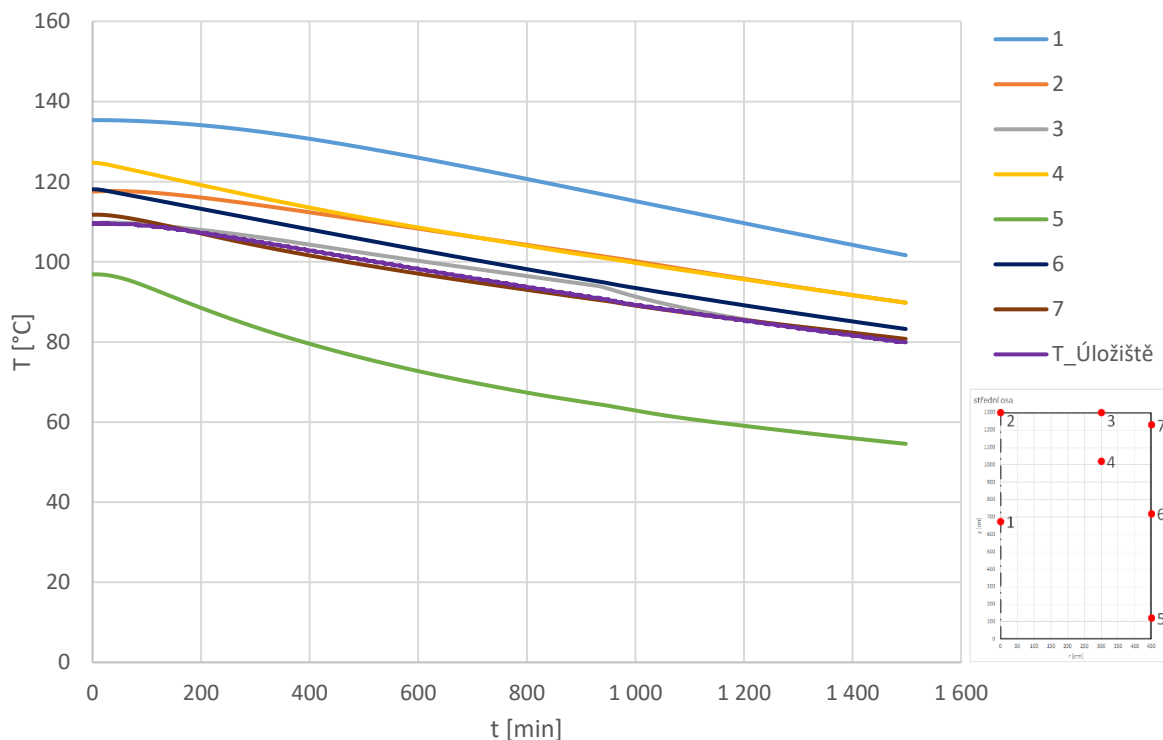
Nejnižší teplota v zásobníku se naopak vyskytovala na vnějším obvodu zásobníku ve spodní části, kde její hodnota nedosáhla ani 100 °C. Průběh teploty právě v tomto místě, na snímači 5, je oproti ostatním výrazně nižší především z důvodu, že spodní podstava zásobníku na rozdíl od horní není zaizolována, čímž dochází k nezanedbatelným ztrátám tepla do okolí. Na nižší teplotu zásobníku v tomto místě má vliv i to, že chladivo ve spodní části akumulátoru je již plně zkondenzováno a dochází pouze k jeho podchlazování, tedy využívání pouze citelného tepla chladiva oproti latentnímu teplu ve vyšších vrstvách úložiště. Také z výše uvedeného časového průběhu teplot v zásobníku je vidět, že velmi závisí na umístění senzoru v zásobníku, kdy z důvodu nízké tepelné vodivosti kamenného prachu je reakce teplot na spuštění tepelného čerpadla značně opožděná. Toto opoždění se právě v závislosti na vzdálenosti od integrovaných tepelných výměníků trubka v trubce, ve kterých kondenzuje chladivo, pohybuje od 18 do 80 minut. Následující obrázek dále ukazuje rozložení teplot v zásobníku v jednotlivých časových okamžicích.



obr. 57: rozložení teplot v tepelném zásobníku při nabíjení – tepelné čerpadlo 1. až 2. dubna 2023

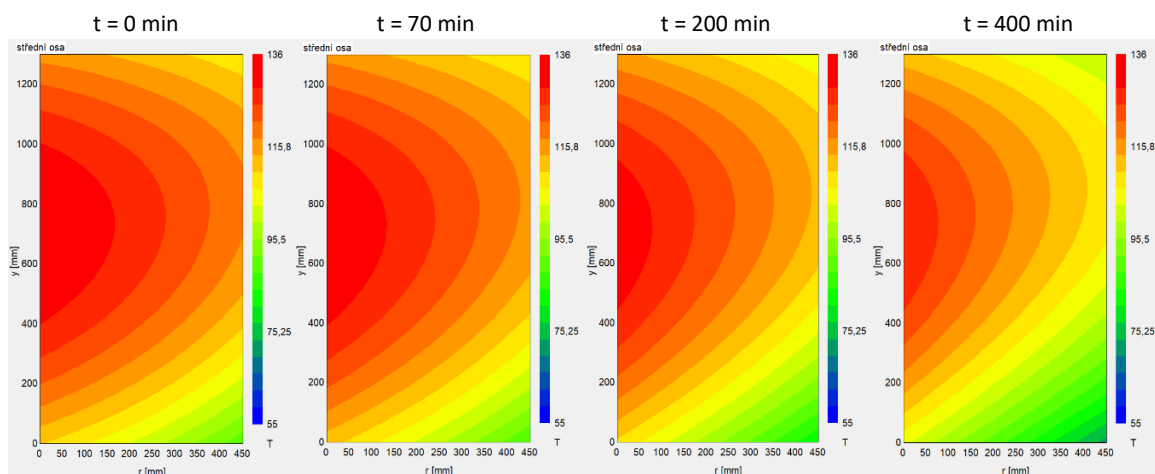
Na obr. 57 je vidět rozložení teplot v zásobníku v jednotlivých časových okamžicích při nabíjení zásobníku, přičemž rozložení teplot je měřeno ve vertikálním řezu úložištěm. Je předpokládáno, že tepelné pole je rotačně symetrické s osou rotace vedoucí osou zásobníku, který má tvar válcové nádoby. Je vidět, že zásobník se prohřívá v radiálním směru od středu směrem k okraji. Ve vertikálním směru není rozložení teplot symetrické dle střední roviny, nýbrž horní část zásobníku má již při spuštění tepelného čerpadla vyšší teplotu, jelikož díky izolaci chladne pomaleji než spodní podstava zásobníku bez izolace. Zároveň je prohřívání spodní části zásobníku pomalejší, jelikož zde dochází již jen k podchlazení plně zkondenzovaného chladiva, a tedy k horšímu přestupu tepla než ve zbytku zásobníku, kde chladivo kondenzuje. Z rozložení teplot se dá přibližně odhadnout, že chladivo je plně zkondenzované přibližně 10 cm od spodní podstavy akumulátoru.

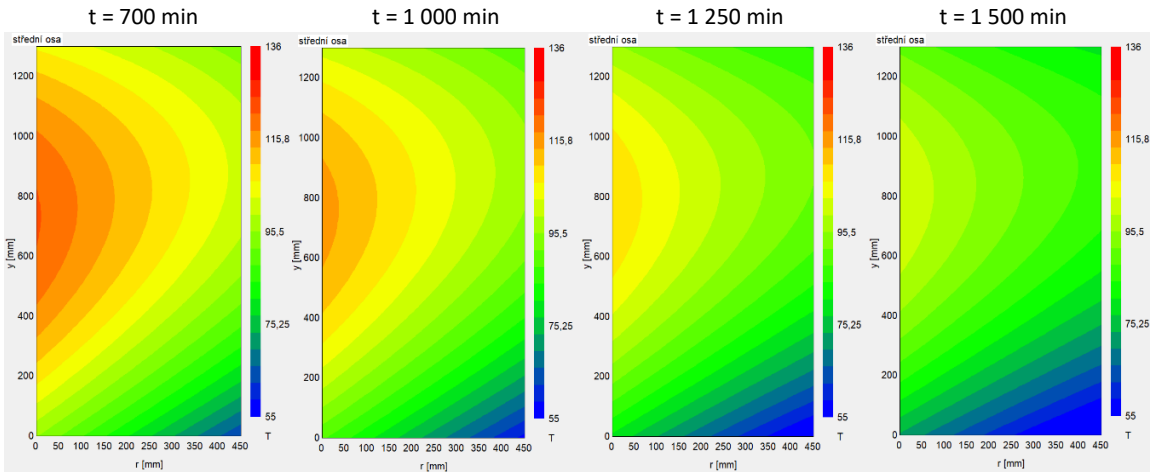
Nabíjení zásobníku bylo v tomto případě ukončeno 2. dubna 2023 ve 20:33 a zásobník byl ponechán samovolnému chladnutí, tedy pouze vlivu tepelných ztrát, až do doby, než teplota v zásobníku měřená snímačem propojeným s řídicím PLC systémem neklesla na 80 °C. K tomu došlo 3. dubna 2023 ve 21:36, kdy bylo znovu spuštěno tepelné čerpadlo a zásobník se začal opět nabíjet. Samovolné vybíjení zásobníku tedy trvalo přibližně 1 500 minut. Průběh teplot v zásobníku během samovolného vybíjení je na následujícím obrázku.



obr. 58: průběh teplot v tepelném zásobníku při vybíjení –2. až 3. dubna 2023

Z průběhu teplot na obr. 58 je opět vidět určitá setrvačnost tepelného zásobníku, kdy po vypnutí tepelného čerpadla nedochází k okamžitému poklesu teplot v zásobníku, ale nastává až po nějakém čase v závislosti na umístění teplotního snímače. Nejrychleji reagují teploty v místech 4 a 6 a nejpomaleji teplota v místě 1. Nejrychlejší chladnutí poté zaznamenáváme u teplotního snímače 5, což je předvídatelné s ohledem na nezaizolování spodní podstavy zásobníku, jak již bylo několikrát zmíněno. Rychlost chladnutí v ostatních místech zásobníku kromě místa v okolí bodu 1 je po uplynutí přibližně 400 minut již stejná. Bod 1 chladne o něco rychleji z důvodu podstatně vyšší teploty na počátku oproti ostatním bodům. Na následujícím obrázku je stejně jako při nabíjení zásobníku vidět rozložení teplot v zásobníku v jednotlivých časových okamžicích.





obr. 59: rozložení teplot v tepelném zásobníku při vybíjení – 2. až 3. dubna 2023

Na obr. 59 je vidět, že chladnutí zásobníku probíhá postupně od krajů směrem do středu zásobníku, tedy opačným směrem než nabíjení, což lze očekávat. Stále platí předpoklad rotačně symetrického teplotního pole, stejně jako při nabíjení. Na obrázku je také vidět, co již bylo řečeno výše – že největší tepelné ztráty, a tím i nejrychlejší chladnutí zásobníku, je na spodním vnějším okraji zásobníku. Ten chladne výrazně rychleji než horní podstava akumulátoru, čímž dochází k deformaci teplotního pole po výšce zásobníku, které tímto není symetrické.

Zásobník po vychladnutí dosáhl totožného stavu, ve kterém se nacházel před započítáním nabíjení, viz obr. 57. Z obr. 58 a obr. 59 je jasně patrné, že zásobník není schopen dostatečně plnit svou hlavní funkci, kterou je skladování tepla. Z průběhu teplot v zásobníku na obr. 58 je vidět, že tepelné úložiště je schopné spolehlivě skladovat tepelnou energii přibližně 40 minut, kdy ještě nedochází k výrazným poklesům teplot v zásobníku vlivem setrvačnosti z procesu nabíjení. Po uplynutí této doby začínají teploty v zásobníku poměrně rychle klesat a dochází k značně intenzivnímu vybíjení úložiště, které je po cca 24 hodinách ve stavu, ve kterém se nacházelo před procesem nabíjení, které trvalo přibližně 28 hodin. Tento problém je jednoznačně způsoben nedostatečným zaizolováním zásobníku. Spodní podstava zásobníku není zaizolovaná vůbec, vnější plášť je pokryt vrstvou minerální izolace o tloušťce 50 mm, což je patrně nedostatečné. Provedení minerální izolace také není dokonalé, jelikož na některých místech minerální izolace vůbec k zásobníku nepřiléhá. Nejlepším řešením by nejspíše bylo kvalitní znovu zaizolování celého zásobníku.

### 2.3.3 Termodynamický model tepelného čerpadla

Využití vytvořeného termodynamického modelu při nabíjení systému, konkrétně termodynamického modelu tepelného čerpadla, může být dvojí. Zaprvé je možné použít termodynamický model k popisu a rozboru chování systému v konkrétním časovém okamžiku, tedy jakési “zastavení” zařízení a rozbor aktuálních dějů a stavu, ve kterém se tepelné čerpadlo za daných podmínek zrovna nachází. Zadruhé je možné termodynamický model použít k modelování přibližného časového průběhu parametrů tepelného čerpadla.

Aby ale matematický model popisoval reálné laboratorní zařízení co nejpřesněji, je nutné, aby pracoval se vstupními parametry a okrajovými podmínkami, které odpovídají skutečným podmínkám vznikajícím v zařízení. Pod okrajové podmínky jsou zahrnuty takové parametry zařízení, které jsou nezávislé na provozních a okolních podmínkách a lze je při provozu považovat za konstantní. Jedná se především o geometrické rozměry zařízení (délky trubek, průměry potrubí, tloušťky izolace, ...) a parametry určené na základě výsledků několika měření, které se pro různé režimy provozu a během provozu nemění nebo mění minimálně a lze tedy stanovit jejich



průměrnou hodnotu platnou v rozsahu provozu zařízení. Jde o minimální teplotní rozdíly výměníků, tlakové ztráty komponent (výměníků, úložiště, sběrače, ...), izoentropická účinnost komprese atd.

Mezi vstupní parametry patří již hodnoty z konkrétních měření, které definují, v jakém režimu je zařízení zrovna provozováno. Především jde o teplotu zdroje tepla, přehřátí a časové průběhy kompresního poměru a tepelného výkonu výparníku tepelného čerpadla. Také je zapotřebí určit časový průběh teploty akumulátoru, který vychází z měření teploty snímačem od firmy TČ Mach, jelikož model nedokáže modelovat skutečný průběh teplot v zásobníku z důvodu složitých termodynamických poměrů uvnitř kamenného prachu.

Takto je poté možné porovnávat vypočtená data z modelu s daty získanými z měření. Samozřejmě ale nemusí být model využit pouze pro porovnávání s již proběhlými měřeními. Lze jej také použít pro zkoumání, jak při daném nastavení zařízení (vycházející z měření) ovlivní změna jednoho z parametrů parametry ostatní, například jaký vliv bude mít na zařízení změna teploty zdroje tepla.

tabulka 11: okrajové podmínky tepelného čerpadla

	Parametr	hodnota	jednotka
Termodynamické parametry	tlaková ztráta výparníku	0,05	bar
	tlaková ztráta zásobníku	0,09	bar
	tlaková ztráta rekuperátoru (pára)	0,10	bar
	tlaková ztráta rekuperátoru (kapalina)	0,13	bar
	tlaková ztráta sběrače a filtdehydrátoru	0,6	bar
	$\eta_{\text{izoentropická}}$ komprese	77	%
	podchlazení za zásobníkem	12	K
	$\Delta T_{\text{min}}$ výparníku	5	K
	$\Delta T_{\text{min}}$ rekuperátoru	2,6	K
	tepelná vodivost chladiva (kapalina) [93] <sup>1</sup>	$-0,298 \cdot T + 90,565$	W/m*K
	tepelná vodivost chladiva (pára) [93] <sup>1</sup>	$0,062 \cdot T + 9,724$	W/m*K
tepelná vodivost potrubní izolace [102] <sup>1</sup>	$0,038 + T \cdot 8 \cdot 10^{-5} + T^2 \cdot 7 \cdot 10^{-7}$	W/m*K	
Geometrické parametry	délka potrubí 1 (výp – rekup)	0,32	m
	délka potrubí 2 (rekup – komp)	1,26	m
	délka potrubí 3 (komp – úlož)	3,69	m
	délka potrubí 4 (úlož – odbočka rekup)	1,81	m
	délka potrubí 5 (odbočka rekup – rekup)	0,88	m
	délka potrubí 6 (odbočka rekup – exp)	2,45	m
	délka potrubí 7 (exp – výp)	≈ 0	m
	průměr potrubí x tloušťka stěny (1)	22x1	mm
	průměr potrubí x tloušťka stěny (2)	22x1	mm
	průměr potrubí x tloušťka stěny (3)	16x1	mm
	průměr potrubí x tloušťka stěny (4)	16x1	mm
	průměr potrubí x tloušťka stěny (5)	12x1	mm
	průměr potrubí x tloušťka stěny (6)	12x1	mm
	průměr potrubí x tloušťka stěny (7)	22x1	mm
	tloušťka izolace (1)	9	mm
	tloušťka izolace (2)	9	mm
	tloušťka izolace (3)	13	mm
tloušťka izolace (4)	0	mm	
tloušťka izolace (5)	0	mm	
tloušťka izolace (6)	0	mm	
tloušťka izolace (7)	9	mm	

<sup>1</sup> za T je odsazována teplota ve °C

Dále aby mohly být hodnoty modelu porovnány právě například s měřenými daty uvedenými v kapitole 2.3.2, je potřeba doplnit vstupní parametry vycházející z tohoto měření, které jsou uvedeny v následující tabulce.

tabulka 12: vstupní parametry z měření tepelného čerpadla z měření 1. až 2. dubna 2023

Parametr	hodnota	jednotka
přehřátí	9	K
nastavení frekvenčního měniče	100	%
teplota zdroje tepla	60	°C
teplota okolí	20	°C
vnitřní výměna tepla	ne	-
časový průběh kompresního poměru	$\varepsilon_p(t)$	-
$\varepsilon_p(t) = -2,15 \cdot 10^{-17} \cdot t^6 + 1,19 \cdot 10^{-13} \cdot t^5 - 2,57 \cdot 10^{-10} \cdot t^4 + 2,75 \cdot 10^{-7} \cdot t^3 - 1,55 \cdot 10^{-4} \cdot t^2 + 4,65 \cdot 10^{-2} \cdot t + 7,39$		
časový průběh tepelného výkonu výparníku	$\dot{Q}(t)$	kW
$\dot{Q}(t) = 2,74 \cdot 10^{-18} \cdot t^6 - 1,65 \cdot 10^{-14} \cdot t^5 + 3,91 \cdot 10^{-11} \cdot t^4 - 4,60 \cdot 10^{-8} \cdot t^3 + 2,81 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 - 8,94 \cdot 10^{-3} \cdot t + 2,23$		
časový průběh teploty úložiště	$T_{\text{úí}}(t)$	°C
$T_{\text{úí}}(t) = 3,09 \cdot 10^{-17} \cdot t^6 - 1,82 \cdot 10^{-13} \cdot t^5 + 4,23 \cdot 10^{-10} \cdot t^4 - 4,80 \cdot 10^{-7} \cdot t^3 + 2,51 \cdot 10^{-4} \cdot t^2 - 1,63 \cdot 10^{-2} \cdot t + 79,68$		

Na základě uvedených okrajových podmínek a vstupních parametrů je již možné nechat model vypočítat jak časové průběhy jednotlivých veličin, tak nechat určit stav zařízení v požadovaném časovém okamžiku a nechat si vykreslit například  $T - s$ , či  $p - h$  diagram. Pro porovnání modelu s měřenými daty uvedenými v kapitole 2.3.2 byl zvolen čas  $t = 400$  minut. V následující tabulce je výstup dat z termodynamického modelu, který zahrnuje vždy označení místa na zařízení korespondující s obr. 43 a k němu příslušné hodnoty teploty [°C], tlaku [MPa], entalpie [kJ/kg], entropie [kJ/kg·K], kvality páry [-] a hmotnostního toku [kg/s].

tabulka 13: výstup modelu TČ pro  $t = 400$  bez VVT (vstupní parametry a okrajové podmínky z měření TČ 1. až 2. dubna 2023)

označení	bod	T [°C]	$p_a$ [MPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg·K]	x [-] <sup>2</sup>	$\dot{m}$ [g/s]
za výparníkem	1	55,00	0,26	475,09	1,90	-1,00	10,36
před recup. (pára)	2	54,74	0,26	474,86	1,90	-1,00	10,36
za recup. (pára)	3	54,74	0,25	475,10	1,90	-1,00	10,36
před kompresorem	4	53,74	0,25	474,20	1,90	-1,00	10,36
za kompresorem	5	140,31	2,05	525,30	1,93	-1,00	10,36
před akumulací	6	134,14	2,05	516,48	1,91	-1,00	10,36
za akumulací	7	121,57	2,04	389,83	1,60	-1,00	10,36
před odbočkou recup.	-	116,29	2,04	381,88	1,58	-1,00	10,36
před škrcením	10	110,57	1,98	373,54	1,55	-1,00	10,36
za škrcením = před výp.	11=12	46,62	0,27	373,54	1,58	0,48	10,36

Následující tabulka shrnuje vznikající ztráty v jednotlivých potrubních úsecích, které jsou v modelu zahrnuty. Vždy je uveden ztrátový tepelný výkon, ze kterého je vypočten odpovídající pokles teplot pracovního média mezi vstupem a výstupem na daném potrubním úseku a tlaková ztráta pro daný úsek.

<sup>2</sup> doplněk CoolProp při výpočtu kvality páry nerozlišuje, zda se jedná o podchlazenou kapalinu nebo přehřátou páru, v obou případech vrátí hodnotu -1

tabulka 14: vznikající tepelné a tlakové ztráty v potrubí okruhu TČ pro  $t = 400$  bez VVT

úsek	1 (výp - reкуп)	2 (reкуп - komp)	3 (komp - úlož)	4 (úlož – odb. rek)	6 (odb. rek - exp)	7 (exp - výp)
$\Delta\dot{Q}$ [W]	2,37	9,27	91,17	82,37	86,72	0,00
$\Delta T$ [°C]	0,26	1,01	6,17	5,29	5,72	0,00
$\Delta p$ [Pa]	36,47	81,21	130,03	13,56	98,55	0,00

Porovnání hodnot z modelu s měřenými daty je v následující tabulce. Je potřeba upozornit, že měření teploty a tlaku na zařízení neprobíhá přesně v místech, ve kterých jsou tyto parametry vyhodnocovány modelem, tudíž určitý malý rozdíl v hodnotách se dá z tohoto důvodu již předem očekávat.

tabulka 15: porovnání modelu a měřených dat okruhu TČ pro  $t = 400$  bez VVT (data z měření 1. až 2. dubna 2023)

t = 400 min		model		měřená data		rozdíl (měřená - model)	
označení	bod	T [°C]	$p_g$ [bar]	T [°C]	$p_g$ [bar]	$\Delta T$ [°C]	$\Delta p_g$ [bar]
za výparníkem	1	55,00	1,60	55,82	1,65	<b>0,82</b>	<b>0,05</b>
před reкуп. (pára)	2	54,74	1,60	56,54	-	<b>1,80</b>	-
za reкуп. (pára)	3	54,74	1,50	-	-	-	-
před kompresorem	4	53,74	1,50	55,81	1,49	<b>2,08</b>	<b>-0,01</b>
za kompresorem	5	140,31	19,48	132,29	19,61	<b>-8,01</b>	<b>0,13</b>
před akumulací	6	134,14	19,48	-	-	-	-
za akumulací	7	121,57	19,39	121,16	19,53	<b>-0,42</b>	<b>0,14</b>
před odbočkou reкуп.	-	116,29	19,39	-	-	-	-
před škrcením	10	110,57	18,79	108,67	19,06	<b>-1,89</b>	<b>0,26</b>
za škrcením = před výp.	11=12	46,62	1,65	46,28	1,71	<b>-0,34</b>	<b>0,06</b>

Při porovnání hodnot z modelu a měřených dat, viz tabulka 15, je vidět, že model popisuje reálné chování zařízení až na některé odchylky celkem přesně. To, že v některých bodech systému se měřené a vypočítané hodnoty od sebe liší více, poskytuje upozornění, že by se v daném místě mohlo dít něco neočekávaného, což je právě jedním z hlavních přínosů termodynamického modelu. Vzniká takto podnět k tomu, aby se věnovala větší pozornost probíhající dějům v daném místě a případně bylo nalezeno vysvětlení proč dochází k rozdílu mezi vypočtenou a naměřenou hodnotou.

Pokud se zaměříme nejdříve na rozdíly v tlacích, lze konstatovat, že hodnoty rozdílů jsou v mezích tolerance. Možná by se dala věnovat menší pozornost rozdílu v tlacích před škrcením, zde ale vzniklý rozdíl bude způsobený nejspíše tím, že reálná tlaková ztráta sběrače a filtrdehydrátoru, tedy především filtrdehydrátoru, nebude zcela konstantní, jak předpokládá model, ale bude se částečně měnit během provozu zařízení v závislosti na hmotnostním průtoku skrze filtrdehydrátor. Velikost rozdílu je nicméně cca 0,7 % měřené hodnoty (z celkového rozdílu 0,26 bar<sub>g</sub> rozdíl 0,13 pochází již od odchylky způsobené přibližným stanovením průběhu tlakového poměru, a tudíž vnesený rozdíl od rozdílu v tlakové ztrátě filtrdehydrátoru je maximálně 0,13 baru), což je v mezích tolerance.

Větší pozornost je však potřeba věnovat rozdílu v teplotách, kdy první větší rozdíl je v místě před rekuperátorem, kdy vyšší reálná hodnota je nejspíše způsobena částečně tepelnými zisky přes rekuperátor (ten je spojen s teplým rámem a také přes vodivé měděné potrubí s potrubním úsekem, ve kterém je zkapalněné chladivo o vysoké teplotě) a částečně díky zaústění proudu chladiva, které slouží k chlazení kompresoru, před rekuperátor. Další výraznější rozdíl v teplotách je opět před škrcením, kdy je na vině opět soustava sběrače, která není nijak zaizolovaná a tepelné ztráty v modelu počítají jen s tepelnými ztrátami v potrubí. Je tedy patrné, že by sběrač měl být

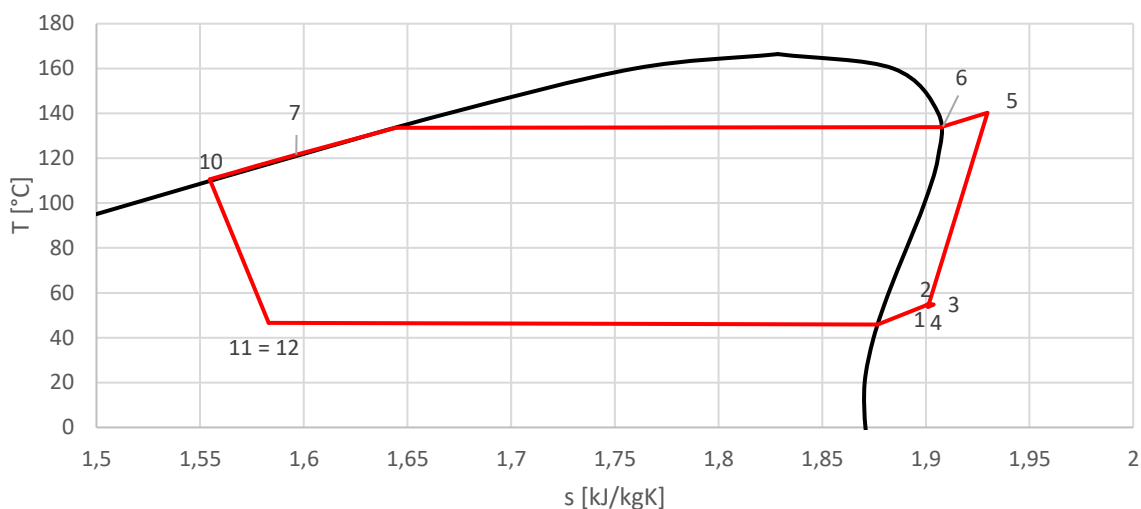
zaizolován, aby se předešlo dodatečným tepelným ztrátám. Největší rozdíl je ale mezi měřenou a modelovanou teplotou na výtlaku z kompresoru, přičemž potřeba zaměřit se na děje probíhající na výtlaku byla zmíněna již v kapitole 2.3.2 z důvodu měření záporného přehřátí za kompresorem.

