

H

G

H T
W M
G A

Hochschule Konstanz
Fakultät Maschinenbau

MiniKueWeE-Abwärmennutzung
Eine Untersuchung der technischen Machbarkeit
hinsichtlich der Speicherung und Umwandlung von Wärmeenergie
aus Nichtwohngebäuden

Projektarbeit 1

Von

Johannes Stiefel
und
Manuel Herrmann

Betreuer: Prof. Dr. Peter Stein
M. Eng. Roman Kempf

Eingereicht am 8. März 2023



Inhalt

Verzeichnis der Abbildungen	viii
Verzeichnis der Abkürzungen und Indizes	xi
1 Einleitung.....	1
1.1 Hintergrund	1
1.2 Technische Ausgangslage und Anforderungen.....	2
1.3 Ziele und Umfang der Projektarbeit.....	4
1.4 Methoden.....	4
1.5 Aufbau der Arbeit	5
2 Stand der Technik.....	6
2.1 Wärmepumpen	6
2.2 Moderne Dampfturbinen.....	8
2.3 Niedertemperaturturbinen	8
2.4 ETES - Electro-thermal energy storage	10
3 Auswahl geeigneter Kreisprozesse	15
3.1 Der Clausius-Rankine-Prozess.....	15
3.2 Der Plank-Prozess	16
3.3 Der Joule-Brayton-Prozess.....	17
3.4 Linksläufiger Joule-Brayton-Prozess	17
3.5 Organic-Rankine-Cycle.....	18
4 Auswahl geeigneter Kältemittel.....	19
4.1 Allgemeines.....	19
4.2 Anforderungen	20
4.3 Auswahl und Bewertung geeigneter Kältemittel	22
5 Schematische Darstellung des Kreislaufs	30

5.1 Lade- und Entlademodus als ORC und linksläufiger Clausius-Rankine-Prozess	31
5.2 Lade- und Entlademodus als ORC und linksläufiger Clausius-Rankine-Prozess mit Zwischenwärmetauscher	32
5.3 Lade- und Entlademodus im ORC und Joule-Prozess.....	32
6 Wärme- und Kältespeicher	34
6.1 Sensible Wärmespeicher.....	35
6.2 Latente Wärmespeicher	38
6.3 Fazit Wärme- und Kältespeicher	40
7 Berechnungen.....	41
7.1 Beispielrechnung: Lade- und Entlademodus mit dem Kältemittel R717 (Ammoniak).....	42
7.2 Fazit der Beispielrechnung	55
7.3 Weitere Rechnungen.....	56
7.4 R717 im realen Prozess	65
7.5 Ergebnisvergleich der Berechnungen.....	68
7.6 Fazit - Berechnungen.....	72
8 Energiebilanz und Vergleich mit konventionellen Lösungen	74
8.1 Ersatz-Leistungsaufnahme - Energieverbrauch der Kühlung.....	74
8.2 Kombination Klimaanlage und Photovoltaik	77
8.3 Kühlung mit Abwärmenutzung	77
8.4 Fazit Energieverbrauch.....	80
9 Auslegung einer Turbine am Beispiel des Kreislaufs mit R152a	81
10 Recherche zu möglichen Komponenten.....	84
10.1 Turbine	84
10.2 Drossel.....	85
10.3 Verdichter.....	86

10.4 Latenter Wärmespeicher	86
11 Fazit.....	87
12 Literaturverzeichnis	89
Eigenständigkeitserklärung	92
Erklärung Nutzungs- und Verwaltungsrecht	92
Anhang.....	93

Verzeichnis der Abbildungen

Abbildung 1: Schematische Darstellung des ETES-Kreislaufs inkl. Raumanchluss (In Anlehnung an Kempf 2022)	2
Abbildung 2: Einsatzbereich für HTWPs verschiedener Kältemittel (Arpagaus 2019, S. 17)	7
Abbildung 3: Aufbau und Wärmepumpenkreislauf im Idealen Kreisprozess im p-h Diagramm (Arpagaus 2019, S. 19).....	7
Abbildung 4: Auswahl erhältlicher HTWPs nach Verdichterart und Vorlauftemperatur (Arpagaus 2019, S. 31)	8
Abbildung 5: vereinfachte schematische Darstellung des ETES – Systems in Anlehnung an Hemrle et al. 2012, S. 1	11
Abbildung 6: Thermodynamischer Kreislauf ETES; oben Lademodus, unten Entlademodus. In Anlehnung an Hemrle et al. 2012, S. 12	13
Abbildung 7: Kältespeicheranordnung Patentschrift EP11169311	14
Abbildung 8: Clausius-Rankine-Prozess im T,s- und h,s-Diagramm (Stein, FT-9).....	16
Abbildung 9: Plank-Prozess im T,s- und p,h-Diagramm (Stein, FT-9).....	16
Abbildung 10: Der Joule-Brayton-Prozess im p,v- und T,s-Diagramm. In Anlehnung an (Wikipedia 2006; Stein, FT-8)	17
Abbildung 11: Verbessertes Joule-Prozess im T,s-Diagramm (Stein, FT-8).....	18
Abbildung 12: Schema des Organic-Rankine-Cycles (Wikipedia 2007)	18
Abbildung 13: Beispiele für Kältemittel und deren Einteilung (Veith 2022, S. 289)	20
Abbildung 14: Joule-Prozess im Überhitzten Bereich am Beispiel von R1234yf.....	23
Abbildung 15: Joule-Prozess unter Mitnutzung des Nassdampfgebietes am Beispiel von R717	23
Abbildung 16: R717: Entlademodus im Organic-Rankine-Cycle	26
Abbildung 17: R717: Lademodus im Plank-Prozess	26
Abbildung 18: R717: Lademodus im Joule-Prozess.....	27
Abbildung 19: vereinfachte schematische Darstellung; Lade- und Entlademodus im Nassdampfgebiet als ORC und linksläufiger Clausius-Rankine- Prozess. Eigene Darstellung.	31

Abbildung 20: Vereinfachte schematische Darstellung; Lade- und Entlademodus im Nassdampfgebiet mit Zwischenwärmetauschern als ORC und linksläufiger Clausius-Rankine-Prozess. Eigene Darstellung.....	32
Abbildung 21: Vereinfachte schematische Darstellung; Lademodus im überhitzten Bereich im Joule-Prozess und Entlademodus als ORC. Eigene Darstellung.....	33
Abbildung 22: Schmelzenthalpie und Schmelztemperatur verschiedener Stoffe (Lassacher et al. 2018, S. 17)	39
Abbildung 23: Funktion „Ice-Coils“ im latenten Wärmespeicher (A.H. Kassim und Z.M. Zain 2012, S. 178).....	39
Abbildung 24: Entlademodus als ORC mit dem Kältemittel R717 (Ammoniak)	42
Abbildung 25: R717 im ORC - Vorzugebende Parameter	43
Abbildung 26: Nebenrechnung und Bestimmung Massenstrom	43
Abbildung 27: Bestimmung der Pumpen-Parameter	44
Abbildung 28: Berechnung der Parameter des Wärmetauschers am Wärmespeicher....	45
Abbildung 29: Berechnung der Turbinen-Parameter.....	45
Abbildung 30: Berechnung der Parameter des Wärmetauschers am Eisspeicher	46
Abbildung 31: Berechnung des thermischen Wirkungsgrades.....	46
Abbildung 32: Dimensionierung des Wärmespeichers	47
Abbildung 33: Berechnung der spezifischen Vereisungsenthalpie von Wasser.....	48
Abbildung 34: Dimensionierung des Eisspeichers	48
Abbildung 35: Lademodus im linksläufigen Clausius-Rankine-Prozess mit dem Kältemittel Ammoniak.....	49
Abbildung 36: Berechnung des Massenstroms im Entlademodus.....	50
Abbildung 37: Berechnung der Verdichter -Parameter	50
Abbildung 38: Berechnung der Parameter des Wärmetauschers am Wärmespeicher....	51
Abbildung 39: Berechnung der Drossel-Parameter	51
Abbildung 40: Berechnung der Parameter des Wärmetauschers am "Raum"	52
Abbildung 41: Berechnung der Parameter des Wärmetauschers am Kältespeicher.....	52
Abbildung 42: Berechnung des COP	53
Abbildung 43: Übertrag der nötigen Wärmespeicherdimensionen in Bezug auf den Entlademodus und Temperaturspreizung des Speichermediums.....	53
Abbildung 44: Berechnung der Gesamtwärme, die zur Ladung des Speichers nötig ist	54

Abbildung 45: Berechnung der Ladedauer des Wärmespeichers	54
Abbildung 46: Berechnung der Ladedauer des Eisspeichers.....	55
Abbildung 47: R717 Entlademodus mit Alternative (unten).....	58
Abbildung 48: R717 Lademodus mit Alternative (unten)	60
Abbildung 49: R744 (CO ₂) im Entlademodus (oben) und Lademodus	62
Abbildung 50: R744; Lademodus im überhitzten Bereich	63
Abbildung 51: R152a; Entlademodus.....	64
Abbildung 52: R152a; Lademodus	65
Abbildung 53: Berechnung der Realen Pumpenarbeit im Lademodus.....	65
Abbildung 54: R717 im realen Prozess. Entlademodus (oben) und Lademodus	67
Abbildung 55: Arbeitsgewinn in Entlademodus:.....	75
Abbildung 56: Energiebilanz Entlademodus	75
Abbildung 57: Energiebedarf Lademodus	75
Abbildung 58: Gesamt-Energiebilanz von Lade- und Entlademodus	76
Abbildung 59: ph-Diagramm; Kreisprozess zur Abwärmenutzung mit R152a.....	78
Abbildung 60: GET Gasentspannungsturbine in 60 kW Variante (DEPRAG SCHULZ GMBH u. CO. 2022)	85
Abbildung 61: Thermisches Expansionsventil und allg. Spezifikationen RFKH Serie von SANHUA (Sanhua).....	85
Abbildung 62: Eisspeicher mit Kapillarrohrmatten der Firma BEKA zur Nutzung von Serverabwärme (Beka).....	86

Verzeichnis der Abkürzungen und Indizes

COP	Coefficient Of Performance
EER	Energy Efficiency Ratio
ETES-System	Electro-thermal Energy Storage System
GWP	Global Warming Potential
HTWP	Hochtemperatur-Wärmepumpe
MiniKueWeE	Minimierung des Kühlenergiebedarfs von Nicht-wohngebäuden und Lastflexibilisierung durch Einsatz von Wärmerohren in Kombination mit erneuerbaren Energien
ORC	Organic-Rankine-Cycle
WT	Wärmetauscher

Indizes der Berechnungen	
Parameter	Beispiel
<i>Zustandsgröße_{Stoff,Zustand}</i>	Bsp: Temperatur von CO ₂ im Zustand 1: $T_{CO_2,1}$
<i>Prozessgröße_{Stoff,erster Zustand zweiter Zustand}</i>	Massenstrom CO ₂ von 1 nach 2: $m_{punkt_{CO_2,12}}$

1 Einleitung

Das Thema Energiewende ist derzeit so aktuell wie nie. Neben dem Umstieg von fossilen auf erneuerbare Energien gewinnt auch die Energieeffizienz auf allen Ebenen immer mehr an Bedeutung. Dies gilt besonders für viele Teile des Gebäudebereichs, wo heute eine beachtliche Energiemenge, nicht nur für die Wärmeerzeugung, sondern auch zur Raumkühlung benötigt wird (Umweltbundesamt 2020). In Anbetracht der Klimaveränderungen wird der Kühlbedarf in den nächsten Jahrzehnten zudem noch weiter ansteigen. Aus diesem Grund gibt es einen großen Bedarf an innovativen Lösungen, welche eine effiziente Raumkühlung unter möglichst geringem Energieeinsatz gewährleisten. Die vorliegende Projektarbeit untersucht einen Teilbereich einer solchen Lösung. Genaueres zum Hintergrund, den technischen Randbedingungen sowie den Zielen des Projekts, wird in den folgenden Abschnitten erläutert.

1.1 Hintergrund

In Zusammenarbeit mit der Uni Stuttgart und Partnern aus der Industrie beteiligt sich die HTWG-Konstanz an der Entwicklung eines MiniKueWeE-Systems zur Raumkühlung und Energiespeicherung (Minimierung des Kühlenergiebedarfs von Nichtwohngebäuden und Lastflexibilisierung durch den Einsatz von Wärmerohren in Kombination mit erneuerbaren Energien). Mittels neuartiger Decken- bzw. Wandelemente soll dabei Wärme aus Innenräumen entzogen werden. Die Aufgabe des Entwicklungsteams der HTWG ist es, nach Möglichkeiten zu suchen, wie diese Energie genutzt werden kann. Die Idee, welche aktuell diesbezüglich verfolgt werden soll, besteht darin, die Wärme energetisch aufzuwerten, zwischenspeichern und bei Bedarf in elektrische Energie umzuwandeln. Der technische Prozess, der dem zugrunde liegt, ist an das ETES-System (Electric Thermal Energy Storage) angelehnt, wie es bereits in Kraftwerken angewendet wird. Letzten Endes soll im Energietechnik-Labor der HTWG ein Prüfstand entstehen, der das Problem der Energiespeicherung und Umwandlung abbildet.

Die Schnittstelle der Thematik der vorliegenden Projektarbeit befindet sich am Wärmeübertrager, durch den die Wärme in den ETES-Kreislauf gelangt. Abbildung 1 zeigt den schematischen Aufbau der Anlage, bestehend aus dem zu kühlenden Raum, einem

Kreislauf, der die Wärme vom Kältemittel der Raumelemente bis zum besagten Wärmeübertrager des ETES-Kreislaufs (WT 2 in der Abbildung rot markiert) transportiert.

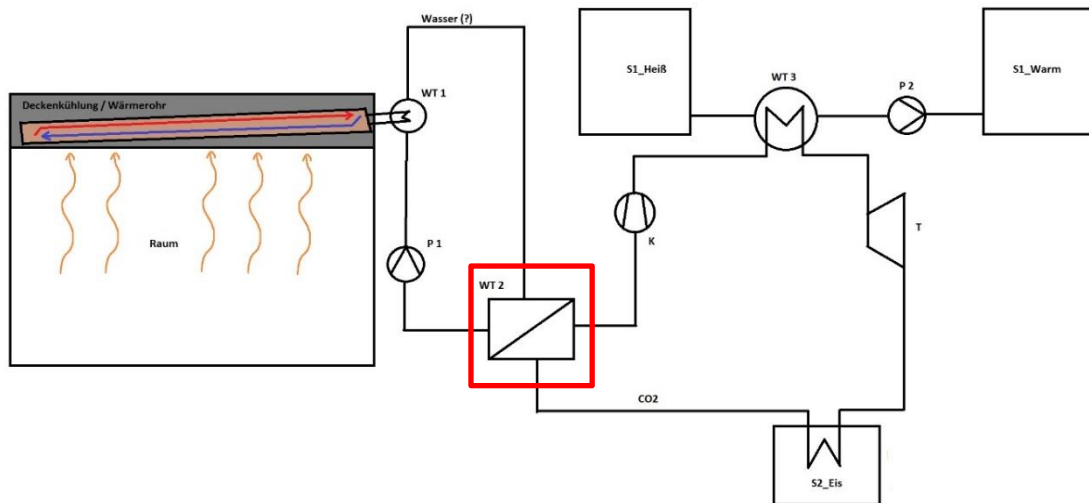


Abbildung 1: Schematische Darstellung des ETES-Kreislaufs inkl. Raumanchluss (In Anlehnung an Kempf 2022)

1.2 Technische Ausgangslage und Anforderungen

Im Folgenden werden die technischen Grundkomponenten aufgeführt, wie sie in dem Prüfstand-Konzept vorkommen werden. Dieser Abschnitt dient dazu, einen Überblick über die wichtigsten Komponenten und den Anforderungen, welche diese erfüllen sollen, zu geben. Die Anordnung, Anzahl und Ausführung dieser Komponenten werden bei der späteren Auswahl und Berechnung der möglichen Kreisprozesse frei variiert. Zudem können weitere Komponenten hinzukommen oder ausgespart werden. Die Bezeichnungen beziehen sich dabei auf Abbildung 1.

Kreisläufe: Das System soll einen Lademodus sowie einen Entlademodus ermöglichen. Im Lademodus sollen ein Wärme- und ein Kältespeicher aufgeladen werden. Der Entlademodus dient der Umwandlung der gespeicherten Energie in Elektrizität.

Kältemittel: Als Energieträger-Medium innerhalb des Kreislaufs soll ein geeignetes Kältemittel verwendet werden.

WT 2: Es wird davon ausgegangen, dass an der Schnittstelle zum betrachteten Kreislauf (WT 2 in Abbildung 1) immer die gleiche Wärmemenge von 1,5 bis 2 kW anfällt und

statisch gerechnet werden kann. Optional kann die Überlegung angestellt werden, ob durch das System auch ein Herunterkühlen des Raumes von einem höheren auf ein niedrigeres Temperaturniveau möglich ist und wie dies technisch gelöst werden könnte.

Verdichter und WT 3: Im Verdichter wird das CO₂, welches zuvor durch die Raumenergie erwärmt wurde, komprimiert und so auf ein höheres Temperatur- und Druckniveau gebracht. Dabei können unterschiedliche Arten von Verdichtern in Betracht gezogen werden. Als WT 3 soll ein Gegenstromwärmetauscher verwendet werden, um eine statische Betrachtung zu ermöglichen. Die im Kältemittel enthaltene Wärmeenergie wird hier in einen Speicher überführt, der ein geeignetes Speichermedium enthält.

Turbine/ Drossel: In der Drossel (Lademodus) werden Druck und Temperatur des Kältemittels abgesenkt. Es kann die Überlegung angestellt werden, ob auch im Lademodus die Anwendung einer Turbine zur Arbeitsrückgewinnung möglich bzw. sinnvoll ist. In der Turbine (Entlademodus) soll die gespeicherte Wärmeenergie in elektrische Energie umgewandelt werden.

Eisspeicher: Der Eisspeicher dient der Abkühlung des Kältemittels im Entlademodus. Vereinfachend soll auch diese Schnittstelle statisch betrachtet werden.

Aggregatzustände: Um eine möglichst einfache und realitätsnahe Simulation zu ermöglichen und die technischen Komponenten vor Korrosion zu schützen bzw. deren Ausführung und Anordnung simpel zu halten, soll versucht werden, den Arbeitsbereich auf den überkritischen bzw. überhitzten Bereich des Kältemittels zu beschränken. Es gilt jedoch zu prüfen, ob aus energetischer Sicht auf den Nassdampfbereich verzichtet werden kann. Sollte dem nicht so sein, kann mit dem gesamten Phasendiagramm gearbeitet werden.

1.3 Ziele und Umfang der Projektarbeit

Als übergeordnetes Ziel dieser Projektarbeit soll überprüft werden, ob es theoretisch möglich und lohnend ist, die Wärmeenergie aus dem MiniKueWE zu speichern und zu einem späteren Zeitpunkt in elektrische Energie umzuwandeln. Weiterhin soll betrachtet werden, wie eine solche Lösung im Vergleich mit einfacheren, konventionellen Lösungen abschneidet. Um diese Frage beantworten zu können, ergeben sich die folgenden Aufgaben:

- Schematische Entwicklung möglicher Kreisprozesse
 - Einstufig / zweistufig, mit und ohne Zwischenwärmetauscher
 - Inklusion der Kühlung des Raums in den Kreislauf
 - Verschiedene Verschaltungsmöglichkeiten des Eisspeichers
 - Verschiedene Verschaltungsmöglichkeiten der Wärmetauscher
 - Untersuchung unterschiedlicher Kältemittel
- Berechnungen der Kreisläufe im Hinblick auf Drücke, Temperaturen, Energiebilanzen
 - Dokumentation und Bewertung der Ergebnisse
- Ableitung von Handlungsempfehlungen aus den angestellten Rechnungen
 - Ermittlung des vorteilhaftesten Kreislaufs
 - Vergleiche mit anderen, konventionellen Lösungen
 - Allgemeine Beurteilung der Machbarkeit (keine quantitative Wirtschaftlichkeitsrechnung)
- Recherche von Komponenten, welche für den Aufbau eines Prüfstandes geeignet sein können

1.4 Methoden

Um die Effizienz und Funktion der einzelnen Kreisläufe einschätzen zu können, muss eine Vielzahl an Rechnungen angefertigt werden. Um Rechenschritte, die in mehreren Rechnungen dieselben sind, möglichst zu automatisieren, wird im Rahmen der Projektarbeit die Software **SMath** verwendet.

Zur Berechnung von Zustandsgrößen des Energieträger-Mediums (Druck, Temperatur, Enthalpie, etc.) wird der „**Refrigerant Calculator**“ verwendet, welcher Teil der Software **CoolPack** ist. CoolPack wird auch verwendet, um entsprechend benötigte p-h- und T-s- Diagramme zu erstellen. Für die gleichen Zwecke wird zudem das Programm „**Coolselector 2**“ der Firma Danfoss genutzt. Die meisten, in dieser Arbeit aufgeführten Phasendiagramme, wurden ebenfalls aus diesen beiden Programmen übernommen. Die Recherche nach geeigneten Komponenten soll größtenteils durch die Sichtung von passenden Produkten unterschiedlicher Firmen über das Internet erfolgen.

1.5 Aufbau der Arbeit

Zu Beginn soll zunächst der aktuelle Stand der Technik dargestellt werden. Anschließend wird untersucht, welche Kreisprozesse, Kältemittel und Komponenten sich zur Lösung des betrachteten Problems eignen. Darauf aufbauend werden unterschiedliche Verschaltungsmöglichkeiten der Anlage erörtert und vereinfacht dargestellt, bevor in mehreren Rechnungen, die zuvor ausgewählten Kältemittel und Kreisprozesse, detaillierter auf ihre Eignung überprüft werden. Den Abschluss der Arbeit bilden ein Vergleich des Systems mit konventionellen Kühlprozessen, die grobe Auslegung einer geeigneten Turbine sowie eine kurze Marktübersicht zu Komponenten, die sich für einen Prüfstand eignen können. Die Ergebnisse der Arbeit werden in einem kurzen Fazit zusammengefasst.

2 Stand der Technik

Im folgenden Abschnitt werden einzelne marktrelevante Komponenten für Klimatisierung, Energieerzeugung, Speichersysteme, sowie ein Gesamtkonzept zur Thermoenergie-speicherung vorgestellt, welche Energie speichert und in einem Entlademodus freigeben kann. Die vorgestellten Prinzipien dienen zur Orientierung vorhandener technischer Komponenten, deren Funktionen und Verfügbarkeit die Grundlage für die Machbarkeit des auszuarbeitenden Gesamtkonzepts darstellen. Das vorgestellte ETES-System der Firma ABB Research Ltd. (Hemrlé et al. 2012) gibt hierbei eine erste Ausrichtungshilfe, wie ein solches Konzept prinzipiell aussehen kann.

2.1 Wärmepumpen

Oft nicht mehr nutzbare Restwärme oder niedrige Temperaturquellen können durch Wärmepumpen auf ein nutzbares Niveau angehoben werden. Im Spektrum der Wärmepumpen gibt es die konventionellen Wärmepumpen (bis etwa 80 C° Senktemperatur), Hochtemperaturwärmepumpen (HTWP, 80 bis 100 C°) und Höchsttemperaturwärmepumpen (VHTHP, > 100 C°) (Arpagaus 2019, S. 16).

Als Arbeitsmedium für die Wärmepumpe werden Kältemittel eingesetzt. Diese haben die Eigenschaft, dass sie eine hohe volumetrische Kühleigenschaft besitzen und bei niedrigen Temperaturen verdampfen. Aufgrund ihrer Ozon-schädigenden Eigenschaft sind bestimmte Kältemittel nicht zugelassen. Für subkritische Kreisprozesse, das heißt Kreisprozesse mit Kondensation, wird die Anwendungsgrenze durch die kritische Temperatur bestimmt. Ein Abstand von 10 bis 15 Kelvin von der kritischen Temperatur muss eingehalten werden, um einen effizienten Betrieb sicherzustellen (Arpagaus 2019, S. 17). In Abbildung 2 sind verschiedene Kältemittel und ihr Einsatzbereich für HTWPs dargestellt. In Abschnitt 4 wird nochmals genauer auf die Eigenschaften der Kältemittel eingegangen.

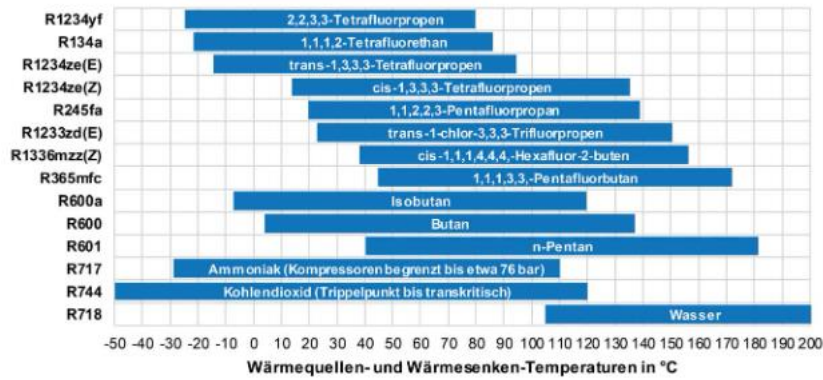


Abbildung 2: Einsatzbereich für HTWPs verschiedener Kältemittel (Arpagaus 2019, S. 17)

In Abbildung 3 ist die Funktion einer Wärmepumpe schematisch dargestellt. Sie besteht aus zwei Wärmetauschern (hier Kondensator und Verdampfer), wobei die Wärmesenke (am Kondensator) die Nutztemperatur aufnimmt und die Wärmequelle am Verdampfer anliegt. Das Arbeitsmedium zirkuliert und entzieht im Verdampfer bei niedrigem Druck und Temperatur Wärme aus der Wärmequelle (Umgebung). Der hier entstandene Dampf wird im Verdichter (Kompressor) auf einen höheren Druck und somit eine höhere Temperatur verdichtet. Im Kondensator kondensiert das Kältemittel und gibt Nutzwärme ab. Im Expansionsventil sinkt der Druck und die Temperatur des Arbeitsfluides, bevor es wieder in den Verdampfer eintritt (Arpagaus 2019, S. 19).

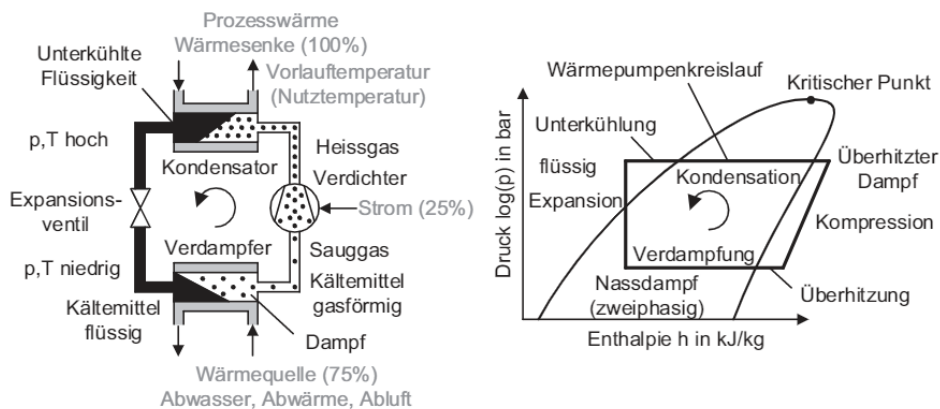


Abbildung 3: Aufbau und Wärmepumpenkreislauf im Idealen Kreisprozess im p-h Diagramm (Arpagaus 2019, S. 19)

Für die genaue Komponenten- und Kältemittelauswahl sind die gewünschte Vorlauftemperatur und die gegebene Wärmequellentemperatur ausschlaggebend. Durch Auslegung, unter anderem auch durch die Wahl des Verdichter-Typs, wird die Vorlauftemperatur erbracht und die gewünschte Wärme an den Heizkreislauf abgegeben. In Abbil-

Abbildung 4 zeigt eine Auswahl an Hochtemperaturwärmepumpen (HTWPs) verschiedener Hersteller, sortiert nach maximaler Vorlauftemperatur (Nutztemperatur) und Heizleistung. Die verschiedenen eingesetzten Verdichterarten sind farblich gekennzeichnet (gelb: Hubkolbenkompressor; blau: Schraubenkompressor; rot: Turbokompressor) (Arpagaus 2019, S. 31).

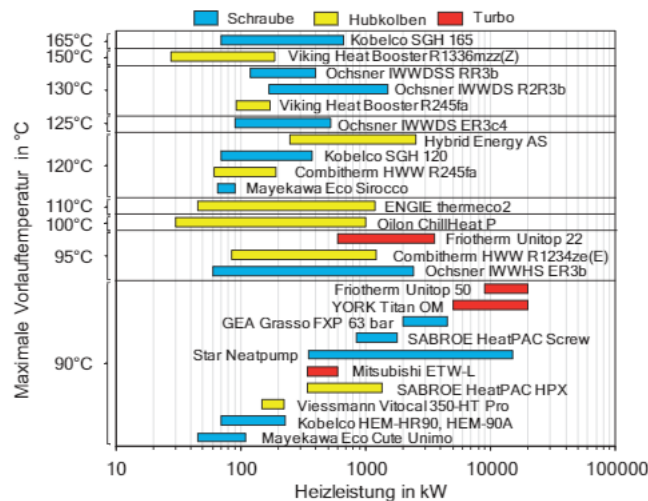


Abbildung 4: Auswahl erhältlichlicher HTWPs nach Verdichterart und Vorlauftemperatur (Arpagaus 2019, S. 31)

2.2 Moderne Dampfturbinen

Bei Eintritt der Turbine steht Wasserdampf unter hohem Druck und hohen Temperaturen (ca. 180 Bar und 400 - 600 C°). Bei Dampfaustritt liegt die Temperatur des Dampfes zwischen 30 und 50 C°. Der Dampfturbinen-Prozess wird mit dem Rankine-Kreisprozess umgesetzt (Siehe Abschnitt 3.1). Um bei der Dampferzeugung auf die benötigten Temperaturen zu kommen, wird für die Wärmezufuhr meist ein Verbrennungsprozess verwendet (Stein, Formelsammlung Energietechnik 1).

Hersteller für Dampfturbinen im Kleinstbereich ist beispielsweise die Firma TURBONIK GmbH mit Mikrodampfturbinen im Leistungsbereich von 30 – 300 kW pro Turbine (TURBONIK).

2.3 Niedertemperaturturbinen

Im Gegensatz zum Dampfturbinenprozess wird bei Niedertemperaturturbinen typischerweise mit einem Kältemittel anstatt mit Wasser als Arbeitsfluid gearbeitet. Deut-

lich unter dem Temperaturniveau der Dampfturbine liegen die Eintrittstemperaturen der Turbinen des Organic-Rankine Kreisprozesses (siehe Abschnitt 3.5). Damit lässt sich zum Beispiel Strom aus Abwärme oder heißem Thermalwasser gewinnen. So kommt der Organic-Rankine-Prozess häufig zur Stromerzeugung bei Temperaturen unter 200 C° zum Einsatz. Niedrig siedende Substanzen werden als Arbeitsfluid verwendet. Schon Temperaturen um die 100 C° können bei solch einem Prozess zur Energieerzeugung verwendet werden (Wikipedia 2022b).

Aktuelle Anbieter von Niedertemperatur ORC's im Mikroturbinenbereich sind in Tabelle 1 aufgeführt.

Tabelle 1: Aktuelle Anbieter von von Mikroturbinen im ORC-Bereich (SOOMIQ)

Hersteller	kW _{th in}	kW _{el out}	Effizienz
ElectraTherm	300 - 860	10 - 40	3 - 5%
ENOGIA	160 - 320	20	6 - 13%
Orcan	217 - 250	6-30	3 - 8%
Rank	125 - 250	8 - 20	6 - 8 %

Ausgewählte Produkte und Komplettlösungen, die für eine Orientierung des Projekts Relevanz haben können, sind in folgender Tabelle 2 einzusehen:

Tabelle 2: Bereits erhältliche Produkte und Komplettlösungen mit Ähnlichkeiten zu dem geplanten Projekt

Hersteller	Produktname	P _{el} [kW]	Wärmequelle	Inputmedium Wärmequelle	Kältequelle	Quelle
Electra-Therm	POWER MODULE75	Max 75	In: 65-132 C° Out: k.A. 300 – 1250kWth 3 – 23 l/s	Wasser	Wasser In: 10 – 65 C° Out: k.A. 300-1200 kWth 6 – 26 l/s	¹
Enogia	ENO-10LT	10	In: 70 bis 120 C° Out: k.A. 55 – 160 kWth	Wasser, Dampf, Öl	Wasser In: 0 – 60 C° Out: k.A.	²

¹ ElectraTherm Inc. by BITZER Group.

² ENOGIA.

Rank®	Rank® LT1-4	20-160	In: 90-120 C° Out: 80-110 C° 125 – 2000 kWth $17 \frac{m^3}{h}$	Wasser, Dampf, Thermoöl	Wasser In: 20 – 40 C° Out: 30 – 50 C° 100 – 1600 kWth $14 \frac{m^3}{h}$	3
Rank®	Rank® Micro	1 – 2,5	In: 90-120 C° Out: 80-110 C° 20 – 45 kWth $3 \frac{m^3}{h}$	Wasser, Wasser unter Druck, Dampf oder Thermoöl	Wasser In: 20 – 40 C° Out: 30 – 50 C° 15 - 40 kWth $2 \frac{m^3}{h}$	4

2.4 ETES - Electro-thermal energy storage

Ein System, welches im Lademodus überschüssige Energie in Wärmeenergie speichert und im Entlademodus elektrische Energie produziert, ist das von der ABB Research Ltd. entwickelte ETES-System (Hemrle et al. 2012).

2.4.1 Aufbau

Teil des Systems sind zwei Wärmetauscher (Nummer 11 und 21 in Abbildung 5). Innerhalb Anordnung 1 (Abbildung 5) befindet sich das System für die Wärmespeicherung. Es enthält einen Gegenstromwärmetauscher (11) und zwei Wärmespeichertanks (121 und 122). In Anordnung 2 befindet sich der Wärmetauscher für den Kältespeicher (21), sowie der Kältespeicher (223). Im Lademodus wird Energie verbraucht, um mittels eines thermodynamischen Kreisprozesses Wärmeenergie im Speichersystem 1 einzuspeisen, gleichzeitig wird im Speichersystem 2 Wärme entzogen und der Kältespeicher somit geladen. Der Kreisprozess funktioniert mittels eines Arbeitsfluids, welches durch Komprimierung einen Temperaturanstieg vollzieht, Wärme über einen Wärmetauscher abgibt und anschließend durch Expansion an Temperatur verliert. Das Arbeitsfluid mit geringer Temperatur entzieht dem Kältespeicher (Speicher 223) Wärme, bis es anschließend wieder komprimiert wird und somit den Kreislauf nochmals durchläuft. Im Lademodus durchläuft das Arbeitsfluid 2 Verdichter (322` und 321`), um dieses auf

³ Rank ORC LT.

⁴ Rank ORC MICRO.

den gewünschten Druck und Eintrittstemperatur für den Wärmetauscher (11) des Wärmespeichers bringen. Nach Verlassen des Wärmetauschers wird der Druck des Fluids durch das Durchlaufen einer Drossel (31') weiter gesenkt.

Im Entlademodus zirkuliert das Arbeitsfluid wiederum in die entgegengesetzte Richtung durch die Wärmetauscher. Dabei wird mithilfe der in Reihe geschalteten Turbinen (312 und 322) Strom gewonnen. Das zuvor vom Wärmetauscher (11) erhitzte Arbeitsfluid expandiert während des Turbinendurchlaufs. Zwischen den Turbinen befindet sich ein Zwischenkühler (33).

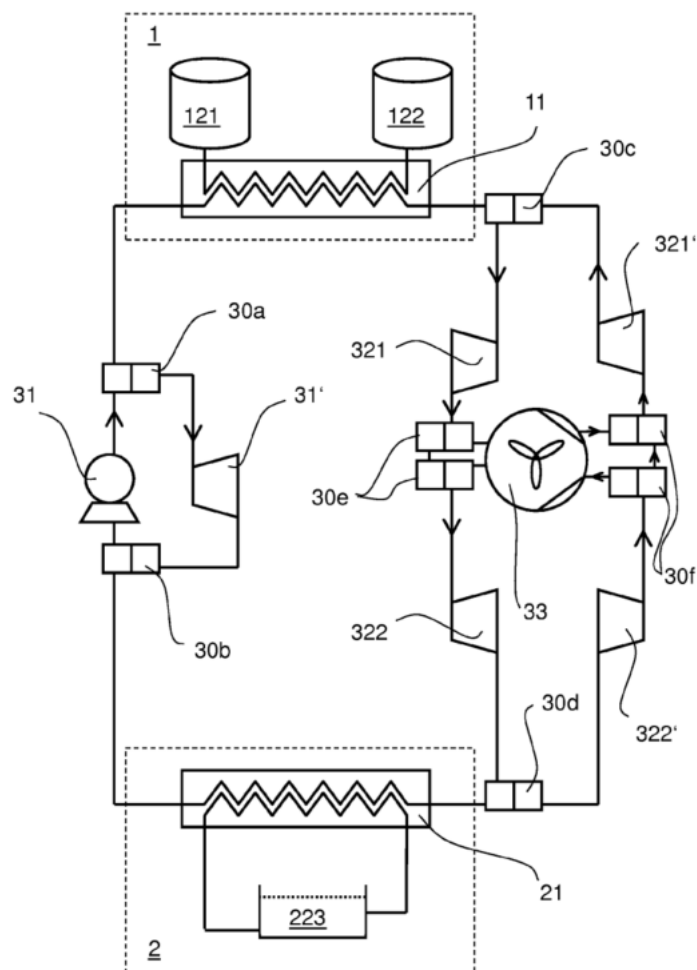


Abbildung 5: vereinfachte schematische Darstellung des ETES – Systems in Anlehnung an Hemrle et al. 2012, S. 1

2.4.2 Der thermodynamische Kreislauf

Im oberen T-s- Diagramm in Abbildung 6 ist der thermodynamische Kreislauf des Lademodus dargestellt. Am Punkt c40 tritt das Arbeitsfluid in den Wärmetauscher des

Kältespeichers ein, wo es Wärmeenergie aus dem Kältespeicher aufnimmt und auf der Isobaren zu einer Erhöhung der Entropie führt. Am Punkt c12 tritt das Fluid in einen Niederdruckverdichter, ab c12 in einen Hochdruckverdichter ein. Dabei wird das Arbeitsfluid auf einen Druck von maximal 14 MPa verdichtet. Das adiabatisch auf einen höheren Druck und eine höhere Temperatur gebrachte Arbeitsfluid tritt ab Punkt c20 in den Wärmetauscher des Wärmespeichers ein, gibt Wärme im Wärmetauscher ab und wird auf ca. 10 °C abgekühlt. Ab Punkt c30 tritt das Fluid in eine Arbeitsrückgewinnungs-Drossel bzw. -Turbine (work recovering expander) ein, wo es annähernd isentrop expandiert, bis es wieder am Punkt c40 angekommen ist.

Im unteren T-s- Diagramm ist der thermodynamische Kreislauf des Entlademodus dargestellt. Am Punkt d20 tritt das Arbeitsfluid in den Wärmetauscher des Kältespeichers ein und gibt Wärme ab. Dabei schmilzt das Speichermedium im latenten Wärmespeicher. Ab Punkt d30 wird das Arbeitsfluid mittels einer Arbeitspumpe auf 14 MPa verdichtet. Ab d40 tritt das Fluid in den Wärmetauscher des Heißspeichers ein. Hier wird es isobar auf etwa 120 °C erhitzt. Bei d10 tritt das Arbeitsfluid in eine Hochdruckturbine ein, wo es expandiert und auf etwa 45 °C abkühlt. Durch einen Luftkühler wird das Fluid weiter auf etwa 35 °C gekühlt, womit es annähernd einen Druck von 6 MPa erreicht. Ab Punkt d14 tritt das Arbeitsfluid in eine Niederdruckturbine ein und expandiert, bis es an der Sattdampfkurve wieder in den Wärmetauscher des Kältespeichers eintritt.

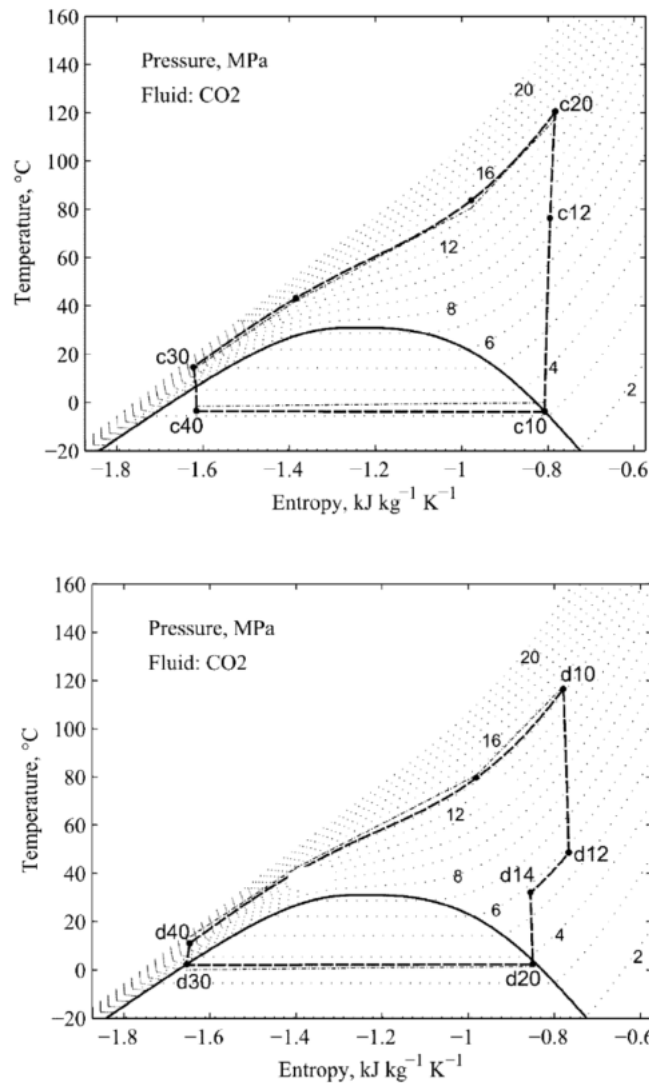


Abbildung 6: Thermodynamischer Kreislauf ETES; oben Lademodus, unten Entlademodus. In Anlehnung an Hemrle et al. 2012, S. 12

Kälte-/Wärmespeicher und Arbeitsfluid:

Als Arbeitsfluid wird vorzugsweise CO₂ verwendet. Ebenso könnte auch Ammoniak (NH₃) oder ein organisches Fluid (z.B. Methan, Propan oder Butan) oder ein Kältemittel (z.B. R134a oder R245fa) als Arbeitsfluid eingesetzt werden (Hemrle et al. 2012, S. 3).

Das Medium im Kältespeicher soll sich vorzugsweise verfestigen und die Kälte in latenter Form speichern, die im Entlademodus als Energie wieder freigesetzt werden kann. Bevorzugt soll diese Kältespeicheranordnung, wie in der Patentschrift WO2012168472A3 (Jaroslav et al. 2012) beschrieben, aussehen. Dieser Verdunstungseisspeicher (Abbildung 7) umfasst einen Wärmetauscher (14), einen Eis-

Wassergemisch-Tank (2), eine Vakuumverdampfungskammer (28) und einen Eiswasserwärmetauscher. Alternativ können andere bekannte Eisspeicher-Systeme oder Ice-Coils verwendet werden (Jaroslav et al. 2012).

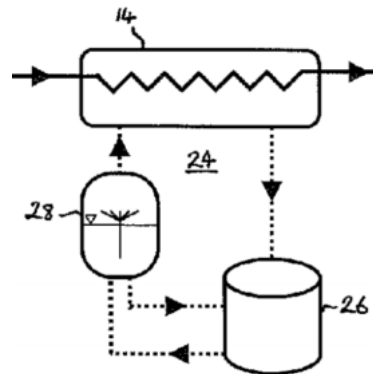


Abbildung 7: Kältespeicheranordnung Patentschrift EP11169311

Die Heißspeicheranordnung besteht aus 2 Heißspeichern, wobei das Speichermedium durch einen Wärmetauscher vom einen in den anderen Heißspeicher fließt. Dies kann zum Beispiel durch den Einfluss einer Pumpe geschehen. Vorzugsweise wird als Speichermedium hierfür Wasser verwendet (Hemrle et al. 2012, S. 4).

3 Auswahl geeigneter Kreisprozesse

Je nach Anwendung können heute verschiedene Kreisprozesse zum Einsatz kommen. Alle Kreisprozesse lassen sich in links- und rechtsläufige Prozesse einteilen. Rechtsläufige Kreisprozesse stellen dabei Kraftmaschinen dar, wie etwa Dampfkraftwerke oder Verbrennungsmotoren. Linksläufige Kreisprozesse sind Arbeitsmaschinen, z. B. Wärmepumpen. Es werden an dieser Stelle daher bereits Begriffe für Komponenten verwendet, wie sie später zur Anwendung kommen sollen, wie beispielsweise der Eisspeicher als Wärmequelle oder Senke.

Im Folgenden sollen verschiedene rechts- und linksläufige Prozesse betrachtet werden. Ziel ist es, Prozesse zu bestimmen, die sich für den Lade- und Entlademodus eines Systems zur Speicherung von Wärme bzw. deren Umwandlung in elektrische Energie eignen.

3.1 Der Clausius-Rankine-Prozess

Beim Clausius-Rankine-Prozess handelt es sich um einen rechtsläufigen Kreisprozess, der häufig in Dampfkraftwerken zum Einsatz kommt. Er besteht in seiner Grundaufführung (siehe Abbildung 8) aus zwei Wärmetauschern, einem Verdichter und einer Turbine. Da der Entlademodus, wenn das Nassdampfgebiet des Kältemittels mitgenutzt wird, gewissermaßen einem kleinen Dampfkraftwerk ähnelt, scheint der Clausius-Rankine-Prozess für diese Anwendung geeignet zu sein. Das Arbeitsfluid wird zunächst im Verdichter (1-2 in Abbildung 8) auf einen höheren Druck und eine leicht höhere Temperatur gebracht. Im Vergleich zum Lademodus, muss in diesem Schritt weniger Energie aufgewendet werden. Anschließend wird das Fluid verdampft und überhitzt (2-5), bevor der aufgebaute Druck durch die Turbine (5-6) in Arbeit bzw. über einen angeschlossenen Generator in elektrische Energie umgewandelt wird. Bevor sich der Kreislauf schließt, wird das Kältemittel über einen Kondensator (6-1, Eisspeicher) abgekühlt und verflüssigt.

η_{th} - Clausius-Rankine-Prozess

$$\eta_{th} = 1 - \frac{h_6 - h_1}{h_5 - h_2} \quad [-]$$

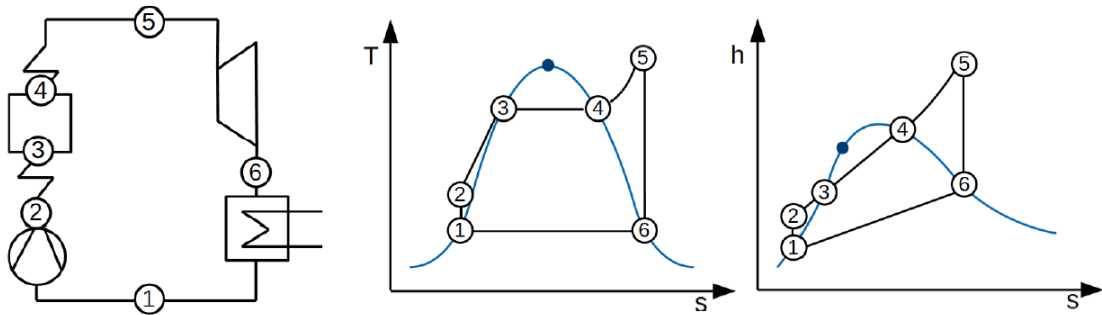


Abbildung 8: Clausius-Rankine-Prozess im T,s- und h,s-Diagramm (Stein, FT-9)

3.2 Der Plank-Prozess

Der Plank-Prozess, welcher manchmal auch als linksläufiger Clausius-Rankine-Prozess bezeichnet wird, kommt meist in Kältschränken oder Wärmepumpen zum Einsatz. Im Aufbau ähnelt er dem rechtsläufigen Clausius-Rankine-Prozess (siehe Abbildung 9). Statt einer Turbine wird jedoch eine Drossel zu Expansion des Arbeitsfluids verwendet. Nachteil hierbei ist, dass keine Arbeit gewonnen wird. Da dieser Prozessschritt (1-2) jedoch im Nassdampf stattfindet, umgeht man durch die Verwendung einer Drossel ein erhöhtes Korrosionsrisiko der Turbine. Da der Plank-Prozess eine Wärmepumpe bzw. eine Kältemaschine beschreibt, ist es naheliegend, dass dieser sich gut für den Lademodus eignet. Der einzige Unterschied zu einer herkömmlichen Kältemaschine wird dabei sein, dass die abgegebene Wärme gespeichert wird.

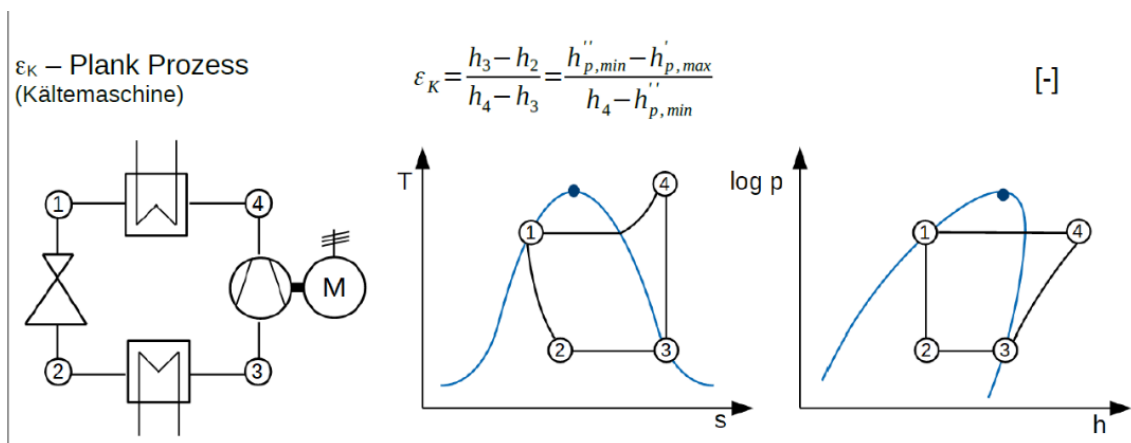


Abbildung 9: Plank-Prozess im T,s- und p,h-Diagramm (Stein, FT-9)

3.3 Der Joule-Brayton-Prozess

Der Joule-Brayton-Prozess (Abbildung 10) wird vorwiegend in Gasturbinen angewendet und besteht in seiner Grundform aus zwei Wärmetauschern, einem Verdichter und einer Turbine. Bei der Anwendung in einer Gasturbine handelt es sich bei dem Wärmetauscher auf der heißen Seite um eine Brennkammer, in der das Gas erhitzt wird. Sollte der Prozess nur im überhitzten Bereich des Phasendiagramms ablaufen, ist der Prozess geeignet, um den Entlademodus zu beschreiben. Statt wie bei der Gasturbine den Druck und Temperaturanstieg durch ein Entzünden des Gases zu erreichen, wird bei der Verwendung eines Kältemittels dieses mittels des zuvor geladenen Wärmespeichers erhitzt. Der Wirkungsgrad kann über eine mehrstufige Verdichtung mit Zwischenkühlungen und damit verringerter Verdichterarbeit noch erhöht werden.

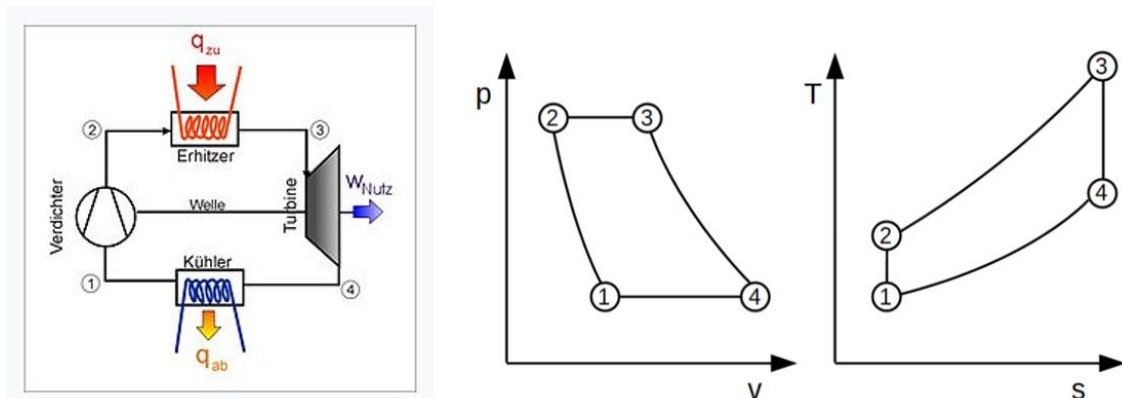


Abbildung 10: Der Joule-Brayton-Prozess im p,v - und T,s -Diagramm. In Anlehnung an (Wikipedia 2006; Stein, FT-8)

3.4 Linksläufiger Joule-Brayton-Prozess

Der Joule-Brayton-Prozess kommt in seiner linksläufigen Ausführung beispielsweise in Kaltluftmaschinen bzw. Wärmepumpen zur Anwendung. Nach dem Verdichter (1-2, Abbildung 11) wird die Wärme vom Kältemittel an die Wärmespeicher oder -verbraucher abgegeben. Anschließend (2-3) wird durch eine Drossel (im überhitzten Bereich durch eine Turbine) expandiert, bevor dem Kältemittel wieder Energie aus dem Eisspeicher sowie dem Raum zugeführt wird (4-1) und der Kreislauf von vorn beginnt. Sollte die Temperatur des Fluids, nachdem es den Raum-Wärmetauscher passiert hat (4b), geringer sein als die Temperatur nach dem Wärmetauscher am Wärmespeicher (2b), so könnte der Prozess auch in seiner verbesserten Form zum Einsatz kommen.

Hierbei wird über einen Zwischenwärmetauscher die Restwärme an den eben genannten Punkten (2b und 4b) getauscht. So kann die Verdichterarbeit verringert und der Wirkungsgrad erhöht werden. Der Prozess eignet sich insgesamt gut für den Lademodus.

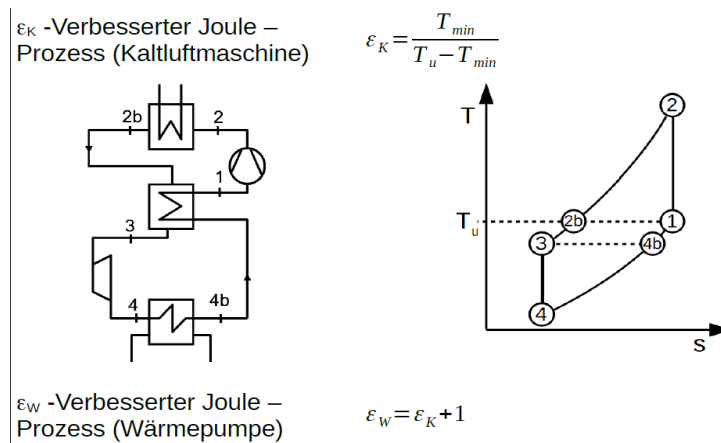


Abbildung 11: Verbesserter Joule-Prozess im T,s-Diagramm (Stein, FT-8)

3.5 Organic-Rankine-Cycle

Der Organic-Rankine-Cycle (ORC) ähnelt in seinem Aufbau stark dem Clausius-Rankine-Cycle. Der Unterschied ist, dass statt Wasser ein organische Arbeitsmedium, zu denen auch Kältemittel zählen, verwendet werden. Ein Vorteil gegenüber dem Clausius-Rankine-Prozess ist, dass durch die Nutzung eines Kältemittels die erforderlichen Drücke wesentlich geringer sein können, als dies bei der Verwendung von Wasserdampf der Fall ist. Dadurch sinken auch die Anforderungen an die verwendeten Komponenten. Zudem erlauben die unterschiedlichen Siedepunkte der Kältemittel mehr Freiheit bei der Auslegung von Prozessen. Wie beim linksläufigen Joule-Brayton-Prozess kann im ORC durch Rekuperation, die Energierückgewinnung genutzt werden (siehe Abbildung 12). Bevor das Kältemittel über den Wärmespeicher erhitzt wird (3-4), findet, unter Verwendung eines Zwischenwärmetauschers, eine Vorwärmung durch die Restwärme statt, die nach der Turbine vorhanden ist (2-3 bzw. 5-6).

