

ČESKÉ VYSOKÉ  
UČENÍ TECHNICKÉ  
V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ  
ÚSTAV ENERGETIKY



CARNOTOVY BATERIE VYUŽÍVAJÍCÍ  
ODPADNÍ TEPLA – ANALÝZA A  
OPTIMALIZACE KONFIGURACÍ A  
PARAMETRŮ SYSTÉMU

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2021

VYPRACOVAL: MIROSLAV RATHAN  
VEDOUCÍ PRÁCE: ING. VÁCLAV NOVOTNÝ

## **Prohlášení:**

Prohlašuji, že jsem svoji diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením mého vedoucího diplomové práce a použil jsem pouze poklady uvedené v přiloženém seznamu.

V Praze dne 8.6.2021

Bc. Miroslav Rathan

## **Poděkování:**

Chtěl bych poděkovat svojí rodině a přátelům za morální podporu. Zvláště bych chtěl poděkovat svému vedoucímu Ing. Václavu Novotnému za cenné rady, a hlavně za trpělivost.

Název: Carnotovy baterie využívající odpadní teplo – analýza a optimalizace konfigurací a parametrů systému

Autor: Bc. Miroslav Rathan

Abstrakt:

Tato práce se věnuje Carnotovým bateriím jako nové potenciální technologii pro akumulaci elektrické energie, zvláště pak tepelně integrovaným Carnotovým bateriím, které využívají nízkopotenciální zdroj tepla za účelem zvýšení účinnosti daného systému.

Praktická část této diplomové práce se pak věnuje analýze a optimalizaci jednotlivých konfigurací tepelně integrovaných Carnotových baterií s využitím semi-empirických modelů kompresoru a expandéru. V závěru práce byl proveden odhad ceny vybraného systému.

Klíčová slova: Carnotovy baterie, ORC, tepelné čerpadlo, akumulace elektrické energie, expandér, kompresor

Vedoucí práce: Ing. Václav Novotný

Vedoucí ústavu: prof. Ing. Michal Kolovratník

Počet stran: 91

Počet obrázků: 50

Počet tabulek: 14

Name: Carnot batteries for waste heat recovery – performance analysis based on system parameters and configurations

Author: Bc. Miroslav Rathan

Abstract:

The topic of this thesis is focused on Carnot Batteries as a new potential technology for electricity storage, especially thermally integrated Carnot batteries, which use a low-potential heat source to increase the overall efficiency of the system.

The practical part of this thesis is then devoted to the analysis and optimization of individual configurations of thermally integrated Carnot batteries with integration of a semi-empirical model of a compressor and expander. At the end of the thesis, an estimate of the price of the selected system was made.

Keywords: Carnot batteries, ORC, heat pump, accumulation of electricity, expander, compressor

Supervisor: Ing. Václav Novotný

Institut leader: prof. Ing. Michal Kolovratník

Number of pages: 91

Number of pictures: 50

Number of tables: 14

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Rathan** Jméno: **Miroslav** Osobní číslo: **466592**  
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:

**Carnotovy baterie využívající odpadní teplo – analýza a optimalizace konfigurací a parametrů systém**

Název diplomové práce anglicky:

**Carnot batteries for waste heat recovery – performance analysis based on system parameters and configurations**

Pokyny pro vypracování:

Carnotovy baterie neboli technologie „power to heat to power“ jsou aktuálně rozvíjeným konceptem levného dlouhodobého ukládání elektřiny. Systémy využívající odpadního tepla, fungující s tepelným čerpadlem a ORC, mají perspektivu vysokých účinností. Zároveň se nabízí možnost pro „upgrade“ tepla na úroveň z části zpětně využitelné v průmyslových procesech a pro vytápění, tzv. sector coupling.

Tato práce bude obsahovat:

- Rešerši systémů Carnot battery se zaměřením primárně na aplikaci pro využití odpadního tepla - aktuální stav výzkumu, vývoje a aplikací ve světě, uvedení možností a limitací
- Termodynamický návrhový výpočet pro zvolené konfigurace systému a mapování parametrů v závislosti na vstupních a okrajových podmínkách
- Termodynamický výpočet pro zvolenou konfiguraci se semi-empirickými modely kompresoru a expandéru. Mapování parametrů pro zvolený rozsah provozních podmínek
- Bilanční „sizing“ vybraného systému a rámcové hodnocení ekonomických parametrů
- Shnutí výsledků a závěrečná doporučení

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**Ing. Václav Novotný, ústav energetiky FS**

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

Datum zadání diplomové práce: **22.04.2021**

Termín odevzdání diplomové práce: **04.06.2021**

Platnost zadání diplomové práce: **31.12.2022**

Ing. Václav Novotný  
podpis vedoucí(ho) práce

podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
podpis děkana(hy)

## Obsah

1	Úvod.....	9
2	Carnotovy baterie.....	10
2.1	Převod elektřiny na teplo.....	10
2.2	Ukládání tepla.....	10
2.3	Zpětná konverze tepla na elektřinu.....	12
2.4	Účinnost zpětné konverze.....	12
3	Tepelně integrované Carnotovy baterie (TI-PTES).....	14
3.1	Popis.....	14
3.2	Princip funkce.....	14
3.3	Konfigurace TI-PTES.....	15
3.4	Koncentrační uložště s Kalinovým cyklem.....	18
3.5	Vývoj tepelně integrovaných Carnotových baterií.....	19
4	Výpočetní model.....	24
4.1	Popis modelu.....	24
4.2	Účinnost systému.....	25
4.3	Funkce látkových vlastností.....	26
5	Semi-empirický model.....	27
5.1	Semi-empirický model šroubového kompresoru.....	27
5.2	Semi-empirický model expandéru typu scroll.....	34
6	Výpočty – model s konstantními isoentropickými účinnostmi.....	40
6.1	Teplé uložště.....	40
6.2	Studený model.....	48
7	Výpočty - model se semi-empirickým modelem kompresoru a expandéru.....	51
7.1	Vstupní hodnoty model.....	51
7.2	Základní parametry kompresor.....	51
7.3	Základní parametry expandér.....	53
7.4	Výsledky.....	55
7.5	Mapování parametrů.....	57
8	Sizing vybrané varianty a ekonomické srovnání.....	60

8.1	Cena ORC a tepelného čerpadla .....	60
8.2	Cena Akumulace.....	60
8.3	Ekonomické porovnání.....	61
9	Závěr .....	65



## 1 Úvod

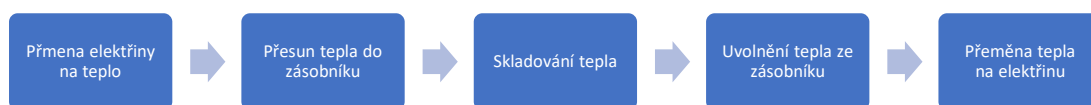
V současné době jsme v energetickém odvětví svědky trendu rozvoje obnovitelných zdrojů, kdy nejenom stoupají investice do jejich vývoje, ale také do jejich nasazení. Problémem obnovitelných zdrojů však nadále zůstává to, že dochází k nerovnoměrnosti produkce elektřiny, jak během jednotlivých dní, tak i během celého roku. Jako jedno z řešení tohoto problému, se jeví vybudování vhodných akumulčních uložišť elektrické energie, kde by elektřina mohla být skladována v době její produkce a nadbytku v síti a zpětně generována v době, kdy je jí nedostatek. V současné době panuje předpoklad, že s rozvojem obnovitelných zdrojů bude nutné stejným způsobem rozvíjet i akumulční soustavu a ta se tak stane nenahraditelným prvkem budoucí energetiky.

V tuto chvíli je pro akumulaci elektřiny ze sítě nejvíce využívanou a rozvinutou možností technologie přečerpávacích elektráren. Ty disponují schopností akumulovat elektřinu v řádu několika hodin až dní, ale mají tu nevýhodu, že se jedná o poměrně velké systémy, jejichž instalace je omezena pouze na malé množství geograficky vhodných lokalit a jejich potenciál je v ČR, stejně tak jako v dalších zemích, je již téměř vyčerpán. Mezi další, ne tak rozšířené varianty, patří možnosti ukládání do stlačeného nebo zkapalněného vzduchu. Tyto varianty však mají poměrně vysokou cenu a v případě ukládání energie do stlačeného vzduchu nastává stejný problém, jako s přečerpávacími elektrárnami. Pro jejich realizaci jsme geograficky limitováni pouze na vhodné lokality, jako jsou například vyčerpaná ložiska ropy a zemního plynu. V neposlední řadě je potřeba také zmínit klasické baterie založené na principu chemické vazby, jako jsou například baterie lithiové a jiné. Lithiové baterie disponují obrovskou hustotou uchovávané energie, skvělou účinností zpětné konverze elektřiny, ale mají vysokou cenu za kWh, a také je pro jejich výrobu potřeba velké množství vzácných materiálů. Právě z těchto důvodů se množství vědců věnuje vývoji nových systémů, které by byly schopné akumulovat velké množství energie s vysokou účinností zpětné konverze uložené elektřiny, bez geografických omezení a také s přijatelnou cenou za instalovanou kapacitu.

Právě jednou z takto nově vyvíjených technologií, je technologie Carnotových baterií, která se zaměřuje na ukládání elektřiny pomocí tepla do vhodného tepelného zásobníku a její zpětnou konverzi. Dalším vývojovým stádiem této technologie jsou tepelně integrované Carnotovy Baterie, které používají a zpracovávají nízkopotenciální zdroj tepla pro vylepšení provozních parametrů. Obsahem této práce je popis fungování Carnotových Baterií a rešerše současného vývoje Carnotových Baterií využívající tepelná čerpadla pro nabíjení a Organický Rankinův cyklus pro vybíjení.

## 2 Carnotovy baterie

Carnotovy baterie (CB) je obecně uznávaný název, pod kterým se sdružují technologie akumulace elektrické energie na bázi tepla. Tyto technologie fungují na principu přeměny elektřiny na teplo a jeho následnou konverzí zpět na elektřinu (P2H2P – Power to Heat to Power). Jedná se o posloupnost jednotlivých dějů, kterou lze vidět na Obr. 1. Zde je vidět, že elektrická energie je nejdříve vhodným způsobem přeměněna na teplo, následně je teplo přesunuto do tepelného zásobníku, odtud je teplo odváděno a přeměněno zpět na elektřinu. [1]



Obr. 1: Schéma fungování Carnotových baterií [1]

### 2.1 Převod elektřiny na teplo

Tato část je prvním pomyslným článkem celého principu Carnotovy baterie a jedná se v principu o „nabíjení“ baterie. Jedním ze způsobů jak lze Carnotovy baterie dělit je podle technologie použité na přeměnu elektrické energie na teplo. Mezi technologie pro převod elektřiny na teplo patří například odporový ohřev, v tom případě se jedná o technologii, označovanou ETES (Electric Thermal Electricity Storage), nebo k přeměně lze využít Braytonova levotočivého tepelného oběhu, které funguje jako tepelné čerpadlo. V takovém případě se technologie nazývá jako PTES (Pumped Thermal Electricity Storage). Odporový ohřev má výhodu v porovnání s Braytonovým oběhem z hlediska svojí jednoduchosti a snadné výkonové škálovatelnosti. Při nabíjení dochází k průchodu elektrického proudu elektrickým ohřivačem, a ten odporovým teplem ohřívá přímo akumulační médium. [1] [2]

### 2.2 Ukládání tepla

Uložiště tepla je jedním z nejdůležitějších prvků celého konceptu Carnotových baterií. V současné chvíli jsou uložitelé tepla nejvíce využívána v oblasti koncentračních solárních elektráren a dalších průmyslových procesů. Klíčovým prvkem při dimenzování tepelného zásobníku je správná volba akumulačního materiálu. Ten by měl disponovat zejména vysokou tepelnou kapacitou. Ta je důležitá zejména z hlediska absolutní velikosti uložitelé a jeho jednoduché škálovatelnosti. Mezi další neméně důležité vlastnosti tepelného uložitelé patří schopnost akumulovat teplo při vysokých teplotách, chemická stálost a nízká cena. Obecně můžeme rozdělit tepelná uložitelé podle několika kategorií, jako například podle teploty, velikosti a další, ale nejčastěji se tepelná uložitelé dělí podle charakteru ukládání tepla. Teplo můžeme ukládat ve formě citelného tepla,

nebo ve formě latentního tepla. Tyto dva způsoby budou detailněji rozebrány. Další způsob je na bázi termochemických a fyzikálních reakcí, ale tento způsob je stále spíše ve fázi výzkumu, než aplikace. [3]

### 2.2.1 Uložiště citelného tepla

Uložiště citelného tepla fungují na principu postupného ohřevu a ochlazování pracovní látky uložiště a materiál se vyskytuje vždy pouze v jedné fázi, a to buď v pevné nebo kapalně. [3]

#### 2.2.1.1 Uložiště v kapalném skupenství

U kapalných uložišť citelného tepla se využívá dvou navzájem oddělených nádrží. V jedné nádrži je pracovní látka uložiště skladována na teplotě vyšší, ve stavu nabitém a v té druhé na teplotě nižší, ve stavu vybitém. K přenosu tepla pak dochází tak, že pracovní látka tepelného uložiště proudí skrz tepelný výměník z jedné nádrže do druhé, a tak dochází k vybíjení systému. Pravděpodobně mezi nejznámější uložiště tepla v kapalně fázi patří voda. Ta disponuje vysokou tepelnou kapacitou a nízkou cenou. Mezi její nevýhody patří poměrně vysoký tlak, který je potřebný při ukládání teplot vyšších než 100 °C a s ním spojené vyšší náklady na nádrže. Jednou z jejích dalších výhod je, že může sloužit také rovnou jako teplonosné médium mezi tepelným uložištěm a nabíjecí, nebo vybíjecí částí Carnotovy baterie. Pro oblasti vyšších teplot a nižších tlaků je možné využít různé oleje nebo tekuté soli a kovy. Tyto materiály však oproti vodě mají poměrně nižší tepelnou kapacitou a vysokou cenou. Mezi zástupce olejů patří například Therminol. Ten je schopný ukládat teplo až o teplotě 350 °C. U studených uložišť, lze využít roztoky vody s ethylen glykolem, nebo propylen glykolem, které mají teplotu tuhnutí závislou na koncentraci. Minimální teploty pro studené uložiště dosahující hodnot až kolem -50 °C. [3] [4]

#### 2.2.1.2 Uložiště v pevném skupenství

Uložiště tepla v pevném stavu mají tu výhodu, že je lze použít v oblastech nižších i vyšších teplot. Na rozdíl od vody však mají poměrně nízkou tepelnou kapacitu. Jako materiál tepelného uložiště v pevném stavu lze použít například různá kameniva, šterky, písky atd. K ukládání tepla dochází buď průchodem teplonosné látky skrze celý objem uložiště, v případě, že je teplonosné médium v plynném skupenství. Alternativně je tepelné uložiště protkané soustavou trubek, kterými může volně proudit teplonosné médium v kapalně stavu. [3] [4]

### 2.2.2 Uložiště latentního tepla.

Uložiště latentního tepla využívají změny skupenství skladovacího média. Díky tomu dosahují poměrně vysoké hustoty uložené energie, což má pozitivní dopad na celkovou hmotnost a velikost uložiště. Další výhodou je, že uložiště se je provozováno za konstantní teploty, a díky tomu je možné částečně omezit ztráty, které vznikají vlivem nevratnosti procesů sdílení tepla (občas ale může naopak ztráty zvýšit při nabíjení a

přenosu tepla dalším teplosměnným médiem). Jednou z nevýhod uložišť latentního tepla je jejich vysoká cena. Nejběžnější fázovou změnou využívanou bývá změna z pevného skupenství na kapalné a naopak. Obecně existuje velké množství materiálů, které lze použít jako materiál uložišť latentního tepla, jako jsou například eutektické směsi dusičnanů, solí, kovů atd. Tab. 1 je uveden příklad materiálů použitelných jako pracovní látky uložišť latentního tepla. [4][3]

Materiál	Teplota změny fáze (°C)	Skupenské teplo změny fáze (kJ/kg)
Voda	0	335
AlCl <sub>3</sub>	192	280
LiNO <sub>3</sub>	250	370
Na <sub>2</sub> O <sub>2</sub>	360	314
KClO <sub>4</sub>	527	1253

Tab. 1: seznam potenciálních látek latentního uložišť tepla, převzato z [3]

### 2.3 Zpětná konverze tepla na elektřinu

Poslední fází je fáze vybíjení. V této části existuje široká paleta vhodných technologií, které lze využít a z větší části jedná o technologie, které jsou již využívané v energetické praxi. Mezi tyto technologie patří parní Rankin-Clausiusův oběh, který je využívaný například v parních elektrárnách, nebo Braytonův cyklus. Tyto technologie jsou vhodné zejména pro vyšší výkony. Pro nižší výkony přichází nejvíce v úvahu technologie Organického Rankinova cyklu (ORC). Další možností, ale méně běžnou jsou také další alternativní oběhy jako je například Kalinův cyklus nebo Stirlingův oběh. V neposlední řadě přicházejí v úvahu také různé alternativní technologie, jako je například přímá přeměna tepla na elektřinu pomocí termických článků atd. Volba vhodné technologie zpětné konverze se často odvíjí od zbytku konfigurace a každá má své opodstatnění. [1] [2]

### 2.4 Účinnost zpětné konverze

Stejně jako u jiných technologií akumulace elektrické energie je i u Carnotových baterií jedním z nejdůležitějších parametrů hodnota účinnosti zpětné konverze elektřiny. Tu lze jednoduše definovat jako poměr energie z baterie získané, vůči energii do baterie přivedené. Účinnost Carnotovy baterie můžeme rozdělit stejně jako samotnou Carnotovu baterii do tří částí na účinnost výroby tepla, účinnost uložišť tepla a účinnost výroby elektřiny. Jejich součin dohromady pak udává celkovou účinnost zpětné konverze elektřiny, tak jak je definovaná v rovnici (1). [5]

$$\eta_{RT} = \eta_{HP} \cdot \eta_{ST} \cdot \eta_{EP} \quad (1)$$

$\eta_{RT}$  účinnost zpětné konverze elektřiny

$\eta_{HP}$  účinnost výroby tepla

$\eta_{ST}$  účinnost tepelného uložení

$\eta_{EP}$  účinnost produkce elektřiny

## 3 Tepelně integrované Carnotovy baterie (TI-PTES)

### 3.1 Popis

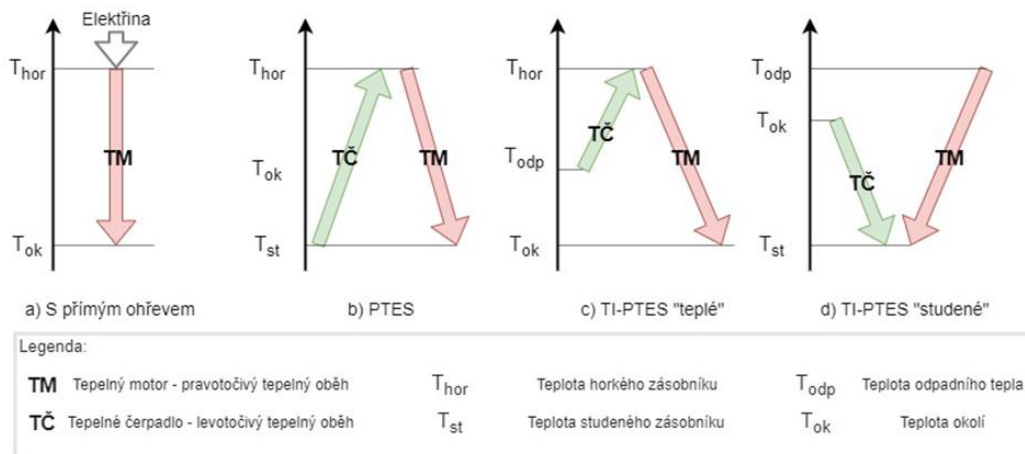
Typická konfigurace Carnotovy baterie, ať už ve formě PTES nebo ETES, disponuje poměrně nízkou účinností zpětné konverze elektřiny. Jednou z možností, jak účinnost zpětné konverze zvýšit, je využití nízkopotencionálního tepla a jeho integraci do klasické PTES konfigurace. Vzniklý koncept se obecně nazývá TI-PTES (thermally integrated pumped thermal energy storage), nebo také tepelně integrované Carnotovy baterie. V zásadě lze tepelně integrované Carnotovy rozdělit do dvou základních kategorií, které se od sebe liší tím, na jaké teplotě je teplo uchováno. V prvním případě akumuluje teplo na teplotě vyšší než okolí. V druhém případě je akumuluje uložiště na teplotě nižší, než je teplota okolí a jedná se tak v principu o uložiště chladu.

[6] [5]

### 3.2 Princip funkce

Princip zvýšení celkové účinnosti oproti klasické konfiguraci PTES je dobře vidět na obrázku Obr. 2. U klasické PTES konfigurace je nejdříve odebíráno teplo na úrovni teploty okolí a následně je pomocí tepelného čerpadla jeho teplota zvýšena na úroveň uložiště tepla. Tepelný zásobník pak slouží jako zdroj tepla pro tepelný motor, který odebírá ze zásobníku teplo a expanduje zpět na teplotu okolí. U tepelně integrované Carnotovy baterie je nízkopotenciální zdroj tepla použit jako vstup do tepelného čerpadla. Tepelné čerpadlo tak čerpá teplo na vyšší teplotní úrovni a teplotní spád, který musí tepelné čerpadlo překonat je menší než je tomu u klasické PTES varianty. Tepelný motor pak již funguje standardně mezi teplotou uložiště a teplotou okolí. U konfigurace tepelně integrované Carnotovy baterie se studeným uložištěm je nízkopotenciální zdroj tepla využíván přímo jako zdroj tepla pro tepelný motor, který pracuje mezi teplotou zdroje odpadního tepla a teplotou uložiště chladu. Tepelné čerpadlo udržuje teplotu studeného uložiště tím, že z něj odebírá teplo, které následně předává na teplotě okolí.

[6] [5]



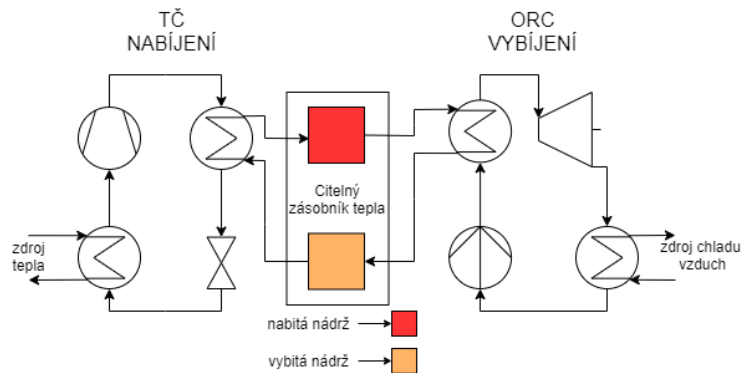
Obr. 2: Princip funkce systému TI-PTES [1]

### 3.3 Konfigurace TI-PTES

Nejčastější konfigurace tepelně integrovaných Carnotových baterií jsou založena na podkritický Rankinových cyklech. Nejčastější konfigurace tepelně integrovaných baterií se skládají z tepelného čerpadla na straně nabíjení, Organického Rankinova Cyklu na straně vybíjení a jednoho systému ukládání tepla (jeden nabitý a jeden vybitý zásobník). Organický Rankinův cyklus (ORC) funguje na stejném principu jako klasický Rankinův cyklus, jen místo vody využívá jako pracovní látku průmyslová chladiva. Ty jsou používána také například v chladicí technice, nebo v tepelných čerpadlech. V principu tak, tepelné čerpadlo a ORC cyklus mohou používat stejnou pracovní látku jak v nabíjecím a vybíjecím cyklu, což může vést k vývoji různých hybridních systémů, kdy jak ORC, tak tepelné čerpadlo spolu mohou sdílet několik základních komponent. [7]

#### 3.3.1 Teplé uložení

Na Obr. 3 je uvedené schéma tepelně integrované Carnotovy baterie s teplým uložením tepla. Zdroj tepla vstupuje do výparníku tepelného čerpadla kde slouží k vypaření pracovní látky oběhu. Pracovní látka pak proudí do kompresoru, kde dochází ke zvýšení tlaku a teploty. Po kompresi míří pracovní látka do kondenzátoru, kde pracovní látka předává teplo uložení tepla a tím ho nabíjí. Po kondenzaci proudí pracovní látka skrze expanzní ventil a vstupuje zpět do výparníku. Během vybíjení dochází k vybíjení uložení tím, že pracovní látka tepelného uložení předává ve výparníku teplo pracovní látce ORC. Po vypaření proudí pracovní látka do expandéru, kde expanduje na nižší tlak díky odvodu tepla na nízké teplotě a je generována práce (elektřina). Pracovní látka je pak čerpána na vyšší tlak pro dokončení oběhu. [7] [5]

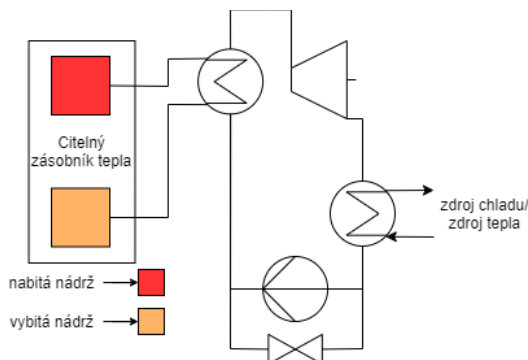


Obr. 3 schéma TI-PTES varianty s teplým citelným uložištěm a ORC

### 3.3.2 Teplé uložiště tepla s reverzním systémem

Schéma reverzní konfigurace zařízení je vidět na Obr. 4. Jedná se o upravenou konfiguraci uvedenou na Obr. 3. U reverzního systému je princip fungování stejný jako je tomu u klasické konfigurace. Jedním z rozdílů je, že místo čtyř výměníku tepla jsou v této konfiguraci použity pouze dva. Stejně tak je využito pouze jedno zařízení jako kompresor a jako expandér. Výhodou této konfigurace je, že snížením počtů komponent dochází k výraznému snížení nákladů na celý systém.