Vzniklá situace na výtlaku kompresoru je kombinací několika faktorů. Jedním z nich je, že měření teploty za kompresorem neprobíhá přímo za ním, ale snímač je umístěn až v relativně velké vzdálenosti od kompresoru, přibližně ve třetině mezi kompresorem a výparníkem. Z tohoto důvodu je měřená hodnota teploty nižší o tepelné ztráty vzniklé mezi kompresorem a snímačem teploty. Právě tepelné ztráty společně s tepelným odporem vzniklým v držáku snímače teploty jsou důvodem, proč je měřená teplota nižší než kondenzační teplota. Když se podíváme na hodnoty z modelu, tak po kompresi je hodnota přehřátí  $6,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Tepelná ztráta v zaizolovaném potrubí, které spojuje kompresor a úložiště, je v daném čase ( $t = 400$  minut) dle výpočtů  $91,17\text{ W}$ , což odpovídá poklesu teploty chladiva o  $6,17\text{ }^{\circ}\text{C}$  a na vstupu do úložiště je tedy přehřátí již jen  $0,33\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Pokud k této tepelné ztrátě v potrubí přidáme tepelnou ztrátu samotného kompresoru, která není v modelu zohledněna, tak je téměř jisté, že v potrubí mezi kompresorem a úložištěm bude docházet ke kondenzaci chladiva i podle výpočtů modelu. Jelikož teplota některých částí kompresoru nebude o moc nižší než teplota chladiva na výtlaku, povrch kompresoru není zanedbatelný, a především kompresor není zaizolovaný, tak je dosti pravděpodobné, že tepelná ztráta kompresoru bude mít skutečně zanedbatelný vliv.

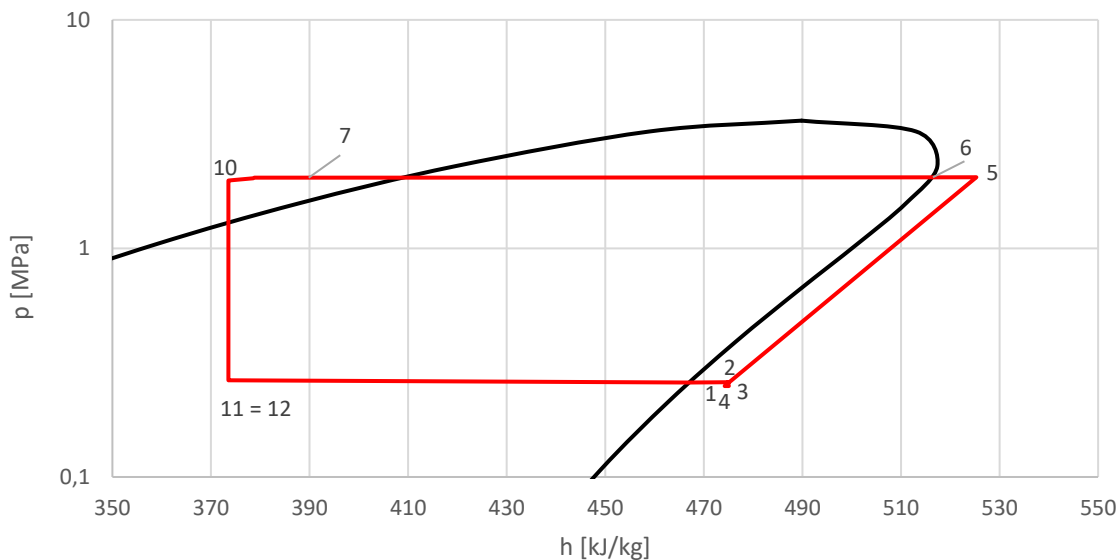
Po tomto rozboru tepelné ztráty potrubí a kompresoru je tedy jisté, že při provozu zařízení v místě měření teploty za kompresorem dochází skutečně ke kondenzaci. Výsledkem je poté, po zohlednění tepelného odporu jímky, ve které je snímač umístěn a která je připájena k povrchu trubky, záporné přehřátí v místě měření teploty za kompresorem, čímž je potvrzeno vysvětlení záporného přehřátí v kapitole 2.3.2. Zároveň je vysvětlen rozdíl mezi hodnotou měřenou a hodnotou vypočtenou modelem, jelikož hodnota z modelu udává teplotu přímo po kompresi, tedy teoreticky na výstupu z pístu ještě uvnitř v kompresoru. Po uvážení všech ztrát a tepelných odporů mezi výtlakem z válce kompresoru a místem měření teploty je daný rozdíl odpovídající.

Řešení tohoto problému by mohlo spočívat například ve zvětšení nastavené hodnoty přehřátí za výparníkem, čímž by došlo k posunu celého oběhu směrem k nižším tlakům. Při nastavení přehřátí za výparníkem na hodnotu  $12\text{ }^{\circ}\text{C}$  by hodnota přehřátí po kompresi byla již  $9,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ , při požadovaném přehřátí  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$  je hodnota přehřátí již  $12,9\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Hodnota  $12,9\text{ }^{\circ}\text{C}$  by již mohla představovat dostatečnou zásobu přehřátí na to, aby i přes vznikající tepelné ztráty nedocházelo ke kondenzaci v potrubí. Případně by ještě bylo možné ke zvýšení hodnoty přehřátí přidat zaizolování kompresoru a další vrstvu izolace na potrubí spojující kompresor s akumulátorem.

Na následujících dvou obrázcích je termodynamický model okruhu tepelného čerpadla pro výše popsané okrajové podmínky, vstupní parametry a  $t = 400$  minut zobrazen v  $T - s$  a  $p - h$  diagramu. Z diagramů je skutečně vidět, že přehřátí po kompresi není nikterak veliké a vstup do akumulátoru se nachází téměř na horní mezní křivce, bod 6. Jakákoliv přídavná tepelná ztráta, která není v modelu započtena, tedy způsobí, že kondenzace chladiva započne již v potrubí před vstupem do úložiště.



obr. 60: zobrazení termodynamického modelu v  $T-s$  diagramu – tepelné čerpadlo 1. až 2. dubna 2023 ( $t = 400$  minut)



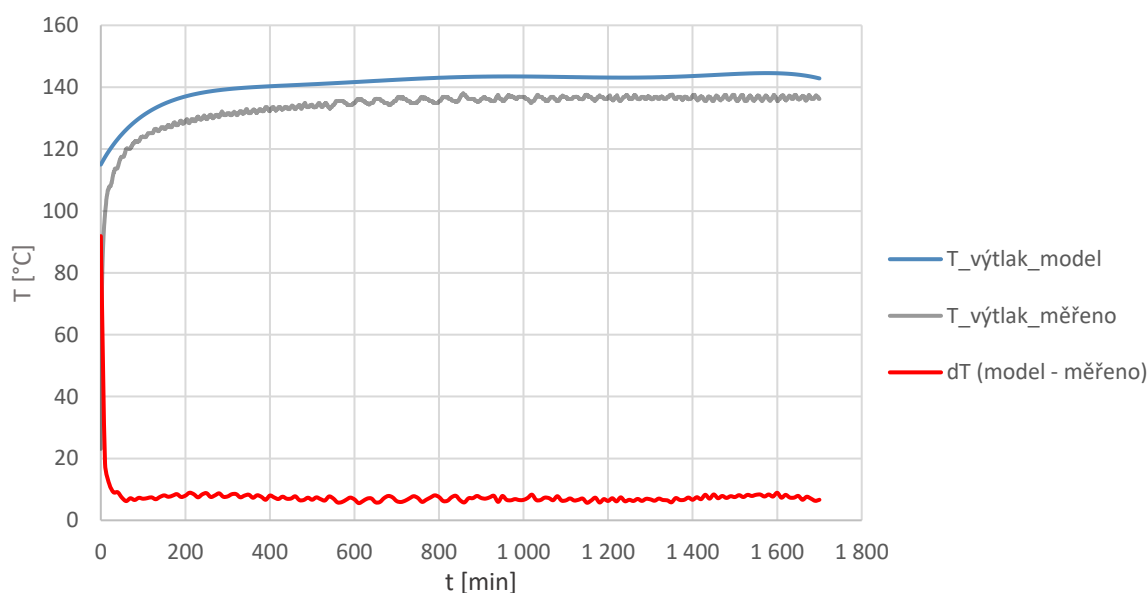
obr. 61: zobrazení termodynamického modelu v  $p-h$  diagramu – tepelné čerpadlo 1. až 2. dubna 2023 ( $t = 400$  minut)

Posledními hodnotami, které se z modelu dají vyčíst, jsou celkové parametry systému. Příkon kompresoru je zadán díky nastavení frekvenčního měniče a činí tedy 1,29 kW. Tepelný výkon odebíraný kamenným prachem je v daném časovém okamžiku 1,31 kW a okamžitá hodnota COP tedy 1,02, což odpovídá průběhu okamžité hodnoty COP z měřených dat, obr. 55, kdy právě kolem času  $t = 400$  minut byla hodnota COP cca 1.

Dále na základě hmotnostního toku chladiva, hodnot entalpií před a za kompresorem a z příkonu kompresoru je možné určit celkovou účinnost sestavy kompresoru, tedy kompresoru společně s elektromotorem a řemenovým převodem, která v tomto konkrétním případě činí 40,99 %. Na první pohled se toto číslo může zdát dosti malé, oproti běžně udávané hodnotě 70 až 75 % u pístového olejového kompresoru. [103] Při podrobnějším pohledu na sestavu kompresoru je ale patrné, že kompresor pracuje s vyšším tlakovým poměrem, než je hodnota 10 typicky udávaná pro malé pístové kompresory. [103] Dále aby kompresor odolal pracovním teplotám nad 100 °C bylo

nutné přidat nepřímé chlazení pomocí části proudu kapalného chladiva. Tyto dvě informace jsou důkazem, že kompresor pracuje mimo své návrhové parametry. Na celkové účinnosti sestavy kompresoru taktéž nepřidá, že řemeny, které propojují kompresor a elektromotor, se zdají být zcela stoprocentně napnuté. Po tomto podrobnějším rozboru fungování sestavy kompresoru je její celková účinnost 41 % věrohodným údajem.

Výše provedenou analýzu a porovnání dat vycházejících z modelu s měřenými hodnotami by se dalo označit za “statické”, jelikož šlo o vyhodnocení dat odpovídající jednomu konkrétnímu časovému okamžiku při nabíjení systému, konkrétně šlo o čas  $t = 400$  minut během provozu tepelného čerpadla ve dnech 1. až 2. dubna 2023. Pomocí modelu lze však provést i “dynamickou” analýzu, tedy zobrazit časové průběhy jednotlivých parametrů modelu. Provedení takovéto analýzy vyžaduje pouze naprogramování makra v programu Microsoft Excel, které projde dobu provozu zařízení s definovaným časovým krokem, přičemž v každém kroku provede výpočet modelu dle zadaných vstupních parametrů, dále provede přepočtení tepelných a tlakových ztrát, a nakonec provede zápis požadovaných parametrů do tabulky. Tento postup je proveden pro všechny časové kroky, díky čemuž získáme časové průběhy zkoumaných parametrů. Na dalším obrázku je například vidět porovnání průběhu teploty na výtlaku kompresoru určené dle modelu a teploty měřené (opět měření z 1. až 2. dubna 2023).

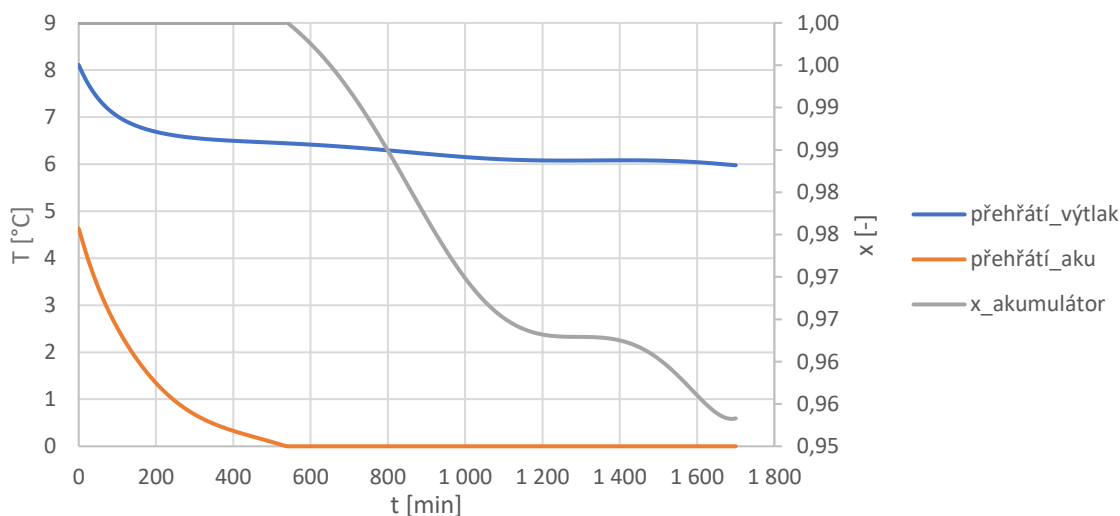


obr. 62: porovnání průběhu teploty na výtlaku kompresoru – model x měření – tepelné čerpadlo 1. až 2. dubna 2023

Z obr. 62 je vidět, že vyjma prvních zhruba 15 minut, kdy model má problém s popsáním rychlého nájezdu tepelného čerpadla, je průběh teploty z modelu podobný průběhu teploty dle měření a hodnoty se liší průměrně o 7,2 °C, což je způsobeno efektem, který byl popsán výše při porovnávání měřené a vypočtené teploty na výtlaku z kompresoru při “statické” analýze (tedy kombinace umístění snímače dál od výtlaku kompresoru, tepelné ztráty potrubí, tepelné ztráty kompresoru a nevhodná instalace snímače).

Při rozboru tohoto problému při “statické analýze” byla diskutována kondenzace chladiva v potrubí spojující kompresor a akumulátor, kdy pro daný čas  $t = 400$  minut vycházelo z modelu, že ke kondenzaci těsně nedochází. Z měřených dat však bylo vyhodnoceno, že ke kondenzaci v reálném provozu již dochází. Tato nesouhlas mezi modelem a měřenou skutečností byl zdůvodněn nezahrnutím tepelné ztráty kompresoru do modelu. V návaznosti na vznikající kondenzaci v potrubí

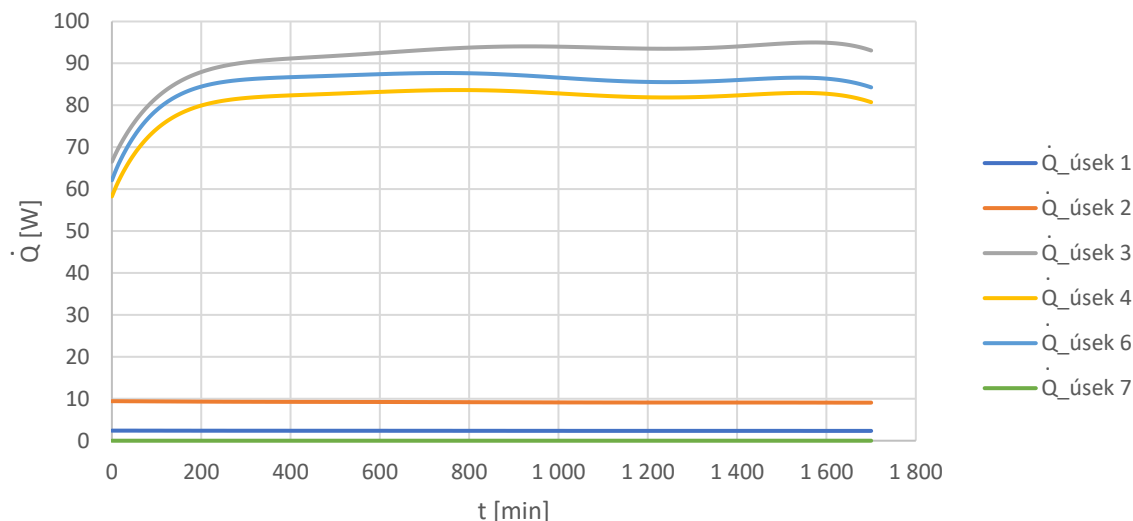
za kompresorem během provozu byl pomocí modelu vyhodnocen průběh přehřátí za kompresorem a průběh přehřátí na vstupu do akumulátoru, viz následující obrázek.



obr. 63: průběh přehřátí za kompresorem, před akumulátorem a kvalita par chladiva na vstupu do akumulátoru dle modelu – tepelné čerpadlo 1. až 2. dubna 2023

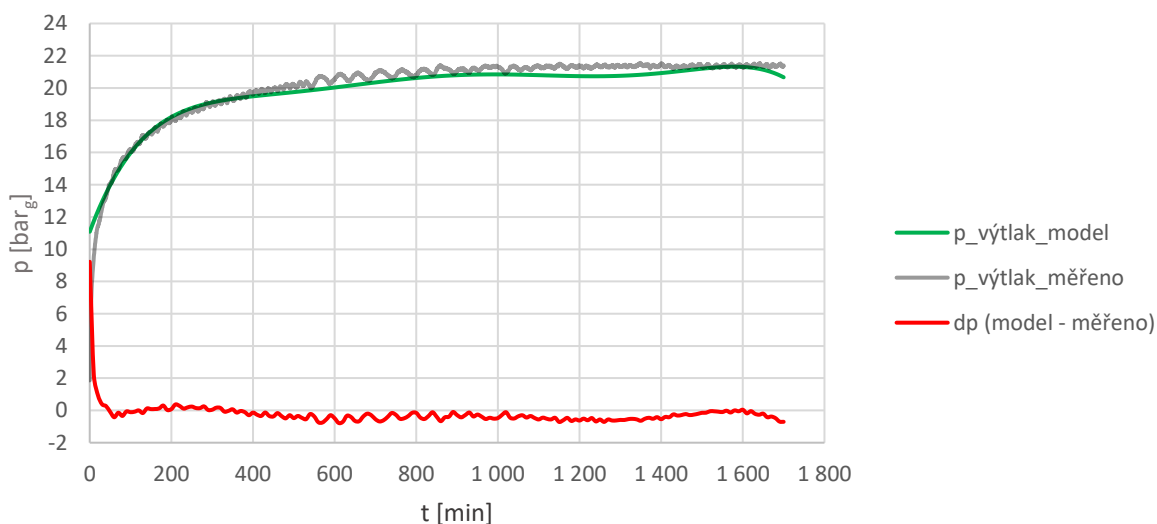
Z výše uvedeného grafu je vidět, že se zvyšující se teplotou a tlakovým poměrem se postupně vlivem prohnutí horní mezní křivky chladiva R1233zd(E) snižuje hodnota přehřátí za kompresorem. Pokles přehřátí na vstupu do akumulátoru vykazuje strmější pokles než přehřátí za kompresorem díky tepelným ztrátám v potrubí. Z časového průběhu tepelných ztrát, viz obr. 64, je vidět, že jejich hodnota je po většinu času relativně konstantní, ale díky poklesu hmotnostního toku, který odpovídá poklesu tepelného výkonu odebíraného ze zdroje tepla, viz obr. 51, roste na daném úseku potrubí  $\Delta T$ . V čase  $t = 540$  minut je dokonce již přehřátí před akumulací nulové a páry chladiva začínají kondenzovat. Od tohoto času je vidět klesající kvalitu páry na vstupu do akumulátoru.

Hodnotu kvality páry je nutné brát s rezervou, jelikož tepelná ztráta v potrubí je počítána pro nucenou konvekci bez kondenzace, ke které ale dochází, a koeficient přestupu tepla uvnitř potrubí bude ve skutečnosti řádově vyšší. Poněvadž je řídicím tepelným odporem při tepelných ztrátách potrubí volná konvekce na povrchu potrubí, tak i přes značnou chybu ve výpočtu  $\alpha_{in}$  je vliv této chyby na určení tepelné ztráty téměř zanedbatelný (ověřeno výpočtem) a vypočtená hodnota kvality páry může být považována alespoň za orientační.



obr. 64: průběh tepelných ztrát v jednotlivých potrubních úsecích – tepelné čerpadlo 1. až 2. dubna 2023 (označení úseků viz tabulka 11)

Na dalším obrázku je ještě pro ukázkou porovnán průběh tlaků za kompresorem, kdy opět až na počáteční odchylku, jsou si hodnoty velmi podobné s průměrnou odchylkou  $-0,29 \text{ bar}_g$  (model – měřeno).



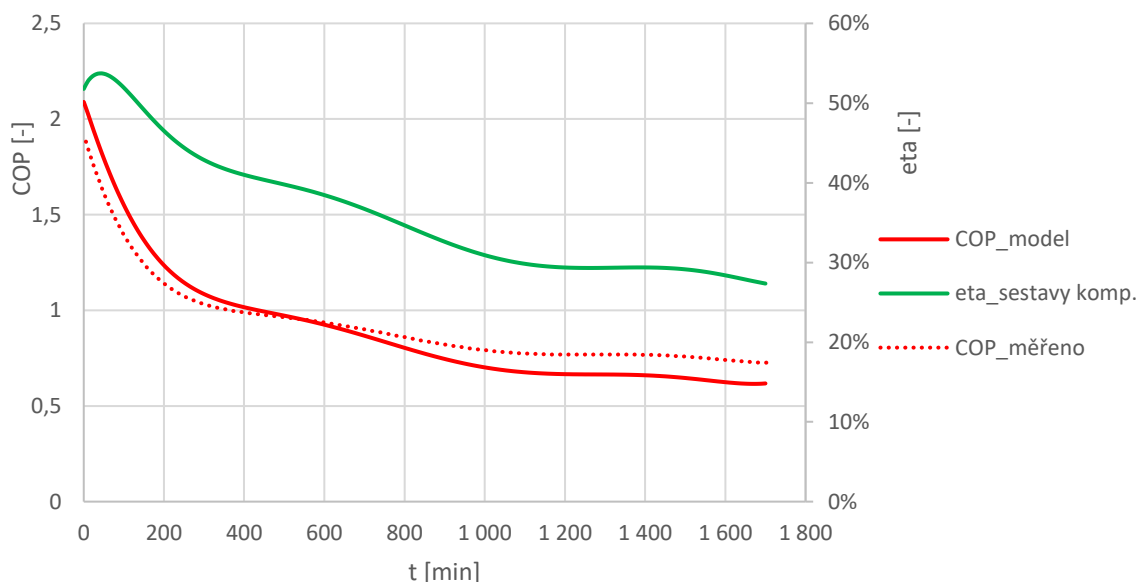
obr. 65: porovnání průběhu tlaků na výtlačku kompresoru – model x měření – tepelné čerpadlo 1. až 2. dubna 2023

Asi posledními zajímavými časovými průběhy je průběh COP a jeho porovnání s průběhem COP z měřených dat a dále průběh celkové účinnosti sestavy kompresoru. Vše je zobrazeno na následujícím grafu, na kterém je vidět, že průběh COP je podobný, akorát na začátku je vypočtené COP o něco vyšší. Poté přibližně kolem  $t = 440$  minut oba průběhy shodně protnou hodnotu  $\text{COP} = 1$  a dále klesají. Pokles vypočteného COP je nicméně o něco rychlejší a konečná hodnota vypočteného COP je cca o 0,06 nižší než COP určené z měřených dat.

Průběh celkové účinnosti sestavy kompresoru vykazuje na počátku rychlý nárůst asi o jeden procentní bod a následně kontinuálně klesá. Nárůst na začátku bude nejspíše způsoben tím, že roste účinnost samotného kompresoru, který se ze “studeného stavu” a nízkých tlakových poměrů přiblíží



svému návrhovému stavu. Díky tomu vykazuje sestava kompresoru nejvyšší celkovou účinnost 53 %, jejíž hodnota s rostoucím tlakovým poměrem a teplotou kompresoru již jen klesá, jelikož ten se tímto dostává do stále více nenávrhových parametrů. Na průběh jednotlivých energetických parametrů (COP, účinnost sestavy kompresoru, ...) má veliký vliv průběh hmotnostního toku, který je dán průběhem tepelného výkonu ve výparníku. Přesnost měření tepelného výkonu výparníku není stoprocentní, viz kapitola 2.3.2, a je třeba si uvědomit, že hodnoty těchto parametrů mohou být zatíženy určitou nepřesností z měření.



obr. 66: porovnání průběhu COP – model x měření a průběh účinnosti kompresoru – tepelné čerpadlo 1. až 2. dubna 2023

#### 2.3.4 Měření 3. až 4. dubna 2023 – TČ s rekuperací

Jak již bylo zmíněno při popisu zařízení, okruh tepelného čerpadla disponuje možností využít rekuperaci tepla (vnitřní výměnu tepla). Pomocí rekuperace je možné předávat teplo z proudu zkondenzovaného chladiva za akumulátorem do par chladiva za výparníkem (před kompresorem) a využít tak tepelný potenciál ve zkondenzovaném chladivu místo toho, aby byl tento potenciál mařen v expanzním ventilu. Pro ukázkou fungování rekuperace byla zvolena data z měření tepelného čerpadla s rekuperací, které proběhlo 3. až 4. dubna 2023.

Zařízení bylo spuštěno 3. dubna 2023 ve 23:08, bylo v provozu, dokud nebylo nouzově vypnuto z důvodu dosažení limitní hodnoty 140 °C na výtlačku z kompresoru, což nastalo 4. dubna 2023 v 10:49. Vstupní parametry, se kterými bylo zařízení provozováno jsou následující:

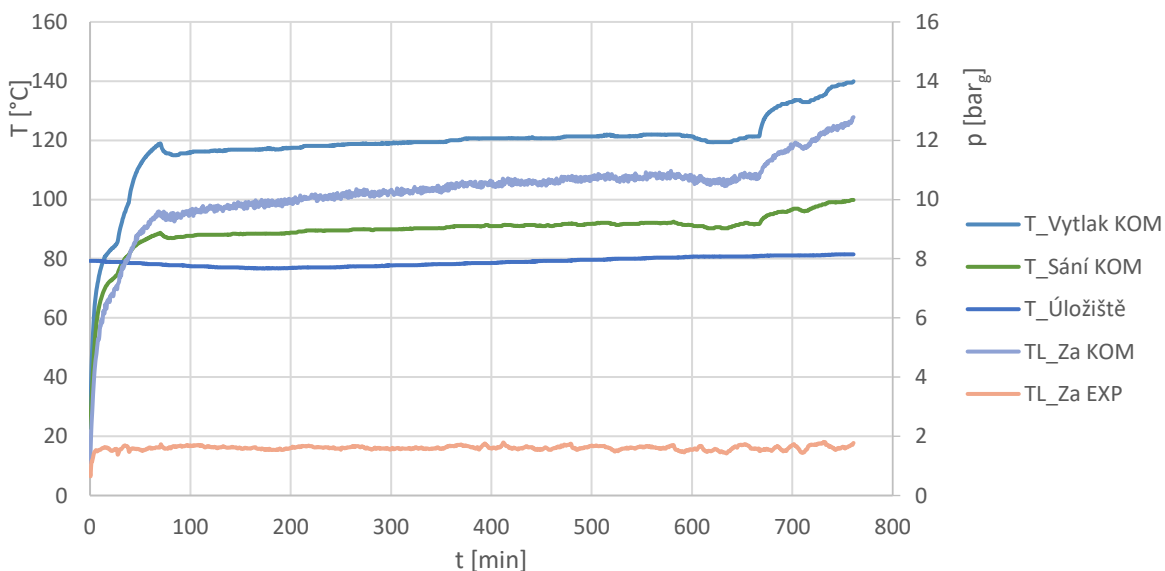
- teplota zdroje tepla: 60 °C
- přehřátí za výparníkem: 9 K
- nastavení frekvenčního měniče: 40 (30/50/55/60) %
- počáteční teplota zásobníku: 80 °C

Před uvedením výsledků z měření je třeba krátce okomentovat volbu nastavení frekvenčního měniče, který byl většinu měření nastaven na 40 %, ale po určitou dobu byl nastaven i na hodnoty 30, 50, 55 a 60 %.