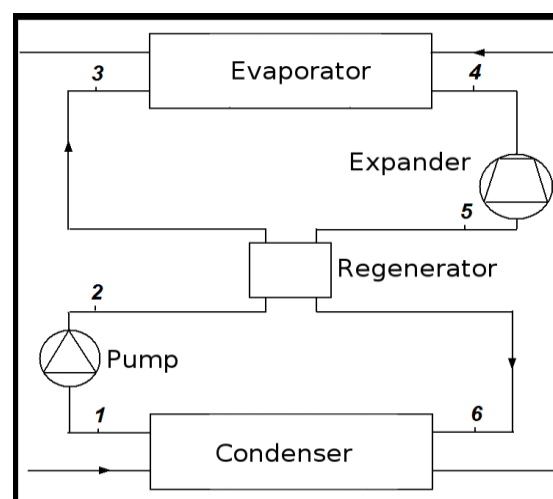


Abbildung 12: Schema des Organic-Rankine-Cycles (Wikipedia 2007)

4 Auswahl geeigneter Kältemittel

Die Aufgabe aller Kältemittel in Kälteanlagen und Wärmepumpen ist es, „Wärme von einem niedrigeren Temperaturniveau [...] zu einem höheren [...] zu transportieren“ (Veith 2022, S. 285). Schon im 19. Jahrhundert wurden Kältemittel zum Bau der ersten Kältemaschinen verwendet. Über die Jahre kamen stetig neue Fluide auf den Markt, sodass die heutige Auswahl gigantische Ausmaße aufweist. Aufgrund von sicherheitstechnischen- sowie Umweltkriterien bestehen heute allerdings allerlei Einschränkungen, was die zulässige Nutzung angeht. Im Folgenden soll zunächst auf Allgemeinheiten der Kältemittel eingegangen werden. Anschließend werden die Anforderungen, welche an die Kältemittel gestellt werden müssen, erläutert, bevor eine Auswahl an Kältemitteln getroffen wird, die für das vorliegende Problem als geeignet erscheinen. Die erläuterten Grundlagen richten sich zu Großteil nach dem Werk von (Veith 2022).

4.1 Allgemeines

Alle Kältemittel werden in zwei Gruppen unterschieden. Die erste Gruppe bilden die anorganischen Kältemittel, auch natürliche Kältemittel genannt, welche unverändert aus der Natur entnommen werden können, wie beispielsweise Wasser, Ammoniak oder Erdgase. Die zweite Gruppe besteht aus den organischen Kältemitteln, welche aus chemischen, kohlenstoffhaltigen Verbindungen bestehen. Zu den wichtigsten organischen Kältemitteln gehören aus Methan oder Ethan hergestellte Halogen-Verbindungen. Bei Halogenen handelt es sich zum Beispiel um Fluor und Chlor. Halogenierte Kältemittel erkennt man an Bezeichnungen wie FCKW, HFCKW oder FKW. Zu den nicht-halogenierten Kältemitteln der organischen Gruppe gehören Kohlenwasserstoffe wie Methan, Ethan und Propan. In Abbildung 13 sind einige wichtige Kältemittel der verschiedenen Gruppen aufgeführt. Die Bezeichnung „R“ steht dabei für das englische „Refrigerant“, die nachfolgenden Ziffern ergeben sich aus der chemischen Struktur des Stoffs. Kältemittelgemische erkennt man an den 400er- und 500er-Gruppen, während anorganische Kältemittel zu der 700er-Gruppe gehören.

Die Sicherheit eines Kältemittels wird zusätzlich mit einem Kürzel angegeben, das meist aus einem Buchstaben und einer Ziffer besteht. Der Buchstabe „A“ steht dabei für eine geringe Giftigkeit und „B“ für eine hohe Giftigkeit. Mit den Ziffern 1 bis 3 wird

die Brennbarkeit angegeben, von „keine Flammenausbreitung“ bis „große Brennbarkeit“. Ein Kältemittel mit der Bezeichnung A1 weist damit den höchsten Sicherheitsstandard auf, eines, das mit B3 ausgewiesen wird, den niedrigsten.

Viele Kältemittel weisen einen hohen Beitrag zum Ozonabbau und/oder tragen zum Treibhauseffekt bei. Besonders die FCKW-Kältemittel besitzen ein großes Ozonabbau-potenzial. Wie groß dieses ist, wird allgemein mit dem ODP-Wert angegeben. ODP steht für „Ozone Depletion Potential“. Wie stark sich ein Kältemittel auf die Erderwärmung auswirkt, wird mit dem GWP-Wert („Global Warming Potential“) ausgewiesen. Ein GWP-Wert von 1 entspricht dabei dem Treibhauspotential, welches 1 kg CO₂ innerhalb eines bestimmten Zeitraums (z. B. 100 Jahren bei GWP100) verursacht. Heute ist der Einsatz von Kältemitteln mit einem GWP von über 2500 bei einer Füllmenge von über 40 Tonnen verboten (Veith 2022, S. 302). Low-GWP Kältemittel werden daher immer gefragter.

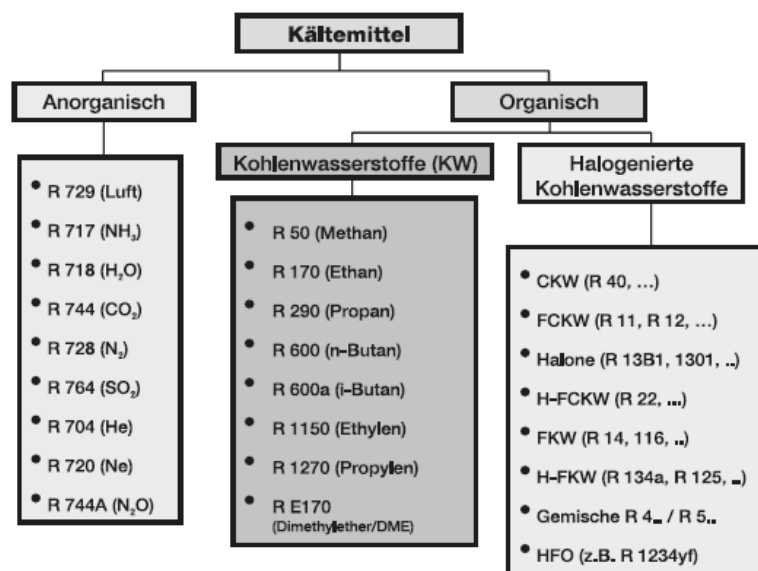


Abbildung 13: Beispiele für Kältemittel und deren Einteilung (Veith 2022, S. 289)

4.2 Anforderungen

Nach Veith (Veith 2022, S. 287) sollten Kältemittel heutzutage folgendes Anforderungsprofil erfüllen:

- chlor- und bromfrei, d. h. kein Ozonabbaupotenzial
- verminderte atmosphärische Lebensdauer und reduzierte Treibhauswirksamkeit

- Entsorgung bzw. Recycling möglich
- Nicht brennbar
- toxikologische Unbedenklichkeit
- passende physikalische und thermodynamische Eigenschaften
- günstiger Dampfdruckverlauf
- gute Werkstoffverträglichkeit
- chemische und thermische Stabilität
- Mischbarkeit mit Kältemaschinenölen
- Wirtschaftlichkeit in der Anwendung (geringer Energiebedarf!)

Neben diesen „allgemeinen“ Voraussetzungen sollten die, für das vorliegende Problem in Betracht kommenden Kältemittel jedoch noch weitere individuelle Anforderungen erfüllen, die je nach Prozessphase unterschiedlich sein können. Im Lademodus soll mit dem ausgewählten Kältemittel eine Temperatur von über 100 °C erreicht werden können, während die Druckdifferenzen möglichst klein bleiben sollen, um die Verluste im Verdichter zu minimieren. Im Entlademodus sind dagegen große Enthalpie- und damit Druckdifferenzen vorteilhaft, um die Turbinenleistung bzw. -arbeit zu erhöhen. Soll der Prozess im überkritischen Bereich gefahren werden, kann es von Vorteil sein, wenn der kritische Druck und die kritische Temperatur niedrig sind. Andersherum ist bei unterkritischen Prozessen ein hoher kritischer Punkt wichtig, damit die erforderlichen Drücke und Temperaturen erreicht werden können. Besteht das Ziel zudem darin, den Prozess vollkommen im überhitzten Bereich zu fahren, darf die Nassdampfkurve des Kältemittels nicht zu sehr geneigt sein (trockene Fluide), da ansonsten die Gefahr besteht, während des Verdichtens ins Nassdampfgebiet zu geraten. Die Effizienz einer Kältemaschine wird im Allgemeinen an dem COP-Wert, dem „Coefficient Of Performance“ oder auch Leistungszahl genannt, gemessen. Dieser setzt sich aus dem Verhältnis von erzeugter Wärme- bzw. Kälteleistung zur eingebrachten elektrischen Leistung. Je größer der Temperaturhub, also die Temperaturdifferenz vor und nach dem Verdichter, desto kleiner wird der COP. Da das Kältemittel in der geplanten Anwendung von Raumtemperatur auf über 100 °C verdichtet werden soll, ist ein kleinerer COP-Wert zu erwarten als bei herkömmlichen Wärmepumpenanwendungen.

4.3 Auswahl und Bewertung geeigneter Kältemittel

Anhand der in Abschnitt 4.2 aufgeführten Anforderungen, sollen im Folgenden Kältemittel ausgewählt werden, welche für die gewünschte Anwendung infrage kommen. In Anbetracht des Arbeitsaufwandes wäre eine genaue Sichtung und Einordnung aller in Frage kommenden Kältemittel unverhältnismäßig. Daher beschränkt sich die nachfolgende Bewertung auf die, für die gewünschte bzw. für ähnliche Anwendung gängigsten Kältemittel (Vgl. Arpagaus 2019). Alle Kältemittel, welche für die Bewertung in Betracht gezogen werden, sind in Anhang A (Übersicht aller betrachteter Kältemittel) aufgeführt. Bei der Bewertung wird zunächst davon ausgegangen, dass Verdichtung und Expansion isentrop und die Wärmeaufnahme sowie -abgabe isobar verlaufen. Es wird wie folgt vorgegangen: Zunächst werden die Steigungen der Isentropen im p-h-Diagramm des jeweiligen Kältemittels betrachtet. Für einen hohen Wirkungsgrad bzw. eine hohe Leistungszahl sollte die Isentrope entlang des Verdichtungsvorgangs möglichst steil sein (möglichst der Isenthalpen entsprechen), im Abschnitt der Expansion in der Turbine sollte die isentrope dagegen möglichst flach verlaufen, da ein großer Enthalpie-Abschnitt bedeutet, dass in der Turbine viel Arbeit verrichtet wird. Da bei beinahe allen Kältemitteln im flüssigen Bereich die Isentropen in etwa den Isenthalpen entsprechen, wird verstärkt auf den überhitzten Bereich geachtet. So wird bewertet, ob ein Prozess, der rein in diesem Bereich abläuft als sinnvoll erachtet werden kann, wie in Abbildung 14 exemplarisch gezeigt wird. Dort ist für das Kältemittel R1234yf ein Entlademodus nach dem Joule-Brayton-Prozess skizziert. Von Punkt 1 nach 2 findet eine isentrope Verdichtung statt. Δh_{12} gibt die Enthalpiedifferenz bzw. die Arbeit an, die in diesem Schritt aufgewendet wird. Analog handelt es sich bei Δh_{34} um die Arbeit, welche bei der isentropen Expansion in der Turbine von Punkt 3 nach 4 gewonnen wird. Es ist zu erkennen, dass $\Delta h_{34} > \Delta h_{12}$. In diesem idealen Fall ist die Verdichterarbeit kleiner als die Turbinenarbeit. Auch wenn der Energiegewinn, besonders nach Berücksichtigung der Verluste, vermutlich nur recht klein ist, wäre der Prozess im überhitzten Bereich mit dem Kältemittel R1234yf zumindest in der Theorie möglich. Wie hier im Beispiel gezeigt, wird auch mit den restlichen Kältemitteln verfahren, die in Anhang A (Übersicht aller betrachteter Kältemittel) aufgeführt sind. Je nach Ergebnis werden die Kältemittel in der entsprechenden Kategorie mit „Gut“, „Mittel“ oder „Schlecht“ bewertet. Die Untersuchung auf die Steigungen der Isentropen im überhitzten Bereich zeigt, dass das Verhalten des Kältemittels im gezeigten Beispiel die Ausnahme bildet und die Bilanz

bei den meisten anderen Fluiden noch schlechter ausfällt und schon bei idealer Betrachtung klar wird, dass sich ein solcher Prozess nicht lohnt. Statt ausschließlich die Isentropen im überhitzten Bereich zu betrachten, soll der Fokus daher auf der Verdichtung im flüssigen Bereich bzw. im Nassdampfbereich liegen, wie dies in Abbildung 15 am Beispiel des Kältemittels R717 von Punkt 1 nach 2 zu sehen ist. Sollte sich bei einzelnen Kältemitteln doch ein Prozess anbieten, der rein im überhitzten Bereich verläuft, wird dies gesondert notiert.

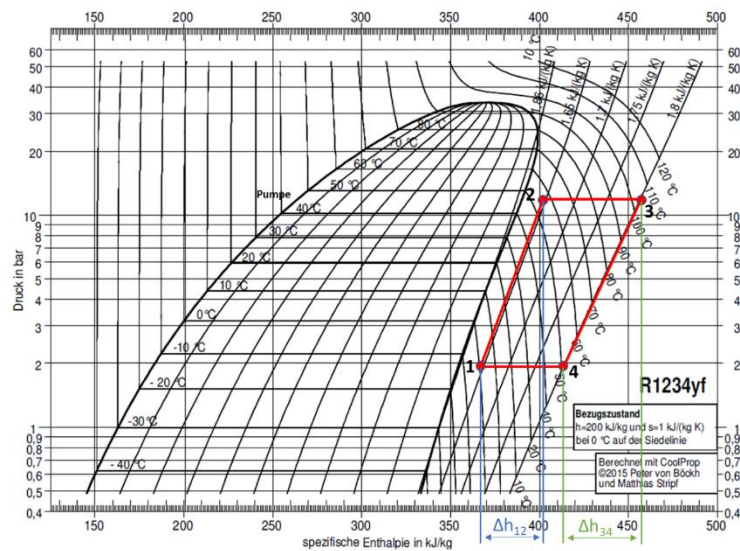


Abbildung 14: Joule-Prozess im Überhitzten Bereich am Beispiel von R1234yf

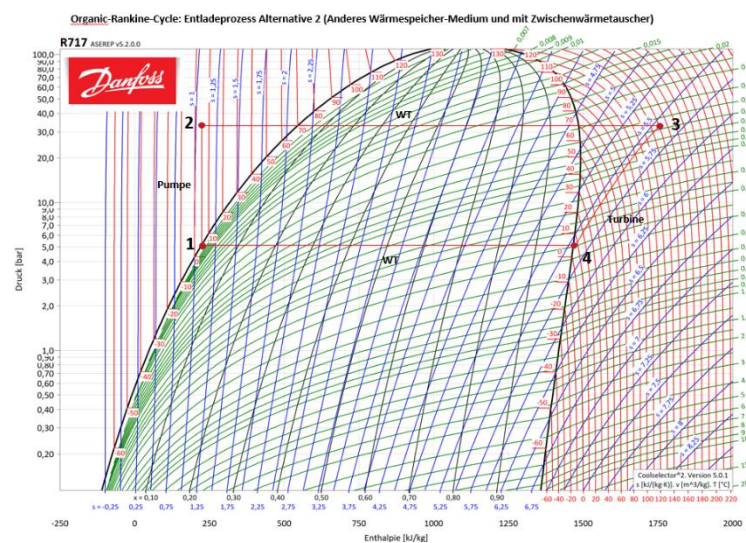


Abbildung 15: Joule-Prozess unter Mitnutzung des Nassdampfgebietes am Beispiel von R717

Als nächstes Kriterium werden die Temperaturen und Drücke der Kältemittel bewertet und betrachtet, ob diese den gewünschten Arbeitsbereich aufweisen. Bei Beachtung

möglicher Materialgrenzen und des Wartungsaufwands liegt der Arbeitsbereich grob zwischen 0 bar und 80 bar sowie zwischen -20 °C und 150 °C. Idealerweise sollten diese Grenzen nicht ausgereizt werden und der Arbeitsbereich liegt innerhalb eines niedrigeren Druckbereichs. Die Kombination von Druck und Temperatur des gewählten Fluids sollte sich idealerweise so einstellen, dass es im Prozess nicht zu großen Unter- bzw. Überdrücken kommt und die Anlage im ausgeschalteten Zustand nicht zusätzlich mit Druck bzw. Temperatur beaufschlagt werden muss, um die Sicherheit der Anlage zu gewährleisten. Insgesamt sollte es mit dem Fluid möglich sein, den Prozess innerhalb sinnvoller Parametergrenzen, wie diese oben genannt sind, zu fahren. Um die Fluide auszuwählen, bei denen dies der Fall ist, werden jeweils deren Nassdampfkurven gesichtet. Um diesen Prozess effizient zu gestalten, werden nach der Sichtung der Phasendiagramme für gut befundene Fluide mit „Gut“, „Mittel“ oder „Schlecht“ bewertet. Zudem wird exemplarisch ein Druck-Temperatur-Paar angegeben, um eine grobe Übersicht zu schaffen, in welchen Größenordnungen sich die einzelnen Fluide bezüglich des Druckes und der Temperatur bewegen. Zusätzlich wird die Form des Nassdampfgebietes begutachtet und kommentiert, sollte diese auffällig sein und beispielsweise eine überhängende Form (Trockenes Fluid) aufweisen (mögliche Schwierigkeiten mit Nassdampfgebiet beim Verdichtungsprozess).

Weiterhin werden die Sicherheitsklasse sowie das GWP der Kältemittel notiert, sollten Angaben dazu verfügbar sein. Fehlende Angaben werden mit „k.A.“ (keine Angabe) gekennzeichnet.

Um die Auswahl einzugrenzen, werden diejenigen Kältemittel aussortiert, welche sich nach der vorangegangenen Bewertung als ungeeignet erwiesen haben (In Anhang A grau hinterlegt). Dazu gehören alle Kältemittel, die in einer Kategorie mit „Mittel“ oder „Schlecht“ bewertet werden, eine zu geringe Sicherheitsklasse aufweisen oder mit einem GWP von über 150 als zu klimaschädlich eingestuft werden. Zudem werden die Kältemittel aussortiert, zu welchen nicht genügend Informationen, wie etwa Kennzahlen oder Phasendiagramme, verfügbar sind.

Von den verbleibenden Kältemitteln werden einige ausgewählt, deren Eignung für unterschiedliche Kreisprozesse konkreter überprüft werden soll. In die p,h-Diagramme der einzelnen Kältemittel werden per Hand Kreisprozesse eingetragen, wie sie ungefähr betrieben werden könnten. Anschließend wird bewertet, ob sich die Nutzung des jewei-

ligen Kältemittels in Zusammenhang mit dem entsprechenden Kreisprozess lohnt oder nicht. Dazu wird, wie schon bei der ersten groben Auswahl weiter oben, besonders auf die Enthalpiedifferenzen von Verdichter und Turbine geachtet, jeweils für den Lade- und den Entlademodus. Das Vorgehen soll nachfolgend am Beispiel des Kältemittels Ammoniak (R717) gezeigt werden. Abbildung 16 zeigt den Entlademodus für Ammoniak in einem idealen Organic-Rankine- bzw. Clausius-Rankine-Prozess. Da die isentrope Verdichtung (1-2) etwa entlang der Isenthalpen verläuft (in Software ausgelesen, da nicht im Diagramm sichtbar), beträgt die Enthalpiedifferenz für diesen Schritt beinahe 0 kJ/kg. Zwischen den Punkten vor und nach der Turbine (3-4) ergibt sich eine Enthalpiedifferenz von etwa 180 kJ/kg. Bei idealer Betrachtung wird in diesem Entladevorgang bei einem Energieeinsatz von nahe null eine beachtliche Menge an Arbeit aus der Turbine gewonnen. Abbildung 17 zeigt den Lademodus im Plank-Prozess. Zwischen den Punkten 1 und 2 kann eine Enthalpiedifferenz von ca. 190 kJ/kg abgelesen werden, was der aufzubringenden Arbeit für den Verdichtungsprozess entspricht. Bei der isenthalpen Drosselung von 3 nach 4 wird keine Arbeit umgesetzt, dafür kann in den Wärmeträgern (2 nach 3 bzw. 4 nach 1) viel Wärmeenergie an die Speicher übertragen, bzw. diesen entnommen werden. Anhand des eingezeichneten Prozesses in Abbildung 18 soll letztlich noch untersucht werden, ob es sinnvoll sein kann, den Lademodus im Joule-Prozess nur im überhitzten Bereich zu betreiben. Es ist zu erkennen, dass in Verdichter und Turbine in etwa die gleiche Menge an Arbeit verrichtet wird. In diesem idealen Prozess bedeutet dies, dass die Arbeit, welche im Verdichter benötigt wird, größtenteils aus der Turbine gewonnen werden könnte. Da jedoch nur sehr viel weniger Wärme getauscht werden kann als bei einer Mitnutzung des Nassdampfgebietes, wie in Abbildung 17 zu sehen ist, würde der Ladeprozess erheblich länger dauern. Zudem stellt sich die Frage, ob es technisch möglich bzw. wirtschaftlich sinnvoll ist, bei den vorherrschenden Parametern eine Turbine im Lademodus einzusetzen.

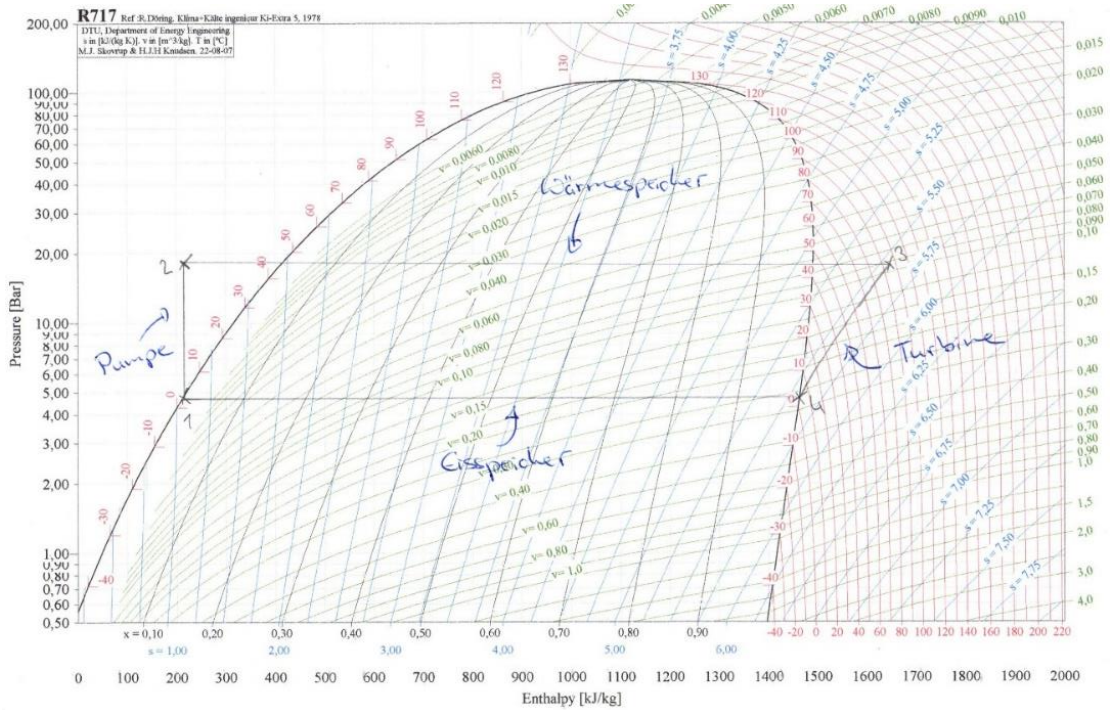


Abbildung 16: R717: Entlademodus im Organic-Rankine-Cycle

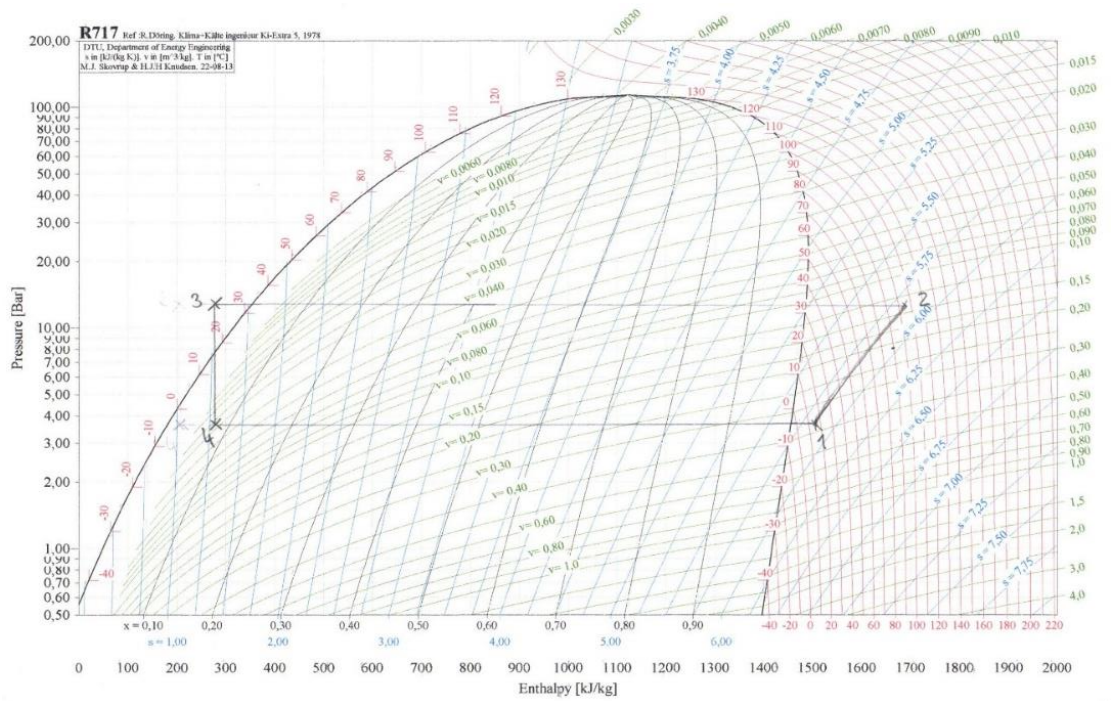


Abbildung 17: R717: Lademodus im Plank-Prozess

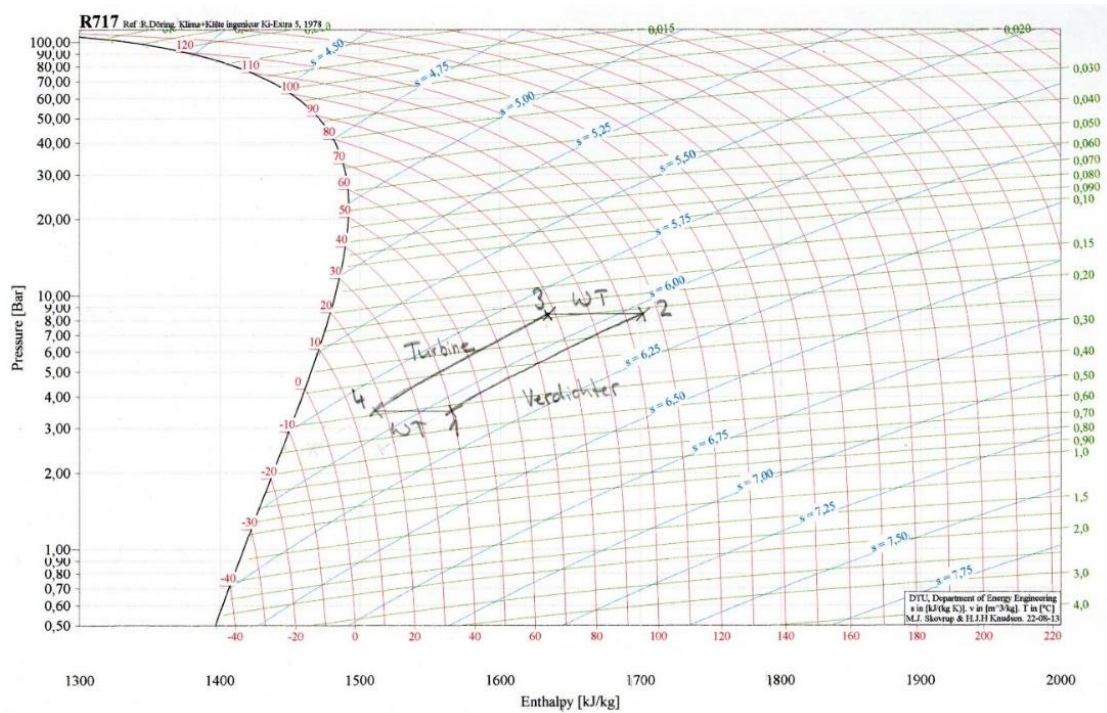


Abbildung 18: R717: Lademodus im Joule-Prozess

Bei Betrachtung der oben aufgeführten Ergebnisse, insbesondere in Bezug auf den Organic-Rankine-Cycle als Entlademodus und den Plank-Prozess als Lademodus, scheint es lohnend, Ammoniak als Kältemittel weiter in Betracht zu ziehen und für eine spätere Berechnung des Gesamtprozesses zu verwenden (siehe Abschnitt 7.1).

Wie eben gezeigt, wird analog mit den anderen, sich in der nähen Auswahl befindenden Kältemitteln verfahren. Die Enthalpiedifferenzen sowie die Druckdifferenz zwischen oberem und unterem Druckniveau werden in Tabelle 3 eingetragen. Es ergibt sich die daraus folgende Auswahl an Kältemitteln:

Tabelle 3: Für die Problematik geeignete Kältemittel

Ladeprozess					
Kältemittel	Prozess	Δh Verdichter [kJ/kg]	Δh Turbine / Drossel [kJ/kg]	h-Differenz Verdichter/ Turbine [kJ/kg]	Δp [bar]
R717 (Ammoniak)	Clausius-Rankine	190	0	190	10,5
R717 (Ammoniak)	Joule	166	-166	0	6
R744 (CO ₂)	Joule	70	-63	7	35
R744 (CO ₂)	Clausius-Rankine	33	0	33	125

R123	Joule	60	-60	0	3
Kältemittel	Prozess	Δh Verdichter [kJ/kg]	Δh Turbine / Drossel [kJ/kg]	h-Differenz Verdichter/Turbine [kJ/kg]	Δp [bar]
R134a	Joule	53	-50	3	25
R152a	Clausius-Rankine	75	0	75	16
R410A	Joule	75	-66	9	6
R450A	Joule	65	-57	8	18
Entladeprozess					
R717 (Ammoniak)	Joule	120	-133	-13	6
R717 (Ammoniak)	Clausius-Rankine	0	-180	-180	14
R744 (CO ₂)	Joule	24	-33	-9	10
R744 (CO ₂)	Clausius-Rankine	8	-60	-52	125
R1234yf	Joule	30	-35	-5	7
Kältemittel	Prozess	Δh Verdichter [kJ/kg]	Δh Turbine / Drossel [kJ/kg]	h-Differenz Verdichter/Turbine [kJ/kg]	Δp [bar]
R123	Joule	30	-29	1	k.A.
R152a	Clausius-Rankine / ORC	0	65	-65	20
R600	Joule	56	-60	-4	2,5
R410A	Clausius-Rankine / ORC	0	-34	-34	17
R450A	Clausius-Rankine / ORC	0	-35	-35	13

Aus der angelegten Tabelle werden nun die Kältemittel ausgewählt, welche für die Problematik am besten erscheinen und nachfolgend in den Berechnungen der Kreispro-

zesse verwendet werden sollen. Im Lademodus weisen die Prozesse idealerweise eine geringe Verdichterarbeit und ein kleines Druckniveau auf. Im Entlademodus sollte die Verdichterarbeit ebenfalls möglichst gering sein, während die Turbinenarbeit idealerweise, groß ausfällt. Zudem sollte die Druckdifferenz der Expansion angemessen groß für eine Turbine sein, wie sie später zur Anwendung kommen soll (ab ca. 7 bar). Tabelle 3 zeigt, dass die Kältemittel R744 (CO₂), R717 (Ammoniak) und R152a diese Kriterien am besten erfüllen. Die anderen, in der Tabelle nicht hinterlegten Kältemittel sollen zunächst nicht weiter in Betracht gezogen werden. Die Kältemittel R123 und R134a scheinen zwar gut für den Lademodus geeignet zu sein, sind im Endlademodus (Joule-Prozess) jedoch zu unergiebig bzw. es sind nicht genügend Information und Diagramme verfügbar, um deren Verhalten in anderen Kreisprozessen abzuschätzen, was für die späteren Rechnungen unerlässlich ist.

5 Schematische Darstellung des Kreislaufs

In diesem Abschnitt wird der schematische Aufbau der Kreisläufe mit den einzelnen Komponenten entwickelt sowie in vereinfachten Darstellungen erläutert.

Um den technischen Aufwand gering zu halten, werden der Lade- und Entlademodus als ganzheitliches System betrachtet und wenn möglich die gleichen Komponenten für die entsprechenden Betriebsarten verwendet. Dies setzt voraus, dass beide Betriebsmodi mit dem gleichen Kältemittel ablaufen. Um zwischen dem Lade- und Entlademodus umzuschalten, werden mit Ventilen die Wege umgestellt, auf denen sich das Arbeitsfluid bewegt.

Der bei allen Varianten gleichbleibende Grundaufbau und die Funktion der Komponenten ist anhand des übersichtlichen Schemas aus Abbildung 19 in Abschnitt 5.1 ersichtlich. Dieser Grundaufbau wird in Anlehnung an das ETES-System erstellt.

Das Arbeitsfluid durchläuft sowohl im Lade-, als auch im Entlademodus einen Wärmetauscher am Wärmespeicher („WT Wärmespeicher“ Abbildung 19) und einen zweiten Wärmetauscher, welcher Wärme mit dem Eisspeicher austauscht („WT Eisspeicher“). Im Hinblick auf eine statische Berechnung, aber auch in Bezug auf die Energieeffizienz scheint eine Heißspeicheranordnung aus 2 Heißspeichertanks, welche durch einen Gegenstromwärmetauscher „WT Wärmespeicher“ miteinander verbunden sind, als geeignet. Je nach Laufrichtung des Arbeitsfluids in Lade- oder Entlademodus fließt das Fluid der Heißspeicheranordnung somit in die entgegengesetzte Richtung des Arbeitsfluids durch den Wärmetauscher. Durch die Auswahl eines geeigneten Gegenstromwärmetauschers wird sichergestellt, dass sich das Heißspeichermedium im Lademodus stets der Temperatur des Arbeitsfluids nach der Kompression annähert und umgekehrt das Arbeitsfluid in etwa auf seine Ausgangstemperatur abkühlt. In dieser Arbeit wird mit einem Temperaturunterschied von 5 Kelvin für diese Annäherung gerechnet (siehe Abschnitt 7). Während des Entlademodus wird das Heißspeicherfluid, entgegen der Stromrichtung des Arbeitsfluids, zurück in den ersten der beiden Heißspeichertanks gepumpt und entsprechend abgekühlt, währenddessen wird das Arbeitsfluid erhitzt.

Das Kühlsystem zur Raumkühlung (siehe Abschnitt 1.2), gibt eine Wärmeleistung von 1,5 kW an einen Wärmetauscher „WT Kreislauf Raum“ ab, welcher die Schnittstelle für

die Wärmezufuhr (5 nach 1) nach der Enthalpie-Erhöhung (4 nach 5) durch den „WT Eisspeicher“ des thermodynamischen Kreislaufs im Lademodus bildet. Für die Expansion und somit für eine Temperatursenkung des Arbeitsfluids sorgt im Lademodus entweder eine Drossel (3 nach 4 in Abbildung 19) oder gegebenenfalls eine Turbine (siehe Abbildung 21).

Bei allen Anordnungen findet die Energierückgewinnung während des Entlademodus durch eine Turbine (3 nach 4) statt. Die Druckerhöhung beim Entlademodus wird mithilfe einer Pumpe (1 nach 2) erzwungen, vorausgesetzt das Arbeitsfluid befindet sich im flüssigen Zustand. Ansonsten kann hier ein Verdichter Anwendung finden.

5.1 Lade- und Entlademodus als ORC und linksläufiger Clausius-Rankine-Prozess

Abbildung 19 zeigt das Schaltbild für den Lademodus im linksläufigen Clausius-Rankine-Cycle und den Entlademodus im Organic-Rankine-Cycle. Nach diesem Prinzip folgen die in Abschnitt 7.1 vorgestellten Kreisläufe in mit dem Kältemittel R717 (Ammoniak), sowie die Rechnungen mit R152a.

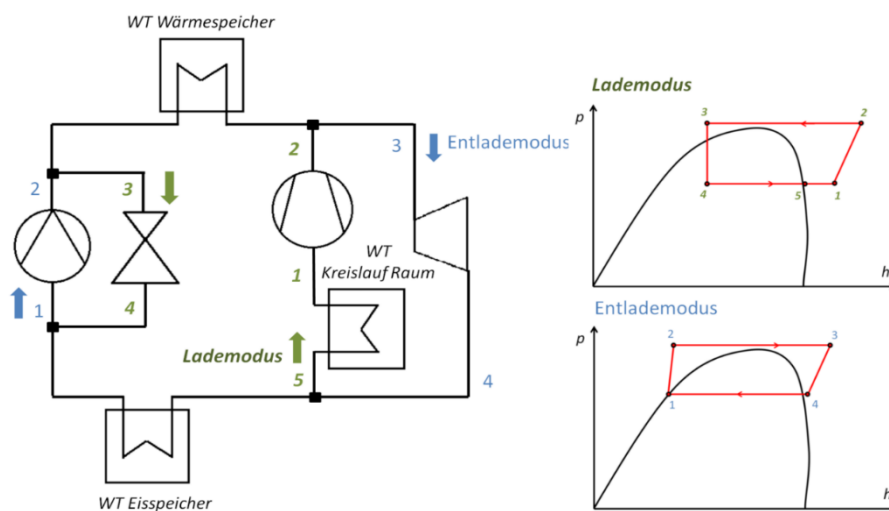


Abbildung 19: vereinfachte schematische Darstellung; Lade- und Entlademodus im Nassdampfgebiet als ORC und linksläufiger Clausius-Rankine-Prozess. Eigene Darstellung.

5.2 Lade- und Entlademodus als ORC und linksläufiger Clausius-Rankine-Prozess mit Zwischenwärmetauscher

In Abbildung 20 ist das Schaltbild für den Lademodus im linksläufigen Clausius-Rankine-Cycle und den Entlademodus im Organic-Rankine-Cycle, jeweils mit Zwischenwärmetauscher dargestellt. Nach diesem Prinzip erfolgt die spätere Berechnung mit dem Kältemittel R744 (CO₂) (siehe Kapitel 7.3.2). Eine Besonderheit bei einem Kreisprozess im Lademodus mit CO₂ ist, dass anstatt einer Drossel eine Turbine „trans-critical work-recovery expander“ für die Expansion von 3.1 nach 4 verwendet werden kann. Somit zeigt sich im Zustandsdiagramm keine isenthalpe-, sondern eine isentrope Änderung (Siehe Abbildung 49, 3.1 nach 4.T.)

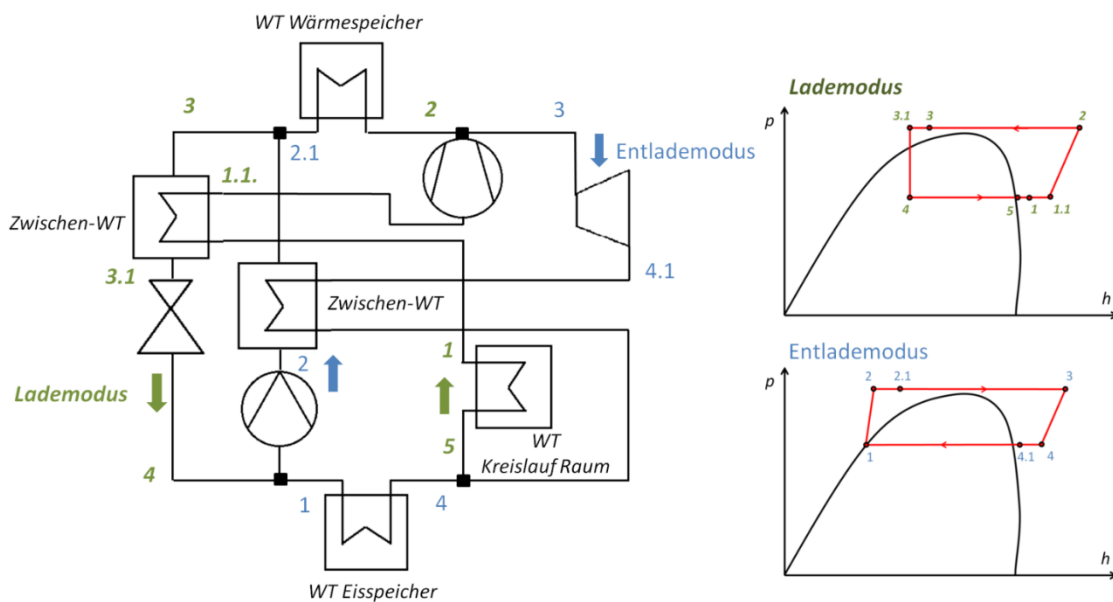


Abbildung 20: Vereinfachte schematische Darstellung; Lade- und Entlademodus im Nassdampfgebiet mit Zwischenwärmetauschern als ORC und linksläufiger Clausius-Rankine-Prozess. Eigene Darstellung.

5.3 Lade- und Entlademodus im ORC und Joule-Prozess

Um einen Lademodus durch einen Joule-Prozess und somit ausschließlich im überhitzten Bereich zu realisieren, wird zur Expansion des Arbeitsfluids ebenfalls eine Turbine anstatt einer Drossel (zwischen Zustand 3 und 4) verwendet. Die Rechnungen aus Abschnitt 7.3.2 basieren teilweise auf dem Aufbau des Schemas aus Abbildung 21. Auch

hier ist ein Zwischenwärmetauscher im Lademodus vor der Turbine, bzw. nach dem „WT Kreislauf Raum“ ähnlich Abbildung 20 denkbar, um geringere Maximaldrücke zu erreichen.

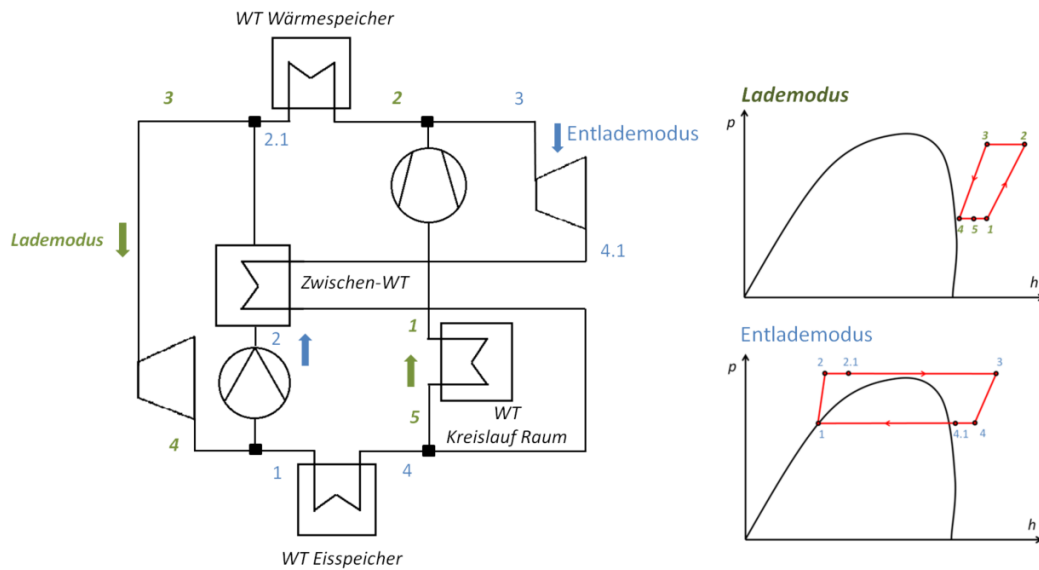


Abbildung 21: Vereinfachte schematische Darstellung; Lademodus im überhitzten Bereich im Joule-Prozess und Entlademodus als ORC. Eigene Darstellung.

6 Wärme- und Kältespeicher

Verschiedene Speichermedien werden für den Wärmespeicher untersucht. Anschließend kann beurteilt werden, welches das beste Medium für den jeweiligen Anwendungsfall ist. Es wird zwischen Wärmespeicherung mittels thermischer und chemischer Energie (Sorptionsspeicher) unterschieden. Bei der Speicherung von thermischer Energie gibt es zusätzlich zum sensiblen Speicher den Latent-Wärmespeicher, bei dem die abgegebene oder aufgenommene Wärme durch den Phasenübergang zustande kommt. Eine erste Übersicht der technischen Kenndaten von verschiedenen Wärmespeichertechnologien ist in Tabelle 4 zu sehen.

Tabelle 4: Techno-ökonomische Kenndaten von Wärmespeichertechnologien. Unverändert übernommen aus (Seitz et al. 2018)

	Einheit	Feststoff-speicher	Flüssig-speicher	Latent-wärme-speicher	Thermo-chemische Speicher
Spez. Energiespeicherdichte (abhg. vom Anwenderprozess)	kWh/m ³	70-150	70-200	~100	150-500
Spez. Leistungsdichte	kW/m ³	20-400	Keine Limitierung	15-80	-
Typ. realisierbare Speichergröße	MWh	1-1.000	500-5.000	0,1-500	-
Speicherwirkungsgrad	%	98	98	98	60-95
Verluste (% der Kapazität pro Tag)	%/d	2-4	2-4	2-4	0
Speicherdauer		Stunden bis Tage	Stunden bis Tage	Stunden bis Tage	Stunden bis Monate
Reaktionszeit		Minuten	Minuten	Minuten	Minuten
Lebensdauer (Zyklen)	-	>10.000	>10.000	>10.000	>10.000 (Sorption)
Lebensdauer (Jahre)	a	>20	>20	>20	-
Investition	€/kWh	15-40	20-50	40-80	-

Die wichtigsten Parameter zur Eignung eines Wärmespeichers für den jeweiligen Anwendungsfall sind (Doreen Brumme 2016):

- Nutzungsgrad (gibt an, wie viel Energie ein Wärmespeicher bewahrt/verliert)
- Energiespeicherdichte (Wärmekapazität)
- Belade- und Entladezeit
- Maximale Beschickungstemperatur (max. Temperatur des Speichers)
- die Zahl der ausführbaren Speicherzyklen

Wärmespeicher, unterschieden nach der Speicherdauer:

- Kurzfrist-Wärmespeicher (Tagesspeicher/ Stunden bis Tage)
- Saisonal-Wärmespeicher (Wochenspeicher)

Wärmespeicher, unterschieden nach dem Temperaturniveau:

- Niedertemperaturspeicher (bis ca. 100 °C)
- Hochtemperaturspeicher

Hochtemperaturspeicher sind Kurzzeitspeicher, die mit hohen Druck- und Temperaturwechseln zurecht kommen müssen. Temperaturen von 650 – 750 °C ermöglichen so beispielsweise eine Rückverstromung durch eine Dampfturbine.

6.1 Sensible Wärmespeicher

Bei sensiblen Wärmespeichern gilt der Zusammenhang zwischen der Temperaturdifferenz ($T_2 - T_1$) und der Wärmemenge Q folgendermaßen:

$$Q = m \cdot cp \cdot (T_2 - T_1)$$

Aus diesem Zusammenhang ist zu erkennen, dass die gespeicherte Wärmemenge neben der Masse m und der Temperaturdifferenz auch von der spezifischen Wärmekapazität cp des Speichermediums abhängt. Eine höhere spezifische Wärmekapazität bedeutet, dass der Speicher für die Speicherung der gleichen Wärmemenge kleiner umgesetzt werden kann (Lassacher et al. 2018, S. 14).

Verschiedene Speichermedien für latente Wärmespeicher mit den klassischen Anwendungsbereichen, Temperaturbereichen, Wärmekapazitäten und Dichte sind in Tabelle 5 aufgelistet.

Tabelle 5: Kenndaten sensibler Speicher. Unverändert übernommen aus Lassacher et al. 2018, S. 16

Medium	Temperaturbereich	Spezifische Wärmekapazität	Volumetrische Wärmekapazität	Dichte	Klassische Anwendungen
Einheit	°C	kJ/kg K	kJ/m³ K	kg/m³	
Wasser	0 – 100	4,19	4175	998	Brauchwasser, Heizungsanlagen
Sand, Kies, Gestein	0 – 800	0,71	1278 – 1420	1800 – 2000	Erdreich Wärmespeicher
Granit	0 – 800	0,75	2062	2750	Erdreich Wärmespeicher
Beton	0 – 500	0,88	1672 – 2074	1900 – 2300	Thermisch aktive Bauteile
Ziegelstein	0 – 1000	0,84	1176 – 1596	1400 – 1900	
Eisen	0 – 800	0,47	3655	7860	Speichermaterial bei solaren Speichern
Thermoöl	0 – 400	1,6 – 2,1	1360 – 1620	850 – 900	Solaranlagen mit Parabolrinnenkollektor
Kies-Wasser-Schüttung	0 – 100	1,32	2904	2200	Erdreich Wärmespeicher
Salzschmelze	150 – 450	1,3	1970 – 1725	2561 – 2243	Solarturmkraftwerke
Natrium	100 – 800	1,3	925 – 750	1203 – 975	Solarturmkraftwerke

Insgesamt haben sensible Wärmespeicher einen höheren technologischen Reifegrad gegenüber latenten- und thermochemischen Wärmespeichern (Lassacher et al. 2018, S. 15). Ein paar Speichermedien werden nun genauer beleuchtet, da sie aufgrund ihres Marktreifegrades und den hohen spezifischen Wärmekapazitäten in die engere Auswahl geraten.

6.1.1 Wasserspeicher

Wasser hat eine sehr hohe spezifische Wärmekapazität und ist toxisch unbedenklich. Die maximale Speichertemperatur ist jedoch durch die Siedetemperatur begrenzt, welche vom Anlagendruck abhängt. Meist wird ein Wärmespeicher mit Wasser für eine Niedertemperaturspeicherung genutzt. Falls das Wasser überhitzt werden soll, kann ein Dampfspeicher, auch Ruth-Speicher genannt, zum Einsatz kommen. Wärmespeicher mit Wasser sind häufig Kurzfrist-Wärmespeicher. Mit einem sehr großen Volumen funktionieren diese auch als Saison-Wärmespeicher.

Drucklos können im Wasserspeicher Temperaturen bis 100 °C gespeichert werden, im Niederdruckbereich Temperaturen bis 150 °C und mittels eines Ruth-Speichers, mit den typisch zugehörigen Drücken bis zu 40 bar, sogar Temperaturen von maximal 250 °C. Diese, auf hohe Drücke angewiesenen Speicher, sind keine Langzeitspeicher. Sie finden ihre Anwendung bei schwankenden Lastspitzen, wobei stets Druck abgelassen wird. Ein

Druck von 10 Bar entspricht beispielsweise einer Temperaturgrenze von 180 °C (Lassacher et al. 2018, S. 19).

6.1.2 Thermoölspeicher

Thermoöle werden vorwiegend bei höheren Temperaturen über 100 °C anstatt Wasser eingesetzt. Der Vorteil gegenüber Wasser ist hierbei das drucklose Erreichen der Temperaturen über 100 °C. Ebenso wie die vielseitigen Einsatzmöglichkeiten gibt es eine Vielzahl an Thermoölen mit unterschiedlichen Eigenschaften. Beispiele für Thermoöle sind Mineral-, Synthetik- oder Silikonöle. Diese haben niedrigere Wärmeleitfähigkeiten als reines Wasser. Das passende Thermoöl wird unter anderem nach dem Einsatztemperaturbereich des Anwendungsfalls ausgewählt. Für die Auswahl eines geeigneten Thermoöls für den Heißspeicher sind folgende Kriterien maßgeblich: thermische Stabilität, hoher Flammpunkt (niedrige Feuergefährlichkeit), gute Wärmeübertragungseigenschaften, nicht toxisch, nicht korrosiv, Lebensdauer, Kosten, sowie eine gute Entsorgungsmöglichkeit nach Gebrauch. Ähnlich wie bei Wasser sind Thermoölspeicher Kurzfrist-Wärmespeicher (Duratherm 2017; Fragol AG).

Arten von Thermoölen:

- Mineralöle (kostengünstig, leicht raffiniert, normalerweise leichte Entsorgung)
- Weißöle, bzw. Paraffinöle (hochgradig raffiniert, höhere Langlebigkeit bei hohen Temperaturen – auch hydrierte Öle genannt, teilweise mit lebensmittelrelevanter Klassifizierung, z.B. HT1, normalerweise leichte Entsorgung)
- Silikonöle (Bad- und Temperierflüssigkeiten, oxidationsbeständig, können Oberflächen kontaminieren)
- Synthetisch-aromatische Wärmeträgerflüssigkeiten (gutes Lösevermögen, teuer, giftig, gefährlicher Sondermüll bei Entsorgung)
- Polyglykole (gute Beständigkeit gegen oxidative Zersetzung, Anwendung meist auf 200 - 250 °C begrenzt)
- Glykole (kostengünstig)
- Wasserglykole / Kühlsolen

Für Kühlsolen und Glykolen liegen die Einsatzgrenzen mit Wasser bei -50 °C bis 170 °C (je nach Wasseranteil ab ca. 110 °C mit Drucküberlagerung). Vorteil hierbei ist, dass

nur wenig Kompromiss zu den hervorragenden thermischen Eigenschaften von Wasser eingegangen wird (Fragol AG).

6.1.3 Flüssigsalzspeicher (auf Basis von Nitratsalzen)

Höhere Temperaturen als mit Thermalölspeicher können durch einen Flüssigsalzspeicher erreicht werden (170 °C bis 560 °C). Ein Nachteil ist der konstante Wärmebedarf, um Kristallisation zu vermeiden. Dies setzt zusätzlichen Mehraufwand voraus, wie z. B. installierte Heizstäbe. Flüssigsalzspeicher werden in solarthermischen Kraftwerken eingesetzt und eignen sich beim Entladen zur Versorgung von Dampfturbinen (Lassacher et al. 2018, S. 17).

6.2 Latente Wärmespeicher

Im Unterschied zu den sensiblen Wärmespeichern wird die Temperatur beim latenten Wärmespeicher während der Wärmeabgabe und Wärmezugabe gehalten. Ausschlaggebend ist die gespeicherte oder benötigte Wärme eines Stoffes für die Phasenumwandlung. Diese Schmelzenthalpie ist bestimmend für die Speicherkapazität eines Stoffes. Wasser hat beispielsweise eine Schmelzenthalpie von 333 kJ/kg. Das bedeutet, dass beim Vereisen, bzw. Schmelzen von Wasser so viel Wärme zu-/abgeführt werden muss, wie bei der Erwärmung/ Abkühlung bei Wasser von 0 bis 80 °C. Bei Wasser liegt die Arbeitstemperatur für den latenten Wärmespeicher bei 0 °C. Bei einer höheren Arbeitstemperatur ist Wasser ungeeignet und Stoffe mit höherer Schmelzwärme wie beispielsweise Hartparaffin (Schmelztemperatur von 60 °C und eine Schmelzenthalpie zwischen 200 und 240 kJ/kg) können Anwendung finden (Wikipedia 2022a). Vorteile von latenten Wärmespeichern liegen darin, dass sich ihre Temperatur während des Be- oder Entladens bei der Phasenumwandlung nicht verändert und die thermische Energie kann effektiv und lange gespeichert werden. In Abbildung 22 sind die Schmelzenthalpien und Schmelztemperaturen verschiedener Stoffe eingezeichnet. Da für die Kühlung des Raums in der hier behandelten Problemstellung eine konstante Temperatur von unter 15 °C für dessen Kühlkreislauf benötigt wird, darf die Schmelztemperatur für den latenten Wärmespeicher nicht über dieser Temperatur liegen. Da gleichzeitig eine hohe Schmelzenthalpie des Wärmespeicherstoffs erwünscht ist, kommt hierfür Wasser oder eine wässrige Salzlösung infrage.

