

Energieforschungsprogramm

Publizierbarer Endbericht

Programmsteuerung:

Klima- und Energiefonds

Programmabwicklung:

Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG)

Endbericht

erstellt am

31/03/2021

„DySiWiP“

Dynamische Simulationsmodelle für Hochtemperatur-Wärmepumpen zur Gesamtsystemsimulation industrieller Prozesse

Projektnummer: 881124

Energieforschungsprogramm - 6. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Ausschreibung	6. Ausschreibung Energieforschungsprogramm
Projektstart	01/12/2020
Projektende	31/03/2022
Gesamtprojektdauer (in Monaten)	16 Monate
ProjektnehmerIn (Institution)	Institut für Wärmetechnik, TU Graz ENGIE Kältetechnik GmbH
AnsprechpartnerIn	Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. René Rieberer
Postadresse	Inffeldgasse 25B, 8010 Graz
Telefon	+43 (316) 873 7302
Fax	+43 (316) 873 7305
E-mail	rene.rieverer@tugraz.at
Website	http://www.iwt.tugraz.at

DySiWiP

Dynamische Simulationsmodelle für Hochtemperatur-Wärmepumpen zur Gesamtsystemsimulation
industrieller Prozesse

Autoren:

Technische Universität Graz, Institut für Wärmetechnik (IWT)

René Rieberer
Manuel Verdnik
Philipp Wagner
Michael Wernhart

ENGIE Kältetechnik GmbH

Thomas Demmerer
Mathias Blaser

1 Inhaltsverzeichnis

1	Inhaltsverzeichnis	4
2	Einleitung	5
3	Inhaltliche Darstellung	7
3.1	Detaillierungsgrade von Simulationsmodellen für (Hochtemperatur-) Wärmepumpen	8
3.1.1	Zeitskalen	8
3.1.2	Modellierungstiefe	8
3.2	Vereinfachte Komponentenmodelle	10
3.2.1	Wärmetauscher	11
3.2.2	Totzeit und thermische Trägheit	17
3.2.3	Druckverluste	17
3.2.4	Kompressor	17
3.2.5	(Expansions-)Ventil	20
3.2.6	Sammler	21
4	Ergebnisse und Schlussfolgerungen	22
4.1	Referenzanlage TransCrit	22
4.1.1	Vergleich von Kompressormodellen unterschiedlicher Detaillierungsgrade	23
4.1.2	Untersuchung der Hochdruckregelung	24
4.1.3	Modellierung der Anlage anhand eines idealen Vergleichsprozesses	26
4.2	Anwendungsfall Trocknung	26
4.2.1	Systembeschreibung	26
4.2.2	Referenzprozesses Bandtrocknung	27
4.2.3	Systemsimulation	29
4.3	Referenzanlage Chiller + Upgrader 95	31
4.3.1	Messdaten	33
4.3.2	Modellierung	36
4.3.3	Vergleich von Ergebnissen stationärer Simulationen	37
4.3.4	Vergleich von Ergebnissen dynamischer Simulationen	40
4.3.5	Erhöhung des Mitteldrucks	44
4.4	Anwendungsfall: Molkerei	45
4.4.1	Systembeschreibung	45
4.4.2	Referenzprozess Cleaning-In-Place-System (CIP-System)	45
4.4.3	Systemsimulation	45
5	Zusammenfassung, Empfehlungen und Ausblick	48
6	Literaturverzeichnis	51
7	Kontaktdaten	53

2 Einleitung

Dynamische Gesamtsystemsimulationen industrieller Energiesysteme ermöglichen durch die detaillierte Betrachtung der zeitlich veränderlichen Prozessgrößen eine Optimierung des Gesamtsystems hinsichtlich Energieeffizienz, Ressourceneinsatz und Produktivität des industriellen Prozesses. Hochtemperaturwärmepumpen (HTWP) ermöglichen die Bereitstellung von Prozesswärme durch Anheben von auf niedrigem Temperaturniveau verfügbarer Abwärme auf entsprechend hohe Temperaturen und können somit den Einsatz fossiler Energieträger reduzieren oder ersetzen. Durch den Einsatz dynamischer Simulationsmodelle soll das Betriebsverhalten von HTWP bei dynamischen Lastprofilen, der Verwendung von (thermischen) Speichern oder volatilen Energiequellen dargestellt werden.

Aufgabenstellung

Im Rahmen dieser Sondierung wurden Gesamtsysteme – bestehend aus HTWP und industriellem Prozess – zweier Anwendungsfälle betrachtet. Bei der Modellierung der HTWP wurden unterschiedliche Ansätze und Detaillierungsgrade verwendet. Durch die modulare Abbildung der Teilsysteme HTWP und Prozess wurden Gesamtsystemsimulationen mit vereinfachten Prozessmodellen und Wärmepumpenmodellen aufgebaut. Dadurch soll die Eignung der entwickelten Modelle für Gesamtsystemsimulationen gezeigt und weiterer Entwicklungsbedarf aufgezeigt werden.

Schwerpunkte der Sondierung

Derzeit verwendete dynamische Modelle von Kompressionswärmepumpen erfordern aufgrund ihrer Komplexität einen hohen Parametrierungs- und Rechenaufwand, weshalb sie für den Einsatz in Gesamtsystemsimulationen nur bedingt geeignet sind. Aus diesem Grund wurden in diesem Projekt bestehende komplexe Modelle weitestgehend vereinfacht sowie neue Modellierungsansätze angewendet, um vereinfachte Simulationsmodelle zu erstellen, die das dynamische Verhalten von Hochtemperaturwärmepumpen in Gesamtsystemsimulationen ausreichend genau wiedergeben.

Einordnung in das Programm

Die vorliegende Sondierung adressiert den Ausschreibungsschwerpunkt 3: *Digitalisierung industrieller Energiesysteme* und darin insbesondere den Aspekt *Modellbasierte Gesamtoptimierung industrieller Energie- und Produktionssysteme*. Die im Rahmen dieser Sondierung entwickelten und erprobten Modellierungsansätze können in Nachfolgeprojekten weiter ausgebaut werden, in dessen Rahmen ausgewählte industrielle Energiesysteme detaillierter betrachtet und optimiert werden können.

Verwendete Methoden

Zu Beginn des Projektes wurde der Stand der Technik hinsichtlich Simulationsumgebungen und Modellierungsansätzen erhoben. Im weiteren Verlauf wurde schließlich die objektorientierte gleichungsbasierte Modellierungssprache Modelica (Modelica Association, 2022) in der Simulationsumgebung Dymola (Dassault Systèmes, 2021) eingesetzt. Auf die eingesetzten Bibliotheken für Komponentenmodelle und Stoffwerte wird in den jeweiligen Abschnitten verwiesen. Basierend auf verfügbaren Komponentenmodellen und recherchierten Modellierungsansätzen wurden mögliche

Vereinfachungen analysiert und angewendet, um die Teilsysteme HTWP und Prozess zu modellieren. Schließlich sind aus den Teilsystemen Gesamtsystemsimulationen aufgebaut worden.

Aufbau der Arbeit

Der vorliegende Bericht ist in zwei Teile gegliedert; im ersten Teil wird die Erarbeitung der Inhalte dargestellt, im zweiten Teil werden Ergebnisse und Schlussfolgerungen präsentiert.

Die inhaltliche Darstellung gibt zunächst einen Überblick über Detaillierungsgrade von Modellierungsansätzen für (HT)WP, wobei auf relevante Zeitskalen und die Modellierungstiefe der HTWP eingegangen wird. Basierend darauf werden Modellierungsansätze für die Komponenten des Kältemittelkreises dargestellt. Die Ergebnisse und Schlussfolgerungen umfassen den Aufbau der Wärmepumpenmodelle anhand von zwei Referenzanlagen, die Modellierung zweier Referenzprozesse und den Aufbau der Gesamtsystemsimulationen. Dabei werden unterschiedliche Detaillierungsgrade und Modellierungsansätze verglichen und auf die Auswirkungen getroffener Vereinfachungen eingegangen.

3 Inhaltliche Darstellung

Wärmepumpen heben durch den Einsatz von Arbeit Wärme von einem niedrigen Temperaturniveau (Wärmequelle) auf ein höheres Temperaturniveau (Wärmesenke). Im Rahmen dieser Arbeit werden in Anlehnung an Arpagaus et al. (2018) Wärmepumpen mit Nutzttemperaturen von über 80 °C als HTWP bezeichnet. Die in Abbildung 1 schematisch dargestellte Kompressionswärmepumpe besteht aus den grundlegenden Komponenten Kompressor (Kompression des Kältemittels auf Hochdruckniveau), Kondensator (Abfuhr der Heizleistung auf hohem Temperaturniveau), Drossel (Expansion des Kältemittels auf Niederdruckniveau) und Verdampfer (Aufnahme der Kühlleistung auf niedrigem Temperaturniveau). Ausgehend davon sind Verschaltungen zu mehrstufigen Anlagen, weitere Wärmetauscher im Wärmequellen- und senkenkreis sowie Komponenten zur Rückgewinnung der Expansionsarbeit möglich. Um in allen Betriebszuständen eine ausreichende Kältemittelmenge zur Verfügung zu stellen, sind abhängig von der Verschaltung Sammler notwendig.

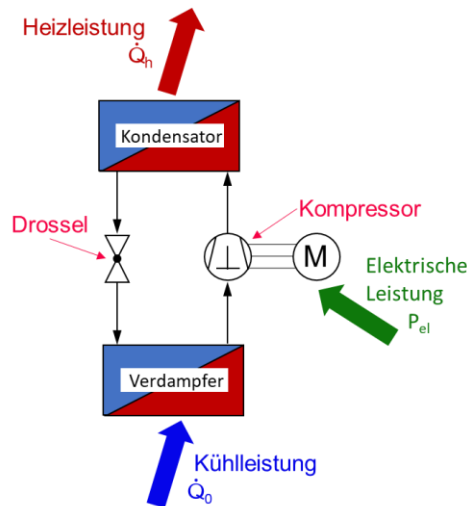


Abbildung 1: Schema einer Kompressionswärmepumpe mit den grundlegenden Komponenten des Kältemittelkreises und auftretenden Leistungen

Die Effizienz einer Wärmepumpe wird mit dem Coefficient of Performance (COP_h in Gl. 1), dem Quotienten aus nutzbarer Leistung, im Fall einer Wärmepumpe die Heizleistung (\dot{Q}_h), und elektrischer Leistung (P_{el}) angegeben.

$$COP_h = \frac{\dot{Q}_h}{P_{el}} \tag{Gl. 1}$$

Die Heizleistung einer Wärmepumpe setzt sich wie in Gl. 2 dargestellt aus der Kälteleistung (\dot{Q}_0) und der elektrischen Leistung des Kompressors zusammen.

$$\dot{Q}_h = \dot{Q}_0 + P_{el} \tag{Gl. 2}$$

Nachfolgend wird zunächst auf mögliche Detaillierungsgrade bei der Simulation von Wärmepumpen und anschließend auf Modellierungsansätze der einzelnen Komponenten des Kältemittelkreises eingegangen.


3.1 Detaillierungsgrade von Simulationsmodellen für (Hochtemperatur-) Wärmepumpen

Detaillierungsgrade von Simulationsmodellen können einerseits die zeitliche Auflösung und andererseits den Detaillierungsgrad der Modellierung, als Modellierungstiefe bezeichnet, betreffen.

3.1.1 Zeitskalen

Die relevanten Zeitskalen hängen in der Regel vom betrachteten Phänomen ab. Diese können sich von Größenordnungen von Tagen oder Wochen bei Betrachtungen von jahreszeitlichen Temperaturschwankungen des Erdreiches bis hin zu Sekunden oder Teilen davon bei der Betrachtung dynamischer Änderungen z. B. aufgrund von Ventilstellungsänderungen erstrecken. Je nach Zeitskala der betrachteten Phänomene ergeben sich dadurch erste Anforderungen an die verwendeten Modellierungsansätze. So kann es für das Anwendungsbeispiel einer Jahressimulation zur Ermittlung der Jahresarbeitszahl (Seasonal Performance Factor, SPF) ausreichend sein, stationäre Ansätze zu verwenden. Im Gegensatz dazu ist es bei der Betrachtung dynamischer Effekte notwendig, diese im Modellansatz zu berücksichtigen. Handelt es sich um relativ einfache Vorgänge wie Aufheizen oder Abkühlen, können unter Umständen thermische Massen zur Berücksichtigung dieser Effekte modelliert werden. Ist der Einfluss der dynamischen Effekte jedoch komplexer, wenn sich etwa durch eine geänderte Ventilstellung die Kältemittelmenge in einem Wärmetauscher ändert und dies die Betriebscharakteristik des Wärmetauschers beeinflusst, wird die alleinige Annahme einer thermischen Trägheit nicht ausreichen. In diesem Fall sind für die betreffenden Komponenten dynamische Ansätze zu wählen. Abbildung 2 listet dazu beispielhaft einige für Wärmepumpen relevante Phänomene unterschiedlicher Zeitskalen.

Betrachtetes Phänomen	Zeitskala	Beisp. Anwendung	mögliche Ansätze
Jahreszeitliche Temperaturschwankungen (z.B.: Erdreich)	~ Wochen - Tage	Jahressimulation (SPF, Energieverbrauch, ...)	(Quasi)stationäre Ansätze
Tagesgang Außentemperatur	~ Stunden	Betriebsoptimierung Kühltürme	stat. Energiebilanzen mit Berücksichtigung von therm. Trägheiten
Speichertemperaturen	~ Stunden - Minuten	Beladungsstrategien	
Lastspitzen	~ Minuten - Sekunden	Schnelle Eingriffe zur Bedarfsdeckung	
Änderung Ventilstellungen (z.B.: EXV)	~ Sekunden und kürzer	Regeleingriffe z.B. bei Zuschaltung von Anlagenstufen	dyn. Massen- und Energiebilanzen



Kleinere zeitliche Auflösung

Abbildung 2: Zeitskalen, beispielhafte Anwendungen und mögliche Ansätze einiger für Wärmepumpen relevanter Phänomene

3.1.2 Modellierungstiefe

Das Betriebsverhalten von Wärmepumpen, oder nur bestimmte Aspekte davon, können mit Modellansätzen unterschiedlicher Modellierungstiefen dargestellt werden. Diese Modellansätze reichen wie in Abbildung 3 dargestellt von „Black Box“-Modellen, welche die Vorgänge innerhalb der Wärmepumpe vernachlässigen bis hin zu Modellansätzen bei denen die einzelnen Komponenten des Kältemittelkreises basierend auf thermodynamischen Zusammenhängen detailliert modelliert werden.

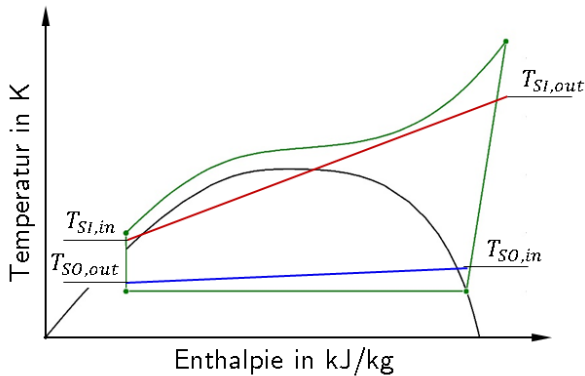
	Modellansatz	Beispiel	Einschränkungen	Anwendungen
zunehmender Detaillierungsgrad	„Black box“	$COP = const.$	Betriebspunktabhängigkeit nicht berücksichtigt	Erste Überschlagsrechnungen
	Kennlinienmodell	$COP = f(t_{Quelle}, t_{Senke}, \dots)$	Daten zur Erstellung der Kennlinie? Gültigkeitsbereich?	
	Gütegrad Vergleichsprozess (Carnot,...)	$\eta = \frac{COP}{COP_{Vergleich}} = const.$	Betriebspunktabhängigkeit der Heizleistung nicht berücksichtigt	Detaillierte Analyse des Betriebsverhaltens
	Komponenten des Kältemittelkreises modelliert	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Massen- und Energiebilanzen ▪ Wärme- und Stoffübergang ▪ Zustandsänderungen ▪ in div. Detaillierungsgraden 	Informationsgewinn (Ergebnisse) vs. Informationsbedarf (Modellparameter, z.B. Geometrien) und Rechenzeit	

Abbildung 3: Vergleich von Modellierungsansätzen für HTWP mit unterschiedlichen Detaillierungsgraden

Je nach Anwendungsfall können unterschiedliche Ansätze zielführend sein. So wird bei Annahme eines konstanten COP (siehe Gl. 1) die Betriebspunktabhängigkeit nicht berücksichtigt, was jedoch für erste Überschlagsrechnungen oder bei konstanten Betriebsbedingungen ausreichend sein kann. Eine teilweise Berücksichtigung der Betriebsbedingungen kann dabei z. B. durch eine kennlinienbasierte Modellierung des COP erfolgen. Hierfür werden jedoch z. B. Messdaten zur Erstellung der Kennlinie benötigt, wobei auch der Gültigkeitsbereich der resultierenden Kennlinie zu beachten ist. Eine Möglichkeit, den Einfluss der Wärmequellen- und Senktemperatur auf den COP physikalisch basiert zu berücksichtigen, stellt das Gütegradmodell dar. Dabei wird der reale COP der Wärmepumpe mit dem COP eines idealen Vergleichsprozess über den Gütegrad verglichen. Als ideale Vergleichsprozesse eignen sich je nach Betriebsbedingungen der

- Carnot-Kreisprozess: bei kleinen Wärmequellen- und Senkenspreizungen
- Lorenz-Prozess: bei erheblichen Spreizungen auf der Wärmequellen- und Wärmesenkenseite
- Trans-kritische Prozess (Lorentzen-Prozess), siehe Abbildung 4: bei größeren Spreizungen auf der Wärmesenkenseite und kleinen Spreizungen auf der Wärmequellenseite

Der Lorentzen-Prozess beschreibt die in CO₂-Anlagen umgesetzte trans-kritische Prozessführung und umfasst eine Wärmeabgabe entlang einer überkritischen Isobaren und Wärmeaufnahme bei konstanter Temperatur (siehe Abbildung 4). Wird angenommen, dass keine Spreizung auf der Wärmequellenseite vorliegt, ergibt sich aus dem COP des idealen Lorenz-Prozesses der COP eines idealen trans-kritischen Prozesses (siehe Gl. 3 unter Verwendung von Gl. 4).



$$COP_{transkritisch} = \frac{T_{m,SI}}{T_{m,SI} - T_{SO,out}} \quad \text{Gl. 3}$$

$$T_{m,SI} = \frac{T_{SI,in} - T_{SI,out}}{\ln\left(\frac{T_{SI,in}}{T_{SI,out}}\right)} \quad \text{Gl. 4}$$

Abbildung 4: t/h-Diagramm eines trans-kritischen Prozesses

Ist es von Interesse, Größen wie Druckgastemperatur, Sauggasüberhitzung oder Kältemittelmenge in einzelnen Komponenten darzustellen, können die betreffenden Komponenten des Kältemittelkreises in diversen Detaillierungsgraden modelliert und daraus ein Simulationsmodell des Wärmepumpenprozesses aufgebaut werden.

3.2 Vereinfachte Komponentenmodelle

Zur detaillierteren Darstellung des Wärmepumpenprozesses und des Verhaltens von Kältekreisen in Simulationen müssen physikalische Phänomene wie z. B. mechanische Verluste, Wärmeübergang, Wärmeleitung, „thermische Massen“ (Wärmespeicherung z. B. in Metallen, Fluiden) oder Druckverluste in Komponentenmodellen, welche jeweils die Eigenschaften einer Komponente des Kältekreises (z. B. Wärmetauscher, Kompressor, Drossel, etc.) beschreiben, modelliert werden.

Mit dem Detaillierungsgrad steigt neben dem Rechenaufwand jedoch auch der Modellierungsaufwand und der Informationsbedarf zur Erstellung des Modells. So erfordert beispielsweise die Berücksichtigung der gesamten Wärmetauscher-Geometrie (z. B. zur detaillierten Berechnung von Strömungseigenschaften des Kältemittels) komplexere Modelle und dementsprechend detaillierte Informationen zur Geometrie. Ebenso müssen mögliche Regelkreise, wenn diese in Anlehnung an die reale Anlage abgebildet werden sollen, bekannt sein. Sind bei der Modellerstellung Parameter unbekannt, müssen diese durch Annahmen oder den Abgleich mit Messdaten parametrisiert werden. Dabei steigt der notwendige Parametrierungsaufwand mit erforderlichem Detaillierungsgrad. Um Systemsimulationen bestehend aus einer Wärmepumpe, einem (industriellen) Prozess und Pufferspeichern aufzubauen und durchzuführen, ermöglichen Vereinfachungen der verwendeten Komponentenmodelle (für Wärmepumpe und Prozess) eine leichtere Handhabung bzw. sind in Fällen komplexer (industrieller) Systeme notwendig, um Systemsimulationen überhaupt zu ermöglichen.

Im Folgenden sind Modellierungsansätze für die Entwicklung von vereinfachten Komponentenmodellen aufbereitet.

3.2.1 Wärmetauscher

Bei der Entwicklung von Wärmetauscher-Modellen kann der Detaillierungsgrad hinsichtlich der Berechnung der Wärmeübertragung resultierend aus Wärmeübergang und Wärmeleitung, der Berücksichtigung von „thermischen Massen“ sowie der Diskretisierung des Wärmetauschers variiert werden. Die Berechnung der übertragenen Leistung und der Stoffeigenschaften der Fluide (z. B. Kältemittel, Wasser) sowie der Materialeigenschaften (z. B. der Wärmetauscher-Platte) kann durch Anwendung der Finiten-Volumen-Methode (FVM) in Zellen erfolgen, in welche Wärmetauscher während der Simulation „aufgeteilt“ werden und in denen je ein Zustand der jeweiligen Fluide sowie des Materials herrscht. Eine höhere Diskretisierung ermöglicht somit eine detaillierte Betrachtung z. B. der Kältemiteleigenschaften, führt jedoch auch zu einem höheren Rechenaufwand. Aus diesen Gründen ermöglichen Wärmetauscher-Modelle eine Vielzahl an Vereinfachungen; ein Auszug möglicher Vereinfachungen und die unterschiedlichen Modellierungstiefen sind in Abbildung 5 dargestellt und werden im Folgenden näher betrachtet.

Abnahme des Detaillierungsgrads ↓	Diskretisierung	Wärmeübergang	Wärmeleitung	Thermische Massen
	Zellen fester Größe	α (stoffdaten-, strömungs- und geometrieabhängig), A (geometrieabhängig)	λ (Materialabhängig), A, d (geometrieabhängig)	Geometrie- abhängig
	Moving Boundary	α (konstant), A (geometrieabhängig)	λ (konstant), A, d (geometrieabhängig)	
	Aufteilung in Zonen ohne detaillierter Berücksichtigung der Geometrie (z. B. UA-Modell)	$\alpha \cdot A$ -Werte (Konstant je Wärmetauscherseite)	indirekt berücksichtigt	Punktmassen, Verzögerungsterm
		Bereichsweise konstanter U-Wert UA-Wert, Grädigkeiten bzw. ΔT		

Abbildung 5: Modellierungstiefe von Wärmetauscher-Modellen

Diskretisierung von Wärmetauscher-Modellen

Zur Berechnung der Wärmeübertragung werden Wärmetauscher-Modelle in kleinere „Einheiten“ (=Zellen) aufgeteilt, um eine detailliertere Berechnung zu ermöglichen. Hierbei wird üblicherweise eine Unterteilung in

- Fixe Zellenanzahl (fixes Zellenvolumen) und
- Moving Boundary (variable Zellenanzahl und Zellenvolumen je nach Phasen im Wärmetauscher) vorgenommen.