[7] [8] [9]



Obr. 4: schéma TI-PTES varianta s hybridním uložištěm

### 3.3.3 TI-PTES hybridní uložiště

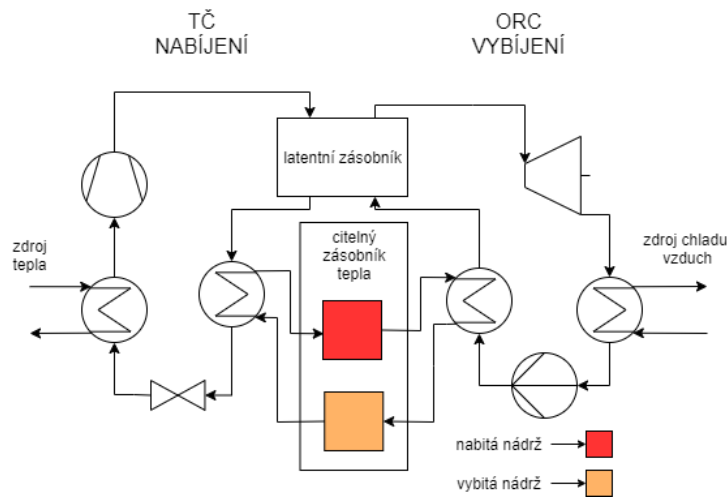
Další zajímavou konfigurací TI-PTES technologií je využití Hybridního zásobníku tepla. Hlavní rozdíl oproti variantě uvedené na Obr. 3 je v tom, že během nabíjení je teplo ukládáno do dvou teplých zásobníků. První zásobník ukládá teplo v latentní formě a druhý zásobník funguje na principu citelného tepla. [10]

Během nabíjení dochází ke kondenzaci pracovní látky ve výměníku uložiště latentního tepla. Zde dochází k výměně tepla mezi pracovní látkou a uložištěm za konstantní teploty zásobníku tepla i pracovní látky. Po zkondenzování v latentním zásobníku míří pracovní látka do citelného zásobníku tepla, kde dochází k jejímu podchlazení. Stejného principu je využíváno i během vybíjení uložiště. Pracovní látka ORC vstupuje nejdříve do zásobníku citelného tepla, kde dochází k jejímu ohřátí až



na teplotu syté kapaliny. Následně prochází pracovní látka skrze druhé uložení tepla, kde dochází k jejímu vypaření. [10]

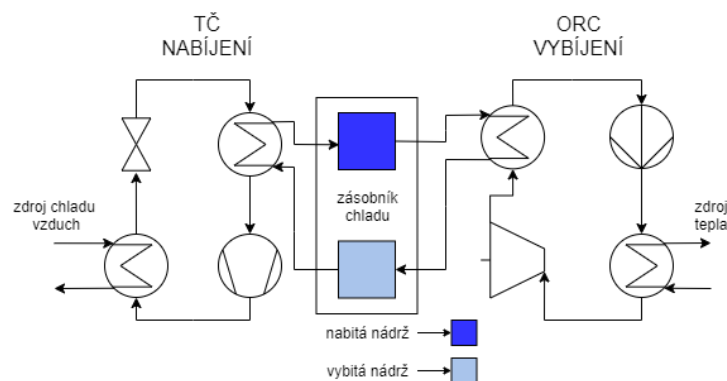
Výhodou tohoto systému je, že během ohřevu pracovní látky ORC dochází k lepšímu kopírování teplotních profilů pracovní látky ORC a uložení tepla. U tohoto konceptu je velmi klíčovou součástí správné dimenzování veškerých komponent tak, aby poměr přijatého, nebo odevzdaného tepla mezi uložení latentního a citelného tepla byl vždy ve stejném poměru a nedocházelo tak k nerovnováze celého systému. [10]



Obr. 5 schéma TI-PTES s teplým citelným a teplým latentním uložení tepla a ORC

### 3.3.4 Studené uložení tepla

Na Obr. 6, je zobrazeno schéma konfigurace se studeným uložení tepla. Ve studených zásobnících je ukládáno teplo na teplotní úrovni nižší, než je teplota okolí. Princip funkce je téměř stejný, jako u teplé varianty. Tepelné čerpadlo ale kondenzuje na teplotě okolí a k vypařování dochází na teplotní úrovni chladného zásobníku. Tepelné čerpadlo tak odebírá teplo ze studeného uložení a tím ho nabíjí. Na straně ORC pak slouží chladný zásobník jako zdroj chladu pro kondenzaci a odvod tepla z pracovní látky, která tak může expandovat na nižší tlak, než odpovídá teplotě okolí. [11] [5]



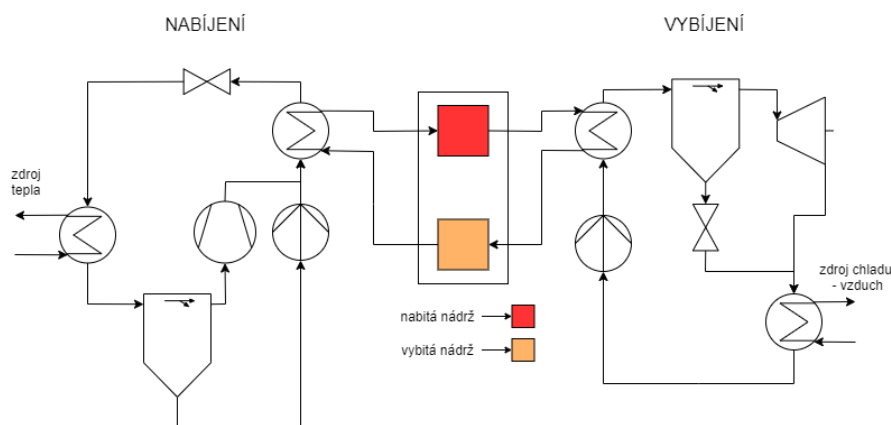
Obr. 6 schéma TI-PTES varianty s studeným citelným uložení tepla a ORC

### 3.3.5 Konfigurace TI-PTES s Kalinovým cyklem

TI-PTES konfigurace uvedená na Obr. 7 je poměrně ojedinělá co se týče využití technologie Kalinových cyklů, v rámci technologie Carnotových baterií.

Při nabíjení kapalná směs o základní koncentraci jednotlivých složek je skrze tepelný výměník a odpadní teplo ohřátá na vyšší teplotu, během čehož dojde k jejímu částečnému vypaření. Ohřátá směs pak míří do separátoru, kde jsou od sebe jednotlivé fáze, plynná a kapalná odděleny. Plynná složka je pomocí kompresoru stlačena na vyšší teplotu a tlak. Na stejný tlak je pomocí čerpadla stlačena i zkapalněná složka. Po stlačení dochází opět k adiabatickému směšování obou směsí a výsledná směs, o vysoké teplotě a tlaku, pak proudí skrze výměník tepla, kde ohřívá látku tepelného úložiště.

Při vybíjení je pak využito stejného principu. K ohřátí a částečnému vypaření slouží tepelný zásobník a výměník tepla. V separátoru je opět oddělena plynná složka od kapalně. Plynná složka směsi expanduje v expandéru na nižší tlak a produkuje tak energii. Po expanzi dochází ke spojení složky po průchodu expandérem a původní kapalně složky, u které došlo ke snížení tlaku průchodem skrze expanzní ventil. Nově vzniklá směs o původní koncentraci je zkapalněna a celý cyklus vybíjení tak uzavírá čerpadlo, které vhání roztok znovu do výměníku tepla<sup>1</sup>.



Obr. 7 schéma TI-PTES KALINA s teplým uložištěm

### 3.4 Koncentrační uložiště s Kalinovým cyklem

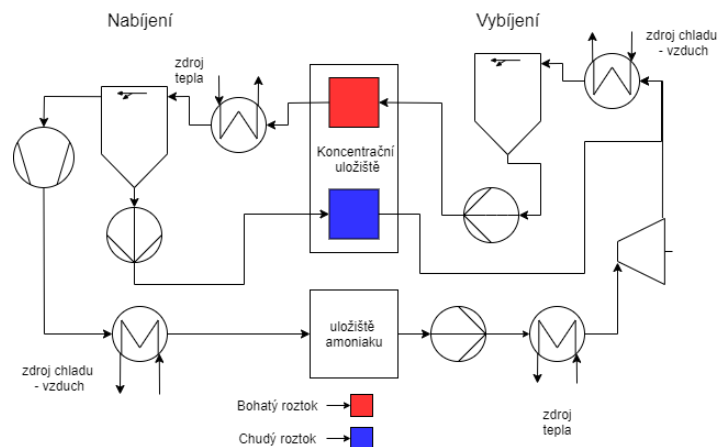
Ačkoliv se nejedná o klasické TI-PTES schéma, je koncept založený na Kalinově cyklu a koncentračním uložišti amoniaku zobrazený na Obr. 8 zajímavý z hlediska možnosti využití nízkopotencionálního tepla. Tato konfigurace se skládá, stejně jako tradiční TI-PTES konfigurace, z nabíjecí a vybíjecí části, jen místo tepelného zásobníku jsou v systému integrovány dvě uložiště, koncentrační uložiště a uložiště čistého amoniaku. V koncentračním uložišti jsou uchovávány dvě směsi amoniaku a vody, každá o jiné

<sup>1</sup>Na základě konceptu OTH Amberg a gmbh AGO, získáno z emailové komunikace s Ing Václavem Novotným z 19.5.2020

koncentraci. V jedné nádrži je směs o vysoké koncentraci amoniaku, zatímco v té druhé je koncentrace amoniaku nižší.

Během nabíjení je směs o vysoké koncentraci amoniaku, v kapalném stavu, ohřáta pomocí odpadního zdroje tepla na teplotu, kdy dochází k jejímu částečnému vypaření. Následně proudí tato ohřátá směs do separátoru, kde je od sebe oddělena kapalná složka od plynné. Kapalná složka, s nižší koncentrací amoniaku je pomocí čerpadla dopravena do koncentračního uložště a je zde uskladněna. Plynná složka, která svým složením odpovídá téměř čistému amoniaku je následně stlačena na vysoký tlak pomocí kompresoru a následně zkapalněna. Téměř čistý a zkapalněný amoniak o vysokém tlaku je následně uložen v uložšti amoniaku, který tak od sebe odděluje nabíjecí a vybíjecí část.

Během vybíjení je téměř čistý amoniak pomocí čerpadla přiváděn do výměníku tepla, kde je využito opět nízkopotencionálního zdroje tepla pro vypaření amoniaku. Plynný amoniak pak proudí skrze expandér. Po expanzi dochází k směřování čistého amoniaku a chudé směsi amoniaku a vody z koncentračního uložště, což způsobuje, že vzniklá směs amoniaku má stejnou koncentraci amoniaku jako původní „bohatá“ směs na začátku nabíjení. Takto vzniklá směs nejdříve proudí skrze výměník tepla, kde dochází k jejímu zkapalnění a následně míří do separátoru, který už pouze zajišťuje, že v koncentračním uložšti je uložena pouze směs v kapalně fázi.<sup>2</sup>



Obr. 8 schéma koncentračního uložště

### 3.5 Vývoj tepelně integrovaných Carnotových baterií

Součástí této kapitoly je pouze krátký výčet současných vědeckých projektů a pracovišť ve světě, které se soustředí na vývoj tepelně integrovaných Carnotových baterií.

<sup>2</sup> Na základě konceptu OTH Amberg a gmbh AGO, získáno z emailové komunikace s Ing Václavem Novotným z 19.5.2020

### 3.5.1 CHESTER

CHESTER (Compressed Heat Energy Storage for Energy from Renewable sources) je mezinárodní projekt, který sdružuje 20 subjektů z výzkumného, komerčního a univerzitního prostředí se společnou snahou o vyvinutí vlastní technologie na skladování elektřiny pomocí technologie P2H2P. Mezi hlavní subjekty, které se podílejí na vývoji jednotlivých komponent patří zejména univerzita v Ghentu, německé DLR a společnost Tecalia. Popis toho, na čem se jednotlivé společnosti v rámci projektu podíleli je uveden u jednotlivých společností. [10]

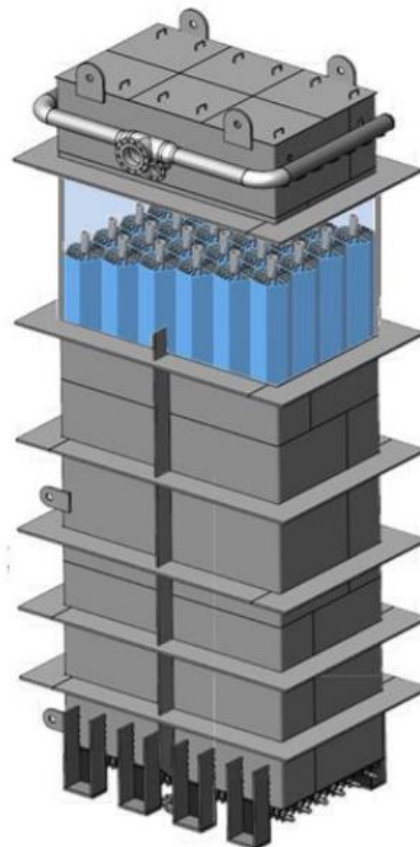
CHEST je zkrácený název prototypu zařízení, které vzniklo v rámci projektu CHESTER, schéma tohoto konceptu je vidět na Obr. 5. Popis principu fungování byl popsán již v předchází části. V současnosti je hlavní pozornost věnovaná prototypovému zařízení, na kterém probíhá experimentální měření jednotlivých komponent. [10]

#### 3.5.1.1 Latentní uložení tepla

Latentní tepelné uložení (LH-TES – Latent heat - thermal electricity storage) využívá rozdíl entalpie během fázové změny mezi kapalnou a pevnou fází materiálu uložení, k uvolňování a přijímání tepla dochází za konstantní teploty. Jako pracovní látka uložení latentního tepla slouží eutektická směs dusičnanů 67 %  $\text{KNO}_3$  a 33 %  $\text{LiNO}_3$ . Tento materiál má vysoký rozdíl entalpie během fázové změny 167 kJ/kg, teplotu tání 133 °C a fázová změna probíhá během konstantní teploty. Latentní zásobník má tvar 5,2 m vysokého kvádrů se čtvercovou podstavou a je naplněn směsí dusičnanů. Tepelný výměník, který zajišťuje přenos tepla mezi pracovní kapalinou a látkou uložení je uložen uvnitř uložení, společně se směsí dusičnanů, a je tvořen 90 páry trubek opatřených hliníkovým žebrováním. Uložení tepla je zobrazeno na Obr. 10. Trubky výměníků jsou opatřeny hliníkovým žebrováním, jelikož při tuhnutí látky uložení se na povrchu trubek vytváří malá vrstva tuhých dusičnanů, která s postupem času narůstá. Tato nově vznikající tuhá vrstva má menší tepelnou vodivost než původní materiál trubek, což má za následek, že médium při průchodu zásobníkem se neohřívá na požadovanou teplotu, a z tohoto důvodu je zásobník opatřen žebrováním. Ukázka jednoho páru trubek se žebrováním je vidět na Obr. 9. Jeden pár tvoří vždy trubka o průměru DN20, kterou během procesu nabíjení proudí pracovní látka tepelného čerpadla a druhá trubka o průměru DN 10, kterou pak proudí pracovní látka ORC cyklu. Celý zásobník disponuje kapacitou 160 kWh. [12]



Obr. 9: Ukázka svazku trubek se žebrováním latentního uložiče LH-TES [10]



Obr. 10: schéma zásobníku latentního tepla - projekt CHESTER, původní koncept [10]

### 3.5.1.2 Zásobník citelného tepla

Zásobník citelného tepla se skládá ze dvou oddělených tlakových nádob s vodou, kdy v jedné nádobě je skladována voda o nižší teplotě, ve stavu vybitém, a v druhé na vyšší

teplotě, ve stavu nabitém. Uložiště citelného tepla je využíváno hlavně k podchlazení, nebo přehřátí pracovní látky. Během nabíjecího procesu je voda z chladné nádrže odváděna do podchlazovacího výměníku tepelného čerpadla, odkud je převedena do druhé nádrže o vyšší teplotě. Naopak, během vybíjecí fáze je voda z teplé nádrže odváděna a použita pro přehřátí pracovní kapaliny ORC systému a následně je odvedena zpět do chladné nádrže. Objem každé nádrže je 2 m<sup>3</sup>. Tlak v obou nádržích je 5 barů. Teplota vody v teplejší nádrži je cca 133 °C. Teplota v chladnější nádrži by měla mít teplotu cca 44 °C. [12]

#### 3.5.1.3 Tepelné čerpadlo

Jako pracovní kapalina byla zvolena R1233zd(E), vzhledem ke svým vlastnostem jako je kritická teplota 166 °C, nehořlavost a netoxičnost. Jako kompresor tepelného čerpadla byl zvolen jednopístový kompresor o maximálních otáčkách 1 500 ot/min s objemem 511 cm<sup>3</sup> společnosti Viking heat engines. [13]

#### 3.5.1.4 ORC systém

Jedním z hlavních požadavků na ORC je, aby systém fungoval dobře i mimo stanovené provozní parametry. Jako expandér byl zvolen nově vyvinutý pístový expandér od společnosti Viking Heat engines o výkonu 15,5 kWe, pracovní látkou byla místo původně zamýšlené R1233zd(E) zvolena RD-12. [14]

### 3.5.2 Univerzita v Ghentu

Univerzita v Ghentu se účastní projektu CHESTER a soustředí se zejména vývoj systému ORC pro vybíjecí část Carnotovy baterie. Vývoj ORC systému byl náročný, jelikož teplo je do ORC cyklu dodáváno ze dvou zdrojů. Nejdříve pracovní látka ORC odebírá teplo z citelného uložení tepla a posléze z latentního zásobníku tepla, to je výhodné z hlediska účinnosti celého systému a minimalizace ztráty exergie, ale je nutná správná volba komponent a zejména pak velikosti výměníků tepla, tak aby poměr velikostí předaného tepla mezi uložení latentního tepla a uložení citelného tepla byl v rovnováze vzhledem k nabíjecí části Carnotovy baterie. Z dat o experimentálním průběhu nabíjení a vybíjení byl vytvořen matematický model tak, aby ORC systém mohl pracovat za stabilních podmínek. Matematický model využili také pro stanovení ideální pracovní látky ORC cyklu a stanovení velikosti jednotlivých komponent. [13]

### 3.5.3 DLR

DLR je zkratka pro Německé středisko pro letectví a kosmonautiku. To se v poslední době zaměřuje na vývoj uložení tepla pro solární koncentrační elektrárny, dodávku průmyslového tepla, a také na vývoj systémů pro ukládání elektřiny pomocí stlačeného vzduchu (CAES - compressed air energy storage). Ve svých projektech se soustředí na latentní zásobníky tepla založené na fázové přeměně materiálu uložení. Jako vhodný materiál se jeví zejména levné technické soli. Úskalím vývoje latentních uložení však je poměrně malá hustota uložené energie plynoucí z malé tepelné vodivosti materiálu

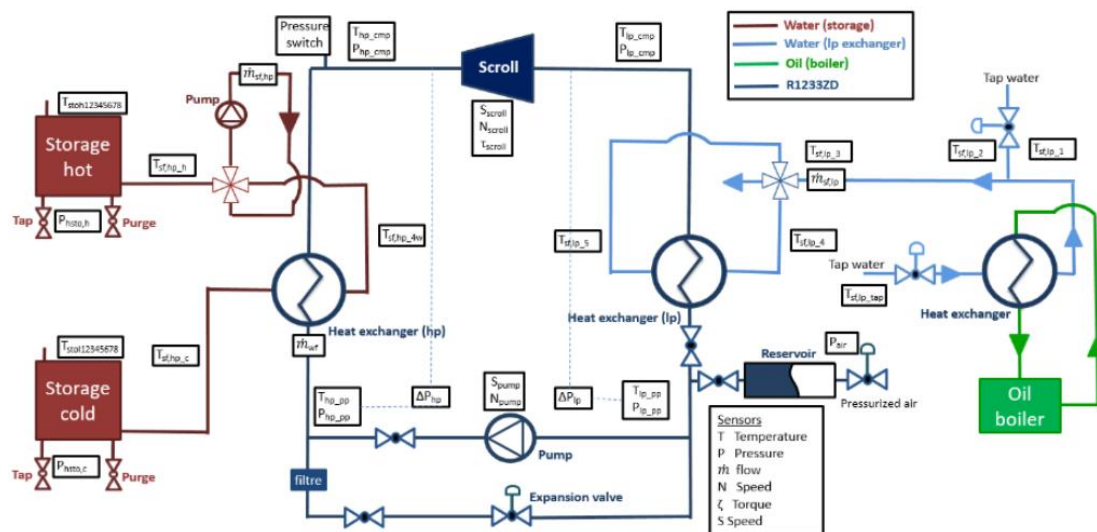
uložiště tepla. DLR je společně s ostatními partnery součástí projektu CHESTER, na kterém se soustředí právě na vývoji latentního zásobníku tepla a zároveň na její půdě dochází k sestavování výsledného prototypu. [12] [15]

### 3.5.4 Tecalia

Tecalia je nezisková výzkumná organizace se sídlem ve Španělsku. Společně s dalšími subjekty se účastní projektu CHESTER a její úloha spočívá ve vývoji vysokoteplotního čerpadla. [13]

### 3.5.5 Univerzita v Liege

Dalším vědeckým pracovištěm, které se soustředí na vývoj Carnotových baterií na bázi TI-PTES je univerzita v Liege. Zde se ze začátku soustředili zejména na analýzu teplé a studené varianty uložiště uvedené na Obr. 3 a Obr. 6, kde zkoumali vliv provozních parametrů na celkovou účinnost. Po výpočetních analýzách se rozhodli pro vývoj prototypu plně reverzního systému teplého uložiště Carnotovy baterie, který je vidět na Obr. 11. Zařízení se skládá z tepelného uložiště ve formě vody o teplotě 85 °C a objemu 900 litrů, dvou deskových výměníků o výkonu 25 kW a zařízení typu scroll, které slouží jako kompresor, a zároveň také jako expandér. Jako pracovní látka uvedeného cyklu slouží chladivo R1233ZD. [16]



Obr. 11: schéma systému vyvíjeného na univerzitě v Liege [16]

### 3.5.6 Erlangsko norimberská univerzita

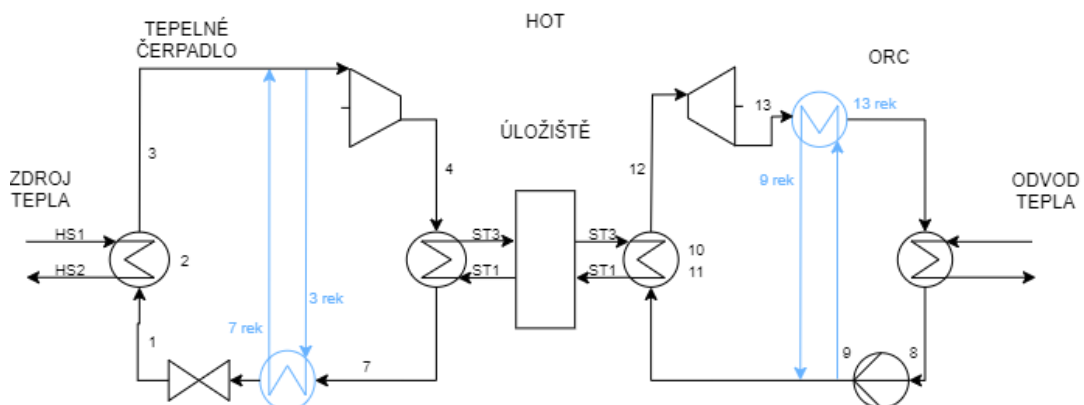
Na Erlangsko normimberské univerzitě probíhá v současné době vývoj částečně reverzního systému, založeného na stejném principu jako je tomu u univerzity v Liege, Obr. 4. Mezi oběma variantami je ale ten rozdíl, že zařízení vyvíjené na Erlangsko norimberské univerzitě má mít samostatný expandér a kompresor. [8] [9]



## 4 Výpočetní model

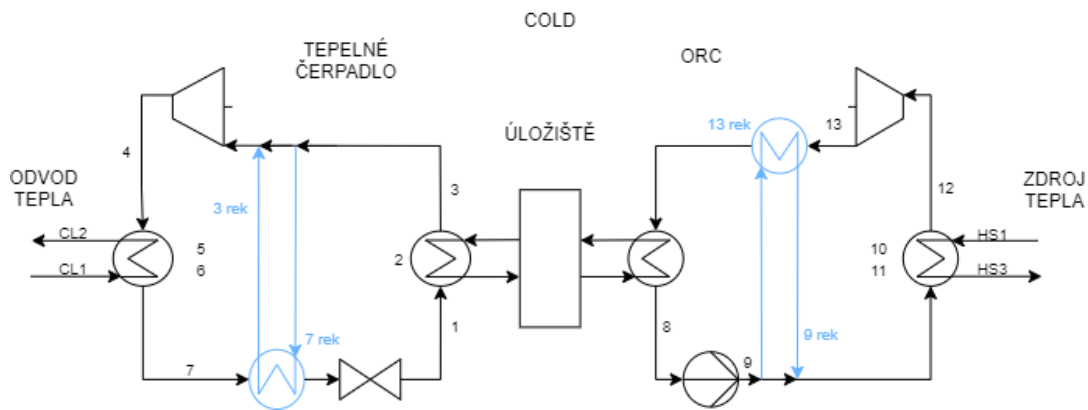
### 4.1 Popis modelu

V rámci diplomové práce byl vytvořen bilanční termodynamický model pro dvě konfigurace technologie TI-PTES, konkrétně se jedná o variantu s teplým uložištěm a studeným uložištěm tepla. Schéma obou konfigurací je uvedené na Obr. 12 a Obr. 13. Obě varianty se skládají z tepelného čerpadla, ORC oběhu a uložiště chladu nebo tepla. Součástí schémat jsou kromě popisů, uvedené taky vstupy a výstupy médií z tepelného čerpadla a ORC oběhu, v podobě zdrojů a odvodu tepla. Čísla, která jsou součástí popisů označují jednotlivé termodynamické stavy, ve kterých se pracovní látka právě v danou chvíli nachází. Kromě základních konfigurací byl bilanční model sestaven také pro variantu s rekuperovaným tepelným čerpadlem a rekuperovaným ORC oběhem. Rekuperace, oběhu, je ve schématu označeno pomocí světle modré barvy. Rekuperaci jak tepelného čerpadla, tak ORC cyklu, je možné při využívání vytvořeného matematického modelu zvolit nezávisle na sobě, tudíž je možné při výpočtu uvažovat například pouze s rekuperovaným tepelným čerpadlem, nebo ORC oběhem.



Obr. 12: schéma oběhu modelu pro teplé uložiště





Obr. 13: schéma oběhu modelu pro studené uložení

Jako základní výpočetní prostředí pro bilanční model byl zvolen matematický software MATLAB, konkrétně ve verzi R2020a. Důležitou součástí bilančního modelu jsou knihovny látkových vlastností. Konkrétně v tomto modelu je použita knihovna látkových vlastností Coolprop a software REFPROP 10. Kombinace obou knihoven poskytuje široké množství potenciálních pracovních látek, jak pro tepelné oběhy ORC a tepelného čerpadla, tak pro uložení tepla a chladu. Propojení mezi MATLABem a knihovnami látkových vlastností je realizováno pomocí programovacího jazyku Python.

Výpočet bilančního modelu je založený na zadaných minimálních teplotních rozdílech mezi pracovní látkou a zdroji tepla, chladu, nebo tepelným uložštěm. Podmínka minimálního teplotního rozdílu tepla musí být dodržena během celého procesu výměny tepla. Pro tepelné uložště, zdroj tepla a chladu jsou důležité počáteční a koncové teploty. Koncové stavy expanze a komprese jsou stanoveny pomocí zadaných izoentropických účinností. Hmotnostní pracovní látky a ostatních medií jsou stanoveny, pomocí energetické bilance, přičemž je uvažováno, že během procesu výměny tepla, nedochází k žádným tepelným a tlakovým ztrátám.