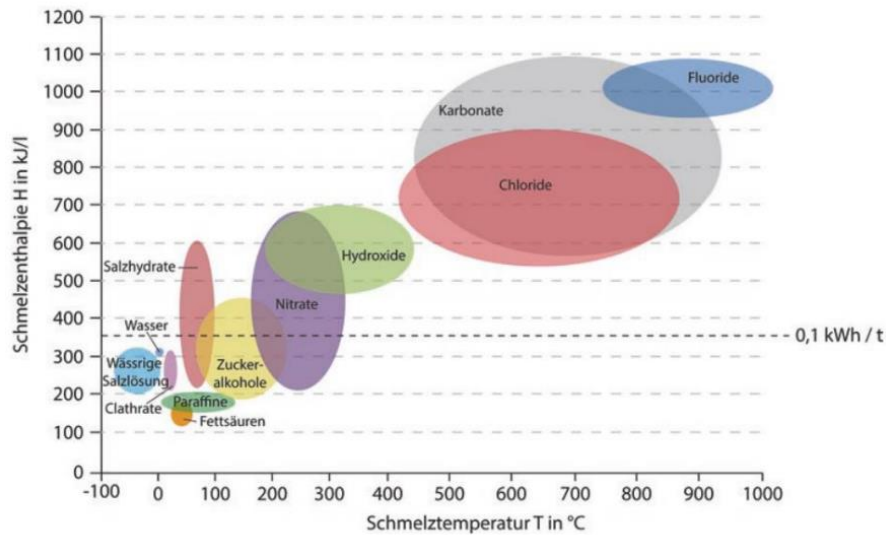


Abbildung 22: Schmelzenthalpie und Schmelztemperatur verschiedener Stoffe (Lassacher et al. 2018, S. 17)

Eine Variante, wie ein latenter Wärme- bzw. Kältespeicher umgesetzt werden kann, ist das „Ice-on-Coils System“ (Abbildung 23). Dabei wird das Speichermedium im Tank um die Außenfläche der „Coils“ (Rohr-Spulen) - durchströmt mit einem Kältemittel – vereist bzw. geschmolzen. Die Eisdicke um die Coils variiert dabei je nach Konfiguration zwischen 40 und 65 mm abhängig der Ladetemperatur des Kältemittels (Atul Sharma, Amritanshu Shukla, Lu Aye 2018, 332 f.).

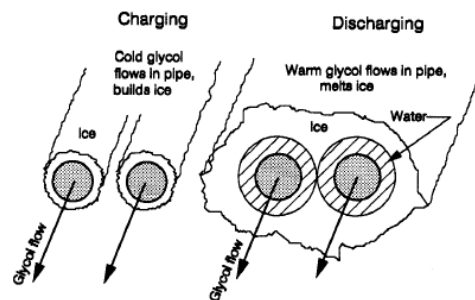


Abbildung 23: Funktion „Ice-Coils“ im latenten Wärmespeicher (A.H. Kassim und Z.M. Zain 2012, S. 178)

Eine weitere Variante ist ein gekapseltes Eisspeichersystem. Bei diesem System ist der Tank mit Kunststoffkapseln, die selbst Wasser enthalten, gefüllt. Die Kapseln wiederum sind von einem sekundären Kältemittel (z. B. Glycol) umgeben. Die Kapseln gibt es sowohl in rechteckiger Form, als auch in Form von Kugeln. Während des Lademodus

werden die Kapseln von einem Kältemittel mit einer Temperatur von ca. -6 °C bis -3 °C umströmt (Atul Sharma, Amritanshu Shukla, Lu Aye 2018, S. 333).

6.3 Fazit Wärme- und Kältespeicher

Wenn der Wärmespeicher des Energie-Speicher-Systems die Temperaturmarke 100 °C nicht übersteigt, ist Wasser als Speichermedium aufgrund seiner Unbedenklichkeit bezüglich Umwelt und Mensch, Wirtschaftlichkeit, und hoher Wärmekapazität zu bevorzugen. Bei Temperaturen leicht über 100 °C kommt ein Dampfwärmespeicher in Frage: für $120\text{ °C} - 2\text{ bar}$, $144\text{ °C} - 4\text{ bar}$. Alternativ kann hierfür ein geeignetes Thermoöl, im speziellen ein Mineralöl oder passendes Glykol empfohlen werden, um Tankdrücke zu vermeiden, bzw. zu reduzieren.

Für den latenten Wärmespeicher ist ein Eisspeicher nach dem Aufbau einer der bekannten Systeme am besten geeignet (Ice-Coils und gekapseltes System).

Für die nachfolgenden Berechnungen wurde zunächst Wasser als Speichermedium, sowohl für den Wärme- als auch für den Eisspeicher angenommen.

7 Berechnungen

Das händische Einzeichnen von Kreisprozessen in die Phasendiagramme der jeweiligen Kältemittel ermöglicht einen guten ersten Überblick, welche Kältemittel und Prozesse sich für den Lade- und Entlademodus eignen, ob diese sich hinsichtlich energetischer und wirtschaftlicher Kriterien lohnen und wie gut deren Wirkungsgrade bzw. deren Kältezahlen ungefähr sein werden. Um jedoch genauere Aussagen bezüglich der Prozessgrößen zu treffen sowie die Dimensionen der später notwendigen Komponenten und der gesamten Anlage einschätzen zu können, reicht es nicht, ausschließlich mit Diagrammen und spezifischen Größen zu arbeiten. Stattdessen sollen einfach gehaltene Rechnungen dabei helfen, Informationen über Leistungen, Ströme und Speicherdimensionen sowie über die Dauer von Lade- und Entladevorgängen zu erhalten. Die Teilautomatisierung der Rechnungen in der Software „SMath“ bietet zusätzlich den Vorteil, Prozessgrößen zu variieren und die daraus resultierenden Folgen beobachten zu können, ohne eine neue, aufwändige Rechnung aufsetzen zu müssen. Es soll mit den in Abschnitt 4.3 ausgewählten Kältemittel R717, R744 und R152a in unterschiedlichen Kreisprozessen gerechnet werden. Die Prozesse werden zunächst ideal betrachtet, während für ein Kältemittel auch die Wirkungsgrade der Komponenten mitberücksichtigt werden. Anschließend folgen ein Vergleich sowie die Bewertung der Ergebnisse. Da die Rechnungen größtenteils gleich aufgebaut sind, soll, nach einem allgemeinen Informationsteil, nur eine Rechnung Schritt für Schritt erläutert werden. Bei allen anderen Rechnungen wird sich direkt auf die Ergebnisse bezogen. Alle Rechnungen finden sich im Detail in Anhang B (Berechnungen Kreisprozesse – Lade- und Entlademodus).

7.1 Beispielrechnung: Lade- und Entlademodus mit dem Kältemittel R717 (Ammoniak)

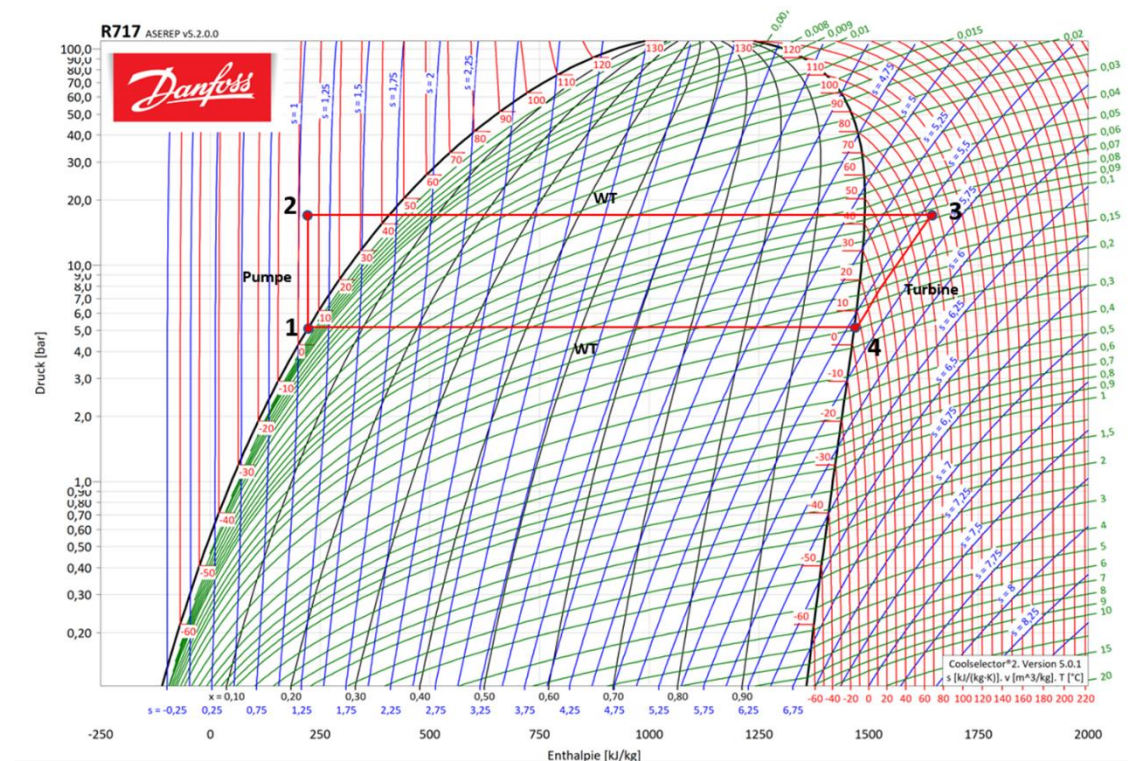


Abbildung 24: Entlademodus als ORC mit dem Kältemittel R717 (Ammoniak)

Beispielhaft für alle anderen Rechnungen soll im Folgenden die Berechnung eines Organic-Rankine-Cycles mit dem Kältemittel R717 (Ammoniak) Schritt für Schritt erläutert werden.

7.1.1 Entladeprozess im Organic-Rankine-Cycle

Da die elektrische Leistung der Turbine im Entlademodus eine der entscheidenden Größen ist, ergibt es Sinn, zunächst den Entlademodus auszulegen und die Komponenten so zu dimensionieren, dass eine gewünschte Mindestleistung an der Turbine erreicht wird. Die sich aus dieser Ausgangsgröße ergebenden Dimensionen der restlichen Komponenten können anschließend ausgewertet werden, woraus sich ergibt, ob der Aufbau eines solchen Prozesses in der Realität sinnvoll sein kann oder nicht.

In Abbildung 24 ist der Kreisprozess dargestellt. Da die darin aufgeführten Größen spezifisch und die Drücke sowie Temperaturen technisch bedingt fixiert sind, ist die Abbil-

dung auch bei Variation von Parametern wie Turbinenleistung oder Ladezeiten weiterhin gültig.

Zunächst werden als Eingangsparameter die gewünschte Turbinenleistung sowie die gewünschte Zeit angegeben, in der der Wärmespeicher entladen werden soll (Abbildung 25). Anhand der Entladezeit wird später der Wärmespeicher dimensioniert. Als Wert für die Turbinenleistungen werden in dieser Rechnung 3 kW und für die Entladezeit 3 Stunden festgelegt, da diese Werte angemessen für einen Prüfstand erscheinen und später beliebig skaliert werden können.

$$P_{Turbine,R717,34} := -3 \text{ kW} \quad (\text{Gewünschten Wert eingeben})$$

$$t_{Entladung} := 3 \text{ hr} \quad (\text{Gewünschten Wert eingeben})$$

Abbildung 25: R717 im ORC - Vorzugebende Parameter

Aus dem Phasendiagramm bzw. über die Software „Coolselector2“ werden die Werte der spezifischen Enthalpien an den Punkten 3 und 4, vor und nach der Turbine, ausgelesen. Deren Differenz bildet die spezifische Arbeit des Verdichters bzw. der Pumpe ab. Der Quotient aus Turbinenleistung und -Arbeit ergibt den Massenstrom der Anlage, aus welchem sich, nach der Verrechnung mit dem spezifischen Volumen des Kältemittels vor Verdichtereintritt, der Volumenstrom ergibt (siehe Abbildung 26).

$$P_{Turbine,R717,34} := -3 \text{ kW} \quad (\text{Gewünschten Wert eingeben})$$

$$t_{Entladung} := 3 \text{ hr} \quad (\text{Gewünschten Wert eingeben})$$

Nebenrechnung für erforderlichen Massenstrom und Volumenstrom zu den eingegebenen Werten:

$$h_{R717,4} := 1467 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad h_{R717,3} := 1644 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$w_{t,R717,34} := h_{R717,4} - h_{R717,3} = -177 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$m_{punkt_{R717}} := \frac{P_{Turbine,R717,34}}{w_{t,R717,34}} = 61,0169 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

$$v_{R717,3} := 0,092 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (\text{Coolselector2})$$

Abbildung 26: Nebenrechnung und Bestimmung Massenstrom

Mit den bisher schon bestimmten Größen können nun die Arbeit und Leistung der Pumpe (Schritt 1 nach 2) berechnet werden (Abbildung 27). Analog zur Turbine errechnet

sich die Pumpenarbeit aus der Enthalpiedifferenz und die Pumpenleistung aus dem Produkt von Pumpenarbeit und Massenstrom der Anlage.

Von 1 nach 2 - Pumpe

$$T_{R717,1} := 5 \text{ } ^\circ\text{C} = 278,15 \text{ K} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

$$T_{R717,2} := 5,3 \text{ } ^\circ\text{C} = 278,45 \text{ K}$$

$$h_{R717,1} := 223,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{R717,2} := 225,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$p_{R717,1} := 5,156 \text{ bar}$$

$$p_{R717,2} := 17,8 \text{ bar}$$

$$w_{t,R717,12} := h_{R717,2} - h_{R717,1} = 2,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$P_{\text{Pumpe},R717,12} := w_{t,R717,12} \cdot \dot{m}_{\text{punkt}_{R717}} = 35,5932 \text{ W}$$

Abbildung 27: Bestimmung der Pumpen-Parameter

Anschließend werden die Parameter des Wärmetauschers am geladenen Wärmespeicher berechnet (Abbildung 28), wobei eine isobare Wärmeübertragung vorausgesetzt wird. Da als Speichermedium in diesem Fall Wasser verwendet wird, dessen Temperatur im geladenen Zustand nahe 100 °C beträgt, kann, nach Berücksichtigung der Temperaturdifferenzen des Wärmetauschers, das Kältemittel maximal auf 95 °C gebracht werden. Daraus ergibt sich der Punkt 3, nach dem Wärmetauscher. Über die Enthalpiedifferenz zwischen den Punkten vor und nach dem Wärmetauscher kann die übertragene spezifische Wärme ermittelt werden, die, unter Einbezug des Massenstroms, die Wärmeleistung des Wärmespeichers ergibt. In dem man die Wärmeleistung mit der vorgegebenen Zeit, in welcher der Entlademodus ablaufen soll, multipliziert, erhält man die gesamte übertragene Wärmemenge am Wärmespeicher in kWh.

Von 2 nach 3 - Wärmetauscher am Wärmespeicher

$$T_{R717,3} := 95 \text{ }^{\circ}\text{C} = 368,15 \text{ K} \quad (\text{Randbedingung})$$

$$h_{R717,3} = 1644 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

$$q_{R717,23} := h_{R717,3} - h_{R717,2} = 1418,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{\text{punkt}}_{R717,23} := q_{R717,23} \cdot m_{\text{punkt}}_{R717} = 24,0458 \text{ kW}$$

$$Q_{R717,23} := Q_{\text{punkt}}_{R717,23} \cdot t_{\text{Entladung}} = 72,1373 \text{ kW hr}$$

Abbildung 28: Berechnung der Parameter des Wärmetauschers am Wärmespeicher

Nachdem das Kältemittel von 2 nach 3 verdampft und überhitzt wurde, passiert es im Abschnitt 3 nach 4 die Turbine. Da das Druckniveau an Punkt 1 bekannt ist, ist auch der Druck an Punkt 4 bekannt und somit auch die zugehörige Temperatur und die Enthalpie. Analog zu Pumpe wird die Turbinenarbeit wieder über die Enthalpiedifferenz bestimmt (Abbildung 29). Verrechnet mit dem Massenstrom ergibt sich die Leistung der Turbine, welche, wenn richtig gerechnet wurde, der zu Beginn vorgegebenen Leistung von 3 kW entspricht. Da es sich bei der Turbinenarbeit um einen „Arbeitsgewinn“ handelt, sind die Vorzeichen entsprechend negativ.

Von 3 nach 4 - Turbine

$$P_{R717,4} := P_{R717,1}$$

$$h_{R717,4} = 1467 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

$$T_{R717,4} := 5 \text{ }^{\circ}\text{C} = 278,15 \text{ K}$$

$$w_{t,R717,34} := h_{R717,4} - h_{R717,3} = -177 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$P_{\text{Turbine},R717,34} := m_{\text{punkt}}_{R717} \cdot w_{t,R717,34} = -3 \text{ kW}$$

Abbildung 29: Berechnung der Turbinen-Parameter

Im letzten Schritt wird der Kreislauf durch einen isobaren Wärmeübertragungsprozess am „Kältespeicher“ von Punkt 4 nach 1 geschlossen, in dem das Kältemittel verflüssigt wird, bevor es zur Pumpe gelangt. Die spezifische Wärme, die dem Kältemittel hierfür entzogen werden muss (dabei erwärmt sich der Eisspeicher), wird abermals über die Enthalpiedifferenz ermittelt und mithilfe des Massenstroms die Wärmeleistung am

Wärmetauscher berechnet (Abbildung 30). Diese ergibt, multipliziert mit der Entladezeit, die Gesamtwärme, welche dem Kältemittel entzogen, bzw. dem Kältespeicher zugeführt wird. Dieser Wert ist später wichtig, um den Eisspeicher passend zu dimensionieren.

Von 4 nach 1 - Wärmetauscher am Kältespeicher	
$q_{R717,41} := h_{R717,1} - h_{R717,4} = -1243,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	
$Q_{\text{punkt}R717,41} := m_{\text{punkt}R717} \cdot q_{R717,41} = -21,0814 \text{ kW}$	
$Q_{R717,41} := Q_{\text{punkt}R717,41} \cdot t_{\text{Entladung}} = -63,2441 \text{ kW hr}$	

Abbildung 30: Berechnung der Parameter des Wärmetauschers am Eisspeicher

Über die Bilanzierung der technischen Arbeit des Prozesses, also durch die Verrechnung von Turbinen- und Pumpenarbeit, ergibt sich der Arbeitsgewinn des Prozesses. Das Verhältnis des Arbeitsgewinns zur zugeführten Wärme ergibt dann den thermischen Wirkungsgrad des Prozesses (Abbildung 31). Dieser stellt mit 12,3 %, verglichen mit Werten aus der Literatur, ein realistisches Ergebnis dar (Vgl. Windisch 2011).

Thermischer Wirkungsgrad	
$w_{t,ges} := w_{t,R717,34} - w_{t,R717,12} = 174,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	
$\eta_{th} := \frac{ w_{t,ges} }{q_{R717,23}} = 0,1233$	

Abbildung 31: Berechnung des thermischen Wirkungsgrades

Nach der Berechnung des Kreisprozesses können anschließend die Wärme- und Kältespeicher dimensioniert werden. Begonnen werden soll mit der Auslegung des sensiblen Wärmespeichers (Abbildung 32). Unter Berücksichtigungen der nötigen Temperaturdifferenz in den Wärmetauschern von 5 °C werden zunächst die nötigen Anfangs- und Endtemperaturen des Wärmespeichermediums, in diesem Fall Wasser, bestimmt, sowie die Werte der spezifischen Enthalpie bei diesen Temperaturen und einem Druck von 1 bar ermittelt. Die spezifische Wärme, welche später für das Erhitzen des Kältemittels verfügbar ist, ergibt sich aus der Differenz dieser beiden Enthalpiewerte. Die benötigte Gesamtwärme, die im Wärmespeicher vorhanden sein muss, damit der Prozess für die

gewünschte Dauer laufen kann, entspricht der Wärme, die es braucht, um die gesamte Menge des Kältemittels zu erwärmen, das im Laufe dieser Zeit durch den Kreislauf geführt wird. Diese Gesamtwärmemenge, geteilt durch die spezifische Wärme, die im Schritt 2 nach 3 dem Speichermedium zugeführt werden kann, ergibt die benötigte Gesamtmasse des Speichermediums und damit die Dimension des Wärmespeichers. In diesem Fall etwa 698,7 kg Wasser.

Dimensionierung Wärmespeicher

Annahme: Anfangs- und Endtemperatur des Wassers im Speicher haben eine Differenz von 5°C zu denen des Kältemittels:

$$T_{H2O,sens,kalt} := T_{R717,2} + 5 \text{ K} = 10,3 \text{ °C}$$

$$T_{H2O,sens,heiss} := T_{R717,3} + 5 \text{ K} = 100 \text{ °C}$$

Enthalpie vor Wärmezufuhr: $h_{H2O,sens,kalt} := 243,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Enthalpie nach Wärmezufuhr: $h_{H2O,sens,heiss} := 615 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ (Coolselector2 - Kältemittelrechner)
Werte bei 1 bar Umgebungsdruck

Verfügbare spezifische Wärme in Speicher: $q_{H2O,23} := h_{H2O,sens,heiss} - h_{H2O,sens,kalt} = 371,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Benötigte spezifische Wärme zur Verdampfung/ Überhitzung des Kältemittels: $q_{R717,23} = 1418,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Benötigte Gesamtwärme in Speicher (abhängig vom Massenstrom und der Laufzeit des Entladevorgangs):

$$Q_{H2O,sens} := Q_{R717,23} = 2,5969 \cdot 10^5 \text{ kJ}$$

Dafür benötigte Masse Wasser in Speicher:

$$m_{ges_{H2O,sens}} := \frac{Q_{H2O,sens}}{q_{H2O,23}} = 698,6662 \text{ kg}$$

Abbildung 32: Dimensionierung des Wärmespeichers

Anschließend wird die benötigte Größe für den Kältespeicher berechnet. Die Wärme, welche dem Kältemittel über die Dauer des Entlademodus entzogen werden muss, entspricht der Gesamtwärme, die dem Kältespeicher zugeführt wird. Die Energie, die dem Eisspeicher zuvor im Lademodus entzogen wird, wird hier als „gespeicherte Kälte“ bezeichnet und entspricht der Energie, die dem Kältespeicher zugeführt werden kann, bis das Eis seinen Aggregatzustand von fest zu flüssig ändert. Vereinfacht wird davon ausgegangen, dass die „gespeicherte Kälte“ nur der Vereisungsenthalpie von Wasser entspricht. Diese ist etwa mit der Menge an Energie gleichzusetzen, die benötigt wird,

um 1 kg Wasser von 0 °C auf 80 °C zu erwärmen. Die Vereisungsenthalpie kann daher wie in Abbildung 33 vereinfacht berechnet werden und beträgt etwa 337 kJ/kg.

Nötige Energiemenge, um 1 kg Wasser von 0°C auf 80 °C zu erwärmen:

$$T_0 := 0 \text{ °C} = 273,15 \text{ K}$$

$$T_1 := 80 \text{ °C} = 353,15 \text{ K}$$

$$c_{p_{W0}} := 4,219 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

$$c_{p_{W1}} := 4,196 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

Quelle: Prof. P. Stein: Technische Thermodynamik MKE3
Unterrichtsbegleitende Hilfsblätter, Hilfsblatt SW-1

$$c_{p_m} := \frac{c_{p_{W0}} + c_{p_{W1}}}{2} = 4,2075 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

$$q_{\text{vereis}} := c_{p_m} \cdot (T_1 - T_0) = 336,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Abbildung 33: Berechnung der spezifischen Vereisungsenthalpie von Wasser

Die Gesamtwärme, die dem Kältespeicher über die Zeit des Entlademodus zugeführt wird, dividiert durch die spezifische Vereisungsenthalpie (die „gespeicherte Kälte“ in einem kg Wasser bzw. Eis) ergibt dann die Gesamtmasse an Wasser bzw. Eis, die im Speicher benötigt wird (siehe Abbildung 34). Damit ist die Berechnung des Entlademodus sowie die Auslegung der für diesen nötigen Speicher abgeschlossen.

+ Dimensionierung Eisspeicher

Wärme, die Kältemittel für die Verflüssigung entzogen werden muss:

$$q_{R717,41} = -1243,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Gesamtwärmemenge, die dem Kältemittel entzogen werden muss (abhängig vom Massenstrom und der Laufzeit des Entladevorgangs):

$$Q_{R717,41} = -2,2768 \cdot 10^5 \text{ kJ}$$

$$Q_{\text{lat},41} := Q_{R717,41}$$

Im Kältespeicher "gespeicherte Kälte" (Vereisungsenthalpie):

$$q_{\text{Eis},41} := -336,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Benötigte Masse Eis in Kältespeicher

$$m_{\text{ges}_{\text{H}_2\text{O},\text{lat}}} := \frac{Q_{\text{lat},41}}{q_{\text{Eis},41}} = 676,4071 \text{ kg}$$

Abbildung 34: Dimensionierung des Eisspeichers

7.1.2 Ladeprozess im linksläufigen Clausius-Rankine-Cycle

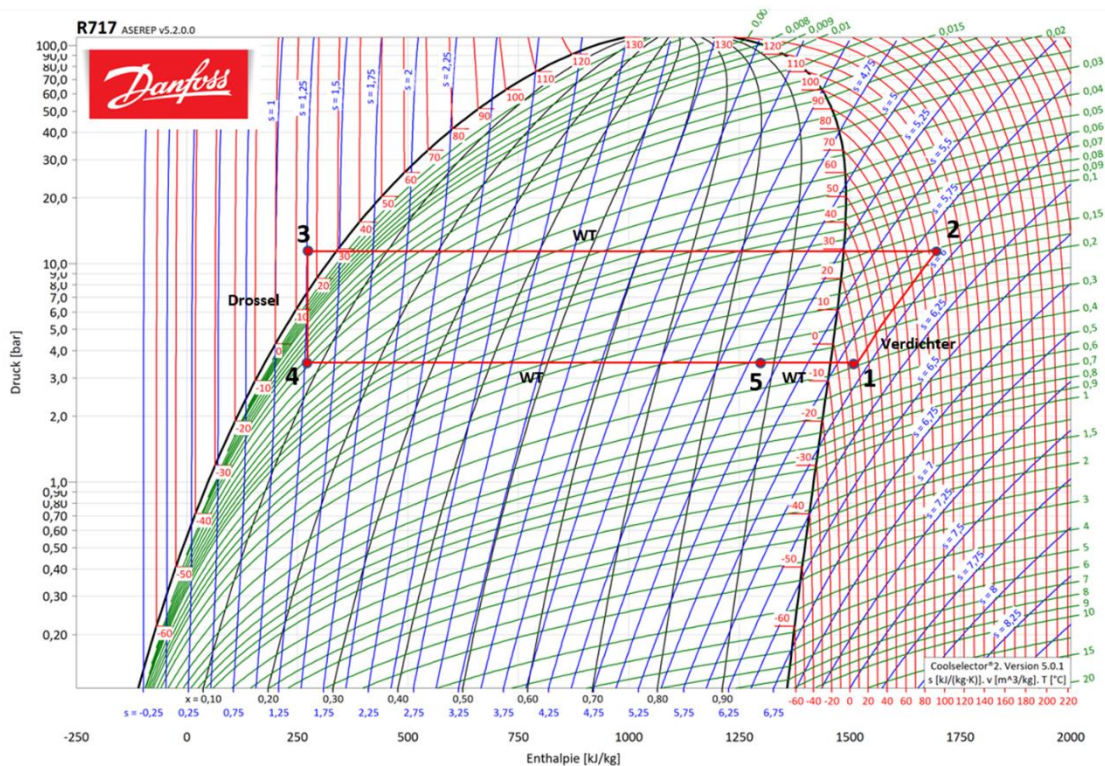


Abbildung 35: Lademodus im linksläufigen Clausius-Rankine-Prozess mit dem Kältemittel Ammoniak

Abbildung 35 zeigt den Kreisprozess des Lademodus im linksläufigen Clausius-Rankine-Cycle. Alle Prozessschritte werden wie im Entlademodus nach und nach erläutert.

Zu Beginn müssen wieder einige Randbedingungen gesetzt werden, die für die weiteren Berechnungen nötig sind. Eine begrenzende Größe ist der Kältemittel-Durchsatz des Verdichters bzw. der Volumenstrom, den dieser leisten kann. Für Verdichter, die für Prüfstand-Dimensionen geeignet sind, beträgt der Volumenstrom etwa 5 bis 12 m³/h (Casini 2002, S. 118). Daher wird für die nachfolgende Berechnung ein Volumenstrom von 10 m³/h gewählt. Es wird angenommen, dass die Raumtemperatur des zu kühlenden Raumes 20 °C beträgt. Die Temperatur des Kältemittels kann, nachdem es die Raumwärme aufgenommen hat (Schritt 5 nach 1), also maximal 15 °C betragen. Um das Wasser im Kältespeicher zu vereisen (4 nach 5), muss das Kältemittel zuvor bei einer Temperatur von -5 °C liegen. Da der Prozess der Wärmeübertragung isobar verläuft, ist somit das untere Druckniveau festgelegt und es kann unter Zuhilfenahme des Kältemittelrechners oder des Diagramms das spezifische Volumen des Kältemittels am Verdich-

tereintritt bestimmt werden. Vereinfacht wird über das Verhältnis von festgelegtem Volumenstrom zu spezifischem Volumen des Kältemittels der Massenstrom des Kältemittels bestimmt, der nachfolgend für den ganzen Prozess verwendet werden soll (Abbildung 36).

$$\begin{aligned} \text{Volumenstrom am Verdichter als begrenzende Größe: } v_{\text{punkt}_{R717,1}} &:= 10 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}} \quad (\text{Annahme}) \\ \text{Spezifisches Volumen des Kältemittels am Verdichtereintritt } v_{R717,1} &:= 0,3791 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner}) \\ \text{Massenstrom: } m_{\text{punkt}_{R717}} &:= \frac{v_{\text{punkt}_{R717,1}}}{v_{R717,1}} = 26,3783 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \end{aligned}$$

Abbildung 36: Berechnung des Massenstroms im Entlademodus

Anschließend können Arbeit und Leistung des Verdichters berechnet werden (Abbildung 37). Die Temperatur am Verdichtereintritt ist aus den eben beschriebenen Gründen auf 15 °C festgelegt. Da die Temperatur im Wärmespeicher auf etwa 100 °C gebracht werden soll, muss die des Kältemittels nach dem Verdichter 105 °C betragen. Über die Enthalpiedifferenz dieser beiden Punkte wird die Verdichterarbeit berechnet. Diese, multipliziert mit dem Massenstrom ergibt die Leistung des Verdichters von etwa 1,3 kW.

Von 1 nach 2 - Verdichter

$$\begin{aligned} T_{R717,1} &:= 15 \text{ } ^\circ\text{C} = 288,15 \text{ K} \quad (\text{Gewünschter Temperaturhub}) \\ T_{R717,2} &:= 105 \text{ } ^\circ\text{C} = 378,15 \text{ K} \\ h_{R717,1} &:= 1507 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner}) \\ h_{R717,2} &:= 1691 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ p_{R717,1} &:= 3,547 \text{ bar} \\ p_{R717,2} &:= 11,68 \text{ bar} \\ w_{t,R717,12} &:= h_{R717,2} - h_{R717,1} = 184 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ P_{\text{Verdichter},R717,12} &:= w_{t,R717,12} \cdot m_{\text{punkt}_{R717}} = 1348,2224 \text{ W} \end{aligned}$$

Abbildung 37: Berechnung der Verdichter -Parameter

Wie schon beim Entlademodus errechnet sich die an den Speichern übertragene Wärme aus den Enthalpiedifferenzen, die, zusammen mit dem Massenstrom, die Wärmeleistung ergeben, welche ca. 10,4 kW beträgt (Abbildung 38).

Von 2 nach 3 - Wärmetauscher am Wärmespeicher	
$P_{R717,3}$	$:= P_{R717,2} = 11,68 \text{ bar}$
$T_{R717,3}$	$:= 15 \text{ °C} = 288,15 \text{ K}$ (Ideale Annahme)
$h_{R717,3}$	$:= 270,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ (Coolselector2 - Kältemittelrechner)
$q_{R717,23}$	$:= h_{R717,3} - h_{R717,2} = -1420,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$Q_{\text{punkt } R717,23}$	$:= q_{R717,23} \cdot m_{\text{punkt } R717} = -10,4106 \text{ kW}$

Abbildung 38: Berechnung der Parameter des Wärmetauschers am Wärmespeicher

Für den Drosselungsprozess im flüssigen Bereich bzw. Nassdampfgebiet wird vorausgesetzt, dass dieser isenthalp verläuft. Es wird daher keinerlei Arbeit umgesetzt. Die Expansion soll so weit verlaufen, bis das Kältemittel die gewünschte Temperatur von -5 °C erreicht hat (Abbildung 39).

Von 3 nach 4 - Drossel	
$P_{R717,4}$	$:= P_{R717,1}$
$h_{R717,4}$	$:= h_{R717,3}$ (Coolselector2 - Kältemittelrechner)
$T_{R717,4}$	$:= (-5) \text{ °C} = 268,15 \text{ K}$
$w_{t,R717,34}$	$:= h_{R717,4} - h_{R717,3} = 0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ (Isenthalpe Drosselung)

Abbildung 39: Berechnung der Drossel-Parameter

Vor dem Wärmetauscher am Kältespeicher (4 nach 5) muss zunächst der Wärmetauscher, über den die Raumwärme übertragen wird, berechnet werden (Abbildung 40). Der Grund hierfür ist, dass ein Wärmestrom von 1,5 kW aus dem Raum eine Grundbedingung des Systems darstellt und daher garantiert werden muss. Es wird also zunächst die Wärmemenge berechnet, die vom Kältemittel „aus dem Raum“ entnommen werden muss. Anschließend wird die Wärmemenge berechnet, die das Kältemittel aus dem Kältespeicher aufnehmen kann, bevor es, zusammen mit der Wärme aus dem Raum, ver-

dampft und auf 15 °C überhitzt ist. Hierbei ist es wichtig darauf zu achten, dass die Temperatur des Kältemittels, während sich dieses im Wärmetauscher am Kältespeicher befindet (4 nach 5), nicht über der Temperatur des Kältespeichers angenommen wird (hier -5 °C unter Gefrierpunkt), da sonst der 2. Hauptsatz der Thermodynamik verletzt wäre und kein Wärmeaustausch zwischen Kältemittel und Kältespeicher mehr stattfinden könnte. Über die damit vorgegebene Wärmeleistung und den Massenstrom wird dann die spezifische Wärme berechnet, welche dem Raum entzogen wird. Subtrahiert man diesen Wert von der spezifischen Enthalpie am Punkt 1 ergibt sich daraus die Enthalpie am Punkt 5, welcher den Übergang vom Wärmetauscher am Kältespeicher zum „Raumwärmetauscher“ darstellt. Liegt dieser Wert innerhalb des Nassdampfgebiets (und die Temperatur des Kältemittels damit noch bei -5 °C) ist der 2. Hauptsatz erfüllt und der Prozess technisch möglich.

Von 5 nach 1 - Wärmetauscher am Raum

Der verfügbare Wärmestrom, der dem Raum entzogen werden kann, beträgt ca. 1,5 kW

$$Q_{\text{punkt}_{R717,51}} := 1,5 \text{ kW}$$

Wärmemenge, die übertragen werden muss, um die 1,5 kW abzudecken:

$$q_{R717,51} := \frac{Q_{\text{punkt}_{R717,51}}}{m_{\text{punkt}_{R717}}} = 204,714 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Übergang vom Wärmetauscher am Eisspeicher zum Wärmetauscher "am Raum" bei welcher Enthalpie im p,h-Diagramm? Enthalpie am Punkt 1 (vor Verdichter ist bekannt Also:)

$$h_{R717,5} := h_{R717,1} - q_{R717,51} = 1302,286 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad +$$

Abbildung 40: Berechnung der Parameter des Wärmetauschers am "Raum"

Die übertragene Wärme am Kältespeicher errechnet sich folglich aus der Enthalpiedifferenz von Punkt 4 zu Punkt 5. Multipliziert mit dem Massenstrom ergibt sich daraus die Wärmeleistung (Abbildung 41).

Von 4 nach 5 - Wärmetauscher am Kältespeicher

$$q_{R717,45} := h_{R717,5} - h_{R717,4} = 1032,086 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad \text{Wärme, die aus dem Kältespeicher dem Kältemittel zugeführt wird}$$

$$Q_{\text{punkt}_{R717,45}} := m_{\text{punkt}_{R717}} \cdot q_{R717,45} = 7,5624 \text{ kW} \quad +$$

Abbildung 41: Berechnung der Parameter des Wärmetauschers am Kältespeicher

Die Kältezah bzw. der COP berechnet sich aus dem Verhältnis der Wärme, die an den Wärmespeicher abgegeben wird, zur Verdichterarbeit und liegt hier bei etwa 7,7 (Abbildung 42). In der Realität liegt diese, für Wärmepumpen wichtige Kennzahl, zwischen 5 und 6. Die vorliegende Abweichung kann daher rühren, dass bisher ideal und ohne Berücksichtigung von Wirkungsgraden oder Verlusten gerechnet wird. Inwieweit sich der Wert bei einer „realen Rechnung“ verändert, wird sich später zeigen.

Wirkungsgrad/Kältezah/COP	
$\varepsilon_{\bar{W}}$	$:= \frac{h_{R717,2} - h_{R717,3}}{h_{R717,2} - h_{R717,1}} = 7,7217$

Abbildung 42: Berechnung des COP

Die nötige Größe des Wärme- und Eisspeichers, um den Entlademodus bei einer Leistung von 3 kW für 3 h zu betreiben, wurde bereits oben berechnet. In der nachfolgenden Rechnung geht es nun darum, wie lange der Lademodus, wie er hier berechnet wurde, betrieben werden muss, um die Speicher entsprechend zu laden. Zunächst soll dies für den Wärmespeicher geschehen.

Die nötige Gesamtmasse des Speichermediums (Wasser) wird aus der Berechnung des Lademodus übertragen (Abbildung 43). Die Anfangs- und Endtemperaturen des Wassers liegen, wieder unter Berücksichtigung der im Wärmetauscher nötigen Temperaturdifferenz, jeweils 5 K unterhalb der des Kältemittels an den jeweiligen Punkten 2 und 3.

Gewünschte Masse Wasser in Wärmespeicher (sensibler Wärmespeicher):	
$m_{ges_{H2O,sens}}$	$:= 699 \text{ kg}$
$T_{H2O,sens,kalt}$	$:= T_{R717,3} - 5 \text{ K} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$
$T_{H2O,sens,heiss}$	$:= T_{R717,2} - 5 \text{ K} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$

Abbildung 43: Übertrag der nötigen Wärmespeicherdimensionen in Bezug auf den Entlademodus und Temperaturspreizung des Speichermediums

Über den Kältemittelrechner werden die Enthalpie-Werte des Speichermediums bei einem Druck von 1 bar und den gewünschten Temperaturen ermittelt. Deren Differenz entspricht der spezifischen Wärme, die nötig ist, das Speichermedium von seiner Aus-

gangstemperatur auf die gewünschte Endtemperatur zu bringen. Die Gesamtwärme, die sich nach dem Ladevorgang im Speicher befinden soll, erhält man, indem man die spezifische Wärme mit der Gesamtmasse des Speichermediums multipliziert (Abbildung 44).

Enthalpie vor Wärmezufuhr:	$h_{H2O,sens,kalt} := 242 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	(Coolselector2 - Kältemittelrechner)
		Werte für einen Druck von 1 bar
Enthalpie nach Wärmezufuhr:	$h_{H2O,sens,heiss} := 615 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	
Benötigte spezifische Wärme um Speicher zu laden:	$q_{H2O,23} := h_{H2O,sens,heiss} - h_{H2O,sens,kalt} = 373 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	
Benötigte Gesamtwärme um Speicher zu laden:	$Q_{H2O,sens} := q_{H2O,23} \cdot m_{ges,H2O,sens} = 2,6073 \cdot 10^5 \text{ kJ}$	

Abbildung 44: Berechnung der Gesamtwärme, die zur Ladung des Speichers nötig ist

Um die Gesamtmenge an Kältemittel zu berechnen, die benötigt wird, um den Speicher zu laden, wird ähnlich verfahren. Die Differenz der Enthalpie-Werte des Kältemittels zwischen den Punkten 2 und 3 beschreibt die spezifische Wärme, welche in diesem Schritt vom Kältemittel an den Speicher abgegeben werden kann. Da insgesamt so viel Wärme aus dem Kältemittel abgeführt werden muss, wie sich am Ende des Vorgangs in dem gefüllten Speicher befinden soll, kann diese nötige Gesamtwärme durch die eben beschriebene spezifische Wärme des Kältemittels geteilt werden, um die nötige Gesamtmasse des Kältemittels zu erhalten. Teilt man diese nun durch den Massenstrom, ergibt sich die gesuchte Ladezeit des Wärmespeichers von ca. 7 h (Abbildung 45).

Enthalpie vor Wärmeübertragung an Speicher:	$h_{R717,2} = 1691 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	
Enthalpie nach Wärmeübertragung an Speicher:	$h_{R717,3} = 270,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	
Spezifische abführbare Wärme von Kältemittel an Wärmespeicher:	$q_{R717,23} := h_{R717,3} - h_{R717,2} = -1420,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	
Benötigte Gesamtmasse Kältemittel, um Speicher zu laden:	$m_{ges,R717,sens} := \frac{Q_{H2O,sens}}{ q_{R717,23} } = 183,5072 \text{ kg}$	
Zeit, die benötigt wird, um bei gegebenen Volumenstrom den Wärmespeicher zu laden:		
		+
$t_{Ladung,sens} := \frac{m_{ges,R717,sens}}{m_{punkt,R717}} = 6,9568 \text{ hr}$		

Abbildung 45: Berechnung der Ladedauer des Wärmespeichers

Analog zum Wärmespeicher wird auch die Zeit berechnet, die benötigt wird, um den Eisspeicher vollständig zu laden. In diesem Fall beträgt die Ladezeit des Eisspeichers etwa 8,4 h (Abbildung 46).

Gewünschte Masse Wasser in Kältespeicher (latenter Wärmespeicher):	
$m_{ges_{H2O,1at}} := 676 \text{ kg}$	
Im Kältespeicher "gespeicherte Kälte" (Vereisungsenthalpie): $q_{Eis,45} := -336,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	
Benötigte gesamtwärme die abgeführt werden muss, um Speicher zu laden:	
$Q_{H2O,1at} := q_{Eis,45} \cdot m_{ges_{H2O,1at}} = -2,2754 \cdot 10^5 \text{ kJ}$	
spezifische Wärme, die Kältemittel aus Eisspeicher abführen kann, bis Übergang zum Wärmetauscher-Raum:	
$q_{R717,45} = 1032,086 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	
Benötigte gesamtmasse Kältemittel, um Speicher zu laden: $m_{ges_{R717,1at}} := \frac{ Q_{H2O,1at} }{(q_{R717,45})} = 220,4677 \text{ kg}$	
Zeit, die benötigt wird, um bei gegebenem Volumenstrom den latenten Wärmespeicher zu laden:	
$t_{Ladung,1at} := \frac{m_{ges_{R717,1at}}}{m_{punkt_{R717}}} = 8,3579 \text{ hr}$	

Abbildung 46: Berechnung der Ladedauer des Eisspeichers

7.2 Fazit der Beispielrechnung

Insgesamt bewegen sich die Ergebnisse für die Leistungen der Komponenten, der Speichergrößen sowie die Ladezeiten alle in einem realistischen Rahmen. Wo dies möglich ist, unterstützen Vergleiche mit Angaben aus der Literatur diese Aussage, etwa wenn es um die Leistungszahl geht. Zudem sprechen die Ergebnisse dafür, dass die Verwirklichung eines realen Systems tendenziell möglich und rentabel sein könnte. Dennoch müssen weitere Aspekte untersucht und Vergleiche gezogen werden, um die Aussage über die Rentabilität mit größerer Sicherheit treffen zu können, da es sich hier um eine sehr vereinfachte und ideale Rechnung handelt, ohne Verluste und Wirkungsgrade zu berücksichtigen. Nichtsdestotrotz ist eine Turbinenleistung von 3 kW über 3 h nach einer Ladezeit von etwa 7 bis 8 h ein gutes Ergebnis, auch wenn dieses nach der Berücksichtigung der entsprechenden Wirkungsgrade noch geschmälert wird. Ein Aspekt, der bei dieser Rechnung bemängelt werden muss, ist die zu tief angesetzte untere Temperatur des Wärmespeichers von 10 °C. Diese sollte in der Realität etwa auf Umgebungstemperatur (z. B. bei 20 °C) liegen. Dadurch würde sich die Wärmemenge, die vom Kältemittel an den Wärmespeicher übertragen, bzw. die dem Eisspeicher entzogen werden könnte, etwas verringern. Im Entlademodus würde sich dadurch die Pumpen-

Arbeit etwas erhöhen, da der Verdichtungsprozess teilweise ins Nassdampfgebiet rutscht (steilere Isentrope). Eine weitere Auffälligkeit der Rechnung zeigt sich in den ungleichen Ladezeiten von Wärme- und Kältespeicher. Da die Enthalpiedifferenz der Wärmeübertragung am Eisspeicher kleiner ist als die bei der Übertragung am Wärmespeicher, beide Speicher aber ähnlich groß sind, benötigt das Laden des Eisspeichers etwas mehr Zeit. Je nach Anwendung muss dies jedoch kein Nachteil sein und es gibt verschiedene Lösungsmöglichkeiten. Beispielsweise kann der Überschuss an Wärme, die entsteht, bis auch der Eisspeicher vollständig geladen ist, anderweitig verwendet werden, etwa zur Heizung in anderen Räumen oder für die Bereitung von heißem Brauchwasser.

7.3 Weitere Rechnungen

In diesem Abschnitt sollen alle Rechnungen kurz benannt werden, die neben der oben beschriebenen Beispielrechnung angestellt wurden. Die Ergebnisse werden im letzten Teilabschnitt gesammelt dargestellt, verglichen und bewertet.

7.3.1 R717 (Ammoniak) - Alternativmodell

In der obigen Beispielrechnung wird bereits ein Lade- sowie ein Entlademodus mit dem Kältemittel R717 aufgeführt. Um weitere Möglichkeiten zu bewerten, soll zusätzlich eine Alternative gerechnet werden. In dieser wird geprüft, wie es sich energetisch auf den Prozess auswirkt, wenn im Lademodus (Schritt 1 nach 2) die Pumpe bzw. im Entlademodus die Drossel (Schritt 3 nach 4) weiter in das Nassdampfgebiet hineingerückt wird. Die Idee ist, dass im Entlademodus auf diese Weise weniger Wärme aus dem Wärmespeicher entnommen werden muss und vor allem der Eisspeicher geschont wird, da die Enthalpie-Abschnitte der Wärmetauscher durch diesen Schritt deutlich verkürzt werden, wie in Abbildung 47, unten zu sehen ist. Die Turbine soll dabei die gleiche Zeit über die gleiche Leistung bringen. In Tabelle 6 sind im oberen Teil einige Vergleichswerte für den Entlademodus angegeben. Es ist zunächst zu erkennen, dass das Alternativmodell eine höhere Pumpenleistung aufweist als das Grundmodell. Dies liegt daran, dass die Isentropen, an denen der Verdichtungsprozess verläuft, im Nassdampfgebiet flacher verlaufen und so die Enthalpiedifferenz steigt. Wie im Diagramm zu sehen ist, sinken dabei jedoch die Wärmeleistung an Wärme- und Eisspeicher. Auffällig ist, dass der Wärmespeicher im Alternativmodell dennoch größer

wird, was zunächst widersprüchlich klingt. Allerdings rührt dieser Effekt daher, dass die effektiv nutzbare Wärme, die dem Wärmespeicher entnommen werden kann, um das 1,8-Fache kleiner ist als beim Grundmodell. Dies liegt daran, dass, wenn die gleiche Turbinenleistung erreicht werden soll wie beim Grundmodell, das Kältemittel im Alternativmodell im Nassdampfgebiet schon auf 55 °C verdichtet werden muss. Unter Berücksichtigung des 2. Hauptsatzes kann daher nur Wärme aus dem Speicher entnommen werden, wenn dessen Temperatur darüber liegt. Die Wärme unterhalb dieser Temperatur verbleibt ungenutzt im Speicher. Dieses Problem besteht beim Eisspeicher nicht. Dieser ist, wie dies zu erwarten war, kleiner als im Grundmodell. Da im Alternativmodell insgesamt weniger Wärme in Relation zur aufgewendeten Arbeit nötig ist als im Grundmodell, ist der Wirkungsgrad der Alternative leicht besser. Allerdings gilt dies nur für den Entlademodus. Im Lademodus, zeigt sich dagegen ein gravierender Nachteil des Alternativmodells.

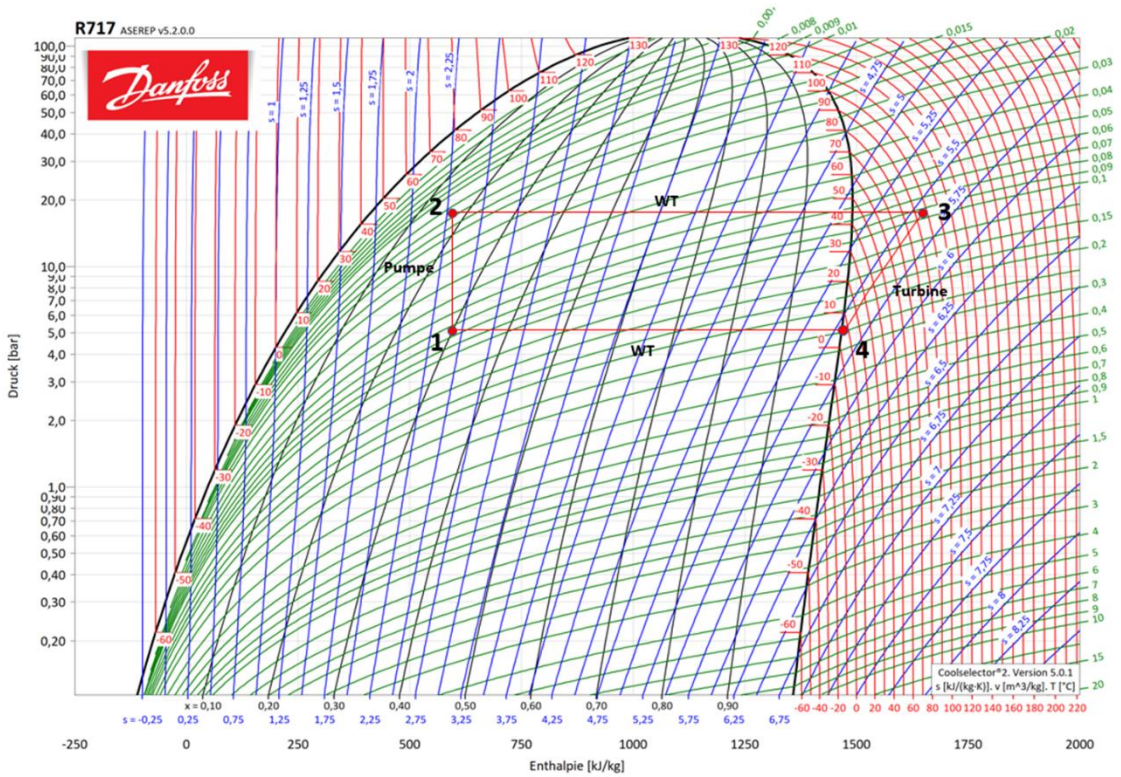
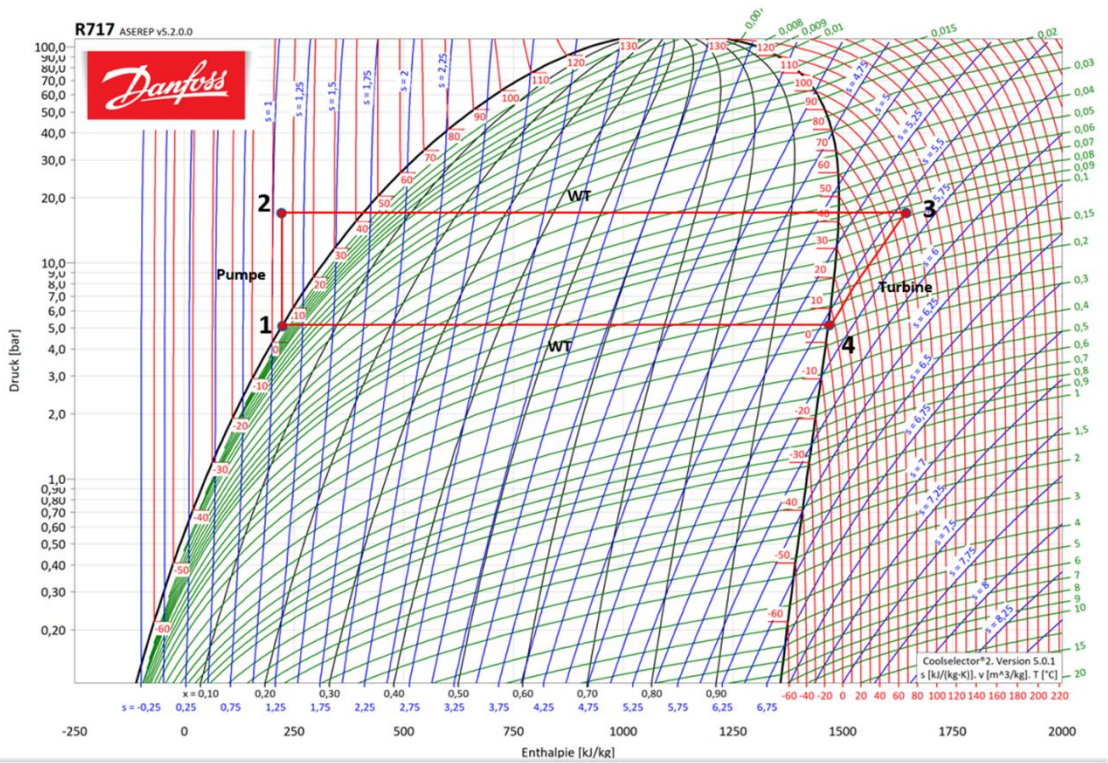


Abbildung 47: R717 Entlademodus mit Alternative (unten)

Tabelle 6: Vergleich Grund- und Alternativmodell R717. Entlademodus (oben) und Lademodus (unten)

Entlademodus		
	R717	R717-Alternaitve
spez. Turbinenarbeit [kJ/kg]	177	177
Massenstrom [kg/h]	61,02	61,02
spez. Volumen [m ³ /kg]	0,092	0,092
Volumenstrom [m ³ /h]	5,61	5,61
spez. Pumpenarbeit [kJ/kg]	2,1	42,9
Leistung Pumpe [W]	35,6	727,12
Wärmeleistung Wärmespeicher [kW]	24,05	17
spez. Verfügbare Wärme in Speicher [kJ/kg H ₂ O]	371,4	205,7
Gesamtwärme Wärmespeicher [kWh]	72,1	51
Wärmeleistung Eisspeicher [kW]	21,08	14,7
Gesamtwärme Eisspeicher [kWh]	63,2	44,3
Thermischer Wirkungsgrad	0,12	0,13
Größe Wärmespeicher [kg]	698,7	894,16
GrößeEisspeicher [kg]	676,4	473,5
Lademodus		
	R717	R717-Alternaitve
Volumenstrom vor Verdichter [m ³ /h]	10	10
Spez. Volumen Kältemittel am Verdichtereintritt [m ³ /h]	0,379	0,379
Massenstrom [kg/h]	26,38	26,38
spez. Verdichterarbeit [kJ/kg]	184	312
Leistung-Verdichter [W]	1348,22	2286,12
Temperatur nach Verdichter [°C]	105	166
Wärmeleistung am Wärmespeicher [kW]	10,41	9,91
spez. Wärme am Raumwärmetauscher [kJ/kg]	205,71	205,71
spez. Wärme am Kältespeicher [kJ/kg]	1032,09	836,286
Wärmeleistung am Kältespeicher [kW]	7,56	6,13
Kältezahl	7,72	4,44
Benötigte Gesamtwärme in Speicher [kJ]	2,61E+05	1,84E+05
spez. Abführbare Wärme von Kältemittel an Speicher [kJ/kg]	1420,8	1353
Benötigte Gesamtmasse Kältemittel [kg]	183,51	135,98
Ladezeit Wärmespeicher [h]	6,96	5,16
Benötigte Gesamtwärme, die Eisspeicher entzogen werden muss [kJ]	2,28E+05	1,59E+05
spez. Wärme die Eisspeicher entzogen werden kann bis WT-Raum [kJ/kg]	1032,086	836,29
Benötigte Menge Kältemittel um Eisspeicher zu laden [kg]	220,47	190,38
Ladezeit Eisspeicher [h]	8,3579	7,22

Da, wie oben beschrieben, das untere Temperaturniveau des Wärmespeichers im Alternativmodell bei etwa 50 °C liegt, muss der Speicher „von dieser Temperatur aufwärts“ geladen werden, sprich: Das Kältemittel muss im Lademodus mindestens auf einen Druck bzw. eine Temperatur verdichtet werden, mit der das Kältemittel anschließend im isobaren Wärmetauscher mit einer Temperatur von 55 °C in das Nassdampfgebiet eintritt, wie in Abbildung 48, unten zu sehen ist. Dort erkennt man auch, dass die Temperatur, auf die mindestens verdichtet werden muss, bei über 160 °C liegt und damit viel höher, als es für die Erwärmung des Speichers auf etwa 100 °C nötig wäre. Wie in Tabelle 6 aufgeführt, liegt der Wirkungsgrad bzw. die Kältezahl des Alternativmodells auch weit unter dem Wert der ursprünglichen Lösung. Dies ist auf die stark erhöhte Verdichter-Arbeit zurückzuführen, während im gleichen Zug weniger Wärme an den

Wärmespeicher abgegeben werden kann. Da sich besonders der Lademodus des Alternativmodells als unwirtschaftlich erweist, sollte diese Idee nicht weiterverfolgt werden.

