



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

NÁVRH SCHÉMATU ZAŘÍZENÍ AKUMULAČNÍ TEPLÁRNY S CO₂ OBĚHEM A VÝPOČET JEHO PARAMETRŮ

DESIGN OF THE FLOW CHART OF ELECTRO-THERMAL ENERGY STORAGE UNIT WITH SCO₂
CIRCULATION AND CALCULATION OF ITS PARAMETERS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Josef Suchomel

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

**Ing. Jiří Škorpík,
Ph.D.**

BRNO 2024

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Josef Suchomel**
Studijní program: Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Jiří Škorpík, Ph.D.**
Akademický rok: 2023/24

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh schématu zařízení akumulční teplárny s CO₂ oběhem a výpočet jeho parametrů

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

CO₂ oběhy se doposud v širším měřítku nepoužívali pro jejich nízkou hospodárnost danou technologickou náročností. V současné době díky novým materiálům, technologií ucpávek a orientací na nové zdroje energie vynucenou globálním oteplováním se objevují nové projekty na CO₂ oběhy. Zejména se jedná o průmyslová tepelná čerpadla a oběhy s nízkopotenciálním teplem.

Cíle diplomové práce:

1. Shrnutí využívání CO₂ oběhů pro transformaci energie v současnosti.
2. Návrh oběhu tepelného čerpadla s CO₂ jako pracovní látkou o tepelném výkonu srovnatelným s teplárnou Červený Mlýn v Brně.
3. Návrh oběhu s turbínou s CO₂ jako pracovní látkou pro teplotní spády teplárny z bodu 2.
4. Základní návrh rozměrů rotoru a rychlostních trojúhelníků hlavních lopatkových strojů pro oběhy z bodu 2 a 3.

Seznam doporučené literatury:

BECKMANN G., GILLI P.V. Thermal Energy Storage - Basics, Design, Applications to Power Generation and Heat Supply. Springer Vienna. ISBN: 978-3-211-81764-3.

ŠKORPÍK, Jiří. Tepelné turbíny a turbokompresory: vlastnosti, návrh, provoz a vybrané statě z proudění plynů a par. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2020. ISBN 978-80-214-5847-5.

ANON. First building complete at Supercritical CO₂ Pilot Power Plant, readying for 2021 demonstration, Turbomachinery International Magazine, 2020-10-14.

<https://www.turbomachinerymag.com/view/first-building-complete-at-supercritical-co2-pilot-power-plant-readying-for-2021-demonstration>

ANON. Danish port city receives first cross-sectoral ETES Heat-Pump system from MAN, Turbomachinery International Magazine, 2021-02-12.

<https://www.turbomachinerymag.com/view/danish-port-city-receives-first-cross-sectoral-etes-heat-pump-system-from-man>.

ANON. New Supercritical CO2 Project, Turbomachinery International Magazine, 2021-06-18.

<https://www.turbomachinerymag.com/view/new-supercritical-co2-project>.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Nejčastěji užívaným médiem většiny oběhů je voda. Z ekologického hlediska je ale vhodnějším médiem oxid uhličitý. Jednak nebude taková spotřeba vody, a jednak se jedná o sledovaný skleníkový plyn, jehož množství se požaduje regulovat. V této diplomové práci je navrhována teplárna, jejímž médiem je právě CO₂. Navíc se jedná o akumulární teplárnu, která by mohla hrát důležitou roli v regulaci energetické soustavy. Cílem práce je nejprve shrnout současné poznání dané problematiky, a poté navrhnout schéma zařízení akumulární teplárny, včetně jednotlivých oběhů a základních rozměrů lopatkových strojů.

Klíčová slova

Oxid uhličitý, teplárna, tepelné čerpadlo, turbína, oběh

ABSTRACT

The most commonly used medium for most cycles is water. However, from an ecological point of view, carbon dioxide is a more suitable medium. Firstly, there will be less water consumption, and secondly, it is a monitored greenhouse gas whose quantity is required to be regulated. In this thesis, a heat plant is proposed, whose medium is CO₂. Moreover, it is an electro-thermal energy storage unit, which could play an important role in the regulation of the energy system. The aim of the thesis is first to summarize the current knowledge of the given issue, and then to design a flow chart of the electro-thermal energy storage unit, including individual cycles and basic dimensions of turbomachinery.

Key words

Carbon dioxide, heat plant, heat pump, turbine, cycle

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SUCHOMEL, Josef. *Návrh schématu zařízení akumulární teplárny s CO₂ oběhem a výpočet jeho parametrů* [online]. Brno, 2024 [cit. 2024-05-08]. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/154117>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Jiří Škorpík.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Návrh schématu zařízení akumulční teplárny s CO₂ oběhem a výpočet jeho parametrů** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

24. 05. 2024

Josef Suchomel

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto Ing. Jiřímu Škorpíkovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady, které mi poskytl při vypracování závěrečné práce.

OBSAH

ÚVOD.....	11
1 Využívání CO ₂ oběhů v současnosti	12
1.1 CO ₂ oběh	12
1.2 Realizované CO ₂ oběhy.....	16
1.2.1 Projekt Sofia	16
1.2.2 Projekt STEP Demo	17
1.2.3 Projekt CO ₂ OLHEAT.....	18
1.2.4 Projekt Dunhuang CSP plant.....	19
1.2.5 Projekt Sandia National Laboratories recompression loop	20
1.2.6 Projekt Echogen EPS100.....	21
1.2.7 Projekt ETES heat pump heating plant.....	22
1.2.8 Další menší realizované projekty	23
2 Návrh oběhu tepelného čerpadla	24
2.1 Paroplynová teplárna Červený mlýn	24
2.2 Nízkoemisní teplárna	25
2.3 Původní úprava parametrů.....	25
2.4 Program EES	25
2.5 Určující parametry návrhu.....	25
2.6 Výpočet jednotlivých bodů oběhu.....	26
2.6.1 Stlačení v kompresoru	26
2.6.2 Ochlazení v chladiči	26
2.6.3 Předání tepla v regenerátoru (ochlazování horkého média)	27
2.6.4 Izoentalpické škrcení v redukčním ventilu.....	27
2.6.5 Dodání tepla ve výparníku.....	28
2.6.6 Předání tepla v regenerátoru (ohřívání studeného média).....	28
2.7 Výpočet výkonů a příkonu	28
2.7.1 Výkon regenerátoru	29
2.8 Výpočet účinnosti kompresoru a topného faktoru.....	29
2.9 Akumulace.....	30
2.10 Tabulka hodnot v jednotlivých bodech, schéma oběhu a T-s diagram	31
2.11 Vyhodnocení návrhu	33
3 Návrh oběhu s turbínou pro vyšší parametry.....	34
3.1 Určující parametry návrhu.....	34
3.2 Výpočet jednotlivých bodů oběhu.....	34
3.2.1 Stlačení v napájecím čerpadle	34
3.2.2 Předání tepla v regenerátoru (ohřívání studeného média).....	35
3.2.3 Dodání tepla v ohříváku	35
3.2.4 Expanze v turbíně	36
3.2.5 Předání tepla v regenerátoru (ochlazování horkého média).....	36
3.2.6 Kondenzace v kondenzátoru.....	36
3.3 Výpočet výkonů a příkonu	37
3.3.1 Výkon regenerátoru	37

3.4	Výpočet účinností turbíny, napájecího čerpadla a celého oběhu	38
3.5	Tabulka hodnot v jednotlivých bodech, schéma oběhu a T-s diagram	39
3.6	Vyhodnocení oběhu	41
4	Návrh oběhu s turbínou pro nižší parametry	42
4.1	Určující parametry návrhu	42
4.2	Výpočet jednotlivých bodů oběhu	42
4.2.1	Stlačení v napájecím čerpadle	42
4.2.2	Izoentalpické škrcení v prvním redukčním ventilu	42
4.2.3	Dodání tepla v ohříváku	43
4.2.4	Expanze v turbíně	43
4.2.5	Izoentalpické škrcení v druhém redukčním ventilu	43
4.2.6	Kondenzace v kondenzátoru	44
4.3	Výpočet výkonů a příkonu	44
4.4	Výpočet účinností turbíny, napájecího čerpadla a celého oběhu	45
4.5	Tabulka hodnot v jednotlivých bodech, schéma oběhu a T-s diagram	45
4.6	Vyhodnocení oběhu	47
5	Základní návrh hlavních lopatkových strojů	48
5.1	Návrh kompresoru z oběhu tepelného čerpadla	48
5.1.1	Návrh a výpočet parametrů kompresoru	48
5.1.2	Rychlostní trojúhelník kompresoru	51
5.1.3	h-s diagram kompresoru	51
5.1.4	Zhodnocení návrhu kompresoru	52
5.2	Návrh turbíny z oběhu s turbínou pro vyšší parametry	52
5.2.1	Návrh a výpočet parametrů turbíny pro vyšší parametry	52
5.2.2	Rychlostní trojúhelník turbíny pro vyšší parametry	55
5.2.3	h-s diagram turbíny pro vyšší parametry	56
5.2.4	Zhodnocení návrhu turbíny pro vyšší parametry	56
5.3	Návrh turbíny z oběhu s turbínou pro nižší parametry	56
5.3.1	Návrh a výpočet parametrů turbíny pro nižší parametry	56
5.3.2	Rychlostní trojúhelník turbíny pro nižší parametry	59
5.3.3	h-s diagram turbíny pro nižší parametry	59
5.3.4	Zhodnocení návrhu turbíny pro nižší parametry	60
	DISKUSE	61
	ZÁVĚR	62
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	63
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	66

ÚVOD

V současnosti používá většina oběhů jako médium vodu. Z ekologického hlediska se tato volba ale nezdá jako nejlepší. Zásoby vody se zmenšují a je stále více potřeba vodou šetřit. Naproti tomu oxid uhličitý se nyní velmi sleduje jako jeden z tzv. skleníkových plynů. Jeho množství v atmosféře se zvětšuje, a proto se vyvíjí nové způsoby a technologie, jak ho zachytávat, redukovat jeho vypouštění do ovzduší a uchovávat ho. Proto se nabízí jako vhodné médium do oběhů.

V této diplomové práci je navržena akumulární teplárna, která právě využívá CO₂ jako médium. Navíc se jedná o akumulární teplárnu, která se snaží vyřešit problém mezi aktuální výrobou a spotřebou elektrické energie nebo tepla tím, že energii v podobě tepla akumuluje do zásobníků. Jde tedy o velice potenciální zařízení pro dnešní dobu a její problémy.

První kapitola této diplomové práce se zabývá nejprve úvodem do oběhů s oxidem uhličitým. Následně se věnuje jednotlivým projektům, které jsou již v provozu, nebo se plánuje jejich realizace, a nebo jsou zatím pouze teoretické. Jde o různé teplárny, elektrárny nebo zařízení, která používají CO₂ jako své médium.

V druhé kapitole již probíhá návrh samotné teplárny, která si bere jako vzor teplárnu Červený mlýn v Brně. Jako první probíhá návrh oběhu tepelného čerpadla. Toto zařízení má za úkol z nízkopotenciálního tepla venkovního vzduchu vytvořit tepelnou energii pro různé spotřebiče. Případně dokáže toto teplo akumulovat v zásobnících pro pozdější využití.

Třetí a čtvrtá kapitola obsahuje návrh oběhu s turbínou. Jde o oběhy, které mají za úkol v případě potřeby, resp. nedostatečného odběru teplé vody, využít naakumulovanou tepelnou energii k přeměně na elektrickou energii. Výpočet je rozdělen na dvě části, protože se počítá s vyššími parametry vody z akumulárních zásobníků, a poté s nižšími parametry vody z akumulárních zásobníků.

V páté a zároveň poslední kapitole je proveden návrh základních rozměrů rotoru a rychlostních trojúhelníků hlavních lopatkových strojů z předchozích navržených oběhů. Jde konkrétně o návrh kompresoru z oběhu tepelného čerpadla a návrh turbíny z oběhu s turbínou jak pro vyšší, tak i pro nižší parametry vody.

1 Využívání CO₂ oběhů v současnosti

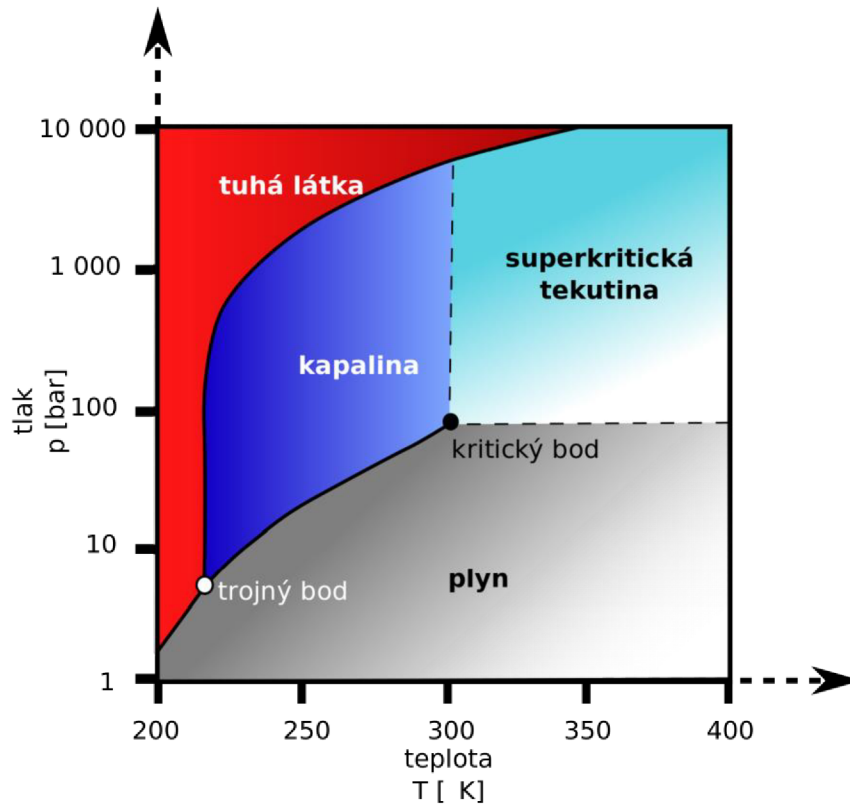
V současné době mají největší využití oběhy, které používají jako médium vodu nebo vzduch. Jedná se o běžně dostupná média, která nejsou nijak toxická ani nebezpečná. Technologie těchto oběhů je roky vyzkoušená, ověřená a plně funkční. Mezi nejvyužívanější oběhy patří Rankin Clausiův cyklus s vodou, Braytonův cyklus se vzduchem, Ottův cyklus se vzduchem, Cyklus komprese par s chladivem a Paroplynový cyklus jako kombinace Rankin Clausi-ova a Braytonova cyklu. Těmito cykly se zabývala moje předchozí bakalářská práce – Termodynamické cykly využívané v energetice, viz [1]. Cykly dosahují účinností obvykle něco přes 30 %, výjimkou je Paroplynový cyklus, který dosahuje účinností až 60 %.

CO₂ oběhy jsou schopny dosahovat vyšších účinností, jsou ekologičtější, protože vyžadují minimální, resp. žádné množství vody, a mají kompaktní velikost o mnohem menších rozměrech v porovnání s doposud využívanými oběhy. Dříve se CO₂ oběhy moc nevyužívaly, protože chyběly potřebné materiály, byly problémy s těsněním a nebyly potřebné technologie a znalosti. V současné době s probíhajícím výzkumem, využitím nových materiálů, nových typů těsnění a rozvojem a dostupností nových technologií se CO₂ oběhy začínají rozšiřovat.

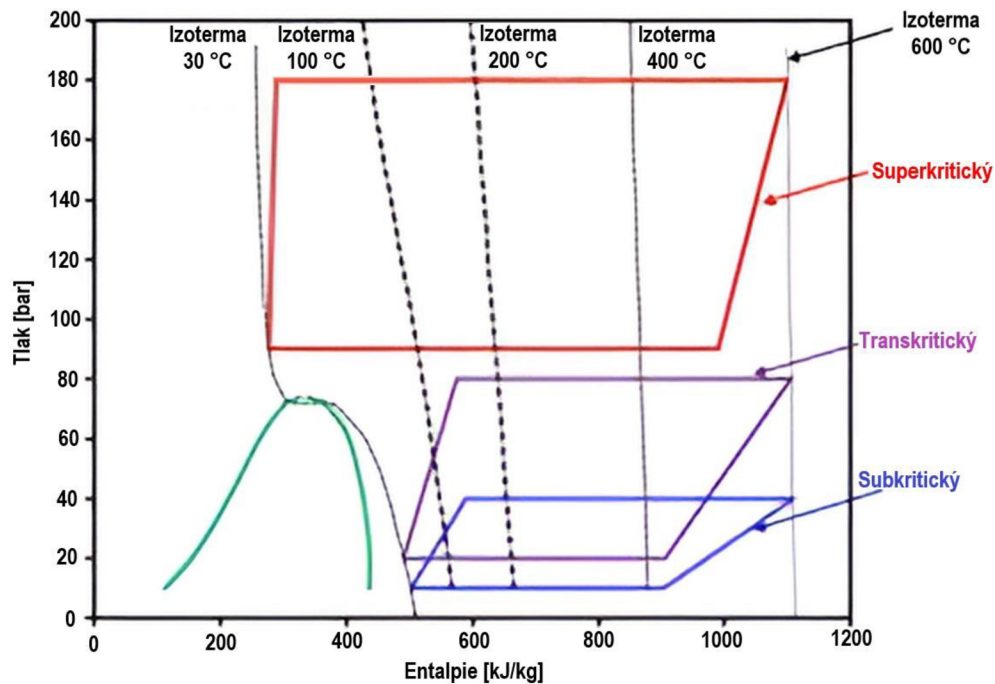
1.1 CO₂ oběh

Oxid uhličitý (CO₂) je chemicky stabilní, nevznětlivý plyn. V přírodě je ho dostatečné množství, jelikož se jedná o plyn, který vydechují všichni živočichové a který je častým odpadním produktem většiny biologických procesů. Navíc také jde o jeden z hlavních produktů spalování. Oxid uhličitý je skleníkový plyn, který se z velké části podílí na globálním oteplování. Především z tohoto důvodu se v současnosti pečlivě sledují jeho emise a vyvíjí nové technologie na jeho zachytávání a případné další zpracovávání. Využití CO₂ jako média do uzavřeného oběhu se tedy zdá v současné době jako velice dobré řešení. Oxid uhličitý je navíc také naprosto bezpečné médium.

Výzkum oběhů s CO₂ jako pracovní látkou probíhá zpravidla pro konfigurace, které dosahují superkritického stavu. Médium se dostává do superkritického stavu, když kombinací vysokého tlaku a teploty překročí svůj kritický bod, jak je vidět na Obr. 1.1. Následně se jedná o tzv. superkritickou kapalinu [2]. Médium se poté chová zároveň jako kapalina i plyn a není možné rozpoznat žádnou hladinu mezi těmito dvěma stavy. Stává se z něho stlačitelná látka, která má vysokou hustotu a malou viskozitu. Navíc jakékoliv malé změny v tlaku nebo teplotě média způsobují velké změny jeho hustoty [3]. Proto je oxid uhličitý v superkritickém stavu ideálním médiem do termodynamických oběhů. CO₂ dosahuje superkritického stavu při poměrně nízkých parametrech v porovnání s ostatními plyny [4]. Kritický bod oxidu uhličitého má totiž parametry: 7,38 MPa a 31,1 °C [2]. Hodnota kritického bodu vody je pro porovnání 22,1 MPa a 374 °C [5]. Dosáhnutí superkritického stavu je tedy u CO₂ mnohem snazší v porovnání s vodou.

Obr. 1.1: Fázový diagram CO_2 [6].

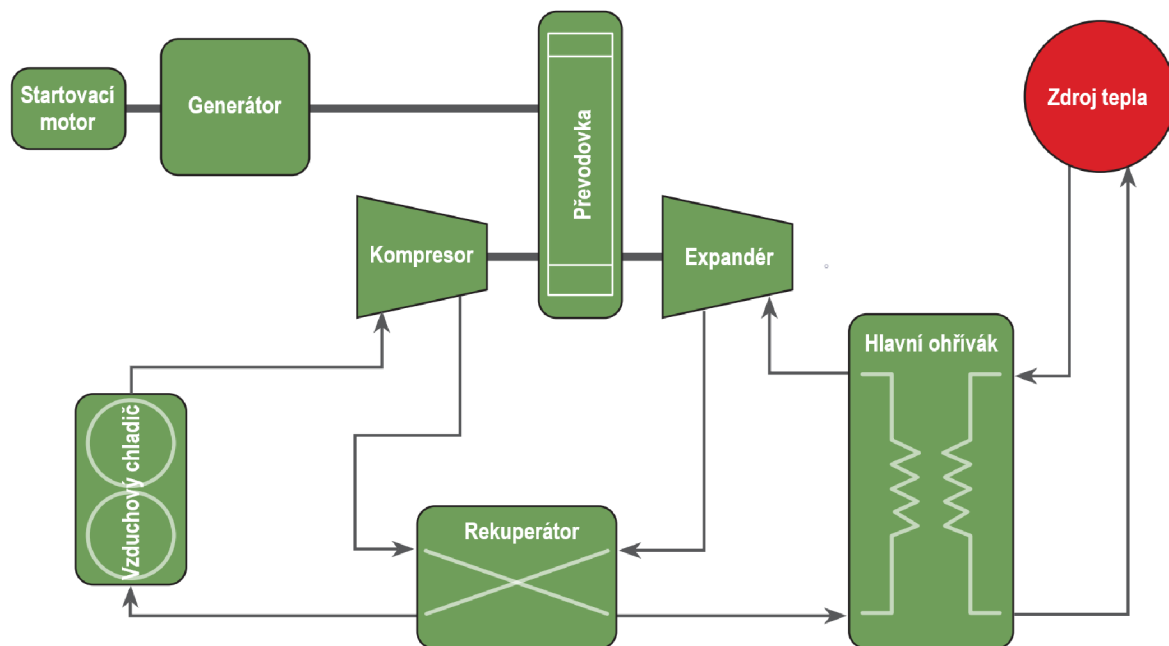
CO_2 oběhy se dle tlaku v porovnání s kritickým bodem dají dělit na podkritické, nadkritické (nebo také transkritické) a superkritické (ale nejen CO_2 , v podstatě se takto dají dělit oběhy pro jakékoliv médium). Podkritický oběh v žádném místě nepřesahuje kritický bod. Nadkritický, popř. transkritický oběh přesahuje kritický bod a jeho horní křivka v diagramu se nachází v oblasti superkritické kapaliny. Superkritický oběh se nachází celý v superkritické oblasti. Médium je tedy po celou dobu ve stavu superkritické kapaliny. Tento oběh také dosahuje ze všech tří nejvyšší účinnosti. Podkritický, transkritický a superkritický oběh je zobrazen na Obr. 1.2.



Obr. 1.2: Podkritický, transkritický a superkritický oběh oxidu uhličitého, přeloženo dle [7].

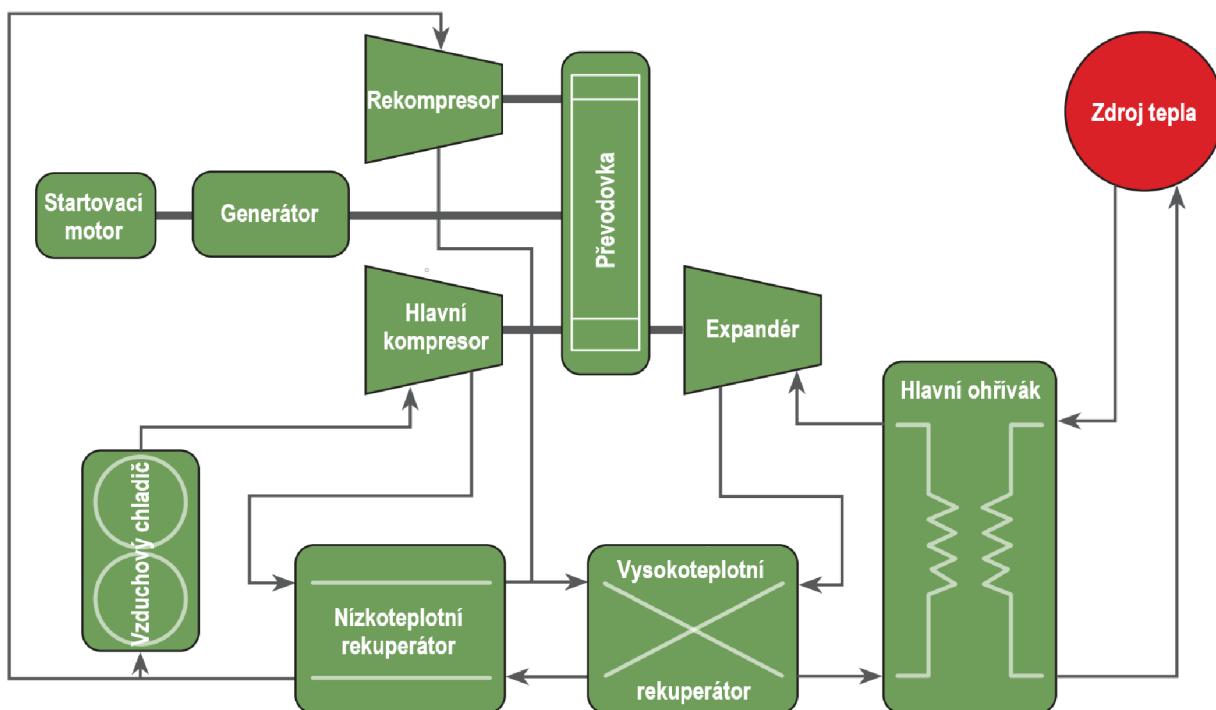
U oběhu se používá zpravidla Braytonova cyklu. V porovnání s klasickým Braytonovým cyklem se vzduchem jako médiem nebo Rankin Clausiovým cyklem, který využívá vodu jako médium, dosahuje ale oběh vyšší účinnosti [4].

