

Untersuchung von Systemkonzepten zur Integration von
Haushaltsgeräten als Wärmequelle und Wärmesenke in ein
multifunktionales Wärmepumpensystem

DISSERTATION

zur Erlangung des Grades eines Doktors
der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)

vorgelegt von

Maximilian Rödder, M.Sc.

eingereicht bei der Naturwissenschaftlich-Technischen Fakultät

der Universität Siegen

Siegen 2022

Erster Gutachter

Prof. Dr.-Ing. habil. Wolfgang Krumm

Universität Siegen

Betreuer und zweiter Gutachter

Prof. Dr.-Ing. Matthias Neef

Hochschule Düsseldorf

Tag der mündlichen Prüfung

07. Juli 2022

Abstract

Less energy consumption results into less CO₂-emission. This remains a matter of fact as long as renewables do not cover the entire energy demand and belongs among others nowadays more than ever to key drivers in research and development. For that reason, energy efficiency improvements became very important to reduce the impact of abundant consuming technology sectors while comfort criteria need to be kept on a high level. In order to reduce the energy consumption by efficiency improvements the relevance of part and entire system solutions becomes increasingly significant for further CO₂ reduction steps. Buildings and domestic appliances are responsible for around 25 % of the European electricity demand. Primarily, residential areas, where the choice of application and behaviour adjustments are up to one's own, provide suitable preconditions for new and energy efficient technologies. Efficiency improvements of single appliances are driven by factors like the evaluation of products by the European energy label since 1998 and not least the rivalry between manufactures. Therefore, manufactures are challenged with advancements since several decades in order to keep a high technology level according to the state of the art, which in the end results into an exhaustion of efficiency improvements for single components. On the one hand, a high development status comes along with high standards but, on the other hand, it possibly opens new fields in research and development that before appeared as much to complex and cost specifically irrelevant.

Combined system solutions like the combination of heating/air conditioning via the heat pump and domestic appliances with heating and/or cooling demand have the potential to benefit from synergy effects. I.e., first, to achieve a reduction of the electricity consumption for single appliances by providing heat efficiently, second, to utilize the waste heat from cooling appliances as the heat source of the heat pump and, third, to reduce investment costs by removing unnecessarily redundant components. As the consequence from the considered characteristics, consumers benefit in electricity and cost effectiveness while the functionality of single appliances should not suffer.

In this thesis, several steps in the development process of a combined system concept are processed in order to determine the potential for a synchronized operation of domestic appliances and the centralized heat pump unit. Therefore, a functional model is developed as the test rig for the experimental investigations at the laboratory. The system allows for the interconnection of domestic appliances to the heat pump system to investigate the operating characteristics of the modified appliances in single mode as well as in different combinations of the integrated system. Due to the operation of the appliances in reasonable system combinations and sequences at the laboratory advantages and disadvantages can be concluded for the real-life conditions. The measurement concept is designed to allow for both the characterization of efficiency improvements of the appliances and the characterization of heat flows within the appliances as well as the system construction. Theoretically, an analysis of loss and demand is carried out to determine the overall system performance for the integrated operation mode. Finally, based on the explored experimental sequences a technology concept for the overall system is evolved, where also the economic potential is evaluated by the system cost and the year-round cost effectiveness yielded from efficiency improvements. For the considered case, heat losses over the system construction are avoided and the waste heat of cooling appliances is utilized for heating purposes by the heat pump. In the end, the electricity consumption of domestic appliances of around 985 kWh/a for a single household can be reduced by 36 % if the appliances are coupled to the centralized heat pump system for cooling and heating purposes. For the scenario for the year 2040, after CO₂-emissions in the building sector have been reduced to 50 Mio. t CO₂-equivalent by energetic refurbishments, the potential for a further reduction step by the application of the evolved technology amounts to a maximum of 4,78 Mio. t CO₂-equivalent, around 10 % of the predicted CO₂-emissions in this sector.

Kurzfassung

Solange der Gesamtstrombedarf nicht aus erneuerbaren Energien gedeckt wird, lassen sich durch Stromeinsparungen CO₂-Emissionen reduzieren. Zunehmend rückt dabei das Optimierungspotential von Teil- oder Gesamtsystemen in den Vordergrund. Mit rd. 25 % des Gesamtenergiebedarfs der EU bietet sich im Gebäudetechnik- und Haushaltsgerätebereich ein großes Potential an, um durch Effizienzverbesserungen Stromeinsparungen zu erzielen. Effizienzsteigerungen werden für Einzelgeräte seit Einführung des Energielabels bzw. der EU-Energieverbrauchs-Kennzeichnung im Jahr 1998 vorangetrieben. Nicht zuletzt, da Gerätehersteller durch die Weiterentwicklungen der Konkurrenz zu immer neuen Entwicklungsschritten gezwungen sind, um selbst weiterhin Geräte abzusetzen. Dem Optimierungspotential der einzelnen Geräte sind jedoch Grenzen gesetzt, die durch den starken Konkurrenzdruck und die damit über Jahrzehnte weiterentwickelten Komponenten auch in vielen Bereichen bereits erreicht wurden. Zum einen ist ein hoher Entwicklungsstand zwar nur schwer durch neue Ansätze zu übertreffen, zum anderen eröffnet eine Stagnation aber auch erst die Möglichkeit neue Ansätze zu entwickeln, die im Anfangsstadium eines Entwicklungsprozesses noch sehr komplex und kostenspezifisch wenig interessant erscheinen.

Durch die Zusammenlegung der Heizungs-/Lüftungstechnik mit Wärmepumpe und der Haushaltsgeräte mit Wärme- und/oder Kühlbedarf bietet sich ein innovativer Systemansatz an, um Synergieeffekte im Gesamtsystem auszunutzen. D.h. Stromeinsparungen für die einzelnen Geräte durch die effiziente Bereitstellung der Wärme zu erreichen, die Abwärme von Kühlgeräten dabei als Wärmequelle für das System zu nutzen und Kosteneinsparungen durch den Wegfall redundanter Komponenten zu erzielen. Die genannten Charakteristiken können in einem integrierten Gesamtsystem nutzungsseitig profitabel hinsichtlich der Strom- und Anschaffungskosten sein, wobei die Funktionalität der einzelnen Geräte erhalten bleibt.

In der vorliegenden Arbeit werden Entwicklungsschritte abgehandelt, um den dargelegten Ansatz experimentell zu untersuchen und das Potential eines aufeinander abgestimmten Gesamtsystems zu bestimmen. Dazu wird ein Funktionsmuster des Systems entwickelt und im Labor aufgebaut, an dem Testreihen der Einzelgeräte und der Geräte in unterschiedlichen Systemkombinationen sowie Reihenfolgen durchgeführt werden. Durch den Betrieb der Geräte in sinnvollen Betriebsreihenfolgen können Vorzüge und Nachteile ausgearbeitet werden, die sich durch den Systembetrieb für die einzelnen Geräte unter realen Betriebsbedingungen ergeben. Der Messaufbau erlaubt außerdem eine energetische Charakterisierung der Einzelgeräte und der durch den Systemaufbau anfallenden Wärmeverluste, womit auch eine Datengrundlage für theoretische Potentialbetrachtungen des Gesamtsystems gegeben ist. Auf Grundlage der Untersuchungen zu den Einzelgeräten und den Systemkombinationen erfolgt die Konzeptionierung eines funktionalen Technikkonzepts als Produktentwurf. Unter Berücksichtigung von zusätzlichen Kosten, dem Wegfall redundanter Komponenten und dem Stromeinsparpotential nach reduzierten Wärmeverlusten über den Systemaufbau erfolgt eine wirtschaftliche Betrachtung des neuen Technikkonzepts. Für den betrachteten Fall werden Wärmeverluste über den Systemaufbau vermieden und die Abwärme der Kühlgeräte wird zum Heizen über die Wärmepumpe genutzt. Letztendlich zeigt sich, dass der Stromverbrauch der Haushaltsgeräte in einem einzelnen Haushalt von 985 kWh/a um bis zu 36 % reduziert werden kann, wenn die Geräte über das zentrale Wärmepumpensystem mit Wärme versorgt bzw. gekühlt werden. Im Szenario für das Jahr 2040 betrachtet, nachdem die CO₂-Emissionen des Gebäudesektors durch energetische Sanierungen auf 50 Mio. t CO₂-Äquivalent reduziert wurden, beträgt das Potential zur weiteren Reduzierung durch die Anwendung der entwickelten Technologie maximal 4,78 Mio. t CO₂-Äquivalent, rd. 10 % der prognostizierten CO₂-Emissionen des Sektors.

Inhaltsverzeichnis

Abstract	III
Kurzfassung.....	V
Inhaltsverzeichnis.....	VII
Nomenklatur.....	IX
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Fragestellung und Zielsetzung	3
1.3 Einordnung des Forschungsvorhabens in den Stand der Technik und Wissenschaft	3
1.4 Entwicklungsschritte und Einstufung nach Technologie-Reifegrad	6
2 Grundlagen	7
2.1 Kältemaschine und Wärmepumpe	8
2.1.1 Kältekreislauf und Wärmepumpenkreislauf.....	8
2.1.2 Kältekreislauf in Kühl- und Gefriergeräten	10
2.1.3 Kältemittel.....	11
2.1.4 Kältemittelkompressor	12
2.1.5 Kapillarrohr und Kapillarrohrwärmeübertrager	16
2.1.6 Kältemittelverdampfer und -kondensator.....	17
2.2 Thermodynamik für Trocknungsprozesse mit Restfeuchtmessung.....	18
2.3 Modellbildung	19
2.3.1 Lineare Modelle	20
2.3.2 Nichtlineare Modelle.....	22
3 Konzeptentwurf für einen Einfamilienhaushalt und Laborprüfstand.....	25
3.1 Gesamtsystem mit Haushaltsgeräten und Heizungs-/Lüftungstechnik	25
3.2 Zusätzliches Wärmesenkenmodul der Wärmepumpe	26
3.3 Zusätzliches Wärmequellenmodul der Wärmepumpe	28
3.4 Laboraufbau des Systems.....	29
4 Geräteeigenschaften und Systemintegration	31
4.1 Waschmaschine	31
4.2 Geschirrspüler	34
4.3 Wäschetrockner	36
4.4 Kühlschrank	42
4.5 Gefrierschrank	48
4.6 Abgeschlossene Umbaumaßnahmen.....	58
5 Experimenteller Betrieb der Geräte im Gesamtsystem mit Wärmepumpe	60

5.1	Haushaltsgeräte mit flexiblen Betriebszeiten	60
5.1.1	Waschen, Geschirrspülen und Wäschetrocknen in Reihenfolge.....	61
5.1.2	Waschen, Geschirrspülen und Wäschetrocknen in abgestimmter Reihenfolge	71
5.2	Haushaltsgeräte in Dauernutzung.....	76
5.3	Konstruktive Maßnahmen und Kosten für das Gesamtsystem	79
6	Parametervariation und Potentialbetrachtung	82
6.1	Modell der Wärmepumpe.....	82
6.2	Modell des Wäschetrockners	84
6.3	Anpassung der Speichertemperaturniveaus und des Kältespeichervolumens.....	89
6.4	Variation von Betriebsabfolgen	95
6.5	Variation der Außenlufttemperatur	100
6.6	Energetisches Einsparpotential und Reduzierung der CO ₂ -Emissionen	103
7	Diskussion der Ergebnisse	109
8	Fazit und Ausblick	114
	Referenzen.....	116
	Anhang	123
A	Messtechnik.....	124
B	Laboraufbau	126
C	Geräteigenschaften und Betriebsparameter der Waschmaschine.....	128
D	Geräteigenschaften und Betriebsparameter des Geschirrspülers.....	129
E	Geräteigenschaften und Betriebsparameter des Wäschetrockners	130
F	Geräteigenschaften und Betriebsparameter des Kühlschranks.....	134
G	Geräteigenschaften und Betriebsparameter des Gefrierschranks	136
H	Berechnung des Kompressionsprozesses	139
I	Stationäre Berechnung des Gefrierschrankskältekreislaufs.....	142
J	Berechnungen und Ergebnisse zu Kapitel 5.....	143
K	Aufstellung der Kosten für die Geräte und Umbaumaßnahmen	146
L	Messdaten des Wärmepumpenmodells	147
M	Ergebnisse zu Kapitel 6.....	148

Nomenklatur

Abkürzungen

D	Drossel
F	Filter
G	Gefrierschrank
GS	Geschirrspüler
GWP	Treibhausgaspotential (in engl. Global Warming Potential)
HR	Heizregister bzw. Heizstab
HZ	Heizkreislauf
K	Kühlschrank
KD	Kondensator
KL	Kühlleitung
KP	Kompressor
KS	Kältespeicher
L	Lüfter
TWW	Trinkwarmwasser
P	Pumpe
PCM	Phasenübergangsmaterial (in engl. Phase-Change-Material)
R	Regler
UW	Umweltkreislauf
V	Ventilator oder Ventil
VD	Verdampfer
WM	Waschmaschine
WP	Wärmepumpe
WRG	Wärmerückgewinnung
WS	Warmwasserspeicher
WT	Wäschetrockner
WÜ	Wärmeübertrager

Formelzeichen

A	Fläche	m^2
c	spezifische Wärmekapazität	$\text{kJ}/(\text{kgK})$
C	Kapazität	F
d	Tiefe, Durchmesser oder Schrittweite	m oder prozessabhängig
e	absoluter Fehler	prozessabhängig
f	Frequenz	1/s
h	spezifische Enthalpie	J/kg
J	Fehlerquadratsumme	-
l	Länge	m
\dot{m}	Massenstrom	kg/s
N	Drehzahl	1/min
n	Polytropenexponent	-
p	Druck	bar
Q	Wärme	J
\dot{Q}	Wärmestrom	W
R	Elektrischer Widerstand	Ω
r	Verdampfungsenthalpie	kJ/kg
res	Residuum bzw. Rest	-
T	Temperatur	$^{\circ}\text{C}$
t	Zeit	s
U	Spannung oder Wärmeübertragungskoeffizient	V oder $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$
u	Prozesseingang	prozessabhängig
V	Volumen	m^3
v	spezifisches Volumen	m^3/kg

\dot{V}	Volumenstrom	m^3/s
W	Arbeit	kWh
w	spezifische Arbeit oder Gewichtungsfaktoren	kJ/kg oder prozessabhängig
\dot{W}	Wirkleistung	W
x	Wasseranteil (absolut)	g/kg
\hat{x}	optimierte Variablen	prozessabhängig
y	Prozessausgang	prozessabhängig
\hat{y}	Modellausgang	prozessabhängig

Griechische Formelzeichen

γ	Isentropenexponent	-
Δ	Differenz	-
ε	Leistungszahl	-
η	Wirkungsgrad oder Ausnutzungsgrad	-
λ	Regularisierungsfaktor	-
ρ	Dichte	kg/m^3
φ	relative Feuchtigkeit	-

Andere Formelzeichen

ε	Oberflächenrauigkeit oder Bauteilcharakteristik	-
∇	Gradient	-

Indizes

aus	Austritt
ab	abgegeben
c	Cauchy
Diff	Differenz
ein	Eintritt
el	elektrisch
exp	experimentell
fl	flüssig
g	Gas bzw. gasförmig
G	Gefrierschrank
ges	gesamt
GS	Geschirrspüler
h	thermodynamischer Zustand
HZ	Heizkreis
in	Eintrag bzw. Input
ist	Zustand (momentan)
k	kalt
K	Kältemaschine oder Kühlschränk
kd	kondensiert bzw. Kondensat
KD	Kondensator
KM	Kältemittel
komb	kombiniert
KP	Kompressor oder Kompressionskammer
KS	Kältespeicher
KW	Kühlwasser bzw. Wasser-/Glycolgemisch
L	Luft
max	maximal bzw. Maximum
mech	mechanisch
N	Newton
nutz	nutzbar
opt	Optimum bzw. optimiert
p	isobar oder Druck
P	primär

PL	Prozessluft
R	Rest
ref	Referenz
RL	Rücklauf
S	Isentrop oder sekundär
s	Sättigungszustand oder Signal
SO	Sole
Sys	System
t	Drehmoment (in engl. torque)
tr	trocken
TW	Trinkwasser
Umg	Umgebung
vd	verdampft bzw. Dampf
VD	Verdampfer
v	Vergleich
VL	Vorlauf
W	Wand oder Wasser
w	warm
WM	Waschmaschine
WP	Wärmepumpe
WS	Warmwasserspeicher
WT	Wäschetrockner
WW	Weißer Ware
x	freier Index
zu	zugeführt

Laufindizes

1, 2, ...	Nummerierung (fortlaufend)
i, j	Laufindex
k	Iterationen
n	Anzahl (fortlaufend)
N, M	Anzahl

1 Einleitung

Um Maßnahmen zur Reduzierung des CO₂-Ausstoßes weiter voranzutreiben, werden neue und auch vermeintlich geringe Potentiale fortschreitend signifikanter. Einsparungen, die im großen Stil erreicht werden können oder bereits erreicht werden konnten, führen allein nicht zu den gewünschten Ergebnissen oder sind zu stark von wirtschaftlichen Interessen abhängig, die für industrielle Ansätze in der Regel vorne anstehen. Das Ziel, den CO₂-Ausstoß durch Weiterentwicklungen zu reduzieren, steht dabei hinten an. Privatpersonen rücken dahingegen seit einigen Jahren immer weiter in den Fokus, da sich das Interesse an nachhaltigen Lebensstilen immer weiter verdeutlicht, was die Entwicklungsbereiche in dem Sektor begünstigt. Beispiele dafür sind die Gebäude- und die Haushaltsgesamtheit, in deren Bereich sich die Untersuchungen zum im Folgenden näher beschriebenen Forschungsvorhaben einordnen lassen.

1.1 Motivation

Analysen zum Energiekonsum in Deutschland zeigen, dass im Jahr 2019 rd. 27 % des Gesamtenergieverbrauchs aller Sektoren von Haushalten verursacht wurden [1], siehe **Bild 1.1**. Der Haushaltssektor weist demnach ein sehr großes Potential und den Bedarf für Neuentwicklungen in den Bereichen Technik und Energieversorgung auf, um die Ziele der EU-Klimaschutzstrategie [2] bis 2030 zu erreichen:

- Senkung der Treibhausgasemissionen (um 40 % gegenüber 1990)
- Ausbau erneuerbarer Energien (auf anteilig min. 27 %)
- Energieeffizienz verbessern (um min. 27 %)

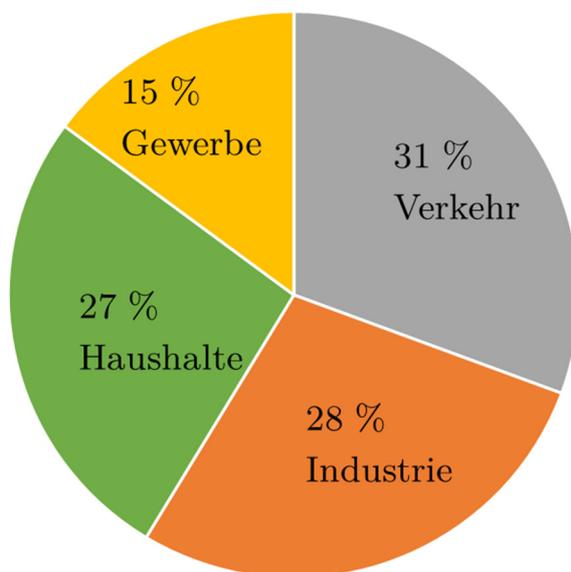


Bild 1.1: Energiekonsum nach Sektoren für das Jahr 2019 in Deutschland mit insgesamt 2.514 TWh [1].

Dazu werden EU-Gebäuderichtlinien immer wieder an den Stand der Technik angepasst und spielen bspw. für Neubauten und Gebäudesanierungen eine große Rolle, um deren Energieverbrauch und den Anteil der Haushalte an der CO₂-Bilanz bzw. den Gesamt-CO₂-Ausstoß durch Effizienzverbesserungsmaßnahmen zu reduzieren. Die letzte Erneuerung der Richtlinie erfolgte von 2010 [3] auf 2018 [4] und wird seither über Rechts- und Verwaltungsvorschriften der einzelnen Mitgliedsstaaten national umgesetzt. Artikel „2“ erhält bspw. eine Neuerung in Nummer „3“ zu „3a“: „System für die Gebäudeautomatisierung und -steuerung: ein System, das sämtliche Produkte, Software und Engineering-Leistungen umfasst, mit denen ein energieeffizienter, wirtschaftlicher und sicherer Betrieb gebäudetechnischer Systeme durch automatische Steuerungen sowie durch die Erleichterung des

manuellen Managements dieser gebäudetechnischen Systeme unterstützt werden kann,“ [4], die erkennen lässt, dass Systemkonzepte in der Gebäudetechnik bereits berücksichtigt werden, um bspw. Effizienzverbesserungen zu erzielen.

Vom Gesamtstromverbrauch eines Haushalts weisen Haushaltsgeräte wie die Waschmaschine und Spülmaschine als reine Wärmeverbraucher, der Kühlschrank und Gefrierschrank als reine Kühlgeräte und der Wärmepumpentrockner als Wärmeverbraucher und Kühlgerät einen hohen Anteil auf. Dieser rückt durch immer besser gedämmte Gebäude und effizientere Heizungs-/Lüftungsanlagen weiter in den Vordergrund. **Bild 1.2** zeigt den durchschnittlichen von Herstellern angegebenen Jahresstromverbrauch der verkauften Einheiten für die Jahre 2010 bis 2014 im Vergleich zu den im Jahr 2016 beschafften Geräten für die Untersuchungen.

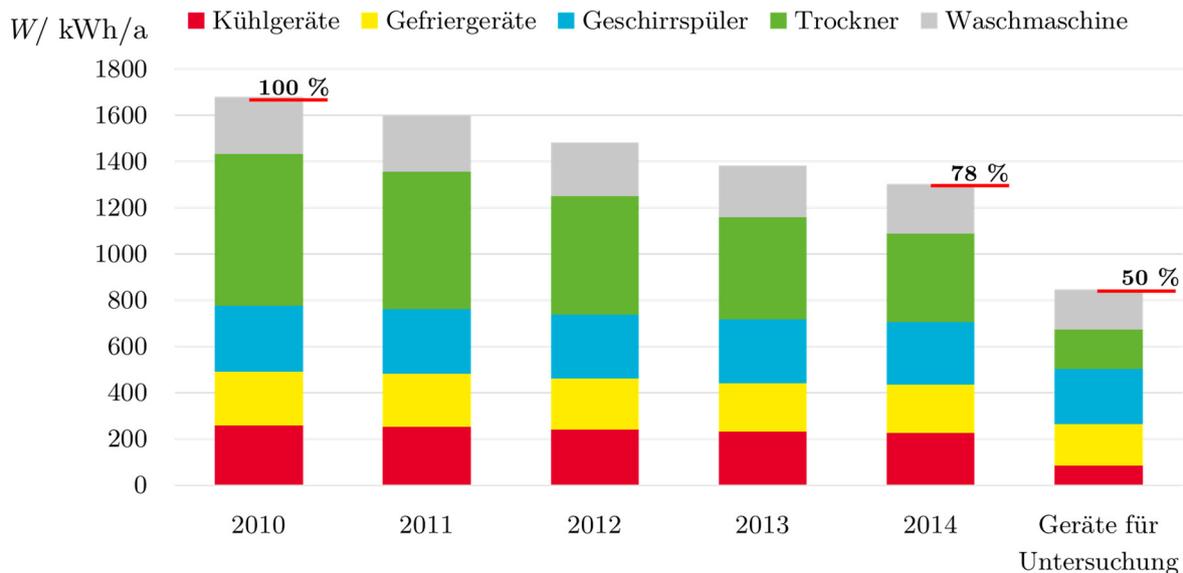


Bild 1.2: Durchschnittlicher Jahresstromverbrauch verkaufter Einheiten in den EU-28 Staaten von 2010 bis 2014 [5] im Vergleich zur Herstellerangabe der Haushaltsgeräte für die Untersuchungen nach Energiesparlabel. Da die Geräte im Jahr 2016 ausgewählt wurden, werden Vergleichsdaten für den Absatz am Markt nur bis 2014 aufgeführt, Datensätze für 2015 und 2016 sind nicht verfügbar.

In den letzten Jahren konnten Effizienzverbesserungen hauptsächlich durch simple Weiterentwicklungen wie die Reduzierung des Waschwassers für Waschmaschinen und die Verbesserung der Dämmung für Kühl- und Gefriergeräte erzielt werden. Größtes Potential zeigt der Wäschetrockner, bei dem die Integration eines Wärmepumpenkreislaufs zu deutlichen Stromeinsparungen im Vergleich zu älteren Modellen geführt hat. Wärmepumpen arbeiten effizienter als bspw. der Heizstab in Kondensations- oder Ablufttrocknern, außerdem ermöglicht der Wärmepumpenkreislauf eine aktive Kühlung der Prozessluft, um Wasser effektiv zu kondensieren. Für Geschirrspüler ist nahezu keine Reduzierung des Stromverbrauchs zu sehen, ein energieintensiver Reinigungsprozess, Klarspülabschnitt oder Trocknungsprozess sorgt hier für den weiterhin hohen Stromverbrauch.

Die Akzeptanz der Geräte am Markt ergibt sich zum einen über den Verkaufspreis aber auch durch die Einstufung in Energieeffizienzklassen nach dem Norm-Jahresstromverbrauch [6]. Das Energielabel soll dabei einen fairen Vergleich der Geräte untereinander gewährleisten, wobei die Prüfbedingungen nach jeweiliger Gerätenorm vorgeschrieben werden. Den Effizienzverbesserungen einzelner Geräte sind jedoch Grenzen gesetzt, ggf. physikalisch oder baulich bedingt, was neue Ansätze erfordert, um bspw. Wärme effizienter bereitzustellen oder Abwärme wieder zu nutzen. Solche Vorteile können im Betrieb eines Systemkonzepts der Heizungs-/Lüftungstechnik mit Wärmepumpe und Haushaltsgeräten genutzt werden [7]. Vielversprechend sind Systemansätze auch für den Smart-Home- oder Smart-Energy-Bereich, der laut Pressemitteilung des Statistischen Bundesamtes vom 05. September 2019 bereits ein

Netzwerk von rd. 6 Mio. von 65 Mio. (9 %) Internet nutzenden Haushalten allein in Deutschland vorweisen kann [8]. Für solche Konzepte werden derzeit keine Möglichkeiten einer thermischen Vernetzung von Systemkomponenten zu einem integrierten Gebäudesystem in Betracht gezogen, um auch Geräte mit hohem thermischem Eigenverbrauch miteinzubeziehen.

1.2 Fragestellung und Zielsetzung

Bei Eingriffen in die Gewohnheit oder den Komfort einer Zielgruppe von Personen, bspw. beim Waschen, Geschirrspülen oder Wäschetrocknen, stehen psychologische Gesichtspunkte, die die Akzeptanz einer Technologie bestimmen, oft vor den energetischen Vorzügen, die diese Technologie bieten kann. Hersteller sind daher meist skeptisch gegenüber innovativen Ansätzen, vor allem wenn diese hinsichtlich der Funktionalität noch nicht unter Beweis gestellt werden konnten und damit einen hohen Entwicklungsaufwand mit sich bringen.

Ziel dieser Arbeit ist es, Haushaltsgeräte für den alltäglichen Gebrauch wie die Waschmaschine, den Geschirrspüler, den Wäschetrockner, den Kühlschrank und den Gefrierschrank ohne Funktionalitäts- und Komfortverlust in das Wärmepumpensystem eines Haushalts zu integrieren. Dabei stellt sich zum einen die Frage, ob sich durch die Integration der Geräte Einschränkungen für die Anwendung ergeben, die ggf. weitere Entwicklungsschritte erfordern oder ausschließen, und zum andern, ob für die einzelnen Geräte signifikante Einsparungen hinsichtlich des Stromverbrauchs und der Anschaffungskosten erzielt werden können, die weitere Entwicklungsschritte rechtfertigen. Maßgebend ist auch der zu erwartende Entwicklungsaufwand im Gesamtsystem bzw. der Entwicklungsstatus, der mittels Technologiereifegrad eingestuft und bewertet werden kann, siehe Punkt 1.4.

Es ist zu beachten, dass in dem von Geräteherstellern sowie Forschungsinstitutionen stark umkämpften Forschungsbereich Weiterentwicklungen während des Untersuchungszeitraums vorangetrieben werden, weshalb im Folgenden bereits einige Aussichten dazu gegeben werden.

1.3 Einordnung des Forschungsvorhabens in den Stand der Technik und Wissenschaft

Verkaufszahlen von Wärmepumpensystemen zeigen, dass diese weiträumig in der gesamten EU sowie in Deutschland, wo bspw. von 2014 bis 2016 rd. 181.500 Wärmepumpen in Umlauf gebracht werden konnten, Absatz finden [9]. Für Heizungswärmepumpen setzt sich der Trend in 2018 weiter fort und ein Einbruch der Verkaufszahlen ist laut Pressemitteilung des Bundesverband Wärmepumpe e.V. vom 25. Januar 2019 nicht zu erwarten [10].

Wärmepumpensysteme erlauben die effiziente Bereitstellung von Wärme aus alternativen Energien wie Luft, Geothermie, Solarthermie oder Abwasser. Wasser-Wasser-, Sole-Wasser- oder Luft-Wasser-Wärmepumpen mit Kompressionskältekreislauf arbeiten dabei nach dem gleichen Prinzip und unterscheiden sich nur in Art und Weise der Wärmezufuhr, bspw. Luft mit Direktverdampfer oder Luft/Erdwärme mit zwischengeschaltetem Solekreislauf. Die Effizienz einer Wärmepumpe lässt sich mit der Leistungszahl (engl. coefficient of performance), dem Verhältnis zwischen Nutzen und Aufwand, beschreiben.

Hepbasli und Kalinci [11] unterteilen Wärmepumpensystem nach einem Marktüberblick von 1976 bis 2007 in Luft betriebene, geothermal betriebene, solar unterstützte, solar unterstützte Direktverdampfer, integrierte solar unterstützte, gasbetriebene und multifunktionale Wärmepumpensysteme. Die Multifunktionalität von Wärmepumpensystemen ist seit Mitte/Ende der 1980er-Jahre geläufig.

Beispiele dafür sind die Gebäudekühlung [12], in der durch Umkehr der Fließrichtung im Kältemittelkreis beide Einheiten, außen- und innenliegend, sowohl als Verdampfer bzw. Kühleinheit als auch Verflüssiger bzw. Heizeinheit arbeiten sowie die Trinkwassererwärmung [13]. Systemerweiterungen in diesem Forschungsbereich befassen sich damit Wärme auf einem möglichst hohen Temperaturniveau als Wärmequelle bereitzustellen, wodurch die Wärmepumpe einen effizienten Arbeitspunkt erreicht. Beispiele dafür sind solarunterstützte Systeme [14] und [15], die Abwasserwärmenutzung [16] und [17] sowie gezielt die Grauwasserabwärmenutzung [18]. Systemansätze, die sich mit der Integration von zusätzlichen Haushaltsgeräten als Wärmequelle und Wärmesenke befassen, um die multifunktionalen Charakteristiken einer Wärmepumpe in einem Gesamtsystem zu nutzen, sind im Forschungsbereich nicht gegenwärtig.

Die Einbindung von Wärmeverbrauchern wie Waschmaschine und Geschirrspüler ist bereits mit im Handel erhältlichen Modellen möglich [19]. Ein Konzept der Fa. Cylinda sieht bspw. die Versorgung einer Waschmaschine und eines Wäschetrockners im Waschraum sowie eines Geschirrspülers in der Küche vor. Die Geräte können über ein Wärmenetz, eine Solaranlage oder das Warmwasser aus dem Trinkwassersystem versorgt werden. Ergänzend zu den Produktreihen anderer Hersteller ist der Wäschetrockner als zusätzlicher Wärmeverbraucher eingebunden. Dazu wurde ein gewöhnlicher Abluftwäschetrockner mit Wärmeübertrager ausgestattet, um die Prozessluft aufzuheizen. Die Integration eines Kondensrockners war 2015 noch als Entwicklungsschritt vorgesehen. Im Rahmen der Recherche konnten dazu aber keine weiterverfolgenden Forschungsansätze gefunden werden.

Persson [20] untersucht das Potential zweier Prototypen mit in den Geräten integrierten Wärmeübertragern, um nicht nur das Trinkwasser im Zulauf aufzuheizen, sondern auch die Geräte selbst sowie die darin befindliche Wäsche bzw. das Geschirr. Die Geräte besitzen daher keinen Heizstab mehr zum Nahheizen, wie es bei Standardgeräten der Fall ist. Der Geschirrspüler verbraucht 0,13 kWh und die Waschmaschine 0,19 kWh Strom pro Zyklus, wenn die Warmwasserspeichertemperatur bei rd. 70 °C liegt. Die Stromeinsparung gegenüber einem Standardgerät wäre damit sehr hoch (überschlägig 80-90 %), jedoch wird die Bereitstellung der Wärme für den Speicher dabei außer Acht gelassen. Bengtsson et al. [21] zeigen, dass die Wärmeversorgung eines Geschirrspülers über ein Wärmepumpensystem mit Warmwasserspeicher zu einer Stromeinsparung von 24 % im Vergleich zu einem Gerät mit Wärmebereitstellung über den Heizstab führt. Dabei wird das Gerät, das Geschirr sowie das Spülwasser über die Wärmepumpe aufgeheizt und der zusätzliche Stromverbrauch mit berücksichtigt. Für beide Varianten ist der Geräteaufbau sehr komplex, was starken negativen Einfluss auf die Investitions- und Installationskosten hat. Für den in diesem Vorhaben untersuchten Ansatz soll daher nicht auf den Heizstab im Gerät verzichtet werden. Dabei kann das Stromeinsparpotential zwar geringer ausfallen, da der Heizstab bei Bedarf nachheizt, jedoch ist kein hoher Entwicklungsaufwand für den Hersteller zu erwarten, was die Anschaffungskosten gering hält. Zusätzlicher Mehrwert zu den Stromeinsparungen kann sich im Systembetrieb ergeben, da ggf. eine hohe Systemauslastung mit den Geräten erzielt werden kann.

Wie bereits in **Bild 1.2** dargestellt, weisen Wärmepumpentrockner [22] durch die Integration der Wärmepumpe hohe Stromeinsparungen im Vergleich zu älteren Modellen wie dem Abluftrockner und dem Kondensationstrockner auf. Da die Wärme bereits effizient über den Wärmepumpenkreislauf im Gerät generiert wird, ist nicht davon auszugehen, dass weitere Stromeinsparungen hinsichtlich des Einzelgeräts zu erzielen sind, wenn die Wärme über ein System mit Wärmepumpe bereitgestellt wird. Hier steht für den Ansatz der Untersuchungen vielmehr die Redundanz der Komponenten im Vordergrund, die sich vor allem durch das CO₂-Äquivalent, in engl. Global Warming Potential (GWP), des Kältemittels im Wärmepumpenkreislauf hinsichtlich des Produkt-CO₂-Fußabdrucks bemerkbar macht. Dazu ist das Recycling bzw. die Entsorgung von geringfügig erachteten Mengen im

Haushaltsbereich nicht nachvollziehbar reguliert, da die Geräte keiner Prüfpflicht unterliegen, wie es für Wärmepumpen mit entsprechend hoher Füllmenge nach „Verordnung (EU) Nr. 517/2014“ für fluorierte Treibhausgase (ab mindestens 5 t CO₂-Äquivalent) der Fall ist [23]. Wärmepumpentrockner verfügen bspw. über bis zu 0,5 kg R410a mit einem GWP von 1.720, was äquivalent der Wirkung von 860 kg CO₂ in der Atmosphäre ist. Zusätzlich können einzelne Komponenten des Kreislaufs wie der Kompressor wegfallen, was weitere Vorzüge hinsichtlich des Produkt-CO₂-Fußabdrucks und der Anschaffungskosten bietet. Aus ökologischen und ökonomischen Gründen ist daher in Betracht zu ziehen auf den Wärmepumpenkreislauf zu verzichten, wenn bereits eine Wärmepumpe zum Heizen/Kühlen im Haushalt verwendet wird. Dazu ist zu untersuchen, welche Auswirkungen die Integration des Wäschetrockners auf ein System mit zentraler Wärmepumpe haben kann und ob durch eine Systemintegration nicht zu hohe Wärmeverluste anfallen, die mit einer Umlegung des zusätzlichen Stromverbrauchs der Wärmepumpe auf das Einzelgerät zu einem höheren Stromverbrauch im Vergleich zum Standardgerät führen kann.

Für Kühl- und Gefriergeräte im Haushaltsbereich werden im Forschungsbereich Entwicklungen wie die thermoakustische Kühlung, die thermoelektrische Kühlung, die Thermotunnelung (engl. thermo tunneling) und die magnetische Kühlung [24] untersucht, wovon ausschließlich die magnetische Kühlung Potential für eine Anwendung zeigt. Die Kühlung erfolgt dabei magnetokalorisch mit Feststoffen [25]. Ein Wärmeträgermedium ist für den praktikablen Einsatz in Kühlgeräten aber trotzdem nötig. Anstatt Kältemittel können dabei jedoch Wärmeträger ohne GWP eingesetzt werden, bspw. Wasser für Temperaturniveaus über 0 °C oder ggf. auch Wasser-/Glykollmischungen für Temperaturen unter 0 °C. Das Verfahren ist jedoch kostenspezifisch nicht mit der Kompressionskühlung zu vergleichen und zeigt nur geringen Mehrwert bei deutlich höherem technischem Aufwand. Da Kühlgeräte mit reinen Kohlenwasserstoffen als Kältemittel betrieben werden und nur geringe Füllmengen (rd. 50 g) aufweisen, lässt sich allein durch den Wegfall des Kältemittels (GWP = 3) vergleichsweise nur wenig CO₂ einsparen. Der Betrieb der Kühlgeräte im System zielt daher darauf ab Stromeinsparungen im Vergleich zu den Standardgeräten zu erzielen und nach Möglichkeit auf redundante Komponenten zu verzichten, was die Anschaffungskosten und den Produkt-CO₂-Fußabdruck positiv im Sinne der Kundschaft beeinflussen kann. Außerdem kann die Abwärme der Geräte als zusätzliche Wärmequelle für eine Wärmepumpe genutzt werden, was zwar als grundlegende Idee bereits in diversen Patenten aufgeführt ist, siehe [26], [27], [28], [29] und [30], wozu jedoch keine Untersuchungen aufzufinden sind.

1.4 Entwicklungsschritte und Einstufung nach Technologie-Reifegrad

Die Bewertung mittels Technologie-Reifegrad dient zur Einstufung innovativer Ansätze vom Funktionsprinzip bzw. der Idee bis zur Applikation bzw. der Markteinführung einer Technologie. Grundlegend wurde das Verfahren für raumfahrttechnische Anwendungen entwickelt [31] und [32], kann aber auch für andere Bereiche abgeleitet werden [33]. Der Gesamttablauf wird in drei Phasen mit insgesamt neun untergeordneten Schritten unterteilt, siehe **Bild 1.3**.

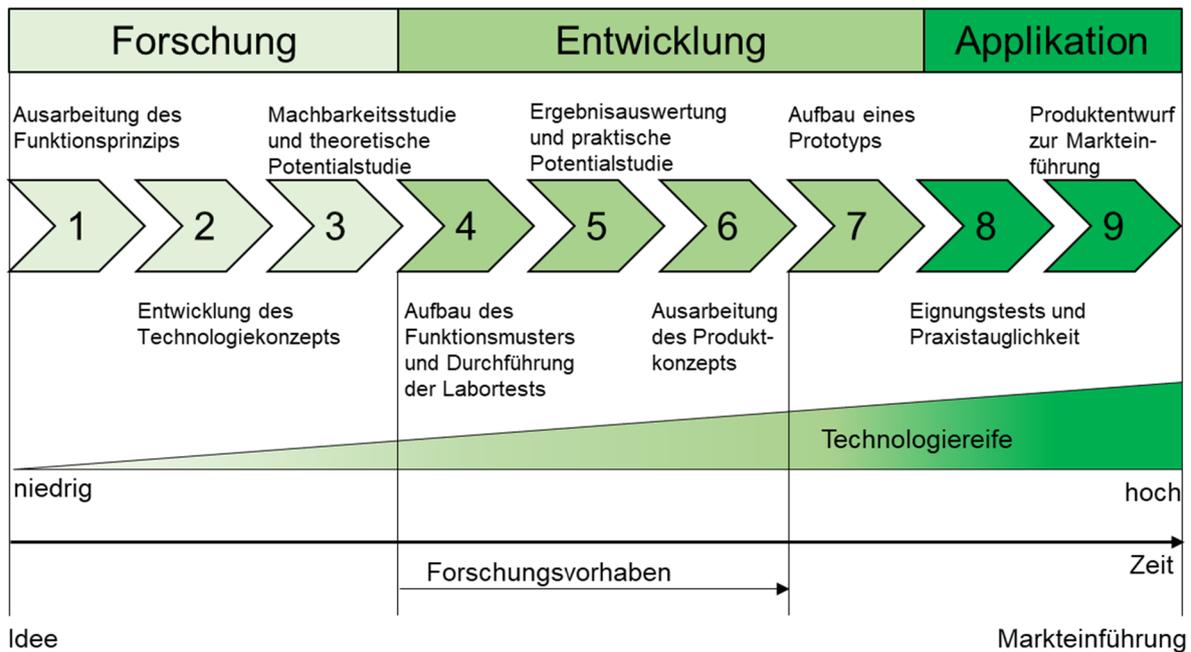
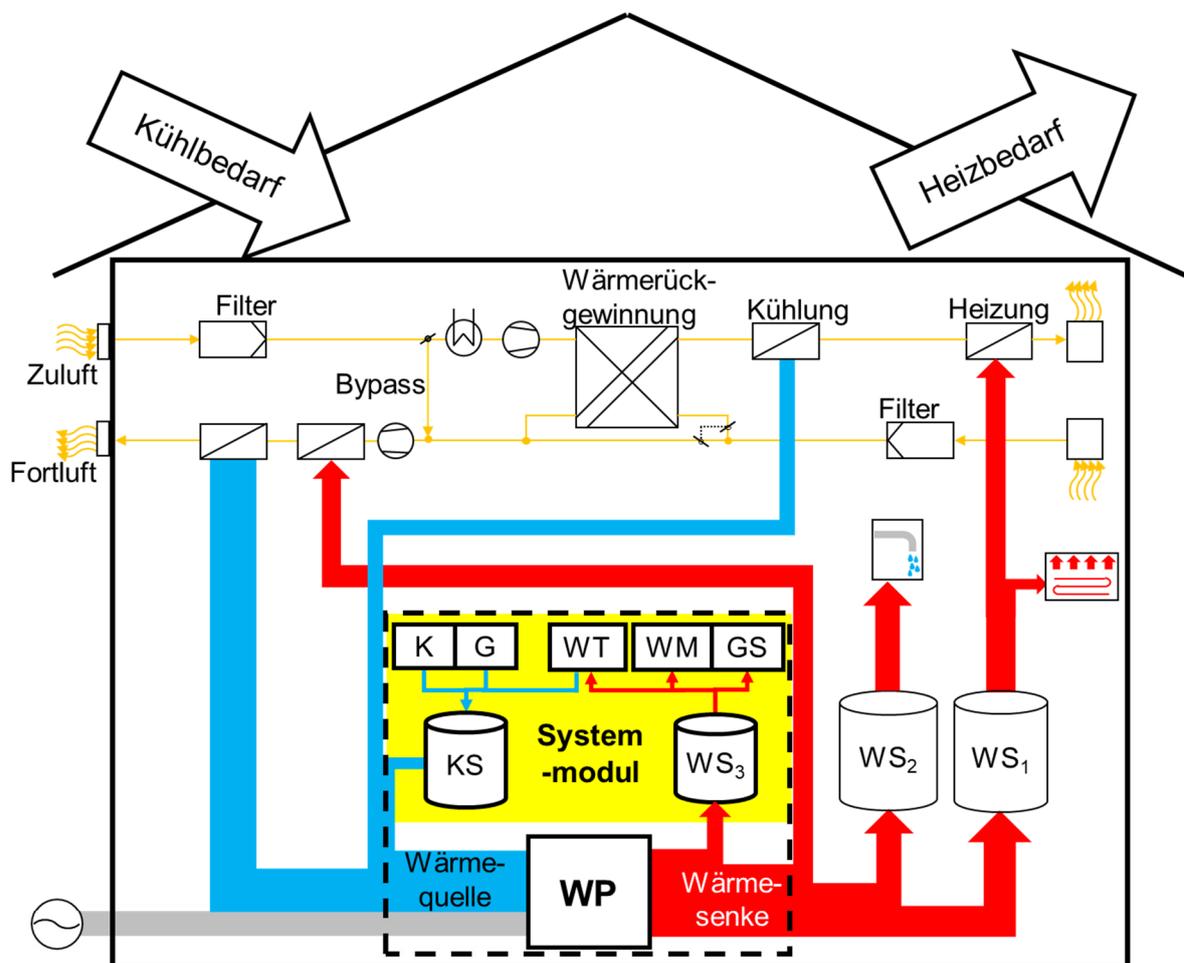


Bild 1.3: Technologiereife für innovative Systemansätze in Anlehnung an Mankins [31].

Anhand des neunstufigen Entwicklungsplans ist eine Struktur der einzelnen Schritte des Gesamtprozesses konkret vorgegeben, in die der Entwicklungsstatus einsortiert werden kann. Die Darstellung verdeutlicht die im Vorhaben zu behandelnden Teilaspekte des Entwicklungsablaufs, um die gegebenen Fragestellungen und Zielsetzungen systematisch abzuhandeln. Die konkrete Umsetzung der Schritte erfolgt im Rahmen der Arbeit. Zum Abschluss wird noch einmal zusammenfassend auf deren Ausgestaltung und die Ergebnisse eingegangen, siehe Kapitel 7, insbesondere **Bild 7.1**.

2 Grundlagen

Untersuchungsgrundlage für die Integration der Haushaltsgeräte ist das in **Bild 2.1** dargestellte multifunktionale Wärmepumpensystem zum Heizen, Kühlen und zur Trinkwarmwasserbereitstellung in einem Wohngebäude [7]. Kühlvorrichtungen wie der Kühlschrank, der Gefrierschrank sowie die kalte Seite des Wäschetrockners werden als zusätzliche Wärmequelle (in blau dargestellt) eingebunden und Wärmeverbraucher wie die Waschmaschine, der Geschirrspüler sowie die warme Seite des Wäschetrockners werden als Wärmesenke (in rot dargestellt) eingebunden. Gegenstand der experimentellen Untersuchungen ist das hervorgehobene Systemmodul mit den Haushaltsgeräten, Wärmespeichern und der zentralen Wärmepumpe. Im Folgenden werden die für die Untersuchungen zu berücksichtigenden Grundlagen aufgeführt.



Abkürzungen

G	Gefrierschrank	WS ₁	Warmwasserspeicher (Heizung)
GS	Geschirrspüler	WS ₂	Warmwasserspeicher (Trinkwasser)
K	Kühlschrank	WS ₃	Warmwasserspeicher (energiBUS)
KS	Kältespeicher (energiBUS)	WM	Waschmaschine
WP	Wärmepumpe	WT	Wäschetrockner

Bild 2.1: Darstellung des Gesamtsystems mit dem für das Vorhaben zu untersuchenden Systemmodul im Wohngebäude mit Einbindung der Kühlgeräte als Wärmequelle und Einbindung der Wärmeverbraucher als Wärmesenke [7].

2.1 Kältemaschine und Wärmepumpe

Thermodynamische Prozessabläufe wie Kreisprozesse zum Kühlen und Heizen basieren auf dem Prinzip der Energieumwandlung nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik. Sie finden Anwendung in Kühlschränken, Gefrierschränken, Wäschetrocknern mit Wärmepumpe sowie allgemein in Wärmepumpen- oder Kühlsystemen. Da sich Teile der vorliegenden Arbeit mit dem Eingriff in die besagten Prozessabläufe befassen, werden grundlegende Eigenschaften dazu aufgearbeitet.

2.1.1 Kältekreislauf und Wärmepumpenkreislauf

Kältemaschinen und Wärmepumpen bzw. linksläufige Kreisprozesse arbeiten nach dem gleichen Funktionsprinzip, siehe **Bild 2.2**.

$h_1 \rightarrow h_2$: irreversible und adiabate Kompression auf den Kondensationsdruck

$h_2 \rightarrow h_3$: isobare Kondensation des Kältemittels und adiabate Wärmeabgabe über die Wärmesenke

$h_3 \rightarrow h_4$: isenthalpe und adiabate Drosselung auf den Verdampfungsdruck

$h_4 \rightarrow h_1$: isobare Verdampfung des Kältemittels und adiabate Wärmeaufnahme über die Wärmequelle

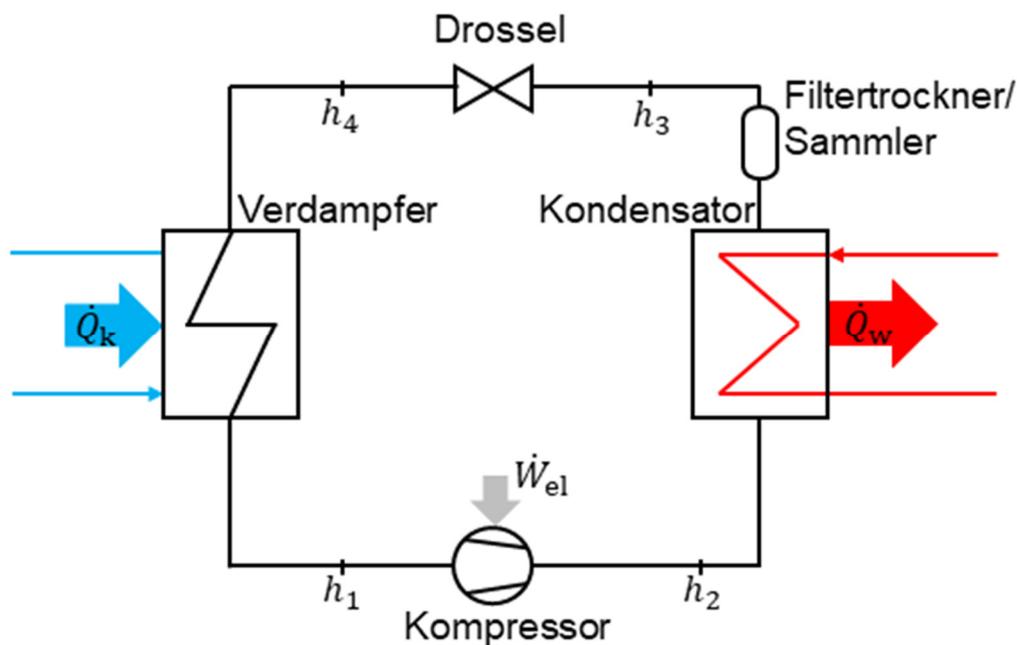


Bild 2.2: Schema eines linksläufigen Kreisprozesses am Beispiel des Kompressionskältekreislaufs mit der dem Kältekreislauf über den Verdampfer zugeführten Wärmeleistung (\dot{Q}_k), der über den Kondensator abgeführten Wärmeleistung (\dot{Q}_w) und der elektrischen Leistungsaufnahme (\dot{W}_{el}) sowie den Zustands-
punkten des Kältemittels (h_i).

Gasförmiges Kältemittel wird durch den Kompressor angesaugt und verdichtet ($h_1 \rightarrow h_2$), der Kompressor arbeitet dabei nicht verlustfrei gegen ein Drosselorgan. Auf hohem Druckniveau wird Wärme über den Kondensator an ein Kühlmedium auf niedrigerem Temperaturniveau übertragen ($h_2 \rightarrow h_3$), Wärmepumpen stellen damit Wärmeleistung zum Heizen (\dot{Q}_w) zur Verfügung. Das kondensierte Kältemittel wird durch einen Filtertrockner geleitet, der kleine Schmutzpartikel mit einem Molekularsieb ausfiltert und Feuchtigkeitsrückstände bzw. Wasser bindet. Als Option können Kältemittelsammler eingebaut werden, um flüssiges Kältemittel zurückzuhalten, was die Regelung einer Anlage bei variablen Betriebsbedingungen unterstützt [34]. Über die Drossel, ein Kapillarrohr

(Punkt 2.1.5) oder ein Expansionsventil, welches thermisch oder auch elektrisch die Überhitzung des Kältemittels regelt, wird das Druckniveau im Verdampfer reguliert. Nach isenthalper Druckreduzierung ($h_3 \rightarrow h_4$) durch Reibung in dem Kapillarrohr oder den Öffnungsgrad des Ventils expandiert das Kältemittel auf niedrigem Temperaturniveau bei Verdampfungsdruck durch die Wärmezufuhr ($h_4 \rightarrow h_1$) eines Mediums auf höherem Temperaturniveau über den Verdampfer. Kältemaschinen/Wärmepumpen erzielen damit den gewünschten Kühleffekt (\dot{Q}_k). Der Prozess wird über die Leistungsaufnahme des Kompressors (\dot{W}_{el}) elektrisch angetrieben, siehe auch Punkt 2.1.4.

Unterschieden werden die Anlagen im deklarierten Nutzen, wodurch sich die Leistungszahl der Kältemaschine (ε_K) und die der Wärmepumpe (ε_{WP}) berechnen lassen, siehe Gleichung 2.1 und 2.2. Beide Kennzahlen können auch über die Temperaturniveaus (kalt und warm) im Kältekreislauf in Kombination mit dem Gütegrad der Anlage (η) berechnen werden.

$$\varepsilon_K = \frac{\dot{Q}_k}{\dot{W}_{el}} = \frac{\dot{Q}_{41}}{\dot{W}_{12}} = \frac{\dot{m} \cdot (h_1 - h_4)}{\dot{m} \cdot (h_2 - h_1)} = \frac{T_{kalt}}{T_{warm} - T_{kalt}} \cdot \eta \quad (2.1)$$

$$\varepsilon_{WP} = \frac{|\dot{Q}_w|}{\dot{W}_{el}} = \frac{|\dot{Q}_{23}|}{\dot{W}_{12}} = \frac{\dot{m} \cdot |h_3 - h_2|}{\dot{m} \cdot (h_2 - h_1)} = \frac{T_{warm}}{T_{warm} - T_{kalt}} \cdot \eta \quad (2.2)$$

Kältemaschinen erreichen in schlechten Arbeitspunkten auch Leistungszahlen unter eins, wenn Wärme auf der warmen Seite auf hohem Temperaturniveau abgegeben werden muss. Ein Bsp. dafür ist der Betrieb von Klimageräten bei sehr hohen Temperaturen der Außenluft als Wärmesenke.

Wärmepumpen erreichen nach dem ersten Hauptsatz (Gleichung 2.3) dahingegen keine Leistungszahlen unter eins. Die abzuführende Wärmeleistung entspricht der Summe aus zugeführter Wärmeleistung inklusive der Wärmeeinträge ($\dot{Q}_{Eintrag}$) und der elektrischen Leistung abzüglich der Wärmeverluste ($\dot{Q}_{Verlust}$) sowie mechanischer, elektrischer und thermodynamischer Verluste ($\dot{W}_{Verlust}$).

$$0 = \sum \dot{Q}_x + \sum \dot{W}_x \quad (2.3)$$

$$0 = (-\dot{Q}_w) + (-\dot{Q}_{Verlust}) + \dot{Q}_k + \dot{Q}_{Eintrag} + \dot{W}_{el} + (-\dot{W}_{Verlust})$$

$$\dot{Q}_w = \dot{Q}_k + \dot{Q}_{Eintrag} + \dot{W}_{el} - \dot{Q}_{Verlust} - \dot{W}_{Verlust}$$

Eine Steigerung der Leistungszahl von Kältekreisläufen in Wärmepumpen oder Kältemaschinen kann nach den zuvor beschriebenen Aspekten bspw. über einen synchronisierten Betrieb erfolgen, bei dem beide Seiten, Wärmesenke und Wärmequelle, zum Systemnutzen beitragen, es ergibt sich eine kombinierte Leistungszahl (ε_{komb}) nach Gleichung 2.4.

$$\varepsilon_{komb} = \frac{\dot{Q}_k + |\dot{Q}_w|}{\dot{W}_{el}} \quad (2.4)$$

Bei realen Prozessen sind die dargestellten Wärmeverluste an die Umgebung, der Wärmeeintrag aus der Umgebung sowie Verluste bei der Kompression zu berücksichtigen. Daher ist eine detaillierte Bilanzierung der einzelnen Komponenten nach dem ersten Hauptsatz erforderlich.

2.1.2 Kältekreislauf in Kühl- und Gefriergeräten

Zur Veranschaulichung der Betriebsbedingungen in Kältekreisläufen von Kühl-/Gefriergeräten für Haushaltsanwendungen werden die Zustandsänderungen mit der Temperatur über der spezifischen Entropie im T,s-Diagramm in **Bild 2.3** und mit dem logarithmischen Druck über der spezifischen Enthalpie im log(p),h-Diagramm in **Bild 2.4** ohne Druckverluste dargestellt.

Die Nutzkühlleistung für das Abkühlen des Innenraums ergibt sich während des Betriebs über die aus dem Kühlraum abgeführte Wärme (q_k), die in den Kältekreislauf übertragen wird. Es stellt sich eine Enthalpiedifferenz zwischen Verdampfereintritt (h_4) und Verdampferaustritt ein, wobei hier der Sättigungszustand des Kältemittels (h_4'') auf der Taulinie angenommen wird. Der Kühleffekt nimmt danach durch den Temperaturanstieg des Kältemittels im überhitzten Dampfgebiet und die damit geringer werdende Temperaturdifferenz zum Kühlraum stark ab. Das Kältemittel überhitzt durch Wärmezufuhr (q_{zu}) aus der Umgebung bis zum Eintritt in den Kompressor bis annähernd auf die Umgebungstemperatur (T_{Umg}). Für Kühlgeräte der zu untersuchenden Art ist die Eintrittstemperatur in den Kompressor ein Indiz für die richtige Kältemittelfüllmenge des Kältekreislaufs [35]. Zu hohe Füllmengen führen zu geringen Temperaturen am Kompressoreintritt und lassen den Prozess nicht optimal arbeiten oder führen zu Beschädigung, wenn das Medium als Nassdampf in den Kompressor gesaugt wird. Durch die dann niedrige Kältemitteltemperatur in der Saugleitung vereist diese. Beim Ausschalten des Kompressors bilden sich durch das Abtauen des Eises daher Wasseransammlungen an der Rückwand des Geräts. Die Temperaturdifferenz zwischen der Wärmequelle und der Verdampfungstemperatur sollte durch eine Auslegung der Drossel möglichst gering gehalten werden, damit der Verdichter wenig Arbeit (w_{12}) aufbringen muss, um die Druckdifferenz zum Kondensationsdruck zu überwinden.

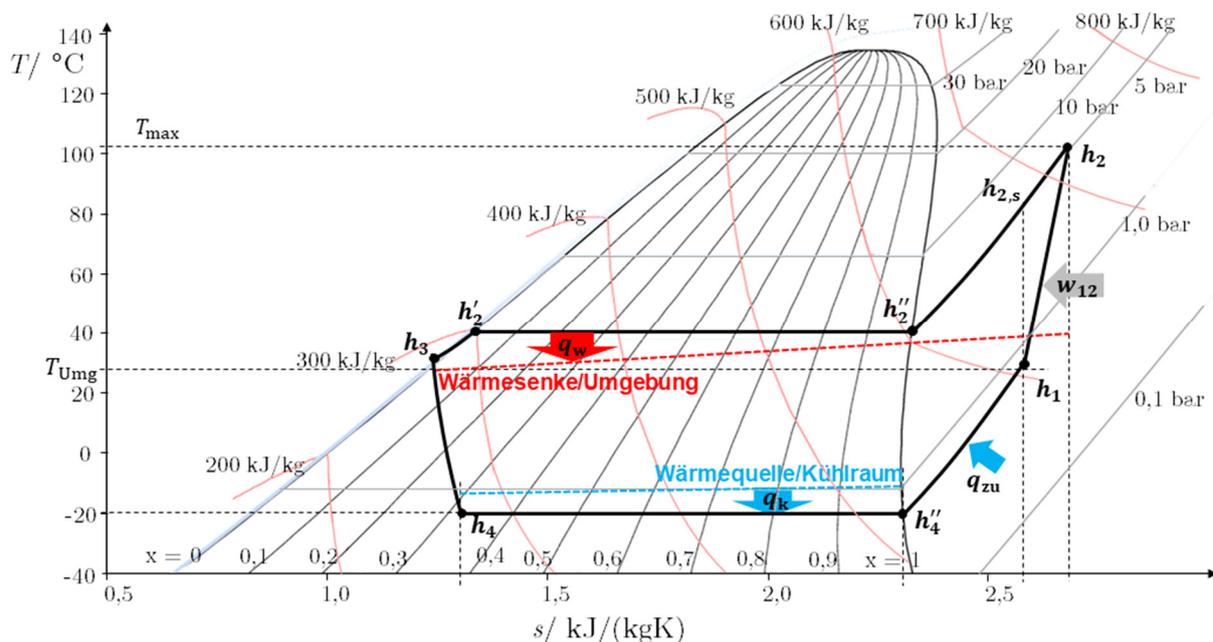


Bild 2.3: Darstellung eines Kälteprozesses für Isobutan im T,s-Diagramm mit Isobaren (grau), Isenthalpen (rot) und Isovaporen (schwarz). Das Kältemittel wird in den Kompressor gesaugt (h_1) und durch die Arbeitszufuhr (w_{12}) verdichtet (h_2). Im Kondensator wird die dem Kältemittel zugeführte Wärme (q_w) abgeführt, sodass am Eintritt der Drossel der Flüssigkeitszustand erreicht wird (h_3). Durch die Drossel erfolgt die Reduzierung auf den Verdampfungsdruck (h_4), wonach dem Kältemittel Wärme im Verdampfer zugeführt wird (q_k).

Bei irreversiblen Prozessen wie der Kompression wird der Austrittszustand des Kältemittels aus dem Kompressor über den isentropen Wirkungsgrad (η_S) mit thermodynamischen Verlusten nach Gleichung 2.5 bestimmt.

$$\eta_S = \frac{\dot{W}_{12,s}}{\dot{W}_{12}} = \frac{\dot{m} \cdot (h_{2,s} - h_1)}{\dot{m} \cdot (h_2 - h_1)} \quad (2.5)$$

Das Kältemittel erreicht dabei eine hohe Temperatur am Austritt der Kompressionskammer (T_{max}). Die Wärme wird über die Kompressorhülle, die Rohrleitungen und den Kondensator (q_w) abgeführt. Die Darstellung des Prozesses im $\log(p),h$ -Diagramm in **Bild 2.4** erlaubt das Ablesen der Enthalpiedifferenzen auf der Abszisse. Somit lassen sich Berechnungen, bspw. für die Leistungszahl, überschlägig und schnell anhand der ablesbaren Enthalpiedifferenz durchführen.

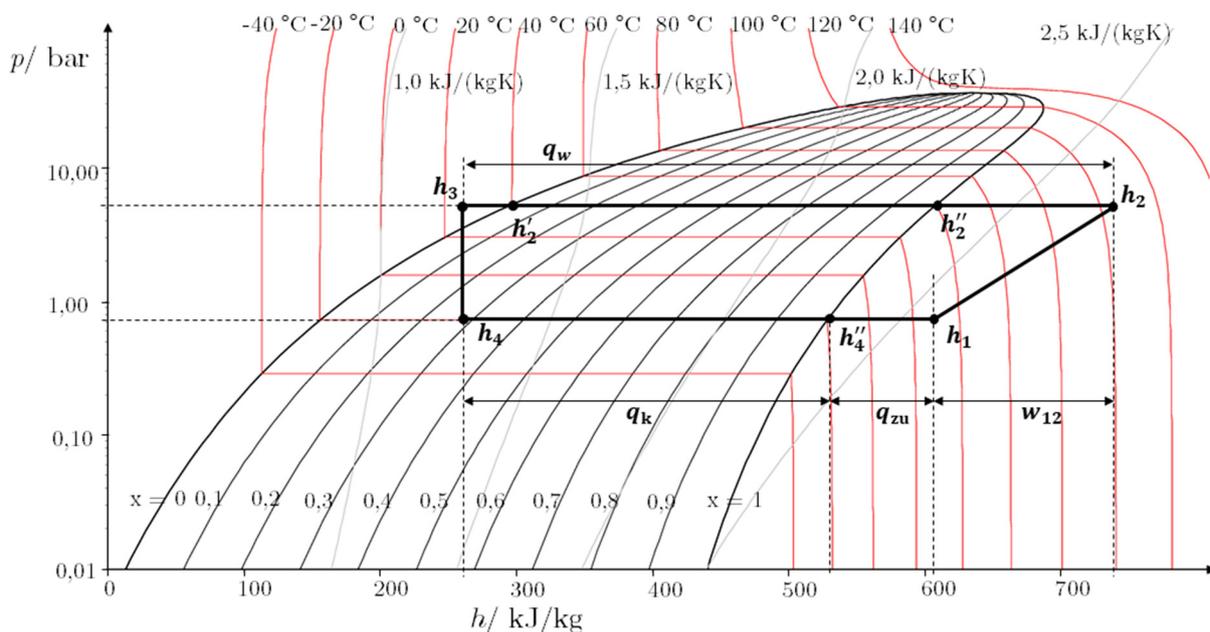


Bild 2.4: Darstellung eines Kälteprozesses für Isobutan im $\log(p),h$ -Diagramm mit Isothermen (rot), Isentropen (grau) und Isovaporen (schwarz). Das Kältemittel wird in den Kompressor gesaugt (h_1) und durch die Arbeitszufuhr (w_{12}) verdichtet (h_2). Im Kondensator wird die dem Kältemittel zugeführte Wärme (q_w) abgeführt, sodass am Eintritt der Drossel der Flüssigkeitszustand erreicht wird (h_3). Durch die Drossel erfolgt die Reduzierung auf den Verdampfungsdruck (h_4), wonach dem Kältemittel Wärme im Verdampfer zugeführt wird (q_k).

2.1.3 Kältemittel

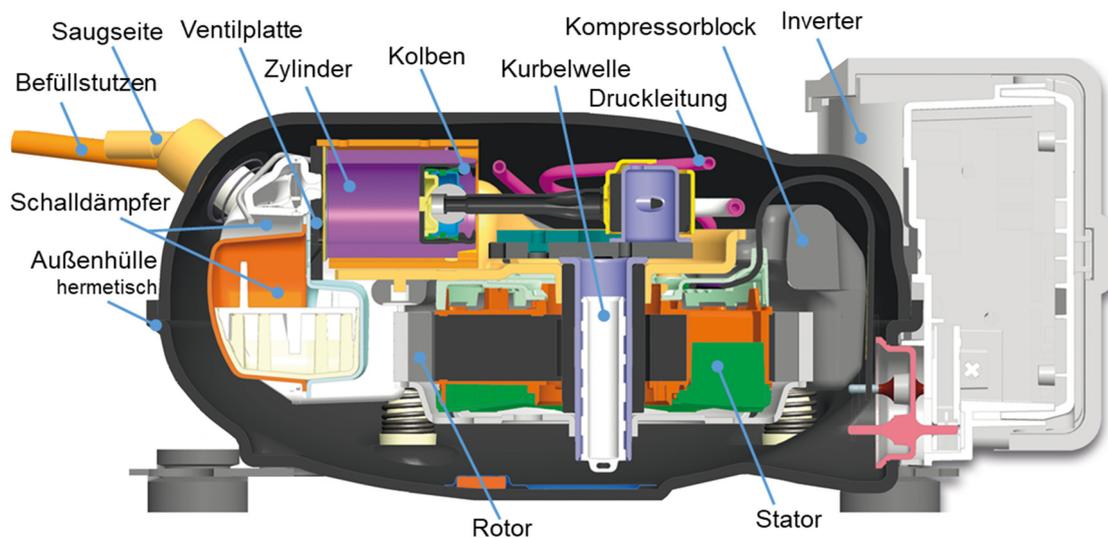
Kältemittel dienen als Wärmeträgermedium in Kälteanlagen und Wärmepumpen. Durch ihre Eigenschaft, bei niedrigen Temperaturen und relativ hohen Drücken im Vergleich zu Wasser zu verdampfen, erlauben sie eine Wärmeübertragung bei geringen Temperaturen der Umgebung durch Verdampfer im Kältekreislauf, siehe Punkt 2.1.2.

Als Kältemittel kommen in kleinen Anlagen für den Haushaltsgebrauch oft Kohlenwasserstoffe wie Isobutan (R600a) oder Propan (R290) zum Einsatz. Reine Kohlenwasserstoffe sind zwar leicht entzündlich haben jedoch im Vergleich zu anderen Kältemitteln nur einen geringen Umwelteinfluss nach Kyoto-Protokoll [36] und sind nach Montreal-Protokoll [37] nicht als ozonschädigend einzustufen.

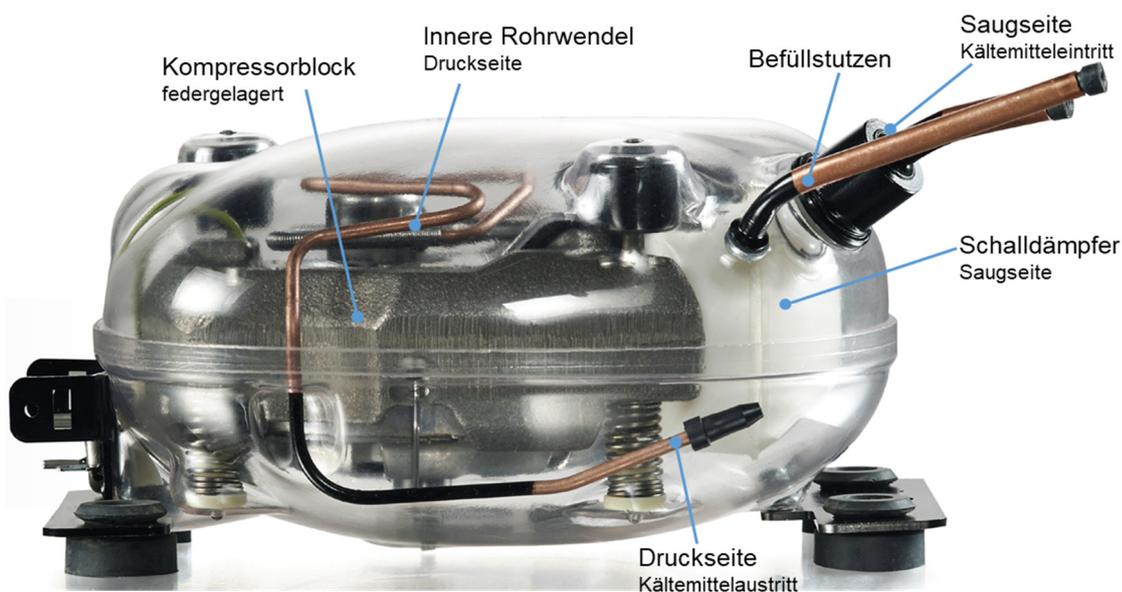
R410a und R134a als gängige Kältemittel weisen dahingegen ein GWP von 1.720 bzw. 1.430 auf. Für große oder gewerbliche Kälteanlagen kommt es daher immer wieder zu neuen Verboten über die Kältemittelverordnungen [23]. Bei Anlagen mit sehr geringen Füllmengen im Haushaltsbereich greift diese nicht.

2.1.4 Kältemittelkompressor

Hubkolbenkompressoren, siehe **Bild 2.5**, werden unter anderem in kleinen Kältemaschinen verbaut, die für den Haushaltsgebrauch eingesetzt werden. Sie verfügen über einen Zylinder mit Ventilplatte (Einlass- und Auslassventil) sowie einen Hubkolben, der von einem Elektromotor über die Welle angetrieben wird, um das Kältemittel durch das Einlassventil anzusaugen, in der Zylinderkammer zu verdichten und über das Auslassventil in die Druckseite zu führen.



a) Detaillierter Aufbau des Hubkolbenkompressors



b) Verlauf der innenliegenden Rohrstrecke im Hubkolbenkompressor

Bild 2.5: Hermetischer Hubkolbenkompressor der Secop XV Baureihe (Nidec Corporation [38]). Zu sehen sind der Aufbau im Detail (a) und die innere Rohrwendel der Druckseite (b). Durch lange Rohrleitungen innerhalb der Kompressorhülle erfolgt eine Wärmeübertragung an die Komponenten und die Hülle, siehe **Bild 2.6**.

Die Fördermenge des Kältemittels lässt sich mit der Drehzahl des Kompressors über die zugeführte Wellenleistung steuern. Inverter ermöglichen dazu die Regelung per Frequenzeingang. Im Prüfstandsbaus kann ein Analog-Frequenzwandler genutzt werden, um den Kompressor in Abhängigkeit von der notwendigen Kühlleistung zu regeln. Saugseitig und druckseitig verfügen die Kompressoren über Schalldämpfer, um den Geräuschpegel auf ein Minimum zu reduzieren. Durch den sehr kompakten Aufbau sind oft lange Leitungswege innerhalb der Kompressorhülle notwendig, um den Anschlussbedingungen für den jeweiligen Zweck gerecht zu werden. In **Bild 2.5b** ist die Leitungsführung der Druckseite des Kompressors zu sehen. Die Rohrwindungen verlaufen innerhalb der hermetischen Kompressorhülle über das Austrittsventil in den Schalldämpfer und von dort bis zum Anschlussstutzen (Kältemittelaustritt).

Reibung bzw. mechanische Verluste ergeben sich aus der Differenz zwischen der dem Kompressionsprozess zur Verfügung stehenden Leistung (\dot{W}_{in}) und der anliegenden Wellenleistung (\dot{W}_t). Der mechanische Wirkungsgrad (η_{mech}) ergibt sich damit nach Gleichung 2.6 über das Verhältnis der Kompressionsleistung zur Wellenleistung bzw. der elektrischen Leistungsaufnahme (\dot{W}_{el}) unter Berücksichtigung des elektrischen Verlusts (η_{el}), siehe Gleichung 2.7.

$$\eta_{mech} = \frac{\dot{W}_{in}}{\dot{W}_t} \quad (2.6)$$

$$\eta_{el} = \frac{\dot{W}_t}{\dot{W}_{el,KP}} \quad (2.7)$$

Um mechanischen Komponenten wie z.B. Welle, Kolben oder Lager eine lange Lebensdauer zu ermöglichen, muss eine Ölversorgung gewährleistet sein. Ölpumpen, meist in die Welle integriert, fördern dazu Öl aus einem Ölsumpf am Boden der Kompressorhülle. Das Öl nimmt dabei Wärme auf und erreicht gute Schmiereigenschaften. Die Auswahl des richtigen Kompressoröls in Bezug auf die Zustandsbedingungen spielt daher eine große Rolle für gute Betriebseigenschaften und die Lebensdauer der Komponenten.

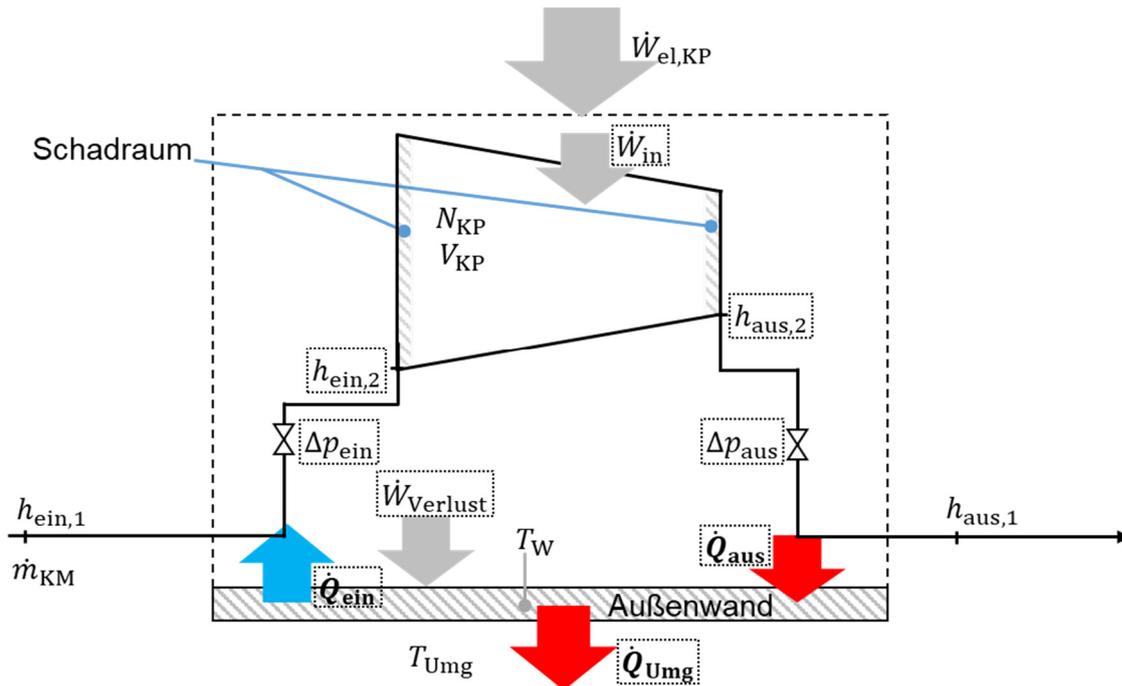
Die Vermessung von Hubkolbenkompressoren hinsichtlich der Verlustteilung [39] erfordert einen hohen experimentellen Aufwand, da bspw. Messungen zur Zustandsbestimmung wie Druck und Temperatur direkt am Zylindereintritt und am Zylinderaustritt durchgeführt werden müssen, um Rückschluss auf die Charakteristiken des Kompressionprozesses ziehen zu können. Hohe Wärmeeinträge (\dot{Q}_{ein}) und Wärmeverluste (\dot{Q}_{aus}) über die Rohrleitungen, siehe innere Rohrwendel in **Bild 2.5b**, und die Kompressorhülle (\dot{Q}_{Umg}) haben großen Einfluss auf die Verlustteilung nach **Bild 2.6**. Der Austrittszustand des Kältemittels ist von dem isentropen Wirkungsgrad nach Gleichung 2.5 abhängig. Zu bestimmen ist dieser nach Gleichung 2.8 mit der isentropen Leistung des Kompressionsprozesses (\dot{W}_S) über den Eintritts- ($h_{ein,2}$) bzw. Austrittszustand ($h_{aus,2}$) des Kältemittels wie die in **Bild 2.6** dargestellte Bilanzierung zeigt.

$$\eta_S = \frac{\dot{W}_S}{\dot{W}_{in}} = \frac{\dot{m}_{KM} \cdot (h_{aus,2,S} - h_{ein,2})}{\dot{m}_{KM} \cdot (h_{aus,2} - h_{ein,2})} \quad (2.8)$$

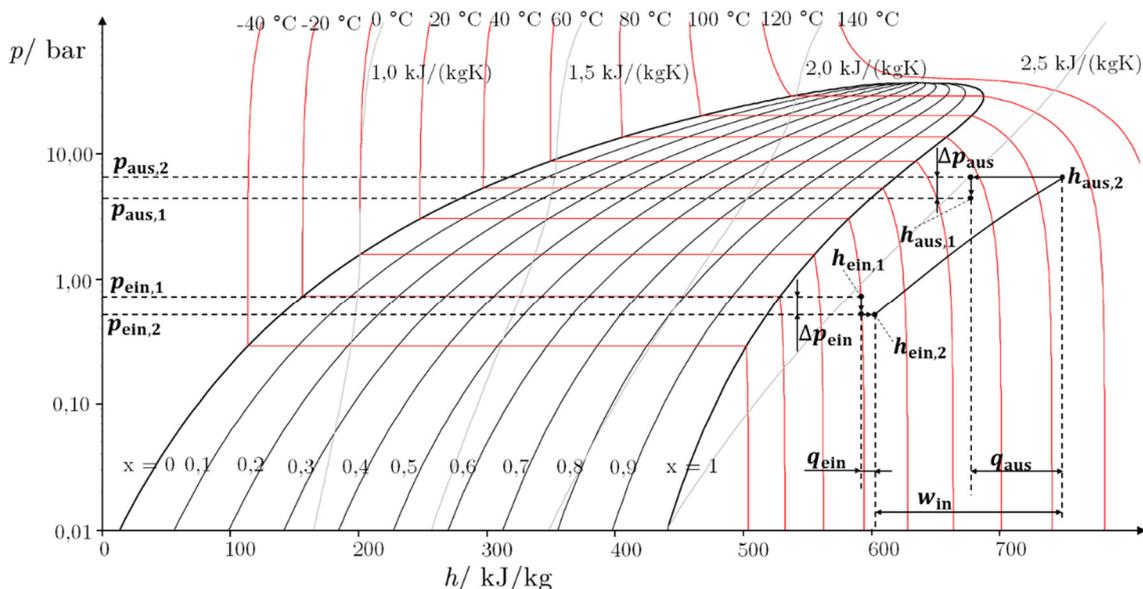
Zu den thermischen Verlusten können auch Druckverluste (Δp_x) beim Eintritt und Austritt des Kältemittels in den und aus dem Zylinder über die Ventile in der Ventilplatte (**Bild 2.5**) berücksichtigt werden [40]. Druckverluste, die sich über Ventilcharakteristiken [41] und [42] ergeben, können anhand des Ventildurchmessers (d_V) hinreichend genau bestimmt werden, siehe Gleichung 2.9.

$$\dot{m}_{\text{KM}} = \frac{\pi \cdot d_V^2}{4} \cdot \sqrt{\Delta p_x \cdot 2 \cdot \rho} \quad (2.9)$$

Bild 2.6b zeigt den Verdichtungsprozess mit Druckreduzierung und Wärmeeintrag bzw. -abgabe am Eintritt und Austritt des Kompressors nach **Bild 2.6a**.



a) Energetische Bilanzierung eines Hubkolbenkompressors (KP) anhand der Zustände des Kältemittels (KM)



b) Schematische Darstellung der Verdichtung im Hubkolbenkompressor (w_{12}) für Isobutan mit Wärmeeintrag bis zum Eintritt in die Kompressionskammer (q_{ein}), Wärmeverlust am Austritt der Kompressionskammer (q_{aus}) sowie Druckverlusten (Δp_x)

Bild 2.6: Kompressionsprozess im Hubkolbenkompressor nach Winandy et al. [43].

Für die Bilanzierung notwendige Messgrößen, die elektrische Leistungsaufnahme, der Kältemittel-massenstrom, die Temperatur der Kompressorhülle (T_W), die Umgebungstemperatur sowie die Fluidzustände bzw. Temperaturen und Drücke am Eintritt in die und am Austritt aus der Kompressorhülle, sind in **Bild 2.6a** nicht umrandet dargestellt.

Der Kompressionsprozess ist mit Wärmeübertragung verbunden und irreversibel. Eine Berechnung kann über die isentrope und polytrope Zustandsänderung bzw. den jeweiligen Exponenten nach Gleichung 2.10 und 2.11 unter der Berücksichtigung der Messwerte erfolgen. Dabei wird dem Gas während der Verdichtung Arbeit (w_v) und Wärme (q_v) zugeführt ($\gamma < n$) [44], siehe **Bild 2.7**.

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \tag{2.10}$$

$$n = \frac{\log(p_{\text{aus},2}/p_{\text{ein},2})}{\log(p_{\text{aus},2}/p_{\text{ein},2}) - \log(T_{\text{aus},2}/T_{\text{ein},2})} \tag{2.11}$$

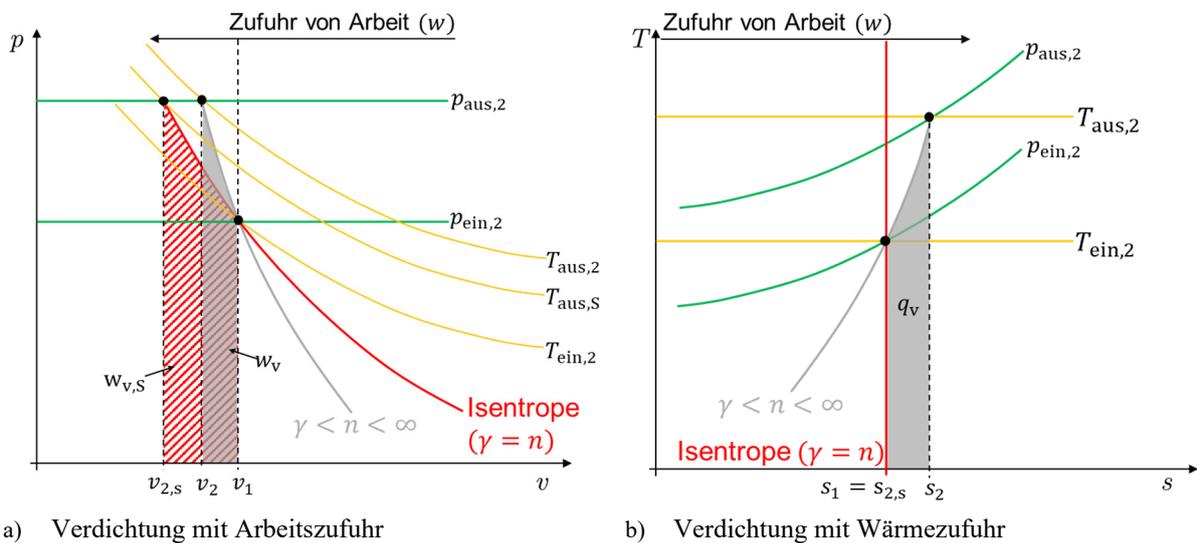


Bild 2.7: Schematische Darstellung der Verdichtung im Kompressor vom Eintrittszustand (ein) auf den Austrittszustand (aus) im p,v- und T,s-Diagramm.

Bei isentroper Verdichtung wird lediglich die Arbeit ($w_{v,s}$) in **Bild 2.7a** verrichtet, wohingegen der reale Fall irreversibel abläuft und mit der Wärmezufuhr in **Bild 2.7b** verbunden ist. Gleichung 2.12 zeigt die für den Prozess notwendige spezifische Volumenänderungsarbeit, um das Gas zu verdichten ($v_1 \rightarrow v_2$).

$$w_v = \frac{p_{\text{ein},2}}{\rho_{\text{ein},2} \cdot (n-1)} \cdot \left(\frac{p_{\text{aus},2}}{p_{\text{ein},2}} \right)^{\left(\frac{n-1}{n} \right) - 1} \tag{2.12}$$

Unter Berücksichtigung der von dem Kolben beim Ansaugen und Ausschieben zu verrichtenden Arbeit ergibt sich die spezifische Druckänderungsarbeit (w_p) nach Gleichung 2.13, wobei der Schadraum vernachlässigt wird.

$$w_p = \frac{n}{n-1} \cdot \frac{p_{\text{ein},2}}{\rho_{\text{aus},2}} \cdot \left(\frac{p_{\text{aus},2}}{p_{\text{ein},2}} \right)^{\left(\frac{n-1}{n} \right) - 1} = w_v \cdot n \tag{2.13}$$

Die insgesamt dem Gas zugeführte spezifische Arbeit entspricht der Summe von Druckänderungsarbeit und Wärmezufuhr nach Gleichung 2.14, siehe Gleichung 2.15.

$$q_v = c_v \cdot \frac{n-\gamma}{n-1} \cdot (T_{\text{aus},2} - T_{\text{ein},2}) = \frac{n-\gamma}{n-(\gamma-1)} \cdot w_p \quad (2.14)$$

$$w_{\text{in}} = w_p + q_v \quad (2.15)$$

Elektrische sowie mechanische Verluste können zu einem kombinierten Wirkungsgrad (η_{komb}) zusammengefasst werden, siehe Gleichung 2.16. Dieser ergibt sich aus dem Verhältnis der dem Gas zugeführten Leistung zu der elektrischen Leistungsaufnahme.

$$\eta_{\text{komb}} = \eta_{\text{el}} \cdot \eta_{\text{mech}} \quad (2.16)$$

$$\eta_{\text{komb}} = \frac{\dot{W}_{\text{in}}}{\dot{W}_{\text{el}}} = \frac{\dot{m}_{\text{KM}} \cdot w_{\text{in}}}{\dot{W}_{\text{el}}}$$

Damit kann der isentrope Wirkungsgrad aus Gleichung 2.8 bestimmt werden. Aus den Teilwirkungsgraden der erläuterten Verlustteilung ergibt sich ein Gesamtwirkungsgrad des Kompressors aus dem Verhältnis der isentropen Leistung des Kompressionsprozesses zu der elektrischen Leistungsaufnahme, siehe Gleichung 2.17.

$$\eta_{\text{ges}} = \eta_{\text{el}} \cdot \eta_{\text{mech}} \cdot \eta_{\text{S}} \quad (2.17)$$

$$\eta_{\text{ges}} = \frac{\dot{W}_{\text{S}}}{\dot{W}_{\text{el}}}$$

Elektrische und mechanische Verluste ergeben sich in Summe (\dot{W}_{Verlust}) nach Gleichung 2.18 über die elektrische Leistungsaufnahme und die dem Gas zugeführte Kompressionsleistung.

$$0 = \dot{W}_{\text{el}} - \dot{W}_{\text{in}} - \dot{W}_{\text{Verlust}} \quad (2.18)$$

Ansätze, die dazu Anwendung finden die Betriebscharakteristiken eines Kompressors zu bestimmen, sind mittlerweile weitverbreitet und führen zu hinreichend genauen Ergebnissen wie in [43], [45], [46], [47] und [48] dargestellt wird. In dieser Arbeit werden die Betriebscharakteristiken eines Kompressors daher mit dem theoretischen Ansatz untersucht, ohne den funktionalen und sicheren Betrieb des Kompressors durch Eingriffe in die hermetische Abdichtung zu gefährden. Im Anschluss an die Untersuchungen sollte eine Überprüfung der Kenngrößen auf Plausibilität und/oder eine Validierung mit Messwerten erfolgen.