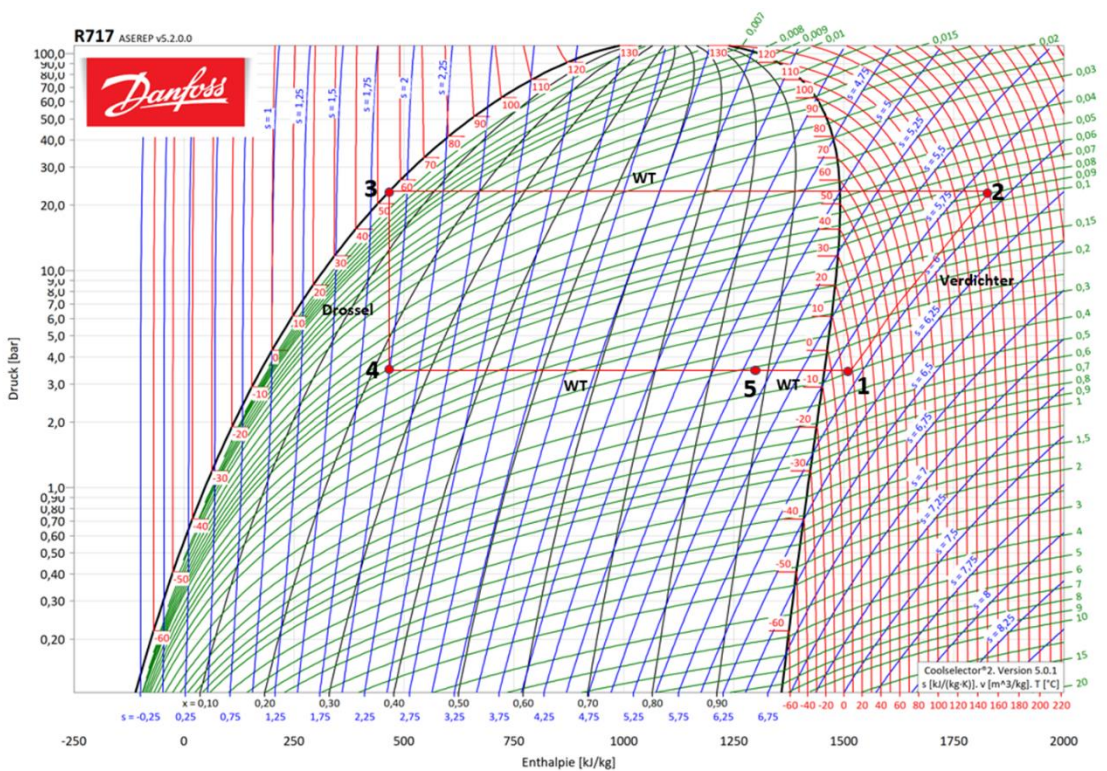
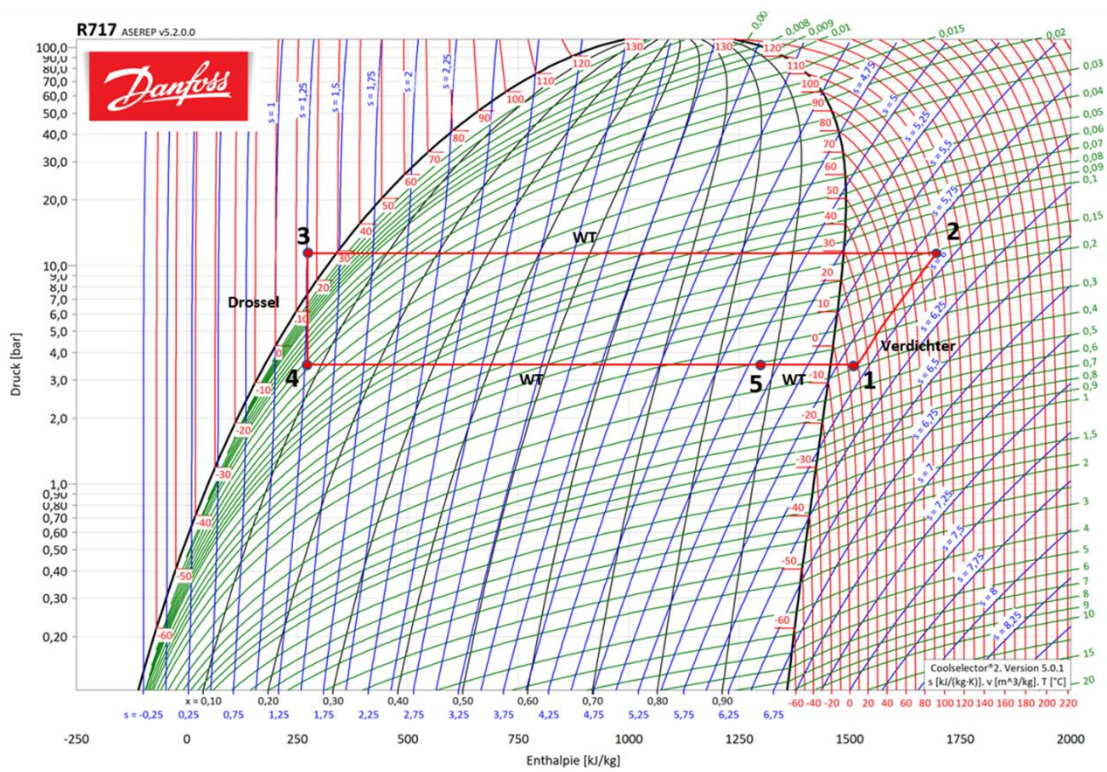


Abbildung 48: R717 Lademodus mit Alternative (unten)

7.3.2 R744 (CO₂)

Kohlenstoffdioxid (CO₂) besitzt die Eigenschaft weder giftig noch, im Vergleich mit anderen Kältemitteln, besonders klimaschädlich zu sein. Die Eignung von CO₂ für die vorliegende Problematik zu prüfen, ist also naheliegend. Berechnet wurde ein Entlademodus im Sinne des klassischen Organic-Rankine-Cycle mit einem Zwischenwärmetauscher, der zwischen dem Turbinenausstritt und dem Eintritt in den Wärmetauscher am Wärmespeicher platziert ist. In Abbildung 49 ist der Kreislauf im Phasendiagramm des Kältemittels dargestellt. Um die Rechnung mit denen der anderen Kältemittel vergleichbar zu machen, wird auch hier die Turbinenleistung auf 3 kW und die Dauer des Entlademodus auf 3 h festgelegt. Was bei der Verwendung von CO₂ als Kältemittel zunächst auffällt ist, dass aufgrund der niedrigen kritischen Temperatur der Prozess im transkritischen Bereich gefahren werden muss. Zudem ist das obere Druckniveau mit beinahe 80 bar, im Vergleich zu anderen Kältemitteln, sehr hoch, was auch die Verdichtearbeit (1 nach 2) erhöht. Der Zwischenwärmetauscher bringt im Entlademodus einen doppelten Vorteil. Zum einen wird der Eisspeicher geschont, da dieser weniger Wärme aufnehmen muss, zum anderen muss dieselbe Menge Wärme weniger aus dem Wärmespeicher entnommen werden, was zu einer Steigerung des Wirkungsgrades führt, der mit 0,12 in einem guten Bereich liegt. Da im Entlademodus das Kältemittel durch die Restwärme der Turbine bereits auf ca. 30 °C erhitzt wird und die Temperatur des Wärmespeichers damit etwa auf 35 °C verbleibt, kann die Wärme des Kältemittels unterhalb dieser Temperatur im Lademodus anderweitig verwendet werden. Wie in Abbildung 49 zu sehen, soll die Restwärme vor der Expansion über einen Zwischentauscher hinter den Austritt aus dem Wärmetauscher „am Raum“ übertragen werden (3 nach 3.1 bzw. 1 nach 1.1). Mit dieser Nutzung der Restwärme kann das Kältemittel weiter überhitzt werden, bevor es verdichtet wird. Somit kann einerseits die Wärme optimal genutzt und das obere Druckniveau verringert werden, was sich komponentenschonend auswirkt. Um das hohe Druckgefälle auszunutzen, wäre es in diesem Fall denkbar, statt einer Drossel (3.1 nach 4.D) eine Turbine (Work-recovery-expander für CO₂) für die Expansion zu verwenden (3.1 nach 4.T) und so für eine Arbeitsrückgewinnung zu sorgen. Die gewonnene Arbeit könnte direkt in Elektrizität umgewandelt oder zum Antrieb der Turbine auf der anderen Seite verwendet werden. Immerhin kann die Leistung einer Turbine an dieser Stelle etwa 1,8 kW betragen. Es muss allerdings von einer verstärkten Korrosion der Turbine im Nassdampfgebiet ausgegangen werden.

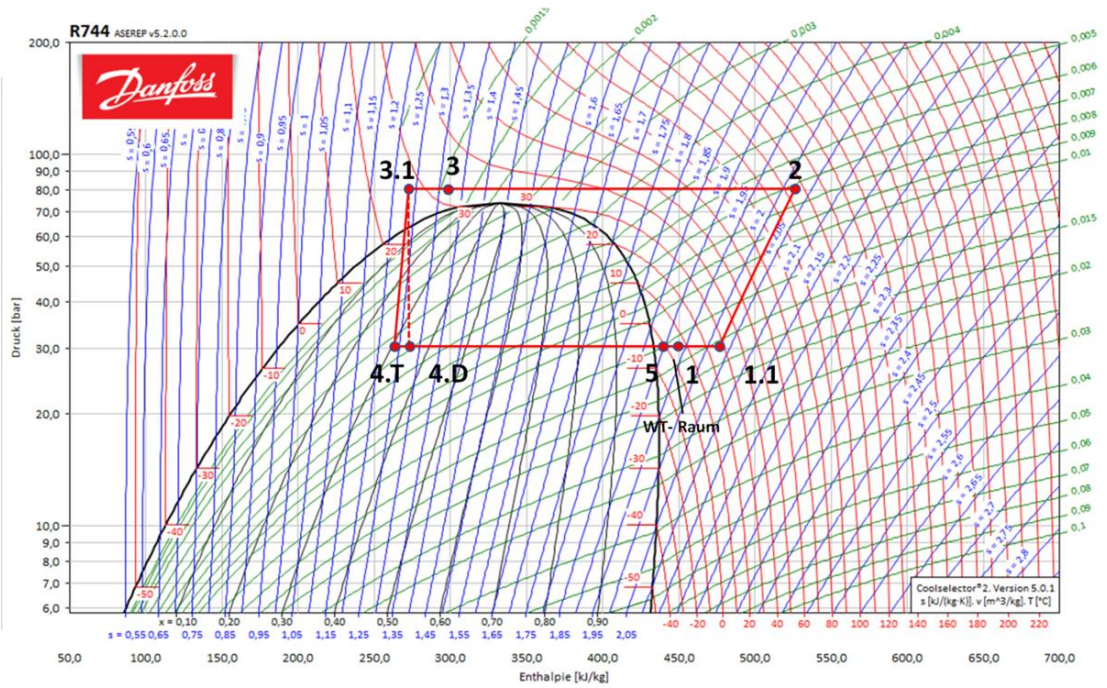
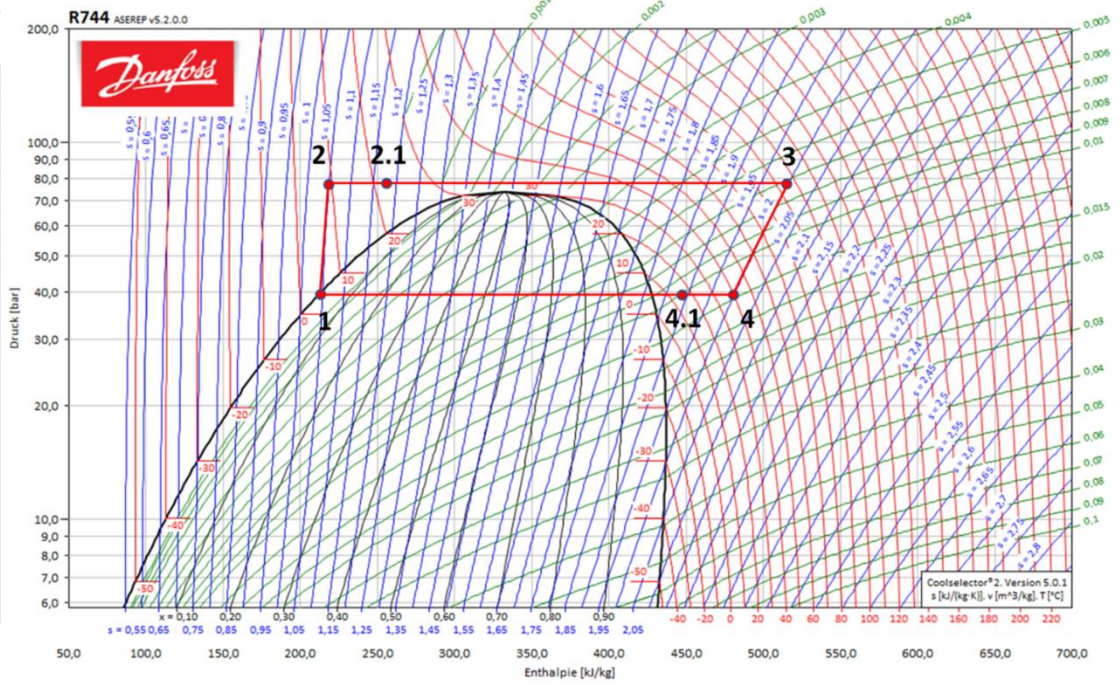


Abbildung 49: R744 (CO₂) im Entlademodus (oben) und Lademodus

Mit CO₂ als Kältemittel wird zudem die Realisierung eines Lademodus geprüft, der ausschließlich im überhitzten Bereich abläuft, wie dies in Abbildung 50 zu sehen ist. Die Ergebnisse können generell einen Trend für die Sinnhaftigkeit eines Lademodus im überhitzten Bereich aufzeigen, auch was die anderen Kältemittel angeht. Der Vorteil bei diesem Kreislauf liegt darin, dass anstatt einer Drossel im überhitzten Bereich auch eine Turbine zur Expansion verwendet werden kann (3 nach 4). Betrachtet man die Enthalpiedifferenz dieser Turbine gegenüber der des Verdichters, ist zu erkennen, dass ein großer Teil der Energie, die zum Verdichten des Kältemittels nötig ist, durch die anschließende Expansion in der Turbine kompensiert werden kann. Ein erheblicher Nachteil dieser Lösung ist allerdings, dass der Arbeitsaufwand der Verdichtung in Relation zur Wärme, die im Anschluss an den Wärmespeicher abgeführt werden kann (2 nach 3) sehr groß ist, wodurch die Kältezahleinbricht. Dies gilt auch unter Berücksichtigung der Arbeitsrückgewinnung während der Expansion. Betroffen davon ist insbesondere der Eisspeicher, bei dem die geringe Menge an übertragener spezifischer Wärme zu erheblich längeren Ladezeiten und einem dementsprechend höheren Gesamtenergieverbrauch führt. Sollten die hier aufgezählten Abstriche in Kauf genommen werden können, bestünde ein Vorteil des Systems darin, dass die Hardware des Systems vergleichsweise einfach gehalten werden könnte, da nur im gasförmigen Bereich operiert wird.

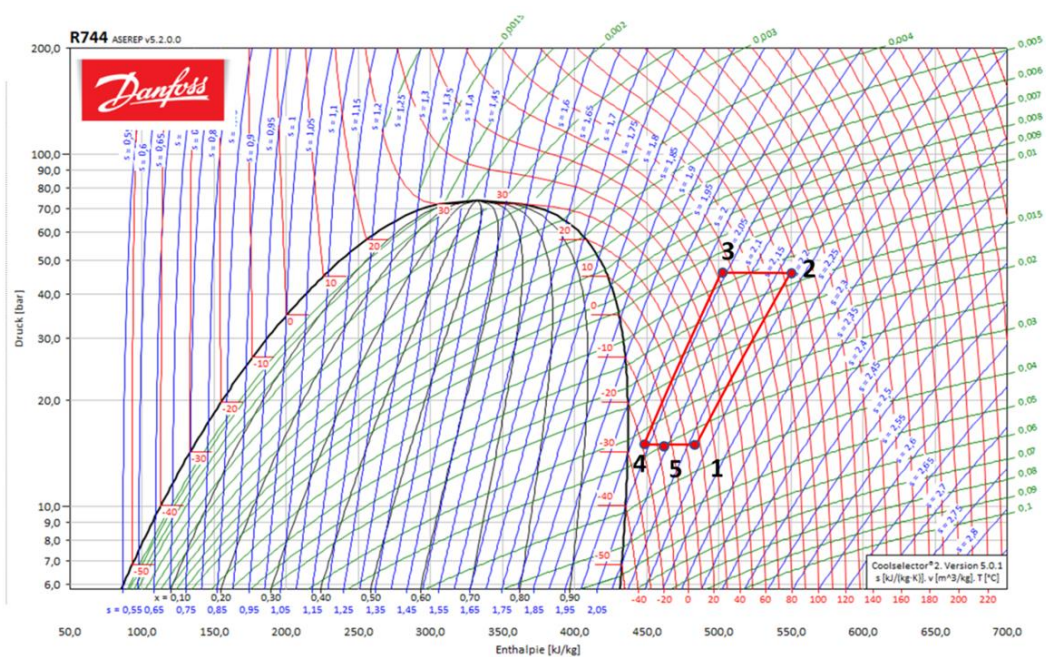


Abbildung 50: R744; Lademodus im überhitzten Bereich

7.3.3 R152a

Ein weiteres Kältemittel, dessen Eignung für Lade- und Entlademodus in einer Rechnung geprüft werden soll, ist das R152a. Der Entlademodus ist als Organic-Rankine-Cycle ausgeführt, wie in Abbildung 51 zu sehen ist. Ein Zwischenwärmetauscher ist nicht vorgesehen, da in der Turbine (3 nach 4) direkt an die Nassdampfkurve bzw. den Eisspeicher expandiert werden kann. Durch die verhältnismäßig sehr steil verlaufenden Isentropen im überhitzten Bereich kann in der Turbine viel Arbeit verrichtet werden. Der Wirkungsgrad ist daher mit 0,18 höher als bei allen anderen bisher untersuchten Kältemitteln. Denkbar wäre für diesen Prozess, ein anderes Wärmespeichermedium als Wasser zu nutzen, bzw. dieses unter Druck zu setzen, um somit die Temperatur des Wärmespeichers zu erhöhen. Dadurch könnte zusätzlich etwas mehr Arbeit in der Turbine umgesetzt und ein Zwischenwärmetauscher genutzt werden. Der Vorteil, den der flache Verlauf der Isentropen im überhitzten Bereich im Entlademodus bringt, stellt sich im Lademodus, wie er in Abbildung 52 zu sehen ist, als Nachteil heraus, da sich dadurch die Verdichterarbeit erhöht. Die Kältezahl liegt mit 4,7 damit etwas unterhalb des Wertes anderer Kältemittel.

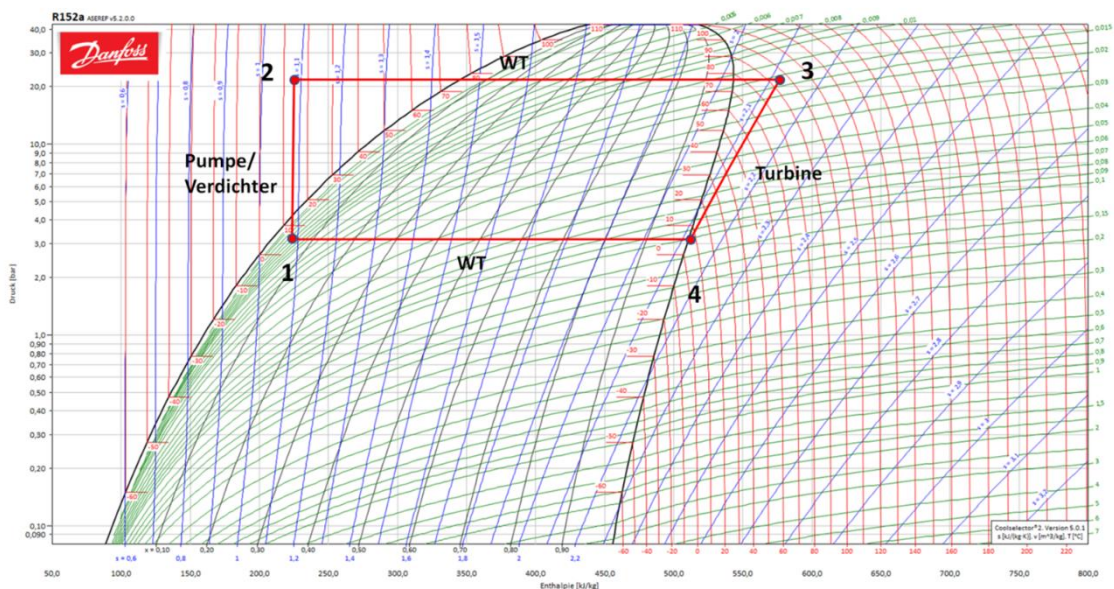


Abbildung 51: R152a; Entlademodus

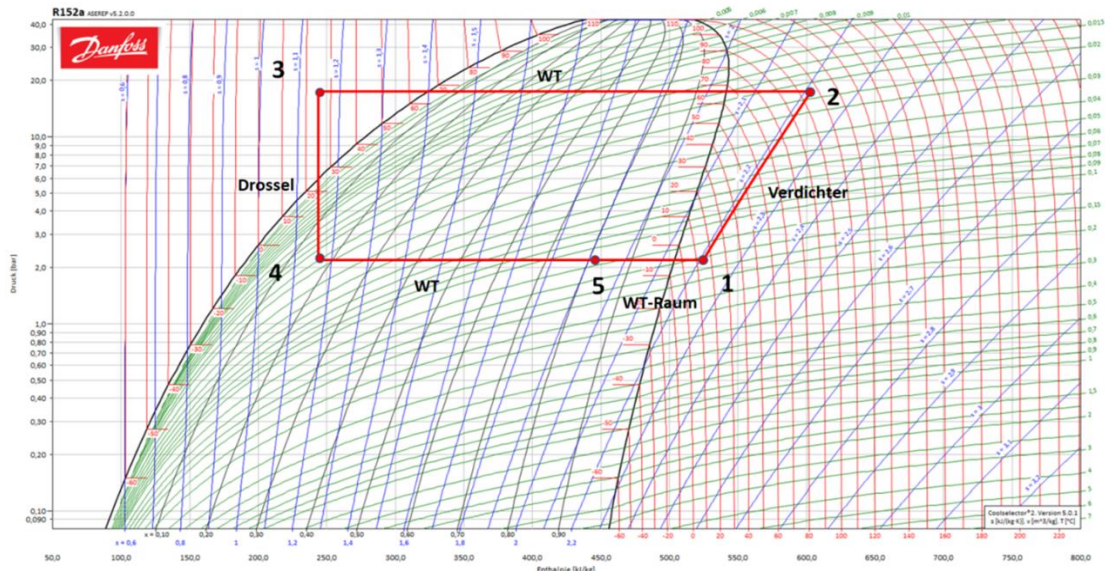


Abbildung 52: R152a; Lademodus

7.4 R717 im realen Prozess

Der Lade- sowie der Entlademodus soll beispielhaft für den Kreislauf des Kältemittels Ammoniak, unter Berücksichtigung der Wirkungsgrade der einzelnen Komponenten berechnet werden. Die Ergebnisse sollen zeigen, wie sehr sich der ideale Prozess in der Realität voraussichtlich verschlechtern wird. Für die Komponenten werden folgende Wirkungsgrade angenommen: $\eta_{WT} = 95\%$; $\eta_{Pumpe} = 95\%$; $\eta_{Turbine} = 90\%$. Die Berechnung basiert auf der Idealen Rechnung, wie sie in 7.1 beschrieben wird. Die „realen Ergebnisse“ erhält man, indem die idealen Ergebnisse mit dem jeweiligen Wirkungsgrad beaufschlagt werden. In Abbildung 53 wird dies am Beispiel der Berechnung der Pumpenarbeit im Lademodus gezeigt.

—	Ideale Pumpenarbeit
	$w_{t,R717,12s} := h_{R717,2s} - h_{R717,1} = 2,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
—	Reale Pumpenarbeit
	$w_{t,R717,12} := \frac{w_{t,R717,12s}}{\eta_{Pumpe}} = 2,2105 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
	$h_{R717,2} := h_{R717,1} + w_{t,R717,12} = 225,4105 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
—	$P_{Pumpe,R717,12} := w_{t,R717,12} \cdot \dot{m}_{\text{punkt}}_{R717} = 41,6295 \text{ W}$

Abbildung 53: Berechnung der Realen Pumpenarbeit im Lademodus

Die Wirkungsgrade der Wärmetauscher werden berücksichtigt, indem die Wärme, welche zwischen den Speichern übertragen werden muss, um den entsprechenden Prozentsatz erhöht wird, der aufgrund des Wirkungsgrades „verloren“ geht. Dies resultiert in einem schlechteren Gesamtwirkungsgrad bzw. COP des Systems und in längeren Ladezeiten. Da die Druckverluste in den Komponenten meist sehr gering und in Bezug auf die absoluten Systemdrücke zu vernachlässigen sind, werden diese nicht berücksichtigt. In Abbildung 54 sind die Kreisläufe der idealen und realen Prozesse zu sehen. Die Ergebnisse der realen Berechnung werden zusammen mit den Ergebnissen der restlichen Rechnungen im nächsten Abschnitt aufgegriffen.

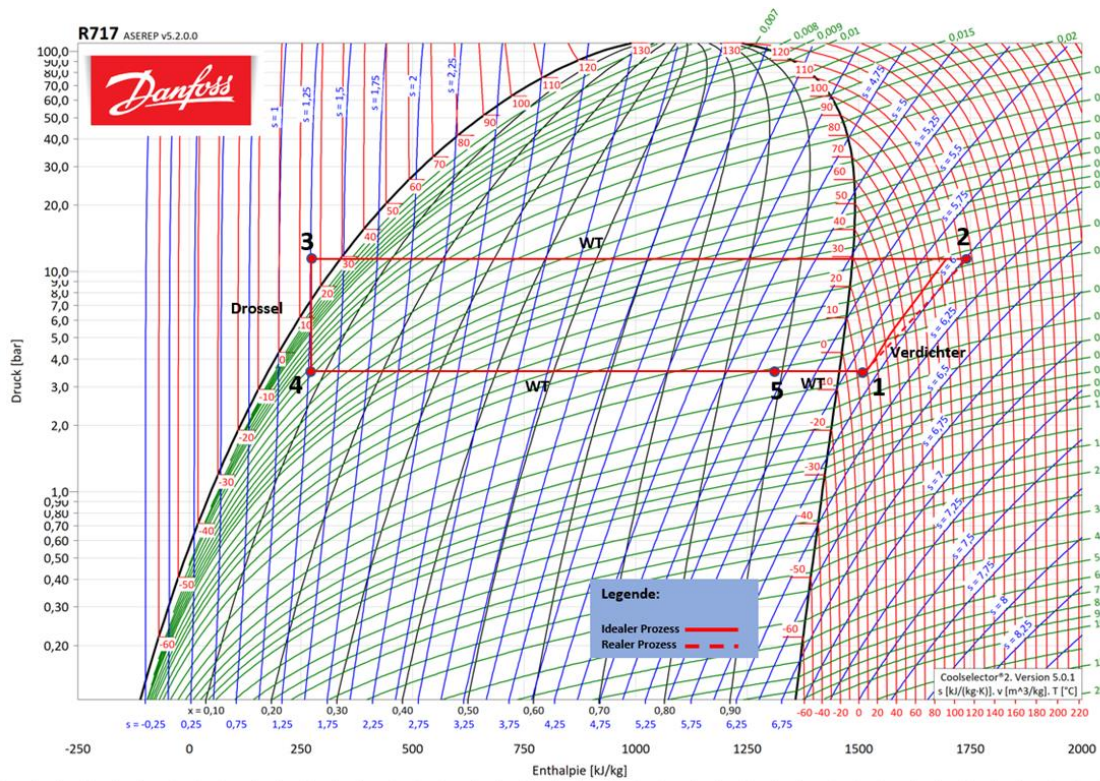
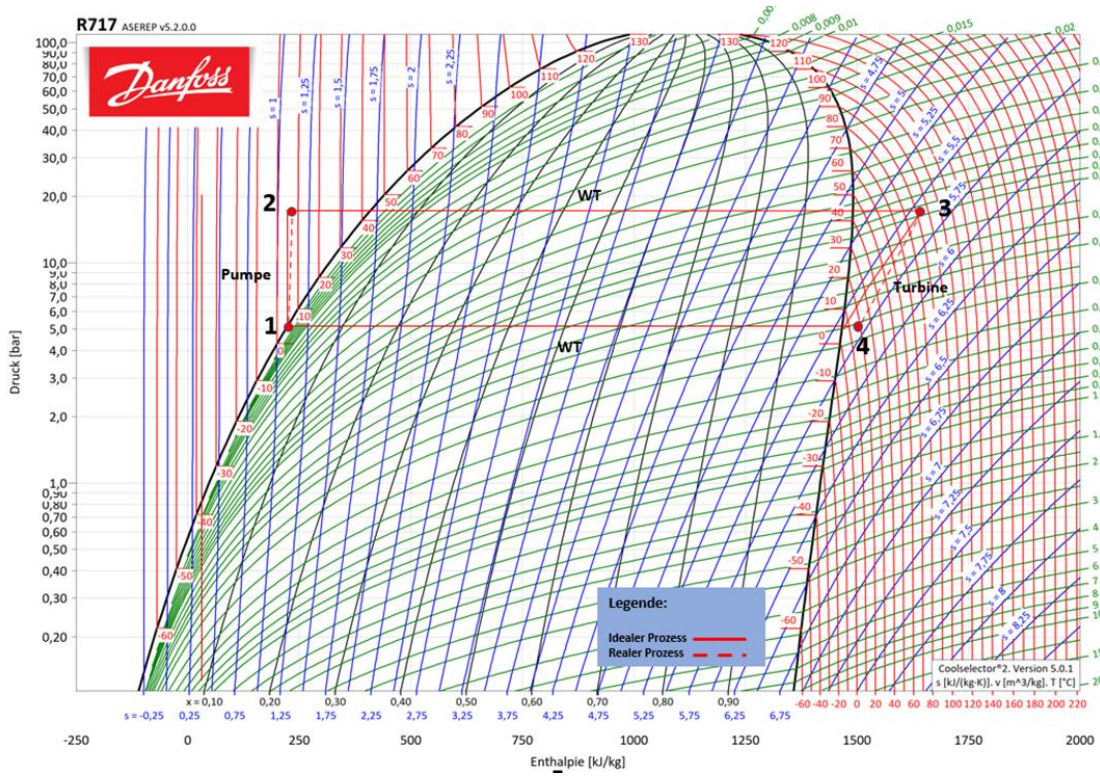


Abbildung 54: R717 im realen Prozess. Entlademodus (oben) und Lademodus

7.5 Ergebnisvergleich der Berechnungen

Nachfolgenden sollen die verbliebenen Kältemittel und Kreisläufe untereinander verglichen werden, soweit dies noch nicht geschehen ist. Zu diesen Kältemitteln zählen R717, R744 und R152a im idealen sowie R717 im realen Prozess. Wenn vom realen Prozess gesprochen wird, wird dies explizit erwähnt, ansonsten ist von den idealen Prozessen die Rede. Zunächst soll der Entlademodus verglichen werden.

Vergleich Entlademodus

In Tabelle 7 sind oben die wichtigsten Parameter für den Entlademodus und unten für den Lademodus aufgeführt. Die Maximalwerte sind jeweils farblich hinterlegt. Es ist zu erkennen, dass bei der Nutzung von Ammoniak (R717) die größte Wärmeleistung an den Speichern nötig ist und der Eisspeicher am größten ausfällt. Demgegenüber ist bei der Nutzung von Ammoniak im Entlademodus der Massenstrom besonders gering, wodurch die Verluste in der Pumpe sowie die Pumpenarbeit und -leistung geringgehalten werden. Erheblich höher als bei den anderen Kältemitteln ist sowohl der Massenstrom, als auch das untere- und obere Druckniveau bei der Nutzung von CO₂ (R744). Dadurch benötigt die Pumpe weitaus mehr Energie und es ist zu vermuten, dass durch die hohen Drücke auch die Ausführung der Anlagenkomponenten kostenintensiver und aufwändiger ausfällt. Die Wärmeleistung an den Speichern ist dabei nur leicht geringer als bei der Nutzung von Ammoniak, wobei der Wärmespeicher um mehr als 100 kWh größer ausfallen muss. Der Wirkungsgrad ist mit 11,6 % etwas schlechter, aber ähnlich wie der des Ammoniakkreislaufs. Mit 18,1 % weist der Kreislauf mit dem Kältemittel R152a den mit Abstand besten Wirkungsgrad auf. Bei den meisten anderen Parametern liegt R152a zwischen Ammoniak und CO₂. Die Wärmeleistung an den Speichern ist jedoch geringer als bei diesen beiden Prozessen. Dadurch fallen auch die Speicher erheblich kleiner aus. Gravierende Nachteile sind für das Kältemittel R152a nicht zu erkennen, während es sich in den meisten anderen Werten positiv von den anderen Kältemitteln abhebt. Bei einer isolierten Betrachtung ist R152a für den Entlademodus somit die beste Wahl.

Vergleich Lademodus

Für den Lademodus werden dieselben Kältemittel wie schon für den Entlademodus verglichen. Zusätzlich kommt der CO₂-Alternativkreislauf hinzu, der ausschließlich im überhitzten Bereich abläuft.

Der reguläre, transkritische CO₂ Kreislauf weist wegen der hohen Drücke, ähnlich wie beim Entlademodus, die größte Verdichterleistung auf. Durch den großen Massenstrom, der mit 644 kg/h um ein Vielfaches höher ist als im Vergleich zu den anderen Kältemitteln, ist zudem auch mit höheren Verlusten am Verdichter zu rechnen. Sollte eine Komponente zur Arbeitsrückgewinnung in den Kreislauf eingebaut werden, könnten diese Verluste jedoch teilweise kompensiert werden. Positiv fällt bei der Lösung mit CO₂ im transkritischen Kreislauf auf, dass die Wärmeleistung an den Speichern weitaus größer ausfällt als bei den restlichen Kältemitteln und sich die Ladezeit somit deutlich verkürzt. Die längste Ladezeit entsteht bei der Nutzung von CO₂ im überhitzten Ladezyklus. Diese ist mit 36 h für den Eisspeicher um das 20-Fache höher als bei der Verwendung von CO₂ im transkritischen Kreislauf. Dafür kann unter Berücksichtigung der Arbeitsrückgewinnung in der Turbine die Verdichterarbeit erheblich gesenkt werden. Die kleinste Verdichterleistung weist mit 1,35 kW der Ammoniak-Kreislauf auf, der dabei allerdings nur sehr knapp unterhalb des R152a-Kreislaufs liegt. Der Ammoniak-Kreislauf besitzt, nach der Lösung mit CO₂, die zweithöchste Wärmeleistung an den Speichern und mit 7,7 die höchste Leistungszahl. Die Ladezeiten sind dementsprechend ebenfalls gut. Wie schon beim Entlademodus liegt der Kreislauf mit R152a bei allen Werten im guten Mittelfeld bzw. kommt oftmals nahe an die Bestwerte heran, ohne, wie dies bei den anderen Kältemitteln der Fall ist, in einzelnen Punkten besonders schlecht abzuschneiden. Die Ladezeiten sind mit 7,5 h für den Wärmespeicher und 11,23 Stunden für den Kältespeicher noch annehmbar, die Verdichterleistung ist beinahe deckungsgleich mit der von Ammoniak und die Kältezahlliegt mit 4,7 noch im guten Bereich.

Tabelle 7: Berechnete Vergleichswerte für Entlademodus (oben) und Lademodus

Entlademodus						
Kältemittel / Parameter	Einheit	R717 (Ammoniak)	R717 (Ammoniak) - Alternative	R744 (CO2)	R152a	
Gewünschte Turbinenleistung	[kW]	3		3	3	3
Entladezeit	[h]	3		3	3	3
spez. Turbinenarbeit	[kJ/kg]	177,00		177,00	34,20	65,50
Volumenstrom Frischdampf	[m ³ /h]	5,60		5,60	2,30	2,60
Massenstrom	[kg/h]	61,00		61,00	316,00	165,00
Oberes Druckniveau	[bar]	17,80		17,80	76,80	21,85
Unteres Druckniveau	[bar]	5,10		5,10	40,00	3,15
spez. Pumpenarbeit	[kJ/kg]	2,10		42,90	4,00	2,30
Leistung der Pumpe	[W]	35,60		727,10	351,00	105,34
Wärmeleistung Wärmespeicher	[kW]	24,05		17,00	22,89	16,01
Gesamtwärme Wärmespeicher	[kWh]	72,10		51,00	68,66	48,04
Wärmeleistung Eisspeicher	[kW]	21,08		14,70	20,24	13,12
Entzogene Gesamtwärme Eisspeicher	[kWh]	63,20		44,30	60,71	39,35
Masse Wärmespeicher (Wasser)	[kg]	699,00		894,00	821	522,00
Masse Eisspeicher	[kg]	676,00		473,00	649	421,00
Thermischer Wirkungsgrad	[%]	12,30		13,35	11,6	18,10
Lademodus						
Kältemittel / Parameter	Einheit	R717 (Ammoniak)	R717 (Ammoniak) - Alternative	R744 (CO2)	R152a	R744 (CO2) - Überhitzt
Volumenstrom Verdichtereintritt	[m ³ /h]	10,00		10,00	10,00	10,00
Massenstrom	[kg/h]	26,40		26,40	644,33	64,06
spez. Verdichterarbeit	[kJ/kg]	184,00		312,00	50,50	76,90
Verdichterleistung	[kW]	1,35		2,29	9,04	1,37
Temperatur nach Verdichter	[°C]	105,00		166,00	105,00	105,00
Oberes Druckniveau	[bar]	11,70		23,10	79,70	17,20
Unteres Druckniveau	[bar]	3,50		3,50	30,50	2,20
Wärmeleistung am Wärmespeicher	[kW]	10,40		9,90	40,80	6,37
spez. Abführbare Wärme von Kältemittel an Wärmespeicher	[kJ/kg]	1420,80		1353,00	228,00	358,10
Arbeitsrückgewinnung Turbine	[kW]	Keine (Drossel)	Keine (Drossel)		1,83	Keine (Drossel)
Wärmeleistung am Kältespeicher	[kW]	7,56		6,13	30,27	3,50
Kältezahl / COP	[-]	7,70		4,34	5,66	4,66
Ladezeit sensibler Wärmespeicher	[h]	7,00		5,16	1,68	7,54
Ladezeit latenter Eisspeicher	[h]	8,40		7,22	1,89	11,23

Vergleich weiterer Aspekte

Ein Aspekt, unter dem die Kältemittel verglichen werden können, der aber nicht rechnungsbezogen ist, ist die Sicherheitsstufe der Kältemittel sowie deren Klimaschädlichkeit. In Anbetracht dieses Aspekts schneidet CO₂ am besten ab. Es ist weder brennbar noch giftig und kann nur bei unkontrolliertem Austritt in großen Mengen zu Erstickengefahr führen. Über einfache CO₂ Messgeräte ist diese Gefahr jedoch leicht in den Griff zu bekommen. Ammoniak ist mit einer Sicherheitsklasse von B2L als giftig eingestuft und kann, wenn es zu einem Unfall kommt, schnell zu irreversiblen oder tödlichen Schäden führen. Dafür weist Ammoniak keinerlei klimaschädliche Eigenschaften auf. Unter den drei hier verglichenen Kältemitteln hat R152a mit 138 den größten GWP. Verglichen mit anderen gängigen Kältemitteln liegt dieser allerdings noch im niedrigen Bereich. Eine positive Eigenschaft von R152a ist, dass es nicht giftig und nur leicht brennbar ist.

Ein nicht zu vernachlässigendes Vergleichskriterium sind die Kosten der jeweiligen Kältemittel. Am besten schneidet in diesem Vergleich CO₂ ab, das überall auf der Welt

in großen Mengen vorhanden ist oder nach Bedarf einfach erzeugt werden kann. Auf CO₂ bezogen, sind die Anschaffungskosten von Ammoniak um das 27-Fache höher (Arpagaus 2019, 68 f.)⁵.

Vergleich idealer und realer Prozess für R717

In Tabelle 8 sind die Ergebnisparameter für den idealen und realen R717-Prozess aufgelistet. Die Spalte ganz rechts zeigt, um wie viel Prozent die Werte des realen Prozesses von denen des Idealen abweichen. Im Entlademodus fallen die Ergebnisse für die nötige Leistung an der Pumpe und den Speichern für den realen Prozess durch die einbezogenen Wirkungsgrade zwischen 17- und 19 % höher aus als für den idealen Prozess. Die Größe der Speicher nimmt etwa um den gleichen Prozentsatz zu, während ein um 11 % größerer Massenstrom nötig ist. Der Wirkungsgrad der Turbine sorgt dafür, dass die spezifische Turbinenarbeit um 10 % abnimmt. Der thermische Wirkungsgrad des Systems bricht damit um 14 % auf 10,52 ein.

Der Wirkungsgrad des Verdichters und die damit einhergehende Erhöhung der Verdichtearbeit bzw. Enthalpiedifferenz um 25 % im Entlademodus sorgt dafür, dass die Temperatur nach dem Verdichter im realen Prozess bei gleichem Druckniveau um 18 % höher liegt als im idealen Prozess. Die Verluste des Verdichters haben dadurch eine positive Auswirkung auf die Wärmeübertragung am Wärmespeicher, da für diese somit eine höhere Enthalpiedifferenz erreicht wird und die Wärmeleistung am Wärmespeicher gegenüber der des idealen Prozesses nur um 2 % abnimmt. Ein ähnlicher Effekt lässt sich in Bezug auf die Wärmeentnahme aus dem Eisspeicher beobachten. Da ein Teil der Wärme, die aus dem Raum entnommen wird, statt dem Kältemittel der Umgebung zugeführt wird (vorausgesetzt die Umgebungstemperatur befindet sich auf einem niedrigeren Niveau), kann das Kältemittel mehr Wärme aus dem Eisspeicher aufnehmen. Unter Berücksichtigung des WT-Wirkungsgrades am Kältespeicher reduziert sich die Wärmeleistung dort um nur 4 %. Insgesamt sinkt der COP des Systems um 21 % auf 6,06 und die Ladezeiten für Wärme- und Kältespeicher erhöhen sich um 18 % respektive 23 %.

⁵Von Arpagaus 2019 werden die Kosten für CO₂ mit 9 €/kg excl. Mehrwertsteuer angegeben (Stand: Oktober 2017).

Tabelle 8: Ergebnis-Vergleich: R717 im idealen und realen Prozess

Entlademodus				
Kältemittel / Parameter	Einheit	R717 (Ammoniak)	R717 (Ammoniak) - Realer Prozess	Diefferenz
Gewünschte Turbinenleistung	[kW]	3	3	
Entladezeit	[h]	3	3	
spez. Turbinenarbeit	[kJ/kg]	177,00	159,30	-10%
Volumenstrom Frischdampf	[m ³ /h]	5,60	6,24	11%
Massenstrom	[kg/h]	61,00	67,80	11%
spez. Pumpenarbeit	[kJ/kg]	2,10	2,21	5%
Leistung der Pumpe	[W]	35,60	41,62	17%
Wärmeleistung Wärmespeicher	[kW]	24,05	28,12	17%
Gesamtwärme Wärmespeicher	[kWh]	72,10	84,36	17%
Wärmeleistung Eisspeicher	[kW]	21,08	25,00	19%
Eisspeicher zugeführte Gesamtwärme	[kWh]	63,20	75,02	19%
Masse Wärmespeicher (Wasser)	[kg]	699,00	817,09	17%
Masse Eisspeicher	[kg]	676,00	802,38	19%
Thermischer Wirkungsgrad	[%]	12,30	10,52	-14%
Lademodus				
Kältemittel / Parameter	Einheit	R717 (Ammoniak)	R717 (Ammoniak) - Realer Prozess	
Volumenstrom Verdichtereintritt	[m ³ /h]	10,00	10,00	
Massenstrom	[kg/h]	26,40	26,38	
spez. Verdichterarbeit	[kJ/kg]	184,00	230,00	25%
Verdichterleistung	[kW]	1,35	1,69	25%
Temperatur nach Verdichter	[°C]	105,00	123,60	18%
Oberes Druckniveau	[bar]	11,70	11,68	
Unteres Druckniveau	[bar]	3,50	3,55	
Wärmeleistung am Wärmespeicher	[kW]	10,40	10,21	-2%
spez. Abführbare Wärme von Kältemittel an Wärmespeicher	[kJ/kg]	1420,80	1393,46	-2%
Arbeitsrückgewinnung Turbine	[kW]	Keine (Drossel)	Keine (Drossel)	
Spez. Wärme Raum-Kältemittel	[kJ/kg]	204,71	194,47	-5%
Wärmeleistung am Kältespeicher	[kW]	7,56	7,26	-4%
Kältezahl / COP	[-]	7,70	6,06	-21%
Ladezeit sensibler Wärmespeicher	[h]	7,00	8,29	18%
Ladezeit latenter Eisspeicher	[h]	8,40	10,34	23%

7.6 Fazit - Berechnungen

Die angestellten Rechnungen zeigen, dass das Ziel, Raumwärme zu speichern und nach Bedarf in elektrische Energie umzuwandeln, mit allen drei Kältemitteln (R717, R744, R152a) bis zu diesem Punkt der Untersuchung theoretisch möglich ist. Welches Kältemittel die beste Wahl ist, hängt letztendlich vom geplanten Verwendungszweck und den Dimensionen der Anlage ab. CO₂ ist ein leicht verfügbares und günstiges Kältemittel, das durch kurze Ladezeiten überzeugt. CO₂ muss jedoch in einem Kreislauf mit hohen Drücken betrieben werden und ist daher eher für große Anlagen im Kraftwerks- oder industriellen Bereich eignet. Die Anlage muss dabei entsprechend stabiler ausgelegt werden, als dies bei anderen Kältemitteln der Fall ist. Der CO₂-Lademodus, der ausschließlich im überhitzten Bereich abläuft, ist weniger zu empfehlen, da einerseits die Ladezeiten sehr lang sind und andererseits der Aufbau der Anlage weiter verkompliziert würde, zumal im Entlademodus ohnehin die Nutzung des Nassdampfgebietes notwen-

dig ist. Im Entlademodus überzeugt vor allem das Kältemittel R152a mit seinem guten Wirkungsgrad und einer dementsprechend effizienten Nutzung der gespeicherten Energie. Auch insgesamt scheint dieses Kältemittel sehr gut für die geplanten Zwecke geeignet zu sein und könnte, aufgrund seiner hohen Sicherheitsklasse, auch im nicht industriellen Bereich, etwa in regulären Heizungsräumen, eingesetzt werden. Die Sicherheit ist ein großer Minuspunkt, was die Prozesse angeht, die mit Ammoniak betrieben werden. In industriellen Bereichen und überall dort, wo die Anlage in einem gesonderten und abgesicherten Raum betrieben werden kann, ist aber auch die Nutzung dieses Kältemittels denkbar. Aus energetischer Sicht schneidet Ammoniak ebenfalls gut ab, wenn der Entlademodus auch etwas ineffizienter ist als bei den anderen Kältemitteln. Als gute „Allround-Lösung“ scheint sich das Kältemittel R152a zu eignen. Im Vergleich zwischen dem idealen und dem realen R717-Prozess schneiden die Parameter des realen Vorgangs zwischen 11- und 19 % schlechter ab. Im Lademodus wirken sich die Verluste mancher Komponenten positiv auf die Performance anderer Bauteile aus, wodurch deren Verluste stückweise kompensiert werden. An diesem Punkt sollten tiefergehende Untersuchungen stattfinden, da zu bezweifeln ist, dass dieser Effekt auch in der Realität auftritt, zumal die, aus den Verlusten resultierenden „Vorteile“ auch durch den Aufbau der Rechnung bedingt sind. Es kann vermutet werden, dass eine Berechnung des realen Kreislaufs für die anderen Kältemittel ähnliche Ergebnisse liefern würde. Zumindest im Fall von R717 zeigt sich, dass eine Realisierung des Systems auch unter Berücksichtigung der Wirkungsgrade noch möglich ist und sich die Werte für Ladezeiten und Speichergrößen in einem realistischen Rahmen bewegen.

8 Energiebilanz und Vergleich mit konventionellen Lösungen

Der Energieaufwand einer konventionellen Klimaanlage lässt sich mit der dimensionslosen Leistungszahl für Kältemaschinen (EER = Energy Efficiency Ratio) berechnen:

$$EER = \frac{\dot{Q}_0}{P}$$

\dot{Q}_0 = Kälteleistung, P = Leistungsaufnahme

Wird beispielsweise von einer Leistungszahl $EER = 3$ ausgegangen (konservative Annahme für moderne Klimaanlage) und ist eine Kälteleistung von $\dot{Q}_0 = 1,5$ kW gefordert, ergibt sich eine Leistungsaufnahme von 0,5 kW (Müller 2008, S. 31).

Mit einem Energiebedarf von ca. 0,5 kW für eine Raumkühlung von 1,5 kW scheinen konventionelle Klimaanlage somit deutlich energieeffizienter als die hier berechneten Kühlkreisläufe (Lademodus), bei welchen sich der Leistungsverbrauch für den Verdichter zwischen 1,2 und 7,17 kW bewegt (Bei CO₂ mit abgezogener Leistung des Work-Recovery-expanders). Im Unterschied zur konventionellen Klimaanlage ist die hohe Arbeit des Verdichters im Lademodus notwendig, um die Temperatur des Kältemittels auf über 100 °C zu erhöhen, damit der Warmwasserspeicher ausreichend erhitzt wird. Durch den Entlademodus kann so jedoch Energie rückgewonnen werden. Die durch den Entlademodus rückgewonnene Arbeit (Turbinenarbeit abzüglich Pumpenarbeit im Entlademodus) bewegt sich bei den Vergleichsrechnungen zwischen 2,3 und 2,94 kW für 3 Stunden.

8.1 Ersatz-Leistungsaufnahme - Energieverbrauch der Kühlung

Um diese Zahlen besser miteinander vergleichen zu können, ist es sinnvoll für alle zusammengehörenden Kreisläufe (Lade- und Entlademodus) eine Leistungsbilanz aufzustellen, in welcher der Energieaufwand und die Energierückgewinnung über die Lauf-

zeit miteinander verrechnet werden. Letztendlich soll so eine Leistungsbilanz der Anlage für die Raumkühlung ersichtlich sein.

Die bilanzierten Leistungsaufnahmen der Kühlungsanlagen mit Lade- und Entlademodus werden am Beispiel des Ammoniak-Kreislaufs aufgezeigt. Zuerst kann die im Entlademodus gewonnene Energie berechnet werden (Abbildung 55). Diese ist als Randbedingung für alle Kreisläufe bestimmt und somit für alle Kreisläufe identisch.

Gewonnene Arbeit aller Kreisläufe im Entlademodus:

$$P_{\text{Turbine}} := -3 \text{ kW} \quad t_{\text{Entladung}} := 3 \text{ hr}$$

$$W_{\text{Turbine,Entladung}} := P_{\text{Turbine}} \cdot t_{\text{Entladung}} = -9 \text{ kW hr}$$

Abbildung 55: Arbeitsgewinn in Entlademodus:

Um die Bilanz für den ganzen Entlademodus zu erhalten, wird die Pumpenleistung mit der Entlademodus-Laufzeit verrechnet und kann zur Turbinenarbeit aufsummiert werden (Abbildung 56). Die Arbeit, welche dem Kreislauf entzogen wird (hier die Turbinenarbeit), erhält dabei wie erwartet ein negatives Vorzeichen.

Kreislauf R717 (Ammoniak):

Energiebilanz Entlademodus

$$P_{\text{Pumpe,R717,12}} := 35,59 \text{ W} \quad W_{\text{Pumpe,Entladung,R717,12}} := P_{\text{Pumpe,R717,12}} \cdot t_{\text{Entladung}} = 0,1068 \text{ kW hr}$$

$$W_{\text{Entladung,R717}} := W_{\text{Turbine,Entladung}} + W_{\text{Pumpe,Entladung,R717,12}} = -8,8932 \text{ kW hr}$$

Abbildung 56: Energiebilanz Entlademodus

Die gesamte Arbeit, die beim Lademodus anfällt, ergibt sich durch die Verdichterleistung multipliziert mit der Ladezeit. Die Zeit richtet sich demnach nach der Ladezeit des Speichers, welcher länger geladen werden muss. Die Dauer des Lademodus entspricht auch der Zeit, in der die 1,5kW aus dem Raum entzogen werden und somit der Zeitraum, in welcher eine Kühlung stattfindet.

Lademodus Gesamtverbrauch

$$P_{\text{Verdichter,R717,12}} := 1348,22 \text{ W} \quad t_{\text{Ladung,R717}} := 8,36 \text{ hr}$$

$$W_{\text{Ladung,R717}} := P_{\text{Verdichter,R717,12}} \cdot t_{\text{Ladung,R717}} = 11,2711 \text{ kW hr}$$

Abbildung 57: Energiebedarf Lademodus

Um eine Gesamtbilanz aufzustellen, können nun die jeweils berechneten Bilanzen von Lade- und Entlademodus miteinander addiert werden (Abbildung 58). Für die entsprechende Leistungsaufnahme der Anlage kann die Gesamtbilanz durch die Kühllaufzeit (Ladezeit) dividiert werden.

Gesamtverbrauch Lade- und Entlademodus $W_{Gesamt,R717} := W_{Entladung,R717} + W_{Ladung,R717} = 2,3779 \text{ kW hr}$

Gesamtverbrauch umberechnet auf Kühllaufzeit in Leistung (Kreislauf kühlt den Raum während des Lademodus) $P_{Gesamt,R717} := \frac{W_{Gesamt,R717}}{t_{Ladung,R717}} = 0,2844 \text{ kW}$

Abbildung 58: Gesamt-Energiebilanz von Lade- und Entlademodus

Das Ergebnis entspricht einer Ersatz-Leistungsaufnahme, welche den gesamten Leistungsbedarf inklusive des Leistungsgewinns beinhaltet und so den tatsächlichen Verbrauch zur Kühlung ersichtlich macht.

In Tabelle 9 sind alle Gesamtbilanzen (Ersatz-Leistungsaufnahmen) der jeweiligen Kreisläufe als Ergebnis der Rechnungen zu sehen. Grundlage für die Berechnung der Ersatz-Leistungsaufnahmen sind die Berechnungsergebnisse der idealen Kreisläufe aus Kapitel 7. Die Rechnungen für die Ersatz-Leistungsaufnahmen sind in Anhang C (Ersatz-Leistungsaufnahme – Energieverbrauch der berechneten Kreisläufe) zu finden.

Tabelle 9: Übersicht der Energiebilanzen für alle betrachteten Kältemittel

R717 (Ammoniak)	R717 (Ammoniak) - Alternative	R744 (CO ₂)	R744 (CO ₂) – Lademodus im überhitzten Be- reich	R152a
0,2844 kW	1,3417 kW	3,01 kW	0,801 kW	0,4954 kW

Anhand dieser Ersatz-Leistungsaufnahmen für die Raumkühlung wird ersichtlich, dass es große Unterschiede zwischen der energetischen Effizienz der Gesamtsysteme gibt, was den Aufwand für die Raumkühlung betrifft. Außerdem überrascht bei dieser Betrachtung die energetische Überlegenheit des Konzepts des Lademodus im überhitzten Bereich des Kältemittels R744 mit Turbine (siehe Abschnitt 5.3). Anders als in der Analyse in Abschnitt 7, wird hier nicht nur betrachtet, wie viel Energie zur Ladung der Speicher benötigt wird, sondern auch, dass durch die lange Ladezeit der Kühlkreislauf länger aufrechterhalten wird, wodurch der Leistungsverbrauch für die momentane Kühlung sinkt. Die bereits aufgezählten anderen Vor- und Nachteile der Kreisläufe, wie beispielsweise das hohe Druckniveau und großer Massenstrom der R744- Kreisläufe

aus Abschnitt 7, sind hier immer noch gültig. Aus Sicht des Ersatz-Leistungsverbrauchs für die gegebene Kühlleistung ist der Ammoniak-Kreislauf mit 0,2844 kW am sparsamsten, gefolgt von rund 0,5 kW des R152a-Kreislaufs.