Využití rekuperace bylo již od počátku zprovoznění zařízení problematické, jelikož z termodynamického modelu vycházelo, že při provozu kompresoru na maximální výkon se při využití rekuperace tepla bude teplota za kompresorem pohybovat vysoko za provozním limitem 140 °C. To

se následně potvrdilo při testech na zařízení, přičemž k odstavení došlo i při nastavení frekvenčního měniče na 80 %. Proto při měření tepelného čerpadla s rekuperátorem 3. až 4. dubna 2023 byl frekvenční měnič nejdříve na krátkou chvíli po spuštění zařízení nastaven na 30 % a když se ukázalo, že teplota na výtlaku kompresoru je bezpečně pod limitní hodnotou, byl frekvenční měnič nastaven na 50 %. Při tomto nastavení teplota na výtlaku značně narostla a z obavy, že by se mohla časem zvýšit natolik, že by byl překročen limit (měření jsou několikahodinová a není možný trvalý dohled nad zařízením), byl frekvenční měnič nastaven na 40 %. Toto nastavení bylo ponecháno přibližně 10 hodin. Bohužel při fyzické kontrole zařízení bylo zjištěno, že se kompresor dostává blízko stavu rezonance, což způsobovalo značné vibrace zařízení a bylo tedy nutné zvýšit nastavení frekvenčního měniče. Nejdříve byla vyzkoušena hodnota 55 %, což vibrace snížilo, ale stále ne dostatečně, takže byl zvolen přechod na 60 %. Na hodnotě 60 % poté bylo zařízení provozováno do doby, než teplota na výtlaku kompresoru nedosáhla limitní hodnoty a zařízení se nouzově odstavilo.

Na následujícím grafu je znázorněn časový průběh teploty na výtlaku z kompresoru, tlaku za kompresorem a za expanzním ventilem a průběh teploty úložiště dle snímače od firmy TČ Mach. Z průběhů je jasně patrné, ve kterých časových okamžicích došlo ke změně nastavení frekvenčního měniče, ze 30 na 50 % v  $t = \text{cca } 30$  minut, z 50 na 40 % v  $t = 70$  minut, ze 40 na 55 % v  $t = \text{cca } 670$  minut a z 55 na 60 % v  $t = 730$  minut.



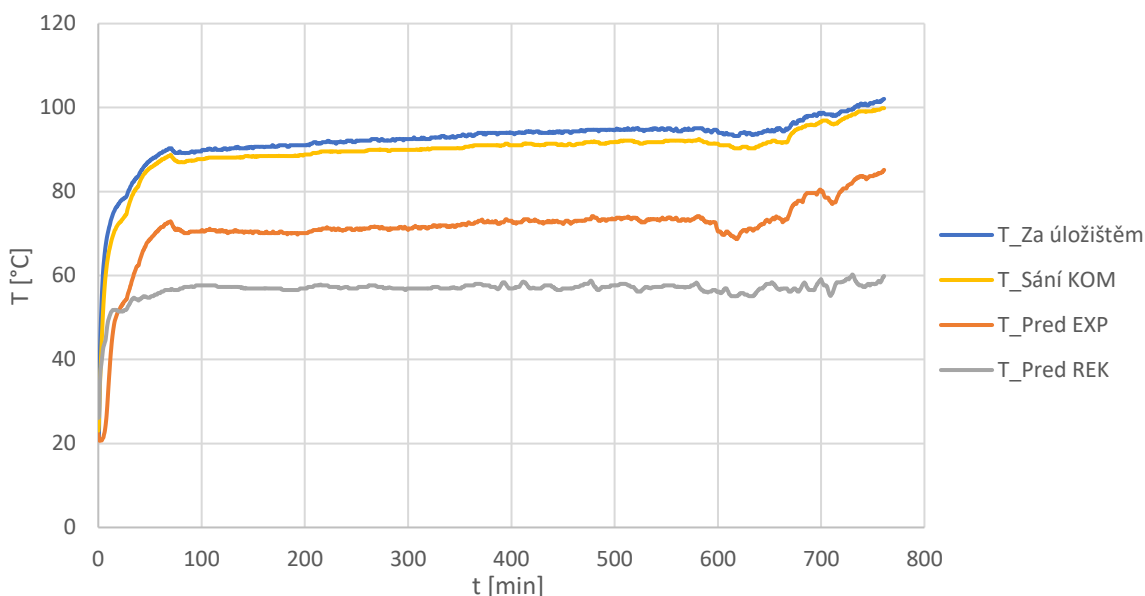
obr. 67: průběh vybraných teplot a tlaků – tepelné čerpadlo s rekuperací 3. až 4. dubna 2023

Při pohledu na průběh teplot a tlaků na obr. 67 je vidět, že v hlavním úseku měření, tedy při nastavení frekvenčního měniče na 40 %, jsou dosti vyrovnané a jen s malým nárůstem během doby měření. Zarážející je pouze průběh teploty úložiště, která po spuštění zařízení ještě celkem dlouhou dobu stále mírně klesala a až po cca 185 minutách se pokles zastavil a teplota akumulátoru začala mírně růst, ale za dobu měření se její hodnota zvýšila pouze o 1,4 °C oproti počáteční teplotě. Vysvětlení je takové, že díky nízkému tlaku za kompresorem (pod 10 barů) a využití rekuperace je teplota na výtlaku kompresoru sice relativně vysoká, ale kondenzační teplota je naopak moc nízká pro intenzivní nabíjení akumulátoru.

Na výtlaku kompresoru je tedy díky kombinaci využití rekuperace a nižšího tlakového poměru kompresoru dostatečně vysoké přehřátí na to, aby přes veškeré tepelné ztráty bylo přehřátí i na vstupu chladiva do akumulátoru. V horní části akumulátoru tedy nedochází ke kondenzaci chladiva jako u předešlého měření bez rekuperace, ale nejdříve je sraženo přehřátí chladiva a kondenzace

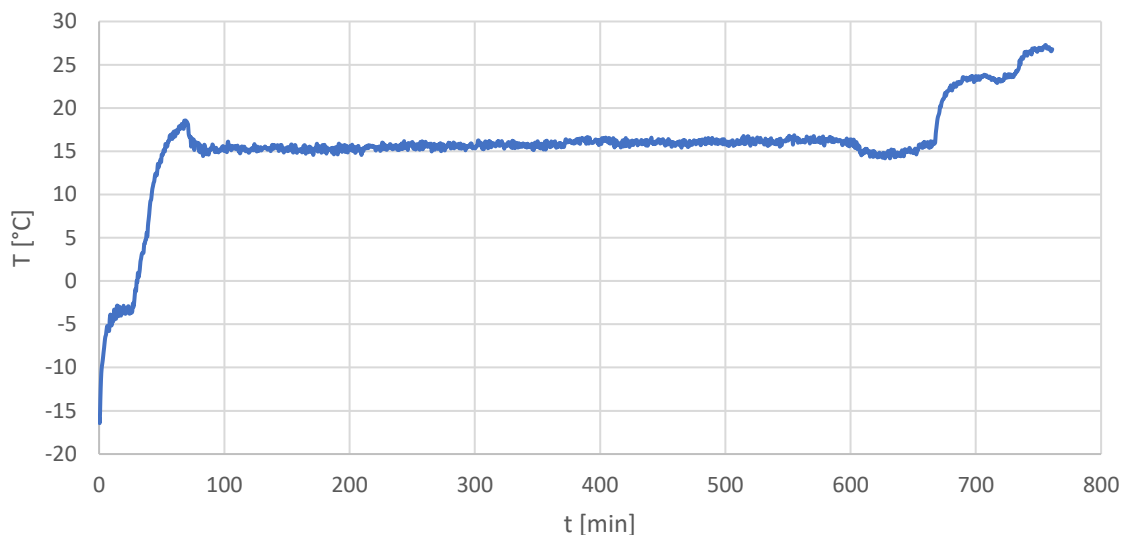
probíhá až následně v nižších vrstvách kamenného prachu. Přestup tepla do akumulátoru v horní části je tím značně zhoršen oproti situaci při kondenzaci chladiva a odváděný tepelný výkon v horní části zásobníku do kamenného prachu je menší. Kombinace nižší kondenzační teploty společně s přehřátím na vstupu do akumulátoru má za následek, že tepelný výkon odváděný do horní části zásobníku není dostatečně veliký na to, aby v kombinaci se vznikajícími tepelnými ztrátami, zajistil nabíjení horních vrstev kamenného prachu. Z tohoto důvodu nedochází ke zvyšování teploty v horní části zásobníku, kde se nachází právě snímač teploty úložiště od firmy TČ Mach, takže jím měřená teplota je po dobu měření téměř neměnná.

Pro podrobnější znázornění dějů probíhajících v zásobníku s kamenným prachem byl dále vynesena průběh teplot v zásobníku a rozložení teplotního pole v akumulátoru během provozu tepelného čerpadla s rekuperací, viz obr. 71 a obr. 72.



obr. 68: průběh teplot na rekuperátoru – tepelné čerpadlo s rekuperací 3. až 4. dubna 2023

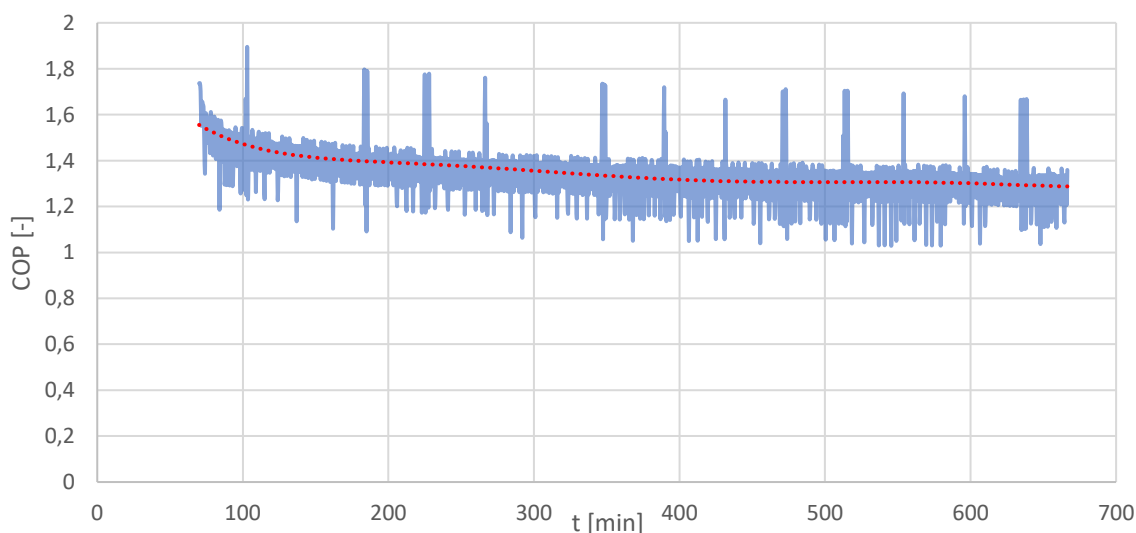
Na obr. 68 je průběh teplot na rekuperátoru, kdy rekuperátor je řešen jako protiproudý deskový výměník. Z obr. 68 je patrné, že minimální teplotní rozdíl je dle očekávání mezi zkapalněným chladivem za akumulátorem, tedy na vstupu zkapalněného chladiva do rekuperátoru, a parami chladiva na sání kompresoru, tedy na výstupu par chladiva z rekuperátoru. Hodnota minimálního teplotního rozdílu je průměrně 2,6 °C pro hlavní úsek měření (frekvenční měnič na 40 %). Páry chladiva jsou v tomtéž úseku měření ohřáty průměrně o 32,9 °C a zkapalněné chladivo ochlazeno o 21,0 °C. Díky využití rekuperátoru bylo na výtlaku kompresoru dosaženo relativně vysokého přehřátí, jehož průběh je zachycen na následujícím obrázku.



obr. 69: průběh přehřátí za kompresorem – tepelné čerpadlo s rekuperací 3. až 4. dubna 2023

Je vidět, že nastavení frekvenčního měniče na 30 % bylo příliš nízké a za kompresorem nebylo dosaženo přehřátí ani s využitím rekuperace tepla. Při nastavení frekvenčního měniče alespoň na 40 % již využití rekuperace zapříčinilo vznik přehřátí o hodnotě od 15 °C při nastavení frekvenčního měniče 40 % až po 26 °C při 60 % (bohužel pouze po krátkou dobu chodu zařízení před odstavením).

Obdobně jako u vyhodnocení měření bez využití rekuperace byl vyhodnocen parametr COP, jehož okamžité hodnoty byly vyhodnoceny v časovém intervalu  $t = 70$  až 666 minut, který odpovídá hlavnímu úseku měření s nastavením frekvenčního měniče na 40 %. Časový průběh COP je na následujícím obrázku.

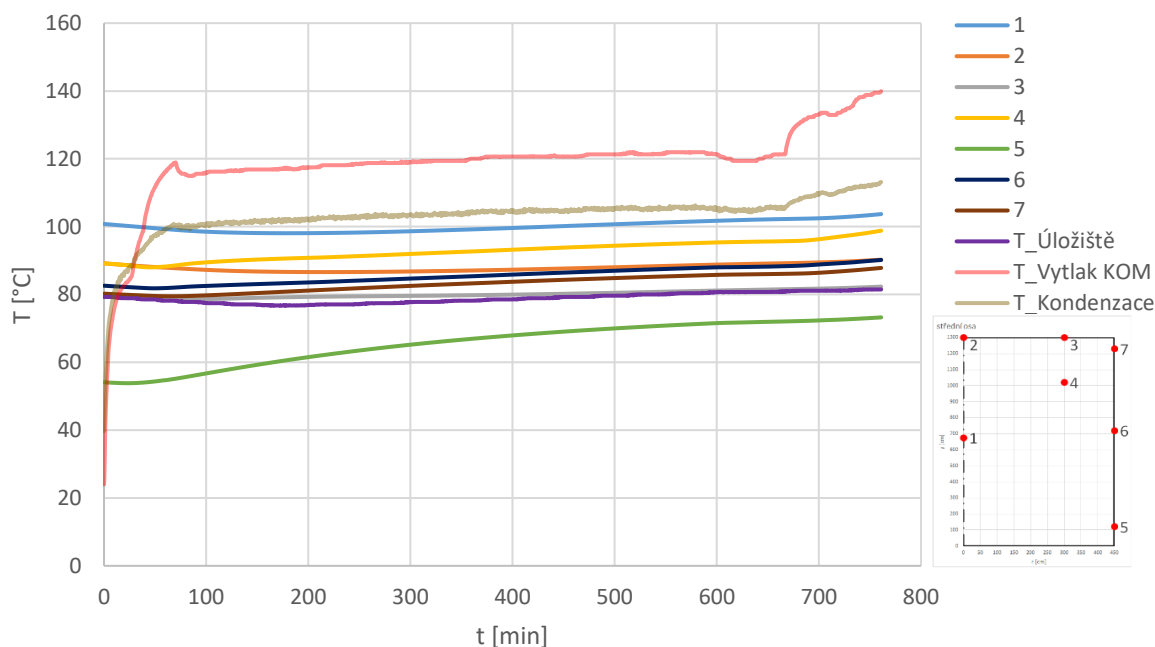


obr. 70: průběh COP tepelného čerpadla – tepelné čerpadlo s rekuperací 3. až 4. dubna 2023

Z obr. 70 je vidět, že hodnota COP se pohybovala přibližně v rozmezí hodnot 1,5 na začátku až 1,3 na konci měření, tedy v relativně úzkém intervalu hodnot. Při porovnání s průběhem COP z provozu tepelného čerpadla bez rekuperace a s frekvenčním měničem na 100 %, obr. 55, je hlavním rozdílem, že při provozu s rekuperací hodnota COP neklesá pod 1 a provoz tepelného čerpadla je z tohoto hlediska efektivní po celou dobu provozu. Dá se tedy říci, že díky využití rekuperace a s ní

spojeného snížení výkonu kompresoru, je provoz tepelného čerpadla mnohem efektivnější (účinnější) než při provozu bez rekuperace.

Dále následuje vyhodnocení již zmíněného průběhu teplot v zásobníku a rozložení teplotního pole uvnitř zásobníku, kdy na následujícím obrázku je vidět průběh teplot v jednotlivých místech zásobníku společně s průběhem teploty za kompresorem a průběhem kondenzační teploty odpovídající měřenému tlaku za kompresorem.



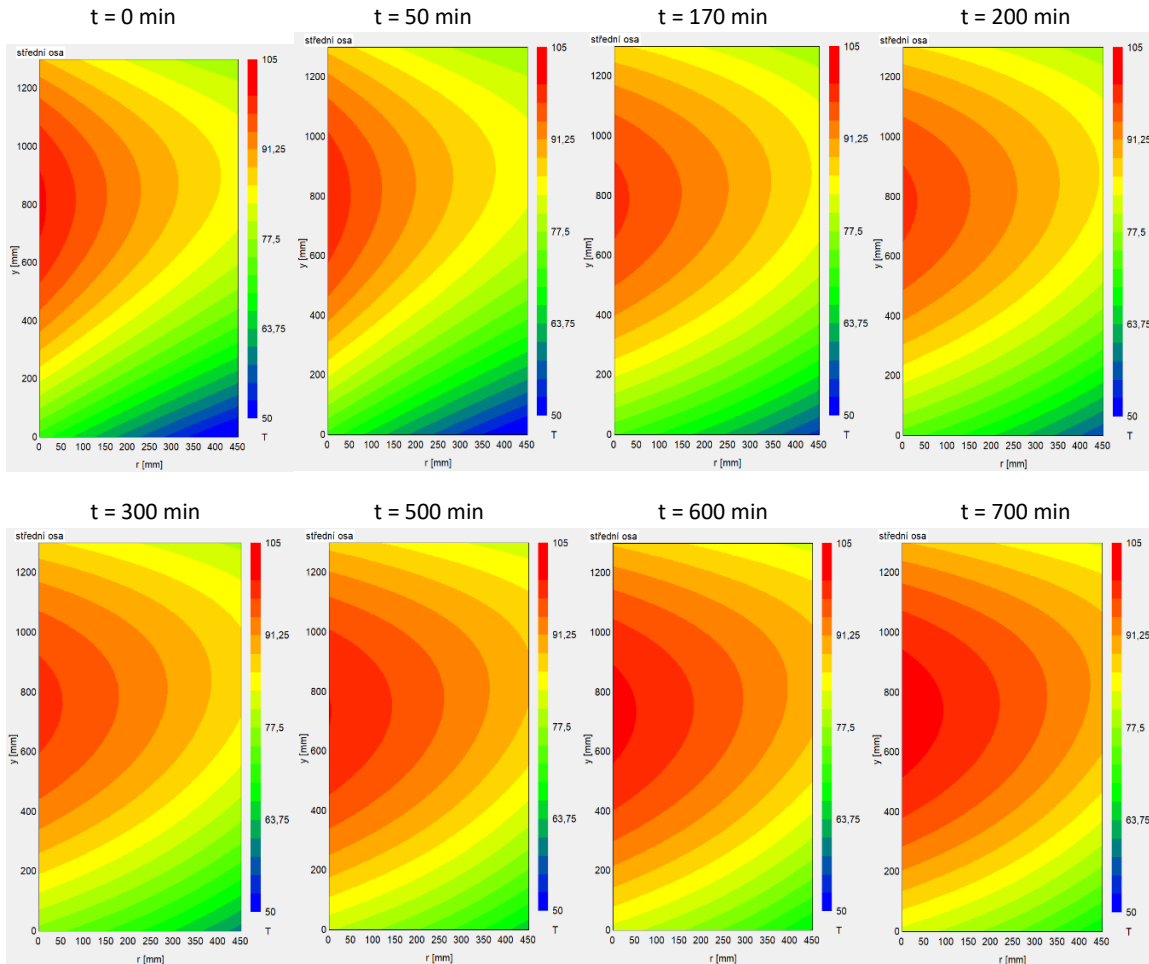
obr. 71: průběh teplot v tepelném zásobníku při nabíjení – tepelné čerpadlo s rekuperací 3. až 4. dubna 2023

Z průběhu teplot na obr. 71 je vidět, že rekuperace přináší jeden zásadní problém, který byl již předestřen dříve. Využití rekuperace sice zajišťuje dostatečné přehřátí za kompresorem, aby nedocházelo ke kondenzaci chladiva v potrubí mezi kompresorem a akumulátorem. Vznikající přehřátí je ale tak vysoké, že je potřeba snížit výkon kompresoru, aby teplota za kompresorem nepřesáhla limitních 140 °C. Toto snížení výkonu kompresoru má za následek snížení kompresního poměru a tím i kondenzační teploty. Z průběhu teplot dokonce vidíme, že ačkoliv došlo ke spuštění tepelného čerpadla z důvodu vybitého zásobníku, z pohledu tepelného čerpadla s rekuperací a frekvenčním měničem na 40 % šlo o stav zásobníku téměř maximálně dosažitelný. Z důvodu nízké kondenzační teploty je v průběhu teplot v zásobníku relativně dlouhý úsek poklesu po spuštění nabíjení úložiště.

Pokles teploty v místě 1, tedy uprostřed akumulátoru, se dokonce zastavil až po 200 minutách provozu a po ukončení provozu se teploty zásobníku oproti hodnotám na začátku zvýšily téměř nepatrně, maximálně o pár °C. Pouze teplota v místě 5, na spodním okraji zásobníku, zaznamenala větší nárůst, přibližně o 24 °C, což bylo způsobeno tím, že spodní část akumulátoru se díky vysokým tepelným ztrátám vybíjí mnohem rychleji než zbytek zásobníku. Z toho důvodu byla spodní část natolik vybitá v době spuštění tepelného čerpadla, že i při nízkých parametrech kondenzace chladiva docházelo k jejímu nabíjení.

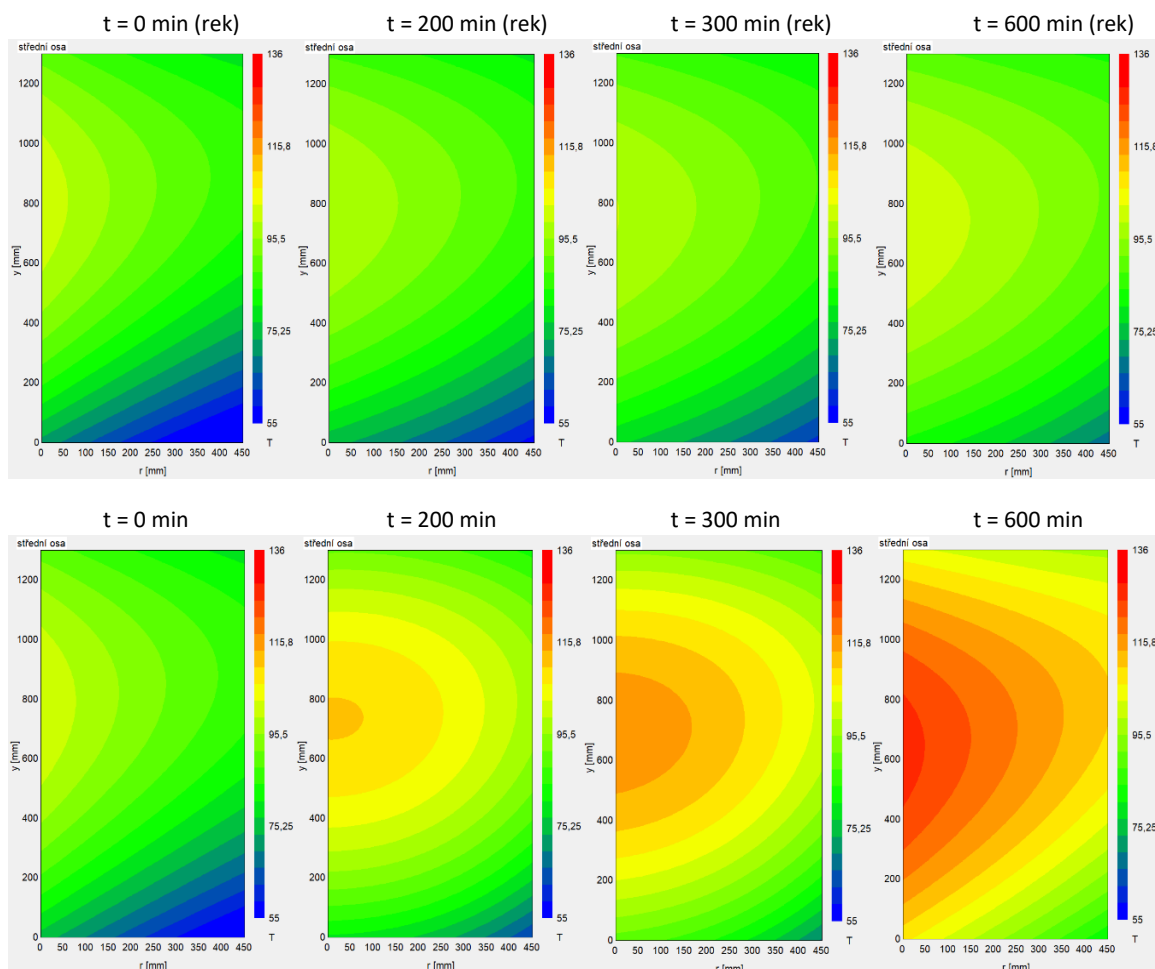
Řešením tohoto problému se zdá být samozřejmě zvýšení výkonu kompresoru, a tím i zvýšení kondenzační teploty. Problémem je, že zvýšení výkonu kompresoru při využití rekuperace má mnohem větší vliv na zvýšení teploty za kompresorem než na zvýšení teploty kondenzace. Z obr. 71

je vidět, že například zvýšení výkonu kompresoru, frekvenční měnič ze 40 na 55 %, sice zvýšilo kondenzační teplotu o cca 5 °C, ale také zvýšilo teplotu za kompresorem o cca 12 °C. Přibližování se teplotnímu limitu je tedy se zvyšováním výkonu kompresoru rychlejší, než je nárůst kondenzační teploty. Proto je při využití rekuperace nemožné dosáhnout tak vysoké kondenzační teploty, aby bylo možné ohřát alespoň část zásobníku na požadovaných 120 °C. Vývoj rozložení teplotního pole v akumulátoru v čase je na následujícím obrázku.



obr. 72: rozložení teplot v tepelném zásobníku při nabíjení – tepelné čerpadlo s rekuperací 3. až 4. dubna 2023

Z obr. 72 je vidět, že z počátku nabíjení opravdu dochází k poklesu teplot uvnitř téměř celého zásobníku. S přibývajícím časem dochází postupně k prohřívání zásobníku, kdy nejintenzivněji roste teplota ve spodní části, jádro zásobníku je po dobu měření naopak dlouho téměř neměnné, ale ke konci měření dochází i uprostřed zásobníku k růstu teploty a postupnému zvětšování oblasti nejvyšších teplot uvnitř zásobníku. Rozložení teplot v horní části zásobníku je přibližně až do času  $t = 200$  minut stále stejné. S přibývajícím časem však rostou teploty pozvolna i v horních vrstvách. Dá se ale říci, že oproti rozložení teplot uvnitř zásobníku při provozu tepelného čerpadla bez rekuperace, dochází uvnitř zásobníku spíše k pozvolnému vyrovnávání teplot místo intenzivního prohřívání kamenného prachu. Porovnání vývoje rozložení teplot v čase mezi provozem tepelného čerpadla s rekuperátorem a bez rekuperátoru je na následujícím obrázku.



obr. 73: rozložení teplot v tepelném zásobníku při nabíjení – tepelné čerpadlo s rekuperací 3. až 4. dubna 2023 x tepelné čerpadlo bez rekuperace 1. až 2. dubna 2023

Z uvedeného obrázku je patrné, že zatímco při provozu bez rekuperace je nabíjení zásobníku intenzivní a teplotní gradient se rychle zvyšuje, tak u provozu s rekuperací se teploty v zásobníku spíše vyrovnávají a teplotní gradient oproti počátečnímu stavu spíše klesá, což je znakem spíše tepelného zásobníku v poslední fázi nabíjení před stavem konečného nabití. Již po 200 minutách provozu je značný rozdíl v rozložení teplot, kdy jádro zásobníku při provozu s rekuperací vychladlo oproti počátečnímu stavu. U provozu bez rekuperace je v jádru zásobníku vidět naopak nejvyšší nárůst teploty. Zajímavé je, že oproti očekávání nedochází vlivem přítomnosti přehřátí na vstupu do akumulátoru při provozu s rekuperací k posunu oblastí s maximálními teplotami v zásobníku směrem ke spodní podstavě v porovnání s provozem bez rekuperace. Na zhoršení nabíjení zásobníku má tedy vliv především nízká teplota kondenzace a zhoršení přestupu tepla v horní části zásobníku díky přítomnosti přehřátí nemá takový efekt, jak se očekávalo.