2.1.5 Kapillarrohr und Kapillarrohrwärmeübertrager

Aufgrund der geringen Kosten werden Kapillarrohre als Drosselorgan in handelsüblichen Kühlgeräten eingesetzt. Das Kapillarrohr kann aus Platzgründen erst um den Filtertrockner gewickelt werden [49] und verläuft dann entlang der Leitung vom Verdampferaustritt zum Verdampfer Eintritt, wodurch das Kältemittel im Kapillarrohr Wärme von hohem Temperaturniveau an das Kältemittel im Verdampferaustritt auf geringem Temperaturniveau abgibt. In Kapillarrohren wird der Druck über die

Rohrreibung gedrosselt. Während des Betriebs expandiert das Kältemittel durch die Druckreduzierung von Drosseleintritt zu Drosselaustritt auf ein größeres spezifisches Volumen. Wenn der Kreislauf nicht in Betrieb ist, erfolgt ein Druckausgleich über das Kapillarrohr. Bei Startvorgängen arbeitet der Kompressor daher gegen ein geringes Druckniveau und benötigt nur ein dementsprechend geringes Anlaufdrehmoment.

Mit einem Kapillarrohrwärmeübertrager, bzw. der Leitungsführung des Kapillarrohrs entlang der Rohrleitung zwischen Verdampferaustritt und Kompressoreintritt, entspannt das Kältemittel nicht isenthalp auf ein niedrigeres Enthalpieniveau ($h_3 \rightarrow h_{4,1}$), wodurch sich eine höhere Kühlleistung entsprechend zur Enthalpiedifferenz ($q_{k,4,1}$) ergibt, siehe **Bild 2.8**. Dabei muss die Temperatur in der Austrittsleitung vom Verdampfer unter der Temperatur des Kältemittels in dem Kapillarrohr liegen. Liegt die Temperatur in der Verdampferaustrittsleitung über dem Temperaturniveau des Kältemittels im Kapillarrohr, verringert sich die Enthalpiedifferenz ($h_{4,2}$), da Wärme eingetragen wird. Die Kühlleistung fällt damit geringer aus. Unter Standardbedingungen nach DIN EN 12900 [50] sollte das nicht der Fall sein, da die Kondensationstemperatur des Kältemittels entsprechend weit über der Umgebungstemperatur liegt, um eine Wärmeübertragung über den Kondensator an die Umgebungsluft zu gewährleisten, siehe auch Punkt 2.1.2. Durch abweichende Betriebseigenschaften davon, bspw. bei niedriger Kondensationstemperatur nahe oder unter der Umgebungstemperatur, sollte jedoch eine Überprüfung des Einsatzes von einem Kapillarrohrwärmeübertrager vorgenommen werden.

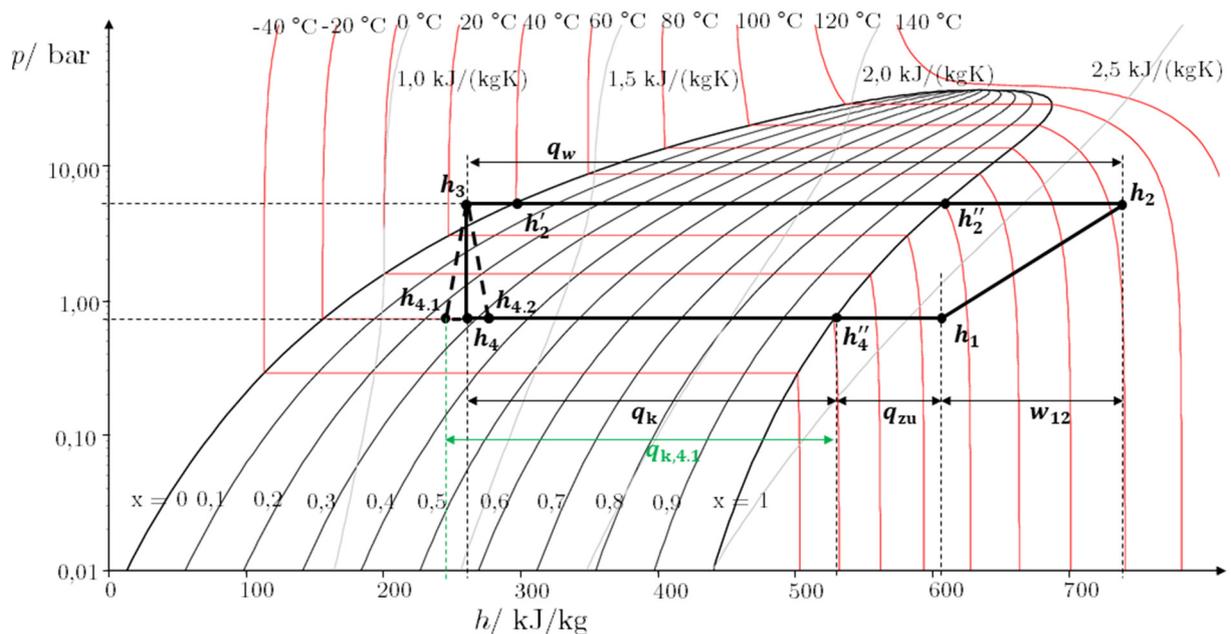


Bild 2.8: Schematische Darstellung eines Kälteprozesses mit Kapillarrohrwärmeübertrager bzw. der Leitungsführung der Drossel entlang der Sauggasleitung für Isobutan im $\log(p),h$ -Diagramm mit Isothermen (rot), Isentropen (grau) und Isovaporen (schwarz). Das Kältemittel entspannt in der Drossel nicht isenthalp ($h_3 \rightarrow h_{4,1}$), da Wärme über die Drossel an die Sauggasleitung übertragen wird. Liegt die Temperatur in der Sauggasleitung über dem Temperaturniveau in der Drossel, erfolgt die Entspannung auf ein höheres Enthalpieniveau ($h_3 \rightarrow h_{4,2}$).

2.1.6 Kältemittelverdampfer und -kondensator

Kältemittelverdampfer befinden sich in der Regel bei Kühlschränken als Wärmeübertragerfläche hinter der Rückwand des Innenraums oder als Lamellenrohrbündel bei Gefrierschränken im oberen Geräteteil. In beiden Fällen muss die Wärmeübertragungsfläche an die notwendige Kühlleistung bei entspre-

chendem Verdampfungsdruck ausgelegt werden. Dabei spielen der maximale Kältemittelmassenstrom und die Enthalpiedifferenz zwischen Sattdampf und Drosselaustritt eine Rolle, siehe Punkt 2.1.2. Ist die Wärmeübertragerfläche zu gering dimensioniert, wird dem Innenraum nicht genug Wärme entzogen, um den Kühlanforderungen gerecht zu werden. Die bereits in den Geräten eingebauten Verdampfer sollten daher nach Möglichkeit auch für die Untersuchungen verwendet werden. Wenn sich im Laufe der vorliegenden Arbeit jedoch Anzeichen ergeben, die einem experimentellen Betrieb entgegenstehen, kann die Übertragungsfläche des eingebauten Verdampfers als Referenz angenommen werden.

Kältemittelkondensatoren werden an der Geräterückwand angebracht und geben die Wärme an die Umgebung ab. Über Rohrwindungen und Lamellenverbindungen wird eine Oberfläche erreicht, die groß genug sein muss, um die über den Verdampfer aufgenommene Wärme inklusive der zugeführten Wärme über den Kompressionsprozess abzuführen, damit das Kältemittel vollständig kondensiert. Da der Kondensator nicht aktiv gekühlt wird, liegt die Kondensationstemperatur dementsprechend weit über der Umgebungstemperatur. Als Auslegungsparameter kann die maximale Kälteleistung des Kompressors zuzüglich der maximalen elektrischen Leistungsaufnahme genutzt werden, um die notwendige Wärmeübertragungsfläche eines Kondensators zu bestimmen.

2.2 Thermodynamik für Trocknungsprozesse mit Restfeuchtheitsmessung

Trocknungsprozesse wie die Wäschetrocknung können anhand des in **Bild 2.9** dargestellten h^*,x -Diagramms nachvollzogen werden. Die Temperatur der Prozessluft wird dazu über dem absoluten Wassergehalt pro kg trockene Luft (x) aufgetragen. In Abhängigkeit der Temperatur stellt sich ein Zustand relativer Luftfeuchtigkeit (φ) ein. Der Prozess ist über die Zustände „1“ bis „3“ gekennzeichnet.

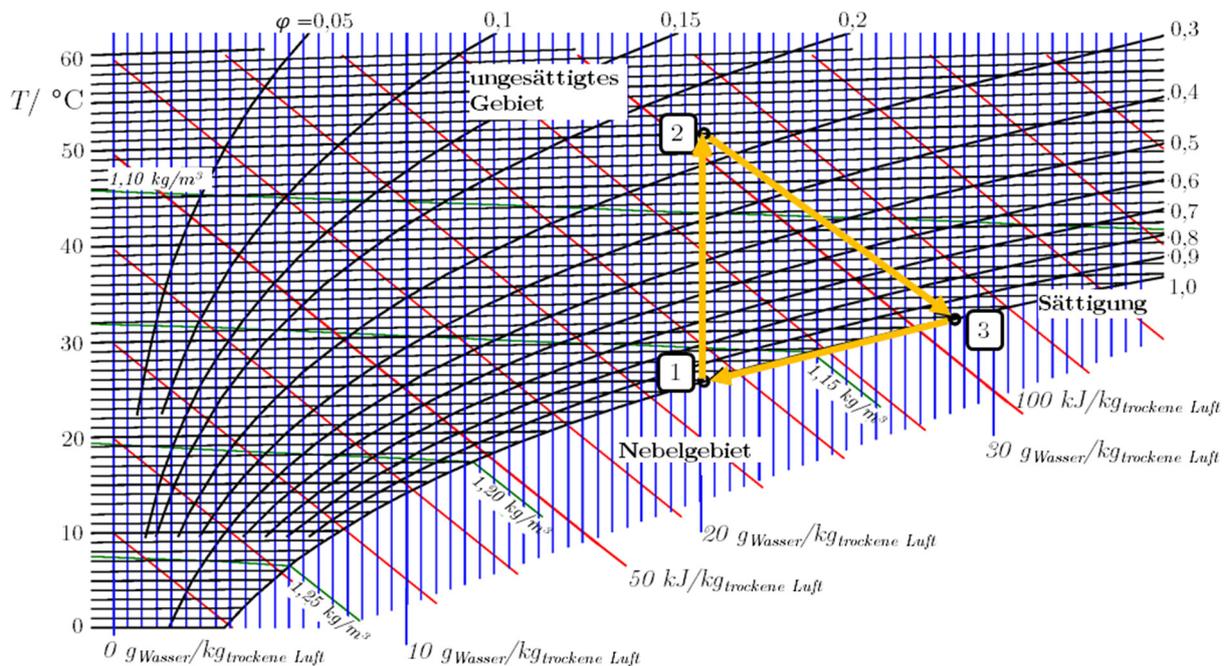


Bild 2.9: Trocknungsprozess des Wäschetrockners im schiefwinkligen Mollier h^*,x -Diagramm für feuchte Luft bei 1 bar Absolutdruck [51]. Die gesättigte Prozessluft tritt in den Kondensator ein (1) und wird aufgeheizt (1→2). Mit geringerer relativer Luftfeuchtigkeit strömt die Luft in die Wäschetrommel (2) und nimmt verdunstetes Wasser von der Wäsche auf (2→3) bis der Sättigungszustand erreicht wird (3). Die Temperatur des verdunsteten Wassers entspricht dabei der Temperatur der Prozessluft. Im Verdampfer wird die Prozessluft abgekühlt (3→1), wobei die Differenz des absoluten Wassergehalts kondensiert.

Durch das Erhitzen des Luftstroms (1→2) bei konstantem Wassergehalt steigt die Enthalpie der feuchten Luft an, siehe Gleichung 2.19, sodass die Prozessluft beim Eintritt in die Wäschetrommel eine Temperatur von rd. 50 °C und eine geringe relative Luftfeuchte erreicht.

$$h^* = c_{p,L,tr} \cdot (T_i - T_0) + x \cdot (r_{g,0} + c_{p,W,g} \cdot (T_i - T_0)) \quad (2.19)$$

Die Prozessluft durchströmt daraufhin die Wäschetrommel. Es erfolgt eine Befeuchtung der Prozessluft mit Wasser (2→3), das aus der nassen Wäsche, die in der Trommel rotiert, verdunstet und in den Prozessluftstrom aufgenommen wird. Die Prozessdarstellung in **Bild 2.9** erfolgt unter der Annahme, dass die Temperatur des Wassers bei der Befeuchtung der Temperatur der Prozessluft entspricht und beim Durchströmen der Trommel ausreichend Wasser nach Gleichung 2.20 aufgenommen wird, sodass die Prozessluft den Sättigungszustand erreicht, siehe Gleichung 2.21.

$$x_s = 0,622 \cdot \frac{p_s(T_i)}{p - p_s(T_i)} \quad (2.20)$$

$$h_s^* = c_{p,L,tr} \cdot (T_i - T_0) + x_s \cdot (r_{g,0} + c_{p,W,g} \cdot (T_i - T_0)) \quad (2.21)$$

Beim Abkühlen der Prozessluft unter den Taupunkt (3→1) stellt sich ein geringerer Wassergehalt für den Sättigungszustand nach Gleichung 2.20 ein. Der überschüssige Wasseranteil der gesättigten feuchten Luft kondensiert daher aus, siehe Gleichung 2.22.

$$\Delta x_{s,3-1} = x_{s,3} - x_{s,1} \quad (2.22)$$

Bei hohen Temperaturen ($25 \text{ °C} \leq T$) läuft der Prozess effektiver ab, da durch die flache Steigung der Sättigungslinie in **Bild 2.9** bei gleichen Temperaturdifferenzen mehr Wasser in den Prozessluftstrom aufgenommen und wieder abgeführt werden kann. Eine Trocknung auf geringem Temperaturniveau muss daher über einen längeren Zeitraum erfolgen, um das gleiche Trockenergebnis zu erzielen. Dabei ist zu beachten, dass bei realen Trocknungsprozessen das Gerät selbst aufgeheizt werden muss und während des Betriebs Wärme an die Umgebung abgegeben wird. Beim Wäschetrocknen mit aktiver Kühlung sollte daher ein Aufheizvorgang für das Gerät und die nasse Wäsche vorgesehen werden, bevor die Kühlung der Prozessluft dazu geschaltet wird. Außerdem ist eine zu starke Abkühlung der Prozessluft während der Trocknung nachteilig, wenn nicht wieder entsprechend viel Wärme beim Aufheizen zugeführt wird, um eine möglichst hohe Prozesslufttemperatur nahe der Temperatur der Wärmesenke zu erreichen.

2.3 Modellbildung

Physikalische Prozesse wie bspw. in Abschnitt 2.1 dargestellt unterliegen variablen Einflussgrößen und lassen sich durch die Zielgrößen beschreiben, siehe **Bild 2.10**. Um Berechnungen oder Simulationen für theoretische Potentialbetrachtungen durchzuführen, werden die Prozesse mit physikalischen Gleichungssystemen oder mathematischen Funktionen, bspw. Polynomfunktionen, Neuronale Netze mit radialen Basisfunktionen oder künstliche neuronale Netze mit Perzeptrons, abgebildet. Zur Lösung der Gleichungssysteme oder zur Anpassung der Funktionen an Messwerte finden lineare und nichtlineare Optimierungsmethoden Anwendung, siehe Punkt 2.3.1 und 2.3.2.

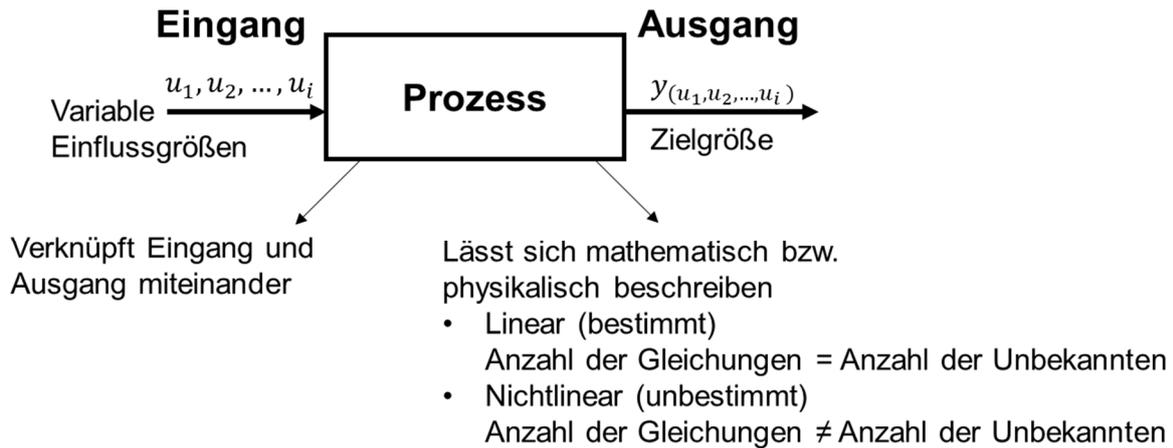


Bild 2.10: Allgemeine Darstellung eines Prozesses mit den Einflussgrößen (u_i) und der von den Einflussgrößen abhängigen Zielgröße (y).

2.3.1 Lineare Modelle

Lineare Modellierungsansätze finden Anwendung, wenn die Anzahl der Gleichungen der Anzahl der Unbekannten entspricht. Physikalische Gleichungssysteme lassen sich somit einfach lösen bzw. berechnen. Wenn die Abbildung des Prozesses auf Grundlage von Messwerten erfolgen soll, kann ein Ansatz zur Modellbildung gewählt werden, um den Prozessausgang anhand der Einflussgrößen zu bestimmen, siehe **Bild 2.11**. Der Prozessausgang unterliegt dabei Störgrößen bzw. dem Messrauschen, wodurch sich eine Abweichung bzw. der Fehler zwischen Prozess- und Modellausgang ergibt.

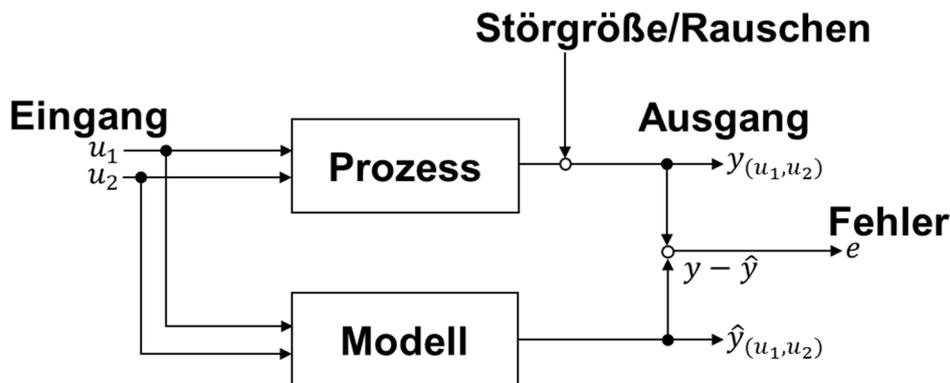


Bild 2.11: Darstellung eines Prozesses mit zwei voneinander unabhängigen Eingangsgrößen (u_1, u_2). Der Prozessausgang (y) kann durch das Modell (\hat{y}) beschrieben werden, wobei sich durch Störgrößen ein Fehler (e) bzw. die Abweichung zwischen Prozess- und Modellausgang ergibt.

Für die Abbildung des Prozesses können Polynomfunktionen oder neuronale Netze mit radialen Basisfunktionen gewählt werden, da diese linear in den Parametern sind, d.h. es gibt keine unbestimmten Größen in den Funktionstermen. Im Folgenden wird das Vorgehen für die Bestimmung der Polynomfunktion zweiten Grades mit zwei Eingangsgrößen nach Gleichung 2.23 erläutert.

$$\hat{y}(u_1, u_2) = w_0 + w_1 \cdot u_1 + w_2 \cdot u_2 + w_3 \cdot u_1^2 + w_4 \cdot u_2^2 + w_5 \cdot u_1 \cdot u_2 \quad (2.23)$$

Die Parameter bzw. die Gewichtungsfaktoren der Funktionsterme (w_i) werden durch die Minimierung der Summe der Fehlerquadrate (J) an den Messpunkten angepasst (Methode der kleinsten Quadrate in engl. least squares) [52], siehe Gleichung 2.24.

$$\begin{aligned} \min_{\underline{\Theta}}(J) & \quad (2.24) \\ \frac{\partial J}{\partial \underline{\Theta}} = 0 & \quad (\text{Gradient mit partieller Ableitung der Fehlerquadratsumme} \\ & \quad J = \underline{e}^T \cdot \underline{e} \text{ in Richtung der Gewichtungsfaktoren}) \\ J = \sum_i^N e_i^2 & \quad (\text{Fehlerquadratsumme}) \\ \underline{\Theta} = w_i & \quad (\text{Parameter-/Gewichtungsvektor}) \end{aligned}$$

Dabei wird die Abweichung der Funktionswerte vom gemessenen Prozessausgang für die Anzahl der Trainingsdaten (M) bestimmt, siehe Gleichung 2.25.

$$\begin{aligned} \underline{e} &= \underline{y} - \underline{\hat{y}} & (2.25) \\ \underline{y} &= \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_M \end{bmatrix} & (\text{Vektor mit Messwerten des Prozessausgangs für } M \text{ Trainingsdaten}) \\ \underline{\hat{y}} &= \begin{bmatrix} \hat{y}_1 \\ \hat{y}_2 \\ \vdots \\ \hat{y}_M \end{bmatrix} & (\text{Vektor mit Funktionswerten für } M \text{ Trainingsdaten}) \end{aligned}$$

Der Prozessausgang kann aus den Regressoren in Kombination mit den Gewichtungsfaktoren berechnet werden. Zur Bestimmung der optimalen Gewichtungen wird die Regressionsmatrix (\underline{X}) gebildet, siehe Gleichung 2.26.

$$\begin{aligned} \underline{\hat{y}} &= \underline{X} \cdot \underline{\Theta} & (2.26) \\ \underline{X} &= \begin{bmatrix} x_{1,1} & x_{1,2} & \dots & x_{1,n} \\ x_{2,1} & x_{2,2} & \dots & x_{2,n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ x_{M,1} & x_{M,2} & \dots & x_{M,n} \end{bmatrix} & (\text{Regressionsmatrix für } M \text{ Trainingsdaten und} \\ & & n \text{ Funktionsterme}) \\ \underline{\Theta} &= \begin{bmatrix} w_0 \\ w_1 \\ \vdots \\ w_n \end{bmatrix} & (\text{Parameter-/Gewichtungsvektor für } n \text{ Funktionsterme}) \end{aligned}$$

Um die Polynomfunktion zweiten Grades mit zwei Eingangsgrößen herzuleiten, wird diese mit den gemessenen Eingangsgrößen gefüllt, siehe Gleichung 2.27.

$$\underline{X} = \begin{bmatrix} 1 & u_{1,1} & u_{1,2} & u_{1,1}^2 & u_{1,2}^2 & u_{1,1} \cdot u_{1,2} \\ 1 & u_{2,1} & u_{2,2} & u_{2,1}^2 & u_{2,2}^2 & u_{2,1} \cdot u_{2,2} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & u_{M,1} & u_{M,2} & u_{M,1}^2 & u_{M,2}^2 & u_{M,1} \cdot u_{M,2} \end{bmatrix} \quad (2.27)$$

Die optimalen Gewichtungsfaktoren der Funktion in Gleichung 2.23 ergeben sich nach Gleichung 2.28.

$$\hat{\underline{\theta}} = (\underline{X}^T \cdot \underline{X})^{-1} \cdot \underline{X}^T \cdot \underline{y} \quad (2.28)$$

Die quadratische Regressionsmatrix wird dazu invertiert, was voraussetzt, dass diese vollen Rang hat und somit die Anzahl der Trainingsdaten mindestens der Anzahl der Unbekannten entspricht ($n \leq M$). Mit der L2-Norm Regularisierung (Ridge Regression) kann die Funktion anhand der Parameter der Funktionsterme generalisiert werden, sodass sich eine höhere Abweichung zwischen den Trainings- und Funktionsdaten ergibt. Dazu wird der positive Regularisierungsfaktor (λ) vorgegeben und mit der entsprechenden Diagonalmatrix (I) in Gleichung 2.28 eingebunden, siehe Gleichung 2.29.

$$\underline{\theta} = (\underline{X}^T \cdot \underline{X} + \lambda \cdot I)^{-1} \cdot \underline{X}^T \cdot \underline{y} \quad (2.29)$$

2.3.2 Nichtlineare Modelle

Nichtlineare bzw. unbestimmte Gleichungssysteme sind nicht lösbar, da die Anzahl der Unbekannten ungleich der Anzahl der Gleichungen ist. Diese Art von Gleichungssystem kann durch iterative Verfahren unter der Vorgabe von Startwerten und Abbruchkriterien näherungsweise gelöst werden, siehe **Bild 2.12**.

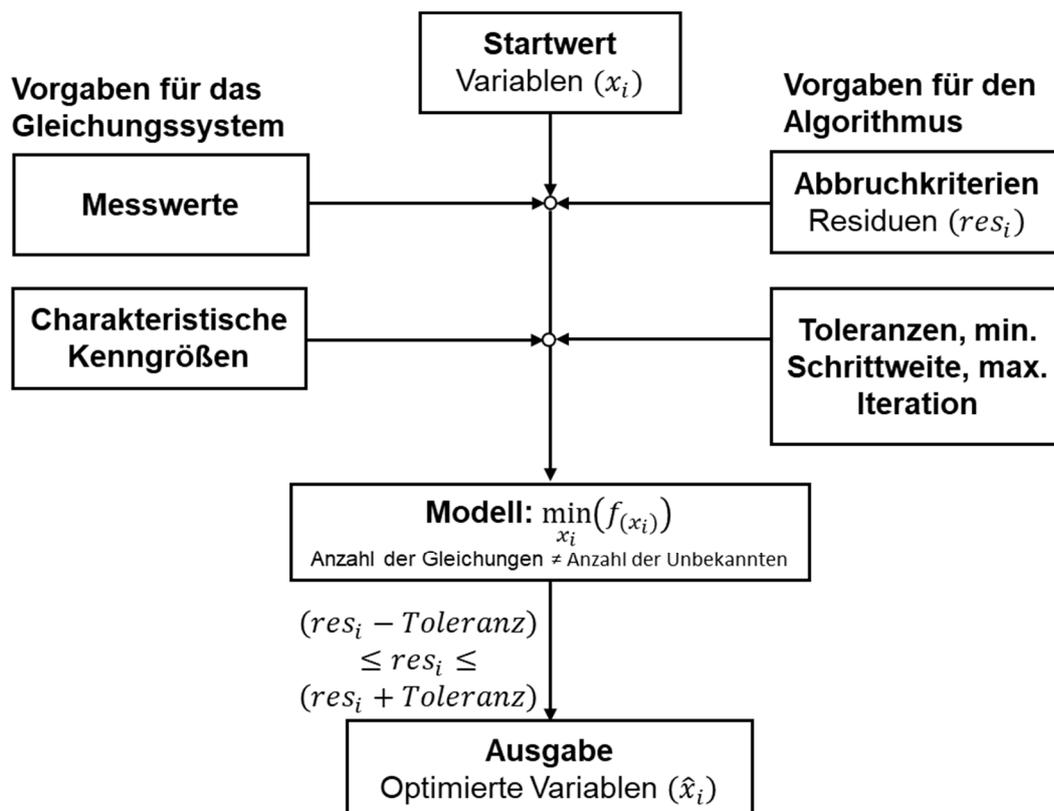


Bild 2.12: Schematische Darstellung eines nichtlinearen semi-empirischen Gleichungssystems. Das Minimierungsproblem wird durch die Iteration der unbestimmten Variablen gelöst, die als Startwerte vorzugeben sind. Unter Einbindung von Messwerten und charakteristischen Kenngrößen der zu modellierenden Komponente wird das Gleichungssystem (Modell) gelöst. Eine Lösung wird erzielt, wenn die Residuen konvergieren. Andere Abbruchkriterien wie die Unterschreitung der minimalen Schrittweite oder das Erreichen der maximalen Iterationsschritte führen zum Abbruch ohne Lösung des Problems.

Die unbestimmten Variablen werden dabei als Startwerte vorgegeben bzw. geschätzt und durch numerische Optimierungsverfahren iterativ angepasst bis die Residuen das vorgegebene Abbruchkriterium erreichen bzw. konvergieren.

Für den in der Arbeit genutzten Ansatz müssen thermodynamische Zustandsgrößen, die für Bilanzierungen über die Energieerhaltung nach dem ersten Hauptsatz, siehe bspw. Kältemaschine und Wärmepumpe in Punkt 2.1.1, oder zur Charakterisierung irreversibler Prozessabläufe nach dem zweiten Hauptsatz, siehe bspw. Punkt 2.1.4, notwendig sind, bestimmt werden. Diese können mit Hilfe eines Fluiddatenrechners aus Messgrößen wie Druck und Temperatur ($f_{(p,T)}$) hergeleitet werden. Für die Bestimmung solcher Stoffgrößen wird der Fluiddatenrechner „CoolProp“ genutzt [53]. Dieser wird dazu in die „Matlab R2015a“ Entwicklungsumgebung integriert [54], wodurch die Umrechnung der Prozessgrößen in die Zustandsgrößen direkt in „Matlab“ erfolgen kann. Darüber hinaus verfügt die Entwicklungsumgebung über eine „Matlab/Simulink“-Schnittstelle, die zur Aufzeichnung von Messdaten genutzt wird, siehe Anhang A. Für die Software stehen außerdem diverse Ansätze zur Lösung nichtlinearer Gleichungssysteme zur Verfügung, die mit Minimierungsalgorithmen wie z.B. dem Trust-Region-Verfahren arbeiten [55]. Allgemein kann das Vorgehen zur Lösung der Optimierungsprobleme in Form von Gleichung 2.30 wie folgt beschrieben werden [56].

$$\text{Eingabe: } \min_{x_1, x_2, \dots, x_n} (f_{(x_1, x_2, \dots, x_n)}) \text{ (Optimierungsproblem)} \quad (2.30)$$

$$\underline{x}_0 = \begin{bmatrix} x_{1,j} \\ x_{2,j} \\ \vdots \\ x_{n,j} \end{bmatrix} \text{ (Startwerte bzw. Variablen für } j = 0 \text{)}$$

Ausgabe:

$$\underline{\hat{x}} = \begin{bmatrix} \hat{x}_{1,j+k} \\ \hat{x}_{2,j+k} \\ \vdots \\ \hat{x}_{n,j+k} \end{bmatrix} \text{ (Optimale Annäherung der Variablen nach } j + k \text{ Iterationen)}$$

Allgemeiner Ansatz:

- lege eine Toleranz für die Abweichung der Abbruchkriterien fest
- wähle einen Startpunkt (\underline{x}_0) und setze $j = 0$
- bestimme eine Suchrichtung und Schrittweite für jede Iteration ($j = j + 1$)
- führe neue Iterationen durch, bis alle Abbruchkriterien erfüllt sind
- Ausgabe der optimierten Variablen ($\underline{\hat{x}}$) nach k Iterationen

Die Verfahren zur Lösung eines Problems nach Gleichung 2.30 arbeiten mit unterschiedlichen Ansätzen zur Bestimmung der Suchrichtung und der Schrittweite. Um der Lösung des Problems mit einer plausiblen Schätzung der Startwerte nach **Bild 2.12** möglichst nahe zu kommen, können Messwerte und physikalische Beziehungen eingebunden werden. Außerdem kann eine Variation der Startwerte erfolgen, um auszuschließen, dass es weitere Parametervariationen gibt, die zu einer Lösung des Problems führen. Der im Rahmen des Vorhabens genutzte Ansatz aus der „Matlab-Optimierungstoolbox“ bestimmt die Suchrichtung und die Schrittweite des aktuellen Iterationspunkts innerhalb eines Vertrauensbereichs nach der Dogleg-Methode für das Trust-Region-Verfahren. Details zu dem im Folgenden aufgeführten Vorgehen sind in [57] und [58] angegeben.

Für den Ansatz wird die Funktion innerhalb des Vertrauensbereichs durch eine vereinfachte, quadratische Funktion um den aktuellen Iterationspunkt angenähert, siehe **Bild 2.13**. Diese quadratische Approximation entspricht einer hinreichend genauen Abbildung des Problems [59]. Es erfolgt ein Schritt in Richtung des negativen Gradienten bis zum Minimum der quadratischen Annäherung, dem sog. Cauchy-Punkt. Liegt der Punkt nicht innerhalb des Vertrauensbereichs, wird der Schnittpunkt des Vertrauensbereichs mit der Abstiegsrichtung als neuer Iterationspunkt festgelegt, siehe **Bild 2.13a**. Falls der Cauchy-Punkt innerhalb des Vertrauensbereichs liegt, führt der Algorithmus einen weiteren Minimierungsschritt mit dem Newton-Verfahren durch [56], siehe **Bild 2.13b**. Der Schnittpunkt mit dem Vertrauensbereich in Richtung des Newton-Schritts wird als neuer Iterationspunkt genutzt.

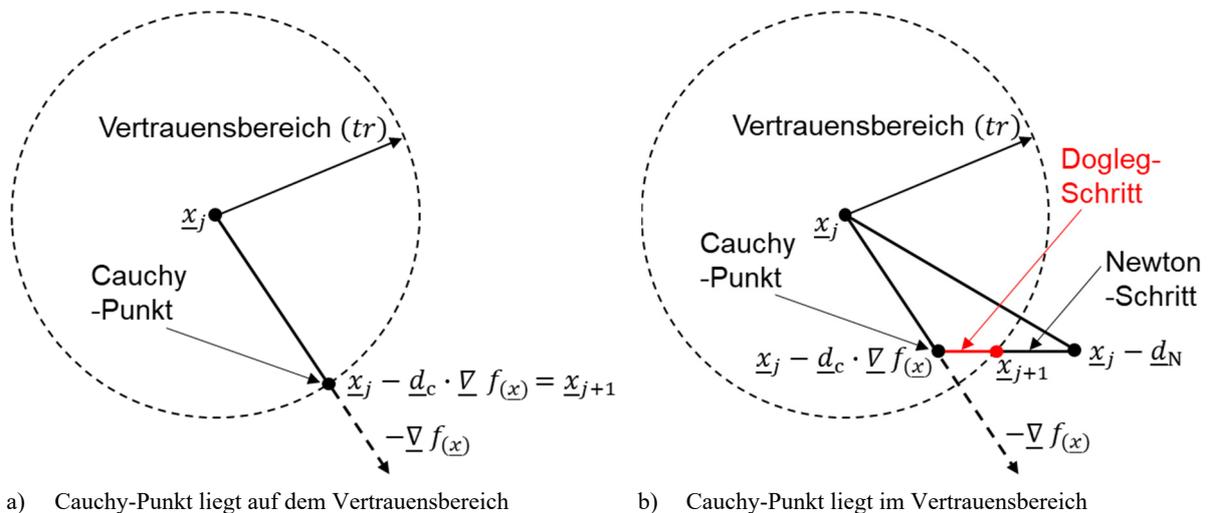


Bild 2.13: Schematische Darstellung eines Iterationsschritts des Dogleg-Algorithmus in Anlehnung an [60].

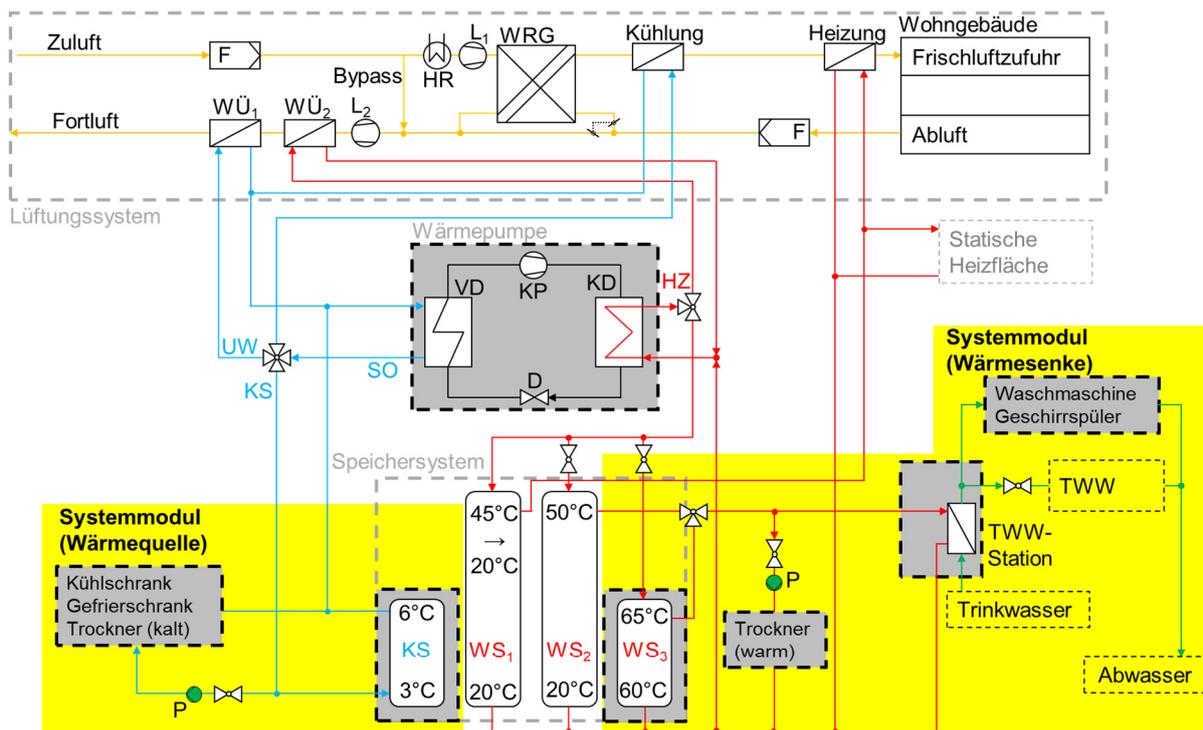
Innerhalb des Vertrauensbereichs um den aktuellen Iterationspunkt (\underline{x}_j) wird das Problem ($f(\underline{x})$) als quadratische Funktion abgebildet. Die quadratische Annäherung des Problems wird in Richtung des negativen Gradienten ($-\nabla f(\underline{x})$) minimiert, bis der Minimalpunkt bzw. der Cauchy-Punkt ($\underline{x}_j - \underline{d}_c \cdot \nabla f(\underline{x})$) erreicht wird. Liegt der Cauchy-Punkt außerhalb des Vertrauensbereichs, wird der Schnittpunkt mit dem Vertrauensbereich als neuer Iterationsschritt (\underline{x}_{j+1}) gewählt (a). Falls der Cauchy-Punkt innerhalb des Vertrauensbereichs liegt, erfolgt ein weiterer Schritt ($\underline{x}_j - \underline{d}_N$) durch das Newton-Verfahren (b). Als neuer Iterationspunkt wird auch hier der Schnittpunkt mit dem Vertrauensbereich gewählt.

3 Konzeptentwurf für einen Einfamilienhaushalt und Laborprüfstand

Die Planung der Gebäudetechnik sowie die Auswahl der Komponenten erfolgt für einen Einfamilienhaushalt mit Lüftungssystem, Wärmepumpe und Wärmespeichersystem. Im vorliegenden Kapitel wird die Integration des Systemmoduls als Wärmesenke und Wärmequelle in die Gebäudetechnik erläutert.

3.1 Gesamtsystem mit Haushaltsgeräten und Heizungs-/Lüftungstechnik

Die Einbindung der Haushaltsgeräte erfolgt über zusätzliche Wärmespeicher. **Bild 3.1** zeigt das Gesamtsystem inklusive der Heizungs-/Lüftungstechnik. Den Wärmebedarf deckt eine Sole-/Wasserpumpe. Über den Heizkreislauf der Wärmepumpe wird das Warmwasserspeichersystem mit separatem Speicher für die Gebäudeheizung (20 - 45 °C), das Trinkwarmwasser (50 °C) und die Haushaltsgeräte (65 °C) versorgt. Zusätzlich ist ein Wärmeübertrager in der Fortluft vorgesehen, über den bspw. im Sommer überschüssige Wärme auf einem geringen Temperaturniveau abgeführt werden kann, wenn das Gebäude gekühlt werden muss. Haushaltsgeräte werden als Wärmeverbraucher über den Warmwasserspeicher auf hohem Temperaturniveau in das System eingebunden, siehe **Bild 3.1** rechts.



Abkürzungen			
D	Drossel	L ₁	Lüfter Zuluft
F	Filter	L ₂	Lüfter zusätzliche Außenluft
HR	Heizstab	P	Pumpe
HZ	Heizkreislauf (Wärmepumpe)	SO	Solekreislauf (Wärmepumpe)
KD	Kondensator	TWW	Trinkwarmwasser
KP	Kompressor	UW	Wärmequelle Umwelt
KS	Kältespeicher (Systemmodul)	VD	Verdampfer
		WRG	Wärmerückgewinnung
		WS ₁	Warmwasserspeicher (Heizung)
		WS ₂	Warmwasserspeicher (Trinkwasser)
		WS ₃	Warmwasserspeicher (Systemmodul)
		WÜ ₁	Wärmeübertrager (Wärmequelle)
		WÜ ₂	Wärmeübertrager (Wärmesenke)

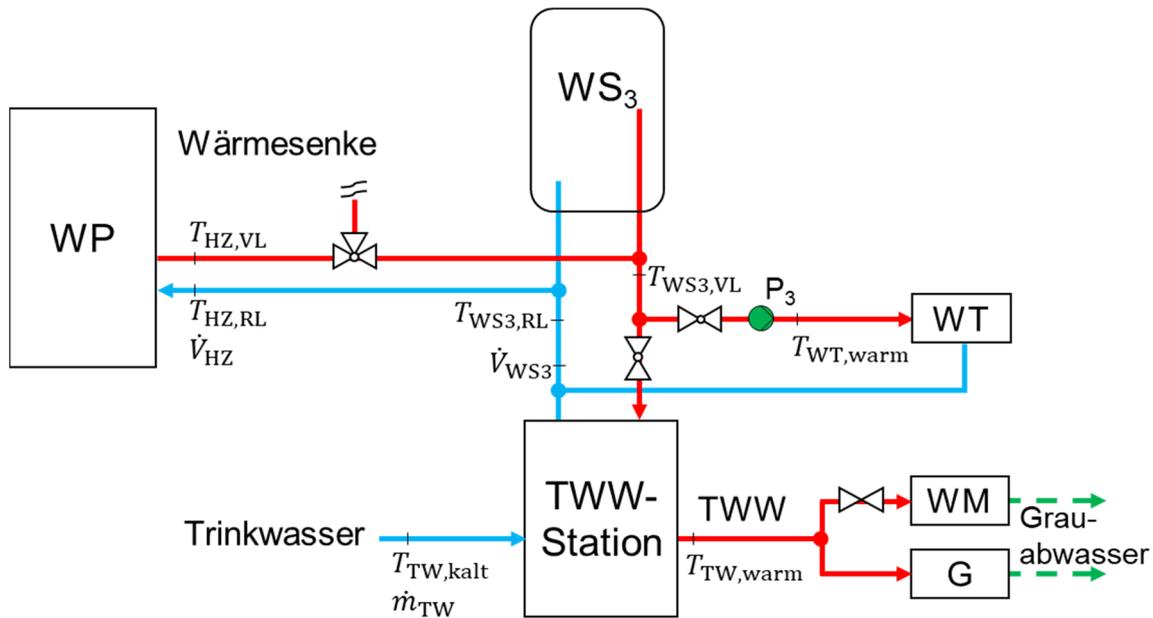
Bild 3.1: R&I-Fließbild der Gebäudetechnik des Systems mit Wärmepumpe, Heizungs-/Lüftungstechnik und Haushaltsgeräten und der für das Vorhaben zu untersuchenden Systemmodule in Anlehnung an [7].

Da die Waschmaschine und der Geschirrspüler mit Trinkwasser versorgt werden müssen, ist eine zusätzliche Trinkwarmwasserstation vorgesehen. Der Wäschetrockner wird dahingegen direkt in den Speicherkreislauf integriert. Details für die Integration der Wärmeverbraucher werden in Punkt 3.2 aufgeführt. Als Wärmequelle wird die Gebäudeabluft nach Wärmerückgewinnung genutzt, die über einen Wärmeübertrager in der Fortluft dem Solekreislauf der Wärmepumpe zugeführt wird. Zusätzlich kann die Zuluft über einen Bypass der Fortluft nach Wärmerückgewinnung zugemischt werden, um bei niedrigen Temperaturen im Winter die notwendige Wärmequellenleistung durch einen höheren Luftvolumenstrom bereitstellen zu können. Die Kühlgeräte werden über einen Kältespeicher in das System eingebunden, siehe **Bild 3.1** links. Die Abwärme der Geräte wird in dem Kältespeicher auf einem Temperaturniveau von 3 °C bis 6 °C zwischengespeichert und kann von der Wärmepumpe als zusätzliche Wärmequelle genutzt werden. Details für die Integration der Kühlgeräte werden in Punkt 3.3 aufgeführt.

3.2 Zusätzliches Wärmesenkenmodul der Wärmepumpe

In **Bild 3.2** ist der Aufbau des Systemmoduls für die Wärmeverbraucher zu sehen. Dieses wird in den Heizkreislauf der Wärmepumpe eingebunden (**Bild 3.1** rechts). Im Heizkreisvorlauf der Wärmepumpe ist ein Dreiwegeventil vorhanden, um zwischen dem Warmwasserspeicher und dem Gebäudekreislauf (in **Bild 3.2** abgeschnitten dargestellt) umzuschalten. Die Waschmaschine und der Geschirrspüler werden über die Trinkwarmwasserstation versorgt und der Wäschetrockner wird mit einer separaten Pumpe direkt in den Speicherkreislauf eingebunden. Die Trinkwarmwasserstation verfügt über eine eigene Pumpe, die nicht zusätzlich eingezeichnet ist. Der Waschmaschinenzulauf wird mit einem Drosselventil ausgestattet, das es erlaubt, den Waschwasserzulauf aus der Trinkwarmwasserstation zu regulieren.

Für eine detaillierte Bilanzierung der Wärmeverbrauchs- und Wärmeverlusteigenschaften der Komponenten werden Temperatur- und Durchflussmessungen vorgenommen. Dazu wird im Warmwasserspeichervorlauf und -rücklauf ein Temperatursensor vorgesehen. Da die Waschmaschine und der Geschirrspüler über dieselbe Trinkwarmwasserstation versorgt werden, wird die Temperatur des Trinkwassers beim Eintritt in die und beim Austritt aus der Trinkwarmwasserstation gemessen. Beim Wäschetrockner wird nur die Eintrittstemperatur des Warmwasserspeichervorlaufs in das Heizregister des Geräts gemessen. Die Austrittstemperatur des Heizregisters wird gleich der Rücklauftemperatur in den Warmwasserspeicher gesetzt, da keine hohen Wärmeverluste durch die niedrige Temperatur nach der Wärmeabgabe im Wäschetrockner und die damit geringe Temperaturdifferenz zur Umgebung zu erwarten sind. Im Trinkwarmwasserkreislauf wird der Massendurchfluss erfasst. Im Heizkreislauf der Wärmepumpe und im Warmwasserspeicherkreislauf wird der Volumenstrom gemessen. Alle zuvor aufgeführten Messstellen sind in **Bild 3.2** eingetragen. Die eingebaute Messtechnik ist in Anhang A aufgeführt.



Messstelle	Einheit	Symbol
Temperatur Heizkreisvorlauf	°C	$T_{\text{HZ,VL}}$
Temperatur Heizkreisrücklauf	°C	$T_{\text{HZ,RL}}$
Temperatur Warmwasserspeichervorlauf	°C	$T_{\text{WS3,VL}}$
Temperatur Warmwasserspeicherrücklauf	°C	$T_{\text{WS3,RL}}$
Temperatur Wäschetrockner (warm)	°C	$T_{\text{WT,warm}}$
Temperatur Trinkwassereintritt (kalt)	°C	$T_{\text{TW,kalt}}$
Temperatur Trinkwasseraustritt (warm)	°C	$T_{\text{TW,warm}}$
Massenstrom Trinkwarmwasser	kg/s	\dot{m}_{TW}
Volumenstrom Heizkreislauf	m³/h	\dot{V}_{HZ}
Volumenstrom Warmwasserspeicher	m³/h	\dot{V}_{WS3}

Bild 3.2: Messstellenschema für das Wärmesenkenmodul des Systems in **Bild 3.1** rechts mit Wärmepumpe (WP), Warmwasserspeicher (WS₃), Trinkwarmwasser (TWW)-Station, Waschmaschine (WM), Geschirrspüler (G) und Wäschetrockner (WT).

Eine Bilanzierung der Wärmemengen für einen gesamten Systemdurchlauf mit den erfassten Wärmeströmen kann anhand der Summe über die einzelnen Zeitschritte (Δt) nach den Gleichungen 3.1 bis 3.4 erfolgen.

$$Q_{\text{HZ}} = \sum_{i=1}^N \dot{V}_{\text{HZ},i} \cdot \sigma_{(p,T)} \cdot (h_{\text{HZ,RL},i} - h_{\text{HZ,VL},i}) \cdot \Delta t \quad (3.1)$$

$$Q_{\text{WS3}} = \sum_{i=1}^N \dot{V}_{\text{WS3},i} \cdot \sigma_{(p,T)} \cdot (h_{\text{WS3,RL},i} - h_{\text{WS3,VL},i}) \cdot \Delta t \quad (3.2)$$

$$Q_{\text{TW}} = \sum_{i=1}^N \dot{m}_{\text{TW},i} \cdot (h_{\text{TW,warm},i} - h_{\text{TW,kalt},i}) \cdot \Delta t \quad (3.3)$$

$$Q_{\text{WT,warm}} = \sum_{i=1}^N \dot{V}_{\text{WS3},i} \cdot \sigma_{(p,T)} \cdot (h_{\text{WS3,RL},i} - h_{\text{WT,warm},i}) \cdot \Delta t \quad (3.4)$$

Die Fluidzustände ergeben sich über die spezifische Enthalpie (h_x) als Funktion des gegebenen Systemdrucks und der gemessenen Temperatur. Der Systemdruck liegt konstant bei 1,5 bar und die Temperaturmessungen ergeben sich aus dem in **Bild 3.2** dargestellten Messschema. Durchflusssensoren

werden in Kreislaufabschnitten mit möglichst geringer Temperaturdifferenz zur Umgebung eingebaut, da dort keine Temperatursprünge durch hohe Wärmeverluste zur Umgebung über die Strecke bis zum Durchflusssensor zu erwarten sind. Zusätzlich wird der Stromverbrauch der Einzelgeräte über die gemessene elektrische Leistung des jeweiligen Geräts ($W_{el,x}$) bestimmt, siehe Gleichung 3.5.

$$W_{el,x} = \sum_{i=1}^N \dot{W}_{el,x,i} \cdot \Delta t \quad (3.5)$$

3.3 Zusätzliches Wärmequellenmodul der Wärmepumpe

Analog zu dem in Punkt 3.2 aufgeführten Wärmesenkenmodul des Systems ist in **Bild 3.3** die detaillierte Darstellung des Wärmequellenmoduls (**Bild 3.1** links) zu sehen. Im Solerücklauf der Wärmepumpe ist ein Dreiwegeventil vorhanden, um zwischen dem Kältespeicher und der Wärmequelle/Gebäudekühlung (in **Bild 3.3** abgeschnitten dargestellt) umzuschalten. Die Geräte, Kühlschrank, Gefrierschrank und Wäschetrockner, werden mit separaten Pumpen in den Kältespeicherkreislauf eingebunden.

Die Wärmepumpe und der Kältespeicher verfügen über Temperatursensoren im Vorlauf und Rücklauf. Für den Kühlschrank und den Gefrierschrank wird die Eintritts- sowie Austrittstemperatur gemessen, da kein hoher Wärmeeintrag über die Geräte erwartet wird und die Temperaturdifferenz der jeweiligen Austrittstemperatur zur Umgebung dementsprechend groß sein kann. Wärmeeinträge aus der Umgebung werden daher genau ausgewiesen. Bei dem Wäschetrockner entfällt die Messung der Austrittstemperatur, da die Temperatur nach der Wärmeaufnahme über den Trockner in etwa der Umgebungstemperatur entsprechen sollte, womit der Wärmeeintrag aus der Umgebung auf das Kühlmedium vernachlässigbar gering ausfällt. Im Kältespeicherrücklauf erfolgt eine Massenstrommessung und im Wärmepumpenrücklauf eine Volumenstrommessung. **Bild 3.3** zeigt die erwähnten Messstellen. Die eingebaute Messtechnik ist in Anhang A aufgeführt.

Wie zuvor bereits für die Wärmeverbraucher erläutert, erlaubt die Messwertaufnahme eine Bestimmung der Wärmemengen sowie des Stromverbrauchs einzelner Geräte nach Gleichung 3.6 bis 3.11.

$$Q_{SO} = \sum_{i=1}^N \dot{V}_{SO,i} \cdot \sigma_{(p,T)} \cdot (h_{SO,RL,i} - h_{SO,VL,i}) \cdot \Delta t \quad (3.6)$$

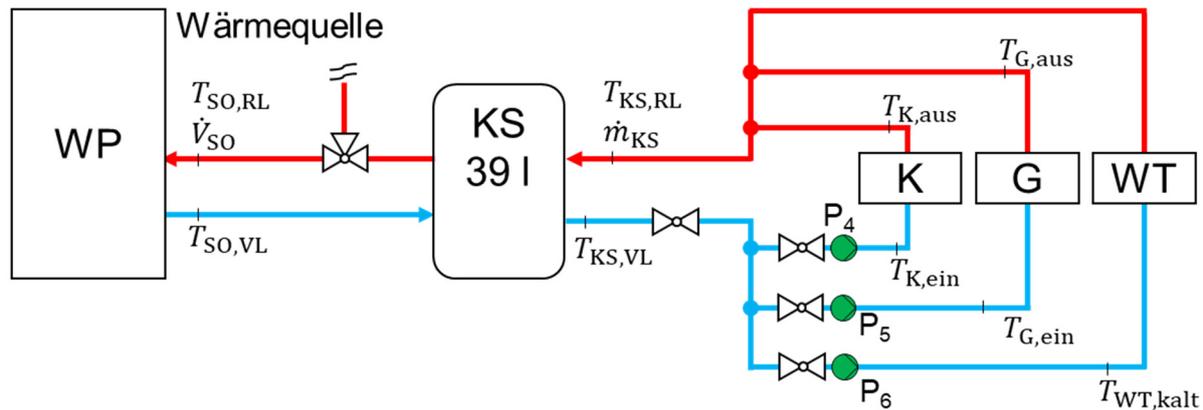
$$Q_{KS} = \sum_{i=1}^N \dot{m}_{KS,i} \cdot (h_{KS,RL,i} - h_{KS,VL,i}) \cdot \Delta t \quad (3.7)$$

$$Q_K = \sum_{i=1}^N \dot{m}_{KS,i} \cdot (h_{K,aus,i} - h_{K,ein,i}) \cdot \Delta t \quad (3.8)$$

$$Q_G = \sum_{i=1}^N \dot{m}_{KS,i} \cdot (h_{KW,aus,i} - h_{KW,ein,i}) \cdot \Delta t \quad (3.9)$$

$$Q_{WT,kalt} = \sum_{i=1}^N \dot{m}_{KS,i} \cdot (h_{KS,RL,i} - h_{WT,kalt,i}) \cdot \Delta t \quad (3.10)$$

$$W_{el,x} = \sum_{i=1}^N \dot{W}_{el,x,i} \cdot \Delta t \quad (3.11)$$



Messstelle	Einheit	Symbol
Temperatur Solevorlauf	°C	$T_{SO,VL}$
Temperatur Solerücklauf	°C	$T_{SO,RL}$
Temperatur Kältespeichervorlauf	°C	$T_{KS,VL}$
Temperatur Kältespeicherrücklauf	°C	$T_{KS,RL}$
Temperatur Kühlschraneintritt	°C	$T_{K,ein}$
Temperatur Kühlschranaustritt	°C	$T_{K,aus}$
Temperatur Gefrierschraneintritt	°C	$T_{KW,ein}$
Temperatur Gefrierschranaustritt	°C	$T_{KW,aus}$
Temperatur Wäschetrockner (kalt)	°C	$T_{WT,kalt}$
Volumenstrom Solekreislauf	m ³ /h	\dot{V}_{SO}
Massenstrom Kältespeicherkreislauf	kg/s	\dot{m}_{WS3}

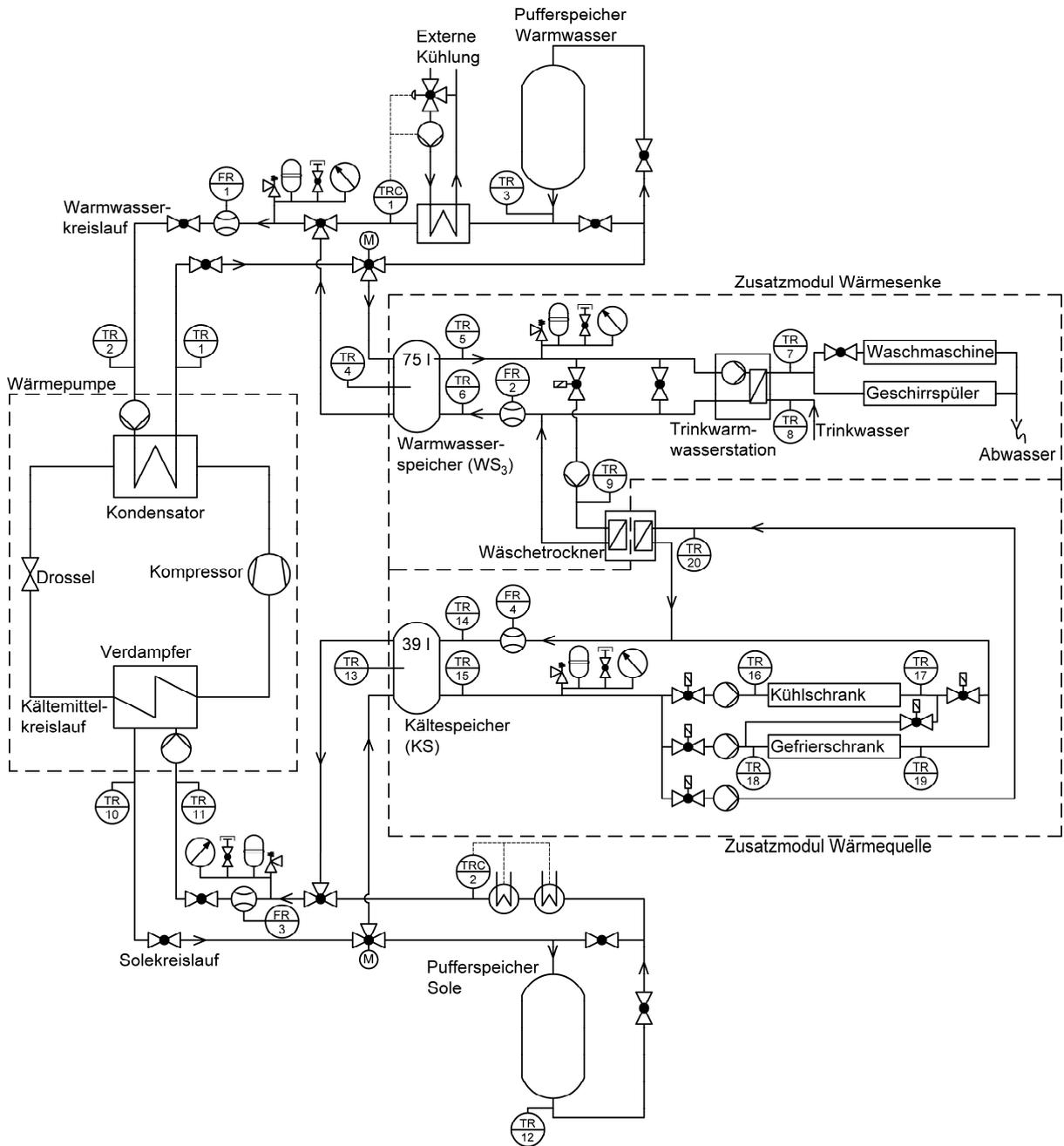
Bild 3.3: Messstellenschema für das Wärmequellenmodul des Systems in **Bild 3.1** links mit Wärmepumpe (WP), Kältespeicher (KS), Kühlschrank (K), Gefrierschrank (GS) und Wäschetrockner (WT).

3.4 Laboraufbau des Systems

Die Auswahl der gebäudetechnischen Komponenten erfolgt auf Grundlage einer Vorstudie, in der die Heizlastberechnung des Systems durchgeführt wurde [7]. Für den Systemaufbau, siehe auch Anhang B, wird eine Wärmepumpe mit 5,3 kW Heizleistung ausgewählt [61]. Die Auswahl der Wärmespeicher erfolgt unter Berücksichtigung der Kompaktheit des Systemaufbaus und der zusätzlichen Kosten, die für einen Kältespeicher mit großem Fassungsvermögen stark ins Gewicht fallen, da in dem Kältespeicherkreislauf eine Sole-/Wassermischung mit 44 % Glykolanteil als Wärmeträgermedium geführt wird. Als Warmwasserspeicher wird ein 75 l Wärmespeicher für das Zusatzmodul in Punkt 3.2 ausgewählt [62] und als Kältespeicher eine hydraulische Einheit mit 39 l Fassungsvermögen [63] für das Zusatzmodul in Punkt 3.3. Der Systembetrieb mit den gewählten Speichervolumina wird experimentell untersucht, siehe Kapitel 5, woraufhin eine Anpassung der Volumina in Kapitel 6 erfolgt.

Zum Aufheizen des Trinkwassers für die Waschmaschine und den Geschirrspüler wird eine Trinkwarmwasserstation mit Wärmeübertrager, Pumpe sowie einem Mischer für die Temperaturregelung genutzt. Die kleinste Baureihe der Trinkwarmwasserstation aus dem zur Verfügung stehenden Produktportfolio hat 49 kW Heizleistung [64]. Nach Herstellerangabe kann mit der Leistungsklasse 45 °C warmes Trinkwasser mit maximal 25 l/min gezapft werden, wenn die Warmwasserspeichertemperatur 65 °C beträgt. Die Waschmaschine bezieht das Trinkwasser mit maximal 10 l/min und der Geschirrspüler mit 2,5 l/min. Mit 49 kW Heizleistung kann rechnerisch ein Trinkwasservolumenstrom von rd. 14 l/min von 10 °C auf 60 °C erwärmt werden, jedoch werden dabei die Wärmeübertragercharakteristiken außer Acht gelassen. Da der Waschwasserzulauf für die Waschmaschine bei Bedarf

gedrosselt werden kann (Punkt 3.2) und der Geschirrspüler das Trinkwasser generell mit einem geringeren Volumenstrom bezieht, wird für die experimentellen Untersuchungen die kleinste Leistungsklasse ausgewählt. Diese hat auch die geringsten Anschaffungskosten. Der gesamte Laboraufbau ist in **Bild 3.4** zu sehen.



Legende

Abfluss	Druckanzeige/Manometer	Kugelhahn	Sicherheitsventil
Absperrventil	Dreiwegeventil mit Motor	Magnetventil	Wärmeübertrager
Behälter/Speicher	Entlüftung	Membranausdehnungsgefäß	Durchflussmessung
Durchflussmessung	Heizstab	Pumpe	Temperaturmessung
Drossel	Kompressor	Regelventil	Temperaturmessung zur Regelung

Bild 3.4: R&I-Fließbild des Laborsystems zum Betrieb der Haushaltsgeräte über das Wärmepumpensystem mit Warmwasser- und Kältespeicher gemäß dem Konzeptentwurf in Punkt 3.1, 3.2 und 3.3.

4 Geräteeigenschaften und Systemintegration

Im vorliegenden Kapitel werden die Untersuchungen zur Integration der einzelnen Haushaltsgeräte in das System aufgeführt. Untersuchungsgegenstand sind Haushaltsgeräte der höchsten Effizienzklassen (A⁺⁺ bis A⁺⁺⁺ aus dem Jahr 2016), was dem aktuellen Stand der Technik im Haushaltsgerätebereich entspricht, siehe auch Punkt 1.1.

Da für die Vermessungen von Haushaltsgeräten nach jeweiliger Prüfnorm die Realitätsnähe zum häuslichen Gebrauch angezweifelt werden kann [65], werden Referenzmessungen mit den Geräten vor den Umbaumaßnahmen durchgeführt. Diese dienen dem späteren Vergleich zwischen dem Istzustand bzw. den Geräten nach den Umbaumaßnahmen und den Herstellerangaben. Um vergleichbare Rahmenbedingungen zu gewährleisten, werden die Messungen im Labor durchgeführt.

Neben der Funktionalität einzelner Geräte spielen auch eine möglichst einfache Systemintegration und geringe Komforteinbußen beim Betrieb der Geräte eine große Rolle. Zu beachten sind der

- Aufwand der konstruktiven Maßnahmen zur Systemintegration (Entwicklungsaufwand),
- der Installationsaufwand (Systemkomplexität),
- der regelungstechnische Aufwand (Systembetrieb),
- das Energieeinsparpotential (laufende Kosten),
- die Anschaffungskosten (einmalige Kosten) und
- die Einschränkungen für Benutzer und Benutzerinnen (Komforteinbußen).

4.1 Waschmaschine

Der angegebene Stromverbrauch pro Waschgang mit voller Beladung im Prüfprogramm nach DIN EN 60456 [66] für die 60 °C-Wäsche mit Baumwolle beträgt 0,9 kWh [67]. Dabei werden insgesamt 49 l Wasser zum Waschen und Spülen verbraucht. Verbrauchsdaten und gerätespezifische Einstellungen, die für den Betrieb vorzunehmen sind, können Anhang C entnommen werden.

Bild 4.1 zeigt das Diagramm der durchgeführten Vermessung des Referenzzustands. Die Diagramme werden als Bild dargestellt und sind einheitlich aufgebaut: Temperaturprofile (oben), Massenströme (Mitte) und elektrische Leistung (unten). Aufgezeichnet werden die Eintrittstemperatur in das Gerät, die der Austrittstemperatur der Trinkwarmwasserstation entspricht, die Vorlauftemperatur des Warmwasserspeichers, der Massenstrom im Trinkwasserzulauf sowie im Warmwasserspeicherkreislauf und die elektrische Leistung nach **Bild 3.2** in Punkt 3.2. Die Eintrittstemperatur aus der Trinkwarmwasserstation in die Waschmaschine entspricht der Temperatur des Versorgungsnetzes, die hier rd. 20 °C beträgt. Waschwasser wird nur zu Beginn der Messwertaufnahme gezapft, eine Vermessung des Spül- bzw. Kaltwasseranschlusses ist nicht vorgesehen, da dieser für die energetische Charakterisierung keine Rolle spielt. Es folgt eine lange Aufheizphase mit zwei kurzen Unterbrechungen, wobei das Gerät eine elektrische Leistung von rd. 2 kW bezieht. Danach reduziert sich die Leistungsaufnahme für den Waschgang abrupt auf ein Minimum von rd. 0,06 kW, da der Heizstab nicht in Betrieb ist und die Trommeldrehzahl während dem Waschen sehr gering ist. Die Leistungsaufnahme steigert sich kurzzeitig zum Nachheizen auf rd. 2 kW. Danach wird bis zum Spülen mit höheren Trommeldrehzahlen nur die Minimalleistung bezogen. Der Stromverbrauch für den dargestellten Waschzyklus beläuft sich insgesamt auf 1,26 kWh bei einer Laufzeit von 186 min und einer Beladung mit rd. 5 kg Baumwolle (Referenzbeladung für alle Messungen).

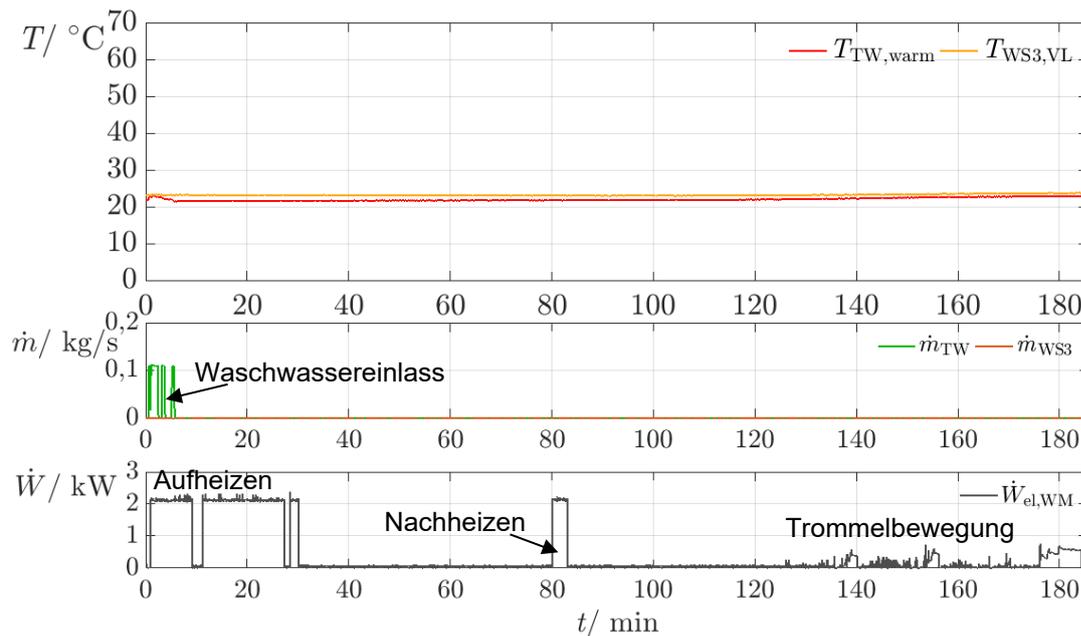


Bild 4.1: Vermessung des Referenzzustands der Waschmaschine (WM) im 60 °C-Baumwolle Programm ohne Warmwasserversorgung. Die Temperatur des Warmwasserspeichervorlaufs (WS₃) und des Trinkwasserzulaufs (TW) in das Gerät sind konstant, siehe Messstellenschema in **Bild 3.2**.

Im Vergleich zu den Herstellerangaben für den Programmablauf der 60 °C-Wäsche im Prüfprogramm mit voller Beladung fällt der elektrische Verbrauch damit um 0,36 kWh höher aus. Es wird eine Wassermenge von rund 22 kg zum Waschen bezogen. Durch die hohe Abweichung des elektrischen Stromverbrauchs zwischen der Herstellerangabe für Prüfbedingungen nach dem Energielabel und der Referenzmessung zeigt sich, dass der Betrieb unter realen Bedingungen nicht zu dem niedrigen Stromverbrauch nach dem Energielabel führt. Der Hersteller gibt zusätzlich für eine 60 °C-Wäsche einen elektrischen Verbrauch von 1,35 kWh an, wenn das Gerät nicht unter Prüfbedingungen betrieben wird [68].

Für den Betrieb der Waschmaschine im System mit Wärmepumpe, siehe Punkt 3.2, wird der Warmwasserspeicher auf maximale Betriebstemperatur aufgeheizt. Die Vorlaufstemperatur im Warmwasserspeicherkreislauf beträgt danach rd. 63 °C, siehe **Bild 4.2**. Um eine möglichst hohe Wassertemperatur zu erreichen, wird der Trinkwarmwasserzulauf in die Waschmaschine auf rd. 2,5 l/min gedrosselt. Wie der Temperaturverlauf zeigt, wird eine Eintrittstemperatur von bis zu 60 °C erreicht. Durch die Drosselung des Wassereinzulaufs ergibt sich eine Wassermenge von rd. 12 kg. Im Vergleich zu der Messung ohne Warmwasserzufuhr verkürzt sich die Heizphase für das Gerät daher deutlich, was sich auf die gesamte Dauer des Betriebszyklus jedoch nur geringfügig auswirkt. Der Stromverbrauch der Waschmaschine beträgt rd. 0,32 kWh für den gesamten Waschgang.

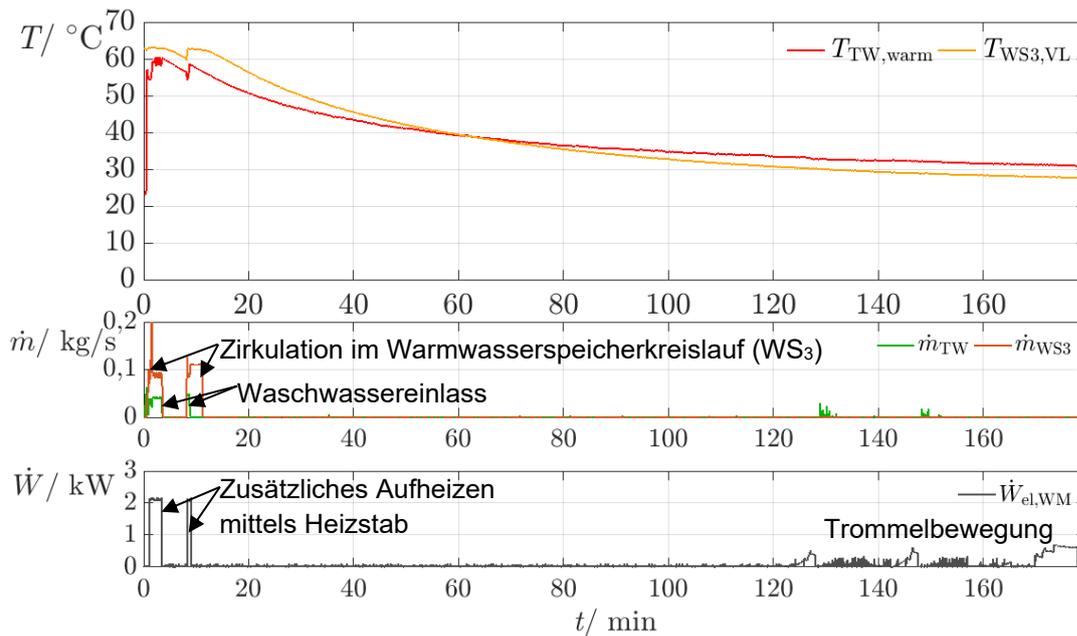


Bild 4.2: Vermessung der Waschmaschine (WM) im 60 °C-Baumwolle Programm mit Referenzbeladung und Warmwasserversorgung (Waschwasserzulauf: rd. 2,5 l/min). Die Temperatur des Warmwasserspeichervorlaufs (WS₃) beträgt etwa 63 °C und die des Trinkwasserzulaufs (TW) in das Gerät 58-60 °C, siehe Messstellenschema in **Bild 3.2**.

Auffällig ist die hohe Abweichung der Waschwassermenge zwischen der Referenzmessung nach **Bild 4.1** und der Messung mit gedrosseltem Waschwasserzulauf nach **Bild 4.2**. Da durch die Drosselung rund 10 kg weniger Waschwasser für den Waschgang bezogen werden, wird der Zulauf auf 5 l/min erhöht, siehe **Bild 4.3**. Die Waschmaschine bezieht daraufhin rd. 20 kg Waschwasser, womit sich auch die Laufzeit des Waschgangs wieder auf 186 min erhöht. Der Stromverbrauch beträgt rd. 0,4 kWh (vorher 0,32 kWh), da für die höhere Waschwassermenge mehr Strom zum Nachheizen durch den Heizstab des Geräts bezogen wird.

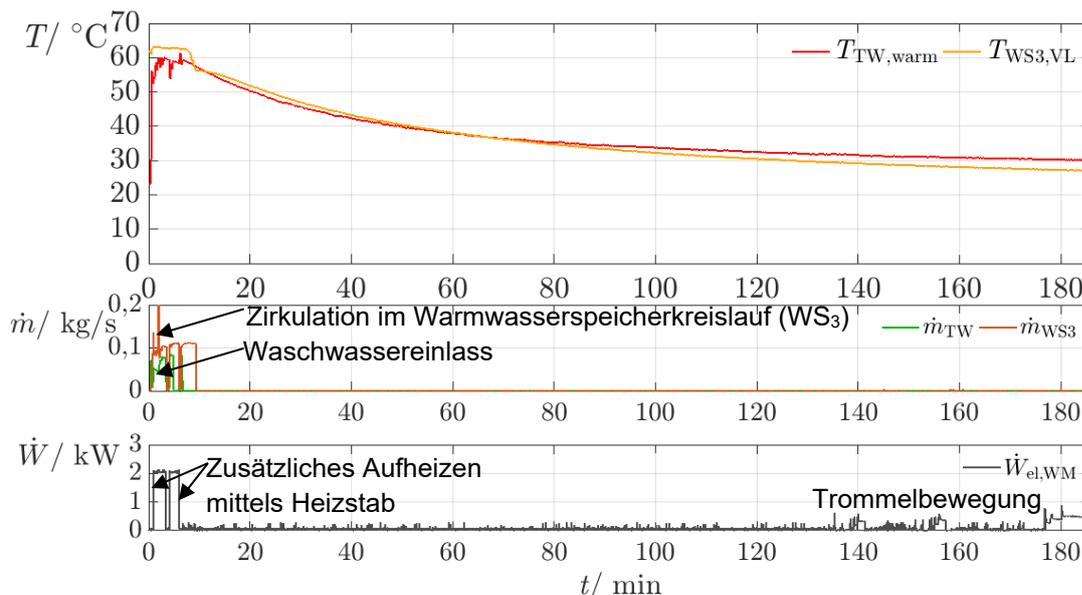


Bild 4.3: Vermessung der Waschmaschine (WM) im 60 °C-Baumwolle Programm mit Referenzbeladung und Warmwasserversorgung (Waschwasserzulauf: rd. 5 l/min). Die Temperatur des Warmwasserspeichervorlaufs (WS₃) beträgt etwa 63 °C und die des Trinkwasserzulaufs (TW) in das Gerät 60 °C, siehe Messstellenschema in **Bild 3.2**.

Für beide Messungen, mit stark gedrosseltem Waschwasserzulauf auf 2,5 l/min und mit geringfügig gedrosseltem Waschwasserzulauf auf 5 l/min, kann das Trinkwasser zum Waschen auf rd. 60 °C erwärmt werden, wodurch das Gerät im Vergleich zum Referenzbetrieb deutlich weniger Strom verbraucht, siehe auch **Tabelle C.1** in Anhang C. Gegenüber der Referenzmessung reduziert sich der Stromverbrauch mit Integration in das System bei normalem Waschwasserbezug um 0,86 kWh (68 %) auf 0,4 kWh. Der elektrische Stromverbrauch unter Prüfbedingungen wird um 0,5 kWh (55 %) unterschritten und die Herstellerangaben zum Normalbetrieb um 0,95 kWh (70 %). Für die Gegenüberstellung zu den Herstellerangaben muss beachtet werden, dass die Eintrittstemperatur im Intervall zwischen 15 °C ± 2 K liegt [66] und bei der durchgeführten Referenzmessung 21 °C beträgt. Der zusätzliche elektrische Aufwand für die Wärmebereitstellung über die Wärmepumpe wird noch nicht mitberücksichtigt, spielt aber für den späteren Betrieb im System eine große Rolle, siehe Abschnitt 5.1.

4.2 Geschirrspüler

Auch für den Geschirrspüler können sich starke Abweichungen zwischen dem Betrieb unter Prüfbedingungen und dem gewöhnlichen Gebrauch in Haushalten ergeben [69]. Für den Normalbetrieb wird bereits ein Stromverbrauch von 1,1 kWh bei einem Wasserverbrauch von 14 l und einer Laufzeit von 119 min angegeben. Verbrauchsdaten und gerätespezifische Einstellungen, die für den Betrieb vorzunehmen sind, können Anhang D entnommen werden. Der Geschirrspüler wird mit einer Referenzbeladung von 8,7 kg Geschirr für die Vermessungen beladen. **Bild 4.4** zeigt die durchgeführte Vermessung des Referenzzustands mit der Messwertaufnahme nach **Bild 3.2** in Punkt 3.2. Der Stromverbrauch weicht mit 0,87 kWh nur um 0,03 kWh von der Herstellerangabe zur Vermessung unter Prüfbedingungen ab. Die Laufzeit beträgt 121 min bei einem Wasserverbrauch von 13,6 kg, es wird kalt vorgespült (erster Wassereinlass), warm gereinigt (zweiter Wassereinlass), kalt zwischengeschpült (dritter Wassereinlass) und warm klargespült (vierter Wassereinlass). Am Ende erfolgt die Trocknung. Die Reinigungsphase sowie das Klarspülen und die Trocknung mit dem aufgeheizten Geschirr bestimmen den Stromverbrauch des Geräts, die Leistungsaufnahme beträgt dabei rd. 2 kW.

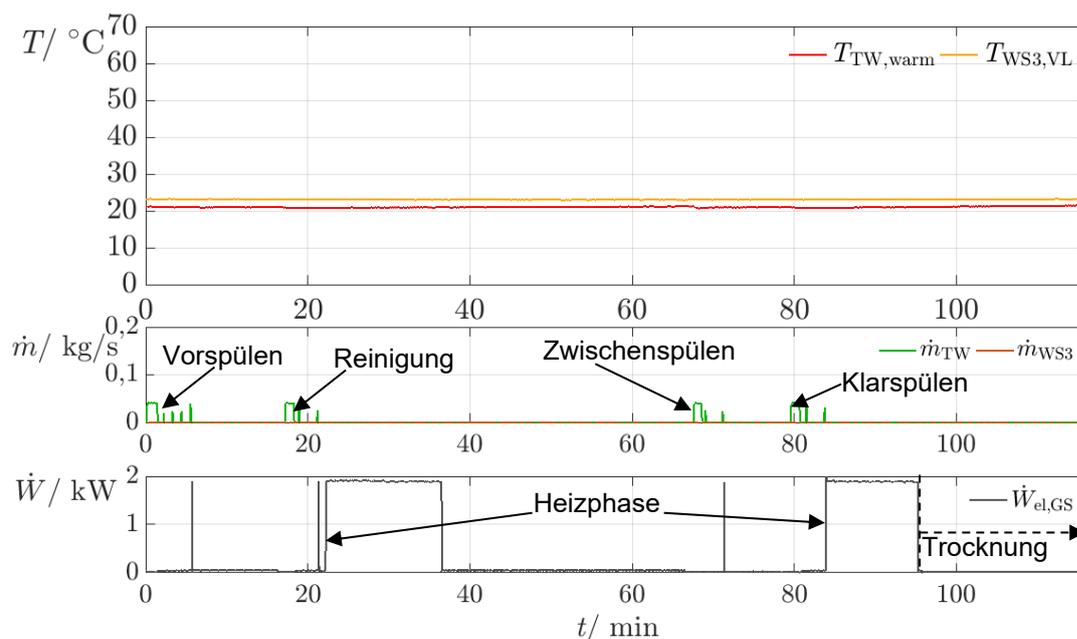


Bild 4.4: Vermessung des Referenzzustands des Geschirrspülers (GS) im Normal-Betrieb bei 55 °C ohne Warmwasserversorgung. Die Temperatur des Warmwasserspeichervorlaufs (WS₃) und des Trinkwasserspeichervorlaufs (TW) in das Gerät sind konstant, siehe Messstellenschema in **Bild 3.2**.

Analog zur Waschmaschine wird der Geschirrspüler nach **Bild 3.2** in Punkt 3.2 in das System eingebunden. **Bild 4.5** zeigt die Vermessung des Normal-Betriebs mit Trinkwassererwärmung. Das Trinkwasser wird für die ersten beiden Zyklen auf bis zu 50 °C erwärmt. Da die Warmwasserspeichertemperatur sinkt, reduziert sich die Trinkwarmwassertemperatur für die Zyklen danach auf 45 °C. Der Stromverbrauch des Geräts beträgt 0,62 kWh bei einem Wasserverbrauch von insgesamt 13,2 kg. Im Vergleich zu der Referenzmessung beträgt die Stromeinsparung rd. 0,25 kWh bzw. 29 % vom Referenzbetrieb in **Bild 4.4**. Mit 112 min reduziert sich die Laufzeit dabei lediglich um 9 min.

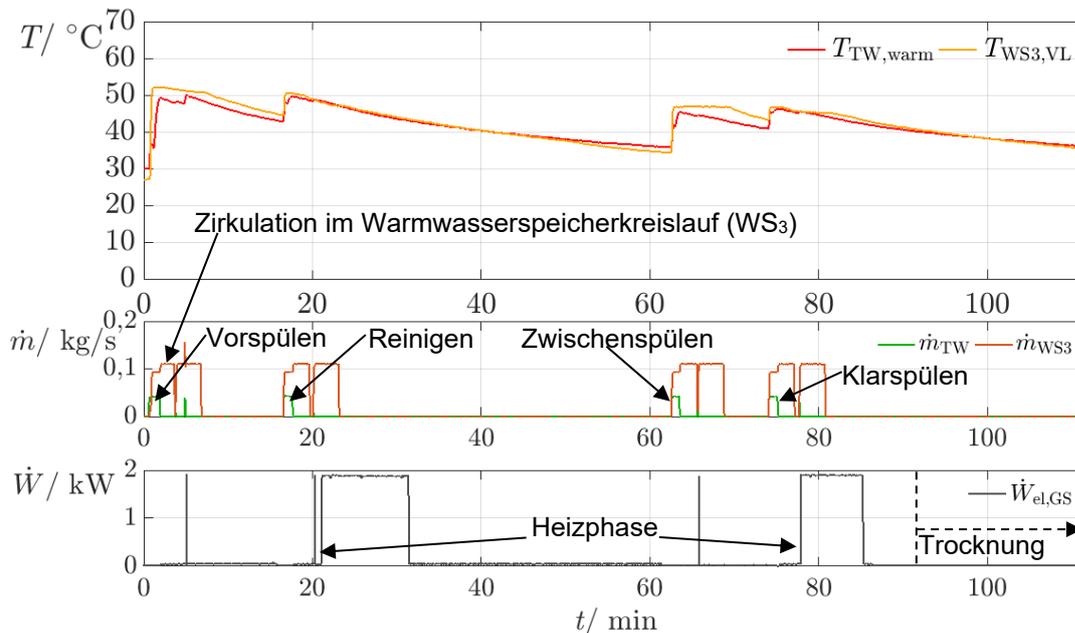


Bild 4.5: Vermessung des Geschirrspülers (GS) im Normal-Betrieb bei 55 °C mit Warmwasserversorgung. Die Temperatur des Warmwasserspeichervorlaufs (WS₃) beträgt etwa 48-52 °C und des Trinkwasserzulaufs (TW) in das Gerät 46-50 °C, siehe Messstellenschema in **Bild 3.2**.