8.2 Kombination Klimaanlage und Photovoltaik

Eine Kombination aus Klimaanlage und Photovoltaik scheint sinnvoll, da die maximale Energieerzeugung durch die Photovoltaikanlage meist auch der Zeitpunkt ist, in dem sich der Innenraum durch Sonneneinstrahlung und hohe Außentemperaturen besonders erhitzt. Somit kann für die benötigte Energie zum Kühlen auf den Solarstrom zurückgegriffen werden. Mit einer durchschnittlichen Leistung einer Solarzelle von $0,2 \text{ kW/m}^2$ (Stein, Skript Energietechnik 1) ergibt sich beispielsweise gerade einmal eine benötigte Fläche von etwa $2,5 \text{ m}^2$, um den Energiebedarf für die Klimaanlage mit einer Leistungsaufnahme von 0,5 kW zu decken.

Anhand der in Abschnitt 8.1 errechneten Leistungsaufnahmen ist zu erkennen, dass der Hauptvorteil der Kühlung mit Lade- und Entlademodus nicht an der Gesamt-Energieeffizienz gegenüber herkömmlichen Klimaanlagen liegt, sondern an der Möglichkeit der Energiespeicherung und deren spätere Bereitstellungsmöglichkeit. So scheint dieses Konzept besonders in Kombination mit Photovoltaik attraktiv, da es aufgrund Peak-Sonnenzeiten zu einem Energieüberangebot kommen kann.

8.3 Kühlung mit Abwärmenutzung

Eine alternative energieeffiziente Praxis ist es, lediglich die bei den Kälteanlagen entstehende Abwärme zu nutzen. Anders, als bei den vorangegangenen Untersuchungen mit Lade- und Entlademodus, Heiß- und Eisspeicher soll die Möglichkeit eines einfachen Aufbaus eines Kältekreislaufs überprüft werden, bei welchem die Abwärme beispielsweise für die Warmwasseraufbereitung genutzt wird. Somit liegt vereinfacht ein Plank-Kälteprozess vor und der Komponentenaufbau beschränkt sich im Kern auf den Wärmetauscher zur Raumkühlung (Verdampfer), einem Verdichter, einem Wärmetauscher (Kondensator) und einer Drossel. Da hierfür geringere Temperaturen auf Seiten des Kondensators benötigt werden als bei den zuvor berechneten Wärmespeichern mit etwa 100 C° , können mit dieser Methode der Abwärmenutzung Aufwand und Kosten gespart werden, da hier auf einen niedrigeren Druck verdichtet werden kann.

8.3.1 Beispielrechnung mit R152a

Um Legionellenwachstum im Warmwasser zu verhindern, sollte dieses auf mindestens 60 C° erhitzt werden. Für den in Abbildung 59 aufgezeigten Kreisprozess wird das Kältemittel deshalb auf etwa 7,4 bar und 65 C° verdichtet. Ohne Eisspeicher wird das Kältemittel am Verdampfer (4 - 1) lediglich durch die aus dem Raum entzogene Wärme erwärmt.

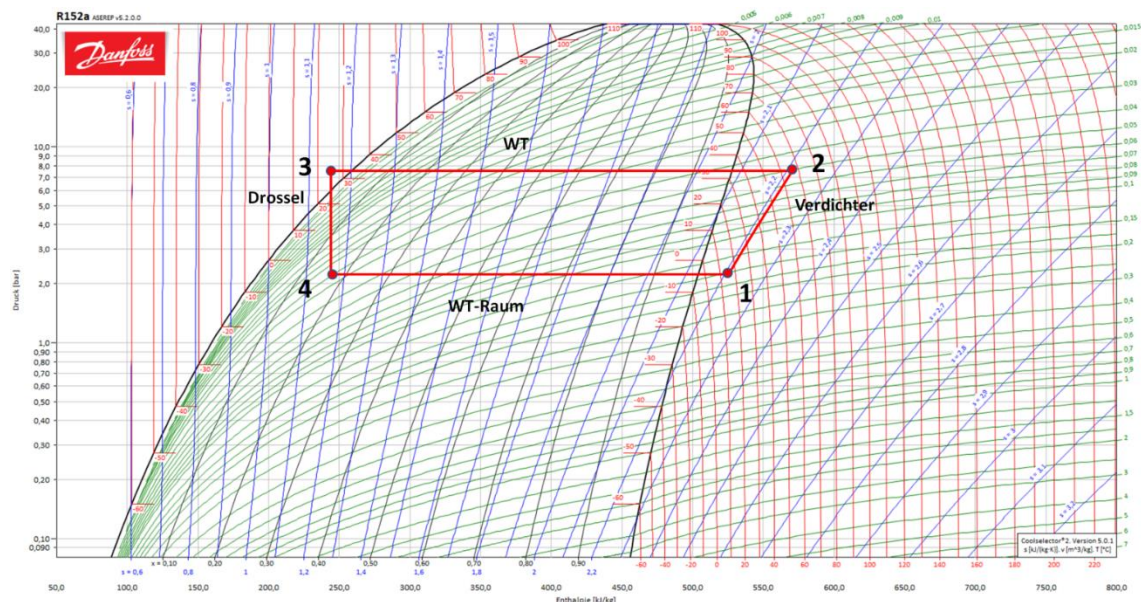


Abbildung 59: p-h-Diagramm; Kreisprozess zur Abwärmenutzung mit R152a

In Tabelle 10 sind die wichtigsten Ergebnisse der Beispielberechnung zur Abwärmenutzung zusammengetragen. Diese Berechnung hierzu ist in Anhang C (Abwärmenutzung zur Wasseraufbereitung – Berechnung mit R152a) zu finden. An den Ergebnissen ist zu erkennen, dass ein geringerer Massenstrom an Kältemittel im Kreislauf benötigt wird, um die 1,5 kW Wärme aus dem Raum zu ziehen als bei den vorangegangenen Rechnungen. Dadurch kann ein Verdichter mit einer geringeren Leistung Anwendung finden. Eine Wärmeleistungszahl (COP) von 7,7 und eine Kältezahl (EER) von 6,4 lassen den hier berechneten Kreislauf und somit die Anlage als energetisch sehr effizient erscheinen. Zu beachten ist allerdings, dass die Ergebnisse bei einem idealen Kreislauf berechnet wurden, und sich die Leistungszahlen bei realer Betrachtung etwas verschlechtern.

Tabelle 10: Rechnungsergebnisse; Abwärmenutzung zur Warmwasserbereitung

Abwärmenutzung zur Warmwasserbereitung		
Kältemittel	Einheit	R152a
Volumenstrom Verdichtereintritt	[m ³ /h]	3,00
Massenstrom	[kg/h]	19,20
spez. Verdichterarbeit	[kJ/kg]	43,90
Verdichterleistung	[kW]	0,24
Temperatur nach Verdichter	[°C]	65,00
Oberes Druckniveau	[bar]	7,40
Unteres Druckniveau	[bar]	2,20
Wärmeleistung am Warmwasserspeicher	[kW]	1,70
spez. Abführbare Wärme von Kältemittel an Wärmespeicher	[kJ/kg]	325,20
Arbeitsrückgewinnung Turbine	[kW]	Keine (Drossel)
Wärmeleistung am Raum	[kW]	1,50
Leistungszahl Wärme COP	[-]	7,70
Kältezah EER	[-]	6,40
Aufwärmzeit 100L Wasser	[h]	5,30

Ein Nachteil ist, dass die vollen 1,7 kW an Wärmeleistung nur bei einer Temperaturdifferenz von 20 zu 65 C° zwischen Kältemittel und Warmwasser übertragen werden (inklusive den angenommenen 5K Temperaturdifferenz nach und vor dem Wärmetauscher). Im Falle eines Wärmetauschers im Warmwassertank in Funktion einer Heizspirale oder Heizstabs findet nur bei einer statischen Betrachtung und einer Wassertemperatur von 20 C° der vollständige Wärmeaustausch, wie in Abbildung 59 aufgezeigt, statt. Erwärmt sich der Warmwasserspeicher, kann das Kältemittels am Kondensator nicht mehr auf die 25 C° abgekühlt werden und die Wärmeabgabe sinkt. Zusätzlich ist nach dem Wärmeaustausch dann eine weitere Kühlung des Kältemittels nötig, bevor es in die Drossel eintritt. Diese Wärme, die dem Kältemittel durch eine weitere Kühlung entzogen wird, muss dann den Verlusten zugeordnet werden. Somit verschlechtert sich der COP-Wert mit zunehmender Wassertemperatur. Durch eine höhere Kältemitteltemperatur nach dem Verdichter kann dieses Problem teilweise gemindert werden, hat aber zur Folge, dass auf höhere Drücke verdichtet werden muss.

Findet ein Gegenstromwärmetauscher in Funktion des Kondensators Anwendung, findet ein vollständiger Wärmeaustausch dauerhaft statt und die statische Betrachtung erhält ihre Legitimität.

Die Abwärmenutzung des Kühlkreislaufs kann dabei nur zur Deckung der Grundlast des Warmwasserbedarfs beitragen. Der Energiebedarf zur Warmwassererhitzung kann somit gesenkt werden, Wärmebedarfsspitzen können nicht bedient werden. Eine zusätz-

liche Heizung im Warmwasserspeicher wird auch deshalb benötigt, weil es nicht dauerhaft einer Raumkühlung bedarf und der Kältekreislauf somit nicht im Dauerbetrieb ist.

Gegenüber dem ausgearbeiteten Konzept mit Lade- und Entlademodus aus den vorherigen Kapiteln hat die Abwärmenutzung für den Warmwasserbedarf den Vorteil, dass geringere Investitionskosten und ein geringer laufender Energieaufwand aufzuwenden sind. Allerdings beschränkt sich die Nutzbarkeit der Energie auf die Warmwasseraufbereitung ohne eine mögliche Umwandlung in elektrische Energie.

8.4 Fazit Energieverbrauch

Obwohl die berechneten Kühlkreisläufe aufgrund der hohen Verdichter-Arbeit allesamt einen deutlich höheren Leistungsverbrauch als eine konventionelle Klimaanlage haben, ist mit den Ersatz-Leistungsaufnahmen ist zu erkennen, dass einige berechnete Konzepte dennoch mit diesen mithalten können. Der Ersatz-Leistungsverbrauch der R152a-Kreisläufe ist somit ähnlich einer Klimaanlage mit einer Leistungszahl (EER) von 3. Die des Ammoniak-Kreislaufs liegt sogar darunter. Allerdings sind die Konzepte mit Lade- und Entlademodus deutlich aufwändiger und teurer in der Anschaffung. Der Vorteil hierbei liegt darin, dass Energie gespeichert wird und zu einem späteren Zeitpunkt durch die Turbine zur Verfügung gestellt werden kann. Dies ergibt aufgrund des kurzzeitigen höheren Energieverbrauchs zur Raumkühlung vor allem dann Sinn, wenn hierzu während den Kühlzeiten (Lademodus) ein Überangebot an Energie günstig verfügbar ist. Zu beachten ist allerdings auch, dass die Konzepte mit Lade- und Entlademodus aufgrund ihrer zeitgebundenen Vorgänge wesentlich komplexer in der Auslegung für den anwendungsspezifischen Fall sind. Werden beispielsweise Ladezeiten über die Auslegung hinweg überspannt, bzw. ist eine längere Kühlzeit erwünscht, verschlechtert sich auch die Gesamtbilanz.

9 Auslegung einer Turbine am Beispiel des Kreislaufs mit R152a

Es soll eine Turbine grob für den zuvor berechneten R152a-Kreislauf ausgelegt werden. Ziel ist es, die Machbarkeit, ungefähre Drehzahlen und mögliche Dimensionen der Turbine herauszufinden.

Aufgrund der geringen Leistung der Turbine und des geringen Volumenstroms für den vorliegenden R152a-Kreislauf, ist es sinnvoll, eine mögliche Turbine in Bauweise einer Gleichdruckturbine mit axialer Durchströmung zu untersuchen (Jungreithmayer 2010, S. 44). Für die Turbinenauslegung wird mit den Formeln aus dem Vorlesungsskript von Prof. Dr. Stein zur Auslegung von Dampfturbinen gearbeitet (Stein, S. 21–27). Die Auslegungsbedingungen sind in Tabelle 11 aufgeführt. Die Berechnung zur Turbinenauslegung ist in Anhang C (Turbinenauslegung am Beispiel R152a Kreislauf) zu finden.

Tabelle 11: Randbedingungen zur Auslegung der Turbine

Isentropes Enthalpiegefälle	Δh_s	65,5 kJ/kg*k
Totalenthalpie Turbineneintritt	$h_{R152a,3}$	676 kJ/kg
Massenstrom	\dot{m}	164,9 kg/h
Volumenstrom Turbineneintritt	$\dot{V}_{R152a,3}$	2,6 m ³ /h
Druck vor Turbine	$p_{R152a,3}$	3 bar
Druck nach Turbine	$p_{R152a,4}$	20 bar
Dichte vor Turbine	$\rho_{R152a,3}$	55,96 kg/m ³
Dichte nach Turbine	$\rho_{R152a,4}$	9,3 kg/m ³

Eingabewerte und Annahmen:

In Tabelle 12 sind zudem Eingabewerte und Annahmen aufgelistet. Die dimensionslose Druckzahl Ψ liegt bei einer Gleichdruckturbine zwischen 4 und 6. Die Durchflusszahl φ zwischen 0,3 und 0,4. Der Innendurchmesser D_i der Turbine muss so gewählt werden, dass dieser genügend Platz für Bauraum bietet (Stein, S. 27). Bei einer Kleinanlage kann die Drehzahl n an einen passenden Generator angepasst sein, bzw. bei einem Gleichstromgenerator kann ein Wechselrichter eingesetzt werden. Es werden zwei Fälle mit unterschiedlichem Innendurchmesser und Drehzahl zum Vergleich gewählt. Diese müssen so gewählt werden, dass die Stufenanzahl in einem realistischen Rahmen ausfällt.

Tabelle 12: Annahmen und weitere Randbedingungen

Drehzahl	n	200 Hz	1200 Hz
Innendurchmesser	D_i	0,05 m	0,017 m
Druckzahl (Gleichdruck)	Ψ	5	5
Durchflusszahl (Gleichdruck)	φ	0,4	0,4

Ergebnisse:

Aus den Berechnungen, zu finden in Anhang C (Turbinenauslegung am Beispiel R152a Kreislauf), ergeben sich die Ergebnisse in Tabelle 13.

Tabelle 13: Ergebnisse

Anzahl Stufen	z	13	3
Umfangsgeschw. Stufenaustritt	$D_{2,1st}$	44,55 m/s	21,83 m/s
Axialgeschwindigkeit	$D_{ax,1st}$	17,82 m/s	37,38 m/s
Schaufellänge Stufe 1	H_{st1}	0,0003 m	0,0004 m

Außendurchmesser Stufe 1	$D_{a,st1}$	0,0506 m	0,0178 m
Schaufellänge Stufe Z	H_{stZ}	0,0017 m	0,0022 m
Außendurchmesser Stufe Z	$D_{a,stZ}$	0,0534 m	0,0214 m
Wellenleistung mit $\eta = 0,92$	P	2760 W	2760 W

Je nach Wahl der Drehzahl und des Innendurchmessers erhält man grundlegend unterschiedliche Stufenanzahlen für die Turbine. Aufgrund des geringen Volumenstroms fällt die durchströmte Fläche der Turbine sehr klein aus, was sich in kurzen Schaufellängen äußert. Beeinflussen lassen sich diese unter anderem durch den Innendurchmesser, wobei dieser wegen des Innenbauraums nicht beliebig reduziert werden kann. Schaufellängen, die sich teilweise im Bereich von 0,3 bis 0,4 mm bewegen, befinden sich im nicht umsetzbaren Bereich, weshalb die durchgeführte Turbinenauslegung für den Anwendungsfall ungeeignet erscheint. Anhand der erhaltenen Ergebnisse ist bereits abzulesen, dass es bei einem derartig geringen Volumenstrom eine Herausforderung sein kann, eine passende Turbine zu finden. Diese Erkenntnis der Relevanz eines ausreichenden Volumenstroms für die Turbinenauslegung deckt sich mit Jungreithmayers Aussage, dass bei Kleinstturbinen die durchströmten Querschnitte derart klein werden würden, dass Probleme bezüglich der Schaufellänge auftreten können (Jungreithmayer 2010, S. 13). Hier sei es umso wichtiger, im Vorfeld der Turbinenauslegung ein Arbeitsmedium auszuwählen, welches einen verhältnismäßig großen Frischdampfvolumentrom bietet.

Generell ist es für eine Mikroturbine sinnvoll, die Möglichkeit einer einstufigen Bauweise zu überprüfen, da hier die Komplexität und somit die Herstellungskosten niedriger gehalten werden.

10 Recherche zu möglichen Komponenten

In diesem Kapitel sollen mögliche Komponenten für die zuvor berechneten Kreisläufe aufgezeigt werden. Da sich insbesondere der Lade- und Entlademodus des Kältemittels R152a als aussichtsreich herausgestellt hat (vgl. Kapitel 7.6), liegt der Schwerpunkt auf dessen Prozesse. Des Weiteren werden mögliche Komponenten des Speichersystems aufgezeigt, welche Kältemittel- und Kenngrößenunabhängig zum Einsatz kommen können.

10.1 Turbine

Die *GET Green Energy Turbine* der Firma Deprag (DEPRAG SCHULZ GMBH u. CO.) ist eine Gasentspannungsturbine mit Generator und hat einen Leistungsbereich von 3 bis 350 kW mit einem Wirkungsgrad von bis zu 80 % (siehe Abbildung 60 und Tabelle 14). Nach Angaben des Herstellers ist das Produkt für eine Anwendung im geschlossenen Energieerzeugungskreislauf, wie beispielsweise eines ORC mit organischem Arbeitsmedium (Kältemittel) geeignet und eignet sich somit für den Entlademodus. Alle technischen Daten, wie Druck- und Temperaturbereich, lassen sich mit dem hier vorliegenden Anwendungsfall vereinbaren. Da es die Turbine in verschiedenen Bauweisen (ein- oder mehrstufige Impuls- oder Reaktionsturbine) gibt, ist eine Auslegung seitens des Herstellers für den spezifischen Anwendungsfall und Prozessparameter möglich. Laut Angaben des Herstellers ist bei der Ausführung einer Impulsturbine bzw. Gleichdruckturbine eine Teilbeaufschlagung möglich. So können kleine Leistungen und Volumenströme abgedeckt werden (Vgl. DEPRAG SCHULZ GMBH u. CO.; DEPRAG SCHULZ GMBH u. CO. 2022).

Aufgrund der Ergebnisse aus der Turbinenauslegung (Abschnitt 9), ist anzunehmen, dass der geringe Volumenstrom aus den obigen Rechnungen nicht mit der *GET Green Energy Turbine* vereinbar ist. Aufgrund der vielseitigen Anwendungsmöglichkeiten und der geringen Leistungsklasse ist die Turbine trotzdem ein möglicher Kandidat für jegliche Varianten des ORC-Kreislaufs. Eine Anwendung und mögliche individuelle Auslegung gilt es grundsätzlich vorher mit dem Hersteller abzuklären.

Tabelle 14: Technische Daten – Gasentspannungsturbine

Baugrößen der Generatoren	kW	5 / 30 / 60 (ATEX) / 120 / 175 weitere Baugrößen auf Anfrage
Druckbereich	bar	0 - 63 höhere Drücke auf Anfrage
Temperaturbereich	°C	- benötigte min. Temperatur -20°C - max. einsetzbar sind 400°C - abhängig vom eingesetzten Medium
Prozesse		- direkte Anwendung bzw. offener Prozess - indirekte Anwendung bzw. geschlossener Prozess
Leistungsbereich	kW	3 - 350 kW Turbinenleistung
Medium		- Druckluft, CO ₂ , Wasserdampf - Erdgas - Kältemittel - Siloxane, Alkane, etc.

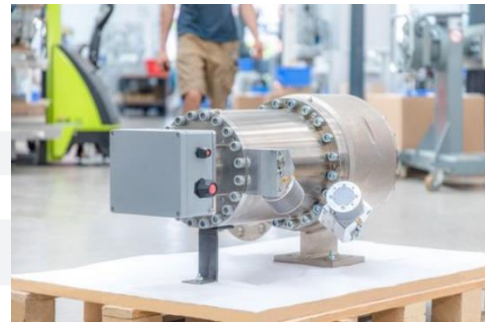


Abbildung 60: GET Gasentspannungsturbine in 60 kW Variante (DEPRAG SCHULZ GMBH u. CO. 2022)

10.2 Drossel

Generell kann für den immer selben Auslegungsfall sowohl ein geregeltes, als auch ein ungeregeltes Ventil zum Einsatz kommen. Bei den geregelten Expansionsventilen gibt es beispielsweise thermische Expansionsventile (TEV), sowie elektronisch geregelte Expansionsventile (EEV). Diese kommen typischerweise bei variablen und höheren Leistungen der Kältemaschine zum Einsatz (Rosenkranz 2020).

Da sich kaum Ventile speziell mit Angabe zur Eignung für das Kältemittel R152a finden lassen, wird davon ausgegangen, dass Ventile für gängigere Kältemittel mit gleichartigen Eigenschaften, wie beispielsweise R134a, auch für R152a geeignet sein könnten. Manche Hersteller schließen das Kältemittel R152a mit Angaben wie „für alle FKWs/HFKWs“ (Fluorkohlenwasserstoffe) mit ein. Ventile mit den geforderten Randbedingungen findet man zum Beispiel beim Hersteller Danfoss. Dieser verfügt über eine Auswahl an geeigneten manuellen, elektrischen und thermostatischen Expansionsventilen für die herrschenden Temperatur- und Druckbereiche im Kreislauf des Kältemittels (Danfoss). Für thermostatische Expansionsventile mit den geforderten Randbedingungen wird man außerdem beispielsweise bei der Baureihe RFKH des Herstellers SANHUA fündig (siehe Abbildung 61) (Sanhua).

ALLGEMEINE SPEZIFIKATIONEN

- Einsetzbar für alle gängigen HFCKW- und HFKW-Kältemittel wie R22, R407C, R404A, R507A, R134a, R404A, R410A, R407A, R407F, R448A, R449A, R452A, R450A, R513A, R455A, R454C
- Umgebungstemperatur min./max.: -35°C / +55°C
- Mediumtemperatur TS min./max.: -40°C / +70°C; erweitert bis -60°C / +70°C für Reihe B Modelle
- Max. Betriebsdruck PS: 4.6 MPa (46 bar)
- Einbaulage:
 - Vorzugsweise mit Ventilkopf aufwärts
 - Durchfluss von Einlass A zu Auslass B
- Zertifizierungen: UL/CSA und PED Konformitätserklärung



Abbildung 61: Thermisches Expansionsventil und allg. Spezifikationen RFKH Serie von SANHUA (Sanhua)

10.3 Verdichter

Generell gibt der vorliegende Kreislauf mit R152a keine Einschränkung in der Art des Verdichters vor (Hubkolben- Rollkolben- oder Scrollverdichter). Für geringe Volumenströme und das Kältemittel R152a lassen sich auf dem Markt hauptsächlich für Kältekreisläufe ausgelegte Verdichter finden. Da der vorliegende Kreislauf im Lademodus gleichzeitig die Funktion einer Hochtemperaturwärmepumpe bedient, soll der Verdichter das Kältemittel auf eine hohe Temperatur (und Druck) verdichten. Solch ein Verdichter, für R152a und den herrschenden Temperaturniveaus beim Lademodus (15 - 105 °C), konnte im Rahmen dieser Recherche nicht ausfindig gemacht werden.

10.4 Latenter Wärmespeicher

Denkbar ist eines der in Abschnitt 6 aufgezeigten Eisspeichersysteme. Wärmeträgermedium für den Eisspeicher ist hierbei ein Kältemittel, vorzugsweise ein Glykol-Wassergemisch. Hersteller solcher latenten Wärmespeicher mit Wasser bzw. Eis als Speichermedium sind zum Beispiel Viessmann, Beka Heiz- und Kühlmatten GmbH und Consolar. Eine Umsetzung des Tanks kann beispielsweise mit Kapillarrohrmatten von BEKA wie im „sp.ICE“ Eisspeichersystem stattfinden. Laut Hersteller haben die Kapillarrohrmatten durch die dichte Anordnung und große Wärmeübertragungsfläche einen hohen Wirkungsgrad und ein schnelles Reaktionsverfahren. Durch die modulare Bauweise können verschieden große bestehende Behälter durch den Einbau der Kapillarrohrmatten zu Eisspeicher gewandelt werden (BEKA Heiz- und Kühlmatten GmbH).

Auch ist ein Aufbau ähnlich des Eisspeichersystem VITOFRIOCAL von Viessmann denkbar (Viessmann).

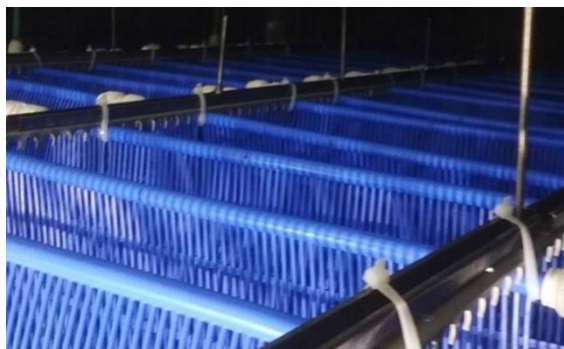


Abbildung 62: Eisspeicher mit Kapillarrohrmatten der Firma BEKA zur Nutzung von Serverabwärme (Beka)

11 Fazit

Es hat sich herausgestellt, dass es auch in kleinen Maßstäben theoretisch möglich ist, Energie aus einem MiniKueWeE-System zu speichern und in elektrische Energie umzuwandeln. Für die Energieübertragung können sich die Kältemittel R744 (CO₂), R717 (Ammoniak) und R152a eignen. Kreisläufe, die zu diesem Zweck Anwendung finden können, sind der Clausius-Rankine-Prozess und der ORC für den Entlademodus sowie der linksläufige Clausius-Rankine-, der Plank-, und der verbesserte Joule-Brayton-Prozess im Lademodus. Für diese Kreisläufe wurden unterschiedliche Verschaltungen der nötigen Komponenten schematisch dargestellt. Mit der Software SMath wurden teilautomatisierte Rechenblätter erarbeitet, mit denen für die ausgewählten Kältemittel und Prozesse unter anderem Massenströme, Leistungen und nötige Speicherdimensionen berechnet werden können. Für den Prozess mit dem Kältemittel Ammoniak wurde zudem eine reale Rechnung durchgeführt, indem die Wirkungsgrade der Einzelkomponenten berücksichtigt wurden. Der Vergleich der Ergebnisse und anderen Faktoren wie Kosten- und Sicherheit zeigt, dass das Ziel, Raumwärme zu speichern und nach Bedarf in elektrische Energie umzuwandeln, mit allen drei Kältemitteln theoretisch möglich ist. Insgesamt scheint sich aber das Kältemittel R152a aufgrund eines guten Wirkungsgrades und hoher Sicherheit als eine „Allround-Lösung“ am besten zu eignen. Die Prozessparameter des „realen“ R717 Prozesses schneiden zwischen 11 % und 19 % schlechter ab als in der idealen Rechnung. Die Werte für Ladezeiten und Speichergrößen befinden sich allerdings noch immer in einem annehmbaren Rahmen. Die Berechnung eines realen Prozesses sollte allerdings noch intensiver betrieben werden. Eine Simulation mit integrierten, hier nicht betrachteten Komponenten, sollte genauere Ergebnisse liefern. Bezüglich der Energiespeicher hat sich herausgestellt, dass sich Wasser bis zu einer Temperatur von 100 °C am besten als Speichermedium in einem sensiblen Speicher eignet. Als Kältespeicher ist ein latenter Eisspeicher zu bevorzugen.

Vergleicht man die Kühlkreisläufe des MiniKueWeE-Systems, also lediglich die berechneten Lademodi, mit einer konventionellen Klimaanlage, ist letztere um ein Vielfaches energiesparender. Wird eine Ersatz-Leistungsaufnahme für den Lade- und den Entlademodus zum Vergleich herangezogen, können die Gesamtsysteme mit den Kältemitteln R152a und Ammoniak mit dem Energieverbrauch einer konventionellen Klimaanlage mithalten. Der Vorteil des MiniKueWeE-Systems samt Lade- und Ent-

lademodus liegt darin, dass Energie gespeichert wird und zu einem späteren Zeitpunkt genutzt werden kann. Besonders in Kombination mit einer Photovoltaikanlage scheint das Energiespeicher-System sinnvoll, da es durch Leistungsspitzen zu einem temporären Überangebot elektrischer an Energie kommen kann, die für den Mehrenergieaufwand des Kühlkreislaufs später wieder freigesetzt und genutzt werden kann. Eine alternative Abwärmenutzung eines Kühlkreislaufs mit R152a wurde berechnet, bei dem die Abwärme lediglich zur Warmwasseraufbereitung genutzt wird. Diese Lösung, die mittels einer einfachen Wärmepumpe umgesetzt werden könnte, überzeugt mit einer hohen berechneten Energieeffizienz und einem simpleren Aufbau, wodurch auch mit weitaus niedrigeren Investitionskosten gerechnet werden kann, als dies bei der Variante mit einer weiteren Umwandlung in elektrische Energie der Fall ist. Allerdings entfällt hierbei der entscheidende Vorteil der Energieumwandlung. Da die berechnete statische Betrachtung der Warmwasseraufbereitung nur bedingt aussagekräftig ist, sollte diesem Konzept ausführlicher nachgegangen werden. Für das Energiespeichersystem wurde eine axiale Gleichdruckturbine grob anhand des R152a-Kreislaufs ausgelegt. Aufgrund des geringen Volumenstroms bewegen sich die Schaufellängen der Turbine für den ausgewählten Kreislauf in einem nicht herstellbaren Bereich. Bei Mikroturbinen ist daher darauf zu achten, ein Arbeitsfluid mit möglichst großem Frischdampfvolumen auszuwählen oder den Kreislauf auf einen höheren Massendurchsatz zu skalieren. Demzufolge sollte die Auswahl eines passenden Arbeitsfluids und die Auslegung des Kreislaufs maßgeblich von der Verfügbarkeit kritischer Komponenten (Verdichter und Turbine) abhängig gemacht werden und unbedingt im Vorfeld miteinbezogen werden, insbesondere bei unkonventionellen Kenngrößen der Anlage.

12 Literaturverzeichnis

- Arpagaus, Cordin (2019): Hochtemperatur-Wärmepumpen. Marktübersicht, Stand der Technik und Anwendungspotenziale. Berlin: VDE Verlag.
- Atul Sharma, Amritanshu Shukla, Lu Aye (2018): Low Carbon Energy Supply. Trends, Technology, Management: Springer Verlag.
- BEKA Heiz- und Kühlmatten GmbH: Produkt-übersicht. Kapillarrohrmatten, Kupferrohrmäänder, Singlerohrtechnik. Online verfügbar unter <https://www.beka-klima.de/produkte/>, abgerufen am 08.01.2023.
- Casini, Massimo (2002): CO₂-Verdichter und -Ausrüstungen, Anwendung und Verfügbarkeit. In: *Die Kälte und Klimatechnik* (10), S. 116–123.
- Danfoss: Expansionsventile. Hg. v. Die Danfoss A/S. Online verfügbar unter <https://store.danfoss.com/at/de/Climate-Solutions-K%C3%A4lletechnik/Ventile/Expansionsventile/c/2017>, abgerufen am 08.01.2023.
- DEPRAG SCHULZ GMBH u. CO. (Hg.): GET® GREEN ENERGY TURBINE. Gasentspannungsturbine mit Generator. Online verfügbar unter https://www.deprag.com/fileadmin/bilder_content/imedia/broschueren_pics/imedia_druckluftmotoren/D6100/D6100de.pdf.
- DEPRAG SCHULZ GMBH u. CO. (Hg.) (2022): GET® Green Energy Turbine – Gasentspannungsturbine mit Generator. Online verfügbar unter <https://www.deprag.com/de/green-energy/green-energy-turbine.html>, zuletzt aktualisiert am 29.12.2022.
- Doreen Brumme (2016): Wärmespeicher: Solarthermie aus der Konserve – was geht? Hg. v. Paradigma. Online verfügbar unter <https://blog.paradigma.de/waerme-speichern-ueberblick/>, abgerufen am 28.12.2022.
- Duratherm (Hg.) (2017): Grundsätzliche Überlegungen zur Ölauswahl. Online verfügbar unter <https://durathermfluids.com/wp-content/uploads/2017/08/basic-consid-fluid-select-de.pdf>, abgerufen am 29.12.2022.
- ElectraTherm Inc. by BITZER Group: POWER MODULE75. NEXT GENERATION HEAT RECOVERY SOLUTION, abgerufen am 12.01.23.
- ENOGIA (Hg.): ORC ENO-10LT. Online verfügbar unter <https://enogia.com/wp-content/uploads/2021/10/10LT-EN.pdf>, abgerufen am 12.01.23.
- Fragol AG (Hg.): Kühlsolen und Glykole. Online verfügbar unter <https://www.fragol.de/waermetraeger/kuehlsolen-und-glykole/produkte.html>, abgerufen am 29.12.2022.
- Fragol AG (Hg.): Wärmeträgerflüssigkeiten. Online verfügbar unter <https://www.fragol.de/waermetraeger/waermetraeger/produkte.html>, abgerufen am 29.12.2022.

- Hemrle, Jaroslav; Kaufmann, Lilian; Mercangoez, Mehmet (2012): Electro-thermal energy storage system and method for storing electro-thermal energy am 17.08.2012. Veröffentlichungsnr: EP 2 698 506 A1.
- Jaroslav, Hermle; Kaufmann, Lilian; Mervangoez, Mehmet; Z'Graggen, Andreas (2012): Thermoelectric energy storage system with an evaporative ice storage arrangement and method for storing thermoelectric energy am 11.06.2012. Veröffentlichungsnr: WO 2012 168472 A3.
- Jungreithmayer, Martin (2010): Auslegung und Konstruktion einer Turbine für einen solarthermischen ORC Prozess kleiner Leistung. Diplomarbeit. Technische Universität Graz, Graz. Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, abgerufen am 08.12.2022.
- Kempf, Roman (2022): Persönliche Kommunikation, 11.04.2022. E-Mail.
- Lassacher, Simon; Puschnigg, Stefan; Lindorfer, Johannes (2018): Technische Aspekte der Forcierung von Primärenergieeffizienz an oberösterreichischen Produktionsstandorten durch Nutzung von Wärmespeichern. Hg. v. Energieinstitut an der JKU und Johannes Kepler Universität Linz. Energieinstitut an der JKU. Online verfügbar unter https://energieinstitut-linz.at/wp-content/uploads/2020/03/W%C3%A4rmespeicher-innerbetrieblich_Endbericht_EIJKU_2018.pdf.
- Müller, Claudio (2008): Leistungszahlen für Kälte-, Klima- und Wärmepumpensysteme. In: *Friscaldo* (1). Online verfügbar unter <http://www.reftec.ch/downloads/Leistungszahlen.pdf>, abgerufen am 12.01.23.
- Rank ORC, S. L.: Rank® LT. Online verfügbar unter <https://www.rank-orc.com/rank-lt-2/>, abgerufen am 12.01.23.
- Rank ORC, S. L.: Rank® MICRO. Online verfügbar unter <https://www.rank-orc.com/rank-micro-2/>, abgerufen am 12.01.23.
- Rosenkranz, Alexander (2020): Expansionsventil: Funktion und Einsatz. Hg. v. Viessmann Climate Solutions SE. Online verfügbar unter <https://www.heizung.de/waermepumpe/wissen/expansionsventil-funktion-und-einsatz.html>, zuletzt aktualisiert am 27.05.2020, abgerufen am 08.01.2023.
- Sanhua: Expansionsventile. Thermostatisches Expansionsventil RFKH-Baureihe. Hg. v. Sanhua. Online verfügbar unter <https://www.sanhuaeurope.com/de/produkte/expansionsventile/thermostatisches-expansionsventil-rfk-h-baureihe>, abgerufen am 08.01.2023.
- SOOMIQ: POWERQUBE UND Powerqube und ORC-Technologie. SOOMIQ GmbH. Online verfügbar unter <https://www.powerqube.net/powerqube-und-orc-technologie>, abgerufen am 03.09.22.
- Stein, Peter: Kraftwerke, Strömungsmaschinen, Energietechnik 1. HTWG Konstanz.

TURBONIK: Viel Strom aus wenig Dampf die Mikroturbinen von Turbonik. Hg. v. TURBONIK. Online verfügbar unter <https://www.turbonik.de/>, abgerufen am 21.12.2022.

Umweltbundesamt (2020): Gebäudeklimatisierung. Online verfügbar unter <https://www.umweltbundesamt.de/themen/klima-energie/fluorierte-treibhausgas-fckw/anwendungsbereiche-emissionsminderung/gebaeudeklimatisierung>, abgerufen am 06.01.2023.

Veith, Heinz (2022): Grundkurs Kältetechnik. Berlin.

Viessmann: Eisspeicher – Aufbau, Funktion, Vorteile und Fördermöglichkeiten. Hg. v. Viessmann Climate Solutions SE. Online verfügbar unter <https://www.viessmann.de/de/wissen/technik-und-systeme/eisspeicher.html>, abgerufen am 08.01.2023.

Wikipedia (Hg.) (2022a): Latentwärmespeicher. Online verfügbar unter <https://de.wikipedia.org/wiki/Latentw%C3%A4rmespeicher>, zuletzt aktualisiert am 01.07.2022, abgerufen am 29.12.2022.

Wikipedia (Hg.) (2022b): Organic Rankine Cycle. Online verfügbar unter https://de.wikipedia.org/wiki/Organic_Rankine_Cycle, zuletzt aktualisiert am 18.08.2022, abgerufen am 12.09.2022.

Windisch, Christoph Philipp (2011): Analyse zweier ORC-Konzepte zur Nutzung von Niedertemperaturwärme. TU, Graz.

Anhang

Übersicht Anhang

Anhang A

Übersicht aller betrachteten Kältemittel

Anhang B

Berechnungen Kreisprozesse – Lade- und Entlademodus

- **R717**
 - Organic Rankine Cycle (ORC) – Entlademodus
 - Linksläufiger Clausius-Rankine-Cycle – Lademodus
 - Organic Rankine Cycle (ORC) – Entlademodus Alternative
 - Linksläufiger Clausius-Rankine-Cycle – Lademodus alternative

- **R744**
 - Organic Rankine Cycle (ORC) mit Zwischenwärmetauscher – Entlademodus
 - Linksläufiger Clausius-Rankine-Cycle mit Zwischenwärmetauscher – Lademodus
 - Joule-Prozess – Lademodus

- **R152a**
 - Organic Rankine Cycle (ORC) – Entlademodus
 - Linksläufiger Clausius-Rankine-Cycle – Lademodus

- **R113**
 - Organic Rankine Cycle (ORC) – Entlademodus mit Zwischen-WT und Pekasol_L als Wärmespeichermedium
 - Linksläufiger Clausius-Rankine-Cycle – Lademodus mit Zwischen-WT und Pekasol_L als Wärmespeichermedium

- **R717 Realer Prozess**
 - Organic Rankine Cycle (ORC) – Entlademodus inkl. Wirkungsgrade
 - Linksläufiger Clausius-Rankine-Cycle – Lademodus inkl. Wirkungsgrade

Anhang C

Weitere Berechnungen

- Ersatz-Leistungsaufnahme - Energieverbrauch der berechneten Kreisläufe
- Abwärmenutzung zur Warmwasseraufbereitung – Berechnung mit R152a
- Turbinenauslegung am Beispiel R152a Kreislauf

Anhang A

Übersicht aller Betrachteten Kältemittel

Kältemittel	Isentropen-Steigung (Nassdampf-Prozess)	Drücke	Form Nassdampf- gebiet (p,h)	Sicherheits- klasse	GWP
R11	Gut	Niedrig; 8 bar bei 100 °C	Überhängend, Gut	k.A.	4750
R113	Gut	Niedrig; 4,5 bar bei 100 °C	Überhängend, Gut	k.A.	5820
R114	Gut	Schlecht; Muss auf 100 °C verdichten, um auf über 10 Bar zu kommen	Gut	k.A.	8590
R1150	Gut	Gut; Krit. Druck bei 50 bar	Gut	k.A.	k.A.
R12	Mittel	Gut; 15 bar bei 55 °C	Gut	k.A.	k.A.
R123	Gut	Schlecht; 8 bar bei 100 °C	Gut	k.A.	79
R1270	Gut	Gut; 25 bar bei 60 °C	Gut	k.A.	2
R13	Gut	Schlecht	k.A.	k.A.	
R134a	Gut	Gut	Gut	k.A.	1300
R14	Gut	k.A.	k.A.	k.A.	k.A.
R152a	Gut	Gut; 15 bar bei 60 °C	Gut	A2	138
R170	Gut	Schlecht; 25 bar bei 0 °C	Gut	k.A.	k.A.
R21	Gut	Schlecht; 15 bar bei 105 °C	Gut	k.A.	148

R22	Gut	Gut; 25 bar bei 60 °C	Gut	k.A.	k.A.
R23	Gut	Schlecht; 25 bar bei 0 °C	Gut	k.A.	k.A.
R245fa	k.A.	k.A.	k.A.	k.A.	1030
R290	Gut	Gut; 25 bar bei 65 °C	Gut	A3	3
R401A	Gut	Gut; 25 bar bei 70 °C	Gut	k.A.	k.A.
R401B	Gut	Gut; 25 bar bei 70 °C	Gut	k.A.	k.A.
R401C	Gut	Gut; 25 bar bei 80 °C	Gut	k.A.	k.A.
R402A	Gut	Gut; 25 bar bei 50°C	Gut	k.A.	k.A.
R402B	Gut	Gut; 25 bar bei 55 °C	Gut	k.A.	k.A.
R404A	Gut	Gut; 25 bar bei 55 °C	Gut	k.A.	3922
R406A	Gut	Gut; 25 bar bei 80 °C	Gut	k.A.	k.A.
R407A	Gut	Gut; 25 bar bei 55 °C	Gut	k.A.	2107
R407B	Gut	Gut; 25 bar bei 50 °C	Gut	k.A.	2804
R407C	Gut	Gut; 25 bar bei 55 °C	Gut	k.A.	1774
R408A	Gut	Gut; 25 bar bei 55 °C	Gut	k.A.	k.A.
R409A	Gut	Gut; 25 bar bei 70 °C	Gut	k.A.	k.A.

R410A	Gut	Mittel; 35 bar bei 55 °C	Gut	k.A.	2088
R410B	Gut	Mittel; 35 bar bei 55 °C	Gut	k.A.	2229
R50	Mittel	Mittel; 50 bar bei -80 °C	Gut	k.A.	k.A.
R500	Gut	Gut; 25 bar bei 75 °C	Gut	k.A.	k.A.
R502	Gut	Gut; 25 bar bei 55 °C	Gut	k.A.	k.A.
R507	Gut	Gut; 25 bar bei 50 °C	Gut	k.A.	k.A.
R508A	Gut	Schlecht; 15 bar bei -20 °C	Gut	k.A.	13214
R600	Gut	Mittel; 15 bar bei 80 °C	Gut	A3	4
R600a	Gut	Mittel; 15 bar bei 80 °C	Gut	A3	3
R717	Gut	Sehr gut; 25 bar bei 55 °C	Gut	B2L	0
R718	Schlecht	Schlecht; 2 bar bei 120 °C	Gut	A1	0
R728	Gut	Schlecht; 25 bar bei -155 °C	k.A.	k.A.	k.A.
R729	Gut	Schlecht; 25 bar bei -150 °C	Gut	k.A.	k.A.
R732	Mittel	Schlecht; 25 bar bei -135 °C	Gut	k.A.	k.A.
R740	Mittel	Schlecht; 25 bar bei -140 °C	Gut	k.A.	k.A.

R744	Gut	Gut / Mittel; 70 bar bei 30 °C	Gut	A1	1
RC318	Gut	Gut; 20 bar bei 100 °C	Mittel	k.A.	k.A.
R142b	k.A.	k.A.	k.A.	k.A.	782
R124	k.A.	k.A.	k.A.	k.A.	527
R1336mzz(Z)	Gut	k.A.; 1 bar bei 110 °C	k.A.	A1	2
R1234ze(Z)	k.A.	k.A.	k.A.	A2L	<1
R1336mzz(E)	k.A.	k.A.	k.A.	A1	18
R1234ze(E)	Gut	Gut; 20 bar bei 100 °C	Gut	A2L	<1
R1234yf	Gut	Sehr gut; 25 bar bei 75 °C	Gut	A2L	<1
R1233zd(E)	Gut	Gut, 20 bar bei 80 °C	Gut	A1	1
R1224yd(Z)	k.A.	k.A.	k.A.	A1	<1
R601	k.A.	k.A.	k.A.	A3	5
Novec 649	k.A.	k.A.	k.A.	k.A.	<1
RE170	Gut	Gut; 22 bar bei 80 °C	Gut	A3	1

Anhang B

Berechnungen Kreisprozesse – Lade- und Entlademodus

- **R717**
 - Organic Rankine Cycle (ORC) – Entlademodus
 - Linksläufiger Clausius-Rankine-Cycle – Lademodus
 - Organic Rankine Cycle (ORC) – Entlademodus Alternative
 - Linksläufiger Clausius-Rankine-Cycle – Lademodus alternative

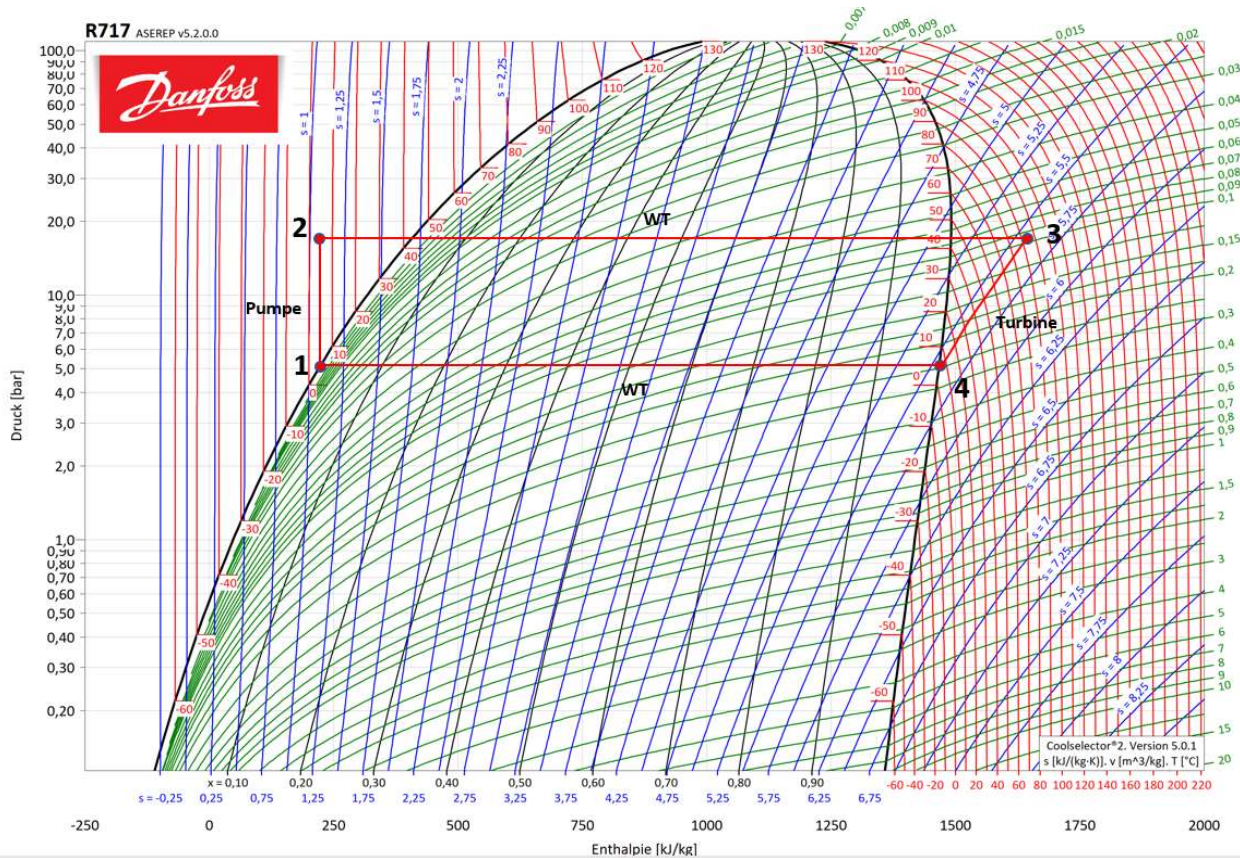
- **R744**
 - Organic Rankine Cycle (ORC) mit Zwischenwärmetauscher – Entlademodus
 - Linksläufiger Clausius-Rankine-Cycle mit Zwischenwärmetauscher – Lademodus
 - Joule-Prozess – Lademodus

- **R152a**
 - Organic Rankine Cycle (ORC) – Entlademodus
 - Linksläufiger Clausius-Rankine-Cycle – Lademodus

- **R113**
 - Organic Rankine Cycle (ORC) – Entlademodus mit Zwischen-WT und Pekasol_L als Wärmespeichermedium
 - Linksläufiger Clausius-Rankine-Cycle – Lademodus mit Zwischen-WT und Pekasol_L als Wärmespeichermedium

- **R717 Realer Prozess**
 - Organic Rankine Cycle (ORC) – Entlademodus inkl. Wirkungsgrade
 - Linksläufiger Clausius-Rankine-Cycle – Lademodus inkl. Wirkungsgrade

R717 (Ammoniak) Organic Rankine Cycle (ORC) - Entlademodus



$$P_{Turbine, R717, 34} := -3 \text{ kW} \quad (\text{Gewünschten Wert eingeben})$$

$$t_{Entladung} := 3 \text{ hr} \quad (\text{Gewünschten Wert eingeben})$$

Nebenrechnung für erforderlichen Massenstrom und Volumenstrom zu den eingegebenen Werten:

$$h_{R717, 4} := 1467 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad h_{R717, 3} := 1644 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$w_{t, R717, 34} := h_{R717, 4} - h_{R717, 3} = -177 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$m_{\text{punkt}}_{R717} := \frac{P_{Turbine, R717, 34}}{w_{t, R717, 34}} = 61,0169 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

$$v_{R717, 3} := 0,092 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (\text{Coolselector2})$$

$$\text{Volumenstrom Frischdampf: } v_{\text{punkt}}_{R717, 3} := m_{\text{punkt}}_{R717} \cdot v_{R717, 3} = 5,6136 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

Von 1 nach 2 - Pumpe

$$T_{R717, 1} := 5 \text{ °C} = 278,15 \text{ K} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

$$T_{R717, 2} := 5,3 \text{ °C} = 278,45 \text{ K}$$

$$h_{R717, 1} := 223,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{R717, 2} := 225,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$p_{R717, 1} := 5,156 \text{ bar}$$

$$p_{R717, 2} := 17,8 \text{ bar}$$

$$w_{t,R717,12} := h_{R717,2} - h_{R717,1} = 2,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$P_{\text{Pumpe},R717,12} := w_{t,R717,12} \cdot m_{\text{punkt}_{R717}} = 35,5932 \text{ W}$$

Von 2 nach 3 - Wärmetauscher am Wärmespeicher

$$T_{R717,3} := 95 \text{ }^\circ\text{C} = 368,15 \text{ K} \quad (\text{Randbedingung})$$

$$h_{R717,3} = 1644 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

$$q_{R717,23} := h_{R717,3} - h_{R717,2} = 1418,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{\text{punkt}_{R717,23}} := q_{R717,23} \cdot m_{\text{punkt}_{R717}} = 24,0458 \text{ kW}$$

$$Q_{R717,23} := Q_{\text{punkt}_{R717,23}} \cdot t_{\text{Entladung}} = 72,1373 \text{ kW hr}$$

Von 3 nach 4 - Turbine

$$p_{R717,4} := p_{R717,1}$$

$$h_{R717,4} = 1467 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

$$T_{R717,4} := 5 \text{ }^\circ\text{C} = 278,15 \text{ K}$$

$$w_{t,R717,34} := h_{R717,4} - h_{R717,3} = -177 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$P_{\text{Turbine},R717,34} := m_{\text{punkt}_{R717}} \cdot w_{t,R717,34} = -3 \text{ kW}$$

Von 4 nach 1 - Wärmetauscher am Eisspeicher

$$q_{R717,41} := h_{R717,1} - h_{R717,4} = -1243,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{\text{punkt}_{R717,41}} := m_{\text{punkt}_{R717}} \cdot q_{R717,41} = -21,0814 \text{ kW}$$

$$Q_{R717,41} := Q_{\text{punkt}_{R717,41}} \cdot t_{\text{Entladung}} = -63,2441 \text{ kW hr}$$

Thermischer Wirkungsgrad

$$w_{t,ges} := |w_{t,R717,34}| - w_{t,R717,12} = 174,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\eta_{th} := \frac{|w_{t,ges}|}{q_{R717,23}} = 0,1233$$

Dimensionierung Wärmespeicher

Annahme: Anfangs- und Endtemperatur des Wassers im Speicher haben eine Differenz von 5°C zu denen des Kältemittels:

$$T_{H2O,sens,kalt} := T_{R717,2} + 5 \text{ K} = 10,3 \text{ °C}$$

$$T_{H2O,sens,heiss} := T_{R717,3} + 5 \text{ K} = 100 \text{ °C}$$

$$\text{Enthalpie vor Wärmezufuhr: } h_{H2O,sens,kalt} := 243,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

(Coolselector2 - Kältemittelrechner)
Werte bei 1 bar Umgebungsdruck

$$\text{Enthalpie nach Wärmezufuhr: } h_{H2O,sens,heiss} := 615 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Verfügbare spezifische Wärme in Speicher: } q_{H2O,23} := h_{H2O,sens,heiss} - h_{H2O,sens,kalt} = 371,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Benötigte spezifische Wärme zur Verdampfung/ Überhitzung des Kältemittels: } q_{R717,23} = 1418,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Benötigte Gesamtwärme in Speicher (abhängig vom Massenstrom und der Laufzeit des Entladevorgangs):

$$Q_{H2O,sens} := Q_{R717,23} = 2,5969 \cdot 10^5 \text{ kJ}$$

Dafür benötigte Masse Wasser in Speicher:

$$m_{ges,H2O,sens} := \frac{Q_{H2O,sens}}{q_{H2O,23}} = 698,6662 \text{ kg}$$

Dimensionierung Eisspeicher (latenter Wärmespeicher)

Wärme, die Kältemittel für die Verflüssigung entzogen werden muss:

$$q_{R717,41} = -1243,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Gesamtwärmemenge, die dem Kältemittel entzogen werden muss (abhängig vom Massenstrom und der Laufzeit des Entladevorgangs):

$$Q_{R717,41} = -2,2768 \cdot 10^5 \text{ kJ}$$

$$Q_{lat,41} := Q_{R717,41}$$

Im Kältespeicher "gespeicherte Kälte" (Vereisungsenthalpie):

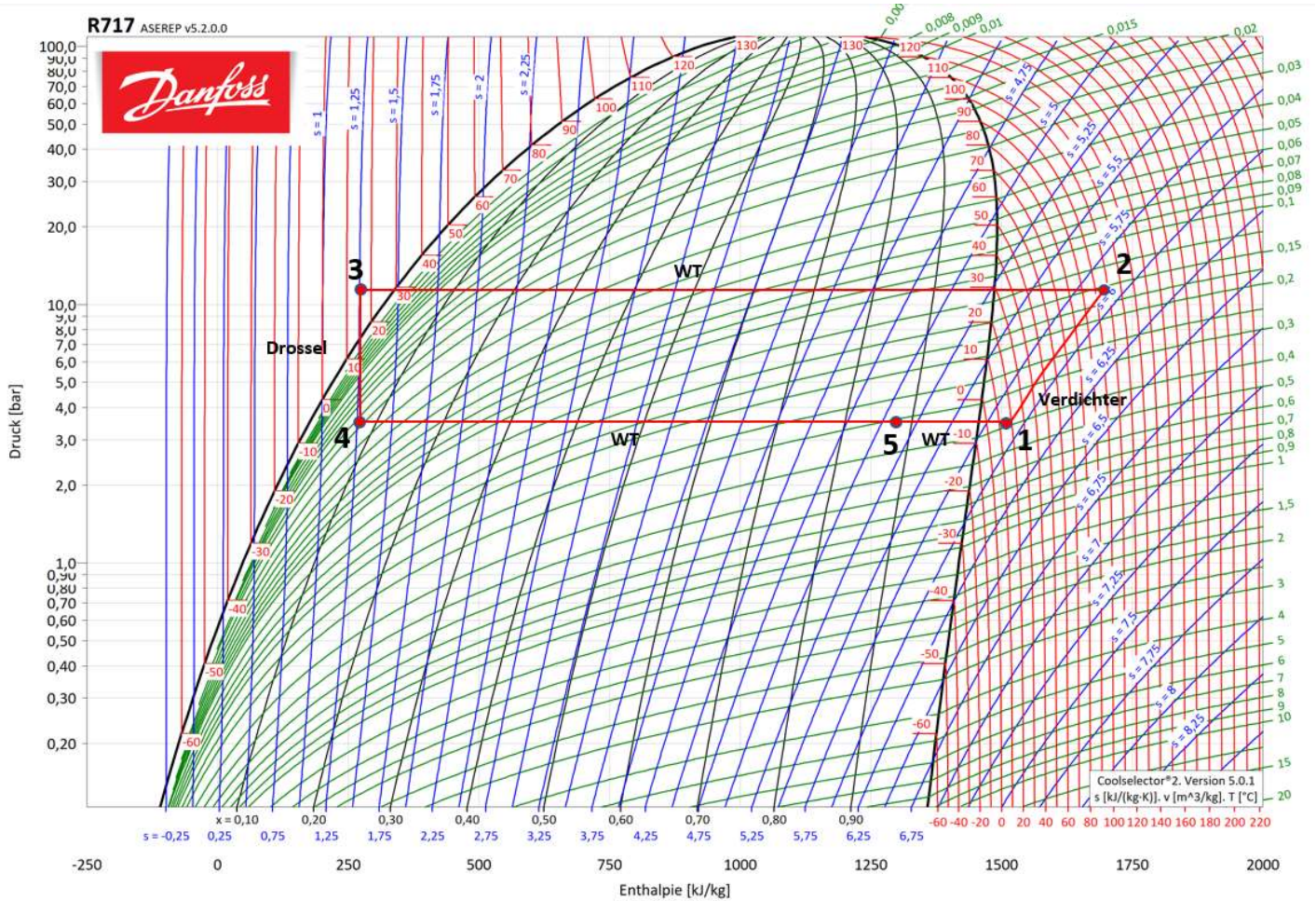
$$q_{Eis,41} := -336,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Benötigte Masse Eis in Kältespeicher

$$m_{ges,H2O,lat} := \frac{Q_{lat,41}}{q_{Eis,41}} = 676,4071 \text{ kg}$$

R717 (Ammoniak)