Die gewählte Zellenanzahl hat dabei großen Einfluss auf die Genauigkeit und Rechendauer. Wird z. B. ein Wärmetauscher mit zu geringer Zellenanzahl diskretisiert, wird die Zustandsänderung des Kältemittels beim Durchströmen des Wärmetauschers nicht ausreichend aufgelöst, da je Zelle ein gemittelter Zustand abgebildet wird (siehe Abbildung 6a am Beispiel von 3 Zellen). Wird ein Wärmetauscher zu hoch diskretisiert (siehe Abbildung 6b am Beispiel von 11 Zellen), kann dies zu hohen Rechenzeiten ohne maßgebliche Verbesserung der Genauigkeit führen.



Abbildung 6: Wärmetauscher-Modelle mit unterschiedlicher Zellenanzahl (hellblau: gasförmig; dunkelblau: flüssig)

Moving Boundary-Modelle ermöglichen eine Berechnung des Wärmeübergangs unter Berücksichtigung der Phasenzustände in maximal 3 Zellen. Dadurch sind sie ungenauer als Modelle mit ausreichend hoher Zellenanzahl, ermöglichen aber alle Phasen des Kältemittels im Wärmetauscher bei meist geringeren Rechenaufwand zu berücksichtigen. Bei der Berechnung von Moving-Boundary werden neben „Aktivierung“ von Zellen (zur Darstellung der jeweiligen Phase), die Volumina der jeweiligen Zellen dynamisch verändert (vgl. Abbildung 7 a und b). Dies führt dazu, dass Moving-Boundary-Modelle eine geringere Stabilität als Modelle mit festgesetzter Zellenanzahl aufweisen können.



Abbildung 7: Moving Boundary Wärmetauscher-Modelle mit unterschiedlicher Zellenanzahl

„Detaillierte“ Berechnung der Wärmeübertragung

Die Berechnung der Wärmeübertragung erfolgt dabei anhand

- Wärmeübergangskoeffizienten der Fluide (α -Werte) und
- Wärmeleitung z. B. der Wärmetauscher-Platten (λ -Werte),

welche in Abhängigkeit der Temperaturdifferenzen (in Abbildung 8 z. B. $\Delta T_{1,i} = t_{PN,i} - t_{R,i}$) und der Wärmeübertragungsfläche (in Abbildung 8 z. B. A_i), bei der Wärmeleitung zusätzlich die Plattendicke, die übertragene Leistung bestimmen. Dies ist für das Beispiel einer Kondensation schematisch in Abbildung 8 dargestellt.

Zur zellenweisen bzw. „lokalen“ Berechnung der Wärmeübergänge und der Wärmeleitung werden detaillierte Informationen zur Wärmetauscher-Geometrie (z. B. bei Plattenwärmetauschern: Prägewinkel, Platten-Amplitude, -Wellenlänge, -Dicke, -Anzahl, -Länge, -Breite ...) benötigt. Die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten erfolgt dabei anhand von Korrelationen für Nusselt-Zahlen, welche zudem weitere dimensionslose Kennzahlen (z. B. Prandtl-Zahlen, Reynolds-Zahlen) benötigen. Dies ermöglicht zwar eine detailliertere betriebspunktabhängige Berechnung, führt jedoch zu erhöhtem Rechenaufwand und setzt umfangreiche Stoffdaten voraus. Der hierfür benötigte Rechenaufwand und Informationsbedarf (jedoch auch Detaillierungsgrad) kann reduziert werden, indem den Fluidzellen konstante Wärmeübergangskoeffizienten (z. B. aus Literaturangaben) vorgegeben werden. Auch hier werden Informationen zur Geometrie (z. B. Wärmetauscher-Fläche, Plattendicke, Material) zur Berechnung der übertragenen Wärme basierend auf Wärmeübergang und Wärmeleitung benötigt. Als Alternative und Vereinfachung hierzu kann eine Berechnung der Wärmeübertragung ohne explizite Berücksichtigung von Wärmeübergang und Wärmeleitung anhand von U- und UA-Werten erfolgen.

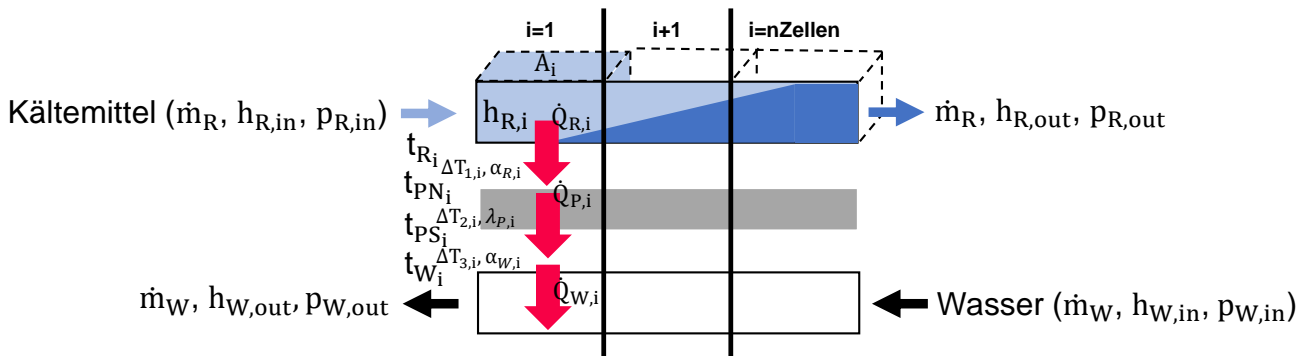


Abbildung 8: Schematische Darstellung der Wärmeübertragung in einem Wärmetauscher mit 3 Zellen fester Größe

„Vereinfachte“ Berechnung der Wärmeübertragung anhand von U- oder UA-Werten

Der Detaillierungsgrad und damit die nötige Rechendauer können reduziert werden, indem eine vereinfachte Berechnung der Wärmeübertragung z. B. auf Basis von vorgegebenen U- oder UA-Werten erfolgt, bei denen die Wärmeübertragungseigenschaften der Fluide sowie des Wärmetauscher-Materials – unter Vernachlässigung instationärer Effekte bei der Wärmeübertragung – zusammengefasst werden.

Dabei wird in einem vereinfachten Wärmetauscher-Modell z. B. ein konstanter U-Wert vorgegeben, in welchem die Wärmeübergangseigenschaften der Fluide sowie die Wärmeleitung der Platte als Wärmedurchgangskoeffizient zusammengefasst sind. Hierbei wird die Annahme getroffen, dass stationärer Betrieb und annähernd konstante Wärmekapazitäten vorliegen. Um eine möglichst korrekte Berechnung der übertragenen Leistung zu gewährleisten, kann für die jeweiligen Phasenzustände im Wärmetauscher ein unterschiedlicher U-Wert vorgegeben werden. Zur Berechnung der in der Zelle übertragenen Leistung (\dot{Q}_i ; siehe Gl. 5) wird neben der Wärmeübertragungsfläche (A_i) die logarithmische Temperaturdifferenz ($\Delta T_{\log,i}$ siehe Gl. 9) benötigt. Die Summe der in den Zellen übertragenen Leistungen, entspricht der gesamt übertragenen Leistung (\dot{Q}).

$$\dot{Q} = \sum_{i=1}^{nZellen} \dot{Q}_i = \sum_{i=1}^{nZellen} U_i \cdot A_i \cdot \Delta T_{\log,i} \quad \text{Gl. 5}$$

Wird die stark vereinfachende Annahme getroffen, dass über die gesamte Wärmeübertragungsfläche (A siehe Gl. 6) im Wärmetauscher ein konstanter U-Wert (U siehe Gl. 7) vorliegt, kann die übertragene Leistung anhand eines konstanten ($U \cdot A$)-Wert bzw. UA-Wert (siehe Gl. 8) ohne nähere Informationen zur Geometrie berechnet werden.

$$A = \sum_{i=1}^{nZellen} A_i = \sum_{i=1}^{nZellen} \frac{\dot{Q}_i}{U_i \cdot \Delta T_{\log,i}} \quad \text{Gl. 6}$$

$$A = \frac{1}{U} \cdot \sum_{i=1}^{nZellen} \frac{\dot{Q}_i}{\Delta T_{\log,i}} \rightarrow U \cdot A = \sum_{i=1}^{nZellen} \frac{\dot{Q}_i}{\Delta T_{\log,i}} \quad \text{Gl. 7}$$

$$UA = \sum_{i=1}^{nZellen} \frac{\dot{Q}_i}{\Delta T_{log,i}} \tag{Gl. 8}$$

Die Berechnung der logarithmischen Temperaturdifferenzen ($\Delta T_{log,i}$) erfolgt anhand Gl. 9 und ist in Abbildung 9 anhand des Beispiels einer Kondensation veranschaulicht. Zur Berechnung von $\Delta T_{log,i}$ werden die Temperaturdifferenzen zwischen den wärmeübertragenden Fluiden am Ein- und Austritt eines Abschnitts (z. B. „i“) benötigt. Um (trotz stark vereinfachender Annahmen) eine möglichst realitätsgetreue Abbildung der Wärmeübertragung zu gewährleisten, sollten bei unterschiedlichen Phasenzuständen im Wärmetauscher (Dampfanteil q in $kg_{vap} \cdot kg_{vap+liq}^{-1}$ in Abbildung 9), die Temperaturdifferenzen an den Phasenübergängen gebildet werden.

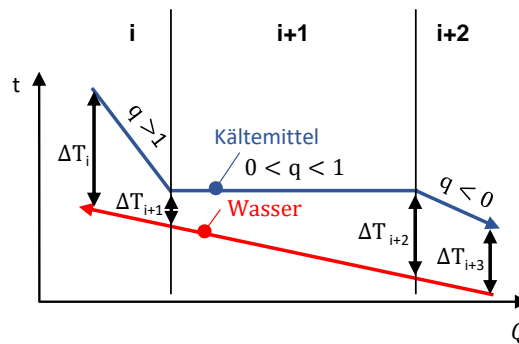


Abbildung 9: Schematische Darstellung der Temperaturdifferenzen in einem Kondensator

$$\Delta T_{log,i} = \frac{\Delta T_i - \Delta T_{i+1}}{\ln\left(\frac{\Delta T_i}{\Delta T_{i+1}}\right)} \tag{Gl. 9}$$

Modellierung eines vereinfachten Wärmetauscher-Modells

Die beschriebenen Ansätze zur Vereinfachung von Wärmetauscher-Modellen sind im nachfolgenden Modell umgesetzt worden, welches die Wärmeübertragung mithilfe von UA-Werten berechnet und anhand des Beispiels eines Kondensators (kältemittelseitig) beschrieben wird. Dieser Modellierungsansatz legt stationäre Betriebsbedingungen zugrunde und dessen Einsatz in dynamischen Simulationsmodellen wurde im Zuge dieser Sondierung untersucht. Das „UA-Wärmetauscher-Modell“ besteht aus maximal 3 Zellen bzw. Zonen in Abhängigkeit der Phasen in einem Wärmetauscher. Bei Berechnung der Wärmeübertragung, wird überprüft, ob durch die anhand von Gl. 8 berechnete Leistung und deren Anwendung in Gl. 10 ein Phasenübergang stattfindet.

$$0 = \dot{m}_R \cdot (h_{R,i} - h_{R,in}) + \dot{Q}_i \tag{Gl. 10}$$

Ist die spezifische Enthalpie (h_i) höher als die spezifische Enthalpie im Taupunkt ($h_{sat,v}$) oder hat sie den gleichen Wert, findet kein Phasenwechsel statt, und der Wärmetauscher enthält nur eine Zelle mit überhitztem Kältemittel (die Wärmetauscher-Leistung beträgt somit \dot{Q}_i). Wenn die spezifische Enthalpie h_i kleiner ist als die spezifische Enthalpie $h_{sat,v}$, findet ein Phasenwechsel statt und es erfolgt die Berechnung der übertragenen Leistung anhand von Gl. 11 unter Verwendung der Enthalpiedifferenz zwischen dem Taupunkt und dem eintretenden Kältemittel.

$$\dot{Q}_{\text{sup}} = \dot{m}_R \cdot (h_{R,\text{in}} - h_{\text{sat},v}) \quad \text{Gl. 11}$$

Zusätzlich wird die Zweiphasenzone "aktiviert" und $h_i = h_{\text{sat},v}$ gesetzt.

Tritt ein Phasenwechsel in den Zonen i oder $i+1$ auf, wird Gl. 12 zur Berechnung der Leistungsanteile des Wärmeübertragers (veranschaulicht an der Zone des überhitzten Kältemittels verwendet).

$$y_{\text{sup}} = \frac{\dot{Q}_{\text{sup}}}{\dot{Q}_i} \quad \text{Gl. 12}$$

Für die Zone mit zweiphasigem Fluid (Zone "i+1" in Abbildung 9) wird die Energiebilanz nach Gl. 13 berechnet, wobei \dot{Q}_{i+1} anhand von Gl. 6 und $\Delta T_{\text{log},i+1}$ berechnet wird.

$$0 = \dot{m}_{\text{Ref}} \cdot (h_{i+1} - h_i) + \dot{Q}_{i+1} \quad \text{Gl. 13}$$

Wird die Phasengrenze nicht überschritten ($h_{i+1} \geq h_{\text{sat},l}$) beträgt die abgeführte Leistung \dot{Q}_{i+1} . Bei Überschreitung der Phasengrenze ($h_{i+1} < h_{\text{sat},l}$) wird die Leistung anhand der Enthalpiedifferenz zwischen Taupunkt und Siedepunkt berechnet (siehe Gl. 14). Zusätzlich wird die unterkühlte Zone "aktiviert", $h_{i+1} = h_{\text{sat},l}$ gesetzt und der Leistungsanteil y_{cond} anhand von Gl. 12 berechnet.

$$\dot{Q}_{i+1} = \dot{m}_{\text{Ref}} \cdot (h_{\text{sat},v} - h_{\text{sat},l}) \quad \text{Gl. 14}$$

Die Berechnung der übertragenen Leistung in der unterkühlten Zone erfolgt anhand von Gl. 15.

$$0 = \dot{m}_{\text{Ref}} \cdot (h_{i+2} - h_{i+1}) + \dot{Q}_{i+2} \cdot (1 - y_{\text{sup}} - y_{\text{cond}}) \quad \text{Gl. 15}$$

Um eine höhere numerische Stabilität zu gewährleisten, werden Enthalpieänderung am Ausgang des Wärmetauschers mit Hilfe eines pseudodynamischen Zustands, der einem Verzögerungselement entspricht, gemäß Gl. 16 geglättet.

$$\frac{\Delta h_{R,\text{out}}}{\Delta T} \cdot \Delta T_{\text{delay}} = h_{i+2} - h_{R,\text{out}} \quad \text{Gl. 16}$$

Da die Berechnung von $\Delta T_{\text{log},i}$ während der Simulation insb. bei geringen Differenzen zwischen ΔT_i und ΔT_{i+1} (z. B. wenn $|\Delta T_i - \Delta T_{i+1}| < 0,05 \cdot \max(\Delta T_i, \Delta T_{i+1})$) zu numerischen Problemen führen kann, empfiehlt es sich, in diesem Fall $\Delta T_{\text{log},i}$ z. B. anhand von Gl. 17 (Mattson, 1997) anzunähern.

$$\Delta T_{\text{log},i,\text{approx}} = 0,5 \cdot (\Delta T_i + \Delta T_{i+1}) \cdot \left[1 - \frac{1}{12} \cdot \frac{(\Delta T_i - \Delta T_{i+1})^2}{\Delta T_i \cdot \Delta T_{i+1}} \cdot \left(1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{(\Delta T_i - \Delta T_{i+1})^2}{\Delta T_i \cdot \Delta T_{i+1}} \right) \right] \quad \text{Gl. 17}$$

Vergleich der Rechenzeit und Genauigkeit

Wie bereits erwähnt, führt die Vereinfachung von Modellen (z. B. Wärmetauscher-Modelle) meist zu kürzeren Rechenzeiten, jedoch auch Genauigkeitsverlusten. Dies soll anhand von Abbildung 10, in welcher die Rechenzeiten sowie die relativen Abweichungen der Leistungen für die jeweiligen Wärmetauschertypen (mit fixer Zellengröße, als Moving-Boundary-Wärmetauscher, UA-Wert-Modelle) sowie die Verwendung von unterschiedlicher Möglichkeiten zur Berechnung der Wärmeübertragung, einander gegenüber-gestellt sind, beschrieben werden.

Als „Benchmark“ dient ein Wärmetauscher, in welchem in 40 Zellen Nusselt-Korrelationen gelöst werden (Balken links). Für den Benchmark sind neben lokaler Lösung von Nusselt-Korrelationen, konstante α -Werte sowie ein UA-Wert an einem stationären Betriebspunkt des Referenzmodells ermittelt worden. Zur Durchführung des Benchmarks ist ein Temperatursprung mit einer Differenz von 10 K durchgeführt worden. Bei Berechnung der Simulationen sind allen Wärmetauschern die gleichen Randbedingungen (Wasser- und Kältemiteleintrittszustände sowie Massenströme) vorgegeben worden. Abbildung 10 zeigt die zugehörige Rechendauer sowie die Abweichungen der Leistungen nach dem Betriebspunktwechsel.

Die Rechendauer der jeweiligen Wärmetauscher ist in Form eines prozentuellen Anteils an der Rechendauer des Benchmark-Wärmetauschers (linke y-Achse) angegeben. Die relative Abweichung der Leistung auf Basis des Benchmark-Wärmetauschers (rechte y-Achse) ist anhand von Gl. 18 berechnet worden.

$$\text{rel. Abweichung d. Leistung} = \frac{\dot{Q}_{n\text{Zellen(Nusselt,Alpha,UA-Wert)}} - \dot{Q}_{40\text{(Nusselt)}}}{\dot{Q}_{40\text{(Nusselt)}}} \quad \text{Gl. 18}$$

Bei Betrachtung von Abbildung 10 zeigt sich, dass die Verringerung der Zellenanzahl bei Verwendung von Nusselt-Zahlen (schwarze Balken) meist positiv auf die Rechenzeit auswirkt, während die Abweichung vom Referenzwert leicht zunimmt. Auffällig ist, dass die Verwendung von 3 Zellen und einer Nusselt-Korrelation zu einer vergleichsweise massiven Zunahme der Rechenzeit und der Abweichung vom Referenzwert führt. Der Grund hierfür ist, dass es durch die Vorgabe von 3 Zellen mit gleicher Größe und die erfolgte Auflösung in lediglich 3 Zellen zu numerischen Instabilitäten führt. Durch die Verwendung von konstanten α -Werten (blaue Balken) wird die Lösung komplizierter Korrelationen vermieden und führt zu starker Rechenzeitverkürzung, wobei auch bei hoher Zellenanzahl eine Abweichung von ca. 7,5 % auftritt. Der Vorteil in der Rechendauer zeigt sich außerdem bei der Verwendung von Moving-Boundary-Modellen (MB), wobei die Verwendung von lokalen Nusselt-Zahlen durch falsche Berechnung der Zellengrößen zu stärker abweichenden Werten als die Verwendung eines konstanten α -Wertes führt. Die Verwendung eines UA-Wert-Modells (roter Balken) führt zu kurzen Rechenzeiten, diese sind jedoch – wie die

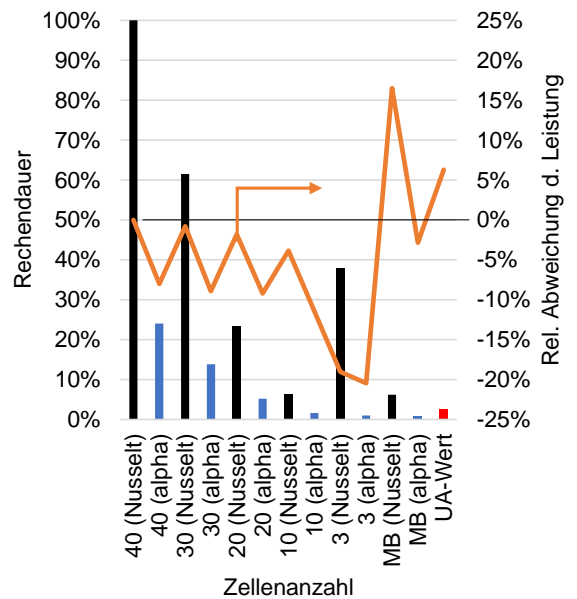


Abbildung 10: Vergleich der Rechenzeiten und Abweichungen bei unterschiedlicher Berechnung der Wärmeübertragung

Abweichungen - etwas höher als bei Verwendung von konstanten α -Werten und geringer festgelegten Zellenanzahl (bis 20 Zellen) bzw. bei Verwendung des Moving-Boundary-Modells.

3.2.2 Totzeit und thermische Trägheit

In Wärmetauschern sowie in weiteren Komponenten (Rohre, Sammler, etc.) tritt in Abhängigkeit der Komponentengeometrie eine zeitliche Verzögerung zwischen Eintritts- und Austrittszustand auf. Zudem werden in den Fluiden sowie im Material der Komponenten Wärme gespeichert. Diese Effekte führen u.a. zu dynamischen Verhalten von Wärmepumpen.

Um das dynamische Verhalten ohne genaue Kenntnis der Geometrie darzustellen, können z. B. Punktmassen eingesetzt werden. Eine weitere Möglichkeit zur Darstellung des zeitlichen Verhaltens ist der Einsatz von regelungstechnischen Ersatzgliedern, in denen das dynamische Zeitverhalten (z. B. anhand von Messdaten ermittelt oder anhand von Erfahrungswerten angenommen) berücksichtigt werden kann. Für die Berücksichtigung von Verzögerungen können Totzeitglieder und für die Berücksichtigung von Trägheiten durch thermische Massen Verzögerungsglieder 1. Ordnung eingesetzt. Abbildung 11 zeigt Beispiele für den Temperaturverlauf am Wärmetauscher-Austritt bei Einsatz eines Totzeitglieds (orange) und eines zusätzlich nachgeschalteten Verzögerungsgliedes 1. Ordnung (grün) nach Temperatursprung am Wärmetauscher-Eintritt (schwarz).

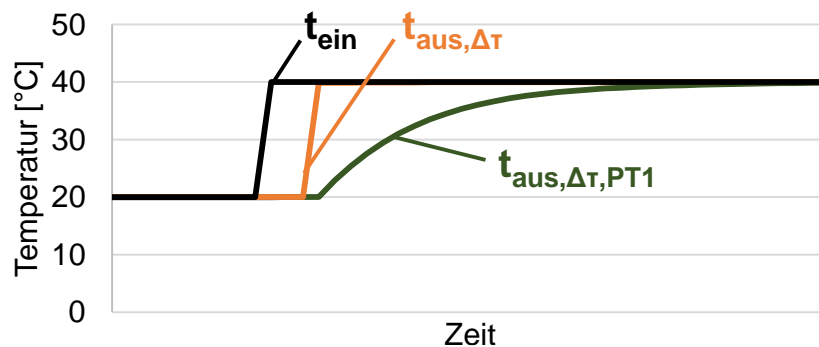


Abbildung 11: Temperaturverlauf bei Verwendung regelungstechnischer Ersatzglieder zur Berücksichtigung von Wärmetauscher-Geometrien (grün: Totzeitglied; orange: Verzögerungsglied 1. Ordnung)

3.2.3 Druckverluste

Zur Berücksichtigung der Druckverluste können Druckverlustkorrelationen (basierend auf Geometrie- und Stoffdaten), Druckverlustbeiwerte (z. B. in Abhängigkeit vom Massenstrom) oder konstante Druckverluste verwendet werden.

3.2.4 Kompressor

Mithilfe des Kompressormodells wird, wie in Abbildung 12 schematisch dargestellt, bei gegebenem Eintrittszustand (p_1, t_1) und Austrittsdruck des Kältemittels (p_2) der resultierende Kältemittelmassenstrom (\dot{m}_{ref}), die Austrittstemperatur des Kältemittels (t_2) und die elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors (P_{el}) bestimmt. Diese Größen bestimmen maßgeblich die Heizleistung und den COP der Wärmepumpe, weshalb die Modellierung des Kompressors den größten Einfluss auf die Genauigkeit des Wärmepumpen-Modells hat.