V současné době se zejména objevují dvě hlavní koncepce oběhu: rekuperační a rekompresní [4]. Rekuperační oběh je znázorněn na Obr. 1.3. Jedná se o klasický Braytonův oběh, který navíc využívá rekuperaci, kdy se v rekuperátoru ohřívá médium vystupující z kompresoru odpadním teplem látky po výstupu z expandéru. Díky tomu není potřeba dodávat médiu v hlavním ohříváku tak velké množství tepla, a navíc se v chladiči maří menší množství energie. Účinnost oběhu se tedy oproti klasickému Braytonovu oběhu zvyšuje.



Obr. 1.3: Schéma rekuperačního oběhu, přeloženo dle [4].

Rekompresní oběh využívá dva rekuperátory: nízkoteplotní a vysokoteplotní. Schéma oběhu je znázorněno na Obr. 1.4. Proud je oproti rekuperačnímu oběhu navíc rozdělen za nízkoteplotním rekuperátorem. Kromě hlavní větve je zde i vedlejší větev, kde médium není ochlazováno v chladiči, ale je vedeno do rekompresoru, a následně se za nízkoteplotním rekuperátorem spojuje s hlavní větví. Díky této konfiguraci se ve vedlejší větvi vůbec nemaří energie, je ale potřebná nějaká energie na pohon rekompresoru. Stejně ale tento oběh dosahuje vyšší účinnosti, dokonce až 50 % [4]. Oběh je na druhou stranu mnohem složitější, a tedy i finančně nákladnější.



Obr. 1.4: Schéma rekompresního oběhu, přeloženo dle [4].

Obě koncepce potřebují nějaký zdroj tepla. Zdroje mohou pocházet z různých forem: koncentrovaná solární energie, jaderná fúze, odpadní teplo z chemických procesů nebo odpadní teplo výfukových plynů u plynové turbíny [4].

Braytonův superkritický CO_2 oběh má oproti klasickým stávajícím oběhům mnoho výhod. Jedná se zejména o:

- vyšší účinnost cyklu i o 10 % [3]
- kompaktní velikost, stroje jsou až 10x menší [3]
- nižší finanční náklady [8]
- menší dopad na životní prostředí [8]
- malé až žádné požadované množství vody [9]
- při kombinaci s plynovou turbínou – vyšší výkon vytvořený z jednotky paliva [4]

Mezi hlavní nevýhody superkritického CO_2 oběhu patří:

- stále dostatečně neprozkoumaná a netestovaná technologie (materiály, těsnění atd.)
- turbosoustrojí dosahují i 7x vyšších otáček v porovnání s klasickými parními turbínami [8]

- vysoké nároky na návrh turbosoustrojí i díky velkým změnám hustot média při relativně malých změnách teplot nebo tlaků [3]

1.2 Realizované CO₂ oběhy

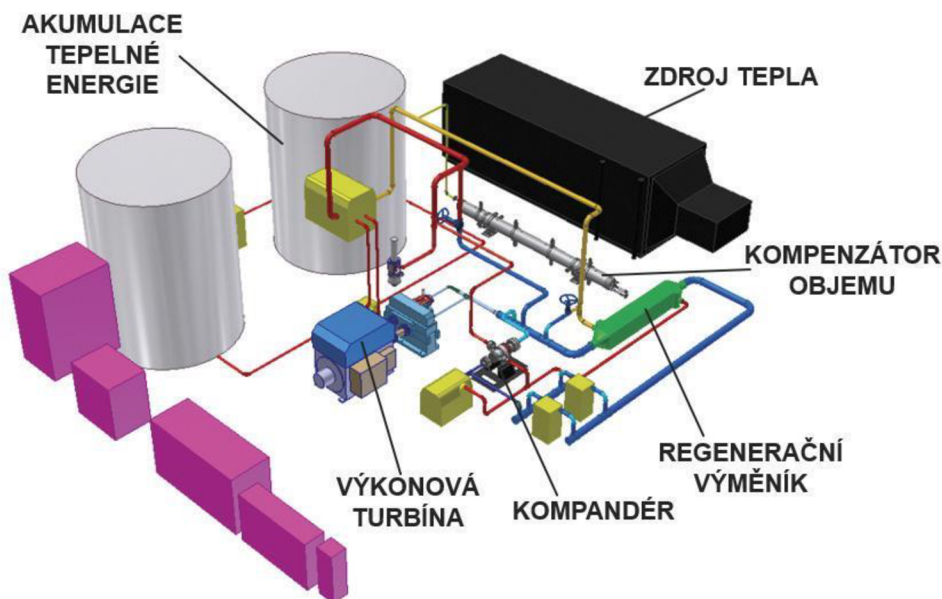
Oběh tedy dosahuje vysokých účinností a jeho pracovní látka má vysoký potenciál ve využití. Proto se v dnešní době zkoumají různé koncepce a návrhy s využitím superkritického CO₂ (sCO₂) oběhu.

1.2.1 Projekt Sofia

Jedná se o zařízení, které vzniklo v České republice v Centru výzkumu Řež. Jde o systém ukládání energie, který pracuje na principu tzv. Carnotových baterií, tedy P2H2P (Power to Heat to Power) [10]. Systém při přebytku elektrické energie vytápí zásobníky, a tedy přeměňuje elektrickou energii na tepelnou. Při nedostatku elektřiny využívá superkritického CO₂ oběhu a vyrábí pomocí turbíny opět elektrickou energii z tepelné energie akumulované v zásobnících.

Na daném systému se testuje nový způsob akumulace energie, ale také funkce točivých strojů v CO₂ oběhu. První je hermeticky zapouzdřený startovací motor. Ten slouží k tomu, aby systém z klidového stavu, kdy je CO₂ v kapalně podobě, dostal s pomocí tepelného zdroje do superkritického stavu [11]. Jakmile je tohoto stavu dosaženo, startovací motor se odpojí. Dále je zde komandér, tedy opět hermeticky zapouzdřený kompresor s turbínou, která ho pohání, uložený v plynových ložiscích. Kompresor i turbína jsou jednostupňové. Kompresor stlačuje médium z 8 na 25 MPa a zajišťuje přibližný hmotnostní tok média 20 kg/s [11]. A nakonec vícestupňová hlavní turbína o výkonu 1 MW, uložena v olejových ložiscích a se suchými plynovými ucpávkami [10]. Tu pohání asi 2/3 média za tepelným zdrojem a zbylá 1/3 je použita na pohon kompresorové turbíny [11].

CO₂ oběh bude pracovat na základě rekuperačního Braytonova cyklu. Pro vytápění zásobníku je použit přímý elektrický ohřev, kdy jsou topné tyče umístěny přímo v zásobnících, a na akumulaci je použita eutektická slitina hliníku AlSi12 [10]. Zdroj tepla dodává do systému zhruba 6 MW tepelné energie [11]. V případě výměníků se jedná o mikrokáňalové výměníky. Schéma zařízení Sofia je zobrazeno na Obr. 1.5.



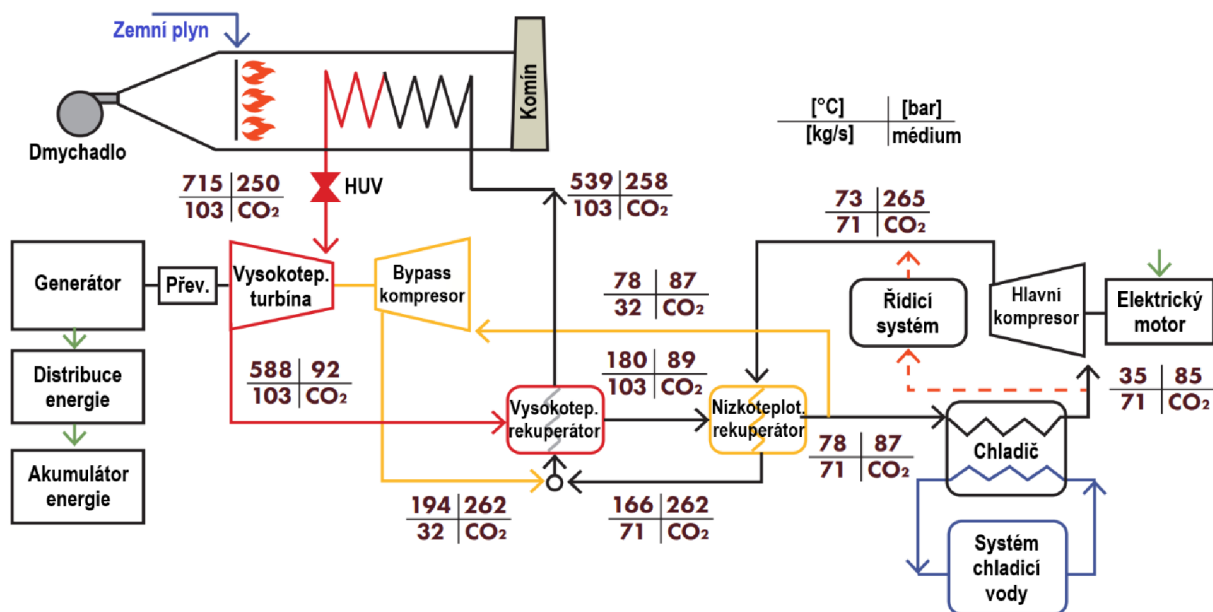
Obr. 1.5: Schéma zařízení Sofia [11].

Zařízení Sofia je určeno převážně pro výzkum, testování a zdokonalování jednotlivých točivých strojů a celého superkritického CO₂ oběhu. Dále se testují i další přídavné komponenty jako např. kompenzátor oběhu, který je také velice důležitou částí jakéhokoliv oběhu kvůli zajištění stabilního tlaku v systému. Na základě daných výsledků se poté uvažuje o projektu bezemisní teplárny, která by pracovala na podobných principech jako zařízení Sofia, ale ve větším měřítku. Díky technologii superkritického CO₂ oběhu by bylo možné dosáhnout elektrické účinnosti akumulace až 45 %. Případně je také možno provozovat oběh v teplárenském režimu, zde by celková účinnost oběhu mohla překonat i 80 % [11].

1.2.2 Projekt STEP Demo

Společnost GTI Energy ve spolupráci s Southwest Research Institute (SwRI) a GE Global Research s finanční podporou od Národní energetické technologické laboratoře amerického ministerstva energetiky představila v rámci projektu Supercritical Transformational Electric Power (STEP) Demo elektrárnu pracující na základě CO₂ oběhu o výkonu 10 MW [8]. Budova o ploše zhruba 2050 m² byla vystavena v San Antoniu v Texasu. Elektrárna je provozována na základě rekuperačního superkritického CO₂ oběhu. Parametry média jsou před vstupem do turbíny: teplota 500 °C a tlak 25 MPa. V budoucnu má být konfigurace upravena na rekompresní sCO₂ oběh o parametrech 715 °C a 25 MPa [12].

Daný rekompresní oběh je znázorněn na Obr. 1.6. Jedná se o klasický rekompresní cyklus popsany výše. Jako zdroj tepla je zde uveden kotel na zemní plyn, s touto variantou se zatím oběh realizuje, ale je možné použít jakýkoliv zdroj tepla. Dále se také počítá s chladicím okruhem včetně chladicí věže, která už je také ve výstavbě. V schématu jsou pro představu uvedeny i hodnoty parametrů média v důležitých bodech.



Obr. 1.6: Rekompresní sCO₂ oběh elektrárny v rámci projektu STEP, přeloženo dle [12].

Již byla provedena kompletní výstavba budovy a nyní jsou v průběhu neustálé práce na sestavení sCO₂ oběhu. Elektrárna by opět měla demonstrovat výhody využití sCO₂ oběhu, pomáhat s řešením různých technických problémů a celkově testovat a zdokonalovat danou technologii. Zkoumají se i různé provozní režimy, např. start celého zařízení ze studeného stavu, kdy CO₂ v oběhu zkondenzuje a musí se opět dosáhnout superkritického stavu, aby nebyla poškozena turbosoustrojí [12].

Turbína má velice kompaktní rozměry, protože je pouze něco přes 2 metry dlouhá. Ale její pracovní otáčky se pohybují kolem hodnoty 27000 ot./min [12], jedná se tedy o devítinásobek klasické hodnoty pro parní turbíny. Ty totiž obvykle pracují při 3000 ot./min, tedy 50 Hz, což je jmenovitá hodnota frekvence v síti. Jedná se o jednu z často zmiňovaných nevýhod sCO_2 oběhů, jelikož při velice malých rozměrech turbosoustrojích dosahují stroje často velice vysokých otáček. Je tedy zapotřebí kvalitní převodovka na úpravu otáček. Navíc je při provozu na takových otáčkách vysoce namáhán rotor. V rámci projektu STEP se právě zkoumá jeho vylepšení, aby bylo dosaženo životnosti alespoň 100000 hodin [12].

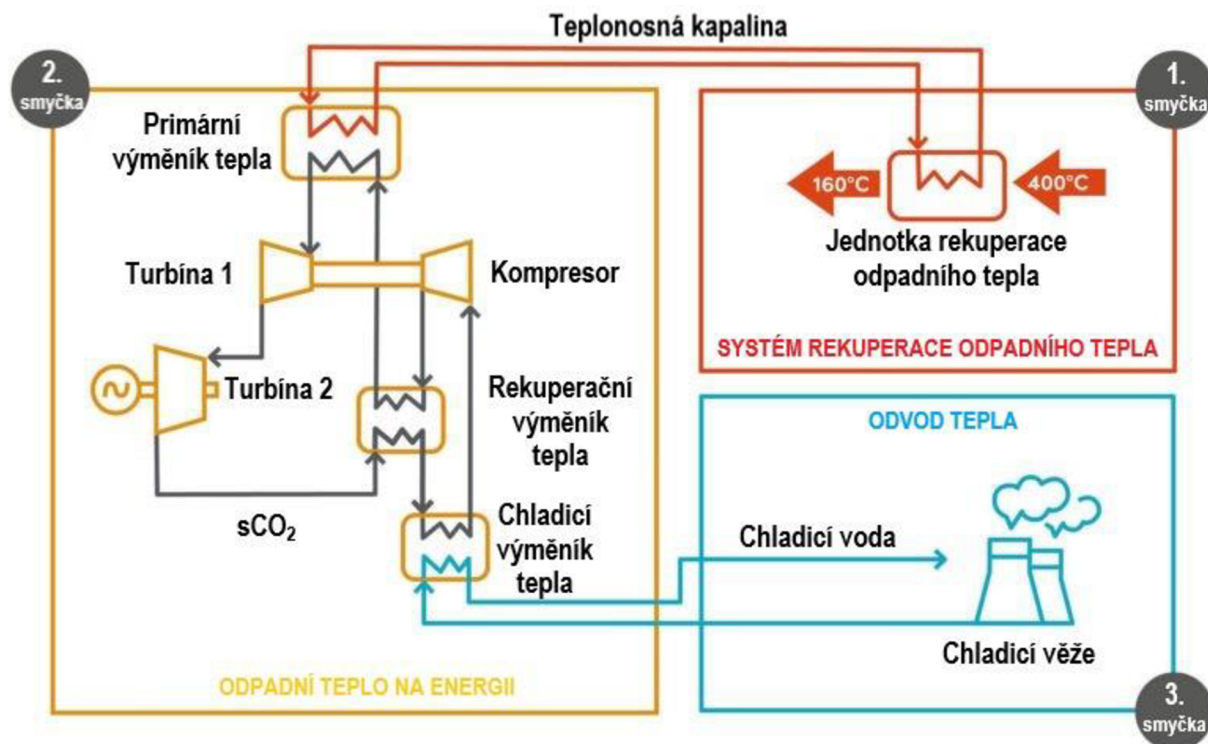
Projekt se neustále vyvíjí a probíhají na něm neustále stavební a konstrukční práce. Snahou je dokončit celou elektrárnu v roce 2023, a také do konce daného roku provést testování a zveřejnit jeho výsledky [12]. Elektrárna by měla být připravena využívat velké množství zdrojů tepla, např. koncentrovanou solární energii, zemní plyn, uhlí, biomasu, jaderné zdroje, odpadní teplo atd. Měla by být také schopna rychlého najetí do plného výkonu díky užití technologii a dosahovat vysokých účinností přesahujících 50 % [8].

1.2.3 Projekt CO_2 OLHEAT

CO_2 OLHEAT je projekt, který se zaměřuje na využívání odpadního tepla, pracující dle konceptu WHR (Waste Heat Recovery) a WH2P (Waste Heat to Power) [13]. Název projektu je zkratkou pro **S**upercritical **CO**₂ power cycles demonstration in **O**perational environment **L**ocally valorising industrial waste **H**EA**T** [14]. Smyslem celého projektu je tedy využít odpadní teplo z průmyslových procesů a přetvořit je na elektrickou energii. Zařízení bude pracovat na základě sCO_2 oběhu. Projekt si slibuje výrazné zvýšení účinnosti průmyslových procesů, a také snížení emisí skleníkových plynů [14].

Na projektu se podílí celkem 21 společností z celé Evropy s cílem vytvořit snadno replikovatelný sCO_2 blok o výkonu 2 MW. Průkopnická jednotka vznikne ve firmě CEMEX v České republice, která se zabývá výrobou cementu, a další repliky daného bloku se plánují v 6 různých evropských zemích [14].

Schéma energetického bloku obsahuje celkem 3 smyčky, jak je patrné z Obr. 1.7. 1. smyčka slouží pro zajištění tepla z odpadního tepla do 2. smyčky. 2. smyčka je přímo daný rekuperační sCO_2 oběh, který z odpadního tepla vytváří elektrickou energii. Obsahuje dvě turbíny, jednu menší určenou pouze pro pohon kompresoru (Turbína 1) a druhou větší a hlavní pro výrobu elektrické energie (Turbína 2). 3. smyčka poté slouží pro odvod tepla z 2. pomocí chladicího okruhu s chladicí věží.

Obr. 1.7: Schéma sCO_2 bloku, přeloženo dle [13].

Firmy podílející se na projektu se musí zejména soustředit na vývoj jednotlivých komponent, jelikož se stále jedná o poměrně neprobádanou oblast plnou problémů a velkých výzev. Siemens pracuje na vývoji turbíny, kde se musí převážně zabývat vysokou hustotou sCO_2 v porovnání například s párou [15]. Baker Hughes vyvíjí turbokompresor, který musí pracovat s tlaky nad kritickým bodem. Firma Heatric pracuje na rekuperačním výměníku, který pro dosažení potřebné účinnosti musí mít obrovskou plochu. Je ale požadována kompaktní velikost celého bloku, proto firma pracuje na PCHE (Printed Circuit Heat Exchanger) výměníku [15], kdy se jedná o druh deskového výměníku s miniaturními kanálky vytisknutými na deskách.

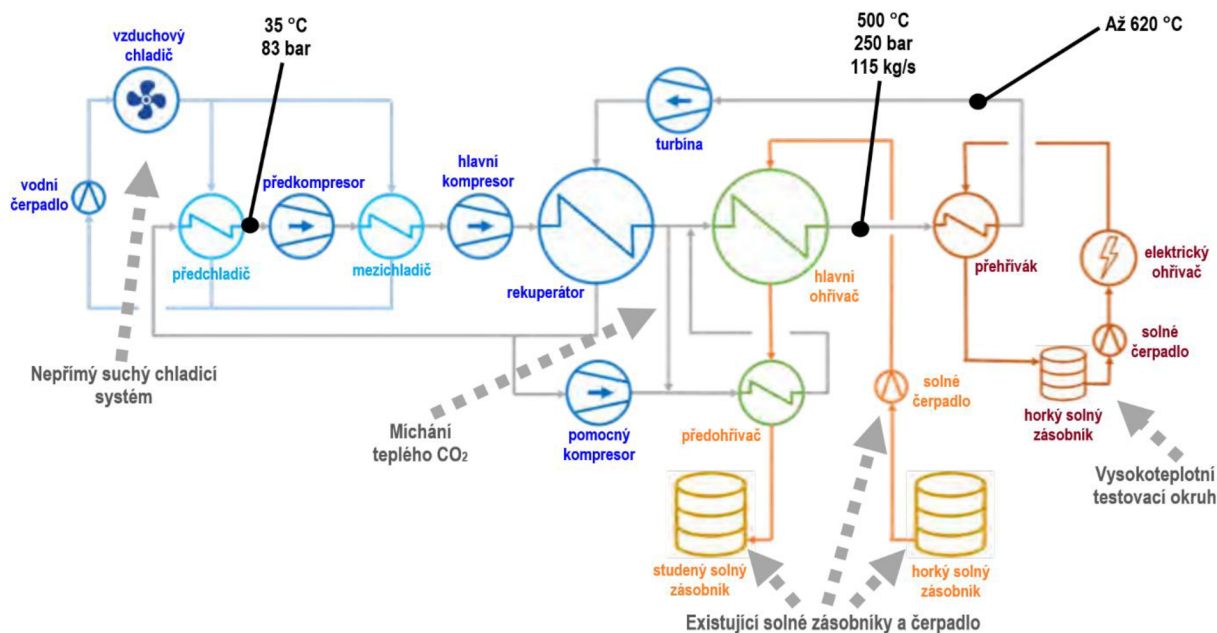
Jde o opravdu jedinečný projekt, který má velký potenciál do budoucna. Z ekonomického hlediska by výrobou elektřiny měl pokrýt asi 10 % potřeby cementárny, tedy v přepočtu zhruba 750000 euro/rok [16]. Díky tomu dosahuje doby návratnosti pouze mezi 4 a 8 roky. Každý rok provozu tedy výrobou splatí asi 18 % počátečních nákladů, kdy je uvažovaná životnost 20 let [16].

1.2.4 Projekt Dunhuang CSP plant

Francouzská energetická společnost EDF ve spolupráci s čínskou energetickou společností Shouhang realizují projekt v Dunhuangu na severozápadě Číny. Je zde vystavena elektrárna pracující na základě koncentrované solární energie (CSP) o výkonu 10 MWe [17]. V rámci projektu chtějí zúčastněné společnosti nahradit parní Rankinův cyklus superkritickým CO_2 oběhem. sCO_2 oběh má být vystaven paralelně k stávajícímu okruhu, takže není potřeba danou elektrárnu odstavovat nebo nějak omezovat v provozu při výstavbě nového oběhu [18].

CSP elektrárna pracuje na základě dvou zásobníků s roztavenými solemi. Ze studeného zásobníku putuje médium do solárního kolektoru, kde se ohřívá, a přesunuje se do horkého zásobníku. Médium je následně přečerpáno do výměníku, kde předává teplo oběhu, který vyrábí elektrickou energii [17]. Tento okruh má být právě nahrazen sCO_2 oběhem.

Testovalo se několik variant cyklu, ale nakonec byl vybrán rekompresní sCO_2 oběh s mezichlazením a předehřevem [18]. Schéma oběhu je zobrazeno na Obr. 1.8. Do klasického rekompresního sCO_2 oběhu je navíc přidáno mezichlazení mezi předkompresor a hlavní kompresor. A dále je za pomocný kompresor přidán předohřivač. Znázorněn je i chladicí okruh s vodou jako médiem a vzduchovým chladičem, a také okruh s roztavenými solemi. Navíc je přidán i vysokoteplotní testovací okruh s elektrickým ohřívačem. sCO_2 oběh totiž dosahuje vyšších účinností při vyšších parametrech, než je současný okruh s roztavenými solemi schopen dosáhnout. Proto se uvažuje o přidavném elektrickém ohřívači, který by mohl teplotu zvýšit až na $620\text{ }^\circ\text{C}$, a tedy zajistit lepší parametry pro turbínu. Je to bráno čistě z testovacího a výzkumného hlediska možností sCO_2 oběhů v CSP elektrárnách a stále se zkoumá jeho případné provedení [18]. Ze schématu jde vyčíst i parametry v důležitých bodech oběhu.



Obr. 1.8: Schéma oběhu v CSP elektrárně Dunhuang, přeloženo dle [17].