Linksläufiger Clausius-Rankine-Prozess - Lademodus



Volumenstrom am Verdichter als begrenzendende Größe: $V_{\text{punkt}_{R717,1}} := 10 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$ (Annahme)

Spezifisches Volumen des Kältemittels am Verdichtereintritt: $v_{R717,1} := 0,3791 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$ (Coolselector2 - Kältemittelrechner)

Massenstrom: $m_{\text{punkt}_{R717}} := \frac{V_{\text{punkt}_{R717,1}}}{v_{R717,1}} = 26,3783 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$

Von 1 nach 2 - Verdichter

$T_{R717,1} := 15 \text{ }^\circ\text{C} = 288,15 \text{ K}$ (Gewünschter Temperaturhub)

$T_{R717,2} := 105 \text{ }^\circ\text{C} = 378,15 \text{ K}$

$h_{R717,1} := 1507 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ (Coolselector2 - Kältemittelrechner)

$h_{R717,2} := 1691 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

$p_{R717,1} := 3,547 \text{ bar}$

$p_{R717,2} := 11,68 \text{ bar}$

$w_{t,R717,12} := h_{R717,2} - h_{R717,1} = 184 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

$P_{\text{Verdichter},R717,12} := w_{t,R717,12} \cdot m_{\text{punkt}_{R717}} = 1348,2224 \text{ W}$

Von 2 nach 3 - Wärmetauscher am Wärmespeicher

Es wird die Annahme getroffen, dass die Temperatur des Kältemittels nach dem Wärmetauscher eine Differenz von 5 K gegenüber der Ausgangstemperatur des Speichermediums hat

$$p_{R717,3} := p_{R717,2} = 11,68 \text{ bar}$$

$$T_{R717,3} := 15 \text{ °C} = 288,15 \text{ K} \quad (\text{Ideale Annahme})$$

$$h_{R717,3} := 270,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

$$q_{R717,23} := h_{R717,3} - h_{R717,2} = -1420,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{Randbedingung})$$

$$Q_{\text{punkt}_{R717,23}} := q_{R717,23} \cdot m_{\text{punkt}_{R717}} = -10,4106 \text{ kW}$$

Von 3 nach 4 - Drossel

$$p_{R717,4} := p_{R717,1}$$

$$h_{R717,4} := h_{R717,3} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

$$T_{R717,4} := (-5) \text{ °C} = 268,15 \text{ K}$$

$$w_{t,R717,34} := h_{R717,4} - h_{R717,3} = 0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{Isenthalpe Drosselung})$$

Von 5 nach 1 - Wärmetauscher am Raum

Der verfügbare Wärmestrom, der dem Raum entzogen werden kann, beträgt ca. 1,5 kW

$$Q_{\text{punkt}_{R717,51}} := 1,5 \text{ kW}$$

Wärmemenge, die übertragen werden muss, um die 1,5 kW abzudecken:

$$q_{R717,51} := \frac{Q_{\text{punkt}_{R717,51}}}{m_{\text{punkt}_{R717}}} = 204,714 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Übergang vom Wärmetauscher am Eisspeicher zum Wärmetauscher "am Raum" bei welcher Enthalpie im p,h-Diagramm? Enthalpie am Punkt 1 (vor Verdichter ist bekannt. Also:)

$$h_{R717,5} := h_{R717,1} - q_{R717,51} = 1302,286 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Von 4 nach 5 - Wärmetauscher am Kältespeicher

$$q_{R717,45} := h_{R717,5} - h_{R717,4} = 1032,086 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad \text{Wärme, die aus dem Kältespeicher dem Kältemittel zugeführt wird}$$

$$Q_{\text{punkt}_{R717,45}} := m_{\text{punkt}_{R717}} \cdot q_{R717,45} = 7,5624 \text{ kW}$$

Wirkungsgrad/Kältezah/COP

$$\varepsilon_w := \frac{h_{R717,2} - h_{R717,3}}{h_{R717,2} - h_{R717,1}} = 7,7217 \quad (\text{Verhältnis von Abgegebener Wärme zur Verdichterarbeit}). \text{ Wert liegt in der Realität bei etwa bei 5 bis 6. Abweichung kann daher kommen, dass ideal und ohne Wirkungsgrade gerechnet wurde.}$$

Dimensionierung Wärmespeicher // Berechnung der Ladezeit bei gegebener Speichergröße und Volumenstrom

Gewünschte Masse Wasser in Wärmespeicher (sensibler Wärmespeicher):

$$m_{\text{ges}_{H2O,sens}} := 699 \text{ kg}$$

Annahme: Anfangs- und Endtemperatur des Wassers im Speicher haben eine Differenz von 5°C zu denen des Kältemittels:

$$T_{H2O,sens,kalt} := T_{R717,3} - 5 \text{ K} = 10 \text{ °C}$$

$$T_{H2O,sens,heiss} := T_{R717,2} - 5 \text{ K} = 100 \text{ °C}$$

Enthalpie vor Wärmezufuhr: $h_{H2O,sens,kalt} := 242 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ (Coolselector2 - Kältemittelrechner)
Werte für einen Druck von 1 bar

Enthalpie nach Wärmezufuhr: $h_{H2O,sens,heiss} := 615 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Benötigte spezifische Wärme um Speicher zu laden: $q_{H2O,23} := h_{H2O,sens,heiss} - h_{H2O,sens,kalt} = 373 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Benötigte gesamtwärme um Speicher zu laden: $Q_{H2O,sens} := q_{H2O,23} \cdot m_{ges_{H2O,sens}} = 2,6073 \cdot 10^5 \text{ kJ}$

Enthalpie vor Wärmeübertragung an Speicher: $h_{R717,2} = 1691 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Enthalpie nach Wärmeübertragung an Speicher: $h_{R717,3} = 270,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Spezifische abführbare Wärme von Kältemittel an Wärmespeicher: $q_{R717,23} := h_{R717,3} - h_{R717,2} = -1420,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Benötigte gesamtmasse Kältemittel, um Speicher zu laden: $m_{ges_{R717,sens}} := \frac{Q_{H2O,sens}}{|q_{R717,23}|} = 183,5072 \text{ kg}$

Zeit, die benötigt wird, um bei gegebenen Volumenstrom den Wärmespeicher zu laden:

$$t_{Ladung,sens} := \frac{m_{ges_{R717,sens}}}{m_{punkt_{R717}}} = 6,9568 \text{ hr}$$

Dimensionierung Kältespeicher // Berechnung der Ladezeit bei gegebener Speichergröße und Volumenstrom

Gewünschte Masse Wasser in Kältespeicher (latenter Wärmespeicher):

$$m_{ges_{H2O,lat}} := 676 \text{ kg}$$

Im Kältespeicher "gespeicherte Kälte" (Vereisungsenthalpie): $q_{Eis,45} := -336,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Benötigte gesamtwärme die abgeführt werden muss, um Speicher zu laden:

$$Q_{H2O,lat} := q_{Eis,45} \cdot m_{ges_{H2O,lat}} = -2,2754 \cdot 10^5 \text{ kJ}$$

spezifische Wärme, die Kältemittel aus Eisspeicher abführen kann, bis Übergang zum Wärmetauscher-Raum:

$$q_{R717,45} = 1032,086 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Benötigte gesamtmasse Kältemittel, um Speicher zu laden: $m_{ges_{R717,lat}} := \frac{|Q_{H2O,lat}|}{q_{R717,45}} = 220,4677 \text{ kg}$

Zeit, die benötigt wird, um bei gegebenen Volumenstrom den latenten Wärmespeicher zu laden:

$$t_{Ladung,lat} := \frac{m_{ges_{R717,lat}}}{m_{punkt_{R717}}} = 8,3579 \text{ hr}$$

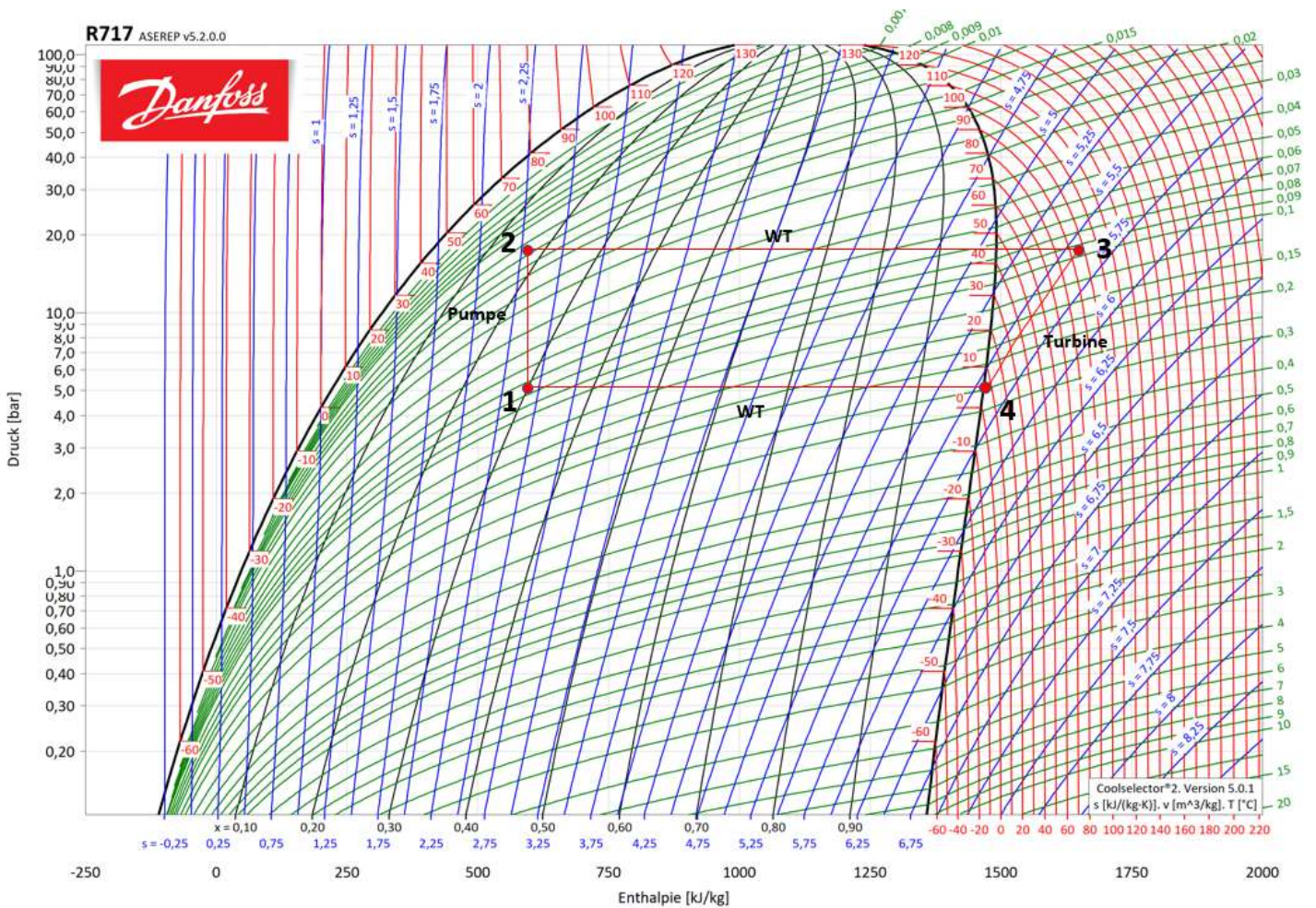
Kommentare:

Kältespeicher benötigt länger um geladen zu werden oder ist tendenziell etwas zu klein (falls Größe angepasst), da während des Prozesses mehr Energie in den Wärmespeicher geladen wird. Lösungen?

- Weniger weit komprimieren, so dass Wärmespeicher langsamer geladen wird. Dann werden aber die nötigen Temperaturen nicht erreicht.
- Überschüssige Wärme für andere Zwecke verwenden?
- Zur Not Wärme an Umgebung abgeben. Dann allerdings Abhängigkeit von Umgebungstemperatur. Wärmetausch nicht bis 0°C möglich

R717 (Ammoniak) Organic Rankine Cycle (ORC) - Entlademodus Alternative

Mit Verflüssigung bis $x = 0,3$



$$P_{Turbine, R717, 34} := -3 \text{ kW} \quad (\text{Gewünschten Wert eingeben})$$

$$t_{Entladung} := 3 \text{ hr} \quad (\text{Gewünschten Wert eingeben})$$

Nebenrechnung für erforderlichen Massenstrom und Volumenstrom zu den eingegebenen Werten:

$$h_{R717, 4} := 1467 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad h_{R717, 3} := 1644 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$w_{t, R717, 34} := h_{R717, 4} - h_{R717, 3} = -177 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$m_{punkt_{R717}} := \frac{P_{Turbine, R717, 34}}{w_{t, R717, 34}} = 61,0169 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

$$v_{R717, 3} := 0,092 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (\text{Coolselector 2})$$

$$\text{Volumenstrom Frischdampf: } V_{punkt_{R717, 3}} := m_{punkt_{R717}} \cdot v_{R717, 3} = 5,6136 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

Von 1 nach 2 - Pumpe

$$T_{R717,1} := 5 \text{ } ^\circ\text{C} = 278,15 \text{ K} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

$$T_{R717,2} := 45 \text{ } ^\circ\text{C} = 318,15 \text{ K}$$

$$h_{R717,1} := 596,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{R717,2} := 639,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$p_{R717,1} := 5,156 \text{ bar}$$

$$p_{R717,2} := 17,82 \text{ bar}$$

$$w_{t,R717,12} := h_{R717,2} - h_{R717,1} = 42,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$P_{\text{Pumpe},R717,12} := w_{t,R717,12} \cdot m_{\text{punkt}}_{R717} = 727,1186 \text{ W}$$

Von 2 nach 3 - Wärmetauscher am Wärmespeicher

$$T_{R717,3} := 95 \text{ } ^\circ\text{C} = 368,15 \text{ K} \quad (\text{Randbedingung})$$

$$h_{R717,3} := 1644 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

$$q_{R717,23} := h_{R717,3} - h_{R717,2} = 1004,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{\text{punkt}}_{R717,23} := q_{R717,23} \cdot m_{\text{punkt}}_{R717} = 17,0305 \text{ kW}$$

$$Q_{R717,23} := Q_{\text{punkt}}_{R717,23} \cdot t_{\text{Entladung}} = 51,0915 \text{ kW hr}$$

Von 3 nach 4 - Turbine

$$p_{R717,4} := p_{R717,1}$$

$$h_{R717,4} := 1467 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

$$T_{R717,4} := 5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$w_{t,R717,34} := h_{R717,4} - h_{R717,3} = -177 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$P_{\text{Turbine},R717,34} := m_{\text{punkt}}_{R717} \cdot w_{t,R717,34} = -3 \text{ kW}$$

Von 4 nach 1 - Wärmetauscher am Kältespeicher

$$q_{R717,41} := h_{R717,1} - h_{R717,4} = -870,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{\text{punkt}}_{R717,41} := m_{\text{punkt}}_{R717} \cdot q_{R717,41} = -14,7576 \text{ kW}$$

$$Q_{R717,41} := Q_{\text{punkt}}_{R717,41} \cdot t_{\text{Entladung}} = -44,2729 \text{ kW hr}$$

Thermischer Wirkungsgrad

$$w_{t,ges} := |w_{t,R717,34}| - w_{t,R717,12} = 134,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\eta_{th} := \frac{|w_{t,ges}|}{q_{R717,23}} = 0,1335$$

Dimensionierung Wärmespeicher (sensibler Wärmespeicher)

Annahme: Anfangs- und Endtemperatur des Wassers im Speicher haben eine Differenz von 5°C zu denen des Kältemittels:

$$T_{H2O,sens,kalt} := T_{R717,2} + 5 \text{ K} = 323,15 \text{ K}$$

$$T_{H2O,sens,heiss} := T_{R717,3} + 5 \text{ K} = 373,15 \text{ K}$$

Enthalpie vor Wärmezufuhr: $h_{H2O,sens,kalt} := 409,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
(Coolselector2 - Kältemittelrechner)

Enthalpie nach Wärmezufuhr: $h_{H2O,sens,heiss} := 615 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Verfügbare spezifische Wärme in Speicher: $q_{H2O,23} := h_{H2O,sens,heiss} - h_{H2O,sens,kalt} = 205,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Benötigte spezifische Wärme zur Verdampfung/ Überhitzung des Kältemittels: $q_{R717,23} = 1004,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Benötigte Gesamtwärme in Speicher (abhängig vom Massenstrom und der Laufzeit des Entladevorgangs):

$$Q_{H2O,sens} := Q_{R717,23} = 1,8393 \cdot 10^5 \text{ kJ}$$

Dafür benötigte Masse Wasser in Speicher:

$$m_{ges,H2O,sens} := \frac{Q_{H2O,sens}}{q_{H2O,23}} = 894,1638 \text{ kg}$$

Dimensionierung Kältespeicher (latenter Wärmespeicher)

Wärme, die Kältemittel für die Verflüssigung entzogen werden muss:

$$q_{R717,41} = -870,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Gesamtwärmemenge, die dem Kältemittel entzogen werden muss (abhängig vom Massenstrom und der Laufzeit des Entladevorgangs):

$$Q_{R717,41} = -1,5938 \cdot 10^5 \text{ kJ}$$

$$Q_{lat,41} := Q_{R717,41}$$

Im Kältespeicher "gespeicherte Kälte" (Vereisungsenthalpie):

$$q_{Eis,41} := -336,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Benötigte Masse Eis in Kältespeicher

$$m_{ges,H2O,lat} := \frac{Q_{lat,41}}{q_{Eis,41}} = 473,5068 \text{ kg}$$

Wirkungsgrad Grundprozess:

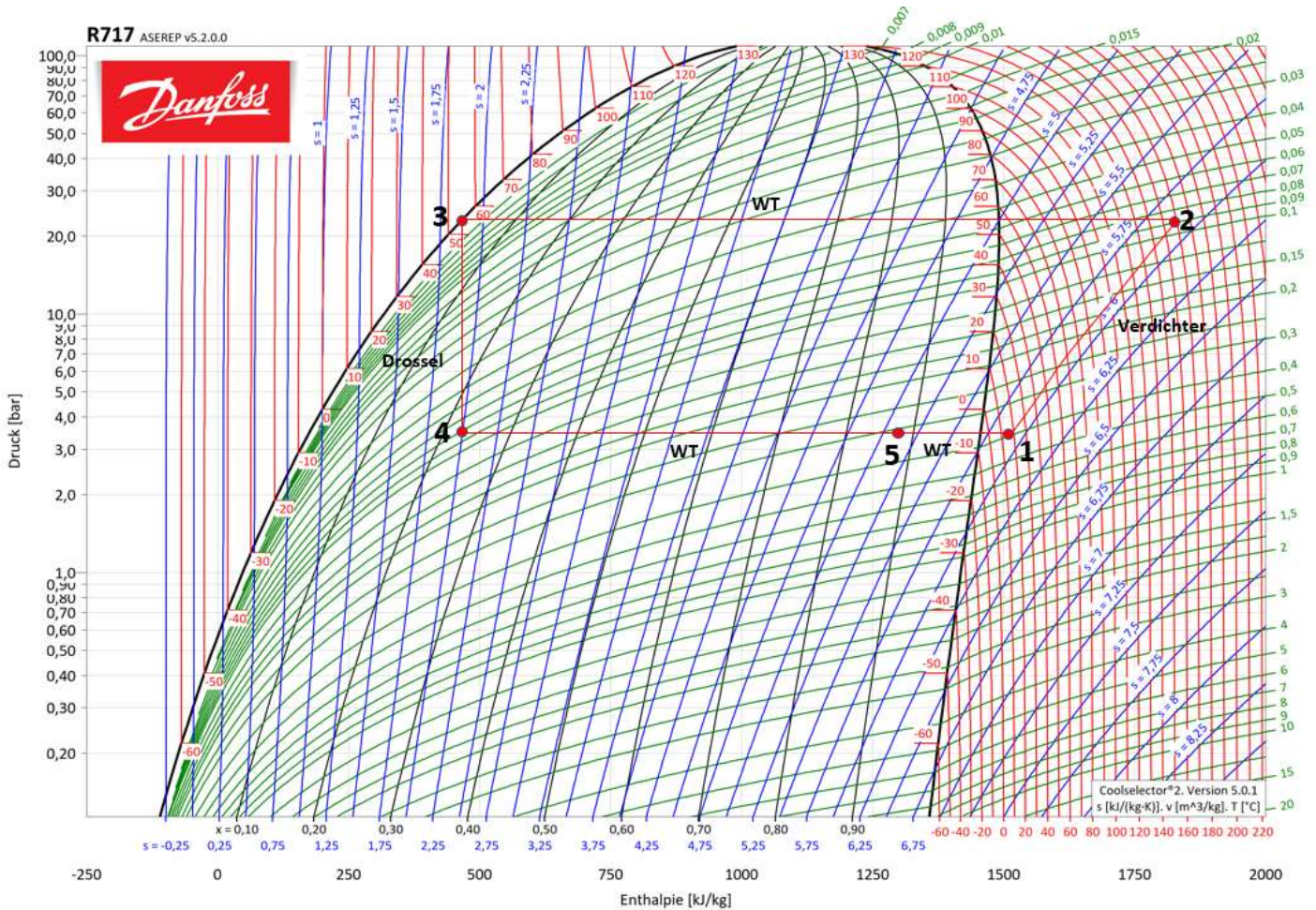
$$\eta_{Entladeprozess,Grund} := 0,1233 \quad \eta_{Entladeprozess,Alternative} := 0,1335$$

$$\varepsilon_{W,Lademodus,Grund} := 7,7217 \quad \varepsilon_{W,Lademodus,Alternativ} := 4,3365$$

Fazit: Da bei der Alternative im Lademodus die Verdichterarbeit gleich bleibt bzw. sich sogar erhöht, jedoch weniger Wärme übertragen werden kann, fällt die Kältezahl deutlich schlechter aus (um die Hälfte). Die Optimierung scheint daher wenig lohnenswert. Sie könnte sich aber evtl. lohnen, wenn man im Lademodus zusätzlich eine Turbine verwendet.

R717 (Ammoniak)

Linksläufiger Clausius-Rankine-Cycle - Lademodus Alternative



Volumenstrom am Verdichter als begrenzendende Größe: $V_{\text{punkt}_{R717,1}} := 10 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$ (Annahme)

Spezifisches Volumen des Kältemittels am Verdichtereintritt: $v_{R717,1} := 0,3791 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$ (Coolselector2 - Kältemittelrechner)

Massenstrom: $m_{\text{punkt}_{R717}} := \frac{V_{\text{punkt}_{R717,1}}}{v_{R717,1}} = 26,3783 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$

Von 1 nach 2 - Verdichter

$T_{R717,1} := 15 \text{ }^\circ\text{C} = 288,15 \text{ K}$ (Gewünschter Temperaturhub)

$T_{R717,2} := 166 \text{ }^\circ\text{C} = 439,15 \text{ K}$

$h_{R717,1} := 1507 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ (Coolselector2 - Kältemittelrechner)

$h_{R717,2} := 1819 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

$p_{R717,1} := 3,547 \text{ bar}$

$p_{R717,2} := 23,1 \text{ bar}$

$w_{t,R717,12} := h_{R717,2} - h_{R717,1} = 312 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

$P_{\text{Verdichter},R717,12} := w_{t,R717,12} \cdot m_{\text{punkt}_{R717}} = 2286,1162 \text{ W}$

Von 2 nach 3 - Wärmetauscher am Wärmespeicher

Es wird die Annahme getroffen, dass die Temperatur des Kältemittels nach dem Wärmetauscher eine Differenz von 5 K gegenüber der Ausgangstemperatur des Speichermediums hat

$$p_{R717,3} := p_{R717,2} = 23,1 \text{ bar}$$

$$T_{R717,3} := 55 \text{ °C} = 328,15 \text{ K} \quad (\text{Ideale Annahme})$$

(Coolselector2 - Kältemittelrechner)

$$h_{R717,3} := 466 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$q_{R717,23} := h_{R717,3} - h_{R717,2} = -1353 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

(Randbedingung)

$$Q_{\text{punkt}_{R717,23}} := q_{R717,23} \cdot m_{\text{punkt}_{R717}} = -9,9138 \text{ kW}$$

Von 3 nach 4 - Drossel

$$p_{R717,4} := p_{R717,1}$$

$$h_{R717,4} := h_{R717,3} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

$$T_{R717,4} := (-5) \text{ °C} = 268,15 \text{ K}$$

$$w_{t,R717,34} := h_{R717,4} - h_{R717,3} = 0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{Isenthalpe Drosselung})$$

Von 5 nach 1 - Wärmetauscher am Raum

Der verfügbare Wärmestrom, der dem Raum entzogen werden kann, beträgt ca. 1,5 kW

$$Q_{\text{punkt}_{R717,51}} := 1,5 \text{ kW}$$

Wärmemenge, die übertragen werden muss, um die 1,5 kW abzudecken:

$$q_{R717,51} := \frac{Q_{\text{punkt}_{R717,51}}}{m_{\text{punkt}_{R717}}} = 204,714 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Übergang vom Wärmetauscher am Eisspeicher zum Wärmetauscher "am Raum" bei welcher Enthalpie im p,h-Diagramm? Enthalpie am Punkt 1 (vor Verdichter ist bekannt. Also):

$$h_{R717,5} := h_{R717,1} - q_{R717,51} = 1302,286 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Von 4 nach 5 - Wärmetauscher am Kältespeicher

$$q_{R717,45} := h_{R717,5} - h_{R717,4} = 836,286 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad \text{Wärme, die aus dem Kältespeicher dem Kältemittel zugeführt wird}$$

$$Q_{\text{punkt}_{R717,45}} := m_{\text{punkt}_{R717}} \cdot q_{R717,45} = 6,1277 \text{ kW}$$

Wirkungsgrad/Kältezah/COP

$$\varepsilon_w := \frac{h_{R717,2} - h_{R717,3}}{h_{R717,2} - h_{R717,1}} = 4,3365$$

Dimensionierung Wärmespeicher // Berechnung der Ladezeit bei gegebener Speichergröße und Volumenstrom

Gewünschte Masse Wasser in Wärmespeicher:

$$m_{\text{ges}_{H2O,sens}} := 894 \text{ kg}$$

Annahme: Anfangs- und Endtemperatur des Wassers im Speicher haben eine Differenz von 5°C zu denen des Kältemittels:

$$T_{H2O,sens,kalt} := T_{R717,3} - 5 \text{ K} = 50 \text{ °C}$$

$$T_{H2O,sens,heiss} := 100 \text{ °C} = 373,15 \text{ K}$$

Enthalpie vor Wärmezufuhr: $h_{H2O,sens,kalt} := 409,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ (Coolselector2 - Kältemittelrechner)

Enthalpie nach Wärmezufuhr: $h_{H2O,sens,heiss} := 615 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Benötigte spezifische Wärme um Speicher zu laden: $q_{H2O,23} := h_{H2O,sens,heiss} - h_{H2O,sens,kalt} = 205,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Benötigte gesamtwärme um Speicher zu laden: $Q_{H2O,sens} := q_{H2O,23} \cdot m_{ges_{H2O,sens}} = 1,8399 \cdot 10^5 \text{ kJ}$

Enthalpie vor Wärmeübertragung an Speicher: $h_{R717,2} = 1819 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Enthalpie nach Wärmeübertragung an Speicher: $h_{R717,3} = 466 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Spezifische abführbare Wärme von Kältemittel an Wärmespeicher: $q_{R717,23} := h_{R717,3} - h_{R717,2} = -1353 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Benötigte gesamtmasse Kältemittel, um Speicher zu laden: $m_{ges_{R717,sens}} := \frac{Q_{H2O,sens}}{|q_{R717,23}|} = 135,9831 \text{ kg}$

Zeit, die benötigt wird, um bei gegebenen Volumenstrom den Wärmespeicher zu laden: $t_{Ladung,sens} := \frac{m_{ges_{R717,sens}}}{m_{punkt_{R717}}} = 5,1551 \text{ hr}$

Dimensionierung Kältespeicher // Berechnung der Ladezeit bei gegebener Speichergröße und Volumenstrom

Gewünschte Masse Wasser in Kältespeicher (latenter Wärmespeicher):

$$m_{ges_{H2O,lat}} := 473 \text{ kg}$$

Im Kältespeicher "gespeicherte Kälte" (Vereisungsenthalpie): $q_{Eis,45} := -336,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Benötigte gesamtwärme die abgeführt werden muss, um Speicher zu laden: $Q_{H2O,lat} := q_{Eis,45} \cdot m_{ges_{H2O,lat}} = -1,5921 \cdot 10^5 \text{ kJ}$

spezifische Wärme, die Kältemittel aus Eisspeicher abführen kann, bis Übergang zum Wärmetauscher-Raum:

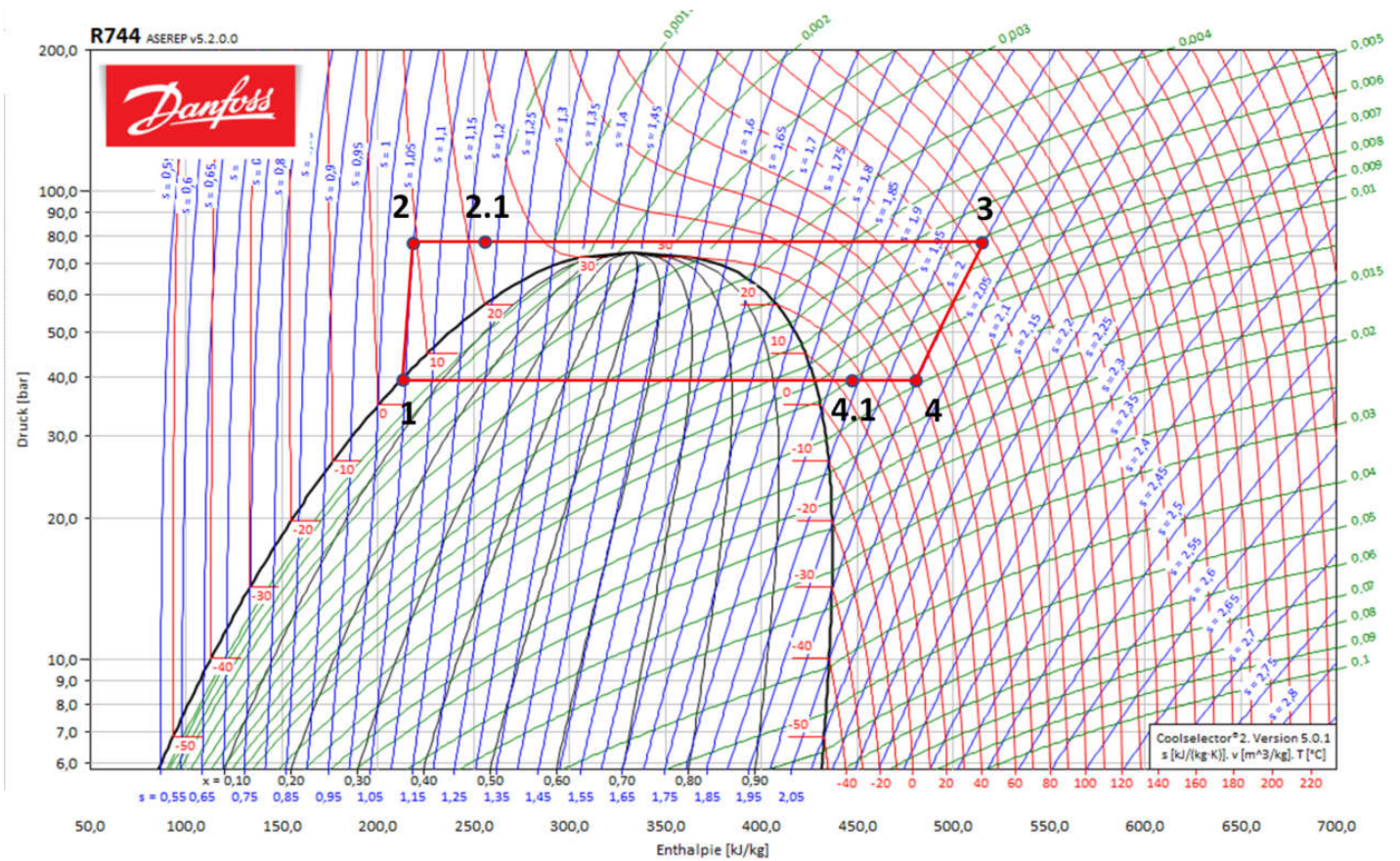
$$q_{R717,45} = 836,286 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Benötigte gesamtmasse Kältemittel, um Speicher zu laden: $m_{ges_{R717,lat}} := \frac{|Q_{H2O,lat}|}{q_{R717,45}} = 190,3796 \text{ kg}$

Zeit, die benötigt wird, um bei gegebenen Volumenstrom den latenten Wärmespeicher zu laden: $t_{Ladung,lat} := \frac{m_{ges_{R717,lat}}}{m_{punkt_{R717}}} = 7,2173 \text{ hr}$

R744

Organic Rankine Cycle (ORC) mit Zwischenwärmetauscher - Entlademodus



Wärmetauscher oder Kühlung von 4 nach 4.1 ist nötig, wenn sehr hohe Drücke (>120Bar) vermeiden möchte.

$$P_{Turbine, R744, 34} := -3 \text{ kW} \quad (\text{Gewünschten Wert eingeben})$$

$$t_{Entladung} := 3 \text{ hr} \quad (\text{Gewünschten Wert eingeben})$$

Nebenrechnung für erforderlichen Massenstrom und Volumenstrom zu den eingegebenen Werten:

$$h_{R744, 4} := 481,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad h_{R744, 3} := 515,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$w_{t, R744, 34} := h_{R744, 4} - h_{R744, 3} = -34,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$m_{\text{punkt}_{R744}} := \frac{P_{Turbine, R744, 34}}{w_{t, R744, 34}} = 315,7895 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

$$v_{R744, 3} := 0,00732 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (\text{CoolPack})$$

$$\text{Volumenstrom Frischdampf: } v_{\text{punkt}_{R744}} := m_{\text{punkt}_{R744}} \cdot v_{R744, 3} = 2,3116 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

Von 1 nach 2 - Pumpe

$$T_{R744, 1} := 5 \text{ }^\circ\text{C} = 278,15 \text{ K} \quad (\text{Randbedingung})$$

$$T_{R744, 2} := 8,4 \text{ }^\circ\text{C} = 281,55 \text{ K} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

$$h_{R744, 1} := 212,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{R744, 2} := 216,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$P_{R744, 1} := 39,69 \text{ bar}$$

$$P_{R744,2} := 76,83 \text{ bar}$$

$$w_{t,R744,12} := h_{R744,2} - h_{R744,1} = 4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$P_{\text{Pumpe},R744,12} := w_{t,R744,12} \cdot m_{\text{punkt}_{R744}} = 350,8772 \text{ W}$$

Von 3 nach 4 - Turbine

$$T_{R744,3} := 95 \text{ }^\circ\text{C} = 368,15 \text{ K} \quad (\text{Randbedingung})$$

$$h_{R744,3} = 515,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

$$P_{R744,4} := P_{R744,1}$$

$$h_{R744,4} = 481,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

$$T_{R744,4} := 40,8 \text{ }^\circ\text{C} = 313,95 \text{ K}$$

$$w_{t,R744,34} := h_{R744,4} - h_{R744,3} = -34,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$P_{\text{Turbine},R744,34} := m_{\text{punkt}_{R744}} \cdot w_{t,R744,34} = -3 \text{ kW}$$

Von 4 nach 4.1 und 2 nach 2.1 - Zwischenwärmetauscher

spezifische Wärmemenge (Enthalpie), welche durch die Rekuperation umgesetzt wird, kann im Diagramm von den Punkten 4 zu 4.1 zu den Punkten 2 zu 2.1 übertragen werden

$$T_{R744,4_1} := T_{R744,2} + 5 \text{ K} = 286,55 \text{ K} \quad T_{R744,4_1} = 13,4 \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{Randbedingung, da Temperatur bei 4.1 5 K über Temperatur an 2})$$

$$h_{R744,4_1} := 443,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner mit Punkt 4 zu 4.1 isobar})$$

Übertragene spezifische Wärme über Zwischenwärmetauscher

$$q_{R744,44_1} := h_{R744,4_1} - h_{R744,4} = -38,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$q_{R744,22_1} := -q_{R744,44_1} = 38,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Enthalpie am Punkt 2.1:

$$h_{R744,2_1} := h_{R744,2} + q_{R744,22_1} = 254,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_{R744,2_1} := 22,2 \text{ }^\circ\text{C} = 295,35 \text{ K} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

Von 4.1 nach 1 - Wärmetauscher am Kältespeicher

$$q_{R744,4_11} := h_{R744,1} - h_{R744,4_1} = -230,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{\text{punkt}_{R744,4_11}} := m_{\text{punkt}_{R744}} \cdot q_{R744,4_11} = -20,2368 \text{ kW}$$

$$Q_{R744,4_11} := Q_{\text{punkt}_{R744,4_11}} \cdot t_{\text{Entladung}} = -60,7105 \text{ kW hr}$$

Von 2.1 nach 3 - Wärmetauscher am Wärmespeicher

$$q_{R744,2_13} := h_{R744,3} - h_{R744,2_1} = 260,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{\text{punkt}_{R744,2_13}} := q_{R744,2_13} \cdot m_{\text{punkt}_{R744}} = 22,886 \text{ kW}$$

$$Q_{R744,2_13} := Q_{\text{punkt}_{R744,2_13}} \cdot t_{\text{Entladung}} = 68,6579 \text{ kW hr}$$

Thermischer Wirkungsgrad

$$w_{t,ges} := |w_{t,R744,34}| - w_{t,R744,12} = 30,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\eta_{th} := \frac{|w_{t,ges}|}{q_{R744,2_13}} = 0,1158$$

Dimensionierung Wärmespeicher (sensibler Wärmespeicher)

Annahme: Anfangs- und Endtemperatur des Wassers im Speicher haben eine Differenz von 5°C zu denen des Kältemittels:

$$T_{H2O,sens,kalt} := T_{R744,2_1} + 5 \text{ K} = 27,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{H2O,sens,heiss} := T_{R744,3} + 5 \text{ K} = 100 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Enthalpie vor Wärmezufuhr: } h_{H2O,sens,kalt} := 314 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

$$\text{Enthalpie nach Wärmezufuhr: } h_{H2O,sens,heiss} := 615 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{wenn flüssig})$$

$$\text{Verfügbare spezifische Wärme in Speicher: } q_{H2O,2_13} := h_{H2O,sens,heiss} - h_{H2O,sens,kalt} = 301 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Benötigte spezifische Wärme zur Überhitzung des Kältemittels: } q_{R744,2_13} = 260,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Benötigte Gesamtwärme in Speicher (abhängig vom Massenstrom und der Laufzeit des Entladevorgangs):

$$Q_{H2O,sens} := Q_{R744,2_13} = 2,4717 \cdot 10^5 \text{ kJ} \quad \text{Nutzbare energie, die im Heißwasserspeicher benötigt wird}$$

Dafür benötigte Masse Wasser in Speicher:

$$m_{ges,H2O,sens} := \frac{Q_{H2O,sens}}{q_{H2O,2_13}} = 821,1575 \text{ kg}$$

Dimensionierung Kältespeicher (latenter Wärmespeicher)

Wärme, welche dem Kältemittel für die Verflüssigung im Kältespeicherwärmetauscher entzogen werden muss:

$$q_{R744,4_11} = -230,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Gesamtwärmemenge, die dem Kältemittel entzogen werden muss (abhängig vom Massenstrom und der Laufzeit des Entladevorgangs):

$$Q_{R744,4_11} = -2,1856 \cdot 10^5 \text{ kJ}$$

$$Q_{lat,4_11} := Q_{R744,4_11}$$

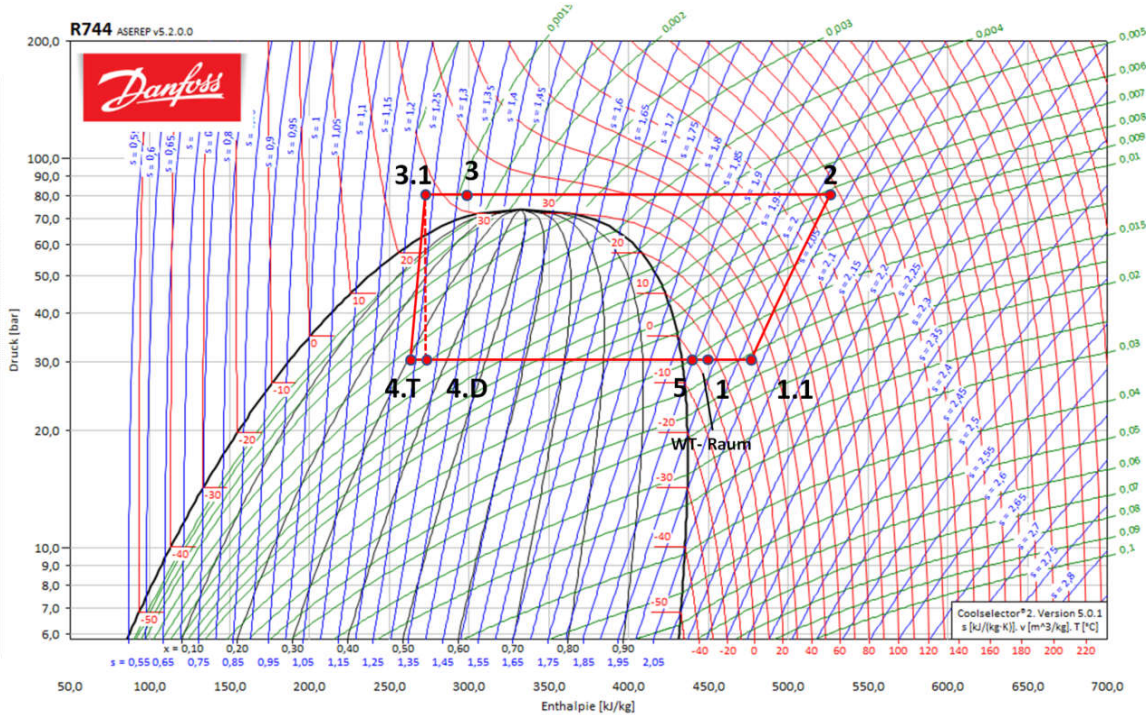
Im Kältespeicher "gespeicherte Kälte" (Vereisungsenthalpie):

$$q_{Eis,4_11} := -336,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Benötigte Masse Eis in Kältespeicher

$$m_{ges,H2O,lat} := \frac{Q_{lat,4_11}}{q_{Eis,4_11}} = 649,3104 \text{ kg}$$

R744 linksläufiger Clausius-Rankine-Cycle mit Zwischenwärmetauscher- Lademodus



Volumenstrom am Verdichter als begrenzendende Größe: $v_{\text{punkt}_{R744,1,1}} := 10 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$ (Annahme)

Spezifisches Volumen des Kältemittels am Verdichtereintritt: $v_{R744,1,1} := 0,01552 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$ (Coolselector2 - Kältemittelrechner)

Massenstrom: $m_{\text{punkt}_{R744}} := \frac{v_{\text{punkt}_{R744,1,1}}}{v_{R744,1,1}} = 644,3299 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$

Von 1 nach 1.1 - Zwischenwärmetauscher

$T_{R744,1,1} := 27,2 \text{ }^\circ\text{C} = 300,35 \text{ K}$ (Maximale Temperatur wegen $T_3 = 32,2^\circ\text{C}$; 5 K Differenz)

$T_{R744,1} := 5 \text{ }^\circ\text{C} = 278,15 \text{ K}$ (Gewünschter Temperaturhub)

$h_{R744,1} := 448,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ (Coolselector2 - Kältemittelrechner)

$h_{R744,1,1} := 476,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

T₁: Randbedingung T = 15 °C nach Raumaustritt wird auf 5 °C reduziert, da bei einem Volumenstrom von 10 m³/h an Verdichter die Temperatur vor Eintritt in den Raum (T₅) nicht über 0 Grad liegt (nötig für Eisspeicher-Ladung) -> bei kleineren Volumenströmen (etwa ab 3 m³/h) könnte 15 °C als Raumaustritttemperatur festgelegt werden.

Übertragene spezifische Wärme über Zwischenwärmetauscher

$q_{R744,11,1} := h_{R744,1} - h_{R744,1,1} = -27,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

$q_{R744,33,1} := -q_{R744,11,1} = 27,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Von 1.1 nach 2 - Verdichter

$T_{R744,2} := 105 \text{ }^\circ\text{C} = 378,15 \text{ K}$

$h_{R744,2} := 526,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ (Coolselector2 - Kältemittelrechner, mit Entropie an 1.1 gleich 2)

$P_{R744,1,1} := 30,46 \text{ bar}$

$P_{R744,2} := 79,7 \text{ bar}$

$w_{t,R744,1,12} := h_{R744,2} - h_{R744,1,1} = 50,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

$P_{\text{Verdichter},R744,12} := w_{t,R744,1,12} \cdot m_{\text{punkt}_{R744}} = 9,0385 \text{ kW}$

Von 2 nach 3 - Wärmetauscher am Wärmespeicher

Es wird die Annahme getroffen, dass die Temperatur des Kältemittels nach dem Wärmetauscher eine Differenz von 5 K gegenüber der Ausgangstemperatur des Speichermediums hat

$$p_{R744,3} := p_{R744,2} = 79,7 \text{ bar}$$

$$T_{R744,3} := 32,2 \text{ } ^\circ\text{C} = 305,35 \text{ K} \quad (\text{Randbedingung wegen Kaltwasser am WT})$$

$$h_{R744,3} := 298,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

$$q_{R744,23} := h_{R744,3} - h_{R744,2} = -228 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{\text{punkt}_{R744,23}} := q_{R744,23} \cdot m_{\text{punkt}_{R744}} = -40,8076 \text{ kW}$$

Enthalpie und Temperatur am Punkt 3.1 nach Zwischenwärmetauscher:

$$h_{R744,3_1} := h_{R744,3} - q_{R744,33_1} = 271 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_{R744,3_1} := 27,1 \text{ } ^\circ\text{C} = 300,25 \text{ K} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

Von 3.1 nach 4 - Drossel und Work-recovery-expander/ Turbine

Mit Drossel (von 4 nach 4D):

$$p_{R744,4_D} := p_{R744,1_1}$$

$$h_{R744,4_D} := h_{R744,3_1} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner: Entalpie bei 3.1 entspricht der bei 4D})$$

$$T_{R744,4_D} := (-5) \text{ } ^\circ\text{C} = 268,15 \text{ K}$$

$$w_{t,R717,3_14_D} := h_{R744,4_D} - h_{R744,3_1} = 0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{Isenthalpe Drosselung})$$

Mit Turbine (von 4 nach 4T):

$$p_{R744,4_T} := p_{R744,1_1} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner Entropie bei 3.1 entspricht der bei 4T})$$

$$h_{R744,4_T} := 260,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Energieückgewinnung durch Turbine:

$$q_{R744,3_14_T} := h_{R744,4_T} - h_{R744,3_1} = -10,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{\text{punkt}_{R744,3_14_T}} := q_{R744,3_14_T} \cdot m_{\text{punkt}_{R744}} = -1,8256 \text{ kW}$$

mit Arbeits-rückgewinnungsdrossel (Turbine) - sonst Drossel Isenthalp, Delta h = 0

Von 5 nach 1 - Wärmetauscher am Raum

Der verfügbare Wärmestrom, der dem Raum entzogen werden kann, beträgt ca. 1,5 kW

$$Q_{\text{punkt}_{R744,51}} := 1,5 \text{ kW}$$

Wärmemenge, die übertragen werden muss, um die 1,5 kW abzudecken:

$$q_{R744,51} := \frac{Q_{\text{punkt}_{R744,51}}}{m_{\text{punkt}_{R744}}} = 8,3808 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Übergang vom Wärmetauscher am Eisspeicher zum Wärmetauscher "am Raum" bei welcher Enthalpie im p,h-Diagramm? Enthalpie am Punkt 1 (vor Verdichter ist bekannt. Also):

$$h_{R744,5} := h_{R744,1} - q_{R744,51} = 440,1192 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$T_{5} = -0,8 \text{ } ^\circ\text{C}$ bei Volumenstrom von $10 \text{ m}^3/\text{h}$ an Pumpe, bei kleineren Massenströmen sinkt T_{5} auf $-5 \text{ } ^\circ\text{C}$, Temperaturen von $T > 0 \text{ } ^\circ\text{C}$ nicht möglich, -> also darf der Volumenstrom bei diesem Kreisprozess nicht über $10 \text{ m}^3/\text{h}$ erhöht werden

Von 4 nach 5 - Wärmetauscher am Kältespeicher

von 4T nach 5:

$$q_{R744,4_{T5}} := h_{R744,5} - h_{R744,4_{T}} = 179,3192 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad \text{Wärme, die aus dem Kältespeicher dem Kältemittel zugeführt wird}$$

$$Q_{\text{punkt}}_{R744,4_{T5}} := m_{\text{punkt}}_{R744} \cdot q_{R744,4_{T5}} = 32,0946 \text{ kW}$$

von 4D nach 5:

$$q_{R744,4_{D5}} := h_{R744,5} - h_{R744,4_{D}} = 169,1192 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{\text{punkt}}_{R744,4_{D5}} := m_{\text{punkt}}_{R744} \cdot q_{R744,4_{D5}} = 30,269 \text{ kW}$$

Wirkungsgrad/Kältezah/COP

Kältezah mit Drossel:

$$\varepsilon_{WD} := \frac{h_{R744,2} - h_{R744,3}}{h_{R744,2} - h_{R744,1_{-1}}} = 4,5149 \quad \text{(Verhältnis von Abgegebener Wärme zur Verdichterarbeit). Wert liegt in der Realität bei etwa bei 5 bis 6. Abweichung kann daher kommen, dass ideal und ohne Wirkungsgrade gerechnet wurde.}$$

Kältezah mit Turbine:

$$\varepsilon_{WT} := \frac{h_{R744,2} - h_{R744,3}}{(h_{R744,2} - h_{R744,1_{-1}}) - (h_{R744,3_{-1}} - h_{R744,4_{T}})} = 5,6576 \quad \text{Verhältnis Abgegebener Wärme zur Verdichterarbeit mit abgezogener Turbinenleistung}$$

Dimensionierung Wärmespeicher (sensibler Wärmespeicher) // Berechnung der Ladezeit bei gegebener Speichergröße und Volumenstrom

Gewünschte Masse Wasser in Wärmespeicher (sensibler Wärmespeicher):

$$m_{\text{ges}}_{H2O,sens} := 821,2 \text{ kg}$$

Annahme: Anfangs- und Endtemperatur des Wassers im Speicher haben eine Differenz von 5°C zu denen des Kältemittels:

$$T_{H2O,sens,kalt} := T_{R744,3} - 5 \text{ K} = 27,2 \text{ °C}$$

$$T_{H2O,sens,heiss} := T_{R744,2} - 5 \text{ K} = 100 \text{ °C}$$

$$\text{Enthalpie vor Wärmezufuhr: } h_{H2O,sens,kalt} := 314 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad \text{(Coolselector2 - Kältemittelrechner)}$$

$$\text{Enthalpie nach Wärmezufuhr: } h_{H2O,sens,heiss} := 615 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Benötigte spezifische Wärme um Speicher zu laden: } q_{H2O,23} := h_{H2O,sens,heiss} - h_{H2O,sens,kalt} = 301 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Benötigte gesamtwärme um Speicher zu laden: } Q_{H2O,sens} := q_{H2O,23} \cdot m_{\text{ges}}_{H2O,sens} = 2,4718 \cdot 10^5 \text{ kJ}$$

$$\text{Enthalpie vor Wärmeübertragung an Speicher: } h_{R744,2} = 526,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Enthalpie nach Wärmeübertragung an Speicher: } h_{R744,3} = 298,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Spezifische abführbare Wärme von Kältemittel an Wärmespeicher: } q_{R744,23} := h_{R744,3} - h_{R744,2} = -228 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Benötigte gesamtmasse Kältemittel, um Speicher zu laden: } m_{\text{ges}}_{R744,sens} := \frac{Q_{H2O,sens}}{|q_{R744,23}|} = 1084,1281 \text{ kg}$$

$$\text{Zeit, die benötigt wird, um bei gegebenen Volumenstrom den Wärmespeicher zu laden: } t_{\text{Ladung,sens}} := \frac{m_{\text{ges}}_{R744,sens}}{m_{\text{punkt}}_{R744}} = 1,6826 \text{ hr}$$

Dimensionierung Kältespeicher (latenter Wärmespeicher) // Berechnung der Ladezeit bei gegebener Speichergroße und Volumenstrom

Gewünschte Masse Wasser in Kältespeicher (latenter Wärmespeicher):

$$m_{ges_{H2O,lat}} := 649 \text{ kg}$$

Im Kältespeicher "gespeicherte Kälte" (Vereisungsenthalpie): $q_{Eis,4_{T5}} := -336,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Benötigte gesamtwärme die abgeführt werden muss, um Speicher zu laden: $Q_{H2O,lat} := q_{Eis,4_{T5}} \cdot m_{ges_{H2O,lat}} = -2,1845 \cdot 10^5 \text{ kJ}$

spezifische Wärme, die Kältemittel aus Eisspeicher abführen kann, bis Übergang zum Wärmetauscher-Raum:

$$q_{R744,4_{T5}} = 179,3192 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Benötigte Gesamtmasse Kältemittel, um Speicher zu laden: $m_{ges_{R744,lat}} := \frac{|Q_{H2O,lat}|}{(q_{R744,4_{T5}})} = 1218,2376 \text{ kg}$

Zeit, die benötigt wird, um bei gegebenem Volumenstrom den Wärmespeicher zu laden: $t_{Ladung,lat} := \frac{m_{ges_{R744,lat}}}{m_{punkt_{R744}}} = 1,8907 \text{ hr}$

Nebenrechnung für absoluten Vergleich des Energieverbrauchs mit Lademodus im überhitzten Bereich und Turbine:

$$W_{verbrauch,lat} := P_{Verdichter,R744,12} \cdot t_{Ladung,lat} = 61521,0011 \text{ kJ}$$

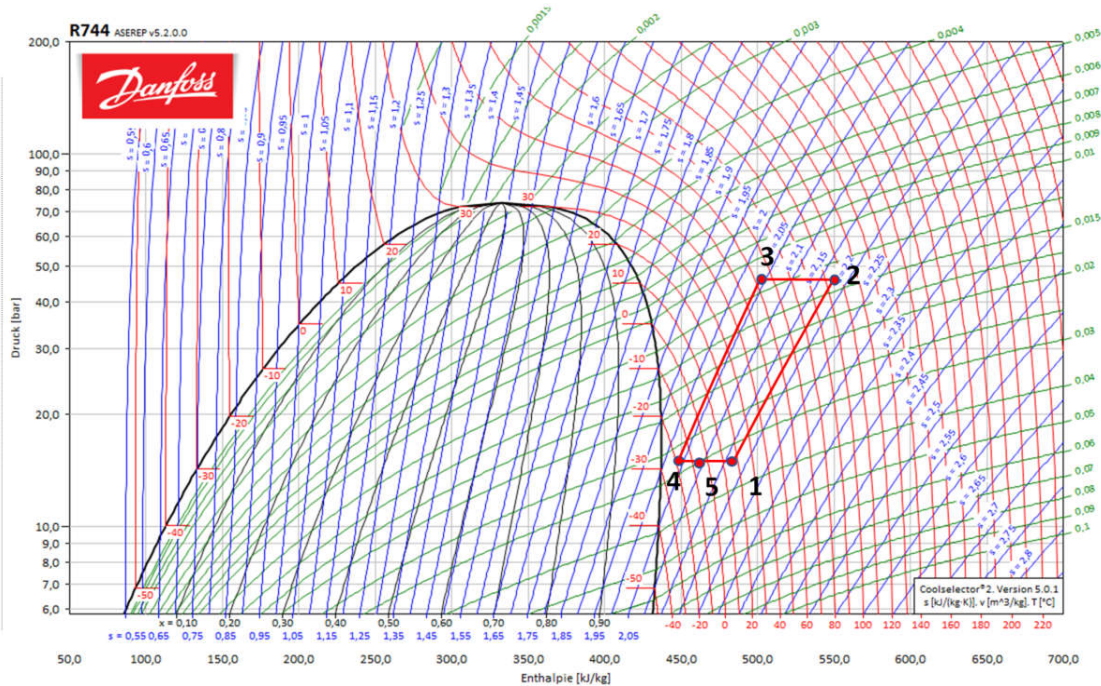
Gesamtverbrauch für Ladung bis zur vollen Aufladung beider Wärmespeicher

$$W_{verbrauch,sens} := P_{Verdichter,R744,12} \cdot t_{Ladung,sens} = 54748,4675 \text{ kJ}$$