## 4.2 Účinnost systému

Účinnost systému akumulace  $\eta_{rt}$  je stanovena pomocí rovnic (2), (3) a (4), jakou součin účinnosti tepelného čerpadla  $COP$  a účinnosti oběhu ORC  $\eta_{ORC}$ .

$$\eta_{rt} = \eta_{ORC} \cdot COP \quad (2)$$

$\eta_{rt}$  účinnost zpětné konverze energie

$\eta_{ORC}$  účinnost ORC

$COP$  topný faktor / chladicí faktor

$$COP = \frac{Q}{W_{komp\ TČ}} \quad (3)$$

$Q = Q_{out T\check{C}}$	v případě teplého uložště
$Q = Q_{in T\check{C}}$	v případě studeného uložště
$Q_{in T\check{C}}$	Teplo do cyklu TČ předané
$Q_{out T\check{C}}$	Teplo z cyklu TČ odvedené
$W_{komp T\check{C}}$	Práce vynaložená na kompresi pracovní látky

$$\eta_{ORC} = \frac{W_{net ORC}}{Q_{in ORC}} \quad (4)$$

$W_{net ORC}$	Čistá práce ORC oběhu
$Q_{in ORC}$	Teplo do cyklu ORC přivedené

### 4.3 Funkce látkových vlastností

Pro zjednodušení stanovení hodnot látkových vlastností a zápisů látkových vlastností do proměnných oproti základní syntaxi programu REFPROP byla v matematickém modelu výpočtu Carnotovy baterie vytvořena funkce návratových hodnot. Struktura a popis vstupních a výstupních hodnot do dané funkce je uveden níže. Označení veličin v rámci zápisu do funkce látkových vlastností je uvedeno v Tab. 2.

$$HN = stav('WF', 'D1D2', 'N', HD1, HD2)$$

$WF$	Pracovní látka
$HN$	hodnota návratové veličiny
$D1$	první vstupní veličina – značka
$D2$	druhá vstupní veličina - značka
$N$	návratová veličina - značka
$HD1$	hodnota první vstupní veličiny
$HD2$	hodnota druhé vstupní veličiny

Veličina	tlak	teplota	entalpie	entropie	hustota	kvalita páry
Značka	P	T	H	S	D	Q
Hodnota	[MPa]	[°C]	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	$\left[\frac{kJ}{kg \cdot K}\right]$	[kg/m <sup>3</sup> ]	[-]

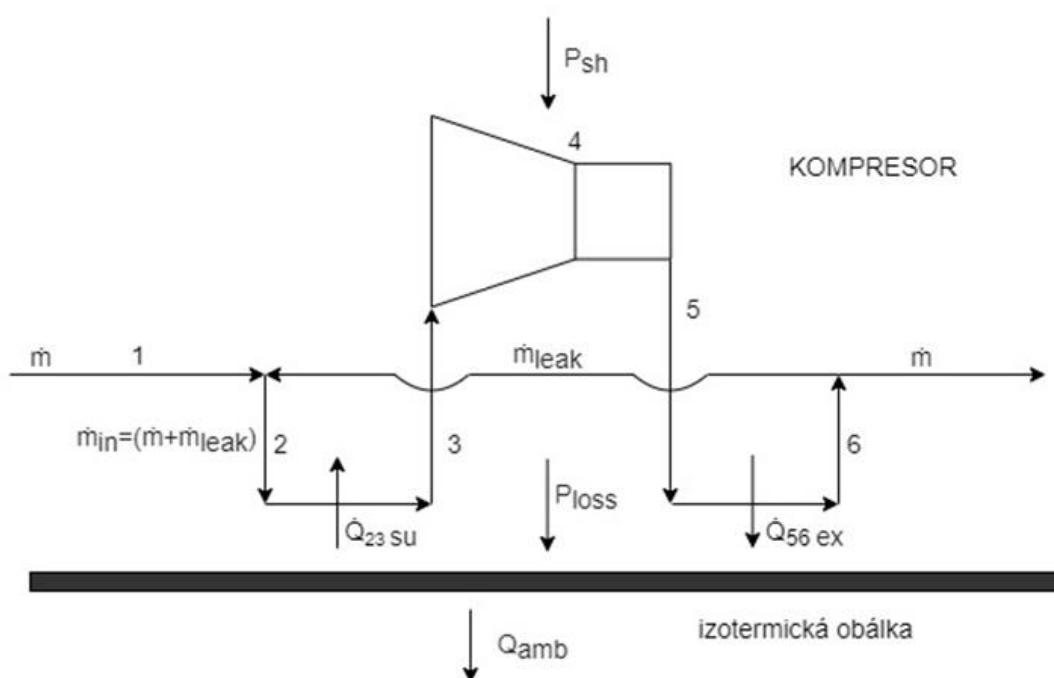
Tab. 2: vstupní a výstupní veličiny a jejich označení v rámci funkce látkových vlastností

## 5 Semi-empirický model

Součástí této diplomové práce bylo vytvoření semi-empirického modelu kompresoru a expandéru, a jeho integrace do základního modelu Carnotovy baterie prezentovaného v předchozí kapitole za účelem zavedení celkové mechanické účinnosti kompresoru a expandéru. Semi-empirické modely kompresorů a expandérů jsou matematické modely, které na základě předchozích měření a předem stanovených parametrů pro danou kombinaci kompresoru nebo expandéru a pracovní látky dokážou mapovat hodnoty účinností, výkonů, výstupních teplot a dalších veličin, pro různé vstupní hodnoty vstupních veličin. [17] [18]

### 5.1 Semi-empirický model šroubového kompresoru

Semi-empirický model kompresoru, který je součástí této práce byl vytvořen na základě matematického modelu kompresoru popsáno v [17]. Výpočet kompresoru je založen na principu, že pracovní látka projde během komprese řadou termodynamických stavových změn, které lze popsat pomocí soustavy rovnic, a které tak tvoří matematický základ výpočetního modelu. Schéma výpočetního modelu kompresoru je zobrazeno na Obr. 14. Schéma kompresoru je popsáno čísly, které označují jednotlivé termodynamické stavy, ve kterých se pracovní látka v danou část procesu komprese nachází. Popis obsahuje také soustavu šipek, které označují směry toků pracovní látky, směry sdílení tepla a mechanický příkon kompresoru.



Obr. 14: Schéma semi-empirického modelu kompresoru, upraveno z [17]

Jednotlivé změny, ke kterým během průchodu kompresorem jsou:

1-2 adiabatcké směšování vstupující pracovní látky a toku vnitřními netěsnostmi

2-3 izobarický ohřev pracovní látky

3-4 komprese adiabatcká, vratná

4-5 adiabatcká komprese za konstantního objemu

5-6 izobarický ohřev/chlazení pracovní látky

Rozdělení toku na výstup a zpětný tok netěsnostmi

5.1.1 Popis jednotlivých změn.

V prvním kroku (1-2) dochází k adiabatckému směšování pracovní látky vstupující do kompresoru  $\dot{m}$  společně se zpětným tokem pracovní látky  $\dot{m}_{leak}$ , dle vztahu:

$$\dot{m} \cdot h_1 + \dot{m}_{leak} \cdot h_6 = (\dot{m}_{in}) \cdot h_2 \quad (5)$$

V druhém kroku 2-3 dochází ke sdílení tepla mezi fiktivní izotermickou obálkou kompresoru a pracovní látkou. Množství tepla předaného mezi pracovní látkou a fiktivní izotermickou obálkou kompresoru lze vyjádřit dle:

$$\dot{Q}_{23\ su} = (\dot{m}_{in}) \cdot (h_3 - h_2) = \left[ 1 - e^{\frac{-AU_{su\ comp}}{(\dot{m}_{in}) \cdot c_p}} \right] \cdot (\dot{m}_{in}) \cdot c_p \cdot (T_w - T_2) \quad (6)$$

V rovnici (6) vystupuje teplota izotermické obálky  $T_w$  a koeficient přestupu tepla  $AU_{su\ comp}$ , který lze stanovit pomocí parametru  $AU_{su\ comp\ nom}$  a jmenovitého průtoku  $\dot{m}_{nom}$ .

$$AU_{su\ comp} = AU_{su\ comp\ nom} \cdot \left( \frac{\dot{m}_{in}}{\dot{m}_{nom}} \right)^{0.8} \quad (7)$$

Pro pracovní látku ve stavu 3 platí, že objemový tok pracovní látky vstupující do pracovního prostoru kompresoru je rovný součinu otáček kompresoru  $n$  a objemu pracovního prostoru kompresoru  $V_{sw}$ , dle:

$$V_{sw\ comp} \cdot n = v_3 \cdot (\dot{m}_{in}) \quad (8)$$

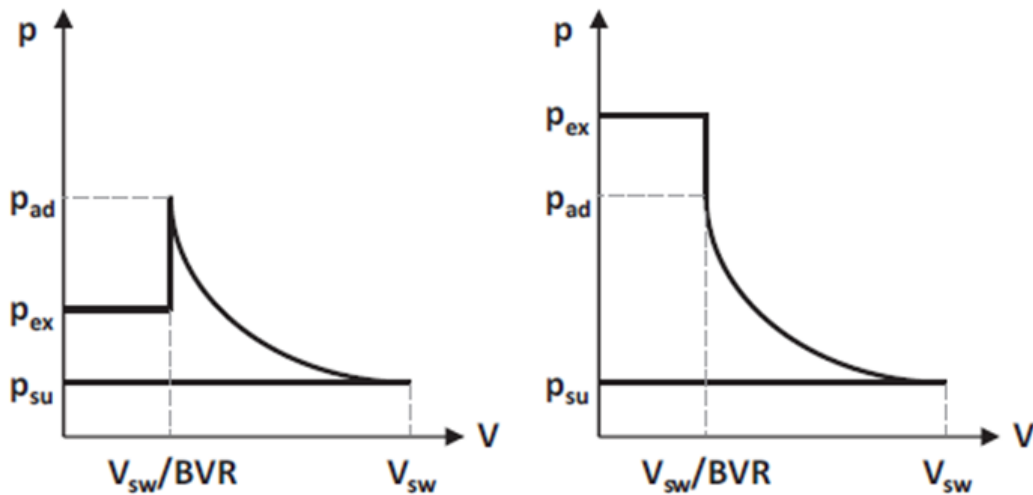
Komprese je rozdělená do dvou částí. První část komprese je adiabatická vratná (4-5), za konstantní hodnoty entropie  $s_3 = s_4$ . Během této komprese dochází ke změně měrného objemu pracovní látky a zvýšení tlaku na hodnotu  $p_4 = p_{ad}$ . Změna měrného objemu pracovní látky je určena dle vztahu níže, kde parametr  $BVR_{comp}$  je udáván jako poměr vnitřních objemů kompresoru (Build in Volume Ratio).

$$v_4 = \frac{v_3}{BVR_{comp}} \quad (9)$$

Měrná práce na kompresi pracovní látky 3-4:

$$w_{in\ 2-3} = (h_4 - h_3) \quad (10)$$

Druhá část komprese je nevratná adiabatická za konstantního měrného objemu 4-5. Během této změny dochází k vyrovnání tlaku uvnitř kompresoru  $p_{ad}$  na úroveň tlaku za kompresorem  $p_{ex} = p_6$ . Tlak uvnitř kompresoru  $p_{ad}$  po kompresi 3-4 může být buď vyšší, nebo naopak menší, než je tlak za kompresorem. Oba možné stavy jsou zobrazeny na Obr. 15. Práce, která je s touto částí komprese spojená, lze vyjádřit dle rovnice (11) a může nabývat kladných i záporných hodnot, v závislosti na hodnotě tlaku  $p_{ad}$ .



Obr. 15: pV diagram komprese, převzato z [17]

$$w_{in\ 3-4} = v_4 \cdot (p_5 - p_4) \quad (11)$$

Celkovou měrnou práci na kompresi pracovní látky lze určit dle:

$$w_{in} = (h_4 - h_3) + v_4 \cdot (p_5 - p_4) \quad (12)$$

V kroku 5-6 dochází ke sdílení tepla mezi pracovní látkou a izotermickou obálkou a postup výpočtu je stejný jako u kroku 2-3.

Každý kompresor má nedokonalosti, které jsou způsobené převážně tolerancemi mezi jednotlivými pohyblivými a nepohyblivými částmi kompresoru. Tyto nedokonalosti způsobují úniky pracovní látky z kompresního objemu. V modelu jsou všechny nedokonalosti a úniky chladiva s nimi spojené reprezentovány jako isoentropický proud chladiva skrze jednu jednoduchou konvergentní trysku o průřezu  $A_{leak}$ . Hmotnostní tok, skrze trysku lze vyjádřit dle:

$$\dot{m}_{leak} = \rho_{leak} \cdot A_{leak} \cdot \sqrt{2 \cdot (h_6 - h_{leak})} \quad (13)$$

Hodnoty entalpie  $h_{leak}$  a hustoty  $\rho_{leak}$  úniku chladiva lze určit pomocí konstantní hodnoty entropie  $s_{leak} = s_6$ , a tlaku, který lze stanovit pomocí rovnice (14) a (15), kde tlak  $p_{crit leak}$  vychází z kritického tlakového poměru. Parametr  $\gamma$  je poměr měrné tepelné kapacity za konstantního tlaku a měrné tepelné kapacity za konstantního objemu.

$$p_{leak} = \max[p_1, p_{crit,leak}] \quad (14)$$

$$p_{crit leak} = p_6 \cdot \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (15)$$

Čistý příkon kompresoru na stlačení pracovní látky lze určit pomocí rovnice (16).

$$P_{in} = (\dot{m}_{in}) \cdot w_{in} \quad (16)$$

Ze znalosti čistého příkonu kompresoru lze stanovit velikost mechanických ztrát  $P_{loss}$ , dle rovnice (17). Hodnota mechanických ztrát  $P_{loss}$  je přímo úměrná čistému příkonu kompresoru a bezrozměrné konstanty mechanických ztrát  $a_{tl,1}$ .

$$P_{loss} = a_{tl,1} \cdot P_{in} \quad (17)$$

Celkový příkon kompresoru, lze stanovit jako součet čistého výkonu na kompresi a mechanických ztrát.

$$P_{sh} = P_{in} + P_{loss} \quad (18)$$

Během komprese dochází také ke sdílení tepla mezi fiktivní izotermickou obálkou kompresoru a okolím. Velikost sdíleného tepla lze stanovit pomocí rovnice (19), kde  $T_{amb}$  je teplota okolí a  $b_{hl}$  je koeficient sdílení tepla.

$$\dot{Q}_{amb} = b_{hl} \cdot (T_w - T_{amb})^{\frac{5}{4}} \quad (19)$$

Pro izotermickou obálku platí rovnost mezi tepelnými výkony do obálky přivedenými a z obálky odvedenými, dle rovnice (20). V rovnici jsou započítány také mechanické ztráty, které jsou ve formě tepla přivedeny do fiktivní izotermické obálky. Znaménka u jednotlivých proměnných jsou zvolena odpovídající šipkám na Obr. 14. Hodnota veličiny  $\dot{Q}_{ex}$  může nabývat kladných i záporných čísel.

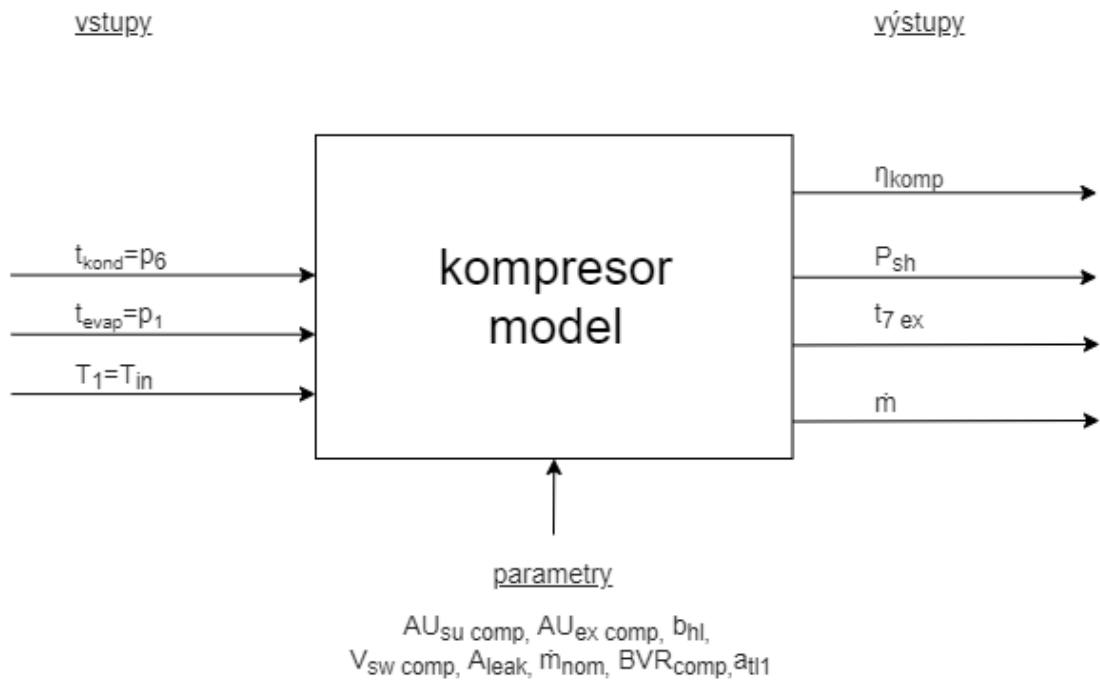
$$P_{loss} - \dot{Q}_{su} - \dot{Q}_{amb} + \dot{Q}_{ex} = 0 \quad (20)$$

Celkovou účinnost kompresoru lze pak stanovit pomocí rovnice (21).

$$\eta_{comp} = \frac{\dot{m} \cdot (h_{6,is} - h_1)}{P_{sh}} \quad (21)$$

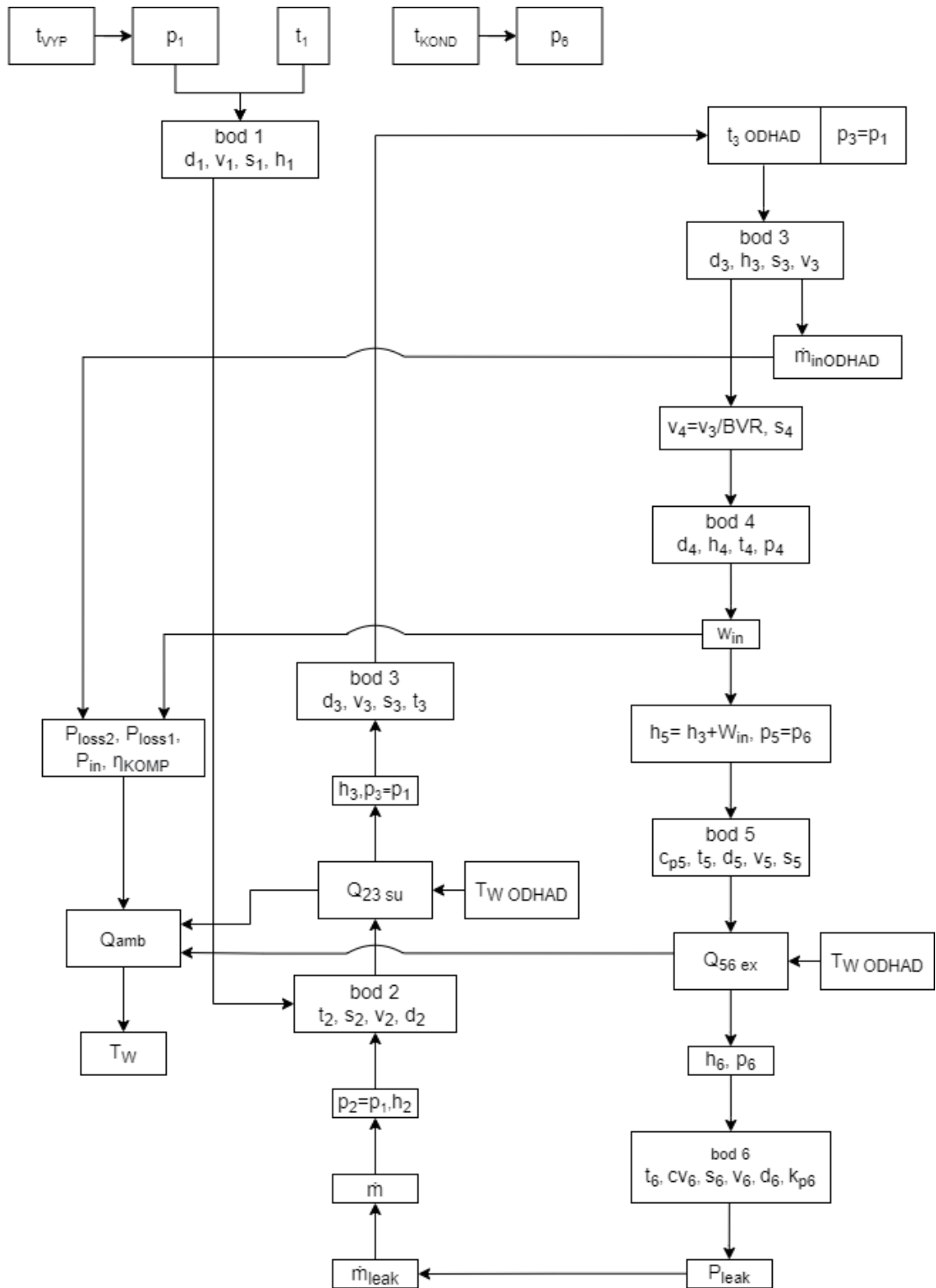
### 5.1.2 Postup výpočtu

Diagram s veličinami, které do semi-empirického modelu kompresoru vstupují a vystupují je uveden na Obr. 16. Mezi vstupní hodnoty patří teplota kondenzace, vypařování, a teplota pracovní látky na vstupu do kompresoru. Výstupem z kompresoru je účinnost kompresoru, celkový příkon kompresoru, teplota na výstupu z kompresoru a hmotnostní tok pracovní látky, který pro dané otáčky kompresor zpracovává. Do modelu kompresoru také vstupuje 8 parametrů, které jsou specifické pro daný kompresor a pracovní látku, a které jsou vždy stanovené na základě předchozího měření. Samotný výpočet semi-empirického modelu je iterační. Část proměnných je předběžně odhadnuta a je s nimi proveden předběžný výpočet. Na základě výsledků z předběžného výpočtu a energetické bilance pro izotermickou obálku jsou hodnoty proměnných stanoveny zpětně a je vyhodnocena jejich odchylka od hodnoty předběžně odhadnuté. Následně jsou hodnoty proměnných upravovány, do té doby, než je jejich odchylka menší než zadané kritérium. Algoritmus výpočtu s předběžně odhadovanými proměnnými je uveden na Obr. 17.



Obr. 16: Diagram výpočtu kompresoru se vstupními a výstupními veličinami

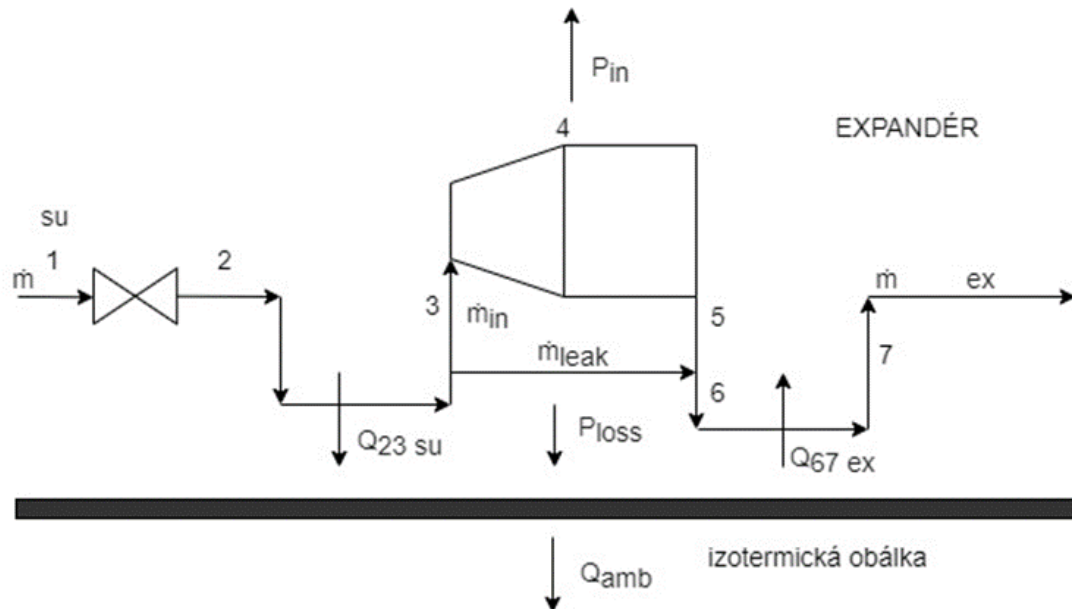




Obr. 17: Algoritmus výpočtu kompresoru

## 5.2 Semi-empirický model expandéru typu scroll

Semi-empirický model expandéru byl vytvořen na základě modelu popsaného v [18]. Schématický popis expandéru je na Obr. 18. Stejně jako u kompresoru se matematický model kompresoru skládá z řady několika stavových změn, které je možné popsat pomocí soustavy rovnic.



Obr. 18: Schéma semi-empirického modelu expandéru, upraveno z [18]

Jednotlivé změny stavů jsou:

1-2 adiabatický pokles tlaku

2-3 izobarické ochlazení pracovní látky

3-4 adiabatické vratná expanze(isoentropická)

4-5 adiabatická expanze za konstantního objemu

5-6 adiabatické směšování

6-7 izobarický ohřev/chlazení pracovní látky

Rozdělení toku na proud skrze expandér a vnitřní tok netěsnostmi

### 5.2.1 Popis jednotlivých změn

V prvním kroku 1-2 jsou brány do úvahy všechny tlakové ztráty, ke kterým dochází mezi vstupem pracovní látky do expandéru a expanzní komorou. Tyto ztráty jsou stanoveny pomocí rovnice (22) jako proud chladiva  $\dot{m}$  skrze jednoduchou konvergentní trysku o průměru  $A_{su}$ .

$$\dot{m} = \rho_2 \cdot A_{su} \cdot \sqrt{2 \cdot (h_1 - h_2)} \quad (22)$$

V druhém kroku 2-3 dochází ke sdílení tepla mezi izotermickou obálkou kompresoru  $T_w$  a pracovní látkou, dle rovnice (23) a (24).

$$\dot{Q}_{su} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3) = \left[ 1 - e^{-\frac{AU_{su,exp}}{\dot{m} \cdot c_p}} \right] \cdot \dot{m} \cdot c_p \cdot (t_2 - T_w) \quad (23)$$

$$AU_{su} = AU_{su,nom} \cdot \left( \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{nom}} \right)^{0.8} \quad (24)$$

Stejně jako u kompresoru dochází v expandéru vlivem konstrukčních nedokonalostí k vnitřním únikům chladiva. Toto chladivo se neúčastní expanze a snižují tak výkon expandéru. V modelu jsou všechny nedokonalosti a úniky chladiva s nimi spojené reprezentovány jako isoentropický proud chladiva skrze jednu jednoduchou konvergentní trysku o průřezu  $A_{leak}$ . Hmotnostní tok, skrze trysku lze vyjádřit dle:

$$\dot{m}_{leak} = \rho_{leak} \cdot A_{leak} \cdot \sqrt{2 \cdot (h_3 - h_{leak})} \quad (25)$$

Hodnoty entalpie  $h_{leak}$  a hustoty  $\rho_{leak}$  úniku chladiva lze určit pomocí konstantní hodnoty entropie  $s_{leak}=s_5$ , a tlaku, který lze stanovit pomocí rovnice (26) a (27). Parametr  $\gamma$  je poměr měrné tepelné kapacity za konstantního tlaku a měrné tepelné kapacity z konstantního objemu.

$$p_{crit,leak} = p_3 \cdot \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (26)$$

$$p_{leak} = \max[p_7, p_{crit,leak}] \quad (27)$$

Hmotnostní tok pracovní látky procházející kompresorem se během expanze, se rozdělí na dvě části. Na hmotnostní tok, který se účastní expanze  $\dot{m}_{in}$  a na hmotnostní tok, vnitřními netěsnostmi  $\dot{m}_{leak}$ . Rovnice (28) vyjadřuje celkový hmotnostní tok pracovní látky, který do kompresoru vstupuje. Hmotnostní tok, pracovní látky, která se expanze účastní  $\dot{m}_{in}$  je stanoven pomocí hustoty pracovní látky v bodě 3, otáček expandéru  $n$ , objemu vnitřního prostoru expandéru  $V_{sw}$  a poměru vnitřních objemů expandéru  $BVR$ .

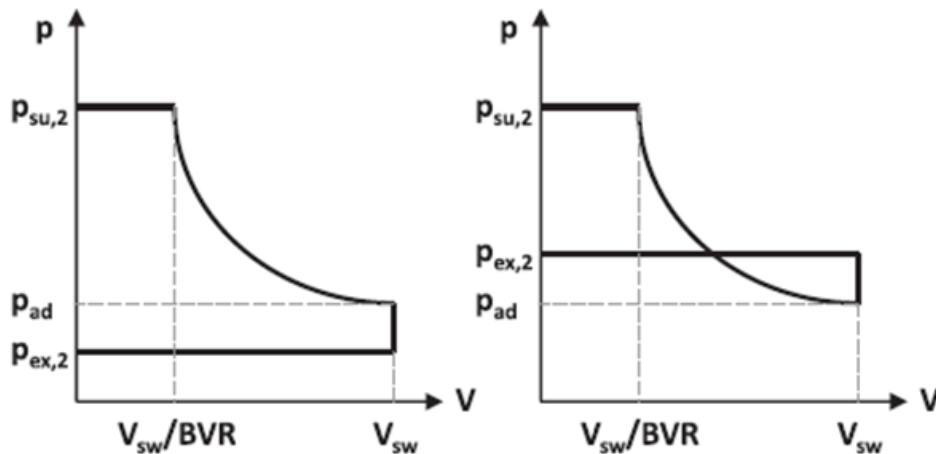
$$\dot{m} = \rho_3 \cdot \frac{V_{sw}}{BVR} \cdot n + \dot{m}_{leak} \quad (28)$$

Expanze je rozdělená do dvou částí. První část expanze je adiabatická vratná 3-4, za konstantní hodnoty entropie  $s_3 = s_4$ . Během komprese dochází ke změně měrného objemu, dle rovnice (29), a zvýšení tlaku na hodnotu  $p_4 = p_{ad}$ . Měrná expanzní práce kroku 3-4, je vyjádřena pomocí rovnice (30).

$$v_4 = BVR \cdot v_3 \quad (29)$$

$$w_{exp.3-4} = h_3 - h_4 \quad (30)$$

Druhá část expanze je nevratná adiabatická za konstantního měrného objemu 4-5. Během této změny dochází k vyrovnání tlaku, který je uvnitř expandéru, po první expanzi 4-5,  $p_{ad}$  na úroveň tlaku na výstupu z expandéru  $p_{ex} = p_5 = p_7$ . Tlak uvnitř expandéru může po expanzi 3-4, může být buď vyšší, nebo menší, než je tlak za expandérem  $p_7$ . Oba možné stavy jsou zobrazeny na Obr. 19. Expanzní práce, která tak zavádí ztráty, ke kterým při vyrovnávání tlaků dochází, lze popsat pomocí rovnice (31).