Das Gerät heizt für das ausgewählte Programm intern noch sehr stark nach, siehe „Heizphase“ in **Bild 4.5**. Im „SolarSpar“-Programm wird hingegen davon abgesehen geräteintern nachzuheizen, der Hersteller fordert dazu eine Mindesttemperatur von 45 °C im Gerätezufluss [69]. **Bild 4.6** zeigt den Verlauf der Messreihe für den Betrieb im „SolarSpar“-Programm. Es ist ein zusätzlicher Wasserwechsel im Vergleich zur Referenzmessung zu sehen, um das Geschirr vorzuwärmen. Der Wasserverbrauch beträgt 29,4 kg für den gesamten Betriebszyklus, da die Wärme zum Aufheizen des Geräts und des Geschirrs ausschließlich über das Trinkwarmwasser zugeführt werden muss. Es ergibt sich ein Stromverbrauch von 0,06 kWh für den Geschirrspüler.

Im „SolarSpar“-Programm beträgt die Betriebszeit 149 min. Das sind 33 min mehr im Vergleich zur Referenzmessung in **Bild 4.4**, was hauptsächlich dem Trocknungsprozess zuzuschreiben ist. Da das Geschirr zum Ende des Spülgangs nicht durch das Gerät auf eine hohe Temperatur erwärmt wird, erfolgt eine Lufttrocknung, die mehr Zeit in Anspruch nimmt. Gegenüber der Referenzvermessung ergibt sich ohne zusätzlichen Stromverbrauch der Wärmepumpe ein Einsparpotential von 0,81 kWh bzw. 93 %. Für den Geschirrspüler fällt die Stromeinsparung damit auch im Vergleich zum Eco-Betrieb unter Prüfbedingungen hoch aus (0,78 kWh). Wird das Gerät jedoch mit Warmwasserzufuhr im Standardprogramm betrieben, reduziert sich die Stromeinsparung auf 0,25 kWh (29 %) im Vergleich zur Referenzmessung und 0,22 kWh (26 %) im Vergleich zum Betrieb unter Prüfbedingungen. Eine Auflistung der Betriebsparameter der zuvor beschriebenen Geschirrspülvorgänge ist in Anhang D in **Tabelle D.1** zu finden.

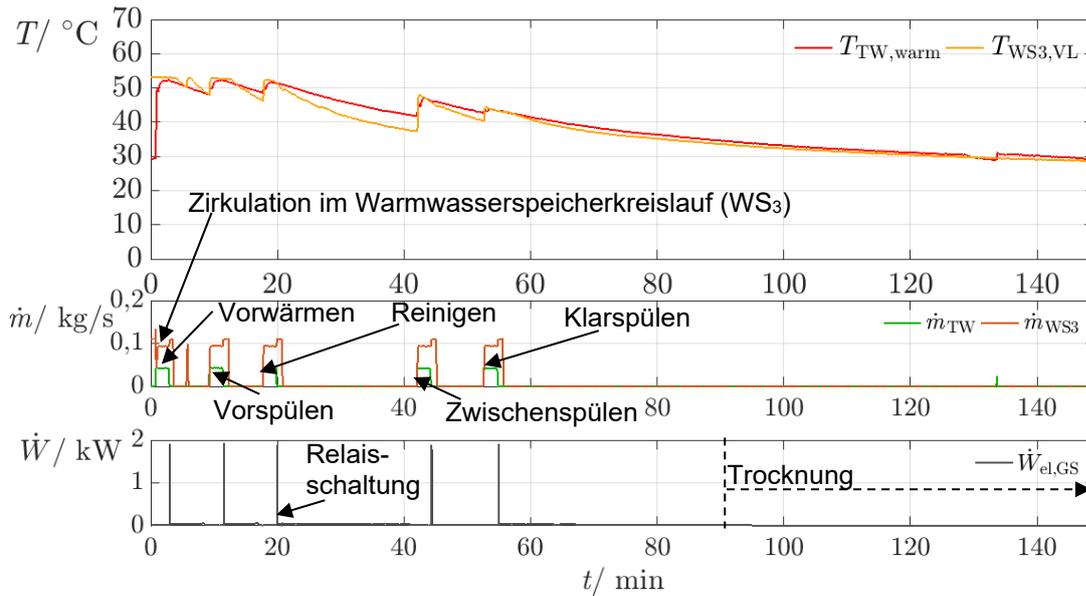


Bild 4.6: Vermessung des Geschirrspülers (GS) im „SolarSpar“-Programm mit Warmwasserversorgung. Die Temperatur des Warmwasserspeichervorlaufs (WS₃) beträgt etwa 46-52 $^{\circ}\text{C}$ und die des Trinkwasserzulaufs (TW) in das Gerät 45-51 $^{\circ}\text{C}$, siehe Messstellenschema in **Bild 3.2**. Nach kurzem Anschalten des Heizstabs wird dieser durch die Relais-schaltung deaktiviert.

4.3 Wäschetrockner

Wärmepumpentrockner, siehe Anhang E, verfügen über einen internen Wärmepumpenkreislauf mit Kompressor, Kondensator, Filtertrockner, Drossel und Verdampfer, siehe **Bild 4.7**. Als Kältemittel wird hier R134a im Kreislauf geführt. Das Schema des Wärmepumpentrockners zeigt die zirkulierende Prozessluft (gelbe, gewellte Pfeile), die beim Durchströmen des Kondensators durch Wärmezufuhr erwärmt und in die Wäschetrommel geleitet wird. Durch die Wärmeabgabe über die Prozessluft an die Wäsche verdunstet der Wasseranteil in der Wäsche und wird von der Prozessluft aufgenommen. Um das Wasser wieder auszukondensieren, muss der Luftstrom im Verdampfer abgekühlt werden, wobei die Kühlleistung von der Wärmepumpe aufgebracht wird. Angetrieben wird der Wärmepumpenkreislauf mit dem Kompressor. Die Details zu Kälte-/Wärmepumpenprozessen sind in Abschnitt 2.1 erläutert.

Bild 4.7 zeigt die zusätzlichen Messstellen für die Referenzmessung des Wärmepumpentrockners, weitere Prozessgrößen ergeben sich aus **Bild 3.2** in Punkt 3.2. Der Wärmepumpenkreislauf wird mit zwei Außentemperaturfühlern ausgestattet, um das geringe Temperaturniveau des Kältemittels am Verdampfer und das hohe Temperaturniveau am Kondensator zu erfassen. Durch die Temperaturmessungen lassen sich die notwendigen Temperaturniveaus für eine Trocknung hinreichend genau bestimmen. Außerdem wird die Prozesslufttemperatur am Trommeleintritt aufgenommen.

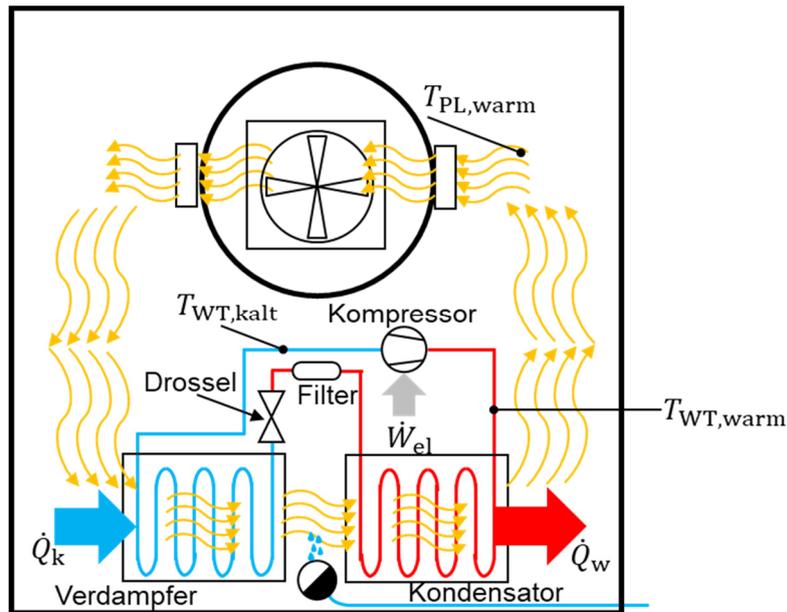


Bild 4.7: Schema des Wärmepumpentrockners (WT) mit den Komponenten und Temperaturmessstellen (T) sowie der Prozessluft (PL) entzogenen Kühlleistung (\dot{Q}_k), der Prozessluft zugeführten Wärmeleistung (\dot{Q}_w), und der elektrischen Leistungsaufnahme des Kompressors (\dot{W}_{el}).

Durch den Anstieg der Temperatur am Kondensatoraustritt auf rd. $63\text{ }^\circ\text{C}$ erwärmt sich die Prozessluft auf bis zu $50\text{ }^\circ\text{C}$, siehe **Bild 4.8**. Das Temperaturniveau auf der Saugseite des Kompressors steigt dabei von $20\text{ }^\circ\text{C}$ auf rd. $36\text{--}38\text{ }^\circ\text{C}$ an. Der Stromverbrauch für den Trocknungsvorgang inkl. Wärmepumpe, Trommel-/Gebälseantrieb und die Elektronik ergibt in Summe $1,29\text{ kWh}$ bei einer Laufzeit von 174 min .

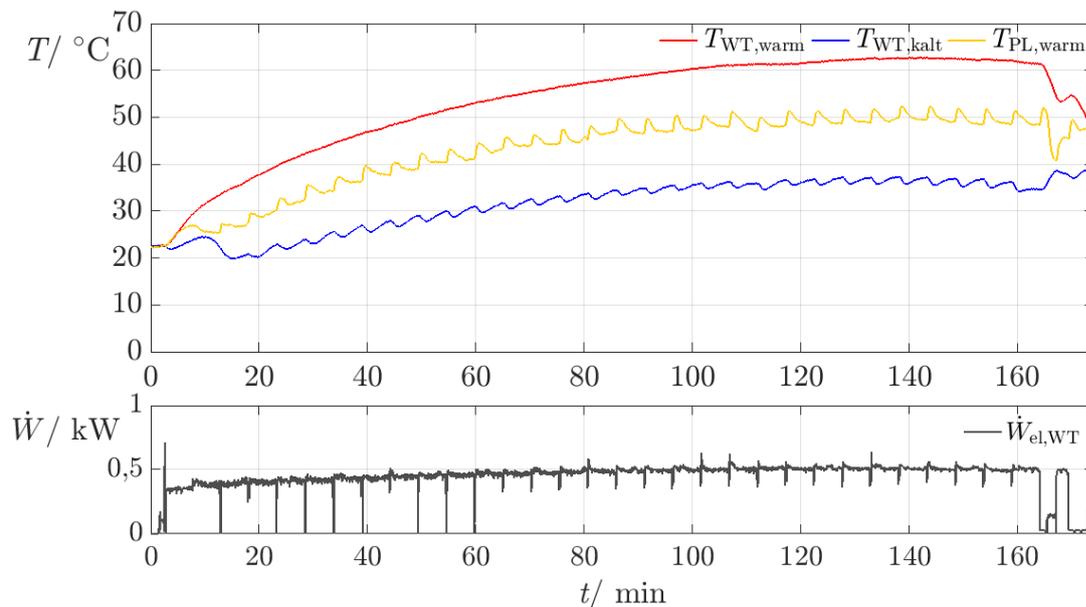


Bild 4.8: Referenzmessung des Wäschetrockners (WT), siehe Messstellenschema in **Bild 4.7**. Über den Wärmepumpenkreislauf wird zum Ende der Trocknung eine Temperatur über $60\text{ }^\circ\text{C}$ erreicht. Die Prozessluft (PL) wird bis zum Eintritt in die Trommel auf etwa $50\text{ }^\circ\text{C}$ aufgeheizt. Das Kältemittel im Wärmepumpenkreislauf nimmt die Wärme aus der Prozessluft auf und wird auf bis zu rd. $38\text{ }^\circ\text{C}$ aufgeheizt.

Für die Umbaumaßnahmen wird der in **Bild 4.7** dargestellte Wärmepumpenkreislauf des Wäschetrockners ausgebaut. Die Systemintegration erfolgt nach **Bild 4.9**. Der Kondensator ($W\ddot{U}_w$) und der Verdampfer ($W\ddot{U}_k$) werden dazu direkt an den Warmwasserspeicher bzw. Kältespeicher angeschlossen und jeweils mit einer Pumpe sowie einem Magnetventil ausgestattet.

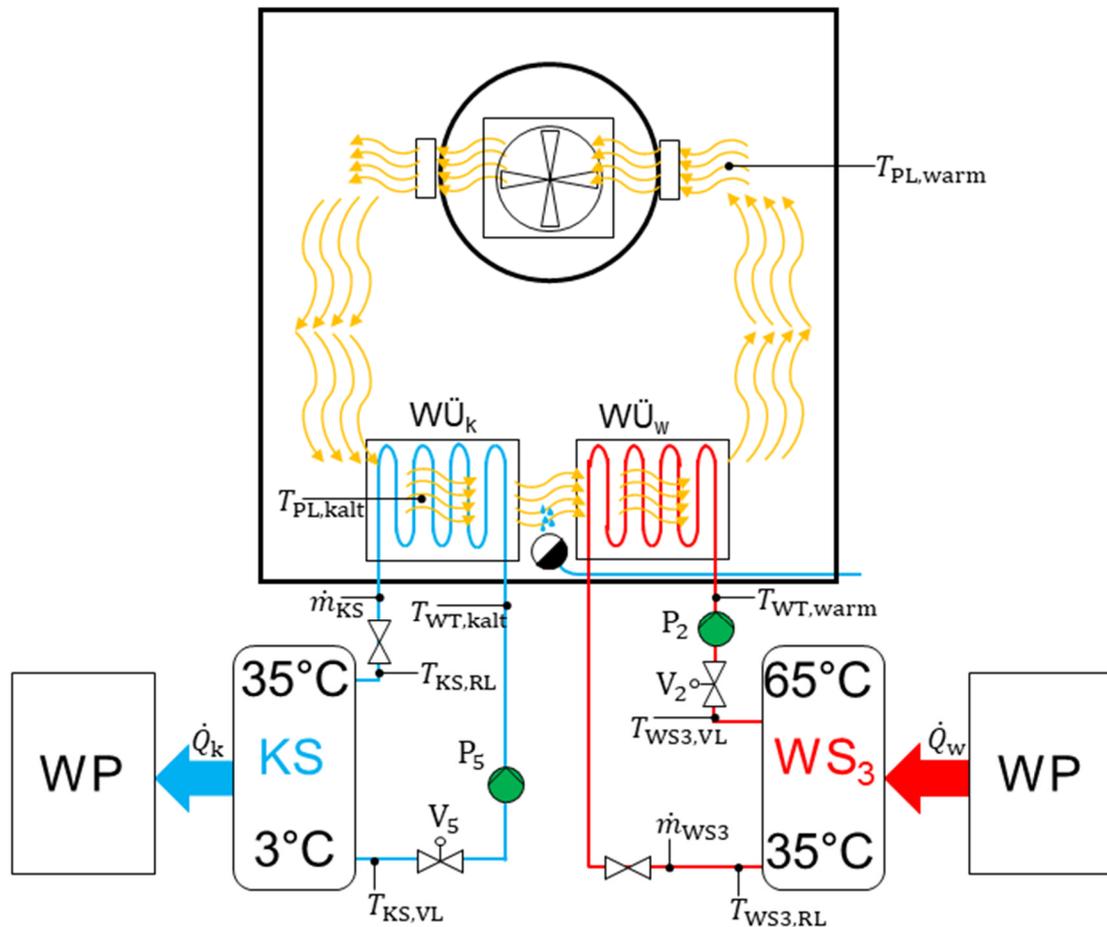


Bild 4.9: Schema des Wäschetrockners (WT) mit Anschluss der Wärmeübertrager ($W\ddot{U}$) an den Warmwasserspeicher (WS_3) und Kältespeicher (KS), die von der Wärmepumpe gekühlt (\dot{Q}_k) bzw. aufgeheizt (\dot{Q}_w) werden. Die Kreisläufe sind mit Pumpen (P), Ventilen (V), Temperatur- (T) und Durchflussmessgeräten (\dot{m}) ausgestattet, siehe Punkt 3.2 und 3.3.

Nach den Umbauten, inklusive dem Ausbau der überflüssigen Elektronik des Wärmepumpenkreislaufs, wird der Wäschetrockner in Betrieb genommen. Das Gerät wird dazu mit einer Regelung über den Prüfstand mit „Matlab/Simulink“ betrieben, siehe **Bild 4.10**. Der Warmwasserspeicher wird aufgeheizt und der Kältespeicher wird abgekühlt, sobald die Regelung wegen zu geringer Temperaturen im Heizkreislauf und/oder zu hoher Temperaturen im Kühlkreislauf ein Signal an die Ventilschaltung übergibt. Dazu wird der Triggerpunkt des jeweiligen Anhaltgliedes ausgelöst, sodass eine Signalweitergabe in Richtung Ventilschaltung erfolgt. Das Dreiwegeventil im entsprechenden Kreislauf öffnet dann den Abgang zum Speicher, siehe **Bild 3.2** in Punkt 3.2 (Wärmesenke) und **Bild 3.3** in Punkt 3.3 (Wärmequelle). Erst wenn die Warmwasserspeichertemperatur den vorgegebenen Maximalwert erreicht, wird die Trocknung der Wäsche fortgesetzt. Dabei wird die Kühlung zeitverzögert nach der Heizung angeschaltet, sodass die Wäsche schnell auf eine hohe Temperatur aufgeheizt wird und somit Wasser verdampfen kann.

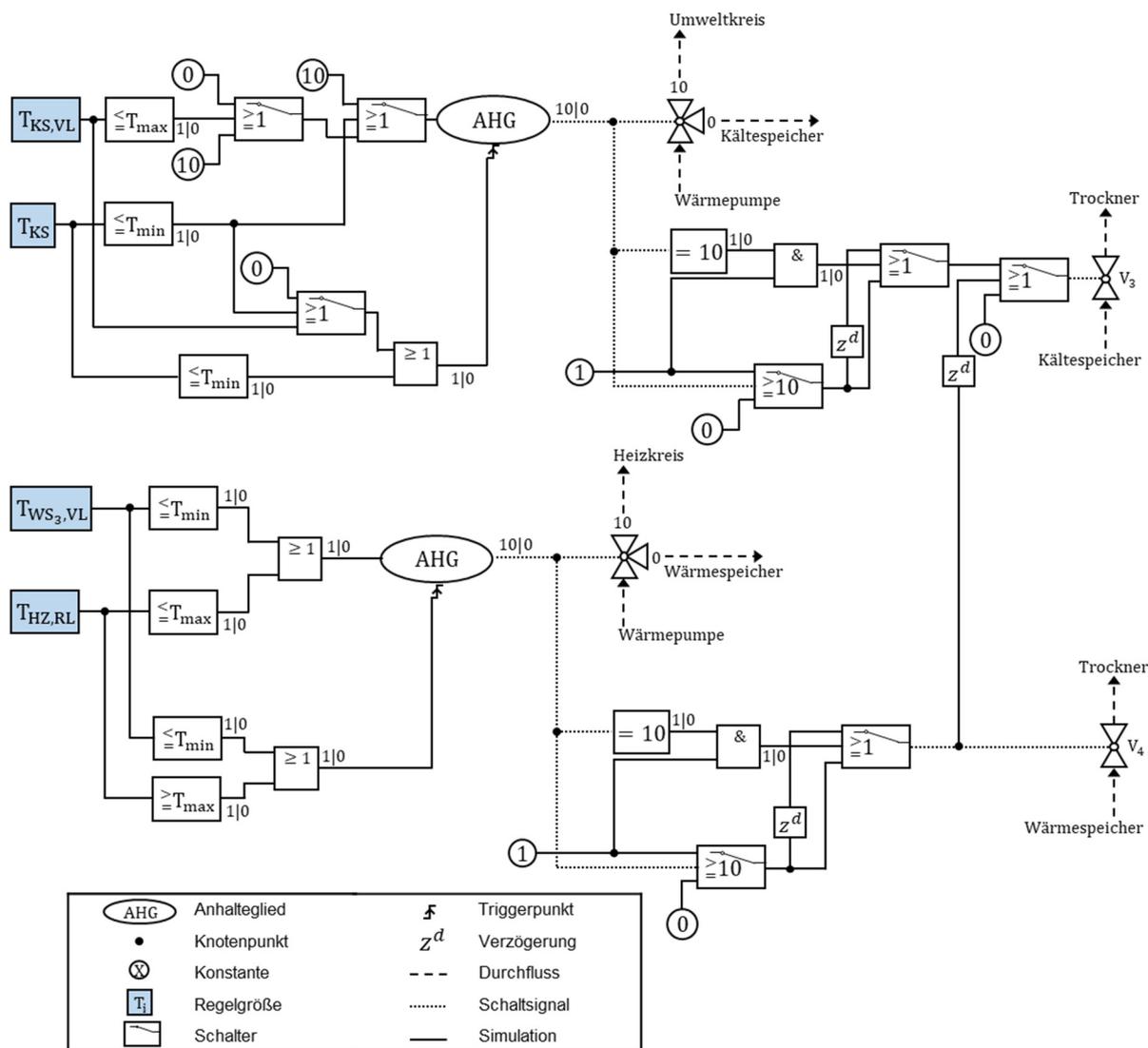


Bild 4.10: Regelungsschema für den Betrieb des Wäschetrockners über „Matlab/Simulink“. Die Abkühlung des Kältespeichers (KS) erfolgt, sobald die Temperatur im Vorlauf des Kühlregisters ($T_{KS,VL}$) den vorgegebenen Maximalwert (T_{max}) erreicht. Der Kältespeicher wird dann auf die vorgegebene Minimaltemperatur (T_{min}) abgekühlt. Das Aufheizen des Warmwasserspeichers (WS_3) erfolgt, sobald die Temperatur im Vorlauf des Heizregisters ($T_{WS_3,VL}$) den vorgegebenen Minimalwert erreicht. Der Warmwasserspeicher wird dann auf die vorgegebene Maximaltemperatur aufgewärmt.

Bild 4.11 zeigt die Messreihe für die Trocknung der Referenzwäsche, die nach dem Waschen 7.190 g wiegt. Der Trocknungsprozess dauert insgesamt 176 min, wobei 2.132 g Wasser verdunstet und kondensiert werden. Am Ende der Trocknung beträgt das Gewicht der Wäsche insgesamt 5.058 g, 92 g davon sind Restwasser in der Wäsche. Die Restfeuchtigkeit liegt demnach bei 1,85 %. Der Stromverbrauch des Wäschetrockners für den Trockenzyklus beträgt 0,40 kWh.

Für die Trocknung wird der Warmwasserspeicher auf 63-64 °C aufgeheizt und der Kältespeicher auf 6-7 °C abgekühlt. Die Vorlauftemperatur im Warmwasserspeicherkreislauf beträgt zu Beginn rd. 63 °C und kühlt sich durch den Wärmeverlust über die Zuleitung an die Umgebungsluft bis zum Eintritt in das Heizregister auf rd. 61 °C ab. Die Prozessluft kann bereits zu Beginn der Messung auf 53-54 °C aufgeheizt werden, was über der Prozesslufttemperatur der Referenzmessung liegt. Bevor die Kühlung aktiviert wird, müssen die Wäsche sowie das Gerät aufgeheizt werden. Im Kühlregister wird die

Prozessluft auf rd. 33-35 °C abgekühlt. Nach rd. 71 min hat der Kältespeicher seine Maximaltemperatur von 20 °C erreicht, woraufhin eine Abkühlung durch die Wärmepumpe erfolgt. Mit einem Durchlauf des Warmwasserspeichers zum gleichen Zeitpunkt reduziert sich die Eintrittstemperatur in das Heizregister bis auf 40 °C, womit auch die Temperatur der Prozessluft sinkt. Der Prozess wird ohne ein Aufheizen des Warmwasserspeichers fortgeführt, da die Temperaturdifferenz zur Eintrittstemperatur in das Kühlregister noch rd. 33 °C beträgt und das Aufheizen und Abkühlen der Prozessluft weiterhin effektiv erscheint. Durch die Abkühlung des Kältespeichers und den Durchlauf des Warmwasserspeichers kann der Trocknungsprozess gemäß **Bild 4.11** in zwei Phasen unterteilt werden.

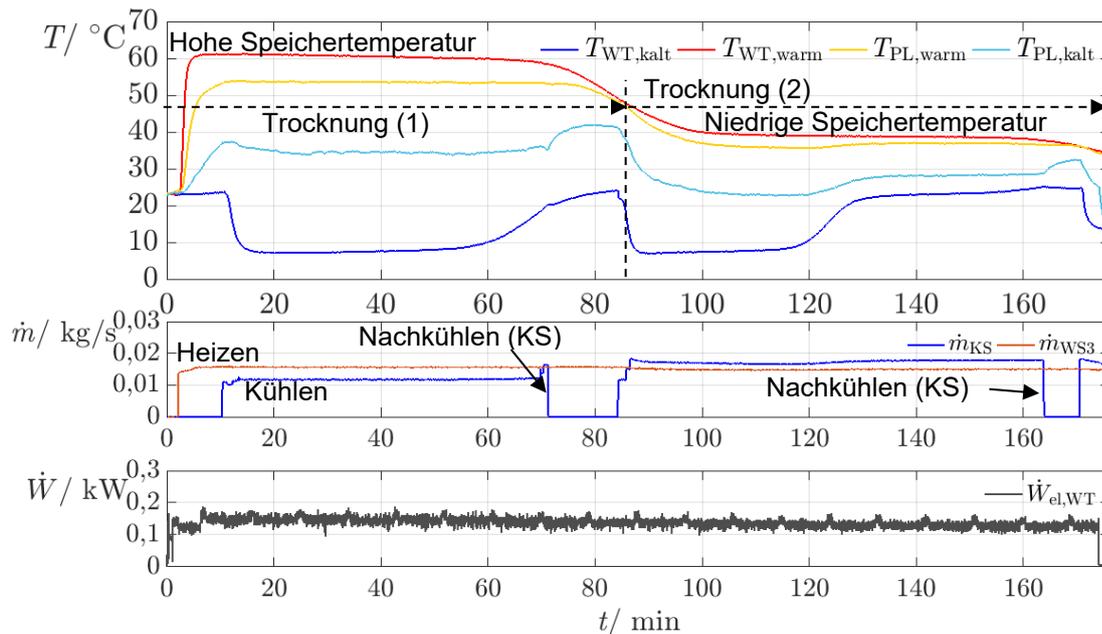


Bild 4.11: Vermessung des Wäschetrockners (WT) nach Systemintegration mit maximaler Warmwasserspeichertemperatur (WS_3) von 63 °C, um die Prozessluft (PL) aufzuheizen, siehe Messstellenschema in **Bild 4.9**. Der Kältespeicher (KS) wird zweimal nachgekühlt. Die Trocknung ist entsprechend der Warmwasserspeichertemperatur in zwei Abschnitte (1 und 2) unterteilt.

Für die zweite Phase wird der Massenstrom im Kältespeicherkreislauf von rd. 0,012 kg/s auf 0,016 kg/s gesteigert, womit eine effektivere Abkühlung der Prozessluft erfolgen soll. Durch den erhöhten Massenstrom ab rd. 85 min steigt die Speichertemperatur schnell auf 20 °C an. Da jedoch weiterhin eine Temperaturdifferenz zwischen der erwärmten und gekühlten Prozessluft zu beobachten ist, wird der Prozess fortgesetzt, indem kurzfristig die Maximaltemperatur des Kältespeichers auf 25 °C gesetzt wird. Bevor der Trocknungsprozess von dem Gerät beendet wird, siehe Anhang E, erfolgt eine dritte Abkühlung des Kältespeichers, die automatisiert durch Regelung erfolgt und nicht mehr notwendig für den Prozess ist. Durch eine detaillierte Anpassung bzw. Abstimmung von Betriebsparametern kann der Ablauf eines Trocknungsprozesses in der Regel noch effektiver gestaltet werden [70]. Im Rahmen der Untersuchungen erfolgt jedoch lediglich eine Anpassung der Temperaturniveaus und Massenströme des Systems und nicht der gerätespezifischen Parameter.

In **Bild 4.12** wird eine Messreihe mit synchronisierter Speicherbeladung dargestellt, wobei sich zeigt, dass eine Abstimmung der Speicherladezyklen notwendig ist. Zu Beginn der Messung liegt das Temperaturniveau im Eintritt in das Heizregister bei rd. 43-44 °C und im Eintritt in das Kühlregister bei rd. 11-12 °C. Die Prozessluft kann auf eine Temperatur von bis zu rd. 40 °C erwärmt werden, was deutlich unter der Maximaltemperatur der Referenzmessung liegt. Der Kältespeicher wärmt sich durch

die geringere Temperatur der Prozessluft im Vergleich zur Messreihe in **Bild 4.11** langsamer auf, bis nach rd. 80 min die Maximaltemperatur von 20 °C erreicht wird. Da der Warmwasserspeicher zu Beginn nicht auf die Maximaltemperatur von 63 °C aufgeheizt wurde, wird ein zwischenzeitliches Nachheizen mit gleichzeitiger Nachkühlung des Kältespeichers durchgeführt. Der Trocknungsprozess wird daraufhin in der zweiten Phase bei ähnlichen Temperaturniveaus wie in der ersten Phase fortgesetzt und es erfolgt keine weitere Zwischenladung der Speicher. Während insgesamt 190 min werden rd. 2.154 g Wasser verdampft und kondensiert. Die nasse Wäsche (7.200 g nass) hat am Ende eine Restfeuchtigkeit von 1,6 % (5.046 g trocken) und ist geringfügig trockener als zuvor durch den Betrieb nach **Bild 4.11**. Der Stromverbrauch des Wäschetrockners beträgt insgesamt 0,44 kWh.

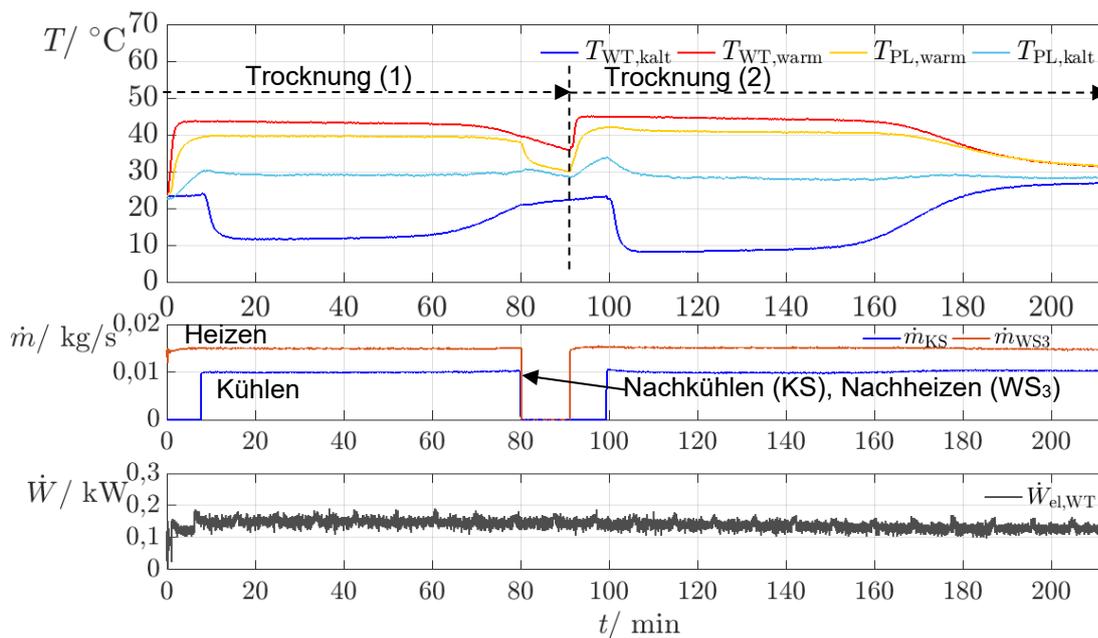


Bild 4.12: Vermessung des Wäschetrockners (WT) mit geringer Temperatur des Warmwasserspeichers (WS_3) von rd. 45 °C, um die Prozessluft (PL) aufzuheizen, siehe Messstellenschema in **Bild 4.9**. Der Kältespeicher (KS) wird nachgekühlt und der Warmwasserspeicher nachgeheizt. Die Trocknung ist durch das Nachheizen in zwei Abschnitte (1 und 2) mit gleicher Warmwasserspeichertemperatur unterteilt.

Für die Referenzmessung vor den Umbaumaßnahmen wurde keine Überprüfung der Restfeuchtigkeit vorgenommen, es kann jedoch davon ausgegangen werden, dass das Gerät den Prozess bei entsprechend geringer Restfeuchtigkeit beendet. Der Vergleich zwischen Referenzmessung und Herstellerangabe mit einer Wäscheladung, die zuvor bei einer Kompressordrehzahl von 1.600 1/min in der Waschmaschine geschleudert wurde zeigt, dass es deutliche Abweichungen im Stromverbrauch gibt. **Tabelle E.1** in Anhang E zeigt eine direkte Gegenüberstellung der Betriebseigenschaften. Ein Stromverbrauch von 1,25 kWh für die Referenzmessung steht gegenüber einem Stromverbrauch von 1,05 kWh für die Herstellermessung. Vermutlich liegt die Abweichung an der Zusammenstellung des Waschguts. Für die Referenzwäsche wird eine Zusammenstellung aus gewöhnlicher Haushaltswäsche genutzt, wohingegen die Vermessungen durch den Hersteller mit einer Prüfbeladung durchgeführt werden. Für das Prüfprogramm nach Gerätenorm wird eine Wäscheladung mit deutlich höherer Feuchtigkeit getrocknet. Der Stromverbrauch beträgt dabei 1,41 kWh. Nach Integration des Wäschetrockners in das System beträgt der Stromverbrauch für den gesamten Zyklus 0,40 kWh für Variante „1“ bzw. 0,44 kWh für Variante „2“, ohne den zusätzlichen Stromverbrauch der Wärmepumpe zu berücksichtigen. Die

Restfeuchtigkeit der Wäsche fällt für die zweite Variante mit 1,61 % bei niedriger Prozesslufttemperatur etwas geringer aus, dafür ergibt sich eine deutlich längere Laufzeit von insgesamt rd. 215 min.

4.4 Kühlschränke

Kühlgeräte bieten Potential als zusätzliche Wärmequelle. Die dem Kühlraum entzogene Wärme wird in der Regel über den Kondensator im Kältekreislauf an die Umgebung abgegeben, kann aber auch der Wärmepumpe zugeführt werden. Für die Untersuchungen wird ein Einbaukühlschrank ausgewählt [71], siehe Anhang F. Dieser ist in zwei Zonen unterteilt, den oberen Kühlraum (Zone 1) und die untere „PerfectFresh“-Kühlzone (Zone 2). Der Jahresstromverbrauch unter Prüfbedingungen nach DIN EN 62552 [72] beträgt nach Herstellerangabe 83 kWh/a [73]. Die Solltemperatur unter Prüfbedingungen ist auf 5 °C und die Umgebungstemperatur auf 25 °C festgelegt. Zusätzlich zu den Messstellen nach **Bild 3.3** in Punkt 3.3 werden die Temperaturen in beiden Zonen, die Umgebungstemperatur und die Temperatur des Kältemittels beim Eintritt in den Kühlschranksverdampfer (T_{VD}) gemessen.

Bild 4.13 zeigt eine Messreihe für den Kühlschrank ohne Beladung und **Bild 4.14** eine Messreihe mit rd. 28 l Wasserinhalt. Entsprechend der Prüfnorm für Kühlgeräte ist der Jahresstromverbrauch solcher Geräte über eine 24 h-Vermessung im quasi-stationären Betrieb nach der Abkühlphase hochzurechnen [72]. Dazu wird die Leistungsaufnahme über 24 h gemittelt.

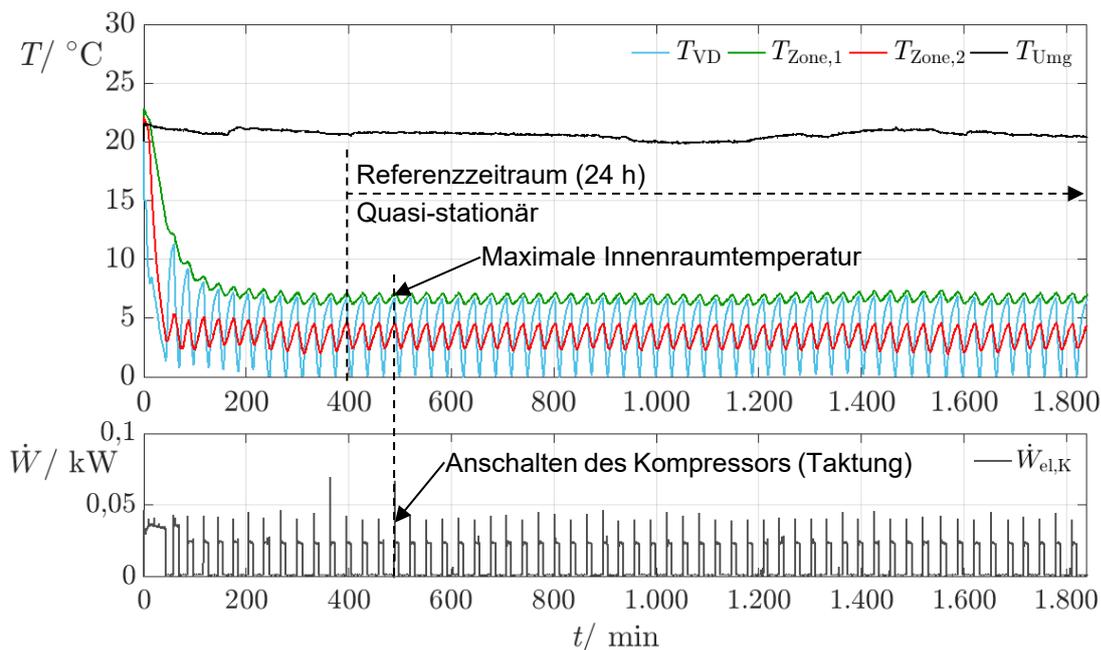


Bild 4.13: 24 h-Referenzmessung des Kühlschranks ohne Beladung für den Zeitraum bis 1.840 min. Mit Temperaturmessung am Verdampfereintritt (T_{VD}) sowie in der oberen ($T_{Zone,1}$) und unteren Kühlzone ($T_{Zone,2}$) und der Umgebung (T_{Umg}). Im unteren Diagramm ist die elektrische Leistungsaufnahme des Kühlschranks (K) zu sehen.

Für die Messung ohne Inhalt in **Bild 4.13** kann nach der Abkühlphase ab 400 min ein quasi-stationärer Betrieb angenommen werden. Mit einer mittleren Leistungsaufnahme von 8,03 W über den Betriebszeitraum von 400-1.840 min beträgt der Jahresstromverbrauch 70,37 kWh/a für den

Kühlschrank ohne Inhalt, siehe Gleichung 4.1. Die Umgebungstemperatur liegt über den gesamten Zeitraum im Mittel bei rd. 20 °C.

$$W_{el,K} = \sum_{i=1}^N \frac{\dot{W}_{el,K,i}}{N} \cdot 24 \frac{h}{d} \cdot 365 \frac{d}{a} \quad (4.1)$$

Für die Messreihe mit Inhalt in **Bild 4.14** verlängert sich die Abkühlphase deutlich, eine konstante Temperatur in den Kühlzonen stellt sich erst nach rd. 24 h ein. Ab 1.400 min wird ein quasi-stationärer Betrieb angenommen. Nach der langen Abkühlphase kann eine höhere Taktung des Kompressors festgestellt werden, was durch die zusätzliche Speichermasse nicht zu vermuten ist. Zwischen 1.600-1.800 min wird der Kompressor sieben Mal eingeschaltet (Vergleich zur Messreihe in **Bild 4.13**: sechs Mal). Auffällig ist das geringere minimale Temperaturniveau am Verdampfer in **Bild 4.13**, das in der Messung ohne Inhalt durch einen längeren Kompressorbetrieb erreicht wird. Für das Abkühlen des Kühlschranks ohne Inhalt beträgt die Kompressorlaufzeit rd. 10 min/Zyklus und mit Inhalt rd. 8 min/Zyklus. Die Taktrate ohne Inhalt beträgt 43 1/d und mit Inhalt 50 1/d. Durch die geringere Kompressorlaufzeit bei hoher Taktung ergibt sich insgesamt über den Tag eine um 30 min kürzere Laufzeit, was in einen geringeren Stromverbrauch für den Kühlschrank mit Inhalt resultiert. Im Mittel beträgt die Leistungsaufnahme für den Kühlschrank mit 28 l Wasserinhalt rd. 7,7 W, womit sich auf das Jahr hochgerechnet ein Stromverbrauch von 67,7 kWh/a ergibt.

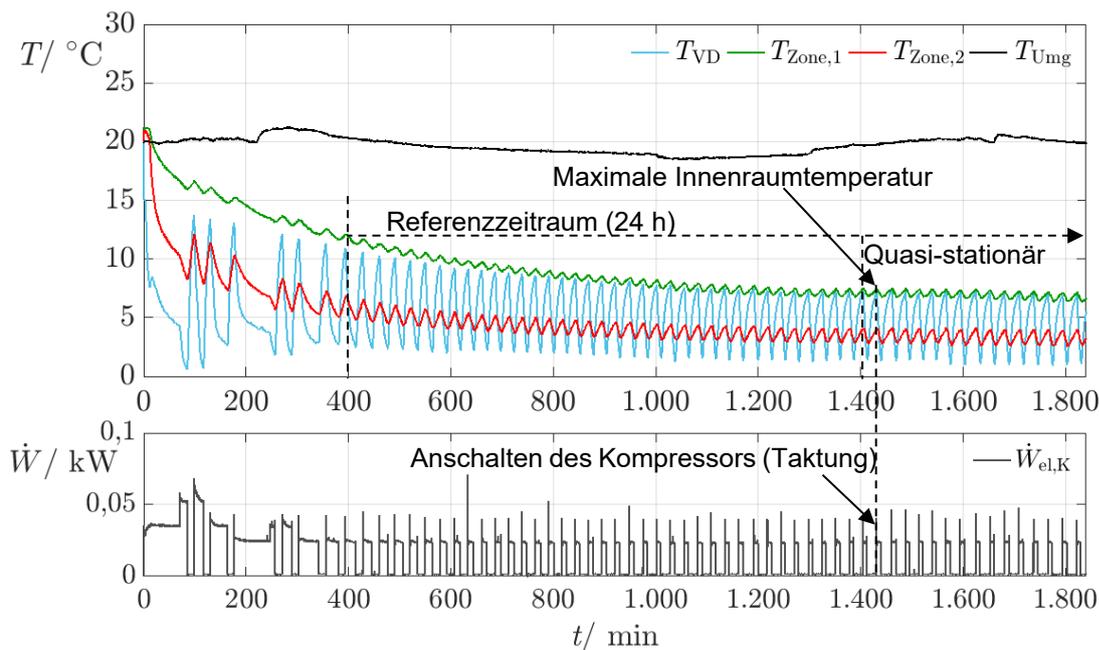
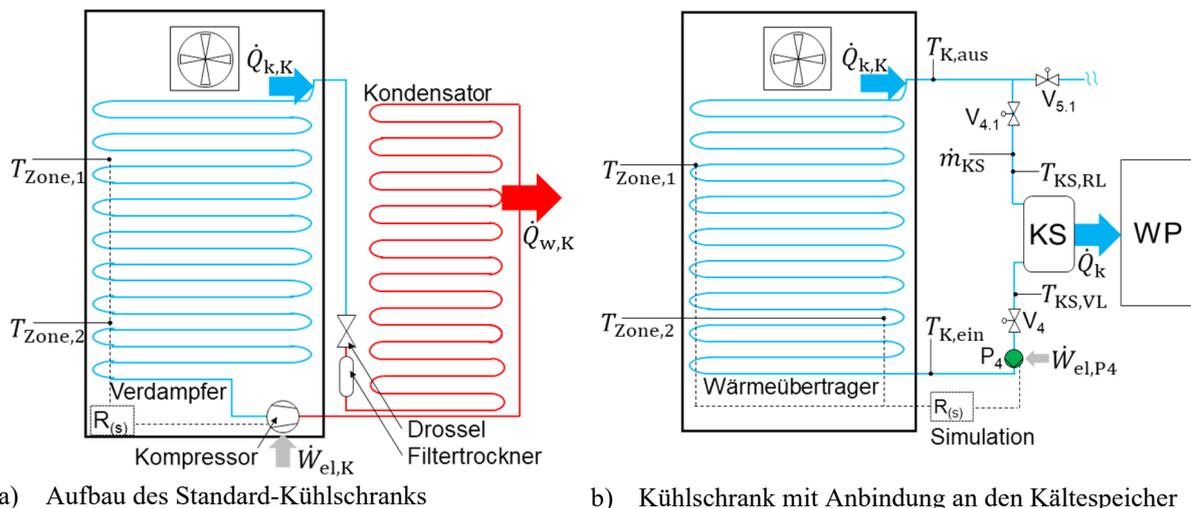


Bild 4.14: 24 h-Referenzmessung des Kühlschranks mit Beladung für den Zeitraum bis 1.840 min. Mit Temperaturmessung am Verdampfereintritt (T_{VD}) sowie in der oberen ($T_{Zone,1}$) und unteren Kühlzone ($T_{Zone,2}$) und der Umgebung (T_{Umg}). Im unteren Diagramm ist die elektrische Leistungsaufnahme des Kühlschranks (K) zu sehen.

Für die weiteren Untersuchungen wird der Kühlschrank ohne Inhalt vermessen, da die kurze Abkühlphase bis zum quasi-stationären Betrieb für den experimentellen Aufwand Vorzüge hinsichtlich der Messdauer bietet und durch eine Beladung keine erschwerten Betriebsbedingungen herrschen. Es ist davon auszugehen, dass bei einem funktionalen Betrieb ohne Inhalt auch ein funktionaler Betrieb mit Inhalt gewährleistet werden kann.

Kühlgeräte der zu untersuchenden Art verfügen über einen Kompressionskältekreislauf, der nach dem in **Bild 4.15a** dargestellten Prinzip arbeitet, siehe auch Punkt 2.1.2. Dem Kühlschrank wird Wärme ($\dot{Q}_{k,K}$) auf niedrigem Temperaturniveau über die Verdampferfläche an der Rückwand im Innenraum entzogen. Durch die Kompression und den damit verbundenen Anstieg der Verflüssigungs-/Verdampfungstemperatur kann der aufgenommene Wärmestrom inklusive der zugeführten Kompressionsleistung ($\dot{Q}_{w,K}$) über den Kondensator an die Umgebung abgegeben werden. Der Kompressor bezieht dazu die elektrische Leistung ($\dot{W}_{el,K}$).

Im Folgenden wird der Umbau des Kühlschranks erläutert, der nach dem in **Bild 4.15b** dargestellten Schema in den Kältespeicher Kreislauf integriert wird. Details der Dokumentation zum Umbau sind in Anhang F aufgeführt. Um eine möglichst hohe Stromeinsparung für das Gerät zu erreichen, wird die Wärmeübertragerfläche direkt in den Kältespeicherkreislauf eingebunden, sodass auf den internen Kältekreislauf des Kühlschranks verzichtet werden kann. Der Kältespeicher nimmt damit die Abwärme des Kühlschranks direkt über das Wärmeträgermedium im Kältespeicherkreislauf auf. Die Wasser-/Glycolemischung wird daher in dieser Arbeit auch als zirkulierendes Kühlwasser/-medium im Speicherkreislauf bezeichnet.



a) Aufbau des Standard-Kühlschranks

b) Kühlschrank mit Anbindung an den Kältespeicher

Bild 4.15: Schema des Kühlschranks vor (a) und nach den Umbaumaßnahmen (b). Vor den Umbaumaßnahmen wird dem Kühlschrankinnenraum die Wärme ($\dot{Q}_{k,K}$) über den Verdampfer entzogen und inkl. der zugeführten Leistung ($\dot{W}_{el,K}$) über den Kondensator an die Umgebungsluft übertragen ($\dot{Q}_{w,K}$). Die Regelung (RS) erfolgt durch Taktung des Kompressors anhand der gemessenen Innenraumtemperaturen in der oberen ($T_{Zone,1}$) und der unteren Zone ($T_{Zone,2}$). Nach dem Umbau wird die dem Kühlschrankinnenraum entzogene Wärme in den Kältespeicher (KS) übertragen, der durch die Wärmepumpe (WP) abgekühlt wird. Weitere Informationen zu den Messstellen können **Bild 3.3** in Punkt 3.3 entnommen werden.

Der Kühlschrankinnenraum wird mit einer funktionalen Wärmeübertragerfläche ausgestattet, die den Betrieb mit einem flüssigen Kühlmedium erlaubt. Kühlschrankverdampfer selbst haben einen zu geringen Rohrquerschnitt, der den Verhältnissen einer Kühlung mit Phasenübergang zum Sattdampf angepasst ist. Für den Betrieb mit Kühlwasser wird ein Kupferrohr mit 6 mm Durchmesser in Form der Verdampferwindungen auf einem Aluminiumlochblech verlegt. Eine detaillierte Auslegung ist zum jetzigen Stand der Untersuchungen nicht zweckmäßig bzw. nicht möglich, da der Zeitaufwand und die Kosten hoch sind und keine Messdaten für eine Auslegung vorliegen. Die Temperaturmessstellen im Eintritt und im Austritt der Wärmeübertragerfläche des Kühlschranks werden außerhalb des Geräts angebracht. Außerdem ist ein Abgang vom Austritt der Wärmeübertragerfläche zum Gefrierschrank-

kondensator vorgesehen, der in Punkt 5.2 genauer beschrieben wird. Der Anschluss erfolgt über flexible Rohrleitungen. Für den Betrieb am Prüfstand werden Magnetventile sowie eine Pumpe eingebaut, siehe **Bild 4.15b**. Nach den Umbauten kann der Kühltisch in Betrieb genommen werden. Das Gerät wird dazu mit einer Regelung über den Prüfstand mit „Matlab/Simulink“ betrieben, siehe **Bild 4.16**. Die Taktung der Pumpe zur Kühlung des Innenraums erfolgt anhand der gemessenen Temperatur in der oberen Zone des Kühlraums. Sobald das maximale oder minimale Temperaturniveau im Innenraum erreicht ist, wird der Triggerpunkt des Anhaltgliedes ausgelöst, sodass eine Signalweitergabe in Richtung Ventilschaltung erfolgt. Wenn der Kältespeicher die vorgegebene Maximaltemperatur erreicht, muss dieser abgekühlt werden. Auch dazu wird der Triggerpunkt des Anhaltgliedes ausgelöst, sodass eine Signalweitergabe in Richtung Ventilschaltung erfolgt. Die Pumpe des Kühltischs wird ausgeschaltet und das Magnetventil geschlossen. Das Dreiwegeventil im Solekreislauf der Wärmepumpe, siehe **Bild 3.3** in Punkt 3.3, öffnet den Durchgang zum Kältespeicher, wodurch dieser auf die Minimaltemperatur abgekühlt wird. Nach dem Abkühlen des Kältespeichers erfolgt eine Umschaltung auf den Umweltkreislauf und die Kühlung des Innenraums kann wieder erfolgen.

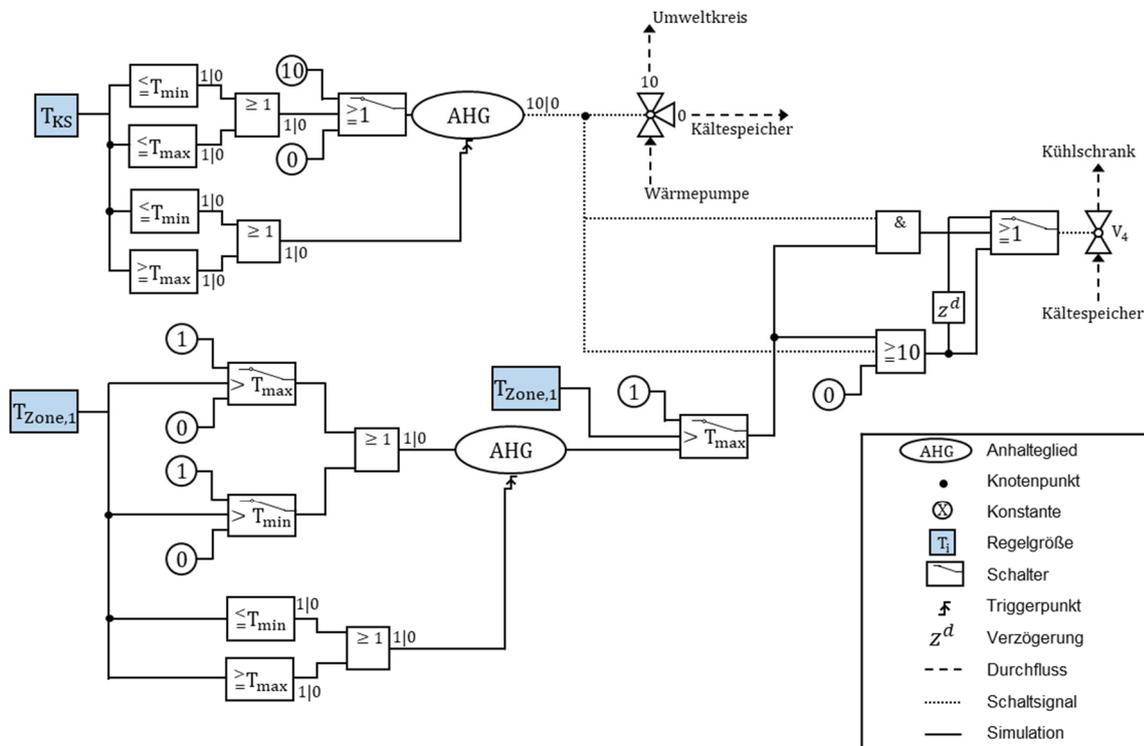


Bild 4.16: Regelungsschema für den Betrieb des Kühltischs über „Matlab/Simulink“. Für die gemessene Innenraumtemperatur des Kühltischs im oberen Bereich ($T_{Zone,1}$) wird ein maximales (T_{max}) und ein minimales Temperaturniveau (T_{min}) vorgegeben. Sobald die Maximaltemperatur erreicht wird, erfolgt eine Kühlung des Innenraums. Der Kältespeicher wird entsprechend dem gemessenen Temperaturniveau (T_{KS}) abgekühlt, sobald der vorgegebene Maximalwert erreicht ist.

Bild 4.17 zeigt die Messreihe mit integrierter Wärmeübertragerfläche. Die Solltemperatur des Innenraums für die Untersuchungen beträgt 5 °C und die Umgebungstemperatur rd. 20 °C . Beim Eintritt in die Wärmeübertragerfläche liegt die Temperatur des Kühlmediums über 0 °C , der Kältespeicher ist dazu durch die hohen Wärmeeinträge über das Leitungssystem auf -3 °C abzukühlen. Nach ungefähr 200 min stellt sich für den Kühltisch ein quasi-stationärer Betriebszustand ein. Zwischen Ein- und Austrittstemperatur der Wärmeübertragerfläche ist eine nahezu konstante Temperaturdifferenz von $1,2\text{ K}$ zu beobachten. Am Eintritt steigt die Temperatur während eines Zyklus kontinuierlich von $0,7\text{ °C}$

auf 1,5 °C an. Danach ist die Temperaturdifferenz zum Innenraum zu gering, sodass keine Abkühlung des Innenraums mehr erfolgt. In der oberen Zone wird die Solltemperatur von 5 °C nicht erreicht. Wie bei dem Standardkühlgerät (**Bild 4.13**) kann die untere Zone auf einem geringeren Temperaturniveau im Vergleich zur oberen Zone betrieben werden. Die Taktung der Betriebszyklen (3/100 min) entspricht in etwa der Kompressortaktung der Referenzmessung.

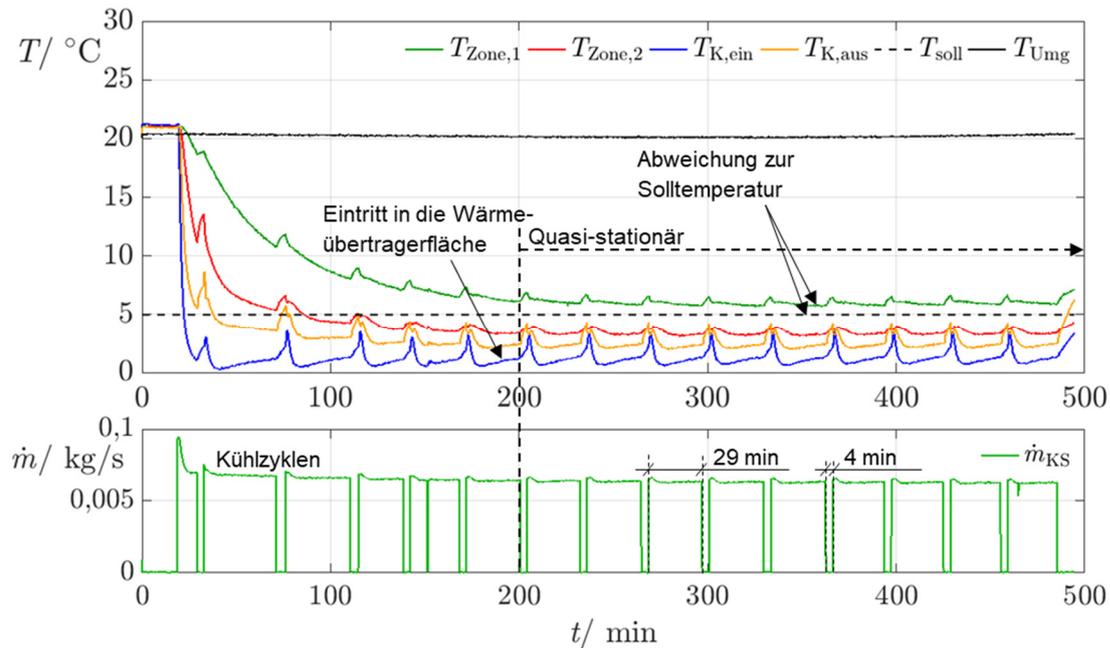


Bild 4.17: Vermessung des Kühlschranks (K) mit 6 mm Rohrwärmeübertrager bei rd. 20 °C Umgebungstemperatur. Nach der Abkühlphase ab 200 min wird ein quasi-stationäres Betriebsverhalten erreicht. Die Eintrittstemperatur des Kühlmediums in die Wärmeübertragerfläche liegt über 0 °C. Der Kühlraum erreicht dabei in der oberen Zone (1) nicht die Solltemperatur von 5 °C wird aber in der unteren Zone (2) auf 3 °C abgekühlt, siehe Messstellenschema **Bild 4.15**. Ein Kühlzyklus im quasi-stationären Betrieb dauert 29 min. Der Innenraum wärmt sich danach schnell wieder auf, sodass nach rd. 4 min ein neuer Kühlzyklus beginnt.

Um die geforderte Solltemperatur zu erreichen, kann die Eintrittstemperatur in die Kühlfläche weiter herabgesetzt werden. Dazu wäre der Kältespeicher auf eine niedrigere Temperatur abzukühlen, was hier nicht zielführend ist, da möglichst hohe Temperaturen über 0 °C favorisiert werden, um Wasser in dem Kreislauf betreiben zu können. Die konstruktive Begrenzung des Durchflusses durch den geringen Querschnitt des Kupferrohrwärmeübertragers begünstigt den Temperaturanstieg in der Zuleitung vom Kältespeicher bis zum Eintritt in den Kühlschrank. Eine weitere Maßnahme ist daher die Steigerung des Durchflusses durch eine höhere Pumpenleistung und ggf. die Erweiterung des Rohrdurchmessers.

Zum Vergleich, die Durchströmung einer 1 m langen Rohrstrecke mit 6 mm Innendurchmesser bei dem gemessenen Massendurchfluss beträgt rd. 5 s, während die Strecke mit 1/2“-Durchmesser der flexiblen Zu-/Fortleitung in rd. 20 s durchströmt wird. Das Kühlmedium benötigt rd. 80 s, um die gesamte Zuleitung vom Kältespeicher bis zum Eintritt in die Wärmeübertragerfläche zu durchströmen, wobei der hohe Temperaturanstieg von mehr als 3 K von -3 °C auf über 0 °C gemessen wird. Da eine höhere Pumpenleistung experimentell zu keinem höheren Durchfluss führt, wird der 6 mm Rohrwärmeübertrager durch einen 10 mm Rohrwärmeübertrager ersetzt. Der Durchfluss kann danach über die Pumpenleistung reguliert werden. Ein höherer Durchfluss begünstigt zwar auch den Wärmeeintrag über die Zuleitung, jedoch ergibt sich ein geringerer Temperaturanstieg auf der Strecke, siehe **Bild 4.18**. Der Durchfluss kann mit rd. 0,016 kg/s auf rund das Dreifache der in **Bild 4.17**

dargestellten Messreihe angehoben werden. Die Eintrittstemperatur in den Wärmeübertrager beträgt bei gleicher Kältespeichertemperatur (-3 °C) nun $-1,5\text{ °C}$ und liegt damit $2,2\text{ K}$ unter der Eintrittstemperatur mit 6 mm Rohrwärmeübertrager.

Im quasi-stationären Betrieb nach rd. 300 min wird die Solltemperatur von 5 °C in der unteren Zone erreicht. In der oberen Zone beträgt die Temperatur zu dem Zeitpunkt $5,8\text{ °C}$. Bis die Solltemperatur erreicht wird, steigt die Temperatur des Kühlmediums im Wärmeübertragereintritt langsam bis auf rd. 0 °C an. Zum Austritt stellt sich nur noch eine sehr geringe Temperaturdifferenz von rd. $0,5\text{ K}$ ein, die stetig abnimmt. Nach 300 min (ab 0 °C im Eintritt) ist ein schnellerer Temperaturanstieg auf rd. 2 °C zu sehen. Zwischen Ein- und Austritt des Kühlmediums ist zudem keine Temperaturdifferenz mehr ersichtlich. Die Temperatur in beiden Zonen steigt an, da dem Innenraum keine Wärme mehr entzogen wird. Nachdem die Eintrittstemperatur bis auf $3,5\text{ °C}$ angestiegen ist, wird der Kältespeicher abgekühlt. Im Vergleich zur Messreihe in **Bild 4.17** liegt die Umgebungstemperatur bei rd. 22 °C .

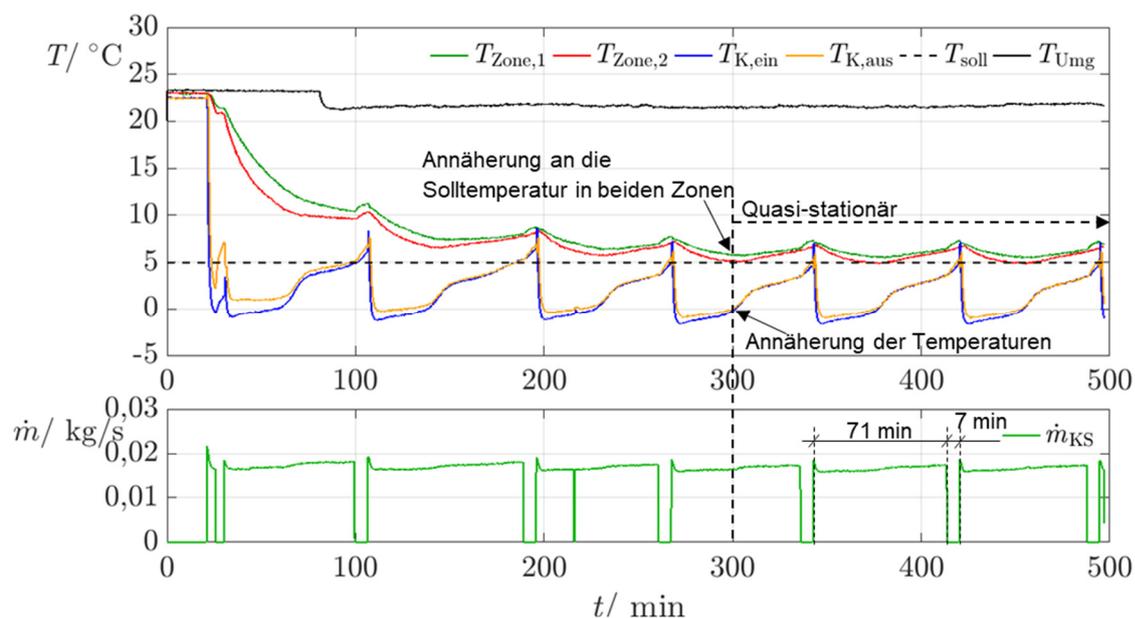


Bild 4.18: Vermessung des Kühlschranks (K) mit 10 mm Rohrwärmeübertrager bei rd. 22 °C Umgebungstemperatur. Nach der Abkühlphase ab 300 min wird ein quasi-stationäres Betriebsverhalten erreicht. Die Temperatur in beiden Zonen (oben: 1 und unten: 2) erreicht annähernd die Solltemperatur, da die Temperatur am Eintritt der Wärmeübertragerfläche unter 0 °C liegt, siehe Messstellenschema **Bild 4.15**. Ab dem Schnittpunkt (Annäherung der Temperaturen) ist kein Kühleffekt mehr ersichtlich, die Temperatur im Kühlraum steigt langsam an. Ein Kühlzyklus dauert rd. 71 min , wonach der Kältespeicher (KS) abgekühlt werden muss.

Überschlägig ergibt sich ein Jahresstromverbrauch von rd. 20 kWh/a für die Variante mit 6 mm -Wärmeübertrager und rd. 22 kWh/a für die Variante mit 10 mm -Wärmeübertrager, siehe **Tabelle F** in Anhang F. Die Hochrechnung erfolgt auf Grundlage der Betriebszyklen mit zusätzlichem Stromverbrauch des Kühlschranks (1,1 W) und der Grundleistung (1,5 W). Für die Variante mit 6 mm Rohrwärmeübertrag wird eine Stromeinsparung von rund 72% im Vergleich zur Referenzmessung erzielt. Bei der Variante mit 10 mm Rohrwärmeübertrager reduziert sich die Stromeinsparung durch die insgesamt höhere Kühlzeit pro Tag auf rd. 69% . Für beide Varianten wird der Stromverbrauch der Wärmepumpe und einer zusätzlichen Pumpe noch nicht berücksichtigt. Da die Wärmepumpe durch die Reduzierung der Kühlzyklen deutlich weniger takten muss und die Temperatur in beiden Zonen nahe der Sollinnenraumtemperatur liegt, wird die Variante mit 10 mm Rohrwärmeübertrager für die weiteren Untersuchungen ausgewählt, siehe Punkt 5.2.

4.5 Gefrierschrank

Auch der Gefrierschrank arbeitet mit einem Kompressionskältekreislauf, dessen Abwärme über die Wärmepumpe genutzt werden kann. Das Referenzgerät, siehe Anhang G, kann auf Temperaturniveaus zwischen -15 bis -32 °C betrieben werden [74]. Der Jahresstromverbrauch unter Prüfbedingungen [72] nach DIN EN 62552 beträgt nach Herstellerangabe 181 kWh/a [75]. Dabei wird eine Innenraumtemperatur von -18 °C und eine Umgebungstemperatur von 25 °C vorausgesetzt. In **Bild 4.19** werden drei Messreihen zu unterschiedlichen Innenraumtemperaturen dargestellt (-17 °C, -24 °C und -29 °C). Für die Auswertung erfolgt eine Mittelung über jeweils zwölf Betriebsstunden ab 400 min, sobald der Gefrierschrank den ausgewählten Betriebszustand erreicht hat. Über die mittlere Leistungsaufnahme wird der jeweilige Jahresstromverbrauch des Geräts berechnet.

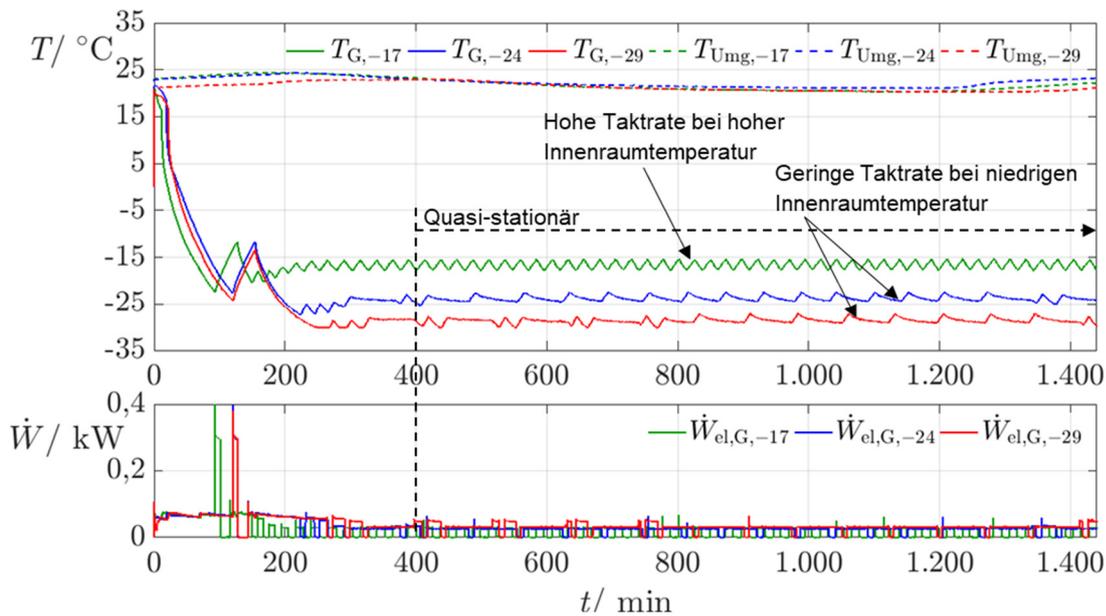


Bild 4.19: Referenzmessungen des Gefrierschranks (G) für verschiedene Innenraumtemperaturen (-17 °C, -24 °C und -29 °C) bei Umgebungstemperaturen zwischen 21 - 22 °C. Bei hoher Innenraumtemperatur ist die Taktrate hoch, da der Innenraum schnell auf die Solltemperatur abgekühlt wird. Bei geringeren Innenraumtemperaturen ist die Abkühlzeit länger. Die Kompressorleistung wird dabei nicht angepasst, siehe Diagramm unten.

Bild 4.20 zeigt den grafischen Verlauf der Messergebnisse für den Jahresstrombedarf des Gefrierschranks in Abhängigkeit der Innenraumtemperatur, siehe auch **Tabelle G.1** in Anhang G. Alle drei Messungen werden bei Umgebungstemperatur von rd. 21 - 22 °C durchgeführt. Es ist ein linearer Abstieg des Jahresstrombedarfs mit steigender Innenraumtemperatur zu erkennen. Die abgebildete Funktion erlaubt eine hinreichend genaue Bestimmung des Jahresstrombedarfs für die zwischenliegenden Temperaturniveaus.

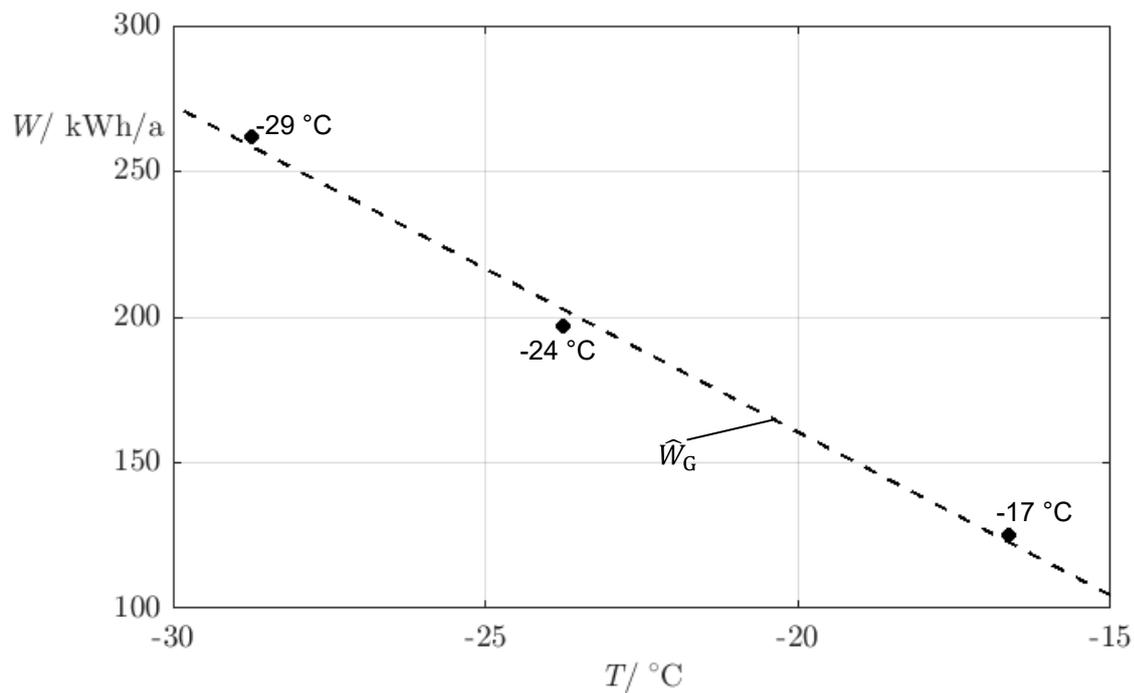


Bild 4.20: Jahresstromverbrauch des Gefrierschranks bei variabler Innenraumtemperatur und Umgebungstemperatur zwischen 21-22 °C.

Ausgewählt wird eine Innenraumtemperatur von -20 °C, um den Nennbedingungen für den Betrieb von Kältemittelkompressoren nach DIN EN 12900 gerecht zu werden. Für die Referenztemperatur ergibt sich nach Gleichung 4.2 ein Jahresstromverbrauch von 160,5 kWh/a, siehe **Bild 4.20**.

$$\hat{W}_G = -11,214 \frac{\text{kWh}}{\text{a}\cdot^\circ\text{C}} \cdot T_G - 63,765 \frac{\text{kWh}}{\text{a}} \quad (4.2)$$

Wie in **Bild 4.19** zu sehen ist, wird der Kompressor unabhängig von der eingestellten Innenraumtemperatur mit nahezu konstanter elektrischer Leistungsaufnahme betrieben. Für hohe Innenraumtemperaturen ergeben sich damit eine schnelle Abkühlung des Innenraums und eine hohe Taktung des Kompressorbetriebs. Je niedriger die geforderte Innenraumtemperatur, desto länger werden die Abkühlphasen und desto höher wird der Stromverbrauch durch die insgesamt längere Betriebsdauer, wobei der Kompressor weniger taktet. Ein Betrieb der Kompressoren bei niedrigen Drehzahlen reduziert die Geräuschemissionen. In der Regel werden daher auch überdimensionierte Kompressoren verbaut, in diesem Fall ein Kompressor mit 7,2 cm³ Hubvolumen [76].

Eine direkte Versorgung über die Wärmepumpe für die geforderte Innenraumtemperatur von -20 °C ist nicht möglich, da zum einen der erforderliche Temperaturbereich außerhalb des Arbeitsbereichs der Wärmepumpe liegt [61] und zum anderen ein Betrieb des Kältespeichers und der Leitungen mit großer Temperaturdifferenz zur Umgebung durch die Verluste bzw. Wärmeeinträge nicht sinnvoll ist. Da eine direkte Kühlung damit ausgeschlossen ist, soll die über den Kondensator im Kompressionskältekreislauf des Gefrierschranks bereitgestellte Wärme ($\dot{Q}_{w,G}$), siehe **Bild 4.21**, in den Kältespeicher übertragen werden. Der Kondensator wird damit aktiv über den Kältespeichervorlauf gekühlt, wodurch der Kompressor auf der Druck-/Kondensationsseite gegen das Temperaturniveau des Kältespeichervorlaufs arbeitet anstatt gegen die sich aufwärmende Umgebungsluft. Die Kondensation des Kältemittels kann daher auf einem geringen Druckniveau erfolgen, wodurch der Kompressor ein geringeres Drehmoment aufzubringen hat.

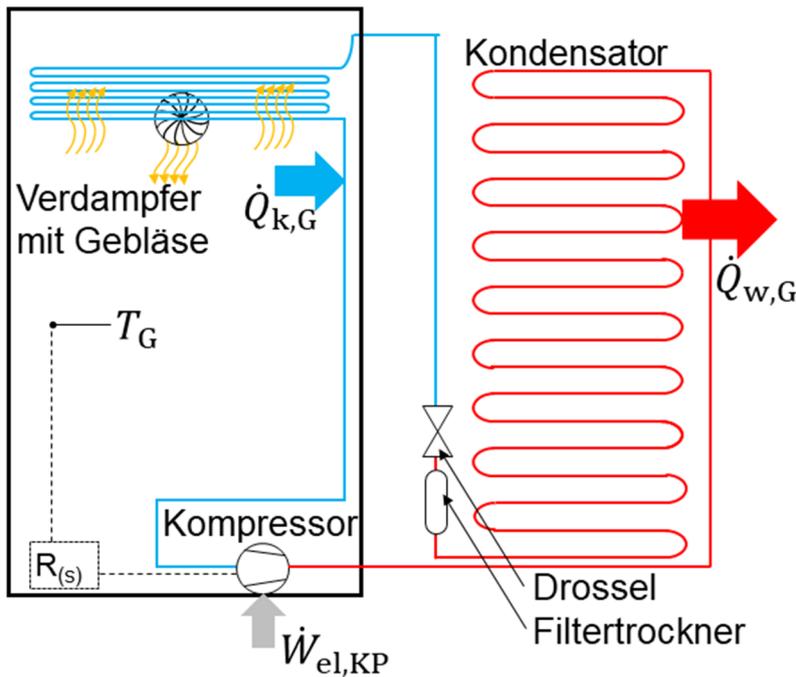


Bild 4.21: Schema des Gefrierschranks (G) vor den Umbaumaßnahmen. Dem Gefrierschranksinnenraum wird die Wärme ($\dot{Q}_{k,G}$) über dem Verdampfer entzogen. Die Wärme wird inkl. der zugeführten Leistung des Kompressors ($\dot{W}_{el,KP}$) über den Kondensator an die Umgebungsluft abgegeben ($\dot{Q}_{w,G}$). Eine Regelung (RS) des Kompressors erfolgt taktweise anhand der gemessenen Innenraumtemperatur (T_G).

Für die weiteren Untersuchungen wird der Kompressor mit 7,2 cm³ Hubvolumen durch eine kleinere Kompressorvariante mit 5 cm³ ersetzt [77]. Um einen möglichst großen Regelbereich nutzen zu können, wird der Kompressor mit einem stufenlos regelbaren Inverter ausgestattet. Per Frequenzeingang kann die Drehzahl zwischen 1.000-4.000 1/min über die Regelung gesteuert werden. Außerdem wird ein Plattenwärmeübertrager als Kältemittelkondensator ausgewählt. Die Auslegung erfolgt funktional anhand der Kompressorkennlinien, da zu Beginn der Untersuchungen keine Messwerte zur Verfügung stehen. Bei minimaler Verdampfungstemperatur erreicht die Kühlleistung des Kompressors maximal 375 W nach Herstellerangabe. Inklusive der Kompressorleistung von rd. 97 W bei maximaler Kompressordrehzahl ergibt sich eine maximal zu übertragende Wärmeleistung von 472 W, ohne dabei systembedingte Wärmeverluste zu berücksichtigen. Mit einer Übertragungsfläche von rd. 0,1 m² und einem maximalen Durchfluss von rd. 66 l/min bietet sich die kleinste Baureihe der „SWEP B5T“-Serie an [78]. Das Temperaturniveau im Kältespeicher soll maximal 15 °C betragen, sodass eine minimale Temperaturdifferenz von 20 K zur Kondensationstemperatur von 35 °C angenommen werden kann. Demnach muss der Plattenwärmeübertrager einen Wärmeübertragungskoeffizienten von 157,3 W/(m²K) unter den genannten Bedingungen aufweisen. Unter Berücksichtigung der genannten Vorgaben ergibt sich für den gewählten Kondensator ein Wärmeübertragungskoeffizient von 1,1 kW/(m²K), siehe **Bild G.2** in Anhang G.

Bild 4.22 zeigt den Aufbau des Gefrierschranks mit den zusätzlichen Messstellen zum Schema nach **Bild 3.3** in Punkt 3.3. Für den Betrieb über den Kältespeicher werden eine Pumpe und ein Magnetventil eingebaut. Der Kondensator wird über flexible Leitungen mit dem Kältespeicher verbunden. Das Kühlwasser nimmt beim Durchströmen des Kondensators die Kondensationswärmeleistung auf. Diese ergibt sich aus der dem Innenraum entzogenen Kühlleistung zuzüglich der zugeführten Kompressorleistung entsprechend **Bild 4.22**. Wärmeeinträge über die Komponenten und Rohrleitungen, die in den Kältespeicher übertragen werden, können über die Temperaturmessstellen mit den entsprechenden Massenströmen bilanziert werden.

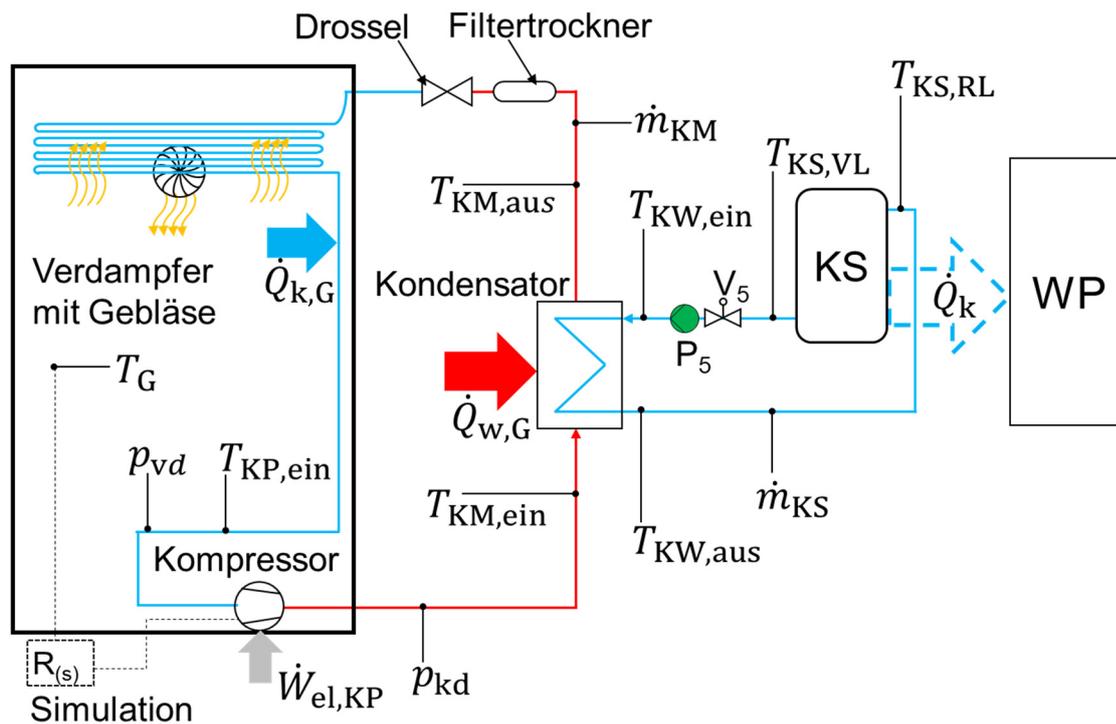


Bild 4.22: Schema des Gefrierschranks (G) nach den Umbaumaßnahmen zur Anbindung an den Kältespeicher. Dem Gefrierschranksinnenraum wird die Wärme ($\dot{Q}_{k,G}$) über dem Verdampfer entzogen. Die Wärme wird inkl. der zugeführten Leistung des Kompressors ($\dot{W}_{el,KP}$) über den Kondensator in den Kältespeicher (KS) übertragen ($\dot{Q}_{w,G}$). Der Kältespeicher wird durch die Wärmepumpe abgekühlt (\dot{Q}_k). Es wird eine zusätzliche Pumpe (P_5) mit Magnetventil (V_5) installiert, die für eine Zirkulation des Kühlwassers (KW) im Speicherkreislauf sorgt. Informationen zu den Messstellen können **Bild 3.3** in Punkt 3.3 entnommen werden.

Nach den zuvor beschriebenen und in Anhang G aufgeführten Umbaumaßnahmen kann der Betrieb des Geräts am Prüfstand aufgenommen werden. Dazu ist es wichtig, die richtige Kältemittelmenge in den Kältekreislauf einzufüllen [35]. Da die Kältemittelfüllmenge durch die Umbaumaßnahmen nicht mehr der angegebenen Füllmenge des Herstellers entspricht, wird diese während des Gerätebetriebs eingestellt. Zuerst wird eine Grundfüllmenge, die der Herstellerangabe entspricht, eingefüllt. Anschließend wird der Kompressor eingeschaltet, um den Gefrierschrank abzukühlen. Anhand der Messdaten lässt sich der Betrieb beobachten, wodurch es möglich ist, die Füllmenge sukzessive zu regulieren.

Der Kältekreislauf wird geringfügig überfüllt, wodurch ein hoher Kältemittelmassenstrom von dem Kompressor zu fördern ist. Die Leistungsaufnahme des Kompressors steigt und die Temperatur am Kompressoreintritt sinkt, da nicht genug Wärme über den Verdampfer zugeführt wird. Bei zu hohen Füllmengen vereist daher die Leitung vom Verdampferaustritt zum Kompressoreintritt. Die Kältemitteltemperatur bei Eintritt in den Kompressor sollte jedoch nahe der Umgebungstemperatur liegen, siehe Punkt 2.1.2. Durch Ablassen des Kältemittels reduziert sich der Massenstrom im Kreislauf. Der Kompressor benötigt weniger Leistung und die Kühlleistung bzw. die Wärmeleistung, die über dem Verdampfer zu geführt wird, bleibt annähernd gleich. Die Leistungszahl des Kältekreislaufs nach Gleichung 2.1 ist demnach höher, wenn die Füllmenge angepasst wird. Bei zu geringen Füllmengen erfolgt keine Kühlung des Innenraums, der Massenstrom und somit die Wärmeleistung, die das Kältemittel im Verdampfer aufnehmen kann, sind zu gering. Nach den Umbaumaßnahmen kann das Gerät in Betrieb genommen werden. Dieses wird dazu mit einer Regelung über den Prüfstand mit „Matlab/Simulink“ betrieben, siehe **Bild 4.23**.