Gesamtverbrauch für Ladung bis zur vollen Aufladung des sensiblen Wärmespeichers, teilweise Aufladung latenter Wärmespeicher

R744 Joule-Prozess - Lademodus

Im unten skizzierten Kreislauf ist zu sehen, wie ein Joule-Prozess/ Kälteprozess im Lademodus aussehen könnte. Der Vorteil bei diesem Kreislauf liegt daran, dass anstatt einer Drossel im überhitzten Bereich auch eine Turbine zur Expansion verwendet werden kann. Da die Enthalpiedifferenz bei den Wärmetauschern relativ gering ausfällt, gilt es in den nachfolgenden Rechnungen die Sinnhaftigkeit eines solchen Prozesses herauszufinden. Die Eintrittstemperatur des Arbeitsfluids liegt hierbei deutlich unter den 5 Kelvin Differenztemperatur am Wärmetauscher des Eisspeichers. Die Austrittstemperatur des Arbeitsfluids am Wärmetauscher des Wärmespeichers hat ebenso über 5 Kelvin Differenz zur Ausgangstemperatur des Speichermediums.



$$\text{Volumenstrom am Verdichter als begrenzennde Größe: } V_{\text{punkt}_{R744,1}} := 10 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

$$\text{Spezifisches Volumen des Kältemittels am Verdichtereintritt: } v_{R744,1} := 0,034 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$\text{Massenstrom: } m_{\text{punkt}_{R744}} := \frac{V_{\text{punkt}_{R744,1}}}{v_{R744,1}} = 294,1176 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

Von 1 nach 2 - Verdichter

$$T_{R744,1} := 15 \text{ } ^\circ\text{C} = 288,15 \text{ K} \quad (\text{Gewünschter Temperaturhub})$$

$$T_{R744,2} := 105 \text{ } ^\circ\text{C} = 378,15 \text{ K}$$

$$h_{R744,1} := 483,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{R744,2} := 550 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{in Diagramm abgelesen})$$

$$p_{R744,1} := 14,08 \text{ bar}$$

$$p_{R744,2} := 45,66 \text{ bar}$$

$$w_{t,R744,12} := h_{R744,2} - h_{R744,1} = 66,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$P_{\text{Verdichter},R744,12} := w_{t,R744,12} \cdot m_{\text{punkt}_{R744}} = 5,4493 \text{ kW}$$

Von 2 nach 3 - Wärmetauscher am Wärmespeicher

In diesem Fall kann nicht wie gewöhnlich davon ausgegangen werden, dass das Arbeitsfluid nach dem Wärmetauscher eine Differenz von 5 K gegenüber der Ausgangstemperatur des Speichermediums hat. Stattdessen erkaltet nur etwas und gibt weniger Wärme an den Heißspeicher

$$p_{R744,3} := p_{R744,2} = 45,66 \text{ bar}$$

$$T_{R744,3} := 60 \text{ } ^\circ\text{C} = 333,15 \text{ K} \quad \text{Arbeitsfluid wird nur auf } 60 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ abgekühlt und nicht wie sonst } 5 \text{ K über Kaltwasser beim warmwasserspeicher}$$

$$h_{R744,3} := 498,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

$$q_{R744,23} := h_{R744,3} - h_{R744,2} = -51,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{\text{punkt}_{R744,23}} := q_{R744,23} \cdot m_{\text{punkt}_{R744}} = -4,1993 \text{ kW}$$

Von 3 nach 4 - Turbine

$$P_{R744,4} := P_{R744,1}$$

$$h_{R744,4} := 444,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

$$T_{R744,4} := (-23,5) \text{ } ^\circ\text{C} = 249,65 \text{ K}$$

$$w_{t,R744,34} := h_{R744,4} - h_{R744,3} = -54,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$P_{\text{Turbine}R74434} := w_{t,R744,34} \cdot m_{\text{punkt}_{R744}} = -4,4281 \text{ kW}$$

Von 5 nach 1 - Wärmetauscher am Raum

Der verfügbare Wärmestrom, der dem Raum entzogen werden kann, beträgt ca. 1,5 kW

$$Q_{\text{punkt}_{R744,51}} := 1,5 \text{ kW}$$

Wärmemenge, die übertragen werden muss, um die 1,5 kW abzudecken:

$$q_{R744,51} := \frac{Q_{\text{punkt}_{R744,51}}}{m_{\text{punkt}_{R744}}} = 18,36 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

bei kleineren Volumenströmen nicht möglich. bei größeren schon. Um den latenten Wärmespeicher zu füllen muss eine groß genuge Enthalpiedifferenz zur Nassdampfkurve "übrig bleiben" (Punkt 4 zu 5). Punkt 5 Verschiebt sich. Wobei Punkt 5 unter 0 °C bleiben soll. (normalerweise 5K differenz)

Übergang vom Wärmetauscher am Eisspeicher zum Wärmetauscher "am Raum" bei welcher Enthalpie im p,h-Diagramm? Enthalpie am Punkt 1 (vor Verdichter ist bekannt. Also:)

$$h_{R744,5} := h_{R744,1} - q_{R744,51} = 464,94 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Von 4 nach 5 - Wärmetauscher am Kältespeicher

$$q_{R744,45} := h_{R744,5} - h_{R744,4} = 20,54 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Wärme, die aus dem Kältespeicher dem Kältemittel zugeführt wird

$$Q_{\text{punkt}_{R744,45}} := m_{\text{punkt}_{R744}} \cdot q_{R744,45} = 1,6781 \text{ kW}$$

Wirkungsgrad/Kältezah/COP

Kältezah:

$$\varepsilon_w := \frac{h_{R744,2} - h_{R744,3}}{(h_{R744,2} - h_{R744,1}) - (h_{R744,3} - h_{R744,4})} = 4,112$$

Verhältnis Abgegebener Wärme zur Verdichterarbeit mit abgezogener Turbinenleistung

Trotz Energierückgewinn durch die Turbine sehr gering wegen geringer spezifischer abgegebener Wärme an Wärmespeicher

Dimensionierung Wärmespeicher (sensibler Wärmespeicher) // Berechnung der Ladezeit bei gegebener Speichergröße und Volumenstrom

Gewünschte Masse Wasser in Wärmespeicher (sensibler Wärmespeicher):

$$m_{\text{ges}_{H2O,sens}} := 821 \text{ kg}$$

Annahme: Endtemperatur des Wassers im Speicher soll 100 °C und somit 5 Kelvin unter der Temperatur des Arbeitsfluids nach dem Verdichten liegen. Für die Anfangstemperatur wird eine ungefähre Raumtemperatur (T = nach Kühlung durch Entlademodus) angenommen.

$$T_{H2O,kalt} := 27,2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{Wasser nach Kühlung durch Entlademodus}$$

$$T_{H2O,heiss} := T_{R744,2} - 5 \text{ K} = 100 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Enthalpie vor Wärmezufuhr: } h_{H2O,kalt} := 314 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

$$\text{Enthalpie nach Wärmezufuhr: } h_{H2O,heiss} := 615 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Benötigte spezifische Wärme um Speicher zu laden: } q_{H2O,23} := h_{H2O,heiss} - h_{H2O,kalt} = 301 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Benötigte gesamtwärme um Speicher zu laden: } Q_{H2O,sens} := q_{H2O,23} \cdot m_{ges_{H2O,sens}} = 2,4712 \cdot 10^5 \text{ kJ}$$

$$\text{Enthalpie vor Wärmeübertragung an Speicher: } h_{R744,2} = 550 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Enthalpie nach Wärmeübertragung an Speicher: } h_{R744,3} = 498,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Spezifische abführbare Wärme von Kältemittel an Wärmespeicher: } q_{R744,23} := h_{R744,3} - h_{R744,2} = -51,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Benötigte gesamtmasse Kältemittel, um Speicher zu laden: } m_{ges_{R744,sens}} := \frac{Q_{H2O,sens}}{|q_{R744,23}|} = 4807,8016 \text{ kg}$$

$$\text{Zeit, die benötigt wird, um bei gegebenen Volumenstrom den Wärmespeicher zu laden: } t_{Ladung,sens} := \frac{m_{ges_{R744,sens}}}{m_{punkt_{R744}}} = 16,3465 \text{ hr}$$

Dimensionierung Kältespeicher (latenter Wärmespeicher) // Berechnung der Ladezeit bei gegebener Speichergröße und Volumenstrom

Gewünschte Masse Wasser in Kältespeicher (latenter Wärmespeicher):

$$m_{ges_{H2O,lat}} := 649 \text{ kg}$$

$$\text{Im Kältespeicher "gespeicherte Kälte" (Vereisungsenthalpie): } q_{Eis,45} := -336,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Benötigte gesamtwärme die abgeführt werden muss, um Speicher zu laden: } Q_{H2O,lat} := q_{Eis,45} \cdot m_{ges_{H2O,lat}} = -2,1845 \cdot 10^5 \text{ kJ}$$

spezifische Wärme, die Kältemittel aus Eisspeicher abführen kann, bis Übergang zum Wärmetauscher-Raum:

$$q_{R744,45} = 20,54 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Benötigte gesamtmasse Kältemittel, um Speicher zu laden: } m_{ges_{R744,lat}} := \frac{|Q_{H2O,lat}|}{(q_{R744,45})} = 10635,5112 \text{ kg}$$

$$\text{Zeit, die benötigt wird, um bei gegebenen Volumenstrom den latenten Wärmespeicher zu laden: } t_{Ladung,lat} := \frac{m_{ges_{R744,lat}}}{m_{punkt_{R744}}} = 36,1607 \text{ hr}$$

Die Ladezeiten des Prozesses im überhitzten Bereich sind insgesamt höher als bei einem Ladeprozess mit Kreislauf durch das Nassdampfgebiet. Auffällig ist auch der hohe Unterschied der Ladezeit zwischen der Ladung des sensiblen Wärmespeichers und des latenten Wärmespeichers (Eisspeicher). Dies liegt daran, dass eine geringere Menge an spezifischer Wärme an das Kältemittel am Eisspeicher abgeführt wird, als sie in den Wärmespeicher.

Die üblichen 3 bis 5 Kelvin Temperaturdifferenzen zwischen den verschiedenen Fluiden an den Gegenstromwärmetauscher sind bei dieser Rechnung nicht einzuhalten. Dies kann das Auslegen-/Einstellen der Wärmetauscher erschweren. Wird dem Arbeitsfluid beispielsweise mehr Wärme am Heißspeicher (von Punkt 2 nach 3) entzogen, kommt man bei der Expansion durch die Turbine mit Punkt 4 in das Nassdampfgebiet.

Wird beim Ladeprozess im überhitzten Bereich durch die Turbine tatsächlich Energie eingespart? Quantitative Testrechnung mit den oben ermittelten Werten:

$$P_{Verbrauch} := (w_{t,R744,12} - |w_{t,R744,34}|) \cdot m_{punkt_{R744}} = 1,0212 \text{ kW}$$

Benötigte Leistung für den Verdichter minus Turbinenleistung. Gewonnene Turbinenleistung kann theoretisch für den Verdichter verwendet werden.

$$W_{verbrauch_{lat}} := P_{Verbrauch} \cdot t_{Ladung,lat} = 1,3294 \cdot 10^5 \text{ kJ}$$

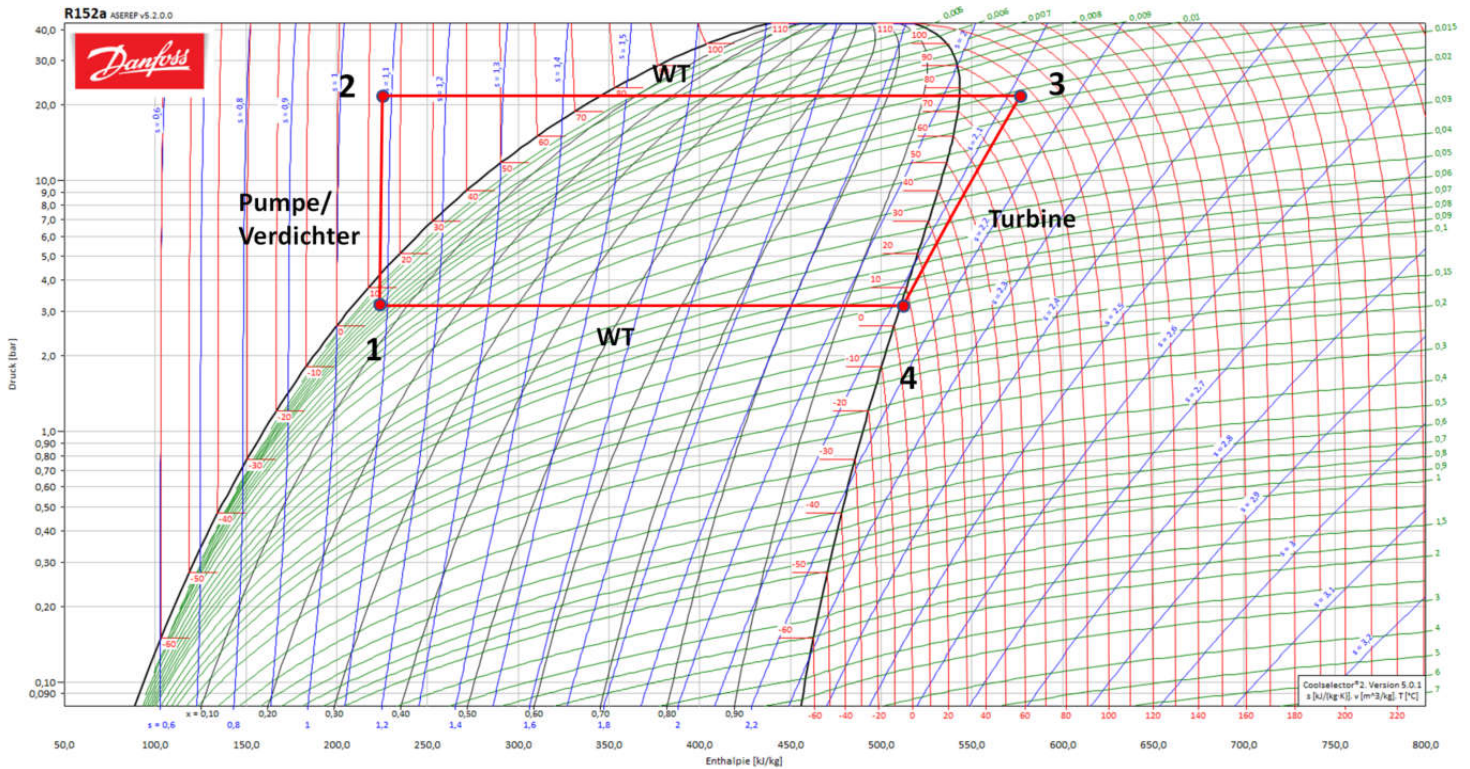
Gesamtverbrauch für Ladung bis zur vollen Aufladung beider Wärmespeicher

$$W_{verbrauch_{sens}} := P_{Verbrauch} \cdot t_{Ladung,sens} = 60097,5195 \text{ kJ}$$

Gesamtverbrauch für Ladung bis zur vollen Aufladung des sensiblen Wärmespeichers, teilweise Aufladung latenter Wärmespeicher (nicht mal halb aufgeladen)

Vergleich mit Lademodus im Nassdampfgebiet bei gleichen Wärmespeichertanks für Entlademodus: Um beide Wärmespeicher zu laden benötigt man mit diesem Kreisprozess (im überhitzten Bereich) etwa doppelt so viel Energie als im Vergleichsprozess durch das Nassdampfgebiet. Trotz Energierückgewinnung durch die Turbine macht hier die lange Ladezeit den Unterschied. Wird nur bis zum vollen sensiblen Wärmespeicher aufgeladen, wird in etwa gleich viel Energie verbraucht als beim Vergleichsprozess. Die Ladezeit ist dennoch generell um ein vielfaches länger.

R152a Organic Rankine Cycle (ORC) - Entlademodus



$$P_{Turbine, R152a, 34} := -3 \text{ kW} \quad (\text{Gewünschten Wert eingeben})$$

$$t_{Entladung} := 3 \text{ hr} \quad (\text{Gewünschten Wert eingeben})$$

Nebenrechnung für erforderlichen Massenstrom und Volumenstrom zu den eingegebenen Werten:

$$h_{R152a, 4} := 510,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad h_{R152a, 3} := 576 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$w_{t, R152a, 34} := h_{R152a, 4} - h_{R152a, 3} = -65,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$m_{\text{punkt } R152a} := \frac{P_{Turbine, R152a, 34}}{w_{t, R152a, 34}} = 164,8855 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

$$v_{R152a, 3} := 0,0158 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

$$\text{Volumenstrom Frischdampf: } v_{\text{punkt } R152a, 3} := m_{\text{punkt } R152a} \cdot v_{R152a, 3} = 2,6052 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

Von 1 nach 2 - Pumpe

$$T_{R152a, 1} := 5 \text{ }^\circ\text{C} = 278,15 \text{ K}$$

$$T_{R152a, 2} := 15 \text{ }^\circ\text{C} = 288,15 \text{ K} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner mit } s_1 = s_2 \text{ an Verdichter oder Isohar mit } p_3)$$

$$h_{R152a, 1} := 224,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{R152a, 2} := 226,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$p_{R152a, 1} := 3,148 \text{ bar}$$

$$p_{R717, 2} := 21,85 \text{ bar}$$

$$w_{t, R152a, 12} := h_{R152a, 2} - h_{R152a, 1} = 2,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$P_{Pumpe, R152a, 12} := w_{t, R152a, 12} \cdot m_{\text{punkt } R152a} = 105,3435 \text{ W}$$

Von 2 nach 3 - Wärmetauscher am Wärmespeicher

$$T_{R152a,3} := 95 \text{ } ^\circ\text{C} = 368,15 \text{ K} \quad (\text{Randbedingung})$$

$$h_{R152a,3} := 576 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner mit } s_4 = s_3 \text{ an Turbine})$$

$$q_{R152a,23} := h_{R152a,3} - h_{R152a,2} = 349,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{\text{punkt}}_{R152a,23} := q_{R152a,23} \cdot m_{\text{punkt}}_{R152a} = 16,0122 \text{ kW}$$

$$Q_{R152a,23} := Q_{\text{punkt}}_{R152a,23} \cdot t_{\text{Entladung}} = 48,0366 \text{ kW hr}$$

Von 3 nach 4 - Turbine

$$P_{R152a,4} := P_{R152a,1}$$

$$h_{R152a,4} = 510,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

$$T_{R152a,4} := 5 \text{ } ^\circ\text{C} = 278,15 \text{ K}$$

$$w_{t,R152a,34} := h_{R152a,4} - h_{R152a,3} = -65,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$P_{\text{Turbine},R152a,34} := m_{\text{punkt}}_{R152a} \cdot w_{t,R152a,34} = -3 \text{ kW}$$

Von 4 nach 1 - Wärmetauscher am Kältespeicher

$$q_{R152a,41} := h_{R152a,1} - h_{R152a,4} = -286,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{\text{punkt}}_{R152a,41} := m_{\text{punkt}}_{R152a} \cdot q_{R152a,41} = -13,1176 \text{ kW}$$

$$Q_{R152a,41} := Q_{\text{punkt}}_{R152a,41} \cdot t_{\text{Entladung}} = -39,3527 \text{ kW hr}$$

Thermischer Wirkungsgrad

$$w_{t,ges} := |w_{t,R152a,34}| - w_{t,R152a,12} = 63,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\eta_{th} := \frac{|w_{t,ges}|}{q_{R152a,23}} = 0,1808$$

Dimensionierung Wärmespeicher (sensibler Wärmespeicher)

Annahme: Anfangs- und Endtemperatur des Wassers im Speicher haben eine Differenz von 5°C zu denen des Kältemittels:

$$T_{H2O,sens,kalt} := T_{R152a,2} + 5 \text{ K} = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{H2O,sens,heiss} := T_{R152a,3} + 5 \text{ K} = 100 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Enthalpie vor Wärmezufuhr: } h_{H2O,sens,kalt} := 283,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Enthalpie nach Wärmezufuhr: } h_{H2O,sens,heiss} := 615 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

$$\text{Verfügbare spezifische Wärme in Speicher: } q_{H2O,23} := h_{H2O,sens,heiss} - h_{H2O,sens,kalt} = 331,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Benötigte spezifische Wärme zur Verdampfung/ Überhitzung des Kältemittels: } q_{R152a,23} = 349,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Benötigte Gesamtwärme in Speicher (abhängig vom Massenstrom und der Laufzeit des Entladevorgangs):

$$Q_{H2O,sens} := Q_{R152a,23} = 1,7293 \cdot 10^5 \text{ kJ}$$

Dafür benötigte Masse Wasser in Speicher:

$$m_{ges,H2O,sens} := \frac{Q_{H2O,sens}}{q_{H2O,23}} = 522,1374 \text{ kg}$$

Dimensionierung Eisspeicher (latenter Wärespeicher)

Wärme, die Kältemittel für die Verflüssigung entzogen werden muss:

$$q_{R152a,41} = -286,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Gesamtwärmemenge, die dem Kältemittel entzogen werden muss (abhängig vom Massenstrom und der Laufzeit des Entladevorgangs):

$$Q_{R152a,41} = -1,4167 \cdot 10^5 \text{ kJ}$$

$$Q_{lat,41} := Q_{R152a,41}$$

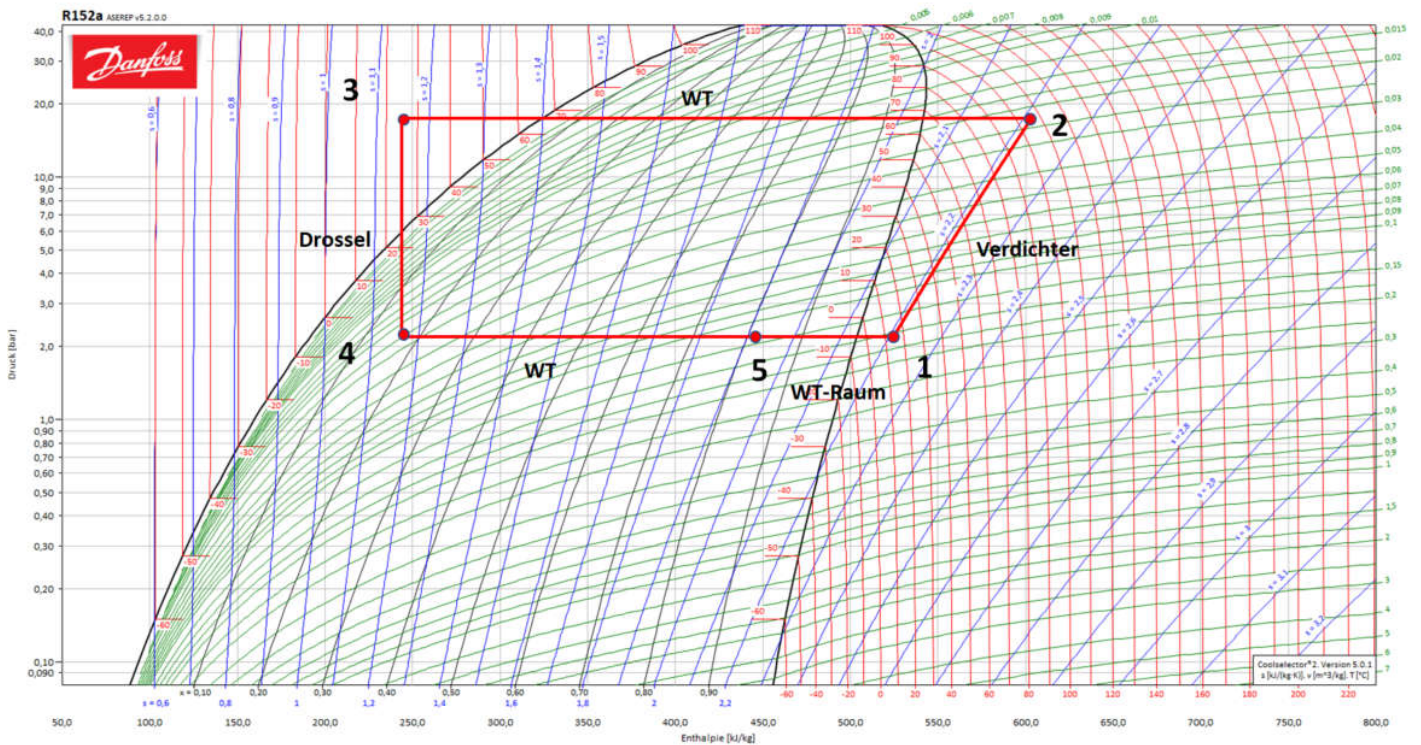
Im Kältespeicher "gespeicherte Kälte" (Vereisungsenthalpie):

$$q_{Eis,41} := -336,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Benötigte Masse Eis in Kältespeicher

$$m_{ges_{H2O,lat}} := \frac{Q_{lat,41}}{q_{Eis,41}} = 420,8842 \text{ kg}$$

R152a linksläufiger Clausius-Rankine-Cycle - Lademodus



Volumenstrom am Verdichter als begrenzendende Größe: $V_{\text{punkt}_{R152a,1}} := 10 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$ (Annahme)

Spezifisches Volumen des Kältemittels am Verdichtereintritt: $v_{R152a,1} := 0,1561 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$ (Coolselector2 - Kältemittelrechner)

Massenstrom: $m_{\text{punkt}_{R152a}} := \frac{V_{\text{punkt}_{R152a,1}}}{v_{R152a,1}} = 64,0615 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$

Von 1 nach 2 - Verdichter

$T_{R152a,1} := 15 \text{ °C} = 288,15 \text{ K}$ (Gewünschter Temperaturhub)

$T_{R152a,2} := 105 \text{ °C} = 378,15 \text{ K}$

$h_{R152a,1} := 525,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ (Coolselector2 - Kältemittelrechner, mit entropie an Punkt 1 gleich am Punkt 2 nach Verdichter)

$h_{R152a,2} := 602 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

$p_{R152a,1} := 2,198 \text{ bar}$

$p_{R152a,2} := 17,21 \text{ bar}$

$w_{t,R152a,12} := h_{R152a,2} - h_{R152a,1} = 76,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

$P_{\text{Verdichter},R717,12} := w_{t,R152a,12} \cdot m_{\text{punkt}_{R152a}} = 1,3684 \text{ kW}$

Von 2 nach 3 - Wärmetauscher am Wärmespeicher

Es wird die Annahme getroffen, dass die Temperatur des Kältemittels nach dem Wärmetauscher eine Differenz von 5 K gegenüber der Ausgangstemperatur des Speichermediums hat

$p_{R152a,3} := p_{R152a,2} = 17,21 \text{ bar}$

$T_{R152a,3} := 25 \text{ °C} = 298,15 \text{ K}$ 5 k über Kaltwasser beim warmwasserspeicher (Randbedingung)

$$h_{R152a,3} := 243,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

$$q_{R152a,23} := h_{R152a,3} - h_{R152a,2} = -358,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{\text{punkt}_{R152a,23}} := q_{R152a,23} \cdot m_{\text{punkt}_{R152a}} = -6,3723 \text{ kW}$$

Von 3 nach 4 - Drossel

$$P_{R152a,4} := P_{R152a,1}$$

$$h_{R152a,4} := h_{R152a,3} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

$$T_{R152a,4} := (-5) \text{ } ^\circ\text{C} = 268,15 \text{ K}$$

$$w_{t,R152a,34} := h_{R152a,4} - h_{R152a,3} = 0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{Isenthalpe Drosselung})$$

Von 5 nach 1 - Wärmetauscher am Raum

Der verfügbare Wärmestrom, der dem Raum entzogen werden kann, beträgt 1,5 kW

$$Q_{\text{punkt}_{R152a,51}} := 1,5 \text{ kW}$$

Wärmemenge, die übertragen werden muss, um die 1,5 kW abzudecken:

$$q_{R152a,51} := \frac{Q_{\text{punkt}_{R152a,51}}}{m_{\text{punkt}_{R152a}}} = 84,294 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Übergang vom Wärmetauscher am Eisspeicher zum Wärmetauscher "am Raum" bei welcher Enthalpie im p,h-Diagramm? Enthalpie am Punkt 1 (vor Verdichter ist bekannt. Also:)

$$h_{R152a,5} := h_{R152a,1} - q_{R152a,51} = 440,806 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Von 4 nach 5 - Wärmetauscher am Kältespeicher

$$q_{R152a,45} := h_{R152a,5} - h_{R152a,4} = 196,906 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad \text{Wärme, die aus dem Kältespeicher dem Kältemittel zugeführt wird}$$

$$Q_{\text{punkt}_{R152a,45}} := m_{\text{punkt}_{R152a}} \cdot q_{R152a,45} = 3,5039 \text{ kW}$$

Wirkungsgrad/Kältezah/COP

$$\varepsilon_w := \frac{h_{R152a,2} - h_{R152a,3}}{h_{R152a,2} - h_{R152a,1}} = 4,6567$$

(Verhältnis von Abgegebener Wärme zur Verdichterarbeit). Wert liegt in der Realität bei etwa bei 5 bis 6. Abweichung kann daher kommen, dass ideal und ohne Wirkungsgrade gerechnet wurde.

Dimensionierung Wärmespeicher (sensibler Wärmespeicher) // Berechnung der Ladezeit bei gegebener Speichergröße und Volumenstrom

Gewünschte Masse Wasser in Wärmespeicher (sensibler Wärmespeicher):

$$m_{\text{ges}_{H2O,sens}} := 522 \text{ kg}$$

Annahme: Anfangs- und Endtemperatur des Wassers im Speicher haben eine Differenz von 5°C zu denen des Kältemittels:

$$T_{H2O,sens,kalt} := T_{R152a,3} - 5 \text{ K} = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{H2O,sens,heiss} := T_{R152a,2} - 5 \text{ K} = 100 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Enthalpie vor Wärmezufuhr: } h_{H2O,sens,kalt} := 283,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

(Coolselector2 - Kältemittelrechner)

$$\text{Enthalpie nach Wärmezufuhr: } h_{H2O,sens,heiss} := 615 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Benötigte spezifische Wärme um Speicher zu laden: $q_{H2O,23} := h_{H2O,sens,heiss} - h_{H2O,sens,kalt} = 331,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Benötigte Gesamtwärme um Speicher zu laden: $Q_{H2O,sens} := q_{H2O,23} \cdot m_{ges_{H2O,sens}} = 1,7289 \cdot 10^5 \text{ kJ}$

Enthalpie vor Wärmeübertragung an Speicher: $h_{R152a,2} = 602 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Enthalpie nach Wärmeübertragung an Speicher: $h_{R152a,3} = 243,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Spezifische abführbare Wärme von Kältemittel an Wärmespeicher: $q_{R152a,23} := h_{R152a,3} - h_{R152a,2} = -358,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Benötigte Gesamtmasse Kältemittel, um Speicher zu laden: $m_{ges_{R152a,sens}} := \frac{Q_{H2O,sens}}{|q_{R152a,23}|} = 482,788 \text{ kg}$

Zeit, die benötigt wird, um bei gegebenen Volumenstrom den Wärmespeicher zu laden: $t_{Ladung,sens} := \frac{m_{ges_{R152a,sens}}}{m_{punkt_{R152a}}} = 7,5363 \text{ hr}$

Dimensionierung Kältespeicher (latenter Wärmespeicher) // Berechnung der Ladezeit bei gegebener Speichergröße und Volumenstrom

Gewünschte Masse Wasser in Kältespeicher (latenter Wärmespeicher):

$$m_{ges_{H2O,lat}} := 421 \text{ kg}$$

Im Kältespeicher "gespeicherte Kälte" (Vereisungsenthalpie): $q_{Eis,45} := -336,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Benötigte Gesamtwärme die abgeführt werden muss, um Speicher zu laden: $Q_{H2O,lat} := q_{Eis,45} \cdot m_{ges_{H2O,lat}} = -1,4171 \cdot 10^5 \text{ kJ}$

spezifische Wärme, die Kältemittel aus Eisspeicher abführen kann, bis Übergang zum Wärmetauscher-Raum:

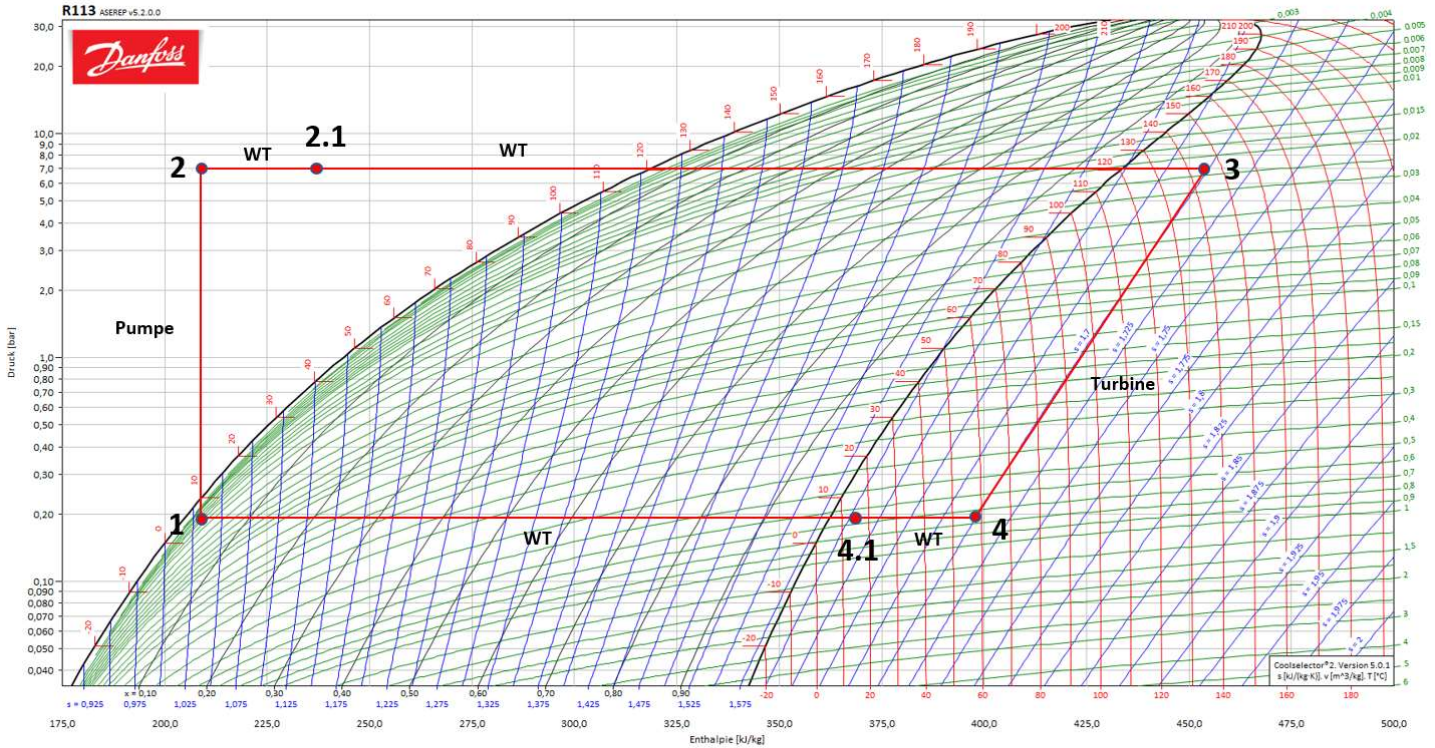
$$q_{R152a,45} = 196,906 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Benötigte Gesamtmasse Kältemittel, um Speicher zu laden: $m_{ges_{R152a,lat}} := \frac{|Q_{H2O,lat}|}{(q_{R152a,45})} = 719,6764 \text{ kg}$

Zeit, die benötigt wird, um bei gegebenen Volumenstrom den latenten Wärmespeicher zu laden: $t_{Ladung,lat} := \frac{m_{ges_{R152a,lat}}}{m_{punkt_{R152a}}} = 11,2341 \text{ hr}$

R113

Organic Rankine Cycle (ORC) - Entlademodus mit Zwischenwärmetauscher und Pecosol_L als Wärmespeichermedium



$$P_{Turbine, R113, 34} := (-3) \text{ kW (Gewünschten Wert eingeben)}$$

$$t_{Entladung} := 3 \text{ hr (Gewünschten Wert eingeben)}$$

Nebenrechnung für erforderlichen Massenstrom und Volumenstrom zu den eingegebenen Werten:

$$h_{R113, 4} := 396,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad h_{R113, 3} := 453,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$w_{t, R113, 34} := h_{R113, 4} - h_{R113, 3} = -57 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$m_{punkt_{R113}} := \frac{P_{Turbine, R113, 34}}{w_{t, R113, 34}} = 189,4737 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

$$v_{R113, 3} := 0,02301 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (\text{CoolPack})$$

$$\text{Volumenstrom Frischdampf: } v_{punkt_{R113, 3}} := m_{punkt_{R113}} \cdot v_{R113, 3} = 4,3598 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

Von 1 nach 2 - Pumpe

$$T_{R113, 1} := 5 \text{ }^\circ\text{C} = 278,15 \text{ K} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

$$T_{R113, 2} := 10,2 \text{ }^\circ\text{C} = 283,35 \text{ K}$$

$$h_{R113, 1} := 208,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{R113, 2} := 209 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$p_{R113, 1} := 0,188 \text{ bar}$$

$$p_{R113, 2} := 7 \text{ bar}$$

$$w_{t, R113, 12} := h_{R113, 2} - h_{R113, 1} = 0,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$P_{\text{Pumpe},R113,12} := w_{t,R113,12} \cdot m_{\text{punkt}}_{R113} = 5,2632 \text{ W}$$

Von 2 nach 2.1 - Wärmetauscher Rekuperation

Die spezifische Wärmemenge (Enthalpie), welche durch die Rekuperation umgesetzt wird, kann im Diagramm von den Punkten 4 zu 4.1 zu den Punkten 2 zu 2.1 übertragen werden.

$$h_{R113,4} = 396,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

$$h_{R113,4_1} := 368,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Übertragene spezifische Wärme über Zwischenwärmetauscher

$$q_{R113,44_1} := h_{R113,4_1} - h_{R113,4} = -28,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$q_{R113,22_1} := -q_{R113,44_1} = 28,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Daraus folgt die Enthalpie am Punkt 2.1:

$$h_{R113,2_1} := h_{R113,2} + q_{R113,22_1} = 237,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_{R113,2_1} := 40,8 \text{ °C} = 313,95 \text{ K} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

Von 2.1 nach 3 - Wärmetauscher am Wärmespeicher

$$T_{R113,3} := 145 \text{ °C} = 418,15 \text{ K} \quad (\text{Randbedingung})$$

$$h_{R113,3} = 453,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

$$q_{R113,2_13} := h_{R113,3} - h_{R113,2_1} = 216,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{\text{punkt}}_{R113,2_13} := q_{R113,2_13} \cdot m_{\text{punkt}}_{R113} = 11,4 \text{ kW}$$

$$Q_{R113,2_13} := Q_{\text{punkt}}_{R113,2_13} \cdot t_{\text{Entladung}} = 34,2 \text{ kW hr}$$

Von 3 nach 4 - Turbine

$$p_{R113,4} := p_{R113,1}$$

$$h_{R113,4} = 396,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

$$T_{R113,4} := 56,6 \text{ °C} = 329,75 \text{ K}$$

$$w_{t,R717,34} := h_{R113,4} - h_{R113,3} = -57 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$P_{\text{Turbine},R113,34} := m_{\text{punkt}}_{R113} \cdot w_{t,R113,34} = -3 \text{ kW}$$

Von 4 nach 4.1 - Wärmetauscher Rekuperation

$$h_{R113,4} = 396,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{R113,4_1} = 368,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$q_{R113,44_1} = -28,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_{R113,4_1} := 15 \text{ °C}$$

$$Q_{\text{punkt}}_{R113,44_1} := m_{\text{punkt}}_{R113} \cdot q_{R113,44_1} = -1,4895 \text{ kW} \quad \text{Leistung Rekuperation}$$

$$Q_{R113,44_1} := Q_{\text{punkt}}_{R113,44_1} \cdot t_{\text{Entladung}} = -4,4684 \text{ kW hr} \quad \text{Übertragene Wärmemenge am Rekuperator}$$

Von 4.1 nach 1 - Wärmetauscher am Kältespeicher

$$h_{R113,4_1} = 368,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{R113,1} = 208,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$q_{R113,4_11} := h_{R113,1} - h_{R113,4_1} = -159,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Leistung am Kältespeicher

$$Q_{\text{punkt}_{R113,4_11}} := m_{\text{punkt}_{R113}} \cdot q_{R113,4_11} = -8,4053 \text{ kW}$$

Übertragene Wärmemenge am Kältespeicher

$$Q_{R113,4_11} := Q_{\text{punkt}_{R113,4_11}} \cdot t_{\text{Entladung}} = -25,2158 \text{ kW hr}$$

Thermischer Wirkungsgrad

$$w_{t, \text{ges}} := |w_{t, R113,34}| - w_{t, R113,12} = 56,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\eta_{th} := \frac{|w_{t, \text{ges}}|}{q_{R113,2_13}} = 0,2627$$

Dimensionierung Wärmespeicher (sensibler Wärmespeicher)

Annahme: Anfangs- und Endtemperatur des Wassers im Speicher haben eine Differenz von 5°C zu denen des Kältemittels:

$$T_{\text{Speichermedium, sens, kalt}} := T_{R113,2_1} + 5 \text{ K} = 45,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{Speichermedium, sens, heiss}} := T_{R113,3} + 5 \text{ K} = 150 \text{ }^\circ\text{C}$$

Berechnung der benötigten spezifischen Wärme um das Speichermedium (Pekasol_L) im Wärmespeicher-zu laden

Mittelwert c_p-Wert des Speichermediums

$$c_{p, \text{Speichermedium, sens, mittel}} := 3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

Im Wärmespeicher verfügbare spezifische Wärmemenge:

$$q_{\text{Speichermedium, sens, 2_13}} := c_{p, \text{Speichermedium, sens, mittel}} \cdot (T_{\text{Speichermedium, sens, heiss}} - T_{\text{Speichermedium, sens, kalt}}) = 312,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Benötigte spezifische Wärme zur Verdampfung/ Überhitzung des Kältemittels:

$$q_{R113,2_13} = 216,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Benötigte Gesamtwärme in Speicher (abhängig vom Massenstrom und der Laufzeit des Entladevorgangs):

$$Q_{\text{Speichermedium, sens}} := Q_{R113,2_13} = 1,2312 \cdot 10^5 \text{ kJ}$$

Dafür benötigte Menge an Speichermedium:

$$m_{\text{ges}_{\text{Speichermedium, sens}}} := \frac{Q_{\text{Speichermedium, sens}}}{q_{\text{Speichermedium, sens, 2_13}}} = 393,858 \text{ kg}$$

Dimensionierung Kältespeicher (latenter Wärmespeicher)

Wärme, die Kältemittel für die Verflüssigung entzogen werden muss:

$$q_{R113,4_11} = -159,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Gesamtwärmemenge, die dem Kältemittel durch den Kältespeicher entzogen werden muss (abhängig vom Massenstrom und der Laufzeit des Entladevorgangs):

$$Q_{R113,4_11} = -90776,8421 \text{ kJ}$$

$$Q_{lat,4_11} := -Q_{R113,4_11}$$

Im Kältespeicher "gespeicherte Kälte" (Vereisungsenthalpie):

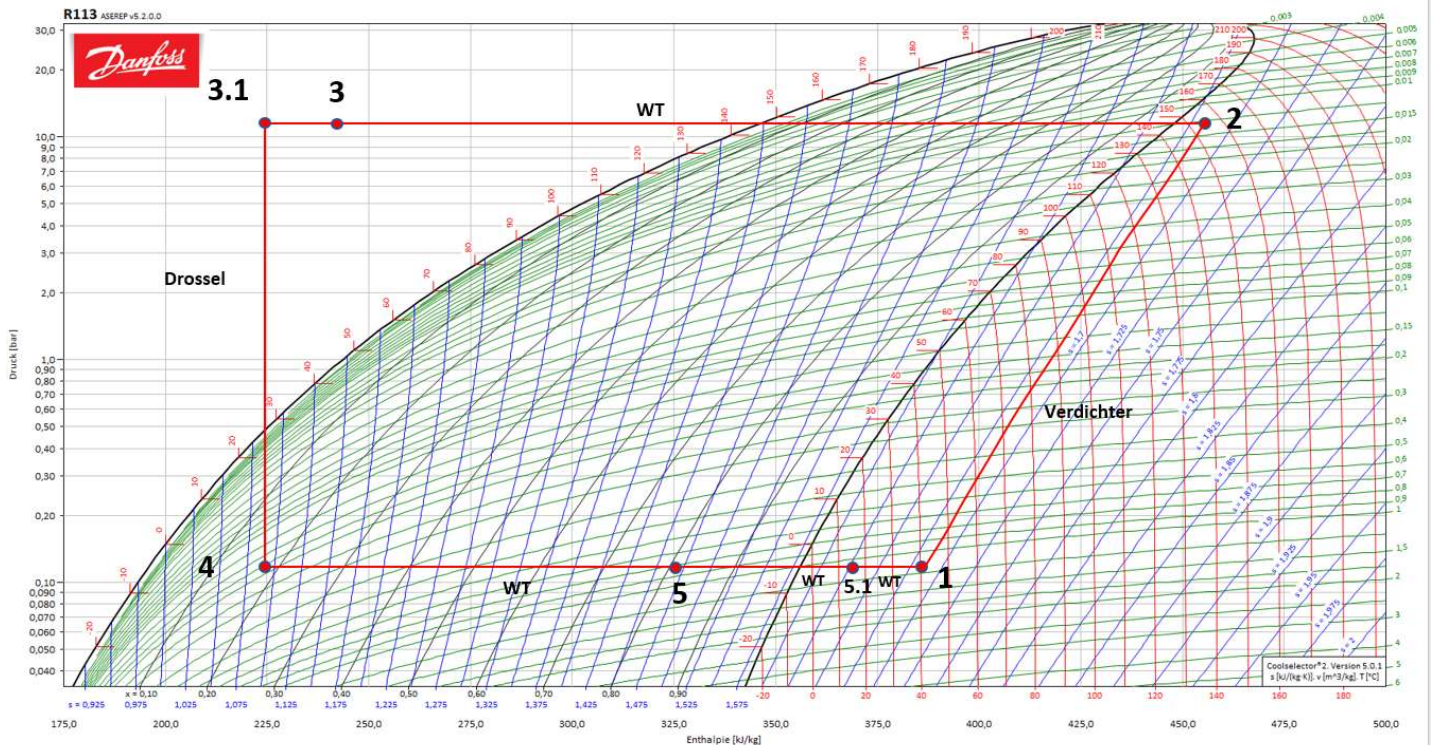
$$q_{Eis,4_11} := 336,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Benötigte Masse Eis in Kältespeicher

$$m_{ges_{H2O,lat}} := \frac{Q_{lat,4_11}}{q_{Eis,4_11}} = 269,6876 \text{ kg}$$

R113

Linksläufiger Clausius-Rankine-Cycle - Lademodus mit Zwischenwärmetauscher und Pecasol_L als Wärmespeichermedium



Volumenstrom am Verdichter als begrenzendende Größe: $V_{\text{punkt}_{R113,1}} := 200 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$ (Annahme)

Spezifisches Volumen des Kältemittels am Verdichtereintritt: $v_{R113,1} := 1,191 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$ (Coolselector2 - Kältemittelrechner)

Massenstrom: $m_{\text{punkt}_{R113}} := \frac{V_{\text{punkt}_{R113,1}}}{v_{R113,1}} = 167,9261 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$

Von 1 nach 2 - Verdichter

$T_{R113,1} := 40 \text{ } ^\circ\text{C} = 313,15 \text{ K}$ (Gewünschter Temperaturhub)

$T_{R113,2} := 155 \text{ } ^\circ\text{C} = 428,15 \text{ K}$

$h_{R113,1} := 385,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ (Coolselector2 - Kältemittelrechner)

$h_{R113,2} := 455,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

$p_{R113,1} := 0,116 \text{ bar}$

$p_{R113,2} := 11,52 \text{ bar}$

$w_{t,R113,12} := h_{R113,2} - h_{R113,1} = 70,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

$P_{\text{Verdichter},R113,12} := w_{t,R113,12} \cdot m_{\text{punkt}_{R113}} = 3269,8946 \text{ W}$

Von 5.1 nach 1 bzw. 3 nach 3.1 - Wärmetauscher Rekuperation

Ein zwischentauscher ist in diesem Falle nötig, um für eine zusätzliche Überhitzung vor dem Verdichter zu sorgen und so zu gewährleisten, dass nicht ins Nassdampfgebiet verdichtet wird.

Es wird die Annahme getroffen, dass die Temperatur des Kältemittels im Wärmetauscher jeweils eine Differenz von 5 K gegenüber der Temperatur des Speichermediums bzw. Kältemittels hat, zu dem Wärme übertragen werden soll.

Hier soll Wärme von "oben nach unten" transportiert werden (Von vor der Drossel zu vor den Verdichter). Wenn die Temperatur des Kältemittels vor dem Verdichter 40 °C betragen soll, muss die Temperatur des Kältemittels vor der Drossel mindestens 45 °C betragen.

Temperatur des Kältemittels nach Wärmeübertragung aus Raum

$$T_{R113,5_1} := 15 \text{ °C} = 288,15 \text{ K}$$

$T_{R113,1} = 313,15 \text{ K}$ Annahme aufgrund nötiger Temperaturdifferenz. Der Wärmespeicher muss für den Entlademodus mindestens eine Temperatur von 40 °C (**Fehler, müsste 45 °C sein**) besitzen. Für den Zwischenwärmetauscher steht also höchstens eine Kältemitteltemperatur von 45 °C auf der heißen Seite zur Verfügung (**Fehler, müsste 50 °C sein**). Die Temperatur auf der kalten Kältemittelseite kann nach dem Zwischenwärmetauscher, nach Berücksichtigung der nötigen Temperaturdifferenz, also maximal 40°C (**45 °C**) betragen.

$$T_{R113,3} := 45 \text{ °C} = 318,15 \text{ K} \quad \text{Temperatur nach WT am Wärmespeicher}$$

Im folgenden wird die Wärmemenge bestimmt, welche benötigt wird, um die Temperatur des Kältemittels vor dem Verdichter von 15 °C auf 40 °C zu bringen. Mit dem Ergebnis wird die Temperatur des Kältemittels bestimmt, bevor dieses in die Drossel geleitet wird.

$$h_{R113,5_1} := 368,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{R113,1} = 385,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Spezifische Wärme, die von vor der Drossel zum Verdichtereingang übertragen werden muss = Wärmemenge, die maximal übertragen werden kann!:

$$q_{R113,5_11} := h_{R113,1} - h_{R113,5_1} = 16,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$q_{R113,33_1} := -q_{R113,5_11} = -16,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Daraus ergibt sich die Enthalpie und Temperatur vor der Drossel:

$$h_{R113,3} := 241,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{R113,3_1} := h_{R113,3} + q_{R113,33_1} = 224,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_{R113,3_1} := 27,4 \text{ °C} = 300,55 \text{ K}$$

Von 2 nach 3 - Wärmetauscher am Wärmespeicher

$$p_{R113,3} := p_{R113,2} = 11,52 \text{ bar}$$

$$T_{R113,3} = 318,15 \text{ K}$$

$$h_{R113,3} = 241,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$q_{R113,23} := h_{R113,3} - h_{R113,2} = -214,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Wärmesituation am Wärmespeicher:

$$Q_{\text{punkt}}_{R113,23} := |q_{R113,23}| \cdot m_{\text{punkt}}_{R113} = 9996,2683 \text{ W}$$

Von 3.1 nach 4 - Drossel

$$p_{R113,4} := p_{R113,1}$$

$$h_{R113,4} := h_{R113,3_1} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

$$T_{R113,4} := (-5) \text{ °C} = 268,15 \text{ K}$$

$$w_{t,R113,3_14} := h_{R113,4} - h_{R113,3_1} = 0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{Isenthalpe Drosselung})$$

Von 5 nach 5.1 - Wärmetauscher am Raum

Da die Wärmeleistung am Raum sowie die Temperatur nach dem Raum fixe Größen sind, soll zunächst dieser Abschnitt berechnet werden. Die Kennzahlen am Wärmetauscher des Kältespeichers ergeben sich Anschluss

$$T_{R113,5_1} = 288,15 \text{ K}$$

$$h_{R113,5_1} = 368,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Der verfügbare Wärmestrom, der dem Raum entzogen werden kann, beträgt ca. 1,5 kW

$$Q_{\text{punkt}_{R113,55_1}} := 1,5 \text{ kW}$$

Wärmemenge, die übertragen werden muss, um die 1,5 kW abzudecken:

$$q_{R113,55_1} := \frac{Q_{\text{punkt}_{R113,55_1}}}{m_{\text{punkt}_{R113}}} = 32,157 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Übergang vom Wärmetauscher am Eisspeicher zum Wärmetauscher "am Raum" bei welcher Enthalpie im p,h-Diagramm? Enthalpie am Punkt 1 (vor Verdichter ist bekannt. Also:)

$$h_{R113,5} := h_{R113,5_1} - q_{R113,55_1} = 336,643 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Da sich das Volumen während des Verdampfens bei R113 extrem erhöht und das Volumen vor dem Verdichter die begrenzen Größe ist. Kommt nur ein vergleichsweise kleiner Massenstrom zustande. Das hat zur Folge, dass sehr viel spezifische Wärme am Raum getauscht werden muss, um dort die 1,5 kW an Wärmestrom zu erreichen. Die gesamte Verdampfung würde so mit Wärme aus dem Raum vonstatten gehen und der Eisspeicher könnte nicht mehr geladen werden. Eine Lösung ist, den Volumenstrom im Verdichter stark zu erhöhen. Eine Ladung des Eisspeichers sowie die Erreichung von 1,5 kW am Raum wären so möglich. Fraglich ist nur, ob die nötigen Dimensionen des Verdichters nicht zu groß bzw. überhaupt möglich sind.