Obr. 19: p-V diagram expanze, převzato z [18]

$$w_{exp.4-5} = v_{ad} \cdot (p_{ad} - p_5) \quad (31)$$

Po expanzi dochází ke zpětnému adiabatickému směšování toku pracovní látky  $\dot{m}_{in}$  a  $\dot{m}_{leak}$  (5-6).

$$\dot{m} \cdot (h_6) = \dot{m}_{in}(h_5) + \dot{m}_{leak}(h_{leak}) \quad (32)$$

Během změny (6-7) dochází k přenosu tepla mezi pracovní látkou a fiktivní izotermickou obálkou expandéru a postup je stejný jako v případě kroku (2-3). Zda pracovní látka teplo

předává nebo je naopak ohřívána záleží na teplotě  $t_6$  a teplotě fiktivní izotermické obálky  $T_W$ .

Celkový výkon expanze pracovní látky lze stanovit pomocí rovnice (33). Celkové mechanické ztráty expandéru jsou stanoveny pomocí parametru  $\tau_{loss}$  a otáček expandéru  $n$ , dle rovnice (34).

$$P_{in} = (\dot{m} - \dot{m}_{leak}) \cdot [(h_3 - h_4) - v_4 \cdot (p_4 - p_5)] \quad (33)$$

$$P_{loss} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \cdot \tau_{loss} \quad (34)$$

Odečtením mechanických ztrát od celkového výkonu lze stanovit čistý výkon expandéru, dle rovnice (35).

$$P_{sh} = P_{in} - P_{loss} \quad (35)$$

Pro fiktivní izotermickou obálku platí rovnice rovnováhy mezi přivedeným teplem a odvedeným teplem, dle rovnice (36), kde parametr  $\dot{Q}_{amb}$  teplo odvedené do okolí o teplotě  $T_{amb}$ , dle rovnice (37).

$$P_{loss} + \dot{Q}_{su} - \dot{Q}_{amb} \pm \dot{Q}_{ex} = 0 \quad (36)$$

$$\dot{Q}_{amb} = AU_{amb} \cdot (T_W - T_{amb}) \quad (37)$$

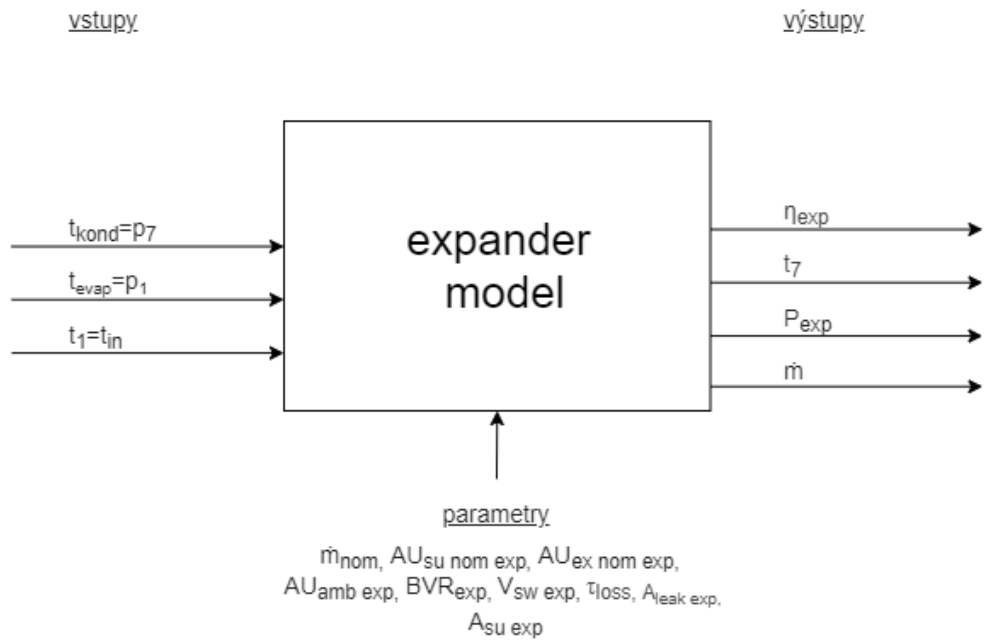
Celková účinnost expandéru je stanovena dle rovnice (38), jako poměr čistého výkonu expandéru a výkonu expandéru při isoentropické expanzi mezi body 1 a 7.

$$\eta = \frac{P_{sh}}{m \cdot (h_1 - h_{7,ts})} \quad (38)$$

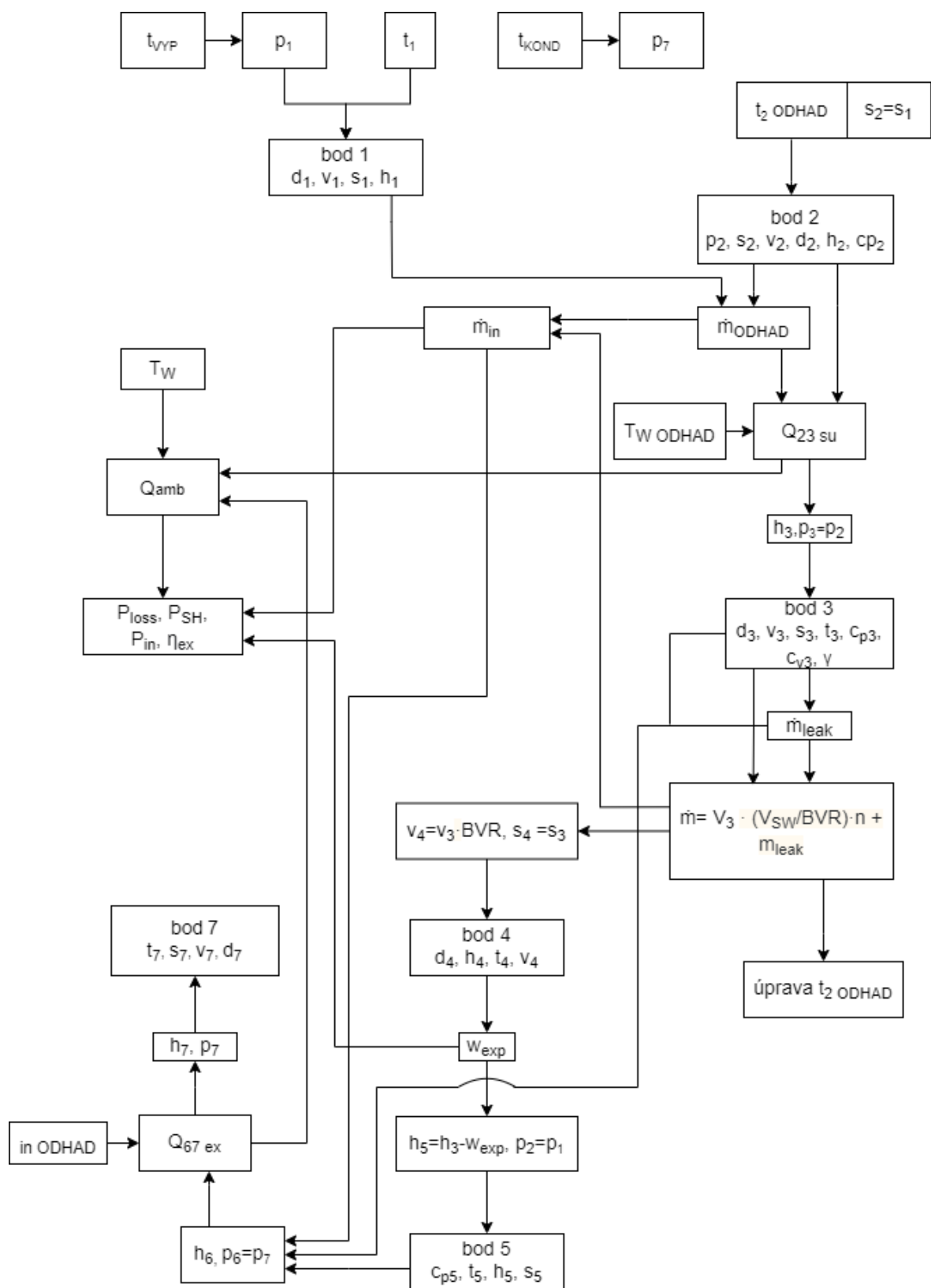
### 5.2.2 Popis výpočtu

Diagram vstupních a výstupních hodnot ze semi-empirického modelu expandéru je vidět na Obr. 20. Vstupními hodnotami do modelu expandéru je hodnota tlaku před a za expandérem a teplota pracovní látky na vstupu do expandéru. Výstupními hodnotami je hodnota účinnosti expandéru, Celkový výkon expandéru, teplota pracovní látky na výstupu z expandéru a hmotnostní tok pro zadané otáčky. Kromě vstupních hodnot

vstupuje do výpočtu 8 parametrů, které popisují zadaný expandér. Postup výpočtu je stejně jako v případě kompresoru iterační a algoritmus výpočtu je zobrazen na Obr. 21.



Obr. 20: diagram výpočtu expandéru se vstupními a výstupními veličinami



Obr. 21: Algoritmus výpočtu expandéru

## 6 Výpočty – model s konstantními isoentropickými účinnostmi

Součástí této kapitoly je představení výsledků, dosahovaných účinností a parametrů tepelných oběhů TČ a ORC, pro teplou a studenou variantu uložště vytvořenou pomocí základních modelů představených v předchozí kapitole.

### 6.1 Teplé uložště

#### 6.1.1 Vstupní hodnoty

Okrajové podmínky pro výpočetní model jsou uvedeny v Tab. 3. Jako zdroj nízkopotenciálního tepla pro tepelné čerpadlo je uvažována voda o vstupní teplotě 70 °C a hmotnostním toku 2 kg/s. Voda je tepelným čerpadlem ochlazena na teplotu 60°C. Pracovní látkou ORC i tepelného čerpadla je chladivo R1233ZD(E). Teplota tepelného uložště je na úrovni 80 a 90°C. Tepelný zásobník je tvořen termoolejem (Therminol T66). Therminol byl zvolen, jako médium uložště kvůli zpracování citlivostních analýz, kde je uvažováno s vysokou teplotou uložště. Pro oblast nižších teplot a atmosférického tlaku lze jako médium uložště použít vodu.

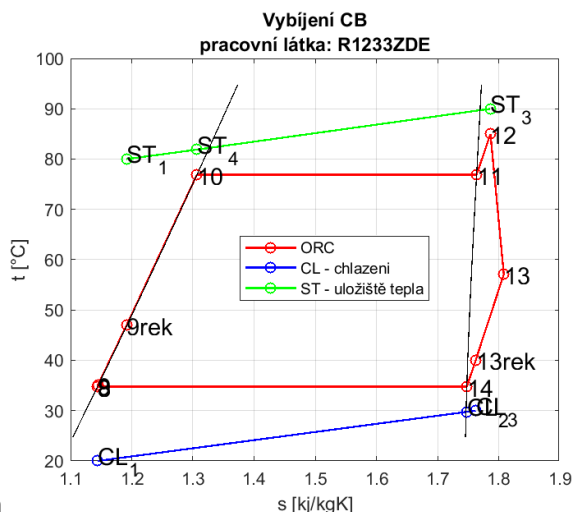
VSTUPNÍ HODNOTY			
Pracovní látka ORC	$fluid_{ORC}$	R1233ZD(E)	-
Pracovní látka tep. čerpadla	$fluid_{TČ}$	R1233ZD(E)	-
Zdroj tepla	$fluid_{source}$	VODA	-
Teplota zdroje tepla na vstupu	$T_{HS in}$	70	°C
Teplota zdroje tepla na výstupu	$T_{HS out}$	60	°C
Tlak zdroje tepla	$p_{HS}$	0,1	MPa
Hmot. tok zdroje tepla	$\dot{m}_{HS}$	2	kg/s
Zdroj chladu ORC	$fluid_{CL}$	VZDUCH	-
Zdroj chladu na vstupu	$T_{CL in}$	20	°C
Zdroj chladu na výstupu	$T_{CL out}$	30	°C
Tlak zdroje chladu	$p_{CL}$	0,1	MPa
Médium uložště tepla	$fluid_{ST}$	Therminol (T66)	-
Teplota nabitého uložště	$T_{ST char}$	90	°C
Teplota vybitého uložště	$T_{ST dis}$	80	°C
Hmot. tok zdroje tepla z uložště – vybíjení	$\dot{m}_{ST discharg}$	10	kg/s
Iso-s účinnost kompresoru	$\eta_{kompresor}$	0,7	-
Iso-s účinnost čerpadla	$\eta_{čerpadlo}$	0,7	-
Iso-s účinnost expandéru	$\eta_{expander}$	0,7	-
Min. tep. rozdíl TČ. Výparník	$PP_{TČ výparník}$	5	K
Min. tep. rozdíl TČ. kondenzátor	$PP_{TČ kondenzátor}$	5	K
Min. tep. rozdíl ORC výparník	$PP_{ORC výparník}$	5	K
Min. tep. rozdíl ORC kondenzátor	$PP_{ORC kondenzátor}$	5	K

Tab. 3: Vstupní hodnoty do modelu s teplým uložštěm tepla



### 6.1.2 Výsledky

Výsledky výpočetního modelu jsou uvedeny v Tab. 4. V tabulce jsou zahrnuté výsledky pro různé dílčí konfigurace z hlediska rekuperace ORC a TČ. Z výsledků je patrné, že vliv rekuperace na účinnost celkového systému je poměrně značný. Pro nerecuperovanou variantu vychází účinnost zpětné konverze energie cca 45,9 %, přičemž pro model s uvažovanou rekuperací ORC i TČ dochází k nárůstu účinnosti až na cca 50 %. Schéma oběhu ORC a tepelného čerpadla bez rekuperace v T-s diagramu je



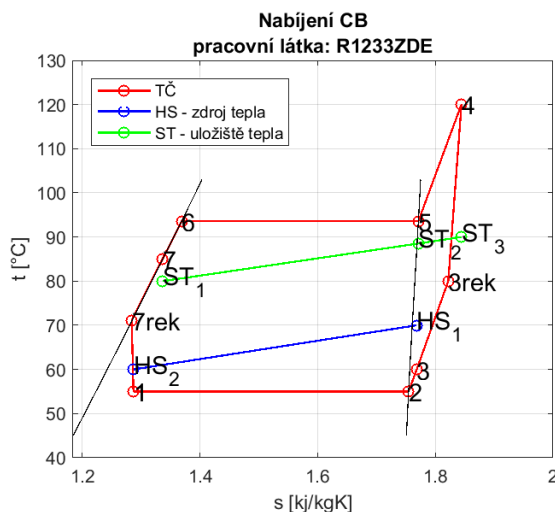
uvedeno na Obr. 22 a

Obr. 23. Kromě samotného oběhu TČ a ORC obsahují diagramy také teplotní profily zdroje tepla, chladu a také teplotní profil látky uložisko tepla. Podrobnější výsledky a hodnoty termodynamických vlastností v jednotlivých stavech systémů jsou uvedeny v příloze.

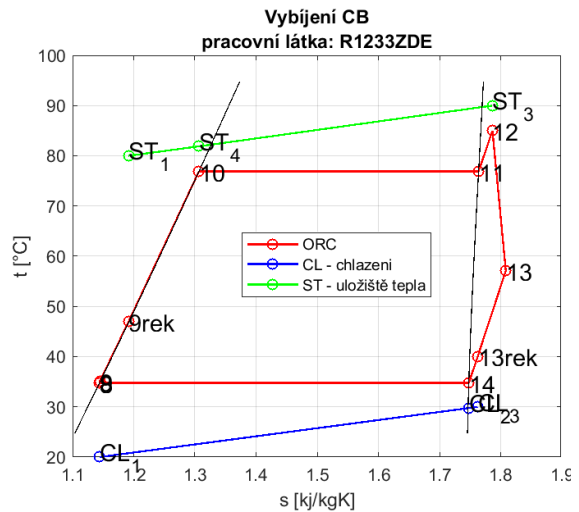
Výsledky (TČ = 1, ORC = 1)			
Nabíjení			
Příkon tepla nabíjení	$Q_{in\ TČ}$	83,75	kW
Odvedené teplo do uložisko	$Q_{out\ TČ}$	100,08	kW
Příkon kompresoru	$W_{komp\ TČ}$	16,33	kW
Topný faktor	$COP$	6,13	-
Vybijení			
Přivedené teplo z uložisko do ORC	$Q_{in\ ORC}$	178,57	kW
Odvod tepla z ORC	$Q_{out\ ORC}$	164,59	kW
Výkon expandér	$W_{exp\ ORC}$	14,39	kW
Příkon čerpadlo	$W_{pump\ ORC}$	0,43	kW
Čistý výkon ORC	$W_{net\ ORC}$	13,97	kW
Účinnost cyklu ORC	$\eta_{ORC}$	7,49	%
Účinnost zpětné konverze energie	$\eta_{RT}$	45,89	%
Výsledky rekuperace (TČ = 1, ORC = 2 *)			
Účinnost zpětné konverze energie	$\eta_{RT}$	47,93	%

Výsledky rekuperace (TČ = 2, ORC = 2 *)			
Účinnost zpětné konverze energie	$\eta_{RT}$	50,23	%
TČ = 1 nerecuperované / 2 recuperované, ORC = 1 nerecuperované / 2			
nerecuperované			

Tab. 4: Výsledky pro teplé uložiště



Obr. 22: T-s diagram nabíjení – TČ – teplé uložiště

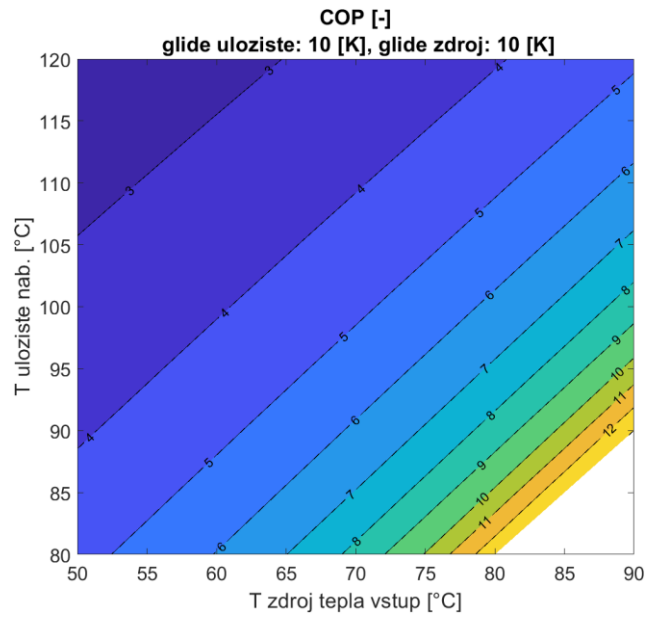


Obr. 23: T-s diagram – ORC – teplé uložiště

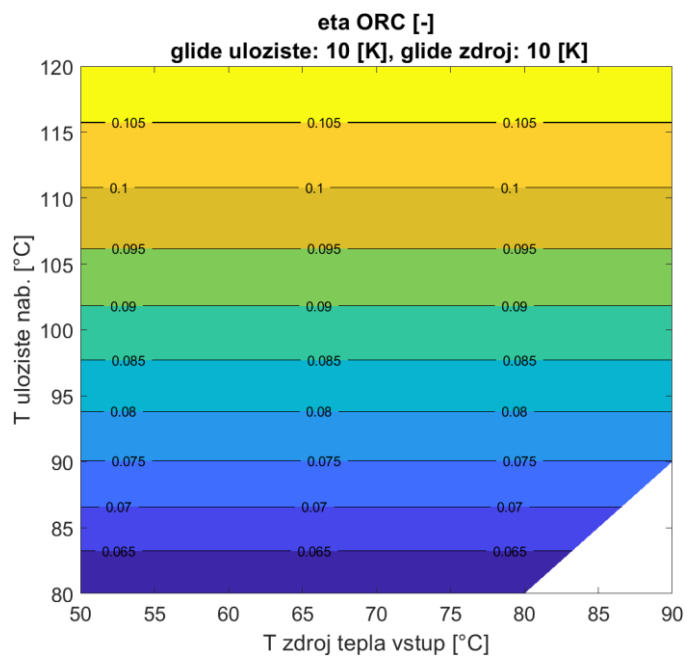
### 6.1.3 Mapování parametrů a citlivostní analýzy

#### 6.1.3.1 Teplota zdroje tepla a nabitého uložiště tepla

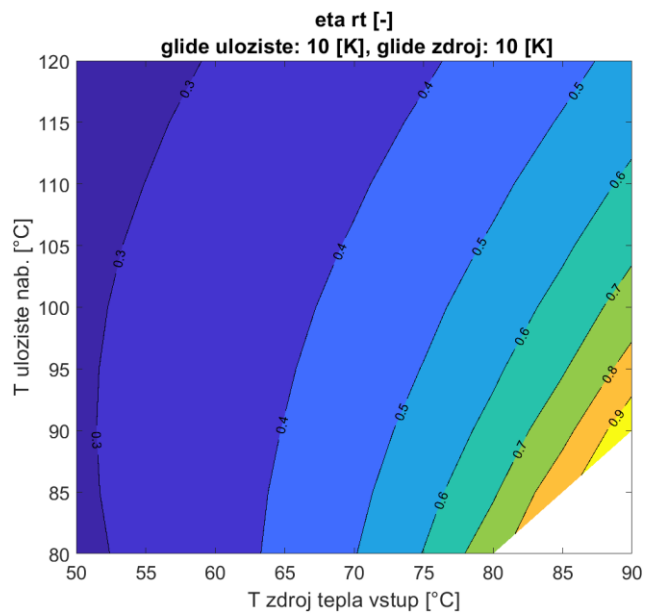
Teplotní úroveň zdroje tepla a uložiště, je určena zejména vstupními parametry - teplotou zdroje na vstupu, teplotou nabitého uložiště a rozdílem mezi nižší a vyšší teplotou (glide) obou médií. Závislost teploty zdroje tepla a nabitého uložiště na účinnosti systému je zobrazena postupně na Obr. 24 až Obr. 29. Z Grafů pro tepelné čerpadlo, Obr. 24, lze usuzovat, že čím je menší rozdíl mezi teplotními úrovněmi zdroje tepla a uložiště, tím vyšší je topný faktor tepelného čerpadla, COP. Naopak účinnost ORC je závislá pouze na teplotě nabitého uložiště. Obecně platí, že čím vyšší teplota uložiště, tím vyšší je účinnost ORC, Obr. 25. Závislost celkové účinnosti systému pak vzniká spojením účinnosti ORC a TČ, Obr. 26 až Obr. 29. Z výsledků vyplývá, že na účinnost systému má dominantní vliv zejména teplota zdroje tepla a uložiště, rozdíl mezi vyšší a nižší teplotou zdroje/uložiště (Obr. 29) a až v poslední řadě vliv rekuperace (Obr. 27, Obr. 28).



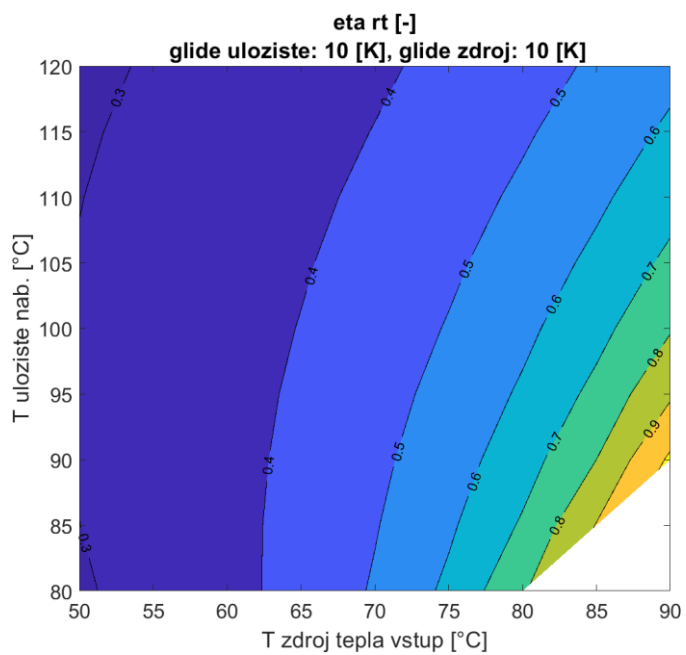
Obr. 24: Vliv teploty zdroje tepla a nabitého uložště na COP ( $T\check{C} = 1$ ,  $ORC = 1$ )



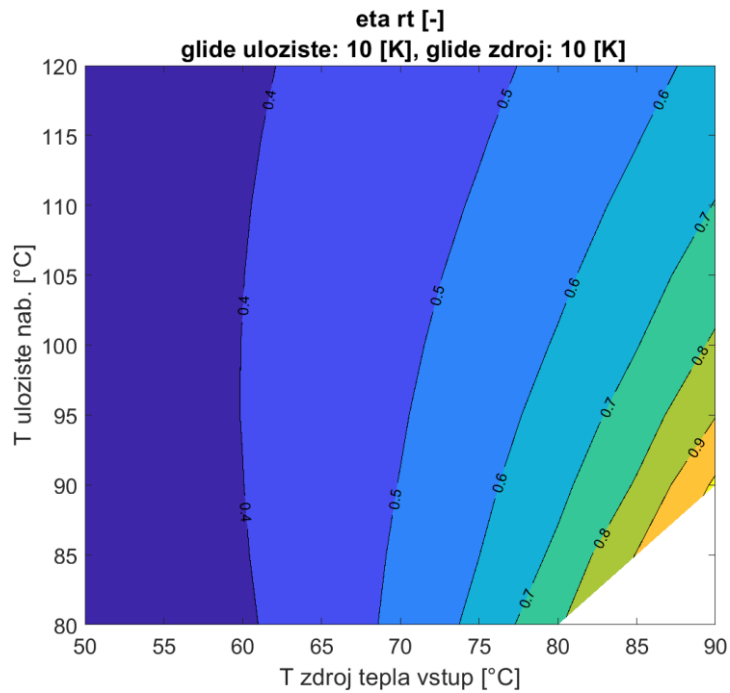
Obr. 25: Vliv teploty zdroje tepla a nabitého uložště na účinnost ORC ( $T\check{C} = 1$ ,  $ORC = 1$ )



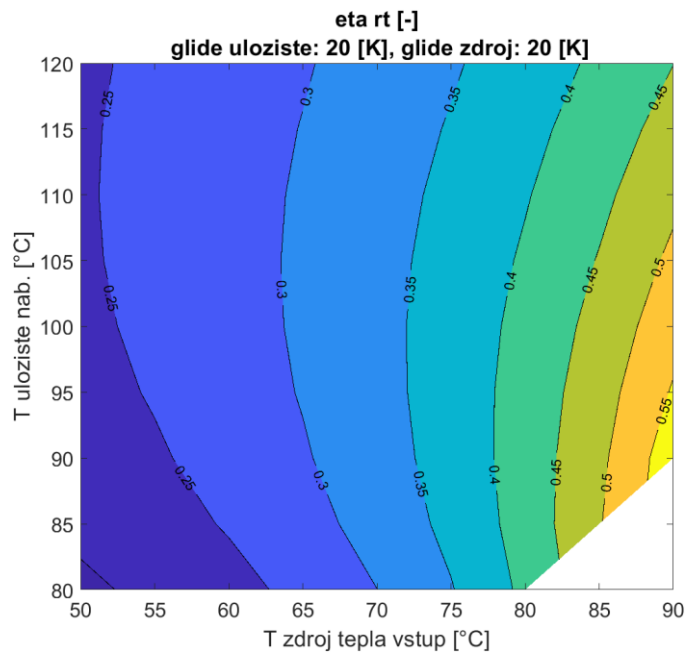
Obr. 26: Vliv teploty zdroje tepla a nabitého uložště na účinnost zpětné konverze energie ( $T\check{C} = 1$ ,  $ORC = 1$ )



Obr. 27: Vliv teploty zdroje tepla a teploty uložště tepla na účinnost zpětné konverze energie ( $T\check{C} = 1$ ,  $ORC = 2$ )



Obr. 28: Vliv teploty zdroje tepla a teploty uložiště tepla na účinnost zpětné konverze energie ( $T\check{C} = 2$ ,  $ORC = 2$ )

