

Effizienzsteigerung bestehender Kühltssysteme durch Integration effizienter Kaltwassersätze mit dem natürlichen Kältemittel Wasser

Abschlussbericht des Forschungsvorhabens

Aktenzeichen: 34967/01

Laufzeit: 01.06.2020 – 30.09.2023

DURCHFÜHRUNG Hochschule München
Lothstr. 34, 80335 München
Efficient Energy GmbH
Hans-Riedl-Str. 5, 85622 Feldkirchen

AUTOREN:

M.Eng. Philipp NGUYEN, Hochschule München

Prof. Dr. rer. nat. Christian SCHWEIGLER, Hochschule München

16.02.2024

gefördert durch



Deutsche
Bundesstiftung Umwelt

www.dbu.de

Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autoren.

Inhaltsverzeichnis

I.	Zusammenfassung	1
II.	Einleitung.....	2
III.	Ergebnisse des Forschungsvorhabens	5
A.	Einsatzsituation & Anforderungen	5
1.	Charakterisierung Kältebedarf Rechenzentrum.....	5
2.	Betriebseigenschaften eChiller.....	6
3.	Betriebseigenschaften Split-Klimageräte.....	6
B.	Anlagenkonzept & kältetechnische Integration	7
1.	Thermodynamische Modelle & Anlagensimulation.....	8
2.	Hydraulisches Anlagenkonzept	19
3.	Planung der Mess-, Steuer und Regelungstechnik.....	19
C.	Pilotinstallation an der Hochschule München.....	24
1.	Hydraulischer Aufbau des Gesamtsystems	24
2.	Ausführung der Mess-, Steuer und Regelungstechnik	25
3.	Inbetriebnahme, Funktionsanalyse & Systemtest.....	26
D.	Betriebsstrategie & Simulation des Anlagenbetriebs	29
1.	Definition der Betriebsstrategien	29
2.	Implementierung der Betriebsstrategie	30
3.	Analyse der Anlagenfunktion & Optimierung der Betriebsstrategie.....	32
E.	Auswertung.....	42
1.	Bewertung der Energieeffizienz und des Einflusses auf den Treibhauseffekt	42
2.	Verallgemeinerung des Systemkonzepts für typische Anwendungsfälle	45
3.	Dokumentation & Veröffentlichung.....	50
IV.	Fazit.....	51
V.	Literaturverzeichnis	52
VI.	Anhang	54
1.	Simulationsergebnisse für die Betrachtung des Betriebs der Hybridkälteanlage zur Versorgung eines Bürokomplexes mit Rechenzentrum	54
2.	Simulationsergebnisse für die Betrachtung des Betriebs der Split-Kälteanlage zur Versorgung eines Bürokomplexes mit Rechenzentrum	55
3.	Simulationsergebnisse für die Betrachtung des Betriebs der Hybridkälteanlage zur Versorgung eines Laborkomplexes mit Rechenzentrum	56
4.	Simulationsergebnisse für die Betrachtung des Betriebs der Split-Kälteanlage zur Versorgung eines Laborkomplexes mit Rechenzentrum	57

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1:	Vereinfachtes Systemschaubild der Hybridkälteanlage.....	7
Abbildung 2:	log(p)h-Diagramm des Kompressionskältekreislaufs des Split-Klimasystems bei einer Verdampfungstemperatur von 8 °C zu einer Kondensationstemperatur von 44 °C und einer Überhitzung/Unterkühlung am Verdampfer bzw. Verflüssiger von jeweils 5 K.....	9
Abbildung 3:	Verlauf des EER der Split-KM bei einer Variation der Verdampfungstemperatur von 3 °C bis 11 °C sowie der Kondensationstemperatur von 34 °C bis 54 °C bei einer Kälteleistung von 14 kW	10
Abbildung 4:	Einstufiger Kaldampfkreislaufprozess des Turbo-Kaltwassersatzes eChiller bei einer unteren Verdampfungstemperatur von 15 °C zu einer Kondensationstemperatur von 30 °C.....	11
Abbildung 5:	Darstellung der internen Hydraulik und der Temperaturniveaus der externen Wärmeträger sowie des internen Kältekreislaufs im Betriebsmodus „Freie Kühlung“	12
Abbildung 6:	Darstellung der internen Hydraulik und der Temperaturniveaus der externen Wärmeträger sowie des internen Kältekreislaufs im Betriebsmodus „Freie Kühlung+“	13
Abbildung 7:	Darstellung der internen Hydraulik und der Temperaturniveaus der externen Wärmeträger sowie des internen Kältekreislaufs im Betriebsmodus „Stufe 1“	14
Abbildung 8:	Darstellung der internen Hydraulik und der Temperaturniveaus der externen Wärmeträger sowie des internen Kältekreislaufs im Betriebsmodus „Stufe 2“	15
Abbildung 9:	Verlauf des modellierten EER (Linie) im Vergleich zu aufgenommenen Betriebsdaten (Raute) der Turbo-KM bei einer Kaltwasservorlaufstemperatur von 20 °C und einer Variation der Kühlwassereintrittstemperatur von 15 °C bis 35 °C sowie einer Kälteleistung von 16 kW bis 32 kW. Darstellung der Messunsicherheit bei der Betrachtung der Betriebspunkte bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 35 °C.....	16
Abbildung 10:	3D-Ansicht des mit der Simulationssoftware Designbuilder erstellten Gebäudes	17
Abbildung 11:	Überblick der Simulationsergebnisse zur Kühlung des Rechenzentrums für einen typischen Sommertag.....	18
Abbildung 12:	Fließschema der Hybridkälteanlage inklusive sämtlicher Messstellen des Mess-, Steuer und Regelungskonzepts	23
Abbildung 13:	Hybridkältesystem mit den Hauptkomponenten eChiller (1), Verdichtereinheit der Split-KM (2), Datenlogger des wissenschaftlichen Messkreises (3) und Regelungseinheit (4).....	24
Abbildung 14:	Temperaturverlauf im Systemtest bei einer parallelen Kälteerzeugung des eChillers und der Split-KM für eine Soll-Kaltwasservorlaufstemperatur von 20 °C	26
Abbildung 15:	Verlauf der elektrischen Leistung und Kälteleistung des eChillers sowie der Split-KM im Systemtest bei einer parallelen Kälteerzeugung für eine Soll-Kaltwasservorlaufstemperatur von 20 °C	27
Abbildung 16:	Temperaturverlauf im Systemtest bei einer seriellen Kälteerzeugung des eChillers und der Split-KM für eine Soll-Kaltwasservorlaufstemperatur von 20 °C	28
Abbildung 17:	Verlauf der elektrischen Leistung und Kälteleistung des eChillers sowie der Split-KM im Systemtest bei einer seriellen Kälteerzeugung für eine Soll-Kaltwasservorlaufstemperatur von 20 °C.....	28
Abbildung 18:	Verlauf der Kälteleistung und der elektrischen Leistungsaufnahme des eChillers sowie der Split-KM in der Betriebsstrategie PPE am Tag mit dem höchsten Kälteleistungsbedarf.....	30
Abbildung 19:	Verlauf der Kälteleistung und der elektrischen Leistungsaufnahme des eChillers sowie der Split-KM in der Betriebsstrategie PPS am Tag mit dem höchsten Kälteleistungsbedarf.....	31
Abbildung 20:	Verlauf der Kälteleistung und der elektrischen Leistungsaufnahme des eChillers sowie der Split-KM in der Betriebsstrategie SPE am Tag mit dem höchsten Kälteleistungsbedarf	32
Abbildung 21:	Jahresverlauf der Kältelast des untersuchten Rechenzentrums in stündlicher Auflösung.....	33
Abbildung 22:	Verlauf des monatlichen elektrischen Energiebedarfs (Linie) sowie der gelieferten Kälteenergiemenge (Balken) des Hybridkältesystems mit Angabe der Betriebsarten in der Betriebsstrategie PPE.....	33

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 23: Verlauf des monatlichen elektrischen Energiebedarfs (Linie) sowie der gelieferten Kälteenergiemenge (Balken) des Hybridkältesystems mit Angabe der Betriebsarten in der Betriebsstrategie PPS.....	35
Abbildung 24: Verlauf des monatlichen elektrischen Energiebedarfs (Linie) sowie der gelieferten Kälteenergiemenge (Balken) des Hybridkältesystems mit Angabe der Betriebsarten in der Betriebsstrategie SPE	37
Abbildung 25: Verlauf des monatlichen elektrischen Energiebedarfs (Linie) sowie der gelieferten Kälteenergiemenge (Balken) des Hybridkältesystems mit Angabe der Betriebsarten in der optimierten Betriebsstrategie SPE.....	39
Abbildung 26: Verlauf des monatlichen elektrischen Energiebedarfs (Linie) sowie der gelieferten Kälteenergiemenge (Balken) des Referenzsystems einer Split-Kälteanlage	42
Abbildung 27: Mögliche Anlagenkonstellationen zur Bereitstellung von Raum- und Rechenzentrums Kühlung.....	46
Abbildung 28: Jahresverlauf der Kältelast eines Bürokomplexes mit einem Rechenzentrum in stündlicher Auflösung.....	47
Abbildung 29: Jahresverlauf der Kältelast eines Laborkomplexes mit einem Rechenzentrum in stündlicher Auflösung.....	48
Abbildung 30: Vergleich der Leistungszahlen der Split-Kälteanlage sowie der Hybridkälteanlage in den Anwendungsfällen Rechenzentrum, Bürokomplex mit Rechenzentrum und Laborkomplex mit Rechenzentrum bezogen auf ein Betriebsjahr	49

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1:	Messstellen der Regelungstechnik	21
Tabelle 2:	Messstellen des wissenschaftlichen Messkreises	22
Tabelle 3:	Grundlegende Beschreibung der Betriebsstrategien der Hybridkälteanlage	29
Tabelle 4:	Simulationsergebnisse für die Betrachtung eines Betriebsjahres in der Betriebsstrategie PPE	34
Tabelle 5:	Simulationsergebnisse für die Betrachtung eines Betriebsjahres in der Betriebsstrategie PPS	36
Tabelle 6:	Simulationsergebnisse für die Betrachtung eines Betriebsjahres in der Betriebsstrategie SPE	38
Tabelle 7:	Simulationsergebnisse für die Betrachtung eines Betriebsjahres in der optimierten Betriebsstrategie SPE.....	40
Tabelle 8:	Vergleich der Simulationsergebnisse für die Betriebsstrategien PPE, PPS, SPE, sowie dem optimierten Einsatz von SPE.....	41
Tabelle 9:	Simulationsergebnisse für die Betrachtung eines Betriebsjahres der Split-Kälteanlage	43
Tabelle 10:	Jährliche Emissionen bei Betrieb der Hybridkälteanlage	44
Tabelle 11:	Jährliche Emissionen bei Betrieb des Referenzsystems Split-Kälteanlage	45
Tabelle 12:	Charakteristika der Betrachtung der Rechenzentrumsanwendungsfälle.....	46
Tabelle 13:	Simulationsergebnisse der Betrachtung des Bürokomplexes mit Rechenzentrum.....	47
Tabelle 14:	Simulationsergebnisse der Betrachtung des Laborkomplexes mit Rechenzentrum	48
Tabelle 15:	Simulationsergebnisse der Betrachtung weiterer Rechenzentrumsanwendungsfälle.....	49

Formelzeichen

<u>Zeichen</u>	<u>steht für</u>	<u>Einheit</u>
c	spezifische Wärmekapazität	$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
EER	Energy Efficiency Ratio (Leistungszahl)	-
η	Wirkungsgrad	-
h	spezifische Enthalpie	kJ/kg
\dot{m}	Massenstrom	kg/s
P	Elektrische Leistung	kJ/s
\dot{Q}	Wärmeleistung	kJ/s
ρ	Dichte	kg/m^3
ϑ	Temperatur	$^{\circ}\text{C}$
\dot{V}	Volumenstrom	m^3/s
V	Volumen	m^3

Abkürzungen

amb	Umgebung
cc	Kondensatorkreis
chw	Kaltwasser
cm	Kältemodul
comp	Kompression
cw	Kühlwasser
ec	Verdampferkreis
eCh	eChiller
el	Elektrisch
evap	Verdampfung
Fu	Frequenzumrichter
ic	Interner Kreis
in	Ein
is	Isentrop
KE	Kälteerzeuger
max	Maximal
p	Druck
Split	Split
Split-KM	Split-Kältemaschine
Split-KS	Split-Klimasystem
St	Speicher
Sys	System
Turbo-KM	Turbokältemaschine
Vent	Ventilation
vrv	Split

I. Zusammenfassung

Bei der Gebäudekühlung mit konventionellem Multi-Split-Klimasystem kühlen die verteilten Verdampferseinheiten direkt die Raumluft der jeweiligen Räume im Umluftbetrieb. Ohne einen zwischengeschalteten Wärmeträgerkreis ist bei diesen Split-Kälteanlagen der Einsatz von freier Kühlung nicht möglich, sodass bei Kältebedarf die Abfuhr der Wärmelast zwingend über den Kompressionskreislauf erfolgen muss. Zur Steigerung der Systemeffizienz ist ein hybrides Anlagenkonzept zur Kopplung einer Turbo-Kältemaschine mit dem natürlichen Kältemittel Wasser mit einer Multi-Split-Anlage entwickelt worden. Ziel ist es hierbei, durch den koordinierten Einsatz der beiden Kälteerzeuger den elektrischen Energiebedarf durch die Ausnutzung der Potentiale zur freien Kühlung zu senken. Die Kälteerzeuger können hierbei wahlweise parallel oder seriell betrieben werden. Zur Einschätzung des Betriebsverhaltens der Hybridkälteanlage sind sämtliche Anlagenkomponenten mithilfe des Simulationsprogramms EES modelliert worden. Hinsichtlich der Validierung und Anpassung des Simulationsmodells ist die Hybridkälteanlage als Pilotinstallation an der Hochschule München aufgebaut worden. Die serielle und parallele Kältebereitstellung durch die Kälteerzeuger sind als Betriebsstrategien in die Regelung programmiert worden. Die Funktionsfähigkeit des Hybridkältekonzepts konnte im Systemtest der Pilotanlage nachgewiesen werden. Die Messdaten des wissenschaftlichen Messkreises sind zur Anpassung des Simulationsmodells eingesetzt worden.

Für eine Optimierung der Betriebsstrategien sind Jahressimulationen zur Kühlung eines Rechenzentrums unter Verwendung der seriellen und parallelen Kälteerzeugung durchgeführt worden. Es zeigte sich, dass die serielle Betriebsweise die Kälteanforderung energieeffizienter bedienen kann. Die erzielte Leistungszahl EER_{sys} der Hybridkälteanlage bezogen auf ein Betriebsjahr variiert zwischen 6,15 und 8,82, abhängig von der gewählten Betriebsstrategie. Unter Ausnutzung der Umgebungstemperaturen konnte ca. 52 % des Kälteenergiebedarfs durch den Einsatz der freien Kühlung gedeckt werden, bei weiteren 13 % der jährlichen Kälteenergiemenge war eine Vorkühlung des Kältemittelvolumenstroms des Turbo-Kaltwassersatzes durch die Ausnutzung der Umgebungstemperaturen möglich. Die Simulationen als auch die Messreihen zeigen, dass der Betrieb des Turbo-Kaltwassersatzes bis zur Aktivierung der zweiten Verdichterstufe energieeffizienter als der Betrieb der Split-Kältemaschine ist. Durch den koordinierten Einsatz der Kälteerzeuger kann die Betriebscharakteristik der einzelnen Komponenten zur Verbesserung der Energieeffizienz der Gesamtanlage genutzt werden. Insgesamt konnte eine Verringerung des elektrischen Energiebedarfs und der verursachten Treibhausgasemissionen im Vergleich zum Einsatz einer konventionellen Split-Kälteanlage von rund einem Drittel festgestellt werden.

Anhand der Betrachtung der jährlichen Verläufe wird es deutlich, dass für den effizienten Betrieb der Hybridkälteanlage eine hohe Kältegrundlast mit möglichst hohen Kaltwasservorlaufstemperaturen vorteilhaft ist. Die Kältebelastung kann insbesondere in den kälteren Wintermonaten energieeffizient bedient werden. Hieraus lässt sich ableiten, dass die Effizienz des Hybridkältekonzepts stark von der individuellen Versorgungssituation abhängt. Im Anlagenbetrieb zeigte sich großes Optimierungspotential im Einsatz der Frequenzumrichter der Verdichter und der geräteinternen Regelstrategie der einzelnen Kälteerzeuger. In folgenden Arbeiten sollten diese Punkte detailliert betrachtet und verbessert werden.

Dieses Forschungsprojekt ist in Kooperation der Hochschule München und der Efficient Energy GmbH durchgeführt worden. Die Förderung des Projekts erfolgte durch die Deutsche Bundesstiftung Umwelt mit dem Aktenzeichen 34967/01.

II. Einleitung

Der fortschreitende Ausbau der Kühlung von Gebäuden führt weltweit zu einem starken Anstieg des elektrischen Stromverbrauchs. Im Zeitraum von 1990 bis 2016 verdreifachte sich der jährliche elektrische Energiebedarf zur Bereitstellung von Raumkälte für Wohnungs- und Nichtwohngebäude weltweit auf 2.020 TWh, dies entspricht rund 10 % des weltweiten Strombedarfs im Jahr 2016 [Int18]. Der Nettostromverbrauch in Deutschland lag indes im Jahr 2021 bei 505 TWh, hiervon sind 10 TWh zur Raumklimatisierung und 54 TWh zur Bereitstellung von Prozesskälte eingesetzt worden [Arb22a; Arb22b]. Dies bedeutet, dass derzeit rund 13 % des gesamten elektrischen Strombedarfs in Deutschland zur Kälteerzeugung genutzt werden. Zur Bereitstellung der Kälteenergie werden in Deutschland mit einem Marktanteil von 90 % Kompressionskältemaschinen eingesetzt [SGP23]. Direktverdampfungssysteme, die mit variablen Kältemittelströmen betrieben werden, sogenannte Multi-Split-VRF-Systeme, werden in großer Stückzahl zur Raumkühlung eingesetzt. Die zu kühlende Raumluft wird bei diesem Systemaufbau zum Verdampfer geleitet, dabei verdampft das Kältemittel im Kältemittelkreislauf und kühlt die Luft durch den Entzug der Wärme [SGP23]. Wegen der direkten Wärmeübertragung zwischen der Raumluft und dem Kältemittel im internen Kreislauf der Kälteanlage ist die Kühlfunktion zwingend mit dem Einsatz der Kältemittelverdichter verbunden. Die Möglichkeit zur Anwendung der freien Kühlung ist bei solchen Anlagen systembedingt nicht gegeben.

Die Kühlung der Raumluft stellt im Bereich der Rechenzentrumskühlung den Standard dar. Zentrale Kenngrößen sind in diesem Kontext die Zulufttemperatur sowie der geförderte Luftvolumenstrom. Insbesondere die Variation der Zulufttemperatur hat einen entscheidenden Einfluss auf die Effizienz der installierten Kältesysteme. Höhere Zulufttemperaturen führen in der Regel zu einem geringeren Energiebedarf der Kältetechnik. In künftigen Kälteanlagen zur Rechenzentrumskühlung können Temperaturen der für die Kühlung der IT-Komponenten eingesetzten Luftströme von 27 °C und höher realisiert werden [OMB16]. Bei geeigneter Konzeption und Auslegung der Kälteerzeuger können diese hohen Temperaturen genutzt werden, um die Kältebereitstellung bei verbesserter Effizienz betreiben und den Strombedarf dementsprechend verringern zu können.

Bei Kompressionskälteanlagen zur Klimatisierung von Nichtwohngebäuden wurden bisher in großem Umfang die Kältemittel R407C, R410A sowie R134a eingesetzt [OMB16]. Diese Kältemittel weisen jedoch hohe Treibhausgaspotentiale zwischen 1.530 und 2.256 auf [SZK21]. Insbesondere vor dem Hintergrund der F-Gase-Verordnung der Europäischen Union [Eur14] und der damit verbundenen schrittweisen Reduktion von Kältemitteln mit hohem Treibhausgaspotential wird eine Umstellung auf natürliche Kältemittel mit einem geringeren Treibhausgaspotential notwendig.

Eine wiederkehrende Aufgabenstellung besteht in der Aufwertung oder dem Ausbau von bestehenden Kühlsystemen. Im hier bearbeiteten Forschungsvorhaben soll im Rahmen von Retrofitmaßnahmen ein bestehendes Split-Klimasystem (Split-KS) um eine Turbokältemaschine (Turbo-KM) mit dem natürlichen Kältemittel Wasser erweitert werden. Mithilfe des Hybridkältekonzepts soll die verfügbare Kälteleistung gesteigert, die Betriebssicherheit verbessert und der elektrische Energiebedarf der Kälteerzeugung gesenkt werden. Die Verbesserung der Energieeffizienz soll unter anderem durch den verstärkten Einsatz der freien Kühlung erreicht werden. Durch die Nutzung des Kältemittels Wasser und des geringeren elektrischen Energiebedarfs zielt dieser Ansatz auf eine Verminderung des Einflusses auf den Treibhauseffekt.

Zielsetzung

Für die Umsetzung des Forschungsvorhabens sind folgende zentrale Fragestellungen zu bearbeiten, welche über den Stand des Wissens hinausgehen:

- Entwicklung eines Kaltwasser-Kühlsystems mit Einbindung verschiedener Kälteaggregate. Das hydraulische System muss den flexiblen Einsatz aller Kälteerzeuger und die gleitende Umschaltung in den Freikühlbetrieb ermöglichen. Für den Schwachlastbetrieb ist der Einsatz eines Kältespeichers zu prüfen.
- Entwicklung einer Betriebsstrategie, um die Kälteerzeuger im Verbund optimal einzusetzen. Dazu muss die Betriebscharakteristik aller Anlagen, einschließlich des Rückkühlwerks, detailliert ermittelt werden und ein flexibles Einsatzkonzept unter Berücksichtigung aller Betriebsbedingungen aufgestellt werden.

Die Entwicklung zielt auf einen völlig neuartigen Systemaufbau im Vergleich zur Installation getrennter Systeme und dem Weiterbetrieb direktverdampfender Split-Geräte. Entscheidende Effizienzvorteile werden durch den koordinierten Einsatz von Kälteerzeuger und Rückkühlern und die maximale Nutzung der freien Kühlung erschlossen. Das entwickelte Hybridkältekonzept soll in einer Pilotinstallation an der Hochschule München umgesetzt werden.

Planung und Ausführung des Forschungsvorhabens

A Einsatzsituation & Anforderungen

Die Kühlung eines Rechenzentrums muss einigen speziellen Anforderungen genügen. In diesem Arbeitspaket werden typische Rechenzentrumskonstellationen recherchiert, die technische Ausführung der Kälteversorgung beschrieben und der Kühlbedarf charakterisiert. Für die Umsetzung der Pilotinstallation werden die lokalen Anforderungen und Gegebenheiten ermittelt. Der Turbo-Kaltwassersatz eChiller mit dem Kältemittel Wasser besitzt aufgrund des Prozesses spezielle Betriebseigenschaften. Das Ziel ist die Sammlung und Analyse dieser Betriebseigenschaften und der gegebenen technischen Anforderungen für die Systemintegration. Die Herausforderung bei der Umrüstung eines bestehenden Split-Klimasystems für die Kältelieferung über einen Wasserkreis liegt darin, die Betriebssicherheit der Bestandsanlage nicht zu gefährden. Dies kann erreicht werden, indem die bestehenden Geräte im Detail analysiert und dokumentiert werden. Darauf aufbauend können die möglichen Optionen für eine Umrüstung ermittelt werden.

B Anlagenkonzept & kältetechnische Integration

Im Fokus steht die Erstellung einer Modellbibliothek, welche als Grundlage für die Modellierung des Gesamtsystems genutzt werden soll. Die Erstellung der Modelle geht von der physikalisch-thermodynamischen Beschreibung der Geräte aus. Ziel ist eine genaue Beschreibung des Energieumsatzes in Abhängigkeit aller relevanten externen Betriebsbedingungen (Temperaturen, Volumenströme, Leistungsanforderung). Die Modelle werden so weit reduziert, bis sie eine beherrschbare Komplexität haben, um eine spätere Anwendung für den Vergleich unterschiedlicher Systemkonfigurationen zu ermöglichen.

In einem nächsten Schritt werden die einzelnen Komponentenmodelle zu einem zusammenhängenden System verbunden. Ziel ist die Entwicklung einer Systemkonfiguration, welche höchste Betriebssicherheit in Verbindung mit einem energieoptimierten Betrieb ermöglicht.

Hinsichtlich der Energieeffizienz der Gesamtanlage stellt die Planung der hydraulischen Umsetzung einen besonders wichtigen Aspekt dar. Entscheidende Kriterien sind hierbei die Betriebssicherheit, die Wartungsfreundlichkeit sowie der Hilfsenergieeinsatz für die Umwälzung der Medien.

Zur optimierten Steuerung sowie der Auswertung des Anlagenbetriebs ist ein detailliertes Mess-, Steuer- und Regelungskonzept zu erstellen. Die technische Ausführung sollte möglichst flexibel gestaltet werden, um während der Erprobung Änderungen zur weiteren Optimierung des Betriebs durchführen zu können. Für die wissenschaftliche Messtechnik wird ein eigenes Messkonzept erstellt, um eine klare Trennung zwischen Anlagenbetrieb und wissenschaftlicher Auswertung zu erreichen. Damit wird die Übertragbarkeit zum Einsatz in weiteren Installationen erleichtert.

C Pilotinstallation an der Hochschule München

Das entwickelte Hybridkältekonzept wird in einer Pilotinstallation an der Hochschule München aufgebaut. Zunächst wird eine funktionsorientierte Grobplanung der hydraulischen Umsetzung der Pilotanlage erstellt. Das Hauptaugenmerk liegt in der flexiblen Kopplung der Kälteerzeuger mit dem Kältespeicher und dem Rückkühler. Die Installation der Pilotanlage erfolgt durch eine Fachfirma.

Neben dem hydraulischen Aufbau wird ein Messdatenerfassungssystem installiert, um eine detaillierte Erfassung des Anlagenbetriebs zu ermöglichen. Hierbei wird zwischen einem wissenschaftlichen und einem regelungstechnischen Messkreis unterschieden. Mit dem Abschluss der Messdatenerfassung erfolgt die Programmierung der Anlagensteuerung zur Umsetzung des energieoptimierten Betriebs der Gesamtanlage.

Zur Inbetriebnahme der Pilotanlage ist es zwingend erforderlich, die einzelnen Arbeitsschritte genau zu definieren, da der Betrieb der Bestandsanlage nicht gefährdet werden darf. Vor der Inbetriebnahme müssen sämtliche Komponenten einzeln einem Funktionstest unterzogen werden, um die Inbetriebnahme nicht zu verzögern und die Kälteversorgung nicht zu gefährden. Mit Abschluss der Inbetriebnahme wird die Betriebscharakteristik der einzelnen Systemkomponenten als auch die grundlegende Funktion des Gesamtsystems analysiert und dokumentiert. Abschließend wird die Pilotanlage einem Systemtest unterzogen.

D Betriebsstrategie & Simulation des Anlagenbetriebs

Für einen optimierten Anlagenbetrieb werden unterschiedliche Betriebsarten und zugehörige Kriterien für deren Aktivierung aufgestellt. Dies umfasst die Anwendung der freien Kühlung, den Einsatz der einzelnen Kälteerzeuger, die Zuschaltung der zweiten Stufe des Turbo-Kaltwassersatzes und die Hintereinanderschaltung von Turbo-Kaltwassersatz und Split-Geräten. Die Kriterien für den Wechsel der Betriebsarten sind die Kälteanforderung und die herrschenden Umgebungsbedingungen, die den Betrieb des Rückkühlwerks und damit die Effizienz der eingesetzten Kälteerzeuger beeinflussen.

E Auswertung

Zur Bewertung des Hybridkältesystems wird die Anlage hinsichtlich der erzielten Energieeffizienz und dem Einfluss auf den Treibhauseffekt untersucht. Darüber hinaus wird zur Einschätzung der betrieblichen Aspekte der Gesamtanlage die Betriebssicherheit und die Versorgungsqualität analysiert. Abschließend werden zur Verallgemeinerung des Anlagenkonzepts grundlegende Vorschläge zur Anwendung auf weitere Rechenzentrumskonstellationen ausgearbeitet. Die Ergebnisse des Forschungsvorhabens werden dokumentiert und in wissenschaftlichen Publikationen veröffentlicht.

III. Ergebnisse des Forschungsvorhabens

A. Einsatzsituation & Anforderungen

In einem ersten Schritt gilt es, die Rahmenbedingungen des Kälteversorgungssystems zu ermitteln. Hierzu werden die Charakteristika der Kälteversorgung von Rechenzentren recherchiert und die konkrete Anwendungssituation an der Hochschule München dargestellt. Die beiden Kälteerzeuger, der Turbo-Kaltwassersatz und das Split-Klimasystem, sollen in einem hybriden Kälteversorgungssystem über einen Kaltwasserkreis gekoppelt werden. Hierzu ist es für eine erfolgreiche Integration entscheidend, die technischen Betriebseigenschaften der Kälteerzeuger zu analysieren.

1. Charakterisierung Kältebedarf Rechenzentrum

In den Jahren von 2010 bis 2020 hat sich die installierte elektrische IT-Anschlussleistung von Rechenzentren in Deutschland von 1.145 MW auf 2.085 MW nahezu verdoppelt. Hierbei weisen im Jahr 2020 rund 3.000 Rechenzentren eine installierte Leistung zwischen 40 kW bis 5 MW auf, 90 Rechenzentren eine IT-Anschlussleistung über 5 MW. Mit einer Anzahl von rund 47.000 hat ein Großteil der Rechenzentren jedoch eine IT-Anschlussleistung kleiner als 40 kW. Der jährliche elektrische Energiebedarf der Rechenzentren stieg analog zur installierten Leistung von 10,5 TWh im Jahr 2010 auf 16,0 TWh im Jahr 2020. Zur Kühlung der Rechenzentren sind 2020 rund 3,5 TWh elektrische Energie eingesetzt worden, dies entspricht knapp 22 % des gesamten elektrischen Endenergiebedarfs der Rechenzentren [HHG22].

