

Diplomarbeit

Thermodynamische Stromspeicherung

Ein Vergleich von Technologien

erstellt am

**Institut für Energietechnik und
Thermodynamik der TU Wien**

Vorgelegt von:

Stefan König, BSc
m0635099

Betreuer:

Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Markus Haider
Proj. Ass. Dipl.-Ing. Martin Hämmerle

Wien, 11.09.2014

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich diese Arbeit selbständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel nicht benutzt und mich auch sonst keiner unerlaubten Hilfsmittel bedient habe.

AFFIDAVIT

I declare in lieu of oath, that I wrote this thesis and performed the associated research myself, using only literature cited in this volume.

DANKSAGUNG

Ich möchte mich ganz besonders bei meinen Eltern, Waltraud und Alfred König, bedanken. Ohne sie wären mein Studium und damit auch diese Diplomarbeit nicht möglich gewesen, da sie mich zu jeder Zeit sowohl moralisch als auch finanziell unterstützt haben.

Ein weiteres Dankeschönes geht an Dr. Hans-Peter Wolf der STEAG Energy Service GmbH, welcher mir bei Fragen bezüglich EBSILON Professional stets eine große Hilfe war.

Auch bei meinen Betreuern, Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Markus Haider und Dipl.-Ing. Martin Hämmerle, möchte ich mich hiermit bedanken, da sie mir bei der Anfertigung dieser Diplomarbeit immer mit Rat und Tat zur Seite standen.

Aber auch bei all jenen, welche mir während meiner Studienzeit geholfen und mich begleitet haben, möchte ich mich ganz herzlichst bedanken, weil ganz alleine hätte ich das sicher nicht geschafft.

Kurzfassung

Thermodynamische Stromspeicherung

Ein Vergleich von Technologien

Nachdem der Bedarf nach elektrischer Energie in einer modernen Gesellschaft nicht nur ungebrochen hoch ist, sondern auch permanent wächst, stellt sich hier nicht nur die Frage, wie man diese Energie bereitstellen kann, sondern auch wie man dies auf eine nachhaltige (bezogen auf Rohstoffe, Mensch und Kapital) Art und Weise tun kann. Daher wurde in den letzten Jahren wieder stark auf das „Pferd“ erneuerbare Energie gesetzt. Da ein unkontrollierter Ausbau der installierten Leistung an erneuerbaren Energiequellen jedoch zu einer Destabilisierung der Stromnetze führt (Wind und Sonne sind keine Konstanten), müssen auch noch andere Bereiche wie das Stromnetz selbst und die Stromspeicherung ausgebaut bzw. an geeigneten Methoden geforscht werden. Aufgrund der vielfältigen Möglichkeiten (chemisch, elektro-chemisch, mechanisch, thermisch) elektrische Energie wandeln und speichern zu können, widmet sich die vorliegende Diplomarbeit hauptsächlich dem Bereich der thermodynamischen Speicherung. Hierbei wurden die Technologien Adiabate Druckluftspeicherung (ACAES), Thermopotentialspeicherung (PHES), Flüssigluftspeicherung (LAES) und Elektro-thermische Speicherung (ETES) auf ihre Tauglichkeit hin analysiert und miteinander verglichen. Dazu wurden die einzelnen Prozesse mit EBSILON Professional modelliert und simuliert.

Abstract

Thermodynamic energy storage

A comparison of technologies

As the need of modern society for electrical energy not only remains at a constant high but is also growing permanently the challenge to meet isn't just to provide that energy but also how to do so in a sustainable way (referring to commodity, manpower and capital investment). That is why the field of renewable energy has been strongly invested in again in recent years. Since a blind extension of the potential output of the renewable energy sources already in place could lead to a destabilization of the power supply system (for neither the wind nor the sun are constants) other areas like the supply system itself and the energy storage technologies have to be extended or researched in for suitable methods. Considering the varied ways (chemical, electro-chemical, mechanical, thermal) electrical energy can be stored temporarily the diploma thesis on hand attends mainly to the area of thermodynamic energy storage. In so doing the technologies of adiabatic compressed air energy storage (ACAES), pumped heat energy storage (PHES), liquid air energy storage (LAES) and electro thermal energy storage (ETES) have been analyzed with regard to their suitability and further set in comparison with each other. To do so the individual processes have been modulated and simulated through EBSILON Professional.

Inhaltsverzeichnis

	Seite
1 EINLEITUNG	3
1.1 Problemstellung	4
1.2 Zielsetzung	4
2 THERMISCHE ENERGIESPEICHER	5
3 STRÖMUNGSMASCHINEN	8
3.1 Turboverdichter	8
3.2 Expander	9
3.3 Gasturbinen	10
4 EBSILON PROFESSIONAL – KURZE EINFÜHRUNG	12
4.1 Definition neuer Stoffe in EBSILON am Beispiel Sand (SiO_2).....	15
5 ADIABATE DRUCKLUFTSPEICHERUNG (ACAES).....	21
5.1 Beladung des Speichers	24
5.2 Entladung des Speichers	25
5.3 EBSILON Modell Lade- bzw. Entladevorgang	26
5.4 EBSILON Modell roundtrip efficiency	32
6 THERMOPOTENTIALSPEICHERUNG (PHES)	35
6.1 Beladung des Speichers	36
6.2 Entladung des Speichers	38
6.3 EBSILON Modell Lade- bzw. Entladevorgang	41
6.4 EBSILON Modell roundtrip efficiency	46
7 FLÜSSIGLUFTSPEICHERUNG (LAES)	51
7.1 Beladung des Speichers	54
7.2 Entladung des Speichers	55
7.3 EBSILON Modell Lade- bzw. Entladevorgang	56
7.4 EBSILON Modell roundtrip efficiency	63
8 ELEKTRO-THERMISCHE SPEICHERUNG (ETES)	65
8.1 Beladung des Speichers	69
8.2 Entladung des Speichers	70
8.3 EBSILON Modell Lade- bzw. Entladevorgang	72

8.4	EBSILON Modell externe Kältemaschine	77
8.5	EBSILON Modell roundtrip efficiency	79
9	ZUSAMMENFASSUNG	83
10	VERZEICHNIS	I
10.1	Literatur.....	I
10.2	Abkürzungsverzeichnis	III
10.3	Tabellen	V
10.4	Abbildungen	VI

1 Einleitung

Eine Vielzahl an Beweggründen wie Versorgungssicherheit (Unabhängigkeit von Energieimporten), Diversifizierung der Energieversorgung, Umweltschutzgedanken sowie wirtschaftliche und soziale Aspekte, sorgte dafür, dass erneuerbare Energien ihr Mauerblümchen Dasein ein wenig ablegen und in den letzten Jahrzehnten deutlich an Bedeutung zulegen konnten. Abbildung 1 stellt die Entwicklung der Stromerzeugung aus erneuerbaren Energien in der EU-27 von 1990 bis 2011 dar. Dabei betrug der Anteil an erneuerbaren Energien am Bruttostromverbrauch im Jahre 1990 11,6% und im Jahr 2011 21,7%. Wenn man den gesamten Bruttoendenergieverbrauch betrachtet, so lag im Jahr 2011 der Anteil an erneuerbaren Energien bei rund 13% [1, S. 53ff.].

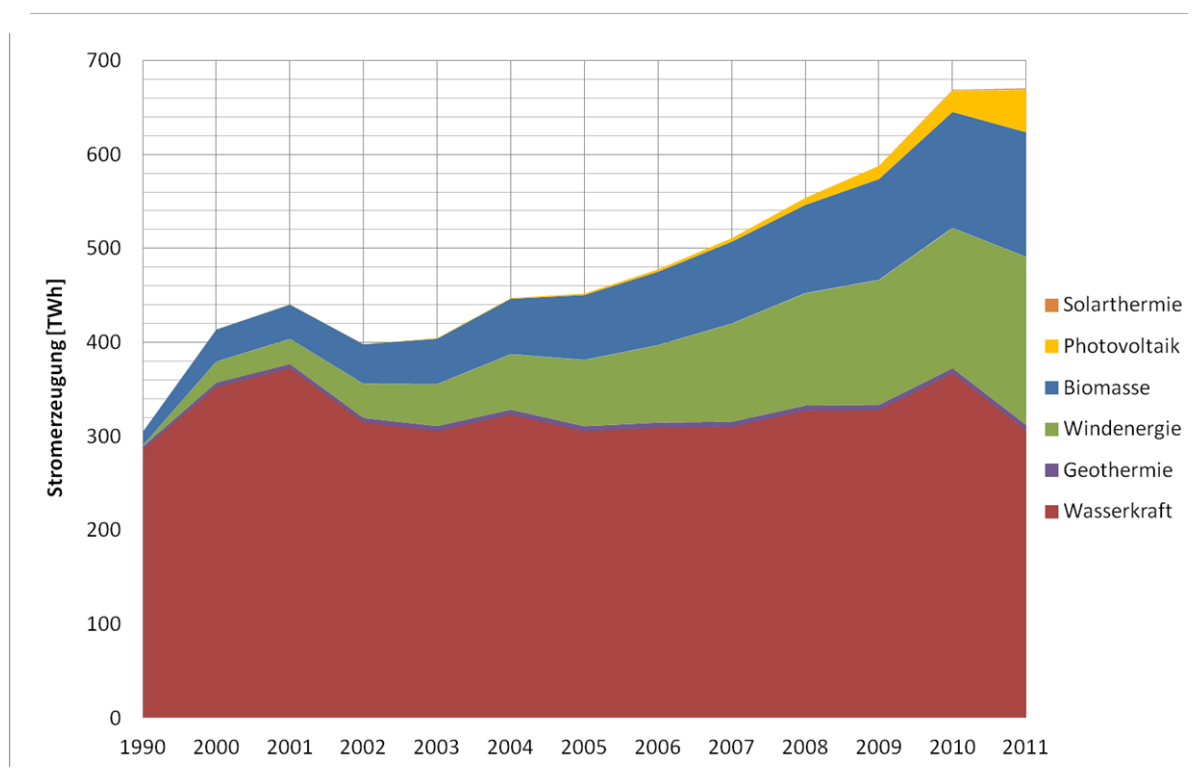


Abbildung 1: Strombereitstellung aus erneuerbaren Energien in der EU-27 [1, S. 60]

Das Ziel der Europäischen Union rund 12% des Bruttoendenergieverbrauchs bzw. 21% des Stromverbrauchs bis 2010 aus erneuerbaren Energiequellen zu beziehen, welches in der EU-Richtlinie 2001/77/EG zur Förderung der Stromerzeugung aus erneuerbaren Energiequellen im Elektrizitätsbinnenmarkt festgelegt wurde, konnte damit erreicht werden. Die Mitgliedsstaaten der Europäischen Union sollten sich allerdings nicht allzu sehr auf ihren Lorbeeren ausruhen, da es schon neue ehrgeizige Pläne (20% des Bruttoendenergieverbrauchs bis 2020) bezüglich erneuerbarer Energien gibt, welche in der EU-Richtlinie 2009/28/EG festgelegt wurden. Desweiteren gibt es die Idee, über kurz oder lang, sich zu 100% mit Strom aus erneuerbaren Quellen zu versorgen. Um dieses Ziel erreichen zu können, muss nicht nur die installierte Leistung an erneuerbaren Energiequellen

ausgebaut, es müssen auch die Probleme, welche durch die daraus resultierende Fluktuation der Stromeinspeisung entstehen können (betrifft vor allem die Stromerzeugung aus Wind und Sonne), in den Griff bekommen werden. Hierbei spielen die Bereiche Lastmanagement, Ausbau des Stromnetzes und nicht zuletzt auch die Stromspeicherung eine wesentliche Rolle [2, S. 33ff.].

1.1 Problemstellung

In den letzten Jahren ist zufolge des zunehmenden Anteils des aus regenerativen Quellen wie Wind und Sonne intermittierend produzierten Stroms, das Interesse an Speichertechnologien rapide gestiegen. Neben hydraulischen, mechanischen, chemischen und elektrochemischen Ansätzen ist auch die thermodynamische Stromspeicherung eine vielversprechende Methode.

1.2 Zielsetzung

In der vorliegenden Diplomarbeit sollen die Technologien Adiabate Druckluftspeicherung (ACAES), Thermopotentialspeicherung (PHES), Flüssigluftspeicherung (LAES) sowie Elektro-thermische Speicherung (ETES) analysiert werden. Hierzu soll als erstes die relevante Literatur aufgearbeitet, dann ein Teil der Prozesse mit dem Prozess-Simulationsprogramm EBSILON modelliert und zuletzt eine vergleichende Analyse der wichtigsten technologischen Parameter durchgeführt werden.

2 Thermische Energiespeicher

Bei der Art und Weise wie thermische Energie gespeichert werden kann, unterscheidet man prinzipiell zwischen sensibler, latenter bzw. thermochemischer Energiespeicherung. Sensible Speicher nutzen dabei die Temperaturänderung des Speichermediums bei Energieaufnahme bzw. -abgabe. Daher ist es hier wichtig, dass das Speichermedium eine möglichst hohe spezifische Wärmekapazität besitzt. In Tabelle 1 sind die physikalischen Eigenschaften Wärmeleitfähigkeit, Wärmekapazität und Dichte für ausgewählte Stoffe aufgelistet. Auf Grund seiner guten physikalischen Eigenschaften wird Wasser (Temperaturbereich 0 bis 100°C) häufig als Speichermedium verwendet. Für die Speicherung bei sehr hohen Temperaturen (über 500°C) kommen Feststoffe zum Einsatz. In diesem Bereich wird bei der sensiblen Methode zurzeit an Naturstein-, Sand- und Betonspeicher geforscht [3, S. 22ff.].

Tabelle 1: physikalische Eigenschaften ausgewählter Stoffe [3, S. 49]

Stoff	Wärmeleitfähigkeit [W/m K]	Volumenbezogene spezifische Wärmekapazität [MJ/m ³ K]	Dichte 10 ³ [kg/m ³]
Sand (SiO ₂)	1,5 – 2,4 ⁽²⁾	1,3 – 1,6 ⁽²⁾	1,25 ⁽¹⁾
Sandstein (Festgestein)	1,9 – 4,6	1,8 – 2,6	2,2 – 2,7
Kalkstein (Festgestein)	2,0 – 3,9	2,1 – 2,4	2,4 – 2,7
Marmor (Festgestein)	2,1 – 3,1	2,0	2,5 – 2,8
Gneis (Festgestein)	1,9 – 4,0	1,8 – 2,4	2,4 – 2,7
Beton	0,5 – 0,8	ca. 1,8	ca. 2,0
Kunststoff (HD-PE)	0,42	1,8	0,96
Stahl	60	3,12	7,8
Luft (0°C bis 20°C)	0,02	0,0012	0,0012
Wasser (10°C)	0,59	4,15	0,999
Eis (-10°C)	2,32	1,87	0,919

(1) Schüttgutdichte

(2) Gilt für den Temperaturbereich zwischen 300 und 600°C, wobei der Einfluss des Quarzsprungs vernachlässigt wurde. Die für die Berechnung des Polynoms notwendigen Koeffizienten stammen aus dem Programm „Barracuda“. Siehe hierzu auch Gleichung (1) bzw. (2).

Bei der latenten Speicherung wird zusätzlich zur fühlbaren thermischen Energie, auch die durch den Phasenwechsel des Speichermediums freiwerdende Energie genutzt. Daher müssen Speichermedien nicht nur eine hohe spezifische Wärmekapazität, sondern auch eine hohe Übergangsenthalpie (Schmelz- bzw. Verdampfungsenthalpie) aufweisen. Tabelle 2 zeigt Materialien welche für Latentwärmespeicher in Frage kommen. Der mögliche Einsatzbereich von Latentwärmespeicher liegt in etwa zwischen -40 und weit über 1000°C [3, S. 22ff.].

Beim thermochemischen Speicherprozess wird die thermische Energie mithilfe einer reversiblen chemischen Reaktion gespeichert. Deshalb spielt hier die spezifische Reaktionsenthalpie des Speichermaterials eine große Rolle. Ausgewählte Reaktionen welche bei der thermochemischen Speicherung eingesetzt werden, sind in Tabelle 3

aufgelistet. Auch Ad- und Absorptionsprozesse fallen per Definition in den Bereich der thermochemischen Speicherung [3, S. 22ff.]. Mögliche Arbeitstemperaturen von Thermochemischen Speichern, siehe Tabelle 3.

Tabelle 2: Latentwärmespeichermaterialien für unterschiedliche Temperaturbereiche (Auszug) [3, S. 52]

Material	Schmelztemperatur [°C]	Schmelzenthalpie [kJ/kg]	Wärmeleitfähigkeit [W/m K]	Dichte [kg/m ³]
Wasser	0	334	0,597 (flüssig, 20°C)	998 (flüssig, 20°C) 917 (fest)
Magnesiumnitrat Hexahydrat	89	149	0,49 (flüssig, 95°C)	1550 flüssig, 94°C)
Natriumnitrat	307	172	0,51 (flüssig)	1900 (flüssig)
Paraffin	28	245	0,15 (fest)	777 (flüssig)
Zuckeralkohol	120	340	0,32 (flüssig, 140°C)	1300 (flüssig, 140°C)
Kaliumnitrat	333	266	0,5 (flüssig)	1900 (flüssig)

Tabelle 3: reversible chemische Reaktionen, welche zur Speicherung thermischer Energie genutzt werden [3, S. 57]

Reaktionstyp	Gleichung	Gleichgewichtstemperatur ⁽¹⁾ bei 1 bar in °C	Energiespeicherdichte [kWh/kg]
Hydroxide	$\text{Mg(OH)}_2 \rightarrow \text{MgO} + \text{H}_2\text{O}$	268	0,372
	$\text{Ca(OH)}_2 \rightarrow \text{CaO} + \text{H}_2\text{O}$	521	0,373
Carbonate	$\text{CaCO}_3 \rightarrow \text{CaO} + \text{CO}_2$	896	0,463
	$\text{BaCO}_3 \rightarrow \text{BaO} + \text{CO}_2$	1497	0,298
Metall Hydride	$\text{MgH}_2 \rightarrow \text{Mg} + \text{H}_2$	293	0,834
Katalytische Reaktion	$\text{SO}_3 \rightarrow \text{SO}_2 + 0,5\text{O}_2$	767	0,340
Dampfreformierung	$\text{CH}_4 + \text{H}_2\text{O} \rightarrow \text{CO} + 3\text{H}_2$	687	1,672

(1) ist jene Temperatur bei der sich die Produkte und die Edukte der Reaktion im thermodynamischen Gleichgewicht befinden. Bei einem Druck von einem Bar, muss die Temperatur daher beim Laden (endotherme Reaktion) über bzw. beim Entladen des Speichers (exotherme Reaktion) unter der Gleichgewichtstemperatur liegen.

Weitere Einteilungskriterien hängen vom jeweiligen Einsatzbereich und von Faktoren wie Effizienz, Temperaturbereich (Kälte, Wärme, Hochtemperatur), exergetischer Wirkungsgrad, Speicherkapazität / Energiedichte, thermischer Wirkungsgrad sowie der Speicherdauer ab. Desweiteren spielen auch die Kosten sowie die Lebensdauer des thermischen Energiespeichers eine nicht unwesentliche Rolle [3, S. 33ff.].

Was nun den derzeitigen Entwicklungsgrad der erwähnten Speichertechnologien betrifft, so ist dieser bei sensiblen Wärmespeichern, mit Ausnahme der Hochtemperatur Speichermaterialien, schon weitgehend ausgereift. Eingesetzt werden diese z.B. bei Warmwasserspeicher und bei Erdwärmesonden. Latente bzw. thermochemische Speicher

befinden sich dagegen noch in der Entwicklungsphase (Materialforschung, Komponentenentwicklung) [3, S. 125].

Zum Abschluss dieses Kapitels sollen noch einige Energiespeichertechnologien miteinander verglichen werden. In Tabelle 4 werden die wichtigsten Eigenschaften der Speichertechnologien aufgelistet, wobei die enthaltenen Daten als Richtwerte zu verstehen sind.

Tabelle 4: Vergleich von Energiespeichertechnologien [3, S. 17] und [4, S. 6]

Speichertechnologie	Speicherprinzip	Leistung [MW]	Kapazität [MWh]	Speicherdauer	Energiedichte		roundtrip efficiency [-]	Lebensdauer [Zyklen]	Kosten	
					[kWh/t]	[kWh/m ³]			[\$/kW]	[\$/kWh]
Lithium-Ionen-Batterie	Elektrochemisch	< 1,7	< 22	Tag – Monat	84 – 160	190 – 375	0,89 – 0,98	2960 – 5440	1230 – 3770	620 – 2760
Natrium-Schwefel-Batterie	Elektrochemisch	1 – 60	7 – 450	Tag	99 – 150	156 – 255	0,75 – 0,86	1620 – 4500	260 – 2560	210 – 920
Bleisäure-Batterie	Elektrochemisch	0,1 – 30	< 30	Tag – Monat	22 – 34	25 – 65	0,65 – 0,85	160 – 1060	350 – 850	130 – 1100
Druckluftspeicher	Mechanisch	2 – 300	14 – 2050	Tag	-	1,3 bei 30 bar	0,4 – 0,75	8620 – 17100	15 – 2050	30 – 100
Pumpspeicherkraftwerke	Mechanisch	450 – 2500	8000 – 190000	Tag – Monat	-	1,0 bei 360m Höhe	0,63 – 0,85	12800 – 33000	540 – 2790	40 – 160
Wasserstoff	Chemisch	versch.	versch.	unbefristet	34000	-	0,22 – 0,5	1	384 – 1408	-
Methan	Chemisch	versch.	versch.	unbefristet	16000	-	0,24 – 0,42	1	-	-
Sensible Wasserspeicher	Thermisch	< 10	< 100	Stunde – Jahr	10 – 50	< 60	0,5 – 0,9	ca. 5000	-	0,1 – 13
Latentwärmespeicher	Thermisch	< 10	< 10	Stunde – Woche	50 – 150	< 120	0,75 – 0,9	ca. 5000	-	13 – 65
Thermochemische Speicher	Thermisch	< 1	< 10	Stunde – Woche	120 – 250	120 – 250	0,8 – 1	ca. 3500	-	10 – 130

3 Strömungsmaschinen

Grundsätzlich lassen sich Strömungsmaschinen in Kraft- und Arbeitsmaschinen einteilen. Bei Kraftmaschinen (Turbinen) wird eine Energieform (z.B.: thermische oder hydraulische Energie) in mechanische Energie umgewandelt. Arbeitsmaschinen (Verdichter, Pumpen) dagegen, wandeln mechanische in eine andere beliebige Energieart um. Dabei besteht der Unterschied gegenüber Kolbenmaschinen (hin- und hergehender Kolben) darin, dass Strömungsmaschinen (rotierendes Schaufel-Rad) kontinuierlich und quasi pulsationsfrei arbeiten. Ein weiteres Einteilungskriterium wäre das Fluid, welches sich in der jeweiligen Maschine befindet. Dabei unterscheidet man zwischen kompressiblen (Gase) und inkompressiblen (Flüssigkeiten) Medien. Bei kompressiblen Fluiden führt eine Druckänderung zu einer Volumenänderung und damit auch immer zu einer Temperaturänderung (Verdichter, Dampfturbinen). Im Gegensatz dazu, kommt es bei inkompressiblen Medien nur zu einer Umsetzung von mechanischer Energie (Pumpen, Wasserturbinen) [5, S. 15ff.]. In diesem Kapitel sollen nun die Arten von Strömungsmaschinen vorgestellt werden, welche in den beschriebenen Speichertechnologien zum Einsatz kommen.

3.1 Turboverdichter

Sie unterteilen sich in Radial- und Axialverdichter und sind aufgrund der hohen Drucksteigerungen meist mehrstufig ausgeführt. In Abbildung 2 sieht man die Unterschiede zwischen einem Axial- bzw. Radialverdichter an Hand einer Kombinierten Ausführung.

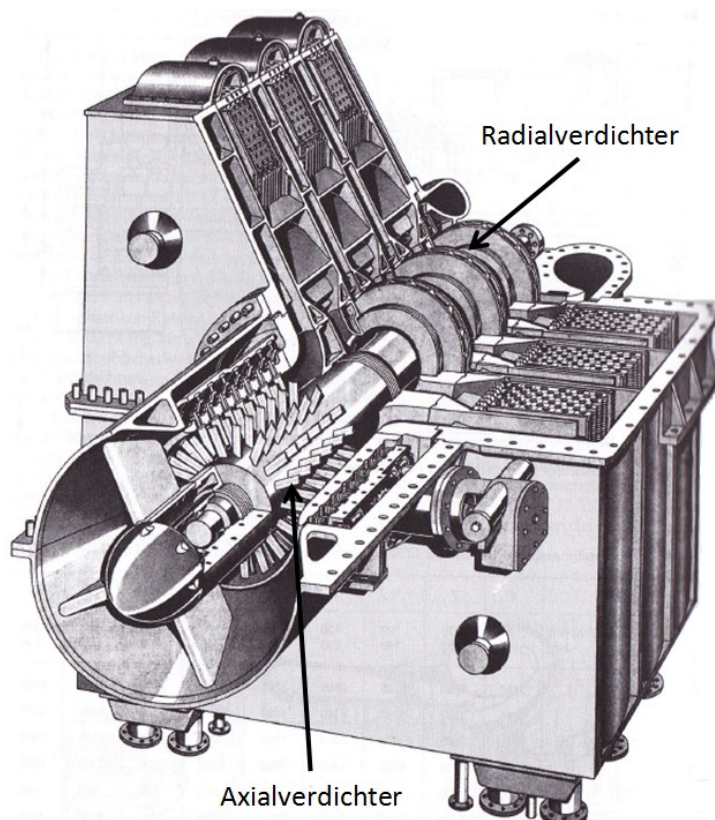


Abbildung 2: Kombiniertes Axial-/ Radialverdichter (nach Fa. Sulzer) [5, S. 318]

Prinzipiell liegt der Einsatzbereich von Radialverdichtern bei niederen Volumenströmen (ca. $60 \text{ m}^3/\text{s}$) und hohen Drücken (bis 600 bar) und jener von Axialverdichtern bei hohen Volumenströmen (ca. $300 \text{ m}^3/\text{s}$) und niederen Drücken (bis 50 bar) [5, S. 307ff.]. Aus betrieblichen Gründen (Materialbelastungsgrenzen und Selbstzündung von Schmierölen) sollte die Verdichter – Austrittstemperatur immer unter $200 \text{ }^\circ\text{C}$ liegen. Daher werden Hochdruckverdichter mehrstufig und mit Zwischenkühlung gebaut [9, S. 169]. Da die, für die beschriebenen Speichertechnologien benötigte thermische Energie, durch Turboverdichter generiert wird und für einen wirtschaftlichen Betrieb zum Teil Temperaturen von über $600 \text{ }^\circ\text{C}$ erforderlich wären, wird in diesem Bereich zurzeit intensiv geforscht. Wenn man die Arbeitsweise der beiden Typen vergleicht, so entsteht die Drucksteigerung beim Radialverdichter nur zu einem geringen Teil durch die Laufräder selbst, sondern zum größten Teil durch die Diffusoren welche sich nach den jeweiligen Laufrädern befinden. Im Gegensatz dazu, entsteht die Druckerhöhung im Axialverdichter durch die Lauf- und Leitschaufeln, welche sehr nah bei einander angeordnet sind und dadurch die Strömung in axialer Richtung verzögern. Aufgrund der zusätzlich erforderlichen Diffusoren, liegen die Baugrößen von Radialverdichtern deutlich über jenen von vergleichbaren Axialverdichtern [5, S. 291ff.].

3.2 Expander

Die Arbeitsweise bzw. der Aufbau einer Dampfturbine kann in zwei Varianten unterteilt werden. Beim ersten, dem Gleichdruck- bzw. Aktionsverfahren, bewirkt die kinetische Energie des Dampfstrahls, welche durch die Leiteinrichtung erzeugt wird, eine Druck- bzw. Aktionskraft auf die Schaufel, wodurch diese in Rotation versetzt wird. Während der Dampf durch die Laufradkanäle strömt, bleibt bei diesem Verfahren der Dampfdruck konstant. Bei der zweiten Variante handelt es sich um das Überdruck- bzw. Reaktionsverfahren. Hierbei sind die Laufradschaufeln so gekrümmt, dass diese eine Düsenwirkung besitzen. Dadurch wird der Dampf nicht nur durch die Leiteinrichtung, sondern auch direkt im Laufrad beschleunigt bzw. entspannt (Druckabnahme). Die Rotation entsteht daher zu einem Teil aus der kinetischen Energie der einströmenden Masse und zum anderen Teil aus der kinetischen Energie der Ausströmenden Masse (Reaktionskraft) [5, S. 173ff.]. Der Aufbau einer Dampfturbine wird in Abbildung 3 dargestellt.

Zum Einsatz kommen Dampfturbinen als Kondensations-, Gegendruck- und Entnahmeturbinen. Kondensationsturbinen nutzen dabei das größtmögliche Wärmegefälle, da der Dampf, je nach Kühlmitteltemperatur im nachgeschalteten Kondensator, auf sehr niedere Drücke entspannt werden kann. Aufgrund der hohen Volumenzunahme des Dampfes während der Entspannung unterteilen sich Kondensationsturbinenanlagen meist in mehrere Stufen (Hoch-, Mittel- und Niederdruck). Dabei werden Dampfdrücke bis zu 280 bar und Temperaturen von über 500°C verwendet. Wenn neben mechanischer auch noch thermische Energie (Kraft-Wärme-Prozess) erzeugt werden soll, so darf sich der Dampf nur bis zum Druck des gewünschten Temperaturniveaus entspannen (Gegendruckturbine). Die Entnahmeturbine dagegen, ermöglicht nicht nur eine geregelte Entnahme von thermischer Energie bei konstantem Entnahmedruck, sondern auch eine vom Wärmeverbraucher

unabhängige Bereitstellung von mechanischer Energie. D.h. ein Teil des Dampfes wird entnommen und dem Wärmeverbraucher bereitgestellt und der andere Teil wird bis zum Kondensatordruck entspannt [5, S. 173ff.].

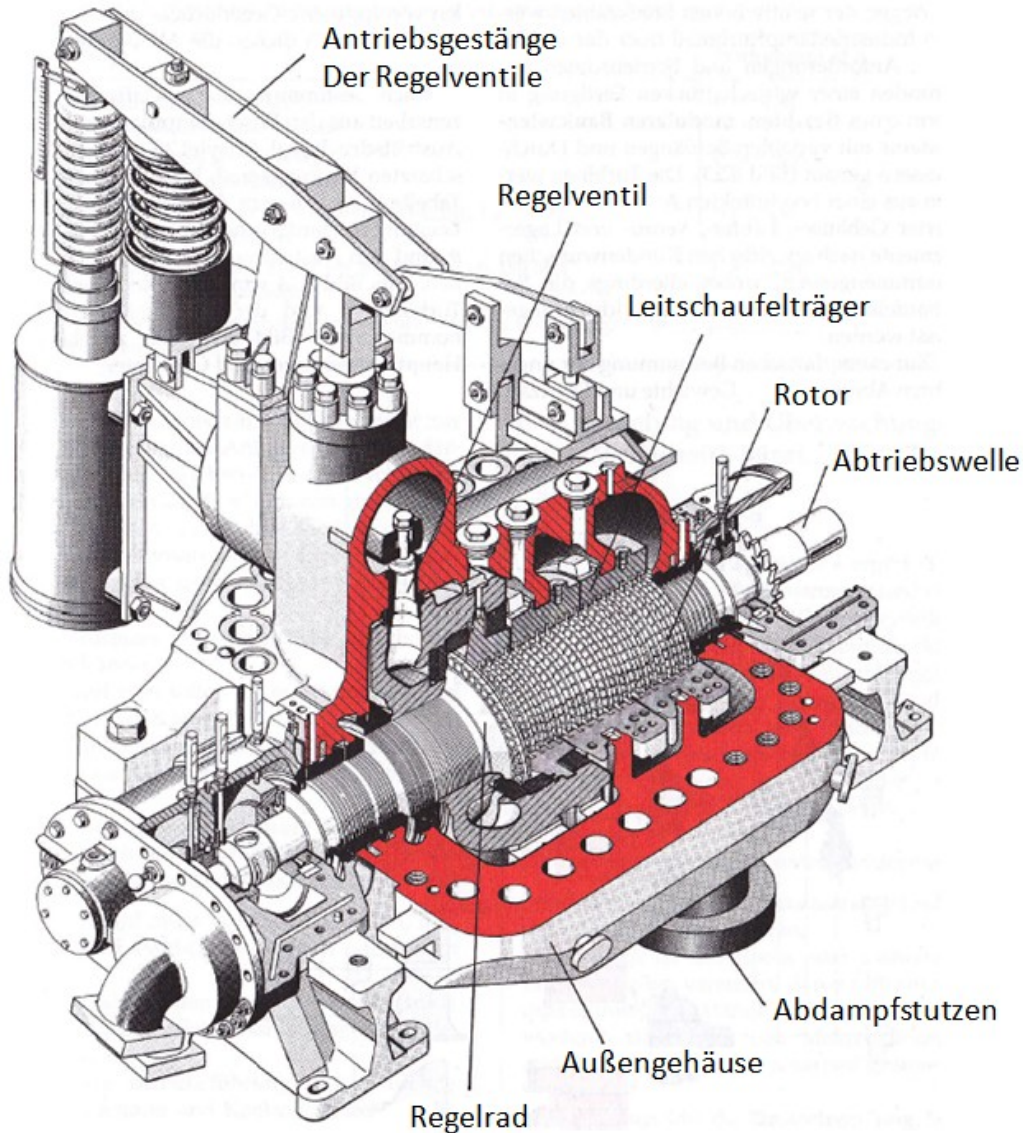


Abbildung 3: Industriedampfturbine (nach Fa. Siemens AG) [5, S. 189]

3.3 Gasturbinen

Prinzipiell besteht eine Gasturbinenanlage aus einem Turboverdichter, einer Brennkammer und einer Turbine. Abbildung 4 zeigt den Aufbau einer stationären 125 MW Anlage der Firma Siemens. Dabei versorgt ein Turboverdichter die Brennkammer kontinuierlich mit Luft. In der Brennkammer wird dann die chemische Energie aus dem Brennstoff in Druck- und Wärmeenergie umgewandelt. Hinter der Brennkammer befindet sich die Turbine, welche die Strömungsenergie in mechanische Energie umwandelt [8, S. 24ff.]. Bei der Verbrennung in der Brennkammer entstehen Temperaturen von ca. 1400 °C und Drücke von etwa 40 bar.

Bei Kraftwerksturbinen liegt die Leistungsgrenze bei etwa 340 MW. In Tabelle 5 werden die Betriebsbedingungen einer Gasturbine mit jener der Dampfturbine verglichen [5, S. 195].

Tabelle 5: Vergleich Gasturbine – Dampfturbine (Richtwerte) [5, S. 195]

	Gasturbine	Dampfturbine
Druck des Arbeitsmediums [bar]	< 40	< 280
Temperatur des Arbeitsmediums [°C]	< 1400	< 580
Austrittsdruck [bar]	≥ 1	> 0,02
Endtemperatur [°C]	> 400	> 20
Wärmegefälle [kJ/kg]	1000	1500
Stufenzahl [Stufen]	3 – 8	20 – 40

Die vorhandenen Turbomaschinen sind zwar schon sehr ausgereift, es wird jedoch stetig an der Weiterentwicklung der Maschinen und an neuen Werkstoffen geforscht um in Zukunft noch höhere Temperaturen, Drücke, Leistungen sowie eine größere Wirtschaftlichkeit erzielen zu können. Gerade im Hinblick auf die Anforderungen an Turbomaschinen in den vorgestellten Speichertechnologien, ist eine Weiterentwicklung notwendig, um die Wirtschaftlichkeit der Speicheranlagen zu ermöglichen.

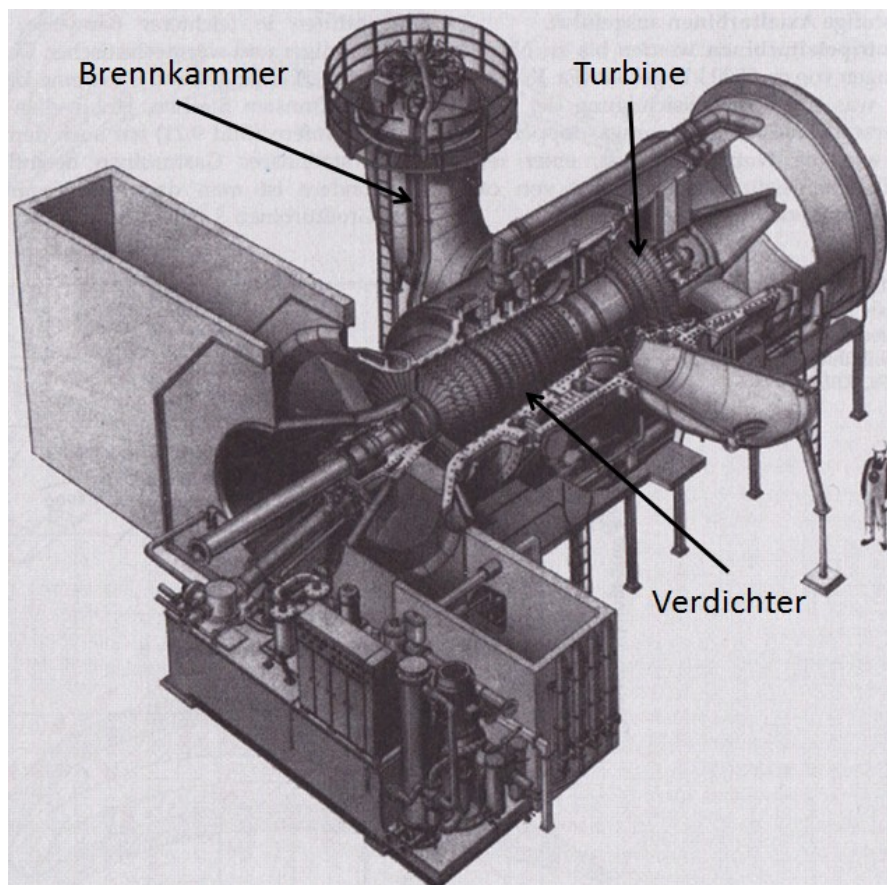
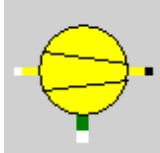

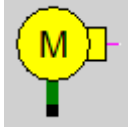

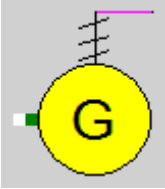



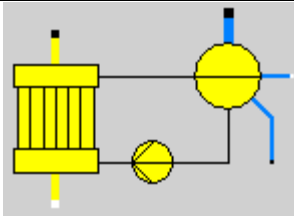
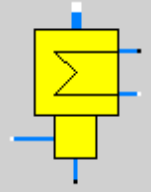




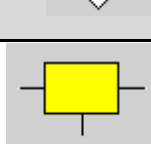



Abbildung 4: Schnitt durch eine 125 MW Turbine der Fa. Siemens [5, S. 206]

4 EBSILON Professional – kurze Einführung

EBSILON professional ist ein Simulationsprogramm der Firma STEAG Energy Services GmbH, welches für die Planung und Optimierung von energie- und kraftwerkstechnischen Anlagen entwickelt wurde. Es handelt sich dabei um ein stationäres Programm, daher können instationäre Prozessvorgänge nicht simuliert werden. Da EBSILON eine Windowsbasierende grafische Benutzeroberfläche besitzt und Anlagen nach dem „Drag- and Drop- Prinzip“ aufgebaut werden, gestaltet sich das arbeiten damit recht einfach. Desweiteren verfügt das Programm über eine umfassende Bauteilbibliothek, sowie über eine Vielzahl an Arbeitsfluiden und Brennstoffen, womit die gängigen thermischen Prozesse simuliert werden können. Tabelle 6 zeigt einen Auszug aus der Bauteilbibliothek. Dieser Auszug umfasst alle Bauteile welche in dieser Diplomarbeit verwendet wurden. Insgesamt stehen über 120 Bauteile und mehr als 170 verschiedene Stoffe (z.B. Wasser, Thermoöle, Salzschnmelzen, Binäre Gemische, zweiphasen Fluide, Kohle, usw.) zu Verfügung. Es können aber auch anwenderspezifische Stoffe bzw. Bauteile definiert werden [10].

Tabelle 6: Auszug aus der Bauteilbibliothek von EBSILON Professional

Komponenten Nummer	Bauteil	Beschreibung
24		Kompressor
8		Pumpe
29		Motor
6		Expansionsturbine
11		Generator
61		Allgemeiner Wärmetauscher

70		Verdampfer mit Dampfkessel
7		Kondensator
2		Drossel
46		Temperatur Eingabestation
46		Druck Eingabestation
33		Allgemeine Startwert Eingabe
30		Differenzmessgerät
36		Übertragungseinrichtung für Massenströme
36		Übertragungseinrichtung für Enthalpie
36		Übertragungseinrichtung für Drücke

Prinzipiell orientieren sich die Rahmenbedingungen der verwendeten Bauteile an den Standardwerten von EBSILON. Vor allem bei den Wirkungsgraden und den Druckverlusten der einzelnen Komponenten, wurden Standardwerte von EBSILON für die Modellierung verwendet. Die für die Simulation der unterschiedlichen Prozesse verwendeten Rahmenbedingungen und die Standardwerte von EBSILON sind in Tabelle 7 aufgelistet. Die Prozesse PHES bzw. ETES beziehen sich bei den Vorgabewerten von Druck und Temperatur, auf die Quellen [16] bzw. [24]. Bei den Prozessen ACAES bzw. LAES werden für die Vorgabewerte die Quellen [14] bzw. [19] sowie [20] und [22] herangezogen. Der isentrope Wirkungsgrad der Kompressoren im ETES Prozess stammt aus der Quelle [24]. Damit die vier Prozesse miteinander verglichen werden können, wurde dieser isentrope Wirkungsgrad für alle Kompressoren übernommen. Auch der isentrope Wirkungsgrad der

Pumpen bezieht sich auf Quelle [24] und wurde zwecks Vergleichbarkeit für alle Pumpen verwendet. Der elektrische Wirkungsgrad der Motoren bezieht sich auf Quelle [10] und weicht deshalb vom EBSILON Standardwert ab. Bei den Expansionsturbinen wurde ebenfalls die Quelle [24] für den isentropen Wirkungsgrad herangezogen. Auch dieser Wert wurde bei allen Prozessen gleich gewählt, um die Vergleichbarkeit zwischen den Prozessen gewährleisten zu können. Beim Wirkungsgrad der Generatoren, wurde der von EBSILON vorgegebene Standardwert beibehalten. Die Temperaturspreizung in den Wärmetauschern liegt bei 5 K, wenn Primär- und Sekundärseitig die gleichen und bei 15 K, wenn unterschiedliche Medien vorliegen (Annahmen für erste Abschätzungen, entsprechen nicht der Realität).