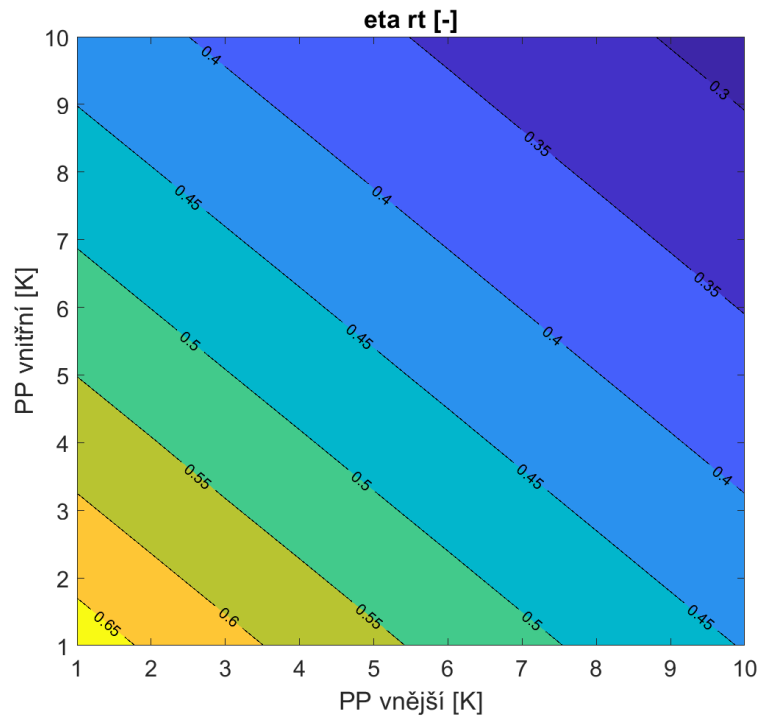


Obr. 29: Vliv teploty zdroje tepla a teploty uložiště tepla na účinnost zpětné konverze energie ( $T\check{C} = 1$ ,  $ORC = 1$ )

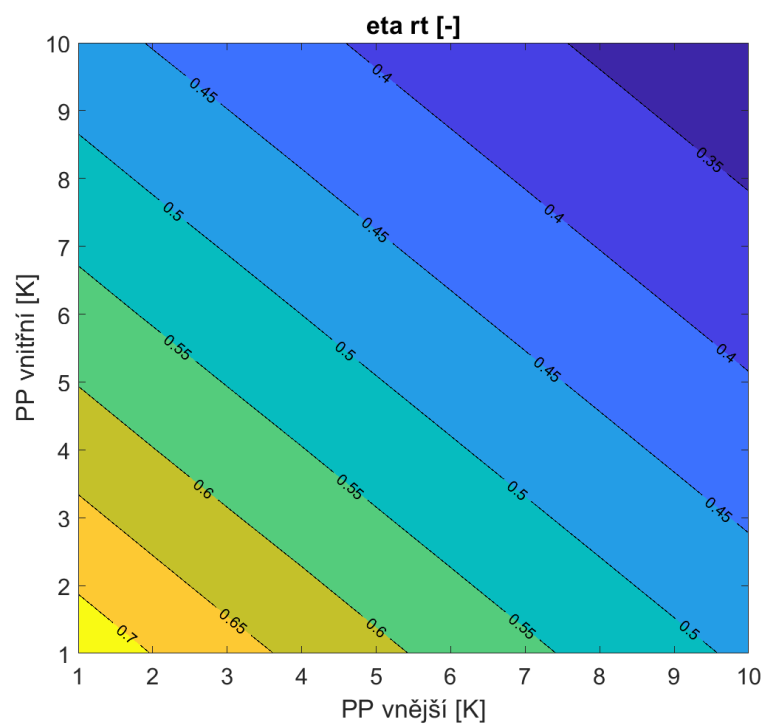
### 6.1.3.2 Velikost Pinchpointů

Vliv velikosti Pinchpointů mezi pracovní látkou ORC a tepelného čerpadla na celkovou účinnost je zobrazen na Obr. 30 a Obr. 31. Parametr PP vnější, na ose x, zahrnuje minimální teplotní rozdíly mezi pracovní látkou ORC nebo  $T\check{C}$ , a zdrojem tepla pro tepelné čerpadlo, případně zdrojem chladu pro ORC. Parametr PP vnitřní na ose y, představuje minimální teplotní rozdíly mezi pracovní látkou ORC nebo  $T\check{C}$ , a uložištěm

tepla. Z obrázků Obr. 30 a Obr. 31 je vidět, že se zvyšujícím se hodnotou Pinchpointů, klesá celková účinnost. Zároveň je vidět, že rekuperace má, oproti hodnotě minimálního teplotního rozdílu daleko menší vliv celkovou účinnost. V průměru vychází účinnost plně rekuperované varianty oproti nerecuperované variantě o cca 5 procentních bodů vyšší.



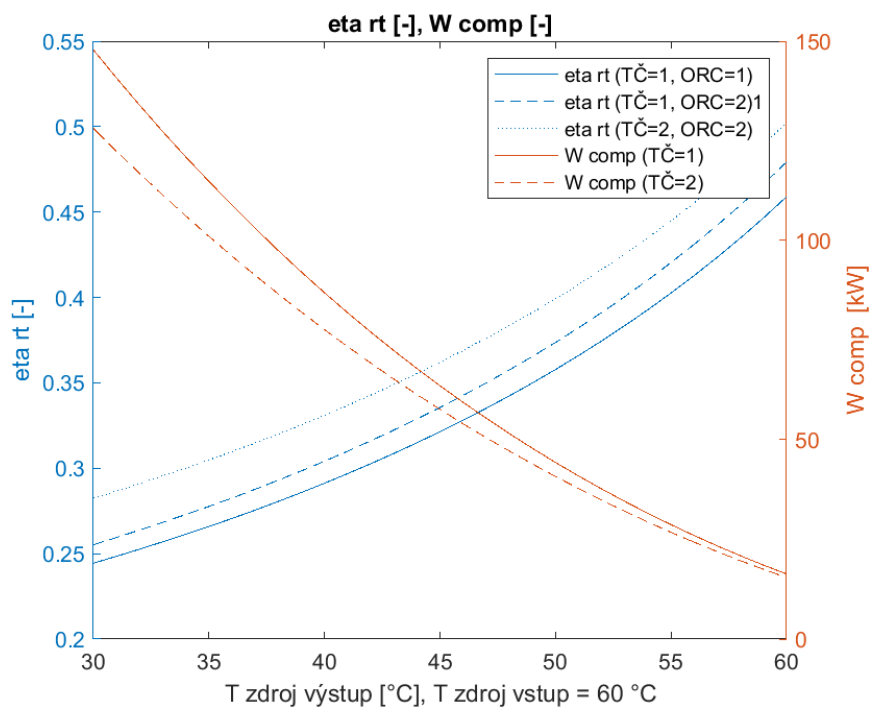
Obr. 30: Vliv velikosti Pinchpointů na celkovou účinnost systému ( $T\check{C}=1$ ,  $ORC=1$ )



Obr. 31: Vliv velikosti Pinchpointů na celkovou účinnost systému ( $T\check{C}=2$ ,  $ORC=2$ )

### 6.1.3.3 Vychlazení zdroje tepla

Vliv výstupní teploty zdroje tepla na celkovou účinnost a příkon kompresoru tepelného čerpadla je zobrazen na Obr. 32. Hmotnostní tok a teplota zdroje tepla na vstupu tepelného čerpadla pro provedenou citlivostní analýzu jsou uvažovány konstantní, 70 °C a 2 kg/s. Z citlivostní analýzy vyplývá, že s vyšším ochlazením zdroje tepla dochází k poklesu účinnosti zpětné konverze energie, ale naopak stoupá hodnota příkonu tepelného čerpadla. To je způsobeno zejména tím, že s vyšší hodnotou ochlazení zdroje stoupá tepelný příkon zdroje tepla do tepelného čerpadla, hmotnostní tok pracovní látky kompresoru, a tudíž i příkon kompresoru, který pracovní látku stlačuje na vyšší tlak. Obecně tak lze říct, že hodnota účinnosti celého systému je nepřímo úměrná velikosti systému.



Obr. 32: Vliv výstupní teploty zdroje tepla na účinnost systému a příkonu na kompresoru

## 6.2 Studený model

### 6.2.1 Vstupní hodnoty

Hodnoty vstupních veličin pro výpočet základního modelu se studeným uložištěm tepla jsou uvedeny v Tab. 5. Pro možné porovnání dosahovaných celkových účinností mezi teplou a studenou variantou systému byly zvoleny v řadě parametrů stejné hodnoty, jako pro teplé uložiště. Stejně jako v případě teplého uložiště byla zvolena jako pracovní látka tepelného čerpadla a ORC oběhu chladivo R1233ZD(E). Jako zdroj tepla byla zvolena voda o vstupní teplotě 70 °C, a jako zdroj chladu Vzduch o teplotě 20 °C. Jako médium uložiště tepla byl zvolen roztok 60 % roztok etylenglykolu a vody, známým též jako Fridex.

Vstupní hodnoty			
Pracovní látka ORC	$fluid_{ORC}$	R1233ZD(E)	-
Pracovní látka TČ	$fluid_{TČ}$	R1233ZD(E)	-
Zdroj tepla	$fluid_{source}$	VODA	-
Teplota zdroje tepla na vstupu	$T_{HS in}$	70	°C
Teplota zdroje tepla na výstupu	$T_{HS out}$	60	°C
Tlak zdroj tepla	$p_{HS}$	0,1	MPa
Hmot. tok zdroje tepla	$\dot{m}_{HS}$	2	kg/s
Zdroj chladu ORC	$fluid_{CL}$	VZDUCH	-
Teplota zdroj chladu na vstupu	$T_{CL in}$	20	°C
Teplota zdroj chladu na výstupu	$T_{CL out}$	30	°C
Tlak zdroj chladu	$p_{CL}$	0,2	MPa
Médium uložiště chladu	$fluid_{ST}$	Methylenglykol (MEG(60%))	-
Teplota nabitého uložiště	$T_{ST char}$	-5	°C
Teplota vybitého uložiště	$T_{ST dis}$	-15	°C
Hmot. tok. zdroj chladu - nabíjení	$\dot{m}_{ST charg}$	1	kg/s
Iso-s účinnost kompresoru	$\eta_{kompresor}$	0,7	-
Iso-s účinnost čerpadla	$\eta_{čerpadlo}$	0,7	-
Iso-s účinnost expandéru	$\eta_{expander}$	0,7	-
Min. tep. rozdíl TČ výparník	$PP_{TČ výparník}$	5	K
Min. tep. rozdíl TČ kondenzátor	$PP_{TČ kondenzátor}$	5	K
Min. tep. rozdíl ORC výparník	$PP_{ORC výparník}$	5	K
Min. tep. rozdíl ORC kondenzátor	$PP_{ORC kondenzátor}$	5	K

Tab. 5: Vstupní hodnoty do studeného uložiště tepla

### 6.2.2 Výsledky

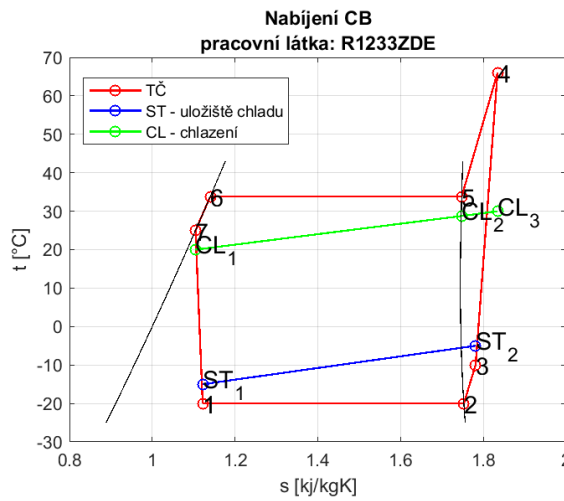
Výsledky výpočtů jsou uvedeny v Tab. 6. V této konfiguraci veličina COP odpovídá chladicímu faktoru, který vychází vždy menší než hodnota COP, topný faktor. To má za následek nižší celkové účinnosti. Stejně jako v případě teplého je patrný vliv rekuperace ORC a tepelného čerpadla. Účinnost zpětné konverze energie pro nerecuperovanou variantu ORC a tepelného čerpadla vychází na cca 41,45 %. Při plné rekuperaci dochází k nárůstu účinnosti až na úroveň 44,76 %. Porovnáním dosahovaných hodnot účinnosti



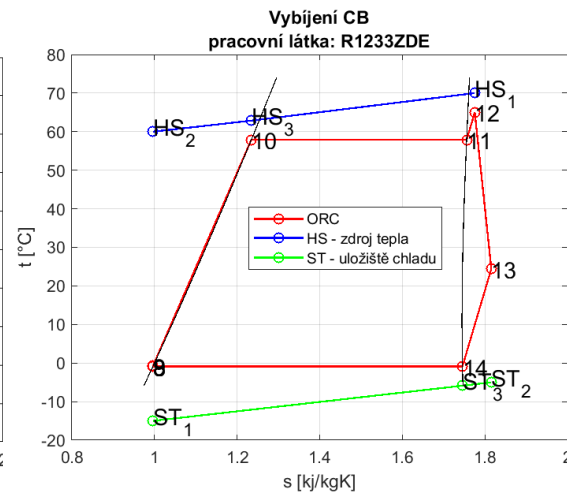
pro teplé a studené uložiště vychází, že pro zadané okrajové podmínky je konfigurace s teplým uložištěm účinnější. Účinnost teplého uložiště pro nerecuperovanou hodnotu o cca 4 procentní body účinnější než nerecuperované studené uložiště. Schéma oběhů nabíjení a vybíjení v T-s diagramu je zobrazeno na Obr. 33 a Obr. 34. Detailní výsledky oběhů a účinností pro dané oběhy jsou společně s citlivostními analýzami součástí přílohy k diplomové práci.

Výsledky (TČ = 1, ORC = 1)			
Nabíjení			
Teplu přivedené do TČ z uložiště	$Q_{in\ TČ}$	28,98	kW
Odvedené teplo z TČ	$Q_{out\ TČ}$	39,06	kW
Příkon kompresoru	$W_{komp\ TČ}$	10,08	kW
Chladicí faktor	$COP$	3,88	-
Vybíjení			
Přivedené teplo ze zdroje tepla do ORC	$Q_{in\ ORC}$	83,75	kW
Odvedené teplo z ORC do uložiště	$Q_{out\ ORC}$	74,8	kW
Výkon expandér	$W_{exp\ ORC}$	9,07	kW
Příkon čerpadlo	$W_{pump\ ORC}$	0,12	kW
Čistý výkon ORC	$W_{net\ ORC}$	8,96	kW
Účinnost cyklu ORC	$\eta_{ORC}$	10,7	%
Účinnost zpětné konverze energie	$\eta_{RT}$	41,45	%
Výsledky rekuperace (TČ = 1, ORC = 2 *)			
Účinnost zpětné konverze energie	$\eta_{RT}$	43,57	%
Výsledky rekuperace (TČ = 2, ORC = 2 *)			
Účinnost zpětné konverze energie	$\eta_{RT}$	44,76	%
TČ = 1 nerecuperované / 2 rekuperované, ORC = 1 rekuperované / 2 nerecuperované			

Tab. 6: výsledky pro model se studeným uložištěm tepla



Obr. 33: T-s diagram nabíjení - studené uložště



Obr. 34: T-s diagram vybíjení - studené uložště

## 7 Výpočty - model se semi-empirickým modelem kompresoru a expanderu

### 7.1 Vstupní hodnoty model

Vstupní veličiny do semi-empirického modelu jsou uvedeny v Tab. 7. Pro možné porovnání dosahovaných účinností mezi základním modelem a modelem se semi-empirickými kompresoru a expandérů byly v řadě parametrů zvoleny stejné hodnoty vstupních veličin. Rozdíl oproti základnímu modelu je, že do modelu rozšířeného o semi-empirické modely nejsou mezi vstupními hodnotami hmotnostní průtoky. To je způsobeno tím, že při výpočtech účinností pro expanzi a kompresi je jednou z výstupních hodnot hmotnostní tok pracovní látky. Na základě známého hmotnostního průtoku pracovní látky jsou pak dopočítávány ostatní hmotnostní toky.

VSTUPNÍ HODNOTY			
Pracovní látka ORC	$fluid_{ORC}$	R1233ZD(E)	-
Pracovní látka tep. čerpadla	$fluid_{TČ}$	R1233ZD(E)	-
Zdroj tepla	$fluid_{source}$	VODA	-
Teplota zdroje tepla na vstupu	$T_{HS in}$	70	°C
Teplota zdroje tepla na výstupu	$T_{HS out}$	60	°C
Tlak zdroje tepla	$p_{HS}$	0,1	MPa
Zdroj chladu ORC	$fluid_{CL}$	VZDUCH	-
Zdroj chladu na vstupu	$T_{CL in}$	20	°C
Zdroj chladu na výstupu	$T_{CL out}$	30	°C
Tlak zdroje chladu	$p_{CL}$	0,1	MPa
Médium uložení tepla	$fluid_{ST}$	Termoolej (T66)	-
Teplota nabitého uložení	$T_{ST char}$	90	°C
Teplota vybitého uložení	$T_{ST dis}$	80	°C
Min. tep. rozdíl TČ. Výparník	$PP_{TČ výparník}$	5	K
Min. tep. rozdíl TČ. kondenzátor	$PP_{TČ kondenzátor}$	5	K
Min. tep. rozdíl ORC výparník	$PP_{ORC výparník}$	5	K
Min. tep. rozdíl ORC kondenzátor	$PP_{ORC kondenzátor}$	5	K

Tab. 7: tabulka vstupních hodnot do modelu se semi-empirickými modely

### 7.2 Základní parametry kompresor

Do semi-empirického modelu byly použity jako základní parametry kompresoru data, která byla změřena pro kompresor firmy Bitzer, OSK5361-K, [17]. Parametry daného kompresoru jsou uvedené v Tab. 8. Závislost účinnosti kompresoru na tlakovém poměru je uvedena na Obr. 35. Účinnost kompresoru dosahuje svého maxima pro tlakový poměr cca 3, v případě vyšších, nebo nižších tlakových poměrů účinnost klesá. Otáčky kompresoru v rámci modelu byly zvoleny pevně 2900 ot/min. závislost výstupní teploty a hmotnostním toku kompresorem je uvedena na Obr. 36. Z charakteristiky, je zřejmé,

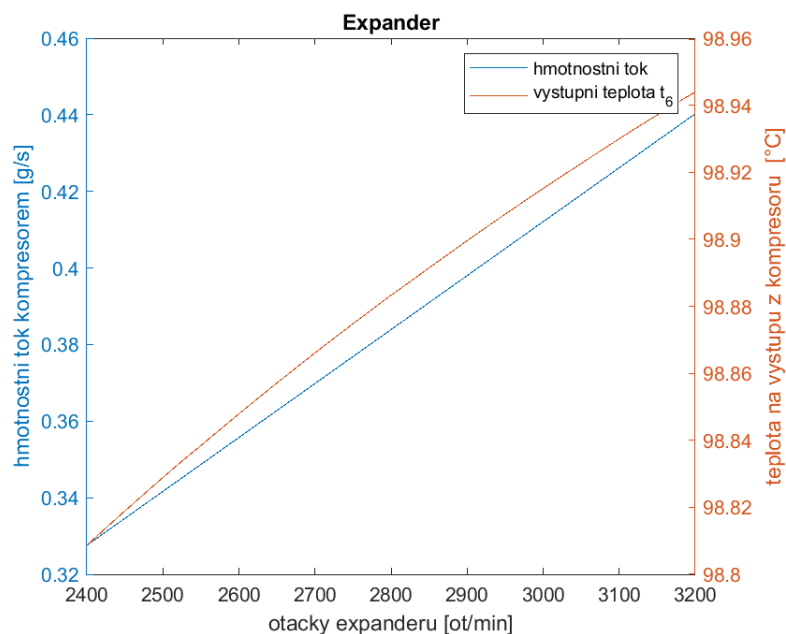
že změna výstupní teploty  $t_6$  z kompresoru je na rozdíl od změny hmotnostního toku v závislosti na otáčkách pouze minimální.

Základní parametry pro semi-empirický model kompresoru		
$\dot{m}_{nom}$	$[kg \cdot s^{-1}]$	0,988
$A_{leak}$	$[mm^2]$	3,32
$a_{tl}$	$[-]$	134,5
$AU_{su \text{ nom}}$	$[W \cdot K^{-1}]$	60,5
$AU_{ex \text{ nom}}$	$[W \cdot K^{-1}]$	35,6
$b_{hl}$	$[W \cdot K^{-5/4}]$	1,82
$BVR_{comp}$	$[-]$	3,26
$V_{sw}$	$[cm^3]$	676,8

Tab. 8: Parametry kompresoru [17]



Obr. 35: závislost účinnosti kompresoru na tlakovém poměru



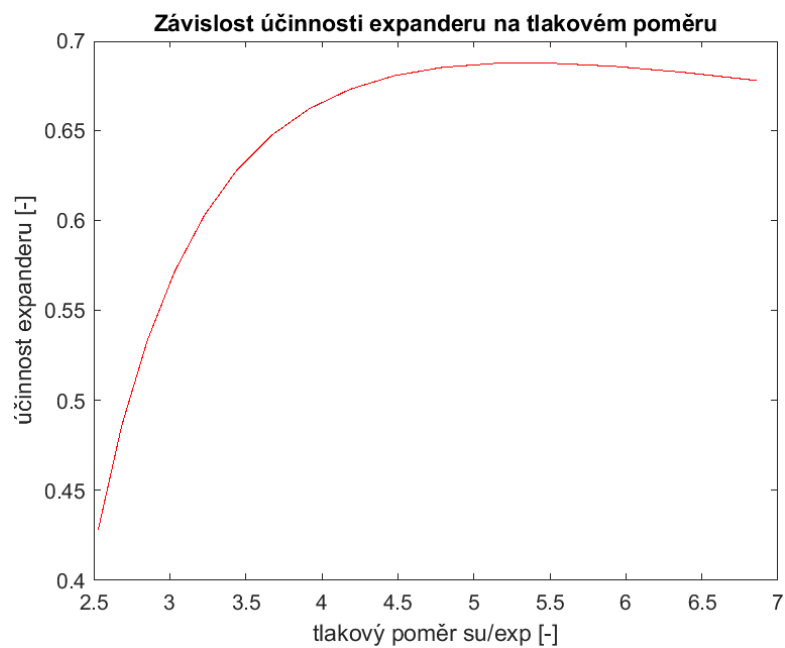
Obr. 36: závislost výstupní teploty z kompresoru a dopravovaném množství na otáčkách expandéru

### 7.3 Základní parametry expandér

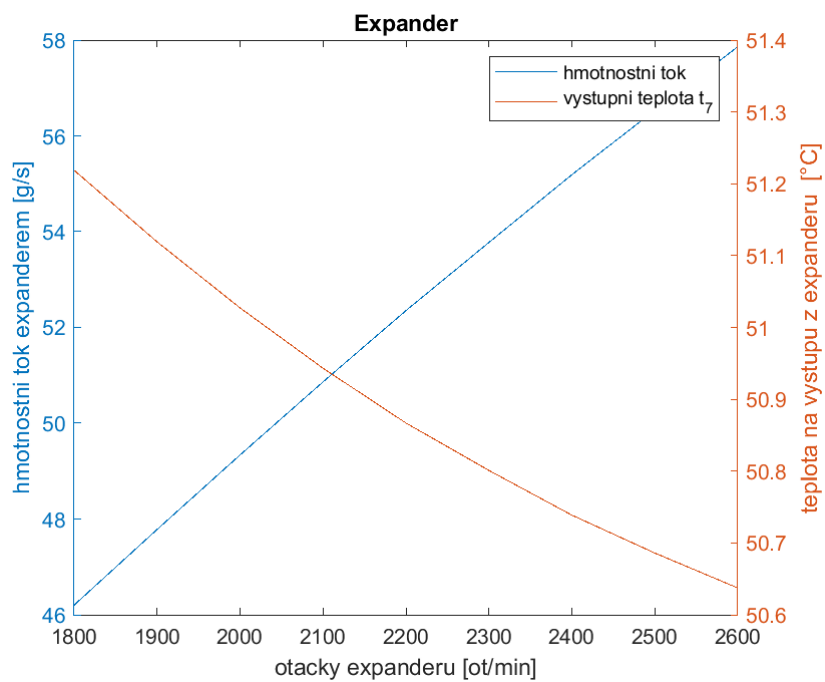
Parametry expandéru jsou uvedeny v Tab. 9 a byly stanoveny v odborné literatuře [18]. Otáčky expandéru byly pevně zvoleny 2000 ot/min. Závislost účinnosti daného expandéru na tlakovém poměru je zobrazena na Obr. 37. Průběh závislosti účinnosti expandérů prudce stoupá od nízkých tlakových poměrů, až do tlakového poměru cca 5, od té doby začíná pro vyšší tlakové poměry účinnost lehce klesat. Závislost hmotnostního toku a výstupní teploty na otáčkách je zobrazena na Obr. 38. Stejně jako v případě kompresoru mají otáčky výrazně vyšší vliv na hmotnostní tok, než na teplotu pracovní látky po expanzi.

Základní parametry pro semi-empirický model expandéru		
$\dot{m}_{nom}$	$[g \cdot s^{-1}]$	120
$A_{leak}$	$[mm^2]$	4,06
$A_{su}$	$[mm^2]$	27,43
$AU_{su,nom}$	$[W \cdot K^{-1}]$	21,2
$AU_{ex,nom}$	$[W \cdot K^{-1}]$	34,2
$AU_{amb}$	$[W \cdot K^{-1}]$	6,4
$BVR_{exp}$	$[-]$	4,05
$V_{sw}$	$[cm^3]$	147,987
$\tau_{loss}$	$[cm^3]$	0,47

Tab. 9: Parametry expandéru



Obr. 37: závislost účinnosti expanderu na tlakovém poměru



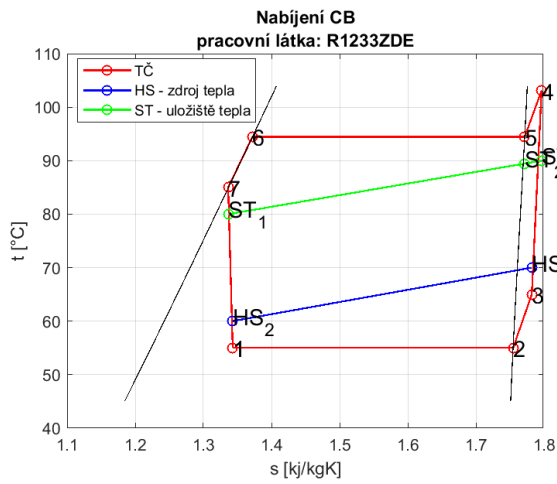
Obr. 38: závislost výstupní teploty kompresoru a hmotnostním toku pracovní látky uvnitř expanderu

## 7.4 Výsledky

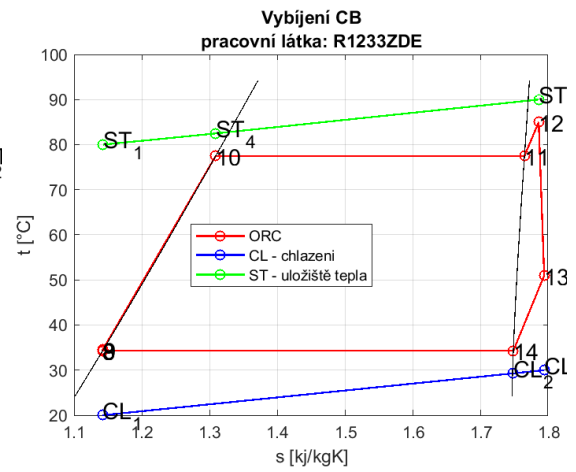
Výsledky Semi-empirického modelu teplé varianty pro různé konfigurace jsou uvedeny v Tab. 10, T-s diagramy oběhů jsou zobrazeny na Obr. 39 a Obr. 40. Oproti výsledkům ze základního modelu jsou dosahované účinnosti pro model se semi-empirickými modely výrazně menší. Například, oproti základnímu modelu s nerecuperovanou variantou došlo k poklesu účinnosti z 45,89 % o cca 4 procentní body. Stejný pokles je možné spozorovat i pro ostatní recuperované varianty. Na pokles účinnosti mají výrazný vliv mechanické ztráty. Ty byly v základním modelu zanedbány. Průběh expanze a komprese v T-s diagramech je uveden na Obr. 42 a Obr. 41. Mezi TČ a ORC, vychází velký rozdíl mezi příkonem kompresoru a výkonem expandéru. Tento výrazný rozdíl je způsoben výběrem expandéru, respektive jeho základními parametry. Při použití většího expandéru, stejného typu, by dosahované účinnosti byly podobné.