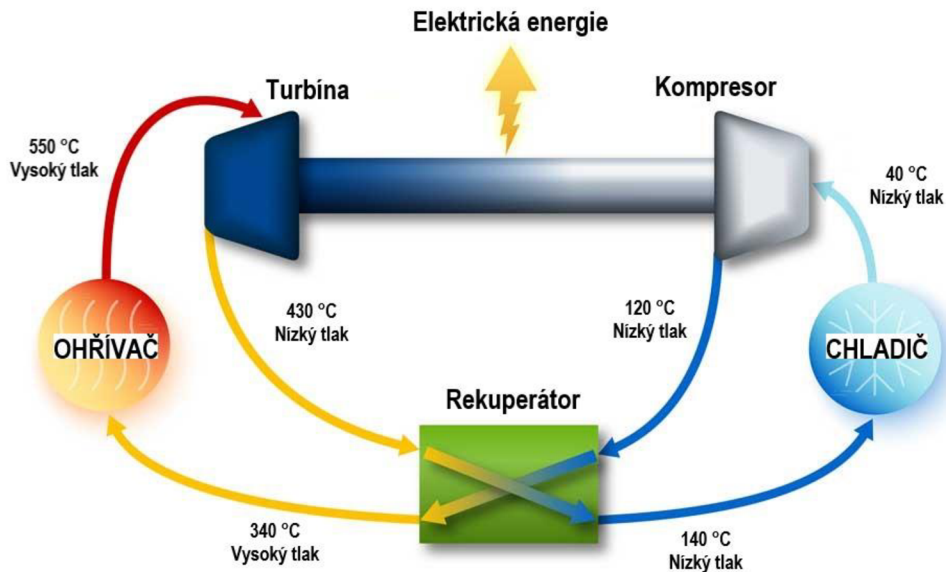
Hlavním smyslem projektu je zvýšit účinnost a flexibilitu dané elektrárny díky dané technologii sCO_2 oběhu. Dále také snížit potřebu vody, protože samotný sCO_2 oběh nepotřebuje pro provoz žádnou vodu. A v neposlední řadě i snížit velikost zařízení a jeho složitost, oběh je totiž jednodušší a má mnohem menší rozměry. Všechny tyto aspekty navíc také sníží cenu za vyrobenou elektřinu o 10 až 25 % [17]. Okruh má sloužit i pro testování nové technologie pro použití u CSP elektráren.

1.2.5 Projekt Sandia National Laboratories recompression loop

Jedná se o jedno z prvních zařízení, které testovalo CO_2 oběhy [10]. Společnost Sandia National Laboratories vytvořila původní superkritický CO_2 oběh na základě Braytonova cyklu. Tento oběh neustále vylepšovala zpočátku na rekuperační konfiguraci, a poté na rekompresní oběh. Firma se zaměřovala a stále zaměřuje na komercializaci superkritického CO_2 oběhu, na zkoumání všech jeho komponent, stavů a na celkový výzkum daného oběhu [10].

Na začátku roku 2022 se jim dokonce podařilo připojit oběh k síti a po necelou hodinu dodávat elektrickou energii do sítě [19]. Nejvyšší teplota v oběhu dosahovala asi $315\text{ }^\circ\text{C}$ a celý oběh dodával do sítě výkon do 10 kW. Nejednalo se o nějak velký výkon, ale bylo provedeno první dodání do sítě z sCO_2 oběhu. Dříve byl výkon veden pouze do nabíjecích uložení [19]. Jednalo se o konfiguraci rekuperačního CO_2 oběhu, který je znázorněn na Obr. 1.9. Jako zdroj

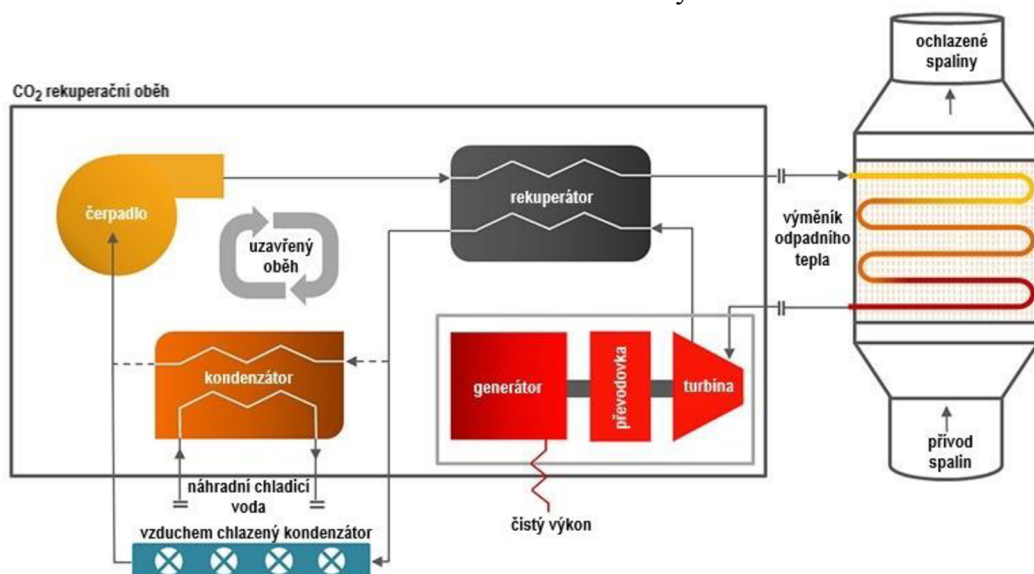
tepla byl použit elektrický ohřivač. Cílem společnosti je nyní dosáhnout výkonu kolem 1 MW a dodávka daného výkonu do elektrické sítě [19].



Obr. 1.9: Rekuperační oběh společnosti Sandia National Laboratories, přeloženo dle [19].

1.2.6 Projekt Echogen EPS100

Společnost Echogen dokončila již v roce 2014 jako první zařízení, které je schopno dosáhnout výkonu v řádu jednotek MW [10]. Zařízení Echogen EPS100 pracuje na základě vylepšeného Rankin Clausiova cyklu s CO₂ jako pracovním médiem [20]. Jako zdroj tepla využívá odpadní teplo např. z výfuku plynových turbín nebo z průmyslových procesů. Toto odpadní teplo má obvyklou teplotu 532 °C. EPS 100 je schopno dosáhnout čistého výkonu o velikosti 8 MW se vzduchem chlazeným kondenzátorem [20]. Schéma zařízení je znázorněno na Obr. 1.10. Jedná se o klasický Rankin Clausiův cyklus s fázovými přeměnami. Oběh je možné využívat s vzduchem chlazeným kondenzátorem, kdy není potřebná žádná voda pro provoz, nebo alternativně s kondenzátorem a okruhem chladicí vody.



Obr. 1.10: Schéma oběhu zařízení Echogen EPS100, přeloženo dle [21].

1.2.7 Projekt ETES heat pump heating plant

Jedná se o projekt, který vzniká v dánském přístavním městě Esbjerg. Dánská společnost DIN Forsyning se domluvila na spolupráci s německou firmou MAN Energy Solutions na vybudování nové nízkoemisní teplárny. Ta bude dosahovat výkonu 50 MW a dodávat teplo do asi 27000 přilehlých objektů o celkové velikosti 235000 MWh [22]. Vizualizace teplárny je na Obr. 1.11.



Obr. 1.11: Vizualizace nové nízkoemisní teplárny budované v dánském Esbjergu [23].

Projekt vznikl kvůli nahrazení současné uhelné elektrárny, která se má v brzké době uzavírat [23]. Společnost DIN Forsyning se navíc podílí na dekarbonizaci a bezemisní výrobě tepla a elektrické energie v Esbjergu. Nedaleko se totiž nachází jedinečný ekosystém – Waddenské moře, které patří na Seznam světového dědictví UNESCO, a také se jedná o národní park [22]. Je tedy kladen velký důraz na ekologickou výrobu elektřiny a tepla v této oblasti.

Firma MAN zajistí dvě ETES (Electro-Thermal Energy Storage) tepelná čerpadla. Budou fungovat na stejném principu jako klasické tepelné čerpadlo, ale v mnohem větším měřítku. Elektrická energie, potřebná pro provoz tepelných čerpadel, bude dodávána z blízkých větrných elektráren a nízkopotenciální teplo bude odebíráno z mořské vody [22]. Jako médium bude využíván oxid uhličitý. Bude se jednat o zatím největší tepelné čerpadlo s CO₂ na světě [23].

Koncept ETES tepelných čerpadel vytvořila firma MAN ve spolupráci se švýcarskou firmou ABB. Základem všeho budou dva motor-kompresory HOFIM vytvořené firmou MAN. Tento systém přetváří elektrickou energii na tepelnou, kterou uchovává ve formě horké vody a ledu ve dvou izolovaných zásobnících [22]. Bude tedy umožněna distribuce nejen tepla, ale i chladu. Navíc bude umožněn provoz i v opačném směru, tedy výroba elektrické energie z tepelné, čímž bude přispívat ke stabilizaci sítě při špičkových událostech [22].

1.2.8 Další menší realizované projekty

Objevuje se mnoho dalších projektů, které slouží pro protestování, zdokonalování a komercializaci sCO₂ oběhů. Jedná se o různá menší zařízení ve výzkumných centrech, na vysokých školách nebo u provozovatelů energetických zařízení.

Na Stuttgartské univerzitě v Ústavu jaderné technologie a energetických systémů je v provozu testovací smyčka s názvem Scarlett [24]. Jedná se o smyčku, která slouží k vypaření CO₂, následného stlačení v kompresoru do oblasti superkritické kapaliny, testování sCO₂ a opětovné zchlazení, redukce na normální tlak, zkondenzování a dopravení zpět do zásobníku. V testovací sekci se používá superkritického oxidu uhličitého na různé zkoušky. Provádí se například korekce na CFD modelování, testování přestupu tepla, testování výměníků tepla nebo interakce s materiály [24]. Probíhá i různá řada projektů s energetickými společnostmi.

Na Technické univerzitě ve Vídni (TUW) probíhá výzkum v rámci projektu Scarabeus. Jedná se o projekt, který testuje využití sCO₂ oběhu v CSP elektrárnách [25]. Zkoumá náhradu parního Rankin Clausiova cyklu za sCO₂ oběh. Probíhá také výzkum různých přísad (např. TiCl₄) do klasického CO₂ za účelem zvýšení účinnosti a lepších parametrů cyklu. Oběh by měl poté dosahovat účinnosti přes 50 % [25]. Záměrem je i dosáhnout snížení ceny vyrobené jednotky elektřiny v CSP elektrárnách. Již v minulosti (2017) v rámci 1. fáze byla zřízena transkritická CO₂ smyčka, která dosahovala maximální teploty 400 °C. Tato smyčka má být právě v 2. fázi projektu (název fáze je zmiňovaný projekt Scarabeus) upravena tak, aby dosahovala teploty 650 °C [26].

Dále je významně do zkoumání sCO₂ oběhů zapojeno Centrum výzkumu v Řeži, dceřiná společnost Ústavu jaderného výzkumu v Řeži. Je zde provozována sCO₂ experimentální smyčka [10]. Navíc se centrum podílí na řadě projektů spojených s sCO₂ oběhy. Projekt sCO₂ Hero se zabývá využitím odpadního tepla z jaderných reaktorů. Jde o kompaktní systém, který má zajistit odvod zbytkového tepla z jaderného paliva a jeho následné využití pomocí sCO₂ oběhu [27]. Systém má také případně zajistit účinné chlazení reaktoru v případě výpadku elektrické sítě, tedy tzv. blackoutu. Projekt sCO₂ Flex zkoumal využití sCO₂ oběhu v uhelné elektrárně. Šlo o návrh bloku v uhelné elektrárně, který měl být daleko účinnější, a také mnohem více ekologický díky výhodám sCO₂ oběhu, zejména minimální, resp. nulové potřebě vody [27]. sCO₂-4-NPP je projekt, který se také zabývá odvodem tepla z jaderného reaktoru, a navazuje tedy na projekt sCO₂ Hero [27]. A projekt COMPASsCO₂ se zabývá CSP elektrárnami s ukládáním energie. Jde o ukládání tepla z CSP elektrárny do pevných keramických částic, následné předání tepla z pevných keramických částic v inovativním tepelném výměníku a zpracování tohoto tepla pomocí sCO₂ oběhu [27].

2 Návrh oběhu tepelného čerpadla

2.1 Paroplynová teplárna Červený mlýn

Paroplynová teplárna Červený mlýn se nachází v Brně v městské části Královo Pole. Jde o jednu z provozoven společnosti Teplárny Brno. Byla vybudována na místě bývalé uhelné elektrárny. Do provozu byla spuštěna v roce 1999 [28] jako moderní kogenerační zdroj, který ze zemního plynu vyrábí elektrickou energii a teplo. Od svého spuštění prochází neustálým technologickým vývojem a inovacemi. V roce 2018 zde byl uveden do provozu největší systém akumulace tepla v celé České republice přestavbou zásobníku na lehký topný olej (LTO) na druhou akumulární nádrž [28]. Současně byl spuštěn i nový elektrodový kotel. Paroplynová teplárna Červený mlýn je zobrazena na Obr. 2.1.

Teplárna funguje na základě paroplynového cyklu. Plynová turbína Siemens SGT-1000 spaluje zemní plyn a dosahuje jmenovitého výkonu 70 MW [29]. Spaliny vystupují z plynové turbíny do horizontálního spalínové kotle o teplotě 570–590 °C. Ve spalínovém kotli se vytváří pára do parního oběhu s parní turbínou o jmenovitém výkonu 21 MW [29]. Akumulační nádrže mají celkový objem 9900 m³ a jsou schopny uchovat až 345 MWh tepelné energie [28]. Součástí teplárny jsou i dva horkovodní kotle Bosch UNIMAT UT-HZ o maximálním tepelném výkonu 25 MWt [29] pro případné pokrytí špiček a jako záloha. Pro zajištění potřebné regulace nejen tepelné, ale i elektrické energie je zde i doplňující elektrodový kotel Parat o maximálním výkonu 20 MWt [29].

Pro porovnání při návrhu oběhu s tepelným čerpadlem a oběhu s turbínou bude využit základní paroplynový cyklus v teplárně. Ten je tedy schopen dosáhnout maximálního elektrického výkonu 95 MWe a maximálního tepelného výkonu 86 MWt. Maximální elektrická účinnost paroplynového cyklu dosahuje 47,5 % a maximální tepelná účinnost 89 % [29].



Obr. 2.1: Paroplynová teplárna Červený mlýn [30].

2.2 Nízkoemisní teplárna

Konceptem celého zařízení by měla být teplárna, která bude využívat oxid uhličitý jako médium. Díky použitému médiu a celému konceptu teplárny se bude jednat o nízkoemisní teplárnu. Ta je tvořena primárně oběhem s tepelným čerpadlem, který by měl dodávat teplo do Centralizovaného zásobování teplem (CZT). V případě nadbytku tepla je oběh schopen ukládat teplo do akumulárních zásobníků. Při nedostatku elektrické energie bude možnost využít teplo ze zásobníků na výrobu elektrické energie. To bude zajišťovat druhý oběh s turbínou.

Pro pohon oběhu s tepelným čerpadlem bude využita levná elektrická energie z obnovitelných zdrojů energie, např. z větrných turbín. Celý systém a koncept teplárny je považován za velice výhodný projekt splňující požadavky pro nízkoemisní zdroj.

2.3 Původní úprava parametrů

Zpočátku byl uvažován návrh superkritického oběhu, ale v průběhu výpočtu byly nalezeny různé komplikace a problémy. Jak totiž plyne z kapitoly 1, sCO₂ oběhy se stále nacházejí ve fázi výzkumu, naráží na několik úskalí a především je jejich technologie stále nedostatečně prozkoumaná a otestovaná. Oběh s tepelným čerpadlem tedy bude spíše připomínat Cyklus komprese par, často užívaný oběh tepelných čerpadlem. Bude dosahovat nižších parametrů oproti sCO₂ oběhu a budou v něm probíhat fázové přeměny. Chladivem v cyklu bude daný oxid uhličitý.

Dále byly také po konzultaci s vedoucím diplomové práce upraveny parametry, kterých má oběh dosáhnout. Jelikož parametry teplárny Červený mlýn dosahují vysokých hodnot, byly dané hodnoty sníženy na desetinu. Daný oběh má tedy dosáhnout elektrického výkonu 9,5 MWe a tepelného výkonu 8,6 MWt.

2.4 Program EES

Program EES (Engineering Equation Solver) je program výrobce F-Chart Software. Jedná se o program určený pro řešení lineárních, nelineárních a diferenciálních rovnic [31]. Zvládá také vytvoření různých analýz, převody jednotek, vytváření grafů a mnoho dalšího. Velkou výhodou je rozsáhlá a poměrně přesná databáze termodynamických médií a jejich parametrů [31].

Program EES je vyučován v rámci studia Energetického inženýrství na Fakultě strojního inženýrství Vysokého učení technického v Brně. Právě toto dřívější seznámení s programem a hlavně i jeho rozsáhlá termodynamická databáze vedla k výběru tohoto programu pro provádění výpočtů a návrhů oběhů v této diplomové práci.

2.5 Určující parametry návrhu

Oběh tepelného čerpadla byl tedy navrhnout dle Cyklu komprese par. Skládá se z kompresoru, výparníku, chladiče, redukčního ventilu a regenerátoru. Oběh je poháněn levnou elektrickou energií, která zajišťuje pohon kompresoru. Tato elektrická energie je původem z obnovitelných zdrojů energie, zejména z větrných turbín. Nízkopotenciální teplo je do oběhu dodáváno ve výparníku z okolního vzduchu.

Při návrhu tlaku ve výparníku bylo počítáno s tím, aby bylo možné dodávat do oběhu nízkopotenciální teplo z venkovního vzduchu. Dle dat z meteorologické stanice Brno-Židenice byla průměrná roční teplota v Brně 11,2 °C [32]. Vzhledem k této teplotě a dostatečné teplotní diferencii byl tlak ve výparníku navrhnout na 3,95 MPa se saturační teplotou 4,8 °C. Je počítáno i s tlakovou ztrátou, tlak na konci výparníku tedy dosáhne ještě nižších hodnot. Bylo by možné navrhnout tlak ve výparníku i na vyšší hodnotu, protože teplotní diference je dostatečná. Bylo

ale myšleno na to, aby byl oběh schopen přijímat teplo z okolního vzduchu i při nižších teplotách okolního vzduchu, tedy hlavně v zimě, kdy je také nejvyšší potřeba tepla.

Dále byl zadán požadovaný výkon chladiče, který má dosahovat tepelného výkonu 8,6 MW. Tento tepelný výkon má být případně předáván do akumulární nádrže. Akumulární nádrž byla určena na minimální teplotu vody 60 °C, kdy se jedná o spíše lehce vyšší teplotu teplé vody, která má být dle norem dodávána do systému [33]. Maximální teplota akumulární nádrže byla zvolena na 110 °C kvůli dostatečné akumulaci a zároveň kvůli možným fyzikálním parametrům vody.

Při těchto určených parametrech bylo provedeno několik iterací v rámci návrhu pro dosažení co nejvýhodnějšího oběhu s tepelným čerpadlem. Parametry byly vždy postupně upravovány, a také konzultovány s vedoucím práce, až bylo dosaženo optimálních finálních hodnot. Dále bude popsán právě finální návrh oběhu.

2.6 Výpočet jednotlivých bodů oběhu

2.6.1 Stlačení v kompresoru

Parametry média vstupujícího do kompresoru (jedná se o první bod oběhu) jsou:

$$T_1 = 58,7 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.1)$$

$$p_1 = 3,5 \text{ MPa} \quad (2.2)$$

$$h_1 = 0,4375 \text{ kJ/kg} \quad (2.3)$$

$$s_1 = -0,6393 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \quad (2.4)$$

Hodnoty těchto parametrů budou patrné po popsání posledního bodu oběhu. Kompresor stlačuje médium na zvolený tlak (druhý bod oběhu):

$$p_2 = 15,5 \text{ MPa} \quad (2.5)$$

Je uvažován adiabatický děj s malým nárůstem entropie:

$$s_2 = s_1 + \Delta s_K = -0,6393 + 0,035 = -0,6043 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \quad (2.6)$$

Teplota a entalpie jsou určeny pomocí funkcí programu EES pro CO₂, určujícími parametry jsou právě výše vypočítaný tlak a entropie:

$$T_2 = f(p_2, s_2) = 205,3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.7)$$

$$h_2 = f(p_2, s_2) = 112,9 \text{ kJ/kg} \quad (2.8)$$

2.6.2 Ochlazení v chladiči

Médium poté vstupuje do chladiče, kde odevzdává teplo (třetí bod oběhu). Ochlazuje se na teplotu, která je dána nižší teplotou akumulární nádrže:

$$T_3 = 60 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.9)$$

Do tlaku je započítána i tlaková ztráta v chladiči a hodnota entalpie je opět určena jako funkce teploty a tlaku:

$$p_3 = p_2 - \Delta p_{CH} = 15,5 - 0,5 = 15 \text{ MPa} \quad (2.10)$$

$$h_3 = f(T_3, p_3) = -160,2 \text{ kJ/kg} \quad (2.11)$$

Obdobně jako entalpie je určena i hodnota entropie, tedy jako funkce teploty a tlaku. Hodnotu entropie ale není důležité uvádět. Nejde totiž o hodnotu potřebnou pro další výpočet. Hodnoty entropie byly počítány převážně pouze pro zakreslení v T-s diagramu (s výjimkou stlačení v kompresoru, kde šlo o důležitou hodnotu). Dané hodnoty tedy již dále ve výpočtech uváděny nebudou (pokud to tedy nebude nutné). Nicméně všechny hodnoty entropie budou uvedeny v tabulce na konci výpočtu.

2.6.3 Předání tepla v regenerátoru (ochlazování horkého média)

Jelikož je teplota média po výstupu z chladiče stále vysoká a v chladiči ji není možné dále ochladit kvůli požadované teplotě teplé vody zmíněné výše (tedy i nižší teplotě vody v akumulární nádrži) je za chladič zařazen regenerátor. Jde o regenerační výměník, kde bude teplejší médium předávat teplo chladnějšímu. Díky tomu se sníží potřebný příkon kompresoru a oběh bude účinnější. Za regenerátorem (čtvrtý bod oběhu) má médium teplotu:

$$T_4 = 30 \text{ °C} \quad (2.12)$$

K hodnotě této teploty se došlo iteračně, aby bylo využito co nejvíce tepla, aby bylo dosaženo co nejvyššího topného faktoru a aby zároveň nebyl porušen druhý termodynamický zákon. Druhý termodynamický zákon stanovuje, že teplo se může předávat pouze z hmoty s vyšší teplotou hmotě s nižší teplotou. Pro tuto aplikaci jde o to, aby koncová teplota studeného média nepřesáhla počáteční teplotu horkého média. Dále je zde opět uvažováno s tlakovou ztrátou regenerátoru a výpočet entalpie je pomocí funkce programu:

$$p_4 = p_3 - \Delta p_{RG} = 15 - 0,2 = 14,8 \text{ MPa} \quad (2.13)$$

$$h_4 = f(T_4, p_4) = -246,4 \text{ kJ/kg} \quad (2.14)$$

2.6.4 Izoentalpické škrcení v redukčním ventilu

Médium následně vstupuje do redukčního ventilu, kde se izoentalpicky seškrtní na nižší tlak. Zde dochází k maření energie, ale jedná se o klasické řešení u Cyklu komprese par. Redukční ventil by se teoreticky mohl nahradit malou turbínou, ale při malém tlakovém a zejména teplotním spádu se jedná o nevýhodnou realizaci. Zvláště když se vezme v potaz složitost turbíny a její investiční náročnost.

Médium se po seškrčení nachází v oblasti mokré páry. Tlak za redukčním ventilem (pátý bod oběhu) má hodnotu:

$$p_5 = 3,95 \text{ MPa} \quad (2.15)$$

Tato hodnota je určena výše vzhledem k teplotě okolního vzduchu. Hodnota entalpie je dána izoentalpickým škrcením, tedy:

$$h_5 = h_4 = -246,4 \text{ kJ/kg} \quad (2.16)$$

A teplota je vypočítána jako saturační teplota dle tlaku:

$$T_5 = f(p_5) = 4,8 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.17)$$

2.6.5 Dodání tepla ve výparníku

Po škrcení médium vstupuje do výparníku. Zde přijímá teplo od okolního vzduchu a tímto teplem se vypařuje na sytou páru (šestý bod oběhu) o suchosti:

$$x_6 = 1 \quad (2.18)$$

Tlak je ponížen o tlakovou ztrátu ve výparníku:

$$p_6 = p_5 - \Delta p_V = 3,95 - 0,25 = 3,7 \text{ MPa} \quad (2.19)$$

Teplota je určena jako saturační teplota pro daný tlak a entalpie je vypočítána jako funkce tlaku a suchosti:

$$T_6 = f(p_6) = 2,3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.20)$$

$$h_6 = f(p_6, x_6) = -77,31 \text{ kJ/kg} \quad (2.21)$$

2.6.6 Předání tepla v regenerátoru (ohřívání studeného média)

Sytá pára poté vstupuje do regenerátoru, kde přijímá teplo od ochlazovaného horkého média, a ohřívá se (opět první bod oběhu) na přehřátou páru. Entalpie je vypočítána dle předaného výkonu v regenerátoru (výpočet bude následovat níže):

$$h_1 = f(\dot{Q}_{RG}) = 0,4375 \text{ kJ/kg} \quad (2.22)$$

Tlak byl zjištěn odečtením tlakové difference a teplota s entropií (zde je její hodnota důležitá) byly určeny jako funkce tlaku a entalpie:

$$p_1 = p_6 - \Delta p_{RG} = 3,7 - 0,2 = 3,5 \text{ MPa} \quad (2.23)$$

$$T_1 = f(p_1, h_1) = 58,7 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.24)$$

$$s_1 = f(p_1, h_1) = -0,6393 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \quad (2.25)$$

Tímto se dostalo k hodnotám prvního bodu, které byly zmíněny na začátku výpočtu a celý oběh se tím uzavírá.