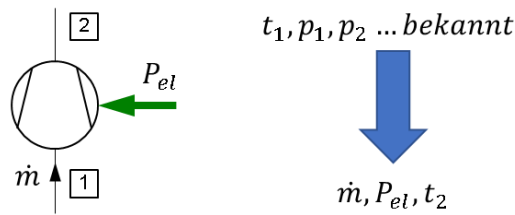


Abbildung 12: Schematische Darstellung eines Kompressors (links) mit Eingaben und zu ermittelnden Größen eines Kompressormodells (rechts)

Polynomansätze:

Eine Möglichkeit Kompressoren zu modellieren, ist, den Kältemittelmassenstrom und die elektrische Leistungsaufnahme mithilfe von Polynomansätzen darzustellen. Viele Hersteller stellen Auslegungstools zur Verfügung, in denen die Koeffizienten dieser Polynome kompressor- und kältemittelspezifisch abgerufen werden können. Eine Verallgemeinerung dieses Ansatzes für verschiedene Kompressoren und Kältemittel ist jedoch nicht möglich. Zur Ermittlung der Druckgastemperatur sind in der Regel keine Polynome verfügbar. Da diese Polynomansätze keine Stoffdaten des Kältemittels benötigen, zeichnen sie sich durch einen äußerst geringen Rechenaufwand aus. Zu beachten ist neben dem Gültigkeitsbereich der Polynome die Darstellung eventuell relevanter Betriebsparameter wie Kompressordrehzahl oder Sauggasüberhitzung.

Wirkungsgradbasierte Modellierung:

Einen allgemeiner gültigen Ansatz stellt die wirkungsgradbasierte Modellierung dar, bei dem die tatsächliche Kompression mit idealen Vorgängen (verlustfreie Nutzung des Hubvolumens, isentrope Kompression) verglichen wird. Dabei vergleicht der volumetrische Liefergrad (λ_{vol} in Gl. 19) den tatsächlich geförderten Kältemittelvolumenstrom (\dot{V}_{ref}) mit dem geometrisch möglichen Fördervolumenstrom ($\dot{V}_{geometr.}$), der durch das Hubvolumen (V_{hub}) und die Kompressordrehzahl (n_{comp}) gegeben ist. Mithilfe der Sauggasdichte ρ_1 kann bei Vorgabe des volumetrischen Liefergrades der Kältemittelmassenstrom ermittelt werden.

$$\lambda_{vol} = \frac{\dot{V}_{ref}}{\dot{V}_{geometr.}} = \frac{\dot{m}_{ref}}{\rho_1 \cdot V_{hub} \cdot n_{comp}} \rightarrow \dot{m}_{ref} \quad \text{Gl. 19}$$

Der innere isentrope Wirkungsgrad ($\eta_{is,i}$ in Gl. 20) vergleicht die Enthalpiedifferenz der isentropen Verdichtung mit der Enthalpiedifferenz der tatsächlichen Verdichtung, wodurch bei Vorgabe des inneren isentropen Wirkungsgrades die Druckgastemperatur bestimmt werden kann.

$$\eta_{is,i} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \rightarrow t_2 \quad \text{Gl. 20}$$

Der isentrope Gesamtwirkungsgrad ($\eta_{is,ov}$ in Gl. 21) vergleicht den Leistungsbedarf der isentropen Verdichtung mit dem Leistungsbedarf der tatsächlichen Verdichtung, wodurch bei Vorgabe des isentropen Gesamtwirkungsgrades die elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors bestimmt werden kann.

$$\eta_{is,ov} = \frac{\dot{m}_{ref} \cdot (h_{2s} - h_1)}{P_{el}} \rightarrow P_{el} \quad \text{Gl. 21}$$

Zum inneren isentropen Wirkungsgrad ($\eta_{is,i}$) sind oft zusätzliche Annahmen nötig, wobei eine Möglichkeit die Annahme eines konstanten mechanischen Wirkungsgrades (η_m) ist, um ihn mit dem isentropen Gesamtwirkungsgrad ($\eta_{is,ov}$) in Beziehung zu setzen.

$$\eta_{is,ov} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \cdot \frac{\dot{m}_{ref} \cdot (h_2 - h_1)}{P_{el}} = \eta_{is,i} \cdot \eta_m \quad \text{Gl. 22}$$

Diese Wirkungsgrade werden in der Regel nicht von den Herstellern angegeben, können aber aus Datenblättern oder aus in Auslegungstools verfügbaren Daten abgeleitet werden. Zwar erfordert dieser Modellansatz Stoffdaten, ermöglicht jedoch mithilfe der Wirkungsgrade den Vergleich unterschiedlicher Kompressoren. Zudem ist auch die Untersuchung des Anlagenverhaltens bei Verwendung unterschiedlicher Kältemitteln möglich und kann zumindest – falls z. B. für das jeweilige Kältemittel keine Daten vorhanden sind – als Richtwert verwendet werden.

Mithilfe der Kompressor-Wirkungsgrade können die Einflüsse der Betriebsparameter auf das Betriebsverhalten eines Kompressors anschaulich dargestellt werden. Die unterschiedlichen Betriebscharakteristiken der einzelnen Bauformen sind bei der Wahl des Modellansatzes zu beachten.

Für industrielle Anwendungen relevante Bauformen sind

- Hubkolbenkompressoren,
- Schraubenverdichter und
- Turbomaschinen,

wobei sich die Charakteristiken der Kompressor-Typen voneinander unterscheiden.

Beispielsweise zeigen Hubkolbenkompressoren eine charakteristische Abhängigkeit vom Druckverhältnis, wobei der Liefergrad nahezu linear vom Druckverhältnis abhängt (siehe Abbildung 13, links). Der isentroper Gesamtwirkungsgrad zeigt ein Optimum mit starker Abnahme bei geringeren Druckverhältnissen und geringerer linearer Abnahme bei größeren Druckverhältnissen (siehe Abbildung 13, rechts).

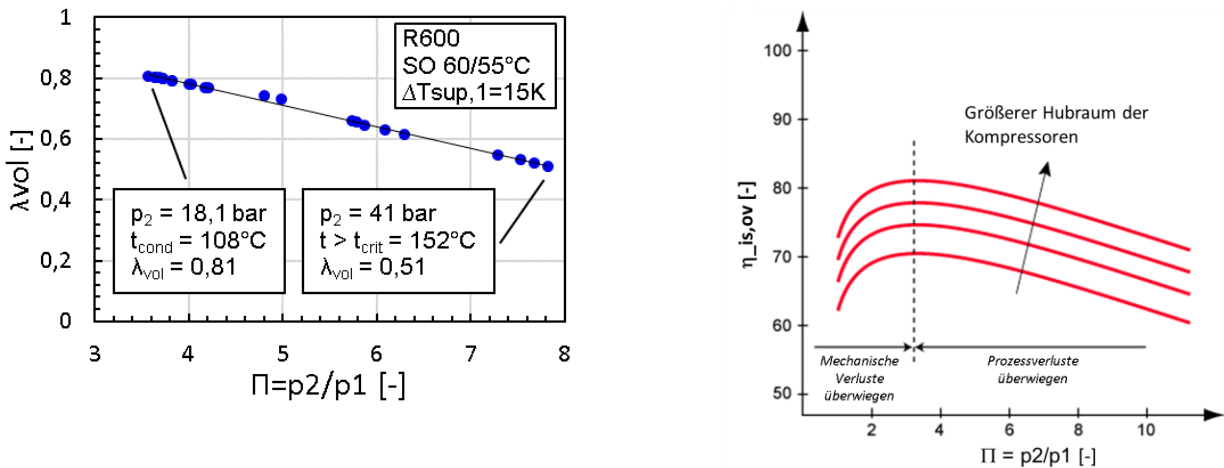


Abbildung 13: Charakteristische Abhängigkeit des Liefergrads (links) und des isentropen Gesamtwirkungsgrad nach Stone (2008) (rechts) vom Druckverhältnis bei Hubkolbenkompressoren

Die in Abbildung 13 gezeigten charakteristischen Abhängigkeiten der Kompressor-Wirkungsgrade vom Druckverhältnis können mithilfe von Polynomansätzen als Funktion des Druckverhältnisses modelliert werden. Bei Bedarf kann der Einfluss weiterer Betriebsparameter, wie z.B. Kompressor-Drehzahl oder Sauggasüberhitzung zusätzlich berücksichtigt werden.

Physikalische Modelle:

Physikalische Modelle betrachten die einzelnen Vorgänge in einem Kompressor detailliert. Dadurch können etwa Drosselverluste beim Ein- und Ausströmen, die Wärmeaufnahme des Kältemittels bei sauggasgekühlten Kompressoren oder eine polytrope Kompression berücksichtigt werden, wodurch sich jedoch die Komplexität des WP-Modells weiter erhöht.

Datenbasierte Modelle:

Neben einfachen Polynommodellen sind auch mehrdimensionale Kennfelder oder der Einsatz von künstlichen neuronalen Netzen zur Abbildung eines Kompressors möglich. Diese Ansätze sind durch einen großen Parametrierungs- bzw. Trainingsaufwand gekennzeichnet und benötigen dementsprechend eine hohe Zahl an Messdaten.

3.2.5 (Expansions-)Ventil

Die Drosselung des Kältemittels in einem Expansionsventil wird im Regelfall als isenthalpe Zustandsänderung modelliert. Um die Massenbilanz entlang des Kältemittelkreises schließen zu können, muss auch der Massenstrom durch das Ventil modelliert werden. Dazu können die nachfolgend angeführten Ansätze, die sich in Detaillierungsgrad und Anzahl der Modellparameter stark unterscheiden, verwendet werden.

Bernoulli-Ansatz

Der in Gl. 23 dargestellte Ansatz modelliert den Kältemittelmassenstrom in Abhängigkeit des Eintrittszustandes, Austrittsdruckes und eines effektiven Querschnittes, der den Ventilhub darstellt. Der Bernoulli-Ansatz berücksichtigt jedoch die in Expansionsventilen auftretende Durchflussbegrenzung nicht.

$$\dot{m}_{\text{ref}} = A_{\text{eff}} \cdot \sqrt{(p_{\text{in}} - p_{\text{out}}) \cdot 2 \cdot \rho_{\text{in}}} \quad \text{Gl. 23}$$

DIN 60534-2-1

Dieser Ansatz berücksichtigt die Durchflussbegrenzung bei Überschreiten des kritischen Druckverhältnisses, es müssen jedoch viele Modellparameter bestimmt werden, die im Regelfall nicht direkt in Datenblättern angegeben sind.

Buckingham-Pi

Eine Anwendung des Buckingham'schen Π -Theorem (Buckingham, 1914) auf Expansionsventile ist möglich, dabei ist für jeden Einflussparameter - Liu et al. (2018) verwenden die Einflussparameter Massenstrom, äquivalenter Durchmesser, Eintrittstemperatur und –druck – ein Modellparameter zu ermitteln.

Leung and Grolmes (stark unterkühltes Fluid)

Für den Fall eines stark unterkühlten Eintrittszustandes in das Ventil und bei Vernachlässigung der Strömungsgeschwindigkeit am Ventileintritt, kann der Ansatz nach Leung und Grolmes (1988) zu Gl. 24 vereinfacht werden.

$$\dot{m}_{\text{ref}} = A_{\text{th}} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_f \cdot (p_{\text{in}} - p_{\text{sat}}(t_{\text{in}}))} \quad \text{Gl. 24}$$

Um die Drosselöffnung (A_{th}) über dem Ventilhub abzubilden sind Kennlinien oder Annahmen notwendig. Dieses Modell zeichnet sich durch eine geringe Anzahl an Modellparametern aus und berücksichtigt die Durchflussbegrenzung, da der Kältemittelmassenstrom nicht vom Austrittsdruck abhängig ist.

3.2.6 Sammler

In Kälteanlagen dienen Sammler zum Puffern von Kältemittel und Separierung des Kältemittels in eine dampfförmige und flüssige Phase. Je nach Kältemittelmenge stellt sich in Sammlern ein Flüssigkeitsspiegel ein, der hydrostatischen Druck auf das Fluid ausübt. Aufgrund der Speicherung von Kältemittel sorgen Sammler für eine (thermische) Trägheit im System. Diese thermische Trägheit wirkt sich als Zeitverzögerung bei einem Betriebspunktwechsel aus. Sammlermodelle, die in der Simulation eingesetzt werden, können Veränderungen von Flüssigkeitsspiegeln berücksichtigen. Zum Ersatz von Sammlermodellen und der thermischen Trägheit können auch Verzögerungselemente verwendet werden (siehe 3.2.13.2.2). Zur Berücksichtigung der Fluideigenschaften an den Sammleraustritten, werden die Zustände in Abhängigkeit des Füllstands angenommen, wobei Kennlinien oder im einfachsten Fall Grenzen vorgeben werden können. Werden diese Grenzen unter- oder überschritten, liegen an den Austritten der Zustand, welcher sich im inneren des Sammlers befindet, vor. Befindet sich der Füllstand innerhalb der Grenzen, liegen an den Austritten gesättigte Zustände (flüssig bzw. gasförmig) vor.

4 Ergebnisse und Schlussfolgerungen

In diesem Kapitel werden die in Kapitel 3 vorgestellten Detaillierungsgrade für Gesamtsysteme und Modellierungsansätze für die Komponenten des Kältemittelkreises anhand der Referenzanlage „TransCrit“ (siehe 4.1) mit dem Anwendungsfall Trocknung (siehe 4.2) und der Referenzanlage „Chiller + Upgrader 95“ (siehe 4.1) mit dem Anwendungsfall Molkerei (siehe 4.4) umgesetzt.

4.1 Referenzanlage TransCrit

Im Rahmen des Projektes „TransCrit“ (FFG-Nr.: 865083) wurde ein Funktionsmuster einer HTWP mit Nutzttemperaturen von bis zu 160°C unter Verwendung des natürlichen Kältemittels R600 (n-Butan) und einer trans-kritischen Prozessführung entwickelt, aufgebaut und untersucht (Rieberer et al., 2021). Abbildung 14 zeigt das vereinfachte Schema des Kältemittelkreises mit den Betriebsparametern der Anlage. Dabei wird in „externe“ und „interne“ Betriebsparameter unterschieden. Die orange markierten externen Betriebsparameter umfassen die Temperaturen im Wärmequellenkreis ($t_{SO,in}$, $t_{SO,out}$) und Wärmesenkenkreis ($t_{SI,in}$, $t_{SI,out}$) sowie die Frequenz des Frequenzumrichters (f_{FI}), die anhand der Kompressordrehzahl die Heizleistung bestimmt. Wird eine HTWP zur Versorgung eines industriellen Prozesses eingesetzt, werden diese Parameter durch den Prozess, in diesem Sinne „extern“, bestimmt. Die blau markierten internen Betriebsparameter Hochdruckniveau (p_{hp}) und Sauggasüberhitzung ($\Delta T_{sup,1}$) können hingegen in gewissen Grenzen unabhängig vom Prozess, in diesem Sinne „intern“, variiert werden.

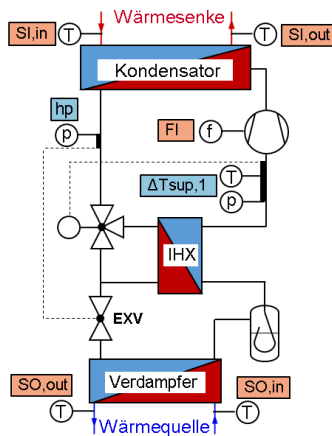


Abbildung 14: Vereinfachte Darstellung des KM-Kreises der TransCrit-Anlage (Rieberer et al., 2021)

Die Einflüsse der Betriebsparameter auf den COP und die Heizleistung der HTWP wurden von Verdnik und Rieberer (2022b) experimentell und mit Hilfe eines Simulationsmodelles untersucht. Das Simulationsmodell wurde unter Verwendung von teils angepassten Komponenten der TIL-Suite (TLK-Thermo, 2021) aufgebaut, wobei die Wärmetauscher mit dem Finiten-Volumen-Ansatz unter Verwendung von Korrelationen für Wärmeübergang und Druckverlust modelliert wurden. Dabei wurde gezeigt, dass ein betriebspunktabhängiges optimales Hochdruckniveau existiert. Anstelle der Vorgabe eines Sollwertes für das Hochdruckniveau, kann auch die gemessene Temperaturdifferenz zwischen Kältemittelaustritt aus dem Kondensator und Wärmesenkeneintritt in den Kondensator als Regelgröße für die Hochdruckregelung verwendet werden (Verdnik und Rieberer, 2022c), wobei sich das optimale

Hochdruckniveau abhängig vom Betriebspunkt einstellt (nachfolgend als „ ΔT -Regelung“ bezeichnet). Nachfolgend werden unter Anwendung der in Kapitel 3 vorgestellten Modellierungsansätze auf folgende Aspekte eingegangen:

Abschnitt 4.1.1 zeigt die Auswirkungen unterschiedlicher Detaillierungsgrade des Kompressormodelles (siehe 3.2.4) durch die Verwendung eines wirkungsgradbasierten Kompressormodelles bei dem nur der Einfluss des Druckverhältnisses betrachtet wird im Vergleich zu einem detaillierten semi-empirischen Modell.

Abschnitt 4.1.2 untersucht die Hochdruckregelung der Anlage. Dabei wird neben der detaillierten Abbildung der Hochdruckregelung mithilfe des Expansionsventils eine mögliche Vereinfachung des Regelkreises dargestellt.

Abschnitt 4.1.3 betrachtet die Modellierung der HTWP mithilfe eines idealen Vergleichsprozess (siehe Abbildung 3) und zeigt die Auswirkungen dieser Vereinfachungen.

4.1.1 Vergleich von Kompressormodellen unterschiedlicher Detaillierungsgrade

In Verdnik und Rieberer (2022b) wurde ein semi-empirisches Kompressormodell vorgestellt, das den Kältemittelmassenstrom anhand des volumetrischen Liefergrades (siehe Gl. 19) unter Berücksichtigung der Sauggasüberhitzung modelliert. Eine mögliche Vereinfachung dazu ist, den volumetrischen Liefergrad mit einer linearen Funktion abhängig vom Druckverhältnis zu modellieren. Abbildung 15 vergleicht links den experimentell ermittelten volumetrischen Liefergrad (Index „E“) mit dem semi-empirischen Modell (Index „se“) und dem linearen Modell (Index „lin“) für 107 Betriebspunkte mit einer Sauggasüberhitzung zwischen 15 K und 35 K. Durch die Berücksichtigung der Sauggasüberhitzung bildet das semi-empirische Modell den experimentell ermittelten volumetrischen Liefergrad besser ab als das lineare. Die Auswirkungen auf den Kältemittelmassenstrom sind in Abbildung 15 rechts dargestellt, dabei betragen die maximalen Abweichungen des simulierten Kältemittelmassenstroms von experimentell ermittelten Werten (-3% / +6%) für das semi-empirische Modell mit 5 Modellparametern und (-8% / +11%) für das lineare Modell mit 2 Modellparametern.

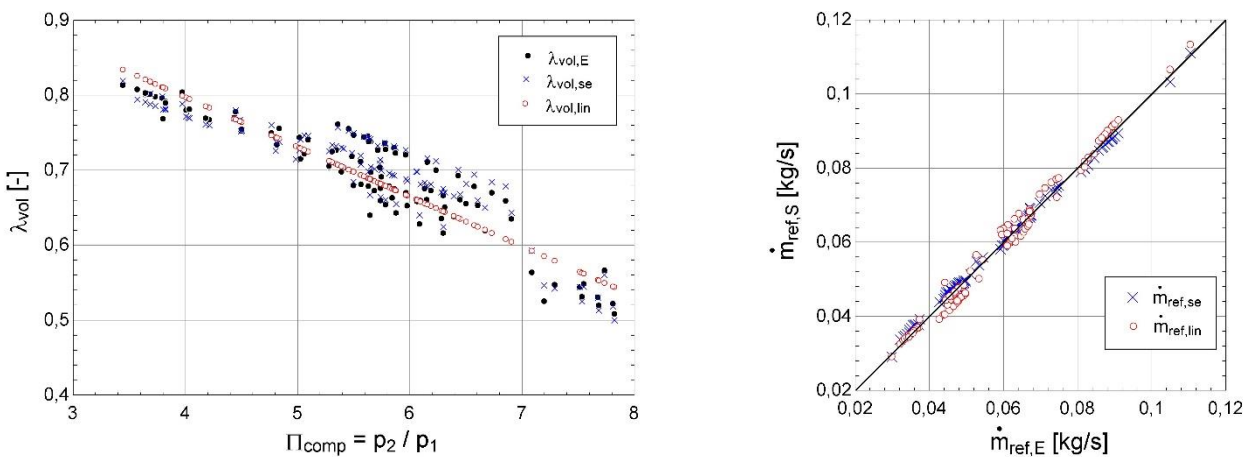


Abbildung 15: Vergleich unterschiedlicher Kompressormodelle anhand des volumetrischen Liefergrades (links) und der Abweichung zum gemessenen Kältemittelmassenstrom (rechts)

4.1.2 Untersuchung der Hochdruckregelung

Die Hochdruckregelung der Anlage erfolgt anhand des elektrischen Expansionsventils (EXV in Abbildung 14). In Verdnik und Rieberer (2022a) wurde die Auswirkung der Stellung des EXV auf das Hochdruckniveau und den Kältemittelmassenstrom untersucht. Dabei wurde das EXV mit den in Gl. 24 Ansatz nach Leung und Grolmes (1988) für stark unterkühlte Fluide verwendet, die Abbildung der Ventilöffnung erfolgte dabei mit einem Exponentialansatz. Um aus dem Stellsignal des EXV die Ventilpositionen zu ermitteln, wurde ein Totzeitglied und eine maximale Stellgeschwindigkeit des Ventils berücksichtigt. Der Drosselquerschnitt wurde mit einem Exponentialansatz der Ventilposition modelliert. Um in weiterer Folge die die zuvor beschriebene „ ΔT -Regelung“ für das Hochdruckniveau zu untersuchen, ist eine genaue Abbildung der Kältemittelaustrittstemperatur aus dem Kondensator notwendig. Dazu musste die Diskretisierung des mittels Finiten-Volumen Ansatzes modellierten Kondensators, bei dem Korrelationen für den Wärmeübergang verwendet werden von 20 auf 80 Zellen verfeinert werden. Abbildung 16 zeigt den Verlauf des gemessenen und simulierten Hochdruckniveaus ($p_{hp,E}$ bzw. $p_{hp,S}$) bei Vorgabe des Signals für das Expansionsventils (I_{EXV}). Der vom Simulationsmodell zu hoch wiedergegebene Druck wird durch einen zu hohen Kältemittelmassenstrom des Kompressormodells verursacht, der dynamische Verlauf wird mit ausreichender Genauigkeit wiedergegeben.

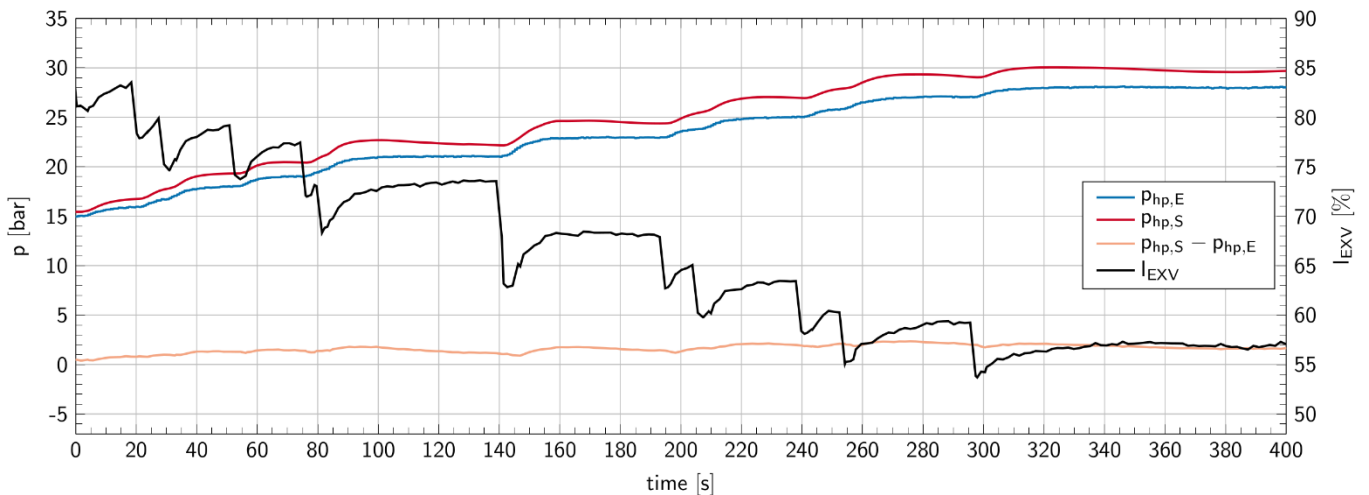


Abbildung 16: Transienter Verlauf des gemessenen (Index „E“) und simulierten (Index „S“) Hochdruckniveaus bei Vorgabe des Signals des EXV (I_{EXV}) (Verdnik und Rieberer, 2022a)

Abbildung 17 zeigt analog den transienten Verlauf des Kältemittelmassenstroms, die Abweichung zwischen Simulation und Experiment lässt sich wie zuvor auf das verwendete Kompressormodell zurückführen.