Výsledky (TČ = 1, ORC = 1)			
Nabíjení			
Příkon tepla nabíjení	$Q_{in\ TČ}$	66,155	kW
Odvedené teplo do uložště	$Q_{out\ TČ}$	77,56	kW
Příkon kompresoru	$W_{komp\ TČ}$	11,41	kW
Topný faktor	$COP$	6,45	-
Vybíjení			
Přivedené teplo z uložště do ORC	$Q_{in\ ORC}$	11,93	kW
Odvod tepla z ORC	$Q_{out\ ORC}$	10,79	kW
Výkon expandér	$W_{exp\ ORC}$	1,17	kW
Příkon čerpadlo	$W_{pump\ ORC}$	0,027	kW
Čistý výkon ORC	$W_{net\ ORC}$	1,14	kW
Účinnost cyklu ORC	$\eta_{ORC}$	6,5	%
Účinnost zpětné konverze energie	$\eta_{RT}$	41,93	%
Účinnost kompresoru	$\eta_{kompresor}$	76,25	%
Účinnost expandéru	$\eta_{expander}$	61,29	%
Výsledky rekuperace (TČ = 1, ORC = 2 *)			
Účinnost zpětné konverze energie	$\eta_{RT}$	42,2	%
Výsledky rekuperace (TČ = 2, ORC = 2 *)			
Účinnost zpětné konverze energie	$\eta_{RT}$	43,65	%
TČ = 1 nerecuperované / 2 recuperované, ORC = 1 recuperované / 2 nerecuperované			

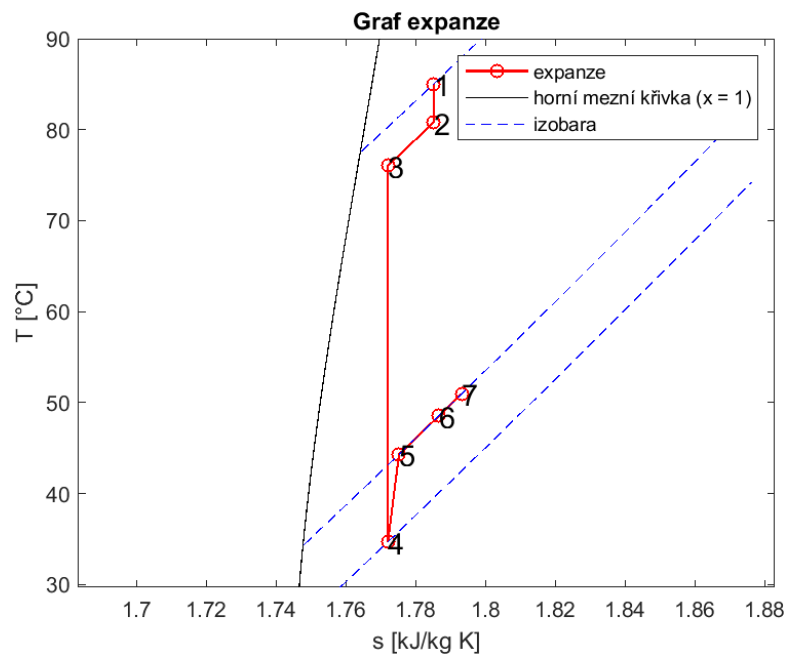
Tab. 10: Výsledky pro model se semi-empirickými modely



Obr. 39: T-s diagram oběhu tepelného čerpadla

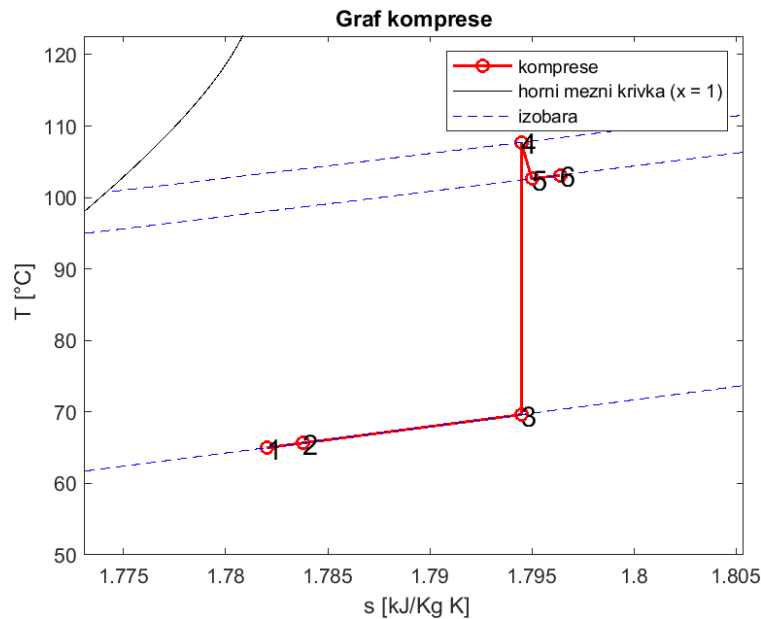


Obr. 40: T-s diagram oběhu ORC



Obr. 41: T-s diagram expanze semi-empirického modelu expandéru



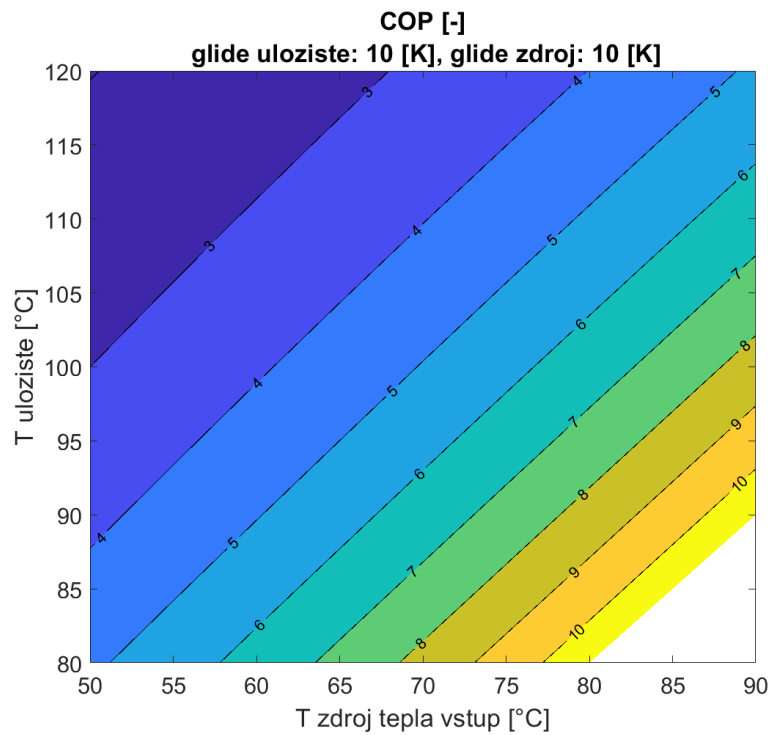


Obr. 42: T-s diagram komprese semi-empirického modelu kompresoru

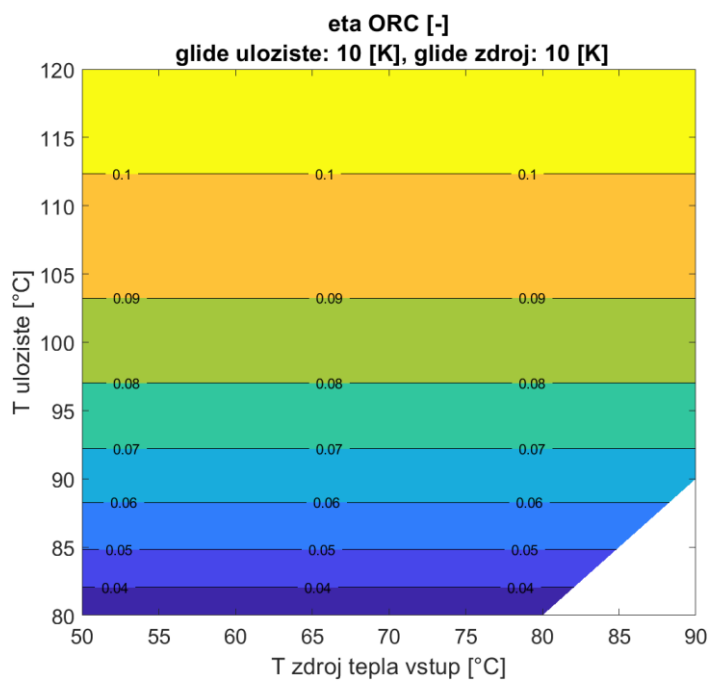
## 7.5 Mapování parametrů

### 7.5.1 Teplota zdroje tepla a nabitého uložení tepla

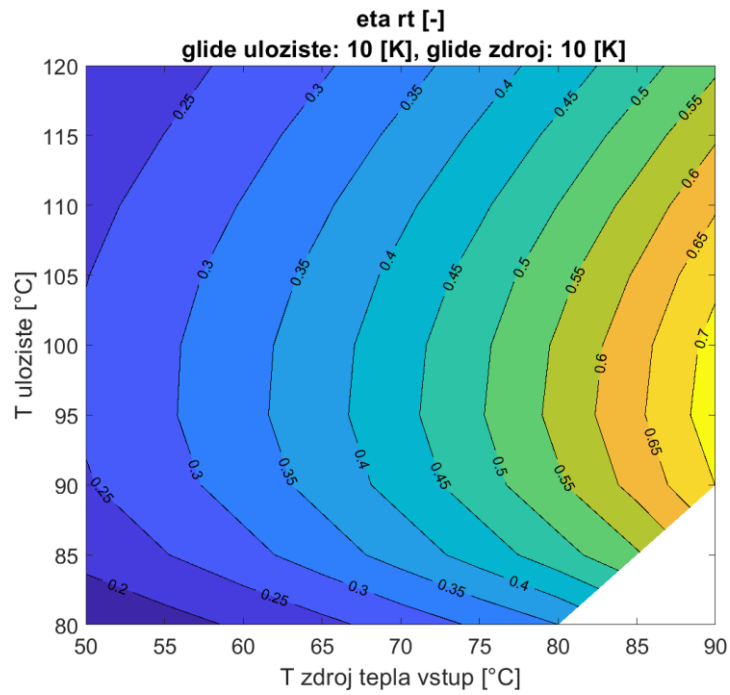
Závislost teploty zdroje tepla a nabitého uložení tepla na COP, účinnost ORC a celkovou účinnost  $\eta_{RT}$  je uvedena na Obr. 43, Obr. 44 a Obr. 45. Pro COP a  $\eta_{ORC}$  vychází v grafech podobný průběh jako v případě základní varianty a je patrný pouze mírný pokles dosahovaných hodnot. U grafu závislosti  $\eta_{RT}$ , Obr. 45 a Obr. 46, se ovšem průběh v porovnání se základním modelem liší v oblasti nízkých teplot zdroje tepla a uložení. Při růstu teploty nabitého uložení, při konstantní teplotě zdroje tepla dochází k nárůstu účinnosti  $\eta_{RT}$ . Růst účinnosti pokračuje, dokud nedosáhne svého maxima pro určitou teplotu uložení. Při dalším nárůstu teploty uložení už dochází pouze ke klesání celkové účinnosti. Tento jev je způsoben tím, že účinnost kompresoru a expandéru dosahuje svého maxima právě pro určitý tlakový poměr. Z průběhu těchto závislostí lze říci, že účinnost zpětné konverze nedosahuje svého maxima při co nejmenších rozdílech mezi teplotou zdroje tepla a uložení, jako se dalo usuzovat z citlivostních analýz provedených pomocí základního modelu s isoentropickými účinnostmi.



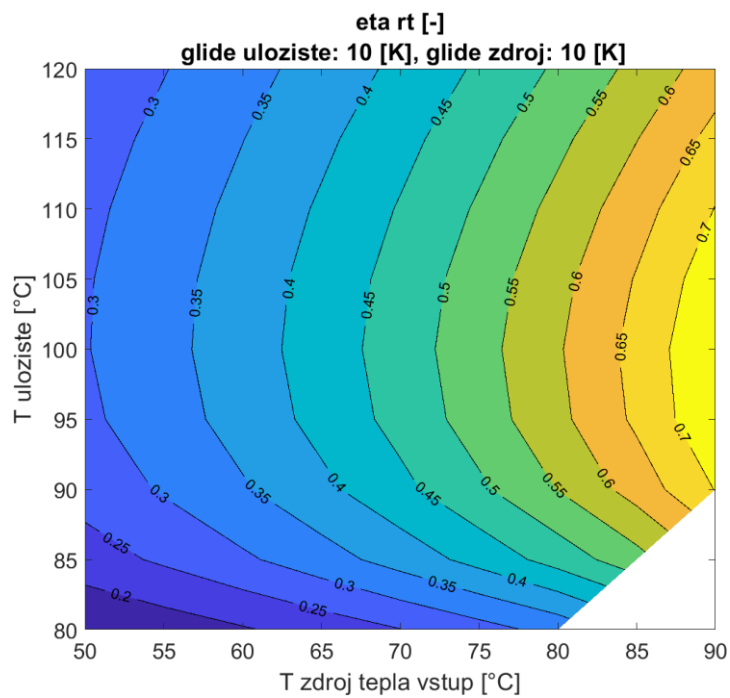
Obr. 43: závislost teploty uložistiště a teploty zdroje tepla na



Obr. 44: závislost teploty zdroje tepla a teploty uložistiště na účinnosti ORC ( $T\check{C} = 1$ ,  $ORC = 1$ )



Obr. 45: závislost teploty zdroje tepla a teploty uložistě na celkové účinnosti ( $T\check{C} = 1$ ,  $ORC = 1$ )



Obr. 46: závislost účinnosti celkové konverze zpětné energie na teplotě zdroje a uložistě ( $T\check{C} = 2$ ,  $ORC = 2$ )

## 8 Sizing vybrané varianty a ekonomické srovnání

Úkolem této části diplomové práce bylo stanovit rámcově velikost a cenu vybraného systému Carnotovy baterie. Pro tento účel byl vybrán systém Carnotovy baterie spočítaný pomocí modelu s isoentropickými účinnostmi a výkony, který je uveden v Tab. 4. Jedná se o nerecuperovanou variantu. Elektrický příkon kompresoru je 16,3 kW a výkon expandéru 14,4 kW. Čistý výkon ORC je cca 14 kW. Účinnost zpětné konverze elektřiny systému je 45,9 %. Celková kapacita byla stanovena tak, aby systém ORC mohl dodávat elektřinu do sítě po dobu 8 hodin při plném výkonu. Celková kapacita baterie tak činí 112 kWh. Jelikož je maximální teplota zásobníku na úrovni 90 °C byla místo původního Therminolu zvolena voda, která má vyšší tepelnou kapacitu a také nižší cenu. Při zavedení vody místo Therminolu, bylo nutné přepočítat hmotnostní průtok zdroje tepla z uložště do technologie ORC,  $\dot{m}_{ST\ discharg}$ .

### 8.1 Cena ORC a tepelného čerpadla

Celkové náklady na ORC a tepelného čerpadla o daném výkonu byly stanoveny s pomocí měrné ceny, která byla získána na základně odborné konzultace<sup>3</sup>. Měrné ceny a celková cena ORC a tepelného čerpadla je uvedena v Tab. 11.

Měrná cena ORC na instalovaný kWe výkonu	130 000	Kč/kW
Měrná cena TČ na instalovaný kW příkonu	17 000	Kč/kW
Celková cena ORC	1 820 000	Kč
Celková cena TČ	275 400	Kč

Tab. 11: Cena ORC a tepelného čerpadla

### 8.2 Cena Akumulace

Cena akumulace je počítána pro dvě varianty uložště. V prvním případě, u dražší varianty, je voda akumulovaná do kovových nádrží. U druhé varianty uvažováno, že je voda akumulovaná do nádrží na bázi retenčních nádrží, které mají tu výhodu, že disponují výrazně nižší cenou. Retenční nádrže nejsou z principu stavěny jako nádrže na vysokoteplotní akumulaci, ačkoliv jsou převážně vyráběny z polypropylenu, který je chemicky i mechanicky odolný do teploty 120°C. Z tohoto důvodu je výpočet pro levnější variantu pouze orientační a je nutné brát cenu tohoto systému akumulace s rezervou. Objem vody, který je potřeba aby ORC bylo schopno dodávat elektřinu do sítě, po dobu 8 hodin vychází na cca 127 m<sup>3</sup>. Tato hodnota byla získána pomocí hmotnostního toku vody z uložště tepla do ORC a hustoty vody. Cena jednoho litru vody je 2 Kč. [19] [20]

<sup>3</sup>Měrná cena určena dle odborné konzultace s Ing. Jakubem Maščuchem Ph.D. skrze emailovou komunikaci – MAŠČUCH, Jakub. Systém navýšení potenciálu v odpadním teple tepelným čerpadlem[elektronická pošta]. 1. června 2021 18:37[cit. 2021-04-06]

### 8.2.1 Drahá varianta

Voda je v případě dražší varianty akumulovaná do nádrží o jednotkovém objemu 20 m<sup>3</sup>. Cena jedné nádrže byla odhadnuta z uvedených zdrojů o současných cenách akumulčních nádrží. Výsledná cena jedné nádrže je 400 tis. Kč. Pro vybudování uložistiště o dané kapacitě je potřeba minimálně 14 nádrží. Výsledná cena Carnotovy baterie o zadané kapacitě tak vychází na celkově téměř 8 milionů korun, přičemž cena za instalovanou kapacitu se pohybuje kolem 71 tisíc.

Cena vody	2	Kč/l
Cena jedné nádrže	400 000	Kč
Objem vody v uložistišti	127	m <sup>3</sup>
Množství akumulčních nádrží	14	-
Celková cena akumulace	5 885 420	Kč
Cena CB celkem	7 949 602	Kč
Cena CB na kWh	70 978	Kč/kWh

Tab. 12: Cena akumulace pro dražší uložistiště [21] [22]

### 8.2.2 Levná varianta

Voda je ukládána v akumulčních nádržích o jednotkovém objemu 100 m<sup>3</sup>. Abychom byli schopni ukládat vodu na nižší a vyšší teplotě jsou potřeba min. 4 nádrže. Jednotková cena jedné nádrže je odhadem 260 tis. Kč, přičemž cena samotné nádrže tvoří polovinu celkové ceny a zbytek jsou odhadované náklady na tepelnou izolaci. Výsledná cena tepelného uložistiště a Carnotovy baterie po přičtení nákladů na ORC a tepelné čerpadlo je uvedena v Tab. 13. Celková cena Carnotovy baterie o kapacitě 112 kWh tak vychází na cca 3 400 tisíc korun, přičemž cena za jednu kWh je 30,5 tisíc Kč.

Cena vody	2	Kč/l
Cena jedné nádrže	260 000	Kč
Objem vody v uložistišti	127	m <sup>3</sup>
Množství akumulčních nádrží	4	-
Celková cena akumulace	1 328 866	Kč
Cena CB celkem	3 424 267	Kč
Cena CB na kWh	30 573	Kč/kWh

Tab. 13: Cena akumulace pro levnější uložistiště [20] [21]

## 8.3 Ekonomické porovnání

Pro porovnávání různých technologií akumulace se nejčastěji využívá velikost nákladů na produkovanou elektřinu. Náklady na produkovanou elektřinu lze stanovit pomocí rovnice (39), kde  $C_{in}$  tvoří cenu odebrané elektřiny ze sítě,  $N$  životnost dané technologie

definované pomocí množství cyklů a  $\eta_{rt}$  účinnost zpětné konverze elektřiny. Zbýlý parametr tvoří měrné náklady na kWh instalované kapacity.

$$C_{out} = \frac{C_{in}}{\eta_{rt}} + \frac{CAPEX}{N} \quad (39)$$

$C_{out}$  náklady na produkovanou elektřinu [Kč/kWh]

$C_{in}$  cena nakupované elektřiny [Kč/kWh]

$N$  počet cyklů(životnost) [-]

$CAPEX$  náklady na instalovanou kapacitu [Kč/kWh]

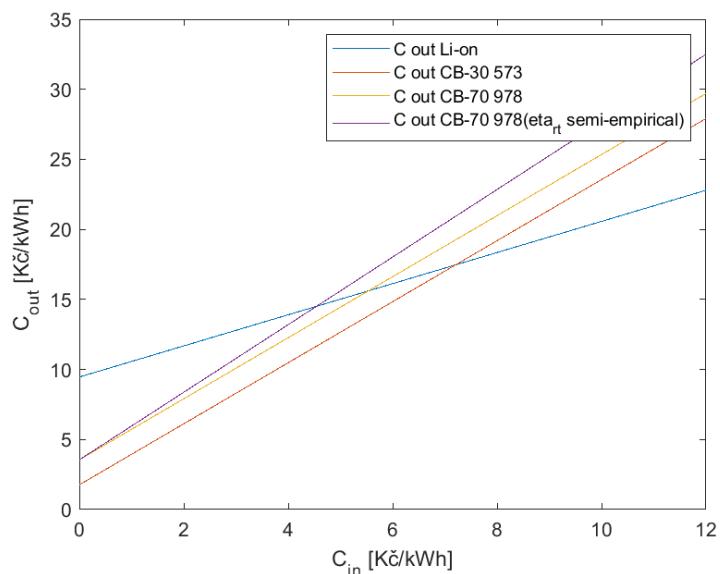
Jako porovnání s technologií Carnotových baterií byla zvolena technologie lithionových baterií, jakožto jedné z nejvyspělejších technologií na akumulaci energie. Parametry pro srovnání daných technologií jsou uvedeny v Tab. 14. Hodnoty jednotlivých parametrů byly získány z odborné literatury, z uvedených zdrojů a z předchozích výpočtů.

	CB	Lithionové baterie
CAPEX	70 978(30 573)	47 300
Životnost v cyklech	20 000	5 000
Účinnost [%]	90	45,9

Tab. 14: parametry dané technologie akumulace [23] [11]

### 8.3.1 Vliv ceny nakupované elektřiny

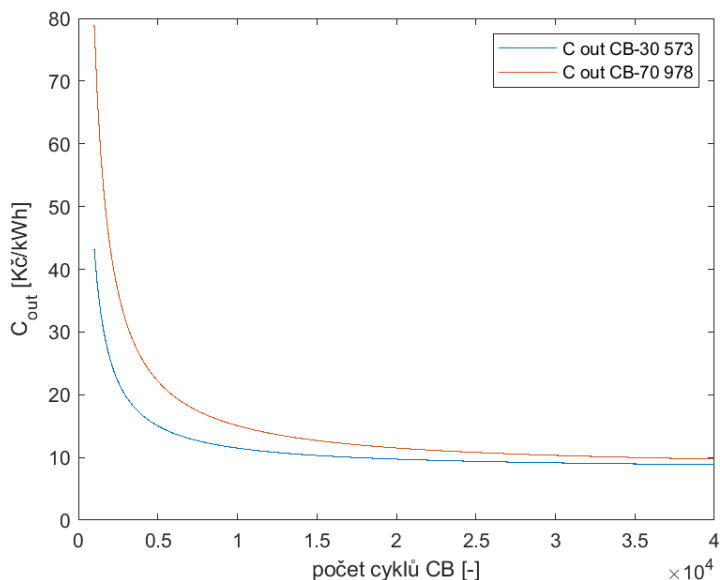
Porovnání výhodnosti Carnotových baterií s Lithium iontovými bateriemi je ukázáno na Obr. 47. Výsledné zhodnocení je vytvořené jak pro Carnotovu baterii s dražším systémem akumulace, tak zároveň i pro systém levnější. Pro dražší variantu uložení bylo vytvořeno porovnání i pro hodnotu účinnosti získanou na základě výpočtu se semi-empirickými modely (41,46 %). Ze závislosti je vidět, že při nižších cenách nakupované elektřiny  $C_{in}$  dosahují Carnotovy baterie menších nákladů na elektřinu produkovanou. S postupně vzrůstající cenou nakupované elektřiny pak rozdíl nákladů oproti Lithium iontovým bateriím postupně klesá až do ceny, kdy jsou naopak výhodnější Lithium iontové baterie.



Obr. 47: Porovnání CB a Lithium iontových baterií, z hlediska nákladů na produkovanou elektřinu

### 8.3.2 Vliv životnosti

Jednou ze zásadních výhod Carnotových baterií oproti Lithium iontovým by měla být jejich životnost. Závislost prodejní ceny na počtu cyklů, které během své životnosti daný systém zvládne je zobrazena na Obr. 48. Graf byl vytvořen při uvažování nakupované ceny elektřiny 2 Kč/kWh. Závislost výstupní ceny z grafu připomíná svým tvarem logaritmickou funkci. Z průběhu křivek lze usuzovat, že největší vliv na celkové náklady na produkovanou elektřinu má životnost při nižších životnostech a s postupným nárůstem životnosti tento vliv klesá.

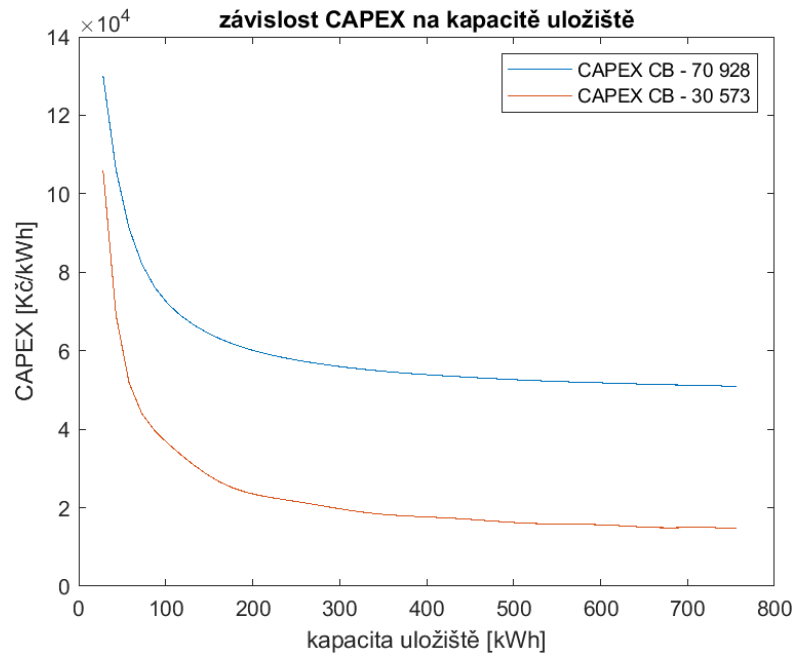


Obr. 48: Závislost nákladů na produkovanou elektřinu, z hlediska životnosti baterie

### 8.3.3 Vliv kapacity akumulátoru

Jedním z největších vlivů na cenu nákladů za instalovanou kapacitu uložště má kapacita uložště v kWh. Vliv kapacity uložště na celkovou cenu nákladů je zobrazen na Obr. 49.

Závislost byla provedena pro neměnné náklady na tepelné čerpadlo a ORC. Z grafu uvedené závislosti je vidět, že zvolená kapacita uložště má na cenu za instalovanou kapacitu velký vliv zvláště v oblasti nižších kapacit. To je způsobeno tím, že se zvyšující se kapacitou uložště klesá vliv vysoké ceny ORC a tepelného čerpadla na celkovou cenu daného systému.



Obr. 49: Závislost měrných nákladů CAPEX na kapacitě, při zachování výkonů ORC a TČ



## 9 Závěr

V úvodu rešerše byl popsán základní princip Carnotových baterií, jako nové potenciální technologie pro ukládání elektřiny. Další část byla zaměřena na tepelně integrované Carnotovy baterie, kde byl popsán princip dosahovaných vyšších účinností oproti klasické Carnotovy baterie. Závěrem rešerše bylo uvedení různých konceptů tepelně integrovaných Carnotových baterií a současný stav vývoje ve světě.