Tabelle 7: Gegenüberstellung der Rahmenbedingungen der einzelnen Prozesse

Bauteil	EBSILON Standardwert	ACAES	PHES	LAES	ETES
Kompressor					
Isentroper Wirkungsgrad [-]	0,85	0,89	0,89	0,89	0,89
Mechanischer Wirkungsgrad [-]	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99
Pumpe					
Isentroper Wirkungsgrad [-]	0,8			0,86	0,86
Mechanischer Wirkungsgrad [-]	0,998			0,998	0,998
Motor					
Elektrischer Wirkungsgrad [-]	0,85	0,95	0,95	0,95	0,95
Mechanischer Wirkungsgrad [-]	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998
Expansionsturbine					
Isentroper Wirkungsgrad [-]	0,88	0,91	0,91	0,91	0,91
Mechanischer Wirkungsgrad [-]	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998
Generator					
Wirkungsgrad [-]	0,9856	0,9856	0,9856	0,9856	0,9856
Allgemeiner Wärmetauscher					
Temperatur Spreizung [K]	5	5 bis 15	5 bis 15	5	5 bis 15
Druckverlust (absolut) primäre Seite [bar]	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
Druckverlust (absolut) sekundäre Seite [bar]	0,002	0,002	0,05	0,002	0,002
Verdampfer mit Dampfkessel					
Pinch Point ⁽¹⁾ [K]	5				1 bis 7
Isentroper Wirkungsgrad der Pumpe [-]	0,8				0,8
Druckverlust (absolut) sekundäre Seite [bar]	0				0,002
Kondensator					
Erwärmungsgrenze für Kühlmittel ΔT [K]	10				3
Druckverlust (absolut) primäre Seite [bar]	0,5				0,3
Druckverlust (absolut) sekundäre Seite [bar]	0				0

(1) kleinste Temperaturdifferenz zwischen Kreisprozessfluid und Wärmespeichermedium im Verdampfer.

4.1 Definition neuer Stoffe in EBSILON am Beispiel Sand (SiO_2)

Wenn es sich bei dem zu definierenden Stoff um ein Fluid, sprich um eine in einer Leitung fließenden Substanz handelt, wird zunächst der Leitungstyp „Thermoliquid“ gewählt. Danach setzt man den Bauteil 33 direkt auf diese Leitung (Abbildung 5).

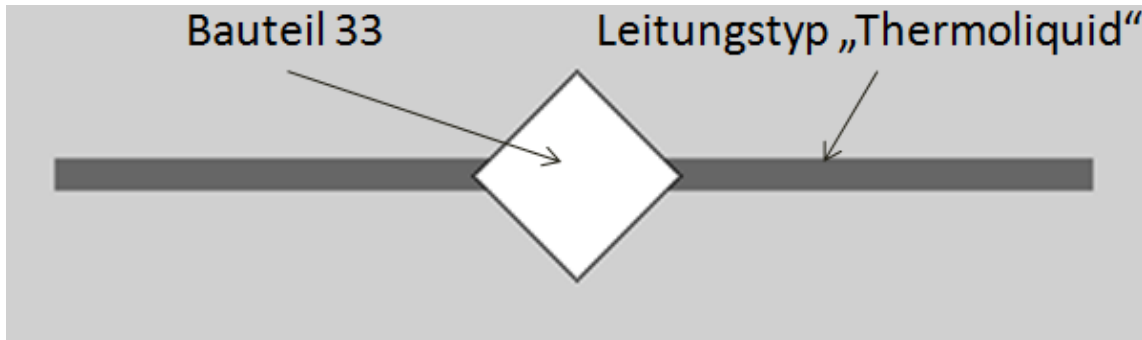


Abbildung 5: neues Fluid in EBSILON Schritt 1

Innerhalb des Bauteils 33 kann man unter „Material Fractions“ die Stoffeigenschaften des neuen Fluids als „thermoliquid user defined“ definieren (Abbildung 6).

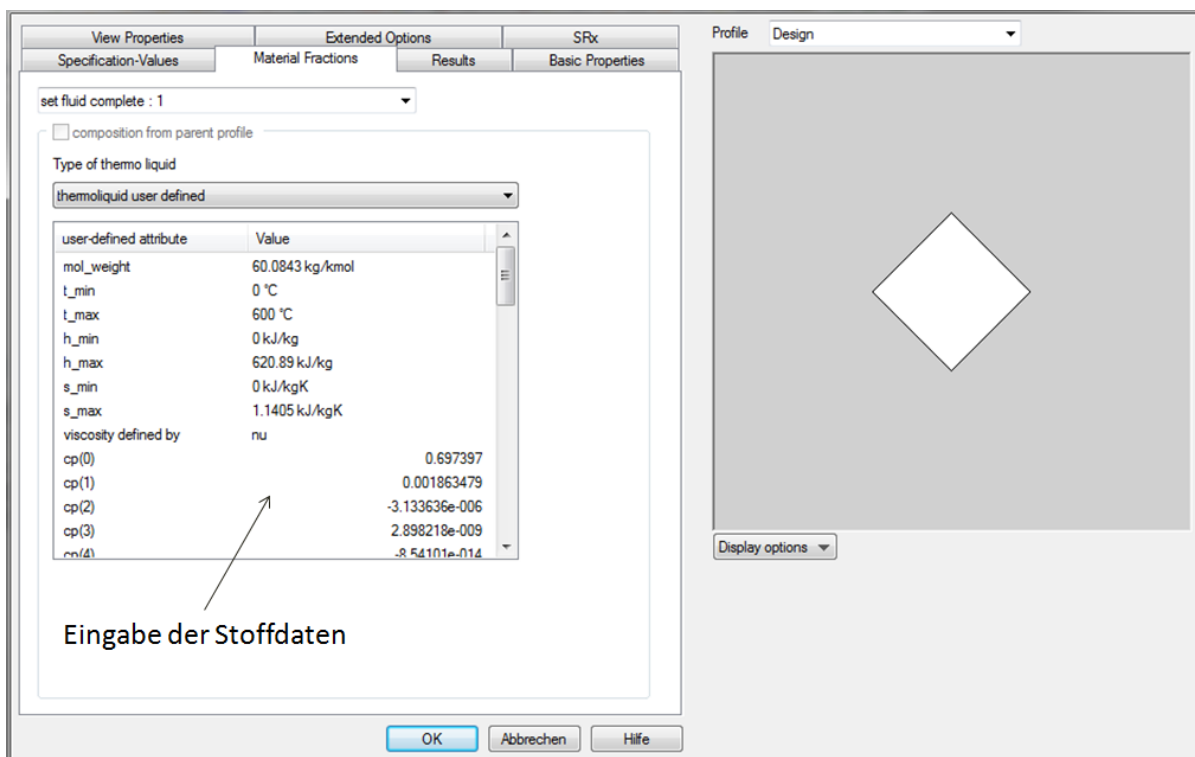


Abbildung 6: neues Fluid in EBSILON Schritt 2

Um einen Stoff ausreichend beschreiben zu können, müssen hier die Polynomkoeffizienten für die spezifische Wärmekapazität c_p in [kJ/kg K], die Dichte des Fluids ρ in [kg/m³], die Wärmeleitfähigkeit λ in [W/m K], der Dampfdruck p_s in [bar], die Enthalpie h in [kJ/kg] und die Entropie s in [kJ/kg K] eingegeben werden. Die Polynome hängen dabei nur von der

Temperatur ab. Desweiteren müssen hier die molare Masse des Stoffs und die maximal bzw. minimal zulässigen Werte für Temperatur in [°C], Enthalpie in [kJ/kg] und Entropie in [kJ/kg K] beschrieben werden [10].

Die Koeffizienten für die Wärmeleitfähigkeit λ_{m} in [W/m K] stammen aus dem Programm „Barracuda“ und werden in Tabelle 10 aufgelistet [6]. Das verwendete Polynom für die Wärmeleitfähigkeit wird in Gleichung (1) dargestellt.

$$\lambda_{\text{m}}(T) = \lambda_{\text{m}}(0) + \lambda_{\text{m}}(1) \cdot T + \lambda_{\text{m}}(2) \cdot T^2 \quad (1)$$

Der Dampfdruck p_{s} in [bar] für Quarzsand ist praktisch unendlich. Daher wurde er mit 999999 [bar] festgelegt. Siehe auch Tabelle 10.

Das zum Einsatz kommende Polynom für die Wärmekapazität wird in Gleichung (2) gezeigt [10]. Die Koeffizienten stammen dabei aus dem Programm „Barracuda“ und werden in Tabelle 8 abgebildet [6]. Diese Koeffizienten gelten nur für SiO₂ unterhalb des Quarzsprungs. D.h. bis zu einer Temperatur von 573°C. Oberhalb dieser Temperatur würde sich die kristalline Modifikation von Alpha-Quarz (Tiefquarz) in Beta-Quarz (Hochquarz) umwandeln, wodurch sich das spezifische Volumen sprunghaft um 0,8% vergrößern würde [7].

$$c_p(T) = a_0 + a_1 \cdot T + a_2 \cdot T^2 + a_3 \cdot T^3 + a_4 \cdot T^4 \quad (2)$$

Tabelle 8: Koeffizienten für das Polynom der Wärmekapazität („Barracuda“)

	[J/kg K]
a_0	-104,97
a_1	4,23157
a_2	-0,00554748
a_3	$2,9919 \cdot 10^{-6}$
a_4	$-8,54204 \cdot 10^{-11}$

Aus diesem Polynom kann sowohl das Polynom für die Enthalpie als auch für die Entropie hergeleitet werden. Desweiteren werden die Gleichungen, welche für die Bestimmung der Koeffizienten notwendig sind, hieraus bestimmt. Hierzu setzt man das Polynom für die Wärmekapazität sowohl in Gleichung (4) als auch in Gleichung (7) ein [25, S. 223ff.].

$$h(T) - h(T_0) = \int_{T_0}^T c_p \cdot dT \quad (3)$$

$$h(T) = \int_{T_0}^T c_p \cdot dT + h(T_0) \quad (4)$$

$$h(T) = \int_{T_0}^T (a_0 + a_1 \cdot T + a_2 \cdot T^2 + a_3 \cdot T^3 + a_4 \cdot T^4) \cdot dT + h(T_0) \quad (5)$$

$$s(T) - s(T_0) = \int_{T_0}^T \frac{1}{T} \cdot c_p \cdot dT \quad (6)$$

$$s(T) = \int_{T_0}^T \frac{1}{T} \cdot c_p \cdot dT + s(T_0) \quad (7)$$

$$s(T) = \int_{T_0}^T \frac{(a_0 + a_1 \cdot T + a_2 \cdot T^2 + a_3 \cdot T^3 + a_4 \cdot T^4)}{T} \cdot dT + s(T_0) \quad (8)$$

$$s(T) = \int_{T_0}^T \left(\frac{a_0}{T} + a_1 + a_2 \cdot T + a_3 \cdot T^2 + a_4 \cdot T^3 \right) \cdot dT + s(T_0) \quad (9)$$

Anschließen werden die Gleichungen (5) und (9) nach der Temperatur T integriert.

$$h(T) = \left[a_0 \cdot T + a_1 \cdot \frac{T^2}{2} + a_2 \cdot \frac{T^3}{3} + a_3 \cdot \frac{T^4}{4} + a_4 \cdot \frac{T^5}{5} \right]_{T_0}^T + h(T_0) \quad (10)$$

$$h(T) = \left(a_0 \cdot T + a_1 \cdot \frac{T^2}{2} + a_2 \cdot \frac{T^3}{3} + a_3 \cdot \frac{T^4}{4} + a_4 \cdot \frac{T^5}{5} \right) - \left(a_0 \cdot T_0 + a_1 \cdot \frac{T_0^2}{2} + a_2 \cdot \frac{T_0^3}{3} + a_3 \cdot \frac{T_0^4}{4} + a_4 \cdot \frac{T_0^5}{5} \right) + h(T_0) \quad (11)$$

$$s(T) = \left[a_0 \cdot \ln(T) + a_1 \cdot T + a_2 \cdot \frac{T^2}{2} + a_3 \cdot \frac{T^3}{3} + a_4 \cdot \frac{T^4}{4} \right]_{T_0}^T + s(T_0) \quad (12)$$

$$s(T) = \left(a_0 \cdot \ln(T) + a_1 \cdot T + a_2 \cdot \frac{T^2}{2} + a_3 \cdot \frac{T^3}{3} + a_4 \cdot \frac{T^4}{4} \right) - \left(a_0 \cdot \ln(T_0) + a_1 \cdot T_0 + a_2 \cdot \frac{T_0^2}{2} + a_3 \cdot \frac{T_0^3}{3} + a_4 \cdot \frac{T_0^4}{4} \right) + s(T_0) \quad (13)$$

Da wir für die Enthalpie bzw. Entropie ein Polynom fünften Grades suchen, welches seinen Nullpunkt bei 0°C hat [h(273,15 K) = 0 bzw. s(273,15 K) = 0], müssen hierfür auch neue Koeffizienten bestimmt werden. Gleichungen für die neuen Koeffizienten siehe Tabelle 9.

$$h(T) = b_0 + b_1 \cdot T + b_2 \cdot T^2 + b_3 \cdot T^3 + b_4 \cdot T^4 + b_5 \cdot T^5 \quad (14)$$

$$s(T) = c_0 \cdot \ln(T) + c_1 + c_2 \cdot T + c_3 \cdot T^2 + c_4 \cdot T^3 + c_5 \cdot T^4 \quad (15)$$

Tabelle 9: Gleichungen für die Koeffizienten für das Enthalpie- und Entropie- Polynom

$(T_0 = 273,15 \text{ K})$ Enthalpie $h(T)$	$(T_0 = 273,15 \text{ K})$ Entropie $s(T)$
$b_0 = -\left(a_0 \cdot T_0 + a_1 \cdot \frac{T_0^2}{2} + a_2 \cdot \frac{T_0^3}{3} + a_3 \cdot \frac{T_0^4}{4} + a_4 \cdot \frac{T_0^5}{5} \right)$	$c_0 = a_0$
$b_1 = a_0$	$c_1 = -\left(a_0 \cdot \ln(T_0) + a_1 \cdot T_0 + a_2 \cdot \frac{T_0^2}{2} + a_3 \cdot \frac{T_0^3}{3} + a_4 \cdot \frac{T_0^4}{4} \right)$
$b_2 = \frac{a_1}{2}$	$c_2 = a_1$
$b_3 = \frac{a_2}{3}$	$c_3 = \frac{a_2}{2}$
$b_4 = \frac{a_3}{4}$	$c_4 = \frac{a_3}{3}$
$b_5 = \frac{a_4}{5}$	$c_5 = \frac{a_4}{4}$

Da EBSILON bei der Wärmekapazität mit einem Polynom fünften Grades arbeitet, müssen das Polynom und seine Koeffizienten aus dem Programm „Barracuda“ in ein solches umgewandelt werden.

$$c_p(T) = a_0 + a_1 \cdot T + a_2 \cdot T^2 + a_3 \cdot T^3 + a_4 \cdot T^4 + a_5 \cdot T^5 \quad (16)$$

Hierfür wird das „Barracuda“ Polynom über einen größeren Temperaturbereich in EXCEL dargestellt und über die Funktion „Trendlinie hinzufügen“ in das gewünschte Polynom transferiert. Siehe dazu Abbildung 7. Zur Vereinfachung wurde der Quarsprung, welcher bei 573°C stattfinden würde, vernachlässigt.

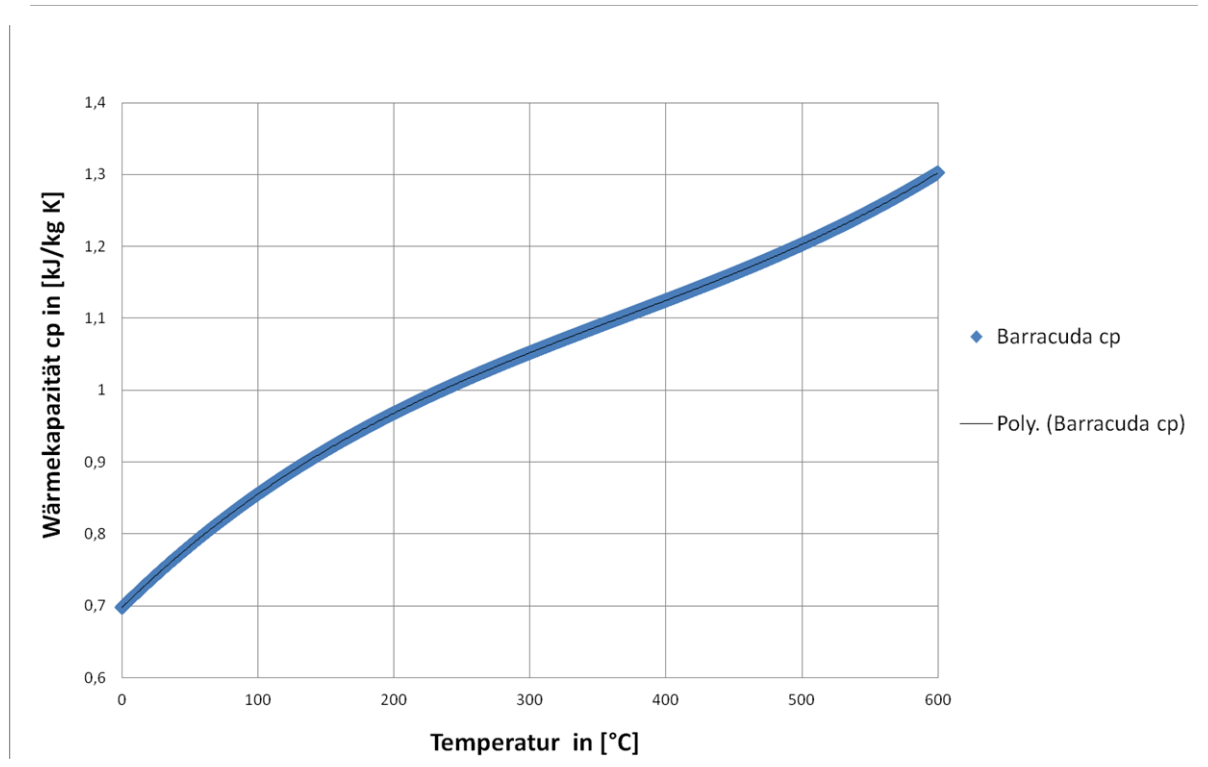


Abbildung 7: Polynom für die Wärmekapazität von Quarzsand SiO_2

Die hierfür notwendigen Schritte sind: Graph auswählen → rechte Maustaste → Trendlinie hinzufügen → „polynomisch“, „Reihenfolge: 5“ und „Formel im Diagramm anzeigen“ auswählen → Schließen → neue Koeffizienten aus der Formel ablesen. Aus diesen neuen Koeffizienten für die Wärmekapazität ergeben sich auch die Koeffizienten für die Enthalpie und Entropie welche in EBSILON definiert werden. Siehe Tabelle 9 und Tabelle 10.

Da es sich bei fluidisiertem Sand um ein poröses System handelt, muss bei der Definition der Dichte von fluidisiertem Sand $\rho_{S,f}$ die Porosität berücksichtigt werden. Am Minimum-Fluidisierungspunkt beträgt diese $\varepsilon \approx 0,6$. Unter einem porösen System versteht man prinzipiell eine Schüttung aus Einzelpartikeln zwischen denen der Hohlraum mit einem Fluid der Dichte ρ_f (z.B.: Wasser oder Luft) gefüllt ist [11, S. 64ff.]. ρ_S steht hier für die Feststoffdichte.

$$\rho_{S,f} = \rho_S \cdot (1 - \varepsilon) + \rho_f \cdot \varepsilon \quad (17)$$

Wenn es sich bei dem Fluid um ein Gas handelt, kann die Fluidichte gegenüber der Feststoffdichte vernachlässigt werden ($\rho_f \ll \rho_S$) [11, S. 64ff.].

$$\rho_{S,f} = \rho_S \cdot (1 - \varepsilon) \quad (18)$$

Die Porosität ε entspricht dabei dem Anteil des Hohlraums V_H am Gesamtvolumen des Systems V . [11, S. 64ff.].

$$\varepsilon = \frac{V_H}{V} \quad (19)$$

Wenn man nun von einer Feststoffdichte für Quarzsand (SiO_2) $\rho_S = 2650 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$ [12] und von einer Porosität am Minimum-Fluidisierungspunkt $\varepsilon \approx 0,6$ ausgeht, so ergibt sich aus der Formel (18) eine Dichte des fluidisierten Sandes von $\rho_{S,f} = 1060 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$.

Die für die Simulation mit EBSILON notwendige Angabe der maximal erreichbaren Temperatur von Quarzsand, wurde mit 600 °C (der Einfluss des Quarzsprungs wurde in diesem Bereich vernachlässigt) angenommen. Jene für die minimale mit 0 °C. Aus diesen beiden Werten ergeben sich auch, durch das einsetzen in das jeweilige Polynom, die maximal bzw. minimal zulässigen Werte für die Enthalpie bzw. Entropie. Siehe auch Tabelle 10.

Die Stoffdaten für Sand, welche für die Simulation mit EBSILON verwendet wurden, sind in Tabelle 10 zusammengefasst [10].

Tabelle 10: Stoffdaten für Sand (SiO_2) [12]

mol_weight [kg/kmol]	60,0843
t_min [°C]	0
t_max [°C]	600
h_min [kJ/kg]	0
h_max [kJ/kg]	620,89
s_min [kJ/kg K]	0
s_max [kJ/kg K]	1,1405
a ₀ = cp(0) [kJ/kg K]	0,697397
a ₁ = cp(1) [kJ/kg K]	0,001863479
a ₂ = cp(2) [kJ/kg K]	-3,133636 10 ⁻⁶
a ₃ = cp(3) [kJ/kg K]	2,898218 10 ⁻⁹
a ₄ = cp(4) [kJ/kg K]	-8,54101 10 ⁻¹⁴
a ₅ = cp(5) [kJ/kg K]	1,24077 10 ⁻²⁴
rho(0) [kg/m ³]	1060
lam(0) [W/m K]	2,1744
lam(1) [W/m K]	-0,0037847
lam(2) [W/m K]	4,6353 10 ⁻⁶
ps(0) [bar]	999999
b ₀ = h(0) [kJ/kg]	-242,7315962
b ₁ = h(1) [kJ/kg]	0,697397
b ₂ = h(2) [kJ/kg]	0,00093174
b ₃ = h(3) [kJ/kg]	-1,04455 10 ⁻⁶
b ₄ = h(4) [kJ/kg]	7,24554 10 ⁻¹⁰
b ₅ = h(5) [kJ/kg]	-1,7082 10 ⁻¹⁴
c ₀ = s(0) [kJ/kg K]	0,697397
c ₁ = s(1) [kJ/kg K]	-4,324089104
c ₂ = s(2) [kJ/kg K]	0,001863479
c ₃ = s(3) [kJ/kg K]	-1,56682 10 ⁻⁶
c ₄ = s(4) [kJ/kg K]	9,66073 10 ⁻¹⁰
c ₅ = s(5) [kJ/kg K]	-2,13525 10 ⁻¹⁴

Anschließend kann man das Fluid in der sogenannten Standardwertdatenbank abspeichern. Hierfür wechselt man auf die Karteikarte „Basic Properties“ und speichert es unter den

gewünschten Namen ab (Abbildung 8). Das Fluid taucht dann in der Liste der definierten Thermoliquids auf und kann von dort aus direkt ausgewählt und verwendet werden.

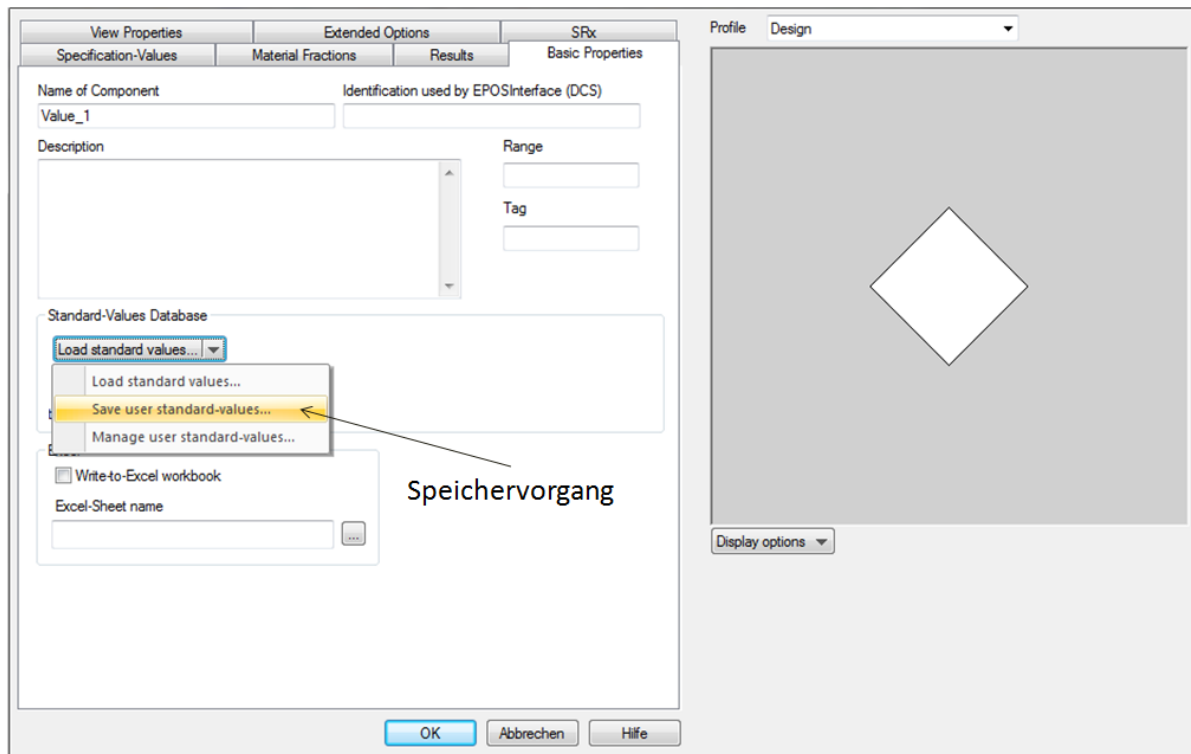


Abbildung 8: neues Fluid in EBSILON Schritt 3

5 Adiabate Druckluftspeicherung (ACAES)

Druckluftspeicher gehören zu den mechanischen Speichern, welche sich durch große Speicherkapazitäten (absolute, nichtspezifisch) und Leistungen auszeichnen [3, S. 14]. Bei der Druckluftspeicherung wird Luft aus der Umgebung angesaugt und auf etwa 50 bis 70 bar verdichtet. Da die Drucksteigerung eines Gases neben der Volumenreduktion auch zu einer erheblichen Temperaturerhöhung führt, sollte die Verdichtung unbedingt mehrstufig und mit Zwischenkühlung erfolgen um dadurch die für die Verdichtung notwendige Arbeit zu reduzieren. Allerdings ist eine Zwischenkühlung immer auch mit Verlusten verbunden und ist daher nicht erstrebenswert. Außerdem würden zu hohe Temperaturen die Anlagenkomponenten an deren Belastbarkeitsgrenzen treiben. Das Prinzip einer mehrstufigen Verdichtung mit Zwischenkühlen wird in Abbildung 9 dargestellt (1 – 2 – 3 – 4 – 5). Im Vergleich dazu würde die Verdichtung ohne Zwischenkühlung über Punkt 2' verlaufen, wodurch um die Fläche 2 – 2' – 4 – 3 – 2 mehr Verdichtungsarbeit notwendig wäre [14, S. 4ff.].

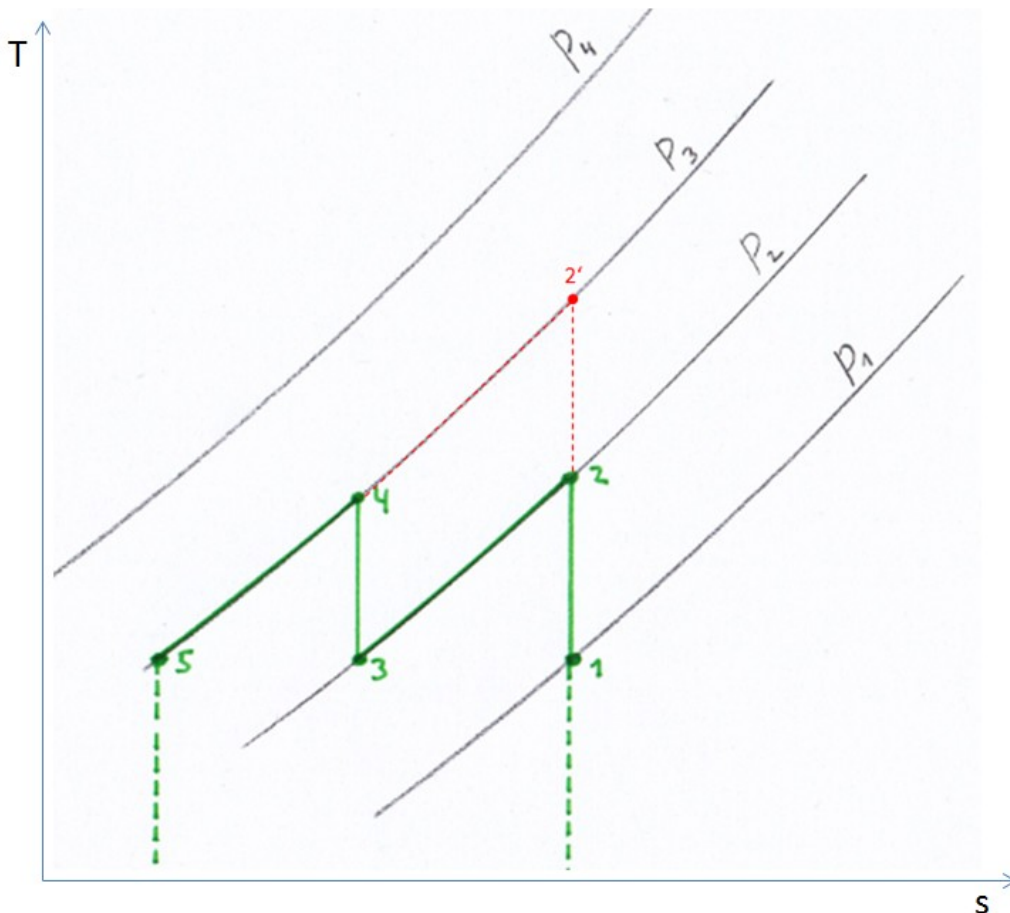


Abbildung 9: Prinzip einer idealen mehrstufigen Verdichtung mit Zwischenkühlung ($p_1 < p_2 < p_3 < p_4$) [9, S. 166]

Bezogen auf Abbildung 9 kann theoretisch angenommen werden, dass das Medium, zwischen den Punkten 1 und 2 bzw. 3 und 4, isentrop verdichtet wird. D.h. die Zustandsänderung erfolgt reversibel und ohne Wärmeaustausch mit der Umgebung ($dQ =$

0). Aus dem ersten Hauptsatz für innerlich reversible Prozesse (20) und der allgemeinen Zustandsgleichung für ideale Gase (21), folgt die Gleichung der Isentrope (22). Der griechische Buchstabe κ steht hier für das Verhältnis der spezifischen Wärmekapazitäten c_p/c_v und ist von der Anzahl der Atome abhängig (eiatomiges Gas $\kappa = 1,66$, zweiatomiges Gas $\kappa \approx 1,40$ und dreiatomiges Gas $\kappa \approx 1,33$). Weiter gilt $R = c_p - c_v$, wobei R die Gaskonstante in [J/kg K] darstellt [9, S. 53ff.] und [13, S. 632ff.].

$$dq = du + p \cdot dv \quad (20)$$

$$\frac{p}{R} = \frac{T}{v} \quad (21)$$

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^\kappa = \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (22)$$

Wenn man die Gleichung der Isentrope betrachtet, so sieht man, dass bei einer isentropen Expansion sowohl der Druck als auch die Temperatur sinken und während einer isentropen Kompression steigen. Die Arbeit die während der Expansion von einer eingeschlossenen Gasmenge nach außen abgegeben bzw. während einer Kompression an das Gas übertragen wird, wird als Volumenänderungsarbeit W_V bezeichnet. Sie entspricht daher der Änderung der spezifischen inneren Energie, wenn der Prozess reversibel und adiabat verläuft [13, S. 622ff.].

$$W_V = \int_1^2 p \, dv = c_v (T_1 - T_2) \quad (23)$$

$$W_V = \frac{1}{\kappa-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) \quad (24)$$

$$W_V = \frac{p_1 v_1}{\kappa-1} \left[1 - \frac{T_2}{T_1}\right] \quad (25)$$

$$W_V = \frac{p_1 v_1}{\kappa-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right] \quad (26)$$

Eine weitere wichtige Größe ist die technische Arbeit W_t , da sie jene mechanische Arbeit darstellt, welche von der Maschine während eines Arbeitszyklus aufgenommen oder abgegeben wird. Desweiteren entspricht sie der reversiblen und adiabaten Änderung der spezifischen Enthalpie [13, S. 623ff.].

$$W_t = \int_1^2 v \, dp = c_p (T_1 - T_2) \quad (27)$$

$$W_t = \frac{\kappa}{\kappa-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) \quad (28)$$

$$W_t = \frac{\kappa}{\kappa-1} p_1 v_1 \left[1 - \frac{T_2}{T_1}\right] \quad (29)$$

$$W_t = \frac{\kappa}{\kappa-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right] \quad (30)$$

In Abbildung 10 wird die reversible adiabate Zustandsänderung (Isentrope) anhand einer Expansion dargestellt. Außerdem veranschaulicht diese Abbildung sowohl die Volumenänderungsarbeit als auch die technische Arbeit.

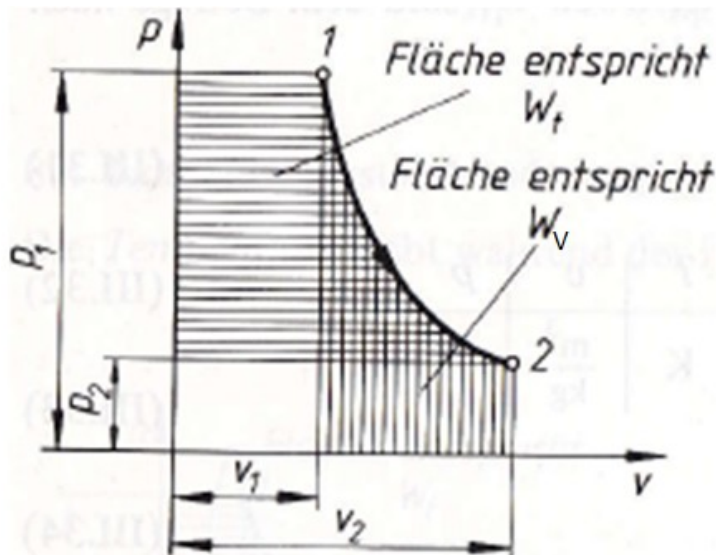


Abbildung 10: adiabate Zustandsänderung im $p - V$ - Diagramm (hier Expansion) [13, S. 632]

Bei herkömmlichen Druckluftspeichern wird die beim Kompressionsprozess entstehende innere thermische Energie durch Kühlung abgeführt und nicht gespeichert. Da sich kühle Luft bei der Expansion in einer Turbine noch weiter abkühlen würde (Vereisungsgefahr durch Restfeuchtigkeit in der Luft), benötigt man bei dieser Methode eine zusätzliche Wärmequelle um die gespeicherte Druckluft vor dem verstromen erwärmen zu können. Daher kommt hier eine Druckluft-Gaskraftwerk-Kombination zum Einsatz. Bei adiabaten Druckluftspeichern versucht man die beim verdichten entstehende thermische Energie zwischen zu speichern, um sie bei der Entladung des Speichers für die Erwärmung der Druckluft wiederverwenden zu können. Durch diese Maßnahme kann erstens der Wirkungsgrad deutlich verbessert werden und zweitens fallen dadurch keine zusätzlichen Emissionen durch die Verbrennung von Erdgas an [14, S. 4ff.].

Weltweit gibt es zurzeit zwei Druckluftspeicher welche beide als Druckluft-Gaskraftwerk-Kombination ausgeführt sind. Die erste Anlage ging 1987 in Huntorf (Niedersachsen, Deutschland) in Betrieb und erreicht einen elektrischen Gesamtwirkungsgrad (roundtrip efficiency) von 42%. Die zweite Anlage steht seit 1991 in McIntosh (Alabama, USA) und erreicht, durch die Nutzung des heißen Abgasstroms der Gasturbine zum Vorwärmen der Luft, einen elektrischen Gesamtwirkungsgrad von 54%. Eine Anlage welche als adiabate Druckluftspeicherung ausgeführt ist, wurde bis heute nicht realisiert. Allerdings befindet sich eine Demonstrationsanlage in Planung, welche 2016 in Straßfurt (Sachsen-Anhalt, Deutschland) in Betrieb genommen werden soll. Der elektrische Gesamtwirkungsgrad dieser Anlage soll bei rund 70% liegen. Dadurch würde man dem Wirkungsgrad von Pumpspeicherkraftwerken, welcher zwischen 75 und 85% liegt, schon gefährlich nahe kommen. Auch die erreichbare Speicherkapazität (einige Stunden) ist mit jener von Pumpspeicherkraftwerken vergleichbar und ist daher für die Deckung von Spitzenlasten gut geeignet. Allerdings stellt die adiabate Druckluftspeicherung auch sehr hohe Ansprüche an die verwendeten Komponenten, da mit Temperaturen um die 600 °C und mit Drücken von

bis zu 100 bar gearbeitet werden soll [14, S. 4ff.]. Bezüglich Wärmespeicher für die adiabate Druckluftspeicherung wird zurzeit vor allem im Bereich sensible Wärmespeicher mit Natursteinen und auch Oxidkeramiken als Speichermedium Forschungsarbeit geleistet. Gründe hierfür sind die vergleichsweise geringen Kosten, die hohen Temperaturbereiche, die lange Lebensdauer und eine hinreichend gute spezifische Wärmekapazität dieser Materialien [15].

5.1 Beladung des Speichers

Hier werden die einzelnen Zustandsänderungen, welche das Fluid beim Durchlaufen der Anlage erfährt, schrittweise beschrieben. In Abbildung 9 bzw. Abbildung 11 sind die Prozessschritte, welche für das Laden des adiabaten Druckluftspeichers notwendig sind, grafisch dargestellt.

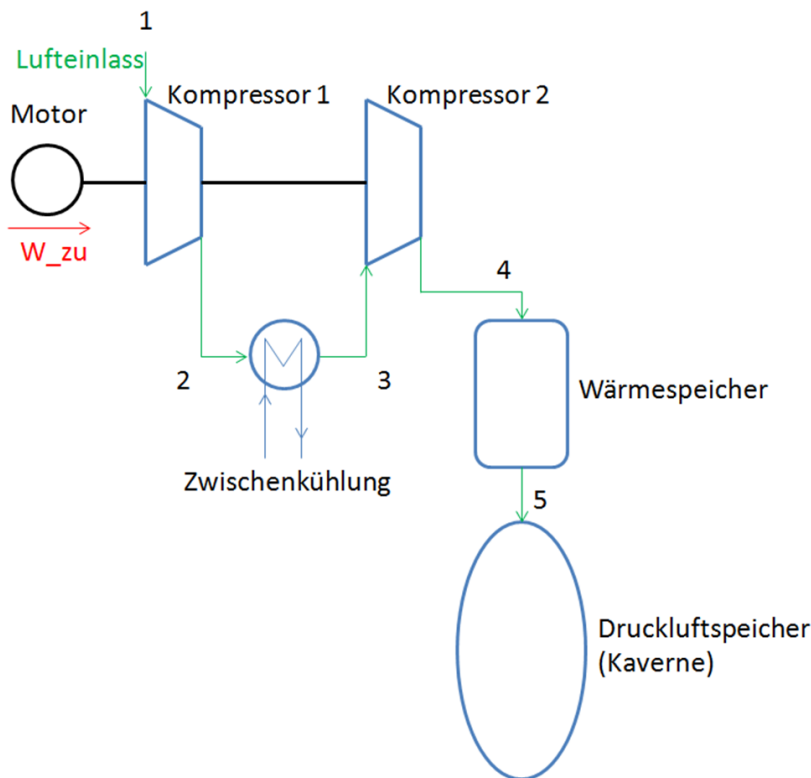


Abbildung 11: ACAES Anlagenschema Laden [14]

1 → 2: Luft wird aus der Umgebung angesaugt und durch einen Kompressor (Zuführung elektrischer Energie) verdichtet. Dabei wird nicht nur das Volumen reduziert sondern auch die Temperatur der Luft erhöht.