2.7 Výpočet výkonů a příkonu

Hmotnostní tok média byl určen iteračně vzhledem k celému výpočtu, a také s ohledem na obvyklé hodnoty hmotnostního toku v již existujících realizacích, např. v projektech zmíněných výše. Hodnota hmotnostního toku CO₂ byla určena na:

$$\dot{m}_{CO_2} = 50 \text{ kg/s} \quad (2.26)$$

Tepelný výkon chladiče je určen jako součin hmotnostního toku média a rozdílu příslušných entalpií, navíc vynásobený účinností chladiče. Hodnota účinnosti byla zvolena dle obvyklých hodnot pro obdobná zařízení, jelikož její výpočet by byl náročný a musela by být navrhována celá geometrie tepelného výměníku:

$$\dot{Q}_{CH} = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_2 - h_3) \cdot \eta_{CH} = 50 \cdot (112,9 - (-160,2)) \cdot 0,95 = 12,97 \text{ MW} \quad (2.27)$$

Tepelný výkon výparníku byl vypočítán obdobným způsobem, hodnoty byly ale účinnosti poděleny. V případě chladiče se jednalo o tepelný výkon, který je získán z média. U výparníku je to výkon, který je potřeba dodat médiu. Proto bylo poděleno účinností, aby se výkon výparníku navýšil a aby tento navýšený výkon pokryl ztráty, vyjádřené účinností výparníku (jejíž hodnota byla opět zvolena):

$$\dot{Q}_V = \frac{\dot{m}_{CO_2} \cdot (h_6 - h_5)}{\eta_V} = \frac{50 \cdot (-77,31 - (-246,4))}{0,95} = 8,899 \text{ MW} \quad (2.28)$$

Příkon kompresoru se opět vypočítá jako rozdíl příslušných entalpií vynásobený hmotnostním tokem. Účinnost kompresoru je již obsažena v parametrech, jelikož se při výpočtu počítalo s nárůstem entropie při stlačení (navíc bude z parametrů samostatně vypočtena níže):

$$P_K = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_2 - h_1) = 50 \cdot (112,9 - 0,4375) = 5,621 \text{ MW} \quad (2.29)$$

2.7.1 Výkon regenerátoru

Výkon regenerátoru je spočítán jako součin hmotnostního toku média, rozdílu daných entalpií a účinnosti regenerátoru (hodnota účinnosti byla zvolena). Prvně je vypočten výkon, který je odebrán ochlazovanému horkému médiu:

$$\dot{Q}_{RG} = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_3 - h_4) \cdot \eta_{RG} = 50 \cdot (-160,2 - (-246,4)) \cdot 0,95 = 4,092 \text{ MW} \quad (2.30)$$

Tento výkon je poté předán ohřivanému studenému médiu. Vzorec pro výpočet je obdobný, pouze je zde výkon násobený účinností. Výkon regenerátoru je ale již známý, proto je z rovnice vyjádřena entalpie v bodě 1:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{RG} \cdot \eta_{RG} &= \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_1 - h_6) \Rightarrow h_1 = h_6 + \frac{\dot{Q}_{RG} \cdot \eta_{RG}}{\dot{m}_{CO_2}} = \\ &= -77,31 + \frac{4,092 \cdot 0,95}{50} = 0,4375 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (2.31)$$

Tímto je tedy získána entalpie v prvním bodě, která se dále užívá ve výpočtech zmíněných výše.

2.8 Výpočet účinnosti kompresoru a topného faktoru

Výpočet účinnosti kompresoru byl proveden dle [34]. Účinnost kompresoru se dá zjednodušeně spočítat jako poměr ideální, tedy izoentropické komprese v kompresoru a reálné komprese v kompresoru.

Pokud je uvažováno s izoentropickou kompresí, pak:

$$s_{2,iz} = s_1 = -0,6393 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \quad (2.32)$$

Entalpie při izoentropické kompresi je vypočtena jako funkce tlaku a právě entropie při izoentropickém ději:

$$h_{2,iz} = f(p_2, s_{2,iz}) = 96,34 \text{ kJ/kg} \quad (2.33)$$

Entalpický spád reálné komprese v kompresoru, který je zjednodušeně roven reálné měrné práci kompresoru je vypočten:

$$a_K = \Delta h_K = (h_2 - h_1) = (112,9 - 0,4375) = 112,4 \text{ kJ/kg} \quad (2.34)$$

Entalpický spád izoentropické komprese, tedy i zjednodušeně izoentropické práci kompresoru, je určen obdobně:

$$a_{K,iz} = \Delta h_{K,iz} = (h_{2,iz} - h_1) = (96,34 - 0,4375) = 95,91 \text{ kJ/kg} \quad (2.35)$$

Účinnost kompresoru je tedy následně určena jako:

$$\eta_K = \frac{a_{K,iz}}{a_K} = \frac{95,91}{112,4} = 0,853 = 85,3 \% \quad (2.36)$$

Obvyklé hodnoty účinnosti kompresoru se pohybují kolem 80 % a nejlepší konstrukce dosahují účinností kolem 90 % [34]. Jedná se tedy o reálnou hodnotu, která spadá do příslušného intervalu.

Dále je spočítán topný faktor, který je náhradou účinnosti u oběhů tepelných čerpadel. Určen je jako teplo získané z oběhu, tj. teplo odebrané v chladiči, podělené energií pro pohon oběhu, tj. příkon kompresoru:

$$\varepsilon_T = \frac{\dot{Q}_{CH}}{P_K} = \frac{12,97}{5,621} = 2,308 \quad (2.37)$$

Hodnota topného faktoru na rozdíl od účinnosti musí vždy přesáhnout 1, jinak by byl oběh nevýhodný. Jeho obvyklá hodnota se pohybuje v rozmezí 2–3.

2.9 Akumulace

Akumulace je řešena akumulací energie do teplé vody. Jedná se o velice rozšířený způsob akumulace, který je využíván i teplárnou Červený mlýn. Ohřátá voda je navíc možná použít přímo pro vytápění, případně jako teplá voda do domácností. Jedná se tedy o ideální médium pro akumulaci.

Voda se nachází v akumulární nádrži o objemu:

$$V_A = 2000 \text{ m}^3 \quad (2.38)$$

Objem nádrže by mohl být klidně podstatně větší, např. teplárna Červený mlýn používá dvě akumulární nádrže o celkovém objemu téměř 10000 m³. Objem nádrže byl zvolen především vzhledem k době nabíjení akumulární nádrže, která bude vypočtena níže. Záměrem bylo,

aby se mohla akumulární nádrž plně nabít v řádu hodin a aby mohla být případně využita voda o nejvyšších parametrech jako zdroj tepla do oběhu s turbínou. Tím by byla zajištěna rychlá regulace sítě v případě nedostatku elektrické energie.

Tlak v nádrži byl zvolen tak, aby voda nemohla začít vařit a aby mohla mít vyšší parametry než při atmosférických podmínkách:

$$p_A = 3 \cdot p_{atm} = 3 \cdot 0,101325 = 0,304 \text{ MPa} = 3 \text{ bar} \quad (2.39)$$

Nížší hodnota teploty vody v akumulární nádrži byla nastavena kvůli výše zmiňovaným podmínkám na:

$$T_{A_1} = 60 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.40)$$

A vyšší hodnota teploty vody byla zvolena na:

$$T_{A_2} = 110 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.41)$$

Následoval výpočet střední teploty vody kvůli fyzikálním parametrům a právě výpočet těchto parametrů, tedy hustoty, měrné tepelné kapacity a hmotnosti vody za použití funkcí programu EES pro tyto veličiny:

$$T_{A_s} = \frac{T_{A_1} + T_{A_2}}{2} = \frac{60 + 110}{2} = 85 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.42)$$

$$\rho_A = f(T_{A_s}, p_A) = 968,7 \text{ kg/m}^3 \quad (2.43)$$

$$c_{p_A} = f(T_{A_s}, p_A) = 4,2 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \quad (2.44)$$

$$m_A = V_A \cdot \rho_A = 2000 \cdot 968,7 = 1,937 \cdot 10^6 \text{ kg} \quad (2.45)$$

Dále byl spočítán čas potřebný k plnému nabití akumulární nádrže z nižší teploty na vyšší:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{CH} \cdot t_{nab} &= m_A \cdot c_{p_A} \cdot (T_{A_2} - T_{A_1}) \Rightarrow \\ \Rightarrow t_{nab} &= \frac{m_A \cdot c_{p_A} \cdot (T_{A_2} - T_{A_1})}{\dot{Q}_{CH}} = \\ &= \frac{1,937 \cdot 10^6 \cdot 4,2 \cdot (110 - 60)}{12,97} = 8,712 \text{ hod} \end{aligned} \quad (2.46)$$

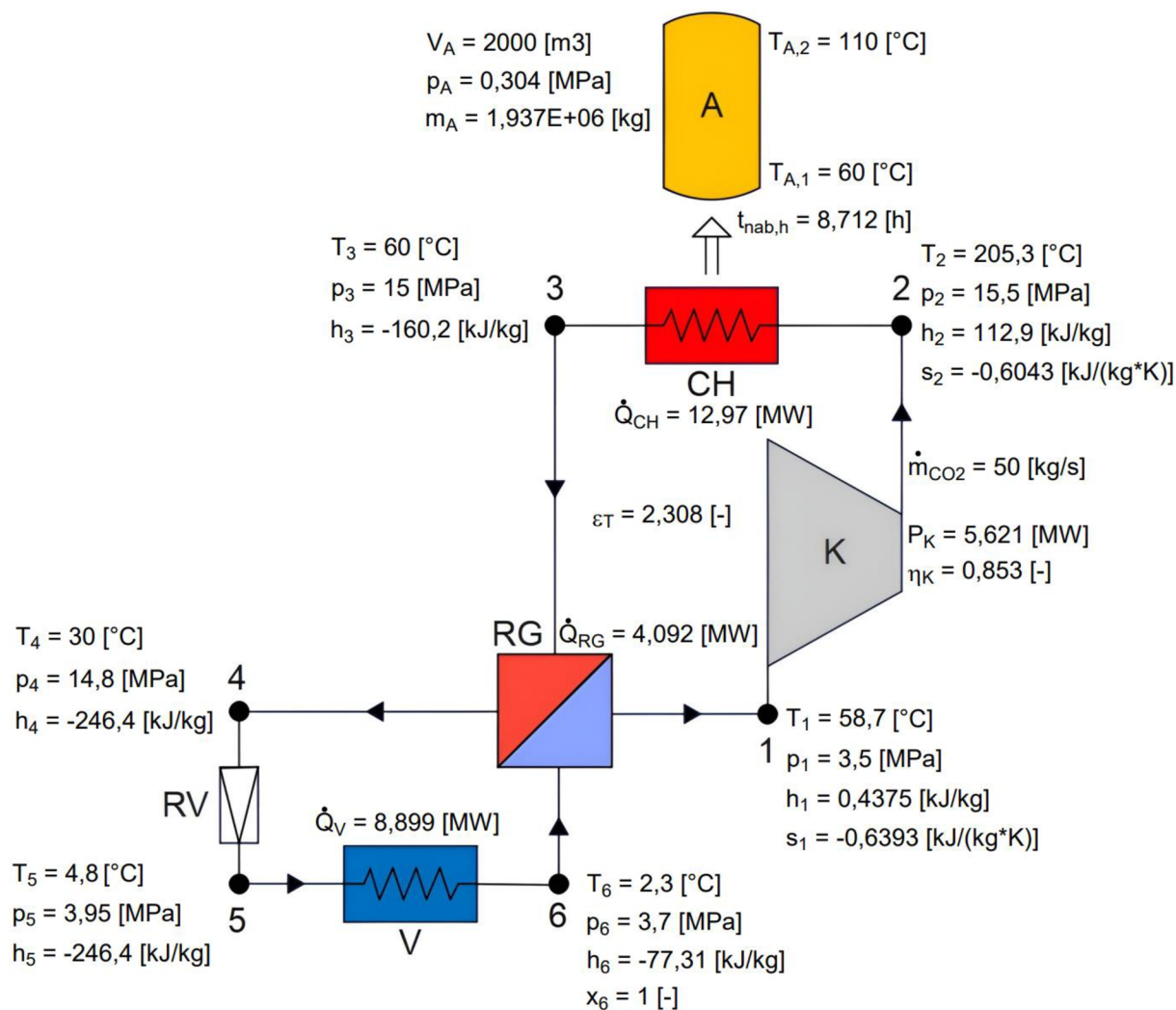
2.10 Tabulka hodnot v jednotlivých bodech, schéma oběhu a T-s diagram

V následující tabulce – Tab. 2.1 jsou uvedeny hodnoty teploty, tlaku, entalpie, entropie a v jednom bodu i suchosti v jednotlivých bodech oběhu.

Tab. 2.1: Hodnoty veličin v jednotlivých bodech oběhu s tepelným čerpadlem.

Bod č.	Teplota [°C]	Tlak [MPa]	Entalpie [kJ/kg]	Entropie [kJ/(kg·K)]	Suchost [-]
1	58,7	3,5	0,4375	-0,6393	
2	205,3	15,5	112,9	-0,6043	
3	60	15	-160,2	-1,304	
4	30	14,8	-246,4	-1,574	
5	4,8	3,95	-246,4	-1,523	
6	2,3	3,7	-77,31	-0,9066	1

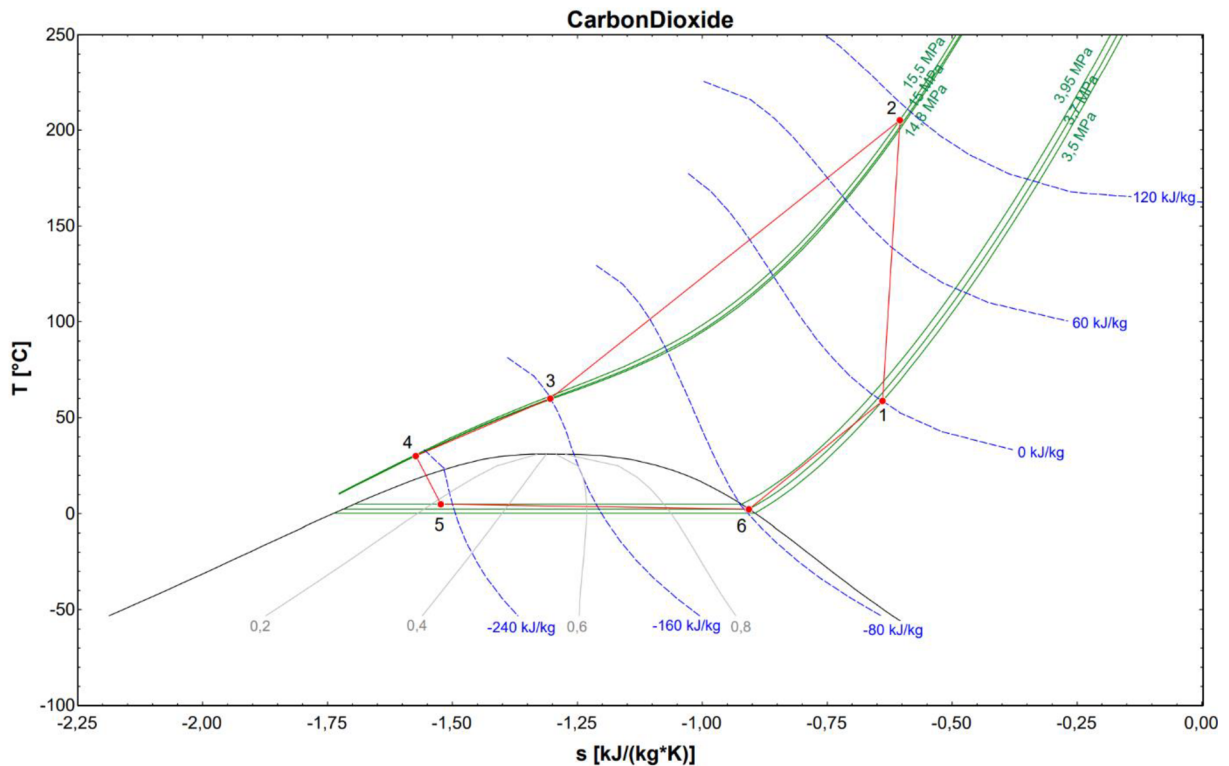
Na Obr. 2.2 je znázorněno schéma celého oběhu s tepelným čerpadlem a některými hodnotami pro lepší orientaci v celém oběhu. Původní obrázek schématu byl vytvořen v programu EdrawMax. Jedná se o program společnosti Wondershare, který je určen zejména pro vytváření schémat, toků, myšlenkových map atd. [35]. Dále bylo toto schéma vloženo do programu EES, kde byly do schématu doplněny dané hodnoty.



Obr. 2.2: Schéma oběhu s tepelným čerpadlem.

K – kompresor, CH – chladič, V – výparník, RG – regenerátor, RV – redukční ventil, A – akumulární nádrž

Na Obr. 2.3 je zobrazen celý oběh s tepelným čerpadlem v T-s diagramu. T-s diagram byl vytvořen opět v programu EES. Znázorněné body jsou spojeny pouze lineárně, nejde o reálný průběh. Např. spojnice bodů 2–3 by měla průběhem kopírovat přilehlé izobary.



Obr. 2.3: T-s diagram oběhu s tepelným čerpadlem.

2.11 Vyhodnocení návrhu

Byl navrhnut oběh tepelného čerpadla. Požadovaný tepelný výkon, tedy zde výkon chladiče, byl přesáhnut. Původní hodnota byla nastavena na 8,6 MW, výsledná hodnota výkonu chladiče je ale 12,97 MW. Záměrem ale bylo, aby oběh dosáhl co nejvyššího topného faktoru. Při požadované hodnotě měl totiž oběh nižší topný faktor než při výsledné hodnotě, proto byl výkon navýšen. Při dalším zvyšování parametrů média už topný faktor nenarůstal, ale klesal. Byla tedy sice přesáhnuta hodnota výkonu ze zadání, ale nucené snižování výkonu chladiče by bylo dle mého názoru nevýhodné i vzhledem k aplikaci oběhu. Oběh i tak moc vysokého topného faktoru nedosáhl, avšak stále se nachází v oblasti průměrných hodnot.

Daný návrh je ale dle mého názoru vydařený. Oběh je poháněn levnou energií z obnovitelných zdrojů, přijímá teplo z okolního vzduchu a s dostatečným topným faktorem vyrábí tepelnou energii. Tu je možné v případě nadbytku ukládat do akumulárních nádrží. Oběh tepelného čerpadla tedy splnil všechny požadované body návrhu.

3 Návrh oběhu s turbínou pro vyšší parametry

3.1 Určující parametry návrhu

Oběh s turbínou má za úkol v případě nedostatku elektrické energie přeměnit tepelnou energii akumulovanou v akumulární nádrži právě na elektrickou energii. Jelikož byla navrhována maximální a minimální teplota akumulární nádrže, bude oběh počítán dvakrát, jednou pro vyšší teplotu, tedy 110 °C, a jednou pro nižší teplotu, tedy 60 °C. Jako první bude popsán oběh s turbínou pro vyšší parametry.

Oběh s turbínou byl navrhnout dle Organického Rankin Clausiova (ORC) cyklu. Jde o modifikaci klasického Rankin Clausiova cyklu, místo klasické vody je užito jiné médium, zejména chladiva nebo organické sloučeniny. Zde bude právě využit oxid uhličitý jako médium. Oběh se skládá z turbíny, napájecího čerpadla, ohříváku, kondenzátoru a regenerátoru. Teplo bude do cyklu dodáváno z akumulární nádrže v ohříváku a odváděno bude v kondenzátoru. Kondenzátor bude tzv. vzduchem chlazený kondenzátor, kde je teplo odebíráno okolním vzduchem.

Tlak v kondenzátoru je dán právě tím, aby bylo možné médium chladit okolním vzduchem. Bylo opět počítáno s průměrnou teplotou vzduchu v Brně zmiňovanou u oběhu s tepelným čerpadlem (11,2 °C). Při této teplotě a dostatečné teplotní diferenci byl navrhnout nejnižší tlak na 5 MPa se saturační teplotou 14,3 °C. Byl také zadán výkon turbíny, která měla dosáhnout 9,5 MW. Dále je určena maximální teplota v cyklu, dosažená za ohřívákem, dle vyšší teploty vody v akumulární nádrži, tedy 110 °C.

Bylo provedeno několik iterací s parametry, konstrukcí a celkovou realizací oběhu. Po zvážení všech řešení a po konzultacích s vedoucím diplomové práce byl vytvořen finální návrh oběhu s turbínou. Tato konečná verze bude popsána níže.

3.2 Výpočet jednotlivých bodů oběhu

3.2.1 Stlačení v napájecím čerpadle

Parametry média na vstupu do napájecího čerpadla (první bod oběhu) jsou:

$$T_1 = 14,3 \text{ °C} \quad (3.1)$$

$$p_1 = 5 \text{ MPa} \quad (3.2)$$

$$h_1 = -268,9 \text{ kJ/kg} \quad (3.3)$$

$$s_1 = -1,61 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \quad (3.4)$$

$$x_1 = 0 \quad (3.5)$$

K těmto hodnotám se dostane po popsání posledního bodu oběhu. Napájecí čerpadlo stlačuje médium na určený tlak (druhý bod oběhu):

$$p_2 = 11 \text{ MPa} \quad (3.6)$$

Stlačení v napájecím čerpadle je považováno za adiabatický děj s malým nárůstem entropie:

$$s_2 = s_1 + \Delta s_{N\check{C}} = -1,61 + 0,003 = -1,607 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \quad (3.7)$$

Teplota a entalpie jsou následně určeny pomocí integrovaných funkcí programu EES pro CO₂ pomocí tlaku a entropie:

$$T_2 = f(p_2, s_2) = 21,9 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.8)$$

$$h_2 = f(p_2, s_2) = -260,9 \text{ kJ/kg} \quad (3.9)$$

3.2.2 Předání tepla v regenerátoru (ohřívání studeného média)

Do oběhu s turbínou pro vyšší parametry byl zařazen i regenerátor. Po výstupu z turbíny má médium stále vysoké parametry a je proto výhodné využít tepla horkého média na ohřátí chladného. Díky tomu je navýšena účinnost cyklu. Navíc je i kvůli návrhu kondenzátoru vhodné, aby do něho vstupovala média o podobných parametrech v obou variantách oběhu s turbínou. Z tohoto důvodu je tedy nutné odebrat médium za turbínou teplo.

Médium se tedy dostává do regenerátoru, kde se ohřívá teplem od ochlazovaného média (třetí bod oběhu). Entalpie je určena z výkonu regenerátoru, výpočet této hodnoty bude uveden níže:

$$h_3 = f(\dot{Q}_{RG}) = -212,9 \text{ kJ/kg} \quad (3.10)$$

Tlak se určí odečtením poklesu tlaku v regenerátoru a teplota jako funkce tlaku a entalpie:

$$p_3 = p_2 - \Delta p_{RG} = 11 - 0,15 = 10,85 \text{ MPa} \quad (3.11)$$

$$T_3 = f(p_3, h_3) = 37,6 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.12)$$

Entropie by byla určena opět pomocí funkce tlaku a entalpie. Nejedná se ale o důležitou hodnotu. Stejně jako u výpočtu oběhu s tepelným čerpadlem nebudou hodnoty entropií obvykle popisovány, pouze v případech, kdy jsou hodnoty důležité pro výpočet. Každopádně bude na konci výpočtu uvedena tabulka se všemi hodnotami ve všech bodech, včetně hodnot entropie.