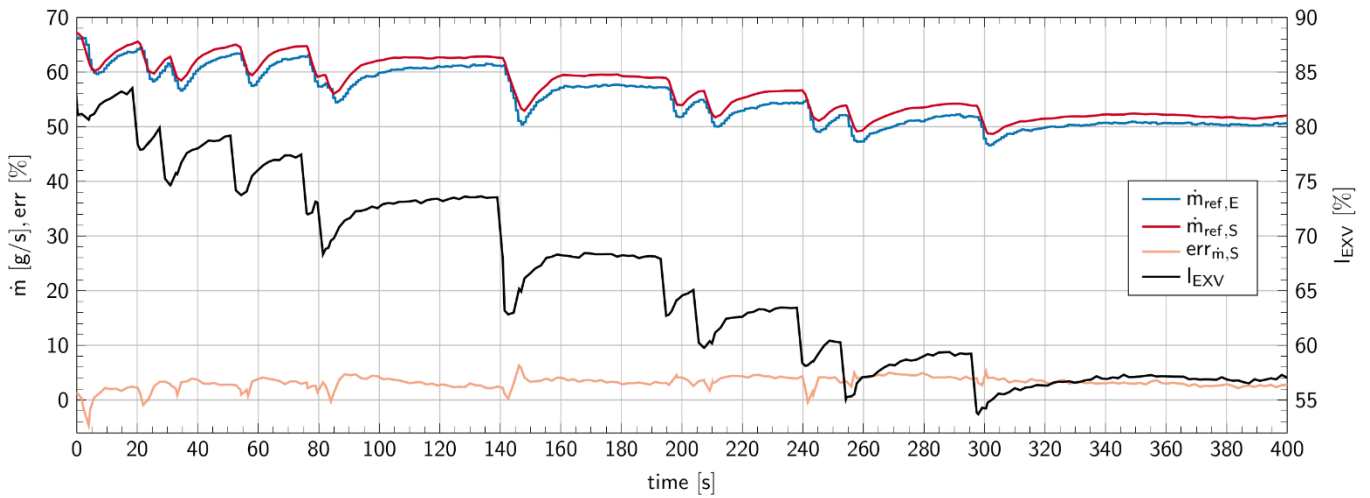


Abbildung 17: Transienter Verlauf des gemessenen (Index „E“) und simulierten (Index „S“) Hochdruckniveaus bei Vorgabe des Signals des EXV (I_{EXV}) (Verdnik und Rieberer, 2022a)

Die ausreichend genaue Wiedergabe des dynamischen Verhaltens des Hochdruckniveaus ermöglicht eine simulationstechnische Untersuchung der Hochdruckregelung mit dem Simulationsmodell. Der stationäre Betrieb der Anlage unter Anwendung der „ ΔT -Regelung“ kann mit diesem Simulationsmodell mit einer Abweichung von maximal 8% für den COP, 7% für die Heizleistung und 6% für die elektrische Leistung im Vergleich zu experimentell ermittelten werden abgebildet werden.

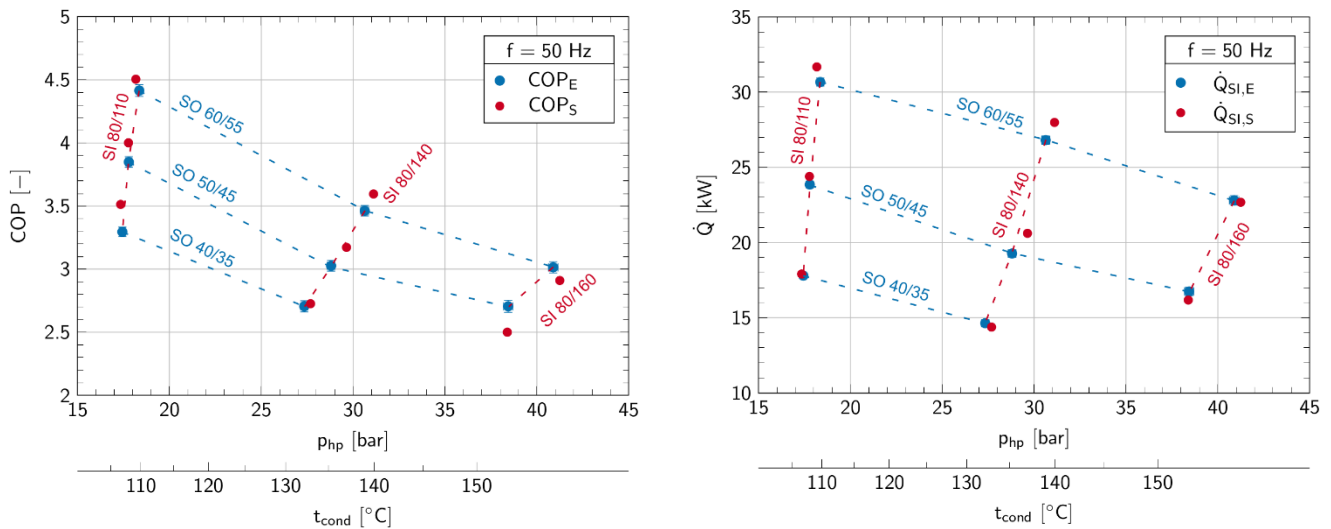


Abbildung 18: Vergleich von Messwerten (Index „E“) und Simulationsergebnissen (Index „S“) des COP (links) und der Heizleistung (rechts) der TransCrit-Anlage mit „ ΔT -Regelung“ (Verdnik und Rieberer, 2022a)

Mögliche Vereinfachung der Hochdruckregelungen

Die feine Diskretisierung des Kondensators in 80 Zellen hat erhebliche Auswirkungen auf die Rechenzeit, die sich insbesondere bei Gesamtsystemsimulationen negativ auswirkt. Eine Möglichkeit der Vereinfachung besteht deshalb darin, anstelle der „ ΔT -Regelung“ den Sollwert des Hochdruckniveaus direkt vorzugeben. Dadurch ist eine Diskretisierung von 20 Zellen im Kondensator ausreichend um bei signifikant kürzeren Rechenzeiten ebenfalls ausreichend genaue Ergebnisse zu erzielen. Wie in Verdnik und Rieberer (2022b) erläutert, betragen die Abweichungen des Simulationsmodells von Messwerten bei ausreichend hohem Hochdruckniveau maximal 9% für den COP, 7% für die Heizleistung und 6% für die

elektrische Leistung. Die Vorgabe des Hochdruckniveaus kann in Abhängigkeit der Wärmesenkenaustrittstemperatur erfolgen. Durch die Verringerung der Zellenanzahl im Kondensator von 80 auf 20 Zellen, kann die Rechenzeit für das Beispiel der in Abbildung 16 und Abbildung 17 gezeigten transienten Verläufe um den Faktor 4 verringert werden.

4.1.3 Modellierung der Anlage anhand eines idealen Vergleichsprozess

Die Modellierung der HTWP durch Berechnung des COP eines idealen Vergleichsprozesses für transkritische Prozesse und Ermittlung des COP der HTWP über einen konstanten Gütegrad (siehe Gl. 3) stellt einen stark vereinfachten Modellierungsansatz dar. Der Zusammenhang zw. \dot{Q}_0, \dot{Q}_h und P_{el} ist über die in Gl. 2 dargestellte Leistungsbilanz gegeben. Dynamische Effekte können über in Wärmequellen- und -senkenkreisen modellierte Volumina (siehe Abbildung 19) berücksichtigt werden. Die Modellierung des COP der HTWP ist bei den in Abbildung 18 betrachteten Betriebspunkten unter Annahme eines Gütegrades von $v=0,51$ von mit einer maximalen Abweichung von max. 7 % gegenüber Messdaten möglich. Da bei diesem Modellierungsansatz keine Betrachtung des Kältemittelkreises erfolgt, können Fragestellungen wie etwa Leistungsgrenzen der HTWP oder Drücke und Temperaturen im Kältemittelkreis nicht dargestellt werden, wodurch Betriebsgrenzen der HTWP oder deren Komponenten nicht überprüft werden können. Sind derart detaillierte Betrachtungen nicht notwendig, kann mit diesem Ansatz ein Simulationsmodell mit äußerst geringem Rechenaufwand erstellt werden.

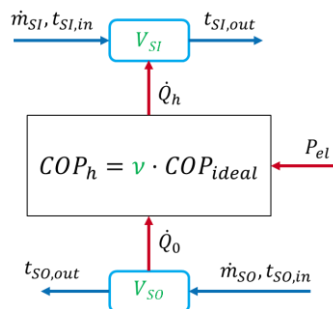


Abbildung 19: Schema des gütegradbasierten Modells der HTWP.

4.2 Anwendungsfall Trocknung

Bandrockner ermöglichen das Trocknen verschiedenster Güter wie z.B.: Nahrungsmittel, Biomasse oder Klärschlamm. Dabei sind laut Heindl (2016) Korngrößen von ca. 3 bis 30 mm und Durchsätze von ca. 40 bis 40.000 kg/h möglich. Da eine Beheizung der Zuluft notwendig und eine Wärmerückgewinnung aus der Abluft möglich ist, bieten sich Trocknungsprozesse für den Einsatz von HTWP an.

4.2.1 Systembeschreibung

In Abbildung 20 ist der mit einer HTWP im Umluftbetrieb betriebene Bandrockner schematisch dargestellt. Die Beheizung der Zuluft erfolgt über einen Wasser/Luft-Wärmetauscher im Wärmesenkenkreis der HTWP, die Wärmerückgewinnung aus der Abluft erfolgt mit einem Sprühkondensator im Wärmequellenkreis der HTWP.

Der Trockensubstanzgehalt (DS) des Trocknungsgutes (dg) wird nach Gl. 23 berechnet.

$$DS = \frac{m_{dg, trocken}}{m_{dg}}$$

Gl. 25

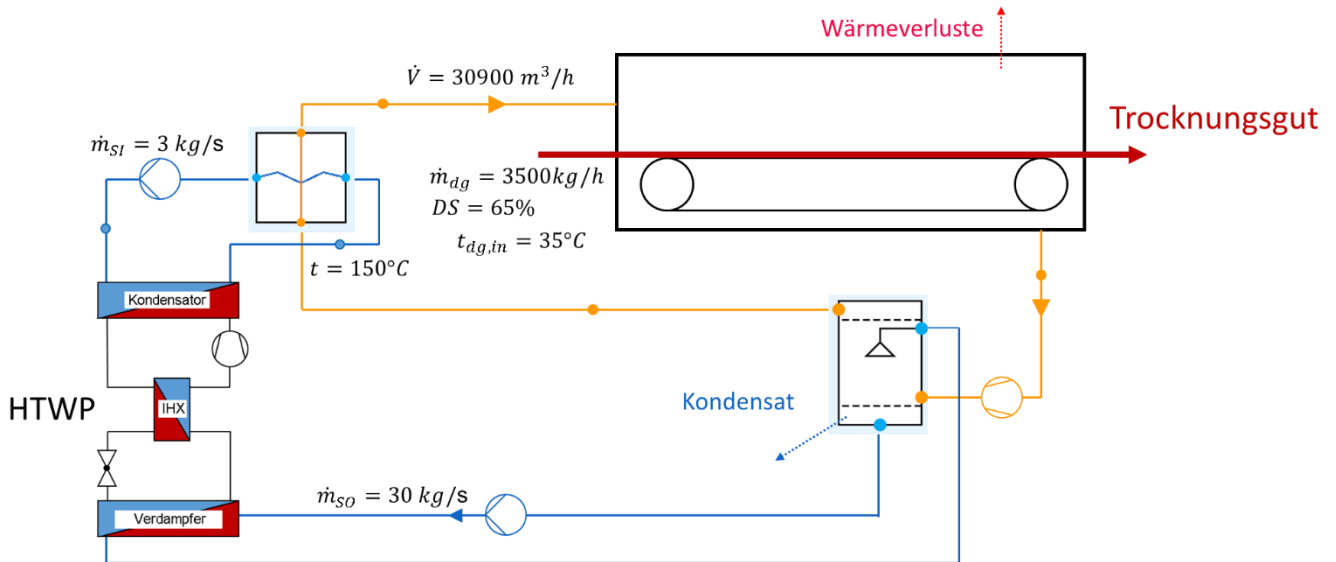


Abbildung 20: Betrachtetes Gesamtsystem bestehend aus HTWP und Bandtrockener mit den relevanten Betriebsbedingungen der Systemsimulation

4.2.2 Referenzprozesses Bandtrocknung

Der in Abbildung 21 abgebildete Bandtrockner wurde mit entwickelten Komponentenmodellen für die Trocknerzelle, Mischkondensator und Wärmetauscher (Luft/Wasser) sowie unter Verwendung von Komponentenmodellen der TIL-Suite für die Luft- und Wasserkreise aufgebaut. Nachfolgend werden die Modellierungsansätze dieser Komponenten im Einzelnen vorgestellt.

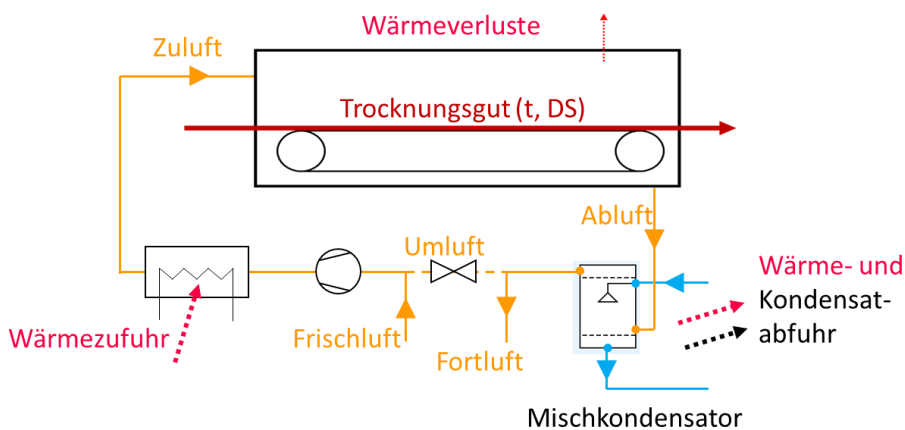
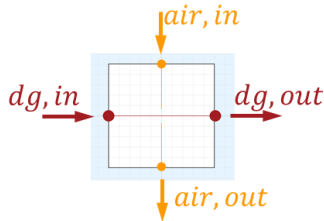


Abbildung 21: Schematische Darstellung des betrachteten Bandtrockners

Trocknerzelle:

Die in Abbildung 22 schematisch dargestellte Trocknerzelle berücksichtigt die Stoffströme Trocknungsgut (Index „dg“) und Trocknungsluft (Index „air“), wobei die Verschaltung mehrerer Zellen möglich ist. Die dynamische Massen- und Energiebilanz des Trocknungsgutes ermöglicht die Darstellung instationärer

Trocknungsgutströme. Die stationäre Massen- und Energiebilanz der Trocknungsluft berücksichtigt die isenthalpe Feuchteaufnahme der Luft wie in Gl. 26 dargestellt abhängig von der Temperatur des Trocknungsgutes (t_{dg}) und dem Eintrittszustand der Trocknungsluft (berücksichtigt über den Partialdruck der Dampfphase $p_{d, air, in}$) in Anlehnung an Heindl (2016) und kann über den Modellparameter β parametrisiert werden. Die sensible Wärmeübertragung nach Gl. 27 wird in Abhängigkeit der Eintrittstemperatur der Trocknungsluft ($t_{air, in}$) und der Temperatur des Trocknungsgutes anhand der Oberfläche (A) und dem Modellparameter Wärmeübergangszahl (α) berechnet.



$$\dot{m}_{evap} = \frac{\beta}{R_d \cdot T_{dg}} \cdot [p_{sat}(t_{dg}) - p_{d, air, in}] \quad \text{Gl. 26}$$

$$\dot{Q}_{air, dg} = \alpha \cdot A \cdot (t_{air, in} - t_{dg}) \quad \text{Gl. 27}$$

Abbildung 22: Schematische Darstellung einer Trocknerzelle

Wärmeverluste des Trockners an die Umgebung können durch Vorgabe eines UA-Wertes für den Trockner über die Temperaturdifferenz der Trocknungsluft zur Umgebung berücksichtigt werden.

Mischkondensator:

Der in Abbildung 23 schematisch dargestellte Mischkondensator berücksichtigt stationäre Massen- und Energiebilanzen der Stoffströme Prozesswasser (Index „liq“) und Trocknungsluft. Dabei wird der Austrittszustand der Trocknungsluft als gesättigt angenommen und die Kondensatmenge über die Massenbilanz ermittelt. Als Modellparameter dient die Temperaturdifferenz zwischen Wasser- und Luftaustritt. Um die thermische Trägheit der Komponente abzubilden, kann ein Wasservolumen am Austritt berücksichtigt werden.

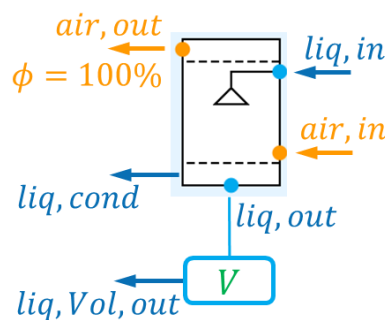


Abbildung 23: Schematische Darstellung des Mischkondensators

Wärmetauscher:

Der in Abbildung 20 dargestellte Wärmetauscher im Wärmesenkenkreis der HTWP dient zur Erwärmung der Trocknungsluft und wurde mittels Finite-Volumen-Ansatz modelliert, wobei der Wärmeübergang vom Fluid auf die Wärmetauscherwand mit massenstromabhängigen Wärmeübergangszahlen (siehe Gl. 28) modelliert wurde.

$$\alpha A_{\text{ref/liq}} = \alpha A_{\text{nom,ref/liq}} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{\text{ref/liq}}}{\dot{m}_{\text{nom,ref/liq}}} \right)^{0,8} \quad \text{Gl. 28}$$

Die thermische Trägheit des Wärmetauschers wird mit Punktmassen (jeweils zwischen der Luft- und Wasserzelle) berücksichtigt, der Wärmeleitwiderstand durch die Wand und die Wärmeleitung zwischen diesen Punktmassen wurde vernachlässigt. Abbildung 24 zeigt links die Stoffströme am Wärmetauscher, mittig ist der Temperaturverlauf beim Wärmedurchgang skizziert. Aus den transienten Verläufe der Austrittstemperaturen bei Veränderung der Wassereintrittstemperatur (Abbildung 24, rechts) ist der Einfluss der berücksichtigten thermischen Masse durch den langsameren Anstieg der Austrittstemperaturen ersichtlich.

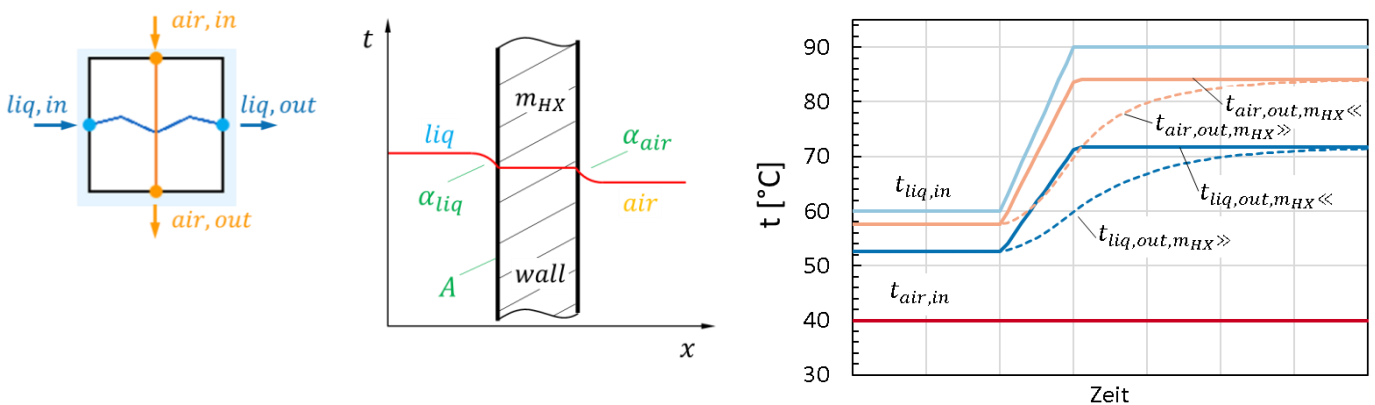


Abbildung 24: Schematische Darstellung des Luft/Wasser-Wärmetauschers (links), Temperaturverlauf beim Wärmedurchgang (Mitte) und transiente Verläufe der Austrittstemperaturen bei Änderung der Wassereintrittstemperatur für unterschiedliche thermische Massen (rechts)

4.2.3 Systemsimulation

Zur Simulation des in Abschnitt 4.2.1 beschriebenen Systems bestehend aus Bandrockner im Umluftbetrieb und HTWP wurde das in Abschnitt 4.1 vorgestellte Simulationsmodell mit der in Abschnitt 4.1.3 erläuterte Vereinfachung der Hochdruckregelung in Abhängigkeit der Wärmesenkenaustrittstemperatur verwendet, das Simulationsmodell wurde auf eine industriell relevante Leistung skaliert. Mit dieser Systemsimulation wurden Betriebsparameter des Systems wie Trockenluftmassenstrom und der Durchfluss im Wärmesenkenkreis der HTWP variiert. Im Folgenden wird auf die Auswirkungen des geänderten Durchflusses (\dot{m}_{SO} in Abbildung 20) von 30 kg/s auf 10 kg/s bei sonst gleichbleibenden Betriebsparametern eingegangen. Abbildung 25 zeigt die transienten Verläufe der Wärmequellentemperaturen (oben), die notwendige Kompressordrehzahl und entsprechende Heizleistung um die Wärmesenkenaustrittstemperatur von 150°C zu halten (Mitte) und den COP der HTWP (unten). Durch den reduzierten Durchfluss im Wärmequellenkreis nimmt die Spreizung im Wärmequellenkreis zu, die Wärmequelleneintrittstemperatur ($t_{\text{SO,in}}$) steigt, die Wärmequellenaustrittstemperatur ($t_{\text{SO,out}}$) sinkt. Dies führt zu einer Absenkung der Verdampfungstemperatur und somit des Niederdruckniveaus (p_{lp}) der HTWP. Um die vorgegebenen Wärmesenkenaustrittstemperatur von 150°C zu halten, ist eine Erhöhung der Kompressordrehzahl (n_{comp}) notwendig, obwohl die dazu notwendige Heizleistung der HTWP (\dot{Q}_{HP}) geringfügig sinkt. Die Absenkung der Verdampfungstemperatur der HTWP zeigt sich in einer Abnahme des COP von ca. 2,8 auf 2,2. Durch die detaillierte Darstellung des Kältemittelkreises können neben den hier gezeigten Auswirkungen auch weitere Anlagenparameter wie die Sauggasüberhitzung am

Kompressoreintritt oder das Hochdruckniveau und die Kompressoraustrittstemperatur analysiert werden, die für die Betriebsgrenzen der Komponenten der HTWP, insbesondere des Kompressors, relevant sind. Mit dem in 4.1.3 vorgestellten gütegradbasierten Simulationsmodell ist es nicht möglich, diese Größen darzustellen.