2 → 3: Hier erfolgt eine Zwischenkühlung um die Anlagenteile vor den hohen Temperaturen zu schützen. Desweiteren dient die Zwischenkühlung zur besseren regulieren der Temperatur im Wärmespeicher und zur Einsparung von elektrischer Energie bei der Kompression.

Wegen den erwähnten Gründen bei den Schritten 1 → 2 und 2 → 3, wurde der Kompressor Ausgangsdruck von Kompressor 1 mit 5 bar festgelegt (siehe auch Tabelle 11 bzw.

Abbildung 13), da dieser Wert nach mehreren experimentellen Versuchen den Anschein erweckte, als wäre dieses Druckverhältnis optimal.

3 → 4: Bei der zweiten Kompression wird das Fluid auf den endgültigen Druck bzw. auf die benötigte Temperatur gebracht, wobei die verwendeten Materialien bzw. die Kaverne diese nach oben hin begrenzen. Prinzipiell wären hier hohe Temperaturen bzw. Drücke erstrebenswert.

4 → 5: Das Fluid gibt den Großteil seiner Wärmemenge an den Wärmespeicher ab und gelangt danach in den Druckluftspeicher (z.B. Kaverne), wo sie bis zum Wiederverstromen gelagert wird

5.2 Entladung des Speichers

Der Entladevorgang der Adiabaten Druckluftspeicherung wird in Abbildung 12 dargestellt. Außerdem wird hier der Weg des Fluides, vom Speicher bis zum Auslass, sukzessiv geschildert.

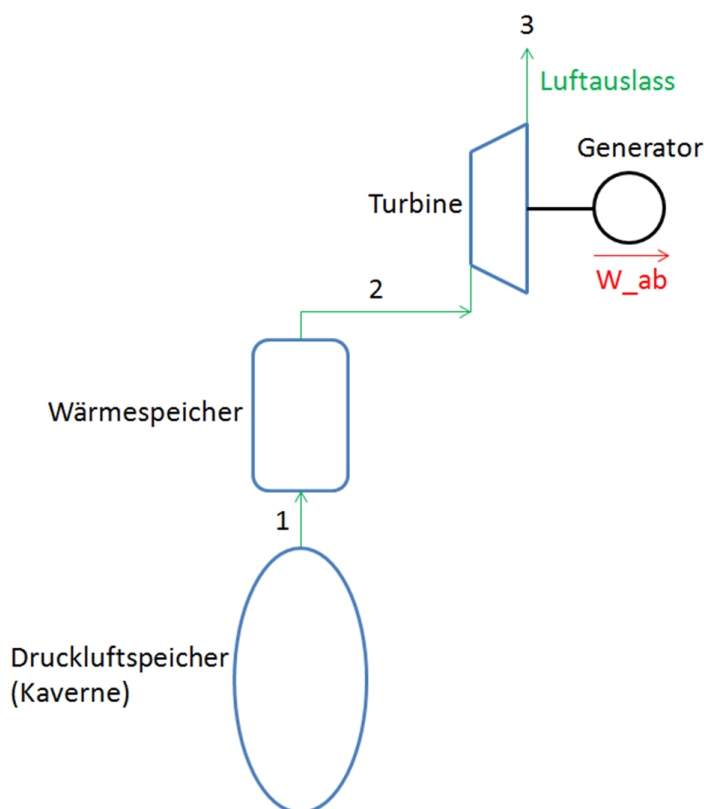


Abbildung 12: ACAES Anlagenschema Entladen [14]

1 → 2: Die gespeicherte Druckluft wird durch den Wärmespeicher geleitet um sie auf ein höheres Temperaturniveau zu bringen.

2 → 3: Die heiße Druckluft strömt durch eine Turbine und gibt dort ihren Energieinhalt ab. Dadurch wird ein Generator angetrieben, welcher die thermische/mechanische Energie in elektrische Energie umwandelt. Währenddessen entspannt sich die Luft in der Turbine auf Umgebungsdruck und wird danach an die Umgebung abgegeben.

5.3 EBSILON Modell Lade- bzw. Entladevorgang

Wie der Ladeprozess der adiabaten Druckluftspeicherung im Simulationsprogramm EBSILON Professional realisiert wurde, ist in Abbildung 13 ersichtlich. Die für den Prozess notwendigen Parameter bzw. Anfangsbedingungen sind in Tabelle 11 aufgelistet. Um den thermodynamischen Abläufen bestmöglich folgen zu können, ist das T-s-Diagramm des Ladevorgangs in Abbildung 14 dargestellt. Als Wärmespeicher wird Sand verwendet, da dieser gute Eigenschaften wie eine hohe Energiedichte, eine hohe Langzeitbeständigkeit, eine einfache Handhabung und eine große Oberfläche hat. Desweiteren ist Sand ein günstiges Naturprodukt. Die Technologie die hierbei eingesetzt wird, heißt „sandTES“. Dabei dient ein eigens entwickelter Wärmetauscher dazu, Hochtemperaturwärme von einem primären Wärmeträger (z.B. Druckluft, Dampf, Thermoöl) im Gegenstromprinzip auf fluidisierten Sand zu übertragen. In den Wärmetauschern, in welchen Sand eingesetzt wird, wird eine Grädigkeit von 20 K angenommen.

Tabelle 11: Rahmenbedingungen für den ACAES Ladevorgang [14]

Umgebung (Luft)	
Druck [bar]	1,013
Temperatur [°C]	5 bis 35
Kompressor 1	
Isentroper Wirkungsgrad [-]	0,89
Mechanischer Wirkungsgrad [-]	0,99
Kompressor Austrittsdruck [bar]	5
Wärmetauscher für Zwischenkühlung	
Temperaturspreizung[K]	5
Druckverlust (absolut) primäre Seite [bar]	0,05
Druckverlust (absolut) sekundäre Seite [bar]	0,002
Kühlmedium Vorgabe (Umgebungsluft)	
Eintrittsdruck [bar]	1,4
Eintrittstemperatur [°C]	5 bis 35
Austrittstemperatur [°C]	95
Kompressor 2	
Isentroper Wirkungsgrad [-]	0,89
Mechanischer Wirkungsgrad [-]	0,99
Kompressor Austrittsdruck [bar]	20 bis 100
Motor	
Elektrischer Wirkungsgrad [-]	0,95
Mechanischer Wirkungsgrad [-]	0,998
Wärmetauscher für Wärmespeicher	
Temperaturspreizung [K]	20
Druckverlust (absolut) primäre Seite [bar]	0,05
Druckverlust (absolut) sekundäre Seite [bar]	0,002
Wärmespeicher Medium (SiO₂) Vorgabe	
Eintrittsdruck [bar]	1,5
Eintrittstemperatur [°C]	20
Druckluftspeicher	
Speicherdruck [bar]	20 bis 100
Speichertemperatur [°C]	50 bis 70

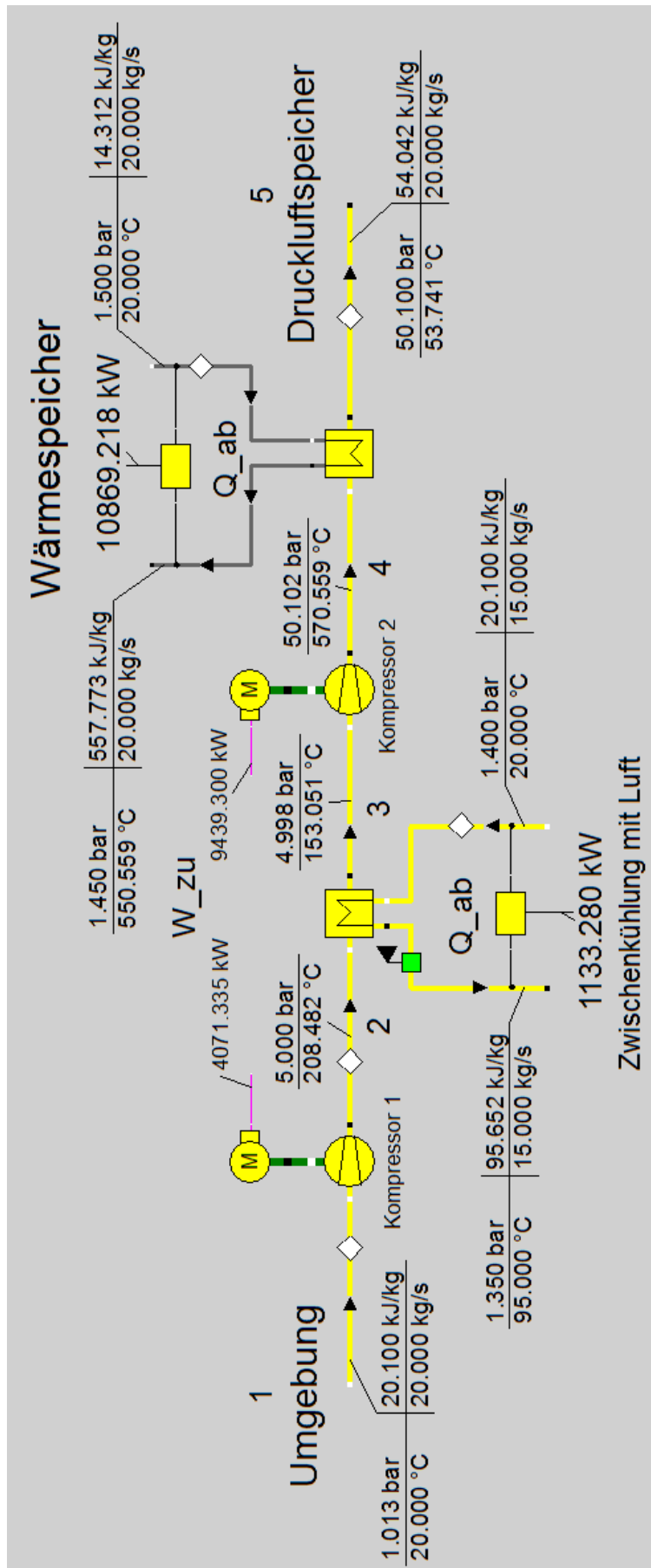


Abbildung 13: ACAES Ladevorgang in EBSILON (theoretischer Beispielprozess, derzeit nicht realisierbar, da die Verdichter-Austrittstemperaturen zu hoch sind)

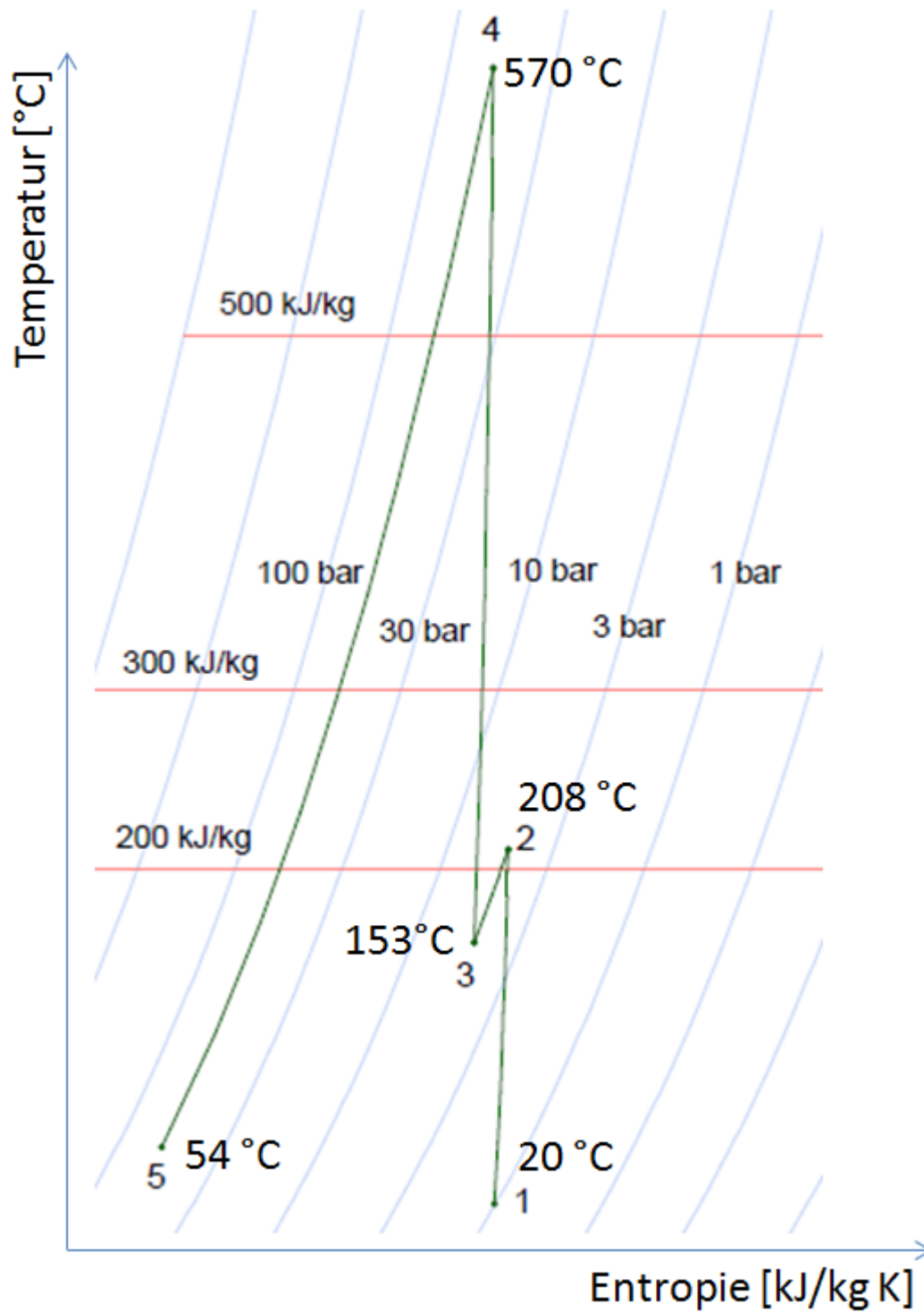


Abbildung 14: ACAES Ladevorgang im T-s-Diagramm (theoretischer Beispielprozess, derzeit nicht realisierbar, da die Verdichter-Austrittstemperaturen zu hoch sind)

Wenn man den Entladeprozess betrachtet, so erfolgt die Umsetzung in EBSILON Professional wie in Abbildung 15 abgebildet. Die hierfür verwendeten Parameter sind in Tabelle 12 ersichtlich. In Abbildung 16 ist das T-s-Diagramm des ACAES Entladevorgangs zu sehen, in welchem man den thermodynamischen Prozessverlauf des Arbeitsfluides beobachten kann. Die Speicherverluste betragen beim Wärmespeicher 10 [K]. Die Kavernentemperatur (Druckluftspeicher) wird hierbei mit 5 °C angenommen. In den Wärmetauschern, in welchen Sand eingesetzt wird, wird eine Grädigkeit von 20 K angenommen.

Tabelle 12: Rahmenbedingungen für den ACAES Entladevorgang [14]

Druckluftspeicher Vorgaben	
Druck [bar]	20 bis 100
Temperatur [°C]	5
Wärmespeicherfluid (SiO₂) Vorgaben	
Druck [bar]	1,5
Temperatur [°C]	395 bis 595
Expansionsturbine	
Isentroper Wirkungsgrad [-]	0,91
Mechanischer Wirkungsgrad [-]	0,998
Entspannungsdruck [bar]	1,013
Generator	
Wirkungsgrad [-]	0,9856
Wärmetauscher für Wärmespeicher	
Temperaturspreizung [K]	20
Druckverlust (absolut) primäre Seite [bar]	0,05
Druckverlust (absolut) sekundäre Seite [bar]	0,002

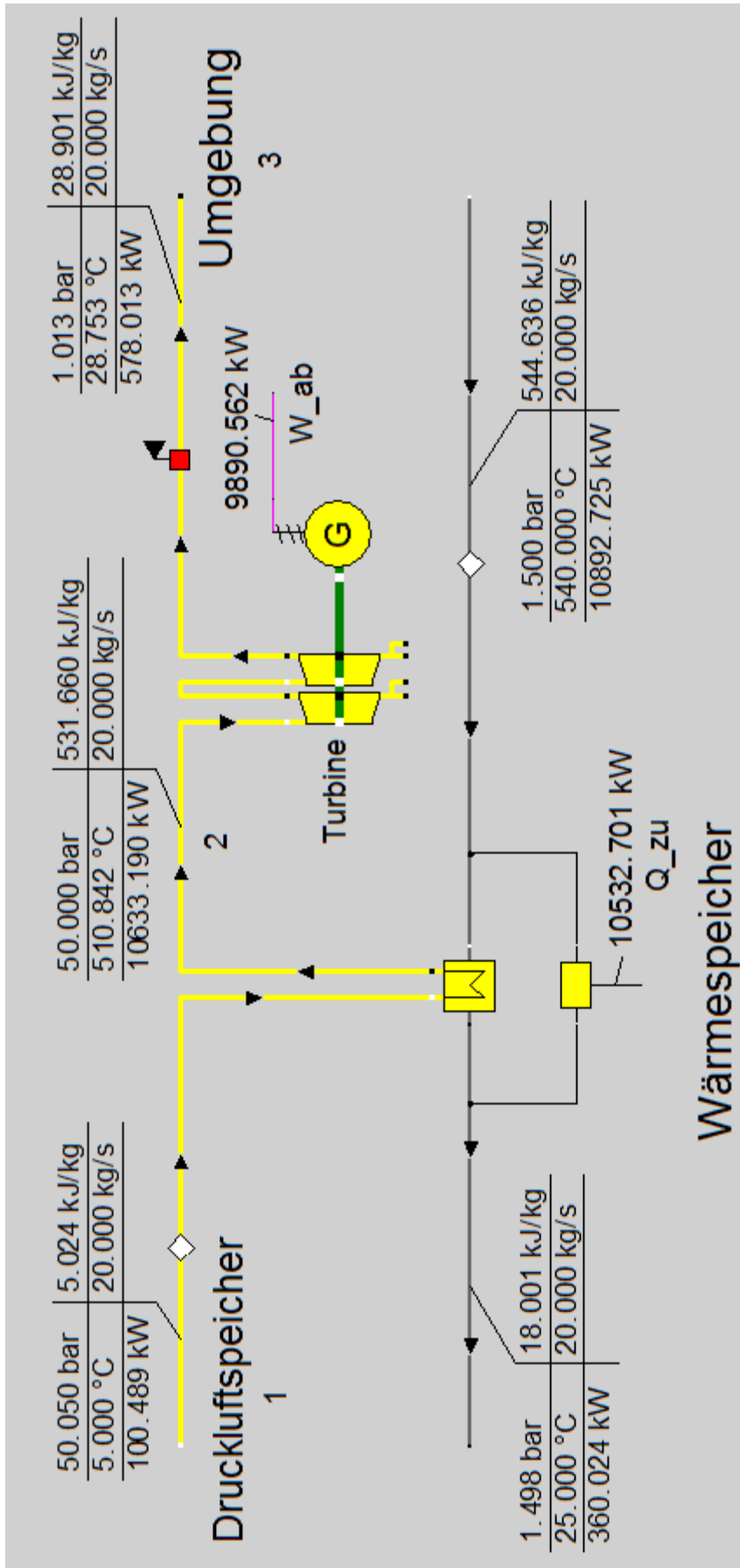


Abbildung 15: ACAES Entladevorgang in EBSILON (theoretischer Beispielprozess, derzeit nicht realisierbar, da die Verdichter-Austrittstemperaturen zu hoch sind)

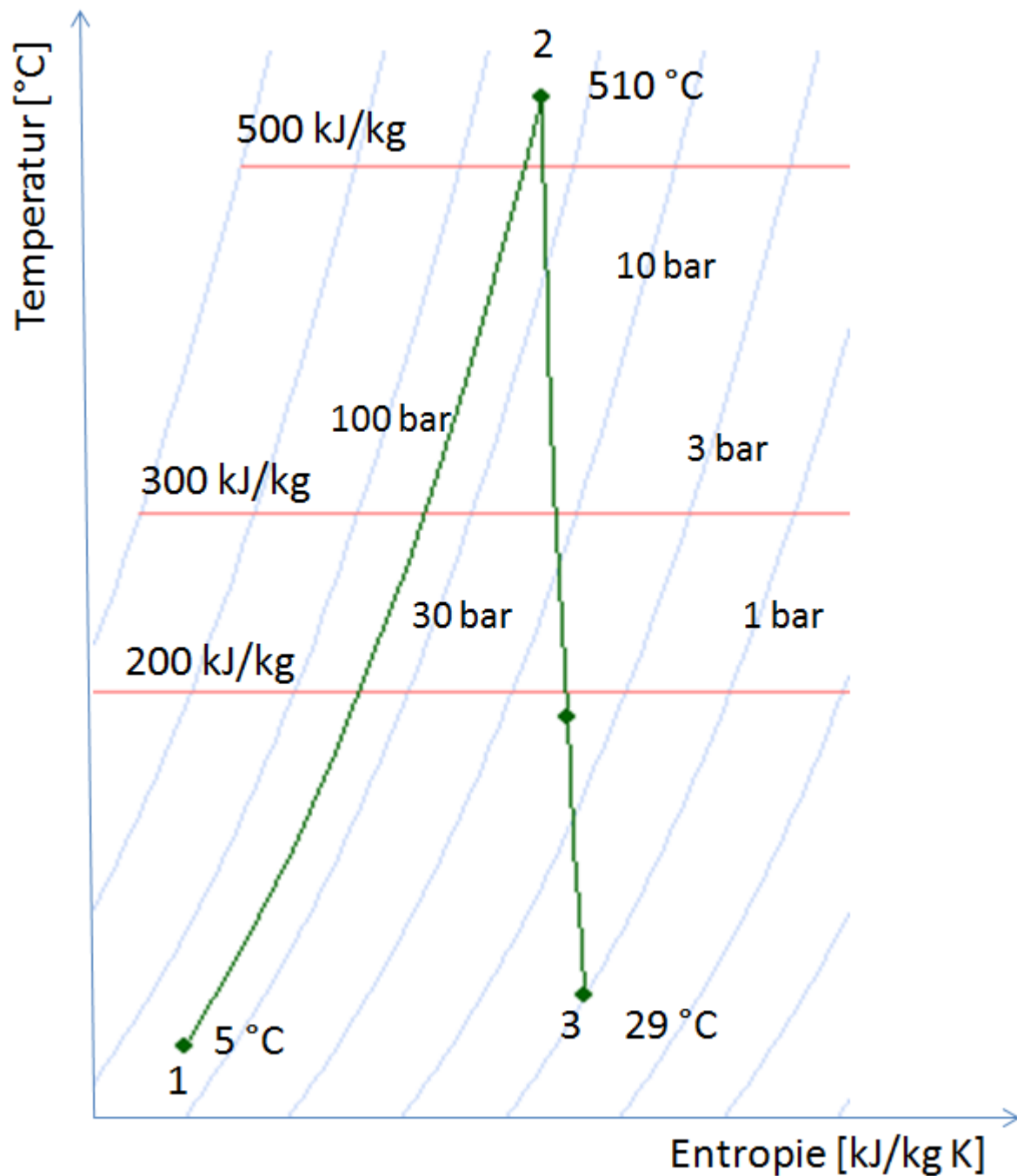


Abbildung 16: ACAES Entladevorgang im T-s-Diagramm (theoretischer Beispielprozess, derzeit nicht realisierbar, da die Verdichter-Austrittstemperaturen zu hoch sind)

5.4 EBSILON Modell roundtrip efficiency

In Abbildung 17 bzw. Abbildung 18 ist jeweils der elektrische Speicherwirkungsgrad (roundtrip efficiency) in Abhängigkeit von der Umgebungslufttemperatur, für unterschiedliche im Druckluftspeicher vorherrschende Drücke abgebildet. Für die Berechnung des elektrischen Gesamtwirkungsgrades siehe auch Abbildung 11 und Abbildung 12 bzw. Abbildung 13 und Abbildung 15.

$$\text{roundtrip efficiency} = \frac{\text{beim Entladen abgegebene Arbeit (Turbine)}}{\text{beim Laden zugeführte Arbeit (Kompressor)}} = \frac{W_{ab}}{W_{zu}} \quad (31)$$

$$\text{roundtrip efficiency} = \frac{W_{ab_Turbine}}{W_{zu_Kompressor_1} + W_{zu_Kompressor_2}} \quad (32)$$

Wenn man nun die Werte aus dem Beispielprozess (Abbildung 13 und Abbildung 15) in die Gleichung für die roundtrip efficiency einsetzt, so erhält man folgenden Wirkungsgrad (Ladezeit = Entladezeit).

$$\text{roundtrip efficiency} = \frac{9890,562 \text{ [kW]}}{4071,335 \text{ [kW]} + 9439,3 \text{ [kW]}} = 0,732 \text{ [-]} \quad (33)$$

Dabei ist zu bemerken, dass die Temperatur im Wärmespeicher bei jedem Druck dieselbe sein sollte um die Ergebnisse für die unterschiedlichen Drücke miteinander vergleichen zu können. Diese konstante Wärmespeichertemperatur wird durch die Zwischenkühlung im Ladeprozess erreicht. Desweiteren ist es für die Vergleichbarkeit der Speicherwirkungsgrade wichtig, dass Energien [J] und nicht Leistungen [J/s] miteinander verglichen werden. Daher wurden die Massenströme beim Laden \dot{m}_{zu} bzw. Entladen \dot{m}_{ab} gleich groß gewählt, um sich dadurch die Berechnungen zu erleichtern [9, S. 37ff.]. Deshalb kann man in Gleichung (32) die Werte in [kW] einsetzen. Für die folgende Betrachtung wird vom ersten Hauptsatz für stationäre Fließprozesse (34) ausgegangen (unter Vernachlässigung der kinetischen bzw. potentiellen Energien).

$$\dot{Q}_{12} + P_{12} = \dot{m} \left[h_2 - h_1 + \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) + g(z_2 - z_1) \right] \quad (34)$$

$$dh = c_p \cdot dT \quad \text{[J/kg]} \quad (35)$$

$$\dot{m}_{ab} = \dot{m}_{zu} \quad \text{[kg/s]} \quad (36)$$

$$\text{roundtrip efficiency} = \frac{W_{ab}}{W_{zu}} = \frac{\dot{m}_{ab} \cdot dh_{ab}}{\dot{m}_{zu} \cdot dh_{zu}} = \frac{dh_{ab}}{dh_{zu}} \quad (37)$$

Wenn man Abbildung 17 bzw. Abbildung 18 betrachtet so sieht man, dass der elektrische Gesamtwirkungsgrad mit steigendem Druck abnimmt. Der Grund hierfür liegt darin, dass mit zunehmendem Verdichtungsdruck auch die Temperatur des Arbeitsfluides steigt und daher mehr Wärme durch die Zwischenkühlung abgeführt werden muss, um eine konstante Endtemperatur im Wärmespeicher (zwecks Vergleichbarkeit der unterschiedlichen Drücke) generieren zu können. Desweiteren sinkt der elektrische Gesamtwirkungsgrad durch zunehmende Verdichter – Eintrittstemperaturen, sprich durch steigende Umgebungsluft Temperaturen, da dadurch die notwendige Verdichterleistung zunehmen würde. Gleichung

(38) zeigt die für eine Verdichtung von Umgebungszustand auf Zustand 1 notwendige Arbeit. η_c steht für den Carnot-Wirkungsgrad (\rightarrow höchst möglicher Wirkungsgrad bei der Umwandlung von thermischer in mechanische Energie). Siehe hierzu Gleichung (56).

$$W_{t,Kompressor} = \frac{1}{\eta_c} \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot p_{Umgebung} \cdot v_{Umgebung} \cdot \left[1 - \frac{T_1}{T_{Umgebung}} \right] \quad (38)$$

Gleichung (39) zeigt jene Arbeit, welche durch die Entspannung von Zustand 1 auf Umgebungszustand, in einer Turbine erzeugt werden kann. Vergleiche hierzu mit Abbildung 10 [9, S. 56].

$$W_{t,Turbine} = \eta_c \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot \left[1 - \frac{T_{Umgebung}}{T_1} \right] \quad (39)$$

Prinzipiell wären hohe Temperaturen im Wärmespeicher wünschenswert, weil die Energiedichte des Wärmespeichers dadurch zunimmt und während des Entladens ein höheres Enthalpiegefälle abgebaut werden kann.

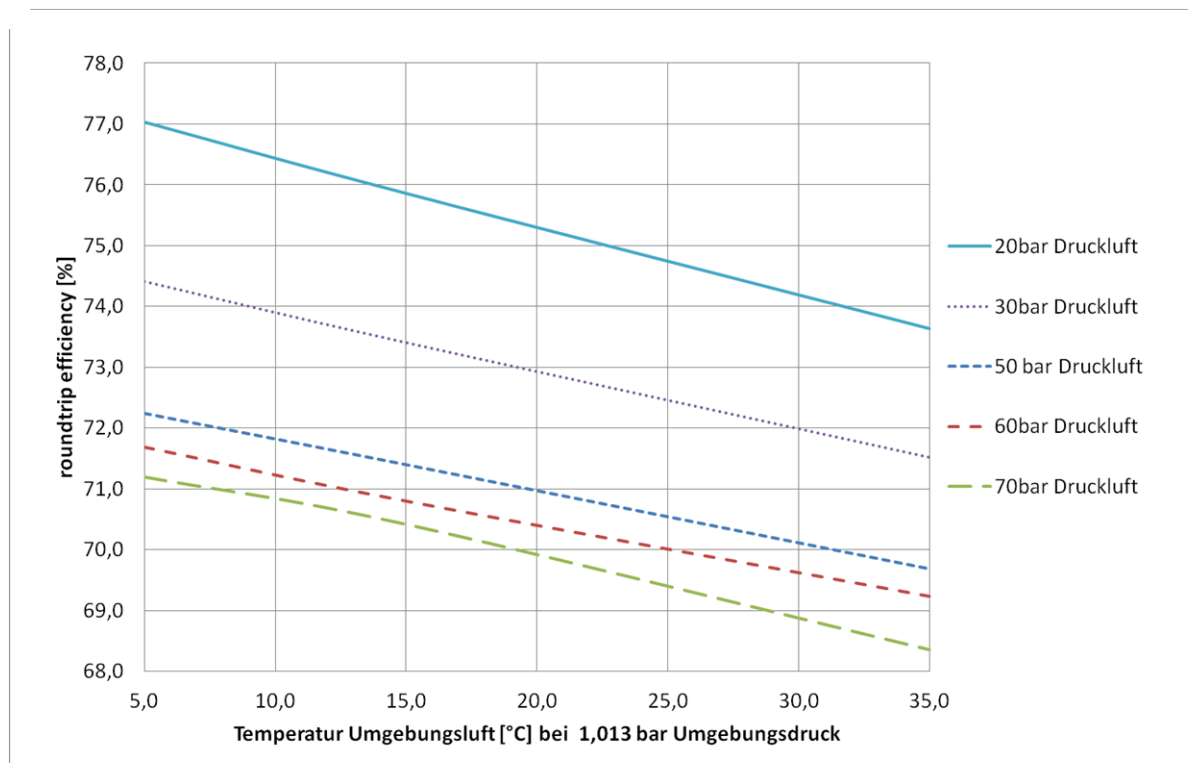


Abbildung 17: roundtrip efficiency ACAES bei 395 °C Wärmespeichertemperatur

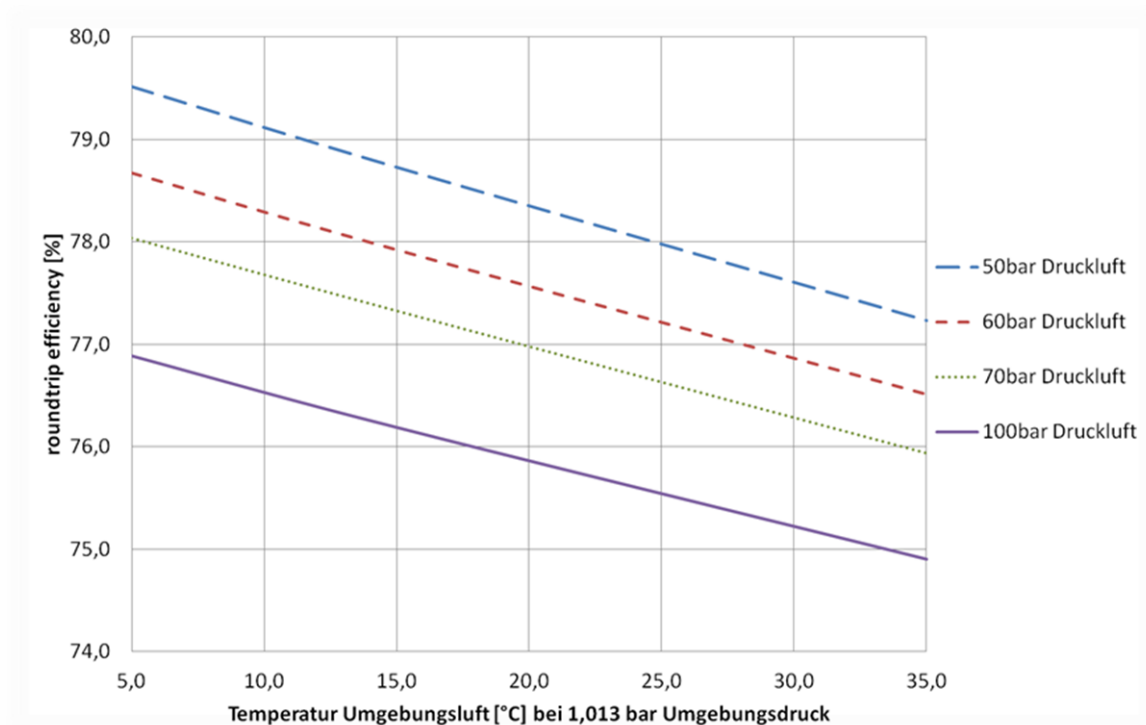


Abbildung 18: roundtrip efficiency ACAES bei 595 °C Wärmespeichertemperatur

Da man mit den angenommenen Umgebungsluft-Bedingungen (1,013 bar und einem Temperaturbereich zwischen 5 und 35 °C) und den Speicherdrücken im Druckluftspeicher von 20 bzw. 30 bar, die gewünschte Wärmespeichertemperatur von 595 °C nicht generieren kann, kann dieser Druckbereich in Abbildung 18, im Vergleich zu Abbildung 17, nicht dargestellt werden.

6 Thermopotentialspeicherung (PHES)

Beim Thermopotentialspeicher handelt sich um einen Kreisprozess, welcher sich am besten durch einen geschlossenen Gasturbinenprozess beschreiben lässt. Als Vergleichsprozess wird daher der Joule – Brayton – Prozess verwendet. Er besteht aus einem Verdichter, einer Wärmequelle, einer Expansionsturbine und einem Kühler. Als Prozessfluid wird im hier beschriebenen Fall Luft verwendet, es können aber auch andere Gase wie Helium oder CO_2 zum Einsatz kommen. Um mit diesem Verfahren elektrische Energie zwischen speichern zu können, wird der Kreisprozess zunächst linksläufig (Wärmepumpe) betrieben um dadurch ein thermisches Potential aufbauen zu können. Beim Entladevorgang wird dieses thermische Potential in einem rechtsläufigen (Wärmekraftmaschine) Joule – Brayton – Prozess wieder abgebaut und dadurch elektrische Energie erzeugt. Dieser Lade- bzw. Entladevorgang wird in idealisierter Form in Abbildung 19 dargestellt [16, S. 4ff.].

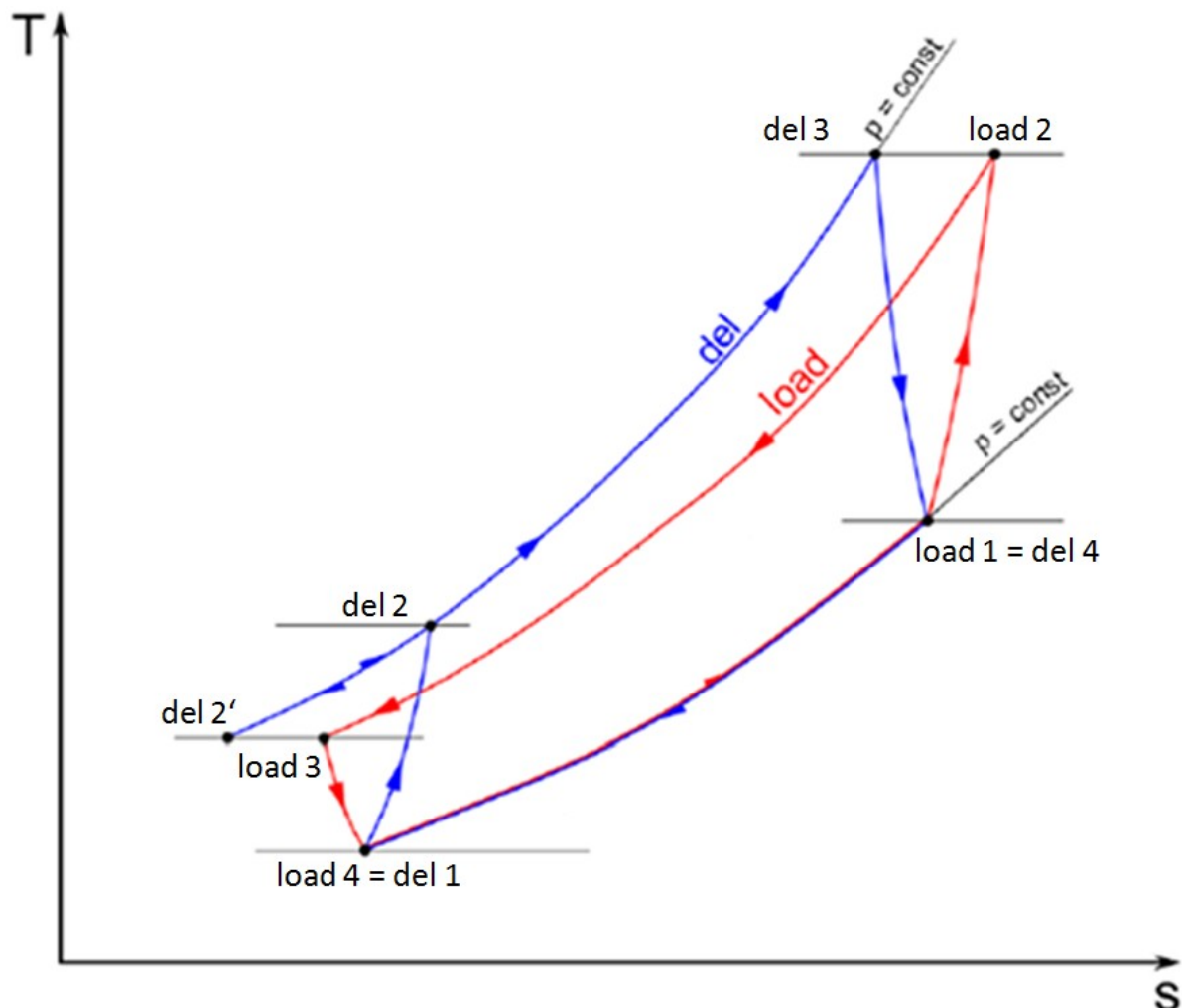


Abbildung 19: Lade- bzw. Entladevorgang einer PHES im T-s-Diagramm [16, S. 6]

Der Temperaturbereich im Kreisprozess liegt in etwa zwischen 200 und 1200 K. Die Drücke bewegen sich dabei zwischen einem und zehn bar [16, S. 4ff.]. Der elektrische

Gesamtwirkungsgrad (roundtrip efficiency) von Thermopotentialspeichern soll, nach ersten Abschätzungen zufolge, zwischen 75 und 85% liegen [17]. Wobei Speicherzeiten von mehreren Tagen bis sogar Wochen denkbar wären. Als Wärmespeicher kommen hier sowohl sensible Wärmespeicher in Form von Natursteinen als auch latente Wärmespeicher auf Basis von Flüssigsalzen infrage [17]. Ein wesentlicher Vorteil des Thermopotentialspeichers, im Vergleich zu anderen Großspeichertechnologien, ist seine prinzipielle Unabhängigkeit von topografischen Gegebenheiten. Ein wichtiger Faktor welcher die Wahl des Standortes beschränkt, ist die Bereitstellung einer ausreichend Kühlung. Daher sollte die Anlage in der Nähe eines Flusses errichtet werden, da Luftkühlung den Wirkungsgrad mindern würde [16, S. 2].

Aus heutiger Sicht sind Thermopotentialspeicher prinzipiell möglich aber technisch noch nicht realisierbar, da sich die benötigten Turbomaschinen noch in der Entwicklungsphase befinden [16, S. 4ff.] und [17]. Für hohe Thermopotentialspeicher-Wirkungsgrade wären hohe Prozessmaximaltemperaturen (ca. 1200 K) und niedrige Prozessminimaltemperaturen (ca. 200 K) erforderlich. Ein Druckverhältnis von 3 oder höher wäre hierbei schon ausreichend. Dieses Druckverhältnis bildet sich aus dem Druck welcher im HP-Regenerator und aus jenem welcher im LP Regenerator vorherrscht [16, S. 13].

$$\text{Druckverhältnis} = \frac{HP_Regenerator_Druck}{LP_Regenerator_Druck} \quad (40)$$

Durch die Irreversibilität des PHES Prozesses, muss der Druck beim Entladevorgang größer sein als jener beim Ladevorgang, da die vier Temperaturniveaus an den Ein und Austritten des HP und LP-Regenerators konstant gehalten werden müssen, um den Prozess zyklisch betreiben zu können. Deshalb unterscheidet sich das Druckverhältnis des Ladevorgangs von jenem des Entladevorgangs. Außerdem wären für das Erreichen hoher Leistungen große Massenströme (ca. 500 kg/s) notwendig. Unter welchen Bedingungen die Turbinen bzw. Kompressoren betrieben werden sollten, stellt Tabelle 13 dar [16, S. 13].