3.2.3 Dodání tepla v ohříváku

Po výstupu z regenerátoru médium prochází ohřívákem, kde přijímá teplo z akumulární nádrže a ohřívá se (čtvrtý bod oběhu) na teplotu, danou vyšší teplotou akumulární nádrže:

$$T_4 = 110 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.13)$$

Tlak poklesne o tlakovou ztrátu ohříváku:

$$p_4 = p_3 - \Delta p_O = 10,85 - 0,35 = 10,5 \text{ MPa} \quad (3.14)$$

Hodnoty entalpie a entropie jsou určeny jako funkce teploty a tlaku:

$$h_4 = f(T_4, p_4) = 8,471 \text{ kJ/kg} \quad (3.15)$$

$$s_4 = f(T_4, p_4) = -0,7864 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \quad (3.16)$$

3.2.4 Expanze v turbíně

Médium za ohřívákem vstupuje do turbíny, kde proběhne expanze (pátý bod oběhu). Jedná se o adiabatickou expanzi s mírným nárůstem entropie:

$$s_5 = s_4 + \Delta s_T = -0,7864 + 0,01 = -0,7764 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \quad (3.17)$$

CO₂ expanduje až do zvoleného tlaku (výše zvolený tlak za kondenzátorem navýšený o tlakovou ztrátu v kondenzátoru a regenerátoru):

$$p_5 = 5,45 \text{ MPa} \quad (3.18)$$

Teplota a entalpie se následně určí pomocí tlaku a entropie:

$$T_5 = f(p_5, s_5) = 56,5 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.19)$$

$$h_5 = f(p_5, s_5) = -21,99 \text{ kJ/kg} \quad (3.20)$$

3.2.5 Předání tepla v regenerátoru (ochlazování horkého média)

Po expanzi v turbíně oběh pokračuje ochlazováním horkého média v regenerátoru (šestý bod oběhu), který dané teplo předává chladnému médiu. Médium je ochlazeno na teplotu:

$$T_6 = 23 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.21)$$

Dané teploty bylo dosaženo iteračně. Ohled byl brán na maximální možné množství tepla, které je možné médiu odebrat, ale aby zároveň bylo dosaženo co nejvyšší účinnosti a aby také nebyl porušen druhá zákon termodynamiky.

Bylo počítáno s tlakovou ztrátou v regenerátoru, takže tlak poklesl na hodnotu:

$$p_6 = p_5 - \Delta p_{RG} = 5,45 - 0,15 = 5,3 \text{ MPa} \quad (3.22)$$

Entalpie je určena jako funkce teploty a tlaku pomocí programu EES:

$$h_6 = f(T_6, p_6) = -75,2 \text{ kJ/kg} \quad (3.23)$$

3.2.6 Kondenzace v kondenzátoru

Médium nakonec vstupuje do kondenzátoru, kde je mu odebíráno teplo venkovním vzduchem. Zde se ochlazuje prvně na sytou páru a následně kondenzuje na sytou kapalinu (opět první bod oběhu) se suchostí:

$$x_1 = 0 \quad (3.24)$$

Tlak klesá kvůli poklesu tlaku v kondenzátoru na nejnižší tlak v oběhu:

$$p_1 = p_6 - \Delta p_K = 5,3 - 0,3 = 5 \text{ MPa} \quad (3.25)$$

Teplota je určena jako saturační teplota pro daný tlak a hodnoty entalpie a entropie jsou určeny pomocí funkce dle daného tlaku pro sytou kapalinu:

$$T_1 = f(p_1) = 14,3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.26)$$

$$h_1 = f(p_1, x_1) = -268,9 \text{ kJ/kg} \quad (3.27)$$

$$s_1 = f(p_1, x_1) = -1,61 \text{ kJ/kg} \quad (3.28)$$

Takto byly určeny hodnoty prvního bodu, které byly zmíněny na začátku výpočtu a celý oběh se tím uzavírá.

3.3 Výpočet výkonů a příkonu

Hodnota hmotnostního toku byla určena iteračním výpočtem s ohledem na hodnoty hmotnostních toků ve výše zmíněných realizovaných projektech. Bylo zámkou dosáhnout co nejlepších parametrů v oběhu a co nejvyšší účinnosti. Hodnota byla zvolena na:

$$\dot{m}_{CO_2} = 100 \text{ kg/s} \quad (3.29)$$

Výkon turbíny byl vypočítán jako rozdíl příslušných entalpií vynásobený hmotnostním tokem média. Účinnost turbíny je již započítána v parametrech, protože se počítalo s nárůstem entropie při expanzi (účinnost bude i samostatně vypočítána níže):

$$P_T = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_4 - h_5) = 100 \cdot (8,471 - (-21,99)) = 3,046 \text{ MW} \quad (3.30)$$

Příkon potřebný pro pohon napájecího čerpadla se vypočítal obdobně a účinnost je také zahrnuta v parametrech:

$$P_{N\check{c}} = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_2 - h_1) = 100 \cdot (-260,9 - (-268,9)) = 0,7999 \text{ MW} \quad (3.31)$$

Tepelný výkon ohříváku byl určen opět jako součin hmotnostního toku média a rozdílu příslušných entalpií, navíc podělen účinností ohříváku, jejíž hodnota byla zvolena dle obvyklých hodnot. Účinností bylo vyděleno, protože ohřívák musí být lehce naddimenzován, aby byly zajištěny dané parametry.

$$\dot{Q}_O = \frac{\dot{m}_{CO_2} \cdot (h_4 - h_3)}{\eta_O} = \frac{100 \cdot (8,471 - (-212,9))}{0,95} = 23,3 \text{ MW} \quad (3.32)$$

Určení potřebného tepelného výkonu kondenzátoru proběhlo obdobným způsobem jako u ohříváku:

$$\dot{Q}_K = \frac{\dot{m}_{CO_2} \cdot (h_6 - h_1)}{\eta_K} = \frac{100 \cdot (-75,2 - (-268,9))}{0,95} = 20,39 \text{ MW} \quad (3.33)$$

3.3.1 Výkon regenerátoru

Výkon regenerátoru byl vypočítán jako součin hmotnostního toku média, rozdílu příslušných entalpií a účinností regenerátoru, která byla opět zvolena dle podobných realizací. Nejprve byl spočítán výkon, který byl odebrán ochlazovanému horkému médiu:

$$\dot{Q}_{RG} = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_6 - h_5) \cdot \eta_{RG} = 100 \cdot (-75,2 - (-21,99)) = 5,055 \text{ MW} \quad (3.34)$$

Tento výkon byl poté předán ohřivanému chladnému médiu. Vzorec pro výpočet je obdobný pouze se účinností regenerátoru násobí jeho výkon. Protože výkon byl už určen, může být ze vzorce vyjádřena entalpie v třetím bodě:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{RG} \cdot \eta_{RG} &= \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_3 - h_2) \Rightarrow h_3 = h_2 + \frac{\dot{Q}_{RG} \cdot \eta_{RG}}{\dot{m}_{CO_2}} = \\ &= -260,9 + \frac{5,055 \cdot 0,95}{100} = -212,9 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (3.35)$$

Takto byla získána entalpie v třetím bodě, která byla použita v předešlých výpočtech.

3.4 Výpočet účinností turbíny, napájecího čerpadla a celého oběhu

Výpočet účinností turbíny a napájecího čerpadla byl proveden dle [34]. Zjednodušený výpočet účinností turbíny se spočítá jako poměr reálné expanze v turbíně vůči ideální, tedy izoentropické expanzi v turbíně.

Při izoentropické expanzi v turbíně:

$$s_{5,iz} = s_4 = -0,7864 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \quad (3.36)$$

Entalpie při uvažování izoentropické expanze se určí jako funkce tlaku a entropie při izoentropickém ději:

$$h_{5,iz} = f(p_5, s_{5,iz}) = -25,28 \text{ kJ/kg} \quad (3.37)$$

Reálná měrná práce turbíny se zjednodušeně rovná entalpického spádu reálné expanze v turbíně a je vypočtena jako:

$$a_T = \Delta h_T = (h_4 - h_5) = (8,471 - (-21,99)) = 30,46 \text{ kJ/kg} \quad (3.38)$$

Izoentropická měrná práce turbíny, a tedy i při zjednodušení entalpický spád izoentropické expanze je určena:

$$\begin{aligned} a_{T,iz} = \Delta h_{T,iz} &= (h_4 - h_{5,iz}) = (8,471 - (-25,28)) = \\ &= 33,75 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (3.39)$$

Účinnost turbíny je poté vypočtena jako:

$$\eta_T = \frac{a_T}{a_{T,iz}} = \frac{30,46}{33,75} = 0,9027 = 90,27 \% \quad (3.40)$$

Některé tepelné turbíny přesahují účinností 90 %, parní turbíny až 92 % [34]. Vypočtená hodnota účinnosti turbíny má tedy reálnou hodnotu.

Účinnost napájecího čerpadla je vypočítána obdobným způsobem. Při zjednodušení je možné určit účinnost jako podíl izoentropického stlačení v napájecím čerpadle ku reálnému stlačení v napájecím čerpadle.

Izoentropické stlačení v napájecím čerpadle:

$$s_{2,iz} = s_1 = -1,61 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \quad (3.41)$$

Entalpie při izoentropickém stlačení:

$$h_{2,iz} = f(p_2, s_{2,iz}) = -261,8 \text{ kJ}/\text{kg} \quad (3.42)$$

Reálná měrná práce napájecího čerpadla, a tedy i entalpický spád reálného stlačení v napájecím čerpadle:

$$a_{N\check{c}} = \Delta h_{N\check{c}} = (h_2 - h_1) = (-260,9 - (-268,9)) = 7,999 \text{ kJ}/\text{kg} \quad (3.43)$$

Izoentropická měrná práce napájecího čerpadla, která se rovná entalpickému spádu izoentropického stlačení:

$$a_{N\check{c},iz} = \Delta h_{N\check{c},iz} = (h_{2,iz} - h_1) = (-261,8 - (-268,9)) = 7,115 \text{ kJ}/\text{kg} \quad (3.44)$$

Účinnost napájecího čerpadla:

$$\eta_{N\check{c}} = \frac{a_{N\check{c},iz}}{a_{N\check{c}}} = \frac{7,115}{7,999} = 0,8894 = 88,94 \% \quad (3.45)$$

Maximální dosažitelná účinnost některých čerpadel přesáhne 90 % [34], proto se tedy jedná o vhodnou hodnotu účinnosti napájecího čerpadla.

Celková účinnost oběhu s turbínou pro vyšší parametry byla vypočítána podle klasického vzorce. Jedná se o práci, kterou oběh vykoná podělenou dodaným teplem do oběhu:

$$\eta_c = \frac{a_0}{\dot{Q}_o} = \frac{\dot{Q}_o - \dot{Q}_K}{\dot{Q}_o} = 1 - \frac{\dot{Q}_K}{\dot{Q}_o} = 1 - \frac{20,39}{23,3} = 0,1249 = 12,49 \% \quad (3.46)$$

3.5 Tabulka hodnot v jednotlivých bodech, schéma oběhu a T-s diagram

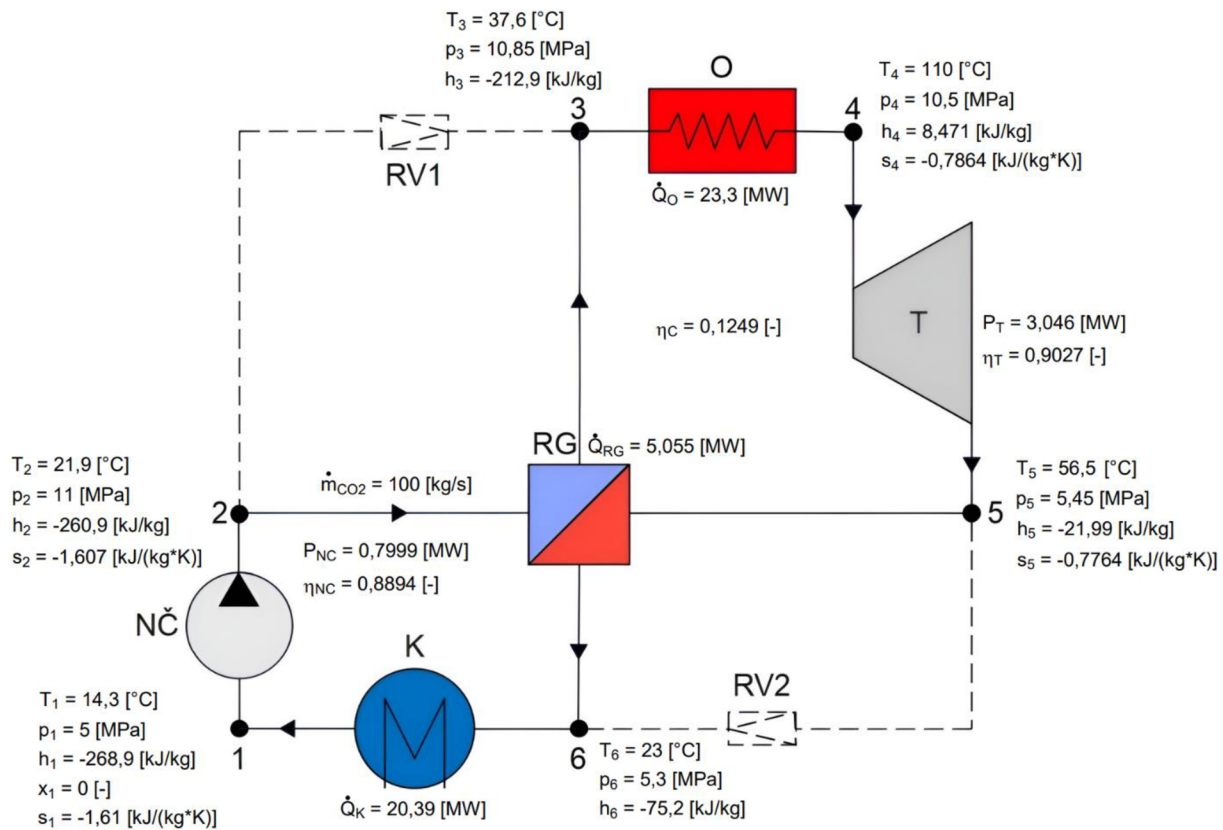
V Tab. 3.1 byly shrnuty jednotlivé parametry v hlavních bodech navrhovaného oběhu. Jde o hodnoty teplot, tlaků, entalpií, entropií a v jednom bodě i hodnota suchosti.

Tab. 3.1: Hodnoty veličin v jednotlivých bodech oběhu s turbínou pro vyšší parametry.

Bod č.	Teplota [°C]	Tlak [MPa]	Entalpie [kJ/kg]	Entropie [kJ/(kg·K)]	Suchost [-]
1	14,3	5	-268,9	-1,61	0
2	21,9	11	-260,9	-1,607	
3	37,6	10,85	-212,9	-1,448	
4	110	10,5	8,471	-0,7864	
5	56,5	5,45	-21,99	-0,7764	
6	23	5,3	-75,2	-0,9436	

Návrh schématu zařízení akumulární teplárny s CO₂ oběhem a výpočet jeho parametrů

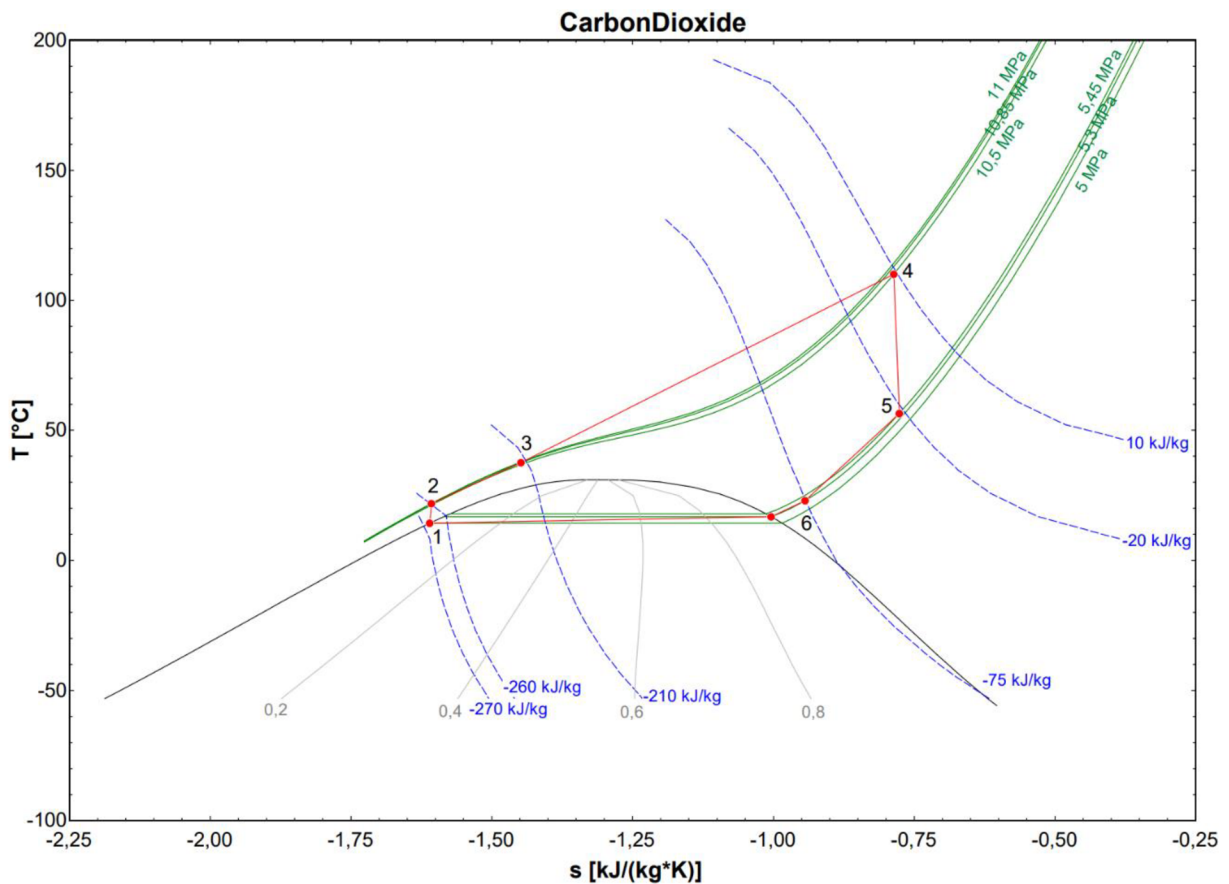
Schéma oběhu s turbínou pro vyšší parametry je na Obr. 3.1. Součástí schématu jsou pro přehlednost i důležité hodnoty v jednotlivých bodech a pro daná zařízení. Schéma bylo vytvořeno v programu EdrawMax a pomocí programu EES do něho byly přidány dané hodnoty.



Obr. 3.1: Schéma oběhu s turbínou pro vyšší parametry.

T – turbína, $NČ$ – napájecí čerpadlo, O – ohřívák, K – kondenzátor, RG – regenerátor

T-s diagram oběhu je zobrazen na Obr. 3.2. Diagram byl vytvořen v programu EES. Jednotlivé body jsou propojeny pouze lineárně, proto není zobrazení dokonalé. Příkladem je spojnice bodů 3–4, která by správně měla mít podobný průběh jako blízké izobary. Neoznačený bod na křivce pro sytou páru byl vytvořen pouze pro lepší průběh oběhu v diagramu.



Obr. 3.2: T-s diagram oběhu s turbínou pro vyšší parametry.

3.6 Vyhodnocení oběhu

Byl proveden návrh oběhu s turbínou pro vyšší parametry, oběh dosahuje tedy vyšší teploty vody v akumulární nádrži – 110 °C. Výkon turbíny dosáhnul 3,046 MW. Dle zadání měl být elektrický výkon 9,6 MW, takového výkonu ale nebylo možno dosáhnout.

Turbína by teoreticky mohla expandovat do nižších tlaků, a tím dosáhnout vyššího výkonu, ale bylo uvažováno, aby byla stejná turbína pro oba oběhy – s vyššími a nižšími parametry. Z popisu oběhu s turbínou pro nižší parametry, který bude uveden níže, bude patrné, že expanze už nemohla proběhnout do nižších tlaků. Navíc také není expanze do nižšího tlaku možná z důvodu, aby bylo možné nechat odebírat teplo v kondenzátoru okolním vzduchem.

Výkon turbíny mohl být ještě navýšen vyšším průtokem média v oběhu. Ten byl ale už oproti předchozímu oběhu s tepelným čerpadlem navýšen na dvojnásobek, z 50 kg/s na 100 kg/s. Pro dosažení daného výkonu by musel být ještě několikrát navýšen a to už by nebylo chtěné a ani realizovatelné.

Nevyužitý potenciál média v turbíně byl alespoň jako teplo předán do regenerátoru, který tím zvýšil účinnost celého cyklu. Ta nedosáhla zvláště velké hodnoty, pouze 12,49 %. Ale ORC oběhy, o který se vlastně jedná, dosahují podobných účinností, takže to bylo předpokládáné.

Oběh tedy bohužel nedokázal dosáhnout zadaných parametrů a ani nedosahuje vysoké účinnosti. Svůj účel je ale schopen splnit. Dokáže při potřebě vyrábět elektrickou energii z nakumulované tepelné energie v akumulární nádrži. A daná vlastnost může být i přes nepříznivé parametry výhodná při potřebné regulaci v elektrizační soustavě.

4 Návrh oběhu s turbínou pro nižší parametry

4.1 Určující parametry návrhu

Oběh s turbínou pro nižší parametry je téměř stejný jako oběh pro vyšší parametry. Typ oběhu je obdobný, tedy ORC cyklus. Oběh má kromě stejných částí, tedy turbíny, napájecího čerpadla, ohříváku a kondenzátoru, navíc ještě dva redukční ventily, jejich funkce bude popsána níže. Teplo je do oběhu dodáváno z akumulární nádrže do ohříváku a odváděno v kondenzátoru. Kondenzátor zůstává také stejný, tedy vzduchem chlazený kondenzátor, a teplo je odváděno okolním vzduchem.

Tlak v kondenzátoru je nastaven na stejnou hodnotu ze stejných důvodů jako u oběhu s vyššími parametry. Opět bylo počítáno s průměrnou teplotou vzduchu v Brně – 11,2 °C a tlak byl tedy i s dostatečnou diferencí nastaven na 5 MPa se saturační teplotou 14,28 °C. Zadání výkonu turbíny zůstává také stejné – 9,5 MW. Maximální teplota v cyklu, které je dosaženo za ohřívákem, je dána nižší teplotou vody v akumulární nádrži, tedy 60 °C.

Po provedení několika iterací s parametry, konstrukcí a celkovou realizací oběhu bylo dosaženo finálního řešení s finálními hodnotami. Po zvážení všech řešení a konzultacích s vedoucím diplomové práce byl vytvořen finální návrh oběhu. Varianty byly opět propočítány a konzultovány s vedoucím diplomové práce. Následuje tedy popis konečné verze návrhu. Jelikož se jedná o téměř stejný výpočet nebude už výpočet tak detailně popisován a budou uváděny přímo výpočty. Více rozepsány budou odlišné části oproti předchozímu oběhu.

4.2 Výpočet jednotlivých bodů oběhu

4.2.1 Stlačení v napájecím čerpadle

Hodnoty veličin oxidu uhličitého před napájecím čerpadlem (první bod oběhu) jsou:

$$T_1 = 14,3 \text{ °C} \quad (4.1)$$

$$p_1 = 5 \text{ MPa} \quad (4.2)$$

$$h_1 = -268,9 \text{ kJ/kg} \quad (4.3)$$

$$s_1 = -1,61 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \quad (4.4)$$

$$x_1 = 0 \quad (4.5)$$

Parametry po výstupu z napájecího čerpadla (druhý bod oběhu) jsou:

$$p_2 = 11 \text{ MPa} \quad (4.6)$$

$$s_2 = s_1 + \Delta s_{N\check{c}} = -1,61 + 0,003 = -1,607 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \quad (4.7)$$

$$T_2 = f(p_2, s_2) = 21,9 \text{ °C} \quad (4.8)$$

$$h_2 = f(p_2, s_2) = -260,9 \text{ kJ/kg} \quad (4.9)$$

4.2.2 Izoentalpické škrcení v prvním redukčním ventilu

V předchozím oběhu byl zařazen regenerátor. Nicméně v tomto oběhu pro nižší parametry by bylo jeho použití bezúčelné, médium totiž v turbíně vyexpanduje přímo do oblasti mokré páry. Není tedy potřeba odebrat médium žádné teplo a ani by to nebylo termodynamicky výhodné.

Jelikož ale byla v regenerátoru započítána tlaková ztráta, je zde potřeba zařadit místo regenerátoru redukční ventily. Oba oběhy totiž budou používat stejná zařízení, včetně turbíny

a napájecího čerpadla. Redukční ventily tedy mají za úkol snížit tlak o danou tlakovou ztrátu regenerátoru, aby byly zajištěny stejné parametry na jednotlivých zařízeních, zejména na lopatkových strojích. V oběhu tedy bude vždy regenerátor nahrazen redukčním ventilem.