Následně byl vytvořen jednoduchý termodynamický model tepelně integrované Carnotovy baterie pro teplé a studené uložení, s uvažovanými konstantními isoentropickými účinnostmi expandérů/kompresorů a minimálními teplotními rozdíly na výměnících. S tímto modelem byly následně spočítány oběhy Carnotovy baterie pro teplé a studené uložení tepla a ty mezi sebou byly porovnány z hlediska dosahovaných účinností. Největší účinnosti zpětné konverze energie dosahuje systém teplého uložení s rekuperovaným ORC a tepelným čerpadlem. Dosahovaná účinnost se pohybuje na úrovni 50 %. Další součástí bylo vytvoření citlivostních analýz, z nichž vyplývá, že celková účinnost zpětné konverze je závislá zejména na teplotě uložení a vstupní teplotě zdroje tepla. Výstupní teplota zdroje tepla pak má kromě vlivu na účinnost zpětné konverze také vliv na množství tepla, které je ze zdroje tepelným čerpadlem odebráno a přímo tak ovlivňuje jeho celkový příkon.

V následující části byl vytvořen semi-empirický model kompresoru a expandéru a byl popsán jejich princip funkční princip. Tyto modely byla následně implementovány do základního modelu s teplým uložení a s jejich pomocí byly vypočítány oběhy ORC a tepelného čerpadla, se stejnými okrajovými podmínkami jako u základní varianty. Oproti základní variantě dosahuje model se semi-empirickými modely nižší účinnosti zpětné konverze, což je způsobené zavedením mechanických ztrát v rámci semi-empirických modelů.

V poslední části diplomové práce byl proveden odhad ceny Carnotovy baterie o kapacitě 112 kWh<sub>e</sub> a bylo provedeno ekonomické srovnání tepelně integrovaných Carnotových baterií s technologií lithionových baterií z hlediska nákladů na produkovanou elektřinu. Z tohoto srovnání vychází, že Carnotovy baterie jsou obecně výhodnější při nižších cenách vstupní elektřiny, díky vyšším životnostem.

## Zdroje

- [1] “Skladování elektřiny prostřednictvím tepla aneb Carnotovy baterie 1. díl – principy a přehled - TZB-info.” <https://oze.tzb-info.cz/akumulace-elekriny/21610-skladovani-elekriny-prostrednictvim-tepla-aneb-carnotovy-baterie-1-dil-principy-a-prehled> (accessed Jun. 04, 2021).
- [2] “Skladování elektřiny prostřednictvím tepla aneb Carnotovy baterie 2. díl – projekty a technologie ve světě a v ČR - TZB-info.” <https://oze.tzb-info.cz/akumulace-elekriny/21727-skladovani-elekriny-prostrednictvim-tepla-aneb-carnotovy-baterie-2-dil-projekty-a-technologie-ve-svete-a-v-cr> (accessed Jun. 04, 2021).
- [3] S. M. Hasnain, “Review on sustainable thermal energy storage technologies, part I: Heat storage materials and techniques,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 39, no. 11, pp. 1127–1138, Aug. 1998, doi: 10.1016/S0196-8904(98)00025-9.
- [4] 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, Dec. 2020, doi: 10.1016/j.est.2020.101756.
- [5] G. F. Frate, L. Ferrari, and U. Desideri, “Rankine Carnot Batteries with the Integration of Thermal Energy Sources: A Review,” *Energies*, vol. 13, no. 18, p. 4766, Sep. 2020, doi: 10.3390/en13184766.
- [6] O. Dumont, R. Dickes, M. Ishmael, and V. Lemort, “Mapping of performance of pumped thermal energy storage (Carnot battery) using waste heat recovery.”
- [7] O. Dumont and V. Lemort, “Investigation of a thermally integrated Carnot battery using a reversible heat pump/organic Rankine cycle.”
- [8] D. Steger, C. Regensburger, B. Eppinger, S. Will, J. Karl, and E. Schlücker, “COMBINING AN ORGANIC RANKINE CYCLE AND A HEAT PUMP CYCLE IN A TEST PLANT FOR REVERSIBLE STORAGE OF ENERGY.”
- [9] D. Steger, C. Regensburger, B. Eppinger, S. Will, J. Karl, and E. Schlücker, “Design aspects of a reversible heat pump - Organic rankine cycle pilot plant for energy storage,” *Energy*, vol. 208, Oct. 2020, doi: 10.1016/j.energy.2020.118216.
- [10] T. Weller, H. Jockenhöfer, M. Johnson, and D. Bauer, “Design and build of a first laboratory CHEST system,” 2020. Accessed: Jan. 25, 2021. [Online]. Available: <https://www.chester-project.eu/>.
- [11] O. Dumont and V. Lemort, “Mapping of performance of pumped thermal energy storage (Carnot battery) using waste heat recovery,” *Energy*, vol. 211, p. 118963, Nov. 2020, doi: 10.1016/j.energy.2020.118963.
- [12] S. Ochoa and H. Jockenhöfer, “Detailed design of the high temperature TES laboratory prototype ORDP Open Research Data Pilot,” 2019. Accessed: Jan. 25, 2021. [Online]. Available: [www.chester-project.eu](http://www.chester-project.eu).
- [13] A. Hassan, J.-M. Corberán, and V. Sanchez, “Detailed Design of the High Temperature Heat Pump Laboratory Prototype ORDP Open Research Data Pilot,” 2019. Accessed: Jan. 25, 2021. [Online]. Available: [www.chester-project.eu](http://www.chester-project.eu).

- [14] M. De Paepe, S. Lecompte, A. Pillai, J. M. Corberán, and A. Pillai, "Detailed design of the ORC laboratory prototype ORDP Open Research Data Pilot Version Management Filename D3.4, Detailed Design Of The ORC Laboratory Prototype Author(s)," 2019. Accessed: Jan. 25, 2021. [Online]. Available: [www.chester-project.eu](http://www.chester-project.eu).
- [15] M. Eck, D. Laing, W.-D. Steinmann, and S. Zunft, "High Temperature Thermal Energy Storage Development at DLR." Accessed: Jan. 25, 2021. [Online]. Available: [www.DLR.de/TT](http://www.DLR.de/TT).
- [16] "(6) (PDF) Modelling of a thermally integrated Carnot battery using a reversible heat pump/organic Rankine cycle." [https://www.researchgate.net/publication/344771684\\_Modelling\\_of\\_a\\_thermally\\_integrated\\_Carnot\\_battery\\_using\\_a\\_reversible\\_heat\\_pumporganic\\_Rankine\\_cycle](https://www.researchgate.net/publication/344771684_Modelling_of_a_thermally_integrated_Carnot_battery_using_a_reversible_heat_pumporganic_Rankine_cycle) (accessed Jun. 09, 2021).
- [17] "A semi-empirical method for assessing the performance of an open-drive screw refrigeration compressor | Elsevier Enhanced Reader." <https://reader.elsevier.com/reader/sd/pii/S1359431115010704?token=D18F4D0B66CB2F0B1102093E9862C281764C4FB39952FB58E6C8F874749E9C47406D27F9539C001771C7024B985FF6AF&originRegion=eu-west-1&originCreation=20210603140451> (accessed Jun. 03, 2021).
- [18] A. Giuffrida, "Modelling the performance of a scroll expander for small organic Rankine cycles when changing the working fluid," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 70, no. 1, pp. 1040–1049, Sep. 2014, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.06.004.
- [19] "Vlastnosti plastů - VERKON." <https://www.verkon.cz/vlastnosti-plastu/> (accessed Jun. 09, 2021).
- [20] "Nádrž na vodu GENAP - 100m3 - Dešťovka.eu - nádrže na vodu." <https://eshop.destovka.eu/nadrz-na-vodu-genap-100m3/> (accessed Jun. 03, 2021).
- [21] "EnviChem Destilovaná voda volně stáčená od 1000l." <http://eshop.envichem.cz/destilovana-voda-volne-stacena/> (accessed Jun. 03, 2021).
- [22] "Ceník akumulčních nádrží LMG." <https://akumulacni-nadrz.cz/cenik-lmg.php> (accessed Jun. 09, 2021).
- [23] "Ceny velkých bateriových úložišť v USA poklesly za 3 roky o 70 %." <https://oenergetice.cz/akumulace-energie/ceny-velkych-bateriovych-ulozist-usa-poklesly-za-3-roky-70> (accessed Jun. 03, 2021).

## Seznam obrázků

Obr. 1: Schéma fungování Carnotovch Baterií [1] .....	10
Obr. 2: Princip funkce systému TI-PTES [1].....	15
Obr. 3 schéma TI-PTES varianty s teplým citelným uložištěm a ORC .....	16
Obr. 4: schéma TI-PTES varianta s hybridním uložištěm .....	16
Obr. 5 schéma TI-PTES s teplým citelným a teplým latentním uložištěm a ORC .....	17
Obr. 6 schéma TI-PTES varianty s studeným citelným uložištěm a ORC .....	17
Obr. 7 schéma TI-PTES KALINA s teplým uložištěm .....	18
Obr. 8 schéma koncentračního uložiště .....	19
Obr. 9: Ukázka svazku trubek se žebrováním latentního uložiště LH-TES [10] .....	21
Obr. 10: schéma zásobníku latentního tepla - projekt CHESTER, původní koncept [10]	21
Obr. 11: schéma systému vyvíjeného na univerzitě v Liege [16] .....	23
Obr. 12: schéma oběhu modelu pro teplé uložiště .....	24
Obr. 13: schéma oběhu modelu pro studené uložiště .....	25
Obr. 14: Schéma semi-empirického modelu kompresoru, upraveno z [17] .....	27
Obr. 15: pV diagram komprese, převzato z [17].....	29
Obr. 16: Diagram výpočtu kompresoru se vstupními a výstupními veličinami .....	32
Obr. 17: Algoritmus výpočtu kompresoru .....	33
Obr. 18: Schéma semi-empirického modelu expandéru, upraveno z [18].....	34
Obr. 19: p-V diagram expanze, převzato z [18] .....	36
Obr. 20: diagram výpočtu expandéru se vstupními a výstupními veličinami.....	38
Obr. 21: Algoritmus výpočtu expandéru .....	39
Obr. 22: T-s diagram nabíjení – TČ – teplé uložiště .....	42
Obr. 23: T-s diagram – ORC – teplé uložiště .....	42
Obr. 24: Vliv teploty zdroje tepla a nabitého uložiště na COP (TČ = 1, ORC = 1) .....	43
Obr. 25: Vliv teploty zdroje tepla a nabitého uložiště na účinnost ORC (TČ = 1, ORC =1) .....	43
Obr. 26: Vliv teploty zdroje tepla a nabitého uložiště na účinnost zpětné konverze energie (TČ = 1, ORC = 1) .....	44
Obr. 27: Vliv teploty zdroje tepla a teploty uložiště tepla na účinnost zpětné konverze energie (TČ = 1, ORC = 2) .....	44
Obr. 28: Vliv teploty zdroje tepla a teploty uložiště tepla na účinnost zpětné konverze energie (TČ = 2, ORC = 2) .....	45
Obr. 29: Vliv teploty zdroje tepla a teploty uložiště tepla na účinnost zpětné konverze energie (TČ = 1, ORC = 1) .....	45
Obr. 30: Vliv velikosti Pinchpointů na celkovou účinnost systému (TČ =1, ORC = 1) .....	46
Obr. 31: Vliv velikosti Pinchpointů na celkovou účinnost systému (TČ = 2, ORC = 2) ....	46

Obr. 32: Vliv výstupní teploty zdroje tepla na účinnost systému a příkonu na kompresoru .....	47
Obr. 33: T-s diagram nabíjení - studené uložení .....	50
Obr. 34: T-s diagram vybíjení - studené uložení .....	50
Obr. 35: závislost účinnosti kompresoru na tlakovém poměru .....	52
Obr. 36: závislost výstupní teploty z kompresoru a dopravovaném množství na otáčkách expandéru .....	53
Obr. 37: závislost účinnosti expandéru na tlakovém poměru .....	54
Obr. 38: závislost výstupní teploty kompresoru a hmotnostním toku pracovní látky uvnitř expandéru .....	54
Obr. 39: T-s diagram oběhu tepelného čerpadla.....	56
Obr. 40: T-s diagram oběhu ORC .....	56
Obr. 41: T-s diagram expanze semi-empirického modelu expandéru .....	56
Obr. 42: T-s diagram komprese semi-empirického modelu kompresoru .....	57
Obr. 43: závislost teploty uložení a teploty zdroje tepla na.....	58
Obr. 44: závislost teploty zdroje tepla a teploty uložení na účinnosti ORC ( $T\check{C} = 1$ , $ORC = 1$ ) .....	58
Obr. 45: závislost teploty zdroje tepla a teploty uložení na celkové účinnosti ( $T\check{C} = 1$ , $ORC = 1$ ) .....	59
Obr. 46: závislost účinnosti celkové konverze zpětné energie na teplotě zdroje a uložení ( $T\check{C} = 2$ , $ORC = 2$ ) .....	59
Obr. 48: Porovnání CB a Lithium iontových baterií, z hlediska nákladů na produkovanou elektřinu.....	63
Obr. 49: Závislost nákladů na produkovanou elektřinu, z hlediska životnosti baterie ....	63
Obr. 50: Závislost měrných nákladů CAPEX na kapacitě, při zachování výkonů ORC a $T\check{C}$ .....	64

## Seznam tabulek

Tab. 1: seznam potenciálních látek latentního uložení tepla, převzato z [3] .....	12
Tab. 2: vstupní a výstupní veličiny a jejich označení v rámci funkce látkových vlastností .....	26
Tab. 3: Vstupní hodnoty do modelu s teplým uložení tepla.....	40
Tab. 4: Výsledky pro teplé uložení .....	41
Tab. 5: Vstupní hodnoty do studeného uložení tepla.....	48
Tab. 6: výsledky pro model se studeným uložení tepla.....	49
Tab. 7: tabulka vstupních hodnot do modelu se semi-empirickými modely .....	51
Tab. 8: Parametry kompresoru [17] .....	52
Tab. 9: Parametry expanderu .....	53
Tab. 10: Výsledky pro model se semi-empirickými modely .....	55
Tab. 11: Cena ORC a tepelného čerpadla .....	60
Tab. 12: Cena akumulace pro dražší uložení [21] [22].....	61
Tab. 13: Cena akumulace pro levnější uložení [20] [21] .....	61
Tab. 14: parametry dané technologie akumulace [23] [11] .....	62

## Příloha A

### Základní model – teplé uložení

VSTUPNÍ HODNOTY			
Pracovní látka ORC	$fluid_{ORC}$	R1233ZD(E)	-
Pracovní látka tep. čerpadla	$fluid_{TČ}$	R1233ZD(E)	-
Zdroj tepla	$fluid_{source}$	VODA	-
Teplota zdroje tepla na vstupu	$T_{HS in}$	70	°C
Teplota zdroje tepla na výstupu	$T_{HS out}$	60	°C
Tlak zdroje tepla	$p_{HS}$	0,1	MPa
Hmot. tok zdroje tepla	$\dot{m}_{HS}$	2	kg/s
Zdroj chladu ORC	$fluid_{CL}$	VZDUCH	-
Zdroj chladu na vstupu	$T_{CL in}$	20	°C
Zdroj chladu na výstupu	$T_{CL out}$	30	°C
Tlak zdroje chladu	$p_{CL}$	0,1	MPa
Médium uložení tepla	$fluid_{ST}$	Therminol (T66)	-
Teplota nabitého uložení	$T_{ST char}$	90	°C
Teplota vybitého uložení	$T_{ST dis}$	80	°C
Hmot. tok zdroje tepla z uložení – vybíjení	$\dot{m}_{ST discharg}$	10	kg/s
Iso-s účinnost kompresoru	$\eta_{kompresor}$	0,7	-
Iso-s účinnost čerpadla	$\eta_{čerpadlo}$	0,7	-
Iso-s účinnost expandéru	$\eta_{expander}$	0,7	-
Min. tep. rozdíl TČ. Výparník	$PP_{TČ výparník}$	5	K
Min. tep. rozdíl TČ. kondenzátor	$PP_{TČ kondenzátor}$	5	K
Min. tep. rozdíl ORC výparník	$PP_{ORC výparník}$	5	K
Min. tep. rozdíl ORC kondenzátor	$PP_{ORC kondenzátor}$	5	K

Tab A 1: vstupní hodnoty – teplé uložení

Výsledky – teplé uložení - bez rekuperace (TČ = 1, ORC = 1)

Výsledky – teplá varianta (TČ = 1, ORC = 1)			
Nabíjení			
Příkon tepla nabíjení	$Q_{in\ TČ}$	83,75	kW
Odvedené teplo do uložení	$Q_{out\ TČ}$	100,08	kW
Příkon kompresoru	$W_{komp\ TČ}$	16,33	kW
Hmot. tok pracovní látka TČ	$\dot{m}_{WF\ charg}$	0,59	kg/s
Hmot. tok zdroje tepla z uložení – nabíjení	$\dot{m}_{ST\ charg}$	5,60	kg/s
Topný faktor	$COP$	6,13	-
Vybíjení			
Přivedené teplo z uložení do ORC	$Q_{in\ ORC}$	178,57	kW
Odvod tepla z ORC	$Q_{out\ ORC}$	164,59	kW
Výkon expandér	$W_{exp\ ORC}$	14,39	kW
Příkon čerpadlo	$W_{pump\ ORC}$	0,43	kW
Čistý výkon ORC	$W_{net\ ORC}$	13,97	kW
Hmot. tok pracovní látka ORC	$\dot{m}_{WF\ discharg}$	0,80	kg/s
Hmot. tok vzduchu na chlazení	$\dot{m}_{CL}$	16,38	kg/s
Účinnost cyklu ORC	$\eta_{ORC}$	7,49	%
Účinnost zpětné konverze energie	$\eta_{RT}$	45,89	%
TČ = 1 nerecuperované / 2 recuperované, ORC = 1 recuperované / 2 nerecuperované			

Tab A 2: Výsledky tepla varianta ( TČ = 1, ORC =1)

NABÍJENÍ	P [MPa]	t [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
1	0,339	55,00	306,57	1,343
2	0,339	55,00	441,60	1,755
3	0,339	60,00	446,16	1,768
4	0,923	101,04	473,38	1,790
5	0,923	94,50	466,40	1,772
6	0,923	94,50	319,57	1,372
7	0,923	85,00	306,57	1,336

Tab A 3: Termodynamické vlastnosti nabíjení – teplý model (TČ = 1, ORC = 1)

VYBÍJENÍ	P [MPa]	t [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
8	0,178	34,07	241,05	1,141
9	0,618	34,37	241,55	1,142
10	0,618	77,50	296,53	1,309
11	0,618	77,50	456,18	1,764
12	0,618	85,00	463,61	1,785
13	0,178	56,22	446,47	1,808



14	0,178	34,07	427,37	1,748
----	-------	-------	--------	-------

Tab A 4: Termodynamické vlastnosti vybíjení – teplý model ( $T\check{C} = 1$ ,  $ORC = 1$ )

Výsledky – teplé uložení – rekuperované ORC ( $T\check{C} = 1$ ,  $ORC = 2$ )

Výsledky – teplá varianta ( $T\check{C} = 1$ , $ORC = 2$ )			
Nabíjení			
Příkon tepla nabíjení	$Q_{in T\check{C}}$	83,74	kW
Odvedené teplo do uložení	$Q_{out T\check{C}}$	100,08	kW
Příkon kompresoru	$W_{komp T\check{C}}$	16,33	kW
Hmot. tok pracovní látka $T\check{C}$	$\dot{m}_{WF\,charg}$	0,6	kg/s
Hmot. tok zdroje tepla z uložení – nabíjení	$\dot{m}_{ST\,charg}$	5,60	kg/s
Topný faktor	$COP$	6,13	-
Vybíjení			
Přivedené teplo z uložení do ORC	$Q_{in ORC}$	178,56	kW
Odvod tepla z ORC	$Q_{out ORC}$	164,59	kW
Výkon expandér	$W_{exp ORC}$	14,39	kW
Příkon čerpadlo	$W_{pump ORC}$	0,43	kW
Čistý výkon ORC	$W_{net ORC}$	13,96	kW
Hmot. tok pracovní látka ORC	$\dot{m}_{WF\,discharg}$	0,86	kg/s
Hmot. tok vzduchu na chlazení	$\dot{m}_{CL}$	16,33	kg/s
Účinnost cyklu ORC	$\eta_{ORC}$	7,82	%
Účinnost zpětné konverze energie	$\eta_{RT}$	47,9	%
T $\check{C}$ = 1 nerecuperované / 2 recuperované, ORC = 1 nerecuperované / 2 recuperované			

Tab A 5: Výsledky tepla varianta ( $T\check{C} = 1$ ,  $ORC = 2$ )

NABÍJENÍ	P [MPa]	t [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
1	0,339	55,00	306,57	1,343
2	0,339	55,00	441,60	1,755
3	0,339	60,00	446,16	1,768
4	0,923	101,04	473,38	1,790
5	0,923	94,50	466,40	1,772
6	0,923	94,50	319,57	1,372
7	0,923	85,00	306,57	1,336

Tab A 6: Termodynamické vlastnosti nabíjení – teplý model ( $T\check{C} = 1$ ,  $ORC = 2$ )

VYBÍJENÍ	P [MPa]	t [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
8	0,182	34,76	241,90	1,144
9	0,609	35,06	242,39	1,144
9 rek	0,609	46,95	257,17	1,191
10	0,609	76,89	295,72	1,307
11	0,609	76,89	455,80	1,764
12	0,609	85,00	463,81	1,787
13	0,182	57,11	447,15	1,808
13 rek	0,182	40,06	432,37	1,762
14	0,182	34,76	427,85	1,748

Tab A 7: Termodynamické vlastnosti vybíjení – teplý model (TČ = 1, ORC = 2)

Výsledky – teplé uložení – rekuperované ORC a TČ (TČ = 1, ORC = 2)

Výsledky – teplá varianta (TČ = 2, ORC = 2)			
Nabíjení			
Příkon tepla nabíjení	$Q_{in\ TČ}$	83,74	kW
Odvedené teplo do uložení	$Q_{out\ TČ}$	99,19	kW
Příkon kompresoru	$W_{komp\ TČ}$	15,45	kW
Hmot. tok pracovní látka TČ	$\dot{m}_{WF\ charg}$	0,53	kg/s
Hmot. tok zdroje tepla z uložení – nabíjení	$\dot{m}_{ST\ charg}$	5,56	kg/s
Topný faktor	$COP$	6,42	-
Vybíjení			
Přivedené teplo z uložení do ORC	$Q_{in\ ORC}$	178,56	kW
Odvod tepla z ORC	$Q_{out\ ORC}$	164,59	kW
Výkon expandér	$W_{exp\ ORC}$	14,39	kW
Příkon čerpadlo	$W_{pump\ ORC}$	0,43	kW
Čistý výkon ORC	$W_{net\ ORC}$	13,97	kW
Hmot. tok pracovní látka ORC	$\dot{m}_{WF\ discharg}$	0,86	kg/s
Hmot. tok vzduchu na chlazení	$\dot{m}_{CL}$	16,33	kg/s
Účinnost cyklu ORC	$\eta_{ORC}$	7,82	%
Účinnost zpětné konverze energie	$\eta_{RT}$	50,23	%
TČ = 1 nerecuperované / 2 recuperované, ORC = 1 nerecuperované / 2 recuperované			

Tab A 8: Výsledky tepla varianta (TČ = 2, ORC = 2)

NABÍJENÍ	P [MPa]	t [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
1	0,339	55,00	288,18	1,287
2	0,339	55,00	441,60	1,755
3	0,339	60,00	446,16	1,768
3 rek	0,339	80,00	464,55	1,822
4	0,904	120,07	493,69	1,844
5	0,904	93,59	465,87	1,771
6	0,904	93,59	318,31	1,369
7 rek	0,904	85,00	306,57	1,336
7	0,904	71,15	288,18	1,284

Tab A 9: Termodynamické vlastnosti nabíjení – teplý model ( $T\check{C} = 2$ ,  $ORC = 2$ )

VYBÍJENÍ	P [MPa]	t [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
8	0,182	34,76	241,90	1,144
9	0,609	35,06	242,39	1,144
9 rek	0,609	46,95	257,17	1,191
10	0,609	76,89	295,72	1,307
11	0,609	76,89	455,80	1,764
12	0,609	85,00	463,81	1,787
13	0,182	57,11	447,15	1,808
13 rek	0,182	40,06	432,37	1,762
14	0,182	34,76	427,85	1,748

Tab A 10: Termodynamické vlastnosti vybíjení – teplý model ( $T\check{C} = 2$ ,  $ORC = 2$ )

## Základní model – studené uložiště

### Vstupní hodnoty

Vstupní hodnoty			
Pracovní látka ORC	$fluid_{ORC}$	R1233ZD(E)	-
Pracovní látka TČ	$fluid_{TČ}$	R1233ZD(E)	-
Zdroj tepla	$fluid_{source}$	VODA	-
Teplota zdroje tepla na vstupu	$T_{HS\ in}$	70	°C
Teplota zdroje tepla na výstupu	$T_{HS\ out}$	60	°C
Tlak zdroj tepla	$p_{HS}$	0,1	MPa
Hmot. tok zdroje tepla	$\dot{m}_{HS}$	2	kg/s
Zdroj chladu ORC	$fluid_{CL}$	VZDUCH	-
Teplota zdroj chladu na vstupu	$T_{CL\ in}$	20	°C
Teplota zdroj chladu na výstupu	$T_{CL\ out}$	30	°C
Tlak zdroj chladu	$p_{CL}$	0,1	MPa
Médium uložiště chladu	$fluid_{ST}$	Methylenglykol (MEG(60%))	-
Teplota nabitého uložiště	$T_{ST\ char}$	-5	°C
Teplota vybitého uložiště	$T_{ST\ dis}$	-15	°C
Hmot. tok. zdroj chladu - vybíjení	$\dot{m}_{ST\ charg}$	1	kg/s
Iso-s účinnost kompresoru	$\eta_{kompresor}$	0,7	-
Iso-s účinnost čerpadla	$\eta_{čerpadlo}$	0,7	-
Iso-s účinnost expandéru	$\eta_{expander}$	0,7	-
Min. tep. rozdíl TČ výparník	$PP_{TČ\ výparník}$	5	K
Min. tep. rozdíl TČ kondenzátor	$PP_{TČ\ kondenzátor}$	5	K
Min. tep. rozdíl ORC výparník	$PP_{ORC\ výparník}$	5	K
Min. tep. rozdíl ORC kondenzátor	$PP_{ORC\ kondenzátor}$	5	K

Tab A 11: vstupní hodnoty – studené uložiště

Výsledky – studené uložiště – bez rekuperace (TČ = 1, ORC = 1)

Výsledky (TČ = 1, ORC = 1)			
Nabíjení			
Teplo přivedené do TČ z uložiště	$Q_{in TČ}$	28,98	kW
Odvedené teplo z TČ	$Q_{out TČ}$	39,06	kW
Příkon kompresoru	$W_{komp TČ}$	10,08	kW
Hmot. tok pracovní látka TČ	$\dot{m}_{WF charg}$	0,17	kg/s
Hmot. tok chlazení tep. čerpadla	$\dot{m}_{CL charg}$	3,88	kg/s
Chladicí faktor	$COP$	3,88	-
Vybíjení			
Přivedené teplo ze zdroje tepla do ORC	$Q_{in ORC}$	83,74	kW
Odvedené teplo z ORC do uložiště	$Q_{out ORC}$	74,79	kW
Výkon expandér	$W_{exp ORC}$	9,07	kW
Příkon čerpadlo	$W_{pump ORC}$	0,12	kW
Čistý výkon ORC	$W_{net ORC}$	8,96	kW
Hmot. tok pracovní látka ORC	$\dot{m}_{WF discharg}$	0,33	kg/s
Hmot. tok zdroje chladu z uložiště	$\dot{m}_{ST discharg}$	2,58	kg/s
Účinnost cyklu ORC	$\eta_{ORC}$	10,7	%
Účinnost zpětné konverze energie	$\eta_{RT}$	41,45	%
TČ = 1 nerecuperované / 2 recuperované, ORC = 1 recuperované / 2 nerecuperované			

Tab A 12: Výsledky studena varianta ( TČ = 1, ORC =1)