Tabelle 13: Geeignete Betriebsbereiche (Richtwerte) für Turbinen und Verdichter im Thermopotentialspeicher [16, S. 13]

Lade Turbine	Entspannung im Bereich von ca. 9 bar auf 1 bar, Temperaturabfall von Umgebungstemperatur auf ca. 200 K
Lade Kompressor	Druckerhöhung im Bereich von ca. 1 bar auf 9 bar, Temperaturerhöhung von ca. 600 K bis 1200 K
Entlade Kompressor	Drucksteigerung im Bereich von ca. 1 bar auf 14 bar, Temperaturerhöhung von ca. 200 K bis 400 K
Entlade Turbine	Entspannung im Bereich von ca. 14 bar auf 1 bar, Temperatursenkung von ca. 1200 K auf 600 K

6.1 Beladung des Speichers

Wie sich die einzelnen Schritte beim Beladen des Thermopotentialspeichers zusammensetzen, wird sowohl in Abbildung 19 als auch in Abbildung 20 abgebildet. Weiter

werden hier nach und nach die Zustandsänderungen, welche das Arbeitsfluid beim Beladen des Speichers durchläuft, beschrieben.

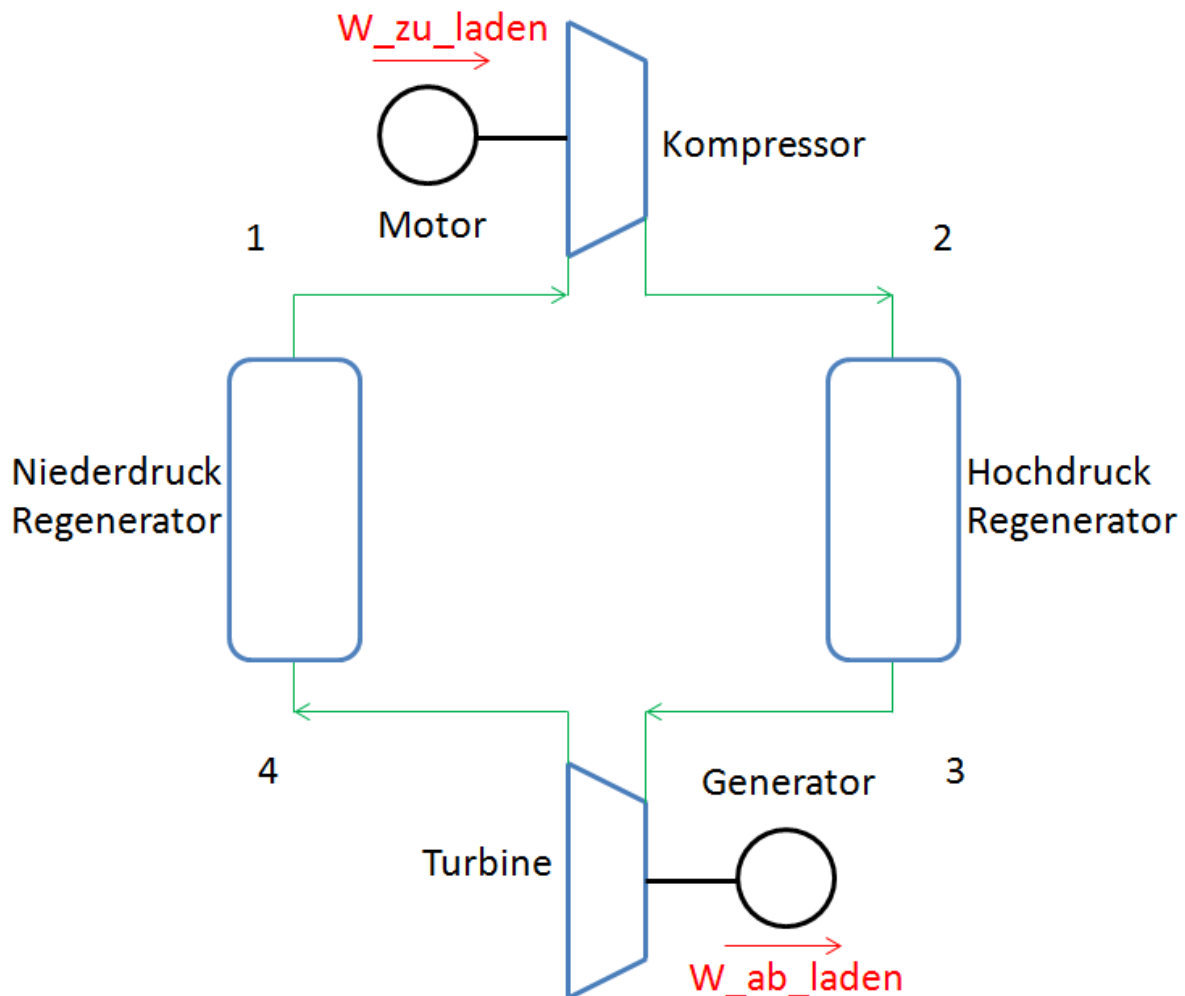


Abbildung 20: PHES Anlagenschema Laden [16, S. 5]

1 → 2: Durch den Kompressor wird das Volumen des Fluides verringert und dadurch der Druck gesteigert. Gleichzeitig erwärmt sich das Gas auf die maximale Temperatur im Kreisprozess. Um den Kompressor betreiben zu können, muss über einen Motor elektrische Energie zugeführt werden.

2 → 3: Hier strömt das Arbeitsfluid durch den Hochdruck Regenerator und gibt seine Wärme isobar an diesen ab. Dadurch steigt die mittlere Temperatur im Hochdruck Regenerator an und der Wärmespeicher wird geladen.

3 → 4: Das abgekühlte Gas wird durch eine Expansionsturbine geleitet, welche an einen Generator gekoppelt ist und dadurch elektrische Energie produziert. Während sich das Gas entspannt, kühlt es sich auf die minimale Temperatur im Kreisprozess ab.

4 → 1: Im Niederdruck Regenerator wird das kalte Gas, durch die in ihm gespeicherte thermische Energie, isobar aufgeheizt. Hierbei wird der Niederdruck Regenerator entladen und seine mittlere Temperatur sinkt.

Wie sich die Temperatur während des Ladevorgangs im Hochdruck bzw. im Niederdruck Regenerator verhält, wird in Abbildung 21 schematisch abgebildet. Dabei wird der Hochdruck Regenerator (HP) geladen und der Niederdruck Regenerator (LP) entladen. Da die Temperatur hier sowohl vom Ort als auch von der Zeit abhängig ist, handelt es sich um einen instationären Prozess [16, S. 7f.].

Laden (Loading)

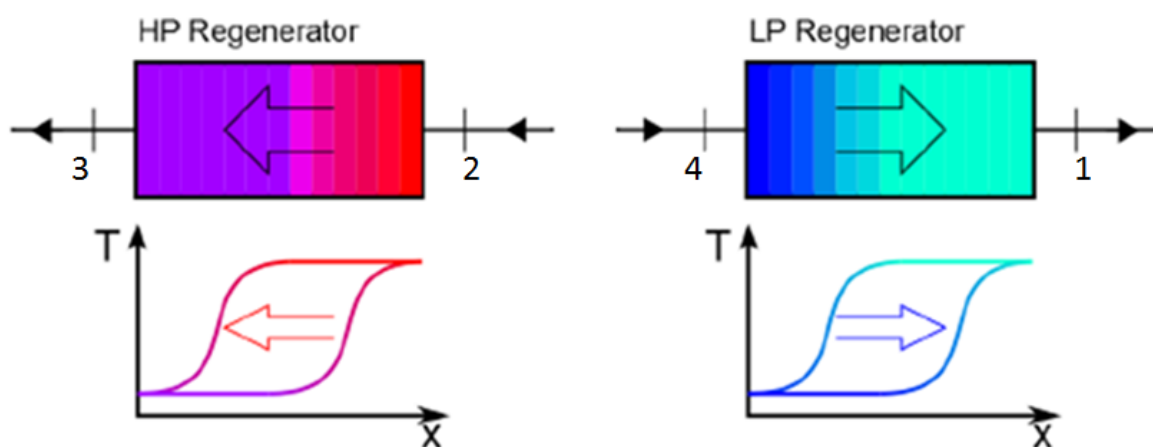


Abbildung 21: Schematische Darstellung der Temperaturverteilung in den Regeneratoren während des Ladevorgangs [16, S. 7]

Da mit EBSILON nur stationäre Prozesse simuliert werden können, wurden die Speicherverluste der Regeneratoren vernachlässigt. Vergleiche hierzu mit Abbildung 27. Um den Prozess trotzdem simulieren zu können, wurden die Regeneratoren durch Wärmetauscher ersetzt. Siehe hierzu auch Abbildung 24 bzw. Abbildung 25. Dabei muss darauf geachtet werden, dass die Bedingungen der externen Eingänge der Wärmetauscher beim Laden den externen Ausgängen beim Entladen und umgekehrt entsprechen. Um diese identen Bedingung der Ein- bzw. Ausgänge gewährleisten zu können, wurden die Druck- und Temperaturverhältnisse beim Laden bzw. Entladen Schrittweise aneinander angepasst (iterativer Vorgang).

6.2 Entladung des Speichers

Der Entladevorgang des Thermopotentialspeichers wird in Abbildung 19 bzw. in Abbildung 22 gezeigt. Desweiteren werden die einzelnen Prozessschritte beschrieben, welche beim entladen des Speichers durchlaufen werden.

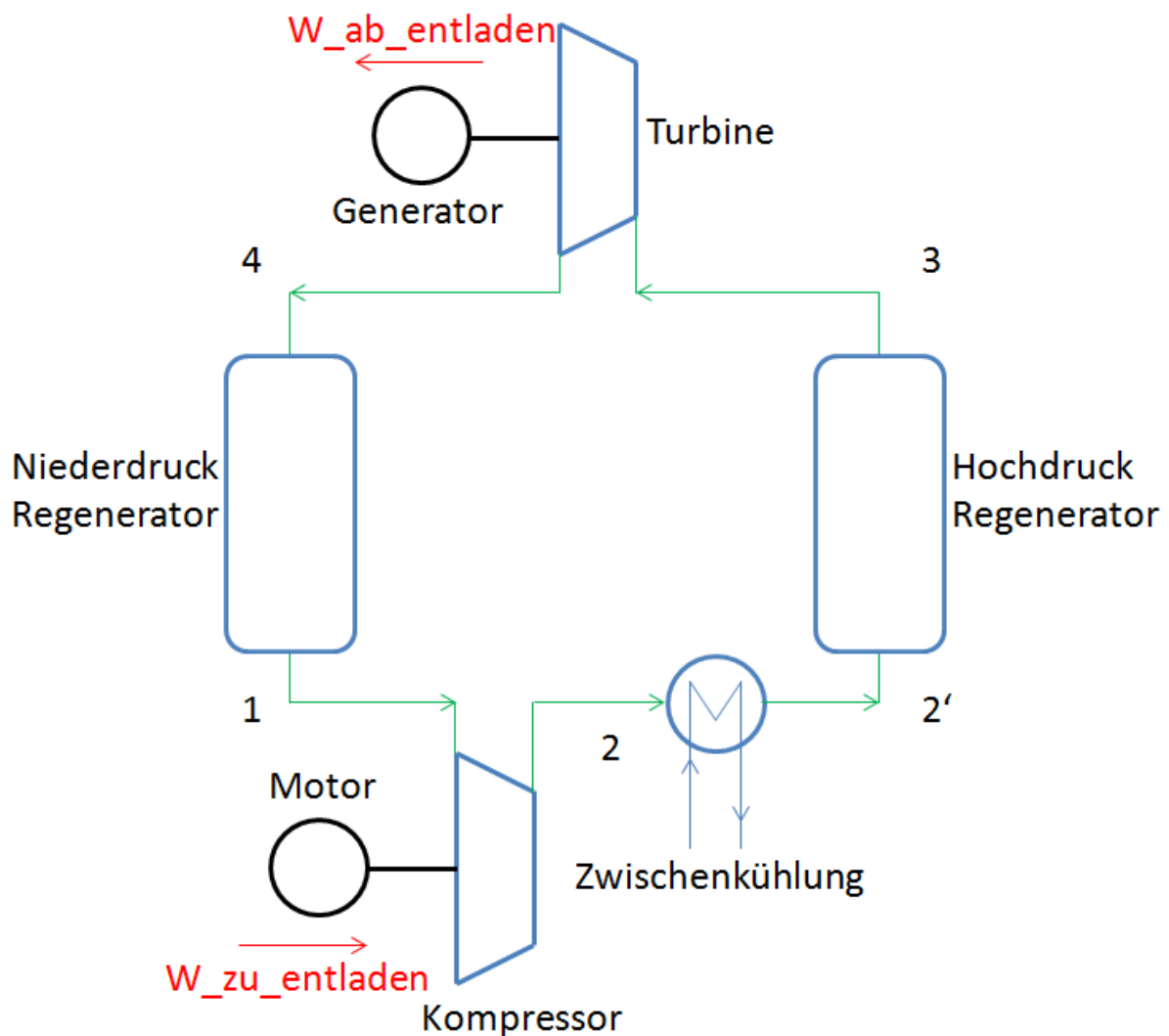


Abbildung 22: PHES Anlagenschema Entladen [16, S. 5]

1 → 2: Durch einen Kompressor wird das Medium vom kältesten Punkt innerhalb des Kreisprozesses, auf den höchsten Druck im Prozess gebracht. Dabei steigt die Temperatur des Fluides. Da das Fluid beim Eintreten in den Kompressor sehr kalt ist, ist die hierfür nötige Kompressorleistung geringer, als die generierte Leistung zwischen Zustand 3 und 4.

2 → 2': Mit Hilfe einer Zwischenkühlung wird das durch den Kompressor erwärmte Gas auf die Hochdruck Regenerator Eintrittstemperatur des Entladeprozesses gekühlt. Dadurch wird sichergestellt, dass die Eingangstemperatur des Arbeitsmediums in den Hochdruck Regenerator unter der Temperatur des kalten Endes des Hochdruck Regenerators liegt. Dieser Vorgang ist wichtig, um von Zustand 2' auf 3 möglichst viel Wärme aufnehmen und einen kontinuierlichen Betrieb mit mehreren Lade- und Entladezyklen des PHES – Prozess gewährleisten zu können.

2' → 3: Der Hochdruck Regenerator gibt seine gespeicherte Wärme isobar an das Fluid ab. Dadurch wird der Wärmespeicher entladen und die Temperatur des Gases steigt auf die maximale Temperatur im Entladeprozess.

3 → 4: Das heiße unter Druck stehende Gas strömt durch eine Expansionsturbine und entspannt sich dadurch. Durch die Turbine wird ein Generator angetrieben wodurch elektrische Energie produziert wird.

4 → 1: Das entspannte Fluid strömt isobar durch den Niederdruck Regenerator und gibt hier seine restliche Wärme an den Speicher ab. Dadurch steigt die Temperatur im Niederdruck Regenerator an und dieser wird geladen.

Die Veränderung der Temperatur im Hochdruck bzw. Niederdruck Regenerator, welche während des Entladevorgangs durchlaufen werden, sind in Abbildung 23 dargestellt. Hierbei wird der Hochdruck Regenerator (HP) entladen und der Niederdruck Regenerator (NP) geladen. Dabei kann man gut das instationäre Verhalten der Regeneratoren beobachten, da der Temperaturverlauf Orts- und Zeitabhängig ist [16, S. 8f.].

Entladen (Delivery)

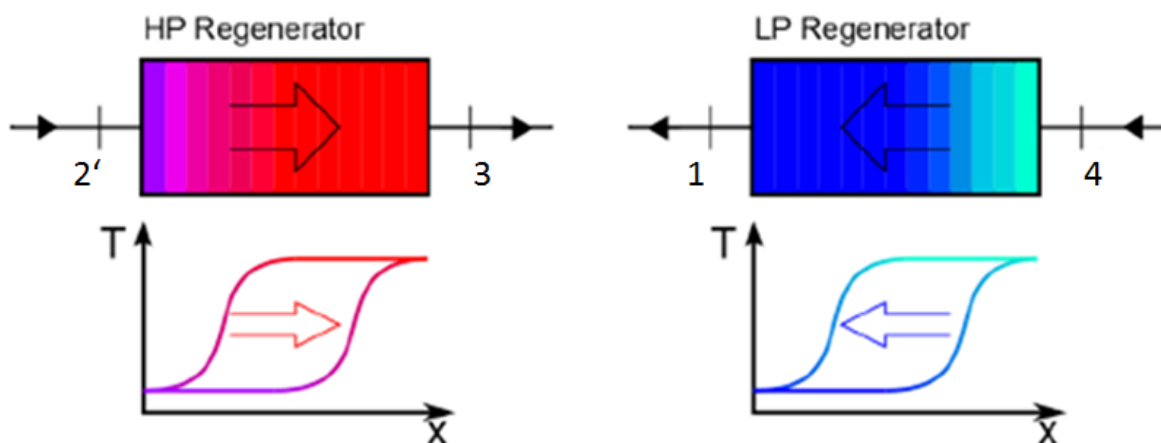


Abbildung 23: Schematische Darstellung der Temperaturverteilung in den Regeneratoren während des Entladevorgangs [16, S. 9]

6.3 EBSILON Modell Lade- bzw. Entladevorgang

Die Verwirklichung des Ladevorgangs des Thermopotentialspeichers mit EBSILON Professional stellt Abbildung 24 dar. Um diesen Prozess erfolgreich simulieren zu können, müssen gewisse Bedingungen vorgegeben werden, welche in Tabelle 14 dargestellt sind. Wie sich das Arbeitsmedium während des Aufladens thermodynamisch verändert, sieht man im T-s-Diagramm welches in Abbildung 26 gezeigt wird. Die Grädigkeit in den Wärmetauschern, welche die HP bzw. LP Regenatoren darstellen, wurden mit 5 K gewählt, da bei der Simulation für das Kreislauffluid und für das Speicherfluid das selbe Medium verwendet wurde.

Tabelle 14: Rahmenbedingungen für den PHES Ladevorgang [16]

Kreislauffluid	Luft CO ₂
Kompressor	
Isentroper Wirkungsgrad [-]	0,89
Mechanischer Wirkungsgrad [-]	0,99
Kompressor Austrittsdruck [bar]	3 bis 10
Motor	
Elektrischer Wirkungsgrad [-]	0,95
Mechanischer Wirkungsgrad [-]	0,998
Wärmetauscher für Hochdruck Regenerator	
Temperaturspreizung [K]	5
Druckverlust (absolut) primäre Seite [bar]	0
Druckverlust (absolut) sekundäre Seite [bar]	0,05
Hochdruck Regenerator externes Medium (Luft) Vorgabe	
Druck [bar]	1,2
Eintrittstemperatur [°C]	25
Expansionsturbine	
Isentroper Wirkungsgrad [-]	0,91
Mechanischer Wirkungsgrad [-]	0,998
Entspannungsdruck [bar]	1,1
Generator	
Wirkungsgrad [-]	0,9856
Wärmetauscher für Niederdruck Regenerator	
Temperaturspreizung [K]	5
Druckverlust (absolut) primäre Seite [bar]	0,05
Druckverlust (absolut) sekundäre Seite [bar]	0
Niederdruck Regenerator externes Medium (Luft) Vorgabe	
Druck [bar]	1,2
Eintrittstemperatur [°C]	90 bis 750

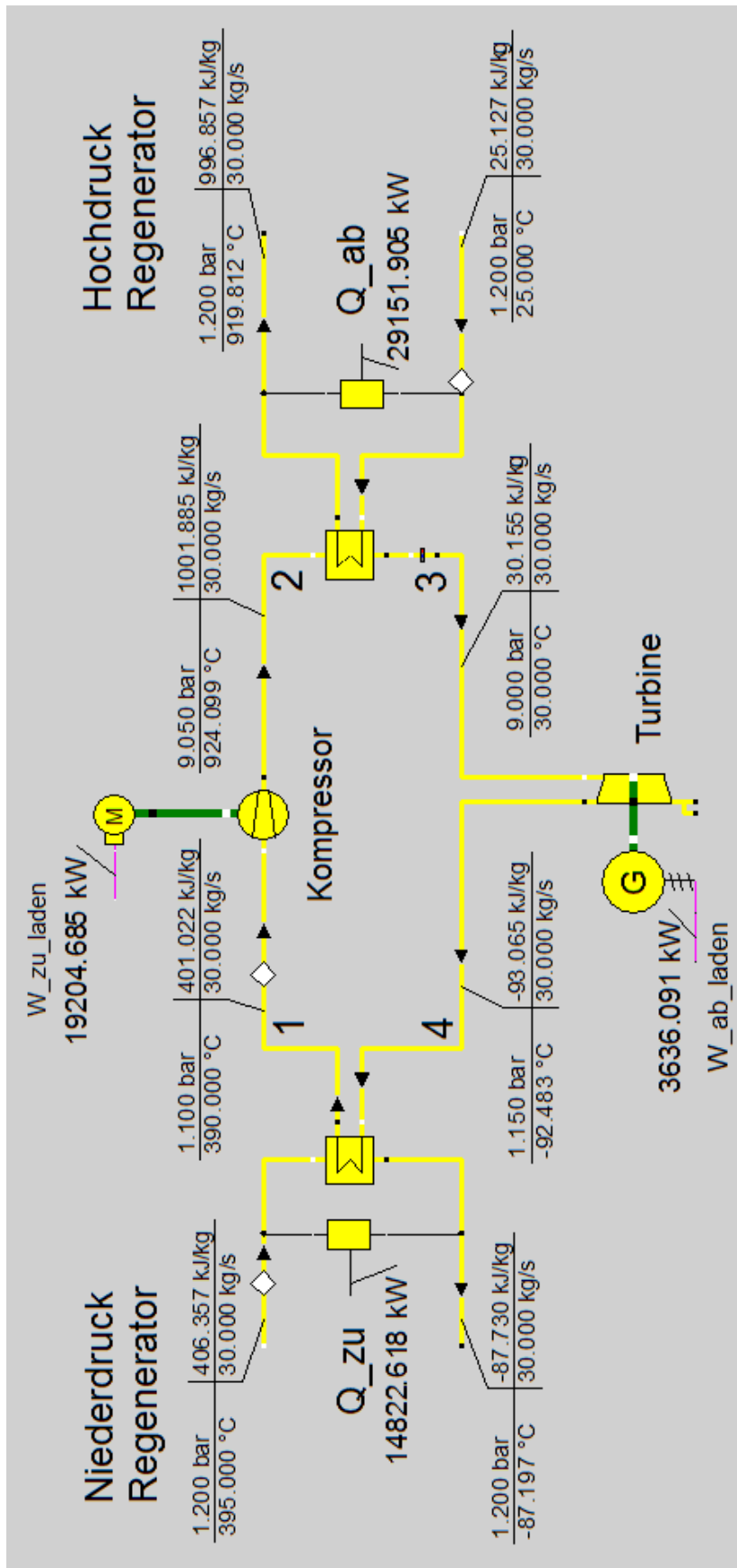


Abbildung 24: PHES Ladevorgang in EBSILON (theoretischer Beispielprozess, wegen derzeit nicht realisierbaren Verdichter-Austrittstemperaturen nicht umsetzbar)

Wenn man den Kreisprozess nun rechtsläufig als Wärmekraftmaschine betreibt, so erfolgt die Realisierung in EBSILON wie in Abbildung 25 dargestellt. Die Zwischenkühlung ist notwendig, um die Eintrittstemperatur des Arbeitsmediums in den Hochdruck Regenerator möglichst niedrig zu halten, da sonst Ladepotential verloren gehen würde. Die für den Entladevorgang vorgegebenen Werte sind in Tabelle 15 aufgelistet. Das T-s-Diagramm für den Entladeprozess ist, gemeinsam mit jenem des Ladevorgangs, in Abbildung 26 zu sehen. Wenn man das T-s-Diagramm aus Abbildung 26 mit jenem idealisierten aus Abbildung 19 vergleicht, so sieht man, dass sich die Temperaturbereiche zwischen Lade- und Entladezyklus, aufgrund der Temperaturspreizung der Wärmetauscher, voneinander unterscheiden. Die Grädigkeit in den Wärmetauschern, welche die HP bzw. LP Regenartoren darstellen, wurden mit 5 K gewählt, da bei der Simulation für das Kreislauffluid und für das Speicherfluid das selbe Medium verwendet wurde.

Tabelle 15: Rahmenbedingungen für den PHES Entladevorgang [16]

Kreislauffluid	Luft CO ₂
Kompressor	
Isentroper Wirkungsgrad [-]	0,89
Mechanischer Wirkungsgrad [-]	0,99
Kompressor Austrittsdruck [bar]	4 bis 16
Motor	
Elektrischer Wirkungsgrad [-]	0,95
Mechanischer Wirkungsgrad [-]	0,998
Wärmetauscher für Zwischenkühlung	
Temperaturspreizung [K]	5
Druckverlust (absolut) primäre Seite [bar]	0,05
Druckverlust (absolut) sekundäre Seite [bar]	0,002
Kühlmedium Vorgabe	
Druck [bar]	3
Eintrittstemperatur [°C]	15
Wärmetauscher für Hochdruck Regenerator	
Temperaturspreizung [K]	5
Druckverlust (absolut) primäre Seite [bar]	0,05
Druckverlust (absolut) sekundäre Seite [bar]	0
Hochdruck Regenerator externes Medium (Luft) Vorgabe	
Druck [bar]	1,2
Eintrittstemperatur [°C]	320 bis 1000
Expansionsturbine	
Isentroper Wirkungsgrad [-]	0,91
Mechanischer Wirkungsgrad [-]	0,998
Entspannungsdruck [bar]	1,1
Generator	
Wirkungsgrad [-]	0,9856
Wärmetauscher für Niederdruck Regenerator	
Temperaturspreizung [K]	5
Druckverlust (absolut) primäre Seite [bar]	0
Druckverlust (absolut) sekundäre Seite [bar]	0,05
Niederdruck Regenerator externes Medium (Luft) Vorgabe	
Druck [bar]	1,2
Eintrittstemperatur [°C]	-10 bis -90

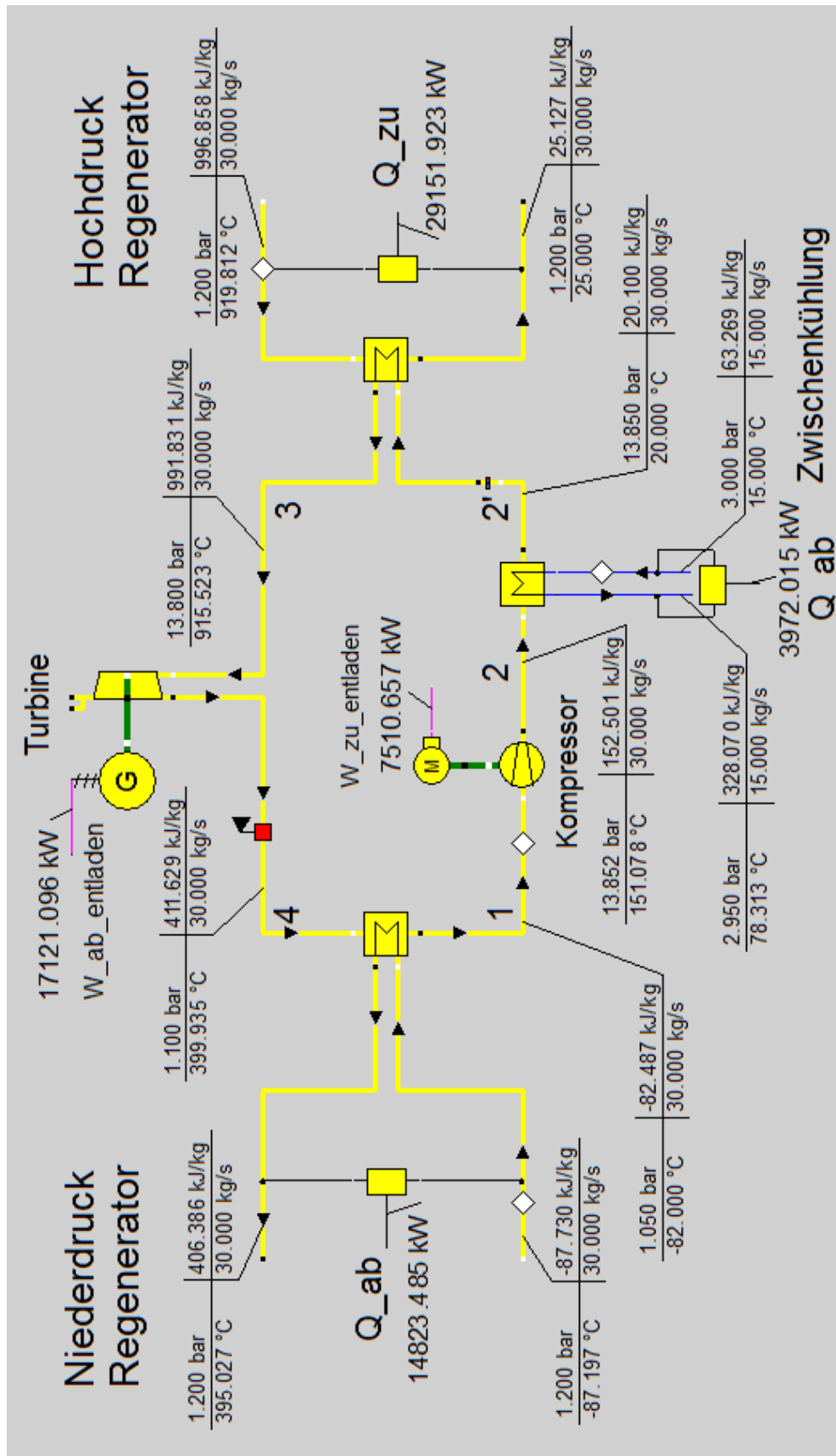


Abbildung 25: PHES Entladevorgang in EBSILON (theoretischer Beispielprozess, wegen derzeit nicht realisierbaren Verdichter-Austrittstemperaturen nicht umsetzbar)

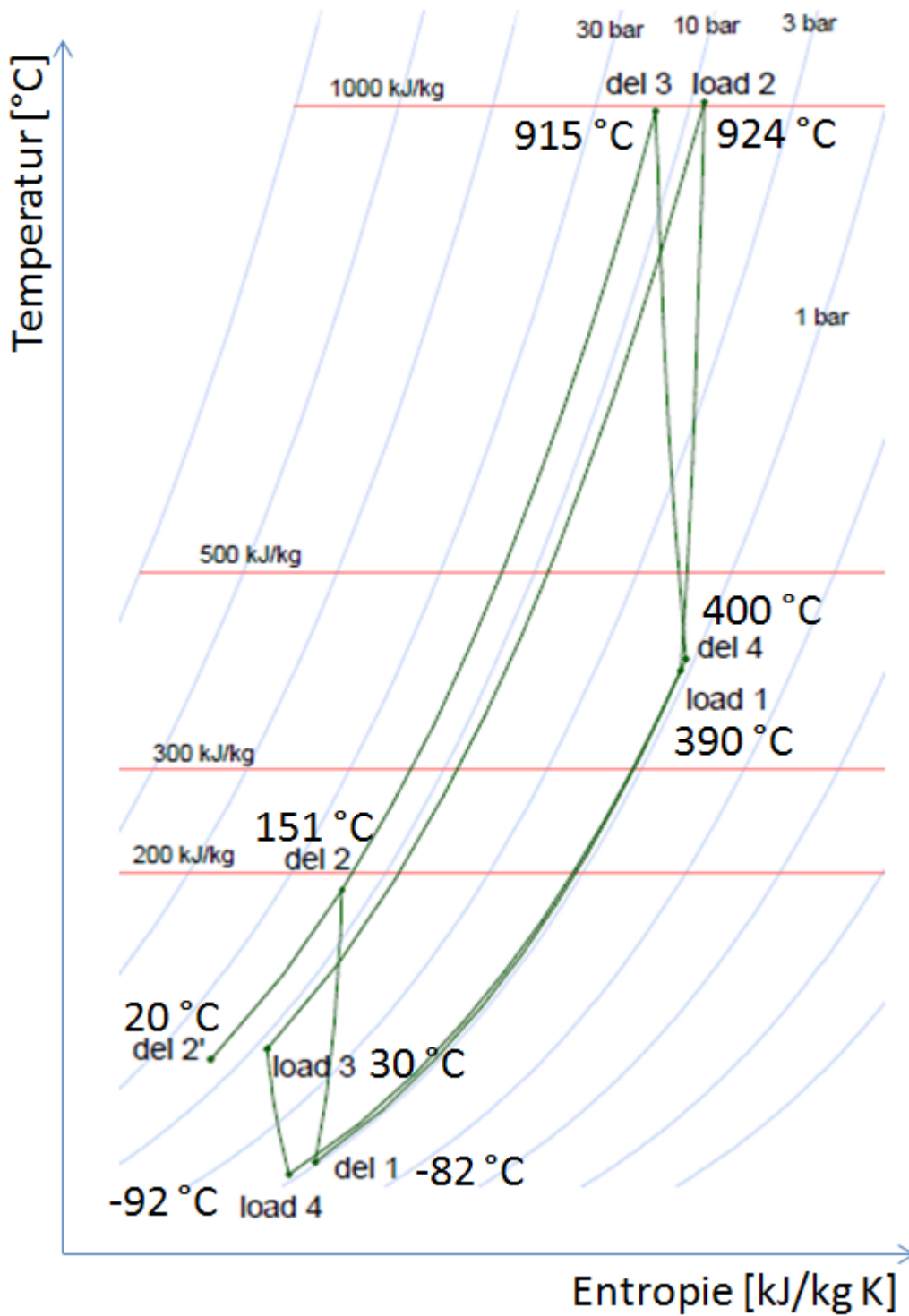


Abbildung 26: PHES Lade- bzw. Entladevorgang im T-s-Diagramm (theoretischer Beispielprozess, wegen derzeit nicht realisierbaren Verdichter-Austrittstemperaturen nicht umsetzbar)

6.4 EBSILON Modell roundtrip efficiency

In Abbildung 28 bzw. Abbildung 29 wird der elektrische Gesamtwirkungsgrad (roundtrip efficiency) in Abhängigkeit des Kompressionsdrucks beim Ladeprozess, für unterschiedliche Hochdruck-Regenerator-Temperaturen dargestellt. Da es sich bei den zugeführten bzw. abgeführten Energien um rein elektrische Energien handelt (siehe hierzu Abbildung 20 und Abbildung 22 bzw. Abbildung 24 und Abbildung 25), d.h. um reine Exergien, entspricht der elektrische Gesamtwirkungsgrad (roundtrip efficiency) dem exergetischen Wirkungsgrad des Prozesses.

$$\text{roundtrip efficiency} = \frac{\text{beim Entladen abgegebene Arbeit}}{\text{beim Laden zugeführte Arbeit}} = \frac{W_{\text{abentladen}} - W_{\text{zuentladen}}}{W_{\text{zuladen}} - W_{\text{abladen}}} \quad (41)$$

Wenn man nun die entsprechenden Werte aus dem Beispielsprozess (Abbildung 24 und Abbildung 25) in die Gleichung für die roundtrip efficiency einsetzt, so erhält man folgendes Ergebnis.

$$\text{roundtrip efficiency} = \frac{17121,096 \text{ [kW]} - 7510,657 \text{ [kW]}}{19204,685 \text{ [kW]} - 3636,091 \text{ [kW]}} = 0,61 \text{ [-]} \quad (42)$$

Wenn man von Exergie spricht, so spricht man von jenem Teil der Energie, welche unter Mitwirkung einer vorgegebenen Umgebung, vollständig in Arbeit umgewandelt werden kann. Kurz gesagt ist Exergie der reversible Teil der Energie. Das Pendant zur Exergie wäre die Anergie. Anergie ist daher jener Anteil der Energie welcher vorliegt, wenn sich das System im Gleichgewicht mit der Umgebung befindet und daher nicht weiter nutzbar ist. Gleichung (43) zeigt die Definition des Exergieanteils eines Wärmestroms. Wobei T für die mittlere Temperatur bei der die Wärme übertragen wird und T_U für die Umgebungstemperatur (beide in Kelvin) steht. Die Umgebungstemperatur wird bei der Berechnung der Exergie oft mit 273,15 [K] festgelegt [25, S. 161].

$$\text{Exergiestrom} = \left(1 - \frac{T_U}{T}\right) \cdot \text{Wärmestrom} \quad (43)$$

Der exergetische Wirkungsgrad ist daher ein Maß für die Qualität der gespeicherten Wärme und ergibt sich aus dem Verhältnis der abgegebenen zu den zugeführten Exergieströmen. Abbildung 27 stellt die Exergieströme des Thermopotentialspeichers schematisch dar.

Es muss darauf geachtet werden, dass bei der Berechnung der Speicherwirkungsgrade nur Energien [J] und keine Leistungen [J/s] miteinander verglichen werden. Daher wurden die Massenströme beim Laden \dot{m}_{zu} bzw. Entladen \dot{m}_{ab} gleich groß gewählt, um sich dadurch die Berechnungen zu erleichtern. Siehe hierzu auch Gleichung (36) bzw. (37). Deshalb kann man in Gleichung (41) bzw. (42) die Werte in [kW] einsetzen. Dabei wird beim Prozess für Abbildung 28 Luft und für Abbildung 29 CO₂ als Arbeitsmedium verwendet. Diese Gase wurden herangezogen um ein zweiatomiges mit einem dreiatomigen Gas vergleichen zu können [16, S. 27f.]. In Abbildung 30 werden die beiden Arbeitsmedien Luft und CO₂ bezüglich ihres elektrischen Gesamtwirkungsgrades (roundtrip efficiency) miteinander verglichen. Hierbei wird die roundtrip efficiency in Abbildung 30 im Zusammenhang mit dem Kompressor Austrittsdruck während des Ladevorgangs (charging) dargestellt. In Abbildung 31 wird die roundtrip efficiency in Abhängigkeit vom Druckverhältnis zwischen Kompressor

Austrittsdruck während des Entladens ($p_{discharging}$) und Kompressor Austrittsdruck während des Ladens ($p_{charging}$) dargestellt. Prinzipiell wird das Druckverhältnis von der HP- und LP-Speichertemperatur und von einem der beiden Kompressor Austrittsdrücken (Lade- bzw. Entladevorgang) festgelegt.

$$\text{Druckverhältnis} = \frac{p_{discharging}}{p_{charging}} \quad (44)$$

Bei den Simulationen welche zu den Ergebnissen in Abbildung 28, Abbildung 29, Abbildung 30 und Abbildung 31 führten, wurde die HP-Speichertemperatur ($T_{load\ 2}$) jeweils konstant gehalten (400, 600, 800 und 1000°C) und der Kompressor Austrittsdruck während des Ladevorgangs (zwischen 4 und 9 bar) variiert, bei gleichbleibenden Kompressoreintrittsdruck bzw. LP-Druck von 1 bar. Hieraus ergeben sich die LP-Speichertemperatur ($T_{load\ 1}$) und der daraus resultierende Kompressor Austrittsdruck während des Entladevorgangs. Da die LP-Speichertemperatur ($T_{load\ 1}$) bei kleiner werdenden Kompressor Austrittsdrücken während des Ladevorgangs steigen muss, um die HP-Speichertemperatur ($T_{load\ 2}$) konstant halten zu können, muss gleichzeitig auch der Kompressor Austrittsdruck während des Entladevorgangs sinken, um den LP-Speicher auf die gleiche Speichertemperatur ($T_{del\ 4}$) laden zu können, wie dieser im Ladeprozess besitzt. Vergleiche hierzu mit Abbildung 19. Hieraus ergeben sich auch unterschiedliche Druckverhältnisse, welche in Abbildung 31 gezeigt werden. Die vorliegenden Variationen des Kompressoraustrittsdrucks beim Laden und Entladen, haben Änderungen der Temperaturen $T_{load\ 1}=T_{del\ 4}$, $T_{load\ 4}=T_{del\ 1}$ und $T_{del\ 2}$ zur Folge. $T_{load\ 2}=T_{del\ 3}$, $T_{del\ 2}$ und $T_{load\ 3}$ wurden dagegen über die Variationen des Kompressoraustrittsdrucks beim Laden und Entladen konstant gehalten. Grundvoraussetzung für einen zyklischen Betrieb eines PHES Prozesses ist, dass die vier Temperaturniveaus an den Ein und Austritten des HP und LP-Regenerators konstant gehalten werden müssen. Zu erwähnen ist hier noch, dass der Turbinen Austrittsdruck während des Lade- bzw. Entladevorgangs konstant gehalten wurde. Vergleiche hierzu mit Abbildung 24 und Abbildung 25.