Médium tedy dorazilo do prvního redukčního ventilu, zde se izoentalpicky seškrtní (třetí bod oběhu) na nižší tlak:

$$p_3 = 10,85 \text{ MPa} \quad (4.10)$$

Hodnota entalpie zůstává samozřejmě při izoentalpickém škrcení stejná:

$$h_3 = h_2 = -260,9 \text{ kJ/kg} \quad (4.11)$$

A teplota je určena jako funkce tlaku a entalpie:

$$T_3 = f(p_3, h_3) = 21,8 \text{ °C} \quad (4.12)$$

4.2.3 Dodání tepla v ohříváku

Po průchodu ohřívákem (čtvrtý bod oběhu), má médium parametry:

$$T_4 = 60 \text{ °C} \quad (4.13)$$

$$p_4 = p_3 - \Delta p_O = 10,85 - 0,35 = 10,5 \text{ MPa} \quad (4.14)$$

$$h_4 = f(T_4, p_4) = -91,59 \text{ kJ/kg} \quad (4.15)$$

$$s_4 = f(T_4, p_4) = -1,069 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \quad (4.16)$$

4.2.4 Expanze v turbíně

Médium následně vyexpanduje v turbíně (pátý bod oběhu) a dosáhne parametrů:

$$s_5 = s_4 + \Delta s_T = -1,069 + 0,0065 = -1,0625 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \quad (4.17)$$

$$p_5 = 5,45 \text{ MPa} \quad (4.18)$$

$$T_5 = f(p_5, s_5) = 17,9 \text{ °C} \quad (4.19)$$

$$h_5 = f(p_5, s_5) = -109 \text{ kJ/kg} \quad (4.20)$$

$$x_5 = f(p_5, s_5) = 0,9129 \quad (4.21)$$

Je zde určena i suchost po expanzi v turbíně. Médium se totiž po expanzi nachází v oblasti mokré páry.

4.2.5 Izoentalpické škrcení v druhém redukčním ventilu

Médium je po expanzi v turbíně vedeno do druhého redukčního ventilu, kde se opět izoentalpicky seškrtní na nižší tlak, aby se nahradila tlaková ztráta v regenerátoru. Médium je tedy seškrtno na tlak:

$$p_6 = 5,3 \text{ MPa} \quad (4.22)$$

Entalpie zůstává při izentalpickém škrcení stejná:

$$h_6 = h_5 = -109 \text{ kJ/kg} \quad (4.23)$$

A teplota je následně vypočtena pomocí ESS jako funkce tlaku a entalpie:

$$T_6 = f(p_6, h_6) = 16,7 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4.24)$$

4.2.6 Kondenzace v kondenzátoru

Médium po šeskrčení nakonec zkondenzuje v kondenzátoru. Po kondenzaci (opět první bod oběhu) má parametry:

$$x_1 = 0 \quad (4.25)$$

$$p_1 = p_6 - \Delta p_K = 5,3 - 0,3 = 5 \text{ MPa} \quad (4.26)$$

$$T_1 = f(p_1) = 14,3 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4.27)$$

$$h_1 = f(p_1, x_1) = -268,9 \text{ kJ/kg} \quad (4.28)$$

$$s_1 = f(p_1, x_1) = -1,61 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \quad (4.29)$$

Tímto způsobem bylo dosaženo hodnot, které byly uvedeny na začátku výpočtu. Následně se celý oběh opět opakuje.

4.3 Výpočet výkonů a příkonu

Hmotnostní tok byl zvolen pomocí iteračního výpočtu, aby oběh dosáhl dobrých parametrů a účinnosti, v potaz byly brány i vzorové hodnoty z již existujících projektů zmíněných výše. Následně byl pomocí hmotnostního toku a rozdílu příslušných entalpií, případně i účinností, vypočten výkon turbíny, příkon čerpadla, tepelný výkon ohříváku a kondenzátoru:

$$\dot{m}_{CO_2} = 100 \text{ kg/s} \quad (4.30)$$

$$P_T = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_4 - h_5) = 100 \cdot (-91,59 - (-109)) = 1,743 \text{ MW} \quad (4.31)$$

$$P_{N\check{c}} = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_2 - h_1) = 100 \cdot (-260,9 - (-268,9)) = 0,7999 \text{ MW} \quad (4.32)$$

$$\dot{Q}_O = \frac{\dot{m}_{CO_2} \cdot (h_4 - h_3)}{\eta_O} = \frac{100 \cdot (-91,59 - (-260,9))}{0,95} = 17,82 \text{ MW} \quad (4.33)$$

$$\dot{Q}_K = \frac{\dot{m}_{CO_2} \cdot (h_6 - h_1)}{\eta_K} = \frac{100 \cdot (-75,2 - (-268,9))}{0,95} = 20,39 \text{ MW} \quad (4.34)$$

4.4 Výpočet účinností turbíny, napájecího čerpadla a celého oběhu

Účinnosti turbíny a napájecího čerpadla byly vypočítány podle [34] a to tak, že účinnosti se zjednodušeně vypočítají porovnáním izoentropického a reálného děje. Celková účinnost oběhu se vypočítá dle obvyklého vzorce – vykonaná práce podělená dodaným teplem:

$$s_{5,iz} = s_4 = -1,069 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \quad (4.35)$$

$$h_{5,iz} = f(p_5, s_{5,iz}) = -110,9 \text{ kJ}/\text{kg} \quad (4.36)$$

$$a_T = \Delta h_T = (h_4 - h_5) = (-91,59 - (-109)) = 17,43 \text{ kJ}/\text{kg} \quad (4.37)$$

$$a_{T,iz} = \Delta h_{T,iz} = (h_4 - h_{5,iz}) = (-91,59 - (-110,9)) = 19,32 \text{ kJ}/\text{kg} \quad (4.38)$$

$$\eta_T = \frac{a_T}{a_{T,iz}} = \frac{17,43}{19,32} = 0,9021 = 90,21 \% \quad (4.39)$$

Účinnost tepelných turbín může přesáhnout 90 %, u parních se pohybuje až okolo 92 % [34]. Jedná se tedy o reálnou hodnotu účinnosti turbíny.

$$s_{2,iz} = s_1 = -1,61 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \quad (4.40)$$

$$h_{2,iz} = f(p_2, s_{2,iz}) = -261,8 \text{ kJ}/\text{kg} \quad (4.41)$$

$$a_{N\check{c}} = \Delta h_{N\check{c}} = (h_2 - h_1) = (-260,9 - (-268,9)) = 7,999 \text{ kJ}/\text{kg} \quad (4.42)$$

$$a_{N\check{c},iz} = \Delta h_{N\check{c},iz} = (h_{2,iz} - h_1) = (-261,8 - (-268,9)) = 7,115 \text{ kJ}/\text{kg} \quad (4.43)$$

$$\eta_{N\check{c}} = \frac{a_{N\check{c},iz}}{a_{N\check{c}}} = \frac{7,115}{7,999} = 0,8894 = 88,94 \% \quad (4.44)$$

Některá čerpadla dosahují maximální účinnosti i přes 90 % [34]. Hodnota účinnosti napájecího čerpadla se tedy nachází v reálných mezích.

$$\eta_c = \frac{a_0}{\dot{Q}_0} = \frac{\dot{Q}_0 - \dot{Q}_K}{\dot{Q}_0} = 1 - \frac{\dot{Q}_K}{\dot{Q}_0} = 1 - \frac{16,83}{17,82} = 0,05567 = 5,567 \% \quad (4.45)$$

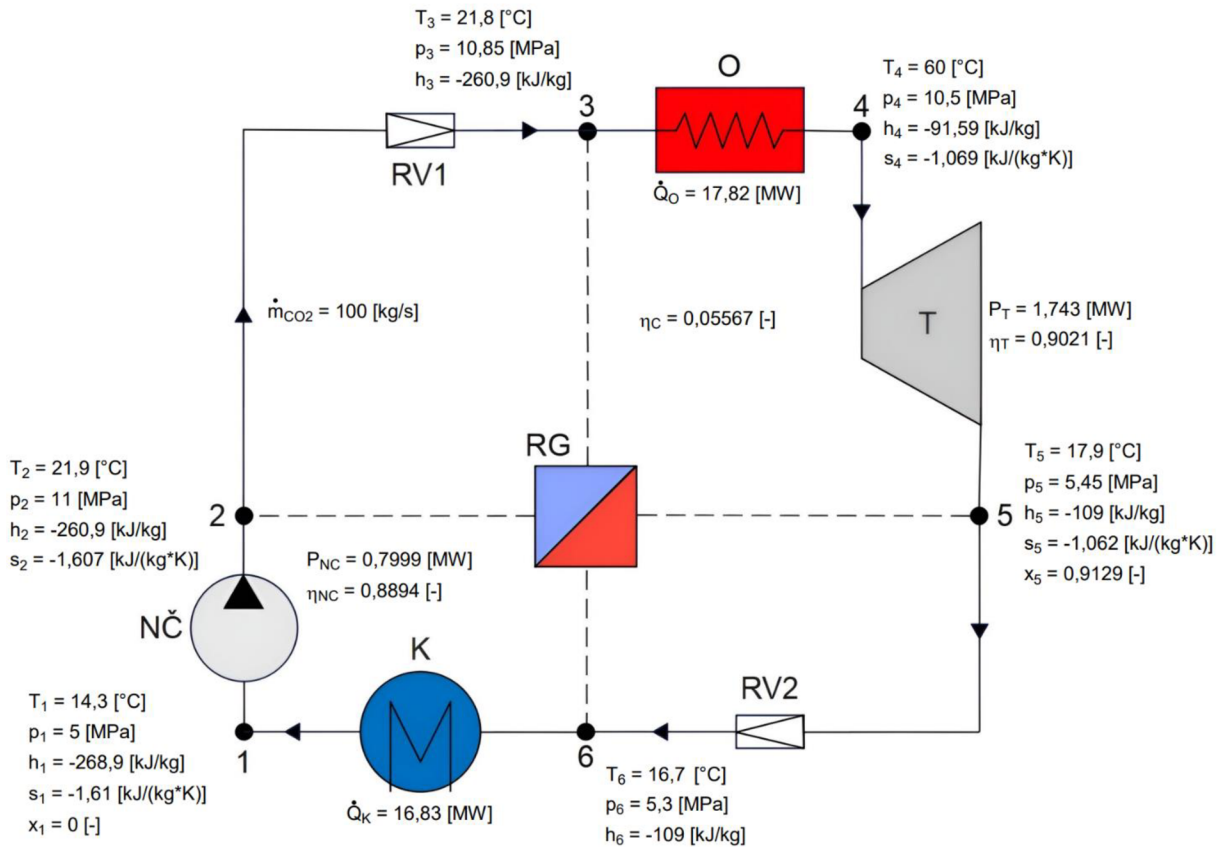
4.5 Tabulka hodnot v jednotlivých bodech, schéma oběhu a T-s diagram

V Tab. 4.1 jsou zobrazeny hodnoty daných parametrů v jednotlivých bodech oběhu. Konkrétně se jedná o hodnoty teplot, tlaků, entalpií a entropií ve všech šesti bodech a hodnoty suchosti ve dvou bodech.

Tab. 4.1: Hodnoty veličin v jednotlivých bodech oběhu s turbínou pro nižší parametry.

Bod č.	Teplota [°C]	Tlak [MPa]	Entalpie [kJ/kg]	Entropie [kJ/(kg·K)]	Suchost [-]
1	14,3	5	-268,9	-1,61	0
2	21,9	11	-260,9	-1,607	
3	21,8	10,85	-260,9	-1,607	
4	60	10,5	-91,59	-1,069	
5	17,9	5,45	-109	-1,062	0,9129
6	16,7	5,3	-109	-1,06	

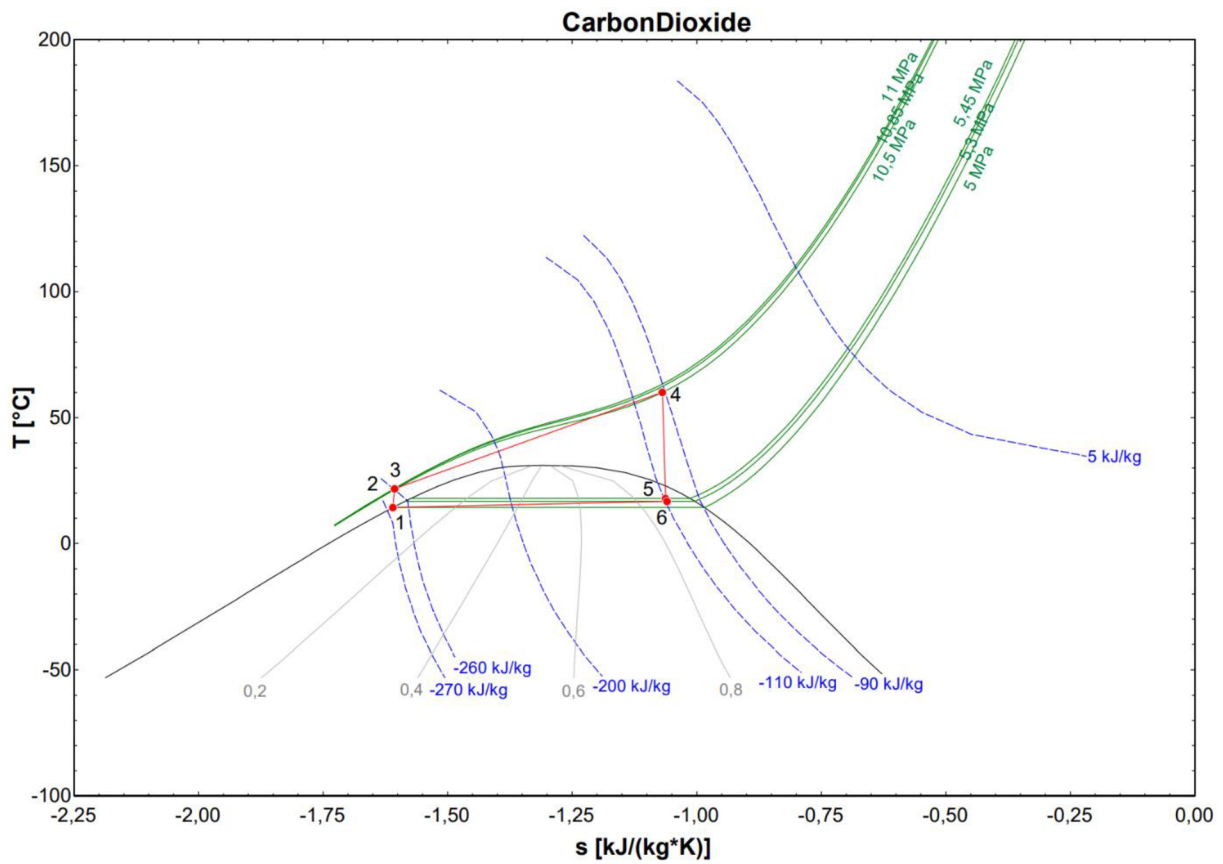
Na Obr. 4.1 je zobrazeno celkové schéma oběhu s turbínou pro nižší parametry. Schéma bylo nakresleno v programu EdrawMax. Následně pomocí programu EES byly do daného schématu vloženy důležité parametry oběhu.



Obr. 4.1: Schéma oběhu s turbínou pro nižší parametry.

T – turbína, $NČ$ – napájecí čerpadlo, O – ohřívák, K – kondenzátor, $RV1$ – první redukční ventil, $RV2$ – druhý redukční ventil

Na Obr. 4.2 je zobrazen T-s diagram oběhu s turbínou pro nižší parametry. Diagram byl vykreslen pomocí programu EES. Oběh je v T-s diagramu znázorněn jako pouhá lineární spojnice jednotlivých bodů, celkový průběh oběhu tedy není úplně reálně zobrazen. Tento jev je nejlépe pozorovatelný na spojnici bodů 3 a 4, která by ve skutečnosti měla mít podobný průběh jako blízké izobary.



Obr. 4.2: T-s diagram oběhu s turbínou pro nižší parametry.

4.6 Vyhodnocení oběhu

Proběhl návrh oběhu s turbínou pro nižší parametry, kdy maximální teplota v oběhu je dána nižší teplotou akumulární nádrže, tedy 60 °C. Při těchto parametrech má turbína výkon 1,743 MW. Elektrický výkon, kterého měl oběh dosáhnout, byl nastaven na 9,6 MW. Ale již z předchozího výpočtu oběhu pro vyšší parametry bylo patrné, že oběh daného výkonu nedosáhne.

Expanze v turbíně nemohla probíhat do nižších tlaků. Omezující je tlak v kondenzátoru, aby bylo možné odebrat médium teplo okolním vzduchem. Tlak by mohl být teoreticky navýšen i v napájecím čerpadle, poté by turbína měla větší entalpický spád a dosahovala by vyššího výkonu. Limitující je ale suchost média na konci expanze, ta dosáhla v tomto případě 91,29 %. Pokud bychom navýšili tlak na začátku expanze a ponechali stejný tlak na jejím konci, suchost by klesla ještě více a už by se výrazně poškozovala turbína zkondenzovaným médiem.

Do oběhu byly vloženy i dva redukční ventily, které zbytečně mařily energii, a tím snižovaly účinnost. Jejich aplikace ale byla vhodná proto, abychom při uvažování vyšších i nižších parametrů mohli použít stejná zařízení.

Účinnost oběhu dosáhla pouhých 5,567 %. Z předešlého návrhu oběhu pro vyšší parametry a z realizace daného oběhu pro nižší parametry, např. již zmíněné redukční ventily, byla ale takováto účinnost očekávána.

Oběh tedy nedosahuje moc dobrých výsledků, horších ještě více než předešlý oběh, což ale je z principu věci pochopitelné. Svůj účel ale splňuje i při této realizaci pro nižší parametry. Platí stejně jako u předešlého oběhu, že i při malých účinnostech a výkonech, může být při nedostatku elektrické energie důležitý pro regulaci elektrizační soustavy.

5 Základní návrh hlavních lopatkových strojů

V této kapitole bude popsán základní návrh rozměrů rotoru a rychlostních trojúhelníků hlavních lopatkových strojů z předešlých oběhů. Konkrétně bude proveden výpočet pro kompresor z oběhu tepelného čerpadla, pro turbínu z oběhu s turbínou jak pro vyšší, tak i pro nižší parametry.

Návrh byl proveden opět v programu EES. Program byl vybrán kvůli své bance termodynamických veličin a funkcí pro výpočet těchto veličin. Dále také pro schopnost vykreslování diagramů a v neposlední řadě i kvůli již dostatečné znalosti práce v programu.

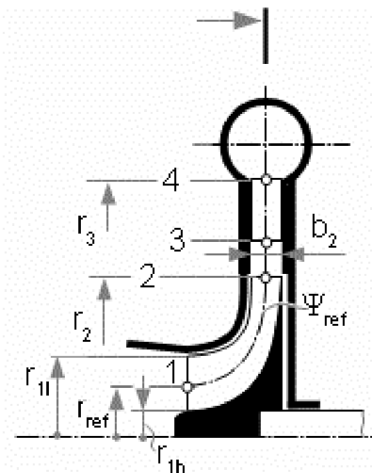
5.1 Návrh kompresoru z oběhu tepelného čerpadla

Pro parametry daného oběhu byl zvolen radiální jednostupňový kompresor s axiálním vstupem. Radiální kompresory mají vyšší kompresní poměr než axiální, dokážou tedy pracovní médium stlačit na vyšší parametry. V oběhu s tepelným čerpadlem je zapotřebí dosáhnout vysokého stlačení, proto byl vybrán daný typ kompresoru.

Dále je tedy popsán samotný průběh návrhu a výpočty s ním spojené.

5.1.1 Návrh a výpočet parametrů kompresoru

Zadané parametry jsou převzaty z návrhu oběhu s tepelným čerpadlem. Index 1 je zvolen dle [34] pro vstup do kompresoru, tedy i vstup na rotorové lopatky, index 2 je zvolen pro výstup z kompresoru, a tedy i pro výstup z rotorových lopatek. Na Obr. 5.1 je znázorněno schéma jednostupňového radiálního kompresoru s axiálním vstupem. Jsou zde zakótovány i hlavní rozměry.



Obr. 5.1: Schéma jednostupňového radiálního kompresoru s axiálním vstupem [34].

$$p_1 = 3,5 \text{ MPa} \quad (5.1)$$

$$T_1 = 58,7 \text{ °C} \quad (5.2)$$

$$h_1 = f(T_1, p_1) = 0,4221 \text{ kJ/kg} \quad (5.3)$$

$$s_1 = f(T_1, p_1) = -0,6394 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \quad (5.4)$$

$$p_2 = 15,5 \text{ MPa} \quad (5.5)$$

$$T_2 = 205,3 \text{ °C} \quad (5.6)$$

$$h_2 = f(T_2, p_2) = 112,9 \text{ kJ/kg} \quad (5.7)$$

$$s_2 = f(T_2, p_2) = -0,6043 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \quad (5.8)$$

$$\dot{m} = 50 \text{ kg/s} \quad (5.9)$$

$$P_K = 5,621 \text{ MW} \quad (5.10)$$

Nejprve byl vypočítán entalpický spád kompresoru a tedy i její měrná práce. Děj je opět považován na adiabatický.

$$\Delta h = h_2 - h_1 = 112,9 - 0,4221 = 112,4 \text{ kJ/kg} \quad (5.11)$$

$$a_i = \Delta h = 112,4 \text{ kJ/kg} \quad (5.12)$$

Vypočítán je i entalpický spád při uvažování izoentropické komprese, tento spád je zároveň roven izoentropické práci.

$$s_{2,iz} = s_1 = -0,6394 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \quad (5.13)$$

$$h_{2,iz} = f(p_2, s_{2,iz}) = 96,32 \text{ kJ/kg} \quad (5.14)$$

$$\Delta h_{iz} = h_{2,iz} - h_1 = 96,32 - 0,4221 = 95,9 \text{ kJ/kg} \quad (5.15)$$

$$a_{iz} = \Delta h_{iz} = 95,9 \text{ kJ/kg} \quad (5.16)$$

Vnitřní práce kompresoru je rovna izoentropické, ale je navýšena o práci ztrátovou. Účinnost kompresoru je právě poměr izoentropické práce ku vnitřní.

$$a_{ztr} = a_i - a_{iz} = 112,4 - 95,9 = 16,53 \text{ kJ/kg} \quad (5.17)$$

$$\eta_K = \frac{a_{iz}}{a_i} = 0,8529 = 85,29 \% \quad (5.18)$$

Pro další výpočty je zapotřebí přepočítat hmotnostní tok na objemový. Hodnota hustoty média, potřebná pro výpočet, se určí pro střední hodnotu média pomocí funkce EES.

$$p_s = \frac{p_1 + p_2}{2} = \frac{3,5 + 15,5}{2} = 9,5 \text{ MPa} \quad (5.19)$$

$$T_s = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{58,7 + 205,3}{2} = 132 \text{ °C} \quad (5.20)$$

$$\rho_{CO_2} = f(T_s, p_s) = 148,2 \text{ kg/m}^3 \quad (5.21)$$

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho_{CO_2}} = \frac{50}{148,2} = 0,3373 \text{ m}^3/\text{s} \quad (5.22)$$

Nyní bylo při návrhu využito podobnostních součinitelů. Dle [36] byly vybrány hodnoty tlakového a průtokového součinitele pro radiální kompresor.