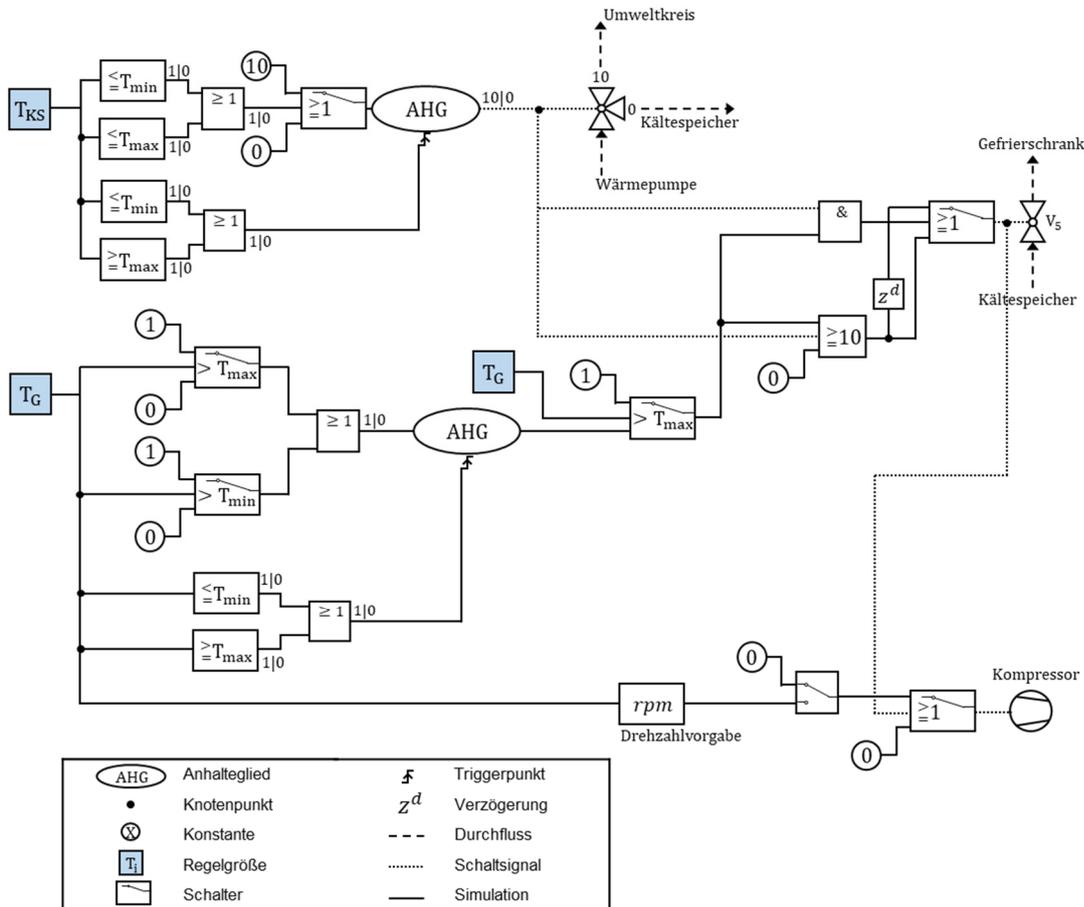
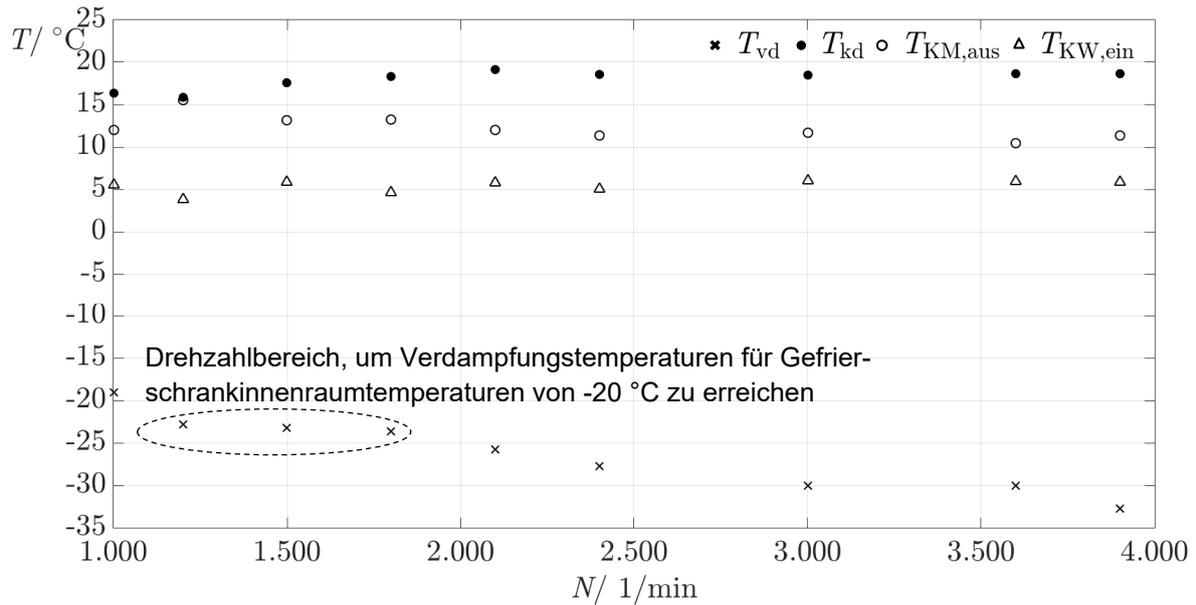


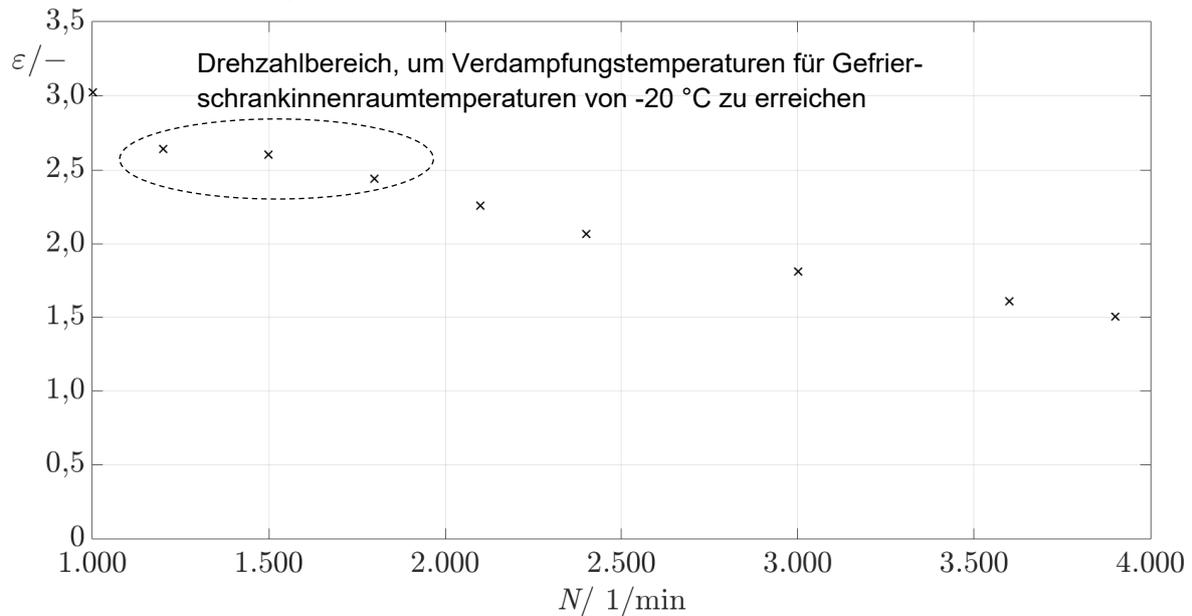
Bild 4.23: Regelungsschema für den Betrieb des Gefrierschranks über „Matlab/Simulink“. Für die gemessene Innenraumtemperatur des Gefrierschranks (T_G) wird ein maximales (T_{max}) und ein minimales Temperaturniveau (T_{min}) vorgegeben. Sobald die maximale Innenraumtemperatur erreicht ist, wird der Kompressor angeschaltet. Es erfolgt eine Kühlung des Innenraums. Im Einzelbetrieb wird der Kältespeicher entsprechend dem gemessenen Temperaturniveau (T_{KS}) abgekühlt, sobald der vorgegebene Maximalwert erreicht ist. Im Betrieb mit Kühlschranks erfolgt die Regelung zur Abkühlung des Speichers über die Kühlschranksregelung, siehe Punkt 4.4.

Die Taktung des Kompressors und der Pumpe im Kältespeicherkreislauf in **Bild 4.22** erfolgt in Abhängigkeit von der gemessenen Temperatur des Innenraums. Dazu wird der Triggerpunkt des Anhalteglied beim Erreichen des maximalen oder minimalen Temperaturniveaus ausgelöst, sodass eine Signalweitergabe in Richtung Ventilschaltung erfolgt. Der Kompressor wird dazu über einen Analog-/Frequenzwandler angesteuert. Sobald die vorgegebene Maximaltemperatur im Innenraum erreicht ist, wird der Kompressor durch den Frequenzeingang angeschaltet. Das Magnetventil wird geöffnet und auch die Pumpe im Kältespeicherkreislauf wird angeschaltet, sodass die Abwärme des Kältekreislaufs über den Kondensator in den Kältespeicher übertragen wird. Wenn der Kältespeicher die vorgegebene Maximaltemperatur erreicht, wird dieser abgekühlt. Dazu wird auch hier der Triggerpunkt des Anhalteglied ausgelöst, sodass eine Signalweitergabe in Richtung Ventilschaltung erfolgt. Die Kühlung des Kältespeichers erfolgt analog zu Punkt 4.4. Die Pumpe wird ausgeschaltet und das Magnetventil wird geschlossen. Das Dreiwegeventil im Solekreislauf der Wärmepumpe, siehe **Bild 3.3** in Punkt 3.3, öffnet den Durchgang zum Kältespeicher, wodurch dieser auf die Minimaltemperatur abgekühlt wird. Nach dem Abkühlen des Kältespeichers kann wieder eine Kühlung des Gefrierschranksinnenraums erfolgen.

Im Folgenden werden die unter den neuen Betriebsbedingungen untersuchten Kältekreislauf-eigenschaften näher dargestellt. **Bild 4.24** zeigt den Temperaturverlauf der Verdampfungs- und der Kondensationstemperatur bei Variation der Drehzahl des Kompressors von 1.000-3.900 1/min. Zusätzlich wird die Kältemitteltemperatur am Kondensatoraustritt und die Kühlwassertemperatur am Kondensatoreintritt dargestellt. Bei allen Messungen beträgt die Eintrittstemperatur des Kühlwassers in etwa 5 °C. Da der Kompressor gegen das niedrige Temperaturniveau arbeitet, stellt sich eine dementsprechend niedrige Kondensationstemperatur über den Kondensationsdruck ein. Bei den Messungen liegt die Kondensationstemperatur zwischen 15-20 °C. Für den Betrieb unter Normbedingungen nach DIN EN 12900 liegt diese bei 45 °C.



a) Temperaturen des Gefrierschrankkältekreislaufs nach **Bild 4.22** bei unterschiedlichen Kompressor-drehzahlen mit Verdampfungs- (vd) und Kondensationstemperatur (kd) des Kältemittels und der Kondensatoreintrittstemperatur des Kühlwassers (KW) zwischen 4-6 °C und des Kältemittelaustritts (KM)



b) Leistungszahl des Kompressors bei unterschiedlichen Drehzahlen

Bild 4.24: Stationärer Kompressorbetrieb zur Bestimmung der notwendigen Kompressordrehzahl, um eine Gefrierschrankinnenraumtemperatur von -20 °C zu erreichen.

Bei geringen Kompressordrehzahlen stellt sich ein geringer Kondensationsdruck und damit eine geringe Kondensationstemperatur ein. Mit erhöhter Drehzahl steigt die Kondensationstemperatur leicht an. Mit hohen Drehzahlen werden auch niedrige Verdampfungstemperaturen erreicht, womit die von dem Kompressor zu überwindende Druckdifferenz von einem niedrigen Verdampfungsdruckniveau auf ein hohes Kondensationsdruckniveau entsprechend hoch ist. Für eine Innenraumtemperatur von rd. -20 °C muss keine allzu niedrige Verdampfungstemperatur angefahren werden. Mit Kompressordrehzahlen im Bereich zwischen 1.200 1/min und 1.800 1/min (in **Bild 4.24** umrandet dargestellt) werden Verdampfungstemperaturen von rd. -23 °C erreicht, womit eine ausreichend hohe Temperaturdifferenz zur geforderten Innenraumtemperatur gegeben ist. **Bild 4.24b** zeigt die entsprechenden Leistungszahlen des Kältekreislaufs für die durchgeführten Messungen. Diese wird nach Gleichung 2.1 über die gemittelte Kompressorleistung und die Kühlleistung bestimmt, siehe Punkt 2.1.1.

Da die direkte Messung der Kältemitteltemperatur am Verdampferaustritt nicht möglich ist und die Messung am Kompressoreintritt zusätzlich dem Einfluss der aus der Umgebung eingetragenen Wärme unterliegt, wird die Enthalpiedifferenz zwischen dem Sattdampfzustand bei Verdampfungsdruck (h_4'' in **Bild 2.3** und **Bild 2.4**) und dem Drosselaustritt für die Bestimmung der Leistungszahl genutzt. Als Produkt mit dem Kältemittelmassenstrom ergibt sich darüber die nutzbare Kühlleistung. Bei niedrigen Kompressordrehzahlen ergeben sich hohe Leistungszahlen um etwa 2,5, was die Vorzüge für den Betrieb im unteren Drehzahlbereich des Kompressors belegt. Betriebseigenschaften zu den in **Bild 4.24a** und **Bild 4.24b** umrandeten Drehzahlen sind in **Tabelle G.2** in Anhang G aufgelistet.

Exemplarisch wird der Jahresstromverbrauch für eine Kompressordrehzahl von 1.500 1/min hochgerechnet. **Bild 4.25** zeigt die entsprechende Messreihe für den 24 h-Betriebszeitraum bei einer Umgebungstemperatur von rd. 20 °C . Die mittlere Kompressorleistung beträgt zwischen 800-1.400 min $15,4\text{ W}$, womit sich ein Stromverbrauch von $134,9\text{ kWh/a}$ für den Kompressor ergibt. Zusätzlich muss der Lüfter mit $1,1\text{ W}$ für die Laufzeit des Kompressors und die konstante Grundleistung von $0,9\text{ W}$ berücksichtigt werden. In Summe beträgt der Jahresstromverbrauch des Gefrierschranks damit $151,6\text{ kWh}$, Details dazu sind in **Tabelle G.3** in Anhang G aufgelistet.

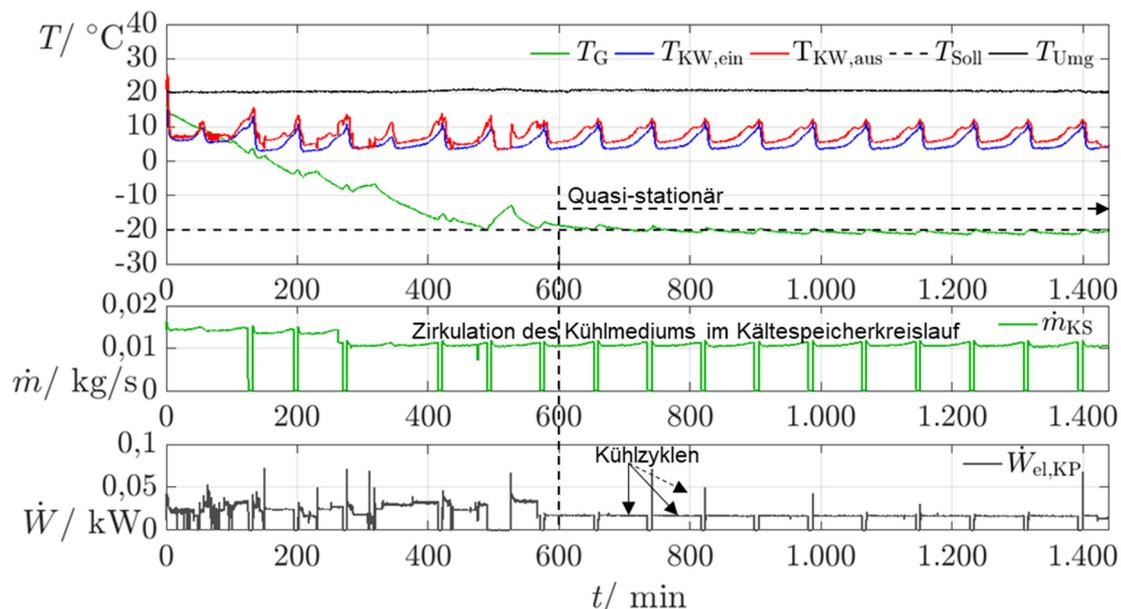


Bild 4.25: Vermessung des Gefrierschranks (G) für eine Sollinnenraumtemperatur von -20 °C bei einer Kompressordrehzahl von 1.500 1/min und einer Umgebungstemperatur von 20 °C . Der Innenraum erreicht eine Temperatur unter -20 °C . Der Kondensator ist gemäß dem Messstellenschema in **Bild 4.22** an den Kältespeicherkreislauf (KS) angeschlossen und wird von dem Kühlwasser (KW) durchströmt. Im Diagramm unten ist die elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors (KP) zu sehen.

Rechnerisch ergibt sich mit einer Reduzierung der Drehzahl auf 1.200 1/min bereits im Dauerbetrieb ein noch geringerer Stromverbrauch von insgesamt 135,8 kWh/a. Die Randbedingungen der Vermessung sind jedoch durch die abweichende Innenraumtemperatur von $-21,7\text{ °C}$ und Umgebungstemperatur von $23,0\text{ °C}$ im stationären Betrieb nicht direkt mit der Referenzmessung im quasi-stationären Betrieb für eine Innenraumtemperatur von -20 °C und die Umgebungstemperatur von $21\text{--}22\text{ °C}$ vergleichbar. Eine weitere Messung hat ergeben, dass durch die Reduzierung der Kompressordrehzahl auf 1.200 1/min die Sollinnenraumtemperatur von -20 °C nicht kontinuierlich eingehalten werden kann. Das daraufhin experimentell bestimmte Minimum der Drehzahl für Innenraumtemperaturen von -20 °C beträgt 1.350 1/min. **Bild 4.26** zeigt die entsprechende Messreihe dazu. Der Jahresstromverbrauch inklusive dem Lüfter und Grundstrombedarf beträgt bei einer mittleren Leistungsaufnahme des Kompressors von 14,04 W zwischen 800 -1.400 min insgesamt 139,9 kWh/a. Für den Kompressor ergibt sich während eines Betriebszyklus eine Leistungszahl von 2,96. Die Geräteeigenschaften und Betriebsparameter sind in **Tabelle G.3** in Anhang G aufgelistet.

Zu beachten ist, dass für den Betrieb von Kompressionskältekreisläufen in Kühlgeräten eine Effizienzsteigerung von 10 % erzielt werden kann, indem der Kondensator an der Geräterückwand mit einer Latentwärmespeicherplatte ausgestattet wird [79]. Damit kann die Kondensationswärme des Kältemittels auf einem konstanten Temperaturniveau in den Latentwärmespeicher übertragen werden, anstatt an die sich bei steigender Temperatur aufwärmende Umgebungsluft. Die experimentellen Ergebnisse dieser Arbeit zeigen einen um rd. 13 % reduzierten Stromverbrauch des Gefrierschranks, ohne dass eine optimale Auslegung des Kältekreislaufs und der Komponenten erfolgt ist.

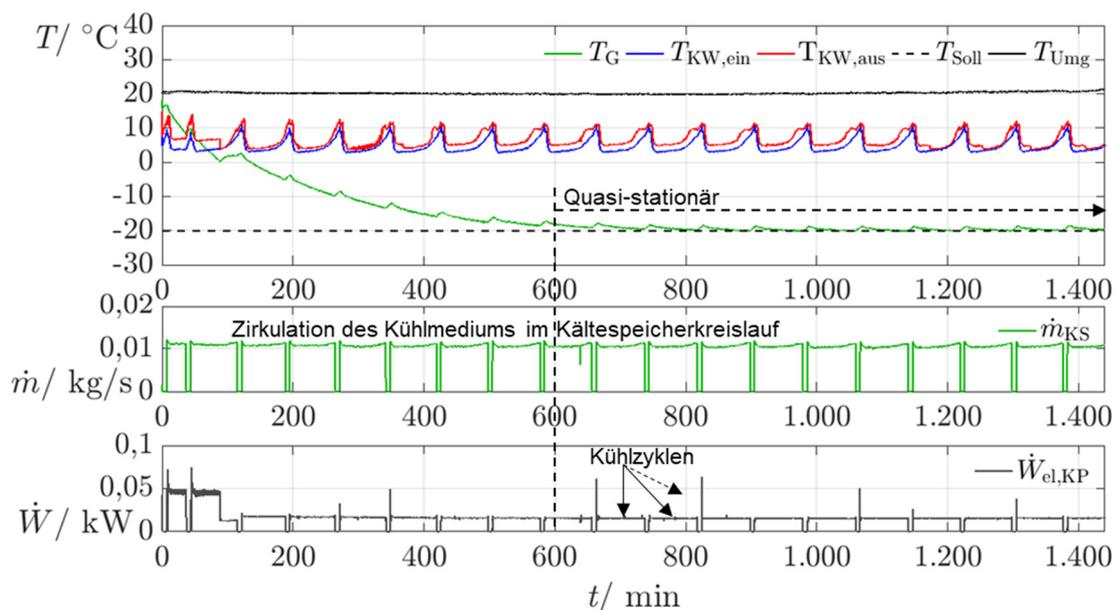


Bild 4.26: Vermessung des Gefrierschranks (G) für eine Sollinnenraumtemperatur von -20 °C bei einer Kompressordrehzahl von 1.350 1/min und einer Umgebungstemperatur von rd. 20 °C . Der Innenraum erreicht eine Temperatur von bis zu -20 °C . Der Kondensator ist entsprechend dem Messstellen-schemata in **Bild 4.22** an den Kältespeicherkreislauf (KS) angeschlossen und wird von dem Kühlwasser (KW) durchströmt. Im Diagramm unten ist die elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors (KP) zu sehen.

Für weitere Untersuchungen hinsichtlich des Stromeinsparpotentials wird die bereits in Punkt 2.1.4 erläuterte Verlustteilung betrachtet. Der Hersteller gibt dazu lediglich elektrische Verluste von 3-5 % für den Inverter an [80]. Zusätzliche Angaben für elektrische Verluste durch den Permanentmagnetmotor und mechanische Verluste werden nicht aufgeführt. **Bild 4.27** zeigt die für den Ansatz

eingebundenen Messdaten des Kältekreislaufs mit dem Referenzkühlzyklus im Bereich des quasi-stationären Betriebs. Der Modellierungsansatz sowie die entsprechenden Ergebnisse sind in **Bild 4.28** dargestellt. Für weitere Details bezüglich der Kompressoreigenschaften siehe Punkt 2.1.4 und bezüglich der Grundlagen für die Modellbildung und die Anwendung siehe Punkt 2.3.2 bzw. Anhang H.

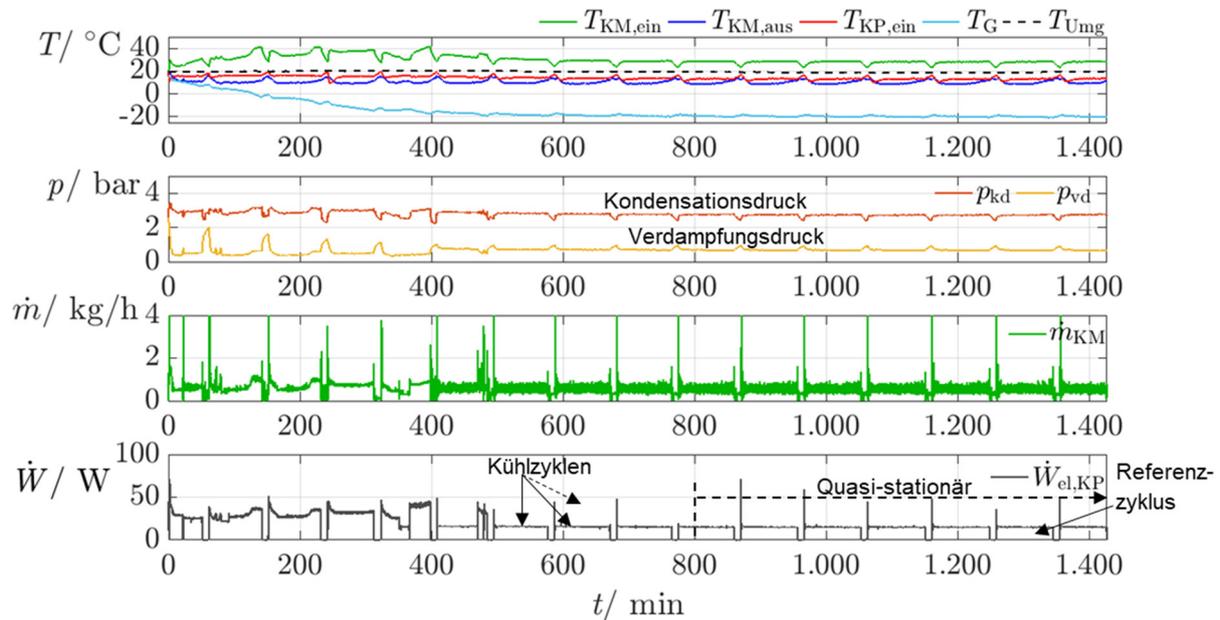
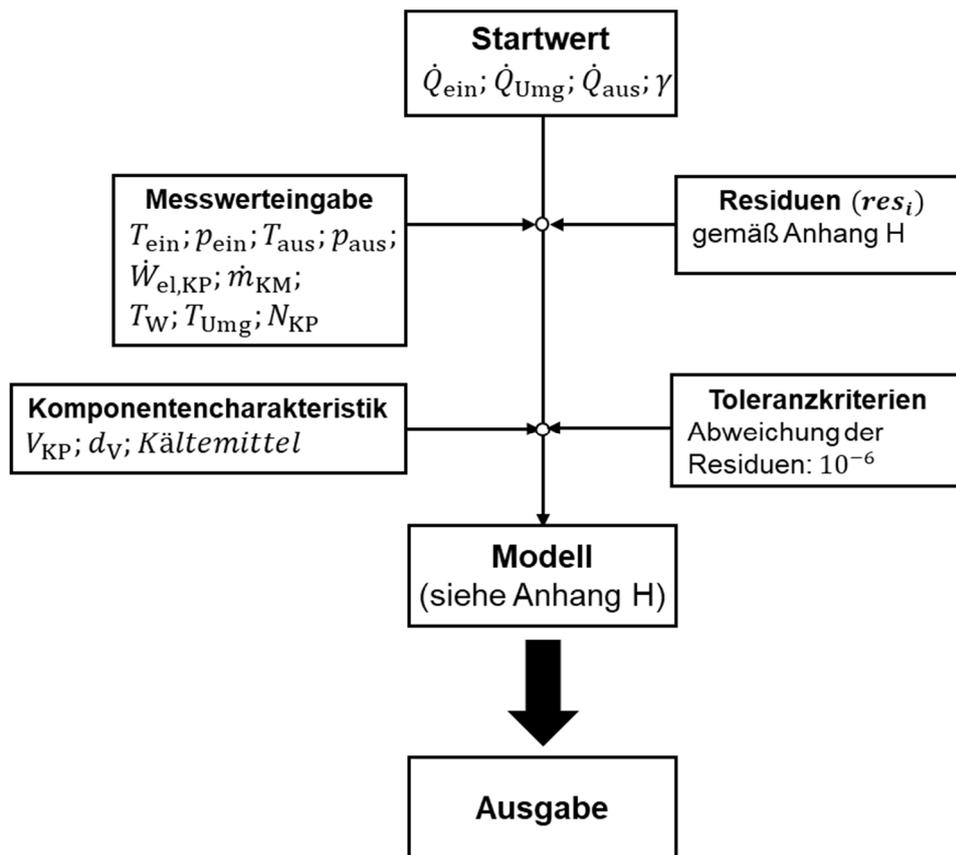
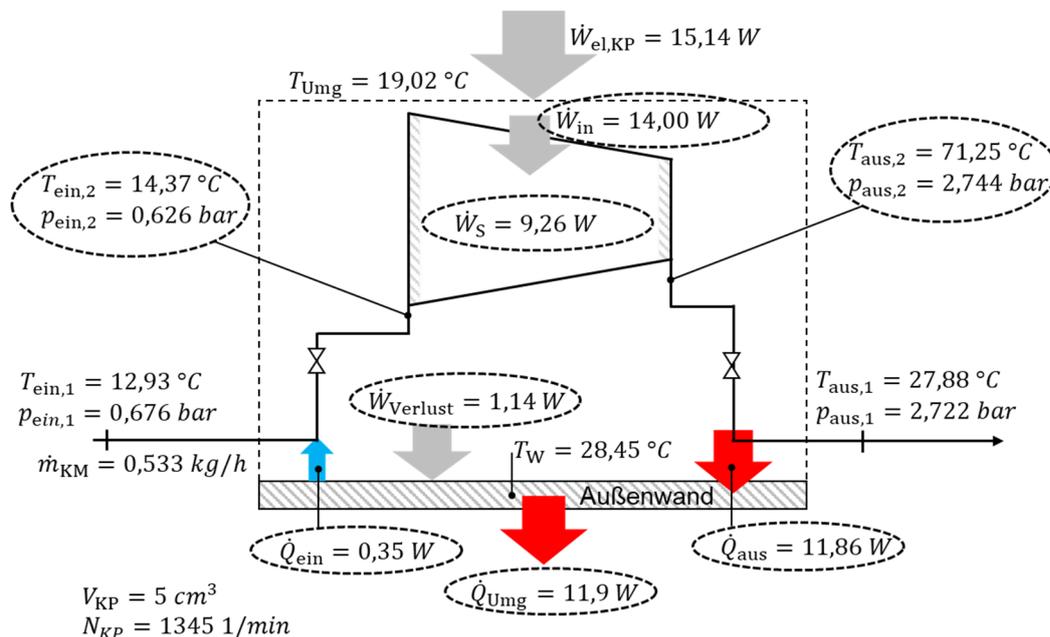


Bild 4.27: Vermessung des Gefrierschrankkältekreislaufs gemäß Gefrierschrankvermessung in **Bild 4.26**. Der Kondensator ist entsprechend dem Messstellenschema in **Bild 4.22** an den Kältespeicherkreislauf angeschlossen und wird von dem Kühlwasser durchströmt. Im oberen Diagramm sind die Temperaturen des Kältemittels (KM) beim Eintritt und Austritt in den Kondensator, die Sauggasttemperatur am Eintritt des Kompressors (KP) sowie die Innenraumtemperatur des Gefrierschranks (G) und die Umgebungstemperatur (Umg) zu sehen. Im Diagramm unten ist die elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors (KP) zu sehen.

Mit dem aus den Messdaten nach Gleichung 2.17 ermittelten Gesamtwirkungsgrad von 0,61 liegt der untersuchte Kompressor im unteren Bereich zu vergleichbaren Kompressoren aus dem Jahr 2013. **Tabelle H.1** in Anhang H zeigt die Wirkungsgrade für verschiedene Hubkolbenkompressoren mit 5 cm³ Hubvolumen im Vergleich zu dem untersuchten Kompressor. Gegenüber älteren Modellen aus dem Jahr 2008 ergibt sich ein höherer Gesamtwirkungsgrad. Es ergibt sich ein isentroper Wirkungsgrad von 0,66, ein Isentropenexponent von 1,06 und ein Polytropenexponent von 1,14. Anteilig von dem Gesamtwirkungsgrad zurückgerechnet sind damit lediglich 8 % der Verluste auf die Mechanik und Elektrik zurückzuführen, siehe Gleichung 2.16. Im Vergleich zu den Kompressoren in **Tabelle H.1** wären die mechanischen sowie elektrischen Verluste damit sehr gering. Durch den stark reduzierten Kondensationsdruck muss der Kompressor nur ein geringes Drehmoment bei geringer Drehzahl aufbringen, wodurch es schlüssig ist, dass mechanische Verluste gering ausfallen. Außerdem erwähnt der Hersteller eine hohe Effizienz des Geräts im Vergleich zu anderen Modellen [81], Details dazu sind jedoch nicht veröffentlicht. Der isentrope Wirkungsgrad ist dagegen vergleichsweise niedrig, was an einer nicht optimalen Befüllung des Kältekreislaufs und dem Betrieb unter starken Abweichungen von den Standardbedingungen nach DIN EN 12900 [50] liegen kann, für die Kompressoren in Kältekreisläufen von Kühlgeräten optimiert werden. Hinsichtlich des Gesamtwirkungsgrades wäre nur eine geringe Steigerung durch einen besseren isentropen Wirkungsgrad zu erwarten. Die dazu notwendigen Prozessoptimierungen sind mit einem für das Forschungsvorhaben zu hohem Aufwand verbunden. In der Arbeit wird daher nicht näher auf ein weiteres Einsparpotential eingegangen.



a) Modellierungsansatz für die Berechnung des Kompressionsprozesses nach Punkt 2.3.2



b) Vorgabewerte und Ergebnisse der Kompressionsprozessberechnung nach Punkt 2.1.4

Bild 4.28: Bilanz für den Hubkolbenkompressor (KP) nach der Kompressionsprozessberechnung in Punkt 2.1.4, siehe Anhang H. Parametervorgaben (Messwerte und Bauteilcharakteristiken) sind nicht umrandet dargestellt. Ergebnisse des Modellierungsansatzes sind umrandet dargestellt. Zur Berechnung des Kompressionsprozesses wird die dem Kältemittel (KM) von der Temperaturmessstelle im Kältekreislauf bis zum Eintritt in die Kompressionskammer zugeführte Wärmeleistung (\dot{Q}_{ein}), die über die Kompressorhülle an die Umgebungsluft abgegebene Wärmeleistung (\dot{Q}_{Umg}) und die vom Kältemittel abgegebene Wärmeleistung vom Austritt der Kompressionskammer bis zur Temperaturmessstelle (\dot{Q}_{aus}) bestimmt.

Die Prozessdarstellung erfolgt nach **Bild 4.29** mit dem Vergleich des untersuchten Kältekreislaufs zu einem vergleichbaren Kältekreislauf auf einem Kondensationsdruckniveau von 6,04 bar mit einem isentropen Wirkungsgrad von 0,80 (Secop Delta Kompressors aus **Tabelle H.1** in Anhang H). Für die Berechnung des thermodynamischen Vergleichsprozesses wird eine industrielle Software genutzt. Die Berechnungen werden nach Industrienorm ausgeführt und verifiziert. Die verwendete Berechnungssoftware „Epsilon®Professional“ [82] inklusive der „REFPROP“-Fluiddatenbasis [83] erlaubt es thermodynamische Kreislaufsimulation über die Energieerhaltung nach dem ersten Hauptsatz durchzuführen, wobei auf bereits validierte Komponentenmodelle zurückgegriffen werden kann, siehe Anhang I.

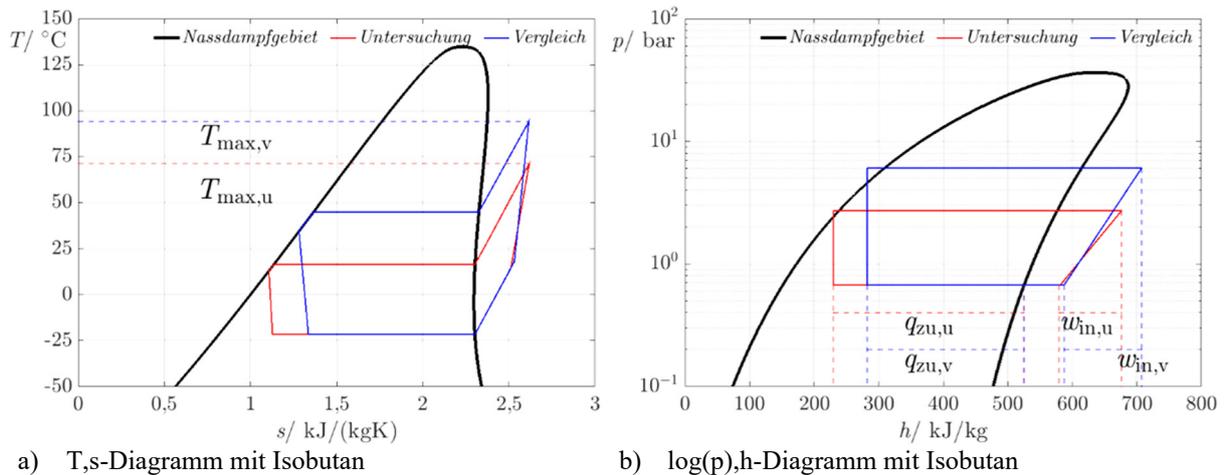


Bild 4.29: Untersuchter Kältekreislauf mit experimentell ermittelten Daten im Vergleich zu einem optimal arbeitenden Kältekreislauf bei einer Kondensationstemperatur von 45 °C und einem isentropen Wirkungsgrad des Kompressors von 0,8 entsprechend **Bild I.1** in Anhang I. Das T,s-Diagramm (a) zeigt die maximale Temperatur im Kältekreislauf nach der Verdichtung und das $\log(p)$,h-Diagramm (b) die dem Kreislauf zugeführte spezifische Wärme sowie die aufzubringende spezifische Arbeit des Kompressors.

Durch die Darstellung wird deutlich, dass der untersuchte Kältekreislauf (in **Bild 4.29** rot dargestellt) im Vergleich zu einem Kältekreislauf bei 45 °C Kondensationstemperatur (in **Bild 4.29** blau dargestellt) einen wesentlich geringen Arbeitsaufwand für die Kompression aufbringen muss. Das maximale Temperaturniveau im Kältekreislauf fällt daher dementsprechend gering aus, siehe **Bild 4.29a**. Das $\log(p)$,h-Diagramm in **Bild 4.29b** verdeutlicht den geringeren spezifischen Arbeitsaufwand ($w_{in,x}$) bei vergleichsweise hoher spezifischer Wärmezufuhr über den Kühlraum ($q_{zu,x}$), was zu der hohen Leistungszahl von 2,96 führt.

4.6 Abgeschlossene Umbaumaßnahmen

Aus den unter Punkt 4.1 bis 4.5 aufgeführten Untersuchungen geht hervor, dass die Erweiterung des Wärmepumpensystems durch die Integration der Haushaltsgeräte teils ohne Geräteumbau, wie für die Waschmaschine und den Geschirrspüler, oder mit Geräteumbau, wie für den Wäschetrockner, den Kühlschrank und den Gefrierschrank, erfolgen kann. Dabei bleiben die Betriebs- und Komforteigenschaften der einzelnen Geräte erhalten und der Stromverbrauch wird teilweise deutlich reduziert. Für den Vergleich über ein Jahr werden vereinfacht 220 Wasch-, Trocken-, und Geschirrspülzyklen angenommen. Die Kühlgeräte befinden sich dabei in Dauernutzung. **Bild 4.30** zeigt die Stromeinsparungen der einzelnen Geräte im Vergleich zu der jeweiligen Referenzmessung, siehe

Tabelle 4.1. Es bleibt zu berücksichtigen, dass ein zusätzlicher Stromverbrauch der Wärmepumpe und der Pumpen noch nicht einbezogen wird. Da die Waschmaschine, der Geschirrspüler, der Wäschetrockner und der Kühlschrank direkt über die Wärmepumpe bzw. die Wärmespeicher mit Wärme versorgt und gekühlt werden, fallen die Einsparungen nach der Integration der Geräte in das System sehr hoch aus. Für den Gefrierschrank ergeben sich deutlich geringere Stromeinsparungen, da dieser über einen eigenen Kältekreislauf gekühlt wird.

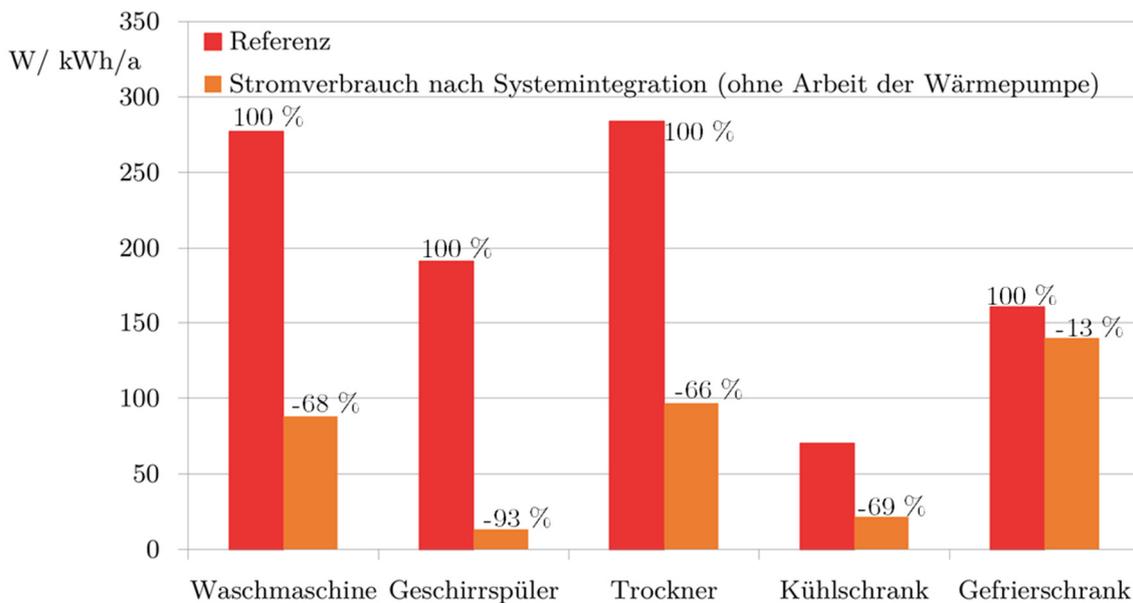


Bild 4.30: Jahresstromverbrauch der Haushaltsgeräte im Vergleich zwischen Referenzmessung und nach der Systemintegration. Für die Waschmaschine, den Wäschetrockner und den Geschirrspüler werden 220 Betriebszyklen für das Jahr angenommen. Der Kühl- und Gefrierschrank sind in Dauernutzung, siehe **Tabelle 4.1**. Die Arbeit der Wärmepumpe zum Kühlen und zur Bereitstellung der Wärme ist nicht berücksichtigt. Die prozentuale Einsparung und der Mehrverbrauch beziehen sich auf die jeweilige Referenzmessung (100 %).

Tabelle 4.1: Einzel- und Gesamtjahresstromverbrauch der Haushaltsgeräte (W_{ges}) im Vergleich zwischen Referenzmessung und nach Systemintegration. Für die Waschmaschine (W_{WM}), den Wäschetrockner (W_{WT}) und den Geschirrspüler (W_{GS}) werden 220 Betriebszyklen für das Jahr angenommen. Der Kühlschrank (W_{K}) und Gefrierschrank (W_{GS}) sind in Dauernutzung, siehe **Bild 4.30**. Die Arbeit der Wärmepumpe ist nicht berücksichtigt.

Bezeichnung	$W_{\text{WM}}/$ kWh/a	$W_{\text{GS}}/$ kWh/a	$W_{\text{WT}}/$ kWh/a	$W_{\text{K}}/$ kWh/a	$W_{\text{G}}/$ kWh/a	$W_{\text{ges}}/$ kWh/a	Einsparung/ %
Referenz	277,2	191,4	283,8	70,4	160,5	983,3	0
Nach Systemintegration	88	13	97	21,8	139,9	359,7	63

5 Experimenteller Betrieb der Geräte im Gesamtsystem mit Wärmepumpe

Weitere Untersuchungen zielen darauf ab, den Betrieb der Geräte im System mit der Wärmepumpe bei 10 °C Außenlufttemperatur experimentell zu analysieren. Dazu wird eine Systemunterteilung in Geräte mit flexiblen Betriebszeiten, die Waschmaschine, der Geschirrspüler und der Wäschetrockner, sowie die Geräte in Dauernutzung, der Kühlschrank und der Gefrierschrank, vorgenommen. Das grundlegend unterschiedliche Betriebsverhalten kann deutlich voneinander abweichende Auswirkungen auf das Wärmepumpensystem zeigen, die im folgenden Abschnitt 5.1 und in Punkt 5.2 behandelt werden.

5.1 Haushaltsgeräte mit flexiblen Betriebszeiten

Haushaltsgeräte, die nicht kontinuierlich in Nutzung sind, können zeitlich flexibel betrieben werden. Durch die zeitliche Flexibilität lassen sich die Geräte ohne großen regelungstechnischen Aufwand für die Wärmepumpe in das System gemäß dem Konzeptentwurf in Kapitel 3 integrieren. Einflüsse, die durch nutzungsorientierte Eigencharakteristiken hinsichtlich der Betriebszeitpunkte gegeben sind, werden im Laborbetrieb nicht berücksichtigt. Es wird jedoch eine Betriebsreihenfolge eingehalten, die sich durch eine sinnvolle Abfolge über die Nutzung oder über das für den Gerätebetrieb notwendige Temperaturniveau ergibt, siehe **Bild 5.1**. Zum Waschen und Trocknen ist eine logische Reihenfolge unabhängig von dem geforderten Temperaturniveau gegeben. Beim Geschirrspülen und Waschen ist es dagegen sinnvoll, das höhere Temperaturniveau zuerst zu bedienen. D.h. mit der vom Hersteller geforderten Mindesttemperatur von 45 °C für den Geschirrspüler sortiert sich die Reihenfolge über die von der Anwendung geforderte Temperatur für den Waschgang entsprechend **Bild 5.1** für eine 40 °C- und 60 °C-Wäsche. Im Folgenden werden Betriebsreihenfolgen untersucht, wobei eine energetische Charakterisierung des gesamten Betriebszyklus mit Wärmepumpe erfolgt und einzelne Stromeinsparpotentiale sowie das Gesamtstromeinsparpotential ausgewertet werden. Die Auswertung erfolgt anhand einer Darstellung der Messdaten mit anschließender energetischer Bilanzierung der Wärmepumpe, der Wärmespeicher und der Geräte.

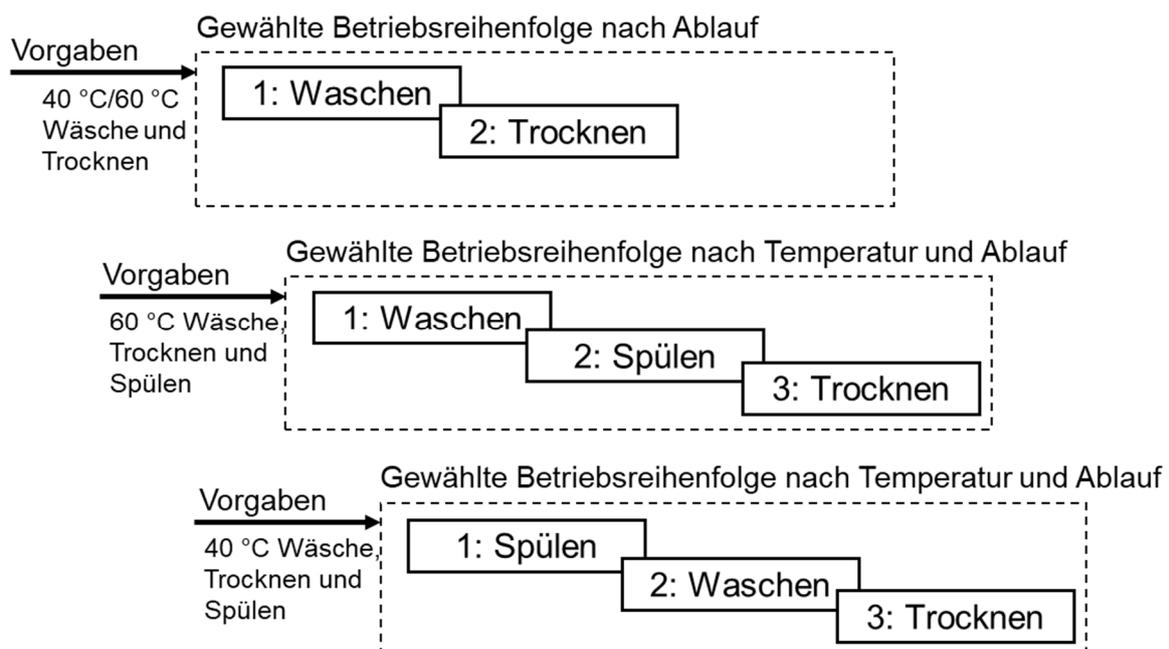


Bild 5.1: Betriebsreihenfolgen für Haushaltsgeräte mit flexiblen Betriebszeiten.

5.1.1 Waschen, Geschirrspülen und Wäschetrocknen in Reihenfolge

Wie in den dargestellten Untersuchungen in Kapitel 4 wird auch hier nur der Waschgang bei 60 °C betrachtet, womit sich die dazu gegebene Betriebsreihenfolge nach **Bild 5.1** ergibt. Nach dem Waschen bei 60 °C wird der Geschirrspüler betrieben, wonach die Wäschetrocknung erfolgt.

Der Wärmepumpenbetrieb für die Variante in der genannten Reihenfolge ist in **Bild 5.2** dargestellt. Das obere Diagramm zeigt den Temperaturverlauf des Heizungsvorlaufs und -rücklaufs sowie des Solevorlaufs und -rücklaufs. Im mittleren Diagramm ist der Massenstrom der jeweiligen Senke bzw. des Heizkreises und des Solekreislaufs aufgetragen und im unteren Diagramm die Leistungsaufnahme der Wärmepumpe. Das entsprechende Hydraulikschaltbild mit Temperatur- und Durchflussmessungen ist in **Bild 3.2** gegeben. Der Betriebsablauf für die Wärmepumpe kann in vier Abschnitte unterteilt werden.

- 1: Betrieb des Wärmepumpenprüfstands zum Aufheizen und Abkühlen des Heiz-/Solekreislaufs
- 2: Aufheizen des Warmwasserspeichers zum Waschen und Geschirrspülen
- 3: Nachheizen des Warmwasserspeichers und erste Abkühlung des Kältespeichers zum Trocknen
- 4: Nachkühlen des Kältespeichers ohne Aufheizen des Warmwasserspeichers

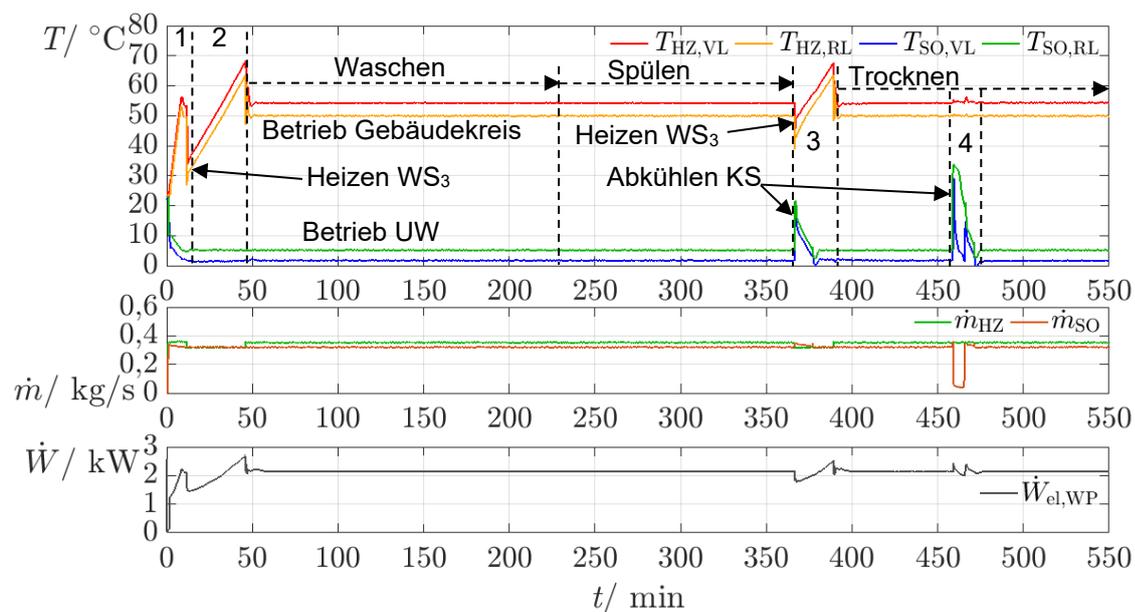
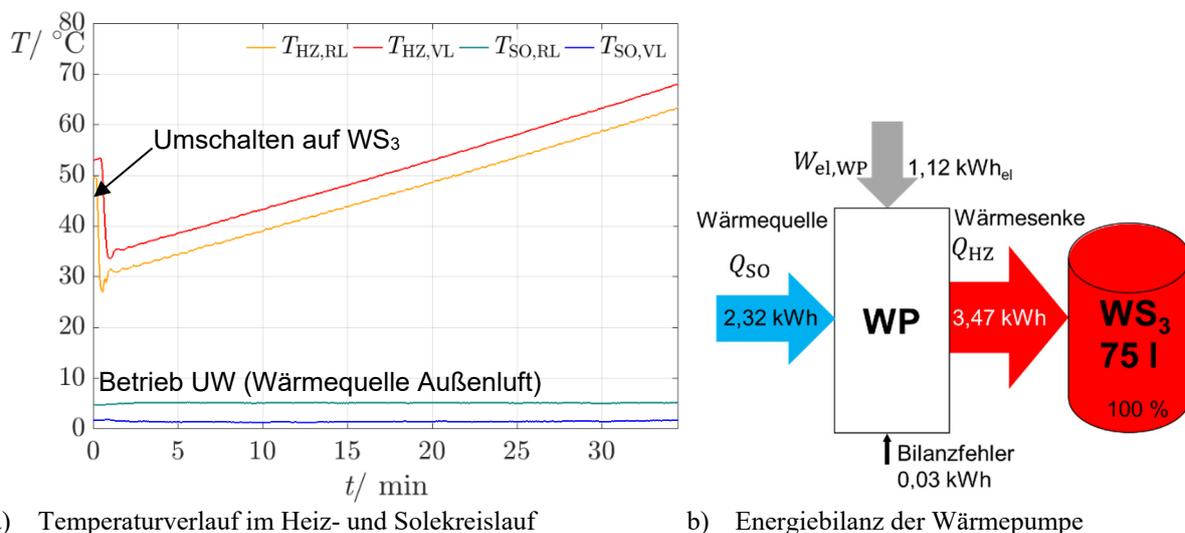


Bild 5.2: Betrieb der Wärmepumpe (WP) zum Waschen, Geschirrspülen und Wäschetrocknen in Reihenfolge mit Umschaltvorgängen im Heizkreislauf (HZ) zwischen Gebäudekreis und Warmwasserspeicher (WS₃) und im Solekreislauf (SO) zwischen Umweltkreislauf (UW) bei 10 °C Außenlufttemperatur und Kältespeicher (KS). Das Diagramm zeigt vier Betriebsschritte der Wärmepumpe: Betrieb des Wärmepumpenprüfstands zum Aufheizen und Abkühlen des Heiz-/Solekreislaufs (1), Aufheizen des Warmwasserspeichers zum Waschen und Geschirrspülen (2), Nachheizen des Warmwasserspeichers und erste Abkühlung des Kältespeichers zum Trocknen (3) und Nachkühlen des Kältespeichers ohne Aufheizen des Warmwasserspeichers (4).

Zu Beginn der Messung wird der Prüfstand auf Betriebstemperatur aufgeheizt bzw. abgekühlt. Im Solekreislauf wird ein Temperaturniveau von 5 °C im Vorlauf eingehalten, was bei einer minimalen Temperaturdifferenz von 5 K für die Wärmeübertragung einer Außenlufttemperatur von 10 °C entspricht. Die Vorlauftemperatur im Heizkreislauf beträgt rd. 54-55 °C. Der Wärmespeicher wird bis auf eine Maximaltemperatur von 63 °C im Rücklauf aufgeheizt, was im Vorlauf rd. 67 °C ergibt, siehe

Bild 5.3a. Zu berücksichtigen ist, dass das Temperaturniveau im Warmwasserspeicher zu Beginn der Vermessung bereits rd. 30 °C beträgt. Die Bilanzierung des Wärmepumpenbetriebs für den Aufheizvorgang ist in **Bild 5.3b** gegeben.



a) Temperaturverlauf im Heiz- und Solekreislauf

b) Energiebilanz der Wärmepumpe

Bild 5.3: Aufheizen (Q_{HZ}) des Warmwasserspeichers (WS_3) von rd. 30 °C auf 63 °C im 2. Betriebsschritt nach **Bild 5.2**. Die Wärme der 10 °C Außenluft (Q_{SO}) wird der Wärmepumpe mit rd. 5 °C kalter Sole über den Umweltkreislauf (UW) zugeführt. Die Leistungszahl der Wärmepumpe für den Vorgang beträgt 3,1.

Nach Gleichung 5.1 ergibt sich durch die Summe der einzelnen Teilschritte die ausschließlich über die Außenluft dem Umweltkreis (UW) zugeführte Wärme von 2,32 kWh und die an die Wärmesenke abgegebene Wärme von 3,47 kWh.

$$Q_x = \sum_{i=1}^N \dot{m}_i \cdot (h_{2,i} - h_{1,i}) \cdot \frac{h}{3600 \text{ s}} \quad (5.1)$$

Diese wird in dem Warmwasserspeicher, der damit für den Betriebsablauf zu 100 % aufgeheizt ist, gespeichert. Der über die Wärmepumpe bezogene Strom ergibt sich analog dazu nach Gleichung 5.2.

$$W_x = \sum_{i=1}^N \dot{W}_{el,i} \cdot \frac{h}{3600 \text{ s}} \quad (5.2)$$

Die Wärmepumpe weist für das Aufheizen des Warmwasserspeichers einen Stromverbrauch von insgesamt 1,12 kWh auf. Aus den Messwerten ergibt sich eine Differenz von 0,03 kWh in der Bilanz nach **Bild 5.3b**. Die Dynamik des Umschaltvorgangs, siehe **Bild 5.3a**, sowie die Ungenauigkeit der Messgeräte, siehe Anhang A, können hier Einfluss haben und zu einem Bilanzfehler führen. Abweichungen durch Messungenauigkeiten werden nicht explizit ausgewiesen, da die hohe Dynamik durch Betriebsreihenfolgen und Aufheiz-, Abkühl- sowie Umschaltvorgängen keine statische Untersuchung mittels Ungenauigkeit der Messgeräte zulässt. Falls sich die Differenzen nachweisbar aus Restwärme in Warmwasserspeicher und Leitungen oder Wärmeverlusten ergeben, erfolgt eine Aufteilung mit Erläuterung.

Nach dem Aufheizen des Warmwasserspeichers erfolgt die Vorwärmung der Trinkwarmwasserstation, siehe **Bild 5.4a**. Dazu wird die Pumpe der Trinkwarmwasserstation für rd. 3 min im Zirkulationsmodus betrieben, bis eine Annäherung des Temperaturniveaus zwischen Vorlauf und Rücklauf im

Warmwasserspeicherkreislauf, dem Primärkreis der Trinkwarmwasserstation, erreicht wird. Das hohe Temperaturniveau, was bereits zu Beginn der Messung im Vorlauf und Rücklauf des Warmwasserspeichers gemessen wird, ergibt sich durch die Nähe der Messstellen zum Zulauf und Rücklauf des Heizkreislaufs der Wärmepumpe, worüber der Warmwasserspeicher aufgeheizt wird, siehe **Bild 3.2**. Während des Aufheizens werden dem Warmwasserspeicher 0,28 kWh Wärme entzogen, siehe **Bild 5.4b**. Dies entspricht rd. 8,1 % der dem Warmwasserspeicher zugeführten Wärme von 3,47 kWh. Für den weiteren Betriebsablauf wird die Pumpe der Trinkwarmwasserstation im Eco-Modus betrieben, wodurch die Wärmeverluste gering gehalten werden können, da die Pumpe nur angeschaltet wird, wenn eine gleichzeitige Warmwasserzapfung im Trinkwasserkreislauf, dem Sekundärkreislauf der Trinkwarmwasserstation, erfolgt.

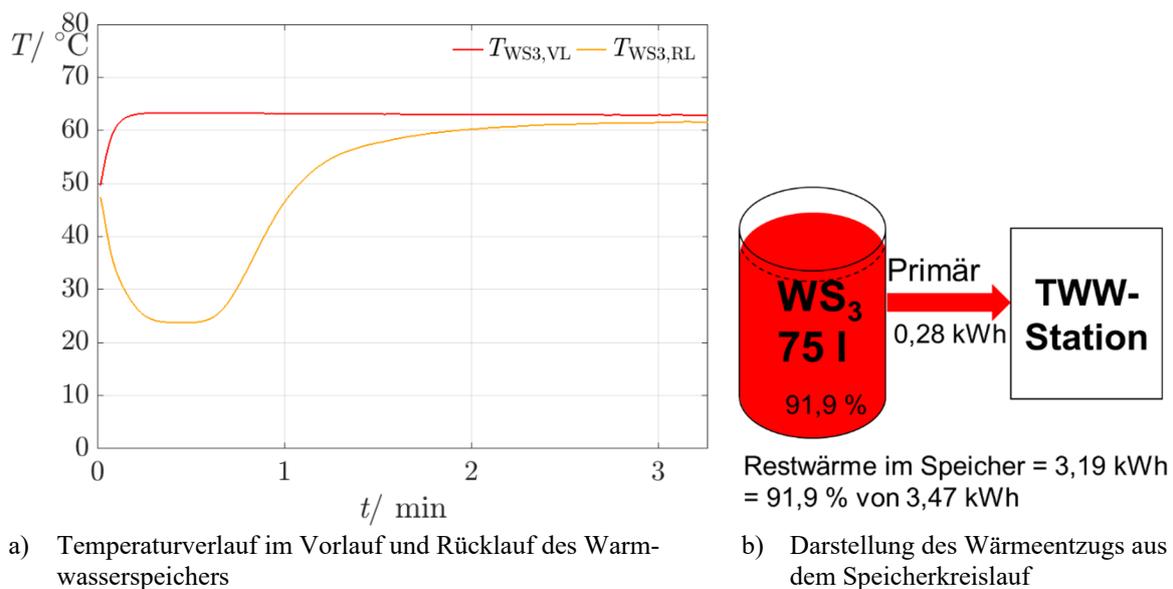
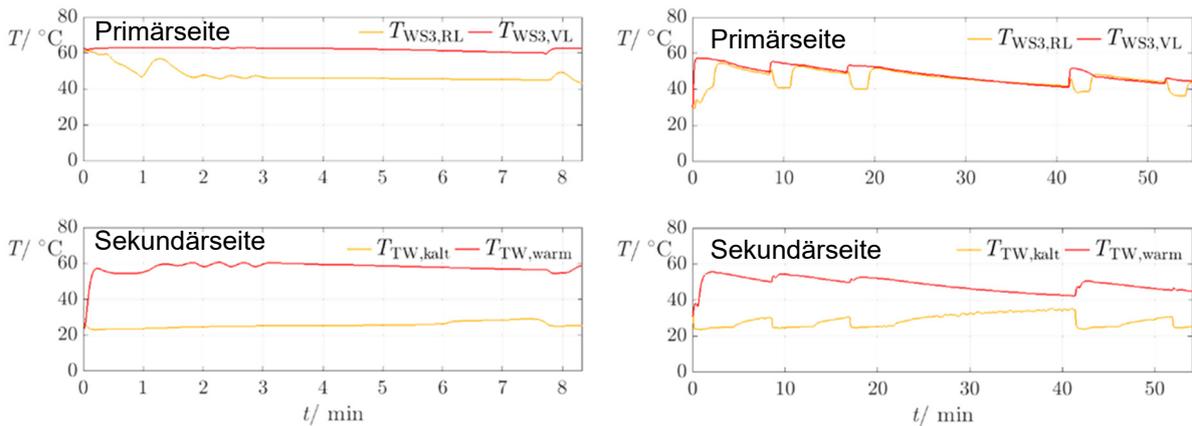


Bild 5.4: Aufheizvorgang der Trinkwarmwasser (TWW)-Station über den Warmwasserspeicherkreislauf (WS₃).

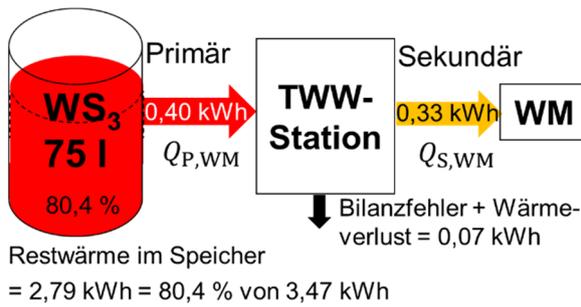
Im Anschluss an die Vorwärmung der Trinkwarmwasserstation erfolgt die Wärmeabnahme aus dem Warmwasserspeicher auf hohem Temperaturniveau, um das Trinkwasser für eine 60 °C-Wäsche aufzuheizen, siehe **Bild 5.5a**. Der Temperaturverlauf wird nur während des Waschwasserbezugs zu Beginn der Wäsche dargestellt. Das kalte Trinkwasser wird nach dem Eintritt in die Sekundärseite der Trinkwarmwasserstation aufgeheizt. Dabei werden 0,4 kWh Wärme über die Primärseite abgegeben und 0,33 kWh über die Sekundärseite aufgenommen, was eine Differenz von 0,07 kWh zwischen abgegebener Wärme und aufgenommener Wärme ergibt, siehe **Bild 5.5b**. Beim Geschirrspülen (**Bild 5.5c**) werden insgesamt 0,98 kWh Wärme primärseitig abgegeben und 0,78 kWh sekundärseitig aufgenommen, die Differenz beträgt damit 0,2 kWh, siehe **Bild 5.5d**.

Bild 5.6 zeigt die Energiebilanz zum Aufheizen des Warmwasserspeichers und für die Wärmeentnahme zum Waschen und Geschirrspülen inklusive der zuvor aufgeführten Verluste. Restwärme nach und Wärmeverluste während des ersten Betriebsabschnitts von insgesamt 1,81 kWh (52,2 %) werden zusammen durch die schraffierte Fläche des Warmwasserspeichers dargestellt.

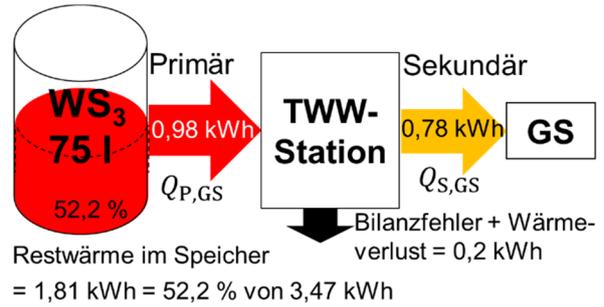


a) Temperaturverlauf zum Waschen

c) Temperaturverlauf zum Geschirrspülen



b) Wärmeabnahme zum Waschen



d) Wärmeabnahme zum Geschirrspülen

Bild 5.5: Temperaturverlauf und Wärmebilanz beim Waschen und Spülen über die primärseitig (P) an den Warmwasserspeicher (WS₃) angeschlossene Trinkwarmwasser (TWW)-Station. Sekundärseitig (S) erfolgt die Zapfung des Trinkwassers (TW) für die Waschmaschine (WM) und den Geschirrspüler (GS).

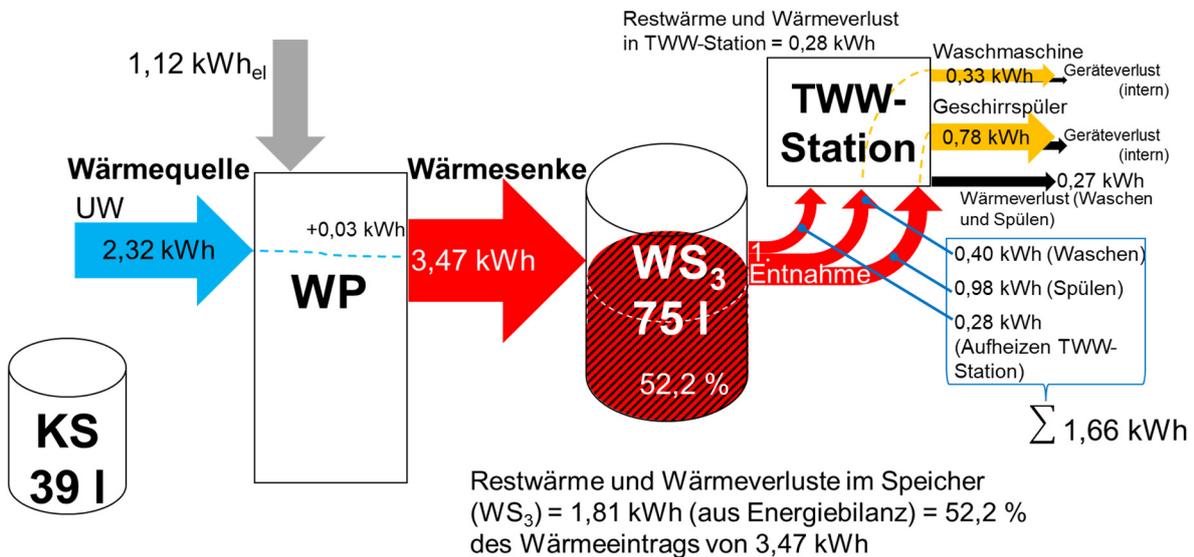


Bild 5.6: Aufheizen des Warmwasserspeichers (WS₃) auf Maximaltemperatur (63 °C) durch die Wärmepumpe (WP) zum Waschen und Geschirrspülen über die Trinkwarmwasser (TWW)-Station. Die Wärmepumpe bezieht Wärme über den Umweltkreislauf (UW) bei 10 °C Außenluft und arbeitet mit einer mittleren Leistungszahl von 3,1. Das Temperaturniveau im Kältespeicher (KS) beträgt rd. 20 °C.

Die Leistungszahl der Wärmepumpe für den Aufheizvorgang nach **Bild 5.3b** beträgt 3,1. Wenn jedoch ausschließlich die Nutzwärme nach der in Gleichung 5.3 definierten Systemleistungszahl berücksichtigt wird, reduziert sich die Leistungszahl des Systems zum Waschen und Geschirrspülen auf 0,74.

$$\varepsilon_{\text{Sys}} = \frac{\sum Q_{\text{nutz},x}}{W_{\text{el}}} \quad (5.3)$$

Mehr als die Hälfte (rd. 52 %) der in den Warmwasserspeicher übertragenen Wärme von 3,47 kWh verbleibt noch in Speicher und Leitungen oder wird als Wärmeverlust an die Umgebung abgegeben. Zudem spielt die über den Umweltkreislauf aus der Außenluft zugeführte Wärme eine große Rolle. Nach Gleichung 5.4 ergibt sich daher auch ein entsprechend geringer Wärmeausnutzungsgrad von 0,19 für den ersten Abschnitt des Systembetriebs, siehe **Tabelle 5.1**.

$$\eta_{\text{Sys}} = \frac{\sum Q_{\text{nutz},x}}{\sum Q_x} \quad (5.4)$$

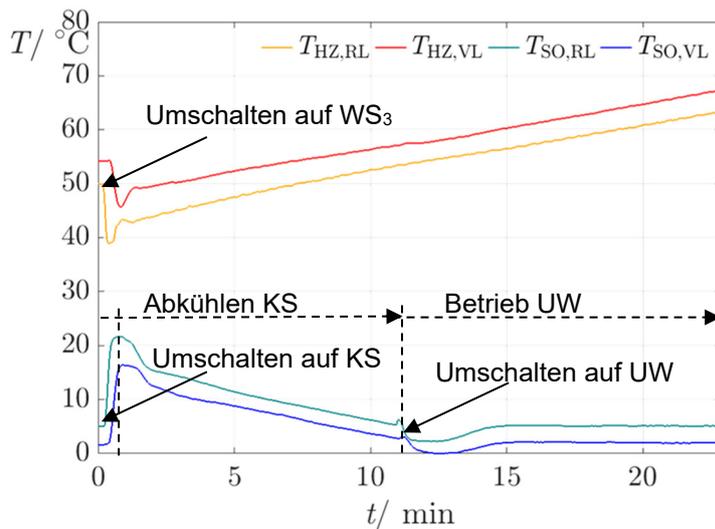
Eine exakte Aufteilung der übrigen Wärme von 1,81 kWh in Restwärme und Wärmeverlust ist mit den aus dem Betriebsablauf nach **Bild 5.6** erhaltenen Informationen noch nicht möglich, erfolgt jedoch im Laufe der weiteren Auswertung durch den Nachheizvorgang.

Tabelle 5.1 zeigt den elektrischen Verbrauch der Geräte im Systembetrieb im Vergleich zum Einzelbetrieb der jeweiligen Referenzmessung, siehe Kapitel 4. Für eine Außenlufttemperatur von 10 °C ergibt sich inklusive des Mehrverbrauchs der Wärmepumpe von 1,12 kWh eine elektrische Einsparung von 0,64 kWh bzw. 30 % vom Einzelbetrieb der Geräte, auch wenn die Systemleistungszahl und der Wärmeausnutzungsgrad sehr gering ausfallen.

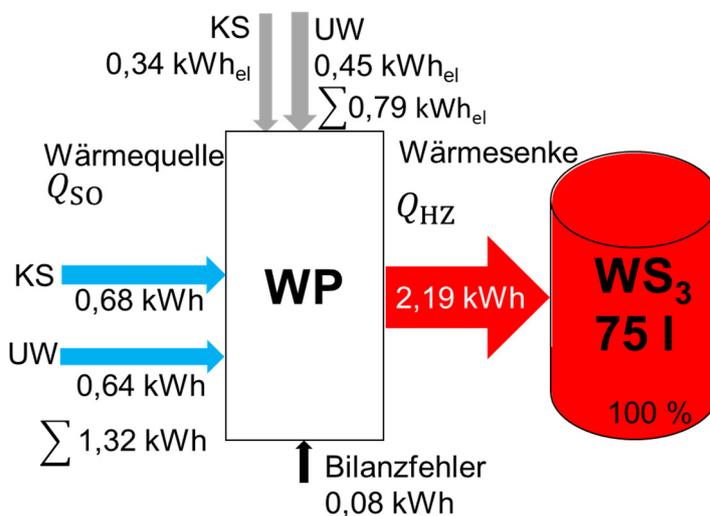
Tabelle 5.1: Stromverbrauch der Wärmepumpe (W_{WP1}), Waschmaschine (W_{WM}) und des Geschirrspülers (W_{GS}) im Referenzbetrieb und im Systembetrieb für eine Außenlufttemperatur von 10 °C. Die prozentuale Einsparung bezieht sich auf den Gesamtstromverbrauch der Geräte (W_{ges}) im Referenzbetrieb. Für den ersten Betriebsabschnitt ergibt sich eine Systemleistungszahl von 0,74 und ein Wärmeausnutzungsgrad von 0,19.

Bezeichnung	W_{WP1} /kWh	W_{WM} /kWh	W_{GS} /kWh	W_{ges} /kWh	Einsparung /%
Referenz	-	1,27	0,87	2,14	0
Waschen + Spülen	1,12	0,32	0,06	1,50	30

Um das Potential bzw. die noch vorhandene Restwärme im Warmwasserspeicher auszunutzen, erfolgt im Anschluss des Geschirrspülvorgangs die Trocknung der Wäsche. Für die Wäschetrocknung wird der Warmwasserspeicher wieder auf Maximaltemperatur nachgeheizt, während der Kältespeicher abgekühlt wird, siehe **Bild 5.7**. Sobald der Kältespeicher auf Betriebstemperatur abgekühlt ist, erfolgt die Umschaltung auf den Umweltkreislauf bei 10 °C Außenlufttemperatur, siehe **Bild 5.7a**. Insgesamt wird dem Warmwasserspeicher eine Wärme von 2,19 kWh während des Nachheizens auf Maximaltemperatur zugeführt, womit wieder ein Aufheizen auf 100 % erreicht wird. Ohne die dem Kältespeicher entzogene Wärme als Nutzen anzusehen, ergibt sich aus den Messwerten eine Leistungszahl von 2,77 bei einem elektrischen Verbrauch von 0,79 kWh. Die ausgewiesene Differenz, die mit 0,08 kWh vernachlässigbar geringe Auswirkungen auf die Gesamtbilanz hat, kann sich auch hier durch die Umschaltvorgänge ergeben.



a) Temperaturverlauf im Vorlauf und Rücklauf des Heiz (HZ)- und Solekreislaufs (SO)



b) Energiebilanz der Wärmepumpe zum Nachheizen des Warmwasserspeichers

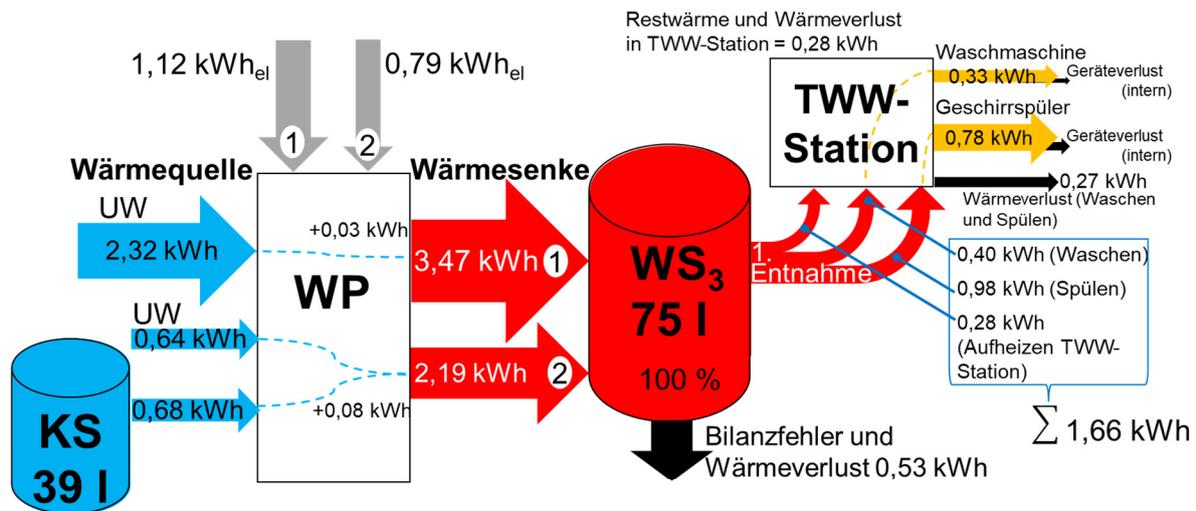
Bild 5.7: Nachheizen (Q_{HZ}) des Warmwasserspeichers (WS_3) auf Maximaltemperatur (63 °C) mit zwei unterschiedlichen Wärmequellen (Q_{SO}), dem Kältespeicher (KS) und dem Umweltkreislauf (UW) bei 10 °C Außenluft. Die Leistungszahl der Wärmepumpe (WP) beträgt 3,63.

Da für den dargestellten Betriebsfall zusätzlich der Kältespeicher als Wärmequelle mit nutzbarem Wärmeanteil ($0,68\text{ kWh}$) zählt, ergibt sich gemäß Gleichung 2.4 eine Leistungszahl von 3,63 im kombinierten Betrieb aus der Bilanz in **Bild 5.7b**. Nicht nutzbar bleibt die über den Umweltkreislauf zugeführte Wärme von $0,64\text{ kWh}$, die mit einem größeren Kältespeicher auch darüber bereitgestellt werden könnte, um bspw. im Anschluss auch für die Wäschetrocknung genutzt zu werden. Mit dem kleinen Kältespeicher im System ist dies jedoch nicht möglich und eine Abkühlung auf noch geringere Temperaturniveaus scheidet aus, da durch zu niedrige Temperaturen im Kühlregister des Wäschetrockners die Prozessluft zu stark abgekühlt wird. Das würde den Prozess bei gleichbleibender Warmwasserspeichertemperatur ineffektiver ablaufen lassen, siehe Punkt 2.2.

Bild 5.8 zeigt die Erweiterung der Energiebilanz des Systems nach **Bild 5.6** durch den Nachheizvorgang. Die beiden Vorgänge werden dazu in chronologischer Reihenfolge (1 und 2) dargestellt. Da der Warmwasserspeicher wieder auf die Maximaltemperatur nachgeheizt wird, kann ein Vergleich der Energiemengen erfolgen. Die Differenz zwischen der zum Aufheizen zugeführten Wärme von

3,47 kWh und der zum Nachheizen zugeführten Wärme von 2,19 kWh ergibt eine Restwärme von 1,28 kWh, die nach der ersten Entnahme noch im Warmwasserspeicher vorhanden war.

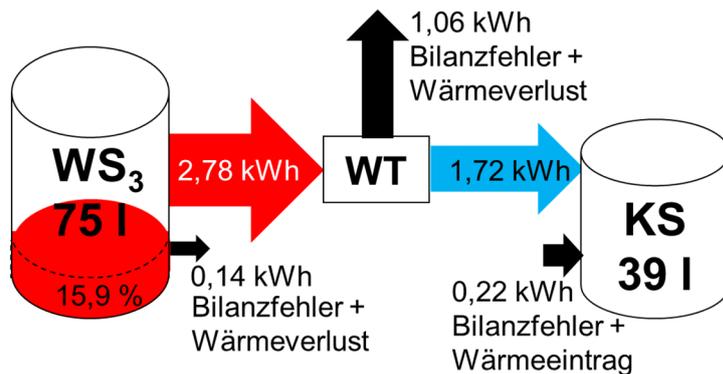
Da dem Warmwasserspeicher während der ersten Entnahme insgesamt nur 1,66 kWh Wärme zum Waschen und Geschirrspülen entzogen wird, ergibt sich eine Differenz von 0,53 kWh zwischen der noch gespeicherten Restwärme von 1,28 kWh und der in **Bild 5.6** als Wärmeverlust und Restwärme ausgewiesenen Wärme von 1,81 kWh. Während dem Waschen und Geschirrspülen werden demnach 0,53 kWh bzw. 15,3 % von der dem Warmwasserspeicher zugeführten Wärme von 3,47 kWh beim Aufheizen über den Speicher und das Leitungssystem an die Umgebung abgegeben.



- Wärmeeintrag beim Nachheizen des Speichers auf Maximaltemperatur (100 % bzw. 3,47 kWh) = 2,19 kWh
- Restwärme im Speicher aus Differenz beim Nachheizen von 2,19 kWh auf 3,47 kWh = 1,28 kWh
 - Bilanzfehler und Wärmeverlust aus Differenz der Restwärme von 1,28 kWh zu 1,81 kWh = 0,53 kWh

Bild 5.8: Erweiterung der Energiebilanz nach **Bild 5.6** zum Aufheizen (1) um das Nachheizen (2) des Warmwasserspeichers (WS₃) über die Wärmepumpe (WP) nach der Wärmeabnahme über die Trinkwarmwasser (TWW)-Station und vor der Wäschetrocknung. Der Kältespeicher (KS) wird abgekühlt und deckt einen Teil des Wärmebedarfs zum Nachheizen. Das Temperaturniveau im gekühlten Kältespeicher beträgt rd. 7 °C und im nachgeheizten Warmwasserspeicher 63 °C.

Bild 5.9 zeigt die Wärmebilanz des Trocknungsprozesses mit der dem Warmwasserspeicher dazu entzogenen Wärme von 2,78 kWh. Zusätzlich werden 0,14 kWh Wärme über die Zuleitung vom Warmwasserspeicher zum Heizregister des Wäschetrockners an die Umgebungsluft abgegeben. Über den Kältespeicher werden während der Wäschetrocknung 1,72 kWh Wärme zuzüglich der Wärmeeinträge von 0,22 kWh über die Zuleitung vom Kältespeicher zum Kühlregister des Wäschetrockners aufgenommen. 7.282 g nasse Wäsche werden während des Trocknungsprozesses auf eine Restfeuchte von 1,9 % (5.058 g) der Referenzbeladung (4.966 g) getrocknet.



Restwärme im Speicher
 = 0,55 kWh = 15,9 % von 3,47 kWh

Bild 5.9: Wärmebilanz zum Wäschetrocknen über den Wäschetrockner (WT) im System gemäß dem Konzeptentwurf in Kapitel 3 mit Warmwasserspeicher (WS₃) und Kältespeicher (KS).

Die in **Bild 5.10** aufgeführte Gesamtbilanz zeigt die zuvor analysierten Prozessschritte für einen Betrieb der Haushaltsgeräte mit flexiblen Betriebszeiten über das Wärmepumpensystem. Während der Trocknung muss der Kältespeicher einmal nachgekühlt werden. Die Wärme wird dabei nicht über das System abgenommen, sondern auf hohem Temperaturniveau an die Außenluft abgegeben. In **Bild 5.10** ist dies als Prozessschritt „3“ gekennzeichnet und als zweites Abkühlen in **Bild 5.2** zu sehen. Für die Wäschetrocknung werden dem Warmwasserspeicher 2,92 kWh Wärme entzogen. Unter der Annahme, dass durch das Nachheizen wieder 3,47 kWh Wärme in dem Warmwasserspeicher gespeichert waren, ergibt sich eine Differenz von 0,55 kWh, die in **Bild 5.10** als Restwärme ausgewiesen ist. Die Restwärme im Warmwasserspeicher entspricht damit noch 15,9 % des Wärmeeintrags in den Speicher. Über das Kühlregister des Wäschetrockners werden 1,72 kWh der über das Heizregister zugeführten Wärme von 2,78 kWh in den Kältespeicher abgeführt.

Für den gesamten Betriebsablauf mit allen zuvor erläuterten Prozessschritten in **Bild 5.10** ergibt sich eine Stromeinsparung von 0,3 kWh, rd. 9 % von dem Geräteverbrauch im Referenzbetrieb, siehe **Tabelle 5.2**. Obwohl die Geräte im Einzelvergleich ein sehr hohes Einsparpotential zeigen, fällt die Stromeinsparung im Gesamtsystem sehr niedrig aus, was vor allem an dem nicht auf den Prozessablauf abgestimmten Betrieb der Wärmepumpe liegt, die für die insgesamt drei Betriebszyklen 2,35 kWh elektrischen Strom verbraucht (W_{WP1} bis W_{WP3}). Die Kennzahlen des Systems verbessern sich durch die Wäschetrocknung deutlich. Nach Gleichung 5.3 ergibt sich eine Systemleistungszahl von 1,76 und nach Gleichung 5.4 ein Wärmeausnutzungsgrad von 0,47, siehe zum Vergleich **Tabelle 5.1** und **Tabelle 5.2**.

Damit werden 53 % der zur Verfügung stehenden thermischen Energie in dem System nicht genutzt. Trotzdem wird durch den hohen Wärmeausnutzungsgrad im Vergleich zum ersten Prozessabschnitt das Potential des Wäschetrockners, mit dem Wärme auf geringem Temperaturniveau aus dem Warmwasserspeicher genutzt werden kann, deutlich. Außerdem wird während der Wäschetrocknung der abgekühlte Kältespeicher wieder aufgewärmt, die dem Speicher von der Wärmepumpe entzogene Wärme ist somit nutzbar für das System.

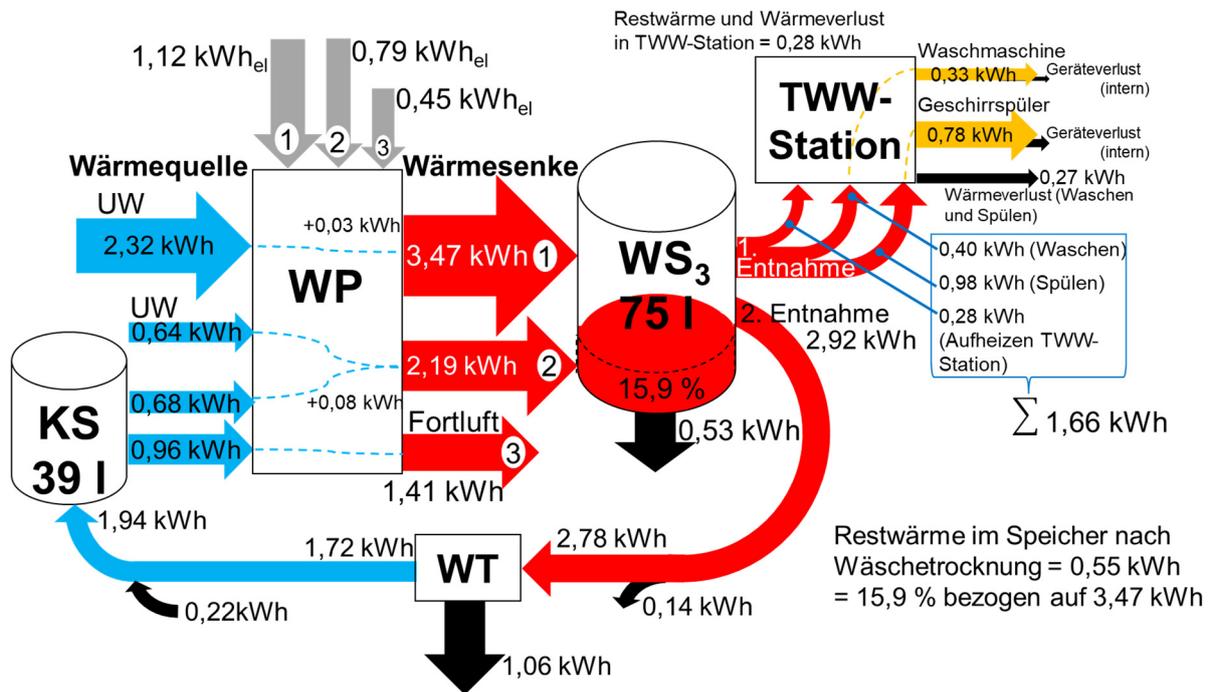


Bild 5.10: Gesamte Energiebilanz nach **Bild 5.6** und **Bild 5.8** zum Aufheizen (1) und Nachheizen (2) des Warmwasserspeichers (WS₃) sowie zum Nachkühlen (3) des Kältespeichers (KS) über die Wärmepumpe (WP) mit Wärmebereitstellung durch die Außenluft (10 °C) über den Umweltkreislauf (UW). Die Waschmaschine und der Geschirrspüler werden über die Trinkwarmwasser (TWW)-Station versorgt. Der Wäschetrockner (WT) bezieht die Wärme aus dem Warmwasserspeicher und führt diese anteilig wieder in den Kältespeicher zurück. Wärmeverluste und -einträge beinhalten auch Bilanzfehler (schwarze Pfeile).