Die Kühlung der Raumluft stellt im Bereich der Rechenzentrumskühlung den Standard dar, zentrale Kenngrößen sind in diesem Kontext die Zulufttemperatur sowie der geförderte Luftvolumenstrom. Insbesondere die Variation der Zulufttemperatur hat einen entscheidenden Einfluss auf die konkrete Effizienz der installierten Kältesysteme. Höhere Zulufttemperaturen führen in der Regel zu einem geringeren Energiebedarf der Kältetechnik. In künftigen Anwendungen kann die Zulufttemperatur für die Rechenzentrumskühlung von 27 °C oder sogar noch weiter erhöht werden [OMB16].

Ein beträchtlicher Anteil des Energieverbrauchs der Hochschule München entfällt auf das hausinterne IT-System mit mehreren Rechnerräumen, verteilt über den Innenstadt-Campus. Die ursprüngliche Planung sah vor, dass im Rahmen des Forschungsvorhabens am Beispiel eines Rechnerraums eine aus mehreren Mono-Splitgeräten (mit Kältemittel R410A) bestehende Raumkühlanlage durch Installation des Turbo-Kaltwassersatzes eChiller mit dem Kältemittel Wasser umgerüstet wird. Hierzu soll die Kältelieferung auf kaltwassergespeiste Klimakonvektoren umgestellt werden. Die bestehenden Splitgeräte werden dabei als zusätzliche Kälteerzeuger in den neuen Kaltwasserverteilkreis eingebunden.

Im Zuge größerer Infrastrukturentscheidungen stand zur Durchführung des Forschungsprojekts die geplante Erneuerung der Kälteversorgung des Rechnerraums nicht mehr als Anwendungsfall zur Verfügung. Alternativ ist ein Multi-Split-Klimasystem mit dem Kältemittel R410A zur Raumkühlung mehrerer Laborräume identifiziert worden. Im Rahmen eines Retrofits ist hierbei die Anwendung untersucht worden, dass ein Rechenzentrum zusätzlich zur Raumkühlung in die bestehende Anlageninfrastruktur integriert werden soll. Damit wurde eine der ursprünglichen Planung entsprechende Anwendungssituation gefunden: Der Turbo-Kaltwassersatz wird in eine Bestandsanlage integriert und über einen gemeinsamen Kaltwasserkreis mit einem herkömmlichen Kälteerzeuger gekoppelt. Die Betriebsdaten des installierten Hybridkältesystems können zur Validierung der Komponentenmodelle und der Simulationsrechnungen für den Betrieb des Kälteversorgungssystems genutzt werden.

2. Betriebseigenschaften eChiller

Der untersuchte innovative Turbo-Kaltwassersatz eChiller besteht im Kern aus zwei „Kältemodulen“, welche jeweils einen Turboverdichter, einen Verdampfer, einen Kondensator und ein Expansionsorgan beinhalten. Das intern zirkulierende Kältemittel ist Wasser (R718). Die Kälteanlage kann in vier unterschiedlichen Betriebsmodi eingesetzt werden. Je nach zu erbringendem Temperaturhub werden beide Verdichter in Serie („Stufe Zwei“) oder nur ein Verdichter („Stufe Eins“) eingesetzt. Bei niedrigen Umgebungstemperaturen erfolgt über einen Mischbetrieb („Freie Kühlung+“) gleitend die Umschaltung in die reine „Freie Kühlung“. Die Aktivierung der verschiedenen Betriebsmodi erfolgt durch eine unterschiedliche Schaltung der drei Umwälzpumpen, der zwei Vier-Wege-Ventile und der zwei Plattenwärmeübertrager im internen Kreislauf der Kältemaschine, wie in Kapitel B.1 beschrieben.

Die Turbokältemaschine existiert in vier unterschiedlichen Ausführungen, entweder mit ein oder zwei Verdichterstufen und einer Nennkälteleistung von 35 kW bzw. 45 kW. Die Kaltwasservorlaufstemperatur kann im Bereich von 10 °C – 28 °C gewählt werden, die maximale Kühlwassereintrittstemperatur in den eChiller beträgt 45 °C. Die stufenlose Leistungsregelung des eChillers in Verbindung mit der Verwendung eines Pufferspeichers ermöglicht eine Variation der Kältebereitstellung von 20 bis 100 % der Nennkälteleistung. Im Forschungsvorhaben wird ein eChiller mit zwei Verdichterstufen und einer Nennkälteleistung von 35 kW eingesetzt.

3. Betriebseigenschaften Split-Klimageräte

Die Bestandsanlage ist ein Multi-Split-Klimasystem, welches zur Raumkühlung eines Labortrakts an der Hochschule München dient. Es wird ein Split-Klimasystem der Baureihe VRV IVi der Herstellerfirma Daikin mit einer Nennkälteleistung von 14 kW eingesetzt. Die Anlage besteht aus einem Außenluftwärmeübertrager, einer innenaufgestellten Verdichtereinheit und mehreren Trockenexpansionsverdampfeinheiten. Das eingesetzte Kältemittel ist R410A. Mögliche Zielverdampfungs Temperaturen liegen zwischen 3 °C und 11 °C und können über die Hauptplatine der Verdichtereinheit eingestellt werden. Die hierbei höchste einstellbare Kondensationstemperatur liegt bei 54 °C.

Im Rahmen des Retrofits des Klimasystems werden die Trockenexpansionsverdampfeinheiten durch eine zentrale Verdampfeinheit ersetzt, die in den verbindenden Kaltwasserkreislauf des Hybridkältesystems eingebunden wird. Aus Redundanzgründen können die verteilten Verdampfeinheiten weiterhin genutzt werden und werden daher im Zuge des Retrofits nicht abgebaut. Zur Einbindung der zentralen Verdampfeinheit in den Kältemittelkreislauf der Bestandsanlage wird die Installation einer elektronischen Expansionsventil-Einheit benötigt. Die maximale Kältemittelleitungslänge zwischen dem Expansionsventil und der Verdampfeinheit beträgt 5 m, bei einem maximalen Höhenniveauunterschied von 5 m. Der Einbau des Expansionsventil muss dementsprechend räumlich nah an der installierten zentralen Verdampfeinheit erfolgen. Die Kommunikation der Anlagensteuerung mit dem Expansionsventil wird durch einen Erweiterungsbausatz ermöglicht, hierzu können Spannungssignale oder eine Modbus-RTU-Kommunikation genutzt werden. Zur Integration der Split-Kälteanlage in den Kaltwasserkreis wird als zentrale Verdampfeinheit ein Gegenstrom-Plattenwärmeübertrager eingesetzt. Im Gegensatz zur standardmäßigen Erweiterung des Split-Klimasystems um weitere Verdampfeinheiten wird hierbei nicht die umlaufende Raumluft direkt sondern durch einen zwischengeschalteten Kaltwasserkreis gekühlt. Als Regelgröße für die Leistungsregelung des Split-Klimasystems dient demnach nicht mehr die Raumtemperatur sondern die Kaltwasservorlaufstemperatur.

B. Anlagenkonzept & kältetechnische Integration

Zur Steigerung der Systemeffizienz ist ein hybrides Anlagenkonzept zur Kopplung einer Turbo-Kältemaschine mit dem natürlichen Kältemittel Wasser mit einem Multi-Split-Klimasystem entwickelt worden. Ziel ist es hierbei, durch den koordinierten Einsatz der beiden Kälteerzeuger den elektrischen Energiebedarf insbesondere durch die Ausnutzung der Potentiale zur freien Kühlung zu senken. Das Hybridkältekonzept umfasst dabei die folgenden Merkmale:

- Steigerung der verfügbaren Kälteleistung sowie Verbesserung der Betriebssicherheit der Gesamtkälteanlage durch die redundante Ausführung der Kältemaschinen
- Umstellung der Kältebereitstellung auf ein Kaltwassersystem, Integration der Split-Anlage durch eine zentrale Verdampfereinheit
- Verbesserung der Energieeffizienz der Kompressionskältemaschinen durch Nutzung hoher Kaltwasservorlauftemperaturen
- Ausnutzung der Potentiale zur freien Kühlung
- Verminderung des Treibhauseffektes durch die Nutzung des natürlichen Kältemittels Wasser.

Herkömmliche Kompressionskältemaschinen in Split-Ausführung bestehen aus einer Innen- und einer Außeneinheit. Die Außeneinheit umfasst den Verdichter sowie einen Außenluftwärmeübertrager mit Ventilator, die Inneneinheit, den Verdampfer sowie bei der Anwendung zur Raumkühlung einen dazugehörigen Ventilator [GCF17]. Im hier verfolgten Konzept eines Hybridkältesystems wird der Verdampfer der Split-Anlage in einen Kaltwasserkreis eingebunden, in welchen ein Turbo-Kaltwassersatz ebenfalls Kälteenergie einspeist. Das Anlagenkonzept des Hybridkältesystems ist in Abbildung 1 schematisch dargestellt. Die Einbindung der Kältemaschinen in einen gemeinsamen Kaltwasserkreis erlaubt eine parallele als auch serielle Betriebsweise der Kälteerzeuger. Die Wärmelast wird über das Rückkühlwerk oder den Außenluftwärmeübertrager der Split-Anlage an die Umgebung abgeführt. Zur Pufferung der Kälteleistung der beiden Erzeuger wird ein Kältespeicher in das Versorgungsnetz integriert. Die interne hydraulische Verschaltung der Turbo-KM ermöglicht den Einsatz der freien Kühlung.

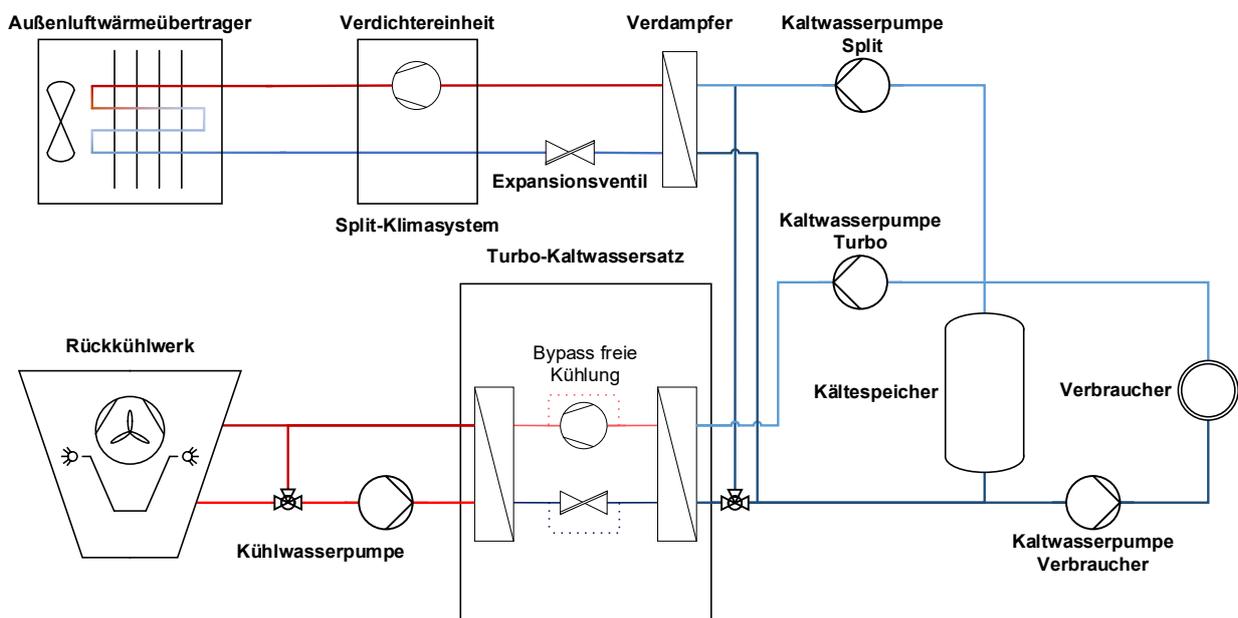


Abbildung 1: Vereinfachtes Systemschaubild der Hybridkälteanlage

1. Thermodynamische Modelle & Anlagensimulation

Zur Optimierung des hydraulischen Gesamtsystems als auch zur Simulation des Anlagenbetriebs sind die einzelnen Komponenten des Hybridkältesystems mit der Simulationssoftware EES simuliert worden [F-C22]. Im Folgenden werden die grundlegenden thermodynamischen Gleichungen zur Beschreibung der Anlagenbestandteile erläutert.

Multi-Split-Klimasystem

Das Multi-Split-Klimasystem besteht aus dem Außenluftwärmeübertrager, der Verdichtereinheit, dem Expansionsventil und den Verdampferseinheiten. Im Zuge der Umrüstung auf das Hybridkältesystem wird eine zentrale Verdampferseinheit installiert, welche Kälteenergie auf einen Kaltwasserkreis einspeist. Dieser Wärmeübertrager entzieht dem Kaltwasserkreis die Verdampferleistung $\dot{Q}_{ec,vrv}$, dies entspricht dem Beitrag des Split-Systems $\dot{Q}_{chw,vrv}$ zur gesamten Kältelieferung des Hybridsystems.

$$\dot{Q}_{ec,vrv} = \dot{Q}_{chw,vrv} \quad (1)$$

Vom Zustandspunkt 1 zum Zustandspunkt 2 (siehe hierzu Abbildung 2) komprimiert der Verdichter das überhitzte Kältemittel R410A vom Verdampfungs- $p_{ec,vrv}$ auf Kondensationsdruck $p_{cc,vrv}$. Die elektrische Leistungsaufnahme des Verdichters ergibt sich hierbei durch die Differenz der spezifischen Enthalpien im Punkt 1 ($h_{1,vrv}$) und Punkt 2 ($h_{2,vrv}$) und dem verdampften Kältemittelmassenstrom \dot{m}_{vrv} .

$$P_{el,comp,vrv} = \dot{m}_{vrv} \times (h_{2,vrv} - h_{1,vrv}) \quad (2)$$

Zur Bestimmung der spezifischen Enthalpie im Zustandspunkt 2 wird der Verdichterwirkungsgrad η_{vrv} und die isentrope Zustandsänderung von 1 nach 2_s genutzt.

$$h_{2,vrv} = \frac{h_{2,is,vrv} - h_{1,vrv}}{\eta_{vrv}} + h_{1,vrv} \quad (3)$$

Das auf Kondensationsdruck verdichtete Kältemittel wird von der Zustandsänderung 2 nach 3 im Außenluftwärmeübertrager verflüssigt, die Kondensationswärmeleistung $\dot{Q}_{cc,vrv}$ ist hierbei die Summe aus der Verdampferleistung $\dot{Q}_{ec,vrv}$ und der elektrischen Leistungsaufnahme des Verdichters $P_{el,comp,vrv}$.

$$\dot{Q}_{cc,vrv} = \dot{Q}_{ec,vrv} + P_{el,comp,vrv} \quad (4)$$

Das unterkühlte Kältemittel wird nach der Wärmeabgabe an die Außenluft zum Zustandspunkt 4 mithilfe des Expansionsventils isenthalp auf Verdampfungsdruck entspannt. Der notwendige Kühlluftvolumenstrom $\dot{V}_{amb,vrv}$ über den Außenluftwärmeübertrager ergibt sich durch die Kondensatorleistung $\dot{Q}_{cc,vrv}$, die Rohdichte der Luft $\rho_{amb,vrv}$, die Wärmekapazität der Luft $c_{p,amb,vrv}$ sowie die Temperaturen der Luft bei Eintritt $\vartheta_{amb,in,vrv}$ und Austritt $\vartheta_{amb,out,vrv}$.

$$\dot{V}_{amb,vrv} = \frac{\dot{Q}_{cc,vrv}}{\rho_{amb,vrv} \times c_{p,amb,vrv} \times (\vartheta_{amb,out,vrv} - \vartheta_{amb,in,vrv})} \quad (5)$$

Die Rohdichte der Luft $\rho_{amb,vrv}$ und die Wärmekapazität $c_{p,amb,vrv}$ beziehen sich auf den Eintrittszustand in den Wärmeübertrager.

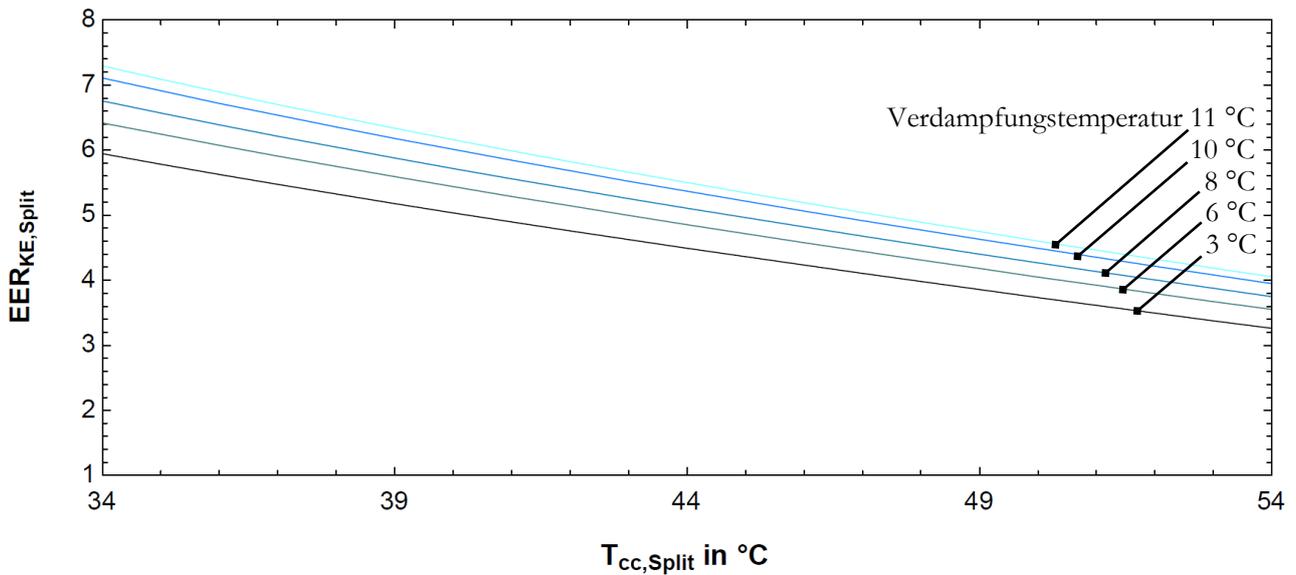


Abbildung 3: Verlauf des EER der Split-KM bei einer Variation der Verdampfungstemperatur von 3 °C bis 11 °C sowie der Kondensationstemperatur von 34 °C bis 54 °C bei einer Kälteleistung von 14 kW

Turbo-Kaltwassersatz eChiller

Der untersuchte innovative Turbo-Kaltwassersatz besteht im Kern aus zwei „Kältemodulen“, welche jeweils einen Turboverdichter, einen Verdampfer, einen Kondensator und ein Expansionsorgan beinhalten. Das intern zirkulierende Kältemittel ist Wasser (R718). In Abbildung 4 ist der einstufige Kompressionskältekreislauf des eChillers dargestellt. Der Kältekreislauf beginnt im Zustandspunkt 1 am Eintritt zum Turboverdichter. Das gasförmige Kältemittel wird von Zustandspunkt 1 nach 2 vom Turboverdichter angesaugt und auf Kondensationsdruck verdichtet. Vom Zustandspunkt 2 nach 3 kondensiert das verdichtete Kältemittel mittels Direktkondensation. Die Kondensatorwärmeleistung wird hierbei vom Zustandspunkt 4 über die Kondensatorkreispumpe an den Wärmeübertrager des Kondensatorkreises geleitet und in der Zustandsänderung von 7 nach 8 an den externen Kühlwasservolumenstrom übertragen. Vom Zustandspunkt 4 nach 5 wird das Kältemittel entspannt, sodass infolgedessen eine Entspannungsverdampfung von 5 nach 6 stattfindet.

Im Zustandspunkt 9, welcher den Verdampferaustritt darstellt, wird das flüssige Kältemittel zum Zustandspunkt 10 durch die Verdampferkreispumpe auf ein höheres Druckniveau angehoben. Die Kälteleistung des eChillers wird mithilfe des Wärmeübertragers des Verdampferkreises an den umlaufenden Kaltwasservolumenstrom in der Zustandsänderung von 10 nach 11 übertragen. Ausgehend vom Zustandspunkt 11 und nach Absenkung des Drucks auf das Verdampferniveau verdampft ein Teil des im Wärmeübertrager überhitzten Kältemittels, wobei eine geringfügige Überhitzung des Kältemittels gegenüber dem Saugzustand des Verdichters bestehen bleibt. Der entstandene Kältemitteldampf (Zustandspunkt 12) mischt sich im nächsten Schritt mit dem Kältemittel im Zustandspunkt 6 zum Zustandspunkt 1.

Im überfluteten Verdampfer des eChillers findet wie bereits erläutert eine Entspannungsverdampfung und die Mischung der Kältemitteldämpfe der Zustandspunkte 6 und 12 statt. Maßgeblich für die Wärmeübertragung im Verdampfer sind die treibende Temperaturdifferenz im Wärmeübertrager zwischen dem extern strömenden Kaltwasser und dem Kältemittel auf der Prozessseite sowie die am Ende der Entspannungsverdampfung bestehende Überhitzung des Kältemittels.

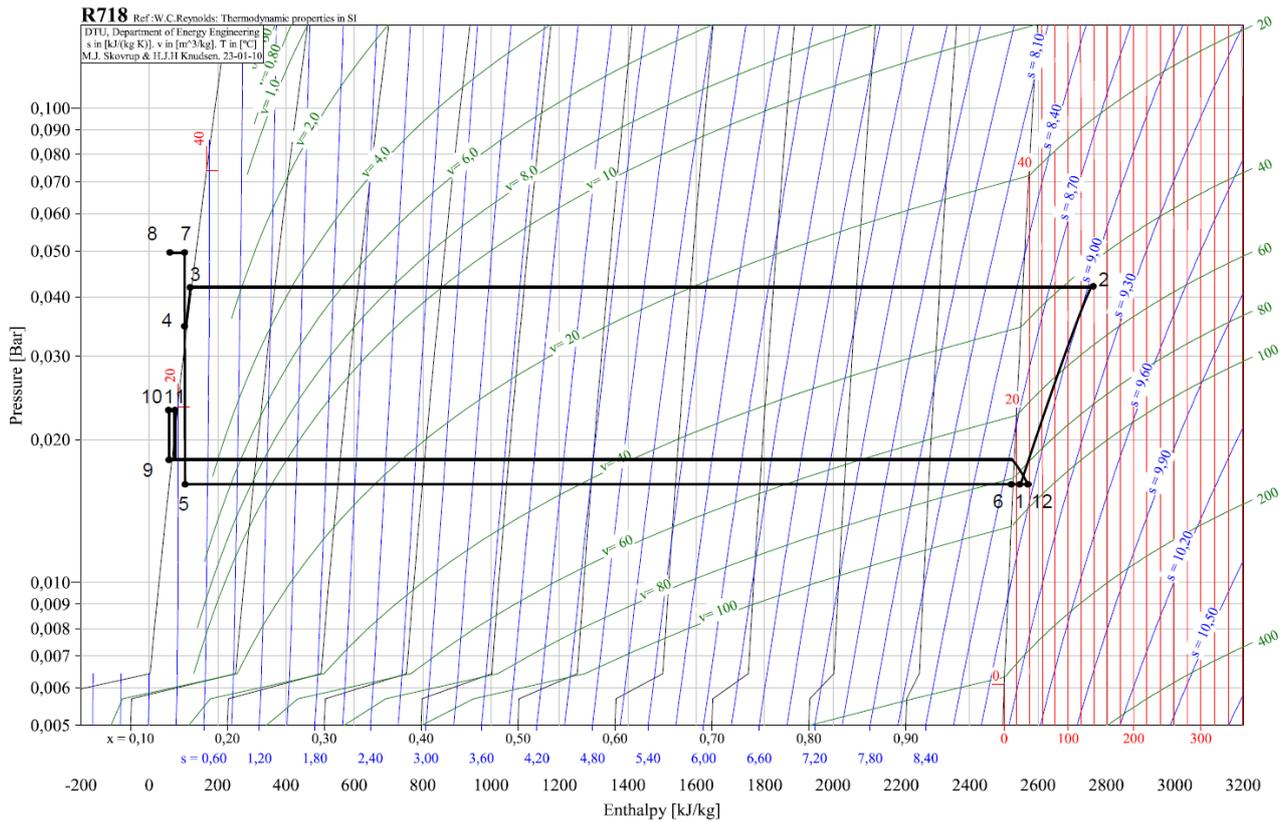


Abbildung 4: Einstufiger Kaldampfkreislaufprozess des Turbo-Kaltwassersatzes eChiller bei einer unteren Verdampfungstemperatur von 15 °C zu einer Kondensationstemperatur von 30 °C

Beide Temperaturdifferenzen stellen sich in Abhängigkeit der übertragenen Wärmeleistung ein. Es kann gezeigt werden, dass die Änderung dieser Temperaturdifferenzen bei Variation des Lastzustands der Kältemaschine in guter Näherung mit dem Verhalten eines gewöhnlichen Verdampfer-Wärmeübertragers übereinstimmt, bei dem das Kältemittel während der Wärmeübertragung im Sättigungszustand verbleibt und nicht durch Aufnahme sensibler Wärme überhitzt wird. Zur Reduktion der Komplexität ist der Kältekreislauf im Simulationsmodell daher vereinfacht unter Verwendung einer herkömmlichen Verdampferkonfiguration dargestellt worden.

Die hydraulische Verschaltung und die Temperaturniveaus der externen Wärmeträger sowie des internen Kältemittelkreislaufs sind in Abbildung 5 für den Betriebsmodus „Freie Kühlung“ dargestellt. Im Betriebsmodus „Freie Kühlung“ wird die kühle Umgebungstemperatur genutzt, um die benötigte Kälteleistung mittels freier Kühlung bereitzustellen.

Bei niedriger Umgebungstemperatur liefert der Rückkühler eine ausreichend niedrige Kühlwassertemperatur ($\vartheta_{\text{Kühlwasser,ein}}$), sodass trotz der zweistufigen Wärmeübertragung über den Kühlwasser- und den Kaltwasserwärmeübertrager die geforderte Kaltwasservorlaufstemperatur ($\vartheta_{\text{Kaltwasser,aus}}$) bereitgestellt werden kann. Hierbei sind ausschließlich die Kondensatorkreis-Pumpe und die Verdampferkreis-Pumpe in Betrieb, die Zwischenkreis-Pumpe ist inaktiv.

Der geförderte Massenstrom der Verdampferkreispumpe \dot{m}_{ec} entspricht dem der Kondensatorkreispumpe \dot{m}_{cc} .

$$\dot{m}_{ec} = \dot{m}_{cc} \quad (8)$$

Die Kälteleistung des eChillers ergibt sich aus dem geförderten Massenstrom im Verdampferkreis \dot{m}_{ec} , der spezifischen Wärmekapazität cp_{ec} und der Temperaturdifferenz am Verdampferkreiswärmeübertrager $\Delta\vartheta_{ec}$. Die zur Verfügung gestellte Kälteleistung entspricht der über den Kaltwasserkreis und den Kondensatorkreiswärmeübertrager an den Kühlwasserkreis übertragenen Leistung

$$\dot{Q}_{ec,eCh} = \dot{m}_{ec} \times cp_{ec} \times \Delta\vartheta_{ec} = \dot{Q}_{chw,eCh} = \dot{Q}_{cc,eCh} = \dot{Q}_{cw} \quad (9)$$

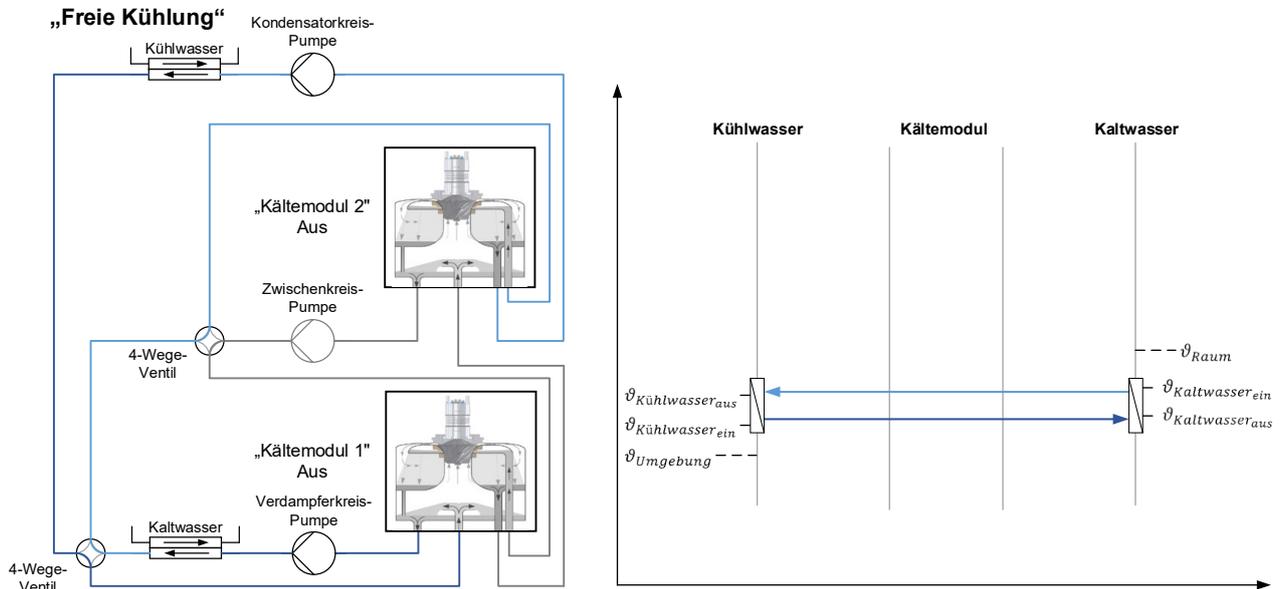


Abbildung 5: Darstellung der internen Hydraulik und der Temperaturniveaus der externen Wärmeträger sowie des internen Kältekreislaufs im Betriebsmodus „Freie Kühlung“

Die elektrische Leistungsaufnahme des Kaltwassersatzes ergibt sich im Betriebsmodus der freien Kühlung allein aus der Leistungsaufnahme der Verdampferkreis-Pumpe und der Kondensatorkreis-Pumpe.

$$P_{el,eCh} = P_{el,ec} + P_{el,cc} \quad (10)$$

Der erzielte $EER_{KE,eCh}$ des Turbo-Kaltwassersatzes errechnet sich aus der elektrischen Leistungsaufnahme $P_{el,eCh}$ und der zur Verfügung gestellten Kälteleistung $\dot{Q}_{chw,eCh}$.

$$EER_{KE,eCh} = \frac{\dot{Q}_{chw,eCh}}{P_{el,eCh}} \quad (11)$$

Steigt die Umgebungstemperatur gegenüber dem „Freie Kühlung“-Betrieb an, sodass der reine Betrieb der freien Kühlung nicht mehr möglich ist, wechselt die Anlage in den Betriebsmodus „Freie Kühlung+“. Um die benötigte Kaltwassertemperatur zu erreichen, entzieht der Verdampfer des ersten „Kältemoduls“ dem durch die Umgebung vorgekühlten intern umlaufenden Kältemittel Wärmeenergie. Hierbei hat sich die Stellung eines Vier-Wege-Ventils geändert, sodass das Kältemittel im Vergleich zur Betriebsart der „Freien Kühlung“ nicht mehr direkt vom Kaltwasser- zum Kühlwasserwärmeübertrager sondern vom Kaltwasserwärmeübertrager in den Kondensator des ersten „Kältemoduls“ geleitet wird.