### 2.3.5 Vyhodnocení nabíjení systému

Co se týče celkového zhodnocení nabíjení systému, tedy provozu okruhu tepelného čerpadla, tak se dá říci, že se povedlo splnit hlavní dva základní cíle. Zaprvé se povedlo okruh tepelného čerpadla vůbec zprovoznit a poté opakovaně provozovat. Zadruhé bylo dosaženo teploty par chladiva vysoko nad hranicí 100 °C a můžeme tedy říci, že se podařilo úspěšně zprovoznit vysokoteplotní tepelné čerpadlo. V rámci okruhu tepelného čerpadla také šlo o otestování tepelného čerpadla využívající jako pracovní látku chladivo R1233zd(E), které patří mezi nová moderní chladiva. I zde můžeme říci, že ověření vhodnosti chladiva bylo úspěšné a chladivo se ukázalo být použitelné i pro aplikace

vysokoteplotních tepelných čerpadel. Stejně tak můžeme potvrdit vhodnost použitého oleje POEC – 220 pro vysokoteplotní aplikace.

Po shrnutí naplnění obecných cílů experimentálního zařízení lze již přejít na konkrétní výsledky z provozu zařízení a jejich vyhodnocení. Na okruhu tepelného čerpadla bylo provedeno několik měření s různými vstupními parametry, například s různou teplotou zdroje tepla nebo rozdílným nastavením frekvenčního měniče. Na základě těchto měření bylo následně možné stanovit určitá doporučení pro provoz zařízení. Mezi ně patří například doporučení, že při nastavení frekvenčního měniče na 100 % by teplota zdroje tepla neměla být vyšší než 60 °C, jinak hrozí, že teplota na výtlačku kompresoru překročí limitní hodnotu 140 °C a dojde k odstavení zařízení. Dále také není doporučeno provozovat zařízení s frekvenčním měničem nastaveným na hodnotu menší než 60 %, jelikož pod touto hodnotou dochází k nadměrným vibracím zařízení a hrozí jeho poškození.

Na základě provedených měření také bylo možné stanovit okrajové podmínky zařízení, viz tabulka 11, které dále posloužily jako podklad pro validaci vytvořeného termodynamického modelu. Provoz tepelného čerpadla bez využití rekuperace byl v této práci demonstrován na záznamu z měření, které proběhlo 1. až 2. dubna 2023. Dále bylo vyhodnoceno samovybíjení tepelného akumulátoru pomocí měřených dat z 2. a 3. dubna a poté byla pro ukázkou provozu tepelného čerpadla s využitím rekuperace tepla využita data z měření ze 3. a 4. dubna 2023.

Při měření tepelného čerpadla bez rekuperace bylo zařízení úspěšně provozováno přibližně 1 700 minut s teplotou zdroje tepla 60 °C, teplotou přehřátí za výparníkem 9 °C a nastaveným frekvenčním měničem na 100 %. Definovaným cílem při provozu tepelného čerpadla, tedy při nabíjení experimentálního zařízení, bylo nabití akumulátoru, tedy dosažení teploty akumulátoru alespoň 120 °C. Po uplynutí uvedeného času se na první pohled zdálo, že cíle dosaženo nebylo, jelikož teplota akumulátoru zaznamenávaná pomocí řídicího systému byla těsně pod hodnotou 110 °C. Po podrobnějším prozkoumání teplot kamenného prachu pomocí dalších teplotních snímačů umístěných na různých místech v zásobníku bylo nicméně zjištěno, že požadované teploty 120 °C bylo dosaženo přibližně ve více jak 55 % objemu zásobníku a nejvyšší dosažená teplota byla dokonce přes 135 °C, viz obr. 57. Tohoto stavu zásobníku bylo dosaženo ke konci měření, kdy většina teplot v zásobníku vykazovala již ustálený průběh. Proto byl tento stav vyhodnocen jako stav maximálně dosažitelného nabití tepelného akumulátoru. Na jednu stranu tedy bylo v zásobníku dosaženo mnohem vyšších teplot, než bylo požadováno a očekáváno, na druhou stranu se podstatná část objemu zásobníku vyskytovala pod požadovanou teplotou.

Nemožnost dosáhnout požadované teploty v části zásobníku, konkrétně ve vnějších vrstvách kamenného prachu, viz obr. 57, je způsobeno vysokými tepelnými ztrátami akumulátoru, zvoleným materiálem a jeho vlastnostmi a také umístěním integrovaných tepelných výměníků uvnitř zásobníku. Vzniklé tepelné ztráty jsou přímým důsledkem špatné nebo minimálně nedostatečné izolace zásobníku, kdy například spodní podstava není zaizolována vůbec. Co se týče tepelných ztrát obecně, tak ty hrají v celém systému tepelného čerpadla významnou roli a v jejich důsledku například dochází mimo jiné také ke kondenzaci chladiva v potrubí mezi kompresorem a akumulátorem. Zamezení této kondenzace je například možné kombinací zaizolování kompresoru, přidáním vrstvy izolace na potrubí mezi kompresor a akumulátor a zvýšení hodnoty přehřátí za výparníkem, aby se zvýšila hodnota přehřátí za kompresorem.

Ze změřených dat také byly vyhodnoceny energetické parametry zařízení, především průběh hodnoty COP během provozu zařízení, viz obr. 55, přičemž okamžitá hodnota COP byla přibližně 75 % času provozu zařízení pod hodnotou 1 a celková hodnota COP na základě energetické bilance pro dané měření byla 0,92. Hodnoty parametru COP pod 1 ukazují na neefektivní provoz tepelného



čerpadla. Tato neefektivita je způsobena jednak špatnými tepelnými vlastnostmi kamenného prachu, které zhoršují přestup tepla z chladiva do akumulátoru, jednak nízkou účinností sestavy kompresoru, na níž má největší podíl nízká účinnost samotného kompresoru, jehož návrhové podmínky neodpovídají podmínkám dosahovaných v zařízení (kompresor byl pouze opatřen dodatečným chlazením, aby zvládl pracovat s teplotami nad 100 °C).

Provoz tepelného čerpadla bez rekuperace tedy dosáhl dílčích úspěchů v podobě dosažení vysoké kondenzační teploty a vysoké teploty za kompresorem, která podle měření dosahovala téměř 140 °C a podle výpočtů termodynamického modelu lokálně nejspíš i přes 140 °C. Bohužel hlavním nedostatkem provozu byly nízké energetické parametry, především parametr COP menší než 1. Zlepšení provozních parametrů systému není bohužel jednoduché, protože vyžaduje značné zásahy do systému tepelného čerpadla, v krajním případě například až výměnu kompresoru.

Data z měření samovolného vybíjení zásobníku ukázala, že akumulátor není v podstatě schopen plnit svou hlavní funkci, tedy uchovávat tepelnou energii. V důsledku vysokých tepelných ztrát totiž dochází k relativně rychlému samovybíjení zásobníku, kdy z uvedených dat vyplývá, že zásobníku trvalo kratší dobu dostat se po vypnutí tepelného čerpadla do stejného stavu, ve kterém byl před začátkem nabíjení, než byla doba trvání samotného nabíjení, viz obr. 59. Řešením tohoto zásadního nedostatku tepelného úložiště by mohlo být nové kvalitní provedení izolace akumulátoru.

Posledním uvedeným měřením bylo měření tepelného čerpadla s rekuperací. Využití rekuperace mělo především zlepšit provozní parametry tepelného čerpadla. Bohužel vůbec uvedení tepelného čerpadla s rekuperací do provozu se ukázalo jako značný problém, jelikož byly naplněny predikce modelu a při provozu kompresoru na vyšší výkony docházelo k překračování teplotního limitu za kompresorem a tím k odstavování zařízení. Prvním úkolem tedy bylo najít přiměřené nastavení frekvenčního měniče tak, aby teplota za kompresorem nebyla vyšší než 140 °C, přičemž nakonec byla zvolena hodnota 40 %. Zařízení tedy bylo provozováno s teplotou zdroje 60 °C, hodnotou přehřátí za výparníkem 9 °C a s frekvenčním měničem na 40 % po dobu přibližně 10 hodin.

Při vyhodnocení provozu tepelného čerpadla s rekuperací a uvedenými vstupními parametry se na první pohled zdálo, že využití rekuperace přineslo řadu výhod. V první řadě za kompresorem byla měřena kladná hodnota přehřátí a nedocházelo tedy ke kondenzaci chladiva v potrubí mezi kompresorem a akumulátorem. S tím dále souvisí i relativně vysoká teplota za kompresorem, konkrétně až 121 °C, při sníženém výkonu kompresoru, a tím i kompresního poměru.

Hlavním přínosem rekuperace bylo zlepšení provozních parametrů tepelného čerpadla a neklesnutí okamžité hodnoty COP pod hodnotu 1,3, viz obr. 70. Problém nastal při vyhodnocení průběhu teplot v zásobníku, kdy se ukázalo, že vlivem nízké kondenzační teploty způsobené nízkým tlakovým poměrem, docházelo tepelným čerpadlem zpočátku dokonce k vybíjení některých částí zásobníku, viz obr. 71. Na konci měření sice nakonec byly všechny teploty v zásobníku vyšší než na začátku měření, řada z nich však vzrostla téměř o zanedbatelnou hodnotu. Tepelné čerpadlo tedy nebylo schopno plnit svou základní funkci, která spočívá v nabíjení tepelného zásobníku.

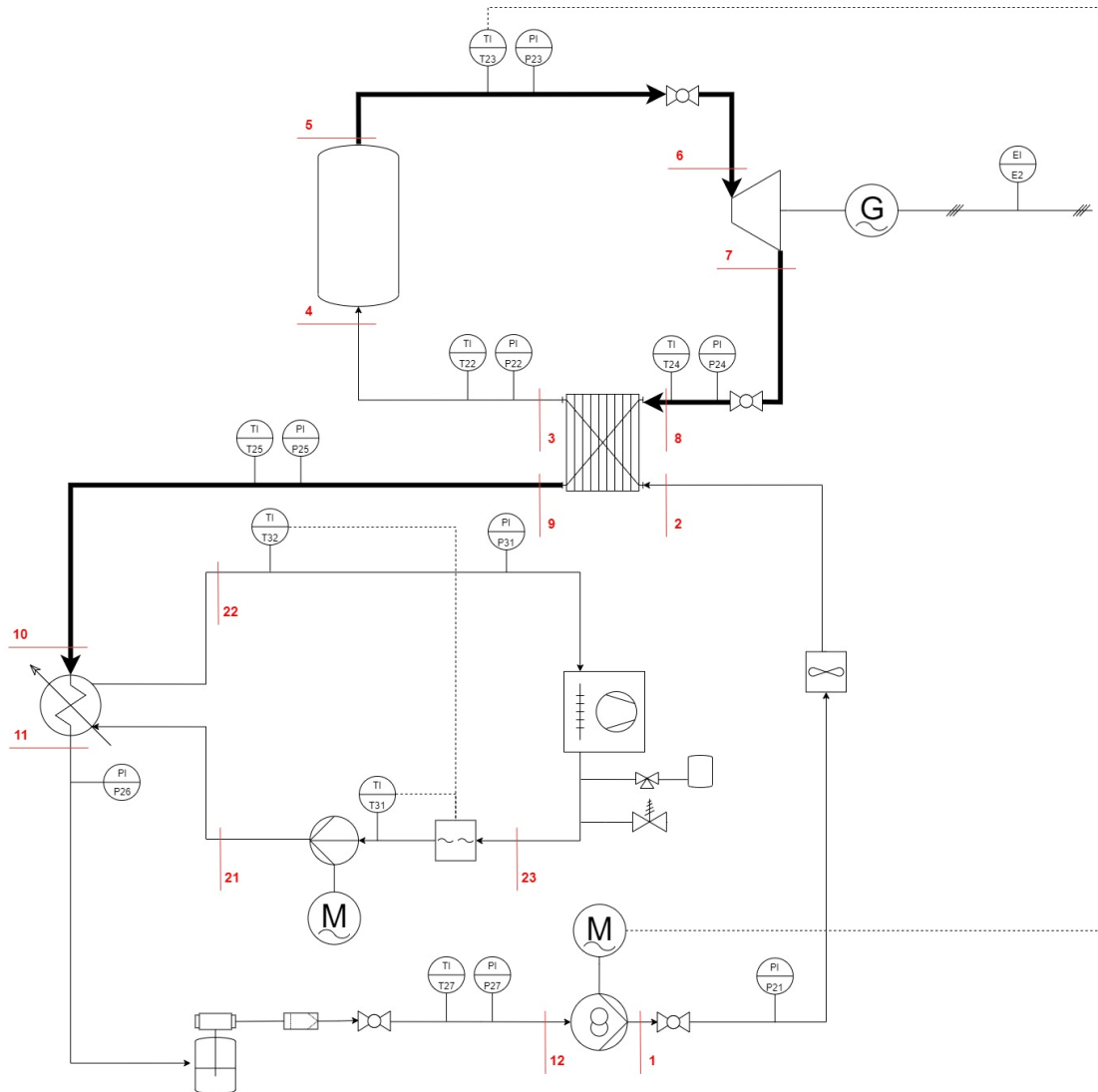
Provoz tepelného čerpadla s rekuperací dále upozornil na problém s provozem frekvenčního měniče na hodnotách menších než 60 %. Pod touto hodnotou není dlouhodobý provoz zařízení v důsledku vzniku silných vibrací bezpečný. Hodnota frekvenčního měniče byla tedy z bezpečnostních důvodů během probíhajícího měření po určité době nastavena na 60 %, což bohužel způsobilo nárůst teploty za kompresorem nad limitní hodnotu a došlo k odstavení zařízení. Aby při tomto nastavení nedošlo k odstavení zařízení, bylo by možné snížit teplotu zdroje tepla. Pokud dojde ale ke snížení zdroje tepla, tak se zákonitě sníží při požadovaném přehřátí za výparníkem i teplota vypařování, respektive tlak vypařování. Nižší tlak vypařování spolu

s definovaným tlakovým poměrem způsobí snížení tlaku za kompresorem, a tím i nižší teplotu kondenzace. Tímto dochází k zacyklení daného problému, který v konečném důsledku nemá řešení. Možností by samozřejmě bylo odstranění/ zvýšení nastavené limitní teploty za kompresorem, což bylo ale z bezpečnostních důvodů zavrženo.

Výsledkem provozu tepelného čerpadla s rekuperací je tedy ten, že ačkoliv využití rekuperace výrazně zlepšuje provozní parametry tepelného čerpadla, tak bohužel buď neumožňuje tepelné čerpadlo vůbec uvést do provozu, nebo neumožní tepelnému čerpadlu plnit funkci nabíjení zásobníku. Z toho důvodu bylo vyhodnoceno, že není žádoucí využívat rekuperaci v okruhu tepelného čerpadla, a proto ani naměřená data nebyla vyhodnocena v takovém rozsahu (detailní vyhodnocení parametrů kompresoru, validace a porovnání s modelem, ...) jako v případě dat z provozu tepelného čerpadla bez rekuperace.

## 2.4 Fáze vybíjení systému – okruh organického Rankinova cyklu (ORC)

Vybíjení systému, jak již bylo řečeno, probíhá skrze okruh organického Rankinova cyklu, který stejně jako okruh tepelného čerpadla využívá chladivo R1233zd(E) jako pracovní látku, vlastnosti chladiva viz tabulka 8. Schéma ORC s vyznačením bodů termodynamického modelu je na následujícím obrázku.



obr. 74: schéma okruhu ORC s vyznačenými body termodynamického modelu (popis jednotlivých komponent viz obr. 37 a tabulka 9)

Bod 1 se nachází za čerpadlem, kdy pro okruh ORC byla zvolena varianta zubového čerpadla poháněného elektromotorem. Elektromotor čerpadla je řízen pomocí frekvenčního měniče tak, aby na výstupu ze zásobníku s kamenným prachem byla požadovaná hodnota přehřátí. Z bodu 1 pokračuje vysokotlaké kapalné chladivo přes průtokoměr do bodu 2 před rekuperátor, který má podobu deskového výměníku a slouží k předešlému kapalného chladiva (body 2 a 3) před vstupem do akumulátoru, bod 4, pomocí par chladiva za expandérem (body 8 a 9). Průchodem skrze zásobník do bodu 5 dochází k odpaření a mírnému přehřátí chladiva, přičemž okruh ORC využívá integrovaný tepelný výměník v podobě měděného hada, viz obr. 35. Páry chladiva poté proudí do bodu 6 před lamelový expandér, který byl speciálně navržen pro tuto aplikaci.

V expandéru vysokotlaká pára expanduje do bodu 7 a expandér je pomocí magnetické spojky spojen s generátorem, který produkuje elektrickou energii. Sestava lamelového expandéru, magnetické spojky a generátoru je vidět na obr. 36. Nízkotlaké páry chladiva dále proudí přes bod 8 do rekuperátoru, ve kterém odevzdávají část své tepelné energie. Za rekuperátorem, bod 9, následuje bod 10 před kondenzátorem, kdy díky odvádění tepla pomocí vodní smyčky sahary dochází ke kondenzaci par chladiva.

Vodní okruh sahary je jednoduchá vodní smyčka obsahující oběhové čerpadlo, které zajišťuje průtok vody skrze kondenzátor (bod 21 před kondenzátorem a bod 22 za kondenzátorem), ve kterém je protékající voda ohřívána díky kondenzujícímu chladivu. Ohřátá voda je poté vedena do sahary (bod 22 před saharou a bod 23 za saharou), která je tvořena tepelným výměníkem v podobě žebrovaných trubek. Kolem nich je pomocí ventilátoru hnán proud vzduchu, který se průchodem skrz výměník ohřívá, čímž ochlazuje vodu proudící uvnitř trubek. Zvolena byla teplovodní sahara od firmy Sonniger, typ CR1. [104] Okruh sahary ještě obsahuje kalorimetr, který měří tepelný výkon přenášený v kondenzátoru.

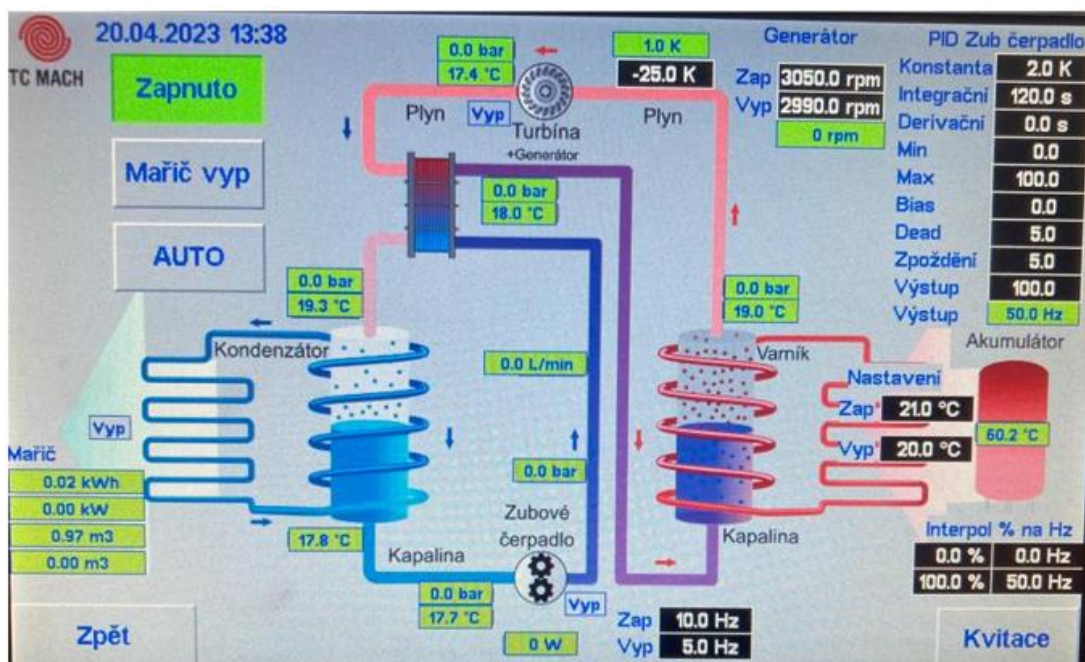
Když se vrátíme zpět do okruhu chladiva, tak v bodě 11 za kondenzátorem máme již zkapalněné nízkotlaké chladivo. To stéká dále do sběrače chladiva, z nějž je přes filtrdehydrátor kapalné chladivo nasáváno pomocí zubového čerpadla do bodu 12, který se nachází na sání čerpadla, a tím se okruh chladiva uzavírá.

#### 2.4.1 Řízení okruhu a sběr dat

Stejně jako okruh tepelného čerpadla, tak i okruh ORC je osazen několika snímači teploty a tlaku, jejichž signál je s půlminutovou periodou zaznamenáván pomocí stejného PLC Amit jako v případě tepelného čerpadla. Toto PLC má zároveň na starost i řízení zařízení, včetně okruhu ORC. Ručně je možné nastavit buď požadovaný výkon zubového čerpadla, nebo požadovanou hodnotu přehřátí za akumulátorem, na jejímž základě poté PID regulátor řídí výkon zubového čerpadla.

Pro práci s okruhem ORC, obdobně jako v případě tepelného čerpadla, bylo realizováno jednoduché GUI, viz obrázek níže, které umožňuje jednak sledovat kontrolní a systémové veličiny jako teplotní a tlakové úrovně, průtok chladiva, aktuální výkon zubového čerpadla, aktuální hodnotu přehřátí za akumulátorem a teplo přenesené v kondenzátoru, jednak řídit ORC zadáváním již zmíněného přehřátí za akumulátorem nebo výkonu čerpadla.

Ovládání zařízení, jak již bylo zmíněno v 2.3.1.1, je možné buď fyzicky z terminálu umístěném na rámu zařízení, nebo pomocí bezdrátového připojení k terminálu z počítače v laboratoři UCEEB. Tento vzdálený přístup je umožněn skrze aplikaci ViewDet, která zprostředkovává komunikaci s terminálem a umožňuje přístup k naměřeným hodnotám a jejich stažení pro následné vyhodnocení měření.



obr. 75: GUI pro provoz zařízení – okruh ORC

Pro vyhodnocení průběhu a rozložení teplot v zásobníku jsou využívány teplotní snímače umístěné v zásobníku, které byly zmíněny již v 2.3.1 a jejichž umístění v zásobníku je na obr. 44. Záznam dat z těchto snímačů probíhá již zmíněným způsobem, tedy pomocí software LabView nainstalovaného na externím počítači, a pomocí modulů, které slouží pro příjem signálů z teplotních čidel.

#### 2.4.2 Zprovoznění okruhu ORC

Okruh ORC byl stejně jako okruh tepelného čerpadla sestaven firmou TČ Mach a po dokončení montáže okruhu ORC bylo celé experimentální zařízení převezeno do laboratoří UCEEB, kde mělo dojít ke zprovoznění okruhu ORC. Po převozu zařízení bylo provedeno několik pokusů o zprovoznění ORC části, ale vyskytlo se několik problémů (zadření čerpadla, nedosažení kondenzačního tlaku, nulový průtok za čerpadlem, ...), které vedly k tomu, že se doposud, v rámci diplomové práce, nepodařilo okruh ORC zprovoznit. Po podrobném prozkoumání celé ORC části se dospělo k závěru, že hlavní příčinou neúspěchu při zprovoznění okruhu může být buď to, že zásobník s kamenným prachem není schopen kvůli špatným tepelným vlastnostem kamenného prachu poskytovat dostatečný tepelný výkon, nebo že ORC část má závažnou technickou nebo konstrukční vadu, díky níž ji není možno zprovoznit.

Aby bylo možné určit, o kterou z uvedených příčin se skutečně jedná, bylo rozhodnuto, že je potřeba provést oddělení okruhu ORC a tepelného akumulátoru pomocí vloženého vodního okruhu. Díky tomuto vloženému okruhu bude možné zvláště testovat velikost tepelného výkonu odebíraného z kamenného prachu a zvláště se pokusit zprovoznit ORC okruh při zaručení dostatečného tepelného výkonu díky elektrokotli umístěném ve vloženém vodním okruhu. Byl tedy proveden návrh a sestavení vloženého okruhu, který zajistil požadované oddělení ORC části a tepelného zásobníku, schéma tohoto vodního okruhu je na obr. 77 a tabulka 16 uvádí seznam použitých komponent.

Z obr. 77 je patrné, že navržený vodní okruh se skládá v principu ze dvou částí. První část slouží pro testování velikosti tepelného výkonu, který je možné odebírat z kamenného prachu. Pro toto řízení vybíjení akumulátoru byl využit již existující vodní okruh sahary, kdy stačilo pouze přidat T-kus na vstupu a výstupu vody z kondenzátoru. Pomocí kulových kohoutů je poté možné použít vodní okruh sahary pro vybíjení zásobníku s kamenným prachem nebo pro chlazení kondenzujícího chladiva

v ORC části. Druhou částí je vodní okruh elektrokotle, viz obr. 76, který slouží jako zdroj tepla pro vypařování chladiva v ORC okruhu. K vypařování chladiva tedy dochází v deskovém výměníku místo v integrovaném výměníku v akumulátoru. Tento deskový výměník byl navržen pomocí softwaru výrobce tepelných výměníků Alfa Laval. Zároveň je možné propojit okruh elektrokotle s tepelným zásobníkem tak, že zásobník a elektrokotel jsou zapojeny v sérii a voda se nejdříve ohřeje průchodem skrze úložiště s kamenným prachem, a poté projde skrze elektrokotel, který případně dohřeje vodu na požadovanou teplotu.

Pro naši potřebu byl zvolen elektrokotel v podobě 15kW průtokového ohříváče vody od firmy HAKL [105], který musel být následně upraven, aby byl schopen poskytovat vodu o teplotě vyšší než 100 °C. Vložený vodní okruh bylo dále nutné osadit měřicí technikou, aby bylo možné sledovat probíhající děje, případně bilancovat energetické toky v okruhu. Konkrétně šlo o měření teploty před úložištěm, za úložištěm a za elektrokotlem, kdy všechny zmíněné teploty byly zaznamenávány pomocí již vytvořeného programu v softwaru LabView, viz kapitola 2.3.1.1. (voda za zás., voda před zás., voda za kotlem na obr. 46). Dále byl do okruhu s elektrokotlem umístěn kalorimetr, který slouží pro měření tepelného výkonu výparníku ORC okruhu. Pro měření tepelného výkonu při vybíjení tepelného zásobníky je využit kalorimetr umístěný v okruhu sahary.