Tabelle 5.2: Stromverbrauch der Wärmepumpe (W_{WPi}), Waschmaschine (W_{WM}), des Geschirrspülers (W_{GS}) und Wäschetrockners (W_{WT}) im Referenzbetrieb und im Systembetrieb für eine Außenlufttemperatur von 10 °C. Die prozentuale Einsparung bezieht sich auf den Gesamtstromverbrauch der Geräte (W_{ges}) im Referenzbetrieb. Für den zweiten Betriebsabschnitt ergibt sich eine Systemleistungszahl von 1,76 und ein Wärmeausnutzungsgrad von 0,47.

Betrieb	W_{WP1} /kWh	W_{WP2} /kWh	W_{WP3} /kWh	W_{WM} /kWh	W_{GS} /kWh	W_{WT} /kWh	W_{ges} /kWh	Einsparung /%
Referenz	-	-	-	1,27	0,87	1,29	3,43	0
Waschen + Spülen + Trocknen	1,12	0,79	0,45	0,32	0,06	0,40	3,14	9

Für die visuelle Darstellung in **Bild 5.11** wird der zusätzliche Stromverbrauch der Wärmepumpe anteilig über die jeweils von dem Haushaltsgerät aus dem Warmwasserspeicher entnommenen Wärme bezogen auf die Gesamtwärme im Warmwasserspeicher aufgeteilt, siehe Gleichung 5.5.

$$W_{WP,x} = W_{WP} \cdot \frac{\sum_{j=1}^M Q_{x,j}}{\sum_{i=1}^N Q_i} \tag{5.5}$$

Dabei werden für den ersten Betriebszyklus der Wärmepumpe nach **Bild 5.2** 0,4 kWh für die Waschmaschine, 0,98 kWh für den Geschirrspüler und 1,28 kWh für den Wäschetrockner angerechnet. Der Wärmeverbrauch zum Aufheizen der Trinkwarmwasserstation von 0,28 kWh und die Wärmeverluste während dem Waschen und Geschirrspülen von 0,53 kWh (insgesamt: 0,81 kWh) werden anteilig jeweils zur Hälfte der Waschmaschine und dem Geschirrspüler zugewiesen. Da die beiden weiteren

Betriebszyklen der Wärmepumpe nach dem Aufheizen des Warmwasserspeichers vollständig dem Wäschetrockner anzurechnen sind, ergibt sich für das Gerät ein deutlich höherer Stromverbrauch als in der Referenzmessung. Das liegt an den zusätzlichen Speicherladungen, die für die Trocknung der Wäsche notwendig sind. **Tabelle J.1** in Anhang J zeigt die Ergebnisse zu den Berechnungen, siehe Gleichung J.6 bis J.8.

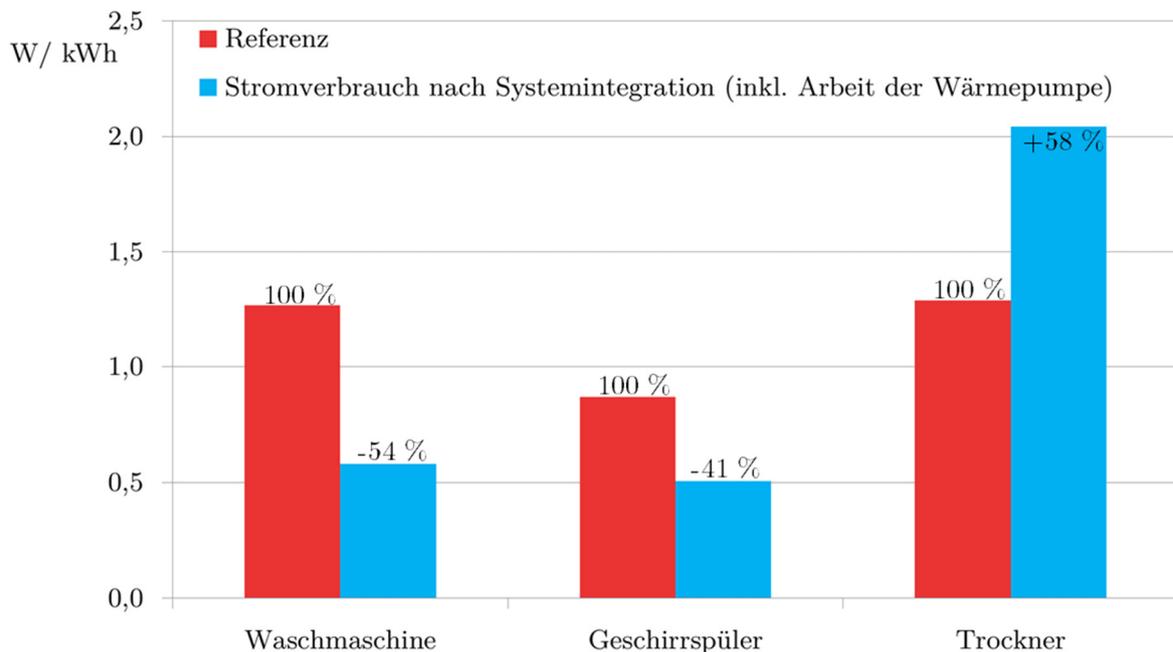


Bild 5.11: Stromverbrauch der Waschmaschine, des Geschirrspülers und des Wäschetrockners im Vergleich zwischen Referenzmessung und nach Systemintegration inklusive des auf die Geräte umgelegten Stromverbrauchs der zentralen Wärmepumpe, siehe **Tabelle 5.2**. Die prozentuale Einsparung und der Mehrverbrauch beziehen sich auf die jeweilige Referenzmessung (100 %).

Um das bestehende Potential eines unter den Geräten mit der Wärmepumpe abgestimmten Betriebsdurchlaufs darzustellen, wird der Gerätestrombedarf berechnet, wenn lediglich die nach **Bild 5.10** von den Haushaltsgeräten bezogene Wärme inklusive der Wärmeverluste in den Zuleitungen berücksichtigt wird. Es werden 0,28 kWh für das Aufwärmen der Trinkwarmwasserstation, 0,4 kWh für das Waschen, 0,98 kWh für das Geschirrspülen und 2,92 kWh Wärme für das Trocknen der Wäsche benötigt. Das Aufheizen der Trinkwarmwasserstation wird auch hier auf die Waschmaschine und den Geschirrspüler aufgeteilt. Für die Wärmebereitstellung wird dabei eine Leistungszahl von 3,1 eingerechnet, die zuvor aus der Messung zum Aufheizen des Warmwasserspeichers bestimmt werden konnte, siehe **Bild 5.3**. Damit zeigt sich, dass mit dem System noch eine Reduzierung des Stromverbrauchs möglich ist, in dem die Speicherladungen synchronisiert und Wärmeverluste reduziert werden, siehe **Tabelle J.2** in Anhang J. Insgesamt ergibt sich ein Einsparpotential von 34 %, bzw. 1,17 kWh von dem Gesamtverbrauch der drei Geräte aus der Referenzmessung. Das größte Potential zeigt dabei der Wäschetrockner, für dessen Betrieb der Stromverbrauch deutlich reduziert wird. Mit einem auf den Gerätebetrieb abgestimmten Wärmepumpenbetrieb sollte demnach noch eine höhere Stromeinsparung erzielt werden können. Im nächsten Schritt wird daher der Betriebsablauf experimentell aufeinander abgestimmt.

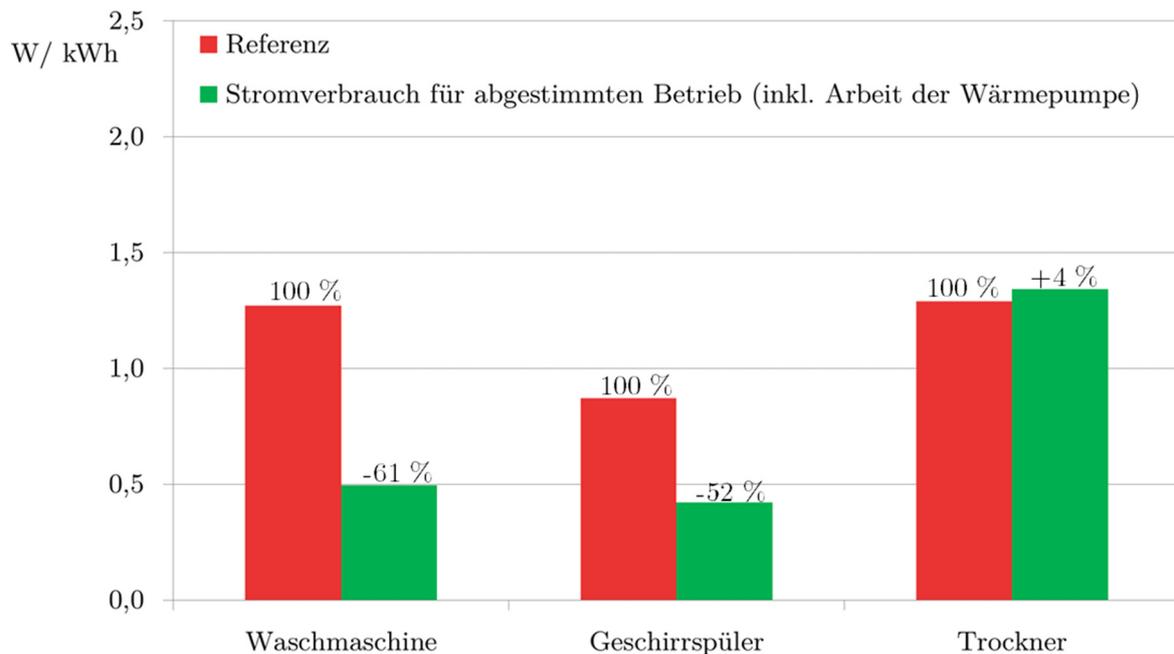
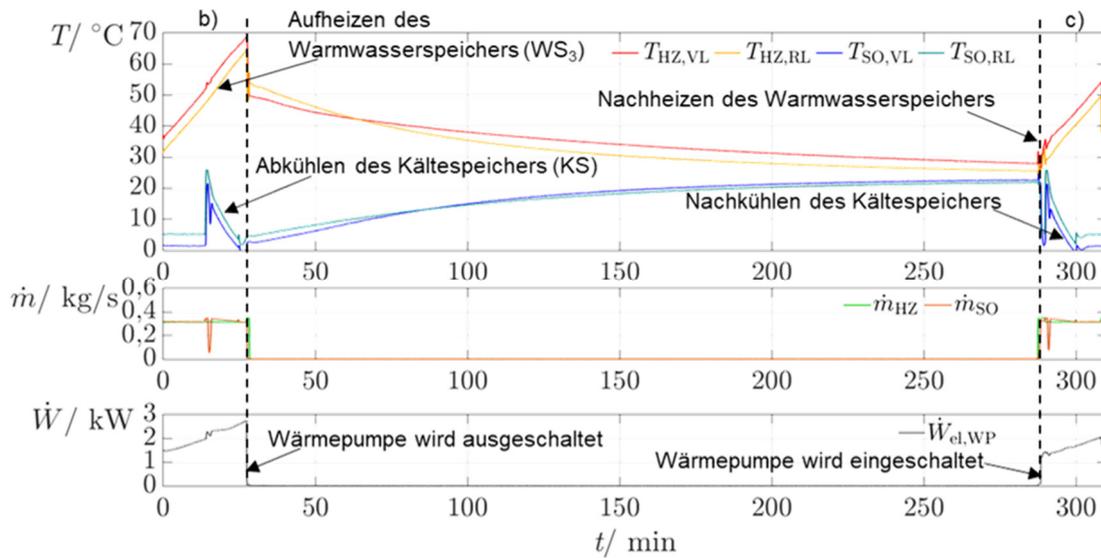


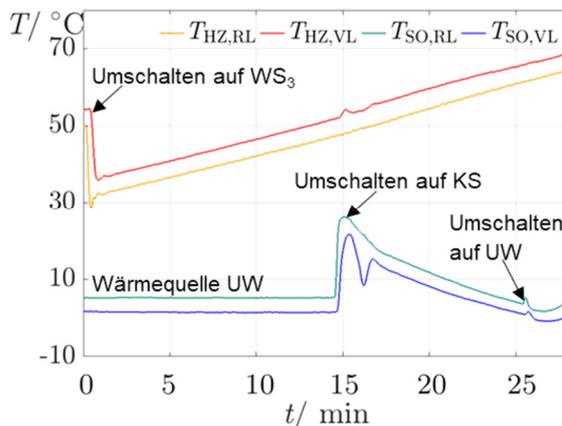
Bild 5.12: Stromverbrauch der Waschmaschine, des Geschirrspülers und Wäschetrockners im Referenzbetrieb und im Systembetrieb für eine Außenlufttemperatur von 10 °C. Der Stromverbrauch der Wärmepumpe wurde mit einer Leistungszahl von 3,1 nach **Bild 5.3** anhand der von den Haushaltsgeräten bezogenen Wärme berechnet und auf die Geräte umgelegt, siehe **Tabelle J.2**. Die prozentuale Einsparung und der Mehrverbrauch beziehen sich auf die jeweilige Referenzmessung (100 %).

5.1.2 Waschen, Geschirrspülen und Wäschetrocknen in abgestimmter Reihenfolge

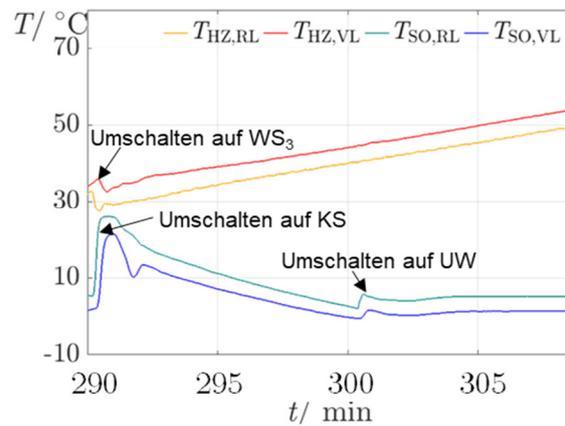
Zu Beginn der Messreihe in **Bild 5.13a** wird der Warmwasserspeicher auf Maximaltemperatur aufgeheizt, siehe **Bild 5.13b**. Die Wärmepumpe erreicht dabei im Solekreislauf eine Temperatur von 5 °C, um die Wärme bei 10 °C Außenlufttemperatur zuführen zu können. Nach rd. 15 min erfolgt die Umschaltung im Solekreislauf auf den Kältespeicher, der bereits vor dem Waschen/Geschirrspülen abgekühlt wird. Nachdem in beiden Speichern die jeweilige Betriebstemperatur erreicht wird, kann die Waschmaschine angeschaltet werden. Die Wärmepumpe wird daraufhin ausgeschaltet und erst zum Nachheizen und Nachkühlen der Speicher für die Wäschetrocknung wieder eingeschaltet, siehe **Bild 5.13c**. Das warme Waschwasser wird über die Trinkwarmwasserstation bezogen, siehe **Bild 5.13d**. Der Geschirrspüler wird eingeschaltet, sobald der Waschwasserbezug der Waschmaschine beendet ist. Beide Geräte werden mit versetztem Einschaltzeitpunkt gleichzeitig betrieben. Nachdem die Waschmaschine und der Geschirrspüler die Programme beendet haben, wird der Wäschetrockner in Betrieb genommen, siehe **Bild 5.13e**. Da der Kältespeicher bereits abgekühlt ist, kann der Betrieb direkt im Anschluss erfolgen. Der erste Trocknungsabschnitt erfolgt mit der in dem Warmwasserspeicher vorhandenen Restwärme auf einem Temperaturniveau von rd. 40 °C. Sobald der Kältespeicher die vorgegebene Maximaltemperatur von 25 °C erreicht, wird die Trocknung unterbrochen. Es erfolgt ein Nachkühlen des Kältespeichers und ein Nachheizen des Warmwasserspeichers auf 50 °C im Wärmepumpenrücklauf, siehe **Bild 5.13**. Die Trocknung wird daraufhin fortgesetzt, bis der Wäschetrockner das Programm beendet, siehe Anhang E. Die Eintrittstemperatur in das Heizregister des Wäschetrockners beträgt zum Ende des Trocknungsprozesses rd. 30 °C und die Eintrittstemperatur in das Kühlregister rd. 29 °C.



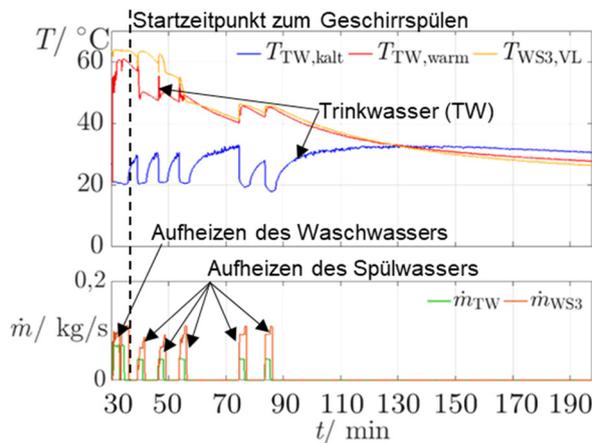
a) Wärmepumpenbetrieb zum Waschen, Geschirrspülen und Wäschetrocknen in Reihenfolge



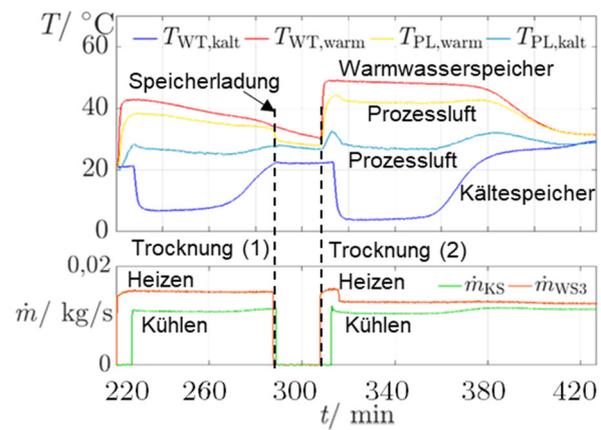
b) Aufheizen und Abkühlen der Speicher



c) Nachheizen und Nachkühlen der Speicher



d) Waschen und Geschirrspülen ab 30 min



e) Wäschetrocknen ab 220 min

Bild 5.13: Betrieb der Wärmepumpe (a) mit Vorlauf (VL) und Rücklauf (RL) im Heiz (HZ)- und Solekreislauf (SO) zum Aufheizen des Warmwasserspeichers (WS₃) und Abkühlen des Kältespeichers (KS) zu Beginn der Messung (b) und zum Nachheizen sowie Nachkühlen nach 290 min (c). Wärme der Außenluft (10 °C) wird mittels Umweltkreislauf (UW) zugeführt. Die Warmwasserspeichertemperatur zu Beginn der Messung beträgt rd. 30 °C. Nach dem Aufheizvorgang wird die Waschmaschine angeschaltet (d). Der Geschirrspüler wird direkt nach der Waschmaschine gestartet (d). Mit einem geringen Abstand zum Durchlauf beider Geräte wird der Wäschetrockner angeschaltet (e). Die Trocknung der Wäsche wird bei 290 min von der Speicherladung unterbrochen (c). Insgesamt beträgt die Zeit des Durchlaufs rd. 7 h. Informationen zu den Messstellen können **Bild 3.2** und **Bild 3.3** entnommen werden.

Bild 5.14 zeigt die detaillierte Energiebilanz für den gesamten Prozessdurchlauf, für den sich zwei Betriebszyklen für die Wärmepumpe ergeben. Das Aufheizen und Abkühlen (1) und das Nachheizen und Nachkühlen (2) des Warmwasser- bzw. des Kältespeichers.

Für das Aufheizen und Abkühlen beträgt der elektrische Verbrauch der Wärmepumpe 0,95 kWh. Mit 0,8 kWh kann über den Kältespeicher bereits ein hoher Anteil der Wärmeabnahme auf hohem Temperaturniveau von 2,97 kWh gedeckt werden. 1,13 kWh werden noch über die Außenluft bei 10 °C zugeführt. Da die dem Kältespeicher entzogene Wärme später für die Trocknung genutzt werden kann, ergibt sich eine kombinierte Leistungszahl von rd. 4 ohne Wärmeverluste zu berücksichtigen. Im Vergleich zu dem in Punkt 5.1.1 analysierten Ablauf ist zu berücksichtigen, dass 0,5 kWh weniger Wärme für das Aufheizen des Warmwasserspeichers notwendig sind. Auf die gesamte Speichermasse von rd. 75 kg bezogen macht das einen Temperaturunterschied von 5,7 K aus, der aus den Temperaturmessungen im Vorlauf und Rücklauf des Heizkreises während des Aufheizens nicht festzustellen ist. Beim Vergleich der Aufheizphasen fällt auf, dass die in **Bild 5.3** dargestellte Warmwasserspeicherladung rd. 10 min länger dauert. Für die in **Bild 5.14** dargestellte Bilanz ist der geringere elektrische Verbrauch demnach auf den geringeren Wärmebedarf beim Aufheizen des Warmwasserspeichers zurückzuführen. Für das Nachheizen und Nachkühlen bezieht die Wärmepumpe 0,51 kWh Strom. In Kombination ergibt sich hier eine Leistungszahl von rd. 5,2, da die Kältespeicherabkühlung mit als Nutzwärme betrachtet wird und zum Nachheizen nur noch 0,59 kWh Wärme über die Außenluft zugeführt werden. Über den gesamten Betriebszeitraum von rd. 7 h ergibt sich eine Differenz von insgesamt 0,82 kWh anhand der Bilanz des Warmwasserspeichers. Jeweils 0,41 kWh sind während der ersten und zweiten Entnahme nach **Bild 5.14** den Wärmeverlusten über den Systemaufbau und dem Bilanzfehler zuzuschreiben. Die Berechnungen zu den Bilanzwerten sind in Anhang J aufgeführt.

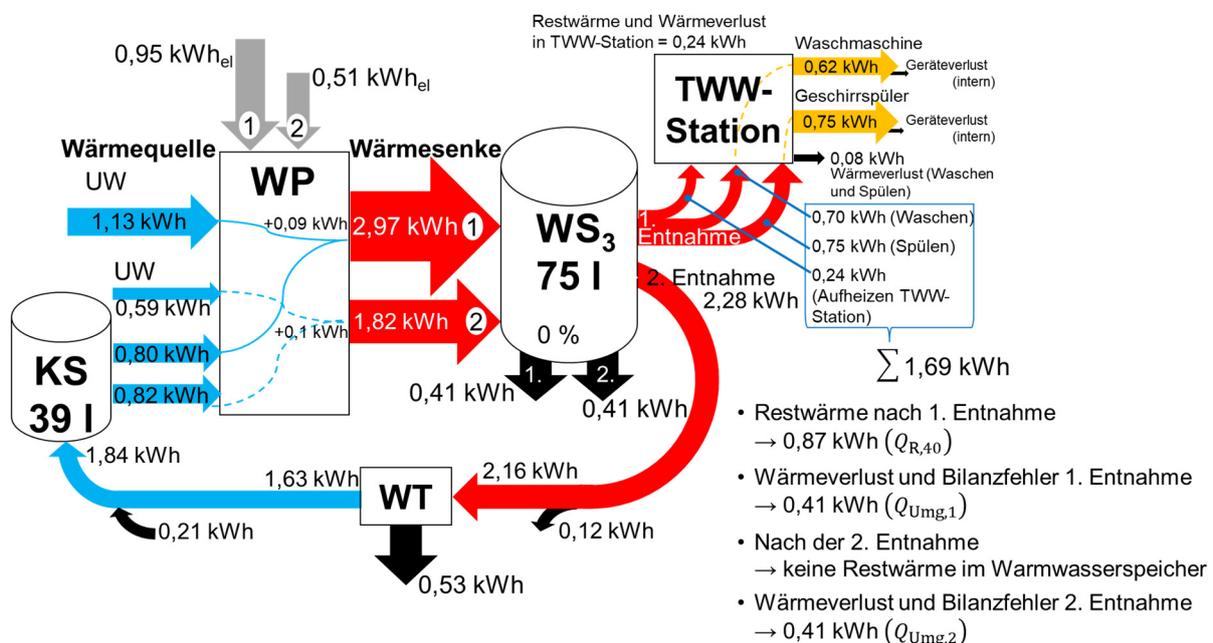


Bild 5.14: Gesamte Energiebilanz zum Aufheizen (1) und Nachheizen (2) des Warmwasserspeichers (WS₃) jeweils mit Abkühlung des Kältespeichers (KS) zum Waschen, Geschirrspülen über die Trinkwarmwasser (TWW)-Station und zum Wäschetrocknen in Reihenfolge. Der Betriebsablauf wurde mit der Wärmepumpe (WP) abgestimmt. Der Wäschetrockner (WT) nutzt die Restwärme aus dem Warmwasserspeicher und führt diese anteilig wieder in den Kältespeicher zurück. Wärmeverluste und -einträge beinhalten auch Bilanzfehler (schwarze Pfeile).

Eine detaillierte Aufteilung zwischen Restwärme und Verlusten anhand der Wärmebilanz ist für den Betriebsfall nicht möglich, da der Warmwasserspeicher beim Nachheizen nicht auf Maximaltemperatur aufgeheizt wird und somit kein Bezugspunkt für den Vergleich gegeben ist. Da die Warmwasserspeichertemperatur zu Beginn der Wäschetrocknung bei rd. 40 °C liegt, kann jedoch eine Abschätzung für die im Warmwasserspeicher vorhandene Restwärme nach dem Waschen und Geschirrspülen erfolgen. Der Warmwasserspeicher wird zu Beginn der Messreihe von 30 °C auf rd. 64 °C aufgeheizt, was überschlägig mit der Speichermasse von 75 kg eine Wärmeaufnahme von rd. 2,97 kWh ergibt, siehe Gleichung J.10 Anhang J. Für eine Temperaturdifferenz von 40 °C, der Warmwasserspeichertemperatur vor der Trocknung, zu 30 °C, der minimale Warmwasserspeichertemperatur, ergibt sich eine Restwärme von 0,87 kWh für die Wäschetrocknung, siehe Gleichung J.11 Anhang J. Damit ergeben sich über die Bilanz der ersten Betriebsphase Wärmeverluste von 0,41 kWh, die während dem Waschen und Geschirrspülen an die Umgebung abgegeben werden, siehe Gleichung J.12 Anhang J. Mit der Restwärme von 0,87 kWh im Warmwasserspeicher und der über die Wärmepumpe zugeführten Wärme ergibt sich nach der Wäschetrocknung eine Differenz von 0,41 kWh, siehe Gleichung J.13 Anhang J. Während der Wäschetrocknung werden damit nochmal 0,41 kWh Wärme über die Rohrleitungen und den Speicher an die Umgebung abgegeben.

Die charakteristischen Kennzahlen des Systembetriebs ergeben sich nach Gleichung 5.3 und 5.4 aus der in **Bild 5.14** dargestellten Energiebilanz für die zwei Betriebsphasen, siehe **Tabelle 5.3**. In Anhang J sind die Berechnungen dazu aufgeführt, siehe Gleichungen J.14 bis J.17. Für die erste Betriebsphase ergibt sich ein um 38 % (0,81 kWh) vom Einzelverbrauch der Geräte reduzierter Stromverbrauch. Dabei beträgt die Systemleistungszahl 1,03 und der Wärmeausnutzungsgrad 0,28. Durch die folgende Wäschetrocknung kann die Systemleistungszahl auf 2,18 gesteigert werden, wobei sich ein Wärmeausnutzungsgrad von 0,63 ergibt. Die Stromeinsparung beträgt dabei rd. 1 kWh bzw. 31 % vom Gesamtstromverbrauch der Referenzmessung.

Tabelle 5.3: Stromverbrauch der Wärmepumpe (W_{WPi}), Waschmaschine (W_{WM}), des Geschirrspülers (W_{GS}) und Wäschetrockners (W_{WT}) im Referenzbetrieb und im Systembetrieb für eine Außenlufttemperatur von 10 °C. Der Wärmepumpenbetrieb wurde auf den Wärmeverbrauch der Haushaltsgeräte abgestimmt. Die prozentuale Einsparung bezieht sich auf den Gesamtstromverbrauch der Geräte (W_{ges}) im Referenzbetrieb. Für den ersten Betriebsabschnitt ergibt sich eine Systemleistungszahl von 1,03 und ein Wärmeausnutzungsgrad von 0,28. Durch die anschließende Trocknung ergibt sich nach der zweiten Betriebsphase eine Systemleistungszahl 2,18 und ein Wärmeausnutzungsgrad von 0,63.

Bezeichnung	W_{WP1} /kWh	W_{WP2} /kWh	W_{WM} /kWh	W_{GS} /kWh	W_{WT} /kWh	W_{ges} /kWh	Einsparung /%
Waschmaschine und Geschirrspüler (1. Betriebsphase)							
Referenz	-	-	1,27	0,87	-	2,14	0
Waschen + Spülen	0,95	-	0,33	0,05	-	1,33	38
Waschmaschine, Geschirrspüler und Wäschetrockner (1. und 2. Betriebsphase)							
Referenz	-	-	1,27	0,87	1,29	3,43	0
Waschen+ Spülen + Trocknen	0,95	0,51	0,33	0,05	0,52	2,36	31

Bild 5.15 zeigt den Stromverbrauch der Geräte mit flexiblen Betriebszeiten für einen abgestimmten Betrieb der Waschmaschine, des Geschirrspülers und des Wäschetrockners mit der Wärmepumpe im Vergleich zu der Referenzmessung, siehe **Tabelle J.3** in Anhang J. Für die Aufteilung des zusätzlichen Stromverbrauchs der Wärmepumpe zum Aufheizen des Warmwasserspeichers auf die Waschmaschine, den Geschirrspüler und den Wäschetrockner nach Gleichung 5.5 wird die Restwärme von 0,87 kWh für

den Wäschetrockner angerechnet und die Wärmeverluste von 0,41 kWh sowie der Wärmeverbrauch zum Aufheizen der Trinkwarmwasserstation jeweils zur Hälfte auf die Waschmaschine und den Geschirrspüler aufgeteilt. Der Stromverbrauch zum Nachheizen wird insgesamt dem Wäschetrockner angerechnet.

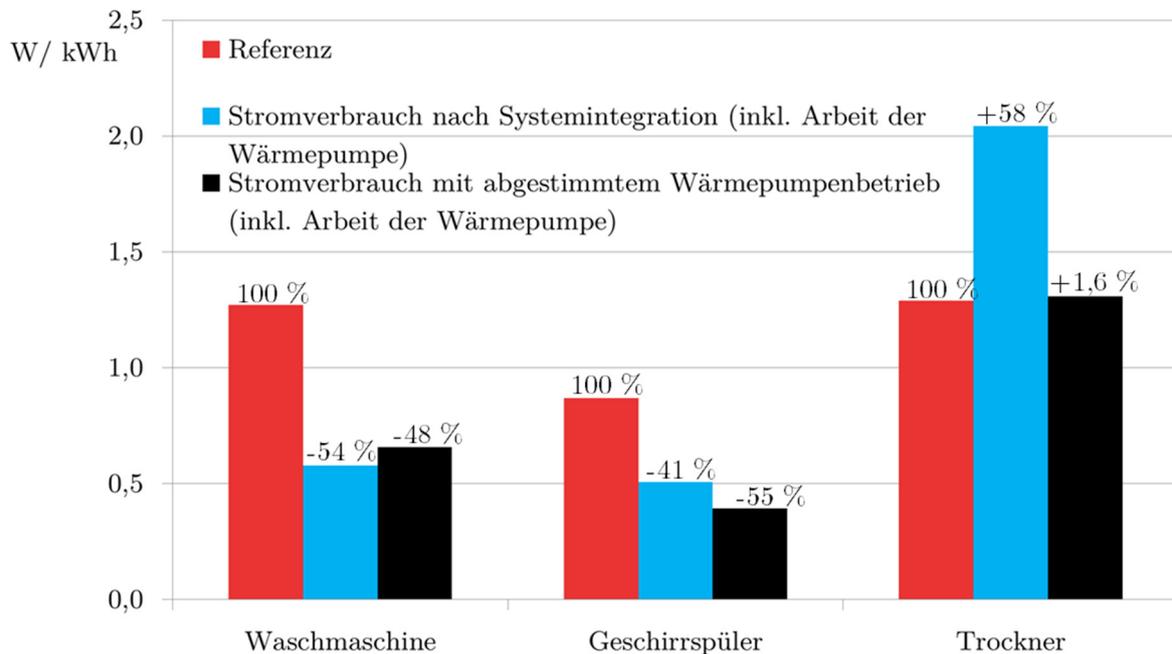


Bild 5.15: Stromverbrauch der Waschmaschine, des Geschirrspülers und Wäschetrockners im Referenzbetrieb und im Systembetrieb für einen abgestimmten Betriebszyklus mit der Wärmepumpe bei einer Außenlufttemperatur von 10 °C, siehe **Tabelle J.3** in Anhang J. Zum direkten Vergleich wird der Stromverbrauch nach Systemintegration aus Punkt 5.1.1 dargestellt. Die Waschmaschine weist im abgestimmten Betrieb einen höheren Stromverbrauch auf, da der Washwasserzulauf weniger gedrosselt ist. Dadurch steigen der Washwasserbezug und somit die Wärmeabnahme. Die prozentuale Einsparung und der Mehrverbrauch beziehen sich auf die jeweilige Referenzmessung (100 %).

Für die Waschmaschine ergibt sich durch den höheren Wärmeverbrauch für den weniger gedrosselten Washwasserzulauf auch ein höherer Stromverbrauch im Vergleich zur Messreihe in Punkt 5.1.1. Beim Geschirrspüler fällt dieser dahingegen durch die Begrenzung des Temperaturniveaus über die Trinkwarmwasserstation geringer aus. Der Wäschetrockner zeigt die deutlichste Reduzierung für den Stromverbrauch im Vergleich zur vorherigen Messreihe. Für das Gerät kann jedoch im Vergleich zum Referenzbetrieb keine Stromeinsparung erzielt werden. Dazu ist anzumerken, dass als zusätzliche Wärmequelle zu dem Kältespeicher Außenluft bei 10 °C genutzt wird. Durch höhere Wärmequellen-temperaturen kann der Stromverbrauch der Wärmepumpe reduziert werden, wovon auch der Wäschetrockner profitiert. Im System erweist sich die Integration des Wäschetrockners auch hier wieder als sinnvoll, da die Systemleistungszahl und der Wärmeausnutzungsgrad durch die Wäschetrocknung auf niedrigem Temperaturniveau deutlich gesteigert werden können. Außerdem wird mit rd. 1 kWh die höchste Gesamteinsparung für einen Systemdurchlauf erzielt. Wenn nur die Waschmaschine und der Geschirrspüler betrieben werden, liegt die Einsparung bei 0,81 kWh. Dabei ist anzumerken, dass der Warmwasserspeicher für den Betrieb der Geräte ohne Wäschetrockner zu groß dimensioniert ist. Wird lediglich die Wärme bereitgestellt, die zum Waschen und Geschirrspülen inklusive der Wärmeverluste und zum Aufheizen der Trinkwarmwasserstation notwendig ist, lässt sich rechnerisch ohne den Wäschetrockner bereits eine Stromeinsparung von rd. 1,1 kWh erzielen, was rd. 51 % des Referenzbetriebs der Geräte ausmacht.

5.2 Haushaltsgeräte in Dauernutzung

Im Gegensatz zu den Geräten mit flexiblen Betriebszeiten befinden sich der Kühlschrank (Bild 5.16 links) und der Gefrierschrank (Bild 5.16 rechts) in Dauernutzung. Beide Geräte müssen dauerhaft auf einem deutlich unter der Umgebungstemperatur liegenden Temperaturniveau gehalten werden, wobei nur eine geringe Hysterese zulässig ist, wie die Untersuchungen in Punkt 4.4 und 4.5 zeigen. Da die Wärmeübertragerfläche im Innenraum des Kühlschranks direkt mit dem Kältespeicher verbunden ist und der Kältespeicher auf einem möglichst hohen Temperaturniveau geführt werden soll, kann für den Kältespeichervorlauf in den Kühlschrank demnach auch nur eine geringe Hysterese zugelassen werden. Es muss sichergestellt werden, dass die Wärmeübertragerfläche auf einem Temperaturniveau versorgt wird, welches es erlaubt die Wärme aus dem kalten Innenraum abzuführen. Für den Gefrierschrank spielt das Temperaturniveau im Kältespeicher dahingegen keine große Rolle, da dieser mit einem eigenen Kältekreislauf betrieben wird, siehe Punkt 4.5. Die Abwärme des Gefrierschranks wird über den Kältemittelkondensator von dem Kältemittel an das Kühlmedium abgeben und in den Kältespeicher übertragen.

Durch die Dauernutzung und die geringe Hysterese hat der Betrieb der beiden Geräte starken Einfluss auf den Wärmepumpenbetrieb, da die Wärmepumpe den Kältespeicher abkühlt und dementsprechend oft takten muss. Damit der Taktbetrieb nicht zusätzlich durch den voneinander unabhängigen Betrieb des Kühlschranks und des Gefrierschranks beeinflusst wird, werden die Kühlzyklen beider Geräte synchronisiert. Dazu wird über die Verschaltung in Bild 5.16 sichergestellt, dass das Kühlmedium nach dem Austritt aus dem Kältespeicher die Wärmeübertragerfläche des Kühlschranks vor dem Kondensator des Gefrierschranks durchströmt. Die Magnetventile und Pumpen können entsprechend über die Regelung des Prüfstands angesprochen werden.

- Unter Strom (1): P₄ (an), V₄ (offen), V_{5,1} (offen), V_{4,1} (geschlossen)
- Stromlos (0): P₅ (aus), V₅ (geschlossen), V_{4,1} (geschlossen)

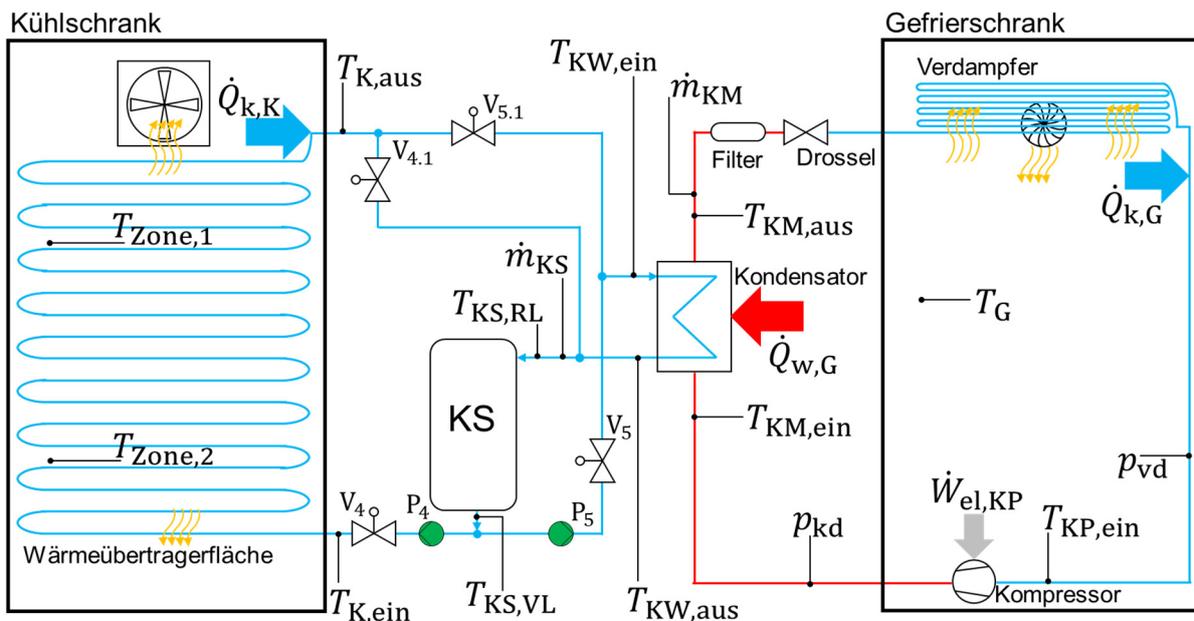


Bild 5.16: Hydraulische Verschaltung des Kühlschranks (links) und Gefrierschranks (rechts) über Magnetventile (V) und Pumpen (P) mit dem Kältespeicher (KS). Die dem Kühlschrankinnenraum entzogene Wärme ($\dot{Q}_{k,K}$) und die Abwärme des Gefrierschrankkondensators ($\dot{Q}_{w,G}$) wird in den Kältespeicher übertragen. Das Kühlmedium (KW) im Kältespeicherkreislauf durchströmt die Wärmeübertragerfläche des Kühlschranks, bevor es in den Kondensator geleitet wird (P₄: an, V₄: offen, V_{5,1}: offen, V_{4,1}: geschlossen).

Bild 5.17 zeigt den Temperaturverlauf einer 24 h-Vermessung des Kühlschranks mit den Temperaturen beider Kühlzonen, des Eintritts und Austritts des Kühlwassers in die Wärmeübertragerfläche und der Umgebungstemperatur. Für die Vermessung wird eine Solltemperatur von 7 °C als Vorgabe für die Innenraumtemperatur des Kühlschranks eingestellt. Die Eintrittstemperatur in die Wärmeübertragerfläche liegt dabei durchgehend über 0 °C . Während einem Kühlzyklus im quasi-stationären Betrieb nach 400 min steigt diese von rd. $0,6\text{ °C}$ bis auf $2,5\text{ °C}$ an. Im Kühlschrankinnenraum beträgt die Temperatur in beiden Zonen rd. 7 °C zu dem Zeitpunkt.

Für Temperaturen von über $2,5\text{ °C}$ am Eintritt der Wärmeübertragerfläche beträgt die Temperaturdifferenz zum Austritt näherungsweise 0 K . Außerdem ist ein Anstieg der Innenraumtemperatur zu beobachten. Demnach muss eine minimale Temperaturdifferenz von $4,5\text{ K}$ zwischen dem Kühlschrankinnenraum (7 °C) und dem Kühlwassereintritt in die Wärmeübertragerfläche ($2,5\text{ °C}$) eingehalten werden. Danach steigt die Kühlwassertemperatur im Eintritt in die Wärmeübertragerfläche schnell an, bis bei einer über die Regelung vorgegebenen Temperatur von 5 °C der Kältespeicher abgekühlt wird. Beim Gefrierschrank, dessen Kondensator von dem Kühlwasser nach der Wärmeübertragerfläche des Kühlschranks durchströmt wird, stellt sich nach rd. 800 min ein quasi-stationäres Betriebsverhalten ein, siehe **Bild 5.18**. Während eines Kühlzyklus bleibt die Temperaturdifferenz zwischen Eintritt und Austritt des Kühlwassers in den bzw. aus dem Kondensator näherungsweise konstant, da der Innenraum über einen Kältekreislauf abgekühlt wird, über den das Kondensationstemperaturniveau über den Druck reguliert wird.

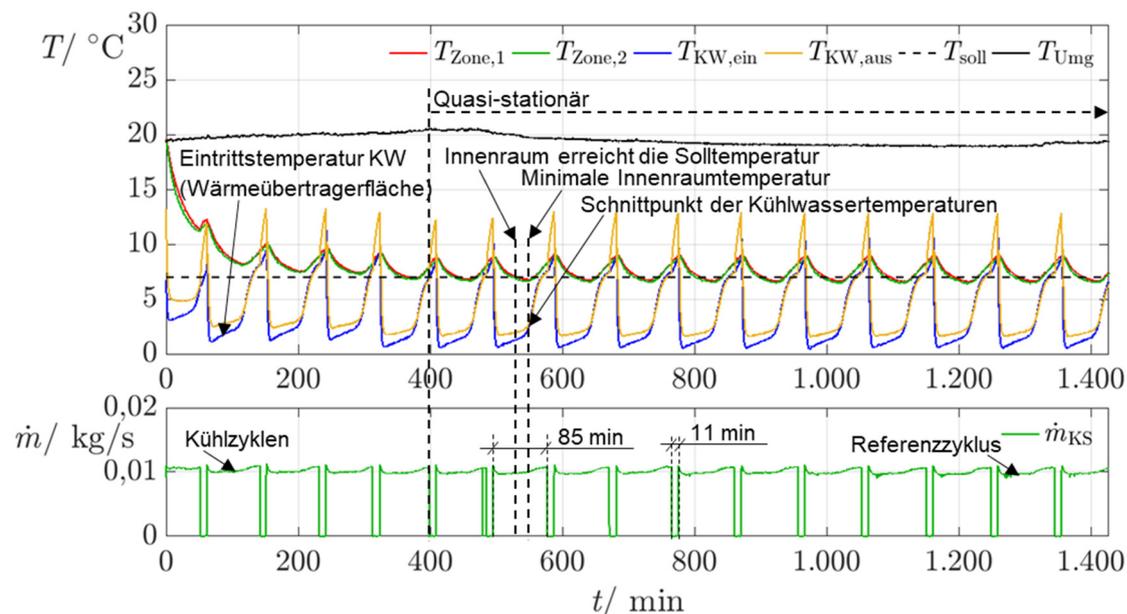


Bild 5.17: Vermessung des Kühlschranks nach **Bild 5.16** über einen 24 h-Betriebszeitraum mit Abkühlphase bis zum quasi-stationären Betrieb. Während des quasi-stationären Betriebs von 400 bis 1.440 min erfolgen rd. zehn Kühlzyklen. Die Dauer der Kühlzyklen beträgt rd. 85 min . Nach jedem Kühlzyklus wird der Kältespeicher (KS) von der Wärmepumpe abgekühlt (Dauer: 11 min). Der Innenraum erreicht während eines Zyklus die geforderte Solltemperatur in der oberen (1) und untern Kühlzone (2). Die Eintrittstemperatur des Kühlmediums (KW) in die Wärmeübertragerfläche steigt dabei kontinuierlich an, bis bei minimaler Innenraumtemperatur keine Wärmeabnahme über die Wärmeübertragerfläche mehr erfolgt. Die Temperaturdifferenz zwischen Eintritt und Austritt entspricht am Schnittpunkt der Kühlwassertemperaturen näherungsweise null. Informationen zu dem Betriebsverhalten sind in **Tabelle J.4** in Anhang J zu finden.

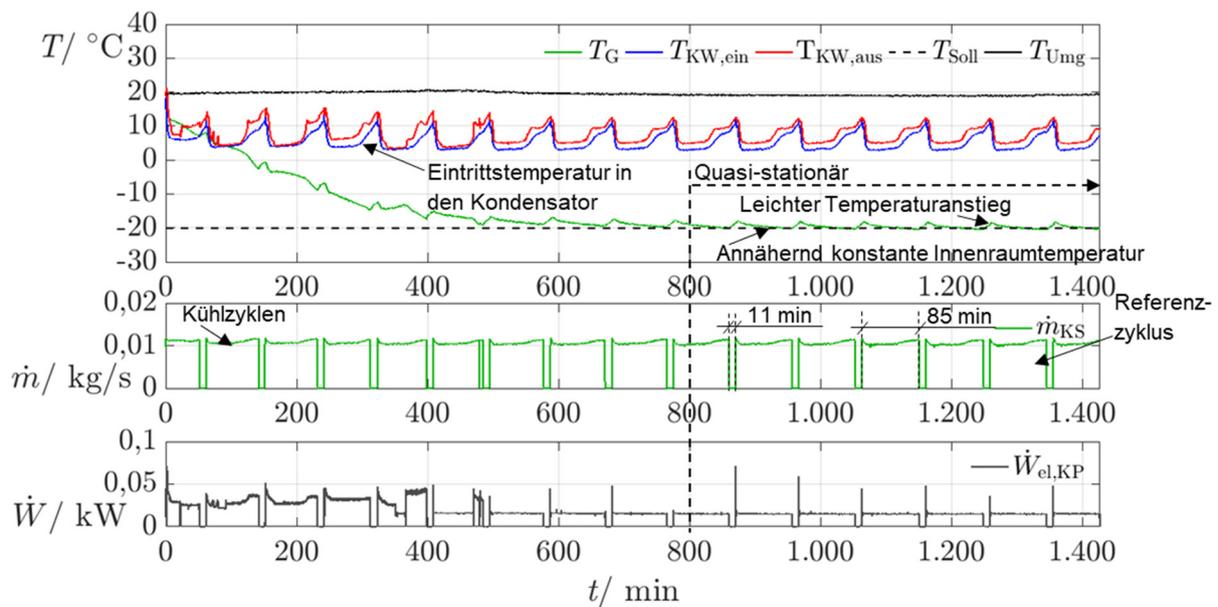


Bild 5.18: Vermessung des Gefrierschranks (G) nach **Bild 5.16** über einen 24 h-Betriebszeitraum mit Abkühlphase bis zum quasi-stationären Betrieb. Während des quasi-stationären Betriebs von 800 bis 1.440 min erfolgen rd. sieben Kühlzyklen. Die Dauer der Kühlzyklen beträgt rd. 85 min. Nach jedem Kühlzyklus wird der Kältespeicher (KS) von der Wärmepumpe abgekühlt (Dauer: 11 min). Die Innenraumtemperatur des Gefrierschranks steigt während der Kühlung des Kältespeichers leicht an. Es erfolgt eine langsame Abkühlung des Innenraums auf die Solltemperatur, die während eines Kühlzyklus durch die geringe Drehzahl des Kompressors (KP) von 1345 1/min näherungsweise gehalten wird. Zwischen Kühlwassereintritt und -austritt (KW) in den Kondensator stellt sich eine konstante Temperaturdifferenz ein. Informationen zu dem Betriebsverhalten sind in **Tabelle J.4** in Anhang J zu finden.

Bild 5.19 veranschaulicht einen synchronisierten Kühlzyklus der beiden Geräte. Dazu werden die aus den Messdaten ermittelten Wärmemengen nach den Gleichungen 3.6 bis 3.9, siehe Punkt 3.3, sowie die gemittelten Messdaten über den Kühlzyklus angegeben. Bei Vergleichsrechnungen der Wärmemengen mit den Mittelwerten kann es daher zu Abweichungen in der Wärmebilanz kommen. Die mittleren Messwerte können für eine Auslegung des Gefrierschranks und der Wärmeübertragerfläche des Kühlschranks genutzt werden und die Wärmemengen geben Aufschluss darüber, welchen Einfluss allein der Systemaufbau auf den Betriebszyklus hat.

Rund 17,2 Wh Wärme werden pro Kühlzyklus über die Wärmeübertragerfläche des Kühlschranks an das Kühlmedium übertragen. Zusätzlich ergibt sich ein Wärmeeintrag von insgesamt 81 Wh/Zyklus über den Gefrierschrankskondensator, wobei nur 55,6 Wh von dem Kältemittel an das Kühlmedium abgegeben werden. Wärmeeinträge von 25,4 Wh werden aus der Umgebung eingetragen. Mit weiteren Wärmeeinträgen von 135,8 Wh/Zyklus über den Systemaufbau ergibt sich insgesamt eine Wärme von 234 Wh/Zyklus, die dem Kältespeicher während eines Kühlzyklus über das Kühlmedium zugeführt wird, siehe Referenzzyklus in **Bild 5.17** und **Bild 5.18**. Mit insgesamt 15 Kühlzyklen je 85 min pro Tag werden auf ein Jahr hochgerechnet 1.281 kWh Wärme in den Kältespeicher eingetragen. Davon sind rd. 882,6 kWh/a bzw. 69 % des Gesamtwärmeeintrags dem Systemaufbau zuzuschreiben. Lediglich 398,6 kWh/a bzw. 31 % des Gesamtwärmeeintrags werden von den Geräten zugeführt. Die in den Kältespeicher übertragene Wärme bietet zwar hohes Potential als zusätzliche Wärmequelle für die Wärmepumpe, wirkt sich jedoch durch die kleine Dimensionierung des Kältespeichers zum Nachteil auf die Taktung der Wärmepumpe aus, da sich bei der Durchmischung im Speicher ein schneller Anstieg der Vorlauftemperatur ergibt. Im Systembetrieb wird die Wärmepumpe daher 15-mal pro Tag angeschaltet, um den Kältespeicher abzukühlen.

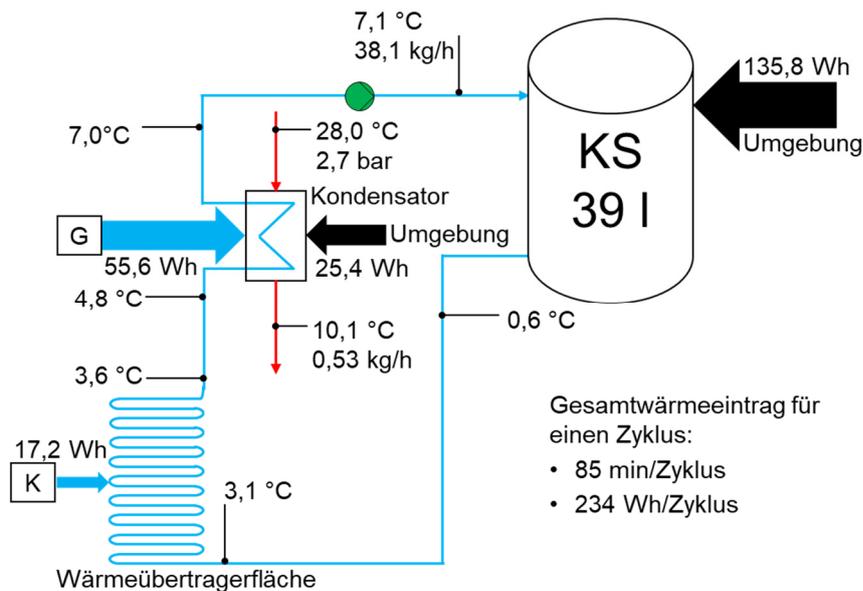


Bild 5.19: Wärmebilanz über den Kältespeicher (KS) für einen Kühlzyklus des Kühlschranks (K) und Gefrierschranks (G) inklusive zusätzlicher Wärmeeinträge aus der Umgebung für den Referenzzyklus nach **Bild 5.17** und **Bild 5.18** bei einer Umgebungstemperatur von rd. 19 °C.

Da die Kühlzyklen synchronisiert ablaufen und das Kühlwasser den Gefrierschrankskondensator nach der Wärmeübertragerfläche des Kühlschranks durchströmt, können beide Geräte mit einer Pumpe versorgt werden. Der Jahresstromverbrauch für beide Geräte inklusive Lüfter und zusätzlicher Elektronik beträgt damit 148,1 kWh/a. Weitere Betriebsparameter sind in Anhang J aufgeführt, siehe **Tabelle J.4**. Der zusätzliche Stromverbrauch der Wärmepumpe wird für die Kühlgeräte nicht berücksichtigt, da davon auszugehen ist, dass die Speicherkühlzyklen in den Heizungs-/Lüftungsbetrieb mit Trinkwarmwasseraufbereitung integriert werden. Bspw. kann diese durch ein abgestimmtes Lastmanagement mit der Wärmepumpe erfolgen, was durch die Integration eines größeren Kältespeichers oder eines Eis- oder PCM-Speichers (Phasenübergangsmaterial in engl. Phase-Change-Material) gut abgestimmt werden kann, da durch den Phasenübergang von flüssig zu fest bei gleicher Speichermasse mehr Wärme in den Speicher aufgenommen werden kann. In Folge dessen können längere oder mehrere Kühlzyklen mit einer Speicherabkühlung erfolgen, was zu einer möglichst geringen Taktung der Wärmepumpe führt.

5.3 Konstruktive Maßnahmen und Kosten für das Gesamtsystem

Auf Grundlage der durchgeführten Untersuchungen an den Teilsystemen in Abschnitt 5.1 und Punkt 5.2 lässt sich eine im Vergleich zu dem Laboraufbau in Kapitel 3 aufgeführte reduzierte Systemvariante nach **Bild 5.20** entwickeln. Das dargestellte Modul kann in die Gebäudetechnik mit Wärmepumpe und Trinkwarmwasserstation entsprechend **Bild 3.1** in Punkt 3.1 integriert werden. Dabei ist kein zusätzlicher Aufwand für die Anschaffung der beiden Geräte (Wärmepumpe und Trinkwarmwasserstation) zu erwarten. Im Folgenden werden zusätzliche Kosten und Einsparungen anhand der in den Untersuchungen erzielten Ergebnisse analysiert, die sich durch die Integration der Haushaltsgeräte in das Wärmepumpensystem mit Warmwasser- und Kältespeicher ergeben.

Unnötig redundante Pumpen und Magnetventile, die zuvor genutzt wurden, um die Geräte voneinander entkoppelt über den Prüfstand betreiben zu können, fallen weg. Für den funktionalen Betrieb des in **Bild 5.20** dargestellten Systems sind lediglich zwei Pumpen sowie zwei Magnetventile notwendig. Zu

beachten ist, dass im Kältespeicherkreislauf zuerst der Kühlschrank, dann der Gefrierschrank und bei Bedarf der Wäschetrockner von der kalten Sole durchströmt wird. Da der Wäschetrockner nicht wie der Kühlschrank und der Gefrierschrank in Dauernutzung ist, kann dieser über die Magnetventilschaltung dazu geschaltet werden. Als Ventil im Zulauf des Wäschetrockners wird daher eine stromlos geschlossene Variante genutzt. Der Abgang wird nur für die kurzen Trocknungsintervalle durch das Stromsignal geöffnet. Das Ventil im Abgang nach dem Gefrierschrank bleibt dahingegen stromlos offen, womit beide Ventile über dasselbe Signal angesteuert werden. Die zusätzliche Pumpe wird dabei auf Anforderung der Geräte ein- bzw. ausgeschaltet. Im Warmwasserspeicherkreislauf wird der Wäschetrockner von einer separaten Pumpe versorgt. Die bereits vorhandene Trinkwarmwasserstation ist mit einer eigenen Pumpe ausgestattet. Für die zusätzlichen Pumpen in dem System ist ein Volumenstrom von rd. 36-38 l/h ausreichend, was es erlaubt, effiziente Miniaturpumpen zu nutzen, die bspw. für die Kühlung von Elektrokomponenten eingesetzt werden. Zusätzlich zu der sehr geringen Leistungsaufnahme sind die Preise in diesem Segment niedrig, da die Pumpen bspw. über keine regelungstechnischen Komponenten verfügen. Das für den Aufbau ausgewählte Modell ist für Volumenströme bis zu 39 l/h geeignet, wobei die Leistungsaufnahme maximal 1,6 W beträgt und Kosten von rd. 70 € pro Gerät anfallen [84]. Für das System passende Magnetventile sind bereits für rd. 22 € verfügbar [85]. Die Kosten für die in den Untersuchungen verwendeten Wärmespeicher belaufen sich auf rd. 997 € für den Warmwasserspeicher und rd. 419 € für den Kältespeicher. Zusätzliche Kosten für Leitungen und Verbindungsstücke fallen für den Aufbau nicht stark ins Gewicht, da eine passende Dimensionierung (in DN: 10 mm) und eine kurze Leitungsführung vorgesehen sind. Pauschal werden Kosten von 50 € für das Anschlussmaterial veranschlagt.

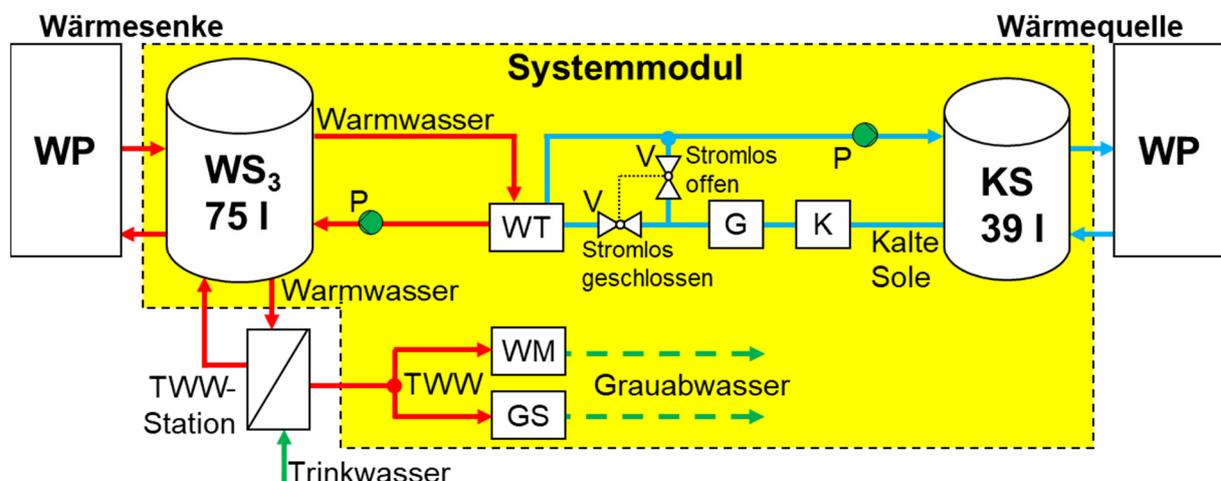


Bild 5.20: Integration des Systemmoduls mit Trinkwarmwasser (TWW)-Station, Pumpen (P) und Magnetventilen (V) sowie Waschmaschine (WM), Geschirrspüler (GS), Wäschetrockner (WT), Gefrierschrank (G), Kühlschrank (K), Warmwasserspeicher (WS₃) und Kältespeicher (KS) in die Gebäudetechnik mit Wärmepumpe (WP).

Die zuvor genannten Preisangaben entsprechen den Einzelhandelspreisen, die in der Regel nicht vergleichbar mit den Kosten sind, die von Zwischenhändlern gezahlt werden. Produktkosten werden daher mit einem Drittel des Verkaufspreises angerechnet, wobei eine zusätzliche Marge von 30 % für den Zwischenhändlerpreis einkalkuliert wird. Eine Aufstellung der zusätzlichen Kosten ist in Anhang K aufgeführt, siehe **Tabelle K.1**. Die Gesamtkosten für zusätzliche Komponenten inklusive beider Pumpen und Magnetventile betragen demnach 726,34 €. Weitere Kosten für den Aufbau des

Systems werden nicht berücksichtigt, da der Systemaufbau keine hohe Komplexität aufweist und mit dem Küchenaufbau oder dem Einbau der Gebäudetechnik erfolgen kann.

Zusätzliche Kosten fallen damit hoch aus, wobei der Warmwasserspeicher mit rd. 432 € bereits rd. 60 % der Gesamtkosten ausmacht. Dazu bieten sich Lösungsansätze an, um die Kosten zu reduzieren, indem bspw. ein größerer Warmwasserspeicher zusammen für das Trinkwarmwasser und die Haushaltsgeräte genutzt wird. Eine solche Betrachtung erfolgt jedoch nicht für diese Arbeit, da die Auswirkungen auf das Gesamtsystem mit Trinkwarmwasserbereitstellung zum Duschen, usw., nicht experimentell untersucht wurden.

Einzelne Haushaltsgeräte bieten durch den Wegfall redundanter Komponenten noch Potential die Anschaffungskosten des Systems zu reduzieren, siehe **Tabelle K.2** in Anhang K. Die Kosteneinsparungen werden auf Grundlage der zuvor aufgeführten Zwischenhändlerkalkulation durchgeführt, wozu die Einzelhandelspreise der Einzelkomponenten recherchiert werden. Bei dem Wäschetrockner fallen der Scrollkompressor und weitere Kleinteile wie der Kältemitteltrockner sowie die Drossel des Wärmepumpenkreislaufs weg, die nicht ersetzt werden müssen. Der Kühlschrankverdampfer wurde für die Untersuchungen mit einem Rohr-Wärmeübertrager-Selbstbau ausgestattet. Für den Aufbau eines Produkts kann die Wärmeübertragerfläche bspw. durch einen handelsüblichen Lammellen-Rohrkondensator ausgetauscht werden. Diese sind nicht wie Kältemittelverdampfer für gasförmiges Kältemittel ausgelegt, sondern für flüssige Medien und sind mit passenden Einbaumaßen bereits für rd. 74 € erhältlich [86]. Abgeschätzte Zwischenhändlerkosten betragen damit rd. 32 € und können dadurch wieder ausgeglichen werden, dass der Kondensator des Standardgeräts an der äußeren Geräterückwand entfällt. Beim Gefrierschrank wird der Kompressor durch eine kleinere Variante ersetzt, siehe Punkt 4.5. Der Kondensator wurde dazu funktional für eine Wärmeleistung von 472 W ausgelegt. Es wurde ein Plattenwärmeübertrager ausgewählt, der deutlich überdimensioniert ist, um die aus den Messwerten ermittelte Wärmeleistung von 55,6 W abzuführen, siehe **Bild 5.19** in Punkt 5.2. Für solche Geräte sind keine Wasser-/Kältemittelkondensatoren vorgesehen, daher sind auch die recherchierten Röhrenkondensatoren nicht passend für die Leistungsklasse [87]. In der Kalkulation wird davon ausgegangen, dass die reduzierten Kosten durch den kleineren Kompressor die zusätzlichen Kosten des Kondensators ausgleichen. Für die Haushaltsgeräte ergeben sich damit Kosteneinsparungen von insgesamt 325,87 €, womit die zusätzlichen Anschaffungskosten von 726,34 € auf 400,47 € reduziert werden.

Die bereits durch den Wegfall redundanter Komponenten reduzierten Kosten können, wie weiterführend ausgewertet, durch die Stromeinsparungen und die damit reduzierten laufenden Kosten oder weitere Entwicklungen hinsichtlich der Zusammenlegung von Haushaltsgeräten abgedeckt werden. Potential dazu bietet bspw. die Zusammenlegung der Waschmaschine und des Wäschetrockners zu einem Waschtrockner. Die Prozessluft wird in solchen Geräten mittels Heizstab aufgewärmt, strömt durch die Trommel und nimmt dabei das aus der Wäsche verdunstete Wasser auf [88]. Der in der feuchten Luft enthaltene Wasseranteil wird in der Kondensatorstrecke durch das Einspritzen von Kühlwasser auskondensiert, womit für den Betrieb rd. 40 l Wasser pro Trocknungsgang anfallen können. Zusätzlich zu dem aus ökologischer Sicht äußerst kritisch zu betrachtendem Wasserverbrauch für eine Wäschetrocknung fällt ein hoher Stromverbrauch für den Heizstab an. Ein derzeit erhältliches Gerät verbraucht nach Herstellerangabe 4,48 kWh Strom und 90 l Wasser pro Wasch-/Trocknenzyklus [89], damit weist das Gerät allein bereits einen um rd. 23 % höheren Stromverbrauch auf als die Referenzmessung der Waschmaschine, des Geschirrspülers und des Wäschetrockners zusammen (3,43 kWh). Untersuchungen für den Waschtrockner werden nicht durchgeführt, da weitere Entwicklungsschritte für die experimentelle Integration notwendig sind, die nicht im Rahmen dieses Forschungsvorhabens fortgeführt werden.

6 Parametervariation und Potentialbetrachtung

Das Potential für Verbesserungsmöglichkeiten beim Betrieb der Geräte wird im Folgenden anhand von Betriebsabläufen berechnet, die idealisiert betrachtet werden. D.h. der Kälte- und Warmwasserspeicher sowie das Leitungssystem geben keine Wärme an die Umgebungsluft ab oder nehmen Wärme von der Umgebungsluft auf. Des Weiteren wird die Annahme getroffen, dass der Warmwasserspeicher sowie der Kältespeicher homogen aufgeheizt und abgekühlt werden. Grundlage für die theoretische Betrachtung nach **Bild 6.1** ist die in **Bild 5.14** in Punkt 5.1.2 dargestellte Energiebilanz zum Waschen, Geschirrspülen und Wäschetrocknen. Dafür werden für die Wärmepumpe und den Wäschetrockner Modelle anhand von Messdaten erstellt, siehe Punkt 6.1 und 6.2. Für die Waschmaschine und den Geschirrspüler werden Mittelwertprofile angelegt, mit denen eine Wärmeabnahme gemäß dem untersuchten Gerätebetrieb in Punkt 5.1.2 abgebildet wird. Grundlage ist die über die Trinkwarmwasserstation dem Warmwasserspeicher entzogene Wärmeleistung nach **Bild 5.14**, siehe auch **Bild 5.13b**.

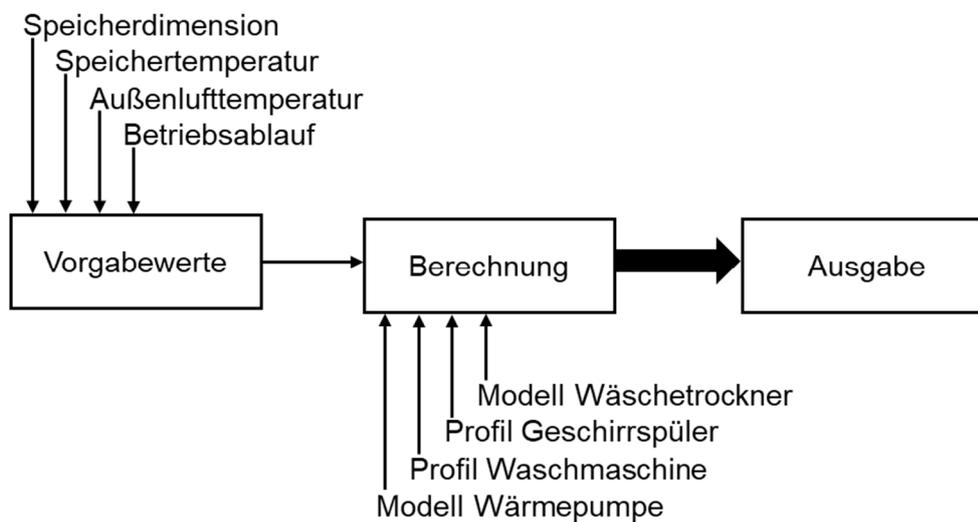


Bild 6.1: Darstellung des Ansatzes zur Potentialbetrachtung und Parametervariation.

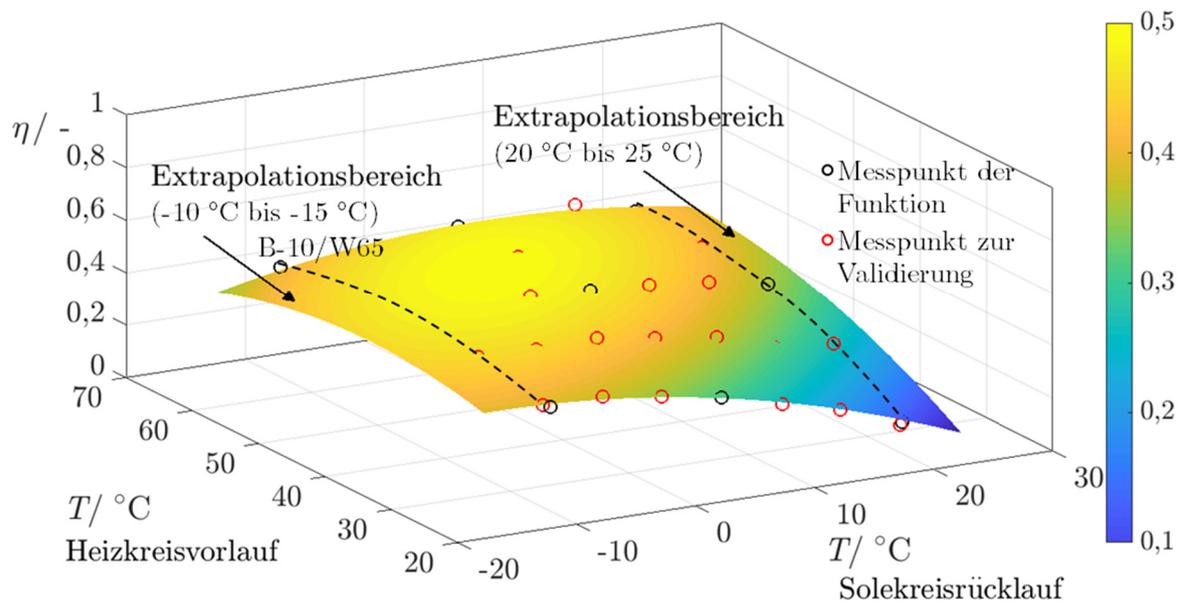
6.1 Modell der Wärmepumpe

Die Abbildung des Wärmepumpenprozesses nach Punkt 2.1.1 erfolgt auf Grundlage der Vermessung der Einsatzgrenzen, d.h. den minimalen und maximalen Temperaturniveaus im Solerücklauf (-10 °C bis 20 °C) und im Heizkreisvorlauf (25 °C bis 65 °C) sowie eines mittleren Betriebspunkts und weiteren Grenzpunkten, siehe **Tabelle L.1** in Anhang L. Der mathematische Ansatz, um die Funktion aus den Messdaten zu generieren, ist in Punkt 2.3.1 dargestellt. Gleichung 6.1 zeigt die aus den Messdaten generierte Funktion des Gütegrades der Wärmepumpe.

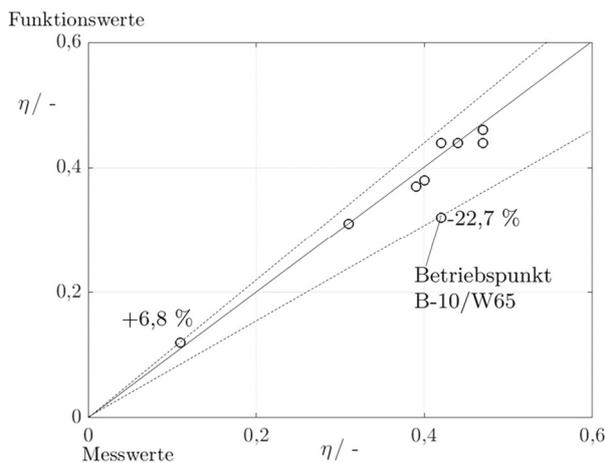
$$\eta_{WP} = -41,036 \cdot 10^{-3} - \frac{14,743 \cdot 10^{-3}}{^{\circ}\text{C}} \cdot T_{\text{SO,VL}} + \frac{21,241 \cdot 10^{-3}}{^{\circ}\text{C}} \cdot T_{\text{HZ,VL}} - \frac{25,818 \cdot 10^{-5}}{^{\circ}\text{C}} \cdot T_{\text{SO,VL}}^2 - \frac{21,929 \cdot 10^{-5}}{^{\circ}\text{C}} \cdot T_{\text{HZ,VL}}^2 + \frac{32,851 \cdot 10^{-5}}{^{\circ}\text{C}} \cdot T_{\text{SO,VL}} \cdot T_{\text{HZ,VL}} \quad (6.1)$$

In Abhängigkeit der Temperatur im Heizkreisvorlauf und im Solekreisrücklauf kann mit dem Gütegrad die Leistungszahl nach Gleichung 2.2 und letztendlich die elektrische Leistung der Wärmepumpe bestimmt werden. Für das Temperaturniveau im Solekreisrücklauf wird dabei eine minimale Temperaturdifferenz von -5 K zur Außenlufttemperatur berücksichtigt, um eine Wärmeübertragung zu gewährleisten.

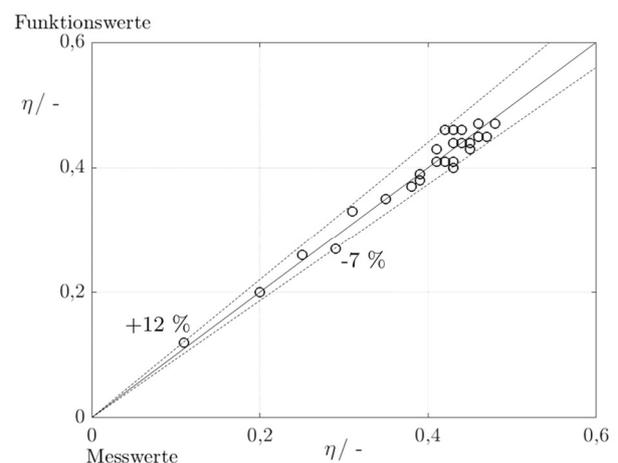
Das in **Bild 6.2** dargestellte Modell weist eine hohe Abweichung von 22,7 % am Grenzpunkt B-10/W65 auf, siehe **Bild 6.2b**. Daher werden einige Messpunkte zur Validierung herangezogen, siehe **Bild 6.2c** und **Tabelle L.2** in Anhang L. Da die Abweichungen der Validierungspunkte gering ausfallen wird die hohe Abweichung zwischen Messwert und Funktionswert an der Versuchsraumgrenze bei -10 °C im Solekreisrücklauf und 65 °C im Heizkreisvorlauf akzeptiert.



a) Funktion des Gütegrades der Wärmepumpe nach Gleichung 6.1 mit Messdaten



b) Abweichung der Funktion an den Messpunkten der Funktion (**Tabelle L.1**)



c) Abweichung der Funktion an den Messpunkten zur Validierung (**Tabelle L.2**)

Bild 6.2: Abbildung des Gütegrades der Wärmepumpe als Polynomfunktion zweiten Grades mit zwei variablen Prozesseingängen.

6.2 Modell des Wäschetrockners

Beim Trocknungsprozess, siehe Punkt 2.2, wird der im Kühlregister des Wäschetrockners abgekühlten Prozessluft Wärme über das Heizregister zugeführt. Die der Prozessluft zugeführte ($\dot{Q}_{\text{WW},\text{zu}}$) und die von der Prozessluft abgeführte Wärmeleistung ($\dot{Q}_{\text{WW},\text{ab}}$) ist dabei abhängig von den Temperaturniveaus im Heiz- und Kühlregister sowie den Massenströmen der darin zirkulierenden Medien und der Prozessluft. Da die Massenströme der im Wäschetrocknerkreislauf zirkulierenden Wärmeträgermedien konstant sind, kann die jeweilige Wärmeleistung als Funktion in Abhängigkeit der Eintrittstemperatur in das Heiz- und Kühlregister abgebildet werden. Diese entspricht der jeweiligen Speichertemperatur. Aus den Messdaten nach **Bild 4.11** und **Bild 4.12** in Punkt 4.3 wird die Funktion in Gleichung 6.2 erstellt, siehe Punkt 2.3.1. **Bild 6.3** zeigt den funktionalen Zusammenhang zwischen der zugeführten Wärmeleistung, der Eintrittstemperatur in das Heizregister und der Eintrittstemperatur in das Kühlregister.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{WW},\text{zu},i} = & 0,63693 \text{ kW} - 0,035127 \frac{\text{kW}}{\text{°C}} \cdot T_{\text{KS},i} - 1,3735 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kW}}{\text{°C}} \cdot T_{\text{WS3},i} + \quad (6.2) \\ & 2,5026 \cdot 10^{-4} \frac{\text{kW}}{\text{°C}} \cdot T_{\text{KS},i}^2 + 2,013 \cdot 10^{-4} \frac{\text{kW}}{\text{°C}} \cdot T_{\text{WS3},i}^2 + 6,2098 \cdot \\ & 10^{-5} \frac{\text{kW}}{\text{°C}} \cdot T_{\text{KS},i} \cdot T_{\text{WS3},i} \end{aligned}$$

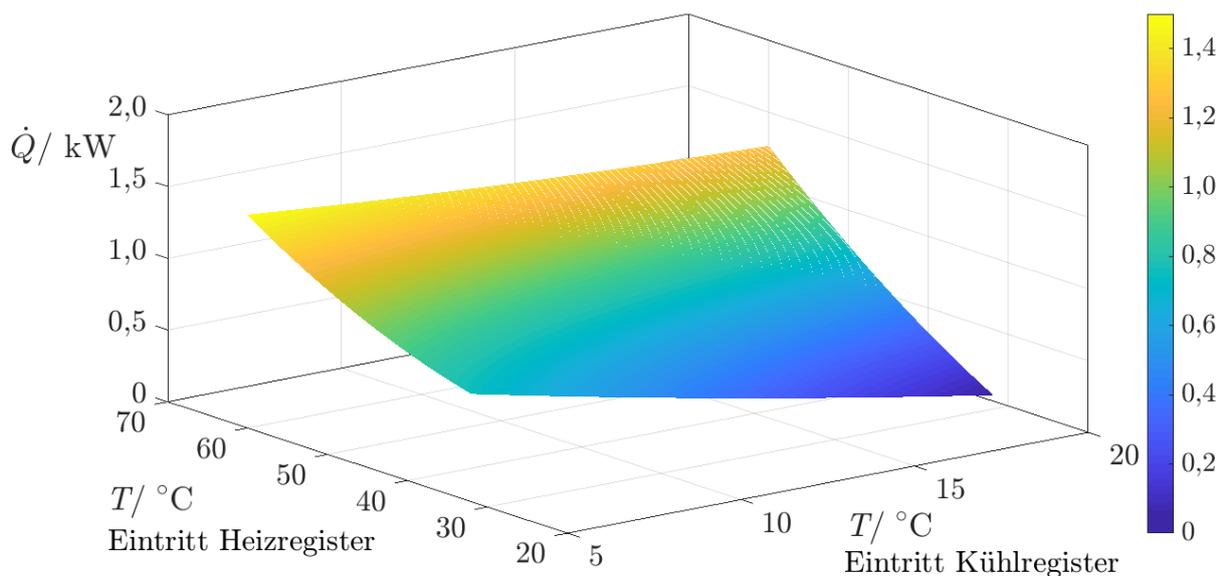


Bild 6.3: Wärmeleistung, die der Prozessluft des Wäschetrockners über das Heizregisters zugeführt wird, in Abhängigkeit von der Eintrittstemperatur des Wassers in das Heizregister und der Sole in das Kühlregister, siehe Gleichung 6.2. Die Eintrittstemperatur in das Heizregister entspricht der Warmwasserspeichertemperatur und die Eintrittstemperatur in das Kühlregister der Kältespeichertemperatur.

Beim Vergleich der Messwerte mit den Funktionswerten für die ausgewählten Betriebsmodi nach **Bild 6.4** bis **Bild 6.6** zeigt sich, dass mit der Funktion für die über das Heizregister zugeführte Wärmeleistung nach **Bild 6.3** hohe Genauigkeiten für die Abbildung des Betriebszyklus des Wäschetrockners erzielt werden. Die ausgewiesenen Maximalabweichungen bei niedrigen Temperaturdifferenzen oder während des dynamischen Betriebs können akzeptiert werden, da diese nur kurzfristig während des Betriebs auftreten. Der dynamische Betrieb geht in den quasi-stationären Betrieb über und geringe Temperaturdifferenzen werden durch das Nachheizen bzw. Nachkühlen der Speicher vermieden.

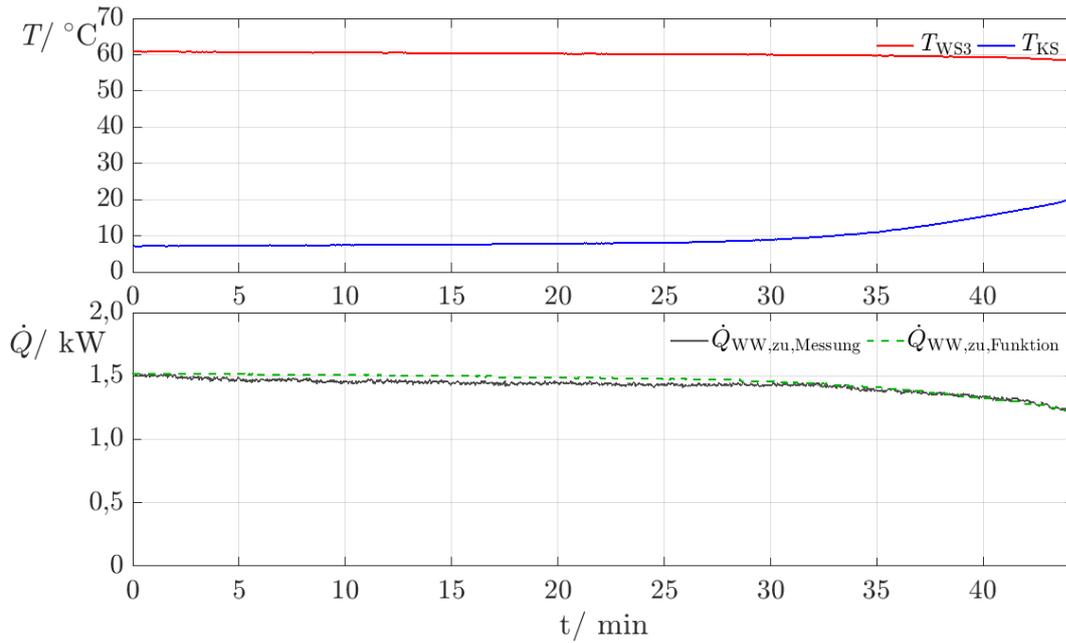


Bild 6.4: Zeitverlauf der Wärmeleistung (unten), die der Prozessluft des Wäschetrockners über das Heizregister bei Warmwasserspeichertemperaturen von rd. 60 $^{\circ}\text{C}$ zugeführt wird, in Abhängigkeit der gemessenen Temperatur im Warmwasserspeicher (WS_3) und Kältespeicher (KS). Die maximale absolute Abweichung der Funktion vom Messwert entspricht +0,07 kW (relativ 5 % bezogen auf den Messwert).

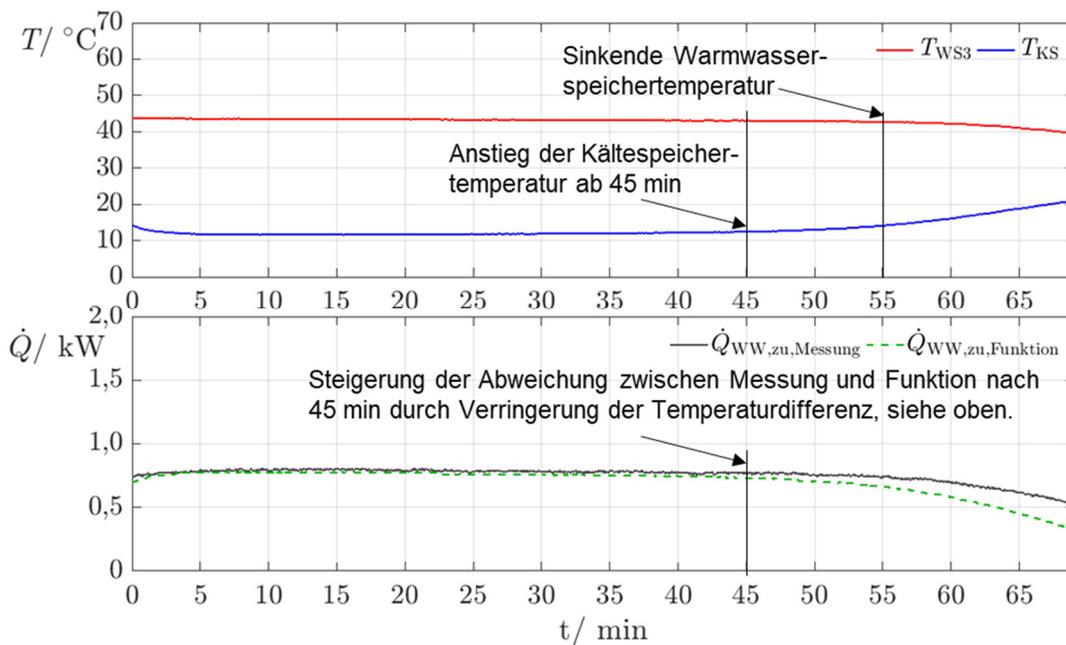


Bild 6.5: Zeitverlauf der Wärmeleistung (unten), die der Prozessluft des Wäschetrockners über das Heizregister bei Warmwasserspeichertemperaturen von rd. 45 $^{\circ}\text{C}$ zugeführt wird, in Abhängigkeit der Temperatur im Warmwasserspeicher (WS_3) und Kältespeicher (KS). Die maximale absolute Abweichung der Funktion vom Messwert entspricht -0,2 kW (relativ 37 % bezogen auf den Messwert).