Der Massenstrom der Verdampferkreis-Pumpe entspricht wie in der Betriebsart „Freie Kühlung“ dem der Kondensatorkreis-Pumpe. In dieser Betriebsart ist nun ebenfalls die Zwischenkreis-Pumpe aktiv, welche das Kältemittel vom Kondensator des ersten „Kältemoduls“ über den Verdampfer des zweiten Moduls zum Kondensator des zweiten „Kältemoduls“ fördert. Vergleiche hierzu die Darstellung der entsprechenden hydraulischen Schaltung und der anliegenden Temperaturen in Abbildung 6.

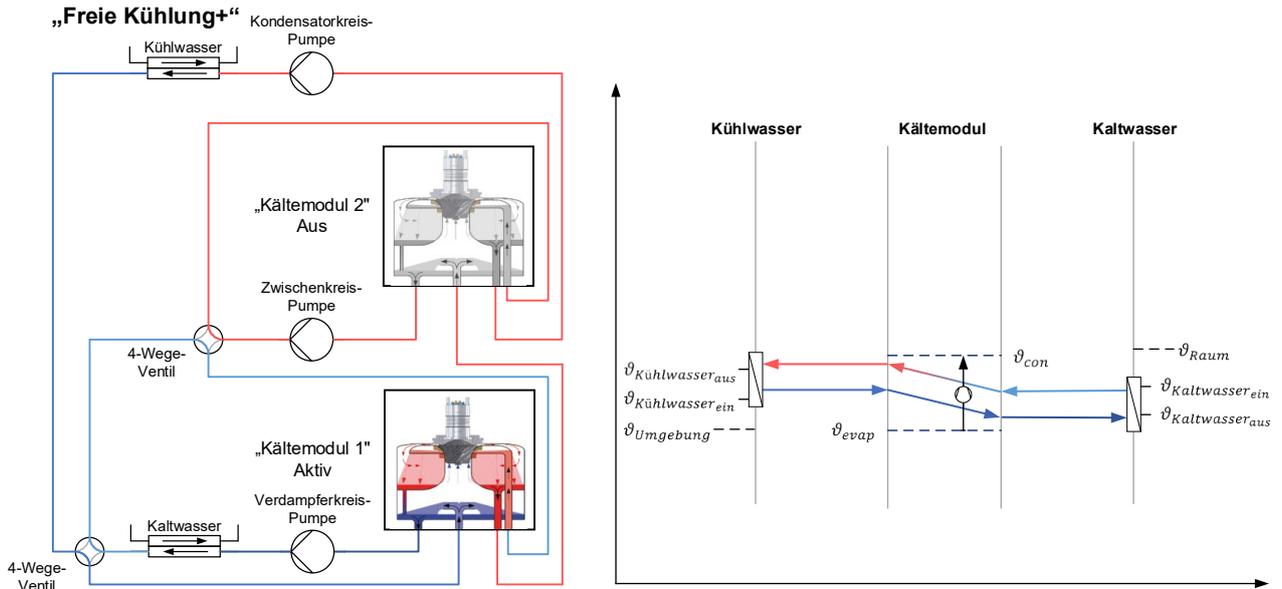


Abbildung 6: Darstellung der internen Hydraulik und der Temperaturniveaus der externen Wärmeträger sowie des internen Kältekreislaufs im Betriebsmodus „Freie Kühlung+“

Im nun aktiven „Kältemodul“ läuft ein kompletter Kompressionskältekreislauf ab. Im Verdampfersumpf verdampft das Kältemittel und kühlt den umlaufenden Kältemittelmassenstrom, welcher durch die Verdampferkreis-Pumpe zum Kaltwasserwärmeübertrager gefördert wird. Die Verdampferleistung des ersten Kältemoduls $\dot{Q}_{evap,cm1}$ ergibt sich aus dem durch die Pumpen geförderten Kältemittelmassenstrom \dot{m}_{cc} , der Enthalpie bei Austritt aus dem Kühlwasserwärmeübertrager $h_{cc,out}$ und der Enthalpie bei Eintritt in den Kaltwasserwärmeübertrager $h_{ec,in}$.

$$\dot{Q}_{evap,cm1} = \dot{m}_{cc} \times (h_{cc,out} - h_{ec,in}) \quad (12)$$

Das verdampfte Kältemittel wird vom Turbo-Verdichter angesaugt und vom Verdampfungs- auf Kondensationsdruck verdichtet. Die elektrische Leistungsaufnahme zum Betrieb des Turboverdichters $P_{el,comp,cm1}$ berechnet sich aus der Enthalpie bei Eintritt in den Turboverdichter $h_{in,cm1}$, der isentropen Enthalpie nach der Verdichtung $h_{out,is,cm1}$, dem durch den Verdichter geförderten Massenstrom \dot{m}_{cm1} , dem Verdichterwirkungsgrad η_{cm1} und dem Wirkungsgrad des Frequenzumrichters η_{Fu1} .

$$P_{el,comp,cm1} = P_{el,comp,eCh} = \frac{\dot{m}_{cm1} \times (h_{out,is,cm1} - h_{in,cm1})}{\eta_{cm1} \times \eta_{Fu1}} \quad (13)$$

Das nun komprimierte Kältemittel kondensiert im folgenden Schritt und überträgt die Wärmeleistung auf den internen Kühlwasservolumenstrom. Die Kondensatorleistung \dot{Q}_{cc} besteht im Gegensatz zur Betriebsart „Freie Kühlung“ aus der Summe der Kälteleistung am Verdampferkreiswärmeübertrager \dot{Q}_{ec} und der elektrischen Leistungsaufnahme des Turboverdichters der ersten Stufe $P_{el,comp,eCh}$.

$$\dot{Q}_{cc,eCh} = \dot{Q}_{ec,eCh} + P_{el,comp,eCh} = \dot{Q}_{chw,eCh} + P_{el,comp,eCh} \quad (14)$$

Die elektrische Leistungsaufnahme des eChillers besteht nun aus der Leistungsaufnahme des Turboverdichters $P_{el,comp,eCh}$ und der Leistungsaufnahme der Verdampferkreispumpe $P_{el,ec}$, der Zwischenkreispumpe $P_{el,ic}$ sowie der Kondensatorkreispumpe $P_{el,cc}$.

$$P_{el,eCh} = P_{el,ec} + P_{el,ic} + P_{el,cc} + P_{el,comp,eCh} \quad (15)$$

Abschließend gelangt das flüssige Kältemittel über einen Überlauf wieder in den Verdampfer, wobei eine Entspannungsverdampfung stattfindet. Betriebsmodus „Stufe 1“ wird aktiviert, wenn die Umgebungstemperatur so hoch ist, dass die Kühlwassertemperaturen über den gewünschten Kaltwassertemperaturen liegen. Abbildung 7 zeigt die hydraulische Verschaltung und die Temperaturen im Betriebsmodus „Stufe 1“. Eine Vorkühlung durch die Umgebung ist dabei nicht mehr möglich. Die gesamte Kälteleistung wird demzufolge über den Verdampfer des ersten „Kältemoduls“ geleistet.

$$\dot{Q}_{evap,cm1} = \dot{Q}_{ec,eCh} = \dot{Q}_{chw,eCh} = \dot{m}_{ec} \times cp_{ec} \times \Delta\vartheta_{ec} \quad (16)$$

Im Gegensatz zur Betriebsart „Freie Kühlung+“ hat sich die Stellung des zweiten Vier-Wege-Ventils verändert, wodurch das Kältemittel nicht mehr über den Kühlwasserwärmeübertrager in den Verdampfer des ersten „Kältemoduls“ gelangt, sondern in den Kondensator geleitet wird.

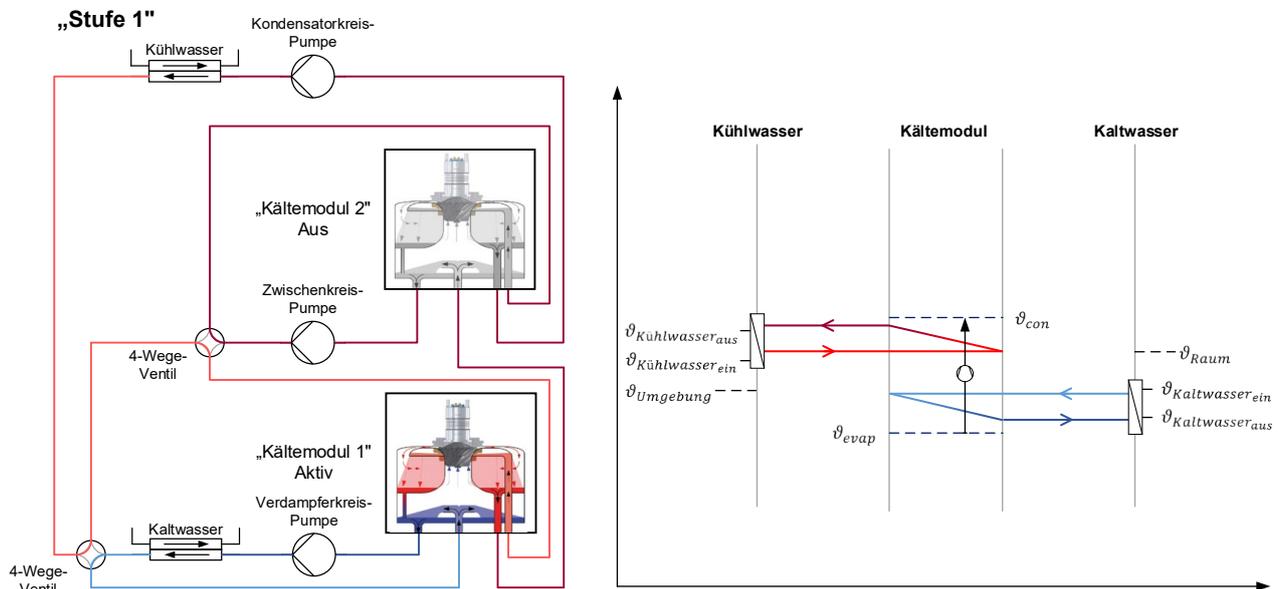


Abbildung 7: Darstellung der internen Hydraulik und der Temperaturniveaus der externen Wärmeträger sowie des internen Kältekreislaufs im Betriebsmodus „Stufe 1“

Im Betriebsmodus „Stufe 2“ sind beide „Kältemodule“ aktiv, da bei gesteigerter Umgebungstemperatur die externe Kühlwassertemperatur über der maximalen Kondensationstemperatur des ersten „Kältemoduls“ liegt. Demzufolge findet eine serielle Verdichtung des Kältemittels durch beide „Kältemodule“ statt, um die notwendige Kondensationstemperatur zu erreichen. Die geänderte interne Kältemittel-führung sowie das Temperaturgefälle zwischen Kühl- und Kaltwasser sind in Abbildung 8 dargestellt.

Im Vergleich zur Betriebsweise „Stufe 1“ sind zwei komplette Kompressionskreisläufe aktiv, mit Wärmeübertragung vom Kondensator der ersten auf den Verdampfer der zweiten Stufe. Das vom ersten „Kältemodul“ verdichtete Kältemittel kondensiert und wird über die Zwischenkreis-Pumpe in den Verdampfer des zweiten „Kältemoduls“ gefördert. Die Kälteleistung des zweiten Moduls $\dot{Q}_{evap,cm2}$ stellt die Kondensatorleistung $\dot{Q}_{cc,cm1}$ des ersten Moduls dar und errechnet sich aus der Verdampferleistung des ersten „Kältemoduls“ $\dot{Q}_{evap,cm1}$ und der Leistungsaufnahme des ersten Verdichters $P_{el,comp,cm1}$.

$$\dot{Q}_{evap,cm2} = \dot{Q}_{cc,cm1} = \dot{Q}_{evap,cm1} + P_{el,comp,cm1} \quad (17)$$

Durch diese Betriebsweise liegt die Kondensationstemperatur des ersten „Kältemoduls“ $\vartheta_{con,1}$ stets über der Verdampfungstemperatur $\vartheta_{evap,2}$ des zweiten Moduls.

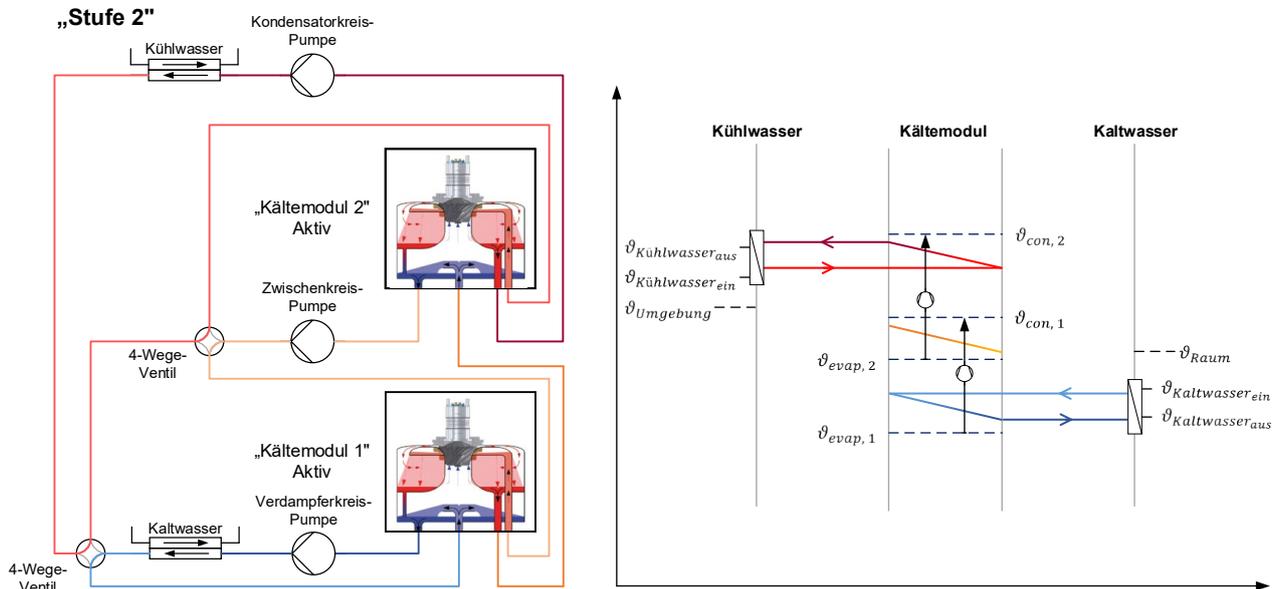


Abbildung 8: Darstellung der internen Hydraulik und der Temperaturniveaus der externen Wärmeträger sowie des internen Kältekreislaufs im Betriebsmodus „Stufe 2“

Die elektrische Leistungsaufnahme der Turboverdichter $P_{el,comp,eCh}$ stellt nun die Summe aus der Leistungsaufnahme des Turboverdichters der ersten Stufe $P_{el,comp,cm1}$ und der zweiten Stufe $P_{el,comp,cm2}$ dar.

$$P_{el,comp,eCh} = P_{el,comp,cm1} + P_{el,comp,cm2} \quad (18)$$

Die Leistungsaufnahme der Verdichter wird nach Gleichung (13) berechnet. Die an den Kühlwasserkreis übertragene Kondensatorleistung $\dot{Q}_{cc,eCh}$ entspricht der Summe der Verdampferleistung der zweiten Stufe $\dot{Q}_{evap,cm2}$ und der elektrischen Leistungsaufnahme des zweiten Turboverdichters.

$$\dot{Q}_{cc,eCh} = \dot{Q}_{evap,cm2} + P_{el,comp,cm2} = \dot{Q}_{cw} \quad (19)$$

In Abbildung 9 sind die Simulationsergebnisse der Berechnung des $EER_{KE,eCh}$ im Vergleich mit Betriebsdaten der Turbo-KM dargestellt. Hierbei sind die Kühlwassereintrittstemperatur in die Turbo-KM im Bereich von 15 °C bis 35 °C sowie die Kälteleistung $\dot{Q}_{chw,eCh}$ von 16 kW bis 32 kW variiert worden. Deutlich zu erkennen ist der Einsatz der unterschiedlichen Betriebsmodi abhängig von der jeweiligen Kühlwassereintrittstemperatur. Bei einer Temperatur von 15 °C ist die „Freie Kühlung“ aktiv, hierbei steigt das Ergebnis für die Modellrechnung für die erzielte Leistungszahl des Kältesystems mit Turbo-KM von 36,04 bei einer Kälteleistung von 16 kW bis 72,07 bei einer Kälteleistung von 32 kW. Die Turboverdichter sind hierbei nicht aktiv. Bei der nächsthöheren betrachteten Kühlwassertemperatur von 20 °C wird die Kälteanforderung im Betriebsmodus „Freie Kühlung+“ teilweise durch die Turbo-KM bedient – zur Unterstützung der freien Kühlung. Die Leistungszahl sinkt dabei von 13,23 bei 16 kW bis 11,11 bei einer Kälteleistung von 32 kW. Der Turboverdichter der ersten Stufe ist nun aktiv.

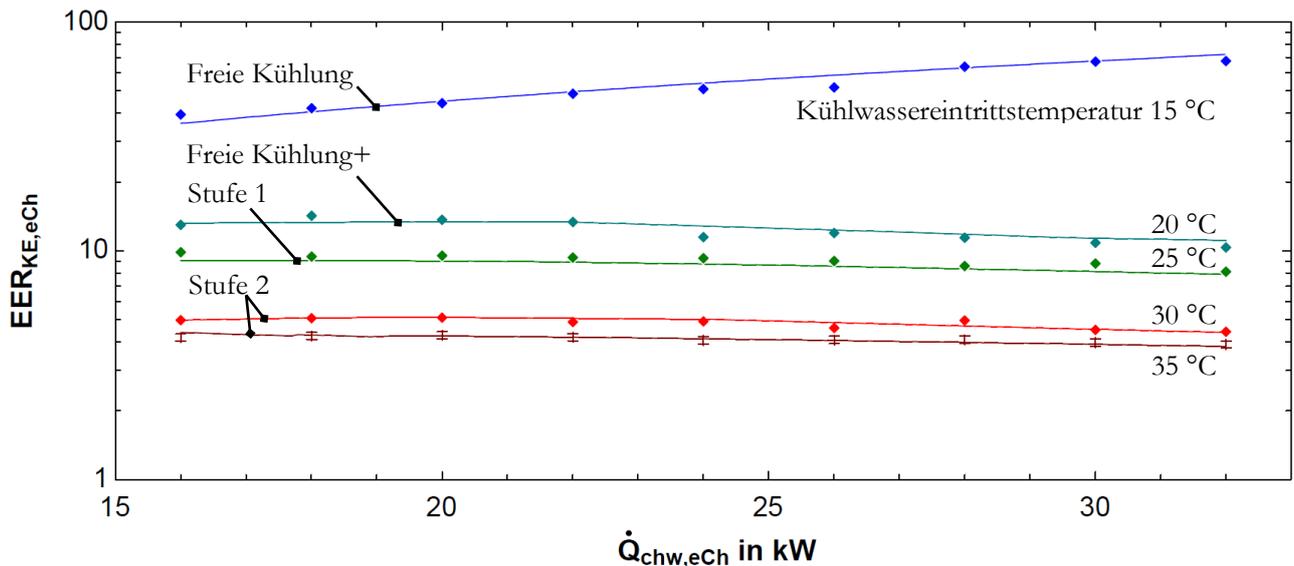


Abbildung 9: Verlauf des modellierten EER (Linie) im Vergleich zu aufgenommenen Betriebsdaten (Raute) der Turbo-KM bei einer Kaltwasservorlaufstemperatur von 20 °C und einer Variation der Kühlwassereintrittstemperatur von 15 °C bis 35 °C sowie einer Kälteleistung von 16 kW bis 32 kW. Darstellung der Messunsicherheit bei der Betrachtung der Betriebspunkte bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 35 °C

Bei der Kühlwassertemperatur von 25 °C ist keine Vorkühlung des Kältemittelvolumenstroms mehr durch freie Kühlung möglich, sodass die gesamte Kälteleistung vom ersten Kältemodul der Turbo-KM geliefert wird. Der aktive Betriebsmodus ist nun „Stufe 1“, die Leistungszahl der Kältemaschine sinkt von 9,04 bei 19 kW auf 7,89 bei 32 kW.

Bei den untersuchten Kühlwassertemperaturen von 30 °C und 35 °C sind beide Turboverdichter aktiv, die Turbo-KM befindet sich nun im Betriebsmodus „Stufe 2“. Die minimale Leistungszahl wird bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 35 °C sowie einer Kälteleistung von 32 kW erreicht und beträgt 3,82, die maximale Leistungszahl in Höhe von 5,11 bei einer Kühlwassertemperatur von 30 °C und einer Kälteleistung von 20 kW.

Trockenes Rückkühlwerk

Das Rückkühlwerk gibt die Kondensatorleistung des eChillers $\dot{Q}_{cc,eCh}$ über den Kühlwasserkreis an die Umgebungsluft ab. Die Kondensatorleistung $\dot{Q}_{cc,eCh}$ entspricht somit der übertragenen Wärmeleistung im Kühlwasserkreis \dot{Q}_{cw} und der an die Umgebung abgeführten Wärmeleistung des Rückkühlers \dot{Q}_{ct} .

$$\dot{Q}_{ct} = \dot{Q}_{cc,eCh} = \dot{Q}_{cw} \quad (20)$$

Das Rückkühlwerk stellt in dieser Betrachtung einen Trockenkühler dar. Abhängig von der Außenlufttemperatur erfolgt die Rückkühlung des Kühlwasserkreises rein konvektiv. Das Rückkühlwerk ist auf einen Kühlgrenzabstand, hierbei definiert als Temperaturspreizung zwischen der Trockenkugeltemperatur und der Kühlwasseraustrittstemperatur, von 8 K ausgelegt.

Die Ventilatoren des Rückkühlers verfügen über EC-Motoren und somit über einen stufenlos regelbaren Betrieb. Der Kühlluftvolumenstrom kann somit variabel in Abhängigkeit der abzuführen Last \dot{Q}_{ct} eingestellt werden. Die anliegenden Temperaturen des Kühlwasserkreis werden mithilfe der logarithmischen Temperaturdifferenz in Abhängigkeit von der herrschenden Umgebungslufttemperatur bestimmt. Die elektrische Leistungsaufnahme der Ventilatoren errechnet sich nach (6).

Pumpen

Im Kalt- und Kühlwasserkreis des Hybridkältesystems befinden sich drehzahlgeregelte Umwälzpumpen, eine im Kühlwasserkreis sowie drei im Kaltwasserkreis. Die Rohdichte ρ_i und die spezifische Wärmekapazität $c_{p,i}$ beziehen sich auf die mittlere Kühl- und Kaltwassertemperatur. Im Kühlwasserkreis wird als Medium Wasser mit 34 Vol.-% Ethylenglykol genutzt, im Kaltwasserkreis ausschließlich Wasser. Die geförderten Volumenströme \dot{V}_i werden abhängig von der übertragenen Wärmeleistung \dot{Q}_i und der Temperaturspreizung $\Delta\vartheta_i$ im Kühl- und Kaltwasserkreis berechnet.

$$\dot{V}_i = \frac{\dot{Q}_i}{\rho_i \times c_{p,i} \times \Delta\vartheta_i} \quad (21)$$

Die elektrische Leistungsaufnahme der Pumpen errechnet sich nach (6).

Umluftkühlgeräte

Umluftkühlgeräte versorgen die Kälteverbraucher mit Kälte, hierbei werden die auftretenden Kühllasten im Labortrakt bedarfsgerecht abgeführt. Die Wärmelasten werden mithilfe eines Ventilators auf den Kaltwasserkreislauf übertragen. Das System ist auf eine Abkühlung des Luftvolumenstroms im Umluftkühlgerät von 10 K ausgelegt. Die Umluftkühlgeräte verfügen über EC-Motoren, welche einen stufenlos regelbaren Betrieb der Ventilatoren ermöglichen. Der notwendige Kühlluftvolumenstrom wird analog zu Gleichung (5) berechnet, die elektrische Leistungsaufnahme nach Gleichung (6).

Kälteverbraucher

Im Forschungsvorhaben soll ein neu eingerichtetes Rechenzentrum gekühlt werden. Als Praxisobjekt dient der Labortrakt des G-Gebäudes der Hochschule München, Lothstraße 34, 80335 München. Die Simulation der Kältebelastgänge ist mit der Software DesignBuilder [Des23] durchgeführt worden, eine 3D-Ansicht des Gebäudes ist in Abbildung 10 dargestellt. Umluftkühlgeräte versorgen die Räume mit Kälte, die mittlere Serverraumtemperatur beträgt 28 °C.



Abbildung 10: 3D-Ansicht des mit der Simulationssoftware Designbuilder erstellten Gebäudes

Die ausgelegte Kaltwasservorlauftemperatur beträgt 20 °C. Die Rahmenbedingungen zur Nutzung der Räume (bspw. die Nutzungszeiten, die Raumkonditionen oder die Luftwechselraten) sind der DIN V 18599-10 entnommen worden. Die meteorologischen Daten entstammen einem Testreferenzjahr des Deutschen Wetterdiensts für die Stadt München [Deu23]. In Abbildung 11 sind die Simulationsergebnisse für einen Sommertag dargestellt.

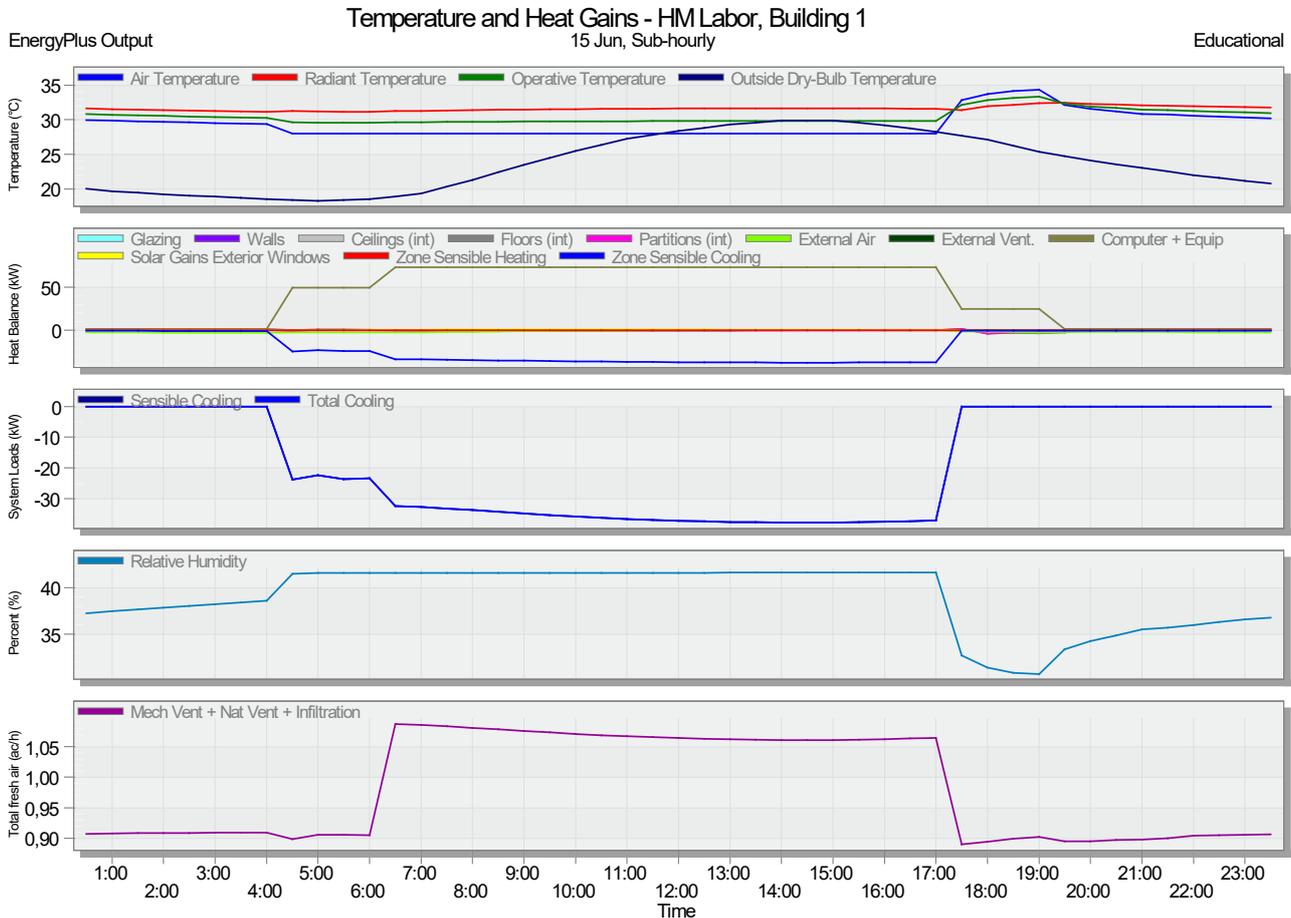


Abbildung 11: Überblick der Simulationsergebnisse zur Kühlung des Rechenzentrums für einen typischen Sommertag

Kaltwasserspeicher

Im Kaltwasserkreis ist ein Kaltwasserspeicher zur Pufferung der Kälteleistung und der hydraulischen Entkopplung des Erzeuger- und Verbraucherkreises vorgesehen. Die maximal speicherbare Kälteenergiemenge $Q_{St,max}$ berechnet sich aus dem Volumen des Speichers V_{St} , der Dichte des Kaltwassers ρ_{chw} , der spezifischen Wärmekapazität von Wasser $c_{p,chw}$ und der Temperaturspreizung im Kaltwasserkreis $\Delta\vartheta_{chw}$.

$$Q_{St,max} = V_{St} \times \rho_{chw} \times c_{p,chw} \times \Delta\vartheta_{chw} \quad (22)$$

Im Forschungsvorhaben ist ein Kaltwasserspeicher in Pendelausführung mit einem Volumen von 1 m³ geplant worden. Bei einer Temperaturspreizung von 6 K ergibt sich hierbei eine speicherbare Kälteenergiemenge von rund 7 kWh.