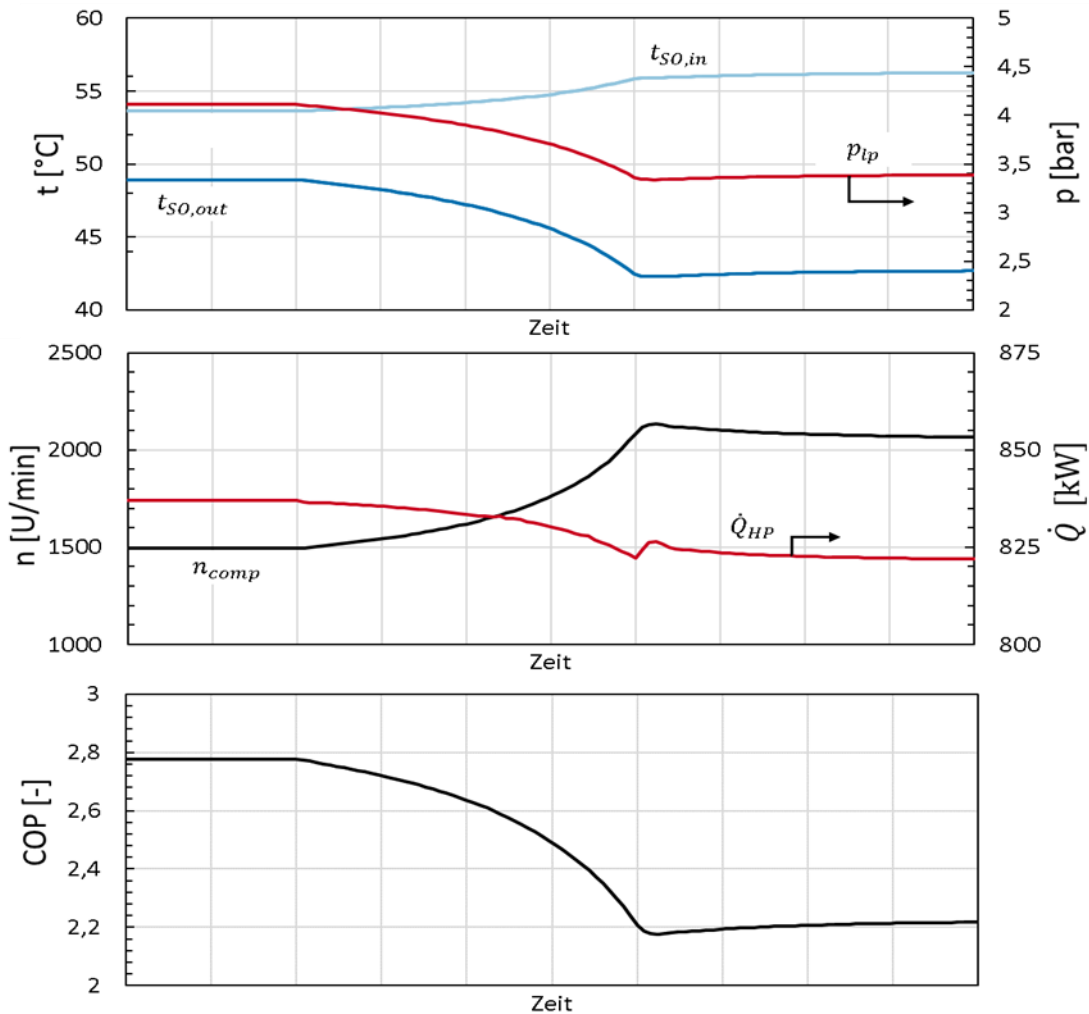


Abbildung 25: Transiente Verläufe der Wärmequellentemperaturen und des Niederdruckniveaus (oben), der Kompressordrehzahl und Heizleistung (Mitte) und des COP der HTWP (unten)

Da die HTWP in dem betrachteten System sowohl im Wärmequellen- als auch im Wärmesenkenkreis in den Prozess eingebunden ist, zeigte sich ein signifikanter Einfluss der Wärmequellenleistung auf den Gesamtprozess. Da die Heizleistung der HTWP in diesem Fall anhand der Wärmesenkenaustrittstemperatur geregelt wird, beeinflusst der ermittelte COP der HTWP die Wärmequellenleistung. Die bei Verwendung des gütegradbasierten Modells auftretenden Abweichungen der Wärmequellenleistung führen zu hohen Wärmequellentemperaturen, die wiederum zu signifikanten Abweichungen des COP führten. Aus diesem Grund wird auf Ergebnisse der Systemsimulation mit dem Gütegradmodell nicht näher eingegangen.

4.3 Referenzanlage Chiller + Upgrader 95

Seit einigen Jahren wird in einer österreichischen Molkerei eine NH₃-Kälteanlage zur Deckung des Kältebedarfs eingesetzt. Dabei wird das für einen Kühlprozess benötigte Wasser auf eine Temperatur von ca. 1 °C abgekühlt bevor es in ein „Eiswasserbecken“ strömt. Die dabei anfallende Abwärme wurde bislang zur Gänze über einen Kühlturm an die Umgebung abgegeben. Im Zuge steigender Energiepreise und voranschreitender Ökologierungsmaßnahmen zur Verringerung der aus der Milchverarbeitung entstehenden CO₂-Emissionen wurde angedacht, die auf Umgebungstemperaturniveau vorliegende Abwärme mittels einer Hochtemperatur-Wärmepumpe auf ein höheres Temperaturniveau anzuheben, welches für die Versorgung eines industriellen Prozesses ausreichend ist. Durch die Nutzung der Abwärme, kann der externe (fossile) Heizdampfbedarf signifikant verringert werden und ein Beitrag zur Erreichung der Klimaziele geleistet werden.

Die benötigte Heiztemperatur für das CIP-System beträgt zwischen 80 °C und 90 °C. Daher wurde eine Nutzttemperatur (Senkenaustrittstemperatur, $t_{\text{HPSI,out}}$) der HTWP von 90 °C angestrebt. Für die Integration einer HTWP in eine bestehende Kälteanlage gibt es die Möglichkeit eines „Add-on“ Systems (direkte Integration) sowie eines Kaskaden Systems (mittels eines Kaskaden-Wärmetauschers). Aufgrund dessen, dass mit aktuell am Markt verfügbaren Komponenten eine Nutzttemperatur von ca. 90 °C mit einer NH₃-HTWP erreicht werden kann und ein Eingriff in den Kältemittelkreis möglich war, wurde die HTWP als „Add-on“-System integriert. Im Vergleich zum Kaskaden System kann dadurch der Nachteil der notwendigen Temperaturdifferenz im Kaskaden-Wärmetauscher vermieden und damit eine höhere Effizienz erreicht werden.

Abbildung 26 zeigt die schematische Darstellung der Anlage, welches aus Kälteanlage (Chiller) und HTWP (Upgrader 95) besteht, sowie die verbauten Messsensoren. Die Kälteanlage setzt sich aus dem Niederdruck-Kompressor (LP COMP), dem luftgekühlten Kondensator (Kühlturm), dem Mittel-druck Sammler (MD-Sammler), dem Expansionsventil (EXV_{CH}), dem Niederdruck-Abscheider (LP-Abscheider) und dem Verdampfer zusammen. Die HTWP besteht aus dem Mitteldruck Abscheider (MP-Abscheider), dem Hochdruck Kompressor (HP COMP), dem Enthitzer, Kondensator und Unterkühler, dem Hochdruck Sammler (HP Sammler) sowie dem Expansionsventil (EXV_{HP}).

Energieforschungsprogramm - 6. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

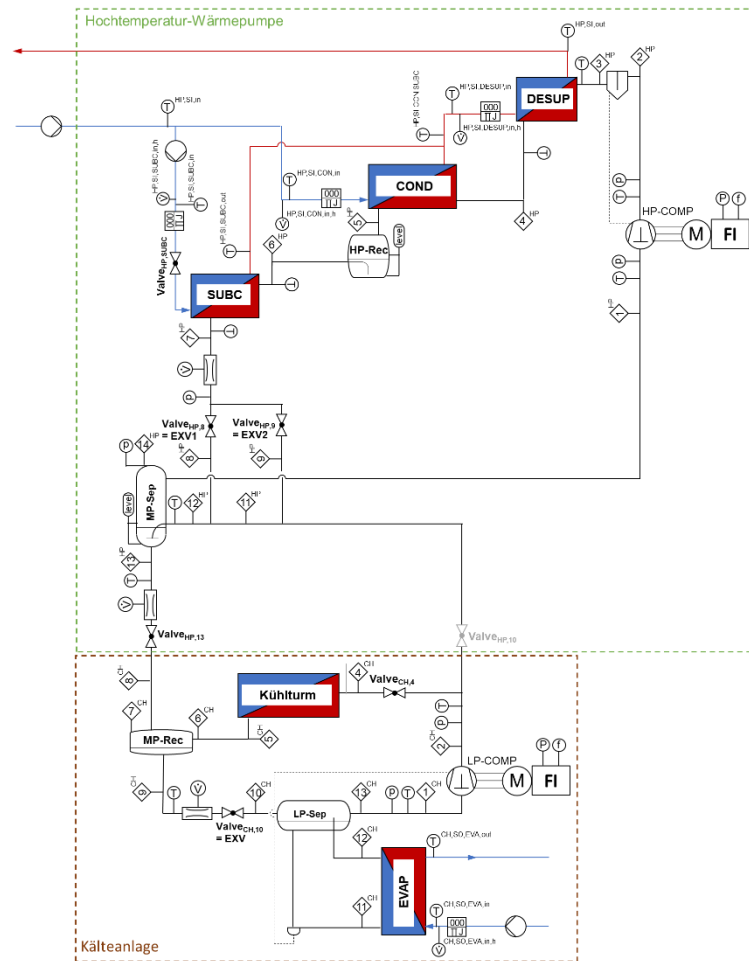


Abbildung 26: Schematische Darstellung des Systems und der Messensoren

Die Verbindung zwischen der Kälteanlage und der HTWP erfolgt über die Heißgasleitung (Druckleitung) der Kälteanlage. Die Aufteilung des Kältemittelmassenstroms nach dem Niederdruck Kompressor erfolgt dabei mittels dem Ventil $Valve_{CH,4}$. Mit diesem Ventil kann ebenso der Mitteldruck des Systems durch Veränderung des Richtung Kühlturm strömenden Kältemittelmassenstroms festgelegt werden und dadurch der Betrieb des Gesamtsystems hinsichtlich Effizienz optimiert werden. Im Fall, dass kein Wärmebedarf, aber ein Kältebedarf vorhanden ist, d.h. die Kälteanlage in Betrieb und die HTWP außer Betrieb ist, kann die Kälteanlage durch Schließen der Ventile $Valve_{HP,10}$ und $Valve_{HP,13}$ und Öffnen des Ventils $Valve_{CH,4}$ unabhängig von der HTWP betrieben werden. Ein umgekehrter Betriebsfall, d.h. Kälteanlage außer Betrieb und HTWP in Betrieb ist nicht vorgesehen, da die Kälteanlage grundsätzlich dauerhaft („24/7“) betrieben wird.

Die Integration der HTWP in die bestehende Kälteanlage hat zu einigen Herausforderungen geführt. Nach der erfolgreich abgeschlossenen Inbetriebnahme wurde der Betrieb der HTWP im Rahmen eines Monitorings anhand einer Vielzahl unterschiedlicher Betriebsbedingungen untersucht. Die umfangreiche Messtechnik, welche in der HTWP im Rahmen dieses Projekts installiert wurde, ermöglicht eine umfassende Überwachung und Analyse des HTWP-Betriebs. Die gesammelten Messdaten dienen im Rahmen der Modellierung der Referenzanlage zum Vergleich der numerischen und experimentellen Ergebnisse.

4.3.1 Messdaten

Da die Kälteanlage und die HTWP unterschiedliche Abnehmer mit Wärme bzw. Kälte versorgen, stellen Untersuchungen im realen Umgebungsumfeld naturgemäß eine größere Herausforderung als Labormessungen dar. Im Wesentlichen ist der Betrieb im Feld durch die externen Kälte- und Wärmeanforderungen vorgegeben. Um neben dem normalen Betrieb der Anlage auch unterschiedliche Betriebsbedingungen und Betriebsweisen der HTWP messtechnisch untersuchen zu können und damit Daten für die Modellierung zu gewinnen, wurden im Rahmen eines mehrtägigen Workshops eine Vielzahl an definierten Messpunkten, angefahren. Tabelle 1 gibt einen Überblick über ausgewählte und analysierte Betriebspunkte der HTWP.

Tabelle 1: Ausgewählte Messpunkte zur Analyse des Betriebs der HTWP

MP-Nr.	$\text{rpm}_{\text{Comp,HTHP}}$ [$\frac{1}{\text{min}}$]	$t_{\text{Ch,SO,EVAP,in}}$ [°C]	$t_{\text{Ch,SO,EVAP,out,set}}$ [°C]	$t_{\text{HP,SI,in}}$ [°C]	p_{mean} [bar]	$\Delta T_{\text{sub,HP,7}}$ [ΔT]	$\dot{V}_{\text{Ch,SO,EVAP}}$ [$\frac{\text{m}^3}{\text{h}}$]	$\dot{V}_{\text{HP,SI}}$ [$\frac{\text{m}^3}{\text{h}}$]	ST	MD	TL
1	1800	4,3	1	61,74	13,49	13,46	159,5	25,91	✓	✓	✓
2	1800	3,97	1,07	71,27	13,53	12,89	172,1	26,85	✓		
3	1800	2,92	0,99	61,56	13,54	14,87	167,2	26,63	✓		
4	1800	3,6	0,95	65,13	15,51	14,37	175,9	9,20		✓	
5	1800	3	1,03	58,26	13,52	15,47	174,5	25,85			
6	904	4	1,09	61,35	13,52	8,14	174,3	16,99			✓
7	904	4,11	1,11	67,7	13,52	8,37	174,3	14,53			✓
8	904	4,04	0,88	60,02	13,54	16,48	172,5	25,08			✓

An der Kälteanlage wurden - mit Ausnahme des Mitteldrucks ($p_{\text{CH,2}}$) - keine Variationen vorgenommen da diese Anlage als „Konstante“ betrachtet wurde. Diese hat während der messtechnischen Untersuchungen den vorhandenen Kältebedarf gedeckt, wobei die Eiswassereintritts-/austrittstemperatur ($t_{\text{CH,SO,EVA,in/out}}$) bei allen Betriebspunkten zwischen 3/1 °C und 4/1 °C lag. Ziel der Untersuchungen war es Erkenntnisse über den Betrieb und damit das Zusammenspiel der Anlagen für das Simulationsmodell zu sammeln.

Im Zuge des Monitorings wurden folgende Variationen an der HTWP bzw. des Systems vorgenommen und deren Auswirkungen analysiert:

- Veränderung der Senkeneintrittstemperatur ($t_{\text{HP,SI,in}}$) sowie der Senkenspreizung ($\Delta T_{\text{HP,SI}} = t_{\text{HP,SI,out}} - t_{\text{HP,SI,in}}$)
- Anhebung des Mitteldrucks ($p_{\text{CH,2}}$) auf 15,5 bar ausgehend vom Auslegungsdruck 13,5 bar
- Veränderung der Kompressordrehzahl zur Untersuchung des Teillastverhaltens (1800 U·min⁻¹ vs. 900 U·min⁻¹)

In Tabelle 1 ist in den letzten 3 Spalten ebenso dargestellt, welche Messpunkte für welche Vergleiche in herangezogen werden, wobei der Messpunkt 1 (MP 1) jeweils als Bezugspunkt herangezogen wird. Hierbei stehen „ST“ für Veränderung der Senkentemperaturen, „MD“ für Anhebung des Mitteldrucks und „TL“ für Teillast und damit für Veränderung der Kompressordrehzahl.

Die Aufzeichnung der Messdaten erfolgte mit einem Intervall von 5 s. Für die Auswertung der Betriebspunkte wurde ein 5-Minuten Mittelwert bei (nahezu) stationären Betriebsbedingungen herangezogen. Die Auswertung der Messergebnisse sowie die Ermittlung der Messunsicherheit (gemäß Gauß'scher Fehlerfortpflanzung) erfolgte mit der Software Engineering Equation Solver (EES, 2020). Zur Berechnung der Stoffdaten für Ammoniak wurde auf die in EES hinterlegte Stoffdatenbank basierend auf der Zustandsgleichung von Tillner-Roth et al. (1993) zurückgegriffen.

Folgende Annahmen wurden bei der Auswertung getroffen:

- Gesättigte Austrittszustände aus den Sammlern sowie Abscheidern, z.B. $x_{CH,9} = 0$, $x_{HP,1} = 1$.
- Vernachlässigung von Wärme- und Druckverlusten.
- Die Leistungen am Verdampfer (Kälteanlage) und an der Wärmesenke (HTWP) wurden aufgrund der geringeren Messunsicherheit anhand der gemessenen Temperaturen und Volumenströme in den externen Kreisläufen ermittelt. Gl. 29 zeigt exemplarisch die Ermittlung der Wärmesenkenleistung der HTWP. Die elektrische Leistungsaufnahme der Kompressoren ($P_{CH,el}$, $P_{HP,el}$) wurden am Frequenzumrichter gemessen.

$$\dot{Q}_{HP,SI} = \dot{V}_{HP,SI,DESUP,in} \cdot \rho(\text{Wasser}; p_{HP,SI}; t_{HP,SI,DESUP,in}) \cdot (h_{HP,SI,out} - h_{HP,SI,in})$$

mit: $h_{HP,SI,in} = \text{enthalpy}(\text{Wasser}; p_{HP,SI}; t_{HP,SI,in})$, Gl. 29

$h_{HP,SI,out} = \text{enthalpy}(\text{Wasser}; p_{HP,SI}; t_{HP,SI,out})$,

- Die Effizienz des Gesamtsystems bestehend aus Kälteanlage und HTWP (COP_{System}), der Kälteanlage ($COP_{CH,c}$) und der HTWP ($COP_{HP,h}$) wurden anhand von Gl. 30, Gl. 31 und Gl. 32 ermittelt.

$$COP_{System} = \frac{\dot{Q}_{CH,SO,EVA} + \dot{Q}_{HP,SI}}{P_{CH,el} + P_{HP,el}} \quad \text{Gl. 30}$$

$$COP_{CH,c} = \frac{\dot{Q}_{CH,SO}}{P_{CH,el}} \quad \text{Gl. 31}$$

$$COP_{HP,h} = \frac{\dot{Q}_{HP,SI}}{P_{HP,el}} \quad \text{Gl. 32}$$

In Abbildung 27 bis Abbildung 29 sind die Einflüsse der Variationen an der HTWP und des Systems (siehe Tabelle 2) exemplarisch anhand stationärer Betriebspunkte dargestellt.

Veränderung der Senkenaustrittstemperatur

Abbildung 27 zeigt die Auswirkungen der Veränderung der Senkenaustrittstemperatur ($t_{HP,SI,out}$) auf die Effizienz (Gesamtsystem & HTWP) und die abgegebene Wärmeleistung. Im Zuge der Auslegung der HTWP wurde die maximale Senkenaustrittstemperatur mit 90 °C festgelegt (siehe Tabelle 1), welche geringfügig über den derzeit in Betrieb befindlichen NH₃ Anlagen (ca. 85 °C) liegt. Ausgehend vom Bezugspunkt (MP 1) zeigt sich allerdings, dass durch Anhebung der Senkenein-/austrittstemperatur (MP 1 (62/78 °C) → MP 2 (71/88 °C)) sowie durch Erhöhung der Spreizung (MP 1 ($\Delta T_{HP,SI} = 16K$) → MP 3 ($\Delta T_{HP,SI} = 28 K$)) ein deutlicher Rückgang der Effizienz des Gesamtsystems und der HTWP, aber nur ein geringfügiger Rückgang der abgegebenen Wärmeleistung zu verzeichnen ist.

Energieforschungsprogramm - 6. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

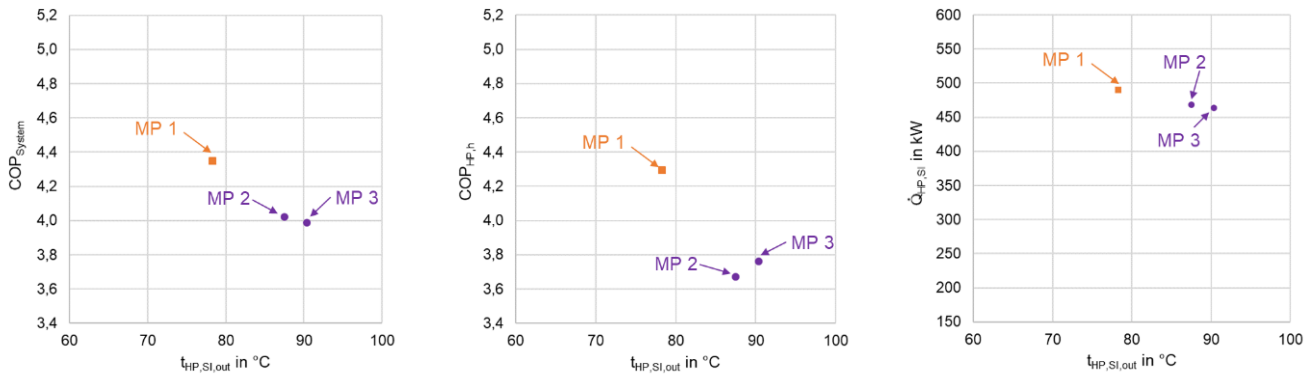


Abbildung 27: Einfluss der Senkenaustrittstemperatur auf die Gesamteffizienz der HTWP & Kälteanlage (links), die Effizienz der HTWP (Mitte) und die Wärmeleistung der HTWP (rechts)

Veränderung des Mitteldruckniveaus

Die Auswirkungen der Veränderung des Mitteldruckniveaus (d.h. der Kondensationstemperatur der Kälteanlage bzw. Saugdruck der HTWP) ist in Abbildung 28 dargestellt. Eine Erhöhung des Mitteldrucks (MP 1 (13,5 bar $\hat{=}$ $t_{NH_3,sat} = 35 \text{ °C}$) \rightarrow MP 4 (15,5 bar $\hat{=}$ $t_{NH_3,sat} = 40 \text{ °C}$)) führt zu einer Steigerung der Effizienz der HTWP um 5 % sowie der Leistungsabgabe an die Wärmesenke um ca. 15 %. Allerdings steigt durch das größere Druckverhältnis die elektrische Leistungsaufnahme der Kälteanlage deutlich an, wodurch deren Effizienz um 13 % gesunken ist. Daraus folgend wurde auch die Effizienz des Gesamtsystems negativ beeinflusst. Es zeigt sich daher, dass für eine maximale Effizienz des Gesamtsystems der Mitteldruck - soweit auch aufgrund der Umgebungsbedingungen möglich - unter Berücksichtigung der Kondensations-temperatur sowie des Leistungsbedarfs der HTWP angepasst werden sollte.