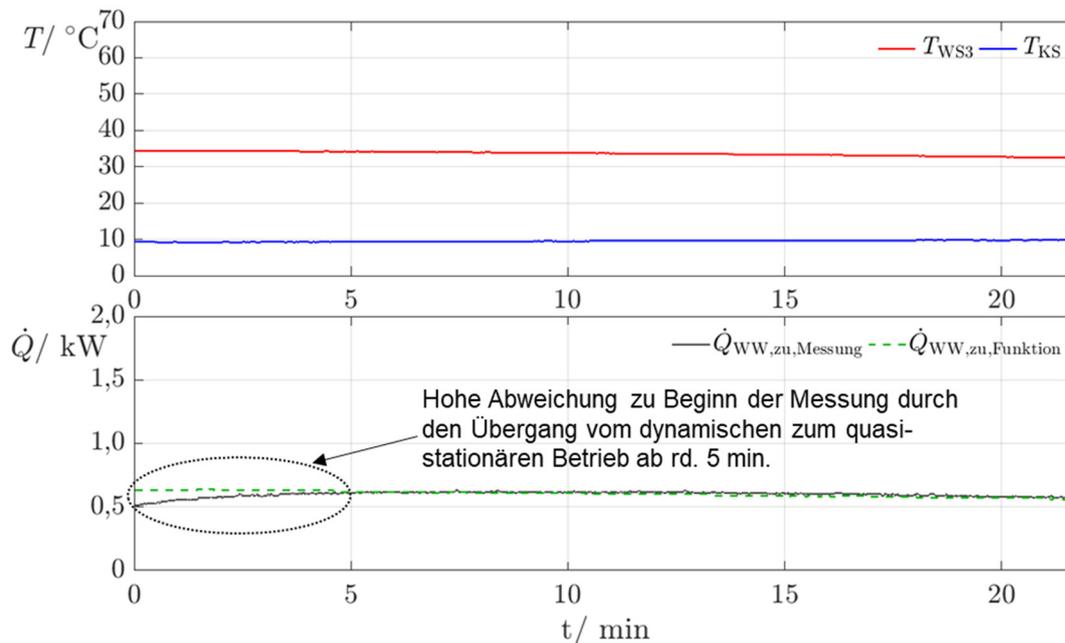


Bild 6.6: Zeitverlauf der Wärmeleistung (unten), die der Prozessluft des Wäschetrockners über das Heizregister bei Warmwasserspeichertemperaturen von rd. 35 °C zugeführt wird, in Abhängigkeit der gemessenen Temperatur im Warmwasserspeicher (WS₃) und Kältespeicher (KS). Die maximale absolute Abweichung der Funktion vom Messwert entspricht +0,13 kW (relativ 26 % bezogen auf den Messwert).

Analog zur Abbildung der zugeführten Wärmeleistung über das Heizregister in **Bild 6.3** wird eine Polynomfunktion für die der Prozessluft entzogenen Wärmeleistung über das Kühlregister erstellt. Grundlage sind auch hier die Messdaten nach **Bild 4.11** und **Bild 4.12** in Punkt 4.3. Gleichung 6.3 zeigt die entsprechend des in Punkt 2.3.1 aufgeführten Ansatzes aus den Messdaten generierte Funktion.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{WW,ab},i} = & 1,2276 \text{ kW} - 0,095775 \frac{\text{kW}}{\text{°C}} \cdot T_{\text{KS},i} - 0,017661 \frac{\text{kW}}{\text{°C}} \cdot T_{\text{WS3},i} + & (6.3) \\ & 4,526 \cdot 10^{-4} \frac{\text{kW}}{\text{°C}} \cdot T_{\text{KS},i}^2 + 4,1297 \cdot 10^{-4} \frac{\text{kW}}{\text{°C}} \cdot T_{\text{WS3},i}^2 + 1,1592 \cdot \\ & 10^{-3} \frac{\text{kW}}{\text{°C}} \cdot T_{\text{KS},i} \cdot T_{\text{WS3},i} \end{aligned}$$

In **Bild 6.7** ist der funktionale Zusammenhang zwischen der dem Prozess entzogenen Wärmeleistung über das Kühlregister, der Eintrittstemperatur in das Heizregister und der Eintrittstemperatur in das Kühlregister dargestellt. Die Abweichungen zwischen Funktionswerten und Messwerten bei entsprechenden Speichertemperaturen sind in **Bild 6.8** bis **Bild 6.10** zu sehen.

Absolut betrachtet ergeben sich nur geringe Abweichungen zwischen den Messwerten und den Funktionswerten, die relativ bezogen auf den Messwert jedoch hoch ausfallen, siehe **Bild 6.9** und **Bild 6.10**. Zum einem ist die hohe relative Abweichung auf den geringen Messwert zurückzuführen, der vom Messfehler der Sensorik entsprechend Anhang A beeinflusst ist und zum anderen erfolgt die generalisierte Abbildung der Wärmeaufnahme als Polynomfunktion über einen großen Temperaturbereich. Die Abweichungen könnten daher durch eine Unterteilung des Versuchsraums vermutlich reduziert werden. Durch die geringe absolute Abweichung kann das Modell jedoch für die weiteren Untersuchungen verwendet werden.

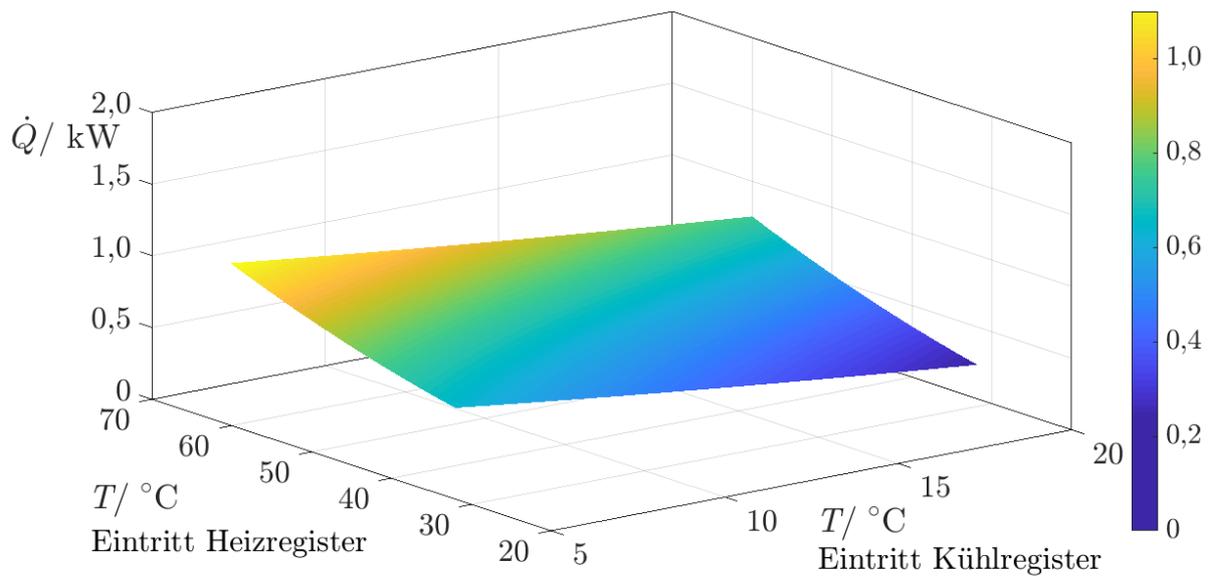


Bild 6.7: Wärmeleistung, die der Prozessluft des Wäschetrockners über das Kühlregister entzogen wird, in Abhängigkeit von der Eintrittstemperatur des Wassers in das Heizregister und der Sole in das Kühlregister, siehe Gleichung 6.3. Die Eintrittstemperatur in das Heizregister entspricht der Warmwasserspeichertemperatur und die Eintrittstemperatur in das Kühlregister der Kältespeichertemperatur.

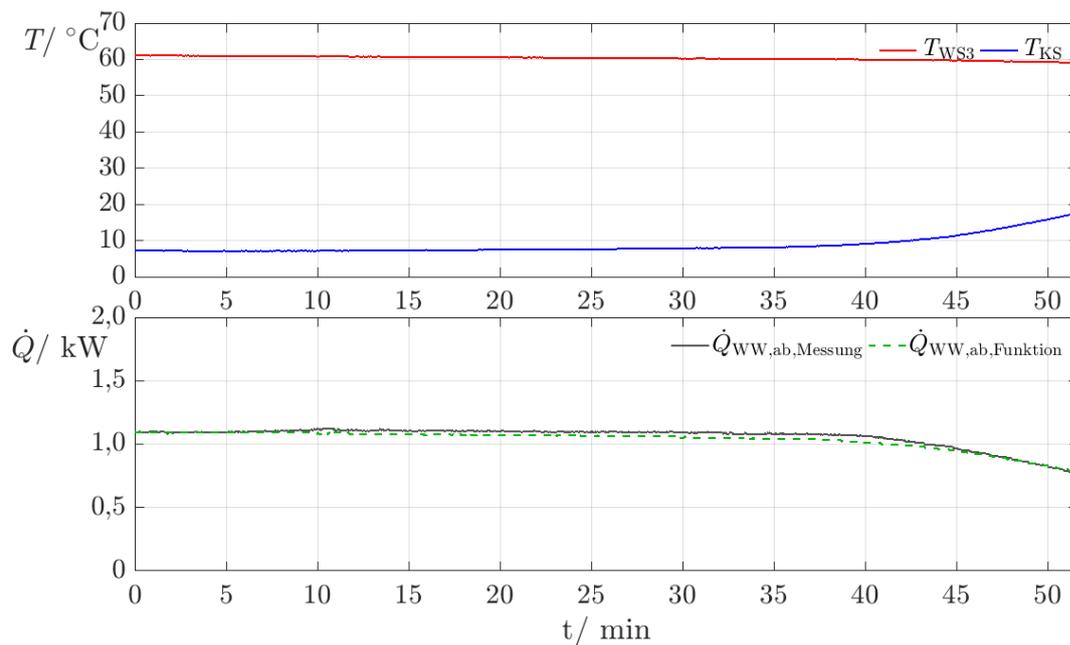


Bild 6.8: Zeitverlauf der Wärmeleistung (unten), die der Prozessluft des Wäschetrockners über das Kühlregister bei Warmwasserspeichtemperaturen von rd. 60 °C entzogen wird, in Abhängigkeit der gemessenen Temperatur im Warmwasserspeicher (WS₃) und Kältespeicher (KS). Die maximale absolute Abweichung der Funktion vom Messwert entspricht -0,06 kW (relativ 5,7 % bezogen auf den Messwert).

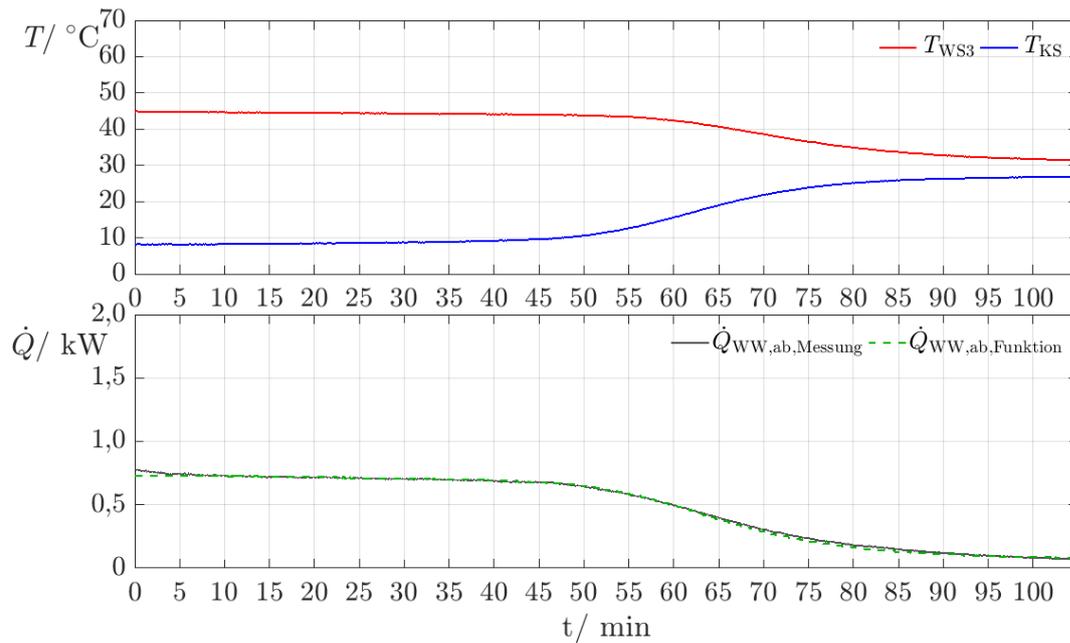


Bild 6.9: Zeitverlauf der Wärmeleistung (unten), die der Prozessluft des Wäschetrockners über das Kühlregister bei Warmwasserspeichertemperaturen von rd. 45 $^{\circ}\text{C}$ entzogen wird, in Abhängigkeit der gemessenen Temperatur im Warmwasserspeicher (WS_3) und Kältespeicher (KS). Die maximale absolute Abweichung der Funktion vom Messwert entspricht -0,05 kW (relativ 15,8 % bezogen auf den Messwert).

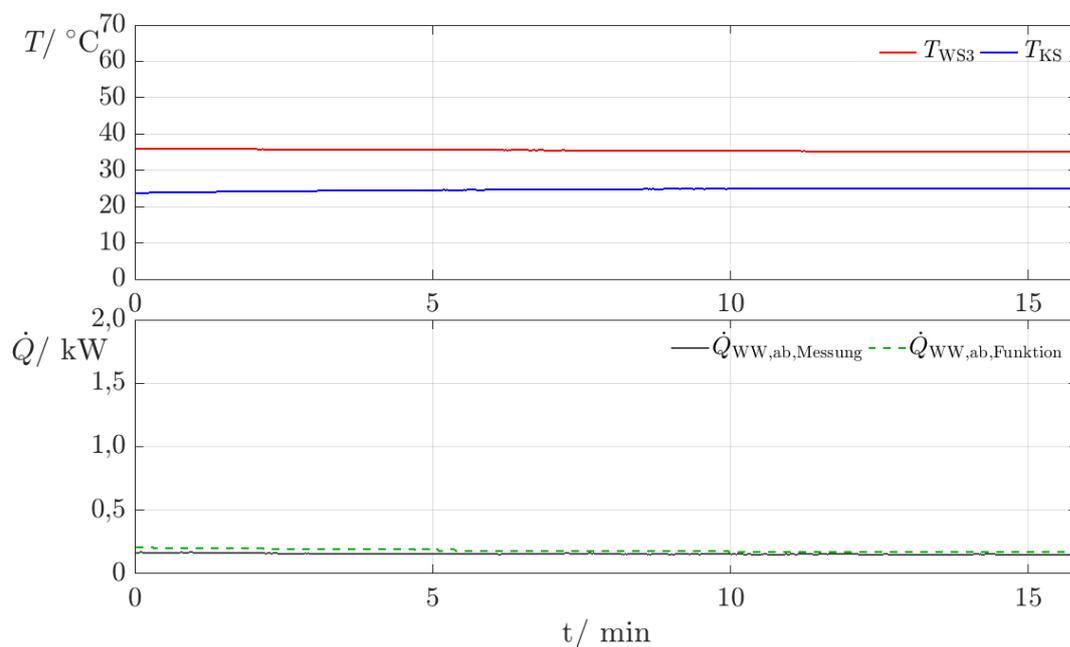


Bild 6.10: Zeitverlauf der Wärmeleistung (unten), die der Prozessluft des Wäschetrockners über das Kühlregister bei Warmwasserspeichertemperaturen von rd. 35 $^{\circ}\text{C}$ entzogen wird, in Abhängigkeit der gemessenen Temperatur im Warmwasserspeicher (WS_3) und Kältespeicher (KS). Die maximale absolute Abweichung der Funktion vom Messwert entspricht +0,05 kW (relativ 27,7 % bezogen auf den Messwert).

6.3 Anpassung der Speichertemperaturniveaus und des Kältespeichervolumens

Die für den Wasch- und den Geschirrspülvorgang an die Geräte übertragene Wärmeleistung wird als Zeitprofil für die Betriebsdauer der Geräte je Sekunde hinterlegt, d.h. 1-10.080 s für den Waschgang und darauffolgend 10.081-18.000 s für den Spülgang. Dazu wird die mittlere bezogene Wärmeleistung der Geräte zum Aufheizen des Wasch- bzw. des Spülwassers aus den Messungen genutzt. Zum Waschen werden insgesamt 0,62 kWh und zum Geschirrspülen 0,75 kWh Wärme aus dem Warmwasserspeicher entzogen.

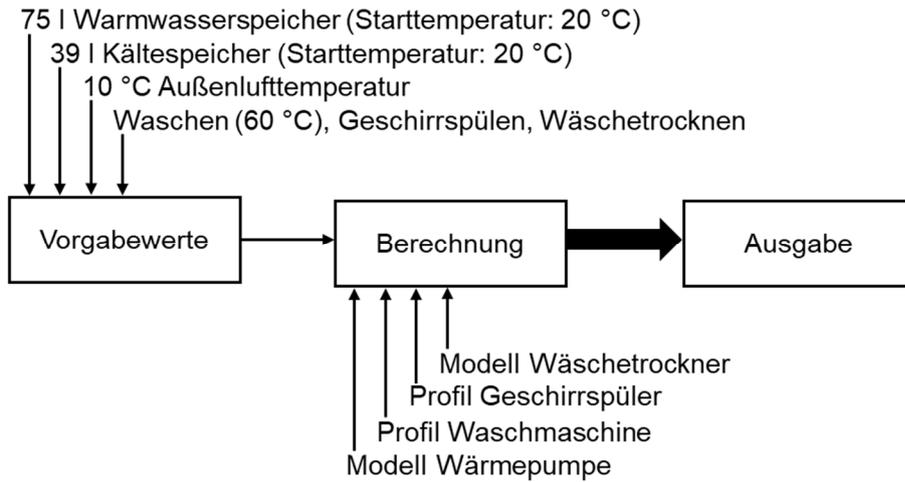
Die Einbindung des Wäschetrockners erfolgt anhand des in Punkt 6.2 aus den Messdaten abgeleiteten Modells. Die Wärmeabnahme aus dem Warmwasserspeicher und der Wärmeeintrag in den Kältespeicher werden dazu als Funktion in Abhängigkeit der Speichertemperaturen abgebildet. In Summe muss dem Wäschetrockner eine Wärmemenge von mindestens 2,16 kWh zugeführt werden, bevor die Wäschetrocknung beendet werden kann, siehe **Bild 5.14**. Für die kalte Seite des Wäschetrockners werden 1,63 kWh als Abbruchkriterium für die Wärmezufuhr in den Kältespeicher angesetzt. Da sich über die Funktionen in Abhängigkeit der Temperaturniveaus eine variable Laufzeit des Trockners (t_{WT}) ergibt, muss der elektrische Stromverbrauch des Trockners über die experimentell ermittelte mittlere Leistungsaufnahme von 38,8 W ($\dot{W}_{el,WT}$) unter Berücksichtigung der Laufzeit bestimmt werden, siehe Gleichung 6.4.

$$W_{WT} = \dot{W}_{el,WT} \cdot t_{WT} \quad (6.4)$$

Für die Waschmaschine (0,33 kWh) und den Geschirrspüler (0,05 kWh) ist der elektrische Verbrauch durch die konstante Betriebszeit anhand der hinterlegten Profile nicht variabel, siehe **Tabelle 5.3**. Zusätzlich zu dem Stromverbrauch der Geräte wird der Stromverbrauch der Wärmepumpe bestimmt. Wenn zusätzlich zu der über den Kältespeicher zugeführten Wärme auch Wärme über die Außenluft zugeführt wird, wird die minimale Temperaturdifferenz von -5 K zum Solekreisrücklauf für den Wärmeübergang eingehalten. Anhand der jeweils mittleren Temperatur von Wärmesenke und Wärmequelle kann die Leistungszahl der Wärmepumpe über die Funktion des Gütegrades in Punkt 6.1 bestimmt werden, siehe Gleichung 2.2.

Bild 6.11 zeigt den Systemdurchlauf des an die experimentellen Untersuchungen in Punkt 5.1.2 angepassten Betriebsdurchlaufs mit 75 l Warmwasserspeicher und 39 l Kältespeicher. Wie in **Bild 6.11b** zu sehen ist, werden die Profile zum Waschen und Geschirrspülen zeitlich nacheinander geschaltet. Danach werden die Funktionen für die Wäschetrocknung genutzt, um die Wärmeabnahmen aus dem Warmwasserspeicher und den Wärmeeintrag in den Kältespeicher in Abhängigkeit der Temperaturniveaus iterativ zu berechnen, siehe Abschnitt „Funktion zum Trocknen“ in **Bild 6.11b**.

Zu Beginn der Testreihe wird der Warmwasserspeicher von 20 °C auf 63 °C aufgeheizt und der Kältespeicher von 20 °C auf 4 °C abgekühlt. Während des Waschens und Geschirrspülens bleibt der Kältespeicher daraufhin auf einem Temperaturniveau von 4 °C, bis die Wäschetrocknung beginnt. Das Temperaturniveau im Warmwasserspeicher beträgt zu dem Zeitpunkt 47 °C. Die dem Wäschetrockner zugeführte Wärmeleistung und von dem Gerät abgeführte Wärmeleistung reduziert sich mit sinkender Warmwasserspeichertemperatur und steigender Kältespeichertemperatur. Während des Trocknungsprozesses wird der Warmwasserspeicher auf 60 °C nachgeheizt und der Kältespeicher auf 4 °C nachgekühlt. Zum Ende der Testreihe beträgt die Kältespeichertemperatur 25 °C und die Warmwasserspeichertemperatur 46 °C.



a) Parametervorgabe für den Systemdurchlauf

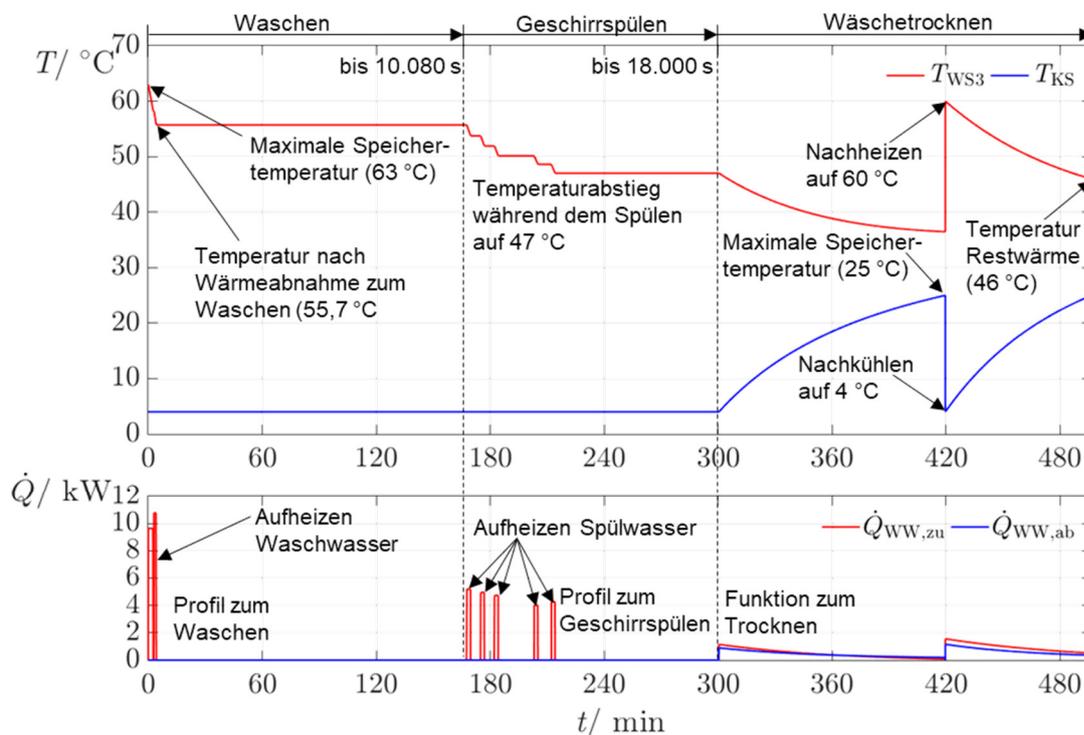
b) Temperaturverlauf im Warmwasser- und im Kältespeicher sowie die von den Geräten aus dem Warmwasserspeicher entzogene Wärmeleistung ($\dot{Q}_{\text{WW,zu}}$) und die von dem Wäschetrockner in den Kältespeicher eingetragene Wärmeleistung ($\dot{Q}_{\text{WW,ab}}$)

Bild 6.11: Betriebsablauf zum Waschen, Geschirrspülen und Wäschetrocknen ohne Wärmeverluste oder -einträge über die Speicher und den Systemaufbau mit 75 l Warmwasserspeicher (WS₃) und 39 l Kältespeicher (KS). Der Warmwasserspeicher wird zu Beginn von 20 °C auf Maximaltemperatur (63 °C) aufgeheizt.

Bild 6.12 zeigt die Energiebilanz des zuvor beschriebenen Prozessablaufs. Da der Warmwasserspeicher zu Beginn der Testreihe von 20 °C auf 63 °C aufgeheizt wird und durch die Trocknung nur auf 46 °C abgekühlt wird, verbleiben 2,21 kWh Restwärme in dem Warmwasserspeicher, was 59,6 % des Wärmeeintrags von 3,71 kWh entspricht. Für den dargestellten Betriebsablauf ergibt sich eine Systemleistungszahl von 2,05 nach Gleichung 5.3. Dabei bleiben 2,21 kWh Restwärme in dem Warmwasserspeicher ungenutzt, womit sich ein Wärmeausnutzungsgrad von 0,51 nach Gleichung 5.4 ergibt. Im Kältespeicher ist nach dem Trocknen Wärme auf einem Temperaturniveau von 25 °C gespeichert.

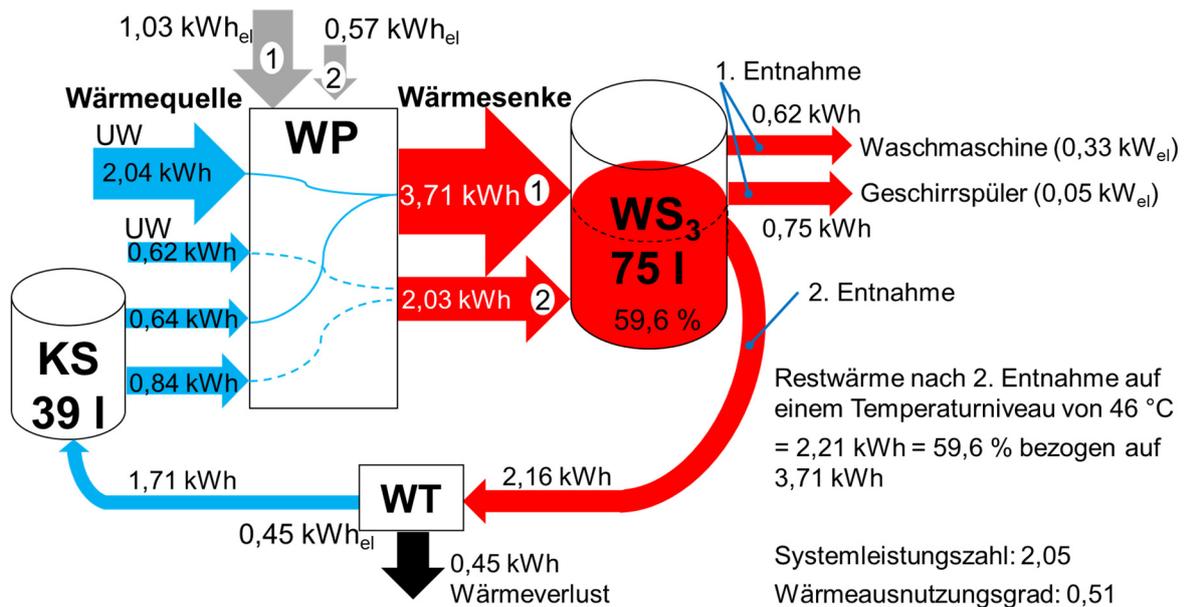
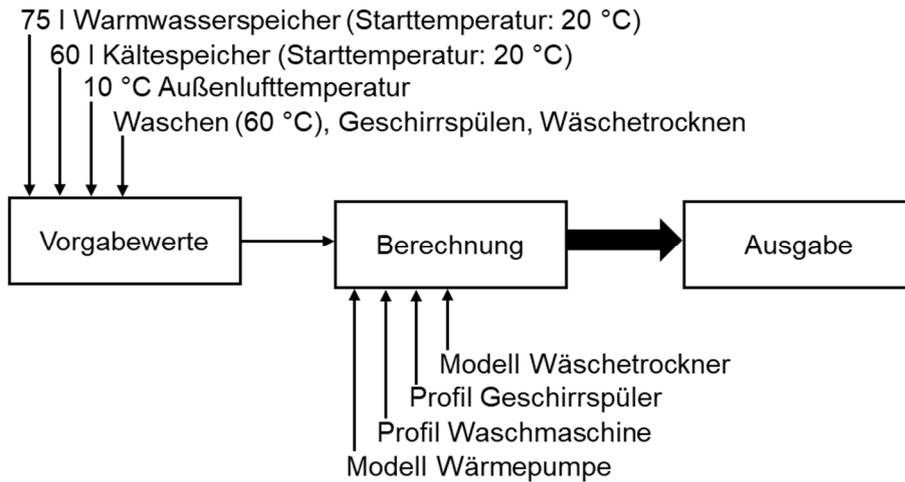


Bild 6.12: Energiebilanz zu **Bild 6.11** zum Aufheizen (1) und Nachheizen (2) des Warmwasserspeichers (WS₃) jeweils mit Abkühlung des Kältespeichers (KS) über die Wärmepumpe (WP) zum Waschen, Geschirrspülen und Wäschetrocknen. Der Warmwasserspeicher wird zu Beginn von 20 °C auf Maximaltemperatur (63 °C) aufgeheizt und muss wieder auf 60 °C nachgeheizt werden. Die Leistungszahl zum Aufheizen beträgt 3,6 und zum Nachheizen 3,57. Dem Wäschetrockner (WT) werden 2,16 kWh Wärme zugeführt, wovon 1,71 kWh wieder in den Kältespeicher zurückgeführt werden.

Es zeigt sich, dass mit klein dimensioniertem Kältespeicher das Nachheizen des Warmwasserspeichers auf ein hohes Temperaturniveau notwendig ist, damit dem Trocknungsprozess genug Wärme zugeführt werden kann. Durch den in Punkt 6.2 dargestellten Zusammenhang reduziert sich bei geringen Temperaturdifferenzen die Wärmeleistung, die über den Warmwasserspeicher zugeführt wird. Bei geringen Warmwasserspeichertemperaturen wird daher ein Nachkühlen des Kältespeichers notwendig, um die Temperaturdifferenz zwischen Warmwasser- und Kältespeicher entsprechend hochzuhalten und die Trocknung fortzusetzen.

Bild 6.13 zeigt den Systemdurchlauf mit größer dimensioniertem Kältespeicher. Der Trocknungsprozess dauert mit 60 l Kältespeicher deutlich länger, da der Warmwasserspeicher nur auf 46 °C nachgeheizt wird. Durch das geringe Temperaturniveau kann der Prozessluft nur eine geringe Wärmeleistung zum Trocknen zugeführt werden. Dies steigert die Laufzeit des Trockners und damit den Stromverbrauch des Antriebs, siehe Gleichung 6.4. Verbesserungen ergeben sich dahingegen für den Betrieb der Wärmepumpe, die beim Aufheizen mit einer Leistungszahl von 3,64 (vorher 3,6) und beim Nachheizen mit 3,96 (vorher 3,56) arbeitet. Vor allem beim Nachheizen verdeutlicht sich der Vorteil des größeren Kältespeichers, da der Warmwasserspeicher nur noch auf ein geringes Temperaturniveau aufgeheizt werden muss, womit eine geringere Wärmezufuhr notwendig ist. Der Stromverbrauch der Wärmepumpe für den Nachheizvorgang fällt daher entsprechend gering aus, siehe **Bild 6.14a**.



a) Parametervorgabe für den Systemdurchlauf

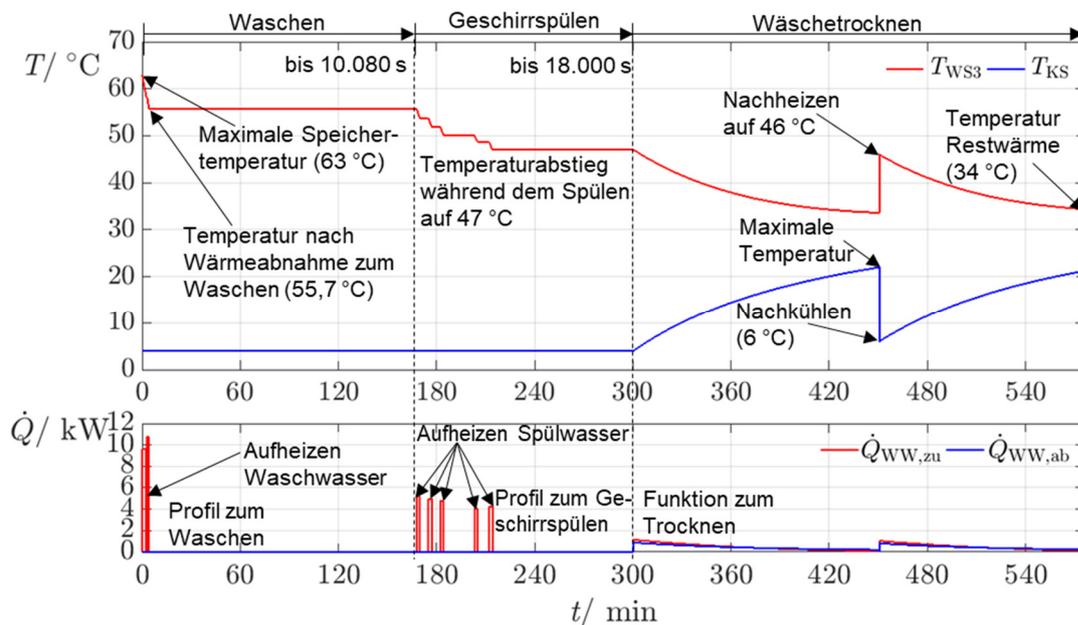
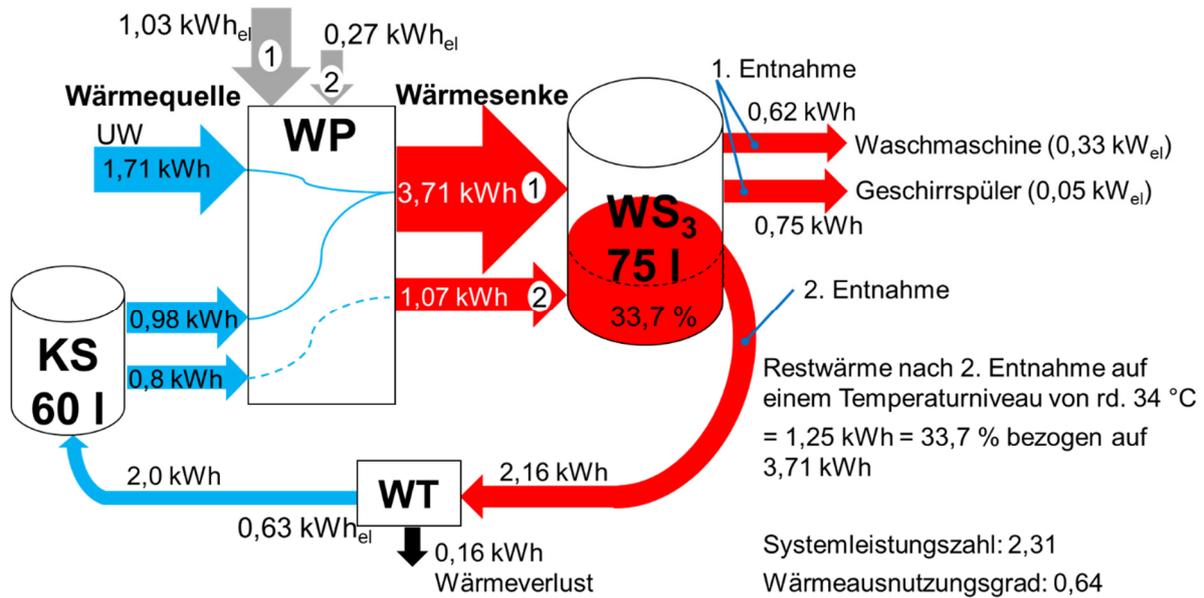
b) Temperaturverlauf im Warmwasser- und im Kältespeicher sowie die von den Geräten aus dem Warmwasserspeicher entzogene Wärmeleistung ($\dot{Q}_{\text{WW},\text{zu}}$) und die von dem Wäschetrockner in den Kältespeicher eingetragene Wärmeleistung ($\dot{Q}_{\text{WW},\text{ab}}$)

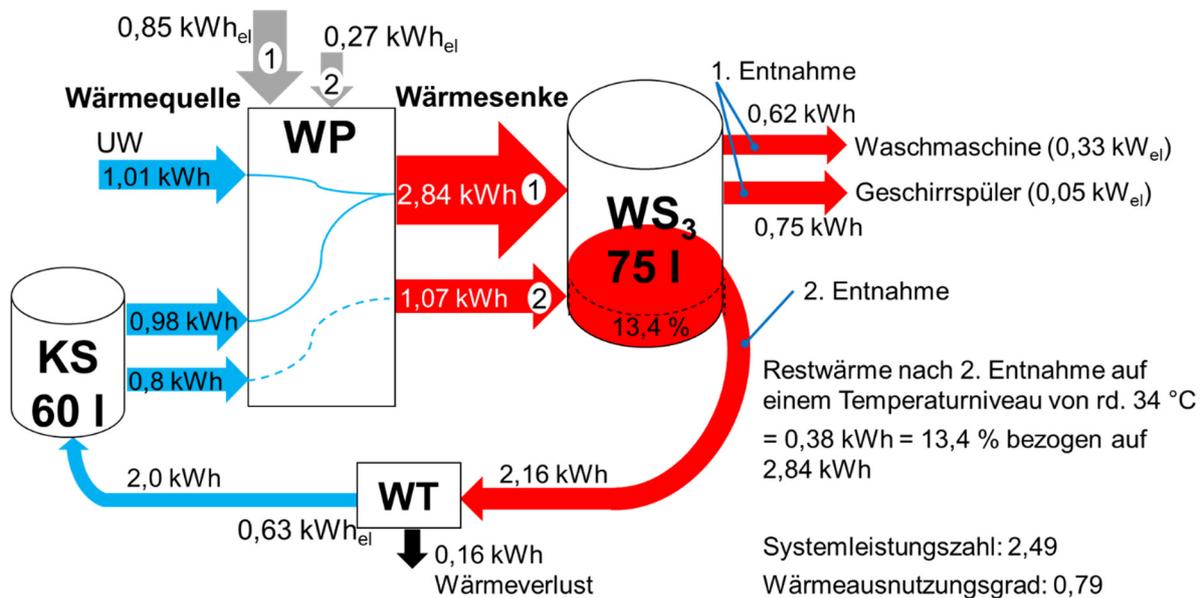
Bild 6.13: Betriebsablauf zum Waschen, Geschirrspülen und Wäschetrocknen ohne Wärmeverluste oder -einträge über die Speicher und den Systemaufbau mit 75 l Warmwasserspeicher (WS₃) und 60 l Kältespeicher (KS). Der Warmwasserspeicher wird zu Beginn von 20 °C auf Maximaltemperatur (63 °C) aufgeheizt und der Kältespeicher von 20 °C auf Minimaltemperatur (4 °C) abgekühlt.

Die Systemleistungszahl verbessert sich nach Gleichung 5.3 von 2,05 auf 2,31. Es ist zu beachten, dass der Wäschetrockner durch die längere Laufzeit einen höheren Stromverbrauch von insgesamt 0,63 kWh aufweist (vorher 0,45 kWh), der mit in der Systemleistungszahl berücksichtigt ist. Nach Gleichung 5.4 steigt der Wärmeausnutzungsgrad von zuvor 0,51 auf 0,64, da durch den größeren Kältespeicher mehr Wärme beim Aufheizen bereitgestellt wird, die beim Wäschetrocknen zur Kühlung genutzt wird. Es bleibt jedoch immer noch ein hoher Anteil Restwärme (33,7 %) in dem Warmwasserspeicher, die durch das geringe Temperaturniveau von rd. 34 °C nicht für die Trocknung genutzt werden kann. Wird die Temperatur im Warmwasserspeicher zu Beginn der Testreihe von 20 °C auf 30 °C angehoben, siehe **Bild 6.14b**, steigert sich die Systemleistungszahl von 2,31 auf 2,49 und der Wärmeausnutzungsgrad von 0,64 auf 0,78. Grund dafür ist das zu Beginn höhere Temperaturniveau im Warmwasserspeicher,

wodurch die Wärmepumpe weniger Arbeit zum Aufheizen bis auf das maximale Temperaturniveau von 63 °C benötigt. Da der Bezugspunkt bzw. die Speichertemperatur zu Beginn nun höher liegen, verringert sich die am Ende des Betriebsablaufs im Warmwasserspeicher gespeicherte Restwärme von zuvor 33,7 % vom Wärmeeintrag (3,71 kWh) zu 13,4 % vom Wärmeeintrag (2,84 kWh).



- a) Aufheizen des Warmwasserspeichers zu Beginn von 20 °C auf Maximaltemperatur (63 °C), die Leistungszahl zum Aufheizen beträgt 3,6 und zum Nachheizen 3,96



- b) Aufheizen des Warmwasserspeichers zu Beginn von 30 °C auf Maximaltemperatur (63 °C), die Leistungszahl zum Aufheizen beträgt 3,34 und zum Nachheizen 3,96

Bild 6.14: Energiebilanzen zu **Bild 6.13** zum Aufheizen (1) und Nachheizen (2) des Warmwasserspeichers (WS₃) jeweils mit Abkühlung des Kältespeichers (KS) nach **Bild 6.13b** über die Wärmepumpe (WP) zum Waschen, Geschirrspülen und Wäschetrocknen. Der Warmwasserspeicher muss wieder auf 46 °C nachgeheizt werden. Dem Wäschetrockner (WT) werden 2,16 kWh Wärme zugeführt, wovon 2,0 kWh wieder in den Kältespeicher zurückgeführt werden.

Tabelle 6.1 zeigt die Zusammenstellung der Betriebsparameter für die zuvor aufgeführten Systemdurchläufe. Der zusätzliche Stromverbrauch der Wärmepumpe wird zur Visualisierung in **Bild 6.15** auf die Geräte aufgeteilt, siehe Gleichung 5.5 und Anhang M. Dabei wird der Stromverbrauch zur Bereitstellung der Restwärme im Warmwasserspeicher anteilig auf alle drei Geräte verteilt.

Tabelle 6.1: Stromverbrauch der Wärmepumpe (W_{WP}), Waschmaschine (W_{WM}), des Geschirrspülers (W_{GS}) und Wäschetrockners (W_{WT}) im Referenzbetrieb und im Systembetrieb für eine Außenlufttemperatur von 10 °C. Zu Beginn eines Systemdurchlaufs mit 60 l Kältespeicher wurde die Warmwasserspeichertemperatur (T_{WS3}) einmal auf 20 °C und 30 °C gesetzt. Die prozentuale Einsparung bezieht sich auf den Gesamtstromverbrauch der Geräte (W_{ges}) im Referenzbetrieb. Im Solerücklauf wird eine minimale Temperaturdifferenz zur Außenlufttemperatur eingehalten ($\Delta T = 5$ K). Gegeben sind auch die Systemleistungszahl (ε) und der Wärmeausnutzungsgrad (η).

Bezeichnung (Warmwasserspeichertemperatur)	W_{WP} /kWh	W_{WM} /kWh	W_{GS} /kWh	W_{WT} /kWh	W_{ges} /kWh	ε_{Sys} /-	η_{Sys} /-	Einsparung /%
Referenz	-	1,27	0,87	1,29	3,43	-	-	0
39 l Kältespeicher (20 °C)	1,60	0,33	0,05	0,45	2,43	2,05	0,51	29
60 l Kältespeicher (20 °C)	1,29	0,33	0,05	0,63	2,30	2,31	0,64	33
60 l Kältespeicher (30 °C)	1,12	0,33	0,05	0,63	2,13	2,49	0,78	38

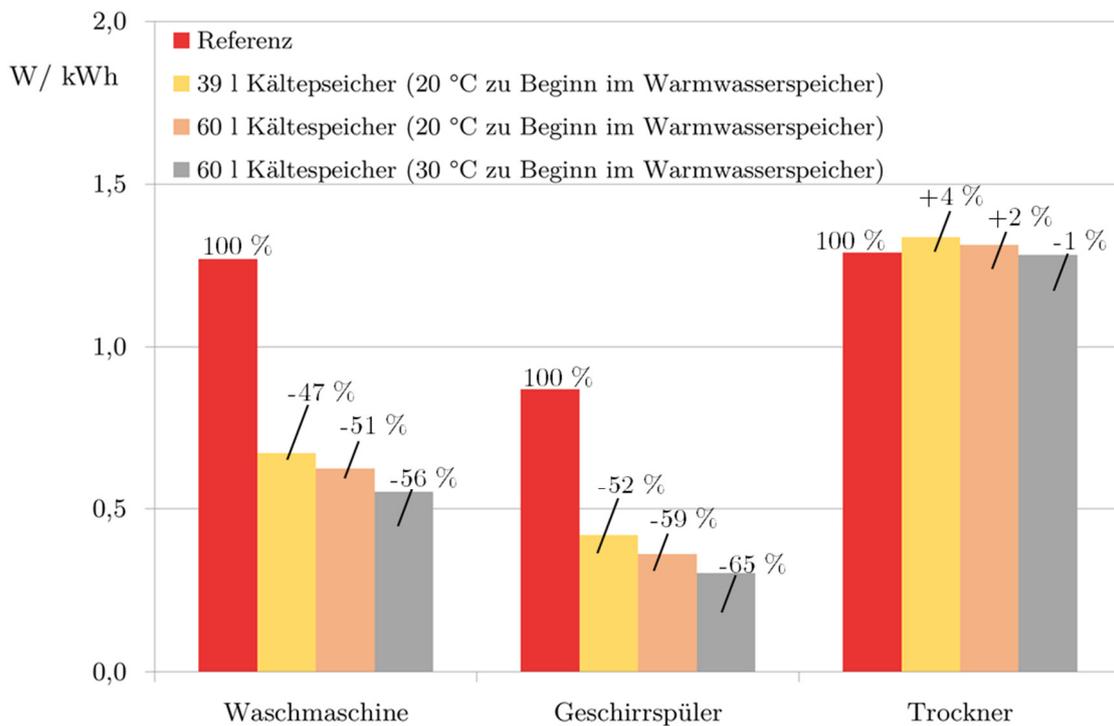


Bild 6.15: Stromverbrauch der Haushaltsgeräte mit flexiblen Betriebszeiten im System mit zentraler Wärmepumpe, Warmwasserspeicher und Kältespeicher für drei Systemdurchläufe ohne Wärmeverluste und Wärmeeinträge über die Speicher und den Systemaufbau nach **Tabelle M.1** in Anhang M. Die angegebene prozentuale Einsparung und der Mehrverbrauch beziehen sich auf den jeweiligen Referenzstromverbrauch (100 %) des Geräts.

Der Stromverbrauch des Wäschetrockners liegt bei beiden Systemkonfigurationen mit 20 °C Warmwasserspeichertemperatur zu Beginn des Betriebsdurchlaufs über dem Referenzstromverbrauch des Geräts. Wenn das Wasser zu Beginn ein Temperaturniveau von 30 °C aufweist, ergibt sich eine geringe Einsparung im Vergleich zum Referenzstromverbrauch des Wäschetrockners. Bei der Waschmaschine und dem Geschirrspüler fallen die Einsparungen dahingegen deutlich höher aus, siehe **Bild 6.15** und **Tabelle M.1** in Anhang M. Insgesamt ergeben sich Stromeinsparungen von bis zu 38 % vom Referenzstromverbrauch der drei Geräte im Zusammenschluss. Dies entspricht einer weiteren Reduzierung um 7 % im Vergleich zum experimentellen Betrieb der in den Laborprüfstand integrierten Geräte, siehe Punkt 5.1.2. Diese wird durch die Anpassung des Kältespeichervolumens sowie die Reduzierung von Wärmeverlusten erzielt. Der Vergleich bezieht sich hier auf die Berechnung mit 60 l Kältespeicher und die Warmwasserspeichertemperatur von 30 °C zu Beginn des Durchlaufs, da diese auch zu Beginn der Messung in Punkt 5.1.2 bei rd. 30 °C lag. Diese Systemkonfiguration wird auch für die Folgenden Untersuchungen beibehalten.

6.4 Variation von Betriebsabfolgen

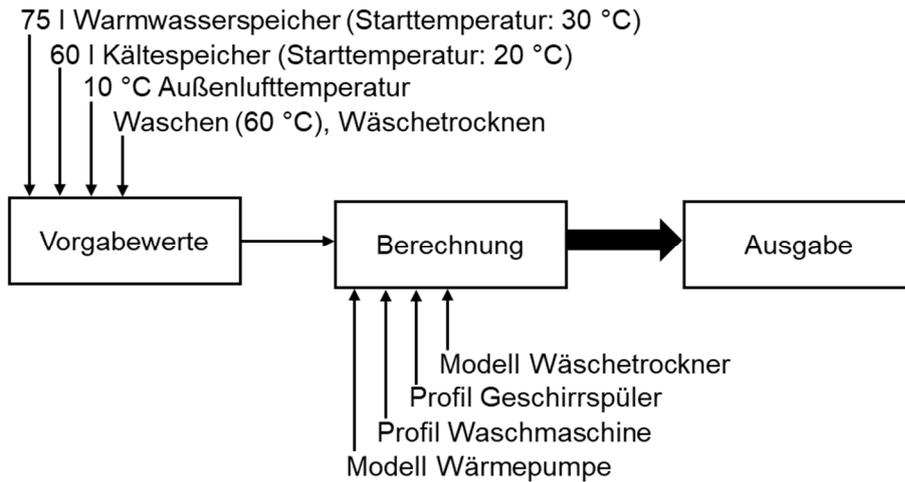
Da für gewöhnlich der Wäschetrockner nach der Waschmaschine betrieben wird, erfolgt zusätzlich zu der in Punkt 6.3 untersuchten Reihenfolge zum Waschen, Geschirrspülen und Wäschetrocknen über das System eine Darstellung zum Waschen und Wäschetrocknen sowie zum Waschen und Geschirrspülen.

Im Folgenden wird der Systembetrieb zum Waschen und Wäschetrocknen bei einer Außenlufttemperatur von 10 °C untersucht. **Bild 6.16** zeigt den Betriebsablauf mit Temperaturverlauf im Warmwasserspeicher, der zu Beginn von 30 °C auf 63 °C aufgeheizt wird sowie im Kältespeicher, der zu Beginn von 20 °C auf 4 °C abgekühlt wird. Während des Wäschetrocknens muss der Kältespeicher auf 11 °C nachgekühlt werden. Dabei wird der Warmwasserspeicher, in dem noch Wärme auf hohem Temperaturniveau (rd. 40 °C) gespeichert ist, wieder auf eine Temperatur von 47 °C nachgeheizt. Nach der Wäschetrocknung ist Restwärme auf einem Temperaturniveau von 38 °C im Warmwasserspeicher gespeichert, siehe **Bild 6.17**. Das Temperaturniveau im Kältespeicher beträgt rd. 21 °C.

Da der Kältespeicher nachgekühlt wird, obwohl in dem Warmwasserspeicher noch Wärme auf einem Temperaturniveau von 40 °C gespeichert ist, könnte eine größere Dimensionierung des Kältespeichers die charakteristischen Kennzahlen des Systemdurchlaufs positiv beeinflussen. Es wird jedoch kein größeres Speichervolumen untersucht, da die angepasste Systemkonfiguration nach Punkt 6.3 beibehalten wird, um Nachteile oder Vorzüge dieser zu analysieren. Die Systemleistungszahl beträgt 2,38 und der Wärmeausnutzungsgrad 0,71, siehe **Bild 6.17**. Insgesamt beläuft sich die Stromeinsparung auf 30 % vom Referenzstromverbrauch der beiden Geräte, siehe **Tabelle 6.2**.

Tabelle 6.2: Stromverbrauch der Wärmepumpe (W_{WP}), Waschmaschine (W_{WM}) und des Wäschetrockners (W_{WT}) im Referenzbetrieb und im Systembetrieb für eine Außenlufttemperatur von 10 °C. Zu Beginn des Systemdurchlaufs wurde die Warmwasserspeichertemperatur auf 30 °C gesetzt. Die prozentuale Einsparung bezieht sich auf den Gesamtstromverbrauch der Geräte (W_{ges}) im Referenzbetrieb. Im Solerücklauf wird eine minimale Temperaturdifferenz zur Außenlufttemperatur eingehalten ($\Delta T = 5$ K). Gegeben sind auch die Systemleistungszahl (ϵ) und der Wärmeausnutzungsgrad (η).

Bezeichnung	W_{WP} / kWh	W_{WM} / kWh	W_{WT} / kWh	W_{ges} / kWh	ϵ_{Sys} / -	η_{Sys} / -	Einsparung / %
Referenz	-	1,27	1,29	2,56	-	-	0
Waschen und Trocknen	1,00	0,33	0,46	1,79	2,38	0,71	30



a) Parametervorgabe für den Systemdurchlauf

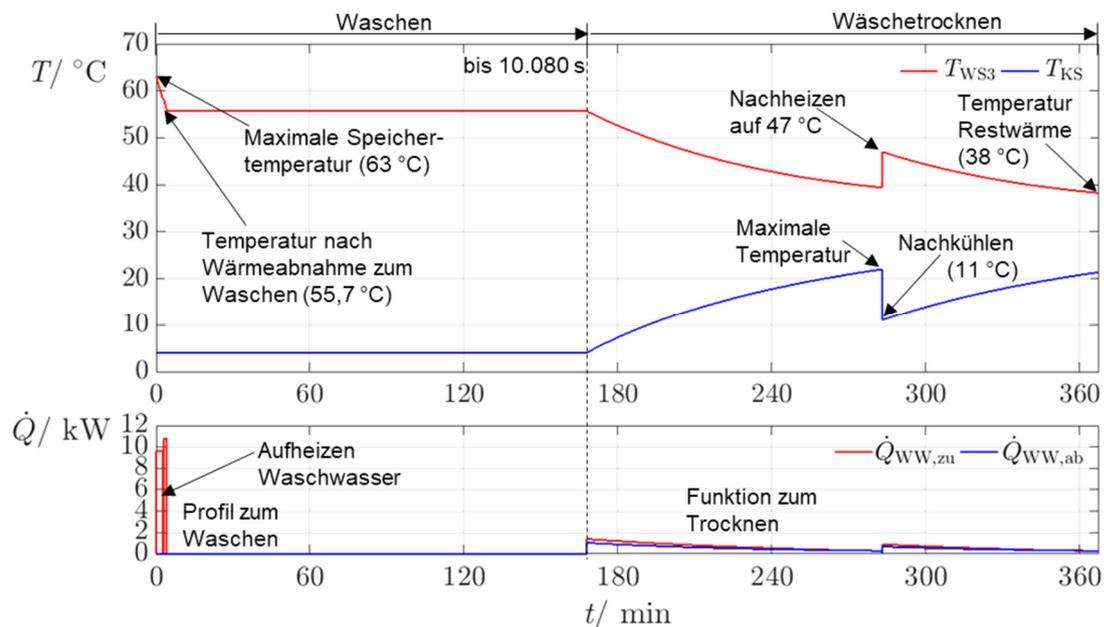
b) Temperaturverlauf im Warmwasser- und im Kältespeicher sowie die von den Geräten aus dem Warmwasserspeicher entzogene Wärmeleistung ($\dot{Q}_{WW,zu}$) und die von dem Wäschetrockner in den Kältespeicher eingetragene Wärmeleistung ($\dot{Q}_{WW,ab}$)

Bild 6.16: Betriebsablauf zum Waschen und Wäschetrocknen ohne Wärmeverluste oder -einträge über die Speicher und den Systemaufbau mit 75 l Warmwasserspeicher (WS₃) und 60 l Kältespeicher (KS). Der Warmwasserspeicher wird zu Beginn von 30 °C auf Maximaltemperatur (63 °C) aufgeheizt und der Kältespeicher von 20 °C auf Minimaltemperatur (4 °C) abgekühlt.

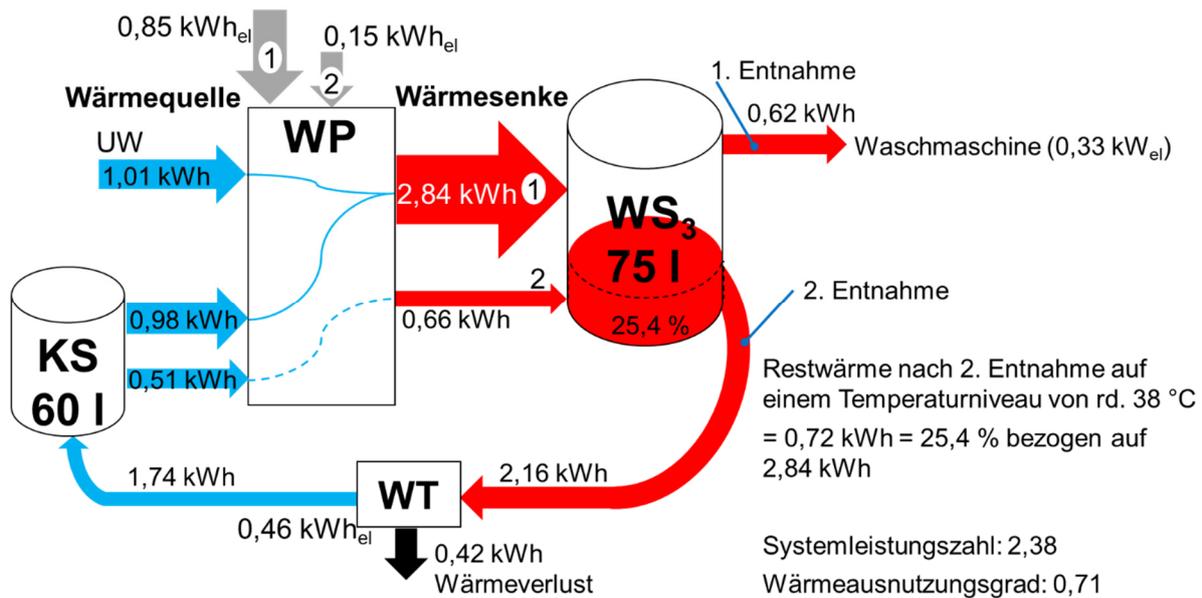
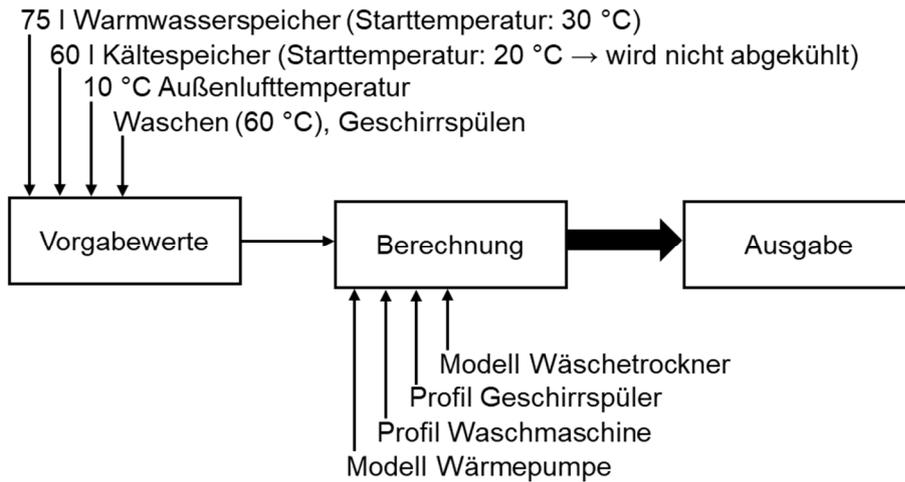


Bild 6.17: Energiebilanz zum Waschen und Wäschetrocknen in Reihenfolge mit 75 l Warmwasserspeicher (WS₃) und 60 l Kältespeicher (KS) zu **Bild 6.16**. Beim Aufheizen wird der Wärmepumpe (WP) anteilige Wärme von der Außenluft bei 10 °C über den Umweltkreislauf (UW) zugeführt. Dem Wäschetrockner (WT) werden 2,16 kWh Wärme zugeführt, wovon 1,74 kWh wieder in den Kältespeicher zurückgeführt werden. Die Leistungszahl zum Aufheizen beträgt 3,34 und zum Nachheizen 4,4.

Im nächsten Schritt wird der Systembetrieb zum Waschen und Geschirrspülen bei einer Außenlufttemperatur von 10 °C untersucht. **Bild 6.18** zeigt den Betriebsablauf mit Temperaturverlauf im Warmwasserspeicher, der auch hier zu Beginn von 30 °C auf 63 °C aufgeheizt wird. Der Kältespeicher wird nicht abgekühlt, da für den Betriebsablauf keine Kühlung notwendig ist. Nach dem Geschirrspülen ist Restwärme auf einem Temperaturniveau von 47 °C in dem Warmwasserspeicher gespeichert. Die Systemleistungszahl für den Betriebsablauf beträgt lediglich 1,1 und der Wärmeausnutzungsgrad 0,29, siehe **Bild 6.19**. Insgesamt beläuft sich die Stromeinsparung auf 42 % vom Referenzbetrieb der beiden Geräte, siehe **Tabelle 6.3**. Prozentual fällt die Stromeinsparung mit 42 % vom Referenzstromverbrauch der beiden Geräte sehr hoch aus, da die Geräte im Referenzbetrieb Wärme mittels Heizstab generieren.

Da das Temperaturniveau der Restwärme im Warmwasserspeicher 47 °C beträgt, wäre eine zusätzliche 40 °C-Wäsche theoretisch möglich. Mit 22 kg Waschwasserbezug für eine volle Beladung der Waschmaschine, siehe Punkt 4.1, werden 0,66 kWh Wärme zum Aufheizen von 14 °C, der Trinkwassernetztemperatur, auf 40 °C benötigt, ohne das Aufheizen der Wäsche und des Geräts zu berücksichtigen. Das Restwärmepotential von 47 °C auf 40 °C im 75 l Warmwasserspeichers beträgt jedoch lediglich 0,6 kWh und reicht damit nicht aus, um das Waschwasser für eine volle Beladung auf 40 °C aufzuheizen. Zu berücksichtigen ist auch, dass die Betrachtung hier idealisiert bzw. ohne Wärmeverluste über den Speicher erfolgt. Andere Waschprogramme, eine geringere Wäschebeladung oder das Aufheizen des Waschwassers inklusive des Nachheizens durch den Heizstab des Geräts sind Möglichkeiten, die sich noch anbieten, um die im Warmwasserspeicher gespeicherte Restwärme zu nutzen. Für das Vorhaben erfolgt jedoch keine Betrachtung dieser Maßnahmen.



a) Parametervorgabe für den Systemdurchlauf

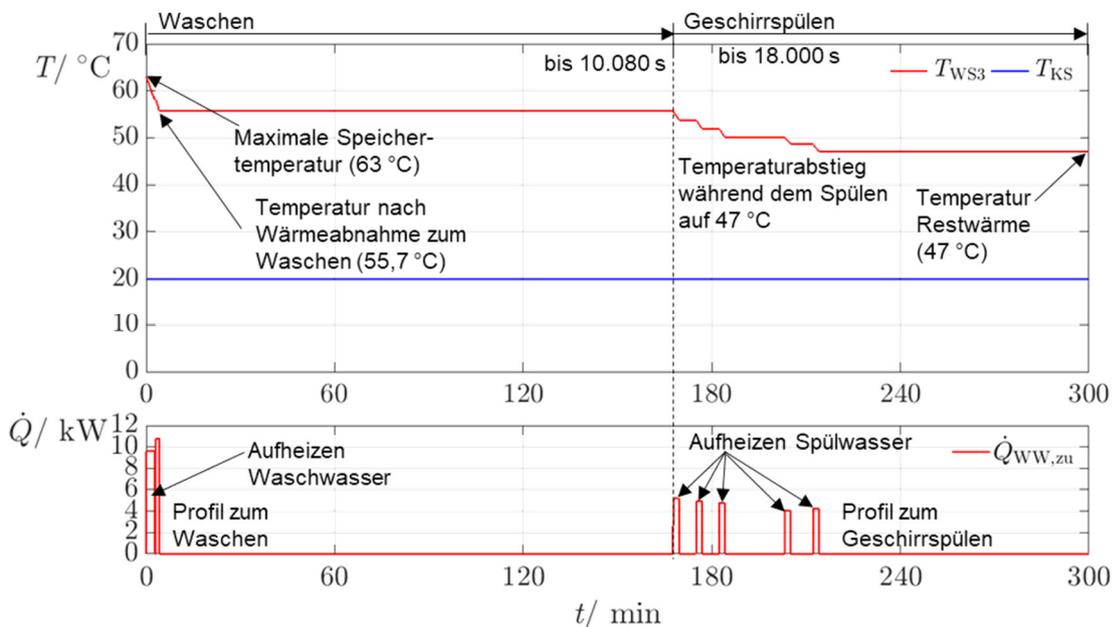
b) Temperaturverlauf im Warmwasser- und im Kältespeicher sowie die von den Geräten aus dem Warmwasserspeicher entzogene Wärmeleistung ($\dot{Q}_{WW,zu}$)

Bild 6.18: Betriebsablauf zum Waschen und Geschirrspülen ohne Wärmeverluste oder -einträge über die Speicher und den Systemaufbau mit 75 l Warmwasserspeicher (WS_3) und 60 l Kältespeicher (KS). Der Warmwasserspeicher wird zu Beginn von 30 °C auf Maximaltemperatur (63 °C) aufgeheizt. Der Kältespeicher bleibt auf 20 °C und wird nicht abgekühlt.

Tabelle 6.3: Stromverbrauch der Wärmepumpe (W_{WP}), Waschmaschine (W_{WM}) und des Geschirrspülers (W_{GS}) im Referenzbetrieb und im Systembetrieb für eine Außenlufttemperatur von 10 °C. Zu Beginn des Systemdurchlaufs wurde die Warmwasserspeichertemperatur auf 30 °C gesetzt. Die prozentuale Einsparung bezieht sich auf den Gesamtstromverbrauch der Geräte (W_{ges}) im Referenzbetrieb. Im Solerücklauf wird eine minimale Temperaturdifferenz zur Außenlufttemperatur eingehalten (5 K). Gegeben sind auch die Systemleistungszahl (ϵ) und der Wärmeausnutzungsgrad (η).

Bezeichnung	W_{WP} / kWh	W_{WM} / kWh	W_{GS} / kWh	W_{ges} / kWh	ϵ_{Sys} / -	η_{Sys} / -	Einsparung / %
Referenz	-	1,27	0,87	2,14	-	-	0
Waschen und Spülen	0,87	0,33	0,05	1,25	1,1	0,29	42

Im Vergleich der beiden zuvor und in Punkt 6.3 untersuchten Betriebsabläufe mit dem jeweiligen Referenzbetrieb nach **Bild 6.20** zeigt sich, dass auch für andere Betriebsabläufe im Vergleich zu Punkt 6.3 hohe Stromeinsparungen mit dem System erzielt werden. Das Temperaturniveau der Restwärme im Warmwasserspeicher liegt nach den Betriebsabläufen zwischen minimal 34 °C bis maximal 47 °C. Daher ist eine weitere Nutzung der Wärme denkbar, wodurch die Restwärme im Speicher reduziert und der Wärmeausnutzungsgrad des Systems gesteigert werden kann. Wenn das Wärmepotential nicht für den Betrieb weiterer Programmabläufe der Haushaltsgeräte ausreicht, bietet sich auch eine Nutzung als Heizwärme oder zur Warmwasseraufbereitung an. Die Wärme könnte dann in den entsprechenden Wärmespeicher übertragen werden, siehe **Bild 3.1**.

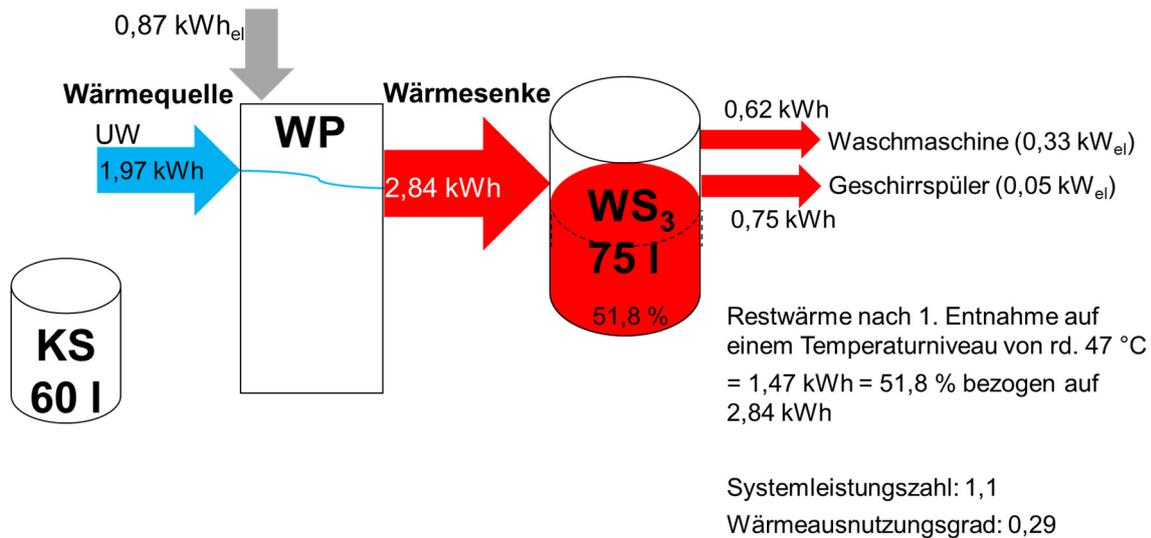


Bild 6.19: Energiebilanz zum Waschen und Geschirrspülen in Reihenfolge mit 75 l Warmwasserspeicher (WS₃) und 60 l Kältespeicher (KS) zu **Bild 6.18**. Beim Aufheizen wird der Wärmepumpe (WP) lediglich Wärme von der Außenluft bei 10 °C über den Umweltkreislauf (UW) zugeführt. Die Leistungszahl beträgt 3,26.

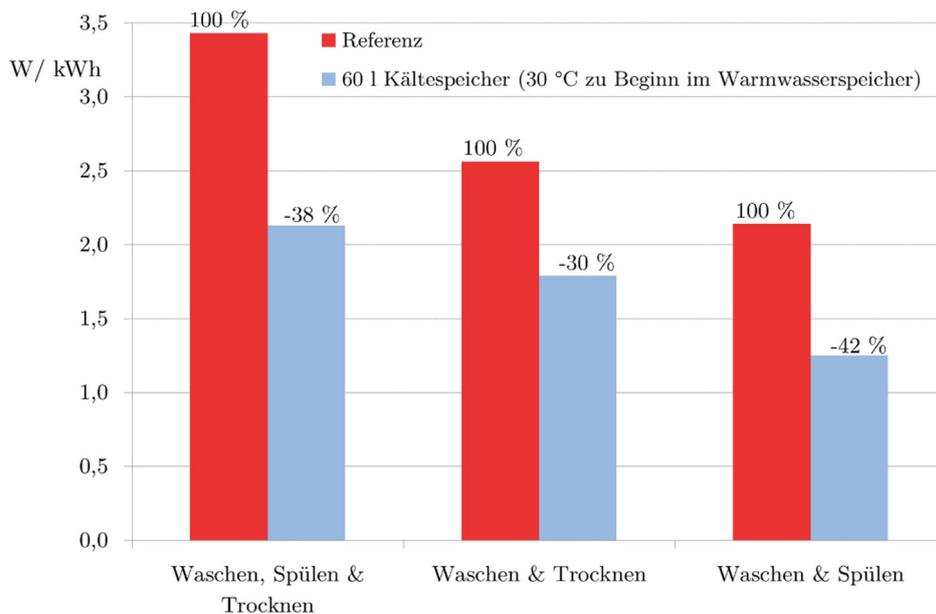


Bild 6.20: Stromverbrauch der Haushaltsgeräte mit flexiblen Betriebszeiten im System mit zentraler Wärmepumpe, Warmwasserspeicher und Kältespeicher für drei Systemkonfigurationen ohne Wärmeverluste und Wärmeeinträge über die Speicher und den Systemaufbau. Die angegebene prozentuale Einsparung bezieht sich auf den jeweiligen Referenzstromverbrauch des Betriebsablaufs (100 %).

6.5 Variation der Außenlufttemperatur

Da der Wärmepumpe Wärme über die Außenluft und den Kältespeicher zugeführt wird, ist der Strombedarf für die Arbeit des Kompressors abhängig von der Außenlufttemperatur, siehe Gleichung 2.2. Es erfolgt daher eine Variation dieser von -10 °C auf 30 °C für die Systemkonfiguration mit 60 l Kältespeicher aus Punkt 6.3, wobei die Warmwasserspeichertemperatur zu Beginn 30 °C beträgt. Dabei steigt die Stromeinsparung für die drei Geräte im System von 31 % bei -10 °C auf 42 % bei 30 °C Außenlufttemperatur, siehe **Tabelle 6.4**. Da die Wärmepumpe weniger Strom bezieht, steigert sich die Systemleistungszahl von 2,83 auf 3,39. Um die Stromeinsparungen der einzelnen Geräte aus **Tabelle 6.4** wie in **Bild 6.21** dargestellt zu visualisieren, wird der Stromverbrauch der Wärmepumpe nach Gleichung 5.5 auf die Haushaltsgeräte aufgeteilt, siehe **Tabelle M.2** in Anhang M.

Tabelle 6.4: Stromverbrauch der Wärmepumpe (W_{WP}), Waschmaschine (W_{WM}), des Geschirrspülers (W_{GS}) und Wäschetrockners (W_{WT}) im Referenzbetrieb und im Systembetrieb für unterschiedliche Außenlufttemperaturen. Die prozentuale Einsparung bezieht sich auf den Gesamtstromverbrauch der Geräte (W_{ges}) im Referenzbetrieb. Im Solerücklauf wird eine minimale Temperaturdifferenz zur Außenlufttemperatur eingehalten ($\Delta T = 5\text{ K}$) und die Warmwasserspeichertemperatur liegt zu Beginn der Testreihe bei 30 °C . Gegeben sind auch die Systemleistungszahl (ϵ) und der Wärmeausnutzungsgrad (η).

Bezeichnung	W_{WP} / kWh	W_{WM} / kWh	W_{GS} / kWh	W_{WT} / kWh	W_{ges} / kWh	ϵ_{Sys} / -	η_{Sys} / -	Einsparung / %
Referenz	-	1,27	0,87	1,29	3,43	-	-	0
-10 °C Außenluft	1,35	0,33	0,05	0,63	2,36	2,83	0,79	31
0 °C Außenluft	1,23	0,33	0,05	0,63	2,24	2,99	0,79	35
10 °C Außenluft	1,12	0,33	0,05	0,63	2,13	3,15	0,79	38
20 °C Außenluft	1,04	0,33	0,05	0,63	2,05	3,27	0,79	40
30 °C Außenluft	0,97	0,33	0,05	0,63	1,98	3,39	0,79	42

Durch die Untersuchungen zeigt sich, dass der Wäschetrockner ab einer Außenlufttemperatur von 10 °C Stromeinsparungen im Vergleich zum Referenzstromverbrauch aufweist. Für die Waschmaschine und den Geschirrspüler ergeben sich deutlich höhere Stromeinsparungen, maximal 59 % für die Waschmaschine und 70 % für den Geschirrspüler des jeweiligen Referenzbetriebes. Es erfolgt eine Betrachtung der Betriebsabläufe gemäß Punkt 6.4 für unterschiedliche Außenlufttemperaturen, siehe **Tabelle 6.5** und **Bild 6.22**. Dabei werden Stromeinsparungen vom Stromverbrauch des jeweiligen Referenzablaufs von bis zu 42 % beim Waschen, Trocknen und Geschirrspülen, 35 % beim Waschen und Trocknen und 48 % beim Waschen und Geschirrspülen erzielt, wenn die Außenlufttemperatur 30 °C beträgt.

Tabelle 6.5: Stromverbrauch des Systems für drei Betriebsabläufe bei unterschiedlichen Außenlufttemperaturen. Im Solerücklauf wird eine minimale Temperaturdifferenz zur Außenlufttemperatur eingehalten ($\Delta T = 5\text{ K}$) und die Warmwasserspeichertemperatur zu Beginn der Testreihen beträgt 30 °C .

Bezeichnung	Waschen, Spülen & Trocknen/ kWh	Waschen & Trocknen/ kWh	Waschen & Spülen/ kWh
Referenz	3,43	2,56	2,14
-10 °C Außenluft	2,36	1,80	1,50
0 °C Außenluft	2,24	1,71	1,38
10 °C Außenluft	2,13	1,64	1,27
20 °C Außenluft	2,05	1,59	1,19
30 °C Außenluft	1,98	1,53	1,12

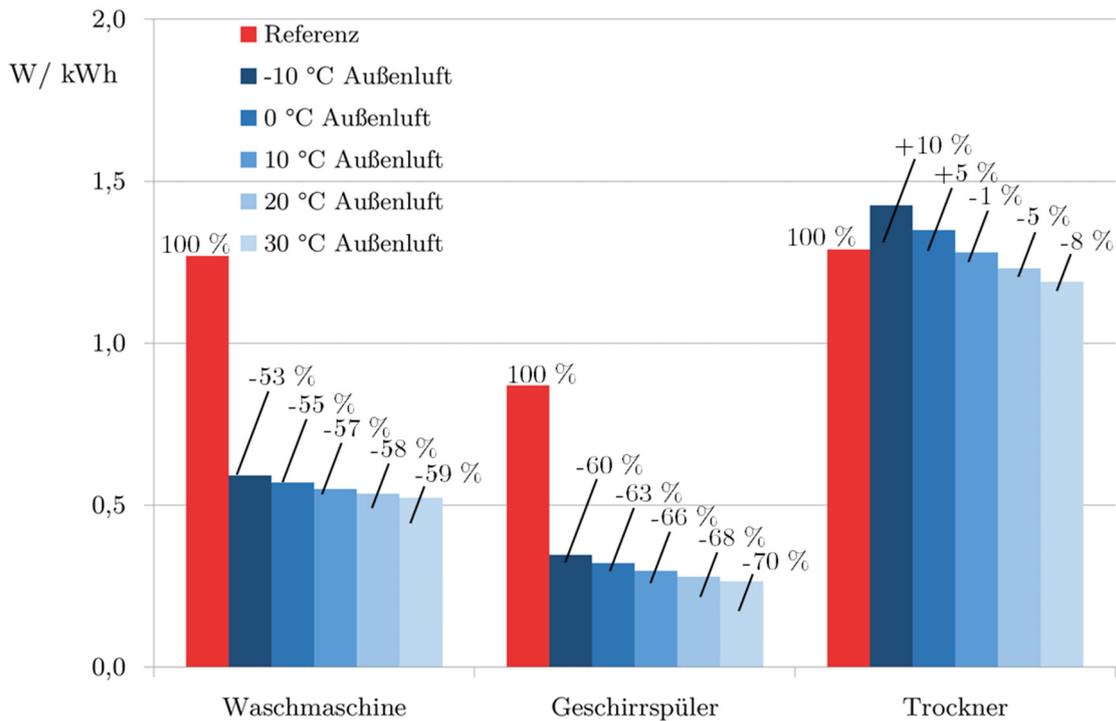


Bild 6.21: Stromverbrauch der Haushaltsgeräte mit flexiblen Betriebszeiten im System mit zentraler Wärmepumpe, Warmwasserspeicher und Kältespeicher bei unterschiedlichen Außenlufttemperaturen ohne Wärmeverluste und Wärmeeinträge über die Speicher und den Systemaufbau nach **Tabelle M.2** in Anhang M. Die angegebene prozentuale Einsparung bezieht sich auf den jeweiligen Referenzstromverbrauch des Geräts (100 %). Es wird eine minimale Temperaturdifferenz von der Außenluft zum Solekreisrücklauf berücksichtigt ($\Delta T = 5 \text{ K}$).

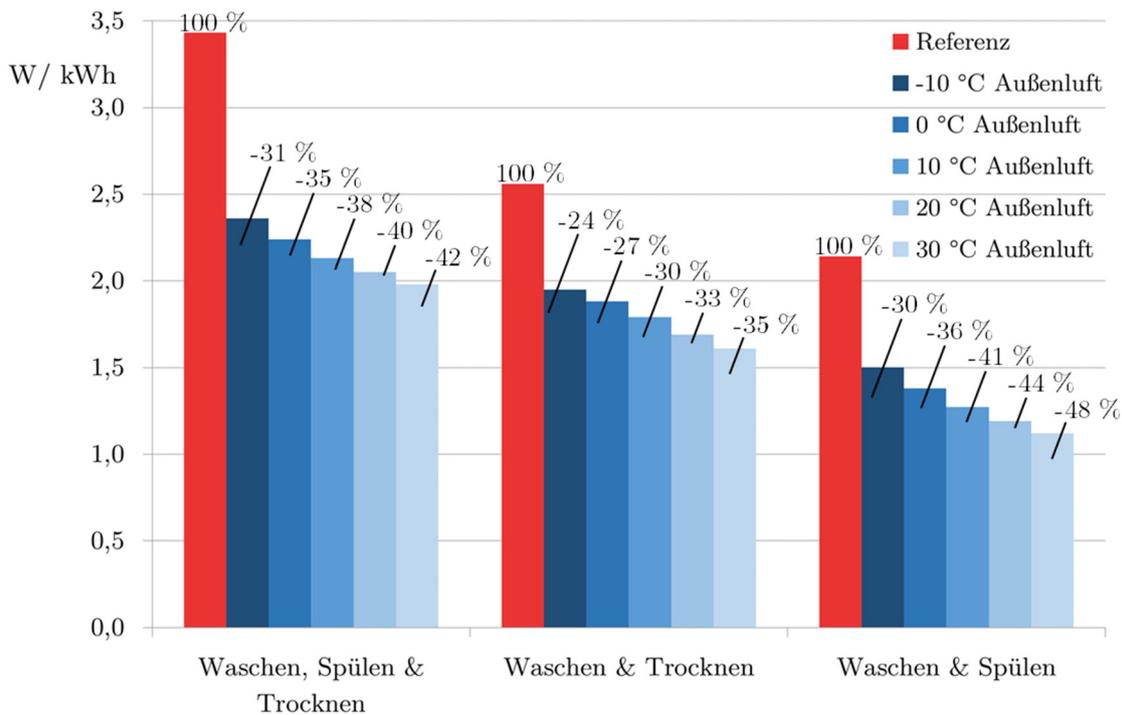


Bild 6.22: Stromverbrauch für drei Betriebsabläufe der Geräte mit flexiblen Betriebszeiten im System mit zentraler Wärmepumpe, Warmwasserspeicher und Kältespeicher bei unterschiedlichen Außenlufttemperaturen ohne Wärmeverluste und Wärmeeinträge über die Speicher und den Systemaufbau. Die angegebene prozentuale Einsparung bezieht sich auf den jeweiligen Referenzstromverbrauch des Betriebsablaufs (100 %). Es wird eine minimale Temperaturdifferenz von der Außenluft zum Solekreisrücklauf berücksichtigt ($\Delta T = 5 \text{ K}$).

Bild 6.23 zeigt die Abhängigkeit des Stromverbrauchs von der Außenlufttemperatur für die drei Betriebsabläufe gemäß **Bild 6.22**. Mit der angegebenen Funktion kann eine Hochrechnung des Jahresstromverbrauchs in Abhängigkeit der Außenlufttemperatur und der drei Betriebsabläufe durchgeführt werden, siehe Punkt 6.6.

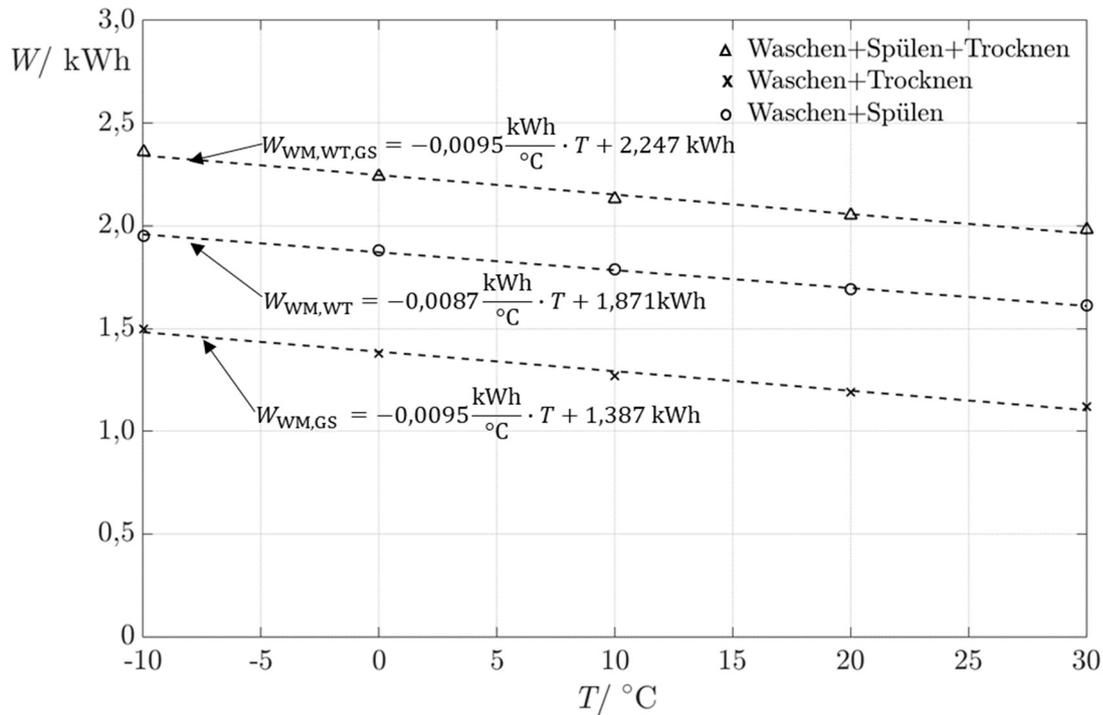


Bild 6.23: Stromverbrauch für drei Betriebsabläufe der Geräte mit flexiblen Betriebszeiten im System mit zentraler Wärmepumpe, Warmwasserspeicher und Kältespeicher bei variabler Außenlufttemperatur ohne Wärmeverluste und Wärmeeinträge über die Speicher und den Systemaufbau. Es wird eine minimale Temperaturdifferenz von der Außenluft zum Solekreisrücklauf berücksichtigt ($\Delta T = 5 \text{ K}$). Index: WM (Waschmaschine), WT (Wäschetrockner), GS (Geschirrspüler)

6.6 Energetisches Einsparpotential und Reduzierung der CO₂-Emissionen

Haushaltsgeräte und Wärmepumpensysteme erzielen in Deutschland hohe Absatzzahlen, da die Anzahl der Haushalte mit rd. 40,5 Mio. (im Jahr 2020) sehr groß ist [90]. Vor allem die Absatzzahlen von Wärmepumpen steigen seit 2014 rasant an, siehe Pressemitteilung des Bundesverband Wärmepumpe e.V. vom 19. Januar 2021 [91]. Im Folgenden wird daher das Potential der Strom- bzw. CO₂-Einsparungen durch den Einsatz der im Vorhaben untersuchten Technologie für zwei Szenarien betrachtet. Erstens, für die Anwendung im gesamten Passivhausbestand, was das derzeitige Potential darstellt und zweitens im Szenario für das Jahr 2040, wenn die durch den Gebäudesektor verursachten Treibhausgasemissionen durch Sanierungsmaßnahmen bereits stark reduziert wurden.