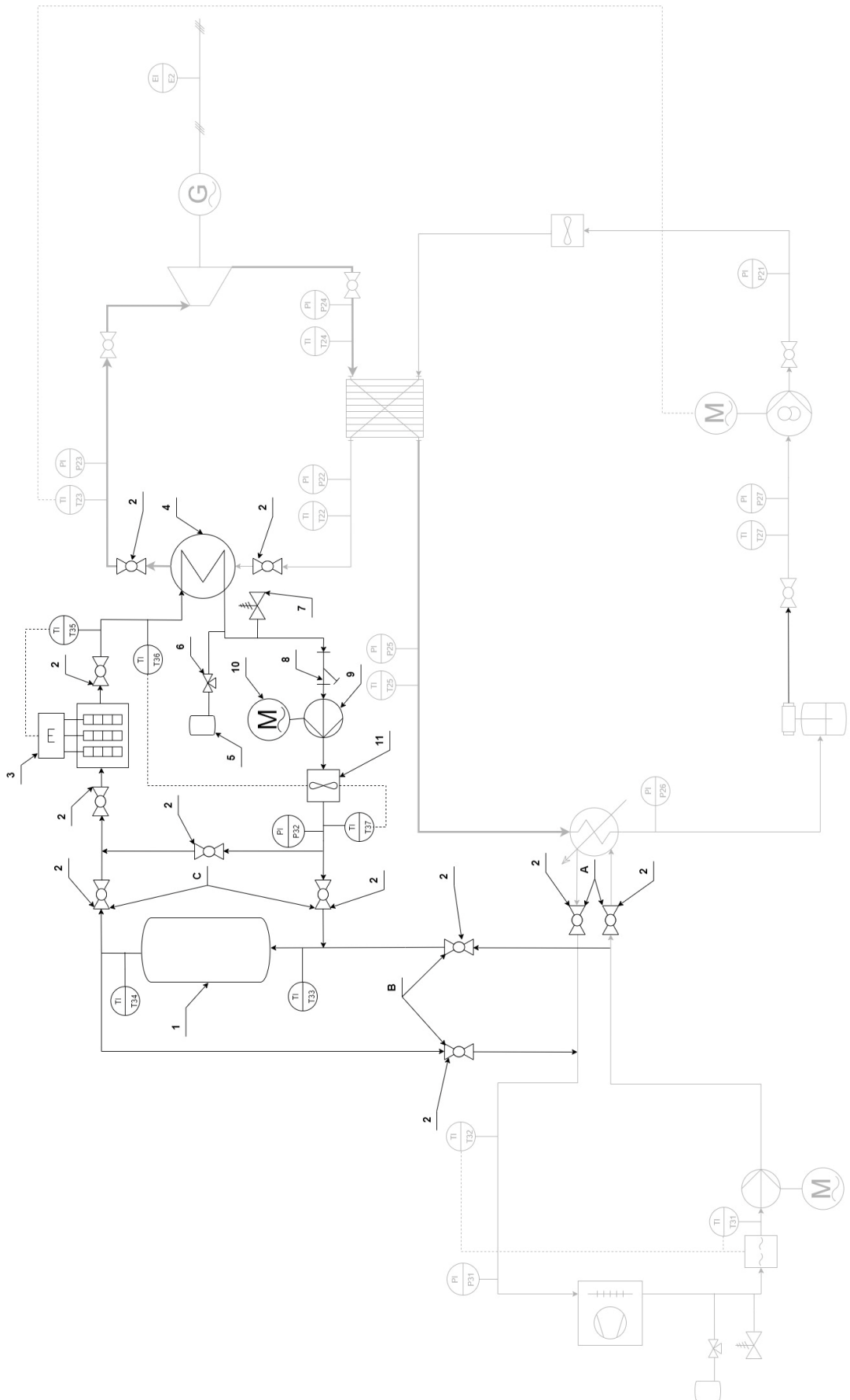
obr. 76: sestavený vodní okruh elektrokotle

tabulka 16: seznam komponent vloženého vodního okruhu

SEZNAM KOMPONENT	
POZ.	Název
1	NÁDOBA S KAMENNÝM PRACHEM
2	KULOVÝ KOHOUT
3	ELEKTROKOTEL
4	DESKOVÝ VÝMĚNÍK (VÝPARNÍK ORC)
5	EXPANZNÍ NÁDOBA
6	NAPOUŠTĚCÍ VENTIL
7	POJISTNÝ VENTIL
8	FILTR
9	OBĚHOVÉ ČERPADLO
10	MOTOR
11	KALORIMETR

Kromě návržení a sestavení okruhu elektrokotle, který by měl odstranit případné problémy s nedostatečným tepelným výkonem tepelného akumulátoru, byly v rámci snahy o zprovoznění ORC okruhu provedeny konstrukční úpravy na samotném ORC okruhu. Jedná se o odstranění filtrdehydrátoru na sání čerpadla a umístění sběrače do vyšší polohy, aby se zvýšila nátoková výška na sání čerpadla.

K těmto konstrukčním úpravám bylo přistoupeno na základě toho, že při pokusech o zprovoznění ORC byl za čerpadlem měřen minimální, často až nulový průtok. Při rozboru problému se dospělo k závěru, že s velkou pravděpodobností vlivem tlakových ztrát ve filtrdehydrátoru a malé nátokové výšce dochází na sání čerpadla k odpařování chladiva, tedy k hydrodynamické kavitaci. Na sání čerpadla se tedy poté nachází mokrá, v nejhorším případě sytá pára, kvůli čemuž čerpadlo zcela ztrácí svou dopravní výšku.



obr. 77: schéma vloženého vodního okruhu spolu s okruhem ORC (filtrdehydrátor odstraněn)

### 2.4.2.1 Měření 20. dubna 2023 – vybíjení tepelného zásobníku vloženým vodním okruhem

Cílem měření, které proběhlo 20. dubna 2023, bylo zjistit, jak veliký tepelný výkon je možné odebírat ze zásobníku s kamenným prachem. Zásobník byl tedy před samotným měřením nabit pomocí tepelného čerpadla. Vybíjení zásobníku poté probíhalo přes vložený vodní okruh, který pro vybíjení tepelného akumulátoru využívá okruh teplovodní sahary. Při vybíjení zásobníku je konfigurace kulových kohoutů (KK) taková, že KK A, viz obr. 77, jsou uzavřeny, aby byl oddělen kondenzátor ORC okruhu od okruhu sahary, KK B jsou naopak otevřeny, aby došlo k propojení okruhu sahary s akumulátorem a KK C jsou také zavřeny, aby při vybíjení neprocházela voda místo akumulátorem okruhem elektrokotle.

Voda je tedy při vybíjení zásobníku hnána pomocí oběhového čerpadla v okruhu sahary srze akumulátor, kterým prochází od spodu směrem vzhůru. Za akumulátorem se ohřátý proud vody vrací zpět do okruhu sahary, konkrétně je zaveden na výstup z kondenzátoru ORC okruhu. Ohřátá voda poté protéká přes teplovodní saharu, kde je ochlazována proudem vzduchu, a přes oběhové čerpadlo se vrací zpět do akumulátoru.

Měření hodnoty odebíraného tepelného výkonu z akumulátoru neprobíhalo přímo, nýbrž skrze měření průtoku vody pomocí kalorimetru v okruhu sahary a měření teploty vody před a za akumulátorem. Hodnoty z kalorimetru nejsou, oproti hodnotám z teplotních snímačů umístěných před a za akumulátorem, odečítány pomocí vytvořeného programu v softwaru LabView, a je tedy nutné provádět ruční odečet hodnot průtoku s minutovou periodou (odpovídá periodě odečítání hodnot v programu LabView). Hodnota výkonu v jednotlivých časových okamžicích byla poté vypočtena dle následující rovnice.

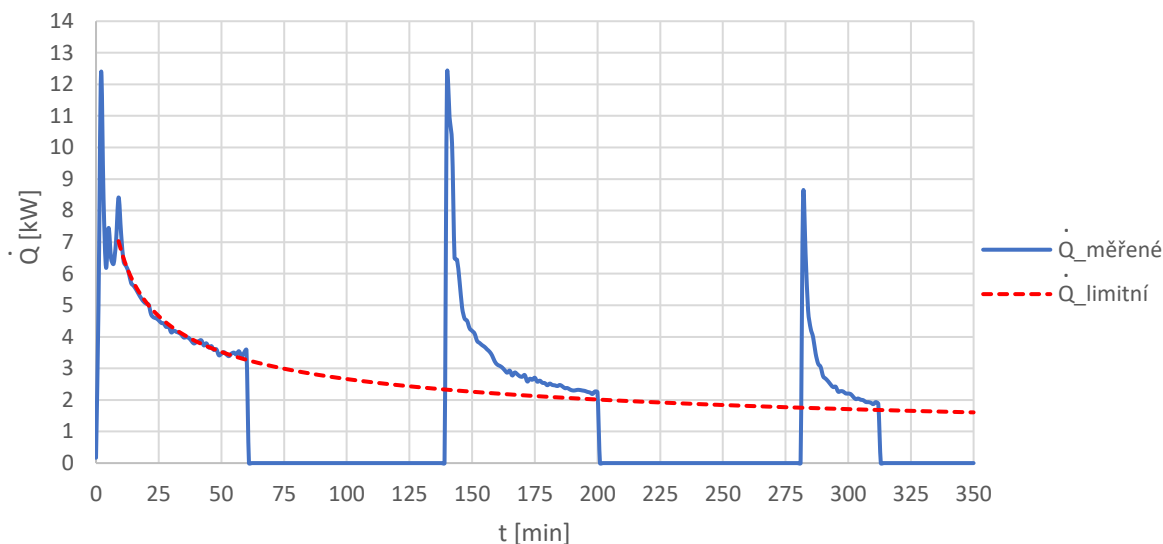
$$\dot{Q}_{out}(t) = \frac{\dot{V}(t)}{3600} \cdot \rho(t) \cdot c_p(t) \cdot (T_{za\ zá.}(t) - T_{před\ zá.}(t)) \quad [\text{W}] \quad (46)$$

V rovnici (46)

$\dot{V}(t)$	je objemový průtok vody měřený kalorimetrem	$[\text{m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}]$
$\rho(t)$	je hustota vody v čase t (určena z tlaku a teploty v okruhu)	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
$c_p(t)$	je tepelná kapacita vody za konstantního tlaku v čase t (určena z tlaku a teploty v okruhu)	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
$T_{za\ zá.}(t)$	je teplota vody za zásobníkem v čase t	[K]
$T_{před\ zá.}(t)$	je teplota vody před zásobníkem v čase t	[K]

Na následujícím obrázku je znázorněn časový průběh hodnot odebíraného tepelného výkonu ze zásobníku s kamenným prachem.





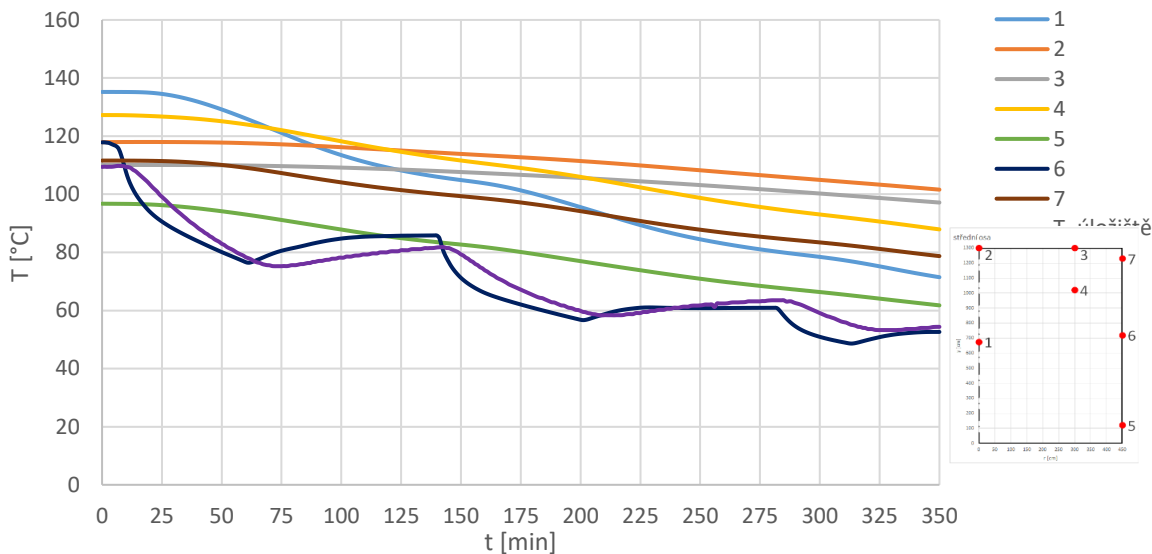
obr. 78: průběh tepelného výkonu odebíraného z kamenného prachu – vybíjení akumulátoru 20. dubna 2023

Z obr. 78 je vidět, že měření bylo rozděleno na tři úseky. K tomuto rozdělení bylo přistoupeno z důvodu, který je nejlépe patrný z následujícího průběhu teplot uvnitř akumulátoru, viz obr. 79. Uvnitř zásobníku totiž dochází k tomu, že při vybíjení kamenného prachu teploty v některých místech reagují relativně rychle a jejich pokles je značný, v jiných místech naopak teploty reagují až se značným zpožděním a jejich pokles je mírnější. Toto je způsobeno tím, že limitujícím faktorem při vybíjení zásobníku je rychlost vedení tepla uvnitř kamenného prachu, která na základě měřených dat není příliš vysoká. Proto tedy bylo rozhodnuto, že měření vybíjení zásobníku nebude kontinuální, ale bude rozděleno časovými úseky. Tyto přestávky by měli poskytnout dostatečný čas k tomu, aby i přes tepelný odpor kamenného prachu došlo k transportu tepla z míst více vzdálených od integrovaného tepelného výměníku do míst, která jsou v jeho blízkosti a při vybíjení je z nich teplo odebíráno nejintenzivněji.

První část měření byla zahájena v 10:20 a trvala 60 minut, poté následovala pauza až do dalšího měření ve 12:40, které trvalo také 60 minut. Poslední měření bylo zahájeno 15:02 a trvalo již pouze 30 minut.

Z průběhu tepelného výkonu je vidět, že všechny tři úseky měření mají takřka stejný průběh. Na začátku měření dochází ke skokovému nárůstu výkonu na jeho maximální hodnotu a poté jeho hodnota exponenciálně klesá. Maxima výkonu na počátku měření, která u prvního a druhého úseku měla hodnotu kolem 12,5 kW, jsou nicméně způsobena přechodovým dějem, který trvá obecně cca 2 až 3 minuty. Tento přechodový děj spočívá v tom, že po zahájení vybíjení je nejdříve ze zásobníku vytlačována voda, která v něm nacházela během nabíjení zásobníku nebo během přestávek při vybíjení. Během těchto úseků tedy nedocházelo k cirkulaci vody ve vodní vybíjecí smyčce, a díky tomu měla voda v zásobníku dostatečný čas, aby se ohřála na vyšší teplotu než při průtoku akumulátorem. Z tohoto důvodu tedy měříme na začátku vybíjení vyšší teplotní rozdíly a tím i vysoké hodnoty výkonu, než je ve skutečnosti kamenný prach schopen poskytnout. Za hodnoty, které skutečně odpovídají tepelnému výkonu, který je odebírán z kamenného prachu lze tedy považovat až hodnoty od 2 nebo 3 minuty měření, tedy ty hodnoty po odeznění zmíněného přechodového jevu. Z obr. 78 je ještě vidět, že přechodový jev u prvního úseku měření trval o něco déle, přibližně 8 minut. Takto dlouhá doba do ustálení vybíjení byla způsobena tím, že v zásobníku bylo při nabíjení dosaženo teplot nad 130 °C, čímž došlo při daném tlaku ve vodním okruhu k odpaření vody v zásobníku. Na začátku vybíjení tak ze zásobníku proudila pára, kterou bylo nutno nejdříve zkondenzovat, čímž se prodloužila doba, než došlo k ustálení vybíjení.

Z průběhu tepelného výkonu lze tedy říci, že při zahájení vybíjení zásobníku, který byl nabit na svou maximální hodnotu, bylo dosaženo v ustáleném režimu vybíjení maximální hodnoty tepelného výkonu 8,4 kW. Během následujících 50 minut došlo k exponenciálnímu poklesu výkonu až na hodnotu přibližně 3,5 kW, tedy méně jak 50 % počáteční hodnoty. V druhém úseku měření se díky časové pauze podařilo na počátku měření dosáhnout vyšší hodnoty výkonu než na konci prvního úseku. Dosažené maximum po odeznění přechodového jevu bylo 6,5 kW. Nicméně již po 14 minutách bylo dosaženo hodnoty výkonu 3,5 kW, tedy minima z předešlého úseku, a na konci druhého úseku byl měřený výkon již jen 2,2 kW. Při třetím úseku měření bylo dosaženo maxima přibližně 5 kW v ustáleném režimu. Po 15 minutách ale bylo opět dosaženo minima z předešlého měření a měřený výkon na konci úseku byl 1,9 kW.

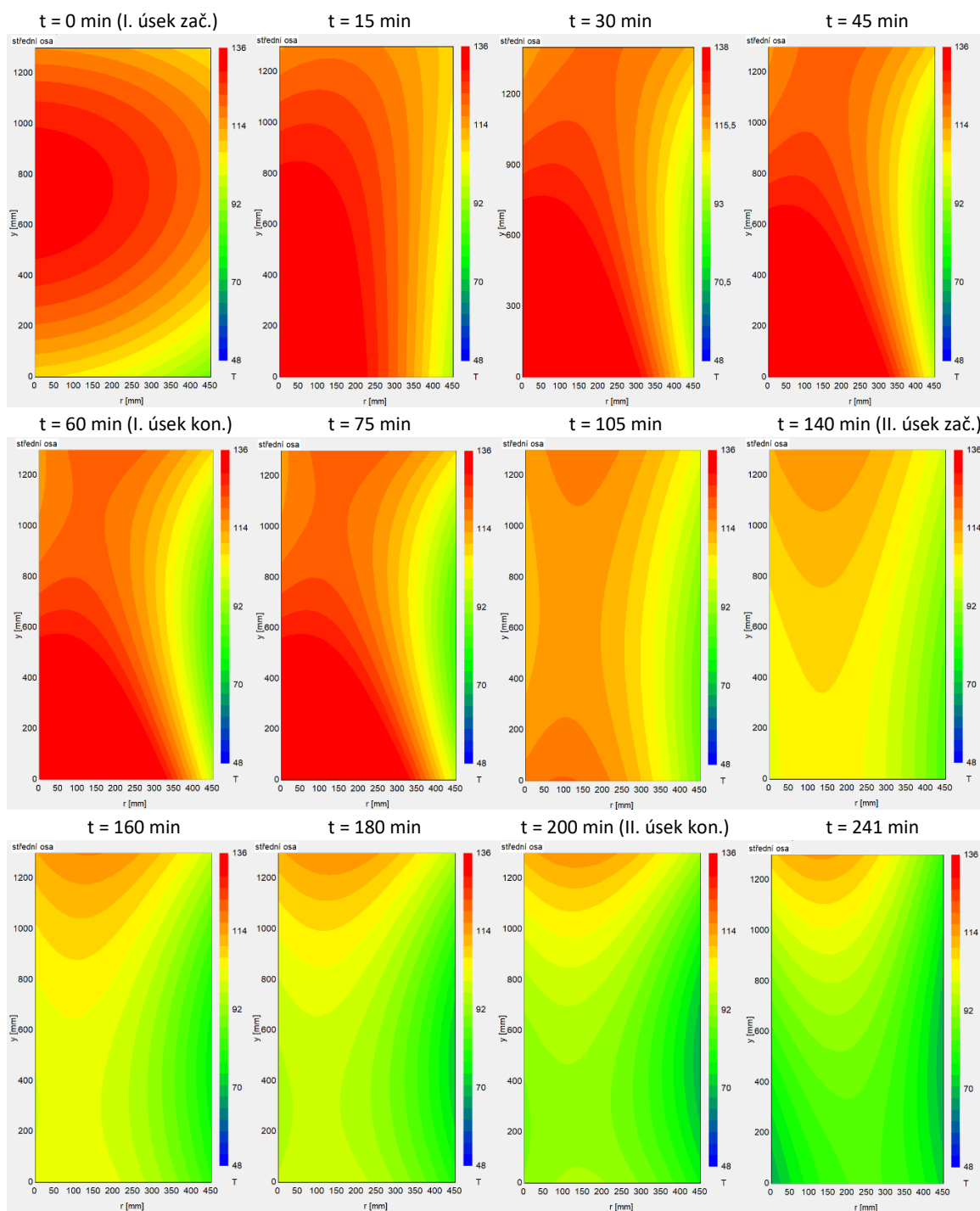


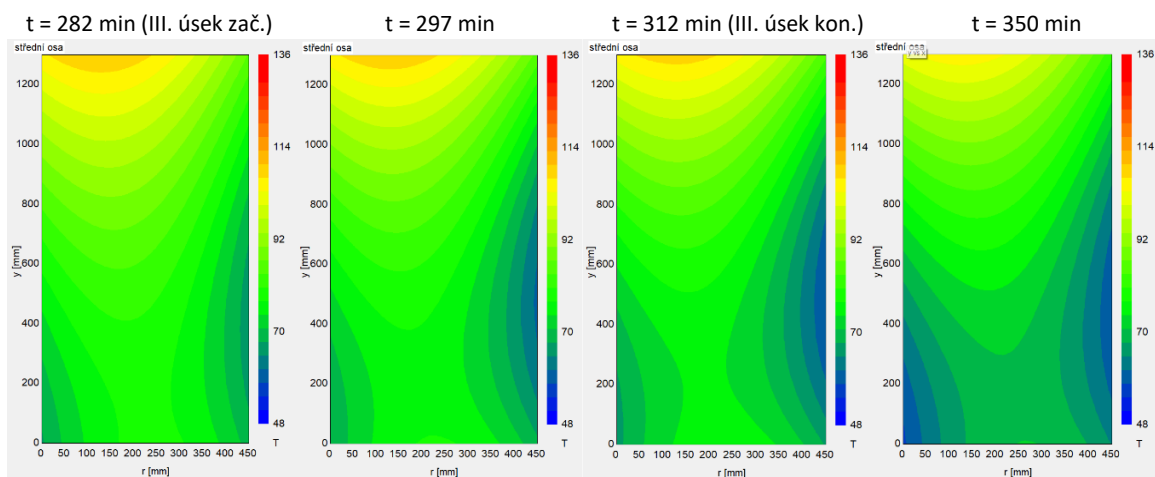
obr. 79: průběh teplot v zásobníku s kamenným prachem – vybíjení akumulátoru 20. dubna 2023

Z průběhu teplot v zásobníku na obr. 79 je vidět, že teplota vlivem vybíjení nejméně klesala v místech 2 a 3, tedy v horní podstavě akumulátoru. Střední pokles teplot byl zaznamenán na snímačích 4, 5 a 7, které klesaly po celou dobu vybíjení kontinuálně a téměř stejnou rychlostí. Největší celkový pokles teploty zaznamenal teplotní snímač 1. Dostí specifický je průběh teploty na snímači 6 a jemu podobný průběh teploty na snímači od firmy TČ Mach. Na průběhu těchto teplot, díky umístění snímačů v blízkosti integrovaného tepelného výměníku pro vybíjení zásobníku, je dobře patrný začátek a konec úseků měření vybíjení zásobníku. To je značný rozdíl od průběhu ostatních teplot, na kterých není téměř poznat, že vybíjení bylo rozděleno na více úseků, vyjma průběhu teploty ze snímače 1, kde je patrné určité zvlnění průběhu, ale vlivem značného časového zpoždění nelze přesně určit začátek ani konec vybíjecích úseků.

Zároveň je z obrázku vidět, že vlivem tepelného odporu uvnitř kamenného prachu je možné intenzivněji vybíjet jen omezené okolí integrovaného tepelného výměníku. V těchto místech tedy během vybíjení je zaznamenáván výrazný a rychlý pokles teplot a po ukončení vybíjení naopak dochází k nárůstu teploty díky postupnému transportu tepla uvnitř kamenného prachu ze vzdálenějších míst od teplosměnné plochy výměníku. Tento efekt je jasně patrný právě na zmíněném průběhu teploty na snímači 6, kdy po zahájení vybíjení dochází s malým zpožděním k rychlému poklesu teploty, který trvá až do ukončení vybíjení. Po ukončení vybíjení nastává téměř okamžitě pozvolný nárůst teploty, který před zahájením druhého úseku měření činil cca 9 °C. Po zahájení druhého úseku vybíjení opět začíná teplota v místě 6 rychle klesat až do ukončení vybíjení, kdy dochází opět k růstu teploty. Tento nárůst je ale již pozvolnější díky většímu celkovému vybití zásobníku a před zahájením posledního úseku vybíjení vzrostla teplota o cca 4 °C. Při třetím úseku

vybíjení je průběh teploty 6 opět podobný, tedy intenzivní pokles při vybíjení a pozvolný nárůst po ukončení vybíjení. Na následujícím obrázku je poté znázorněno rozložení teplotního pole během vybíjení zásobníku vodním okruhem. První úsek vybíjení trval od 0 do 60 minuty, druhý úsek vybíjení proběhl od 140 do 200 minuty a třetí úsek proběhl od 282 do 312 minuty měření.





obr. 80: rozložení teplot uvnitř akumulátoru při vybíjení - vybíjení akumulátoru 20. dubna 2023

Z obr. 80 je vidět, že teplotní pole ve zkoumaném vertikálním řezu je během vybíjení zásobníku značně deformované. Z původního rozložení teplot, kdy nejteplejší oblast zásobníku je v jeho středu a rozložení teplot je přibližně kulově symetrické, se vlivem vybíjení dostává zásobník do stavu, kdy střed zásobníku patří mezi nejchladnější místa. Chladnutí zásobníku tedy probíhá nejrychleji od vnějšího pláště zásobníku a se zpožděním poté i od středu akumulátoru, čímž se vytváří teplejší oblast v zásobníku na poloměru přibližně 250 mm. Dále je chladnutí intenzivnější ve spodní části zásobníku, oproti horní části, jelikož vespod vstupuje studený proud vody do zásobníku, a tedy celé teplotní pole se deformuje směrem vzhůru. Nejteplejším místem zásobníku se tak stává horní podstava akumulátoru, která si po celou dobu vybíjení zachovává teplotu nad 100 °C.

Pokud se na obr. 80 zaměříme na časové intervaly mezi jednotlivými úseky měření, tak je patrné, že po ukončení úseku vybíjení přechází zásobník částečně do režimu samovolného vybíjení, viz obr. 59, při kterém nejrychleji chladne spodní podstava zásobníku. Zároveň se samovolným chladnutím zásobníku probíhá transport tepla v zásobníku do míst v blízkosti integrovaného tepelného výměníku, tedy především k vnějšímu okraji akumulátoru. Zajímavostí oproti samovolnému vybíjení je, že nejnižší teplota není na vnějším spodním okraji zásobníku, nýbrž na vnějším okraji v polovině výšky zásobníku.

Pokud bychom měli provést předběžné zhodnocení vybíjení zásobníku na základě proběhlého měření, tak lze říci, že odebíraný tepelný výkon ze zásobníku není příliš vysoký, nad hodnotou 5 kW se během celého měření vyskytoval přibližně 16 minut. Maximální tepelný výkon, který jsme byli schopni z akumulátoru získat, byl v ustáleném stavu 8,5 kW a během přechodových jevů až 12,5 kW. Měřením se potvrdilo především to, co bylo v práci již několikrát zmíněno, tedy že hlavním problémem kamenného prachu je jeho nízká tepelná vodivost, která neumožňuje vybíjet zásobník v celém objemu stejně. Místo toho dochází na začátku k lokálnímu intenzivnímu vybíjení míst blízko teplosměnné plochy integrovaného tepelného výměníku, což má za následek maximální hodnoty výkonu pouze na počátku vybíjení. Jak chladnou tyto intenzivně vybíjená místa zásobníku, tak dochází k rychlému poklesu odebíraného výkonu a po pár minutách je velikost odebíraného výkonu řízena již jen odporem v podobě vedení tepla ze vzdálenějších vrstev kamenného prachu. V této fázi již dochází k pozvolnému snižování tepelného výkonu zásobníku tím, jak je teplo transportováno k teplosměnné ploše ze stále vzdálenějších vrstev kamenného prachu a tím dochází k celkovému chladnutí (vybíjení) zásobníku. Limitní hodnotou výkonu je při vybíjení dosaženo ve chvíli, když se vyrovná rychlost přestupu tepla z kamenného prachu do vodního okruhu s rychlostí vedení tepla uvnitř kamenného prachu. V tomto stavu již je pokles tepelného výkonu zásobníku velmi mírný a je

dán postupným chladnutím akumulátoru jako celku. Průběh tohoto limitního výkonu je znázorněn na obr. 78, přičemž odpovídá přibližně průběhu kontinuálního vybíjení zásobníku.