Wenn man Abbildung 30 betrachtet, so sieht man, dass mit CO₂ höhere Wirkungsgrade erzeugt werden können als mit Luft. Dies liegt daran, dass mehratomige Gase bei gleichen Druckverhältnissen und gleichen isentropen Wirkungsgraden, größere Temperaturdifferenzen in einer Turbomaschine erzeugen können, als monoatomige Gase (einatomiges Gas $\kappa = 1,66$, zweiatomiges Gas $\kappa \approx 1,40$ und dreiatomiges Gas $\kappa \approx 1,33$). Dadurch steht ein größeres Enthalpiegefälle zur Verfügung, welches in einer Turbine abgebaut werden kann und dadurch zu einem höheren elektrischen Gesamtwirkungsgrad führt [16, S. 28].

$$W_t = \frac{\kappa}{\kappa-1} p_1 v_1 \left[1 - \frac{T_2}{T_1} \right] \quad (45)$$

$$W_t = \frac{\kappa}{\kappa-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \quad (46)$$

Außerdem sieht man in den Abbildungen (Abbildung 28, Abbildung 29 und Abbildung 30), dass eine höhere Hochdruck Regenerator Temperatur, immer auch zu einem höheren

elektrischen gesamt Wirkungsgrad führt (höhere Hochdruck Regenerator Temperaturen → höheres Enthalpiegefälle → mehr erzeugte mechanische Arbeit durch Turbine).

In Abbildung 28, Abbildung 29 bzw. Abbildung 30 sieht man, desto niedriger der Kompressor Austrittsdruck beim Ladevorgang ist (bei gleichbleibender Hochdruck Regenerator Temperatur), umso höher wird der elektrische Gesamtwirkungsgrad. Der Grund hierfür liegt darin, dass beim Ladevorgang des PHES Prozesses der Kompressor zu einer großen Enthalpieerhöhung führt, welche nur zum Teil durch die Turbine im Ladeprozess rückgewonnen werden kann. Daher muss beim Entladevorgang die Turbine möglichst viel der Enthalpie nutzen, wobei der Kompressor beim Entladevorgang nur eine geringe Enthalpieerhöhung benötigen sollte, um das vorgesehene Druckverhältnis erreichen zu können. Durch die Irreversibilität des PHES Prozesses, muss der Druck beim Entladevorgang größer sein als jener beim Ladevorgang, um den Prozess überhaupt zyklisch betreiben zu können. Die Druckverhältnisse und die isentropen Wirkungsgrade der Turbomaschinen sind dabei für die Enthalpieänderung bestimmend. Die Enthalpieänderung in den Turbomaschinen ist wiederum ausschlaggebend für den elektrischen Gesamtwirkungsgrad des PHES Prozess [16, S. 22ff.]. Siehe auch Abbildung 19 bzw. Abbildung 26. Auch hier sei nochmals erwähnt, dass bei den Simulationen die Speicherverluste vernachlässigt wurden.

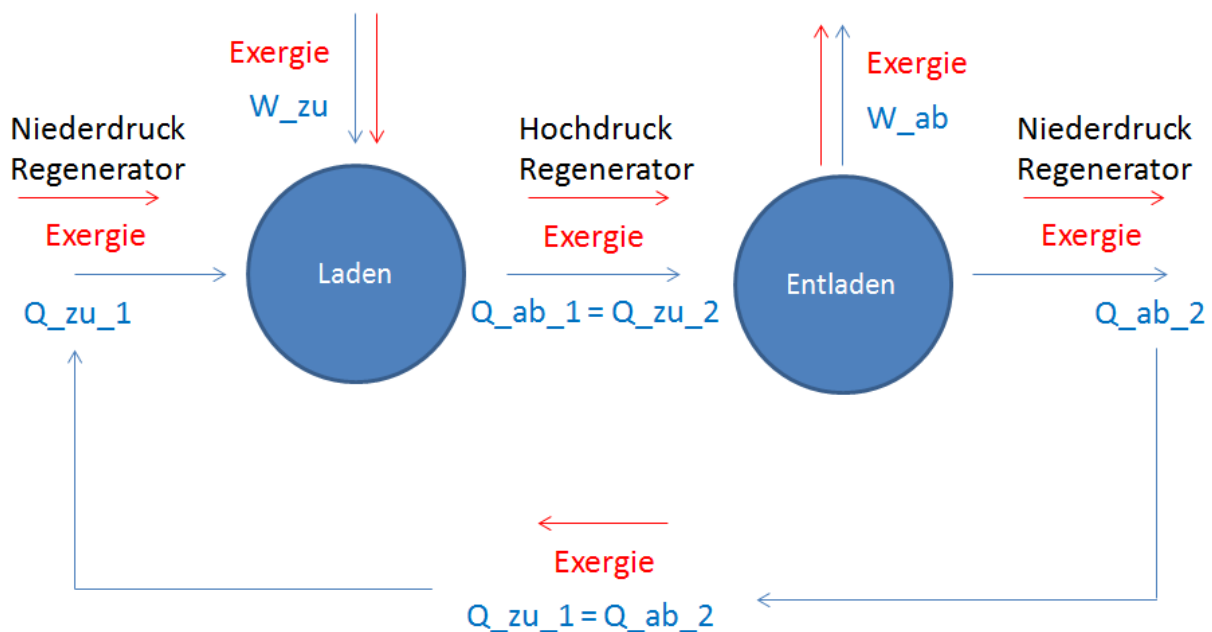


Abbildung 27: Exergieströme des PHES – Prozess

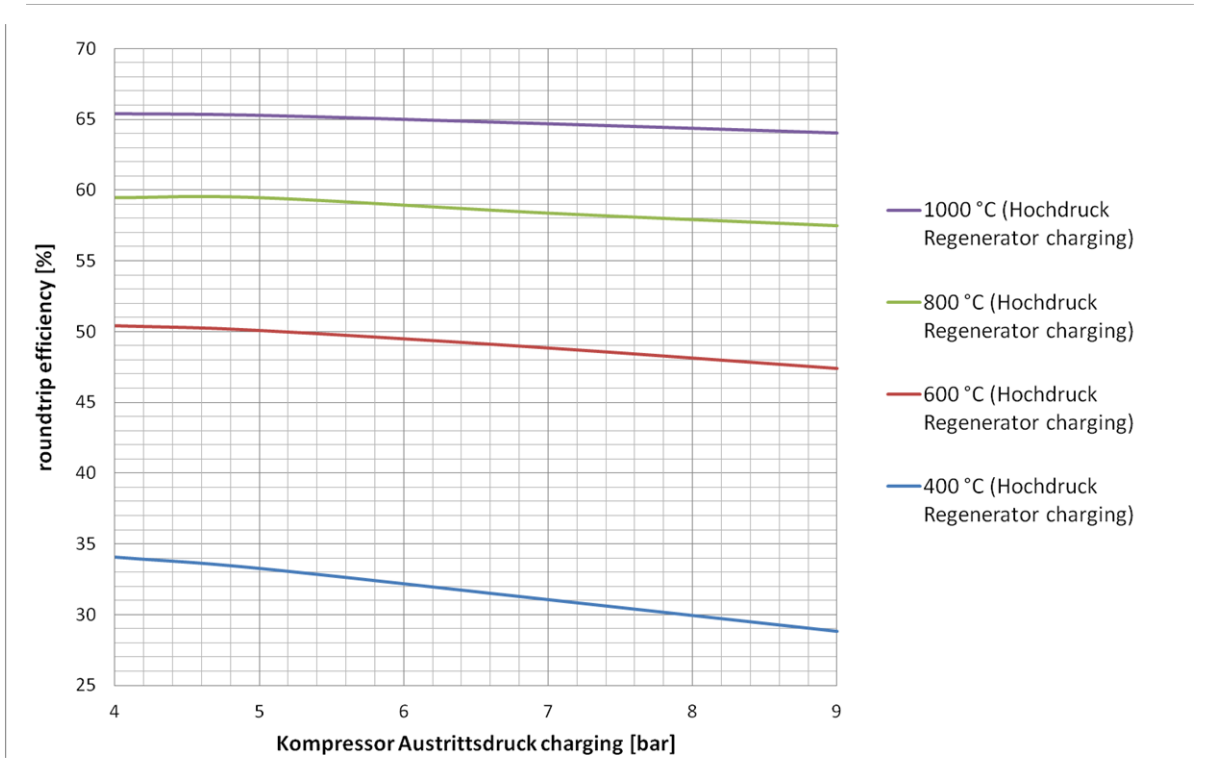


Abbildung 28: roundtrip efficiency PHES bei unterschiedlichen Hochdruck Regenerator Temperaturen mit Luft als Arbeitsfluid

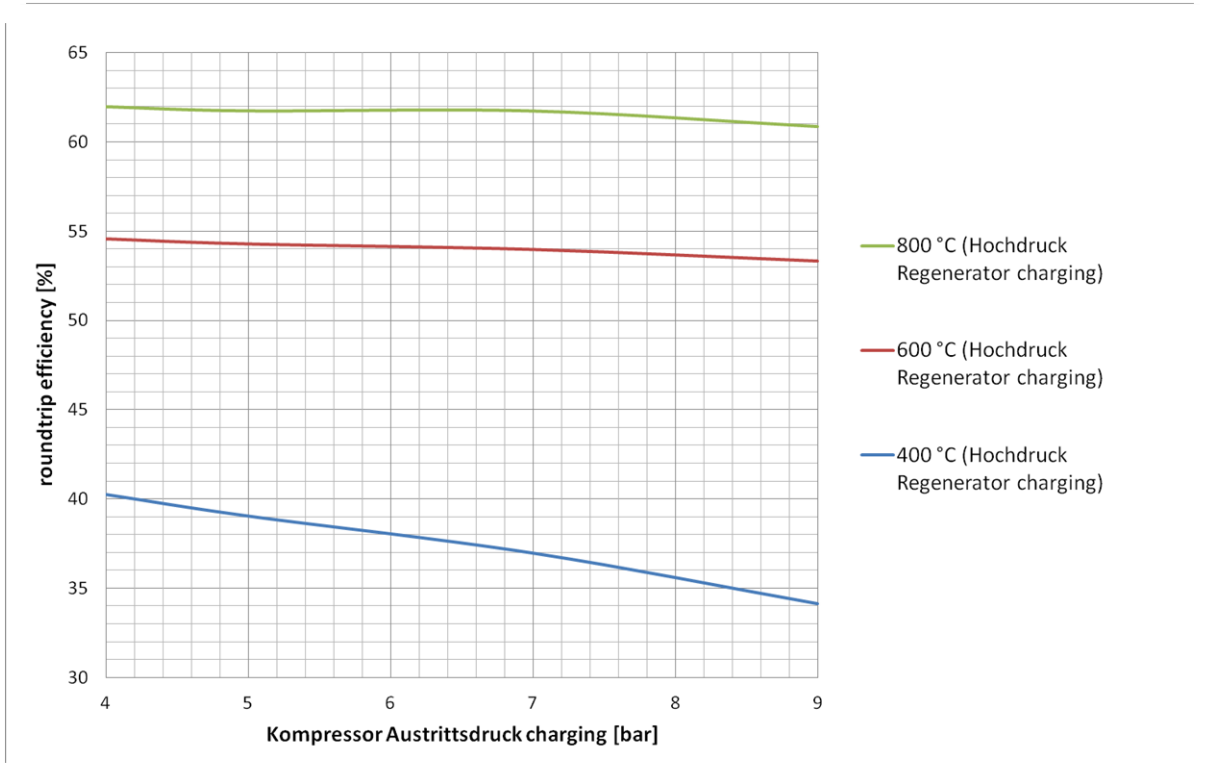


Abbildung 29: roundtrip efficiency PHES bei unterschiedlichen Hochdruck Regenerator Temperaturen mit CO₂ als Arbeitsfluid

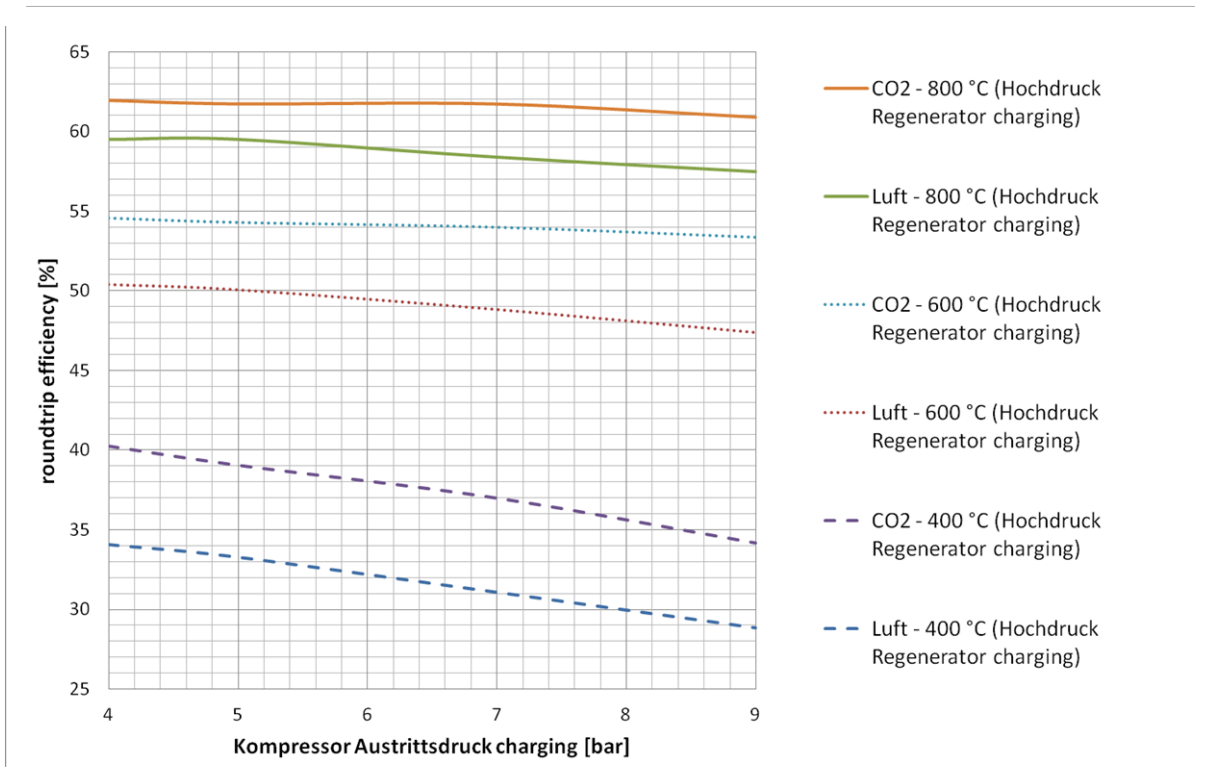


Abbildung 30: roundtrip efficiency PHES, Gegenüberstellung der Arbeitsmedien Luft und CO₂ (in Abhängigkeit vom Kompressor Austrittsdruck charging)

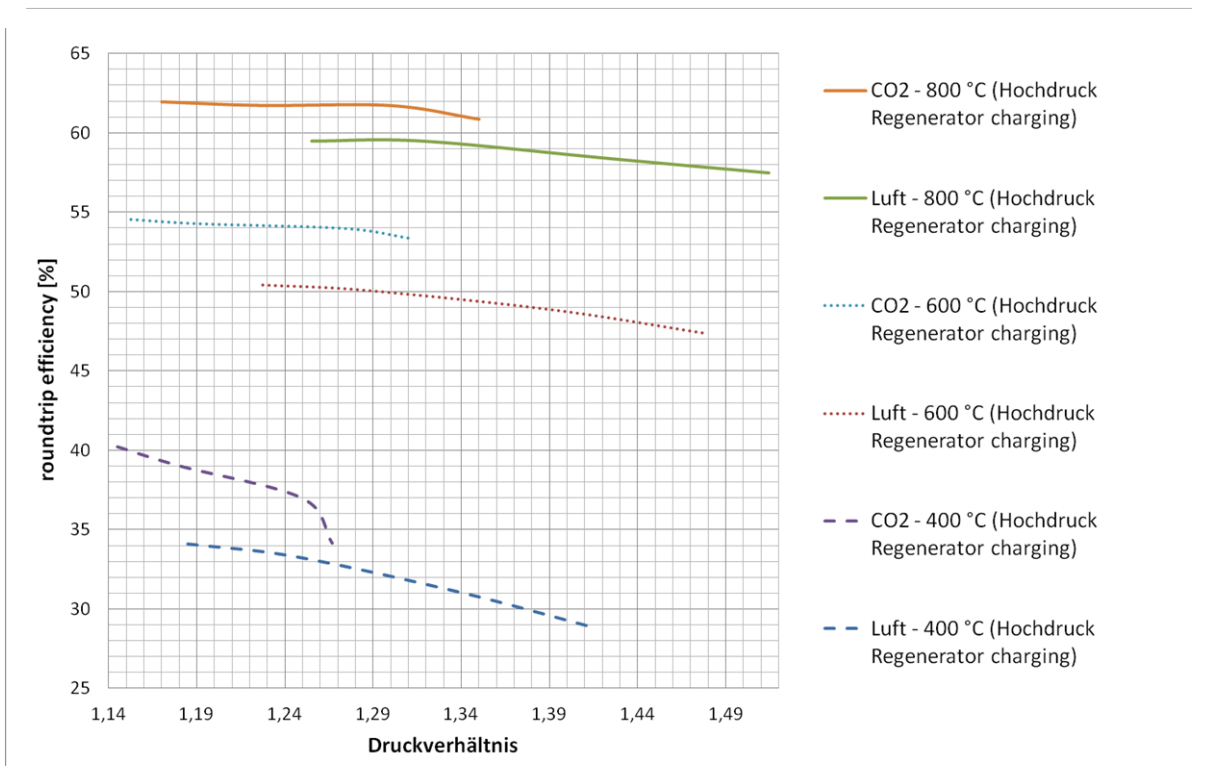


Abbildung 31: roundtrip efficiency PHES, Gegenüberstellung der Arbeitsmedien Luft und CO₂ (in Abhängigkeit vom Druckverhältnis zwischen Kompressor Austrittsdruck discharging und Kompressor Austrittsdruck charging)

7 Flüssiglufspeicherung (LAES)

Die Idee der Flüssiglufspeicherung beruht auf einer Technologie, für welche bereits im Jahre 1895 von Dr. Carl von Linde der Grundstein gelegt wurde. Hierbei entwickelte er einen Prozess welcher kontinuierlich, unter Zuhilfenahme eines Kompressors, eines Gaskühlers, eines Wärmetauschers im Gegenstromprinzip und unter Berücksichtigung des Joule-Thomson Effekts flüssige Luft herstellen konnte. Der Joule-Thomson Effekt besagt, dass das Herabsetzen der mittleren Geschwindigkeit der Gasmoleküle, hervorgerufen durch eine Expansion nach einer Drosselung, zu einer Abkühlung des Gases führt. Dieser Effekt wird durch den Joule-Thomson-Koeffizienten μ ausgedrückt, welcher sich aus der partiellen Ableitung der Temperatur nach dem Druck bei konstanter Enthalpie ergibt [18, S. 66ff.].

$$\mu = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_H \quad (47)$$

Wenn nun diese Geschwindigkeit soweit reduziert wird, dass die Moleküle durch ihre zwischenmolekularen Anziehungskräfte aneinander haften bleiben, so wird aus dem abgekühlten Gas eine Flüssigkeit. Daher kann ein ideales Gas auch nicht verflüssigt werden, da die hierfür notwendigen zwischenmolekularen Wechselwirkungen vernachlässigt werden. Für ein ideales Gas gilt $\mu = 0$. Desweiteren hat die Zustandsgleichung des idealen Gases (48), näherungsweise für alle Gase ihre Gültigkeit. Allerdings weicht das Verhalten der realen Gase vom idealen ab und diese Abweichung wird umso Größer je höher der Druck und desto niedriger die Temperatur ist [18, S. 66ff.].

$$p \cdot V = n \cdot R \cdot T \quad (48)$$

Ein Maß für die Abweichung eines realen Gases vom idealen Verhalten, ist der Realgasfaktor Z , welcher sich aus dem Verhältnis des molaren Volumens des realen Gases V_m zum molaren Volumen eines idealen Gases V_m° bei gleichem Druck und gleicher Temperatur ergibt. Dabei ist $Z = 1$ für jenes Gas welches exakt dem idealen Verhalten folgt (gilt für sehr kleine Drücke). Bei $Z > 1$ überwiegen die Abstoßungskräfte zwischen den Molekülen und das Gas ist schwer zu komprimieren (gilt für hohe Drücke). Wenn $Z < 1$ dominieren die anziehenden Kräfte und das Gas ist leichter zu komprimieren (gilt für mäßige Drücke) [18, S. 3ff.].

$$Z = \frac{V_m}{V_m^\circ} \quad (49)$$

$$V_m = \frac{V}{n} \quad (50)$$

$$V_m^\circ = \frac{R \cdot T}{p} \quad (51)$$

Abbildung 32 stellt diesen Prozess der Luftverflüssigung dar, welcher hauptsächlich bei der kryogenen Luftzerlegung Verwendung findet. Wichtig hierbei ist, dass ein Gas nur dann verflüssigt werden kann, wenn der Druck und die Temperatur unterhalb des kritischen Punktes liegen. Der kritische Punkt von Luft liegt bei $-140,7 \text{ °C}$ und $37,2 \text{ bar}$. [19]

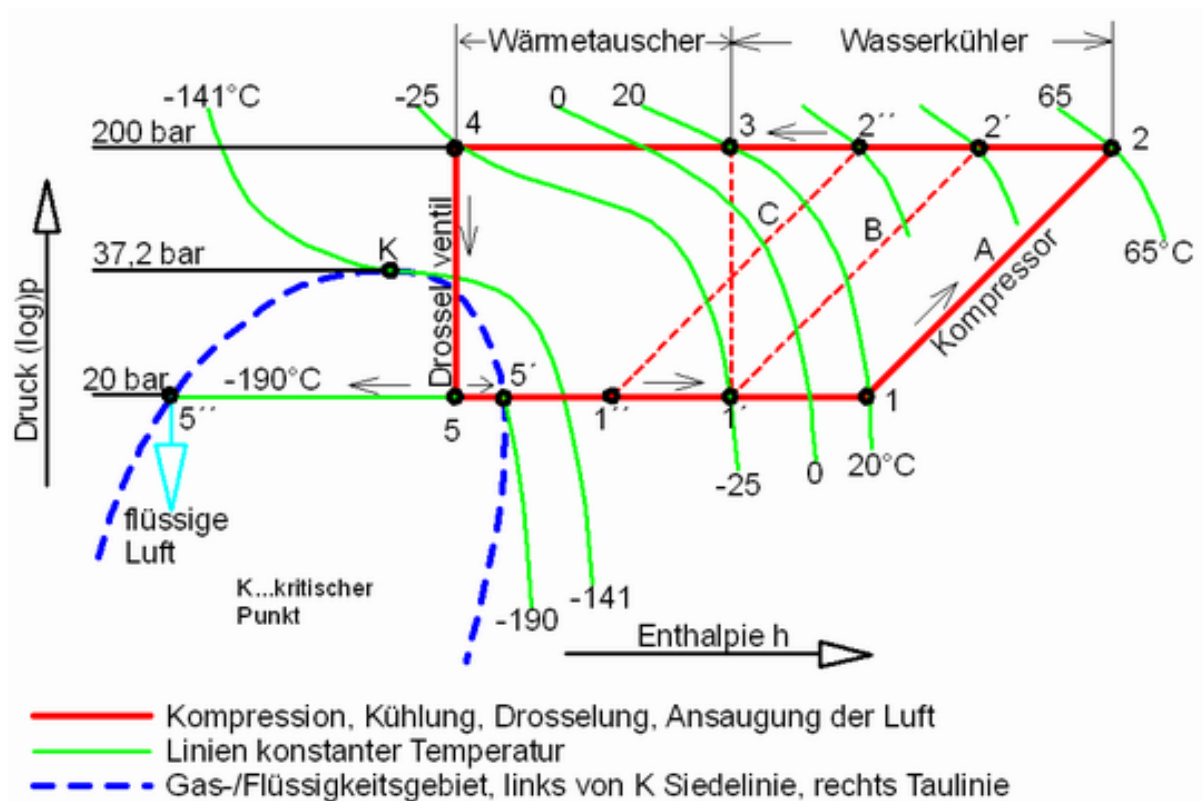


Abbildung 32: Die Luftverflüssigung nach Dr. Carl von Linde [19]

Das Druck-Temperatur-Verhältnis bei welchem ein Gas flüssig bzw. eine Flüssigkeit gasförmig wird, wird in Dampfdruckkurven dargestellt. In Abbildung 33 ist die Dampfdruckkurve von Luft und ihren Hauptkomponenten abgebildet. Prinzipiell wird auch heute noch auf demselben Weg flüssige Luft produziert wie vor gut 100 Jahren. Daher handelt es sich hier um eine sehr ausgereifte Technologie welche mittlerweile aus Standardkomponenten aufgebaut ist und problemlos betrieben werden kann [19].

Da flüssige Luft nur einen Bruchteil des Volumens von gasförmiger Luft benötigt, kann sie bei niedrigem Druck und in vakuumisolierten Tanks über einen längeren Zeitraum (Stunden bis Wochen) gut gelagert werden. Ein Vorteil von flüssiger Luft besteht darin, dass die Risiken welche beim hantieren mit konventionellen Brennstoffen bestehen, entfallen. Außerdem können Luftverflüssigungsanlagen ohne geografische Einschränkungen quasi überall errichtet werden. Desweiteren greift diese Technologie auf einen Rohstoff zurück, welcher quasi unbegrenzt und dazu auch noch kostenlos zur Verfügung steht [20].

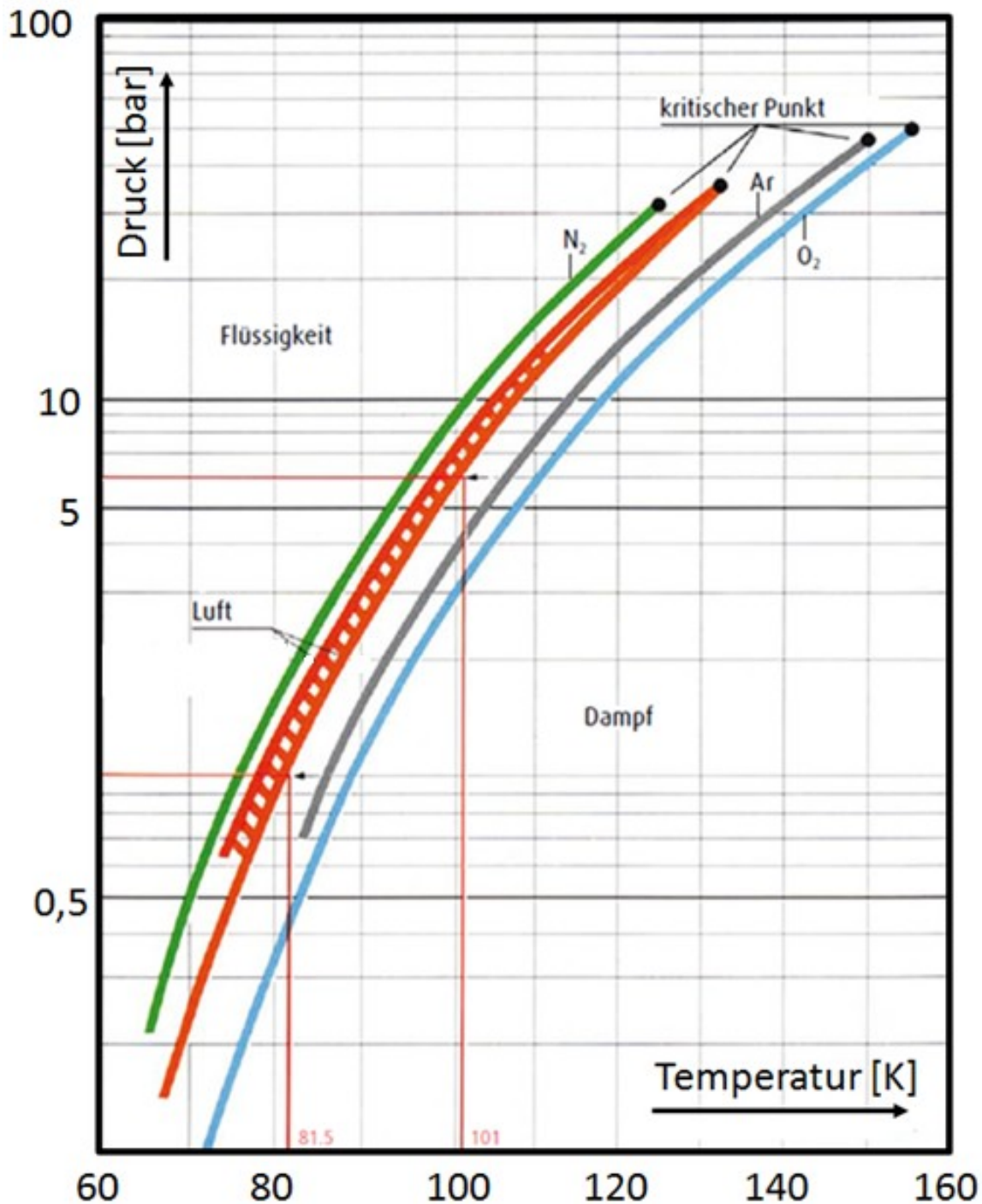


Abbildung 33: Dampfdruckkurven der Luftgase [22, S. 5]

Um aus flüssiger Luft wieder elektrische Energie erzeugen zu können, muss der Druck auf etwa 70 bar erhöht, die Flüssigkeit auf Umgebungstemperatur erwärmt und dadurch verdampft und anschließend in einer Turbine verstromt werden. Der elektrische Gesamtwirkungsgrad (roundtrip efficiency) liegt bei dieser Variante jedoch bei bescheidenen 25%. Man könnte den elektrischen Gesamtwirkungsgrad auf etwa 50% steigern, wenn man die kalte Luft, welche beim Entladeprozess entsteht zwischenspeichern würde, um damit die

Luft beim Ladeprozess vor zu kühlen. Siehe dazu auch Abbildung 38 und Abbildung 39 (2 → 2' sekundäre Seite des Wärmetauschers). Wenn man noch zusätzlich eine kostenlose Abwärmequelle von etwa 120°C zur Verfügung hätte, könnte man durch die Nutzung des höheren Enthalpiegefälles, den elektrischen Gesamtwirkungsgrad sogar auf bis zu 70% steigern [20] und [21].

Die Firma Highview Power Storage betreibt zurzeit eine Pilotanlage in der Stadt Slough in der Grafschaft Berkshire im Süden Englands. Diese Flüssigluftspeicherung hat eine Leistung von etwa 350 kW [20]. Die Effizienzrate der Anlage liegt allerdings noch bei bescheidenen 25% [21].

7.1 Beladung des Speichers

Auf welche Art und Weise ein Flüssigluftspeicher geladen wird, kann man gut in der Abbildung 32 bzw. Abbildung 34 sehen. Wie sich das Fluid dabei durch die einzelnen Komponenten verändert, wird hier ebenfalls erläutert. Die Beschreibung der einzelnen Zustandsänderungen beziehen sich dabei auf Abbildung 34.

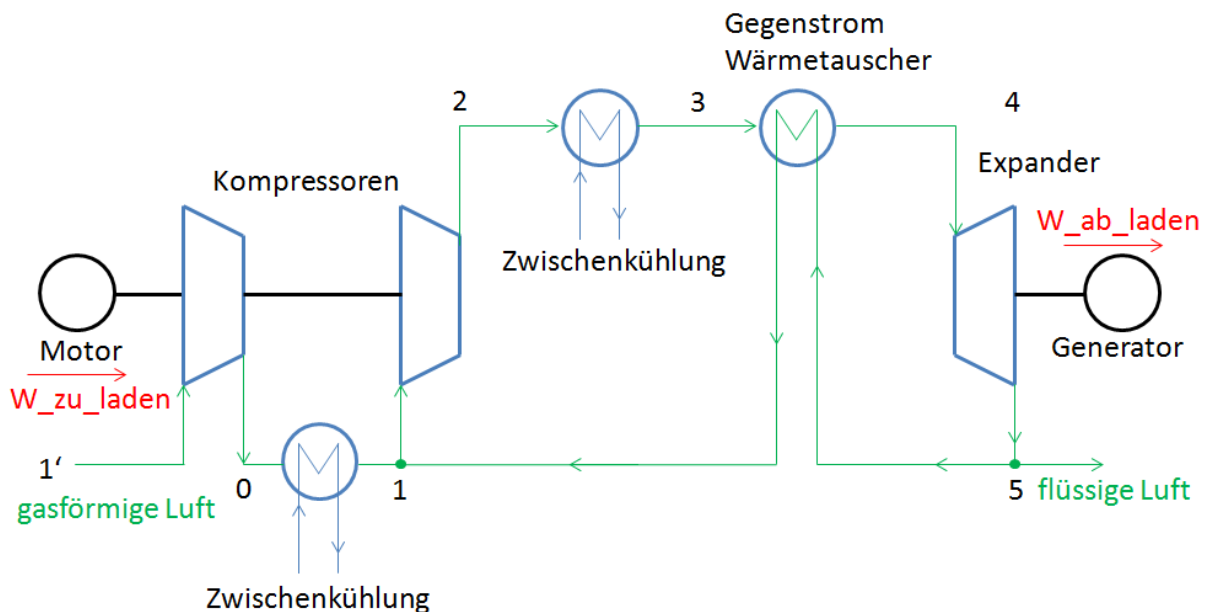


Abbildung 34: LAES Anlagenschema Laden [19]

1' → 0: Durch einen Kompressor wird Luft aus der Umgebung (ca. 1 bar) auf die für das Linde Verfahren notwendigen 20 bar verdichtet [19]. Die elektrische Energie für die Verdichtung wird dem Kompressor über einen Motor zugeführt.

0 → 1: Da sich das Gas bei der Kompression stark erwärmt, ist hier eine Zwischenkühlung erforderlich, welche das Gas auf Umgebungstemperatur (etwa 15°C) kühlt (externe Kühlung) [19].

Die Vorgänge 1' → 0 und 0 → 1 erfolgen in mehreren Stufen, da dadurch Verdichterleistung eingespart werden kann. Siehe hierzu Abbildung 36 bzw. Abbildung 37.

1 → 2: Der Kompressor verdichtet die gasförmige Luft von etwa 20 bar und 15°C auf rund 200 bar. Dadurch wird das Gas nicht nur verdichtet sondern auch aufgeheizt. Die hierfür notwendige Energie, wird in Form von elektrischer Energie durch einen Motor dem Kompressor zugeführt.

2 → 3: Die heiße Luft wird durch eine Zwischenkühlung isobar auf Umgebungstemperatur gekühlt (externe Kühlung).

Die Vorgänge 1 → 2 und 2 → 3 erfolgen bei der LAES in mehreren Stufen, da dadurch Verdichterleistung eingespart werden kann. Siehe hierzu Abbildung 36 bzw. Abbildung 37.

3 → 4: Jetzt strömt die Luft durch einen Gegenstrom – Wärmetauscher, in welchem die Luft abgekühlt wird (interne Kühlung).

4 → 5: In einer Expansionsturbine entspannt sich das unter hohem Druck stehende Gas auf etwa 20 bar und kühlt (Joule-Thomson Effekt) dabei stark ab. Beim Linde – Verfahren erfolgt die Expansion durch ein Drosselventil (siehe Abbildung 32). Dieses Drosselventil wird in den hier vorgestellten Simulationen durch eine Turbine ersetzt. Nach einigen durchlaufenen Zyklen ist die Luft so kalt (etwa -190 °C), dass sie sich verflüssigt. Der flüssige Anteil der Luft wird bei Punkt fünf Abgetrennt und gelangt in den Speicher. Außerdem wird durch die Turbine ein Generator angetrieben, welcher einen kleinen Teil der für die Kompression notwendigen elektrischen Energie produzieren kann.

5 → 1: jener Teil der kalten Luft, welcher sich nicht verflüssigt hat, wird durch den Gegenstrom Wärmetauscher geführt um die Luft vor der Expansion weiter abzukühlen. Desweiteren wird die kalte gasförmige Luft, welche nach dem Wärmetauscher noch zur Verfügung steht, für die Kühlung der extern zugeführten Luft vor der Kompression verwendet.

Damit der Prozess stabil laufen kann, muss jene flüssige Luft welche bei Punkt 5 in den Speicher abgeführt wird, durch frische gasförmige Luft bei Punkt 1 ersetzt werden.

7.2 Entladung des Speichers

Die zur Entladung eines Flüssigluftspeichers notwendigen Schritte sind in Abbildung 35 dargestellt. Desweiteren wird hier das Prozessschaltbild Punkt für Punkt beschrieben.

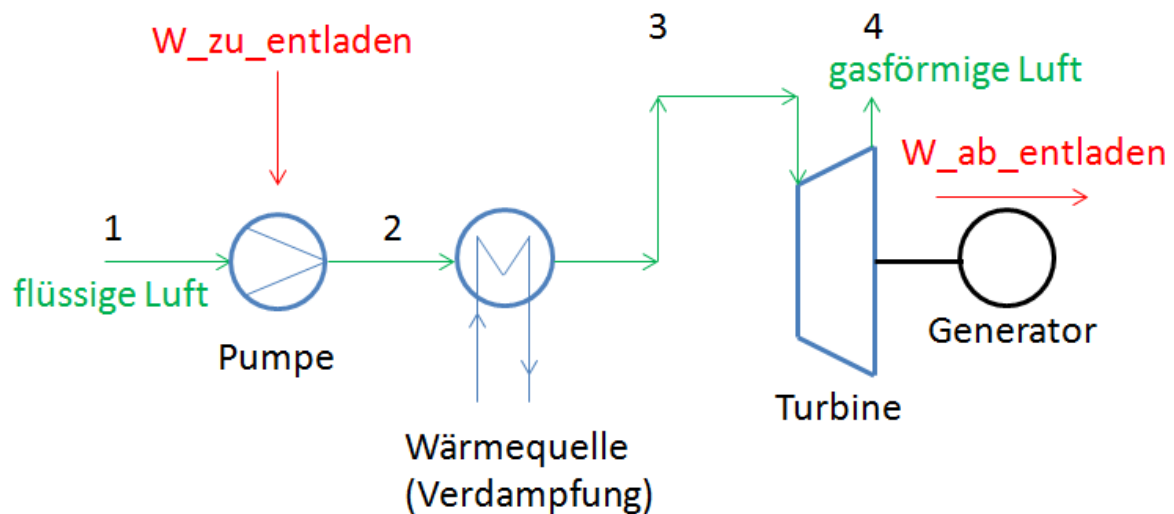


Abbildung 35: LAES Anlagenschema Entladen [20]

1 → 2: Der Druck der flüssigen Luft wird durch eine Pumpe auf etwa 70 bar gesteigert.

2 → 3: In einem Wärmetauscher wird von einer externen Wärmequelle thermische Energie an die flüssige Luft abgegeben. Dadurch erhöht sich das Volumen und die flüssige Luft wird wieder gasförmig.

3 → 4: Die heiße gasförmige Luft strömt durch eine Expansionsturbine und entspannt sich hierbei auf etwa 1 bar. Die Turbine treibt einen Generator an, welcher elektrische Energie erzeugt. Das einzige Nebenprodukt welches hierbei entsteht ist kalte Luft, welche an die Umgebung abgegeben werden kann.

7.3 EBSILON Modell Lade- bzw. Entladevorgang

Da Luft in der EBSILON Datenbank nur als ideales Gasgemisch vorliegt und ideale Gase nicht verflüssigt werden können (Gesetz von Boyle-Mariotte), wird in der vorliegenden Simulation, statt Luft reiner Stickstoff verwendet. Der Kritische Punkt von Stickstoff liegt bei ca. -147°C und 34 bar. Im Vergleich hierzu liegt der Kritische Punkt von Luft bei $-140,7^{\circ}\text{C}$ und 37,2 bar. Um dieses Gas verflüssigen zu können, muss es in einen Zustand gebracht werden, welcher unterhalb des kritischen Punktes liegt. Siehe hierzu Abbildung 33. Tabelle 16 zeigt die gewählten Bedingungen für die N_2 - Verflüssigung in EBSILON. Wie der modellierte Ladeprozess in EBSILON aussieht, wird in Abbildung 36 dargestellt. Die Zustandsänderungen von Stickstoff während des Verflüssigungsprozesses, kann man im $(\log)p$ - h -Diagramm beobachten, welches in Abbildung 37 abgebildet ist. In Abbildung 38 sieht man jenen Teil des LAES Ladevorgangs, welcher sich ändern würde, wenn der Prozess mit einem Wärmetauscher für die Vorkühlung der Luft ausgestattet wäre. Die kalte Luft für die Vorkühlung würde bei einem vorhergehenden Entladeprozess während der Verdampfung erzeugt und müsste bis zum nächsten Ladeprozess zwischengespeichert werden. Siehe hierzu auch Abbildung 39 (2 → 2' sekundäre Seite des Wärmetauschers).