Tlakový součinitel:

$$\psi = 1 \quad (5.23)$$

Průtokový součinitel:

$$\varphi = 0,05 \quad (5.24)$$

Z hodnoty těchto součinitelů a jejich definice dle [36] byla určena obvodová rychlost na výstupu a průměr rotoru na výstupu.

$$\psi = \frac{\Delta h}{u_2^2} \Rightarrow u_2 = \sqrt{\frac{\Delta h}{\psi}} = \sqrt{\frac{112400}{1}} = 335,3 \text{ m/s} \quad (5.25)$$

$$\varphi = \frac{\dot{V}}{u_2 \cdot \frac{\pi \cdot d_2^2}{4}} \Rightarrow d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}}{\varphi \cdot u_2 \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,3373}{0,05 \cdot 335,3 \cdot \pi}} = 0,1601 \text{ m} \quad (5.26)$$

Výpočet byl nadále prováděn dle [37]. V případě, kdy je uvažován malý rozdíl kinetických energií mezi vstupem a výstupem a kdy:

$$w_{1,u} = 0 \quad (5.27)$$

je možné vypočítat obvodovou práci:

$$l_E = -u_2^2 = -335,3^2 = -112,435 \text{ kJ/kg} \quad (5.28)$$

Průtokový součinitel je dle [34] možné vyjádřit i jako:

$$\varphi = \frac{c_{2,r}}{u_2} \Rightarrow c_{2,r} = \varphi \cdot u_2 = 0,05 \cdot 335,3 = 16,77 \text{ m/s} \quad (5.29)$$

Nyní je možné kvůli tvaru rychlostního trojúhelníku dopočítat hodnotu absolutní rychlosti:

$$c_2^2 = c_{2,r}^2 + u_2^2 \Rightarrow c_2 = \sqrt{c_{2,r}^2 + u_2^2} = \sqrt{16,77^2 + 335,3^2} = 335,7 \text{ m/s} \quad (5.30)$$

Rychlostní trojúhelník na vstupu do kompresoru je navrhnout podle doporučeného požadavku, aby se rovnaly meridiální složky absolutních rychlostí podle [38] a dle doporučené hodnoty poměru mezi poloměry oběžného kola na vstupu a výstupu podle [39].

$$c_{1,ref,a} = c_{2,r} = 16,77 \text{ m/s} \quad (5.31)$$

$$\frac{r_2}{r_{1,ref}} = \frac{u_2}{u_{1,ref}} = 1,6 \Rightarrow u_{1,ref} = \frac{u_2}{1,6} = \frac{335,3}{1,6} = 209,6 \text{ m/s} \quad (5.32)$$

$$w_{1,ref}^2 = u_{1,ref}^2 + c_{1,ref,a}^2 \Rightarrow w_{1,ref} = \sqrt{u_{1,ref}^2 + c_{1,ref,a}^2} = \quad (5.33)$$

$$= \sqrt{209,6^2 + 16,77^2} = 210,2 \text{ m/s}$$

Z výsledného tvaru rychlostního trojúhelníku zobrazeného níže je dále patrné:

$$w_2 = c_{2,r} = 16,77 \text{ m/s} \quad (5.34)$$

$$c_{1,ref} = c_{1,ref,a} = 16,77 \text{ m/s} \quad (5.35)$$

Je provedeno ověření hodnoty stupně reakce:

$$\rho_r = 1 - \frac{c_{1,ref}^2 - c_2^2}{2 \cdot l_E} = 1 - \frac{16,77^2 - 335,7^2}{2 \cdot (-112435)} = 0,5 \quad (5.36)$$

Tato hodnota je dle [34] správná. Dále jsou dopočítány poloměry a otáčky.

$$u_2 = \pi \cdot d_2 \cdot n \Rightarrow n = \frac{u_2}{\pi \cdot d_2} = \frac{335,3}{\pi \cdot 0,1601} = 666,9 \text{ s}^{-1} = \quad (5.37)$$

$$= 40014 \text{ min}^{-1}$$

$$r_2 = \frac{d_2}{2} = \frac{0,1601}{2} = 0,08003 \text{ m} \quad (5.38)$$

$$\frac{r_2}{r_{1,ref}} = 1,6 \Rightarrow r_{1,ref} = \frac{r_2}{1,6} = \frac{0,08003}{1,6} = 0,05002 \text{ m} \quad (5.39)$$

Délka rotorové lopatky je tedy rovna:

$$l = r_2 - r_1 = 0,08003 - 0,05002 = 0,03001 \text{ m} = 30,01 \text{ mm} \quad (5.40)$$

5.1.2 Rychlostní trojúhelník kompresoru

Rychlostní trojúhelník byl dle výše vypočítaných hodnot nakreslen v programu AutoCAD od společnosti Autodesk. Jedná se o program užívaný zejména pro technické kreslení výkresů. Dále také k vytváření různých návrhů, včetně 3D modelů [40].

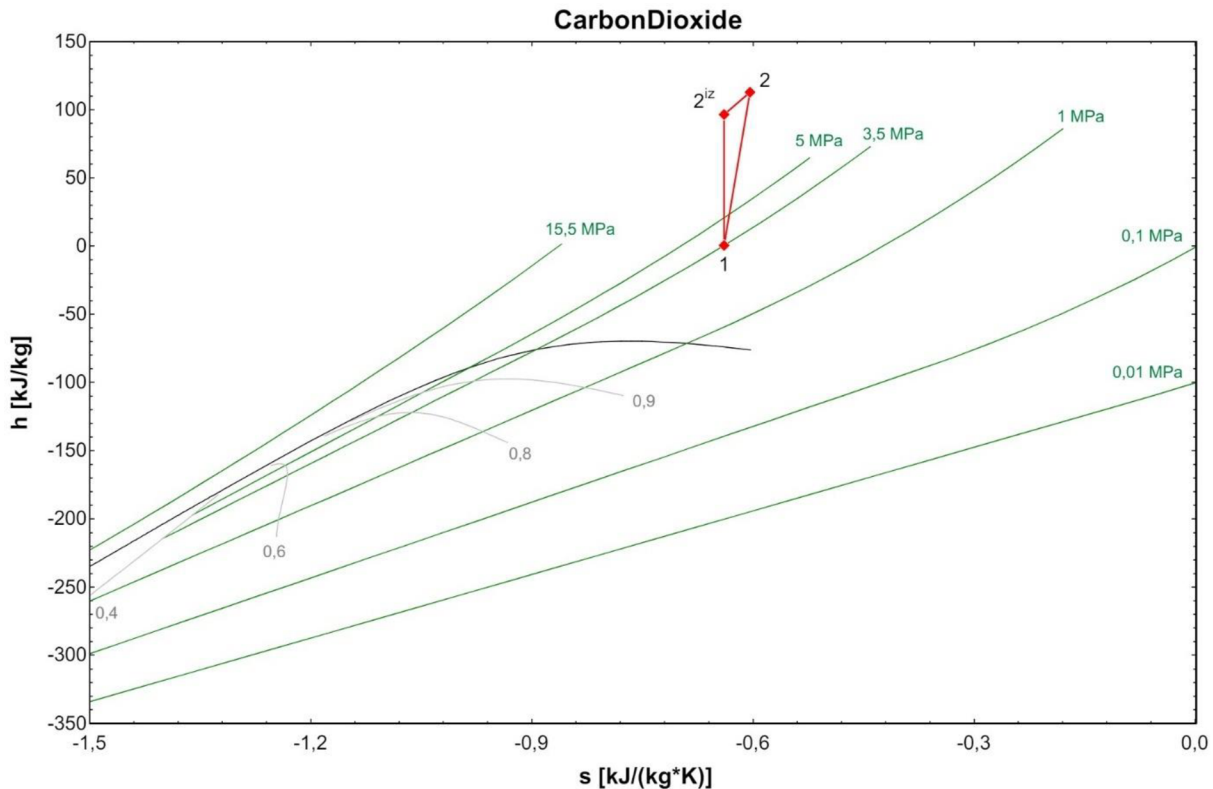
Rychlostní trojúhelník je vyobrazen na Obr. 5.2.



Obr. 5.2: Rychlostní trojúhelník rotoru kompresoru.

5.1.3 h-s diagram kompresoru

V programu EES byl dále vytvořen h-s diagram znázorňující kompresi v kompresoru. Je zde zobrazena jak adiabatická, tak i izoentropická komprese. h-s diagram je zobrazen na Obr. 5.3.

Obr. 5.3: *h-s diagram kompresoru.*

5.1.4 Zhodnocení návrhu kompresoru

Ze základního návrhu hlavních rozměrů rotoru a rychlostního trojúhelníku vyplývá, že rotor má poměrně malé rozměry. Lopatka je velká zhruba 3 cm a celý rotor má poloměr kolem 8 cm. Jde také o hlavní výhodu oběhů s CO₂, kdy jejich lopatkové stroje mají malé rozměry.

Naopak ale kompresor dosahuje vysokých otáček, zde asi 40000 za minutu. Toto je možné považovat za hlavní nevýhodu oběhu.

5.2 Návrh turbíny z oběhu s turbínou pro vyšší parametry

Návrh turbíny proběhl pro dvě varianty stejně jako v předešlých částech práce. Pro oběh s vyššími parametry, kde médium před turbínou dosahuje 110 °C, a pro nižší parametry, kde médium dosahuje 60 °C.

Byl zvolen stejný typ turbíny pro oba oběhy. Vybrána byla radiální jednostupňová turbína s axiálním výstupem. Je schopna zpracovat větší entalpický spád než axiální a její volba je zde tedy vhodná.

Níže bude tedy popsán návrh této turbíny včetně všech potřebných výpočtů.

5.2.1 Návrh a výpočet parametrů turbíny pro vyšší parametry

Původní vstupní parametry potřebné pro výpočet jsou dané z návrhu oběhu s turbínou pro vyšší parametry. Indexy jsou zvoleny obdobně jako u kompresoru, index 1 pro vstup média do turbíny, resp. vstup na lopatky rotoru, index 2 pro výstup média z turbíny, resp. výstup z rotorových lopatek.

$$p_1 = 10,5 \text{ MPa} \quad (5.41)$$

$$T_1 = 110 \text{ °C} \quad (5.42)$$

$$h_1 = f(T_1, p_1) = 8,471 \text{ kJ/kg} \quad (5.43)$$

$$s_1 = f(T_1, p_1) = -0,7864 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \quad (5.44)$$

$$p_2 = 5,45 \text{ MPa} \quad (5.45)$$

$$T_2 = 56,5 \text{ °C} \quad (5.46)$$

$$h_2 = f(T_2, p_2) = -22,01 \text{ kJ/kg} \quad (5.47)$$

$$s_2 = f(T_2, p_2) = -0,7765 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \quad (5.48)$$

$$\dot{m} = 100 \text{ kg/s} \quad (5.49)$$

$$P_T = 3,046 \text{ MW} \quad (5.50)$$

Ze začátku je spočítán entalpický spád turbíny, který se zároveň rovná její měrné vnitřní práci. Při výpočtu je uvažován adiabatický děj.

$$\Delta h = h_1 - h_2 = 8,471 - (-22,01) = 30,48 \text{ kJ/kg} \quad (5.51)$$

$$a_i = \Delta h = 30,48 \text{ kJ/kg} \quad (5.52)$$

Dále proběhl obdobný výpočet, ale při uvažování izoentropického děje.

$$s_{2,iz} = s_1 = -0,7864 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \quad (5.53)$$

$$h_{2,iz} = f(p_2, s_{2,iz}) = -25,28 \text{ kJ/kg} \quad (5.54)$$

$$\Delta h_{iz} = h_1 - h_{2,iz} = 8,471 - (-25,28) = 33,75 \text{ kJ/kg} \quad (5.55)$$

$$a_{iz} = \Delta h_{iz} = 33,75 \text{ kJ/kg} \quad (5.56)$$

Rozdíl mezi vnitřní prací turbíny a její izoentropickou prací je práce ztrátová. Poměrem vnitřní a izoentropické práce pak dostaneme účinnost turbíny.

$$a_{ztr} = a_{iz} - a_i = 33,75 - 30,48 = 3,269 \text{ kJ/kg} \quad (5.57)$$

$$\eta_T = \frac{a_i}{a_{iz}} = 0,9031 = 90,31 \% \quad (5.58)$$

Kvůli dalším výpočtem je třeba přepočítat hmotnostní tok na objemový tok. Pro tento výpočet je potřebná hodnota hustoty média. Ta se určí pro střední hodnotu parametrů.

$$p_s = \frac{p_1 + p_2}{2} = \frac{10,5 + 5,45}{2} = 7,975 \text{ MPa} \quad (5.59)$$

$$T_s = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{110 + 56,5}{2} = 83,25 \text{ °C} \quad (5.60)$$

$$\rho_{CO_2} = f(T_s, p_s) = 156 \text{ kg/m}^3 \quad (5.61)$$

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho_{CO_2}} = \frac{100}{156} = 0,6409 \text{ m}^3/\text{s} \quad (5.62)$$

Při dalším postupu výpočtu byly opět použity podobnostní součinitele. Hodnoty těchto součinitelů byly zvoleny dle [36] pro radiální turbínu.

Hodnota tlakového součinitele:

$$\psi = 5 \quad (5.63)$$

Hodnota průtokového součinitele:

$$\varphi = 0,2 \quad (5.64)$$

Z definic těchto součinitelů byla určena hodnota obvodové rychlosti na výstupu z turbíny a průměr rotorové lopatky na výstupu.

$$\psi = \frac{\Delta h}{u_{2,ref}^2} \Rightarrow u_{2,ref} = \sqrt{\frac{\Delta h}{\psi}} = \sqrt{\frac{30480}{5}} = 78,08 \text{ m/s} \quad (5.65)$$

$$\begin{aligned} \varphi &= \frac{\dot{V}}{u_{2,ref} \cdot \frac{\pi \cdot d_{2,ref}^2}{4}} \Rightarrow d_{2,ref} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}}{\varphi \cdot u_{2,ref} \cdot \pi}} = \\ &= \sqrt{\frac{4 \cdot 0,6409}{0,2 \cdot 78,08 \cdot \pi}} = 0,2286 \text{ m} \end{aligned} \quad (5.66)$$

Další postup výpočtu probíhal dle [37]. Definici průtokového součinitele je možné uvést i jako:

$$\varphi = \frac{c_{2,ref,r}}{u_{2,ref}} \Rightarrow c_{2,ref,r} = \varphi \cdot u_{2,ref} = 0,2 \cdot 78,08 = 15,62 \text{ m/s} \quad (5.67)$$

Z rychlostního trojúhelníku je zřejmé:

$$c_{2,ref} = c_{2,ref,r} = 15,62 \text{ m/s} \quad (5.68)$$

A z tvaru rychlostního trojúhelníku na výstupu se dá dopočítat i hodnota relativní rychlosti:

$$\begin{aligned} w_{2,ref}^2 &= c_{2,ref}^2 + u_{2,ref}^2 \Rightarrow w_{2,ref} = \sqrt{c_{2,ref}^2 + u_{2,ref}^2} = \\ &= \sqrt{15,62^2 + 78,08^2} = 79,62 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (5.69)$$

Opět je zde počítáno s doporučením, aby se rovnaly meridiální složky absolutních rychlostí.

$$c_{1,r} = c_{2,ref} = 15,62 \text{ m/s} \quad (5.70)$$

Z rychlostního trojúhelníku je patrné:

$$w_1 = c_{1,r} = 15,62 \text{ m/s} \quad (5.71)$$

Poměr obvodových rychlostí byl zvolen na:

$$\frac{u_1}{u_{2,ref}} = 2,4 \Rightarrow u_1 = u_{2,ref} \cdot 2,4 = 78,08 \cdot 2,4 = 187,4 \text{ m/s} \quad (5.72)$$

Nyní je možné z tvaru rychlostního trojúhelníku dopočítat absolutní rychlost:

$$c_1^2 = w_1^2 + u_1^2 \Rightarrow c_1 = \sqrt{w_1^2 + u_1^2} = \sqrt{15,62^2 + 187,4^2} = 188 \text{ m/s} \quad (5.73)$$

Poté jsou vypočítány otáčky, pomocí nich průměr rotoru na vstupu a poloměry rotoru na vstupu i výstupu.

$$u_{2,ref} = \pi \cdot d_{2,ref} \cdot n \Rightarrow n = \frac{u_{2,ref}}{\pi \cdot d_{2,ref}} = \frac{78,08}{\pi \cdot 0,2286} = 108,7 \text{ s}^{-1} = 6522 \text{ min}^{-1} \quad (5.74)$$

$$u_1 = \pi \cdot d_1 \cdot n \Rightarrow d_1 = \frac{u_1}{\pi \cdot n} = \frac{187,4}{\pi \cdot 108,7} = 0,5486 \text{ m} \quad (5.75)$$

$$r_{2,ref} = \frac{d_{2,ref}}{2} = \frac{0,2286}{2} = 0,1143 \text{ m} \quad (5.76)$$

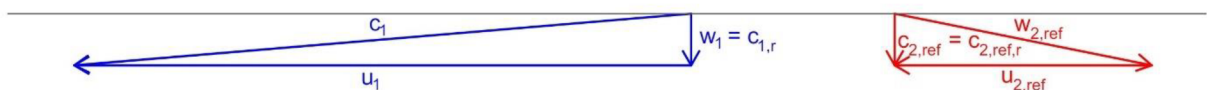
$$r_1 = \frac{d_1}{2} = \frac{0,5486}{2} = 0,2743 \text{ m} \quad (5.77)$$

Délka rotorové lopatky je tedy rovna:

$$l = r_1 - r_{2,ref} = 0,2743 - 0,1143 = 0,16 \text{ m} = 160 \text{ mm} \quad (5.74)$$

5.2.2 Rychlostní trojúhelník turbíny pro vyšší parametry

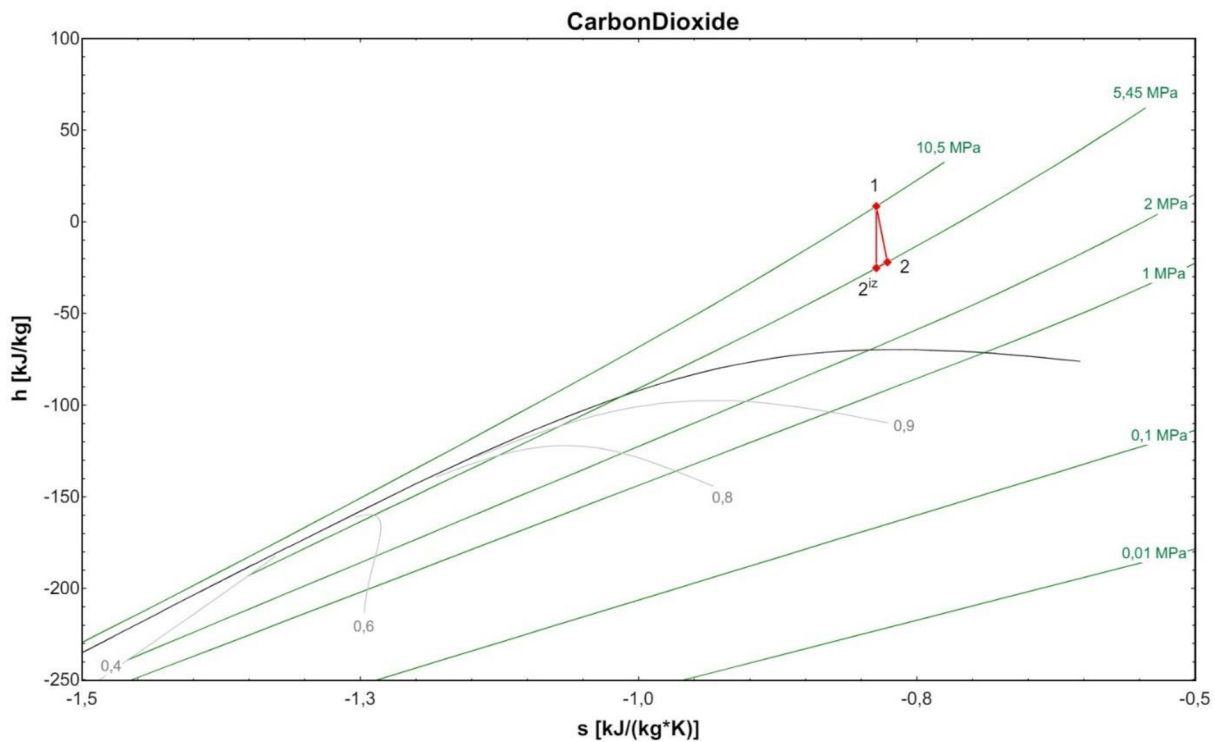
Z uvedených hodnot byl vykreslen rychlostní trojúhelník znázorněný na Obr. 5.4.



Obr. 5.4: Rychlostní trojúhelník turbíny pro vyšší parametry.

5.2.3 h-s diagram turbíny pro vyšší parametry

Nakonec byl v programu EES vytvořen h-s diagram procesu expanze v turbíně pro vyšší parametry. Expanze je zobrazena reálná adiabatická i teoretická izoentropická. Diagram je na Obr. 5.5.



Obr. 5.5: h-s diagram turbíny pro vyšší parametry.

5.2.4 Zhodnocení návrhu turbíny pro vyšší parametry

Rotorová lopatka má délku 16 cm a celý rotor má poloměr asi 27 cm. Velikost rotorových lopatek turbíny pro vyšší parametry je oproti kompresoru větší, stále se ale jedná o menší lopatkový stroj, zvláště při porovnání s obvyklými rozměry turbín.

Turbína dosahuje vyšších otáček, ale nejedná se o zvláště vysoké číslo, takže by to nemělo způsobovat velké problémy.

5.3 Návrh turbíny z oběhu s turbínou pro nižší parametry

Návrh turbíny pro oběh s nižšími parametry proběhl stejným způsobem jako předešlý oběh pro vyšší parametry. Jedná se opět o radiální jednostupňovou turbínu s axiálním výstupem. Návrh a výpočty s ním spojené budou tedy popsány stručněji, protože se jedná o stejný postup.

5.3.1 Návrh a výpočet parametrů turbíny pro nižší parametry

Zadané parametry z oběhu:

$$p_1 = 10,5 \text{ MPa} \quad (5.75)$$

$$T_1 = 60 \text{ }^\circ\text{C} \quad (5.76)$$

$$h_1 = f(T_1, p_1) = -91,59 \text{ kJ/kg} \quad (5.77)$$

$$s_1 = f(T_1, p_1) = -1,069 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \quad (5.78)$$

$$p_2 = 5,45 \text{ MPa} \quad (5.79)$$

$$T_2 = 17,9 \text{ °C} \quad (5.80)$$

$$h_2 = f(T_2, p_2) = -109 \text{ kJ/kg} \quad (5.81)$$

$$s_2 = f(T_2, p_2) = -1,062 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \quad (5.82)$$

$$\dot{m} = 100 \text{ kg/s} \quad (5.83)$$

$$P_T = 1,743 \text{ MW} \quad (5.84)$$

Entalpický spád turbíny a měrná vnitřní práce, uvažován adiabatický děj:

$$\Delta h = h_1 - h_2 = -91,59 - (-109) = 17,41 \text{ kJ/kg} \quad (5.85)$$

$$a_i = \Delta h = 17,41 \text{ kJ/kg} \quad (5.86)$$

Uvažován izoentropický děj:

$$s_{2,iz} = s_1 = -1,069 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \quad (5.87)$$

$$h_{2,iz} = f(p_2, s_{2,iz}) = -110,9 \text{ kJ/kg} \quad (5.88)$$

$$\Delta h_{iz} = h_1 - h_{2,iz} = -91,59 - (-110,9) = 19,32 \text{ kJ/kg} \quad (5.89)$$

$$a_{iz} = \Delta h_{iz} = 19,32 \text{ kJ/kg} \quad (5.90)$$

Ztrátová práce a účinnost turbíny:

$$a_{ztr} = a_{iz} - a_i = 19,32 - 17,41 = 1,903 \text{ kJ/kg} \quad (5.91)$$

$$\eta_T = \frac{a_i}{a_{iz}} = 0,9015 = 90,15 \% \quad (5.92)$$

Objemový tok:

$$p_s = \frac{p_1 + p_2}{2} = \frac{10,5 + 5,45}{2} = 7,975 \text{ MPa} \quad (5.93)$$

$$T_s = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{60 + 17,9}{2} = 38,95 \text{ °C} \quad (5.94)$$

$$\rho_{CO_2} = f(T_s, p_s) = 286,9 \text{ kg/m}^3 \quad (5.95)$$

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho_{CO_2}} = \frac{100}{286,9} = 0,3486 \text{ m}^3/\text{s} \quad (5.96)$$

Podobnostní součinitele – tlakový a průtokový:

$$\psi = 5 \quad (5.97)$$

$$\varphi = 0,2 \quad (5.98)$$

Obvodová rychlost na výstupu z turbíny a průměr rotorové lopatky na výstupu:

$$\psi = \frac{\Delta h}{u_{2,ref}^2} \Rightarrow u_{2,ref} = \sqrt{\frac{\Delta h}{\psi}} = \sqrt{\frac{17410}{5}} = 59,02 \text{ m/s} \quad (5.99)$$

$$\begin{aligned} \varphi &= \frac{\dot{V}}{u_{2,ref} \cdot \frac{\pi \cdot d_{2,ref}^2}{4}} \Rightarrow d_{2,ref} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}}{\varphi \cdot u_{2,ref} \cdot \pi}} = \\ &= \sqrt{\frac{4 \cdot 0,3486}{0,2 \cdot 59,02 \cdot \pi}} = 0,1939 \text{ m} \end{aligned} \quad (5.100)$$

Jiná definice průtokového součinitele:

$$\varphi = \frac{c_{2,ref,r}}{u_{2,ref}} \Rightarrow c_{2,ref,r} = \varphi \cdot u_{2,ref} = 0,2 \cdot 59,02 = 11,8 \text{ m/s} \quad (5.101)$$

Z rychlostního trojúhelníku:

$$c_{2,ref} = c_{2,ref,r} = 11,8 \text{ m/s} \quad (5.102)$$

Relativní rychlost:

$$\begin{aligned} w_{2,ref}^2 &= c_{2,ref}^2 + u_{2,ref}^2 \Rightarrow w_{2,ref} = \sqrt{c_{2,ref}^2 + u_{2,ref}^2} = \\ &= \sqrt{11,8^2 + 59,02^2} = 60,18 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (5.103)$$

Rovnost meridiálních složek absolutních rychlostí:

$$c_{1,r} = c_{2,ref} = 11,8 \text{ m/s} \quad (5.104)$$

Z rychlostního trojúhelníku:

$$w_1 = c_{1,r} = 11,8 \text{ m/s} \quad (5.105)$$

Poměr obvodových rychlostí:

$$\frac{u_1}{u_{2,ref}} = 2,4 \Rightarrow u_1 = u_{2,ref} \cdot 2,4 = 59,02 \cdot 2,4 = 141,6 \text{ m/s} \quad (5.106)$$