Možností, jak krátkodobě zvýšit velikost odebíraného výkonu z akumulátoru je, že se vybíjení na nějakou dobu přeruší a během této doby dojde k “regeneraci” vrstev kamenného prachu v okolí integrovaného tepelného zásobníku, tedy ke zvýšení jejich teploty díky transportu tepla z okolního kamenného prachu. Po obnovení vybíjení je možné dosáhnout vyššího vybíjecího výkonu než před přerušením vybíjení, viz obr. 78. Nicméně akumulátor je schopen poskytovat vyšší hodnoty výkonu jen po dobu, než dojde opět k vybití blízkého okolí integrovaného tepelného výměníku. Poté se hodnoty tepelného výkonu postupně snižují v důsledku toho, že je teplo odebíráno ze stále vzdálenějších vrstev kamenného prachu. Po určité době dojde k vymizení zvýšeného tepelného výkonu zásobníku vlivem zregenerování vrstev kamenného prachu v okolí teplosměnných ploch v zásobníku a hodnota tepelného výkonu klesne opět na limitní hodnotu, viz obr. 78.

Využití regenerace tedy umožní zvýšení tepelného výkonu oproti limitní hodnotě jen na omezenou dobu. Přínos regenerace vrstev se ještě sníží, pokud budeme zvýšení výkonu vztahovat nikoliv k limitní hodnotě, ale k hodnotě tepelného výkonu v okamžiku přerušování vybíjení. Využití přerušovaného vybíjení při vybíjení zásobníku pomocí ORC okruhu by také mohlo mít negativní vliv na ORC část. Časté sjíždění a najíždění expandéru by mohlo způsobovat jeho větší opotřebení a vést až k jeho poškození. Také by vlivem přerušovaného vybíjení nejspíše docházelo ke zvýšení tepelných ztrát z důvodu prohřívání ORC oběhu během přestávek ve vybíjení.

Na základě provedeného měření je již tedy znám tepelný výkon, který je možné odebírat z kamenného prachu, ale aby bylo možné určit, zda je tepelný výkon zásobníku dostatečný pro chod ORC okruhu, či nikoli, je potřeba vyhodnotit velikost tepelného výkonu, který pro své fungování ORC okruh potřebuje. Toto vyhodnocení bylo provedeno pomocí vytvořeného termodynamického modelu zařízení, který kromě modelu okruhu tepelného čerpadla zahrnuje i model okruhu ORC.

### 2.4.3 Termodynamický model ORC

Obdobně jako u termodynamického modelu okruhu tepelného čerpadla, tak i u modelu ORC okruhu je možné model využít dvěma způsoby. První z možností, stejně jako u modelu tepelného čerpadla, je použití termodynamického modelu ORC okruhu k popisu a rozboru chování systému v konkrétním časovém okamžiku. Druhou možností jsou predikce a analýzy časových průběhů jednotlivých parametrů ORC okruhu. Jelikož ale zatím nebyl ORC okruh zprovozněn, tak model není možné použít k porovnání s naměřenými daty, slouží tedy zatím pouze pro orientační simulaci budoucího chování ORC okruhu.

Aby ale matematický model popisoval reálný ORC okruh co nejpřesněji, je zapotřebí, aby vycházel ze vstupních parametrů a okrajových podmínek, které odpovídají reálnému chování zařízení. Oproti termodynamickému modelu tepelného čerpadla, bylo u modelu ORC určení okrajových podmínek a vstupních parametrů o něco složitější. Jelikož se doposud nepodařilo ORC okruh zprovoznit a neproběhla tedy žádná měření, byl problém především u těch okrajových podmínek, které se stanovují na základě měřených dat. Jde konkrétně o minimální teplotní rozdíly výměníků, tlakové ztráty komponent (výměníků, úložišť, sběrače, ...), izoentropickou účinnost čerpadla a expandéru a další. Při určení těchto okrajových podmínek se tedy využilo buď informací z katalogových listů komponent, pokud nebyly katalogové listy dostupné nebo neposkytovaly požadované informace, tak byly dané hodnoty zvoleny. Hodnoty byly voleny tak, aby se pro dané komponenty vždy jednalo o hodnoty reálné pro dané podmínky, přičemž volba hodnot vycházela například ze zkušeností vedoucího diplomové práce s podobnými aplikacemi nebo ze zkušeností se zařízením získaných během měření okruhu tepelného čerpadla.

Určení ostatních okrajových podmínek, tedy především geometrických rozměrů zařízení (délky trubek, průměry potrubí, tloušťky izolace, ...) bylo již bezproblémové, přičemž nejdůležitější okrajovou podmínkou, která definuje hmotnostní průtok ORC okruhem, je návrhový objemový průtok expandérem. Tento parametr je důležitý, jelikož při návrhu ORC okruhu byla zvolena varianta lamelového objemového expandéru, kdy pro správné fungování objemových expandérů je podstatné udržet objemový průtok pracovní látky expandérem blízko návrhové hodnotě.

Při určování vstupních parametrů, které definují konkrétní provozní situaci ORC okruhu, bylo opět u parametrů vycházejících z měření přistoupeno k odhadu parametrů na základě zkušeností se zařízením vzešlých z měření okruhu tepelného čerpadla. Nejdůležitějším a zároveň nejproblematičtějším vstupním parametrem je průběh teploty úložiště. Pokud bychom chtěli porovnávat hodnoty vypočtené modelem s hodnotami z měření, tak není žádný problém a časový průběh teploty úložiště bude vycházet z měřených hodnot. Jelikož ale žádná měření ORC okruhu zatím nebyla možná a model tedy slouží zatím pouze k predikování budoucího chování ORC okruhu, tak je potřeba teplotu úložiště nějakým způsobem namodelovat. Toto namodelování není například vzhledem k rozložení teplot v úložišti během vybíjení, viz kapitola 2.4.2.1, úplně jednoduché. Naštěstí nyní je hlavním cílem určit pomocí modelu tepelný výkon zásobníku s kamenným prachem, který by byl potřeba pro fungování navrženého ORC okruhu. Jde tedy o modelování ORC okruhu s ideálním tepelným zásobníkem, který může poskytovat libovolně velký tepelný výkon, díky čemuž je možné získat požadavky ORC okruhu na velikost tepelného výkonu, který lze porovnat s naměřenými hodnotami tepelného výkonu zásobníku v kapitole 2.4.2.1.

Představa ideálního tepelného zásobníku, který je zmíněn výše, je tedy taková, že se jedná o zásobník se stejnou teplotou v celém svém objemu. Zároveň uvnitř tohoto ideálního akumulátoru neexistuje tepelný odpor proti vedení tepla, díky čemuž chladne zásobník v celém svém objemu stejnou rychlostí a bez časového zpoždění. Následující tabulky shrnují okrajové podmínky okruhu ORC a okruhu sahary.

tabulka 17: okrajové podmínky ORC okruhu

Parametr	hodnota	jednotka
tlaková ztráta kondenzátoru	0,073	bar
tlaková ztráta zásobníku	0,10	bar
tlaková ztráta rekuperátoru (pára)	0,15	bar
tlaková ztráta rekuperátoru (kapalina)	0,002	bar
tlaková ztráta sběrače <sup>3</sup>	0,1	bar
eta <sub>izoentropická</sub> čerpadla	70	%
eta <sub>izoentropická</sub> expandéru	48	%
eta generátoru	80	%
objemový průtok expandérem	1,2	l/s
podchlazení za kondenzátorem	3	K
$\Delta T_{\min}$ zásobníku	5	K
$\Delta T_{\min}$ rekuperátoru	8	K
$\Delta T_{\min}$ kondenzátor	6	K
tepelná vodivost chladiva (kapalina) [93] <sup>4</sup>	$-0,298 \cdot T + 90,565$	W/mK
tepelná vodivost chladiva (pára) [93] <sup>4</sup>	$0,062 \cdot T + 9,724$	W/mK
tepelná vodivost potrubní izolace [102] <sup>4</sup>	$0,038 + T \cdot 8 \cdot 10^{-5} + T^2 \cdot 7 \cdot 10^{-7}$	W/mK

<sup>3</sup> zohledněno odstranění filtrdehydrátor, viz kapitola 2.4.2

<sup>4</sup> za T je odsazována teplota ve °C

Parametr	hodnota	jednotka
délka úseku 1 (úložiště - expandér)	1,91	m
délka úseku 2 (expandér - rekuperace)	1,55	m
délka úseku 3 (rekuperace - kond)	0,16	m
délka úseku 4 (kondenzátor - čerpadlo)	1,14	m
délka úseku 5 (čerpadlo - rekuperace)	1,59	m
délka úseku 6 (rekuperace - úložiště)	2,83	m
průměr potrubí x tloušťka stěny (1)	16x1	mm
průměr potrubí x tloušťka stěny (2)	35x1	mm
průměr potrubí x tloušťka stěny (3)	35x1	mm
průměr potrubí x tloušťka stěny (4)	12x1	mm
průměr potrubí x tloušťka stěny (5)	12x1	mm
průměr potrubí x tloušťka stěny (6)	12x1	mm
tloušťka izolace (1)	7	mm
tloušťka izolace (2)	10	mm
tloušťka izolace (3)	10	mm
tloušťka izolace (4)	7	mm
tloušťka izolace (5)	7	mm
tloušťka izolace (6)	7	mm

tabulka 18: okrajové podmínky okruhu teplovodní sahary

Parametr	hodnota	jednotka
tlaková ztráta okruhu	0,15	bar
tlak vody v okruhu	2,1	bar <sub>a</sub>
eta <sub>izoentropická</sub> čerpadla	80	%
eta motoru sahary	73	%
výkon motoru sahary [104]	0,34	kW
nominální průtok vzduchu saharou [104]	3 900	m <sup>3</sup> /hod
nominální výkon sahary [104]	14,2	kW
teplotní spád voda – vzduch [104]	80/60 – 20/35,5	°C

Dále následuje tabulka se zvolenými vstupními parametry pro ORC okruh, které byly použity pro výpočet následujícího statického i dynamického výstupu z termodynamického modelu pro případ ORC okruhu s ideálním tepelným zásobníkem, který byl charakterizován výše. Rozmezí teplot úložiště bylo zvoleno na základě uvažovaného pracovního intervalu teplot při návrhu ORC okruhu.

tabulka 19: vstupní parametry ORC okruhu s ideálním tepelným zásobníkem

Parametr	hodnota	jednotka
přehřátí za akumulátorem	5	K
maximální teplota úložiště	120	°C
maximální teplota úložiště	80	°C
zvolená teplota úložiště (steady state analýza)	120	°C
teplota okolí	20	°C
relativní vlhkost vzduchu	60	%
tlak vzduchu	101,325	kPa
průtok vody v okruhu sahary [106]	6,7	m <sup>3</sup> /h
hmotnost náplně zásobníku	≈ 1 000	kg
měrná tepelná kapacita c <sub>p</sub> [101]	0,92	kJ/kgK

Na základě uvedených okrajových podmínek okruhu ORC a okruhu teplovodní sahary a vstupních parametrů ORC okruhu pro případ s ideálním tepelným zásobníkem je již možné nechat model

vypočítat jak časové průběhy jednotlivých veličin (především požadovaného tepelného výkonu zásobníku), tak nechat určit stav zařízení v požadovaném okamžiku, kdy oproti okruhu tepelného čerpadla není určující veličinou čas, ale teplota akumulátoru. V rámci “zastaveného” modelu je možné také nechat vykreslit například  $T - s$ , či  $p - h$  diagram. V následující tabulce je výstup dat z termodynamického modelu ORC okruhu při zvolené teplotě ideálního zásobníku 120 °C, který zahrnuje vždy označení místa v zařízení korespondující s obr. 74 a k němu příslušné hodnoty teploty [°C], tlaku [MPa], entalpie [kJ/kg], entropie [kJ/kgK], hmotnostního toku [kg/s] a objemového toku [l/s].

tabulka 20: výstup modelu pro  $T_{aku} = 120$  °C

označení	bod	T [°C]	$p_a$ [MPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	$\dot{m}$ [g/s]	$\dot{V}$ [l/s]
za úložištěm	5	115,00	1,29	512,17	1,92	82,12	1,20
před expandérem	6	114,54	1,28	511,75	1,92	82,12	1,20
za expandérem	7	94,47	0,61	504,76	1,94	82,12	3,11
před rekuperací (pára)	8	93,98	0,61	504,28	1,94	82,12	3,11
za rekuperací (pára)	9	80,65	0,59	491,48	1,90	82,12	3,00
před kondenzátorem	10	80,61	0,59	491,45	1,90	82,12	3,00
za kondenzátorem	11	72,22	0,58	321,12	1,41	82,12	0,07
před čerpadlem	12	72,13	0,57	321,00	1,41	82,12	0,07
za čerpadlem	1	72,78	1,30	321,92	1,41	82,12	0,07
před rekuperací (kap.)	2	72,65	1,30	321,75	1,41	82,12	0,07
za rekuperací (kap.)	3	82,33	1,30	334,55	1,45	82,12	0,07
před úložištěm	4	82,33	1,30	334,55	1,45	82,12	0,07

Následující tabulka shrnuje vznikající ztráty v jednotlivých potrubních úsecích, které jsou v modelu zahrnuty. Vždy je uveden ztrátový tepelný výkon, ze kterého je vypočten odpovídající pokles teplot pracovního média mezi vstupem a výstupem na daném potrubním úseku a tlaková ztráta pro daný úsek potrubí.

tabulka 21: vznikající tepelné a tlakové ztráty v potrubí v ORC okruhu pro  $T_{aku} = 120$  °C

úsek	1 (úlož - exp)	2 (exp - recup)	3 (recup - kond)	4 (kond - čerp)	5 (čerp - recup)	6 (recup - úlož)
$\Delta\dot{Q}$ [W]	46,28	41,83	3,20	10,10	14,29	31,98
$\Delta T$ [°C]	0,49	0,52	0,04	0,09	0,13	0,29
$\Delta p$ [Pa]	4 591,94	252,94	65,92	1 687,46	2 247,58	3 818,87

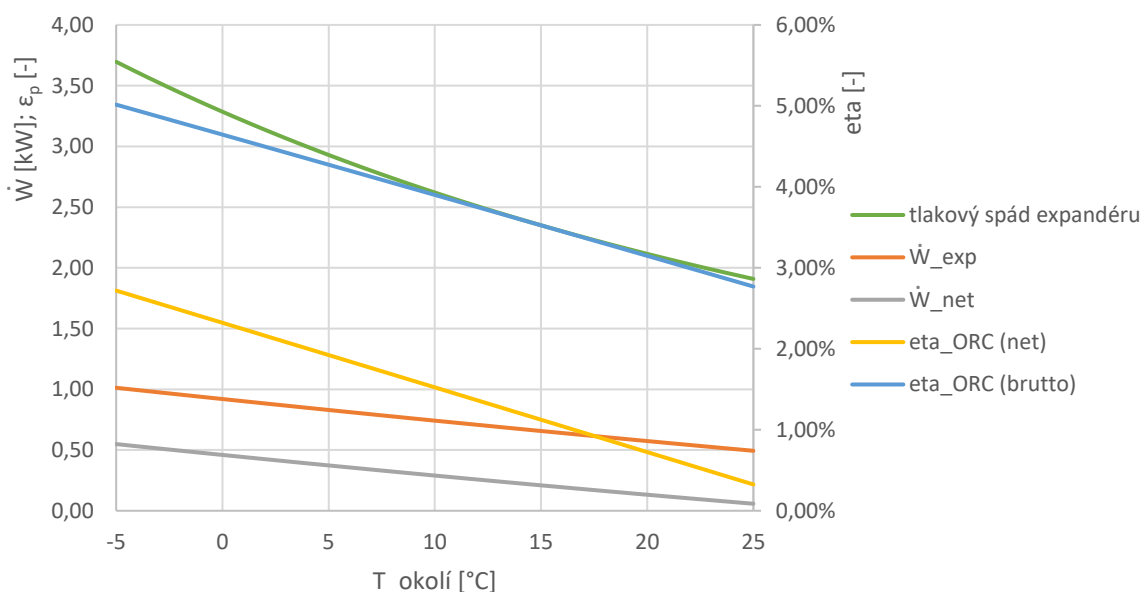
První závěry, které plynou z výše uvedených výsledků modelu, jsou, že požadavek na objemový tok 1,2 l/s expandérem vede k relativně vysokým hmotnostním tokům, například oproti okruhu tepelného čerpadla je hmotnostní tok ORC okruhu několikanásobně větší. Další poznatek plynoucí z modelu je ten, že zvolená velikost teplovodní sahary není dostatečná, což má za následek, že dosahovaná teplota kondenzace, a s ní spojený kondenzační tlak, je relativně vysoká. Optimální velikost sahary by byla klidně 2x až 3x větší, než je současná velikost, tedy optimální výkon sahary by byl přibližně 45 kW při nominálních teplotních spádech. Následující tabulka shrnuje výstupní parametry ORC okruhu, tedy odebíraný výkon z úložiště, výkon expandéru, hrubou a čistou účinnost ORC okruhu a další.



tabulka 22: výstupní parametry ORC okruhu pro  $T_{aku} = 120 \text{ }^\circ\text{C}$ 

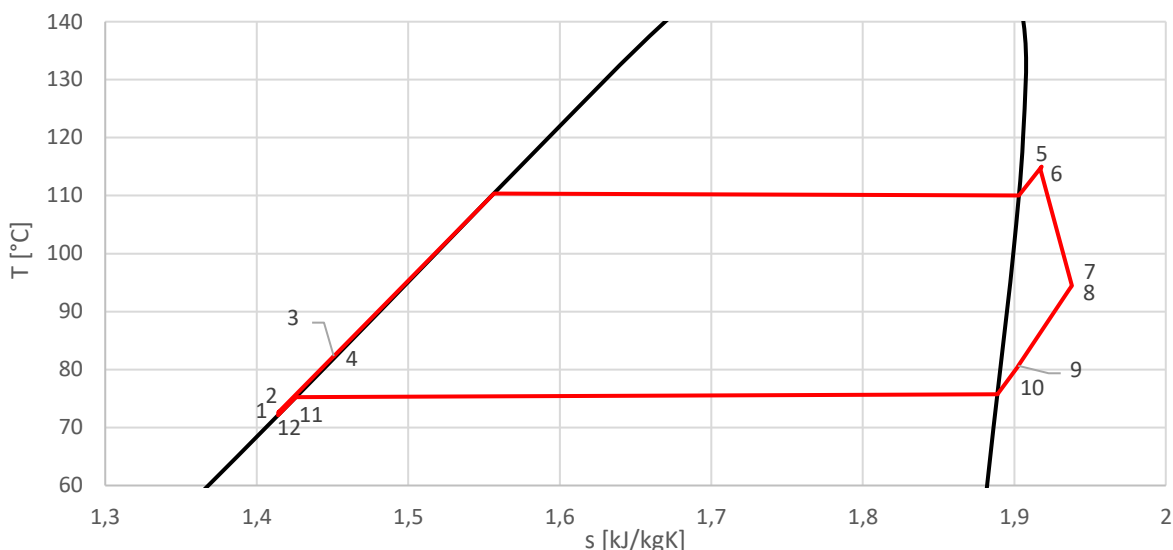
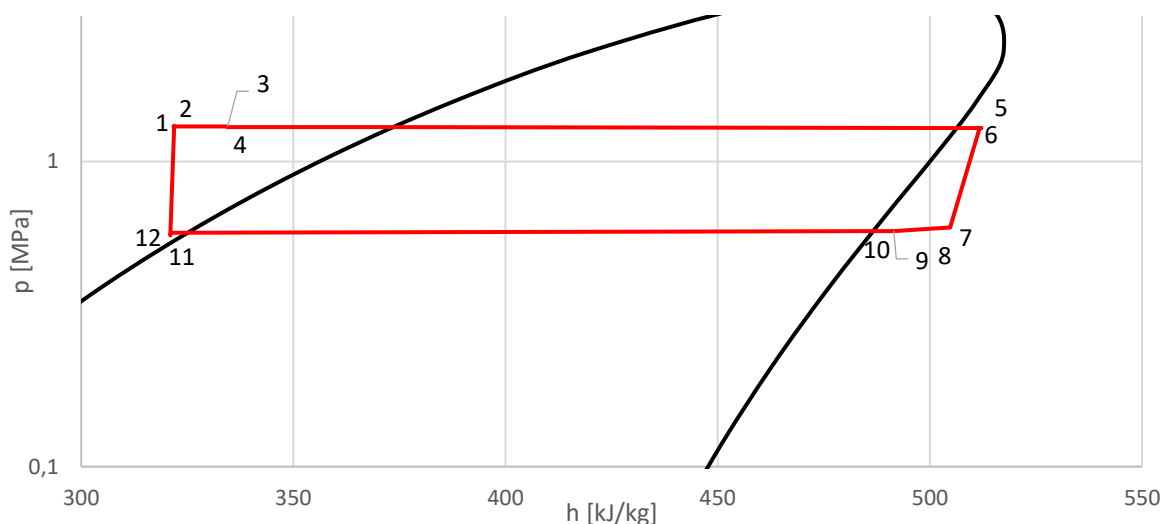
Parametr	hodnota	jednotka
$\dot{Q}_{out}$ akumulátor	14,59	kW
$\dot{Q}_{out}$ sahara	14,01	kW
$\dot{Q}_{rec}$	1,05	kW
$\dot{W}_{exp}$	0,57	kW
$\dot{W}_{net}$	0,16	kW
eta_ORC (net)	0,72 %	-
eta_ORC (brutto)	3,15 %	-

Z výše uvedených výsledných parametrů je vidět, že požadovaný tepelný výkon ORC je 14,59 kW při teplotě akumulátoru  $120 \text{ }^\circ\text{C}$ , což odpovídá teplotě vypařování  $110 \text{ }^\circ\text{C}$ . Výkon expandéru je při daných podmínkách 0,57 kW, z čehož vychází hrubá účinnost ORC okruhu 3,15 %. Pokud se započte vlastní spotřeba ORC okruhu, tedy spotřeba čerpadel a motoru sahary, tak se z 3,15 % hrubé účinnosti stane 0,72 % čisté účinnosti. Tyto relativně nízké hodnoty účinností jsou způsobeny již zmíněnou nevhodnou volbou teplovodní sahary. Částečné zlepšení výsledných parametrů i při zachování stávající sahary nastane při nižších teplotách okolního vzduchu. Zvolené suché chlazení je totiž úzce závislé na okolní teplotě vzduchu, která definuje minimální dosažitelnou teplotu v kondenzátoru, kdy se zvyšující se teplotou okolí stoupá i teplota kondenzace a tím klesá tlakový spád na expandéru a s ním i výkon expandéru. Závislost některých výsledných parametrů ORC okruhu a tlakového spádu na expandéru v závislosti na teplotě okolního vzduchu při teplotě akumulátoru  $120 \text{ }^\circ\text{C}$  zobrazuje následující graf.

obr. 81: závislost vybraných parametrů ORC okruhu a tlakového spádu na expandéru na okolní teplotě při  $T_{aku} = 120 \text{ }^\circ\text{C}$ 

Z obr. 81 je vidět, že nižší teploty okolního vzduchu vedou k lepším provozním parametrům ORC okruhu. Při teplotě vzduchu  $-5 \text{ }^\circ\text{C}$  je dosažitelná čistá účinnost ORC okruhu až 2,72 %, nicméně, jelikož se experimentální zařízení nachází ve vnitřních prostorách laboratoří v Buštěhradě, tak nejnižší očekávaná teplota vzduchu je cca  $15 \text{ }^\circ\text{C}$ , což odpovídá hrubé účinnosti 3,53 %, respektive 1,12 % čisté účinnosti.

Ještě před analýzou časových průběhů parametrů ORC okruhu pomocí termodynamického modelu je uvedený stav ORC okruhu zakreslen do  $T-s$  a  $p-h$  diagramu.

obr. 82: zakreslení ORC okruhu do  $T - s$  diagramu R1233zd(E) při  $T_{aku} = 120 \text{ °C}$ obr. 83: zakreslení ORC okruhu do  $p - h$  diagramu R1233zd(E) při  $T_{aku} = 120 \text{ °C}$ 

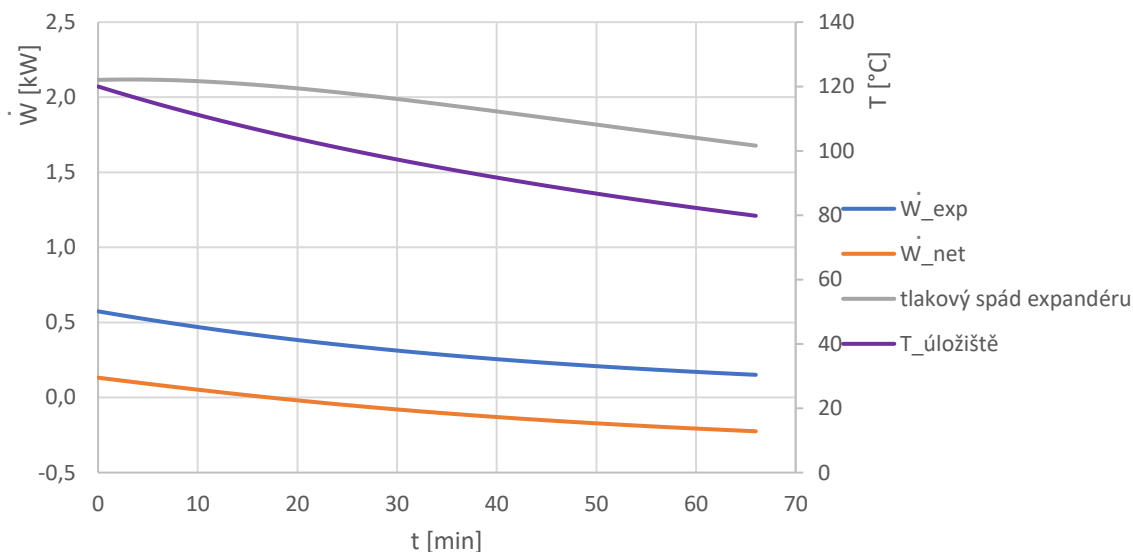
Při dynamické analýze, tedy analýze časových průběhů parametrů ORC okruhu, bylo potřeba vyřešit pouze časový průběh teploty úložiště, která je hlavním parametrem při modelování ORC okruhu. Časový průběh teploty akumulátoru, při využití vlastností uvažovaného ideálního tepelného zásobníku, které jsou uvedeny výše, je popsán následující rovnicí.

$$T_{aku}(t + \Delta t) = T_{aku}(t) - \frac{\dot{Q}_{ORC\_in}(t) \cdot \Delta t}{m_{aku} \cdot c_{p\_aku}} \quad [\text{K}] \quad (47)$$

V rovnici (47)

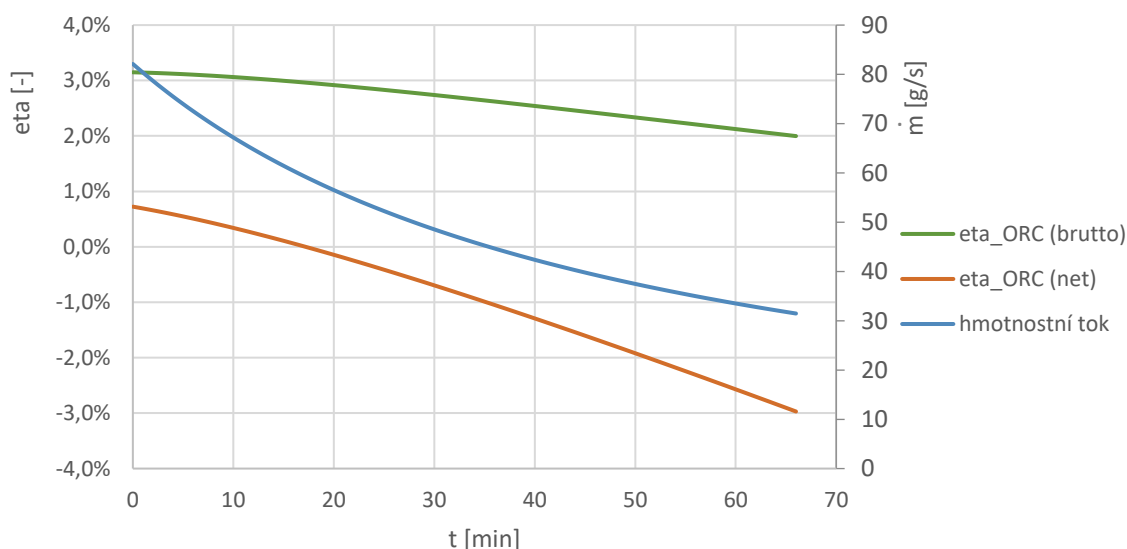
$T_{aku}(t + \Delta t)$	je teplota akumulátoru v čase $t + \Delta t$	[K]
$T_{aku}(t)$	je teplota akumulátoru v čase $t$	[K]
$\dot{Q}_{ORC\_in}(t)$	je odebíraný tepelný výkon z akumulátoru v čase $t$	[W]
$\Delta t$	je délka časového intervalu	[s]
$m_{aku}$	je hmotnost akumulátoru	[kg]
$c_{p\_aku}$	je měrná tepelná kapacita akumulátoru	[J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]