2. Hydraulisches Anlagenkonzept

Für eine möglichst energieeffiziente Anlagenhydraulik gilt es, die Dimensionierung der Rohrleitungen und die Auswahl der Pumpen sowie der Regelorgane an die vorliegende Bedarfssituation optimal anzupassen. Im Hybriddältekonzept sollen die Kälteerzeuger variabel einzeln, parallel oder seriell eingesetzt werden können, abhängig von der jeweiligen Betriebsstrategie. Die Auslegung der einzelnen Komponenten ist hierbei jedoch in bestimmten Aspekten voneinander abhängig. Beispielsweise hängt die Auslegung der Ventile hinsichtlich der Ventilautorität direkt mit den Strömungsverlusten der Anlage zusammen, die in der Anlage in unterschiedlichen Betriebskonfigurationen auftreten.

Im Hybriddältekonzept werden vier Dreiwege-Ventile benötigt, zwei im Kühlwasser- und zwei im Kaltwasserkreis – vergleiche hierzu das Fließschema in Abbildung 12. Drei der Ventile sind dabei Dreiwegemischventile, eins stellt ein Umschaltventil dar. Dieses Umschaltventil wird genutzt, um zwischen der seriellen und parallelen Betriebsstrategie umzuschalten. Die Mischventile werden zum Frostschutz und zum Anfahren der Anlage genutzt. Zur Auslegung der Dreiwegemischventile wird zunächst der gewünschte Volumenstrom nach (21) berechnet, um im nächsten Schritt den Druckverlust in der mengenvariablen Strecke zu bestimmen. Entsprechend der erforderlichen Ventilautorität wird ein geeignetes Ventil (Mischventil R3040-16-S3, Hersteller Belimo) ausgewählt. Bei der Auswahl des Umschaltventils stellt die Ventilautorität nicht das entscheidende Kriterium dar. Vielmehr ist eine wirtschaftliche Auslegung mit möglichst geringem Druckverlust bei gegebenem Kosteneinsatz zu finden. Es wurde das Umschaltventil R3040-BL3 (Hersteller Belimo) ausgewählt. Die Dimensionierung der Rohrleitungen zielt ebenfalls auf ein günstiges Verhältnis von Investitions- und Betriebskosten. Dabei ist der Rohrleitungswiderstand maßgeblich, welcher durch den Durchmesser und das ausgewählte Rohrmaterial entscheidend beeinflusst wird. Im Kühlwasser- und Kaltwasserkreis sind Stahlrohre in DN 50 bzw. DN 40 installiert worden. Im Zuge des Umbaus der Bestandsanlage wird ein Verdampfer in den Kältekreislauf der Split-Kälteanlage mit Anschluss an den Kaltwasserkreis integriert. Die Auslegung des Verdampfers ist u. a. von der gewünschten Wärmeleistung, den Temperaturen am Ein- und Austritt und den eingesetzten Medien abhängig. In Zusammenarbeit mit dem Hersteller TTZ ist eine passende Verdampfereinheit ausgelegt worden. Auf Grundlage der ermittelten Druckverluste und Volumenströme erfolgte die Auslegung der Pumpe für den Kühlwasserkreis und der drei Pumpen im Kaltwasserkreis. Ausgewählt wurden hierbei die Pumpen Wilo Stratos bzw. Wilo Stratos Maxo.

3. Planung der Mess-, Steuer und Regelungstechnik

Zur optimierten Steuerung sowie für die Auswertung des Anlagenbetriebs ist ein detailliertes Mess-, Steuer- und Regelungskonzept zu erstellen. Die Ausführung der Technik sollte möglichst flexibel gestaltet werden, um während der Erprobung Änderungen zur weiteren Optimierung des Betriebs durchführen zu können. Für die wissenschaftliche Messtechnik wird ein eigenes Messkonzept erstellt, um eine klare Trennung zwischen Anlagenbetrieb und wissenschaftlicher Auswertung zu erreichen.

Im Aufbau von Regelungssystemen wird unterschieden zwischen zentralen und dezentralen Regelungen. Die in der Gebäudetechnik weit verbreitete dezentrale Regelung besteht aus mehreren unabhängigen Reglern, welche in derselben Anlage eingesetzt werden. Hierbei nehmen diese unterschiedliche Aufgaben wahr, ohne jedoch miteinander zu kommunizieren. Das Konzept der dezentralen Regelung ermöglicht eine kostengünstige Lösung und vereinfacht die Wartung der gesamten Anlage.

Neben den Vorteilen für den Anlagenaufbau und -betrieb weist dieser Systemaufbau jedoch auch Nachteile auf. Aufgrund der selbstständigen Kontrolle der Komponenten über ihren jeweiligen Regelkreis besteht die Gefahr der gegenseitigen Beeinflussung mit der Folge eines schwingenden Verhaltens in der Gesamtanlage. Darüber hinaus ist u. U. mit langen Totzeiten zu rechnen. Daraus ergibt sich zwar kein Risiko hinsichtlich der Betriebssicherheit der Anlage, es ist jedoch mit einem erhöhten Energiebedarf zu rechnen. Die Nachteile des dezentralen Regelungskonzepts können mithilfe einer zentralen Regelung behoben werden. Hierbei besteht die Möglichkeit, Regelkreise auf mehrere Regelungen aufzuteilen und diese im nächsten Schritt untereinander zu vernetzen. Hierdurch kann der Energiebedarf durch den an die Bedarfssituation und die äußeren Bedingungen angepassten Einsatz der Erzeuger deutlich gesenkt werden. Infolgedessen können die Betriebskosten der Anlage gesenkt und gleichzeitig ein Schwingen der Regelkreise unterbunden werden.

Hinsichtlich des Aufbaus eines geeigneten Regelkonzepts ist es zunächst notwendig, die Funktion der Regelgeräte der wesentlichen Komponenten zu untersuchen. Sämtliche Anlagenkomponenten weisen eine eigenständige Regelung auf. Der eChiller besitzt eine geräteinterne Regelung, welche über den Betrieb des eChillers hinaus externe Peripheriegeräte ansteuern kann. Das Rückkühlwerk regelt die Drehzahl der Ventilatoren anhand der Außentemperatur, der Luftfeuchte und der Rücklauftemperatur im Kühlwasserkreis. Die Pumpen im Kühl- und Kaltwasserkreis können mithilfe ihrer integrierten Regelung beispielsweise in den Betriebsmodi Differenzdruckregelung, konstante Temperatur oder konstanter Volumenstrom eingestellt werden. Die Drehzahl der Umluftkühlgeräte wird abhängig von der Raumlufttemperatur eingestellt. Die Split-Kälteanlage regelt die Verdichterdrehzahl und die Lüfterdrehzahl der Außeneinheit als auch die Stellung des Expansionsventils abhängig von den Umgebungsbedingungen, den Temperaturen auf der Verbraucherseite und den internen Temperaturen.

Im Hybridkältesystem sollen die Anlagenkomponenten hinsichtlich ihres elektrischen Energiebedarfs optimal eingesetzt werden. Die Verwendung der eigenständigen Regelungen der einzelnen Komponenten kommt im Sinne eines koordinierten Zusammenspiels im Gesamtsystems dahingehend an ihre Grenzen. Aus diesem Grund ist ein zentrales Regelkonzept entwickelt worden, das die Vorgabe von Sollwerten für die einzelnen Anlagenkomponenten abhängig von der jeweiligen Betriebsstrategie ermöglicht. Die geräteinternen Regelungen werden somit weiter genutzt, jedoch koordiniert angesteuert über eine übergeordnete Regelungseinheit. Die einzelnen Komponenten werden dementsprechend vernetzt eingesetzt.

Die Betriebsstrategien sollen abhängig von der Kälteanforderung und den Umgebungsbedingungen die Sollwerte für die einzelnen Anlagenkomponenten setzen. Zur Bestimmung der Kälteleistung \dot{Q}_i wird der geförderte Volumenstrom \dot{V}_i , die Dichte des Mediums ρ_i , die spezifische Wärmekapazität cp_i sowie die Vorlauftemperatur ϑ_j und Rücklauftemperatur ϑ_o benötigt.

$$\dot{Q}_i = \dot{V}_i \times \rho_i \times cp_i \times (\vartheta_o - \vartheta_j) \quad (23)$$

Zur Bestimmung der notwendigen Daten werden Messstellen an geeigneten Stellen im Hybridkältesystem gesetzt. Die hierbei notwendigen Messpunkte zur Regelung der Anlage sind in Tabelle 1 dargestellt. Die Dichte des Mediums als auch die spezifische Wärmekapazität werden hierbei rechnerisch bestimmt. Das Fließschema der Anlage inklusive sämtlicher Messstellen ist in Abbildung 12 dargestellt.

Tabelle 1: Messstellen der Regelungstechnik

Messstellennr.	Messgröße	Prozessgröße	Medium
1.11	Temperatur	Außentemperatur	Luft
1.12	Feuchte	Außenluftfeuchte	Luft
2.11	Temperatur	Rücklauf Rückkühler	Wasser-Glykol
2.12	Temperatur	Rücklauf Kühlwasser	Wasser-Glykol
3.11	Temperatur	Vorlauf eChiller	Wasser
3.12	Temperatur	Bypass Kälteerzeuger	Wasser
3.13	Volumenstrom	Durchfluss eChiller	Wasser
4.11	Temperatur	Vorlauf Split	Wasser
4.12	Volumenstrom	Durchfluss Split	Wasser
5.11	Temperatur	Kaltwasserspeicher Oben	Wasser
5.12	Temperatur	Kaltwasserspeicher Mitte	Wasser
5.13	Temperatur	Kaltwasserspeicher Unten	Wasser
6.11	Temperatur	Rücklauf Kaltwasser	Wasser

Hinsichtlich der Vernetzung der Anlagenkomponenten wird ein Bussystem eingesetzt. Mithilfe des Bussystems werden dem Nutzer des Hybridkältesystems weitere Möglichkeiten zur optimierten Steuerung eröffnet, welche mit konventioneller Technik nicht realisierbar sind. Hierbei ist es beispielsweise denkbar, mithilfe des Bussystems den Betriebszustand der Anlage über die einzelnen Feldgeräte abzufragen oder geräteinterne Werte auszulesen (wie z. B. die elektrische Leistungsaufnahme oder die Verdichterdrehzahl). Aufgrund der Kompatibilität der einzelnen Geräte ist hierbei das Standardprotokoll Modbus RTU ausgewählt worden.

Für eine energetische Bewertung der Anlage ist gesondert zur Regelungstechnik ein wissenschaftlicher Messkreis geplant worden. Zusätzlich zur Aufnahme der übertragenen Leistungen gemäß (23) werden die elektrischen Leistungswerte der einzelnen Komponenten erfasst. Dies ermöglicht die Erfassung des EERs der einzelnen Kälteerzeuger als auch der gesamten Kälteanlage gemäß (11). Die hierfür eingesetzten Messstellen sind in Tabelle 2 aufgelistet.

Tabelle 2: Messstellen des wissenschaftlichen Messkreises

Messstellennr.	Messgröße	Prozessgröße	Medium
1.21	Temperatur	Außentemperatur	Luft
1.22	Feuchte	Außenluftfeuchte	Luft
1.23	Luftdruck	Außenluftdruck	Luft
2.21	Temperatur	Vorlauf Kühlwasser	Wasser-Glykol
2.22	Temperatur	Rücklauf Kühlwasser	Wasser-Glykol
2.23	Volumenstrom	Durchfluss Kühlwasser	Wasser-Glykol
2.24	Elektrische Leistung	Rückkühlwerk	3 ~ 400V 50Hz
2.25	Elektrische Leistung	Kühlwasserpumpe	1 ~ 230V 50Hz
3.21	Temperatur	Vorlauf eChiller	Wasser
3.22	Temperatur	Mischtemperatur Kälteerzeuger	Wasser
3.23	Temperatur	Bypass Kälteerzeuger	Wasser
3.24	Temperatur	Rücklauf eChiller	Wasser
3.25	Volumenstrom	Durchfluss eChiller	Wasser
3.26	Elektrische Leistung	eChiller	3 ~ 400V 50Hz
3.27	Elektrische Leistung	Kaltwasserpumpe eChiller	1 ~ 230V 50Hz
4.21	Temperatur	Vorlauf Split	Wasser
4.22	Temperatur	Rücklauf Split	Wasser
4.23	Volumenstrom	Durchfluss Split	Wasser
4.24	Elektrische Leistung	Verdichtereinheit Split	3 ~ 400V 50Hz
4.25	Elektrische Leistung	Außeneinheit Split	1 ~ 230V 50Hz
4.26	Elektrische Leistung	Kaltwasserpumpe Split	1 ~ 230V 50Hz
5.21	Temperatur	Kaltwasserspeicher Oben	Wasser
5.22	Temperatur	Kaltwasserspeicher Mitte-Oben	Wasser
5.23	Temperatur	Kaltwasserspeicher Mitte	Wasser
5.24	Temperatur	Kaltwasserspeicher Mitte-Unten	Wasser
5.25	Temperatur	Kaltwasserspeicher Unten	Wasser
5.26	Temperatur	Vorlauf nach Kaltwasserspeicher	Wasser
5.27	Temperatur	Rücklauf vor Kaltwasserspeicher	Wasser
5.28	Temperatur	Rücklauf nach Kaltwasserspeicher	Wasser
6.21	Durchfluss	Durchfluss Kaltwasserkreis	Wasser
6.22	Temperatur	Vorlauf Kaltwasserkreis	Wasser
6.23	Temperatur	Rücklauf Kaltwasserkreis	Wasser
6.24	Elektrische Leistung	Pumpe Kaltwasserkreis	1 ~ 230V 50Hz

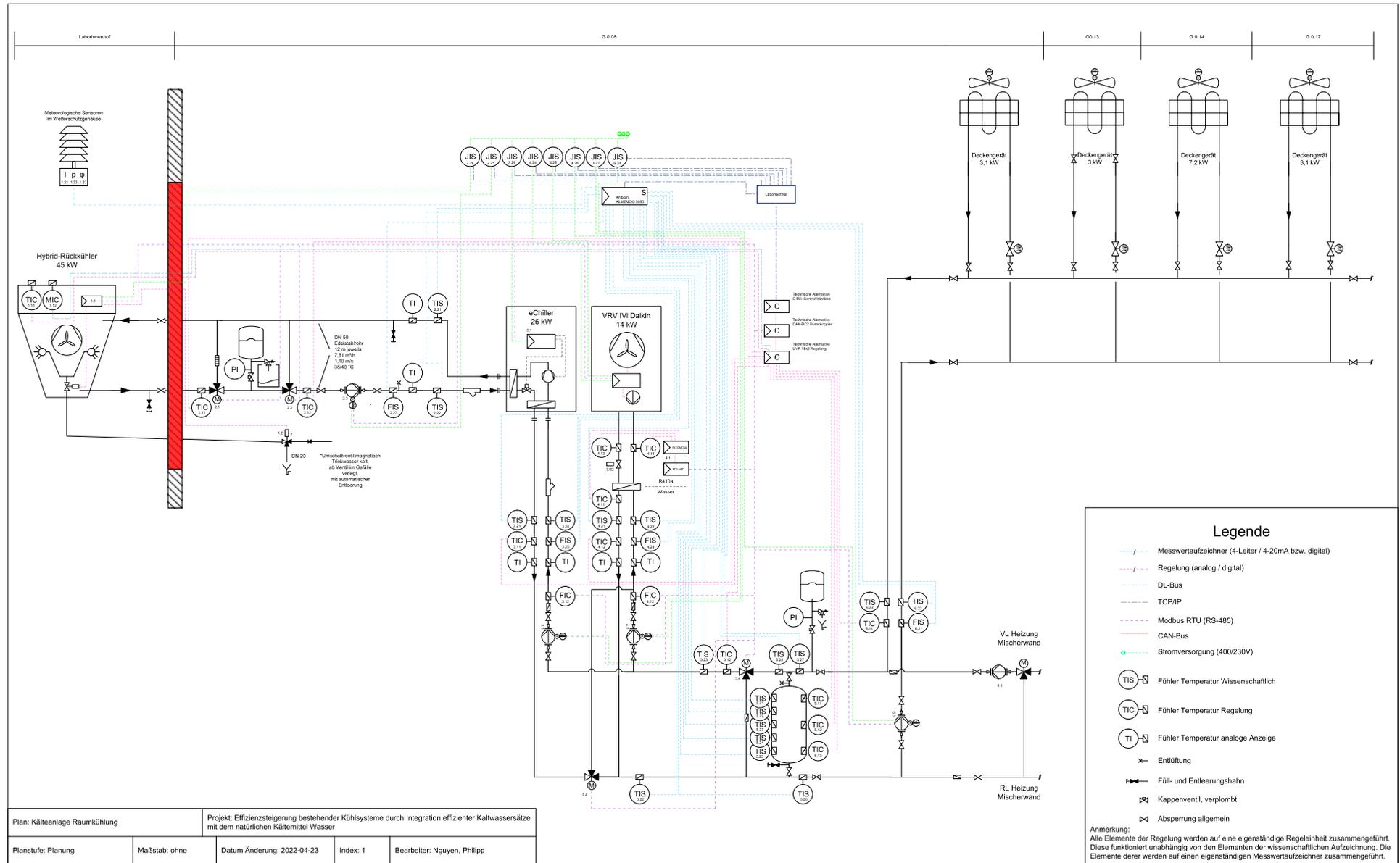


Abbildung 12: Fließschema der Hybridkälteanlage inklusive sämtlicher Messstellen des Mess-, Steuer und Regelungskonzepts

C. Pilotinstallation an der Hochschule München

Das Hybridkältekonzept ist an der Hochschule München als Pilotinstallation aufgebaut und regelungstechnisch umgesetzt worden. In den folgenden Kapiteln wird der konkrete Aufbau des Systems als auch die Analyse der Funktion der Hybridkälteanlage vorgestellt.

1. Hydraulischer Aufbau des Gesamtsystems

Der hydraulische Aufbau des Anlagenkonzepts orientierte sich an einer funktionellen Umsetzung des Pilotsystems. Abbildung 13 zeigt die Hybridkälteanlage während des Aufbaus mit den Hauptkomponenten der Anlage: Turbo-Kaltwassersatzes eChiller (1), Verdichtereinheit der Split-KM (2), Datenlogger des wissenschaftlichen Messkreises (3) sowie Regelungseinheit (4).

Im Zuge des Aufbaus ist zunächst mit der Installation des Kühlwasserkreises, der das Rückkühlwerk, die Kühlwasserpumpe, die Regelventile und das Membranausdehnungsgefäß umfasst, begonnen worden. Nach erfolgreichem Aufbau lag der nächste Schritt in der Installation des Kaltwasserkreises. Hierbei sind der eChiller, die drei Kaltwasserpumpen, die Regel- und Umschaltventile, das Ausdehnungsgefäß sowie der Kaltwasserspeicher in das Kaltwassernetz integriert worden. Besonderes Augenmerk lag in der Einbindung des Split-Klimasystems, da eine Umstellung auf ein kaltwassergeführtes System vollzogen wurde. Abschließend sind die Umluftkühlgeräte in den Kaltwasserkreis eingebunden worden.



Abbildung 13: Hybridkältesystem mit den Hauptkomponenten eChiller (1), Verdichtereinheit der Split-KM (2), Datenlogger des wissenschaftlichen Messkreises (3) und Regelungseinheit (4)

2. Ausführung der Mess-, Steuer und Regelungstechnik

Für den Aufbau der zentralen Regelung wird der Universalregler UVR16x2 des österreichischen Herstellers *Technische Alternative* eingesetzt. Diese Regeleinheit bietet eine frei programmierbare Oberfläche mit 16 analogen Ein- und Ausgängen. Mithilfe des Bus-Anbindungsmoduls CAN-BC2 ist es möglich, die Regelung in ein Modbus-RTU Netzwerk einzubinden. Des Weiteren ist ein C.M.I.-Modul hinzugefügt worden, mit welchem die Kommunikation mit dem Messrechner und das Datenlogging der Messdaten der Regelungstechnik ermöglicht wird. Die UVR16x2, das CAN-BC2-Modul und das C.M.I.-Modul sind untereinander mit einem CAN-Bus verbunden.

Abhängig von der ausgewählten Betriebsstrategie, welche in Kapitel D. näher erläutert wird, kommuniziert der Universalregler mit den jeweiligen Anlagenkomponenten mithilfe des Modbus-RTU-Netzwerks. Hierbei werden zum einen die Ein- und Ausschaltsignale sowie zum anderen die zugehörigen Sollwerte für den Betrieb an die verschiedenen Feldgeräte gesandt. An den eChiller wird mithilfe der Kommunikationsschnittstelle das Freigabe-Signal und der Temperatur-Sollwert für den Kaltwasservorlauf gesendet. Die geräteinterne Regelung des eChillers steuert den internen Kältekreislauf als auch den aktiven Betriebsmodus des eChillers selbst.

Zur Ansteuerung der Split-KM (Hersteller Daikin) ist der Erweiterungsbausatz EKEQMCAV3 zur Einbindung der Expansionsventil-Einheit mit einem Schaltausgang des Universalreglers verbunden. Hierdurch kann die Freigabe der Split-KM gesteuert werden. Darüber hinaus ist ein RTD-NET zur Einstellung des Sollwerts des Kaltwasservorlaufs der Split-KM in das Modbus-Netz integriert worden. Die Gerätesteuerung der Split-Kälteanlage steuert den leistungsgeregelten Einsatz der Verdichtereinheit, das Expansionsventil zum Direktverdampfer sowie den Ventilator des Außenluftwärmeübertragers eigenständig.

Das Rückkühlwerk (Hersteller Güntner) wird mithilfe des zugehörigen Kommunikationsmoduls GCM MOD GMM EC.1 über das Modbus-Netzwerk angesteuert. Dabei wird die Freigabe des Rückkühlers und der Temperatur-Sollwert für die Kühlwasseraustrittstemperatur von der UVR16x2 vorgegeben.

Die Soll-Volumenströme der Pumpen im Kühl- und Kaltwasserkreis werden unter Verwendung von CIF-Modulen bzw. IF-Modulen eingestellt. Zur Realisierung der unterschiedlichen Betriebsstrategien und Funktionen der Hybridkälteanlage werden die Stellwerte der Belimo Regel- und Umschaltventile mit dem Kommunikationsfähigen Drehantrieben NR24A-MOD geregelt. Die Umluftkühlgeräte werden mithilfe der Madoka-Regler in jedem Raum abhängig von der gewünschten Raumtemperatur angesteuert und sind nicht an die übergeordnete zentrale Reglereinheit angeschlossen.

Für die Messung der Temperaturen im Kühl- und Kaltwasserkreis gemäß der Messstellenliste in Kapitel B.3 sind Platin-Mantelwiderstandsthermometer in 2-Leiterschaltung eingesetzt worden, konkret PT1000 der Genauigkeitsklasse 1/3 DIN B. Die Außenlufttemperatur sowie die Außenluftfeuchte werden mithilfe eines PT1000-Außensensors und eines Feuchtesensors aufgenommen. Zur Bestimmung des Volumenstroms werden die aktuellen Werte der Pumpen hinzugezogen.

Für den Aufbau des wissenschaftlichen Messkreises ist als Datenlogger ein Almemo 5690-2CPU der Fa. Ahlborn ausgewählt worden. Die aufgenommenen Messdaten werden auf einer SD-Karte gespeichert und können mithilfe einer TCP/IP-Verbindung mit dem Messrechner über die Software WinControl ausgelesen werden [akr19].

Gemäß der Messstellenliste des wissenschaftlichen Messkreises in Kapitel B.3 werden Temperatur, Luftfeuchte, Luftdruck, Durchfluss und elektrische Leistung gemessen. Die meteorologischen Daten zur Außenlufttemperatur, Luftfeuchte und Luftdruck werden mit dem digitalen Fühler FHAD46C4AG der Fa. Ahlborn aufgenommen. Die Messung der Temperatur in den Medienkreisen erfolgt durch Platin-Mantelwiderstandsthermometer in 4-Leiterschaltung, hierbei kommen PT100 mit der Genauigkeitsklasse 1/10 DIN B zum Einsatz.

Hinsichtlich der Messung der Durchflussmengen werden Durchflussmessgeräte mit magnetisch-induktivem Messprinzip eingesetzt. Diese bieten den Vorteil, berührungslos bei gleichzeitig hoher Messgenauigkeit den aktuellen Volumenstrom messen zu können. Im Kühl- und Kaltwasserkreis werden Durchflussmessgeräte des Typs Optiflux 1050 C der Fa. Krohne eingesetzt.

Zur Bewertung der Energieeffizienz der Anlage ist die möglichst genaue Messung der elektrischen Leistungsaufnahme der Anlagenkomponenten von enormer Bedeutung. Hierbei ist der Energy Manager EM420 der Fa. TQ-Systems GmbH ausgewählt worden, mit den dazugehörigen Sensorbars lassen sich die einzelnen Komponenten elektrisch erfassen. Abweichend davon erfolgt die Erfassung der elektrischen Leistungsaufnahme der Verdichtereinheit der Bestands-Split-Kälteanlage mit einem Janitza UMG 96RM-E und des Ventilators des Außenluftwärmeübertragers mit einem UMG 96RM.

3. Inbetriebnahme, Funktionsanalyse & Systemtest

Nach Abschluss des Aufbaus der Hybridkälteanlage erfolgte die Inbetriebnahme sämtlicher Anlagenkomponenten. Hierbei sind die einzelnen Anlagenbestandteile hinsichtlich ihrer Funktionalität untersucht worden, darüber hinaus sind die parallele und serielle Kälteerzeugung einem Systemtest unterzogen worden. Die Ergebnisse dieser Systemtests werden im Folgenden vorgestellt. In Abbildung 14 ist der Temperaturverlauf des Systemtest bei der parallelen Kälteerzeugung dargestellt.

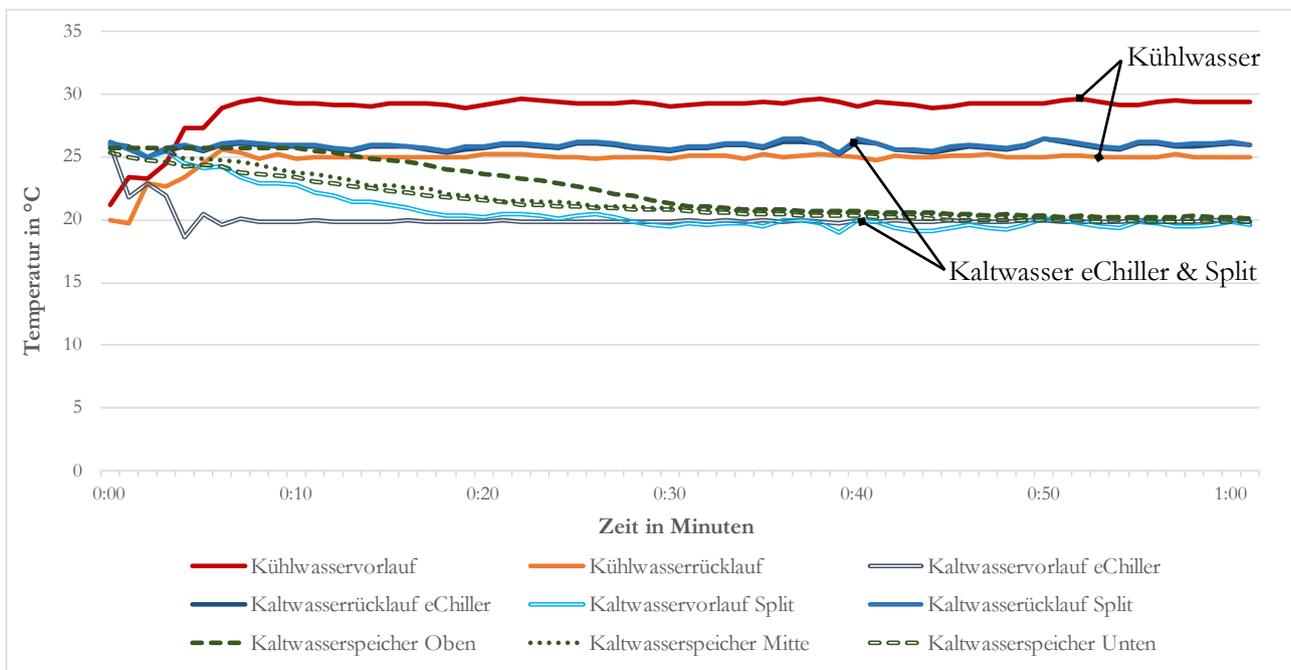


Abbildung 14: Temperaturverlauf im Systemtest bei einer parallelen Kälteerzeugung des eChillers und der Split-KM für eine Soll-Kaltwasservorlaufstemperatur von 20 °C

Im Temperaturverlauf des Systemtests ist erkennbar, dass der eChiller nach rund 10 Minuten den Kaltwasser-Sollwert von 20 °C erreicht. Die Split-KM benötigt ca. 10 weitere Minuten, um den Sollwert im Kaltwasseraustritt bereitzustellen. Nach 35 Minuten ist der Kaltwasserspeicher komplett geladen und ein stabiler Betriebspunkt stellt sich ein. Der Verlauf des elektrischen Leistungsbedarfs und der gelieferten Kälteleistung bei der parallelen Kältebereitstellung ist in Abbildung 15 dargestellt.