Tabelle 16: Rahmenbedingungen für den LAES Ladevorgang [19] und [22]

Fluid	N ₂
Kompressor 0	
Isentroper Wirkungsgrad [-]	0,89
Mechanischer Wirkungsgrad [-]	0,99
Kompressor Austrittsdruck [bar]	5
Kompressor 1'	
Isentroper Wirkungsgrad [-]	0,89
Mechanischer Wirkungsgrad [-]	0,99
Kompressor Austrittsdruck [bar]	20
Kompressor 1	
Isentroper Wirkungsgrad [-]	0,89
Mechanischer Wirkungsgrad [-]	0,99
Kompressor Austrittsdruck [bar]	50
Motor (für alle fünf)	
Elektrischer Wirkungsgrad [-]	0,95
Mechanischer Wirkungsgrad [-]	0,998
Wärmetauscher für Zwischenkühlung (für alle fünf)	
Temperaturspreizung [K]	5
Druckverlust (absolut) primäre Seite [bar]	0,05
Druckverlust (absolut) sekundäre Seite [bar]	0,002
Kühlmedium Zwischenkühlung (H₂O) Vorgabe (für alle fünf)	
Druck [bar]	1,2
Eintrittstemperatur [°C]	10
Kompressor 2	
Isentroper Wirkungsgrad [-]	0,89
Mechanischer Wirkungsgrad [-]	0,99
Kompressor Austrittsdruck [bar]	100
Kompressor 3	
Isentroper Wirkungsgrad [-]	0,89
Mechanischer Wirkungsgrad [-]	0,99
Kompressor Austrittsdruck [bar]	200
Gegenstrom Wärmetauscher	
Temperaturspreizung [K]	5
Druckverlust (absolut) primäre Seite [bar]	0,05
Druckverlust (absolut) sekundäre Seite [bar]	0,002
Expansionsturbine	
Isentroper Wirkungsgrad [-]	0,91
Mechanischer Wirkungsgrad [-]	0,998
Austrittsdruck [bar]	20
Generator	
Wirkungsgrad	0,9856
Optionaler Wärmetauscher für Vorkühlung	
Temperaturspreizung [K]	15
Druckverlust (absolut) primäre Seite [bar]	0,05
Druckverlust (absolut) sekundäre Seite [bar]	0,002
Kühlmedium (Luft) für optionale Vorkühlung (Vorgabe)	
Druck [bar]	1,2
Eintrittstemperatur [°C]	-140

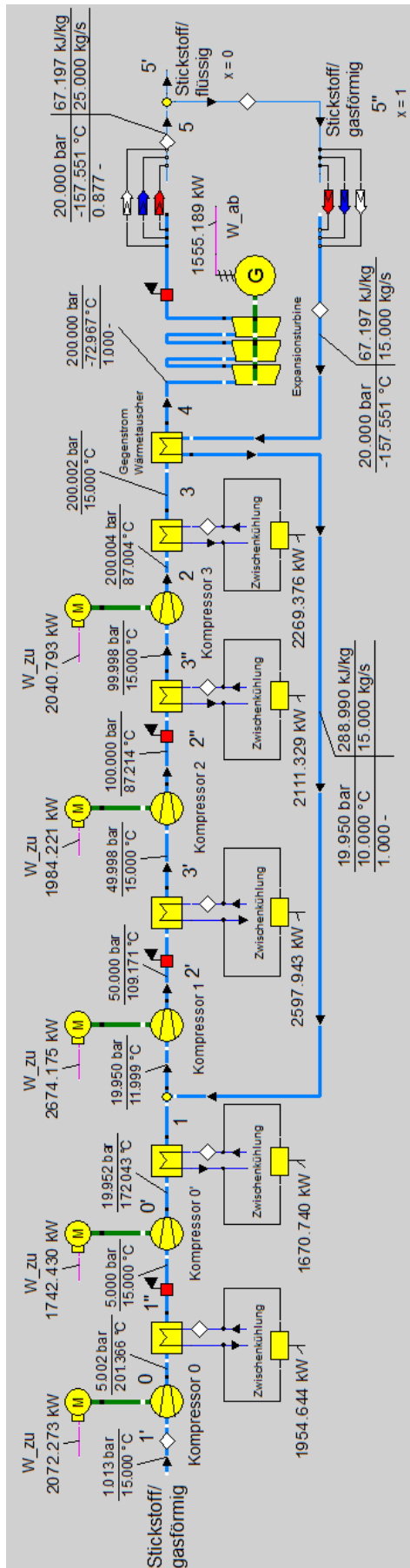


Abbildung 36: LAES Ladevorgang in EBSILON (theoretischer Beispielprozess)

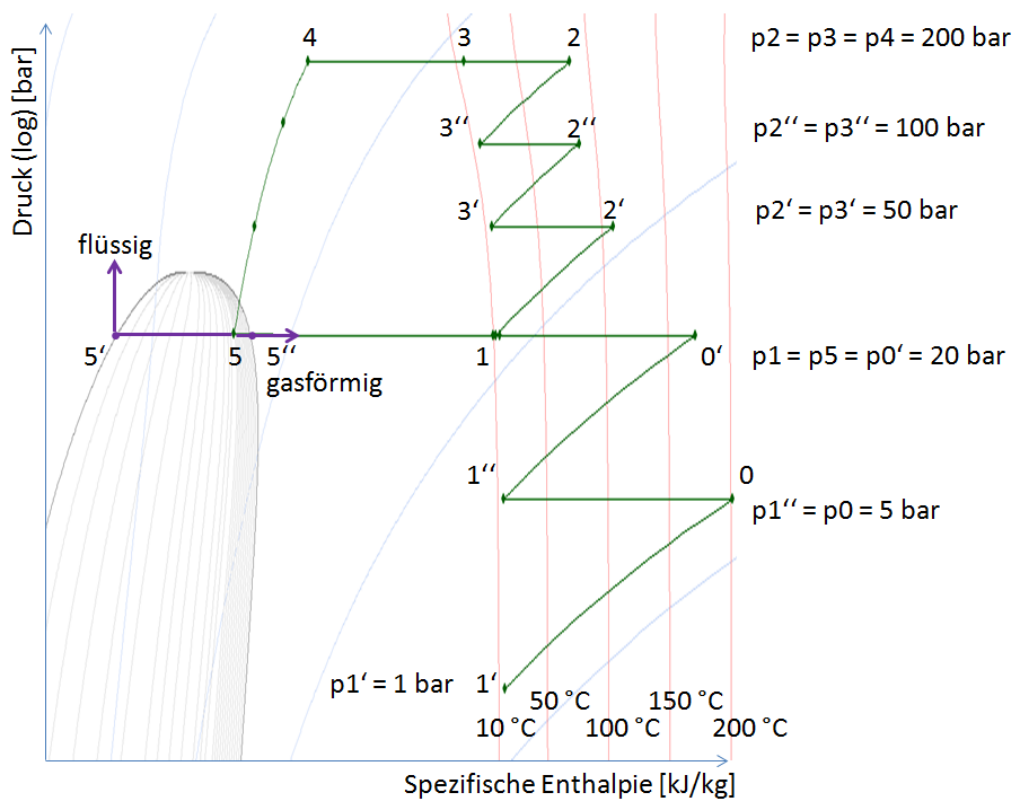


Abbildung 37: LAES Ladevorgang im (log)p-h-Diagramm (theoretischer Beispielprozess)

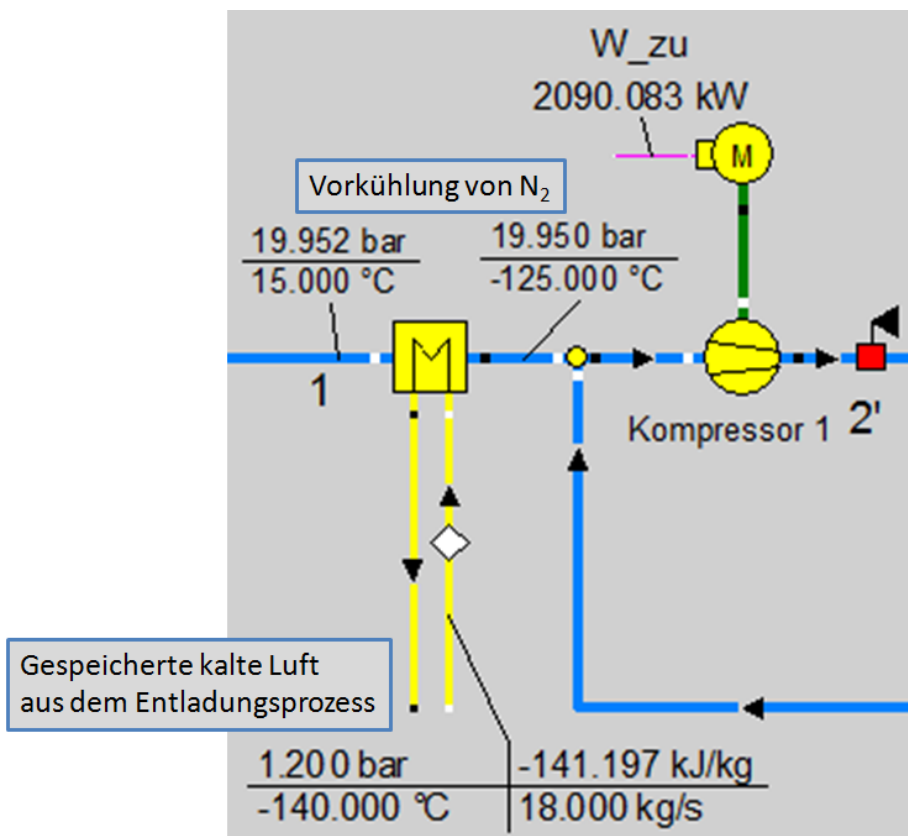


Abbildung 38: LAES Ladevorgang in EBSILON mit Vorkühlung (theoretischer Beispielprozess)

Wie der Entladeprozess in EBSILON verwirklicht wurde, zeigt Abbildung 39. Dabei dient die Umgebungsluft zum Vorwärmen bzw. zum Verdampfen des flüssigen Stickstoffs und eine externe Abwärmequelle als zusätzlicher Energielieferant. Da sich der dampfförmige Stickstoff nach der Expansion sehr stark abkühlt, besteht hier akute Vereisungsgefahr der Turbine (Feuchtigkeit aus Umgebungsluft). Die gewählten Voraussetzungen der verwendeten Bauteile, sind in Tabelle 17 aufgelistet. Der Weg vom flüssigen N₂ bis zum Verstromen durch die Turbine, ist im (log)p-h-Diagramm ersichtlich, welches in Abbildung 40 abgebildet ist.

Tabelle 17: Rahmenbedingungen für den LAES Entladevorgang [20]

Fluid	N ₂
Pumpe	
Isentroper Wirkungsgrad [-]	0,86
Mechanischer Wirkungsgrad [-]	0,998
Druck [bar]	40 bis 80
Motor	
Elektrischer Wirkungsgrad [-]	0,95
Mechanischer Wirkungsgrad [-]	0,998
Wärmetauscher Vorwärmen	
Temperaturspreizung [K]	5
Druckverlust (absolut) primäre Seite [bar]	0,05
Druckverlust (absolut) sekundäre Seite [bar]	0,002
Fluid (Umgebungsluft) Vorwärmen Vorgabe	
Druck [bar]	1,013
Eintrittstemperatur [°C]	20
Wärmetauscher externe Wärmequelle	
Temperaturspreizung [K]	5
Druckverlust (absolut) primäre Seite [bar]	0,05
Druckverlust (absolut) sekundäre Seite [bar]	0,002
Fluid (Luft) externe Wärmequelle Vorgabe	
Druck [bar]	1,2
Eintrittstemperatur [°C]	30 bis 500
Expansionsturbine	
Isentroper Wirkungsgrad [-]	0,91
Mechanischer Wirkungsgrad [-]	0,998
Austrittsdruck [bar]	1,013
Generator	
Wirkungsgrad	0,9856

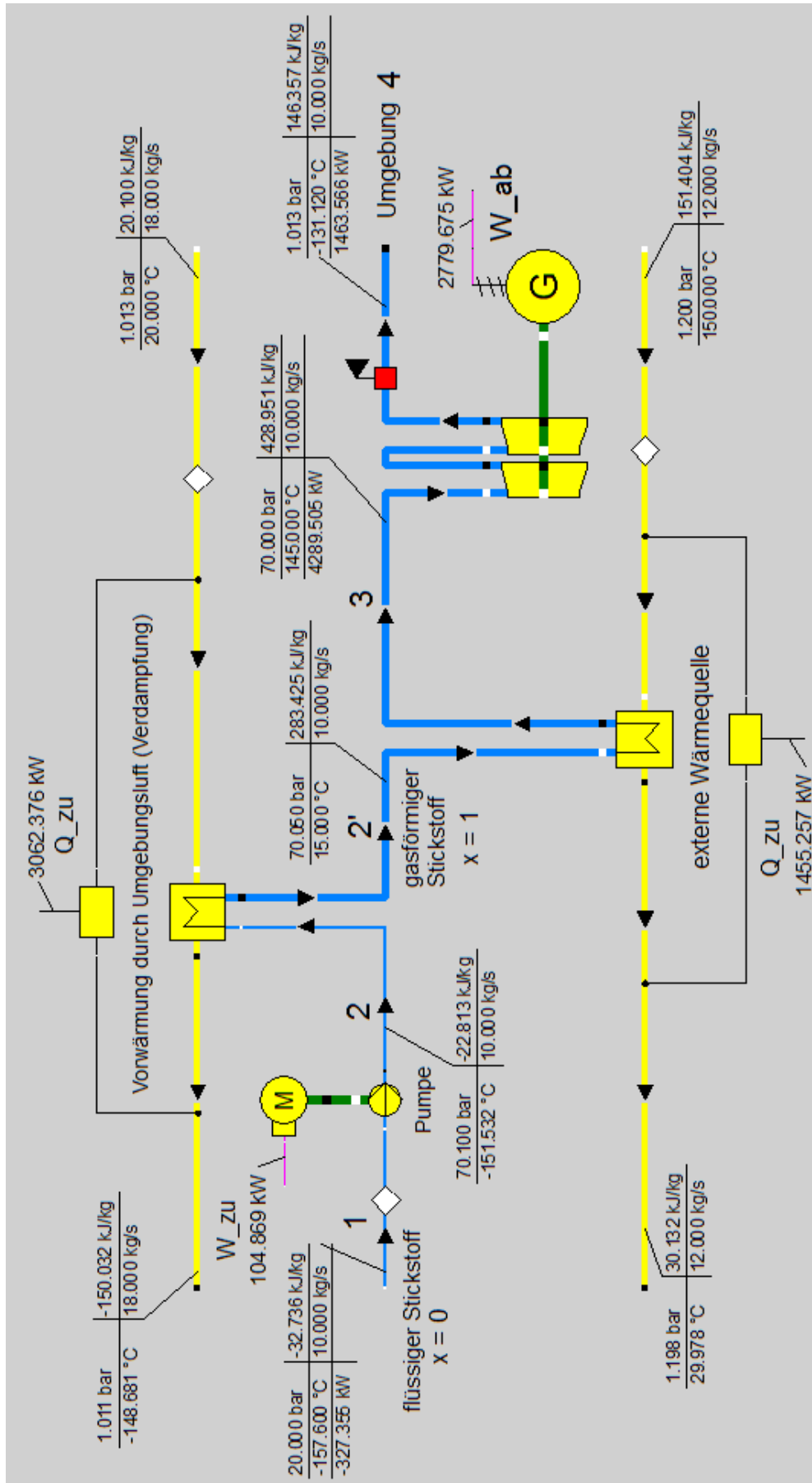


Abbildung 39: LAES Entladevorgang in EBSILON (theoretischer Beispielprozess)

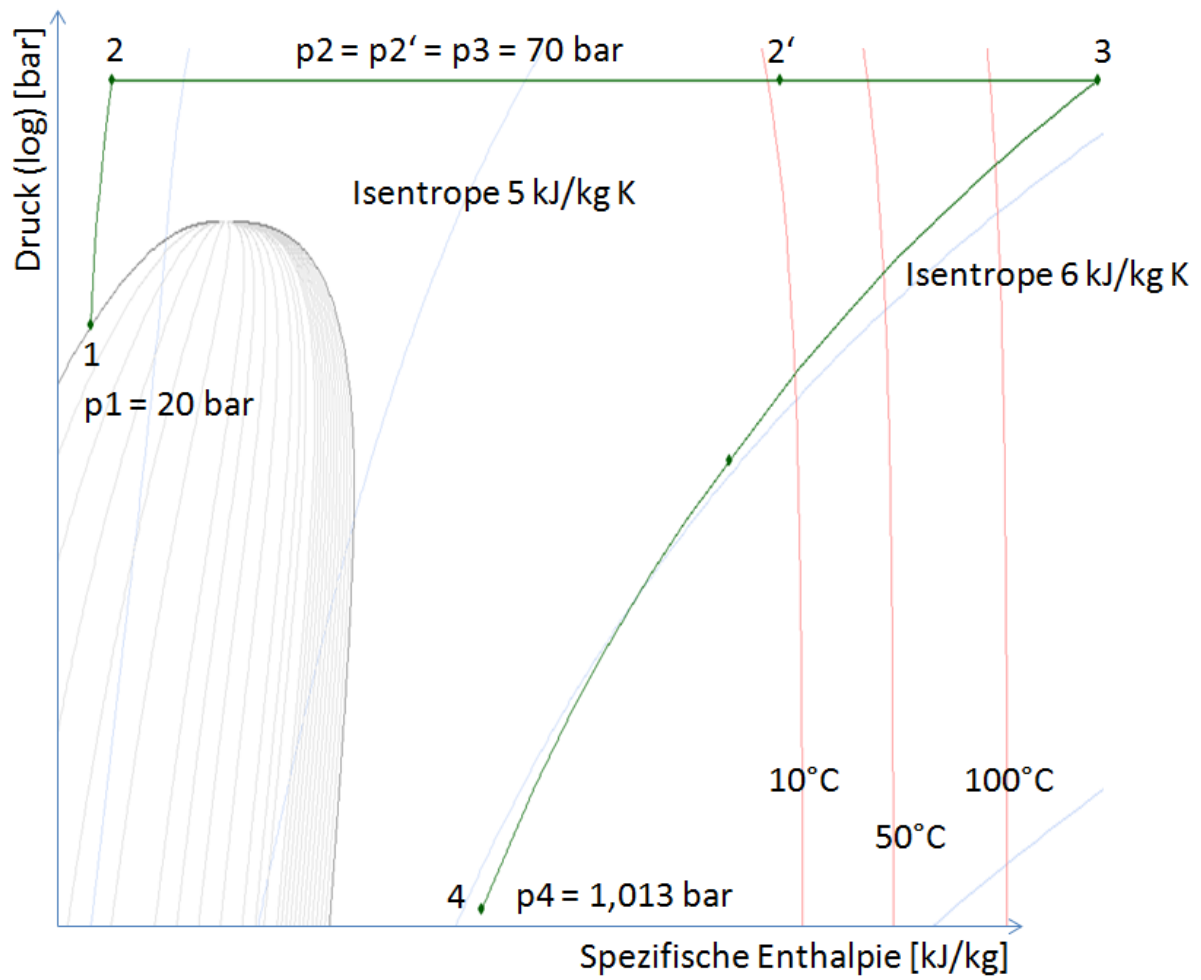


Abbildung 40: LAES Entladevorgang im $(\log)p$ - h -Diagramm (theoretischer Beispielprozess)

7.4 EBSILON Modell roundtrip efficiency

Wenn man Abbildung 41 betrachtet, so sieht man den elektrischen Gesamtwirkungsgrad (roundtrip efficiency) der Flüssiglufspeicherung und deren Abhängigkeit von Faktoren wie Wärmequelle bzw. Wärmesenke. Für die Berechnung des elektrischen Gesamtwirkungsgrades siehe auch Abbildung 34 und Abbildung 35. Desweiteren ist es für die Vergleichbarkeit der Speicherwirkungsgrade wichtig, dass Energien [J] und nicht Leistungen [J/s] miteinander verglichen werden. Daher wurden die Massenströme beim Laden \dot{m}_{zu} bzw. Entladen \dot{m}_{ab} des Flüssiglufspeichers gleich groß gewählt, um sich dadurch die Berechnungen zu erleichtern. Siehe hierzu Gleichung (36) und (37).

$$roundtrip\ efficiency = \frac{\text{beim Entladen abgegebene Arbeit}}{\text{beim Laden zugeführte Arbeit}} = \frac{W_{abentladen} - W_{zuentladen}}{W_{zuladen} - W_{abladden}} \quad (52)$$

Um die roundtrip efficiency für den Beispielprozess zu berechnen, werden die Werte aus Abbildung 36 bzw. Abbildung 38 für die zu- bzw. abgeführten Leistungen in [kW], in die Gleichung für die roundtrip efficiency eingesetzt.

$$roundtrip\ efficiency = \frac{W_{abentladen} - W_{zuentladen}}{W_{zuKompressor_0} + W_{zuKompressor_0'} + W_{zuKompressor_1} + W_{zuKompressor_2} + W_{zuKompressor_3} - W_{abladden}} \quad (53)$$

$$roundtrip\ efficiency = \frac{2779,675 - 104,869}{2072,273 + 1742,43 + 2674,175 + 1984,221 + 2040,793 - 1555,189} = 0,3 [-] \quad (54)$$

Wenn man für die Verdampfung von N₂ beim Entladen nur die Umgebungsluft (ca. 15°C) verwendet, so liegt der elektrische Gesamtwirkungsgrad bei etwa 20%. Im Vergleich hierzu liegt der elektrische Gesamtwirkungsgrad der Pilotanlage in der Stadt Slough in England bei etwa 25%. Bei dieser Anlage wird ebenfalls Umgebungsluft als Wärmequelle zur Verdampfung verwendet. Wenn man sich allerdings zusätzlich zur Umgebungsluft auch die beim Verdampfungsprozess (sprich beim Entladungsprozess) anfallende Kälte zu nutzen machen würde (für die Kühlung des N₂ beim Ladeprozess), so könnte man den elektrischen Gesamtwirkungsgrad auf ca. 22% steigern. Hier sieht man, dass die Vorkühlung bei den gewählten Bedingungen, nur eine geringe Verbesserung des Wirkungsgrades bewirkt. Die -140 °C Wärmesenkentemperatur aus Abbildung 41, ergibt sich dabei aus der Speicherung der kalten Luft, welche beim Entladungsprozess entsteht. Siehe hierzu auch Abbildung 38 und Abbildung 39 (2 → 2' sekundäre Seite des Wärmetauschers). Der Idealfall für diesen Prozess wäre natürlich eine kostenlos zu Verfügung stehende Wärmequelle, welche deutlich über der Umgebungstemperatur liegt. Dadurch würde sich ein größeres Enthalpiegefälle ergeben, womit elektrische Gesamtwirkungsgrade (je nach Temperatur) von bis zu 70% erreicht werden könnten. Bei der Simulation wurde ein elektrischer Gesamtwirkungsgrad von etwa 60% (bei 500 °C Wärmequellentemperatur und einem Pumpendruck beim Entladen von 80 bar) erreicht. Wenn man mit der Methode der Flüssiglufspeicherung hohe Wirkungsgrade erzielen möchte, so benötigt man hierfür eine externe Wärmequelle. In diesem Fall wäre die Flüssiglufspeicherung kein autarkes Speicherprinzip.

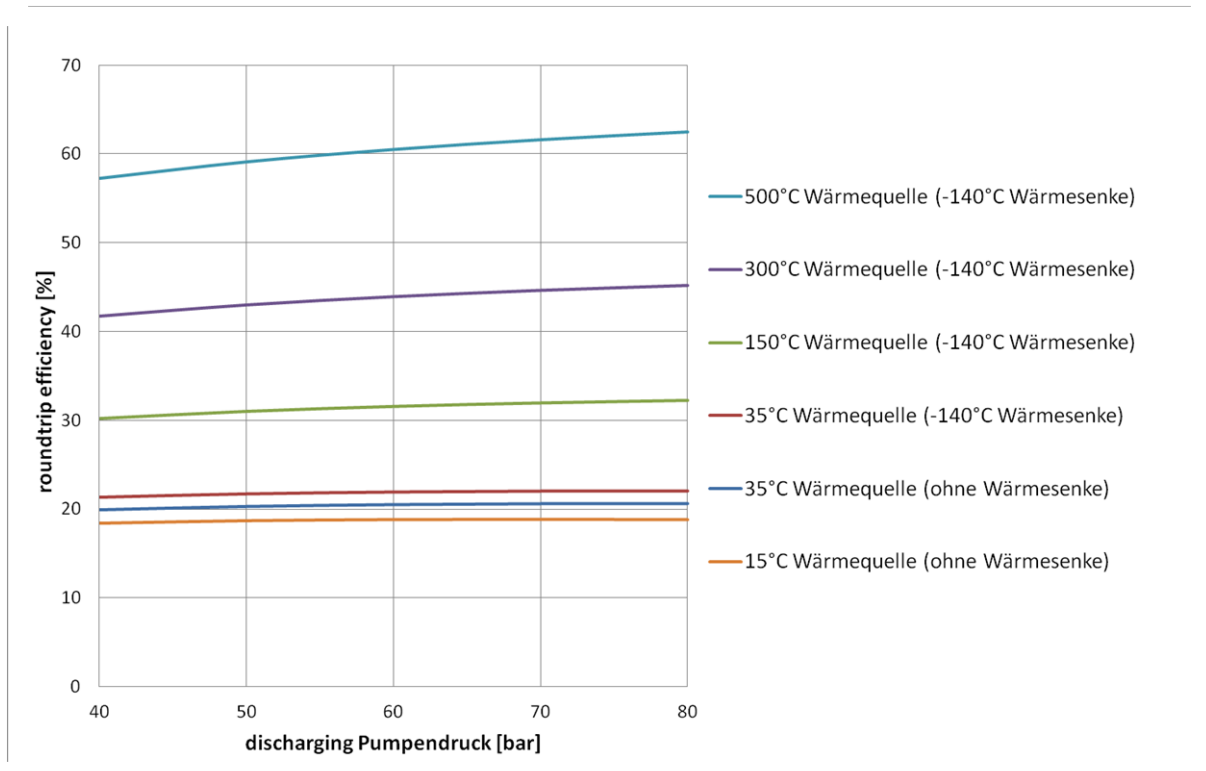


Abbildung 41: roundtrip efficiency LAES mit N_2 als Arbeitsfluid, in Abhängigkeit der Pumpendrucke während des Entladens

8 Elektro-thermische Speicherung (ETES)

Die Elektro-thermische Speicherung ist im Grunde ein Kreisprozess, welcher beim Speichervorgang als Wärmepumpe/Kältemaschine (linksläufig im T-s-Diagramm) und beim Entladevorgang als Wärmekraftmaschine (rechtsläufig im T-s-Diagramm) betrieben wird. Wärmepumpe/Kältemaschine deshalb, weil beim Ladevorgang nicht nur Wärme sondern auch Kälte produziert und zwischengespeichert wird. Für den Ladevorgang benötigt man einen Kompressor, einen Wärmetauscher zur Gaskühlung, eine Expansionsturbine und einen Dampferzeuger. Wenn man den ETES Prozess als Wärmekraftmaschine betreibt, kommen die Komponenten Pumpe, Dampferzeuger, Expansionsturbine und Kondensator zum Einsatz. Daher kann man ihn gut mit dem Clausius-Rankine-Prozess vergleichen. Als Betriebsmedium wird beim ETES Prozess überkritisches CO₂ verwendet, wodurch es zu einer „gleitenden“ Temperaturänderung, sprich ohne Phasenwechsel, in den Wärmetauschern kommt. Der Unterschied zwischen einer überkritischer und einer unterkritischen Prozessführung wird in Abbildung 42 dargestellt [23] und [24]. Siehe hierzu auch Abbildung 45.

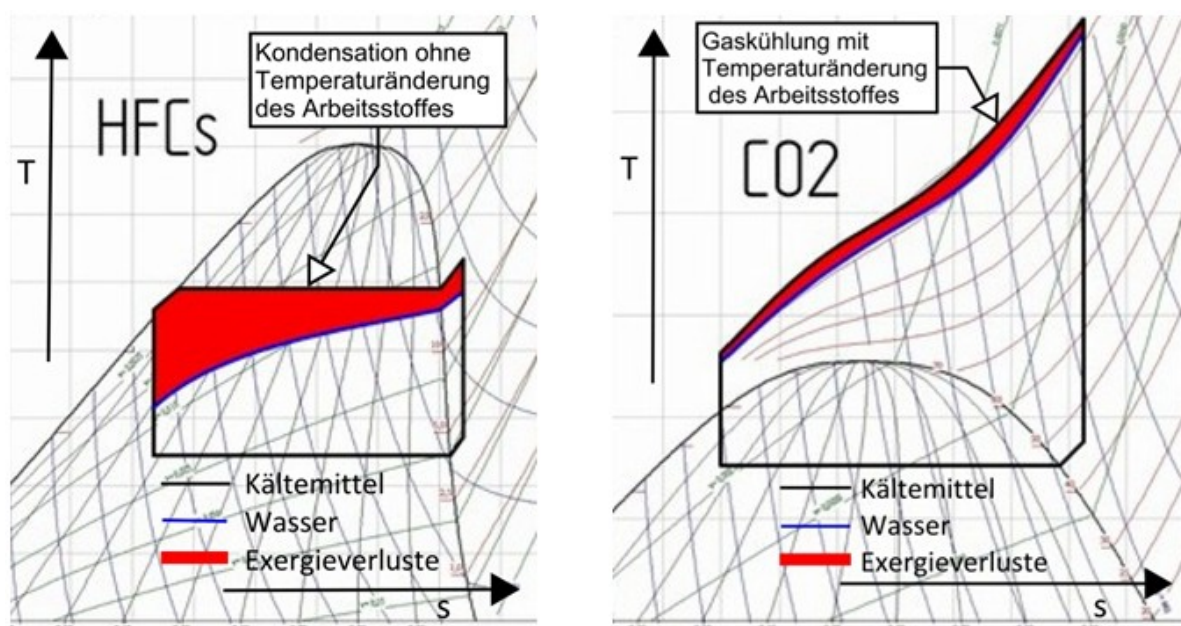


Abbildung 42: Vergleich Prozessführung mit fluorierten Kohlenwasserstoffen (HFCs, unterkritisch) und Kohlendioxid als Arbeitsstoff (transkritisch) [23]

Die Effizienz des ETES Prozess ist unter anderem von der Leistungszahl COP (Coefficient of Performance) der Wärmepumpe beim Ladevorgang und daher von der mittleren Wärmespeichertemperatur abhängig (bei unterkritischer Prozessführung von der Kondensationstemperatur) [24].

$$COP = \frac{|Q_{ab}|}{W_{zu}} = \frac{T_{max}}{T_{max} - T_{min}} \quad (55)$$

Entscheidender für den elektrischen Gesamtwirkungsgrad des ETES Prozess ist allerdings nicht die Effizienz der Wärmepumpe, sondern die Effizienz der Wärmekraftmaschine beim

Entladen. Der maximal mögliche Anteil der Wärmeenergie, welcher in mechanische Energie umgewandelt werden kann, wird durch den Carnotschen Wirkungsgrad η_c beschrieben. Auch hier ist es wichtig, dass das Arbeits- und das Speichermedium bei der Wärmeübergabe ein ähnliches Temperaturprofil besitzen, um dadurch möglichst wenig Arbeitspotential zu verschenken [24].

$$\eta_c = \frac{W_{ab}}{Q_{zu}} = \frac{T_{max} - T_{min}}{T_{max}} = 1 - \frac{T_{ab}}{T_{zu}} \quad (56)$$

Dass unterschiedliche Temperaturprofile einen größeren Exergieverlust hervorrufen als ähnliche, sieht man gut am Entropieproduktionsstrom $d\dot{S}_{irr}$ eines Wärmetauschers wie er in Abbildung 43 gezeigt wird. Hierbei überträgt das Fluid B einen Wärmestrom $d\dot{Q}$ über eine Wand mit der Fläche dA auf das Fluid A. k steht hier für den Wärmedurchgangskoeffizienten [25, S. 106ff.].

$$d\dot{Q} = k \cdot dA \cdot (T_B - T_A) \quad (57)$$

$$d\dot{S}_{irr} = \frac{T_B - T_A}{T_A \cdot T_B} \cdot d\dot{Q} \quad (58)$$

$$d\dot{S}_{irr} = k \cdot dA \cdot \frac{(T_B - T_A)^2}{T_A \cdot T_B} \quad (59)$$

Dabei führt eine große Temperaturdifferenz zwischen den beiden Fluiden zu einem großen Entropieproduktionsstrom und dadurch auch zu einem Exergieverlust. Das Produkt aus T_A und T_B ist ein Maß für das Temperaturniveau bei welchem der Wärmedurchgang vonstattengeht. Je niedriger dieses Temperaturniveau liegt, desto größer ist auch der Entropieproduktionsstrom [25, S. 106ff.].

Unter Exergie versteht man jenen Teil der Energie, welcher unter Mitwirkung einer vorgegebenen Umgebung mit der Temperatur T_u , vollständig in Arbeit umgewandelt werden kann. Gleichung (60) zeigt den Exergieanteil eines Wärmestroms mit der Temperatur T [25, S. 160ff.].

$$\text{Exergiestrom} = \left(1 - \frac{T_u}{T}\right) \cdot \text{Wärmestrom} \quad (60)$$

Wenn man die Exergiebilanz eines Kontrollraums betrachtet, so ist die Summe aller eintretenden Exergieströme um den Exerstromverlust \dot{E}_v größer als die Summe der austretenden Exergieströme. Der Exergiestromverlust entspricht dabei jenem Teil der Exergie, welcher durch irreversible Vorgänge, in Anergie umgewandelt wird und daher nicht mehr nutzbar ist. Der Exergiestromverlust \dot{E}_v bildet sich aus dem Produkt aus Umgebungstemperatur T_u und Entropieproduktionsstrom $d\dot{S}_{irr}$ und wird in Gleichung (61) gezeigt [25, S. 160ff.].

$$\dot{E}_v = T_u \cdot d\dot{S}_{irr} \geq 0 \quad (61)$$

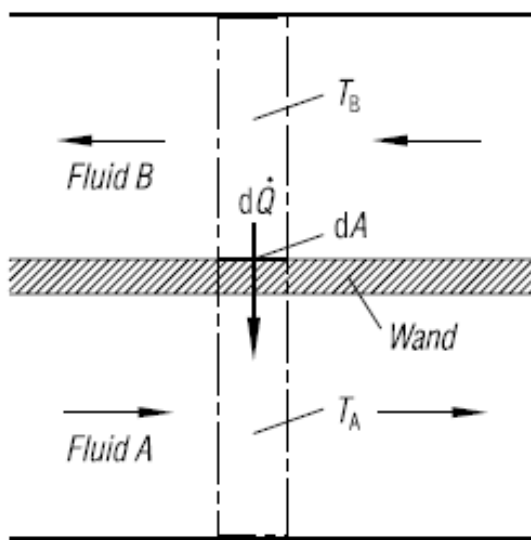


Abbildung 43: Schematische Darstellung eines Wärmetauschers [25, S. 109]

Der kritische Punkt von CO_2 liegt bei 73,8 bar und $31\text{ }^\circ\text{C}$ und der Tripelpunkt bei 5,19 bar und $-56,6\text{ }^\circ\text{C}$. Das $p - T$ - Phasendiagramm von Kohlenstoffdioxid zeigt Abbildung 46. Der Druckbereich innerhalb des Kreisprozesses bewegt sich zwischen 5,3 und etwa 180 bar und der Temperaturbereich zwischen -55 und $400\text{ }^\circ\text{C}$ [24]. Prinzipiell gilt je tiefer die Wärmesenktemperatur, desto höher die roundtrip efficiency. D.h. bei tieferen Wärmesenktemperaturen reichen auch tiefere Wärmespeicher Temperaturen, um eine hohe roundtrip efficiency zu erzeugen (siehe Abbildung 44). Während die Leistungszahl der Wärmepumpe (Ladevorgang) bei niederen Wärmesenken – Temperaturen sinkt, wird der Wirkungsgrad der Wärmekraftmaschine (Entladevorgang) gleichzeitig erhöht. Da der Einfluss der Wärmekraftmaschine auf den elektrischen Gesamtwirkungsgrad überwiegt, wirkt sich eine tiefere Wärmesenken Temperatur positiv auf die roundtrip efficiency aus. Wenn man Abbildung 44 betrachtet so sieht man auch, dass es ab einer Wärmespeichertemperatur von etwa $400\text{ }^\circ\text{C}$ zu keiner weiteren Steigerung der roundtrip efficiency kommt [24, S. 409].

$$\text{roundtrip efficiency} = \frac{\text{beim Entladen abgegebene Arbeit}}{\text{beim Laden zugeführte Arbeit}} \quad (62)$$

Bei der Simulation mit EBSILON wird als Wärmesenke ein externer CO_2 Kreislauf verwendet. Für CO_2 als Kältemittel spricht hier, dass man mit CO_2 die benötigten tiefen Temperaturen in der Wärmesenke erzeugen kann. Ein weiteres Argument wäre, dass nur eine Art von Kältemittel im ETES Prozess verwendet wird und dadurch der Aufbau möglichst einfach gehalten werden kann. Desweiteren handelt es sich bei CO_2 um natürliches Kältemittel, welches weder giftig noch brennbar ist. Außerdem trägt es nicht zum Abbau der Ozonschicht bei, hat ein niedriges Treibhauspotential (Klimaschutz), ist chemisch inaktiv und relativ billig. Der Betrieb mit CO_2 benötigt allerdings hohen Betriebsdrücke, wodurch hohe Anforderungen an technische Komponenten wie Verdichter und Wärmetauscher gestellt werden. Da CO_2 hohe volumetrische Kälte- bzw. Heizleistungen und einen hohen Wärmeübergangskoeffizienten hat, können Anlagen relativ Kompakt konstruiert werden [27].

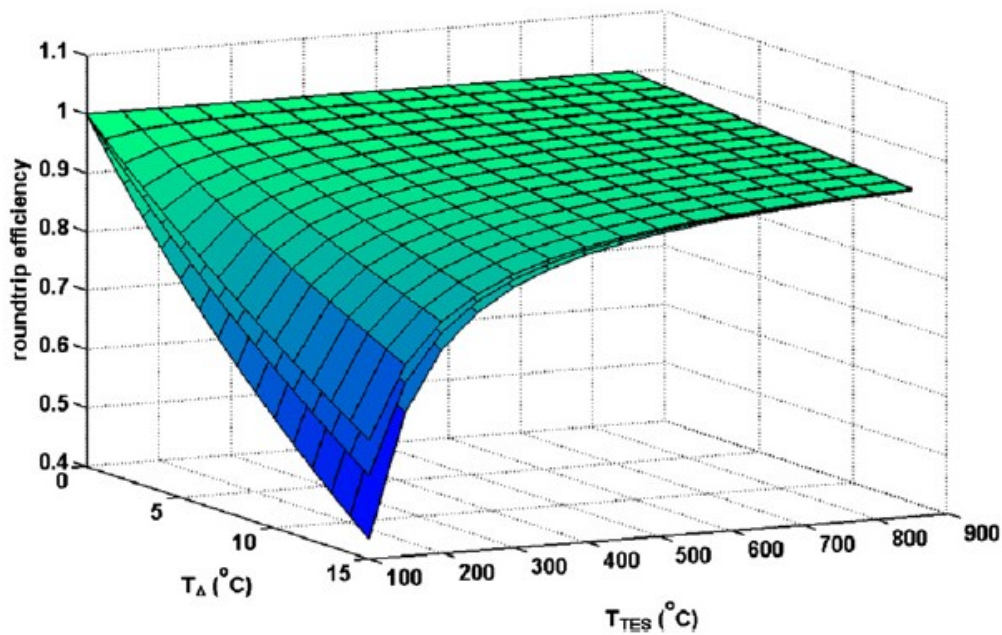


Abbildung 44: roundtrip efficiency einer Carnot ETES in Abhängigkeit von der Wärmesenken bzw. Wärmespeicher Temperatur [24, S. 409]

Für die Wärmespeicherung wären sowohl sensible Wärmespeicher als auch latente Wärmespeicher denkbar. Wichtig ist hier, dass das Temperaturprofil des Arbeitsfluides (Lade- bzw. Entladevorgang) möglichst parallel zum Temperaturprofil des Speichers verläuft, da sonst der elektrische Gesamtwirkungsgrad reduziert werden würde. In Abbildung 45 kann man diesen Arbeitsverlust, welcher durch eine starke Abweichung der Temperaturprofile erzeugt werden würde, in den beiden oberen Bildern gut erkennen. Die beiden unteren Bilder stellen einen sensiblen Wärmespeicher (links) und einen latenten Wärmespeicher (rechts) mit gut angepassten Temperaturprofilen und daher mit geringen Exergieverlusten dar [24].

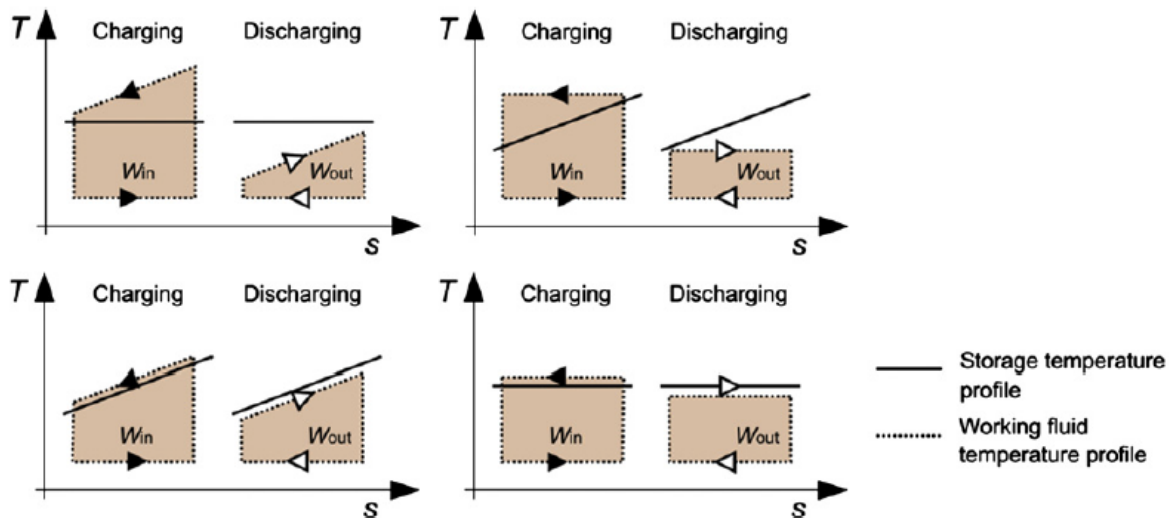


Abbildung 45: Ein Vergleich von Arbeitsfluid- und Wärmespeicher- Temperaturprofilen [24, S. 411]

Nach ersten Abschätzung zufolge liegt der elektrische Gesamtwirkungsgrad (roundtrip efficiency) der Elektro-thermischen Speicherung, je nach Anlagengröße, zwischen 50 und 65% [23] und [24].