Na následujícím obrázku je zobrazen časový průběh výkonu expandéru, tlakového spádu na expandéru, zbylého výkonu po odečtení vlastní spotřeby ORC okruhu a teploty akumulátoru.



obr. 84: průběh parametrů ORC okruhu – výkon expandéru, výkon do sítě, tlakový spád na expandéru a teplota úložiště

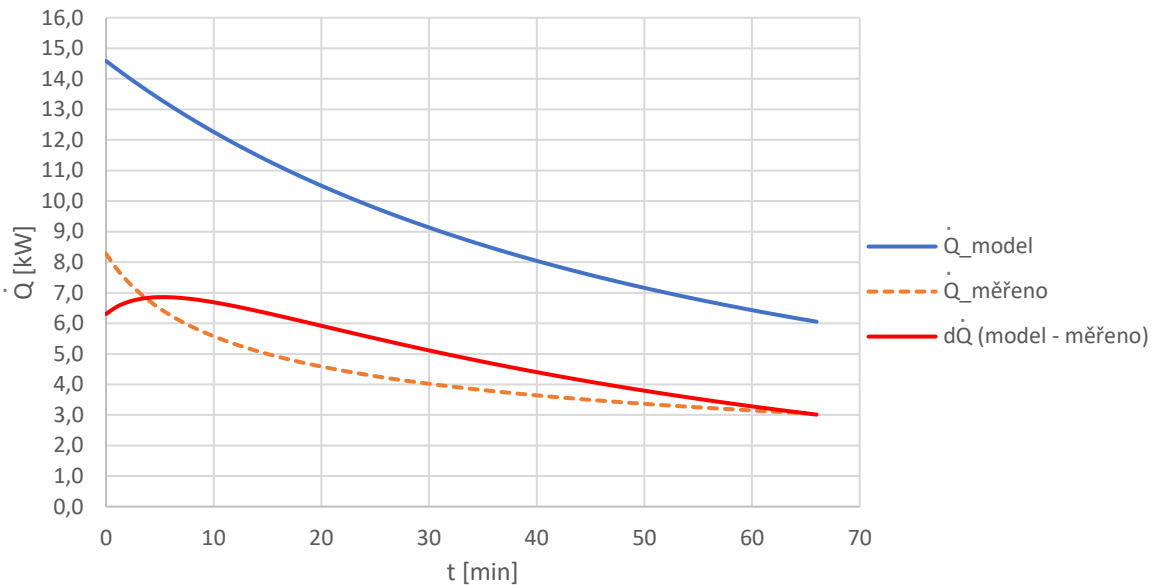
Z obr. 84 je vidět, že vybíjení ideálního akumulátoru (z teploty 120 na 80 °C) by v trvalo 66 minut. Z důvodu klesající teploty akumulátoru se snižuje i výkon na expandéru, který je od 17 minuty menší než vlastní spotřeba ORC okruhu, což znamená, že je pro pokračování v provozu zařízení nutné elektřinu dodávat (elektřina se místo produkování spotřebovává). Se snižujícím se výkonem expandéru korespondují i snižující se účinnosti ORC okruhu, jejichž průběh společně s průběhem hmotnostního průtoku je na následujícím obrázku.



obr. 85: průběh parametrů ORC okruhu – hrubá účinnost, čistá účinnost a hmotnostní tok

Na obr. 85 jsou zobrazeny zmiňované průběhy účinností hlavně pro dokreslení chování ORC okruhu, kdy se z čisté účinnosti 0,72 % vlivem klesající teploty akumulátoru, která přímo ovlivňuje výkon expandéru, dostáváme na čistou účinnost -2,97 %. Na následujícím obrázku je již průběh tepelného výkonu ideálního akumulátoru. Díky tomu, že vybíjení ideálního zásobníku trvalo 66 minut a měření vybíjení reálného zásobníku trvalo v prvních dvou částech měření 60 minut, je možné vynést

hodnoty tepelného výkonu ideálního a reálného zásobníku do jednoho grafu a porovnat je. Za průběh tepelného výkonu reálného akumulátoru byl zvolen extrapolovaný průběh výkonu během první fáze měření bez přechodového jevu.



obr. 86: průběh tepelného výkonu ideálního a reálného akumulátoru

Již na první pohled je z obr. 86 zřejmé, že tepelný výkon reálného akumulátoru je značně nižší, než by ORC okruh potřeboval, a to většinou více než dvojnásobně. Vidíme, že potřebný výkon se pohybuje od 14,6 do 6,1 kW, zatímco reálně dostupný tepelný výkon se pohybuje v rozmezí přibližně od 8,3 do 3 kW a průměrný rozdíl je tedy 4,97 kW.

#### 2.4.4 Vyhodnocení vybíjení systému

Tato kapitola se sice nazývá vyhodnocení vybíjení systému, čímž je myšlen provoz ORC okruhu společně s tepelným zásobníkem v rámci experimentální Carnotovy baterie, jelikož se ale zatím nepodařilo zprovoznit ORC okruh, věnuje se tato kapitola místo vyhodnocení provozu ORC jeho zprovoznění.

Při hledání příčiny nefunkčnosti ORC okruhu se dospělo k závěru, že by se mohlo jednat o kombinaci vícero různých příčin, kdy jako dva hlavní potenciální problémy byly identifikovány nedostatečný tepelný výkon akumulátoru s kamenným prachem a konstrukční problém v ORC okruhu. V rámci snahy o separaci jednotlivých problémů bylo tedy přistoupeno k oddělení ORC okruhu a tepelného zásobníku pomocí vloženého vodního okruhu, který umožňuje jednak samostatné vybíjení tepelného zásobníku a měření jeho tepelného výkonu, jednak je schopen poskytnout požadovaný tepelný výkon ORC okruhu pro jeho provoz, či pokus o zprovoznění.

Jak bylo řečeno, jedním z účelů vloženého vodního okruhu je měření tepelného výkonu akumulátoru, kdy v kapitole 2.4.2.1 je uveden záznam a vyhodnocení měření tepelného výkonu zásobníku s kamenným prachem. Výsledkem tohoto měření je průběh tepelného výkonu zásobníku v čase, viz obr. 78. Z průběhu tepelného výkonu je patrné, že vyšší hodnoty tepelného výkonu je akumulátor schopen poskytovat po relativně omezenou dobu, dokud nedojde k vybití vrstev kamenného prachu v blízkém okolí integrovaného tepelného výměníku v zásobníku. Poté je pro udržení tepelného výkonu zapotřebí transportovat teplo ze vzdálenějších vrstev kamenného prachu, přičemž rychlost tohoto transportu je řízena odporem proti vedení tepla uvnitř kamenného prachu. Jelikož tepelná vodivost žuly má značně nízkou hodnotu, při 25°C má součinitel tepelné

vodivosti hodnotu cca  $3 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  [101], je rychlost vedení tepla v kamenném prachu nízká a tepelný výkon akumulátoru klesá tím více, čím je teplo transportováno ze vzdálenějších vrstev kamenného prachu.

Byl proveden i pokus s přerušovaným vybíjením, kdy je vybíjení zásobníku po určité době zastaveno a obnoveno až po nějakém čase. Tento čas by měl umožnit “regeneraci” vrstev kamenného prachu v okolí teplosměnných ploch teplem z vrstev vzdálenějších. Po obnovení vybíjení byly poté skutečně měřeny vyšší hodnoty výkonu, než kdyby byl zásobník vybíjen kontinuálně, nicméně po určité době efekt regenerace vymizel a hodnota tepelného výkonu se ustálila na hodnotě tepelného výkonu pro pomyslné kontinuální vybíjení. Problémem při přerušovaném vybíjení byl také fakt, že zvýšení tepelného výkonu oproti jeho hodnotě měřené při přerušení vybíjení bylo značně krátké, což ještě více snížilo přínos přerušení vybíjení. Zároveň byl identifikován možný problém při využití přerušovaného vybíjení při provozu ORC části, kdy by opakované najíždění a sjíždění ORC okruhu mělo negativní vliv na expandér. Z tohoto důvodu by tedy nebylo možné přerušované vybíjení při provozu ORC okruhu použít, jelikož by celkový přínos byl spíše negativní.

Po změření tepelného výkonu zásobníku bylo nutné stanovit požadovanou hodnotu tepelného výkonu pro chod ORC okruhu. Tato hodnota byla stanovena pomocí vytvořeného termodynamického modelu ORC okruhu s modelem ideálního tepelného zásobníku. Výsledkem byl průběh požadovaného tepelného výkonu ORC okruhu, který byl na obr. 86 porovnán s měřeným reálným průběhem tepelného výkonu akumulátoru. Bylo zjištěno, že zásobník není schopen poskytovat požadovaný tepelný výkon. Jednoduché řešení tohoto problému nejspíše neexistuje. Částečně by mohlo pomoci cílené snížení vypařovacího tlaku pomocí nastavení vyšší hodnoty požadovaného přehřátí za akumulátorem (20 K a více), kompletní vyřešení problému ale vede na úpravu jedné z částí zařízení. Buď by muselo dojít k úpravě tepelného akumulátoru, tedy například použití žebrovaných trubek, které by díky žebřům byly v přímém kontaktu se vzdálenějšími vrstvami kamenného prachu, nebo volba jiného akumulativního média, které by mělo lepší tepelné vlastnosti, například termooleje, případně kombinace termooleje a kamenného prachu. Druhou možností je úprava ORC okruhu dle dostupného tepelného výkonu akumulátoru, kdy by především šlo o návrh menšího expandéru, přibližně s polovičním objemovým tokem. Výroba takto malého lamelového expandéru s ohledem na technologické možnosti není možná a muselo by tedy dojít ke změně typu expandéru, například by mohla být použita radiálně axiální turbína.

Druhou část zprovoznění okruhu ORC představovalo sestavení okruhu elektrokotle v rámci vloženého vodního okruhu. Okruh elektrokotle nahrazuje při zprovoznění ORC okruhu tepelný akumulátor, přičemž jde o odstranění právě potenciálního, nyní již potvrzeného, problému s nedostatečným tepelným výkonem zásobníku. Odstranění tohoto problému umožnilo soustředit se pouze na okruh ORC a případné problémy a nedostatky v něm.

První konstrukční problém v ORC okruhu byl identifikován již při dřívějších pokusech o jeho zprovoznění. Jednalo se o podezření na odpařování chladiva na sání kompresoru (tedy hydrodynamickou kavitaci) vlivem tlakových ztrát ve filtrdehydrátoru a malé nátokové výšce čerpadla. Proto byly provedeny konstrukční úpravy, které spočívaly v odstranění filtrdehydrátoru a umístění nádoby sběrače do vyšší pozice, čímž se zvýšila nátoková výška čerpadla. Po provedení výše zmíněných úprav pro zprovoznění ORC okruhu a otestování okruhu elektrokotle, tedy v momentě ukončení diplomového projektu, byla situace taková, že pro pokus o zprovoznění ORC okruhu bylo potřeba již jen nechat provést tlakovou zkoušku ORC okruhu a nechat jej naplnit chladivem pomocí autorizované osoby. Ještě je potřeba zmínit, že výpočet pomocí termodynamického modelu poukázal na to, že zvolená teplovodní sahara je nejspíše poddimenzovaná, což má za následek vyšší kondenzační tlak a s tím spojený nižší tlakový spád na

expandéru, což znamená snížení jeho výkonu. Kromě snížení výkonu ORC okruhu by ale toto poddimenzování sahary nemělo mít vliv na zprovoznění ORC okruhu.

## 2.5 Vyhodnocení experimentálních analýz demonstrační Carnotovy baterie

Tato kapitola má za cíl celkově shrnout experimentální analýzy demonstrační Carnotovy baterie, tedy shrnutí nabíjení systému pomocí okruhu tepelného čerpadla, poté skladování tepelné energie v zásobníku s kamenným prachem a následné vybíjení zásobníku pomocí okruhu ORC. Jedná se o shrnutí kapitoly 2.3.5, která se věnovala provozu tepelného čerpadla a tepelného akumulátoru a kapitoly 2.4.4, která se věnovala vyhodnocení provozu ORC, respektive za daných okolností zprovoznění ORC okruhu.

První experimentální analýzy byly tedy zaměřeny na okruh tepelného čerpadla, který je díky zvolenému konstrukčnímu řešení možné provozovat s vnitřní výměnou tepla, nebo bez ní. Všechny provedené analýzy na okruhu tepelného čerpadla byly vesměs úspěšné a díky nim bylo možné ověřit cíle a předpoklady projektu v rámci oblasti vysokoteplotních tepelných čerpadel. Hlavním cílem, který se povedlo splnit, bylo sestavení funkčního oběhu vysokoteplotní tepelného čerpadla. Dále se povedlo ověřit vhodnost moderního chladiva R1233zd(E) pro tyto aplikace. Výhodou, a zároveň jak se později ukázalo i problémem, bylo, že při konstrukci okruhu tepelného čerpadla byly využity celkem běžně dostupné komponenty, které nevyžadovaly žádnou nebo pouze minimální úpravu.

Pokud se zaměříme na konkrétnější dosažené výsledky během provozu tepelného čerpadla, tak lze konstatovat, že okruh tepelného čerpadla byl úspěšně provozován v mnoha režimech, které se lišily například v teplotě zdroje tepla, nastavení frekvenčního měniče motoru kompresoru či ve využití a nevyužití rekuperace tepla. Při provozu tepelného čerpadla s využitím rekuperace se bohužel ukázalo jako problém vůbec najít nastavení systému, které by umožnilo dlouhodobý provoz tepelného čerpadla s rekuperací. Při využití rekuperace totiž docházelo po určité době provozu tepelného čerpadla k nárůstu teploty na výtlaku z kompresoru nad limitní hodnotu, a tedy k odstavení systému. Aby se tomuto efektu rekuperace zabránilo, bylo potřeba dostatečně snížit příkon kompresoru pomocí frekvenčního měniče, čímž se snížil kompresní poměr a tím i teplota na výtlaku kompresoru. Vedlejším efektem snížení kompresního poměru bylo nicméně snížení kondenzační teploty, která přímo souvisí s maximální dosažitelnou teplotou v zásobníku. Tento efekt pak způsobil, že při spuštění tepelného čerpadla s rekuperací z důvodu vybití zásobníku (snímač teploty od firmy TČ Mach ukazoval 80 °C) byl zásobník z pohledu tepelného čerpadla téměř nabitý, a tedy nedocházelo provozem tepelného čerpadla k jeho nabíjení (teploty uvnitř zásobníku až na výjimky téměř nevzrostly). Využití rekuperace tepla v okruhu tepelného čerpadla se tedy ukázalo jako nežádoucí.

Provoz tepelného čerpadla bez rekuperace se oproti tomu ukázal na první pohled jako bezproblémový. Při teplotě zdroje 60 °C a provozu zařízení s frekvenčním měničem na 100 % se podařilo dosáhnout maximálního tlaku 22,53 bar<sub>a</sub>, kompresního poměru cca 14 a teploty kondenzace přibližně 138,5 °C. Podrobnější rozbor chování tepelného čerpadla však ukázal na některé problémy okruhu. Mezi ty očekávatelné a méně závažné patří problematika tepelných ztrát, kterou je potřeba u vysokoteplotních aplikací řešit vždy. Ukázalo se, že v tomto malém měřítku je potřeba dbát na důkladné izolování potrubí a komponentů systému, aby se tepelné ztráty minimalizovaly. Jelikož část potrubí a některé komponenty systému postrádají izolaci, je doporučeno do budoucna tuto izolaci doplnit. Dále se ukázalo, že není vhodné provozovat kompresor na nízké výkony, konkrétně pod nastavení frekvenčního měniče na 60 % z důvodu bezpečnosti zařízení, které na nižší výkony vykazuje nebezpečné vibrace.

Nejdůležitějším zjištěním z provozu tepelného čerpadla bez rekuperace ale bylo to, že dlouhodobější provoz tepelného čerpadla (který je potřeba pro maximální nabití zásobníku) je značně nevhodný, protože parametr COP je výrazně menší než 1. Řešením by samozřejmě mohlo být provozování tepelného čerpadla pouze po dobu, kdy je COP větší než 1. To by ale mělo za následek nižší parametry v zásobníku, což v návaznosti na vybíjecí fázi pomocí ORC okruhu není zcela žádoucí. Hlavní příčinou nízké efektivity tepelného čerpadla jsou jednak horší tepelné vlastnosti akumulčního materiálu, jednak nízká účinnost sestavy kompresor, řemenový převod a elektromotor. Zlepšení tepelných vlastností akumulátoru je možno buď výměnou akumulčního média, například za termoolej, což rozhodně není preferovanou variantou, nebo použití žebrovaných trubek, které by mohly zlepšit přestup tepla do kamenného prachu, ale jejich použití znamená výrazně vyšší cenu za integrovaný tepelný výměník v zásobníku.

Pokud by se podařilo zlepšit tepelné vlastnosti akumulátoru, stále zůstává problém v podobě nízké účinnosti sestavy kompresoru, na niž má zajisté největší vliv samotný kompresor. Zde se ukazuje právě zmiňovaná nevýhoda použití běžných komponent, které byly maximálně drobně upraveny. Z rozboru okruhu tepelného čerpadla jasně vyplývá, že zvolený malý pístový kompresor pracuje ve velmi nenávrhových podmínkách, což má za následek razantní snížení jeho účinnosti. U tohoto problému je nejspíše jediným efektivním řešením, pokud je například v budoucnu cílem dosáhnout reálného uplatnění tohoto zařízení, výměna kompresoru za typ speciálně určený na práci s vysokými teplotami a vysokými kompresními poměry.

Další částí zařízení, které se věnovaly experimentální analýzy, byl tepelný zásobník s kamenným prachem. Koncept tepelného zásobníku byl zvolen v podobě válcové ocelové nádoby, která je naplněna udusaným kamenným prachem ze žuly. Do kamenného prachu jsou integrovány dva tepelné výměníky, jeden typu trubka v trubce a druhý v podobě vinutého měděného hada. U analýz věnujících se tepelnému akumulátoru šlo především o ověření jeho vlastností při nabíjení, vybíjení a při skladování tepelné energie. Analýzy nabíjení a vybíjení potvrdily předpoklad, že tepelné vlastnosti kamenného prachu jsou bohužel špatné, což má za následek nízkou rychlost vedení tepla uvnitř akumulátoru a tím i nízké nabíjecí a vybíjecí výkony dosahované v akumulátoru. Analýza věnující se schopnosti zásobníku uchovávat tepelnou energii ukázala, že zásobník v podstatě není schopen tuto svoji zásadní funkci spolehlivě plnit, jelikož vykazuje velmi vysoké tepelné ztráty, které způsobují, že samovybíjení akumulátoru je ve výsledku rychlejší než jeho nabíjení. Zde je naštěstí řešení relativně jasné a jednoduché - stačí provést kvalitní a dostatečnou izolaci zásobníku.

Poslední analýzy se měly věnovat vybíjení systému, tedy provozu okruhu ORC. Ale jak již bylo řečeno, ORC okruh nebyl zatím zprovozněn, a tak se tato část práce místo analýz ORC okruhu věnovala jeho zprovoznění a dynamickému modelování jeho fungování s experimentálně ověřenou vybíjecí charakteristikou. Podrobněji je toto popsáno v předchozí kapitole, proto je zde uvedeno jen rychlé shrnutí. Šlo o návrh a sestavení vloženého vodního okruhu, který oddělil zásobník a ORC okruhu, čímž bylo možné provést měření tepelného výkonu akumulátoru. Vložený vodní okruh také zahrnuje okruh elektrokotle, který byl sestaven za účelem poskytování dostatečného tepelného výkonu pro zprovoznění ORC okruhu.

Díky vloženému vodnímu okruhu tedy bylo možné změřit velikost tepelného výkonu akumulátoru a jeho průběh v čase. Z měření vyplynulo to, co bylo v této práci již mnohokrát zmíněno - tedy že díky špatným tepelným vlastnostem kamenného prachu je velikost tepelného výkonu akumulátoru značně omezena a vyšší hodnoty je možné získat pouze po značně omezenou dobu. Zároveň po porovnání naměřených dat s požadavkem ORC okruhu na tepelný výkon vzešlým z termodynamického modelu se potvrdily obavy, že tepelný zásobník není schopen poskytovat dostatečně vysoký tepelný výkon pro provoz ORC okruhu. Řešení jsou zde nejspíše pouze taková,

že buď je potřeba upravit tepelný akumulátor dle požadavků ORC okruhu, což v podstatě znamená výměnu akumulčního média za médium s lepšími tepelnými vlastnostmi, nebo úprava ORC okruhu s ohledem na dostupný tepelný výkon akumulátoru, což by znamenalo minimálně 50 % zmenšení expandéru, které by z výrobních důvodů vyloučilo použití lamelového expandéru a musel by se zvolit jiný typ expandéru, například radiálně axiální turbína.

Ačkoliv tedy z analýz ORC okruhu vyplynulo, že tepelný akumulátor a ORC okruh nejsou v současné chvíli schopny pracovat společně, pokračuje snaha o zprovoznění ORC okruhu pomocí okruhu elektrokotle. Zároveň v rámci snah o zprovoznění ORC byly provedeny drobné konstrukční úpravy v podobě odstranění filtrdehydrátoru na sání čerpadla a umístění sběrače do vyšší polohy. Cílem těchto úprav bylo zamezit nebezpečí hydrodynamické kavitace na sání čerpadla vlivem tlakových ztrát a malé nátokové výšky.

Po provedení úprav pro zprovoznění ORC okruhu v rámci této diplomové práce bylo před pokusem o jeho zprovoznění potřeba pouze provést tlakovou zkoušku a napustit chladivo do ORC okruhu. Po zprovoznění ORC okruhu bude však možná potřeba ještě řešit zvýšení chladícího výkonu, jelikož termodynamický model poukázal na možné poddimenzování teplovodní sahary, která slouží jako suché chlazení pro kondenzátor ORC okruhu.

Z experimentálních analýz experimentální Carnotovy baterie tedy vyplynuly především následující doporučení a návrhy, které by měly zlepšit stávající parametry zařízení, umožnit jeho bezproblémový provoz a případně pomoci k pozdějšímu reálnému uplatnění systému.

Oběh tepelného čerpadla:

- Neprovozovat zařízení s frekvenčním měničem nastaveným na méně než 60 %.
- Při plném výkonu kompresoru je maximální teplota zdroje tepla 60 °C.
- Nevyužívat vnitřní výměnu tepla.
- Dostatečně zaizolovat všechno potrubí a komponenty okruhu.
- Zvážit výměnu kompresoru za kompresor vyvinutý pro aplikace vysokoteplotních tepelných čerpadel.

Tepelný zásobník:

- Provést kvalitní zaizolování zásobníku.
- Zvážit výměnu akumulčního média za vhodnější pro danou aplikaci, například termooleje, případně zvážit například kombinaci termooleje a kamenného prachu za účelem zlepšení tepelných vlastností akumulátoru
- Pokud není výměna akumulčního média preferovaným řešením (ekonomické a ekologické důvody – žula je přírodní a lehce dostupný materiál s cenou maximálně 2 000 Kč/t, na rozdíl od termooleje, který představuje větší ekologickou zátěž s cenou i 30 000 Kč za 208 l [107]), tak zvážit použití například žebrovaných trubek, které by mohly zlepšit tepelné vlastnosti zásobníku s kamenným prachem.

ORC okruh:

- Nutnost zvážit zvýšení chladícího výkonu instalací výkonnější sahary, přibližně 40 kW při návrhovém teplotním spádu (bude potřeba kontrolovat, aby vlastní spotřeba sahary nebyla příliš vysoká, jelikož by se i přes zvýšení výkonu expandéru dosaženého nižším kondenzačním tlakem mohl čistý výkon zařízení v důsledku vysokého příkonu sahary snížit).
- Pro možnost spolupráce ORC okruhu a stávajícího tepelného zásobníku bude nejspíše nutné provést návrh nového expandéru a redesign celého okruhu.



### 3 Závěr

Tato diplomová práce se věnovala experimentálním analýzám demonstrační Carnotovy baterie s tepelným čerpadlem a ORC. První část byla rozdělena na dva oddíly. První oddíl byl zaměřen na rešerši týkající se technologie vysokoteplotních tepelných čerpadel – zralost technologie, dosahované parametry, technické realizace, tržní dostupnost, zařízení ve vývoji a perspektivy aplikací této technologie. Druhý oddíl byl zaměřen na rešerši zabývající se technologií skladování tepelné energie z vysokoteplotních tepelných čerpadel, tedy na technologii a principy akumulace tepla adekvátně teplotám a hmotnostním tokům z vysokoteplotních tepelných čerpadel v kontextu aplikace do Carnotových baterií, komerčně dostupné systémy a vyvíjené zásobníky.

Zároveň byl v úvodu první části věnován prostor pro představení technologie Carnotových baterií, které zaznamenaly v poslední letech značný rozvoj díky zvýšenému zájmu o skladování elektřiny, které má pomoci s naplněním ekologických a s tím spojených energetických cílů společnosti. Dále byl věnován prostor motivaci pro výzkum v oblasti Carnotových baterií a s tím spojených tepelně integrovaných PTES, jejichž hlavní přínos může být v oblasti využívání odpadního tepla, které tvoří relativně vysokou část energetických ztrát v průmyslových procesech (30 % vstupní energie do průmyslových procesů odchází ve formě odpadního tepla [4]).

Výsledkem první části diplomové práce je také kromě seznámení se s jednotlivými technologiemi, ze kterých se skládá experimentální jednotka, s principem jejich fungování a aktuálně dostupnou, případně vyvíjenou technologií, ukázání toho, že dané technologie (především vysokoteplotní tepelná čerpadla, skladování tepelné energie a ORC) získávají v poslední době na významu nezávisle na sobě nebo na technologii Carnotových baterií. Vysokoteplotním tepelným čerpadlům je v posledních letech věnována pozornost především z důvodu uplatnění technologie tepelných čerpadel v průmyslových procesech a systémech centrálního zásobování teplem, skladování tepelné energie získává stále více na významu v rámci technologií skladování energie a ORC systémům se věnuje pozornost již delší dobu především ve spojitosti s výrobou elektřiny z nízkopotenciálních zdrojů tepla. Význam experimentální jednotky tkví tedy především v tom, že umožňuje demonstraci principu fungování Carnotových baterií, získání reálných zkušeností s jejich provozováním jako celku a zároveň i zkušeností s provozováním jednotlivých technologií demonstračního zařízení.

Druhá část diplomové práce se již věnovala samotným experimentálním analýzám demonstrační Carnotovy baterie. Cílem bylo v první řadě ověřit provozuschopnost zařízení jako celku, což se ukázalo jako částečný problém, jelikož se zatím nepodařilo zprovoznit ORC okruh. Z měření tepelného výkonu akumulátoru se zdá, že ve stávajícím stavu není spolupráce ORC okruhu a tepelného zásobníku možná. Tento předběžný závěr je ale možné definitivně potvrdit až po zprovoznění ORC okruhu.