Absolutní rychlost:

$$\begin{aligned} c_1^2 &= w_1^2 + u_1^2 \Rightarrow c_1 = \sqrt{w_1^2 + u_1^2} = \sqrt{11,8^2 + 141,6^2} = \\ &= 142,1 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (5.107)$$

Otáčky, průměr rotoru na vstupu a poloměry rotoru na vstupu i výstupu:

$$u_{2,ref} = \pi \cdot d_{2,ref} \cdot n \Rightarrow n = \frac{u_{2,ref}}{\pi \cdot d_{2,ref}} = \frac{59,02}{\pi \cdot 0,1939} = 96,87 \text{ s}^{-1} = 5812,2 \text{ min}^{-1} \quad (5.108)$$

$$u_1 = \pi \cdot d_1 \cdot n \Rightarrow d_1 = \frac{u_1}{\pi \cdot n} = \frac{141,6}{\pi \cdot 96,87} = 0,4654 \text{ m} \quad (5.109)$$

$$r_{2,ref} = \frac{d_{2,ref}}{2} = \frac{0,1939}{2} = 0,09696 \text{ m} \quad (5.110)$$

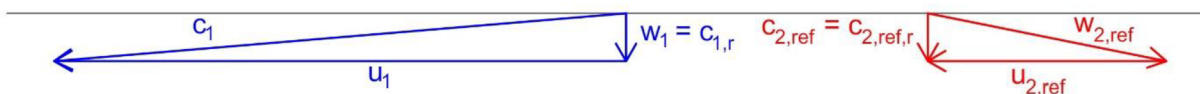
$$r_1 = \frac{d_1}{2} = \frac{0,4654}{2} = 0,2327 \text{ m} \quad (5.111)$$

Délka rotorové lopatky:

$$l = r_1 - r_{2,ref} = 0,2327 - 0,09696 = 0,13574 \text{ m} = 135,74 \text{ mm} \quad (5.112)$$

5.3.2 Rychlostní trojúhelník turbíny pro nižší parametry

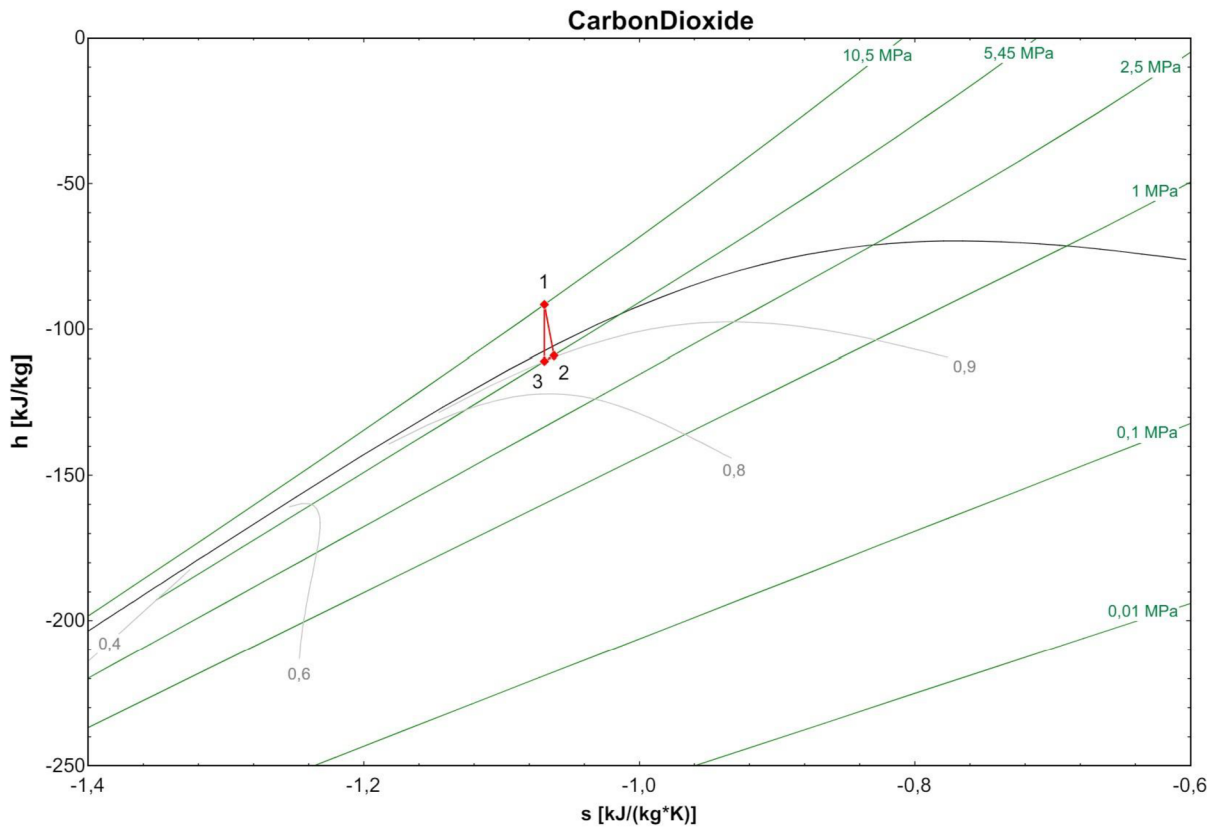
Rychlostní trojúhelník, zobrazený na Obr. 5.6, byl zkonstruován dle výše vypočtených hodnot.



Obr. 5.6: Rychlostní trojúhelník turbíny pro nižší parametry.

5.3.3 h-s diagram turbíny pro nižší parametry

V programu EES byl vytvořen h-s diagram reálné adiabatické a teoretické izoentropické expanze v turbíně z oběhu s turbínou pro nižší parametry. Tento diagram je vyobrazen na Obr. 5.7.

Obr. 5.7: h - s diagram turbíny pro nižší parametry.

5.3.4 Zhodnocení návrhu turbíny pro nižší parametry

Délka rotorové lopatky má velikost asi 13 cm, celý rotor má vnější průměr zhruba 23 cm. Opět se tedy jedná o poměrně kompaktní lopatkový stroj. Tato skutečnost by mohla být brána jako velká výhoda při volbě turbíny.

Otáčky mají opět vyšší hodnotu, téměř 6000 za minutu. To by se mohlo pokládat za nevýhodu, ale je to necelá dvojnásobná hodnota obvyklých otáček turbín, takže by to neměl být větší problém.

DISKUSE

Navrhovaná akumulární teplárna by mohla najít své uplatnění v praxi. Není ale pravděpodobné, že by dokázala v brzké době nahradit např. zmiňovanou teplárnu Červený mlýn hned z několika důvodů.

Energetika je obor, který je velice konzervativní. I když neustále intenzivně probíhá výzkum nových technologií, vznikají různé prototypy atd., tak trvá velice dlouhou dobu, než se tyto technologie začnou používat ve větším měřítku. Vzniknou obvykle nějaké prvotní projekty, ale větší realizace se provádí až po velkém množství získaných zkušeností a provedených testů.

Technologie s CO₂ oběhy sice už existuje, ale například v rámci turbín, které by pracovaly s tímto médiem, se energetika nachází teprve v počátku. Celá technologie tedy stále není dostatečně prozkoumaná, aby bylo možné udělat takovou velkou realizaci.

Navrhovaná teplárna navíc nedosáhla dostatečných parametrů. Parametry teplárny jsou podstatně nižší než parametry, kterých dosahuje teplárna Červený mlýn. Oběh s turbínou také dosahuje velice nízké účinnosti a malého výkonu. Lopatkové stroje dosahují často velice vysokých otáček, které bývají velice problematické. Dbá na technologii uložení a ucpávek, která ještě opět není nějak zvlášť vyvinuta.

Na druhou stranu by ale teplárna mohla najít uplatnění jako např. špičkový zdroj energie. Za vhodných podmínek by mohlo být její využití velmi výhodné. Při přebytku elektrické energie v soustavě, resp. při získání levné elektrické energie z obnovitelných zdrojů, by bylo výhodné spustit oběh tepelného čerpadla. Ten by se použil pro výrobu teplé vody na vytápění a pro spotřebu uživatelů. Případně při nedostatku odběru by se použilo teplo na vytápění akumulárních nádrží, a tedy k akumulaci tepelné energie.

Kdyby poté zase byl v soustavě nedostatek energie, mohl by se spustit oběh s turbínou a vyrábět elektrickou energii i na úkor nízké účinnosti. Tyto regulační schopnosti jsou totiž velice žádané, a také velmi dobře finančně ohodnocené. V praxi bývá někdy pro elektrárny z finančního hlediska mnohem výhodnější odstavit zdroj a nevyrábět elektrickou energii, když je v soustavě nadbytek elektrické energie. Je to kvůli tomu, že se v síti musí stále udržovat rovnováha mezi výrobou a spotřebou. A s velkým nárůstem zastoupení obnovitelných zdrojů v energetickém mixu se tato rovnováha stále hůře udržuje.

Potenciál zde tedy je, a dokonce ne malý, ale vzhledem k nedostatečnému prozkoumání technologie si nemyslím, že by se v brzké době nahrazovaly současné teplárny zde navrhovanou teplárnou. Výzkum této oblasti je ale opravdu důležitý, proto se tato práce snažila k němu přispět.

ZÁVĚR

Diplomová práce se věnovala návrhu schématu zařízení akumulární teplárny s CO₂ oběhem a výpočtu jeho parametrů. V první kapitole byl popsán nejdřív oxid uhličitý, jeho vlastnosti a použití. Následoval popis jeho aplikace v obězích, konkrétně proběhl popis rekuperačního a rekompresního oběhu a byly zmíněny výhody a nevýhody cyklů s CO₂. Následoval popis jednotlivých realizovaných či testovaných projektů s CO₂ jako médiem. Projekty se často věnovaly superkritickému (sCO₂) oběhu.

Druhá kapitola začala popisem teplárny Červený mlýn, s kterou se měla navrhovaná teplárna srovnávat. Poté po úpravě parametrů a odstoupení od původního návrhu sCO₂ oběhu byl proveden návrh oběhu tepelného čerpadla. Oběh byl složen z kompresoru, výparníku, chladiče, regenerátoru, redukčního ventilu a akumulární nádrže. Postupně byly propočítány body oběhu, výkony jednotlivých komponent, účinnost a byla navržena i akumulace. Vše bylo zobrazeno na přehledném schématu a v T-s diagramu. Oběh dosáhl výsledného tepelného výkonu 12,97 MW. Hodnota topného faktoru byla vypočtena na 2,308, kdy se jedná o průměrnou hodnotu. Teplo do oběhu bylo dodáváno přes výparník z okolního vzduchu. Teplota vody v akumulární nádrži byla navržena na maximální teplotu 110 °C a minimální teplotu 60 °C.

V třetí a čtvrté kapitole byl vytvořen návrh oběhu s turbínou. Návrh byl rozdělen do dvou částí, oběh s vyššími parametry přijímal teplo z akumulární nádrže nahřáté na maximální teplotu – 110 °C, oběh s nižšími parametry přijímal teplo z akumulární nádrže nahřáté na minimální teplotu – 60 °C. Postupně proběhl v obou kapitolách celý výpočet a byly na konci vytvořena schémata s hlavními parametry a T-s diagramy oběhů. Oba oběhy se skládaly z turbíny, napájecího čerpadla, kondenzátoru a ohříváku. Oběh s vyššími parametry měl navíc v oběhu i regenerátor pro zvýšení účinnosti, u oběhu s nižšími parametry by použití regenerátoru nedávalo smysl, byly zde ale přidány dva redukční ventily na úpravu tlaků v oběhu. Oběh s vyššími parametry dosáhl výkonu turbíny 3,046 MW a účinnosti oběhu 12,49 %. Oběh s nižšími parametry dosáhl výkonu turbíny 1,743 MW a účinnosti oběhu pouze 5,567 %.

V poslední páté kapitole proběhl základní návrh hlavních rozměrů rotoru a rychlostních trojúhelníků hlavních lopatkových strojů z předchozích oběhů. Konkrétně byl navrhnut kompresor z oběhu tepelného čerpadla a dvakrát turbína z oběhů s turbínou pro vyšší a nižší parametry. Proběhl vždy základní výpočet a následné vykreslení rychlostních trojúhelníků a h-s diagramů. Lopatkové stroje dosahovaly spíše malých rozměrů a vyšších otáček.

Cíle diplomové práce byly naplněny. Bylo popsáno shrnutí využívání CO₂ oběhů pro transformaci energie v současnosti, byl proveden návrh oběhu tepelného čerpadla, návrh oběhu s turbínou a základní návrh rozměrů rotoru a rychlostních trojúhelníků hlavních lopatkových strojů z předchozích oběhů.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] SUCHOMEL, Josef. *Termodynamické cykly využívané v energetice*. online. Brno, 2021. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132085>. [cit. 2023-03-10]. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Marek Baláš.
- [2] *Superkritická tekutina*. online. In: Ústav chemických procesů AV ČR, v. v. i. Praha: Ústav chemických procesů AV ČR, 2016. Dostupné z: <http://intranet.icpf.cas.cz/cs/superkriticka-tekutina>. [cit. 2023-03-10].
- [3] *Supercritical Carbon Dioxide Power Systems*. online. In: Southwest Research Institute. San Antonio: Southwest Research Institute, 2023. Dostupné z: <https://www.swri.org/supercritical-carbon-dioxide-power-systems>. [cit. 2023-03-23].
- [4] WYGANT, Karl. Supercritical Carbon Dioxide: Overcoming Technical Barriers To sCO₂ Brayton Cycle Power Systems. online. *Turbomachinery International: The Global Journal of Energy Equipment*. 2022, roč. 63, č. 4, s. 20-23. Dostupné z: https://cdn.sanity.io/files/0vv8moc6/turbomag/c896807936f50ef7d0348bb454cd523a6e1e8dfe.pdf/20220801_TRB_ezine_Jul_Aug_web_revised.pdf. [cit. 2023-03-02].
- [5] *Critical Point of Water*. online. In: Nuclear Power. Nuclear Power, 2023. Dostupné z: <https://www.nuclear-power.com/nuclear-engineering/materials-nuclear-engineering/properties-of-water/critical-point-of-water/>. [cit. 2023-03-13].
- [6] Oxid uhličitý. online. In: *Wikipedia: the free encyclopedia*. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Oxid_uhli%C4%8Dit%C3%BD. [cit. 2023-03-24].
- [7] GARG, Pardeep; KUMAR, Pramod a SRINIVASAN, Kandadai. Supercritical carbon dioxide Brayton cycle for concentrated solar power. online. *The Journal of supercritical fluids*. 2013, roč. 76, s. 54-60. ISSN 0896-8446. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.supflu.2013.01.010>. [cit. 2023-03-24].
- [8] *First building complete at Supercritical CO₂ Pilot Power Plant, readying for 2021 demonstration*. online. In: Turbomachinery International. New Jersey: MJH Life Sciences and Turbomachinery Magazine, 2023. Dostupné z: <https://www.turbomachinerymag.com/view/first-building-complete-at-supercritical-co2-pilot-power-plant-readying-for-2021-demonstration>. [cit. 2023-03-02].
- [9] Supercritical CO₂ Turbines Explained {Future Friday Ep92}. online. In: *YouTube*. Kalifornie: Google LLC, 2023. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=CcIZ_eAkmYs. [cit. 2023-03-02].
- [10] FRÝBORT, Otakar; MELICHAR, Tomáš a HÁJEK, Petr. *Stav vývoje tepelných s CO₂ oběhů*. online. Řež: Centrum výzkumu Řež s.r.o., 2020. Dostupné z: <https://dspace5.zcu.cz/bitstream/11025/50725/1/sbornik-srni-2020-75-80.pdf>. [cit. 2023-03-14].
- [11] FRÝBORT, Otakar a MELICHAR, Tomáš. *Vývoj sCO₂ oběhů a bezemisní teplárna*. online. In: All for power. Praha: AF POWER agency a.s., 2023. Dostupné z: <https://allforpower.cz/obnovitelne-zdroje/vyvoj-sco2-obehu-a-bezemisni-teplarna-450>. [cit. 2023-03-14].

- [12] MARION, John. Supercritical CO₂: 10 MW Demonstration Project Under Construction. online. *Turbomachinery International: The Global Journal of Energy Equipment*. 2022, roč. 63, č. 5, s. 30-31. Dostupné z: https://cdn.sanity.io/files/0vv8moc6/turbomag/88a6fe2b29657be8987be4551f7202ef8b16ed5f.pdf/0922_1022_TRB1022_Magazine.pdf. [cit. 2023-03-23].
- [13] *The concept*. online. In: CO₂OLHEAT. Brusel: ETN, 2023. Dostupné z: <https://co2olheat-h2020.eu/about-the-project/the-concept/>. [cit. 2023-03-31].
- [14] *New Supercritical CO₂ Project*. online. In: Turbomachinery International. New Jersey: MJH Life Sciences and Turbomachinery Magazine, 2023. Dostupné z: <https://www.turbomachinerymag.com/view/new-supercritical-co2-project>. [cit. 2023-03-02].
- [15] *Technology*. online. In: CO₂OLHEAT. Brusel: ETN, 2023. Dostupné z: <https://co2olheat-h2020.eu/about-the-project/technology/>. [cit. 2023-03-31].
- [16] *Expected impacts*. online. In: CO₂OLHEAT. Brusel: ETN, 2023. Dostupné z: <https://co2olheat-h2020.eu/about-the-project/expected-impacts/>. [cit. 2023-03-31].
- [17] LE MOULLEC, Yann. *Retrofit of Dunhuang 10 MW molten salt plant with a high temperature supercritical CO₂ cycle*. online. In: SolarPACES: Solar Power & Chemical Energy Systems. Almería: SolarSPACES, 2022. Dostupné z: [www.solarpaces.org/wp-content/uploads/study-Retrofit-of-Dunhuang-10MW-molten-salt-plant-with-a-high-temperature-supercritical-CO₂-cycle.pdf](http://www.solarpaces.org/wp-content/uploads/study-Retrofit-of-Dunhuang-10MW-molten-salt-plant-with-a-high-temperature-supercritical-CO2-cycle.pdf). [cit. 2023-03-28].
- [18] LE MOULLEC, Yann; ZHANG, Jinyi; YANG, Zijiang; CHEN, Wenlong; QI, Zhipeng et al. *Shouhang-EDF 10MWe Supercritical CO₂ Cycle + CSP Demonstration Project*. online. Paris: DuEPublico, 2019. Dostupné z: <https://doi.org/10.17185/dupublico/48884>. [cit. 2023-03-28].
- [19] RAPPE, Mollie. *We've got the power*. online. In: Sandia National Laboratories. Albuquerque: National Technology and Engineering Solutions of Sandia, LLC., 2023. Dostupné z: <https://www.sandia.gov/labnews/2022/08/11/weve-got-the-power/>. [cit. 2023-03-16].
- [20] *EPS100 Heat recovery solution*. online. In: Echogen: Power systems. Ohio: Echogen, 2023. Dostupné z: <https://www.echogen.com/our-solution/product-series/eps100/>. [cit. 2023-03-17].
- [21] *System Overview*. online. In: Echogen: Power systems. Ohio: Echogen, 2023. Dostupné z: <https://www.echogen.com/our-solution/system-overview/>. [cit. 2023-03-17].
- [22] FINDLAY, Christopher. *ETES heat pump: Straight to zero-emissions heating*. online. In: MAN Energy Solutions. Augsburg: MAN Energy Solutions, 2023. Dostupné z: <https://www.man-es.com/discover/etes-heat-pump>. [cit. 2023-05-08].
- [23] *Danish port city receives first cross-sectoral ETES Heat-Pump system from MAN*. online. In: Turbomachinery International. New Jersey: MJH Life Sciences and Turbomachinery Magazine, 2023. Dostupné z: <https://www.turbomachinerymag.com/view/danish-port-city-receives-first-cross-sectoral-etes-heat-pump-system-from-man>. [cit. 2023-03-02].
- [24] THEOLOGOU, Konstantinos. *SCARLETT: Test facility SCARLETT for experimental investigations using supercritical CO₂*. online. In: Institute of Nuclear Technology and Energy Systems (IKE). Stuttgart: University of Stuttgart. Dostupné z: <https://www.ike.uni-stuttgart.de/en/research/sco2/scarlett/>. [cit. 2023-03-30].

- [25] *Concept and ambition*. online. In: Scarabeus. Wien: Scarabeusproject, 2019. Dostupné z: <https://www.scarabeusproject.eu/concept-and-ambitions/>. [cit. 2023-03-30].
- [26] *Technische Universitaet Wien*. online. In: Scarabeus. Wien: Scarabeusproject, 2019. Dostupné z: <https://www.scarabeusproject.eu/technische-universitaet-wien/>. [cit. 2023-03-30].
- [27] *Naše projekty*. online. In: SCO2 Energy: Energy systems for future. Řež: sCO2 Energy, 2023. Dostupné z: <http://sco2energy.com/domains/sco2energy.com/projekty/nase-projekty/>. [cit. 2023-04-04].
- [28] *Historie a současnost brněnského teplárenství*. Brno: Teplárny Brno, a.s.
- [29] *Paroplynová teplárna Červený mlýn*. Brno: Teplárny Brno, a.s.
- [30] *Prezentační a edukační centrum*. online. In: Teplárny Brno. Brno: Teplárny Brno, a.s., 2020. Dostupné z: <https://www.teplarny.cz/cs/prezentacni-a-edukacni-centrum-pcm>. [cit. 2023-04-14].
- [31] *Overview*. online. In: F-Chart Software. Madison: F-Chart Software, 2023. Dostupné z: <https://fchartsoftware.com/ees/>. [cit. 2023-05-23].
- [32] *Meteorologické záznamy - rok 2022*. online. In: Meteorologická stanice Brno-Židenice. Brno. Dostupné z: <http://www.meteo.jankovic.cz/zaznamy/rok-2022/>. [cit. 2023-05-23].
- [33] BRADÁČOVÁ, Anna. *Legislativní požadavky v oblasti přípravy teplé vody*. online. In: TZB-info. Praha: Topinfo, 2023. Dostupné z: <https://voda.tzb-info.cz/priprava-teple-vody/14837-legislativni-pozadavky-v-oblasti-pripravy-teple-vody>. [cit. 2023-06-19].
- [34] ŠKORPÍK, Jiří. *Teorie lopatkových strojů*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2019. ISBN 978-80-214-5783-6.
- [35] *EdrawMax: All-in-One Diagram Software*. online. In: EdrawMax: Excellent Flowchart Software & Diagramming Tool. Wondershare, 2021. Dostupné z: https://www.edrawsoft.com/ad/edraw-max-soft-t.html?gad=1&gclid=Cj0KCQjwjryjBhD0ARIsAMLvnF_WYmsA5IYIplxORdsvUT9vakFP-VbbWq-LUzXREcSa4zImbu4-AusaAm2qEALw_wcB. [cit. 2023-05-25].
- [36] JAPIKSE, David. *Introduction to turbomachinery*. 2. vydání. Vermont: Concepts ETI, Inc., 1997. ISBN 0-933283-10-5.
- [37] ŠKORPÍK, Jiří. *Tepelné turbíny a turbokompresory: vlastnosti, návrh, provoz a vybrané statě z proudění plynů a par*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2020. ISBN 978-80-214-5847-5.
- [38] KOUSAL, Milan. *Spalovací turbíny*. 2. vydání. Praha: Nakladatelství technické literatury, n. p., 1980.
- [39] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory: Základy teorie a výpočtů*. 1. vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-720-4346-3.
- [40] *Autodesk AutoCAD: software pro navrhování a kreslení, kterému důvěřují miliony uživatelů*. online. In: Autodesk. 2024. Dostupné z: <https://www.autodesk.cz/products/autocad/overview?term=1-YEAR&tab=subscription>. [cit. 2024-05-24].

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
p	Tlak	Pa
T	Teplota	K (°C)
h	Entalpie	J/kg
s	Entropie	J/(kg · K)
x	Suchost	–
\dot{m}	Hmotnostní tok	kg/s
P	Výkon	W
\dot{Q}	Tepelný výkon	W
η	Účinnost	– (%)
a	Měrná práce	J/kg
ε	Topný faktor	–
V	Objem	m ³
ρ	Hustota	kg/m ³
c_p	Měrná tepelná kapacita	J/(kg · K)
m	Hmotnost	kg
t	Čas	s
\dot{V}	Objemový průtok	m ³ /s
ψ	Tlakový součinitel	–
φ	Průtokový součinitel	–
c	Absolutní rychlost	m/s
u	Obvodová rychlost	m/s
w	Relativní rychlost	m/s
$c(u, w)_r$	Radiální složka rychlosti	m/s
$c(u, w)_a$	Axiální složka rychlosti	m/s
$c(u, w)_u$	Obvodová složka rychlosti	m/s
d	Průměr	m
r	Poloměr	m
l_E	Obvodová práce	J/kg
ρ_r	Stupeň reakce	–
n	Otáčky	s ⁻¹
l	Délka	m
Zkratka	Význam	
CO ₂	Oxid uhličitý	