Da es zurzeit noch keine geeigneten Turbomaschinen für überkritisches CO₂ gibt, ist zurzeit auch noch keine Anlage dieses Speichertyps in Betrieb [24].

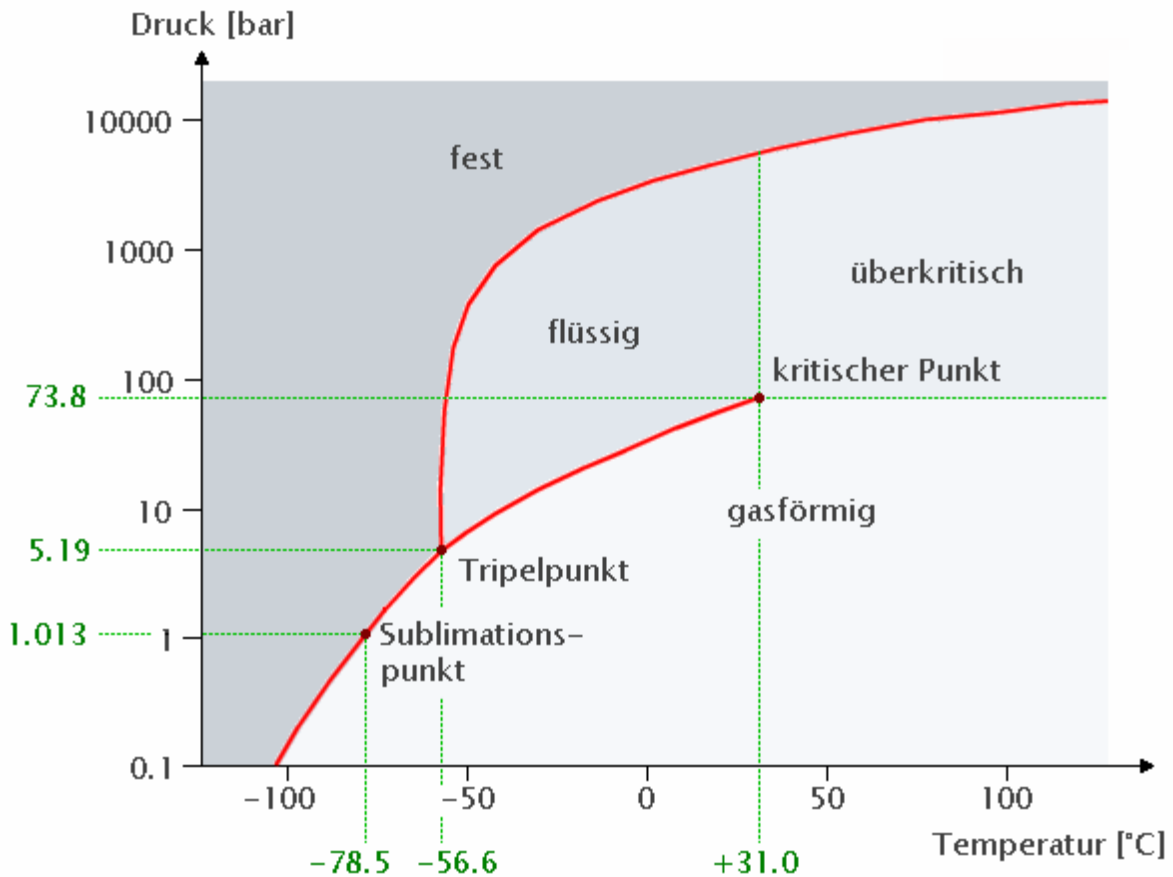


Abbildung 46: p – T – Phasendiagramm für CO₂ [26]

8.1 Beladung des Speichers

Abbildung 47 zeigt den prinzipiellen Ladevorgang einer Elektro-thermischen Speicherung. Desweiteren wird hier der Kreisprozess Schritt für Schritt beschrieben.

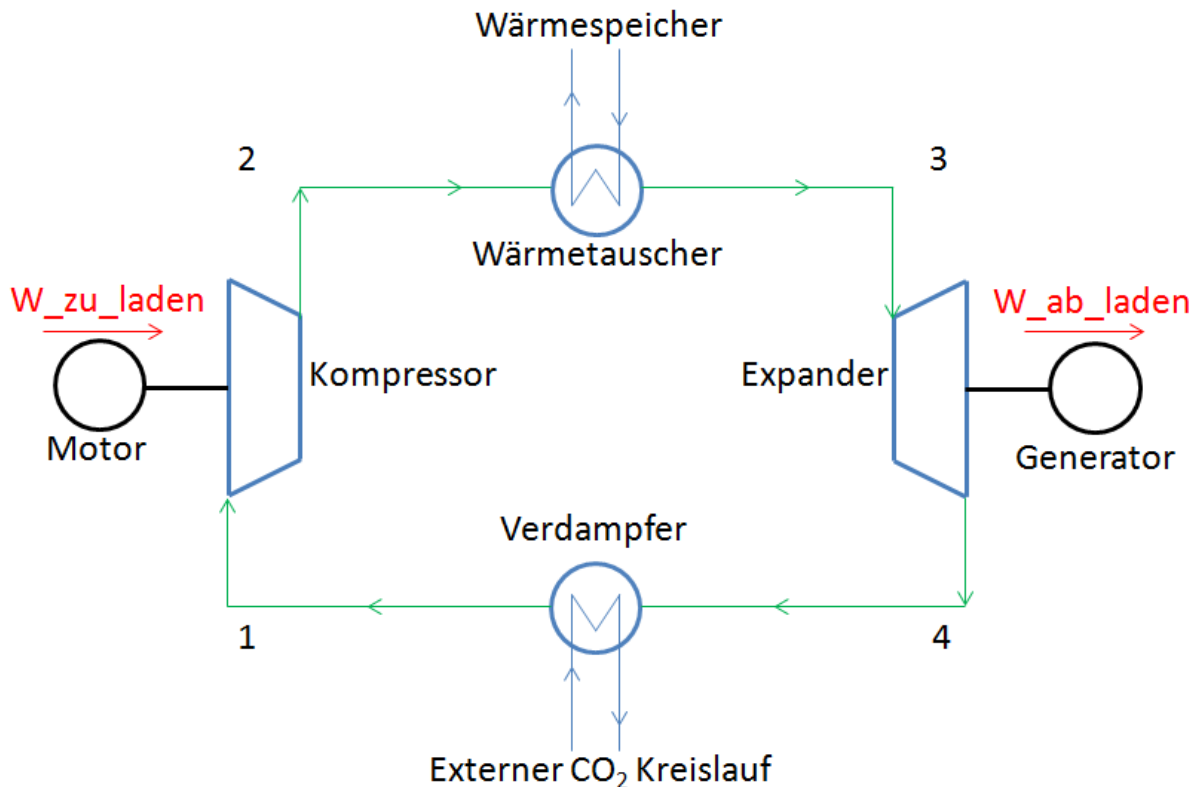


Abbildung 47: ETES Anlagenschema Laden [24]

1 → 2: Das Fluid (CO_2) wird von einem Kompressor über den kritischen Punkt hinaus verdichtet. Hierfür muss elektrische Energie über einen Motor dem Kompressor zugeführt werden. Durch die Kompression steigt nicht nur der Druck sondern auch die Temperatur des Kohlenstoffdioxids.

2 → 3: Das heiße CO_2 strömt durch einen Wärmetauscher und gibt seine thermische Energie an den Wärmespeicher ab. Dieser Vorgang der Gaskühlung erfolgt im überkritischen Bereich und ist damit nicht isotherm.

3 → 4: In einer Expansionsturbine wird das kühle unter hohem Druck stehende Gas soweit entspannt, dass es ins Nass-Dampfgebiet wandert. Durch die Expansion kühlt das CO_2 auf die minimale Temperatur des Kreisprozesses ab. Außerdem wird durch die Turbine ein Generator betrieben, welcher einen Teil der für die Kompression benötigten elektrischen Energie, erzeugen kann.

4 → 1: Im Verdampfer wird das quasi flüssige CO_2 durch Zuführung von Wärme wieder gasförmig. Als Wärmequelle dient ein externer flüssiger CO_2 Kreislauf der sich dabei abkühlt (vergleiche mit Abbildung 49).

8.2 Entladung des Speichers

Wie die Elektro-thermische Speicherung aus ihrer gespeicherten thermischen Energie wieder elektrische Energie erzeugen kann, wird in der Abbildung 48 abgebildet. Welche Vorgänge dafür durchlaufen werden müssen, wird hier ebenfalls erläutert.

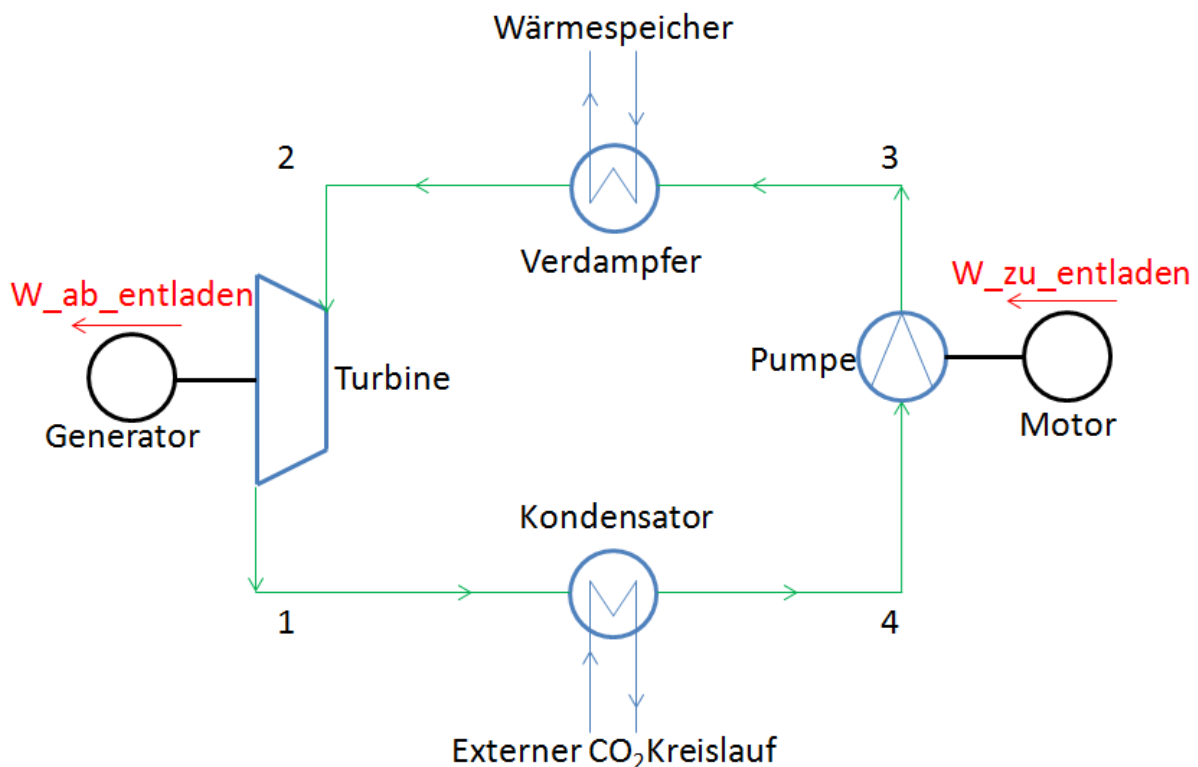


Abbildung 48: ETES Anlagenschema Entladen [24]

4 → 3: Der Druck des sehr kalten flüssigen Kohlenstoffdioxids wird durch eine Pumpe stark erhöht. Die Pumpe wiederum wird von einem Motor betrieben, welcher einen Teil der durch den Entladevorgang produzierten elektrischen Energie benötigt.

3 → 2: Das unter hohem Druck stehende flüssige CO_2 fließt durch einen Wärmetauscher (Wärmespeicher), nimmt dort thermische Energie auf und erhöht dabei sein Temperaturniveau. Da sich diese Wärmeaufnahme im überkritischen Bereich abspielt, kommt es zu einer „gleitenden“ Temperaturänderung. Am Ende dieses Prozessschritts befindet sich das CO_2 in überkritischen Zustand.

2 → 1: Das überkritische, heiße und unter Druck stehende Fluid strömt durch eine Expansionsturbine und entspannt sich dabei. Dabei reduziert sich sowohl der Druck als auch die Temperatur. Durch den an die Turbine gekoppelten Generator wird elektrische Energie erzeugt.

1 → 4: Im Kondensator wird das gasförmige CO_2 wieder flüssig. Als Kühlflüssigkeit dient hier ein externer flüssiger CO_2 Kreislauf der ein geringeres Temperaturniveau als das CO_2 innerhalb des Kreisprozesses hat. Aufgrund von Exergieverlusten wird während des Ladevorgangs weniger kaltes CO_2 produziert als beim Entladevorgang verbraucht werden würde. Deshalb benötigt man eine zusätzliche externe Kühlleistung um den ETES Prozess überhaupt zyklisch betreiben zu können. Siehe hierzu auch Abbildung 53 (Energy-balancing heat pump). Die Druck- und Temperaturverhältnisse der Kühlflüssigkeit im Kondensator, bilden auch die untere Grenze für den Austrittsdruck der Turbine.

8.3 EBSILON Modell Lade- bzw. Entladevorgang

In Abbildung 49 sieht man die Elektro-thermische Speicherung im Ladebetrieb wie sie in EBSILON realisiert wurde. Die Zwischenerwärmung vor der Kompression ist notwendig, um die gewünschten Temperaturen bei vorgegebenem Druck erzielen zu können. Die Anfangsbedingungen bzw. die Wirkungsgrade der verwendeten Komponenten, für den Kreisprozess als Wärmepumpe, sind in Tabelle 18 abgebildet. Welche Veränderungen das Arbeitsfluid während des Ladevorgangs erfährt, ist im T-s-Diagramm ersichtlich, welches in Abbildung 51 dargestellt ist. In den Wärmetauschern, in welchen Sand eingesetzt wird, wird eine Grädigkeit von 20 K angenommen.

Tabelle 18: Rahmenbedingungen für den ETES Ladevorgang [24]

Kreislauffluid	CO ₂
Expansionsturbine	
Isentroper Wirkungsgrad [-]	0,91
Mechanischer Wirkungsgrad [-]	0,998
Austrittsdruck [bar]	5,3 bis 20
Generator	
Wirkungsgrad [-]	0,9856
Wärmetauscher als Verdampfer mit Dampfkessel	
Pinch Point ⁽¹⁾ [K]	1 bis 7
Isentroper Wirkungsgrad der Pumpe [-]	0,8
Druckverlust (absolut) sekundäre Seite [bar]	0,002
Wärmesenke (Verdampfer) Medium (CO₂) Vorgabe	
Druck [bar]	5,5 bis 25
Temperatur [°C]	-9 bis -52
Kompressor	
Isentroper Wirkungsgrad [-]	0,89
Mechanischer Wirkungsgrad [-]	0,99
Austrittsdruck [bar]	100 bis 180
Motor	
Elektrischer Wirkungsgrad [-]	0,95
Mechanischer Wirkungsgrad [-]	0,998
Wärmetauscher für Wärmespeicher	
Temperaturspreizung [K]	20
Druckverlust (absolut) primäre Seite [bar]	0,05
Druckverlust (absolut) sekundäre Seite [bar]	0,002
Wärmespeicher Medium (SiO₂) Vorgabe	
Druck [bar]	1,5
Temperatur [°C]	30
Wärmetauscher Zwischenerwärmung	
Temperaturspreizung [K]	5
Druckverlust (absolut) primäre Seite [bar]	0,05
Druckverlust (absolut) sekundäre Seite [bar]	0,002

(1) kleinste Temperaturdifferenz zwischen Kreisprozessfluid und Wärmespeichermedium im Verdampfer.

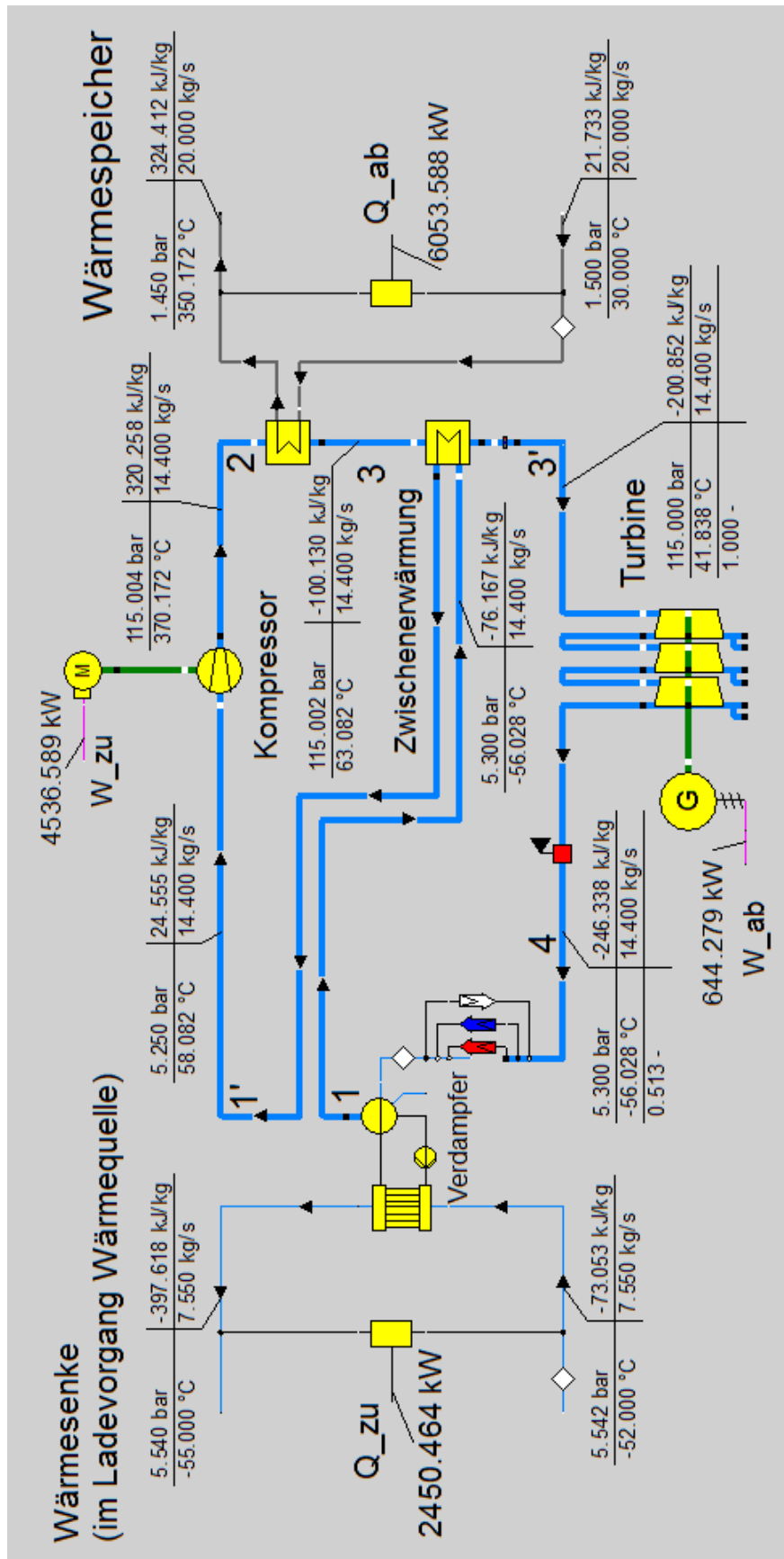


Abbildung 49: ETES Ladevorgang in EBSILON (theoretischer Beispielprozess, so nicht realisierbar, da es derzeit noch keine geeigneten Turbomaschinen für überkritisches CO₂ gibt)

Die Umsetzung des Kreisprozesses als Wärmekraftmaschine in EBSILON, kann man in Abbildung 50 sehen. Um die Restwärme nach der Turbine bestmöglich nutzen zu können, wurde im EBSILON Modell eine Zwischenerwärmung integriert. Die Betriebsbedingungen für den Entladeprozess sind in Tabelle 19 aufgelistet. Abbildung 51 zeigt den Ladevorgang und den Entladevorgang im T-s-Diagramm. Beim Wärmespeicher des Beispielprozesses wird von einem Speicherverlust (zwischen Lade- und Entladevorgang) von etwa 10 K ausgegangen. Vergleiche hierzu Abbildung 49 und Abbildung 50. Bei der Wärmesenke gibt es diesbezüglich keine Verluste, da durch die externe Kältemaschine (siehe Abbildung 52 und Abbildung 53) das Temperaturniveau aufrecht erhalten werden kann. In den Wärmetauschern, in welchen Sand eingesetzt wird, wird eine Grädigkeit von 20 K angenommen.

Tabelle 19: Rahmenbedingungen für den ETES Entladevorgang [24]

Kreislauffluid	CO ₂
Expansionsturbine	
Isentroper Wirkungsgrad [-]	0,91
Mechanischer Wirkungsgrad [-]	0,998
Austrittsdruck [bar]	6,3 bis 28
Generator	
Wirkungsgrad [-]	0,9856
Zwischenerwärmung	
Temperaturspreizung [K]	5
Druckverlust (absolut) primäre Seite [bar]	0,05
Druckverlust (absolut) sekundäre Seite [bar]	0,002
Kondensator (Wärmesenke)	
Erwärmungsgrenze für Kühlmittel ΔT [K]	3
Druckverlust (absolut) primäre Seite [bar]	0,3
Wärmesenke Medium (CO₂) Vorgabe	
Druck [bar]	5,5 – 25
Temperatur [°C]	-12 bis -55
Pumpe	
Isentroper Wirkungsgrad [-]	0,86
Mechanischer Wirkungsgrad [-]	0,998
Druck [bar]	80 bis 150
Motor	
Elektrischer Wirkungsgrad [-]	0,95
Mechanischer Wirkungsgrad [-]	0,998
Wärmetauscher für Wärmespeicher	
Temperaturspreizung [K]	20
Druckverlust (absolut) primäre Seite [bar]	0,05
Druckverlust (absolut) sekundäre Seite [bar]	0,002
Wärmespeicher Medium (SiO₂) Vorgabe	
Druck [bar]	1,5
Temperatur [°C]	280 bis 410

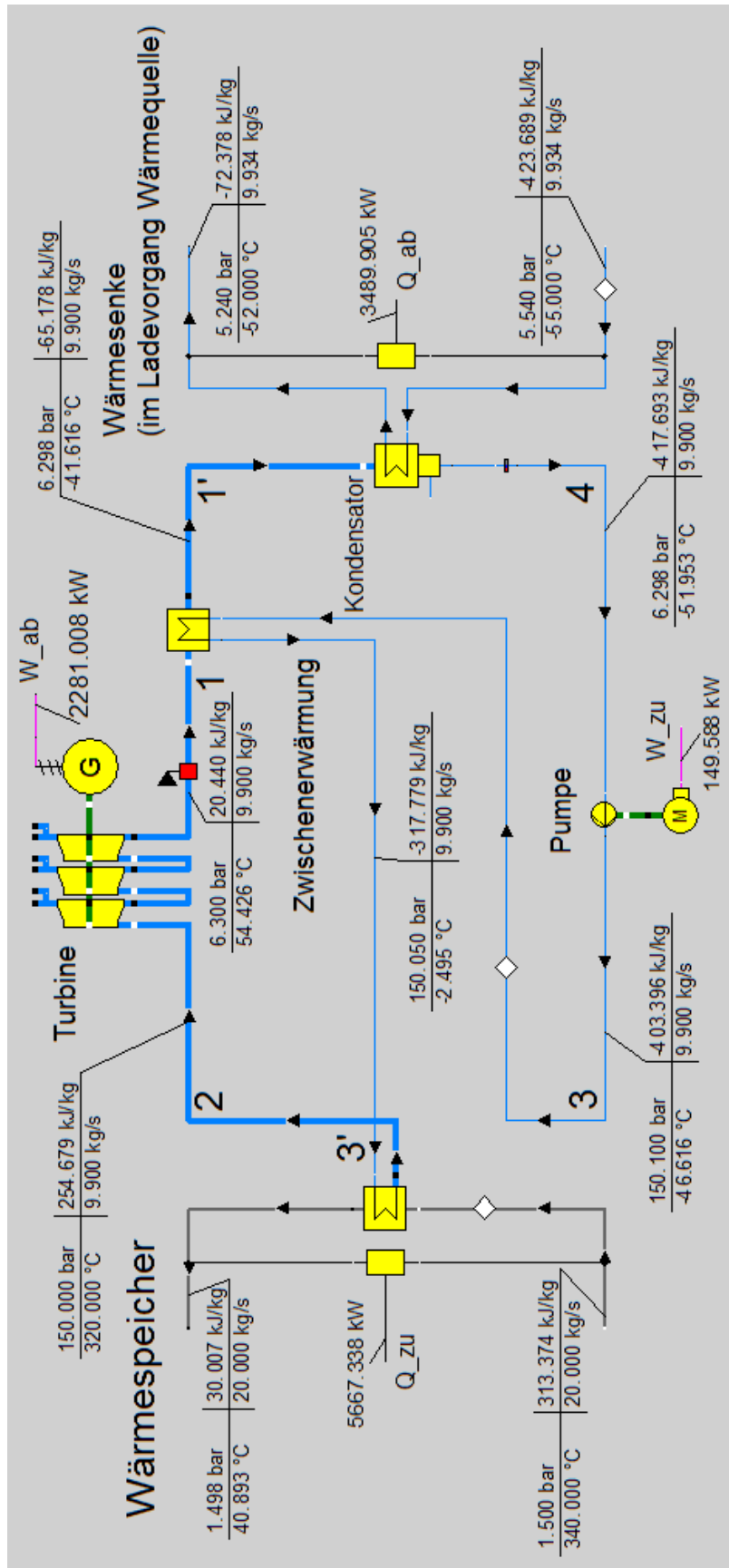


Abbildung 50: ETES Entladevorgang in EBSILON (theoretischer Beispielprozess, so nicht realisierbar, da es derzeit noch keine geeigneten Turbomaschinen für überkritisches CO_2 gibt)

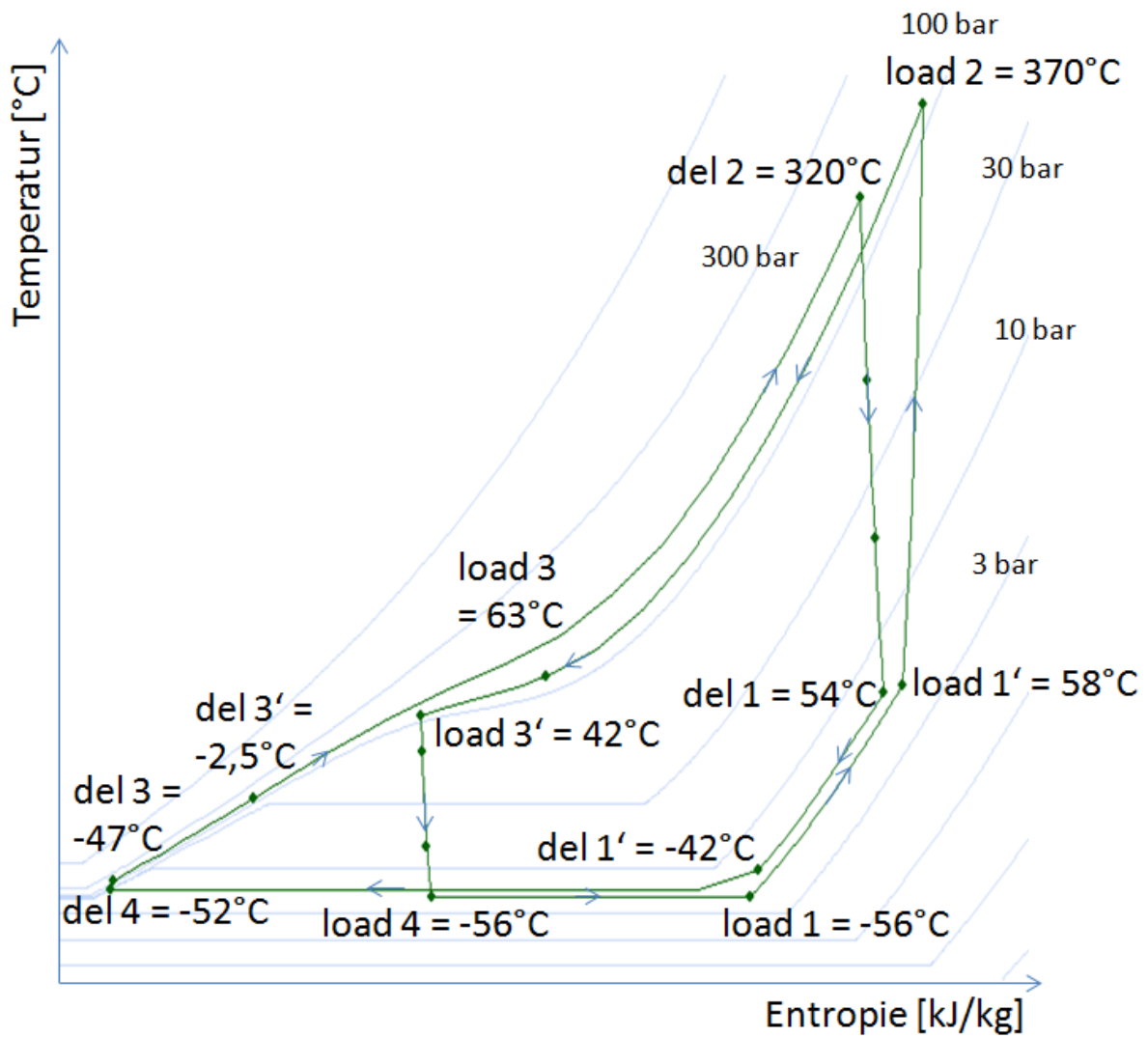


Abbildung 51: ETES Lade- bzw. Entladevorgang im T-s-Diagramm (theoretischer Beispielprozess, so nicht realisierbar, da es derzeit noch keine geeigneten Turbomaschinen für überkritisches CO₂ gibt)

8.4 EBSILON Modell externe Kältemaschine

Da beim laden der Elektro-thermischen Stromspeicherung weniger kaltes CO₂ im externen Kreislauf produziert wird als beim entladen zur Kondensation benötigt wird, muss durch eine zusätzliche Kühlleistung dieses fehlende kalte CO₂ erzeugt werden. Die zusätzliche Kühlleistung ist deshalb notwendig, weil der Prozess nicht komplett reversibel ist und es daher immer zu Exergieverlusten kommt. Die hierfür in EBSILON modellierte externe Kältemaschine ist in Abbildung 52 abgebildet. Um die Anlage mit EBSILON simulieren zu können, sind gewisse Rahmenbedingungen erforderlich, welche in Tabelle 20 dargestellt sind.

Tabelle 20: Rahmenbedingungen für externe Kältemaschine ETES (Annahmen)

Kreislauffluid (Kältemittel)	CO ₂
Kondensator	
Erwärmungsgrenze für Kühlmittel ΔT [K]	15
Druckverlust (absolut) primäre Seite [bar]	0,3
Kondensator Fluid (Wasser) Vorgabe	
Druck [bar]	1,6
Temperatur [°C]	13
Kompressor	
Isentroper Wirkungsgrad [-]	0,89
Mechanischer Wirkungsgrad [-]	0,99
Austrittsdruck [bar]	70
Motor	
Elektrischer Wirkungsgrad [-]	0,95
Mechanischer Wirkungsgrad [-]	0,998
Wärmetauscher als Verdampfer mit Dampfkessel „Kältespeicher“	
Pinch Point ⁽¹⁾ [K]	1 bis 7
Isentroper Wirkungsgrad der Pumpe [-]	0,8
Druckverlust (absolut) sekundäre Seite [bar]	0,002
„Kältespeicher“ Medium (CO₂) Vorgabe	
Druck [bar]	5,54
Temperatur [°C]	-52

(1) kleinste Temperaturdifferenz zwischen Kreisprozessfluid und Wärmespeichermedium im Verdampfer.

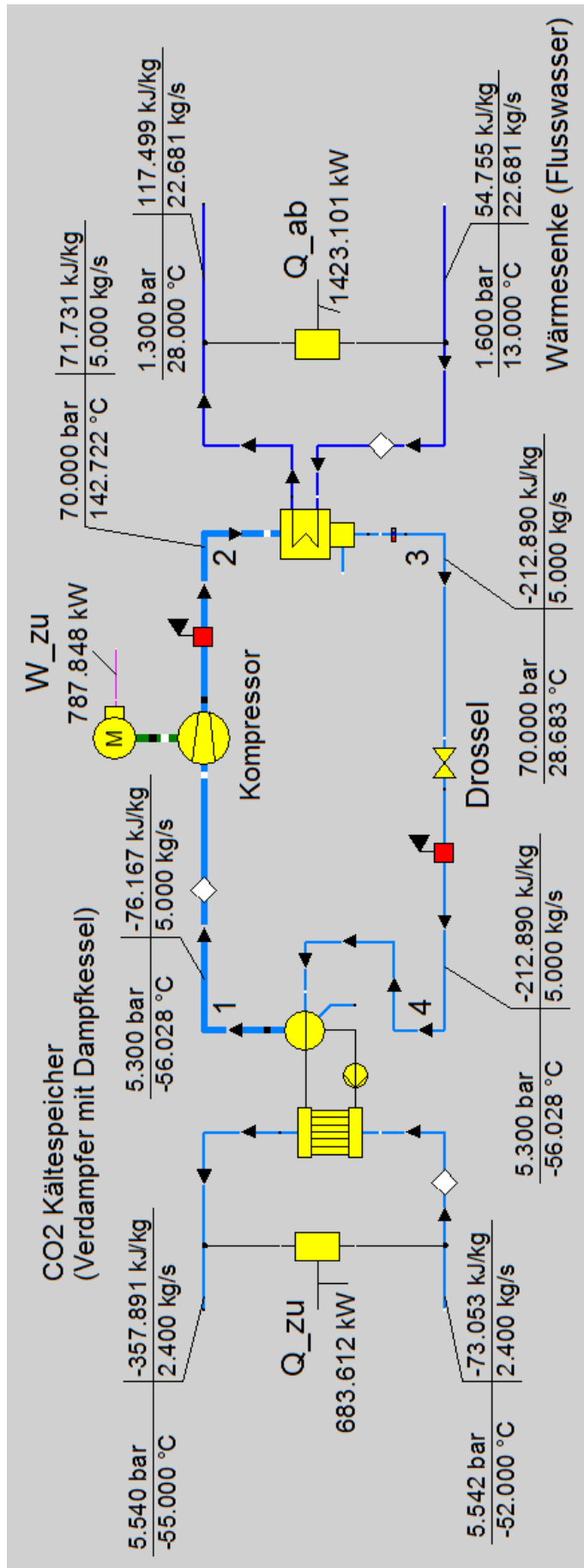


Abbildung 52: externe Kältemaschine ETES in EBSILON (Beispielprozess)

8.5 EBSILON Modell roundtrip efficiency

Wie sich der elektrische Gesamtwirkungsgrad (roundtrip efficiency) der Elektro-thermischen Stromspeicherung, bei Veränderung unterschiedlichster Bedingungen verhält, ist in den folgenden Abbildungen ersichtlich. Wenn man den gesamten Elektro-thermischen Prozess betrachtet, so setzt sich dieser aus den in Abbildung 53 gezeigten Energieströmen zusammen, welche die Basis für die Berechnung des elektrischen Gesamtwirkungsgrad bilden.

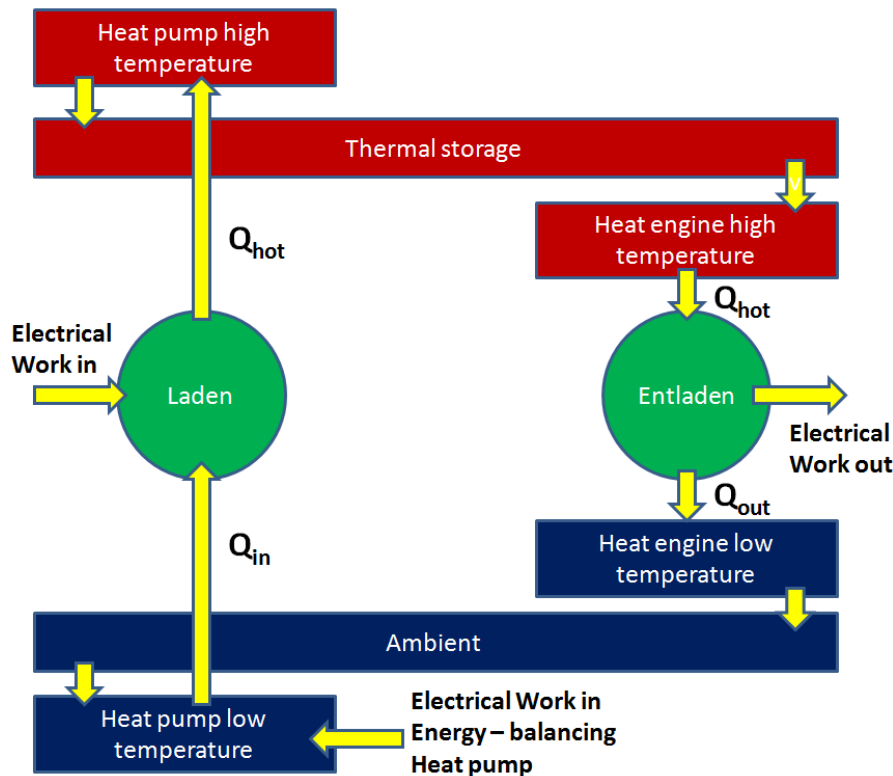


Abbildung 53: Schematische Darstellung der Energieströme im ETES Prozess [24, S. 408]

Um die Vergleichbarkeit der Ergebnisse gewährleisten zu können, muss darauf geachtet werden, dass Energien [J] und keine Leistungen [J/s] für die Berechnung der Wirkungsgrade herangezogen werden. Daher wurden die Massenströme des Wärmespeicher Mediums beim Laden \dot{m}_{zu} bzw. Entladen \dot{m}_{ab} gleich groß gewählt (Einspeicherzeit = Ausspeicherzeit), um sich dadurch die Berechnungen zu erleichtern. Siehe hierzu Gleichung (36) und (37). Deshalb kann man in Gleichung (63) bzw. (64) die Werte in [kW] einsetzen.

$$\text{roundtrip efficiency} = \frac{\text{beim Entladen abgegebene Arbeit}}{\text{beim Laden zugeführte Arbeit}} \quad (63)$$

$$\text{roundtrip efficiency} = \frac{W_{abentladen} - W_{zuentladen}}{W_{zuladen} - W_{abluden} + W_{zuerterne Kältemaschine}} \quad (64)$$

Wenn man nun die Werte aus dem Beispielprozess (Abbildung 49, Abbildung 50 und Abbildung 52) für zu- bzw. abgeführte Leistungen in Gleichung (64) einsetzt, so lässt sich die roundtrip efficiency berechnen.

$$\text{roundtrip efficiency} = \frac{2281,008 [kW] - 149,588 [kW]}{4536,589 [kW] - 644,279 [kW] + 787,848 [kW]} = 0,46 [-] \quad (65)$$

Da für die Berechnung der roundtrip efficiency nur elektrische Energien verwendet wurden und diese reine Exergien darstellen, kann man den elektrischen Gesamtwirkungsgrad mit dem exergetischen Wirkungsgrad gleichsetzen (Siehe Kapitel 6.4). Es werden bei der Simulation mit EBSILON elektrische Gesamtwirkungsgrade von bis zu 58% erzielt.

Abbildung 54 zeigt die roundtrip efficiency in Abhängigkeit von der Wärmesenken-Temperatur, für unterschiedliche Wärmespeichertemperaturen. Um die Graphen der verschiedenen Wärmespeichertemperaturen miteinander vergleichen zu können, werden der Kompressoraustrittsdruck im Ladevorgang (siehe Abbildung 49) sowie der Turbinen Eintrittsdruck im Entladeprozess (siehe Abbildung 50) konstant gehalten. Die beim Ladevorgang erzeugte Wärmespeichertemperatur wird daher nur über die Zwischenerwärmung des Arbeitsfluides vor der Kompression geregelt (Abbildung 49). Prinzipiell kann hier festgehalten werden, je kälter die Wärmesenke, desto besser ist auch der elektrische Gesamtwirkungsgrad der Anlage (Die Ausnahme welche bei den Wärmespeichertemperaturen 280 bzw. 300°C beobachtet werden kann, wird weiter unten beschrieben). Der Grund hierfür liegt beim Kondensator im Entladeprozess, da das dampfförmige CO₂ nur dann bei einem bestimmten Druck verflüssigt werden kann, wenn auch der entsprechende Temperaturbereich eingehalten wird. D.h. je tiefer die Temperatur in der Wärmesenke, umso tiefer kann auch der Entspannungsdruck der Turbine gewählt werden, wodurch ein größeres Enthalpiegefälle entsteht. Dadurch kann die Turbine mehr Arbeit leisten und das wirkt sich wiederum positiv auf den elektrischen Gesamtwirkungsgrad aus. (siehe hierzu auch Kapitel 5). Der Index 1 steht hier für den komprimierten Zustand und Index 2 für den Umgebungszustand.

$$W_t = \int_2^1 v dp = c_p (T_1 - T_2) \quad (66)$$

$$T_1 = \frac{W_t}{c_p} + T_2 \quad (67)$$

$$W_t = \frac{\kappa}{\kappa-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \quad (68)$$

Die Knicke, welche die Kurven für 280°C bzw. 300°C Wärmespeichertemperatur in Abbildung 54, bei ca. -35°C Wärmesenken Temperatur aufweisen, sind darauf zurückzuführen, dass jeder Kompressor Austrittsdruck beim Ladevorgang seine zugehörige Austrittstemperatur T₁ hat. Siehe hierzu Gleichung (67). D.h. bei den gegebenen Bedingungen (Kompressor Austrittsdruck 180 bar), würde durch den Kompressor eine höhere Temperatur erzeugt werden, als für die gewünschten Wärmespeichertemperaturen erforderlich wäre. Dadurch würde sich das Gas beim Ladevorgang vor der Verdichtung in der Zwischenerwärmung stärker aufheizen, welches wiederum zu höheren Verdichterleistungen bzw. zu geringeren elektrischen Gesamtwirkungsgraden führen würde (siehe auch Abbildung 49).