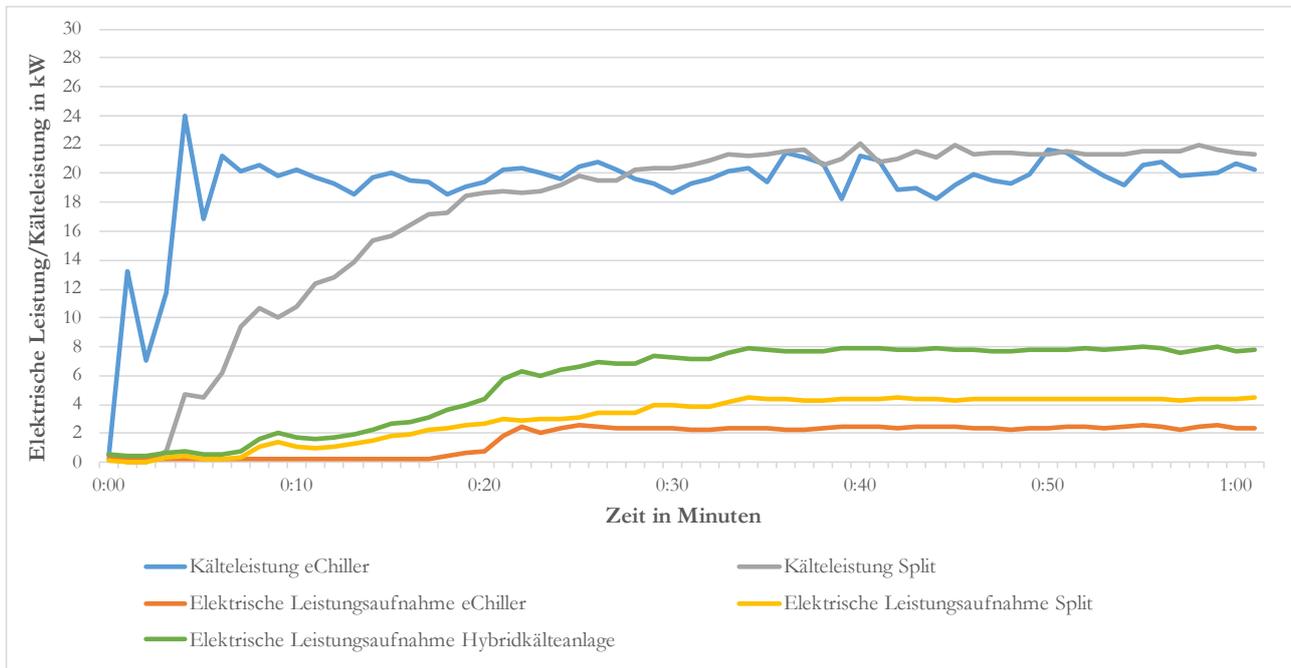


Abbildung 15: Verlauf der elektrischen Leistung und Kälteleistung des eChillers sowie der Split-KM im Systemtest bei einer parallelen Kälteerzeugung für eine Soll-Kaltwasservorlaufstemperatur von 20 °C

Im Verlauf der elektrischen Leistungsaufnahme des eChillers ist zu erkennen, dass die Kältebereitstellung bis zu Minute 20 mithilfe der freien Kühlung bzw. der unterstützten freien Kühlung umgesetzt wird. Anschließend schaltet der eChiller in den Betriebsmodus „Stufe 1“. Der mittlere $EER_{KE,eCh}$ ab Minute 20 beträgt für den Turbo-Kaltwassersatz 8,44, hierbei variiert der $EER_{KE,eCh}$ zwischen 7,34 und 10,84. Die Split-KM stellt die Kälteleistung bei einem mittleren $EER_{KE,split}$ von 5,16 bereit, ebenfalls bezogen auf die Kältebereitstellung ab Minute 20. Der $EER_{KE,split}$ schwankt hierbei zwischen 4,79 und 6,88. Diesbezüglich lässt sich feststellen, dass die Split-KM die Kälteleistung im Teillastzustand bedeutend energieeffizienter als im Volllastzustand bereitstellen kann. Der elektrische Hilfsenergieeinsatz zum Betrieb des Rückkühlers, der Pumpen und des Außenluftwärmeübertragers beträgt im Mittel 14 % des elektrischen Gesamtenergiebedarfs. Bei einem Kälteenergiebedarf von 37,71 kWh über den gesamten Betrachtungszeitraum benötigt die Hybridkälteanlage (ohne die Umluftkühler) 5,76 kWh elektrische Energie, dies entspricht einem EER_{sys} der Gesamtkälteanlage von 6,55.

In Abbildung 16 ist der Temperaturverlauf des Systemtests bei einer seriellen Kälteerzeugung dargestellt. Deutlich zu erkennen ist, dass der Turbo-Kaltwassersatz den Kaltwasser-Sollwert von 22 °C nach knapp 10 Minuten erzielt. Die Split-KM weist ein trägeres Regelverhalten auf, sodass sich erst nach ungefähr 30 Minuten ein stabiler Betriebszustand mit einer konstanten Kaltwasservorlaufstemperatur von 18 °C einstellt.

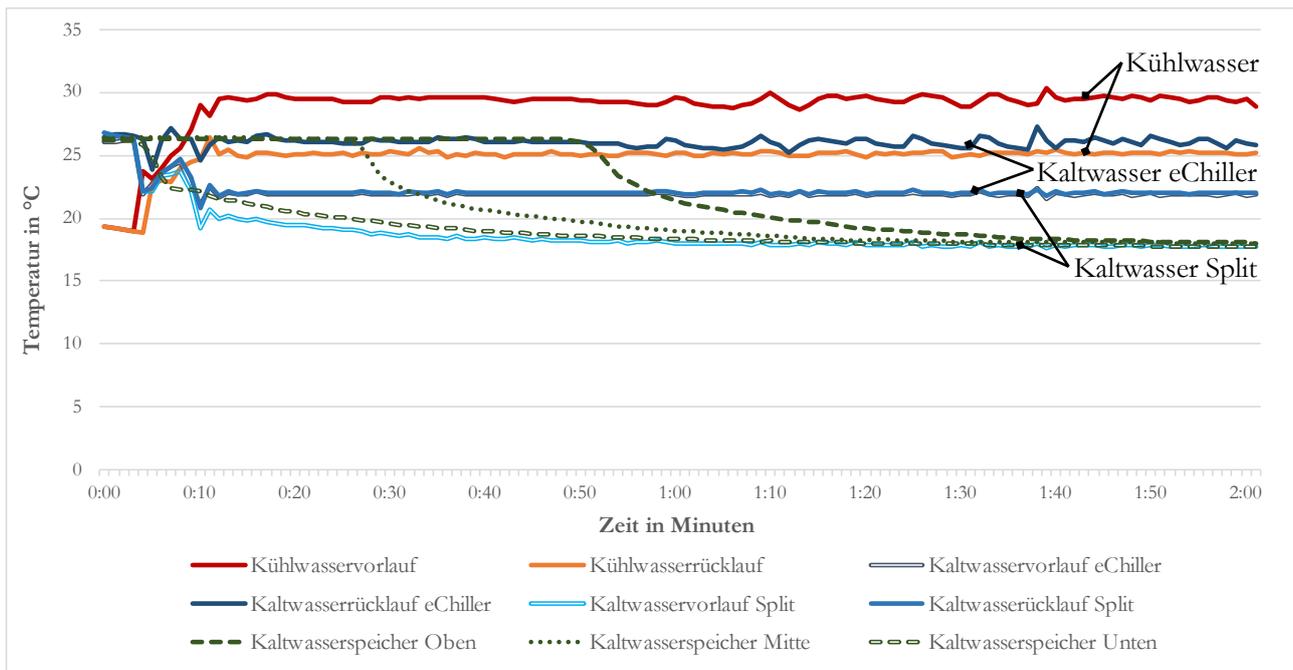


Abbildung 16: Temperaturverlauf im Systemtest bei einer seriellen Kälteerzeugung des eChillers und der Split-KM für eine Soll-Kaltwasservorlaufstemperatur von 20 °C

In Abbildung 17 ist für die serielle Kälteerzeugung die elektrische Leistungsaufnahme und die Kälteleistung der Hybridkälteanlage dargestellt. Der eChiller wird ab Minute 25 im Betriebsmodus „Stufe 1“ betrieben und weist einen mittleren $EER_{KE,eCh}$ von 9,04 auf, die Split-KM einen EER_{KE} von 6,09 – bezogen auf einen stabilen Betriebszustand ab Minute 30. Die elektrische Hilfsenergie zum Betrieb der Pumpen, des Rückkühlwerks und des Außenluftwärmeübertragers betragen im Mittel 16 % des elektrischen Gesamtenergiebedarfs. Bei einem Kälteenergiebedarf von 67,12 kWh und einem elektrischen Energiebedarf von 11,03 kWh (ohne Umluftkühlgeräte) beträgt der ermittelte EER_{Sys} 6,09.

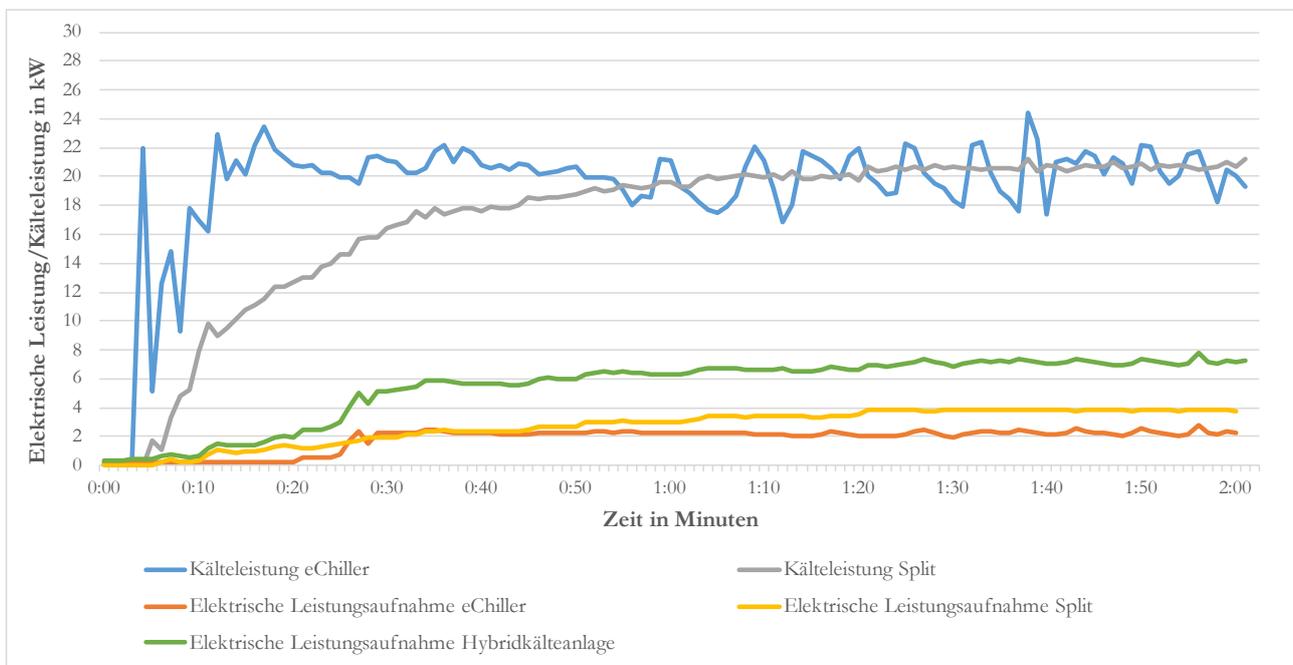


Abbildung 17: Verlauf der elektrischen Leistung und Kälteleistung des eChillers sowie der Split-KM im Systemtest bei einer seriellen Kälteerzeugung für eine Soll-Kaltwasservorlaufstemperatur von 20 °C

D. Betriebsstrategie & Simulation des Anlagenbetriebs

Zur Senkung des elektrischen Energiebedarfs der Hybridkälteanlage gilt es, mögliche Betriebsstrategien zum Einsatz der Kälteerzeuger zu untersuchen. Der Leistungsbedarf der Anlagenkomponenten variiert in Abhängigkeit der gewählten Betriebsart der Anlage, wobei die Betriebsoptima der einzelnen Geräte bei unterschiedlichen Betriebspunkten auftreten. Die Optimierung der Betriebsstrategie zielt demnach auf eine bestmögliche Ausnutzung der Optima der Anlagenkomponenten mit dem Ziel einer minimalen elektrischen Leistungsaufnahme der gesamten Hybridkälteanlage.

1. Definition der Betriebsstrategien

Im Rahmen des Forschungsprojekts sind drei unterschiedliche Betriebsstrategien untersucht worden, „Parallel, primär eChiller“ (PPE), „Parallel, primär Split“ (PPS) sowie „Seriell, primär eChiller“ (SPE). Die grundlegenden Charakteristika der einzelnen Betriebsstrategien sind in Tabelle 3 dargestellt. Der eChiller weist im laufenden Betrieb durch die geräteinterne Regelung zusätzlich vier eigene Betriebsmodi auf; „Freie Kühlung“, „Freie Kühlung+“, „Stufe 1“ und „Stufe 2“. Die Beschreibung der Betriebsarten des eChillers sowie der zugehörigen Umschaltpunkte ist in Kapitel B.1 ausgeführt.

In der ersten Betriebsart *PPE* wird die nachgefragte Kälteleistung an das Kälteversorgungssystem primär durch den eChiller gedeckt. Bei Erreichen der Nennkälteleistung des eChillers wird die Split-Kältemaschine (Split-KM) sukzessive parallel dazugeschaltet, um das bestehende Kältedefizit zu decken. Die minimale Kälteleistung im Dauerbetrieb liegt bei der Split-KM bei 17 % der Nennkälteleistung. In der zweiten Betriebsart *PPS* wird die geforderte Kälteleistung primär durch die Split-KM gedeckt. Bei Erreichen der Nennkälteleistung der Split-KM wird der eChiller sukzessive parallel dazugeschaltet, um das Kältedefizit zu decken. Hierbei ist zu beachten, dass in Teillast die Kälteleistung des eChillers nur auf 50 % der Nennkälteleistung verringert werden kann. In der dritten Betriebsart *SPE* sind die beiden Kälteerzeuger in Serie hintereinandergeschaltet. Hierbei steigt die Kaltwasseraustrittstemperatur des eChillers bei Erreichung seiner Nennkälteleistung oder beim Betrieb mit höherer Kühlwassereintrittstemperatur gegenüber der geforderten Kaltwasservorlauftemperatur an. Die nachgeschaltete Split-KM kühlt den Kaltwasservorlauf auf den gewünschten Solltemperaturwert.

Tabelle 3: Grundlegende Beschreibung der Betriebsstrategien der Hybridkälteanlage

Betriebsart	Beschreibung	Umschaltpunkt
Parallel primär eChiller (PPE)	Kälteanforderung wird primär durch eChiller bedient, Split-KM wird bei Erreichen der Nennkälteleistung des eChillers parallel hinzugeschaltet.	Kälteleistung
Parallel primär Split (PPS)	Kälteanforderung wird primär durch Split-KM bedient, eChiller wird bei Erreichen der Nennkälteleistung der Split-KM parallel hinzugeschaltet.	Kälteleistung
Seriell primär eChiller (SPE)	Kälteanforderung wird primär durch eChiller bedient, bei Erreichen der Nennkälteleistung des eChillers oder bei der Überschreitung einer bestimmten Kühlwassereintrittstemperatur in den eChiller wird die Kaltwassersollwerttemperatur des eChillers angehoben. Die Split-KM deckt dabei die fehlende Temperaturpreizung zur Erreichung der Soll-Kaltwassertemperatur.	Kälteleistung, Kühlwassertemperatur

2. Implementierung der Betriebsstrategie

Zur Untersuchung der Wirkungsweise der einzelnen Betriebsstrategien ist ein Simulationsmodell erstellt worden, mit welchem die Betriebsweise des Hybridkältesystems dargestellt und der zeitliche Verlauf der Energieflüsse bestimmt werden kann. Im Folgenden werden die Betriebsstrategien am Beispiel des Tages mit der höchsten Kälteleistungsanforderung dargestellt und energetisch bewertet.

In Abbildung 18 ist die Kältelieferung der Hybridkälteanlage in der Betriebsstrategie PPE dargestellt, mit der primären Deckung der Kältelast durch den eChiller. Zusätzlich zur Kälteleistung und der elektrischen Leistungsaufnahme ist der Verlauf der Außentemperatur für den betrachteten Tag dargestellt.

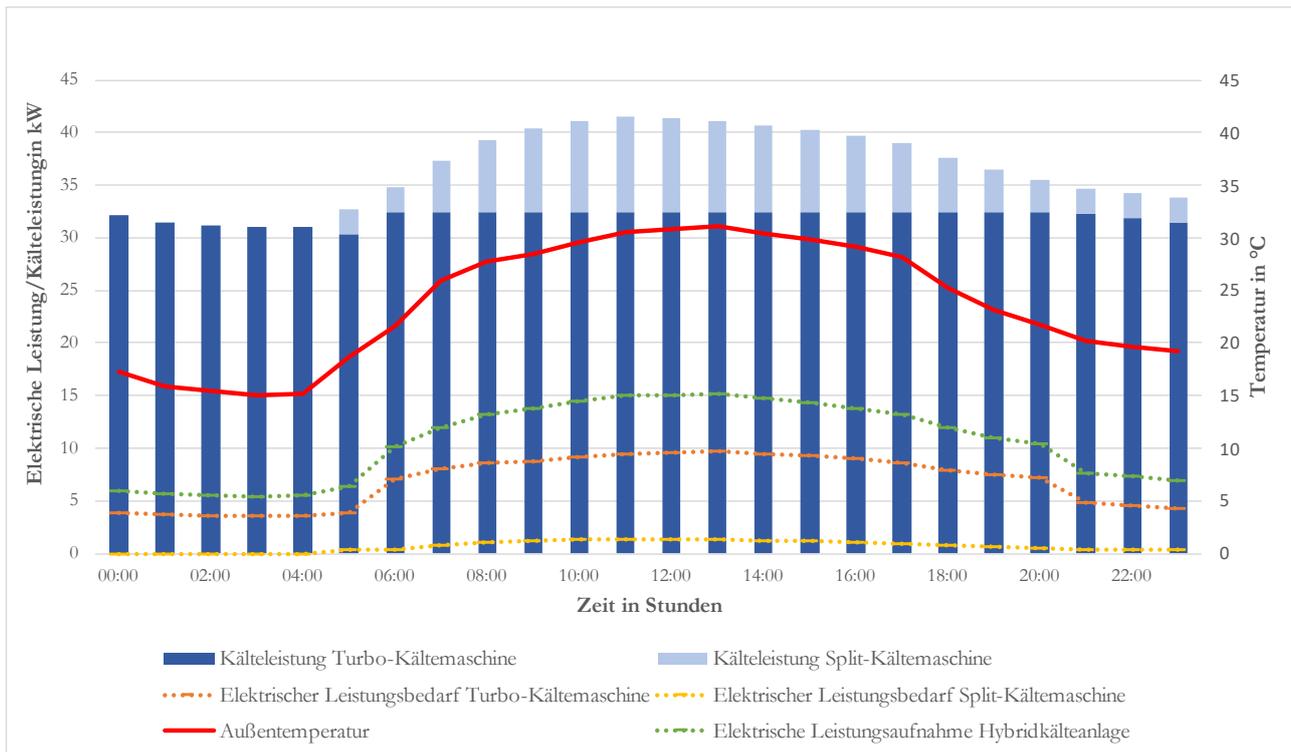


Abbildung 18: Verlauf der Kälteleistung und der elektrischen Leistungsaufnahme des eChillers sowie der Split-KM in der Betriebsstrategie PPE am Tag mit dem höchsten Kälteleistungsbedarf

Die Temperatur schwankt im Tagesverlauf zwischen 15,1 °C und 31,1 °C, die Höchsttemperatur wird um 13 Uhr erreicht. Die Kälteleistung zur Kühlung des Rechenzentrums wird ganztägig benötigt, die Lastspitze der Kälteanforderung liegt bei 41,46 kW um 11 Uhr. Zu Beginn des Tages deckt der eChiller die Kältelast komplett, mit steigender Außentemperatur und Kälteanforderung wird ab 5:00 Uhr in die hybride Bereitstellung der Kälteleistung umgeschaltet. Ab diesem Zeitpunkt wird die Nennkälteleistung des eChillers überschritten, sodass die Split-KM parallel zum eChiller eingesetzt werden muss. Ab 6 Uhr liefert der eChiller seine Nennkälteleistung, die verbleibende Kälteleistung wird mit steigendem Anteil von der Split-KM gedeckt. Die Leistungsaufnahme des eChillers liegt zwischen 3,58 kW und 9,74 kW bei einem $EER_{KE,eCh}$ zwischen 3,34 und 8,66. Ein deutlicher Sprung der elektrischen Leistungsaufnahme ist zwischen 5:00 Uhr und 6:00 Uhr zu erkennen, hierbei wechselt der eChiller aufgrund der steigenden Außentemperatur von der einstufigen zur zweistufigen Verdichtung des Kältemittels. Bei gleichbleibender Kälteleistung zwischen 6:00 Uhr und 13:00 Uhr steigt die elektrische Leistungsaufnahme des eChillers von 7,05 kW auf 9,74 kW aufgrund der höheren Außentemperatur und der daraus resultierenden steigenden Kondensationstemperatur. Die Leistungsaufnahme der Split-KM liegt zwischen 0,36 kW und 1,38 kW bei einem $EER_{KE,Split}$ zwischen 6,03 und 6,55.

Im Tagesverlauf wird eine Kälteenergiemenge in Höhe von 878 kWh zur Kühlung des Rechenzentrums benötigt, hiervon werden vom eChiller 770 kWh und 108 kWh von der Split-KM gedeckt. Der gesamte elektrische Energiebedarf des eChillers beträgt im Tagesverlauf 165 kWh, der elektrische Energiebedarf der Split-KM 17 kWh. Hieraus ergibt sich in der Tagesbetrachtung ein $EER_{KE,eCh}$ für den eChiller in Höhe von 4,67 und für die Split-KM in Höhe von 6,35. Der kumulierte EER_{KE} beträgt 4,82.

Die Ergebnisse der Anwendung der zweiten Betriebsstrategie PPS sind in Abbildung 19 dargestellt. In dieser Betriebsart wird die Kälteenergie primär durch die Split-KM gedeckt, bei Erreichung der Nennkälteleistung stellt der eChiller die fehlende Kälteleistung bereit.

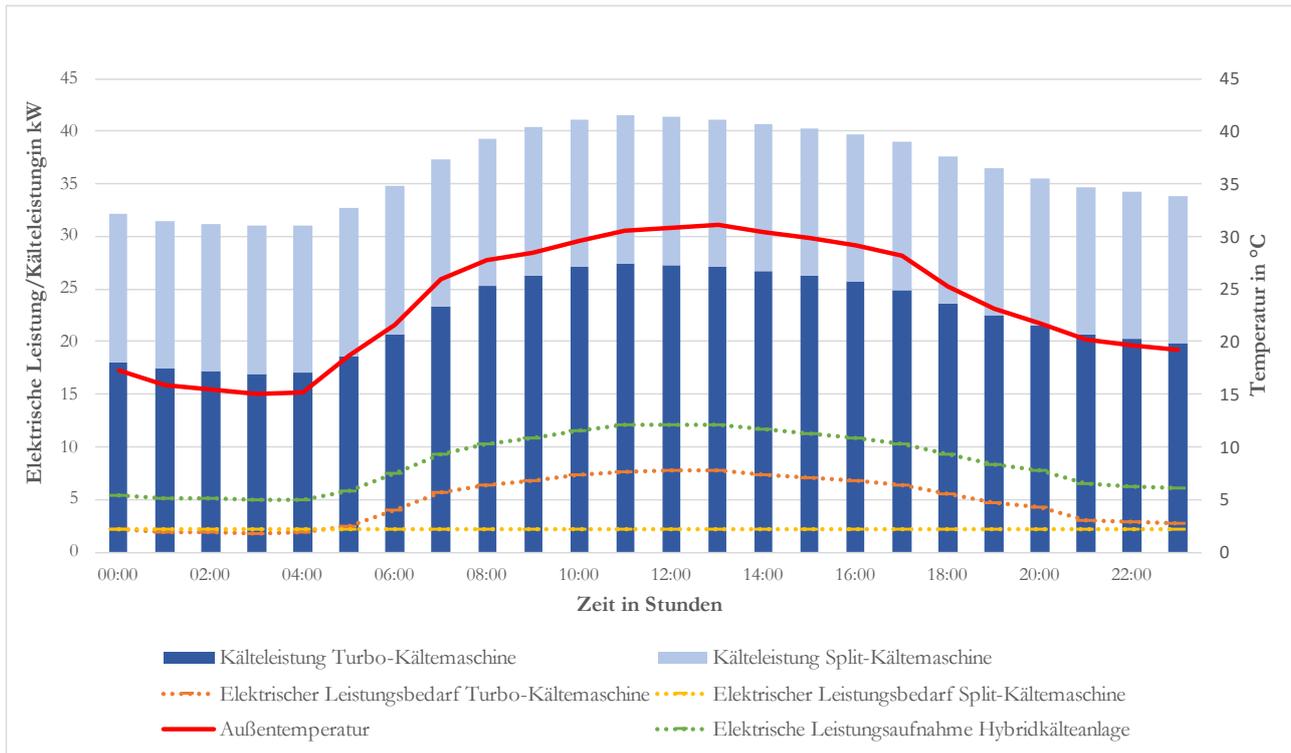


Abbildung 19: Verlauf der Kälteleistung und der elektrischen Leistungsaufnahme des eChillers sowie der Split-KM in der Betriebsstrategie PPS am Tag mit dem höchsten Kälteleistungsbedarf

Über den Tagesverlauf wird die Kälteleistung ausschließlich hybrid, d.h. durch den gleichzeitigen betrieb beider Kälteerzeuger, bereitgestellt. Entsprechend der gewählten Priorisierung wird bei steigender Kälteanforderung ab 7:00 Uhr die Nennkälteleistung der Split-KM eingesetzt, der verbleibende Anteil wird durch den eChiller gedeckt. Die elektrische Leistungsaufnahme der Split-KM liegt bei 2,20 kW bei einem $EER_{KE,Split}$ von 6,36. Die elektrische Leistungsaufnahme des eChillers liegt zwischen 1,82 kW und 7,72 kW bei einem $EER_{KE,eCh}$ von 3,49 bis 9,32. Bei einer Kälteenergiemenge von 878 kWh deckt die Split-KM 336 kWh und der eChiller 542 kWh. Der gesamte elektrische Energiebedarf der Split-KM beträgt 52 kWh, der eChiller weist einen elektrischen Energiebedarf von 115 kWh auf. Hieraus resultiert ein $EER_{KE,Split}$ von 6,46 und ein $EER_{KE,eCh}$ 4,71. Der kumulierte EER_{KE} beträgt 5,26.

Die Betriebsstrategie SPE ist in Abbildung 20 dargestellt. Hierbei wird die Kälteleistung seriell bereitgestellt mit dem eChiller als primärem Kälteerzeuger. Bei Erreichen der Nennkälteleistung wird die Kaltwassersolltemperatur des eChillers angehoben, sodass die Split-KM die Temperaturspreizung zur Gewährleistung der gewünschten Kaltwasservorlauftemperatur deckt. Bei Einsatz der zweiten Verdichterstufe des eChillers wird die Split-KM verstärkt eingesetzt.