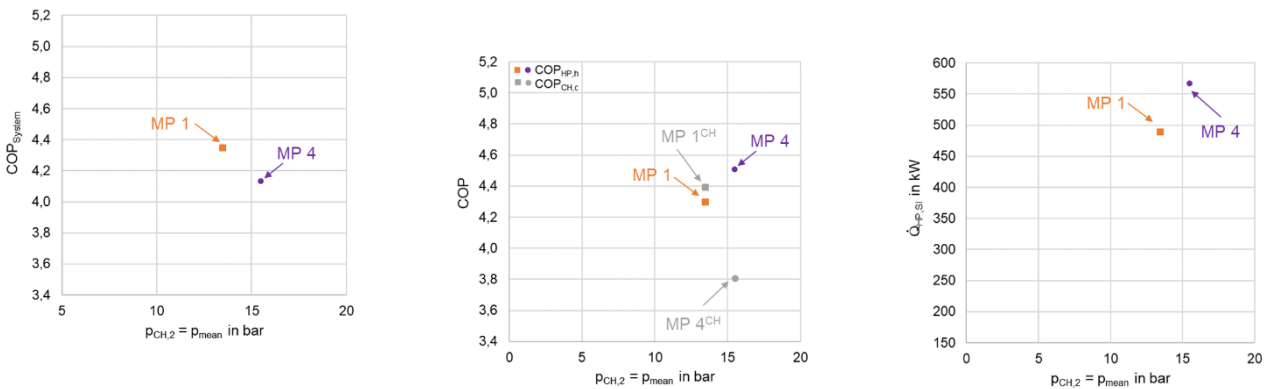


Abbildung 28: Einfluss des Mitteldrucks auf die Gesamteffizienz der HTWP & Kälteanlage (links), die Effizienz der HTWP (Mitte) und die Wärmeleistung der HTWP (rechts)

Teillastbetrieb

Abbildung 29 zeigt die Ergebnisse im Teillastbetrieb im Vergleich zum Betrieb bei Volllast. Bei Verringerung der Drehzahl des Hochdruck Kompressors von $1800 \text{ U} \cdot \text{min}^{-1}$ (MP 1) auf $900 \text{ U} \cdot \text{min}^{-1}$ (MP 6) kann ein $\text{COP}_{HP,h}$ der HTWP von deutlich über 5 erreicht werden. Dies ist auf die Verringerung der übertragenen Wärmeleistung bzw. der Temperaturspreizung an der Wärmesenke und der damit einhergehenden Reduktion der Kondensations-temperatur bzw. des Kondensationsdrucks

zurückzuführen. Die Verringerung der Kompressordrehzahl hat zu einem Rückgang der Leistung der Wärmesenke (Heizleistung) von ca. 500 kW auf ca. 200 kW geführt. Eine Erhöhung der Temperaturspreizung der Wärmesenke (MP 6 ($\Delta T_{HP,SI} = 8 \text{ K}$) \rightarrow MP 8 ($\Delta T_{HP,SI} = 20 \text{ K}$)) hat bei annähernd gleicher Kondensationstemperatur wie bei Volllast (vgl. MP 1 und MP 8 in Abbildung 29 rechts) eine deutlich geringere Effizienz der HTWP gezeigt. Eine annähernd gleiche Effizienz wie unter Volllast konnte beim Messpunkt MP 7 erreicht werden. Allerdings ergibt sich dabei eine etwa 4 K geringere Senkenaustrittstemperatur.

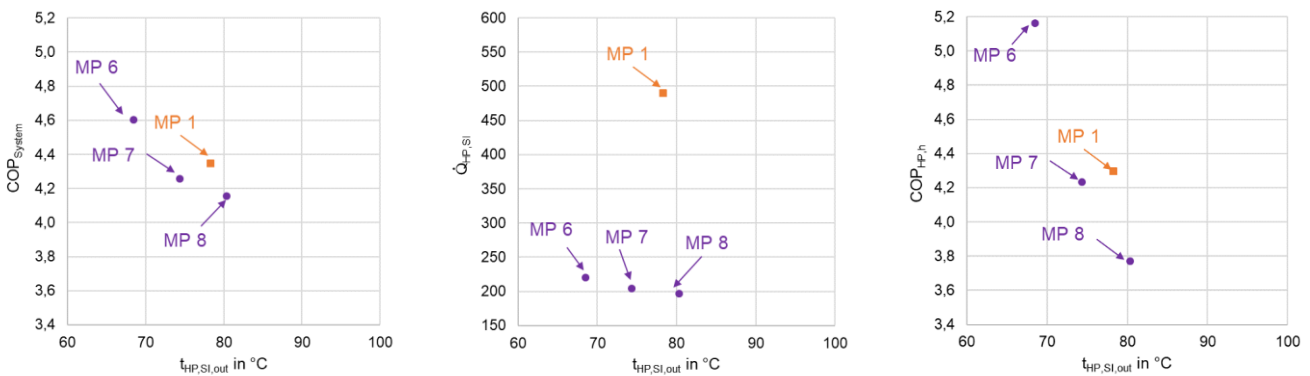


Abbildung 29: Einfluss des Teillastbetriebs auf die Effizienz der HTWP in Abhängigkeit der Senkenaustrittstemperatur (rechts), die Wärmeleistung der HTWP in Abhängigkeit der Senkenaustrittstemperatur (Mitte) und die Effizienz der HTWP in Abhängigkeit der Kondensationstemperatur (rechts)

4.3.2 Modellierung

Die Anlage wurde zunächst mit einem detaillierten Referenzmodell (Nachfolgend als „Referenzmodell“ bezeichnet) abgebildet. Mögliche Vereinfachungen des Simulationsmodells sowie die Möglichkeiten „Open Source“-Software zu verwenden wurden mit dem nachfolgend als „vereinfachtes Modell“ bezeichneten Simulationsmodell aufgezeigt. Durch diese Vorgehensweise konnten mit dem Referenzmodell Daten zu Betriebszuständen gesammelt werden, ohne die reale Anlage in diesen Betriebszuständen zu betreiben. Neben der Einsparung finanzieller und zeitlicher Ressourcen konnten somit unabhängig vom Produktionsprozess der realen Anlage beliebige Betriebszustände simulationstechnisch untersucht werden.

Aufbau des detaillierten Modells (Referenzmodell):

Das Referenzmodell wurde mit Komponenten der modelica-basierten TIL Suite (TLK-Thermo, 2021) in Dymola (Dassault Systèmes, 2021) aufgebaut, wobei die Wärmetauscher mit dem Finite-Volumen-Ansatz und der Verwendung von Korrelationen für Wärmeübergang und Druckverlust modelliert wurden. Bei der Modellierung des Chillers wurde der Kältemittelmassenstrom durch den Verdampfer mit einem konstanten Faktor bezogen auf den Kältemittelmassenstrom durch den Niederdruckkompressor modelliert. Der Kühlturm wurde mithilfe eines Sammlers (um den Sättigungszustand und damit das Druckniveau festzulegen) und mit einer Temperatur-Randbedingung, die mit einer thermischen Masse und einem thermischen Widerstand an den Sammler gekoppelt wurde, modelliert. Die Kompressoren wurden mit konstanten Wirkungsgraden modelliert.

Aufbau des vereinfachten Modells:

Die Referenzanlage „Chiller + Upgrader 95“ wurde in Dymola unter Verwendung von Modelica modelliert. Während die Komponenten des Kältemittelkreislaufs im Rahmen dieser Sondierung modelliert wurden, wird die Modelica Standard Library v3.2.3+build.4 (MSL v3.2.3) (Modelica Association, 2022) für die hydraulischen Kreisläufe verwendet. Für die Berechnung der Stoffdaten der Fluide werden die folgenden Korrelationen und Bibliotheken verwendet:

- Wasser: IAPWS (2008), bereitgestellt von: MSL v3.2.3
- feuchte Luft: VDI (2013), bereitgestellt von: MSL V3.2.3
- R717: Gao et al. (2020), bereitgestellt von Coolprop v6.0 Bell et al. (2014)

Bei der Modellierung des Kältekreislaufs wurde der Schwerpunkt auf die Verwendung vereinfachter Modellierungsansätze gelegt, die eine kurze Berechnungszeit bei ausreichender Genauigkeit ermöglichen sowie eine Anwendung in Open Source Software (wie z. B. Open Modelica) ermöglichen. Daher wurden verschiedene Ansätze für die Modellierung von Komponenten aus Abschnitt 3.2 analysiert und bewertet. Als Wärmetauscher-Modell ist ein UA-Wert-Modell (siehe Abschnitt 3.2.1) verwendet worden, da dies eine besonders einfache Parametrierung ermöglicht. Um die Betriebspunktabhängigkeit der UA-Werte darzustellen, sind Polynome aus Messdaten ermittelt worden. Das Kompressor-Modell ist wirkungsgradbasiert und verwendet volumetrischen, inneren und isentropen Gesamtwirkungsgrad (siehe Abschnitt 3.2.4).

4.3.3 Vergleich von Ergebnissen stationärer Simulationen

Zur Überprüfung, ob die Simulationsmodelle (detailliert: R717_{det.} und vereinfacht: R717_{simpl.}) in der Lage sind, das stationäre Betriebsverhalten der Referenzanlage Chiller + Upgrader 95 abzubilden, werden die Simulationsergebnisse mit Messdaten (R717_{meas.}) verglichen. Um in der Simulation die gleichen Betriebsbedingungen wie in der Messung herzustellen, sind den Simulationsmodellen folgende Randbedingungen aus Messdaten der in Tabelle 1 gezeigten Betriebspunkten vorgegeben worden:

- Quellenaustritts-Solltemperatur
- Quelleneintrittstemperatur
- Quellenvolumenstrom
- Soll-Mitteldruck
- Drehzahl des Hochdruck-Kompressors
- Senkeneintrittstemperatur
- Senkenvolumenstrom
- Unterkühlungs-Sollwert

Zur Bewertung und Validierung der Simulationsmodelle werden folgende Vergleichsparameter verwendet und anhand von Abbildung 30 – ohne Berücksichtigung von Messunsicherheiten – näher beschrieben:

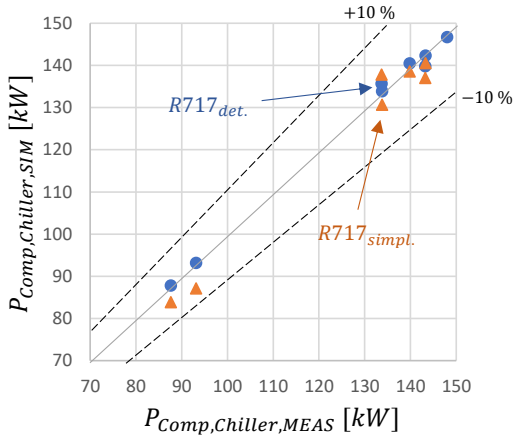
- Leistungen der Kompressoren im Chiller (a) und in der HTWP (b)
- Drehzahl des Chiller-Kompressors (c), Massenstrom des HTWP-Kompressors (d)
- Leistungen der Wärmetauscher Enthitzer (e), Kondensator (f) und Unterkühler (g)
- Leistungszahlen: COP_H (h), COP_C (i) und COP_{C+H} (j)

Bei Vergleich der Simulationsergebnisse zeigt sich, dass die Simulationsmodelle das stationäre Anlagenverhalten gut abbilden können und der überwiegende Teil der Simulationsergebnisse innerhalb einer Abweichung von 10 % liegt. Beide Simulationsmodelle bilden die Leistungen des Chiller-Kompressors (a) und des HTWP-Kompressors (b) gut ab. Im Teillastbereich des HTWP-Kompressors (MP-Nr. 6-8 in Tabelle 1) zeigen sich jedoch in beiden Modellen etwas größere Abweichungen. Der Grund hierfür könnte sein, dass den Kompressor-Modellen konstante Wirkungsgrade vorgegeben wurden, welche in der Realität betriebspunktabhängig sind. Dies wirkt sich u.a. auf die Enthalpie des Kältemittels am Enthitzeraustritt sowie auf die berechneten Massenströme aus, welche (siehe d) insbesondere in Teillastbereichen der HTWP größere Abweichungen von den Messergebnissen aufweisen. Die Betriebspunktabhängigkeit der Kompressor-Wirkungsgrade zeigt sich auch bei Betrachtung der Drehzahlen des Chiller-Kompressors (c), welche bei Änderung des Mitteldruckniveaus (MP-Nr. 4 in Tabelle 1) zu den größten Abweichungen beider Modelle von den Messdaten führen. Auffallend ist, dass in beiden Simulationsmodelle bei Berechnung der Enthitzer-Leistung (e) oftmals größere Abweichungen zu den Messdaten vorliegen. Diese Abweichung könnte zum einen auch an den Wirkungsgraden liegen, welche sich u.a. auf die Enthalpie am Kompressor-Austritt auswirken. Sofern die simulierten Leistungen geringer sind, könnten die Abweichungen auch daran liegen, dass im realen Enthitzer bereits Kondensation stattfand. Der Kondensator kann von beiden Modellen innerhalb der Fehlergrenzen abgebildet werden. Die größte Abweichung weist das einfache Modell in MP-Nr. 4 (siehe Tabelle 1) auf. Auch bei Betrachtung des Unterkühlers zeigen sich größere Abweichungen von Simulations- und Messergebnissen. Hier liegen in beiden Modellen nur MP-Nr. 1 & 4 (siehe Tabelle 1) innerhalb der Fehlergrenze. Die Leistungszahlen in Abbildung 30 h-j können von beiden Modellen gut abgebildet werden, wobei das detaillierte Modell genauere Ergebnisse liefert. Außerdem weist das vereinfachte Modell in MP-Nr. 8 (siehe Tabelle 1) eine um 18 Prozent zu hohe Leistungszahl der HTWP (h) auf. Der Grund hierfür liegt darin, dass in der Simulation eine um 30 % höhere Senkenleistung berechnet worden ist, die durch einen zu geringen Hochdruck aufgrund des verwendeten Wärmetauschermodells und dem dadurch überschätzten Kältemittelmassenstrom des Kompressormodells erklärt werden kann.

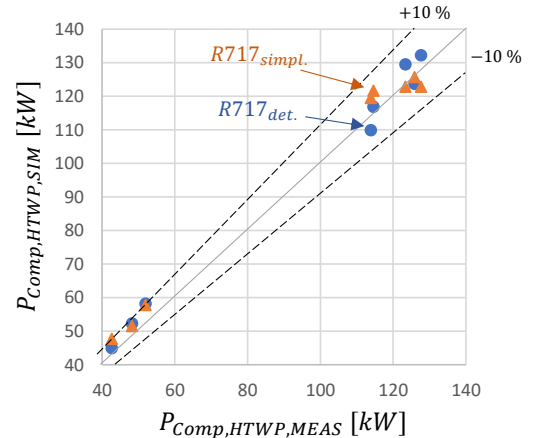
Anhand der guten Ergebnisse beider Modelle und der geringen Abweichungen von Messergebnissen, konnten diese erfolgreich für den stationären Betrieb validiert werden.

Energieforschungsprogramm - 6. Ausschreibung

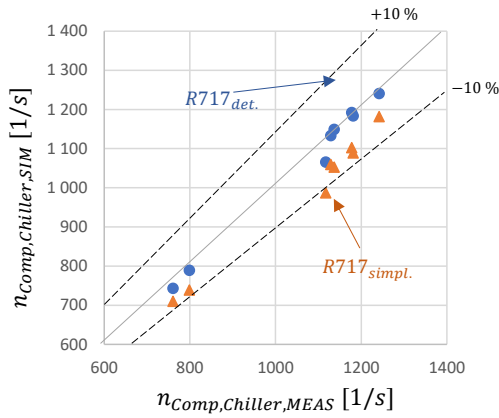
Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG



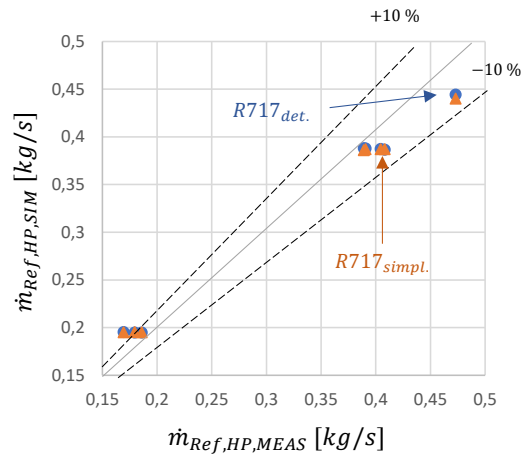
a)



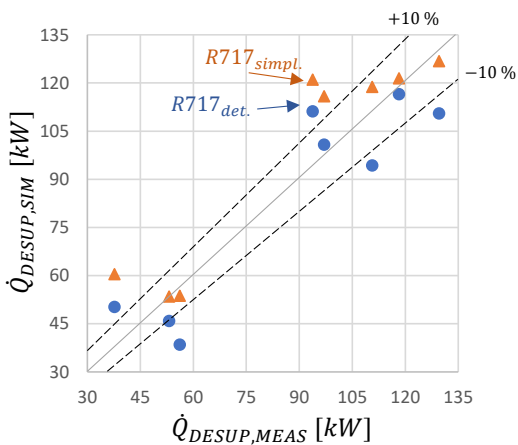
b)



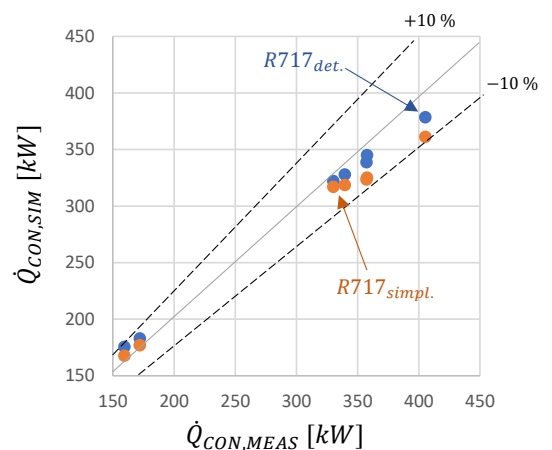
c)



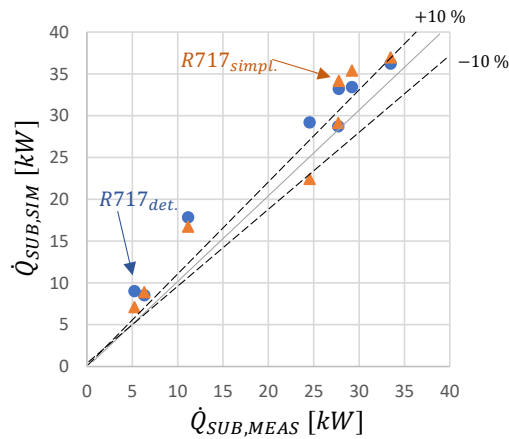
d)



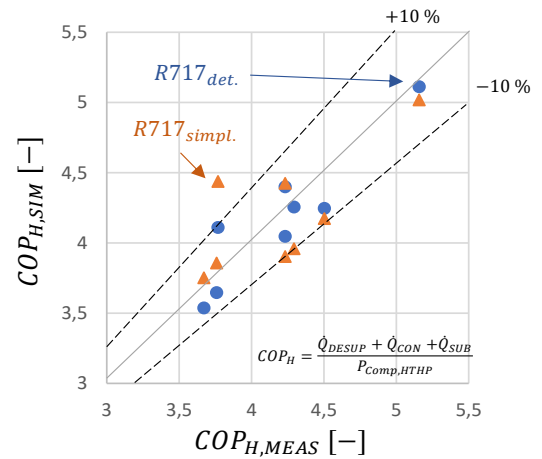
e)



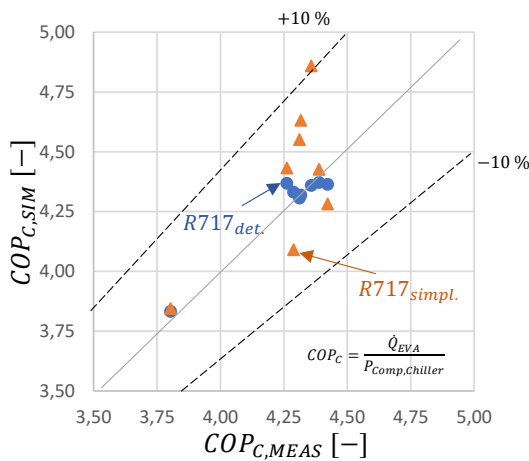
f)



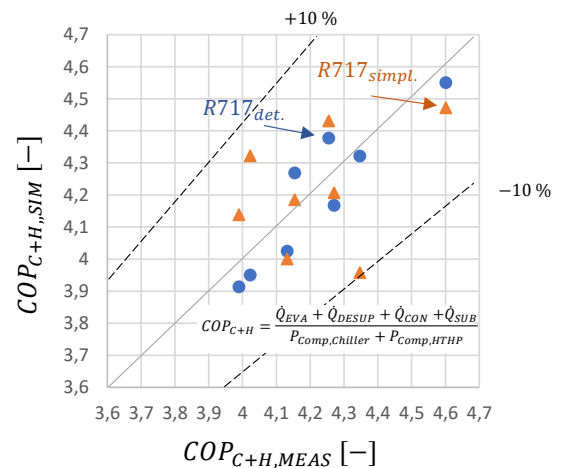
g)



h)



i)



j)

Abbildung 30: Vergleich von stationären Simulations- und Messergebnissen

4.3.4 Vergleich von Ergebnissen dynamischer Simulationen

Zur Überprüfung, ob die Simulationsmodelle (detailliert: R717_{det.} und vereinfacht: R717_{simpl.}) in der Lage sind, das dynamische Betriebsverhalten der R717-Anlage abzubilden, werden die Simulationsergebnisse mit Messdaten (R717_{meas}) dynamischer Betriebspunktwechsel verglichen. Um in der Simulation die gleichen Betriebsbedingungen wie in der Messung herzustellen, sind den Simulationsmodellen folgende Randbedingungen aus Messdaten vorgegeben worden:

- Quellenaustrittstemperatur (als Sollwert für die Drehzahlregelung des Chiller-Kompressors)
- Quelleneintrittstemperatur
- Quellenvolumenstrom
- Soll-Mitteldruck
- Drehzahl des Hochdruck-Kompressors
- Senkeneintrittstemperatur
- Senkenvolumenstrom
- Unterkühlungs-Sollwert

Zur Bewertung und Validierung der Simulationsmodelle werden folgende Vergleichsparameter verwendet und anhand von Abbildung 35 – ohne Berücksichtigung von Messunsicherheiten– näher beschrieben:

- Verdampfungsdruck (Abbildung 31)
- Drehzahl des Chiller-Kompressors (Abbildung 32)
- Quellenaustrittstemperatur (Abbildung 33)
- Hochdruck (Abbildung 34)
- Senkenaustrittstemperatur (Abbildung 35)

Der Vergleich zeigt, dass beide Simulationsmodelle ($R717_{det.}$ & $R717_{simpl.}$) die Dynamik sowie die stationären Ergebnisse des HTWP sehr gut abbilden. Im Folgenden wird auf die geringen Abweichungen zwischen den Simulationsmodellen und Messergebnissen eingegangen. Es zeigt sich z. B. bei Betrachtung der Verdampfungsdrücke, dass es beim detaillierten Modell z. B. zu etwas größeren Verzögerungen als beim vereinfachten Simulationsmodell und der Messdaten kommt. Dies könnte daran liegen, dass die thermischen Massen im detaillierten Modell zu hoch angenommen worden sind. Es zeigt sich zudem, dass die Verdampfungsdrücke (Abbildung 31) in den Simulationen weitestgehend unter den Verdampfungsdrücken der Messung liegen. Dies liegt zum einen daran, dass in beiden Modellen die Wärmeübertragung nicht genau genug abgebildet worden ist (das detaillierte Modell verwendet eine Nusselt-Korrelation; das vereinfachte Modell verwendet UA-Wert-Polynome, welche aus Messdaten ermittelt worden sind). Zum anderen wird in den Simulationen der Kältemittelumlauf in Abhängigkeit vom Kompressor-Massenstrom ermittelt, während sich dieser in der realen Anlage aufgrund des hydrostatischen Drucks einstellt.