Von 4 nach 5 - Wärmetauscher am Kältespeicher

$$q_{R113,45} := h_{R113,5} - h_{R113,4} = 112,043 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad \text{Wärme, die aus dem Kältespeicher dem Kältemittel zugeführt wird}$$

$$Q_{\text{punkt}_{R113,45}} := m_{\text{punkt}_{R113}} \cdot q_{R113,45} = 5,2264 \text{ kW}$$

Wirkungsgrad/Kältezahl/COP

$$\varepsilon_w := \frac{h_{R113,2} - h_{R113,3}}{h_{R113,2} - h_{R113,1}} = 3,0571 \quad (\text{Verhältnis von Abgegebener Wärme zur Verdichterarbeit}). \text{ Wert liegt in der Realität bei etwa bei 5 bis 6. Abweichung kann daher kommen, dass ideal und ohne Wirkungsgrade gerechnet wurde.}$$

Dimensionierung Wärmespeicher // Berechnung der Ladezeit bei gegebener Speichergröße und Volumenstrom

Gewünschte Masse Speichermedium in Wärmespeicher:

$$m_{\text{ges}_{\text{Speichermedium,sens}}} := 393,9 \text{ kg}$$

Annahme: Anfangs- und Endtemperatur des Wassers im Speicher haben eine Differenz von 5°C zu denen des Kältemittels:

$$T_{\text{Speichermedium,sens,kalt}} := T_{R113,3} - 5 \text{ K} = 40 \text{ °C}$$

$$T_{\text{Speichermedium,sens,heiss}} := T_{R113,2} - 5 \text{ K} = 150 \text{ °C}$$

Berechnung der benötigten spezifischen Wärme um das Speichermedium (Pekasol_L) im Wärmespeicher zu laden

Mittelwert c_p-Wert des Speichermediums

$$c_{p_{\text{Speichermedium,mittel}}} := 3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

Im Wärmespeicher verfügbare spezifische Wärmemenge:

$$q_{\text{Speichermedium,sens,23}} := c_{p_{\text{Speichermedium,mittel}}} \cdot (T_{\text{Speichermedium,sens,heiss}} - T_{\text{Speichermedium,sens,kalt}}) = 330 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Benötigte Gesamtwärme um Speicher zu laden: } Q_{\text{Speichermedium,sens}} := q_{\text{Speichermedium,sens,23}} \cdot m_{\text{ges}_{\text{Speichermedium,sens}}} = 1,2999 \cdot 10^5 \text{ kJ}$$

$$\text{Enthalpie vor Wärmeübertragung an Speicher: } h_{R113,2} = 455,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Enthalpie nach Wärmeübertragung an Speicher: } h_{R113,3} = 241,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Spezifische abführbare Wärme von Kältemittel an Wärmespeicher: $q_{R113,23} := h_{R113,3} - h_{R113,2} = -214,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Benötigte gesamtmasse Kältemittel, um Speicher zu laden: $m_{ges_{R113,sens}} := \frac{Q_{Speichermedium,sens}}{|q_{R113,23}|} = 606,5656 \text{ kg}$

Zeit, die benötigt wird, um bei gegebenen Volumenstrom den Wärmespeicher zu laden: $t_{Ladung,sens} := \frac{m_{ges_{R113,sens}}}{m_{punkt_{R113}}} = 3,6121 \text{ hr}$

Dimensionierung Kältespeicher // Berechnung der Ladezeit bei gegebener Speichergröße und Volumenstrom

Gewünschte Masse Wasser in Kältespeicher (latenter Wärmespeicher)

$m_{ges_{H2O,lat}} := 269,7 \text{ kg}$

Im Kältespeicher "gespeicherte Kälte" (Vereisungsenthalpie): $q_{Eis,45} := -336,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Benötigte Wärme die abgeführt werden muss, um Speicher zu laden: $Q_{H2O,lat} := q_{Eis,45} \cdot m_{ges_{H2O,lat}} = -90781,02 \text{ kJ}$

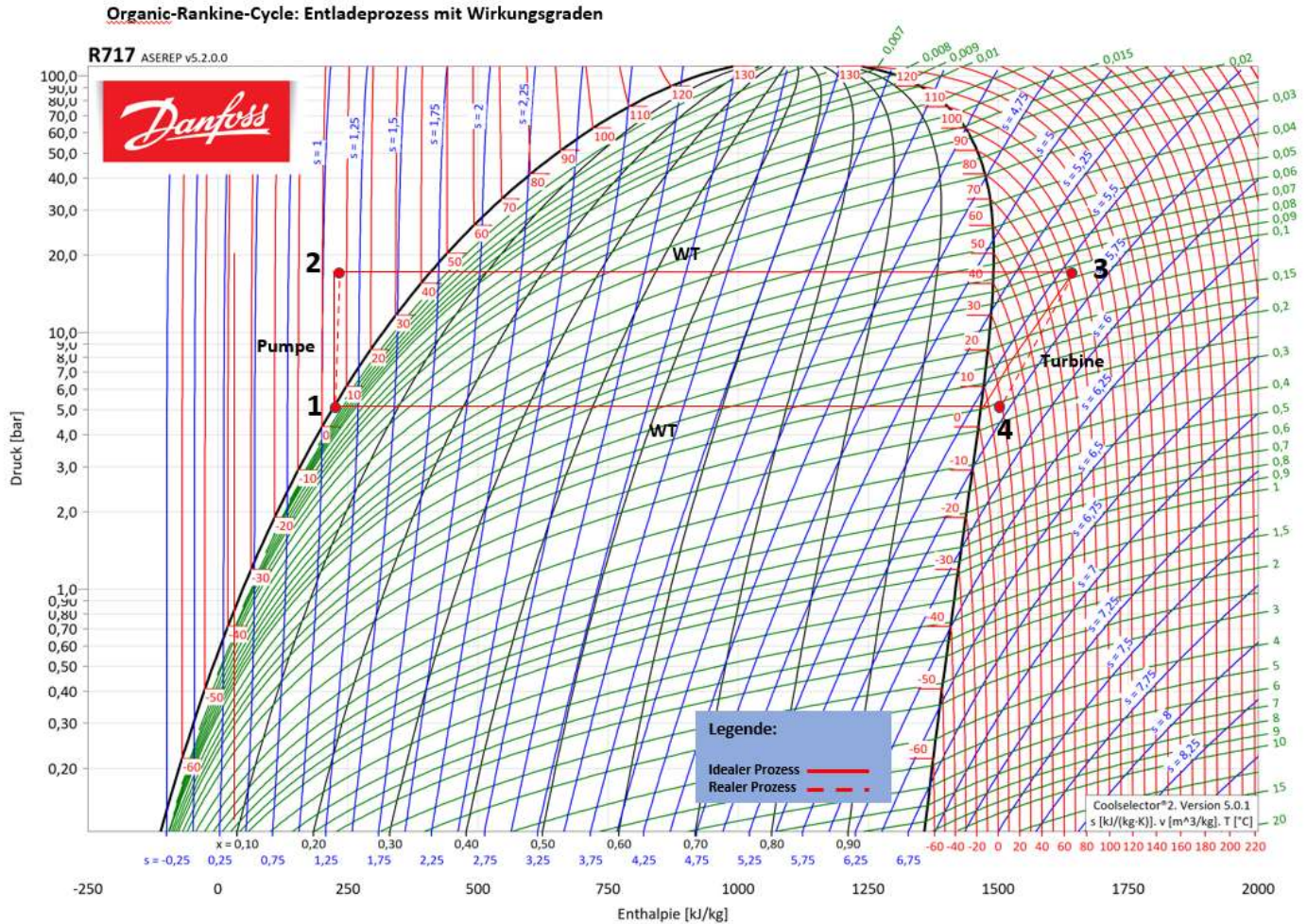
spezifische Wärme, die Kältemittel aus Eisspeicher zugeführt werden kann, bis Übergang zum Wärmetauscher-Raum:

$q_{R113,45} = 112,043 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Benötigte Gesamtmasse Kältemittel, um Speicher zu laden: $m_{ges_{R113,lat}} := \frac{|Q_{H2O,lat}|}{q_{R113,45}} = 810,2337 \text{ kg}$

Zeit, die benötigt wird, um bei gegebenen Volumenstrom den Wärmespeicher zu laden: $t_{Ladung,lat} := \frac{m_{ges_{R113,lat}}}{m_{punkt_{R113}}} = 4,8249 \text{ hr}$

R717 (Ammoniak) Organic Rankine Cycle (ORC) - Entlademodus inkl. Wirkungsgrade



Angenommene Wirkungsgrade für die verbauten Komponenten:

Wärmetauscher/ Verdampfer/ Kondensator: $\eta_{WT} := 95 \%$ Pumpe: $\eta_{Pumpe} := 95 \%$ Turbine: $\eta_{Turbine} := 90 \%$

Da die Druckverluste in den Wärmetauschern sehr gering sind, werden die Enthalpie-Differenzen, welche diese verursachen, zunächst vernachlässigt.

$$P_{Turbine,R717,34} := -3 \text{ kW} \quad (\text{Gewünschten Wert eingeben})$$

$$t_{Entladung} := 3 \text{ hr} \quad (\text{Gewünschten Wert eingeben})$$

Nebenrechnung für erforderlichen Massenstrom und Volumenstrom zu den eingegebenen Werten:

$$h_{R717,4s} := 1467 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad h_{R717,3} := 1644 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad \text{Werte vor und nach Turbine (Coolelector2 - Kältemittelrechner)}$$

Ideale Turbinenarbeit:

$$w_{t,R717,34s} := h_{R717,4s} - h_{R717,3} = -177 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Reale Turbinenarbeit:

$$w_{t,R717,34} := w_{t,R717,34s} \cdot \eta_{Turbine} = -159,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{R717,4} := (h_{R717,3} + w_{t,R717,34}) = 1484,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$m_{punkt_{R717}} := \frac{P_{Turbine,R717,34}}{w_{t,R717,34}} = 67,7966 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

$$v_{R717,3} := 0,092 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (\text{CoolPack})$$

$$\text{Volumenstrom Frischdampf: } V_{\text{punkt}_{R717,3}} := m_{\text{punkt}_{R717}} \cdot v_{R717,3} = 6,2373 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

Von 1 nach 2 - Pumpe

$$T_{R717,1} := 5 \text{ } ^\circ\text{C} = 278,15 \text{ K} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

$$T_{R717,2} := 5,3 \text{ } ^\circ\text{C} = 278,45 \text{ K}$$

$$h_{R717,1} := 223,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{R717,2s} := 225,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$p_{R717,1} := 5,156 \text{ bar}$$

$$p_{R717,2} := 17,8 \text{ bar}$$

Ideale Pumpenarbeit:

$$w_{t,R717,12s} := h_{R717,2s} - h_{R717,1} = 2,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Reale Pumpenarbeit:

$$w_{t,R717,12} := \frac{w_{t,R717,12s}}{\eta_{\text{Pumpe}}} = 2,2105 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{R717,2} := h_{R717,1} + w_{t,R717,12} = 225,4105 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$P_{\text{Pumpe},R717,12} := w_{t,R717,12} \cdot m_{\text{punkt}_{R717}} = 41,6295 \text{ W}$$

Von 2 nach 3 - Wärmetauscher am Wärmespeicher

$$T_{R717,3} := 95 \text{ } ^\circ\text{C} = 368,15 \text{ K} \quad (\text{Randbedingung})$$

$$h_{R717,3} = 1644 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

Ideale übertragbare Wärmemenge (Wärmemenge, die im Kältemittel ankommen muss)

$$q_{R717,23_ideal} := h_{R717,3} - h_{R717,2} = 1418,5895 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Reale Wärmemenge (Wärmemenge, die dem Speicher entzogen werden muss inkl. Kompensation der Wärmeverluste an die Umgebung)

$$q_{23_ges} := \frac{q_{R717,23_ideal}}{\eta_{WT}} = 1493,2521 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Wärmemenge, die durch Verluste "verloren geht":

$$q_{23_verlust} := q_{23_ges} - q_{R717,23_ideal} = 74,6626 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Wärmemenge, die tatsächlich an Kältemittel übertragen wird (entspricht der ideal übertragbaren Wärmemenge):

$$q_{R717,23} := q_{R717,23_ideal} = 1418,5895 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Wärmeleistung auf Kältemittelseite:

$$Q_{\text{punkt}_{R717,23}} := q_{R717,23} \cdot m_{\text{punkt}_{R717}} = 26,7154 \text{ kW}$$

Gesamtwärme, die über die Entladezeit an Kältemittel übertragen wird:

$$Q_{R717,23} := Q_{\text{punkt}_{R717,23}} \cdot t_{\text{Entladung}} = 80,1463 \text{ kW hr}$$

Wärmeleistung auf Wärmespeicherseite:

$$Q_{\text{punkt}_{23}} := q_{23_ges} \cdot m_{\text{punkt}_{R717}} = 28,1215 \text{ kW}$$

Gesamtwärme, die dem Wärmespeicher entzogen wird (inkl. Verluste):

$$Q_{23_ges} := Q_{punkt_{23}} \cdot t_{Entladung} = 84,3645 \text{ kW hr}$$

Von 3 nach 4 - Turbine

$$h_{R717,4} = 1484,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \text{ (Coolselector2 - Kältemittelrechner)}$$

$$p_{R717,4} := p_{R717,1}$$

$$T_{R717,4} := 18,1 \text{ °C} = 291,25 \text{ K}$$

$$w_{t,R717,34} := h_{R717,4} - h_{R717,3} = -159,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \text{ (Reale Turbinenarbeit)}$$

$$P_{Turbine,R717,34} := m_{punkt_{R717}} \cdot w_{t,R717,34} = -3 \text{ kW}$$

Von 4 nach 1 - Wärmetauscher am Kältespeicher

Ideal übertragbare Wärmemenge (die dem Kältemittel entzogen werden muss)

$$q_{R717,41s} := h_{R717,1} - h_{R717,4} = -1261,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Reale Wärmemenge, die dem Kältespeicher zugeführt wird (mit Verlusten z.B. Auftauen des Eisspeichers durch die Umgebung)

$$q_{41_ges} := \frac{|q_{R717,41s}|}{\eta_{WT}} = 1327,8947 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Dafür nötige Wärmeleistung auf Speicherseite:

$$Q_{punkt_{41}} := m_{punkt_{R717}} \cdot q_{41_ges} = 25,0074 \text{ kW}$$

Gesamtwärmemenge, die dem Eisspeicher zugeführt wird (inkl. ungewünschte Wärme aus Umgebung)

$$Q_{41_ges} := Q_{punkt_{41}} \cdot t_{Entladung} = 75,0223 \text{ kW hr}$$

Wärmemenge, die tatsächlich dem Kältemittel entzogen wird (entspricht der ideal übertragbaren Wärmemenge):

$$q_{R717,41} := q_{R717,41s} = -1261,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Wärmeleistung auf Kältemittelseite:

$$Q_{punkt_{R717,41}} := q_{R717,41} \cdot m_{punkt_{R717}} = -23,7571 \text{ kW}$$

Gesamtwärme, die über die Entladezeit dem Kältemittel entzogen wird:

$$Q_{R717,41} := Q_{punkt_{R717,41}} \cdot t_{Entladung} = -71,2712 \text{ kW hr}$$

Thermischer Wirkungsgrad

$$w_{t,ges} := |w_{t,R717,34}| - w_{t,R717,12} = 157,0895 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\eta_{th} := \frac{|w_{t,ges}|}{q_{23_ges}} = 0,1052 \quad \text{Laut Literatur realistisch}$$

Dimensionierung Wärmespeicher

Annahme: Anfangs- und Endtemperatur des Wassers im Speicher haben eine Differenz von 5°C zu denen des Kältemittels:

$$T_{H2O,sens,kalt} := T_{R717,2} + 5 \text{ K} = 10,3 \text{ °C}$$

$$T_{H2O,sens,heiss} := T_{R717,3} + 5 \text{ K} = 100 \text{ °C}$$

$$\text{Enthalpie vor Wärmezufuhr: } h_{H2O,sens,kalt} := 243,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

(Coolselector2 - Kältemittelrechner)

$$\text{Enthalpie nach Wärmezufuhr: } h_{H2O,sens,heiss} := 615 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Verfügbare spezifische Wärme in Speicher: } q_{H2O,23} := h_{H2O,sens,heiss} - h_{H2O,sens,kalt} = 371,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Benötigte spezifische Wärme zur Verdampfung/ Überhitzung des Kältemittels (Inkl. Kompensation Verluste): $q_{23_ges} = 1493,2521 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Benötigte Gesamtwärme in Speicher (abhängig vom Massenstrom und der Laufzeit des Entladevorgangs):

$$Q_{H2O,sens} := Q_{23_ges} = 3,0371 \cdot 10^5 \text{ kJ}$$

Dafür benötigte Masse Wasser in Speicher:

$$m_{ges_H2O,sens} := \frac{Q_{H2O,sens}}{q_{H2O,23}} = 817,0898 \text{ kg}$$

Dimensionierung Kältespeicher

Wärme, die Kältemittel für die Verflüssigung entzogen werden muss (inkl. Wärme aus Umgebung):

$$q_{41_ges} = 1327,8947 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Gesamtwärmemenge, die dem Kältemittel entzogen werden muss (abhängig vom Massenstrom und der Laufzeit des Entladevorgangs):

$$Q_{41_ges} = 2,7008 \cdot 10^5 \text{ kJ}$$

$$Q_{lat,41} := Q_{41_ges}$$

Im Kältespeicher "gespeicherte Kälte" (Vereisungsenthalpie):

$$q_{Eis,41} := -336,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Benötigte Masse Eis in Kältespeicher

$$m_{ges_lat} := \frac{Q_{lat,41}}{|q_{Eis,41}|} = 802,3776 \text{ kg}$$

Kommentare:

Bei heisseren Temperaturen im Wärmespeicher und höherem Druck könnte weiter expandiert werden. Zudem wäre dann auch ein Zwischenwärmetauscher nutzbar, die Wärme nach der Expansion abführt, bis die Sättigungskurve erreicht ist.

Eventuell Kältemittel nicht bis 0°C abkühlen lassen, sondern schon im Nassdampf wieder verdichten. Verdichter benötigt dann mehr Energie aber dafür wird weniger Wärme aus dem Speicher benötigt. Vergleich anstellen.

Indizes

$c_{p_Stoff,Zustand}$ Beispiel: $c_{pCO2,1}$

$c_{p_Stoff,mittelErsterundzweiterZustand}$ Beispiel: $c_{pCO2,mittel12}$

Prozessgrößen (z.B. Massenstrom)

$m_punkt_{Stoff,ErsterzustandzweiterZustand}$ Beispiel: $m_punkt_{CO2,12}$

Q_punkt und V_punkt analog

Zustandsgrößen

$Zustandsgröße_{Stoff,Zustand}$ Beispiel: $T_{CO2,1}$

$h_{Stoff,Zustand}$ Beispiel: $h_{CO2,1}$

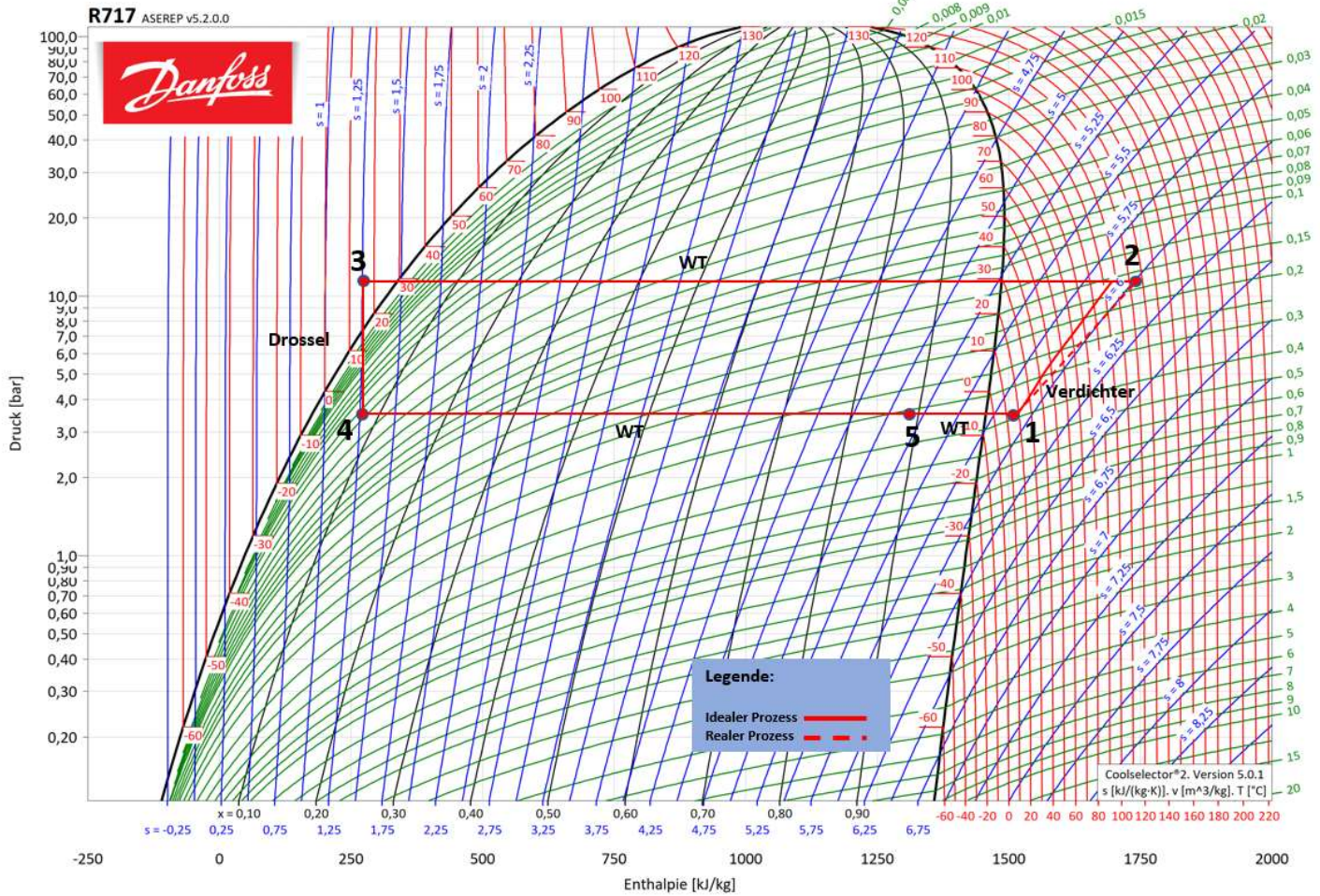
$c_{p_Stoff,mittelErsterundzweiterZustand}$ Beispiel: $c_{pCO2,mittel12}$

Ideale Werte (Isentrop)

$h_{Stoff,Zustands}$ Beispiel: $h_{CO2,1s}$ Reale Werte (inkl. Verluste) ohne Kennzeichnung

R717 (Ammoniak)**Linksläufiger Clausius-Rankine-Cycle - Lademodus inkl. Wirkungsgrade**

Linksläufiger Clausius-Rankine-Cycle: Ladeprozess mit Wirkungsgraden



Angenommene Wirkungsgrade für die verbauten Komponenten:

Wärmetauscher/ Verdampfer/ Kondensator:

Verdichter:

$$\eta_{WT} := 95 \%$$

$$\eta_{Verdichter} := 80 \%$$

Volumenstrom am Verdichter als begrenzende Größe: $V_{punkt_{R717,1}} := 10 \frac{m^3}{hr}$ (Annahme)

Spezifisches Volumen des Kältemittels am Verdichtereintritt: $v_{R717,1} := 0,3791 \frac{m^3}{kg}$ (Coolselector2 - Kältemittelrechner)

Massenstrom: $m_{punkt_{R717}} := \frac{V_{punkt_{R717,1}}}{v_{R717,1}} = 26,3783 \frac{kg}{hr}$

Von 1 nach 2 - Verdichter

$$T_{R717,1} := 15 \text{ } ^\circ\text{C} = 288,15 \text{ K} \quad (\text{Gewünschter Temperaturhub})$$

$$T_{R717,2s} := 105 \text{ } ^\circ\text{C} = 378,15 \text{ K}$$

$$h_{R717,1} := 1507 \frac{kJ}{kg} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

$$h_{R717,2s} := 1691 \frac{kJ}{kg}$$

$$p_{R717,1} := 3,547 \text{ bar}$$

$$p_{R717,2} := 11,68 \text{ bar}$$

Ideale Verdichterarbeit

$$w_{t,R717,12s} := h_{R717,2s} - h_{R717,1} = 184 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Reale Verdichterarbeit

$$w_{t,R717,12} := \frac{w_{t,R717,12s}}{\eta_{\text{Verdichter}}} = 230 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{R717,2} := h_{R717,1} + w_{t,R717,12} = 1737 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$P_{\text{Verdichter},R717,12} := w_{t,R717,12} \cdot \dot{m}_{\text{punkt}_{R717}} = 1685,278 \text{ W}$$

$$T_{R717,2} := 123,6 \text{ } ^\circ\text{C} = 396,75 \text{ K}$$

Von 2 nach 3 - Wärmetauscher am Wärmespeicher

Es wird die Annahme getroffen, dass die Temperatur des Kältemittels nach dem Wärmetauscher eine Differenz von 5 K gegenüber der Ausgangstemperatur des Speichermediums hat

$$p_{R717,3} := p_{R717,2} = 11,68 \text{ bar}$$

$$T_{R717,3} := 15 \text{ } ^\circ\text{C} = 288,15 \text{ K}$$

$$h_{R717,3} := 270,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Wärme, die dem Kältemittel entzogen wird. Der Wirkungsgrad des Wärmetauschers wird bei der Auslegung des Wärmespeichers berücksichtigt, da nicht die gesamte Wärme, die dem Kältemittel entzogen wird auch dem Wärmespeicher zugeführt wird. Stattdessen geht ein gewisser Teil an die Umgebung verloren

$$q_{R717,23} := h_{R717,3} - h_{R717,2} = -1466,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{Randbedingung})$$

Wärme, die tatsächlich an Speicher übertragen wird:

$$q_{H2O,23} := q_{R717,23} \cdot \eta_{WT} = -1393,46 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Wärmesituation auf Kältemittelseite

$$Q_{\text{punkt}_{R717,23}} := q_{R717,23} \cdot \dot{m}_{\text{punkt}_{R717}} = -10,7477 \text{ kW}$$

Wärmesituation auf Speicherseite

$$Q_{\text{punkt}_{H2O,23}} := q_{H2O,23} \cdot \dot{m}_{\text{punkt}_{R717}} = -10,2103 \text{ kW}$$

Von 3 nach 4 - Drossel

$$p_{R717,4} := p_{R717,1}$$

$$h_{R717,4} := h_{R717,3} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

$$T_{R717,4} := (-5) \text{ } ^\circ\text{C} = 268,15 \text{ K}$$

$$w_{t,R717,34} := h_{R717,4} - h_{R717,3} = 0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{Isenthalpe Drosselung})$$

Von 5 nach 1 - Wärmetauscher am Raum

Der verfügbare Wärmestrom, der dem Raum entzogen werden kann, beträgt ca. 1,5 kW

$$Q_{\text{punkt}_{\text{Raum},51}} := 1,5 \text{ kW}$$

Wärmemenge, die übertragen werden muss, um die 1,5 kW abzudecken:

$$q_{\text{Raum},51} := \frac{Q_{\text{punkt}_{\text{Raum},51}}}{\dot{m}_{\text{punkt}_{R717}}} = 204,714 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Wärmemenge, die nach der Berücksichtigung von Verlusten an die Umgebung an das Kältemittel übertragen werden kann:

$$q_{R717,51} := q_{\text{Raum},51} \cdot \eta_{WT} = 194,4783 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Übergang vom Wärmetauscher am Eisspeicher zum Wärmetauscher "am Raum" bei welcher Enthalpie im p,h-Diagramm? Enthalpie am Punkt 1 (vor Verdichter ist bekannt. Also:)

$$h_{R717,5} := h_{R717,1} - q_{R717,51} = 1312,5217 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Von 4 nach 5 - Wärmetauscher am Kältespeicher

Wärme, die aus dem Kältespeicher dem Kältemittel zugeführt wird

$$q_{R717,45} := h_{R717,5} - h_{R717,4} = 1042,3217 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Wärmeleistung auf Kältemittelseite

$$Q_{\text{punkt}_{R717,45}} := m_{\text{punkt}_{R717}} \cdot q_{R717,45} = 7,6374 \text{ kW}$$

Der Wirkungsgrad des Wärmetauschers wird bei der Auslegung des Kältespeichers berücksichtigt. Dabei soll angenommen werden, dass der Eisspeicher, während ihm Wärme entzogen wird, Energie aus der Umgebung aufnimmt. Eine Andere Betrachtung (z.B. dass ein Teil der, dem Eisspeicher entzogenen Energie nicht dem Kältemittel sondern der Umgebung zugeführt wird, würde den Gesamtwirkungsgrad des Prozesses künstlich verbessern)

Dimensionierung Wärmespeicher // Berechnung der Ladezeit bei gegebener Speichergröße und Volumenstrom

Gewünschte Masse Wasser in Wärmespeicher:

$$m_{\text{ges}_{H2O,sens}} := 817 \text{ kg}$$

Annahme: Anfangs- und Endtemperatur des Wassers im Speicher haben eine Differenz von 5°C zu denen des Kältemittels:

$$T_{H2O,sens,kalt} := T_{R717,3} - 5 \text{ K} = 10 \text{ °C}$$

$$T_{H2O,sens,heiss} := 100 \text{ °C}$$

$$\text{Enthalpie vor Wärmezufuhr: } h_{H2O,sens,kalt} := 242 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

(Coolselector2 - Kältemittelrechner)

$$\text{Enthalpie nach Wärmezufuhr: } h_{H2O,sens,heiss} := 615 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Benötigte spezifische Wärme um Speicher zu laden: } q_{H2O,23} := h_{H2O,sens,heiss} - h_{H2O,sens,kalt} = 373 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Benötigte gesamtwärme um Speicher zu laden: } Q_{H2O,sens} := q_{H2O,23} \cdot m_{\text{ges}_{H2O,sens}} = 3,0474 \cdot 10^5 \text{ kJ}$$

$$\text{Spezifische Wärmemenge, die dem Kältemittel entzogen wird: } q_{R717,23} = -1466,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Spezifische Wärmemenge, die dem Wärmespeicher zugeführt werden kann (nach Berücksichtigung der Verluste an die Umgebung):

$$q_{H2O,23} := |q_{R717,23}| \cdot \eta_{WT} = 1393,46 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Benötigte gesamtmasse Kältemittel, um Speicher zu laden:

$$m_{\text{ges}_{R717,sens}} := \frac{Q_{H2O,sens}}{q_{H2O,23}} = 218,6938 \text{ kg}$$

Zeit, die benötigt wird, um bei gegebenen Volumenstrom den Wärmespeicher zu laden:

$$t_{\text{Ladung,sens}} := \frac{m_{\text{ges}_{R717,sens}}}{m_{\text{punkt}_{R717}}} = 8,2907 \text{ hr}$$

Dimensionierung Kältespeicher // Berechnung der Ladezeit bei gegebener Speichergröße und Volumenstrom

Gewünschte Masse Wasser in Kältespeicher (latenter Wärmespeicher):

$$m_{\text{ges}_{H2O,lat}} := 802 \text{ kg}$$

$$\text{Im Kältespeicher "gespeicherte Kälte" (Vereisungsenthalpie): } q_{Eis,45} := -336,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Benötigte gesamtwärme die abgeführt werden muss, um Speicher zu laden: } Q_{H2O,lat} := q_{Eis,45} \cdot m_{\text{ges}_{H2O,lat}} = -2,6995 \cdot 10^5 \text{ kJ}$$

spezifische Wärme, die Kältemittel aus Eisspeicher abführen kann, bis Übergang zum Wärmetauscher-Raum:

$$q_{R717,45} = 1042,3217 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

spez. Wärmemenge, die der Eisspeicher/WT während des Vorgangs aus der Umgebung aufnimmt bzw. Berücksichtigung Wirkungsgrad:

$$q_{Eis_Umgebung} := q_{R717,45} \cdot (1 - \eta_{WT}) = 52,1161 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

spez. Wärmemenge Eisspeicher/Bilanz (Wärme, die dem Eisspeicher entzogen wird):

$$q_{real,45} := (q_{R717,45} - q_{Eis_Umgebung}) = 990,2056 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Wärmeleistung am Eisspeicher:

$$Q_{punkt_{H2O,lat}} := q_{real,45} \cdot m_{punkt_{R717}} = 7255,5293 \text{ W}$$

Benötigte gesamtmasse Kältemittel, um Speicher zu laden: $m_{ges_{R717,lat}} := \frac{|Q_{H2O,lat}|}{(q_{real,45})} = 272,6234 \text{ kg}$

Zeit, die benötigt wird, um bei gegebenen Volumenstrom den latenten Wärmespeicher zu laden: $t_{Ladung,lat} := \frac{m_{ges_{R717,lat}}}{m_{punkt_{R717}}} = 10,3352 \text{ hr}$

Wirkungsgrad/Kältezahl/COP

(Verhältnis von Abgegebener Wärme zur Verdichterarbeit). Wert liegt in der Realität bei etwa bei 5 bis 6. Abweichung kann daher kommen, dass ideal und ohne Wirkungsgrade gerechnet wurde.

$$\varepsilon_W := \frac{h_{R717,2} - h_{R717,3}}{h_{R717,2} - h_{R717,1}} = 6,3774 \quad \text{Gesamte Wärme berücksichtigt, die das Kältemittel abgibt}$$

$$\varepsilon_W := \frac{q_{H2O,23}}{h_{R717,2} - h_{R717,1}} = 6,0585 \quad \text{Nur Wärme berücksichtigt, die tatsächlich an den Wärmespeicher übertragen wird}$$

Kommentare:

Wärmespeicher ist schneller geladen als Kältespeicher:

- während des Prozesses wird mehr Energie in den Wärmespeicher geladen. Lösungen?
- Weniger weit komprimieren, so dass Wärmespeicher langsamer geladen wird. Dann werden aber die nötigen Temperaturen nicht erreicht.
- Überschüssige Wärme für andere Zwecke verwenden?
- Zur Not Wärme an Umgebung abgeben. Dann allerdings Abhängigkeit von Umgebungstemperatur. Wärmetausch nicht bis 0°C möglich

Anhang C

Weitere Berechnungen

- Ersatz-Leistungsaufnahme - Energieverbrauch der berechneten Kreisläufe
- Abwärmenutzung zur Warmwasseraufbereitung – Berechnung mit R152a
- Turbinenauslegung am Beispiel R152a Kreislauf

Ersatz-Leistungsaufnahme - Energieverbrauch der berechneten Kreisläufe

Berechnet wird der "Netto"-Energieverbrauch der bei der Kühlung des Raums anfällt. Die Kühlzeit während des Lademodus und die Energierückgewinnung des Entlademodus wird mit berücksichtigt

Gewonnene Arbeit aller Kreisläufe im Entlademodus:

$$P_{Turbine} := -3 \text{ kW} \quad t_{Entladung} := 3 \text{ hr}$$

$$\dot{W}_{Turbine,Entladung} := P_{Turbine} \cdot t_{Entladung} = -9 \text{ kW hr}$$

Kreislauf R717 (Ammoniak):

Entlademodus Gesamtverbrauch

$$P_{Pumpe,R717,12} := 35,59 \text{ W} \quad \dot{W}_{Pumpe,Entladung,R717,12} := P_{Pumpe,R717,12} \cdot t_{Entladung} = 0,1068 \text{ kW hr}$$

$$\dot{W}_{Entladung,R717} := \dot{W}_{Turbine,Entladung} + \dot{W}_{Pumpe,Entladung,R717,12} = -8,8932 \text{ kW hr}$$

Lademodus Gesamtverbrauch

$$P_{Verdichter,R717,12} := 1348,22 \text{ W} \quad t_{Ladung,R717} := 8,36 \text{ hr}$$

$$\dot{W}_{Ladung,R717} := P_{Verdichter,R717,12} \cdot t_{Ladung,R717} = 11,2711 \text{ kW hr}$$

$$\text{Gesamtverbrauch Lade- und Entlademodus } \dot{W}_{Gesamt,R717} := \dot{W}_{Entladung,R717} + \dot{W}_{Ladung,R717} = 2,3779 \text{ kW hr}$$

Gesamtverbrauch umberechnet auf Kühllaufzeit in Leistung
(Kreislauf kühlt den Raum während des Lademodus)

$$P_{Gesamt,R717} := \frac{\dot{W}_{Gesamt,R717}}{t_{Ladung,R717}} = 0,2844 \text{ kW}$$

Kreislauf R717 (Ammoniak) Alternative:

Entlademodus Gesamtverbrauch

$$P_{Pumpe,R717,12,alt} := 727,1 \text{ W} \quad \dot{W}_{Pumpe,Entladung,R717,12,alt} := P_{Pumpe,R717,12,alt} \cdot t_{Entladung} = 2,1813 \text{ kW hr}$$

$$\dot{W}_{Entladung,R717,alt} := \dot{W}_{Turbine,Entladung} + \dot{W}_{Pumpe,Entladung,R717,12,alt} = -6,8187 \text{ kW hr}$$

Lademodus Gesamtverbrauch

$$P_{Verdichter,R717,12,alt} := 2286,116 \text{ W} \quad t_{Ladung,R717,alt} := 7,22 \text{ hr}$$

$$\dot{W}_{Ladung,R717,alt} := P_{Verdichter,R717,12,alt} \cdot t_{Ladung,R717,alt} = 16,5058 \text{ kW hr}$$

$$\text{Gesamtverbrauch Lade- und Entlademodus } \dot{W}_{Gesamt,R717,alt} := \dot{W}_{Entladung,R717,alt} + \dot{W}_{Ladung,R717,alt} = 9,6871 \text{ kW hr}$$

Gesamtverbrauch umberechnet auf Kühllaufzeit in Leistung
(Kreislauf kühlt den Raum während des Lademodus)

$$P_{Gesamt,R717,alt} := \frac{\dot{W}_{Gesamt,R717,alt}}{t_{Ladung,R717,alt}} = 1,3417 \text{ kW}$$

Kreislauf R152a:**Entlademodus Gesamtverbrauch**

$$P_{Pumpe,R152a,12} := 105,34 \text{ W} \quad \dot{W}_{Pumpe,Entladung,R152a,12} := P_{Pumpe,R152a,12} \cdot t_{Entladung} = 0,316 \text{ kW hr}$$

$$\dot{W}_{Entladung,R152a} := \dot{W}_{Turbine,Entladung} + \dot{W}_{Pumpe,Entladung,R152a,12} = -8,684 \text{ kW hr}$$

Lademodus Gesamtverbrauch

$$P_{Verdichter,R152a,12} := 1,2684 \text{ kW} \quad t_{Ladung,R152a} := 11,234 \text{ hr}$$

$$\dot{W}_{Ladung,R152a} := P_{Verdichter,R152a,12} \cdot t_{Ladung,R152a} = 14,2492 \text{ kW hr}$$

$$\text{Gesamtverbrauch Lade- und Entlademodus} \quad \dot{W}_{Gesamt,R152a} := \dot{W}_{Entladung,R152a} + \dot{W}_{Ladung,R152a} = 5,5652 \text{ kW hr}$$

Gesamtverbrauch umberechnet auf Kühllaufzeit in Leistung
(Kreislauf kühlt den Raum während des Lademodus)

$$P_{Gesamt,R152a} := \frac{\dot{W}_{Gesamt,R152a}}{t_{Ladung,R152a}} = 0,4954 \text{ kW}$$

Kreislauf R744 (CO2):**Entlademodus Gesamtverbrauch**

$$P_{Pumpe,R744,12} := 350,8772 \text{ W} \quad \dot{W}_{Pumpe,Entladung,R744,12} := P_{Pumpe,R744,12} \cdot t_{Entladung} = 1,0526 \text{ kW hr}$$

$$\dot{W}_{Entladung,R744} := \dot{W}_{Turbine,Entladung} + \dot{W}_{Pumpe,Entladung,R744,12} = -7,9474 \text{ kW hr}$$

Lademodus Gesamtverbrauch

$$P_{Verdichter,R744,1_12} := 9,0385 \text{ kW} \quad t_{Ladung,R744} := 1,8907 \text{ hr}$$

$$P_{Turbine,Lademodus,R744,3_14_T} := -1,8256 \text{ kW} \quad \text{Energierückgewinnung statt Drossel bei CO2}$$

$$\dot{W}_{Ladung,R744} := \left(P_{Verdichter,R744,1_12} + P_{Turbine,Lademodus,R744,3_14_T} \right) \cdot t_{Ladung,R744} = 13,6374 \text{ kW hr}$$

$$\text{Gesamtverbrauch Lade- und Entlademodus} \quad \dot{W}_{Gesamt,R744} := \dot{W}_{Entladung,R744} + \dot{W}_{Ladung,R744} = 5,6901 \text{ kW hr}$$

Gesamtverbrauch umberechnet auf Kühllaufzeit in Leistung
(Kreislauf kühlt den Raum während des Lademodus)

$$P_{Gesamt,R744} := \frac{\dot{W}_{Gesamt,R744}}{t_{Ladung,R744}} = 3,0095 \text{ kW}$$

Kreislauf R744 (CO2) mit Joule-Prozess im Lademodus:

$$P_{Verdichter,R744,12,J} := 5,4493 \text{ kW} \quad t_{Ladung,R744,J} := 36,16 \text{ hr}$$

$$P_{Turbine,Lademodus,R744,34,J} := -4,4281 \text{ kW} \quad \text{Energierückgewinnung statt Drossel bei CO2}$$

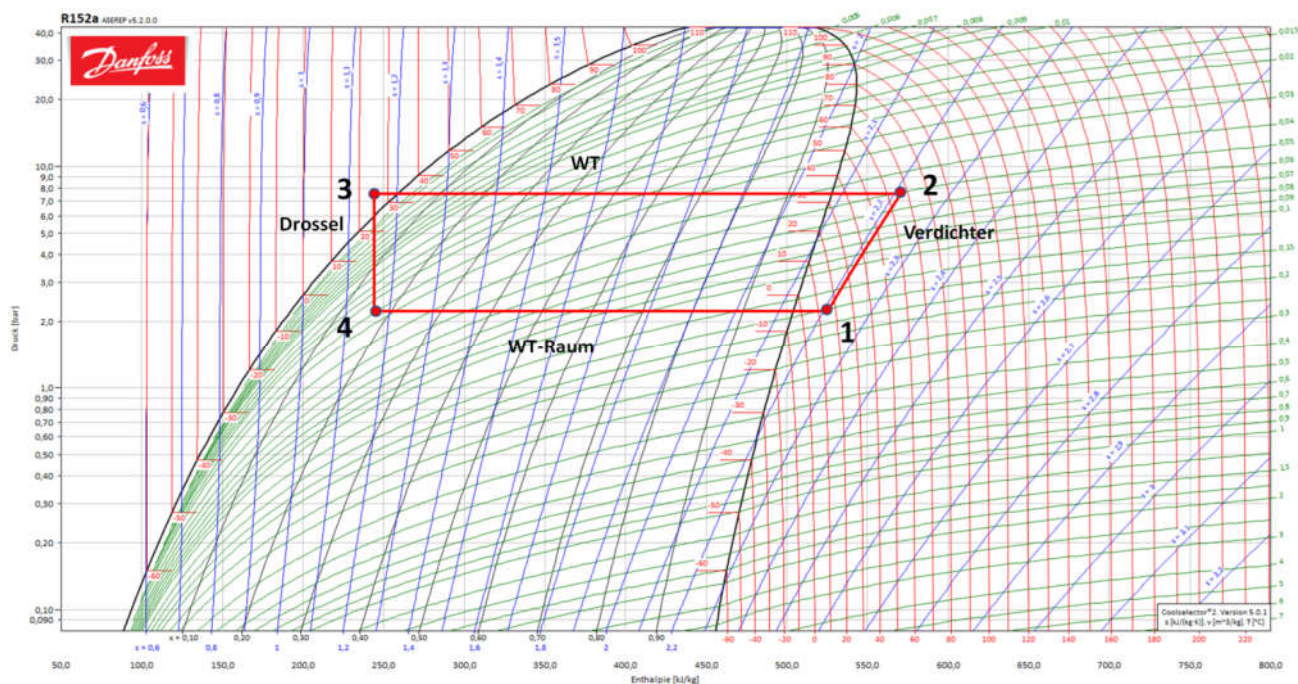
$$\dot{W}_{Ladung,R744,J} := \left(P_{Verdichter,R744,12,J} + P_{Turbine,Lademodus,R744,34,J} \right) \cdot t_{Ladung,R744,J} = 36,9266 \text{ kW hr}$$

$$\text{Gesamtverbrauch Lade- und Entlademodus} \quad \dot{W}_{Gesamt,R744,J} := \dot{W}_{Entladung,R744} + \dot{W}_{Ladung,R744,J} = 28,9792 \text{ kW hr}$$

Gesamtverbrauch umberechnet auf Kühllaufzeit in Leistung
(Kreislauf kühlt den Raum während des Lademodus)

$$P_{Gesamt,R744,J} := \frac{\dot{W}_{Gesamt,R744,J}}{t_{Ladung,R744,J}} = 0,8014 \text{ kW}$$

Abwärmenutzung zur Warmwasseraufbereitung - Berechnung mit R152a



Ideale, statische Betrachtung

Von 1 nach 2 - Verdichter

$$T_{R152a,1} := 15 \text{ } ^\circ\text{C} = 288,15 \text{ K} \quad (\text{Gewünschter Temperaturhub})$$

$$T_{R152a,2} := 65 \text{ } ^\circ\text{C} = 338,15 \text{ K}$$

$$h_{R152a,1} := 525,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner, mit entropie an Punkt 1 gleich am Punkt 2 nach Verdichter})$$

$$h_{R152a,2} := 569 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$p_{R152a,1} := 2,198 \text{ bar}$$

$$p_{R152a,2} := 7,364 \text{ bar}$$

$$w_{t,R152a,12} := h_{R152a,2} - h_{R152a,1} = 43,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Von 2 nach 3 - Wärmetauscher am Wärmespeicher

Es wird die Annahme getroffen, dass die Temperatur des Kältemittels nach dem Wärmetauscher eine Differenz von 5 Kelvin gegenüber der Ausgangstemperatur des Speichermediums hat

$$p_{R152a,3} := p_{R152a,2} = 7,364 \text{ bar}$$

$$T_{R152a,3} := 25 \text{ } ^\circ\text{C} = 298,15 \text{ K} \quad 5 \text{ K über Kaltwasser}$$

nur bei statischer Betrachtung WT in Warmwassertank, alternativ in Gegenstrom-WT mit Zufluss in Warmwassertank

$$h_{R152a,3} := 243,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

$$q_{R152a,23} := h_{R152a,3} - h_{R152a,2} = -325,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Von 3 nach 4 - Drossel

$$P_{R152a,4} := P_{R152a,1}$$

$$h_{R152a,4} := h_{R152a,3} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

$$T_{R152a,4} := (-5) \text{ } ^\circ\text{C} = 268,15 \text{ K}$$

$$w_{t,R152a,34} := h_{R152a,4} - h_{R152a,3} = 0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{Isenthalpe Drosselung})$$

Von 4 nach 1 - Wärmetauscher am Raum

Der verfügbare Wärmestrom, der dem Raum entzogen werden kann, beträgt 1,5 kW

$$Q_{\text{punkt}_{R152a,41}} := 1,5 \text{ kW}$$

$$q_{R152a,41} := h_{R152a,1} - h_{R152a,4} = 281,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad \text{Wärme, die dem Kältemittel zugeführt wird}$$

benötigter Massenstrom Kältemittel bei Wärmetauscher Raum:

$$m_{\text{punkt}_{R152a}} := \frac{Q_{\text{punkt}_{R152a,41}}}{q_{R152a,41}} = 19,1966 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

Leistungsaufnahmen :

$$\text{Verdichter: } P_{\text{Verdichter},R717,12} := w_{t,R152a,12} \cdot m_{\text{punkt}_{R152a}} = 0,2341 \text{ kW}$$

$$\text{Wärmeabgabe im Wasserspeicher (Heizleistung): } Q_{\text{punkt}_{R152a,23}} := q_{R152a,23} \cdot m_{\text{punkt}_{R152a}} = -1,7341 \text{ kW}$$

Normaler Wert für kleine Tanks
(5 - 100 Liter)

gilt nur bei statischer Betrachtung mit einer Temperatur im Wassertank von 20 Grad oder bei Gegenstromwärmetauscher. Bei Grunderhitzung durch WT_23 und Zusatzheizung sinkt die Wärmeabgabe mit der höheren Wassertemperatur. Zusätzlich ist eine Kühlung des Kühlmittels/Wärmeverlust nötig, wenn die Temperatur des Wassers über 25 Grad. Außer bei einem Wärmetauscher als Durchlauferhitzer.

Spezifisches Volumen des Kältemittels am Verdichtereintritt:

$$v_{R152a,1} := 0,1561 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

$$V_{\text{punkt}_{R152a,1}} := v_{R152a,1} \cdot m_{\text{punkt}_{R152a}} = 2,9966 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

Wirkungsgrad/Leistungszahl Wärme/COP

$$\varepsilon_W := \frac{h_{R152a,2} - h_{R152a,3}}{h_{R152a,2} - h_{R152a,1}} = 7,4077$$

Sehr guter COP (Verhältnis von Abgegebener Wärme zur Verdichterarbeit). Wert liegt in der Realität bei etwa bei 5 bis 6. Abweichung kann daher kommen, dass ideal und ohne Wirkungsgrade gerechnet wurde.

Wirkungsgrad/Kältezah/EER

$$\varepsilon_K := \frac{h_{R152a,1} - h_{R152a,4}}{h_{R152a,2} - h_{R152a,1}} = 6,4077$$

Guter EER (Verhältnis von entzogener Wärme zur Verdichterarbeit)

Berechnung der theoretische Warmlaufzeit für Warmwasserspeicher

Gewünschte Masse Wasser Warmwasserspeicher (sensibler Wärmespeicher):

$$m_{\text{ges}_{H2O,sens}} := 100 \text{ kg}$$

Annahme: Anfangs- und Endtemperatur des Wassers haben eine Differenz von 5 K zu denen des Kältemittels:

$$T_{H2O,sens,kalt} := T_{R152a,3} - 5 \text{ K} = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{H2O,sens,heiss} := T_{R152a,2} - 5 \text{ K} = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Enthalpie vor Wärmezufuhr:

$$h_{H2O,sens,kalt} := 283,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

Enthalpie nach Wärmezufuhr: $h_{H2O,sens,heiss} := 615 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Benötigte spezifische Wärme um Speicher zu laden: $q_{H2O,23} := h_{H2O,sens,heiss} - h_{H2O,sens,kalt} = 331,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Benötigte gesamtwärme um Speicher zu laden: $Q_{H2O,sens} := q_{H2O,23} \cdot m_{ges_{H2O,sens}} = 33120 \text{ kJ}$

Enthalpie vor Wärmeübertragung an Speicher: $h_{R152a,2} = 569 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Enthalpie nach Wärmeübertragung an Speicher: $h_{R152a,3} = 243,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Spezifische abführbare Wärme von Kältemittel an Wärmespeicher: $q_{R152a,23} := h_{R152a,3} - h_{R152a,2} = -325,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Benötigte gesamtmasse Kältemittel, um Speicher zu laden: $m_{ges_{R152a,sens}} := \frac{Q_{H2O,sens}}{|q_{R152a,23}|} = 101,845 \text{ kg}$

Zeit, die benötigt wird, um bei gegebenen Volumenstrom den Wärmespeicher zu laden: $t_{Ladung,sens} := \frac{m_{ges_{R152a,sens}}}{m_{punkt_{R152a}}} = 5,3054 \text{ hr}$

Turbinenauslegung am Beispiel R152a Kreislauf

Gleichdruckturbinen

Berechnung wie bei Dampfdruckturbinen - da keine Verbrennung

Werte zur Eingabe sind blau markiert

$$P_{\text{Turbinen}, R152a, 34} := -3 \text{ kW} \quad (\text{Gewünschten Wert eingeben})$$

$$h_{R152a, 4} := 510,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad h_{R152a, 3} := 576 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$w_{t, R152a, 34} := h_{R152a, 4} - h_{R152a, 3} = -65,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$m_{\text{punkt} R152a} := \frac{P_{\text{Turbinen}, R152a, 34}}{w_{t, R152a, 34}} = 164,8855 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

$$v_{R152a, 3} := 0,0158 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (\text{Coolselector2 - Kältemittelrechner})$$

Volumenstrom Frischdampf: $V_{\text{punkt} R152a, 3} := m_{\text{punkt} R152a} \cdot v_{R152a, 3} = 2,6052 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$

$$\eta_s := 0,92 \quad (\text{Annahme})$$

$$P_{\text{Turbinen}, \text{real}, R744, 34} := w_{t, R152a, 34} \cdot m_{\text{punkt} R152a} \cdot \eta_s = -2760 \text{ W} \quad \text{Entspricht der tatsächlichen Wellenleistung mit } \eta$$

Annahmen und aus Rechnung gegeben: $(n = 3000 \text{ 1/min bei Großanlagen für Netzeinspeisung})$

$$P_{R744, 4} := 3 \text{ bar} \quad P_{R744, 3} := 20 \text{ bar} \quad n := 200 \text{ Hz} \quad \text{Innendurchmesser: } D_i := 0,05 \text{ m}$$

$$T_{R744, 4} := 5 \text{ }^\circ\text{C} = 278,15 \text{ K} \quad T_{R744, 3} := 95 \text{ }^\circ\text{C} = 368,15 \text{ K}$$

$$\rho_{744, 4} := 9,3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad \rho_{744, 3} := 55,96 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Kenngrößen bei Überdruckturbinen

Druckzahl: Durchflusszahl:

$$\psi := 5 \quad \varphi := 0,4 \quad \Delta h_{34} := -w_{t, R152a, 34} \quad (\text{isentrop})$$

Mittlere Dichte:

$$\rho_{\text{mean}} := \frac{\rho_{744, 3} + \rho_{744, 4}}{2} = 32,63 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Umfangsgeschwindigkeit am Austritt: $aus: \Psi_{h, St} = \frac{\Delta h_{St}}{u^2}$

$$u_2 := \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta h_{34}}{\psi}} = 161,8641 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Axialgeschwindigkeit:

$$c_{ax} := \varphi \cdot u_2 = 64,7457 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Durchströmte Fläche (Turbinenmitte):

$$A_{\text{mean}} := \frac{m_{\text{punkt} R152a}}{\rho_{\text{mean}} \cdot c_{ax}} = 2,168 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \quad (\text{sehr kleine fläche, da geringer Massestrom})$$

Außendurchmesse (Turbinenmitte):

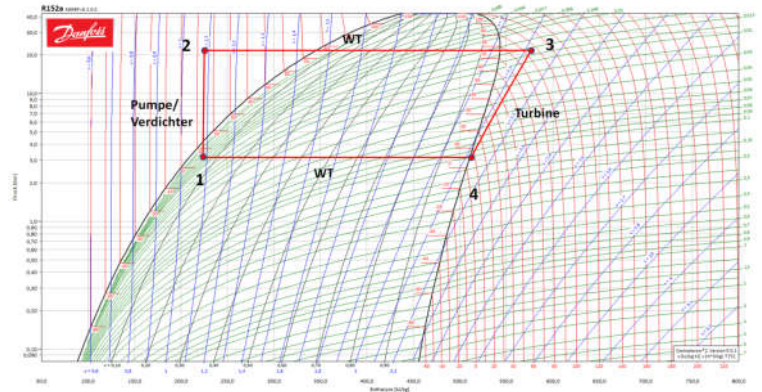
$$D_{a, \text{mean}} := \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot A_{\text{mean}} + (D_i)^2} = 0,050275 \text{ m}$$

Mittlerer Durchmesser (Turbinenmitte):

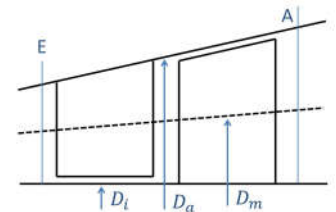
$$D_{m, \text{mean}} := \frac{D_{a, \text{mean}} + D_i}{2} = 0,050138 \text{ m}$$

Kontrolle Durchtrittsfläche Turbinenmitte:

$$A_{\text{mean}} := \frac{\pi}{4} \cdot (D_{a, \text{mean}})^2 - \frac{\pi}{4} \cdot D_i^2 = 2,168 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$



größe eingeben (wird nicht durchströmt - muss genügend Platz für Bauraum bieten)



Mittlere Umfangsgeschwindigkeit (Turbinenmitte):

$$U_{mean} := \pi \cdot D_{m,mean} \cdot n = 31,5024 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (\text{n in 1/s}) \quad \text{Laufzahl:} \quad v_s := \frac{1}{\sqrt{\psi}} = 0,4472$$

Anzahl Stufen in Turbine geschätzt: $z := \frac{\Delta h_{34}}{U_{mean}^2} \cdot (v_s)^2 = 13,2003$ Stufenanzahl, Ganzzahlig: $z_{ganz} := 13$

(Mit Annahme gleiches Enthalpiegefälle je Stufe)

Enthalpiegefälle je Stufe: $\Delta h_{s,1st} := \frac{\Delta h_{34}}{z_{ganz}} = 5,0385 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Umfangsgeschwindigkeit am Stufenaustritt: $U_{2,1st} := \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta h_{s,1st}}{\psi}} = 44,893 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Axialgeschwindigkeit (Stufe): $c_{ax,1st} := \varphi \cdot U_{2,1st} = 17,9572 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Durchströmte Fläche (Stufe1): $A_{st1} := \frac{m_{punkt_{R152a}}}{\rho_{744,3} \cdot c_{ax,1st}} = 4,5579 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$

Außendurchmesser (Stufe 1): $D_{a,st1} := \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot A_{st1} + (D_i)^2} = 0,050577 \text{ m}$

Schaufellänge (Stufe 1) $H_{Schaufel,st1} := \frac{D_{a,st1} - D_i}{2} = 0,0003 \text{ m}$ zu gering - nicht umsetzbar

Durchströmte Fläche (Stufe z): $A_{stz} := \frac{m_{punkt_{R152a}}}{\rho_{744,4} \cdot c_{ax,1st}} = 0,0003 \text{ m}^2$

Außendurchmesser (Stufe z): $D_{a,stz} := \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot A_{stz} + (D_i)^2} = 0,053378 \text{ m}$

Schaufellänge (Stufe z) $H_{Schaufel,stz} := \frac{D_{a,stz} - D_i}{2} = 0,0017 \text{ m}$ zu gering - nicht umsetzbar

Höhe der Schaufel ist zu gering. Lösungen: höhere kW-Zahl oder niedrigere Enthalpiedifferenz führt zu höherem Durchsatz. Geringerer Innendurchmesser: Problem -> Bauraum/mehr stufen in der Turbine
Stufen-Anzahl evtl. mit Übersetzung erhöht werden