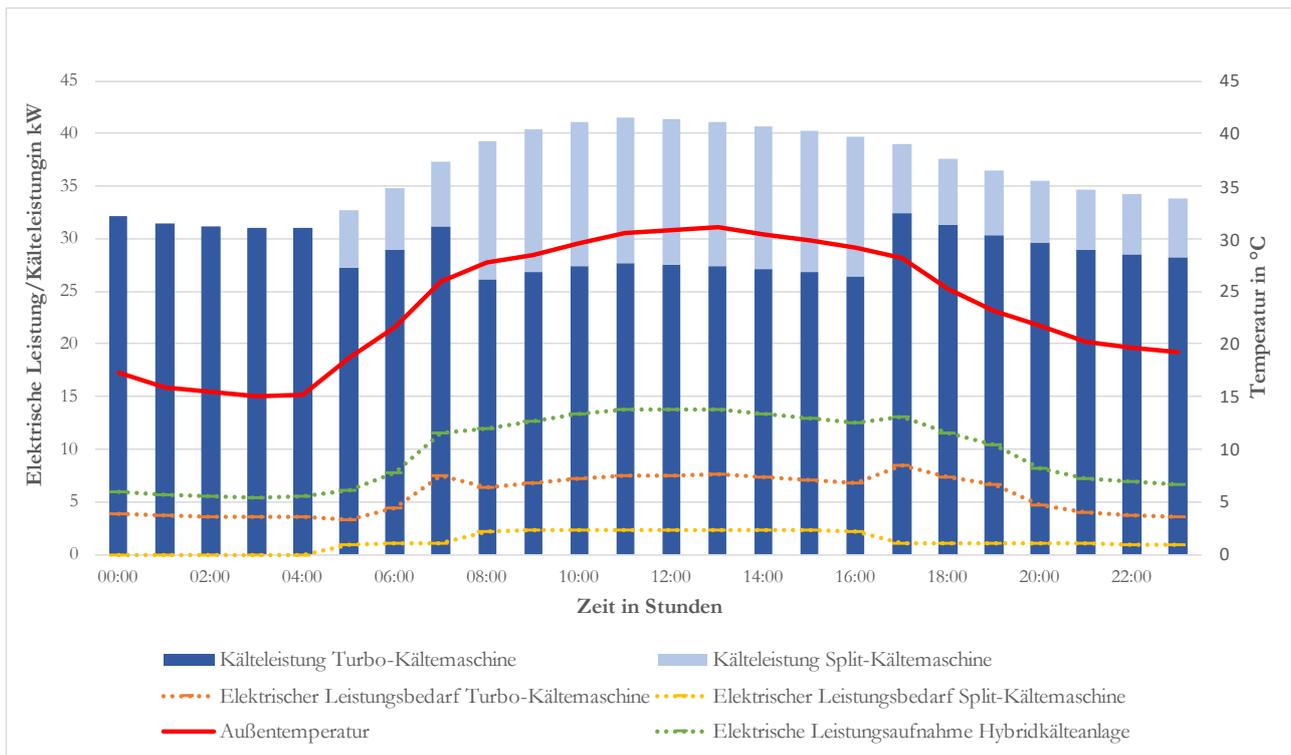


Abbildung 20: Verlauf der Kälteleistung und der elektrischen Leistungsaufnahme des eChillers sowie der Split-KM in der Betriebsstrategie SPE am Tag mit dem höchsten Kälteleistungsbedarf

Zu Beginn des Tages wird die geforderte Kälteleistung ausschließlich durch den Betrieb des eChillers gedeckt. Ab 5:00 Uhr übersteigt die Kältelast die Nennkälteleistung des eChillers, sodass die hybride Kältebereitstellung beginnt. Die elektrische Leistungsaufnahme des eChillers liegt zwischen 3,26 kW und 7,59 kW bei einem $EER_{KE,eCh}$ von 3,61 bis 8,66. Im Gegensatz zur Betriebsart PPE schaltet der eChiller erst ab 7:00 Uhr den zweiten Turboverdichter hinzu, da aufgrund der höheren Kaltwasservorlaufstemperatur die maximal mögliche Kondensationstemperatur der ersten Stufe ansteigt. Somit wird die erste Stufe des eChillers stärker ausgenutzt.

Die elektrische Leistungsaufnahme der Split-KM liegt zwischen 0,93 kW und 2,35 kW bei einem $EER_{KE,Split}$ von 5,01 bis 5,67. Bei einer gesamten Kälteenergiemenge von 878 kWh im Tagesverlauf deckt der eChiller 697 kWh und die Split-KM 181 kWh. Der gesamte elektrische Energiebedarf des eChillers beträgt 136 kWh und für die Split-KM 31 kWh. Hieraus resultiert ein $EER_{KE,eCh}$ für den eChiller von 5,13 sowie für die Split-KM von 5,84. Kumuliert ergibt sich insgesamt ein EER_{KE} von 5,26.

3. Analyse der Anlagenfunktion & Optimierung der Betriebsstrategie

Für eine umfassende energetische Bewertung des Anlagenbetriebs sowie eine Optimierung der eingesetzten Betriebsstrategien ist eine Auswertung des gesamten Betriebsjahres notwendig. Hierzu sind die drei Betriebsstrategien hinsichtlich des elektrischen Energiebedarfs zur Kältebereitstellung durch Simulationsrechnungen für das gesamte Betriebsjahr untersucht worden.

In Abbildung 21 ist der Jahresverlauf der Kältelast für das Rechenzentrum in stündlicher Auflösung dargestellt. Die Jahresspitze der Kältelast tritt am 03.08. auf und beträgt 41,46 kW. Insgesamt wird zur Kühlung des Rechenzentrums eine Kälteenergiemenge von 242,48 MWh benötigt.

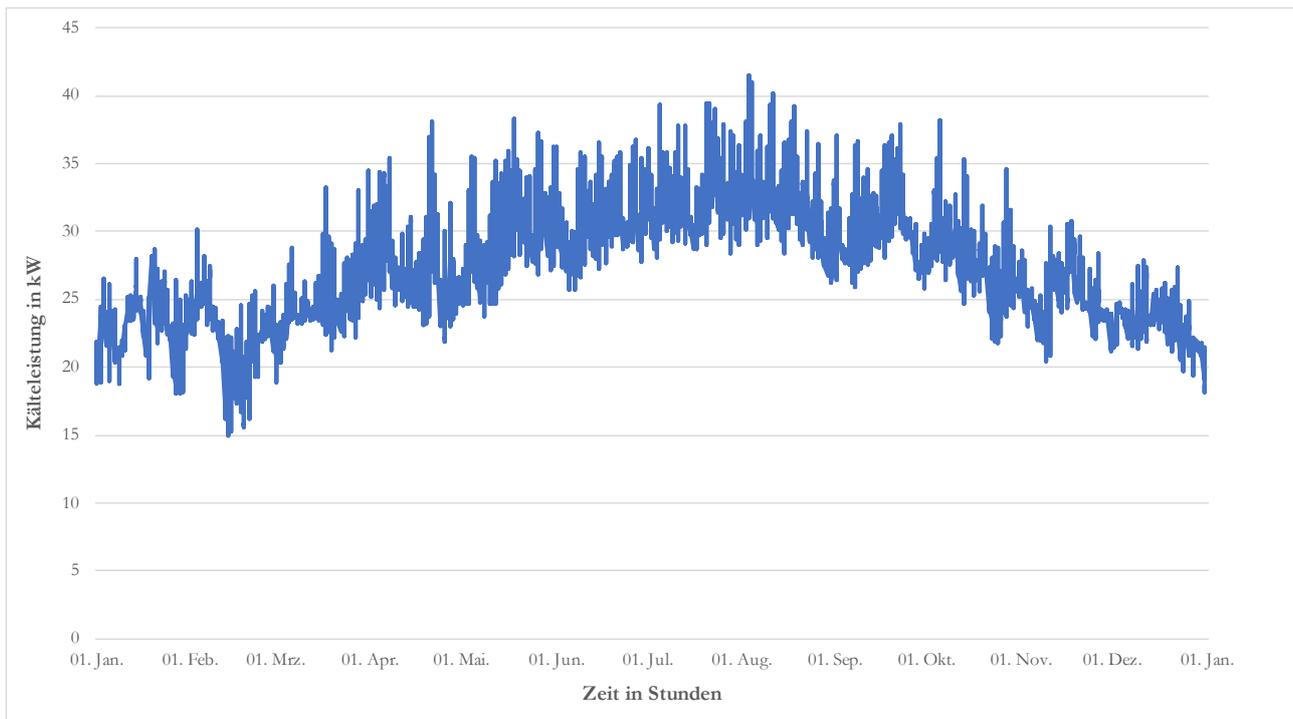


Abbildung 21: Jahresverlauf der Kältelast des untersuchten Rechenzentrums in stündlicher Auflösung

Die Ergebnisse der Jahressimulation der Betriebsstrategie PPE sind in Abbildung 22 dargestellt, eine Übersicht über den Einsatz der einzelnen Anlagenkomponenten ist in Tabelle 4 zusammengefasst. Die monatliche Kälteenergiemenge schwankt zwischen 14,96 MWh im Februar und 24,35 MWh im Juli. Der elektrische Energiebedarf zum Betrieb der Hybridkälteanlage inklusive sämtlicher Hilfskomponenten beträgt in den einzelnen Monaten zwischen 0,75 MWh und 5,18 MWh.

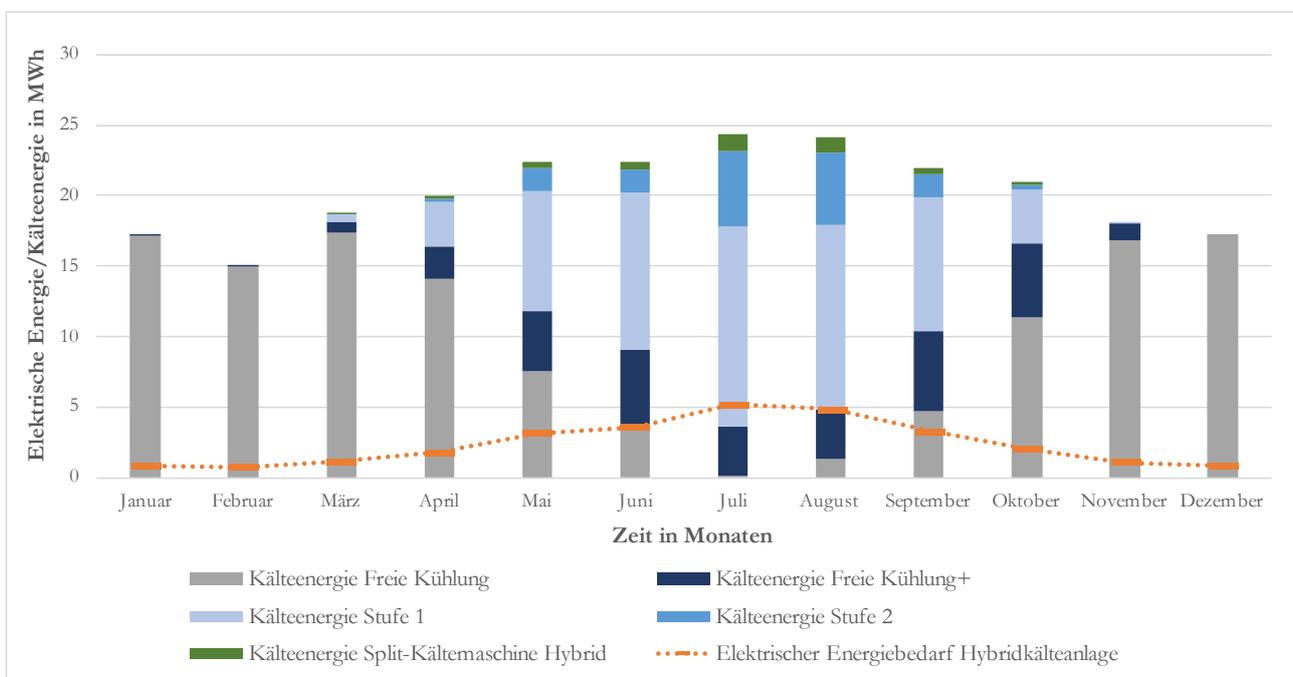


Abbildung 22: Verlauf des monatlichen elektrischen Energiebedarfs (Linie) sowie der gelieferten Kälteenergiemenge (Balken) des Hybridkältesystems mit Angabe der Betriebsarten in der Betriebsstrategie PPE

In den ersten Monaten von Januar bis April kann der überwiegende Anteil der Kälteenergie mithilfe von freier Kühlung bereitgestellt werden. Mit steigender Außentemperatur wird es notwendig, die Kälteenergie unter Einsatz der Verdichter der Kälteerzeuger bereitzustellen.

Hierbei steigt der Anteil der einstufigen als auch der zweistufigen Verdichtung durch den eChiller an der Kältebereitstellung. Ab März ist darüber hinaus aufgrund der hohen Kältelasten der Einsatz der Split-KM notwendig. In den Monaten von Juni bis September ist die Deckung des Kältebedarfs überwiegend nur durch den Einsatz kompressionsgetriebener Kälte möglich. Von Oktober bis Dezember sinkt die Außentemperatur, sodass infolgedessen die Kältebereitstellung größtenteils über freie Kühlung möglich ist. Bei einem Jahreskältebedarf in Höhe von 242,48 MWh benötigt das Hybridkältesystem insgesamt 28,76 MWh elektrischen Strom, die Systemleistungszahl EER_{Sys} beträgt 8,43.

Tabelle 4: Simulationsergebnisse für die Betrachtung eines Betriebsjahres in der Betriebsstrategie PPE

Umluftkühlgerät							
Kühlbedarf						242,48	MWh
Elektrischer Energiebedarf						7,04	MWh
Turbo-Kältemaschine							
Betriebsstunden	Freie Kühlung	Freie Kühlung+	Stufe 1	Stufe 2	Gesamt		
	5.131	1.087	2.046	496	8.760	h	
Elektrischer Energiebedarf Verdichter						0	1,39
Elektrischer Energiebedarf Gesamt						2,28	2,02
Kälteenergie						126,42	32,05
$EER_{KE,eCh}$						55,49	15,85
Stufe 1						2,046	4,15
Stufe 2						496	1,15
Gesamt						8.760	5,30
Split-Kältemaschine							
Betriebsstunden						1.344	h
Elektrischer Energiebedarf						0,62	MWh
Kälteenergie						4,08	MWh
$EER_{KE,Split}$						6,57	-
Außeneinheit							
Abgegebene Wärmemenge						4,70	MWh
Elektrischer Energiebedarf						0,01	MWh
Pumpen							
Elektrischer Energiebedarf Kaltwasserpumpen						1,75	MWh
Elektrischer Energiebedarf Kühlwasserpumpe						0,77	MWh
Rückkühlwerk							
Abgegebene Wärmemenge						250,10	MWh
Elektrischer Energiebedarf						2,48	MWh
Gesamtsystem							
Kühlbedarf						242,48	MWh
Elektrischer Energiebedarf						28,76	MWh
EER_{Sys}						8,43	-

Der Turbo-Kaltwassersatz weist einen elektrischen Energiebedarf von 16,09 MWh auf und benötigt somit rund 55,95 % des elektrischen Gesamtenergieeinsatzes. 11,70 MWh werden hierbei ausschließlich für den Betrieb der zwei Verdichterstufen genutzt, dies entspricht rund 73 %. Der $EER_{KE,eCh}$ variiert zwischen 55,49 in der Betriebsart der „Freien Kühlung“ bis 4,15 in der Betriebsart „Stufe 2“. Bezogen auf das gesamte Betriebsjahr wird ein $EER_{KE,eCh}$ von 14,82 erzielt. Zusätzlich wird die Split-KM in 1.344 h des Jahres benötigt, um den Kältebedarf vollständig zu decken. Dabei stellt sie eine jährliche Kälteenergiemenge von 4,08 MWh bei einem elektrischen Energieeinsatz von 0,62 MWh bereit und weist somit einen $EER_{KE,Split}$ von 6,57 auf. Die elektrische Hilfsenergie für den Rückkühler, die Pumpen sowie die Umluftkühler und die Außeneinheit beträgt 12,05 MWh.

Die Ergebnisse der Jahressimulation der Betriebsstrategie PPS sind in Abbildung 23 dargestellt, die Ergebnisse für die einzelnen Anlagenkomponenten sind in Tabelle 5 aufgelistet. Der monatliche elektrische Energieeinsatz variiert zwischen 1,67 MWh im Februar und 5,02 MWh im Juli.

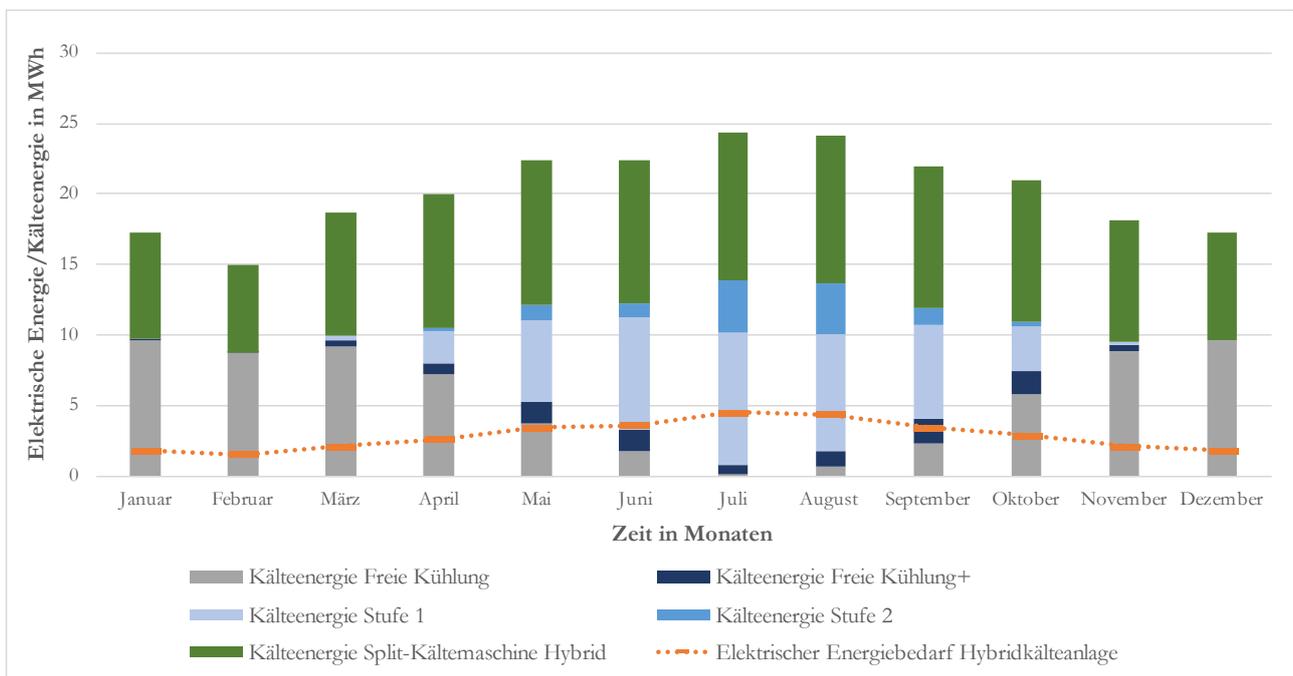


Abbildung 23: Verlauf des monatlichen elektrischen Energiebedarfs (Linie) sowie der gelieferten Kälteenergiemenge (Balken) des Hybridkältesystems mit Angabe der Betriebsarten in der Betriebsstrategie PPS

Im Gegensatz zur Betriebsstrategie PPE wird in der Strategie PPS die Kälteerzeugung der Hybridkälteanlage primär durch die Split-KM erbracht. Der Turbo-Kaltwassersatz weist einen elektrischen Energiebedarf von insgesamt 10,51 MWh auf, hiervon werden 6,12 MWh für den Betrieb der zwei Verdichterstufen benötigt. Dies entspricht einem relativen Anteil von 58 % am elektrischen Energiebedarf des eChillers. Der $EER_{KE,eCh}$ des eChillers beträgt abhängig von der betrachteten Betriebsart zwischen 29,75 beim Einsatz der freien Kühlung und 4,41 in der „Stufe 2“. Bezogen auf den Jahresverlauf wird ein mittlerer $EER_{KE,eCh}$ des eChillers von 12,66 erzielt. Der Einsatz des eChillers wird das gesamte Jahr benötigt, um die Kältebereitstellung der Split-KM zu ergänzen.

Die Split-KM stellt in der Jahresbetrachtung eine Kälteenergiemenge von 109,45 MWh bei einem elektrischen Energieeinsatz von 17,13 MWh bereit, dies hat einen $EER_{KE,Split}$ von 6,34 über den Jahresverlauf zur Folge. Der elektrische Energiebedarf der Hilfskomponenten liegt bei 11,81 MWh.

Bei einem Jahreskälteenergiebedarf in Höhe von 242,48 MWh benötigt das Hybridkältesystem in der Betriebsstrategie PPS insgesamt 39,45 MWh elektrischen Strom, dies entspricht einer Systemleistungszahl EER_{Sys} von 6,15.

Tabelle 5: Simulationsergebnisse für die Betrachtung eines Betriebsjahres in der Betriebsstrategie PPS

Umluftkühlgerät							
Kühlbedarf						242,48	MWh
Elektrischer Energiebedarf						7,04	MWh
Turbo-Kältemaschine							
Betriebsstunden	Freie Kühlung	Freie Kühlung+	Stufe 1	Stufe 2	Gesamt		
	5.131	643	2.490	496	8.760	h	
Elektrischer Energiebedarf Verdichter	0	0,33	3,60	2,30	6,12	MWh	
Elektrischer Energiebedarf Gesamt	2,28	0,70	5,01	2,52	10,51	MWh	
Kälteenergie	67,78	9,79	44,37	11,09	133,04	MWh	
$EER_{KE,eCh}$	29,75	13,99	8,85	4,41	12,66	-	
Split-Kältemaschine							
Betriebsstunden						8.760	h
Elektrischer Energiebedarf						17,13	MWh
Kälteenergie						109,45	MWh
$EER_{KE,Split}$						6,34	-
Außeneinheit							
Abgegebene Wärmemenge						126,58	MWh
Elektrischer Energiebedarf						2,76	MWh
Pumpen							
Elektrischer Energiebedarf Kaltwasserpumpen						1,39	MWh
Elektrischer Energiebedarf Kühlwasserpumpe						0,15	MWh
Rückkühlwerk							
Abgegebene Wärmemenge						139,16	MWh
Elektrischer Energiebedarf						0,47	MWh
Gesamtsystem							
Kühlbedarf						242,48	MWh
Elektrischer Energiebedarf						39,45	MWh
EER_{Sys}						6,15	-

Die Ergebnisse der Jahressimulation der Betriebsstrategie SPE sind in Abbildung 24 dargestellt, die Simulationsergebnisse für die einzelnen Anlagenkomponenten sind in Tabelle 6 aufgelistet. Im Vergleich zur Betriebsstrategie PPE wird bei Erreichen der Nennkälteleistung die Kaltwasservorlaufstemperatur des eChillers angehoben und eine serielle Durchströmung der Kälteerzeuger realisiert.

Die Split-KM kühlt dabei den Kaltwasservorlauf auf die gewünschte Kaltwassersolltemperatur ab. Der monatliche elektrische Energieeinsatz der Hybridkälteanlage variiert zwischen 0,75 MWh im Februar und 4,96 MWh im Juli.

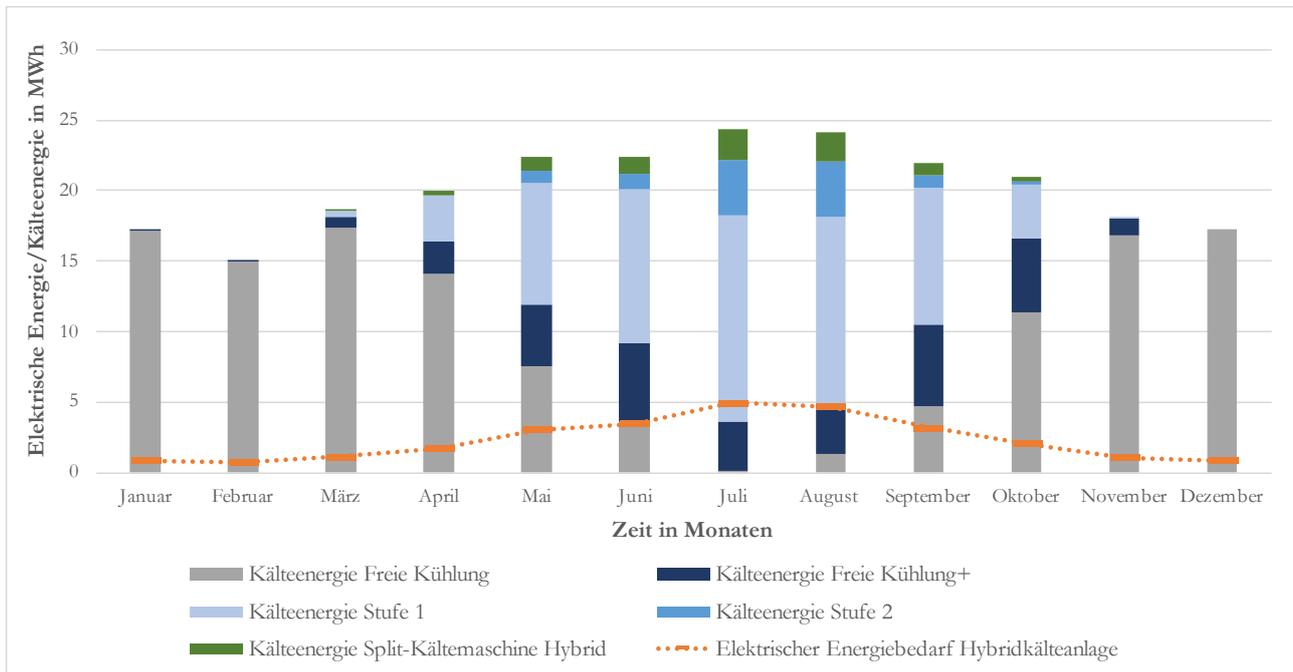


Abbildung 24: Verlauf des monatlichen elektrischen Energiebedarfs (Linie) sowie der gelieferten Kälteenergiemenge (Balken) des Hybridkältesystems mit Angabe der Betriebsarten in der Betriebsstrategie SPE

Der Turbo-Kaltwassersatz weist im Jahresverlauf einen elektrischen Energiebedarf von 14,79 MWh auf, hiervon werden 10,41 MWh für den Betrieb der zwei Verdichterstufen benötigt. Der $EER_{KE,eCh}$ des eChillers variiert abhängig von der betrachteten Betriebsart des Kaltwassersatzes von 55,49 in der „Freien Kühlung“ bis 4,23 in der Betriebsart „Stufe 2“. Hinsichtlich der Jahresbetrachtung weist der eChiller einen $EER_{KE,eCh}$ in Höhe von 15,85 auf. Die Split-KM wird in 1.344 h des Jahres zusätzlich zum Betrieb des eChillers eingesetzt, um bei einem elektrischen Energiebedarf von 1,38 MWh eine Kälteenergiemenge von 8,05 MWh bereitzustellen. Der hieraus resultierende $EER_{KE,Split}$ beträgt 5,83. Der elektrische Energieeinsatz zum Betrieb der Hilfskomponenten beträgt 11,72 MWh. Bei einem Jahreskältebedarf von 242,48 MWh benötigt das Hybridkältesystem in der Betriebsart SPE 27,94 MWh elektrische Energie, dies hat einen EER_{Sys} von 8,68 zur Folge.

Bei einem Vergleich der Betriebsarten wird deutlich, dass die Betriebsart SPE den geringsten jährlichen elektrischen Energieeinsatz benötigt. Dies liegt unter anderem am hohen Anteil der freien Kühlung begründet. In rund 58 % der Betriebsstunden ist eine Kältebereitstellung durch die reine Ausnutzung der Umgebungstemperaturen möglich. Darüber hinaus steigt beim Einsatz der Split-KM als serielle Nachkühlung die erreichbare Kondensationstemperatur der ersten Stufe des Turbo-Kaltwassersatzes durch die Anhebung der Soll-Kaltwassertemperatur des eChillers. Infolgedessen wird der energetisch effiziente einstufige Betrieb des eChillers in einer höheren Anzahl an Stunden ermöglicht (verglichen mit der Betriebsart PPE). Darüber hinaus verbessert sich die Energieeffizienz beim Betrieb der zweiten Verdichterstufe des eChillers durch die Kopplung der Erzeuger. Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass durch das serielle Einsatzkonzept die Vorteile des eChillers bei niedrigen Umgebungstemperaturen mit einer verbesserten Effizienz bei hohen Umgebungstemperaturen kombiniert werden.

Tabelle 6: Simulationsergebnisse für die Betrachtung eines Betriebsjahres in der Betriebsstrategie SPE

Umluftkühlgerät						
Kühlbedarf					242,48	MWh
Elektrischer Energiebedarf					7,04	MWh
Turbo-Kältemaschine						
Betriebsstunden	Freie Kühlung	Freie Kühlung+	Stufe 1	Stufe 2	Gesamt	
	5.133	1.093	2.170	364	8.760	h
Elektrischer Energiebedarf Verdichter					10,41	MWh
Elektrischer Energiebedarf Gesamt					14,79	MWh
Kälteenergie					234,43	MWh
$EER_{KE,eCh}$					15,85	-
Split-Kältemaschine						
Betriebsstunden					1.344	h
Elektrischer Energiebedarf					1,38	MWh
Kälteenergie					8,05	MWh
$EER_{KE,Split}$					5,83	-
Außeneinheit						
Abgegebene Wärmemenge					9,43	MWh
Elektrischer Energiebedarf					0,01	MWh
Pumpen						
Elektrischer Energiebedarf Kaltwasserpumpen					1,69	MWh
Elektrischer Energiebedarf Kühlwasserpumpe					0,71	MWh
Rückkühlwerk						
Abgegebene Wärmemenge					244,84	MWh
Elektrischer Energiebedarf					2,27	MWh
Gesamtsystem						
Kühlbedarf					242,48	MWh
Elektrischer Energiebedarf					27,94	MWh
EER_{Sys}					8,68	-

Hinsichtlich des Optimierungspotentials des Anlagenbetriebs gilt es, die Auswirkungen der einzelnen Betriebsstrategien auf den Einsatz der Kälteerzeuger als größte Energieverbraucher zu untersuchen. Die Auswertung der Simulationen zeigt, dass der eChiller in den Betriebsarten Freie Kühlung, Freie Kühlung+ und Stufe 1 die Kältebereitstellung energieeffizienter als die Split-KM realisieren kann. Im Vergleich der Stufe 2 mit der Split-KM ist die Bestands-Split-KM jedoch energieeffizienter, sodass der Einsatz der Split-KM bei hohen Temperaturen priorisiert werden sollte. Hinsichtlich der Betriebsstrategie PPE ist es denkbar, bei Einsatz der Stufe 2 die Split-KM stärker auszulasten.