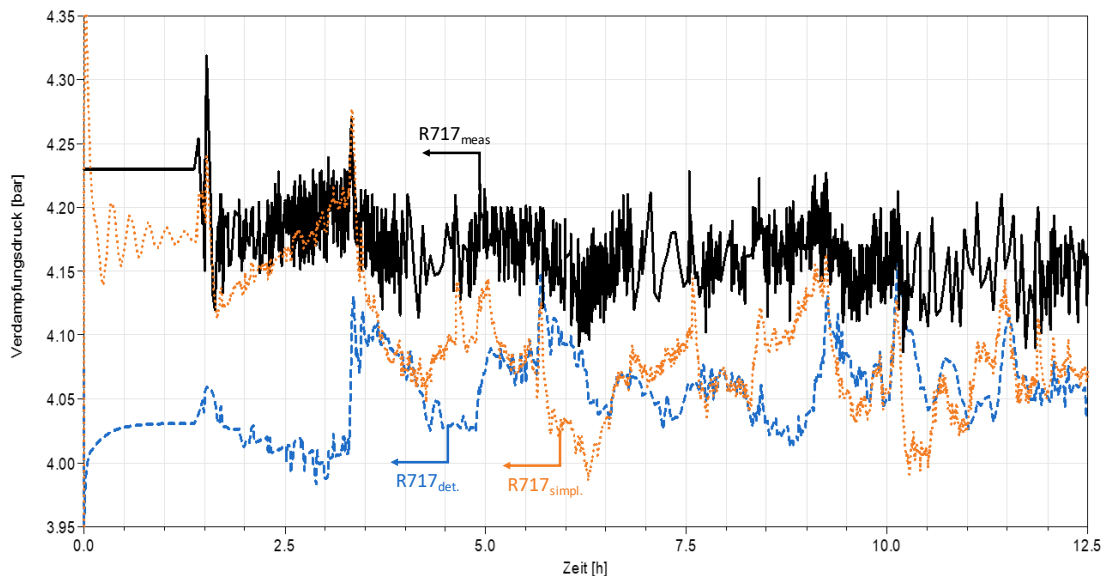


Abbildung 31: Vergleich der Verdampfungsdrücke

Die Abweichungen der berechneten Drehzahlen des Chiller-Kompressors (Abbildung 32) im detaillierten Modell ($R717_{det.}$) sind etwas höher als die Messdaten ($R717_{meas}$), was zum einem am Verdampfer-Modell (siehe oben) und zum anderen am gewählten Liefergrad des Kompressor-Modells liegen könnte.

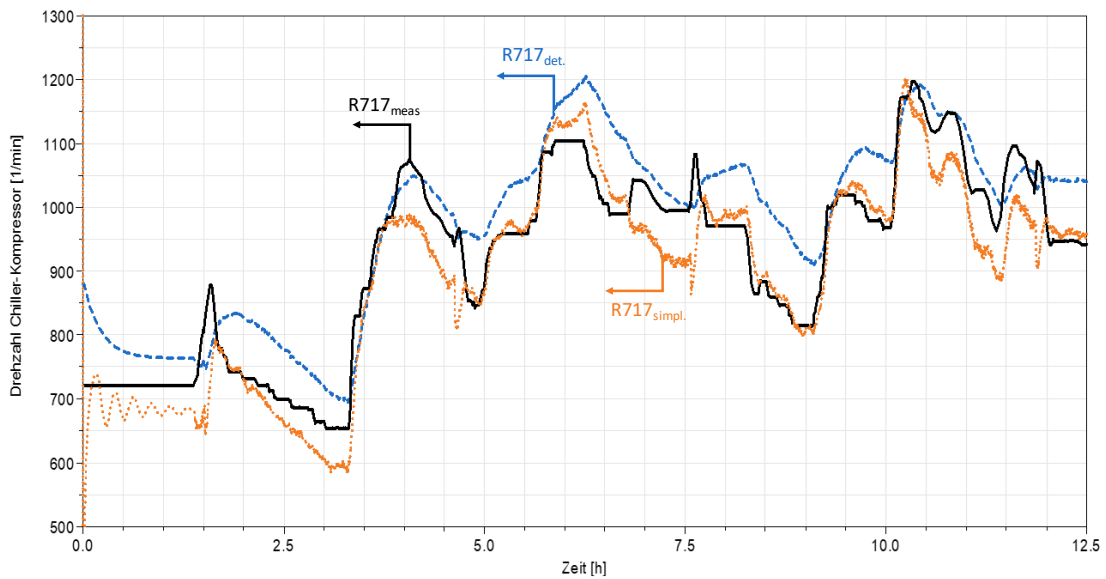


Abbildung 32: Vergleich der Drehzahlen des Chiller-Kompressors

Die Betrachtung der Quellenaustrittstemperaturen (Abbildung 33) zeigt, dass beide Modelle sehr gut in der Lage sind, die Regelung der Quellenaustrittstemperatur des Chillers mit dem Kompressor als Stellgröße abzubilden und es trotz stark schwankender Temperaturen zu geringen Abweichungen kommt.

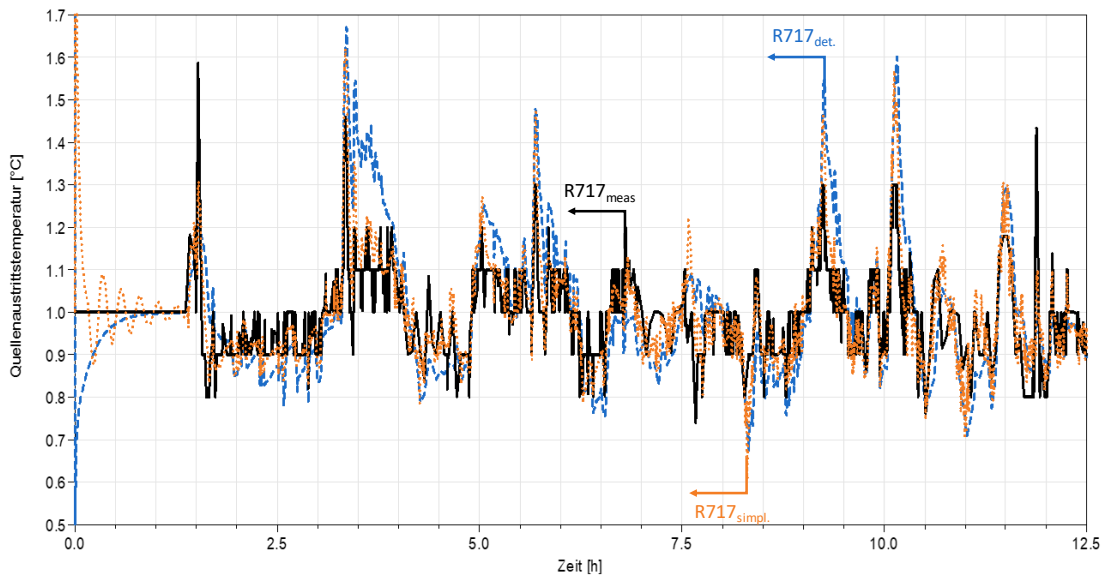


Abbildung 33: Vergleich der Quellenaustrittstemperaturen

Die in der Simulation berechneten Hochdrücke (Abbildung 34) bei Betrieb der HTWP entsprechen den Messdaten bzw. weichen nur sehr gering davon ab. Auffällig ist, dass der Hochdruck bei Stillstand des Hochdruck-Kompressors in der Simulation sehr stark von den Messdaten sowie zwischen den Modellen abweicht. Der Grund hierfür ist, dass in beiden Simulationsmodellen – wie auch in der realen Anlage – das Expansionsventil zwischen Hoch- und Mitteldruckkreis den Füllstand des Hochdrucksammlers regelt und bei zu geringem Füllstand schließt. Dies ist u. a. der Fall, wenn der Kompressor abgeschaltet ist und keinen Massenstrom fördert. Während in der realen Anlage Wärmeverluste an die Umgebung auftreten sowie das Ventil eine geringe Leckage aufweisen kann – wodurch der Sättigungsdruck im Hochdrucksammler bei Anlagenstillstand abnimmt – ist dies beim vereinfachten Modell vernachlässigt. Bestätigt wird dies durch Betrachtung der kurzen Druckschwankungen kurz nach Start des

Hochdruckkompressors – an diesen Betriebspunkten ist der Füllstand im Hochdrucksammler wieder hoch genug, das Ventil öffnet, der Sättigungsdruck fällt ab und steigt wie in den Messdaten bis zum Erreichen der „Betriebstemperatur“.

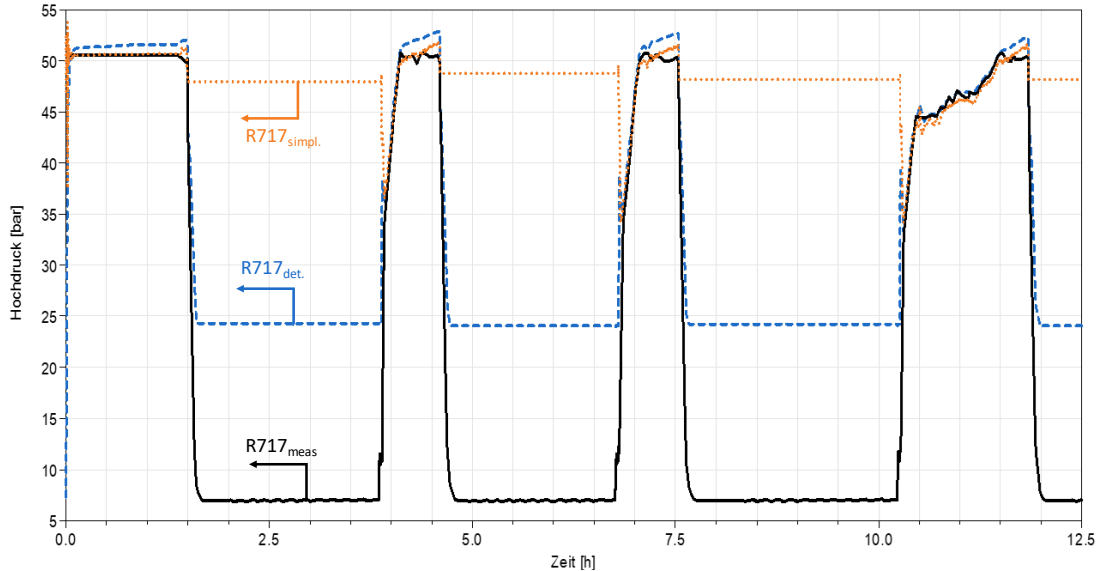


Abbildung 34: Vergleich der Hochdrücke

Ein ähnlicher Effekt, welcher der nicht detaillierten Abbildung der „Umgebung“ geschuldet ist, zeigt sich bei Betrachtung der Senkenaustrittstemperaturen (Abbildung 35). Bei Anlagenbetrieb zeigen sich geringe Abweichungen zwischen Simulations- und Messergebnissen, wobei die Senkenaustrittstemperaturen vom detaillierten Modell genauer abgebildet werden. Bei Anlagenstillstand sinkt die Senkenaustrittstemperatur der realen Anlage kontinuierlich, was u.a. auf die Wärmeverluste an die Umgebung bzw. Wärmespeicherung in den thermischen Massen zurückzuführen ist. Diese sind in den Simulationsmodellen vernachlässigt und es zeigt sich ein promptes Abfallen der Senkenaustrittstemperaturen nach Anlagenstillstand in Abhängigkeit der Sättigungstemperaturen des Hochdruckniveaus. Wie bei der Betrachtung des Hochdrucks zeigen auch hier die Simulationsmodelle bei erneutem Anlagenbetrieb den gleichen Verlauf wie die Messdaten.

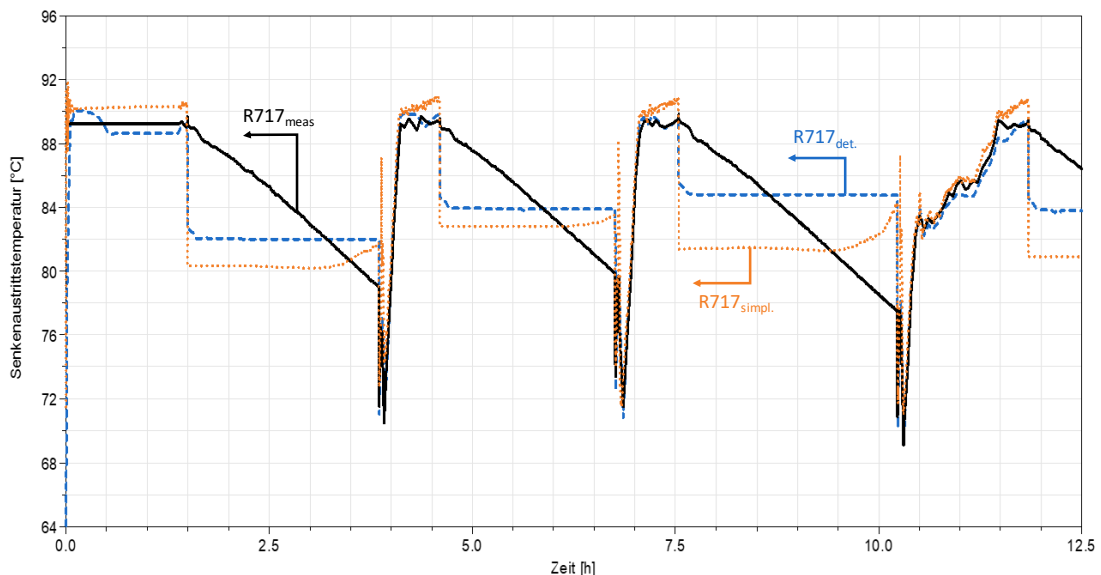


Abbildung 35: Vergleich der Senkenaustrittstemperaturen

4.3.5 Erhöhung des Mitteldrucks

Der Mitteldruck der Anlage wird nominal auf 13,5 bar geregelt. Im Zuge einer Anlagensimulation mit dem vereinfachten Modell soll überprüft werden, wie weit durch diese Maßnahme die Leistung an der Wärmesenke bzw. im Upgrader 95 gesteigert werden kann. Die Ergebnisse durch Erhöhung des Mitteldruck-Sollwerts sind in Abbildung 36 rechts dargestellt. Durch Erhöhung des Mitteldruck-Sollwerts im betrachteten Betriebspunkt von 13,5 auf 18 bar kann die Senkenleistung von 490 kW auf 600 kW und die Senkenaustrittstemperatur von 77 °C auf 82 °C gesteigert werden. Die Gründe hierfür sind, dass durch Erhöhung des Mitteldruck-Sollwerts eine geringere Kältemittelmenge durch den Kühlturm strömt. Dadurch steigt die Kältemittelmenge im Mitteldruckseparator und der Druck steigt. Durch den höheren Druck weist das gasförmige Kältemittel eine höhere Dichte auf, was dazu führt, dass der Hochdruckkompressor bei gleicher Drehzahl einen höheren Massenstrom fördern kann.

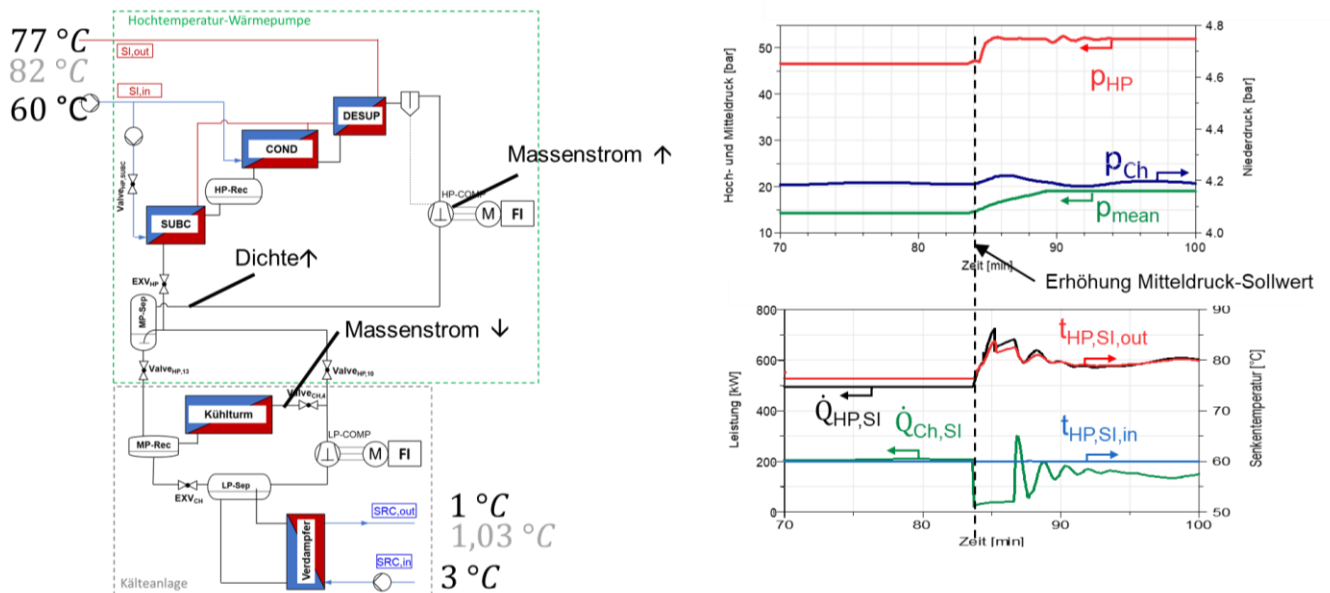


Abbildung 36: Erhöhung des Mitteldrucks

4.4 Anwendungsfall: Molkerei

4.4.1 Systembeschreibung

Abbildung 37 zeigt das Gesamtsystem bestehend aus Chiller + Upgrader 95 und CIP-System. Das von der HTWP erwärmte Wasser wird zur Erwärmung der Säure- und Lauge-Tanks auf die benötigten Temperaturen des CIP-Systems verwendet.

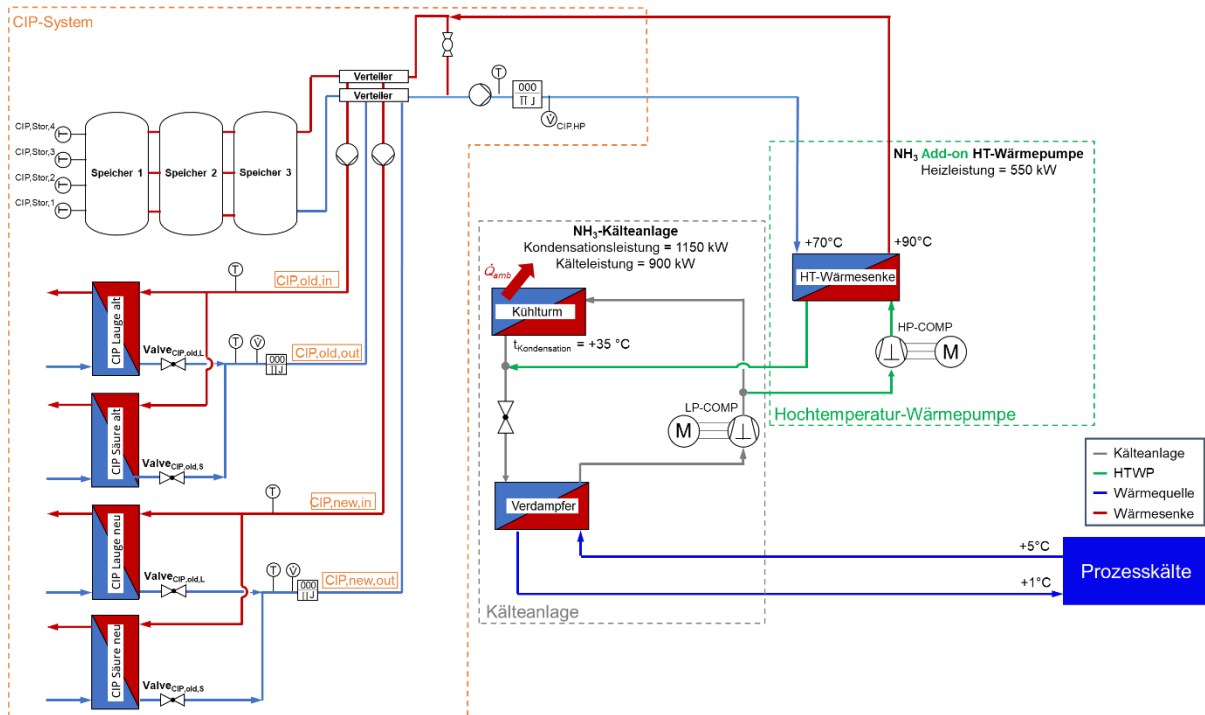


Abbildung 37: Schematische Darstellung des Gesamtsystems und der Messensoren

4.4.2 Referenzprozess Cleaning-In-Place-System (CIP-System)

Beschreibung

Um Lastspitzen abzufedern, eine einfachere Regelung des Systems zu ermöglichen, sowie konstantere Betriebsbedingungen für die HTWP zu gewährleisten, sind zwischen HTWP und CIP-System drei Pufferspeicher vorgesehen.

Modellierung

Zur Abbildung des CIP-Systems sind Verteiler-, Pufferspeicher- und Pumpen-Modelle der AixLib (Müller et al., 2016) verwendet worden. Hierbei wurden die drei Speicher vereinfacht zusammengefasst und anhand der Geometrien der realen Anlage parametrisiert.

4.4.3 Systemsimulation

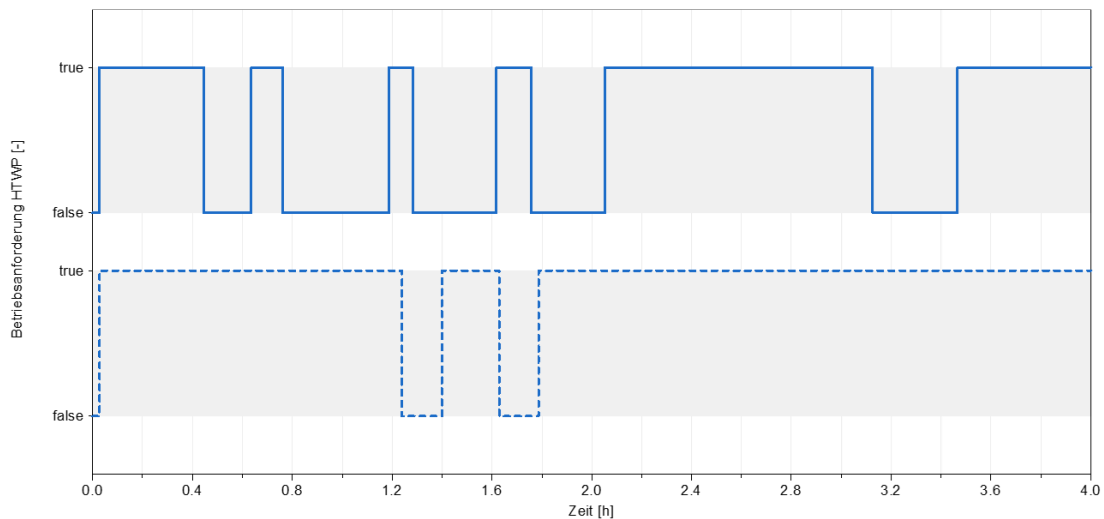
Das vereinfachte Simulationsmodell und das CIP-System sind in einem Gesamtsimulationsmodell eingebunden worden und können eingesetzt werden, um unterschiedliche Betriebsstrategien der HTWP sowie des CIP-Systems zu untersuchen. Im nachfolgenden Beispiel wird der Einfluss des Sollwertes der Speichertemperatur des CIP-Systems auf die Betriebszeiten der HTWP untersucht.

Energieforschungsprogramm - 6. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Der Betrieb der HTWP wird in Abhängigkeit von der Temperatur in den Speichern des CIP-Systems geregelt. Da die HTWP im nachfolgend betrachteten Betriebszeitraum innerhalb von vier Stunden fünfmal ausgeschaltet wird, wodurch in diesen Zeiten die Abwärme des Chillers nicht genutzt werden kann, wird im Zuge einer Systemsimulation, untersucht, wie sich eine Erhöhung der Soll-Speichertemperatur von 80 °C („OP1“) auf 90 °C („OP2“) auf die Laufzeit der HTWP auswirkt und welche Anforderungen dabei an den Kompressor gestellt werden. Dabei wurde die Abnahme aus den CIP-Speichern anhand von Messdaten vorgegeben.