In Abbildung 55 sieht man die roundtrip efficiency in Relation zum Kompressor – Austrittsdruck während des Ladevorgangs, für unterschiedliche

Wärmespeichertemperaturen. Hierbei wird die Temperatur der Wärmesenke (-55°C) und der Turbinen Eintrittsdruck im Entladeprozess (150 bar) konstant gehalten. Da die Temperatur im Wärmespeicher durch den Kompressor generiert wird, hat jede Wärmespeichertemperatur, bezogen auf den elektrischen Gesamtwirkungsgrad, ihren optimalen Kompressor Austrittsdruck (vergleiche hierzu mit den Knicken in Abbildung 54). Die Maxima in Abbildung 55 zeigen dieses optimale Verhalten (ohne Zwischenkühlung) zwischen Wärmespeichertemperatur und Kompressor Austrittsdruck. Wenn man bei einer Wärmespeichertemperatur von 595°C , einer Wärmesenken-Temperatur von -55°C und einem Pumpen Austrittsdruck beim Entladevorgang von 150 bar die maximale roundtrip efficiency von etwa 58% erreichen möchte, so würde man hierfür theoretisch einen Kompressor Austrittsdruck beim Ladeprozess von etwa 340 bar benötigen.

Wenn man die Temperatur der Wärmesenke und den Kompressor Austrittsdruck beim Laden konstant hält und den Turbinen Eintrittsdruck beim Entladen variiert, so entwickelt sich die roundtrip efficiency wie in Abbildung 56 dargestellt. Diese Abbildung zeigt, in welchem Ausmaß der elektrische Gesamtwirkungsgrad unter der Reduktion des Turbinen Eintrittsdruckes leiden würde.

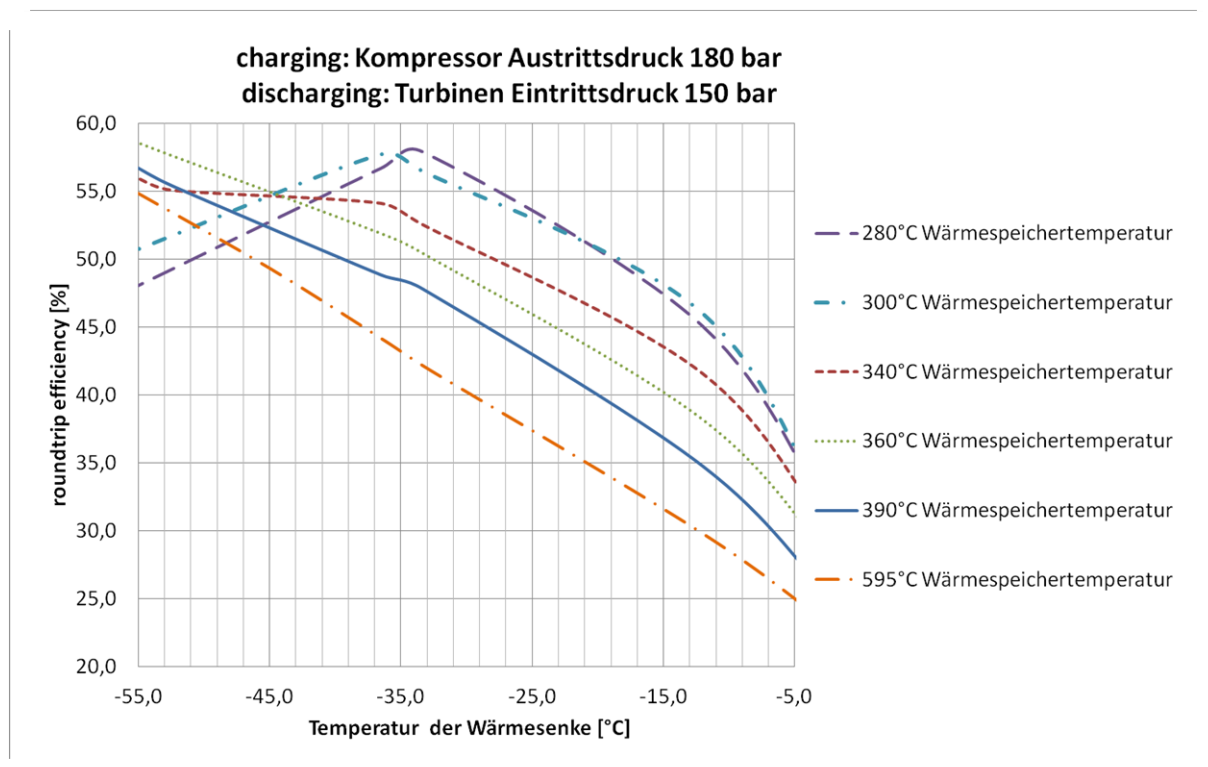


Abbildung 54: roundtrip efficiency ETES bei unterschiedlichen Wärmespeicher- bzw. Wärmesenken- Temperaturen mit externer Kältemaschine (ohne Speicherverluste)

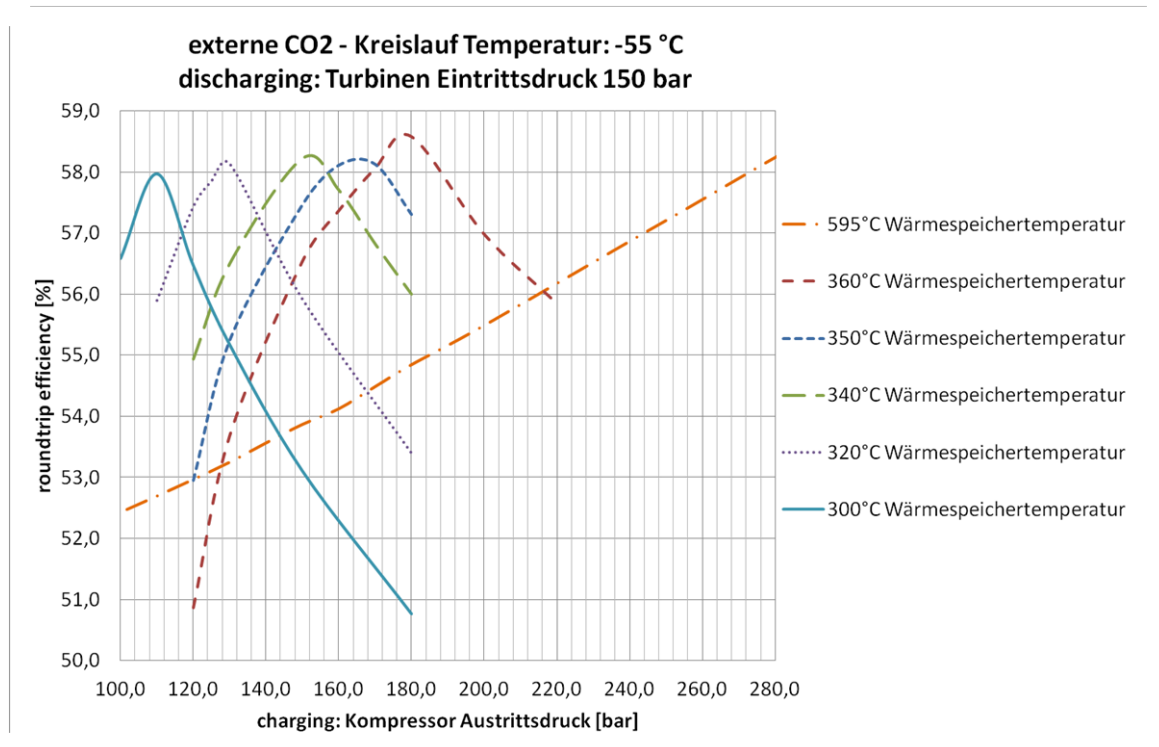


Abbildung 55: roundtrip efficiency ETES in Abhängigkeit vom Kompression Austrittsdruck beim Ladevorgang unter Berücksichtigung der externen Kältemaschine (ohne Speicherverluste)

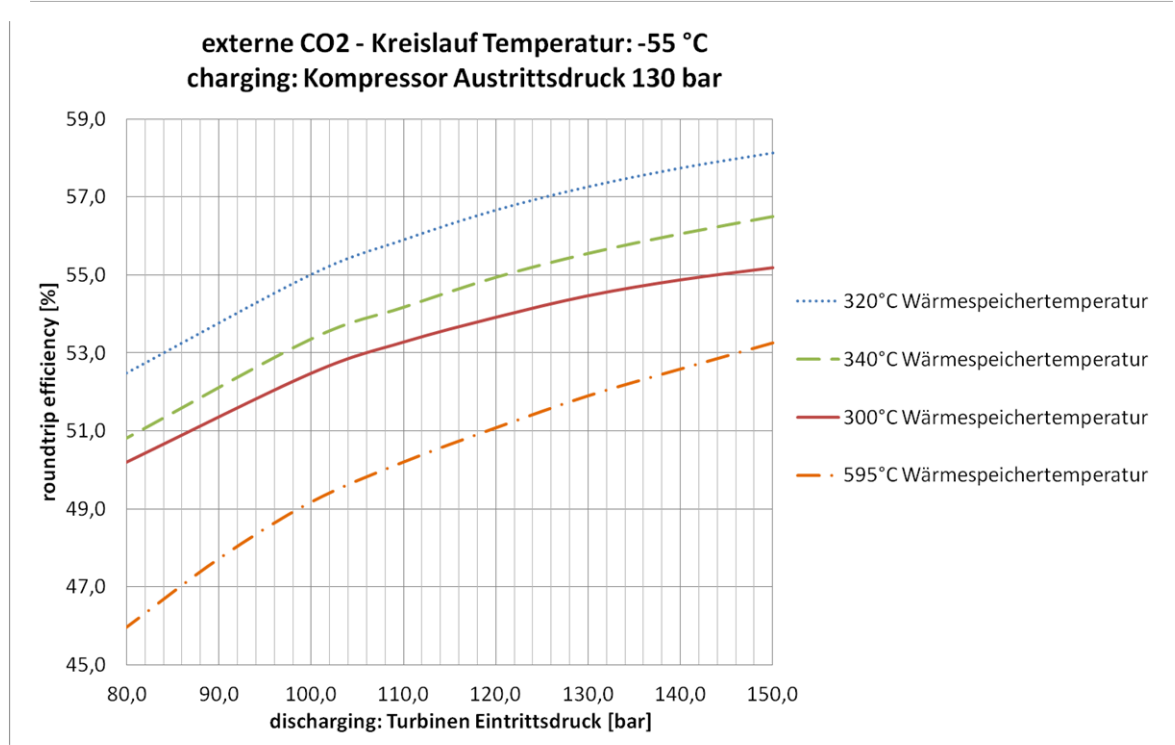


Abbildung 56: roundtrip efficiency ETES in Abhängigkeit vom Turbinen Eintrittsdruck beim Entladevorgang unter Berücksichtigung der externen Kältemaschine (ohne Speicherverluste)

9 Zusammenfassung

Im ersten Kapitel werden die möglichen Beweggründe für die steigende Nutzung von erneuerbaren Energien und deren Entwicklung dargestellt. Desweiteren wird die Problemstellung mit der daraus resultierenden Zielsetzung der Diplomarbeit beschrieben.

Kapitel 2 befasst sich mit den Methoden der thermischen Energiespeicherung und deren Einteilungskriterien. Außerdem werden die zum Einsatz kommenden Speichermaterialien vorgestellt und die unterschiedlichen Speichertechnologien miteinander verglichen.

Kapitel 3 widmet sich den Turbomaschinen (Verdichtern und Turbinen), welche bei den beschriebenen Speichertechnologien Verwendung finden.

In Kapitel 4 wird das zum Einsatz kommende Simulationsprogramm EBSILON Professional kurz vorgestellt und die einzelnen, für die Modellierung der Stromspeichertechnologien verwendeten Komponenten beschrieben. Desweiteren wird hier gezeigt wie ein neues Fluid in EBSILON definiert werden kann.

Die Kapitel 5 (ACAES), 6 (PHES), 7 (LAES) und 8 (ETES) stellen jeweils die einzelnen Technologien vor und beschreiben den Lade- bzw. Entladevorgang der unterschiedlichen Speicher. Desweiteren werden hier die EBSILON Modelle gezeigt und die Ergebnisse der Simulationen präsentiert. Zum Abschluss sollen die einzelnen Prozesse nochmals kurz zusammengefasst werden.

Für die maximale ACAES roundtrip efficiency (in den vorliegenden EBSILON-Modellen) von etwa 80% sind eine Wärmespeicher-Temperatur von etwa 600 °C, ein Druckluftspeicher (Kaverne) von etwa 50 bar und eine Temperatur der Umgebungsluft von etwa 5 °C notwendig. Die Rahmenbedingungen für diesen maximal erreichbaren Speicherwirkungsgrad stammen aus der Quelle [14]. Da als Wärmespeichermaterial Quarzsand verwendet wurde und dieser bei 573 °C seine kristalline Modifikation ändert wurde der Einfluss des Quarzsprunges vernachlässigt. Die 50 bar wurden deshalb gewählt, weil mit zunehmendem Verdichtungsdruck auch die Temperatur des Arbeitsfluides steigt und daher mehr Wärme durch die Zwischenkühlung abgeführt werden müsste, um die 600 °C Verdichter-Austrittstemperatur nicht zu überschreiten. Bei 50 bar muss nur sehr wenig zwischengekühlt werden, um die 600 °C erzeugen zu können (Idealfall wäre gar keine Zwischenkühlung). Außerdem muss die Umgebungsluft, welche vom ersten Kompressor beim Ladevorgang verdichtet wird, relativ kühl sein (etwa 5 °C), damit die Verdichterleistung möglichst gering ausfällt. Zurzeit gibt es noch keine Anlage welche mit einem adiabaten Druckluftspeicherprinzip arbeitet. In Deutschland befindet sich allerdings eine Demonstrationsanlage in Planung, welche einen elektrischen Gesamtwirkungsgrad von etwa 70% erreichen soll [14, S. 4ff.]. Adiabate Druckluftspeicher versprechen ähnlich gute Wirkungsgrade wie Pumpspeicherkraftwerke (75 bis 85%). Sie sind aber auch wie Pumpspeicherkraftwerke, von topografischen Gegebenheiten (Kaverne) abhängig und können daher nicht überall realisiert werden.

Beim PHES wird die maximale roundtrip efficiency (in den vorliegenden EBSILON-Modellen) von etwa 65%, bei einer Hochdruckregenerator-Temperatur (Eintrittstemperatur in den Wärmetauscher beim Entladen Sekundärseitig) von etwa 1000 °C erreicht. Dabei liegt beim Entladen der Kompressor Austrittsdruck bei ca. 5 bar und die Niederdruckregenerator-Temperatur (Eintrittstemperatur in den Wärmetauscher beim Entladen Primärseitig) bei etwa -50 °C. Beim Ladevorgang dagegen liegt der Kompressor Austrittsdruck bei etwa 4 bar, die Niederdruckregenerator-Temperatur (Eintrittstemperatur in den Wärmetauscher beim Laden Sekundärseitig) bei etwa 625 °C und die Hochdruckregenerator-Temperatur (Eintrittstemperatur in den Wärmetauscher beim Laden Primärseitig) bei ca. 25 °C. Die Betriebsbedingungen für den maximalen Speicherwirkungsgrad orientieren sich hierbei an der Quelle [16]. Da die Betriebsbedingungen für eine hohe roundtrip efficiency eine möglichst hohe Prozessmaximaltemperatur (ca. 1200 K) und eine möglichst niedrige Prozessminimaltemperatur (ca. 200 K) voraussetzt und dies spezielle, noch nicht verfügbare Verdichter bzw. Turbinen benötigen würde, handelt es sich beim PHES Prozess um einen noch sehr theoretischen. Nach ersten Abschätzungen zufolge, soll der elektrische Gesamtwirkungsgrad zwischen 75 und 85% liegen [17]. Ein Vorteil der PHES - Technologie besteht darin, dass der Prozess, im Gegensatz zu den meisten anderen Großspeichern, prinzipiell unabhängig von topografischen Gegebenheiten ist.

Wenn man den LAES Prozess betrachtet, so erreicht man die maximale roundtrip efficiency (in den vorliegenden EBSILON-Modellen) von ca. 60% bei einer externen Wärmequellentemperatur von etwa 500 °C und einem Pumpendruck beim Entladen von ca. 80 bar. Die externe Wärmequellentemperatur von 500 °C wurde hierbei frei gewählt und dient lediglich als Richtwert für jenen Temperaturbereich, bei welchen man Wirkungsgrade erzielt die mit denen der anderen vorgestellten Prozesse vergleichbar sind. Auch der Pumpendruck von 80 bar wurde frei gewählt. Prinzipiell würden sowohl höher Temperaturen als auch höhere Drücke zu einer höheren roundtrip efficiency führen. Die Rahmenbedingungen für die Luftverflüssigung (Beladung des Speichers), richten sich hierbei nach dem Linde – Verfahren und beziehen sich auf die Quellen [19] bzw. [22]. Die Betriebsbedingungen, welche beim Entladen des Speichers herangezogen werden, orientieren sich an den Quellen [20] bzw. [21]. Wenn man mit der Methode der Flüssigluftspeicherung hohe Wirkungsgrade erzielen möchte, so benötigt man hierfür eine externe Wärmequelle. In diesem Fall wäre die Flüssigluftspeicherung kein autarkes Speicherprinzip. Es sollte keine zusätzliche Energie zur Bereitstellung dieser Wärme aufgewendet werden müssen, da sonst der Wirkungsgrad deutlich verschlechtert werden würde (z.B. Abwärme). Da Luft schon seit über 100 Jahren verflüssigt werden kann, handelt es sich hier um eine sehr ausgereifte Technik, welche aus Standardkomponenten besteht und problemlos betrieben werden kann. Ersten Abschätzungen zufolge soll schon bei einer zur Verfügung stehenden Wärmequelle von etwa 120 °C, ein elektrischer Gesamtwirkungsgrad von 70% erreicht werden. Dieser elektrische Gesamtwirkungsgrad bezieht sich auf die Quellen [20] bzw. [21]. Es gibt zurzeit eine Pilotanlage in England, welche eine Effizienzrate von bescheidenen 25% leistet [20] und [21].

Beim ETES Prozess erreicht man die maximale roundtrip efficiency (in den vorliegenden EBSILON-Modellen) von etwa 58% bei einer Wärmespeichertemperatur von 320 °C, einer Wärmesenken-Temperatur von -55 °C, einem Kompressor Austrittsdruck beim Ladeprozess von ca. 110 bar und einem Pumpen Austrittsdruck beim Entladevorgang von 150 bar. Ein ähnlich Ergebnis erzielt man bei einer Wärmespeichertemperatur von 300 °C, einer Wärmesenken-Temperatur von -55 °C, einem Kompressor Austrittsdruck beim Ladeprozess von ca. 130 bar und einem Pumpen Austrittsdruck beim Entladevorgang von 150 bar. Auch bei einer Wärmespeichertemperatur von 360 °C, einer Wärmesenken-Temperatur von -55 °C, einem Kompressor Austrittsdruck beim Ladeprozess von ca. 180 bar und einem Pumpen Austrittsdruck beim Entladevorgang von 150 bar kann eine roundtrip efficiency von etwa 58% erreicht werden. Die Betriebsbedingungen für den Prozess, richten sich dabei nach Quelle [24]. Auch hier wurde Quarzsand als Wärmespeichermaterial verwendet. Allerdings sieht man in Abbildung 44, dass die roundtrip efficiency ab einer Wärmespeichertemperatur von 400 °C nicht mehr wesentlich steigen würde [24, S. 409]. Höhere Wärmespeichertemperaturen würden bei gleichbleibenden Betriebsbedingungen (Wärmesenken-Temperatur von -55 °C, einem Kompressor Austrittsdruck Bereich beim Ladeprozess zwischen 100 und 180 bar und einem Pumpen Austrittsdruck beim Entladevorgang von 150 bar), deshalb zu keiner weiteren roundtrip efficiency Steigerung führen, da hierfür das Gas vor der Kompression im Ladeprozess stärker vorgewärmt werden müsste, welches wiederum zu höheren Verdichterleistungen und damit zu einer niedrigen roundtrip efficiency führen würde. Desweiteren könnte das durch die höheren Temperaturen entstehende Enthalpiegefälle nicht vollständig genutzt werden, da die Wärmesenken-Temperatur von -55°C den Entspannungsdruck der Turbine im Entladeprozess begrenzt. Der Grund für die -55 °C Wärmesenken-Temperatur liegt beim verwendeten Kältemittel und beim Kondensator im Entladeprozess, da das dampfförmige CO₂ nur dann bei einem bestimmten Druck verflüssigt werden kann, wenn auch der entsprechende Temperaturbereich eingehalten wird. D.h. je tiefer die Temperatur in der Wärmesenke, umso tiefer kann auch der Entspannungsdruck der Turbine gewählt werden. Dadurch würde ein größeres Enthalpiegefälle entstehen, welches den elektrischen Gesamtwirkungsgrad positiv beeinflussen würde. Die Grenze liegt hier beim Tripelpunkt von CO₂, welcher bei einem Druck von 5,19 bar und einer Temperatur von -56,6 °C liegt. Da der ETES Prozess mit überkritischen CO₂ arbeitet und der Kritische Punkt bei einem Druck von 73,8 bar und einer Temperatur von 31 °C liegt, sind hier hohe Verdichterleistungen erforderlich. Da es zurzeit allerdings noch keine geeigneten Turbomaschinen hierfür gibt, handelt es sich dabei um einen noch sehr theoretischen Prozess. Nach ersten Abschätzungen zufolge soll der elektrische Gesamtwirkungsgrad, je nach Anlagengröße, zwischen 50 und 65% liegen [23] und [24].

Prinzipiell kann hier festgehalten werden, dass weiterhin an der Entwicklung der Turbomaschinen und an neuen Materialien geforscht werden muss, um in Zukunft noch höhere Temperaturen, Drücke, Leistungen und eine größere Wirtschaftlichkeit der Speichertechnologien erreichen zu können.

10 Verzeichnis

10.1 Literatur

- [1] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU): Erneuerbare Energien in Zahlen, nationale und internationale Entwicklung. Druck: Bonifatius GmbH, Paderborn. Stand: Berlin, Juli 2013.
- [2] Umweltbundesamt: Energieziel 2050, 100% Strom aus erneuerbaren Quellen. Gestaltung: Studio GOOD, Berlin. Stand: Dessau-Roßlau, Juli 2010.
- [3] BINE Informationsdienst: Hauer Andreas, Hiebler Stefan & Reuß Manfred: Wärmespeicher. Stuttgart: Fraunhofer IRB Verlag, 2013.
- [4] Ulrich Wagner: Speichertechniken für die zukünftige Energieversorgung. Energiespeicher – Symposium Stuttgart, März 2012.
- [5] Bohl & Elmendorf: Strömungsmaschinen 1 – Aufbau und Wirkungsweise. Würzburg: Vogel Fachbuch Kamprath-Reihe, 2008.
- [6] CPFD Software, LLC: Barracuda. 10899 Montgomery NE, Albuquerque, NM 87111.
- [7] Mineralienatlas: Online im WWW unter: www.mineralienatlas.de, Link: Lexikon/Mineralogie (Mineralien)/ Mineralogie (Mineralien)/Mineralien alphabetisch/Quarz/Hochquarz. Zugriff am 26. Juni 2014.
- [8] Bensinger, Lichtfuß, Röhner & Uhlmann: Turbomaschinen in Berlin-Brandenburg – Forschung, Industrie und Innovation. Berlin: Regioverlag, November 2010.
- [9] Kalide Wolfgang & Asmus Thomas Hansen: Kraft- und Arbeitsmaschinen. München und Wien: Carl Hanser Verlag, 1975.
- [10] STEAG Energy Services GmbH: EBSILON Professional, Planung und Auslegung von energie- und kraftwerkstechnischen Anlagen. Stand: 64673 Zwingenberg, 2013.
- [11] Matthias Stieß: Mechanische Verfahrenstechnik 1. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 1995.
- [12] Korth Kristalle GmbH: Online im WWW unter: www.korth.de, Link: Quarz, kristallin. Zugriff am 30. Mai 2014.
- [13] Alfred Böge: Das Techniker Handbuch. Braunschweig; Wiesbaden: Vieweg Verlag, 1999.
- [14] RWE Power AG: ADELE – Der Adiabate Druckluftspeicher für die Elektrizitätsversorgung. Gestaltung: Spohr's Büro für Kommunikation GmbH, Köln. Stand: Januar 2010.

- [15] Berliner Energietage 2013: Online im WWW unter: www.berliner-energietage.de, Link: Programm/Tagungsmaterial/Thermische Speicher für die Energiewende 1.05/BET 2013 105 BMWi 02 Moser Zunft ADELE. Zugriff am 25. November 2013.
- [16] Johann Wolfgang Köhler: Dynamische Simulation von Thermopotentialspeichern. Diplomarbeit eingereicht an der Technischen Universität Wien, Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften. Stand: Wien, 13. November 2012.
- [17] Clean Thinking: Online im WWW unter: www.cleanthinking.de, Link: Energie/Speicherung/Teil 4 der Stromspeicher-Serie: Transformed Heat Energy Storage THES. Zugriff am 27. November 2013.
- [18] Peter W. Atkins & Julio de Paula: physikalische Chemie. Weinheim: WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KgaA, 2006.
- [19] Heureka-Stories: Online im WWW unter: www.heureka-stories.de, Link: Erfindungen/1895 – Die Luftverflüssigung. Zugriff am 28. November 2013.
- [20] MESSER Group GmbH: Online im WWW unter: www.messergroup.com, Link: Nachhaltigkeit/Energiespeicherung. Zugriff am 06. Juni 2014.
- [21] GlobalCom PR-Network GmbH: Online im WWW unter: www.cleanenergy-project.de, Link: Cleantech/Energiespeicher – gefrorene Energie. Zugriff am 10. Juni 2014.
- [22] Linde AG: Kryogene Luftzerlegung, Entstehung und technische Weiterentwicklung. Linde AG Engineering Division, Dr.-Carl-von-Linde-Straße 6-14, 82049 Pullach. Stand: 2009.
- [23] thermea – Energiesysteme: Online im WWW unter: www.thermea.de, Link: Wärmepumpen/Technologie/thermodynamische Gegenüberstellung subkritisch – transkritisch. Zugriff am 29. November 2013.
- [24] Mercangöz, M.; Hemrle, J.; Kaufmann, L.; Z'Graggen, A. & Ohler, C.: Electrothermal energy storage with transcritical CO₂ cycles. ABB Switzerland Ltd., Corporate Research, Segelhofstrasse 1K, 5405 Baden, Switzerland. Stand: 10. April 2012.
- [25] Hans Dieter Baehr: Thermodynamik, Grundlagen und technische Anwendungen. Berlin, Heidelberg: Springer Verlag, 2005.
- [26] VIAS – Virtual Institute of Applied Science: Online im WWW unter: www.vias.org, Link: Physics Chemistry/Anorganische Chemie/Grundlegende Begriffe/pT-Phasendiagramme von Reinstoffen. Zugriff am 04. Dezember 2013.
- [27] BINE Informationsdienst: CO₂ als Kältemittel für Wärmepumpe und Kältemaschine. Eggenstein-Leopoldshafen: Fachinformationszentrum Karlsruhe, Gesellschaft für wissenschaftlich-technische Informationen mbH. Stand: 2000.

10.2 Abkürzungsverzeichnis

\$	Dollar Zeichen
%	Prozent [-]
<	Kleiner als
=	Ist gleich Zeichen
>	Größer als
°C	Grad Celsius
A	Fläche [m ²]
a ₀ bis a ₅	Polynom Koeffizienten für Wärmekapazität
ACAES	Adiabate Druckluftspeicherung
AG	Aktiengesellschaft
at	Technische Atmosphäre
b ₀ bis b ₅	Polynom Koeffizienten für Enthalpie
BaCO ₃	Bariumcarbonat
BaO	Bariumoxid
bar	Bar
bzw.	beziehungsweise
c	Geschwindigkeit [m/s]
c ₀ bis c ₅	Polynom Koeffizienten für Entropie
Ca(OH) ₂	Calciumhydroxid
ca.	Circa
CaCO ₃	Calciumcarbonat
CaO	Calciumoxid
CH ₄	Methan
CO	Kohlenstoffmonoxid
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
c _p	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck [J/kg K]
c _v	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen [J/kg K]
d.h.	das heißt
del	deload
$d\dot{S}_{irr}$	Entropieproduktionsstrom [W/K]
E	Exergie [J]
EG	Europäische Gemeinschaft
ETES	Elektro-thermische Speicherung
EU	Europäische Union
\dot{E}_v	Exergiestromverluste [W]
ε	Porosität [-]
ff.	folgenden

g	Erdbeschleunigung [m/s ²]
G	Generator
H	Enthalpie [J]
h	Spezifische Enthalpie [J/kg]
H ₂	Wasserstoff
H ₂ O	Wasser
HD-PE	High-density polyethylene
He	Helium
HFC	Fluorkohlenwasserstoff
HP	Hochdruck Regenerator
k	Wärmedurchgangskoeffizient
K	Kelvin
k. A.	Keine Angabe
kW	Kilowatt
kWh	Kilowattstunden
LAES	Flüssiglufspeicherung
λ _m	Wärmeleitfähigkeit in [W/m K],
LP	Niederdruck Regenerator
M	Motor
m	Meter bzw. Masse
\dot{m}	Massenstrom [kg/s]
m ³	Kubikmeter
Mg	Magnesium
Mg(OH) ₂	Magnesiumhydroxid
MgH ₂	Magnesiumhydrid
MgO	Magnesiumoxid
MW	Megawatt
MWh	Megawattstunden
N ₂	Stickstoff
O ₂	Sauerstoff
p	Druck [bar]
$p_{charging}$	Kompressor Austrittsdruck Ladevorgang PHES [bar]
$p_{discharging}$	Kompressor Austrittsdruck Entladevorgang PHES [bar]
P	Leistung [W]
PHES	Thermopotentialspeicherung
ps	Dampfdruck in [bar]
Q	Wärme [J]
R	Gaskonstante [J/kg K]

ρ	Dichte in [kg/m^3]
s	Spezifische Entropie [$\text{J}/\text{kg K}$]
SiO_2	Siliziumdioxid (Quarzsand)
SO_2	Schwefeldioxid
SO_3	Schwefeltrioxid
T	Temperatur [$^\circ\text{C}$] oder [K]
t	Tonnen (1 t entspricht 1000 kg) bzw. Zeit [s]
TWh	Terawattstunde
U	Innere Energie [J]
u	Spezifische innere Energie [J/kg]
USA	Vereinigten Staaten von Amerika
usw.	und so weiter
μ	Joule-Thomson-Koeffizient
V	Volumen [m^3]
v	Spezifische Volumen [m^3/kg]
versch.	Verschieden
V_H	Hohlraumvolumen [m^3]
V_m	Molare Volumen [m^3/mol]
V_m°	Molare Volume eines idealen Gases [m^3/mol]
W	Arbeit [J] oder [Nm]
z.B.	zum Beispiel
x	Dampfgehalt [-]
z	Höhe [m]
Z	Realgasfaktor [-]
κ	Isentropenexponent [-]
ρ_f	Dichte des Hohlraum ausfüllenden Fluids [kg/m^3]
ρ_s	Feststoffdichte [kg/m^3]
$\rho_{s,f}$	Dichte von fluidisiertem Sand [kg/m^3]
η_c	Carnot-Wirkungsgrad [-]

10.3 Tabellen

Tabelle 1: physikalische Eigenschaften ausgewählter Stoffe	5
Tabelle 2: Latentwärmespeichermaterialien für unterschiedliche Temperaturbereiche (Auszug).....	6
Tabelle 3: reversible chemische Reaktionen, welche zur Speicherung thermischer Energie genutzt werden.....	6
Tabelle 4: Vergleich von Energiespeichertechnologien.....	7
Tabelle 5: Vergleich Gasturbine – Dampfturbine (Richtwerte)	11

Tabelle 6: Auszug aus der Bauteilbibliothek von EBSILON Professional.....	12
Tabelle 7: Gegenüberstellung der Rahmenbedingungen der einzelnen Prozesse	14
Tabelle 8: Koeffizienten für das Polynom der Wärmekapazität („Barracuda“)	16
Tabelle 9: Gleichungen für die Koeffizienten für das Enthalpie- und Entropie- Polynom	17
Tabelle 10: Stoffdaten für Sand (SiO_2).....	19
Tabelle 11: Rahmenbedingungen für den ACAES Ladevorgang	26
Tabelle 12: Rahmenbedingungen für den ACAES Entladevorgang	29
Tabelle 13: Geeignete Betriebsbereiche (Richtwerte) für Turbinen und Verdichter im Thermopotentialspeicher	36
Tabelle 14: Rahmenbedingungen für den PHES Ladevorgang.....	41
Tabelle 15: Rahmenbedingungen für den PHES Entladevorgang	43
Tabelle 16: Rahmenbedingungen für den LAES Ladevorgang	57
Tabelle 17: Rahmenbedingungen für den LAES Entladevorgang	60
Tabelle 18: Rahmenbedingungen für den ETES Ladevorgang	72
Tabelle 19: Rahmenbedingungen für den ETES Entladevorgang	74
Tabelle 20: Rahmenbedingungen für externe Kältemaschine ETES (Annahmen)	77

10.4 Abbildungen

Abbildung 1: Strombereitstellung aus erneuerbaren Energien in der EU-27	3
Abbildung 2: Kombiniertes Axial-/ Radialverdichter (nach Fa. Sulzer)	8
Abbildung 3: Industriedampfturbine (nach Fa. Siemens AG)	10
Abbildung 4: Schnitt durch eine 125 MW Turbine der Fa. Siemens	11
Abbildung 5: neues Fluid in EBSILON Schritt 1	15
Abbildung 6: neues Fluid in EBSILON Schritt 2	15
Abbildung 7: Polynom für die Wärmekapazität von Quarzsand SiO_2	18
Abbildung 8: neues Fluid in EBSILON Schritt 3	20
Abbildung 9: Prinzip einer idealen mehrstufigen Verdichtung mit Zwischenkühlung ($p_1 < p_2$ < $p_3 < p_4$).....	21
Abbildung 10: adiabate Zustandsänderung im $p - V -$ Diagramm (hier Expansion).....	23
Abbildung 11: ACAES Anlagenschema Laden	24
Abbildung 12: ACAES Anlagenschema Entladen	25

Abbildung 13: ACAES Ladevorgang in EBSILON (theoretischer Beispielprozess, derzeit nicht realisierbar, da die Verdichter-Austrittstemperaturen zu hoch sind)	27
Abbildung 14: ACAES Ladevorgang im T-s-Diagramm (theoretischer Beispielprozess, derzeit nicht realisierbar, da die Verdichter-Austrittstemperaturen zu hoch sind).....	28
Abbildung 15: ACAES Entladevorgang in EBSILON (theoretischer Beispielprozess, derzeit nicht realisierbar, da die Verdichter-Austrittstemperaturen zu hoch sind).....	30
Abbildung 16: ACAES Entladevorgang im T-s-Diagramm (theoretischer Beispielprozess, derzeit nicht realisierbar, da die Verdichter-Austrittstemperaturen zu hoch sind)	31
Abbildung 17: roundtrip efficiency ACAES bei 395 °C Wärmespeichertemperatur.....	33
Abbildung 18: roundtrip efficiency ACAES bei 595 °C Wärmespeichertemperatur.....	34
Abbildung 19: Lade- bzw. Entladevorgang einer PHES im T-s-Diagramm.....	35
Abbildung 20: PHES Anlagenschema Laden.....	37
Abbildung 21: Schematische Darstellung der Temperaturverteilung in den Regeneratoren während des Ladevorgangs.....	38
Abbildung 22: PHES Anlagenschema Entladen	39
Abbildung 23: Schematische Darstellung der Temperaturverteilung in den Regeneratoren während des Entladevorgangs	40
Abbildung 24: PHES Ladevorgang in EBSILON (theoretischer Beispielprozess, wegen derzeit nicht realisierbaren Verdichter-Austrittstemperaturen nicht umsetzbar)	42
Abbildung 25: PHES Entladevorgang in EBSILON (theoretischer Beispielprozess, wegen derzeit nicht realisierbaren Verdichter-Austrittstemperaturen nicht umsetzbar)	44
Abbildung 26: PHES Lade- bzw. Entladevorgang im T-s-Diagramm (theoretischer Beispielprozess, wegen derzeit nicht realisierbaren Verdichter-Austrittstemperaturen nicht umsetzbar)	45
Abbildung 27: Exergieströme des PHES – Prozess.....	48
Abbildung 28: roundtrip efficiency PHES bei unterschiedlichen Hochdruck Regenerator Temperaturen mit Luft als Arbeitsfluid	49
Abbildung 29: roundtrip efficiency PHES bei unterschiedlichen Hochdruck Regenerator Temperaturen mit CO ₂ als Arbeitsfluid.....	49
Abbildung 30: roundtrip efficiency PHES, Gegenüberstellung der Arbeitsmedien Luft und CO ₂ (in Abhängigkeit vom Kompressor Austrittsdruck charging)	50
Abbildung 31: roundtrip efficiency PHES, Gegenüberstellung der Arbeitsmedien Luft und CO ₂ (in Abhängigkeit vom Druckverhältnis zwischen Kompressor Austrittsdruck discharging und Kompressor Austrittsdruck charging)	50

Abbildung 32: Die Luftverflüssigung nach Dr. Carl von Linde	52
Abbildung 33: Dampfdruckkurven der Luftgase	53
Abbildung 34: LAES Anlagenschema Laden	54
Abbildung 35: LAES Anlagenschema Entladen	56
Abbildung 36: LAES Ladevorgang in EBSILON (theoretischer Beispielprozess)	58
Abbildung 37: LAES Ladevorgang im (log)p-h-Diagramm (theoretischer Beispielprozess) ...	59
Abbildung 38: LAES Ladevorgang in EBSILON mit Vorkühlung (theoretischer Beispielprozess)	59
Abbildung 39: LAES Entladevorgang in EBSILON (theoretischer Beispielprozess)	61
Abbildung 40: LAES Entladevorgang im (log)p-h-Diagramm (theoretischer Beispielprozess)	62
Abbildung 41: roundtrip efficiency LAES mit N ₂ als Arbeitsfluid, in Abhängigkeit der Pumpendrucke während des Entladens.....	64
Abbildung 42: Vergleich Prozessführung mit fluorierten Kohlenwasserstoffen (HFCs, unterkritisch) und Kohlendioxid als Arbeitsstoff (transkritisch).....	65
Abbildung 43: Schematische Darstellung eines Wärmetauschers	67
Abbildung 44: roundtrip efficiency einer Carnot ETES in Abhängigkeit von der Wärmesenken bzw. Wärmespeicher Temperatur	68
Abbildung 45: Ein Vergleich von Arbeitsfluid- und Wärmespeicher- Temperaturprofilen.....	68
Abbildung 46: p – T – Phasendiagramm für CO ₂	69
Abbildung 47: ETES Anlagenschema Laden	70
Abbildung 48: ETES Anlagenschema Entladen	71
Abbildung 49: ETES Ladevorgang in EBSILON (theoretischer Beispielprozess, so nicht realisierbar, da es derzeit noch keine geeigneten Turbomaschinen für überkritisches CO ₂ gibt).....	73
Abbildung 50: ETES Entladevorgang in EBSILON (theoretischer Beispielprozess, so nicht realisierbar, da es derzeit noch keine geeigneten Turbomaschinen für überkritisches CO ₂ gibt).....	75
Abbildung 51: ETES Lade- bzw. Entladevorgang im T-s-Diagramm (theoretischer Beispielprozess, so nicht realisierbar, da es derzeit noch keine geeigneten Turbomaschinen für überkritisches CO ₂ gibt).....	76
Abbildung 52: externe Kältemaschine ETES in EBSILON (Beispielprozess)	78
Abbildung 53: Schematische Darstellung der Energieströme im ETES Prozess.....	79

Abbildung 54: roundtrip efficiency ETES bei unterschiedlichen Wärmespeicher- bzw. Wärmesenken- Temperaturen mit externer Kältemaschine (ohne Speicherverluste).....	81
Abbildung 55: roundtrip efficiency ETES in Abhängigkeit vom Kompression Austrittsdruck beim Ladevorgang unter Berücksichtigung der externen Kältemaschine (ohne Speicherverluste).....	82
Abbildung 56: roundtrip efficiency ETES in Abhängigkeit vom Turbinen Eintrittsdruck beim Entladevorgang unter Berücksichtigung der externen Kältemaschine (ohne Speicherverluste).....	82