Jedoch ist es aufgrund der parallelen Betriebsart nicht möglich, die thermodynamischen Prozesse zu verbessern. In der Betriebsstrategie PPS könnte durch einen stärkeren Einsatz der freien Kühlung in den Wintermonaten die Jahresbilanz verbessert werden. Darüber hinaus sollte der Betrieb in der Betriebsart „Freie Kühlung+“ sowie „Stufe 1“ des eChillers zur Verbesserung der Energieeffizienz priorisiert werden. Gleichbedeutend wie bei der Verbesserungsmöglichkeit der Betriebsstrategie PPE hätte dies aufgrund der parallelen Betriebsweise der Kälteerzeuger jedoch keinerlei Auswirkungen auf die thermodynamischen Prozesse selbst, sondern lediglich auf die Höhe der Kälteleistung.

In der Betriebsstrategie SPE werden, wie oben ausgeführt, verschiedene Vorteile miteinander vereint. Zum einen wird die Stufe 1 stärker ausgenutzt, zum anderen wird die Stufe 2 in energetisch günstigeren Betriebszuständen eingesetzt. Eine Optimierungsmöglichkeit hierbei ist es, dass die Umschaltung in den seriellen Betrieb nicht nur bei Erreichen der Nennkälteleistung des eChillers realisiert wird, sondern bei Überschreitung einer spezifischen Kühlwassereintrittstemperatur in den Turbo-Kaltwassersatz ausgeführt wird. Dieser Umschaltpunkt ist abhängig vom maximalen Druckverhältnis der ersten Stufe und der anstehenden Kälteanforderung an den eChiller. Falls die Umgebungsbedingungen den Einsatz der zweiten Stufe erfordern, wird der serielle Einsatz der Kälteerzeuger aktiviert. Darüber hinaus kann in der Betriebsart „Stufe 2“ die Kältebereitstellung durch die Split-KM priorisiert werden. Ein weiterer Punkt liegt im verbesserten Zusammenspiel der Kälteerzeuger, insbesondere bei der Umschaltung des eChillers in die „Stufe 2“ (vgl. hierzu Abbildung 20 um 17 Uhr). Die detaillierten Simulationsergebnisse der optimierten Betriebsstrategie SPE sind in Abbildung 25 dargestellt, die Daten für die einzelnen Anlagenkomponenten sind in Tabelle 7 aufgelistet. Der monatliche elektrische Energiebedarf liegt zwischen 0,75 MWh und 4,80 MWh.

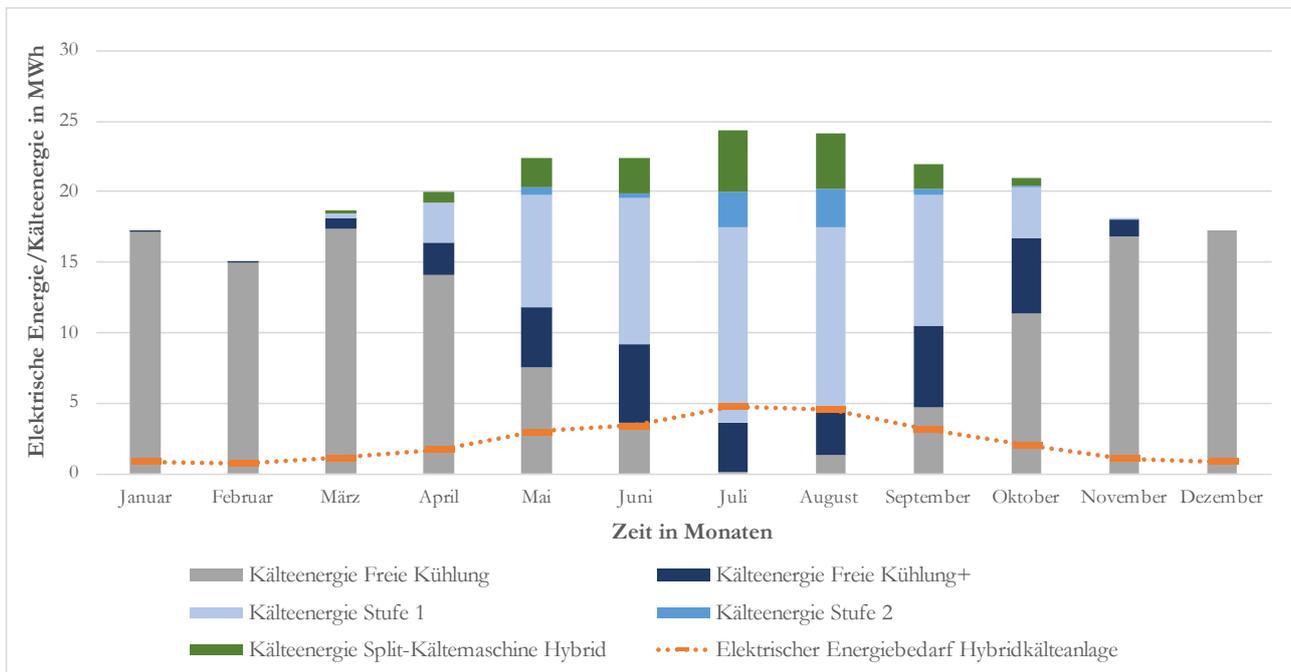


Abbildung 25: Verlauf des monatlichen elektrischen Energiebedarfs (Linie) sowie der gelieferten Kälteenergiemenge (Balken) des Hybridkältesystems mit Angabe der Betriebsarten in der optimierten Betriebsstrategie SPE

Der Turbo-Kaltwassersatz benötigt im Jahresverlauf 13,15 MWh elektrische Energie, wovon 8,77 MWh für den Betrieb der Turboverdichter benötigt werden. Bei einer insgesamt gelieferten Kälteenergiemenge von 242,48 MWh liegt der $EER_{KE,eCh}$ in der Betriebsart „Freie Kühlung“ bei 55,48, im Betrieb beider Verdichterstufen wird ein $EER_{KE,eCh}$ von 4,35 erzielt.

Bezogen auf das gesamte Jahr weist der eChiller einen mittleren $EER_{KE,eCh}$ von 17,22 auf. Die durch die Split-KM gelieferte Kälteenergiemenge steigt auf 16,02 MWh, mit einem elektrischen Energiebedarf von 2,71 MWh. Damit wird ein $EER_{KE,Split}$ der Split-KM von 5,91 erzielt. Der elektrische Energiebedarf für den Betrieb der Hilfskomponenten beträgt 11,62 MWh. Bei einem Jahreskälteenergiebedarf von 242,48 MWh und einem elektrischen Energiebedarf von 27,50 MWh wird ein EER_{Sys} der Hybridkälteanlage von 8,82 erzielt.

Tabelle 7: Simulationsergebnisse für die Betrachtung eines Betriebsjahres in der optimierten Betriebsstrategie SPE

Umluftkühlgerät							
Kühlbedarf						242,48	MWh
Elektrischer Energiebedarf						7,04	MWh
Turbo-Kältemaschine							
Betriebsstunden	Freie Kühlung	Freie Kühlung+	Stufe 1	Stufe 2	Gesamt		
	5.135	1.096	2.248	281	8.760	h	
Elektrischer Energiebedarf Verdichter						0	1,39
Elektrischer Energiebedarf Gesamt						2,28	2,03
Kälteenergie						126,50	32,16
$EER_{KE,eCh}$						55,48	15,86
8,34						4,35	17,22
-							
Split-Kältemaschine							
Betriebsstunden						1.344	h
Elektrischer Energiebedarf						2,71	MWh
Kälteenergie						16,02	MWh
$EER_{KE,Split}$						5,91	-
Außeneinheit							
Abgegebene Wärmemenge						18,73	MWh
Elektrischer Energiebedarf						0,36	MWh
Pumpen							
Elektrischer Energiebedarf Kaltwasserpumpen						1,62	MWh
Elektrischer Energiebedarf Kühlwasserpumpe						0,62	MWh
Rückkühlwerk							
Abgegebene Wärmemenge						235,23	MWh
Elektrischer Energiebedarf						1,98	MWh
Gesamtsystem							
Kühlbedarf						242,48	MWh
Elektrischer Energiebedarf						27,50	MWh
EER_{Sys}						8,82	-

Die Ergebnisse der jährlichen Betriebsdaten des Hybridkältesystems bei Anwendung der vier Betriebsstrategien sind in Tabelle 8 dargestellt. Die Analyse der jährlichen Energiebilanz des Hybridkältesystems zeigt, dass bei serieller Verknüpfung der Kälteerzeuger mit bevorzugtem Einsatz des eChillers (Betriebsstrategie SPE, opt.) der geringste Bedarf an elektrischer Antriebsenergie besteht. Im direkten Vergleich zur Strategie mit dem höchsten elektrischen Bedarf, der Betriebsstrategie PPS, kann eine Reduktion des elektrischen Energiebedarfs von 11,95 MWh festgestellt werden. Dies entspricht einer relativen Verringerung des Energiebedarfs von rund 30,29 %.

Tabelle 8: Vergleich der Simulationsergebnisse für die Betriebsstrategien PPE, PPS, SPE, sowie dem optimierten Einsatz von SPE

	PPE	PPS	SPE	SPE, opt.	
Umluftkühlgerät					
Kühlbedarf	242,48	242,48	242,48	242,48	MWh
Elektrischer Energiebedarf	7,04	7,04	7,04	7,04	MWh
Turbo-Kältemaschine					
Betriebsstunden	8.760	8.760	8.760	8.760	h
Elektrischer Energiebedarf Verdichter	11,70	6,12	10,41	8,77	MWh
Elektrischer Energiebedarf Gesamt	16,09	10,51	14,79	13,15	MWh
Kälteenergie	238,40	133,04	234,43	226,46	MWh
$EER_{KE,eCh}$	14,82	12,66	15,85	17,22	-
Split-Kältemaschine					
Betriebsstunden	1.344	8.760	1.344	1.344	h
Elektrischer Energiebedarf	0,62	17,13	1,38	2,71	MWh
Kälteenergie	4,08	109,45	8,05	16,02	MWh
$EER_{KE,Split}$	6,57	6,34	5,83	5,91	-
Außeneinheit					
Abgegebene Wärmemenge	4,70	126,58	9,43	18,73	MWh
Elektrischer Energiebedarf	0,01	2,76	0,01	0,36	MWh
Pumpen					
Elektrischer Energiebedarf Kaltwasserpumpen	1,75	1,39	1,69	1,62	MWh
Elektrischer Energiebedarf Kühlwasserpumpe	0,77	0,15	0,71	0,62	MWh
Rückkühlwerk					
Abgegebene Wärmemenge	250,10	139,16	244,84	235,23	MWh
Elektrischer Energiebedarf	2,48	0,47	2,27	1,98	MWh
Gesamtsystem					
Kühlbedarf	242,48	242,48	242,48	242,48	MWh
Elektrischer Energiebedarf	28,76	39,45	27,94	27,50	MWh
EER_{Sys}	8,43	6,15	8,68	8,82	-

E. Auswertung

Mithilfe der in Kapitel D gewonnenen Ergebnisse ist es möglich, das Hybridkältesystem hinsichtlich der Energieeffizienz und des Einflusses auf den Treibhauseffekt zu bewerten. Des Weiteren ist der Betrieb des Hybridkältesystems für weitere Anwendungssituationen untersucht worden. Die Ergebnisse werden in den folgenden Abschnitten vorgestellt.

1. Bewertung der Energieeffizienz und des Einflusses auf den Treibhauseffekt

Zur Bewertung der Energieeffizienz ist ein Referenzsystem entwickelt worden. Hierbei ist anstelle des Retrofits der Kälteanlage mithilfe des Hybridkältekonzepts eine Bestands-Multi-Splitkälteanlage erweitert worden, um die gestiegene Kälteanforderung eines Rechenzentrums zu decken. Im Zuge des Retrofits ist die Verdichtereinheit und die Außeneinheit an die Bedarfssituation angepasst worden, die Nennkälteleistung des erneuerten Systems beträgt 42 kW. Die bestehenden Trockenexpansionsverdampferinheiten werden weiterhin genutzt, weitere sind hinzugefügt worden. In Abbildung 26 ist das Simulationsergebnis für ein Betriebsjahr dargestellt, in Tabelle 9 sind die detaillierten Ergebnisse aufgelistet.

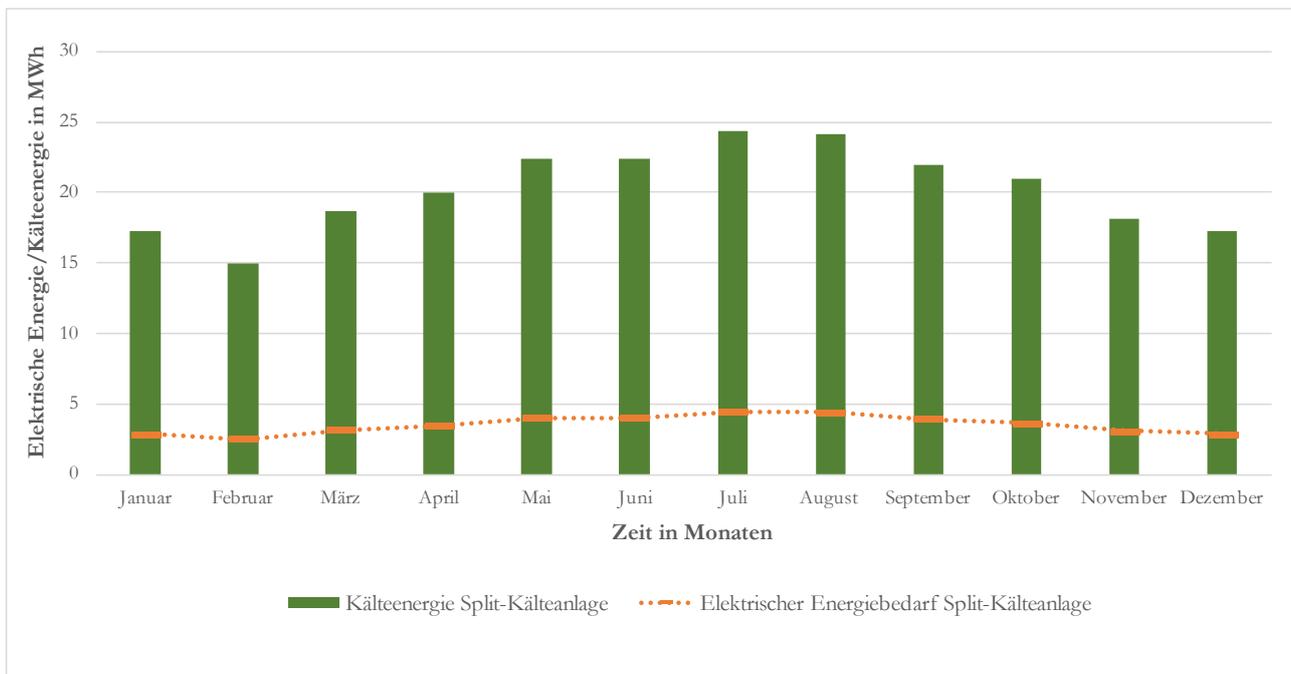


Abbildung 26: Verlauf des monatlichen elektrischen Energiebedarfs (Linie) sowie der gelieferten Kälteenergiemenge (Balken) des Referenzsystems einer Split-Kälteanlage

Der monatliche elektrische Energiebedarf der Split-Kälteanlage variiert zwischen 2,49 MWh im Februar und 4,48 MWh im Juli. Die Verdichtereinheit der Kälteanlage benötigt im Jahresverlauf 37,43 MWh elektrische Energie. Bei einer bereitgestellten Kälteenergiemenge von 242,48 MWh ergibt dies einen mittleren $EER_{KE,split}$ von 6,48. Der elektrische Hilfsenergiebedarf für den Betrieb der Verdampfer- und die Außenluftwärmeübertrager beträgt in Summe 5,23 MWh. Bezogen auf den elektrischen Energiebedarf der gesamten Kälteanlage entspricht dies einem Anteil von ca. 12 %.

Bei einer insgesamt gelieferten Kälteenergiemenge von 242,48 MWh benötigt die Split-Kälteanlage in der Jahresbetrachtung 42,65 MWh elektrische Energie, hieraus errechnet sich ein auf das Jahr bezogener mittlerer EER_{SYS} von 5,68.

Tabelle 9: Simulationsergebnisse für die Betrachtung eines Betriebsjahres der Split-Kälteanlage

Trockenexpansions-Verdampfeinheiten		
Kühlbedarf	242,48	MWh
Elektrischer Energiebedarf	1,92	MWh
Außeneinheit		
Abgegebene Wärmemenge	279,90	MWh
Elektrischer Energiebedarf	3,31	MWh
Verdichtereinheit		
Betriebsstunden	8.760	h
Elektrischer Energiebedarf	37,43	MWh
$EER_{KE,Split}$	6,48	-
Gesamtsystem		
Kühlbedarf	242,48	MWh
Elektrischer Energiebedarf	42,65	MWh
EER_{Sys}	5,68	-

Bei einem Vergleich des elektrischen Energiebedarfs der Split-Kälteanlage mit den Ergebnissen der Hybridkälteanlage in der optimierten Betriebsstrategie SPE wird deutlich, dass in 10 von 12 Monaten die Hybridkälteanlage den Kältebedarf energieeffizienter bereitstellen kann. Die größte absolute Reduktion des elektrischen Energieeinsatzes ist im November zu finden, hierbei benötigt die Hybridkälteanlage rund 2,03 MWh weniger elektrische Energie. Dies entspricht einer relativen Reduktion des elektrischen Energiebedarfs von ca. 65 %, verglichen mit dem Energiebedarf der konventionellen Split-Anlage. In den Sommermonaten Juli und August stellt die Split-Kälteanlage die Kälteenergie bei vergleichsweise geringerem elektrischen Energieeinsatz bereit. Im Juli benötigt die Split-Kälteanlage 0,33 MWh und im August 0,13 MWh weniger elektrische Energie. Dies liegt in den hohen Umgebungstemperaturen und dem daraus resultierenden verstärkten Einsatz der zweiten Verdichterstufe des eChillers in der Hybridkälteanlage begründet. Im Jahresvergleich benötigt die Hybridkälteanlage 27,50 MWh elektrische Energie, die Split-Kälteanlage 42,65 MWh. Das Hybridkältekonzept weist somit eine Reduktion des elektrischen Energieeinsatzes von 15,15 MWh auf, dies entspricht einer relativen Verringerung um rund 36 %.

Der Anteil der freien Kühlung hat einen enormen Einfluss auf die Energieeffizienz der Hybridkälteanlage, 126,50 MWh werden direkt durch die freie Kühlung bereitgestellt. Im eChiller Betriebsmodus „Freie Kühlung+“, in welchem die Umgebungstemperatur zur Vorkühlung des Kältemittelvolumenstroms genutzt wird, wird im Jahresverlauf eine Kälteenergiemenge von 32,16 MWh bereitgestellt. Insgesamt wird dem Verbraucher demnach eine Kälteenergiemenge von 158,66 MWh von insgesamt 242,48 MWh mithilfe der Ausnutzung der Umgebungstemperaturen zur Verfügung gestellt. Zur Beurteilung des Einflusses des Anlagenbetriebs auf den Treibhauseffekt werden die Emissionen in kg CO₂-Äquivalent berechnet. Hierbei sind für den direkten Beitrag zum Treibhauseffekt die eingesetzten Kältemittel und die Leckagerate sowie für den indirekten Beitrag die benötigte elektrische Energie und der zugehörige CO₂-Emissionsfaktor entscheidend.

In der Hybridkälteanlage wird im eChiller das Kältemittel R718 und in der Bestands-Splitanlage R410A verwendet. Im Referenzsystem mit Erweiterung der Split-Kälteanlage wird ebenfalls das Kältemittel R410A eingesetzt. Vor dem Hintergrund des hohen Treibhausgaspotentials von R410A und der schrittweisen Reduktion von Kältemitteln mit hohem Treibhausgaspotential im Zuge der F-Gase Verordnung [Eur14] wird zusätzlich das Kältemittel R32 als Ersatzkältemittel betrachtet. Bei einem Austausch des Kältemittels werden jedoch u. U. konstruktive Änderungen der Anlagentechnik notwendig, welche sich in einem geänderten elektrischen Energiebedarf widerspiegeln. Darüber hinaus ist aufgrund der thermodynamischen Eigenschaften der Kältemittel mit einer geänderten Füllmenge zu rechnen.

Zur Berechnung der direkten Emissionen durch Leckage wird eine jährliche Leckagerate bei R410A von 0,67 %/a und bei R32 von 0,20 %/a angenommen [Reh23]. Der CO₂-Emissionsfaktor für den deutschen Strommix betrug im Jahr 2022 434 kg CO₂/MWh [ITL23]. Das Treibhausgaspotential für R410A beträgt 2.256, R32 weist ein Treibhausgaspotential von 771 auf [SZK21]. Die Ergebnisse der Berechnung der jährlichen Emissionen in kg CO₂-Äquivalenten der Hybridkälteanlage sind in Tabelle 10 dargestellt.

Tabelle 10: Jährliche Emissionen bei Betrieb der Hybridkälteanlage

Hybridkälteanlage				
Bestandskältemittel	Kältemittel	R410A	R718	-
	Füllmenge	2	60	kg
	Leckagerate pro Jahr	0,67	Keine Angabe	%/a
	Treibhausgaspotential	2.256	0	-
	Direkte Emission durch Leckage	30,23		kg CO ₂ /a
	CO ₂ -Emissionsfaktor Strommix 2022	434		kg CO ₂ /MWh
	Elektrischer Energiebedarf	27,50		MWh
	Indirekte Emission durch Betrieb	11.935		kg CO ₂ /a
	Gesamtemission pro Jahr	11.965		kg CO₂/a
	Austausch Kältemittel	Kältemittel	R32	R718
Füllmenge		2	60	kg
Leckagerate pro Jahr		0,20	Keine Angabe	%/a
Treibhausgaspotential		771	0	-
Direkte Emission durch Leckage		3,01		kg CO ₂ /a
CO ₂ -Emissionsfaktor Strommix 2022		434		kg CO ₂ /MWh
Elektrischer Energiebedarf		27,50		MWh
Indirekte Emission durch Betrieb		11.935		kg CO ₂ /a
Gesamtemission pro Jahr		11.938		kg CO₂/a

Die Hybridkälteanlage emittiert jährlich 11.965 kg CO₂/a, wovon 11.935 kg CO₂/a durch den elektrischen Energieeinsatz zum Betrieb der Anlage entstehen. Bei Austausch des Kältemittels der Split-KM von R410A auf R32 reduzieren sich die Gesamtemissionen auf 11.938 kg CO₂/a.

Die Ergebnisse der Berechnung der jährlichen Emissionen in kg CO₂-Äquivalenten des Referenzsystems der Split-Kälteanlage sind in Tabelle 11 dargestellt. Die Gesamtemission beträgt 18.600 kg CO₂/a, wovon 18.510 kg CO₂/a durch den elektrischen Energieeinsatz zum Betrieb der Anlage entstehen. Bei Austausch des Kältemittels in der Split-KM von R410A auf R32 reduzieren sich die Gesamtemissionen auf 18.519 kg CO₂/a.

Tabelle 11: Jährliche Emissionen bei Betrieb des Referenzsystems Split-Kälteanlage

Split-Kälteanlage			
Bestandskältemittel	Kältemittel	R410A	-
	Füllmenge	6	kg
	Leckagerate pro Jahr	0,67	%/a
	Treibhausgaspotential	2.256	-
	Direkte Emission durch Leckage	90,69	kg CO ₂ /a
	CO ₂ -Emissionsfaktor Strommix 2022	434	kg CO ₂ /MWh
	Elektrischer Energiebedarf	42,65	MWh
	Indirekte Emission durch Betrieb	18.510	kg CO ₂ /a
	Gesamtemission pro Jahr	18.600	kg CO₂/a
Austausch Kältemittel	Kältemittel	R32	-
	Füllmenge	6	kg
	Leckagerate pro Jahr	0,20	%/a
	Treibhausgaspotential	771	-
	Direkte Emission durch Leckage	9,25	kg CO ₂ /a
	CO ₂ -Emissionsfaktor Strommix 2022	434	kg CO ₂ /MWh
	Elektrischer Energiebedarf	42,65	MWh
	Indirekte Emission durch Betrieb	18.510	kg CO ₂ /a
	Gesamtemission pro Jahr	18.519	kg CO₂/a

Bei einem Vergleich der beiden Anlagenkonstellationen zeigt sich, dass die Hybridkälteanlage jährlich 6.635 kg CO₂ bzw. 6.581 kg CO₂ weniger Emissionen verursacht. Dies liegt insbesondere im bedeutend geringeren elektrischen Energiebedarf begründet, welcher eine relative Reduktion der CO₂-Emissionen in beiden Fällen (R410A und R32) von rund 36 % ermöglicht.

2. Verallgemeinerung des Systemkonzepts für typische Anwendungsfälle

Zur Verallgemeinerung des Hybridkältekonzepts sind zwei weitere Anwendungsfälle untersucht worden. In beiden Fällen hat eine Bestands-Split-Kälteanlage ein Gebäude mit Raumkühlung versorgt, im Zuge von Erweiterungsmaßnahmen ergibt sich ein zusätzlicher Bedarf an Rechenzentrums-kühlung. Dieser kann entweder durch den separaten Zubau einer Turbo-KM, die Erweiterung des bestehenden Split-KS oder durch die hybride Kopplung der beiden Kälteerzeuger erfolgen. Im ersten Anwendungsfall ist ein Bürokomplex mit einem Rechenzentrum analysiert worden. Im zweiten Anwendungsfall wird ein Laborkomplex mit einem Rechenzentrum untersucht.

In Abbildung 27 sind drei mögliche Anlagenkonstellationen für die Retrofitmaßnahme zur Erweiterung des Kühlsystems für die beiden Anwendungsfälle dargestellt.

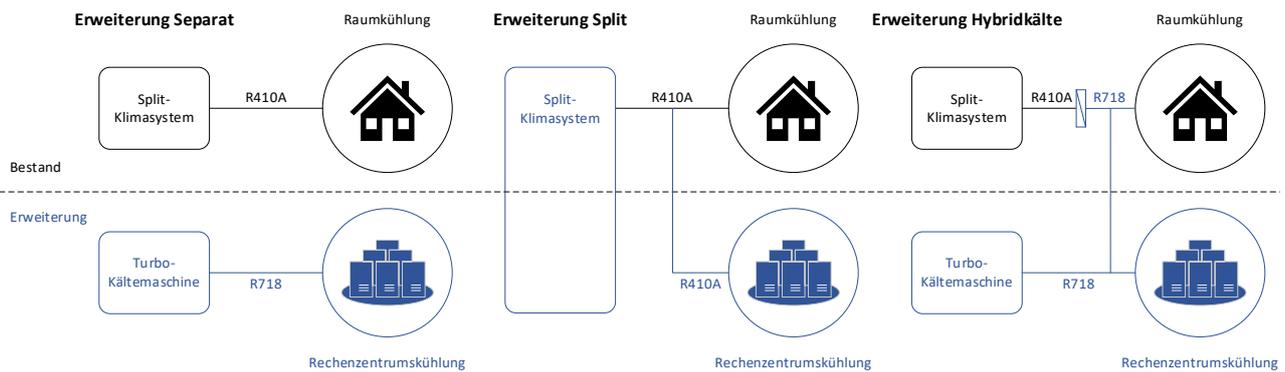


Abbildung 27: Mögliche Anlagenkonstellationen zur Bereitstellung von Raum- und Rechenzentrumsabkühlung

Im Folgenden sind vor dem Hintergrund des Vergleichs eines konventionellen zu einem innovativen Anlagenaufbau ausschließlich die Erweiterung des bestehenden Split-KS und der Aufbau der Hybridkälteanlage untersucht worden. Hinsichtlich der Anwendung des Hybridkältekonzepts zur Kältebereitstellung für den Büro- und Laborkomplex wird zur Kälteverteilung eine im Vergleich zum reinen Rechenzentrumsbetrieb geänderte Kaltwasservorlaufstemperatur von 16 °C genutzt.

Dies bedeutet, dass sobald eine Kälteanforderung durch den Betrieb des Büros oder des Labors besteht, die niedrigere Kaltwassertemperatur bereitgestellt werden muss. Falls keine Lastanforderung durch die Büros oder die Labore ansteht, wird die Vorlaufstemperatur auf 20 °C angehoben. In Tabelle 12 sind die Charakteristika der unterschiedlichen Anwendungsfälle dargestellt.

Tabelle 12: Charakteristika der Betrachtung der Rechenzentrumsanwendungsfälle

Anwendungsfall	Rechenzentrum	Bürokomplex mit Rechenzentrum	Laborkomplex mit Rechenzentrum
Gesamtfläche	330,17 m ²	535,6 m ²	535,6 m ²
Fläche Rechenzentrum	330,17 m ²	217,52 m ²	297,53 m ²
Fläche Büro	-	318,08 m ²	-
Fläche Labor	-	-	238,97 m ²
Jahreskälteenergiemenge	242,48 MWh	147,98 MWh	124,62 MWh
Spezifische Kältelast Rechenzentrum	126 W/m ²	123 W/m ²	95 W/m ²
Spezifische Kältelast Büro	-	44 W/m ²	-
Spezifische Kältelast Labor	-	-	57 W/m ²

In Abbildung 28 ist der Jahresverlauf der Kälteanforderung des Bürokomplexes mit Rechenzentrum dargestellt. Bei einer Gesamtfläche von 535,6 m² weist der Bürokomplex mit dem neu errichteten Rechenzentrum einen jährlichen Kälteenergiebedarf von 147,98 MWh auf. Im Vergleich zum bereits in Kapitel D.3 untersuchten Rechenzentrum liegt ein mittlerer Kälteenergiebedarf vor.