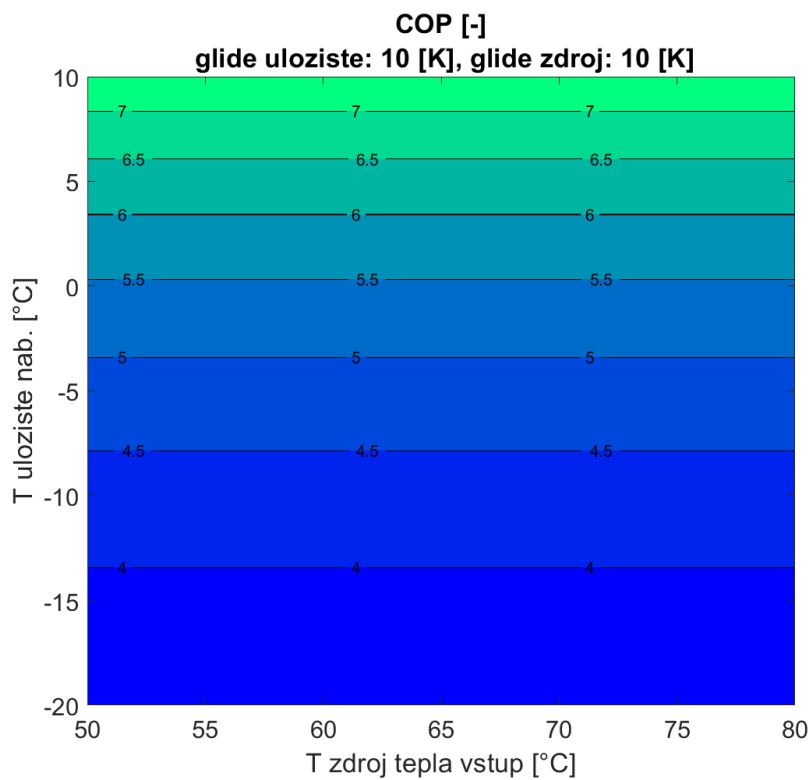
NABÍJENÍ	P [MPa]	t [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
1	0,018	-20,00	229,95	1,122
2	0,018	-20,00	389,68	1,753
3	0,018	-10,00	397,03	1,781
4	0,176	66,03	455,14	1,834
5	0,176	33,76	427,16	1,748
6	0,176	33,76	240,67	1,140
7	0,176	25,00	229,95	1,105

Tab A 13: Termodynamické vlastnosti nabíjení – studený model (TČ = 1, ORC = 1)

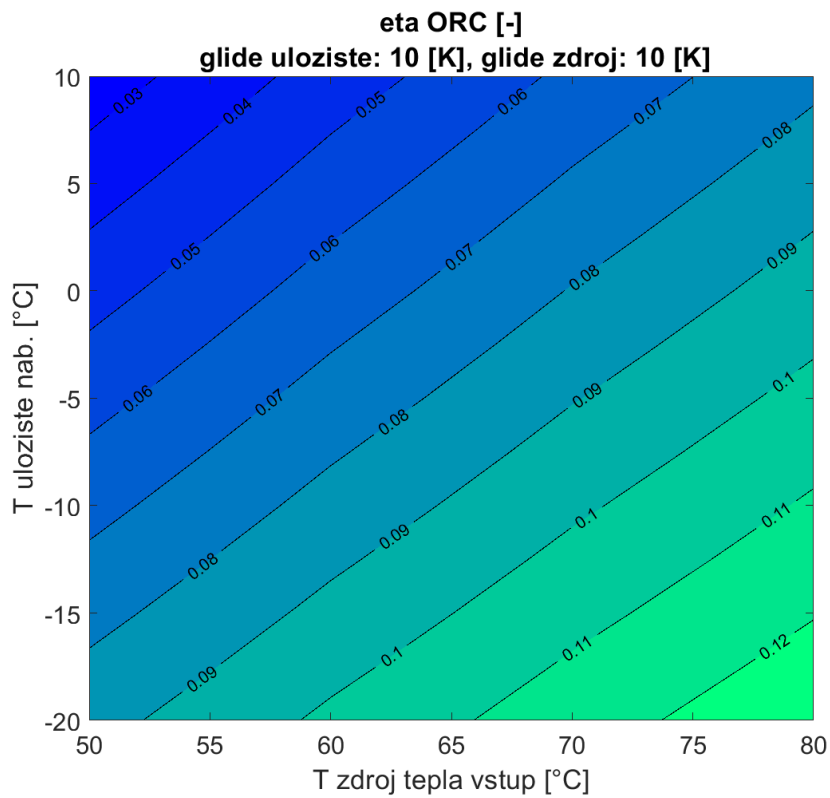
VYBÍJENÍ	P [MPa]	t [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
8	0,046	-0,88	198,96	0,996
9	0,368	-0,70	199,31	0,997
10	0,368	57,86	270,92	1,234
11	0,368	57,86	443,50	1,756
12	0,368	65,00	450,08	1,775
13	0,046	24,44	422,91	1,816
14	0,046	-0,88	402,98	1,746

Tab A 14: Termodynamické vlastnosti vybíjení – studený model ( $T\check{C} = 1$ ,  $ORC = 1$ )

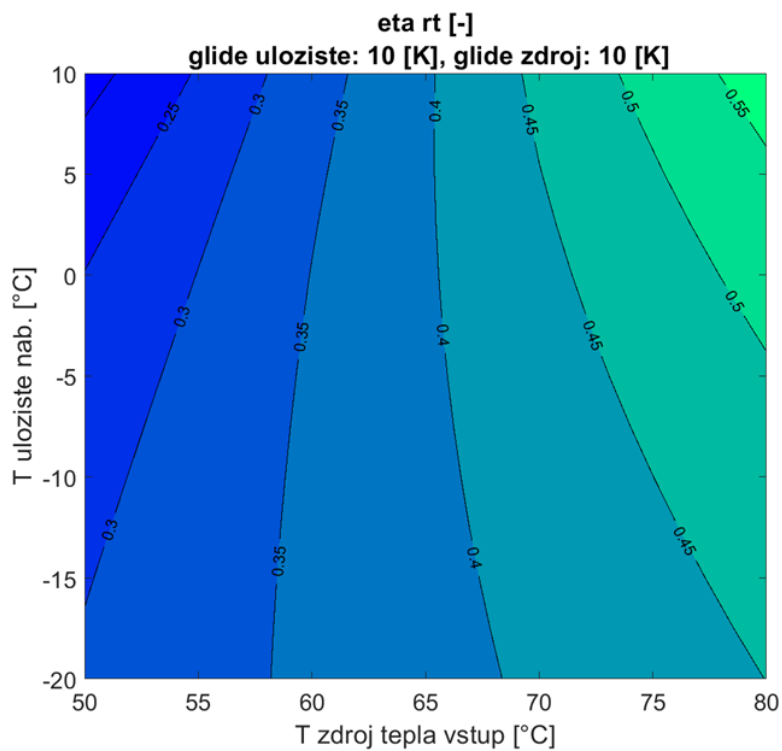
Citlivostní analýza – studené uložště – nerecuperované ( $T\check{C} = 1$ ,  $ORC = 1$ )



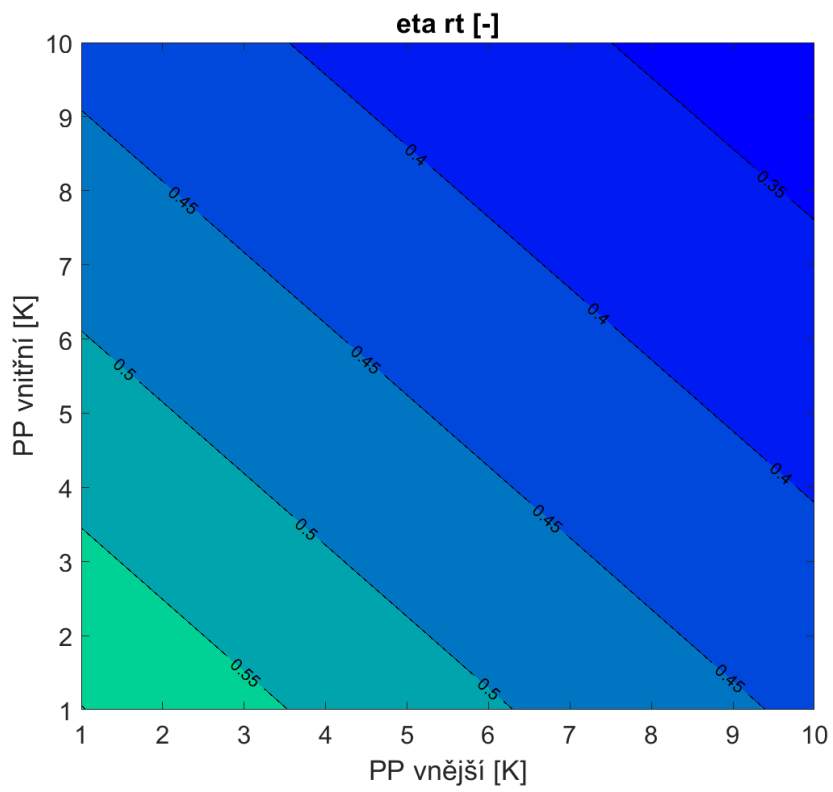
Obr. A 1: závislost COP - studena varianta ( $T\check{C} = 1$ ,  $ORC = 1$ )



Obr. A 2: zavislost eta ORC - studena varianta ( $T\check{C} = 1$ ,  $ORC = 1$ )



Obr. A 3: zavislost eta rt - studena varianta ( $T\check{C} = 1$ ,  $ORC = 1$ )



Obr. A 4: závislost eta rt na pinchpointech ( $T\check{C} = 1$ ,  $ORC = 1$ )



Výsledky – studené uložení – rekuperace ORC (TČ = 1, ORC = 2)

Výsledky (TČ = 1, ORC = 2)			
Nabíjení			
Teplo přivedené do TČ z uložení	$Q_{in\ TČ}$	28,98	kW
Odvedené teplo z TČ	$Q_{out\ TČ}$	39,06	kW
Příkon kompresoru	$W_{komp\ TČ}$	10,08	kW
Hmot. tok pracovní látka TČ	$\dot{m}_{WF\ charg}$	0,17	kg/s
Hmot. tok chlazení tep. čerpadla	$\dot{m}_{CL\ charg}$	3,88	kg/s
Chladicí faktor	$COP$	3,88	-
Vybíjení			
Přivedené teplo ze zdroje tepla do ORC	$Q_{in\ ORC}$	83,74	kW
Odvedené teplo z ORC do uložení	$Q_{out\ ORC}$	74,33	kW
Výkon expandér	$W_{exp\ ORC}$	9,54	kW
Příkon čerpadlo	$W_{pump\ ORC}$	0,12	kW
Čistý výkon ORC	$W_{net\ ORC}$	9,42	kW
Hmot. tok pracovní látka ORC	$\dot{m}_{WF\ discharg}$	0,36	kg/s
Hmot. tok zdroje chladu z uložení	$\dot{m}_{ST\ discharg}$	2,56	kg/s
Účinnost cyklu ORC	$\eta_{ORC}$	11,24	%
Účinnost zpětné konverze energie	$\eta_{RT}$	43,57	%
TČ = 1 nerecuperované / 2 recuperované, ORC = 1 recuperované / 2 nerecuperované			

Tab A 15: Výsledky studena varianta (TČ = 1, ORC = 2)

NABÍJENÍ	P [MPa]	t [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
1	0,018	-20,00	229,95	1,122
2	0,018	-20,00	389,68	1,753
3	0,018	-10,00	397,03	1,781
4	0,176	66,03	455,14	1,834
5	0,176	33,76	427,16	1,748
6	0,176	33,76	240,67	1,140
7	0,176	25,00	229,95	1,105

Tab A 16: Termodynamické vlastnosti nabíjení – studeny model (TČ = 1, ORC = 2)

VYBÍJENÍ	P [MPa]	t [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
8	0,048	-0,24	199,72	0,999
9	0,363	-0,06	200,06	0,999
9 rek	0,363	13,52	216,17	1,057
10	0,363	57,31	270,22	1,232
11	0,363	57,31	443,14	1,755
12	0,363	65,00	450,21	1,777
13	0,048	25,28	423,55	1,816
13 rek	0,048	4,94	407,44	1,760
14	0,048	-0,24	403,43	1,745

Tab A 17: Termodynamické vlastnosti vybíjení – studený model ( $T\check{C} = 1$ ,  $ORC = 2$ )

Výsledky – studené uložení – rekuperace ORC i TČ ( $T\check{C} = 2$ ,  $ORC = 2$ )

Výsledky ( $T\check{C} = 2$ , $ORC = 2$ )			
Nabíjení			
Teplo přivedené do TČ z uložení	$Q_{in T\check{C}}$	28,98	kW
Odvedené teplo z TČ	$Q_{out T\check{C}}$	38,7	kW
Příkon kompresoru	$W_{komp T\check{C}}$	9,72	kW
Hmot. tok pracovní látka TČ	$\dot{m}_{WF charg}$	0,15	kg/s
Hmot. tok chlazení tep. čerpadla	$\dot{m}_{CL charg}$	3,84	Kg/s
Chladicí faktor	$COP$	3,98	-
Vybíjení			
Přivedené teplo ze zdroje tepla do ORC	$Q_{in ORC}$	83,74	kW
Odvedené teplo z ORC do uložení	$Q_{out ORC}$	74,33	kW
Výkon expandér	$W_{exp ORC}$	9,54	kW
Příkon čerpadlo	$W_{pump ORC}$	0,12	kW
Čistý výkon ORC	$W_{net ORC}$	9,42	kW
Hmot. tok pracovní látka ORC	$\dot{m}_{WF discharg}$	0,36	kg/s
Hmot. tok zdroje chladu z uložení	$\dot{m}_{ST discharg}$	2,56	kg/s
Účinnost cyklu ORC	$\eta_{ORC}$	11,24	%
Účinnost zpětné konverze energie	$\eta_{RT}$	44,76	%
TČ = 1 nerecuperované / 2 recuperované, ORC = 1 nerecuperované / 2 recuperované			

Tab A 18: Výsledky studená varianta ( $T\check{C} = 2$ ,  $ORC = 2$ )

NABÍJENÍ	P [MPa]	t [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
1	0,018	-20,00	206,87	1,031
2	0,018	-20,00	389,68	1,753
3	0,018	-10,00	397,03	1,781
3 rek	0,018	20,00	420,10	1,864
4	0,170	97,85	483,90	1,917
5	0,170	32,74	426,46	1,747
6	0,170	32,74	239,41	1,136
7 rek	0,170	25,00	229,95	1,105
7	0,170	5,78	206,87	1,025

Tab A 19: : Termodynamické vlastnosti nabíjení – studený model ( $T\check{C} = 2$ ,  $ORC = 2$ )

VYBÍJENÍ	P [MPa]	t [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
8	0,048	-0,24	199,72	0,999
9	0,363	-0,06	200,06	0,999
9 rek	0,363	13,52	216,17	1,057
10	0,363	57,31	270,22	1,232
11	0,363	57,31	443,14	1,755
12	0,363	65,00	450,21	1,777
13	0,048	25,28	423,55	1,816
13 rek	0,048	4,94	407,44	1,760
14	0,048	-0,24	403,43	1,745

Tab A 20: Termodynamické vlastnosti vybíjení – studený model ( $T\check{C} = 2$ ,  $ORC = 2$ )

## Semi-empirický model – teplé uložiče

### Vstupní hodnoty

VSTUPNÍ HODNOTY			
Pracovní látka ORC	$fluid_{ORC}$	R1233ZD(E)	-
Pracovní látka tep. čerpadla	$fluid_{TČ}$	R1233ZD(E)	-
Zdroj tepla	$fluid_{source}$	VODA	-
Teplota zdroje tepla na vstupu	$T_{HS\ in}$	70	°C
Teplota zdroje tepla na výstupu	$T_{HS\ out}$	60	°C
Tlak zdroje tepla	$p_{HS}$	0,1	MPa
Zdroj chladu ORC	$fluid_{CL}$	VZDUCH	-
Zdroj chladu na vstupu	$T_{CL\ in}$	20	°C
Zdroj chladu na výstupu	$T_{CL\ out}$	30	°C
Tlak zdroje chladu	$p_{CL}$	0,1	MPa
Médium uložiče tepla	$fluid_{ST}$	Termoolej (T66)	-
Teplota nabitého uložiče	$T_{ST\ char}$	90	°C
Teplota vybitého uložiče	$T_{ST\ dis}$	80	°C
Min. tep. rozdíl TČ. Výparník	$PP_{TČ\ výparník}$	5	K
Min. tep. rozdíl TČ. kondenzátor	$PP_{TČ\ kondenzátor}$	5	K
Min. tep. rozdíl ORC výparník	$PP_{ORC\ výparník}$	5	K
Min. tep. rozdíl ORC kondenzátor	$PP_{ORC\ kondenzátor}$	5	K

Tab A 21: vstupní hodnoty – teple uložiče - semiempirický model

Výsledky – semi-empirický model – teplé uložiště – bez rekuperace (TČ=1,ORC=1)

Výsledky (TČ = 1, ORC = 1)			
Nabíjení			
Příkon tepla nabíjení	$Q_{in\ TČ}$	66,15	kW
Odvedené teplo do uložiště	$Q_{out\ TČ}$	77,56	kW
Příkon kompresoru	$W_{komp\ TČ}$	11,41	kW
Hmot. tok zdroje tepla	$\dot{m}_{HS}$	1,58	kg/s
Hmot. tok pracovní látka TČ	$\dot{m}_{WF\ charg}$	0,46	kg/s
Hmot. tok zdroje tepla z uložiště – nabíjení	$\dot{m}_{ST\ charg}$	4,34	kg/s
Topný faktor	$COP$	6,8	-
Vybíjení			
Přivedené teplo z uložiště do ORC	$Q_{in\ ORC}$	11,93	kW
Odvod tepla z ORC	$Q_{out\ ORC}$	10,79	kW
Výkon expandér	$W_{exp\ ORC}$	1,17	kW
Příkon čerpadlo	$W_{pump\ ORC}$	0,027	kW
Čistý výkon ORC	$W_{net\ ORC}$	1,14	kW
Hmot. tok zdroje tepla z uložiště – vybíjení	$\dot{m}_{ST\ discharg}$	0,67	kg/s
Hmot. tok pracovní látka ORC	$\dot{m}_{WF\ discharg}$	0,054	kg/s
Hmot. tok vzduchu na chlazení	$\dot{m}_{CL}$	1,07	kg/s
Účinnost cyklu ORC	$\eta_{ORC}$	9,57	%
Účinnost zpětné konverze energie	$\eta_{RT}$	41,93	%
Účinnost kompresoru	$\eta_{kompresor}$	76,25	%
Účinnost expandéru	$\eta_{expander}$	61,29	%
TČ = 1 nerecuperované / 2 recuperované, ORC = 1 nerecuperované / 2 recuperované			

Tab A 22: Výsledky tepla varianta semi-empirický model ( TČ = 1, ORC =1)

NABÍJENÍ	P [MPa]	t [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
1	0,339	55,00	306,57	1,343
2	0,339	55,00	441,60	1,755
3	0,339	65,00	450,73	1,782
4	0,922	103,12	475,60	1,796
5	0,922	94,46	466,38	1,772
6	0,922	94,46	319,52	1,372

7	0,922	85,00	306,57	1,336
---	-------	-------	--------	-------

Tab A 23: Termodynamické vlastnosti nabíjení – tepley model - semiempiricky vypočet ( $T\check{C} = 1$ ,  $ORC = 1$ )

VYBÍJENÍ	P [MPa]	t [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
8	0,179	34,28	241,30	1,142
9	0,618	34,58	241,81	1,143
10	0,618	77,49	296,52	1,309
11	0,618	77,49	456,17	1,764
12	0,618	85,00	463,61	1,785
13	0,179	50,98	441,88	1,793
14	0,179	34,28	427,51	1,748

Tab A 24: Termodynamické vlastnosti vybití – tepley model - semiempiricky vypočet ( $T\check{C} = 1$ ,  $ORC = 1$ )

KOMPRESOR	P [MPa]	t [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
1	0,339	65,00	450,73	1,782
2	0,339	65,66	451,33	1,784
3	0,339	69,63	454,98	1,794
4	1,059	107,71	477,57	1,794
5	0,922	102,63	475,08	1,795
6	0,922	103,12	475,60	1,796

Tab A 25: Termodynamické vlastnosti - kompresor ( $T\check{C} = 1$ ,  $ORC = 1$ )

EXPANDER	P [MPa]	t [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
1	0,618	85,00	463,61	1,785
2	0,544	80,77	461,09	1,785
3	0,544	76,05	456,51	1,772
4	0,130	34,71	429,16	1,772
5	0,179	44,31	436,11	1,775
6	0,179	48,54	439,76	1,787
7	0,179	50,98	441,88	1,793

Tab A 26: Termodynamické vlastnosti - expander ( $T\check{C} = 1$ ,  $ORC = 1$ )

Výsledky – semi-empirický model – teplé uložení – rekuperace ORC (TČ=1,ORC=2)

Výsledky (TČ = 1, ORC = 2)			
Nabíjení			
Příkon tepla nabíjení	$Q_{in\ TČ}$	66,15	kW
Odvedené teplo do uložení	$Q_{out\ TČ}$	77,56	kW
Příkon kompresoru	$W_{komp\ TČ}$	11,41	kW
Hmot. tok zdroje tepla	$\dot{m}_{HS}$	1,58	kg/s
Hmot. tok pracovní látka TČ	$\dot{m}_{WF\ charg}$	0,46	kg/s
Hmot. tok zdroje tepla z uložení – nabíjení	$\dot{m}_{ST\ charg}$	4,34	kg/s
Topný faktor	$COP$	6,8	-
Vybíjení			
Přivedené teplo z uložení do ORC	$Q_{in\ ORC}$	11,22	kW
Odvod tepla z ORC	$Q_{out\ ORC}$	10,12	kW
Výkon expandér	$W_{exp\ ORC}$	1,13	kW
Příkon čerpadlo	$W_{pump\ ORC}$	0,026	kW
Čistý výkon ORC	$W_{net\ ORC}$	1,1	kW
Hmot. tok zdroje tepla z uložení – vybíjení	$\dot{m}_{ST\ discharg}$	0,66	kg/s
Hmot. tok pracovní látka ORC	$\dot{m}_{WF\ discharg}$	0,053	kg/s
Hmot. tok vzduchu na chlazení	$\dot{m}_{CL}$	1	kg/s
Účinnost cyklu ORC	$\eta_{ORC}$	9,82	%
Účinnost zpětné konverze energie	$\eta_{RT}$	42,2	%
Účinnost kompresoru	$\eta_{kompresor}$	76,25	%
Účinnost expandéru	$\eta_{expander}$	60	%
TČ = 1 nerecuperované / 2 recuperované, ORC = 1 recuperované / 2 nerecuperované			

Tab A 27: Výsledky tepla varianta semi-empirický model (TČ = 1, ORC = 2)

NABÍJENÍ	P [MPa]	t [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
1	0,339	55,00	306,57	1,343
2	0,339	55,00	441,60	1,755
3	0,339	65,00	450,73	1,782
4	0,922	103,12	475,60	1,796
5	0,922	94,46	466,38	1,772
6	0,922	94,46	319,52	1,372

7	0,922	85,00	306,57	1,336
---	-------	-------	--------	-------

Tab A 28: Termodynamické vlastnosti nabíjení – teple model - semiempiricky vypočet ( $T\check{C} = 1$ ,  $ORC = 2$ )

VYBÍJENÍ	P [MPa]	t [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
8	0,182	34,75	241,89	1,144
9	0,611	35,05	242,38	1,144
9 rek	0,611	43,25	252,55	1,177
10	0,611	76,98	295,84	1,307
11	0,611	76,98	455,85	1,764
12	0,611	85,00	463,78	1,786
13	0,182	51,81	442,53	1,794
13 rek	0,182	40,05	432,37	1,762
14	0,182	34,75	427,84	1,748

Tab A 29: Termodynamické vlastnosti vybití – teple model - semiempiricky vypočet ( $T\check{C} = 1$ ,  $ORC = 2$ )

KOMPRESOR	P [MPa]	t [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
1	0,339	65,00	450,73	1,782
2	0,339	65,66	451,33	1,784
3	0,339	69,63	454,98	1,794
4	1,059	107,71	477,57	1,794
5	0,922	102,63	475,08	1,795
6	0,922	103,12	475,60	1,796

Tab A 30: Termodynamické vlastnosti - kompresor ( $T\check{C} = 1$ ,  $ORC = 2$ )

EXPANDER	P [MPa]	t [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
1	0,611	85,00	463,78	1,786
2	0,537	80,77	461,24	1,786
3	0,537	76,12	456,73	1,773
4	0,129	34,83	429,31	1,773
5	0,182	45,49	437,06	1,777
6	0,182	49,55	440,57	1,788
7	0,182	51,81	442,53	1,794

Tab A 31: Termodynamické vlastnosti - expander ( $T\check{C} = 1$ ,  $ORC = 2$ )



Výsledky – semi-empirický model – teplé uložení – rekuperace ORC a TČ (TČ=2, ORC=2)

Výsledky (TČ = 2, ORC = 2)			
Nabíjení			
Příkon tepla nabíjení	$Q_{in TČ}$	68,47	kW
Odvedené teplo do uložení	$Q_{out TČ}$	79,7	kW
Příkon kompresoru	$W_{komp TČ}$	11,23	kW
Hmot. tok zdroje tepla	$\dot{m}_{HS}$	1,64	kg/s
Hmot. tok pracovní látka TČ	$\dot{m}_{WF charg}$	0,43	kg/s
Hmot. tok zdroje tepla z uložení – nabíjení	$\dot{m}_{ST charg}$	4,46	kg/s
Topný faktor	$COP$	7,1	-
Vybíjení			
Přivedené teplo z uložení do ORC	$Q_{in ORC}$	11,22	kW
Odvod tepla z ORC	$Q_{out ORC}$	10,12	kW
Výkon expandér	$W_{exp ORC}$	1,13	kW
Příkon čerpadlo	$W_{pump ORC}$	0,03	kW
Čistý výkon ORC	$W_{net ORC}$	1,1	kW
Hmot. tok zdroje tepla z uložení – vybíjení	$\dot{m}_{ST discharg}$	0,66	kg/s
Hmot. tok pracovní látka ORC	$\dot{m}_{WF discharg}$	0,05	kg/s
Hmot. tok vzduchu na chlazení	$\dot{m}_{CL}$	1	kg/s
Účinnost cyklu ORC	$\eta_{ORC}$	9,82	%
Účinnost zpětné konverze energie	$\eta_{RT}$	43,65	%
Účinnost kompresoru	$\eta_{kompresor}$	76,04	%
Účinnost expandéru	$\eta_{expander}$	60,04	%
TČ = 1 nerecuperované / 2 recuperované, ORC = 1 nerecuperované / 2 recuperované			

Tab A 32: Výsledky tepla varianta semi-empirický model (TČ = 2, ORC = 2)

NABÍJENÍ	P [MPa]	t [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
1	0,339	55,00	292,76	1,301
2	0,339	55,00	441,60	1,755
3	0,339	65,00	450,73	1,782
3 rek	0,339	80,00	464,55	1,822
4	0,906	117,00	490,46	1,836
5	0,906	93,68	465,93	1,771
6	0,906	93,68	318,44	1,369
7 rek	0,906	85,00	306,57	1,336
7	0,906	74,64	292,76	1,297

Tab A 33: Termodynamické vlastnosti nabíjení – teple model - semiempirický výpočet ( $T\check{C} = 2$ ,  $ORC = 2$ )

VYBÍJENÍ	P [MPa]	t [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
8	0,182	34,75	241,89	1,144
9	0,611	35,05	242,38	1,144
9 rek	0,611	43,25	252,55	1,177
10	0,611	76,98	295,84	1,307
11	0,611	76,98	455,85	1,764
12	0,611	85,00	463,78	1,786
13	0,182	51,81	442,53	1,794
13 rek	0,182	40,05	432,37	1,762
14	0,182	34,75	427,84	1,748

Tab A 34: Termodynamické vlastnosti vybíjení – teple model - semiempirický výpočet ( $T\check{C} = 2$ ,  $ORC = 2$ )

KOMPRESOR	P [MPa]	t [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
1	0,339	80,00	464,55	1,822
2	0,339	80,68	465,18	1,824
3	0,339	84,57	468,79	1,834
4	1,078	122,52	493,23	1,834
5	0,906	116,49	489,93	1,835
6	0,906	117,00	490,46	1,836

Tab A 35: Termodynamické vlastnosti - kompresor ( $T\check{C} = 2$ ,  $ORC = 2$ )

EXPANDER	P [MPa]	t [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
1	0,611	85,00	463,78	1,786
2	0,537	80,77	461,24	1,786
3	0,537	76,12	456,73	1,773
4	0,129	34,83	429,31	1,773
5	0,182	45,49	437,06	1,777
6	0,182	49,55	440,57	1,788

7	0,182	51,81	442,53	1,794
---	-------	-------	--------	-------

Tab A 36: Termodynamické vlastnosti - expander ( $T\check{C} = 2$ ,  $ORC = 2$ )