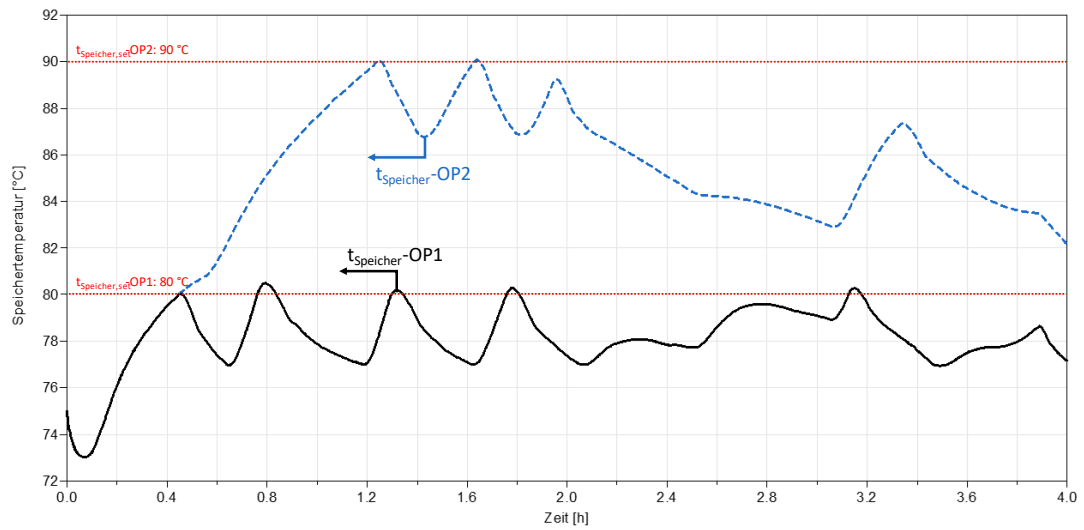
Die Ergebnisse der Systemsimulation sind in Abbildung 38 a) - d) dargestellt. Bei Betrachtung der Betriebsanforderungen an die Wärmepumpe zeigt sich, dass die Laufzeit durch Erhöhung der Speichertemperaturen sowie der zulässigen Maximaldrücke massiv erhöht werden könnte. Die zweimalige Abschaltung im OP2 erfolgt durch Erreichen der Speichertemperatur-Sollwerte von 90 °C, während der Grund für die Abschaltungen in OP1 meistens an der Überschreitung der maximal zulässigen Kondensationsdrücke liegt. Die maximale Senkenaustrittstemperatur beträgt im OP1 ca. 93 °C und steigt im OP2 auf bis zu 100 °C; liegt somit außerhalb der Betriebsgrenzen der Anlage. Dies ist auf die höheren Temperaturen des Kältemittels im Hochdruckkreis zurückzuführen, weswegen sich außerdem der Sättigungsdruck von 56 bar auf max. 64 bar erhöht. Auffällig ist zudem, dass bei gegebenen Lasten während des Zeitraums von ca. 2 h bis ca. 3 h die Temperatur im Speicher stark abnimmt. Aus diesem Grund sollte in diesem Zeitraum eine höhere Leistung im Upgrader 95 zur Verfügung gestellt werden. Dies könnte z. B. durch Erhöhung des Mitteldrucks (siehe Abschnitt 4.3.5) erfolgen.



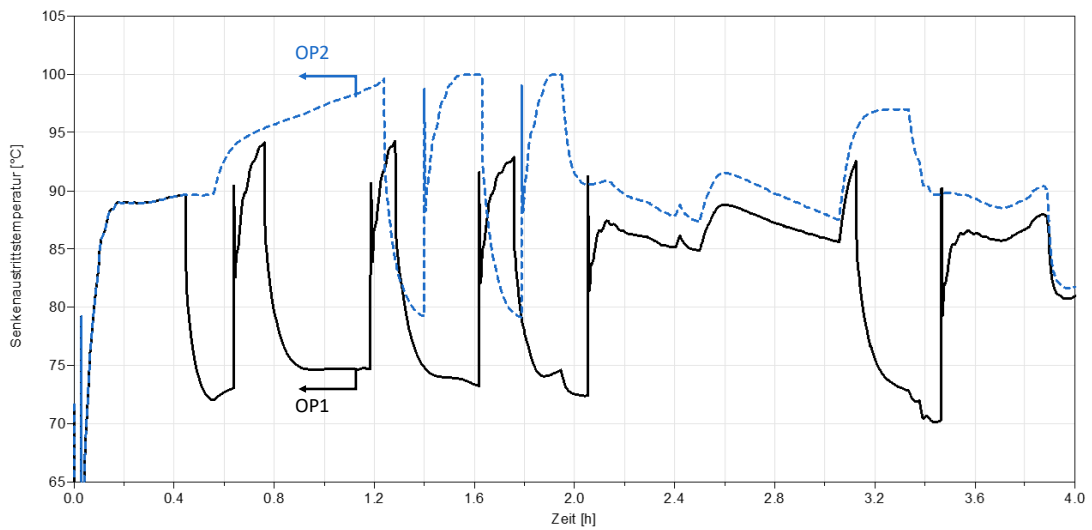
a)

Energieforschungsprogramm - 6. Ausschreibung

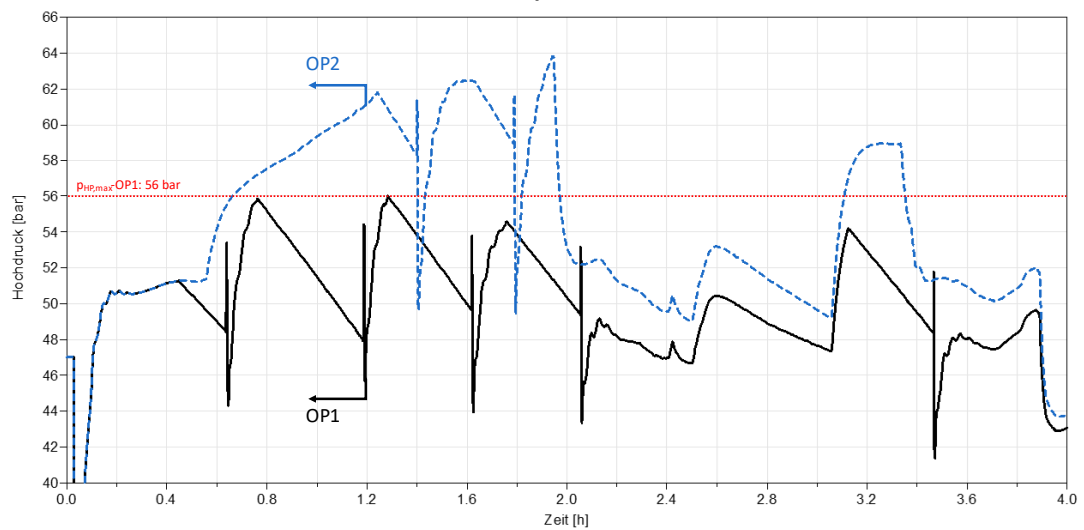
Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG



b)



c)



d)

Abbildung 38: Veränderung der Soll-Speichertemperatur

5 Zusammenfassung, Empfehlungen und Ausblick

Die Sondierung DySiWiP lieferte wichtige Erkenntnisse zur Entwicklung von Modellansätzen sowie zum Aufbau von Simulationsmodellen von HTWP und industriellen Prozessen.

Der Know-How-Gewinn erfolgte insbesondere in folgenden Bereichen:

- Monitoring komplexer in industrielle Prozesse integrierte Wärmepumpen und die Nutzung von Messdaten bzw. daraus ermittelte Zusammenhänge für die Modellentwicklung,
- Vereinfachung von komplexen physikalischen Zusammenhängen in Komponentenmodellen (z. B. Wärmetauscher, Kompressor),
- Entwicklung von Wärmepumpen- und Prozesskomponenten-Modellen (z. B. Wärmetauscher, Trockner),
- Aufbau von Systemsimulationsmodellen,
- Durchführung von dynamischen Wärmepumpen- und Systemsimulationen,
- Einsatzgebiete von vereinfachten dynamischen Simulationsmodellen

auf die im Folgenden vereinzelt eingegangen wird.

Entwicklung von (vereinfachten) Komponentenmodellen

Es zeigte sich, dass unterschiedliche Komponentenmodelle stark vereinfacht werden können. Hierbei korreliert der Informationsbedarf bzw. die Genauigkeit oftmals mit der dafür benötigten Rechenzeit. Die Vorteile von Vereinfachungen liegen nicht nur in der kürzeren Rechenzeit, sondern auch im dafür geringeren Parametrierungs- sowie Informationsbedarf und ermöglichen eine einfachere Parametrierung z. B. aus Hersteller-, Literatur- oder Messdaten (z. B. Kompressor-Wirkungsgrade; siehe Abschnitt 3.2.4). Um trotz Vereinfachung „Einblick“ in den Wärmepumpenprozess zu erhalten (z. B. zur Analyse von auftretenden Druck- und Temperaturniveaus, Auswirkungen auf Regelkreise bzw. notwendige Regeleinriffe sowie Erkennen von Betriebsgrenzen einzelner Komponenten), ist es notwendig nicht nur das „globale“ Anlagenverhalten z. B. anhand von Gütegrad-Modellen abzubilden, sondern vereinfachte Komponentenmodelle zu verwenden, welche die relevanten physikalischen Zusammenhänge zumindest vereinfacht berücksichtigen. Die Möglichkeiten der Vereinfachungen unterscheiden sich dabei je nach den Eigenschaften der Komponenten und dem Kältemittel (z. B. Kältemittelzustand vor dem Eintritt in das Expansionsventil; siehe Abschnitt 3.2.5). Hierfür kann es ggf. notwendig sein, die Komponenteneigenschaften anhand von Monitoring-Daten zu ermitteln (siehe Abschnitt 4.3.1). Um mit vereinfachten Simulationsmodellen genauere Simulationsergebnisse zu erzielen, können z. B. betriebspunktabhängige Komponenteneigenschaften anhand von Polynomen (u. a. aus Messdaten abgeleitet) berücksichtigt werden (z. B. massenstrom-abhängiger α -Wert; siehe Abschnitt 4.2.2). Jedoch führen Vereinfachungen auch zu größeren Abweichungen von der Realität und müssen daher je nach Anwendungsfall betrachtet werden (z. B. Verwendung von UA-Werten; siehe Abschnitt 3.2.1). Um trotzdem dynamisches Verhalten (z. B. durch „thermische Massen“) zu berücksichtigen, können regelungstechnische Ersatzglieder (siehe Abschnitt 3.2.2) eingesetzt werden. Ohne Kenntnis detaillierter Geometriedaten können diese das Zeitverhalten (z. B. aus Erfahrungswerten oder Messdaten ermittelt) berücksichtigen. Bei der Modellierung der Komponenten zeigte sich jedoch auch, dass unterschiedliche, vereinfachte Ansätze zu numerischen Problemen führen können, welche – trotz Vereinfachung – zu

längeren Rechenzeiten führen. Die Ermittlung des „rechenzeitoptimierten“ Detaillierungsgrades zeigte sich u. a. auch bei Wahl der Zellengröße bzw. Zellenanzahl im Wärmetauscher-Modell (siehe Abbildung 10).

Aufbau und Durchführung von (System-) Simulationen

Im Zuge der Sondierung wurden zwei Anwendungsfälle von HTWP in industriellen Prozessen (Trocknung, siehe Abschnitt 4.2 und CIP-System einer Molkerei, Abschnitt 4.4) mit Modellierungsansätzen unterschiedlicher Detaillierungsgrade untersucht. Dazu wurden die in Kapitel 3 dargestellten Modellierungsansätze und Vereinfachungen angewendet.

Bei der Simulation des Trocknungsprozesses mit der Referenzanlage TransCrit (siehe Abschnitt 4.1) konnten durch die komponentenweise Modellierung des Kältemittelkreises Auswirkungen veränderter Betriebsbedingungen des Gesamtsystems auf den Wärmepumpenprozess analysiert werden. Die Verwendung eines einfachen Gütegradmodells war durch die resultierenden Abweichungen bei der Wärmequellenleistung und der sich veränderten Temperaturen im Wärmequellenkreis nicht zielführend. Durch eine geänderte Einbindung der HTWP in der Simulation (z.B. Regelung der HTWP auf Temperaturen im Wärmequellenkreis) würden sich die Abweichungen des HTWP-Modells im Wärmesenkenkreis auswirken.

Bei Vergleich der Chiller + Upgrader 95-Modelle (detailliert und vereinfacht) mit Messdaten, zeigte sich, dass das vereinfachte Modell – ähnlich wie das detaillierte Modell – sehr gut in der Lage ist, das reale Anlagenverhalten abzubilden, für die meisten stationären Betriebspunkte Abweichungen unter 10 Prozent aufweist (siehe Abschnitt 4.3.3) und in der Lage ist die Anlagendynamik (siehe Abschnitt 4.3.4) gut darzustellen (wodurch die Analyse von z.B. Regelkreisen der Anlage ermöglicht wird). Nachdem das vereinfachte Modell erfolgreich durch Vergleich mit dem detaillierten Modell und mit Messdaten validiert worden ist, wurde eine exemplarische Anlagensimulation durchgeführt, welche Möglichkeiten zur senkenseitigen Leistungserhöhung durch Erhöhung des Mitteldrucks (siehe Abschnitt 4.3.5) aufzeigte. Um das Verhalten des vereinfachten Simulationsmodells sowie dessen Nutzen in einer Systemsimulation zu analysieren, ist der Cleaning-in-Place Prozess einer Molkerei, in den die reale Chiller + Upgrader 95-Anlage eingebunden ist (siehe Abschnitt 4.4.2), in einer Systemsimulation betrachtet worden. Die Systemsimulation (bestehend aus vereinfachtem Chiller + Upgrader 95 sowie CIP-Modell) ist in der Lage, innerhalb eines Zeitraums von ca. 5 Minuten das Betriebsverhalten eines Tages des gesamten industriellen Prozesses darzustellen. Aufgrund der guten Ergebnisse dieser Systemsimulation, ist dieses verwendet worden, um Änderungen im industriellen Prozess zu untersuchen. Dabei ist diesem ein reales Last- bzw. Abnahmeprofil vorgegeben worden und untersucht worden, wie sich eine Erhöhung der Speicher-Solltemperaturen auf die Betriebsdauer der Wärmepumpe auswirkt und welche maximalen Hochdrücke erreicht werden (z. B., um zu prüfen, ob diese innerhalb des Betriebsbereichs des Kompressors liegen). Neben einer starken Erhöhung des Hochdrucks zeigte sich, dass bei gegebenem Lastprofil die Temperaturen im Speicher nicht über den gesamten Betriebszeitraum gehalten werden können, da der Leistungsbedarf des CIP-Systems die Heizleistung der HTWP übersteigt und, dass eine Erhöhung der Heizleistung (z. B. durch Erhöhung des Mitteldrucks) nötig ist (siehe Abschnitt 4.4.3).

Eine wesentliche Herausforderung im Laufe dieser Sondierung war die Stabilität der verwendeten Simulationsmodelle, insbesondere beim Zu- oder Wegschalten von zusätzlichen Kreisen (z.B. der intermittierende Betrieb des Upgrader 95). Die Verbesserung der Stabilität führt in der Regel auch zu kürzeren Rechenzeiten, da ein Abbruch der Simulation in vielen Fällen durch zusätzliche Iterationsschritte des Solvers abgefangen werden konnte. Weiterführende Arbeiten sind demnach insbesondere zur Verbesserung der Stabilität der verwendeten Simulationsmodelle denkbar. Ist eine Kopplung von Messdaten mit dem Simulationsmodell angedacht, ist es von besonderer Bedeutung, dass die Ergebnisse des Simulationsmodells innerhalb eines vorgegebenen Zeitschrittes vorliegen.

Nachfolgende Projekte

Die Bearbeitung der Sondierung DySiWiP zeigte weitere Anwendungsmöglichkeiten von vereinfachten Simulationsmodellen und neue Forschungsfelder auf, die durch den Know-How-Gewinn u.a. in folgenden Projekten genützt werden können:

- DekarbWP (SFG-Projekt Nr.: 1428):
Im Rahmen dieses Forschungsprojekts erfolgt am Institut für Wärmetechnik (IWT) die Entwicklung von vereinfachten, an einem Versuchsstand zu validierenden, (dynamischen) Simulationsmodellen von H₂O/LiBr-Absorptionswärmepumpenanlagen (AWP), welche einen Einsatz in Systemsimulationen bei kurzer Rechenzeit sowie eine möglichst detaillierte Analyse des Anlagenverhaltens ermöglichen. Zudem werden Simulationsmodelle von realen (industriellen) Prozessen (Prozessinformationen werden durch LOI-Partner zur Verfügung gestellt), in welche AWP eingebunden werden können, entwickelt. Im Zuge von Systemsimulationen, welche vom IWT aufgesetzt werden, erfolgt durch einen wissenschaftlichen Projektpartner die Entwicklung von neuen Regelungsmethoden (z. B. mittels modellbasierter prädiktiver Regelung) unter Betrachtung unterschiedlicher Optimierungsvariablen (z. B. CO₂-Ausstoß). Auf Basis der Ergebnisse soll die Attraktivität zur Einbindung von AWP in (industriellen) Systemen gesteigert und die Dekarbonisierung mittels Wärmepumpen vorangetrieben werden.
- ENOUGH (EU-Grant Nr.: 101036588)
Im Rahmen dieses EU-Projektes werden eine Reihe von Instrumenten erarbeitet, die der europäischen Lebensmittelindustrie helfen, ihre Emissionen zu reduzieren, um ihre gesetzlichen und strategischen Ziele zu erreichen. Am IWT liegt ein Schwerpunkt dabei auf der modellbasierten Analyse der im Rahmen dieser Sondierung betrachteten HTWP in einer Molkerei. Die im Zuge dieser Sondierung erarbeiteten Simulationsmodelle dienen dabei als Basis für Systemsimulationen, die die Optimierung der HTWP hinsichtlich Betriebsstrategie und der möglichen Einbindung weiterer von der HTWP versorgten Prozesse ermöglichen. Wesentliche Weiterentwicklungen der Simulationsmodelle umfassen dabei deren Genauigkeit sowie Stabilität und Rechenzeiten. Weiters sollen Potenziale der Koppelung von Messdaten und Simulationsmodellen zur Fehlererkennung, angepasster Wartung und Betriebsoptimierung aufgezeigt werden.

6 Literaturverzeichnis

- Arpagaus, Cordin; Bless, Frédéric; Uhlmann, Michael; Schiffmann, Jürg; Bertsch, Stefan S. (2018): High temperature heat pumps: Market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials. In: *Energy* 152, S. 985–1010. DOI: 10.1016/j.energy.2018.03.166.
- Bell, Ian H.; Wronski, Jorrit; Quoillin, Sylvain; Lemort, Vincent (2014): Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp. In: *Industrial & Engineering Chemistry Research* 53 (6), S. 2498–2508. DOI: 10.1021/ie4033999.
- Buckingham, E. (1914): On Physically Similar Systems; Illustrations of the Use of Dimensional Equations. In: *Phys. Rev.* 4 (4), S. 345–376. DOI: 10.1103/PhysRev.4.345.
- Dassault Systèmes (2021): Dymola - Dynamic Modeling Laboratory Version 2022. Online verfügbar unter <https://www.3ds.com/dymola>, zuletzt geprüft am 14.03.2022.
- EES (2020): Engineering Equation Solver. Version 10.836. Madison, Wisconsin: F-Chart Software. Online verfügbar unter www.fchartsoftware.com/ees/, zuletzt geprüft am 23.03.2022.
- Gao, K.; Wu, J.; Bell, I. H.; Lemmon, E. W. (2020): Thermodynamic Properties of Ammonia for Temperatures from the Melting Line to 725 K and Pressures to 1000 MPa. In: *Journal of Physical and Chemical Reference Data*.
- Heindl, Albert (2016): Praxisbuch Bandrocknung. Grundlagen, Anwendung, Berechnung. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg. Online verfügbar unter <https://link-1.springer-1.com-1000d2dj30123.ftubhan.tugraz.at/content/pdf/10.1007%2F978-3-642-53905-3.pdf>, zuletzt geprüft am 23.03.2022.
- IAPWS (2008): IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam. In: Wolfgang Wagner und Hans-Joachim Kretzschmar (Hg.): International Steam Tables. Properties of Water and Steam Based on the Industrial Formulation IAPWS-IF97. Second edition. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg (Springer eBook Collection Engineering), S. 7–150.
- Leung, J. C.; Grolmes, M. A. (1988): A generalized correlation for flashing choked flow of initially subcooled liquid. In: *AIChE J.* 34 (4), S. 688–691. DOI: 10.1002/AIC.690340421.
- Liu, Cichong; Zhang, Ji; Gui, Yongchao; Li, Wanyong; Shi, Junye; Chen, Jiangping et al. (2018): Mass flow characteristics and empirical modeling of R744 flow through electronic expansion device. In: *International Journal of Refrigeration* 86, S. 82–88. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2017.11.025.
- Mattson, S. E. (1997): On modelling of heat exchangers in Modelica. In: Proceedings of the 9th European Simulation Symposium. ESS'97. Passau, 19-23.10.
- Modelica Association (2022): Modelica. Online verfügbar unter <https://modelica.org/>, zuletzt geprüft am 21.03.2022.
- Müller, D.; Lauster, M.; Constantin, A.; Fuchs, M.; Remmen P. (2016): An Open-Source Modelica Library within the IEA-EBC Annex 60 Framework. In: *BauSIM 2016*. Online verfügbar unter <http://www.iea-annex60.org/downloads/2016-bausim-aixlib.pdf>, zuletzt geprüft am 20.03.2022.

- Rieberer, René; Verdnik, Manuel; Baumhake, Alexander (2021): "TransCrit" – Publizierbarer Endbericht (FFG-Nr.: 865083). Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz.
- Stene, Jörn (2008): Lehrveranstaltungsunterlagen, NTNU - Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norwegen.
- Tillner-Roth, R.; Harms-Watzenberg, F.; Baehr, H. D. (1993): Eine neue Fundamentalgleichung für Ammoniak. In: DKV (Hg.): Deutsche Kälte-Klima-Tagung 1993, Bd. 20. Deutsche Kälte-Klima-Tagung 1993, S. 167–181.
- TLK-Thermo (2021): TIL Suite. Version 3.10.0. Braunschweig: TLK-Thermo GmbH. Online verfügbar unter www.tlk-thermo.com, zuletzt geprüft am 12.08.2021.
- VDI (Hg.) (2013): VDI-Wärmeatlas. VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen. 11., bearb. und erw. Aufl. Berlin: Springer Vieweg (Springer Reference).
- Verdnik, Manuel; Rieberer, René (2022a): Experimental and model-based analysis of an R600 high-temperature heat pump in sub-critical and trans-critical operation. In: 15th IIR-Gustav Lorentzen conference on Natural Refrigerants. 15th IIR-Gustav Lorentzen conference on Natural Refrigerants. Trondheim, Norwegen.
- Verdnik, Manuel; Rieberer, René (2022b): Influence of operating parameters on the COP of an R600 high-temperature heat pump. In: *International Journal of Refrigeration*. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2022.05.010.
- Verdnik, Manuel; Rieberer, René (2022c): TransCrit: R600 high-temperature heat pump in sub- and trans-critical operation. In: Zühlsdorf, B., Bantle, M., Elmegaard, B. (Hg.): 3rd High-Temperature Heat Pump Symposium 2022: Book of Presentations. Technical University of Denmark.

7 Kontaktdaten

Projektleitung:

Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. René Rieberer

Institut für Wärmetechnik, TU Graz

Inffeldgasse 25B, 8010 Graz

+43 (316) 873 7302

rene.rieberer@tugraz.at

<http://www.iwt.tugraz.at>



Projektpartner:

Dipl.-Ing. Mathias Blaser

ENGIE Kältetechnik GmbH

Langegasse 19, 6923 Lauterach

+43 5332 88799913

mathias.blaser@equans.com

<https://www.engie.at/>