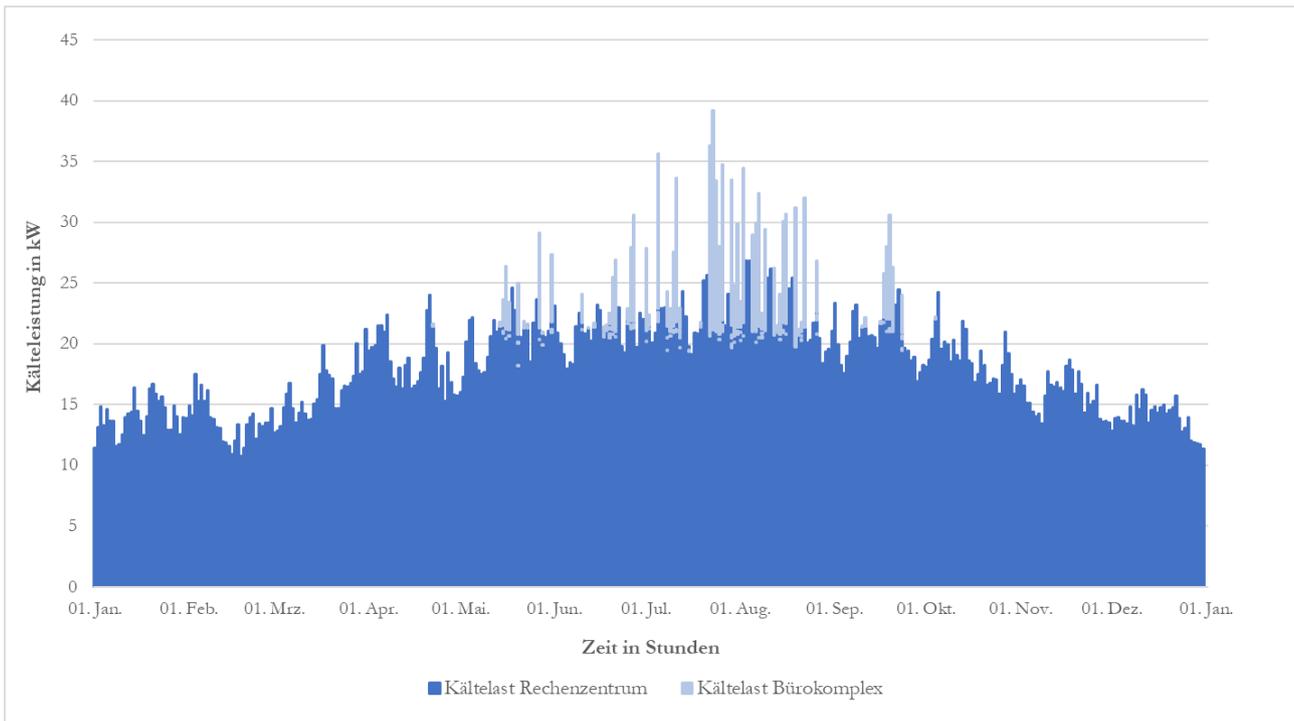


Abbildung 28: Jahresverlauf der Kältelast eines Bürokomplexes mit einem Rechenzentrum in stündlicher Auflösung

Die Simulationsergebnisse für die Betrachtung der Kälteerzeugung durch die Split-Kälteanlage oder durch die Anwendung des Hybridkältekonzepts sind in Tabelle 13 dargestellt. Zur Versorgung des Bürokomplexes mit Kälte weist die Split-Kälteanlage einen jährlichen elektrischen Energiebedarf von 24,20 MWh auf, die Hybridkälteanlage in der optimierten Betriebsstrategie SPE einen elektrischen Energiebedarf von 15,03 MWh. Der mittlere EER_{Sys} beträgt hierbei 6,11 bzw. 9,85. Der Einsatz der Hybridkälteanlage reduziert den elektrischen Energiebedarf somit um rund 38 %.

Tabelle 13: Simulationsergebnisse der Betrachtung des Bürokomplexes mit Rechenzentrum

Anlagenvariante	Erweiterung Split	Erweiterung Hybridkälte
Kälteenergiemenge Gesamt	147,98 MWh	147,98 MWh
Kälteenergiemenge Split-KM	147,98 MWh	6,99 MWh
Elektrischer Energiebedarf Split-KM	22,89 MWh	1,31 MWh
$EER_{KE,Split}$	6,46	5,34
Kälteenergiemenge eChiller	-	140,99 MWh
Elektrischer Energiebedarf eChiller	-	10,62 MWh
$EER_{KE,eCh}$	-	13,27
Elektrischer Energiebedarf Gesamt	24,20 MWh	15,03 MWh
EER_{Sys}	6,11	9,85

Im zweiten Anwendungsfall wird ein Laborkomplex mit einem Rechenzentrum untersucht. Bei einer Gesamtfläche von 535,6 m² weist der Laborkomplex mit dem neu errichteten Rechenzentrum einen jährlichen Kälteenergiebedarf von 124,62 MWh auf. Im Vergleich zum bereits in Kapitel D.3 untersuchten Rechenzentrum liegt ein niedriger jährlicher Kälteenergiebedarf durch die Verbraucher vor.

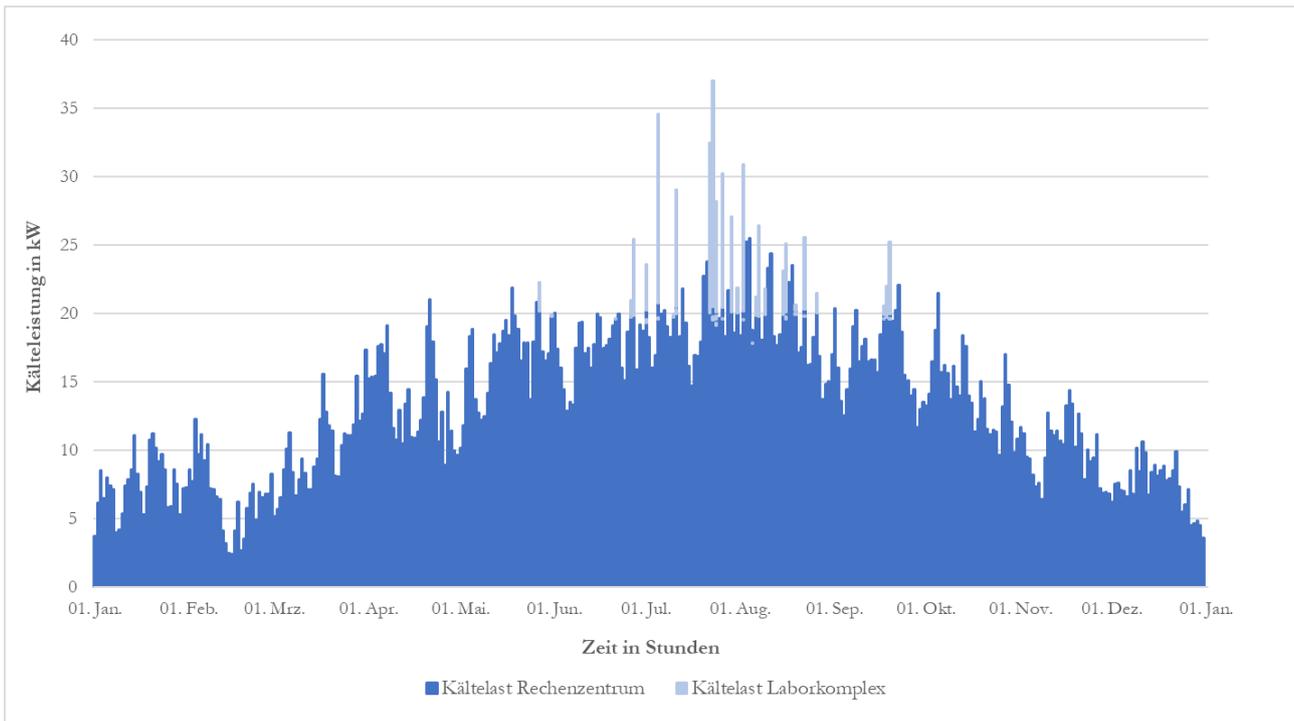


Abbildung 29: Jahresverlauf der Kältelast eines Laborkomplexes mit einem Rechenzentrum in stündlicher Auflösung

Die Simulationsergebnisse für die Betrachtung der Kälteerzeugung durch die Split-Kälteanlage im Vergleich zum Aufbau der Hybridkälteanlage sind in Tabelle 14 dargestellt. Zur Versorgung des Laborkomplexes mit Kälte weist das Split-KS einen jährlichen elektrischen Energiebedarf von 20,03 MWh auf, die Hybridkälteanlage einen elektrischen Energiebedarf von 17,93 MWh. Der mittlere EER_{Sys} beträgt hierbei 6,22 bzw. 6,95. Der Einsatz der Hybridkälteanlage reduziert den elektrischen Energiebedarf somit um rund 10 %.

Tabelle 14: Simulationsergebnisse der Betrachtung des Laborkomplexes mit Rechenzentrum

Anlagenvariante	Erweiterung Split	Erweiterung Hybridkälte
Kälteenergiemenge Gesamt	124,62 MWh	124,62 MWh
Kälteenergiemenge Split-KM	124,62 MWh	40,26 MWh
Elektrischer Energiebedarf Split-KM	19,10 MWh	6,32 MWh
$EER_{KE,Split}$	6,52	6,36
Kälteenergiemenge eChiller	-	84,36 MWh
Elektrischer Energiebedarf eChiller	-	8,69 MWh
$EER_{KE,eCh}$	-	9,71
Elektrischer Energiebedarf Gesamt	20,03	17,93 MWh
EER_{Sys}	6,22	6,95

In Tabelle 15 sind die Simulationsergebnisse der betrachteten Varianten im Vergleich zum bereits in Kapitel D. berechneten Rechenzentrum dargestellt. Die ausführlichen Ergebnisse der Betrachtungen Bürokomplex mit Rechenzentrum und Laborkomplex mit Rechenzentrum sind in Kapitel VI.1, Kapitel VI.2, Kapitel VI.3 und Kapitel VI.4 zu finden.

Tabelle 15: Simulationsergebnisse der Betrachtung weiterer Rechenzentrumsanwendungsfälle

Anwendungsfall	Rechenzentrum	Bürokomplex mit Rechenzentrum	Laborkomplex mit Rechenzentrum
Beschreibung Kälteanforderung	Ganzjährig hohe Lastanforderung des Rechenzentrums	Ganzjährig mittlere Lastanforderung des Rechenzentrums, zusätzlich Bürokühlung	Niedrige Lastanforderung des Rechenzentrums, zusätzlich Laborkühlung
Kälteenergiemenge	242,48	147,98 MWh	124,62 MWh
Elektrischer Energiebedarf Split-Kälteanlage	42,65	24,20 MWh	20,03 MWh
Elektrischer Energiebedarf Hybridkälteanlage	27,50	15,03 MWh	17,93 MWh
EER_{Sys} Split-Kälteanlage	5,68	6,11	6,22
EER_{Sys} Hybridkälteanlage	8,82	9,85	6,95

Die jährliche Kälteenergiemenge liegt zwischen 124,62 MWh und 242,48 MWh. Hierbei weist der Laborkomplex die geringste Kälteanforderung auf, das Rechenzentrum die höchste. Das Split-KS hat einen elektrischen Energiebedarf von 20,03 MWh bis 42,65 MWh. Hierdurch ergibt sich ein EER_{Sys} von 5,68 bis 6,22. Bei einem elektrischen Energiebedarf für den Betrieb der Hybridkälteanlage von 15,03 MWh bis 27,50 MWh ergibt sich ein mittlerer EER_{Sys} von 6,95 bis 9,85. Die Hybridkälteanlage stellt demnach in allen untersuchten Anwendungsfällen die energieeffizienteste Variante dar.

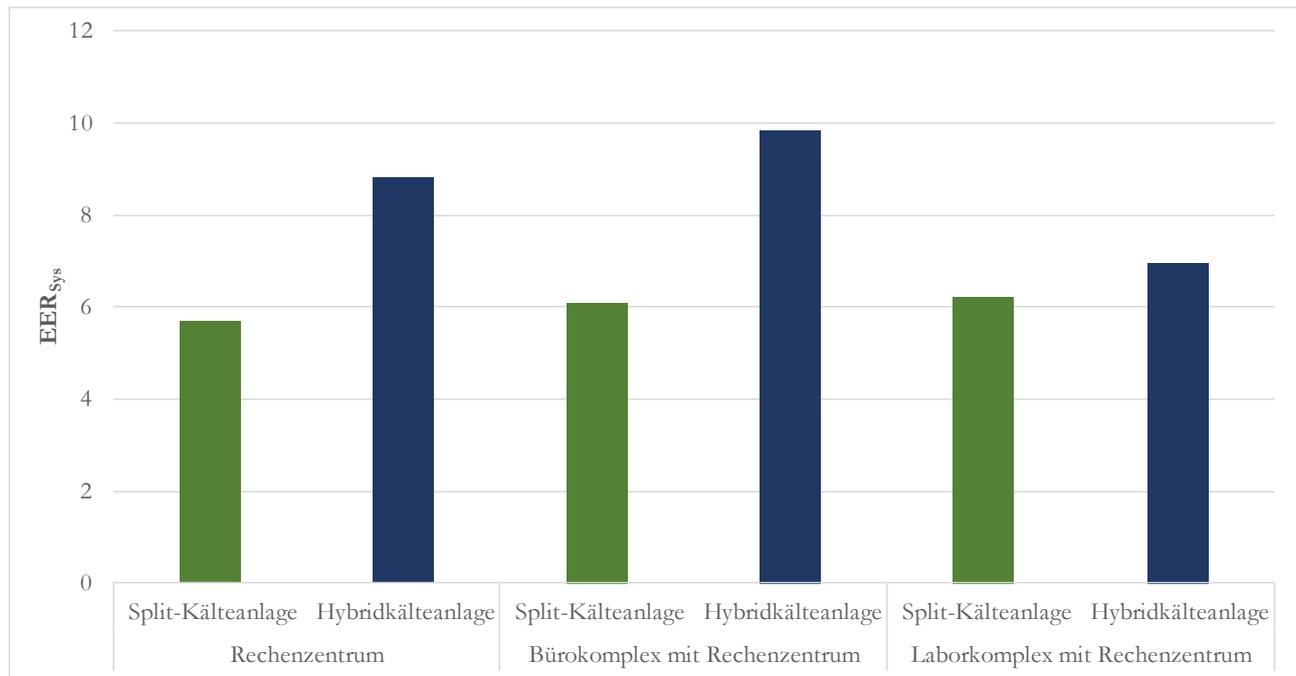


Abbildung 30: Vergleich der Leistungszahlen der Split-Kälteanlage sowie der Hybridkälteanlage in den Anwendungsfällen Rechenzentrum, Bürokomplex mit Rechenzentrum und Laborkomplex mit Rechenzentrum bezogen auf ein Betriebsjahr

Bei einem Vergleich der Varianten wird deutlich, dass das Effizienzpotenzial der Hybridkälteanlage insbesondere bei hoher ganzjähriger Kälteanforderung zum Tragen kommt. Hierdurch steigt der Anteil der besonders energieeffizienten freien Kühlung an der Kältebereitstellung. Im Gegensatz dazu weist der Laborkomplex eine verhältnismäßig niedrige Grundlast auf. Dies hat einen niedrigeren EER_{Sys} zur Folge. Abschließend lässt sich demnach festhalten, dass die Effizienz der Hybridkälteanlage in besonderem Maße von der konkreten Kälteanforderung abhängt. Die korrekte Auslegung und die vorherige Analyse des Kältebedarfs sind für eine energieeffiziente Kältebereitstellung demzufolge entscheidend.

3. Dokumentation & Veröffentlichung

Die Ergebnisse des Forschungsprojekts sind den Studierenden des Bachelor-Studiengangs „Energie- und Gebäudetechnik“ der Fakultät 05 der Hochschule München im Rahmen des Anlagentechnischen Praktikums in der Lehrinheit „*Betriebscharakteristik einer Kältemaschine mit dem Kältemittel Wasser*“ vermittelt worden. Das Laborpraktikum ist im Sommersemester 2022 und 2023 durchgeführt worden. Das Labor-Praktikum ist für das Sommersemester 2024 geplant.

Die Projektergebnisse sind mit der folgenden Publikation dem Fachpublikum präsentiert und veröffentlicht worden:

Nguyen P., Schweigler C.; Effizienzsteigerung bestehender Kühlsysteme - Verbundbetrieb einer Wasser-Turbokälteanlage mit einem direktverdampfenden Klimasystem zur Nutzung der freien Kühlung (AA IV1.09); DKV-Tagung 2023. Jahrestagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins; 22.-24.10.2023, Hannover, Deutschland.

IV. Fazit

Bei der Gebäudekühlung mit einem konventionellem Multi-Split-Klimasystem kühlen die verteilten Verdampferinheiten direkt die Raumluft der jeweiligen Räume im Umluftbetrieb. Ohne einen zwischengeschalteten Wärmeträgerkreis ist bei diesen Split-Kälteanlagen der Einsatz von freier Kühlung nicht möglich, sodass bei Kältebedarf die Abfuhr der Wärmelast zwingend über den Kompressionskreislauf erfolgen muss. Zur Steigerung der Systemeffizienz ist ein hybrides Anlagenkonzept zur Kopplung einer Turbo-Kältemaschine mit dem natürlichen Kältemittel Wasser mit einer Multi-Split-Anlage entwickelt worden. Ziel ist es, durch den koordinierten Einsatz der beiden Kälteerzeuger den elektrischen Energiebedarf durch die Ausnutzung der Potentiale zur freien Kühlung zu senken. Das Hybridkältekonzept umfasst die beiden Kälteerzeuger, eine zentrale Verdampferinheit zur Einbindung des Split-Klimasystems in die Kälteverteilung über einen Kaltwasserkreislauf, einen Kühlwasserkreislauf für die Wärmeabfuhr über ein trockenes Rückkühlwerk sowie die Umluftkühlgeräte zur Kühlung der Räume. Zur Pufferung der Kälteleistung und der zeitlichen Verschiebung der Kühllast ist zusätzlich ein Kaltwasserspeicher integriert worden. Die Einbindung der Kältemaschinen in einen gemeinsamen Kaltwasserkreis erlaubt sowohl eine serielle als auch eine parallele Betriebsweise der Kälteerzeuger. Die Wärmelast des Verbrauchers wird entweder über das Rückkühlwerk oder den Außenluftwärmeübertrager der Split-Anlage an die Umgebung abgeführt. Die interne hydraulische Verschaltung des Turbo-Kaltwassersatzes ermöglicht dabei den Einsatz der freien Kühlung, bei welcher ausschließlich die Hilfsantriebe, d. h. die Kalt- und Kühlwasserpumpen, die internen Pumpen im Turbo-Kaltwassersatz, die Umluftkühlgeräte sowie das Rückkühlwerk zur Bereitstellung der Kälteleistung in Betrieb sein müssen. Zur Einschätzung des Betriebsverhaltens der Hybridkälteanlage ist das Gesamtsystem einschließlich aller Anlagenkomponenten mithilfe des Simulationsprogramms EES modelliert worden. Hinsichtlich der Parametrisierung und Validierung des Simulationsmodells ist die Hybridkälteanlage als Pilotinstallation an der Hochschule München aufgebaut worden. Die serielle und parallele Kältebereitstellung durch die Kälteerzeuger sind als Betriebsstrategien in die Anlagenregelung integriert worden. Die Funktionsfähigkeit des Hybridkältekonzepts konnte im Systemtest der Pilotanlage nachgewiesen werden. Die Messdaten des wissenschaftlichen Messkreises sind zur Anpassung des Simulationsmodelles eingesetzt worden. Für eine Optimierung der Betriebsstrategien sind Simulationsrechnungen zur Kühlung eines Rechenzentrums für ein gesamtes Betriebsjahr unter Verwendung einer seriellen und parallelen Verschaltung der Kälteerzeugung durchgeführt worden. In den Ergebnissen zeigte sich, dass die serielle Kälteerzeugung die energieeffizientere Betriebsweise darstellt. Hierbei konnte eine Verringerung des elektrischen Energiebedarfs und der verursachten Treibhausgasemissionen im Vergleich zum Einsatz einer konventionellen Split-Kälteanlage um etwa 36 % festgestellt werden. Anhand der Betrachtung der jährlichen Verläufe wird deutlich, dass für den effizienten Betrieb der Hybridkälteanlage eine hohe Kältegrundlast mit möglichst hohen Kaltwasservorlauftemperaturen vorteilhaft ist. Die Kältebelastung kann insbesondere in den kälteren Betriebsphasen im Winter und der Übergangszeit energieeffizient durch die Nutzung der freien Kühlung gedeckt werden. Hieraus lässt sich ableiten, dass die konkrete Effizienz des Hybridkältekonzepts stark von der individuellen Versorgungssituation abhängt. Zusammengefasst konnte gezeigt werden, dass die Umsetzung des Hybridkältekonzepts in Anwendungen mit ganzjähriger Kälteanforderung eine sinnvolle Maßnahme zur Steigerung der Systemeffizienz und zur Verbesserung der Versorgungssicherheit der Kältebereitstellung darstellt. Durch die erzielte Energieeinsparung wird eine entscheidende Verringerung der mit der Kälteerzeugung verbundenen Treibhauswirkung erzielt.

V. Literaturverzeichnis

- [akr19] AKROBIT SOFTWARE GMBH: *AMR WinControl Messwerteerfassung*. WebServer Version 8.2.1.0, Gera, 2019
- [Arb22a] ARBEITSGEMEINSCHAFT ENERGIEBILANZEN E. V.: *Anwendungsbilanzen zur Energiebilanz Deutschland: Endenergieverbrauch nach Energieträgern und Anwendungszwecken*. Berlin, 2022
- [Arb22b] ARBEITSGEMEINSCHAFT ENERGIEBILANZEN E. V.: *Energieverbrauch in Deutschland im Jahr 2021*. Berlin, 2022
- [Des23] DESIGNBUILDER SOFTWARE LTD: *DesignBuilder*. V7.0.0.96, Stroud, 2023
- [Deu23] DEUTSCHER WETTERDIENST: *Klimaberatungsmodul*.
<https://kunden.dwd.de/obt/index.jsp>, zuletzt überprüft am 30.08.2023
- [Eur14] EUROPÄISCHES PARLAMENT: *Verordnung (EU) Nr. 517/2014 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 16. April 2014 über fluorierte Treibhausgase und zur Aufhebung der Verordnung (EG) Nr. 842/2006 (2014)*
- [F-C22] F-CHART SOFTWARE: *EES Engineering Equation Solver*. V11.503, Madison, 2022
- [GCF17] GRUNICKE, Lutz; CARATIOLA, Peter; FRANZKE, Uwe; GERHARD, Otmar; KÖBERLE, Thomas; LEUTERITZ, Frank; PERSON, Ralf-Dieter; REITER, Günter; SCHÜSSLER, Horst; TISCHER, Martin: *Kälte 2017: Hinweise zur Planung, Ausführung und Betrieb von Kälteanlagen und Kältegeräten für öffentliche Gebäude*. Empfehlung Nr. 139. Berlin, 06.10.2017. – Empfehlung Nr. 139
- [HHG22] HINTEMANN, Ralph; HINTERHOLZER, Simon; GRAß, Monika; GROTHEY, Tim: *Rechenzentren in Deutschland: Aktuelle Marktentwicklung, Stand 2022*. Berlin, 2022
- [Int18] INTERNATIONALE ENERGIEAGENTUR: *The Future of Cooling: Opportunities for energy-efficient air conditioning*. Paris, 2018
- [ITL23] ICHA, Petra; LAUF, Thomas: *Entwicklung der spezifischen Treibhausgas-Emissionen des deutschen Strommix in den Jahren 1990 - 2022*. In: *Climate Change* (2023), Nr. 20
- [OMB16] OFFERMANN, Markus; MANTEUFFEL, Berhard von; BLUME, Julia; KÜHLER, Daniel: *Klimaschonende Klimatisierung (Heizen und Kühlen) mit natürlichen Kältemitteln – Konzepte für Nichtwohngebäude mit Serverräumen/ Rechenzentren*. In: *Climate Change* (2016), Nr. 18
- [Reh23] REHDER, Marcel: *Analyse von Kältemittel-Emissionen der Kälte- und Klimaanlage in Deutschland*. In: *VDKF Information* 33 (2023), 7-8, S. 4–6
- [SGP23] SCHMIDT, D.; GOETSCHKES, C.; POLLERBERG, C.: *Kältetechnik in Deutschland: Steckbriefe zu Kältetechnologien*. Oberhausen, 2023
- [SZK21] SMITH, C.; Z.R.J. NICHOLLS; K. ARMOUR; W. COLLINS; P. FORSTER; M. MEINSHAUSEN; M.D. PALMER; M. WATANABE: *The Earth's Energy Budget, Climate Feedbacks and Climate Sensitivity : Supplementary Material*. In: IPCC (Hrsg.): *Climate Change*

2021: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Sixth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change, 2021

VI. Anhang

1. Simulationsergebnisse für die Betrachtung des Betriebs der Hybridkälteanlage zur Versorgung eines Bürokomplexes mit Rechenzentrum

Umluftkühlgerät							
Kühlbedarf						147,98	MWh
Elektrischer Energiebedarf						1,75	MWh
Turbo-Kältemaschine							
	Freie Kühlung	Freie Kühlung+	Stufe 1	Stufe 2	Gesamt		
Betriebsstunden	5.130	780	2.142	708	8.760	h	
Elektrischer Energiebedarf Verdichter	0	0,46	3,36	2,42	6,24	MWh	
Elektrischer Energiebedarf Gesamt	2,28	0,91	4,60	2,83	10,62	MWh	
Kälteenergie	73,00	14,22	43,04	10,73	140,99	MWh	
$EER_{KE,eCh}$	32,05	15,62	9,36	3,80	13,27	-	
Split-Kältemaschine							
Betriebsstunden						502	h
Elektrischer Energiebedarf						1,31	MWh
Kälteenergie						6,99	MWh
$EER_{KE,Split}$						5,34	-
Außeneinheit							
Abgegebene Wärmemenge						8,30	MWh
Elektrischer Energiebedarf						0,22	MWh
Pumpen							
Elektrischer Energiebedarf Kaltwasserpumpen						0,41	MWh
Elektrischer Energiebedarf Kühlwasserpumpe						0,17	MWh
Rückkühlwerk							
Abgegebene Wärmemenge						147,22	MWh
Elektrischer Energiebedarf						0,54	MWh
Gesamtsystem							
Kühlbedarf						147,98	MWh
Elektrischer Energiebedarf						15,03	MWh
EER_{Sys}						9,85	-

2. Simulationsergebnisse für die Betrachtung des Betriebs der Split-Kälteanlage zur Versorgung eines Bürokomplexes mit Rechenzentrum

Trockenexpansions-Verdampfereinheiten		
Kühlbedarf	147,98	MWh
Elektrischer Energiebedarf	0,48	MWh
Außeneinheit		
Abgegebene Wärmemenge	170,87	MWh
Elektrischer Energiebedarf	0,83	MWh
Verdichtereinheit		
Betriebsstunden	8.760	h
Elektrischer Energiebedarf	22,89	MWh
$EER_{KE,Split}$	6,46	-
Gesamtsystem		
Kühlbedarf	147,98	MWh
Elektrischer Energiebedarf	24,20	MWh
EER_{Sys}	6,11	-

3. Simulationsergebnisse für die Betrachtung des Betriebs der Hybridkälteanlage zur Versorgung eines Laborkomplexes mit Rechenzentrum

Umluftkühlgerät						
Kühlbedarf					124,62	MWh
Elektrischer Energiebedarf					1,25	MWh
Turbo-Kältemaschine						
Betriebsstunden	Freie Kühlung	Freie Kühlung+	Stufe 1	Stufe 2	Gesamt	
	1.234	1.396	2438	493	5.561	h
Elektrischer Energiebedarf Verdichter					6,04	MWh
Elektrischer Energiebedarf Gesamt					8,69	MWh
Kälteenergie					84,36	MWh
$EER_{KE,eCh}$					9,71	-
Split-Kältemaschine						
Betriebsstunden					4.134	h
Elektrischer Energiebedarf					6,32	MWh
Kälteenergie					40,26	MWh
$EER_{KE,Split}$					6,37	-
Außeneinheit						
Abgegebene Wärmemenge					46,58	MWh
Elektrischer Energiebedarf					0,68	MWh
Pumpen						
Elektrischer Energiebedarf Kaltwasserpumpen					0,49	MWh
Elektrischer Energiebedarf Kühlwasserpumpe					0,12	MWh
Rückkühlwerk						
Abgegebene Wärmemenge					90,40	MWh
Elektrischer Energiebedarf					0,39	MWh
Gesamtsystem						
Kühlbedarf					124,62	MWh
Elektrischer Energiebedarf					17,93	MWh
EER_{Sys}					6,95	-

4. Simulationsergebnisse für die Betrachtung des Betriebs der Split-Kälteanlage zur Versorgung eines Laborkomplexes mit Rechenzentrum

Trockenexpansions-Verdampfeinheiten		
Kühlbedarf	124,62	MWh
Elektrischer Energiebedarf	0,34	MWh
Außeneinheit		
Abgegebene Wärmemenge	143,72	MWh
Elektrischer Energiebedarf	0,58	MWh
Verdichtereinheit		
Betriebsstunden	8.760	h
Elektrischer Energiebedarf	19,10	MWh
$EER_{KE,Split}$	6,52	-
Gesamtsystem		
Kühlbedarf	124,62	MWh
Elektrischer Energiebedarf	20,03	MWh
EER_{Sys}	6,22	-