Der Jahresstromverbrauch sowie die Stromeinsparung von drei Systemvarianten im Vergleich zum Jahresreferenzstromverbrauch aller Geräte entsprechend **Tabelle 6.6** ist in **Bild 6.24** dargestellt. Zusätzlich zu dem Stromverbrauch des Wäschetrockners und der Kühlgeräte werden die Stromverbräuche der notwendigen Pumpen berücksichtigt, siehe **Bild 5.20** in Punkt 5.3. Bei den Kühlgeräten ergibt sich für die in Punkt 5.3 ausgewählte Pumpe ein zusätzlicher Stromverbrauch von 12,4 kWh/a über die Dauer und die Anzahl der Kühlzyklen nach **Tabelle J.4** in Anhang J. Für den Wäschetrockner ergibt sich der zusätzliche Stromverbrauch der Pumpen über die Laufzeit des Geräts. Für den Systembetrieb mit Waschmaschine, Geschirrspüler und Wäschetrockner entsprechend Punkt 6.4 müssen zusätzlich 7,4 Wh Strom pro Pumpe und Zyklus berücksichtigt werden, siehe **Bild 6.13**, und im System mit Waschmaschine und Wäschetrockner nach Punkt 6.4 nur 5,3 Wh, siehe **Bild 6.16**. Dabei wird vernachlässigt, dass für den Wäschetrockner und die Kühlgeräte dieselbe Pumpe im Kältespeicherkreislauf genutzt wird, siehe **Bild 5.20**. Für die Hochrechnung des Jahresstromverbrauchs der drei Varianten werden 220 Zyklen der Geräte mit flexiblen Betriebszeiten mittels Zufallsfunktion auf ein Jahr verteilt. Als Referenz wird das Jahr 2020 mit 366 Tagen genutzt, um die mittlere Tagestemperatur für den Referenzstandort Würzburg zu bestimmen [92]. Der Stromverbrauch der Geräte im Systembetrieb ergibt sich damit über dessen funktionalen Zusammenhang mit der Außenlufttemperatur nach **Bild 6.23**. Für ein Haushaltsgerät, das bei einer Variante nicht in das System mit Wärmepumpe integriert ist, wird bei der Hochrechnung der Referenzstromverbrauch berücksichtigt. Zu sehen ist auch die zusätzliche Stromeinsparung, die durch eine Integration des Kühlschranks und des Gefrierschranks nach Punkt 5.2 erreicht werden kann.

Tabelle 6.6: Jahresstromverbrauch der untersuchten Geräte für drei Systemvarianten jeweils im Vergleich zum Jahresreferenzstromverbrauch aller Geräte, Waschmaschine (WM), Geschirrspüler (GS), Wäschetrockner (WT), Kühlschrank (K) und Gefrierschrank (G). Bei der Variante „WM & WT im System + GS“ wird der Referenzstromverbrauch für den Geschirrspüler mit in der Hochrechnung berücksichtigt und bei der Variante „WM & GS im System + WT“ wird der Referenzstromverbrauch für den Wäschetrockner mit in der Hochrechnung berücksichtigt.

Bezeichnung	WM, WT & GS im Systembetrieb	WM & WT im Systembetrieb + GS	WM & GS im Systembetrieb + WT
Referenz mit WM, GS, WT, K und G	985,47	985,47	985,47
Hochrechnung ohne die Integration von K und G	700,91	810,99	792,26
Hochrechnung mit Integration von K und G	630,54	740,62	721,89

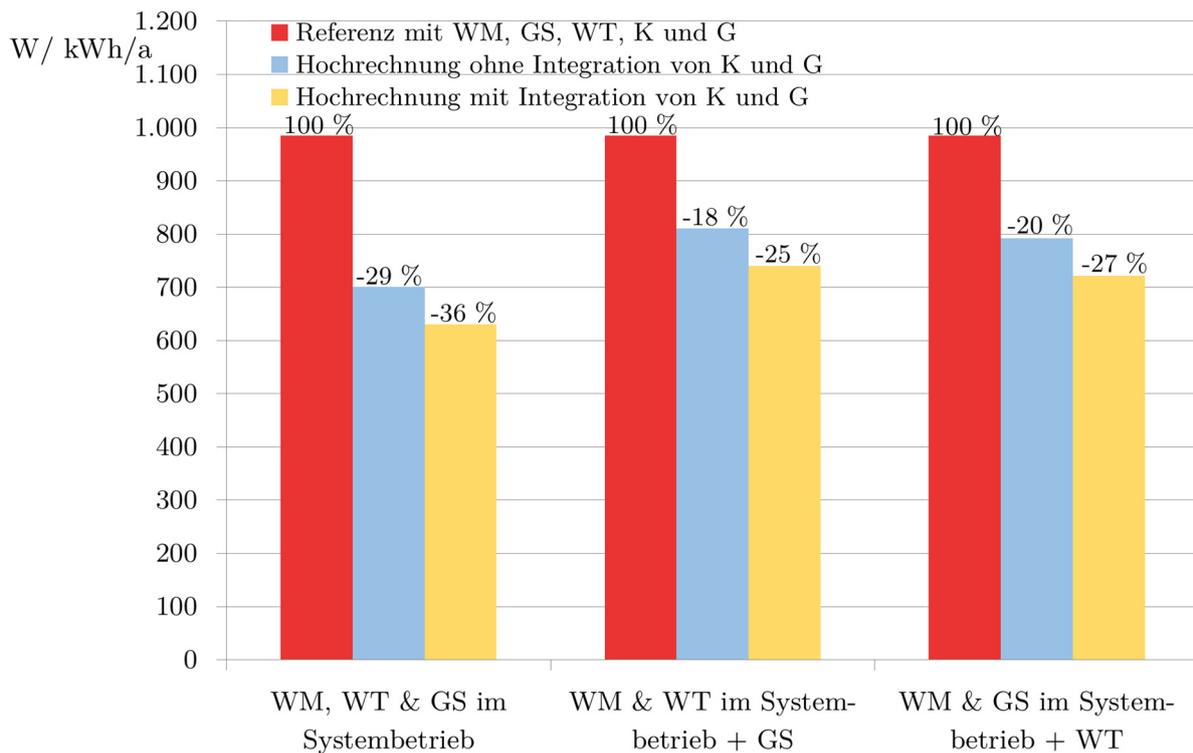


Bild 6.24: Jahresstromverbrauch der untersuchten Geräte nach **Tabelle 6.6** für drei Systemvarianten jeweils im Vergleich zum Jahresreferenzstromverbrauch aller Geräte, Waschmaschine (WM), Geschirrspüler (GS), Wäschetrockner (WT), Kühlschrank (K) und Gefrierschrank (G). Die prozentualen Einsparungen beziehen sich auf den Referenzstromverbrauch (100 %).

Die maximale Stromeinsparung von 29 % gegenüber dem Referenzjahresstromverbrauch ergibt sich für den Systembetrieb mit Waschmaschine, Geschirrspüler und Wäschetrockner. Durch die zusätzliche Einbindung des Kühlschranks und des Gefrierschranks in das System steigt die Stromeinsparung um 7 % auf 36 %. Damit werden insgesamt rd. 355 kWh/a Strom eingespart. Äquivalent zu den Stromeinsparungen ergibt sich eine Kosteneinsparung von 113,6 €/a für einem Strompreis von 0,32 €/kWh [93] und ein reduzierter CO₂-Ausstoß von 142,4 kg/a für den Strommix von 2019 mit 0,401 kg_{CO2}/kWh [94]. Mit den zusätzlichen Kosten von 400,5 € kann sich das System in rd. dreieinhalb Jahren amortisieren, wobei in den Kosten von 6.884,47 € (6.158,13 € + 726,34 €) die Marge der Haushaltsgeräte enthalten ist, siehe Punkt 5.3.

Um CO₂-Einsparungen im Gebäude-/Haushaltssektor zu erzielen, müssen die Anforderungen an den energetischen Gebäudestandard nach Gebäudeenergiegesetz verschärft werden [95]. In Passivhäusern sind Maßnahmen, die zu einer Reduzierung des CO₂-Ausstoßes führen können, begrenzt, da bereits hohe Anforderungen an den Gebäudestandard nach Passivhausinstitut vorgegeben sind [96]:

- gut gedämmte Gebäudehülle (maximal 0,15 W/(m²K) Transmissionswärmeverlust)
- dreifach Verglasung (maximal 0,8 W/(m²K) Transmissionswärmeverlust)
- hohe Luftdichtheit
- Lüftung mit Wärmerückgewinnung (mindestens 75 % Wärmerückgewinnungsgrad)
- Einsatz effizienter Beleuchtung und effizienter Haushaltsgeräte

Die hohen Anforderungen an die thermische Gebäudehülle eines Passivhauses sowie die Wärmerückgewinnung über das Lüftungssystem führen zu geringen Wärmeverlusten, wodurch die Wärmepumpe wenig Heizwärme bereitstellen muss und der Jahresstromverbrauch entsprechend gering ausfällt.

In einem Passivhaus mit 173 m² Wohnfläche für vier Personen und einem Heizwärmebedarf von 14,1 kWh/(m²a) [7] beträgt der Anteil der im Vorhaben untersuchten Haushaltsgeräte 18 % vom Jahresstromverbrauch von insgesamt rd. 5.512 kWh/a, siehe **Bild 6.25**. Der Anteil der Wärmepumpe, um den Heizwärme- und den Trinkwarmwasserbedarf zu decken, fällt im Vergleich dazu geringer aus. Für die Heizung fallen 8 % und für das Trinkwarmwasser 12 % vom Gesamtstromverbrauch des Haushalts an.

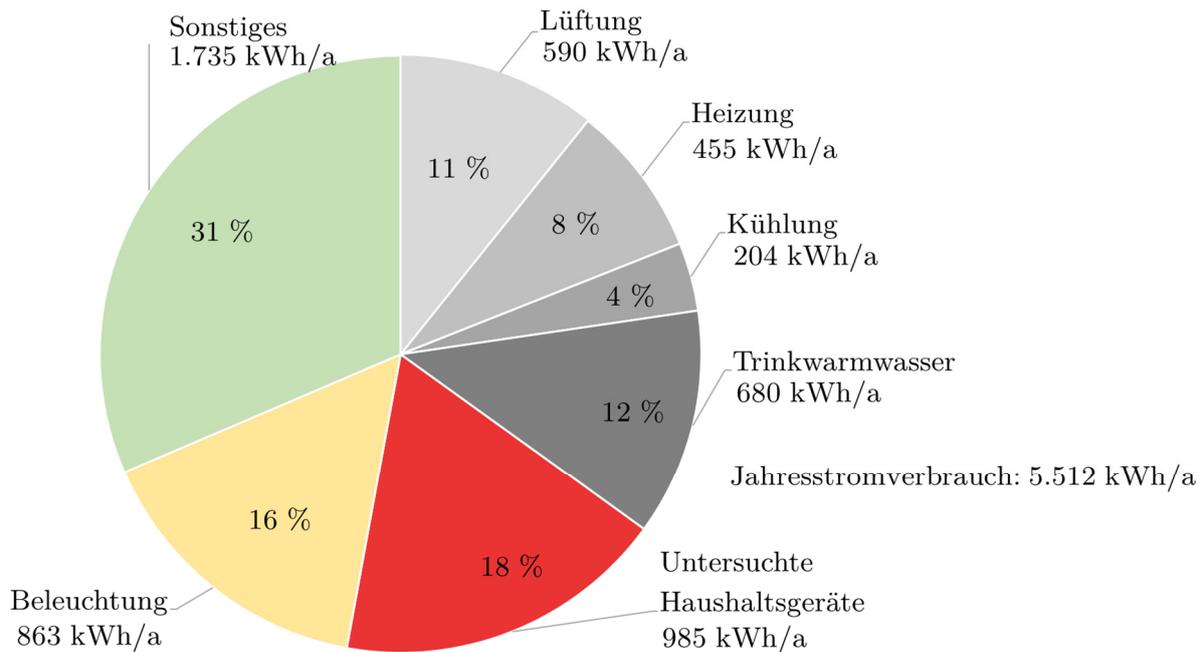


Bild 6.25: Aufteilung des Stromverbrauchs für einen Vierpersonenhaushalt im Passivhaus mit einer Wohnfläche von 173 m² für den Referenzstandort Würzburg entsprechend [7]. Die Sollraumtemperatur beträgt 20 °C in der Heizperiode und 27 °C in der Kühlperiode. Der Jahresstromverbrauch der untersuchten Haushaltsgeräte entspricht rd. 18 % des Gesamtjahresstromverbrauchs von 5.512 kWh/a, wenn die Haushaltsgeräte nicht in die Gebäudetechnik integriert sind. Der Jahresheizwärmebedarf beträgt nach Wärmerückgewinnung über das Lüftungssystem 14,1 kWh/(m²a) und der Wärmebedarf zur Trinkwarmwasserbereitstellung 12,5 kWh/(m²a). Zusätzlich wird die Arbeit des Gebläses sowie des elektrischen Heizregisters für den Frostschutz berücksichtigt (Lüftung). Im Sommer erfolgt eine Kühlung der Zuluft. Es werden LED-Leuchtmittel als Beleuchtung sowie zusätzliche elektrische Verbraucher wie Computer, TV-Geräte, Herd, Backofen, etc. als Sonstiges berücksichtigt.

Durch Stromeinsparungen in der Höhe von 355 kWh/a, die mit dem Systemansatz erzielt werden können, reduziert sich der Anteil der in den Untersuchungen betrachteten Haushaltsgeräte am Jahresstromverbrauch des Gebäudes von 18 % auf 12 %, vgl. **Bild 6.25** und **Bild 6.26**. Insgesamt wird der Stromverbrauch des Haushalts um 6 % auf 5.158 kWh/a reduziert, wenn die Haushaltsgeräte mit Wärme über das Speichersystem versorgt bzw. gekühlt werden, siehe Punkt 5.3.

Laut Passivhaus-Datenbank wurden in Deutschland bereits 1.123 freistehende Einfamilienhäuser und 97 Mehrfamilienhäuser mit 1.065 Wohneinheiten im Passivhausstandard errichtet [97]. Wenn zusätzliche Stromeinsparung von 355 kWh pro Jahr mit dem Einsatz des untersuchten Systems in

sämtlichen Haushalten des Passivhausbestands erzielt werden, würden jährlich maximal rd. 312 t CO₂ weniger in die Atmosphäre geleitet.

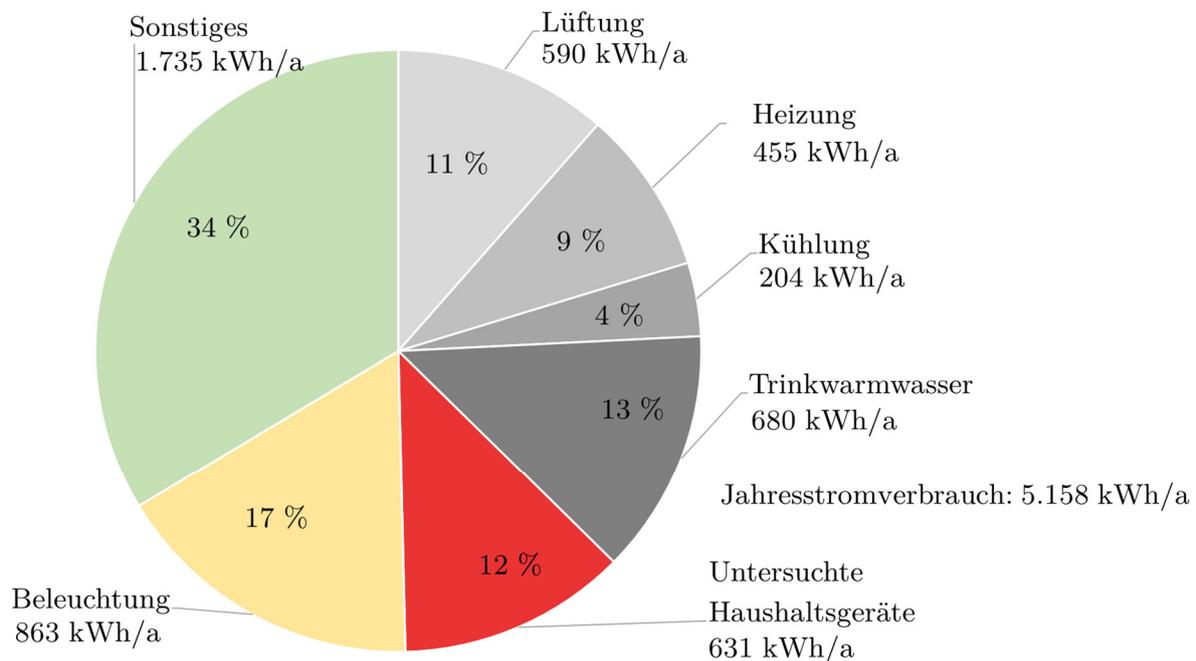


Bild 6.26: Aufteilung des Stromverbrauchs für einen Vierpersonenhaushalt im Passivhaus mit einer Wohnfläche von 173 m² für den Referenzstandort Würzburg entsprechend [7]. Die Sollraumtemperatur beträgt 20 °C in der Heizperiode und 27 °C in der Kühlperiode. Der Jahresstromverbrauch der untersuchten Haushaltsgeräte entspricht rd. 12 % des Gesamtjahresstromverbrauchs von 5.158 kWh/a, wenn die Haushaltsgeräte in die Gebäudetechnik integriert sind. Der Jahresheizwärmebedarf beträgt nach Wärmerückgewinnung über das Lüftungssystem 14,1 kWh/(m²a) und der Wärmebedarf zur Trinkwarmwasserbereitstellung 12,5 kWh/(m²a). Zusätzlich wird die Arbeit des Gebläses sowie des elektrischen Heizregisters für den Frostschutz berücksichtigt (Lüftung). Im Sommer erfolgt eine Kühlung der Zuluft. Es werden LED-Leuchtmittel als Beleuchtung sowie zusätzliche elektrische Verbraucher wie Computer, TV-Geräte, Herd, Backofen, etc. als Sonstiges berücksichtigt.

Für Gebäude, die einen mittleren Jahresheizwärmebedarf über dem Passivhausstandard aufweisen, spielt der untersuchte Ansatz erstmal eine untergeordnete Rolle. Hohe Transmissionswärmeverluste über die Gebäudehülle und Wärmeverluste durch Lüftung können hier mit effektiveren und technisch einfach umzusetzenden Maßnahmen wie die Dämmung der Gebäudehülle, die Vermeidung von Wärmebrücken und die Wärmerückgewinnung über ein Lüftungssystem verringert werden. Damit eine Reduzierung des CO₂-Ausstoßes durch die Effizienzsteigerung der Haushaltsgeräte mit dem im Vorhaben untersuchten Ansatz an Gewichtung gewinnt, gilt es daher zuerst einfache und technisch fortgeschrittene Sanierungsmaßnahmen zu ergreifen.

Durch Modernisierungsmaßnahmen zum Passivhausbestand lassen sich noch hohe CO₂-Einsparungen mit der Verringerung des Jahresheizwärmebedarfs erzielen. Bspw. kann für ein Einfamilienhaus (Baujahr: 1980) mit einer Wohnfläche von 158 m² und einem Heizwärmebedarf von 170 kWh/(m²a) eine Reduzierung auf 22 kWh/(m²a) durch eine Modernisierung erzielt werden [98]. Der Jahresheizwärmebedarf des Gebäudes wird damit um 23.384 kWh reduziert. Wenn die Wärme mit einer Luft-Wasser-Wärmepumpe bereitgestellt wird, werden unter Annahme einer mittleren Leistungszahl ($\epsilon_{WP} = 4$) rd. 5.846 kWh Strom pro Jahr eingespart. Dies ergibt einen um 2.344 kg/a reduzierten CO₂-Ausstoß für den Strommix von 2019, was rd. dem 17-fachen der zuvor aufgeführten CO₂-Einsparung

von 140,2 kg/a entspricht, die durch eine Versorgung der Haushaltsgeräte über das untersuchte Wärmepumpensystem erzielt werden können. Bei älteren Gebäuden liegt die mögliche Reduzierung des Jahresheizwärmebedarfs durch Modernisierungsmaßnahmen in der Regel noch höher. Umfangreiche Sanierungen der Bestandsgebäude werden jedoch selten durchgeführt [99]. Das Potential für die Reduzierung von Treibhausgasemissionen in dem Sektor ist daher dementsprechend groß.

Laut der europäischen Umweltagentur (EEA) sind die EU-27 Staaten für Treibhausgasemissionen von insgesamt 3.493,6 Mio. t CO₂-Äquivalent verantwortlich [100]. Allein in Deutschland fallen davon rd. 23,5 % (823,2 Mio. t CO₂-Äquivalent) an, wovon 14,9 % (122,5 Mio. t CO₂-Äquivalent) dem Gebäudesektor (Haushalte und Gewerbe) zuzuschreiben sind. In der Novelle des Klimaschutzgesetzes vom Bundestag ist für den Gebäudesektor eine Reduzierung der Treibhausgasemissionen auf 67 Mio. t CO₂-Äquivalent bis 2030 vorgeschrieben [101]. Um die vorgeschriebenen Klimaschutzziele bis 2030 bzw. bis zur Klimaneutralität im Jahr 2045 zu erreichen, plant die Bundesregierung umfangreiche Fördermaßnahmen. Außerdem gewinnen Sanierungsmaßnahmen durch die steigenden Energiekosten für den Endverbraucher an Attraktivität, der Trend setzt sich laut Energiereferenzprognose bis 2030 weiter fort [102]. Entsprechend der Projektion im Klimaschutzbericht 2021 werden die Treibhausgasemissionen im Gebäudesektor durch energetische Sanierungsmaßnahmen und den Wechsel zu effizienten Wärmeversorgungssystemen nur um 36 % auf 91 Mio. t CO₂-Äquivalent bis 2030 sinken [103], siehe **Bild 6.27**. Bis 2040 ist eine Reduzierung um weitere 55 % auf 50 Mio. t CO₂-Äquivalent vorgesehen.

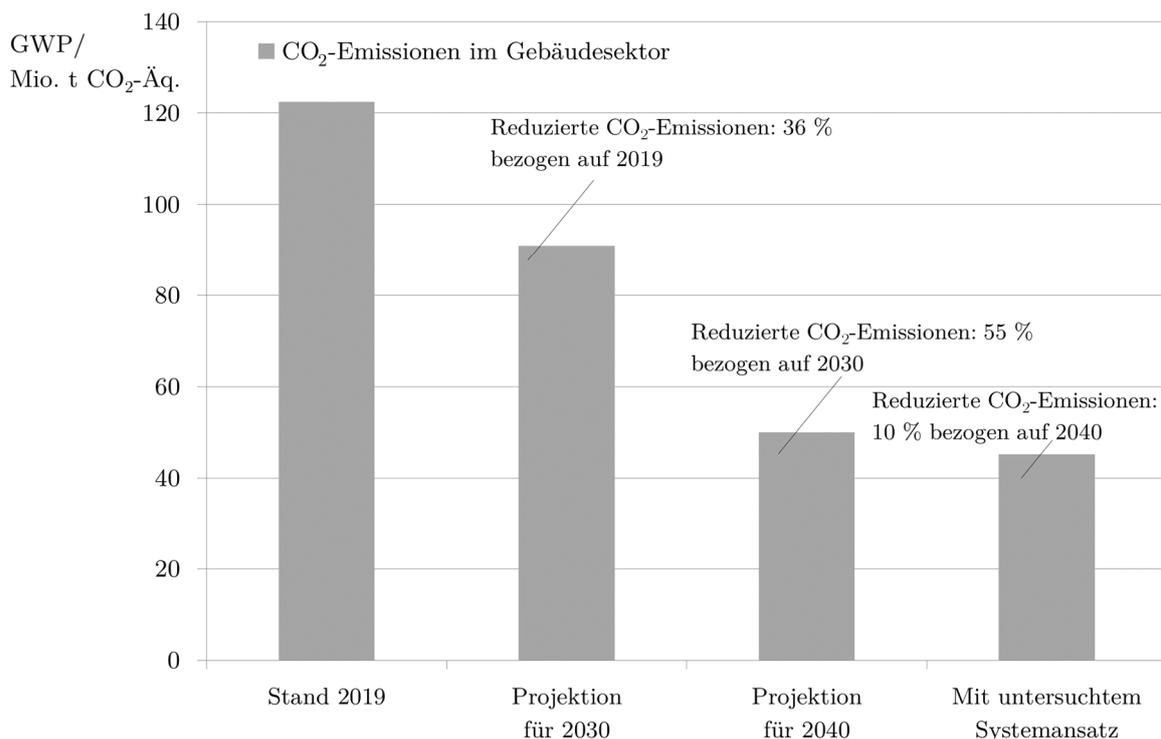


Bild 6.27: CO₂-Emissionen des Gebäudesektors für 2019 mit Projektion für 2030 und 2040 nach Klimaschutzbericht 2021 [103]. Eine weitere Reduzierung des CO₂-Ausstoßes durch die Anwendung der im Vorhaben untersuchten Technologie bezieht sich auf alle Haushalte im Jahr 2040 [104] und stellt somit das maximale Potential dar.

Weitere Schritte hin zur Klimaneutralität im Gebäudesektor bis zum Jahr 2045 werden nur schwer zu erreichen sein, da energetische Sanierungsmaßnahmen in den Szenarien zur Projektion für 2030 und 2040 berücksichtigt sind. Durch den Ausbau erneuerbarer Energien wird nach Klimagutachten mit Folgeabschätzung für 2030/2050 von Kemmler et. al [105] eine Reduzierung des CO₂-Emissionsfaktors

auf 316 g/kWh im Jahr 2040 erzielt. Lediglich durch die Sanierungsmaßnahmen und den Ausbau erneuerbarer Energien ist demnach keine CO₂-Neutralität für 2045 zu erwarten. Ansätze zur Effizienzsteigerung weiterer Teilsysteme im Gebäudesektor rücken dann in den Vordergrund, da das Einsparpotential durch die hohe Anzahl der Haushalte groß ist. Das Statistische Bundesamt prognostiziert für das Jahr 2040 insgesamt 42,6 Mio. Privathaushalte in Deutschland [104]. Mit dem im Vorhaben untersuchten Systemansatz können daher im Jahr 2040 bei entsprechendem Strommix 4,78 Mio. t CO₂-Äquivalent eingespart werden, wenn sämtliche Haushalte mit dem System ausgestattet sind. Damit könnten die im Klimaschutzgesetz des Bundestags für den Gebäudesektor im Jahr 2040 vorgeschriebenen Treibhausgasemissionen maximal um weitere 10 % reduziert werden, siehe **Bild 6.27**.

7 Diskussion der Ergebnisse

Anhand der an dem in Kapitel 3 beschriebenen Funktionsmuster durchgeführten experimentellen Untersuchungen, die in der Arbeit unter Kapitel 4 und 5 detailliert aufgeführt sind, lassen sich wichtige Schlussfolgerungen für den Aufbau und den Betrieb eines Systemkonzepts im Zusammenschluss der Haushaltsgeräte und der Gebäudetechnik mit Wärmepumpe ziehen. Zum Teil lassen diese zwar gute Aussichten im Hinblick auf technische und energetische Vorzüge zum Einzelbetrieb der Geräte erwarten, sind dabei jedoch auch kritisch bezüglich der Gewohnheits- und Komfortaspekte hinsichtlich der Nutzer und Nutzerinnen zu hinterfragen. **Bild 7.1** zeigt eine Zusammenfassung der bereits vor dem Vorhaben abgeschlossenen (1-3), während dem Vorhaben durchgeführten (4-6) und nach dem Vorhaben offenen Schritte (7-9).

Forschungsvorhaben				
1-3	4	5	6	7-9
Konzeptphase	Konstruktion	Systembetrieb	Auswertung	Praxistauglichkeit 
Rückblick	Kapitel 3	Kapitel 5	Punkt 6.4	Ausblick
<ul style="list-style-type: none"> • Theoretischer Funktionalitätscheck • Konzept für ein Wohngebäude • Vorstudie/Potentialabschätzung <ul style="list-style-type: none"> – Nicht dynamisch – Jahresbilanz – Bestcase-Szenario – Veröffentlichung der Ergebnisse [7] 	<ul style="list-style-type: none"> • Auslegung <ul style="list-style-type: none"> – Messkonzept – Verschaltungen • Komponentenauswahl • Laboraufbau inkl. Messtechnik 	<ul style="list-style-type: none"> • Vermessung des Systembetriebs • Konzeptüberarbeitung anhand der durch die Untersuchungen erzielten Erkenntnisse 	<ul style="list-style-type: none"> • Stromeinsparung <ul style="list-style-type: none"> – Für unterschiedliche Systemvarianten – Im Passivhaus • CO₂-Einsparungen im Szenario für 2040 	<ul style="list-style-type: none"> • Verbesserung/Vereinfachung des Systemkonzeptes • Komponentenauslegung anhand der Messdaten • Geräteumbauten des Herstellers mit Sicherheitsprüfungen • Anpassung der Regelungstechnik • Aufbau in einem Wohngebäude • Betrieb von Nutzern und Nutzerinnen • Auswertung
	Kapitel 4	Kapitel 6	Kapitel 7	
	<ul style="list-style-type: none"> • Integration der Haushaltsgeräte • Durchgeführte Umbaumaßnahmen an den Einzelgeräten • Referenzmessungen der Geräte 	<ul style="list-style-type: none"> • Parametervariation <ul style="list-style-type: none"> – Speichervolumina – Betriebsablauf – Außenlufttemperatur • Potentialbetrachtung 	<ul style="list-style-type: none"> • Zusammenfassende Darstellung der Ergebnisse • Diskussion der Ergebnisse 	
niedrig	Technologiereife			hoch

Bild 7.1: Zusammenfassende Darstellung des Vorhabens mit Rückblick und Ausblick in Anlehnung an **Bild 1.3** in Punkt 1.4.

Die konstruktive Einbindung von Geräten mit flexiblen Betriebszeiten wie Waschmaschine (Punkt 4.1), Geschirrspüler (Punkt 4.2) und Wäschetrockner (Punkt 4.3) in das Wärmepumpensystem führt zu keinen funktionalen Beeinträchtigungen für den jeweiligen Gerätebetrieb. Mit der zeitlichen Flexibilität hinsichtlich der Betriebszeiten ist auch kein umfangreicher regelungstechnischer Aufwand für die Gebäudetechnik zu erwarten, sodass Prioritäten wie die Gebäudeheizung und der Trinkwarmwasserbedarf vorrangig bedient werden können. Durch die Einbindung der Geräte über Wärmespeicher bietet sich auch die Möglichkeit, eine vom Gerätebetrieb zeitlich entkoppelte Wärmebereitstellung bzw. Kühlung vorzunehmen. Der aufgewärmte bzw. abgekühlte Speicher bleibt dann auf Betriebstemperatur, bis die Geräte betrieben werden, wobei die Wärmeverluste und -einträge über die Speicher berücksichtigt werden müssen. Daher sollte die Standzeit auf hohem oder niedrigem Speichertemperaturniveau in Bezug auf die Umgebungstemperatur nicht unnötig lange sein.

Umbauten auf Geräteebene fallen lediglich für den Wäschetrockner an, bei dem der Wärmepumpenkreislauf mit Kompressor ausgebaut werden muss. Komponenten wie der Verdampfer und der

Kondensator können dabei erhalten bleiben und werden über den Kühl- bzw. Heizkreislauf versorgt. Umfangreiche Maßnahmen kommen damit nicht auf den Hersteller zu und die vorgegebenen Programme und der Betriebsablauf werden nicht beeinträchtigt. Die Schlussfolgerung bezieht sich lediglich auf das in dem Vorhaben untersuchte Gerät, siehe Punkt 4.3. Für andere Baureihen oder Geräte anderer Hersteller sind die Auswirkungen der Umbaumaßnahmen auf den Gerätebetrieb zu überprüfen. Allein durch den Wegfall des Kältemittels können mit der Systemintegration für dieses Gerät rd. 687 kg CO₂-Äquivalent im Haushalt eingespart werden. Somit wird, selbst wenn der Wäschetrockner dabei allein keine Stromeinsparung im Vergleich zu dem Referenzgerät aufweist, ein reduzierter CO₂-Fußabdruck des Produkts erzielt. Der Wegfall weiterer Komponenten wie Kompressor und Leitungen wird sich zusätzlich positiv auf die CO₂-Einsparungen auswirken.

Bereits mit der Einbindung der Waschmaschine und des Geschirrspülers werden experimentell Stromeinsparungen von 0,81 kWh bzw. 38 % in Bezug auf den Referenzbetrieb der beiden Geräte erzielt. Wie die Untersuchungen in Punkt 5.1.2 zeigen, ergibt sich für den Zyklus eine Systemleistungszahl 1,03 und ein Wärmeausnutzungsgrad von 0,28, was der für den Anwendungsfall schlechten Systemabstimmung mit großem Warmwasserspeicher zuzuschreiben ist. Dieser muss für die 60 °C-Wäsche auf ein hohes Temperaturniveau (63 °C) aufgeheizt werden. Bei großem Speichervolumen ist daher eine entsprechend hohe Wärmezufuhr notwendig. Durch die Integration des Wäschetrockners lassen sich die charakteristischen Kennzahlen des Systems deutlich verbessern. Da der Wäschetrockner Wärme aus dem Warmwasserspeicher auch auf niedrigem Temperaturniveau nutzt und die der Prozessluft über das Heizregister zugeführte Wärme mit hohem Anteil wieder über das Kühlregister in den Kältespeicher zurückführt, erhöht sich die Systemleistungszahl auf 2,18 und der Wärmeausnutzungsgrad auf 0,63. Die Stromeinsparung für den Gesamtzyklus steigt dabei auf rd. 1,1 kWh an, womit 31 % des Gesamtstromverbrauchs der drei Einzelgeräte eingespart werden. Mit der Reduzierung der Wärmeverluste über den Systemaufbau und der Anpassung des Kältespeichervolumens an das Warmwasserspeichervolumen nach Punkt 6.3 kann die Stromeinsparung auf 1,3 kWh bzw. 38 % vom Referenzbetrieb gesteigert werden, siehe Vergleich der Einzelgeräte in **Bild 7.2**.

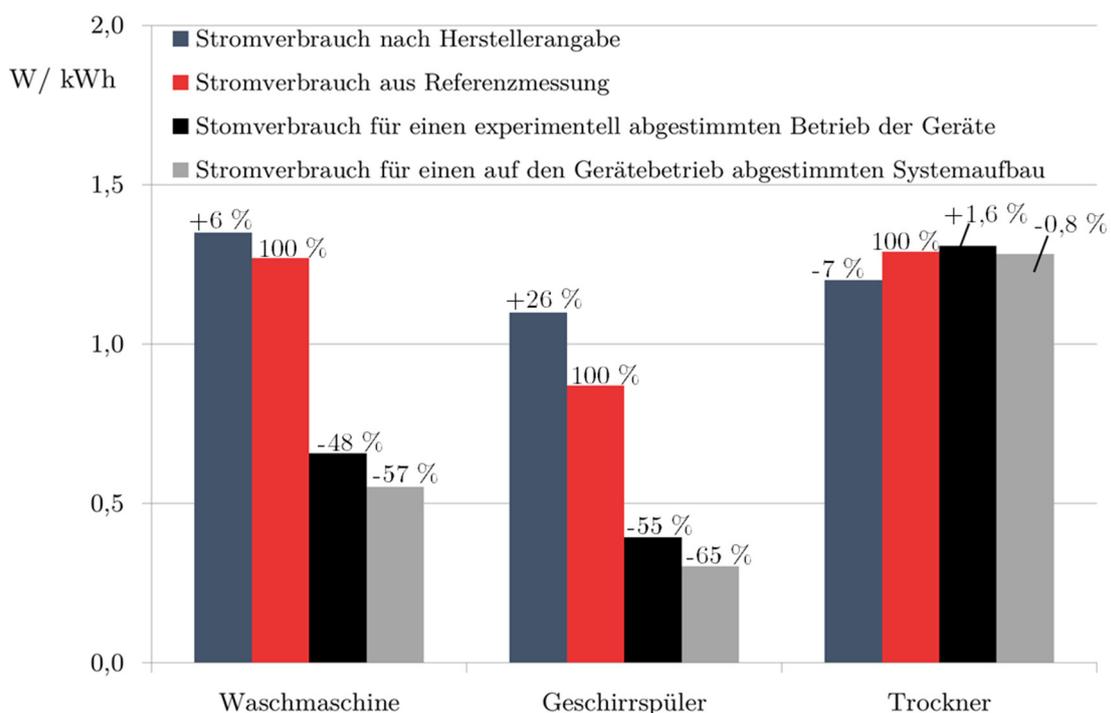


Bild 7.2: Stromverbrauch der Geräte mit flexiblen Betriebszeiten vor und nach der Integration in das System für einen Systembetrieb mit Wärmepumpe bei 10 °C Außenlufttemperatur. Die prozentuale Einsparung und der Mehrverbrauch beziehen sich auf die jeweilige Referenzmessung (100 %).

Aus den Untersuchungen wird ersichtlich, dass die durch die Einbindung der Geräte erzielten Stromeinsparungen stark vom Systemaufbau und Systembetrieb abhängig sind, siehe Abschnitt 5.1 und Punkt 6.3. Alle Geräte werden bspw. in einer aufeinander abgestimmten Reihenfolge betrieben. Auch durch die Speichergröße sind Kombinationen von Betriebsabläufen mal mehr, mal weniger sinnvoll. Es wird deutlich, dass die Speicherdimensionierung starken Einfluss auf den zusätzlichen Stromverbrauch der Wärmepumpe hat. Dies war zu erwarten, da zum Aufheizen eines größeren Speichers auch mehr Wärme zugeführt werden muss, um hohe Speichertemperaturen zu erreichen, womit ein hoher elektrischer Aufwand der Wärmepumpe notwendig ist. Jedoch spielt auch die Abstimmung der Speichervolumina zwischen Warmwasserspeicher und Kältespeicher untereinander eine Rolle. Mit einem großen Warmwasserspeicher und einem kleinen Kältespeicher sind die Ladezyklen im Einklang mit dem Betrieb der Haushaltsgeräte schwerer zu synchronisieren. Dies zeigt sich vor allem dadurch, dass während der Wäschetrocknung nach dem Waschen in Reihenfolge der Kältespeicher nachgekühlt werden muss, obwohl im Warmwasserspeicher ausreichend Wärme gespeichert ist oder der Warmwasserspeicher nachgeheizt werden muss und nach dem Systemdurchlauf Restwärme auf einem hohem Temperaturniveau gespeichert ist, siehe Punkt 5.1.1 und 6.3. Dabei spielt auch die Sensibilität und Anfälligkeit des Systems für unterschiedliche Betriebsabläufe eine Rolle. Aus Punkt 6.4 geht hervor, dass auf den Referenzbetrieb der Geräte bezogen die höchsten Stromeinsparungen von 42 % mit 0,89 kWh für den Betrieb der Waschmaschine und des Geschirrspülers über das System erzielt werden. Hinsichtlich der direkten Stromeinsparung ist jedoch der Betrieb von Waschmaschine, Geschirrspüler und Wäschetrockner effektiver, da sich 1,3 kWh Strom einsparen lassen.

Es wird noch nicht berücksichtigt, dass im realen Betrieb auch unterschiedliche Betriebsreihenfolgen durch die individuelle Programmauswahl vorgegeben werden können, was wie bereits erwähnt die Stromeinsparungen beeinflusst. Abhilfe könnte hier eine Vorschlag-/Antwort-Abfrage schaffen, für die Nutzende auf Anfrage für die Wäsche den Vorschlag über das System bekommen, auch noch den Geschirrspüler und/oder den Wäschetrockner zu betreiben. Nach einer darauffolgenden Antwort kann das System die Wärmespeicher passend zu den Vorgaben laden. Der Ansatz bietet gleichzeitig auch eine Möglichkeit die Zielgruppe für das System zu sensibilisieren, um möglichst hohe Stromeinsparungen zu erzielen.

Ein Vergleich der einzelnen Haushaltsgeräte, die über den Bearbeitungszeitraum des Vorhabens von Ende 2016 bis Mitte 2021 von den Herstellern weiterentwickelt wurden, zeigt keine Reduzierung des Stromverbrauchs zur Referenz. Auffallend ist, dass für die Geräte in den jeweiligen Prüfprogrammen jedoch bessere Verbrauchcharakteristiken erzielt werden, die sich im realen Betriebsfall nicht unbedingt ergeben. Am Beispiel einer Waschmaschine beträgt der nach neuem Energielabel aus dem Jahr 2021 für ein entsprechend aktuelles Gerät angegebene Stromverbrauch 0,47 kWh/Zyklus im Prüfprogramm [106]. Dahingegen wurde für ein vergleichbares Gerät nach altem Energielabel aus dem Jahr 2016 noch ein Stromverbrauch von 0,9 kWh/Zyklus im Prüfprogramm angegeben. Im 60 °C-Waschprogramm mit voller Beladung verbrauchen beide Geräte nach Angabe des Herstellers 1,35 kWh/Zyklus. Das genannte Beispiel zeigt, dass dem Optimierungspotential Grenzen gesetzt sind. Stromeinsparungen werden durch die Anpassung von Prüfprogrammen erzielt, mit denen Waschtemperatur und Waschdauer möglichst optimal, d.h. niedrige Waschtemperatur und geringe Waschdauer, angepasst bzw. abgestimmt werden. Um das angestrebte Waschergebnis zu erzielen, können auch bessere bzw. weiterentwickelte Waschmittel genutzt werden, worauf nicht weiter eingegangen wird. Damit der geringere Stromverbrauch erreicht wird, sollten die Geräte unter Norm-Bedingungen betrieben werden.

Aus der neuen Modellreihe (2021) verbraucht der Geschirrspüler 0,9 kWh/Zyklus im 45 °C-Spülprogramm [107] und der Wäschetrockner 1,2 kWh/Zyklus im Programm „Baumwolle Schrank-trocken“ [108]. Damit weist der Geschirrspüler im Normal-Modus einen um 0,2 kWh geringeren

Stromverbrauch auf als das Gerät aus dem Jahr 2016, was auf eine geringere Spülwassertemperatur zurückzuführen ist. Für den Wäschetrockner ergibt sich keine Stromeinsparung beim Vergleich des Referenzgeräts mit einem neuen Modell. Die neuen Modellreihen werden jedoch mit Kohlenwasserstoffen als Kältemittel betrieben, wodurch der Produkt-CO₂-Fußabdruck eines neuen Geräts deutlich geringer ist. Dabei ist zu berücksichtigen, dass diese brennbar sind und somit eine höhere Brandgefahr für Haushalte mit neuen Geräten besteht. Mit Wasser bzw. Sole als Wärmeträgermedium im Wäschetrocknerkreislauf wird dahingegen ein geringer Produkt-CO₂-Fußabdruck erreicht, ohne das höhere Risiko eines Wohnungs- bzw. Hausbrandes zu akzeptieren.

Im Gegensatz zu den Geräten mit flexiblen Betriebszeiten erfordert die Einbindung von Haushaltsgeräten in Dauernutzung wie den Kühlschrank und den Gefrierschrank eine Abstimmung mit dem Wärmepumpenbetrieb zum Heizen/Kühlen des Gebäudes und zur Trinkwassererwärmung, da Prioritäten hinsichtlich des Wohnkomforts berücksichtigt werden müssen. Wird dabei die Abwärme der Geräte nicht sinnvoll als Wärmequelle für den Systembetrieb der Gebäudetechnik genutzt, fällt der zusätzliche Stromverbrauch der Wärmepumpe zum Abkühlen des Kältespeichers zu Lasten der Geräte. Dies führt durch die geringe zulässige Temperaturhysterese im Kältespeicher bei niedriger Temperatur des Kühlwassers zu einem hohen zusätzlichen Stromverbrauch, da die Wärmepumpe oft taktet, um den Kältespeicher abzukühlen, siehe Punkt 5.2. Wärmeeinträge über den Systemaufbau fallen bei dem geringen Temperaturniveau im Kältespeicher und in den Leitungen hoch aus. Durch konstruktive Maßnahmen wie die Reduzierung von Leitungswegen, die anhand der Messdaten angepasste Auslegung der Komponenten und eine verbesserte Isolierung können diese zwar verringert werden. Jedoch wird eine gute Systemabstimmung auch nach Reduzierung der Wärmeeinträge unabdingbar sein, um die Abwärme der Kühlgeräte sinnvoll in den Wärmepumpenbetrieb zu integrieren.

Wenn kein zusätzlicher Stromverbrauch der Wärmepumpe für die Kühlgeräte angerechnet wird und die Speicherkühlzyklen mit dem Betrieb der Gebäudetechnik abgestimmt sind, ergeben sich für den Jahresstromverbrauch Einsparungen von rd. 48,3 kWh/a bzw. 69 % vom Referenzbetrieb des Kühlschranks und rd. 21,7 kWh/a bzw. 13,5 % vom Referenzbetrieb des Gefrierschranks, siehe **Bild 7.3**. Da für die Einbindung des Kühlschranks der komplette Kältekreislauf entfällt, können für das Gerät auch die Kosten reduziert werden, siehe Punkt 5.3.

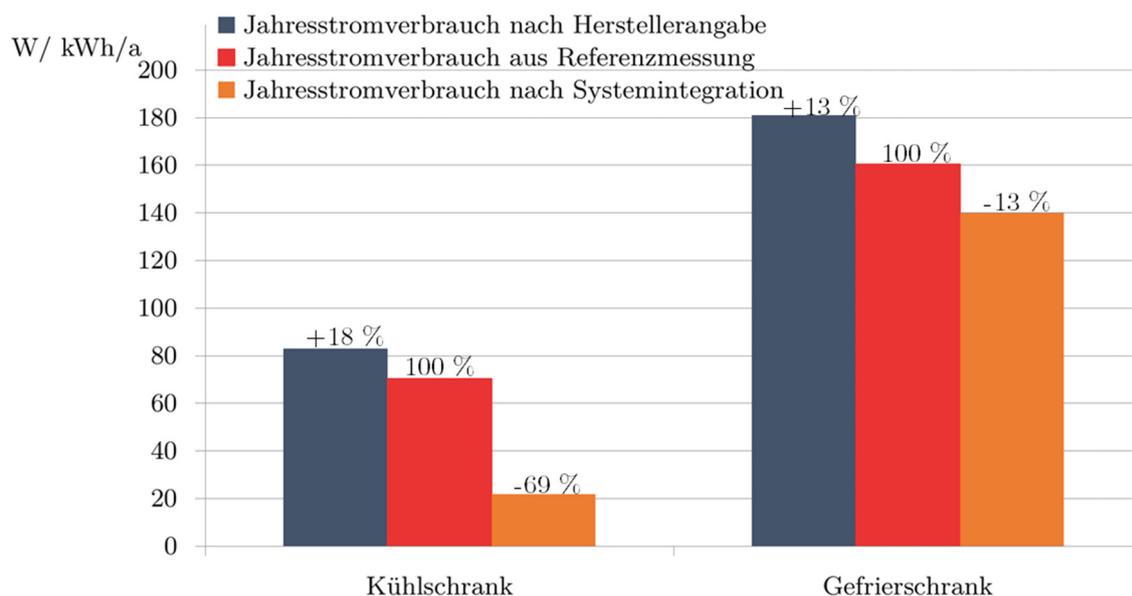


Bild 7.3: Stromverbrauch der Geräte in Dauernutzung vor (Referenzmessung) und nach der Integration in das System im Vergleich zu den Herstellerangaben. Die prozentuale Einsparung und der Mehrverbrauch beziehen sich auf die jeweilige Referenzmessung (100 %).

Da durch eine Dauernutzung der Kühlgeräte die Stromeinsparungen kontinuierlich erzielt werden und nicht von den ausgewählten Programmen oder einer Betriebsreihenfolge der Geräte abhängen, sind die Kühlgeräte wichtig für das Gesamtsystem. Mit rund 70 kWh/a machen sie rd. 20 % von den Jahresstromersparungen im System ohne Wärmeverluste über den Systemaufbau und mit angepasstem Kältespeichervolumen aus, siehe Punkt 6.6. Die Abwärme der Geräte fällt dabei auch kontinuierlich bzw. in getakteten Zyklen an, wodurch die Auswirkungen auf den regelungstechnischen Betrieb der Gebäudetechnik gut einzuschätzen sind. Eine ausreichend große Speicherdimensionierung und ein abgestimmtes Kühl-/Heizlastmanagement bietet gute Voraussetzungen für die Abstimmung zwischen den Kühlgeräten und der Gebäudetechnik.

Im Rahmen des Vorhabens konnten wertvolle Entwicklungsschritte abgehandelt werden, die die zuvor diskutierten Vorzüge und Risiken hinsichtlich des Betriebs eines Systemkonzepts der Haushaltsgeräte in Kombination mit der Gebäudetechnik experimentell belegen. Insgesamt bleibt zu berücksichtigen, dass die Untersuchungen an einem nicht aufeinander abgestimmten Funktionsmuster durchgeführt wurden, das erst durch weitere Entwicklungsschritte nach **Bild 1.3** zum Endprodukt geführt werden muss.

Das Gesamtsystem profitiert von einer hohen Auslastung, dem effizienten Betrieb der Geräte sowie dem Wegfall unnötig redundanter Komponenten. Systemkonzepte der untersuchten Art bieten damit Potential, um dem Ziel der Klimaschutzstrategie auch im Gebäude-/Haushaltssektor gerecht zu werden und das längerfristig ohne eine Verlagerung des CO₂-Fußabdrucks durch bspw. einen höheren Herstellungsaufwand. Damit kann eine Reduzierung des Stromverbrauchs durch Effizienzsteigerung und somit eine Minderung des CO₂-Ausstoßes ohne technische oder ökologische Nachteile durch die Zusammenlegung der Teilsysteme erfolgen.

Kurz- bzw. mittelfristig macht die Anwendung des untersuchten Ansatzes im Bereich der Passivhausgebäude Sinn, da der Stromverbrauch der Haushaltsgeräte dort einen hohen Anteil am Gesamtstromverbrauch aufweist, siehe Punkt 6.6. Im Haushaltsgerätebereich bietet sich durch bereits etablierte Ansätze wie dem Energielabel eine Möglichkeit an, Zielgruppen hinsichtlich der Vorzüge ggf. durch akzeptierte Einschränkungen zu sensibilisieren. Einfache Maßnahmen wie die Umstrukturierung der Energielabels und der Prüfverfahren, durch die einzelne Geräte besser oder schlechter eingestuft werden, sollten dahingegen kritisch betrachtet werden. Für längerfristig gesetzte Ziele wie die Klimaneutralität im Jahr 2045 spielen jedoch vorerst Sanierungsmaßnahmen von Gebäuden eine vorrangige Rolle, um den Wärmebedarf durch besser gedämmte Gebäude und effizientere Heizsysteme zu reduzieren. Da durch die Reduzierung des Heizwärmebedarfs hohe CO₂-Einsparungen erzielt werden können, fallen Stromeinsparungen der Haushaltsgeräte gering ins Gewicht, siehe Punkt 6.6. Im Szenario für 2040, wenn die Sanierungsmaßnahmen in Deutschland größtenteils vollzogen sind, können zuvor vermeintlich geringfügig eingeschätzte Maßnahmen in den Vordergrund rücken. Die dann für den Haushaltsektor prognostizierten CO₂-Emissionen von 50 Mio. t CO₂-Äquivalent könnten mit dem untersuchten Ansatz maximal um weitere 4,78 Mio. t CO₂-Äquivalent (rd. 10 %) reduziert werden, Details dazu sind in Punkt 6.6 aufgeführt.

8 Fazit und Ausblick

Die immer weiter in den Vordergrund rückenden Klimaschutzziele sind nur zu erreichen, wenn zunehmend Systemoptimierungen durch bspw. die Zusammenlegung von Teilsystemen erfolgen. In der Gebäude- und Haushaltsgerätetechnik bieten Geräte mit hohem thermischem Energiebedarf wie Waschmaschinen, Geschirrspüler, Wäschetrockner, Kühlschränke und Gefrierschränke, die rd. 25 % des Haushaltsstromverbrauchs ausmachen, hohes Potential, um im Verbund von solchen Zusammenlegungen zu profitieren.

Bezüglich der Forschungsfrage lässt sich schlussfolgern, dass Haushaltsgeräte des alltäglichen Gebrauchs ohne Funktionalitätsverluste in die Gebäudetechnik eingebunden werden können, wobei zum Teil hohe Stromeinsparungen im Vergleich zum Einzelbetrieb der Geräte erzielt werden können. Im System ergeben sich durch hohe Ausnutzungsgrade auch Vorteile für die Integration von Geräten, die bereits ohne Systemintegration effizient über eine Wärmepumpe bzw. einen Kompressionskältekreislauf mit Wärme versorgt bzw. gekühlt werden. Insgesamt können schon durch einen simplen Ansatz wie die Versorgung der Wärmeverbraucher und Kühlgeräte über in das Wärmepumpensystem eines Haushalts integrierte Wärmespeicher Stromeinsparungen von bis zu 355 kWh/a erzielt werden. Mit den zusätzlichen Kosten für zwei Wärmespeicher, zwei Pumpen, zwei Magnetventile und entsprechendes Anschlussmaterial kann sich der Systemaufbau unter Berücksichtigung der Kosteneinsparungen durch den Wegfall redundanter Komponenten innerhalb von dreieinhalb Jahren amortisieren. Die Amortisationszeit verringert sich dabei mit steigenden Strompreisen, da die Stromeinsparungen die laufenden Kosten beeinflussen, wobei die Anschaffungskosten konstant sind.

Der untersuchte Ansatz ist bereits kurz- bis mittelfristig im Segment der Passivhäuser vielversprechend, da durch deren effiziente und abgestimmte Auslegung Stromeinsparungen nur noch schwer zu realisieren sind. Für andere Gebäude können bspw. noch hohe Stromeinsparungen durch bessere Dämmung erzielt werden, wenn diese mit einer Wärmepumpe beheizt werden. Durch den hohen Wärmebedarf fallen die Stromeinsparungen der Haushaltsgeräte dann nicht so stark ins Gewicht. Wenn in Deutschland ein flächendeckend hoher Gebäudestandard und die entsprechend reduzierten CO₂-Emissionen erreicht sind, ermöglicht der Betrieb der Haushaltsgeräte im System mit der Wärmepumpe eine weitere Reduzierung um maximal rd. 10 % bezogen auf 50 Mio. t CO₂-Äquivalent, das Klimaschutzziel für den Haushaltsektor im Jahr 2040.

Hersteller von Teilsystemen, hier der Haushaltsgeräte und Gebäudetechnik, profitieren dabei zwar durch die Effizienzsteigerung der Einzelgeräte und im System, stehen jedoch vor der Herausforderung eines regelungstechnischen und vertrieblichen Zusammenschlusses. Aus technischer Sicht sind die Aussichten für die Marktablierung eines integrierten Systemkonzeptes als aussichtsreich einzuschätzen, da für die regelungstechnischen Aspekte bereits Technologien verfügbar sind. Systemregler der Gebäudetechnik steuern/regeln bereits Wärmepumpen für die Heizung/Kühlung und den Warmwasserbedarf und bieten somit eine Plattform für die Integration der Haushaltsgeräte. Umbauten müssen geräteseitig lediglich für die Haushaltsgeräte erfolgen, die bspw. mit dem Aufbau eines Wohngebäudes in das Heizungssystem integriert werden können.

Fortlaufend etablieren sich Anbieter für Smart-Homes im Bereich des Wohngebäudebaus, die die Idee einer systemübergreifenden Regelungsstrategie bereits ansatzweise verfolgen. Meist werden zwar sehr einfache Regelungsabläufe wie das Auf- und Zufahren der Heizungsstrangventile mittels gemessener Raumtemperatur oder das Steuern von Jalousien für die Verschattung bzw. den Lichteinlass durchgeführt. Das Messen, Steuern und Regeln erfolgt jedoch systemübergreifend über einen zentralen

Server mit Schnittstellen, die es erlauben, auch direkt mit dem Nutzer oder der Nutzerin zu kommunizieren. Zielgruppen, die sich für den Kauf eines Smart-Home-Systems entscheiden, gehören vermutlich auch zur Zielgruppe für die Anwendung des untersuchten Technikkonzepts.

Offen bleibt die Akzeptanz von Verbraucherinnen und Verbrauchern trotzdem. Um Aufschluss darüber zu geben, müssen Systemtests unter realen Nutzungsbedingungen durchgeführt werden, womit auch die Praxistauglichkeit weiter untersucht und verbessert werden kann. Hinsichtlich der Anwendung eignet sich die Systemtechnologie wohl vor allem für die Ausstattung von Mehrfamilienhäusern mit Wohnungen in gleicher und kompakter Bauform. Das System kann somit inkl. der Heizungs-/ Lüftungstechnik für einen Anwendungsfall abgestimmt und installiert werden. Bewohner und Bewohnerinnen profitieren dabei von dem geringen Stromverbrauch und den damit reduzierten Stromkosten. Voraussetzung für den Einbau wäre, dass die Geräte fest installiert bleiben. Beim Kauf oder beim Mieten von Wohnungen würde das Einschränkungen durch die Übernahme von Geräten bedeuten. Als Mietobjekt sollte dies vernachlässigbar sein, da der Aufwand für die Anschaffung eigener Geräte entfällt.

Es sind auch unterschiedliche Ausbaustufen denkbar, wobei sich die Ausbaustufen mal mehr, mal weniger gut für einen Anwendungsfall eignen. Ein System mit Waschmaschine und Wäschetrockner, ein System mit Waschmaschine, Wäschetrockner und Geschirrspüler oder ein System mit Waschmaschine, Wäschetrockner, Geschirrspüler sowie Kühl-/Gefriergerät. Für Geräte mit Wärmebedarf können dabei auch längere Leitungswege akzeptiert werden. Waschmaschine und Geschirrspüler heizen dann ggf. intern nach, um die Betriebstemperatur zu erreichen und der Wäschetrockner kann mit niedrigen Temperaturen arbeiten. Für Kühlgeräte ohne eigenen Kältekreislauf sind lange Leitungswege, die sich in Wohngebäuden ergeben können, jedoch sehr nachteilig. Eine Wärmeabnahme aus dem Kühlraum erfolgt nur mit entsprechend geringer Temperatur des Kühlmediums. Wärmeinträge über die Leitungen zeigen dabei starke Auswirkungen auf die Taktung der Wärmepumpe, die für den Laborbetrieb sehr hoch liegt, was für die Anwendung im realen Betrieb zu vermeiden ist.

Im Anschluss an die für das Vorhaben durchgeführten Untersuchungen sind noch weitere Entwicklungsschritte bis hin zu einem praxistauglichen und auf Geräteebene untereinander abgestimmten Systems offen, um bspw. Wärmeverluste und -einträge durch konstruktive Maßnahmen zu reduzieren. Dabei kann auch die Einbindung eines Waschtrockners untersucht werden. Für ein System, in dem die Zusammenlegung der Waschmaschine und des Wäschetrockners erfolgt, sind voraussichtlich keine zusätzlichen Kosten zu erwarten, jedoch muss die Integration eines entsprechenden Geräts noch experimentell vorgenommen werden. Auch ist zu überprüfen, ob ein Warmwasserspeicher unbedingt für die Einbindung der Geräte mit flexiblen Betriebszeiten notwendig ist oder ob diese direkt über die Wärmepumpe versorgt werden können, was zu deutlich geringeren zusätzlichen Kosten für den Systemaufbau führt. Weiteres Potential bietet sich an, indem die Abwärme der Kühlgeräte nur zu sinnvollen Zeiten als Wärmequelle für die Wärmepumpe genutzt wird. Dazu muss weiterführend der Systembetrieb in Kombination mit der Gebäudeheizung und der Trinkwarmwasserbereitstellung untersucht werden, wobei nicht nur die Abwärme der Kühlgeräte für das System nützlich sein kann, sondern auch die Wärme aus dem von der Waschmaschine und dem Geschirrspüler abgeführten Grauabwasser. Das System könnte hier von der Integration eines Eis- oder Hybrid-PCM-Speichers als Kältespeicher profitieren, in dem die Abwärme gespeichert wird. Durch den Phasenübergang von fest zu flüssig bietet sich bei gleichem Speichervolumen ein im Vergleich zu sensiblen Wärmespeichern höheres Wärmepotential, was eine Synchronisierung der Speicherkühlzyklen mit der Trinkwarmwassererwärmung oder der Gebäudeheizung vereinfacht.

Referenzen

- [1] AG Energiebilanzen e.V., Auswertungstabellen zur Energiebilanz Deutschland. Daten für die Jahre von 1990 bis 2020, Abgerufen am 11. Januar 2022 von <https://ag-energiebilanzen.de/>
- [2] Europäische Kommission (2014). EUCO 169/14 Übermittlungsvermerk des Generalsekretariats des Rates für die Delegationen, Abgerufen am 10.06.2021 von https://www.consilium.europa.eu/uedocs/cms_data/docs/pressdata/de/ec/145424.pdf
- [3] Europäische Union (2010). Richtlinie 2010/31/EU des Europäischen Parlaments und des Rates vom 19. Mai 2010 über die Gesamtenergieeffizienz von Gebäuden, Abgerufen am 10.06.2021 von <https://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2010:153:0013:0035:de:PDF>
- [4] Europäische Union (2018). Richtlinie (EU) 2018/844 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 30. Mai 2018 zur Änderung der Richtlinie 2010/31/EU über die Gesamtenergieeffizienz von Gebäuden und der Richtlinie 2012/27/EU über Energieeffizienz. Abgerufen am 10.06.2021 von <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/?uri=CELEX%3A32018L0844>
- [5] Bertoldi, P., López-Lorente, J. & Labanca, N. (2016). Energy Consumption and Energy Efficiency Trends in the EU-28 2000-2014, EUR 27972 EN, doi 10.2788/581574
- [6] European Environmental Citizens Organisation for Standardization (2017). The revised Energy Labelling Regulation, Brüssel 13. Jun. 2017
- [7] Roedder, M., Frank, L., Kirschner, D., Neef, M. & Adam M. (2017). energiBUS – sustainable energy resourcing in low-energy buildings. *Energy* 159, 638-647, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.06.145>
- [8] Statistisches Bundesamt (2019). Smart home technology used by 9% of the internet users., Abgerufen am 18. Mai 2020 von https://www.destatis.de/EN/Press/2019/09/PE19_335_639.html
- [9] Born H., Schimpf-Willenbrink S., Lange H., Bussmann G., Bracke R. (2017). Analyse des deutschen Wärmepumpenmarktes - Bestandsaufnahme und Trends. Internationales Geothermiezentrum Bochum
- [10] Bundesverband Wärmepumpe (2019). BWP Marktzahlen 2018: nachhaltiges Wachstum mit Luft nach oben, deutliches Signal für die Politik, Abgerufen am 10.06.2021 von <https://www.waermepumpe.de/presse/pressemitteilungen/>
- [11] Hepbasli, A. & Kalinci, Y. (2009). A review of heat pump water heating systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13 (6-7), 1211-1229. doi:10.1016/j.rser.2008.08.002
- [12] Yoshino, H., Heat pump air conditioning System, Europäisches Patentamt (1985), EP0069996B1
- [13] Mc Cahill, D. I., Multi-functional self-contained heat pump system, United States Patent (1989), US4856578A
- [14] Buker, M. S., Riffat, S. B. (2016). Solar assisted heat pump systems for low temperature water heating applications: A systematic review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, (55), 399-413
- [15] Miura, N. & Wang, K. (1999). Performance of a heat pump using direct expansion solar collectors, *Solar Energy*, 65 (3), 189-196
- [16] Hepbasli, A., Biyik, E., Ekren, O., Gunerhan, H., & Araz, M. (2014). A key review of wastewater source heat pump (WWSHP) systems. *Energy Conversion and Management*, 88, 700–722. doi: 10.1016/j.enconman.2014.08.065
- [17] Wang, H., Wang Q. & Chen, G. (2013). Experimental performance analysis of an improved multifunctional heat pump system. *Energy and Buildings*, 62, 581–589. doi: 10.1016/j.enbuild.2013.04.001
- [18] Liu, X., Lau, S.-K. & Li, H. (2014). Optimization and analysis of a multi-functional heat pump system with air source and gray water source in heating mode. *Energy and Buildings*, 69, 1–13. doi: doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.09.039
- [19] Uppsäll, D. & Olsson, S. (2015). Market & technical status report on heat driven appliances. ENER/FP7/609127/"READY"

- [20] Persson, T. (2007). Dishwasher and washing machine heated by a hot water circulation loop. *Applied Thermal Engineering*, 27, 120–128. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2006.05.005
- [21] Bengtsson, P., Berghel, J. & Renström, R. (2015). A household dishwasher heated by a heat pump system using an energy storage unit with water as the heat source, *International Journal of Refrigeration*, 49, 19-27
- [22] Miele & Cie. KG (2011). Wäschetrockner mit Wärmepumpe, EP 2 476 796 B1
- [23] Europäische Union (2014). 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
- [24] Bansal, P., Vineyard, E. & Abdelaziz, O. (2012). Status of not-in-kind refrigeration technologies for household space conditioning, water heating and food refrigeration, *International Journal of Sustainable Built Environment* 1 (1), 85–101
- [25] Bansal, P., Vineyard, E. & Abdelaziz, O. (2011). Advances in household appliances - A review, *Applied Thermal Energy*, 31, 3748-3760
- [26] Gräf, S. (2007). Kühlschrank zum Anschluss an einen Wärmepumpen-Solekreislauf, DE202007012947U1
- [27] Tomlinson J. J. (2000). Combination of a refrigerator and a heat pump and a water heater, WO2001020234A1
- [28] Vaillant GmbH (2017). Heat pump used in active ventilation systems, has condenser and evaporator which is directly or indirectly connected to refrigerator or freezer and is additionally connected to further heat source, DE102017128524A1
- [29] Gaggenau Hausgeräte GmbH (1997). Kühlgerät für den Haushalt, DE19724151A1
- [30] Mohamed, S. A. A. (2005). Combined Refrigerator-Water Heating System, WO2005106348A1
- [31] Mankins, J.C. (1995). TECHNOLOGY READINESS LEVELS - A White Paper, Office of Space Access and Technology
- [32] European Space Agency (2008). Technology Readiness Levels Handbook for Space Applications, Abgerufen am 10.06.2021 von https://artes.esa.int/sites/default/files/TRL_Handbook.pdf
- [33] Schindler, S. (2014). Strategische Planung von Technologieketten für die Produktion, Diss., München, Techn. Univ., Herbert Utz Verlag GmbH
- [34] Linck, W. & Giebe, M. (1999). Bestimmung von Kältemittelfüllmenge und Sammlergröße für Kälteanlagen, *DIE KÄLTE & Klimatechnik* 11/1999
- [35] Nießen, W. (2003). Cold. Basic Training Course III, Abgerufen am 28. März 2020 von http://www.service.electrolux.com/train/Documents/Cold/COLD_BASIC_III_DE.pdf
- [36] United Nations Organization (1998). Kyoto-Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change, Abgerufen am 25.04.2019 von <http://unfccc.int/resource/docs/convkp/kpeng.pdf>
- [37] Ozone Secretariat United Nations Environment Programme (2016). Handbook for the Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer. 10. Auflage, Abgerufen am 25.04.2019 von http://www.efcc.eu/media/1079/2016-ods-montreal_protocol-handbook.pdf
- [38] Nidec Global Appliance Germany GmbH (2018). The new XV compressor, Abgerufen: 06. Dez. 2018 von https://www.secop.com/fileadmin/user_upload/files/secop_xv_compressor_05-2018_desb300a502.pdf
- [39] Zach, D. (2013). Verlustteilung hermetischer Kältemittelkompressoren. Technische Universität Graz, Österreich
- [40] Hopfgartner, J. W. (2017). Untersuchung von Verbesserungspotentialen hermetischer Kolbenkompressoren mit Hilfe numerischer Methode. Technische Universität Graz, Österreich
- [41] Woo, S. W., O’Neal, D. L., & Pecht, M. (2010). Reliability design of a reciprocating compressor suction reed valve in a common refrigerator subjected to repetitive pressure loads. *Engineering Failure Analysis*, 17(4), 979-991.
- [42] Wang, F., Mu, G., & Guo, Q. (2016). Design optimization of compressor reed valve based on axiomatic design. *International Journal of Refrigeration*, 72, 132-139.
- [43] Winandy, E., Saavedra, O. C. & Lebrun J. (2002). Simplified modelling of an open-type reciprocating compressor. *International Journal of Thermal Sciences* 41, 183-192

- [44] Küttner, K.-H. (1992). Kolbenverdichter. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 978-3-540-53528-7
- [45] Li, W. (2012). Simplified steady-state modeling for hermetic compressors with focus on extrapolation. *International Journal of Refrigeration*, 35, 1722-1733
- [46] Navarro, E., Granryd, E., Urchueguia, J. F. & Corberan, J. M. (2007). A phenomenological model for analyzing reciprocating compressors. *International Journal of Refrigeration*, 30, 1254-1265
- [47] Perez-Segarra, C.D., Rigola, J., Soria, M. & Olivia, A. (2005). Detailed thermodynamic characterization of hermetic reciprocating compressors. *International Journal of Refrigeration*, 28, 579-593
- [48] Jaehrig, D., Reindl, D.T., & Klein, S. (2000). A Semi-Empirical Method for Representing Domestic Refrigerator/Freezer Compressor Calorimeter Test Data.
- [49] Liebherr-Hausgeräte Lienz GmbH (2010). Kapillarrohr und Trockner für ein Kühl- und/oder Gefriergerät, Kühl- und/oder Gefriergerät sowie Verfahren zur Sicherung und/oder Geräuschreduktion eines Kapillarrohres und Trockners eines Kühl- und oder Gefriergerätes, Aufgerufen: 07. Dez. 2018 von Europäisches Patentamt (B1 Patentschrift EP2236959)
- [50] DIN EN 12900 2013-10, Kältemittel-Verdichter – Nennbedingungen. Toleranzen und Darstellung von Leistungsdaten des Herstellers
- [51] Zeller Consulting Suisse HVAC solutions. AHH Version 2019-08-28, Abgerufen: 08. Nov. 2019 von <https://www.zcs.ch/downloads.html>
- [52] Nelles, O. (2001). Nonlinear system identification. From Classical Approaches to Neural Networks and Fuzzy Models
- [53] Bell, I.H., Wronski, J., Quoilin, S. & Lemort, V. (2014). Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp, *Industrial & Engineering Chemistry Research* 53 (6), 2498 - 2508
- [54] The MathWorks Inc., MATLAB® Release 2015a Documentation, Natick, Massachusetts, United States
- [55] Coleman, T. F. & Li, Y. (1996). An Interior Trust Region Approach for Nonlinear Minimization Subject to Bounds. *SIAM J. Optim.*, 6(2), 418–445. (28 pages), <https://doi.org/10.1137/0806023>
- [56] Stein, O. (2018). Grundzüge der Nichtlinearen Optimierung. Springer-Verlag
- [57] Geiger, C. & Kanzow, C. (1999). Numerische Verfahren zur Lösung unrestringierter Optimierungsaufgaben. Springer-Verlag
- [58] Powell, M.J.D. (1970). A New Algorithm for Unconstrained Optimization. *Nonlinear Programming*, 31-65, doi: doi.org/10.1016/B978-0-12-597050-1.50006-3
- [59] Conn, A. R., Gould, N. I., & Toint, P. L. (2000). Trust region methods. Society for Industrial and Applied Mathematics
- [60] Hofstätter, M. (2013). Modellierung des elektrischen Verhaltens von Varistoren. Dissertation, Universität Leoben
- [61] Vaillant Deutschland GmbH & Co. KG. Installations- und Wartungsanleitung flexoTherm exclusive. Version von April 2016, 0020196687_02
- [62] Vaillant Deutschland GmbH & Co.KG. Betriebsanleitung actoSTOR, 0020161000_01, 22.10.2014, Abgerufen am 20. März 2020 von <https://www.vaillant.de/heizung/produkte/warmwasserspeicher-actostor-vih-ql-75-448.html>
- [63] Vaillant Deutschland GmbH & Co.KG. Installationsanleitung VWZ MPS 40, 0020153953_05 - 03/15
- [64] Vaillant Deutschland GmbH & Co. KG. Installations- und Wartungsanleitung Trinkwasserstation. Version von Jun. 2014, 0020160748_01
- [65] Stawreberg, L. & Nilsson, L. (2011). Does the energy labelling system for domestic tumble dryers serve its purpose?. *Journal of Cleaner Production*, 19, 1300-1305
- [66] VDE VERLAG GMBH. DIN EN 60456 (VDE 0705-456): 2017-05, Waschmaschinen für den Hausgebrauch. Verfahren zur Messung der Gebrauchseigenschaften
- [67] Miele & Cie. KG 2019. Datenblatt für Haushaltswaschmaschinen nach delegierter (EU) Verordnung Nr. 1061/2010
- [68] Miele & Cie. KG. Gebrauchsanweisung Waschmaschine - WWE 860 WPS, 10 823 140
- [69] Miele & Cie. KG. Gebrauchsanweisung Geschirrspüler - G 6730 / G 6735, 10 251 011 / 03

- [70] Stawreberg, L. & Nilsson, L (2013). Potential energy savings made by using a specific control strategy when tumble drying small loads. *Applied Energy*, 102, 484-491
- [71] Miele & Cie. KG, *Gebrauchs- und Montageanweisung – Kühlgeräte*, 20 142 320 /02
- [72] VDE VERLAG GMBH. DIN EN 62552 (VDE 0705-2552): 2013-10. *Haushalt-Kühl-/Gefriergeräte. Eigenschaften und Prüfverfahren*
- [73] Miele & Cie. KG. *Datenblatt für elektrische Haushaltskühl- und gefriergeräte sowie entsprechende Kombinationsgeräte Nach Verordnung (EU) Nr. 1060/2010 - K 35473 ID*
- [74] Miele & Cie. KG. *Gebrauchs- und Montageanweisung - Gefrierschrank mit NoFrost-System*, 09 275 320
- [75] Miele & Cie. KG. *Datenblatt für elektrische Haushaltskühl- und gefriergeräte sowie entsprechende Kombinationsgeräte Nach Verordnung (EU) Nr. 1060/2010 – FN 12740 S-1*
- [76] Secop GmbH. XV7.2KX - 108H7210, Abgerufen am 03. April 2020 von <https://www.secop.com/products/product-portfolio/product-show/x-series>
- [77] Secop GmbH. XV5.0KX - 108H7210, Abgerufen am 03. April 2020 von <https://www.secop.com/products/product-portfolio/product-show/x-series>
- [78] SWEP International AB, B5THx10/1P-SC-S, Abgerufen am 03. April 2020 von <https://www.swep.de/produkte/b5t/>
- [79] Sonnenrein, G., Elsner, A., Baumhögger, E., Morbach, A., Fieback, K., & Vrabc, J. (2015). Reducing the power consumption of household refrigerators through the integration of latent heat storage elements in wire-and-tube condensers. *International Journal of Refrigeration*, 51, 154-160
- [80] Nidec Global Appliance Germany GmbH (2018). XV CONTROLLERS ATTACHED ELECTRONIC UNIT: OPERATING INSTRUCTIONS 105N5022 Electronic Unit - XV-AEO/Freq. 160-264 V / 50/60 Hz, Abgerufen: 18. Okt. 2019 von https://www.secop.com/fileadmin/user_upload/technical-literature/operating-instructions/xv_attached_controller_101n05022_operating_instructions_11-2014_dess300h102.pdf
- [81] Secop GmbH, Secop Wins Annual Innovation Award for XV Compressor, Abgerufen am 23. Januar 2022 von <https://www.secop.com/updates/news/news-show/secop-wins-annual-innovation-award-for-xv-compressor>
- [82] STEAG GmbH (2011), EBSILON®Professional Program Documentation. Version 11
- [83] Lemmon, E. W., Huber, M. L. & McLinden, M.O. (2016). NIST Standard Reference Database 23. Fluid Thermodynamic and Transport Properties REFPROP. Version 9.11. National Institute of Standards and Technology (NIST)
- [84] RS PRO. RS PRO Datasheet. Direct Coupling Centrifugal Pump, 650ml/min, 6V, Abgerufen am 04. März 2020: <https://de.rs-online.com/web/p/wasserpumpen/0480138/>
- [85] Kunststoff-Magnetventile Serie RMD. Abgerufen am 02.04.2021 von <https://www.magnetventile-shop.de/datenblaetter/mini-serie-kunststoff-direkt-nc.pdf>
- [86] LU-VE Deutschland GmbH. Kondensator STFT 14221, Abgerufen am 05.04.2021 von <https://www.kaeltetechnikshop.com/lu-ve-kondensator-stft-14221-1000-w-leistung-bei-t-15-k-eckventil-90-ohne-lufter.html>
- [87] LU-VE Deutschland GmbH. Röhrenkondensator KTT-01, Abgerufen am 05.04.2021 von <https://www.kaeltetechnikshop.com/lu-ve-rohrenkondensator-ktt-01-3-513-kw-ods-verbinding-kaltemittel-3-8-wasser-1-2.html>
- [88] Fachgemeinschaft für effiziente Energieanwendung e.V. *Fachwissen Wäschetrockner*. Abgerufen am 24. März 2020 von <https://www.hea.de/fachwissen/waeschetrockner/waschtrockner>
- [89] Miele & Cie. KG. *Datenblatt für elektrische Haushalts-Wasch-Trockenautomaten. Nach Richtlinie 96/60/EG Anhang II*
- [90] Statistisches Bundesamt (2020). *Hauptwohnsitzhaushalte und Haushaltsmitglieder*, Abgerufen am 02. Februar 2022 von <https://www.destatis.de/DE/Themen/Gesellschaft-Umwelt/Bevoelkerung/Haushalte-Familien/Tabellen/1-1-privathaushalte-haushaltsmitglieder.html;jsessionid=0408AD33D82BFB673E3213CF79FC2FBC.live712>

- [91] Bundesverband Wärmepumpe e.V. (2021). POSITIVES SIGNAL FÜR DEN KLIMASCHUTZ: 40 PROZENT WACHSTUM BEI WÄRMEPUMPEN, Abgerufen am 02. Februar 2022 von <https://www.waermepumpe.de/presse/pressemitteilungen/details/positives-signal-fuer-den-klimaschutz-40-prozent-wachstum-bei-waermepumpen/#content>
- [92] Deutscher Wetterdienst. Climate Data Center. Stations-ID 05705, Abgerufen am 22. Dezember 2020 von https://opendata.dwd.de/climate_environment/CDC/observations_germany/climate/daily/soil_temperature/historical/
- [93] Statistische Bundesamt. Strompreise für Haushalte: Deutschland, Halbjahre, Jahresverbrauchsklassen, Preisarten, Abgerufen am 21.03.2020 von <https://www-genesis.destatis.de/genesis/online?operation=previous&levelindex=1&step=1&titel=Ergebnis&levelid=1616340739178&acceptscookies=false#abreadcrumb>
- [94] Icha, P. & Kuhs, G. (2020). Climate Change 13/2020 – Entwicklung der spezifischen Kohlendioxid-Emissionen des deutschen Strommix in den Jahren 1990 - 2019, Umweltbundesamt, ISSN 1862-4359
- [95] Bundesministeriums der Justiz und für Verbraucherschutz. Gesetz zur Einsparung von Energie und zur Nutzung erneuerbarer Energien zur Wärme- und Kälteerzeugung in Gebäuden* (Gebäudeenergiegesetz - GEG), Abgerufen am 22. Dezember 2020 von <https://www.gesetze-im-internet.de/geg/GEG.pdf>
- [96] Passivhaus Institut. Kriterien für den Passivhaus-, EnerPHit- und PHI-Energiesparhaus-Standard, Version 10a, Stand 06.12.2021
- [98] Hessisches Ministerium für Wirtschaft, Energie, Verkehr und Landesentwicklung. Modernisierung zum Passivhausbestand, Version August 2017
- [97] Passivhaus Institut GmbH. <https://passivehouse-database.org/index.php>, Abgerufen am 08. Januar 2022
- [99] Thomas, S., Bierwirth, A., März, S., Schüwer, D., Vondung, F., von Geibler, J., & Wagner, O. (2021). CO2-neutrale Gebäude bis spätestens 2045 (Zukunftsimpuls Nr. 21). Wuppertal Institut
- [100] European Environment Agency (2021). EEA greenhouse gas - data viewer, Abgerufen am 11. Januar 2022 von <https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/data/data-viewers/greenhouse-gases-viewer>
- [101] Bundesministerium für Umwelt. Naturschutz und nukleare Sicherheit, Lesefassung des Bundes-Klimaschutzgesetzes 2021 mit markierten Änderungen zur Fassung von 2019, Abgerufen am 11. Januar 2022 von <https://www.bmu.de/gesetz/entwurf-eines-erstengesetzes-zur-aenderung-des-bundes-klimaschutzgesetzes>
- [102] Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie. Entwicklung der Energiemärkte – Energiereferenzprognose, Abgerufen am 14.01.2022 von https://www.bmwi.de/Redaktion/DE/Publikationen/Studien/entwicklung-der-energiemaerkte-energiereferenzprognose-endbericht.pdf?__blob=publicationFile&v=7
- [103] Bundesministerium für Umwelt. Naturschutz, nukleare Sicherheit und Verbraucherschutz (BMUV), Klimaschutzbericht 2021 nach § 10 Absatz 1 des Bundes-Klimaschutzgesetzes, Abgerufen am 11. Januar 2022 von <https://www.bmu.de/download/klimaschutzbericht-2021>
- [105] Kemmler, A., Kirchner, A., Auf der Maur, A., Ess, F., Kreidelmeyer, S., Piégsa, A., Spillmann, T., Wunsch, M., & Ziegenhagen, I. (2020). Energiewirtschaftliche Projektionen und Folgeabschätzungen 2030/2050. Dokumentation von Referenzszenario und Szenario mit Klimaschutzprogramm 2030 10. März 2020, Abgerufen am 11. Januar 2022 von https://www.bmwi.de/Redaktion/DE/Publikationen/Wirtschaft/klimagutachten.pdf?__blob=publicationFile&v=8
- [104] Statistisches Bundesamt (2020). Entwicklung der Privathaushalte bis 2040 Ergebnisse der Haushaltsvorausberechnung 2020, Abgerufen am 13. Januar 2022 von https://www.destatis.de/DE/Themen/Gesellschaft-Umwelt/Bevoelkerung/Haushalte-Familien/Publikationen/Downloads-Haushalte/entwicklung-privathaushalte-5124001209004.pdf?__blob=publicationFile
- [106] Miele & Cie. KG. Gebrauchsanweisung Waschmaschine. WWD 660 WPS, M.-Nr. 11 768 220 / 01, Abgerufen am 04.04.2021 von https://www.miele.de/pmedia/ZGA/TX2070/11768220-000-01_11768220-01.pdf

- [107] Miele & Cie. KG. Gebrauchsanweisung Geschirrspüler. G 7323, G 7328, M.-Nr. 11 833 150 / 00, Abgerufen am 04.04.2021 von https://www.miele.de/pmedia/ZGA/TX2070/11833150-000-00_11833150-00.pdf
- [108] Miele & Cie. KG. Gebrauchsanweisung Wärmepumpentrockner. TSF 643 WP, M.-Nr. 11 303 381 / 01, Abgerufen am 04.04.2021 von https://www.miele.de/pmedia/ZGA/TX2070/11303381-000-01_11303381-01.pdf
- [109] Bertoldi, P., Hirl, B. & Labanca, N. (2012). Energy Efficiency Status Report 2012, EUR 25405 EN, doi 10.2788/37564
- [110] SENECA s.r.l., K109UI Spannung/Strom-Wandler mit galvanischer Dreipunktisolierung, Abgerufen am 11. Aug. 2020 von <https://www.seneca.it/media/3138/mi000963-d.pdf>
- [111] SENECA s.r.l., K109PT Temperatur-Signalwandler für Pt100 mit galv. Trennung, Abgerufen am 11. Aug. 2020 von <https://www.seneca.it/media/3153/mi000934-d.pdf>
- [112] Advantech Co., Ltd., PCI-1716-AE 250 kS/s, 16-bit, 16-ch Multifunction PCI Card, Abgerufen am 11. Aug. 2020 von <https://advdownload.advantech.com/productfile/PIS/PCI-1716/Product%20-%20Datasheet/PCI-171620150714145353.pdf>
- [113] National Instruments Corp., PCI-6229 – Multifunktions-I/O-Gerät, Abgerufen am 11. Aug. 2020 von <https://www.ni.com/pdf/manuals/375204c.pdf>
- [114] Danfoss GmbH. Druckmessumformer, AKS 33, -1.00 bar - 12.00 bar, Abgerufen am 05.04.2021 von <https://store.danfoss.com/de/de/Climate-Solutions-K%C3%A4lletechnik/F%C3%BChler-und-Druckmessumformer/Druckmessumformer/Druckmessumformer%2C-AKS-33%2C--1-00-bar--12-00-bar%2C--14-50-psi---174-00-psi/p/060G2049>
- [115] Electronic Sensor GmbH. Technische Daten für Widerstandsthermometer nach DIN EN 60751, Abgerufen am 11. Aug. 2020 von https://www.electronic-sensor.de/attachments/article/68/ti-5_kennlinien-pt100-widerstaende-nach-toleranzklassen.pdf
- [116] Siemens AG. Sitrans FC430, Abgerufen am 11. Aug. 2020 von <https://new.siemens.com/global/de/produkte/automatisierung/prozessinstrumentierung/durchflusssmessung/coriolis/sitrans-fc430.html>
- [117] BRONKHORST HIGH-TECH B.V., MINI CORI-FLOW™ M14, Abgerufen am 11. Aug. 2020 von <https://www.bronkhorst.com/int/products/liquid-flow/mini-cori-flow/m14/>
- [118] Promesstec GmbH, Durchflussmessgerät MDW 500, Abgerufen am 11. Aug. 2020 von https://www.promesstec.de/pdf/MDW_500.pdf
- [119] ZES ZIMMER Electronic Systems GmbH. 4-Kanal Leistungsmessgerät LMG450. Universal Messgerät für Motoren, Leistungselektronik und Netzanalyse, Abgerufen am 05.04.2021 von <https://www.zes.com/de/Produkte/Praezisions-Leistungsmessgeraete/LMG450>
- [120] Rohde & Schwarz GmbH & Co. KG. 8kW Power Meter HM8115-2 – Specifications, Abgerufen am 17. April 2020 von https://scdn.rohde-schwarz.com/ur/pws/dl_downloads/dl_common_library/dl_brochures_and_datasheets/pdf_1/data_en_HM8115_2.pdf
- [121] DOSTMANN electronic. T900-series Manual, Abgerufen am 11. Aug. 2020 von <http://dostmann-electronic.de/product/t955-2-channel-laboratory-instrument-while-stocks-last.html>
- [122] VDE VERLAG GMBH. DIN EN 50242/DIN EN 60436 (VDE 0705-436): 2018-06, Elektrische Geschirrspüler für den Hausgebrauch. Messverfahren für Gebrauchseigenschaften
- [123] Miele & Cie. KG 2019, Datenblatt für Haushaltsgeschirrspüler nach delegierter Verordnung (EU) Nr. 1059/2010
- [124] Miele & Cie. KG. Gebrauchsanweisung Wärmepumpentrockner – TCE 630 WP, 10 439 280 / 03
- [125] Stawreberg, L. (2011). Energy Efficiency Improvements of Tumble Dryers, Dissertation Karlstad University
- [126] Miele & Cie. KG, Der Miele Solartrockner, M.-Nr. 9 632 441, Gütersloh
- [127] Europäische Union. Delegierte Verordnung (EU) Nr. 392/2012 der Kommission vom 1. März 2012 zur Ergänzung der Richtlinie 2010/30/EU des Europäischen Parlaments und des Rates im Hinblick auf die Kennzeichnung von Haushaltswäschetrocknern in Bezug auf den Energieverbrauch, Abgerufen am 11. Aug. 2020 von <https://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2012:123:0001:0026:DE:PDF>

- [128] Miele & Cie. KG 2019, Datenblatt für Haushaltswäschetrockner nach delegierter Verordnung (EU) Nr. 392/2012
- [129] VDE VERLAG GMBH. DIN EN 61121 (VDE 0705-1121): 2013-12 Wäschetrockner für den Hausgebrauch. Verfahren zur Messung der Gebrauchseigenschaften
- [130] Soger, M. (2008). Identifizierung von Potentialen sowie von Forschungs- und Entwicklungsschwerpunkten am Beispiel des Kältemittelaggregates. Diplomarbeit, Technische Universität Graz, Österreich

Anhang

A Messtechnik

Die Messung von Prozessgrößen erfolgt über die physikalische Erfassung mittels Sensoren wie es in **Bild A.1** exemplarisch für die Temperatur, den Druck, die elektrische Leistung, den Massenstrom sowie den Volumenstrom dargestellt ist. Detaillierte Angaben zu der Sensorik sind in **Tabelle A.1** zu finden. Um die Messgrößen zentral an einem Computer zu erfassen, wird die Umwandlung des Sensorsignals mittels galvanisch getrenntem Spannungs-/Stromwandler [110] oder galvanisch getrenntem Temperatur-/Signalwandler [111] für Temperaturmessungen mit Pt100-Widerstandsthermometern vorgenommen. Das vom jeweiligen Sensor ausgegebene Signal wird in ein Spannungssignal (0-10 V) umgewandelt, das über die Analogeingänge der Messkarten eingelesen wird. Dazu werden zwei Messkarten genutzt, die Advantech „PCI-1716-AE“ [112] und die National Instruments „PCI-6229“ [113]. Die Verarbeitung der Messwerte erfolgt über den Computer bzw. die Software zur Messdatenerfassung, siehe Punkt 3.2.