Analýzy jednotlivých částí zařízení poté zaznamenaly dílčí úspěchy i neúspěchy. Například při analýze okruhu vysokoteplotního tepelného čerpadla se ukázalo, že je možné okruh relativně bez problémů provozovat, ale provoz je z důvodu kombinace více příčin neefektivní, přičemž byly navrženy možnosti zvýšení efektivity provozu tepelného čerpadla, viz kapitola 2.5. Dále analýzy tepelného akumulátoru ukázaly na nevhodnost kamenného prachu jako akumulačního média pro tuto aplikaci z důvodu jeho tepelných vlastností. Na druhou stranu má kamenný prach řadu výhod, především ekonomických (cena a dostupnost), ale také ekologických (jedná se o přírodní materiál). Z těchto důvodů bylo v doporučeních v kapitole 2.5 kromě výměny akumulačního média zmíněno i doporučení, které by mohlo zlepšit tepelné vlastnosti akumulátoru a zachovat použití kamenného prachu. To, že se kamenný prach nejeví jako vhodný akumulační materiál pro tuto aplikaci

neznamená, že jej nelze použít jako akumulační médium v jiných aplikacích s požadavky na nižší tepelné výkony po delší časové úseky.

Jedním z cílů praktické části diplomové práce byl také návrh a realizace úprav pro zprovoznění vybíjecího ORC okruhu. Tento cíl spočíval jednak v návrhu a zprovoznění okruhu elektrokotle, který slouží jako zdroj tepelného výkonu pro ORC okruh, jednak v konstrukčních úpravách ORC okruhu, tedy odstranění filtrdehydrátoru a posunutí nádoby sběrače do vyšší polohy. Všechny tyto kroky se povedlo v rámci diplomové práce úspěšně realizovat, přičemž je možné, že při pokusech o zprovoznění ORC okruhu budou nutné další konstrukční úpravy okruhu.

Z mého pohledu výsledky analýz demonstrační Carnotovy baterie s tepelným čerpadlem a ORC ukazují, že spojení technologií vysokoteplotního tepelného čerpadla, akumulátoru tepelné energie a ORC má značný potenciál na uplatnění v oblasti Carnotových baterií, konkrétně v oblasti využití odpadního tepla. Sice se zatím nepovedlo zprovoznit demonstrační jednotku jako celek, ale věřím, že je to jen otázka času, kdy se toto povede, přičemž doufám, že ke zprovoznění této demonstrační jednotky a v ideálním případě i k pozdější reálné aplikaci pomohou právě zmíněné návrhy a doporučení uvedené v kapitole 2.5, které vyplynuly z experimentálních analýz provedených v rámci této diplomové práce.

## 4 Zdroje

- [1] Využití nízkopotenciálního... - CEP - TA ČR Starfos b.r.  
<https://starfos.tacr.cz/cs/project/TJ04000326#project-main> (viděno 19. únor 2023).
- [2] Skladování elektřiny prostřednictvím tepla aneb Carnotovy baterie 1. díl – principy a přehled - TZB-info b.r. <https://oze.tzb-info.cz/akumulace-elektriny/21610-skladovani-elektriny-prostrednictvim-tepla-aneb-carnotovy-baterie-1-dil-principy-a-prehled> (viděno 19. únor 2023).
- [3] Novotny V, Basta V, Smola P, Spale J. Review of Carnot Battery Technology Commercial Development. *Energies* 2022;15. <https://doi.org/10.3390/EN15020647>.
- [4] Forman C, Muritala IK, Pardemann R, Meyer B. Estimating the global waste heat potential. *Renew Sustain Energy Rev* 2016;57:1568–79. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2015.12.192>.
- [5] Macchi E, Astolfi M. *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems: Technologies and Applications*. Woodhead Publishing; 2016.
- [6] World Energy Statistics - Data product - IEA b.r. <https://www.iea.org/data-and-statistics/data-product/world-energy-statistics#energy-statistics> (viděno 3. říjen 2022).
- [7] Adamson KM, Walmsley TG, Carson JK, Chen Q, Schlosser F, Kong L, et al. High-temperature and transcritical heat pump cycles and advancements: A review. *Renew Sustain Energy Rev* 2022;167:112798. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2022.112798>.
- [8] Heat Pumps – Analysis - IEA b.r. <https://www.iea.org/reports/heat-pumps> (viděno 3. říjen 2022).
- [9] Vše, co potřebujete vědět o tepelném čerpadle vzduch-voda | MasterTherm.cz b.r. <https://mastertherm.cz/vse-co-potrebuje-vedet-o-tepelnem-cerpadle-vzduch-voda/> (viděno 3. říjen 2022).
- [10] Mikielewicz D, Wajs J. Performance of the very high-temperature heat pump with low GWP working fluids. *Energy* 2019;182:460–70. <https://doi.org/10.1016/J.ENERGY.2019.05.203>.
- [11] Vysokoteplotní tepelné čerpadlo | Hitachi Yutaki S80 b.r. <https://www.hitachiaircon.com/cz/cs/portfolio/tepelna-cerpadla/yutaki-s80> (viděno 3. říjen 2022).
- [12] Arpagaus C, Bless F, Uhlmann M, Schiffmann J, Bertsch SS. High temperature heat pumps: Market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials. *Energy* 2018;152:985–1010. <https://doi.org/10.1016/J.ENERGY.2018.03.166>.
- [13] Mateu-Royo C, Navarro-Esbrí J, Mota-Babiloni A, Amat-Albuixech M, Molés F. Theoretical evaluation of different high-temperature heat pump configurations for low-grade waste heat recovery. *Int J Refrig* 2018;90:229–37. <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2018.04.017>.
- [14] Matuška T. *Základy tepelných čerpadel*. b.r. [http://users.fs.cvut.cz/tomas.matuska/wordpress/wp-content/uploads/2015/02/AZE-P5-tepelna\\_cerpadla\\_zaklady.pdf](http://users.fs.cvut.cz/tomas.matuska/wordpress/wp-content/uploads/2015/02/AZE-P5-tepelna_cerpadla_zaklady.pdf) (viděno 3. říjen 2022)
- [15] Cao X, Zhang CL, Zhang ZY. Stepped pressure cycle – A new approach to Lorenz cycle. *Int J Refrig* 2017;74:283–94. <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2016.10.017>.

- [16] Jiang J, Hu B, Wang RZ, Deng N, Cao F, Wang CC. A review and perspective on industry high-temperature heat pumps. *Renew Sustain Energy Rev* 2022;161:112106. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2022.112106>.
- [17] Jesper M, Schlosser F, Pag F, Walmsley TG, Schmitt B, Vajen K. Large-scale heat pumps: Uptake and performance modelling of market-available devices. *Renew Sustain Energy Rev* 2021;137:110646. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2020.110646>.
- [18] Madsboell H, Weel M, Kolstrup A. DEVELOPMENT OF A WATER VAPOR COMPRESSOR FOR HIGH TEMPERATURE HEAT PUMP APPLICATIONS b.r.
- [19] „high temperature heat pump” - Google Scholar b.r. [https://scholar.google.com/scholar?q=%22high+temperature+heat+pump%22&hl=cs&as\\_sdt=0%2C5&as\\_ylo=2002&as\\_yhi=2021](https://scholar.google.com/scholar?q=%22high+temperature+heat+pump%22&hl=cs&as_sdt=0%2C5&as_ylo=2002&as_yhi=2021) (viděno 3. říjen 2022).
- [20] Deng N, Jing X, Cai R, Gao J, Shen C, Zhang Y, et al. Molecular simulation and experimental investigation for thermodynamic properties of new refrigerant NBY-1 for high temperature heat pump. *Energy Convers Manag* 2019;179:339–48. <https://doi.org/10.1016/J.ENCONMAN.2018.10.076>.
- [21] Wu D, Jiang J, Hu B, Wang RZ. Experimental investigation on the performance of a very high temperature heat pump with water refrigerant. *Energy* 2020;190:116427. <https://doi.org/10.1016/J.ENERGY.2019.116427>.
- [22] Chamoun M, Rulliere R, Haberschill P, Peureux JL. Experimental and numerical investigations of a new high temperature heat pump for industrial heat recovery using water as refrigerant. *Int J Refrig* 2014;44:177–88. <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2014.04.019>.
- [23] Helminger F, Kontomaris K, Pfaffl J, Hartl M, Fleckl T. HOCHTEMPERATUR-WÄRMEPUMPEN-MESSERGEBNISSE EINER LABORANLAGE MIT HFO-1336MZZ-Z BIS 160°C KONDENSATIONSTEMPERATUR b.r.
- [24] Wilk V, Hartl M, Fleckl T, Widhalm E, Ramler F, Adelberger G, et al. Hochtemperatur-Wärmepumpe für Industrieanwendungen: Prüfstandsmessungen und Systemsimulation | Request PDF 2016.
- [25] Zhang Z, Feng X, Tian D, Yang J, Chang L. Progress in ejector-expansion vapor compression refrigeration and heat pump systems. *Energy Convers Manag* 2020;207:112529. <https://doi.org/10.1016/J.ENCONMAN.2020.112529>.
- [26] Rony RU, Yang H, Krishnan S, Song J. Recent Advances in Transcritical CO<sub>2</sub> (R744) Heat Pump System: A Review. *Energies* 2019, Vol 12, Page 457 2019;12:457. <https://doi.org/10.3390/EN12030457>.
- [27] Bai T, Yan G, Yu J. Thermodynamic assessment of a condenser outlet split ejector-based high temperature heat pump cycle using various low GWP refrigerants. *Energy* 2019;179:850–62. <https://doi.org/10.1016/J.ENERGY.2019.04.191>.
- [28] De Larminat P, Arnou D, Le Sausse P, Clunet F, Peureux J-L. A HIGH TEMPERATURE HEAT PUMP USING WATER VAPOR AS WORKING FLUID-Web of Science Core Collection. In: Hu W, Zhao G, editoři. 11TH IIR GUSTAV LORENTZEN Conf. Nat. Refrig., 2014, s. 857–64.
- [29] Bobelin D, Bourig A, Peureux J-L. Purdue e-Pubs Experimental Results of a Newly Developed Very High Temperature Industrial Heat Pump (140°C) Equipped With Scroll Compressors and Working With a New Blend Refrigerant Experimental results of a newly developed very high temperature industrial heat pump (140°C) equipped with scroll compressors and working with a new blend refrigerant b.r.

- [30] Wang K, Cao F, Wang S, Xing Z. Investigation of the performance of a high-temperature heat pump using parallel cycles with serial heating on the water side. *Int J Refrig* 2010;33:1142–51. <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2010.04.016>.
- [31] Bamigbetan O, Eikevik TM, Nekså P, Bantle M. Development of Propane-Butane cascade high temperature heat pump. B. Present. *Int. Work. High Temp. Heat Pumps*, 2017, s. 91–6.
- [32] Li X, Zhang Y, Ma X, Deng N, Jin Z, Yu X, et al. Performance analysis of high-temperature water source cascade heat pump using BY3B/BY6 as refrigerants. *Appl Therm Eng* 2019;159:113895. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2019.113895>.
- [33] Kim J, Park SR, Baik YJ, Chang KC, Ra HS, Kim M, et al. Experimental study of operating characteristics of compression/absorption high-temperature hybrid heat pump using waste heat. *Renew Energy* 2013;54:13–9. <https://doi.org/10.1016/J.RENENE.2012.09.032>.
- [34] Wu W, Shi W, Wang J, Wang B, Li X. Experimental investigation on NH<sub>3</sub>–H<sub>2</sub>O compression-assisted absorption heat pump (CAHP) for low temperature heating under lower driving sources. *Appl Energy* 2016;176:258–71. <https://doi.org/10.1016/J.APENERGY.2016.04.115>.
- [35] Chaturvedi SK, Abdel-Salam TM, Sreedharan SS, Gorozabel FB. Two-stage direct expansion solar-assisted heat pump for high temperature applications. *Appl Therm Eng* 2009;29:2093–9. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2008.10.010>.
- [36] Lee SJ, Shon BH, Jung CW, Kang YT. A novel type solar assisted heat pump using a low GWP refrigerant (R-1233zd(E)) with the flexible solar collector. *Energy* 2018;149:386–96. <https://doi.org/10.1016/J.ENERGY.2018.02.018>.
- [37] Wu D, Yan H, Hu B, Wang RZ. Modeling and simulation on a water vapor high temperature heat pump system. *Energy* 2019;168:1063–72. <https://doi.org/10.1016/J.ENERGY.2018.11.113>.
- [38] Calm JM. The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook. *Int J Refrig* 2008;31:1123–33. <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2008.01.013>.
- [39] About - HPT - Heat Pumping Technologies b.r. <https://heatpumpingtechnologies.org/about/> (viděno 3. říjen 2022).
- [40] Home - Annex 58 b.r. <https://heatpumpingtechnologies.org/annex58/> (viděno 3. říjen 2022).
- [41] KOBELCO Compressors Corporation, Steam Grow Heat Pump / SGH165 b.r. <https://heatpumpingtechnologies.org/annex58/wp-content/uploads/sites/70/2022/07/technologykobelcosgh165.pdf> (viděno 4. říjen 2022).
- [42] KOBELCO Compressors Corporation, Steam Grow Heat Pump / SGH120 b.r. <https://heatpumpingtechnologies.org/annex58/wp-content/uploads/sites/70/2022/07/technologykobelcosgh120-1.pdf> (viděno 4. říjen 2022).
- [43] KOBELCO Compressors Corporation, Micro Steam Recovery Compressor / MSRC160L b.r. <https://heatpumpingtechnologies.org/annex58/wp-content/uploads/sites/70/2022/07/technologykobelcomsrc160l-1.pdf> (viděno 4. říjen 2022).
- [44] Measured Performance of a Novel High Temperature Heat Pump with HFO-1336mzz(Z) as the Working Fluid 2017.

- [45] HIGH-CAPACITY HEAT PUMPS Large-scale buildings, industry, power stations and process engineering b.r.
- [46] Hybrid Energy, High Temperature Heat Pump b.r. <https://heatpumpingtechnologies.org/annex58/wp-content/uploads/sites/70/2022/07/annex58-hybrid-energy-aug-2022rev4.pdf> (viděno 4. říjen 2022).
- [47] Mayekawa Mfg., CO2 Air Heater Heat Pump / Eco Sirocco b.r. <https://heatpumpingtechnologies.org/annex58/wp-content/uploads/sites/70/2022/07/technologymayekawaecosirocco-1.pdf> (viděno 4. říjen 2022).
- [48] Mayekawa Mfg., Hot Air Circulation Heat Pump / Eco Circuit 100 b.r. <https://heatpumpingtechnologies.org/annex58/wp-content/uploads/sites/70/2022/07/technologymayekawaecocircuit100-1.pdf> (viděno 4. říjen 2022).
- [49] Hochtemperatur-Wärmepumpen - COMBITHERM GmbH | Apparate- und Anlagenbau b.r. <https://www.combitherm.de/produkte-und-loesungen/hochtemperaturwaermepumpen/> (viděno 4. říjen 2022).
- [50] AGO Calora - industry and high temperature heat pump b.r. <https://www.ago-energie.de/en/ago-thermal-technology/ago-calora-industry-and-high-temperature-heat-pump/> (viděno 9. říjen 2022).
- [51] Fuji Electric, Steam Generation Heat Pump b.r. <https://heatpumpingtechnologies.org/annex58/wp-content/uploads/sites/70/2022/07/technologyfuji-electricsteam120.pdf> (viděno 4. říjen 2022).
- [52] Annex 58 High-Temperature Heat Pumps 130°C Hot Water Supply Heat Pump / ETW-S Mitsubishi Heavy Industries Thermal Systems b.r.
- [53] Olvondo Technology AS, Reversed Stirling Cycle b.r. <https://heatpumpingtechnologies.org/annex58/wp-content/uploads/sites/70/2022/07/olvondo-highlift.pdf> (viděno 4. říjen 2022).
- [54] Spilling Steam Compressor b.r. <https://heatpumpingtechnologies.org/annex58/wp-content/uploads/sites/70/2022/07/hthpannex58suppliertechologyspilling.pdf> (viděno 4. říjen 2022).
- [55] EPCON Evaporation Technology AS b.r. <https://heatpumpingtechnologies.org/annex58/wp-content/uploads/sites/70/2022/07/mvr-hp-epcon-evaporation-technology.pdf> (viděno 4. říjen 2022).
- [56] Compressors and blowers for open loop MVR cycle and steam heat pumps Piller Blowers and Compressors b.r. <https://heatpumpingtechnologies.org/annex58/wp-content/uploads/sites/70/2022/07/hthpannex58pillartechology.pdf> (viděno 4. říjen 2022).
- [57] Siemens Energy Industrial Heat Pump b.r. <https://heatpumpingtechnologies.org/annex58/wp-content/uploads/sites/70/2022/07/siemens-energy-hthp-technology.pdf> (viděno 3. říjen 2022).

- [58] Qpinch Heat Transformer b.r. <https://heatpumpingtechnologies.org/annex58/wp-content/uploads/sites/70/2022/07/qpinchheattransformer.pdf> (viděno 4. říjen 2022).
- [59] THE 17 GOALS | Sustainable Development b.r. <https://sdgs.un.org/goals> (viděno 8. leden 2023).
- [60] The California Duck Curve – Charts – Data & Statistics - IEA b.r. <https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/the-california-duck-curve> (viděno 21. listopad 2022).
- [61] California ISO - Our Evolving Grid b.r. <http://www.caiso.com/about/Pages/Blog/Posts/Our-Evolving-Grid.aspx> (viděno 26. květen 2023).
- [62] Zhang Z, Ding T, Zhou Q, Sun Y, Qu M, Zeng Z, et al. A review of technologies and applications on versatile energy storage systems. *Renew Sustain Energy Rev* 2021;148:111263. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2021.111263>.
- [63] Dinçer I, Rosen M (Marc A. Thermal energy storage systems and applications b.r.
- [64] Jouhara H, Żabnieńska-Góra A, Khordehghah N, Ahmad D, Lipinski T. Latent thermal energy storage technologies and applications: A review. *Int J Thermofluids* 2020;5–6:100039. <https://doi.org/10.1016/J.IJFT.2020.100039>.
- [65] Sarbu I, Sebarchievici C. A Comprehensive Review of Thermal Energy Storage. *Sustain* 2018, Vol 10, Page 191 2018;10:191. <https://doi.org/10.3390/SU10010191>.
- [66] EUROPEAN ENERGY STORAGE TECHNOLOGY DEVELOPMENT ROADMAP 2017 UPDATE Joint EASE/EERA recommendations for a b.r.
- [67] Kousksou T, Bruel P, Jamil A, El Rhafiki T, Zeraouli Y. Energy storage: Applications and challenges. *Sol Energy Mater Sol Cells* 2014;120:59–80. <https://doi.org/10.1016/J.SOLMAT.2013.08.015>.
- [68] De Gracia A, Cabeza LF. Phase change materials and thermal energy storage for buildings. *Energy Build* 2015;103:414–9. <https://doi.org/10.1016/J.ENBUILD.2015.06.007>.
- [69] Alva G, Lin Y, Fang G. An overview of thermal energy storage systems. *Energy* 2018;144:341–78. <https://doi.org/10.1016/J.ENERGY.2017.12.037>.
- [70] Angelini G, Lucchini A, Manzolini G. Comparison of Thermocline Molten Salt Storage Performances to Commercial Two-tank Configuration. *Energy Procedia* 2014;49:694–704. <https://doi.org/10.1016/J.EGYPRO.2014.03.075>.
- [71] Flueckiger SM, Yang Z, Garimella S V. Review of Molten-Salt Thermocline Tank Modeling for Solar Thermal Energy Storage. <http://dx.doi.org/101080/014576322012746152> 2013;34:787–800. <https://doi.org/10.1080/01457632.2012.746152>.
- [72] Experiment with Liquid Metals in Thermocline Energy Storage at Karlsruhe – HELIOSCSP b.r. <https://helioscsp.com/experiment-with-liquid-metals-in-thermocline-energy-storage-at-karlsruhe/> (viděno 8. leden 2023).
- [73] Pintaldi S, Perfumo C, Sethuvenkatraman S, White S, Rosengarten G. A review of thermal energy storage technologies and control approaches for solar cooling. *Renew Sustain Energy Rev* 2015;41:975–95. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2014.08.062>.
- [74] Chandra YP, Matuska T. Stratification analysis of domestic hot water storage tanks: A comprehensive review. *Energy Build* 2019;187:110–31. <https://doi.org/10.1016/J.ENBUILD.2019.01.052>.

- [75] Ievers S, Lin W. Numerical simulation of three-dimensional flow dynamics in a hot water storage tank. *Appl Energy* 2009;86:2604–14. <https://doi.org/10.1016/J.APENERGY.2009.04.010>.
- [76] Al-Marafie A, Moustafa SM, Al-Kandarie A. Factors Affecting Static Stratification of Thermal Water Storage. <http://dx.doi.org/101080/00908318908908953> 2007;11:183–99. <https://doi.org/10.1080/00908318908908953>.
- [77] Lavan Z, Thompson J. Experimental study of thermally stratified hot water storage tanks. *Sol Energy* 1977;19:519–24. [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(77\)90108-6](https://doi.org/10.1016/0038-092X(77)90108-6).
- [78] Abdelhak O, Mhiri H, Bournot P. CFD analysis of thermal stratification in domestic hot water storage tank during dynamic mode. *Build Simul* 2015;8:421–9. <https://doi.org/10.1007/S12273-015-0216-9/METRICS>.
- [79] Miller BF. The Feasibility of Using Thermography to Detect Subsurface Voids in Painted Wooden Panels. *J Am Inst Conserv* 1977;16:27. <https://doi.org/10.2307/3179562>.
- [80] IEA SHC Task32-Thermal energy storage Handbook-IEA SHC Task 32 Heat storage: Advanced Storage Concepts for Solar and Low Energy Buildings View project IEA SHC Task 44 Solar and Heat Pump Systems View project Jean-Christophe Hadorn Solar energies and Strategies b.r.
- [81] Han YM, Wang RZ, Dai YJ. Thermal stratification within the water tank. *Renew Sustain Energy Rev* 2009;13:1014–26. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2008.03.001>.
- [82] Fleuchaus P, Godschalk B, Stober I, Blum P. Worldwide application of aquifer thermal energy storage – A review. *Renew Sustain Energy Rev* 2018;94:861–76. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2018.06.057>.
- [83] Ueckert M, Baumann T. Hydrochemical aspects of high-temperature aquifer storage in carbonaceous aquifers: evaluation of a field study. *Geotherm Energy* 2019;7. <https://doi.org/10.1186/S40517-019-0120-0>.
- [84] Gautam A, Saini RP. A review on technical, applications and economic aspect of packed bed solar thermal energy storage system. *J Energy Storage* 2020;27:101046. <https://doi.org/10.1016/J.EST.2019.101046>.
- [85] Gautam A, Saini RP. A review on sensible heat based packed bed solar thermal energy storage system for low temperature applications. *Sol Energy* 2020;207:937–56. <https://doi.org/10.1016/J.SOLENER.2020.07.027>.
- [86] Yang B, Bai F, Wang Y, Wang Z. Study on standby process of an air-based solid packed bed for flexible high-temperature heat storage: Experimental results and modelling. *Appl Energy* 2019;238:135–46. <https://doi.org/10.1016/J.APENERGY.2019.01.073>.
- [87] Lugolole R, Mawire A, Okello D, Lentswe KA, Nyeinga K, Shobo AB. Experimental analyses of sensible heat thermal energy storage systems during discharging. *Sustain Energy Technol Assessments* 2019;35:117–30. <https://doi.org/10.1016/J.SETA.2019.06.007>.
- [88] Elias CN, Stathopoulos VN. A comprehensive review of recent advances in materials aspects of phase change materials in thermal energy storage. *Energy Procedia* 2019;161:385–94. <https://doi.org/10.1016/J.EGYPRO.2019.02.101>.
- [89] Pereira da Cunha J, Eames P. Thermal energy storage for low and medium temperature applications using phase change materials – A review. *Appl Energy* 2016;177:227–38. <https://doi.org/10.1016/J.APENERGY.2016.05.097>.



- [90] Wang W, He S, Guo S, Yan J, Ding J. A combined experimental and simulation study on charging process of Erythritol–HTO direct-blending based energy storage system. *Energy Convers Manag* 2014;83:306–13. <https://doi.org/10.1016/J.ENCONMAN.2014.03.054>.
- [91] Manuel J. Book of Proceedings of the 3rd International Congress on Sustainable Construction and Eco-Efficient Solutions 30. Characterization of thermal energy storage materials for building applications b.r.
- [92] R1233zd(e) Solstice® HFO zd refrigerant grade in returnable cylinder 13 Lt b.r. <https://www.generalgas.eu/scheda-prodotto/r1233zd-e-solstice-hfo-zd-in-bombola-a-rendere-13-lt-12-kg.html> (viděno 4. březem 2023).
- [93] Tsvetkov OB, Mitropov V V., Prostorova AO, Laptev YA. Thermal conductivity prediction of Trans-1-Chloro-3,3,3-Trifluoropropene (R1233zd (E)). *J Phys Conf Ser* 2020;1683. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1683/3/032021>.
- [94] Pure and Pseudo-Pure fluid properties — CoolProp 6.4.3 documentation b.r. [http://www.coolprop.org/fluid\\_properties/PurePseudoPure.html#list-of-fluids](http://www.coolprop.org/fluid_properties/PurePseudoPure.html#list-of-fluids) (viděno 4. březem 2023).
- [95] Isentropic Line On Pv Diagram -2000 Expedition Engine Diagram | Begeboy Wiring Diagram Source b.r. <http://yangsulit1.hte-cynotechnie.fr/isentropic-line-on-pv-diagram.html> (viděno 24. březem 2021).
- [96] VÝMMNÍKY TEPLA V ENERGETICE b.r. <https://energetika.cvut.cz/wp-content/uploads/PRO1-n%C3%A1vrh-v%C3%BDm%C4%9Bn%C3%ADku.pdf> (viděno 4. březem 2023)
- [97] VDI Heat Atlas. Springer Berlin Heidelberg; 2010. <https://doi.org/10.1007/978-3-540-77877-6>.
- [98] Idel'chik IE. HANDBOOK OF HYDRAULIC RESISTANCE Coefficients of Local Resistance and of Friction b.r.
- [99] Vytápění BT01-TZB II-cvičení b.r. [https://www.fce.vutbr.cz/tzb/pocinkova.m/vytapeni\\_soubory/BT01\\_C1.pdf](https://www.fce.vutbr.cz/tzb/pocinkova.m/vytapeni_soubory/BT01_C1.pdf) (viděno 4. březem 2023)
- [100] Pressure Loss from Fittings - Excess Head (K) Method | Neutrium b.r. <https://neutrium.net/fluid-flow/pressure-loss-from-fittings-excess-head-k-method/> (viděno 11. březem 2023).
- [101] Katalog stavebních materiálů b.r. [https://stavba.tzb-info.cz/docu/tabulky/0000/000086\\_katalog.html](https://stavba.tzb-info.cz/docu/tabulky/0000/000086_katalog.html) (viděno 9. dubem 2023).
- [102] EPDM plus b.r. <https://www.azflex.cz/storage/products/89/epdm-hadice-role-tl.pdf> (viděno 10. dubem 2023).
- [103] Jaké parametry se udávají u kompresorů? | AIR Consult b.r. <https://www.airconsult.cz/clanky/blog/jake-parametry-se-udavaji-u-kompresoru> (viděno 10. dubem 2023).
- [104] Polska S, Sp SOK. Technická dokumentace ohříváče HEATER CONDENS b.r. <https://teplovodni-ohrivace-vzduchu.cz/www/dokumentace/HEATER-CONDENS-technical-manual-CZ-v202301.pdf> (viděno 9. dubem 2023).

- 
- [105] HAKL 3K-DL 5-15kW elektrický průtokový ohřivač vody - pro-topeni.cz b.r.  
<https://www.pro-topeni.cz/eshop-hakl-3k-dl-5-15kw-elektricky-prutokovy-ohrivac-vody.html> (viděno 16. duben 2023).
- [106] src\_Magna1-Katalogový list.pdf b.r.  
[https://www.bola.cz/admin/files/e\\_product\\_files/5/4881/src\\_Magna1-Katalogový list.pdf](https://www.bola.cz/admin/files/e_product_files/5/4881/src_Magna1-Katalogový list.pdf)  
(viděno 29. duben 2023).
- [107] MOBIL MOBILTHERM 603 - 208L - ProdejOlejů.cz b.r. <https://www.prodejoleju.cz/mobil-92/mobil-mobiltherm-603-208l/> (viděno 1. květen 2023).