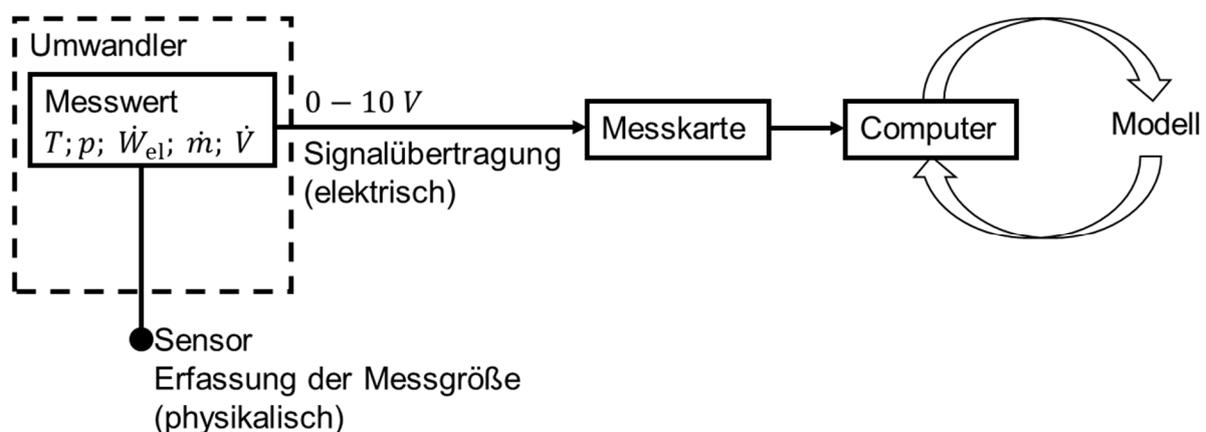


Bild A.1: Schematische Darstellung der Messwerterfassung, -umwandlung und -auswertung.

Die Messinstrumente arbeiten zum Teil mit sehr hohen Abtastraten, wodurch auch eine große Menge an Daten anfällt. Eine Aufzeichnung der Prozessgrößen in der Simulationsumgebung erfolgt jedoch mit einer geringen Abtastrate von 1 Hz, was eine hinreichend genaue Abbildung der zu untersuchenden Prozessverläufe wie bspw. einen Temperaturanstieg, Temperaturabstieg oder die Leistungsmessung erlaubt.

Tabelle A.1: Messsensorik des Prüfstands mit Messwertabweichung und Messbereich.

Messgröße	Sensorik	Signal	Messwertabweichung	Messbereich	
Druck	Membran/Feder	Anzeige	zufälliger Fehler	0-10 bar	-
Druck	piezoresistiv	4-20 mA	$\pm 0,3 \cdot p_{\max}$	0-13 bar absolut	[114]
Temperatur	elektrischer Widerstand	Ω	$\pm(0,3 + 0,005 \cdot T_{\text{ist}})$	variabel	[115]
Massenstrom	Coriolis	4-20 mA	$\pm 0,001 \cdot \dot{m}_{\text{ist}}$	20-3700 kg/h	[116]
Massenstrom	Coriolis	4-20 mA	$\pm 0,002 \cdot \dot{m}_{\text{ist}}$	0,1-5 kg/h	[117]
Volumenstrom	magnetisch-induktiv	0-10 V	$\pm 0,005 \cdot \dot{V}_{\text{ist}}$	0,1-10 m/s	[118]
Leistung	Wirkleistung	0-10 V	$\pm(0,007 \cdot \dot{W}_{\text{el,ist}} + 0,025)$	bis 6,4 kW	[119]
Leistung	Spannung/Strom/Phase	W	$\pm 0,008 \cdot \dot{W}_{\text{el,ist}}$	8-8000 W	[120]

Für die Temperaturmessungen mit Pt100-Widerstandsthermometer wird eine Vergleichskalibrierung durchgeführt. Dabei werden die Messsensoren in einem an das Messvorhaben angepassten Messbereich ($T_0 - T_1$) schrittweise mit einem Kalibriersensor für Messgenauigkeiten von $\pm 0,03$ K verglichen [121]. Die Vergleichsmessungen werden in einem temperierten Wasserbad oder in einer gekühlten Wasser-/Glycolmischung vorgenommen, wobei die Messwerte über einen ausreichend langen Zeitraum zu mitteln sind. Wie in **Bild A.2a** schematisch dargestellt, ergibt sich für jeden Messpunkt eine Abweichung zur Zielfunktion. Nach dem 0. Hauptsatz der Thermodynamik erreichen die Messsensoren im Gleichgewicht mit dem Kalibriersensor jedoch die gleiche Zieltemperatur. Um die Abweichungen durch das Übertragungsverhalten der Messsensorik zu reduzieren, wird für die Messdatenerfassung für jeden Messsensor eine Kalibrierfunktion erstellt. Über die Funktion wird der von dem Sensor aufgezeichnete Messwert an den vom Kalibriersensor vorgegebenen Zielwert angepasst. Durch die Kalibrierung kann somit eine bessere Messgenauigkeit erzielt werden, welche der des Kalibriersensors entspricht, siehe **Bild A.2b**.

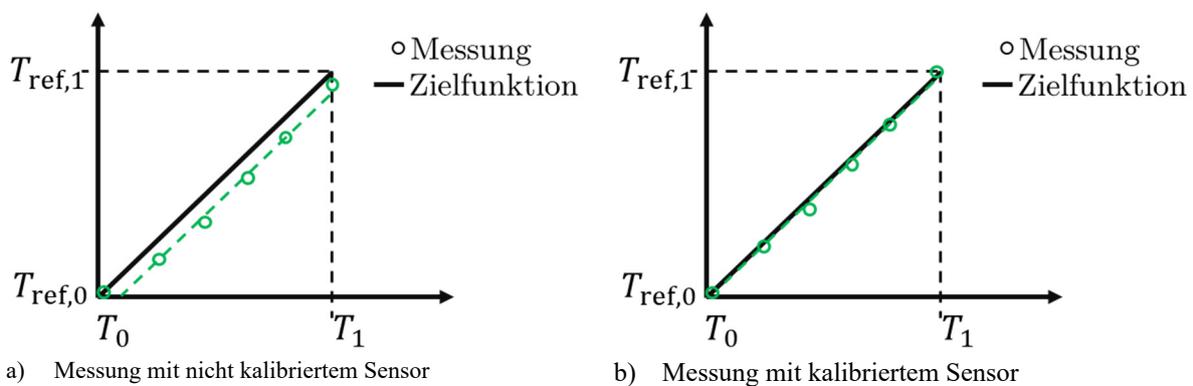


Bild A.2: Darstellung der Messung und der Zielfunktion für Temperatursensoren.

B Laboraufbau

Tabelle B.1 zeigt die Bezeichnungen der Komponenten für die Gebäudetechnik des Laboraufbaus, siehe **Bild B.1**. **Bild B.2** zeigt den Laboraufbau mit der Wärmepumpe, dem Systemmodul mit Warmwasser- und Kältespeicher sowie Trinkwarmwasserstation, den Kühlgeräten, den Wärmeverbrauchern sowie dem Heizungslüftungsemulator mit Messtechnik.

Tabelle B.1: Komponentenliste für die Gebäudetechnik.

Gerät	Modell	Beschreibung
Wärmepumpe	flexoTHERM exclusive VWF 57/4	5,3 kW Heizleistung, B0W55, ΔT : 5 K
Warmwasserspeicher	actoSTOR VIH QL 75	75 l Fassungsvermögen
Trinkwarmwasserstation	aguaFLOW exclusiv VPM 20/25/2 W	25 l/min bei 65 °C Speichertemperatur
Kältespeicher	VWZ MPS 40	39 l Fassungsvermögen

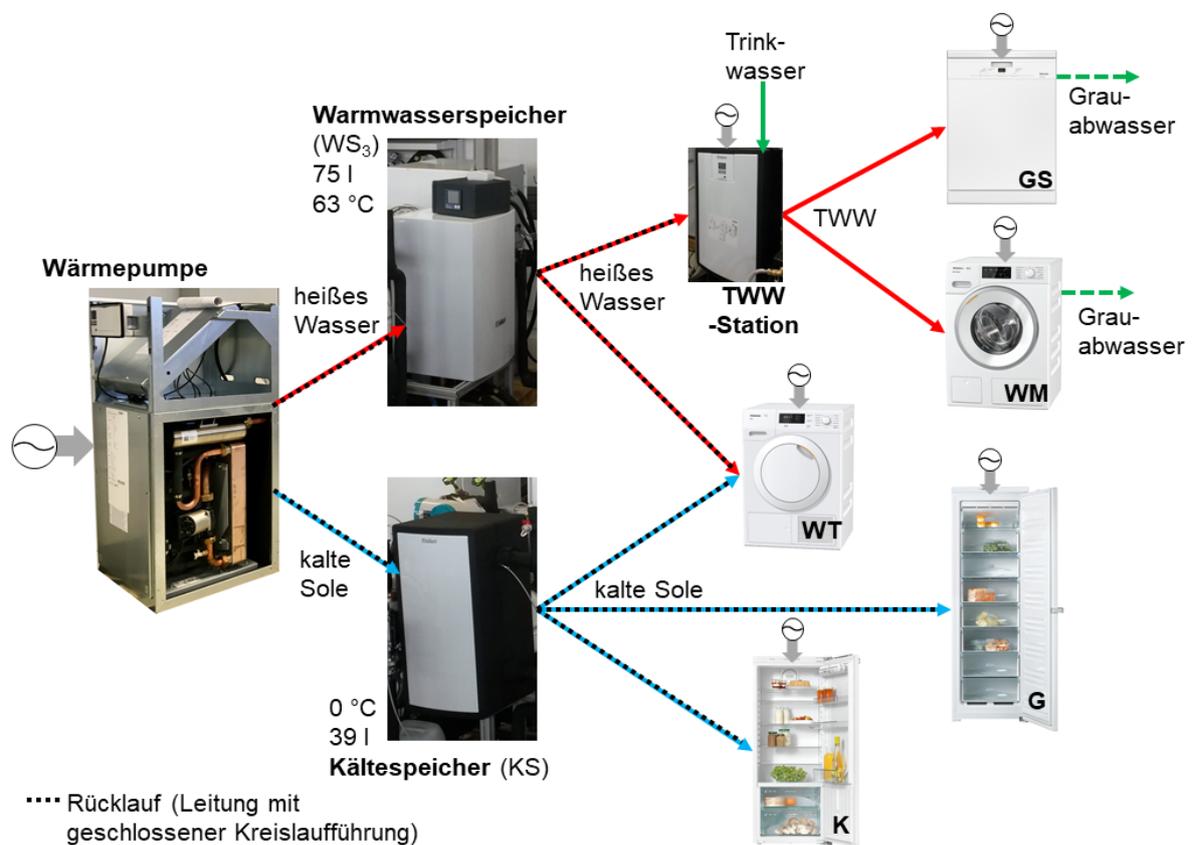


Bild B.1: Hydraulische Vernetzung der zu untersuchenden Hardwarekomponenten des Laborprüfstands (Quelle für die Bildausschnitte der Haushaltsgeräte: Miele & Cie. KG, <https://www.miele.de/>).

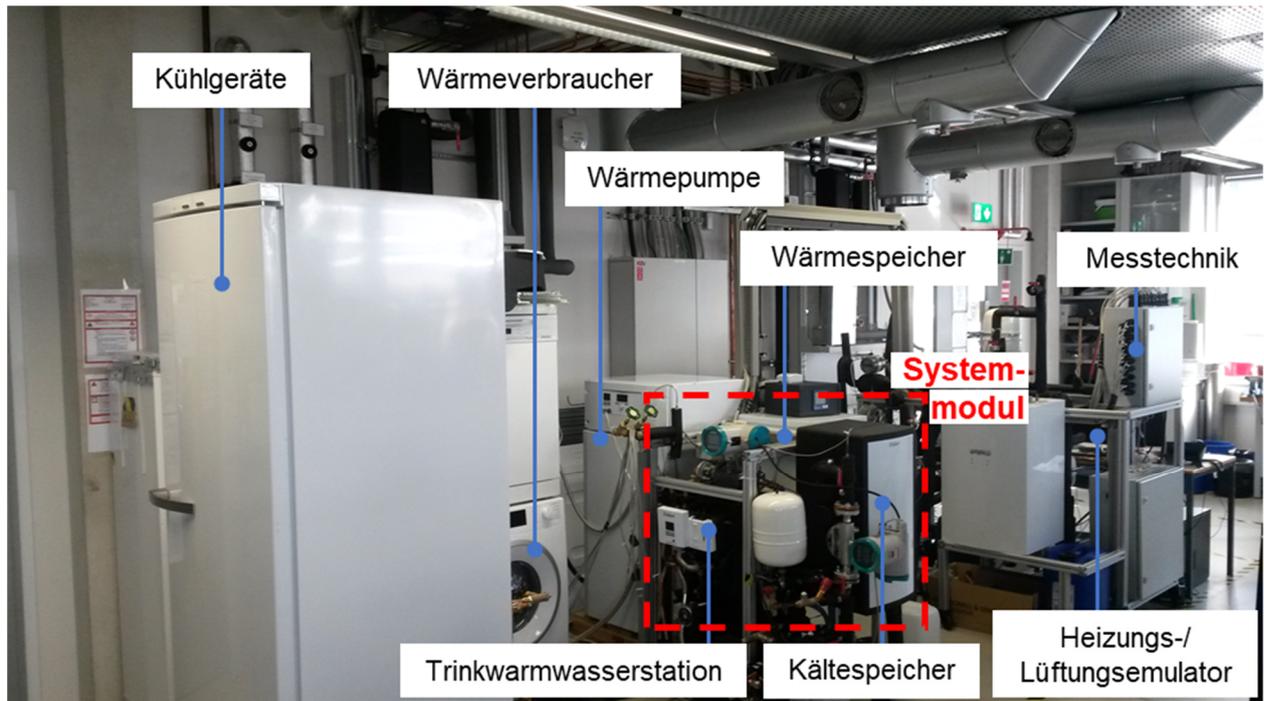


Bild B.2: Laboraufbau des Systems mit Wärmepumpe und Systemmodul zur Ankopplung der Haushaltsgeräte.

C Geräteeigenschaften und Betriebsparameter der Waschmaschine

Als Referenzgerät (**Bild C.1**) wird eine Waschmaschine mit separatem Kaltwasser- und Warmwasseranschluss aus dem Portfolio des assoziierten Projektpartners ausgewählt. Vorteil bei den getrennten Anschlüssen ist, dass nicht zwingend warmes Trinkwasser zum Ausspülen nach dem Waschen genutzt werden muss. Je nach Art der Wärmebereitstellung ist der Energie- bzw. Kostenaufwand dafür zu hoch, auch wenn sich durch das warme Ausspülen der Wasserverbrauch reduziert [68]. Bei solarunterstützten Systemen kann eine Warmwassernutzung für den gesamten Zyklus sinnvoll sein, wenn die Wärme nur über Solarthermie bereitgestellt wird. Wird die Wärme aber mit einer Zusatzheizung, bspw. mit Wärmepumpe, generiert, ist der elektrische Aufwand entscheidend. **Tabelle C.1** zeigt die Betriebsparameter der Waschmaschine, siehe Punkt 4.1.

Die Waschmaschine verfügt über einen separaten Warmwasseranschluss. Für den Betrieb mit bereits aufgeheiztem Waschwasser muss im Gerätemenü die Einstellung „Warmwasser zum Einsatz in Hauptwäsche“ über die folgenden Menüebenen vorgenommen werden:

- Weitere Programme/Einstellungen
 - Einstellungen
 - Warmwasser zum Einsatz in Hauptwäsche



Hersteller: Miele & Cie. KG
 Modell: WWE 860 WPS
 Anschluss: Warm- und Kaltwasser separiert
 Energieeffizienzklasse: A⁺⁺⁺
 Beladung: 8 kg
 Jahresstromverbrauch: 176 kWh/a
 Jahreswasserverbrauch: 10,12 m³
 Stromverbrauch 60 °C (voll): 0,9 kWh
 Wasserverbrauch 60 °C (voll): 49 l

Bild C.1: Waschmaschine mit Herstellerangaben nach Verordnung (EU) Nr. 1061/2012 (Quelle: Miele & Cie. KG, <https://www.miele.de/>).

Tabelle C.1: Geräteeigenschaften und Betriebsparameter der Waschmaschine nach Herstellerangaben und für die Referenzmessung sowie die Vermessung nach Integration des Geräts in das System, siehe Punkt 4.1.

Bezeichnung	Einheit	Hersteller (Norm)	Hersteller (real)	Referenz	Im System	Im System
Washprogramm	-	Baumwolle	Baumwolle	Baumwolle	Baumwolle	Baumwolle
Waschtemperatur	°C	60	60	60	60	60
Beladung	kg	8	8	5	5	5
Wasserzulauf	l/min	10	10	10	2,5	5
Waschwasserverbrauch	kg	-	-	22	12	20
Laufzeit	min	179	149	186	179	186
Stromverbrauch	kWh	0,90	1,35	1,26	0,32	0,40
Wassereintrittstemperatur	°C	15	15	21	55-60	55-60

D Geräteeigenschaften und Betriebsparameter des Geschirrspülers

Geschirrspüler (**Bild D.1**) verfügen nur über einen Wasseranschluss, bieten also keinen separaten Warmwasseranschluss. Bei einem Spülgang im Normalmodus mit 55 °C und einem Wasserverbrauch von 10 l ergibt sich unter den Prüfbedingungen nach DIN EN 50242 [122] ein Stromverbrauch von 0,84 kWh nach Herstellerangabe [123]. Die Wassertemperatur im Zulauf beträgt dabei rd. 15 °C ± 2 K. **Tabelle D.1** zeigt die Betriebsparameter des Geschirrspülers, siehe Punkt 4.2.

Der Geschirrspüler muss an das Warmwassernetz angeschlossen werden. Es ist nicht zwingend notwendig eine geeignete Programmauswahl zu treffen. Nach Angabe des Herstellers wird jedoch im „SolarSpar“-Programm die maximale Stromeinsparung erzielt. Die Auswahl des Programms erfolgt über das Menü im Normalmodus des Geräts:

- Normal 55 °C
- Weitere
- SolarSpar



Hersteller: Miele & Cie. KG
 Modell: G 6360 SCVi
 Anschluss: Warm- und Kaltwasser zusammen
 Energieeffizienzklasse: A⁺⁺⁺
 Jahresstromverbrauch: 237 kWh/a
 Jahreswasserverbrauch: 2,72 m³
 Stromverbrauch: 0,84 kWh (Normal)
 Wasserverbrauch: 10 l (Normal)

Bild D.1: Geschirrspüler mit Herstellerangaben nach Verordnung (EU) Nr. 1059/2010 (Quelle: Miele & Cie. KG, <https://www.miele.de/>).

Tabelle D.1: Geräteeigenschaften und Betriebsparameter des Geschirrspülers nach Herstellerangaben und für die Referenzmessung sowie die Vermessung nach Integration des Geräts in das System, siehe Punkt 4.2.

Bezeichnung	Einheit	Hersteller (Norm)	Hersteller (Real)	Referenz	Im System (Normal)	Im System (SolarSpar)
Spülprogramm	-	Eco	Normal	Normal	Normal	SolarSpar
Beladung	kg	-	-	8,1	8,1	8,1
Laufzeit	min	198	119	116	112	149
Wasserverbrauch	kg	9,7	14	13,6	13,2	29,4
Stromverbrauch	kWh	0,84	1,10	0,87	0,62	0,06
Wassereintrittstemperatur	°C	15	15	20	45-50	45-52

E Geräteeigenschaften und Betriebsparameter des Wäschetrockners

Wäschetrockner mit integrierter Wärmepumpe [124] finden seit einigen Jahren durch den deutlich effizienteren Betrieb im Vergleich zu Kondensatortrocknern [125] hohen Absatz am Markt. Weiterentwicklungen wie der Solar-/Solarthermietrockner [126] haben sich dagegen nicht etabliert.

Bild E.1 zeigt das ausgewählte Referenzgerät [127]. Nach Datenblatt beträgt der Stromverbrauch pro Zyklus 1,41 kWh [128] im Prüfprogramm nach DIN EN 61121 [129].



Hersteller: Miele & Cie. KG
 Modell: TCE 630 WP Eco
 Typ: Wärmepumpentrockner
 Energieeffizienzklasse: A⁺⁺⁺
 Beladung: 8 kg
 Jahresstromverbrauch: 171 kWh/a
 Stromverbrauch (voll): 1,41 kWh
 Kältemittel: 0,48 kg (R134a)
 GWP des Kältemittels: 1.430

Bild E.1: Wärmepumpentrockner mit Herstellerangaben nach Verordnung (EU) Nr. 392/2012 (Quelle: Miele & Cie. KG, <https://www.miele.de/>).

Der Ablauf des Trocknungsprozesses wird geräteintern in Abhängigkeit der Programmauswahl und der Feineinstellung des Trocknungsgrades geregelt. Über die Einstellung bietet sich die Möglichkeit, die voreingestellte Trocknungsstufe der Programme geringfügig zu verändern. Die Messung der Restfeuchtigkeit über die Entladungszeit des elektrischen Kondensators beendet dafür den Trocknungsprozess, siehe **Bild E.2**. Kondensatoren werden dazu elektrisch aufgeladen und entladen (**Bild E.2c**). Das Laden und Entladen bzw. die Kapazität (C) des Kondensators ist abhängig von der Kondensatorfläche (A), dem Durchmesser (d) und den Bauteilcharakteristiken (ϵ). Die relative Feuchte beeinflusst den elektrischen Widerstand (R) der vorbeiströmenden Luft und hat direkten Einfluss auf die Entladungszeit (t), wodurch das Programm den Trocknungsgrad über die Messung der Entladungszeit einstufen kann. Somit wird die ausstehende Trocknungsdauer berechnet. Unter Spannung (U) gesetzt wird der Kondensator wieder aufgeladen.

Anhand der folgenden **Bild E.3** bis **Bild E.5** können die Schritte zu den vorgenommenen Umbaumaßnahmen nachvollzogen werden. Die Lamellenrohrbündelwärmeübertrager des Wärmepumpenkreislaufs, siehe **Bild E.3** rechts, werden direkt an die Speicher angeschlossen, siehe **Bild E.4**, wozu die Anschlüsse umgelenkt bzw. angepasst werden müssen. Wie in **Bild E.4** zu sehen, werden die Anschlüsse für flexible Leitungssysteme (1/2“) angepasst, der freie Kompressorraum bietet nach dem Umbau ausreichend Platz dazu. Mit den Anschlüssen kann eine möglichst einfache Anbindung erfolgen, die in **Bild E.5** zu sehen ist. Prozessströme werden durch die Pfeile für die warme Seite (rot gestrichelt) und die kalte Seite (blau durchgezogen) dargestellt.

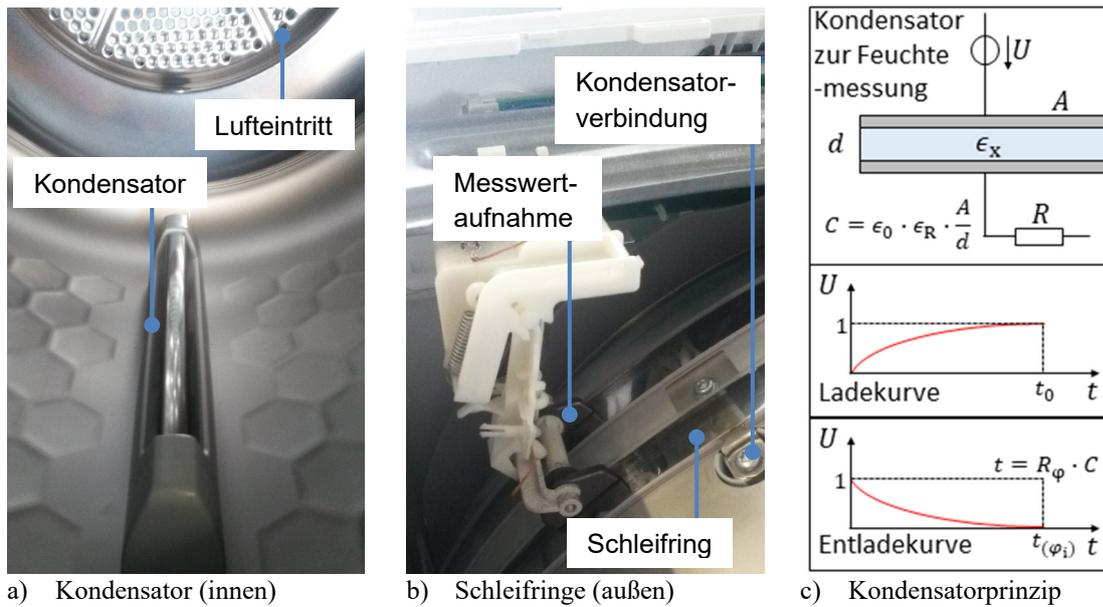


Bild E.2: Restfeuchtemessung im Wäschetrockner mittels elektrischen Kondensators.

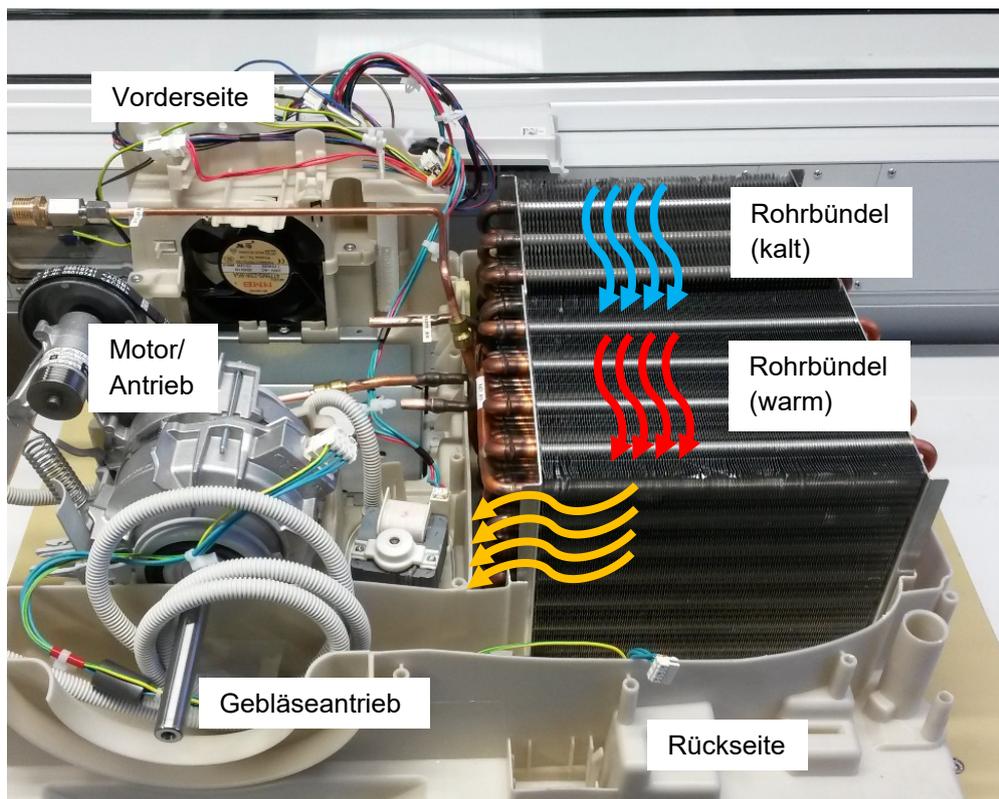


Bild E.3: Unterteil des Wäschetrockners mit Lamellenrohrbündelwärmeübertrager zur Luftkühlung (blau) und Lufterwärmung (rot).

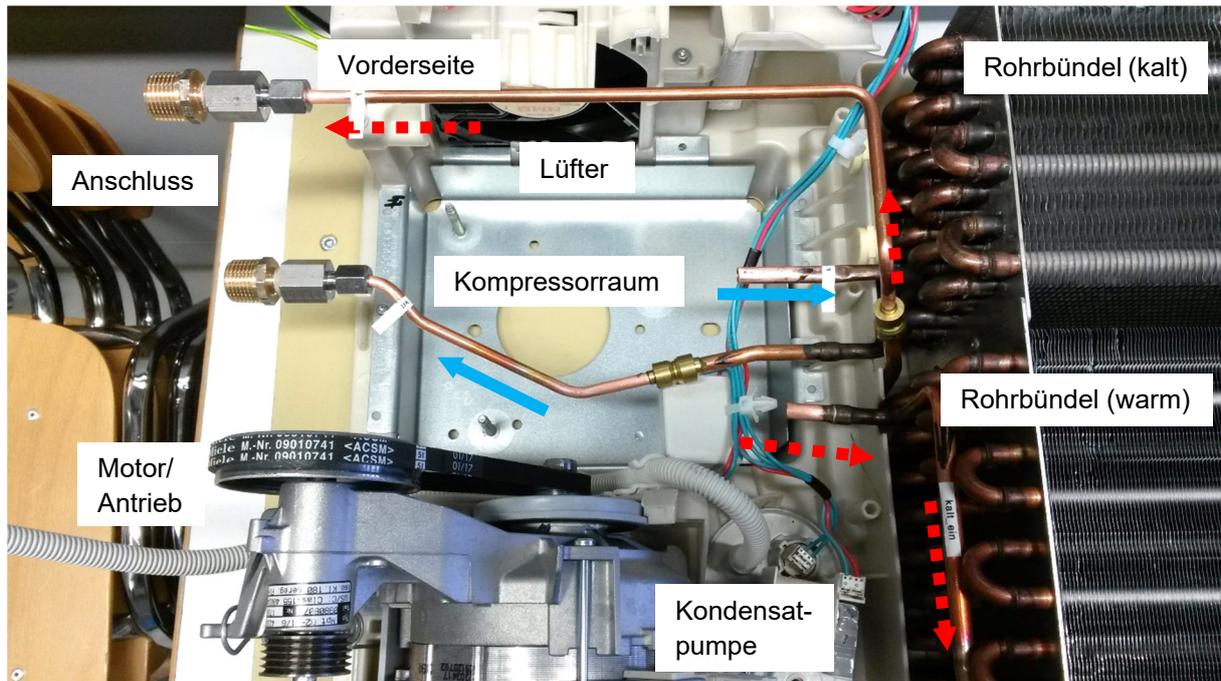


Bild E.4: Anschlussleitungen der Lamellenrohnbündel für die warme Seite (rot gepunktet) und die kalte Seite (blau durchgezogen).

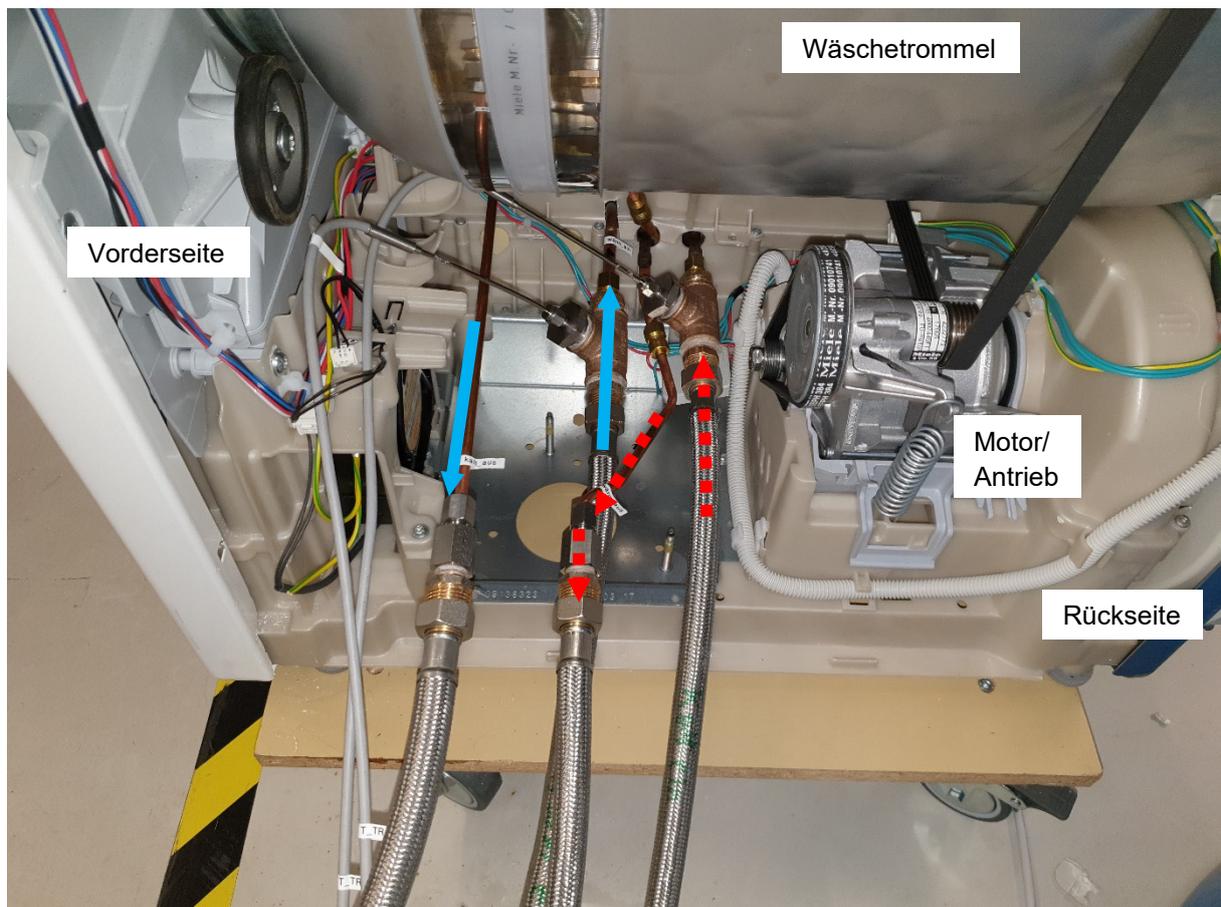


Bild E.5: Linke Seitenansicht des Wäschetrockners nach den Umbaumaßnahmen mit Anschlüssen und Temperatursensoren am Eintritt der warmen Seite (rot gepunktet) und der kalten Seite (blau durchgezogen).

Tabelle E.1 zeigt die zusammengefassten Betriebsparameter für das Prüfprogramm nach Gerätenorm, der Herstellermessung im Realbetrieb für eine Beladung mit 7.200 g (nass), der Referenzvermessung und der beiden zuvor erläuterten Varianten. Variante „1“ mit maximaler Warmwasserspeichertemperatur und Variante „2“ mit einer Warmwasserspeichertemperatur von rd. 45 °C.

Tabelle E.1: Geräteeigenschaften und Betriebsparameter des Wäschetrockners nach Herstellerangaben und für die Referenzmessung sowie die Vermessung nach Integration des Geräts in das System, siehe Punkt 4.3.

Bezeichnung	Einheit	Hersteller (Norm)	Hersteller (real)	Referenz	Im System	Im System
Wärmeträgermedium	-	R134a	R134a	R134a	Wasser	Wasser
Warmwasserspeichertemperatur	°C	-	-	-	63	50
Kältespeichertemperatur	°C	-	-	-	6	8
Laufzeit	min	177	136	174	182	215
Schleuderstufe (Waschmaschine)	1/min	1.000	1.600	1.600	1.600	1.600
Beladung (Waschmaschine)	g	5.000	5.000	4.966	4.966	4.966
Beladung (nass)	g	8.000	7.200	-	7.190	7.200
Beladung (getrocknet)	g	-	-	-	5.058	5.046
Restfeuchte	%	3 (max.)	3 (max.)	3 (max.)	1,85	1,61
Elektrischer Verbrauch	kWh	1,41	1,05	1,29	0,400	0,44
Wärmespeicherladung	-	-	-	-	1	2
Kältespeicherladung	-	-	-	-	3	2

F Geräteeigenschaften und Betriebsparameter des Kühlschranks

Bild F.1 zeigt Details und Angaben zu dem für die Untersuchungen ausgewählten Kühlschrank. Die vorgenommenen Umbaumaßnahmen für die Integration des Geräts in das System nach Punkt 3 sind in **Bild F.2** und **Bild F.3** zu sehen, siehe Punkt 4.4 für weitere Details. **Tabelle F.1** zeigt die Betriebsparameter des Kühlschranks, siehe Punkt 4.4.

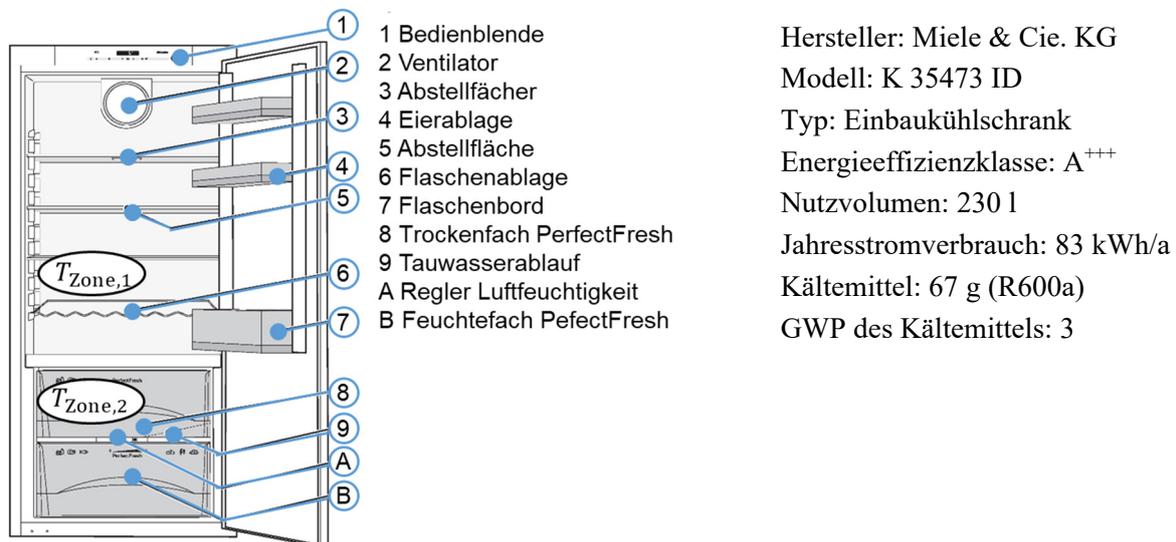


Bild F.1: Zweizonen-Einbaukühlschrank mit Kompressionskältekreislauf [71] (Quelle: Miele & Cie. KG, <https://www.miele.de/>). Der Kühlschrank wird mit zwei Temperatursensoren im Innenraum ausgestattet ($T_{Zone,1}$, $T_{Zone,2}$).



Bild F.2: Kühlschrankinnenraum nach den Umbaumaßnahme mit Komponentenbezeichnung. Der Kühlschrankverdampfer wurde durch Kupferrohrwindungen ersetzt.

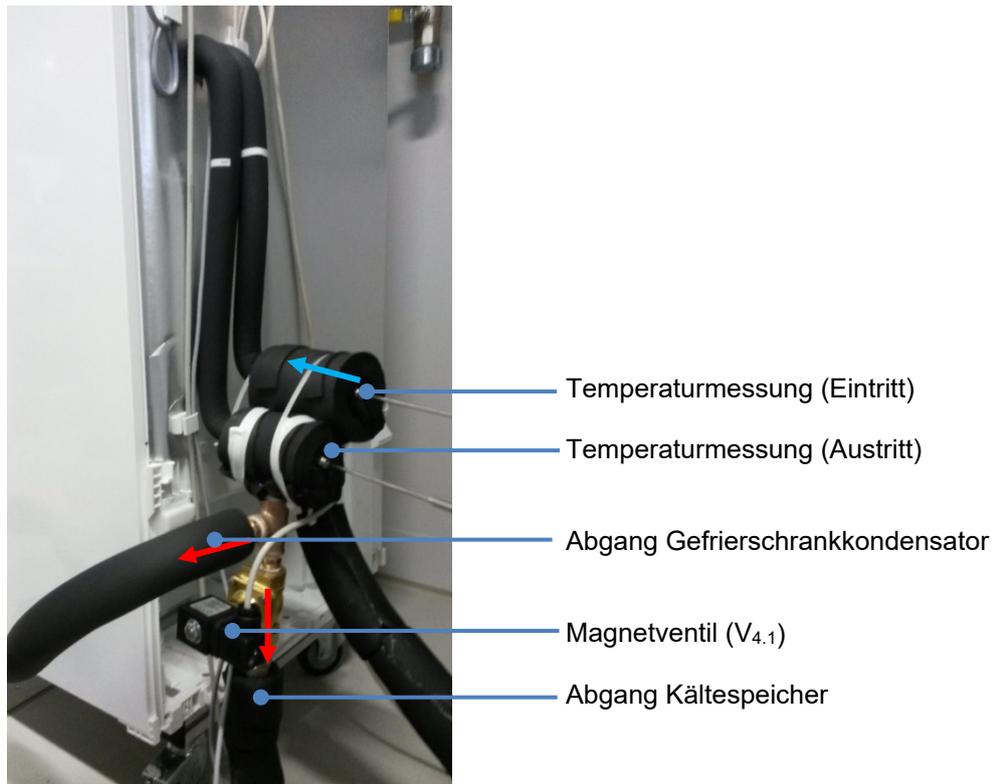


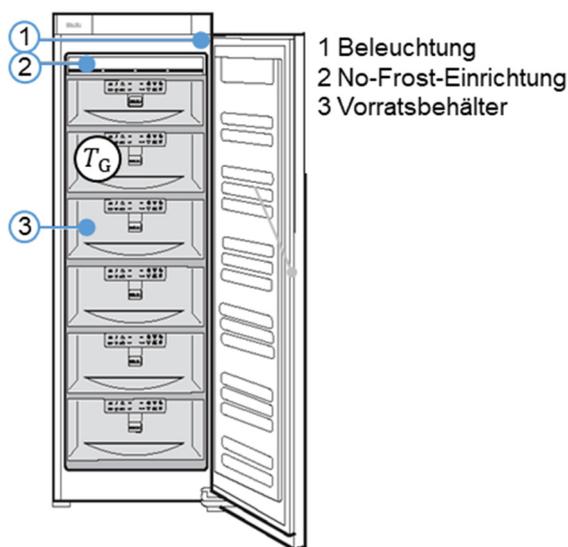
Bild F.3: Anschluss der Wärmeübertragerfläche des Kühlschranks mit Abgang zum Gefrierschrankkondensator.

Tabelle F.1: Geräteeigenschaften und Betriebsparameter des Kühlschranks für die Referenzmessung sowie die Vermessung nach Integration des Geräts in das System, siehe Punkt 4.4.

Bezeichnung	Einheit	Beladen	Leer (Referenz)	Im System	Im System
Wärmeträgermedium	-	R600a	R600a	Sole	Sole
Wärmeübertrager	-	Verdampfer	Verdampfer	6 mm Rohr	10 mm Rohr
Wasserinhalt (Innenraum)	l	28	-	-	-
Übertragungsfläche	m ²	0,34	0,34	0,21	0,25
Temperatur in Zone 1	°C	6,3 – 7,1	6,2 - 7,2	6,0 - 7,0	5,5 - 7,0
Temperatur in Zone 2	°C	2,6 - 4,0	2,3 - 4,5	3,5 - 4,0	5,0 - 6,5
Umgebungstemperatur	°C	20	20	20	21,5 - 22
Elektrische Leistung (Kompressor)	W	21,3	20,8	-	-
Kühlzyklen	1/d	50	43	43	20
Zyklusdauer	min	8	10	29	69
Grundstromverbrauch	kWh/a	13,14	13,14	11,39	12,59
Kompressor	kWh/a	51,91	54,35	-	-
Lüfter	kWh/a	2,67	2,88	8,34	9,23
Jahresstromverbrauch (gesamt)	kWh/a	67,72	70,37	19,73	21,82

G Geräteeigenschaften und Betriebsparameter des Gefrierschranks

Bild G.1 zeigt Details und Angaben zu dem für die Untersuchungen ausgewählten Gefrierschrank und **Tabelle G.1** die Betriebsparameter der Referenzmessungen für drei Innenraumtemperaturen. Die Berechnung des Plattenwärmeübertragers, der als Kondensator genutzt wird, ist in **Bild G.2** aufgeführt. Vorgenommene Umbaumaßnahmen für die Integration des Geräts in das System nach Punkt 3 sind in **Bild G.3** zu sehen, siehe Punkt 4.5 für weitere Details. Nach den Umbauten kann der Kühlschrank wieder in Betrieb genommen werden. Um die Funktionalität zu testen, wird das Gerät mit einer Regelung über den Prüfstand betrieben, siehe **Bild 4.16**. Messwerte und Betriebsparameter für den Betrieb des Geräts nach der Integration in das System sind in **Tabelle G.2** und **Tabelle G.3** aufgeführt.



Hersteller: Miele & Cie. KG

Modell: FN 12740 S-1

Typ: Standgefrierschrank

Energieeffizienzklasse: A⁺⁺⁺

Nutzvolumen: 299 l

Jahresstromverbrauch: 181 kWh/a

Kältemittel: R600a (49 g)

GWP des Kältemittels: 3

Bild G.1: Gefrierschrank mit Kompressionskältekreislauf [74] (Quelle: Miele & Cie. KG, <https://www.miele.de/>). Das Gerät ist mit einem Temperatursensor im Innenraum ausgestattet (T_G).

Tabelle G.1: Betriebsparameter für die Referenzmessungen in **Bild 4.19**.

Bezeichnung	Symbol	Einheit	-17 °C	-24 °C	-29 °C
Umgebungstemperatur	T_{Umg}	°C	21,28	21,71	21,30
Innenraumtemperatur	T_G	°C	-16,63	-23,75	-28,75
Mittlere Leistung	$\dot{W}_{\text{el,G}}$	W	14,28	22,47	29,91
Jahresstromverbrauch	W_G	kWh/a	125,09	196,84	262,01



SWEP International AB
Box 105, Hjalmar Brantings väg 5
SE-261 22 Landskrona, Sweden

www.swep.net

KONDENSATOR - BAUWEISE

WT-TYP: B5THx10/1P

SWEP DThermX

Datum: 07/04/2021

SSP Alias: B5T

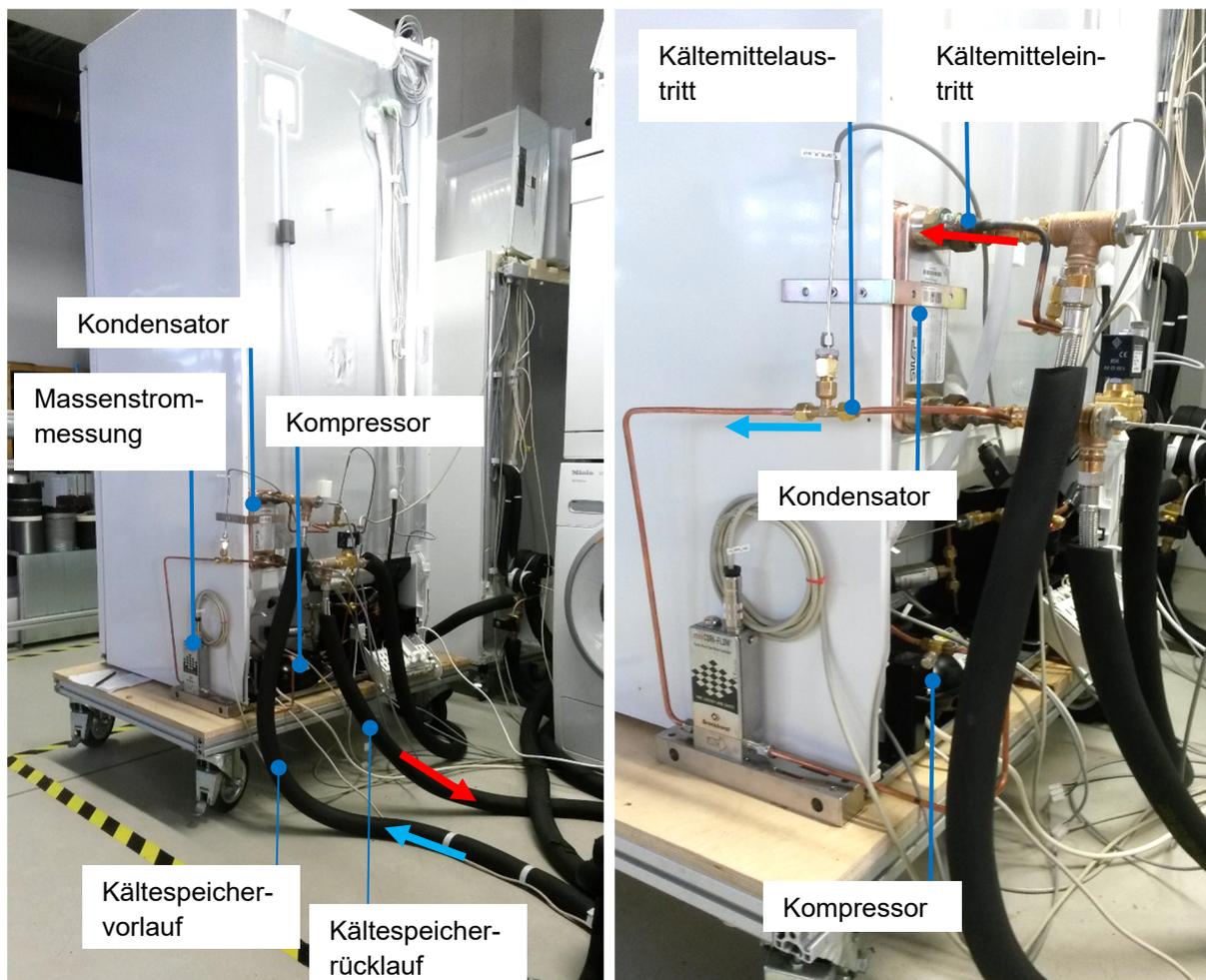
TECHN. VORGABEDATEN

		SEITE 1	SEITE 2
Fluid		ISOBUTANE	Wasser
Strömungsrichtung		Gegenstrom	
Schaltung		Innere	Äußere
Leistung	kW	0.4720	
Dampfqualität Eintritt		1.000	
Dampfqualität Austritt		0.000	
Eintrittstemperatur	°C	35.00	10.00
Kondensationstemperatur (Tau)	°C	17.27	
Unterkühlung	K	0.00	
Austrittstemperatur	°C	17.27	15.00
Durchfluss	kg/s	1.281e-3	0.02253
Kondensationsmassenstrom	kg/s	1.281e-3	
Druckverlust (max. zulässiger Druckverlust)	kPa	0.0319 (0.00)	0.222 (0.00)

AUSLEGUNGSERGEBNISSE

		SEITE 1	SEITE 2
Wärmetauscherfläche	m ²		0.0960
Wärmestromdichte	kW/m ²		4.92
Mittlere Temperaturdifferenz	K		4.48
Wärmedurchgangskoeff. (vorhanden/benötigt)	W/m ² , °C		1100/1100
Druckverlust - total*	kPa	0.0319	0.222
- In den Ports (Einlass/Auslass)	kPa	-1.64e-3/43.8e-6	5.95e-3
Austrittsdruck	kPa	278	

Bild G.2: Berechnung des Plattenwärmeübertragers mit der Herstellersoftware.



a) Gefrierschrank mit Anschlussleitungen

b) Nahaufnahme der Umbaumaßnahmen

Bild G.3: Experimenteller Aufbau des Gefrierschranks nach Umbaumaßnahmen.

Tabelle G.2: Messwerte des Gefrierschrankkältekreislaufs im stationären Betrieb mit unterschiedlichen Drehzahlen für den Kompressor.

Bezeichnung	Symbol	Einheit	1.200 1/min	1.500 1/min	1.800 1/min
Umgebungstemperatur	T_{Umg}	°C	23,0	23,2	22,5
Innenraumtemperatur	T_{G}	°C	-21,7	-21,6	-21,6
Kompressorleistung	$\dot{W}_{\text{el,KP}}$	W	13,5	16,9	20,4
Lüfterleistung	$\dot{W}_{\text{el,GL}}$	W	1,1	1,1	1,1
Grundleistung	$\dot{W}_{\text{el,GG}}$	W	0,9	0,9	0,9
Verdampfungsdruck	p_{vd}	bar	0,642	0,632	0,619
Verdampfungstemperatur	T_{vd}	°C	-22,8	-23,2	-23,7
Kondensationsdruck	p_{kd}	bar	2,661	2,804	2,871
Kondensationstemperatur	T_{vd}	°C	15,9	17,5	18,3
Kühlleistung	$\dot{Q}_{\text{k,G}}$	W	35,7	44,0	49,8
Wärmeleistung	$\dot{Q}_{\text{w,G}}$	W	51,6	61,5	68,1
Leistungszahl	ε_{G}	-	2,64	2,60	2,44

Tabelle G.3: Geräteeigenschaften und Betriebsparameter des Gefrierschranks.

Bezeichnung	Einheit	Referenz	1.500 1/min	1.350 1/min
Kondensator	-	Luft	Sole/Wasser	Sole/Wasser
Kältemittel	-	R600a	R600a	R600a
Kompressor	cm ³	7,2	5	5
Kompressorleistung	W	-	16,89	15,14
Leistungszahl	-	-	2,60	2,96
Umgebungstemperatur	°C	21-22	20,6	20,3
Innenraumtemperatur	°C	-20	-20,7	-20
Grundstrom	kWh/a		7,9	7,9
Lüfter	kWh/a		8,8	9,0
Kompressor	kWh/a		134,9	123,0
Jahresstromverbrauch (gesamt)	kWh/a	160,5	151,6	139,9

H Berechnung des Kompressionsprozesses

Gleichung H.1 zeigt das Minimierungsproblem entsprechend **Bild 2.12** in Punkt 2.3.2.

$$\min_{x_1, x_2, x_3, x_4} (f(x_1, x_2, x_3, x_4)) \quad (\text{H.1})$$

Zur Lösung des Problems werden die Startwerte für den Algorithmus vorgegeben, siehe Gleichung H.2 bis H.5.

$$x_1 = \dot{Q}_{\text{ein}} = AU_{\text{ein}} \cdot (T_{\text{W}} - T_{\text{ein},1}) \quad (\text{H.2})$$

$$x_2 = \dot{Q}_{\text{Umg}} = AU_{\text{Umg}} \cdot (T_{\text{W}} - T_{\text{Umg}}) \quad (\text{H.3})$$

$$x_3 = \dot{Q}_{\text{aus}} = AU_{\text{aus}} \cdot (T_{\text{aus},1} - T_{\text{W}}) \quad (\text{H.4})$$

$$x_4 = \gamma = 1,1 \quad (\text{H.5})$$

Die dem Kältemittel am Eintritt des Kompressors zugeführte, die über die Kompressorhülle an die Umgebungsluft übertragene und die am Austritt des Kompressors von dem Kältemittel abgegebene Wärmeleistung entsprechend **Bild 2.12** wird für den ersten Iterationsschritt geschätzt, siehe Punkt 2.3.2. Dazu werden Messwerte entsprechend Gleichung H.6 bis H.8 sowie Kältemittelzustände, der Sattdampfzustand bei Verdampfungsdruck ($h_{\text{vd},s}$) und der Zustand bei gesättigter Flüssigkeit ($h_{\text{kd},s}$), berücksichtigt, um eine plausible Schätzung mit Wärmeübertragungskoeffizienten möglichst naher der Lösung vorzugeben. Für den Isentropenexponent wird der Startwert von 1,1 vorgegeben. Dies entspricht in etwa dem Isentropenexponent für Isobutan bei einem Verdampfungsdruck von 0,6 bar und einer Temperatur von 20 °C am Eintritt des Kompressors.

$$AU_{\text{ein}} = \dot{m}_{\text{KM}} \cdot \frac{h_{\text{ein},1} - h_{\text{vd},s}}{T_{\text{ein},1} - T_{\text{vd},s}} \quad (\text{H.6})$$

$$AU_{\text{Umg}} = \dot{m}_{\text{KM}} \cdot \frac{h_{\text{aus},1} - h_{\text{ein},1}}{T_{\text{W}} - T_{\text{Umg}}} \quad (\text{H.7})$$

$$AU_{\text{aus}} = \dot{m}_{\text{KM}} \cdot \frac{h_{\text{aus},1} - h_{\text{kd},s}}{T_{\text{aus},1} - T_{\text{kd},s}} \quad (\text{H.8})$$

Gleichung H.9 bis H.17 zeigen das nichtlineare Gleichungssystem zur Bestimmung des Eintritts- und Austrittszustand des Kältemittels in die und aus der Kompressionskammer, siehe Punkt 2.1.4, insbesondere **Bild 2.6**.

$$h_{\text{ein},2} = \frac{x_1}{\dot{m}_{\text{KM}}} + h_{\text{ein},1} \quad (\text{H.9})$$

$$AU_{\text{Umg}} = \frac{x_2}{T_{\text{W}} - T_{\text{Umg}}} \quad (\text{H.10})$$

$$h_{\text{aus},2} = \frac{x_3}{\dot{m}_{\text{KM}}} + h_{\text{aus},1} \quad (\text{H.11})$$

$$\gamma = x_4 \quad (\text{H.12})$$

Die isentrope Zustandsänderung kann durch die Kältemittelzustände entsprechend Gleichung 2.8 in Punkt 2.1.4 bestimmt werden. Die Entropie von Kompressoreintritt zu Kompressoraustritt ist dabei konstant. Durch den geschätzten Isentropenexponent erfolgt eine Berechnung der isentropen Kompressorleistung entsprechend Gleichung H.13. Bei beiden Berechnungen werden die Systemdrücke eingebunden, wobei Druckverluste nach Gleichung 2.9 berücksichtigt sind. Beide Systemdrücke, der Eintrittsdruck in den sowie der Austrittsdruck aus dem Kompressor, unterliegen keinen weiteren Einflüssen, die zur Berechnung des Kompressionsprozesses zu berücksichtigen sind.

$$\dot{W}_{\text{S,v}} = \dot{m}_{\text{KM}} \cdot \left(\frac{1}{\gamma-1}\right) \cdot \frac{p_{\text{ein},2}}{\rho_{\text{ein},2}} \cdot \left(\frac{p_{\text{aus},2}}{p_{\text{ein},2}}\right)^{(\gamma-1)-1} \quad (\text{H.13})$$

Zur Bestimmung des Polytropenexponenten werden die Kältemittelzustände nach Gleichung H.9 und H.10 eingebunden, siehe Gleichung H.14. Es erfolgt eine Berechnung der von dem Kompressor aufzubringenden Leistung für die Druckänderung nach Gleichung H.15 und die Wärmeleistung nach Gleichung H.16, um die Kompressionsleistung nach Gleichung H.17 zu bestimmen, siehe Punkt 2.1.4.

$$n = \frac{\log(p_{\text{aus},2}/p_{\text{ein},2})}{\log(p_{\text{aus},2}/p_{\text{ein},2}) - \log(T_{\text{aus},2}/T_{\text{ein},2})} \quad (\text{H.14})$$

$$\dot{W}_{\text{p}} = \dot{m}_{\text{KM}} \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \frac{p_{\text{ein},2}}{\rho_{\text{aus},2}} \cdot \left(\frac{p_{\text{aus},2}}{p_{\text{ein},2}}\right)^{((n-1)/n)-1} \quad (\text{H.15})$$

$$\dot{Q}_{\text{V}} = \frac{n-\gamma}{n-(\gamma-1)} \cdot \dot{W}_{\text{p}} \quad (\text{H.16})$$

$$\dot{W}_{\text{in,v}} = \dot{W}_{\text{p}} + \dot{Q}_{\text{V}} \quad (\text{H.17})$$

Unter Berücksichtigung der gemessenen elektrischen Leistung des Kompressors ergeben sich die Verluste, siehe Gleichung H.18.

$$\dot{W}_{\text{Verlust}} = \dot{W}_{\text{el}} - \dot{W}_{\text{in,v}} \quad (\text{H.18})$$

Zur Bestimmung der optimalen Variablen werden dem Algorithmus, siehe Punkt 2.3.2, die Konvergenzkriterien in Gleichung H.19 bis H.21 vorgegeben.

$$res_1 = 0 = \frac{\dot{W}_s - \dot{W}_{s,v}}{\dot{W}_s} \quad (\text{H.19})$$

$$res_2 = 0 = \dot{W}_{\text{Verlust}} + \dot{Q}_{\text{ein}} + \dot{Q}_{\text{Umg}} + \dot{Q}_{\text{aus}} \quad (\text{H.20})$$

$$res_4 = 0 = \frac{\dot{W}_{\text{in}} - \dot{W}_{\text{in,v}}}{\dot{W}_{\text{in}}} \quad (\text{H.21})$$

Das Modell gibt die optimierten Variablen nach Gleichung H.22 aus, die für die Berechnung des Kompressionsprozesses eingesetzt werden können, siehe Punkt 2.1.4.

$$\hat{x} = \begin{bmatrix} \dot{Q}_{\text{ein,opt}} \\ \dot{Q}_{\text{Umg,opt}} \\ \dot{Q}_{\text{aus,opt}} \\ \gamma_{\text{opt}} \end{bmatrix} \quad (\text{H.22})$$

Tabelle H.1 zeigt charakteristische Wirkungsgrade des Hubkolbenkompressors im Vergleich zu anderen Modellen.

Tabelle H.1: Charakteristische Wirkungsgrade für Hubkolbenkompressoren in der Größenordnung von 5 cm³ mit R600a als Kältemittel nach Zach [39] und Soger [130].

Kompressor	Modell	Kältemittel	η_{ges}	$\eta_{\text{el}} \cdot \eta_{\text{mech}}$	η_s	Quelle/Jahr
Secop X-Serie	XV5.0	R600a	0,61	0,92	0,66	Untersuchung
Secop Kappa	HKK55AA	R600a	0,52	0,72	0,73	Soger/2008
Secop Delta	HTD101AA	R600a	0,59	0,74	0,80	
Secop Kappa	HXK55	R600a	0,61	0,77	0,79	Zach/2013
Secop Delta	HXD55	R600a	0,63	0,78	0,80	
Danfoss	DLX4KK	R600a	0,62	0,70	0,88	
Embraco	EM2C32 CLT	R600a	0,65	0,76	0,85	

I Stationäre Berechnung des Gefrierschranksältekreislaufs

Bild I.1 zeigt die Berechnung eines stationären Betriebspunkts des Gefrierschranksältekreislaufs mit der Simulationssoftware „Epsilon®Professional“ [82]. Dem Kompressor wird ein isentroper Wirkungsgrad von 0,8 vorgegeben.

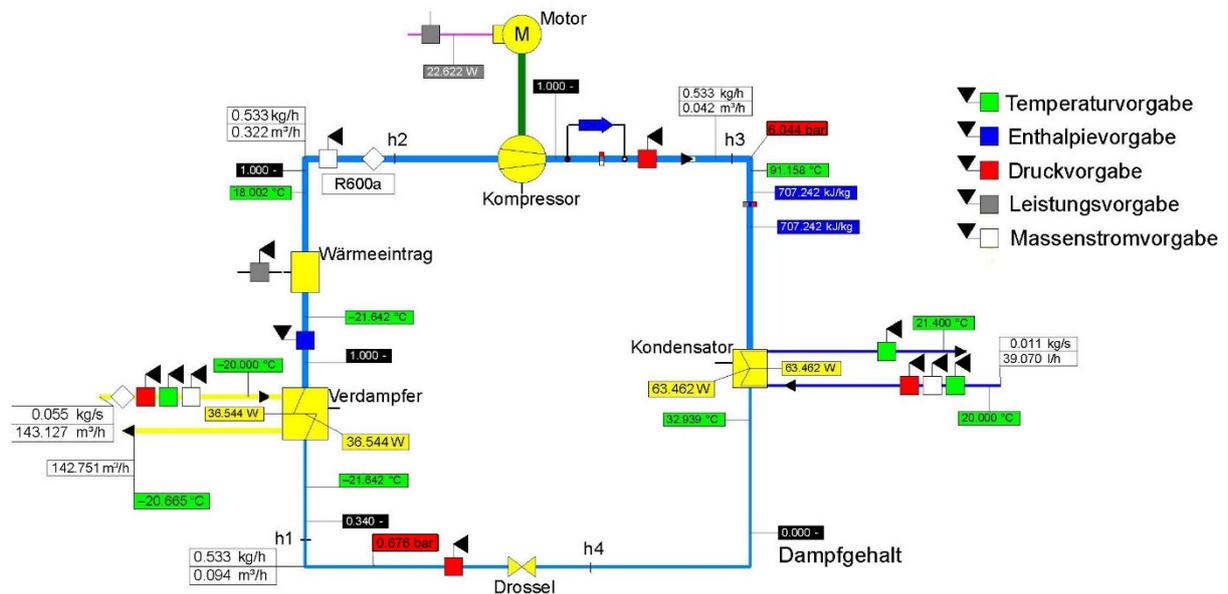


Bild I.1: Simulationsmodell des Gefrierschranksältekreislaufs zur Berechnung des Vergleichsprozesses in Punkt 4.5, siehe **Bild 4.29**. Dem Modell wird ein isentroper Wirkungsgrad des Kompressors von 0,8 vorgegeben. Dieser entspricht dem Mittelwert der durch Vermessungen bestimmten Wirkungsgrade in **Tabelle H.1**. Vorgabewerte, Temperatur, Enthalpie, Druck, Wärmeleistung und Massenstrom, wurden an Messwerte angepasst. Nach dem Verdampfer wird ein zusätzlicher Wärmeeintrag über die Rohrleitung zum Kompressor eingebunden.

J Berechnungen und Ergebnisse zu Kapitel 5

Berechnungen zu den in Punkt 5.1.1 aufgeführten Ergebnissen, Gleichung J.1 bis J.8:

$$\varepsilon_{\text{Sys}} = \frac{Q_{\text{HZ}}}{W_{\text{el}}} = \frac{3,47 \text{ kWh}}{1,12 \text{ kWh}} = 3,1 \quad (\text{J.1})$$

$$\varepsilon_{\text{Sys},1} = \frac{\sum Q_{\text{nutz},x}}{\sum W_x} = \frac{(0,33+0,78) \text{ kWh}}{(1,12+0,32+0,06) \text{ kWh}} = \frac{1,11 \text{ kWh}}{1,5 \text{ kWh}} = 0,74 \quad (\text{J.2})$$

$$\eta_{\text{Sys},1} = \frac{\sum Q_{\text{nutz},x}}{\sum Q_x} = \frac{(0,33+0,78) \text{ kWh}}{(3,47+2,32) \text{ kWh}} = \frac{1,11 \text{ kWh}}{5,79 \text{ kWh}} = 0,19 \quad (\text{J.3})$$

$$\varepsilon_{\text{Sys},2} = \frac{\sum Q_{\text{nutz},x}}{\sum W_x} = \frac{(0,32+0,78+2,78+0,68+0,96) \text{ kWh}}{(1,12+0,79+0,45+0,32+0,06+0,4) \text{ kWh}} = \frac{5,52 \text{ kWh}}{3,14 \text{ kWh}} = 1,76 \quad (\text{J.4})$$

$$\eta_{\text{Sys},2} = \frac{\sum Q_{\text{nutz},x}}{\sum Q_x} = \frac{(0,32+0,78+2,78+0,68+0,96) \text{ kWh}}{(3,47+2,16+1,41+2,32+1,32+0,96) \text{ kWh}} = \frac{5,52 \text{ kWh}}{11,64 \text{ kWh}} = 0,474 \quad (\text{J.5})$$

$$W_{\text{WP1,W}} = 1,12 \text{ kWh} \cdot \frac{(0,4+0,98+0,81) \text{ kWh}}{(0,4+0,98+0,81+1,28) \text{ kWh}} \cdot \frac{(0,4+0,81/2) \text{ kWh}}{(0,4+0,98+0,81) \text{ kWh}} = 0,26 \text{ kWh} \quad (\text{J.6})$$

$$W_{\text{WP1,G}} = 1,12 \text{ kWh} \cdot \frac{(0,4+0,98+0,81) \text{ kWh}}{(0,4+0,98+0,81+1,28) \text{ kWh}} \cdot \frac{(0,98+0,81/2) \text{ kWh}}{(0,4+0,98+0,81) \text{ kWh}} = 0,45 \text{ kWh} \quad (\text{J.7})$$

$$W_{\text{WP1,W}} = 1,12 \text{ kWh} \cdot \frac{1,28 \text{ kWh}}{(0,4+0,98+0,81+1,28) \text{ kWh}} = 0,41 \text{ kWh} \quad (\text{J.8})$$

Berechnungen zu den in Punkt 5.1.2 aufgeführten Ergebnissen, Gleichung J.9 bis J.17:

$$Q_{\text{Diff},1} = \sum Q_{\text{WS3},i} = (2,97 - 1,69 + 1,82 - 2,28) \text{ kWh} = 0,82 \text{ kWh} \quad (\text{J.9})$$

$$Q_{\text{WS3},1} = 75 \text{ kg} \cdot 4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot (64 - 30) \text{ K} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} = 2,97 \text{ kWh} \quad (\text{J.10})$$

$$Q_{\text{R},40^\circ\text{C}} = 75 \text{ kg} \cdot 4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot (40 - 30) \text{ K} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} = 0,87 \text{ kWh} \quad (\text{J.11})$$

$$Q_{\text{Umg},1} = \sum Q_{\text{WS3},1,i} = (2,97 - 1,69 - 0,87) \text{ kWh} = 0,41 \text{ kWh} \quad (\text{J.12})$$

$$Q_{\text{Umg},2} = \sum Q_{\text{WS3},2,i} = (0,87 + 1,82 - 2,28) \text{ kWh} = 0,41 \text{ kWh} \quad (\text{J.13})$$

$$\varepsilon_{\text{Sys},1} = \frac{\sum Q_{\text{nutz},x}}{\sum W_x} = \frac{(0,62+0,75) \text{ kWh}}{(0,95+0,33+0,05) \text{ kWh}} = \frac{1,37 \text{ kWh}}{1,33 \text{ kWh}} = 1,03 \quad (\text{J.14})$$

$$\eta_{\text{Sys},1} = \frac{\sum Q_{\text{nutz},x}}{\sum Q_x} = \frac{(0,62+0,75) \text{ kWh}}{(2,97+1,13+0,8) \text{ kWh}} = \frac{1,37 \text{ kWh}}{4,9 \text{ kWh}} = 0,28 \quad (\text{J.15})$$

$$\varepsilon_{\text{Sys},2} = \frac{\sum Q_{\text{nutz},x}}{\sum W_x} = \frac{(0,62+0,75+2,16+0,8+0,82) \text{ kWh}}{(0,95+0,51+0,33+0,05+0,52) \text{ kWh}} = \frac{5,15 \text{ kWh}}{2,36 \text{ kWh}} = 2,18 \quad (\text{J.16})$$

$$\eta_{\text{Sys},2} = \frac{\sum Q_{\text{nutz},x}}{\sum Q_x} = \frac{(0,62+0,75+2,28+0,8+0,82) \text{ kWh}}{(2,97+1,82+1,13+0,59+0,8+0,82) \text{ kWh}} = \frac{5,15 \text{ kWh}}{8,13 \text{ kWh}} = 0,63 \quad (\text{J.17})$$

Tabelle J.1 zeigt den Stromverbrauch der Haushaltsgeräte inkl. des zusätzlichen Stromverbrauchs der Wärmepumpe in Punkt 5.1.1.

Tabelle J.1: Stromverbrauch der Waschmaschine (W_{WM}), des Geschirrspülers (W_{GS}) und Wäschetrockners (W_{WT}) im Referenzbetrieb und im Systembetrieb für eine Außenlufttemperatur von 10 °C. Der Stromverbrauch der Wärmepumpe aus **Tabelle 5.2** wurde auf die Geräte umgelegt, siehe Gleichung 5.5. Die prozentuale Einsparung bezieht sich auf den Gesamtstromverbrauch der Geräte (W_{ges}) im Referenzbetrieb.

Bezeichnung	W_{WM} /kWh	W_{GS} /kWh	W_{WT} /kWh	W_{ges} /kWh	Einsparung /%
Referenz	1,27	0,87	1,29	3,43	0
Waschen + Spülen + Trocknen	0,58	0,51	2,04	3,14	9

Tabelle J.2 zeigt den Stromverbrauch der Haushaltsgeräte inkl. des zusätzlichen Stromverbrauchs der Wärmepumpe zu **Bild 5.11** in Punkt 5.1.1.

Tabelle J.2: Stromverbrauch der Waschmaschine (W_{WM}), des Geschirrspülers (W_{GS}) und Wäschetrockners (W_{WT}) im Referenzbetrieb und im Systembetrieb für eine Außenlufttemperatur von 10 °C. Der Stromverbrauch der Wärmepumpe wurde mit einer Leistungszahl von 3,1 nach **Bild 5.3** anhand der von den Haushaltsgeräten bezogenen Wärme berechnet und auf die Geräte umgelegt, siehe Gleichung 5.5. Die prozentuale Einsparung bezieht sich auf den Gesamtstromverbrauch der Geräte (W_{ges}) im Referenzbetrieb.

Bezeichnung	W_{WM} /kWh	W_{GS} /kWh	W_{WT} /kWh	W_{ges} /kWh	Einsparung /%
Referenz	1,27	0,87	1,29	3,43	0
Waschen + Spülen + Trocknen	0,49	0,42	1,34	2,26	34

Tabelle J.3 zeigt den Stromverbrauch der Haushaltsgeräte inkl. des zusätzlichen Stromverbrauchs der Wärmepumpe zur Potentialabschätzung zu **Bild 5.12** in Punkt 5.1.2.

Tabelle J.3: Stromverbrauch der Waschmaschine (W_{WM}), des Geschirrspülers (W_{GS}) und Wäschetrockners (W_{WT}) im Referenzbetrieb und im Systembetrieb für eine Außenlufttemperatur von 10 °C. Der Stromverbrauch der Wärmepumpe aus **Tabelle 5.3** wurde auf die Geräte umgelegt, siehe Gleichung 5.5. Die prozentuale Einsparung bezieht sich auf den Gesamtstromverbrauch der Geräte (W_{ges}) im Referenzbetrieb.

Betrieb bei 10 °C Außenluft	W_{WM} /kWh	W_{GS} /kWh	W_{WT} /kWh	W_{ges} /kWh	Einsparung /%
Referenz	1,27	0,87	1,29	3,43	0
Waschen+ Spülen + Trocknen	0,66	0,39	1,31	2,36	31

Tabelle J.4 zeigt die Betriebsparameter des quasi-stationären Betriebs des Kühlschranks und des Gefrierschranks für eine 24 h-Vermessung.

Tabelle J.4: Betriebsparameter für den quasi-stationären Betrieb der 24-h Vermessung des Kühlschranks und des Gefrierschranks mit synchronisierten Kühlzyklen.

Beschreibung	Einheit	Kühlschrank	Gefrierschrank
Umgebungstemperatur	°C	19-20	19-20
Sollinnenraumtemperatur	°C	7	-20
Kühlwassereintritt (Kühlzyklus)	°C	0,6-5	2,9-9,6
Kühlwassereintritt (Wärmeaufnahme)	°C	0,6-2,5	2,9-9,6
Betriebszyklusdauer (\emptyset)	min	85	85
Stillstand zwischen den Zyklen (\emptyset)	min	11	11
Betriebszyklen	1/d	15	15
Wärmeeintrag in das Kühlwasser	kWh/a	135,7	431,2
Stromverbrauch Elektronik	kWh/a	7,0	7,0
Stromverbrauch Lüfter	kWh/a	8,5	8,5
Stromverbrauch Kompressor	kWh/a	-	117,1
Gesamtstromverbrauch	kWh/a	15,5	132,6

K Aufstellung der Kosten für die Geräte und Umbaumaßnahmen

Zusätzliche Komponenten und Kosten für den Systemaufbau nach Punkt 5.3 sind in **Tabelle K.1** aufgeführt. **Tabelle K.2** zeigt die detaillierte Aufstellung der Umbaumaßnahmen, die an den Haushaltsgeräten vorzunehmen sind, siehe Kapitel 4.

Tabelle K.1: Liste mit zusätzlichen Anschaffungen und Kosten für das Systemmodul in **Bild 5.20**.

Gerät	Modell	Einzel- preis /€	Kosten /€
Pumpe	RS PRO Wasserpumpe, 1,6 W, max. 1,9 m, bis 39 l/h	69,76	30,24*
Magnetventil	Kunststoff-Magnetventile Serie RMD, 0-10 bar, DN: 4 mm	21,45	15,34*
Warmwasserspeicher	actoSTOR VIH QL 75	996,90	431,99
Kältespeicher	VWZ MPS 40	418,90	181,52
Anschlussmaterial	Leitungen, Isolierung und Verbindungsstücke	50,00	21,67
		Gesamt*:	726,34

*Die Kosten beinhalten jeweils zwei Pumpen und Magnetventile.

Tabelle K.2: Übersicht der der Umbauten für die Haushaltsgeräte mit Komponenten.

Gerät	Modell	Umbaumaßnahmen	Preis	Anmerkung
Waschmaschine	WWE 860 WPS	-	1.146,- €	Der Gerätezustand bleibt erhalten.
Geschirrspüler	G 6360 SCVi	-	1.211,- €	Der Gerätezustand bleibt erhalten.
Wäschetrockner	TCE 630 WP	<u>Ausbau:</u> - Scrollkompressor - Kältemittel - Anlaufkondensator - Trockner/Drossel	949,- €	<u>Abzügliche Kosten:</u> - 104,- € (Kompressor) - 8,67 € (andere Komponenten) <u>Gerätekosten:</u> 836,33 €
Kühlschrank	K 35473 ID	<u>Ausbau:</u> - Hubkolbenkompressor - Inverter - Kältemittelkondensator - Kältemittelverdampfer - Trockner/Drossel - Kältemittel <u>Einbau:</u> + Rohrwärmeübertrager	1.799,- €	<u>Abzügliche Kosten:</u> - 161,20 € (Kompressor) - 52,- € (andere Komponenten) <u>Gerätekosten:</u> 1585,80 €
Gefrierschrank	FN 12740 S-1	<u>Ausbau:</u> - Hubkolbenkompressor (7,2 cm ³) - Kältemittelkondensator <u>Einbau:</u> + Hubkolbenkompressor (5 cm ³) + Plattenwärmeübertrager (Kondensator)	1.379,- €	Da die ausgebauten Komponenten ersetzt werden, ist von keinen reduzierten Anschaffungskosten auszugehen. Die Kosteneinsparungen durch den kleineren Kompressor werden von dem teureren Kondensator ausgeglichen.
Gesamtkosten:			6.484,- €	6.158,13 €

L Messdaten des Wärmepumpenmodells

Tabelle L.1 zeigt die Messdaten, die dazu genutzt wurden, um das Modell der Wärmepumpe entsprechend dem dargestellten Ansatz in Punkt 2.3.1 zu generieren, siehe Punkt 6.1. Weitere Messpunkte zur Validierung der Genauigkeit der Funktion sind in **Tabelle L.2** aufgeführt.

Tabelle L.1: Messdaten der Funktion in **Bild 6.2a**. Für die Betriebspunkte wurde jeweils zwei Bestätigungsexperiment durchgeführt, woraus sich die Standardabweichung zum Mittelwert ergibt. Die Abweichung bezieht sich auf die Messung und die Funktion (Gleichung 6.1) des Gütegrades, siehe **Bild 6.2b**.

Betriebspunkt	Solerücklauf/ °C	Heizkreisvorlauf/ °C	Leistungszahl	Gütegrad (Messung)	Standardabweichung/ %	Gütegrad (Funktion)	Abweichung (Gütegrad)/ %
B-10/W25	-10,00	24,95	3,52	0,41	0,37	0,384	5,07
B-10/W45	-9,97	44,91	2,56	0,44	0,21	0,119	0,61
B-10/W65	-10,01	64,68	1,90	0,42	0,94	0,315	22,68
B5/W25	5,09	25,08	4,90	0,33	1,49	0,464	4,31
B5/W45	5,05	44,88	3,72	0,47	1,06	0,445	0,45
B5/W65	5,11	64,83	2,62	0,46	0,23	0,369	4,62
B20/W25	20,17	25,23	6,63	0,11	0,13	0,324	6,76
B20/W45	20,13	45,32	4,34	0,34	0,16	0,440	7,65
B20/W65	19,86	64,81	3,16	0,42	3,19	0,443	5,26

Tabelle L.2: Messdaten des Wärmepumpenkennfelds. Die Abweichung bezieht sich auf die Messung und die Funktion (Gleichung 6.1) des Gütegrades, siehe **Bild 6.2c**.

Betriebspunkt	Solerücklauf/ °C	Heizkreisvorlauf/ °C	Leistungszahl (Messung)	Gütegrad (Messung)	Gütegrad (Funktion)	Abweichung (Gütegrad)/ %
B-5/W25	-5,01	25,15	3,84	0,39	0,38	1,99
B0/W25	-0,03	25,05	4,19	0,35	0,35	0,30
B10/W25	10,06	25,25	5,08	0,26	0,26	2,32
B15/W25	14,96	25,04	5,84	0,20	0,20	0,42
B20/W25	19,95	25,09	6,29	0,11	0,12	11,96
B-10W35	-9,91	34,96	3,06	0,44	0,44	1,01
B-5/W35	-5,01	35,09	3,41	0,44	0,44	0,18
B0/W35	0,06	35,19	3,96	0,45	0,43	3,63
B5/35	4,97	35,00	4,26	0,42	0,41	1,04
B10/W35	10,10	35,39	4,71	0,39	0,38	2,00
B15/W35	14,99	35,03	4,75	0,31	0,33	6,00
B20/W35	19,97	35,02	5,87	0,29	0,27	7,12
B-5/W45	-4,99	45,00	2,73	0,43	0,46	8,26
B0/W45	0,08	45,06	3,43	0,49	0,47	2,93
B10/W45	10,02	45,56	4,17	0,47	0,45	3,75
B15/W45	15,02	44,80	4,61	0,43	0,41	4,64
B-10W55	-10,01	55,03	2,17	0,43	0,40	5,82
B-5/W55	-5,05	55,07	2,35	0,43	0,44	2,12
B0/W55	0,02	55,04	2,64	0,44	0,46	4,99
B5/55	4,55	54,97	3,10	0,48	0,47	0,57
B10/W55	9,95	55,23	3,32	0,46	0,47	3,01
B15/W55	15,01	55,02	3,46	0,42	0,46	8,03
B20/W55	19,99	55,04	3,81	0,41	0,43	5,02
B0/W65	0,05	65,41	2,12	0,41	0,41	0,42
B15/W65	15,05	65,24	3,19	0,47	0,45	4,13

M Ergebnisse zu Kapitel 6

Tabelle M.1 zeigt die Ergebnisse für Geräte mit flexiblen Betriebszeiten für zwei Systemkonfigurationen mit unterschiedlichen Warmwasserspeichervolumina (39 l und 60 l), siehe Punkt 6.3. In **Tabelle M.2** sind die Ergebnisse für den Betrieb bei unterschiedlichen Außenlufttemperaturen der Variante mit 60 l Warmwasserspeicher aufgeführt, siehe Punkt 6.5.

Tabelle M.1: Stromverbrauch der Waschmaschine (W_{WM}), des Geschirrspülers (W_{GS}) und Wäschetrockners (W_{WT}) im Referenzbetrieb und im Systembetrieb für eine Außenlufttemperatur von 10 °C. Zu Beginn eines Systemdurchlaufs wurde die Warmwasserspeichertemperatur (T_{WS3}) auf 20 °C und 30 °C gesetzt. Der Stromverbrauch der Wärmepumpe zum Heizen und Kühlen ist mit in dem Stromverbrauch der Geräte berücksichtigt. Die prozentuale Einsparung bezieht sich auf den Gesamtstromverbrauch der Geräte (W_{ges}) im Referenzbetrieb mit Systemleistungszahl (ϵ) und Wärmeausnutzungsgrad (η). Im Solerücklauf wird eine minimale Temperaturdifferenz zur Außenlufttemperatur eingehalten ($\Delta T = 5$ K).

Bezeichnung (Warmwasserspeichertemperatur)	W_{WM} /kWh	W_{GS} /kWh	W_{WT} /kWh	W_{ges} /kWh	ϵ_{Sys} /-	η_{Sys} /-	Einsparung /%
Referenz	1,27	0,87	1,29	3,43	-	-	0
39 l Kältespeicher (20 °C)	0,67	0,42	1,34	2,43	2,05	0,51	29
60 l Kältespeicher (20 °C)	0,63	0,36	1,31	2,30	2,31	0,64	33
60 l Kältespeicher (30 °C)	0,59	0,32	1,22	2,13	2,49	0,78	38

Tabelle M.2: Stromverbrauch der Waschmaschine (W_{WM}), des Geschirrspülers (W_{GS}) und Wäschetrockners (W_{WT}) im Referenzbetrieb und im Systembetrieb für unterschiedliche Außenlufttemperaturen. Der Stromverbrauch der Wärmepumpe zum Heizen und Kühlen ist mit in dem Stromverbrauch der Geräte berücksichtigt. Die prozentuale Einsparung bezieht sich auf den Gesamtstromverbrauch der Geräte (W_{ges}) im Referenzbetrieb. Im Solerücklauf wird eine minimale Temperaturdifferenz zur Außenlufttemperatur eingehalten ($\Delta T = 5$ K) und die Warmwasserspeichertemperatur liegt zu Beginn der Testreihe bei 30 °C. Gegeben sind auch die Systemleistungszahl (ϵ) und der Wärmeausnutzungsgrad (η).

Betrieb	W_{WM} /kWh	W_{GS} /kWh	W_{WT} /kWh	W_{ges} /kWh	ϵ_{Sys} /-	η_{Sys} /-	Einsparung /%
Referenz	1,27	0,87	1,29	3,43	-	-	0
-10 °C Außenluft	0,59	0,35	1,42	2,36	2,83	0,79	31
0 °C Außenluft	0,57	0,32	1,35	2,24	2,99	0,79	35
10 °C Außenluft	0,55	0,30	1,28	2,13	3,15	0,79	38
20 °C Außenluft	0,54	0,28	1,23	2,05	3,27	0,79	40
30 °C Außenluft	0,52	0,26	1,19	1,98	3,39	0,79	42